

Національний технічний університет України
«Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»
Міністерство освіти і науки України

Національний технічний університет України
«Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»
Міністерство освіти і науки України

Кваліфікаційна наукова
праця на правах рукопису

МОРОЗ ОЛЕГ СЕРГІЙОВИЧ

УДК 662.767.2

ДИСЕРТАЦІЯ

ЗНИЖЕННЯ ТЕРМІЧНИХ НАПРУЖЕНЬ І ПІДВИЩЕННЯ ТЕРМІНУ
СЛУЖБИ ЕЛЕМЕНТІВ ЕНЕРГЕТИЧНОГО ОБЛАДНАННЯ ШЛЯХОМ
ВИКОРИСТАННЯ СТАБІЛІЗАТОРНИХ ПАЛЬНИКІВ

Спеціальність 144 – Теплоенергетика
Галузь знань 14 – Електрична інженерія

Подається на здобуття наукового ступеня доктора філософії

Дисертація містить результати власних досліджень. Використання ідей,
результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело

_____ О.С. Мороз

Науковий керівник Черноусенко Ольга Юріївна, доктор технічних наук,
професор

Київ – 2023

АНОТАЦІЯ

Мороз О.С. Зниження термічних напружень і підвищення терміну служби елементів енергетичного обладнання шляхом використання стабілізаторних пальників. - Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора філософії за спеціальністю 144 – Теплоенергетика. - Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського», МОН України, Київ, 2023.

Дисертаційна робота присвячена дослідженню впливу змінного в просторі і часі високотемпературного поля продуктів згоряння в топковому просторі на характеристики міцності, напружено-деформований стану, мало циклової втоми, пошкодження енергетичного обладнання, а також підвищенню ефективності та надійності елементів, які мають високу температуру, шляхом використання нових схем і конструкцій пальникових пристроїв, які також дозволяють використовувати альтернативні види газових палив.

В роботі показана актуальність теми, яка пов'язана з тим, що значна кількість енергетичних та промислових об'єктів – котлів, печей, підігрівачів, сушил, газотурбінних установок тощо, які використовуються в енергетиці та промисловості України, характеризується значною моральною та фізичною зношеністю, вимагає ремонту і покращення ефективності роботи.

В економічних умовах нашої країні модернізація установок є найбільш реальним шляхом підвищення їх ефективності при мінімальних затратах. За розрахунками, сума вкладень, що дають можливість продовження експлуатації, в 3–5 разів менше, чим введення в дію нових потужностей. Певним умовам експлуатації обладнання повинна відповідати найбільш ефективна схема організації паливного процесу в топці.

Виконано огляд роботоспроможності металів при високих температурах, надійність роботи, проаналізовано характеристики міцності металу при високих температурах і робота в нестационарних температурних умовах, в тому числі в умовах температурної нерівномірності. Розглянуті основні джерела температурної нерівномірності в енергетичному обладнанні.

З проведеного огляду матеріалів щодо умов роботи високотемпературних елементів енергетичного та промислового устаткування зроблені висновки і розроблені завдання по проведенню відповідних досліджень з метою аналізу стану обладнання та заходів щодо підвищення його надійності та ефективності.

На даний час існуючі методи, які пов'язані з визначенням термічних напружень в високотемпературних елементах енергетичного обладнання, вимагають проведення тривалих випробувань. З урахуванням досягнень сучасних комп'ютерних технологій з'явилась можливість виконання відповідних досліджень за значно коротший термін, з меншими затратами і з використанням мінімальної кількості дослідних даних.

Враховуючи визначальну роль пальникових пристроїв на характеристики поля температур газів в топковому просторі одним з напрямків пріоритетних завдань роботи визначено розробку пальникових пристроїв, які дозволяють впливати на формування температури газів з метою зменшення нерівномірності поля температур і, таким чином, зниження термічної напруженості високотемпературних елементів. Перспективним напрямком є використання пальникових пристроїв стабілізаторного типу.

Експериментальні дослідження виконувались з використанням обладнання кафедри ТАЕ і відповідної вимірювальної апаратури.

Розглянуто фактори, які впливають на термонапружений стан високотемпературного обладнання і запропонована методика розрахунку залишкового ресурсу високотемпературних елементів. Для дослідження теплового стану трубопроводів котла виконувалась побудова 3D просторового аналога топкового простору котлоагрегату. Виконане моделювання і аналіз допомогли запобігти дорогим і тривалим експериментам. Були послідовно виконані гідрогазодинамічний розрахунок і вибрана модель турбулентності. Розрахунки виконувались з використанням програмного комплексу ANSYS Fluent. Перед початком розрахунків в ANSYS Fluent була визначена прийнята модель турбулентності. Для цього перед проведенням гідродинамічних розрахунків були проаналізовані декілька моделей турбулентних течій. В даній роботі була

використана модель k - ε Realizable. Безпосередньою перевагою реалізованої моделі k - ε є те, що вона забезпечує покращені прогнози щодо швидкості поширення як плоских, так і круглих струменів. При теплових розрахунках були визначені граничні умови. Була проаналізована газодинамічна та теплова структура потоку в стабілізаторних пальникових пристроях і виконані розрахункові дослідження теплового стану патрубку. На наступному етапі були проведені розрахункові дослідження напружено-деформованого стану трубопроводу.

Оцінка малоциклової втомленості та статичної пошкоджуваності виконувались з урахуванням нестационарного напружено-деформованого стану. Отримані температури використовувались для розрахунку кількості циклів до руйнування. На основі максимального напруження за встановлений період часу у відповідних точках розраховується температура металу.

Користуючись розробленою методикою, на підставі замірених або розрахованих температур, можна орієнтовно розрахувати термонапружений стан енергетичного обладнання і термін експлуатації до руйнування.

Створена комп'ютерна модель дозволила гнучко змінювати і отримати відповідне поле температур перед патрубком.

Результати проведених досліджень можуть бути використані при реалізації розроблених рекомендацій у великій і малій українській енергетичній, промисловій і газотранспортній системі, а також в інших галузях науки і техніки.

Розглянуті особливості роботи і зміни параметрів газового потоку при мікродифузійному спалюванні газу в системі стабілізаторів. При аналізі зміни параметрів робочого процесу – швидкості потоку, концентрації, повноти згоряння, температури газів були проведені випробування систем стабілізаторів,

Розглянуто питання формування поля швидкості ізотермічного потоку в системі стабілізаторів, а також Зміна швидкості потоку, коефіцієнту надлишку повітря і повноти згоряння в системі стабілізаторів при горінні. На наступному етапі увага приділялась визначенню закономірності формування поля температур продуктів згоряння в стабілізаторному пальниковому пристрої в поперечному

перерізі стабілізаторного пальника і вздовж стабілізатора, а також комбінований вплив на зміну поля температур газів в топці.

Показано, що довжина вогневого простору, на якій відбувається вирівнювання поля швидкостей, поля температур і компонентів реакції горіння у поперечному перерізі залежить від коефіцієнту затінення і коефіцієнту надлишку повітря.

В мікрофакельних стабілізаторних пальниках є можливість впливати на профіль температури газів в повздовжньому і поперечному перерізах конструктивними засобами – зміною кроку стабілізаторів та їх ширини, зміною (або прикриттям) подачі газу на окремі стабілізатори, відносним зміщенням стабілізаторів вздовж і поперек потоку.

Встановлено, що характер формування температури газу і інтенсивність горіння палива залежить від відносного кроку газових отворів вздовж висоти стабілізатора. При $t_r/d_r < 7,0$ зменшується інтенсивність процесів масообміну в струменях і відбувається зниження інтенсивності процесу вигорання палива з можливим недопалом в кінці топкового простору.

З метою розширення використання альтернативних газів в енергетиці і промисловості були розроблені і дослідженні мікрофакельні стабілізаторні пальники для спалювання забаластованих газових палив.

Альтернативні види палив, як правило, складаються з суміші високореакційного газу типу метану, і баластових домішок - повітря, двоокису вуглецю, азоту, біодобавок тощо, які, як правило, погіршують характеристики горіння паливного газу, причому відбувається це тим в більшій мірі, чим вище вміст баластової домішки в паливі. Це породжує певні труднощі практичного використання забаластованих газів як палива, до яких додаються ще дві обставини: гази різних видів і різних родовищ мають різний вміст баласту; у багатьох випадках склад газів може змінюватися в часі; газобаластова суміш може виходити за концентраційні межі горіння. Це робить неможливим спалювання газобаластових сумішей за традиційними технологіями і пальниковими пристроями. Показано, що перспективним методом вирішення проблеми спалювання низькокалорійних альтернативних палив, склад яких виходить за концентраційні межі горіння, є

застосування комбінованої подачі палив, при якому низькокалорійне паливо підпалюється високотемпературними стабілізуючими факелами.

Розроблено метод і конструкції стабілізаторних пальникових пристроїв, які забезпечують підвищення сталості горіння забаластованого палива при концентрації домішок від 0 % до 100 % (відсутність палива - подача баласту). Для цього прийнята комбінована технологія подачі палив, при якій струмені низькорекційного палива проходять через високо температурні факели і відбувається сталий процес горіння обох палив незалежно від концентрації домішки з забаластованому паливі. Потужність пальника підтримується за рахунок збільшення витрати палива, яке подається на стабілізуючий факел. Сталість і довжина загального факелу визначається характеристиками запалюючого факелу

Розроблено три варіанти модулів стабілізаторних пальників з різними схемами подачі альтернативного і стабілізуючого палив. Розроблено і досліджено двонішевий пальниковий пристрій, в якому, практично без зміни конструкції є можливість регулювати характеристики сталості і довжини факелу в залежності від умов роботи енергетичного об'єкту.

Наукова новизна отриманих результатів полягає в тому, що .

- вперше за допомогою комплексу ANSYS Fluent розроблена програма визначення термічного і термо-напруженого стану високотемпературних елементів енергетичного обладнання;
- розроблена програма розрахункової оцінки терміну експлуатації високотемпературних елементів в стаціонарних і змінних режимах;
- доповнені експериментальні дані і уточнені залежності щодо вирівнювання характеристик газового потоку в топковому просторі при використанні стабілізаторних пальників;
- показана можливість регулювання поля температур газів в топковому просторі зміною конструктивних параметрів стабілізаторних пальників;

- вперше запропонована технологія спалювання забаластованих низько реакційних газових палив в стабілізаторних пальниках;
- вперше розроблено і досліджено моделі стабілізаторних пальників для спалювання альтернативних низько реакційних газових палив;
- отримані експериментальні дані та одержані узагальнюючі залежності стосовно характеристик робочого процесу горіння газів різного складу, який може суттєво змінюватись під час роботи.

Ключові слова: пошкодження, модель, ремонт, термін служби, граничні умови, газифікація, котлоагрегат, пальник, струмінь, газове паливо, термонапруженість, біомаса.

Оприлюднення результатів дисертаційної роботи.

Наукові результати дисертації висвітлені у 15 наукових публікаціях здобувача, серед яких: 8 статей у наукових виданнях, включених на дату опублікування до переліку наукових фахових видань України; 2 статті у періодичних наукових виданнях, проіндексованих у базах даних Web of Science Core Collection та/або Scopus, з яких 2 статті у виданнях, віднесених до першого — третього квартилів (Q1—Q3) відповідно до класифікації SCImago Journal and Country Rank або Journal Citation Reports; отримано 7 патентів України на корисну модель.

Також результати дисертації були апробовані на 11 наукових фахових конференціях, опубліковано 10 тез доповідей..

Список публікацій здобувача у фахових виданнях - всього 13 праць

1. Статті у фахових виданнях категорії А – 2 праці

1. Olga Chernousenko, Leonid Butovsky, Dmitro Rindyuk, Olena Granovska, Oleg Moroz. Analysis of residual operational resource of high-temperature elements in power and industrial equipment // Eastern-European Journal of Enterprise Technologies - Energy-saving technologies and equipment - VOL 1, - № 8 (85) - (2017) - pp. 20-26.

Scopus

Дисертанту належить аналіз роботи високотемпературних елементів.

https://www.researchgate.net/signup.SignUp.html?ev=su_requestFulltext.

2. Olga Chernousenko, Leonid Butovsky, Olena Granovska, Oleg Moroz, Oleksandr

Starchenko. Determining basic characteristics of stabilizer micro torch burners for the combustion of ballasted fuel gases // Eastern-European Journal of Enterprise Technologies" - Energy-saving technologies and equipment, 5 (8) (113), pp. 51-65, 2021.

Scopus

Дисертанту належить участь у постановці і проведенні досліджень даних.

https://papers.ssrn.com/sol3/papers.cfm?abstract_id=3956765.

2. Статті у фахових виданнях категорії Б – 8 праць

1. Особенности формирования поля температур в стабилизаторных горелочных устройствах при микродиффузионном сжигании газа . О.Ю. Черноусенко, Л. С. Бутовский, Е. А. Грановская, Д. А. Горяч, О. С. Мороз. *Вісник НТУ «ХПІ». Збірник наукових праць. Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування*. Харків, НТУ «ХПІ», 2015. №17 (11126). С. 13-20.

Дисертанту належить аналіз проблеми і проведення досліджень.

http://vestnik.kpi.kharkov.ua/etpo/wp-content/uploads/sites/5/2015/06/Vestnik-2015-17_2.pdf.

2. Вплив роботи у маневрених режимах енергоблоків на техніко-економічні характеристики / Черноусенко О.Ю., Бутовський Л.С., Грановська О. О., Пешко В.А., Мороз О.С. *Проблеми загальної енергетики*, 2016. № 2. С. 43-51.

Дисертанту належить аналіз проблеми впливу режимів на роботу обладнання.

Probl. zagal'n. energy. 2016, 2(45):43-51.

3. Геометрическая модель и граничные условия теплообмена ротора высокого давления турбоустановки Т-100-130 ПАО «Харьковская ТЭЦ-5» / О. Ю. Черноусенко, Бутовский Л. С., Пешко В. А., Мороз О. С (студ.). *Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування*. Харків: НТУ «ХПІ», 2017. № 11 (1233). С.16-23.

Дисертанту належить розгляд граничних умов теплообміну елементів.

http://library.kpi.kharkov.ua/files/Vestniki/2017_11.pdf.

4. Мороз О.С. Проблемы эксплуатации высокотемпературных элементов энергетического и промышленного оборудования. *Вісник НТУ «ХПІ». Збірник*

наукових праць. Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. Харків. НТУ «ХПІ», 2018. № 13 (1289). С.62-65.

http://library.kpi.kharkov.ua/files/Vestniki/2018_13.pdf.

5. Сталість процесу горіння на «бідному» зриві під час мікродифузійного спалювання газу за стабілізатором / О.Ю. Черноусенко, Л.С. Бутовський, О.О. Грановська, О.С. Мороз, О.С. Старченко. *Вчені записки Таврійського національного університету імені В.І. Вернадського. Серія «Технічні науки»*, Київ, 2020. Том 31 (70). № 2. Частина 2. С. 182 – 188.

Дисертанту належить розробка узагальнених залежностей.

www.tech.vernadskyjournals.in.ua-journals-part_2

6. Пускові характеристики стабілізаторних пальникових пристроїв при подачі газового палива в зону рециркуляції / О.Ю. Черноусенко, Л.С. Бутовський, О.О. Грановська, О.С. Мороз, О.С. Старченко. *Вчені записки Таврійського національного університету імені В.І. Вернадського. Серія «Технічні науки»*. Київ, 2020. Том 31 (70). № 3. Частина 1. С. 158 – 166.

Дисертанту належить розробка узагальнених залежностей.

http://tech.vernadskyjournals.in.ua/journals/2020/3_2020/part_1/3-1_2020.pdf

7. Вплив різнойменної закрутки повітряного потоку на межі сталої роботи стабілізаторного пальника при мікродифузійному спалюванні газу / О.Ю. Черноусенко, Л.С. Бутовський, О.О. Грановська, О.С. Мороз, О.С. Старченко. *Вчені записки Таврійського національного університету імені В.І. Вернадського. Серія «Технічні науки»*. Київ. 2020. Том 31 (70). № 4. Частина 1. С. 155-161.

Дисертанту належить аналіз характеристик закрутки повітряного потоку.

http://www.tech.vernadskyjournals.in.ua/journals/2020/4_2020/24.pdf.

8. Черноусенко О Ю. Характеристики дифузійно-стабілізаторного пальника при спалюванні газу в забаластованому окиснювачі / О.Ю. Черноусенко, Л.С. Бутовський, О.О. Грановська, О.С. Мороз, О.С. Старченко. *Вчені записки Таврійського національного університету*. Київ, 2021. Том 32 (71). № 3. С. 231-238.

Дисертанту належить розгляд характеристик забаластованого окиснювача.

http://www.tech.vernadskyjournals.in.ua/journals/2021/3_2021/37.pdf.

3. Статті у інших виданнях –3 праці

1. Особливості мікродифузійного спалювання газу за стабілізаторами в забаластованому окислювачі / О.Ю. Черноусенко, Л.С. Бутовський, О.О. Грановська, О.С. Мороз, С.Л. Панов. *Зб. наук. праць «Вугільна енергетика: шляхи реконструкції та розвитку»*. Київ, 2019. С. 34-37.

Дисертанту належить аналіз роботи пальникових пристроїв.

<https://drive.google.com/file/d/1wOEV91qloIVL4JJYmledpRKseprkc-0W/view>

2. Стендовые испытания модели двузонной высокотемпературной камеры сгорания / Л.С. Бутовский, Е.А. Грановская, О.С. Мороз, А.С. Старченко. *Молодий вчений*, 2021. № 3 (91). С. 115-120.

Дисертанту належить проведення досліджень і обробки дослідних даних.

<http://molodyvcheny.in.ua/ua/archive/90/>

3. Дослідження дифузійно-стабілізаторного спалювання газу при зниженому вмісті кисню в окислювачі / Л.С. Бутовський, О.О. Грановська, О.С. Мороз, О.С. Старченко. *Молодий вчений*, 2021. № 2 (90). С. 113-117.

Дисертанту належить аналіз проблеми і постановка досліджень.

<http://molodyvcheny.in.ua/ua/archive/90/>

4. Патенти – 7 робіт

1. Комбінований струменево - нішевий пальник. Черноусенко О.Ю., Бутовський Л.С., Грановська О.О., Абдулін М.З., Сірий О.А., Мороз О.С.: Пат. на корисну модель 117294 Україна: МПК (2017.01) F23C 1/00, F23C 1/08 (2006.01). № и 2016 13193; заявл. 23.12.2016; опубл. 26.06.2017. Бюл. № 12. 4 с.

Дисертанту належить розробка моделі пальника і проведення досліджень.

2. Стабілізаторно - нішовий газовий пальник. Черноусенко О.Ю., Бутовський Л.С., Грановська О.О., Абдулін М.З., Сірий О.А., Мороз О.С.: Пат. на корисну модель №116906 Україна: МПК F23R 3/18 (2006.01). № и 2016 12876; заявл. 19.12.16; опубл. 12.06.2017. Бюл. № 11. 4 с.

Дисертанту належить ідея пальникового пристрою і розробка зразка.

3. Комбінований стабілізаторно - нішовий газовий пальник. Черноусенко О.Ю., Бутовський Л.С., Грановська О.О., Мороз О.С., Шевченко В.А.: Пат. на

корисну модель № 136553 Україна: МПК (2019.01) F23C 1/00. № у 2019 02022; заявл. 26.02.2019; опубл. 27.08.2019. Бюл. № 16/2019. 4 с.

Дисертанту належить ідея комбінованої подачі палива.

4. Комбінований двонішевий газовий пальник. Черноусенко О.Ю., Бутовський Л.С., Грановська О.О., Мороз О.С., Старченко О.С.: Пат. на корисну модель № 136625 Україна: МПК (2019.01) F23C 1/00, F23C 1/08 (2006.01), F23C 5/00. № у 2019 02546; заявл. 15.03.2019; опубл. 27.08.2019. Бюл. № 16/2019. 6 с.

Дисертанту належить розробка модуля і програма досліджень.

5. Стабілізаторний газовий пальник. Черноусенко О.Ю., Бутовський Л.С., Грановська О.О., Мороз О.С., Старченко О.С.: Пат. на корисну модель № 139454 Україна: МПК F23C 1/08 (2006.01). № у 2019 05637; заявл. 24.05.2019; опубл. 10.01.2020. . Бюл. № 1. 4 с.

Дисертанту належить проведення досліджень і обробки результатів експерименту.

6. Стабілізаторний пальник з кутовою роздачею газу. Черноусенко О.Ю., Бутовський Л.С., Грановська О.О., Мороз О.С., Старченко О.С.: Пат. на корисну модель № 144712 Україна: МПК (2020.01) F23D 14/20 (2006.01), F23C 1/00. № у 2020 01011; заявл. 17.02.2020; опубл. 26.10.2020. Бюл. № 20. 4 с..

Дисертанту належить ідея подачі палива і оформлення роботи.

7. Пилогазовий пальник. Черноусенко О.Ю., Бутовський Л.С., Грановська О.О., Мороз О.С., Старченко О.С.: Пат. на корисну модель № 148074 Україна: МПК (2021.01) F23D 17/00, F23D 14/20 (2006.01). № у 2021 01119; заявл. 09.03.2021; опубл. 30.06.2021. Бюл. № 26. 4 с.

Дисертанту належить аналіз можливості комбінованої роботи пальника.

5. Доповіді на науково-технічних конференціях – 10 доповідей

1. Ковальчук В.А., Мороз О.С., Грановська О.О. Аеродинамічні характеристики стабілізаторно-нішового пальника. *XV Міжнародна науково-практична конференція аспірантів, магістрів і студентів «Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики»*, зб. тез доп. міжнар. наук.-практ. конф., м. Київ, 25-28 квітня 2017 року. Київ, 2017. С. 108.

Дисертанту належить визначення характеристик опору пальника.

<http://aesitf.kpi.ua/wp-content/uploads/2017/04/2017vol1.pdf>

2. Мороз О.С., Черноусенко О.Ю. Проблеми експлуатації високотемпературних елементів енергетичного та промислового обладнання. *XV Міжнародна науково-практична конференція аспірантів, магістрів і студентів «Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики»*, зб. тез доп. міжнар. наук.-практ. конф., м. Київ, 25-28 квітня 2017 року. Київ, 2017. С. 110.

Дисертанту належить аналіз умов роботи високотемпературних елементів.

<http://aesitf.kpi.ua/wp-content/uploads/2017/04/2017vol1.pdf>

3. Грановська О.О., Мороз О.С. Особливості формування поля температур газів в стабілізаторних пальникових пристроях. *XIV-а міжнародна науково-практична конференція аспірантів, магістрантів, студентів "Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики"*, зб. тез доп. міжнар. наук.-практ. конф., м. Київ, 19-21 квітня 2016 року. Київ, 2017. С. 133.

Дисертанту належить розгляд факторів, які впливають на поле температур газів в топковому просторі.

https://tef.kpi.ua/files/pdf/tezi_tom1_1463377521.pdf

4. Мороз О.С., Черноусенко О.Ю. Вплив режимних параметрів на термічний і термонапружений стан циліндричної труби. *XVI-а міжнародна науково-практична конференція аспірантів, магістрантів, студентів "Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики"*, зб. тез доп. міжнар. наук.-практ. конф., м. Київ, 24-27 квітня 2018 року. Київ, 2018. С. 164.

Дисертанту належить аналіз умови роботи при зміні температури газів.

tef.kpi.ua/files/pdf/1tezi_tom1_1524728051.pdf

5. Ковальчук В.А., Мороз О.С., Бутовський Л.С. Масообміні характеристики системи стабілізатор-виїмка. *XVI-а міжнародна науково-практична конференція аспірантів, магістрантів, студентів "Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики"*, зб. тез доп. міжнар. наук.-практ. конф., м. Київ, 24-27 квітня 2018 року. Київ, 2018. С. 153.

Дисертанту належить проведення досліджень і обробка даних.

tef.kpi.ua/files/pdf/1tezi_tom1_1524728051.pdf

6. Експериментальне дослідження стійкості мікродифузійного горіння факелу за стабілізатором / О.Ю. Черноусенко, Л.С. Бутовський, О.О. Грановська, О.С. Мороз, О.С. Старченко. *Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування*, зб. тез доп. міжнар. наук. конф., м. Харків, 25-26 .09. 2020 року. Харків, 2020. С. 25-26. *Дисертанту належить постановка експерименту і участь у обробці даних досліджень.*

<http://web.kpi.kharkov.ua/turbine/wp-content/uploads/sites/100/2022/02/Konferentsiya-tezisy-2020.pdf>

7. Мороз О.С., Бутовський Л.С. Характеристики запалювання факелу в мікродифузійному стабілізаторному пальниковому пристрої. *XVIII Міжнародна науково-практична конференція молодих вчених та студентів «Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики»*, зб. тез доп. міжнар. наук.-практ. конф., м. Київ, 21-25 квітня 2020 року. Київ, 2020. Т. 1. С. 125.

Дисертанту належить підготовка стенду і аналіз результатів досліджень.

https://tef.kpi.ua/files/pdf/tom1-tezy-fin_2079.pdf

8. Мороз О.С., Черноусенко О.Ю. Граничні режими роботи дифузійного стабілізаторного пальника з різнойменною закруткою повітряного потоку. *XVIII Міжнародна науково-практична конференція молодих вчених та студентів «Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики»*, », зб. тез доп. міжнар. наук.-практ. конф., м. Київ, 21-25 квітня 2020 року. Київ, 2020. Т. 1. С. 126.

Дисертанту належить визначення характеристик пальника при закрутці повітря.

https://tef.kpi.ua/files/pdf/tom1-tezy-fin_2079.pdf

9. Мороз О.С., Волинець А.М., Грановська О.О. Дослідження характеристик стабілізаторного пальникового пристрою. *XIX Міжнародна науково-практична конференція молодих вчених та студентів «Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики»*, », зб. тез доп. міжнар. наук.-практ. конф., м. Київ, 20-23 квітня 2021 року. Київ, 2021. Т. 1. С. 201-202.

Дисертанту належить проведення досліджень і обробка дослідних даних.

<http://www.tef.kpi.ua/files/pdf/2021-tom1-tezy.pdf>

10. Мороз О.С., Черноусенко О.Ю. Дослідження обтікання циліндра поблизу плоского екрана. *XX Міжнародна науково-практична конференція молодих вчених та студентів «Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики»*, зб. тез доп. міжнар. наук.-практ. конф., м. Київ, 21-25 квітня 2023 року. Київ, 2023. Т. 1. С. 101.

Дисертанту належить постановка і проведення експерименту

https://iate.kpi.ua/uploads/p_21_89484232.pdf

ABSTRACT

Moroz O. Reduction of thermal stresses and increasing of the service life of power equipment elements by using stabilizer burners

Thesis for the degree of Doctor of Philosophy in the specialty 144 Heat power engineering. – National Technical University of Ukraine «Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute». Kyiv, 2023.

The scientific and technical task that is being developed in the work is related with the investigation of the influence of the high-temperature field of the combustion products in the furnace space, which changes in the space and hours, on the characteristics of the strength, stress-strain condition and low-cycle power equipment fatigue characteristics, as well as the improvement of the efficiency and reliability of high-temperature elements of the power equipment by applying of new facilities and designs of combustion devices, which allow to use alternative gas fuels.

The work shows the relevance of the topic, which is related to the fact that a significant number of energy and industrial objects - boilers, furnaces, heaters, dryers, gas turbine units, etc., used in the energy and industry of Ukraine, are characterized by significant moral and physical wear and tear and requires improvement of work efficiency. In the economic conditions of our country, modernization of installations is the most realistic way of increasing their efficiency at minimal costs. According to calculations, the amount of investments that make it possible to continue operation is 3-5 times less than the commissioning of new capacities. The most effective scheme for organizing the fuel process in the furnace must meet certain conditions of equipment operation.

An overview of the workability of metals at high temperatures, reliability of work, characteristics of metal strength at high temperatures and work in non-stationary temperature conditions, including in conditions of temperature unevenness, were analyzed. The main sources of temperature unevenness in power equipment are considered.

Based on the review of materials regarding the operating conditions of high-temperature elements of power and industrial equipment, conclusions were drawn and tasks were developed to conduct relevant research in order to analyze the condition of the equipment and measures to increase its reliability and efficiency.

Currently, the existing methods, which are related to the determination of thermal stresses in high-temperature elements of power equipment, require long-term tests. Taking into account the achievements of modern computer technologies, it became possible to perform relevant research in a much shorter time, with lower costs and with the use of a minimum amount of research data.

Taking into account the determining role of burner devices on the characteristics of the temperature field of gases in the furnace space, one of the priority areas of the work is the development of burner devices that allow influencing the formation of gas temperatures in order to reduce the unevenness of the temperature field and, thus, reduce the thermal stress of high-temperature elements. A promising direction is the use of burner devices of the stabilizer type.

To expand the scope of use of alternative gas fuels in energy, one of the areas of work is the development of stabilizer burners for burning alternative gas fuels in order to reduce the consumption of precious imported natural gas.

Experimental studies were performed using the equipment of the TAE department and measuring equipment.

Factors affecting the thermally stressed state of high-temperature equipment are considered, and a methodology for calculating the residual resource of high-temperature elements is proposed. To study the thermal state of the boiler pipelines, a 3D spatial analogue of the furnace space was constructed. The modeling and analysis performed helped to prevent expensive and time-consuming experiments. A hydrogas-dynamic calculation was performed sequentially and a turbulence model was selected.

Calculations were performed using the ANSYS Fluent software package. Before starting the calculations in ANSYS Fluent, the adopted turbulence model was defined. For this purpose, several models of turbulent flows were analyzed before conducting hydrodynamic calculations. The k- ϵ Realizable model was used in this work. An immediate advantage of the implemented k- ϵ model is that it provides improved predictions for the propagation speed of both flat and circular jets. Boundary conditions were determined during thermal calculations. The gas-dynamic and thermal structure of the flow in stabilizer burner devices was analyzed, and calculation studies of the thermal state of the nozzle were performed. At the next stage, calculation studies of the stress-strain state of the pipeline were carried out.

Evaluation of low-cycle fatigue and static damage was performed taking into account the non-stationary stress-strain state. The obtained temperatures were used to calculate the number of cycles to failure. The temperature of the metal is calculated on the basis of the maximum stress over a set period of time at the corresponding points.

Using the developed methodology, on the basis of measured or calculated temperatures, it is possible to approximately calculate the thermal stress state of power equipment and the period of operation before destruction.

The created computer model made it possible to flexibly change and obtain the appropriate temperature field in front of the nozzle.

The results of the conducted research can be used in the implementation of the developed recommendations in the large and small Ukrainian energy, industrial and gas transport systems, as well as in other fields of science and technology.

The features of operation and changes in gas flow parameters during microdiffusion gas combustion in the stabilizer system are considered. During the analysis of changes in parameters of the work process - flow rate, concentration, completeness of combustion, temperature of gases, tests of stabilizer systems were carried out,

The question of the formation of the isothermal flow velocity field in the stabilizer system, as well as the change in the flow rate, the coefficient of excess air and the completeness of combustion in the stabilizer system during combustion, is considered. At the next stage, attention was paid to determining the regularity of the formation of the temperature field

of combustion products in the stabilizer burner device in the cross section of the stabilizer burner and along the stabilizer, as well as the combined effect on the change in the gas temperature field in the furnace.

It is shown that the length of the fire space, on which the velocity field, temperature field, and components of the combustion reaction in the cross section are equalized, depends on the shading coefficient and the excess air coefficient.

It was established that the nature of gas temperature formation and the intensity of fuel burning depend on the relative pitch of the gas holes along the height of the stabilizer. When $tg/dg < 7.0$, the intensity of the mass transfer processes in the jets decreases and the intensity of the fuel combustion process decreases with possible underburning at the end of the combustion space.

In order to expand the use of alternative gases in energy and industry, microflare stabilizer burners for burning ballasted gas fuels were developed and researched.

Alternative types of fuels, as a rule, consist of a mixture of highly reactive gas such as methane, and ballast impurities - air, carbon dioxide, nitrogen, bio-additives, etc., which, as a rule, worsen the combustion characteristics of fuel gas, and this happens to a greater extent, the higher ballast admixture content in fuel. This creates certain difficulties in the practical use of ballasted gases as fuel, to which are added two more circumstances: gases of different types and different fields have different ballast content; in many cases, the composition of gases can change over time; the gas-ballast mixture may exceed the concentration limits of combustion. This makes it impossible to burn gas-ballast mixtures using traditional technologies and burner devices. It is shown that a promising method of solving the problem of burning low-calorie alternative fuels, the composition of which exceeds the concentration limits of combustion, is the use of combined fuel supply, in which high-temperature stabilizing torches ignite low-calorie fuel.

The method and constructions of stabilizer burner devices have been developed, which ensure an increase in the stability of the burning of ballasted fuel at a concentration of impurities from 0% to 100% (absence of fuel - supply of ballast). For this, a combined fuel supply is adopted, in which jets of low-reactivity fuel pass through high-temperature torches and a constant process of burning of both fuels occurs, regardless of the

concentration of impurities from the ballasted fuel. The power of the burner is maintained due to the increase in fuel consumption, which is fed to the stabilizing torch. The stability and length of the total flame is determined by the characteristics of the ignition flame

Three variants of stabilizer burner modules with different supply schemes of alternative and stabilizing fuels have been developed. A two-niche burner device has been developed and studied, in which, practically without changing the design, it is possible to adjust the characteristics of the stability and length of the torch depending on the operating conditions of the energy facility.

The scientific novelty of the obtained results is that.

- for the first time, the calculated estimate of the service life of high-temperature elements in stationary and variable modes was obtained, according to the developed program for determining the thermal and thermal-stressed state of high-temperature elements of power equipment in the ANSYS;
- experimental data were supplemented and the possibility of adjusting the characteristics of the gas flow in the furnace space by changing the structural parameters of the stabilizer burners was shown;
- the technology of burning ballasted low-reaction gas fuels in stabilizer burners was proposed for the first time;
- models of stabilizer burners for burning alternative low-reactivity gas fuels were developed and researched for the first time;
- received experimental data and obtained generalized dependencies regarding the characteristics of the working process of burning gases of different composition, which can significantly change during operation.

Scientific novelty of the obtained results:

- with the help of the Ansys Fluent software package for the first time the program for the definition of thermal and thermo-stressed conditions and for the estimation of the term of operation of high-temperature elements of the energy equipment when working in stationary and changing modes was developed;

- the possibility of influencing on the characteristics of the gas flow in the furnace space by using stabilizer burner devices with a variable supply system of gas fuel and oxidizer is shown;

- for the first time the design of the module of burner devices of the stabilizer type with the possibility of using alternative types of gas fuels was developed.

Practical significance and implementation of research results:

The proposed method of calculating of the thermal stress state allows determining the service life of power equipment elements under the conditions of high-temperature gas flow in variable modes;

- the proposed method of regulating of the temperature field of the gas flow by changing the gas supply system and oxidizer in stabilizer burner devices makes it possible to reduce the thermal stress of high-temperature elements and increase their service life;

- The introduction of the developed and researched sample of the stabilizer burner device will allow the effective use of alternative types of gas fuels.

Key words: damage, model, repair, service life, boundary conditions, gasification, boiler, burner, jet, gas fuel, thermal stress, biomass/

ЗМІСТ

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, ІНДЕКСІВ.....	24
ВСТУП.....	25
РОЗДІЛ 1. РОБОТА ЕНЕРГЕТИЧНОГО І ПРОМИСЛОВОГО ОБЛАДНАННЯ В УМОВАХ ДІЇ ВИСОКИХ ТЕМПЕРАТУР ГАЗІВ І РОБОЧОГО ТІЛА.....	
	31
1.1 Сучасний стан енергетичного обладнання України.....	31
1.2 Роботоспроможність металу при високих температурах.....	33
1.2.1 Надійність металу при високих температурах.....	33
1.2.2 Розрахунки міцності металу при високих температурах.....	36
1.3. Робота металу в нестаціонарних температурних умовах.....	38
1.4 Дефекти і відмови в роботі поверхонь нагріву	39.
1.5 Температурна нерівномірність	40
1.5.1 Джерела температурної нерівномірності в енергетичному обладнанні.....	40
1.5.2 Напруги від температурної нерівномірності по колу труби.....	45
1.5.3 Пульсації температури газів	47
1.6 Продовження терміну експлуатації металу обладнання понад розрахунковий термін служби	49
1.7 Висновки з аналізу матеріалів і обґрунтування напрямків досліджень.....	51
РОЗДІЛ 2 ХАРАКТЕРИСТИКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ОБЛАДНАННЯ, ВИМІРЮВАЛЬНОЇ АПАРАТУРИ І МЕТОДИКИ ОБРОБКИ ДОСЛІДНИХ ДАНИХ.....	
	54
2.1. Характеристика експериментального обладнання.....	54
2.2. Методика проведення випробувань, обробка експериментальних даних.....	56.
2.3 Оцінка похибок вимірювання основних параметрів.....	59
2.3.1 Оцінка похибки при визначенні динамічного напору.....	59

2.3.2 Похибка визначення витрати газового палива.....	60
2.3.3 Похибка визначення витрати повітря.....	62
2.3.4 Похибка вимірювання температури газів.....	62
РОЗДІЛ 3 ТЕРМОНАПРУЖЕНИЙ СТАН ТА РОЗРАХУНОК	
ЗАЛИШКОВОГО РЕСУРСУ ЕЛЕМЕНТІВ ЕНЕРГЕТИЧНОГО	
ОБЛАДНАННЯ З ВИСОКОЮ ТЕМПЕРАТУРОЮ.....	
3.1. Методика експериментального дослідження.....	64
3.2 Розробка комп'ютерної моделі	65
3.3 Гідрогазодинамічний розрахунок, модель турбулентності.....	68
3.4 Визначення граничних умов при теплових розрахунках.....	70
3.5. Газодинамічна та теплова структура потоку в	
стабілізаторних пальникових пристроях	71
3.6 Розрахункові дослідження теплового стану патрубку.....	73
3.7 Розрахункові дослідження напружено-деформованого	
стану трубопроводу	74
3.8 Розрахунки пошкоджуваності та залишкового	
ресурсу трубопроводу	81
3.9 Висновки до розділу 3.....	88
РОЗДІЛ 4 ОСОБЛИВОСТІ ЗМІНИ ПАРАМЕТРІВ ГАЗОВОГО	
ПОТОКУ ПРИ МІКРОДИFUЗІЙНОМУ СПАЛЮВАННІ ГАЗУ	
В СИСТЕМІ СТАБІЛІЗАТОРІВ	
4.1 Особливості робочого процесу стабілізаторних пальників	89
4.2. Формування параметрів потоку в поперечному	
перерізі стабілізатора.....	92
4.2.1. Формування поля швидкості ізотермічного потоку в	
системі стабілізаторів.....	92
4.2.2. Зміна швидкості потоку, коефіцієнту надлишку повітря	
і повноти згоряння в системі стабілізаторів при горінні.....	96
4.3. Закономірності формування поля температур продуктів	
згоряння в стабілізаторному пальниковому пристрої.....	97

4.3.1 Формування поля температури продуктів згоряння в поперечному перерізі стабілізаторного пальника	97
4.3.2 Закономірності формування температури продуктів згоряння вздовж стабілізатора.....	103
4.3.3 Комбінований вплив на зміну поля температур газів в топці.....	107
4.4 Висновки до розділу 4.....	114
РОЗДІЛ 5 РОЗРОБКА І ДОСЛІДЖЕННЯ МІКРОФАКЕЛЬНИХ СТАБІЛІЗАТОРНИХ ПАЛЬНИКІВ ДЛЯ СПАЛЮВАННЯ ЗАБАЛАСТОВАНИХ ГАЗОВИХ ПАЛИВ.....	
5.1 Особливості пальників для спалювання газових палив з перемінним складом.....	115
5.2 Дослідження характеристик двозонних стабілізаторних пальників при спалюванні газового палива змінного складу.....	119
5.2.1 Конструкція і характеристики пальника з подачею альтернативного газового палива змінного складу в обтічний потік повітря (II схема), а стабілізуючого палива – в зону рециркуляції.....	119
5.2.1.1 Характеристики пальника з подачею альтернативного палива змінного складу в обтічний потік повітря (II схема).....	119
5.2.1.2 Робота пальника за комбінованою схемою – подача альтернативного палива - за II схемою, а запалюючого - за I схемою в зону рециркуляції.....	129
5.2.2 Характеристики пальника з подачею низькореакційного і стабілізуючого високореакційного газу - в обтічний повітряний потік ...	133
5.2.3 Характеристики робочого процесу модульного двонішевого стабілізатора	136
5.2.3.1 Конструкція модульного двонішевого пальникового пристрою.....	136
5.2.3.2 Експериментальні дослідження характеристик двонішевого комбінованого пальника.....	139
5.3 Висновки до розділу 5.....	150

ВИСНОВКИ.....	153
ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ.....	155
ДОДАТОК А Довідка про використання результатів науково-дослідної роботи на Курахівській ТЕС.....	171
ДОДАТОК Б. Довідка про використання результатів науково-дослідної роботи на Харківській ТЕЦ-5.....	172

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, ІНДЕКСІВ

Умовні позначення

B – характерний поперечний розмір;
 C_x – коефіцієнт опору;
 d – діаметр;
 f – площа одного елемента;
 Σf – сумарна площа елементів;
 G – масова витрата;
 l – лінійний розмір;
 K_f – коефіцієнт затінення каналу пальниковим пристроєм;
 L – ваговий стехіометричний коефіцієнт, поздовжній розмір;
 p – тиск;
 q_3 – величина хімічного недопалу;
 t – крок, температура;
 T – абсолютна температура;
 W – швидкість;
 W' – пульсаційна складова швидкості;
 α – коефіцієнт надлишку повітря;
 η_z – коефіцієнт повноти згоряння;
 ρ – густина;

Індекси

п – повітря;
 відр – відрив;
 рец – рециркуляція;
 зр – зрив;
 гст – стабілізатор;
 гстех – стехіометричний;
 ф – факел;

ВСТУП

Актуальність теми.

Суттєва кількість енергетичних та промислових об'єктів – котлів, печей, підігрівачів, сушил, газотурбінних установок тощо, які використовуються в енергетиці та промисловості України, характеризується значною моральною та фізичною зношеністю, необхідністю ремонту, виникненням пошкоджень і вимагає покращення ефективності роботи. В першу чергу необхідне підвищення економічності, рівня екологічної безпеки та надійності обладнання. Оскільки в даний час немає можливості замінювати зношене обладнання на нове, є необхідним проведення аналізу стану найбільш навантажених вузлів, розрахунок можливості і умов їхньої подальшої експлуатації, а також розробка пропозицій щодо продовження їх роботи. Найбільша кількість аварійних зупинок енергетичного і промислового обладнання припадає на долю високотемпературних вузлів [1].

Серед основних негативних факторів в теплоенергетичних установках, особливо на перемінних режимах, можна визначити перевищення температури газів понад розрахункову, а також локальну нерівномірність температури, яка може досягати (400 - 500) °С. Слід взяти до уваги нестабільність та пульсації факелу до (300 - 350)°С в одному і тому ж місці [2] в різний час. Для визначення впливу рівня температури газів та їх локальної нерівномірності на тепловий та напружено-деформований стан відповідних елементів обладнання є необхідним проведення досліджень з використанням сучасних експериментальних та комп'ютерних методів.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами.

Основні результати роботи отримані при проведенні наукових-досліджень, що виконувались на кафедрі ТАЕ у пріоритетному напрямку «Енергетика та енергоефективність» у відповідності з планами Міністерства освіти і науки України по темах: д/б тема 2803-п (№ д.р. 0115U000340) – «Розробка засобів із продовження експлуатації високотемпературних елементів енергетичного та

промислового обладнання»; д/б 2924-п (№ д.р. 0116U003741) «Підвищення ефективності та екологічності роботи енергетичного устаткування при різних видах палива та умовах управління навантаженням»; госпдоговір № 246 з ТОВ «НМУ «Електропівденмонтаж»; госпдоговір № 2764; госпдоговір №11/07.

Метою роботи є розрахунок термонапруженого стану та залишкового ресурсу теплосприймаючих поверхонь енергетичного обладнання на основі розрахунково-експериментальних досліджень впливу рівня та градієнта температур газів; дослідження стабілізаторних пальників, що дають можливість впливати на поле температур газів, а також розробка пальників з використанням низько реакційних газових палив зимінного складу.

Для досягнення поставленої мети було сформульовано наступні задачі:

- розробити програму оцінки термічного та термонапруженого стану високотемпературних елементів енергетичного обладнання в умовах локальних нерівномірностей температур;
- отримати можливість розрахунки достовірної оцінки залишкового ресурсу;
- провести комплекс експериментальних та розрахункових досліджень стабілізаторних пальників з метою розробки засобів впливу на формування температурного поля газів в топковому просторі;
- розробити пальникові пристрої стабілізаторного типу із сталим високоефективним горінням палива при зміні складу альтернативних горючих газів в широкому діапазоні.

Об'єкт дослідження – тепловий та напружено-деформований стан елементів енергетичного обладнання в умовах дії нерівномірного і змінного профілю температури газів.

Предмет дослідження – визначення впливу змінної температури газів на термонапружений стан і залишковий ресурс високотемпературного енергетичного обладнання і запропонування рекомендацій щодо збільшення терміну його служби шляхом використання стабілізаторних пальників,

Методи дослідження. Теоретичні дослідження з застосуванням сучасних методів математичного моделювання, які базуються на моделі турбулентності k-ε,

закону Фур'є, чисельних методів (проектно-сіткових) розв'язання відповідних задач, а також експериментальні дослідження.

Експериментальне дослідження характеристик горіння при спалюванні альтернативних газів різного складу в стабілізаторних пальниках на дослідних стендах кафедри ТАЕ і на натурних об'єктах за існуючими методиками з використанням відповідних приладів та стендового обладнання.

Застосовувались методи математичної обробки результатів чисельного та натурального експериментів. Вірогідність отриманих наукових положень підтверджена сучасними уявленнями про гідродинаміку потоку і процеси горіння і тим, що отримані результати не суперечать положенням відомих даних. Наукові положення, висновки й рекомендації, запропоновані у дисертаційній роботі підтверджені експериментальними дослідженнями і узагальненням отриманих даних.

Наукова новизна отриманих результатів:

- вперше за допомогою комплексу ANSYS Fluent розроблена програма визначення термічного і термо-напруженого стану високотемпературних елементів енергетичного обладнання;
- розроблена програма розрахункової оцінки терміну експлуатації високотемпературних елементів в стаціонарних і змінних режимах;
- доповнені експериментальні дані і уточнені залежності щодо вирівнювання характеристик газового потоку в топковому просторі при використанні стабілізаторних пальників;
- показана можливість регулювання поля температур газів в топковому просторі зміною конструктивних параметрів стабілізаторних пальників;
- вперше запропонована технологія спалювання забаластованих низько реакційних газових палив в стабілізаторних пальниках;
- вперше розроблено і досліджено моделі стабілізаторних пальників для спалювання альтернативних низько реакційних газових палив;
- отримані експериментальні дані та одержані узагальнюючі залежності стосовно

характеристик робочого процесу горіння газів різного складу, який може суттєво змінюватись під час роботи.

Практична значимість і впровадження результатів дослідження:

- запропонована програма розрахунку термонапруженого стану дозволяє визначити термін експлуатації елементів енергетичного обладнання в умовах дії високотемпературного газового потоку на змінних режимах;
- запропонований метод регулювання температурного поля газового потоку шляхом зміни конструкції стабілізаторного пальника дає можливість зменшити термічне напруження високотемпературних елементів і збільшити термін їх експлуатації.
- впровадження розроблених і досліджених моделей стабілізаторних пальникових пристроїв дозволить ефективно використовувати альтернативні види газових палив.

Результати роботи були впроваджені:

- Згідно з договором № 246 від 11.04.2016 р. з ТОВ «НМУ Електропівденмонтаж» субпідрядною організацією Корпорація «Науковий парк «Київська політехніка»» (виконавці – Черноусенко О.Ю., Пешко В.А., Бутовський Л.С., Мороз О.С.) виконана НДР на тему «Розрахункова оцінка продовження терміну експлуатації ротора ВТ парової турбіни Т-100/120-130 ст. № 1 ПАТ «ХАРКІВСЬКА ТЕЦ-5».
- Згідно з договором № 2762-ВЭ-КуТЭС від 13.03.2017 р. з ТОВ «ДТЕК СХІДЕНЕРГО» субпідрядною організацією Корпорація «Науковий парк «Київська політехніка»» (виконавці – Черноусенко О.Ю., Риндюк Д.В., Пешко В.А., Бутовський Л.С., Мороз О.С.) виконана НДР на тему «Визначення розрахункового ресурсу і оцінка живучості роторів та корпусних деталей турбіни блока № 5 ДТЕК КУРАХІВСЬКА ТЕС».
- Результати роботи використовуються в діяльності Науково-технічного центру «Флогістон».
- Матеріали роботи мають впровадження при курсовому і дипломному проектуванню студентів спеціальності 14 Електрична інженерія за спеціальністю

144 Теплоенергетика.

Особистий внесок здобувача.

Основні ідеї й положення дисертаційної роботи розроблено автором самостійно. Особистий внесок закладається в постановці задачі досліджень, розробки та реалізації методів фізичного моделювання основних стадій робочого процесу, в тому числі з використанням програмного комплексу Ansys Fluent, аналізі та узагальненні отриманих експериментальних даних та в удосконаленні методики проектування пальникових пристроїв.

Автор приймав безпосередню участь у проведенні стендових і натурних 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 виконані при безпосередній участі автора роботи.

Апробація результатів дисертації:

Матеріали дисертаційної роботи та її основні положення доповідались і обговорювались на 11 науково-практичних конференціях:

- XIV-XX Міжнародні науково-практичні конференції молодих учених і студентів „Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики” (м. Київ, 2016 - 2023 рр.) (10 доповідей); XVI Міжнародна науково-технічна конференція ІПМаш НАН У «Удосконалення енергоустановок методами математичного і фізичного моделювання» (м. Харків, Україна, 2017 р.); науково-технічна конференція «Енергетичгі та теплотехнічні процеси й устаткування», 25-26 листопада 2020 р. – Харків: НТУ «ХПІ».

Публікації. Основні матеріали дисертаційної роботи опубліковано в 13 наукових роботах, серед них: 10 статей у наукових фахових виданнях, що включені до міжнародних наукометричних баз даних (2 – Scopus, категорія А, 8 – Scopus, категорія Б), 3 статті у фахових виданнях, 10 опублікованих тез

доповідей та матеріалів міжнародних конференцій, отримано 7 патентів України на корисну модель, видано 4 навчальних посібника. Фіналіст Конкурсу стартапів Фестивалю інноваційних проектів «Sikorsky Challenge 2017».

Структура і об'єм роботи. Дисертаційна робота складається зі вступу, п'яти розділів, загальних висновків, списку використаних джерел. Роботу викладено на 172 стор., вона містить 92 рисунки, 2 таблиці, список використаних джерел із 155 найменувань на 16 стор. та 2 додатків на 2 стор.

РОЗДІЛ 1

РОБОТА ЕНЕРГЕТИЧНОГО І ПРОМИСЛОВОГО ОБЛАДНАННЯ В УМОВАХ ДІЇ ВИСОКИХ ТЕМПЕРАТУР ГАЗІВ І РОБОЧОГО ТІЛА

1.1. Сучасний стан енергетичного обладнання України

Україна являється сучасною високо розвиненою країною з потужним промисловим потенціалом – металургією, машинобудуванням, хімією, обробною промисловістю тощо.

Однією з провідних галузей господарства України є енергетика, яка по суті забезпечує життєдіяльність всього промислового комплексу країни. Основу енергетичної галузі країни складають теплові та атомні електростанції.

Станом на 2015 рік згідно з [3] в структурі виробництва електроенергії доля генерації по типу електростанцій виглядає наступним чином: АЕС – 55,7 %, ТЕС – 31,5 %, ТЕЦ – 3,6 %, ГЕС та АЕС – 4,3 %, комунальні ТЕЦ та блок-станції – 3,9 %, нетрадиційні джерела енергії – 0,9 %. Ці пропорції дещо змінюються з роками, але основні співвідношення практично залишаються однаковими.

У відповідності з енергетичною стратегією України до 2030 року передбачається збільшення виробництва електричної енергії на ТЕС [4].

Для України, як для економічно розвинутої держави характерним є добова та річна нерівномірність споживання електричної та теплової енергії [5].

В Україні основною структурою генеруючих електричних потужностей є базові АЕС та великі ТЕС. Тому характерним є гострий дефіцит маневрових потужностей і для виконання перемінних навантажень використовуються блоки, що спроектовані для роботи у базових режимах.

Найбільш поширені енергоблоки України потужністю 200-300 МВт було введено в дію в 60-70-х роках ХХ століття, всі вони практично відпрацювали свій парковий ресурс (150-220 тис. годин), а також нормативну кількість у 400-800 пусків [6-9].

Для забезпечення стабільної роботи електростанцій базові енергоблоки повинні становити 50-55 %, напівпікові – 30-35 %, а пікові – 15 % [7]. В якості напівпікових використовуються блоки потужністю 100-150 МВт. Але вони можуть забезпечити лише 18 % пікових навантажень. Тому у напівпікових режимах використовують блоки 200-300 МВт. Третину зменшення навантаження повинні покривати ГЕС, а останок – 9–16 вугільних ТЕС, які зупиняються на ніч на 4-6 годин [6-12].

В багатьох розвинених країнах для покриття пікових навантажень використовуються газотурбінні (ГТУ) та парогазові (ПГУ) установки, однією з основних переваг яких є можливість за рахунок швидкого пуску та зупинки знімати піки навантажень [13]. В Україні ГТУ та ПГУ в якості стаціонарних енерго установок практично не використовуються.

Крім енергетичних котлів, які експлуатуються на електростанціях, в Україні є також значна кількість котлів і печей різного призначення. Значний потенціал складають котельні установки комунальної енергетики типу НІСТУ-5, КВГМ, ПТВМ, парк яких нараховує більш ніж 1000 одиниць, а також плавильні і нагрівальні печі, повітряні підігрівачі та ін. [14-16]. В тепловому балансі деяких установок при роботі на підготовчих режимах, наприклад, при розігріванні топки, витрачається 24 - 45 % від загальної витрати тепла [17].

В економічних умовах нашої країни модернізація установок є найбільш реальним шляхом підвищення їх ефективності при мінімальних затратах. За розрахунками, сума вкладень, що дають можливість продовження експлуатації, в 3–5 разів менше, чим введення в дію нових потужностей [18].

Певним умовам експлуатації обладнання повинна відповідати найбільш ефективна схема організації паливного процесу в топці.

Виходячи з досвіду експлуатації теплових установок можна сказати, що однією з причин їх недостатньо ефективної роботи є наявність істотної невідповідності між реальним і розрахунковим розподілом теплових потоків в топковому просторі. Таке явище викликає термічні перекоси в

елементах устаткування, напружено-деформований стан і, з рештою, до їх аварії.

Невідповідність оптимальному значенню співвідношення «паливо-повітря» в окремих пальниках і в топковій камері в цілому викликає надмірну як хімічну, так і механічну неповноту згоряння палива, а також викиди оксидів азоту більше, ніж допускається Європейськими нормами [19, 20].

Таким чином, нагальною є необхідність проведення досліджень з оцінки стану найбільш термонапружених елементів обладнання, визначення їх залишкового ресурсу, видача заключення щодо зняття їх з експлуатації або розробка рекомендацій по продовженню терміну експлуатації цих елементів [21].

У сучасній літературі недостатньо матеріалів щодо комплексного підходу з використанням комп'ютерного моделювання стосовно вирішення проблеми впливу газодинаміки, теплообміну та горіння на термонапружений стан високотемпературних елементів.

1.2 Роботоспроможність металу при високих температурах

1.2.1 Надійність металу при високих температурах

Генерація тепла в енергетичних та промислових нагрівальних агрегатах, зокрема парових котлах, складається із складних процесів. Горіння палива, підігрів і перетворення води в пару супроводжується підвищенням температури поверхонь металу до небезпечних з точки зору жаростійкості температур, корозією високотемпературних поверхонь, напружено-деформований стан тощо [22]. Усі ці явища відбуваються майже одночасно і фактично визначають основні характеристики котлів: економічність, надійність, вихід токсичних компонентів, зручність в обслуговуванні тощо.

Надійність роботи обладнання в значній мірі залежить від властивостей сталей, технології виготовлення, і дотримання умов експлуатації.

На рис. 1.1 наведено дані щодо середньої температури різних металів для межі тривалої міцності на ресурс 10^5 год [23].

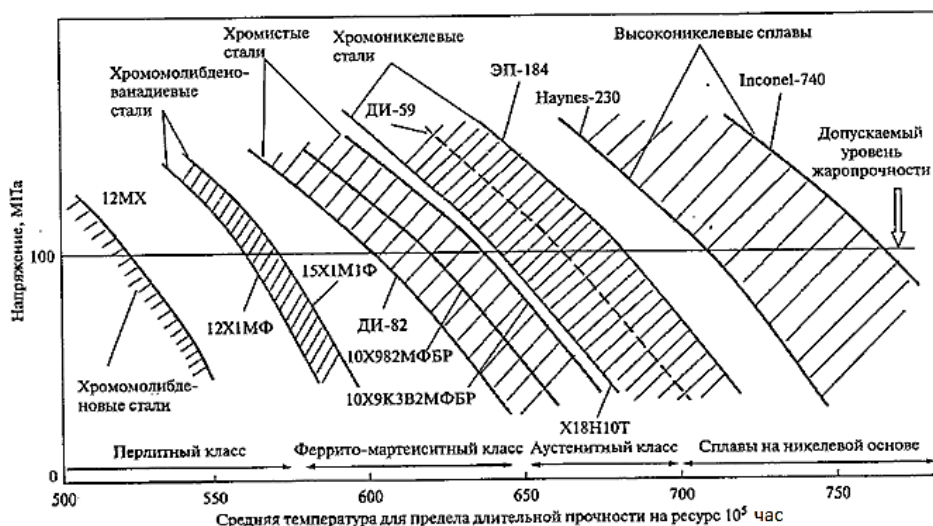


Рис. 1.1. Діаграма температурних границь використання металів.

З приведених даних видно, що з підвищенням температури зменшується допустима величина межі тривалої міцності.

В зв'язку з тим, що енергетичне обладнання розраховане на експлуатацію до 200 і більше тисяч годин (30 – 40 років), одним з важливих параметрів вважають межу тривалої міцності – напруження, яке приводить метал при даній температурі через визначений термін часу до руйнування.

Між часом до руйнування при постійній температурі τ_p і напруженням σ існує залежність [24]

$$\tau_p = B \sigma^{-m} \quad (1.1)$$

де B і m – постійні для даного металу і даної температури.

Результати випробувань на тривалу міцність часто обробляють в параметричних координатах Ларсона – Міллера. Межа тривалої міцності є функцією параметра

$$\sigma_{д.п} = f \{ T(C + \lg \tau_p) \} \quad (1.2)$$

де T – абсолютна температура, К; C – константа, яка залежить від матеріалу; τ_p – час до руйнування. Для хромістих нержавіючих сталей феритного і феритно-мартенситного класів $C = 24 - 25$. На рис. 1.2 показана обробка результатів випробувань на тривалу міцність за методом Ларсона – Міллера.

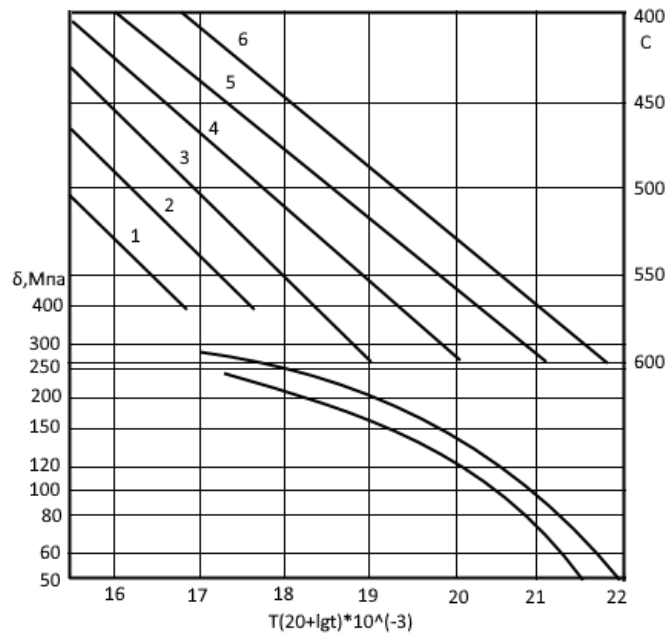


Рис. 1.2. Варіант обробки результатів випробувань на тривалу міцність сталі 12Х1МФ, який дозволяє екстраполювати величину межі тривалої міцності за допомогою параметричної залежності Ларсена - Міллера:

1 - 1 год.; 2 - 10 год.; 3 - 100 год.; 4 - 1000 год.; 5 - 10000 год.; 6 - 100000 год.

Верхній графік використовується для розрахунку часу до руйнування. Потім по відомому параметру і кривій тривалої міцності (нижній графік на рис. 1.2) визначають напруження при даному параметрі.

Вплив зміни температурного режиму газів на строк експлуатації обладнання можна розрахувати таким чином.

У випадку експлуатації металу при температурі, яка відрізняється від паспортної, або при її зміні слід оцінювати еквівалентну температуру експлуатації, яку можна розрахувати за формулою Ларсена - Міллера у такому вигляді [25]:

$$T_1(C + \lg \tau_1) = T_2(C + \lg \tau_2), \quad (1.3)$$

де T_1, T_2 - температури експлуатації, К; τ_1, τ_2 - термін експлуатації при цих температурах, год.; C - коефіцієнт, який дорівнює 20 для сталей 12Х1МФ і 15Х1М1Ф. Еквівалентний час експлуатації розраховується як

$$\lg \tau_2 = T_1/T_2 \cdot (C + \lg \tau_1) - C \quad (1.4)$$

Розрахунки показують, що якщо, наприклад, при температурі пари $t_1 = 540\text{ }^{\circ}\text{C}$ ($T_1 = 813\text{ K}$) розрахунковий строк служби обладнання складає $\tau_1 = 5 \cdot 10^5$ год, то при підвищенні температури на $5\text{ }^{\circ}\text{C}$: $t_2 = t_1 + 5\text{ }^{\circ}\text{C} = 545\text{ }^{\circ}\text{C}$ ($T_2 = 818\text{ K}$) розрахунковий строк служби τ_2 буде дорівнювати $\tau_2 = 3,31 \cdot 10^5$ год., тобто зменшуватись на 34%.

Для визначення залежності часу до руйнування від напруження і температури пропонується також використовувати рівняння, яке запропоноване І.І. Труніним [24]

$$\tau_p = AT^2 \sigma^{-m} \exp[(b - c\sigma)/T] \quad (1.5)$$

де A , m , b , c – константи, які залежать від матеріалу; T – абсолютна температура; σ – напруження, МПа.

Вважається, що підвищення допустимого рівня на $10\text{-}15\text{ }^{\circ}\text{C}$ для хромомолібденованадієвих сталей і на $5\text{-}10\text{ }^{\circ}\text{C}$ для високохромистої сталі EI756 різко підвищує ступінь пошкоджуваності поверхонь нагріву [26].

Роботами НВО ЦКТІ уточнена схема розрахунку найбільш напружених елементів котлів і трубопроводів. Зазначені розробки знайшли своє відображення в нормах розрахунку на міцність елементів котлів і трубопроводів з розрахунковим терміном до 200 000 год [27], а також в інших нормативно-технічних документах [28].

Від впливу топкових газів особливо страждають зовнішні поверхні труб пароперегрівачів, від впливу перегрітої пари – внутрішні поверхні цих труб, колекторів перегрітої пари і магістральних паропроводів [27].

1.2.2 Характеристики міцності металу при високих температурах

В основу розрахунків покладено принцип оцінки міцності за граничним навантаженням при розрахунковому тиску робочого тіла, що дозволяє більш повно і точно враховувати умови роботи металу. Розрахунковим є тиск на виході з агрегату, збільшений на гідравлічні втрати при номінальному навантаженні тракту від вихідного колектора пароперегрівача до місця даного елемента..

Розрахункова температура залежить від умов обігріву та охолодження робочої поверхні [26].

Для елементів, що обігріваються газами, розрахункову температуру обчислюють за формулами, які враховують характер теплового впливу на поверхню нагріву. При цьому повинні бути розглянуті різні ділянки, що мають як найвищу температуру пари, так і найбільше теплове навантаження. Враховується також, що деякі труби або група труб з однаковою поверхнею працюють з тепловою розвіркою, тобто з середовищем, що має температуру, яка перевищує середню розрахункову температуру. Це перевищення визначається при розрахунках агрегату або встановлюється в результаті випробувань.

Наприклад, у випадку рівномірного теплового поля газів температура стінки на її внутрішній стороні труби $t_{ст}^{BH}$ залежить від температури робочого середовища $t_{p.c}$, інтенсивності обігріву q (на внутрішній поверхні q_{BH}), коефіцієнту тепловіддачі від внутрішньої стінки до робочого середовища α_2 і визначається за формулою (1.6)

$$t_{ст}^{BH} = t_{p.c} + q_{BH}/\alpha_2 \quad (1.6)$$

В основу розрахунку довготривалої міцності труб приймається середня по товщині температура металу стінки

$$t_{ст} = t_{p.c} + q[1/\alpha_2 + \delta_{ст}/(1 + \beta)/\lambda_{ст}] \quad (1.7)$$

Температура зовнішньої поверхні стінки труби вище середньої. З урахуванням термічного опору стінки для труби, що рівномірно нагрівається по всьому периметру, вона визначається за формулою

$$t_{ст}^H = t_{p.c} + q[1/\alpha_2 + 2\delta_{ст}/(1 + \beta)/\lambda_{ст}] \quad (1.8)$$

Крім відомих величин, тут $\beta = d_H/d_{BH}$ – відношення зовнішнього діаметра до внутрішнього.

Для кожного конкретного випадку формулу рекомендується спрощувати і розрахункова температура визначати відповідно до рекомендацій [28, 29].

Номінальна напруга, що допускається, вибирається по характеристикам міцності. Номінальне допустиме напруження приймається рівним найменшому значенню з перерахованих характеристик міцності, яке поділяється на відповідний коефіцієнт запасу. В [28] надаються формули для визначення допустимих напружень в залежності від типу металу і розрахункової

температури, при яких забезпечується надійність обладнання.

1.3 Робота металу в нестаціонарних температурних умовах

Економічність роботи котельного і турбінного обладнання на змінних режимах залежить від швидкості зміни, яка забезпечує умови, що виключають пошкодження обладнання і необхідність довготривалого ремонту..

Тому проблема оптимізації перехідних режимів блоків часто зводиться до визначення такого температурного режиму, при якому заданий рівень температури деталей досягається за найменший проміжок часу, а виникаючі при цьому термічні напруги не перевищують певного допустимого значення.

При прогріванні паропроводів і колекторів в металі виникає різниця температур між внутрішньою і зовнішньою поверхнями стінки, що викликає в ній температурне напруження. За розрахунковою допустимою температурною напруженістю визначається перепад температур по товщині стінки, а по цьому перепаду - допустима швидкість прогрівання в залежності від температури гріючої пари. При вирішенні цієї комплексної задачі використовуються показники повзучості і довготривалої міцності металу [30, 31].

Методика [30], дозволяє визначити тривалість прогріву паропроводів і колекторів при температурах, які вище температури насичення гріючої пари.

На рис. 1.3 [26] наведено допустимі швидкості прогріву і розхолодження паропроводів блоків надкритичного тиску, які отримані на підставі розрахунків для різних тисків з урахуванням всіх можливих згинаючих і крутних напруг.

Вибір допустимих перепадів (різності) температур і швидкостей прогріву деталей блоків виконується на підставі розрахунків, які встановлюють взаємозв'язок між режимами експлуатації і довговічністю обладнання.

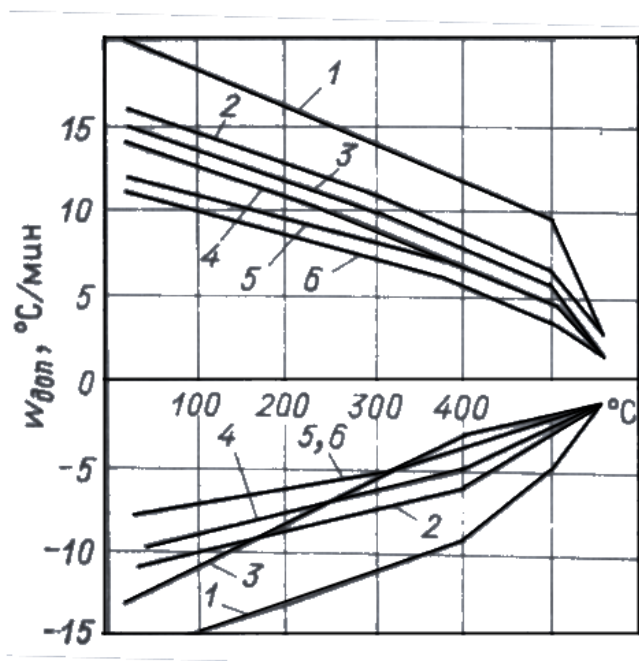


Рис. 1.3. Допустимі швидкості прогрівання і розхолоджування різних паропроводів свіжої пари в залежності від діаметра і товщини стінки

1- Φ 194x36 мм; 2 - Φ 245x45 мм; 3 - Φ 219x32 мм; 4 – Φ 219x52 мм;
5 – Φ 325x60 мм; 6 – Φ 275x62,5 мм

1.4 Дефекти і відмови в роботі поверхонь нагріву

Аварійні зупинки енергетичних і промислових котлів часто викликаються пошкодженням трубної системи поверхонь нагріву. Місцеві перегріви труб до температури, яка значно перевищує розрахункову, призводять до таких пошкоджень як свищі, вздуття, утонення стінок і розриви.

Основні причини пошкоджень високотемпературних поверхонь нагріву енергетичних котлів наведені, наприклад, в [1].

Розглядаються три механізми розвитку пошкоджень високотемпературних елементів котлів під дією напружень: пороутворення; поява і розвиток клиноподібних тріщин; в'язке руйнування.

Дія цих механізмів повністю визначається рівнем напружень, які виникають в металі, і графіком зміни температури при експлуатації цих елементів.

Задача збереження номінального рівня температур металу є дуже складною за таких причин: існування нерівномірності температур газів і пари в межах кожної

поверхні нагріву; нелінійна залежність міцнісних характеристик різних сталей від рівня діючих напружень і температури; наявність смуги розкидання міцнісних якостей металу і як наслідок різниця в надійності деталей, які працюють в однакових умовах.

1.5 Температурна нерівномірність

1.5.1 Джерела температурної нерівномірності в енергетичному обладнанні

Практично всі конструкції енергетичних і промислових котлів працюють в умовах нерівномірного температурного поля газів по висоті і ширині топкового простору. Це пов'язане з дискретністю розміщення пальників на поверхнях котлів, а також нерівномірністю поля температур в самому факелі пальника (рис. 1.4, 1.5) [32].

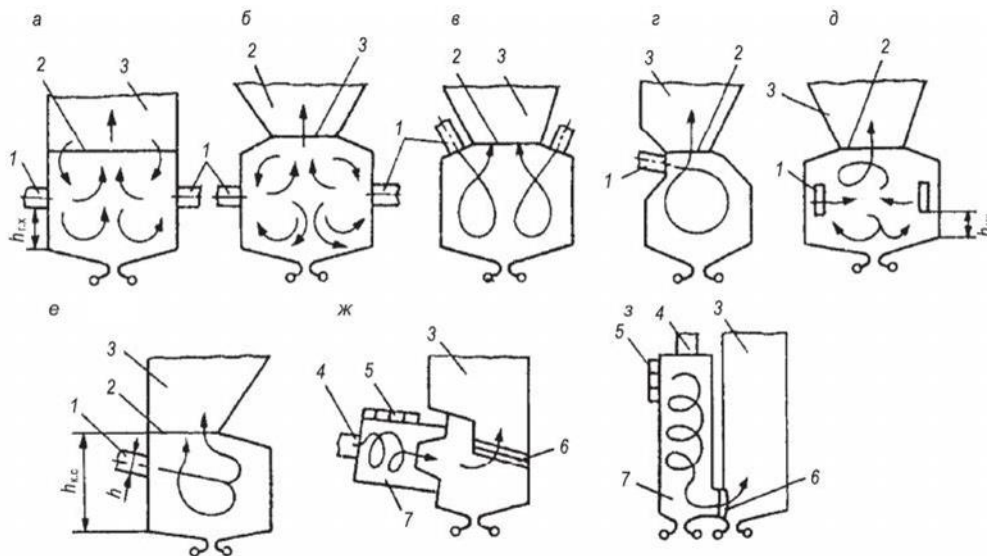


Рис. 1.4. Конструктивні схеми топків з рідким шлаковидаленням

а – відкрита; б – напіввідкрита з зустрічним розміщенням пальників; в – те ж з Y-факелом; г – двокамерна вихрова НВО ЦКТИ; д – двокамерна з тангенціальною компоновкою пальників; е – двокамерна МЕІ з струменями, які перетинаються; ж, з – з горизонтальним і вертикальним циклонами; 1 – пальник; 2 – границя ошиповки камери згоряння (б – е) або активної зони; 3 – камера охолодження; 4 – введення первинного повітря; 5 – введення вторинного повітря; 6 – шлаковловлюючий пучок; 7 – циклон

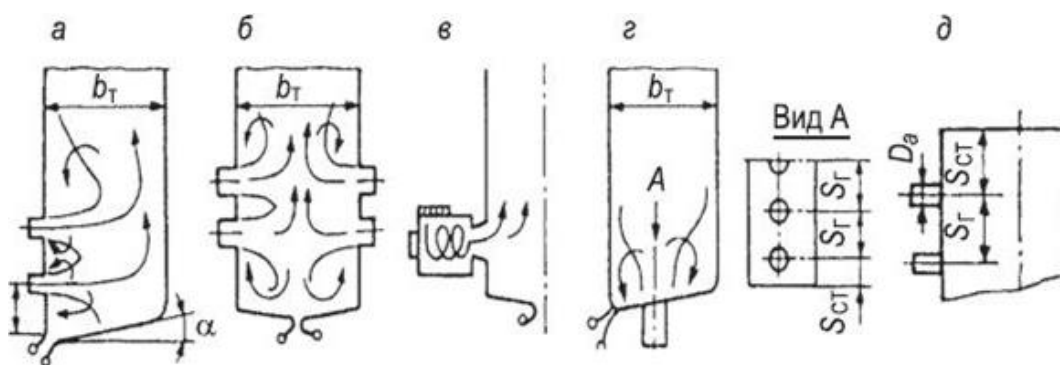


Рис. 1.5. Конструктивні схеми газомазутних топок

а – з одностороннім розміщенням пальників (можливе розміщення пальників на задній стінці); б – зустрічне розміщення пальників; в – з горизонтальними циклонами; г – подове розміщення пальників

У деяких сучасних котлоагрегатів вирівнювання температури газів по ширині топки відбувається вже на виході з газоходу.

Наприклад, в енергетичному котлі (рис. 1.6) [15] зафіксовані дві рециркуляційні зони, характерні для топок з одно фронтним розміщенням пальників. Топковий об'єм заповнений факелами не більше ніж на 50 – 60 %. Аналіз кривих вигорання показав, що на відстані трьох – чотирьох калібрів (діаметрів амбразури) від вихідного перерізу пальника вигорає приблизно 90 – 95 % газу.

В аеродинаміці топки з фронтальним розміщенням пальників (рис. 1.6,а) можна виділити три яскраво виражені зони: великий верхній в'ялий віхор, який примикає до фронтної стінки, нижній активний віхор, який займає холодну воронку, і вузька смуга шириною приблизно в одну третину глибини топки, по якій рухається основний потік [15].

При зустрічному компонуванні пальників (рис. 1.6,б) видно, що при рівній початковій кількості руху зустрічні потоки ударяються в центрі топки при практично однакових швидкостях. Потік, що йде вгору, займає 0,57 перерізу топки. Рух потоків є нестабільним.

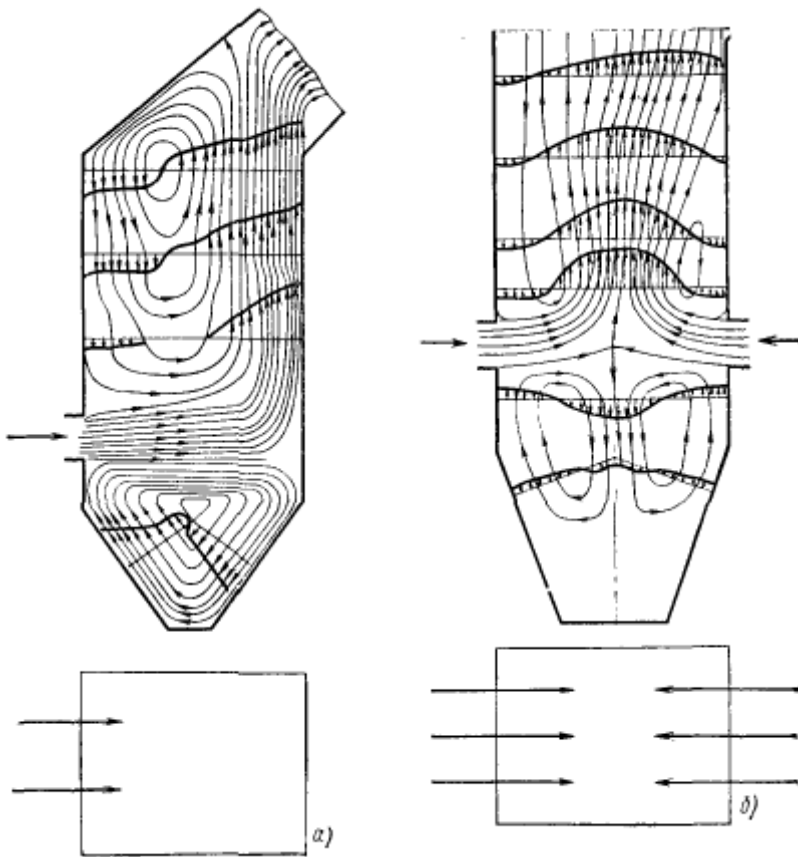


Рис. 1.6. Аеродинаміка топки з фронтальним а) і зустрічним б) компонуванням пальників

У котла ДКВР-20-13, відповідно даним [33] (рис. 1.7), одною з причин передчасного виходу з ладу екранних труб є відносно великі локальні теплові потоки газів, які в даній конструкції досягають в суміжній зоні розміщення екранних труб 1-го і 2-го ступеня випарування $450 - 500 \text{ кВт/м}^2$ при роботі котла з витратою пари 7 кг/с .

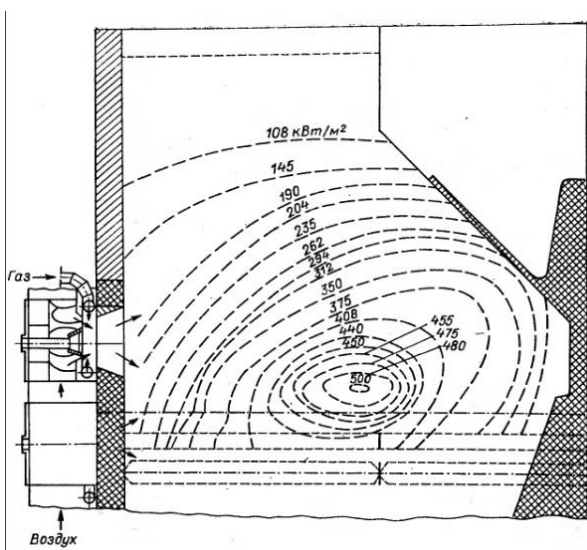


Рис. 1.7. Розподілення падаючих теплових потоків на екранні поверхні нагріву котла ДКВР-20-13, який обладнаний трьома пальниками типу ГМГБ-5,6 при спалюванні природного газу.

Результати випробувань котла ДКВР-6,5-13 з блочними інжекційними пальниками показано на рис. 1.8 [21].

З рис. 1.8 видно, що найбільш високі температури факелу спостерігаються в щілинному тунелі та поблизу нього і складають 1570 – 1708 °С, а біля труб бокового екрану – 1370 – 1520 °С. Центральна частина топки, яка розміщена під верхнім барабаном, характеризується меншими температурами – (900 - 1100 °С).

Аналогічна картина нерівномірного поля температур спостерігається і в парогенераторі ВПГ-120 при різних навантаженнях [34]

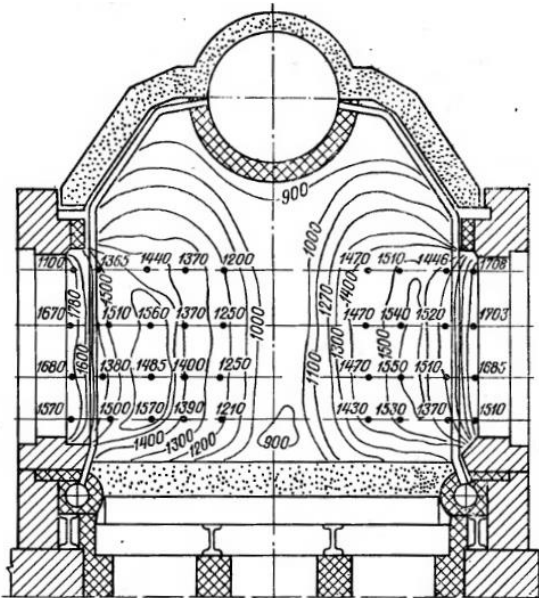


Рис. 1.8. Розподілення температур в поперечному перерізі топки котла ДКВР-6,5-13

Таким чином, з наведених характерних прикладів розташування пальникових пристроїв в топках енергетичних і промислових котлів видно, що практично у всіх випадках ми спостерігаємо нерівномірність розподілу параметрів робочого тіла – теплового потоку, швидкості і температури в повздовжньому і поперечному напрямках.

Тому що пальники розміщені дискретно на стінах топки, потрібен певний час для розвитку процесу горіння за самим пальником. Довжина зони горіння за кожним пальником спів співрозмірна з довжиною топкової камери. Слід також відмітити, що в кінці зони горіння інтенсивність процесів турбулентного масообміну і горіння значно знижується [35].

На підставі огляду літературних джерел та дослідів експлуатації парових котлів теплових електростанцій і промислових підприємств можна вважати, що

найбільш суттєвим фактором, який погіршує надійність та економічність енергетичного обладнання, є нерівномірність температури газів в топковій камері, як у просторі, так і у часі, що призводить до порушення температурного та тепло-гідравлічного режимів поверхонь нагріву, а також виникнення додаткових термоциклічних навантажень на метал.

Наприклад, для котлів ДКВР-20-13 більше 80% аварійних зупинок пов'язані з перегрівом екранних труб. Основною причиною таких перегрівів вважаються високі локальні теплові потоки від факелу [21].

Врахування пошкоджень від впливу високого рівня місцевих температур газів, локальної нерівномірності їх температури та достовірна оцінка залишкового ресурсу високотемпературних елементів є актуальними і дозволять забезпечити надійну та довготривалу експлуатацію енергогенеруючого устаткування.

В паропроводах розрізняють три види температурної нерівномірності: по товщині стінки (в радіальному напрямку), вздовж осі паропроводу і в коловому напрямку вздовж перерізу труби. Найбільш небезпечною вважається радіальна різниця температур. По ній зазвичай призначаються режими прогріву і розхолодження паропроводів [36]. Такому виду температурної нерівномірності і напруг присв'ячено достатньо робіт [37, 38]. Розглядалися різні температурні режими: прогрів і охолодження паропроводів із постійною швидкістю зміни температури газів і робочого тіла, тепловий удар, гармонійні коливання температури газів [39, 40].

Іншим видом температурної нерівномірності в паропроводах є температурна нерівномірність вздовж осі труби. Як показали дослідження [41, 42], градієнт температур в стінці паропроводу в осьовому напрямку як в процесі прогріву, так і при охолодженні, не перевищує 5-10 град/м і температурні напруги, які виникають, не є великими [41, 43- 45].

Наявність різниці температур в коловому напрямку в залежності від її величини і характеру розподілення може призводити до додаткових температурних напружень в паропроводі.

Необхідно підкреслити циклічний характер дії більшості факторів, які навантажують паропровід в процесі його експлуатації. Основний цикл навантаження пов'язаний з послідовністю головних станів обладнання: стоянка, пуск, робота, останов. Ці цикли повторюються з частотою, яка залежить від характеру режиму роботи основного обладнання ТЕС (базовий, напівбазовий, піковий). На циклічну міцність металу обладнання впливає амплітуда напружень в цих циклах, а також термін стоянки.

1.5.2 Напруги від температурної нерівномірності по колу труби

Характерне розподілення теплового навантаження по периметру труби настінного топкового екрану показано на рис. 1.9 [46]. Як видно, максимальний тепловий потік приходить на лобову твірну зі сторони топкової камери, найменший – на тильну частину периметру з боку обмуровки.

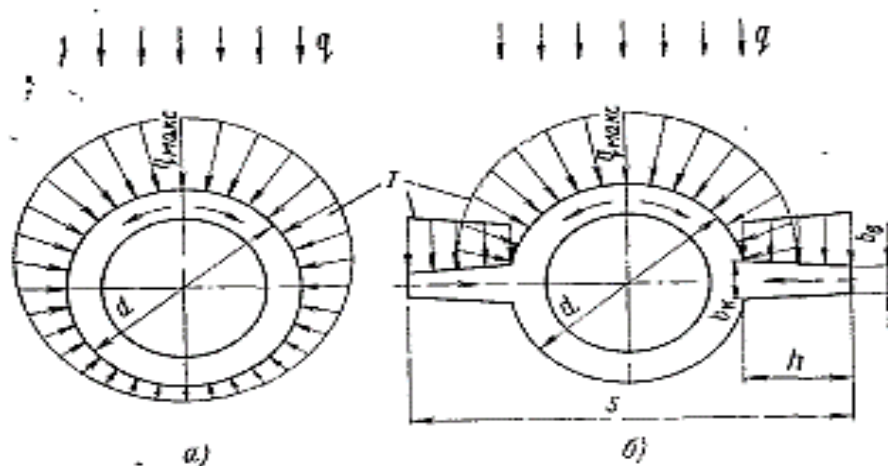


Рис. 1.9. Розподілення теплоти при односторонньому обігріву труби [46]

Нерівномірний обігрів викликає поперечну циркуляцію, яка сприяє перетіканню робочого середовища з області ділянок периметру, які обігріваються менше, до ділянок інтенсивного обігріву. Виникає також розтічка теплоти вздовж периметра за рахунок теплопровідності металу. Питання виникнення напруги під дією температурної нерівномірності газів по колу труби розглядалось в [47].

В технічній літературі відсутнє достатньо строгі інженерне рішення даної задачі. Оцінку циклічної міцності паропроводів з урахуванням додаткових

напружень від температурної нерівномірності рекомендовано виконувати за методиками [48, 49] і по еквівалентній напруженості за умови недопущення циклічних перевантажень. На цій базі отримані рекомендації щодо допустимої різниці температур між гарячою і холодною твірними труби

Допустимий розмах напруг при найбільшій температурі в циклі 570 °С був прийнятий рівним $28 \cdot 10^7$ Па. Максимальна різниця має місце на внутрішній поверхні стінки труби, де він приблизно може бути оцінений за формулою

$$\sigma_{\text{макс.раз}} = \sigma_k + \sigma_{\text{зт.н.о}} + \sigma_{\text{зр}} + p \quad (1.9)$$

де $\sigma_{\text{зт.н.о}}$ – аксіальна напруга на внутрішній поверхні стінки труби від температурної нерівномірності в коловому напрямку; $\sigma_{\text{зр}}$ – аксіальна напруга від тиску; p – внутрішній тиск.

На рис. 1.10 показано розподілення по колу труби розрахункових напружень σ_z і σ_t , а кружками нанесені точки, які відповідають експериментально знайденим напругам [47].

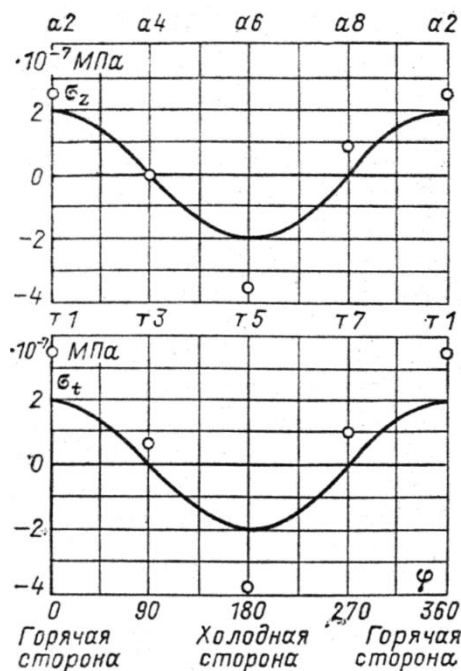


Рис. 1.10. Співставлення розрахункової (криві) і отриманої шляхом тензометрії (кружки) складової напружень від температурної нерівномірності по колу труби для моменту часу $\tau = 3$ год. 30 хв.

Були отримані максимально допустимі значення різниць температур між гарячою і холодною твірними труб. Для паропроводів на параметри пари 14 МПа , 570 °С із сталі 12Х1МФ вона вийшла рівній 130 °С, а для паропроводів на 24 МПа, 565 °С із сталі 15Х1М1Ф відповідно 115 °С.

1.5.3 Пульсації температури газів

Питання впливу пульсацій температури газу на характеристики обладнання розглянуті, зокрема, в роботі [2]. Як відмічається, при експлуатації енергообладнання на такі його елементи, як труби парогенераторів і теплообмінників, лопатки турбін, трубопроводи тощо впливають вібраційні навантаження і пульсацій температур. Іноді змінні напруження мають значну величину і можуть істотно впливати на ресурс обладнання. За термін служби обладнання кількість циклів впливу пульсацій температур з частотою 1 – 2 Гц складає $10^7 - 10^9$.

Відмічається, що 20% всіх випадків викликається термічною втомленістю в корозійному середовищі [50]. Пошкодження появляються у вигляді волосяних тріщин. В зоні появи тріщин були зареєстровані різкі зміни температури в межах 548 – 875 К із швидкістю до 15 К в секунду.

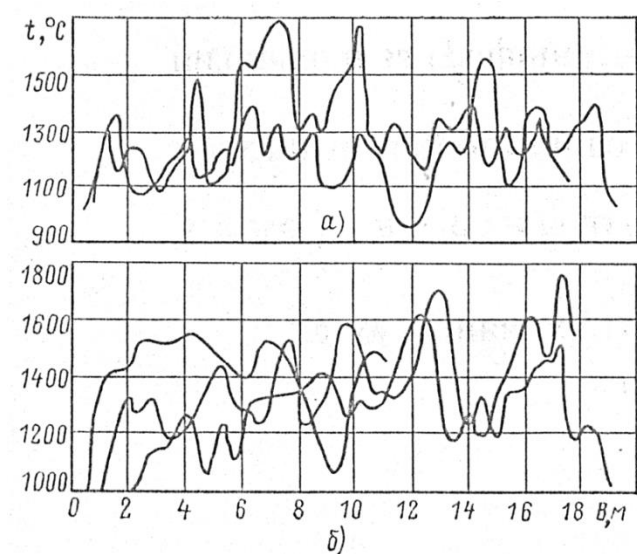


Рис. 1.11 - Приклади пульсації поля температур газів вздовж ширини топки в одному перерізі в різні періоди часу в топкових камерах потужних пилувугільних котлів

Наприклад, заміри температури газів в топках парових пилувугільних котлів П-49 і П-57 показали, що різниця значень середніх інтегральних температур вздовж одного того ж перерізу топки на сталому режимі може сягати 300 – 350 °С (рис. 1.6) [51]. Різниця температур між окремими піками може бути на рівні 400-500 °С. Такі коливання температур можуть відбуватися через проміжки часу у 5 – 10 хв.

Ціклічні локальні нерівномірності значень температури призводять до виникнення термічних напружень в елементах різного обладнання - з'єднаннях

водогрійних водотрубних котлів [52], лопатках газових турбін [53], барабанах котлів різного призначення [54-56] тощо.

На надійність роботи обладнання впливають також нестійкість і пульсації факелу з частотою у декілька долей секунди [57]. Приклади руйнування вузлів енергообладнання, які викликані пульсаціями температури наведено в [58-60].

Огляд руйнувань енергетичного обладнання від термовтомленості наводиться в [61]. Серед прикладів наведено також такі, які виникли в результаті коливань температури. Причиною була термічна втомленість, яка викликана регулярним попаданням конденсату або води на нагріту поверхню.

В залежності від причин виникнення пульсацій температур їх можна поділити на декілька груп: пульсації, які обумовлені флуктуацією потужності джерела теплоти; турбулентністю теплоносія; фазовими перетвореннями; нестійкою конвекцією теплоносія.

Складність фізичних процесів, недостатня вивченість вимагають виконання робіт з точки зору накопичення інформації, а також розробки розрахункових методів і критеріїв, які визначають довговічність.

Для оцінки довговічності можна використовувати ймовірнісні методи розрахунку на втомленість. Ці методи дозволяють встановити зв'язок терміну служби деталі з надійністю. За функцією розподілу можна розрахувати ресурс деталі з заданою вірогідністю руйнування.

Для оцінки довговічності енергообладнання, яке працює в умовах термопульсацій і вібрацій рекомендовано використовувати метод В.В. Болотіна [62]

В [63,64] показано, що спільна дія змінних напружень і корозії призводить до так званої корозійної втомленості і до більш швидкого руйнування металу.

Складність процесів нестаціонарного теплообміну, при яких спостерігаються пульсації температур, а також велика кількість факторів, які впливають на пульсації, не дають можливості отримання їх характеристик з допомогою надійних розрахункових моделей. Тому в більшості випадків характеристики пульсацій визначаються експериментальним шляхом.

1.6 Продовження терміну експлуатації металу обладнання понад розрахунковий термін служби

В зв'язку з тим, що більш як 50 % енергоустановок теплової енергетики виробили розрахунковий (або запроектований) ресурс [25], виникає задача заміни паропроводів цих установок, але на даний час в країні немає ні можливості, ні необхідності це робити. Реальна оцінка стану металу паропровідних труб, прогнозування його надійності і визначення залишкового ресурсу зможуть оптимально вирішити цю задачу.

Основним діючим на даний час документом щодо оцінки стану металу і визначенню остаткового ресурсу є РД 10-557-03 «Типова інструкція ...» [65].

Проблема оцінки надійності металу паропроводів при довгостроковій роботі достатньо вивчена, але при збільшенні терміну експлуатації з'являються деякі специфічні особливості оцінки залишкового ресурсу.

Так, в деяких випадках, підвищення температури металу на 15 – 20 °С зменшує його довговічність в умовах повзучості практично в 2 рази.

Значення паркового ресурсу для труб різних типорозмірів і різних параметрів були отримані механічно – це точки пересічення лінії приведенного напруження з нижньою границею смуги розкидання значень довгочасної міцності для конкретної температури.

Приведена напруга σ в залежності від внутрішнього тиску для прямої труби в загальному вигляді розраховуються за формулою

$$\sigma = (p/200) \cdot [(D_a - s)/s] \quad (1.11)$$

де p – тиск, МПа; D_a , s – номінальні зовнішній діаметр і товщина стінки труби, мм.

Пропонується такий алгоритм діагностування для визначення залишкового ресурсу.

- при досягненні паркового ресурсу, який відповідає наведеному в [65], провести діагностику по наведеному там алгоритму;
- по реальній температурі експлуатації розрахувати еквівалентний час експлуатації і визначити еквівалентний парковий ресурс;

- при досягненні еквівалентного паркового ресурсу виконати діагностику з урахуванням рекомендацій [65].

В табл. 1.1. наведено нормативний час роботи елементів обладнання і трубопроводів [26].

Таблиця 1.1. Нормативний час роботи елементів обладнання і трубопроводів

Найменування елементів	Марка сталі	Температура при експлуатації, °С	Нормативна довжина роботи
Ненагріваємі прямі ділянки трубопроводів в межах котлів і турбін і прямі ділянки станційних трубопроводів	12X1МФ	450 – 545	200
		546 - 570	150
	15X1М1Ф	450 – 545	200
		546 – 570	150
	12МХ 15ХМ	450 – 530 450 - 550	250 250
Згини трубопроводів в межах котлів, турбін і станційних трубопроводів, колектори котлів	12X1МФ	450 – 545	150
		546 – 570	100
	15X1М1Ф	450 – 545	150
		546 – 570	100
	12МХ 15ХМ	450 – 530 450 - 550	200 200

В деяких випадках нерівномірність поля температур спонукає до зниження температури газів за рахунок збільшення коефіцієнту надлишку повітря або подачі частки продуктів згоряння в палиник на рециркуляцію [66].

Діагностування стану металу обладнання та продовження терміну його експлуатації є сьогодні, практично, безальтернативним засобом надійного енергозабезпечення країни. За розрахунками сума інвестицій, що вкладені в продовження експлуатації, в 3–5 разів менше, чим введення в дію нових потужностей [18].

Наданий вище огляд літературних джерел та досвід експлуатації енергетичних та промислових парових котлів показує, що найбільш суттєвими факторами, що погіршують надійність та економічність енергетичного обладнання, є нерівномірність розподілу палива в топковій камері котлів як у просторі, так і у часі, що призводить до порушення температурного та тепло-гідравлічного режимів поверхонь нагріву та виникнення додаткових термоциклічних навантажень на метал, а також порушення оптимальних співвідношень «паливо-повітря» в окремих

пальниках і в топковій камері в цілому, що викликає надмірну неповноту згорання палива як хімічну, так і механічну.

Наведена інформація показує, що характеристики вогнетехнічних установок, наприклад, їх теплова ефективність, економічність, термін служби, розподіл теплових потоків в топковому просторі тощо, в значній мірі визначаються пальниковим пристроєм. Пальникові пристрої, які використовуються в енергетиці та промисловості, в багатьох випадках мають невідповідні сучасним вимогам техніко-економічні показники, зокрема, не дають можливості впливати на поле температур продуктів згорання в топці, особливо на змінних режимах.

Існуючі пальники, як правило, характеризуються збільшеними викидами оксидів азоту, вузьким діапазоном роботи щодо зміни режимних параметрів, а також неефективною роботою на часткових навантаженнях.

Одним з можливих шляхів забезпечення максимальної ефективності процесу горіння і формування необхідного профілю температур може бути використання технології мікрофакельного спалювання палива (газу) в пальниках стабілізаторного типу [67 та ін], яка розглянута в Розділі 4.

У сучасній літературі недостатньо матеріалів щодо використання комп'ютерного моделювання при комплексному підході до вирішення проблеми впливу газодинаміки та теплообміну на термонапружений стан високотемпературних вузлів.

В дисертаційній роботі використовуються нові методичні підходи до вирішення поставлених завдань на основі теорії локалізації, що дозволить суттєво підвищити ефективність моделювання досліджуваних процесів.

1.7 Висновки з аналізу матеріалів і обґрунтування напрямків досліджень

З проведеного огляду матеріалів щодо умов роботи високотемпературних елементів енергетичного та промислового устаткування можна зробити такі висновки і розробити завдання по проведенню відповідних досліджень з метою

аналізу стану обладнання та заходів щодо підвищення його надійності та ефективності.

1. Високотемпературні елементи енергетичного та промислового обладнання, в першу чергу, трубопроводи різного призначення, які розміщені в топковому просторі і знаходяться під дією газового потоку з високою температурою, як правило, працюють у важких граничних умовах. Наприклад, при перевищенні температури газів на $(10 - 15) ^\circ\text{C}$ від розрахункової відбувається різке підвищення ступеня пошкоджуваності поверхонь нагріву. Розрахунки показують, що термін експлуатації обладнання при безперервній роботі з підвищеною температурою газів може скоротитись майже на 30%.

2. При роботі існуючих пальникових пристроїв, у своїй більшості, реєстрового типу, практично завжди спостерігається відхилення поля температур газів від розрахункового профілю. При цьому виникають значні температурні деформації в окремих елементах обладнання, які призводять до підвищення напруженості і необхідності зменшення швидкості перехідних режимів. В деяких випадках нерівномірність поля температур газів спонукає до зменшення температури факелу за рахунок збільшення коефіцієнта надлишку повітря і зниження, таким чином, ефективності енергоустановки.

3. Як показують виміри температури газів, навіть на стаціонарних режимах роботи в топковому просторі відбуваються флуктуації температури факелу тобто різкі зміни температури газів в часі в тій же самій точці топкового простору, які можуть досягати значних величин до $(400 - 500) ^\circ\text{C}$. Це явище призводить до появи значних додаткових ударних напружень в металі.

4. На даний час існуючі методи, які пов'язані з визначенням термічних напружень в високотемпературних елементах енергетичного обладнання, вимагають проведення тривалих випробувань. З урахуванням досягнень сучасних комп'ютерних технологій з'явилась можливість виконання відповідних досліджень за значно коротший термін, з меншими затратами і з використанням мінімальної кількості дослідних даних.

На підставі проведеного аналізу розглянутого матеріалу для покращення умов роботи обладнання і підвищення терміну його роботи і надійності експлуатації були розроблені основні напрямки роботи:

1. На базі використання програмного комплексу ANSYS Fluent розробити програму визначення індивідуального ресурсу та напруженого стану високотемпературних трубних елементів поверхонь нагріву котлів, печей, сушил тощо, що знаходяться під дією високих температур газів і локального диференціалу температур.

2. На основі розрахункового дослідження впливу рівня та локальної нерівномірності температур розробити рекомендації щодо подовження терміну служби теплоенергетичного устаткування.

3. Розробити пропозиції та провести відповідні дослідження мікродифузійних стабілізаторних пальників з можливістю регулювання профілю та локальної нерівномірності поля температур продуктів згоряння шляхом застосування різних схем сумішоутворення палива і повітря.

4. Розробити стабілізаторні пальники для спалювання альтернативних газових палив з метою зменшення споживання коштовного імпортуємого природного газу.

РОЗДІЛ 2

ХАРАКТЕРИСТИКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ОБЛАДНАННЯ, ВИМІРЮВАЛЬНОЇ АПАРАТУРИ І МЕТОДИКИ ОБРОБКИ ДОСЛІДНИХ ДАНИХ

2.1. Характеристика експериментального обладнання

Для проведення випробувань у відповідності з розробленою програмою робіт використовувались модернізовані дослідні стенди в лабораторії кафедри.

На рис. 2.1 приведено дослідний стенд для визначення характеристик горіння за стабілізатором 1 у відкритому просторі. Стенд дозволяє виконувати подачу високореакційного газу, а також баластних домішок (повітря, CO_2) на попереднє сумішоутворення, а також виміри необхідних параметрів потоків – витрати компонентів, умови запалення, сталість, довжину і температуру факелу, склад продуктів горіння.

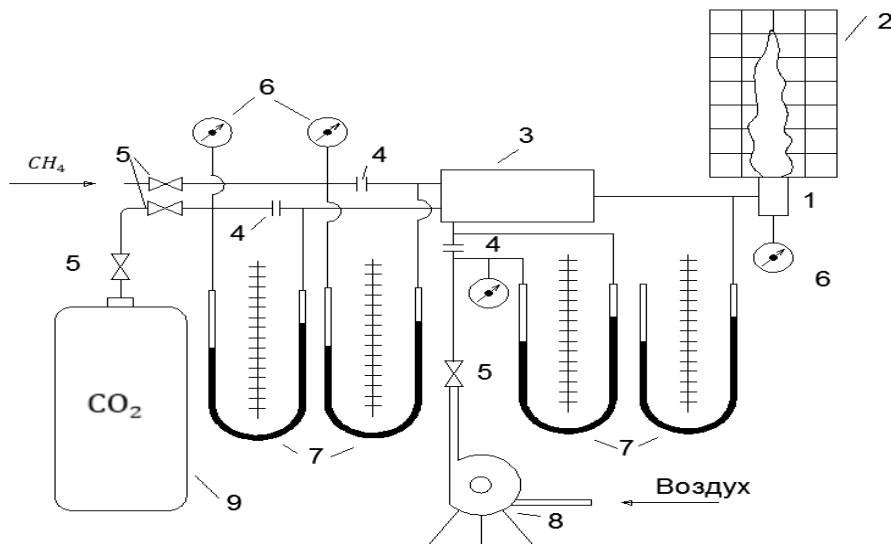


Рис. 2.1. Схема стенду для визначення характеристик стабілізаторів при випробуваннях у відкритому просторі

1 – модульний елемент; 2 – екран з координатної сіткою; 3 – змішувач; 4 – вимірювальні діафрагми; 5 – вентилі регулювання витрати палива і його компонентів; 6 – пружинні манометри; 7 – U-образні манометри; 8 – вентилятор подачі повітря; 9 – балон з CO_2

Зовнішній вигляд стенду для випробувань стабілізаторів у відкритому просторі показано на рис. 2.2.



Рис. 2.2. Стенд для проведення випробувань модульних стабілізаторів у відкритому просторі

Для визначення характеристик робочого процесу стабілізаторів а також систем стабілізаторів, без впливу оточуючого повітря виконувались на закритому дослідному стенді (рис.2.3).

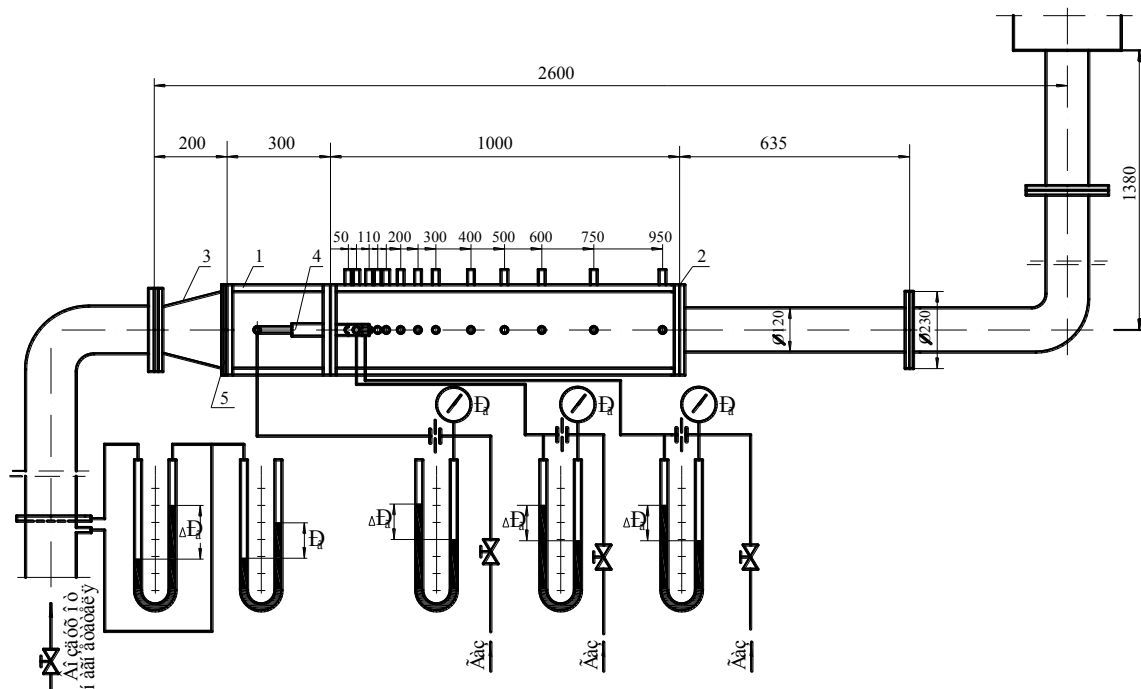


Рис. 2.3. Стенд для проведення випробувань системи стабілізаторів

1 – блок встановлення стабілізаторів; 2 – вимірювальна ділянка; 3 – перехідна ділянка; 4 – стабілізатор.

Повітря від нагнітача (на схемі не показаний) підводиться через перехідну ділянку 3 і вирівнюючи решітку 5 до блоку 1, в якому встановлюється стабілізатор 4, до якого також підводяться необхідні компоненти. Процес горіння відбувається у робочій водо охолоджувальній ділянці 2. Для проведення необхідних вимірів в робочій ділянці передбачена система штуцерів.

Зовнішній вид стенду випробувань систем стабілізаторів і окремого стабілізатора наведено на рис. 2.4.



Рис. 2.4. Стенд для проведення випробувань окремих стабілізаторів і систем стабілізаторів .

Для виміру параметрів робочих тіл використовувались відповідні вимірні пристрої – діафрагми виміру витрати повітря, паливного газу, додаткових баластних газів (повітря на попереднє змішування, вуглекислого газу) виконувались за допомогою діафрагм. Для точкових вимірювань використовувались зонди: швидкості повітря – трубки Піто-Прандля і спеціальні зонди, температури газів – ХА та ППР термопари, склад продуктів згоряння – газоаналізатори Testo-330, «ОКСИ - 5М», «Газохром 3101».

2.2. Методика проведення випробувань, обробка даних експерименту

Загальна методика випробувань пального пристрою визначається відповідною нормативною та технічною документацією [68-72]. В залежності від

типу пальника в методику вносяться відповідні зміни та уточнення. Визначаються межі сталої роботи пальника – коефіцієнт надлишку повітря при запалюванні факелу, «бідному» та «багатому» зривах. Будується залежність цих коефіцієнтів від швидкості повітря, наприклад, $\alpha^{zan} = f(W_{\Pi})$, $\alpha^{\max} = f(W_{\Pi})$, $\alpha^{\min} = f(W_{\Pi})$.

Якість робочого процесу пальника визначають вимірюванням складу продуктів згоряння (O_2' , CO_2' , H_2' , CH_4' , CO' , NO_x') при роботі пальника в діапазоні від номінальної до мінімальної теплової потужності. Для цього у відповідний штуцер вводять зонд для виміру температури газів та відбору продуктів горіння для аналізу.

Розрахунки виконуються за формулами, що наведені у відповідних нормативних документах та спеціальній технічній літературі [69, 73, 74].

1. Нижча теплота згоряння палива Q_H^P , кДж/м³ визначається за допомогою калориметру.
2. Реальна (секунда) витрата газу V_{Γ} , м³/с, яка виміряна газовим лічильником, розраховується за формулою:

$$V_{\Gamma} = \frac{V_{\text{ліч}}}{\tau_{\Gamma}}, \quad (2.1)$$

де $V_{\text{ліч}}$ – загальна витрата газу, що виміряна лічильником за час проведення випробувань, м³; τ_{Γ} – час вимірів, с.

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

$$V_{\Gamma}^H = \frac{273 \cdot (P_{\Gamma}^{\text{ліч}} + P_6)}{101325(273 + t_{\Gamma}^{\text{ліч}})}, \text{ м}^3/\text{с}, \quad (2.2)$$

де $P_{\Gamma}^{\text{ліч}}$ – надлишковий тиск газу перед лічильником, Па; $t_{\Gamma}^{\text{ліч}}$ – температура газу перед лічильником, °С.

4. Витрата повітря V_{Π}^D , м³/с, що виміряна за допомогою діафрагми, розраховується як:

$$V_{\Pi}^D = K_{\Pi} \sqrt{\frac{\Delta P_{\Pi}^D}{\rho_{\Pi}^D}}, \text{ м}^3/\text{с}, \quad (2.3)$$

де K_d – коефіцієнт, що враховує геометричні характеристики діафрагми та визначається за результатами повірки у відповідних метрологічних організаціях; ΔP_{II}^a – перепад тиску повітря на діафрагмі, Па; ρ_{II}^a – густина повітря в реальних умовах, яка розраховується за формулою:

$$\rho_{II}^a = \frac{(P_6 + P_{II}^a)}{(t_{II}^a + 273)R_{II}}, \text{ м/с}, \quad (2.4)$$

де P_{II}^a – надлишковий тиск повітря перед діафрагмою, Па; t_{II}^a – температура повітря перед діафрагмою, $^{\circ}\text{C}$; R_{II} – 281,53 Дж/(кг·К) – газова стала повітря.

5. Витрата повітря V_{II}^H , $\text{м}^3/\text{с}$, що приведена до нормальних умов:

$$V_{II}^H = V_{II}^a \cdot \frac{273 \cdot (P_{II}^H + P_6)}{101325 \cdot (273 + t_{II}^H)}, \text{ м}^3/\text{с}, \quad (2.5)$$

де P_{II}^H – надлишковий тиск повітря перед пальником, Па; t_{II}^H – температура повітря перед пальником, $^{\circ}\text{C}$.

6. Теплова потужність пальника N_{II} , кВт, розраховується за формулою:

$$N_{II} = V_{II}^H \cdot Q_H^P. \quad (2.6)$$

7. Коефіцієнт надлишку повітря α розраховується за однією з таких формул:

а) якщо відомі витрати компонентів:

$$\alpha = \frac{V_{II}^H}{V_0 \cdot V_{II}^H}, \quad (2.7)$$

де V_0 – стехіометричний об'єм повітря під час горіння газу, $\text{м}^3/\text{м}^3$.

Він розраховується таким чином:

$$V_0 = \frac{1}{21} [0,5H_2 + 0,5CO + 2CH_4 + 3,5C_2H_6 + 5C_3H_8 + 6,5C_4H_{10} + 3C_2H_4 + 4,5C_3H_6 + 6C_4H_6 - O_2] ; \quad (2.8)$$

б) за результатами газового аналізу

$$\alpha = \frac{21}{21 - (O'_2 - 0,5CO' - 0,5H'_2 - 2 \cdot CH'_4)} ; \quad (2.9)$$

г) у разі відсутності горіння (ізотермічні продувки)

$$\alpha = \frac{1}{V_0} \left(\frac{CH'_4}{CH_4^{ст}} - 1 \right). \quad (2.10)$$

8. Втрати теплоти від хімічної неповноти горіння, q_3 , %, розраховуються як:

$$q_3 = \frac{(30 \cdot CO' + 25,8 \cdot H' + 85,5 \cdot CH'_4)}{P} \cdot 100\%, \quad (2.11)$$

де P – нижча теплота згоряння палива відносно 1 м³ сухих продуктів горіння, для природного газу $P = 1000$ кДж/м³; h – коефіцієнт розбавлення продуктів згоряння надлишковим повітрям, який розраховується за формулами:

$$h = \frac{CO_{2\max}}{CO'_2 + CO' + CH'_4}, \quad (2.12)$$

$$CO_{2\max} = \frac{21(CO'_2 + CO' + CH'_4)}{21 - (O'_2 - 0,5 \cdot CO' - 0,5 \cdot H'_2 - 2CH'_4)}. \quad (2.13)$$

9. Між коефіцієнтом надлишку повітря α та коефіцієнтом розбавлення продуктів згоряння h існує залежність:

$$\alpha = 1 + \frac{V_0}{V_{c.r}} \cdot (h - 1) = 1 + m(h - 1). \quad (2.14)$$

Якщо визначити $\frac{V_0}{V_{c.r}} = m$, то для природного газу $m = 0,9$.

10. Концентрації C , мг/м³, оксиду вуглецю (CO) та оксидів азоту (NO_x) у перерахунку на NO_2 , які приведені до нормальних умов (0° С, 101325 Па) і коефіцієнту надлишку повітря $\alpha = 1,0$ ($C_\alpha = 1,0$), розраховуються за формулою:

$$C_{\alpha=1,0} = 371,2 \cdot C_m \cdot h \frac{273 + t_{\Pi}}{P_6}, \text{ мг/м}^3, \quad (2.16)$$

де t_{Π} , P_6 – відповідно температура, °С, та атмосферний тиск, Па.; C_m відповідно масова концентрації оксидів в процентах або мг/м³.

2.3 Оцінка похибок вимірювання основних параметрів

2.3.1 Оцінка похибки при визначенні динамічного напору

Мінімальні витрати повітря визначались за допомогою мікроманометру (рис. 2.5).

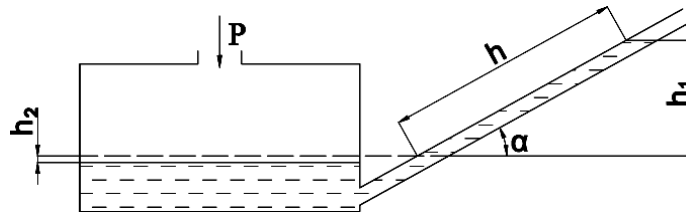


Рис. 2.5 - Схема дії мікроманометра

Формула для визначення перепаду тисків має вигляд:

$$\Delta P = hg\rho \left(\sin \alpha + \frac{F_1}{F_2} \right), \quad (2.22)$$

де F_1, F_2 – площі перерізу нахиленої трубки і посудини відповідно.

Параметр $g\rho \left(\sin \alpha + \frac{F_1}{F_2} \right)$ не залежить від тиску і в експерименті є постійною

величиною, можна записати:

$$\Delta P = h \cdot k. \quad (2.23)$$

Дослідно-інструментальна помилка визначається таким чином

$$\delta(\Delta P) = \Delta P \sqrt{\left[\frac{\delta(h)}{h} \right]^2 + \left[\frac{\delta(k)}{k} \right]^2 + \frac{\Delta^2}{12}}. \quad (2.24)$$

Для дифманометру типу ММН ($k = 0,2$) можна прийняти:

$$\delta(\Delta P) = 4 \text{ Па}.$$

2.3.2 Похибка визначення витрати газового палива

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

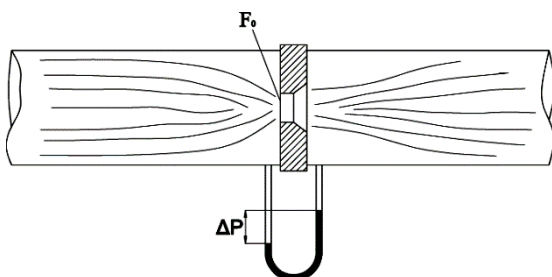


Рис. 2.6 – Схема вимірювання витрати рідини за допомогою діафрагми

Витрата рідини пропорційна перепаду тиску і визначається з співвідношення:

$$\begin{aligned} m &= \alpha \delta F_o \sqrt{2 \rho \Delta P}, \text{ кг/с} \\ V &= \alpha \delta F_o \sqrt{2 / \rho \Delta P}, \text{ м}^3/\text{с} \end{aligned} \quad (2.25)$$

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 [75, 76].

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

$$V = c \sqrt{\frac{\Delta P}{\rho}}; m = c' \sqrt{\rho \Delta P} \quad (2.26)$$

Похибка вимірювання витрати включає помилки визначення c , ρ і ΔP .

Значення c 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 :

$$\sigma(\rho) = \rho \sqrt{\left[\frac{\sigma(P)}{P} \right]^2 + \left[\frac{\sigma(T)}{T} \right]^2 + \left[\frac{\sigma(R)}{R} \right]^2}, \quad (2.27)$$

що відповідає виразу для дослідно-інструментальної помилки:

$$\delta(\rho) = \rho \sqrt{\left[\frac{\delta(P)}{P} \right]^2 + \left[\frac{\delta(T)}{T} \right]^2 + \left[\frac{\delta(R)}{R} \right]^2}. \quad (2.28)$$

Оскільки $\frac{\delta(R)}{R} = \frac{\sigma(R)}{R} = 0,0001$, $\delta(P) = 400 \text{ Па}$ для барометра ВР-52 і

$\sigma(T) = 0,24 \text{ К}$ для ртутного термометра з ціною поділки 0,5 К, то:

$$\frac{\delta(\rho)}{\rho} = \sqrt{(4 \cdot 10^{-3})^2 + (4,8 \cdot 10^{-3})^2 + (1 \cdot 10^{-4})^2} = 6,2 \cdot 10^{-3}, \quad (2.29)$$

а повна похибка визначення витрати становитиме:

$$\begin{aligned} \frac{\delta(\bar{V})}{V} = \frac{\delta(\bar{m})}{m} &= \sqrt{\left[\frac{\delta(c)}{c} \right]^2 + \frac{1}{4} \left[\left(\frac{\delta(\rho)}{\rho} \right)^2 + \left(\frac{\delta(\Delta P)}{P} \right)^2 \right]} = \\ &= \sqrt{0,04^2 + \frac{1}{4} \left[(6,2 \cdot 10^{-3})^2 + \left(\frac{4}{240} \right)^2 \right]} = 0,041. \end{aligned} \quad (2.30)$$

2.3.3 Похибка визначення витрати повітря

У вимірній ділянці прямокутного поперечного перетину при визначенні витрати повітря застосовувались осереднюючі інтегруючі трубки Піто встановлені навхрест, виконані згідно рекомендацій [77]. Таким чином, похибка вимірювання витрати повітря може бути розрахована відповідно до п. 2.4.2. і з уточненнями параметрів $c=1,5-2\%$, а також $\frac{\delta(R)}{R} = \frac{\sigma(R)}{R} = 0,0001$ можемо обчислити відповідні значення:

$$\frac{\delta(\rho)}{\rho} = \sqrt{(2 \cdot 10^{-3})^2 + (4,8 \cdot 10^{-3})^2 + (1 \cdot 10^{-4})^2} = 5,2 \cdot 10^{-3} \quad (2.31)$$

$$\frac{\delta(\bar{V})}{V} = \frac{\delta(\bar{m})}{m} = \sqrt{0,02^2 + \frac{1}{4} \left[(5,2 \cdot 10^{-3})^2 + \left(\frac{4}{240} \right)^2 \right]} = 0,022. \quad (2.32)$$

2.3.4 Похибка вимірювання температури продуктів горіння

Для виміру температури газів використовувались ХА термopари з відкритим спаєм (без захисного кожуху та камери гальмування), тому врахувались всі можливі похибки.

Похибка, яка пов'язана з тепловим випромінюванням від спаю термopари в оточуюче середовище розраховується як:

$$\Delta T = \frac{\sigma \varepsilon_{men}}{\alpha_{men}} (T_{men}^4 - T_c^4), \quad (2.33)$$

де: $\sigma=5,67 \cdot 10^{-8}$ Вт/(м²·К⁴) - коефіцієнт випромінювання абсолютно чорного тіла;
 ε_{men} - коефіцієнт чорноти спаю термопар; α_{men} - коефіцієнт тепловіддачі від факелу до спаю термопар, Вт/(м²·К); T_{men} - температура робочого спаю термопар, К;
 T_c - температура середовища.

Коефіцієнт тепловіддачі при обтіканні потоком робочого спаю термопар у формі кульки з діаметром королька $d_k = 0,8$ мм розраховується:

$$\alpha_{men} = \frac{\lambda Nu}{d_k}; Nu = 0,216 Re^{0,62}, \quad (2.35)$$

де: число Рейнольдса $Re = \frac{Wd_c}{\nu}$, а всі параметри потоку відносяться до королька термопар і визначаються згідно з відповідними таблицями.

При швидкості газів і температурі відповідно $W=25$ м/с, $T=1600$ К величини $\nu = 240,2 \cdot 10^{-6}$ м²/с та $\lambda = 13,5 \cdot 10^{-2}$ Вт/(м·К). Після підстановки отримаємо: $Re=100$, $\alpha_{men} = 630$ Вт/(м²·К); тоді $\Delta T = 80$ К [78, 79].

При дозвуковій швидкості потоку і відстані від спаю термопар до державки датчика у 25 мм (приблизно 55 діаметрів термоелектричних проводів) похибками від неповного гальмування потоку і втрат тепла по термоелектродам можна знехтувати [80].

З урахуванням похибок калібрування і підключення термопар до схеми вимірювань випадкова похибка склала 3 К.. Максимальне значення методичної похибки може складати 5 % від показів вторинних вимірювальних приладів і може бути меншим у випадку вимірювань параметрів потоку при нижчих значеннях швидкості та температури.

РОЗДІЛ 3

ТЕРМОНАПРУЖЕНИЙ СТАН ТА РОЗРАХУНОК ЗАЛИШКОВОГО РЕСУРСУ
ЕЛЕМЕНТІВ ЕНЕРГЕТИЧНОГО ОБЛАДНАННЯ З ВИСОКОЮ
ТЕМПЕРАТУРОЮ**3.1. Методика експериментального дослідження**

Поставлена проблема щодо залежності залишкового ресурсу елементів енергетичного обладнання з високою температурою від характеристик змінних режимів вирішувалась з застосуванням експериментальних даних і розрахункових досліджень. Зокрема проводилась діагностика формування температурного поля газових потоків і вплив нерівномірності поля температур на напруження в таких елементах [81].

Для проведення експериментальних досліджень використовувалась робоча ділянка стенду, яка показана на рис. 3.1. Повітря від компресора через ряд проміжних ділянок подається в робочу ділянку 4. В стенді встановлюється система плоских колекторів-стабілізаторів 5, через які подається паливо (газ) на горіння. За стабілізаторами утворюється система факелів, які розділені між собою повітряним потоком.

Стенд дає можливості за рахунок зміни ширини стабілізаторів $B_{ст}$ і їх кількості – $n_{ст}$, кроку розміщення $t_{ст}$, а також схеми подачі газу і коефіцієнту надлишку повітря α встановлювати необхідний рівень температури газів – $t_{гс}$, а також профіль температури продуктів згорання вздовж перерізу стенду.

В стенді передбачена можливість встановлення циліндричних модельних патрубків II різного розміру на різній відстані від пальникового пристрою.

В залежності від поставленої задачі через модельний патрубок на трубі може пропускатись вода чи повітря, витрата і швидкість яких залежить від поставленої задачі.

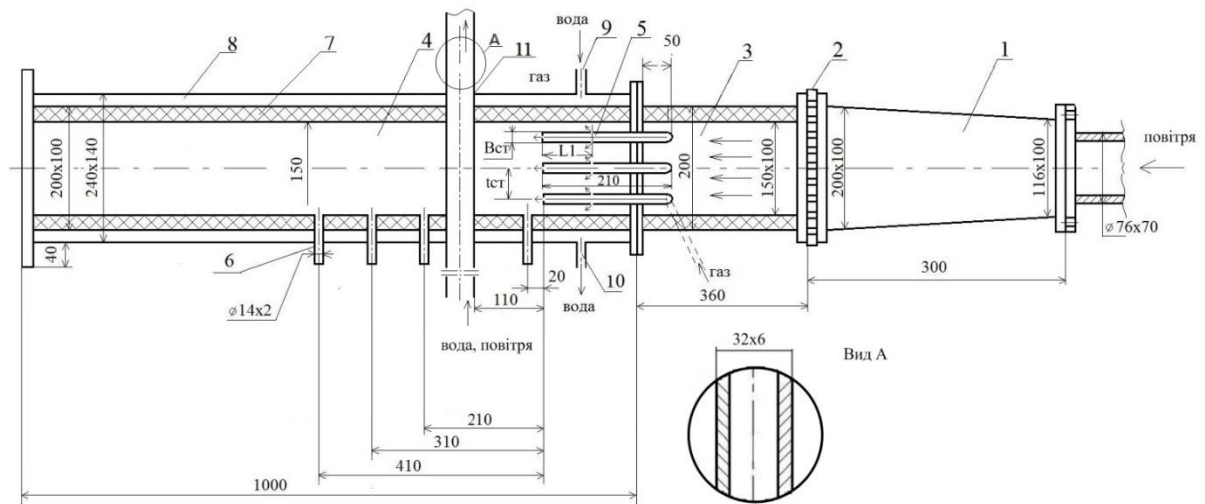


Рис. 3.1. Дослідна ділянка стенду випробувань термічного стану елементів

1 – заспокійлива ділянка; 2 – спрямляюча решітка; 3 – перехідна ділянка; 4 – робоча ділянка; 5 – колектор-стабілізатор; 6 – штуцер введення зонду; 7 – футеровка; 8 – водяний канал; 9, 10 – підведення і відведення охолоджуючої води; 11 – модельний патрубок.

3.2 Розробка комп'ютерної моделі

Для дослідження теплового стану трубопроводів котла виконувалась побудова 3D просторового аналога топкового простору (рис. 3.2).

Для вирішення задачі було необхідно задати граничні умови на всіх поверхнях задіяних у теплообміні, щоб вони відповідали експлуатаційному режиму роботи котлоагрегату.

Побудовано складну модель, яка включає пальник та прямий патрубок діаметром 36x6 мм і довжиною 0,15 м. Потік газів утворений пальниковим пристрем, обтікає трубу. Пальник: три стабілізатори шириною $B_{ст} = 0,015$ м, що розміщувались в каналі шириною 0,15 м з кроком $t_{ст} = 0,005$ м. Коефіцієнт затінення $k_f = 0,30$. Відстань від пальника до патрубку дорівнювала 110 мм та 50 мм. Температура газів на зрізі стабілізаторів приймалася $t_r = (1000-1300)$ К. Температура повітря: $T_{п} = 300$ К. Швидкість газів приймалась: $w_r = 10$ м/с. В трубопроводі в якості теплосприймаючого середовища обрано живильну воду з температурою $t_b = 20$ °С і швидкістю $w_b = 0,5$ м/с. При теплових розрахунках

задавалися граничні умови I-III роду. Коефіцієнти тепловіддачі для газу задані на рівні $(80 - 100) \text{ Вт}/(\text{м}^2 \text{ К})$, а для живильної води $(300 - 500) \text{ Вт}/(\text{м}^2 \text{ К})$.

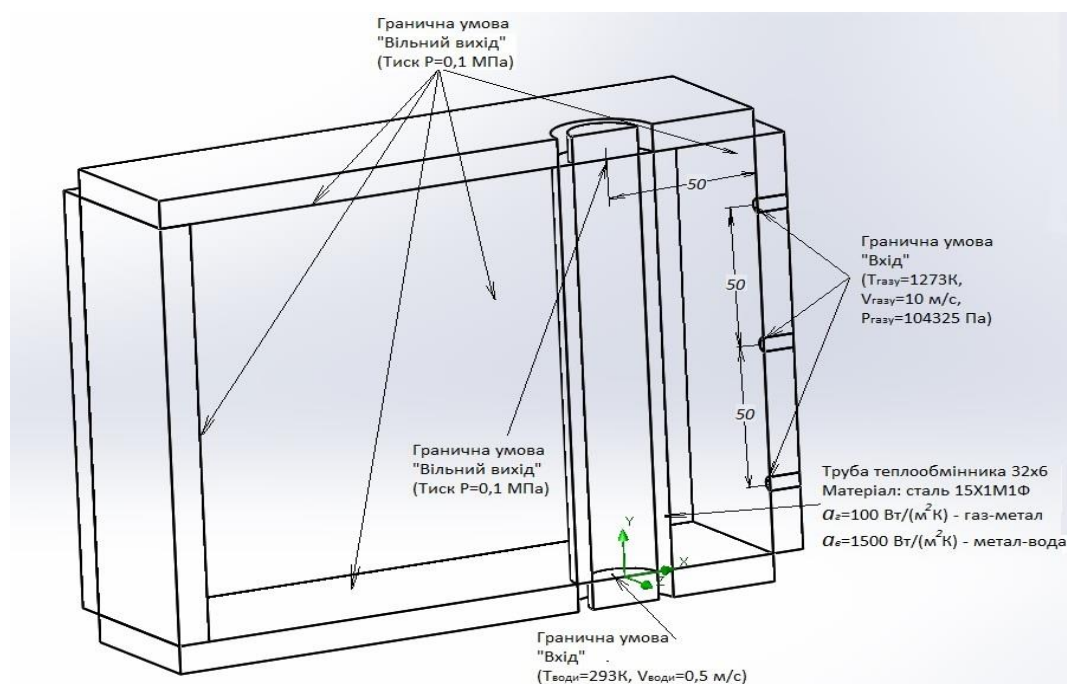


Рис. 3.2. Геометрична модель та граничні умови обтікання циліндра

На ділянці між пальником і патрубком відбувався масообмін між гарячими газами і холодним повітрям в щілині між стабілізаторами. В тильній частині стабілізатора внаслідок інтенсивного масообміну в зоні рециркуляції температура відносно вирівнюється і її величина знаходиться на рівні 400°C . Але вирівнювання не повне і спостерігається тільки деяке згладжування профілю температури. Напрями току води в патрубку та гарячих газів були перпендикулярними. Задана значна різниця температур між гарячими газами та холодною водою дозволила апробувати розрахункову модель гідродинаміки, теплового та напружено-деформованого стану трубопроводу.

Виконане моделювання і аналіз допомогли запобігти дорогим і тривалим експериментам.

Однією з найбільших переваг комплексів ANSYS - це можливість виконати всі необхідні обчислення в середовищі, де пакунки програм працюють за принципом структури дерева, що їх з'єднує [82]. На рис. 3.3 наведена Функціональна схема проекту ANSYS яку було створено для

обчислення.

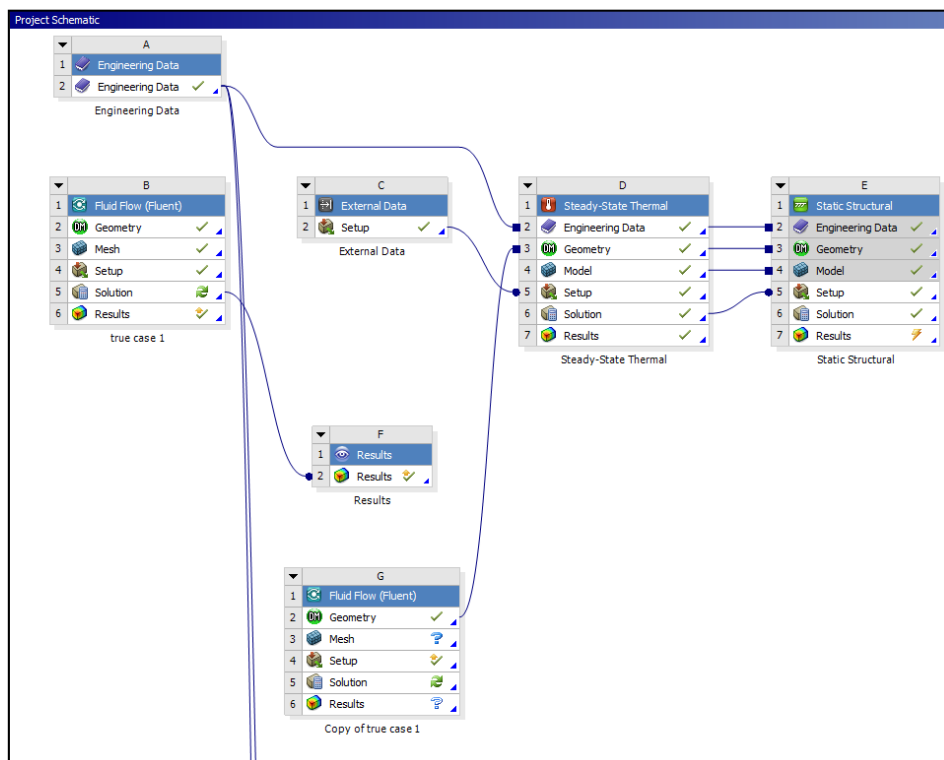


Рис. 3.3. Функціональна схема проекту ANSYS

З урахуванням симетрії для полегшення розрахунку була створена модель лише для половини обчислювального простору, для врахування цього на модель була накладена умова симетричності.

Приклад геометричної моделі, що була побудовані в Ansys Design modeler, показано на рис. 3.4.

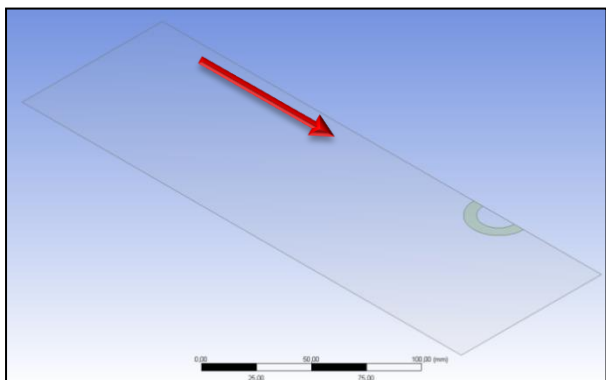


Рис. 3.4. Переріз геометричної моделі розробленої в ANSYS Design modeler. Напрямок потоку продуктів згоряння показаний червоною стрілкою.

Важливим наступним кроком є розбиття геометричної моделі сіткою. У місцях контакту потоку продуктів згоряння з трубою була використана щільна сітка з кроком 0,1 мм. На початковій ділянці використана грубіша сітка. Отримана модель

показана на рис. 3.5.

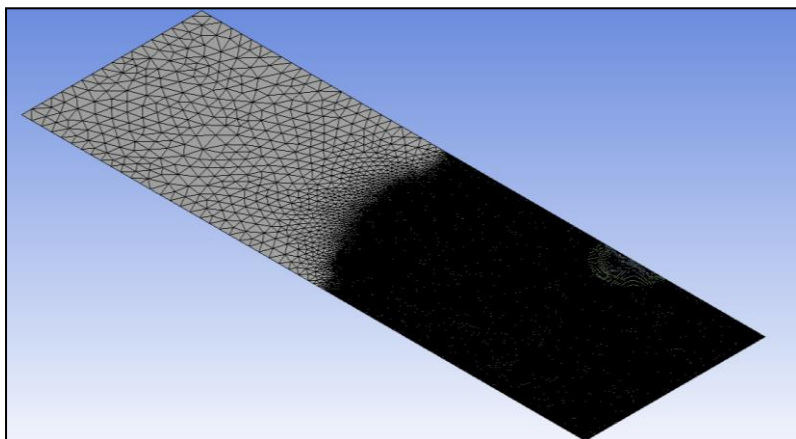


Рис. 3.5. Розбиття геометричної моделі сіткою для подальшого обрахунку (ANSYS Mesher)

3.3 Гідрогазодинамічний розрахунок, модель турбулентності

Важливим етапом перед початком розрахунків в ANSYS Fluent є визначення прийнятої моделі турбулентності (рис. 3.6). Для проведення гідродинамічних розрахунків були проаналізовані декілька моделей турбулентних течій.

Головна ідея розроблених моделей базується на припущенні, що існує середня швидкість і середня пульсація. Завдяки спрощенню формули Нав'є - Стокса крім невідомих середніх швидкостей з'являються твірні середніх відхилень. В різних моделях вони моделюються по різному. Нижчеподані моделі використовуються у різних галузях техніки в залежності від необхідної точності розрахунків. Майже всі вони реалізовані в розрахунку гідродинамічних течій у Fluent [82 та ін.],

Розглянуті моделі мають свої області застосування, для яких отримані коефіцієнти при порівнянні даних розрахунків з експериментами.

1. Можна відмітити модель Буссінеска (Boussinesq). Ця модель розглядає густину як постійну величину в усіх розв'язаних рівняннях.

2. Модель Спаларта-Альмарас. У цій моделі використовується додаткове рівняння переносу коефіцієнту турбулентної в'язкості. Вона є простою моделлю з одним рівнянням, яка розв'язує змодельоване рівняння переносу для кінематичної вихрової (турбулентної) в'язкості.

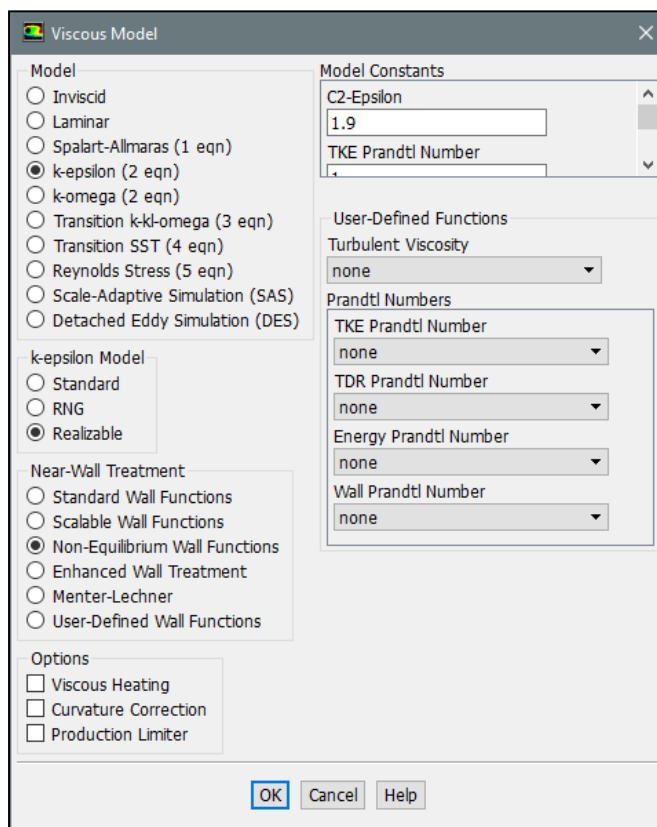


Рис. 3.6. Діалогове вікно «В'язка модель», що відображає обрану модель k-epsilon в розрахунковому проекті.

3. Модель k-epsilon. За нею до рівняння руху додаються пульсації середньої швидкості і процеси зниження інтенсивності цих пульсацій за рахунок дисипації енергії. В технічних розрахунках ця модель використовується найбільш часто.

Стандартна модель k-epsilon в ANSYS Fluent належить до цього класу моделей і стала основною моделлю для практичних інженерних обчислень потоку з часу, як її запропонували Лаундер і Сполдінг [83].

Надійність, економічність і прийнятна точність для широкого діапазону турбулентних потоків пояснюють її популярність у моделюванні промислових потоків і теплопередачі.

В ANSYS Fluent рекомендовано використання моделі Realizable k- epsilon нарівні з іншими варіантами сімейства k-epsilon. Рекомендується використовувати модель k-epsilon у поєднанні з покращеною обробкою поверхонь (EWT). У випадках, коли потік відривається під градієнтами тиску від гладких поверхонь (аеродинамічних профілів тощо), моделі k-epsilon зазвичай не рекомендуються.

4. Модель k-omega. Вирішується рівняння для швидкості дисипації турбулентної енергії. Недоліком стандартного рівняння k-omega є відносно сильна чутливість

рішення, що залежить від значень k - ω і - поза межами граничного шару. З цієї причини використання стандартної k - ω моделі зазвичай не рекомендується в ANSYS FLUENT.

5. Модель напруг Рейнольдса. Рівняння Нав'є–Стокса (рівняння RANS), усереднені за Рейнольдсом, використовують усереднені за часом рівняння руху потоку рідини. В моделі вирішується 7 додаткових рівнянь для переносу напруг Рейнольдса.

В даній роботі була використана модель k - ϵ Realizable. Безпосередньою перевагою реалізованої моделі k - ϵ є те, що вона забезпечує покращені прогнози щодо швидкості поширення як плоских, так і круглих струменів. Вона використовується для потоків, що включають обертання, прикордонні шари під сильними несприятливими градієнтами тиску, розділенням та рециркуляцією. Практично у кожній мірі порівняння, Realizable k - ϵ демонструє здатність захоплювати середній потік складних структур. Розрахункова модель, яка використана в Fluent, показана на рис. 3.6.

3.4 Визначення граничних умов при теплових розрахунках

Під час вирішення задачі нестационарної теплопровідності циліндру застосовувалось рівняння [84- 87]:

$$\text{div}[\lambda(T)\text{grad } T] = c(T)\gamma(T)\frac{\partial T}{\partial \tau}, \quad (3.1)$$

де параметри λ , c , γ , є функціями температури і координат для початкових $T_0 = T(x, y, z, 0) = f_0(x, y, z)$ і граничних умов I, II, III, або IV роду.

Для різних ділянок циліндру коефіцієнти тепловіддачі α розраховувались у відповідності з критеріальними рівняннями конвективного теплообміну. В програмному комплексі ANSYS Fluent [82] граничні умови задаються на поверхні циліндричної труби при розрахункових даних щодо газодинаміки течії робочих тіл (гарячі продукти згоряння та вода)

Для виконаних теплових розрахунках використовувались граничні умови I–III роду.

Для теплових розрахунків приймалися :

1. Коефіцієнт теплопередачі газу становив $(80-100) \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К})$,
2. Коефіцієнт теплопередачі живильної води - $(300-500) \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К})$.

3.5 Газодинамічна та тепла структура потоку в стабілізаторних пальникових пристроях

При проведенні досліджень використовувався пальниковий пристрій та циліндрична труба діаметром $36 \times 6 \text{ мм}$ і довжиною $0,15 \text{ м}$ (рис. 3.1).

В трубопроводі була вода з температурою $t_v = 20^\circ\text{C}$ і швидкістю $w_v = 0,5 \text{ м/с}$. Температура газів на зрізі стабілізаторів $t_r = (1000-1300) \text{ К}$, швидкість газів $W_r = 10 \text{ м/с}$, температура повітря $T_n = 300 \text{ К}$,

На рис. 3.7 наведені поля температур продуктів горіння за центральним і крайнім стабілізаторами в різних перерізах каналу.

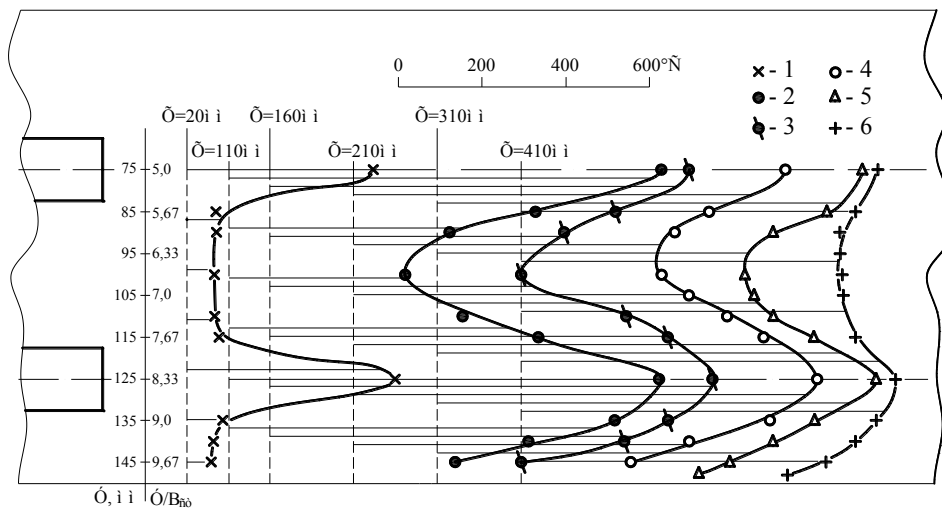


Рис. 3.7 Поля температур в топковому просторі на різній відстані від стабілізаторів при струменевій подачі палива в обтічний потік повітря :

1 – $x = 20 \text{ мм}$; 2 – 110 мм ; 3 – 160 мм ; 4 – 210 мм ; 5 – 310 мм ; 6 – 410 мм .

Як видно з рис. 3.7, вздовж камери і по перерізу відбувається формування поля температур газів.

Газодинамічні характеристики розрахункової моделі наведені на рис 3.8. Для показаної схеми відстань між пальниковим пристроєм і патрубком складала 110 мм, профіль температур для цього режиму наведено на рис. 3.7.

Розрахунковим шляхом отримані лінії току продуктів згоряння і повітря, що натікають на трубопровід (рис. 3.8). З наведених даних видно, що зони з температурою 700 К в сліді за стабілізатором чередувались із зонами з температурою 300 К на осі щілини.

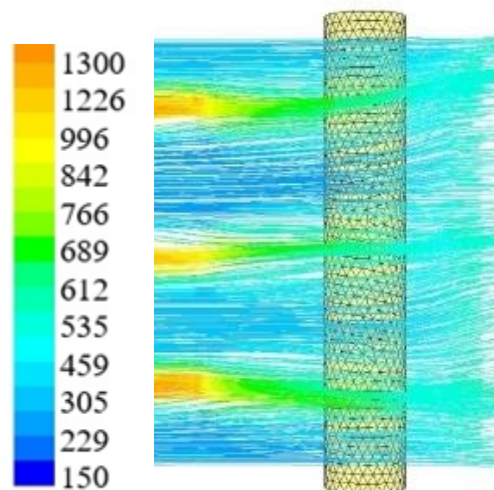


Рис. 3,8. Лінії току та температура продуктів згоряння і повітря, що натікають на патрубок;

Таким чином, як видно з рис. 3.8, відбувається масообмін між трубопроводом і гарячими газами в сліді за стабілізатором і холодним повітрям в щілині між стабілізаторами. В тильній частині трубопроводу внаслідок інтенсивного масообміну в зоні рециркуляції за ним температура газів дещо вирівнюється і її величина знаходиться на рівні 400 °С. Але маємо тільки деяке згладжування профілю температури. Завдяки значній різниці температур між гарячими газами та холодною водою, стало можливим дослідити розрахункову модель гідродинаміки, теплового, напружено–деформованого стану патрубка.

Вектори швидкостей продуктів згоряння і повітря, що натікають на трубопровід (рис. 3.8, а), отримані розрахунковим шляхом і показують характер течії в моделі і напрямок потоків (рис. 3.8, б). Колір вектору відповідає його температурі. З наведеної моделі видно, що зони з температурою 1000 К в сліді за

стабілізатором чередувались із зонами з температурою 300 К на осі щілини.

Векторна діаграма потоку навколо поперечного перерізу трубопроводу потоком газів (рис. 3.9) показує, що крім звичайних областей, позаду трубопроводу є додаткові вихрові зони.

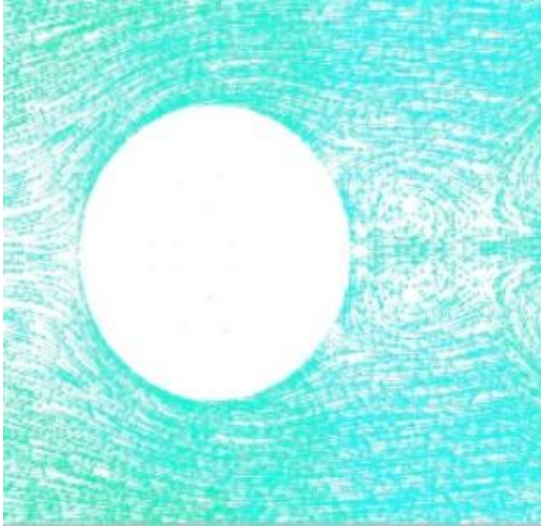


Рис. 3.9. Епюра векторного обтікання патрубку потоком газів

3.6 Розрахункові дослідження теплового стану патрубку

Приймалось, що відстань від пальника до труби дорівнювала 50 мм та 110 мм (рис. 3.1). За трубою була значна відстань до стінки котла.

Гаряче повітря в просторі котла (рис. 3.10) демонструє зниження швидкості від 10 м/с у вихлопній зоні газового стабілізатора пальника до 1 м/с у задній частині за трубопроводом і між стабілізаторами. Також спостерігається зниження швидкості до (4,6–5,5) м/с у зоні контакту гарячого повітря з трубою.

Температура газу в зоні зворотніх токів трохи нижча за температуру гарячого повітря у набігаючому потоці. При попаданні гарячого повітря на поверхню бічних поверхонь трубки спостерігається збільшення щільності газових потоків. У зв'язку зі складною картиною течії газу при різних температурах навколо трубки, після неї спостерігається складна структура течії з утворенням зон різної температури.

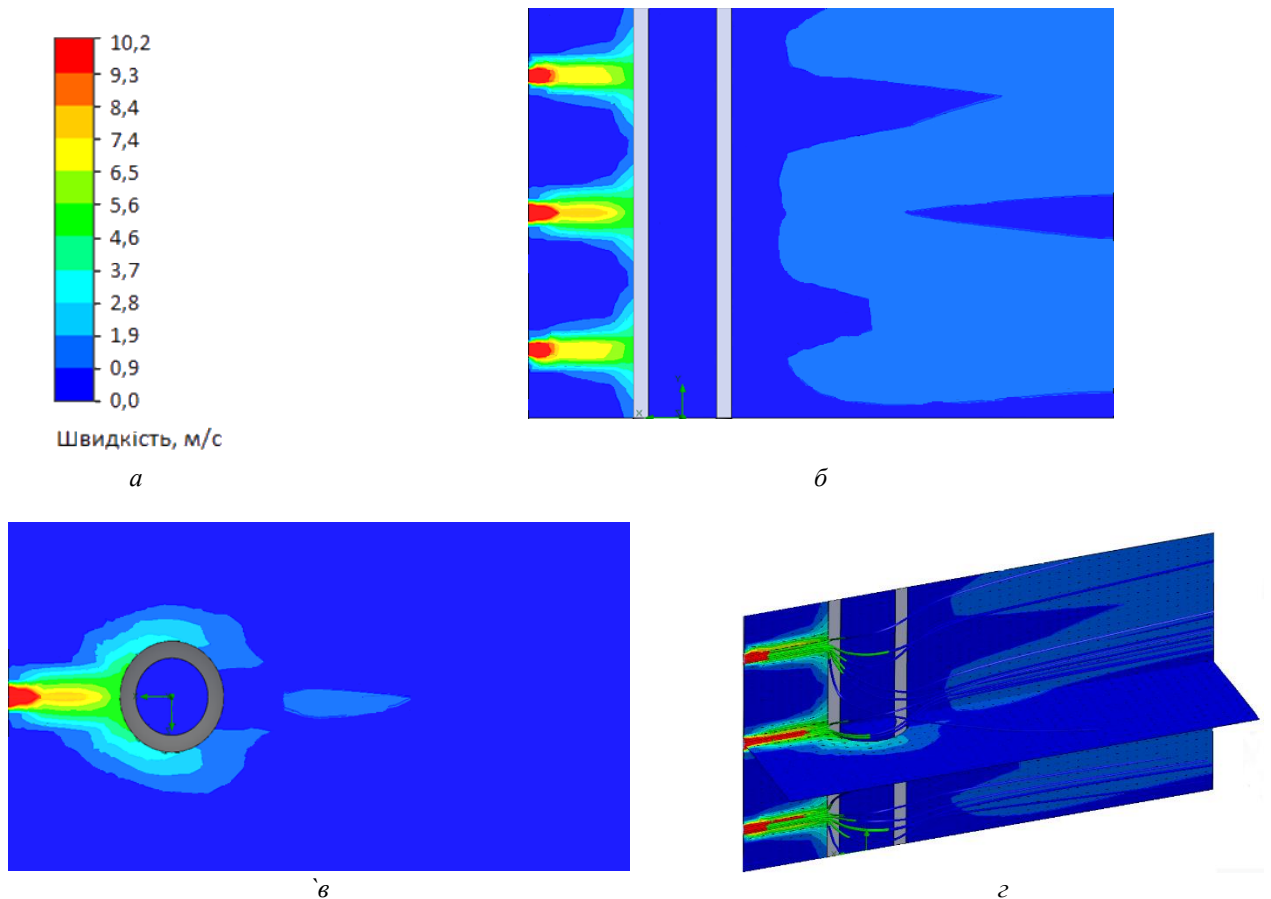


Рис. 3.10. Швидкість потоку при обтіканні циліндричної труби продуктами згоряння, відстань до трубки 50 мм: а – шкала швидкості; б – вид збоку на циліндричну трубу; в – вид зверху на циліндричну трубу; г – площина зони пальника.

3.7 Розрахункові дослідження напружено-деформованого стану трубопроводу

Напружено-деформований стан розраховується шляхом спільного розв'язування рівнянь рівноваги, які мають наступний вигляд:

$$\{\sigma_i\}_{j+} \rho X_i = 0; i, j = 1, 2, 3, p_i = f(x, y, z, 0), \quad (3.6)$$

де σ_i – нормальні і дотичні напруження в елементах циліндру; X_i – масова діюча сила в елементах циліндру; p_i – зовнішні розподілені напруження, ρ – густина матеріалу циліндру.

До цього додаються рівняння, що враховують одночасну дію деформацій та закону пружності, які мають вигляд:

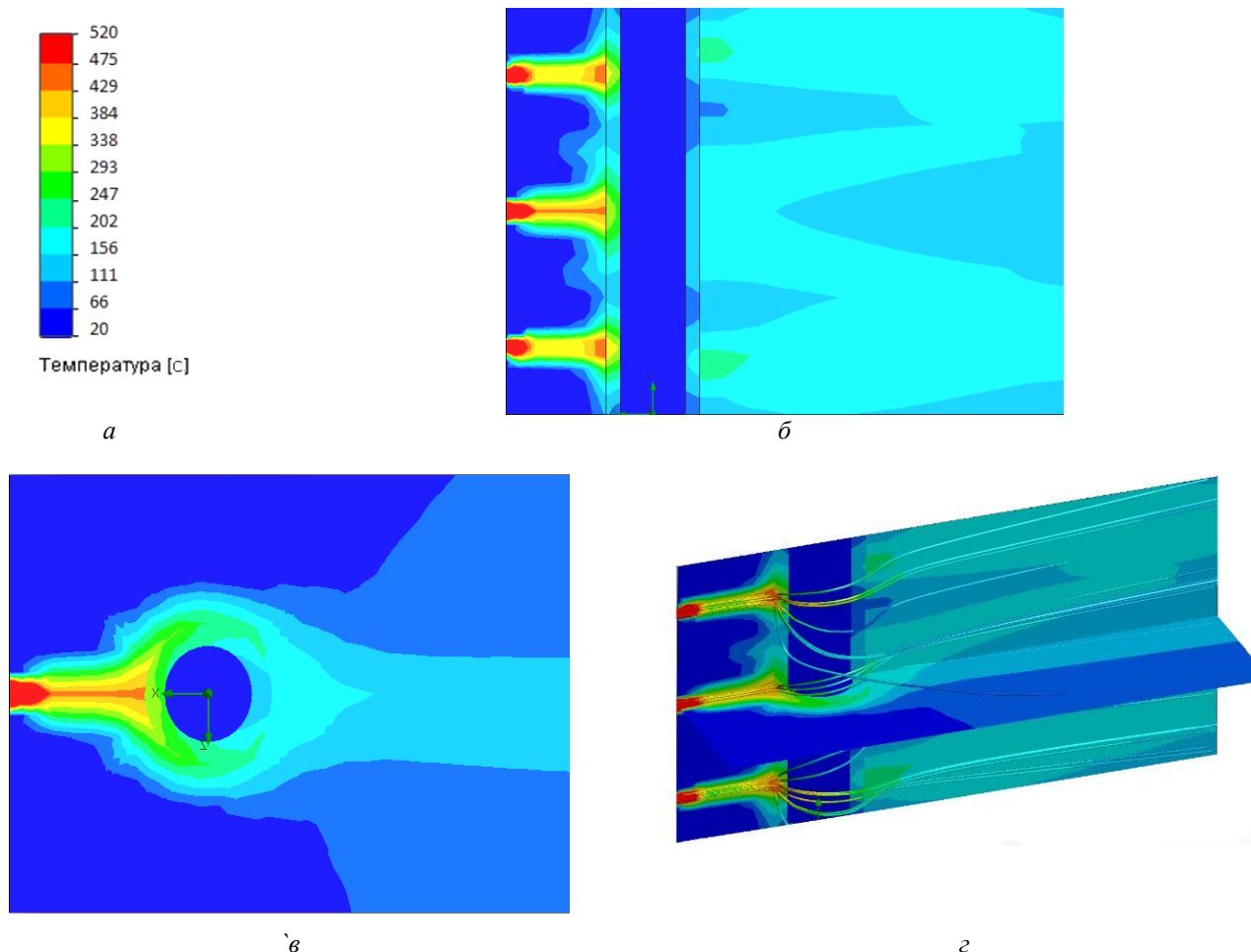


Рис. 3.11. Поле температур при обтіканні циліндру гарячими газами, відстань від пальника 50 мм: а – шкала температури; б – вид збоку на циліндр; в – вид на циліндр зверху; г – аксонометрія

$$\{\varepsilon_{ij}\} = [a]\{\sigma_{ij}\} + \{\beta \times \Delta T\}, \quad (3.7)$$

де $\{\varepsilon_{ij}\}$ – вектор деформацій; $[a]$ – матриця пружних коефіцієнтів; $\{\sigma_{ij}\}$ – вектор напружень; $\{\beta \times \Delta T\}$ – вектор температурних деформацій; β – коефіцієнт лінійного розширення; ΔT – зміна температури циліндру при роботі.

Реалізація поставленого завдання визначення напружень в елементі здійснювалась з використанням універсального пакету *StaticStructural*. Застосовувалася процедура *Equivalent Stress* на основі Критерію текучості фон мізеса. Дискретизація розрахункових областей проводилася структурованою і рівномірною сіткою, що містить 407480 осередків з кроком 1 мм.

Якщо температура в об'єкті зміниться на величину T , то елемент довжини ds матиме нову довжину $(1 + \alpha \Delta T)ds$ за умови, що окремі елементи об'єму не

стикаються з перешкодами в процесі розширення і, отже, , обмежень для розширення не виникає. Величина α називається коефіцієнтом теплового розширення. Частинки тіла з іншою температурою зазвичай перешкоджають зміні об'єму. У результаті виникають температурні напруги $\alpha_i j$, що викликають додаткові подовження та зміщення. Наявність джерела тепла, яке нерівномірно діє на елемент, викликає нерівномірне нагрівання металу та його розширення, викликаючи внутрішні напруги та деформації.

Критерій текучості Мізеса (рис. 3.12) припускає, що деформація матеріалу починається, коли друга постійна напруга прогину (другий інваріантний девіатор напруг) J_2 (тензор, який визначає напругу в точці, не пов'язаний з гідростатичною напругою (загальним тиском)) досягає критичного значення. Це частина пластичної теорії, яка найкраще підходить для пластичних матеріалів, таких як метали. Перед застосуванням цього критерію деформації матеріал слід вважати еластичним.

У матеріалознавстві та техніці критерій текучості Мізеса також можна сформулювати як напругу фон Мізеса або еквівалентну напругу розтягування, σ_v , скалярне значення напруги, яке можна обчислити за допомогою тензора напруги Коші. У цьому випадку матеріал починає деформуватися, коли на нього починає діяти напруга фон Мізеса, досягаючи критичного значення, яке називається межею текучості σ_y . Напруга фон Мізеса використовується для прогнозування деформації матеріалу за будь-яких умов навантаження з використанням результатів простих випробувань на одноосьовий розтяг. Напруга фон Мізеса має таку властивість: два напружені стани з однаковою деформацією мають однакову напругу фон Мізеса.

Напруження фон Мізеса застосовуються тільки до пластичних матеріалів. Для матеріалів з іншими властивостями, таких, як крихкі матеріали, необхідно використовувати інші теорії.

Критерій текучості Мізеса не залежить від першого інваріанта напруги I_1 , він застосовний для аналізу деформації пластичних матеріалів, таких як метали, тому що початок їх деформації не залежить від порядку гідростатичної складової тензорного напруження.

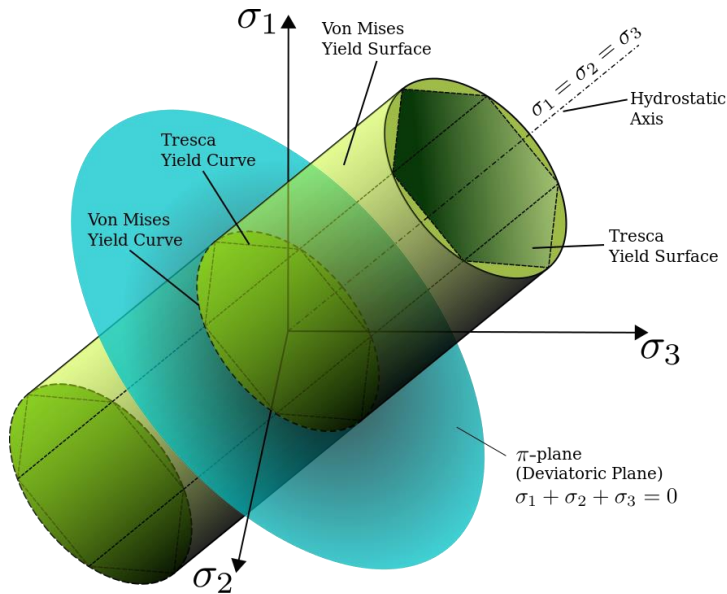


Рис. 3.12. Поверхня текучості фон Мізеса в координатах головних напруг. Також показана гексагональна поверхня текучості Тріска [88].

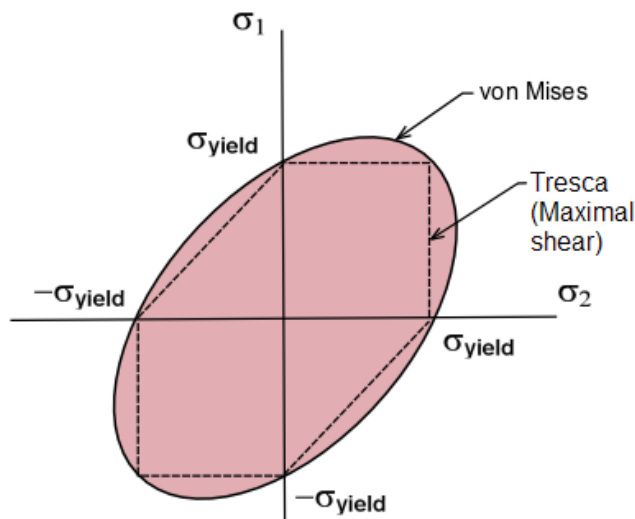


Рис. 3.13. Перетинання критерію текучості Мізеса з σ_1 , σ_2 площиною, де $\sigma_3 = 0$ [88].

Математично критерій текучості Мізеса виражається у вигляді:

$$J_2 = k^2, \quad (3.8)$$

де k - є межа деформації матеріалу в чистому зсуві. На початку деформації величина межі текучості при чистому зсуві в $(\sqrt{3})$ разів нижча межі текучості при розтягуванні в разі простого розтягування.

Таким чином, має місце формула:

$$k = \frac{\sigma_y}{\sqrt{3}} \quad (3.9)$$

де σ_y - межа текучості матеріалу.

Якщо встановити напругу фон Мізеса рівною межі текучості і об'єднати вищевказані рівняння, то критерій текучості фон Мізеса може бути представлений у такому вигляді:

$$\sigma_v = \sigma_y = \sqrt{3J_2} \quad (3.10)$$

або

$$\sigma_v^2 = 3J_2 = 3k^2 \quad (3.11)$$

Підставляючи інваріантні J_2 з точки зору компонентів напружень Коші, можна отримати вираз:

$$\sigma_v^2 = \frac{1}{2}[(\sigma_{11} - \sigma_{22})^2 + (\sigma_{22} - \sigma_{33})^2 + (\sigma_{33} - \sigma_{11})^2 + 6(\sigma_{23}^2 + \sigma_{31}^2 + \sigma_{12}^2)] \quad (3.12)$$

Нижні індекси 1,2,3 можна замінити x, y, z, або на іншу ортогональну систему координат.

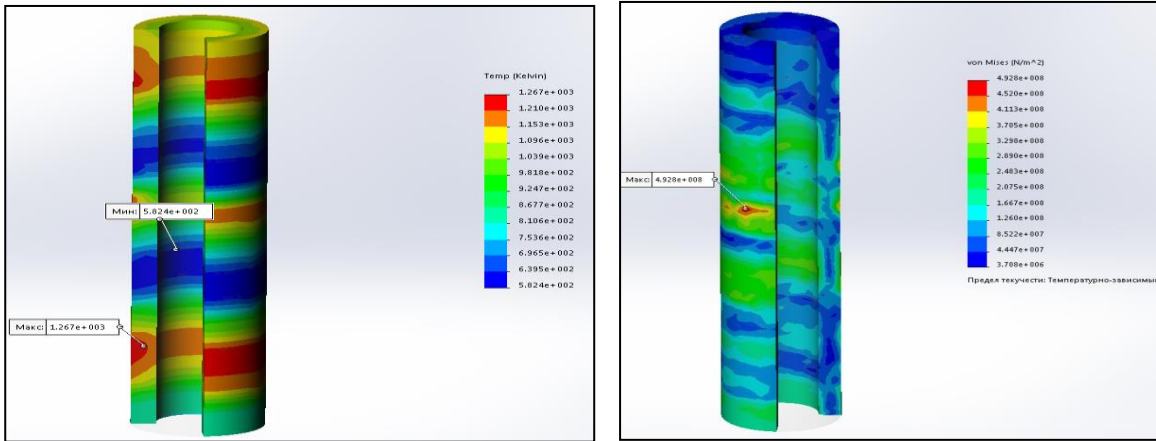
Це рівняння визначає поверхні текучості як круговий циліндр (рис. 3.13), з кривою текучості, або перетин з девіаторною площиною, яка являє собою коло з радіусом $\sqrt{2}k$, або $\sqrt{\frac{2}{3}}\sigma_y$. З цього випливає, що умова текучості не залежить від гідростатичної напруги.

Були отримані дані щодо розподілення температури і напружень по товщині стінки труби.

При розрахунках напружено-деформованого стану, було отримано головні напруження та інтенсивності напружень протягом всього періоду, що відповідає режиму пуску [89, 90].

На рис. 3.13,а показано характер зміни температури по товщині стінки, який покаже значний градієнт температур по всій площині патрубку. Рівень температури металу трубопроводу складає величину порядку $(250-300)^\circ\text{C}$. Ділянка максимальної температури газів розміщується напроти центрального стабілізатору дорівнює близько 1000°C . Зони максимальних значень температури вздовж циліндричної труби розташовані напроти стабілізаторів. Нерівномірність температури газів вздовж труби сягає 54 % і відповідає даним експериментальних досліджень.

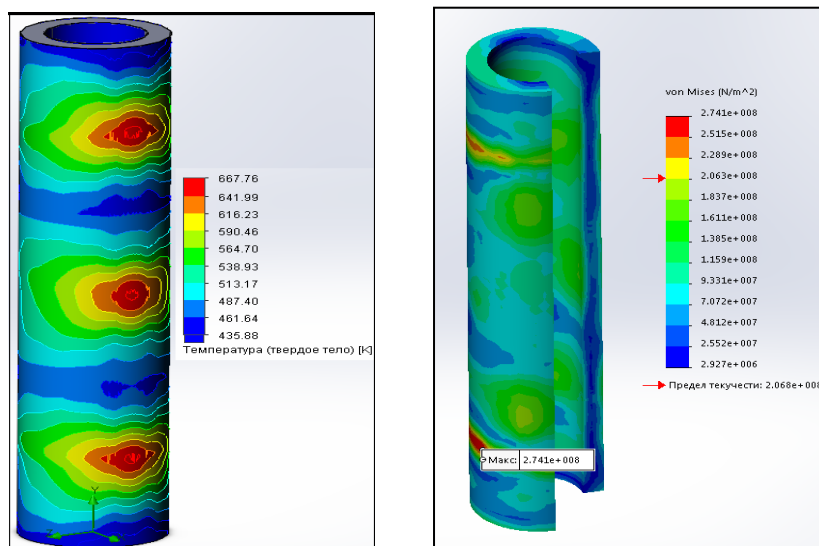
Як видно з рис. 3.13,б, значення напружень стінки трубки є (370 – 492) МПа (рис. 3.13,б) за умови завдання граничних умов теплообміну, та в діапазоні (138 – 274) МПа (рис. 3.14,б) за умови розрахунку газодинамічних характеристик гарячого потоку газу, що обтікає циліндричний патрубок.



а)

б)

Рис. 3.13. Тепловий стан та напружено-деформований стан патрубка котлоагрегату, відстань від пальника 50 мм за умови завдання граничних умов конвективного теплообміну: а) ТС; б) НДС



а)

б)

Рис. 3.14. Тепловий стан та напружено-деформований стан патрубка котлоагрегату, відстань від пальника 50 мм за умови розрахунку газодинамічних характеристик гарячого потоку, що обтікає циліндричний патрубок: а) (ТС); б) (НДС)

При відстані від палиникового пристрою до труби у 110 мм, то розподілення інтенсивності умовних пружних напружень в циліндричній трубі дорівнює (49 – 73) МПа (рис. 3.15,а) за умови вільного розширення циліндричного патрубку по кінцях, і (97 – 144) МПа при закріпленні патрубку по кінцях (рис. 3.15,б)

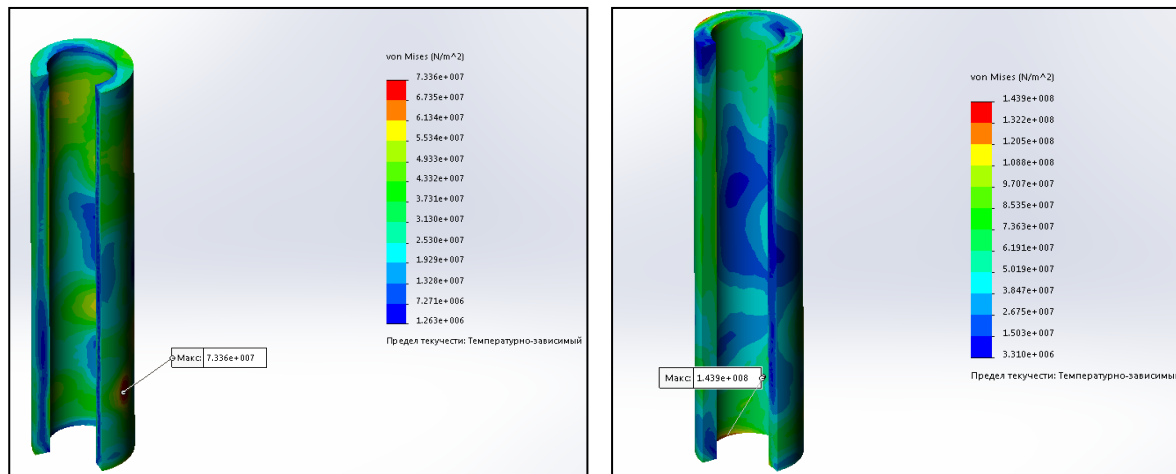


Рис. 3.15. Напружено-деформований стан циліндричного патрубку котлоагрегату, відстань від палика 110 мм: а) вільне розширення циліндричного патрубку по кінцях;

б) закріплення циліндричного патрубку по кінцях

Розрахований тепловий стан циліндричної труби застосовується у програмному комплексі ANSYS у якості граничних умов при розрахунковому дослідженні напружено - деформованого стану з використанням універсального пакету *StaticStructural*. Значення інтенсивності умовних напружень по товщині стінки патрубку свідчить про те, що її рівень складає (357 – 445) МПа.

Значення інтенсивності напружень по товщині стінки патрубку вказують на те, що максимальні напруження виникають на зовнішній поверхні циліндру, яка омивається гарячими газами. Градієнт температур внутрішньої та зовнішньої поверхні циліндричній трубі є достатньо значним і дорівнює близько (150 – 200) °С. Значні градієнти температур при експлуатаційних режимах обумовлюють високий рівень умовних пружних напружень та зниження ресурсних характеристик металу циліндричних патрубків котлоагрегатів.

Виходячи з нестационарного напружено-деформованого стану, проведено оцінку малоциклічної втоми та статичної пошкодженості циліндричного патрубку

згідно з роботами [7-9]. Отримана температура металу циліндричного патрубку необхідна для подальшого розрахунку кількості циклів до відмови. Контрольна температура металу розраховується у вибраних окремих точках на основі максимального напруження за встановлений період часу. За даними [8], якщо використовувати значення номінальної температури металу, то це призведе до необґрунтованого заниження ресурсних показників високотемпературних елементів і є суттєвим лише на етапі проектування нового обладнання.

На основі аналізу робочої напруги та температурного поля вибираються найбільш напружені ділянки циліндричного патрубку, щоб провести оцінку низької циклічної втоми та статичного пошкодження.

Загальну сукупну пошкодженість металу циліндричного патрубку та напруження, що залишилися до появи тріщини, визначають за [7].

Знайдено основну напругу та інтенсивність напруги за період, що відповідає вихідній вимозі. Розподіл температури по товщині стінки труби демонструє значний градієнт температури по всій площині труби. Температура металу труби становить (250–300) °С. Максимальна температура теплоповітряної суміші за центральним стабілізатором - пальником становить близько 1000° С. Зони максимальних значень температури по циліндру розміщені відповідно навпроти стабілізатора пальникового пристрою. Температурна нерівність по трубопроводу досягає 54% і відповідає даним експериментальних досліджень.

Величина умовних пружних напружень в циліндрі знаходиться в межах (76,3–205) МПа за умови розрахунку газодинамічних властивостей обтікання циліндра гарячими газами.

3.8 Розрахунки пошкоджуваності та залишкового ресурсу трубопроводу

Оцінка малоциклової втомленості та статичної пошкоджуваності виконувались за [85] з урахуванням нестационарного напружено-деформованого стану. Отримані температури використовувались для розрахунку кількості циклів до руйнування.

На основі максимального напруження за встановлений період часу у

відповідних точках розраховується температура металу. Якщо використати номінальну температуру металу, як того вимагає РТМ [8], то ресурсні показники елементів обладнання будуть необґрунтовано занижені. Рекомендований підхід виправданий лише на етапі проектування нового обладнання.

Розрахункове статичне пошкодження циліндричного патрубку котлоагрегату визначається максимальним напруженням металу (144 МПа) і становить 0,57, коли момент настання граничного стану під дією еквівалента напруги, визначається за допомогою епюри довготривалої міцності матеріалу [91].

На основі розрахованих вище нестаціонарних напружено-деформованих станів за даними робіт проведено оцінку малоциклическої втоми та статичної пошкодженості труби згідно з [8]. Отримана температура металу циліндричної труби необхідна для подальшого розрахунку кількості циклів до відмови.

Для визначення кількості циклів до відмови та оцінки індивідуальних ресурсів циліндричного патрубку котлоагрегату застосовано чисельні оціночні методи розрахунку на основі дослідження розрахунку напружено-деформованого стану трубопроводів котла.

На основі аналізу діючої напруги та температурного поля вибираються найбільш напружені ділянки труби, щоб виконати оцінку низької циклическої втоми та статичного пошкодження.

Кількість циклів навантаження до появи тріщини визначали за короткоцикловою кривою випробування на втому, яка отримана за результатами випробування зразка на розтягування за циклом жорсткої симетрії при постійній температурі [18]. Допустима кількість циклів вибирається відповідно до кривих малоциклової втоми для відповідної сталі, залежно від того, яке з двох значень є меншим:

$$N_D = \min \left\{ \frac{N_1}{n_N}; N_2 \right\} \quad (3.13)$$

де N_1, N_2 – числа циклів, що відповідають на кривих втомлюваності амплітудам $\varepsilon_{a,np}$ і $n_\varepsilon \cdot \varepsilon_{a,np}$; n_N, n_ε – коефіцієнти запасу міцності по числу циклів і деформації; $\varepsilon_{a,np}$ –

приведена до симетричного циклу амплітуда інтенсивності деформацій з врахуванням ефективного коефіцієнту концентрації напружень \bar{K}_T .

Приведена до симетричного циклу амплітуда інтенсивності деформацій розраховується по формулі:

$$\varepsilon_{a,np} = \frac{1+\nu}{1,5E} (C\sigma_a + \sigma_{-1} - \sigma_N) \quad (3.14)$$

де ν – коефіцієнт Пуассона матеріалу; E – модуль пружності матеріалу при розрахунковій температурі; C – коефіцієнт, що враховує поточне число циклів N ; σ_a – розрахункова амплітуда інтенсивності циклічних умовних напружень:

σ_{-1} – межа втомлюваності матеріалу на базі 10^6 циклів при симетричному навантаженні; σ_N – межа втомлюваності матеріалу при несиметричному навантаженні.

Коефіцієнт C , який враховує поточне число циклів визначається за формулою:

$$C = \begin{cases} 1, & \text{при } N \leq 10^4; \\ \frac{\bar{K}_T}{K_T}, & \text{при } N|_{C=1} > 10^4; \end{cases} \quad (3.15)$$

де N – сумарне поточне число циклів; \bar{K}_T – ефективний коефіцієнт концентрації інтенсивності напружень; K_T – приведений теоретичний коефіцієнт концентрації інтенсивності напружень.

Амплітуда інтенсивності циклічних умовних напружень розраховується наступною формулою:

$$\sigma_a = \frac{(\sigma_{\max} + \sigma_{\min})}{2}; \quad (3.16)$$

Необхідна для розрахунку приведеної амплітуди інтенсивності деформацій, межа втомлюваності матеріалу при несиметричному навантаженні визначається за формулою:

$$\sigma_N = \frac{\sigma_{-1}}{1 + \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_B} \frac{1+r}{1-r}}; \quad (3.17)$$

де σ_{ϵ} – межа міцності матеріалу при розтягу; r – коефіцієнт асиметрії циклу навантаження.

Якщо на основі даних, представлених ТЕС, неможливо встановити типи пусків (та відповідні цикли) і відомо лише їх загальну кількість за час до моменту аналізу, то кумулятивне циклічне пошкодження P_c визначається за спрощеною формулою (3.18):

$$P_c = n / N_p, \quad (3.18)$$

де N_p - число циклів до появи тріщин малоциклової утоми, яке відповідає найбільш жорсткому режиму (тобто режиму з максимальною амплітудою деформації в розглянутій зоні).

На основі описаного вище методу апроксимації для оцінки допустимої кількості циклів до появи тріщини, загального пошкодження та допустимого залишкового терміну служби було розроблено комбінацію програмного забезпечення для дослідження кількості залишкових ресурсів патрубків. Ресурс, що залишився, є можливим робочим резервом обладнання після моменту контролю стану (або ремонту), під час якого гарантується дотримання вимог науково-технічної літератури за всіма основними показниками роботи та показниками безпеки обладнання.

Можливість прогнозування величини залишкового ресурсу забезпечується за таких умов:

- відомі параметри, які визначають технічний стан обладнання;
- відомі критерії граничного стану обладнання;
- є можливість періодичного або безперервного контролю параметрів технічного стану.

Залишковий наробіток (в роках) до появи тріщини визначається за формулою [9]:

$$[G]_{\text{ост}} = \frac{1 - II'}{II''_r}, \quad (3.19)$$

де Π' - сумарне пошкодження, яке накопичується в металі в умовах спільної дії повзучості при різних режимах q' і циклічних навантаженнях при різних перемінних режимах k' ; Π''_{Γ} - прогнозоване, на наступний за аналізом період експлуатації, середнє річне пошкодження. Воно буде накопичуватися в розглянутій зоні при дії q'' типів сталих режимів і k'' типів циклічного навантаження.

Двома штрихами відзначені величини, що відносяться до періоду експлуатації після проведення оцінки й продовження ресурсу.

Сумарне пошкодження Π' , накопичене в металі циліндричного патрубку, що працює в умовах спільної дії повзучості при різних сталих режимах і циклічних навантаженнях при різних змінних режимах, пропонується визначати по формулі (3.20):

$$\Pi' = \Pi'_{\text{ст}} + \Pi'_{\text{ц}} = \sum_{j=1}^{q'} \frac{t'_{pj}}{t'_{pj}} + \sum_{l=1}^{k'} \frac{n'_l}{N'_{pl}}, \quad (3.20)$$

де $\Pi'_{\text{ст}}$, $\Pi'_{\text{ц}}$ - статичне та циклічне пошкодження, накопичені в зоні циліндричного патрубку, яка перевірялася на момент оцінки продовження терміну експлуатації; t'_{pj} - час роботи на j -му сталому режимі при температурі металу T'_j і еквівалентних місцевих напружень повзучості $(\sigma'_{\text{э}j})_{\text{max}}$; t'_{pj} - час до настання граничного стану під дією еквівалентних напружень $(\sigma'_{\text{э}j})_{\text{max}}$ при температурах T'_j згідно діаграми тривалої міцності матеріалу; q' - число різних типів сталих режимів на момент оцінки з температурою T'_j й сталими еквівалентними місцевими напруженнями повзучості $(\sigma'_{\text{э}j})_{\text{max}}$; n'_l - число циклів l -го типу; N'_{pl} - число циклів до появи утомних тріщин під впливом тільки циклічних навантажень l -го типу; k' - число різних типів циклів на момент оцінки з різними розмахами наведених напружень $\Delta\sigma'_l$ або амплітуд деформацій ε'_{dl} .

Штрихом відзначені всі величини, що відносяться до аналізу попереднього періоду експлуатації.

Прогнозований залишковий термін експлуатації високотемпературного обладнання визначався по формулі:

$$[T]_{\text{ост}} = \frac{1}{\Pi'}, \quad (3.21)$$

де Π' - сумарне пошкодження.

Розрахункове статичне пошкодження циліндричного патрубка котла визначається максимальним напруженням металу (144 МПа) і становить 0,57, коли момент настання нижнього граничного стану еквівалентної дії напруги визначається за допомогою діаграми довготривалого опору матеріалу [8].

В топковому просторі, через коливання температури факелу навіть у стаціонарних режимах роботи температура газу змінюється з часом. В одній і тій же точці топки перепади температур можуть досягати значних значень до (400–500) °С. Це явище призводить до появи в металі значних додаткових ударних напружень.

Користуючись розробленою методикою, на підставі замірених або розрахованих температур, можна орієнтовно розрахувати термонапружений стан енергетичного обладнання і термін експлуатації до руйнування.

Наприклад, за даними [9], ресурс паропроводів котлів становить (100–250) тис. годин. На основі розробленої методики проведено оцінку залишкового ресурсу трубопроводу. Середньорічне пошкодження, яке накопичуватиметься при розглянутих умовах на визначеній ділянці циліндричного трубопроводу, після аналізу становитиме 0,019 за період експлуатації. Залишок ресурсу до розтріскування (у роках) у такому трубопроводі котла становить 12,9 років і відповідає 77400 годинам при тривалому навантаженні статичного руйнування 57% при використанні котла 6000 годин на рік.

Після відпрацювання методики, були проведені додаткові розрахунки в системі ANSYS, що дозволили отримати залежність ресурсу від градієнту температури для розглянутої моделі. Отримана залежність показана на рис. 3.16.

Розрахунки були виконані для трьох розповсюджених марок металів 12Х1МФ, 15Х1МФ і 10Х9МФБ. Як видно, залежність ресурсу від градієнту температури мало залежить від марки металу.

Створена комп'ютерна модель дозволила гнучко змінювати і отримати відповідне поле температур перед патрубком.

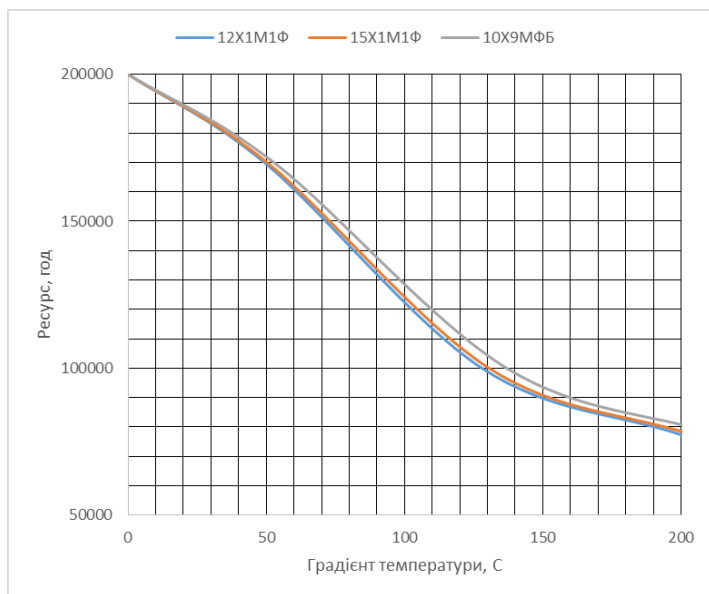


Рис. 3.16. Отримані результати залежності ресурсу розглянутого патрубка котла від градієнту температури на поверхні.

На відміну від стандартних підходів, де для розрахунку Паркового ресурсу використовується стаціонарна розрахункова температура пари і залежності мають лінійний характер (рис. 3.17), отримані в роботі результати мають нелінійний характер та підтверджують важливість використання не тільки розрахункової температури, а й градієнту температури, що може суттєво вплинути на прогнозований ресурс.

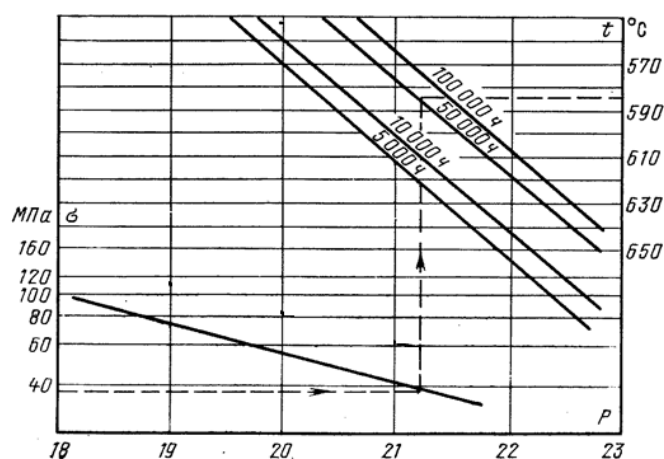


Рис. 3.17. Залежність довготривалої міцності труб пароперегрівача зі сталі 12X1MФ в залежності від різних температур (P — параметр Ларсена-Миллера) [92]

Розподіл інтенсивності напружень Мізеса та характер кривої на графіку можна

пояснити нерівномірним нагрівом трубопроводу тепловим потоком зовнішньої поверхні труби, який є перпендикулярним до напрямку руху води всередині труби, що дає значний ефект.

Результати проведених досліджень можуть бути використані при реалізації розроблених рекомендацій у великій і малій українській енергетичній, промисловій і газотранспортній системі, а також в інших галузях науки і техніки.

3.9 Висновки до розділу 3

1. На базі програмного комплексу ANSYS Fluent розроблено модель формування локальної нерівномірності поля температур продуктів згоряння в топковому просторі.
2. Досліджено вплив взаємодії газодинамічних факторів на термічний стан поверхні циліндричного патрубку, як моделі трубопроводу енергетичного і промислового котла.
3. Враховувати вплив неоднорідного температурного поля продуктів згоряння на термонапружений стан патрубків дозволяють обрані початкові та граничні умови.
4. Визначено тепловий і напружено-деформований стан патрубку та оцінено термін служби трубопроводу в залежності від умов експлуатації обладнання.

РОЗДІЛ 4

ОСОБЛИВОСТІ ЗМІНИ ПАРАМЕТРІВ ГАЗОВОГО ПОТОКУ ПРИ
МІКРОДИФУЗІЙНОМУ СПАЛЮВАННІ ГАЗУ В СИСТЕМІ СТАБІЛІЗАТОРІВ**4.1 Особливості робочого процесу стабілізаторних пальників**

Як показано в Розділі 1, існуюча організація процесу горіння в енергетичних та промислових пальниках, а також їх компоновка в самій топці, як правило, не забезпечують необхідного ступеня рівномірності розподілення параметрів газового потоку - концентрації продуктів згоряння, швидкості і температури газів в топковому просторі. а також можливості активного втручання в процес формування необхідного поля параметрів продуктів горіння.

Крім того, в Розділі 3 показано, що нерівномірний профіль температури газів в топці призводить до місцевого перегріву елементів обладнання (трубної системи парогенератора, лопаток газових турбін тощо) і виникненню небезпечних температурних напружень в високотемпературних елементах установки, коробленню деталей, появі тріщин та інших дефектів, що зменшує реальний термін їх експлуатації.

Внаслідок різної густини та швидкості газів в різних зонах топкового простору можуть виникнути небезпечні пульсації потоку, що може бути причиною появи небезпечних вібраційних коливань обладнання [93].

Нерівномірність температурного поля газового потоку не дозволяє підвищити середню температуру газу до максимальних значень, які допускають матеріали, що використовуються в енергетиці. Це знижує ККД циклу, зменшення теплової потужності агрегату і перевитрату палива [94].

Вважається, що ступінь наближення реального температурного поля до розрахункового впливає на ресурсу обладнання в цілому. Цей висновок є особливо справедливим для високотемпературних вогнетехнічних пристроїв, де використовуються матеріали, що працюють на межі термічної міцності.

Якщо розглядати, наприклад, газову турбіну, то зменшення нерівномірності температурного поля дозволяє підвищити значення середньомасової температури газу перед турбіною і тим самим підвищити потужність і ККД ГТУ.

Таким чином, одним з дієвих методів зменшення термічних напружень в елементах обладнання є отримання рівномірного або регульованого поля температур газів в топковому просторі.

Аналіз вимог, які висуваються до пальникових пристроїв з точки зору формування поля температур газів в топці, технології спалювання палив, конструкцій пальникових пристроїв і досвіду їх експлуатації показує, що одним з перспективних напрямків у вирішенні завдання формування необхідного профілю температур газів може бути використання пальників з мікрофакельним (мікродифузійним) спалюванням газу в системі стабілізаторів, які обтікаються повітряним потоком (рис. 4.1) [95, 96].

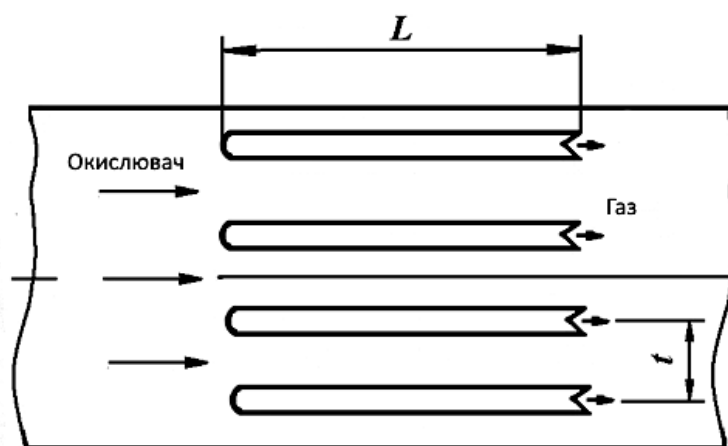


Рис. 4.1. Мікродифузійний стабілізаторний пальник з подачею палива в зону рециркуляції за стабілізатором

На кафедрі ТАЕ НТУУ «КПІ» виконуються розпочаті В.О. Христичем і Г.М. Любчиком наукові дослідження з розробки пальників стабілізаторного типу з різними схемами організації сумішоутворення і горіння палива і повітря [98], які мають суттєві позитивні якості..

Так, за результатами випробувань на різних об'єктах встановлено, що застосування пальникових пристроїв стабілізаторного типу при модернізації котлів

малої та середньої потужності (3 - 20 МВт) дозволило на 15 - 20% зменшити емісію оксидів азоту, за рахунок прямоточності повітряного потоку зменшити опір пальників і знизити до 15 % витрати електроенергії на привід вентилятора, а також підвищити надійність обладнання [99].

В стабілізаторних пальниках, по перше, використовується організація сумішоутворення палива і окислювача, при якій забезпечується оптимальне співвідношення робочих компонентів, по друге, реалізується мікрофакельне спалювання палив в системі стабілізаторів порівняно невеликого розміру, по третє, забезпечується надійна стабілізація процесу горіння за рахунок утворення зон рециркуляції за стабілізаторами і можливість роботи в широкому діапазоні режимів по швидкості повітряного потоку та коефіцієнту надлишку повітря [98].

Організація процесу спалювання палива в системі мікрооб'ємів і пов'язане з цим збільшення поверхні займання і горіння дозволяє підвищити інтенсивність горіння і теплову напругу топкового обсягу і скоротити довжину факелу [100].

Важливим фактором є модульність виконання пальника, тобто окремий стабілізатор розглядається як самостійний пальник, а загальна потужність пальникового пристрою визначається, фактично, кількістю стабілізаторних модулів. Такий принципи реалізується в конструкціях пальників і камер згоряння сучасних провідних фірм [101-103].

Завдяки такій організації робочого процесу з'являється можливість впливати на процес горіння і довжину факелу за окремими стабілізаторами, загальну довжину факелу в топковому просторі і розподілення теплових потоків [96].

В пальниковому пристрої у вигляді системи плоских стабілізаторів (рис. 4.1) розрізняють розподіл параметрів потоку в поперечному (між стабілізаторами) і поздовжньому напрямку (вздовж висоти стабілізатора). При кільцевому виконанні пальникового пристрою розрізняють, відповідно, колове і радіальне поле температур.

На рис. 4.2 показано фотографії факелу в стабілізаторному пальнику при роботі з коефіцієнтом надлишку повітря $\alpha \approx 1,5$, $K_f = 0,30$, $B_{ст} = 30$ мм. Як видно, , кожен стабілізатор являє собою окремий самостійно працюючий пальник, в якому процес

горіння, особливо на початковій ділянці, відбувається індивідуально.

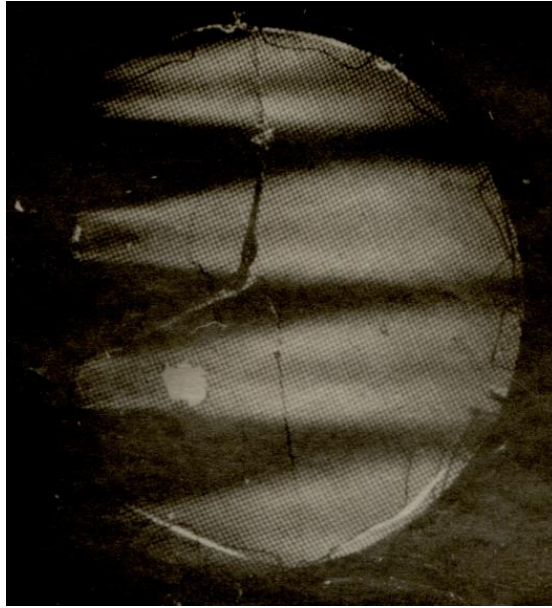


Рис. 4.2. Фотография факелів за системою стабілізаторов при $K_f = 0,30$; $B_{ст} = 30$ мм; $\alpha \approx 1,5$.

В ідеальному варіанті значення параметрів робочого тіла (газів) в поперечному і коловому напрямках мають бути абсолютно рівними.

Вважається, що на характер вирівнювання параметрів потоку і, в першу чергу, поля температур впливають такі фактори як характер поля швидкості повітря на вході в пальник; довжина топкового простору; точність виготовлення та зборки деталей пальника;- рівень гідравлічних втрат в пальнику; рівномірність роздачі палива в окремому стабілізаторі і між стабілізаторами .

4.2. Формування параметрів потоку в поперечному перерізі стабілізаторів

4.2.1. Формування поля швидкості ізотермічного потоку в системі стабілізаторів

При аналізі зміни параметрів робочого процесу – швидкості потоку, концентрації, повноти згорання, температури газів були проведені випробування систем стабілізаторів, наведених в табл. 4.1.

Таблиця 4.1. Випробовані системи стабілізаторів

Вид стабілізатора	$B_{ст}$, мм	$t_{ст}$, мм	K_f
Плоский стабілізатор	15,0	50,0	0,3
Плоский стабілізатор	30,0	60,0	0,5
Кутовий стабілізатор, $\beta = 90^0$	30,0	50,0	0,6
Кутовий стабілізатор, $\beta = 45^0$	45,0	65,0	0,692
Кутовий стабілізатор, $\beta = 90^0$	30,0	37,0	0,81

Під час аналізу формування полів параметрів робочого процесу в пальникових пристроях стабілізаторного типу необхідно враховувати, що на цей процес значний вплив має інтенсивність масообмінних процесів в системі стабілізаторів.

Наприклад, як видно з рис. 4.3, де приведені значення інтенсивності турбулентності ε в сліді за стабілізаторами, максимальне її значення на початковій ділянці сліду за стабілізатором спостерігається в поперечному перерізі стабілізатора (ε_y), що пов'язано із значним градієнтом швидкості в цьому напрямку [104].

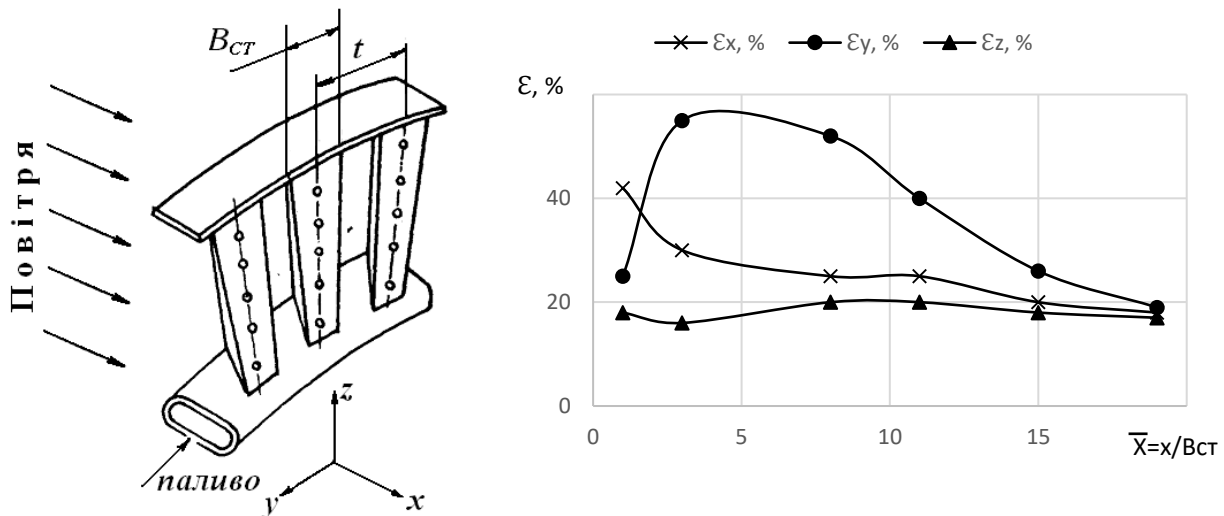


Рис. 4.3. Розподілення інтенсивності турбулентності в сліді за стабілізатором:

ε_y - в поперечному напрямку; ε_z - вздовж стабілізатора; ε_x - вздовж осі сліду за стабілізатором.

В той же час вздовж стабілізатора (ε_z) і вздовж осі сліду за стабілізатором (ε_x) інтенсивність масообміну значно нижча (приблизно в 3 рази).

Як приклад, на рис. 4.4 показані результати експериментальних замірів аеродинаміки обтікання стабілізаторної решітки (а) і розраховані за допомогою комплексу ANSYS Fluent (б); $B_{ст} = 30$ мм; $K_f = 0,60$ [82].

Завдяки високій інтенсивності масообмінних процесів в зоні рециркуляції і ближньому сліді за стабілізатором відбувається інтенсивне вирівнювання швидкісного поля.

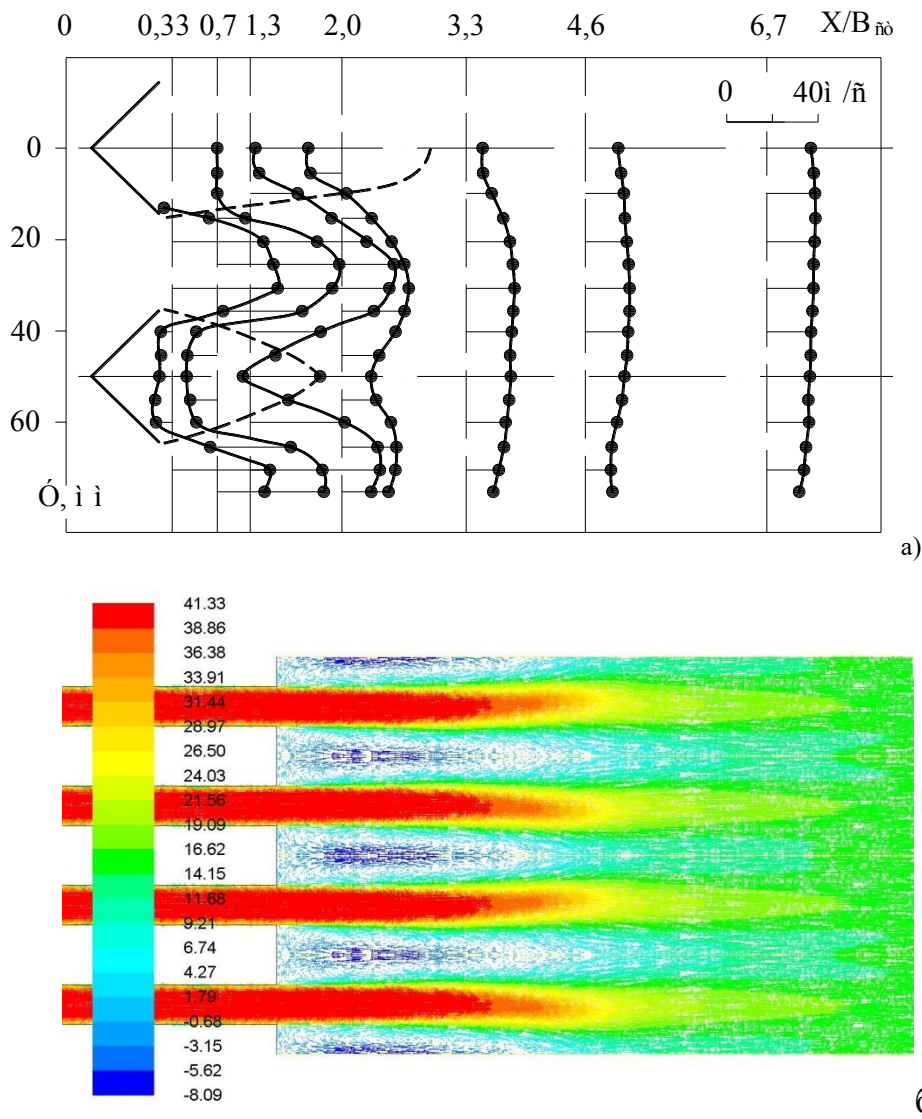


Рис. 4.4. Аеродинамічна картина обтікання решітки стабілізаторів, отримана в експерименті (а) і розрахована за допомогою комплексу ANSYS Fluent (б). $B_{ст} = 30$ мм; $K_f = 0,60$

Залежність відносної відстані, на якій відбувається вирівнювання поля швидкості ізотермічного потоку у поперечному перерізі камери за стабілізаторами

від коефіцієнту затінення K_f , наведена на рис. 4.5, де показані дані, отримані в результаті експериментів, а також розраховані за допомогою програмного комплексу ANSYS Fluent (пунктирна крива).

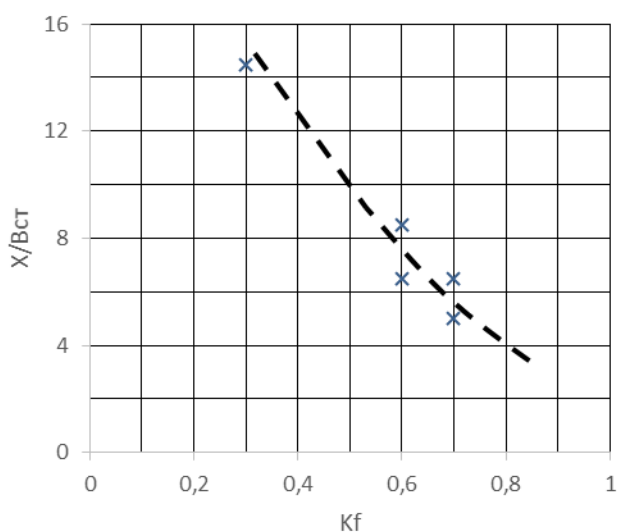


Рис. 4.5. Залежність відносної довжини вирівнювання поля швидкості ізотермічного потоку в перерізі камери за стабілізаторами від коефіцієнта затінення стабілізаторної решітки: x – дослідні дані, пунктирна лінія – розрахунок за допомогою ANSYS Fluent

Враховуючи можливе експериментальне розкидання дослідних даних можна сказати, що співпадіння розрахункових і дослідних даних достатньо близьке. Таким чином, можна використовувати комплексу ANSYS Fluent для попереднього розрахунку аеродинамічних характеристик стабілізаторних пальникових пристроїв, в тому числі при зміні параметрів системи перед пальником (нерівномірне поле швидкості).

Із збільшенням K_f довжина камери, на якій відбувається вирівнювання величини швидкості потоку по перерізу камери, зменшується. Наприклад, якщо при коефіцієнті затінення $K_f = 0,32$ таке вирівнювання відбувається на довжині $X/B_{ст} \approx 15,0$, то при $K_f = 0,70$ таке вирівнювання спостерігається вже при $X/B_{ст} \approx 6,0$.

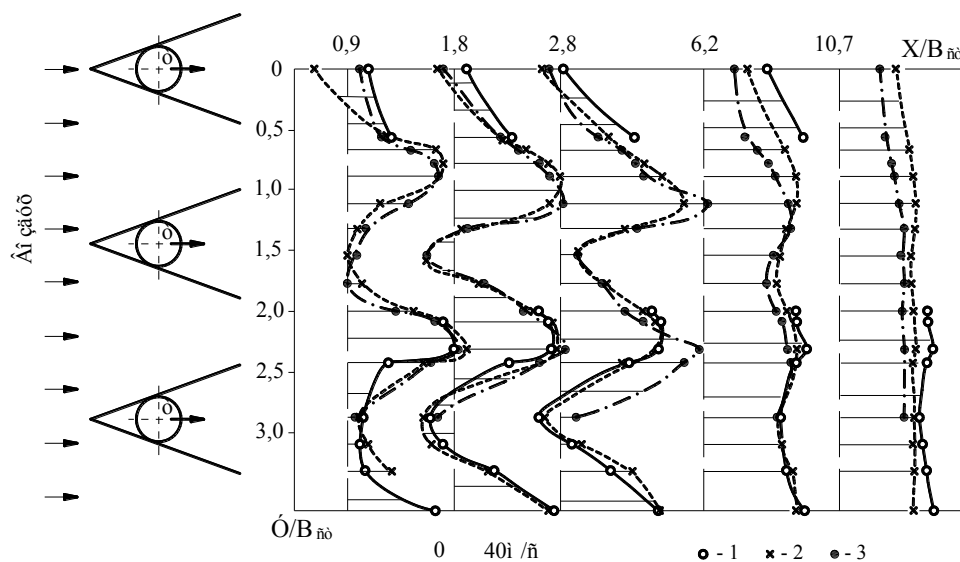
Відносну довжину камери ($X/B_{ст}$), на якій відбувається вирівнювання полів швидкості ізотермічного потоку у поперечному перерізі ($W_i \approx W_{cp}$) для випробовуваних систем стабілізаторів можна оцінити за формулою

$$(X/B_{ст})_{\Delta W=0} = K_W \cdot (t_{ст}/B_{ст})^{1,2} \quad (4.5)$$

де $K_W = 3,8$ – дослідний коефіцієнт.

4.2.2. Зміна швидкості потоку, коефіцієнту надлишку повітря і повноти згоряння в системі стабілізаторів при горінні

На рис. 4.6 наведені поля швидкості продуктів згоряння в камері при горінні газу для решітки стабілізаторів з коефіцієнтом затінення $K_f = 0,692$ при різних коефіцієнтах надлишку повітря.



1 – $\alpha = 4,35$; 2 – $\alpha = 5,35$; 3 – $\alpha = 7,9$

Рис. 4.6. Газодинаміка потоку за системою стабілізаторів при $V_{ст} = 45$ мм, $K_f = 0,692$ і різними коефіцієнтами надлишку повітря

Виявилось, що відстань, на якій відбулось вирівнювання швидкості у перерізу камери значно збільшилась, з $X/V_{ст} \approx 6,0$ при ізотермічній течії до $X/V_{ст} \approx 10,7$ при горінні. Тим не менше інтенсивність масообмінних процесів за стабілізаторами при горінні також є достатньо високою.

На рис. 4.7 наведено експериментальні дані щодо вирівнювання місцевих значень коефіцієнту надлишку повітря α_i і повноти згоряння $(\eta_z)_i$ вздовж довжини камери згоряння для коефіцієнту затінення $K_f = 0,81$.

При зменшенні коефіцієнта надлишку повітря α_0 у системах пальників вирівнювання параметрів потоку – місцевих коефіцієнтів надлишку повітря (α_i) і значень повноти згоряння $(\eta_z)_i$ починається вже на початковій ділянці сліду за стабілізатором.

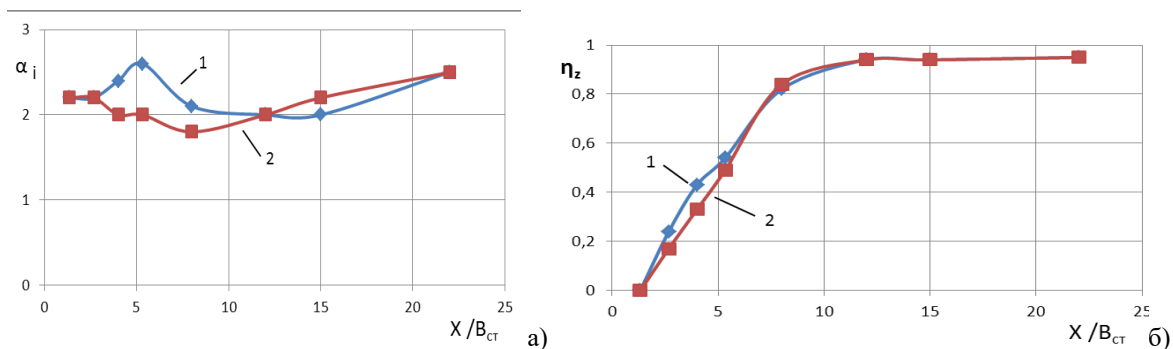


Рис. 4.7. Характер вирівнювання місцевих значень коефіцієнту надлишку повітря (α_i) (а) і повноти згоряння $(\eta_z)_i$ (б) вздовж довжини камери згоряння по осі сліду за стабілізатором (крива 1) і осі щілини між стабілізаторами (крива 2); коефіцієнт затінення $K_f=0,81$; $B_{ст}=30$ мм; $\beta=90^\circ$. а. б - $\alpha_0=3,8$

4.3. Закономірності формування поля температур продуктів згоряння в стабілізаторному пальниковому пристрої

4.3.1 формування поля температур продуктів згоряння в поперечному перерізі стабілізаторного пальника

В літературі на даний час немає загальноприйнятого підходу до критеріїв оцінки ступеня нерівномірності поля температур [105 - 108].

При спалювання газоподібного палива вважається що структура зони горіння характеризується стабільністю щодо ступеня підігріву і залежить тільки від схем сумішоутворення і стабілізації факелу в пальнику. При роботі на газі температурні поля в більшості камер згоряння зберігають повну подібність на змінних режимах. Локальні надлишкові температури $(t_{гi} - t_{п})$ змінюються при зміні навантаження α_0 в тій же мірі, в якій змінюється ступінь підігріву в камері

$$\Delta t_{к.с} = (t_{г^{сеп}} - t_{п}).$$

Це дає можливість з достатньою для практики точністю узагальнювати температурні поля по перерізу камери за допомогою безрозмірного відношення

$$\mu = (t_{гi} - t_{п}) / \Delta t_{к.с} = (t_{гi} - t_{п}) / (t_{г^{сеп}} - t_{п}). \quad (4.1)$$

Користуючись таким відношенням можна за результатами випробувань камери на одному режимі приблизно представити собі очікуване поле температур для любого іншого режиму.

Відмічена стабільність температурних полів полегшує доводку пального пристроїв за допомогою активного впливу на температурне поле в зоні горіння.

Для цього можна використати два способи. Можна впливати на розподілення палива з метою приведення у відповідність з розподіленням повітря в топці. Можна впливати на розподілення повітря у відповідності з прийнятим розподіленням палива.

І в одному, і в другому випадках для стабілізаторних пальників методика може полягати у зміні кроку стабілізаторів, їхньому розмірі, розподілу палива шляхом зміни розміру паливних отворів або їхньому розташуванні в стабілізаторі, а також різними іншими конструктивними засобами

Характер формування температури продуктів згоряння в поперечному перерізі каналу для стабілізаторного пального пристрою показано на рис. 4.8.

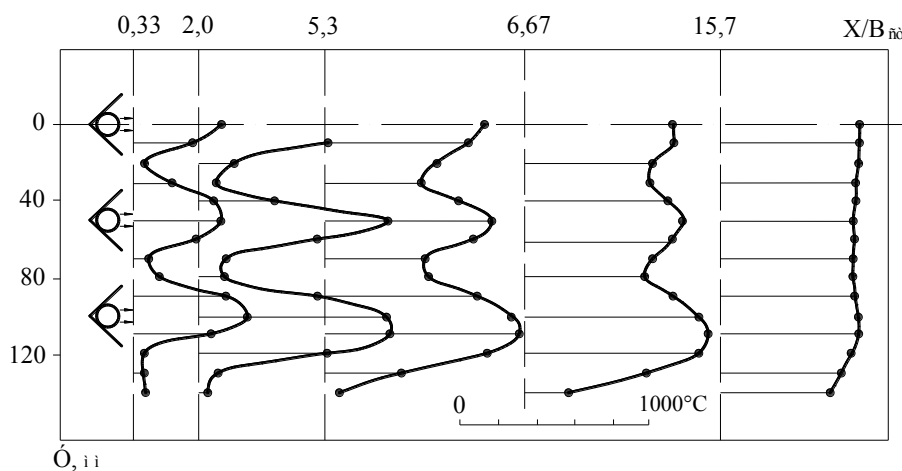


Рис. 4.8. Формування поля температур в стабілізаторному пальному пристрою: $B_{ст} = 30$ мм; $K_f = 0,60$; $\alpha = 4,3$

В зв'язку з високою інтенсивністю турбулентності в поперечному напрямку ε_y процес перемішування продуктів згоряння в сліді за стабілізаторами і повітря між ними відбувається з високою інтенсивністю. В той же час довжина, на якій відбувається вирівнювання температури газів ($x \approx 15,7$), значно більше довжини, на

якій відбувається вирівнювання швидкості потоку в ізотермічних умовах ($x \approx 8,0$, рис. 4.5).

Через те, що складно або практично неможливо отримати ідеально рівне поле температур газового потоку на обмеженій довжині топкового простору, на практиці допускається певна нерівномірність такого поля, величина якої відображається різними відносними коефіцієнтами, один з яких має вигляд

$$\delta_t = \frac{T_{\max} - T_{CP}}{T_{CP} - T_{II}}, \quad (4.2)$$

де T_{\max} , T_{CP} , T_{II} – відповідно максимальна та середня температури газів в даному перерізі каналу та температура повітря перед пальником.

На рис. 4.9 для двох значень коефіцієнту надлишку повітря показано порівняння температури продуктів горіння вздовж осі сліду за стабілізатором і осі щілини між стабілізаторами для варіанту $K_f = 0,692$, $B_{CT} = 45$ мм.

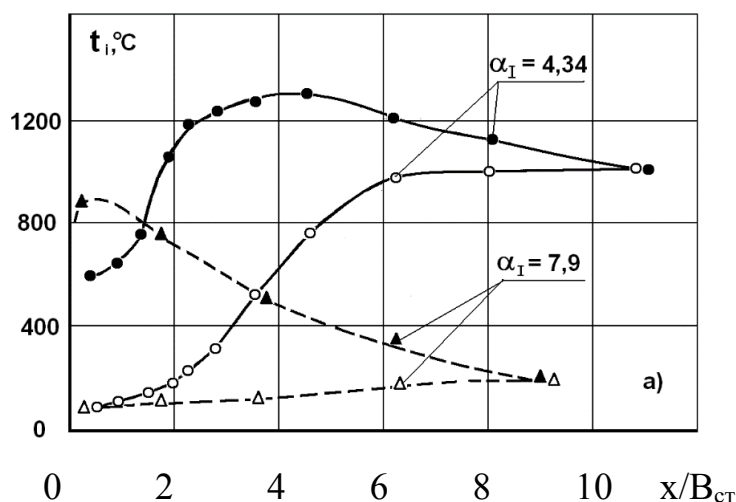


Рис. 4.9. Закономірності вирівнювання поля температур у поперечному перерізу пальників на різних відстанях від стабілізатора:

$$B_{CT} = 45 \text{ мм}, K_f = 0,692, \beta_{CT} = 45^\circ;$$

Температура газу вздовж осі сліду за стабілізатором доходить до максимального значення, а потім відбувається її падіння і вирівнювання з температурою газів вздовж осі щілини між стабілізаторами. Основний процес

горіння відбувається в сліді за стабілізатором. Вирівнювання температури газів при підвищених коефіцієнтах надлишку повітря відбувається більш інтенсивно, але повне вирівнювання поля температур відбувається практично на одній відстані.

Це пов'язано зі зменшенням інтенсивності вигорання палива, збільшенням довжини факела і відповідним уповільненням зростання температури по довжині [93, 95].

На рис. 4.10 наведені дані щодо довжини камери, яка необхідна для вирівнювання поля температур у поперечному перерізі з запасом у 10 %, тобто

$$(T_{\max} - T_{\text{п}})/(T_{\text{ср}} - T_{\text{п}}) = 1,1 \quad (4.3)$$

де T_{\max} , $T_{\text{ср}}$, – максимальна і середня температура газів в даному перерізі камери, $T_{\text{п}}$ – температура повітря.

Як показали результати випробувань систем стабілізаторів, довжина каналу, на якій відбувається вирівнювання поля температур, залежить від коефіцієнта затінення $K_f = V_{\text{ст}}/t_{\text{ст}}$. Із збільшенням коефіцієнту затінення ця довжина зменшується.

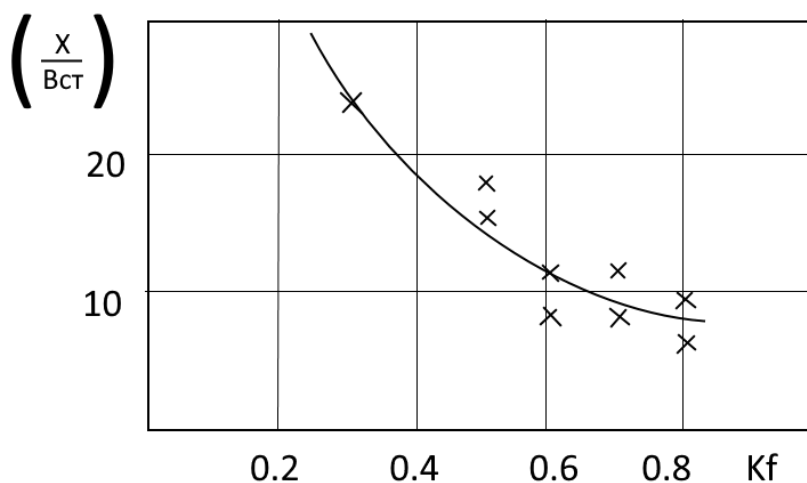


Рис. 4.10. Залежність довжини каналу, яка необхідна для вирівнювання поля температур вздовж перерізу стабілізаторів з запасом у нерівномірності 10 %.

Приблизну довжину камери, яка необхідна для вирівнювання поля температур можна оцінити за формулою

$$(X/B_{\text{ст}})_{\Delta T=1,1} = K_t \cdot K_{\Delta T} \cdot (t_{\text{ст}}/B_{\text{ст}})^{1,18} \quad (4.4)$$

де $K_{\Delta T} = 6,5$ – дослідний коефіцієнт для досліджених систем стабілізаторів; K_t – запас довжини камери, який враховує можливі технологічні відхилення при виготовленні, монтажу пальникового пристрою і нерівномірності параметрів потоку перед пальниковим пристроєм.

Як показано в роботі [94] зменшення величини δ_t від 0,14 до 0,04 призводить до зменшення енергетичних втрат в камері згоряння ГТУ через нерівномірності температурного поля в 3 - 4 рази.

Для камер згоряння вважається, що величина δ_t не повинна перевищувати 12% для виносних камер і 25% - для вбудованих.

На рис. 4.11 представлені результати залежності відносної довжини $X/V_{ст}$, на якій відбувається вирівнювання повноти згоряння $(\eta_z)_i$ і полів температур Δt , отриманих при дослідженнях і розрахованих за відповідними формулами.

Характер поля температур розраховувався за формулою (4.4).

Довжина топкового простору, яка необхідна для вигорання палива з заданою повнотою згоряння (наприклад, $\eta_z = 0.99$) можна розраховувати за формулою з роботи [108]:

$$(X/V_{ст})_{0,99} = \{21,21/[C^2\alpha C_x K_f(1 + K_f)]\} \cdot (L_0/\theta)^{0,94} \quad (4.5)$$

де коефіцієнт C залежить від умов роботи пальникового пристрою, в основному, від турбулентності повітряного потоку.

По цим формулам можна виконувати приблизні розрахунки довжини камери згоряння, яка необхідна вигорання палива $\eta_z = 0,99$, а також для вирівнювання поля температур в поперечному перерізі камери згоряння при заданому коефіцієнті нерівномірності температурного поля δ_t .

Як показали дослідження, при коефіцієнтах затінення в діапазоні $K_f = 0,6 - 0,8$ і при відносній довжині факела $l_{\phi} / V_{ст} > 12$, довжина камери визначається повнотою згоряння палива, а при $l_{\phi} / V_{ст} < 12$ визначальним є характер вирівнювання поля температур газів.

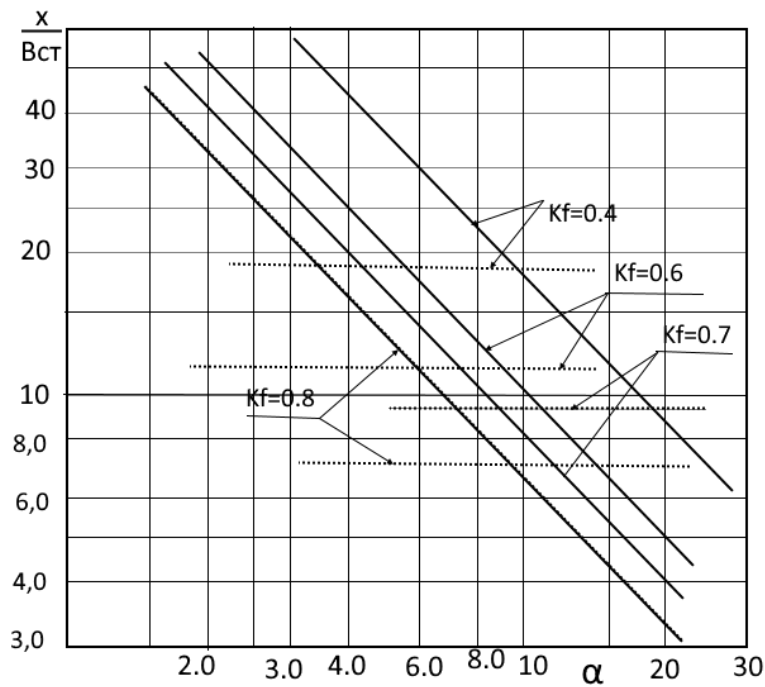


Рис. 4.11. Розрахункові залежності довжини камери згоряння, яка необхідна для вирівнювання параметрів продуктів згоряння по перерізу стабілізаторів

- пунктирні лінії (- -) - температура, $\Delta T = 1,1$, формула (4.4);
- суцільні лінії – довжина зони горіння, $\eta_z = 0,99$, формула (4.5).

Як приклад отримання рівномірного поля температур, можна привести роботу, в якій під керівництвом М.З. Абдуліна чотири блоки пальникових пристроїв нішево-стабілізаторного типу були розроблені і встановлені на агломераційній машині Маріупольського металургійного комбінату (рис. 4.2) [109]. При цьому враховувались досить жорсткі вимоги до якості агломерату, яка в значній мірі залежить від рівномірності температурного поля газів після пальників.

Практично у всіх випадках при опалюванні горнів використовуються коротко факельні вихрові пальники. Повітря може бути холодним або нагрітим до $(300 \div 400) ^\circ\text{C}$ в охолоджувачі агломерату. Недоліком вихрових пальників є практична неможливість забезпечення рівномірного поля температур газів над шаром агломерату.



Рис. 4.12. Агломераційна машина, яка встановлена на Маріупольському
тургійному комбінаті, і схема розміщення пальникових пристроїв

Завдяки рівномірному розподілу повітря і палива вздовж пальникового пристрою була забезпечена рівномірність поля температур, прогріву шару агломерату і його запалення вздовж ширини. В результаті витрата палива на одній печі скоротилась на 20 %. Слід також зазначити менші втрати тиску на подачу повітря в пальники у порівнянні з реєстровими пальниками, що дозволило зменшити витрати електроенергії на привід дуттьового вентилятора.

Таким чином, в роботі [109] показано, що рівномірне поле температур можна отримати не тільки між стабілізатора, а також між пальниковими блоками.

4.3.2 Закономірності формування температури продуктів згоряння вздовж стабілізатора

В котельних і промислових установках крім рівномірності температурного поля, як правило, не висувається додаткових умов щодо необхідного профілю температур газів вздовж трубної системи.

Що стосується, наприклад, сучасних ГТУ, то характер радіальної або поздовжньої епюри температур на виході з камери вибирається з умови забезпечення ресурсу робочих лопаток турбіни, який, в свою чергу, визначається перерізами лопатки, що мають мінімальний запас міцності. Зазвичай цей переріз розташовується поблизу кореня лопатки, де діють напруги близькі до максимальних.

Вплив профілю температур на характеристики енергоустановки можна розглянути, наприклад, стосовно камери згоряння ГТУ.

Типовий профіль температур газів в коловому напрямку і по висоті робочої лопатки наведено на рис. 4.13 [110].

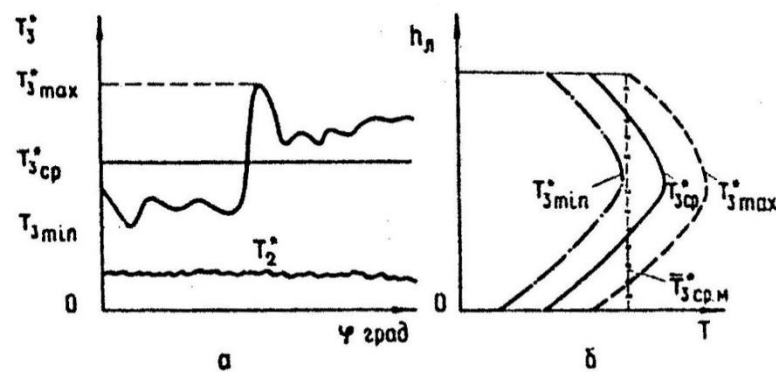


Рис. 4.13. Типовий профіль поля температур газу на виході з камери згоряння в коловому напрямку (а) і по висоті робочої лопатки турбіни (б)

(φ - кут в коловому напрямку камери згоряння)

На рис. 4.14 [104] показано розподілення діючих напружень в робочій лопатці турбіни при типових законах зміни площі поперечного перерізу по її висоті (тут $h = h / l_{\text{ст}}$ - відносна довжина стабілізатора, h - відстань від кореня лопатки, $l_{\text{ст}}$ - довжина стабілізатора).

Допустимі напруги істотно залежать від температури металу лопатки, тому в зоні дії максимальних напружень необхідно мати знижену температуру лопатки і, отже, продуктів згоряння, що набігають.

Температура металу на периферії лопатки, незважаючи на низький рівень діючих напружень, також повинна бути знижена з точки зору жароміцності матеріалу і збереження постійної геометрії статорних деталей.

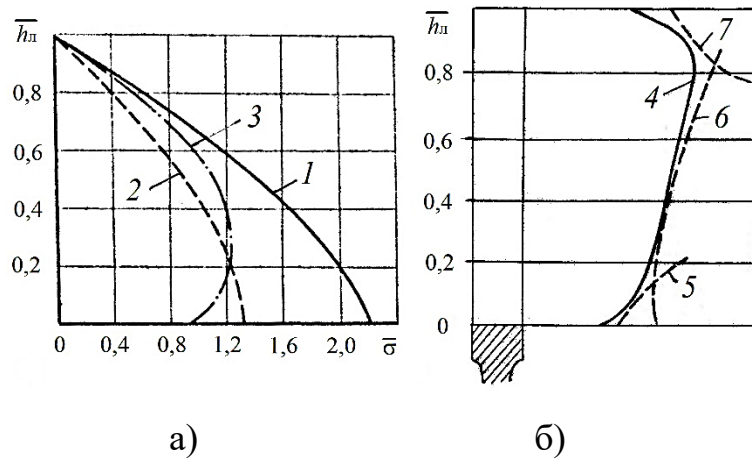


Рис. 4.14. Напруження в робочій лопатці газової турбіни [104]:

а) - зміна безрозмірної величини діючих напружень вздовж висоти лопатки; б) - вплив розподілу напружень на розрахунковий граничний профіль температури на виході з камери згоряння;

1-3 - вплив закону зміни площі поперечного перерізу лопатки по висоті: 1 - $F = \text{const}$; 2 - лінійний; 3 - квадратичний; 4 - граничний профіль температури газів; 5 - межа втоми металу; 6 - межа повзучості; 7 - виникнення напруги в лопатках статора

В результаті при підвищенні температури газів вимоги забезпечення рівномірного поля температур перед турбіною замінюються вимогами створення оптимального профілю температур по висоті лопатки. Типовою є радіальна еюра температур з максимальним її значенням на висоті приблизно 0,6 - 0,75 від висоти вихідного каналу камери. Відношення пікової температури газу до середньомасової у вихідному перерізі змінюється в діапазоні $T_{\text{max}} / T_{\text{cp}} = 1,04 - 1,08$ [110].

На рисунку 4.14,б наведені також криві оптимального розподілу температур металу, де показана лінія (4), яка огинає кілька кривих для гранично допустимих напружень: (5) - межа втоми металу; (6) - межа повзучості; (7) - виникнення напруги в лопатках статора [104].

Як показали дослідження, використання стабілізаторів з розподіленою вздовж висоти стабілізатора витратою палива дозволяє в певній мірі впливати на поле температур газів в цьому напрямку [96].

На рис. 4.15 наведені дані по відносній витраті палива (газу) вздовж стабілізатора G_i і полю температур газу при подачі з обох сторін колектора (а) і з одного боку (б), а також при перфорації крайніх кромek стабілізатора (в).

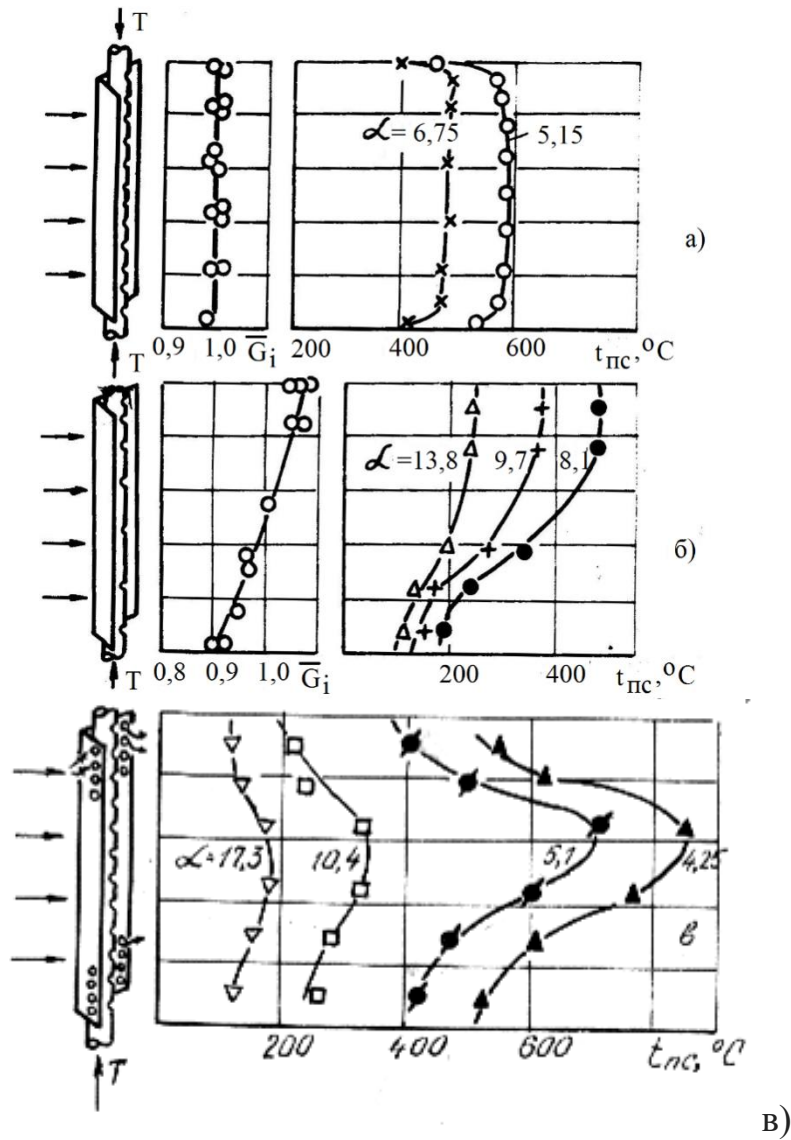


Рис. 4.15. Розподіл відносної витрати газу (G_i) і температури продуктів згоряння t_{nc} вздовж стабілізатора при двосторонній а) і односторонній (знизу) б) подачі палива, а також перфорації периферійної частини стабілізатора (в).

Як видно, що профіль температури газів по довжині стабілізатора приблизно відповідає характеру розподілу палива уздовж колектора, тобто

поле температур газів вздовж стабілізатора залежить в значній мірі від локальних витрат повітря та палива. Як вже вказувалось, це пов'язане із зменшеною інтенсивністю процесів масообміну вздовж стабілізатора.

При однаковій загальній площі газових отворів при двосторонній подачі газу з відносною площею газоподаючих отворів $\sum f_{\Gamma} / 2F_{\text{кол}} = 0,31$ (де $\sum f_{\Gamma}$ – сумарна площа газових отворів, $F_{\text{кол}}$ – площа поперечного перерізу колектора) максимальна нерівномірність витрати газу дорівнює $\varepsilon = 0,04$, а при односторонній подачі, де відношення площі газових отворів вдвічі більша, $\sum f_{\Gamma} / F_{\text{кол}} = 0,62$, значення $\varepsilon = 0,10$.

Нерівномірність витрати газу розраховувалась за формулою

$$\varepsilon = (G_{\Gamma}^{\max} - G_{\Gamma}^{\min}) / G_{\Gamma}^{\text{ср}} \quad (4.9)$$

де G_{Γ}^{\max} , G_{Γ}^{\min} – максимальна і мінімальна місцева витрата газу в отворах, $G_{\Gamma}^{\text{ср}}$ – середньо розрахункова витрата газу в отворах.

Методику розрахунку колекторів з розподіленою повздовжною роздачею газу можна взяти, наприклад, з [111].

4.3.3 Комбінований вплив на зміну поля температур газів в топці

Стабілізаторні пальникові пристрої дають змогу шляхом порівняно незначних конструктивних змін впливати на поле температур газів як в повздовжньому, так і поперечному перерізах.

Можна змінювати відносний крок стабілізаторів, їх ширину, систему газороздачі, зміщенням стабілізаторів вздовж потоку у вигляді уступів (сходинок) [112] тощо.

З даних, представлених на рис. 4.16, видно, що на поле температур можна впливати, наприклад, зміщенням стабілізаторів один відносно другого.

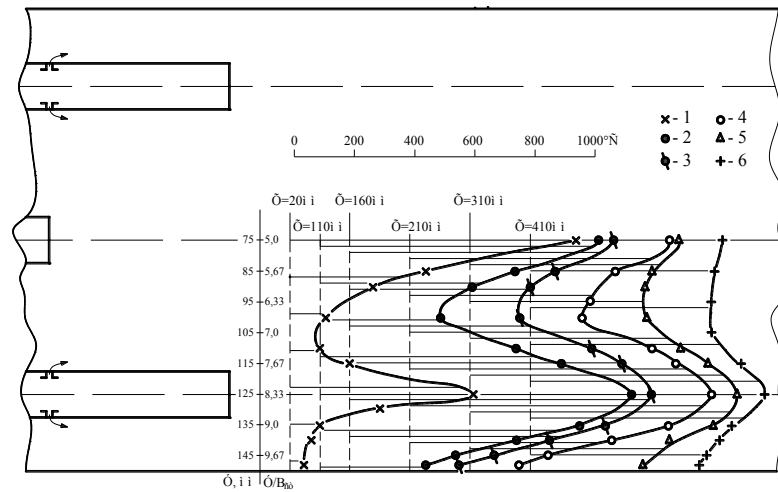


Рис. 4.16. Регулювання поля температур повздовжнім зміщенням окремих стабілізаторів: $V_{ст} = 15,0$ мм; $K_f = 0,30$; $\alpha = 4,19$.

Регулювання поля температур можна здійснювати за рахунок зменшення або повного відключення подачі газу на один із стабілізаторів (рис. 4.17).

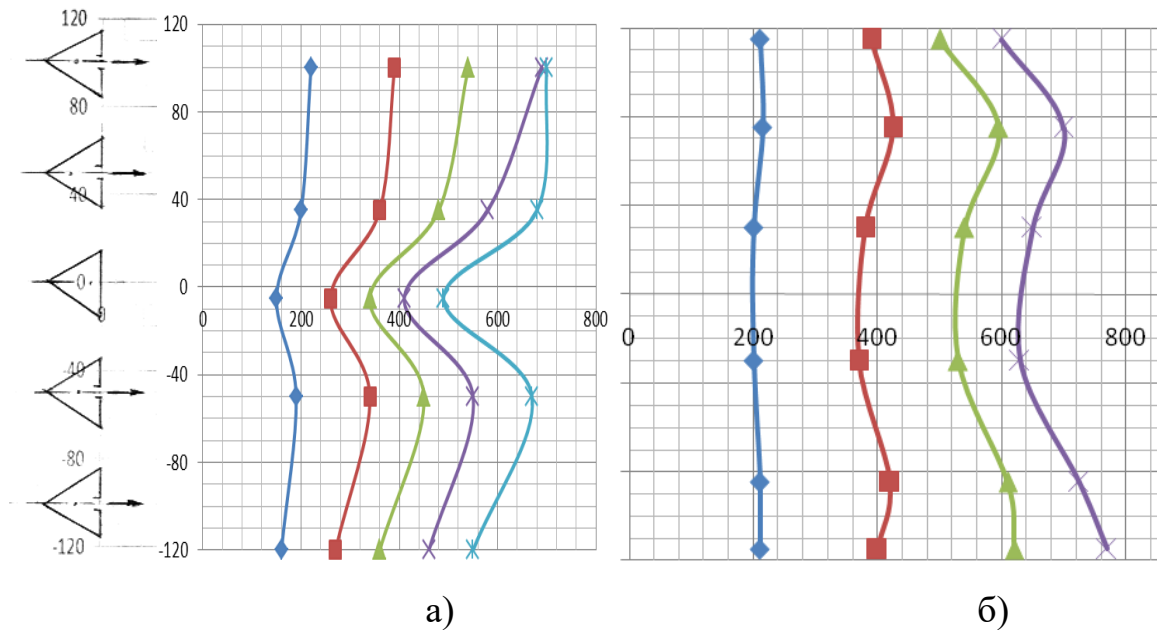


Рис. 4.17. Характер поля температур в пальниковому просторі за стабілізаторами на різних відносних відстанях від стабілізаторів $X/V_{ст} = 22$ (а) і $X/V_{ст} = 33$ (б) у випадку припинення подачі газу на центральний стабілізатор; ($y = 0$) ($V_{ст} = 30$ мм; $K_f = 0,60$)
 \diamond - $\alpha = 13,8$; \square - $8,1$; Δ - $6,2$; \times - $4,9$; $+$ - $4,14$

Одним з засобів впливу на структуру зони рециркуляції і ближнього сліду за стабілізатором може бути встановлення «інтенсифікаторів» процесів сумішоутворення і горіння у вигляді суцільних або розрізаних полум'яперекидних перемичок між стабілізаторами [113] (рис. 4.18).

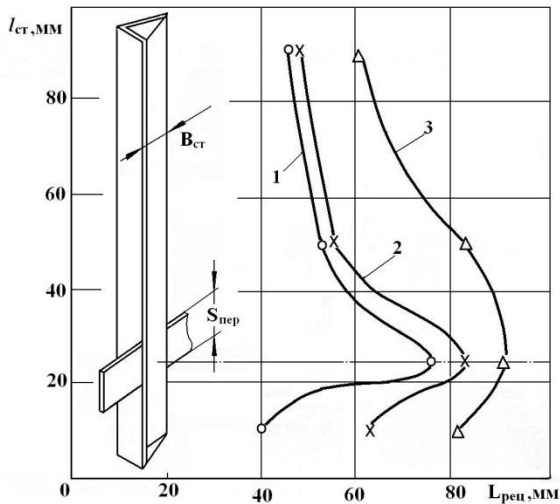


Рис. 4.18. Вплив перемички на стабілізаторі на довжину зони зворотних токів ($S_{\text{пер}} = 20$ мм; 1 - $B_{\text{ст}} = 15$ мм; 2 – 24 мм; 3 – 30 мм)

В місцях встановлення перемички спостерігається збільшення інтенсивності турбулентності потоку, довжини (а, значить, теплової потужності) зони рециркуляції, причому вплив перемички посилюється із збільшенням співвідношення ширини перемички до стабілізатора $S_{\text{пер}}/B_{\text{ст}}$.

Наприклад, при $S_{\text{пер}}/B_{\text{ст}} = 1,33$ довжина зони рециркуляції в перехресті майже вдвічі більша, ніж на кінцях стабілізатора, причому швидкість потоку в зоні зворотних токів в комбінованому стабілізаторі досягає максимальних значень (порядку $W_{\text{рец}}/W_{\text{п}} \approx 0,5$) на відстані біля двох калібрів від зрізу стабілізатора.

На рис. 4.19 дано схему стабілізаторів з полум'яперекидною перемичкою (а) і окремий модульний стабілізатор з інтенсифікаторами процесів сумішоутворення і горіння (б).

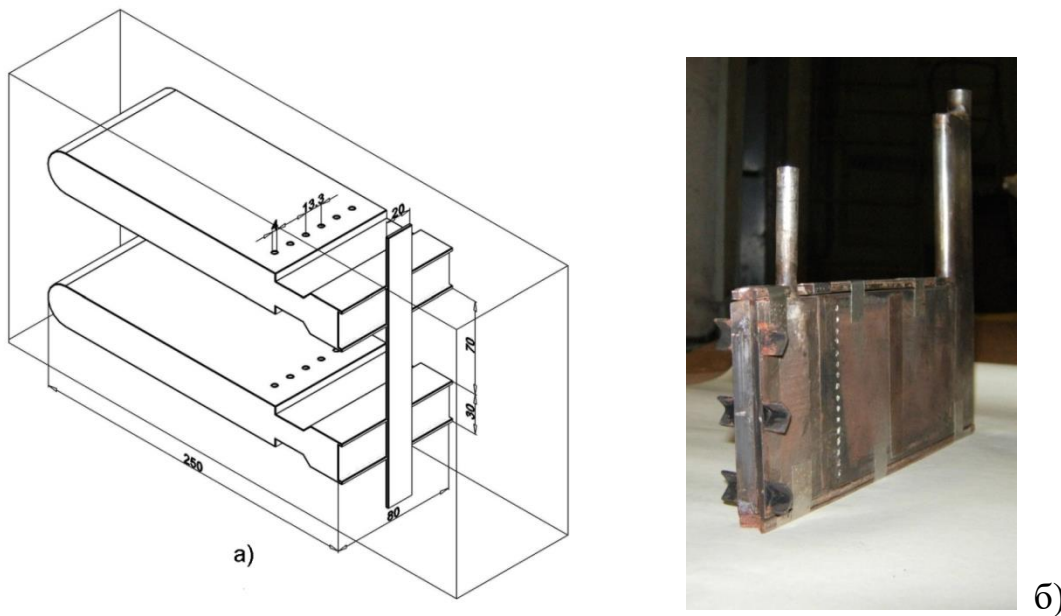


Рис. 4.19. Схема пальникового пристрою з полум'яперекидною перемичкою (а) і стабілізатор з інтенсифікаторами горіння (б)

Дані, наведені на рис. 4.20, 4.21 ілюструють характерні результати комп'ютерного моделювання при відсутності і наявності полум'яперекидної перемички.

При проведеннях розрахунків приймалися такі параметри системи: витрата природного газу $G = 200 \text{ м}^3/\text{год}$; $\alpha = 1,1$; температура газу $t_{\text{вх}}^{\text{Г}} = 15 \text{ }^\circ\text{C}$; температура повітря $t_{\text{вх}}^{\text{В}} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$; $K_f = 0,3$; $d_r = 4 \cdot 10^{-3} \text{ м}$; відносний крок розташування газових отворів $S/d_r = 3,33$.

Як видно з рис. 4.20, аеродинаміка потоку з полум'яперекидною перемичкою і без неї має суттєву різницю. Місцева швидкість потоку в зоні перемички суттєво збільшується. Постановка перемичок призводить до збільшення рівня турбулентності потоку (рис. 4.21). При ширині перемички $B_{\text{пер}} = 20 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ рівень пульсаційної швидкості на границях відповідних зон зворотних токів досягає $4,5 \text{ м/с}$, а при відсутності перемички не перевищує $3,0 \text{ м/с}$.

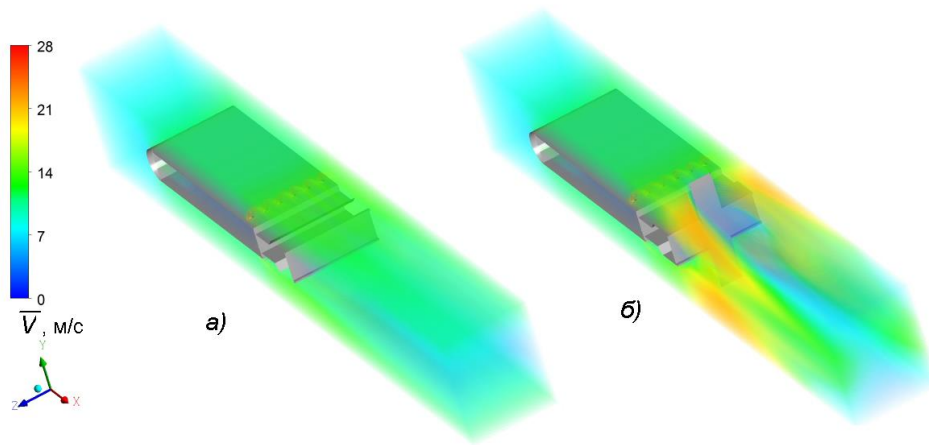


Рис. 4.20. Поле швидкості \vec{V} в стабілізаторі $B_{ст} = 30$ мм без полум'яперекидної перемички (а), та з полум'яперекидною перемичкою шириною $B_{пер} = 20$ мм (б)

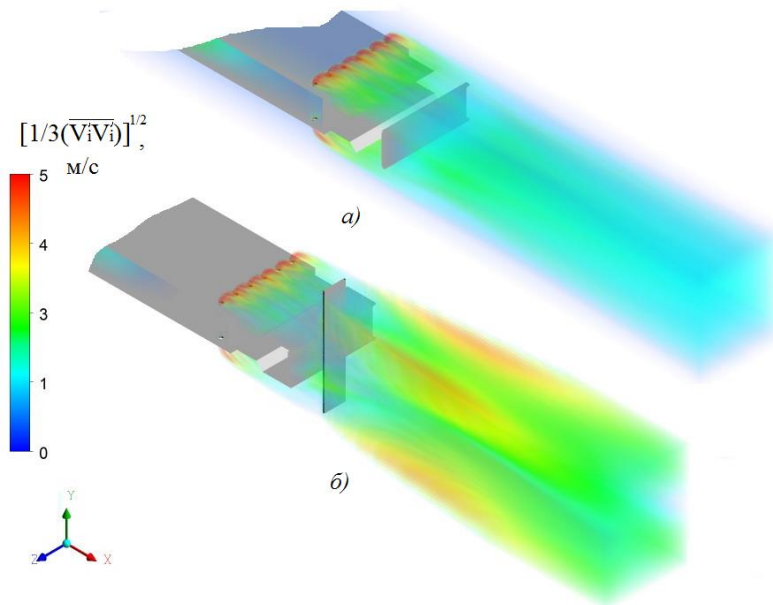


Рис. 4.21. Поля пульсацій швидкості $\left[1/3 \cdot \overline{V'_i \cdot V'_i}\right]^{1/2}$ в стабілізаторі без полум'яперекидної перемички (а), та з перемичкою шириною $B_{пер} = 20$ мм (б)

Використання інтенсифікаторів процесу масообміну і горіння може бути засобом впливу на процес горіння і профіль поля температур газів в топковому просторі.

На рис. 4.22 наведені порівняльні фотографії факелу при однакових коефіцієнтах надлишку повітря за стабілізаторами шириною $B_{ст} = 15,5$ мм з кутиковими інтенсифікаторами шириною і довжиною по 10 мм, встановленими на

зривній кромці з кроком $t_{\text{inc}} = 30$ мм. Подача газу здійснювалась в зону рециркуляції за стабілізатором (стабілізатор типу 15,5-0,155-8Ø3х1-І).

Як видно з рисунку, видима ширина факелу біля кореня розширюється на довжину перемичок. Це призводить до інтенсифікації горіння і зменшення загальної довжини факелу. Крім того, наявність інтенсифікаторів дозволяє збільшити периметр запалювання факелу.

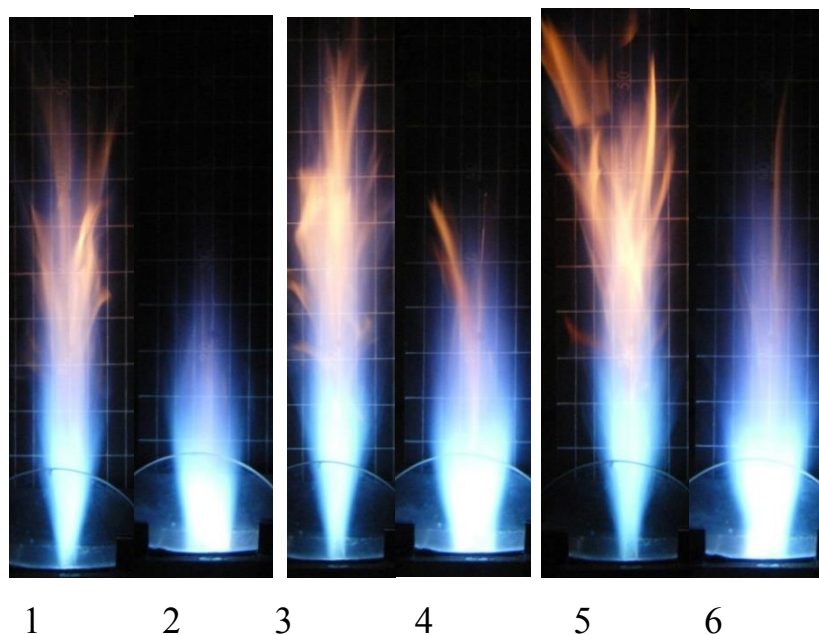


Рис. 4.22. Фотографії факела за стабілізатором без інтенсифікаторів горіння (режими 1, 3, 5) та з інтенсифікаторами (режими 2, 4, 6)

Режими 1, 2 – $\alpha_{\text{диф}} = 2,25$; 3, 4 – $\alpha_{\text{диф}} = 1,83$; 5, 6 – $\alpha_{\text{диф}} = 1,61$; $W_{\text{из}} = 8,2$ м/с

Стабілізатор 15,5-0,155-8Ø3х1-І;

Дані випробувань щодо впливу полум'яперекидної перемички на поле температур газів в поперечних перерізах пальникового пристрою при встановленні перемички на різній висоті вдовж стабілізатора наведено на рис. 4.23.

У разі відсутності перемички (рис. 4.23,а) поле температур на деякій відстані від стабілізаторів має звичайний профіль – максимум вздовж осі сліду за стабілізатором, мінімум – вздовж осі щілини між стабілізаторами. При встановленні перемички відбувається певна перебудова поля температур – в зоні встановлення перемички профіль температур вирівнюється, а за її межами по висоті стабілізатора піки температур навіть збільшуються.

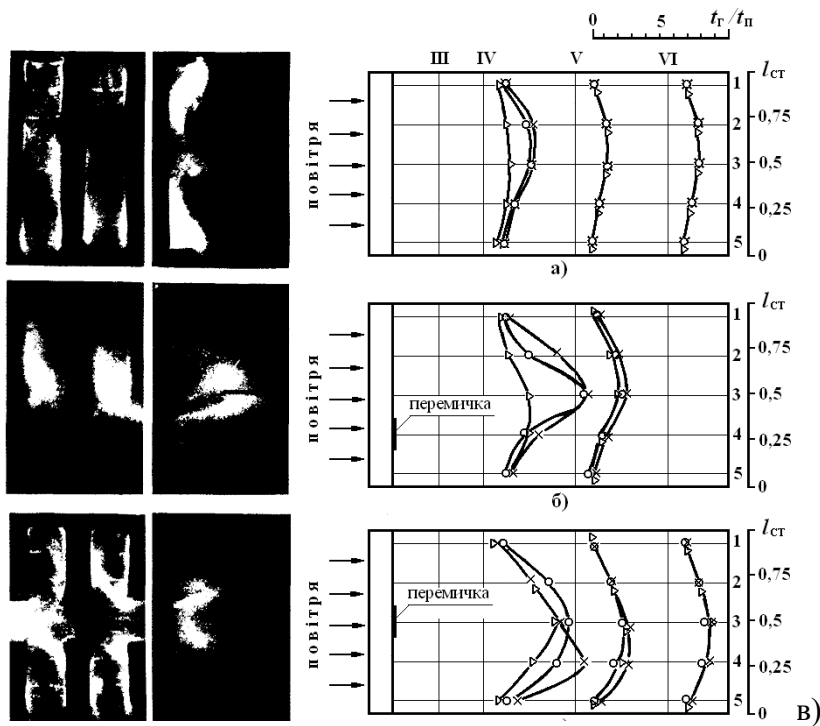


Рис. 4.23. Поперечні поля температур у відсутності (а) і при наявності (б, в) полум'яперекидних перемичок. Висота встановлення перемички: б – $l_{пер}=0,25 \cdot l_{ст}$; в – $0,5 \cdot l_{ст}$;

Встановлення полум'яперекидних перемичок, ширина яких співрозмірна з шириною стабілізатора і які розміщені на достатньо великій відстані одна від другої (рис. 4.24) призводить до появи відповідної нерівномірності поля температур, причому ця нерівномірність зберігається на значній відстані від палиникового пристрою.

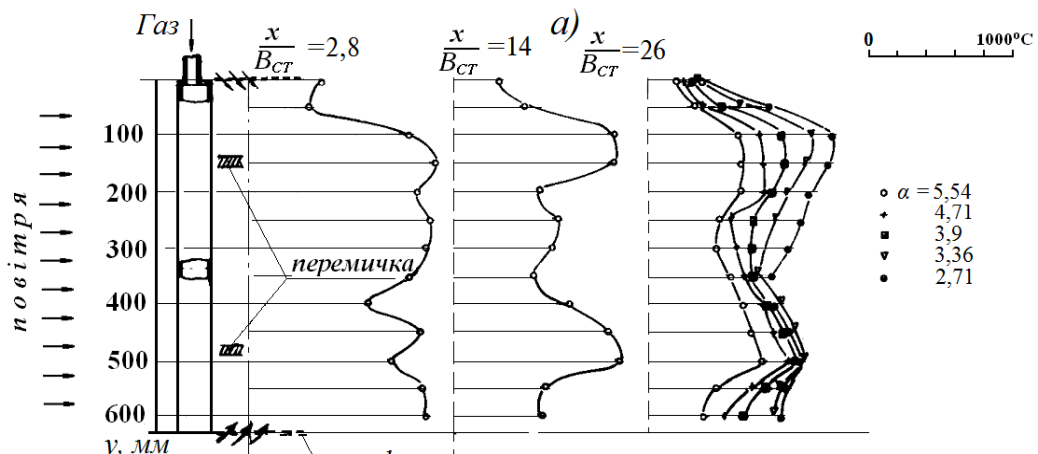


Рис. 4.24. Формування поля температур вздовж стабілізаторів шляхом використання інтенсифікаторів горіння

При розробці пальникових пристроїв у вигляді системи стабілізаторів необхідно організувати перекидання полум'я між стабілізаторами під час пуску, що може виявитися серйозною проблемою, особливо при великому кроці між стабілізаторами і високій швидкості повітряного потоку. Наявність інтенсифікаторів на стабілізаторах дозволяє значно зменшити витрату газу (збільшити коефіцієнт надлишку повітря) на пускових режимах.

4.4 Висновки до розділу 4

1. Довжина вогневого простору, на якій відбувається вирівнювання поля швидкостей, поля температур і компонентів реакції горіння у поперечному перерізі залежить від коефіцієнту затінення і коефіцієнту надлишку повітря.
2. В мікрофакельних стабілізаторних пальниках є можливість впливати на профіль температури газів в повздовжньому і поперечному перерізах стабілізаторної решітки.
3. На характер поля температур в поперечному перерізі пальника можна впливати конструктивними засобами – зміною кроку стабілізаторів та їх ширини, зміною (або прикриттям) подачі газу на окремі стабілізатори, відносним зміщенням стабілізаторів вздовж і поперек потоку.
4. Характер поля температур газу вздовж висоти стабілізатора в значній мірі залежить від характеру розподілу палива.
5. При встановленні між стабілізаторами полум'яперекидних перемичок (інтенсифікаторів горіння), збільшуються довжина, ширина і теплова потужність зони зворонних токів, що призводить до відповідної інтенсифікації процесу масообміну в зоні встановлення інтенсифікатора.
6. Встановлення полум'яперекидних перемичок впливає також на повздовжний і поперечний профілі температур газу.

РОЗДІЛ 5

РОЗРОБКА І ДОСЛІДЖЕННЯ МІКРОФАКЕЛЬНИХ СТАБІЛІЗАТОРНИХ
ПАЛЬНИКІВ ДЛЯ СПАЛЮВАННЯ ЗАБАЛАСТОВАНИХ ГАЗОВИХ ПАЛИВ**5.1 Пальникові пристрої для спалювання газових палив з перемінним
складом**

В зв'язку з дефіцитом природного газу і значним підвищенням цін, в економічно розвинених країнах виконуються роботи щодо використання інших видів палив, що можуть замінити природний газ, типу скрапленого газу (пропан-бутан), а також так званих низько реакційних альтернативних газових палива природного та штучного походження, в тому числі продуктів газифікації біомаси [122, 123].

Для забезпечення можливості регулювання поля температур в енергоустановках, які використовують альтернативні газові палива, в представленій роботі було розглянуте питання розробки стабілізаторних пальників, які працюють на забаластованих газах.

В [124-126 та ін.] виконано аналіз властивостей різних видів біомаси як енергетичного палива, а також ефективність їх використання. Альтернативні палива в переважній більшості містять у своєму складі метан, розбавлений такими інертними газами як вуглекислота, азот, повітря, оксид вуглецю тощо. Присутність інертних баластних домішок, фактично, зводиться до зменшення частки метану або другого високореакційного палива, що виділяє тепло при горінні, і збільшення баластної маси газів, що тепло поглинає. Це викликає зменшення температури горіння, звуження концентраційних меж запалювання і зниження стійкості горіння в повітряному потоці [128-130].

В Україні роботи в напрямку розробки та впровадження біогазу різного складу в енергетичних та промислових котлах та установках виконуються, зокрема, в Інституті Газу НАН України [127].

В промисловості при спалюванні низько реакційних палив часто

використовують ті ж самі пальники, що призначені для спалювання високо реакційних палив. Однак, це призводить до звуження діапазону горіння, зриву факелу і появи значного недопалу [131-134].

В той же час визнано, що для забезпечення сталого горіння забаластованої суміші при зміні концентрації домішок необхідно застосовувати додаткові засоби стабілізації полум'я. Одним з таких засобів може бути встановлення стороннього джерела з високою температурою, наприклад, стабілізуючого (запалюючого, чергового) факелу. При цьому подача природного і альтернативного палива в пальнику виконується по окремих каналах [135].

Значна увага приділяється використанню забаластованих газів в газових турбінах. Так, в Європі виконуються дослідження по проекту «Високоєфективна газова турбіна з використанням синтетичного газу» [136]. Передбачається використання сучасних технологій газифікації біомаси з отриманням біогазу (40 ÷ 75 % метану плюс вуглекислий газом і різні домішки) і синтез- газу (суміші водню, оксиду вуглецю плюс різні домішки).

В [137, 138] наведені результати досліджень щодо спалювання природного, попутного нафтового і піролізного газу, а також дизельного палива для турбін потужністю 2,5 МВт, які розроблені по технології RQL (Rich-Burn, Quick-Mix, Lean-Burn Combustor), тобто організація горіння багатой суміші, швидке перемішування і горіння бідної суміші. Відмічається збільшення викидів NO_x при роботі на синтетичному паливі.

В [139] показано, як була перебудована камера згорання при переході із природного газу на продукти газифікації біомаси (біогаз), етанол і синтез-газ. В [140] досліджувались режими іскрового запалювання трьох видів біопалива у суміші з метаном. Найкращі характеристики отримано для суміші біогазу з добавкою 50 % метану. При цьому також був досягнутий найвищий рівень ефективності і зниження оксиду вуглецю і оксидів азоту.

Для спалювання низько реакційних палив в енергетиці і промисловості традиційно використовуються реєстрові пальникові пристрої, які мають такі недоліки як значний гідравлічний опір і залежність повноти згорання від зміни

коефіцієнту надлишку повітря (α) [141].

Інститутом газу НАН України розроблено варіант з комбінованою подачею низькокалорійних альтернативних газів, який показано на рис. 5.1 [142].

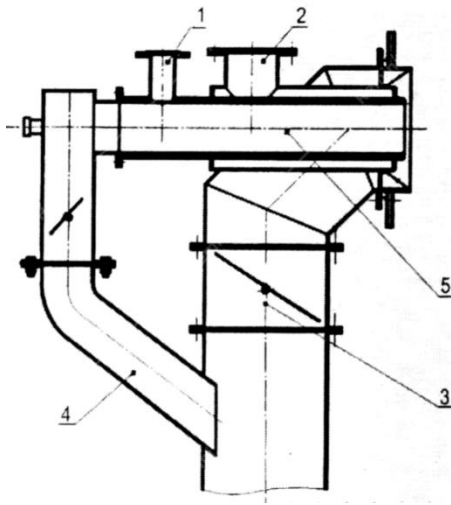


Рис. 5.1. Схема пальника потужністю 6 МВт для котла ДКВР-20/13, що містить три пальники, кожен з яких здатен працювати одночасно на природному газі і біогазі: 1 – біогазовий колектор, 2 – колектор для природного газу, 3 – підведення основного повітря, 4 – підведення вторинного повітря, 5 – центральний канал вторинного повітря

Двоколекторний вихровий пальниковий пристрій для сумісного спалювання біогазу та природного газу показано на рис. 5.2 [143].

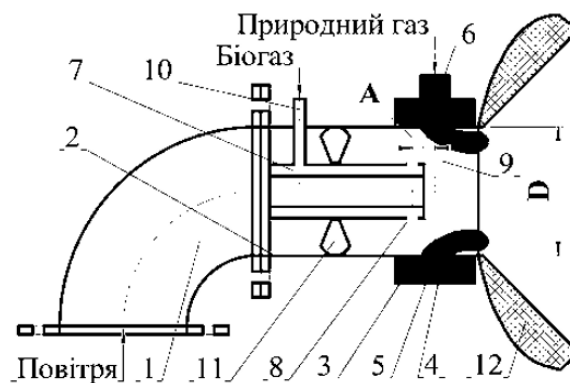


Рис. 5.2. Двоколекторний вихровий пальниковий пристрій для сумісного спалювання біогазу та природного газу
1 – підведення повітря; 2 – корпус; 3 – колектор біогазу; 4 – сопла подачі біогазу; 5 – вихід струменів біогазу; 6 – лопатковий апарат; 7 – патрубок підводу природного газу; 8 – колектор природного газу; 9 – вихід струменів природного газу; 10 – підведення природного газу; 11 – лопатки реєстру; 12 – амбразура.

На рис. 5.3 показано один з варіантів пальника, який розроблений для комбінованого спалювання суміші природного та генераторного газів [135, 144].

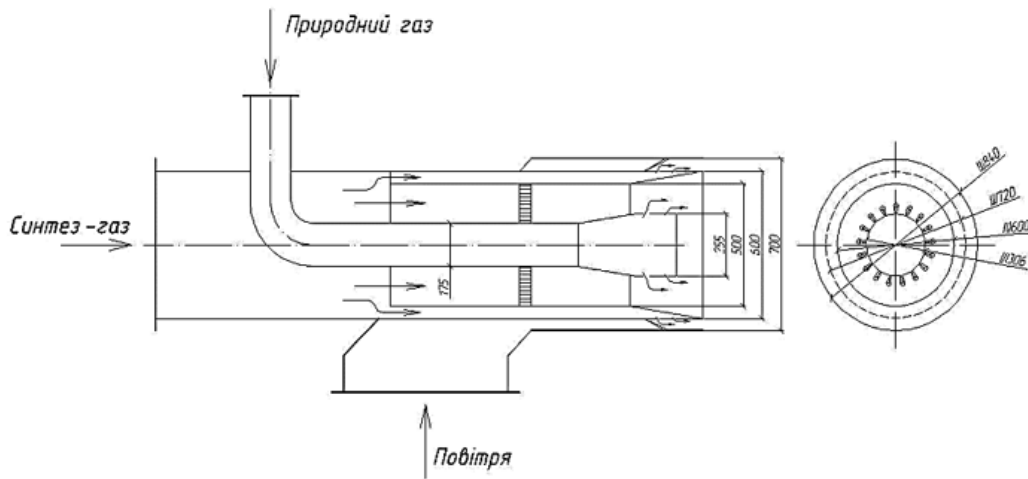


Рис. 5.3. Пальник для комбінованого спалювання суміші природного та генераторного газу

В конструкції передбачено як комбіноване спалювання, так і спалювання чистого природного газу, оскільки обидва види палив подаються окремо, а сумішоутворення та перемішування газів здійснюються в тунелі пальника та у самій топці .

Що стосується циклів ГТУ і ПГУ, то була оцінена можливість змішування природного газу з синтетичним для використання в комбінованих пальникових циклах промислового масштабу і в майбутньому для комбінованого циклу з комплексною газифікацією. В рамках глобального оцінювання концепції установки було термодинамічно проаналізовано горіння сумішей, що містили до 50% сингазу. Компанією Enel-P і іншими учасниками проекту було визначено типові граничні умови для пальників, що використовуються для спалювання синтетичних видів газу в сучасних газових турбінах.

Конструкцію такого пальника приведено на рис. 5.4 [136].

. Слід відмітити, що, як правило, в існуючих конструкціях використовується закрутка повітряного, а іноді і газового потоків, що, як вказується, значно ускладнює конструкцію пальника і його роботу при зміні тиску компонентів. До того ж, в таких конструкціях відсутній принцип модульності виконання, що звужує можливість їх використання для об'єктів іншої потужності і умов роботи.

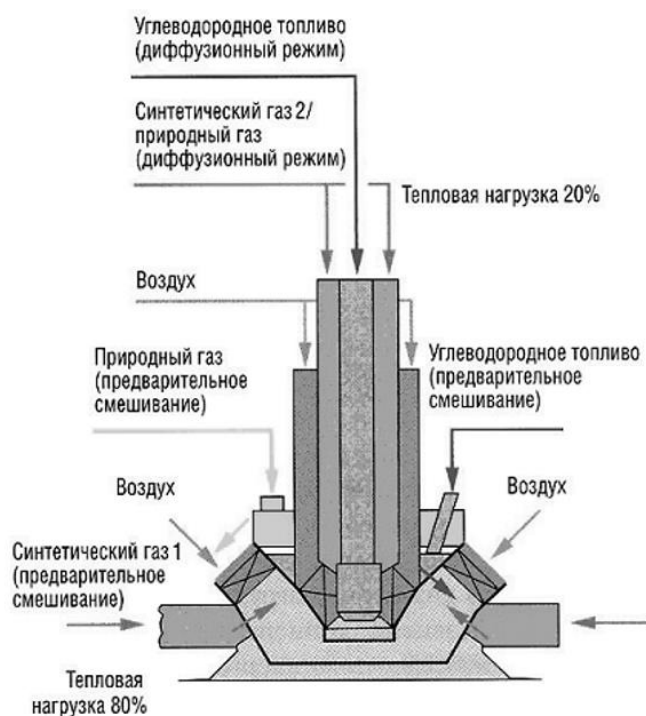


Рис. 5.4. Конструкція пальникового пристрою для спалювання синтез-газу (проект HEGSA)

Таким чином можна зробити висновок, що питання спалювання альтернативних газових палив вирішується виробником в залежності від прийнятого способу організації робочого процесу і конструкції пальника. Перехід на інші види палива чи умови роботи (потужність) вимагають виконання додаткових досліджень.

5.2 Дослідження характеристик двозонних стабілізаторних пальників при спалюванні альтернативного газового палива змінного складу

5.2.1 Конструкція і характеристики пальника з подачею альтернативного газового палива змінного складу за II схемою – в обтічний потік повітря, а стабілізуючого палива – в зону рециркуляції

5.2.1.1 Характеристики пальника з подачею альтернативного газового палива змінного складу в обтічний потік повітря (II схема)

Схема і конструкція пальника вибирались з урахуванням досвіду роботи стабілізаторних пальників при спалюванні високо реакційних палив [95, 118-121, 145-147]. Загалом, такі стабілізаторні пальники характеризуються легким та

надійним запуском при $\alpha_{\max}^{\text{II}} > 2,0$, простотою регулювання потужності і зменшеною емісією токсичних оксидів азоту і вуглецю [148].

Варіант конструкції модульного елемента з запропонованою схемою газороздачі, а також блочний пальниковий пристрій, який складається на базі модулів, показані на рис. 5.5 [149].

На рис. 5.5,а показано варіант стабілізаторного пальника плоского типу, в якому в корпусі 1 передбачено дві окремі камери з підведенням газу до кожної з них.

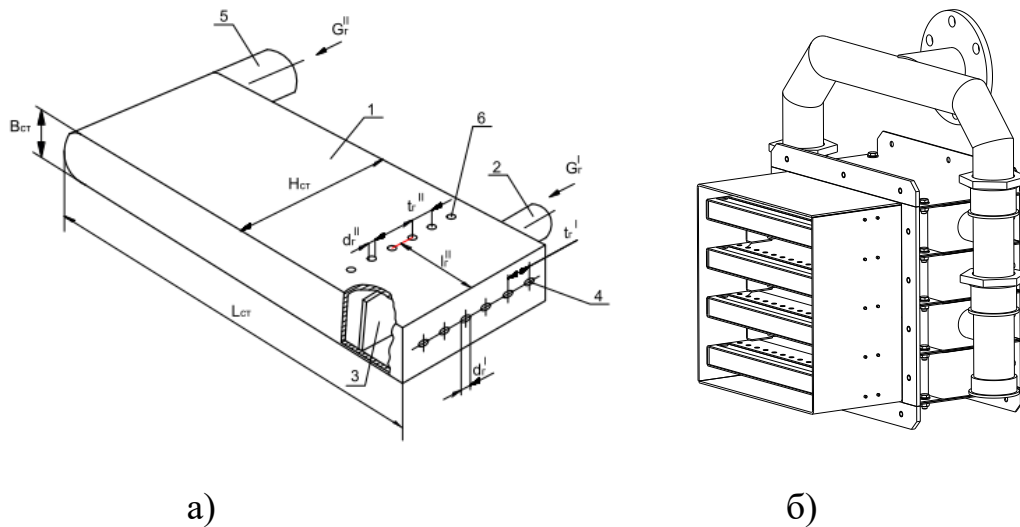


Рис. 5.5. Стабілізаторний модуль (а) для спалювання альтернативного газу змінного з комбінованою подачею газу – альтернативного - струменями зануренням в повітряний потік (отвори б) і в зону рециркуляції (отвори 4); б – блочний пальниковий пристрій.

По патрубку 5 альтернативне (основне) паливо змінного складу поступає в камеру стабілізатора і через отвори б подається зануренням в потік повітря, що оббігає стабілізатор з обох боків.

Для цієї схеми подачі газу прийняте таке умовне позначення, наприклад: 15,5-0,155-12Ø2-60-II, де $B_{\text{ст}} = 15,5$ мм; $K_f = 0,155$; $n_{\Gamma} = 12$ - отвори подачі газу з обох боків стабілізатора, $d_{\Gamma} = 2,0$ мм - діаметр газових отворів; четверта цифра – відстань L_1^{II} , мм, від осі газових отворів до зливної кромки стабілізатора; остання цифра – II - прийнята умовна схема газороздачі.

Високо реакційне (стабілізує) паливо по патрубку 2 поступає в камеру 3 і далі через отвори 4 подається в зону рециркуляції за стабілізатором. Для цієї схеми прийнятош таке позначення, наприклад, 15,5-0,155-8Ø3-I, де $B_{ст} = 15,5$ мм; $K_f = 0,155$; $n_r = 8$, $d_r = 3,0$ мм; четверта цифра – I - умовна схема газороздачі.

На стенді проводились випробування при зміні параметрів в такому діапазоні: $B_{ст} = 15 \div 40$ мм, $K_f = 0,15 \div 0,45$, $d_r = 1,2 \div 3,0$ мм, відносна відстань газових отворів від зривної кромки стабілізатора $\bar{L}_1 = 1,0 \div 8,0$, де $\bar{L}_1 = L_1 / B_{ст}$; відношення вихідної торцевої площини стабілізатора до площі газових отворів $F_{ст}/F_r = 26 \div 80$; температура повітряного потоку $T_0 = 293$ К.

Високореакційне стабілізує паливо (метан, або суміш пропан-бутану (50 % на 50 %)) подавалось з баллону.

Для утворення низькореакційного альтернативного палива до основного палива додавались домішки - двоокис вуглецю (CO_2) і повітря.

При подачі газу за II схемою (зануренням в обтічний потік повітря) на деякій відстані від зривної кромки стабілізатора відбувається часткове попереднє перемішування палива з повітрям і на зривній кромці стабілізатора утворюється суміш з певним ступенем гомогенності. Якість суміші залежить від глибини проникнення газових струменів в повітряний потік і відстані від газових отворів до зривної кромки - L_1^{II} (рис. 5.5, а). При збільшені величини L_1^{II} можна отримати, практично, гомогенну суміш. Така подача газу дозволяє забезпечити інтенсивне горіння при $\alpha^{II} \rightarrow 1,0$.

На рис. 5.6 показана залежність сталості факелу на бідному зриві (α_{max}^{II}) від швидкості повітряного потоку в камері (W_k) для двох типів стабілізаторів: 1 – 15,5-0,155-10Ø3-15-II; 2 – 15,5-0,155-10Ø3-85-II, тобто відповідно на відстані $L_1 = 15$ мм і $L_1 = 85$ мм від зривної кромки стабілізатора.

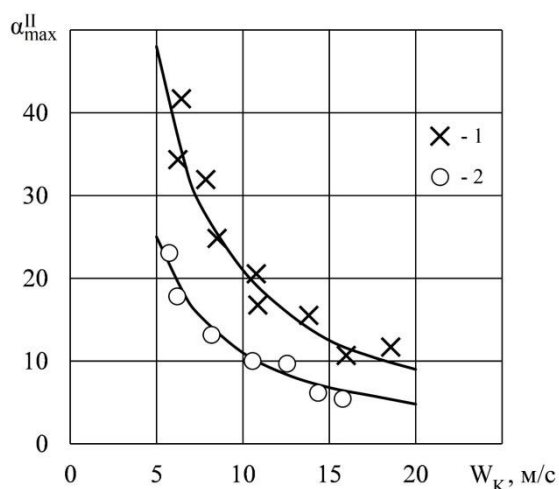


Рис. 5.6. Вплив на бідний зрив факелу відстані від газових отворів до зривної кромки стабілізатора при подачі палива в обтічний повітряний потік для двох типів стабілізаторів: 1 – 15,5-0,155-10Ø3-15-II; 2 – 15,5-0,155-10Ø3-85-II

З рис. 5.6 видно, що сталість факелу погіршується (коефіцієнт $\alpha_{\max}^{\text{II}}$ зменшується) при збільшенні відстані від газових отворів до зривної кромки стабілізатора. Значення $\alpha_{\max}^{\text{II}} > 2,0$, що свідчить про неповністю гомогенне перемішування..

Залежність коефіцієнту надлишку повітря на режимі бідного зриву $\alpha_{\max}^{\text{II}}$ від режимних і конструктивних характеристик має вигляд:

$$\alpha_{\max}^{\text{II}} = K_{\max}^{\text{II}} \frac{B_{cm}^{0,5}}{W_K^{1,2} \cdot e^{6,25 \cdot K_f} \cdot \left(\frac{F_{cm}}{F_z}\right) \cdot (\bar{L}_1^2 + 30)} \left(\frac{T_0}{273}\right)^{1,4}, \quad (5.1)$$

де $K_{\max}^{\text{II}} = 0,872 \cdot 10^5$ – дослідний коефіцієнт пропорційності при спалювання пропан-бутану і інтенсивності турбулентності повітряного потоку $\varepsilon \approx 1,5 \%$.

При II схемі подачі газу в обтічний повітряний потік $\alpha_{\max}^{\text{II}}$ збільшується із збільшенням B_{ct} і температури повітря T_0 і, навпаки, зменшується при підвищенні W_K , K_f та L_1^{II} , а також при зменшенні відносної площі газових отворів (F_{ct}/F_r).

На рис. 5.7 показана візуальна довжина факелу для трьох варіантів стабілізаторів.

Інтенсивність вигорання підвищується (довжина факелу зменшується) в такій послідовності – подача газу в зону рециркуляції, подача впровадженням в обтічний повітряний потік при $L_1^{\text{II}} = 85$ мм, а потім при $L_1^{\text{II}} = 120$ мм.

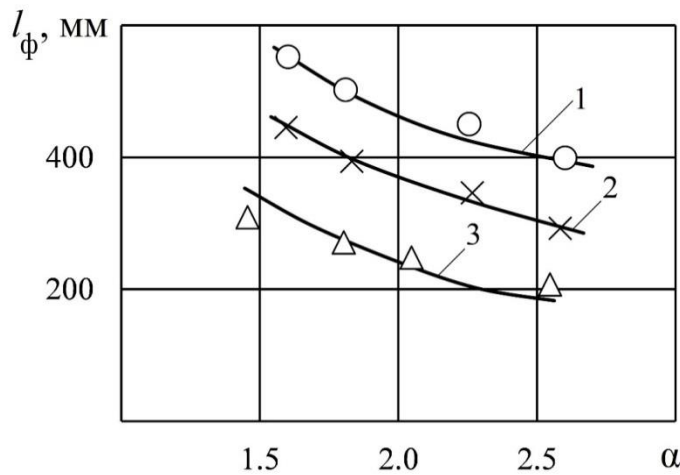


Рис. 5.7. Довжина факелу за стабілізатором при подачі газу за різними схемами: 1 – подача газу в зону зворотних токів, стабілізатор 15,5-0,4-9Ø3-I; 2, 3 подача зануренням в обтічний потік, 2 – стабілізатор 15,5-0,4-32Ø1,5-85-II ($L_1^{\text{II}} = 85$ мм); 3 – 15,5-0,4-32Ø1,5-120-II ($L_1^{\text{II}} = 120$ мм).

Для дослідження впливу на роботу стабілізатора **баластних домішок** були проведені відповідні експерименти.

Дослідження сталості горіння виконувалось таким чином: при встановленій витраті палива G_{Γ}^{II} поступово додавались на попереднє змішування з паливом домішки $G_{\text{пов}}^{\text{II}}$ або $G_{\text{CO}_2}^{\text{II}}$ до моменту зриву факелу. На рис. 5.8 для розглянутої II схеми подачі газу показані дані по зриву факелу при поступовому збільшенні домішки повітря і двоокису вуглецю.

Область допустимих робочих режимів знаходиться зліва від лінії зриву факелу. Як видно, при подачі газу за другою схемою існує певний діапазон сталої роботи пальника при додаванні баласту до газу.

На графіку вздовж осі ординат відкладено відносну витрату палива при зриві

$$\left(\bar{G}_{\varepsilon}^{\text{II}}\right)_{\text{бал}}^{\min} = (G_{\Gamma}^{\text{II}})_{\text{бал}}^{\min} / G_{\text{ст}}, \quad (5.2)$$

де $(G_{\Gamma}^{\text{II}})_{\text{бал}}^{\min}$ – мінімальна витрата палива на бідному зриві; $G_{\text{ст}} = F_{\text{ст}} \cdot W_{\text{щ}} \cdot \rho_{\text{пов}}$ – умовна витрата повітря, що оббігає стабілізатор [150], яка визначається шириною стабілізатора; $W_{\text{щ}} = W_{\kappa} \cdot (1 - K_f)$ – швидкість повітря на зривній кромці стабілізатора.

Через $\left(\bar{G}_{\varepsilon}^{\min}\right)^{\text{II}} = (G_{\varepsilon}^{\min})^{\text{II}} / G_{\text{cm}}$ позначалась відносна витрата палива на режимі бідного зриву факелу без баласту. Вздовж осі абсцис нанесена відносна витрата домішок,

двооокису вуглецю – $G_{CO_2}^{II}/G_r^{II}$ та повітря – $G_{пов}^{II}/G_r^{II}$.

Як видно, при збільшенні витрати палива можна допустити підвищення долі витрати домішки без зриву факелу. Вплив підмішування баласту у вигляді повітря і CO_2 в межах точності експерименту дає один і той же ефект.

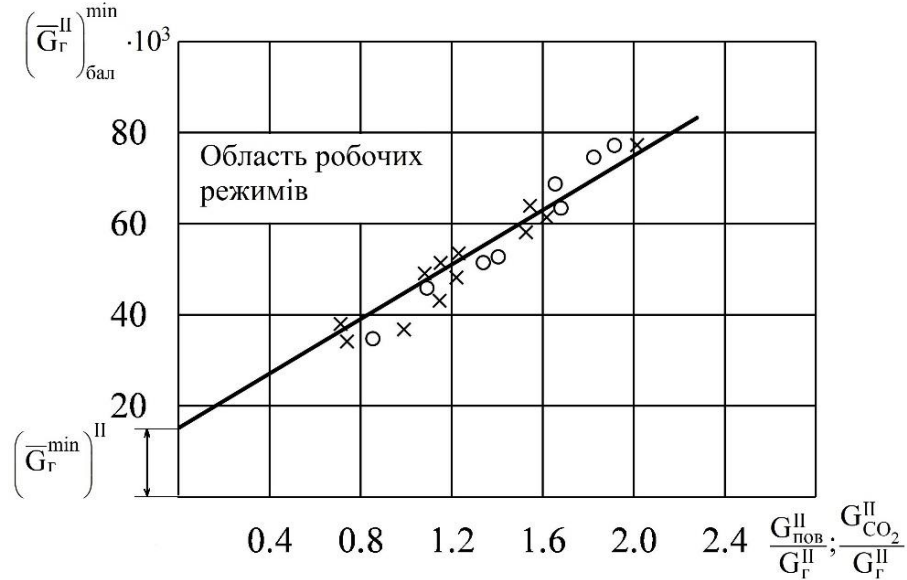


Рис. 5.8. Залежність сталості факелу при II схемі газороздачі від подачі повітря і CO_2 на попереднє сумішоутворення. Стабілізатор 15,5-0,155-16Ø3-85-II. Позначення режимів: x – подача повітря; o – подача CO_2

Значення сталості факелу $(\bar{G}_z^{II})_{бал}^{max}$ при підмішуванні до газу повітря чи CO_2 в залежності від витрати домішки $G_{бал}/G_r^{II}$ можна розрахувати таким чином :

$$(\bar{G}_z^{II})_{бал}^{min} = (\bar{G}_z^{min})^{II} + K_{бал}^{II} \left(\frac{G_{бал}}{G_z^{II}} \right), \quad (5.3)$$

$$(\bar{G}_z^{min})^{II} = \frac{(G_z^{min})^{II}}{W_{щ} \cdot F_{ст} \cdot \rho_{нов}}, \quad (5.4)$$

$$(G_z^{min})^{II} = \frac{G_{нов}^0}{\alpha_{max}^{II} \cdot L_0}, \quad (5.5)$$

де: $G_{пов}^0$ – витрата повітря в пальнику, кг/с; L_0 – стехіометричний коефіцієнт, кг/кг;

$(\bar{G}_z^{min})^{II}$ – відносна витрата газу при бідному зриві без баласту; $(G_z^{min})^{II}$ – абсолютна

витрата газу при бідному зриві факелу без баласту, кг/с; $K_{\text{бал}}^{\text{II}} = 27,9 \cdot 10^{-3}$ – дослідний коефіцієнт пропорційності.

З фотографій факелу видно, що у разі подачі палива за II схемою і збільшенні витрати газу візуальна довжина факелу поступово збільшується (рис. 5.9, а–г) і температура газів підвищується (рис. 5.9, д).

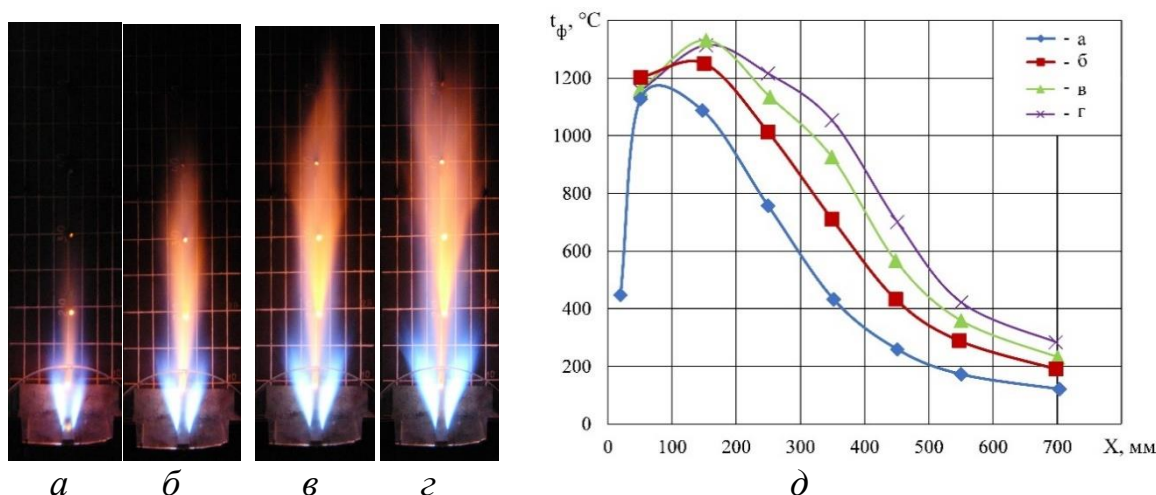
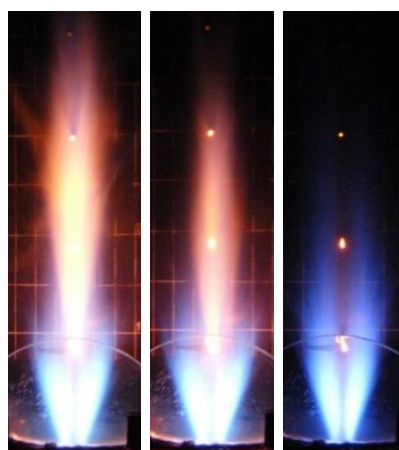


Рис. 5.9. Фотографії факелу (а - г) і температура газів (д) вздовж осі сліду за стабілізатором (X, мм) при подачі палива (пропан – бутан) в обтічний потік повітря за II схемою – 15,5-0,155-16Ø3-85-II; $W_{\text{к}} = 6,6$ м/с; режими: а – $G_{\text{г}}^{\text{II}} = 0,38 \cdot 10^{-3}$ кг/с; б – $G_{\text{г}}^{\text{II}} = 0,58 \cdot 10^{-3}$ кг/с; в – $G_{\text{г}}^{\text{II}} = 0,78 \cdot 10^{-3}$ кг/с; г – $G_{\text{г}}^{\text{II}} = 0,93 \cdot 10^{-3}$ кг/с.

З рис. 5.9, д видно, що найбільш інтенсивно горіння відбувається на початковій ділянці факелу в межах зони рециркуляції $(3 \div 5) \cdot V_{\text{ст}}$, де вигорає основна частка палива при максимальному рівню температури газів.

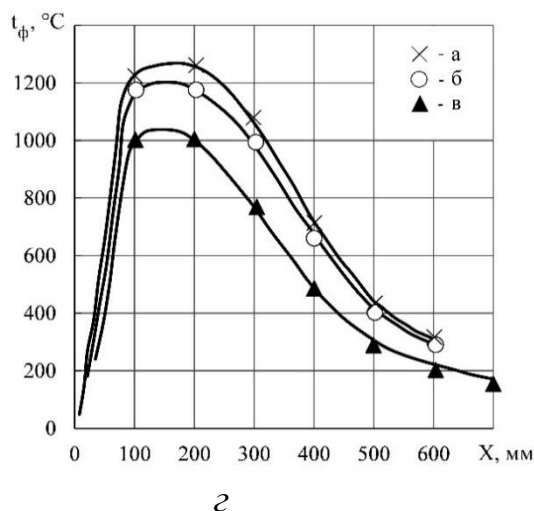
На рис. 5.10, а-г і рис. 5.11, а-д показано фотографії факелу і полів температури при подачі палива за II схемою і відповідно попередньому підмішуванням до газу повітря та диоксиду вуглецю.



а

б

в



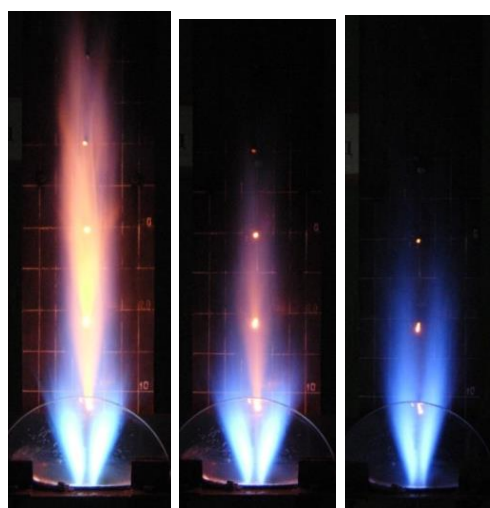
з

Рис. 5.10. Фотографії факелу (а – в) і температура газів (з) при подачі палива за

II схемою і попередньому підмішуванням до газу **повітря**. Стабілізатор – 15,5-0,155-

16Ø3-85-II ; $G_{\Gamma}^{II} = 0,64 \cdot 10^{-3}$ кг/с; $W_k = 7,0$ м/с; режими: а – $G_{\text{пов}}^{II} = 0$ кг/с; б – $G_{\text{пов}}^{II} =$

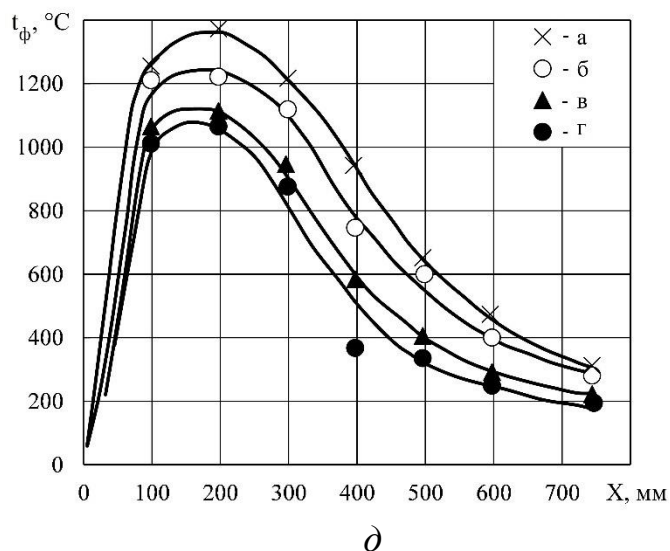
0,25 кг/с; в – $G_{\text{пов}}^{II} = 0,50$ кг/с



а

в

з



д

Рис. 5.11. Фотографії факелу (а – з) і температура газів (д) при подачі палива за

II схемою і попередньому підмішуванням до газу **диоксида вуглецю**. Стабілізатор –

15,5-0,155-16Ø3-85-II ; $G_{\Gamma}^{II} = 1,0 \cdot 10^{-3}$ кг/с; $W_k = 7,0$ м/с; режими: а – $G_{\text{CO}_2}^{II} = 0$ кг/с; б –

$G_{\text{CO}_2}^{II} = 0,52 \cdot 10^{-3}$ кг/с; в – $G_{\text{CO}_2}^{II} = 0,70 \cdot 10^{-3}$ кг/с; з – $G_{\text{CO}_2}^{II} = 1,23 \cdot 10^{-3}$ кг/с

Як видно, в обох випадках довжина факелу поступово зменшується і рівень температур продуктів горіння в сліді за стабілізатором знижується, що пов'язано із зменшенням теплоти згоряння палива, яка витрачається на підігрів баласту.

На рис. 5.12 приведені скорочення відносної довжини факелу від відносних

витрат домішок – повітря і CO_2 при різних значеннях витрати газу на стабілізатор.

$$\bar{l}_{\phi}^{\text{II}} = (l_{\phi}^{\text{II}})_{G_{\text{бал}} > 0} / (l_{\phi}^{\text{II}})_{G_{\text{бал}} = 0}$$

де $(l_{\phi}^{\text{II}})_{G_{\text{бал}}=0}$ – довжина факелу без баласту, $(l_{\phi}^{\text{II}})_{G_{\text{бал}} > 0}$ – довжина факелу при баластуванні.

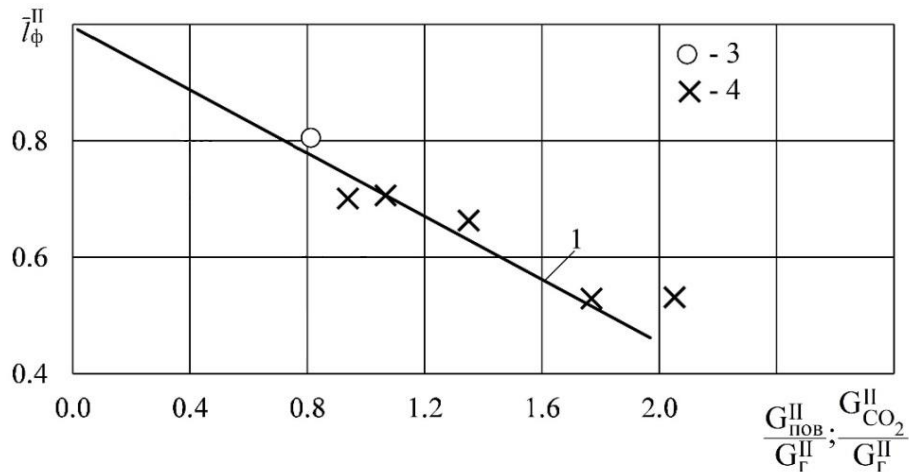


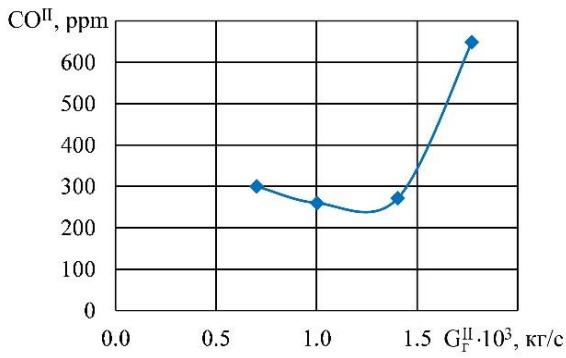
Рис. 5.12. Вплив баластування газу повітрям і двоокисом вуглецю на відносну довжину факелу за стабілізатором; режими: 1 – $G_{\text{г}} = (1,1 \div 1,4)$ г/с; 3 – баластування повітрям; 4 – баластування CO_2 .

Залежність відносної довжини факелу при баластуванні повітрям або CO_2 від відносної витрати баласту має вигляд

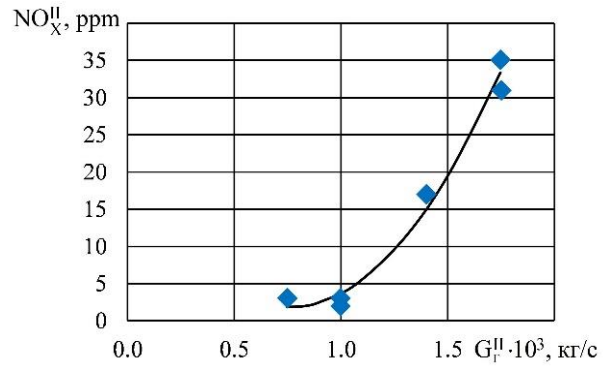
$$(l_{\phi}^{\text{II}})_{G_{\text{бал}} > 0} / (l_{\phi}^{\text{II}})_{G_{\text{бал}} = 0} = 1 - 0,27 (G_{\text{бал}}^{\text{II}} / G_{\text{г}}^{\text{II}}) \quad (5.6)$$

На рис. 5.13 показані отримані за допомогою газоаналізатора Testo 330 результати вимірів щодо вмісту оксиду вуглецю і оксидів азоту в кінці зони горіння.

Результати вимірів показали, що при збільшенні витрати газу, яка супроводжується ростом довжини факелу і підвищенням максимальної температури концентрації полуюантів також поступово збільшуються



а



б

Рис. 5.13. Вихід оксиду вуглецю (а) і оксидів азоту (б) при подачі палива в обтічний повітряний потік (II схема). Стабілізатор 15,5-0,155-16xØ3-85-II; $W_k = 6,8$ м/с.

При збільшенні вмісту баласту в горючій суміші зниження максимальної температури приводить до зменшення виходу оксидів азоту (рис. 5.14). В роботі не зафіксована залежність виходу оксидів азоту від виду домішки.

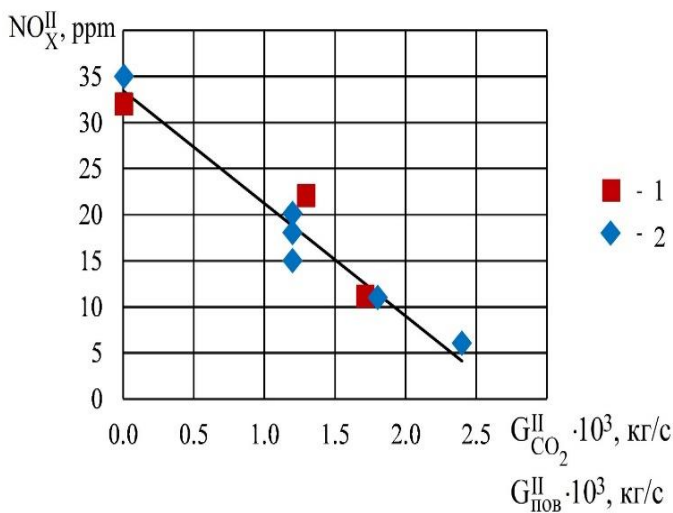


Рис. 5.14. Вплив вмісту баласту (повітря, диоксид вуглецю) в альтернативному паливі на утворення оксидів азоту при II схемі газороздачі.

Стабілізатор 15,5-0,155-16xØ3,0-85-II; $W_k = 6,8$ м/с; $G_F^{II} = 1,4 \cdot 10^{-3}$ кг/с;
1 – диоксид вуглецю; 2 – повітря

Але, на вихід оксидів вуглецю впливає вид і кількість домішки (рис. 5.15).

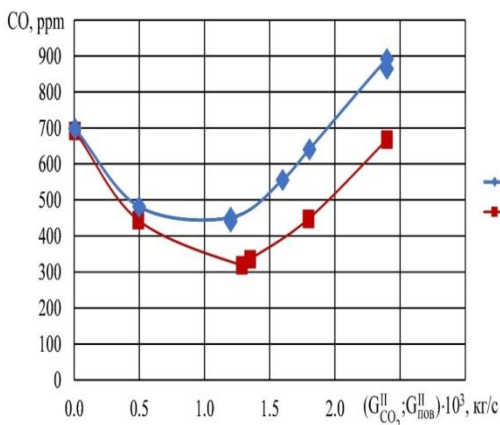


Рис. 5.15. Вплив вмісту баласту (повітря, диоксид вуглецю) в альтернативному паливі на утворення оксиду вуглецю при II схемі газороздачі. Стабілізатор 15,5-0,155-16xØ3,0-85-II; $W_k = 6,8$ м/с; $G_F^{II} = 1,4 \cdot 10^{-3}$ кг/с; 1 – CO_2 , 2 – повітря

Як видно з рис. 5.15, має місце певна витрата домішок, при якій спостерігається мінімальна концентрація оксидів вуглецю. На першому етапі при підвищенні витрати домішок спостерігається зменшення виходу CO. Це пов'язане із зменшенням температури факелу. На другому етапі кількість баласту стає такою, що вона заважає процесам масообміну і горінню в факелі.

Таким чином, при виконанні цього етапу досліджень встановлені межі сталої роботи пальника в залежності від вмісту баластних домішок. При збільшенні вмісту домішок понад певну витрату стала робота стабілізаторного пальника стає неможливою.

5. 2.1.2 Робота пальника за комбінованою схемою – подача альтернативного палива за II схемою – в обтічний повітряний потік, а запалюючого – за I схемою – в зону рециркуляції

Дослідження виконувались на моделі пальника з одночасною подачею палива незалежно по двом лініям (рис. 5.5,а).

На рис. 5.16 наведено фотографії факелів за стабілізатором.

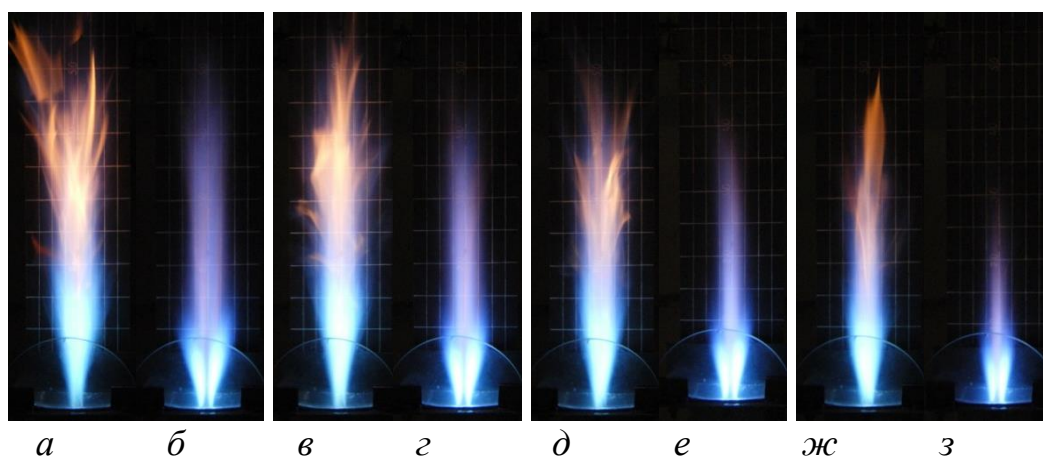


Рис. 5.16. Порівняльні фотографії факелів за стабілізатором при однакових коефіцієнтах надлишку повітря для двох схем подачі газу: перша схема – стабілізатор 15,5-0,4-8Ø3-I (режими *а*, *в*, *д*, *ж*), друга схема – стабілізатор 15,5-0,4-32ØI,5-85-II (режими *б*, *г*, *е*, *з*).

Режими порівняння: *а*, *б* – $\alpha = 5,53$; *в*, *г* – $\alpha = 6,78$; *д*, *е* – $\alpha = 7,73$; *ж*, *з* – $\alpha = 8,9$.

При цьому приймалися однакові коефіцієнти надлишку повітря для двох схем подачі газу: перша схема – стабілізатор 15,5-0,4-8Ø3-I - подача газу в зону рециркуляції (режими *а, в, д, ж*), друга схема – стабілізатор 15,5-0,4-32ØI,5-85-II - подача газу зануренням в обтічний повітряний потік (режими *б, г, е, з*). При II схемі подачі газу відстань від зривної кромки стабілізатора назустріч повітряному потоку складала $L_1=85$ мм.

З матеріалів рис. 5.16 видно, що шляхом подачі газу на часткове попереднє перемішування з повітрям при необхідності можна скоротити довжину факелу.

При порівнянні роботи двох схем на часткових режимах при збільшенні загального коефіцієнту надлишку повітря при $\alpha \gg 1,0$ було зафіксоване зменшення повноти згоряння при подачі газу за II схемою (рис. 5.17).

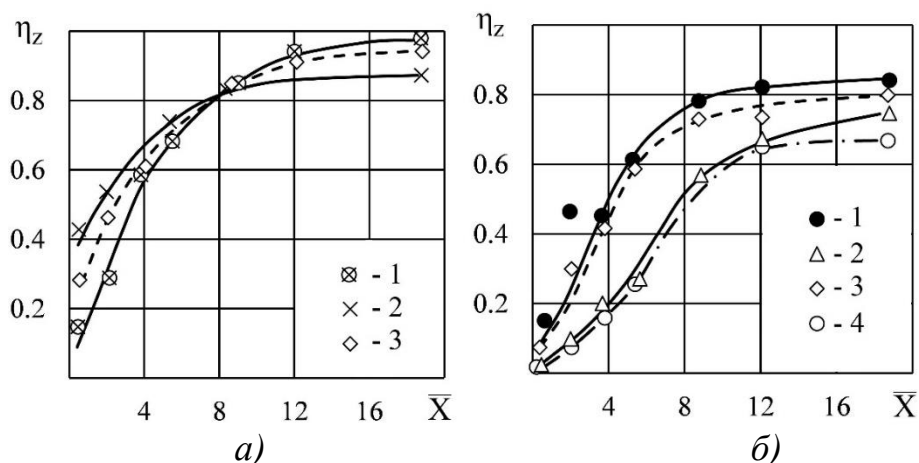


Рис. 5.17. Характеристики стабілізаторного пальника при комбінованій подачі газу.

Графік *а*). Позначення режимів: 1 - стабілізатор 30-0,45-16Ø3-I, $\alpha^I = 3,94$. 2 - 30-0,45-10Ø3-80-II, $\alpha^{II} = 4,86$. 3 - комбінована робота: $\alpha^I = 21,8$, $\alpha^{II} = 5,26$, $\alpha^\Sigma = 4,25$.

Графік *б*). Позначення режимів: 1- 30-0,45-10Ø3-80-II, $\alpha^{II} = 1,47$; 2 – 30-0,45-16Ø3-I, $\alpha^I = 1,53$; 3 – комбінована робота: $\alpha^I = 8,35$, $\alpha^{II} = 2,0$, $\alpha^\Sigma = 1,61$;

4 – комбінована робота: $\alpha^I = 4,6$, $\alpha^{II} = 2,0$, $\alpha^\Sigma = 1,4$

У разі роботи стабілізатора за II схемою для підтримання високої повноти згоряння при $\alpha \gg 1,0$ можливе підключення подачі газу за I схемою, тобто, використання стабілізаційного факелу високо реакційного палива. В результаті продукти реакції частково перемішаного палива проходили через

високотемпературний дифузійний запалюючий факел і загальна повнота згоряння підвищувалась.

При комбінованій газороздачі загальна довжина зони горіння визначається сумарною витратою палива і закономірностями горіння палива за І схемою.

Для визначення характеристик стабілізаторного пальника при комбінованій роботі на забаластованому паливі були проведені випробування з домішкою до газу (пропан + бутан) **повітря та двоокису вуглецю**.

На рис. 5.18 показані фотографії факелу при комбінованій подачі газу і повітря за II схемою, 15,5-0,155-16Ø3-85-II (режими *a – з*), і підключенні подачі газу за I схемою, 15,5-0,155-8Ø3-I (режим *д*),

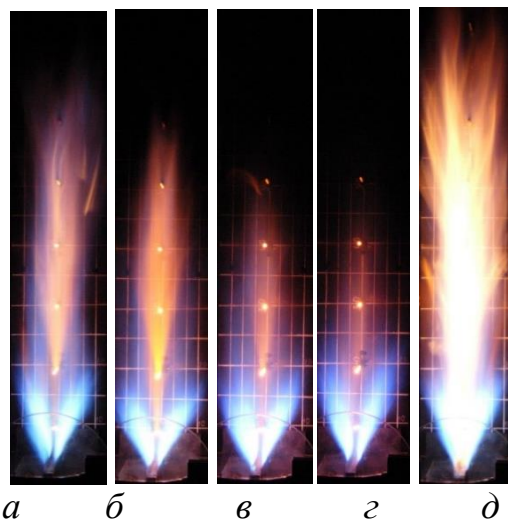


Рис. 5.18. Фотографії факелу за стабілізатором при комбінованій роботі з подачею альтернативного газу за II схемою 15,5-0,155-16Ø3-85-II, підмішуванням повітря до основного газу (*б – д*) і додатковій подачі стабілізуючого газу за I схемою, 15,5-0,155-8Ø3-I – (*д*). $W_k=6,8$ м/с;

Режим	<i>a</i>	<i>б</i>	<i>в</i>	<i>г</i>	<i>д</i>
$G_{\Gamma}^{II} \cdot 10^{-3}$, кг/с	1,4	1,4	1,4	1,4	1,4
$G_{\text{пов}}^{II} \cdot 10^{-3}$, кг/с	—	0,45	1,1	1,35	1,35
$G_{\Gamma}^I \cdot 10^{-3}$	—	—	—	—	0,26

Дослідження показали, що загальна довжина комбінованого факелу при подачі забаластованого палива за II схемою, також визначається сумарною витратою палива і довжиною факелу I схеми.

Таким чином, при роботі на забаластованому паливі (суміш пропан-бутану з

диоксидом вуглецю або повітрям) і подачею палива за II схемою з'явилась можливість значного підвищення сталості факелу шляхом подачі високо реакційного палива (пропан-бутан) за I схемою. Сталість горіння загального факелу визначається характеристиками I схеми [146], в нашому варіанті це $\alpha_0^I \approx 10$.

Сталість горіння комбінованого факелу за стабілізатором забезпечувалась при максимально досягнутому за умов роботи стенду вмісту повітря в суміші з газом $G_{\text{пов}}^{\text{II}} / G_{\text{г}}^{\text{II}} \approx 10$.

Таким чином, можна зробити висновок, що для забезпечення надійного горіння забаластованого (альтернативного) палива практично з необмеженою зміною концентрації домішок забаластоване паливо необхідно подавати за II схемою, а стабілізуючий факел утворюється шляхом подачі високо реакційного палива за I схемою з витратою, яка відповідає вимогам сталого горіння цього дифузійного факелу.

Склад баластних домішок практично не впливає на стійкість горіння, якщо організувати прохід суміші через систему високотемпературних дифузійних факелів.

У підсумку можна сформулювати загальний підхід до створення пальникового пристрою, який призначений для спалювання газових палив змінного і перемінного в часі складу палива.

Робочий процес може бути організований таким чином.

Альтернативне паливо подається за II схемою – зануренням газових струменів в обтічний повітряний потік, стабілізуюче паливо подається за I схемою – в зону рециркуляції за стабілізатором.

При подачі газу за II схемою забезпечується ефективне горіння при $\alpha \rightarrow 1,0$ і більш короткий факел. В той же час при роботі на режимах часткового навантаження $\alpha \gg 1,0$ при такій схемі можлива поява недопалу.

Якщо під час роботи вміст баластних домішок у альтернативному паливі збільшується і теплова потужність пальника зменшується, підвищення потужності пальника в певних межах можна забезпечити збільшенням витрати палива за I схемою.

стінках стабілізатора по одній і другій лініях.

З метою запобігання злиттю струменів альтернативного палива, яке виходить із отворів II зони і забезпечення доступу повітря до газових струменів I зони (більш близької до зривних кромek стабілізатора) була проаналізована аеродинаміка струменів в набігаючому повітрі і поля концентрацій. Слід відмітити, що в цьому випадку подача палива на стабілізуючий факел означається як I схема.

Як приклад, на рис. 5.20,а показано поле концентрацій палива, яке виходить з двох систем газових отворів, що розміщені на відстані $L_1^{II} = 85$ мм і $L_1^I = 15$ мм від зривної кромки стабілізатора, а на рис 5.20,б – вид розміщення струменів газу на зрізі стабілізатора.

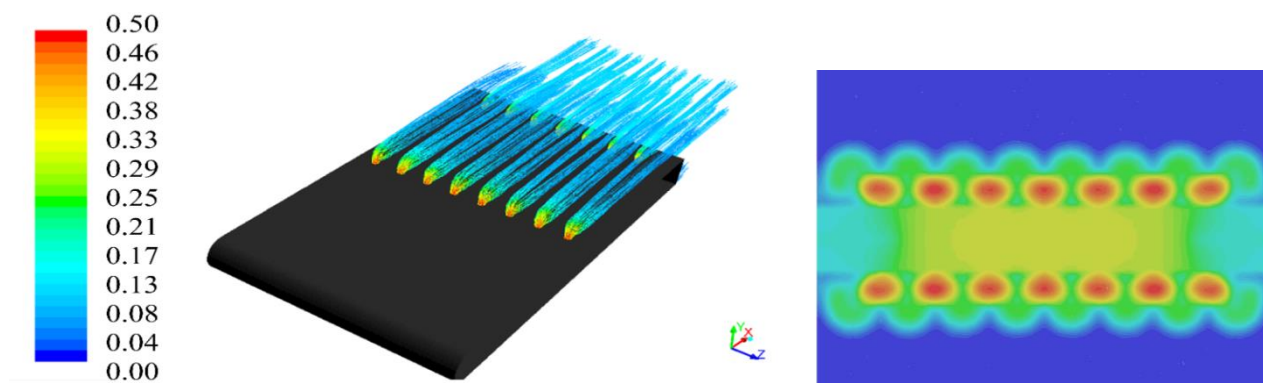


Рис. 5.20. Поля концентрацій газових струменів, що виходять з систем отворів для стабілізатора 15,5-0,155-16Ø3-85-II і 15,5-0,155-14Ø3-15-II, $W_{\text{пов}}=10$ м/с; $W_{\text{Г}}=10$ м/с, $t_{\text{Г}}/d_{\text{Г}}=3,5$

Як видно із зміни кольору ліній, які відповідають концентраціям газу, максимальна ступінь перемішування спостерігається в місцях виходу струменів, а після того, як струмені палива рухаються супутно повітряному потоку і різниця в швидкості реагентів зменшується, інтенсивність масообміну падає і в міжструменевому проміжку залишається достатня кількість окислювача, що дозволяє реалізувати ефективний процес горіння високореакційного палива, яке подається із отворів першої зони.

Для забезпечення ефективної роботи пальникового пристрою струмені запалюючого палива повинні розташовуватися між струменями альтернативного палива, тобто газові отвори повинні бути зміщеними на $\frac{1}{2}$ кроку. Відстань між

рядами подачі забаластованого і високо реакційного палив необхідно вибрати за умови забезпечення якісного сумішоутворення обох палив з повітрям без злиття факелів.

Фотографії факелу при подачі газу на рівні зривних кромek стабілізатора і температура продуктів горіння при різних витратах газу приведені на рис. 5.21.

Як видно з рис. 5.21, *д*, при подачі газу з кромek стабілізатора максимальна температура факелу перевищує 1200 °С, що цілком достатньо для надійного запалювання забаластованого палива. З підвищенням витрати газу довжина факелу відповідно збільшується, що вказує на дифузійність процесу горіння, і максимальна температура газів також зростає.

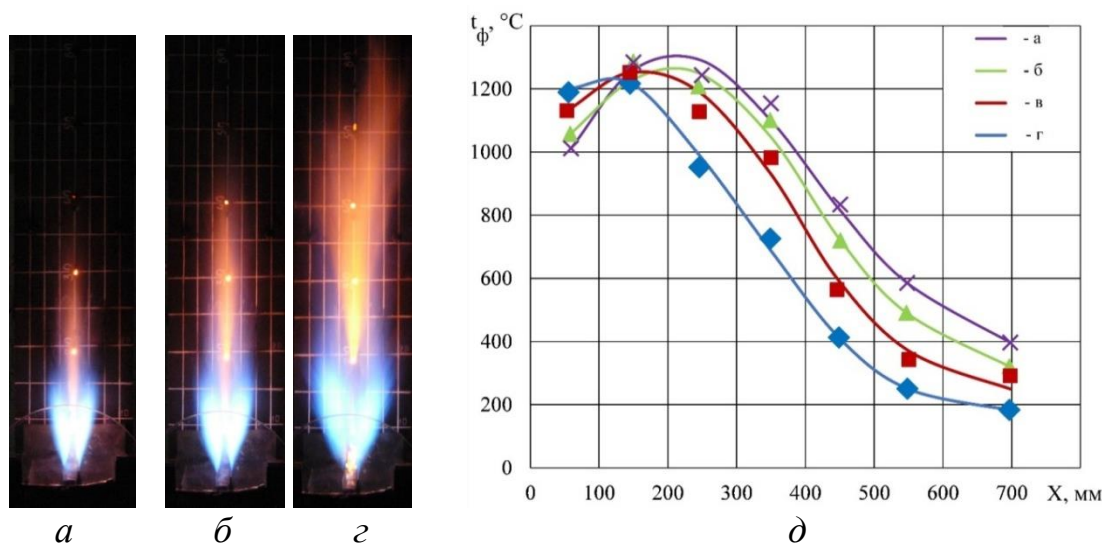


Рис. 5.21. Характеристики горіння палива (пропан – бутан) за стабілізатором з подачею газу в обтічний потік повітря з отворів біля зривних кромek стабілізатора – 15,5-0,155-14Ø3-15-I; $W_k = 6,6$ м/с; *а – з* – фотографії факелу; *д* – температура газів вздовж осі сліду за стабілізатором; режими: *а* – $G_r^I = 0,44 \cdot 10^{-3}$ кг/с; *б* – $G_r^I = 0,62 \cdot 10^{-3}$ кг/с; *в* – $G_r^I = 0,90 \cdot 10^{-3}$ кг/с; *з* – $G_r^I = 1,1 \cdot 10^{-3}$ кг/с.

В якості прикладу роботи пальникового пристрою з комбінованою газороздачею на рис. 5.22 показані фотографії і температури факела за стабілізатором при подачі забаластованого газу за II схемою (15,5-0,155-16Ø3-85-II) (рис. 5.22, *а-в*), а також при сумісній роботі з підключенням подачі стабілізуючого – за I схемою (15,5-0,155-14Ø3-15-I) з отворів, що розміщені ближче до кромek стабілізатора (рис. 5.22, *д*).

При подачі на попереднє сумішоутворення двоокису вуглецю до газу довжина факелу зменшується, як видно з режимів *a* – *в*. При підключенні подачі додаткового стабілізуючого газу з отворів, що розміщені ближче до кромки стабілізатора у зв'язку з підвищеною загальною витратою палива довжина факелу збільшується і температура газів підвищується (режим *д*).

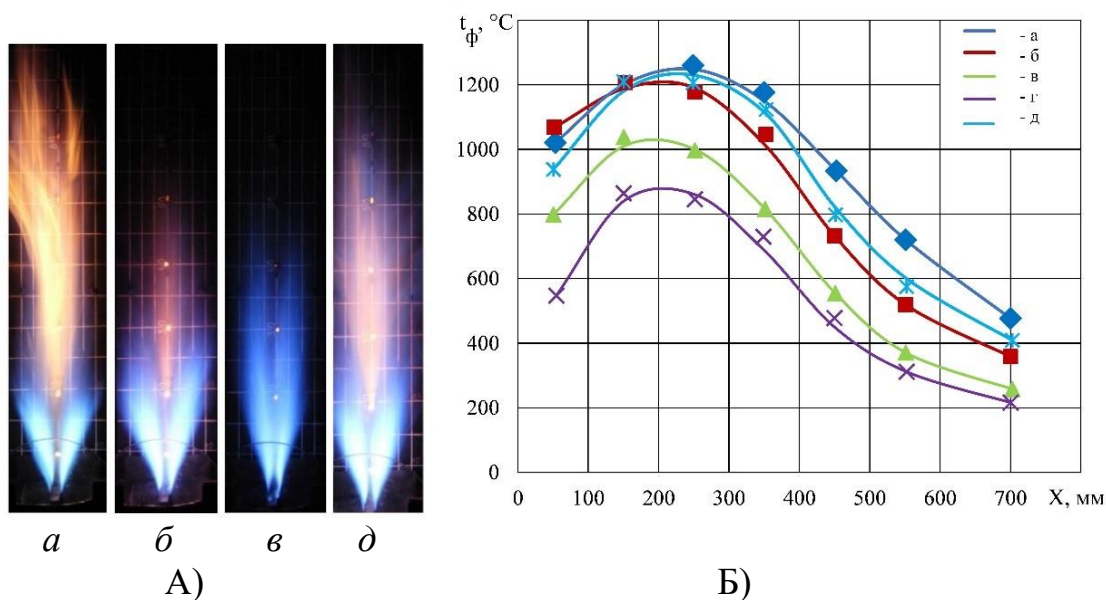


Рис. 5.22. Горіння палива за стабілізатором при комбінованій роботі; $W_k=6,8$ м/с; фото А) - режими (*a* – *в*) – горіння при роботі з подачею основного газу і двоокису вуглецю за II схемою (15,5-0,155-16Ø3-85-II) і додатковій подачі стабілізуючого газу за I схемою з отворів ближче до кромки стабілізатора (режим *д*) 5,5-0,155-14Ø3-15-I); графік Б) – температура продуктів горіння при різних режимах

Режим	<i>a</i>	<i>б</i>	<i>в</i>	<i>г</i>	<i>д</i>
$G_{\Gamma}^{\text{II}} \cdot 10^{-3}$, кг/с	1,4	1,4	1,4	1,4	1,4
$G_{\text{CO}_2}^{\text{II}} \cdot 10^{-3}$, кг/с	—	1,9	2,5	2,85	2,85
$G_{\Gamma}^{\text{I}} \cdot 10^{-3}$, кг/с	—	—	—	—	0,31

5.2.3 Характеристики робочого процесу модульного двонішевого стабілізатора

5.2.3.1 Конструкція модульного двонішевого пальникового пристрою

Випробування модульних пальників з комбінованою подачею газу показало можливість ефективно і надійно спалювати альтернативне паливо завдяки наявності

високотемпературних газів стабілізуючого факелу. В той же час, при роботі з подачею стабілізуючого газу в зону рециркуляції або із зривних кромek стабілізатора, спостерігається збільшення довжини факелу з причини затягування процесу перемішування і горіння палива.

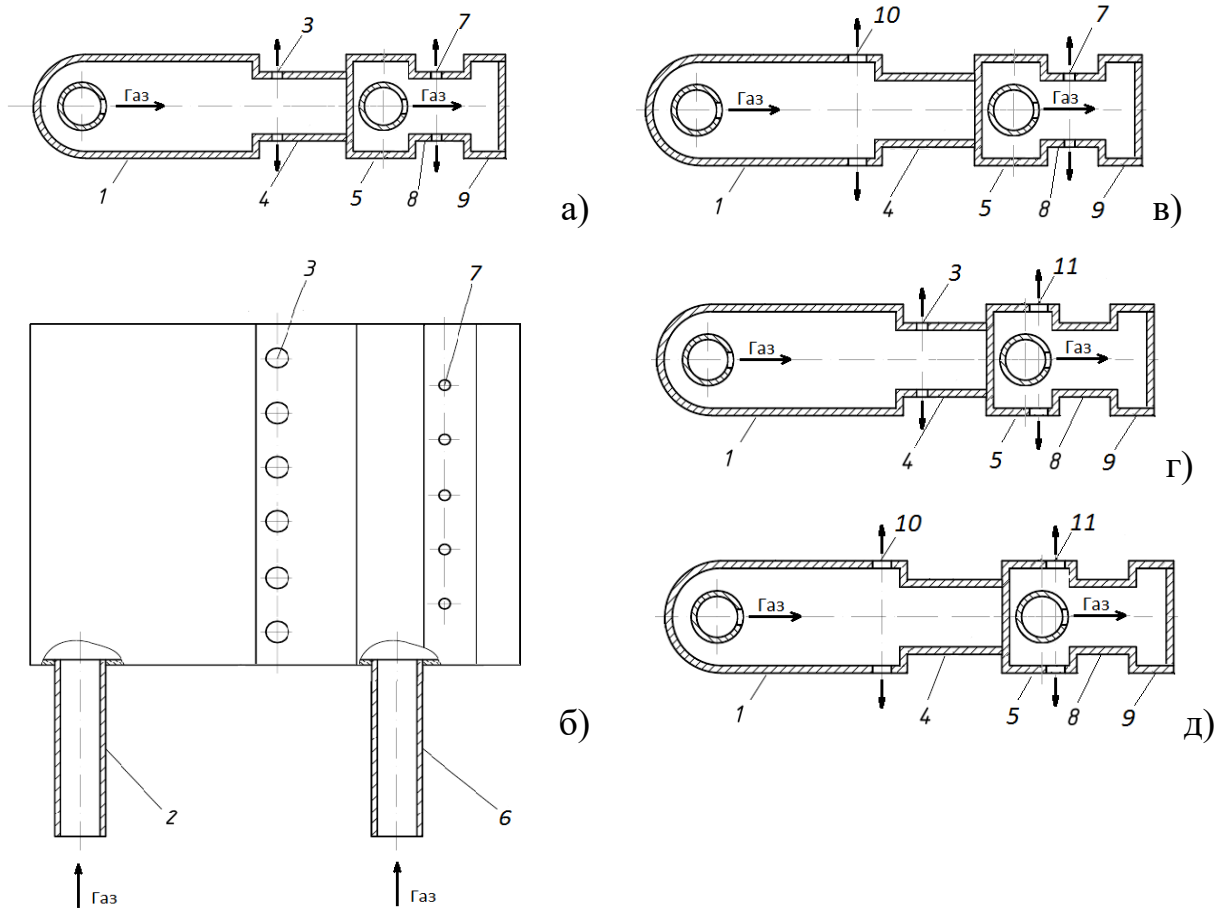


Рис. 5.23. Варіанти двонішевих модульних стабілізаторів для спалювання альтернативних газових палив

а), в), г), д) – поперечний переріз; б) – вид збоку.

1 – корпус першої ніші; 2 – штуцер підведення газу до першої ніші; 3 – отвори подачі газу в першу нішу; 4 – стінка першої ніші; 5 – корпус другої ніші; 6 – штуцер підведення газу до другої ніші; 7 – отвори подачі газу в другу нішу; 8 – стінка другої ніші; 9 – вихідний торець пальника; 10 – отвори подачі газу в корпусі першої ніші; 11 – отвори подачі газу в корпусі другої ніші

З метою організації горіння альтернативного і стабілізуючого палива за однаковими схемами, забезпечення сталого і ефективного горіння при зміні

коефіцієнта надлишку повітря в широкому діапазоні був розроблений двонішевий пальниковий пристрій, який представлений на рис. 5.23 [151].

При розробці пальникового пристрою враховувались характеристики струменево-нішевих стабілізаторів [152]. Як видно з рис. 5.23 запропонована конструкція дозволяє реалізувати різні можливі схеми подачі основного альтернативного палива змінного складу і стабілізуючого високореакційного палива.

Двонішевий стабілізатор дозволяє організувати процеси горіння обох видів палив за допомогою свого окремого нішевого поглиблення.

Комбінований двонішевий газовий пальник для окремого або сумісного одночасного спалювання низькореакційного і високореакційного палив складається із двох корпусів 1 і 5, до кожного із яких подається паливо по патрубках 2, 6 і які мають нішеві поглиблення 4, 8. В залежності від умов роботи ніші можуть бути однакового або різного розміру.

В корпусі 1 з нішею 4 і газовими отворами 3 і 10 пропонується спалювання газу різного складу від високореакційного до суміші газу з баластом, яка виходять за межі сталого горіння.

В корпусі 2 з нішею 8 і газовими отворами 7 і 11 пропонується спалювання високореакційного газу.

При необхідності забезпечення спалювання газу із відносно скороченим факелом, паливо подається через отвори 10, 11 на попереднє перемішування з окисником, при необхідності забезпечення горіння в широкому діапазоні коефіцієнтів надлишку повітря, газ подається через отвори 3,7. Можливі також інші схеми організації сумішоутворення і горіння.

З рис. 5.23,б видно, що для підвищення експлуатаційних показників горіння низькореакційного палива - надійності запалювання, сталості факелу, а також високої інтенсивності і ефективності горіння, також покладено схему проходження струменів низькореакційного газу з різним і перемінним під час експлуатації вмістом в ньому горючих складових через факели високореакційного палива.

5.2.3.2 Експериментальні дослідження характеристик двонішевого комбінованого пальника

За допомогою програмного комплексу ANSYS Fluent [82] був виконаний аналіз струменевої течії палива (пропан-бутан) при виході з газових отворів, що розміщені перед нішовим поглибленням, а також в самому нішевому поглибленні.

На рис. 5.24,а,б наведено розрахункові дані щодо концентрації палива (пропан-бутан), яке виходить з газового отвору, що розміщений на зривній кромці перед першим нішевим поглибленням. Розрахунки велись вздовж осі газового струменя. Швидкість повітря приймалась рівною $W_{\text{п}} = 10,0$ м/с, значення швидкості газових струменів приймалось $W_{\text{г}} = 7,0 - 25,0$ м/с.

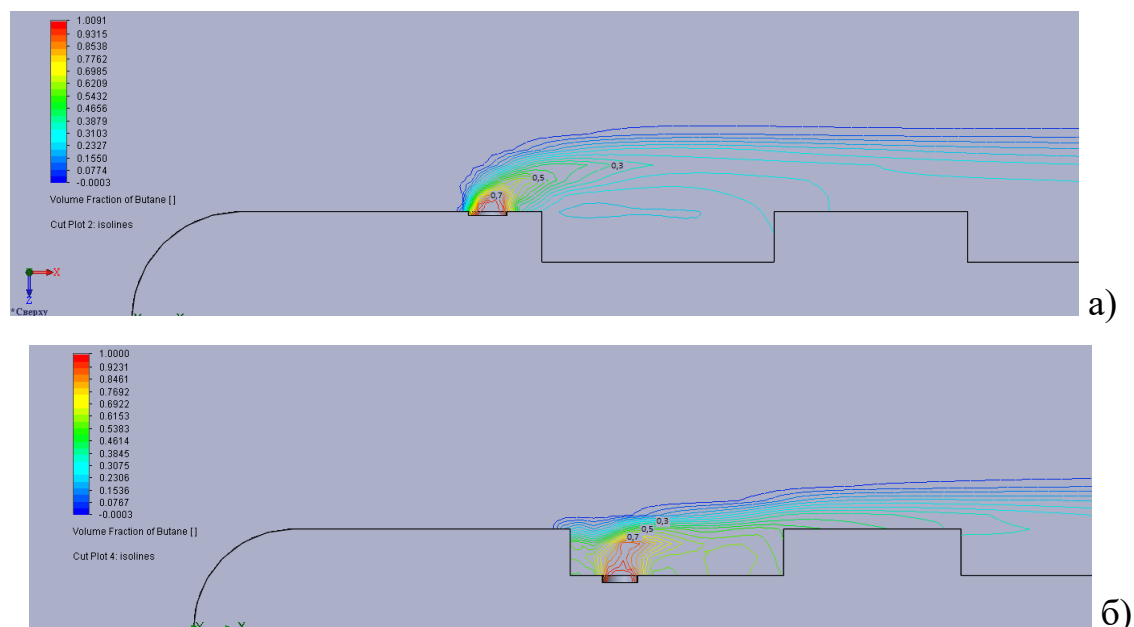


Рис. 5.24. Розрахункові поля концентрацій палива (пропан-бутан) при подачі з отворів перед першим нішевим поглибленням (а) та з отворів в першому нішевому поглибленні $d_{\text{г}} = 5,0$ мм: $W_{\text{п}} = 10$ м/с; $W_{\text{г}} = 7,0$ м/с

Як показує аналіз даних розрахунків, при подачі газу з отворів в нішевому поглибленні в межах достатньо широкої зміни швидкості газового потоку ($W_{\text{г}} = 25$ м/с) в нішевому поглибленні суміш знаходиться в концентраційних межах горіння палива.

При подачі палива із зривних кромek перед нішеvim поглибленням при зменшенні швидкості газу можливі режими з виходом суміші в ніші за концентраційні межі горіння. З цієї причини для подальших досліджень розглядався варіант пального пристрою з подачею палива з отворів, які розміщені в нішевих поглибленнях.

На рис. 5.25 показано розподілення концентрацій палива (пропан-бутан) вздовж осі газового струменя в двонішевому стабілізаторі при подачі газу в перше нішеве поглиблення; $W_{\text{п}} = 10 \text{ м/с}$; $W_{\text{г}} = 25 \text{ м/с}$.

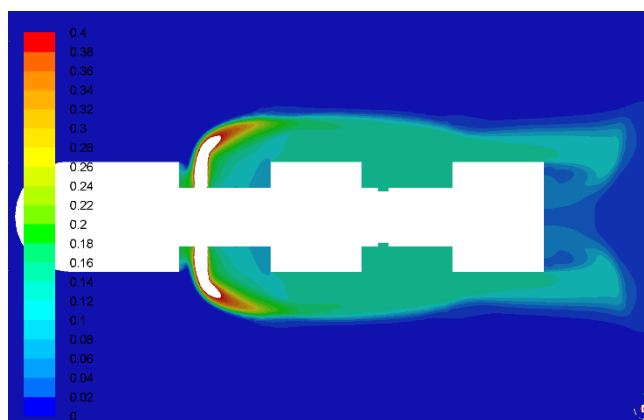


Рис. 5.25. Розподілення концентрацій палива (пропан-бутан) вздовж осі газового струменя в двонішевому стабілізаторі при подачі газу в перше нішеве поглиблення; $W_{\text{п}} = 10 \text{ м/с}$; $W_{\text{г}} = 25 \text{ м/с}$.

При подачі палива в першу нішу якась частина палива попадає в другу нішу і далі в зону відриву за стабілізатором.

Виконання відповідних і розрахунків для різних умов роботи за допомогою програмного комплексу Fluent дозволять організувати систему комбінованої подачі палива в обох нішах без злиття струменів.

Така картина показана на рис. 5.26, де приведено лінії токів, які одночасно відображають концентрації (а) і показаний вид поля концентрацій палива з торця стабілізатора (на його зрізі) (б).

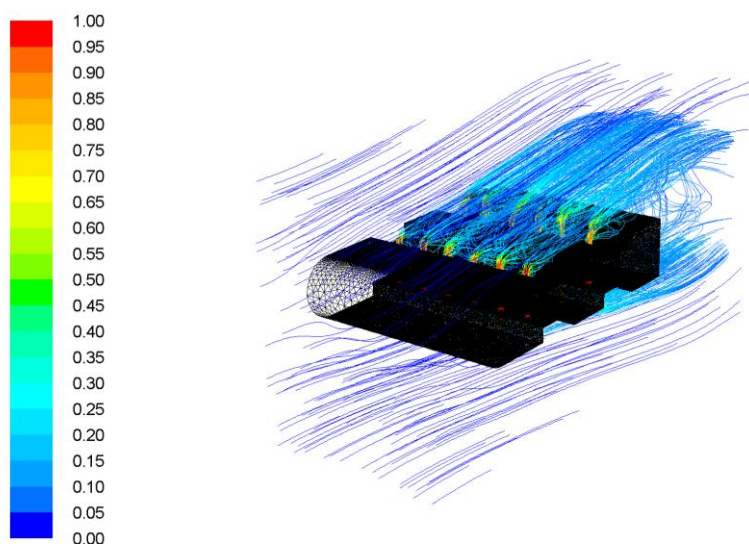


Рис. 5.26. Лінії токів , які одночасно відображають концентрації.

Змінюючи діаметр газових отворів, і крок їх розміщення, а також схему їх розташування на стабілізаторі, можна регулювати ступінь перемішування палива і повітря з метою підвищення ефективності процесу горіння.

На дослідному стенді були проведені вогневі випробування одного з варіантів двонішевого пальникового пристрою, виконаного за схемою рис. 5.23,а.

На рис. 5.27 наведено дані залежності загального коефіцієнту надлишку повітря в пальнику на бідному зриві факелу (α_{Σ}^{\max}) при подачі газу в першу нішу від швидкості повітряного потоку, що обтікає стабілізатор $W_{\text{щ}}$, м/с.

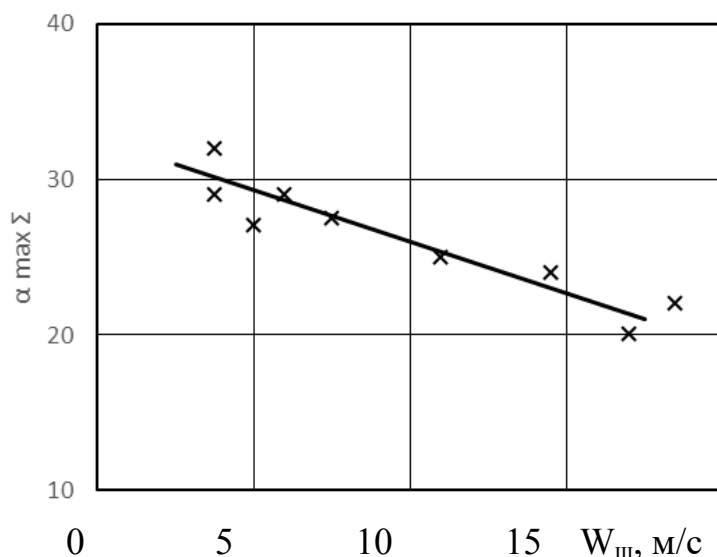


Рис. 5.27. Залежність загального коефіцієнту надлишку повітря в пальнику на бідному зриві при подачі газу в першу нішу від швидкості повітряного потоку,

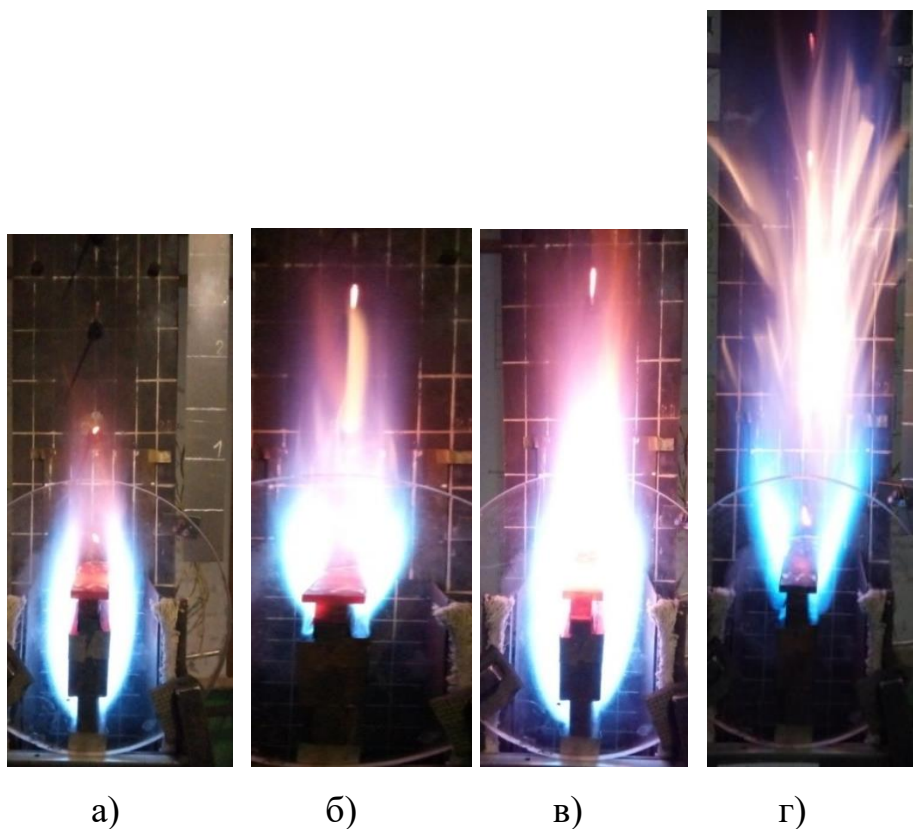
$H_{1H} \times L_{1H} = 7,0 \text{ мм} \times 30 \text{ мм}$; $B_{\text{ст}} = 30 \text{ мм}$; $K_f = 0,30$.

Залежність загального коефіцієнту надлишку повітря в пальнику на бідному зриві при подачі газу в першу нішу від швидкості повітряного потоку має вигляд

$$(\alpha_{\Sigma}^{\max})^{1H} = 33 - 0,7 \cdot (W_{\text{ш}}^{1H}) \quad (5.7)$$

Значення (α_{Σ}^{\max}) розраховувались з урахуванням витрати всього повітря в пальнику, $\alpha_{\Sigma}^{\max} = G_{\text{п}}/G_{\text{г}}^{1H}$. Отримані дані показують широкий діапазон сталого горіння факелу. Враховуючи, що в нішеве поглиблення при подібних умовах надходить порядка 6 % від загальної витрати повітря [154], можна розрахувати, що при загальному коефіцієнті надлишку повітря $\alpha_{\Sigma} = 20 \div 30$ коефіцієнт надлишку повітря в нішевому поглибленні $\alpha_{1H}^{\max} = 1,2 \div 1,8$, тобто в ніші концентрація палива (пропан-бутан) знаходиться в межах сталого горіння ($\alpha = 0,4 \div 1,7$) [155].

На рис. 5.28, а-г показано фотографії факелів, а на рис. 5.28,д,е – температури газів вздовж факелу при однакових втратах палива в 1-шу і 2-гу ніші.



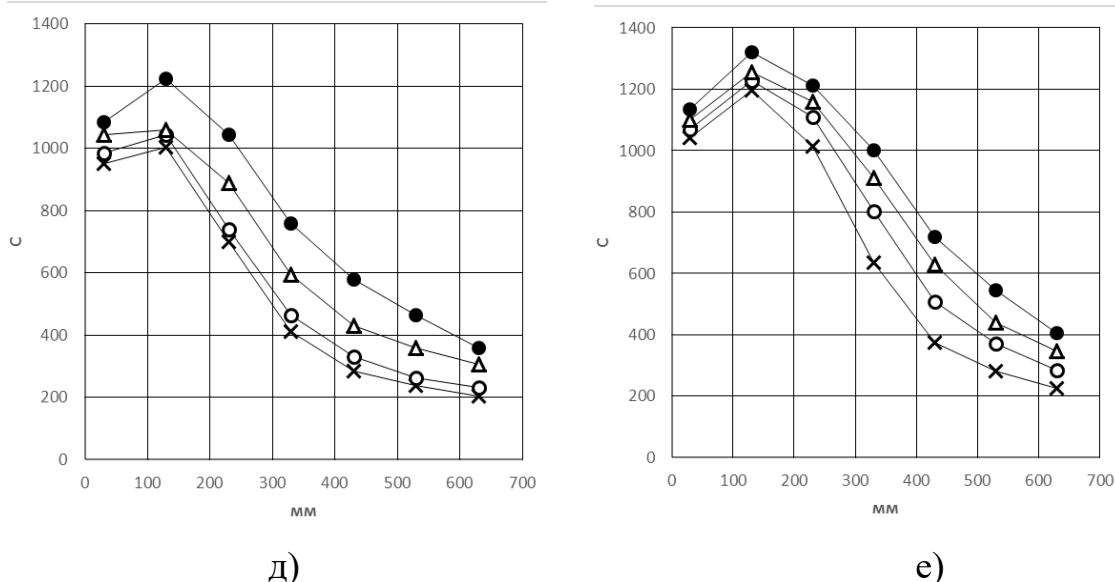


Рис. 5.28. Фотографії факелу (а-г) і температура газів вздовж осі сліду за стабілізатором (д, е) при подачі палива в 1-шу і 2-гу ніші.

Режими: а, в – подача газу в 1-шу нішу, в-г – подача в 2-гу нішу; витрати газу: а,б - $G_{r1} = G_{r2} = 0,64$ г/с, в,г - $G_{r1} = G_{r2} = 1,27$ г/с;

Графіки: д,е - витрати газу: х - $G_{r1} = G_{r2} = 0,64$ г/с, о – 0,80 г/с, Δ – 1,06 г/с, ● – 1,27 г/с.

Дослідження показують, що при однакових витратах палива довжина факелу при подачі газу в другу нішу дещо вище, ніж при подачі в другу нішу (див. рис. 5.28. а-б і в-г). Максимальні температури факелів дещо вище при подачі газу в другу нішу. Це пов'язане з тим, що довжина зони горіння факелу першої ніші до зривної кромки стабілізатора і відстань перемішування продуктів горіння з оточуючим повітрям більше. Максимальна температура факелу другої ніші знаходиться в межах $1000 - 1400$ °С, що повинно забезпечувати надійне запалювання альтернативного газового палива першої ніші.

Потрібно сказати, що якісно процес горіння в нішевій системі і вплив підмішування до паливного газу баласту має схожість з горінням палива при струменевій подачі в обтічний повітряний потік (розділ 5.2.1.1, II схема).

Залежність довжини факелу першої і другої ніші (мм) від швидкості газових струменів (м/с) показана на рис. 5.29.

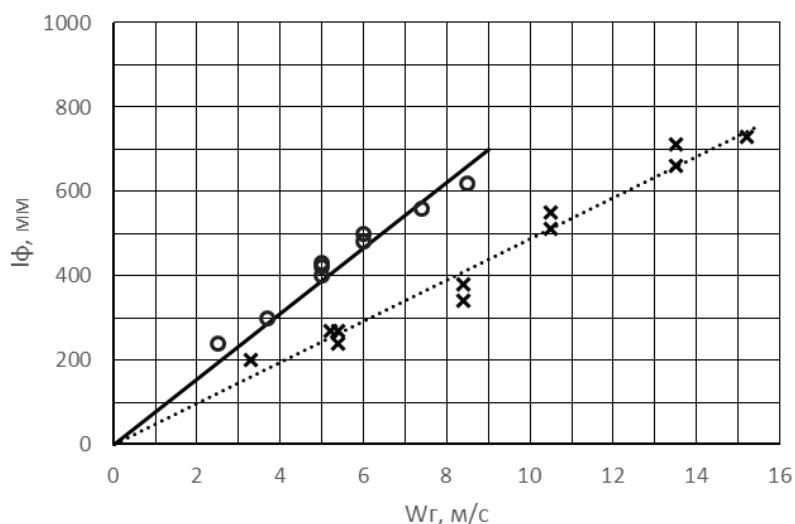


Рис. 5.29. Залежність довжини факелу першої і другої ніш від швидкості газових струменів; x - 1-ша ніша; o - 2-га ніша

Для даної моделі стабілізатора такі залежності можна представити такими формулами (розмірності l_ϕ – в мм, W_Γ – м/с).

$$\text{Для першої ніші} \quad l_\phi^{1н} = 50 W_\Gamma, \text{ мм} \quad (5.8)$$

$$\text{Для другої ніші} \quad l_\phi^{2н} = 77,8 W_\Gamma, \text{ мм} \quad (5.9)$$

Для визначення можливості роботи двонишевого стабілізатора на забаластованих паливах як і для інших варіантів були проведені відповідні експерименти.

Вплив на сталість факелу в першій ніші при подачі **повітря** на попереднє сумішеутворення показано на рис. 5.30.

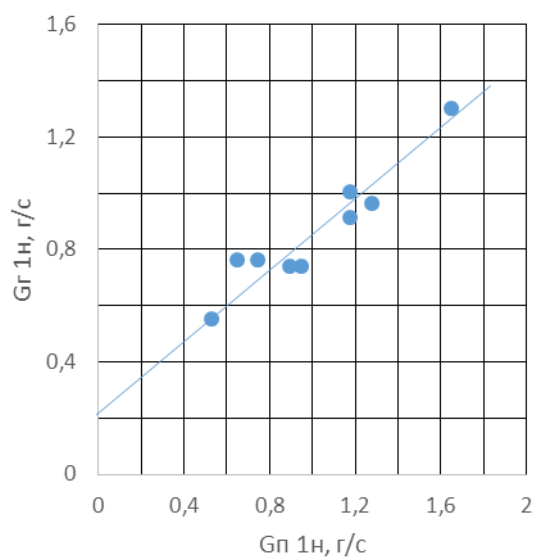


Рис. 5.30. Вплив на сталість горіння факелу в першій ніші подачі повітря і CO₂ на попереднє сумішеутворення з паливом. Позначення режимів: x – подача повітря; o – подача CO₂

Область допустимих робочих режимів знаходиться зліва від лінії зриву факелу. Як видно з рис. 5.30, при збільшенні витрати палива можна допустити підвищення витрати домішки без зриву факелу.

В межах точності експерименту вплив підмішування баласту у вигляді повітря і CO_2 дає один і той же ефект.

Для розробленої конструкції пальника при подачі газу в першу нішу залежність допустимої витрати баласту (повітря, CO_2) до моменту зриву факелу газу від витрати газу в першій ніші G_{Γ}^{1H} можна розрахувати за формулою

$$G_{\text{бал}}^{1H} = K \cdot (G_{\Gamma}^{1H} - G_{\min}^{1H}) \quad (5.10)$$

де $K = 1,6$ дослідний коефіцієнт пропорційності для даної ніші; G_{\min}^{1H} - витрата газу на режимі бідного зриву без подачі баласту.

На рис. 5.31 показано розвиток факелу з подачею одного палива в першу нішу – режим а), з додатковою подачею повітря на попереднє сумішоутворення – режим б), і в) - температура газів вздовж осьової лінії сліду за стабілізатором.

Подача повітря в 1-шу нішу на попереднє сумішоутворення призводить до скорочення довжини факелу за рахунок наближення процесу горіння суміші повітря і газу до кінетичного, а також до зменшення температури факелу внаслідок розбавлення палива повітрям і підвищення коефіцієнту надлишку повітря в струменях.

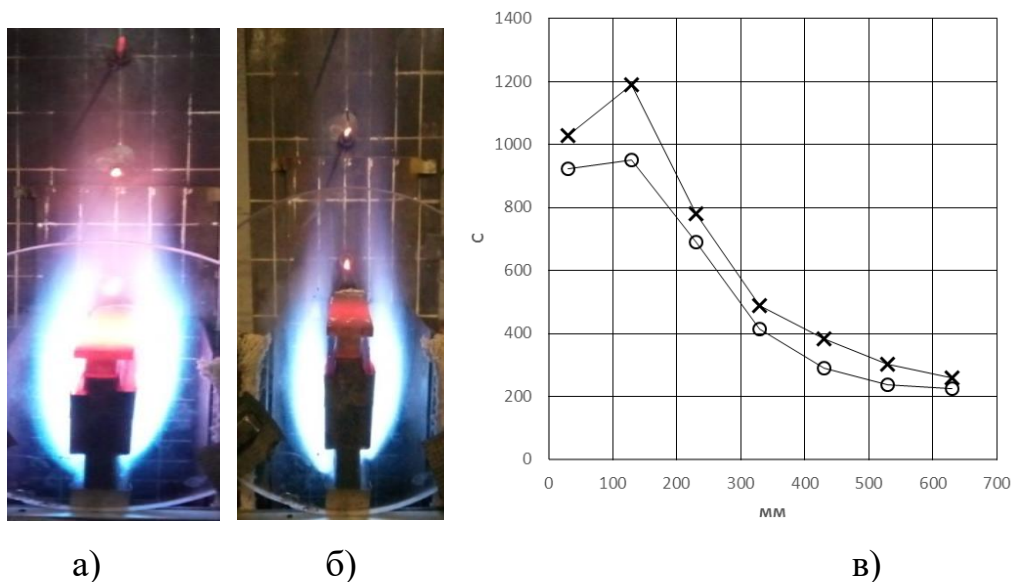


Рис. 5.31. Вплив на довжину факелу в першій ніші при подачі повітря на попереднє сумішеутворення: а) режим – х - без подачі повітря, $G_{\Gamma}^{1H} = 0,8$ г/с; б) режим - о - з подачею повітря на попереднє сумішоутворення, $(G_{\Gamma}^{1H} = 0,8$ г/с) + $(G_{\Pi}^{1H} = 0,3$ г/с); $G_{\Pi}^{1H} / G_{\Gamma}^{1H} = 0,38$.

Графік залежності довжини факелу від відносної витрати домішки (повітря) при подачі газу з першого нішевого поглиблення наведено на рис. 5.32.

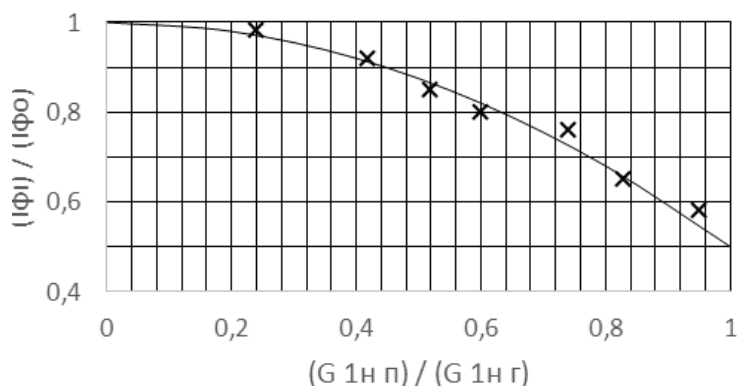


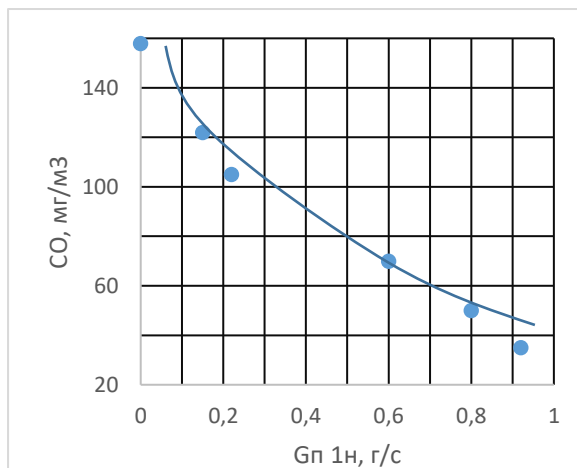
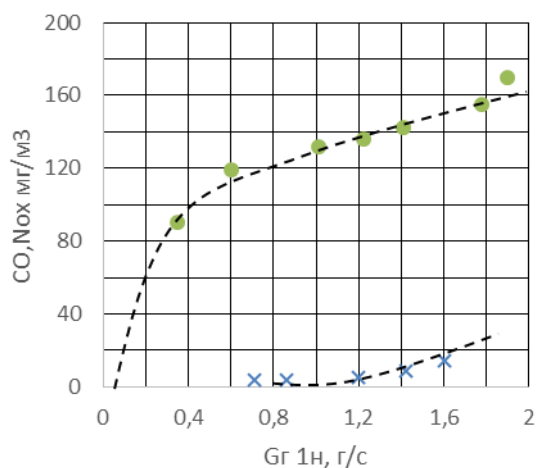
Рис. 5.32. Вплив баластування повітрям газу першої ніші на відносну довжину факелу.

При подачі повітря на попереднє сумішоутворення з газом, що виходить з першої ніші, скорочення довжини факелу можна описати виразом

$$(l_{\phi 1} / l_{\phi 0}) = 1 - 0,5 \cdot (G_{1H} / G_{1Hr}) \quad (5.11)$$

де $(l_{\phi 0})$ — довжина факелу без баластування палива; $(l_{\phi 1})$ — довжина факелу при баластуванні повітрям; G_{1H} / G_{1Hr} — відносна витрата домішки;

Замірення вмісту продуктів реакції в кінці зони горіння ($X = 700$ мм), виконані за допомогою газоаналізатора ОКСИ-5М, показали, що із збільшенням витрати основного газу, що подається з першої ніші, і, відповідно, його довжини, концентрації CO (рис. 5.33,а) і NO_x (рис. 5.33,б) в кінці факелу збільшуються.



а)

б)

Рис. 5.33. Токсичність продуктів згорання при роботі пальника з подачею палива в обтічний повітряний потік з першого нішевого поглиблення, $W_{1H} = 7,74$ м/с; $X = 700$ мм.

а) - Вихід оксидів вуглецю (●) і осидів азоту (х)

б) – залежність виходу оксиду вуглецю при збільшенні витрати баласту чого повітря, $G_{\Gamma}^{1H} = 1,7 \cdot 10^{-3}$ кг/с.

Це пов'язане з підвищенням температури факелу і збільшенням часу перебування продуктів в зоні високих температур.

Звертає на себе увагу достатньо низький рівень виходу окису вуглецю і оксидів азоту при подачі палива з першої ніші в обтічний повітряний потік.

При подачі низькорекційного палива (суміші баласту (повітря) і газу) з першої ніші максимальна температура факелу дещо знижується (рис. 5.32), що призводить до зменшення виходу окису вуглецю.

Вихід оксидів вуглецю залежить від кількості домішки, причому зниження вмісту окису вуглецю відбувається постійно, що свідчить про високий рівень якості горіння.

В дослідженнях зафіксована підвищена температура вихідної частини стабілізатора (до 630°C). Існують засоби і конструкції, які передбачають можливість її охолодження [97, 153].

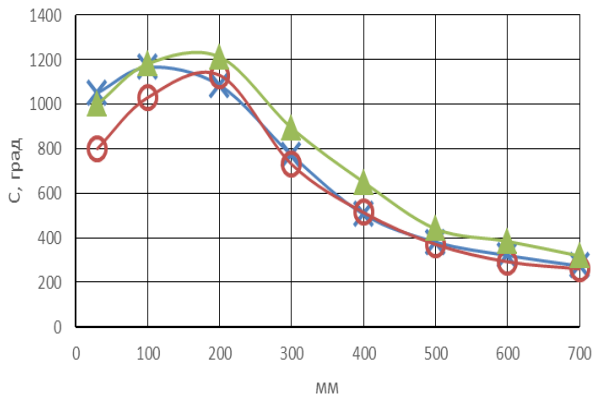
Як показали дослідження, при однакових розмірах обох ніш і системах газороздачі характеристики горіння також практично однакові.

У відповідності з прийнятою в роботі організацією процесу спалювання газів, у разі виходу концентрації паливної суміші, що подається з першої ніші ($G_{\Gamma}^{1H} + G_{\text{пов}}^{1H}$), за межі сталої роботи, для підтримки процесу горіння подається високореакційне паливо через отвори в поглиблені другої ніші – G_{Γ}^{2H} .

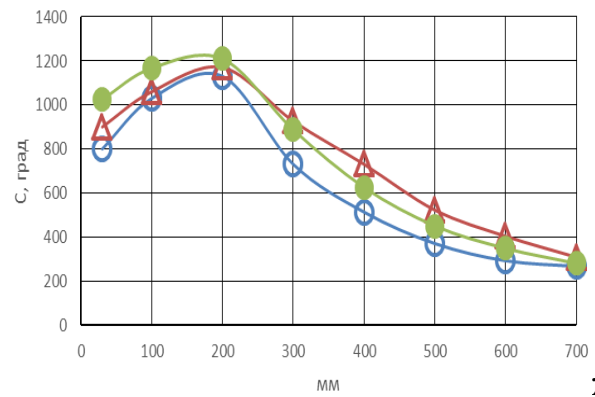
Один з варіантів сумісної роботи наведено на рис. 5.34 у вигляді фотографій і температури газу по довжині факелу.



а - реж. 1 б - реж. 2 в - реж. 3 г - реж. 4 д - реж. 5



Реж. 1,2,5



е)

Реж. 2,3,4

ж)

Рис. 5.34. Работа двонішевого стабілізатора по комбінованій схемі

№ режиму	$G_{\Gamma}^{1н} \cdot 10^3$, кг/с	$G_{\Gamma}^{2н} \cdot 10^3$, кг/с	$G_{\Pi}^{1н} \cdot 10^3$, кг/с	$G_{\Pi}^{1н} / G_{\Gamma}^{1н}$	Умовне познач.
1	1,0	0	0	0	Х
2	0,5	0,5	0	0	о
3	0,5	0,5	0,5	1,0	Δ
4	0,5	0,5	1,0	2,0	●
5	0	1,0	0	0	▲

е – комбінована робота без подачі повітря

ж – комбінована робота з подачею повітря в першу нішу

При цьому на всіх режимах приймалась постійною теплова потужність пальника $Q_{\text{пал}} = Q^{1\text{н}} + Q^{2\text{н}} = \text{const}$. Зменшення витрати палива з 1-шої ніші компенсувалось збільшенням його витрати з 2-гої ніші.

На початковому етапі високо реакційне альтернативне паливо подавалось в першу нішу ($G_{\text{г}}^{1\text{н}} = 1,0$ г/с; режим 1). При комбінованій роботі з подачею по 50 % палива в обидві ніші ($G_{\text{г}}^{1\text{н}} = G_{\text{г}}^{2\text{н}} = 0,5$ г/с; режим 2) довжина факелу збільшується, але температура практично не змінюється. У випадку подачі повітря на утворення суміші з паливом в першій ніші підключається подача газу в другу нішу із збереженням загальної витрати палива ($G_{\text{г}}^{1\text{н}} = G_{\text{г}}^{2\text{н}} = G_{\text{п}}^{1\text{н}} = 0,5$ г/с ; режим 3), характер горіння практично не змінюється. При збільшенні витрати повітря в першу нішу, яка призводить до зриву горіння в цій ніші ($G_{\text{г}}^{1\text{н}} = G_{\text{г}}^{2\text{н}} = 0,5$ г/с; $G_{\text{п}}^{1\text{н}} = 1,0$ г/с; режим 6) струмені низькорекційного альтернативного палива першої ніші (пропан-бутан + повітря) запалюються високотемпературними факелами другої ніші. При цьому відбувається деяке скорочення довжини факелу, практично, без зміни рівня температури факелу. У разі припинення подачі альтернативного палива ($G_{\text{г}}^{1\text{н}} = 0$ г/с; $G_{\text{г}}^{2\text{н}} = 1,0$ г/с; режим 5) теплова потужність пальника забезпечується роботою другої ніші з її характеристиками по довжині і температурі факелу.

Такий же характер процесу горіння спостерігається і при інших співвідношеннях витрат палива в нішах.

Таким чином, як показують візуальні спостереження і заміри температури факелу, при подачі негорючої суміші палива і баласту в першу нішу, а високореакційного палива – в другу нішу, не відбувається суттєвого підвищення довжини факелу і зниження температури горіння.

Запропонований принцип організації процесу спалювання газу в двонішевому стабілізаторному модулі і конструкція стабілізатора можна рекомендувати для розробки пальникових пристрів, які призначені для спалювання різних газів, в тому числі низько реакційних, навіть при виході суміші палива і баласту за концентраційні межі запалювання.

Метою подальшої роботи має бути вдосконалення конструкції моделі пальника з точки зору охолодження вихідної частини стабілізатора і скорочення довжини факелу при роботі з подачею газу у другу ніщшу.

5.3 Висновки до розділу 5

З розглянутого в розділі матеріалу можна зазначити, що:

1. Альтернативні види палив, як правило, складаються з високореакційного газу типу метану, і баластових домішок - повітря, двоокису вуглецю, азоту, біодобавок тощо, які, як правило, погіршують характеристики горіння паливного газу, причому відбувається це тим в більшій мірі, чим вище вміст баластової домішки в паливі.

2. Викладене в п.1 породжує певні труднощі практичного використання забаластованих газів як палива, до яких додаються ще дві обставини:

- газу різних видів і різних родовищ мають різний вміст баласту;
- у багатьох випадках склад газів може змінюватися в часі;
- газобаластова суміш може виходити за концентраційні межі горіння.

Це робить неможливим спалювання газобаластових сумішей за традиційними технологіями і пальниковими пристроями.

3. Значні труднощі при спалюванні забаластованих обставин можуть виникнути в камерах згоряння, зокрема, в ГТУ й ПГУ, де вони працюють у дуже широкому діапазоні зміни режимних параметрів робочого процесу.

4. Відомі способи вирішення проблеми зводяться до штучної стабілізації їх складу висококалорійним газом або шляхом застосування пальників складних конструкцій і систем регулювання.

6. Завдяки притаманному механізму саморегулювання робочого процесу горіння газів одним з напрямків вирішення проблеми спалювання альтернативного палива може бути використання розроблених в НТУУ «КПІ» мікрофакельних модульних стабілізаторних пальникових пристроїв.

8. Модернізовано стенд, розроблено модульні пальники з різними схемами подачі палива і окисника та проведені випробування при спалюванні газового палива з різним вмістом баластної домішки (повітря та двоокису вуглецю).

9. Проведено експериментальні дослідження процесів вигорання палива в модульному стабілізаторному пальнику при застосуванні в ньому двох окремих систем паливоподачі.

Показано, що перспективним методом вирішення проблеми спалювання низькокалорійних альтернативних палив, склад яких виходить за концентраційні межі горіння, є застосування комбінованої подачі палив, при якому низькокалорійне паливо підпалюється високотемпературними стабілізуючими факелами.

10. Розроблено три варіанти модулів стабілізаторних пальників з різними схемами подачі альтернативного і стабілізуючого палив.

У першому варіанті при подачі альтернативного палива струменями зануренням в повітряний потік, а стабілізуючого – в зону рециркуляції за стабілізатором, забезпечується стала і ефективна робота в широкому діапазоні режимів по коефіцієнту надлишку повітря. Таку схему доцільно використовувати при коефіцієнтах надлишку повітря в пальнику більше одиниці.

У другому варіанті сталість горіння при коефіцієнтах надлишку повітря, що наближаються до одиниці, забезпечується шляхом подачі і альтернативного, і стабілізуючого палива струменями зануренням в повітряний потік, причому отвори подачі стабілізуючого палива розміщені ближче до зривних крамок стабілізатора. У цьому випадку при роботі за комбінованою схемою струмені низькорекційного альтернативного палива проходять між високотемпературними факелами високореакційного стабілізуючого палива. Загальна довжина і сталість факелу визначаються характеристиками стабілізуючого факелу.

У третьому варіанті шляхом використання двонішевого стабілізаторного модуля можна забезпечити універсальність конструкції паливного модуля і більш гнучке регулювання робочого процесу в залежності від схеми газороздачі в пальниковому пристрої. В такому пальнику низькорекційне альтернативне паливо подівається зануренням в обтічний повітряний потік або через систему отворів

перед першим нішевим поглибленням, або з самого поглиблення, а високо реакційне паливо подається таким же чином через систему отворів в другій ніші, яка розміщується слідом за першою нішею. При зміні розташування отворів подачі газу – перед нішевим поглибленням або в самому поглибленні, можна впливати на сталість і довжину факелу.

Як показали результати випробувань, межі сталої роботи комбінованого пальника визначаються характеристиками факелу другої ніші і мало залежать від складу альтернативних газів першої ніші.

11. Реалізація заміщення первинних енергоресурсів забаластованими (низькокалорійними) горючими газами дає можливість значної економії коштів за рахунок економії імпортованих енергоресурсів, оскільки альтернативні газу за своїми ресурсами значно перевищують розвідані запаси природного газу.

ВИСНОВКИ

1. З використанням інформації щодо умов експлуатації енергетичного і промислового обладнання вибрано початкові і граничні умови для моделювання впливу на термічний стан високотемпературних елементів неоднорідного температурного поля продуктів згоряння.
2. З використанням програмного комплексу ANSYS Fluent вперше розроблено модель формування локальної нерівномірності поля температур продуктів згоряння в топковому просторі і досліджено вплив взаємодії газодинамічних факторів на термічний стан поверхні циліндричного патрубку, як моделі трубопроводу енергетичного і промислового котла.
3. Програмний комплекс дозволяє визначити вплив умов експлуатації енергетичного обладнання на тепловий і напружений стан та оцінити термін служби трубопроводу.
4. З використанням отриманих рекомендацій виконано оцінку залишкового ресурсу трубопроводу при різних градієнтах температури. Наприклад, для трубопроводу котлоагрегату при статичній пошкоджуваності від довготривалих навантажень 57 % залишковий ресурс складає 77,4 тис. год..
5. Проведено випробування варіантів пальників стабілізаторного типу і визначено закономірності вирівнювання параметрів робочого процесу – поля швидкості, концентрацій продуктів реакції, температури газів в пальниках стабілізаторного типу, що приведе до підвищення коефіцієнту корисної дії.
за рахунок зменшення втрати тепла з викидними газами особливо на часткових навантаженнях агрегату.
6. Досліджено вплив режимних і конструктивних факторів на формування заданого ступеня нерівномірності поля температур газів в стабілізаторному пальнику в повздовжньому і поперечному напрямках. Визначено, що при коефіцієнтах затінення в діапазоні $K_f = 0,6 - 0,8$ і при відносній довжині факела $l_{\phi} / V_{ст} > 12$, довжина камери визначається повнотою згоряння палива, а при $l_{\phi} / V_{ст} < 12$ визначальним є характер вирівнювання поля температур газів.

7. Розроблено стабілізаторні пальники для спалювання альтернативних палив з різним вмістом домішок і проведено випробування при зміні концентрації домішок (повітря, диоксид вуглецю) в широкому діапазоні

При спалюванні палива, забаластованого інертними домішками встановлено, що у разі збільшення вмісту баласту в паливі відбувається поступове меншення довжини факелу, зниження максимальної температури горіння і при критичному вмісті баласту в паливі в результаті зменшення тепловиділення в факелі відбувається зрив горіння. Отримана узагальнююча залежність сталості факелу від вмісту баласту.

8. Розроблено метод і три схеми конструктивного виконання стабілізаторних пальників, які забезпечують стаке горіння забаластованого палива при концентрації домішок від 0 % до 100 % (відсутність палива - подача тільки баласту). Для цього прийнята комбінована подача палив, при якій струмені низькореакційного палива проходять через високо температурні запалюючі факели і відбувається сталий процес горіння обох палив незалежно від концентрації домішки в забаластованому паливі. Потужність пальника підтримується за рахунок збільшення витрати палива, яке подається на запалюючий факел. Сталість і довжина загального факелу визначається характеристиками запалюючого факелу

9. Результати виконаних досліджень можуть бути використані шляхом реалізації розроблених рекомендацій у великій і малій енергетиці, промисловості і газотранспортній системі України і інших галузях науки і техніки в умовах роботи елементів обладнання при високих температурах і локальних температурних градієнтах у разі використання пальників стабілізаторного типу з впливом на профіль температурного поля газів.

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Попов А.Б. Основные причины повреждения высокотемпературных поверхностей нагрева энергетических котлов. *Теплоэнергетика*. 2011. № 2. С. 13-19.
2. Судаков А.В., Трофимов А.С. Пульсации температур и долговечность элементов энергооборудования. – Л: Энергоатомиздат, 1989. 176 с.
3. Интегрированный отчет 2015 г. Финансовые и нефинансовые результаты / ТОВ «ДТЕК». Київ. 2016. 107 с.
4. Енергетична стратегія України на період до 2030 року // Спец. Випуск інформаційно-аналітичного бюлетеня. 23 березня 2006 р. К.: Відомості Мінпаливенерго України, 2006. 144 с.
5. Рыжкин В.Я. Тепловые электрические станции. М.: Энергия, 1987. 400 с.
6. Вольчин І.А. , Дунаєвська Н.І., Гапонич, М.В. Перспективи впровадження чистих вугільних технологій в енергетику України / К.: ГНОЗІС, 2013. 308 с.
7. НД МПЕ України. Контроль металу і продовження терміну експлуатації основних елементів котлів, турбін і трубопроводів теплових електростанцій. Типова інструкція. СОУ-Н МПЕ 40.17.401:2004. Офіц. вид. К.: ГРІФРЕ: М-во палива і енергетики України, 2005. 76 с. (Нормативний документ Мінпаливенерго України. Типова інструкція).
8. РТМ 108.021.103. Детали паровых стационарных турбин. Расчет на малоцикловую усталость. М., 1985. № АЗ – 002/7382. 49 с.
9. РД 34.17.440-96. Методические указания о порядке проведения работ при оценке индивидуального ресурса паровых турбин и продление срока их эксплуатации сверх паркового ресурса. М., 1996. 96 с.
10. Черноусенко О.Ю. Стан енергетики України та результати модернізації енергоблоків ТЕС. *Проблеми загальної енергетики*. 2014. Вип. 4 (39). С. 20 – 27.
11. Корчевой Ю.П. Стан та перспективи розвитку твердопаливної енергетики України // Теплова енергетика – нові виклики часу / Під заг. ред.

- П.Омельяновського, Й. Мисака. – Львів: НВФ «Українські технології», 2009. С. 29 - 35.
12. Вплив роботи у маневрених режимах енергоблоків на техніко- економічні характеристики / О.Ю. Черноусенко, Л.С. Бутовський, О.О. Грановська, В.А. Пешко, О.С. Мороз. *Проблеми загальної енергетики*. 2016, № 2. С. 43-51.
 13. Воробьев И.Е., Тодорович Е.Г. Реабилитация ТЭС и ТЭЦ: пути, эффективностью. Киев: Энергетика и электрификация, 2000. Вып. 1. 256 с.
 14. Сигал И.Я. Защита воздушного бассейна от выбросов электростанций и котельных. *Экотехнологии и ресурсосбережение*. 2000. № 10. С. 60-66.
 15. Хзмалян Д.М., Каган Я.А. Теория горения и топочные устройства. М.: Энергия, 1976. 488 с.
 16. Спейшер В.А. Сжигания газа на электростанциях и в промышленности. М.: Энергия, 1967. 251 с.
 17. Ахмедов Р.Б. Основы регулирования топочных процес сов. М.: Энергия, 1977. 280 с.
 18. Мухопад Г. В., Пастернак В. П. Техническое диагностирование металла оборудования ТЭС: проблемы и перспективы // Тепловая энергетика – новые вызовы времени; под общ. ред. П. Омельяновского, И. Мысака. Львов: НВФ «Українські технології». 2010. С. 545–554.
 19. Directive 2010/75/EU of the European Pfrliament and of the Council of 24 November 2010 on industrial emissions (integrated pollution prevention and control). - 119 p.
 20. Directive 2001/80/EU of the European Pfrliament and of the Council of 23 October 2001 on the limitation of emissions of certain pollutants into the air from large combustion plants. – 21 p.
 21. Кривоногов Б. М. Повышение эффективности сжигания газа и охрана окружающей среды. Л.: Недра, 1986. 250 с.
 22. Янко П.І. , Мисак Й.С. Режими експлуатації енергетичних котлів. Львів: Українські технології, 2004. 272 с.

23. Клименко А.В., Гринь Е.А. Обеспечение теплоэнергетики конструкционными материалами – щснова ее надежного функционирования. *Теплоэнергетика*. 2014. № 1. С. 44-49.
24. Антикайн П.А. Металлы и расчет на прочность котлов и трубопроводов. М.: Энергоатомиздат, 1990. 368 с.
25. Должанский П.Р. Особенности оценки остаточного ресурса паропроводных труб при эксплуатации сверх паркового ресурса. *Теплоэнергетика*. 2005. № 8. С. 35 – 39.
26. Доброхотов В.И., Жгулев Г.В. Эксплуатация энергетических блоков. М.: Энергоатомиздат, 1987. 256 с.
27. Разработка нормативно-технической базы, обеспечивающей повышение расчетного ресурса эксплуатации до 200 тыс. ч. элементов котлов и трубопроводов / В.К. Адамович, И.А. Данюшевский, Д.Д. Дорофеев, Б.В. Зверьков. *Теплоэнергетик*. 1984. № 10. С. 2 – 4.
28. ОСТ 108.031.02-75. Котлы стационарные паровые и водогрейные и трубопроводы пара и горячей воды. Нормы расчета на прочность. Л.: ЦКТИ.
29. Гидравлический расчет котельных агрегатов (нормативный метод) / за ред. В.А. Локшина. М.: Энергия, 1978. 256 с.
30. Допустимые температурные напряжения и скорости прогрева (расхоложивания) толстостенных паропроводов / В.М. Вигак, С.В. Фальковский, А.Д Горешник, В.В. Мащенко. М.: СЦНТИ ОРГРЭС. 1975. 250 с.
31. Инструкция по контролю и наблюдению за металлом основных деталей паровых турбин высоких и сверхкритических параметров пара в условиях эксплуатации. – М.: СЦНТИ ОРГРЭС, 1975.
32. Тепловые и атомне электрическии станции: Справочник / Под общ. ред.. В.А. Григорьева, В.М. Зорина. М.: Энергоатомиздат, 1989. 608 с.
33. Акопянц Б.Е., Артемьев В.П., Кокотов Б.А. Особенности эксплуатации котлов ДКВР-20. *Энергомашиностроение*. 1971. № 3. С. 10 – 11.

34. Сторожук Я.П., Блох А.Г., Черкун Ю.П. Теплообмен в топочных камерах высоконапорных парогенераторов. *Теплоэнергетика*. 1972. № 5. С. 45 - 50.
35. Франк-Каменецкий Д.А., Минский Е.М. Микродиффузионное турбулентное горение. *Докл. АН СССР*. 1950. Т. 50. С. 353 – 354.
36. Зайцев А.Н. Температурное состояние паропроводов блочных ТЭС и разработка мероприятий по повышению их надежности дис. ... канд. техн. Наук: 144/Державний університет “Одеська політехніка” МОН України. Одеса, 2021. 137 с.
37. Балашов Ю.В. О допустимых температурных напряжениях при прогреве паропроводов. *Электрические станции*. 1964. № 12. С.8-10.
38. Беляев Н.М. Сопротивление материалов. М.: Наука, 1976. 608 с.
39. Вигак В.М. Особые решения оптимальных нестационарных задач теплопроводности для полого цилиндра. *Математические методы и физико-механические поля*. 1977. Вып.6. С.30-34.
40. Гаврилова Р.И., Прудников А.П. Об одной задаче теории теплопроводности. *ИФЖ*. 1960. Т. III. № 5. С.136-137.
41. Ловцкий Э.В. Расчет прочности и жесткости неразветвленных трубопроводов на электронной цифровой вычислительной машине. *Электрические станции*. 1965. № 3. С.36-38.
42. Поляков А.Л., Елизаров Д.П., Волков С.В. Напряжения в паропроводе из аустенитной стали при прогреве. *Теплоэнергетика*. 1963. № 2. С. 69-73.
43. Прейскурант № 19-05. Оптовые цены на котельно-турбинное вспомогательное оборудование, М., Прейскурант-издат., 1971, 174 с.
44. Расчет и конструирование трубопроводов. Справочное пособие: под ред. Зверькова Б.В. Л.: Машиностроение, 1979. 248с.
45. Нахалов В.А., Балашова Р.К. Регулировка креплений трубопроводов тепловых электростанций. М.: Энергия, 1975. 104 с.
46. Резников И.И., Липов Ю.М. Паровые котлы тепловых электростанций. М.: Энергоиздат, 1981. 240 с.

47. Елизаров Д.П. Паропроводы тепловых электростанций (переходные режимы и некоторые вопросы эксплуатации). М.: Энергия, 1980. 264 с.
48. Минкин Л.Н. Исследование прочности сварных соединений паропроводов из теплоустойчивых сталей: автореф. дис. ...канд. техн. наук: ЦНИИТМАШ. М., 1972. 230 с.
49. РД 10-249-98. Нормы расчета на прочность стационарных паровых и водогрейных котлов и трубопроводов пара и горячей воды. Дата введения 2001-09-01. М., 1998. 150 с.
50. Mebville and Foster G.G. A pictorial review of failures in conventional Boiler plant //Int. J. Pres. Ves and Piping. 1975.V. 3. № 1.- p.1 – 25.
51. Температурные поля в топочных камерах мощных паровых котлов / В.Н. Головин, Л.М. Сорокопуд, О.А. Резник и др. *Теплоэнергетика*. 1988. № 5. С. 48 – 50.
52. Loos J., Tuffner M. Avoidable stresses in hot water boiler installations *в архиві Bosh Industriekessel GmbH* [электронный ресурс] / J. Loos, M. Tuffner // Expert Report. – 2012. – Режим доступа : \www/ URL: http://www.bosh-industrial.com/files/fb011_en.pdf/
53. Tartinville B., Hirsch Ch. Modelling of film cooling for turbine blades design // Proc. of ASME. Turbo Expo 2008: Power for Land, Sea and Air GT, 2008, Berlin, Germany.
54. Еськов, В. И. О возможных причинах трещинообразования в барабанах паровых котлов. *Электрические станции*. 2011. № 9. С. 24–25.
55. Двойнишников, В. А. Особенности напряженного состояния барабана высокого давления в период пуска котла–утилизатора ПГУ. *Теплоэнергетика*. 2011. № 8. С. 13–17.
56. О некоторых причинах повреждений экранных труб водогрейных котлов / А.Б. Вайнман, В.В. Бурховецкий, А.В. Жабров и др. *Электрические станции*. 2012. № 3. С. 30–40.

57. Ромашов, Ю. В. Оценка ресурса эксплуатации и показателей долговечности теплообменных труб пароперегревателей паровых котлов с учетом сплошной коррозии. *Энергетика: економіка, технології, екологія*. 2013. № 1. С. 101–109.
58. Weber J., Klenk A., Rieke M. A new method of strength calculation and lifetime prediction of pipe bends operating in the creep range // *Intern. J. Pressure Vessels and Piping*. 2005. – V. 82. – P. 77–84.
59. Bartrack Y., Lippold A., Siedekrise und Strömungsinstabilitäts Schadensursache in zwangsdurchströmten Verdampferheizflächen // *Energietechnik*. 1977. 27. № 4. S. 148 – 155.
60. Chiang T., France D.M., Bump T.R. Calculation of tube degradation induced by dryout instability in sodium-heated steam generators // *Nucl. Eng. And Design*. 1977. № 41. P. 181 – 191.
61. Туляков Г.А. Термическая усталость в теплоэнергетике. М.: Машиностроение, 1978. 250 с.
62. Болотин В.В. Статистические методы в строительной механике. М.: Стройиздат, 1965. 360 с.
63. Кунина П.С. Оценка долговечности элементов котлоагрегатов / П.С. Кунина, Р.А. Пахомов, Н.Г. Андрейко, А.В. Самородов // *Территория «НЕФТЕГАЗ»*, 2015. № 10. – С. 118-121
64. Судаков А.В., Слобцов С.В. Современные методы оценки прочности и ресурса энергооборудования при термопульсациях и вибрациях. *Теплоэнергетика*. 2013. № 1. С. 55 – 62.
65. РД 10-557-03. Типовая инструкция по контролю металла и продлению срока службы основных элементов котлов, турбин и трубопроводов тепловых электростанций. М.: НПО «Промбезопасность», 2003.
66. Повышение эффективности влияния рециркуляции дымовых газов на снижение выброса оксидов азота котлами электростанций / И.Я. Сигал, А.Н. Дубоший, А.И. Сигал, А.В. Смихула. *Экотехнологии и ресурсосбережение*. 2010. № 1. С. 48–52.

67. Компьютерное моделирование процесса смесеобразования в горелочных устройствах стабилизаторного типа с подачей газа внедрением в скоростной поток воздуха / Н.М. Фиалко, Л.С. Бутовский, В.Г. Прокопов и др. *Промышленная теплотехника*. 2011. № 1. С. 51–56.
68. Эстеркин Р.И., Иссерлин А.С., Певзнер М.И. Теплотехнические измерения при сжигании газового и жидкого топлива / Л.: Недра, 1981. 424 с.
69. ГОСТ 29134-97. Пальники газові промислові. Методи випробувань. М. 1997. 22 с.
70. ГОСТ 21204-97. Пальники газові промислові. Загальні технічні вимоги; чинний від 01.06.1998. М.: Держстандарт Росії. 1997. 16с.
71. Терембовля В.І., Фінгер Є.Д., Авдєєва А.О. Теплотехнічні випробування котельних установок / М.: Енергоатоміздат. 416 с.
72. Стаскевич Н.Л., Северинець Г.Н., Вигдорчук Д.Я. Справочник газопостачання та використання газу. Л.: Надра. 1990. 762 с.
73. ГСТУ 3-59-68-95. Пристрої газопальникові для котлів та побутової техніки тепловою потужністю до 0,115 МВт. Загальні технічні умови.
74. Кузнєцов І.Є., Троїцька Т.М. Захист повітряного басейну від забруднення шкідливими викидами. М.: Хімія, 1979. 296 с.
75. Зайдель А.Н. Элементарные оценки ошибки измерений. Л.: Наука, 1968. 96 с.
76. Преображенский В.П. Теплотехнические измерения и приборы. М.: Энергия, 1978. 704 с.
77. Кремлевский П.П. Расходомеры и счетчики количества: Справочник. Л.: Машиностроение. Ленингр. Отд-ние, 1989. 701 с.
78. Эстеркин Р.И., Иссерлин А.С., Певзнер М.И. Методы теплотехнических измерений и испытаний при сжигании газа. Л.:Недра, 1972. 376 с.
79. Дубовкин Н.Ф. Справочник по теплофизическим свойствам углеводородных топлив и их продуктов сгорания. М.-Л.: Госэнергоиздат, 1962. 288 с.
80. Линеверг Ф. Измерение температур в технике: Справочник. М. : Металлургия, 1980. 543 с.
81. Olga Chernousenko, Leonid Butovsky, Dmitro Rindyuk, Olena Granovska, Oleg

- Moroz. Analysis of residual operational resource of high-temperature elements in power and industrial equipment // Eastern-European Journal of Enterprise Technologies - Energy-saving technologies and equipment - VOL 1, - № 8 (85) - (2017) - pp. 20-26. Scopus.
82. AnsysFluent 14.0 TheoryGuide [Електронний ресурс] – Режим доступу: \WWW/ URL: <https://www.scribd.com/doc/140163341/Ansys-Fluent-14-0-Theory-Guide>
83. B. E. Launder and D. B. Spalding."The Numerical Computation of Turbulent Flow". Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering. 3. 269–289. 1974.
84. РТ1010М 24.020.16–73. Турбины паровые стационарные. Расчёт температурных полей роторов и цилиндров паровых турбин методом электро моделирования. М.: 1973. № ВК–002/3209. 104 с.
85. Розрахункові дослідження теплового, напружено- деформованого стану та індивідуального ресурсу трубопроводу котлоагрегату / О.Ю. Черноусенко, Л.С. Бутовський, Д.В. Риндюк. *Вісник НТУ «ХПІ» Серія енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування*. Харків: Вісник НТУ «ХПІ». 2017. № 8(1230). С. 49-56.
86. Геометрическая модель и граничные условия теплообмена ротора высокого давления турбоустановки Т-100-130 ПАО «Харьковская ТЭЦ-5» / О. Ю. Черноусенко, Л.С. Бутовский, В.А. Пешко, О.С. Мороз. / *Вісник НТУ «ХПІ» Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування*. Харків: НТУ «ХПІ. 2017. № 11 (1233). С.16-23.
87. Мороз О.С. Проблемы эксплуатации высокотемпературных элементов энергетического и промышленного оборудования. *Вісник НТУ «ХПІ». Збірник наукових праць. Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування*. 2018. № 13 (1289). С.62-65.
88. S. M. A. Kazimi. (1982). Solid Mechanics. Tata McGraw-Hill. ISBN 0074517155
89. Chernousenko, O. Y. Lifetime extension of K–200–130 steam turbine housings over park resource [Text] / O. Y. Chernousenko, T. V. Nikulenkova // Innovations and Technologies. News.Latvia. – 2011. – № 1 (10) – P.10–17.

90. Peshko, V. Comprehensive rotor service life study for high & intermediate pressure cylinders of high power steam turbines [Text] / V. Peshko, O. Chernousenko, T. Nikulenkova // – Propulsion and Power Research – China : National Laboratory for Aeronautics and Astronautics. – 2016. – Volume 5, Issue 4 – pp. 302–309.
91. Ланин, А. А., Балина, В. С. Прочность и долговечность конструкций при ползучести. С–Петербург: Политехника. 1996. 257 с.
92. Березіна Т. Г. Зміна структури, властивостей та накопичення ушкодженої при повзучості в теплостійких сталях. К.: Видання ЧФ ПЕІПК, 1998. 150 с.
93. Марчуков Е.Ю. Проблемы пульсационного горения в низкоэмиссионных камерах сгорания. *Газогорелочные технологии*. 2005. № 3. С. 26-28.
94. Любчик Г.Н. Система показателей эффективности камер сгорания ГТУ. *Теплоэнергетика*. 1975. №12. С. 47 – 52.
95. Исследование закономерностей выгорания топлива за уголковыми и плоскими стабилизаторами пламени / Л.С. Бутовский, Е.А. Грановская, Г.Н. Любчик, В.А. Христич: сб. науч. ст. // Теория и практика сжигания газа. Вып.6. Л.: Недра, 1975. с. 324 – 338.
96. Особенности формирования поля температур в стабилизаторных горелочных устройствах при микродиффузионном сжигании газа / О.Ю Черноусенко, Л.С. Бутовский, Е.А. Грановская, Д.А. Горяч, О.С. Мороз. *Вісник НТУ «ХПІ». Сер. Енергетичні та теплотехнічні процеси й установки*. 2015. № 17 (1126). С. 13-20.
97. Альошко С.О. Системи охолодження мікрофакельних пальникових пристроїв з плоскими стабілізаторами полум'я: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.14.06/ Інститут технічної теплофізики НАН України. 2013. 23 с.
98. Христич В.А., Любчик Г.Н. Горелочные устройства для сжигания газа при высоких и переменных избытках воздуха. / Использование газа в народном хозяйстве. М.: ВНИИЭгазпром, 1978. Вып. 10. 60 с.
99. Абдулін М.З. Розроблення теплофізичних засад технологій спалювання палив із застосуванням струменево-нішових систем: дис. ... д-ра техн. наук:

05.14.06/ НТУУ «КПІ». Київ, 2019. 252 с.

100. Франк–Каменецкий Д.А., Минский Е.М. Микродиффузионное турбулентное горение. *Докл. АН СССР*. 1950. Т. 50. С. 353-354.
101. Jet-derived low – Nox combustors to be offered for Land – based machines // *Gas Turbine World*, vol. 20, 1990, № 6. – P. 30.
102. В.А. Христин, Г.Б. Варламов. Газотурбинные установки: история и перспективы. К.: НТУУ «КПІ», 2006. 384 с.
103. Повышение энергетической эффективности и экологической безопасности ГПА ГТК-10 НЗЛ на основе применения трубчатой технологии сжигания газа / Г.Н. Любчик, Р.М. Говдяк, Л.Б. Чабанович и др. *Газовая промышленность*. 2008. № 7. С. 86-89.
104. Основы проектирования и характеристики газотурбинных двигателей / ред.: У.Р.Хауторн, У.Т. Олсон. Пер. с англ. Б.И. Колтовой, Ю.В. Крылов, Н.А. Алфуров. М.:Машиностроение,1964. 648с.
105. Особенности формирования температурного поля газового потока в камерах сгорания ГТУ / В.А. Христин, Г.Н. Любчик, А.М. Шевченко. *Теплоэнергетика*. 1973. № 11. С. 68-72.
106. Пчелкин Ю.М. Камеры сгорания газотурбинных двигателей. М.: Машиностроение, 1973. 392 с.
107. Инженерные основы проектирования камер сгорания авиационных ГТД / Резник В.Е., Данильченко В.П., Болотин Н.Б. и др. Куйбышев: КуАИ, 1981. 80 с.
108. Христин В.А. Особенности формирования температурного поля газового потока в камерах сгорания ГТУ. *Теплоэнергетика*. 1973. № 11. С. 63-71.
109. Модернизация горелочного оборудования зажигательных горнов агломерационных машин / М.А. Томаш, Б.В. Изотов, М.З. Абдулин и др. *Металл и литье Украины*. 2017. № 1. С. 16-19.
110. Инженерные основы проектирования камер сгорания авиационных ГТД / Резник В.Е., Данильченко В.П., Болотин Н.Б. и др. Куйбышев: КуАИ, 1981. 80 с.

111. Довгалюк І.Б. Аеродинаміка вентиляції: навчальний посібник. К.: ІВНВКП «Укрґеліотех», 2015. 366 с.
112. Моделирование структуры течения в эшелонированных решетках стабилизаторов при варьировании шага их смещения / Н.М. Фиалко, Ю.В. Шеренковский, В.Г. Прокопов и др. *Восточно-Европейский журнал передовых технологий*. 2015. Т.2. № 8 (74). С.28-34.
113. Солохин Э.Л. Исследование распространения и стабилизации пламени за корытообразным стабилизатором. *Стабилизация пламени развитие процесса сгорания в турбулентном потоке*. М.: Машиностроение, 1961. С.48– 74.
114. Добровольский М.В. Жидкостные ракетные двигатели. М: Машиностроение, 1968. 396 с.
115. Иванов Ю.В. Газогорелочные устройства. М: Недра, 1972. 276 с.
116. Спейшер В.А., Горбаненко А.Д. Повышение эффективности использования газа и мазута в энергических установках. М.: Энергия, 1974. 208 с.
117. Чепель В.М., Шур И.А. Сжигание газов в топках котлов и печей и обслуживание газового хозяйства предприятий. Л.: Недра, 1990. 591 с.
118. Бутовский Л.С. , Грановская Е.А., Фиалко Н.М. Устойчивость факела за плоским стабилизатором при подаче газа внедрением в воздушный поток. *Технологические системы*. 2010. № 3 (52). С. 72-76.
119. Сталість процесу горіння на «бідному» зриві під час мікродифузійного спалювання газу за стабілізатором / О.Ю. Черноусенко, Л.С. Бутовський, О.О. Мороз, О.С. Мороз, О.С. Старченко. *Вчені записки ТНУ імені В.І. Вернадського. Серія: технічні науки*. 2020. Том 31 (70). Ч. 2. № 2. С. 182-188.
120. Пускові характеристики стабілізаторних пальникових пристроїв при подачі газового палива в зону рециркуляції / О.Ю. Черноусенко, Л.С. Бутовський, О.О. Грановська, О.С. Мороз, О.С. Старченко. *Вчені записки Таврійського національного університету імені В.І. Вернадського. Серія «Технічні науки»*. Том 31 (70). № 3. 2020. Частина 1. С. 158 – 166.
121. Вплив різнойменної закрутки повітряного потоку на межі сталої роботи

стабілізаторного пальника при мікродифузійному спалюванні газу / О.Ю.

Черноусенко, Л.С. Бутовський, О.О. Грановська, О.С. Мороз, О.С. Старченко. *Вчені записки Таврійського національного університету імені В.І. Вернадського. Серія «Технічні науки»*. Том 31 (70). № 4. 2020, Частина 1. С. 155-161.

122. Климчук О.В. , Грох Н.В. Виробництво біогазу: досвід зарубіжних країн та перспективи розвитку в Україні. *Зб. Наукових праць ВНАУ*. 2012. № 2 (64). С. 50-54. <http://econjournal.vsau.org/files/pdfa/869.pdf>
123. Kholod, N.; Evans, M.; Pilcher, R.C.; Roshchanka, V.; Ruiz, F.; Côté, M.; Collings, R., 2020, Global methane emissions from coal mining to continue growing even with declining coal production. *J. Clean. Prod.*, pp 1-12., <https://doi.org/10.1016/j.jclepro.2020.120489>.
124. Денисова А.Е., Нго Минь Хиеу. Эксергетические характеристики биогазовых энергоустановок. *Праці Одеського політехнічного університету*, 2013. Вип. 2 (41). С. 153-159.
125. Спейшер В.А. Огневое обезвреживание промышленных выбросов. М.: Энергия, 1977. 262 с.
126. Liu C. Structures and burning velocity of biomass derived gas flame / C. Liu, B. Yan, G. Chen, X.S. Bai // *International journal of hydrogen energy*, 2010. – V. 35. – N 2. – P. 542-555. <https://www.cheric.org/research/tech/periodicals/view.php?seq=1206902>
127. Экспериментальное исследование горения биогаза и его использование в промышленных котлах / И.Я. Сигал, А.В. Марасин, А.В. Смихула, А.И. Сигал, В.А. Колчев. *International Scientific Journal for Alternative Energy and Ecology*, № 17 (139) 2013. – pp. 84-89. Получено из <https://cyberleninka.ru/article/n/eksperimentalnoe-issledovanie-goreniya-biogaza-i-ego-ispolzovanie-v-promyshlennyh-kotlah/viewer>
128. Экспериментальное исследование биогаза как топлива для котлов / И.Я. Сигал, А.В. Смихула, А.В. Марасин, В.П. Куц, Э.П. Домбровская, В.А. Колчев, Е.С. Кернажицкая. *Энерготехнологии и ресурсосбережение*. 2013. № 5.

- C. 26-32. <http://dspace.nbuu.gov.ua/handle/123456789/127237?show=full>
129. W. Anggono, ING Wardana, M. Lawes, K. J. Hughes, S. Wahyudi, N. Hamidi, A. Hayakawa. Biogas Laminar Burning Velocity and Flammability Characteristics in Spark Ignited Premix Combustion / Journal of Physics: Conference Series 423 (2013) 012015. – pp. 1-7. *Scopus*. Retrieved from <https://iopscience.iop.org/article/10.1088/1742-6596/423/1/012015/pdf>
 130. S.E. Hosseini, G. Bagheri, M. Khaleghi and M.A. Wahid. Combustion of Biogas Released from Palm Oil Mill Effluent and the Effects of Hydrogen Enrichment on the Characteristics of the Biogas Flame / Journal of Combustion. Vol. 2015, Article ID 612341, 12 pages. <http://dx.doi.org/10.1155/2015/612341> *Scopus*
 131. Газогорелочные устройства для сжигания биогаза в котлах / И.Я. Сигал, Ф.В. Марасин, А.В. Смихула. *Энерготехнологии и ресурсосбережение*. 2014. № 3. С. 68-72. <http://dspace.nbuu.gov.ua/handle/123456789/127295>
 132. Комина Г.П. Экологические характеристики сжигания газов в замкнутом кольцевом пламени. *Вода и экология: проблемы и решения*. 2018. № 1 (73). С. 39-47. [Wemag.ru/archive-zhurnal/komina_G_P](http://wemag.ru/archive-zhurnal/komina_G_P)
 133. Спейшер В.А. Интенсификация процесса сжигания низкокалорийных газов: сб. науч. ст. / Теория и практика сжигания газа. Вып. 2. Л.: Недра, 1964. С. 176-191.
 134. Арсеев А.В. Результаты исследований ВНИИМТ в области сжигания газов: сб. науч. ст. / Теория и практика сжигания газа. Вып. 1. Л.: Недра, 1958. С. 150 – 167.
 135. Колієнко В.А., Галінська Т.А., Шеліманова О.В. Комбіноване спалювання суміші природного та генераторного газу. *Науковий вісник НУБіП України*. 2015. № 5. С. 136-138. Вилучено з http://nbuv.gov.ua/UJRN/nvnau_tech_2015_224_26
 136. Славинская Н. А.. Проект Европейского союза «Высокоэффективная газовая турбина с применением синтетического газа». *Газотурбинные технологии*. 2007. № 3. С. 24-27.
 137. Работа камер сгорания ГТУ на продуктах газификации твердого топлива / А.С.

Лебедев, Н.О. Симин, Д.С. Тарасов, А.В. Юшкевич. *Теплоэнергетика*. 2010.

№ 6. С. 73-79. Получено из

https://www.elibrary.ru/title_about_new.asp?id=8246&

138. Исследование особенностей рабочего процесса камеры сгорания ГТД мощностью 2,5 МВт, работающей на синтез-газе / С.И. Сербин, Н.А. Гончарова, В.В. Вилкул. *Вісник НТУ «ХПИ»*, 2015. - № 16 (1125). – С. 14-18. Получено из http://www.kpi.kharkov.ua/archive//16_15_02.pdf
139. M. Escudero, A. Jimenes, C. Gonzales, R. Nieto, I. Lopez. Analysis of the Behaviour of Biofuel-Fired Gas Turbine Power Plants / *Thermal Science: Year 2012*, Vol. 16, № 3. – pp. 849-884. DOI: 10.2298/TSCI120216131E. Retrieved from <http://www.doiserbia.nb.rs/img/doi/0354-9836/2012/0354-98361200131E.pdf>
140. J.P.G. Montoya, A.A.A. Arrietta, J.F.Z. Lopez. Spark Ignition Performance and Emissions in a High Compression Engine Using Biogas and Methane Vixtures Without Knjck Occurrence / *Thermal Science: Year 2015*, Vol. 19, № 6. – pp. 1919-1930. <https://doi.org/10.2298/TSCI140829119G>. Retrieved from <http://www.doiserbia.nb.rs/img/doi/0354-9836/2015/0354-98361500119G.pdf>
141. A. Rowhani, S. Tabejamaat. Experimental Study of the Effect of Swirl and Air Dilution on Biogas Non-premixed Flame Stability / *Thermal Science: Year 2015*, Vol. 19, No 6, pp. 2161-2169. https://www.researchgate.net/publication/274506712_Experimental_study_of_the_effects_of_swirl_and_air_dilution_on_biogas_non-premixed_flame_stability
142. Особенности использования биогаза, получаемого на очистных сооружениях, в качестве топлива для котлов / И.Я. Сигал, А.В. Марасин, В.С. Бражник, А.В. Смихула, А.А. Сигал. *Экология и промышленность*. 2014. № 2. С. 17-21.
143. Марасін О. В. Розробка та дослідження пальникових пристроїв для спалювання біогазу в промислових котлах: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.14.06 / Інститут газу НАН України. К., 2015. 22 с.
144. Колієнко В. А., Шеліманова О.В. Особливості спалювання горючих газів із змінними характеристиками процесу горіння. *Науковий вісник*

Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія : Техніка та енергетика АПК. 2015. Вип. 209(2). С. 181-188. - Режим доступу: [http://nbuv.gov.ua/UJRN/nvnau_tech_2015_209\(2\)_29](http://nbuv.gov.ua/UJRN/nvnau_tech_2015_209(2)_29)

145. Устойчивость факела за плоским стабилизатором при подаче газа внедрением в воздушный поток / Л.С. Бутовский, Е.А. Грановская, Н.М. Фиалко. *Технологические системы*. 2010. № 3 (52). С. 72-76.
146. Повышение устойчивости факела при подаче газа в зону рециркуляции за стабилизатором / Л.С. Бутовский, Е.А. Грановская, Н.М. Фиалко, В.Н. Строкин, Л.А. Швецова. *Технологические системы*. 2011. № 3 (56). С.74-81.
https://scholar.google.com.ua/citations?view_op=view_citation&hl=en&user=vZY372sAAAAJ&citation_for_view=vZY372sAAAAJ:LPZeul_q3PIC
147. Характеристики дифузійно-стабілізаторного пальника при спалюванні газу в забаластованому окиснювачі / О.Ю. Черноусенко, Л.С. Бутовський, О.О. Грановська, О.С. Мороз, О.С. Старченко. *Вчені записки Таврійського національного університету*. 2021. Том 32 (71). № 3. С. 231- 238.
148. Когенерационно-утилизационные технологии на базе газотурбинных установок: монография / Любчик Г.Н., Чабанович Л.Б., Говдяк Р.М. и др.: ред. Г.Н. Любчика, Л.Б. Чабановича. К.: Варта, 2008. 188 с.
149. Olga Chernousenko, Leonid Butovsky, Olena Granovska, Oleg Moroz, Oleksandr Starchenko. Determining basic characteristics of stabilizer micro torch burners for the combustion of ballasted fuel gas // *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies" - Energy-saving technologies and equipment*, 5 (8) (113), pp. 51-65, 2021.Scopus/
150. Bauer A.B. Some Experiments in the Near Wake of Cone / *AIAA Journal*, Vol. 5, № 7, July 1967, p. 1356-1358. <https://doi.org/10.2514/3.4202>.
151. Комбінований двонішевий газовий пальник. Черноусенко О.Ю., Бутовський Л.С., Грановська О.О., Мороз О.С., Старченко О.С.: пат. 136625 України: МПК (2019.01) F23C 1/00, F23C 1/08 (2006.01), F23C 5/00. № u 2019 02546; заявл.15.03.2019; опубл. 27.08.2019. Бюл. № 16.
https://library.ukrpatent.org/document?fund=2&id=261437&to_fund=2

152. M. Z. Abdulin, A. Siryi, O. M. Tkachenko, A. A. Kunyk. Boilers modernization due to energy-ecological improvement technology of burning, Bulgarian Chemical Communications, 2020, Volume 52, Special Issue F (pp. 14-19) DOI:10.34049/bcc.52.F.0002. (Scopus) Retrieved from http://www.bcc.bas.bg/bcc_volumes/Volume_52_Special_F_2020/BCC-52-F-2020-14-19-Abdulin-2.pdf
153. Эффективность систем охлаждения горелочных устройств струйно-стабилизаторного типа / Н.М. Фиалко, В.Г. Прокопов, М.З. Абдулин, Л.С. Бутовский и др. *Технологические системы*. 2012. № 1 (58). С.52-57.
154. Сірій О.А. Вплив параметрів струменеві-нішевої системи на робочий процес пальникових пристроїв: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.14.14/НТУУ «КПІ». К.: 2016. 26 с.
155. Иссерлин А.С. Основы сжигания газового топлива. Справочное пособие. Л.: Недра, 1987. 360 с.

ДОДАТОК А**ЗАТВЕРДЖУЮ:**

Директор

ДТЕК КУРАХІВСЬКА ТЕС

Боричевський А.М.

«02» 10 2017 р.

**Довідка
про використання результатів
науково-дослідної роботи**

В межах договору від 13.03.2017 р. № 2762-ВЭ-КуТЭС з ТОВ «ДТЕК СХІДЕНЕРГО» згідно з вимогами СОУ-Н МЕН 40.1-21677681-52:2011 «Визначення розрахункового ресурсу та оцінка живучості роторів і корпусних деталей турбін. Методичні вказівки» субпідрядною організацією Корпорація «Науковий парк «Київська політехніка»» (виконавці - Черноусенко О.Ю., Риндюком Д.В., Пешко В.А., Бутовським Л.С., Морозом О.С.) виконана науково-дослідна робота на тему «Визначення розрахункового ресурсу і оцінки живучості роторів та корпусних деталей турбіни блока № 5 ДТЕК КУРАХІВСЬКА ТЕС», а саме:

- проведені розрахункові дослідження теплового, напружено-деформованого стану, малоциклової утомленості та довготривалої міцності металу роторів циліндру високого та середнього тиску і оцінки залишкового ресурсу РВТ, РСТ, ЦВТ, ЦСТ, АСК ЦВТ, АЗК ЦСТ парової турбіни К-200-130 потужністю 200 МВт блоку № 5 ДТЕК КУРАХІВСЬКА ТЕС енергосистеми України для визначення можливості її подальшої експлуатації;

- визначені максимально напружені зони металу РВТ, РСТ, ЦВТ, ЦСТ, АСК ЦВТ, АЗК ЦСТ парової турбіни К-200-130 потужністю 200 МВт блоку № 5 ДТЕК КУРАХІВСЬКА ТЕС з урахуванням умов експлуатації;

- зроблено аналіз результатів контролю металу РВТ, РСТ, ЦВТ, ЦСТ, АСК ЦВТ, АЗК ЦСТ парової турбіни К-200-130 потужністю 200 МВт блоку № 5 ДТЕК КУРАХІВСЬКА ТЕС на базі вивчення та систематизації експлуатаційної і ремонтної документації по результатах неруйнівного контролю металу елементів енергетичного обладнання, його пошкоджуваності, що надані замовником.

Надано висновки та рекомендації щодо допустимої залишкової кількості пусків енергоблоку, залишкового ресурсу та продовження терміну експлуатації РВТ, РСТ, ЦВТ, ЦСТ, АСК ЦВТ, АЗК ЦСТ парової турбіни К-200-130 потужністю 200 МВт блоку № 5 ДТЕК КУРАХІВСЬКА ТЕС.

Матеріальні претензії не розглядаються.

Начальник ЛМиС
ДТЕК КУРАХІВСЬКА ТЕС



О.В. Фурманов

ДОДАТОК Б

ХАРКІВСЬКА
ТЕЦ-5

ПУБЛІЧНЕ АКЦІОНЕРНЕ ТОВАРИСТВО «ХАРКІВСЬКА ТЕЦ-5»

с. Подвірки, Дергачівський район, Харківська область, Україна, 62371
Телефон: (+38 057) 372-10-29, факс (+38 057) 731-42-98
E-mail: mbox@tec5.kharkov.ua
Код ЄДРПОУ 05471230

30.11.2016 № 01-15/2280

На № _____

Довідка

**про використання результатів
науково-дослідної роботи**

В межах договору від 11.04.2016 р. № 246 з ТОВ «НМУ «Електропівденмонтаж» згідно з вимогами СОУ-Н МЕН 40.1-21677681-52:2011 «Визначення розрахункового ресурсу та оцінка живучості роторів і корпусних деталей турбін. Методичні вказівки» субпідрядною організацією Корпорація «Науковий парк «Київська політехніка»» (Черноусенко О.Ю., Пешко В.А., Бутовським Л.С., Морозом О.С.) виконана науково-дослідна робота на тему «Розрахункова оцінка продовження терміну експлуатації ротора ВТ парової турбіни Т-100/120-130 ст.№1 ПАТ «ХАРКІВСЬКА ТЕЦ-5», а саме:

- проведені розрахункові дослідження теплового, напружено-деформованого стану, малоциклової утомленості та довготривалої міцності металу ротору циліндру високого тиску і оцінки залишкового ресурсу РВТ парової турбіни Т-100/120-130 потужністю 100 МВт блоку №1 ПАТ «Харківська ТЕЦ-5» енергосистеми України для визначення можливості її подальшої експлуатації;

- визначені максимально напружені зони металу ротору циліндру високого тиску. Проведена оцінка залишкового ресурсу РВТ парової турбіни Т-100/120-130 потужністю 100 МВт блоку №1 ПАТ «Харківська ТЕЦ-5» з урахуванням умов експлуатації;


- зроблено аналіз результатів контролю металу ротору високого тиску турбіни Т-100/120-130 потужністю 100 МВт блоку №1 ПАТ «Харківська ТЕЦ-5» на базі вивчення та систематизації експлуатаційної і ремонтної документації по результатах неруйнівного контролю металу елементів енергетичного обладнання, його пошкоджуваності, що надані замовником.

Надано висновки та рекомендації щодо допустимої залишкової кількості пусків енергоблоку, залишкового ресурсу РВТ та продовження терміну експлуатації РВТ парової турбіни Т-100/120-130 потужністю 100 МВт блоку №1 ПАТ «Харківська ТЕЦ-5».

Матеріальні претензії не розглядаються.

**Заступник голови правління - головний інженер
ПАТ «ХАРКІВСЬКА ТЕЦ-5»**

Виконавець, Бугорський Є.Б.
0577305006

 **О. Козлов**