

УДК 621.43.056

С.І. СЕРБІН, д-р техн. наук, Г.Б. МОСТІПАНЕНКО

Національний університет кораблебудування ім. адмірала Макарова

ЧИСЛОВЕ МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСІВ ГОРІННЯ В ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНОМУ ВІДСІКУ ГІБРИДНОЇ КАМЕРИ ЗГОРЯННЯ ГТД ПОТУЖНІСТЮ 25 МВт

Рассмотрены вопросы моделирования температурного поля на выходе гибридных камер сгорания, в которых происходит горение бедной частично перемешанной смеси. Сделаны выводы относительно влияния моделей турбулентности и расчетной сетки на точность прогнозирования параметров.

The problems of modeling of a temperature field at the outlet section of the hybrid combustion chambers with lean partially premixed mixture are concerned. Conclusions about the turbulence models and computational grid impact on the predicting outlet temperature field accuracy were made.

Моделювання гідрогазодинамічних процесів, які враховують хімічні реакції, стало можливим завдяки бурхливому розвитку електроннообчислювальної техніки. Це дозволило за допомогою числових методів розв'язувати системи рівнянь, що включають рівняння: Нав'є-Стокса для стисливих рідин та газів, переносу енергії турбулентності і швидкості її дисипації k і ε , переносу хімічних компонентів реагуючої суміші, а також збереження енергії.

Відкритим залишається питання точності прогнозування процесів в камерах згоряння (КЗ) газотурбінних двигунів (ГТД) за допомогою таких математичних моделей. Зокрема, такої важливої характеристики як нерівномірність температурного поля в вихідному перерізі КЗ, яка суттєво впливає на ресурс лопаток турбін і двигуна в цілому.

Для зменшення викидів токсичних компонентів, особливо оксидів азоту, в сучасних ГТД при організації робочого процесу в гібридних КЗ використовують принцип горіння бідної частково перемішаної паливо-повітряної суміші. За допомогою програмного обчислювального комплексу Fluent проведені числові експерименти, метою яких був вибір розрахункових гідрогазодинамічних моделей, які б з прийнятною

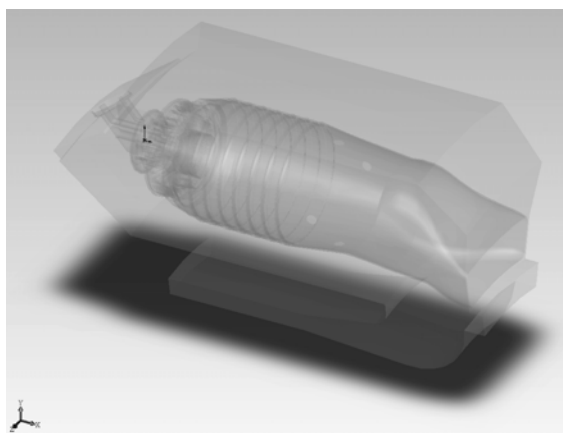
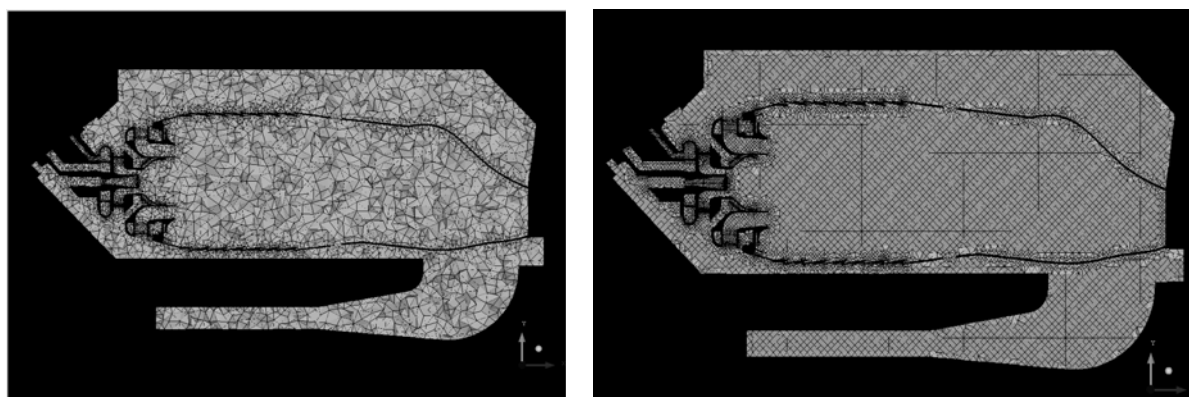


Рис. 1. Тривимірна геометрична модель відсіку

точністю дозволяли прогнозувати температурне поле на виході з камер згоряння. Побудовано тривимірну геометричну модель експериментального відсіку камери згоряння ГТД потужністю 25 МВт [1] за допомогою програмного комплексу SolidWorks (рис. 1).

Моделювання проводилося на розрахункових тетрадральних сітках різної густини – 1,5 млн. елементів та 2,7 млн. елементів (рис. 2 а, б).

Використано узагальнену модель горіння [2], яка заснована на розв'язанні систем рівнянь, що описують конвективний, дифузійний перенос і



a

б

Рис. 2. Розрахункові тетраедральні сітки з 1,5 млн. елементів (*a*) та з 2,7 млн. елементів (*б*)

зміну концентрацій для кожного з компонентів реагуючої суміші. Швидкості реакцій, що є вихідними даними для рівнянь переносу, розраховувались за допомогою виразу Арреніуса або обчислювались з моделі розсіювання вихорів [3]. Найменша з отриманих величин і визначала швидкість реагування.

Математична модель для опису основних процесів в КЗ ГТД заснована на наступних рівняннях: Нав'є-Стокса для стисливих рідин [4], k і ε в моделі турбулентності [5], переносу хімічних компонентів суміші, збереження енергії.

В загальному вигляді рівняння конвективно-дифузійного переносу кожного компонента суміші Y_i має вигляд

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

де R_i – швидкість утворення i -го компонента в результаті хімічної реакції; S_i – швидкість додаткового його утворення з дисперсної фази та інших джерел; \bar{J}_i – масова дифузія i -го компонента.

Це рівняння розв'язується для $N-1$ компонента, де N – загальна кількість хімічних елементів, що присутні у системі. Оскільки сумарна масова частка всіх компонентів повинна дорівнювати одиниці, то масова частка N -го компонента визначається як одиниця мінус сума $N-1$ знайдених масових часток. Щоб звести до мінімуму числову помилку N -й компонент вибирається таким чином, щоб його масова частка в суміші була максимальною, наприклад N_2 , коли окислювачем є повітря.

В турбулентних потоках масова дифузія розраховується в такий спосіб

$$\bar{J}_i = -\left(\rho \cdot D_{i,m} + \frac{\mu_t}{Sc_t}\right) \cdot \nabla Y_i,$$

де $D_{i,m}$ – коефіцієнт дифузії для i -го компонента в суміші; Sc_t – турбулентне число Шмідта, що знаходиться за формулою $Sc_t = \frac{\mu_t}{\rho D_t}$, де μ_t – турбулентна в'язкість, а D_t – турбулентна дифузія. Число Шмідта приймається $Sc_t = 0,7$.

Зазвичай турбулентна дифузія значно перевищує ламінарну, тому немає необхідності у детальному розрахунку ламінарної дифузії в пристіночних шарах у турбулентних потоках.

Для багатокомпонентних потоків перенос ентальпії, що здійснюється завдяки масовій дифузії

$$\nabla \left[\sum_{i=1}^n h_i \cdot \vec{J}_i \right],$$

повинен бути прийнятий до уваги. Зокрема, коли число Льюїса

$$Le_i = \frac{k}{\rho \cdot c_p \cdot D_{i,m}} \quad (1)$$

для якого-небудь з компонентів значно відрізняється від одиниці, зневажа цією умовою може призвести до великих помилок. В рівнянні (1) k – коефіцієнт теплопровідності.

Більшість палив, особливо газоподібних, досить швидко згорає, і загальний рівень швидкості реакцій може визначатися турбулентним перемішуванням. В даному випадку хімічною кінетикою можна знехотити. Тому швидкість $R_{i,r}$ утворення i -го компонента в реакції r визначається меншим (лімітуючим) значенням:

$$R_{i,r} = v'_{i,r} M_{\sigma,i} A \rho \frac{\varepsilon}{k} \min \left(\frac{Y_R}{v_{R,r} M_{\sigma,R}} \right); \quad (2)$$

$$R_{i,r} = v'_{i,r} M_{\sigma,i} A B \rho \frac{\varepsilon}{k} \cdot \frac{\sum_p Y_p}{k \sum_j^N v'_{j,r} M_{\sigma,j}}, \quad (3)$$

де Y_p – масова частка продукту реакції P ; Y_R – масова частка одного з реагентів R ; $A = 4$, $B = 0.5$ – емпіричні константи.

У рівняннях (2) і (3) швидкість хімічної реакції визначається величиною масштабу перемішування $\frac{k}{\varepsilon}$. Горіння відбувається скрізь, де присутня турбулентність,

тобто $\frac{k}{\varepsilon} > 0$. Ця модель описує попередньо не перемішане, дифузійне полум'я.

В гібридних камерах згорання разом з дифузійним факелом, де процеси визначаються турбулентним переносом, існують також ділянки попереднього змішування палива й окислювача. Якщо використовувати модель, яка враховує тільки турбулентне сумішоутворення, то паливо в них буде вигорати значно раніше, ніж в

дійсності. Уникнути цього небажаного ефекту можна урахуванням формул Арреніуса для розрахунку швидкості хімічних реакцій.

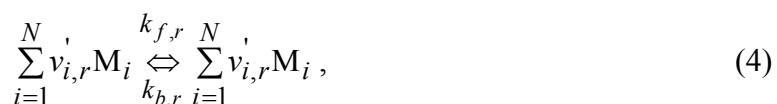
Загальне джерело i -го хімічного компонента, отриманого в результаті реакції R_i , розраховується як сума джерел N_R реакцій Арреніуса [6], в яких приймають участь компоненти:

$$R_i = M_{\varpi,i} \sum_{r=1}^{N_R} R_{i,r},$$

де $M_{\varpi,i}$ – молекулярна маса i -го компонента; $R_{i,r}$ – Арреніусова молярна швидкість утворення (розкладання) i -го компонента в реакції r .

Реакція може відбуватися в суцільній фазі тільки між компонентами суцільної фази, або на поверхні стінок.

Розглянемо реакцію r , записану в загальному вигляді:



де N – кількість хімічних компонентів у системі; $v_{i,r}'$ – стехіометричний коефіцієнт для i -го реагенту в реакції r ; $v_{i,r}''$ – стехіометричний коефіцієнт для i -го продукту в реакції r ; M_i – символ, що позначає i -й хімічний компонент; $k_{f,r}$ – константа швидкості прямої реакції r ; $k_{b,r}$ – константа швидкості зворотної реакції r .

Рівняння (4) справедливе як для незворотних, так і для зворотних реакцій. Підсумовування в (4) проводиться для всіх хімічних компонентів у системі, але тільки компоненти, що беруть участь в реакції в якості реагентів і продуктів реакції, будуть мати не нульові стехіометричні коефіцієнти. Звідси випливає, що компоненти, які не беруть участь у реакції, виключаються з цього рівняння. Молярна швидкість утворення (розкладання) i -го компонента в реакції r може бути знайдена таким чином

$$R_{i,r} = \Gamma (v_{i,r}'' - v_{i,r}') \cdot \left(k_{f,r} \prod_{j=1}^{N_r} [C_{j,r}]^{\eta_{j,r}'} - k_{b,r} \prod_{j=1}^{N_r} [C_{j,r}]^{\eta_{j,r}''} \right),$$

де N_r – кількість хімічних компонентів у хімічній реакції r ; $C_{j,r}$ – молярна концентрація кожного j -го реагенту і продукту в реакції r ; $\eta_{j,r}'$ – експонента швидкості прямої реакції для j -го реагенту і продукту в реакції r ; $\eta_{j,r}''$ – експонента швидкості зворотної реакції для j -го реагенту і продукту в реакції r ; Γ – являє собою вплив третіх речовин на швидкість реакції і знаходиться за формулою:

$$\Gamma = \sum_j^{N_r} \gamma_{j,r} C_j,$$

де $\gamma_{j,r}$ – ефективність впливу третіх речовин на j -й компонент у реакції r .

Константа швидкості для прямої реакції r розраховується з використанням закону Арреніуса:

$$k_{f,r} = A_r T^{\beta_r} e^{-E_r / RT}, \quad (5)$$

де A_r – передекспоненційний фактор; β_r – температурна експонента; E_r – енергія активації; R – універсальна газова стала.

Якщо реакція зворотна, то константа швидкості знаходиться з наступного виразу

$$k_{b,r} = \frac{k_{f,r}}{K_r},$$

де K_r – константа рівноваги для реакції r , що знаходиться з формули

$$K_r = \exp\left(\frac{\Delta S_r^0}{R} - \frac{\Delta H_r^0}{RT}\right) \cdot \left(\frac{p_{atm}}{RT}\right)^{\sum_{i=1}^{N_R} (v_{i,r}'' - v_{i,r}')},$$

де $p_{atm} = 101325$ Па – атмосферний тиск.

Вирази під експонентою являють собою зміну енергії Гіббса:

$$\frac{\Delta S_r^0}{R} = \sum_{i=1}^N (v_{i,r}'' - v_{i,r}') \frac{S_i^0}{R}; \quad \frac{\Delta H_r^0}{RT} = \sum_{i=1}^N (v_{i,r}'' - v_{i,r}') \frac{h_i^0}{RT},$$

де S_i^0 – стандартна ентропія; h_i^0 – стандартна ентальпія (теплота утворення i -го компонента).

Тепер варто встановити зв'язок між швидкістю протікання хімічної реакції і тиском. Константа швидкості хімічної реакції при будь-якому тиску обчислюється так:

$$k_p = k \left(\frac{p_r}{1 + p_r} \right)^F,$$

де k – константа швидкості, що знаходиться за формулою (5); $p_r = \frac{k_n[M]}{k}$; k_n – коефіцієнт швидкості реакції при нижній границі тиску; $[M]$ – концентрація речовини.

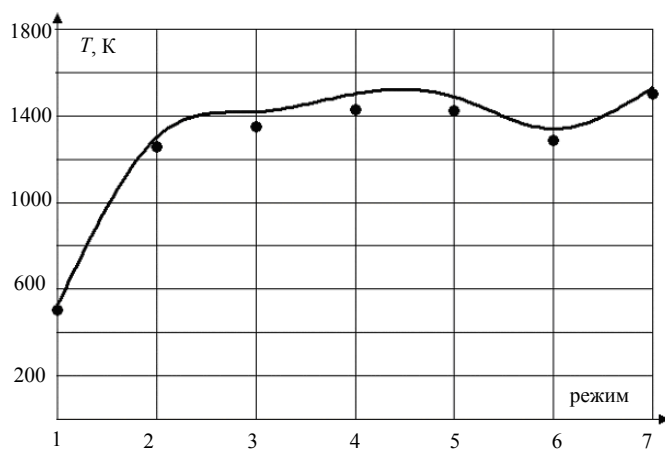
З метою верифікації математичної моделі на однопальниковому відсіку камери згоряння ГТД потужністю 25 МВт проведені експериментальні виміри поля температур у 25 точках вихідного перерізу для сімох режимів випробувань, які відрізнялися параметрами повітря та метану на вході, а також розподілом палива між каналами (табл. 1).

Таблица 1. Режимы эксперимента

№ режиму	Витрата повітря через КЗ, кг/с	Температура повітря на вході в КЗ, К	Сумарна витрата палива (метану), кг/год	Температура метану, К
1	0,395	389	4,8	286
2	0,313	624	18,8	287,2
3	0,318	626	22,6	287,5
4	0,315	628	25,6	287,6
5	0,315	627	25	287,5
6	0,316	605	20,9	287,5
7	0,327	667	27,9	288

У розрахунках, проведених для цих режимів, використано два різновиди моделей турбулентності: стандартну $k-\varepsilon$ -модель і $RNG\ k-\varepsilon$ -модель [4, 5, 7].

Першим етапом верифікації математичної моделі було порівняння середньомасових експериментальних та розрахункових температур у вихідному перерізі відсіку камери згоряння для вказаних режимів (рис. 3). Для скорочення розрахункового часу використовувалася менш густа сітка (рис. 2,а) та стандартна $k-\varepsilon$ -модель турбулентності. Такий підхід дав змогу отримати середньомасову температуру на виході з камери згоряння з прийнятною точністю для широкого діапазону режимів роботи.



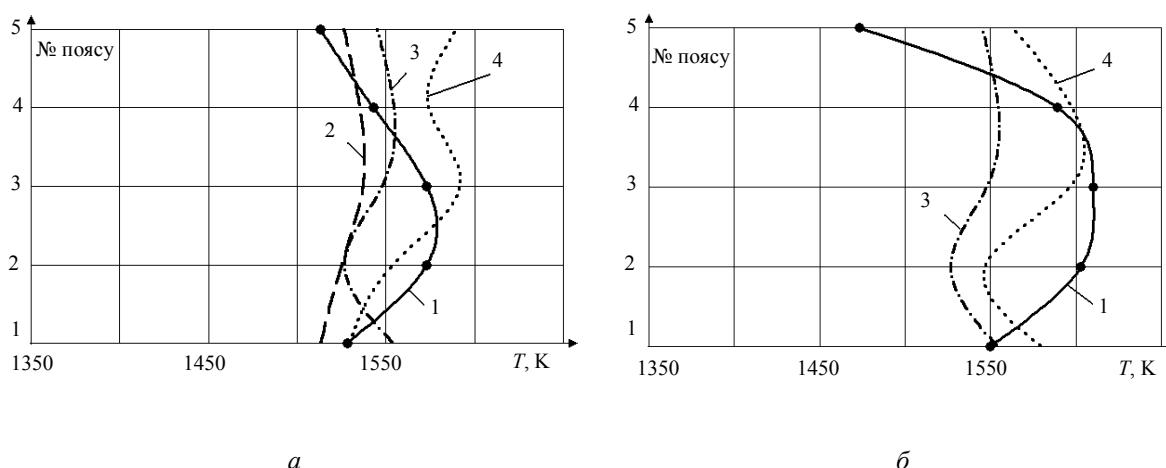
• – експеримент; — — розрахунок

Рис. 3. Розподіл середньомасової температури на виході КЗ

достатньою для прийняття конструктивних рішень точністю. Густина розрахункової сітки суттєво впливає на результати розрахунків. Максимальна похибка для розрахункової сітки з 2,7 млн. елементів складає 4,6 % проти 5,6 % для розрахункової сітки з 1,5 млн. елементів. Менш густа різницева сітка "згладжує" температурну нерівномірність. Це пов'язано з особливостями інтегрування параметрів при числовому моделюванні процесів переносу.

На рис. 4 відображено також вплив моделей турбулентності на розподіл температур в п'яти радіальних поясах вихідного перерізу. Використання більш складного різновиду моделі турбулентності $RNG\ k-\varepsilon$ дає більш точні результати у

Наступним етапом став вибір математичної моделі, яка б дозволила прогнозувати нерівномірність поля температур у вихідному перерізі. Для аналізу обрано режими 4 та 7, в яких метан подається в обидва паливні канали, а заміряні експериментально середньо-масові температури на виході є максимальними. За результатами числових експериментів побудовано радіальні епюри температур (рис. 4). Видно, що максимальні нерівномірності поля температур розраховані з



1 – експеримент; 2 – розрахунки: сітка 1,5 млн. елементів, $k-\varepsilon$ -модель; 3 – розрахунки: сітка 2,7 млн. елементів, $k-\varepsilon$ -модель; 4 – розрахунки: сітка 2,7 млн. елементів, $RNG k-\varepsilon$ -модель

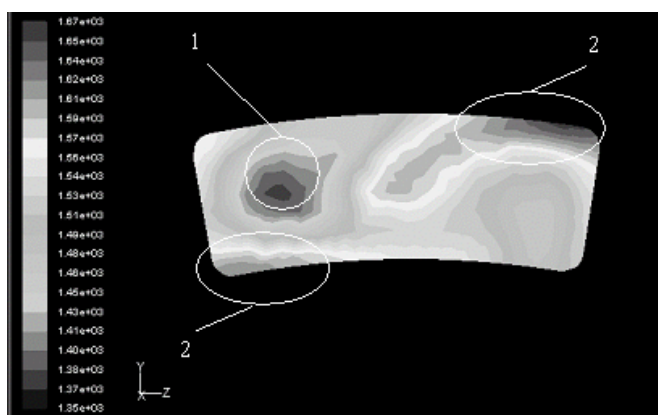
Рис. 4. Радіальні епюри температур на виході з відсіку для режиму 4 (а) та 7 (б)

порівнянні зі стандартною $k-\varepsilon$ -моделлю. Також ця модель більш точно спрогнозувала місцезнаходження зон перегріву металу у вихідному перерізі камери згоряння (рис. 5), які мали місце при експериментальних дослідженнях дослідного зразку паливоспалюючого пристрою.

Використовувати більш складні моделі турбулентності (наприклад, RSM та LES) практично недоцільно, оскільки різко зростають необхідні обчислювальні потужності та час, що витрачається на розрахунки, без значного покращення точності.

Порівнюючи експериментальні значення температур для режиму 7 (рис. 4,б) з результатами розрахунків (сітка з 2,7 млн. елементів, $RNG k-\varepsilon$ -модель турбулентності) можна відмітити, що максимальна похибка в визначенні температур у вихідному перерізі достатньо велика і складає приблизно 18,5% (табл. 2). Це пояснюється особливостями проведення експерименту в лабораторних умовах та ежектуванням певної частини атмосферного повітря при витіканні продуктів згоряння в газовихлопну систему, що при моделюванні не враховувалось. Максимальна прогнозована температура дорівнює 1598 К, а максимальна заміряна – 1610 К, що дає

похибку лише – 0,8%. Середня прогнозована температура у вихідному перерізі 1529 К, а середня заміряна 1502 К, що дає похибку 1,8%. Такі результати можна вважати прийнятними для подальшого інженерного використання.



1, 2 – холодна та гаряча зони відповідно

Рис. 5. Дільниці локального перегріву у вихідному перерізі

Таблица 2. Розрахункова похибка температур у вихідному перерізі

№ поясу	1	2	3	4	5
1	13,9	18,5	4,6	11,3	7,7
2	-2,6	6,6	0,2	2,7	-3,8
3	-9,8	-0,2	-0,8	2,8	-4,8
4	-5,2	-6,1	-4,1	9,7	-5,4
5	3,9	-0,9	-0,9	17,1	2,0

Висновки

Використання тривимірних математичних моделей гідродинаміки та горіння дозволяє отримувати досить точну якісну, а в ряді випадків і кількісну картину розподілу температур у вихідному перерізі гібридних малоємісійних камер згоряння ГТД.

В результаті проведених розрахунків вибрана модель турбулентності *RNG k - ε*, яка описує гідродинамічні особливості течій з достатньою точністю при раціональному використанні обчислювальних ресурсів.

Література

1. *Бондин Ю.И., Михайлов А.Б.* Основные результаты опытно-промышленной эксплуатации ГТД ДН80Л на КС "Софиевская" // Судовое и энергетическое газотурбостроение. – Т. 1. – Николаев: НПКГ "Зоря"- "Машпроект", НО ИАУ, 2004. – с. 7–16.
2. *Варнатц Ю., Маас У., Диббл Р.* Горение. Физические и химические аспекты, моделирование, эксперименты, образование загрязняющих веществ / Пер. с англ. – И.: ФИЗМАТЛИТ, 2003. – 352 с.
3. *Magnussen B. F.* On the Structure of Turbulence and a Generalized Eddy Dissipation Concept for Chemical Reaction in Turbulent Flow // Nineteenth AIAA Meeting, St. Louis. – 1981.
4. *Hinze J.O.* Turbulence. – New York: McGraw-Hill Publishing Co., 1975.
5. *Launder B. E., Spalding D. B.* Lectures in Mathematical Models of Turbulence. – London: Academic Press, 1972. – 310 p.
6. *Романовський Г.Ф., Сербін С.І.* Камери згоряння суднових газотурбінних двигунів: Навчальний посібник. – Миколаїв: УДМТУ, 2000. – 259 с.
7. *Yakhot V., Orszag S. A.* Renormalization Group Analysis of Turbulence: I. Basic Theory // Journal of Scientific Computing. – 1(1), 1986.

© Сербін С.І., Мостіпаненко Г.Б., 2006