МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ «КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ»

На правах рукопису

СІРИЙ ОЛЕКСАНДР АНАТОЛІЙОВИЧ

УДК 621.43.056:632.15

ВПЛИВ ПАРАМЕТРІВ СТРУМЕНЕВО-НІШЕВОЇ СИСТЕМИ НА РОБОЧИЙ ПРОЦЕС ПАЛЬНИКОВИХ ПРИСТРОЇВ

05.14.14 – Теплові та ядерні енергоустановки

Дисертація на здобуття вченого ступеня

кандидата технічних наук

Науковий керівник

Абдулін Михайло Загретдинович

кандидат технічних наук, доцент

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, СИМВОЛІВ І СКОРОЧЕНЬ		7
ВСТУП		10
Розділ 1	СУЧАСНИЙ СТАН ПРОБЛЕМИ ВИКОРИСТАННЯ	
	ГАЗОПОДІБНИХ ПАЛИВ ТА ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕННЯ	16
1.1	Основні поняття теорії горіння органічних палив	16
1.2	Особливості спалювання газів.	19
1.3	Призначення та структурна будова пальникових пристроїв	20
1.4	Особливості робочого процесу пальникових пристроїв	21
1.5	Основні газодинамічні схеми пальників	24
1.6	Умови стабілізації факелу та основні вимоги до стабілізаторів	
	полум'я	25
1.7	Струменева стабілізація факелу	30
1.8	Технології спалювання палива НТУУ «КПІ»	30
	1.8.1 Струменево-стабілізаторні та струменеві технології	
	інтенсифікації спалювання палива	30
	1.8.2 Дифузійно-стабілізаторні технології інтенсифікації	
	спалювання палива	34
	1.8.3 Струменево-нішева технологія спалювання палива	36
1.9	Висновки і завдання досліджень	39
Розділ 2	ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИЙ СТЕНД ТА МЕТОДИКА	
	ПРОВЕДЕННЯ ВИМИРІВ	42

2.1	Опис конструкції експериментального стенду для проведення	
	досліджень параметрів робочого процесу СНС	42
2.2	Методика проведення досліджень	44
2.3	Методика термоанемометричних вимірювань в робочому	
	каналі СНС	46
2.4	Методика обробки експериментальних даних	49
2.5	Методика обробки експериментальних вимірювань еколого-	
	економічних показників роботи водогрійних котлів	52
2.6	Оцінка похибок вимірювання	56
	2.6.1 Похибка вимірювання температури повітря	56
	2.6.2 Похибка вимірювання атмосферного тиску	57
	2.6.3 Похибка визначення динамічного напору	57
	2.6.4 Похибка визначення витрати палива	58
	2.6.5 Похибка визначення витрати повітря	60
	2.6.6 Похибка вимірювання температури у факелі	60
	2.6.7 Похибка вимірювання емісійних характеристик СНС	62
	2.6.8 Похибка проведення термоанемометричних досліджень	63
2.7	Фізична модель робочого процесу СНС	63
2.8	Методи планування експерименту при дослідженні ПП	66
2.9	Висновки до розділу 2	68
Розділ 3	РЕЗУЛЬТАТИ МАТЕМАТИЧНОГО МОДЕЛЮВАННЯ	
	ПАРАМЕТРІВ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ В СНС	69

3.1	Математична модель розрахунку параметрів робочого процесу	
	СНС	69
3.2	Моделювання гідродинаміки потоку в СНС	72
3.3	Дослідження гідродинаміки потоку повітря в СНС за	
	допомогою методів термоанемометрії	76
3.4	Моделювання процесу сумішоутворення в СНС	78
3.5	Моделювання температури продуктів згоряння в умовах СНС	81
3.6	Висновки до розділу 3	82
Розділ 4	ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСІВ МАСООБМІНУ, ПУСКОВИХ ТА	
	ЗРИВНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ФАКЕЛУ В СНС	84
4.1	Визначення масообмінних характеристик рециркуляційної течії	
	в СНС	84
4.2	Характеристики процесу «бідного» зриву полум'я в СНС	90
4.3	Визначення характеристик «багатого» зриву полум'я в СНС	94
4.4	Експериментальне дослідження горіння поодинокого	
	перпендикулярного струменя в СНС	98
4.5	Вплив геометричних параметрів нішевої порожнини на межі	
	сталого горіння в системі	100
4.6	Особливості процесу стабілізації факелу в СНС при виході на	
	номінальні витрати палива	106
4.7	Визначення гідравлічного опору СНС	112
4.8	Вплив основних геометричних параметрів паливорозподілу на	
	пускові і «зривні» характеристики СНС	117

4.9	Рекомендації для раціонального вибору параметрів	
	паливорозподілу при проектуванні ПП типу СНТ	125
4.10	Висновки до розділу 4	127
Розділ 5	ДОСЛІДЖЕННЯ ЕМІСІЙНИХ ТА ЕНЕРГЕТИЧНИХ	
	ХАРАКТЕРИСТИК ПАЛЬНИКІВ СНТ	129
5.1	Дослідження температурного стану факелу	129
5.2	Дослідження емісійних характеристик при спалюванні з газу	124
	СНС	134
	5.2.1. Загальна характеристика емісії СО та NO _x в CHC	134
	5.2.2. Вплив геометричних параметрів паливорозподілу на	
	емісійні якості СНС	136
	5.2.3. Порівняльні результати газового аналізу продуктів	
	згоряння при спалюванні природного та зрідженого газів	139
	5.2.4. Аналіз приведених емісійних характеристик пальникових	
	модулів на основі СНС	141
5.3	Результати еколого-теплотехнічних випробувань пальників в	
	промислових умовах	146
	5.3.1. Випробування пальників на водогрійному котлі	146
	5.3.2. Застосування технологічних засобів зниження емісії	
	окислу азоту на ВО	151
	5.3.2.1. Застосування рециркуляції продуктів згоряння на	
	водогрійному котлі	151
	5.3.2.2. Вплив зволоження повітря на емісійні	
	характеристики пальників СНТ	155

5.4 Висновки до розділу	159
ВИСНОВКИ	161
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	165
ДОДАТОК А Теплофізичні характеристики промислових горючих газів	179
ДОДАТОК Б Характеристики сучасного газопальникового обладнання	180
ДОДАТОК В Приклад побудови регресійної залежності для надлишку повітря в СНС на межі «бідного» зриву факелу з використанням методу	
планування експерименту	183
ДОДАТОК Г Результати еколого-теплотехнічних випробувань вогнетехнічного обладнання модернізованого на основі СНТ	190
ДОДАТОК Д Документи, що підтверджують впровадження результатів	
роботи	195

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, СИМВОЛІВ І СКОРОЧЕНЬ

Умовні позначення:

- Q^{p}_{n} нижча теплота спалювання палива, КДж/(м³);
- F площа перетину повітряного каналу, м²;
- К_f коефіцієнт захаращення прохідного перетину потоку;

Р - тиск, Па;

l_ф - довжина факелу, м;

- N_п теплова потужність пальника, МВт
- Т температура в області горіння, К;
- Т_о температура окисника, К;
- $\eta_{\rm z}$ коефіцієнт повноти згоряння палива;
- *W*-швидкість потоку, м/с;
- ζ коефіцієнт місцевого аеродинамічного опору;
- α коефіцієнт надлишку повітря;
- λ коефіцієнт теплопровідності, Вт/(м·К);
- *G* витрата, г/с;
- α_{Σ} балансний коефіцієнт надлишку повітря в СНС;
- L₀ стехіометричний коефіцієнт;

L - довжина ніші, мм;

Н - глибина ніші, мм;

- Н_к висота повітряного каналу, мм;
- *d* діаметр газоподавальних отворів, мм;
- \overline{S} відносний крок розташування паливних отворів;
- L₁. відстань від газоподавальних отворів до зривної кромки ніші;
- q гідродинамічний параметр;
- *h*_с далекобійність струменів палива;
- *Q* кількість теплоти, Дж;

n - коефіцієнт масообміну;

т - кількість газоподавальних отворів в паливному колекторі, шт;

- Re число Рейнольдса;
- Fr число Фруда;
- g гравітаційне прискорення, м/с²
- ρ густина, кг/м³;
- *v* коефіцієнт динамічної в'язкості, м²/с;
- $C_{\rm p}$ питома ізобарна теплоємність, КДж/(нм³·К);
- ζ коефіцієнт гідравлічного опору;

Основні індекси:

- П повітря;
- Г паливо;
- СМ паливноповітряна суміш;
- К повітряний канал;
- СС стабілізація факелу на струменях;

Основні скорочення:

- ПП пальниковий пристрій;
- ВО вогнетехнічний об'єкт;
- ККД коефіцієнт корисної дії;
- ГТД газотурбінний двигун;
- КЗ камера згоряння;
- СНС струменево-нішева система;
- СНТ пальники струменево-нішевого типу;
- ЖКГ житлово-комунальне господарство;
- 33С зона зворотніх струмів;

ТЕП - термоелектричний перетворювач;

К_{р.р} - коефіцієнт робочого регулювання пальника;

ТЕУ Т та AEC - кафедра теплоенергетичних установок теплових та атомних електричних станцій;

НТУУ «КПІ» - Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут» ;

ВСТУП

Актуальність теми. Основним джерелом енергії для потреб людства (опалення, електроенергія, транспорт, промисловість та ін.) є органічне паливо, досвід використання якого, починаючи від деревини, вугілля, смоли, сирої нафти та ін. нараховує сотні тисяч років. У зв'язку з обмеженістю невідновлюваних паливних ресурсів, В останній час відбувається інтенсивний пошук та освоєння альтернативних джерел енергії (енергія вітру, сонця, землі та ін.), але на сьогоднішній день вони не окупаються економічно і мають значні екологічні проблеми.

Простота використання в промисловості як основного палива природного газу, його екологічність, високий рівень розвитку інфраструктури, а також вигідне географічне положення України з точки зору транспортування та споживання палива, визначили широке розповсюдження природного газу в промисловості та енергетиці. В порівнянні з альтернативними горючими газами (генераторним, доменним, шахтним, біогазом) природний газ має найпривабливіші характеристики (дод. А) і в найближчий час його швидка заміна на альтернативні палива в хімічній, важкій промисловості та енергетиці неможлива. Таким чином, актуальним на найближчий період є впровадження сучасних енергоефективних технологій, які б задовольняли вимогам по рівню емісії шкідливих викидів, а також дозволяли б в найкоротші терміни окупити затрати на модернізацію застарілого обладнання за рахунок підвищення його економічності.

Виходячи з особливості умов експлуатації вітчизняного вогнетехнічного обладнання (ВО), однією з найголовніших проблем залишається також збереження ефективності роботи вогнетехнічного обладнання на змінних режимах експлуатації.

Слід зазначити, що значна частина ВО України вичерпала свій фізичний та моральний ресурс. Одним із шляхів вирішення цієї проблеми є проведення його маловитратної модернізації з впровадженням сучасного паливовикористовуючого обладнання. Визначальним напрямком в цій ситуації є орієнтація на вітчизняні технології, які вигідно відрізняються від імпортних аналогів за рахунок кращої

адаптованості до вітчизняного ВО, а також більш сприятливою ціновою політикою вітчизняних виробників.

Отже, вирішення поставленої задачі можливе у випадку визначення підходу, який би дозволив за допомогою ефективної технології розв'язати ряд актуальних задач з енергоефективності. В тому числі при модернізації існуючого ВО:

- енергетичних та водогрійних котлів;
- вогнетехнічного обладнання хімічного, будівельного, сільського та транспортного господарства.

Однією з найбільш ефективних паливоспалюючих вітчизняних технологій, яка дозволяє надійно та ефективно працювати в широкому діапазоні робочих навантажень ВО є струменево-нішева технологія (СНТ) [1]. На сьогоднішній день на основі СНТ проведено модернізацію близько 1000 ВО України та зарубіжжя. Модернізовані міські тепломережі міст: Житомир, Луганськ, Алчевськ, Горлівка, Александрія та ін. Модернізовані мартенівські печі, сталеплавильні міксери, пости на Запоріжсталі, Енакієвському меткомбінаті, розігріву ковшів сушки та Маріупольському металургійному комбінаті імені Ілліча. Проведено заміну застарілого обладнання на ВО декількох десятків лікеро-горілчаних та цукрових заводів та ін. Поряд з проблемами, пов'язаними з необхідністю економії дефіцитних енергоресурсів, нагальними є вимоги стосовно розширення меж потужності пальникових пристроїв за рахунок: зниження пускових тисків палива, забезпечення нормативних показників по емісії шкідливих речовин та глибині вигоряння палива.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Основні результати отримано при виконанні робіт. пов'язаних 3 виконанням фундаментальних та прикладних досліджень, які виконувались на кафедрі ТЕУ Т і АЕС НТУУ «КПІ» по темах: д/б НДР № 2539-п (державний реєстраційний номер 0112U001751) «Підвищення ефективності та надійності функціонування устаткування ТЕС та малої енергетики в змінних режимах експлуатації»; д/б НДР № 2637-п (державний реєстраційний номер 0113U001773) «Розробка технології використання скидних енергоресурсів та альтернативних паливних газів на основі їх високоефективного спалювання» протягом 2013-2015 р.р.

Мета і задачі дослідження. Мета дисертаційної роботи полягає у визначенні шляхів підвищення рівня ефективності роботи ВО в умовах змінних режимів його експлуатації за рахунок розширення меж сталої роботи пальників та коефіцієнта робочого регулювання модернізованих об'єктів, зниження витрати палива на пускових режимах з максимально можливим збереженням конструкції існуючого ВО. Адаптація робочого процесу пальникових пристроїв (ПП) СНТ до спалювання газів з різною стехіометрією, а також визначення технологічних можливостей щодо зниження емісії шкідливих речовин у навколишнє середовище.

Для досягнення поставленої мети були сформульовані наступні задачі:

1. Проведення візуалізації структури течії потоку в струменево-нішевій системі (СНС) в умовах ізотермічних продувок, а також при спалюванні палива при зміні геометричних параметрів нішевого стабілізатора.

2. Дослідження закономірності процесів гідродинаміки та сумішоутворення в СНС в залежності від її геометричних характеристик експериментальним шляхом та за допомогою методів розрахункової газової динаміки.

3. Визначення закономірності процесів масообміну активного потоку із зоною рециркуляції в нішевій порожнині, а також встановлення межі та умови сталої роботи системи без «зриву» полум'я.

4. Проведення дослідження зривних характеристик факелу в СНС з метою удосконалення конфігурації струменево-нішевого стабілізатора полум'я.

5. Визначення характеристик СНС стосовно конструктивних та режимних параметрів паливорозподілу, які визначають дифузійно-кінетичний механізм спалювання газу в пальниках.

6. Мінімізація емісії токсичних оксидів азоту (NO_x) та оксиду вуглецю (CO) за рахунок вибору геометричних параметрів CHC, а також впровадження технологічних прийомів зниження шкідливих викидів в навколишнє середовище.

7. Розробка науково-обгрунтованих рекомендацій з приводу впровадження універсального ПП на основі СНТ з удосконаленою конструкцією струменевонішевого стабілізатору полум'я, який має забезпечити покращені пускові та робочі характеристики газових водогрійних котлів з можливістю використання газоподібних палив зі стехіометричним складом пальної суміші в межах 10-25.

Об'єкт дослідження – процес дифузійно-кінетичного спалювання газоподібного палива в пальникових пристроях струменево-нішевого типу.

Предмет дослідження – закономірності процесів гідродинаміки, сумішоутворення і горіння в струменево-нішевій системі стабілізації полум'я при зміні її геометричних та режимних параметрів.

Методи дослідження. Вирішення поставлених задач досягалося використанням експериментальних, чисельних методів, а також випробувань в промислових умовах запропонованих технічних рішень. Кінцеве впровадження супроводжувалося випробуваннями модернізованого котельного агрегату на основі CHT експлуатації. Достовірність в умовах промислової чисельних даних порівнювалась 3 результатами лабораторних експериментів. Обробка та узагальнення отриманих експериментальних, чисельних та промислових результатів проводилася за допомогою ЕОМ.

Наукова новизна одержаних результатів. У результаті виконаних в дисертації досліджень вперше отримані такі наукові результати:

1. Проведено аналіз теплової моделі стабілізації полум'я в СНС в залежності від масообмінних характеристик рециркуляційної зони в нішевій порожнині. Вперше визначені особливості масообмінних процесів в струменево-нішевому стабілізаторі на пускових режимах роботи ПП СНТ.

2. Вперше отримано експериментальні дані та одержано узагальнюючі залежності стосовно меж сталої роботи струменево-нішевого стабілізатору полум'я при спалюванні газоподібних палив різних за своїми стехіометричними характеристиками.

3. Визначені можливості щодо впровадження технологічних засобів придушення емісії окису азоту – рециркуляція продуктів згоряння на пальники, а також зволоження дуттєвого повітря - при спалюванні природного газу в умовах промислової експлуатації паливовикористовуючого обладнання об'єктів тепломереж модернізованих на основі СНТ.

4. Розроблено науково-методичні основи проектування ПП СНТ, які дозволяють виготовляти пальники для різних технічних умов. Запропонована система дозволяє систематизувати значний технічний досвід проектування газопальникового обладнання.

5. Практичне значення одержаних результатів.

1. Виконано поліпшення пускових характеристик пальників СНТ за рахунок відповідної зміни геометричних параметрів паливорозподілу та ніші в СНС.

2. На основі практичних результатів випробувань СНС при спалюванні газоподібного палива з різним стехіометричним складом (зріджений та природний газ) сформульовано рекомендації щодо адаптації пальників СНТ до спалювання газів з різною теплотворною здатністю.

3. Отримані результати дозволили провести маловитратну модернізацію котлів «Житомиртеплокомуненерго» з досягненням нормативних показників по емісійним та режимним характеристикам ВО (оксиди азоту та вуглецю). Показники економії за опалювальний період 2013 – 2014 р.р. на котлі КВГМ-20 склали понад 3% витрати палива.

4. В результаті промислових випробувань ВО отримані характеристики емісії окислів азоту при застосуванні технологічних засобів їх зниження. Отримані результати можуть бути застосовані для водогрійних котлів теплопродуктивністю до 10 Гкал.

5. Узагальнюючі залежності, отримані в результаті обробки експериментальних і розрахункових даних використані в методиці розрахунку ПП НВО «СНТ».

6. Результати дисертації використовуються в навчальному процесі кафедри ТЕУ Т і АЕС НТУУ «КПІ» при проведенні лабораторних і практичних занять.

Особистий внесок здобувача. Основні наукові результати дисертаційної роботи здобувачем отримані самостійно. Особистий внесок стосується постановки задачі дослідження, розробки та реалізації методів фізичного моделювання основних стадій робочого процесу, аналізі та узагальненні основних

експериментальних даних та в удосконаленні методики проектування пальникових пристроїв для вогнетехнічного обладнання (ВО).

Автор приймав безпосередню участь у проведенні лабораторних стендових випробувань, замірів всіх необхідних параметрів для визначення витрат компонентів, емісійних та зривних характеристик, а також замірів компонентів продуктів згоряння палива. Всі чисельні розрахунки автором виконані самостійно, основні результати зіставленні з експериментальними даними, отриманими власноруч або з даними інших авторів. Аналіз результатів експериментальних та числових досліджень, а також їх узагальнення, промислові випробування пальникових пристроїв із урахуванням результатів дисертації проведені при безпосередній участі автора роботи.

результатів дисертації. Основні Апробація положення дисертації заслуховувались та обговорювались на: X, XI, XII-й міжнародних науковопрактичних конференціях аспірантів, магістрантів, студентів «Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики», НТУУ «КПИ», ТЕФ (Київ, Україна, 2012, 2013, 2014 pp.), науковій конференції «Інноваційний потенціал науки – XXI сторіччя. Запоріжжя: Південноукраїнський гуманітарний альянс», (Запоріжжя, березень 2013 р.), Науковій конференції «Россия – Украина – Сколково. Единое информационное пространство» (м. Київ, червень 2013 р.), XXIII міжнародній конференції країн СНД «Проблеми екології та експлуатації об'єктів енергетики» (м. Ялта, червень 2013 р.), VIII Міжнародної науково-практичної конференції «Повышение эффективности энергетического оборудования» (м. Москва, грудень 2013 р.), а також на наукових семінарах кафедри ТЕУ Т та АЕС НТУУ «КПІ» «Підвищення ефективності використання органічних палив в енергетиці та промисловості» присвячених пам'яті видатного вченого в галузі створення технологій спалювання Христича В.О. НТУУ «КПІ» (м. Київ, листопад 2012, 2013, 2014, 2015 pp.).

Робота складається зі вступу, п'ятьох розділів, висновків, списку використаних джерел. Обсяг роботи становить 194 сторінки, у тому числі список використаних джерел зі 129 найменувань на 13 сторінках.

РОЗДІЛ 1

СУЧАСНИЙ СТАН ПРОБЛЕМИ ВИКОРИСТАННЯ ГАЗОПОДІБНИХ ПАЛИВ ТА ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕННЯ

1.1 Основні поняття теорії горіння органічних палив

Горіння є першим складним технічним процесом, який був освоєний людиною. Його складність підкреслюється декількома факторами. Перший з яких – це багатокомпонентність палива, що являє собою складний комплекс природних органічних речовин; по друге – горіння є нерівноважним процесом. Тому, при розв'язуванні задач теорії горіння, необхідно одночасно розв'язати нестаціонарні задачі масо та тепло переносу і хімічної кінетики у рухомих потоках, найчастіше при наявності турбулентності, яка викликається безпосередньо самим процесом горіння. Найбільш простим та вивченим сьогодні є горіння газів.

Вагомий вклад в сучасну теорію горіння пов'язаний з роботами присвяченими питанням теплового вибуху [2]. Франк-Каменецьким разом із Я.Б. Зельдовичем розроблена теорія розповсюдження ламінарного фронту полум'я в попередньо перемішаних сумішах [3, 4]. До основних класичних робіт слід віднести теорію детонації отриману практично одночасно фон Нейманом, Дьорінгом та Зельдовичем.

Процеси горіння класифікують за швидкістю проходження реакції і розрізняють повільне та детонаційне горіння. Повільне горіння ще має назву дефлаграційного і розповсюджується з дозвуковою швидкістю в основному за рахунок теплопровідності від високо нагрітих продуктів згоряння до свіжої пальної Детонаційне спалювання відбувається завдяки суміші. нагріву початкових компонентів ударною хвилею яка рухається з надзвуковою швидкістю [5, 6]. В залежності від характеру протікання повільне горіння поділяється на турбулентне та ламінарне. В окремих умовах турбулентне горіння може переходити В детонацію [6].

У випадку, якщо окисник та пальне знаходяться в різних фазах, то горіння називають гетерогенним. Реакція окиснення протікає найчастіше в газовій фазі

дифузійним способом, при цьому частина теплоти витрачається на термічне розкладання та випаровування пального.

В залежності від впливу процесу змішування пального з окисником розрізняють два види горіння, перший – це горіння заздалегідь перемішаної суміші (кінетичне горіння), а другий – це горіння суміші утвореної в результаті дифузії пального в об'ємі окисника на границі їх розподілу (дифузійне горіння). В промислових паливовикористовуючих установках найбільш розповсюджене дифузійне спалювання органічних палив.

Полум'ям називають світиму зону в якій відбувається горіння палива. Температура факелу залежить від складу суміші та умов, при яких відбувається процес горіння. Так, при спалюванні природного газу в повітрі, температура в найбільш нагрітій зоні можуть сягати 2150 К. Колір факелу визначається виникненням вільних радикалів та молекул у коливально-збудженому стан. Він залежить від частоти квантових переходів реагуючих часток, які вносять основний випромінювання видимої спектру. Найбільша вклад частини V частина випромінювання приходиться на інфрачервону частину спектру за рахунок, поперше, твердих часток сажі або палива, а по-друге, за рахунок коливальнозбуджених молекул CO, CO₂ та H₂O [7]. Здатність домішок забарвлювати полум'я в різні кольори використовується в аналітичній хімії для пірохімічного аналізу, а також для візуалізації течії в умовах реагуючих потоків.

Полум'я вуглеводневих палив може взаємодіяти з електромагнітним полем за рахунок наявності в його складі заряджених часток. Експериментально встановлено, що концентрація іонів в полум'ї може на 4 - 6 порядків перевищувати концентрацію, яка б спостерігалась при чисто термічному механізмі іонізації і тому полум'я в такому випадку може поводити себе як слабойонізована плазма [8].

Склад горючої суміші характеризується молярними або масовими долями компонентів реакції і початковим тиском та температурою. При повному переході компонентів в продукти реакції суміш називається стехіометричною. У випадку, якщо в суміші надлишок повітря, то така суміш називається «бідною», а у випадку

недостатньої кількості палива – «багатою». Ступінь відхилення складу суміші від стехіометричного характеризується коефіцієнтом надлишку повітря:

$$\alpha = \frac{G_{\Pi}}{G_{\Gamma} \cdot L_o} \tag{1.1}$$

Теплота згоряння палива – це кількість теплоти, яка виділяється при повному згорянні вихідних компонентів до CO₂ та H₂O для вуглеводневих палив. На практиці частина енергії витрачається на дисоціацію продуктів, тому адіабатична температура горіння виявляється значно вище тієї, що досягається на практиці [9].

Сучасні досягнення в галузі комп'ютерного моделювання дозволяють з достатньо високим ступенем достовірності виконувати моделювання хімічних реакцій в тому числі реакції горіння. Тим не менше, до основних труднощів розрахунку відносять необхідність розв'язку жорстких диференційних рівнянь, пов'язаних зі значною відмінністю по часу протікання окремих реакцій. Тому на практиці найчастіше застосовують три основних методи розрахунку.

В основу першого підходу покладено кінетичну емпіричну схему з однією або декількома стадіями, що дозволяє виконувати розрахунки дво- та тривимірних турбулентних потоків. Наприклад, при горінні метану можна використати наступну одностадійну реакцію:

$$CH_4 + 2O_2 \rightarrow CO_2 + 2H_2O, \tag{1.2}$$

кінетичні параметри обираються на основі експериментально встановленої швидкості полум'я [10, 11].

В основу другого підходу покладено використання максимального числа важливих компонент та елементарних реакцій. Такий підхід має суттєві обмеження у використанні, пов'язані з обмеженням потужності розрахункової техніки та точності визначення констант швидкостей елементарних реакцій.

Третій (скорочений механізм) має в основі виключення мало важливі компоненти та реакцій, що дає можливість виконувати багатомірні розрахунки і враховувати найбільш важливі кінетичні ефекти.

1.2 Особливості спалювання газів

Велика кількість експериментальних даних [12, 13] сформувала досить глибоке уявлення щодо механізмів горіння газоподібного палива. Так, горіння являє собою послідовність ланцюгових реакцій, в процесі протікання яких виникають активні частки (вільні атоми, радикали та інші нестійкі проміжні хімічні сполуки), які спонукають до утворення не тільки кінцевих але й проміжних продуктів реакції.

Задля забезпечення проходження реакції необхідно мати визначений рівень енергії активації *E*, який кількісно характеризує енергію необхідну для руйнування міжмолекулярних зв'язків реагентів. При збільшенні температури швидкість реакції зростає. Залежність швидкості реакції від температури визначається законом Арреніуса:

$$W = A \cdot e^{-E_{RT}} \cdot f(\bar{C}), \qquad (1.3)$$

де: А – коефіцієнт, який залежить від частоти зіткнень реагуючих молекул, \overline{C} - концентрація реагуючих речовин. При спалюванні газів, швидкість реакції прямо пропорційна тиску.

Швидкість реакції, а також температура горіння максимальна у стехіометричних сумішах, які характеризуються умовами отримання кінцевих продуктів з чіткого співвідношення об'ємів початкових реагентів.

Для забезпечення реакції горіння необхідно дотримати умови займання горючої суміші (див. додаток А). При прогріванні всього об'єму суміші виникає самозаймання (наприклад для метану температурам самозаймання відповідає діапазон значень близько 545 ...850⁰,). Примусове запалення суміші організовують стороннім джерелом енергії (високо нагрітим тілом або іскрою).

Обов'язковою умовою процесу самозапалення є дотримання відповідних концентраційних меж, тобто суміші з горючою концентрацією пального в об'ємі окисника. Наприклад для метану межі самозапалення складають 5 ...15 % по об'єму

та 0,65 …1,8 по коефіцієнту надлишку повітря, а для пропану - 2,3 … 9,5 % та 1,7 …0,4 відповідно.

Для надійного запалення суміші необхідно мати ефективне джерело запалення, а також умови для розповсюдження полум'я [14].

Слід зазначити, що швидкість розповсюдження полум'я визначається процесами молекулярної дифузії паливної суміші. Нормальна швидкість розповсюдження полум'я розраховується за формулою:

$$U_{H} = \sqrt{\frac{2\lambda}{qC_{0}^{2}} \cdot \int_{T_{0}}^{T_{K}} V(T) dT}, \qquad (4)$$

де: q – тепло, що виділяється в одиниці об'єму, C₀ – молекулярна концентрація суміші, T_0 та T_K початкова та кінцева температури.

Таким чином швидкість розповсюдження полум'я визначається температурою та тиском суміші.

В реальних умовах найбільш розповсюджений турбулентний режим горіння, при якому тепло та масообмінні процеси залежать від гідродинамічних характеристик потоку, а турбулентна швидкість розповсюдження полум'я залежить від нормальної швидкості, характеристик турбулентності та температуропровідності.

Важливими параметрами факелу слід вважати крім нормальної швидкості розповсюдження також ширину фронту полум'я $\lambda_{\rm H}$, а співвідношення цих величин становить об'ємну інтенсивність горіння $\omega_{\mu} = U_{\mu}/\lambda_{\mu}$, c^{-1} [15].

1.3 Призначення та структурна будова пальникових пристроїв

Пальниковий пристрій призначений для підведення до місця горіння необхідної кількості пального та окисника, а також для створення умов перемішування та займання компонентів горіння. Крім того, пальник має забезпечити стабілізацію факелу та отримання продуктів згоряння необхідної якості.

Існує ряд типових елементів, з яких складаються ПП.

Система запалювання. Призначена для забезпечення надійної роботи ПП. Найчастіше цей елемент вбудований в пальник, рідше – монтується окремо. На сьогодні відомо велику кількість конструкцій систем запалювання. Основним елементом системи запалювання є запальний пристрій (запальник). Найчастіше запальник в ПП потребує окремої заздалегідь підготовленої подачі суміші для спалювання.

Камера попереднього перемішування ПП. Найчастіше використовується в пристроях які працюють на принципі повного або часткового перемішування потоків палива та окисника. У камері відбувається попередня підготовка пальної суміші.

Елементи керування – це елементи керування витратами пального та повітря. У випадку, якщо паливо спалюється стадійно, елементи керування регулюють співвідношення компонентів суміші на кожному етапі робочого процесу пальників.

Система захисту – система, що найчастіше складається з датчика контролю полум'я, який у випадку відриву або проскоку полум'я від гирла пальника припинить подачу палива у робочий об'єм ВО задля запобігання вибуху неспаленого газу [16].

Основними вимогами до конструкції пальників є: компактність, зручність та надійність під час експлуатації. Конструкція ПП повинна передбачати можливість швидкої та доступної заміни її окремих елементів [17].

1.4 Особливості робочого процесу ПП

До робочого процесу ПП пред'являються вимоги, які характерні одночасно для кінетичного та дифузійного горіння. Так, підвищення термодинамічної ефективності циклу вимагає високої інтенсивності горіння, яка в свою чергу притаманна спалюванню заздалегідь підготовленої суміші. Разом з тим, необхідно забезпечити маневрові якості паливовикористовуючого обладнання за рахунок спалювання суміші в широких межах її складу, що може досягатися тільки при дифузійному горінні. Вперше поняття мікродифузійного горіння було введене Франк-Каменецьким Д.А. [18]. Під мікродифузійним процесом горіння розуміють такий процес горіння, коли паливо роздрібнене на окремі мінімальні об'єми, розподілені в потоці окисника і, таким чином, швидкість проходження реакції визначається процесом мікрозмішування компонентів реакції (рис. 1.1).



Рис. 1.1 - Основні механізми спалювання газоподібних палив

Час реагування пального та окисника є сумірним з часом перемішування до горючих концентрацій. Важливу роль відіграє масштаб подрібнення пального в об'ємі окисника (δ). Утворюється структура з комірок пального та окисника, які подрібнені пульсаціями турбулентної течії. Полум'я розповсюджується по поверхні цих паливних комірок. Тому для організації мікродифузійного горіння необхідно варіювати співвідношення швидкостей мікрозмішування хімічних реакцій. Таким чином, при зміні умов процесу можливо придавати йому характеристик дифузійного або кінетичного горіння, де крайньою межею підвищення інтенсивності горіння є перехід до кінетичної області [19].

На рис. 1.2 приведені дані експериментального дослідження мікродифузійного процесу горіння [20]. При коефіцієнтах надлишку повітря пальника $\alpha = 1,2$ і $\alpha = 1,5$ порівнювалася динаміка вигоряння палива при кінетичному і мікродифузійному горінні. Частка згорілого газу в певному перерізі визначалася розрахунковим шляхом, а також контролювалася газовим аналізом.

У результаті було встановлено, що криві вигоряння близькі між собою у тій області, де характеристики процесу можна безпосередньо виміряти. Для «бідних» сумішей на початковій ділянці зони горіння інтенсивність процесу В мікродифузійному факелі вища, оскільки при балансному коефіцієнті надлишку повітря 1,5 місцевий надлишок характеризується меншим значенням ширини фронту полум'я. В подальшому інтенсивність вигоряння при мікродифузійному механізмі спалюванні природного газу незначним чином відстає від такої при кінетичному механізмі. Разом з тим, мікродифузійний факел широтою діапазону горіння за коефіцієнтом надлишку повітря пальника α значно перевищує кінетичний. При цьому було встановлено, що в одній і тій ж камері згоряння інтенсивність мікродифузійного горіння при α, що відповідає концентраційним межам поширення полум'я, близька до інтенсивності кінетичного горіння [20].



Рис. 1.2 Динаміка вигоряння газу у відносних одиницях вздовж осі камери, $1 - \alpha_{\Sigma} = 1,2, 2 - \alpha_{\Sigma} = 1,5, 3 - \alpha_{\Sigma} = 4,8$

На основі цих даних можна зробити висновок, що проміжний мікродифузійний режим горіння вдало поєднує в собі характеристики процесів дифузійного і кінетичного горіння, найбільш сприятливі для забезпечення високої ефективності робочого процесу ПП. Таким чином, для забезпечення високоінтенсивного згоряння у широкому діапазоні зміни складу суміші необхідно організувати ефективне сумішоутворення по об'єму потоку тгорючої суміші.

1.5 Основні газодинамічні схеми пальників

Вагомим питанням залишається газодинамічна схема організації мікродифузійного механізму горіння. З точки зору використання як газоподібного так і рідкого палива існує декілька найбільш розповсюджених схем його реалізації (рис. 1.3) [21]. Основні принципи закладались в процесі розв'язку наступних задач: високої економічності, екологічної чистоти в широкому діапазоні регулювання потужності, мінімального гідравлічного опору, максимальній простоті регулювання робочого процесу



Рис. 1.3 - Газодинамічні схеми пальникових пристроїв, О – окислювач, ПЗ – продукти згоряння

Схема під номером 1 найбільш розповсюджена в газопальниковій практиці в ПП з наддуванням (так звані регістрові пальники). Такі ПП широко використовуються в печах, топках котлів камерах спалювання ГТД [22, 23]. Пальне з форсунки розповсюджується в потоці окисника, який завихрюється лопатковим апаратом або тангенціально розміщеними отворами. В цих ПП параметр закрутки потоку визначає потужність зворотної течії високо нагрітих продуктів згоряння з

топкового простору до устя факелу, забезпечуючи таким чином стабілізацію процесу горіння. До недоліків цієї схеми в пальниках при їх експлуатації слід віднести підвищений гідравлічний опір, а також температурний перегрів як елементів пальника, так і їх амбразур. Крім того, глибина регулювання таких ПП не велика.

Схема струменево-стабілізаторних пальників приведена на рис. 1.3, 2. Ці ПП характеризуються впорядкованою структурою течії та властивістю саморегулювання складу суміші по довжині стабілізатору. До переваг таких пальників відноситься надійність та можливість зміни потужності в широкому діапазоні навантажень. Основним недоліком є низька ефективність роботи ПП на режимах при $\alpha_{\Sigma} \rightarrow 1$ [24].

На рис. 1.3, *3* приведена газодинамічна схема ПП, де паливні струмені подаються в кормову зону поганообтічного тіла у формі плоского пілону полум'я. До основного недоліку слід віднести подовження факелу на малих коефіцієнтах надлишку повітря [25].

У ПП, де відбувається ежекція окисника високо кінетичним струменем палива, приведена на рис. 1.3, 4. Така схема дає можливість ефективно спалювати паливо при $\alpha_{\Sigma} \approx 1$, але стійке горіння можливе лише в дуже вузькому діапазоні навантажень [22].

Однією з перспективних схем пальників є ПП, які використовують поперечну роздачу палива в об'ємі окисника, представлена на рис. 1.3, 5. До основних переваг цієї газодинамічної схеми слід віднести можливість раціонального початкового розподілу палива в об'ємі окисника.

1.6 Умови стабілізації факелу та основні вимоги до стабілізаторів полум'я

Розроблена велика кількість напівемпіричних та теоретичних методів розрахунку стабілізації полум'я в зоні рециркуляції. Найбільш розповсюджені три моделі зриву полум'я: теплообмінна, реакторна та індукційна [25].

Хитрин Л.Н. на основі теплової теорії запалювання розробив теплову модель, в якій зрив полум'я визначається порушенням теплового балансу між припливом теплоти за рахунок реакції горіння та його відтоку за рахунок теплообміну між зоною рециркуляції та основним потоком [26]. В реакторних моделях за основу взяті наступні припущення – циркуляційна зона розглядається як ізотермічний реактор з неперервною подачею свіжої суміші із основного потоку і виходом продуктів реакції із ЗЗС. Зрив полум'я відбувається у разі, коли швидкість подачі свіжої суміші починає перевищувати швидкість об'ємної реакції [27]. В індукційних моделях умовою зриву прийнята рівність періоду індукції запалення і часу перебування молів горючої суміші на лінії масообміну ЗЗС з потоком [28].

Універсальним критерієм стабілізації факелу є критерій Міхельсона:

$$Mi = \frac{d_{cm} \cdot U^2}{U_{\kappa p} \cdot a}, \qquad (1.4)$$

де d_{ct} – розмір стабілізатору; $U_{\rm H}$ – швидкість ламінарного горіння; $U_{\rm kp}$ – значення швидкості потоку в момент зриву факелу; а – коефіцієнт температуропровідності паливо повітряної суміші. В практичних розрахунках приймають значення Mi=0,43 в момент зриву полум'я [29].

Як відомо, принцип дії механічних стабілізаторів фронту полум'я заснований на конвективному переносі тепла продуктів згоряння до свіжої суміші в ЗЗС. Головним чином, зона стабілізації може бути створена при обтіканні тіл з погано обтічною конфігурацією (великим лобовим опором), або при зміні кривизни поверхні каналу (уступ, каверна, лунка).

Поганообтічні стабілізатори знайшли своє застосування в камерах згоряння ГТУ. В даному випадку зона відриву знаходиться з підвітряної сторони погано обтічного тіла. Всередині ЗЗС розміщені два вихору, що обертаються в різні сторони. В якості межі цієї зони розглядають лінію, що обмежує циркулюючу течію з постійним масообміном. При цьому циркуляційна течія ЗЗС нестаціонарна. При невеликих числах Рейнольдса відбувається періодичний відрив крупних вихорів, тому розмір зони постійно змінюється. При збільшенні чисел Рейнольдсу, течія набуває квазістаціонарного характеру за рахунок зменшення числа відриву вихорів 33С. Експериментальні дослідження показали, що в середньому розмір зони циркуляції за погано обтічним стабілізатором в 2...2,5 рази більший за його поперечний розмір в ізотермічних умовах і збільшується при горінні [4, 30 - 32]. 33С утворюється у випадку як дозвукового, так и надзвукового обтікання погано обтічних стабілізаторів, при цьому рівні швидкостей 33С в 2-3 рази менші швидкостей набігаючого потоку окисника [32].

Основний показник ефективності роботи стабілізатору оцінюється областю стійкої роботи, яка обмежується кривими багатого та бідного зриву полум'я (рис. 1.4) [4]. Область стабілізації факелу в основному залежить від наступних параметрів: швидкості основного потоку, форми та розміру стабілізатору, тиску та температури потоку, інтенсивності турбулентності, якості та типу палива. Аналізуючи дані, слід зазначити, що найбільш широкі межі стабілізації мають тіла з найбільшим лобовим опором потокові повітря, що набігає.



Рис. 1.4 – Зривні характеристики погано обтічних тіл, гомогенна бензиноповітряна суміш, t_{cym} =200 ⁰C: 1 – диск, d_{cm} =40 мм; 2 – шар, d_{cm} =40 мм; 3 – конус, d_{cm} =40 мм; 4 – циліндр, d_{cm} =40 мм; 5 – V-подібний стабілізатор, d_{cm} =40 мм

Як показали дослідження, максимальна швидкість набігаючого потоку повітря, при якій відбувається зрив полум'я, відповідає області, близькій до стехіометричного складу пальної суміші. Зі збільшенням або зменшенням концентрації палива в повітрі швидкість зриву полум'я зменшується. При мінімальних швидкісних режимах стабілізатору бідний та багатий зрив факелу відповідає мінімальній та максимальній концентраційним межам запалення суміші.

Зниження температури та тиску потоку перед стабілізатором звужує межі стабілізації тому, що знижується інтенсивність горіння пальної суміші. Вплив інтенсивності турбулентності розглядається позитивним лише до значень є=15%, подальше збільшення призводить до надмірних пульсацій і погіршення сталості горіння факелу. Значення інтенсивності турбулентних пульсацій в 33С знаходиться в межах 40-60% [33].

Слід зазначити, що ступінь затінення повітряного каналу стабілізаторами, яка визначається через відношення площі перетину стабілізаторів в міделі до площі перетину КЗ, має вагомий вплив на межі сталої роботи. Так, збільшення значення захаращення каналу до значень $k_f=0,32$ розширює межі сталого горіння в системі стабілізаторів, але подальше збільшення цього параметру призводить до звуження меж. Це пояснюється значним збільшенням швидкостей холодного окисника на межі ЗЗС за стабілізатором і тим самим збільшує її масообмін, захолоджуючи стабільне джерело запалювання суміші. В деяких випадках гідравлічний опір такої системи стає непомірно великим, тому доцільно розмістити стабілізатори ешелоновано, наприклад в круглій КЗ на різних радіусах від центру, а для квадратного – на різних відстанях зустрічному потокові повітря.

Ефективна організація робочого процесу ВО, що використовує газоподібне паливо, вимагає врахування відповідних його характеристик при спалюванні в промислових установках:

1. температурні - температура займання палива достатньо висока (для природного газу становить 650-800 ⁰C);

2. швидкісні ¬ в технологічному процесі котлів, печей, сушарок і т.д. потоки повітря і палива подаються в топковий простір зі швидкостями, що досягають десятки, а часом і сотні метрів в секунду, це значно більше нормальної швидкості поширення полум'я значення якої, залежно від виду палива і температур реагентів не більше 1 м/с;

3. концентраційні - для забезпечення стійкого горіння робоча суміш повинна включати необхідну концентрацію палива в загальному об'ємі компонентів реакції (5-15% для природного газу);

4. теплові - кількість теплоти, яка виділяється в процесі реакції повинна перевищувати кількість відведеного тепла.

Таким чином, для запобігання «зриву» полум'я необхідно забезпечити необхідні умови для стабілізації, тобто безперервне займання горючої суміші в фіксованих областях топкового простору. Аналіз робіт, присвячених дослідженню горіння в потоці, дозволяє виділити кілька способів стабілізації фронту полум'я. Перший, це стабілізація за рахунок підведення енергії від зовнішнього джерела постійної дії, а другий - стабілізація за рахунок підведення енергії із зони горіння.

Перший спосіб зазвичай досягається за допомогою так званого чергового факела (пальника, форсажної камери), а другий – за допомогою зони зворотних струмів високонагрітих продуктів згоряння, яка виникає при закрученні потоку за системою погано обтічних тіл різної геометричної форми або при гідродинамічній взаємодії течій і т. д. [4, 34].

Ефективність процесу стабілізації полум'я може бути оцінена по ряду критеріїв. Кожен з критеріїв характеризує рівень вирішення проблем, пов'язаних з експлуатацією та характеристиками стійкості роботи стабілізатора і ступенем його впливу на робочий процес.

1) Діапазон стабілізації по швидкості потоку і коефіцієнту надлишку повітря.

2) Надійність запуску КЗ з даним типом стабілізатора.

3) Ресурс пристрою стабілізації.

4) Гідравлічний опір пристрою стабілізації.

5) Вплив процесу сумішоутворення на повноту згоряння, протяжність зони горіння.

6) Витрати енергії від зовнішніх джерел на підтримку роботи стабілізатора.

7) Простота і відносна дешевизна конструкції [35].

1.7 Струменева стабілізація факелу

Дослідження розвитку перпендикулярного струменя в потоці, що набігає виконано в роботі [36]. При цьому в затіненій зоні обтікання струменя виникає картина подібна обтіканню циліндру. На більшій відстані від устя струмінь розсіюється, але парні вихорі за ним все ще можуть існувати, створюючи вплив на картину течії. В деяких умовах можливе виникнення парних вихорів безпосередньо всередині струменя, вісі яких паралельні аеродинамічній осі самого струменя.

Стабілізатори полум'я у вигляді погано обтічних тіл мають ряд вагомих недоліків. Основні з яких, це: підвищений гідравлічний опір потокові, неможливість ефективного регулювання процесу горіння при зміні потужності КЗ за рахунок автомодельності циркуляційної течії за стабілізатором. Слід зазначити також, неможливість застосування такої конструкції в умовах обладнання, працюючого при α, близьких до одиниці.

Ефективним способом стабілізації полум'я є перпендикулярна система струменів, яка в поєднанні з нішевою порожниною має ряд переваг у порівнянні зі стабілізацією погано обтічними тілами. По перше - плавним регулюванням фізичних розмірів так званого «струменевого екрану», а по друге - автомодельністю процесів сумішоутворення в ЗЗС, що виникає в затіненій зоні екрану і зони циркуляції в *ніші* на пускових режимах. Таким чином, використання СНС є на порядок більш ефективним засобом стабілізації факелу в порівнянні з різноманітними варіантами просто струменевої стабілізації і дозволяє регулювати процес в більш широкому діапазоні теплових навантажень [37 - 40].

1.8 Технології спалювання палива НТУУ «КПІ»

1.8.1 Струменево-стабілізаторні та струменеві технології інтенсифікації спалювання палива

Протягом декількох десятків років у КПІ виконувались розробки та впровадження ПП струменево та струменево-стабілізаторного типу, які характеризуються високим рівнем інтенсифікації та стабілізації процесу горіння [41 - 4430].

Принцип роботи ПП струменево-стабілізаторного типу ґрунтується на дифузійному принципі сумішоутворення, при цьому паливо подається в зону рециркуляції, яка утворюється за стабілізатором за рахунок його обтікання потоком повітря. У струменевих ПП гідродинамічна схема являє собою взаємодію струменів повітря зі струменями газу. Повітря подається через отвори, які розміщені на конічній поверхні, а паливо подається в затінену зону, яка, в свою чергу, утворена спарованими рядами повітряних отворів (рис. 1.5)



Рис. 1.5 – Схема проточної частини струменево-стабілізаторного (*a*) та струменевого пальників (б)

Дослідженнями було встановлено, що за кутовими стабілізаторами на межі розподілу прямого та зворотних струмів рівень відносної інтенсивності турбулентності досягає значень 40-60%, а довжина зони зворотних струмів (l_{33C}) може досягати 3-х калібрів ширини стабілізатору (рис. 1.6).

Отримані результати свідчать про можливість спалювання палива в пристроях даного типу з високою інтенсивністю процесу та якісними стабілізаційними якостями, оскільки за кожним таким стабілізатором виникає локальна циркуляційна течія з розвинутим пограничним шаром. Таким чином, система кутових стабілізаторів з паливною форсункою, розміщеною по центру, дає можливість ефективно спалювати паливо дифузійним методом в локально розміщених факелах за кожним окремим стабілізатором.



Рис. 1.6 - Структура потоку за кутовим стабілізатором

Структура течії в струменевих ПП приведена на рис. 1.7. Як видно, структура неоднорідна як у струменях між рядами отворів (рис. 1.7, *в*), так і між струменями одного ряду (рис. 1.7, *б*) [45].



Рис. 1.7 – Схема перфорації сектора струменевого пальника (*a*) та особливості структури течії між сусідніми отворами в ряді (*б*), а також між отворами спарених рядів перфорації (*в*)

Дослідження показали, що зона зворотніх струмів між сусідніми рядами (l_{33C}) може досягати розмірів біля одного калібру ширини перфорації (В). Стосовно течії

повітря одного перфорованого ряду отворів слід зазначити наступне: між повітряними струменями виникає зона нульових швидкостей, довжина якої (l_{3HIII}) залежить від діаметру (d) та кроку (t) розміщення повітряних отворів та визначається із співвідношення $l_{3HIII}/t = 0,41(t/d-1)$.

Струменеві та струменево-стабілізаторні ПП призначені для ефективного спалювання палива при високих коефіцієнтах надлишку повітря. Також властивість цих ПП до саморегульованості складу паливної суміші в зоні розвитку факелів полум'я дозволяє працювати при змінних коефіцієнтах надлишку повітря. Вказані властивості дозволили впровадити технологію для КЗ ГТУ.

На рис. 1.8 [46] приведені характеристики повноти вигоряння в залежності від коефіцієнту надлишку повітря в результаті порівняльних великомасштабних випробувань КЗ ГТК-9 КТЗ, які підтвердили переваги випробуваних пальників перед регістровими із закруткою потоку. Результати показали, що разом із складністю пуску (при наявності чергового пальника), при роботі на великих коефіцієнтах надлишку повітря глибина вигоряння знижувалась і на передзривному режимі хімічний недопал складав 25%.



Рис. 1.8 - Вплив типу фронтового ПП на характеристику $\eta_z = f(\alpha)$: 1 – регістровий ПП; 2 - 4 - струменево-стабілізаторний ПП (2 – z = 20; 3 – z = 25; 4 – z = 30)

При роботі зі струменево-стабілізаторними пальниками стійкий запуск відбувався від свічки поверхневого розряду і досягався високий рівень вигоряння палива в широкому діапазоні надлишку повітря. Слід підкреслити, що пологість характеристик $\eta_z = f(\alpha)$ суттєво змінювалась при збільшенні кількості стабілізаторів (z) на фронтовому пристрої, що свідчить про зближення процесу спалювання палива до кінетичної області при збільшенні масштабу подрібнення первинної зони горіння, при цьому значно підвищується аеродинамічний опір ПП та ВО в цілому. На рисунку видно, що основні випробування проводились при $\alpha>2$.

1.8.2 Дифузійно-стабілізаторні технології інтенсифікації спалювання палива

Наступною перспективною розробкою, виконаною в лабораторії проблем горіння НТУУ «КПІ» була реалізація дифузійно-стабілізаторної технології з використанням трубчастих каналів з розширенням потоку (рис. 1.9) [47-55]. Особливість запропонованої схеми складається у тому, що для стабілізації та інтенсифікації горіння використовуються трубчасті модулі. Даний підхід дозволяє організувати наступні принципи мінімізації токсичних викидів з продуктами згоряння як: попереднє сумішоутворення, стадійне спалювання, прямоточна аеродинамічна схема течії. У противагу до струменевих та струменево-стабілізаторних ПП трубчасті модулі мають значно менший гідравлічний опір.

На основі запропонованої конструкції була розроблена та впроваджена дифузійно-стабілізаторна технологія спалювання палив, основною особливістю якої було використання аеродинамічних ефектів взаємодії системи паливних струменів, впроваджуваних в 33С за тілами погано обтічної форми, які знаходяться в потоці окисника (рис. 1.9). Результати досліджень виявили основну відмінність пристроїв такого типу, яка полягає у тому, що пальники, виконані за таким принципом належать до проміжної групи, які мають спільні риси кінетичних та дифузійних паливовикористовуючих пристроїв, що визначає характеристики робочого процесу водночас як дифузійними, так і кінетичними параметрами. Вказана особливість характеризується високою інтенсивністю процесів перемішування палива з повітрям в зоні циркуляції.



Рис. 1.9 – Загальний вид пальника на основі трубчастих модулів: 1- корпус; 2 – фронтальна трубка доска; 3 – задня трубна доска; 4 – повітряні трубки; 5 – газові отвори; 6 – патрубок подачі палива; 7 – запальник; 8 – канал візуалізації



Рис. 1.10 – Схема компоновки плоских стабілізаторів в блоці ПП (а): І – подача палива для дифузійного спалювання; ІІ – попередня подача палива; ІІІ – комбінована схема подачі палива

Стосовно двох схем подачі палива відмічені наступні особливості. Для першої схеми в дослідженнях чітко фіксувались режими багатого зриву полум'я, а для другої схеми таких режимів визначити не вдалося. Але для неї характерний недолік, присутній більшості кінетичних ПП, тобто значна нестійкість горіння яка пов'язана з вібраційними режимами горіння низької частоти, що супроводжується коливаннями факелу та вогневого стенду [31]. Таким чином, одночасна подача палива за двома схемами в розглянутих ПП є найбільш прийнятною.

1.8.3 Струменево-нішева технологія спалювання палива

Сьогодні однією з найбільш розповсюджених впроваджуваних вітчизняних технологій спалювання є СНТ. Основні принципи, що покладені в основу технології, наступні:

- раціональний розподіл палива в потоці окисника;
- стійка регульована структура течії палива, окисника та продуктів згоряння;
- саморегульованість складу паливної суміші в зоні стабілізації факелу.

Всі принципи, зазначені вище, досягаються за рахунок вдалого конструктивного розміщення струменево-нішевої системи [56-58] на автономному колекторі-пілоні, з яких складається пальник (рис. 1.11).



Рис. 1.11 – а) ПП СНТ; б) лабораторні випробування, відкритий факел
Наведена конструкція дозволяє поєднати в собі всі стадії робочого процесу пальників: розподіл палива в потоці окисника, сумішоутворення з необхідними рівнями концентрацій палива в об'ємі окисника, запалення горючої суміші, стабілізація факелу та формування продуктів згоряння необхідної якості, термічна підготовка палива, самоохолодження термічно навантажених елементів ПП.

На сьогоднішній день СНТ широко апробована та впроваджена на багатьох типах ВО [59 - 63]. В кінці 90 років спосіб та ПП були запатентовані в Україні та країнах Євразії [64]. До списку модернізованого обладнання відносяться: водогрійні та парові котли, в тому числі енергетичні, потужністю до 200 МВт, мартенівські печі, сушила та ін. В період після 2000 року накопичений унікальний досвід мало затратної модернізації морально застарілого парку ВО (ЖКГ, промисловість, сільське господарство та ін.), який дозволяє отримати економію палива та електроенергії на привід тяглодуттьового обладнання. На рис. 1.12 приведені фотографії модернізації водогрійного котла, в результаті якої досягнуто наступних показників: котел працює в діапазоні від 2 до 40 Гкал/год без відключення частини пальників (на котлі 6 ПП). Котел може розпалюватись без вентилятору та димососу за рахунок самотяги димаря і набирати потужність до 13 Гкал [65 -72].







U

Рис. 1.12 –ПП СНТ на котлі ПТВМ-30

Порівняльні характеристики найбільш відомих сучасних виробників ПП приведені у додатку Б. Класифікація ПП конструкції НТУУ «КПІ» представлена на рис. 1.13 [73].



Рис. 1.13 - Класифікація ПП конструкції НТУУ «КПІ»

Так, котли ДКВР, які відпрацювали по 20-40 років, по результатам модернізації на основі впровадження СНТ розпалюються при тиску в декілька міліметрів вод. ст. по паливу, стабільно працюють на частковому навантаженні, з ККД у всьому діапазоні робочих навантажень вище паспортних значень. Котли також надійно працюють у безвентиляторному режимі за рахунок розрідження в топці, при цьому емісія NO_x , приведена до $\alpha = 1$, знижується до 100 мг/нм³.

Всі розглянуті конструкції мають широке застосування у різних областях промисловості як елементи обігрівних та сушильних установок, котлів, печей, системах термокаталітичної нейтралізації токсичних промислових газових викидів, в автономних теплоцентрах та ін. Слід зазначити, що особливе місце займає досвід використання передових технологій спалювання палив конструкції КПІ у газотурбінних установках в якості елементів основних камер згоряння та допалюючих пристроїв на вихлопі ГТУ.

1.9 Висновки і завдання досліджень

Аналіз сучасного стану проблеми дослідження ефективності паливоспалюючих вітчизняних та закордонних технологій, а також обсягу споживання та цінової політики на вуглеводневі палива, дозволяє зробити такі висновки.

1. Сучасні тенденції з пошуку та впровадження альтернативи вуглеводневим паливам з кожним роком будуть посилюватись, але швидка заміна споживання природного газу, мазуту, нафти в промисловості та енергетиці неможлива, тому слід зосередити зусилля на заміні старого паливовикористовуючого обладнання сучасним, більш ефективним та екологічним. Одним з шляхів при поступовій заміни існуючих технологій на нові (альтернативні) є використання вітчизняних більш адаптованих до існуючого обладнання розробок.

2. Аналіз літературних джерел щодо технологій спалювання палив за останні 50 років показав, що найбільш розповсюдженими видами пальників є ПП із закруткою потоку окисника, які використовуються для всіх відомих видів

органічного палива і поряд з основними перевагами мають вагомі недоліки. Серед них: високий аеродинамічний опір по трактам палива і повітря та недостатній коефіцієнт робочого регулювання, тому слід поставити у порівняння технології спалювання розробки НТУУ «КПІ», які вигідно відрізняються від регістрових пальників у вищезазначених аспектах. А саме, всі розробки засновані на ефектах взаємодії набігаючого потоку окисника на поганообтічне тіло (кутники, перфоровані поверхні, прямокутні пілони-колектори, циліндричні канали з розширенням і т.д.) зі струменями палива, що відіграють роль стабілізатору полум'я. У випадку подачі палива перпендикулярно до набігаючого потоку повітря перед зривною кромкою поганообтічного тіла, нішевої порожнини (СНТ), чи зривною кромкою плоского пілону (струменево-стабілізаторні пальники) відбувається гідродинамічна стабілізація полум'я. У всіх інших пальниках НТУУ «КПІ» використано підхід на основі введення палива безпосередньо у зону зворотних струмів (33С) за стабілізатором (струменеві пальники, трубчасті та пальники з кутовими стабілізаторами полум'я). Ці конструкції ПП мають суттєві переваги у порівнянні із регістровими, основні з яких: значно нижчі рівні гідравлічних втрат по тракту окисника, висока рівномірність паливо розподілу по об'єму пальної суміші, самоохолодження найбільш термічно навантажених елементів пальників, автомодельность процесу сумішоутворення в області введення палива у широких діапазонах швидкостей.

3. Однією з основних вимог до сучасної технології спалювання є її універсальність стосовно можливостей застосування відповідно до технічного регламенту ВО. Важливою рисою універсальної технології є модульність ПП, що дозволяє завдяки її автомодельним якостям набирати пальники необхідної потужності.

Таким чином, однією з перспективних технологій спалювання розробок НТУУ «КПІ» є СНТ, над впровадженням та удосконаленням якої працюють вже друге десятиліття. З іншої сторони, постійний дефіцит природних ресурсів, спричинений постійними газовими «війнами», спонукає економіку до пошуків альтернативи вичерпним природним вуглеводневим паливам і визначає вектор розвитку технології відповідно до жорстких умов сьогодення.

Вказані вище причини дозволяють сформулювати задачі досліджень у наступному порядку.

1. Вдосконалення геометричних характеристик СНС для забезпечення мінімізації тиску пального на пускових витратах пальника, а також встановлення впливових факторів на коефіцієнт робочого регулювання системи.

2. Розробка рекомендацій щодо конструктивних схем пальників відповідно до використовуваного газоподібного палива.

3. Чисельні дослідження впливу параметрів газорозподілу на характеристики робочого процесу пальників.

4. Дослідження впливу параметрів паливорозподілу на утворення окислів азоту та вуглецю в лабораторних умовах.

5. Оцінка можливостей щодо поліпшення емісійних якостей пальників СНТ за допомогою технологічних засобів зниження шкідливих викидів в умовах промислових теплотехнічних випробувань ВО.

РОЗДІЛ 2

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИЙ СТЕНД ТА МЕТОДИКА ПРОВЕДЕННЯ ДОСЛІДЖЕНЬ

2.1 Опис конструкції експериментального стенду для проведення досліджень параметрів робочого процесу СНС

Виходячи з завдання досліджень було розроблено та налагоджено лабораторний стенд (рис. 2.1) зі всією необхідною апаратурою для проведення досліджень процесів масообміну, зриву та стабілізації факелу в СНС, температурних та концентраційних полів в системі.

В ході експерименту фіксувались наступні параметри:

- тиск та температура повітря в ході у вимірювальну ділянку;
- витрата повітря;
- витрата палива;
- температура продуктів згоряння в ЗЗС та по довжині факелу;
- температура найбільш термічно-навантажених елементів пальника;
- емісійні характеристики СНС в лабораторії, а також ВО по результатами еколого-теплотехнічної наладки в результаті промислових випробувань;
- значення статичних тисків та швидкостей до та після СНС досліджуваної конфігурації.

По результатам замірів визначались наступні параметри системи:

- значення загального коефіцієнта надлишку повітря в ЗЗС;
- значення гідродинамічного параметру q;
- значення гідравлічного опору системи по тракту палива;
- концентрація оксидів вуглецю та азоту в продуктах згоряння палива.



Рис. 2.1 - Схема лабораторного вогневого стенду:

1 – вентилятор; 2 – термометр для вимірювання температури повітря; 3 – початкова ділянка; 4 – інтегральна трубка Піто;
5 –пристрій частотного регулювання обертів вентилятора; 6, 7 – блок манометрів; 8 – подача палива для попереднього сумішеутворення; 9 – подача палива до основного колектора, розміщеного на струменеві-нішевому модулі; 10 – струменеві-нішевий модуль з оглядовим вікном; 11 – свіча запалювання; 12 – штуцери для відбору проб та вимірювання температури газів по довжині факелу; 13 – дифузор; 14 – футерована вогнева ділянка; 15 – інтегральний пробовідбірник

2.2 Методика проведення досліджень

Дослідження являють собою комплекс експериментальних та розрахункових робіт, які проведені в лабораторії проблем горіння НТУУ «КПІ». Перевірка запропонованих технічних рішень виконана в умовах промислового експерименту.

Дослідження структури факелу реалізовувалося на одиночному струмені, а також в системі струменів. Для реалізації дослідження паливорозподілу в потоці окисника був виготовлений спеціальний газовий колектор з можливістю легкої заміни конфігурації системи газоподачі. Основні елементи досліджуваних струменево-нішевих модулів приведені на рис. 2.2. При проведенні експериментів витрата повітря визначалася за допомогою інтегруючої трубки Піто, виконаної за рекомендаціями роботи [74, 75], а витрата пального вимірювалась за допомогою діафрагм. Температура на цих ділянках визначалася за допомогою штатних хромель-алюмелевих термопар.



Рис. 2.2 – Блок установки елементів струменево-нішевого стабілізатору полум'я: 1 – корпус блоку; 2 – розбірний газовий коллектор; 3 – система круглих отворів для паливоподачі; 4 – нішева порожнина; 5 – напівфланець оглядового скла.

На футерованій робочій вогневій ділянці необхідні заміри в різних перетинах потоку виконувались через штуцера в горизонтальних стінках каналу. Вимірювання

перепадів тиску на звужуючих пристроях виконувалось при використанні чашкових мікроманометрів типу ММК.

Вимірювання поля температур виконувалося за допомогою термопар з платини-платинородію та хромель-алюмелю. Газовий аналіз на вогневому стенді та на котельному агрегаті виконаний за допомогою газоаналізатору Testo-330.

Загальна методика випробувань пальникового пристрою визначається відповідною нормативною та технічною документацією [76]. В залежності від типу пальника в методику вносяться відповідні зміни та уточнення. Межі сталої роботи пальника – коефіцієнт надлишку повітря при запалюванні факелу, «бідному» зриві та «багатому» зриві, тобто залежність цих коефіцієнтів від швидкості повітря, наприклад, $\alpha^{3an} = f(W_{\Pi})$, $\alpha^{max} = f(W_{\Pi})$, $\alpha^{min} = f(W_{\Pi})$, визначаються наступним чином:

 включається компресор подачі основного повітря і встановлюється мінімальна витрата повітря через пальник за можливостями системи регулювання або отриману під час налагоджувальних випробувань пальника;

- запалюється запальний пристрій за відповідною програмою, витрати повітря і газу через допоміжний запальник установлюють за наслідком налагоджувальних випробувань. Подається напруга на свічку запальника;

- до пальникового пристрою, який випробовується, подається газ до моменту появи полум'я за стабілізаторами, визначається витрата газу на пальник $(V_{\Gamma}^{n})^{san}$ в момент запалювання факела;

- визначення межі «бідного» зриву α_{max} (вимикається запальний пристрій і поступово зменшується витрата газу до моменту зриву факела – фіксується V_{Γ}^{min}).

Визначення характеристик «багатого» зриву - α_{min} виконується після запалення основного факела за стабілізатором шляхом поступового збільшення витрати газу при виключеному допоміжному пальнику. За «багатий» зрив, як правило, приймається факт виникнення сильних пульсацій факела з відривом його від стабілізатора або повний зрив факела. При цьому фіксується досягнута максимальна витрата газу - V_{Γ}^{max} .

Для заданої витрати повітря характеристики запалювання факела у пальнику, «бідному» та «багатому» зривах перевіряють не менше 5 разів. Час продувки стенду після зриву факела – не менше 2-ох хвилин.

Досліджувались операції запалювання, «бідного» та «багатого» зривів факела при поступовому збільшенні витрати повітря через основний пальник до максимальної за вимогами на пальник або за можливостями стенду.

За відповідними формулами розраховуються коефіцієнти надлишку повітря під час запалювання, «бідного» та «багатого» зривів: α_{3an} , α_{max} , α_{min} – і визначається залежність цих коефіцієнтів від швидкості повітря в пальнику $\alpha^{3an} = f(W_{\Pi})$, $\alpha^{max} = f(W_{\Pi})$, $\alpha^{min} = f(W_{\Pi})$.

2.3 Методика термоанемометричних вимірювань в робочому каналі СНС

В якості термоанемометричного обладнання використовувались термоанемометр DISA-Eelectronics (Данія) типу 55М та анемометр-термометр TESTO 425. В якості первинного перетворювача використовується однонитковий датчик. Робочий елемент датчика довжиною 1,25 мм виготовлений з вольфрамової нитки діаметром 5 мкм. Нитка датчика термоанемометра вмикається в одне з плечей мосту, що входить в склад основних блоків термоанемометричних систем DISA 55М та TESTO 425. Для налаштування термоанемометричної системи і візуального спостереження за сигналом під час проведення вимірювань застосовувався осцилограф C1-70. Аеродинамічний стенд з усією необхідною апаратурою, а також схема фіксації датчика наведені на рис. 2.3.

Відомо, що при використанні термоанемометрів з нагрітою ниткою безпосередньо вимірювані електричні сигнали перераховуються в гідродинамічні характеристики потоку. Коефіцієнти перекладу (чутливості) визначаються закономірностями конвективного теплообміну між потоком і нагрітим чутливим елементом датчика. Тому точність методики термоанемометричних вимірювань в значній мірі визначається коректністю побудови тарувальної характеристики датчика.



Рис. 2.3 - Аеродинамічний стенд з вимірювальною апаратурою

Для проведення тарування датчика в той же переріз, де знаходився датчик встановлювався "носик" трубки Піто-Прандтля.

Попередні вимірювання за допомогою анемометра-термометра TESTO 425 підтвердили рівномірність поля швидкостей в місці установки трубки Піто-Прандтля і нитки датчика термоанемометра DISA 55М. Швидкість повітряного потоку визначалася в робочій ділянці трубкою Піто-Прандтля встановленої поблизу нитки датчика. Тарувальна характеристика, як зазвичай, будувалася в лінеарізованих координатах.

Приклад тарувальної характеристики термоанемометра приведений на рис. 2.4.

З тарувальної характеристики видно, що вона лінійна у всьому діапазоні швидкостей 2...12 м/с (максимальне відхилення не перевищує 0,01%). На підставі тарувальної характеристики визначаються константи градуювання E_0^2 і В, необхідні для розрахунку швидкості і середньоквадратичної пульсації.

Методика термоанемометричних вимірювань базується на теорії конвективного теплообміну нагрітої нитки датчика термоанемометра. Розглядаючи нитку як циліндр нескінченної довжини, для описання теплообміну застосовуються рівняння подібності, що здобуті в випадку поперечного обтікання циліндру,

оскільки при вимірюваннях поздовжньої компоненти пульсацій нитка датчика термоанемометру розташовується перпендикулярно обтікаючому її потоку.



Рис. 2.4 - Тарувальна характеристика датчика термоанемометра.

В теорії конвективного теплообміну рівняння подібності для поперечнообтікаємого повітрям циліндру визначаються в вигляді двочленної залежності [77]:

$$\mathbf{E}^2 = \mathbf{E}_0^2 + \mathbf{B}\mathbf{U}^{0,45},\tag{2.1}$$

де U (м/с) – швидкість потоку, E (В) – напруга, що знімається з діагоналі мосту (лінійно пов'язана з E_w , але посилена за рахунок мостової схеми і посилювача зворотного зв'язку); E_0^2 (В²) – квадрат фіктивної напруги, значення якого визначається при пролонгації тарувальної характеристики до w = 0; В (В²(м/с)^{0,45}) – константа тарування; показник ступені n=0,45 вибраний як оптимальний на основі експериментальних даних [77].

З допомогою рівняння (2.2) проводиться расшифровка результатів вимірювань. Як безпосередньо випливає з цього рівняння, середня в часі швидкість може бути визначена, як:

$$U = \left(\frac{E^2 - E_0^2}{B}\right)^{2,22}.$$
 (2.2)

Диференціювання рівняння (2.3) по змінним Е та w дозволяє встановити взаємозв'язок між середньоквадратичними пульсаціями поздовжньої компоненти швидкості та напруги:

$$\frac{\sqrt{u'^2}}{u}\% = \frac{0,444E}{E^2 - E_0^2}\sqrt{e'^2},$$
(2.3)

де $\sqrt{e'^2}$ (мВ) – середньоквадратична пульсація напруги.

Ступінь турбулентності потоку визначався з сумарною відносною похибкою:

$$\varepsilon_{\rm Tu} = \sqrt{\varepsilon_{\rm B}^2 + E^2 + \varepsilon_{\rm rw}^2 + E_0^2 + \varepsilon_{\rm u}^2}.$$
 (2.4)

2.4. Методика обробки експериментальних даних

Розрахунки виконуються за формулами, що наведені у відповідних нормативних документах та спеціальній технічній літературі [76 - 80].

Під час обробки результатів випробувань за нормальні умови приймаються тиск та температура оточуючого середовища, які дорівнюють $P_{\pi} = 101325$ Па та $t_{\pi} = 0$ ⁰C.

Нижча теплота згоряння палива Q_H^P , кДж/м³ визначається за допомогою калориметра або у разі відомостей щодо складу газу розраховується за формулою

$$Q_{H}^{P} = 126, 4 \cdot CO + 107, 9 \cdot H_{2} + 358, 8 \cdot CH_{4} + 643, 6 \cdot C_{2}H_{6} + 931, 8 \cdot C_{3}H_{8} + 1227, 8 \cdot C_{4}H_{10} + 1566, 3 \cdot C_{5}H_{12} + 594, 0 \cdot C_{2}H_{4} + 876, 1 \cdot C_{3}H_{6} + 176, 2 \cdot C_{4}H_{8} + 1487, 4 \cdot C_{5}H_{10} + 1556, 7 \cdot C_{6}H_{6} + 233, 7 \cdot H_{2}S$$

$$(2.5)$$

Реальна (секунда) витрата газу V_Г, м³/с, яка виміряна звужуючим пристроєм, розраховується за формулою:

$$V_{\Gamma} = K_{\pi} \sqrt{\frac{\Delta P_{\Gamma}^{\pi}}{\rho_{\Gamma}^{\pi}}}, \qquad (2.6)$$

де K_{π} – коефіцієнт, що враховує геометричні характеристики діафрагми та визначається за результатами повірки у відповідних метрологічних організаціях; ΔP_{Γ}^{π} - перепад тиску газу на діафрагмі, Па; ρ_{Γ}^{π} - густина газу в реальних умовах, кг/м³. Розраховується за формулою:

$$\rho_{\Gamma}^{\pi} = \frac{\left(P_{6} + P_{\Gamma}^{\pi}\right)}{\left(t_{\Gamma}^{\pi} + 273\right)R_{\Gamma}},\tag{2.7}$$

де P_{Γ}^{π} - надлишковий тиск газу перед діафрагмою, Па; t_{Γ}^{π} - температура газу перед діафрагмою, ⁰C; R_{Γ} - 482 Дж/(кг·К) – газова стала природного газу.

Витрата газу V_{Γ}^{H} , м³/с, яка приведена до нормальних умов, розраховується за формулою:

$$V_{\Gamma}^{H} = \frac{273 \cdot \left(P_{\Gamma}^{\kappa o \pi} + P_{6}\right)}{101325 \cdot \left(273 + t_{\Gamma}^{\pi i \eta}\right)}, \,\mathrm{M}^{3}/\mathrm{c},$$
(2.8)

де $P_{\Gamma}^{\kappa o \pi}$ - надлишковий тиск газу перед газорозподільним колектором, Па; $t_{\Gamma}^{\kappa o \pi}$ - температура газу перед газовим колектором, ⁰С.

Витрата повітря $V_{\Pi}^{\mathcal{A}}$, м³/с, що виміряна за допомогою інтегруючої трубки Піто, розраховується як:

$$V_{\Pi} = K_{mp} \sqrt{\frac{\Delta P_{\Pi}^{mp}}{\rho_{\Pi}^{mp}}}, \qquad (2.9)$$

де K_{Tp} – коефіцієнт, що враховує геометричні характеристики трубки, в загальному випадку приймається рівним одиниці; ΔP_{Π}^{mp} - динамічна складова тиску повітря в робочій ділянці, Па; ρ_{Π}^{mp} - густина повітря в реальних умовах, кг/м³. Розраховується за формулою:

$$\rho_{\Pi}^{\pi} = \frac{\left(P_{6} + P_{\Pi}^{\pi}\right)}{\left(t_{\Pi}^{\pi} + 273\right)R_{\Pi}},$$
(2.10)

де P_{Π}^{Tp} - надлишковий тиск повітря перед інтегруючою трубкою Піто, Па; t_{Π}^{Tp} - температура повітря перед інтегруючою трубкою Піто, ⁰C; R_{Π} - 281,53 Дж/(кг·К) – газова стала повітря.

Витрата повітря V_{Π}^{H} , м³/с, що приведена до нормальних умов:

$$V_{\Pi}^{H} = V_{\Pi}^{CHC} \cdot \frac{273 \cdot \left(P_{\Pi}^{CHC} + P_{6}\right)}{101325 \cdot \left(273 + t_{\Pi}^{CHC}\right)},$$
(2.11)

де P_{Π}^{CHC} - надлишковий тиск повітря перед СНС, Па; t_{Π}^{Π} - температура повітря перед струменево-нішевим стабілізатором, ⁰С.

Теплова потужність системи *N*_п, кВт, розраховується за формулою:

$$N_{\Pi} = V_{\Gamma}^{H} \cdot Q_{H}^{P}. \tag{2.12}$$

Коефіцієнт надлишку повітря α розраховується за однією з таких формул: а) якщо відомі витрати компонентів:

$$\alpha = \frac{V_{\Pi}^{H}}{L_{0} \cdot V_{\Gamma}^{H}}, \qquad (2.13)$$

де L_0 – стехіометричний об'єм повітря під час горіння газу, м³/м³. Він розраховується таким чином:

$$V_{0} = \frac{1}{21} [0,5H_{2} + 0,5CO + 2CH_{4} + 3,5C_{2}H_{6} + 5C_{3}H_{8} + 6,5C_{4}H_{10} + 3C_{2}H_{4} + 4,5C_{3}H_{6} + 6C_{4}H_{6} - O_{2}].$$
(2.14)

2.5. Методика обробки експериментальних вимірювань екологоекономічних показників роботи водогрійних котлів

Техніко-економічні показники роботи котла визначалися за загально прийнятою методикою випробувань котельних агрегатів [81].

Тепловий баланс зводився по методу узагальнених технічних характеристик професора Равича М.Б.

К.К.Д. брутто визначався по зворотному балансу:

$$\eta_{\kappa.\delta p.} = 100 - q_2 - q_3 - q_5. \tag{2.15}$$

q₂ - втрати тепла з відхідними газами визначались для відповідних
 природному газу приведених значень узагальнених теплотехнічних характеристик
 по формулі, %:

$$q_2 = \frac{T_{\text{eid.}} - L \cdot T_{x.n.}}{T_{\text{max}}} \Big[C + (h-1) \times K \times B \Big], \qquad (2.16)$$

де $T_{si\partial}$ - температура відхідних газів в балансовій точці, ⁰C; $T_{x.n.}$ - температура повітря, ⁰C; h - коефіцієнт об'єму димових газів, %.

$$q_3 = 3,12 \cdot CO \cdot h, \qquad (2.17)$$

де СО - об'ємна концентрація окисла вуглецю, %.

$$q_5 = q_{5hom} \frac{\mathcal{I}_{hom}}{\mathcal{I}_{\phi a \kappa}}, \qquad (2.18)$$

де q_{5hom} - втрата тепла при номінальному навантаженні, %; \mathcal{I}_{hom} номінальна продуктивність котла, т/год; $\mathcal{I}_{\phi a \kappa}$ - дійсне навантаження котла т/год. Екологічна частина виконана згідно методики [82]. Масова концентрація в відхідних газах оксидів азоту в перерахунку на *NO*₂ визначається по формулі:

$$C_M = C_{OF} \cdot \mathbf{1}_{PPM}, \qquad (2.19)$$

де C_{OE} - об'ємна концентрація оксидів азоту, яка визначається шляхом аналізу димових газів.

$$1_{PPM} = 1.0,0001\% \ o \delta = \frac{M \cdot NO_2}{22,4} = 2,053 \frac{M^2}{M^3}, \qquad (2.20)$$

де М - молекулярна вага, а.о.м.

Масова концентрація в відхідних димових газах шкідливих речовин приведена до нормальних умов (0 °C, 760 мм рт. ст.) при коефіцієнті надлишку повітря $\alpha = 1$:

$$C_{CO \ \alpha=1} = 446, 4 \cdot M \cdot Y \cdot h, \tag{2.21}$$

де Y - об'ємна концентрація окисла вуглецю, %; h - коефіцієнт розбавлення продуктів горіння; M - молекулярна вага окисла вуглецю.

Коефіцієнт розбавлення продуктів горіння дорівнює:

$$h = \frac{21}{21 - O_2}.$$
 (2.22)

Питомі викиди оксидів на 1 Гкал виробленого тепла визначається наступним чином:

$$B = \frac{3, 6 \cdot C_{\alpha=1} \cdot 100}{a \cdot \eta_{\text{DP}}}, \qquad (2.23)$$

де η_{EP} - ККД котлоагрегата, %; *а* - відношення нижчої теплоти згоряння палива до об'єму сухих продуктів горіння, МДж/м³.

Максимальний секундний викид оксидів від агрегату, г/сек:

$$Ce\kappa = \frac{B_{MAX} \cdot Q_{\Gamma}}{3600}, \qquad (2.24)$$

де Q_{Γ} - тепло вироблене агрегатом, Гкал/год; B_{MAX} - максимальний викид оксидів, мг/Гкал.

Температура димових газів на виході з димаря:

$$T_{TP}^{\prime\prime} = T_{TP}^{\prime} - \Delta T_{TP} - \Delta T_{\mathcal{A}X}, \qquad (2.25)$$

де $T'_{TP.}$ - температура димових газів на виході з труби, °C; ΔT_{TP} - падіння температури газів на 1 м димаря, °C/м; ΔT_{ZX} - падіння температури від димососа до димаря, °C.

Падіння температури газів на 1 м димаря розраховується:

$$T'_{mp} = \frac{B_{T1} \cdot \alpha_{BHX1} \cdot T_{BHX1} + B_{T2} \cdot \alpha_{BHX2} \cdot T_{BHX2} \dots}{B_{T1} \cdot \alpha_{BHX1} + B_{T2} \cdot \alpha_{BHX2} \dots}$$
(2.26)

де B_T - витрата натурального палива, м³/год; α_{BUX} - надлишок повітря за димососом кожного котла; T_{BHX} - температура газів за димососом кожного котла, °C.

Падіння температури від димососа до димаря:

$$\Delta T_{TP} = \Delta t_{TP} \cdot H_{TP}, \qquad (2.27)$$

де Δt_{TP} - падіння температури газів по висоті димаря, °С; H_{TP} - висота труби, м.

Падіння температури по висоті димаря розраховується по формулі:

$$\Delta t_{TP} = 0, 4\sqrt{\mathcal{I}}, \qquad (2.28)$$

де Д - еквівалентна величина:

$$\sqrt{\mathcal{A}} = \frac{\sqrt{Bm \times Q_{PH}}}{822} \tag{2.29}$$

Визначення секундного об'єму димових газів на виході з гирла, м³/с:

$$V_{TP} = \frac{\sum B \left[V_{\Gamma}^{0} + V_{\Pi}^{0} \left(\alpha_{BHX}^{\prime} - 1 \right) \right] \times \rho_{H}}{3600} \times \frac{273 + T_{TP}^{\prime \prime}}{273} \times \frac{760}{P_{\delta}} \quad , \tag{2.30}$$

де V_{Γ}^0 , V_{Π}^0 - об'єми продуктів згорання та необхідні об'єми повітря для спалювання 1 кг палива, нм³/кг; ρ_H - густина сухого природного газу при нормальних умовах, кг/нм³.

Визначення швидкості викидів шкідливих речовин з гирла димаря :

$$W_{TP}^{//} = \frac{V_{TP}}{f_{\Gamma UP}},$$
 (2.31)

де $f_{\Gamma \! \! I \! \! I \! \! P}$ - площа живого перетину гирла димаря, M^2 .

В залежності від того, в яких одиницях відбуваються концентрації компонентів, взаємний перерахунок концентрацій можливо розраховувати за таблицею 2.1.

	\sim ·	•	••	•	••	U		
	() пициии	RUM1NV	концентрации	Г931R Т	'A 1Y	взаемнии	Tenenayy	VHOK
1 a O m d n 2.1	Одиниці	Drivinpy	концентрации	I asib I	a in	DJaCMIIIII	перерал	y 110 K

	C _x						
	$M\Gamma/M^3$	% об.	ppm				
мг/м ³	1	$\frac{8312,6\cdot10^{-4}\cdot C_{a}\cdot T_{cym}}{M\cdot P_{cym}}$	$\frac{8312,6\cdot C_{a}\cdot T_{cym}}{M\cdot P_{cym}}$				
% об.	$\frac{1,2 \cdot C_a \cdot M \cdot P_{_{CYM}}}{T_{_{CYM}}}$	1	$10^{-4} \cdot C_a$				
ppm	$\frac{1,2\cdot 10^{-4}\cdot C_{a}\cdot M\cdot P_{cym}}{T_{cym}}$	$10^{-4} \cdot C_a$	1				

де C_a – чисельне значення концентрації в заданих одиницях;

С_х - чисельне значення концентрації в одиницях, які розраховуються;

М – молекулярна маса газу;

Р_{сум} – тиск газової суміші в пробі, Па;

Т_{сум} – температура суміші в пробі, К.

1. Концентрацію компонентів CO' та NO'_x у розрахунку на вміст $O_2=a$ (% об.) в продуктах згоряння $X_{(O_2=a)}$ розраховують за формулою (2.4)

$$X_{(O_2=a)} = K \cdot X , \qquad (2.32)$$

де замість X підставляють відповідно CO', NO'_x.

Для продуктів повного горіння

$$K = \frac{21 - a}{21 - O_2'}.\tag{2.33}$$

Для продуктів неповного горіння

$$K = \frac{21 - a}{21 - (O'_2 - 0.5 \cdot CO' - 0.5 \cdot H'_2 - 2 \cdot CH'_4)}.$$
 (2.34)

2.6 Оцінка похибок вимірювання

2.6.1 Похибка вимірювання температури повітря

Під час проведення досліджень в якості окисника використовувалося повітря при температурі в приміщенні лабораторії, яка визначалася за допомого рідинного скляного термометру. Точність вимірювання температури визначається дослідноінструментальною похибкою та похибкою зчитування і може бути обрахована за співвідношенням:

$$\sigma(T) = \sqrt{\left(\frac{\Delta}{3}\right)^2 + \left(\frac{\Delta}{\sqrt{12}}\right)^2 + \theta^2(T)} = \sqrt{7\left(\frac{\Delta}{6}\right)^2 + \theta^2(T)}, \qquad (2.34)$$

де, Δ – ціна поділки термометра, складає 0,5 ⁰C; $\theta(T)$ – випадкова похибка вимірювання температури, з врахуванням коефіцієнта Стьюдента склав 0,1. Тоді

значення похибки вимірювання температури становитиме: $\sigma(T) = 0,24$ ⁰C з величиною довірчої імовірності P=0,95.

2.6.2 Похибка вимірювання атмосферного тиску

В лабораторії використовуються барометри типу БАММ-1, що мають низьку точність ($\delta(P) \le 500 \ \Pi a$). Тому поправки в розрахунки не вносяться. Враховуючи, що приладова помилка цього барометра набагато більша за помилку зчитування, можна записати:

$$\sigma(P) = 500 \ \Pi a \tag{2.35}$$

2.6.3 Похибка визначення динамічного напору

Мінімальні витрати визначалися по значенням напорів за допомогою мікроманометрів (рис. 2.5).



Рис. 2.5 - Схема дії мікроманометра

Розрахункова залежність для визначення різниці тисків має вигляд:

$$\Delta P = hg \rho \left(\sin \alpha + \frac{F_1}{F_2} \right), \qquad (2.36)$$

де F₁, F₂ – відповідно площа перерізу нахиленої трубки і посудини.

Враховуючи, що $g\rho\left(\sin\alpha + \frac{F_1}{F_2}\right)$ не залежить від вимірюваного тиску і в

експерименті величина постійна, можна записати:

$$\Delta P = h \cdot k \,. \tag{2.37}$$

Дослідно-інструментальна помилка визначається за залежністю

$$\delta(\Delta P) = \Delta P \sqrt{\left[\frac{\delta(h)}{h}\right]^2 + \left[\frac{\delta(k)}{k}\right]^2 + \frac{\Delta^2}{12}}.$$
(2.38)

Для умов проведення експерименту, (дифманометр типу ММН, k = 0,2) можна вважати:

$$\delta(\Delta P) = 4 \Pi a$$
.

2.6.4 Похибка визначення витрати палива

В роботі був використаний спосіб вимірювання витрати газу по перепаду тиску в звужуючому пристрої.



Рис. 2.6 – Схема вимірювання витрати рідини за допомогою діафрагми

Витрата рідини пропорційна перепаду тиску і визначається з співвідношення:

$$m = \alpha \delta F_o \sqrt{2\rho \Delta P}, \quad \kappa \epsilon / c$$

$$V = \alpha \delta F_o \sqrt{2/\rho \Delta P}, \quad m^3 / c$$
(2.39)

де *m* і *V*, відповідно, масова та об'ємна витрата; ρ - густина; δ - поправочний множник на розширення вимірюваного середовища; α - коефіцієнт, що залежить від конструкції звужуючого пристрою [84, 85].

В умовах проведення вимірів можна вважати, що величина *б* постійна, тоді вираз для об'ємної та масової витрат можна записати:

$$V = c \sqrt{\frac{\Delta P}{\rho}}; m = c' \sqrt{\rho \Delta P}$$
(2.40)

Похибка вимірювання витрати включає помилки визначення с, ρ і ΔР.

Значення *с* визначається при проведенні тарувальних дослідів з використанням сопла Вітошинського з похибкою 3-4%.

Густина повітря визначається по рівнянню стану $\rho = \frac{P}{RT}$. Точність визначення густини залежить від точності визначення тиску P, температури T і газової сталої R:

$$\sigma(\rho) = \rho \sqrt{\left[\frac{\sigma(P)}{P}\right]^2 + \left[\frac{\sigma(T)}{T}\right]^2 + \left[\frac{\sigma(R)}{R}\right]^2}, \qquad (2.41)$$

що відповідає виразу для дослідно-інструментальної помилки:

$$\delta(\rho) = \rho \sqrt{\left[\frac{\delta(P)}{P}\right]^2 + \left[\frac{\delta(T)}{T}\right]^2 + \left[\frac{\delta(R)}{R}\right]^2}.$$
(2.42)

Так як $\frac{\delta(R)}{R} = \frac{\sigma(R)}{R} = 0,0001, \ \delta(P) = 400 \ \Pi a$ для барометра BP-52 (2.40) і $\sigma(T) = 0,24 \ K$ (паливо використовувалось з параметрами навколишнього середовища) при використанні ртутного термометра з ціною поділки 0,5 K (2.30), то:

$$\frac{\delta(\rho)}{\rho} = \sqrt{\left(4 \cdot 10^{-3}\right)^2 + \left(4,8 \cdot 10^{-3}\right)^2 + \left(1 \cdot 10^{-4}\right)^2} = 6,2 \cdot 10^{-3}, \qquad (2.43)$$

а повна похибка визначення витрати становитиме:

$$\frac{\delta\left(\overline{V}\right)}{V} = \frac{\delta\left(\overline{m}\right)}{m} = \sqrt{\left[\frac{\delta(c)}{c}\right]^2 + \frac{1}{4}\left[\left(\frac{\delta(\rho)}{\rho}\right)^2 + \left(\frac{\delta(\Delta P)}{P}\right)^2\right]} =$$

$$= \sqrt{0.04^2 + \frac{1}{4}\left[\left(6.2 \cdot 10^{-3}\right)^2 + \left(\frac{4}{240}\right)^2\right]} = 0.041.$$
(2.44)

2.6.5 Похибка визначення витрати повітря

У вимірній ділянці прямокутного поперечного перетину при визначенні витрати повітря застосовувались осереднюючи інтегруючі трубки Піто встановлені навхрест, виконані згідно рекомендацій [75]. Таким чином, похибка вимірювання витрати повітря може бути розрахована відповідно до п. 2.6.4 і з уточненнями параметрів с=1,5-2%, а також $\frac{\delta(R)}{R} = \frac{\sigma(R)}{R} = 0,0001$ можемо обчислити відповідні значення:

$$\frac{\delta(\rho)}{\rho} = \sqrt{\left(2 \cdot 10^{-3}\right)^2 + \left(4,8 \cdot 10^{-3}\right)^2 + \left(1 \cdot 10^{-4}\right)^2} = 5,2 \cdot 10^{-3}$$
(2.45)

$$\frac{\delta(\overline{V})}{V} = \frac{\delta(\overline{m})}{m} = \sqrt{0.02^2 + \frac{1}{4} \left[\left(5.2 \cdot 10^{-3} \right)^2 + \left(\frac{4}{240} \right)^2 \right]} = 0.022.$$
 (2.46)

2.6.6 Похибка вимірювання температури у факелі

При дослідженнях температурних полів факелу системи та пальників використовувався ТЕП без захисного кожуху та камери гальмування, тому необхідно врахувати всі можливі похибки пов'язані з вимірюваннями температури у високошвидкісному потоці газу.

Похибка пов'язана з тепловим випромінюванням від спаю термопари розраховується наступним чином:

$$\Delta T = \frac{\sigma \mathcal{E}_{men}}{\alpha_{men}} \left(T_{men}^4 - T_c^4 \right) , \qquad (2.47)$$

де: $\sigma = 5,67 \cdot 10^{-8}$ Вт/(м²·K⁴) - коефіцієнт випромінювання абсолютно чорного тіла; ε_{men} - коефіцієнт чорноти спаю ТЕП; α_{men} - коефіцієнт тепловіддачі від факела до спаю, Вт/(м²·K); T_{men} - температура робочого спаю, К; T_c - температура середовища в яке відбувається витікання суміші, К;

Оскільки вимірювання виконувались на режимах при низькій глибині вигоряння палива, що супроводжується покриттям королька ТЕП шаром сажі, то можна прийняти коефіцієнт чорноти спаю $\varepsilon_{men} \approx 1$. Слід зазначити, що в умовах недопалу збільшується похибка вимірювань.

Коефіцієнт тепловіддачі при обтіканні потоком робочого спаю ТЕП, який виконаний у формі кульки з діаметром королька $d_{\kappa} = 0,8$ мм може бути порахований за формулами:

$$\alpha_{men} = \frac{\lambda N u}{d_{\kappa}}; N u = 0,216 \operatorname{Re}^{0.62}, \qquad (2.48)$$

де: число Рейнольдса обраховується $\text{Re} = \frac{Wd_c}{v}$, а всі параметри потоку відносяться до точки вимірювання і визначаються по таблицям [84, 86, 87].

Для випадку вимірювань температури продуктів згоряння в факелі можна прийняти: W=25 м/с, T=1600 К, значення в'язкості та теплопровідності v =240,2·10⁻⁶ м²/с та λ =13,5·10⁻² Вт/(м·К). Підставляючи приведені значення знайдемо: Re=100, $\alpha_{men} = 630$ Вт/(м²·К); тоді $\Delta T = 80$ К [88, 89].

Оскільки швидкості потоку дозвукові, а робочий спай термопари віднесений від державки датчика на відстань 25 мм (що становить приблизно 55 діаметрів термоелектричних проводів), то похибками за рахунок не повного гальмування потоку та похибкою від втрат тепла по термоелектродам можна знехтувати [90].

Враховуючи похибку калібрування та похибку пов'язану з підключенням термопари до схеми вимірювань, випадкова похибка склала 3 К. Рівень методичної

похибки в сторону заниження температури складає 80 К. Таким чином, максимальне значення методичної похибки може складати 5 % від показів вторинних вимірювальних приладів і буде зменшено у випадку вимірювань параметрів потоку при нижчих значеннях швидкості та температури. Так, наприклад, при швидкості потоку 10 м/с та температурі 1000 К, методична похибка складає 30 К, що становить 3 % від вимірюваної величини.

2.6.7 Похибка вимірювання емісійних характеристик СНС

Дослідження емісійних характеристик струменево-нішевих модулів виконувалось в лабораторних умовах за допомогою газоаналізатору Testo 330 – 1LL. Таким чином, похибки визначення концентрацій оксидів вуглецю, азоту, а також вмісту кисню розраховуються у відповідності до паспортних характеристик приладу.

Похибка визначення СО в діапазоні значень 0...200 ppm становить 10 % від показів, а в діапазоні значень 201...2000 ppm – 5%, при роздільній здатності сенсору 1 ppm.

Похибка визначення NO_x складає 5 % в діапазоні значень 0...2000 ррт при роздільній здатності сенсору 1 ррт.

Похибка визначення вмісту O₂ в продуктах згоряння становить 0,2 % від показів при роздільній здатності сенсору 0,1 %.

При проведенні досліджень враховано час налагоджування сенсорів. При реєстрації показів емісії оксидів вуглецю час налагоджування датчику становить 60 с, що є найбільшим значенням для всіх чуттєвих елементів приладу, тому при виході на досліджуваний режим реєстрація результатів газового аналізу відбувалась не менше хвилини.

2.6.8 Похибка проведення термоанемометричних досліджень

Похибки вимірювання: а) пульсацій напруги $\varepsilon_{\rm B}$ і напруги моста Е оцінені відповідно в ±0,5 і ±0,2%;

б) опір датчика вимірювався з абсолютною похибкою 0,05 Ом, так що максимальна відносна похибка ε_{rw} (для датчика з ниткою діаметром 5 мкм, $\varepsilon_{rw} = 4$ Ом) складала ±0,8%;

в) значення E_0^2 виходило побудовою тарувальної характеристики насадки з похибкою не більш ±2 %;

г) абсолютна похибка вимірювання швидкості потоку за допомогою трубки Піто-Прандтля, складала ±0,07 мм водяного стовпа, що при мінімальній швидкості потоку (~1,5 мм водяного стовпа) призводить до максимальної відносної похибки ±2.4 %.

Гідродинамічні характеристики потоку – число Рейнольдса і ступінь турбулентності визначалися з похибкою ±2,7 % і ±3,3 % відповідно.

Таким чином, вимірювання ступеню турбулентності проводилося с похибкою ±3,3%, а середньої швидкості ±2,4%.

2.7 Фізична модель робочого процесу СНС

Як зазначалось раніше, СНС розміщена на плоскому паливоподавальному колекторі-пілоні і є основою однойменних ПП (рис. 2.7). На рисунку позначені геометричні: та режимні параметри системи. Раніше визначено вплив конструктивних параметрів системи на основні характеристики робочого процесу пальників.

Параметри *L* та L_1 визначають якість сумішеутворення; $L/H - \phi$ ормує вихрову структуру для аеротермічної стабілізації процесу горіння (найбільш прийнятні відкриті прямокутні каверни із значенням параметру L/H=3...5); $d \rightarrow G_r - діаметри отворів визначають теплову потужність пальників, а також обираються у відповідності до стехіометрії палива; <math>S/d$ – параметр, який крім якості процесів

сумішеутворення в зоні стабілізації полум'я визначає характеристики гідродинамічної стабілізації процесу горіння (*S*/*d*=f(*L*₀)); далекобійність струменів $h_{\rm c}$ =f(*S*/*d*; *d*; *q*), де $q = \frac{\rho_{\Gamma} W_{\Gamma}^2}{\rho_{\Pi} W_{\Pi}^2}$, визначає крок розташування та кількість пілонів у

пальнику [91-93].



Рис. 2.7 – СНС на плоскому стабілізаторі-пілоні

Найбільш сприятливим режимом роботи системи є випадок, коли забезпечується ($\alpha_{33c}=1$). Режими, при мінімальній та максимальній витраті газу є критичними і визначають межі бідного і багатого зриву полум'я, тим самим визначаючи умови стійкої роботи пристрою без зриву і проскоку полум'я. Гідродинамічний параметр є універсальним критерієм оцінки можливості сталої роботи системи. Дослідження показують, що СНС забезпечує автомодельність процесу сумішоутворення в широкому діапазоні значень гідродинамічного параметра *q*.[94]. При *q* <1, виникає ефект Коанда, тобто при виході з отворів струмінь «прилипає» до стінки. Максимальне ж значення *q* залежить від величини затінення прохідного перетину каналу та виду спалюваного палива (таблиця 2.2).

Режим горіння палива	Параметри	Характеристика	
	$G_{\Gamma} \rightarrow G_{\Gamma}^{\text{підпал}}$	Розпалювальний режим.	
W	$0 < q < q_{\kappa p}^{I}$	характеризуєтся мінімально	
	α _{33c} ≈1	допустимою витратою палива при	
		пуску ВО. Показує глибину	
	$\alpha_{\Sigma} << \alpha_{\text{HOM}}$	розвантаження об'єкта без	
		відключення частини пальників.	
	$G_{\Gamma} = G_{\Gamma}^{\text{HOM}}$	Номінальний режим роботи СНС,	
	$q_{\kappa p}^{I} < q < q_{\kappa p}^{II}$	який відповідає коефіцієнтові	
	$\alpha_{33c}=1$	надлишку повітря в системі рівному	
	$\alpha_{\Sigma} = \alpha^{HOM}$	одиниці. Розвиток струменів	
		відбувається потоці, що набігає і	
	$h_{\rm c} = h_{\rm c}^{\rm HOM}$	забезпечує стійку вихорову структуру	
	$G_{\Gamma} > G_{\Gamma}$	Режим роботи системи, коли	
W _B	$q > q^{\text{HOM}}$	стабілізація процесу горіння повністю	
	α _{33c} =1	переходить з нішевой порожнини на	
		паливні струмені. Характеризується	
	$\alpha_{\Sigma} < \alpha^{\text{nom}}$	появою пульсацій полу'я.	
	$G_{\Gamma}^{\max} >> G_{\Gamma}^{HOM}$	Режим при максимальній витраті	
	$q^{\max} >> q^{HOM}$	палива. Далекобійність струменів	
	α330<1	значно перевищує напіввисоту	
	$\alpha_{\Sigma} << \alpha^{HOM}$	повітряного каналу. Область	
		стабілізації перенасичена паливом.	

Таблиця 2.2 – Основні режими роботи СНС

Процес технічного горіння є одним з найскладніших процесів з точки зору його математичного описання. При спалюванні органічного палива відбуваються складні фізичні та хімічні процеси, які, з урахуванням їх одночасного протікання, важко піддаються строгому аналітичному опису і моделюванню. Зрозуміло, що проведення натурних експериментів на всіх етапах життєвого циклу ПП, різко збільшує вартість виробу.

2.8 Методи планування експерименту при дослідженні ПП

Експериментальний шлях є основним при дослідженні і оптимізації нових газопальникових пристроїв. Аналіз робіт, проведених в цій області, показує, що в основному використовуються методи однофакторного експерименту, проте, на практиці доводиться мати справу з наявністю істотних міжфакторних взаємодій, тому традиційні методи дослідження стають малоефективними. У роботі використані методи математичного планування експерименту, що дозволяють одночасно вивчати вплив більшого числа факторів і поряд з кількісним урахуванням кожного окремого фактора встановити існування в системі міжфакторових взаємодій та оцінити ефекти останніх. При цьому, математична модель системи представляється часто у вигляді деякого полінома:

$$Y = b_0 + \sum_{i=1}^n b_i X_i + \sum_{i,l=1}^n b_{ij} X_i X_j + \sum_{i=1}^n b_{il} X_i^2, \qquad (2.49)$$

де b_0 , b_i , b_{ij} , b_{il} , - коефіцієнти полінома.

В силу впливу некерованих і навіть неконтрольованих вхідних змінних величина Y носить випадковий характер, а тому рівняння (2.49) не дає точного зв'язку між входом та виходом системи і є лише умовним математичним очікуванням випадкової величини Y, або рівнянням регресії

$$\hat{Y} = M\left\{Y\right\} = f\left(\vec{X}\right),\tag{2.50}$$

де $\vec{X} = (X_1, X_2, ..., X_n)$ - точки простору незалежних змінних.

Таким чином, завдання зводяться до відшукання за результатами експерименту рівняння регресії у формі деякого полінома. В даний час є ряд добре сформульованих критеріїв оптимального планування експерименту для різних ситуацій і для них розроблені алгоритми, користуючись якими, можливо розташувати експериментальні точки у факторному просторі, тобто вибрати певні співвідношення факторів в окремому досліді таким чином, щоб обробка результатів спостережень забезпечила мінімальну помилку в оцінці ефектів і навіть при недостатньому рівні теоретичних знань про механізм робочого процесу в пальниках дозволила отримати його математичну модель.

Теоретичне вивчення закономірностей повітряного потоку і розрахунок регулювальних характеристик ускладнюють багатофакторні залежності і наявність випадкових впливів внаслідок багатьох невраховуваних факторів. Обійти ці труднощі можна використовуючи методи планування експерименту, тобто, не вдаючись у механізм явищ, формально побудувати математичні моделі у вигляді поліноміальних рівнянь (2.49), показують вплив різних чинників на структуру повітряного потоку і регулювальні характеристики газопальникових пристроїв [95-97]. При вивченні складної системи на першому етапі часто застосовується метод випадкового балансу для виявлення факторів, які найбільшою мірою визначають розвиток процесу. У деяких випадках отримані моделі забезпечують достатню точність і відпадає необхідність у продовженні експериментів. В основі цього методу лежить припущення, що із загального числа k досліджуваних ефектів лише деяке невелике число домінує над останніми, і тому можна провести певне ранжування ефектів в порядку зменшення їх впливу на вихід системи, так що переважна їх більшість може бути віднесена до шумового поля. Даний метод застосовується в різних інженерних завданнях і вимагає обліку великої кількості факторів, які впливають на поведінку функції відгуку.

В роботі досліджувався вплив 3 геометричних параметрів паливорозподілу на граничні межі горіння палива в СНС. Приклад побудови регресійної залежності на основі рототабельного центрального композиційного планування експерименту для загального коефіцієнту надлишку повітря в СНС на режимах бідного зриву та пуску полум'я приведений в додатку В [98 - 101].

2.9 Висновки до розділу 2

У відповідності до приведеного матеріалу можна зробити наступні висновки.

1. Відповідно до завдань досліджень приведена методика розрахунку параметрів робочого процесу ПП на пускових та зривних режимах роботи, а також приведена методика обробки результатів еколого-теплотехнічних випробувань котлів в умовах промислової експлуатації.

2. Оцінка похибки експерименту показала, що дослідження витрати і температур потоків палива та окисника, а також параметрів турбулентності та середньої швидкості в каналі виконано з точністю не менше 95%, при довірчій імовірності Р=95%. Вимірювання концентрацій оксидів в продуктах згоряння виконується з похибкою не більше 10%, а похибка непрямих вимірювань балансного коефіцієнту надлишку повітря в системі становить не більше 13%.

3. Представлена методика побудови регресійної залежності за допомогою рототабельного центрального композиційного планування експерименту, за допомогою якої можливо якісно вирішувати такі завдання:

- дослідження впливу параметрів на робочі характеристики ПП, оскільки кроки варіювання для змінних пропорційно однакові, то за допомогою поліномів можна оцінити внесок кожного з параметрів;

- визначення можливості існування ПП з необхідними характеристиками в досліджуваному факторному просторі, а також реалізацію вимог, що виносяться до ПП в заданому діапазоні зміни параметрів;

 показана можливість отримання на основі методів планування експерименту зривних та пускових характеристик газопальникових пристроїв, що може бути використано при дослідженні та виборі раціональних геометричних параметрів паливорозподілу в СНС.

РОЗДІЛ З

РЕЗУЛЬТАТИ МАТЕМАТИЧНОГО МОДЕЛЮВАННЯ ПАРАМЕТРІВ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ В СНС

3.1 Математична модель розрахунку параметрів робочого процесу СНС

Сучасні обчислювальні технології і накопичений експериментальний досвід, дозволяють з достатньою для інженерних розрахунків точністю, проводити чисельне моделювання складних технічних пристроїв у 2-х і 3-вимірній постановці. Чисельні дослідження полягають в описі фізичної картини процесів, що відбуваються в ПП, системою рівнянь газодинаміки, тепло масообміну та хімічної кінетики.

Розрахунок параметрів робочого процесу може бути проведений за допомогою чисельних методів. Останнім часом для чисельного моделювання та розрахунку процесів спалювання створено програмні комплекси обчислювальної газової динаміки (ОГД), що дозволяють поряд з чисельним рішенням 2-х і 3-х мірних рівнянь газової динаміки і сполученого теплообміну, враховувати хімічні реакції в ламінарних і турбулентних потоках. Серед них найбільшого поширення набули «Fluent», «Star CD», «CFX-TASKflow», «FlowVision» та аналогічні.

Для отримання полів швидкостей, концентрацій та температур необхідно розв'язати систему диференційних рівнянь у часткових похідних [102-104].

Для відповідного врахування специфічних особливостей гідродинаміки в каверні необхідно раціонально вибрати умови однозначності, а також модель турбулентності, яка б дозволяла отримувати адекватні результати при проведенні чисельного експерименту. В загальному випадку, при обтіканні каверн виникає відривна течія. Відрив пограничного шару характеризується виникненням зворотних течій та вихорів. Пограничний шар який відривається з передньої кромки ніші далі за потоком може приєднуватись або на задній стінці, або на дні каверни в залежності від її геометричних параметрів.

$$\begin{split} & \frac{\partial \overline{\rho}}{\partial \tau} + \nabla \left(\overline{\rho} \widetilde{V} \right) = 0; \\ & \frac{\partial \overline{\rho} \widetilde{V}}{\partial \tau} + \left(\overline{\rho} \widetilde{V} \cdot \nabla \right) \widetilde{V} = -\nabla p + \nabla \cdot \overline{\overline{\tau}}_{eff} + \overline{\rho} g; \\ & \frac{\partial \overline{\rho} \widetilde{h}}{\partial \tau} + \nabla \cdot \left(\overline{\rho} \widetilde{V} \widetilde{h} \right) = \frac{\overline{Dp}}{D\tau} + \nabla \cdot \left(\overline{\lambda} \overline{\nabla} T + \frac{\mu_t}{Sc_t} \nabla h \right) + \\ & + \overline{\overline{\overline{\tau}}}_{eff} : \nabla \overline{V} + E(\widetilde{T}); \\ & \frac{\partial \overline{\rho} k}{\partial \tau} + \nabla \cdot \left(\overline{\rho} \widetilde{V} k \right) = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \nabla k \right] + P_k - \overline{\rho} \epsilon; \\ & \frac{\partial \overline{\rho} \epsilon}{\partial \tau} + \nabla \cdot \left(\overline{\rho} \widetilde{V} \epsilon \right) = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \nabla \epsilon \right] + C_{\epsilon 1} \frac{\epsilon}{k} P_k - C_{\epsilon 2} \overline{\rho} \frac{\epsilon^2}{k}; \end{split}$$
(3.1)

 $\overline{\rho}$ - густина, осереднена за Рейнольдсом, кг/м³, т - час, с; $\nabla = \left(\frac{\partial}{\partial x}, \frac{\partial}{\partial y}, \frac{\partial}{\partial z}\right)$ - оператор Гамільтона; $\widetilde{V}^{T} = (\widetilde{V}_{x}, \widetilde{V}_{y}, \widetilde{V}_{z})$ - вектор швидкості осереднений по Фавру $\left(\widetilde{f} = \overline{\rho f}/\overline{\rho}\right)$, м/с; р – тиск, Па; $\overline{\tau}_{eff} = (\mu + \mu_{t}) \left[\nabla \widetilde{V} + (\nabla \widetilde{V})^{T} - \frac{2}{3} (\nabla \cdot \widetilde{V}) I \right] - \frac{2}{3} \overline{\rho} k$ - тензор ефективних напружень ростягу стискування, Па; μ - динамічна в'язкість, Па·с; $\mu_{t} = \overline{\rho} C_{\mu} \frac{k^{2}}{\epsilon}$ - турбулентна в'язкість, Па·с; k – турбулентна кінетична енергия, Дж/кг; ϵ – швидкість дисипації турбулентної кінетичної енергії, Дж/(кг·с); І – одиничний тензор другого рангу; $g^{T} = (g_{x}, g_{y}, g_{z})$ вектор гравітаційного навантаження, м/с²; $Sc_{t} = \frac{\mu_{t}}{\rho D_{t}}$ - число Шмідта; $\tilde{h} = \int_{T_{ref}}^{\tilde{T}} c_{p} dT$ - масова ентальпія, Дж/кг; c_{p} - масова теплоємність, Дж/(кг·К);Т – температура, К; T_{ref} - температура відліку, К; $\frac{\overline{Dp}}{\partial \tau} = \frac{\partial p}{\partial \tau} + \widetilde{V} \cdot \nabla \overline{p} + \frac{\mu_{t}}{\rho Sc_{t}} \nabla \overline{p}$ - субстанційна похідна від тиску, Вт/м³; λ – теплопровідність, Вт/(м·К); : - оператор скалярного добутку вектора на градієнт;

$$E(\tilde{T}) = K\left(\int_{\Omega=4\pi} I(s)d\Omega - 4n^2\sigma T^4\right)$$
 - об'ємна густина радіаційного теплового потоку

«сірого» випромінюючого та поглинаючого середовища, Вт/м³; к и _п - коефіцієнт поглинання (м⁻¹) і показник переломлення відповідно; Ω - просторовий кут, ср(стерадіан); σ – сталая Стефана-Больцмана, Вт/(м²·K⁴); л - інтенсивність випромінювання (Вт·с/(м²·ср)) у напрямку s у просторому куті; d Ω ; s₀ - границя; P_k = $\left[\mu_t \left[\nabla \tilde{V} + (\nabla \tilde{V})^T - \frac{2}{3}(\nabla \cdot \tilde{V})I\right] - \frac{2}{3}\bar{\rho}k\right]$: ($\nabla \tilde{V}$) - об'ємне джерело за рахунок турбулентної в'язкості потоку, Вт/м³; C_µ = 0.09, $\sigma_k = 1.0$; $\sigma_{\epsilon} = 1.3$; C_{ε1} = 1.44; C_{ε2} = 1.92 - константи стандартної k – є моделі.

андартної к –е моделі

Початкові умови:

$$T(x, y, z) = T_0;$$

$$V(x, y, z) = V_0;$$

$$k(x, y, z) = k_0;$$

$$\epsilon(x, y, z) = \epsilon_0;$$
(3.2)

Где: $X(x, y, z) \in \Omega_0$ - декартові координати; Ω_0 - розрахункова область. Граничні умови:

- на вході в СНС

$$G_{g,v} = G_{inlet};$$

$$T_{g,v} = T_{inlet};$$

$$C_{g,v} = C_{inlet};$$

$$k(x, y, z) = k_{inlet};$$

$$\epsilon(x, y, z) = \epsilon_{inlet};$$
(3.3)

- на виході з СНС

$$P_{outlet} = 0;$$

$$T = T_{outlet};$$

$$k = k_{outlet};$$

$$\varepsilon = \varepsilon_{outlet}.$$
(3.4)

- на границі газовий тракт-стінка:

3.2 Моделювання гідродинаміки потоку в СНС

У лабораторних умовах детально досліджені швидкісні, концентраційні і температурні поля в СНС і в системі плоских пілонів. При обтіканні стабілізатора повітряним потоком за ним виникає циркуляційна зона в центрі якої знаходиться протитечія. На границі між прямим і зворотним струмом утворюється пограничний шар з великим градієнтом швидкостей, і, отже, з високими значеннями коефіцієнта турбулентного обміну (в 10 разів вище ніж у зоні зворотного струму) [105-106]. Для визначення форми і розмірів циркуляційної зони в різних перетинах за стабілізатором знімалися поля швидкостей і по них будувалися відповідні епюри. Швидкісні поля фіксувалися при холодних продувках. На рисунку 3.1 показана схема визначення профілю безрозмірної надлишкової швидкості в поперечних перетинах початкової ділянки турбулентного сліду за стабілізатором. Як видно, процес знаходиться в автомодельній області та отримані значення безрозмірною швидкості добре вкладаються на кривій, розрахованій за формулою Шліхтинга:

$$\Delta W = \left(1 - \eta^{3/2}\right)^2$$
(3.6)

Де $\Delta W = \frac{W_1 - W}{W_1 - W_2}$ - безрозмірний приріст швидкості; W_1 - початкова швидкість на бігаючого потоку; W_2 - швидкість на осі рециркуляційної зони; W - швидкість в будь-якій точці пограничного шару; $\eta = \frac{y - y_2}{b}$ - безрозмірна координата; у - ордината, що відповідає розглянутій точці зі швидкістю W, y_2 - ордината нижньої межі пограничного шару в даному перетині; b - товщина пограничного шару. Досліди показали, що внаслідок автомодельності течії відносна довжина (і форма)
зони рециркуляції не залежить від швидкості набігаючого потоку та характерного розміру стабілізатора (В_{СТ}) [107-109].



Рис. 3.1 – Модель течії за плоским стабілізатором

Важливим параметром при моделюванні обтікання стабілізаторів є величина розміру циркуляційної течії. У випадку обтікання плоского пілону, розмір вихорової структури у напрямку руху потоку становить в середньому до трьох калібрів поперечного розміру (висоти) пілону.



Рис. 3.2 - Профіль безрозмірної швидкості в пограничному шарі зони циркуляції за прямокутним стабілізатором при параметрах: W₁=15 м/с, ширина стабілізатору B_{CT}=30 мм.

Порівняльні результати чисельних розрахунків обтікання каверни 3 результатами візуалізації за допомогою саже керосинової суміші приведені на рисунку 3.4. Для досліджень обрана ніша з розмірами *L/H*= 80/20, у випадку трапецієвидної каверни розміри ті ж, а кут нахилу бокових стінок становить 45°. Довжина плоскої накладки L₃ – 7 мм. Так, форма порожнини визначає форму вихрової структури, а розміщення керосинового пухиря для розглянутих випадків визначається, перш за все, розміщенням центру ЗЗС, і, відповідно, зміщується від передньої стінки до центру і до задньої стінки каверни послідовно при зміни геометрії від прямокутної до трапецієвидної з кутами нахилу в 45° і трапецієвидної з плоским "козирком" на передній стінці. В якості моделі турбулентності використана kw-sst, яка адаптована до моделювання відривних потоків. Таким чином, в ситуації прямокутної ніші (рис. 3.4, а) результати класифікують каверну як закриту, оскільки пограничний шар безпосередньо приєднується до дна ніші. У випадку моделювання даної фізичної ситуації в нестаціонарній постановці отримано результати відмінні у часі, за рахунок руху вихрової структури у напрямку просування основного потоку повітря (рис. 3.3).



Рис. 3.3 – Лінії струму при обтіканні прямокутної каверни в ізотермічних умовах в різні моменти часу, W_n=20 м/с

За літературними даними, обмін масою між зоною ЗС в ніші і основного потоку відбувається з періодичністю в 3-5 обертів вихору, а частота обертання його визначається швидкісним режимом системи [110].

Розрахункові дані на рис. 3.4 отримані в стаціонарній постановці. Як видно, при порівнянні результатів для ніші зі скошеними стінками, вихрова структура займає весь об'єм каверни, розміщуючись в геометричному центрі ніші. В ситуації на рис. 3.4, б в «затіненій» зоні під козирком утворюється застійна зона, а вихор видозмінюється зі зміщенням до задньої стінки. Таким чином, порівняння гідродинаміки потоку показує достатню якість чисельних результатів і може використовуватись додатковим інструментом при вивченні характеристик закручених течій в умовах СНС.





a)









B)

Рис. 3.4 – Візуалізація обтікання нішевої порожнини повітряним потоком за

допомогою саже керосинової суміші, W_п =25 м/с, L/H=80/20: а) - прямокутна ніша, б) - трапецієвидна ніша, в) - трапецієвидна ніша з плоским структуратором на зривній кромці ніші

3.3 Дослідження гідродинаміки потоку повітря в СНС за допомогою методів термоанемометрії

Результати експериментів представлялись у вигляді розподілу середніх швидкостей і їх пульсацій в центральній частині каверни. Експеримент проводився в діапазоні чисел Рейнольдса від 23·10³ до 84·10³. В якості визначального розміру в числі Рейнольдса вибирався еквівалентний діаметр повітряного каналу пальника, а в якості визначальної швидкості – швидкість потоку в центрі каналу пальника.

Для аналізу впливу "козирка" на розподіл середньої швидкості потоку на рис. 3.5 приведені дані залежностей U = f(y) для каверни з встановленим "козирком" та без нього. Порівняння проводилось при однаковій швидкості потоку в перетині, що проходить через центр нішевої порожнини при U = 18 м/с, що відповідає числу Рейнольдса $84 \cdot 10^3$.

Аналіз розподілів приведених на рис. 3.5 свідчить, що у випадку відсутності "козирка" у каверні розвивається класична відривна течія з максимальною швидкістю зворотного руху 5 м/с, що складає 36 % від швидкості основного потоку в центральному каналі пальника. При чому необхідно констатувати, що профіль середніх швидкостей потоку в центрі пальника є прямокутним, про що свідчить залежність U = f(y) для висот у від 30 мм до 60 мм. Згадане твердження справедливе також для каверни з "козирком" і свідчить про правомірність проведення тарування датчика термометра в центрі прямокутного каналу пальника. Аналіз розподілу швидкостей для каверни з встановленим "козирком" свідчить про утворення складної в гідродинамічному сенсі картини течії в каверні – наявність "козирка" дозволяє розділити суцільну вихрову зону (яка спостерігається в каверні без "козирка") на систему окремих вихрів, що взаємодіють між собою (про що свідчить деформація профілю швидкості на висоті від 0 до 10 мм). Для доповнення інформації приведеної на рис. 3.5 використовується розподіл середньоквадратичних пульсацій швидкостей, що відповідають середній швидкості потоку в центрі каналу 18 м/с і приведені на рис. 3.6.



Рис. 3.5 – Розподіл середньої швидкості потоку: 1 – Залежність U = *f*(y) для каверни без "козирка"; 2 – Залежність U = *f*(y) для каверни з встановленим "козирком"; 3 – результати чисельного експерименту для трапецієвидної ніші



Рис. 3.6 – Розподіл середньоквадратичних пульсацій швидкості потоку в перетині, що проходить через центр нішевої порожнини: 1, 2 – Залежність $\sqrt{u'^2}/U = f(y)$ для каверни без "козирка" і з встановленим "козирком" відповідно, 3 – розподіл

середньоквадратичних пульсацій по результатам математичного моделювання для трапецієвидної ніші

Аналіз результатів свідчить, що встановлення "козирка" на 29 % знижає сумарну турбулентність потоку в каверні порівняно з випадком без "козирка". Так, в центрі каверни турбулентність потоку складає 14 %, тоді як в каверні з встановленим "козирком" вона досягає 10 %. При чому, необхідно констатувати, що встановлення "козирка" змінює характер профілю пульсацій швидкості з параболічного (характерний для каверни без "козирка") на спрямлений.

Для порівняльного аналізу отриманих результатів використовувались експериментальні дані [56], отримані автором при дослідженні структури потоку в плоскій прямокутні каверні, тих же геометричних розмірів, що і досліджувалась в даній роботі. Як свідчить рис. 3.6, залежність $\sqrt{u^2}/U = f(y)$ середньоквадратичних пульсацій швидкості в прямокутній ніші має той же характер, що і для ніші без "козирка" [111].

3.4 Моделювання процесу сумішоутворення в СНС

Важливим параметром при проведенні досліджень впливу геометричних характеристик на робочий процес пальників є оцінка полів концентрацій в зоні стабілізації полум'я. В якості порівняння результатів числових розрахунків з експериментальними результатами використано дані з роботи [56]. В тематичній літературі визначено, що в умовах струменево-нішевої системи середня концентрація палива по об'єму ніші може фіксуватись безпосередньо в її геометричному центрі.

На рис. 3.7 приведено поля розподілу масової концентрації метану в перетині, що проходить через центр нішевої порожнини (перетин обраний подібно до схеми на рис. 3.5 і 3.6). Для метану (в числових розрахунках мається на увазі природний газ) межі масової концентрації запалювання пальної суміші становлять $C_m=3...9\%$. Як видно з результатів нижче, в перетині присутні зони з підвищеним вмістом палива, вони відповідають паливним струменям і мають дещо видозмінену від круглої форму. Стосовно ж області під струменями, яка забезпечує стабілізаційні якості СНС, то її можна охарактеризувати як зону з досить високим ступенем рівномірності концентрації палива в об'ємі суміші і для ситуації з відносним кроком $\overline{S} = 3,2$ в середньому масова концентрація складає приблизно 10%, а для $\overline{S} = 6,2 - 0,77$ %. Таким чином, по результатам моделювання робочий діапазон зміни \overline{S} знаходиться між 3,2 та значення кроку значно меншого за 6,4. Порівняння отриманих в роботі чисельних результатів з літературними приведено на рис. 3.8



Рис. 3.7 – Розподіл масової концентрації метану в середньому перетині нішевої порожнини при зміні відносного кроку розташування паливних отворів \overline{S} =3,2 (a) та 6,2 (б), L/H=40/10, W_{Π} =25 м/с, d=2 мм, q=5,25

Результати чисельних розрахунків відмінні від результатів газового аналізу, виконаного в лабораторії і найбільше їх співпадіння отримано в області значень $\overline{S} = 4...5$ (рис. 3.8). При подальшому використанні застосовуваної математичної моделі для аналізу впливу кроку перпендикулярних струменів на процеси сумішеутворення в кавернах (прямокутних і трапецієвидних) пропонується використовувати наступну залежність:

$$C_m = 1,9 \cdot \sqrt{\overline{C}_m}, \qquad (3.7)$$

де \overline{C}_m - середньо інтегральна масова концентрація метану в об'ємі ніші, отримана по результатам моделювання.



Рис. 3.8 – Рівні масових концентрацій метану в геометричному центрі нішевої порожнини в залежності від відносного кроку розташування паливних отворів \overline{S} при: W_п =25 м/с, q=5,25, d=2 мм, L/H=40/10

Таким чином, при аналізі отриманих результатів можна констатувати задовільне співпадіння фізичних уявлень щодо закономірностей досліджуваних процесів, де головне - це висока гомогенізація суміші в ніші і кількісна залежність масової концентрації від відносного кроку розташування отворів. Особливість отриманих результатів у тому, що співпадіння розрахункових даних 3 експериментальними при $\overline{S} \approx 4,5$ характеризується гідродинамічною перебудовою структури течії, пов'язаної зі зміною взаємодії системи струменів і переходом від системи до поодиноких струменів, які розвиваються в потоці більш самостійно [112]. Зі збільшенням кроку розрахункові результати значно занижені в порівнянні з експериментальними.

3.5 Моделювання температури продуктів згоряння в умовах СНС

Зіставлення результатів моделювання температур в СНС представлено на рис. 3.9. Приведено порівняння температур в двох перетинах, перший відповідає геометричному центру нішевої порожнини, а другий – на відстані 75 мм від газорозподільного колектору по ходу потоку.





На рис. 3.10 представлено результати математичного моделювання робочого процесу спалювання природного газу, на прикладі топкової камери водогрійного котла НИИСТУ-5, обладнаного одним пальником типу СНТ, розміщеним на фронтальній стінці камери.

Приведені результати стверджують задовільне співпадіння даних чисельного розрахунку з експериментом: в області максимальних температур зафіксовано завищення температур, а в області розмежування реагуючої пальної суміші і транзитного потоку повітря – заниження.



Рис. 3.10 – Ізолінії температур, К (а) та швидкостей, м/с (б) продуктів згоряння природного газу в горизонтальному перетині, який проходить через амбразуру прямокутної топкової камери з пальниками СНТ-11

3.6 Висновки до розділу 3

У відповідності до приведеного матеріалу у третьому розділі можна зробити наступні висновки.

1. За допомогою методів математичного моделювання можливо якісно досліджувати гідродинамічні характеристики відривних течій, достатньо адекватно прогнозувати поля концентрацій і температур під час горіння вуглеводневих палив в умовах СНС. З огляду на високу затратність експериментальних досліджень, математичне моделювання розглядається перспективним, сучасним інструментом виконання досліджень параметрів робочого процесу пальників.

2. За допомогою методів термоанемометрії встановлено:

 - зміна конфігурації ніші з прямокутної форми до трапецієвидної майже не впливає на характер розподілу і максимальне значення турбулентності по центральному перетину каналу;

- визначено, що використання принішевого "козирка" змінює структуру вихрової течії, зміщуючи її в сторону задньої по потоку стінки ніші, і тим самим, зменшує максимальні рівні значень турбулентності потоку (з 14 %, як для каверни без "козирка", до 10 % для каверни з встановленим "козирком") в геометричному центрі ніші; - застосування плоскої накладки ("козирка") в струменево-нішевій системі видозмінює вихрову структуру в каверні, тому можна констатувати, що досліджена в роботі накладка виступає в якості регулятора турбулентності і може бути охарактеризована як аеродинамічний *структуратор* течії.

3. Використання аеродинамічного структуратора в цілому дозволяє покращити пускові якості СНС за рахунок зниження інтенсивності турбулентності потоку в ніші, що дозволяє змістити процес з мікродифузійного режиму спалювання в сторону більшої дифузійності процесу горіння.

РОЗДІЛ 4

ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСІВ МАСООБМІНУ, ПУСКОВИХ ТА ЗРИВНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ФАКЕЛУ В СНС

4.1 Визначення масообмінних характеристик рециркуляційної течії в СНС

Струменево-нішева система може бути використана в якості стабілізатора не тільки при спалюванні палива в дифузійному факелі, але й в кінетичному. В обох випадках основну роль відіграє зона рециркуляції всередині ніші, особливо така її характеристика, як кількість повітря (суміші), потрапляючого в цю зону з потоку, що набігає (рис. 4.1). Наведені в цій главі результати мають відношення тільки до режимів бідного зриву полум'я в системі і не стосуються масообмінних характеристик загальної циркуляційної зони в області під паливними струменями при номінальних та максимальних витратах палива. Таким чином, досліджувані зривні процесі відносяться тільки до пускових режимів і далі будуть розглянуті більш детально.

Масообмінні якості системи досліджувалися в таких умовах: типорозміри ніш L/H 80/20, 40/10, 5/20, висота повітряного каналу варіювалася в діапазоні H_{κ} =72...24 мм, швидкості набігаючого потоку повітря W_n =3,5...35 м/с, витрати палива $Gr_{1,2}$ = 0,01...3,5 г/сек (в залежності від типу газоподачі). За основу досліджень було взято рекомендації з робіт Лефевра [113], де визначення кількості суміші, що потрапляє в зону циркуляції ґрунтується на рівності концентраційних полів у зоні стабілізації факелу на межі бідного зриву полум'я при кінетичному та дифузійному способах спалювання газу за погано обтічними тілами. При застосуванні нішевої порожнини в якості погано обтічного стабілізатору полум'я ця умова запишеться наступним чином:

$$\alpha_{\mu} = \frac{G_{\Pi}^{peu}}{G_{\Gamma_1} \cdot L_0} = \frac{G_{\Pi}}{G_{\Gamma_2} \cdot L_0}, \qquad (4.1)$$

$$\frac{G_{\Gamma_1}}{G_{\Gamma_2}} = \frac{G_{\Pi}^{peq}}{G_{\Pi}}.$$
(4.2)



Рис. 4.1 - Схема лабораторної установки для дослідження масообмінних характеристик СНС: L/H= 20/5; 40/10 мм, Hк=72 мм, G_{Γ_1} - витрата палива при подачі його в набігаючий потік безпосередньо перед нішевим стабілізатором, G_{Γ_2} - подача палива в основний потік окисника для організації спалювання гомогенної суміші, G_{Π}^{peu} - кількість повітря потрапляючого в нішу за рахунок процесів масообміну активного потоку повітря та циркуляційної течії, G_{Π} - загальна витрата повітря.

Витрати палива в обох випадках фіксуються на момент зриву полум'я, таким чином, в умовах досліджуваної геометрії відношення витрат $G_{\Gamma_1}/G_{\Gamma_2}$ є величиною майже не залежною від режиму роботи установки. Так, для ніші 20/5 відношення витрат складає близько 1,1...1,5 %, що водночас є показником величини масообміну ЗЗС з активним потоком повітря (рис. 4.2).

Підтвердження автомодельності процесів масообміну набігаючої суміші з циркуляційною течією було встановлено при проведенні досліджень на кутових стабілізаторах. Визначено, що відносна кількість повітря, яка потрапляє в зону зворотніх струмів \bar{G}_{Π}^{peq} складає близько 6% від його витрати на стабілізатор і майже не залежить від швидкості потоку повітря, а залежить в основному від характеристик захаращення повітряного потоку стабілізаторами [33, 37].



Рис. 4.2 – Витрати суміші в ЗЗС в залежності від швидкості повітря, СНС L/H= 40/10, $H_{\kappa}=36$ мм

Для умов СНС: *L/H*= 40/10 мм, H_{κ} =36 мм, $\bar{G}_{\Pi}^{peq} = \frac{G_{\Pi}^{peq}}{G_{\Pi}}$ складає близько 3,5 %

від загальної витрати повітря і, очевидно, визначається такими геометричними характеристиками системи *L/H* та *H_к* (рис. 4.3). Слід зазначити, що при незмінній відносній витраті повітря в 33С, абсолютна витрата збільшується пропорційно швидкості набігаючого потоку окисника.



Рис. 4.3 - Співвідношення витрат палива на режимах бідного зриву полум'я в умовах горіння гомогенної та дифузійної суміші для СНС L/H= 40/10, Hк=36 мм

В пальниках СНТ відстань між сусідніми пілонами визначається параметрами паливо розподілу (діаметри та крок отворів d, мм та \overline{S}) і складає в середньому 30-70 мм (для природного газу). Тому важливими постають питання визначення впливу захаращення пілонами повітряного каналу на пускові характеристики пальників. На рис. 4.4 представлена залежність абсолютної витрати суміші в ЗЗС в залежності від висоти повітряного каналу. Експериментальні дані свідчать про збільшення відносного значення коефіцієнта масообміну між ЗЗС та набігаючим потоком при зменшенні висоти каналу (збільшення масообміну майже в 3 рази при зменшенні висоти каналу з 72 до 24 мм, результати наведені для швидкості набігаючого потоку повітря 5,9 м/с).



Рис. 4.4 - Витрата суміші в ЗОТ для СНС L/H= 40/10, Нк=72, 36 та 24 мм, а) – відносна витрата \bar{G}_{Π}^{peq} при W_п =5 м/с; б) абсолютна витрата G_{Π}^{peq} , г/сек

Для досліджуваної геометрії СНС виконані заміри бідного зриву полум'я, в залежності від висоти повітряного каналу (рис. 4.5). З результатів видно, що система з найвищим каналом характеризується найширшими межами стійкого горіння факелу. Досягаються такі значення в основному за рахунок «транзитного» потоку повітря, що не приймає участі в процесі горіння. Отримані експериментальні дані для режимів пуску та бідного зриву свідчать про збільшення відносного масового потоку повітря в нішу при збільшенні затінення перерізу, що в свою чергу, призводить до перенасичення суміші окисником в зоні стабілізації і дещо звужує межі сталого горіння.



Рис. 4.5 - Межі бідного зриву полум'я в залежності від висоти повітряного каналу при L/H= 40/10

При спалюванні заздалегідь підготовленої суміші, збільшення масообміну буде більш сприятливо впливати на ефективність стабілізатору. В якості узагальнюючих залежностей щодо масообміну нішевої порожнини з активним потоком повітря можна використати наступні залежності (застосована до прямокутних закритих каверн зі співвідношенням сторін $L/H \approx 4,0$):

$$\frac{G_{\Pi}^{peq}}{G_{\Pi}} = k \cdot \left(\frac{H}{H_{\kappa}}\right)^{1,1}, \qquad (4.3)$$

k – параметр, який визначається для нішевих порожнин в залежності від їх типорозміру (об'єму).

Типорозмір нішевої порожнини L/H	k
20/5	0,07
33/7	0,1
40/10	0,13

Таблиця 4.1 Визначення параметру к в розрахунковій залежності 4.3

75/15	0,17
80/20	0,24

Результати замірів концентрації палива на режимах зриву в нішевій порожнині свідчать про визначальний вплив процесів сумішоутворення в ніші, так, значення α_{33C} в ніші відповідає верхній концентраційній межі займання для пропану, але дещо зменшується при збільшенні швидкості потоку повітря внаслідок інтенсифікації аерації суміші в ЗЗС (рис. 4.6).

Таким чином, масообмін ЗЗС прямокутної нішевої порожнини головним чином залежить від її об'єму та параметру захаращення активного потоку повітря і визначає межі бідного зриву полум'я в системі. Дослідження проводилися для прямокутних ніш найменша з яких була L/H= 20/5 (менші ніші не бралися до плану експерименту у зв'язку з недоцільністю їх використання внаслідок недостатньої ефективності при стабілізації процесу горіння).



Рис. 4.6 – Значення коефіцієнта надлишку повітря в ніші на зривних режимах в залежності від швидкості потоку повітря при L/H=40/10, $H_{\kappa}=36$ мм

При проектуванні пальників, отримані дані є необхідними при виборі найбільш прийнятних геометричних характеристик як паливо так і повітря розподілу в системі газорозподільних колекторів-пілонів.

4.2 Характеристики процесу «бідного» зриву полум'я в СНС

Для побудови теоретичної моделі процесу стабілізації полум'я в системі при бідному зриві (який визначається фізичною нестачею пального в об'ємі окисника для забезпечення процесу горіння) необхідно прийняти деякі припущення стосовно взаємодії потоку повітря зі струменями палива в зоні циркуляційної течії нішевої порожнини.

Будемо вважати, що течія в зоні стабілізації є стаціонарною, а суміш палива, яка потрапляє в нішу за рахунок ежекції, згоряє там повністю. Для врахування масової витрати суміші в зону циркуляції введемо коефіцієнт масообміну n (в нашому випадку $G_{\Gamma_1}/G_{\Gamma_2}$), який визначається геометричними характеристиками СНС. Втратами тепла через стінки ніші нехтуємо. Осередком горіння вважатимемо зону циркуляції в ніші, розрахункова схема наведена на рис. 4.7.

Розглянемо рівняння потоків теплоти в СНС:

$$Q_{CYM} = Q_{33C} \tag{4.5}$$

Оскількі в роботі прийнято припущення, що в об'ємі ЗЗС відбувається повне вигоряння суміші без теплових втрат, то кількість тепла від продуктів згоряння можна визначити наступним чином:

$$Q_{CYM} = Q_{\mu}^{p} \cdot G_{\Gamma} = Q_{\mu}^{p} \frac{G_{\Pi}}{\alpha_{\Sigma} \cdot L_{O}}$$
(4.6)

Витрата паливо-повітряної суміші складає:

$$G_{cym} = G_{\Pi} + G_{\Gamma} \tag{4.7}$$

Будемо вважати, що все паливо на мінімальних витратах потрапляє в нішу, тому витрату суміші в ЗЗС запишемо наступним чином:

$$G_{CYM_{33C}} = G_{\Pi} \cdot n + G_{\Gamma}$$

$$\tag{4.8}$$

В загальному випадку коефіцієнт надлишку повітря визначається наступним чином:



Рис. 4.7 - Схема стабілізації полум'я в СНС в момент запалювання горючої суміші Q_{33C} – тепло яке виділяється в ЗЗС

При запалюванні суміші необхідно виконати такі основні теплові умови в системі: кількість підведеного тепла має бути достатньою для підігріву свіжої паливо повітряної суміші до температури займання в потоці (позначимо її T_3), тоді витрати теплоти можна записати:

$$Q_{33C} = G_{cym_{33C}} c_p \left(T_3 - T_{cym} \right).$$
(4.10)

Беручи до уваги всі вище зазначені припущення, отримаємо вираз для теплового балансу СНС в наступному вигляді:

$$Q^{p}_{H} \cdot G_{\Gamma} = G_{\Pi} \cdot \left(\frac{1}{\alpha_{30T} \cdot L_{o}} + n\right) \cdot c_{p} \cdot \left(T_{3} - T_{cym}\right).$$
(4.11)

Вираз для коефіцієнту надлишку повітря в 33С на режимі зриву полум'я з 4.11:

$$\alpha_{33C} = \frac{\alpha_{\Sigma} \cdot c_{p} \cdot \left(T_{3} - T_{cym}\right)}{Q_{\mu}^{p} - L_{o} \cdot \alpha_{\Sigma} \cdot n \cdot c_{p} \cdot \left(T_{3} - T_{cym}\right)}.$$
(4.12)

(4.9)

Для визначення пускових характеристик СНС доцільно використати результати експериментальних досліджень масообмінних процесів, наведених в попередньому розділі роботи. Оскільки, при прогріві паливної суміші її параметри змінюються, то при прорахунку теплоти потрібно використати середню ізобарну теплоємність (для спрощення розрахунків рахуємо $c_p = const$). Температура займання T_3 є функцією швидкості, тиску та складу суміші. При розрахунку будемо вважати, що ця величина є постійною величиною для досліджуваного палива. Таким чином, враховуючи геометричні характеристики системи, а також значення параметрів $c_p = 1250 \frac{Дж}{M^3 \cdot K} T_3 = 850$ K, $T_{cym} = 290$ K, $Q_n^p = 96 \frac{MДж}{M^3}$; $L_o = 23,9$ (паливо пропан див дод. А) (рис. 4.8).

Для досліджуваного палива верхня концентраційна межа запалення складає 1,7, тому спираючись на експериментальні, дані приведені на рис. 4.6, можна стверджувати про задовільну відповідність розрахункових даних щодо результатів замірів.



Рис. 4.8 – Залежність коефіцієнту надлишку повітря ЗЗС від загального коефіцієнту надлишку повітря в системі для різних значень параметру масообміну *n*

Аналіз рис. 4.8 показує, що збільшення коефіцієнту масообміну звужує межі сталого горіння в області збіднених сумішей. Фізично це пояснюється тим, що геометрично більша ніша потребує більшої кількості палива для забезпечення стехіометричного складу суміші у порівнянні з меншими по об'єму нішами при незмінній висоті каналу. Але вказана особливість справедлива лише для каналів з H_{κ} >40 мм, у випадку зменшення висоти каналу до H_{κ} =40...24 мм стабілізаційні якості невеликих ніш погіршуються, що пояснюються збільшенням впливу пограничного шару на гідродинаміку потоку суміші в обмежених повітропроводах.

Згідно до запропонованого підходу, нижче наведена залежність щодо визначення бідного зриву полум'я в СНС в залежності від основних теплофізичних характеристик палива, коефіцієнту масообміну ніші з потоком окисника, що набігає та швидкості повітря в каналі. Беручи до уваги результати експериментальних досліджень зривних характеристик системи, можна запропонувати наступний вираз:

$$\alpha_{\Sigma}^{\bar{B}i\partial\mu.3p.} = (3,5+n)^{-0.75} \cdot \left[\frac{Q_{\mu}^{p}}{\left(\frac{1}{\alpha_{33C}} + L_{o} \cdot n\right) \cdot c_{p} \cdot \left(T_{3} - T_{cym}\right)} - \frac{\left(W_{\Pi}\right)^{1,9}}{\left(100 - W_{\Pi}\right)^{0.65}} \right]. \quad (4.13)$$

За співвідношенням (4.13) можна оцінити межі бідного зриву полум'я для палив з різними теплофізичними характеристиками, зокрема, для газоподібного палива з нижчою теплотою згоряння в межах 6...106 МДж/м³ (рис. 4.9).



Рис. 4.9 – Графічна інтерпретація узагальнюючої залежності (12) для визначення меж бідного зриву полум'я в умовах СНС *L/H*= 40/10, *H*_к=72 мм: 1 – пропан, 2 – метан, 3 – генераторний газ

Теплофізичні параметри досліджуваних палив наведено у таблиці 4.2.

Залежність адекватно оцінює межу бідного зриву в діапазоні значень параметру висоти каналу в діапазоні значень H_{κ} =40…80 мм. При зменшенні значень H_{κ} посилюються ефекти впливу пограничного шару і збільшення геометричних розмірів нішевої порожнини буде призводити, навпаки, до розширення меж сталої роботи системи.

Відносна похибка апроксимації при загальній похибці прогнозування 12,3 % становить близько 11,5 %.

Параметр Газ	Q _н ^p , МДж/м ³	С _р , Дж/(м ³ ·К)	$L_0, M^3/M^3$	Т ₃ , К
Пропан-бутанова суміш	106	1300	29	850
Природний газ	38	900	9,5	950
Генераторний газ	6	800	1,3	830

Таблиця 4.2 Теплофізичні параметри досліджуваних горючих газів

При використанні запропонованих залежностей необхідно враховувати той факт, що для отримання результатів близьких до теоретичних на практиці необхідно відповідним чином організувати систему паливорозподілу, а саме - дотримати відповідні значення діаметрів газорозподільних отворів та кроків їх розташування. Так, для досліджуваних горючих газів найбільша гомогенізація паливної суміші може бути досягнута при зменшенні паливних отворів (до 2 мм), а також виконанні кроку розташування отворів в діапазоні значень 2,5...5,0, що дозволить якнайкраще врахувати всі припущення дотримані при виконанні теоретичних розрахунків.

4.3 Визначення характеристик «багатого» зриву полум'я в СНС

Багатим зривом вважається згасання факелу в результаті перенасичення суміші пальним. В умовах промислових пальників характеристика багатого зриву визначається в більшій мірі гідродинамікою потоку окисника, тому використати підхід з врахуванням балансу теплоти факелу є недостатнім з декількох причин, основна з яких, це неможливість визначення відсотку суміші, яка згоряє в ЗЗС. Ілюстрація процесу приведена на рис. 4.10.

Як видно з малюнку, нішева порожнина на максимальних режимах втрачає свою значимість з точки зору стабілізації полум'я, оскільки загальна ЗЗС охоплює майже весь об'єм в зоні під струменями, які в свою чергу, взаємодіють за рахунок максимально допустимих швидкостей із верхньою стінкою вогневого каналу. З точки зору раціонального розповсюдження палива необхідно організувати таку швидкість палива, при якій далекобійність струменів буде досягати половини висоти повітряного каналу [22]. На малюнку ж приведена ситуація, коли паливо, взаємодіючи із стінкою призводить до порушення параметрів основних показників системи, насамперед таких як, автомодельность сумішоутворення в ЗЗС, перезбагачуючи зону стабілізації паливом.



Рис. 4.10 - Схема процесу горіння в СНС на межі «багатого» зриву полум'я

Для спрощення вирішення поставленої задачі експериментальним шляхом визначено залежність меж «багатого» зриву від величини далекобійності струменів.

Дослідження показали деяку відмінність значення h_c при оцінці її по формулі (12) [22]. Наявність нішевої порожнини збільшує значення далекобійності (рис. 4.11), це має бути враховано при розрахунках пальників. Узагальнення експериментальних результатів враховується додатковим членом у відомій залежності для h_c (4.11). Приведена залежність використовується в діапазоні значень L/H=1,5...5.

$$h_c = k_c \cdot d \cdot \sqrt{q} \,, \tag{4.14}$$

$$h_c = k_c \cdot d \cdot \sqrt{q} \cdot \left(L/H\right)^{0.13} \tag{4.15}$$

Загальний коефіцієнт надлишку повітря α_{Σ} в системі по (4.9). Тоді для визначення витрат необхідно врахувати площу перетинів повітряного каналу та газоподавальних отворів. Швидкість палива з 4.15 запишеться наступним чином:

$$W_{\Gamma} = \frac{h_c \cdot W_{\Pi}}{k_c \cdot d \cdot \sqrt{\rho_{\Gamma} / \rho_{\Pi}} \cdot (L/H)^{0.13}}.$$
(4.16)

Площу повітряного каналуможна представити наступним добутком [56, 22]:

$$S_{\Pi} = h_{\kappa} \cdot b_{\kappa} = h_{\kappa} \cdot m \cdot \overline{S} \cdot d , \qquad (4.17)$$

де m – кількість отворів, $\overline{S} = \frac{S}{d}$ - відносний крок їх розташування.



Рис. 4.11 – а) Розвиток струменів метану в набігаючому потоці повітря: *W*_п=20 м/с, *q*=54, *S* =3, *L/H*=40/10, *d*=2 мм, б) – залежність параметру далекобійності струменів від відносного кроку їх розташування: 1 – система струменів без нішевої порожнини, 2 – СНС, 3 - СНС при горінні

На вогневому стенді встановлена залежність критичних значень далекобійності струменів в умовах багатого зриву (рис. 4.12)



Рис. 4.12 – Залежність далекобійності струменів палива (пропан) від висоти вогневого каналу на зривних режимах роботи системи: 1 – Wп=5 м/с, 2 - Wп=20 м/с

Після підстановок та скорочення членів у виразі, а також врахування впливу на «зривну» межу швидкості потоку окисника, отримаємо наступну залежність:

$$\alpha_{\Sigma}^{B.3p.} = \frac{5, 2 \cdot S \cdot k_c \cdot \sqrt{\rho_{\Gamma} / \rho_{\Pi}} \cdot (L/H)^{0,13}}{L_0 \cdot 3, 2 \cdot d} - \frac{(W_{\Pi})^{0,7}}{(100 - W_{\Pi})^{1,1}}.$$
(4.18)

Розрахункові результати із задовільною точністю співпадають з експериментальними для вуглеводневих палив із нижчою теплотою згоряння в межах 8000-20000 Ккал (метан-пропан) Рис. 4.13



Рис. 4.13 – Графічна інтерпретація узагальнюючої залежності (4.18) для визначення меж багатого зриву полум'я в умовах СНС *L/H*= 40/10, *H*_к=72 мм

Результати експериментальних досліджень свідчать про можливості системи працювати при α <1 і на низьких швидкостях набігаючого повітря сягає значень 0,8 для пропану. Що стосується природного газу, то ці показники дещо вищі в порівнянні з більш калорійним паливом. Слід зазначити, що швидкості потоків повітря значно впливають на межі зриву і при збільшенні швидкості «зривна» межа наближується до коефіцієнту надлишку повітря ≈ 1 .

4.4 Експериментальне дослідження горіння поодинокого перпендикулярного струменя в СНС

В роботі виконані дослідження режимів стабілізації полум'я одиночним струменем, розміщеним перед нішевою порожниною. Результати приведені на рис. 4.15.

Результати експерименту показали розширення меж сталого горіння в СНС з одним струменем при збільшенні його діаметру. Значення коефіцієнту α в даному випадку далекі від стехіометричних є характеристикою більш висоти каналу ніж системи в цілому, тому в досліджуваних умовах максимум характеристики зміщений із області стехіометрії в сторону збідненої суміші і дещо зміщується при зменшенні діаметру газового сопла. Слід зазначити, що зі збільшенням діаметру діапазон сталого горіння розширюється (площа під кривими запалення та згасання), що може бути пояснено збільшенням фізичного розміру зони циркуляції в затіненій частині струменя (рис. 4.14).

Очевидно, що поодинокий струмінь не дозволяє ефективно стабілізувати полум'я і межа багатого зриву по коефіцієнту надлишку повітря становить значення 3-5 в умовах горіння пропану. На рис. 4.16 приведені експериментальні результати по стабілізаційним якостям СНС при переході від поодинокого струменя до системи струмин палива. Необхідно врахувати особливості взаємного впливу струмин в системі, які в загальному випадку визначаються відносним кроком розташування, так, при зменшенні кроку до значень менше 2,0, пограничні шари окремих струменів з'єднуються і система наближається по характеристикам до суцільного щілинного



Рис. 4.14 – Зривні характеристики одиночного газового пропан-бутанового струменю різного діаметру в умовах СНС з параметрами L/H=40/10, $L_1=10$ мм, висота повітряного каналу $H_{\kappa}=72$ мм

струменя, а збільшення відносного кроку до значень 6,0 і більше призводить до мінімізації взаємодії струмин і вони індивідуально розвиваються в потоці окисника [22].

Фотознімки факелу, при горінні поодинокого струменя приведені на рис. 4.15.





Рис. 4.15 – Фотознімки горіння одиночного струменя в СНС при: L/H=40/10, L₁=10 мм, висота повітряного каналу H_к=72 мм, d=6 мм

В роботі [56] отримано рекомендації стосовно найбільш прийнятного кроку розміщення струменів палива при спалюванні природного газу. Таким чином,

фізично картина розвитку перпендикулярних струмин в набігаючому потоці окисника з точки зору їх далекобійності при варіюванні кроку розташування буде поводити себе наступним чином: при зменшенні кроку далекобійність системи буде зменшуватись, а при збільшенні, відповідно, збільшуватись.



Рис. 4.16 – Зривні характеристики СНС при переході від одиночного струменя (m=1) до системи струмин з параметрами *L/H*=40/10, *L*₁=10 мм, висота повітряного каналу

$$H_{\rm k}$$
=72 MM, d = 2 MM, S = 4,6

Таким чином, вже при кількості паливних отворів 4, діапазон сталого горіння системи максимально наближається до робочого.

4.5 Вплив геометричних параметрів нішевої порожнини на межі сталого горіння в СНС

Виходячи з завдань дослідження, важливим етапом експериментальних робіт було визначення впливу геометрії системи на характеристики розпалювання та «бідного» зриву полум'я. Першим етапом була запропонована конструкція нішевого стабілізатору, яка відрізнялася від прийнятої раніше (рис. 4.17). Другим етапом досліджень - адаптація паливоподачі до режимів пуску.

Застосування «непрямокутної» ніші має значні переваги з точки зору зменшення гідравлічного опору системи по тракту кисника і одночасного покращення охолодження стінок стабілізатору паливом, а також з технологічної точки зору, значно спростить виготовлення пальників. Розглянуто використання нішевого накладки з точки зору вливу запропонованої геометрії на стабілізаційні якості системи в порівнянні з прямокутною нішею.



Рис. 4.17 – Варіанти конфігурації нішевої порожнини

Коефіцієнт місцевого опору ніші може бути визначений як [114]:

$$\xi_0 = \left(2\Delta P_0\right) / \left(\rho W_{cp}^2\right) \tag{4.19}$$

де ΔP_0 - різниця статичних тисків до та після нішевої порожнини.

Значення числа Рейнольдса в умовах СНС:

$$\operatorname{Re} = \left(2W_{cp} \cdot h\right) / \nu. \tag{4.20}$$

Геометрія СНС, розміщеної на пілоні залежить від його геометричних характеристик і повинна забезпечити мінімальні втрати тиску. Визначення гідравлічного опору виконане на одиничному пілоні полум'я шириною 45 мм, L/H=20/5, товщина стінок 1,5 мм, діаметри газоподавальних отворів 4 мм, номінальна пропускна здатність 75 м³/год. Внутрішній щілинний канал висотою h=5 мм.

Результати визначення коефіцієнту місцевого гідравлічного опору системи наведені в таблиці 4.3. Таким чином, щодо розглянутої геометрії, зміна кута нахилу бокових стінок ніші з 90 до 45^0 призводить до зниження втрат у внутрішньому каналі пілону на 20%.

Зміна прямокутної ніші дозволяє отримати деяке зниження гідравлічного опору пілону, що прийнятно з точки зору покращення пускових характеристик, тому далі приведені результати визначення впливу кута нахилу бокових стінок на стабілізаційні якості СНС.

	Re	$2 \cdot 10^{3}$	$5,3.10^{3}$	$3,5 \cdot 10^4$	$5 \cdot 10^4$
ξ		3,25	3,01	2,88	2,86
Ĕ/ Ĕ0		0,95	0,94	0,93	0,93
		0,78	0,79	0,8	0,8

Таблиця 4.3 Зниження коефіцієнта місцевих гідравлічних втрат при внутрішньому обтіканні ніші

При вивченні пускових режимів системи першочергово досліджувалися режими бідного зриву та запалювання палива в системі при зміні конфігурації ніші та використанні нішевого «козирка». Дослідження граничних характеристик СНС при зміні її геометрії виконано на стенді, приведеному на рис. 2.1.

Дослідження граничних меж горіння виконувалось наступним чином: установлювалась початкова швидкість повітря в каналі $W_n \approx 5$ м/с. Далі вмикалась електроіскрове запалювання і краном тонкого регулювання витрати палива при постійній швидкості повітря поступово збільшувалася витрата палива до моменту його займання. В той же час фіксувався перепад тиску на витратомірній діафрагмі, а запалювання контролювалось через оглядове вікно на боковій стінці повітряного каналу, яке установлене на рівні розміщення стабілізатору полум'я (поз. 10 на рис. 2.1). Після фіксації показань приладів зменшувалася витрата паливного газу до моменту бідного згасання факелу з відповідною фіксацією показань витратомірних приладів. Після чого, повністю перекривалася витрата палива і виконувалася продувка проточної частини стенду. Далі виконувалась регістрація показання витрати палива при згасанні факелу на максимально можливих для стабілізатору витратах-багатому згасанні полум'я. В такій послідовності проводилося не менше чотирьох повторень на одному швидкісному режимі. Далі підвищувалась швидкість повітря і процедура вимірювань повторювалась.

На рис. 4.18 приведені характерні межі бідного та багатого зривів полум'я в системі, а також наведена областю межа електроіскрового запалювання палива. Слід зазначити, що головним чином орієнтація межі бідного та багатого зриву

визначаються висотою повітряного каналу H_{κ} , в якому розміщена СНС. Область запалення має схожу характеристику до межі бідного згасання факелу і при будь якій зміні геометричних параметрів СНС її усереднені значення змінюється відповідно до меж затухання полум'я. Зміщення межі бідного зриву факелу по відношенню до області електроіскрового запалювання в сторону збіднених сумішей обумовлюється значною різницею площі контакту горючої суміші із джерелом займання, в якості якого при запалюванні виступає свіча, а при бідному зриві – осередок горіння, обмежений об'ємом нішевої порожнини.

При дослідженні впливу геометрії ніші на область сталого горіння до плану експерименту включені наступні типорозміри нішевих порожнин: 20/5 та 40/10. Прийняті до розгляду ніші мають розміри подібні до параметрів СНС на діючих пальниках. Область запалювання надалі приведена осереднено.



Рис. 4.18 – Характерні граничні характеристики горіння природного газу в СНС при *d*=2 мм, *S*=3,4, *L*₁=15 мм, ніша прямокутна L/H=40/10: 1 – межа багатого згасання факела, 2 – межі області електроіскрового запалення горючої суміші, 3 – межа бідного згасання полумя

Ця різниця зменшується при збільшенні геометричних розмірів ніші. З таблиці 4.4 видно, що розмір ніші та вид палива обумовлює різницю витрат між двома досліджуваними межами. Значний вплив на різницю витрат здійснюють

температурні умови стінок стабілізатора, при запалюванні стінки охолоджені, а при згасанні – навпаки, нагріті до температур близько 300…400 ⁰С в умовах струменевонішевого пілону [115].

40/10 L/H 20/540/1020/5W_П, м/с Природний Зріджений Газ 2.53 1.64 2.2 1.87 4,5 2,45 1,61 9,0 1,55 2,27 1,27 2,4 1,29 14,0 2,25 1,2 1,63 20,5 1,13 1,4 1,16 1,5 25,0 1,09 1,32

Таблиця 4.4 Відношення витрати палива в СНС в режимах запалення та згасання факелу $G^* = G_{3an}/G_{3arac}$ для прямокутної ніші

Як видно з результатів, геометрія ніші визначає пускові межі стабілізатору. При порівнянні граничних меж визначено, що найкращі стабілізаційні якості має прямокутна ніша. Граничний кут нахилу бокових стінок становить близько 60° при якому полум'я стабілізується не у всьому діапазоні режимних досліджень, а тільки при швидкостях набігаючого потоку окисника більше 15 м/с. Визначено, що для ніш (L/H=20/5) зміна кута з прямого на кут в 45^{0} є значно менш чуттєвою на межі стабілізації в порівнянні з кавернами більшими по розміру. Крім того, межі стабілізації менш чутливі до зміни кута на швидкостях потоку повітря більше 20 м/с (рис. 4.19, 4.20).

Слід зазначити, що використання пилоподібних кутникових стабілізаторів було досліджено в ранніх роботах, присвячених стабілізаторним ПП. В роботі [116] проведено дослідження таких стабілізаторів з точки зору емісійних характеристик стабілізаторними пальниками. Виявлено звуження меж стабільної роботи таких ПП за рахунок кращої гомогенізації пальної суміші в зоні стабілізації факелу в результаті значної турбулізації потоку ЗЗС. В умовах досліджень цієї роботи пилоподібний турбулезатор поводить себе схожим чином - має вужчі характеристики в порівнянні з усіма іншими розглянутими варіантами.



1 – прямокутна ніша; 2 – непрямокутна ніша зі скошеними боковими стінками під кутом 45[°], 3 - 60[°]; паливо – природний газ

Рис. 4.19 – Межі запалення а), та бідного зриву полум'я в СНС з d=2 мм, L/H=40/10 – б) для нішевої порожнини,



Рис. 4.20 – Межі запалення а), та бідного зриву полум'я в СНС з d=2 мм, L/H=20/5, – позначення аналогічні до рис. 4.19, паливо-природний газ

Дослідження зривних меж показало, що використання плоского "козирка" на "маленьких" нішах по характеру стабілізації наближується до прямокутної ніші і тим самим забезпечує надійні пускові межі. Температурний стан металу "козирка" помірний (рис. 4.21) і він залежить від швидкості потоку повітря, що набігає, а також витратних параметрів паливоподачі. Так, температура металу збільшується при горінні палива в умовах збільшення швидкості окисника, але дещо зменшується при збільшенні витрати палива в межах одного швидкісного режиму набігаючого повітря.



Рис. 4.21 – Температура плоского нішевого турбулезатора при різних режимних параметрах роботи СНС (d=2 мм, L/H=20/5) та швидкості повітря W_п=5 м/с - 1,W_п=14,5 м/с - 2, W_п=25,5 м/с -3, паливо-зріджений газ

4.6 Особливості процесу стабілізації факелу в СНС при виході на номінальні витрати палива

В процесі виходу системи на режими близькі до максимальних витрат палива спостерігалось два види початкової ділянки факелу. Перший з яких - це локалізація полум'я в нішевій порожнині, що забезпечує підпал горючої суміші і поширення факела далі по потоку (рис. 4.22, *a*), цей режим відповідає процесу початку набору теплової потужності системою при виході на номінальні витрати. При подальшому поступовому збільшенні витрати палива на постійних швидкостях окислювача виникає «стабілізація полум'я на струменях» - другий режим. «Стабілізація на струменях» є переміщенням факела з нішевої порожнини до газових отворів, і характеризується появою тимчасових пульсацій полум'я (періодичним проскоком полум'я до струменів палива), деяким підвищенням рівня шуму і скачками тиску. Слід зазначити той факт, що вищезазначений режим може виникати і в зворотному порядку режимних змін: при пониженні швидкості окислювача на постійних витратах палива. Незалежно від способу регулювання, виникнення вищезазначеного режиму визначається співвідношенням швидкісних напорів компонентів горіння q. Досягши певного значення швидкості палива, полум'я стійко стабілізується в ближньому сліді за системою струменів і при цьому факел значно розповсюджується в області над нішею та в сліді за нею (Рис. 4.22, δ).



Рис. 4.22 – Режими стабілізації полум'я в СНС

Експериментальні дослідження процесу горіння на різних швидкостях повітряного потоку дозволили визначити умови виникнення даного явища. Основним визначальним параметром слід вважати величину далекобійності паливних струменів h_c, при якій починається перебудова циркуляційної структури течії в їх гідродинамічному сліді. При цьому горіння локалізується не тільки в ніші, але і в області під системою струменів, які виконують в цих умовах функцію поганообтічного тіла (гідродинамічного екрану) і мають назву «гідродинамічного стабілізатора полум'я». Перебудова течії пов'язана з трансформацією стійкої циркуляційної течії в нішевій порожнині у складну вихрову. Другим по важливості чинником, при дослідженні процесу стабілізації полум'я на струменях є ступінь гомогенізації струмин палива, який параметрами визначається системи

паливорозподілу (в умовах СНС це діаметри d та крок паливних отворів S, а також відстань від зривної кромки L_1). Проведені лабораторні дослідження показали, що СНС володіє широкими межами стійкої роботи в області мінімальних швидкостей повітря (від 5 м/с), і що звужуються при швидкостях повітря до 30 м/с. Вся область сталого горіння ділиться проміжком режиму «стабілізації полум'я на струменях», який знаходиться між розпалом та згасанням факелу і в цілому визначається сукупністю чинників по швидкісним режимам та геометричним характеристикам пальників (рис. 4.23).



Рис. 4.23 – Типові межі горіння в СНС від моменту розпалу, стабілізації полум'я на струменях до «багатого» зриву факелу

Так. збільшення діаметра отворів однозначно газоподавальних зміщення призводить до зони виникнення стабілізації на струменях в сторону «багатого» зриву. Цe пояснюється істотним впливом ступеня подрібнення струменів, тобто, при подачі більш палива дрібними струменями в умовах досліджуваної геометрії (відстань від зривної кромки ніші до струменів палива) $L_1 = 60 \text{ мм } \epsilon$ визначальною і дозволяє в достатній

мірі гомогенізувати горючу суміш до потрапляння її в нішеву порожнину, що і призводить до появи проскоків полум'я в зону до газоподавальних отворів (рис. 4.24, *a*). Звертає на себе увагу той факт, що характеристики СНС з діаметрами від 2 до 3 мм достатньо близькі по відношенню один до одного, а при збільшенні діаметрів до 4 мм відбувається зміщення процессу в бік «багатого» зриву полум'я.

З аналізу результатів видно, що в області більших швидкостей повітря початок процесу стабілізації на струменях з'являється при більших далекобійностях струменів.

При оцінці впливу відстані від зривної кромки ніші (рис. 4.24, б) до газоподавальних отворів *l* на досліджуване явище слід зазначити також однозначний
вплив значення цієї відстані на величину зсуву досліджуваної області в зону багатого зриву полум'я, тобто: зі збільшенням відстані від 15 до 60 мм області стабілізації також зміщуються в сторону більших витрат газу.

Отримані дані можуть бути пояснені значною інтенсифікацією масо і теплообмінних процесів, що відбуваються в нішевій порожнині, а також більш інтенсивним розмиванням струменів на проміжку між соплами та нішею при великих швидкостях набігаючого потоку повітря, що пояснює деяке звуження досліджуваної області при збільшенні швидкості потоку повітря.

Геометрія СНС при $L_1 \le 15$ мм «забезпечує» появу процесу стабілізації на струменях при менших q, що у порівнянні з випадком $L_1 = 60$ мм пояснюється меншою віддаленістю від джерела запалення, а також порівняно більшим впливом вихорової течії нішевої порожнини, при цьому підвищується далекобійність системи струменів палива.

Оскільки робочий процес СНС визначає якість роботи ПП, то основним завданням проведених експериментальних досліджень є визначення геометричних умов, які б дозволили на етапі проектування врахувати можливість виникнення пульсацій факелу при потраплянні на робочих режимах в зону початку «стабілізації на струменях».

Таким чином, з аналізу впливу діаметрів газових отворів і величини їх відстані від ніші на характеристики «перехідних» процесів у всій області стабілізації полум'я, потрібно зауважити, що діаметри струменів палива при значеннях більше 3,0 мм дозволяють значно змістити зону стабілізації на струменях в сторону «багатого» зриву, і при цьому, зберігаючи величину відстані L_1 в межах 15,0 мм, можна також забезпечити стійкий процес спалювання без швидкої гомогенізації паливної суміші. У роботі також отримані результати по впливу геометрії ніші на досліджувані процеси. Квадратні ніші мають найближчу до межі багатого зриву полум'я характеристику, при чому ця залежність на відміну від інших отриманих залежностей в ціх умовах істотно змінюється зі зміною швидкості повітря. Ніші з більшою довжиною мають характеристики більш наближені до межі підпалу. Таким чином, в закритих кавернах (L/H>4), режим стабілізації полум'я на струменях настає в межах q=4...6, а відкриті каверни «зміщуюють» досліджувані межі як найдалі від розпалу факелу і майже не залежать від швидкості набігаючого потоку повітря. Виходячи з рекомендацій, отриманих при вивченні стабілізаційних якостей СНС, слід використовувати нішеву порожнину з характеристиками $L/H = 4 \dots 6$ [21] і обирати ці значення з точки зору ефективної адаптації СНС до геометрії ПП, де, довжина і глибина ніші буде знаходитися в межах 20-25 і 4-7 мм відповідно.

В роботі проведена оцінка впливу величини захаращення повітряного каналу, результати наведені на рис. 4.24, *в*. Видно, що зменшення висоти каналу H_{κ} зі значень 72 мм до 36 мм призводить до зміни характеристики в сторону збагачення пальної суміші. Результати для каналу (H_{κ} = 72 мм) незалежно від швидкості потоку повітря для СНС знаходяться в межах стехіометричної суміші ($\alpha \approx 1$), а зменшення значень H_{κ} в 2 рази зміщує характеристику межі стабілізації на струменях до майже граничних величин по багатому зриву полум'я (для зрідженого газу верхня межа становить $\alpha_{в}$ =0,41). Наближуючи геометрію досліджуваних модулів до розмірів реальних ПП, слід враховувати закономірності виникнення досліджуваного явища задля уникнення появи пульсаційного горіння в пальниках. У ПП, що працюють на природному газі, для оцінки виникнення режиму стабілізації полумя на струменях зручно користуватись наступним співвідношенням:

$$\alpha_{CC} = \frac{5.1}{\left(\frac{S}{d}\right)^{1.4}} \cdot q^{0.5} \cdot (1 - k_f)^{1.2}, \qquad (4.21)$$

де: *S* – крок розташування отворів, мм; *d* – діаметр газоподавальних отворів, *q* – гідродинамічний параметр, мм; $k_f = (k \cdot B_{cm})/H_{\kappa}$ - величина загромадження повітряного каналу пілонами полум'я, *k* – кількість пілонів в пальнику, шт; B_{cr} – висота пілону, мм; H_{κ} – висота повітряного каналу в якому розміщені пілони.

Для умов використання зрідженого палива в пальниках СНТ, геометрія паливорозподілу має враховувати теплофізичні особливості палива і його



Рис. 4.24 – Початок процесу стабілізації полум'я на струменях палива в СНС в залежності від наступних геометричних параметрів: а) L/H=23/15, S/d=4, $L_1=60$, 1 - d=2, 2 - d=4 та 3 - d=6 мм; б) L/H=75/37, S/d=3, d=2, $1 - L_1=25$, $2 - L_1=43$ та $3 - L_1=75$ мм; в) $1 - H_{\kappa}=72$ мм, $2 - H_{\kappa}=36$ мм; г) L/H=40/10, S/d=4, 6, $L_1=11$, d=4 мм, $H_{\kappa}=72$ мм; паливо: природний газ (а, б), пропан-бутан-(в, г)

стехіометричні параметри, тому залежність 4.21 для адекватного застосування набуде наступних змін:

$$\alpha_{CC} = \frac{4.8}{\left(\frac{S}{d}\right)^{1.45}} \cdot q^{0.3} \cdot (1 - k_f)^{1.2}.$$
(4.22)

Як видно з наведених співвідношень, збільшення відносного кроку розташування паливних отворів зміщує межу стабілізації на струменях в сторону багатих сумішей, рівно як і величина захаращення каналу стабілізаторами, а збільшення значень гідродинамічного параметру навпаки, зміщує межу в сторону бідного зриву.

4.7 Визначення гідравлічного опору СНС

В роботі [41] приведено результати для коефіцієнта гідравлічного опору в залежності від величини захаращення повітряного каналу $\xi = 2\Delta P / (\rho W^2)$ промислових газопальникових пристроїв, в тому числі наведено значення коефіцієнту для пальників конструкції КПІ (рис. 4.25). Як видно, найбільші гідравлічні втрати мають регістрові ПП із закруткою потоку пальної суміші, в той час, ПП на базі погано обтічних тіл мають на порядок менші гідравлічні втрати по тракту окисника.

Так, в порядку зниження втрат пальники конструкції КПІ розміщені наступним чином: регістрові, струменево-стабілізаторні, кутникові; пілонні, струменево-нішева система. Слід зауважити, що для СНС результати приведені на режимі пуску, пов'язано це з значною залежністю гідравлічних втрат від теплового розширення продуктів згоряння при виході системи на номінальні витрати палива. В якості коефіцієнта захаращення для СНС розглядається відношення висоти ніші до висоти повітряного каналу $k_f = H/H_r$.

Зниження гідравлічних втрат по тракту окисника дозволяє зменшити витрати на привід тяго-дуттєвого обладнання, а також, по можливості, перейти на

безвентиляторний режим, а зменшення гідравлічних втрат по тракту пального дозволяє розширити коефіцієнт регулювання ПП і забезпечить надійність роботи на часткових навантаженнях ВО.



Рис. 4.25 – Залежність гідравлічного опору пальників від величини захаращення повітряного каналу: а) регістрові ПП; б) струменево-стабілізаторні; д) кутникові; е) пілонні; ж) струменево-нішева система

Для проведення вимірювань на робочій ділянці встановлюється імпульсні лінії до та після СНС, що дозволяє визначити втрати тиску в каналі в ізотермічних умовах, а також при горінні (рис. 4.26). Стаціонарно стенд обладнано інтегруючими трубками Піто в повітряному каналі, а також звужуючими пристроями на лінії паливоподачі для визначення витрат пального та окисника. Гідравлічні втрати в повітряному каналі з трапецієвидною нішею наведено на рис. 4.27.



Рис. 4.26 – Схема розміщення імпульсних трубок при вимірюванні гідравлічного опору СНС: 1 – статичний та динамічний напори в повітряному каналі, мм; 2 – перепад тиску на досліджуваній ділянці ΔР, Па; 3 – перепад тиску на діафрагмі

Результати числових досліджень схожої задачі приведено в роботі [117]. Експериментальні дослідження мають задовільне спів падіння з результатами числових розрахунків.



Рис. 4.27 – Гідравлічні втрати в повітряному каналі висотою H_{κ} =72 мм з нішею L/H=40/10

В процесі виходу струменево-нішевого стабілізатору на номінальні витрати палива пропорційно збільшується гідравлічний опір повітряного каналу, результати приведено на рис. 4.28.

Таким чином, гідравлічні втрати в каналі при холодних продувках і при горінні суттєво відрізняються за рахунок теплового розширення продуктів згоряння в процесі проходження реакції, так, втрати зростають з 0,04 до значення 0,24 на пускових режимах роботи стабілізатору (в порівнянні з режимом на максимальній швидкості повітря). Також видно, що в процесі виходу СНС на номінальні швидкісні режими потоків окисника та палива гідравлічний опір дещо зменшується, в той час як, максимальні його значення досягають $\zeta=1,5$ на мінімальній швидкості повітря в каналі $W_n = 4$ м/с.



Рис. 4.28 – Гідравлічні втрати в повітряному каналі висотою *H*_к=72 мм з нішею *L/H*=40/10 при горінні палива на різних швидкостях потоку повітря

Залежність коефіцієнту гідравлічних втрат від значення гідродинамічного параметру наведена на рис. 4.29. В загальному випадку, залежності характеризують величини далекобійності струменів палива h_c і, відповдно, зі збільшенням q зростає опір повітрю за рахунок «екранування» набігаючого потоку системою струменів проникаючих тим глибше чим більше значення їхньої далекобійності. Величину опору потоку повітря при горінні палива в СНС можна наближено оцінити залежністю:

$$\xi = \frac{-0,0042 \cdot Fr_n + 3,4}{\alpha^{1,3}},\tag{4.23}$$

де $Fr_n = \frac{W_n^2}{g \cdot H_\kappa}$ – число Фруда для потоку повітря; W_n - швидкість набігаючого

потоку повітря, м/с; H_{κ} – висота каналу, м.

Визначення втрат тиску в пальнику струменево-нішевого типу виконані в лабораторії, результати представлені на рис. 4.30.



Рис. 4.29 – Гідравлічні втрати в повітряному каналі висотою H_к=72 мм з нішею L/H=40/10 при горінні палива на різних швидкостях потоку в залежності від гідродинамічного параметру *q*

Досліджуваний ПП працює на природному газі. Він складається з прямокутного, у розрізі, металевого короба розміром 92×104 мм, і двох струменевонішевих стабілізаторів шириною 23 мм, що розміщені з кроком 46 мм у вхідній частині короба. Природний газ підводиться від магістралі до колектора пальникового пристрою, далі подається у внутрішню порожнину стабілізаторів. Крізь два ряди газових отворів, що розміщені з двох боків кожного стабілізатора поблизу від вхідної кромки, газ подається в повітряний потік, що омиває стабілізатори. Гідравлічні втрати по газу пояснюються геометрією паливоподачі, а також умовами проведення експерименту.



Рис. 4.30 – Гідравлічні втрати в пальнику стуменево-нішевого типу в умовах відкритого факелу, теплова потужність N_п=0,33 МВт

Що стосується паливо розподілу, то значення втрат по паливному тракту визначаються головним чином величиною діаметрів газоподавальних отворів. Так, приведені результати відносяться до геометрії з розмірами діаметрів d=3 мм, а збільшення діаметрів в 2 рази приблизно в 1,8 рази зменшує гідравлічні втрати. Стосовно ж умов експерименту, то при спалюванні газу у відкритому факелі гідравлічні втрати дещо нижчі, оскільки різниця перепадів тиску на пальнику збільшується на величину розрідження в топці, які в основному працюють під розрідженням.

4.8 Вплив основних геометричних параметрів паливорозподілу на пускові і «зривні» характеристики СНС

Для визначення впливу геометричних характеристик паливорозподілу, діаметру газових отворів (d), відстані від зривної кромки ніші газових отворів (L_1), а також відносного кроку їх розташування (S/d) на межі сталого горіння було виконано центральне композиційне планування, як наведено в методиці розділу 2. Основою планування в даному методі є проведення повнофакторового есперименту (ПФЕ), результатом якого є лінійні регресійні залежності, які не завжди дозволяють отримати адекватні математичні моделі. Тому для врахування окрім міжфакторових взаємодій доцільно провести виміри у зіркових точках для отримання квадратичних членів поліному. Основною ціллю планування є побудова математичної моделі залежності загального коефіцієнту надлишку повітря (параметр оптимізації) на пускових режимах від геометричних параметрів паливо розподілу в СНС на пусковій швидкості набігаючого потоку окисника $W_n=5$ м/с та робочій швидкості повітря $W_n=15$ м/с у вигляді поліному другого ступеню $\alpha_{nycxose} = f(d, L, \overline{S})$ для природного газу та пропан-бутанової суміші, з метою проведення оптимізації конструкції пальників для покращення їх пускових характеристик. Другим етапом оптимізації є врахування впливу рекомендацій «пускових» якостей на номінальні режими роботи і розробка рекомендацій в методику розрахунку ПП.

Основними рівнями факторів при побудові моделі прийняті наступні значення геометричних параметрів: d=X₁=3 мм, L₁=X₂=17,5 мм, S/d=X₃=3,45. По фактору X₁ прийнятий крок варіювання ΔX_1 =1 мм, по X₂ – ΔX_2 =7,5 мм, а по фактору X₃ – ΔX_3 =1,15.

Перевірка відтворюваності досліджень виконувалась проведенням паралельних дослідів для всіх точок плану. В усіх досліджуваних умовах (паливо та геометрія паливорозподілу) для кожного параметру виконувалось порівняння розрахункового значення критерію Кохрена (G_p) з табличним (G). В усіх ситуаціях при довірчий вірогідності P=0,95 отримано $G_p < G$, тобто досліди слід вважати відтворюваними.

Значимість коефіцієнтів b_i визначалась з умови $|b_i| > S_{b_i} t$, де t – значення критерію Стьюдента, а S_{bi} – оцінки дисперсій при визначенні коефіцієнтів регресії. Перевірка адекватності отриманих регресійних рівнянь виконувалась за допомогою критерія Фішера. Результати перевірки адекватності математичного планування експерименту приведені в табл. 4.5.

Приклад побудови математичної моделі для функції відгуку сумарного коефіцієнту надлишку повітря в каналі на межі бідного зриву полум'я при горінні природного газу на швидкості повітря W_n=5 м/с приведений в додатку В.

По визначеним співвідношенням можна оцінити значення загального коефіцієнту надлишку повітря в СНС при бідному згасанні факелу в залежності від діаметрів газоподавальних отворів (1,3-4,7 мм), відстані від зривної кромки нішевої порожнини (5,0-30,0 мм), а також відносного кроку розміщення отворів (1,5-5,4).

Таблиця 4.5 – Оцінка адекватності регресійних залежностей пускових характеристик газорозподілу в СНС

Паливо	Параметр	S_y^2	$S^2_{a\partial}$	F_{p}	$F_{\kappa p}$
Природ- ний газ	Запалювання, (Wп=5 м/с)	0,46	2,88	6,19	6,2
	Згасання, (Wп=15 м/с)	1,37	7,85	5,72	6,2
Зрідже- ний газ	Запалювання, (Wп=5 м/с)	2,8	13,67	4,88	6,2
	Згасання, (Wп=15 м/с)	1,74	9,44	5,41	6,2

Для оцінки впливу параметрів паливоподачі надалі приведені результати планування експерименту для визначення функції відгуку - сумарного коефіцієнту надлишку повітря в системі на режимах бідного зриву полум'я і режимах запалювання факелу при спалюванні природного та зрідженого газу. Регресійні залежності зривних характеристик наведені в таблиці 4.6.

Попередній аналіз результатів, шляхом оцінки коефіцієнтів при змінних в рівняннях 4.24 і 4.26 показує вплив геометричних параметрів на пускові якості системи із заданою геометрією, а вирази 4.25 і 4.27 - діапазон сталого горіння в системі і тим самим оцінити вплив геометрії на коефіцієнт регулювання СНС.

Так, у всіх приведених виразах збільшення досліджуваних геометричних параметрів в більшій або меншій мірі знижує значення α_{Σ} , тим самим погіршуючи пускові якості стабілізатору (при цьому збільшується пускова витрата палива). При спалюванні природного газу найбільший вплив створює збільшення відносного кроку \overline{S} , вочевидь, за рахунок погіршення, по перше, концентраційних меж (з точки

зору стехіометричного складу суміші в зоні стабілізації), а по друге, за рахунок впливу відносного кроку на характер циркуляційної течії в нішевій порожнині.

Таблиця 4.6 – Регресійні залежності функції відгуку коефіцієнта надлишку повітря в СНС при запалюванні горючої суміші та при бідному згасанні факелу

Природний газ							
Запалювання, wп-3 м/с	$\alpha_{\Sigma} = 98, 2 - 12, 4d - 2, 1L_1 - 1/, 1S + 0, 4L_1S + 2, 6d$	S (4.24)					
Згасання, Wп=15 м/с	$\alpha_{\rm x} = 112.5 - 8.5d - 0.3L_{\rm x} - 30.8\overline{S} - 1.73d^2 - 0.3L_{\rm x} - 30.8\overline{S} - 1.73d^2 - 0.3L_{\rm x} - 30.8\overline{S} - 1.73d^2 - 0.3L_{\rm x} - 30.8\overline{S} - 0.3L_{\rm x} - 0.3L_{\rm $						
	$-0.04L^{2}+0.6S^{2}+0.4L\overline{S}+4.7d\overline{S}$						
	0,012 + 0,05 + 0,12 5 + 1,745						
Зпілжений газ							
	217071000000000000000000000000000000000						
Janajhobanny, wii-5 M/C	$\alpha_{\Sigma} = 21, 1 - 0, 1d - 0, 6L_1 - 2, 14S + 1, 1d^{-} +$	(12c)					
		(4.26)					
	$+0,03L_{1}^{2}+0,73S^{2}-0,05L_{1}S+4,7dS$						
Згасання Wп=15 м/с	$\alpha = 45.5 = 6.3d = 0.6I = 4.6\overline{S} + 1.8d\overline{S}$	(1 27)					
	$a_{\Sigma} = 43, 3 = 0, 3a = 0, 0L_1 = 4, 0S + 1, 0aS$	(4.27)					

При виборі оптимальних параметрів паливорозподілу доцільно провести взаємний аналіз всіх досліджуваних факторів по результатам планування (рис. 4.31, 4.32).



a)



 а) поверхня відгуку, б) залежність коефіцієнту надлишку повітря від відносного кроку, а також від відстані до зривної кромки ніші – (в)

Рис. 4.31 – Залежність α_{Σ} в умовах бідного зриву факелу при: Wn=15 м/с, d=2мм



a)



Рис. 4.32 – Залежність α_{Σ} в умовах бідного зриву факелу на Wn=15 м/с, $\overline{S} = 2,3$, а - поверхня відгуку, б -залежність коефіцієнту надлишку повітря від

відстані до зривної кромки ніші, в - залежність коефіцієнту надлишку повітря від діаметру отворів

По результатам досліджуваних процесів зриву в наведених умовах можна стверджувати про можливість покращення коефіцієнту регулювання системи в разі відповідного вибору досліджуваних параметрів, так, з наведених вище результатів видно, що в діапазоні досліджуваних геометричних характеристик найбільш прийнятною комбінацією є геометрія з найменшими значеннями параметрів: d=1,3 мм, L=5 мм, $\overline{S} = 1,5$ (з врахуванням результатів замірів в зіркових точках).

Задля визначення найбільш прийнятних характеристик при аналізі отриманих регресійних рівнянь зручно досліджувати поведінку функції відгуку за допомогою пошуку максимуму або мінімуму функції з використанням алгоритму Левенберга – Марквардта. Зручність даного підходу полягає в його кращій продуктивності в порівнянні з методом найшвидшого спуску, а також в деяких випадках, метода спряжених градієнтів.

Алгоритм вирішує завдання нелінійної мінімізації методом найменших квадратів. Тобто функція, яку необхідно мінімізувати, виглядає наступним чином:

$$f(x) = \frac{1}{2} \sum_{j=1}^{m} r_j^2(x), \qquad (4.28)$$

де $x = (x_1, x_2, ..., x_n)$ - вектор, а r_j –функція відображається з \Re^n в \Re , r_j називають нев'язкою в припущенні,що m \geq n.

Для простоти функція f представляється вектором нев'язки r: $\Re_n \to \Re_m$ виду:

$$r(x) = (r_1(x), r_2(x)....r_m(x)).$$
(4.29)

Тоді f можна переписати як $f(x) = \frac{1}{2} \|Jx\|^2$, а її представити за допомогою Якобіану $J(x) = \frac{\partial r_j}{\partial x}$, $1 \le j \le m, 1 \le i \le n$. У випадку, коли кожна функція r_j лінійна, якобіан дорівнює константі, а r можна представити як гіперплощина в просторі:

$$f(x) = \frac{1}{2} \|Jx + r(0)\|^2.$$
(4.30)

Градієнт функції:

$$\nabla f(x) = J^{T}(Jx+r) \text{ i } \nabla f(x) = J^{T}J.$$
(4.31)

При розвязку задачі мінімума: $x_{\min} = (J^T J)^{-1} J^T r$, рішення системи нормальних рівнянь $J^T J x = -J^T r$.

Повертаючись до загального (нелінійного) випадку, отримаємо:

$$\nabla f(x) = \sum_{j=1}^{m} r_j(x) \nabla r_j(x) = J(x)^T r(x), \qquad (4.32)$$

$$\nabla^{2} f(x) = J(x)^{T} r(x) + \sum_{j=1}^{m} r_{j} \nabla^{2} r_{j}(x).$$
(4.33)

Використовуючи наведений підхід можливо дослідити на мінімум, а в нашому випадку – на максимум отримані регресійні рівняння. Так, вищезазначений алгоритм покладений в основу дослідження функцій в програмному середовищі MathCAD. Отримані результати приведені в таблиці 4.7.

Таблиця 4.7 Результати дослідження цільових функцій залежності коефіцієнту надлишку повітря на пускових режимах СНС

Параметр	Позначення	Область	Область
паливорозподілу	параметру	рекомедованих	рекомедованих
		значень для	значень для зрідженого
		природного газу	газу
Діаметр отворів	d	1,32 мм	4,54,7 мм
Крок розташування	\overline{S}	1,51,7	4,34,8
Відстань від ніші	L_1	5,07,0 мм	27,030,0 мм

Результати показали однозначну залежність «пускових» характеристик та «зривних» якостей системи для розглянутих газів, тому в подальшому аналізі до уваги буде обиратися тільки режим бідного зриву. Також важливо зазначити той факт, що використання однаково ефективно пальників для обох типів палива неможливе, оскільки покращення пускових режимів в досліджуваному діапазоні значень для більш калорійного палива потребує інших концентрацій в зоні стабілізації, що, вочевидь, досягається принаймні збільшеним кроком газоподавальних отворів в порівнянні з газоподачею пальників на природному газі.

Комбінацією факторів для природного газу є геометрія паливоподачі з найменшими значеннями параметрів в досліджуваному діапазоні. Що ж стосується пропан-бутанової суміші, то збільшення кроку покращує пуск пальника на пропані за рахунок більш прийнятної концентрації в ЗЗС.

Як видно на рис. 4.33, для зрідженого газу при збільшенні діаметрів відбувається збільшення значення α_{Σ} , відповідно, зі збільшенням відстані L_1 , в той час як, для менших діаметрів значення L_1 впливає несуттєво.



Рис. 4.33 – Вплив величини діаметрів паливних отворів на межу бідного зриву факелу при зміні відстані L₁, S=4,6, паливо – зріджений газ

Таким чином, при проектуванні пальників, першим геометричним параметром паливоподачі слід обирати значення діаметру паливних отворів, який визначається відповідно до технологічних умов ВО (див. табл. 4.8).

d, мм 0,5-2 мм 2-4 мм 4-6,5 мм КЗ ГТУ Котли, печі, сушила Котли, печі, сушила Застосування Особливості Струмені Стійка Стійка вихорова вихорова мають мінімальну зоні структура В зоні структура гідродинаміки В далекобійність стабілізації полумя стабілізації полумя потоку в системі при: q=0,5-7 при: q=1-10 33C 33C 33C Особливості В суміш В суміш В суміш знаходится В знаходится В знаходится В сумішеутворення концентраційних концентраційних концентраційних межах при: $\overline{S} = 3-4$ межах при: \overline{S} =4-12 межах при: \overline{S} =4,0-4.3 Закономірності Стале горіння при Стале Стале горіння горіння В В широкому діапазоні широкому діапазоні $\alpha > 2$ процесу робочих робочих режимів режимів стабілізації $(\alpha > 1,01)$ (α>1,01) полум'я

Таблиця 4.8 Основні рекомендації стосовно вибору геометричних параметрів паливо розподілу, паливо природний газ

Подальший вибір «комбінації» L_1 , \overline{S} доцільно проводити з використанням отриманих залежностей 4.25 та 4.27, які дозволять визначити найширший діапазон по можливості регулювання стабілізатору у відповідності до використовуваного палива.

В роботі [118] приведені результати присвячені дослідженню впливу обмежувача на сталість горіння в системі, а також доведена можливість використання такої конструкції паливорозподілу у разі переходу до спалювання менш калорійних горючих газів в пальнику, який працює на природному газі. Також перспективною схемою організації раціонального паливорозподілу в СНС при спалюванні низькокалорійних палив є багаторядкова схема [119, 120].

4.9 Рекомендації для раціонального вибору параметрів паливорозподілу при проектуванні ПП типу СНТ

Комплекс отриманих експериментальних результатів стосовно впливу геометричних параметрів на пускові та зривні режими при тестуванні СНС в

діапазоні рекомендованих значень геометрії паливорозподілу дозволив розробити рекомендації для проектування газопальникового обладнання для технологічних потреб виробництва. Запропонований підхід базується на принципі модульності пальників, де в якості самостійної паливної комірки розглядається одиничний пілон полум'я, робочі характеристики якого в повній мірі визначають робочий процес пальників, а при відповідному наборі кількості модулів можливо забезпечити ΠΠ. необхідну теплову потужність Довжина стабілізаторів обирається V відповідності до конструктивних особливостей об'єкту, а повітропровід з пілонами повинен бути розміщений в існуючому отворі, де розміщувався штатний пальник. Тому вибір геометричних параметрів паливорозподілу рекомендовано починати з величин діаметрів паливних отворів і, як показано на діаграмі (рис. 4.34), повністю визначити необхідні геометричні параметри, а саме: відносний крок, відстань L₁ і величину коефіцієнта захаращення повітряного каналу.



Рис. 4.34 – Номограмма для розрахунку пальникового пристрою СНТ, паливо - природний газ, повітряний канал квадратного перетину, коефіцієнт загромадження $K_f = B_{cm}/B_K$, вибір L_1 за шкалою для природного газу

Стосовно вибору кроку слід зазначити, що він має враховувати, по перше, гідродинаміку взаємодії струмин палива з потоком повітря, а по друге – забезпечити відповідну концентрацію суміші в зоні стабілізації, тому робочі значення кроків для двох розглянутих газів знаходяться в межах 3,0...5,0. Значення параметру L_1 дозволяють регулювати ступінь перемішування палива тому рекомендується обирати більші значення при більших діаметрах в рекомендованому діапазоні (2 квадрант діаграми). Параметр відносного захаращення повітряного каналу стабілізаторами K_f при виборі для більших діаметрів зміщений у сторону зменшення можливого діапазону варіювання, для забезпечення необхідної витрати повітря.

4.10 Висновки до розділу 4

У відповідності до приведеного матеріалу третього розділу можна зробити наступні висновки.

1. Виконано експериментальне визначення масообмінних характеристик нішевої порожнини з потоком окисника, що набігає, а також встановлено автомодельні якості досліджуваного процесу. Визначено, що кількість речовини, яка потрапляє в ЗЗС ніші залежить від її об'єму і не залежить від висоти повітряного каналу. Коефіцієнт масообміну збільшується пропорційно до збільшення швидкості потоку суміші, що набігає.

2. Збільшення коефіцієнту масообміну звужує межі сталого горіння в області збіднених сумішей. Вказана особливість справедлива лише для каналів з H_{κ} >40 мм, у випадку зменшення висоти каналу до H_{κ} =40...24 мм межі горіння для невеликих ніш звужуються, що пояснюються збільшенням впливу пограничного шару на гідродинаміку потоку суміші в обмежених повітропроводах (отримані результати стосуються прямокутних нішевих порожнин глибиною H = 5...10 мм з відношенням сторін L/H=4...5).

3. З використанням теплової теорії стабілізації отримано узагальнюючі залежності стосовно бідного та багатого зриву полум'я в струменево-нішевій системі, які дозволяють оцінити межі мінімально допустимих навантажень системи в залежності від основних теплофізичних якостей використовуваного палива, а також від масообмінних якостей нішевої порожнини в повітряному каналі.

4. Проведено дослідження впливу геометрії нішевої порожнини на стабілізаційні якості системи. Встановлено, що гранично допустимий кут нахилу бокових стінок ніші, який дозволяє надійно стабілізувати полум'я в широкому діапазоні швидкостей потоку повітря в каналі знаходиться в межах 45…90°.

5. Проведено дослідження стабілізаційних якостей СНС при подачі палива поодиноким струменем та системою струмин. В умовах горіння одиночного струменя проведено вимірювання температурних полів у факелі та продуктах згоряння пропанового та метанового палива з метою порівняння результатів експерименту та результатів чисельних розрахунків.

6. Отримано характеристики процесу стабілізації полум'я на струминах в умовах СНС в залежності від основних геометричних параметрів системи та надано рекомендації щодо вибору основних параметрів паливо розподілу з врахуванням впливу вищезазначеного режиму.

7. Проведено оцінку впливу режимних параметрів СНС на величину гідравлічного опору повітря в робочому каналі. Виконано порівняння коефіцієнта гідравлічних втрат для пальників різних типів. Встановлено, що ПП на основі СНС мають найменші гідравлічні втрати по тракту окисника.

8. За допомогою методів математичного планування експерименту отримані регресійні залежності коефіцієнту надлишку повітря від геометричних характеристик паливоподачі в СНС на режимах бідного зриву полум'я. Визначено, що горючі гази різні за своїми властивостями потребують відповідної корекції параметрів паливорозподілу. Застосування «універсальної» схеми паливорозподілу дозволяє забезпечити ефективне спалювання двох видів досліджуваного горючого газу з незначним погіршенням пускових якостей пальників.

РОЗДІЛ 5

ДОСЛІДЖЕННЯ ЕМІСІЙНИХ ТА ЕНЕРГЕТИЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ПАЛЬНИКІВ СНТ

5.1 Дослідження температурного стану факелу в СНС.

Основні результати досліджень стосуються визначення впливу геометричних параметрів СНС на розподіл температур при горінні зрідженого газу. На рис. 5.1 представлені результати вимірювання температур стосовно впливу діаметру газоподавальних отворів.

В ході досліджень виконувались вимірювання температури факелу та продуктів згоряння в різних перетинах вогнетривкої футерованої ділянки, а саме: x=320, 630 та 940 мм від газоподавальних отворів СНС. Вісь факелу співпадає з площиною нижньої стінки повітряного каналу на якій розміщена струменево-нішева система.



Рис. 5.1 - Вплив діаметру газорозподільчих отворів на розподіл температур в поперечному зрізі факелу при W_п=5 м/с, α_Σ=1,3, S=4,6, L=11 в трьох перетинах вогнетривкої ділянки: 1, 4 – х =320 мм; 2, 5 - х =630 мм; 3, 6 - х =940 мм, 1, 2, 3 – d=2 мм та 4, 5, 6 - d=4 мм

розподіл температур на відстані від oci Видно. ЩО факелу має загальноприйнятний характер при горінні дифузійного факелу: максимальні значення знаходяться на осі і в найближчому до стабілізатору перерізі, зменшуються по мірі віддалення від нього. Також у віддалених перерізах графік залежності більш пологий за рахунок вирівнювання температур продуктів згоряння. В цілому, криві розподілу температур симетричні відносно осі факелу і нижче по потоку схожі до горіння характеристик затоплених струменів. Слід зауважити, ЩО ДЛЯ досліджуваного палива збільшення діаметрів отворів призводить до незначного збільшення температур (20-65 °C) у віддалених перерізах, а в перетині x=320 мм навпаки, очевидно, досягається це за рахунок збільшення дифузійності факелу, що призводить до «затягування» його довжини.

Вплив кроку розташування газоподавальних отворів наведено на рис. 5.2. Так, приведені результати стосуються СНС з відносним кроком \overline{S} =2,3 і 4,6, і як видно, збільшення кроку в діапазоні наведених значень призводить до деякого збільшення рівня температур факелу в перших двох перетинах робочої ділянки. В перетині, що відповідає x=940 мм, відбувається зворотна картина-температура продуктів згоряння дещо зменшується. Зазначені особливості вказують на перехід в бік кінетичного механізму горіння за рахунок зменшення часу дифузії пального та окисника при збільшенні кроку, що також, дещо зменшує довжину факелу і локально підвищує температуру горіння палива.



Рис. 5.2 - Вплив відносного кроку розташування газорозподільчих отворів на розподіл температур в поперечному зрізі факелу при $W_n=5$ м/с, $\alpha_{\Sigma}=1,1$, d=4 мм,

L=11; в трьох перетинах вогнетривкої ділянки: 1, 4 – х =320 мм; 2, 5 - х =630 мм; 3, 6 - х =940 мм, для двох значень \overline{S} : 1, 2, 3 – \overline{S} =2,3 та 4, 5, 6 - \overline{S} =4,6

Результати дослідження впливу відстані газоподавальних отворів від передньої стінки ніші на розподіл температур в факелі в межах значень досліджуваного параметру мають незначний вплив, окрім останнього за потоком перетину, де на осі рівень температур для випадку $L_1=25$ мм на 35 °C менший в порівнянні з геометрією $L_1=10$ мм. Очевидно, що при подальшому збільшенні відстані рівень температур в ближчих до стабілізатору перетинах буде збільшуватися, що призведе до зменшення довжини факелу і звуження меж сталої роботи СНС.

Щодо порівняння температурного поля у відносних координатах, то у всіх трьох досліджуваних перетинах профіль повної температури є автомодельним, це видно з рис. 5.3. Температура представлена у вигляді відношень значень температури в точці *t* до максимального значення температури в досліджуваному перетині t_{max} (на осі факелу). По осі абсцис відкладено безрозмірну координату, де в якості масштабу x_{0,75} прийняте таке значення координати, при якому виконується рівність t/t_{max} = 0,75.



Рис. 5.3 – Розподіл температури в поперечному перерізі факелу в напрямі нормальному до розміщення СНС при W_n=5 м/с, α_Σ=1,1, d=4 мм, \overline{S} =4,6; в трьох перетинах вогнетривкої ділянки 1 – х =320 мм; 2 - х =630 мм; 3 - х =940 мм

Розподіл температур вздовж осі факелу в процесі виходу СНС на номінальні витрати палива приведено на рис. 5.4. Так, максимальні зафіксовані температури в досліджуваних умовах становлять t_1 =1250 °C при значенні коефіцієнту надлишку повітря α =1,15, а в тому ж перетині, мінімальні температури - t_1 =637 °C при α =7,5. В двох подальших за потоком перетинах різниця рівнів температур незначна і зменшується при зменшенні витрати палива, а максимальна різниця між ними скаладає 150 °C при мінімально зафіксованому значенні коефіцієнту надлишку повітря.



Рис. 5.4 - Зміна температури факелу вздовж осі при W_n =15 м/с, d=4 мм, \overline{S} =4,5, L_1 =10 мм в трьох перетинах вогнетривкої ділянки

Вплив кроку розташування газоподавальних отворів на конфігурацію факелу пальника з розміщеною на торці круглого стабілізатору з торцевою нішею приведено на рис. 5.5.

Звертає на себе увагу не тільки конфігурація і довжина факелу, але й забарвлення його хвостової частини. Так, при мінімальних значеннях відносного кроку спостерігається забарвлення темно бурого кольору значної частини факелу із його зникненням при збільшенні кроку до значень 6,5. Слід зауважити, що зі збільшенням значень \overline{S} зменшується видима довжина факелу і, відповідно,

звужуються межі сталого горіння палива в ПП. На рис. 5.6 представлені результати фотозйомки відкритого факелу при збільшенні відстані L₁.



Рис. 5.5 - Структура відкритого факелу в СНС для різних значень кутового кроку розташування паливних отворів φ : а) – 22,5°, б) – 27,7°, в) – 36,0°, в) – 45,0°, при d=2 мм, L₁=13,5 мм



Рис. 5.6 - Структура відкритого факелу в СНС для різних значень параметру відстані L_1 : а) – 13,2 мм, б) – 25 мм, в) – 45 мм, в) – 60 мм, при \overline{S} =45,0°

Отримані результати дозволяють оцінити можливості досліджуваної геометрії в плані організації механізму спалювання скрапленого газу, так, навіть при відносному кроці \overline{S} =6,5 вдалося досягти надійного запалювання та виходу на режим в межах α=2,3. Збільшення відстані призводить, як показали результати досліджень, до гомогенізації паливної суміші в зоні стабілізації факелу, і тим самим, до зміни його конфігурації і теплового режиму.

Для оцінки видимої довжини факелу в умовах СНС отримана залежність, яка враховує основні режимні – швидкості потоків в перетинах та основний геометричний параметр – діаметр отворів:

$$\frac{L_{\phi}}{d} = c \cdot \left(\frac{\rho_{e} W_{e}^{2}}{\rho_{n} W_{n}^{2}}\right)^{m} \cdot \alpha^{n}, \qquad (5.1)$$

де с, m, n – константа та показники степеню при змінних в рівнянні,

природний газ: $\begin{cases} C=115, m=0, 17, n=-1, 13; \\ d=2 \div 6 \text{ мм}, W_{e}=6...70 \text{ м/c}, \\ W_{n}=3...15 \text{ м/c}, \alpha=1, 1...3, 0 \end{cases}$ зріджений газ : $\begin{cases} C=133, m=0, 22, n=-1, 26; \\ d=2 \div 6 \text{ мм}, W_{e}=3...40 \text{ м/c}, \\ W_{n}=3...15 \text{ м/c}, \alpha=1, 1...3, 0 \end{cases}$

5.2. Дослідження емісійних характеристик при спалюванні газу в СНС

5.2.1. Загальна характеристика емісії СО та NO_x в СНС

В роботі розглядається вплив досліджуваних геометричних параметрів паливо розподілу в СНС при спалюванні зрідженого газу в умовах лабораторного вогневого стенду. Основна увага приділена побудові залежностей рівня діючих концентрацій токсичних компонентів в продуктах згоряння (NO_x та CO) при зміні основного режимного параметру – коефіцієнта надлишку повітря (α). В умовах промислової експлуатації для всіх ПП коефіцієнт надлишку повітря є базовою характеристикою тому, що визначає умови процесу горіння, а також неоднозначність рівня емісії NO_x та CO. Слід зазначити, що критичні значення даного параметру є основним критерієм вибору пальникового пристрою відповідно до технологічних умов

процесу горіння на ВО таких, як: топки енергетичних та водогрійних котлів, камери згоряння ГТУ, сушила, печі т. ін. Вплив α на рівень емісії залежить основним чином від конструктивної схеми пальника, способу сумішоутворення та інтенсивності тепломасообмінних процесів в зоні горіння.

Далі в роботі приведено характеристики виду $NO_x = f(\alpha)$ і $CO = f(\alpha)$, які можуть фіксуватися не тільки при газовому аналізі в лабораторних умовах, але й при проведенні налагодження та пуску котлоагрегатів в промислових умовах і при побудові режимних карт ВО. В процесі експериментальних та промислових досліджень пальників побудова характеристик $NO_x = f(\alpha)$ и $CO = f(\alpha)$ може бути реалізована двома шляхами. Перший – це шляхом зміни витрати повітря при постійній витраті палива та інших режимних параметрах, а другий – шляхом зміни витрати палива та інших швидкостях повітря та, відповідно, всіх інших параметрах.

В задачі досліджень входило визначення емісійних якостей СНС з запропонованою стосовно покращених пускових якостей геометрією паливо розподілу, а також визначення можливості виходу на номінальні витрати без зривів та пульсацій в аналогічних умовах однозначності. До умов однозначності при дослідженні пальників відносять: тип ПП, об'єм та конфігурацію топкового простору, умови теплообміну та ін. Таким чином, за допомогою газового аналізу необхідно визначити можливості використання запропонованих параметрів (попередній розділ роботи) відносного кроку розташування отворів \overline{S} , їх діаметру d та відстані L₁ для відповідного палива в умовах розташування СНС в каналі прямокутного перетину.

На рис. 5.7 приведені індивідуальні характеристики NO_x = f(α) і CO = f(α) для CHC з кроком розташування отворів 4,5 та діаметром 3 мм. Як видно з рисунку, приведені залежності мають екстремальний вигляд. Так, характеристика для окислу азоту має екстремум в області $\alpha \rightarrow 1$, в той час, як в тій же області продукти неповного згоряння вуглецю зводяться майже до нуля і приймають свій мінімум при $\alpha=1,48$. Суміщення двох характеристик дозволяє проаналізувати наявність двох характерних критичних точок, що відповідають екстремумам відповідних кривих. Враховуючи розташування $\alpha_{\text{кp1}}$ та $\alpha_{\text{кp2}}$, для загального аналізу областей в діапазоні досліджуваних режимів можна виділити три області. Перша з яких відповідає проміжку ($\alpha < \alpha_{\text{кp1}}$) і в якій емісія оксидів азоту зменшується, а емісія оксидів вуглецю навпаки екстремально зростає. В другій зоні, що відповідає ($\alpha_{\text{кp1}} \le \alpha \le \alpha_{\text{кp2}}$), в напрямку зменшення надлишку повітря відбувається однозначне зростання досліджуваних емісійних характеристик.



Рис. 5.7 –Вплив надлишку повітря на концентрацію окислів азоту та монооксиду вуглецю при спалюванні зрідженого газу в СНС з параметрами: d=3 мм, \overline{S} =5,0, L₁ = 10 мм, висота повітряного каналу H_к=36 мм, швидкість повітря в каналі W_п=5 м/с

Стосовно ж третьої області ($\alpha > \alpha_{\kappa p2}$), то тут також спостерігається неоднозначна поведінка характеристик як і в першій області, з тією різницею, що криві поводять себе навпаки в порівнянні з ($\alpha < \alpha_{\kappa p1}$).

5.2.2. Вплив геометричних параметрів паливо розподілу на емісійні якості СНС

На рис. 5.8 представлені результати проведення газового аналізу продуктів згоряння при горінні скрапленого газу в СНС. Дослідження виконані при

атмосферному тиску, в якості окисника використовувалось холодне повітря з температурою 15…20 °С. Швидкість повітря підтримувалась постійною W_n =20 м/с, що відповідає середній швидкості перед пальниками вогнетехнічного обладнання.

Характеристики приведені на рисунку подібні, але необхідно зауважити, що крок та діаметр мають деякий вплив на концентрації оксиду вуглецю. Видно, що $\alpha_{\text{кp2}}$ в залежності від геометрії знаходиться в межах 1,6...1,4 і мінімальні значення недопалу відповідають ситуації з відносним кроком $\overline{S} = 5,0$ (при виході на режим $\alpha_{\text{кp2}}$ значення недопалу становило $C_{\text{CO}}=0$ ppm), а зі зменшенням кроку паливних отворів недопал збільшувався і найбільше значення концентрацій відповідає геометрії паливорозподілу з $\overline{S} = 5,0$ та d=2 мм. В той же час, при максимально можливій глибині вигоряння палива в області критичних значень, не вдалося вийти на робочий режим ($\alpha \rightarrow 1,0$). На режимах роботи системи в області $\alpha < 1,5$ виникає зрив полум'я зі стабілізатору і факел стабілізується в області вогнетривкої ділянки. Зрив виникає у зв'язку з порушенням основного принципу СНС, пов'язаного з організацією стійкої вихрової структури в області стабілізації полум'я, яка, вочевидь, в досліджуваних геометричних умовах не може існувати.



Рис. 5.8 –Вплив надлишку повітря на концентрацію оксиду вуглецю при спалюванні зрідженої суміші пропан-бутану в СНС з різними відносними кроками розташування паливних отворів: 1 - \overline{S} =3,0, d=3 мм; 2 - \overline{S} =4,5, d=3 мм; 3 - \overline{S} =5,0, d=3 мм; 4 - \overline{S} =3,0, d=2 мм

Зменшення параметру \overline{S} вже до значень 4,5 дозволяє організувати необхідну структуру течії, при цьому факел надійно стабілізується на режимі α =1,15 без зривів і пульсацій факелу. Подальше зменшення кроку призводить до локального перенасичення пальної суміші паливом і не дозволяє максимально мінімізувати недопал до місця відбору проби, хоча багатого зриву під час проходження α_{kp2} в усіх інших досліджуваних модулях не виникало.

З отриманих результатів слід зробити такий висновок, що для виходу на режими α близькі до 1,0 більш важливою в умовах СНС виступає гідродинамічна структура потоку аніж більш близька до стехіометрії концентрація палива в області ніші, яка досягається, в основному, відносним кроком розташування паливних отворів.

Стосовно ж впливу величини діаметру, то в межах діапазонів досліджуваних значень слід зазначити, що збільшення діаметру забезпечує більш глибоке вигоряння палива (в області $\alpha < 3,0$). А на пускових режимах спостерігається зворотна картина: досліджувані модулі з більшим діаметром зменшують повноту вигоряння вуглецю.

На рис. 5.9 приведені результати вимірювань окислів азоту в описаних вище геометричних умовах.



Рис. 5.9 – Вплив надлишку повітря на концентрацію оксиду азоту при спалюванні зрідженої суміші пропан-бутану в СНС з різними відносними кроками

розташування паливних отворів: 1 - \overline{S} =3,0, d=3 мм; 2 - \overline{S} =4,5, d=3 мм; 3 - \overline{S} =5,0,

Характеристики NO_x = $f(\alpha)$ фізично подібні і узгоджуються з загальними уявленнями щодо емісії NO_x при спалюванні вуглеводневих палив. Так, в умовах робочих модулів, де було досягнуто мінімальні значення концентрацій CO (що говорить про повне згоряння і високий рівень температур) емісія окислів азоту максимальна і досягає на робочих режимах значень близько 100 ppm, що в умовах сучасних екологічних норм потребує застосування технологічних засобів зниження емісії. А, для модулів з параметром $\overline{S} = 3,0$ показники на відповідних режимах надлишку повітря в 2 рази менші і складають не більше 46 ppm.

В діапазоні пускових режимів, що відповідають значенням надлишку повітря α>4,0 геометрія паливоподачі має несуттєвий вплив на емісійні якості СНС.

5.2.3. Порівняльні результати газового аналізу продуктів згоряння при спалюванні природного та зрідженого газів

Відповідно до завдання досліджень стосовно обґрунтування універсальної паливоподачі в умовах двох типів досліджуваного палива, проведено вимірювання емісійних показників системи в однакових геометричних умовах, суміщені характеристики приведено на рис. 5.10.

Обрана геометрія паливорозподілу дозволила вийти на номінальні витрати палива без зриву та пульсацій, що для двох досліджуваних газів відповідає надлишку повітря 1,07 і 1,2 для природного і зрідженого газів відповідно. Аналізуючи результати, стосовно глибини вигоряння вуглецю, слід зазначити, що в діапазоні зміни коефіцієнту надлишку повітря показник СО є суттєво залежним не тільки від режиму роботи системи, але й виду палива. З точки зору організації спалювання палива в «стехіометричних умовах», найбільш якісні показники досягаються при використанні природного газу, а у випадку горіння збіднених сумішей, що відповідає режиму $\alpha > 2,0$, більш пріоритетним є спалювання зрідженого газу. Звертає особливу увагу збудження характеристики недопалу в області α≈2,3 для природного газу, де показники концентрації СО приблизно на 35% більші в порівнянні зі зрідженим паливом.



Рис. 5.10 – Вплив надлишку повітря на концентрацію окислів азоту (1, 2) та вуглецю (3,4) при спалюванні газів в СНС з параметрами: d=3 мм, \overline{S} =3,0, L_1 = 10 мм, H_{κ} =36 мм, W_{Π} =5 м/с; 1, 3 – природний газ, 2, 4 – зріджений газ

Емісія окислів азоту є майже незалежною від досліджуваних в роботі факторів і, як видно з результатів, має схожі характеристики у всьому досліджуваному діапазоні робочих режимів СНС.

Вплив величини діаметрів паливних отворів приведено на рис. 5.11. Як видно з наведених результатів, збільшення діаметрів має істотний вплив на викиди забруднюючих окислів тільки в області, що відповідає діапазону значень $\alpha < \alpha_{\kappa p2} \approx 1,5$. При збільшенні діаметру (d=3,0 мм) відбувається збільшення недопалу, що призводить до деякого зменшення емісії NO_x і в основному пов'язано зі зменшенням максимальних температур у корені факелу, а тому сприяє зменшенню утворення температурних окислів азоту. Звертає на себе увагу схожість характеристик в усьому іншому діапазоні зміни режимів роботи і підтвердження наявності максимуму значень CO в області $\alpha \approx 2,3$.



Рис. 5.11 – Вплив величини діаметру паливних отворів на концентрацію окислів азоту (1, 2) та вуглецю (3, 4) при спалюванні природного газу в СНС з параметрами: \overline{S} =3, L₁ = 10 мм, H_к=36 мм, W_п=5 м/с, 1, 3 – d=2 мм, 2, 4 – d=3 мм

Приведені в роботі результати підтверджують загальні уявлення щодо емісійних процесів під час спалювання вуглеводневих палив. Отримані результати також підкреслюють визначальний вплив процесів сумішоутворення на якість вигоряння вуглецю палива, оскільки організація паливорозподілу по схемі, що застосована в СНС з врахуванням стехіометричних характеристик досліджуваних палив дозволяє раціональним чином організувати перемішування компонентів реакції. Так, наявність α_{kp1} зумовлюється розміщенням α_{kp2} і визначається геометричними характеристиками паливорозподілу. В умовах лабораторного стенду для всіх досліджених варіантів струменево-нішевих модулів α_{kp2} відповідає надлишку повітря $\alpha \approx 1,5...1,2$ і залежить від можливості паливорозподілу, щодо забезпечення стехіометричного рівня палива в області стабілізації процесу горіння.

5.2.4. Аналіз приведених емісійних характеристик пальникових модулів на основі СНС

Основні положення методики, яка використовується в даній роботі базується на основі узагальнень, які випливають з термічної теорії утворення *NO*_X [121], а також робіт, виконаних в проблемній лабораторії горіння НТУУ «КПІ» Любчиком Г.М. [122]

Необхідність застосування такого підходу пояснюється, по перше у врахуванні впливу взаємозалежних факторів на утворення окислів азоту таких як: температура та вміст кисню в окиснику, питоме теплонапруження та тиск в зоні горіння, а також коефіцієнт надлишку повітря. А по друге, в більшій зручності обробки та аналізу експериментальних результатів в порівнянні з аналізом прямих залежностей емісії *NO*_х.

При обробці експериментальних даних запропоновано використовувати наступну залежність:

$$NO_X^{np} = \frac{NO_X}{\prod K_i^{0.5}} = k_0 \exp\left[\frac{-E_{e\phi}}{RT}\right],$$
(5.2)

де NO_X^{np} – сумарна концентрація оксидів азоту (*NO* та NO_2), приведених до діоксиду азоту; $\prod K_i$ – добуток коефіцієнтів впливу K_i , серед яких враховуються k_0 - передекспоненційний множник, E – енергія активації результуючої реакції утворення *NO*, *R* та *T* – відповідно, газова постійна та температура горіння.

$$K_{1} = (1 - \psi)^{2} \cdot \psi; \qquad K_{2} = \sqrt{\frac{P}{P_{\mu,y}}}; \qquad K_{3} = \sqrt{\frac{T_{\mu,y}}{T_{0}}}; \qquad K_{4} = \sqrt{\frac{(\alpha - 1)}{\alpha}}.$$
(5.3)

За допомогою коефіцієнта K_1 виконують приведення концентрації кисню в окиснику, за допомогою коефіцієнтів K_2 та K_3 відбувається приведення по тиску та початковій температурі; коефіцієнт K_4 дає приведення по надлишку окисника.

Коефіцієнт впливу часу перебування в зоні горіння $K_5 = K_{\tau}$ дає приведення по часу перебування $\tau_{\text{пер}}$, він в свою чергу, залежить від теплоти згорання палива ($Q_{\text{н}}$, МДж/кг), коефіцієнта надлишку окисника (α), температури початку (T_0) та кінця (T) процесу горіння, питомої густини тепловиділення (q_v , Вт/м³·Па), стехіометричного коефіцієнта (L_0 , кг/кг) та технічної газової сталої R = 287 кДж/кг·К і визначається із співвідношення

$$\mathcal{K}_{\tau} = q_{v}^{-n} , \qquad (5.4)$$

де n – 0,5 або 1, а величина q_v визначається за формулою

$$q_{\nu} = \frac{\rho_{z} \cdot V_{z} \cdot Q_{\mu}^{p}}{V_{\kappa,32} \cdot P_{\kappa,32}},$$
(5.5)

В такому випадку, діюча концентрація оксиду азоту описується співвідношенням:

$$NO = \frac{k_0 \cdot [NO]}{\tau_{NO}} \cdot , \qquad (5.6)$$

В результаті використання запропонованих перерахункових залежностей отримано результати, які приведені на рис. 5.12 (приведена обробка експериментальних даних з рис. 5.8).



Рис. 5.12 – Лінеаризовані емісійні характеристики СНС в залежності від коефіцієнту надлишку повітря; 1 - d=3 мм, \overline{S} =3,0 (природний газ), 2 - d=3 мм, \overline{S} =3,0 (зріджений газ), 3 - d=3 мм, \overline{S} =5,0 (зріджений газ), 4 - d=3 мм, \overline{S} =4,5 (зріджений газ)

Наведені результати корелюються i3 загальними уявленнями щодо взаємозв'язку процесів утворення окислів азоту із якістю вигоряння палива в факелі (рис. 5.8). Так, модуль з відносним кроком розташування паливних отворів \overline{S} =4,5 має найбільші рівні параметру lnNO_x^{пр} у всьому дослідженому діапазоні режимів роботи системи, при цьому саме цей крок забезпечує найкращі показники основних робочих параметрів для зрідженого газу, таких як сталість горіння та якість Зменшення кроку пропан-бутану супроводжується вигоряння палива. для

зниженням рівня емісії NO_x за рахунок перезбагачення горючої суміші паливом і, водночас, збільшенням утворення продуктів неповного горіння палива СО, що підтверджується результатами на рис. 5.8, де мінімум емісії чадного газу забезпечується відносним кроком \overline{S} =4,5 і 5,0 і становить 0...5 ppm, а при \overline{S} =3,0 в області значень α_{kp2} складає не менше C_{CO}>150 ppm.

Для порівняння рівня емісії окислів азоту при спалюванні зрідженого газу приведені концентрації NO_x в продуктах згоряння для природного газу в СНС при відповідному виборі параметрів паливорозподілу (рис 5.12). Так, в області $\alpha > \alpha_{\kappa p2}$ найменший рівень емісії NO_x мають продукти згоряння природного газу, а в області $\alpha < \alpha_{\kappa p2}$ – СНС з тими ж параметрами, але при використанні пропан-бутану, за рахунок, як зазначалося вище, значного зростання хімічного недопалу. При виборі ж раціонального кроку розташування паливних отворів для зрідженого палива, рівень емісії окислів азоту значно зростає і становить близько 205 мг/м³, що в 2,2 рази більше ніж при спалюванні природного газу в умовах концентрації кисню в продуктах згоряння $C_{o_x} = 2,5\%$ ($\alpha \approx 1,14$).

Таким чином, підтверджено той факт покращення процесу ЩО, сумішоутворення, за рахунок вдалої організації якого досягається ефективне спалювання палива при мінімізації хімічного недопалу, призводить до значного погіршення екологічних показників пальникових модулів. Тому, з огляду на задачі досліджень в представленій роботі, які безпосередньо пов'язані з вдосконаленням процесу пуску пальників, надалі буде розглянуто можливості щодо технологічних засобів зниження емісії шкідливих окислів у навколишнє середовище, а вибір геометричних параметрів паливорозподілу в СНС рекомендовано проводити відповідно для забезпечення надійного пуску і сталої беззривної роботи пальників при регулюванні потужності роботи на номінальних та часткових режимах навантаження.

Відповідно до вищенаведеного матеріалу, результати можна представити наступною залежністю:

$$NO_{x} = A_{NO_{x}} \cdot \alpha^{n} \cdot K_{\psi} \cdot K_{P} \cdot K_{T} \cdot K_{\alpha} \cdot K_{\tau}, \qquad (5.7)$$
де NO_x – концентрація окислів азоту приведених до $\alpha = 1,0$, мг/м³; A_{NOx} – коефіцієнт, який визначається індивідуально для кожного модулю по результатам вимірювань, мг /(м³·c^{0,5}); α – коефіцієнт надлишку повітря.

У відповідності до наведених на рис. 5.12 результатів в таблиці 5.1 представлені значення коефіцієнту *A*_{NOx}, показника степеню при *α*, а також значення коефіцієнту достовірності апроксимації запропонованих залежностей.

Таблиця 5.1 Результати статистичного аналізу емісійних характеристик при зміні параметрів паливорозподілу в СНС з параметрами $L_1 = 10$ мм, $H_{\kappa} = 36$ мм,

N⁰	Параметри паливорозподілу	Паливо	$\frac{A_{NOx}}{M^2},$	Показник степеня, n	коефіцієнт достовірності апроксимації, R ²
1	d=3,0 мм, <i>S</i> =3,0	Природний	9868,1	-3,3	0,91
2			45.00	1.40	0.71
2	d=3,0 мм, \overline{S} =3,0	зріджении	4569	-1,48	0,71
		газ			
3	d=3,0 мм, <i>S</i> =5,0	Зріджений	8888	-1,88	0,79
		газ			
4	d=3,0 мм, <i>S</i> =4,5	Зріджений	14616	-1,93	0,79
		газ			
5	d=2.0 мм, \overline{S} =3.0	Зріджений	5723	-3,24	0,73
	, , , - , -	газ			

L/H=40/10 мм.

Г

Використання отриманих залежностей пропонується при проектуванні газопальникового обладнання з можливістю спалювання зрідженого газу. Коректність даних можлива для наступних значень параметрів: α =1,01...7,5; $W_{\rm n}$ =1...25 м/с, $W_{\rm r}$ =1...70 м/с; $T_{\rm n}$ =5...15 °C; $NO_{\rm x}$ =1...100 ppm; $q_{\rm v}$ =13...50 для природного і 5...30 для зрідженого газу (Вт·Па)/м³; ψ =0,21; тиск в зоні горіння P=101000...101100 Па.

5.3. Результати еколого-теплотехнічних випробувань пальників в промислових умовах

5.3.1. Випробування пальників на водогрійному котлі

Основні рекомендації щодо покращення характеристик робочого процесу пальників за рахунок вдосконалення системи паливо розподілу СНС проходили експериментально-промислові випробування на водогрійних котлах комунального підприємства «Житомиртеплокомуненерго» в період підготовки до опалювального сезону 2012-2013 рр. У 2014 році тепломережа міста працювала в штатному режимі при частій зміні робочих навантажень вже з модернізованими котлами. Результати еколого-теплотехнічних випробувань водогрійного газового котла КВГМ-20 виробництва Дорогобузького котельного заводу наведені в Додатку В. Котлоагрегат водогрійний КВГМ-20, призначений для використання в системі гарячого водопостачання та опалення. В якості палива використовується природний газ. Резервне паливо відсутнє. Досліджуваний котел розрахований на мінімальне теплове навантаження 30%, оскільки зменшення навантаження спричиняє появу конденсаційного режиму. В котлі практично не працює лінія рециркуляції котлової води, оскільки насоси рециркуляції без частотного регулювання і на змінних режимах є не економічними, тому при мінімальних навантаженнях не виключена поява конденсації.

Під час промислових випробувань витрата природного газу враховувалась комерційним вузлом обліку котельні, інші агрегати під час наладки не працювали.

Модернізація являла собою заміну штатних пальників на 2 пальника типу СНТ 45.

Роботи були виконані в два етапи.

На першому етапі проведені роботи по знайомству з основним та допоміжним обладнанням, а також виконані попередні випробування.

На другому етапі проведені еколого-теплотехнічні випробування котлоагрегату. Визначено еколого-теплотехнічні характеристики роботи

котлоагрегату, виконано комплексну інвентаризацію шкідливих викидів в атмосферу, встановлені оптимальні еколого-економічні режими роботи обладнання при мінімальних питомих витратах палива та мінімальних викидах шкідливих речовин в атмосферу. Роботи виконувались ТОВ «НВК «СНТ».

Балансові випробування.

Після налагоджувальних робіт, визначення робочих надлишків повітря, при різноманітних навантаженнях котла, проводилися балансові випробування із визначенням економічних показників його роботи: теплових втрат і ККД брутто.

Випробування проводилися в нормальних експлуатаційних умовах при тепловому стані котла, що встановився. Котли після включення пропрацювали з середнім навантаженням не менше 48 годин.

Організація вимірів.

При визначенні хімічного складу димових газів (СО, О₂, N₂) використовувались: газоаналізатор Testo 330ll, ОКСИ-5М. Відбір проб газу виконувався в режимній та балансовій точках газового тракту котла, означених на схемі останнього (Додаток ГЗ).

Для отримання усередненої проби газів по перерізу газоходу застосовувались перфоровані газозбірні трубки.

При проведенні випробувань на газоподібному паливі витрата газу контролювалася за допомогою газових лічильників, установлених у котельні. Котельня також обладнана лічильником теплоти.

Зміна витрати повітря здійснювалася за допомогою ЧРП тягодуттєвих засобів.

Час між записами величин, що вимірюються, становив:

продуктивність через 40 хв. після виходу на режим;

– інші параметри – через 40 хв. після виходу на режим.

Балансові випробування кожного котла проведено на 6-х навантаженнях (включаючи точку розпалювання), здійснені розрахунки згідно методики (див. розділ 2 роботи).

Результати випробувань зведено в таблицю.

За даними таблиці побудовано графічні залежності теплових втрат і ККД брутто від продуктивності котлів, складено режимні карти (див. Додаток Г).

Результати балансових випробувань і всі необхідні розрахунки проводилися відповідно до методики [123] та стандартом підприємства.

Продукти згоряння викидаються в атмосферу димовою трубою, висотою 74 м, діаметром 2,5 м, виконаною з залізобетону. Результати теплотехнічних випробувань котла наведені нижче. На рис. 5.13 приведені результати характерного співвідношення робочого тиску повітря від тиску пального, а також величина витрати палива в залежності від тиску в газовому колекторі. Ці характеристики є індивідуальними до кожного об'єкту і будуються по результатам теплотехнічних випробувань.



Рисунок 5.13 Графік співвідношення паливо-повітря на котлі КВГМ-20 при балансному надлишку повітря в пальниках 1,05 в діапазоні можливих навантажень агрегату – (а), залежність витрати палива від тиску в газовому колекторі – (б)

Результати проведення газового аналізу відхідних продуктів згоряння приведені на рис. 5.14.



Рисунок 5.14 Залежність втрат теплоти (а), а також емісійні характеристики пальників на котлі (б) від теплопродуктивності; q₂ - втрати з газами, що відходять, q₃ – втрати з хімічним недопалом, q₅ – втрати в навколишнє середовище через стінки котла,

Як видно з результатів, значення викидів СО знаходяться на рівні «слідів», що зумовлює мінімізацію хімічного недопалу. Такі показники досягаються насамперед за рахунок організації якісного перемішування палива в пальнику. Стосовно емісії окислів азоту, то вони знаходяться в межах допустимих норм, так для досліджуваного котла порогове значення складає 220 мг/м³. Крім того емісія NO_x майже не залежить від режиму роботи агрегату.

Залежність коефіцієнта надлишку повітря та температури відхідних газів від тепло навантаження котла приведені на рис. 5.15.



Рисунок 5.15 Залежність коефіцієнту надлишку повітря (а) та температури відхідних димових газів (б) від теплопродуктивності

Коефіцієнт надлишку повітря в досліджуваному діапазоні навантажень знижується при наближенні до номінальної потужності зі значень 1,22 до 1,04 при 80% навантаження. Температура відхідних газів на мінімальних навантаженнях становить близько 70 $^{\circ}$ C, що обумовлює появу конденсацію водяної пари. При виході на номінальні режими температура становить 145 $^{\circ}$ C. Залежність ККД котлоагрегату приведена на рис. 5.16.



Рисунок 5.16 Залежність ККД котла брутто від теплопродуктивності Фотознімки модернізованого агрегату на основі СНТ приведені на рис. 5.18





Рисунок 5.17 – пальники типу СНТ-45 на модернізованому котлі КВГМ-20 КП «Житомиртеплокомуненерго»

Коефіцієнт корисної дії котла має екстремальну характеристику, максимальне ККД становить 94,82% на навантаженні в 50% від максимального. На максимальних витратах палива ККД дещо зменшується до 92,8%, що більше від паспортного значення в 90%, а до модернізації значення ефективності становило 90,7 % на 70 відсотковому навантаженні. Таким чином, враховуючи середню завантаженість

агрегату протягом опалювального періоду в 70%, загальний економічний ефект становить в середньому 3%, що дозволяє окупити затрати на модернізацію, протягом одного опалювального періоду.

5.3.2. Застосування технологічних засобів зниження емісії окислу азоту на ВО

5.3.2.1. Застосування рециркуляції продуктів згоряння на водогрійному котлі

Як відомо, з поміж негативних факторів впливу енергетичних об'єктів на навколишнє середовище одними з найбільш небезпечних є викиди окислу азоту, відносна токсичність якого набагато перевищує токсичність оксидів вуглецю та сірки. Слід зауважити їх досить високе значення валових викидів, а також багатоваріантність їх негативного прояву [124].

При розробці та реалізації ефективних методів зниження емісії NO_x виникають певні технічні труднощі, пов'язані з такими особливостями:

- наявність різних механізмів утворення окислів азоту (термічні, паливні, швидкі і каталітичні);

- недостатнім рівнем дослідженості механізмів, за виключенням термічного механізму утворення NO [125];

- можливістю часткової трансформації моноокислу (NO) в діоксид (NO₂) та інші викиди;

- наявністю факторів, вплив яких на емісію окислу азоту є неоднозначним.

До основних технологічних факторів, які впливають на рівень емісії азоту є наступні: коефіцієнт надлишку повітря, навантаження ВО, рециркуляція димових газів, подача води або пари в зону горіння, перерозподіл палива і повітря по каналам пальників, перерозподіл палива і повітря по ярусах пальників, відключення частини пальників, зміна інтенсивності крутки (для регістрових ПП), використання каталітичних технологій спалювання, застосування мікрофакельного механізму горіння (багато пальникові топки енергетичних котлів та камери згоряння ГТУ). Конкретно для придушення утворення окислів азоту використовують підвищені

надлишки повітря (камери згоряння ГТУ). У разі організації стадійного горіння (для топок енергетичних котлів та камер згоряння ГТУ) використовують перерозподіл палива і окисника таким чином, щоб нижні яруси пальників працювали на збагачених сумішах ($\alpha \rightarrow 0,6$), а верхні - на збіднених з врахуванням загально необхідної кількості повітря.

З врахуванням особливостей робочого процесу пальників СНТ можна зауважити, що з наведених вище засобів придушення емісії окислів азоту реалізовані принципи гомогенізації та мікрофакельного спалювання палива. З введенням ще більш жорстких нормативів по викидам не уникнути необхідності застосування додаткових технологічних методів, наприклад таких як зволоження палива та повітря, а також рециркуляції димових газів в зону горіння.

Протягом опалювального сезону 2015-16 pp. виконувались промислові випробування водогрійного котла КВ-Г - 6,5 в якому була організована рециркуляція димових газів (Додаток Е). Регулювання відсотку газів виконувалось за допомогою шиберної заслінки. Технологічно схема являє собою спосіб саморециркуляції (рис. 5.18).



Рис. 5.18 – Схема організації рециркуляції димових газів у дуттьовому повітрі за допомогою саморециркуляції; 1 – повітря, 2 – суміш повітря і димових газів, 3 – пальниковий пристрій, 4 – димосос, 5 – вентилятор, 6 – димові гази, 7 - шибер

Кількість газів рециркуляції визначається за співвідношенням:

$$r = \frac{V_r}{V_{II}}, \qquad (5.8)$$

де $V_{\rm r}$ – об'єм газів рециркуляції, м³/с; $V_{\rm n}$ – об'єм дуттєвого повітря, м³/с.

Концентрація кисню в повітрі при додаванні газів рециркуляції може бути оцінена за допомогою наступної залежності:

$$C_{o_2} = \frac{0,209 \cdot \left[\left(1 + \alpha_T \cdot L_0 \right) + \left(\alpha_T - 1 \right) \cdot L_0 \cdot 0,01 \cdot r \right]}{\left(1 + \alpha_T \cdot L_0 \right) \cdot \left(1 + 0,01 \cdot r \right)} \cdot 100, \quad (5.9)$$

де $\alpha_{\rm T}$ – коефіцієнт надлишку повітря в топці котла [126]. При застосуванні запропонованого виразу для досліджуваного об'єкту оцінка концентрації кисню в розбавленому повітрі може бути оцінена з відносною похибкою не більше 2,0 %.

При аналізі результатів звертає увагу майже незалежність емісійних показників від теплового навантаження котлоагрегату, особливо це проявляється при подачі газів рециркуляції на пальник. На максимальному навантаженні під час випробувань (87,5 % від номінального) викиди були на 18,5 % більші ніж на частковому (37 % від номінального навантаження). При підмішуванні димових газів ця різниця мінімізується і вже при 12 % об'ємної подачі рециркуляції не залежить від навантаження котельного агрегату (рис. 5.19). На рис. 5.20 приведено вплив газів рециркуляції на емісію монооксиду вуглецю, отримані результати корелюються із фізичними уявленнями утворення продуктів неповного згоряння вуглеводнів, де основною причиною є зменшення вмісту кисню в забаластованому повітрі, що подається в топку. Максимальні значення недопалу відповідають максимальній рециркуляції продуктів згоряння і, відповідно до сучасних норм по викидам, не перевищують гранично допустимих значень.







Рис. 5.20 – Залежність викидів СО від теплового навантаження котлоагрегату КВ-Г-6,5, а також об'ємного вмісту рециркуляції

Як видно з рис. 5.21, додавання відхідних газів майже не впливає на температуру продуктів згоряння. На знижених навантаженнях спостерігається незначне підвищення температури в межах 4,0 °C, а на максимальному навантаженні, яке було досягнуте під час випробувань, зміни температури відхідних знаходились в межах похибки вимірювання приладу.



Рис. 5.21 – Залежність температури відхідних газів від об'ємного вмісту газів рециркуляції при зміні навантаження котла

Оцінка рівня концентрації *NO*_х в продуктах згоряння можлива за допомогою залежності:

$$NO_{x} = A_{NO_{x}} \cdot e^{a \cdot r} \cdot K_{P} \cdot K_{T} \cdot K_{\alpha} \cdot K_{\tau} \cdot K_{\psi}, \qquad (5.9)$$

де $A_{NOx} = 4091$ – передекспоненційний множник, мг/(м³·c^{0,5}); a = -0,052. Отримана залежність може бути використана в якості оціночної для ВО, обладнаного пальниками типу СНТ, питомим тепловим навантаженням топкового простору до 0,5 МВт/м³, при температурі 2...15 °C та надлишку повітря α =1,25...1,5; розрідженні в топці $\Delta P = 10...60$ Па, кількості рециркуляції газів r=0...0,12, що відповідає концентрації кисню в повітрі $C_{O_2} = 20,9...18,9$ %.

Узагальнення отриманих результатів технологічних випробувань об'єкту можна представити у вигляді лінеаризованих, приведених до *NO*₂, емісійних характеристик (рис. 5.22). Як видно, на навантаженнях котлоагрегату близьких до номінальних рівень емісії окислів азоту майже не змінюється, що також підтверджується вирівнюванням емісійних характеристик відповідно з набором потужності (рис. 5.19.)



Рис. 5.22 – Лінеаризовані емісійні характеристики водогрійного котельного агрегату КВ-Г 6,5 в залежності від теплового навантаження *N*, і об'єму рециркуляції димових газів в зону горіння

З літератури відомо, що найбільший вплив по зниженню емісії NO_x при використанні газів рециркуляції досягається при введенні їх безпосередньо в паливо [124]. В такому випадку ефект зниження окислів азоту сягає близько 4,5...6,0 % на 1 % рециркуляції, а при введенні газів в первинне повітря – 3,0...3,5 %. На досліджуваному котлоагрегаті досягнуто зниження емісії в межах 3,4 – 4,8 %, при чому, ефект збільшується з набором потужності.

Оцінка впливу рециркуляції на зниження ККД котлоагрегату за зворотнім балансом показала незначне зниження ефективності – в межах 0,3 %. Таким чином, з врахуванням дотримання сучасних екологічних норм паливовикористовуючим обладнанням, організація технологічного методу зниження емісії окислів азоту у вигляді підмішування газів рециркуляції до первинного повітря є досить прийнятним шляхом і дозволяє без значного зниження ефективності і хімічного недопалу придушити утворення окислів азоту до необхідних нормативних значень.

5.3.2.2. Вплив зволоження повітря на емісійні характеристики пальників СНТ

Дослідження впливу вприску пари в камеру згоряння ГТД на зниження утворення окислів азоту досліджується вже досить тривалий час. В роботах [127, 128] показано, що концентрація *NO* залежить від розчинника (*H*₂*O*, *N*₂, *CO*, *CO*₂) і водяна пара виступає не тільки в ролі «інертного» газу (як N_2), але й створює хімічний вплив на процес горіння. В багатих паливо-повітряних сумішах водяна пара призводить до зниження утворення «швидких» оксидів азоту, а з іншої сторони утворення гідроксилу *OH* призводить до росту NO в результаті проходження реакції *OH+N* \rightarrow *NO+H*. Таким чином, пара сприяє утворенню концентрації *NO*, а з іншої придушує утворення радикалу *N*, що в сумарному знижує емісію *NO*. Показано, що використання водяної пари дозволяє знизити концентрацію оксидів азоту в 2 рази [129, 130].

Дослідження зволоження проводилося в промислових умовах на пальниках, які працюють в складі контактних водонагрівачів. Як відомо, це апарати в яких вода нагрівається безпосередньо при контакті з продуктами згоряння газу. Особливістю такого способу полягає у можливості утилізації скритої теплоти пароутворення в продуктах згоряння і, таким чином, значного підвищення термічного ККД котельні. При розрахунках ефективності по Q^p_{μ} ККД досягає значень 102...104 %. Питання пов'язані з підвищеною корозією обладнання при використанні КВН вирішуються за допомогою інгібіторів [131].

Досліджувана установка працює на індивідуальний котельні тепломережі міста Олександрія (Кіровоградська область) і складається з 3-х водонагрівачів контактного типу тепловою потужністю по 2,5 Гкал кожний. Відмінність технологічної схеми котельні полягає у надбудові до підігрівачів додатково зволожувачів повітря. Конструктивно зволожувач являє собою додатковий модуль, в якому зворотна вода з тепломережі контактує з дуттєвим повітрям. Потоки повітря і струмені води рухаються подібно до того, як і продукти згоряння відносно до нагріваємого теплоносія в установці КВН. Таким чином, досягається підігрів повітря і його 100% зволоження.

Як відомо, вологе горіння є одним із засобів щодо зниження емісії шкідливого NO_x у ВО. При роботі газотурбінного обладнання організація змішаного парогазового циклу крім того дозволяє підвищити ККД установки.

Як видно з рис. 5.23, підвищення вологості повітря, що направляється на пальник, дозволяє значно знизити кількість утворюваного окислу азоту. Результати, які стосуються контактного водонагрівача показали, що при порівнянні з «сухим» повітрям, вологовміст якого на графіку при досліджуваних умовах відповідає

мінімальному значенню, відбувається більше ніж двократне зниження емісійних показників установки. Результати для водогрійного котла, при зволоженні дуттєвого повітря насиченою парою показали більше ніж двократне зниження концентрації NO_x.



Рис. 5.23 – Залежність утворення NO_x в продуктах згоряння природного газу від вологовмісту повітря в технологічних умовах

Емісійні показники котельного агрегату значно нижчі в порівнянні з контактним водонагрівачем за рахунок різниці питомого теплонапруження топкового простору (в КВН $q_v \approx 4,5$ МВт/м³, у котлі - 0,1 МВт/м³) і збільшеному надлишку повітря ($\alpha \approx 1,7$) в топці за рахунок нещільності конструкції, в той час як для КВН $\alpha \approx 1,2$.

Таким чином, для більш адекватного порівняння результатів, абсолютні значення концентрацій окислів приведені до однозначних умов (рис. 5.24).



Рис. 5.24 – Приведені емісійні характеристики *NO*_х для контактних водонагрівачів (2,9 MBт) та водогрійного котла (0,5 MBт)

Зволоження виконано на двох водонагрівачах, як видно, приведені емісійні характеристики співпадають. Рівні концентрацій NO_x для різнотипного обладнання відрізняються суттєво, в основному така різниця зумовлюється впливом коефіцієнту часу перебування суміші у високотемпературній зоні K_τ - для НИИСТУ 0,84 і 0,07 для КВН. Запропонована залежність для оцінки рівня окислів азоту в контактних водонагрівачах при зволоженні дуттьового повітря:

$$NO_{X}^{KBH-2,9} = 9,55 \cdot 10^{4} \cdot \left(\frac{N}{N_{0}}\right)^{-0,55} \cdot \left(\frac{d_{\Pi}}{d_{0}}\right)^{-0,25} \cdot K_{P} \cdot K_{T} \cdot K_{\alpha} \cdot K_{\tau} \cdot K_{\psi}, \quad (5.10)$$

де N/N_0 – відношення поточної потужності установки до номінальної; d_0 – вологовміст дуттєвого повітря без зволоження, г/кг сухого повітря; d_{Π} – штучне зволоження, г/кг.

При оцінці зволоження слід враховувати наступне: вологовміст повітря обирається для середньої температури опалювального періоду t_n =-7...-1 і відносній вологості φ =20...50 % (d_0 =1...3 г/кг). Штучне зволоження за рахунок контакту зі зворотною мережевою водою оцінюється у відповідності до температури та тиску з таблиць для насиченого вологого повітря і приймає значення d_{Π} =30...55 г/кг.

При прогнозуванні емісійних характеристик котла НИИСТУ-5 слід використати наступну залежність:

$$NO_X^{HUHCTY-5} = 1,75 \cdot 10^3 \cdot \left(\frac{N}{N_0}\right)^{1,25} \cdot \left(\frac{d_\Pi}{d_0}\right)^{-0,6} \cdot K_P \cdot K_T \cdot K_\alpha \cdot K_\tau \cdot K_\psi. \quad (5.11)$$

Аналіз результатів стосовно повноти вигоряння в досліджуваних умовах на КВН дозволяє констатувати, що характеристика в більшій мірі залежить від робочого навантаження агрегату і майже не чутлива до зволоження повітря (рис. 5.25).

Таким чином, організація зволоження повітря на пальник за рахунок оборотної сітьової води в системі теплопостачання дозволяє досягнути наступних результатів:

- значне зниження емісії окислу азоту;

- зниження вмісту розчиненого CO₂ за рахунок контакту води з повітрям у зволожуючий установці (середня концентрація двоокису вуглецю складає близько 40…60 мг/л³, а концентрація кисню – 1…1,5 мг/л³, в той час для природного вмісту значення концентрацій O₂ досягає 6 мг/л³);

- відбувається підігрів повітря, що дозволяє збільшити вологовміст, а також покращити ефективність процесу спалювання палива.



Рис. 5.25 – Залежність викидів СО від надлишку повітря в пальнику (а) та від навантаження водонагрівача – б, при зволоженні та без зволоження

5.4 Висновки до розділу

1. Виконано дослідження впливу геометричних параметрів паливо розподілу на температурний стан продуктів згоряння палива і температурний розподіл по об'єму факелу. Так, основним чином, локально підвищення, або зниження рівня досліджуваному перерізі визначається організацією температур В процесу спалювання в сторону більш дифузійного, або, навпаки, більш кінетичного. Збільшення діаметрів паливних отворів виконує зміщення процесу в сторону дифузійності горіння, тому в корені факелу відбувається незначне зниження температур (70-95 °C), а за рахунок «затягування» горіння, у віддаленому перерізі відбувається деяке її зростання (не більше 60 °C). При варіюванні кроку розміщення отворів аналогічно відбувається зміна процесу горіння, і, при збільшенні кроку (в умовах горіння пропан-бутанової суміші) досягається більша гомогенізація пального і повітря, що призводить до збільшення температур у корені факелу і

відносного зменшення у «хвості» на 50-80 °С. Стосовно параметру відстані від зривної кромки ніші слід зазначити, що його збільшення призводить до зміщення процесу в сторону кінетичного горіння і по температурному рівню поводить схожим чином до ситуацією зі зміною відносного кроку. В пальниках відстань L_1 обмежується конструктивними особливостями розміщення СНС на пілонах оцінку якого слід проводити зі співвідношення: $L_1 = 4,9 \cdot d - 1,12$. При d < 2,5 мм L_1 виконуються виходячи з конструктивних особливостей стабілізатору якнайближче до зривної кромки нішевої порожнини.

2. Виконана заміна пальників на водогрійному котельному агрегаті типу КВГМ – 20 на пальники типу СНТ. В результаті проведення еколого-теплотехнічних випробувань по результатам модернізації вдалося досягти покращення пускових характеристик обладнання, пуск виконується з тиску в декілька мм вод. ст. (до 5), мінімальний технічний мінімум робочого навантаження становить 5,0 % від номінального, ККД в робочому діапазоні навантажень збільшено в середньому на 3%, а при часткових навантаженнях – до 6,0 %.

3. Застосування рециркуляції димових газів в топковий простір водогрійного котла типу КВГ – 6,5 з потоком основного повітря, а також зволоження повітря на пальнику в умовах ВО дозволило визначити основні можливості щодо впровадження даних методів придушення окислів азоту на об'єктах теплових мереж міст і показало перспективність їх застосування при проведенні ефективної маловитратної енергоекологічної модернізації паливовикористовуючого обладнання зі збереженням нормативного рівня викидів по двоокису вуглецю.

ВИСНОВКИ

В роботі запропоновано рішення важливої науково-технічної задачі по вдосконаленню технічних характеристик універсальної струменево-нішевої технології спалювання газоподібного палива за рахунок покращення пускових режимів системи (зниження пускового тиску палива) і зниження максимально технічного мінімуму робочого навантаження можливого промислових модернізованих паливо використовуючих установок на основі СНТ. Встановлено можливості стосовно зниження емісійних характеристик модернізованого обладнання за допомогою технологічних засобів впливу: рециркуляція продуктів згоряння в топковий об'єм ВО та зволоження дуттьового повітря.

Досягнення поставленої мети виконувалось на основі комплексного фізичного моделювання основних складових робочого процесу на струменевонішевій системі з наступною перевіркою отриманих результатів при тестуванні пальників в промислових умовах їх експлуатації. Дослідження емісійних параметрів системи виконувалось на діючому енергетичному обладнанні.

В результаті виконаних досліджень досягнута основна ціль роботи: розробка науково-технічного обґрунтування способів розширення меж ефективної роботи пальників за рахунок покращення пускових характеристик СНС з можливістю одночасного використання універсального конструктивного виконання системи паливорозподілу для основного палива (природного газу) та резервного - зрідженого газу.

По результатам виконаних досліджень можна сформулювати наступні висновки:

1) Дослідження режиму «пуску» та «зриву» в СНС показало, що пускові витрати палива в 1,05...2,5 рази більші і визначаються геометричними та режимними параметрами системи. На швидкості повітря $W_{\rm n} > 20$ м/с ця різниця мінімізується, а при $W_{\rm n} < 10$ м/с – досягає максимальних значень. Для ніші з глибиною H = 10,0 мм співвідношення витрат в середньому на 30...35 % менше в порівнянні з нішами H = 5,0 мм. Визначено, що для природного газу $G_{\rm зап}/G_{\rm згас}$ на

5...15 % менше в порівнянні з цим показником для зрідженого газу. Таким чином, для забезпечення надійності й безпечності пуску обладнання рекомендовано проводити підпал горючої суміші у пальнику за мінімальної швидкості повітря, а розмір ніші обирати з діапазону досліджуваних значень так, щоб забезпечити інтеграцію до наявної системи охолодження пілону.

2) За рахунок удосконалення конфігурації СНС досягнуто зниження пускового тиску пальника до 1 мм вод. ст. зі зниженням мінімально можливого робочого навантаження до 5 % від номінального. Результати отримані за рахунок таких заходів:

- зміни прямокутної ніші на трапецієподібну для зниження місцевих гідравлічних втрат при внутрішньому обтіканні пілону, а також підвищення ефективності охолодження тепло напружених стінок нішевої порожнини;
- використання плоскої накладки на передній за потоком повітря стінці ніші як гідродинамічний структуратор течії;
- дослідження впливу геометричних параметрів паливорозподілу на межі сталого горіння в СНС.

Підтверджено, що пальники СНТ мають найменший гідравлічний опір порівняно з регістровими, струменево-стабілізаторними і кутниковими, але зіставні за рівнем гідравлічних втрат із пілонними пальниками. Досягнуті показники з якості пуску та регулювання навантаження переважають основні сучасні аналоги промислового газопальникового обладнання.

3) Встановлено основні закономірності масообміну нішевої порожнини з потоком суміші, що набігає. Запропоновані залежності (4) та (5) для розрахунку межі «бідного» та «багатого» зриву факелу в СНС. Визначено, що для пальників з коефіцієнтом загромадження повітряного каналу $k_f \ge 0,45$ надійна стабілізація полум'я забезпечується нішею з глибиною 7...10 мм і покращується при збільшенні її розмірів. У випадку $k_f = 0,25...0,44$ ніша може не перевищувати глибини 5,0 мм. Рекомендовані типорозміри ніш L/H = 4,0...5,0.

4) У результаті комплексного аналізу впливу параметрів паливорозподілу на пускові режими, а також на діапазон регулювання роботи СНС, надано рекомендації стосовно їх вибору відповідно до виду пального газу. Визначено, що адаптація пальника у разі використання як резервного палива зрідженого газу відбувається за рахунок вибору відносного кроку розміщення отворів у межах $\overline{S} = 3, 8...4, 2$, це призводить до збільшення пускових витрат палива до 20 %, але зберігаються робочі характеристики на номінальному навантаженні агрегату.

5) За результатами промислового експерименту доведено ефективність технологічних засобів зниження емісії оксидів азоту ВО, модернізованого на основі СНТ. При введенні 12 % рециркуляції димових газів у топковий простір водогрійного котла досягається зниження рівня викидів у середньому на 45...60 % залежно від навантаження агрегату. Зі зволоженням дуттьового повітря у складі контактних водонагрівачів концентрація окислів азоту зменшилася більше ніж у 2 рази і становила $C_{\text{NOx}} = 80...100 \text{ мг/m}^3$ при збереженні емісії оксиду вуглецю в нормативних межах – $C_{\text{CO}} = 30...55 \text{ мг/m}^3$. Схожих показників зі зниження окислів азоту досягнуто під час зволоження повітря насиченою парою на водогрійному котлі.

6) Доведено можливість реалізації принципів універсалізації при конструюванні пальників необхідної теплової потужності за рахунок набору необхідної кількості базових (одиночних) пілонів полум'я, а також можливості методу фізичного моделювання робочого процесу на одиночних паливорозповсюджуючих модулях із наступним адекватним застосуванням отриманих залежностей до системи модулів, зібраної у прямокутному повітряному каналі в рівномірну решітку плоских струменево-нішевих стабілізаторів-пілонів.

7) Підтверджено можливість реалізації принципів маловитратності завдяки впровадженню ПП СНТ, що досягається за рахунок низького рівня металомісткості пристроїв (у 2,5...5 разів менше порівняно зі штатними пальниками), використання простої технології виготовлення пілонів, простотою обслуговування та експлуатації, високою енергетичною ефективністю, яка досягається за рахунок організації раціонального розподілу палива в потоці окисника, наявності стійкої вихрової структури незалежно від теплового режиму роботи обладнання, зниженим гідравлічним втратам. Вищевказане дозволяє заощаджувати енергоресурси за рахунок зниження витрат на привід тягодуттьових засобів (до 40 %) і зменшення витрати палива під час роботи на знижених навантаженнях.

8) Комплекс отриманих результатів використаний підприємством НПО «СНТ» при розробці технічної документації на пальники струменеві-нішевого типу (широкої номенклатури типорозмірів від 0,3 до 20 МВт). Отримані результати водогрійному котлі комунального підприємства впроваджено на міських тепломереж міста Житомира на пальниках типорозміру СНТ-45, в м. Києві на котлах НИИСТУ-5, а також в м. Олександрія у складі контактних водонагрівачів KBH-2,9.

Запропоновані результати є важливим кроком щодо впровадження енергоефективного обладнання в промисловості та енергетиці країни в умовах дефіцитності вуглеводневих енергоносіїв оскільки, на сьогоднішній день масштаби впровадження СНТ дозволяють стверджувати про високу енергетичну ефективність технології та подальшу перспективу мало затратної модернізації ВО різноманітного типу на її основі, у тому числі: топок парових та водогрійних котлів, камер згоряння газових турбін; об'єктів металургії (міксера, пости сушки металургійних ковшів); в сільському господарстві (жомосушки, зерносушки, сушила).

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Абдулин М.З. Применение струйно-нишевой технологии сжигания топлива в энергетических установках / М.З. Абдулин // Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование. Вестник НТУ «ХПИ»: Сб. науч. трудов. – 2005. – № 6. – С. 130 144.

 Семенов Н.Н. Тепловая теория горения и взрывов / Н.Н. Семенов // УФН. – 1940.-В.3.-Т.ХХІІІ.-С. 251-292.

3. Франк-Каменецкий Д.А. Распределение температур в реакционном сосуде и стационарная теория теплового взрыва / Д.А. Франк-Каменецкий // Журнал физической химии. — 1939. — Т. 13. — № 6. — С. 738—755.

4. Зельдович Я.Б. Теория теплового распространения пламени / Я.Б. Зельдович, Д. А. Франк-Каменецкий // Журнал физической химии. — 1938. — Т. 12. — № 1. — С. 100—105.

5. Щетинков Е.С. Физика горения газов / Е.С. Щетинков. — М.: Физматгиз, 1965. — 740 с.

6. Law C. K. Combustion Physics, Cambridge University Press, New York 2006.

7. Гейдон А. Спектроскопия и теория горения / А. Гейдон. – М.: Издательство иностранной литературы, 1950. – 308 с.

 Лоутон Дж. Электрические аспекты горения / Дж. Лоутон, Ф. Вайнберг— М. : Энергия, 1976. — 296 с.

Эельдович Я.Б. Математическая теория горения и взрыва / Я.Б. Зельдович,
 Г.И. Баренблатт, Г.М. Махвиладзе. – М. : Наука, 1938. —479 с.

10.Lu T. F. Toward accommodating realistic fuel chemistry in large-scale computations / T. F. Lu, C. K. Law // Progress in Energy and Combustion Science. — Elsevier, 2009. — Vol. 35. — N_{2} 2. — P. 192-215

11.Poinsot T. Theoretical and Numerical Combustion / *T*. Poinsot, D. Veynante — Third edition by the authors. – Toulouse: CNRS, 2012. — 588 p.

12. Варнатц Ю. Горение. Физические и химические аспекты, моделирование, эксперименты, образование загрязняющих веществ / Ю. Варнатц,

У. Маас, У. Диббл, Пер. с англ. Г.Л. Агафонова – под ред. П.А. Власова. – М. : Физматлит, 2003. – 352с.

 Щелкин К.И. Газодинамика горения / К.И. Щелкин, Я.К. Трошин. – М. : Изд-во АН СССР, 1963. – 256 с.

14. Иссерлин А.С. Основы сжигания газового топлива / А.С. Иссерлин. Л. : «Недра», 1987. – 336 с.

15. Крыжановский В.Н. Структура и расчет турбулентного факела /
 В.Н. Крыжановский // Вестник КПИ. Теплоэнергетика. - 1974. - №11. – С. 3-7.

16. Baukal C.E. Industrial Burners Handbook / Charles E. Baukal. London, New York, Washington D.C. :CRC Press, 2003. – 221 p.

17. Иссерлин А.С. Газовые горелки / А.С. Иссерлин. Л.: Недра, 1973. – 187 с.

18. Франк-Каменецкий Д.А. К теории микродиффузионного горения. – Труды НИИ – 1.- Оборонгиз, 1946. - С. 1-9.

19. Франк-Каменецкий Д.А. Микродиффузионное турбулентное горение / Д.А. Франк-Каменецкий, Е.М. Минский // Доклады АН СССР. – 1950, - Т.50. - С. 353-354.

20. Корнеев В.Л. Микрофакельное горение / В.Л. Корнеев, Д.М. Хзмалян // Промышленная энергетика. – 1948.- №1. С. 34-37.

21. Абдулін М.З. Дослідження пальникового пристрою з поперечною подачею струменів палива / М.З. Абдулін, І. Джамал // Екотехнології та ресурсозбереження. К.:1997. - №2. – С. 68-70.

22. Иванов Ю.В. Газогорелочные устройства / Ю.В. Іванов - М. : Недра, 1972. -276 с.

23. Кривоногов Б.М. Повышение эффективности сжигания газа и охрана окружающей среды / Б.М. Кривоногов.-Л. :Недра, 1986.-280 с.

24. Бутовский Л.С. Исследование закономерностей выгорания топлива за уголковыми стабилизаторами пламени / Л.С. Бутовский, Е.А. Грановская, Г.Н. Любчик, В.А. Христич // В кн. Теория и практика сжигания газа. – Л. :Недра, 1975. –Вып.6. – С.324-338.

25. Иссерлин А.С. Основы сжигания газового топлива / А.С. Иссерлин. М. : Недра, 1980. - 336 с.

26. Хитрин Л.Н. Физика горения и взрыва. – М. : Изд-во МГУ, 1957.- 450 с.

27. Сполдинг Д.Б. Горение и массообмен / Пер. С англ. Р.Н. Гизатуллина,В.И. Ягодкина; Под. ред. В.Е. Дорошенко. – М. : Машиностроение, 1985. – 240 с.

28. Лефевр А. Процессы в камерах сгорания ГТД / А. Лефевр. – М.: Машиностроение, 1984. – 625 с.

29. Ильяшенко С.М. Теория и расчет прямоточных камер сгорания / С.М. Ильяшенко, А.В. Талантов. – М. : Машиностроение, 1964. – 306 с.

30. Христич В.А. Расходные характеристики и оптимальные геометрические соотношения горелок струйного типа / В.А. Христич, Г.Н. Любчик, С.А. Гавриш // Вестник КПИ, серия Теплоэнергетики.-1973, №10. – Киев, – С. 31–34.

31. Бутовский Л.С. Исследование закономерности выгорания топлива за уголковыми и плоскими стабилизаторами пламени / Л.С. Бутовский, Е.А. Грановская, Г.Н. Любчик, В.А. Христич // В сб. «Теория и практика сжигания газа», Вып. VI. – Л.: Недра, 1975. – с. 324–338.

32. Пчелкин Ю.М. Камеры сгорания газотурбинных двигателей / Ю.М. Пчелкин. - М. : Машиностроение, 1984. – 280 с.

33. Христич В.А О расходных характеристиках рециркуляционной зоны за уголковым стабилизатором / В.А. Христич, Г.Н. Любчик, Л.С. Бутовский // К.: Вестник КПИ, серия Теплоэнергетики, 1964. – С. 328–341.

34. Раушенбах Б.В. Физические основы рабочего процесса в камерах сгорания воздушно-реактивных двигателей / Б.В. Раушенбах, С.А. Белый, И.В. Беспалов, В.Я. Бородачев, М.С. Волынский, А.Г. Прудников. – М.: Машиностроение, 1964. – 526 с.

35. Винтовкин А.А. Современные горелочные устройства / А.А. Винтовкин, М.Г. Ладыгичев – М. : Машиностроение-1, 2001. - 487 с.

36. Абрамович Г.Н., Теория турбулентных струй. / Г.Н. Абрамович, Т.А. Гирштович – М. : Наука, 1984. – 718 с.

37. Христич В.А. Камеры сгорания газотурбинных установок и их расчет /
 В.А. Христич. – Київ. : НТУУ «КПІ», 1982. – 107 с.

38. Абдулін М.З. Принципи організації робочого процесу камер згоряння /
М.З. Абдулін, О.А. Сірий // Авіаційно-космічна техніка та технологія. – 2014. – №
35. – С. 22–25.

39. Смородин Ф.К. Исследование диапазона устойчивого горения на веерных струях при различных затенениях потока / Ф.К. Смородин, В.А. Костерин // В кн. Теория и практика сжигания газа. – Л.:Недра, 1975. – Вып.6. – С.43–47.

40. Абдулін М.З. Дослідження гідродинамічного стабілізатора полум'я з поперечною подачею палива / М.З. Абдулін, О.А. Сірий // Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики: матеріали XII Міжнародної науково-практичної конференції аспірантів, магістрантів і студентів. - НТУУ «КПІ», Київ, 21-24 червня 2014 р.– С. 101.

41. Любчик Г.Н. Когенерационно-утилизационные технологии на базе газотурбинных установок / Г.Н. Любчик, Л.Б. Чабанович, Р.М. Говдяк, А. Реграги, Б.И. Шелковский. – К. : Ваарта, 2008. – 188 с.

42. Христич В.А. Газотурбинная камера сгорания ГТ-15-800 со струйностабилизаторным горелочным устройством / В.А. Христич, А.М. Шевченко, Е.А. Кравченко // Реферативная информация о законченных работах в вузах УССР.-Киев. :1968.- С. 30–34.

43. Христич В.А. Газогорелочные устройства для сжигания газа при высоких и переменных избытках воздуха / В.А. Христич, Г.Н. Любчик // Использование газа в народном хозяйстве. -Москва, -ВНИИЭгазпром, 1978, – вып.10 – 60 с.

44. Христич В.А. Диффузионное горение газовых струй,
взаимодействующих с поперечными газовыми струями / В.А. Христич,
Г.Н. Любчик // Теория и практика сжигания газа. -1970, вып. II,-С. 79–91.

45. Гавриш С.А. Исследование рабочего процесса струйных газогорелочных устройств / Дис. на соискание ученой. степени канд. техн. наук. – К. : КПИ. – 1974.-136 с. 46. Христич В.А. Результаты исследований и доводки на природном газе камер сгорания газотурбинной установки ГТУ – 9 КТЗ / В.А. Христич, Г.Н. Любчик, А.З. Пиндрус, В.Н. Литошенко, А.Ф. Миняйло // Теплоэнергетика. – 1969, - №3. – С. 52–57.

47. Любчик Г.М. Использование конструктивных особенностей и аэродинамических эффектов насадок Бордо при создании малотоксичных топливо сжигающих модулей / Г.М. Любчик, Г.О. Мікулін, Г.Б. Варламов, С.О. Левчук, А.О. Зарицький, Н.Н. Ольховская // Технологические системы. – 2002. – №2, вып. 1. - С.130–133.

48. Мікулін Г.О. Використання трубчастих модулів як елементів інтенсифікації горіння та підвищення енерго-екологічної ефективності газових пальників / Г.О. Мікулін, Г.М. Любчик, Г.Б. Варламов, Г.С. Марченко, С.О. Левчук, А.О. Зарицький, А.В. Кардашов // Экотехнологии и ресурсосбережение. – 2003, №4. – С. 58–65.

49. Любчик Г.Н. Создание малотоксичных камер сгорания ГТУ / Любчик Г.Н., Варламов Г.Б., Говдяк Р.М., Щелковский Б.И., Микулин Г.А., Левчук С.А. // Экотехнологии и ресурсосбережение. – 2003, №2. – С. 65–74.

50. Любчик Г.М. Емісійні характеристики пальників на базі трубчастих модулів / Г.М. Любчик, Г.С. Марченко, Г.Б. Варламов, Г.О. Микулин, В.В. Макаренко, С.О. Левчук // Экотехнологии и ресурсосбережение. – 2004, №1. – С. 73–79.

51. Микулин Г.А. Аэродинамические характеристики и массобменные свойства трубчатых интенсификаторов горения и стабилизаторов пламени / Г.А. Микулин, Г.Н. Любчик // Энергетика: экономика, технология, экология. – 2004. – Т. 15, № 2. – С.54–62.

52. Микулин Г.А. Эмиссионные свойства трубчатых топливосжигающих элементов интенсификации горения и стабилизации пламени / Г.А. Микулин, Г.Н. Любчик, Г. Б. Варламов // Экотехнологии и ресурсосбережение. – 2005, № 2. – С. 56–62.

53. Любчик Г.М. Розвиток систем допалювання на вихлоп утилізащйних ГТУ / Г.М. Любчик, Г.Б. Варламов, Г.О. Мікулін, Р.М. Говдяк, Л.Б. Чабанович, Б.І Шелковський // Вісник Національного технічного університету «КПІ» – «Енергетичні процеси й устаткування». – 2005, № 6. – С. 145–153.

54. Любчик Г.Н. Использование трубчатой технологии сжигания топлива в аппаратах и системах децентрализованного теплоснабжения / Г.Н. Любчик, Г.А. Микулин, Г.Б. Варламов, Г.С. Марченко // В кн. «Малая энергетика в системе обеспечения экономической безопасности государства». Под общей ред. Вороновского Г.К., Недина И.В.-К.: Знания Украины, 2006. – С. 139–151.

55. Пат. на корисну модель 56602 України, кл. МПК G01N 25/18 (2006.01). Газовий пальник / Г.Б. Варламов, Г.М. Любчик, Г.С. Марченко, В.О. Макаренко, Г.О. Микулін; Мл. Кл. Р 23 Б 14/02, Р 23 Б14/22, Бюл.№ 5, 2003. –3 с.

56. Абдулин М.З. Струйно-нишевая система смесеобразования и стабилизации пламени: автореферат дис. канд. техн. наук: 05.04.01 / – Киев. : КПИ. – 1986. – 20 с.

57. Джамал Абдель Карим Ибрагим Особенности рабочего процесса модуля газогорелочного устройства с поперечной подачей струй газа: дис. канд. техн. наук: 05.04.01 / – Киев. : КПИ. – 1997. – 20 с.

58. Абдулін М.З. Тепловий режим мікродифузійного газогорілочного пристрою / М.З. Абдулін, І. Джамал // Наукові вісті НТУУ «КПІ». У зб. наук. пр.: 1997. – С. 111–113.

59. Абдулин М.З. Струйно-нишевая технология сжигания топлива – основа надежной работы огнетехнического оборудования / М.З. Абдулин, Г.Р. Дворцин, А.М. Жученко, Ю.А. Кулешов, Е.И. Милко, О.А. Тихонова // Третья Международная научно-практическая конференция «Энергоэффективность крупного промышленного региона». Сборник научных трудов. – Донецк, 2008. – С. 18–24.

60. Абдулін М.З. Енергоефективні технології на вогнетехнічних об'єктах України та аспекти їх впровадження / М.З. Абдулін, О.А. Сірий // Проблемы экологии и эксплуатации объектов енергетики. Материалы XXIII международной конференции. – Ялта, 2013, – С. 63–65. 61. Абдулин М.З. Оптимизация гидротермохимических процессов – основа высокоэффективного сжигания топлива / М.З. Абдулин, Г.Р. Дворцин, А.М. Жученко, О.А. Серый // Россия - Украина - Сколково. Единое информационное пространство – Киев: КНУ им. Шевченка, 2013. – С. 121–122.

62. Абдулін М.З. Современное состояние технологий сжигания / М.З. Абдулін, М.В. Гребінна, О.А. Сірий // Матеріали XIII Всеукраїнської науковопрактичної конференції студентів, аспірантів та молодих учених, Київ, 21–23 травня 2015. – С. 101–103.

63. Абдулин М.З. Повышение эффективности энергетического оборудования / М.З. Абдулин, М.В. Гребинная, А.А. Серый // Матеріали XIII Всеукраїнської науково-практичної конференції студентів, аспірантів та молодих учених, Київ, 21 – 23 травня 2015. – С. 103–106.

64. Евразийский патент № 005471 «Способ сжигания природного газа в набегающем потоке воздуха».

65. Абдулин М.З. Технология сжигания – определяющий фактор эффективности огнетехнических объектов / М.З. Абдулин, Г.Р. Дворцин, А.М. Жученко // Научно-технический журнал «Новости теплоснабжения». М : 2009. – С. 23–27.

66. Абдулин М.З. Опыт внедрения струйно-нишевой технологии сжигания топлива на объектах промышленной и коммунальной энергетики / М.З. Абдулин, В.Н. Петренко // Комплексное решение проблем энергосбережения в промышленной и коммунальной энергетике. (Крым, Ялта): Сб. докл.- 2009. – С. 28–30.

67. Абдулин М.З. Струйно-нишевая технология сжигания топлива – основа надежной работы огнетехнического оборудования / М.З. Абдулин // Энергоэффективность крупного промышленного региона. (Украина, Донецк) : Сб. научн. тр., 2008. – С. 18–24.

68. Абдулин М.З. Малозатратная модернизация существующего топливоиспользующего оборудования на основе применения струйно-нишевой технологии сжигания топлива / М.З. Абдулин // Энергосбережение, экология,

эффективность. Пути снижения энергозависимости Украины. Материалы международной конференции. Киев. – 2007. – С. 18–22.

69. Абдулин М.З. Научно-технический опыт апробации струйно-нишевой технологии сжигания топлива на объектах промышленной и коммунальной энергетики / М.З. Абдулин, Н.М. Фиалко, Н.О. Меранова, Г.Р. Дворцин, А.М. Жученко // Материалы V Международной конференции «Проблемы промышленной теплотехники», Киев. – 2007. – С. 31–36.

70. Малозатратна модернізація існуючого паливовикористовуючого обладнання на основі використання струйно-нішевих технологій згорання палива / М.З. Абдулін // Матеріали IX конференції «Енергозбереження: технології та інвестиції», Одеса. – 2006. – С. 31–35.

71. Абдулин М.З. Универсальная технология сжигания – это реальность / М.З. Абдулин, Г.Р. Дворцин, А.М. Жученко, О.В. Доманский, С.Ф. Порхун // Повышение надежности и эффективности эксплуатации электрических станций и энергетических систем: Сб. научн. тр., М.: НИУ МЭИ, 2010. – С. 29–32.

72. Абдулін М.З. Вітчизняні енергоефективні технології – запорука енергетичної безпеки держави / Абдулін М.З., Сірий О.А., Назарова І.О. // Актуальні задачі сучасних технологій. Матеріали III Міжнародної науково-технічної конференції молодих учених та студентів, Тернопіль, 19 – 20 листопада 2014 р. – с. 231–232.

73. Любчик Г.Н. Разработки НИО Проблем горения НТУУ «КПИ» в направлении создания передовых технологий сжигания топлив / Г.Н. Любчик // Енергетика: економіка, технології, екологія.- 2006, № 1.- С. 83–91.

74. Правила измерения расходов газа и жидкости стандартными суживающимися устройствами РД-50-213-80. – М. : Металлургия, 1980. – 543 с.

75. Кремлевский П.П. Расходомеры и счетчики количества: Справочник. / П.П. Кремлевский– 4-е изд. – Л. : Машиностроение. Ленингр. Отд-ние, 1989. – 701 с.

76. ГОСТ 21204–97. Горелки газовые промышленные. Общие технические требования. – Взамен ГОСТ 21204-83; введ. 01.07.1998. – Москва : Межгос. совет по

стандартизации, метрологии и сертификации, М.: Изд-во стандартов, сор. 2004. – 31 с.

77. Дыбан Е.П. Тепломассообмен и гидродинамика турбулизированных потоков / Е.П. Дыбан, Э.Я. Э.Я.Эпик – Киев. : Нукова думка, 1985. – 296 с.

78. Типовая инструкция по эксплуатации газового хозяйства тепловых электростанций Рд 34.20.514–92.

79. ГОСТ 29134–97. Горелки газове промышленные. Методы испытаний. — Взамен ГОСТ 29134-91; введ. 01.07.1998. — Москва : Межгос. совет по стандартизации, метрологии и сертификации ; М. : Изд-во стандартов, сор. 2003. — 24 с.

 Друсникин Л.И. Эффективное использование природного газа в промышленных установках / Л.И Друсникин, Справочное пособие. – М.: Энергоатомиздат, 1992. – 175с.

81. РД153-34.1-26.303-98 Методические указания по проведения эксплуатационных испытаний котельных установок для оценки качества ремонта, – М.: – ОРГРЭС, 2000. – 35 с.

82. ГКД 34.02.305-2002 Викиди забруднюваних речовин у атмосферу выд енергетичних установок, методика визначення. – Чинний від 01.07.2002.

83. Инженерные методы расчёта погрешностей при выполнении лабораторных работ по курсам «Тепломассообмен» и «Техническая термодинамика» / сост. В.В. Босый, Г.Н. Васильченко, Е.Н. Панов. – К. : «КПІ», 1985. – 72 с.

84. Зайдель А.Н. Элементарные оценки ошибки измерений / А.Н. Зайдель. – Л. : Наука, 1968. – 96 с.

85. Преображенский В.П. Теплотехнические измерения и приборы / В.П. Преображенский. – М. : Энергия, 1978. – 704 с.

86. Краснощеков Е.А. Задачник по теплопередаче: Учеб. Пособие для вузов / Е.А. Краснощеков, А.С. Сухомел. – М. : Энергия, 1980. – 288 с. 87. Бабичев А.П. Физические величины:Справочник / А.П. Бабичев,
Н.А. Бабушкина, А.М. Братковсий и др.; Под ред. И.С. Григорьева, Е.З. Мейлихова.М. :Энергоатомиздат, 1991. – 1232 с.

88. Эстеркин Р.И. Методы теплотехнических измерений и испытаний при сжигании газа / Р.И. Эстеркин, А.С. Иссерлин, М.И. Певзнер. – Л. :Недра, 1972. – 376 с.

89. Дубовкин Н.Ф. Справочник по теплофизическим свойствам углеводородных топлив и их продуктов сгорания / Н.Ф. Дубовкин.- М.-Л. : Госэнергоиздат, 1962. – 288 с.

90. Линевег Ф. Измерение температур в технике: Справочник. – М.:
 Металлургия, 1980. – 543 с.

91. Abdulin M.Z., Research of hydrodynamic flame stabilizer with cross fuel feed characteristics / M.Z. Abdulin, O.A. Siryi // Riga Technical University.- 2014. – №15. – p.32–38

92. Дослідження гідродинамічного стабілізатора полум'я з поперечною подачею палива/ М.З. Абдулин, А.А. Серый // Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики: матеріали XII Міжнародної науково-практичної конференції аспірантів, магістрантів і студентів, НТУУ «КПІ», Київ, 21-24 червня 2014 р. – С. 101

93. Абдулін М.З. Вітчизняні енергоефективні технології - запорука енергетичної безпеки держави / М.З. Абдулін, О.А. Сірий // Колективна монографія. – КПІ, 2013, с. 224 – 233.

94. Абдулин М.З. Исследование рабочего процесса струйно-нишевых систем при одно и двухрядной схеме раздачи топлива / М.З. Абдулин, А.А. Серый // ХІ Міжнародна науково-практична конференція аспірантів, магістрантів і студентів «Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики»: зб. доповідей, Київ, 22 квітня 2013. – С. 45.

95. Налимов В.В. Статистические методы планирования экстремальных экспериментов / В.В. Налимов, Н.А. Чернова.- М. : 1965. – 340 с.

96. Ахмедов Р.Б. Математическое планирование эксперимента при исследовании газогорелочных устройств / Р.Б. Ахмедов, Д.А. Нуралиев, М.Т. Токбаев, А.М. Магдеев, В.П. Васильев // Теория и практика сжигания газа. – Л.: Недра, 1975. – Вып. 6. – с. 264–270.

97. Booth K.H.V. Some systematic supersaturated designs / K.H.V. Booth, D.R. Cox // Techometrics-4. – 1962, №4. – p. 489–496.

98. Адлер Ю.П. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий / Ю.П. Адлер, Е.В. Маркова, Ю.В. Грановский. – М. : Наука, 1976. – 279 с.

99. Методология планирования эксперимента. Сборник лабораторных работ /
 Т.П. Абомелик. – Ульяновск: УлГТУ, 2006. – 36 с.

100. Тамразов А.М. Планирование и анализ регрессионных экспериментов в технологических исследованиях / А.М. Тамразов.- Киев: Наукова думка, 1987. – 176 с.

101. Гартман Т.Н. Статистическая обработка результатов активного эксперимента / Т.Н. Гартман, В.В. Васильев, С.Д. Петрищев и др.-М. : РХТУ им. Д.И. Менделеева, 2006. – 52 с.

102. Фиалко Н.М. Математическое моделирование динамики течения и смесеобразования при сжигании топлива в горелочных устройствах струйнонишевого типа / Н.М. Фиалко, В.Г. Прокопов, С.А. Алешко, Ю.В. Шеренковский, Н.О. Меранова, М.З. Абдулин, Л.С. Бутовский, П.С. Коханенко, Н.П. Полозенко // Промышленная теплотехника. – 2009. – т.31, №7. – С. 24–29.

103. Фиалко Н.М. Особенности течения топлива и окислителя при эшелонированном расположении стабилизаторов пламени / Н.М. Фиалко, В.Г. Прокопов, С.А. Алешко, Ю.В. Шеренковский, Н.О. Меранова, М.З. Абдулин, Л.С. Бутовский, Н.П. Полозенко // Промышленная теплотехника. – 2011. – №2. – С. 59–64.

104. Фиалко Н.М. Компьютерное моделирование процесса смесеобразования в горелочных устройствах стабилизаторного типа с подачей газа внедрением в сносящий поток воздуха / Н.М. Фиалко, В.Г. Прокопов, С.А. Алешко, Ю.В. Шеренковский, Н.О. Меранова, Л.С. Бутовский, Н.П. Полозенко // Пром. Теплотехника. – 2011. – №1. – С. 51–57.

105. Карвацкий А. Я. Теоретические и экспериментальные исследования теплоэнергетического и механического состояния высокотемпературных агрегатов : моногр. / А.Я. Карвацкий, Е.Н. Панов, С.В. Кутузов, С.В. Лелека и др. — К. : НТУУ «КПИ», 2012. – 356 с.

106. Карвацкий А.Я., Моделювання енергозберігаючих регламентів промислового обладнання / А.Я. Карвацкий.- Київ. : НТУУ «КПІ», 2014. – 234 с.

107. Христич В.А., Интенсификация диффузионного сжигания газов / В.А. Христич, Г.Н. Любчик // Энергетика и электротехническая промышленность.-1962.- № 2 (№ 10). – с. 19–24.

108. Шлихтинг Г. Теория пограничного слоя / Г. Шлихтинг.- М: Наука, 1974, – 713 с.

109. Христич В.А. Исследование некоторых закономерностей развития диффузионной горящей газовой струи в турбулентном следе трехмерного стабилизатора / В.А. Христич // Теория и практика сжигания газа.- Л. : Недра, 1964, – С. 30–39.

110. Божков В.М. Экспериментальное изучение рециркуляционных течений в прямоугольных канавках / В.М. Божков // Ученые записки ЦАГИ. – 1972. – Т.3, №5.– С. 122–124.

111. Сірий О.А. Дослідження гідродинаміки потоку повітря в струменевонішевій системі/ О.А. Сірий, М.З. Абдулін, О.В. Баранюк // Вісник національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут» - Харків: НТУ «ХПІ», 2016. – №9. – С. 94–100.

112. Абдулін М.З. Принципи організації робочого процесу камер згоряння /
М.З. Абдулін, О.А. Сірий // Авіаційно-космічна техніка та технологія. – 2014. –
№ 35. – С. 22 – 25.

113. Lefebvre A.H. Factors affecting fresh mixture entrainment in bluff-body stabilized flames / A.H. Lefebvre, A.R.A.F. Ibrahim, N.C. Berson // Combustion and Flame. – 1966. – vol. 10. – \mathbb{N} 3. – P. 231–239.

114. Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям / И.Е. Идельчик. Под ред. М.О. Штейнберга. – М. : Машиностроение, 1992. – 672 с.

115. Алешко С.А. Системы охлаждения микрофакельных горелочных устройств с плоскими стабилизаторами пламени: автореферат дис. канд. техн. наук: 05.14.06 / – Киев. : НАН У ИТТФ. – 2013. – 24 с.

116. Хасан Хайсам Эмиссия NO_x струйно-стабилизаторными горелками и некоторые возможности ее снижения: автореферат дис. канд. техн. наук: 05.04.01 / – Киев. : КПИ. – 1993. – 20 с.

117. Фиалко Н.М. Анализ влияния геометрической формы нишевой полости на аэродинамическое сопротивление канала / Н.М. Фиалко, В.Г. Прокопов, С.А. Алешко, Н.П. Полозенко, А.Б. Тимощенко, М.З. Абдулин, О.Е. Малецкая, А.В. Ночовный // Промышленная теплотехника – 2012, №1. – с.72–76.

118. Абдулін М.З. Дослідження сталості горіння в струменево-нішевій системі при обмеженні далекобійності паливних струменів / М.З. Абдулін, О.А. Сірий // Енергетика:економіка, технології, екологія. – 2014. – № 64. – С. 22 – 25.

119. Абдулін М.З. Ізотермічні дослідження модулів пальникових пристроїв на основі струменево-нішевих систем / М.З. Абдулін, О.А. Сірий // Вісник національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут» - Харків: НТУ «ХПИ», 2013. – №13. – С. 81–89.

120. Абдулін М.З. Особливості процесів паливо роздачі в струменевонішевих системах / М.З. Абдулін, О.А. Сірий // Східно-Європейський журнал передових технологій.- 2013. – № 64. - С. 22 – 25.

121. Зельдович Я.Б. Физика ударных волн и высокотемпературных гидродинамических явлений/ Я.Б. Зельдович, Ю.П.. Райзер – М.:Гос. изд-во физ. – мат. лит-ры, 1963. – 632 с.

122. Любчик Г.Н. Экологический аудит газогорелочных устройств на основе применения метода базовых характеристик эмиссии NO_x и CO / Г.Н. Любчик, Р.М. Говдяк, Г.А. Микулин, Б.И. Шелковский, А.А. Зарицкий // Экотехнологии и ресурсосбережение. – 2007. – №4. – с. 64–70.

123. Трембовля В.И. Теплотехнические испытания котельных установок / В.И. Трембовля, Е.Д. Фингер, А.А. Авдеева – М.: Энергоатомиздат, 1991. – 416 с.

124. Сигал И.Я. Защита воздушного бассейна от выбросов электростанций и котельных / И.Я. Сигал // Экотехнологии и ресурсосбережение.- 1999, № 3. – С. 91–95.

125. Котлер В.Р. Газотурбинные установки и проблема вредных выбросов в атмосферу / В.Р. Котлер // Теплоэнергетика. – 2003, № 8.- С. 73–78.

126. Сигал И.Я. Защита воздушного бассейна при сжигании топлива.- Л.: Недра, 1988. – 310 с.

127. Landman M.J., Effect of combustion air dilution by water vapor on nitrogen by NOx emission in a premixed turbulent natural gas flame: an experimental study / M.J. Landman, M.A.F. Derksen, J.B.W. Kok // Combustion Science and Technology. Pittsburgh, USA. – 2006. – vol. 178. – P. 623.

128. Zhao D. Behavior and effect on NOx formation of OH radical in methane-air diffusion flame with steam addition / D. Zhao, H. Yamashita, K. Kitagava, N. Arai, T. Furuhata // Combustion and Flame. – 2002. – vol. 130. – P. 352.

129. Correa S.M. A review of NO_x formation under gas turbine combustion conditions/ S.M. Correa // Combustion Science and Technology. Pittsburgh, USA. – 1992. – vol. 87. – P. 329.

130. Гордин К.А. Оценка уровня эмиссии оксидов азота при подаче пара с природным газом в камеру сгорания газотурбинной установки / К.А. Гордин, В.М. Масленников, Е.А. Филимонова // Теплофизика высоких температур. – 2013. – том 51. – №6. – С. 937–944.

131. Саминский В. Александрия: генеральная схема оптимизации теплоснабжения города / В. Саминский, О.Я. Королевич // Досвід впровадження новітніх технологій. – 2009. – № 2(22). – С. 30.

ДОДАТОК А

TT - 1 1				•
		VONGUTONIJOTI	IVII TROMIZOTOR	UV FONIOUUV F991D
$I a \cup I H \square A A I$	- ICHIJOWISHAHI	Λαυακτυρήστη		אמנא בעראירטארא אווא איז איז א
	T -	··· · · · · · · · · · · · · · · · · ·	r	- r

	Одиниця	Газ					
Бластивість газу		Метан	Пропан	Бутан	Водень	СО	Ацетилен
Густина	кг/м ³	0,717	2,004	2,703	0,090	1,250	1,171
Межа поширення полум'я:	об. %						
-нижча С _Н	об. %	5,0	2,2	1,9	4,1	12,5	2,5
-вища С _в	⁰ C	15,0	9,5	8,5	75	74	81
Температура запалення t _{зап}		645-850	530-568	490-569	530-596	610-658	335-500
Нормальна швидкість розповсюд-							
ження полум'я Uн _{max}	см/с	29-33,8	39	37,9	315	-	170
Стехіометричний коефіцієнт:							
-L _v	M^3/M^3	9,52	23,9	31,0	2,38	2,38	11,9
-L _o	кг/кг	17,23	15,7	15,46	34,5	2,47	13,25
Нижча теплота згоряння Q _H ^P	мДж/м ³	35,8	96,0	118,7	10,76	12,56	56,0
Температура горіння Т _{Гтах}	⁰ C	2040	2155	2118	2240	2378	2660
Енергія запалювання, Q _{ЗАП}	мДж	0,48	0,39	0,38	0,019	-	-

ДОДАТОК Б

Характеристики сучасного газопальникового обладнання

Таблиця Б.1 – основні характеристики ПП приведені в огляді журналу «Українське ЖЖГ», 2013 рік

 Назва офіційного представництва в Україні 	Riello	Weishaupt	СНТ	Elco	SAACKE	Ray	Dreizler
 З якого року присутні на українському ринку 	2002	1998	1994	1997	2001	2012	2006
 Кількість реалізованих проектів на території України 	1500	2000	800 об'єктів	30 000 пальників	40	-	200
4. Види пальників	блочні, комбіновані, звиносними вентилями	моноблочні та двоблочні	усі існуючі типи	модульовані з електронною регуляцією, з пневматичною та механічною регуляцією, три-, дво- та одноступеневі	блочні, комбіновані з виносним вентилятором	блочні з відокремленим вентилятором	конструктивний ряд пальників включає MONOblock– виконання та DUOblock-виконання
Продовження таблиці Б.1

5. Види палива	газ, мазут (у тому числі M100) , дизельне паливо	газоподібне та рідке паливо	газ, рідке паливо	Газ, дизель, біогаз, мазут, комбіноване паливо	Газ, мазут дизель, сира нафта, відпрацьовані масла, дрібнодисперсни й шлам, смоли та ін.	Природний, скраплений, біогази, штучні технологічні гази та рідке паливо	Природний, скраплений, біогази,нестандартні види газу, рідке паливо
6. Діапазон номі- нальних теплових потужностей	від 15 кВт до 50 MBт	від 12,5 кВт до 28000 кВт	від 0,01 до 50 МВт	14,5 кВт – 50 МВт	0,45МВт – 134 МВт	До 50 МВт	До 44 МВт
7. Потрібний тиск газу перед пальником	низький, середній, високий	від 8 мбар (80 мм вод. ст.)	1–2500 мм вод. ст.	від 20 мбар	130 (180 або 260) мбар	від 80 мбар до середнього тиску	Від 20 мбар до 4 бар
 Коефіцієнт надлишку повітря для природного газу 	1,01–1,5	1,12	1,01–2,0	1,0	1,0	від 1,05	1,1 – 1,2
9. Емісія забруд- нюючих речовин NOx, CO	NOx – от 70 мг/м ³ н, CO – от 3 мг/м ³ н	NOx не більше 200 мг/м ³ н, CO не більше 50 мг/м ³ н – звичайне виконання, виконання LM - NOx – до 60 мг/м ³ н, CO – сліди	згідно з вимогами до конкретного об'єкта	відповідно до стандартів Євро 2	NOx не більше 80 мг/м ³ н, CO не більше 50 мг/м ³ н	У спеціальному виконанні на природному газі NOx – до 80 мг/м ³ н, CO сліди	ARZ (NOx – до 80 мг/кВт·год), ARZsuper (NOx – до 60 мг/кВт·год)

Продовження таблиці Б.1

 10. Можливість роботи з повітро- підігрівачем 	+	+	+	+	+	+	+
 Обсяг авто- матизації роботи пальника 	від мінімального одноступеневого режиму роботи до максимального	повністю автоматизована робота пальника з цифровим менеджером горіння	максимально можливий	повна електронна комунікація	пальники повністю автоматизовані, автоматика власного виробництва	автоматика дозволяє відпрацювати при а від 1 до 10, керування нагнітачами з частотним регулюванням	на базі комплектуючих відомих фірм власної зборки, автоматизація повна
12. Можливості автоматизованої діагностики та віддаленого керу- вання роботою пальника	+	повністю автоматизована діагностика пальника та допоміжних приладів з можливістю підключення зовнішніх шин	+	+	Управління пальником може бути здійснене за допомогою мобільного, стаціонарного телефонів та інтернет зв'язку.	Система автоматизації дозволяє візуалізувати поточні параметри пальника на дисплеї та діагностувати роботу на відстані	+
13. Система автоматизації, що застосовується	Власне та Siemens або Autoflame	Siemens та Dungs (Німеччина)	Власне виробництво та інші виробники	Siemens aбo Lamtec	Se@vis	Власного виробництва на базі Siemens або Lamtec	Siemens, Lamtec Dungs

ДОДАТОК В

Приклад побудови регресійної залежності для надлишку повітря в СНС на межі бідного зриву факелу з використанням методу планування

експерименту

Характеристика	Кодований	Нат	уральний масі	штаб
плану	масштаб х _і	х ₁ = d, мм	x ₂ = L ₁ , мм	$\mathbf{x}_3 = \overline{S}$
Нульовий рівень	0	3,0	17,5	3,45
Верхній рівень	+1	4,0	25	4,6
Нижній рівень	-1	3,0	10	2,3
Зіркові точки	+1,682	4,68	30,1	5,4
*	-1,682	1,32	5,0	1,5

Таблиця В.1 – Умови проведення планування експерименту

З таблиці змінна X₁ це кодована змінна значення діаметрів газоподавальних отворів, мм; X₂ - кодована змінна параметру відстані газоподавальних отворів від зривної кромки нішевої порожнини, мм; X3 - кодована змінна відносного кроку розташування отворів.

Для знаходження коефіцієнтів регресії обчислюють наступні додаткові коефіцієнти:

$$B = \frac{3 \cdot 20}{(3+2)(20-5)} = 0,857,$$
$$A = \frac{1}{2 \cdot 0,857 [(3+2) \cdot 0,857 - 3]} = 0,454,$$
$$C = \frac{20}{20-6} = 1,43.$$

Для розрахунку допоміжних сум необхідно використовують результати експерименту (значення функції відгуку) (таблиця 3.4):

$$S_{0} = \sum_{j=1}^{20} y_{j}^{e} = 566, 2,$$

$$S_{1} = \sum_{j=1}^{N} X_{j1} y_{j}^{e} = -45, 9,$$

$$S_{2} = \sum_{j=1}^{N} X_{j2} y_{j}^{e} = -148, 3,$$

$$S_{3} = \sum_{j=1}^{N} X_{j3} y_{j}^{e} = -76, 0,$$

$$S_{1}^{2} = \sum_{j=1}^{N} X_{j1}^{2} y_{j}^{e} = 446, 2,$$

$$S_{2}^{2} = \sum_{j=1}^{N} X_{j2}^{2} y_{j}^{e} = 463, 5,$$

$$S_{3}^{2} = \sum_{j=1}^{N} X_{j1}^{2} x_{j2} y_{j}^{e} = 62, 7,$$

$$S_{13} = \sum_{j=1}^{N} X_{j1} X_{j3} y_{j}^{e} = 26, 3,$$

$$S_{23} = \sum_{j=1}^{N} X_{j2} X_{j3} y_{j}^{e} = -8, 1.$$

$$b_{1}^{2} = \frac{AC}{N} \left\{ S_{1}^{2}C \left[B(n+2) - n \right] + C(1-B) \left(S_{1}^{2} + S_{2}^{2} + S_{3}^{2} \right) - 2BS_{0} \right\} = \frac{0.454 \cdot 1.43}{20} (446, 2 \cdot 1.43 \times \left[0.857(3+2) - 3 \right] + 1.43(1-0.857)(446, 2 + 463, 5 + 401, 2) - 2 \cdot 0.857 \cdot 566, 2 = 3.77 \right],$$

$$b_{2}^{2} = \frac{AC}{N} \left\{ S_{2}^{2}C \left[B(n+2) - n \right] + C(1-B) \left(S_{1}^{2} + S_{2}^{2} + S_{3}^{2} \right) - 2BS_{0} \right\} = \frac{0,454 \cdot 1,43}{20} (463,5 \cdot 1,43 \times \left[0,857(3+2) - 3 \right] + 1,43(1-0,857) (446,2+463,5+401,2) - 2 \cdot 0,857 \cdot 566,2 = 4,80 ,$$

$$b_{3}^{2} = \frac{AC}{N} \left\{ S_{3}^{2}C \left[B(n+2) - n \right] + C(1-B) \left(S_{1}^{2} + S_{2}^{2} + S_{3}^{2} \right) - 2BS_{0} \right\} = \frac{0,454 \cdot 1,43}{20} (401,2 \cdot 1,43 \times \left[0,857(3+2) - 3 \right] + 1,43(1-0,857) (446,2+463,5+401,2) - 2 \cdot 0,857 \cdot 566,2 = 1,10 \right],$$

$$b_{12} = \frac{C^2 S_{12}}{BN} = \frac{1,43^2 \cdot 62,7}{0,857 \cdot 20} = 7,46,$$

$$b_{13} = \frac{C^2 S_{13}}{BN} = \frac{1,43^2 \cdot 26,3}{0,857 \cdot 20} = 3,13$$

$$b_{23} = \frac{C^2 S_{23}}{BN} = \frac{1,43^2 \cdot (-8,1)}{0,857 \cdot 20} = -0,96.$$

З використанням результатів повторюваних в центрі плану експерименту з врахуванням числа ступенів свободи оцінюють дисперсію відтворюваності:

$$f = N_0(n-1) = 20 \cdot (3-1) = 40.$$

$$\overline{y} = \frac{1}{N_0} \sum_{j=1}^{N_0} y_j^e = \frac{1}{5} (19,44+18,00+21,3+18,1+21,3+20,55) = 19,78,$$

$$S_y^2 = \frac{1}{N_0 - 1} \sum_{j=1}^{N} (y_i - \overline{y})^2 = 2,26.$$

Розрахунок дисперсії при визначенні коефіцієнтів регресії розраховують по формулах (В.18) – (В.21):

$$S_{b_0}^2 = \frac{2AB(n+2)}{N} S_y^2 = \frac{2 \cdot 0,454 \cdot 0,857(3+2)}{20} = 0,44,$$

$$S_{b_i}^2 = \frac{S_y^2}{N - N_0} = \frac{2,26}{20 - 6} = 0,162,$$

$$S_{b_{ik}}^2 = \frac{C^2 S_y^2}{N} = \frac{1,43^2 \cdot 2,26}{20} = 0,52,$$

$$S_{b_{ik}}^2 = \frac{AC^2 S_y^2}{N} \Big[B(n+1) - (n-1) \Big] = \frac{0,454 \cdot 1,43^2 \cdot 2,26}{20} \Big[0,86(3+1) - (3-1) \Big] = 0,15$$

З використанням таблиці значень критерію Стьюдента знаходять $t_{\kappa p} = 2,57$ для f = 40 і довірчої ймовірності W = 0,95. Тоді

$$S_{b_0} t_{\kappa p} = 0,44 \cdot 2,57 = 1,71,$$

$$S_{b_i} t_{\kappa p} = 0,162 \cdot 2,57 = 1,03,$$

$$S_{b_i^2} t_{\kappa p} = 0,15 \cdot 2,57 = 0,99,$$

$$S_{b_i} t_{\kappa p} = 0,52 \cdot 2,57 = 1,86.$$

Значущість коефіцієнтів регресії визначають наступним чином:

$$\begin{split} |b_{0}| &= 21,54 > S_{b_{0}}t_{\kappa p}, \\ |b_{1}| &= 3,28 > S_{b_{i}}t_{\kappa p}, \\ |b_{2}| &= 10,59 > S_{b_{i}}t_{\kappa p}, \\ |b_{3}| &= 5,43 > S_{b_{i}}t_{\kappa p}, \\ |b_{3}| &= 5,43 > S_{b_{i}}t_{\kappa p}, \\ |b_{1}^{2}| &= 3,77 > S_{b_{i}}t_{\kappa p}, \\ |b_{2}^{2}| &= 4,8 > S_{b_{i}}t_{\kappa p}, \\ |b_{3}^{2}| &= 1,1 > S_{b_{i}}t_{\kappa p}, \\ |b_{12}| &= 7,46 > S_{b_{ik}}t_{\kappa p}, \\ |b_{13}| &= 3,13 > S_{b_{ii}}t_{\kappa p}, \\ |b_{23}| &= 0,96 < S_{b_{ii}}t_{\kappa p}. \end{split}$$

Таким чином, коефіцієнт b₂₃ – не значущий.

З використанням формул обчислюють оцінка дисперсії адекватності

$$S_{a0}^{2} = \frac{\sum_{j=1}^{N} (y_{j}^{e} - y_{j}^{p})^{2} - S_{y}^{2} (N_{0} - 1)}{N - \frac{(n+2)(n+1)}{2} - (N_{0} - 1)} = \frac{78,77 - 2,26 \cdot 5}{20 - \frac{(3+2)(3+1)}{2} - 5} = 13,5.$$

Таблиця В.2	- Матриця планування та результати експерименту зривних ј	режимів по	коефіцієнту	надлишку
	повітря при спалюванні природного газу в (CHC		

№ досліду	X_0	X ₁	X ₂	X ₃	X_l^2	X_2^2	X_{3}^{2}	X_1X_2	$X_1 X_3$	X ₂ X ₃	y_j^e
1	1	-1	-1	-1	1	1	1	1	1	1	63,50
2	1	1	-1	-1	1	1	1	-1	-1	1	35,10
3	1	-1	1	-1	1	1	1	-1	1	-1	26,30
4	1	1	1	-1	1	1	1	1	-1	-1	31,20
5	1	-1	-1	1	1	1	1	1	-1	-1	45,50
6	1	1	-1	1	1	1	1	-1	1	-1	32,20
7	1	-1	1	1	1	1	1	-1	-1	1	6,20
8	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	22,30
9	1	-1,68	0	0	2,83	0	0	0	0	0	40,00
10	1	1,68	0	0	2,83	0	0	0	0	0	25,00
11	1	0	-1,68	0	0	2,83	0	0	0	0	52,80
12	1	0	1,68	0	0	2,83	0	0	0	0	18,30

13	1	0	0	-1,68	0	0	2,83	0	0	0	
14	1	0	0	1,68	0	0	2,83	0	0	0	16,80
15	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	19,44
16	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	18,00
17	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	21,30
18	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	18,10
19	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	21,30
20	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	20,55
$\sum_{j=1}^{N} X_{j} y_{j}^{e}$	566,2	-45,9	-148,3	-76,0	446,2	463,5	401,2	62,7	26,3	-8,1	$S_y^2 = 2,26$
b	21,54	-3,28	-10,59	-5,43	3,77	4,80	1,10	7,46	3,13	-0,96	$S_{a\partial}^2 = 13,5$
S_b^2	0,44023	0,162	0,162	0,162	0,150	0,150	0,150	0,523	0,523	0,523	Fp = 5,96
tкр·S _b	1,71	1,03	1,03	1,03	0,99	0,99	0,99	1,86	1,86	1,86	Fкр = 6,2
Так як tкp·Sb23 > b23 , то коефіцієнт регресії, b23 – незначущій											
$y = 21,54 - 3,28X_1 - 10,59X_25,43X_3 + 3,77X_1^2 + 4,8X_2^2 + 1,10X_3^2 + 7,46X_1X_2 + 3,13X_1X_3$											
$\alpha_{\delta.3p.} = 222,55$	-52,7 <i>d</i> -	$7,4L_1-18$	$8,63\overline{S}+3,$	$577d^2 + 0$	$,08L_{1}^{2}+0$	$0,8\overline{S}^2 + L_1$	d + 2,72d	\overline{S}			

Кількість ступенів свободи, зв'язаних з цією оцінкою дисперсії, знаходять за формулою (В.24)

$$f_{ao} = 20 - \frac{(3+2)(3+1)}{2} - (6-1) = 5.$$

Адекватність математичної моделі знаходять по значенню критерію Фішера

$$F_p = \frac{S_a^2}{S_y^2} = \frac{13,5}{2,26} = 5,96$$

З таблиці значень критерію Фішера відповідне значення критерію $F_{\kappa p} = 6,2$. Умова $F_p \leq F_{\kappa p}$ виконана, тому рівняння регресії має вигляд

 $y = 21,54 - 3,28X_1 - 10,59X_25,43X_3 + 3,77X_1^2 + 4,8X_2^2 + 1,10X_3^2 + 7,46X_1X_2 + 3,13X_1X_3$ та адекватне представленим результатам експерименту.

Перехід до рівняння регресії з фізичними змінними здійснюють за допомогою формули (В.25):

$$x_{1} = \frac{\left(\tilde{x}_{1} - x_{10}\right)}{I} = \tilde{x}_{1} - 3,0,$$

$$x_{2} = \frac{\left(\tilde{x}_{2} - x_{20}\right)}{I} = 0,133 \cdot \tilde{x}_{2} - 2,33,$$

$$x_{3} = \frac{\left(\tilde{x}_{3} - x_{30}\right)}{I} = 0,87 \cdot \tilde{x}_{2} - 3,0,$$

 $\alpha_{\delta,cp} = 222,55 - 52,7d - 7,4L_1 - 18,63\overline{S} + 3,77d^2 + 0,08L_1^2 + 0,8\overline{S}^2 + L_1d + 2,72d\overline{S}.$

ДОДАТОК Г

Результати еколого-теплотехнічних випробувань вогнетехнічного обладнання модернізованого на основі СНТ

СХЕМА ТОЧОК ВИМІРЮВАННЯ РОБОЧИХ ПАРАМЕТРІВ ВОДОГРІЙНОГО КОТЛА

КВГМ-20 ст.№2 під час еколого-теплотехнічних випробувань.

Котел КВ-ГМ-20





N⁰	Цоймонурония	Позначен-	Од.	I	Наванта	ження %	0
ПП	Паимснування	НЯ	вимірюв.	26	49	72	80
1	Теплопродуктивність	Q	Гкал/ч	5,18	9,69	14,42	15,92
2	Витрата газу	В	нм ³ /ч	681	1250	1873	2100
3	Витрата води через котел	G	м3/ч	275	275	280	280
4	Т-ра води на вході в котел	T _{bx}	⁰ C	44	45	46	50
5	Т-ра води на виході з котла	Т _{вих}	⁰ C	68	83	103	112
6	Тиск газу в колекторі котла	Р _{гк}	кгс/см ²	0,015	0,050	0,110	0,135
	Тиск газу на пальники:						
7	Γ_1	P ₁	иПа	0.60	2.2	58	6,4
	Γ_2	P ₂	KIIa	0,00	2,2	5,8	
	Тиск повітря на пальнин	ки:					
8	Π_1	P ₁	гПа	0.08	0.35	0.94	1 15
	Π_2	P ₂	KIIa	0,00	0,55	0,74	1,15
9	Розрідження в топці	ST	ММ.В.СТ.	4	4	4	4
10	Температура повітря	Т _{хв}	⁰ C	12	12	12	12
	РЕЗУЛЬТАТИ	І ГАЗОВОГ	О АНАЛІЗ	у ЗА КО	отлом	1	
11	Вміст двоокислу вуглецю:	CO_2	%	9,67	10,83	10,93	11,35
12	Вміст кисню:	O_2	%	3,8	1,7	1,6	0,8
13	Вміст окислу вуглецю:	CO	ppm	0	0	0	0
14	Вміст оксидів азоту:	NO _x	ppm	87	89	94	103
15	Коефіцієнт надлишку повітря:	α	-	1,22	1,09	1,08	1,04
16	Температура димових газів	Т"	°C	67	77	108	145
	Втрати теплоти:						
17	з газами, що відходять	q_2	%	2,64	2,88	4,22	5,79
	від хім. недопалу	q_3	%	0,01	0,01	0,01	0,01
18	у навколишнє середовище	\mathbf{q}_5	%	4,31	2,29	1,56	1,40
19	ККД (зворотній баланс)	ККД зв.	%	93,04	94,82	94,21	92,80
20	Питома витрата палива (за зворотним	В _{уд}	кг у.п./Гкал	153,5	150,7	151,6	153,9

Таблиця Г.1 РЕЖИМНА КАРТА роботи водогрійного котла КВГМ-20

	балансом)	В _{уд}	м ³ /Гкал	131,5	129,1	129,9	131,9
	Концентрація	C(CO)	ML/M^3	0	0	0	0
21	шкідливих викидів,		_				
21	приведених до	$C(NO_x)$	$M\Gamma/M^3$	187	170	178	188
	нормальних умов α=1						

Таблиця Г.2 РЕЖИМНА КАРТА роботи водогрійного котла КВГМ-20 (до

модернізації)

№ пп	Найменування	Позначення	Од. вимірюв	Навантаження %
				67
1	Теплопродуктивність	Q	Гкал/ч	13,74
2	Витрата газу	В	нм3/ч	1853
3	Витрата води через котел	G	т/ч	270
4	Т-ра води на вході в котел	T _{bx}	^{0}C	65
5	Т-ра води на виході з котла	Т _{вих}	^{0}C	116
6	Тиск води на вході в котел	P _{bx}	кгс/см ²	11
7	Тиск води на виході з котла	Р _{вих}	кгс/см ²	7,2
0	Тиск газу на пальники:			
0	Γ_1	P_1	кПа	16
0	Тиск повітря на пальники:			
9	Π_1	P_1	кПа	0,46
10	Розрідження в топці	S	MM.B.CT.	4
11	Температура повітря	t _π	⁰ C	14
12	Температура газів, що відходять	t _{yx}	⁰ C	167
	Вміст в газах, що відходять:			
12	двоокис вуглецю	CO_2	%	9,50
15	кисень	O_2	%	4,1
	оксид вуглецю (II)	СО	ppm	10
14	Коефіцієнт надлишку повітря	a	-	1,25
	Втрати	и теплоти:		
15	з газами, що відходять	q_2	%	7,65
15	від хім. недопалу	\mathbf{q}_3	%	0
	у навколишнє середовище	\mathbf{q}_5	%	1,67
16	ККД котла брутто за зворотним балансом	ККД зв.	%	90,68
17	Питома витрата палива (за зворотним балансом)	Впит	кг у.п./Гкал	157,5

	N=3	87%		
Кр, %	0	4	8	12
α	1,43	1,39	1,37	1,35
О ₂ газу,%	6,4	5,8	5,6	5,5
О2 повітря,%	21	20,4	19,5	18,9
СО ₂ газу, %	8,5	9,1	9,1	9,1
NOx, мг/м ³	139	117	93	80
СО, мг/м ³	8	32	55	57
NOx, $M\Gamma/M^3$	198,77	162,63	127,41	108

Таблиця Г.3 Результати випробувань водогрійного котла КВ-Г-6,5

N=55%										
Кр, %	0	4	8	12						
α	1,41	1,38	1,39	1,34						
О ₂ газу,%	6,2	5,8	5,8	5,4						
О2 повітря,%	21	20,4	19,7	19,1						
СО ₂ газу, %	8,5	9,1	9,1	9,1						
NOx, $M\Gamma/M^3$	161	126	88	74						
CO, мг/м ³	0	15	23	45						
T _{yx} , °C	87,4	88,4	90	89,2						
Т _{х.в} . °С	18,7	20,3	19,2	21						
NOx, $M\Gamma/M^3$	227,01	173,88	122,32	99,16						

	N=55%									
Кр, %	0	4	8	12						
α	1,46	1,41	1,3	1,28						
О ₂ газу,%	6,7	6,2	4,9	4,7						
О2 повітря,%	21,1	20,5	19,7	19,1						
CO ₂ газу, %	8,5	8,5	9,1	9,9						
NOx, мг/м ³	165	131	103	82						
CO, мг/м ³	5	22	72	71						
T _{yx} , °C	109,4	111,2	112	113						
Т _{х.в} . °С	18,0	18,2	18,7	20,2						
NOx, $M\Gamma/M^3$	240,91	184,71	133,92	104,9						

N=55%											
Кр, %	0	4	8	12							
α	1,46	1,4	1,32	1,27							
О ₂ газу,%	6,7	6,2	5,1	4,6							
О ₂ повітря,%	21	20,4	19,6	19,1							
CO ₂ газу, %	8,5	8,5	9,1	9,9							
NOx, мг/м ³	167	128	100	80							
CO, мг/м ³	0	0	18	57							
T _{yx} , °C	124,5	124,5	124,6	124,5							
Т _{х.в} . °С	19,4	19,9	20,2	20,2							
NOx, $M\Gamma/M^3$	243,82	179,22	132,16	101,6							

№, п/п	Час	Газ, лічильник	Відхідні гази			tпов,	На пальник	Вологовміст	П *	
			α	N _{0x} , мг/м ³	СО, _{мг/м} ³	t _{відх} , °С	°C	O ₂ , %	повптря, г/кг	примітка, ^
	10:44	61839,1	-	-	-	-	-	21,0	8,3	
1	13:21	61890,4	1,79	166	13	112	45	21,0	9,0	
2	13:23	61891,2	1,54	120	10	104,5	52	21,0	14,5	П
3	13:39	61897,8	1,74	163	20	108,9	45	21,0	8,7	б/п
4	13:50	61901,5	1,68	127	8	97,7	50	21,0	14,9	П
5	14:07	61907	1,71	173	4	80	43	21,0	8,5	б/п
6	14:14	61909,5	1,68	177	4	98,7	33	21,0	10	б/п, б/т
7	14:17	61910,6	1,64	124	12	124,7	30	21,0	15,2	п, б/т
8	14:32	61916,1	1,89	77	26	92,8	61	21,0	20,2	П
9	14:38	61918,3	1,72	85	19	110	66	21,0	20,5	П
10	14:42	61920,0	1,84	67	62	116	53	21,0	20,5	п, б/т

Таблиця Г.4 Результати випробувань водогрійного котла НИИСТУ-5

*

п- пар

т- підігрів повітря на пальник

з- баластування повітря продуктами згоряння

 $\mathbf{G}_{\mathbf{\Gamma}}^{\Sigma}$, м³/час 20,45 0,03* $\mathbf{G}_{\mathbf{r}}^{\Sigma}$ G_г випарник

додаток д

Документи, що підтверджують впровадження результатів роботи

комунальне підприємство «житомиртеплокомуненерго» Житомирської міської ради вул. Київська, 48, м. Житомир, 10014 тел./факс: (0412) 471930, 471933 teplo@teplo.net.zt.ua



Municipal Enterprise "Zhytomyrteplokomunenergo" 48 Kyivska Street Zhytomyr, 10014, Ukraine Tel/fax: +38(0412) 471930, 471933 teplo@teplo.net.zt.ua



Про впровадження результатів кандидатської дисертаційної роботи Сірого О.А. «Вплив параметрів струменево-нішевої системи на робочий процес пальникових пристроїв».

Цим актом підтверджується впровадження на комунальному підприємстві «Житомиртеплокомуненерго» Житомирської міської ради результатів отриманих Сірим Олександром Анатолійовичем у дисертаційній роботі на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук.

Основні результати роботи отримано при виконанні робіт, пов'язаних з проведенням фундаментальних та прикладних досліджень, які виконувались на кафедрі ТЕУ Т та АЕС у пріоритетному напрямку «Енергетика та енергоефективність» у відповідності з планами Міністерства освіти і науки, молоді та спорту України по темах: д/б НДР № 2539-п (державний реєстраційний номер 0112U001751) «Підвищення ефективності та надійності функціонування устаткування ТЕС та малої енергетики в змінних режимах експлуатації»; д/б НДР № 2637-п (державний реєстраційний номер 0113U001773) «Розробка технології використання скидних енергоресурсів та альтернативних паливних газів на основі їх високоефективного спалювання».

На комунальному підприємстві використані та впроваджені такі результати дослідження Сірого О.А.

 Розроблена та впроваджена покращена конструкція струменево-нішевого стабілізатору полум'я, на основі якого працюють промислові пальникові пристрої, що реалізовують струменево-нішеву технологію спалювання на водогрійних котлах КВГМ-20 та ПТВМ-50. Проведена адаптація схеми паливоподачі у відповідності до використовуваного палива на підприємстві. Експериментальні дослідження на діючому обладнанні показали, що використані розробки дозволяють проводити надійний запуск пальників з мінімального тиску (близько 1 мм в. ст.) та ефективно працювати на зміпних навантаженнях обладнання.

- Економічний ефект від впровадження по результатам опалювального сезону 2013-2014р. дозволяє отримати понад 100 тис. грн. економії протягом опалювального періоду на одному котлі типу КВГМ-20. Обладнання було завантажено на 60 % від номінального.
- Впровадження покращеної конструкції пальників дозволяє проводити процес осушки футеровки котлів під час міжсезонних ремонтів вогнетехнічного обладнання, що забезпечує надійний та дешевий спосіб підготовки до опалювального сезону.
- В процесі випробувальних досліджень встановлено, що найбільш термонавантажені ділянки пальників мають температуру не більше 400 °C.
- Тривалі випробування показали, що покращення пускових характеристик пальників не вплинуло на еколого-теплотехнічні якості пальників на номінальних режимах.
- Екологічні показники впровадження технології на вогнетехнічному обладнанні знаходяться в межах допустимих нормативних значень.
- В результаті заміни пальників на котельні досягнуто значне зниження шумового навантаження діючого обладнання.

Матеріальні претензії не розглядаються.

Заступник директора КП «Житомиртеплокомуненерго» ЖМР

Сергійчук П.М

03056, Україна, м. Київ, вул. Політехнічна, буд.6, корпус 5, приміщення 10-1 код ЄДРПОУ 16289882

№ 3/1

тел./ф. (044) 204-80-38 тел. (044) 204-80-39 e-mail: lota-kiev@mail.ru

від 22 січня 2016р.

АКТ

впровадження результатів науково-дослідної роботи щодо поліпшення еколого-емісійних показників контактного водонагрівача

Науково-виробничим товариством «Лотта» спільно з НПО «СНТ» виконані роботи по розробці і впровадженню пальників у складі контактного водонагрівача типу КВН 2,9. В роботах використані деякі результати науково-дослідної роботи Сірого А.А. по темі «Вплив параметрів струменево-нішевої системи на робочий процес пальникових пристроїв», а саме:

 рекомендації щодо вдосконалення конструкції струменево-нішевої системи стосовно покращення її пускових характеристик, а також розширення коефіцієнта робочого регулювання навантаження пальників;

- рекомендації щодо переведення обладнання на спалювання скрапленого газу.

З урахуванням прийнятих в роботі рекомендацій, забезпечена надійна робота пальникового пристрою СНТ-22 в умовах зволоженого окислювача, що дозволило знизити рівень емісії NO_x до 100 мг/м³, приведених до вмісту кисню в продуктах згоряння O₂ = 3% зі збереженням ККД установки.

Директор НВ ТОВ «ЛОТА»

Королевич О.Я.