

## 연소실내의 압력 변동에 따른 연료 분사구에서의 당량비 변동에 관한 수치해석

김현준\* · 홍정구\* · 신현동\*\*\*

### Numerical Simulation on Equivalence Ratio Fluctuation at the Fuel Injection Hole with respect to Pressure Fluctuation in a Combustion Chamber

Hyeon Jun Kim, Jung Goo Hong, and Hyun Dong Shin

#### ABSTRACT

It has been observed in experiments that combustion instability of low frequency (~10Hz) results from the modulation of equivalence ratio at fuel injection hole when a pressure fluctuation propagates upwards along the channel of the burner under an unchoked fuel flow condition. In this study, a commercial program was used to determine how the fuel flow rate changed with respect to the pressure, velocity of the fuel flow and the mass fraction in a choked and an unchoked condition. The calculation focus on the upstream of the dump plane to know how the forced pressure with the fuel injection conditions affects the modulation of the equivalence ratio. Therefore, it is found that pressure fluctuation leads to oscillation of mass flow rate and then results in equivalence ratio modulation under the unchoked fuel flow condition.

**Key Words** : Pressure Fluctuation (압력 변동), Numerical Simulation (수치해석),  
Equivalence Ratio Fluctuation (당량비 변동)

#### 기 호 설 명

$f_i$	body force	$Y_m$	mass fraction of mixture
$S_h$	energy source	$\sigma_{h,i}$	turbulent Prandtl number
$F_{h,j}$	diffusional energy flux in direction j	$u_i'$	velocity fluctuation
$F_{m,j}$	diffusional flux component	$\mu_t$	turbulent viscosity
$h'$	static enthalpy fluctuation	$k$	kinetic energy
$V_{m,j}$	diffusion velocity	$\varepsilon$	eddy dissipation rate

\* 한국과학기술원 기계공학과 대학원

\*\* 한국과학기술원 기계공학과

+ 연락 저자, [hdschin@kaist.ac.kr](mailto:hdschin@kaist.ac.kr) (042-869-8821)

## 1. 서 론

일반적으로 발전용 가스터빈은 공해 저감효과가 큰 예혼합 연소 시스템을 사용하고 있다. 한편, 이러한 시스템은 확산화염에 비해 안정적인 운전조건이 좁은 특징을 가지고 있다. 예혼합 연소에서 불안정한 연소 발생 메커니즘은 그동안 많은 연구자에 의해 실험, 혹은 수치적인 방법으로 접근을 해왔지만 대부분의 연구가 choked 조건을 가지는 운전 조건 하에서 연구가 이루어져 왔다[1,2]. 그러한 이유는 대부분의 연소기가 음장이 상류에 영향을 미치는 효과를 막기 위해 choked조건을 기본적으로 만족하여 제작이 된다는 점과 수치적인 도구를 이용할 때 화염으로부터 상류 방향으로 계산 도메인을 확장함으로써 소요되는 계산량을 최대한 줄여 연소가 일어나는 연소기 부분만을 보고자 하였기 때문이다. 하지만 연소 불안정의 근본적인 원인이 당량비의 급격한 변화에 의한 사실이 연구자들에 의해 지적됨[3,4]에 따라 연소불안정을 실제로 유발하는 화염이 존재하는 하류가 아닌 연료와 공기가 혼합이 되는 상류 부분에서 당량비 변동에 관심을 가지게 되었다[5].

최근 Hong[5]등은 choked 조건과 unchoked 조건을 만족하는 덤프 연소기를 제작하여 당량비의 변동에 관한 연구를 발표하였다. 그의 실험 장치는 swirler가 장착된 덤프형 연소기로 choked, unchoked 조건을 만족하는 연료 분사용 hole을 가지는 구조로 되어 있다. 이러한 장치에 choked와 unchoked 조건에서 서로 동일한 당량비 조건들로 비교 실험을 하였다. 그의 실험 결과에서 0.54~0.6의 당량비 영역에서 압력 변동이 큰 Noisy period와 압력변동이 작은 silent period가 10Hz 주기로 반복적으로 나타남을 관찰하였다. 하지만, choked조건일 경우 10Hz주기의 저주파수 대역의 압력변동은 존재하지 않았다.

이러한 저 주파수의 발생원이 choked조건을 만족하지 못하여 생기는 문제로 판단된다. 따라서 본 연구에서는 이러한 부분에 초점을 맞추어 Hong[5]의 실험과 더불어 수치해석 방법으로 결과를 비교하고자 하였다. 본 연구에서 도출된 결과는 실제 연소에 의한 진동을 모사하지 못하여 실제 실험치와 직접적인 비교는 할 수 없다. 단, 동적 시스템에 강제 가진을 시켜 시스템의 특성을 알아보는 것과 동일한 방법으로 출구 쪽 경계에 실험 결과에서 도출된 압력의 진폭으로 강제로 가진을 시킴으로써 hole에서 연료의 주기적인 진동에 의해 당량비 변화가 어떻게 동적특성을 보이며 거동하는지를 시뮬레이션을 통해 간접적으로 유추가 가능하리라 사료된다.

## 2. 계산 방법

### 2.1 실험실 스케일 연소기와 실험장치

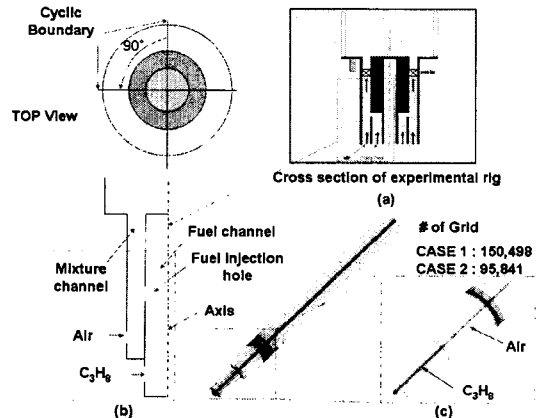


Fig. 1 Schematic diagram of the numerical domain

본 연구에서 사용한 기하학적 형상은 Fig. 1에서와 같이 버너의 상류부분을 정확하게 모사하여 격자를 만들었다. Computational domain은 dump면을 기준으로 아래로 64mm에서부터 격자를 생성하였다. 왜냐하면 dump면으로부터 64mm 사이에 swirler가 존재하므로 이를 피하기 위해서 dump면으로부터 64mm에서부터 격자를 생성하였다. 따라서 64mm가 되는 지점에서 아래로 288mm의 기하학적 형상이 계산 영역이 된다. 여기에서 사용된 경계조건은 프로판과 공기를 위한 총 2개의 inlet이 사용되었고 90도의 cyclic boundary를 적용하였다. 마지막으로 출구 쪽을 Pressure boundary로 적용하여 총 5개의 경계조건을 사용하였다.

사용된 cell 개수는 CASE 1에서 150,498개, CASE 2에서 95,841로 서로 다르다. 이렇게 차이가 나는 이유는 hole이 존재하는 영역의 정확한 모사와 계산의 발산을 막기 위해 격자를 refine시킬 필요가 있었다. 따라서 0.3mm의 지름을 갖는 CASE 1의 경우 0.7mm의 지름을 갖는 CASE 2와는 달리 0.3mm의 hole을 기준으로 격자 크기를 재조정할 필요가 있었다.

본 연구에서 사용된 수치계산방법은 상용 코드인 STAR-CD v3.26를 이용하여 출구 쪽에서 10kPa의 압력변동이 전파하여 hole의 크기에 따라 당량비가 어떻게 변조되어 나오는지에 관한 정량적인 계산을 하는 것이다.

## 2.2 계산 방법

Fig. 2(a)에서와 같이 상부 출구 부분을 pressure boundary로 설정하였다. pressure boundary로부터 아래로 221mm 떨어진 지점에 hole이 존재하고 기하학적 형상의 전체 길이는 288mm가 된다. 사용된 좌표는 실린더 좌표계로 원점은 연료 채널에서 연료가 들어가는 쪽의 끝단에서 위로 288mm 떨어진 지점이 된다. 연료와 산화제가 만나는 지점인 hole은 2번 위치가 되고 1번과 3번이 속해 있는 관을 각각 혼합기 채널과 연료 채널이라 부르기로 한다. Fig. 2(b)는 2차원의 모델을 알기 쉽게 3차원 형태로 나타내었다. 3차원 그림에서 공기와 연료는 각각 혼합기 채널과 연료 채널로 들어가고 90도의 cyclic boundary condition이 양단으로 설정하였다.

Fig. 2에서 데이터를 분석하기 위한 지점을 나타내기 위해 다음과 같은 지점을 표시하였다.

- 1번 위치: the region of mixture flow(혼합기 채널)
  - pressure boundary로부터 100 mm 지점
- 2번 위치: the fuel injection hole(연료 분사구)
  - pressure boundary로부터 221 mm 지점
- 3번 위치: the region of fuel flow(연료 채널)
  - pressure boundary로부터 100 mm 지점

위와 같이 총 3부분의 지점에서 압력과 속도 및 당량비의 시간에 따른 데이터를 정리하였다.

계산 방법은 Kim[6]가 정상상태 연소장의 해에 perturbation을 가해 유동 교란을 통해 연소불안정성을 조사하는 연구의 아이디어를 이용하였다. 본 연구에서는 pressure boundary에 perturbation 대신 실제 실험에서 연소 불안정이 생긴 진폭 10kPa의 압력 변동을 강제 가진 형태로 수치계산을 수행하였다. 이를 위해 먼저 정상상태 해를 얻고, 이렇게 수렴된 해를 초기 조건으로 하여 비정상 상태로 계산한다. 비정상 상태를 계산 할 때에는 출구 쪽인 pressure boundary 부분에 sinusoidal function을 이용하여 전체 10kPa의 진폭과 10Hz의 주기로 압력을 가한다. 이를 위해 pressure boundary를 위한 간단한 포트란 코드를 작성하여 이러한 가진 효과를 주었다. 또한 계산의 신뢰성을 위해 시공간에 대해 2차 scheme을 적용하였다. 난류에 대해 표준  $k-\epsilon$  난류 모델을 적용하였고 압력 변동을 모사하기 위해 에너지 방정식을 적용하였다. 추가로 질량 유동에 대해 공기는  $N_2$ ,  $O_2$ 를 프로판에 대해  $C_3H_8$ 의 화학종 방정식을 계산하였다. 따라서 계산 도메인 상에서 각 화학종의 거동을 분석하고자 하였다.

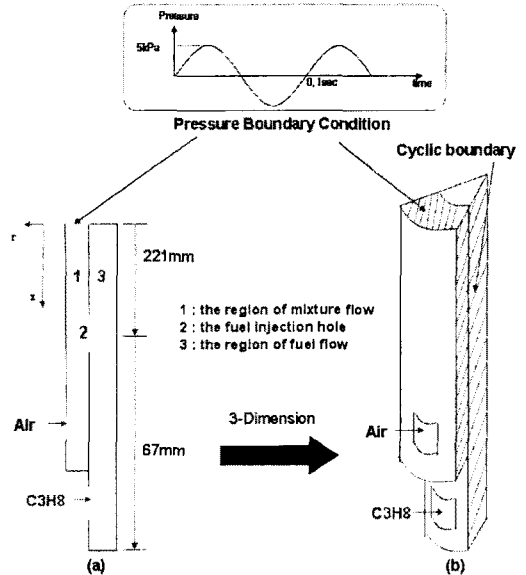


Fig. 2 Schematic diagram for boundary conditions

Table 1에서 본 연구에 관한 case study를 요약해 보았다. 모든 경우에 대해 당량비는 0.56으로 고정하고 들어가는 입구조건 또한 모두 동일하다 따라서 본 연구에서 변수는 hole diameter가 된다. 그러므로 hole diameter가 작을수록 기하학적 형상에 대해 많은 격자를 필요로 하게 되고 압력의 진동이 커지면 이를 모사하기 위해 time resolution이 더욱 작아지므로 이것은 결국 많은 계산 자원과 시간을 요구하게 된다. 본 연구에서 정확한 질량유량을 맞추어 정확하게 당량비를 맞추었다.

Table 1 Numerical condition for mass flow rate

	Flow rate (lpm)		Equivalence Ratio	Hole Diameter (mm)	Pressure fluctuation
	Air	fuel			
Case1	75	2.484562388	0.56	0.3	10kPa(10Hz)
Case2	75	2.484562388	0.56	0.7	10kPa(10Hz)

## 3. 수치해석 방법

### 3.1 지배 방정식

수치해석에 적용된 지배 방정식[7]은 다음과 같다.

Continuity Equation

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j) = 0$$

## Momentum Equation

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j u_i - \tau_{ij}) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \rho f_i$$

Where,

$$\tau_{ij} = 2\mu s_{ij} - \frac{2}{3}\mu \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij}, \quad s_{ij} = \frac{1}{2} \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right)$$

## Energy Equation

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho h) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho h u_j + F_{h,j}) = \frac{\partial p}{\partial t} + u_j \frac{\partial p}{\partial x_j} + \tau_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + s_h$$

Where,

$$F_{h,j} = -k \frac{\partial T}{\partial x_j} + \overline{\rho u_j h} + \sum_m h_m \rho V_{m,j}$$

## Species Equation

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho Y_m) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j Y_m + F_{m,j}) = s_m$$

Where,

$$F_{m,j} = \rho Y_m V_{m,j} + \overline{\rho u_j Y_m}, \quad \sum_m Y_m = 1$$

모든 물성치는 공기 기준으로 상수로 가정하였고 밀도의 경우 압축성 유동이므로 이상 기체 상태방정식을 적용하였으며 온도 변화를 고려하기 위해 에너지 방정식을 적용하였다.

## 3.2 난류 모델

본 연구에서는 난류유동해석을 위해 일반적으로 사용되고 있는 표준  $k-\varepsilon$  난류모델[7]을 사용하였다. 표준  $k-\varepsilon$  난류 모델의 난류 운동에너지  $k$ 와 에너지 소산률  $\varepsilon$ 에 대한 전달 방정식들은 Navier-Stokes 방정식으로부터 얻을 수 있으며 그 식들은 아래와 같다.

## Turbulence kinetic energy

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \rho u_j k - \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] \\ = \mu_t (P + P_B) - \rho \varepsilon - \frac{2}{3} \left( \mu_t \frac{\partial u_j}{\partial x_j} + \rho k \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_i} + \mu_t P_{Nt} \end{aligned}$$

where,

$$\begin{aligned} P = S_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j}, \quad P_B = -\frac{g_i}{\sigma_{h,t}} \frac{1}{\rho} \frac{\partial \rho}{\partial x_i} \\ P_B = -\frac{\rho}{\mu_t} \overline{u_i u_j} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \left[ P - \frac{2}{3} \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_i} + \frac{\rho k}{\mu_t} \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \right] \end{aligned}$$

## Turbulence dissipation rate

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \rho u_j \varepsilon - \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] \\ = C_{\varepsilon 1} \cdot \frac{\varepsilon}{k} \left[ \mu_t P - \frac{2}{3} \left( \mu_t \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} + \rho k \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \right] \\ + C_{\varepsilon 3} \cdot \frac{\varepsilon}{k} \mu_t P_B - C_{\varepsilon 2} \cdot \frac{\varepsilon^2}{k} + C_{\varepsilon 4} \rho \varepsilon \frac{\partial u_i}{\partial x_i} + C_{\varepsilon 5} \frac{\varepsilon}{k} \mu_t P_{Nt} \end{aligned}$$

위의 방정식 중 부력항은 무시하였고 각 방정식의 생성항은 연소장을 해석하지 않기 때문에 사용하지 않는다.

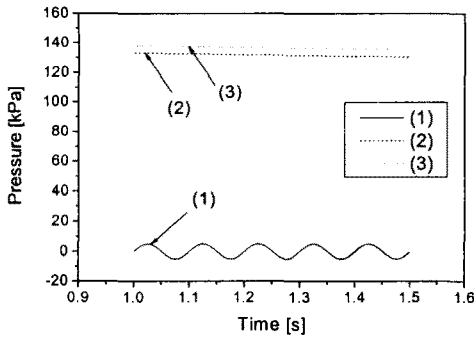
## 4. 계산결과 및 고찰

## 4.1 각 지점에서 압력 및 속도변동

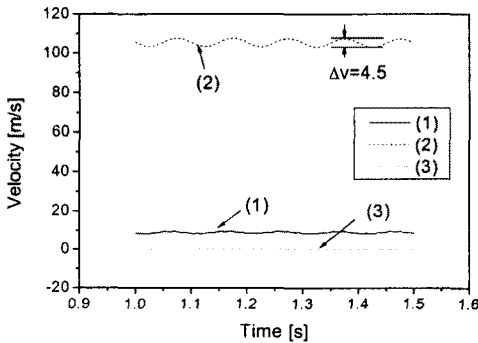
## 4.1.1 Choked와 Unchoked 조건의 경우 압력과 속도 변동

Fig. 3, 4의 그래프에서는 시간이 지남에 따라 각 지점에서 압력과 속도의 거동을 도시하였다. 본 결과에서는 가진한 뒤 어느 정도 정상상태에 이르는 1초에서 1.5초까지 데이터를 도시하였다. 전체 그래프의 범위는 서로 동일하게 하여 상대적인 비교가 가능하도록 하였다. Fig. 3(a)은 1초에서부터 1.5초까지 시간에 대해 1: 혼합기 채널, 2: 연료 분사구, 3: 연료 채널 이렇게 3부분에서 압력의 거동을 표시하였다. 혼합기 채널의 경우 강제적인 압력 진동이 그대로 해에 반영이 되므로 거의 10kPa의 진폭으로 진동하는 모습을 보여주고 있다. 어느 정도 정상상태에 이르는 결과를 가져왔지만 연료 채널에서 1초에서 부터 1.5초까지 130kPa정도로 서서히 떨어지는 경향을 보여주고 있으며 마찬가지로 연료 분사구에서도 같은 거동을 보이고 있다. 또한 3번 위치(연료채널 부분)에서 보다 연료 분사구에서 압력이 약간 떨어진 이유는 choked 조건을 가지는 hole로 인하여 연료 채널 쪽의 압력이 높기 때문이다. 그리고 높은 압력으로 인하여 hole에서 압력변동은 작게 나타난다.

Fig. 3(b)에서는 1초에서 1.5초까지 시간에 대해 1, 2, 3번의 3개의 지점에서 속도 분포를 살펴본 것이다. 혼합기 채널은 거의 10m/s의 속도에서 진동하는 모습을 보여주고 있고, 연료 채널에서는 choked 조건의 영향으로 내부 유동 변화가 심하지 않으므로 속도의 진동과 그 범위가 거의 0에 가까운 결과를 얻게 된다. 한편 hole에서는 가장 높은 속도 범위를 갖게 되는데 그 이유는 혼합기 채널보다 연료 채널 내부의 압력 차가 크기 때문에 hole 부분에서 약 110m/s의 속도 근처에서 진동하는 모습을 보인다.



(a)



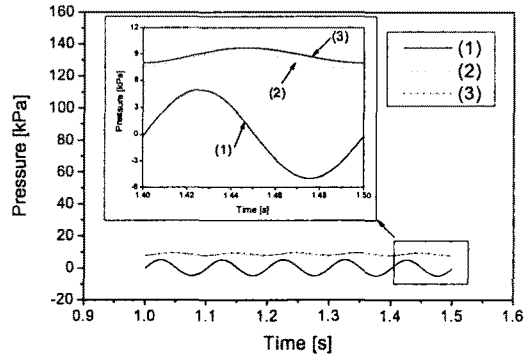
(b)

Fig. 3 Time records of pressure and velocity at each position for CASE 1; (a) time records of pressure at location of 1, 2, 3 and (b) time records of velocity at location of 1, 2, 3

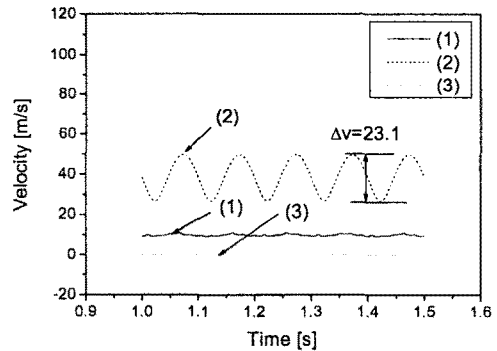
Fig. 4(a)는  $D=0.7\text{mm}$  인 unchoked 조건인 hole 을 가진 조건에서 1.0~1.5초까지의 시간 변화에 따른 압력의 거동을 도시 하였다. 먼저 혼합기 채널의 경우 CASE 1과 같이 거의 10kPa의 진폭으로 진동하는 모습을 보이고 있다. 한편 연료 채널과 연료 분사구 지점에서는 그 거동이 7.5~10kPa의 범위에서 거동한다. CASE 1과 마찬가지로 연료 분사구에서 (3)에 비해 상대적으로 낮게 거동하는 모습을 보이는데 이러한 경우도 연료 채널이 상대적으로 내부 압력이 높기 때문에 연료 채널에서 압력이 높게 나타난다.

Fig. 4(b)는  $D=0.7\text{mm}$ 인 unchoked 조건인 hole을 가진 모델에서 1.0~1.5초까지의 시간 변화에 따른 속도의 거동을 도시 하였다. 혼합기 채널의 경우는 약 10m/s정도의 속도 범위를 갖고 연료 채널은 내부 유동 변화가 거의 없기 때문에 거의 0에 가까운 속도를 갖는다. 한편 연료 분사구의 지점에서는 unchoked 조건을 만족하도록 설계되

었으므로 mixture에서 압력변화가 hole에 직접적으로 영향을 주어 30~45m/s의 속도 범위로 상당히 큰 속도 변화를 보이고 있다.



(a)



(b)

Fig. 4 Time records of pressure and velocity at each position for CASE 1; (a) time records of pressure at location of 1, 2, 3 and (b)time records of velocity at location of 1, 2, 3

CASE 1과 CASE 2의 압력 변화를 비교하기 위해 Fig. 3(a)과 Fig. 4(a)의 그래프를 서로 비교해 보기로 한다. 혼합기 채널의 경우 CASE 1, 2 양쪽에서 약 10kPa의 진폭으로 진동하는 결과를 얻어 그다지 큰 차이를 얻을 수 없었다. CASE 1, 2의 차이는 연료 채널과 연결된 hole에서부터 시작한다. 연료 채널과 연료 분사구 지점의 경우 CASE 1에서는 약 130kPa, CASE 2에서는 약 7.5kPa의 범위를 갖고 거동하는 차이를 보이고 있다. 또한 거동의 형태에 있어서도 CASE 1에서는 압력 변동의 영향이 없는 반면 CASE 2의 경우 약 7.5kPa의 근처에서 압력변동에 영향을 받는 모습이 뚜렷하게 나타난다. 이러한 차이는 choked 조건을 가진 CASE 1의 경우 연료 채널

내부 압력이 CASE 2 보다 상대적으로 높고 hole의 상태에 따라 압력변동의 영향을 미치지 않기 때문이라고 생각된다.

다음은 CASE 1과 CASE 2의 속도 변화를 비교하기 위해 Fig. 3(b)과 Fig. 4(b)의 그래프를 서로 비교해 보았다. 혼합기 채널의 경우 CASE 1, 2 양쪽에서 대략 10m/s근처의 속도 범위를 가지고 거동하는 모습을 보이고 있어 압력에서의 비교와 마찬가지로 큰 차이를 보이지 않는다. 한편, 연료 채널에서는 위의 압력 비교와는 다르게 CASE 1, 2의 차이가 없었다. 그 이유는 CASE 1, 2의 hole에서 속도변화가 연료 채널에서 hole로부터 위로 100mm가 되는 지점의 속도 거동에 영향을 크게 미치지 않기 때문인 것으로 보인다.

한편 연료 분사구에서 CASE 1, 2의 차이가 두드러지게 나타난다. CASE 1의 경우 choked 조건의 영향으로 연료 채널과 혼합기 채널의 큰 압력차이로 인하여 110m/s정도의 속도 범위를 갖고 CASE 2의 경우 30~50m/s의 속도 범위를 갖는 것으로 나타났다. 또한 그 진폭에 있어서도 CASE 1의 경우  $\Delta v = 4.5m/s$ , CASE 2의  $\Delta v = 23.1m/s$ 의 진폭을 갖는 거동을 보였다. 따라서 choked 조건을 만족하는 경우는 그렇지 않은 조건에 비해 약 5배의 높은 속도 변동을 보였다.

4.1.2 Choked와 unchoked 조건의 경우 hole에서 질량 유량의 변동

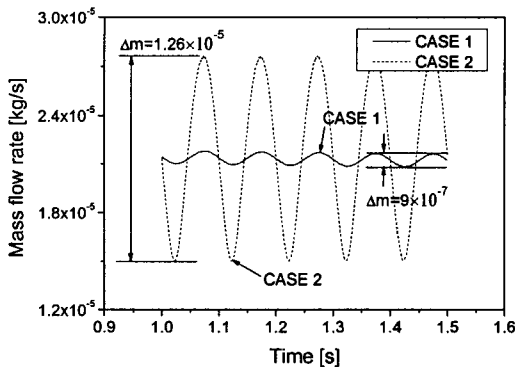


Fig. 5 Time records of mass flow rate of propane at the region of fuel injection hole

Fig. 5는 연료 분사구에서 시간에 따른 propane의 mass flow rate변동을 나타낸 그래프이며 hole과 인접한 격자로부터 1.0 ~ 1.5 초까지 데이터를 처리하였다. CASE 1의 당량비 변동은

약  $\Delta m = 9 \times 10^{-7} [kg/s]$ 이고, CASE 2의 당량비 변동은 약  $\Delta m = 1.26 \times 10^{-5} [kg/s]$ 의 질량 유량 차이를 보였다. 연료의 작은 변동은 당량비 변동에 큰 영향을 미치므로 unchoked 조건의 CASE 2에서 나타난 결과에서 알 수 있듯이 연료의 심한 변동은 산화제와 혼합되어 전체 당량비 변동에 영향을 줄 것으로 예상된다.

3.2 압력변동에 따른 연료의 질량 분율의 공간 분포

압력변동에 따라 유동 방향의 단면의 연료 분포를 살펴볼 필요가 있다.

Fig. 6은 압력 변동의 그래프이다. 시간에 따른 압력의 변동은 압력의 최대치를 기준으로 압력 변동을 나눠 normalized 시켰다. 따라서 압력 변동의 최대치는 "1"에 가까울수록 가진한 진폭인 5kPa의 값을 갖는다. 반대로 "-1"에 이르면 -5kPa의 값을 갖는다. 본 그래프에서는 1.3 ~ 1.4초까지 한 주기를 취하여 (a): 1.30s, (b): 1.31s, (c): 1.33s, (d): 1.34s, (e): 1.35s, (f): 1.36s, (g): 1.38s, (h): 1.39s의 총 8개의 시간대에서 혼합기 채널의 단면을 프로판의 mass fraction의 contour로 표시하여 연료의 혼합 여부를 가시화하였다.

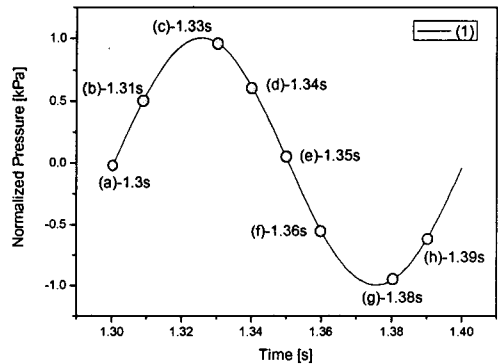


Fig. 6 Pressure history of CASE 2(or CASE 1) at the region of mixture flow

Fig. 7은 Fig. 6의 그래프에서 각 8개의 시간대에서 프로판의 mass fraction의 contour를 나타낸 그림이다. 전체 contour level 범위는 0.01746 ~ 0.04893의 mass fraction 범위를 가지고 있고 이러한 contour level 범위는 각 시간마다 모두 동일하다. CASE 1은 (a) ~ (h)에 이르기 까지 각 시간에 따른 프로판의 mass fraction의 변화가

대부분 0.03005 ~ 0.04106의 범위에서 일어나므로 작은 변동 범위를 가지고 있음을 알 수 있다.

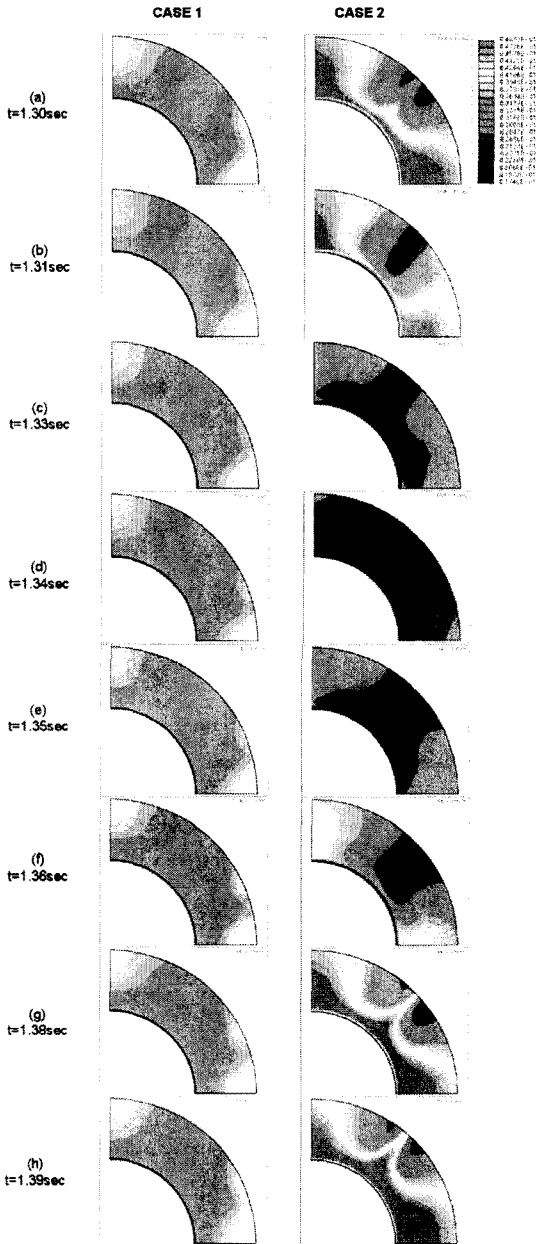


Fig. 7 Contour of mass fraction of propane at the region of mixture flow (100mm from pressure boundary) for CASE 1 and 2

반면 CASE 2는 45도의 중간 지점에서 연료가 분사되는 지점이므로 하류인 Fig. 7(a)에서는 0.04893의 mass fraction 영역을 보이는 구역이 45도에서 크게 나타나고 그 양쪽 끝단에서 그

분포가 크게 나타난다. 반대로 외곽은 상대적으로 0.02060영역이 45도 중심의 양쪽으로 작은 분포를 보이고 있다. (b)에서는 (a)에서 0.04893의 mass fraction 영역이 좁아지면서 0.02060이하 범위의 mass fraction 영역이 45도를 기준으로 점차 넓게 나타나기 시작한다. (c)에서는 0.04893의 영역이 급격하게 감소되어 거의 보이지 않는다. (d)에서는 0.04893의 영역은 거의 사라졌고 0.02060이하의 범위를 갖는 영역이 좀 더 확장되었다. (e)에서는 다시 0.04893영역대가 45도 각도 기준으로 점차 좁아지게 된다. (f)의 시간대에서 0.04893대의 mass fraction영역이 나타나기 시작한다. 이때 압력은 5/8주기를 지나는 지점이다. 따라서 압력은 음의 값을 가진다. (g)에서 이제 0.04893영역이 점차 넓어져 첫 주기가 시작되었던 시간대인 (a)와 비슷해진다.

이때 압력은 음의 최대값을 가지는 지점을 지난다. (h)에서는 (g)와 비교할 때 시각적으로 큰 차이를 보이지 않는다. 이러한 주기적인 특성이 1.4 이후로 다시 반복적으로 나타난다. 따라서 상기의 결과들을 살펴볼 때 본 연구에서 사용된 기하학적 형상에서 연료의 혼합 정도는 불균일한 분포를 보인다고 생각된다. 이러한 결과는 공간적인 연료와 공기의 혼합정도(mixedness)의 효과로 인하여 연소장에 영향을 줄 수 있을 것으로 판단된다.

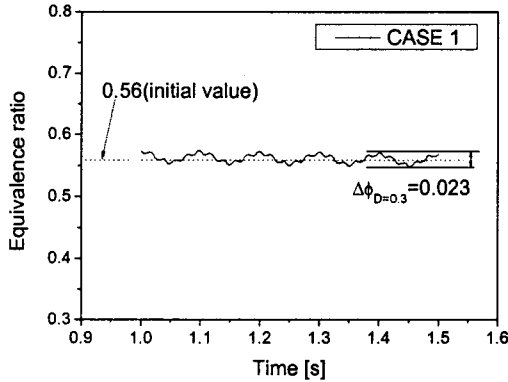
### 3.3 압력 변동에 따른 당량비 변동

당량비는 전체 질량 비율로 볼 때 연료의 변화에 민감하므로 연료의 낮은 비율의 변화로도 상당히 큰 당량비 변동을 야기할 수 있다. 0.3mm hole 과 0.7mm hole의 크기를 상대적으로 비교해 볼 때 당량비 변동이 크게 차이가 나는 점을 볼 수 있다. 따라서 unchoked조건을 만족하는 hole의 크기는 상당히 큰 당량비 변동을 야기 할 것이고 이것은 결국 화염의 압력의 섭동에 영향을 미치게 될 것이다.

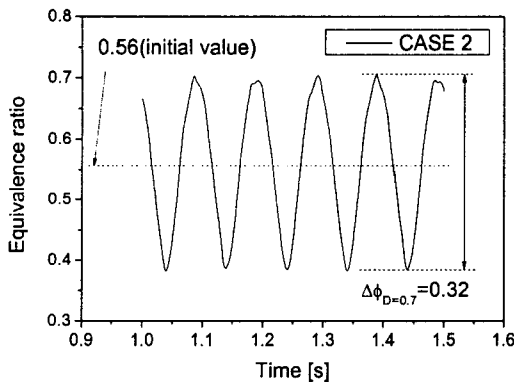
Fig. 8(a)는 CASE 1의 경우 즉, choked 조건을 만족한 경우 1 ~ 1.5초까지의 당량비의 변화를 나타내었다. 진동하는 범위는 0.54~0.57의 당량비 범위에서 시간에 따라 거동하고 있다. 실제 당량비는 0.56으로 맞추어 계산을 수행하였으나 데이터를 수집하여 적분하고 이를 평균하면  $\phi = 0.561$ 으로 약 0.001정도의 오차가 발생하였다.

Fig. 8(b)는 CASE 2는 unchoked 조건을 만족할 경우 1~1.5초까지 당량비 변화를 표시하였다. 진동하는 범위는 0.35~0.7의 당량비 범위에서 시간에 따라 거동하고 있다. 실제 당량비는 CASE 1 과 마찬가지로 0.56으로 맞추어 초기 조건을 주

었다. 그리고 시간에 대해 당량비를 적분하여 평균하면  $\phi=0.559$ 의 당량비가 나오게 되고 약 0.001의 오차를 보였다.



(a)



(b)

Fig. 8 Time records of equivalence ratio for CASE 1 and CASE 2

이와 같은 당량비 변동 결과를 서로 비교해 보았다. CASE 1과 CASE 2를 비교하면 choked 조건을 만족하는 CASE 1에서 당량비 변동이 상대적으로 진폭이 작게 나타났다. 이러한 결과는 Fig. 3(b)와 Fig. 4(b)의 연료 분사구 지점에서 속도를 서로 비교한 결과에서 알 수 있다. hole에서 CASE 1의 경우  $\Delta v=4.5m/s$ , CASE 2의  $\Delta v=23.1m/s$ 의 진폭을 갖는 거동에서 약 5배의 속도 차이는 CASE 1에서  $\Delta\phi=0.023$ , CASE 2에서  $\Delta\phi=0.32$ 의 약 14배의 당량비 변동 차이를 가져왔다. 이러한 결과에 대해 당량비는 한 면에 대해 질량 유량을 가져 온 결과 이므로 속도와 당량비 변동간의 선형적인 관계로 생각하는 것보

다는 hole 크기에 따라 당량비가 달라지는 관점에서 바라봐야 할 것으로 보인다.

## 5. 결론

지금까지 본 연구에서는 CFD기법을 이용하여, 연소실의 상류영역을 계산 도메인으로 한 후 강제 압력 가진을 통한 방법으로 연료 분사용 hole에서의 연료 분사 상태를 알아보았다. 그 결과, Hong[5]의 실험결과 가운데 저주파수( $\sim 10Hz$ )대역에 해당되는 불안정한 화염 거동에 대해 당량비 변동이 어떠한 역할을 하는지 유추해 볼 수 있었고, 그 결과를 정리하면 다음과 같다.

(1) Unchoked인 경우는 강제 압력 가진에 대해 동일한 주파수를 가진 당량비 변동을 보인 반면, Choked 경우는 아주 작은 당량비 변동이 생겼다.

(2) 동일한 압력 변동을 가할 때 Choked조건에서 당량비 변동이  $\Delta\phi=0.023$ 의 값을 갖고, Unchoked에서는  $\Delta\phi=0.32$ 으로 hole의 크기가 작을수록 작은 진폭으로 진동하는 것으로 나타났다.

(3) 본 연구에서 사용한 hole개수는 총 4개로 CFD 계산을 통해 연료의 분포가 균일하지 못한 문제점을 가지고 있어 이러한 불균일한 연료 분포 문제는 실제 실험에서 발생하는 연소 불안정성에 영향을 줄 것으로 판단된다.

이러한 데이터는 저주파수의 발생 원인을 규명하는데 좀 더 이해를 도모할 수 있으리라 생각한다.

## 후 기

이 연구는 연소기술 연구센터(CERC)와 미쯔비시 중공업(Mitsubishi Heavy Industries Ltd.)의 지원을 받아 수행되었으며 이에 감사의 뜻을 전합니다.

## 참고문헌

[1] Robert C. Steele, Luke H. Cowell, Steven M. Cannon, and Clifford E. Smith, "Passive Control of Combustion Instability in Lean Premixed Combustors," Journal of Engineering



for Gas Turbines and Power, Vol. 122, pp. 412-419, 2000

[2] C. C. Hantschk, D. Vortmeyer, "Numerical simulation of self-excited combustion oscillations in non-premixed burner", combustion science and technology, Vol. 174, pp. 189-204, 2002

[3] Tim Lieuwen and Ben T. Zinn, "The role of equivalence ratio oscillations in driving instabilities in low NOx gas turbines," 27th International symposium on combustion, pp. 1809-1816, 1998

[4] Wang-ping Shih, Jong Guen Lee, and Domenic A. Santavicca, "Stability and emissions characteristics of a lean premixed gas turbine combustor," 26th International symposium on combustion, pp. 2771-2778, 1996

[5] Jun Goo Hong, Min Chul Lee, Uen Do Lee, Kwang Chul Oh, and Hyun Dong Shin, "An Experimental Study on the Instability of Combustion in a Dump Combustor with respect to Fuel and Air Mixing and Flow Conditions," Trans. of KSME(B), Vol. 29, No. 8, pp. 963-970, 2005

[6] Hyeon Jun Kim, "Numerical Simulation on thermoacoustic instability in the dump combustor," M.S Thesis, KAIST, 2005

[7] "Methodology for STAR-CD v3.20a", CD-adapco Group. 2004