

Б. Т. ДІАСАМІДЗЕ, С. В. ВІЛКУЛ, С. І. СЕРБІН

ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ДВОПАЛИВНОЇ НИЗЬКОЕМІСІЙНОЇ КАМЕРИ ЗГОРЯННЯ ГАЗОТУРБІННОГО ДВИГУНА

Запропоновано ефективний спосіб організації згоряння рідкого палива в двопаливній газотурбінній камері згоряння. Обрана математична модель подачі і горіння рідкого палива. Проведено тривимірні теоретичні дослідження впливу різних способів впорскування рідкого палива в канали аксіально-радіальних завихрювачів на нерівномірність температурного поля на виході з жарової труби, а також на утворення оксидів азоту і монооксиду вуглецю в низькоемісійній камері згоряння.

Ключові слова: газотурбінний двигун; двопаливна низькоемісійна камера згоряння; процес горіння.

Б. Т. ДИАСАМИДЗЕ, С. В. ВИЛКУЛ, С. И. СЕРБИН

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ДВУХТОПЛИВНОЙ НИЗКОЭМИССИОННОЙ КАМЕРЫ СГОРАНИЯ ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ

Предложен эффективный способ организации сгорания жидкого топлива в двухтопливной газотурбинной камере сгорания. Выбрана математическая модель подачи и горения жидкого топлива. Проведены трехмерные теоретические исследования влияния различных способов впрыска жидкого топлива в каналы аксиально-радиальных завихрителей на неравномерность температурного поля на выходе из жаровой трубы, а также на образование оксидов азота и монооксида углерода в низкоэмиссионной камере сгорания.

Ключевые слова: газотурбинный двигатель; двухтопливная низкоэмиссионная камера сгорания; процесс горения.

B. DIASAMIDZE, S. VILKUL, S. SERBIN

THEORETICAL INVESTIGATIONS OF A DUAL-FUEL LOW-EMISSION GAS TURBINE COMBUSTOR

The use of dual-fuel gas turbine engines is one of the promising direction for improving the efficiency and reliability of power systems. The analysis of the possibility of creating a low-emission dual-fuel combustor for a gas turbine engine has been made. An effective method of organizing the working process in a dual-fuel gas turbine combustor is proposed. A low-emission gas turbine combustor with pre-mixing of fuel and air was selected as a research object. To increase the efficiency of processes in a dual-fuel gas turbine combustor, it is proposed to use the idea of preliminary mixing of liquid fuel with air in axial-radial swirlers. The choice of a mathematical model of liquid fuel burning in a dual-fuel low-emission combustor taking into consideration formation of the main toxic components has been made. Eddy dissipation concept and discrete phase models have been used for liquid fuel combustion process modeling. Theoretical investigations of nitrogen oxides formation have been carried out for various methods of liquid fuel injection into the channels of axial-radial swirlers of low-emission combustor. The results of three-dimensional mathematical modeling showed the prospect of a radial method of liquid fuel injection into the channels of axial-radial swirlers of a gas turbine low-emission combustor in comparison with the traditional method of liquid fuel supply using centrifugal nozzles. The results of mathematical modeling revealed that radial liquid fuel flow improves the thermal and emission combustor's performance. As result radial fuel supply method was taken as the most efficient and perspective. The calculated values of nitrogen oxides emission at the exit section of the flame tube for radial supply of liquid fuel are 36–46 ppm.

Key words: gas turbine engine; dual-fuel low-emission combustor; combustion process.

Вступ

Один із можливих шляхів підвищення маневреності та ефективності газотурбінних агрегатів як енергетичного, так і морського призначення є використання двопаливного горіння в камері згоряння. Використовуючи рідке і газоподібне паливо можливо організувати ефективну роботу двигуна як на номінальному, так і на часткових режимах його роботи. Накопичений досвід [1–2] дозволяє розробляти подібні економічні й екологічно безпечні газотурбінні агрегати в діапазоні потужностей 4–40 МВт із застосуванням сучасного устаткування. Високий ступінь конструктивної досконалості, економічності і маневреності, велика потужність, високі показники ККД та експлуатаційної ефективності серед всіх типів теплових машин – це основні якості, які визначили високу конкурентоздатність газових турбін на світовому ринку енергетики [3]. Використання потенційними укра-

їнськими споживачами продукції вітчизняного газотурбобудування забезпечить реальне енергозбереження, зростання обсягів виробництва підприємств, збільшення можливостей їх удосконалення та підвищення рівня [4].

Застосування двопаливних газотурбінних двигунів є одним із перспективних напрямків підвищення ефективності й надійності енергетичних систем. Одним із актуальних питань є контроль емісії оксидів азоту при роботі як на газоподібному, так і рідкому паливах. Незважаючи на велику кількість наукових досліджень в області низькоемісійних камер згоряння [5–7], методологічні і технічні аспекти вирішення проблеми створення двопаливних камер згоряння до теперішнього часу розроблені недостатньо. Треба зауважити, що велика кількість досліджень двопаливних камер згоряння була зроблена виключно експериментальними методами, і лише мала кількість дослідників використовувала методи обчислювальної гідроди-

© Б. Т. Діасамідзе, С. В. Вілкул, С. І. Сербін, 2019

наміки. На нашу думку, дослідження в цьому напрямку буде доцільним і матиме змогу значно підвищити ефективність робочого процесу двопаливних камер, а також розширити межі поширення полум'я.

Мета роботи

Дослідження ефективності різних способів впорскування рідкого палива в канали аксіально-радіальних завихрювачів низькоемісійної камери згоряння газотурбінного двигуна потужністю 25 МВт.

Виклад основного матеріалу

В якості об'єкта дослідження обрано низькоемісійну камеру згоряння з попереднім перемішуванням паливо-повітряної суміші газотурбінного двигуна потужністю 25 МВт виробництва «Зоря»-«Машпроект» [5, 7].

Для підвищення ефективності процесів в двопаливній газотурбінній камері, що розробляється, пропонується використати ідеї попереднього перемішування рідкого і газоподібного палив з повітрям в аксіально-радіальних завихрювачах, дрібнодисперсного розпилювання рідкого палива високошвидкісним повітряним потоком після компресора високого тиску. Спираючись на експериментально-теоретичні дослідження компанії *Siemens* для камери згоряння SGT-750 [5] та дані роботи [6] проаналізовано можливість організації підводу рідкого палива в камері згоряння двигуна UGT25000 [2] за допомогою методів обчислювальної гідродинаміки (CFD).

Для розрахунку процесів у досліджуваній двопаливній камері згоряння використовується модель хімічно реагуючих турбулентних потоків, яка заснована на розв'язанні системи диференціальних рівнянь нерозривності, збереження кількості руху, збереження енергії, переносу хімічних компонентів суміші та переносу оксидів азоту:

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

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

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

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

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho Y_{NO}) + \nabla(\rho \vec{v} Y_{NO}) = -\nabla \cdot (\rho D \nabla Y_{NO}) + S_{NO}, \quad (5)$$

де ρ – масова густина; \vec{v} – вектор локальної швидкості; S_m – джерельний член, який визначає додаткову масу, яка привноситься в потік; p – статичний тиск; $\rho \vec{g}$ – сила тяжіння; \vec{F} – зовнішні

сили; τ – тензор тиску; E – внутрішня енергія; Y_i, Y_{NO} – масові концентрації хімічного компонента і оксиду азоту NO; \vec{J}_q – густина теплового потоку суміші; \vec{J}_j – густина дифузійного теплового потоку j -го компонента; S_h – джерельний член, який описує тепловиділення в результаті хімічних реакцій; S_i – рівень додаткової 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; D – коефіцієнт дифузії; S_{NO} – джерельний член, який описує механізм утворення NO.

Використана в даній роботі модель емісії оксидів азоту являє собою систему рівнянь масового переносу, яка враховує конвекцію, дифузію, а також утворення і розкладання азотовмісних сполук.

Замикання системи рівнянь (1)–(5) проводиться шляхом додавання до неї відповідних диференціальних рівнянь моделей турбулентності, напівемпіричних залежностей для тензора тиску, теплового та дифузійного потоків, а також рівняння стану суміші ідеальних газів. Залежності термодинамічних і теплофізичних властивостей газів від температури враховуються за допомогою апроксимуючих формул та гіпотези про часткове попереднє змішування пального з окиснювачем в каналах завихрювачів. При використанні моделі горіння, яка враховує тільки турбулентні характеристики потоку, можна отримати надмірно високу швидкість вигорання палива. Уникнути цього небажаного ефекту можливо шляхом обліку виразу Арреніуса для обчислення швидкості хімічних реакцій. У роботах [7–8] проведено вибір раціональних моделей турбулентності для стаціонарних і нестаціонарних розрахунків процесів в камерах згоряння ГТД. У рівняннях RNG k – ϵ моделі турбулентності (6), (7) в порівнянні зі стандартною моделлю присутні додаткова умова (8) і співвідношення (9) для обчислення турбулентної в'язкості, які дозволяють більш ефективно розраховувати гідродинамічні показники сильно закручених потоків:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\alpha_k \mu_{eff}) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \epsilon - Y_M + S_k; \quad (6)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \epsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \epsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\alpha_\epsilon \mu_{eff}) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} (G_k + C_{3\epsilon} G_b) - C_{2\epsilon} \rho \frac{\epsilon^2}{k} - R_\epsilon + S_\epsilon; \quad (7)$$

$$R_\epsilon = \frac{C_\mu \rho \eta^3 (1 - \eta / \eta_0) \epsilon^2}{1 + \beta \eta^3 k}; \quad (8)$$

$$d\left(\frac{\rho^2 k}{\sqrt{\varepsilon \mu}}\right) = 1,72 \frac{\hat{v}}{\sqrt{\hat{v}^3 - 1 + C_v}} d\hat{v}, \quad (9)$$

де μ_{eff} – коефіцієнт ефективної в'язкості; G_k – генерація турбулентної кінетичної енергії внаслідок градієнтів усереднених швидкостей; G_b – генерація турбулентної кінетичної енергії під дією сил плавучості для ідеальних газів; Y_M – вплив пульсаційного розширення; $C_{1\varepsilon}, C_{2\varepsilon}, C_{3\varepsilon}, C_\mu, C_v, \eta_0, \beta$ – емпіричні константи; S_k, S_ε – додаткові джерельні члени для k і ε ; $\alpha_k, \alpha_\varepsilon$ – величини, зворотні значенням ефективних чисел Прандтля для k і ε відповідно; $\eta = Sk / \varepsilon$; $\hat{v} = \mu_{eff} / \mu$; μ – коефіцієнт ламінарної в'язкості.

Рівняння стану, засноване на припущенні про ідеальність газів:

$$p = \sum_{j=1}^N ((\rho Y_j RT) / M_j), \quad (10)$$

де R – газова стала; M_j – молекулярна вага компонента j .

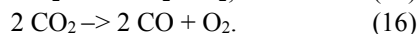
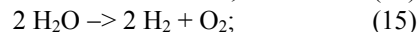
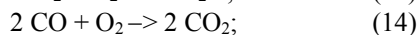
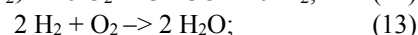
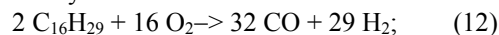
Для використання детальних хімічних механізмів горіння в турбулентних потоках з флуктуаціями можливо зробити наступне припущення – реакції відбуваються в малих турбулентних структурах, що іменуються дрібномасштабними реакторами [9], які представляють собою реактори постійного тиску, початкові умови для яких визначаються концентрацією компонентів і температурою в осередках. Швидкості реакцій визначаються за виразом Арреніуса і інтегруються числовим методом за допомогою *ISAT* алгоритму [10]. Подібні припущення зроблені в рамках так званої концепції дисипації вихорів – *Eddy-Dissipation-Concept (EDC)*, яка і застосована в даному дослідженні. Відповідно до моделі горіння *EDC* молярна швидкість утворення чи розкладання i -го компонента в реакції

$$R_i = \frac{\rho(\xi^*)^2}{\tau^* [1 - (\xi^*)^3]} (Y_i^* - Y_i), \quad (11)$$

де $\xi^* = C_\xi \left(\frac{v\varepsilon}{k}\right)^{3/4}$ – характерний розмір дрібно-масштабного реактора, який залежить від кінематичної в'язкості ν , кінетичної енергії турбулентності k і швидкості дисипації кінетичної енергії турбулентності ε ; $C_\xi = 2,1377$ – константа;

$\tau^* = C_\tau \left(\frac{\nu}{\varepsilon}\right)^{0,5}$ – час, за який відбувається реакція в реакторі; $C_\tau = 0,4082$ – константа; Y_i^* – масова частка i -го реагенту в реакторі після закінчення часу τ^* .

Для моделювання утворення оксиду вуглецю і молекулярного водню в камері згорання запропоновано використовувати п'ятиступінчасту модель горіння. Кінетичний механізм горіння вуглеводню $C_{16}H_{29}$ (моделює легке дистильне паливо) виглядає наступним чином:



Для розрахунків вигорання рідкого палива в низькоемісійній газотурбінній камері згорання обрана модель дискретної фази *DPM (Discrete Phase Model)*, яка розраховує траєкторії руху окремих частинок [8, 11–12]. Модель прогнозує траєкторії частинок дискретної фази шляхом інтегрування рівнянь їх руху, записаних у формі Лагранжа [13] (наводиться тільки для напрямку x):

$$\frac{du_p}{dt} = F_D(u - u_p) + \frac{g_x(\rho_p - \rho)}{\rho_p} + F_x, \quad (17)$$

де F_x – додатковий член, що враховує прискорення газового потоку; $F_D(u - u_p)$ – сила опору, яка припадає на одиницю маси частинки;

$$F_D = \frac{18\mu C_D Re}{\rho_p d_p^2 24}.$$

У наведених вище виразах: u – швидкість газової фази; u_p – швидкість частинки; μ – коефіцієнт молекулярної в'язкості газової фази; ρ – густина газової фази; ρ_p – густина частинки; d_p – поточний діаметр частинки; Re – число Рейнольдса; C_D – коефіцієнт опору частинки.

Турбулентна дисперсія частинок щодо усередненої їх траєкторії розраховується з використанням статистичних методів. Розподіл частинок щодо усередненої траєкторії представляється у вигляді функції щільності ймовірності Гаусса, зміна якої визначається ступенем дисперсії частинок через дії турбулентних пульсацій. Турбулентна дисперсія обчислюється шляхом інтегрування рівнянь руху індивідуальних частинок з використанням миттєвих значень швидкостей газової фази в їх околиці.

Характеристики двопаливної газотурбінної камери згорання визначаються за допомогою числових методів обчислювальної гідродинаміки (*CFD*) сумісним розв'язуваннями рівнянь (1)–(17).

Початкові діаметри крапель палива для випадків з центральною форсункою прийнято за розподілом Розіна-Рамплера (від 5 до 75 мкм), для всіх інших випадків (осьова та радіальна подача рідкого палива) початкові діаметри крапель прийнято 50 мкм.

Обговорення результатів

Розглянуто чотири способи підвода рідкого палива в пальниковий пристрій жарової труби камери згоряння: 1 – відцентровий спосіб, в якому 100 % палива подається через центральну відцентрову форсунку (рис. 1а); 2 – осьовий спосіб, в якому 95 % палива (витрата 0,09495 кг/с) подається в осьовому напрямку через п'ятнадцять трубочок, розташованих у зовнішньому завихрювачі, та 5 % палива (витрата 0,00495 кг/с) – в осьовому напрямку через п'ятнадцять трубочок, розташованих у внутрішньому завихрювачі (рис. 1б); 3 – змішаний спосіб (радіально-відцентровий), в якому 92 % палива (витрата 0,09193545 кг/с) подається через зовнішній завихрювач радіально, 4,8 % палива (витрата 0,0048375 кг/с) подається через внутрішній завихрювач радіально та 3,2 % палива (витрата 0,003225 кг/с) – через центральну відцентрову форсунку (рис. 1в); 4 – радіальний спосіб, в якому 95 % палива подається в радіальному напрямку через зовнішній завихрювач та 5 % палива – в радіальному напрямку через внутрішній завихрювач (рис. 1г).

Параметри продуктів згоряння для вихідного перерізу жарової труби (середня температура газів T_{exit} , об'ємна концентрація оксидів азоту NO та вуглецю CO, середній коефіцієнт нерівномірності температурного поля δ) представлені в табл. 1.

Таблиця 1 – Параметри в вихідному перерізі

Спосіб підвода палива	T_{exit} , К	NO, ppm	CO, ppm	δ , %
1	1489,4	701	638	0,81
2	1555,2	675	25	0,21
3	1513,4	49	1,6	0,17
4	1506,6	36	9,8	0,12

Відмітимо, що коефіцієнт загальної нерівномірності поля температур визначався за формулою

$$\delta = \frac{T_{\max} - T_{\min}}{T_{av}},$$

де T_{\max} , T_{\min} , T_{av} – максимальна, мінімальна і осереднена температура газів в вихідному перерізі.

На рис. 1 показано траєкторії руху крапель рідкого палива та зміну їх діаметрів в повздовжньому перерізі жарової труби в залежності від способу підводу з урахуванням особливостей змішування палива з окиснювачем в каналах аксіально-радіальних завихрювачів.

Для відцентрового 1 та осьового 2 способів підвода рідкого палива характерні найбільш протяжні лінії треків, а процес випаровування крапель завершується тільки в районі третьої обичайки жарової труби. Це говорить про незадовільну якість процесів прогріву крапель, їх випаровування та сумішоутворення парів палива з окиснювачем.

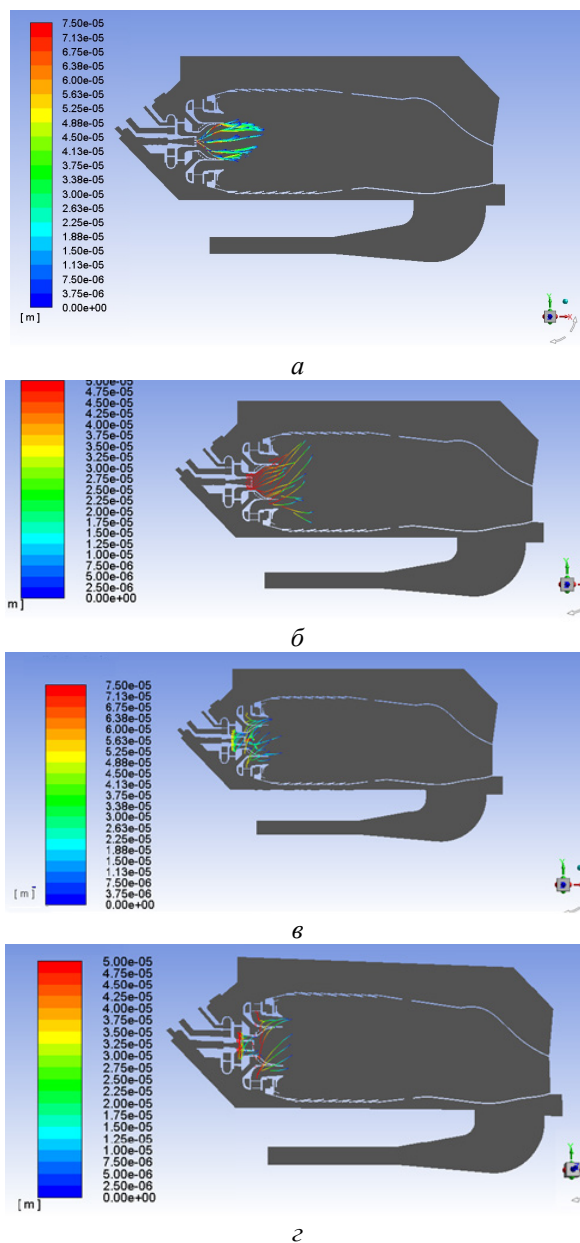
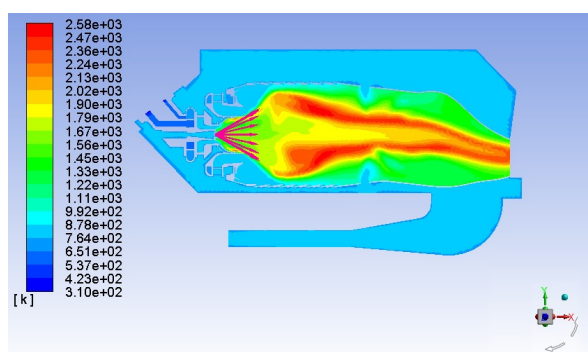


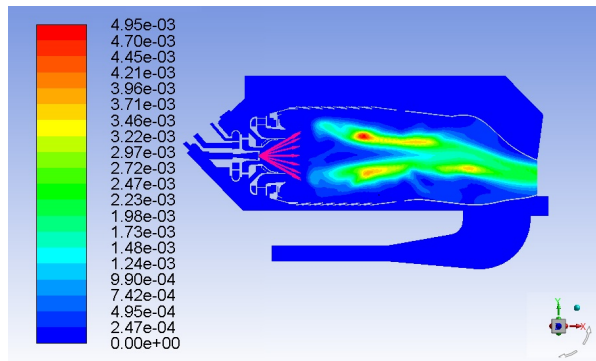
Рис. 1 – Лінії треків крапель рідкого палива та зміна діаметрів при різних способах підвода: а – 1; б – 2; в – 3; г – 4

Це підтверджують дані рис. 2, де приведені контури температури в повздовжньому перерізі жарової труби в залежності від способу підводу палива.

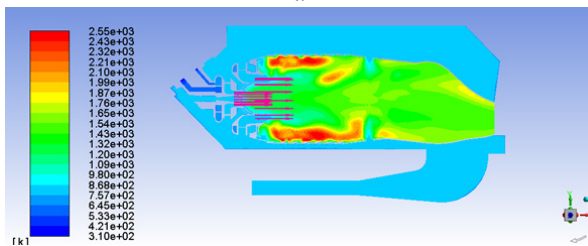
Видно, що при відцентровому способі підвода 1 факел палива простягається практично до вихідного перерізу жарової труби, паливо повністю не вигоріє, обумовлюючи надзвичайно високу нерівномірність температурного поля на виході (див. табл. 1). При осьовому способі підводу палива 2 краплі концентруються в районі стінок жарової труби, вигоріють на них, що призводить до різкого підвищення температури обичайок жарової труби і їх можливого прогорання.



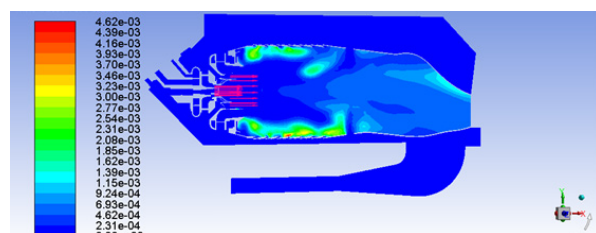
a



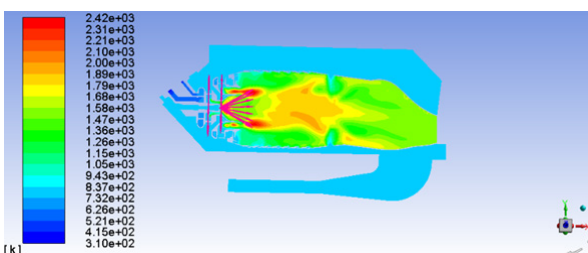
a



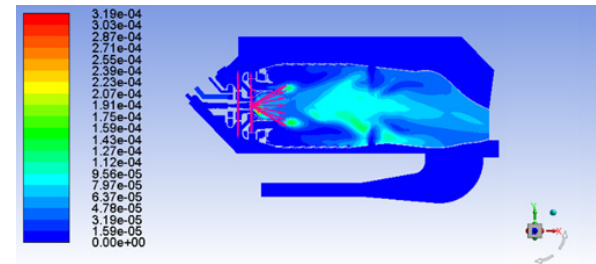
б



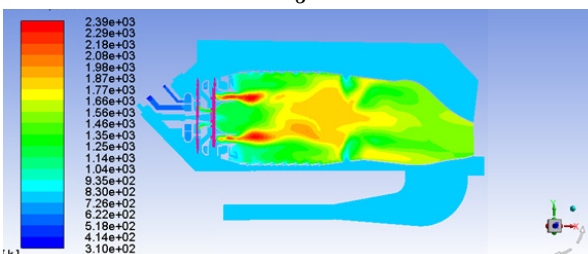
б



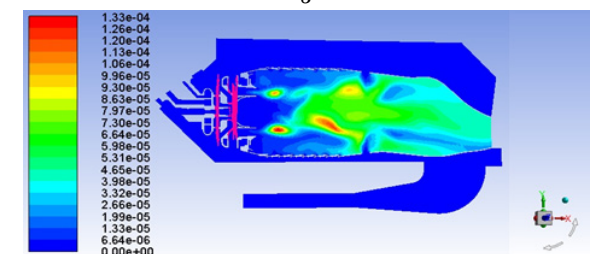
в



в



г



г

Рис. 2 – Розподіл температур газу повздовж жарової труби камери згоряння при різних способах підвода палива: а – 1; б – 2; в – 3; г – 4

Рис. 3 – Розподіл об'ємних концентрацій оксидів азоту при різних способах підвода палива: а – 1; б – 2; в – 3; г – 4

Способи 3 та 4 позбавлені вищезазначених недоліків, що обумовлює значно ефективніше вигорання палива.

На рис. 3 наведені контури об'ємних концентрацій оксидів азоту в повздовжньому перерізі жарової труби, які визначаються відповідним розподілом температур, бо визначальним фактором є термічний механізм утворення повітряних оксидів азоту.

Способи підвода рідкого палива 3 та 4 з меншою максимальною температурою горіння визначають і менші рівні емісії оксидів азоту.

На рис. 4 наведені залежності основних параметрів камери згоряння від способу подачі рідкого палива.

Видно, що способи підвода 1 і 2 не задовольняють вимоги к параметрам сучасних камер згоряння по показникам екологічності і рівномірності температурного поля. Способи 3 і 4 значно більш ефективніші. Мінімальне розрахункове значення викидів оксиду азоту 36 ppm при коефіцієнті загальної нерівномірності поля температур 0,12 характерно радіальному способу підвода палива.

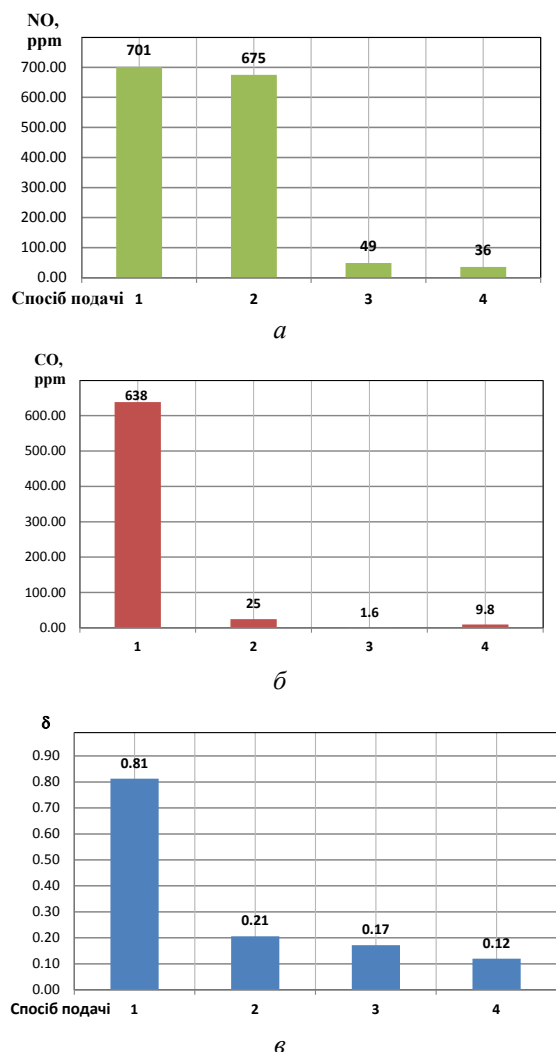


Рис. 4 – Параметри камери при різних способах підводу палива: *а* – викиди NO; *б* – викиди CO; *в* – нерівномірність температурного поля

Висновки

1 Для підвищення ефективності процесів в двопаливній газотурбінній камері пропонується використовувати ідею попереднього перемішування рідкого і газоподібного палива з повітрям в аксіально-радіальних завихрювачах.

2 Обрана тривимірною математичною моделлю горіння рідкого палива в двопаливній низькоемісійній камері згорання ГТД містить у собі рівняння: нерозривності, збереження кількості руху та енергії, переносу компонентів кінетичної схеми з урахуванням дисипації вихорів, утворення і розкладання оксидів азоту, переносу характеристик турбулентності у взаємодії з рівняннями моделі дискретної фази.

3 Отримані результати математичного моделювання показали перспективність радіального способу підводу рідкого палива в канали аксіаль-

но-радіальних завихрювачів низькоемісійної камери згорання ГТД у порівнянні з традиційним відцентровим способом подачі палива.

4 Для змішаного і радіального способів подачі 3 і 4 розрахункові значення емісії оксидів азоту NO і монооксиду вуглецю CO в вихідному перерізі жарової труби становлять 46 і 1,6 та 36 і 9 ppm відповідно, що відповідає сучасним вимогам на викиди токсичних компонентів газотурбінними двигунами. Радіальний спосіб подачі рідкого палива має найкращі показники коефіцієнта загальної нерівномірності поля температур в вихідному перерізі.

5 Подальші дослідження будуть спрямовані на поліпшення температурного рівня стінок жарової труби, покращення умов стабілізації полум'я за рахунок інтенсифікаторів горіння.

Список літератури

1. Movchan S., Romanov V., Chobenko V., Shevtsov A. Contact steam-and-gas turbine units of the «AQUARIUS» type. The present status & future prospects. *Proc. ASME Turbo-Expo 2009*. 2009. GT 2009-60339.
2. Романовський Г. Ф., Сербін С. І., Патлайчук В. М. Сучасні газотурбінні агрегати : навч. посіб. : у 2 т. *Т.1. Агрегати виробництва України та Росії*. Миколаїв: НУК, 2005. 344 с.
3. Халатов А. А., Ющенко К. А. Современное состояние и перспективы использования газотурбинных технологий в тепловой и ядерной энергетике, металлургии и ЖКХ Украины. Часть 1. *Промышленная теплотехника*. 2012. Т. 34, № 6. С. 33. ISSN 0204-3602.
4. Халатов А. А., Ющенко К. А., Ісаков Б. В., Дашевський Ю. Я., Шевцов А. П. Газотурбобудування в Україні: сучасний стан і перспективи розвитку. *Вісник НАН України*. 2013. № 12. С. 40–49. doi: org/10.15407/visn2013.12.040. http://www.nas.gov.ua/siaz/Ways_of_development_of_Ukrainian_science/article/14026.3.009.pdf.
5. Lindman O., Andersson M., Persson M., Munkell E. Development of a liquid fuel combustion system for SGT-750. *Proceedings of ASME Turbo Expo 2014: Turbine Technical Conference and Exposition GT2014 June 16-20, 2014*. Germany: Düsseldorf. doi:10.1115/GT2014-25380.
6. Сербін С. И, Ванцовский В., Вилкул В. В. Экспериментальное исследование бесфорсуночного двухрегистравого фронтального устройства камеры сгорания судового ГТД. *36. наук. праць НУК*. 2004. № 4(397). С. 25–33.
7. Сербін С. І., Мостіпаненко Г. Б. Числове моделювання процесів горіння в експериментальному відсіку гібридної камери згорання ГТД потужністю 25 МВт. *Вісник НТУ «ХП»*. Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. Харків : НТУ «ХП», 2006. № 5. С. 59–66. Бібліогр.: 7 назв. ISSN 2078-774X.
8. Романовский Г. Ф., Сербин С. И. *Плазмохимические системы судовой энергетики*. Николаев: УГМТУ, 1998. 246 с.
9. Magnussen B. F. On the Structure of Turbulence and a Generalized Eddy Dissipation Concept for Chemical Reaction in Turbulent Flow. *Proc. Nineteenth AIAA Meeting*. St. Louis, 1981.
10. Pope S. B. Computationally efficient implementation of combustion chemistry using in-situ adaptive tabulation. *Combustion Theory and Modeling*. 1997. No 1. pp. 41–63.
11. Сербін С. И., Вилкул С. В. Исследование влияния параметров распыливания жидкого топлива на температурное поле и экологические характеристики камеры сгорания. *Вестник двигателестроения*, 2009. № 3. С. 93–97. ISSN 1727-0219.

12. Faeth G. M. Spray Combustion Models: A Review. *AIAA Paper*. 1979. No 293. pp. 1–18.
13. James S., Anand M. S., Pope S. B. The Lagrangian PDF Transport Method for Simulations of Gas Turbine Combustor Flow. *38th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference & Exhibit, Indianapolis, USA, 2002*. AIAA 2002-4017. 12 p.
6. Serbii S. I., Vantsovskiy V., Vilkul V. V. (2004), “Eksperimental'noye issledovaniye besforsunchnogo dvukhregistrovogo frontovogo ustroystva kamery sgoraniya sudebnogo GTD [Experimental study of a two-register frameless device of frontal combustion chamber of a marine gas turbine unite]”. *Sb. nauk. trudov NUK*, [Collection of scientific works of Admiral Makarov National University of Shipbuilding] no 4(397), pp. 25–33.
7. Serbin S. I., Mostipanenko G. B. (2006), “Chyslove modelyuvannya protsesiv horinnya v eksperymental'nomu vidsiku hibrydnoyi kamery z-horyannya HTD potuzhnisty 25 MVt [Mathematical Modeling of Burning Processes in the 25 MWt Gas Turbine Hybrid Combustor Experimental Module]”, *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, no. 5, pp. 59–66, ISSN 2078-774X.
8. Romanovskiy G. F., Serbin S. I. (1998), *Plazmohimicheskiye sistemy sudovoy energetiki [Plasma-chemical systems of marine energy]*, UGMTU, Nikolaev, 246 p.
9. Magnussen B. F. (1981), On the Structure of Turbulence and a Generalized Eddy Dissipation Concept for Chemical Reaction in Turbulent Flow, *Proc. Nineteenth AIAA Meeting*, St. Louis.
10. Pope S. B. (1997), Computationally efficient implementation of combustion chemistry using in-situ adaptive tabulation, *Combustion Theory and Modeling*, no 1. pp. 41–63.
11. Serbin S. I., Vilkul S. V. (2009), “Issledovaniye vliyaniya parametrov raspylivaniya zhidkogo topliva na temperaturnoye pole i ekologicheskoye kharakteristiki kamery sgoraniya [Investigation of the influence of liquid fuel spraying parameters on thermal and emission levels in combustion chamber]”, *Vestnik dvigatelestroyeniya [Gazette of engine building]*, no 3. pp. 93–97. ISSN 1727-0219.
12. Faeth G. M. (1979), Spray Combustion Models: A Review, *AIAA Paper*, no 293. pp. 1–18.
13. James S., Anand M. S., Pope S. B. (2002), “The Lagrangian PDF Transport Method for Simulations of Gas Turbine Combustor Flow”, *38th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference & Exhibit, Indianapolis, USA, AIAA 2002-4017*, 12 p.

References (transliterated)

1. Movchan S., Romanov V., Chobenko V., Shevtsov A. (2009), “Contact steam-and-gas turbine units of the “AQUARIUS” type. The present status & future prospects”, *Proc. ASME Turbo-Expo 2009*, GT 2009-60339.
2. Romanovskiy, H. F., Serbin S. I., Patlaychuk V. M. (2005), *Suchasni hazoturbinni ahrehaty. vol. 1. Ahrehaty vyrobnytstva Ukrainy ta Rosiyi [Modern gas turbine units of Russia and Ukraine vol.1.]*, NUK, Nikolaev, 344 p.
3. Khalatov A. A., Yushchenko K. A., (2012), “Sovremennoye sostoyaniye i perspektivy ispol'zovaniya gazoturbinnnykh tekhnologiy v teplovy i yadernoy energetike, me-tallurgii i ZHKKH Ukrainy. Chast 1” [Modern conditions & perspectives of using and manufacturing gas turbine technologies in mechanical engineering, nuclear energy, metallurgy, housing and communal services in Ukraine. Charpet 1], *Promyshlennaya teplotekhnika [Industrial heat engineering.]*, 2012, vol. 34, no 6, pp. 33, ISSN 0204-3602.
4. Halatov A. A., Yushhenko K. A., Isakov B. V., Dashevs'kiy U. YA., Shevtsov A. P. (2013), “Gazoturbobuduvannya v Ukraini: suchasnyj stan i perspektvy rozvytku [gas turbine building in Ukraine: modern conditions & perspectives]”, *[Gazette of National Academy of Sciences of Ukraine]*, no 12, pp. 40–49, doi.org/10.15407/visn2013.12.040, URL: http://www.nas.gov.ua/siaz/Ways_of_development_of_Ukrainian_science/article/14026.3.009.pdf.
5. Lindman O., Andersson M., Persson M., Munktel E. (2014), “Development of a liquid fuel combustion system for SGT-750”, *Proceedings of ASME Turbo Expo 2014: Turbine Technical Conference and Exposition GT2014 June 16-20, 2014, Düsseldorf, Germany*. doi:10.1115/GT2014-25380.

Надійшла (received) 07.08.2019

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Діасамідзе Бадрі Тенгізович (Диасамидзе Бадри Тенгизович, Diasamidze Badri) – аспірант кафедри турбін, Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова (НУК); м. Миколаїв, Україна; e-mail: badri.diasamidze@nuos.edu.ua; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-1627-9494>.

Вілкул Сергій Володимирович (Вилкул Сергей Владимирович, Vilkul Sergii) – завідувач лабораторії кафедри турбін, Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова (НУК); м. Миколаїв, Україна; e-mail: sergeyvilkul@gmail.com; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-9506-6023>.

Сербін Сергій Іванович (Сербин Сергей Иванович, Serbin Serhiy) – директор Машинобудівного навчально-наукового інституту, Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова (НУК); м. Миколаїв, Україна; e-mail: serhiy.serbin@nuos.edu.ua; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-3423-2681>, Scopus 15077054900.