

Черноусенко О.Ю.

Національний технічний університет України
«Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»

Бутовський Л.С.

Національний технічний університет України
«Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»

Рудик М.А.

Національний технічний університет України
«Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»

Доросевич В.С.

Національний технічний університет України
«Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»

СТЕНДОВІ ВИПРОБУВАННЯ НАТУРНОЇ ДВОЗОННОЇ ВИСОКОТЕМПЕРАТУРНОЇ КАМЕРИ ЗГОРЯННЯ

Розглянуті результати стендових випробувань натурної високотемпературної двозонної камери згоряння потужністю 2,5 МВт для газогенератора з температурою повітря на вході в камеру 450 °С і розрахунковою температурою вихідних газів 1350 °С. Внутрішній діаметр керамічної жарової труби камери складає 260 мм. Кожна із двох вогневих зон камери має ідентичну конструкцію і являє собою кільцевий канал з середнім діаметром 200 мм і висотою 60 мм, в якому розміщений фронтний пристрій у вигляді кільцевого колектора-стабілізатора шириною 25,0 мм. Стабілізатори з обох боків обтікаються повітряним потоком, який проходить по каналах шириною 17,5 мм. Для інтенсифікації сумішеутворення і горіння палива з обох сторін стабілізатора з зовнішньої і внутрішньої сторін стабілізатора встановлені реєстрові лопатки, які повертають струмені повітря в різні боки під кутами 60 ° і 45 ° відносно осі камери. В камері згоряння виконано окреме підведення до обох стабілізаторів газового палива, яке через систему отворів у вихідному торці подається в зону рециркуляції за стабілізаторами. Газо-повітряна суміш першою за ходом повітря зони горіння подається в вогневий простір камери через центральне сопло діаметром 100 мм. У другій зоні відбувається процес дифузійного горіння палива за стабілізатором. Високотемпературні продукти згоряння другої зони використовуються для підпалювання газо-повітряної суміші, яка виходить через центральне сопло. Завдяки однакової конструкції обох зон на часткових режимах можливе також одночасне дифузійне горіння палива в обох зонах. Результати випробувань показали надійне запалювання і роботу камери при зміні швидкості повітряного потоку і коефіцієнту надлишку повітря. В камері згоряння відсутній змішувач, який зазвичай служить для зменшення температури газів і формування поля температур. Для забезпечення можливості роботи при високій температурі газів без подачі повітря на охолодження стінки жарова труба виконана у вигляді кільця з алюмо-боридо-нітрідної конструктивної кераміки, яка витримувала температуру газів до 1350 °С і вище. Прийнята схема організації процесу горіння дозволила розширити діапазон сталої роботи камери, а також зменшити викиди оксидів азоту. Мінімальна концентрація оксидів азоту на розрахунковій температурі газів складає 37,0 мг/м³, що відповідає кращим світовим зразкам.

Ключові слова: двозонна камера згоряння, кільцевий стабілізатор, різнойменна закрутка, газо-повітряна суміш, дифузійне горіння, сталість горіння, керамічна жарова труба, оксиди азоту.

Постановка проблеми. Рівень розвитку енергетичної галузі країни визначається, в першу чергу, ефективністю обладнання, що використовується, і рівнем викидів токсичних речовин, зокрема, оксидів азоту.

Використання електричної енергії в межах промислового регіону характеризується значною нерівномірністю протягом суток, місяців і року [1, с. 44]. Таким же чином повинно бути виробництво електроенергії. Основним виробником

електричної енергії в Україні є теплові та атомні електростанції. Енергосистема України характеризується гострим дефіцитом маневрових потужностей. Паротурбінні установки великої і середньої потужності на ТЕС та АЕС призначені для роботи в базовому режимі при постійному навантаженні. Зміна режиму роботи, пуски, останови призводять до зниження ефективності агрегатів, а, значить, до значної перевитрати палива. Середній електричний ККД ТЕС України складає 29–31 %, тоді як за рубежом кращі енергоблоки при роботі в базовому режимі досягли рівня 45 %.

Крім цього, в обладнанні, в першу чергу високотемпературному, особливо при роботі на змінних режимах виникають значні термічні напруги. Враховуючи значну зношеність вітчизняних паротурбінних установок, робота на змінних режимах становить небезпеку виникнення аварійних ситуацій.

В світовій практиці для швидкої зміни потужності і зняття пікового навантаження використовують різні види демпфуючих установок, в першу чергу, газових турбін, які працюють окремо, або в складі парогазових установок [2, с. 54]. Перевагою таких установок є можливість швидкого пуску і останову, а також роботи на змінних режимах.

В свою чергу, показники газотурбінних установок повинні відповідати сучасним вимогам щодо ефективності та надійності. Відомо, що для підвищення ефективності газотурбінних і парогазових установок необхідне збільшення температури газів перед турбіною. Так, розрахунки показують [3, с. 24], що для паротурбінного блоку з електричною потужністю 300 МВт і більше в комплексі з газотурбінною надбудовою при початковій температурі газу 1300 °С коефіцієнт корисної дії нетто енергокомплексу доходить до 52–53 %. При удосконаленні енергокомплексів їх ККД-нетто в перспективі при початковій температурі газів до 1500 °С може бути доведений до 60 %.

Останнім часом вважається, що для промислового і комунального господарства доцільним було б використання когенераційних установок невеликої потужності (0,2–2,0 МВт), необхідність в яких складає біля 3000 установок, а також реконструкція існуючих котельних в міні-ТЕЦ з електричною потужністю до 50 МВт [2, с. 57].

Успішна експлуатація вогнетехнічного об'єкта в значній мірі визначається палинковим пристроєм. Від його характеристик стосовно, ефективності, надійності, довговічності, екологічності тощо в значній мірі залежать показники всього

агрегату в цілому. В переважній більшості історично використовуються палинкові пристрої реєстрового типу з закруткою повітряного, а іноді і газового потоків. З точки зору сучасних підходів значна частина з них не відповідає вимогам, що висуваються до палинкових пристроїв.

Значна частина з них мають недостатньо високі техніко-економічні характеристики, що зумовлено застарілими методами організації в них робочого процесу. Такі палинки характеризуються, зокрема, вузьким діапазоном стійкої роботи при зміні швидкості повітряного потоку і коефіцієнта надлишку повітря, значними викидами оксидів азоту та вуглецю, неефективною роботою на часткових завантаженнях, що призводить до перевитрати палива, тощо.

Таким чином, актуальність проблеми визначається необхідністю економії дефіцитного газоподібного палива і законодавчими вимогами охорони навколишнього середовища від забруднення токсичними продуктами згорання шляхом впровадження в газових турбінах, а також інших об'єктах енергетичного, промислового і комунального господарства України високоефективних технологій спалювання палива і відповідних палинків.

Перспективним напрямком у вирішенні зазначеної проблеми може бути використання палинків з мікрофакельним (мікродифузійним) спалюванням газу в системі порівняно невеликих погано обтічних тіл – стабілізаторів, які обтікаються повітряним потоком. Організація процесу спалювання палива в системі мікрооб'ємів, які утворюються за стабілізаторами, і пов'язане з цим збільшення поверхні займання і горіння, дозволяє підвищити інтенсивність горіння і теплову напругу топкового обсягу і скоротити довжину факелу. Використання відповідних схем сумішотворення газу і повітря дозволяє досягти оптимального співвідношення компонентів горіння в залежності від вимог, що пред'являються до палинкового пристрою.

Мікрофакельні палинки стабілізаторного типу показали високу ефективність роботи при зміні режимних параметрів, а зменшення часу перебування продуктів реакції в зоні високих температур призводить також до зниження рівня викидів токсичних оксидів азоту [4, с. 75]. При мікрофакельному спалюванні палива в системі стабілізаторів забезпечується можливість розробки палинків різної потужності за рахунок зміни кількості окремих модульних елементів. Завдяки принципу прямоточності такі палинки мають знижений аеродинамічний опір [5, с. 113].

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Пальникові пристрої стабілізаторного типу, які, як правило, становлять собою систему погано обтічних тіл-стабілізаторів, що обтікаються повітряним потоком, мають низку суттєвих властивостей. З одного боку, паливо в них подається дискретними струменями в високо турбулентну зону рециркуляції за стабілізатором і реалізується дифузійний принцип подачі і горіння газу – мікродифузійне горіння, тобто горіння відбувається в широкому діапазоні режимів щодо коефіцієнту надлишку і швидкості повітря. З другого боку, завдяки інтенсивному сумішоутворенню робочий процес має характеристики, що притаманні попередньо перемішаним сумішам палива і повітря, тобто горіння відбувається з високою інтенсивністю. Крім того, в зону рециркуляції безпосередньо попадає тільки частка повітря, що обтікає стабілізатор, і це також розширює діапазон сталого горіння в бік збільшення коефіцієнту надлишку повітря в самому пальнику.

Встановлена загальний вигляд щодо впливу конструктивних факторів – ширини стабілізатора, системи газороздачі, коефіцієнту затінення стабілізаторної решітки, взаємного розташування стабілізаторів, опір пальника, а також режимів роботи – швидкості і температури повітряного потоку, на основні характеристики робочого процесу – інтенсивність вигорання палива, повноту згорання, температурне поле викидних газів, вміст токсичних продуктів типу оксидів азоту і диоксиду вуглецю тощо. В той же час, вплив того чи іншого конкретного параметра часто залежить від умов роботи – характеру поля швидкості повітряного потоку, інтенсивності турбулентності тощо [6, с. 184; 7, с. 162].

На шляху використання високоефективних пальникових пристроїв останнім часом широке впровадження отримали стабілізаторні пальники із струменево-нішевою системою сумішоутворення і стабілізації полум'я, в яких в корпусі плоского стабілізатора з обох боків виконуються нішеві поглиблення, а паливо подається в обтічний повітряний потік через систему отворів, які розташовані перед нішевим поглибленням [8, с. 14; 9, с. 90; 10, с. 57]. В пальникових пристроях струменево-нішевого типу реалізується комбінована схема сумішоутворення і горіння за рахунок взаємодії зон рециркуляції в нішевих поглибленнях і торцевої стінки стабілізатора. Таким чином, в основу струменево-нішевої технології покладено принцип раціонального розподілу палива в потоці окисника, регулювання структури течії палива, окисника і продуктів згорання,

саморегулювання складу суміші в зоні факела, самоохолодження пальника, термічна підготовка палива. З використанням струменево-нішевої технології в пальниках проведено модернізацію кількох сотен вогнетехнічних об'єктів комунального господарства, хімічної і будівельної промисловості в Україні і за рубежом.

Існує ціла низка об'єктів, в першу чергу в агропромисловому комплексі, де в конструкцію енергетичного обладнання легко інтегруються мікрофакельні пальникові пристрої з циліндричними стабілізаторами полум'я [11, с. 98].

Їхня більш висока ефективність у порівнянні з традиційними пальниковими пристроями, в яких використовуються плоскі стабілізатори, обумовлена, головним чином, відсутністю різного роду втрат, які пов'язані з кінцевими ефектами.

Україна має другу за потужністю газотранспортну систему в Європі, тому є актуальним підвищення надійності, екологічної безпеки та ефективності експлуатації газоперекачуючих агрегатів на компресорних станціях, в складі яких налічується більше 80 % газотурбінних приводів. Україна є також однією з нечисленних країн, яка виробляє газотурбінні двигуни, тому в сучасних умовах вирішення питання конкурентоспроможності випуску високоефективних газотурбінних двигунів має першочергову перспективу.

Сучасні закордонні виробники ГТУ, наприклад, General Electric, Siemens, Solar, Rolls-Royce, Mitsubishi та ін. постійно розробляють і впроваджують нові типи камер згорання, показники робочого процесу яких задовольняють вимогам, які стають все більше жорсткими.

В Київському політехнічному інституті виконуються дослідження і розробляються камери згорання, які за своєю технологією спалювання газу є одним з різновидів пальникових пристроїв стабілізаторного типу, а саме трубчаста технологія спалювання газу [12, с. 60]. В результаті проведення відповідних науково-дослідних робіт вдалося розробити пальниковий пристрій, який має властивості універсальності використання, тому що дозволяє з високою ефективністю виконувати спалювання різних видів за хімічним складом і теплотвірною спроможністю газових палив природного і штучного походження в топках котлів, теплогенераторів, камер згорання газотурбінних двигунів, газопарових та парогазових установок. Були розроблені і випробувані нові пальникові системи в камерах згорання ГТУ в складі газоперекачуючих агрегатів типу ГТК-10-4 і ГТ-750-6 (Брненський механічний завод, Чехія).

Аналіз показує, що роботи, які пов'язані з розробкою високоефективних паливкових пристроїв стабілізаторного типу з мікофакельним спалюванням газу, на даний момент не охоплюють всі складові процесу і вимагають проведення подальших досліджень, особливо натурних зразків.

Постановка завдання. Метою дослідження було визначення характеристик мікродифузійної високотемпературної двозонної камери згоряння з кільцевими фронтовими пристроями стабілізаторного типу, в яких стабілізатори обтікаються різнойменно закрученими повітряними потоками, а газове паливо подається в зону рециркуляції за стабілізаторами [13, с. 157]. В результаті випробувань визначалась роботоспроможність неохолоджуваної жарової труби, яка виконана з алюмоборидо-нітридної конструктивної кераміки.

Виклад основного матеріалу. Схема камери згоряння показана на рис. 1.

Камера згоряння камера призначена для роботи при температурі повітря $t_{п} = 450$ °С, продуктів згоряння $t_{п.з} = 1350$ °С, розрахунковому коефіцієнті надлишку повітря $\alpha = 2,36$.

Камера складається з двох, фактично, однакових паралельно працюючих фронтових пристроїв, які зміщені один відносно другого за потоком повітря і умовно утворюють першу (1-шу) і другу (2-гу) зони. З обох боків реєстри.

В розробленій камері для інтенсифікації процесів сумішоутворення і горіння палива [13, с. 158]. з обох боків колекторів-стабілізаторів (1) шириною $B_{ст} = 25$ мм та з середнім діаметром $D_{ст} = 200$ мм встановлені різнойменно повернуті лопатки – реєстри (2) шириною $B_{рег} = 17,5$ мм. В результаті розрахунків встановлено, що з точки зору рівномірності кількості руху повітряних потоків з обох боків стабілізаторів оптимальним

є варіант, при якому зовнішні реєстри повертають повітряний потік під кутом $+60^{\circ}$ проти годинникової стрілки по відношенню до повздовжньої осі камери згоряння, якщо дивитися за ходом повітря, а внутрішні реєстри – під кутом -45° за годинниковою стрілкою. В обох стабілізаторах газ подається в зону рециркуляції за ними через систему з 60 отворів (3) діаметром $d_r = 2,0$ мм, які виконано у вихідній торцевій стінці стабілізатора. Коефіцієнт затінення фронтових пристроїв першої і другої зон без урахування повороту потоку $K_f^{\phi} = 0,49$, а з урахуванням кута повороту потоку і товщини лопаток $K_f^{\phi} = 0,735$.

Результати вимірів показали, що витрата повітря між обома зонами практично однакова і складає половину від загальної витрати повітря в камері.

Робочий процес в камері згоряння організовано за комбінованим принципом. В першій зоні газ, що подається через отвори в вихідній торцевій стінці стабілізатора, утворює газо-повітряну суміш, яка подається на горіння через центральне сопло (4) діаметром $D_c = 100$ мм. Завдяки прийнятій конструкції камери на часткових режимах в першій зоні також можлива робота з горінням факелу за стабілізатором за дифузійним принципом. В цьому випадку через центральне сопло в камеру згоряння подаються продукти горіння.

В другій зоні реалізується тільки дифузійний принцип спалювання палива за стабілізатором. Факел другої зони служить для підпалювання газо-повітряної суміші, яка виходить з центрального сопла. На часткових режимах можлива робота однієї другої зони.

Прийнята система комбінованого горіння дозволила реалізувати позитивні якості кожної з схем газороздачі – робота другої зони за дифу-

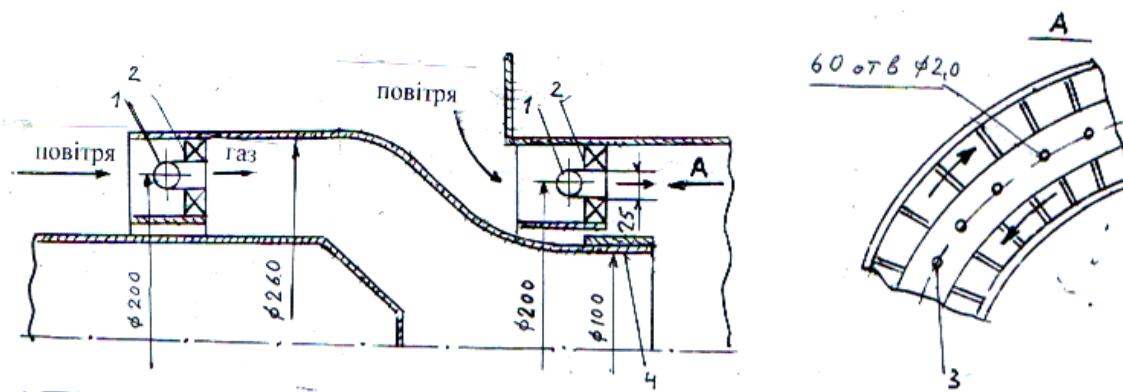


Рис. 1. Схема двозонної камери згоряння

1 – колектор-стабілізатор; 2 – реєстр; 3 – газоподаючі отвори; 4 – центральне сопло

зійним принципом забезпечує стає горіння при зміні коефіцієнту надлишку повітря і швидкості потоку, а спалювання попередньо підготовленої газо-повітряної суміші зменшує викиди токсичних оксидів азоту.

Відмова від подачі повітря для охолодження стінок жарової труби підвищує їхню температуру. Тому в розробленій камері згорання жарова труба виконана із високотемпературної конструктивної кераміки.

Вона складається з 13 кілець з алюмо-боридо-нітридної кераміки з внутрішнім діаметром 260 мм, довжиною кілець по потоку – 30 мм, товщиною – 15 мм. Загальна довжина керамічної жарової труби дорівнює 390 мм. Для виміру температури елементів камери згорання передбачена установка термопар на фронтівому пристрої і на зовнішній поверхні жарової труби.

Для розрахунків коефіцієнтів надлишку повітря по зонах і в цілому в камері згорання використовувались такі співвідношення:

$$\alpha^I = 0,5G_n / L_0G_r^I; \alpha^{II} = 0,5G_n / L_0G_r^{II};$$

$$\alpha^\Sigma = G_n / L_0G_r^\Sigma \quad (1)$$

де G_0 – загальна витрата повітря; G_r^I ; G_r^{II} ; G_r^Σ – відповідно витрати газу в першу, другу зони і загальна витрата; α^I ; α^{II} ; α^Σ – відповідні коефіцієнти надлишку повітря; L_0 – ваговий стехіометричний коефіцієнт.

Для визначення діапазону можливої роботи камери згорання були визначені межі робото-спроможності камери згорання, тобто характе-

ристики «бідного» зриву і запалювання факелу в кожній зоні.

На рис. 2 приведено характеристики запалювання $\alpha_{зап}^{II}$ і бідного зриву α_{max}^{II} факелу в другій зоні.

Випробування показали, що сталість факелу на режимі бідного зриву підвищується з підгрівом повітря. Після аналізу отриманих даних і обробки результатів досліджень щодо впливу режимних і конструктивних факторів на характеристики бідного зриву факелу у другій зоні при різнойменній закрутці повітряного потоку, що оббігає стабілізатор, виявилась можливість в діапазоні температур повітря $t_n = (150 \div 450) \text{ }^\circ\text{C}$ узагальнити отримані дані у вигляді

$$\alpha_{max}^{II} = K_{max}^{II} \times \frac{1}{w_k^{II}} \times \frac{B_{ст}^{0.5} \times d_r (F_{ст}/F_r)^{0.2}}{K_f^2 \times (1 + K_f^2)(1 + tg\varphi)^{1.5}} \times \left(\frac{T_n}{273}\right)^m \quad (1)$$

де K_{max}^{II} – дослідний коефіцієнт; $B_{ст}$ – ширина стабілізатора, мм; d_r – діаметр газового отвору, мм; $F_{ст}$, F_r – площа вихідного торця стабілізатора і сумарна площа газоподаючих отворів, мм²; W_k – швидкість повітря в кільцевому каналі перед фронтівим пристроєм, м/с; T_n – температура повітря, К; K_f^0 – коефіцієнт затінення фронтівого пристрою, який розраховується як $K_f^0 = B_{ст}/B_k$, де B_k – ширина кільцевого каналу перед фронтівим пристроєм; φ – кут різнойменного повороту повітряного потоку, град., розрахунки виконувались для $\varphi = 60^\circ$.

На рис. 3 отримані експериментальні дані для дослідженої камери згорання представлені

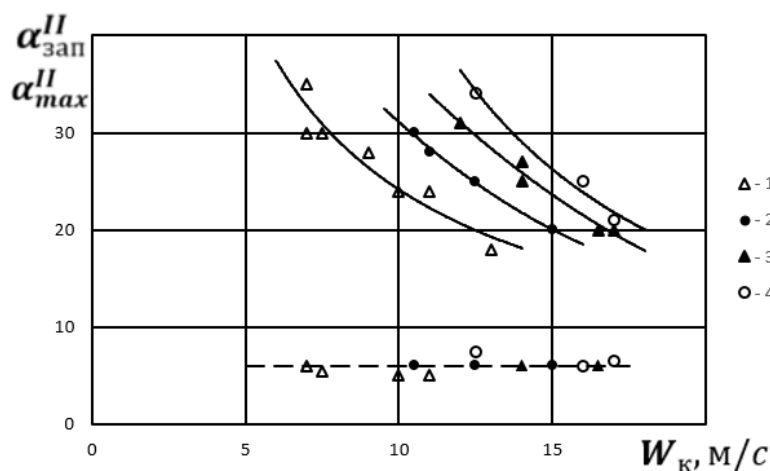


Рис. 2. Характеристики запалювання $\alpha_{зап}^{II}$ і бідного зриву α_{max}^{II} факелу в другій зоні пальника в залежності від швидкості повітряного потоку в перерізі фронтівого пристрою W_k при різних температурах повітря t_n

Позначення: 1 – $t_n = 150 \text{ }^\circ\text{C}$; 2 – $t_n = 250 \text{ }^\circ\text{C}$; 3 – $t_n = 350 \text{ }^\circ\text{C}$; 4 – $t_n = 450 \text{ }^\circ\text{C}$; суцільні лінії – бідний зрив; пунктирна лінія – запалювання факелу

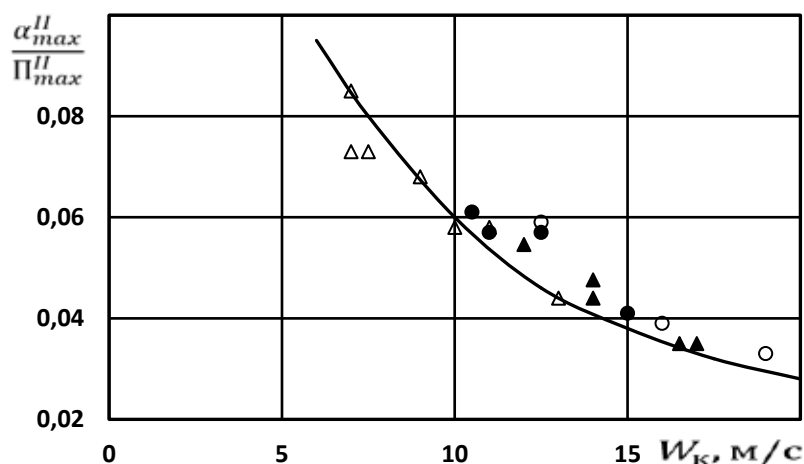


Рис. 3. Залежність відношення $\alpha_{max}^{II} / \Pi_{max}^{II}$ для стабілізаторного пальника другої зони з подачею газу в зону рециркуляції від швидкості повітряного потоку перед стабілізатором

Позначення режимів див. рис. 2

у вигляді залежності відношення $\alpha_{max}^{II} / \Pi_{max}^{II} = f(W_k)$, тобто від швидкості повітряного потоку перед стабілізатором:

Параметр бідного зриву Π_{max}^{II} має вигляд

$$\Pi_{max}^{II} = K_{max}^{II} \frac{B_{cm}^{0.5} \times d_z (F_{cm} / F_z)^{0.2}}{K_f \times (1 + K_f) (1 + tg\phi)^{1.5}} \times \left(\frac{Tn}{273} \right)^m \quad (2)$$

При обробці дослідних даних отримані такі значення параметрів:

$$K_{max}^{II} = 18,24; m = 1,8; n = -1,0.$$

Запалювання факелу в дослідженому діапазоні швидкостей і температури повітря відбувається при коефіцієнтах надлишку повітря $\alpha_{зан}^{II} \approx 4 \div 6$ (рис. 2), що більше номінальних режимів роботи камери згоряння, $\alpha_{розр}^{II} = 2,36$. При випробуваннях не встановлено в плив температури повітря на характеристики запалювання. Такий характер запалювання, можливо, пов'язаний з тим, що факельний запальник знаходиться на порівняно великій відстані від стабілізатора за зоною рециркуляції. Тому характеристики зони зворотних струмів менше, ніж зазвичай, впливають на процес запалення, який відбувається, коли концентрація палива в області дії факельного запальника збільшується і суміш входить в межі горіння.

Таким чином, в зв'язку з реалізацією дифузійного принципу спалювання газу при подачі палива в зону рециркуляції за стабілізатором х забезпечувалась надійна робота при зміні коефіцієнтів надлишку повітря і швидкості повітряного потоку.

Однією з вимог, яким повинна задовольняти камера згоряння, є забезпечення високої повноти згоряння палива.

На рис. 4 наведені отримані дані по повноті згоряння при роботі другої зони при температурі повітря на вході $t_{п} = 250 \text{ }^{\circ}\text{C}$, $350 \text{ }^{\circ}\text{C}$ та $450 \text{ }^{\circ}\text{C}$.

Як видно, при розрахункових значення температур повітря $t_{п} > 350 \text{ }^{\circ}\text{C}$ і коефіцієнті надлишку повітря $\alpha^{II} \approx 2,36$ забезпечується практично повне вигорання палива.

Такі ж вимоги забезпечення високої повноти згоряння висуваються до камери згоряння при роботі на комбінованому режимі у разі подачі газоповітряної суміші з першої зони через центральне сопло (рис. 5).

Як показали дослідження, під час роботи другої зони і підключення подачі газоповітряної суміші через центральне сопло для забезпечення високої повноти згоряння температура продуктів горіння повинна бути $t_{п,г} > 800 \text{ }^{\circ}\text{C}$. Повнота згоряння стає, практично, повною при температурі продуктів горіння в камері $t_{п,г} > 1100 \text{ }^{\circ}\text{C}$. Таким чином, на розрахунковій температурі продуктів згоряння $t_{п,г} = 1350 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ($t_{п} > 350 \text{ }^{\circ}\text{C}$) забезпечується повне вигорання палива і при роботі в комбінованому режимі.

Важливою характеристикою камери згоряння являється токсичність продуктів згоряння, зокрема, вихід оксидів азоту NOx. На першому етапі виконувалось визначення концентрації оксидів азоту при роботі камери згоряння по дифузійному режиму при горінні факелу в одній другій або в обох зонах за дифузійним принципом. Ці дані приведені на рис. 6 у вигляді суцільної кривої (1).

Вміст оксидів азоту визначався при роботі другої зони з постійним коефіцієнтом надлишку повітря $\alpha^{II} = \text{const}$ і подачею через центральне сопло

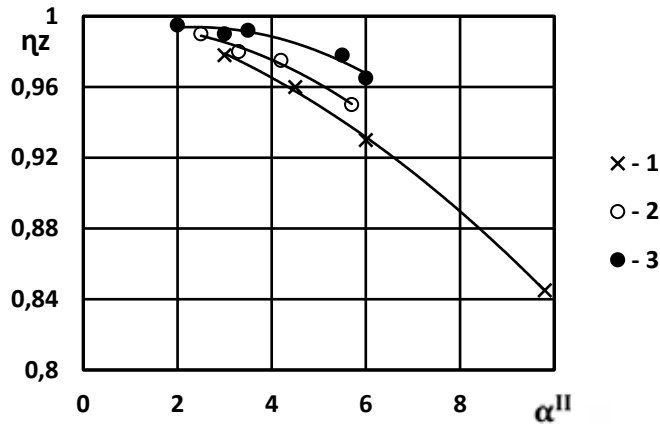


Рис. 4. Залежність повноти згоряння η_z від α^{II} на виході з мірної ділянки камери ($X = 450$ мм) при різній температурі повітря і подачі газу тільки в II зону (дифузійну)
 1 – $t_n = 250$ °C; 2 – 350 °C; 3 – 450 °C

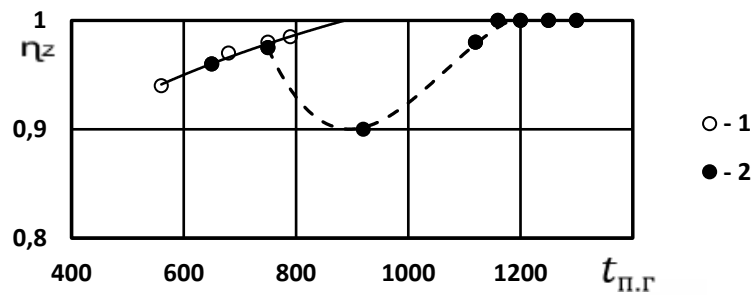


Рис. 5. Характеристики камери згоряння при комбінованій роботі з подачею газоповітряної суміші через центральне сопло ($X = 450$ мм, $t_n = 350$ °C)
 1 – дифузійне горіння в другій зоні; 2 – комбінована робота обох зон

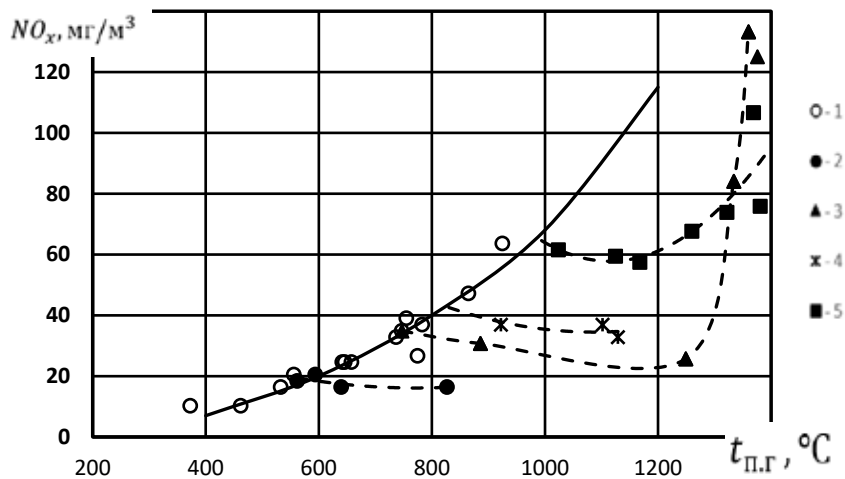


Рис. 6. Значення викидів оксидів азоту при різних режимах роботи
 1 – $G_z^I = 0$; $\alpha^{II} = var$ 2 – $\alpha^{II} = 3,65$, $\alpha^I = var$, $t_n = 250$ °C; 3 – $\alpha^{II} = 4,0$, $\alpha^I = var$, $t_n = 350$ °C; 4 – $\alpha^{II} = 2,36$, $\alpha^I = var$, $t_n = 450$ °C; 5 – $\alpha^{II} = 1,95$, $\alpha^I = var$, $t_n = 450$ °C

газо-повітряної суміші різного складу $\alpha^I = var$, яка утворювалась в першій зоні (рис. 7, пунктирні лінії). Суміш першої зони запалювалась на вихід-

ній кромці сопла першої зони. Як показали результати вимірів, при подачі газоповітряної суміші з першої зони при підвищенні температури газів

концентрація оксидів азоту на якомусь етапі не збільшується, а навіть трохи зменшується. Тільки при подальшому підвищенні температури газів відбувається збільшення концентрації NOx.

Для даної конструкції залежність концентрації оксидів азоту від температури на виході з камери згоряння при роботі одної або обох зон за дифузійним принципом можна розраховувати за такою формулою

$$\text{NOx} = 1,86 \cdot 10^{-6} \cdot t_{\text{п.г}}^{2,53} \quad (3)$$

Були виконані випробування з метою організації режиму горіння з мінімальними викидами оксидів азоту. Встановлено, що такий режим можливо реалізувати при підігріві повітря $t_{\text{п}} = 450 \text{ }^\circ\text{C}$ і розрахунковій температурі газів $t_{\text{п.г}} = 1350 \text{ }^\circ\text{C}$ при коефіцієнтах надлишку повітря $\alpha^I = 1,84$, $\alpha^{II} = 2,76$, $\alpha^\Sigma = 2,21$, коли вміст NOx на виході з камери ($X = 450 \text{ мм}$) дорівнює $37,0 \text{ мг/м}^3$, що відповідає кращим світовим зразкам. Оптимальне співвідношення витрат газів між першою та другою зонами в цьому випадку $G_{\text{г}}^I / G_{\text{г}}^{II} = 1,5$ або $G_{\text{г}}^I / G_{\text{г}}^\Sigma = 0,6$.

Встановлено, що в камері згоряння є можливість формування поля температур газів в перерізі камери шляхом зміни в певних межах витрати палива між зонами.

Проведене вимірювання температури вихідної торцевої поверхні стабілізатора другої зони (рис. 7) показало, що максимальна температура стінки спостерігається на часткових режимах, близьких до режимів бідного зриву ($\alpha^{II} \approx 10$), коли факел знаходиться в зоні рециркуляції в безпосередній близькості від стабілізатора, і перевищує температуру вхідного повітря ($t_{\text{ст}} - t_{\text{п}}$) на $400 \text{ }^\circ\text{C}$.

На режимах роботи, близьких до розрахункового, різниця температури стабілізатора дорівнює близько $200 \text{ }^\circ\text{C}$, що свідчить про ефективність прийнятої системи охолодження стабілізатора.

Работоспроможність високотемпературних камер згоряння в значній мірі визначається характеристиками матеріалу жарової труби. В конструкціях камер згоряння з металевою жаровою трубою повітря, яке йде на охолодження стінок жарової труби, практично не приймає участі у процесі горіння палива і вважається шкідливою втратою, що зменшує ефективність циклу. Тому широко проводяться дослідження щодо зменшення витрати охолоджуючого повітря та розробки високотемпературних сталевих сплавів для жарових труб. В камерах згоряння з використанням вузлів, зокрема, жарової труби з високотемпературної кераміки з'являється можливість роботи без подачі повітря для охолодження стінок жарової труби.

Як показали проведені випробування, температура неохолоджуваної стінки жарової труби із алюмо-боридо-нітрідної кераміки поступово збільшується вздовж камери і на виході ($X = 450 \text{ мм}$) практично дорівнює температурі потоку в граничному шарі, а саме $t_{\text{ж.т}} = (0,9-0,95) t_{\text{п.г}}$, тобто доходила до $1350 \text{ }^\circ\text{C}$. За час проведених стаціонарних випробувань, пусках, остановах і роботі на змінних режимах загалом у декілька десятків годин ніяких пошкоджень і поломок кілець жарової труби не було виявлено.

Висновки. Результати стендових випробувань натурної високотемпературної двозонної камери згоряння з керамічною жаровою трубою із алюмо-боридо-нітрідної кераміки тепловою потужністю

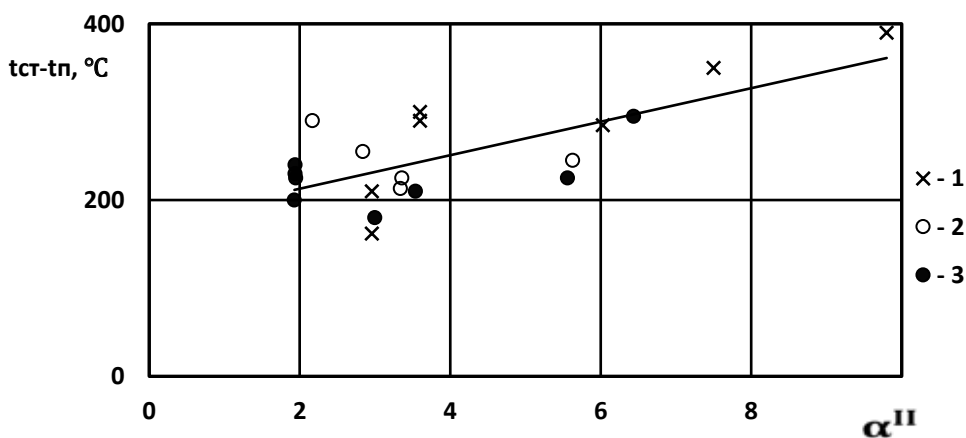


Рис. 7. Залежність різниці температури стабілізатора другої зони і повітря від коефіцієнту надлишку повітря

1 - $t_{\text{п}} = 250 \text{ }^\circ\text{C}$; 2 - $t_{\text{п}} = 350 \text{ }^\circ\text{C}$; 3 - $t_{\text{п}} = 450 \text{ }^\circ\text{C}$.

2,5 МВт для газогенератора показали, що в камері можливе запалювання факелу в кожній зоні при коефіцієнті надлишку повітря в межах $\alpha^I \approx \alpha^{II} \approx 5 \div 6$. Діапазон стійкості факелу по бідному зриву в обох зонах розширюються з підвищенням температури повітря на вході в камеру. При температурі повітря $t_{пв} \geq 350$ °С і газів $t_{пг} \geq 1200$ °С в перерізі вихідної частини мірної ділянки ($X = 450$ мм) спостерігається практично повне вигорання палива. Мінімальна концентрація оксидів азоту на виході з камери ($X = 450$ мм) на режимі при $t_{пв} = 450$ °С і $t_{пг} = 1350$ °С при коефіцієнтах надлишку повітря $\alpha^I = 1,84$, $\alpha^{II} = 2,76$, $\alpha^Z = 2,21$ дорівнює $37,0$ мг/м³. При цьому витрата палива в першу зону складає $G_r^I / G_r^Z = 0,6$. Максимальну температуру стінки жарової труб із алюмо-боридо-нітридної кера-

міки можна прийняти рівною температурі продуктів горіння на виході з камери згорання, тобто до 1350 °С. За термін роботи у декілька десятків годин ніяких пошкоджень і поломок кілець жарової труби не виявлено. Максимальна температура вихідної торцевої стінки стабілізатора спостерігається на часткових режимах, близьких до режимів бідного зриву ($\alpha^{II} \approx 10$), і перевищує температуру вхідного повітря на 400 °С. На режимах роботи, близьких до розрахункового, така різниця дорівнює близько 200 °С, що свідчить про ефективність прийнятої системи охолодження стабілізатора. Завдяки конструкції камери згорання у вигляді послідовно-паралельно розміщених зон горіння втрати тиску в дослідженнях складали $\sigma_{к.з} = \Delta p_{к.з} / p_{вх} = 0,94$ % при $t_{пв} = 435$ °С, $W_k = 18,0$ м/с.

Список літератури:

1. Черноусенко О.Ю., Бутовський Л.С., Грановська О.О., Пешко В.А., Мороз О.С. Вплив роботи у маневрених режимах енергоблоків ТЕС на техніко-економічні характеристики. *Проблеми загальної енергетики*, 2016, вип. 2 (45). – С. 43-51. <https://doi.org/10.15407/pge2016.02.043>
2. Халатов А.А., Карп І.Н., Куцан Ю.Г. Енергетичне газотурбобудування: перспективи використання в енергетиці України. *Вісн НАН України*, 2015. – № 11. – С. 52-58. <https://doi.org/10.15407/vism2015.11.052>
3. Переверзев Д.А., Лебедев А.Г., Шелехина Ж.А. Энергоеффективность объединенных высокотемпературных газотурбинных и паротурбинных блоков. *Пробл. машиностроения*, 2010. – Т. 13. – № 5. – С. 12-18.
4. Емісійні характеристики пальників на базі трубчастих модулів / Любчик Г.М. та ін. *Екотехнології та ресурсозбереження*, 2004. – № 1. – С. 73-79.
5. Сірий О.А. Вплив параметрів струменеві-нішевої системи на робочий процес пальникових пристроїв: дис. ... канд. техн. наук: 05.14.14 / Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського», Київ, 2016, 198 с.
6. Черноусенко О.Ю., Бутовський Л.С., Грановська О.О., Мороз О.С., Старченко О.С. Сталість процесу горіння на «бідному» зриві під час мікродифузійного спалювання газу за стабілізатором / *Вчені записки ТНУ імені В.І. Вернадського. Серія: технічні науки*. Том 31 (70). № 2. 2020. С. 182-188. DOI <https://doi.org/10.32838/2663-5941/2020.2-2/31>
7. Черноусенко О.Ю., Бутовський Л.С., Грановська О.О., Мороз О.С., Старченко О.С. Пускові характеристики стабілізаторних пальникових пристроїв при подачі газового палива в зону рециркуляції / *Вчені записки ТНУ імені В.І. Вернадського. Серія: технічні науки*. 2020, Том 31 (70). № 3. С. 158-166. DOI <https://doi.org/10.32838/TNU-2663-5941/2020.3-1/26>
8. Abdulin M., Siryi O., Zhu8chenko A., Abdulin A. Improvement of Reliability of Fire Engineering Equipment Based on a Jet-niche Technology / *Eastern-european journal of enterprise technologies*, 2018, № 2(8), (92), pp. 12-19. DOI:10.15587/1729-4061.2018.126917
9. Сірий О.А., Абдулін М.З. Дослідження енергетичних показників струменеві-нішевої системи спалювання палива / *Вісник Національного технічного університету «ХПІ»*. Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування, № 12(1288), 2018. – С. 89-94. Doi:10.20998/2078-774X.2018.12.16
10. Абдулін М.З., Сірий О.А. Дослідження сталості процесу горіння у струменеві-нішевій системі спалювання палива / *Вчені записки ТНУ імені В.І. Вернадського. Серія: технічні науки*. Том 29 (68). Ч. 2, № 1. 2018. С. 158-166. DOI <https://doi.org/10.32838/TNU-2663-5941/2020.3-1/26>
11. Температурні режими зон зворотних потоків у ближньому сліді циліндричних стабілізаторів полум'я / М.З. Абдулін та ін. *Науковий вісник НЛТУ України*, 2018, т. 28, № 3. – С. 97-100. <https://nv.nitu.edu.ua>
12. Трубчаста технологія газоспалювання – прорив у енергозбереженні та екологічності транспортування природного газу / Г.Б. Варламов та ін. *Нафтогазова енергетика*, 2020. – № 1. – С. 60-63. <https://elar.nung.tdu.ua/handle/123456789/2745>
13. Черноусенко О.Ю., Бутовський Л.С., Грановська О.О., Мороз О.С., Старченко О.С. Вплив різномірної закрутки повітряного потоку на межі сталості роботи стабілізаторного пальника при мікродифузійному спалюванні газу / *Вчені записки ТНУ імені В.І. Вернадського. Серія: технічні науки*. Том 31 (70). № 4. 2020. С. 155-161. DOI <https://doi.org/10.32838/2663-41/2020.4/22>

Chernousenko O.Yu., Butovsky L.S., Rudik M.A., Dorosevich V.S. BENCH TESTS OF THE FULL-SCALE TWO-ZONE HIGH TEMPERATURE COMBUSTION CHAMBER

The results of bench tests of a full-scale high-temperature two-zone combustion chamber with a capacity of 2.5 MW for a gas generator with an air temperature of 450 °C and a temperature of the exhaust gases of 1350 °C are reviewed. The inner diameter of the ceramic heat pipe of the chamber is 260 mm.

Each of the two fire zones of the chamber has an identical design and is a ring channel with an average diameter of 200 mm and a height of 60 mm. in which the front device is placed in the form of a ring collector-stabilizer with a width of 25.0 mm. Stabilizers on both sides are surrounded by an air flow that passes through channels with a width of 17.5 mm. To intensify the mixture formation and fuel combustion, register vanes are installed on both sides of the stabilize. The registers turn the air jets in different directions at angles of 60° and 45° from the outer and inner sides of the stabilizer. The combustion chamber has a separate supply to both stabilizers, which through the system of holes in the output end is fed into the recirculation zone behind the stabilizers. The gas-air mixture of the first combustion zone is fed into the fire space of the chamber through a central nozzle with a diameter of 100 mm. In the second zone, the process of diffusion combustion of fuel behind the stabilizer takes place. The high-temperature combustion products of the second zone are used to ignite the gas-air mixture that exits through the central nozzle. Due to the identical design of both zones, simultaneous diffusion combustion of fuel in both zones is also possible at partial modes. The results of the tests showed reliable ignition and operation of the camera when changing the speed of the air flow and the coefficient of excess air. There is no mixer in the combustion chamber, which usually serves to reduce the temperature of the gases and form the temperature field. To ensure the possibility of working at high gas temperatures without supplying air to cool the wall, the heat pipe is made in the form of rings made of aluminum-borido-nitride structural ceramics, which could withstand gas temperatures up to 1350 °C and higher. The adopted scheme for the organization of the combustion process made it possible to expand the range of stable operation of the chamber, as well as to reduce emissions of nitrogen oxides. The minimum concentration of nitrogen oxides at the calculated gas temperature is 37.0 mg/m³, which corresponds to the best world standards.

Key words: *two-zone combustion chamber, ring stabilizer, variable swirl, gas-air mixture, diffusion combustion, stability of combustion, ceramic heat pipe, nitrogen oxides.*