

УДК 534.142

¹Е.П. Ясиніцький, канд. техн. наук
²М.І.Торхов, канд. техн. наук
³С.В. Лозня, канд. техн. наук
⁴М.Б. Налісний

МОДЕЛЮВАННЯ МЕХАНІЗМУ АВТОКОЛИВАНЬ ТИСКУ ПРИ ВІБРАЦІЙНОМУ ГОРІННІ В НИЗЬКОЕМІСІЙНИХ КАМЕРАХ ЗГОРЯННЯ ГАЗОТУРБІННИХ УСТАНОВОК

¹НАУ, кафедра авіаційних двигунів, e-mail: avcosm@nau.edu.ua

^{2,3}ТОВ "Котрис", e-mail: tmi@kotris.com.ua, serge.loznya@kotris.com.ua

⁴Національна акціонерна компанія "Нафтогаз України", e-mail: transgaz@megastyle.com

Запропоновано підхід до математичного моделювання механізму автоколиваний тиску газу при вібраційному горінні в низькоемісійних камерах згоряння газотурбінних установок

Вступ

Одна з вимог до сучасних газотурбінних установок (ГТУ) – низький рівень емісії токсичних речовин, в першу чергу сполучень оксидів азоту NO_x та вуглецю CO . У сучасних ГТУ ця вимога задовольняється шляхом розробки та впровадження низькоемісійних камер згоряння, які функціонують на бідних паливно-повітряних сумішах (ППС). Але вузький діапазон малотоксичної роботи "бідних" сумішей в камері згоряння (КЗ), зрив полум'я, нестійке та вібраційне горіння вимушують застосовувати різноманітні способи, що дозволяють покращити стійкість роботи КЗ. Найбільш небезпечним явищем при цьому є вібраційне горіння, як вид нестійкого горіння, що характеризується низькочастотними (з частотою 5...50 Гц) та високочастотними (з частотою 400...600 Гц) автоколиваннями тиску газу в камері згоряння ГТУ. Основна причина – чутливість сумішо-, вихроутворення та горіння до коливань тиску газу в КЗ, що супроводжується різким збільшенням шуму, зривами полум'я, руйнуванням камери, виходом з ладу окремих вузлів та агрегатів ГТУ [1]. Для вирішення проблеми вібраційного горіння фірми Solar, ABB, Rolls-Royce, Siemens, Pratt & Whitney створюють складні та коштовні системи регулювання складу ППС в зоні горіння, змінюють геометрію КЗ і турбокомпресора, використовують датчики індивідуального контролю кожної горілки ГТУ [2].

Аналіз досліджень і публікацій

Аналіз наявних досліджень та публікацій [2,3] свідчить, що основний шлях зниження концентрації оксидів азоту в продуктах згоряння ГТУ – зведення до мінімуму часу існування зон згоряння з температурою вище температури окислення азоту атмосферного повітря ($T_z^* \leq 1800$ К), що реалізується двома різними схемами організації процесу згоряння:

1) "багато-бідна" схема організації згоряння: зпалювання попередньо перемішаного палива в суміші "багатого" складу (коефіцієнт надлишку повітря $\alpha_{fy} = 0,7...0,8$) з її швидким розбавленням і переводом на "бідне" горіння до $\alpha_{кс} = 1,6...1,8$ та гашенням початкової температури факелу до $T_{\phi} \leq 1800$ К;

2) "бідна" (дифузійна) схема організації згоряння: зпалювання основної маси попередньо перемішаного палива в суміші "бідного" складу з коефіцієнтом надлишку повітря $\alpha_{fy} = 1,8...2,0$ та невеликої частини в черговому факелі з коефіцієнтом надлишку повітря $\alpha_{\phi} \approx 1,0$.

Дослідження, що проводились в 1995-2003 рр. науковцями Технологічного інституту штату Джорджія в США, підтвердили наступне [4]:

– основною причиною виникнення вібраційного горіння в низькоемісійних камерах згоряння ГТУ є істотне збільшення часу протікання реакції горіння при збідненні паливно-повітряної суміші;

– основним механізмом виникнення низькочастотного або високочастотного автоколивального процесу є вплив пульсацій тиску газу в КЗ на витрату палива через форсунки;

– основною умовою виникнення автоколиваний є рівняння часу запізнювання між коливаннями витрати паливного газу через форсунки половині періоду резонансних коливань тиску в КЗ.

Постановка завдання

Завдання полягає у визначенні умов появи вібраційного горіння в низькоемісійних ГТУ, що функціонують на природному газі в режимах збіднених робочих сумішей.

Вирішення зазначеного завдання в загальному випадку передбачає:

– створення математичного апарату, що відтворює умови автоколиваний тиску газу в КЗ ГТУ при збідненні робочої суміші;

– підтвердження адекватності прийнятого в

моделі механізму виникнення резонансних коливань тиску в камері згоряння умовам експериментальних досліджень серійної ГТУ;

– формування вимог до конструктивного виконання елементів камери згоряння та систем підготовки та керування витратою паливного газу ГТУ, що виключають умови виникнення механізмів резонансного автоколивального процесу.

Для розробки математичного опису механізму акустичних коливань при вібраційному горінні розглянемо особливості обох з зазначених вище схем організації згоряння в низькоемісійних КЗ на прикладі серійних ГТУ: ДН80Л, ДТ71, ДГ90 та Д049 розробки «Зоря-Машпроект» м. Миколаїв [2].

Особливості реалізації “багато-бідної” схеми організації згоряння в двигуні ДН80Л

Газотурбінний двигун ДН80Л призначений для приводу нагнітача газоперекачувального агрегату. Номінальна потужність двигуна $N_e = 25$ МВт, коефіцієнт корисної дії $\eta = 34,8\%$, частота обертання вихідного валу 3700 об/хв.

Перший серійний двигун ДН80Л, який було виготовлено в 1998 році, мав традиційну камеру згоряння (система дифузійного горіння), рівень викидів оксидів азоту NO_x на номінальному режимі знаходився в межах $350\text{--}400$ мг/м³, оксиду вуглецю CO близько 10 мг/м³ при 15% O_2 . Основні номінальні режимні параметри двигуна: температура газу за компресором $T_{02} = 462^\circ\text{C}$, температура газу за КЗ $T_{03} = 1245^\circ\text{C}$, тиск газу за компресором $P_{02} = 21,1$ кгс/см², витрата повітря $G_B = 86,4$ кг/с, коефіцієнт надлишку повітря в КЗ $\alpha_{kc} = 2,7$.

З березня 2001 р. впроваджена в серійне виробництво низькоемісійна КЗ, що забезпечує на номінальному режимі роботи двигуна $NO_x \leq 50$ мг/м³, $CO \leq 30$ мг/м³ при 15% O_2 .

КЗ двигуна ДН80Л трубчасто-кільцева проточна, складається з 16 жарових труб, що з'єднані між собою полум'я-перекидаючими патрубками. Система охолодження жарової труби – плівкова.

Для двигуна ДН80Л розроблена малотоксична система зпалювання газоподібного палива, в основі якої лежить спосіб зпалювання попередньо підготовленої бідної ППС (рис.1). Основним елементом малотоксичної системи є горілочний пристрій, що складається з двох радіальних завіхрювачів першого та другого каналів, за якими розташовані кільцеві камери змішування. Частина повітря, що поступає крізь завіхрювач першого каналу, складає 12% сумарної витрати через жарову трубу; крізь завіхрювач другого каналу поступає 61% . Паливний газ розподіляється крізь отвори діаметром $0,6$ мм в лопатках радіальних завіхрювачів першого та другого каналів.

Запуск двигуна і вихід на режим $0,1 N_e$ здійснюється подачею палива тільки в завіхрювач пер-

шого каналу, в якому паливо змішується з повітрям. Потік крізь завіхрювач входить в кільцеву попередню камеру, де змішування завершується перед входом потоку в центральну предкамеру. В предкамері горіння стабілізується рециркуляційною зоною.

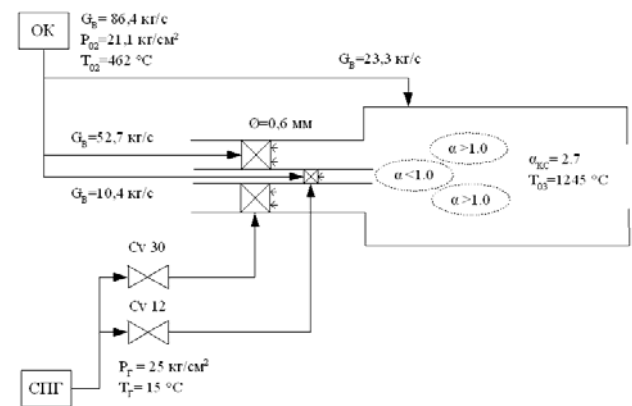


Рис.1. “Багато-бідна” схема організації згоряння в КЗ двигуна ДН80Л (ОК – осьовий компресор, СПГ – система підготовки газу)

На режимі запуску двигуна і до режиму $0,1 N_e$ в завіхрювачі першого каналу готується багата гомогенна ППС, що дозволяє на цих режимах підтримувати стійке горіння в основній зоні, при коефіцієнті надлишку повітря в зоні горіння $\alpha_{kc} = 2,5 \dots 3,5$.

З режиму $0,1 N_e$ здійснюється подача палива в завіхрювач другого каналу, в якому починається і в кільцевій камері змішування закінчується підготовка бідної гомогенної ППС. Горіння бідної ППС, підготовленої в завіхрювачі другого каналу, стабілізується горінням багатого суміші завіхрювача першого каналу.

На режимі $0,7 \dots 1,0 N_e$ паливо розподіляється по каналам в співвідношенні, що забезпечує необхідні екологічні характеристики.

Паливна система двигуна двохканальна. Розподіл палива по каналам здійснюється згідно алгоритму в залежності від температури повітря на вході в двигун і його навантаження.

Особливості реалізації “бідної” схеми організації згоряння в двигунах ДГ90, ДТ71 та Д049

Для двигунів ДГ90, ДТ71, Д049 зниження рівня NO_x забезпечується за рахунок більш значного збіднення ППС в зоні горіння та організації декількох дифузійних факелів, що дозволяє знизити температуру факела в первинній зоні і значно зменшити час перебування газів в зоні високих температур (рис.2). Паливна система двигунів одноканальна.

Таке рішення дозволило досягнути рівня $NO_x \leq 150$ мг/м³ та $CO < 300$ мг/м³ для двигунів типу ДГ90 ($N_e = 16$ МВт), ДТ71 ($N_e = 6$ МВт) і Д049 ($N_e = 2,5$ МВт).

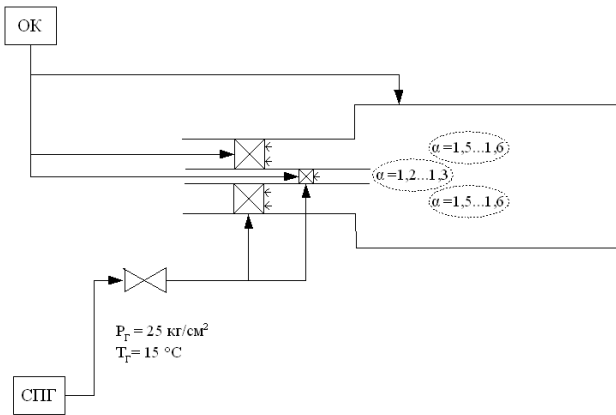


Рис.2. “Бідна” схема організації згоряння в КЗ двигунів ДГ90, ДГ71 та Д049

Конструктивні особливості мікрофакельної 3-горілочної камери згоряння ДГ90:

- фронтний пристрій складається з 3 завіхрювачів і охолоджуваної торцевої стінки;
- зони горіння в порівнянні з вихідною одногорілочною жаровою трубою скорочені в 3 рази;
- коефіцієнт надлишку повітря в зоні згоряння дорівнює 1,5...1,6.

Камера згоряння двигуна ДГ71 складається з десяти трьохгорілочних жарових труб, кожна горілка складається з завіхрювача і попередньої камери змішування. В попередній камері змішування підготовляється ППС з $\alpha_{кс} = 1,2...1,3$. Як і в двигуні ДГ90, коефіцієнт надлишку повітря в зоні згоряння жарової труби $\alpha_{кс} = 1,5...1,6$.

Камера згоряння двигуна Д049 складається з двох п’ятигорілочних жарових труб, конструкція горілки аналогічна конструкції горілки двигуна ДГ71.

Опис механізму встановлення автоколивань тиску при вібраційному горінні в низькоемісійних камерах згоряння ГТУ

Коливання тиску при вібраційному горінні в низькоемісійних камерах згоряння ГТУ (рис.3) відбуваються внаслідок залежності коливань витрати повітря на впуску КЗ і палива в паливній магістралі, які в свою чергу приводять до флуктуації значення коефіцієнту надлишку повітря і, як наслідок, - від коливань тепловиділення в КЗ. На рис.4 показано основні елементи процесу горіння, який є характерним для низькоемісійних КЗ ГТУ, побудованих, як по “бідній”, так і по “багатобідній” схемам.

Представимо процес коливань в камері згоряння ГТУ у вигляді часової діаграми збурень параметрів, як це зображено на рис.5. Для математичного опису механізму встановлення автоколивань тиску при вібраційному горінні введемо наступні позначення: T – період власних коливань тиску в КЗ, τ_{ci} – час запізнення розповсюдження тиску за форсункою відносно тиску в зоні горіння; τ_{pv} – час

запізнення коливань об’ємної витрати повітря на форсунці в залежності від тиску за форсункою; $\tau_{\phi} = T/2$ – час запізнення коливань коефіцієнту надлишку повітря на форсунці відносно коливань об’ємної витрати повітря; $\tau_{convect}$ – час запізнення коливань коефіцієнту надлишку повітря в зоні горіння відносно його коливань на форсунці; τ_{eq} – час запізнення коливань виділення тепла.



Рис.3. Механізм акустичних коливань при вібраційному горінні в КЗ ГТУ

Очевидно, що час запізнення розповсюдження тиску за форсункою відносно тиску в зоні горіння визначається як

$$\tau_{ci} \approx \frac{L_{z2}}{a}, \tag{1}$$

де L_{z2} – відстань зони горіння від форсунки; a – швидкість звуку в газі.

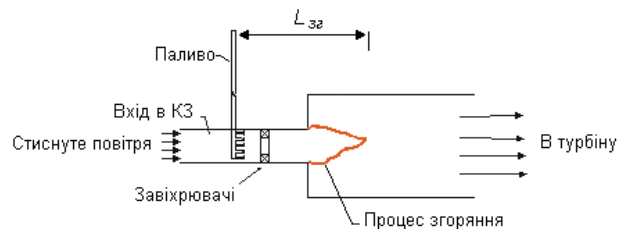


Рис.4. Процес згоряння палива в камері згоряння ГТУ (L_{z2} – довжина зони горіння)

Величина τ_{pv} обумовлюється характеристиками системи паливо живлення.

Час запізнення коливань коефіцієнту надлишку повітря в зоні горіння відносно його коливань на форсунці визначається як

$$\tau_{convect} = \frac{L_{z2}}{c}, \tag{2}$$

де c – швидкість потоку газу в зоні горіння.

З урахуванням введених позначень математична умова додавання енергії до коливань тиску газу в КЗ ГТУ (умова виникнення сталих автоколивань) запишеться у вигляді:

$$\forall (\tau_{ci} + \tau_{pv} + \tau_{\phi} + \tau_{convect} + \tau_{eq})/T = 1,2,3,... \tag{3}$$

З огляду на часову діаграму зображену на рис.5 та фізичних міркувань справедливі наступні

припущення:

$$-\frac{\tau_{ci}}{T} \sim 0, \text{ враховуючи, що } a \gg c;$$

– для дросельованої паливної форсунки

$$\frac{\tau_{\varphi}}{T} = \frac{1}{2};$$

– час τ_{eq} визначається об'ємом КЗ.

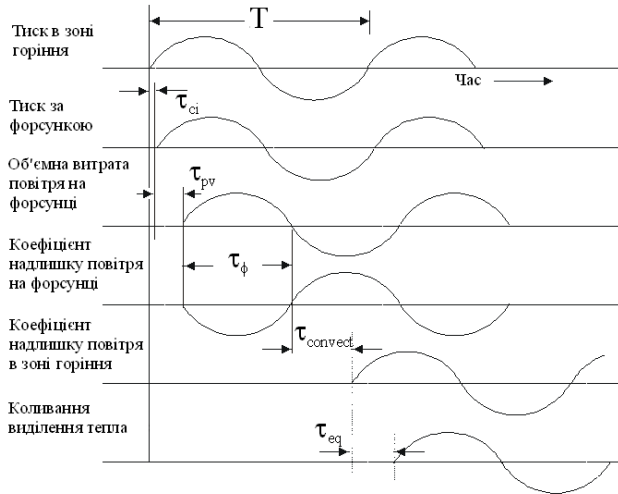


Рис.5. Часова діаграма збурень параметрів при сталих коливаннях в КЗ ГТУ

З урахуванням прийнятих припущень умова виникнення сталих автоколивань (3) переписеться у вигляді:

$$\forall (\tau_{ci} + \tau_{pv} + \tau_{convect} + \tau_{eq})/T = \frac{1}{2}, \frac{3}{2}, \dots \quad (4)$$

Одержана умова (4) виникнення сталих автоколивань дозволяє виявити параметри, що визначають режим вібраційного горіння в камерах згорання ГТУ:

$$-\text{період власних коливань тиску в КЗ } T = \frac{1}{f};$$

– швидкість потоку газу c та розташування паливних форсунок, що впливають на час $\tau_{convect}$;

– характеристики системи паливо живлення, що впливають на час τ_{pv} ;

– конструктивні характеристики КЗ, що впливають на час τ_{eq} .

Висновки

Запропонований підхід до математичного опису механізму коливань тиску при вібраційному горінні в низькоемісійних камерах згорання дозволяє здійснити розрахунок діапазону стійкого

Предложен поход к математическому моделированию механизма автоколебаний давления газа при вибрационном горении в низькоемісійних камерах згорання газотурбинних установок

Mathematical modelling method of the pressure self-oscillations mechanism at vibrating burning in low emission combustion chambers of the gas-turbine units is offered

горіння в КЗ за параметрами робочого процесу ГТУ. Для практичної реалізації поставленого наукового завдання необхідна побудова (використання):

– динамічної моделі ГТУ, що забезпечує моделювання коливань середньомасових параметрів газового потоку в КЗ (температури, тиску, коефіцієнту надлишку повітря, витрати повітря і т.інш.) за коливаннями кількості тепла, підведеного до КЗ, з урахуванням динаміки зміни тиску та температури;

– моделі кінетики горіння збіднених ППС і доставки палива в зону горіння, що забезпечує моделювання коливань виділення тепла в КЗ від коливань витрати палива крізь форсунки;

– моделі системи подачі палива, що забезпечує моделювання коливань витрати палива крізь форсунки від коливань тиску в форсунках.

Синтез запропонованого в статті підходу з зазначеними математичними моделями дозволить одержати залежності складових виразу (4) від конструктивних характеристик елементів камери згорання та системи паливного газу досліджуваного ГТУ, оптимальними за умови виключення процесу вібраційного горіння.

Список літератури

1. Теория и расчет воздушно-реактивных двигателей /Под. Ред. С.М.Шляхтенко. Учебник для вузов – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1987 – 568 с.

2. Опыт разработки, проблемы создания и перспективы развития низькоемісійних камер сгорания ГТУ // Материалы первого межведомственного научно-технического семинара по проблемам низькоемісійних камер сгорания газотурбинных установок 14-16 декабря 2004 г. – М.: ЦИАМ, 2004 – 54 с.

3. С.В.Лозня, С.С.Некрасов, В.Г.Соляник, М.И.Торхов, А.В.Френев, В.Н.Якунин. Применение средств вибрационной диагностики для защиты от вибрационного горения // Вибрации в технике и технологиях. – Вінниця, №4 (20), 2001. – С.57-60

4. B.T. Zinn and T. Liewwen. The Role of Unmixedness in Driving Combustion Instabilities in Low NOx Gas Turbines. Proceedings // Theses of the 27th International Symposium on Combustion. 2-7 August 1998. University of Colorado at Boulder/ Georgia Institute of Technology. Atlanta, GA 30332