

<학술논문>

DOI:10.3795/KSME-B.2008.32.8.574

모형 가스터빈 연소기에서 희박 예혼합 화염의 연소 특성 및 유동 해석에 관한 연구

유혜연* · 김규보* · 전충환† · 장영준**

(2008년 2월 1일 접수, 2008년 4월 10일 수정, 2008년 7월 22일 심사완료)

A Study on Combustion Characteristics and Flow Analysis of a Lean Premixed Flame in Lab-Scale Gas Turbine Combustor

Hye Yeon Ryu, Gyu Bo Kim, Chung Hwan Jeon and Young June Chang

Key Words: Combustion Instability(연소불안정), Heat Release Rate(열방출률), Lean-premixed(희박 예혼합), NO_x(질소산화물), OH Chemiluminescence(OH자발광)

Abstract

The characteristics of combustion and flow for a lean premixed flame in lab-scale gas turbine combustor was studied through experiment and numerical analysis. From the experiment, flame structure and heat release rate were obtained from OH emission spectroscopy. Qualitative comparisons were made line-integrated OH chemiluminescence image and Abel-transformed one. NO_x analyzer was implemented to get the characteristic of NO_x exhaust from the combustor. From the numerical analysis, the thermal distribution and characteristic of recirculation zone with the change of fuel-air mixing degree, the characteristic of methane distribution with equivalence ratio in the combustor respectively.

Total heat release rate is increased with increasing equivalence ratio. Thermal No_x is reduced with increasing fuel-air mixing degree. Increasing equivalence ratio results in the decrease of the size of reaction zone and alteration of the position of the reaction zone into the entrance of the combustor.

기호설명

1. 서론

- Φ : 당량비
- V : 유동의 평균속도(m/s)
- θ : 위상 각 (deg)
- σ : 연료-공기 혼합정도(%)

가스터빈 연소기는 지상용 발전설비와 항공기의 추진기관으로서 폭넓게 사용되어 왔다. 이와 함께 세계 각국의 NO_x 배출 규제도 엄격해져 가스터빈 연소기에서의 NO_x 배출을 줄이기 위한 연구가 활발히 진행되고 있다.^(1~4) 이러한 방법들 중 한가지로 희박 예혼합 연소가 대두되었다. 하지만 희박 예혼합 연소의 경우 실제 가스터빈 연소기에서 연소 시 연소불안정이 일어나게 되어 소음 및 진동으로 인한 연소기 손실 등의 문제가 발생하게 되었다. 저자들의 선행연구에서는 당량비가 0.82 일 때 불안정 연소메커니즘을 규명하거나⁽⁵⁾ 전체열방출률을 이용하여 국소레일라이지

† 책임저자, 회원, 부산대학교 기계공학부
E-mail : chjeon@pusan.ac.kr
TEL : (051)510-3051 FAX : (051)582-9818
* 부산대학교 대학원 기계공학과
** 부산대학교 기계공학부, 화력발전에너지분석센터

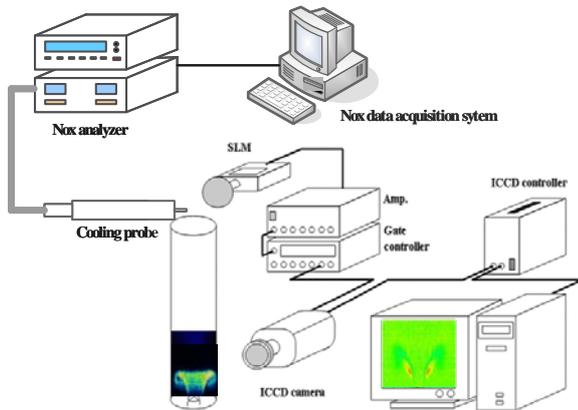


Fig. 1 Schematic of experimental setup

수분포 및 국소 열방출률을 구하고,⁽⁶⁾ CARS를 이용하여 화염의 한 지점에서의 온도를 측정하는⁽⁷⁾ 등의 연구가 이루어져 왔다.

따라서 본 연구에서는 희박 예혼합 가스터빈 연소기에서의 연소 특성을 규명하기 위하여 당량비, 연료-공기 혼합정도에 따른 NOx배출 특성을 파악하고 수치해석을 이용하여 각 인자에 따른 유동 특성을 확인하고자 한다. 또한 실제 가스터빈 연소기에서 희박 예혼합 연소 시 연소불안정을 감소시키고 동시에 NOx를 저감할 수 있는 방안을 제시하고자 한다.

2. 실험 및 수치해석 방법

2.1 실험장치

탄화수소 화염 내에서 CH*, CO₂*, OH*은 국소 열 방출과 전체 열 방출을 나타내는 지표로 사용되어 왔다.⁽⁸⁻¹⁰⁾ OH*을 당량비 변화에 대한 지표⁽⁹⁾ 또는 열 방출의 지표⁽¹⁰⁾로 실험한 선행연구를 바탕으로, 본 연구에서도 비교적 강도가 강하고 측정이 용이한 OH*⁽¹¹⁾을 압력변동의 위상에 따라 측정하였다. 이와 함께 소음 측정기를 이용하여 음압의 변동 특성을 확인하였으며 또한 NOx 분석기를 이용하여 조건에 따른 NOx의 배출 특성을 확인하였다.

실험 측정 장치의 개략도는 Fig. 1에 나타내었다. 연료로는 메탄을 사용하였으며, 두 군데 위치에서 혼합부에 공급하였다. 공급되는 이들 두 질량 유량의 비로써 본 연구의 중요한 실험 변수인 연료-공기 혼합정도(Fuel-air mixing degree, σ)가

Table 1 Experimental condition

Parameter	Operating ranges
Fuel-air mixing degree (σ)	75, 87.5, 100 %
Inlet air temperature (T_{in})	650 K
Overall equivalence ratio	0.5 ~ 0.89
Mean velocity	8.5 ~ 10.8 m/s
Phase angle (θ)	0 ~ 360 deg.
Fuel	CH ₄

정의되는데, 그 정의는 식 (1)과 같다.

$$\sigma = \left(1 - \frac{Q_{inner\ tube}}{Q_{total\ fuel}}\right) \times 100\% \quad (1)$$

연료-공기 혼합 정도가 100 % 경우는 직경 12 mm 인 바깥쪽 관을 통하여 연료와 공기가 혼합되어 공급되고 연료-공기 혼합 정도가 0 % 경우는 직경 3 mm 인 안쪽 관을 통하여 연료가 공급되고 바깥쪽 관을 통하여 공기가 공급된다.

2.2 실험방법

불안정 연소가 발생할 경우 화염은 346.1 ~ 351.6 Hz의 주파수를 가지고 진동하였는데, 이는 시간적으로 약 2.84 ~ 2.93 ms 에 해당된다. 한 주기의 압력을 22.5 ° 간격으로 16등분하여 각 위상에서 노출시간 1 μ s 로 50개의 화상을 얻어 평균함으로써 각 위상에서의 평균 화염 이미지를 취득하였다. 선 적분된 이미지 아벨 역변환은 Dasch⁽¹²⁾의 보고를 근거로 한 Hwang⁽¹³⁾의 연구를 참조하였다. 또한, 역 변환된 결과에서의 과도한 노이즈를 방지하기 위해 세 점을 이용한 데이터 처리 작업을 수행하였다. 화상취득시의 실험조건은 Table 1과 같다.

2.3 수치해석 방법

실험에 사용된 dump combustor를 UG 프로그램을 통하여 실 형상과 동일한 geometry를 가지는 3D 모델링을 작업하였다. 계산을 위한 격자 생성은 ATES사의 GAMBIT을 통하여 이루어 졌으며 균등한 분포로서 1 mm²당 4개의 셀(cell)이 들어가도록 mesh 작업을 하였다.

화염을 상세히 확인하고 화염홀더(flame holder)

부분의 mesh 작업을 원활하게 하기 위하여 내부 연료관이 끝나는 지점의 3 mm 이후부터 연소실의 70 mm까지는 mesh 작업을 달리하였다. 해석은 상용 전산 유체 프로그램인 Fluent를 사용하였다.

2.3.1 난류 이론

내부 유동 계산은 표준 k-ε 난류모델을 사용하였다. 압축성 기체에 대한 급격한 압축, 팽창의 영향이나 밀도의 불균일한 분포에 대한 영향 등은 무시하였다. 난류 운동 에너지(k)와 난류 소산율(ε)에 대한 보존 방정식은 다음과 같다.⁽¹⁴⁾

- Turbulence kinetic energy (k)

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\rho u_j k - \left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] \quad (2)$$

$$= \mu_t (P + P_B) - \rho \epsilon - \frac{2}{3} \left(\mu_t \frac{\partial u_i}{\partial x_i} + \rho k \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_i} + \mu_t P_{NL}$$

여기서,

$$P \equiv S_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \quad (3)$$

$$P_B \equiv - \frac{g_i}{\sigma_{h,t}} \frac{1}{\rho} \frac{\partial \rho}{\partial x_i} \quad (4)$$

$$P_{NL} = - \frac{\rho}{\mu_t} \overline{u_i u_j} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \quad (5)$$

$$- \left[P - \frac{2}{3} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_i} + \frac{\rho k}{\mu_t} \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \right]$$

선형적인 모델은 $P_{NL} = 0$ 이며, σ_k 는 난류 Prandtl 수이다. 식(2)의 오른쪽 평형식에서 첫번째 조건은 전단, 수직응력에 의한 난류생성을 나타내고, 두 번째 조건은 점성소산이고, 세 번째 조건은 압축영향에 의한 증폭 및 감쇠이다. 마지막 조건은 비선형 분포를 나타낸다.

- Turbulence dissipation rate (ε)

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \epsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\rho u_j \epsilon - \left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right]$$

$$= C_{\epsilon 1} \frac{\epsilon}{k} \left[\mu_t P - \frac{2}{3} \left(\mu_t \frac{\partial u_i}{\partial x_i} + \rho k \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \right] + C_{\epsilon 3} \frac{\epsilon}{k} \mu_t P_B$$

$$- C_{\epsilon 2} \rho \frac{\epsilon^2}{k} + C_{\epsilon 4} \rho \epsilon \frac{\partial u_i}{\partial x_i} + C_{\epsilon 1} \frac{\epsilon}{k} \mu_t P_{NL} \quad (6)$$

여기서, σ_ϵ 는 난류 Prandtl 수이고, C_μ 는 실험 계수이고, $C_{\epsilon 1}, C_{\epsilon 2}, C_{\epsilon 3}, C_{\epsilon 4}$ 는 난류 소산율 계수이며, k 는 난류운동에너지이고, $\sigma_k, \sigma_\epsilon, \sigma_h, \sigma_m$ 은 난류 Prandtl 수이다. $C_{\epsilon 1}, C_{\epsilon 2}, C_{\epsilon 3}, C_{\epsilon 4}$ 는 난류 방정식의 계수값이며, μ_t 는 난류점성이다.

난류 운동에 관련된 식은 다음이 성립한다.⁽¹⁵⁾

$$u' \propto k \quad (7)$$

여기서, u' 는 난류 강도를 나타내며, k 는 난류 운동 에너지를 나타낸다.

$$l \propto \frac{k^{3/2}}{\epsilon} \quad (8)$$

여기서, k 는 난류 운동 에너지를 나타내며, ϵ 는 난류 소산율을 나타내고, l 은 난류 길이 척도를 나타낸다.

2.3.2 연소 모델

부분 예혼합에서의 연소 특성을 알아 보기 위하여 연료-공기 혼합율이 0 %인 경우에는 확산 화염과 비슷하므로 화학 반응이 매우 빠르기 때문에 내부의 연료와 산소가 혼합된다는 가정과 연료-공기 혼합율이 100 %인 경우에는 연료인 메탄의 농도가 산소의 농도보다 높은 지역에서의 지배 인자는 산소라는 예혼합 화염에서 높은 온도를 지니고 있는 eddy의 효과를 고려하여 연소 속도를 난류 mixing time scale과 연료, 산소 연소 가스에 의한 반응률 중 최소값에 의해 결정하는 eddy dissipation model⁽¹⁶⁾를 사용하였다. 연료 소비율은 식 (9)와 이 나타낸다.

$$R_{fu} = A \rho \frac{\epsilon}{k} \min \left(Y_f, \frac{Y_o}{s}, \frac{BY_{pr}}{s+1} \right) \quad (9)$$

여기서 s 는 당량계수, Y_f, Y_o , 그리고 YPR 은 각각 연료, 산화제, 생성물의 질량분율을 나타낸다. 그리고 $\frac{k}{\epsilon}$ 는 화학 반응시간 척도보다 훨씬 큰 난류 eddy의 시간척도이며 A, B 는 모델상수이다.

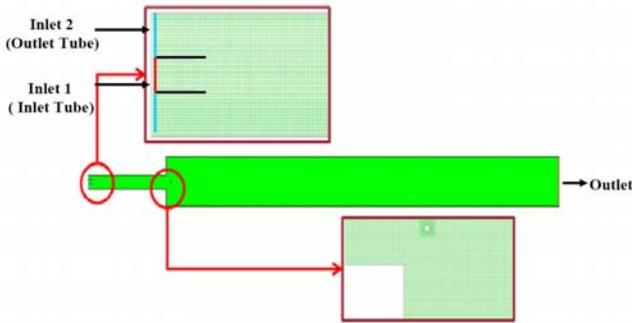


Fig. 2 Geometry of combustor for numerical study

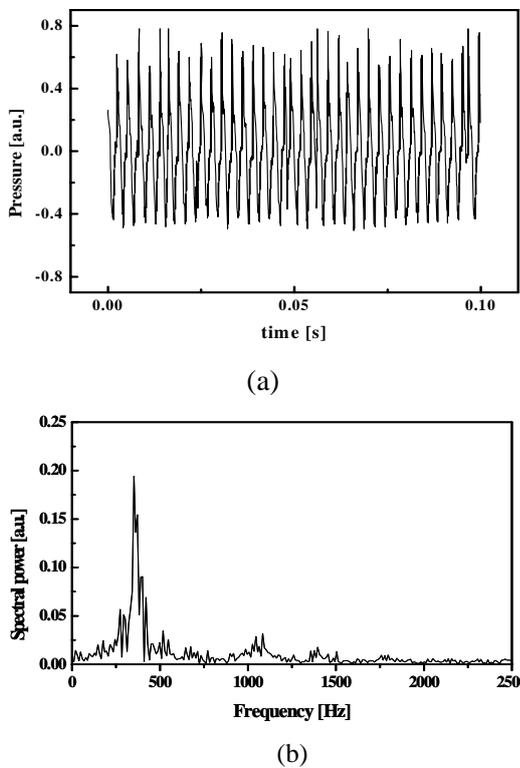


Fig. 3 (a) A typical pressure trace with respect to time and (b) its corresponding frequency spectrum showing dominant frequency of 341.7 Hz

2.3.3 해석조건

Fig. 2는 모델 형상, mesh, 경계조건을 표시 하였다. 실험과 같은 연소기를 모델링이며 Inlet 1 은 Inlet Tube로써 순수 연료가 들어가며 Inlet 2 에서는 Outlet Tube로써 연료와 공기가 혼합물에 따라서 각각 공급되게 된다. 이 때 사용된 운전 조건(Operating Condition)은 실험조건과 동일하며 Table 2 에 그 조건을 다시 명시하여 놓았으며 Inlet의 변수 값을 다르게 입력하여 조건을 맞추었다.

Table 2 Operation conditions

Parameter	Numerical ranges
Fuel-air mixing degree (σ)	0, 25, 50, 75, 100%
Inlet air temperature (T_{in})	650K
Overall equivalence ratio(Φ)	0.63, 0.69, 0.76, 0.82, 0.89
Mean velocity	8.5, 9.3, 10.0, 10.8 m/s

3. 결과 및 고찰

3.1 연소기 특성

Fig. 3(a)는 연소 불안정성이 발생한 경우의 전압을 5 V로 증폭하여 시간에 대한 음압의 변동을 나타낸 것이다. 일정주기의 사인파의 형태를 가지는 것을 알 수 있으며, 주파수를 알아보기 위해 FFT변환을 하면 Fig. 3(b)와 같이 약 341.7 Hz의 주파수를 가지는 전형적인 종파모드 불안정 연소특징을 나타낸다. 본 실험에 사용된 연소기 길이/지름 비가 10.5으로 S.Sivasegaram 의 실험결과⁽¹⁷⁾에 의하면 1/4파 모드(quarter wave mode)에 해당되는 단일 길이방향 주파수를 가지고, 이에 대한 주파수는 아래의 식 (10)으로 표현되어 질 수 있다.

$$f(\text{Hz}) = \frac{a}{l} \cdot \frac{1}{n}, \quad a = \sqrt{\gamma R T'} \quad (10)$$

3.2 열방출 특성

불안정 연소 동안 화염 내 열 방출의 공간분포를 나타내는 화염구조를 알아보기 위해, ICCD를 이용하여 압력 변동에 따른 OH 자발광 이미지를 취득하였다. 이는 선 적분된 정보로써 화염의 단면 구조를 나타내지는 못한다. 따라서 화염을 축대칭으로 가정하여, 아벨 변환 과정을 통해 화염 단면정보를 얻었으며 그 결과를 Fig. 4에 나타내었다. 좌측 반평면은 선 적분된 이미지를, 우측 반평면은 아벨 변환된 이미지를 나타낸다.

Fig. 4의 2차원 이미지를 보면 화염이 재순환 영역으로 꽃 봉우리가 터지듯 펼쳐진 후 직선 방향으로 수축되는 현상을 발견할 수 있다. 또한 화염의 전체적인 구조는 거의 일정한 반면에, 화염으로부터의 전체 열 방출 강도에 있어서는 현

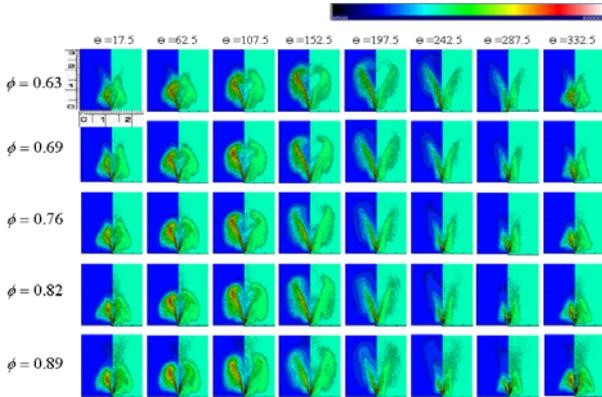


Fig. 4 Phase-resolved flame structure images during one period of unstable combustion at the equivalence ratio ranged from 0.63 to 0.89 (the left half of each picture is line-of-sight image and the right half is corresponding Abel transformed one)

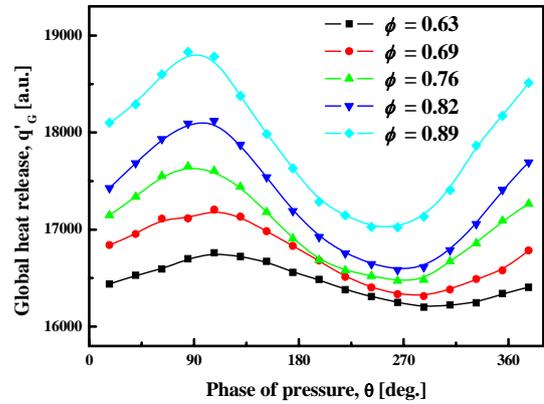
저한 변화를 관찰할 수 있다 즉, 열 방출이 최소가 되는 이미지는 압력이 최소가 될 때 발생한다는 것이다.

각 당량비 조건에서 압력 위상에 따른 전체 열 방출 강도 변화와 한 주기 동안의 평균값을 Fig. 5에 나타내었다. Fig. 5(a)에서 보듯, 당량비가 증가함에 따라 전체 열 방출량은 증가하고 위상에 따른 주기성을 보여준다. 또한 앞에서 살펴본 바와 같이, 압력 위상이 270도 근방에서 열 방출량이 최소가 됨을 다시금 확인할 수 있다. 당량비는 0.82로 일정하고, 속도를 달리하여 압력 위상에 따른 전체 열 방출 강도 변화와 한 주기 동안의 평균값을 Fig. 5(b)에 나타내었다. 이 그래프에서 보듯, 속도가 증가함에 따라 전체 열 방출량이 증가하였다. 즉, 연료 유량이 증가함에 따라 전체 열 방출량이 증가함을 알 수 있다.

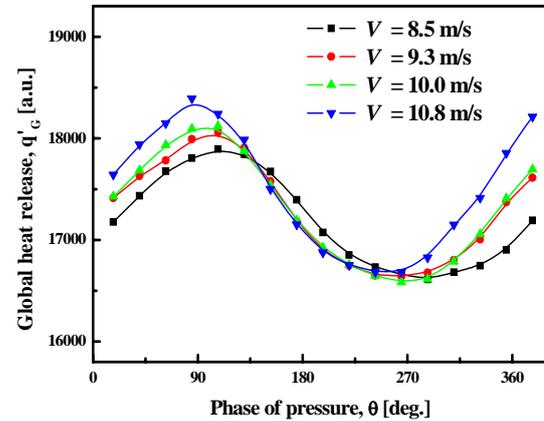
3.3 NOx 배출 특성

연료-공기의 혼합이 연소불안정 및 NOx 배출 특성에 미치는 영향을 살펴보기 위하여, 연료-공기의 공간적 혼합을 달리하고 당량비를 조절했을 때 NOx 농도를 측정한 결과를 Fig. 6에 나타내었다. 결과에서 보듯, 연료-공기 혼합 정도에 따라 NOx 농도가 달라짐을 확인할 수 있고, 희박연소 영역에서는 연료-공기 혼합이 잘 되었을 때가 NOx 발생이 적음을 발견할 수 있다.

이는 NOx 규제측면에서 희박조건에서 연소가



(a)



(b)

Fig. 5 (a) Global heat release rate during one period of combustion instability, (b) global heat release rate as a function of inlet velocity

이루어져야 함을 다시금 보여주는 결과이며 아울러 연료-공기 혼합정도의 제어와 희박 연소가 NOx 배출규제를 만족시키기 위한 주요한 과제라는 것을 알려주는 결과라 하겠다.

3.4 재순환 영역과 반응 영역 특성

수치해석을 통하여 얻어낸 연료-공기 혼합정도에 따른 연소기 내부의 온도 특성을 Fig. 7에 나타내었다. 이 결과에 따르면 연료-공기 혼합정도가 100 %일 때 보다 50 %일 때가, 50 %일 때 보다는 0%일 때가 더 많은 고온 영역이 나타나는 것을 확인할 수 있다. 특히 예혼합이 전혀 이

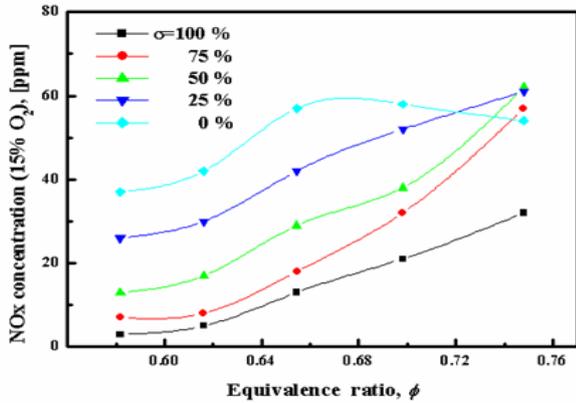


Fig. 6 NOx emissions obtained from various fuel-air mixing quality

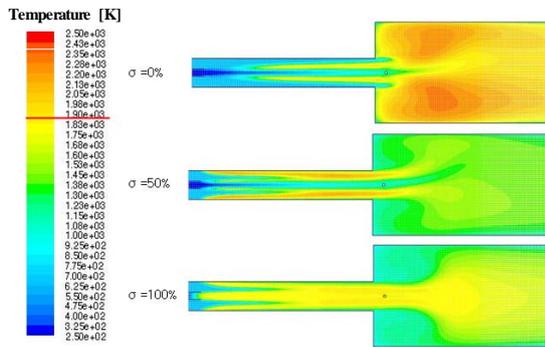


Fig. 7 Numerical temperature characteristics in each fuel-air mixing degree (V=10.0m/s, phi = 0.82)

루어 지지 않은 연료-공기 혼합정도가 0%일 때에는 약 2400 K가까운 고온영역이 나타남으로써 상당량의 열적 NOx가 배출될 것이라는 것을 알 수 있다.

이에 반해 저온 영역은 넓지만 국부적으로 2000 K이상의 고온 영역을 가지는 50% 조건과 열적 NOx가 생성된다고 일컬어지는 1900 K 이상의 고온 영역은 전혀 없이 저온 영역만을 가지는 100%의 혼합조건은 NOx의 발생이 많이 저감된다는 것을 알 수 있다. 이러한 사실은 연료-공기 혼합이 잘 될수록 NOx가 저감된다고 하는 Fig. 6의 결과와도 잘 일치하고 있다고 할 수 있다.

연소기 내부에서 발생한 화염은 재순환 영역을 따라 발달하게 된다. 이 재순환 영역은 여러 가지 변수에 의하여 그 위치나 크기가 변화할 수 있으며 본 연구에서는 Fig. 8에 연료-공기 혼합정도에 따른 재순환 영역의 변화를 나타내었다.

이 결과에 따르면 연료-공기 혼합 정도가 커질

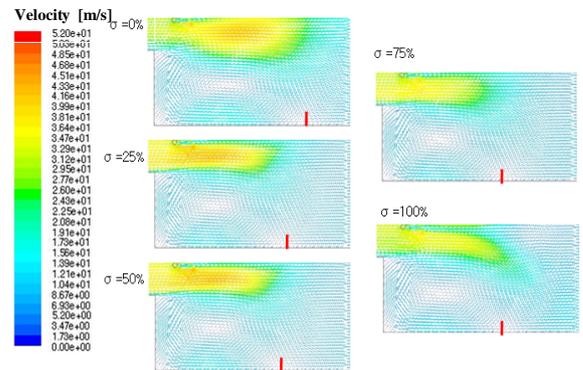


Fig. 8 Change of recirculation zone in each fuel-air mixing degree (V=10.0m/s, phi = 0.63)

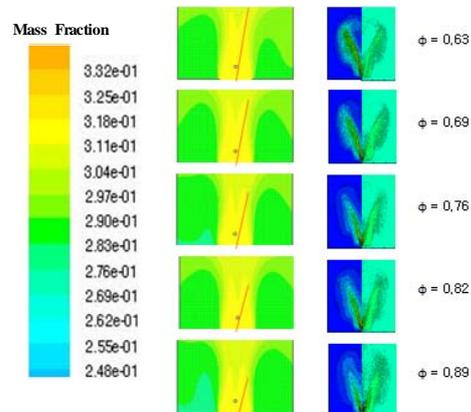


Fig. 9 Distribution of CH4 in each equivalence ratio (V=10.0m/s, sigma = 100%)

수록 재순환 영역의 위치는 연소부의 입구 쪽에 가까워지는 것을 확인할 수 있으며, 이에 따라 재순환영역의 크기도 작아진다는 것을 알 수 있다.

Fig 8 에 나타난 화염 형상의 그림에서 재순환 영역에서 연소 불안정이 일어난다고 볼 수 있으므로, 재순환 영역이 가장 작아지는 조건인 연료-공기 혼합정도 100%에서 연소 불안정이 제어된다는 것을 알 수 있다.

Fig. 9는 당량비 변화에 따른 메탄의 질량분포 특성을 통해 메탄의 분포와 연소 불안정성의 관계를 살펴보기 위해 나타낸 것이다. 당량비가 0.63에서 0.89로 증가함에 따라 비교적 질량분율이 큰 값을 가지는 영역이 줄어드는 것을 확인할 수 있으며, 또한 전체 메탄분포특성에 있어서도 동일한 결과를 확인할 수 있다. 그리고 우측에 비교된 화염으로부터 획득한 이미지 결과에서도 유사한 특성을 보였다. 이러한 수치해석을 통해 획득한 메탄의 분포와 실험결과를 통해 살펴볼

수 있는 것으로, 당량비가 증가할수록 열 방출량이 증가하면서 연소 불안정성이 증가하는 실험결과와 비교해 볼 때 화염의 형태에 있어서 연소 불안정성에 의해 화염의 높이변화도 발생하지만 가장자리의 형태에가 가장 큰 변화가 발생하는 것을 Fig. 4의 이미지 결과를 통해 관찰할 수 있었다. 다시 말해서, 메탄의 분포를 나타낸 수치해석 결과를 살펴보면 당량비가 증가할 경우 메탄 분포의 영역이 줄어들어 가는 것을 확인할 수 있으며, 상대적으로 메탄분포의 영역이 넓게 분포된 희박 조건에 비해 연소 불안정성이 비교적 증가하는 것으로 사료된다.

4. 결 론

본 논문에서는 불안정 모형 가스터빈 연소기에서 연료-공기 혼합정도가 연소 불안정에 미치는 영향을 각 위상에서 획득한 OH*이미지와 온도 특성을 취득하고 각 변수에 따른 수치해석을 함으로써 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

(1) 연소기 내의 음압을 증폭시켜 FFT변환을 한 결과 본 연구에서는 약 341.7 Hz의 주파수를 가지는 불안정 연소가 일어났음을 확인할 수 있었다.

(2) 화염의 구조를 정확하게 확인하기 위하여 선 적분된 이미지를 아벨 변환 시킨 결과 당량비가 증가할 경우 전체 열방출도 증가하는 것을 확인했다. 하지만 위상에 따른 차이는 거의 없었으며 한 주기 동안의 열 방출 평균값은 당량비 증가에 따라 지수 함수적으로 증가함을 알 수 있었다.

(3) NOx 배출 특성을 살펴본 결과 희박 연소이고 연료-공기 혼합이 잘 된 경우에 NOx의 저감이 이루어지는 것을 확인함으로써 NOx 저감을 위해서는 희박 예혼합 연소가 필요하다는 것을 알 수 있었다.

(4) 수치해석 결과의 온도 특성에 따르면 연료-공기 혼합이 잘 될수록 저온 영역이 넓어져서 열적 NOx가 저감되고 재순환 영역이 줄어들어 가는 것을 확인하였다.

(5) 수치해석을 통해 당량비가 커질수록 화염 영역에서 메탄이 적게 나타나는 것을 확인할 수 있었으며, 이는 연소불안정이 증가하였음을 의미하였다. 이러한 결과는 실제 화염의 변화 특성과

일치하는 것을 확인하였다.

후 기

본 연구는 중소기업청의 산학협력실 사업 및 화력발전에너지기술연구센터 지원에 의하여 연구되었음.

참고문헌

- (1) Kim, K., Lee, J. G. and D. Santavicca, A. 1999, "Active Control of Combustion Instability in a Model Gas Turbine Combustor," *11th Annual Symposium, The Pennsylvania State University*.
- (2) Venkataramann, K. K. Preston, L. H. Simons, D. W. Lee, B. J. Lee, J. G. and Santavicca, D. A. 1999, "Mechanism of Combustion Instability in a Lean Premixed Dump Combustor," *Journal of Propulsion and Power*, Vol. 15, No. 6, pp. 909-918.
- (3) McManus, K. R. Poinso T. t and Candel, S. M. 1993, " A Review of Active Control of Combustion Instabilities," *Prog. Energy Combust. Sci.*, Vol. 19.
- (4) Jones, C. M. Lee, J. G. and Santavicca, D. A. 1999, "Closed-loop Active Control of Combustion Instabilities using Subharmonic Secondary Fuel Injection," *J. of Propulsion and Power*, Vol. 15, No. 4. pp. 584-590.
- (5) Lee Jong Ho, Kim Dae Hyun, Jeon Chung Hwan Chang Young June 2004, "Experimental Investigation on Flame Structure and Emission Characteristics in a Lean Premixed Model Gas Turbine Combustor," *Journal of KAME(B)*, Vol. 28, No. 4, pp. 425-432.
- (6) Moon Gun Feel, Lee Jong Ho, Jeon Chung Hwan, Chang Young June, 2004, "Experimental Study on Heat Release in a Lean Premixed Dump Combustor Using OH Chemiluminescence Images," *Journal of KAME(B)*, Vol. 28, No. 11, pp. 1368-1375.
- (7) Lee Jong Ho, Jeon Chung Hwan, Chang Young June, 2005, "Experimental Study on Flame Structure and Temperature Characteristics in a Lean Premixed-model Gas Turbine Combustor," *KSME Int. J.*, Vol. 19, No. 6, pp. 1366-1377.
- (8) Samaniego, J. M., Egolfopoulos, F. N. and Bowman, C. T., 1995, "CO₂* Chemiluminescence in Premixed Flames," *Combust. Sci. and Tech.*, Vol. 109,

pp. 312~332.

- (9) Dandy, D. S. and Vosen, S. R., 1992, "Numerical and Experimental Studies of Hydroxyl Radical Chemiluminescence in Methane-Air Flames," *Combust. Sci. and Tech.*, Vol. 82, pp. 131~150.
- (10) Paschereit, C. O., Gutmark, E. and Weisenstein, W., 1998, "Control of Thermoacoustic Instabilities and Emissions in an Industrial-Type Gas-Turbine Combustor," *Proc. Combust. Instit.*, Vol. 27, pp. 1817~1824.
- (11) Jong Ho Lee, Yeon Joo Lee, Chung Hwan Jeon, Young June Chang, 2002, "Study on mechanism of combustion Instability in Dump Gas Turbine Combustor," *Journal of KAME(B)*, Vol. 26, No. 9, pp. 1284~1291.
- (12) Cameron, J. Dasch, 1992, "One-Dimensional Tomography: a Comparison of Abel, Onion-Peeling, and Filtered Backprojection Methods," *Appl. optics*, Vol. 31, No. 8, pp. 1146~1152.
- (13) Hwang, J. Y., 1995, "An Experimental Study on the Sooting Characteristic in Diffusion Flames," *M. S. thesis, Dept. of Mechanical Engineering, Seoul National University.*
- (14) El Tahry, S. H., 1983, "k- ϵ Equation for Compressible Reciprocating Engine Flows," *AIAA, J. Energy*, 7(4), pp. 345~353
- (15) Reynolds, W. C., 1980, "Modelling of Fluid Motions in Engines - An Introductory Overview," *J.N. Mattavi and C.A. Amann (eds.) Combustion Modelling in Reciprocating Engines, Plenum Press*, pp. 41~68.
- (16) Magnussen, B. F. and Hjertager, B. H., 1996, "On Mathematical Modeling of Turbulent Combustion With Special Emphasis on Soot Formation and Combustion," *16th Symposium on Combustion*, pp. 719.
- (17) Lefebvre, 1999, "Gas Turbine Combustion," *2nd Ed, Taylor & Francis.*