

УДК 621.45.034

DOI [https://doi.org/10.15589/znp2023.2-3\(491-492\).9](https://doi.org/10.15589/znp2023.2-3(491-492).9)**FEATURES OF THE WORKING PROCESS IN A HYBRID COMBUSTION CHAMBER OF AN AMMONIA-FUELED GAS TURBINE ENGINE****ОСОБЛИВОСТІ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ В ГІБРИДНІЙ КАМЕРІ ЗГОРЯННЯ ГАЗОТУРБІННОГО ДВИГУНА, ЩО ПРАЦЮЄ НА АМІАКУ****Serhiy I. Serbin**

serhiy.serbin@nuos.edu.ua

ORCID: 0000-0002-3423-2681

Anatolii B. Kolesnykov

tolyamongol74@gmail.com

С. І. Сербін,

докт. техн. наук, професор

А. Б. Колесников,

аспірант

*Admiral Makarov National University of Shipbuilding, Mykolaiv**Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова, м. Миколаїв*

Abstract. The need to reduce the impact of energy on the environment requires the development of decarbonized systems that do not use carbon, as well as the determination of optimal parameters for their operation. The purpose of the work is to establish the features of the organization of the working process of the combustion chamber of a gas turbine engine that operates on gaseous ammonia. The thermodynamic and gas dynamic processes in a hybrid gas turbine combustion chamber with partial mixing of components outside the combustion zone were chosen as the object of study. To predict the aerodynamic structure of chemically reacting flows in the ammonia-burning combustion chamber, a three-dimensional modeling method was used. The proposed mathematical model is based on the equations of continuity, conservation of momentum, conservation of energy, transport of chemical components of the mixture, as well as equations that describe the characteristics of the turbulence of swirled flows. The Eddy-Dissipation-Concept (EDC) combustion model was used to calculate the oxidation processes of ammonia in the gas turbine engine combustion chamber, which takes into consideration the interaction of kinetics and turbulence. To calculate the kinetic aspects of high-temperature ammonia combustion in air, a chemical scheme with 71 reactions and 22 components is proposed, which can be used over a wide range of temperatures, pressures, and excess air coefficients. A designed scheme of a combustion chamber operating on gaseous ammonia is proposed. The features of the organization of the working process in the combustion chamber with partial mixing of components outside the combustion zone at a thermal power of 1.0 MW are considered. Three-dimensional CFD calculations of energy and emission characteristics of the ammonia-burning combustion chamber are carried out. The possibility of complete ammonia combustion in the volume of the fuel-burning device with effective swirling of primary air is demonstrated. The results obtained can be used in the development of combustion chambers of gas turbine engines for decarbonized energy systems, including fuel cells.

Key words: gas turbine engine; combustion chamber, decarbonized system, fuel cell, ammonia.

Анотація. Потреба зменшення впливу енергетики на навколишнє середовище вимагає розробки декарбонізованих систем, які не використовують вуглецю, а також визначення оптимальних параметрів для їх роботи. Метою роботи є з'ясування особливостей організації робочого процесу камери згоряння газотурбінного двигуна, що працює на газоподібному аміаку. В якості об'єкта дослідження вибрано термодинамічні та газодинамічні процеси в гібридній газотурбінній камері згоряння з частковим перемішуванням компонентів поза зоною горіння. Для прогнозування аеродинамічної структури хімічно реагуючих потоків в камері згоряння, що працює на аміаку, використано метод тривимірного моделювання. Запропонована математична модель заснована на рівняннях нерозривності, збереження кількості руху, збереження енергії, переносу хімічних компонентів суміші, а також рівняннях, що описують характеристики турбулентності закручених потоків. Для проведення розрахунків процесів окиснення аміаку в камері згорання газотурбінного двигуна застосована модель горіння Eddy-Dissipation-Concept (EDC), що враховує взаємодію кінетики і турбулентності. Для розрахунку кінетичних аспектів високотемпературного горіння аміаку в повітрі запропоновано використати хімічну схему з 71 реакцією з 22 компонентами, яка може бути застосована в широкому діапазоні температур, тисків і коефіцієнтів надлишку повітря. Запропоновано конструктивну схему камери

згоряння, що працює на газоподібному аміаку. Розглянуто особливості організації робочого процесу в камері згоряння з частковим перемішуванням компонентів поза зоною горіння при тепловій потужності 1,0 МВт. Проведено тривимірні CFD розрахунки енергетичних і емісійних характеристик камери згоряння, що працює на аміаку. Показано можливість повного вигорання аміаку в об'ємі паливоспалюючого пристрою при умові ефективного закручення первинного повітря. Отримані результати можуть бути використані при розробці камер згоряння газотурбінних двигунів для декарбонізованих систем енергетики, в тому числі з паливними елементами.

Ключові слова: газотурбінний двигун; камера згоряння, декарбонізована система, паливний елемент, аміак.

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧІ

В останні роки все більше розуміється необхідність переходу до екологічно чистих джерел енергії для скорочення викидів парникових газів та боротьби зі зміною клімату. У зв'язку з цим декарбонізовані енергетичні системи, які використовують енергію одержувану з відновлюваних джерел, стають дедалі популярнішими. Такі технології, як вітро- та сонячні електростанції, гідроенергетика та геотермальна енергетика, вже мають значний внесок у виробництво електроенергії у багатьох країнах.

Аміак є потенційно перспективним паливом для декарбонізованих енергетичних систем на основі газотурбінних двигунів, оскільки він має високу питому теплоту згоряння і може бути отриманий з відновлюваних джерел енергії. У порівнянні з традиційними джерелами палива, такими як нафта та газ, аміак не містить вуглецю і не виділяє вуглекислий газ при згорянні. Крім того, аміак є універсальним паливом, яке може бути використане в широкому діапазоні потужностей газотурбінних двигунів та в різних умовах експлуатації.

Однак його використання в газотурбінній техніці пов'язане з низкою технічних та експлуатаційних проблем, такими як відносно низька теплотворна спроможність, мала швидкість поширення полум'я, необхідність додаткових стабілізуючих пристроїв при горінні в повітряному середовищі, висока токсичність аміаку та його схильність до утворення оксидів азоту за високих температур.

У світлі зростаючої потреби в переході до екологічно чистих джерел енергії використання аміаку в газотурбінних системах стає все більш актуальним. Аміак є одним з небагатьох палив, які можуть замінити традиційні джерела, такі як нафта та газ, і має високий потенціал для зменшення викидів парникових газів та боротьби зі зміною клімату. Крім того, аміак має великий потенціал для використання як енергетичний носій у системах зберігання енергії, що може сприяти більш ефективному використанню відновлюваних джерел енергії.

АНАЛІЗ ОСТАННІХ ДОСЛІДЖЕНЬ І ПУБЛІКАЦІЙ

На початку 2020 року Європейський Союз затвердив Європейський зелений договір, ухваливши план досягнення практично нульових викидів парникових

газів та повного припинення забруднення навколишнього середовища. Ця стратегія має зробити Європу кліматично нейтральною до 2050 року [1].

Спалювання кам'яного вугілля, нафти та газу є основою для виробництва енергії. Транспорт, генерація електроенергії та промисловість разом вносять більше третини річних викидів парникових газів, більшість з яких складає вуглекислий газ (CO_2). У відповідь на зростаючу потребу у низьковуглецевих та вуглецево-нейтральних методах виробництва енергії, аміак (NH_3) стає перспективною альтернативою традиційним вуглеводням. Ця нуль-вуглецева сполука економічно та технологічно може забезпечити можливий шлях для зберігання та перетворення чистої енергії на глобальному рівні в найближчі десятиліття [2].

Широко визнаний процес виробництва аміаку Хабера-Боша [3] вимагає значного енергетичного внеску та великих об'ємів водню, тому для досягнення повної вуглецевої нейтральності методи виробництва аміаку повинні бути переглянуті з метою включення зеленого водню та відновлювальних джерел енергії.

Аміак було визначено як речовину з відмінним потенціалом для відтворення важливої ролі екологічно чистого палива в майбутньому як для модифікованих, так і для нових теплових двигунів. Його вважають перспективним нуль-вуглецевим паливом для різноманітних енергетичних установок: з газовими турбінами, ДВЗ, паливними елементами тощо [4, 5].

Для подолання негативних факторів, пов'язаних з низькою швидкістю поширення полум'я аміаку в повітрі, необхідні додаткові міри, покращення якості сумішоутворення та збільшення закрутки потоків в камері згоряння газової турбіни з метою збільшення часу перебування палива в зоні реагування [6]. Проблеми низької займистості аміаку також можуть бути вирішені за допомогою введення спеціальних добавок, таких як водень і метан, хоча це може, у свою чергу, зменшити основні переваги горіння аміаку, а саме відносну простоту подачі пального та його вуглецеву нейтральність. Додаткові складнощі виникають від генерації значної кількості оксидів азоту NO_x під час протікання реакцій окиснення аміаку [7]. Зазначимо, що були розроблені різноманітні механізми реакцій окиснення та горіння аміаку в повітрі [8], проте їх подальше вивчення та покращення є безумовно необхідним.

Розв'язання проблем, пов'язаних з поліпшенням існуючих теплових двигунів, відкриває нові горизонти для сучасної газотурбінної технології. Особливо інтенсивні дослідження в цій області проводяться в Японії. В 2021 році Mitsubishi Power оголосила, що працює над газовою турбіною потужністю 40 МВт, яка розробляється для роботи виключно на аміаку, з планами на комерціалізацію такої системи до 2025 року [9]. На жаль, в Україні, як і країнах Європейського Союзу, проекти промислових і морських газотурбінних електростанцій, що працюють на аміаку, все ще знаходяться на стадії теоретичних і стендових досліджень.

ВИДОКРЕМЛЕННЯ НЕВИРІШЕНИХ РАНІШЕ ЧАСТИН ЗАГАЛЬНОЇ ПРОБЛЕМИ

Проведений аналіз останніх досліджень та напрямків використання аміаку в якості палива для газотурбінних двигунів показав, що існують невіршені питання, які виникають з його фізико-хімічних властивостей. Зокрема, відзначимо недостатню ефективність процесів спалювання аміаку у високофорсованих камерах згоряння ГТД, можливість погасання полум'я та зриву факела при зростанні швидкості потоку, а також можливість утворення високих концентрацій оксидів азоту на виході. У даній статті з науково-практичної точки зору розглядаються особливості організації робочого процесу в камері згоряння газотурбінного двигуна, що працює на газоподібному аміаку.

Метою роботи є з'ясування особливостей організації робочого процесу камери згоряння газотурбінного двигуна, що працює на газоподібному аміаку.

В якості **об'єкта дослідження** вибрано термодинамічні та газодинамічні процеси в гібридній газотурбінній камері згоряння з частковим перемішуванням компонентів поза зоною горіння. **Предмет дослідження** – фізико-хімічні закономірності вигорання газоподібного аміаку в камері згоряння газотурбінного двигуна.

ВИКЛАД ОСНОВНОГО МАТЕРІАЛУ

Розроблена модель хімічно реагуючих потоків у камері згоряння, що працює на аміаку, заснована на рівняннях нерозривності, збереження кількості руху, збереження енергії, перенесення хімічних компонентів суміші [10-12].

Рівняння збереження маси:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{v}) = S_m \quad (1)$$

Рівняння збереження кількості руху та енергії:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \vec{v}) + \nabla \cdot (\rho \vec{v} \vec{v}) = -\nabla p + \nabla \cdot (\tau_{st}) + \rho \vec{g} + \vec{F}; \quad (2)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho E) + \nabla \cdot (\vec{v} (\rho E + p)) = -\nabla \cdot \vec{J}_i + S_h \quad (3)$$

Рівняння збереження маси для окремих хімічних компонентів суміші:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho Y_i) + \nabla \cdot (\rho \vec{v} Y_i) = -\nabla \cdot \vec{J}_i + R_i + S_i, \quad (4)$$

де ρ – масова густина потоку; \vec{v} – вектор локальної швидкості потоку; S_m – джерельний член, який визначає масу, яка приноситься в потік будь-яким способом; p – статичний тиск; $\rho \vec{g}$ – гравітаційна сила; \vec{F} – зовнішні сили; $\bar{\tau}$ – тензор тисків; E – внутрішня енергія; Y_i – масова концентрація хімічного компонента i ; \vec{J}_i – густина теплового потоку суміші; \vec{J}_j – густина дифузійного теплового потоку j -го компонента суміші; S_h – джерельний член, що описує тепловиділення в результаті хімічних реакцій, S_i – рівень додаткового утворення i -го компонента з дисперсної фази або інших джерел; \vec{J}_i – масова дифузія i -го компонента; R_i – рівень утворення i -го компонента в результаті хімічної реакції.

Замикання системи диференціальних рівнянь (1)-(4) здійснюється додаванням відповідних диференціальних рівнянь моделі турбулентності, напівемпіричних залежностей для тензора тисків, теплового та дифузійного потоків, а також рівняння стану суміші ідеальних газів.

Для розрахунків процесів горіння аміаку в камері згоряння ГТД використана модель Eddy-Dissipation-Concept – розширена модель розпаду турбулентного вихору, що містить низькорівневе моделювання хімічних процесів окиснення палива в умовах взаємодії факела з турбулентними пульсаціями потоку [13].

Модель EDC містить детальні механізми горіння у турбулентних потоках. Вона допускає, що реакції проходять у невеликих турбулентних структурах, які називають дрібномасштабними реакторами. Характерний розмір дрібномасштабного реактора та час, за який відбувається реакція в реакторі, визначаються за формулами:

$$\xi^* = C_\xi \left(\frac{v\varepsilon}{k} \right)^{3/4}; \quad C_\xi = 2,1377; ;$$

$$\tau^* = C_\tau \left(\frac{v}{\varepsilon} \right)^{1/2}; \quad C_\tau = 0,4082,$$

де * вказує на дрібномасштабність структури; $C_\xi = 2.1377$ – константа. Величина ξ^* залежить від кінематичної в'язкості, кінетичної енергії турбулентності k та швидкості дисипації кінетичної енергії турбулентності ε .

У даній моделі як реактори використовуються реактори постійного тиску, початкові умови для яких визначаються концентрацією компонентів і температурою реагування.

Швидкості реакцій визначаються за рівняннями Ареніуса і інтегруються за допомогою ISAT

алгоритму. Тоді молярна швидкість утворення/розкладання i -го компонента реакції визначається співвідношенням:

$$R_i = \frac{\rho(\xi^*)^2}{\tau^* [1 - (\xi^*)^3]} (Y_i^* - Y_i),$$

де Y_i^* – масова частка i -го реагенту в реакторі після закінчення часу τ^* .

Час протікання реакції в реакторі:

$$\tau^* = C_\tau \left(\frac{v}{\varepsilon} \right)^{1/2},$$

де $C_\tau = 0,4082$ – константа часу.

Під час проведення розрахунків вибираються константи швидкостей хімічних реакцій механізму окислення аміаку, які дозволяють одержувати задовільну відповідність розрахунків з експериментальними даними.

Для розрахунку кінетичних аспектів горіння аміаку в повітрі використано кінетичну схему [14] із модифікованою схемою окиснення водню для широкого діапазону температур, тисків і коефіцієнтів надлишку повітря [15]. Кінетична схема містить 71 реакцію з 22 компонентами: NH_3 , O_2 , H_2O , H_2 , H , O , OH , HO_2 , H_2O_2 , NO , NO_2 , N_2O , HNO , HONO , H_2NO , N , NNH , NH_2 , NH , HONO_2 , AR , N_2 .

При проведенні тривимірних розрахунків використано дві конструктивні схеми камер згоряння:

варіант 1 – з довжиною жарової труби 500 мм, з одинадцятьма отворами діаметром 10 мм для проходу як первинного, так і вторинного повітря; варіант 2 – з довжиною жарової труби 600 мм, з вісьма отворами діаметром 10 мм для проходу первинного повітря та з вісьма отворами діаметром 18 мм для проходу вторинного повітря. Конструктивна схема камери згоряння варіанта 2 наведена на рис. 1.

ОБГОВОРЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ

Для всіх розрахунків прийняті наступні вихідні дані: витрата аміаку 53,76 г/с (що відповідає тепловій потужності 1,0 МВт), його температура 288 К, тиск в камері згоряння 0,3 МПа, витрата повітря 660 г/с, його температура 409 К. Тривимірні CFD розрахунки проведено з використанням обчислювального комплексу Ansys Fluent [16].

На рис. 2 наведено вектори швидкостей робочого тіла поздовж камери згоряння для двох конструктивних варіантів, що розрізняються довжиною жарової труби та площинами отворів для проходу первинного і вторинного повітря.

Видно, що в приосьових ділянках фронтального пристрою в обох випадках мають місце інтенсивні зони зворотних течій, які утворюються за рахунок сильної закрутки першої частини первинного повітря, що подається крізь радіально-осьовий завихрювач, та її взаємодії з радіальними струминами решти первинного повітря. Крім того, з місцях різкого розширення потоків біля торця жарової труби також утворюються менш інтенсивні, але дуже важливі

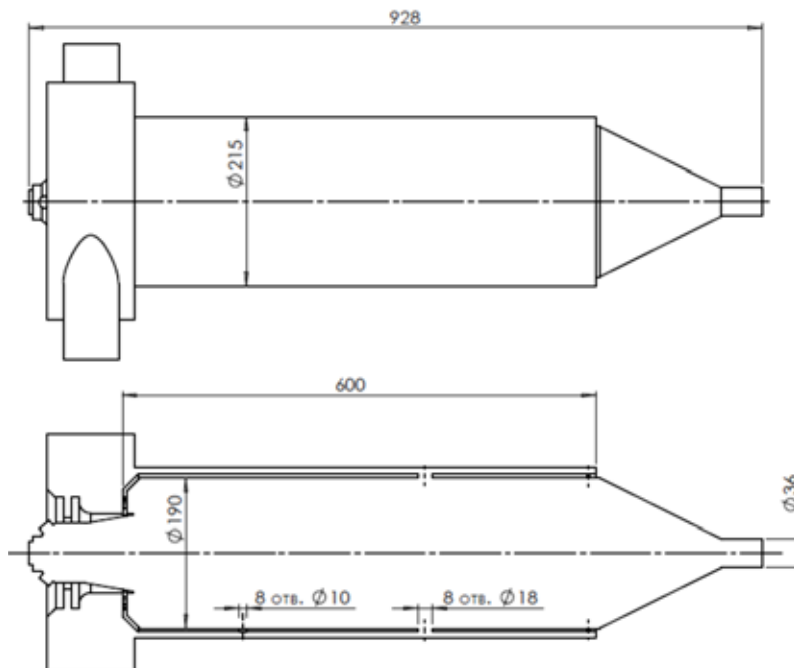


Рис. 1. Конструктивна схема камери згоряння, варіант 2

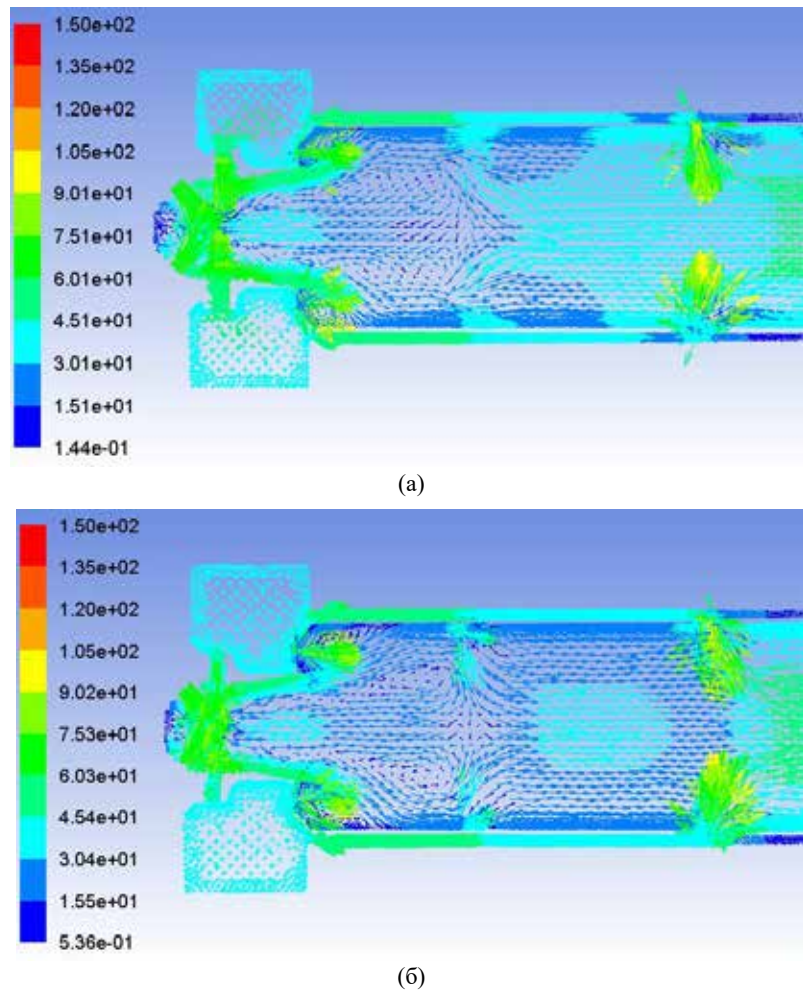


Рис. 2. Вектори швидкостей (м/с) в камері згоряння: а) – варіант 1; б) – варіант 2

з точки зору стабілізації полум'я, периферійні зони рециркуляції. Для варіанта 2 протяжність периферійних зон рециркуляції дещо більша, що обумовлено меншою площиною отворів подачі другої частини первинного повітря.

Це обумовлює більш ефективне вигорання аміаку в периферійних ділянках жарової руби камери згоряння варіанта 2. При цьому гарячі продукти повного згоряння аміаку (водяна пара H_2O) займають значно більший об'єм жарової труби, а зона максимальних температур простягається до радіальних отворів подачі вторинного повітря (рис. 3)

Відмітимо більший рівень утворення активного молекулярного водню для варіанта 2 в початкових перерізах жарової труби, що визиває інтенсифікацію вигорання газоподібного аміаку за рахунок високої швидкості поширення полум'я суміші водню з аміаком.

Про високу хімічну активність паливо-повітряної суміші в камері згоряння варіанта 2 свідчать й більш

високі рівні концентрацій проміжних високоактивних радикалів H та OH всередині жарової труби. Конструктивний варіант 2 відповідає жаровій трубі з більшою довжиною, тому наявність активних часток на більшій довжині зони горіння приводить до збільшення коефіцієнту повноти згоряння палива на виході камери згоряння.

Важливою характеристикою робочого процесу є генерація/розкладання оксидів азоту при спалюванні аміаку. На рис. 4 представлено розподіл масових часток NO , N_2O та NO_2 в камері згоряння. Сумарні викиди оксидів азоту для камери згоряння конструктивного варіанта 1 менші, ніж для варіанта 2. Це пояснюється меншим часом перебування реагентів в зонах високих температур в цьому випадку через меншу довжину жарової труби.

Параметри камери згоряння в вихідному перерізі представлено в табл. 1.

Видно, що концентрації аміаку на виході для варіанта 2 мінімальні, що свідчить про його повне

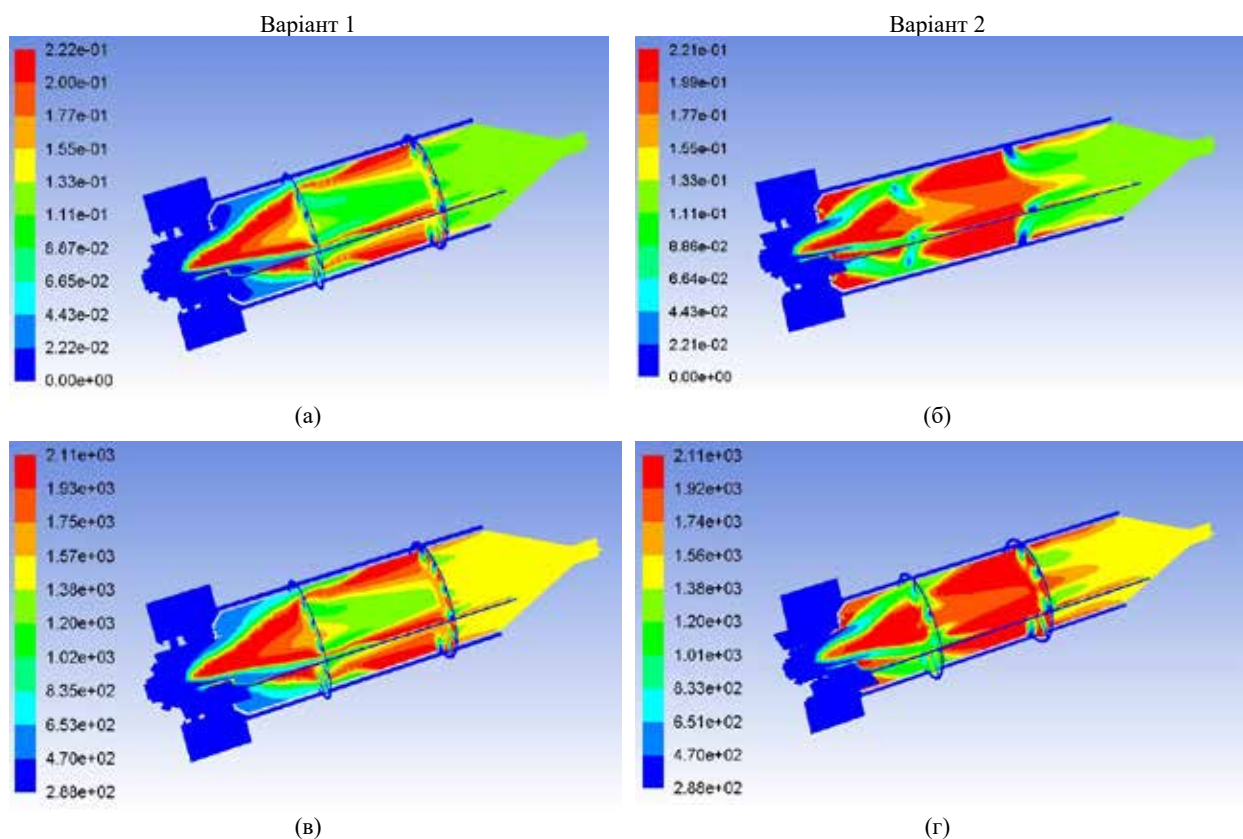


Рис. 3. Розподіл масових часток H_2O (а, б) та температур (в, г) в камері згоряння

Таблиця 1. Розрахункові параметри камери згоряння в вихідному перерізі

Параметр	Варіант 1	Варіант 2
Температура продуктів, К	1491.4	1490.3
Мольні частки:		
NH_3	6.016e-04	3.185e-06
O_2	0.0912	0.0899
H_2O	0.176	0.176
H_2	1.008e-05	3.572e-06
NO	1.736e-06	0.00147
N_2O	0.000518	7.597e-05
NO_2	6.865e-06	3.485e-05

вигорання. Але при цьому викиди оксидів азоту досить значні. Навпаки, для варіанта 1 концентрації оксидів азоту на виході задовільні, але має місце неповнота згоряння аміаку. Все це обумовлює необхідність оптимізації геометричних та режимних параметрів камери згоряння, розвитку альтернативних газодинамічних схем стабілізації полум'я, стадійної подачі палива, а також спільного спалювання різних видів палив.

ВИСНОВКИ

1. Розроблено конструктивну схему газотурбінної камери згоряння з частковим перемішуванням компонентів поза зоною горіння, що працює на газоподібному аміаку.

2. Обґрунтовано математичну модель континуального типу на основі розв'язку системи диференціальних рівнянь, що описує поведінку турбулентних

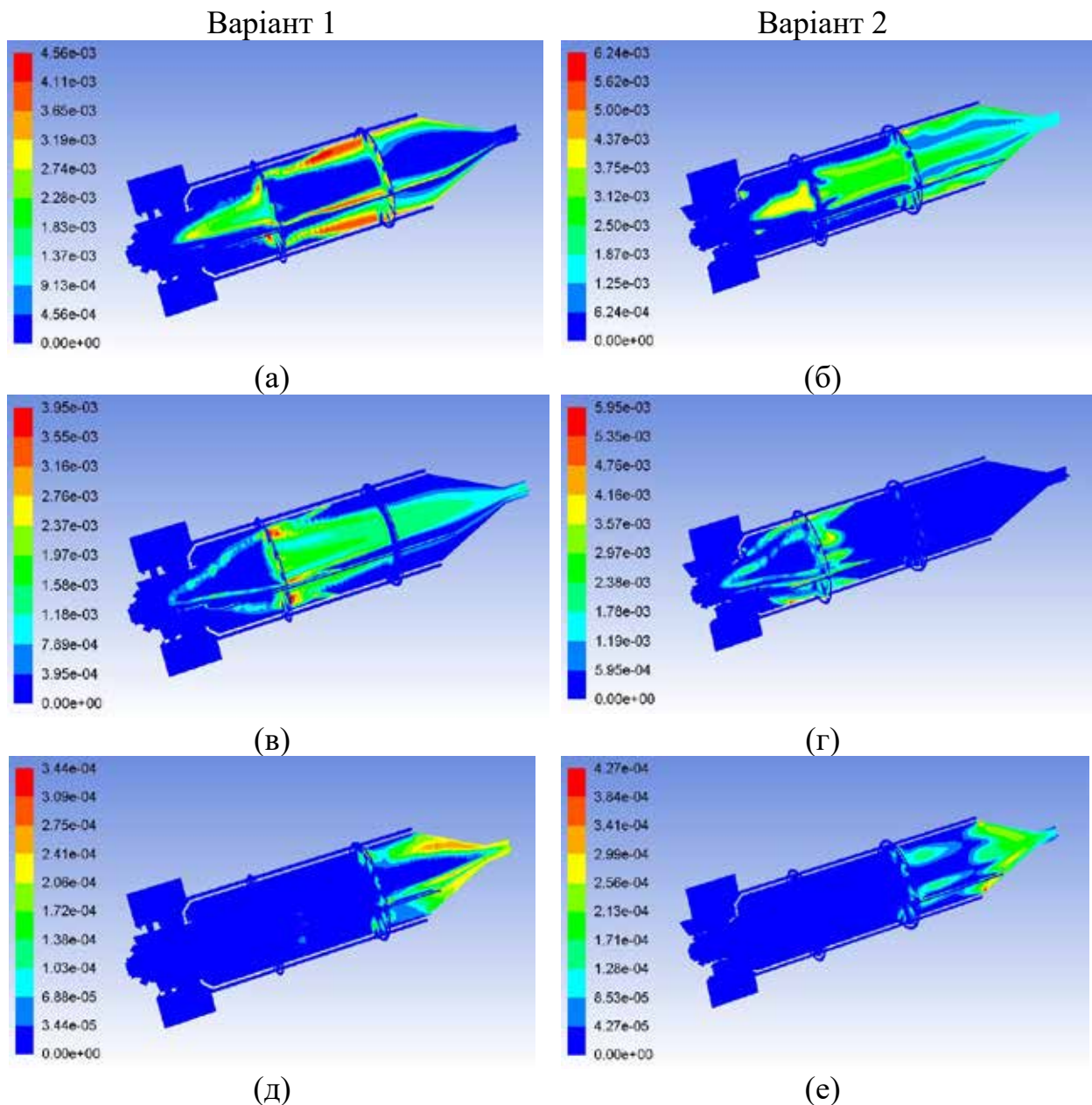


Рис. 4. Розподіл масових часток NO (а, б), N_2O (в, г) та NO_2 (д, е) в камері згоряння

хімічно реагуючих потоків з урахуванням 71 реакції з 22 компонентами.

3. Проведено тривимірні CFD розрахунки характеристик камери згоряння газотурбінного двигуна, що працює на аміаку.

4. Показана стабільна робота камери згоряння тепловою потужністю 1.0 МВт при наявності ефективної закрутки первинного повітря та організації зон зворотних течій в приосьових ділянках фронтного пристрою.

5. При середній температурі вихлопних газів 1490 К розрахунковий вміст оксиду NO у вихідній секції

камери згоряння дорівнює біля 500 ppm для варіанта з меншою довжиною жарової труби та 1580 ppm для варіанта з більшою довжиною жарової труби, що зумовлює необхідність подальших робіт з оптимізації геометричних та режимних параметрів камери згоряння.

6. Одним із недоліків пристроїв для спалювання аміаку є відносно високі викиди оксидів азоту, що потребує розвитку альтернативних газодинамічних схем стабілізації полум'я, стадійної подачі палива, спільного спалювання різних видів палив, а також вдосконаленого контролю температури продуктів, тощо.

REFERENCES

- [1] European Commission. (2019) A European Green Deal. Available: https://commission.europa.eu/strategy-and-policy/priorities-2019-2024/european-green-deal_en.
- [2] Tornatore, C., Marchitto, L., Sabia, P., Joannon, M.D. (2022) Ammonia as Green Fuel in Internal Combustion Engines: State-of-the-Art and Future Perspectives. *Front. Mech. Eng., Sec. Engine and Automotive Engineering*, vol. 8.
- [3] Ammonia energy association. (2023) Ammonia Energy. Available: <https://www.ammoniaenergy.org>.
- [4] Ito, S., Uchida, M., Suda, T., Fujimori, T. (2020) Development of ammonia gas turbine co-generation technology. *IHI Engineering Review*, vol. 53, no. 1, pp. 1-6.
- [5] Lee, H., Lee, M. (2021) Recent advances in ammonia combustion technology in thermal power generation system for carbon emission reduction. *Energies*, vol. 14, no. 18, 5604.
- [6] Rocha, R.C., Costa, M., Bai, X.S. (2021) Combustion and emission characteristics of ammonia under conditions relevant to modern gas turbines. *Combustion Science and Technology*, vol. 193, no. 14, pp. 1-20.
- [7] Valera-Medina, A., Gutesa, M., Xiao, H., Pugh, D., Giles, A., Goktepe, B., Marsh, R., Bowen, P. (2019) Premixed ammonia/hydrogen swirl combustion under rich fuel conditions for gas turbines operation. *International Journal of Hydrogen Energy*, vol. 44, no. 16, pp. 8615-8626.
- [8] Stagni, A., Cavallotti, C., Arunthanayothin, S., Song, Y., Herbinet, O., Battin-Leclerc, F., Faravelli, T. (2020) An experimental, theoretical and kinetic-modeling study of the gas-phase oxidation of ammonia. *Reaction Chemistry and Engineering*, vol. 5, pp. 696-711.
- [9] Mitsubishi Power. (2022) Mitsubishi Power commences development of world's first ammonia-fired 40MW class gas turbine system. Targets to expand lineup of carbon-free power generation options, with commercialization around 2025. Available: <https://power.mhi.com/news/20210301.html>.
- [10] Launder, B.E., Spalding, D.B. (1972) Lectures in Mathematical Models of Turbulence. London: Academic Press, 169 p.
- [11] Serbin, S.I., Matveev, I.B., Mostipenko, G.B. (2015) Plasma-Assisted Reforming of Natural Gas for GTL: Part II – Modeling of the Methane-Oxygen Reformer. *IEEE Trans. Plasma Sci.*, vol. 43(12), pp. 3964-3968.
- [12] Serbin, S.I., Kozlovskiy, A.V., Burunsuz, K.S. (2016) Investigations of non-stationary processes in low emissive gas turbine combustor with plasma assistance. *IEEE Trans. Plasma Sci.*, vol. 44(12), pp. 2960-2964.
- [13] Magnussen, B.F., Hjertager, B.H. (1977) On mathematical models of turbulent combustion with special emphasis on soot formation and combustion. In 16th Symp. (Int.) on Combustion. The Combustion Institute, vol. 16(1), pp. 719-729.
- [14] Xiao, H., Valera-Medina, A., Bowen, P.J. (2017) Modeling Combustion of Ammonia/Hydrogen Fuel Blends under Gas Turbine Conditions. *Energy and Fuels*, vol. 31, no. 8, pp. 8631-8642.
- [15] Connaire, M.O., Curran, H.J., Simmie, J.M., Pitz, W.J., Westbrook, C.K. (2004) A Comprehensive Modeling Study of Hydrogen Oxidation. *International Journal of Chemical Kinetics*, vol. 36, pp. 603-622.
- [16] ANSYS Fluent Theory Guide. (2013). ANSYS, Inc., pp. 1-780.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

- [1] European Commission. (2019) A European Green Deal. Available: https://commission.europa.eu/strategy-and-policy/priorities-2019-2024/european-green-deal_en.
- [2] Tornatore, C., Marchitto, L., Sabia, P., Joannon, M.D. (2022) Ammonia as Green Fuel in Internal Combustion Engines: State-of-the-Art and Future Perspectives. *Front. Mech. Eng., Sec. Engine and Automotive Engineering*, vol. 8.
- [3] Ammonia energy association. (2023) Ammonia Energy. Available: <https://www.ammoniaenergy.org>.
- [4] Ito, S., Uchida, M., Suda, T., Fujimori, T. (2020) Development of ammonia gas turbine co-generation technology. *IHI Engineering Review*, vol. 53, no. 1, pp. 1-6.
- [5] Lee, H., Lee, M. (2021) Recent advances in ammonia combustion technology in thermal power generation system for carbon emission reduction. *Energies*, vol. 14, no. 18, 5604.
- [6] Rocha, R.C., Costa, M., Bai, X.S. (2021) Combustion and emission characteristics of ammonia under conditions relevant to modern gas turbines. *Combustion Science and Technology*, vol. 193, no. 14, pp. 1-20.
- [7] Valera-Medina, A., Gutesa, M., Xiao, H., Pugh, D., Giles, A., Goktepe, B., Marsh, R., Bowen, P. (2019) Premixed ammonia/hydrogen swirl combustion under rich fuel conditions for gas turbines operation. *International Journal of Hydrogen Energy*, vol. 44, no. 16, pp. 8615-8626.
- [8] Stagni, A., Cavallotti, C., Arunthanayothin, S., Song, Y., Herbinet, O., Battin-Leclerc, F., Faravelli, T. (2020) An experimental, theoretical and kinetic-modeling study of the gas-phase oxidation of ammonia. *Reaction Chemistry and Engineering*, vol. 5, pp. 696-711.
- [9] Mitsubishi Power. (2022) Mitsubishi Power commences development of world's first ammonia-fired 40MW class gas turbine system. Targets to expand lineup of carbon-free power generation options, with commercialization around 2025. Available: <https://power.mhi.com/news/20210301.html>.
- [10] Launder, B.E., Spalding, D.B. (1972) Lectures in Mathematical Models of Turbulence. London: Academic Press, 169 p.
- [11] Serbin, S.I., Matveev, I.B., Mostipenko, G.B. (2015) Plasma-Assisted Reforming of Natural Gas for GTL: Part II – Modeling of the Methane-Oxygen Reformer. *IEEE Trans. Plasma Sci.*, vol. 43(12), pp. 3964-3968.

- [12] Serbin, S.I., Kozlovskyi, A.V., Burunsuz, K.S. (2016) Investigations of non-stationary processes in low emissive gas turbine combustor with plasma assistance. *IEEE Trans. Plasma Sci.*, vol. 44(12), pp. 2960-2964.
- [13] Magnussen, B.F., Hjertager, B.H. (1977) On mathematical models of turbulent combustion with special emphasis on soot formation and combustion. In 16th Symp. (Int.) on Combustion. The Combustion Institute, vol. 16(1), pp. 719-729.
- [14] Xiao, H., Valera-Medina, A., Bowen, P.J. (2017) Modeling Combustion of Ammonia/Hydrogen Fuel Blends under Gas Turbine Conditions. *Energy and Fuels*, vol. 31, no. 8, pp. 8631-8642.
- [15] Connaire, M.O., Curran, H.J., Simmie, J.M., Pitz, W.J., Westbrook, C.K. (2004) A Comprehensive Modeling Study of Hydrogen Oxidation. *International Journal of Chemical Kinetics*, vol. 36, pp. 603-622.
- [16] ANSYS Fluent Theory Guide. (2013). ANSYS, Inc., pp. 1-780.

© Сербін С. І., Колесников А. Б.

Дата надходження статті до редакції: 02.06.2023

Дата затвердження статті до друку: 20.06.2023