

УДК 621.438  
С 32

## МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСІВ НЕСТАЦІОНАРНОГО ГОРІННЯ В НИЗЬКОЕМІСІЙНІЙ КАМЕРІ ЗГОРЯННЯ ГАЗОТУРБІННОГО ДВИГУНА

С. І. Сербін, д-р техн. наук, проф.;

Г. Б. Мостіпаненко, канд. техн. наук;

А. В. Козловський, магістр

*Національний університет кораблебудування, м. Миколаїв*

**Анотація.** Проведено аналіз нестационарних процесів горіння в низькоемісійній камері згоряння газотурбінного двигуна (ГТД) з використанням різних моделей турбулентності (LES, SAS, RANS) за допомогою програмного забезпечення ANSYS Fluent. Отримав подальший розвиток LES-підхід до моделювання нестационарних процесів горіння в низькоемісійних камерах згоряння ГТД. Виявлено, що для аналізу нестационарних процесів горіння в низькоемісійних камерах згоряння доцільно застосовувати полігедральну скінченно-елементну модель.

**Ключові слова:** газотурбінний двигун, камера згоряння, математичне моделювання, модель турбулентності.

**Аннотация.** Проведен анализ нестационарных процессов горения в низкоэмиссионной камере сгорания газотурбинного двигателя (ГТД) с использованием различных моделей турбулентности (LES, SAS, RANS) с помощью программного обеспечения ANSYS Fluent. Получил дальнейшее развитие LES-подход к моделированию нестационарных процессов горения в низкоэмиссионных камерах сгорания ГТД. Выявлено, что для анализа нестационарных процессов горения в низкоэмиссионных камерах сгорания целесообразно применять полигедральную конечно-элементную модель.

**Ключевые слова:** газотурбинный двигатель, камера сгорания, математическое моделирование, модель турбулентности.

**Abstract.** The analysis of unsteady burning in low emission gas turbine combustion chamber with different turbulence models (LES, SAS, RANS) using the soft-ware ANSYS Fluent has been made. The LES-approach for modeling of non-stationary processes in low emission gas turbine combustion chambers has been developed. For the analysis of non-stationary burning processes in low emission combustion chambers polyhedral finite-element model should be used.

**Keywords:** gas turbine engine, combustion chamber, mathematical simulation, model of turbulence.

### ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМИ

Унаслідок посилення вимог до екологічних та економічних показників нові газотурбінні двигуни повинні мати значно вищу економічність при нижчих питомих викидах шкідливих речовин у відпрацьованих газах. Однак тенденції у розвитку газотурбінних приводів супроводжуються значним зростанням теплових і динамічних навантажень на елементи їх конструкцій та виникненням нових проблем при експлуатації. Однією з таких проблем є режими вібраційного горіння. Це явище також називають нестійким горінням, термічним збудженням звуку, термоакустичними коливаннями, пульсуючим горінням [9].

У камерах згоряння (КЗ) газотурбінних двигунів потужні коливання призводять до часткового або повного руйнування елементів конструкції, знижують надійність їх роботи. Унаслідок інтенсифікації теплообміну в ряді випадків спостерігається прогорання різних елементів КЗ. Тому забезпечення стійкості процесу горіння є серйозною та актуальною задачею, що вимагає великих матеріальних витрат і займає значну частину часу в загальному доведенні двигунів [5].

### АНАЛІЗ ОСТАННІХ ДОСЛІДЖЕНЬ І ПУБЛІКАЦІЙ

Основна причина виникнення вібраційного горіння — чутливість сумішо-, вихроутворення та горіння до коливань тиску газу в камері згоряння, які супроводжуються різким збільшенням шуму, зривами полум'я, руйнуванням камери, виходом з ладу окремих вузлів та агрегатів газотурбінної установки (ГТУ). Вібраційне горіння є неприпустимим, оскільки призводить до руйнування елементів конструкції КЗ [8].

У практиці сучасного двигунобудування боротьба з віброгорінням здійснюється головним чином на етапі розробки двигуна шляхом аеродинамічного доведення КЗ [2].

Проблема вібраційного горіння особливо гостро виникає при застосуванні низькоемісійних камер згоряння в наземних ГТУ. Для зменшення емісії шкідливих речовин, і в першу чергу оксидів азоту  $\text{NO}_x$ , у КЗ підвищують швидкість потоку для зменшення часу перебування газу в камері та максимально збіднюють робочу суміш для зниження середньомасової температури в зоні горіння. Реалізація даного підходу в застосовуваних низькоемісійних камерах згоряння стаціонарних ГТД здійснюється організацією

двобонного горіння з роздільними для кожної зони керування витратою палива і дозуючими пристроями [10].

Розроблюються та впроваджуються низькоемісійні камери згоряння, які функціонують на «бідних» паливоповітряних сумішах. Однак вузький діапазон роботи «бідних» сумішей у камері згоряння, зрив полум'я, нестійке та вібраційне горіння змушують застосовувати різноманітні способи, що поліпшують стійкість роботи КЗ [6].

Коливання тиску при вібраційному горінні в низькоемісійних камерах згоряння ГТУ (рис. 1) відбуваються внаслідок залежності коливань витрати повітря на впуску камери згоряння і палива в паливній магістралі від коливань тепловиділення в камері згоряння, які призводять до флуктуацій коефіцієнта надлишку повітря.

На сьогодні розроблені різноманітні математичні моделі розрахунку турбулентних течій, турбулентного горіння і переносу теплового випромінювання. Більше того, створено потужні обчислювальні програмні комплекси (ANSYS Fluent, ANSYS CFX та ін.), в яких реалізовані зазначені математичні моделі [11].

**МЕТА РОБОТИ** — вдосконалення характеристик низькоемісійної камери згоряння газотурбінного двигуна стаціонарного типу шляхом тривимірного аналізу процесів нестационарного горіння з використанням програмного забезпечення ANSYS Fluent.

#### ВИКЛАД ОСНОВНОГО МАТЕРІАЛУ

Відзначимо основні підходи до числового моделювання процесів турбулентного обміну.

1. **Пряме числове моделювання (Direct Numerical, DNS).** У рамках цього підходу кількісно розв'язуються

системи алгебраїчних рівнянь, які з високою точністю апроксимують вихідну систему диференціальних рівнянь Нав'є–Стокса. Це найточніший метод, який вимагає детального просторово-часового розв'язання, що призводить до великих обчислювальних витрат. Тому DNS рідко застосовується на практиці [7, 11].

2. **Розв'язання систем рівнянь, осереднених за Рейнольдсом (Reynolds Averaged Navier-Stokes, RANS).** У даному випадку модель відтворює тільки середні значення швидкості, а вплив усіх флуктуацій ураховується за допомогою турбулентних замикань. Під осередненням у RANS-підході розуміється осереднення за ансамблем станів. Якщо турбулентність відбувається на тлі швидкого або повільного процесу, то можлива побудова нестационарної моделі RANS (Unsteady RANS–URANS) [7].

3. **Вихоророзв'язуюче моделювання, або моделювання методом великих вихорів (Large Eddy Simulation, LES).** Основою вихоророзв'язуючого моделювання турбулентних течій з дуже великими числами Рейнольдса є гіпотеза про незалежність статистичних характеристик великомасштабних турбулентних рухів від молекулярної в'язкості. Згідно з цим припущенням можлива побудова числової моделі, яка описує нестационарну динаміку тільки відносно великих вихорів, при цьому обчислювальні витрати, необхідні для реалізації такої моделі, не повинні залежати від числа Рейнольдса, оскільки немає необхідності явно і точно розраховувати всі дрібні вихори [7].

На рис. 2 наведені результати розрахунків нестационарних процесів з використанням різних підходів до моделювання.

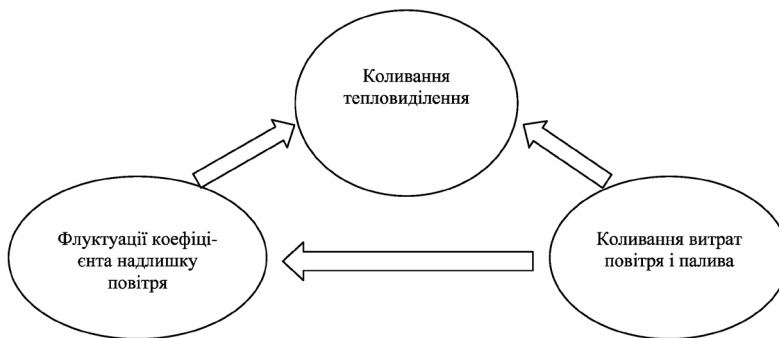


Рис. 1. Механізм акустичних коливань при вібраційному горінні в камері згоряння газотурбінних установок

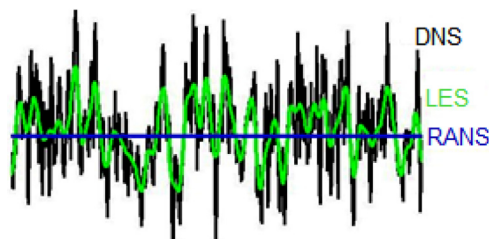


Рис. 2. Результати моделювання нестационарних процесів

Для розрахунку турбулентних течій використовуються осереднені за Рейнольдсом рівняння Нав'є–Стокса (RANS), замкнені за допомогою напівемпіричних моделей турбулентності. Цей підхід має високу економічність і в багатьох випадках забезпечує цілком прийнятну точність розрахунку. Але для великої кількості турбулентних течій результати, отримані з його допомогою, виявляються незадовільними [4, 7].

Моделі рейнольдсових напруг розраховують окремі компоненти тензора напруг і, залежно від напрямку, визначають турбулентність. Моделі турбулентної течії — LES (Large Eddy Simulation), DES (Detached Eddy Simulation) і DNS (Direct Numerical Simulation) — моделюють вихровий рух на основі рейнольдсового осереднення і розв'язують повні рівняння Нав'є–Стокса для нестационарної течії. Точність числового розв'язання підвищується з ускладненням моделі турбулентності. Однак істотно зростає і час, необхідний для числових розрахунків [1].

**Метод великих вихорів (Large Eddy Simulation).** Великі масштаби турбулентності розраховуються явно, а ефекти дрібніших вихорів моделюються з використанням правил підсіткового замикання. Рівняння збереження для моделювання великих вихорів отримуються в результаті фільтрування миттєвих рівнянь збереження. LES-модель урахує низькочастотні зміни параметрів на відміну від RANS-підходу, що дає сталі середні значення величин. Основною передумовою LES-підходу є те, що найбільші вихори несуть максимум рейнольдсових напруг і повинні бути розраховані.

**Фільтровані рівняння Нав'є–Стокса.** Керуючі рівняння для LES-моделі отримують у результаті фільтрації нестационарних рівнянь Нав'є–Стокса. У процесі фільтрації відсіваються вихори, масштаб яких менший від критерію фільтрації або розміру скінченного елемента розрахункової сітки. Таким чином, остаточні рівняння керують динамікою великих вихорів. Отримані рівняння Нав'є–Стокса мають вигляд [17]

$$\frac{\partial p}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \bar{u}_i) = 0;$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \bar{u}_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \bar{u}_i \bar{u}_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \mu \frac{\partial \sigma_{ij}}{\partial x_j} \right) - \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} - \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j};$$

$$\sigma_{ij} = \left[ \mu \left( \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) \right] - \frac{2}{2} \mu \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_i} \delta_{ij};$$

$$\tau_{ij} = \overline{\rho u_i u_j} - \overline{\rho u_i u_j},$$

де  $\sigma_{ij}$  — тензор тисків від молекулярної в'язкості;  $\tau_{ij}$  — підсітковий масштаб напруг.

**Підсіткова модель.** Підсітковий масштаб напруг, отриманий у результаті операції фільтрації, вимагає моделювання. Для цього використовується гіпотеза

Буссінеска [13], яка дозволяє розрахувати масштаб турбулентних напруг за формулою

$$\tau_{ij} - \frac{1}{3} \tau_{kk} \delta_{ij} = 2\mu_t \bar{S}_{ij},$$

де  $\mu_t$  — підсітковий масштаб турбулентної в'язкості;  $\bar{S}_{ij}$  — тензор напруг для вибраного масштабу, який визначається виразом

$$\bar{S}_{ij} = \frac{1}{2} \left( \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right).$$

Зазначимо, що існує кілька способів знаходження цієї величини, що визначають різновид LES-моделі турбулентності.

**Модель Смагоринського–Ліллі.** Дана модель уперше запропонована в роботі [12]. Величина турбулентної в'язкості визначається за формулою

$$\mu_t = \rho L_s^2 |\bar{S}|,$$

де  $L_s = \min(Kd, C_s V^{1/3})$  — довжина перемішування для підсіткового масштабу ( $K$  — константа Кармана;  $d$  — відстань до найближчої стінки;  $V$  — об'єм скінченного елемента;  $C_s = 0,1$  — константа);  $|\bar{S}| = \sqrt{2\bar{S}_{ij}\bar{S}_{ij}}$ .

**Динамічна модель Смагоринського–Ліллі.** Германно [14] і згодом Ліллі [19] запропонували процедуру, в якій константа моделі обчислюється динамічно та базується на інформації про масштаби руху течії. Динамічна процедура дозволяє отримувати значення цієї константи для широкого діапазону значень параметрів.

**WALE-модель.** Турбулентна в'язкість визначається за формулою [18]

$$\mu_t = \rho L_s^2 \frac{(S_{ij}^d S_{ij}^d)^{3/2}}{(\bar{S}_{ij} \bar{S}_{ij})^{5/2} + (\bar{S}_{ij} \bar{S}_{ij})^{5/4}},$$

де величини  $L_s$  і  $S_{ij}^d$  розраховуються таким чином:

$$L_s = \min(Kd, C_s V^{1/3}); \quad S_{ij}^d = \frac{1}{2} \left( \frac{-2}{g_{ij} + g_{ji}} \right) - \frac{1}{3} \delta_{ij} g_{kk}^{-2};$$

$$\bar{g}_{ij} = \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j}; \quad \bar{g}_{ij} = \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i}.$$

**Масштабне адаптивне моделювання (SAS-модель турбулентності)** є поліпшеним URANS-підходом, що дозволяє описувати турбулентний спектр в умовах нестабільної течії. Концепція SAS заснована на введенні масштабу Кармана в рівняння переносу турбулентності. Значення масштабу Кармана дозволяє SAS-моделі динамічно адаптуватися до визначення структур при моделюванні URANS, що приводить до LES-подібної поведінки течії в нестійких регіонах. У той же час модель забезпечує стандартні можливості RANS-підходу в стабільних регіонах течії.

Рівняння SST- і SAS-моделі відрізняється від моделі SST–RANS додатковим SAS-членом  $Q_{SAS}$ , який входить у рівняння вихрової турбулентності:

$$\frac{\partial \rho k}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_j k) = P_k - \rho c_\mu k \omega + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right];$$

$$\frac{\partial \rho \omega}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_j \omega) = a \frac{\omega}{k} P_k - \rho \beta \omega^2 +$$

$$+ Q_{SAS} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + (1 - F_1) \frac{2\rho}{\sigma_\omega} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j};$$

де  $\sigma_\omega$  — значення  $\sigma_\omega$  для  $k$ - $\epsilon$ -режиму SST-моделі.

Додатковий член  $Q_{SAS}$  визначається за рівнянням Сгорова–Ментера

$$Q_{SAS} = \max \left[ \rho \zeta_2 k S^2 \left( \frac{L}{L_{vk}} \right)^2 - C \frac{2\rho k}{\sigma_\phi} \max \left( \frac{1}{\omega^2} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j}, \frac{1}{k^2} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right), 0 \right].$$

**Аналіз результатів розрахунків нестационарних процесів горіння в низькоемісійній камері згоряння газотурбінного двигуна**

Як об'єкт дослідження вибрана низькоемісійна камера згоряння для нового газотурбінного двигуна потужністю 32 МВт виробництва ДП НВКГ «Зоря»–«Машпроект» (м. Миколаїв), прототипом якої обрано низькоемісійну камеру згоряння газотурбінного двигуна потужністю 25 МВт [3] виробництва ДП НВКГ «Зоря»–«Машпроект» (м. Миколаїв). Для

числового моделювання нестационарного горіння в низькоемісійній камері згоряння ГТД використувалася скінченно-елементна модель 1/16 частини камери, що складається із 6 млн тетраедрів, створена на основі тривимірної геометричної моделі за допомогою програмного комплексу ANSYS ICEM CFD. Для LES- та SAS-моделей турбулентності застосовувалася полігедральна сітка (рис. 3), створена на основі скінченно-елементної моделі з тетраедричними елементами в програмному комплексі ANSYS Fluent. Використання полігедральної сітки при нестационарних числових експериментах дозволяє пришвидшити процес збіжності числового розв'язання диференціальних рівнянь за рахунок підвищення якості елементів та збільшення кількості вузлів кожного елемента.

Розрахунки нестационарного горіння проводилися в програмному комплексі ANSYS Fluent для трьох моделей турбулентності: RNG  $k$ - $\epsilon$ -модель (Renormalized Group, RNG), модель великих вихорів (Large Eddy Simulation, LES) і масштабне адаптивне моделювання (Scale-Adaptive Simulation, SAS).

Часовий проміжок для інтегрування диференціальних рівнянь нестационарних моделей турбулентності взято з рекомендацій до даних моделей та міркувань економії ресурсів і машинного часу. Часовий проміжок дорівнює 0,001 с.

Нижче наведені результати розрахунків нестационарного процесу горіння в низькоемісійній камері згоряння ГТД потужністю 32 МВт для триреакційного механізму горіння газоподібного палива (табл. 1)

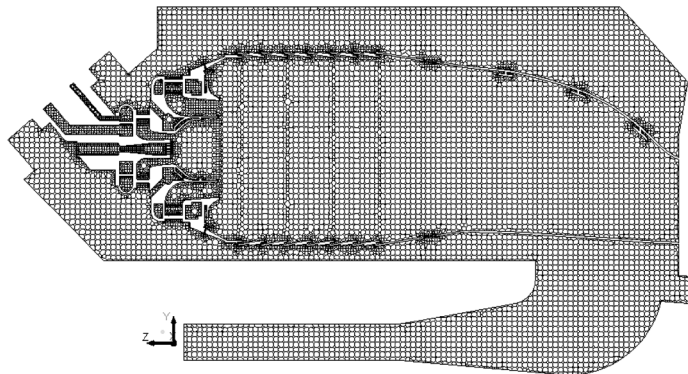


Рис. 3. Тривимірна полігедральна скінченно-елементна модель камери згоряння газотурбінного двигуна

Таблиця 1. Константи швидкості для механізмів окиснення метану

Механізм	Реакція	Передекспоненціальний множник $A$	Енергія активації $E$ , Дж/моль	Показник температури $\beta$	Порядок реакції			
					$\text{CH}_4$	$\text{O}_2$	$\text{CO}$	
1	$\text{CH}_4 + 1,5\text{O}_2 \Rightarrow \text{CO} + 2\text{H}_2\text{O}$	5,012e+11	2e+08/1,2e+08	0	$\text{CH}_4$	0,700	$\text{O}_2$	0,800
	$\text{CO} + 0,5\text{O}_2 \Rightarrow \text{CO}_2$	2,239e+12	1,7e+08	0	$\text{O}_2$	0,250	$\text{CO}$	1,000
2	$\text{CH}_4 + 1,5\text{O}_2 \Rightarrow \text{CO} + 2\text{H}_2\text{O}$	4,64e+09	1,17e+08	-0,062	$\text{CH}_4$	0,500	$\text{O}_2$	1,066
	$\text{CO} + 0,5\text{O}_2 \Rightarrow \text{CO}_2$	3,97e+11	7,68e+07	0,215	$\text{O}_2$	1,756	$\text{CO}$	1,258
	$\text{CO}_2 \Rightarrow \text{CO} + 0,5\text{O}_2$	6,02e+05	1,31e+08	-0,108	$\text{CO}_2$	1,357		

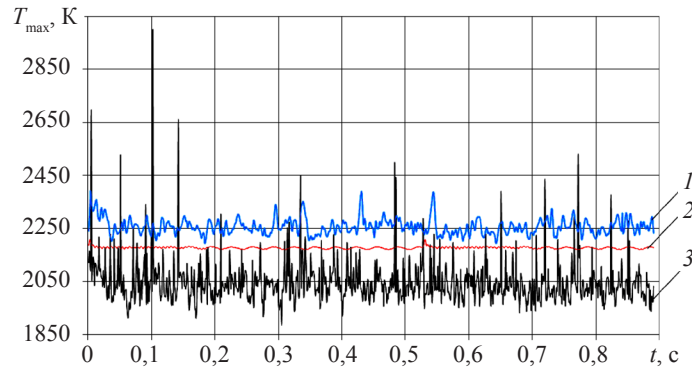


Рис. 4. Пульсації максимальної температури у жаровій трубі камери згоряння: 1 — SAS; 2 — RANS; 3 — LES

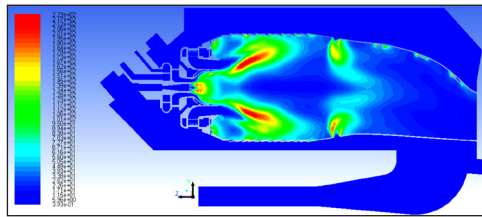


Рис. 5. Середньоквадратичні відхилення температури в поздовжньому перерізі жарової труби



Рис. 6. Поле температур у поздовжньому перерізі жарової труби для проміжку часу 0,5 с і різних моделей турбулентності: а) — LES; б) — SAS

Двореакційний механізм 1 взятий як базовий при дослідженнях. Відзначимо, що більше значення енергії активації для першої реакції використовується в розрахунках білестехіометричних сумішей, а менше — збіднених. Відмінною особливістю механізму 2 є додавання третьої реакції — дисоціації  $\text{CO}_2$  [16]. Ця схема [15] може бути застосована для дифузійного та частково дифузійного полум'я в інтервалі зміни тисків 0,1...4,0 МПа і коефіцієнтів надлишку повітря 0,7...1,7.

Проаналізувавши графіки пульсацій максимальної температури у жаровій трубі (рис. 4), можна зробити висновок, що максимальна амплітуда пульсацій спостерігається при використанні LES-моделі турбулентності. Пульсації температури в основному обумовлені нерівномірністю змішування паливоповітряної суміші.

Виходячи з особливостей SAS-моделі розрахункові амплітуди пульсації температури нижчі, ніж при використанні LES-моделі. Пульсації температури при застосуванні RNG-моделі мінімальні (менше 1%).

Середньоквадратичні відхилення температури в поздовжньому перерізі жарової труби для LES-моделі турбулентності наведено на рис. 5.

На рис. 6 наведені результати розрахунків поля температур у поздовжньому перерізі жарової труби двигуна потужністю 32 МВт для різних моделей турбулентності. При використанні SAS-моделі турбулентності спостерігається підгоряння стакану центрального завихрювача.

З графіка пульсацій середньомасової температури у вихідному перерізі жарової труби (рис. 7) видно, що осереднена температура у вихідному перерізі жарової труби для всіх моделей турбулентності (LES, SAS, RNG) однакова та дорівнює приблизно 1500 К, амплітуда пульсацій температури для LES- і SAS-моделей однакова й дорівнює 35 градусів (2,4%).

На рис. 8 наведені результати розрахунків середньомасової температури у вихідному перерізі жарової труби для різних моделей турбулентності.

На рис. 9 зображено поле швидкості в поздовжньому перерізі жарової труби, осереднене за часом, для

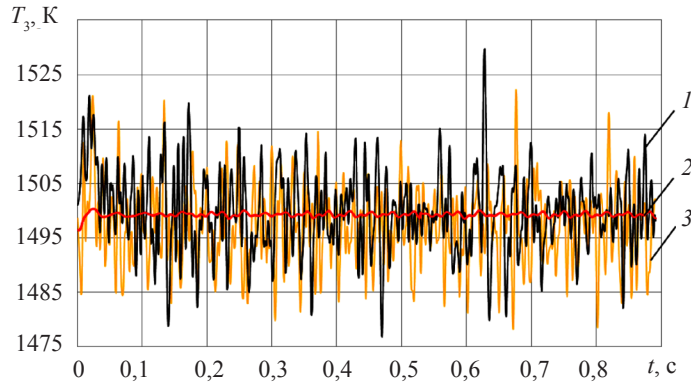


Рис. 7. Графік пульсацій середньомасової температури у вихідному перерізі жарової труби: 1 — SAS; 2 — RANS; 3 — LES



Рис. 8. Поле температур у вихідному перерізі жарової труби для проміжку часу 0,5 с для різних моделей турбулентності: а) — LES; б) — SAS

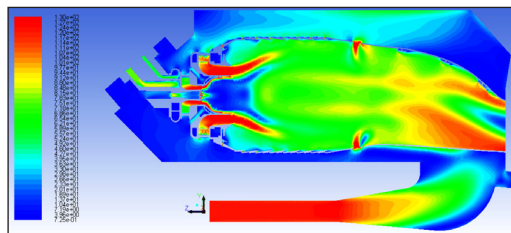


Рис. 9. Поле швидкості в поздовжньому перерізі жарової труби, осереднене за часом

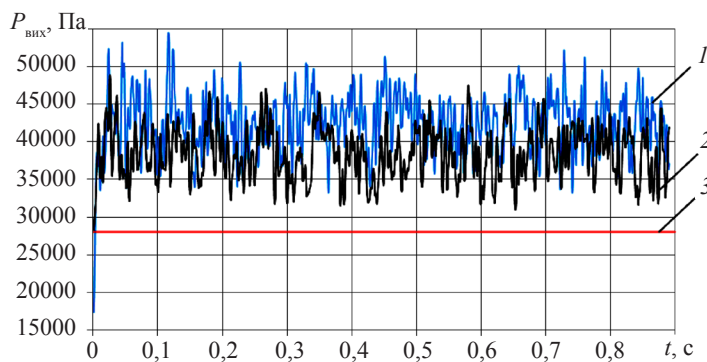


Рис. 10. Графік пульсацій тиску у вихідному перерізі жарової труби: 1 — LES; 2 — SAS; 3 — RANS

LES-моделі турбулентності. Пульсації швидкості у жаровій трубі для SAS- і LES-моделей турбулентності суттєво не відрізняються.

Аналізуючи графіки пульсації тиску, наведені на рис. 10 для вихідного перерізу жарової труби, мож-

на зробити висновки, що амплітуда пульсацій осередненого тиску для LES-моделі турбулентності (приблизно 15 кПа) більша, ніж для SAS-моделі (10 кПа). Відмітимо, що при використанні RNG-моделі тиск у вихідному перерізі протягом часу майже не змінюється

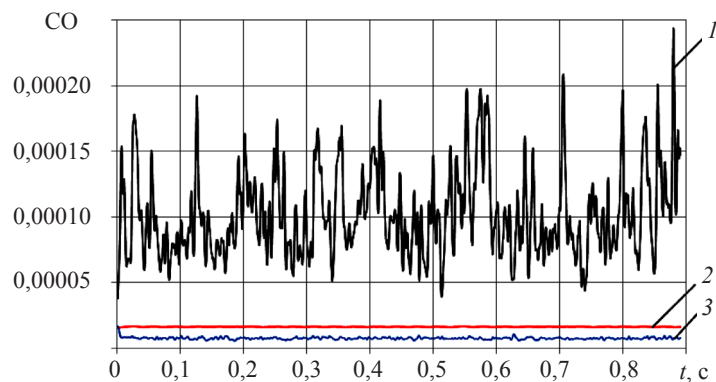


Рис. 11. Утворення оксидів вуглецю протягом часу у вихідному перерізі жарової труби: 1 — LES; 2 — RANS; 3 — SAS

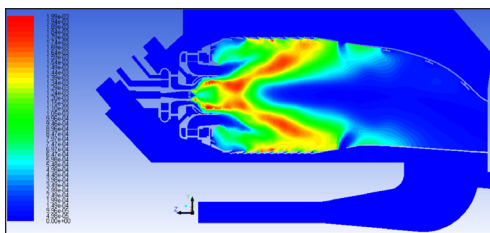


Рис. 12. Поле концентрацій оксидів вуглецю, осереднене за часом

і складає біля 28,3 кПа. Отримані амплітуди менш небезпечних пульсацій, що свідчить про відсутність імовірності виникнення пульсаційного режиму горіння на номінальному режимі роботи камери.

У результаті числового експерименту отримані залежності концентрацій оксидів вуглецю на виході низькоемісійної КЗ від часу для різних моделей турбулентності. Утворення та розкладання CO залежать від швидкостей хімічних реакцій і рівня турбулентності, який, у свою чергу, визначає та впливає на швидкість хімічних реакцій. Виходячи з того, що пульсації термодинамічних параметрів при LES-моделюванні значно більші в порівнянні з SAS і RNG-моделями, тому і рівні емісії оксидів вуглецю на виході камери згоряння в цьому випадку значно більші.

На рис. 11 зображені графіки пульсацій мольної частки оксидів вуглецю у вихідному перерізі жарової труби. Викиди оксидів вуглецю при RNG- і SAS-моделюванні незначні й складають 10 та 20 ppm відповідно. Осереднені за часом викиди оксидів вуглецю у вихідному перерізі жарової труби при LES-моделюванні складають приблизно 100 ppm, що також відповідає нормам на емісію CO. На рис. 12 наведено поле концентрацій оксидів вуглецю, осереднене за часом, у жаровій трубці камери згоряння для LES-моделі турбулентності. Максимальні значення концентрацій оксиду вуглецю спостерігаються в районі виходу паливоповітряної суміші з центрального завихрювача пальникового пристрою, а також у районі стінок жарової труби (2-а і 3-тя охолоджувани обичайки). Утворення і розкладання CO в камері згоряння лімітуються кінетикою хімічних реакцій.

При використанні LES-підходу отримуються більш достовірні дані про рівні турбулізації течій, які впливають на швидкість утворення хімічних компонентів реагуючої системи.

## ВИСНОВКИ

Проведений аналіз нестационарних процесів горіння в низькоемісійній камері згоряння ГТД потужністю 32 МВт показав залежність вихідних параметрів камери від типу моделей турбулентності (LES, SAS, RNG).

Отримав подальший розвиток LES-підхід до моделювання нестационарних процесів у низькоемісійних камерах згоряння ГТД з великими числами Рейнольдса.

Виявлено, що для аналізу нестационарних процесів горіння з урахуванням складних геометричних форм сучасних КЗ доцільно використовувати полігедральну скінченно-елементну модель. Розрахункова сітка для однієї жарової труби трубчасто-кільцевої протитокової камери згоряння повинна мати не менше 5–6 млн тетраедричних елементів. При застосуванні полігедральної сітки кількість елементів може зменшитися до 3,5–4,0 млн елементів як для стаціонарних, так і для нестационарних розрахунків з використанням різних моделей турбулентності.

За результатами виконаного числового експерименту низькоемісійної камери згоряння ГТД із застосуванням різних моделей турбулентності (LES, SAS, RNG) визначено, що LES-підхід до моделювання процесів нестационарного горіння забезпечує більш коректне прогнозування рівнів температур, тиску та концентрацій оксидів вуглецю.

## СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

- [1] **Белов, И. А.** Моделирование турбулентных течений [Текст] / И. А. Белов, С. А. Исаев. — С.Пб. : Балт. гос. техн. ун-т, 2001. — 108 с.
- [2] **Бережной, В. Ю.** Диагностика пульсационного горения современными средствами измерения [Текст] / В. Ю. Бережной, М. М. Кудин, О. Д. Дегтярев // *Авиационно-космическая техника и технология*. — 2006. — № 3. — С. 1–7.
- [3] **Бондин, Ю. И.** Основные результаты опытно-промышленной эксплуатации ГТД ДН80Л на КС «Софиевская» [Текст] / Ю. И. Бондин, А. Б. Михайлов // *Судовое и энергетическое газотурбостроение*. — Николаев : НПКГ «Зоря»–«Машпроект» ; НО ИАУ, 2004. — Т. 1. — С. 7–16.
- [4] **Глазунов, А. В.** Вихреразрешающее моделирование как один из методов описания турбулентных течений [Электронный ресурс] / А. В. Глазунов // *Электронный журнал МГУ*. — 2007. — С. 180–183. — Режим доступа: <http://geophys.srcc.msu.ru>.
- [5] **Ларионов, В. М.** Автоколебания газа в установках с горением [Текст] / В. М. Ларионов, Р. Г. Зарипов. — Казань : Изд-во Казанского гос. техн. ун-та, 2003. — 227 с.
- [6] **Моделювання механізму автоколивань тиску при вібраційному горінні в низькоемісійних камерах згорання газотурбінних установок [Текст] / Е. П. Ясиніцький, М. І. Торохов, С. В. Лозня, М. Б. Налісний // Вісник НАУ. — 2006. — № 10. — С. 14–18.**
- [7] **Мостіпаненко, Г. Б.** Вдосконалення характеристик камери згорання газотурбінного двигуна з використанням методів тривимірного моделювання [Електронний ресурс] / Г. Б. Мостіпаненко, С. І. Сербін // *Електронне видання «Вісник Національного університету кораблебудування»*. — Миколаїв : Видавництво НУК, 2010. — № 1. — Режим доступу: <http://ev.nuos.edu.ua>.
- [8] **Мостіпаненко, А. Б.** Использование сложных механизмов химической кинетики для моделирования процессов в камерах сгорания ГТД [Электронный ресурс] / А. Б. Мостіпаненко // *Проблеми екології та енергозбереження в суднобудуванні : матеріали VI Міжнар. наук.-техн. конф.* — Миколаїв : НУК, 2011. — Режим доступа: <http://conference.nuos.edu.ua>.
- [9] **Налісний, М. Б.** Вібраційне горіння в низькоемісійних камерах згорання газотурбінних установок [Електронний ресурс] : автореф. дис. на здоб. наук. ступеня канд. техн. наук / Налісний Микола Борисович. — 2007. — С. 1–2. — Режим доступу: <http://referatu.com.ua>.
- [10] **Применение средств вибрационной диагностики для защиты от вибрационного горения [Текст] / С. В. Лозня, С. С. Некрасов, В. Г. Соляник, М. И. Торхов, А. В. Френев, В. Н. Якунин // *Вибрации в технике и технологиях*. — 2001. — № 5. — С. 4–8.**
- [11] **Фролов, А. С.** Расчеты турбулентного диффузионного горения с помощью многопроцессорных высокопроизводительных систем [Электронный ресурс] / А. С. Фролов, А. Ю. Снегирев // *Электронный журнал*. — 2007. — С. 29–31. — Режим доступа: <http://www.ict.edu.ru>.
- [12] **An Optimized Detailed Chemical Reaction Mechanism for Methane Combustion GRI-Mech 3.0 [Electronic resource] / G. P. Smith, D. M. Golden, M. Frenklach [et al.]. — Mode of access: [http://www.me.berkeley.edu/gri\\_mech/](http://www.me.berkeley.edu/gri_mech/).**
- [13] **Correa, S. M.** A review of NOX formation under gas-turbine combustion conditions [Text] / S. M. Correa // *Combustion Science and Technology*. — 1993. — Vol. 87 (1). — P. 329–362.
- [14] **Giovangigli, V.** Extinction Limits of Strained Premixed Laminar Flames with Complex Chemistry [Text] / V. Giovangigli, M. Smooke // *Combustion Science and Technology*. — 1987. — Vol. 53 (1). — P. 23–49.
- [15] **Karl, V.** Meredith Automated Global Mechanism Generation for use in CFD Simulations / V. Karl, L. David // *44-th AIAA-Paper*. — Reno : Nevada, 2006. — P. 1–13.
- [16] **Sandeep, J.** CFD Predictions Of CO Emission Trends In An Industrial Gas Turbine Combustor [Text] / J. Sandeep, P. Gauthier, M. Paraschivoiu // *ASME*. — 2010. — GT2010-23196. — P. 10–19.
- [17] **Serbin, S.** Investigation of the working processes in a gas turbine combustor with steam injection [Text] / S. Serbin, A. Mostipanencko, I. Matveev // *Proceedings of the ASME/JSME 8th Thermal Engineering Joint Conference*. — Honolulu, Hawaii, USA. — 2011. — 13–17 march. — AJTEC2011-44042. — P. 6–11.
- [18] **Shock-tube study of methane ignition under engine-relevant conditions: experiments and modeling [Text] / J. Huang, P. G. Hill, W. K. Bushe, S. R. Munshi // *Combustion and Flame*. — 2004. — Vol. 136 (1–2). — P. 25–42.**



- [19] **Smooke, M.D.** Reduced Kinetic Mechanisms and Asymptotic Approximations for Methane-Air Flames. A Topical Volume [Text] / M.D. Smooke // Lecture Notes in Physics. — New York : Springer-Verlag, 1991. — Vol. 384. — 245 p.

---

© С. І. Сербін, Г. Б. Мостіпаненко, А. В. Козловський

Надійшла до редколегії 13.12.2011

Статтю рекомендує до друку член редколегії Вісника НУК

д-р техн. наук, проф. *Г. Ф. Романовський*

Статтю розміщено у Віснику НУК №1, 2012