

研究論文

DOI: <http://dx.doi.org/10.6108/KSPE.2012.16.6.032>

# 연소 불안정 예측을 위한 열음향 해석 모델 - Part 1 : 선형 안정성 해석

김대식\*† · 김규태\*\*

## Thermoacoustic Analysis Model for Combustion Instability Prediction - Part 1 : Linear Instability Analysis

Daesik Kim\*† · Kyu Tae Kim\*\*

### ABSTRACT

For predicting eigenfrequency and initial growth rate of combustion instabilities in lean premixed gas turbine combustor, linear thermoacoustic analysis model was developed in the current paper. A model combustor was selected for the model validation, which has well-defined inlet and outlet conditions and a relatively simple geometry, compared to the combustor in the previous works. Analytical linear equations for thermoacoustic waves were derived for a given combustion system. It was found that the prediction results showed a good agreement with the measurements, even though there was underestimation for instability frequencies. This underestimation was more obvious for a longer flame (i.e. wider temperature distribution) than for a shorter flame.

### 초 록

가스터빈 회박 예혼합 연소기에서 발생하는 연소 불안정의 고유 주파수 및 초기 성장률의 예측을 위하여 선형 열음향 해석 모델이 소개되었다. 모델 검증용 위하여 입출구 조건이 잘 정의되고, 상대적으로 이전 연구 결과에서 적용된 연소기에 비하여 구조가 간단한 모델 연소기가 선정되었다. 정의된 연소기에서 음향 해석을 위한 선형 관계식이 유도되었고, 이를 통하여 선형 안정성 해석 방안이 제시되었다. 해석 결과 연소 불안정의 특성에 대한 전체적인 변화 경향은 성공적으로 예측하였으나, 주파수의 절대값에 있어서는 실제 실험 결과보다 다소 작은 값을 예측하는 것으로 나타났다. 이러한 주파수의 예측 오차는 짧은 화염보다는 긴 화염에서 더욱 두드러지는 것으로 나타났다.

Key Words: Linear Thermoacoustic Model(선형열음향모델), Combustion Instability(연소불안정), Flame Transfer Function(화염전달함수), Lean Premixed Combustor(회박예혼합연소기)

접수일 2012. 6. 14, 수정완료일 2012. 9. 17, 게재확정일 2012. 9. 21

\* 종신회원, 강릉원주대학교 기계자동차공학부

\*\* 정회원, Center for advanced power generation,  
Penn State University

† 교신저자, E-mail: [dkim@gwnu.ac.kr](mailto:dkim@gwnu.ac.kr)

Nomenclature

Alphabets

$A$	: Complex amplitude of pressure wave
$c$	: Speed of sound
$f$	: Frequency
$FTF$	: Flame transfer function
$k$	: Wave number
$l$	: Length
$n$	: Gain of transfer function
$P$	: Pressure
$Q, q$	: Heat release
$R$	: Reflection coefficient
$V, u$	: Velocity

**Greeks**

$\tau$	: Time delay
$\phi$	: Phase
$\rho$	: Density
$\gamma$	: Specific heat ratio
$\xi$	: Damping coefficient
$\omega$	: Angular frequency
$\lambda$	: Wavelength

**Subscripts**

1, 2	: Duct indices
mean	: Mean value

## 1. 서 론

최근 열병합 발전이 전력 생산에서 차지하는 비중이 증가하면서 산업용 가스터빈에 대한 수요가 갈수록 커지고 있다. 특히 강화되는 배출 가스 규제와 유가의 상승으로 인하여 기존의 비예혼합 방식을 대체하는 희박 예혼합 연소 시스템의 적용이 일반화 되어 가고 있는 추세이다.

그러나 희박 예혼합 연소기에서는 연소 불안정(combustion instability)이라는 고유의 문제점을 가지고 있다. 연소 불안정 현상은 시스템 고유의 압력파와 당량비 또는 흡기의 유량 변화에 의하여 발생하는 열발생율의 변동이 서로 위상이 일치하였을 경우 상호 커플링에 의하여 압력 및 열발생율의 진폭이 증가하게 되는 현상이다. 이러한 불안정 현상은 시스템의 압력 변동 및 진동의 증가를 야기시키고 결국 시스템 또는 일

부 부품에 치명적인 손상을 일으킨다. 따라서 희박 예혼합 가스터빈을 설계, 제작, 사용을 위해서는 연소 불안정 현상에 대한 명확한 이해와, 제어 알고리즘의 파악과 적절한 운전 영역의 선택이 필수적이다[1, 2].

이를 위하여 많은 관련 연구 및 산업 기관에서는 연소 불안정 예측 기술 개발에 관한 노력을 경주하고 있으며, 이러한 결과들로부터 일부 불안정 연소 특성에 대한 효과적인 예측 기술 개발이 이루어지기도 하였다. 그러나 여전히 많은 부분에서는 예측 기술의 한계로 인하여 직접적인 실험에 의존하고 있고, 이러한 실험 결과들은 다시 불안정 연소 모델링 기술 발전의 기초 자료로써 활용되고 있다[2-9].

본 연구에서는 이러한 예측 기술 중에서 연소 불안정 주파수 및 현상이 발생하는 조건 등의 예측을 위하여 보편적으로 시도되고 있는 열음향 해석 모델을 소개하고자 한다. 기존의 저자의 연구[3]로부터 드러난 문제점은 해석 대상으로 선정된 연소 시스템 내에서 길이 방향의 불안정 현상 뿐만 아니라, Transverse 모드 등의 다양한 성분의 불안정 모드들이 공존하는 것으로 분석되었다. 따라서, 길이 방향 음향파의 분석을 위하여 개발된 열음향 해석 결과를 직접적으로 실험 결과와 비교하는데 큰 제한이 있었다. 이로부터 현재의 연구에서는 대상 연소기를 비교적 더욱 단순화하고, 길이 방향의 음향 해석이 용이하도록 특수 제작된 가스터빈 연소기로 변경하여 해석을 확대하고자 한다.

## 2. 선형 열음향 해석 모델

열음향 해석 모델(thermoacoustic analysis model)이란 실제 연소 시스템을 간소화하게 정의한 후, 경계 조건 및 상대적으로 영향이 작은 인자들을 단순화하여 음향파(acoustic wave)와 연소장 사이의 상호 관계식을 도출하여, 엔지니어 및 설계자가 비교적 쉽게 연소장 내부의 열음향 특성을 예측하고, 주요 인자들에 대한 영향 분석을 가능하게끔 하는 해석 기법을 말한다[2-9].

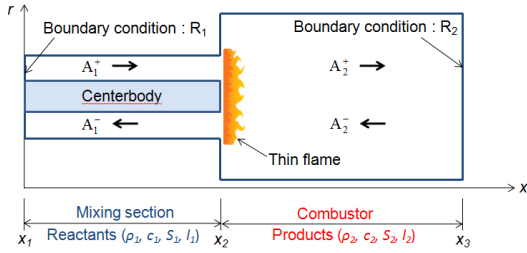


Fig. 1 Simplified model combustor for thermoacoustic analysis

열음향학 시스템 해석에 있어서 시스템의 다양한 요소들은 몇 개의 개별 인자로 나누어서 해석하는 네트워크 모델이 사용된다. 해석을 위하여 본 연구의 개발 모델에서는 Fig. 1과 같이 연소 시스템이 노즐과 화염 및 연소기로 크게 3가지의 요소로 간소화되었다.

선형 음향학 이론에 따라 음향파의 속도와 압력은 다음의 지배 방정식에 의하여 정의된다[3-8].

$$\frac{\partial u'}{\partial t} + \frac{1}{\rho_0} \frac{\partial p'}{\partial x} = 0 \quad (1)$$

$$\frac{1}{\gamma p_0} \frac{\partial p'}{\partial t} + \frac{1}{S} \frac{\partial (S u')}{\partial x} = \frac{\gamma - 1}{\gamma p_0} \dot{q}'_T \quad (2)$$

여기서,  $S = S(x)$ 는 덕트 단면적,  $q'_T$ 은 비정상 열발생율,  $u'$ 은 비정상 속도,  $p'$ 은 비정상 압력,  $\gamma$ 는 비열비를 각각 의미한다. 화염을 연소기 길이에 비하여 무한히 짧다고 가정하고, Eqs. 1과 2를  $x$ 방향으로 화염 바로 전후인  $x_2^-$ 부터  $x_2^+$ 까지 적분하고 한계값을 취하면 얇은 화염에 대한 음향 조건(acoustic jump condition)을 구하면 다음과 같다.

$$p'(x_2^+) = p'(x_2^-) \quad (3)$$

$$S(x_2^+)u'(x_2^+) - S(x_2^-)u'(x_2^-) = \frac{\gamma - 1}{\gamma p_0} \dot{Q}'_T \quad (4)$$

상기한 식에서 모든 변수에 대하여 음향학적 진동 형태의 함수로 변환하면 노즐과 연소기에서의 음향파의 압력과 속도는 각각 다음과 같이

나타낼 수 있다.

$$p'_1 = \hat{p}_1 e^{-j\omega t} = A_1^+ e^{jk_1(x-x_1) - j\omega t} + A_1^- e^{-jk_1(x-x_1) - j\omega t} \quad (5)$$

$$u'_1 = \hat{u}_1 e^{-j\omega t} = \frac{A_1^+}{\rho_1 c_1} e^{jk_1(x-x_1) - j\omega t} - \frac{A_1^-}{\rho_1 c_1} e^{-jk_1(x-x_1) - j\omega t} \quad (6)$$

$$p'_2 = \hat{p}_2 e^{-j\omega t} = A_2^+ e^{jk_2(x-x_2) - j\omega t} + A_2^- e^{-jk_2(x-x_2) - j\omega t} \quad (7)$$

$$u'_2 = \hat{u}_2 e^{-j\omega t} = \frac{A_2^+}{\rho_2 c_2} e^{jk_2(x-x_2) - j\omega t} - \frac{A_2^-}{\rho_2 c_2} e^{-jk_2(x-x_2) - j\omega t} \quad (8)$$

열발생율의 진동값을  $\dot{Q}'_T = \hat{Q} e^{-j\omega\tau}$ 의 형태로 나타내고, Eqs. 5~8을 Eqs. 3과 4에 대입하여 정리하면 다음과 같다.

$$A_2^+ + A_2^- = A_1^+ e^{jk_1 l_1} + A_1^- e^{-jk_1 l_1} \quad (9)$$

$$\frac{S_2}{\rho_2 c_2} (A_2^+ - A_2^-) = \frac{S_1}{\rho_1 c_1} (A_1^+ e^{jk_1 l_1} - A_1^- e^{-jk_1 l_1}) + \frac{\gamma - 1}{\gamma p_0} \hat{Q} \quad (10)$$

여기서 인자  $\Gamma_1$ 은 Eq. 11과 같은 정의되고, 노즐과 연소기 경계에서의 음향 저항의 물리적 의미를 가지고 있다[3-8].

$$\Gamma_1 = \frac{\rho_2 c_2 S_1}{\rho_1 c_1 S_2} \quad (11)$$

Equations 9와 10은 다음과 같은 행렬의 형태로 나타낼 수 있다.

$$\begin{pmatrix} A_2^+ \\ A_2^- \end{pmatrix} = \frac{1}{2} \begin{bmatrix} e^{jk_1 l_1} (1 + \Gamma_1) & e^{-jk_1 l_1} (1 - \Gamma_1) \\ e^{jk_1 l_1} (1 - \Gamma_1) & e^{-jk_1 l_1} (1 + \Gamma_1) \end{bmatrix} \begin{pmatrix} A_1^+ \\ A_1^- \end{pmatrix} + \frac{1}{2} \frac{\rho_2 c_2}{S_2} \frac{\gamma - 1}{\rho_1 c_1^2} \begin{pmatrix} \hat{Q} \\ -\hat{Q} \end{pmatrix} \quad (12)$$

본 연구에서의 경계 조건은 다음과 같이 표현될 수 있다.

$$\frac{A_1^+}{A_2^-} = R_1 \quad (13)$$

$$\frac{A_2^+}{A_2^-} e^{2jk_2 l_2} = R_2 \quad (14)$$

여기서,  $R_1$ 과  $R_2$ 는 시스템 입구와 출구 경계에서의 음향파의 반사 계수(reflection coefficient)를 나타낸다. 따라서 Eq. 12를 풀기 위해서는 열발생율의 변동( $\dot{Q}_T'$ )에 대한 함수값이 제시되어야 하며, 이를 위하여 화염 전달 함수의 값이 사용될 수 있다.

예혼합 화염에서 화염 전달 함수는 다음과 같이 임의의 화염 입구에서의 속도 변동에 따른 열발생율의 영향으로 정의되고, 음향학 모델 개발을 위하여 각진동수( $\omega$ )에 대한 진동 함수의 형태로 나타낸 후 이를 이득값( $n$ )과 시간 지연( $\tau$ )의 함수인  $n-\tau$  모델로 나타내면 다음과 같다.

$$FTF(\omega) = \frac{\hat{Q}'/\bar{Q}}{\hat{u}/\bar{u}} = n(\omega) e^{j\omega\tau} \quad (15)$$

여기서 이득값( $n$ )은 아래와 같은 비선형 함수의 형태로 표현되고, 위상차( $\phi$ )는 각진동수에 대한 선형 함수로 나타난다.

$$n(\omega) = \left| \frac{K}{1 + j2\xi(\omega/\omega_c) - (\omega/\omega_c)^2} \right| \quad (16)$$

$$\Delta\phi = \omega\tau \quad (17)$$

변수  $\tau$ ,  $\xi$ ,  $K$  및  $\omega_c$ 는 화염 전달 함수의 실험적인 결과값에 대한 곡선 피팅(curve fitting)을 위한 상수값을 나타낸다. 여기서 사용된 곡선 피팅은 조화 진동(harmonic oscillation)에 노출된 화염 진동의 해석학적 연구에 흔히 사용되는 모델인 "second order oscillation" 모델식이 적용되었다[7, 10].

본 연구에서는 실험적으로 규명된 화염 전달 함수의 결과를 통하여  $n-\tau$  모델을 구현한 후, Eqs. 16과 17의 결과를 Eq. 15에 대입한 후, 다시 이를 Eq. 12에 대입하고 정리하면 최종적으로 본 시스템의 열음향과 선형 관계식은 다음과 같이 유도될 수 있다.

$$\begin{aligned} & \frac{1}{R_2}(1 + \Gamma_1 + \Gamma_2 n e^{j\omega\tau}) \\ & + \frac{1}{R_1 R_2} e^{-2jk_1 l_1} (1 - \Gamma_1 - \Gamma_2 n e^{j\omega\tau}) \\ & - e^{-2jk_2 l_2} (1 - \Gamma_1 - \Gamma_2 n e^{j\omega\tau}) \\ & - \frac{1}{R_1} e^{-2j(k_1 l_1 + k_2 l_2)} (1 + \Gamma_1 + \Gamma_2 n e^{j\omega\tau}) = 0 \end{aligned} \quad (18)$$

$$\Gamma_2 = \frac{\rho_2 c_2}{\rho_1 c_1 S_2} \frac{\gamma - 1}{\rho_1 c_1^2} \frac{\bar{Q}}{\bar{u}}$$

Equation 18은 본 연구에서 정의된 연소기 및 노즐 시스템에서의 압력파에 의한 입구 속도의 섭동과 비정상 열발생율의 변동 사이의 관계를 나타내고, 이 식을 통하여 각진동수  $\omega$ 의 실수부와 허수부를 풀게 됨으로써, 이 시스템의 음향 특성을 해석할 수 있게 된다. 이러한 문제에서 각진동수의 실수부는 시스템의 고유주파수(eigenfrequency)를 결정하고, 허수부는 초기 불안정 인자의 성장률을 결정하게 되는데, 특히 허수부가 양의 값을 가질 경우, 시스템은 불안정해지고, 만약 음의 값을 가지게 된다면 연소는 안정된 조건을 의미한다[3-8].

### 3. 연구 방법

#### 3.1 해석 대상 연소기 및 실험 조건

Figure 2는 본 연구에서 해석 대상으로 선정된 연소기의 개략도이다. 본 연구에서는 Kim et al.[6-8]의 연구 그룹에서 설계되어 실험에 적용된 연소기를 해석 대상으로 선정하고, 실험 결과와의 비교를 통하여 모델 검증에 시도하였다. 해석 대상으로 선정한 이유는 먼저 입구 및 출구가 실제 가스터빈용 노즐과 연소기에 비하여 매우 단순화된 시스템으로서, 입구와 출구 조건의

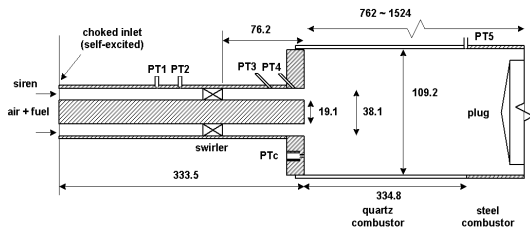


Fig. 2 Schematic of the model combustor, Dimensions in millimeters

Table 1. Selected test conditions for model validation

Inlet pressure	1 atm
Inlet temperature	200°C
Mixture velocity	70 m/s
Equivalence ratio	0.7
Fuel composition (in volume)	100% CH <sub>4</sub> , 55% CH <sub>4</sub> + 45% H <sub>2</sub>

음향학적 경계 조건의 정의가 간단하며, 또한, 연소 불안정 실험 결과와 다양한 조건에서 화염 전달 함수의 결과들이 측정되어, 해석 모델의 정의 및 실험 결과와의 비교, 검증이 용이하기 때문이다.

그림에서 보이듯이, 본 연소기는 덤프면으로부터 석영 연소기와 762 mm부터 1,524 mm까지 길이를 변화시킬 수 있는 연소기로 구성되었다.

또한 연소기 출구는 수냉 방식의 플러그 형태의 출구로 인하여 음향학적으로 닫힌 경계 조건을 모사하였고, 노즐의 입구에서는 연료와 공기가 완전히 혼합된 상태에서 초킹되어 유입되게 설계되었다.

연소기 및 노즐에서의 압력이 측정되고, 열발생 및 화염의 이미지 측정을 위하여 PMT 및 ICCD 카메라를 통하여 CH\* 화학 발광 기법이 적용되었다. 대상 연소기의 구조 및 측정 기법에 대한 더 많은 정보는 이전의 참고 문헌을 통하여 확인할 수 있다[6-8].

Table 1은 모델 개발을 위하여 사용된 연소기의 운전 조건을 나타낸다.

### 3.2 해석 방법 및 조건

앞 절에서 소개한바와 같이 시스템의 열음향

Table 2. Parameters used to solve the Eq. 18

	for nozzle	for combustor
Mean temp. [K]	473	1,330
Speed of sound [m/s]	435	710
Mixture density [kg/m <sup>3</sup> ]	0.727	0.258

파 선형 관계식을 나타내는 Eq. 18은 압력과 비정상 열발생율의 변동 사이의 관계를 나타내고, 이 식을 통하여 각진동수  $\omega$ 의 실수부와 허수부를 풀게 됨으로써, 이 시스템의 음향 특성을 해석할 수 있게 된다.

본 연구에서는 Matlab을 이용하여 연소기의 길이와 운전 조건에 따라 Nelder Mead Simplex method[11]를 이용하여 선형 관계식을 풀 수 있는 모델링 코드를 개발하였고, 본 결과에서 적용한 주요 상태값은 Table 2와 같다. 또한 Eq. 15의 비정상 열발출율을 구하기 위하여 참고문헌 [6-8]에 소개되었던 화염 전달 함수의 측정 결과가 사용되었다.

### 4. 해석 결과

Figures 3과 4는 0%와 45% 수소 체적 분율에 대하여 각각 주파수 변화에 따른 화염 전달 함수의 이득값과 위상차를 나타낸 것이다. 각각의 그래프에서 실험값은 참고 문헌[6, 7]의 데이터를 활용하였고, 실선 및 점선은 Eqs. 16과 17의  $n-\tau$  모델의 적용을 위하여 second order oscillation 모델 및 선형 피팅을 통하여 이득값과 위상차의 정보를 유추한 결과이다. Fig. 3에서 각 연료 조건에서의 안정된 상태에서 촬영된 화염 이미지로부터 수소 연료의 증가에 따라 화염의 구조가 크게 바뀌게 되어 결국 화염 전달 함수의 이득값과 위상차에도 영향을 미치고 있음을 알 수 있다[3-7]. 두 연료 조건에서 모두, 초기 낮은 주파수에서는 주파수가 증가함에 따라 화염 전달 함수의 이득값이 증가하다가, 임의의

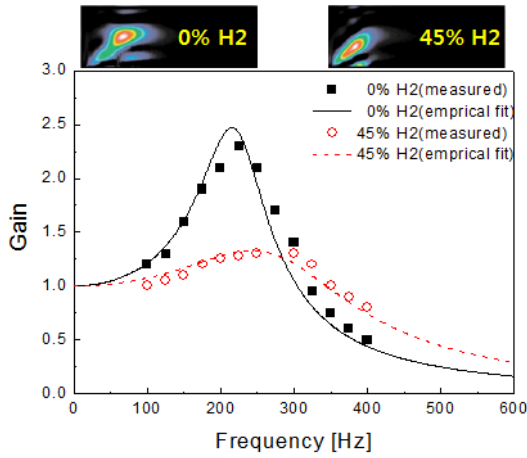


Fig. 3 Gain of flame transfer function as a function of frequency

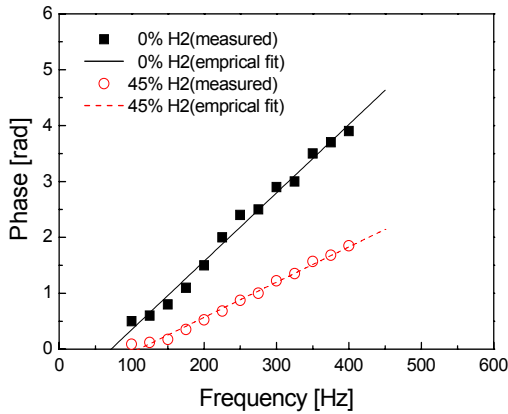


Fig. 4 Phase of flame transfer function as a function of frequency

주파수 영역(본 연구에서는 200~350 Hz 사이)에서 최고의 이득값을 보이고, 여기서 주파수를 더욱 증가시킬 경우, 이득값은 다시 감소하고 있음을 알 수 있으며, 위상차는 주파수의 증가와 함께 선형적으로 증가하는 일반적인 화염 전달 함수의 경향을 보이고 있다. 또한, 상대적으로 짧은 화염을 보이는 수소 45%의 연료 조건에서는 이득값의 최고치가 더욱 높은 것으로 나타났다.

Figure 5는 수소 0%(즉, 메탄 100%)에서 연소기 길이에 따른 불안정 주파수 및 성장률의 모델링 결과를 도시한 것이다. 그림에서 실선은 1<sup>st</sup>

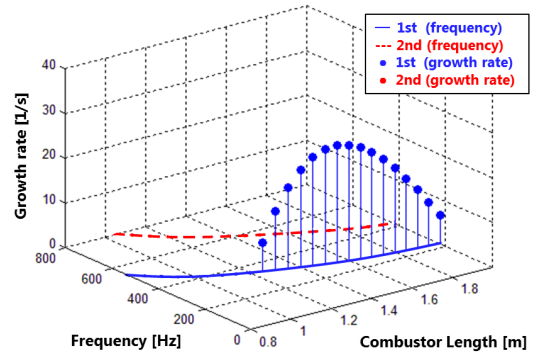


Fig. 5 TA modeling results (0% H2)

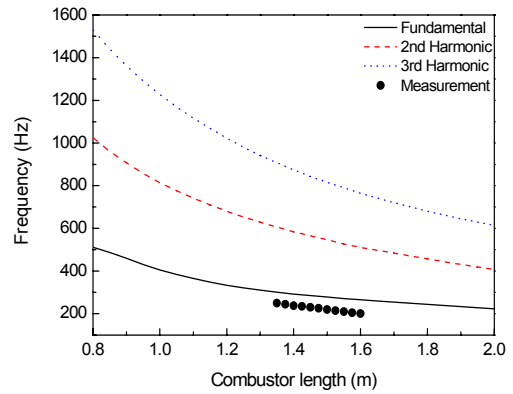


Fig. 6 Instability frequency as a function of combustor length (0% H2)

(fundamental) 모드 주파수의 연소기 길이에 따른 변화를 보여주고, 점선은 2<sup>nd</sup> 모드 주파수의 변화를 나타낸다. 또한 각 주파수에서 도형은 불안정 모드의 성장률을 보여주는데, 본 결과에서는 성장률이 0보다 큰 구간(즉, 연소 불안정 예측 구간)만을 나타내었고, 0보다 작은 구간(즉, 안정된 구간)은 생략하였다. 결과에서 보이듯이 이 운전 조건에서는 연소기 길이 1 m에서 1.9 m 구간에서 1<sup>st</sup> 모드의 길이 방향 불안정파에 의하여 연소 불안정 구간이 나타나는 것으로 나타났다, 2<sup>nd</sup> 모드 이상의 주파수에서는 불안정 현상이 나타나지 않는 것으로 예측되었다.

Figure 6은 상기 조건에서 실험 결과 값과 해석 결과 값을 불안정 주파수에 대하여 비교한 것이다. 그림에서와 같이 모델링 결과와 실험 주

과수간의 연소기 길이 변화에 따른 전체적인 경향은 잘 반영하고 있으나, 그 절대값에서는 약 20% 정도 주파수를 크게 예측하는 것으로 나타났다. 이러한 주파수에서의 오차는 연소실 내에서의 온도 분포의 영향이 가장 크게 작용하였을 것으로 판단된다[6-9, 12, 13]. 특히 본 그림의 운전 조건은 Fig. 3에서 도시된 결과 중에서 상대적으로 화염 길이가 길게 분포한 영역으로, 이러한 경우에는  $\Delta\tau$  값도 증가하게 되어 모델링 예측 결과의 정확도는 떨어지게 된다.

화염 길이에 따른 모델 예측 정확도의 상대적인 비교를 위하여 이번에는 짧은 화염 길이를 보이는 운전 구간을 선정하여 동일한 분석을 수행하였다. 이를 위하여 Fig. 4와 동일한 운전 조건(당량비 및 속도)에서 전체 연료의 체적 분율 중 수소가 45% 포함된 조건에 대하여 모델링하였다. Fig. 7은 이 조건에서 전체적인 불안정 주파수와 성장률을 도시한 것으로, 특이한 점은 불안정이 발생하는 주파수 조건이 연소기 길이가 짧은 쪽으로 이동한 것을 알 수 있으며, 연소기 길이가 길어질 경우 1<sup>st</sup> 불안정 모드는 사라지는 반면에, 2<sup>nd</sup> 모드의 불안정 연소 구간이 새롭게 나타나게 됨을 볼 수 있다.

Figure 8은 이 조건에서 불안정 주파수의 예측 결과와 실험값을 비교한 것이다. 1<sup>st</sup> 모드의 불안정 주파수는 여전히 실험값에 비하여 예측 결과가 다소 크게 나타나고 있으나, 그 차이는 Fig. 6의 화염이 긴 경우에 비하여 현격하게 줄어들어 이 경우에는 약 8% 정도의 오차가 실험값과 예측 결과 사이에 존재하는 것으로 나타났다.

본 연구결과와 같이 열음향 해석 모델을 통한 연소불안정 예측시 발생하는 오차 중 가장 큰 부분은 화염의 실제 형상이 Fig. 1의 도식도에 가정된 것처럼 조밀하지 않고, 열분포가 넓게 분포하는 것에서 기인하는 것으로 알려졌다[6-9, 12, 13]. 이러한 이유로 야기된 모델의 오차를 개선하기 위하여 Kim[8]등은 실험적으로 화염의 열분포를 계측할 수 있는 국부 화염 전달 함수 측정(local flame transfer function measurement)을 제안하였으며, Cheung[12]과 Kato[13]등은 수식적으로 앞서 언급한  $\Delta\tau$ 를 열음향 해석 모델에

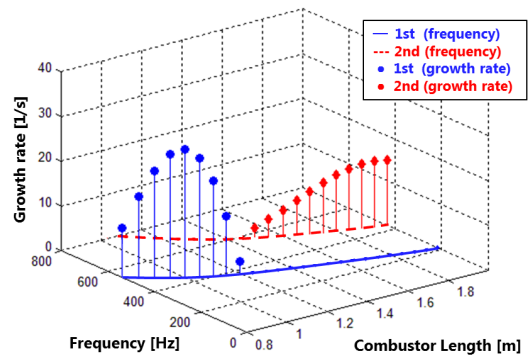


Fig. 7 TA modeling results (45% H<sub>2</sub>)

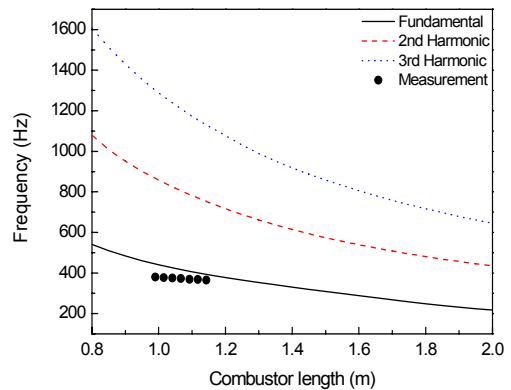


Fig. 8 Instability frequency as a function of combustor length (45% H<sub>2</sub>)

도입하여 모델의 정확도를 향상시킬 수 있는 방안을 제시하였다. 향후 연구에서는 이러한 선행 연구 결과들을 바탕으로 현재 연구 해석 모델을 개선하여 예측 정확도를 향상시킬 수 있는 방안을 제시하고자 한다.

## 5. 결론 및 향후 계획

기존의 연구 결과[3]에서 소개된 열음향 해석 모델은 선정 연소기의 복잡한 형상 및 입출구 조건 해석의 난이성으로 인하여 열음향파에 의한 연소 불안정 해석에 큰 제한이 있었음이 제시된 바 있었다. 본 연구에서는 이의 개선을 위하여 해석의 용이성 및 검증 실험 데이터의 확

보 등을 고려하여 새로운 대상 연소기가 선정되었으며, 주어진 노즐과 연소기 시스템에서의 선형 해석 모델에 요구되는 음향 관계식이 재해석되었다. 새로이 적용된 실험 결과와의 비교로부터 연소기 길이 변화에 따른 불안정 주파수 및 초기 성장률의 전체적인 경향은 성공적으로 예측하였으나, 주파수의 절대값에 있어서는 모델링 결과가 실제 측정치보다 과대 예측되는 것으로 나타났다. 특히 이러한 과대 예측은 화염의 길이가 긴 경우에 특히 더욱 두드러지는 것으로 나타났다. 이러한 현재의 연구 결과로부터 향후 연구에서는 이러한 연소실 내 화염의 공간상의 분포(즉, 연소실 내 온도 분포)에 대한 인자들을 정량적 및 정성적으로 평가할 수 있는 방안을 마련하여, 개발 모델의 예측 정확도를 향상시키는 노력이 필요하다.

## 후 기

이 논문은 2012년도 정부(교육과학기술부)의 재원으로 한국연구재단의 지원을 받아 수행된 기초연구사업임(2012-0001768).

## 참 고 문 헌

- Lieuwen, T., and Yang, V., *Combustion instabilities in gas turbine engines*, AIAA, Washington, 2005
- 김대식, "화염 전달 함수를 이용한 열음향 연소 불안정 해석 모델 소개," 한국추진공학 회지, 제15권, 제6호, 2011, pp.98-106
- 김대식, "열음향 해석 모델을 통한 가스터빈 연소기에서의 선형 안정성 분석," 한국연소 학회지, 제17권, 제2호, 2012, pp.17-23
- Truffin, K., Poinot, T., "Comparison and extension of methods for acoustic identification of burners," *Combustion and Flame*, Vol. 142, No. 4, 2005, pp.388-400
- Poinot, T., and Veynante, D., *Theoretical and Numerical Combustion*, 2nd ed., Edwards, 2005
- Kim, K., "Forced response of swirl stabilized flames in hydrogen enriched gas turbines," Ph.D. Dissertation, Pennsylvania State University, 2009
- Kim, K., Lee, J., Lee, H., Quay, B., and Santavicca, D., "Characterization of forced flame response of swirl-stabilized turbulent lean premixed flames in a gas turbine combustor," *Journal of Engineering for Gas Turbine and Power*, Vol. 132, Issue 4, 2010, pp.041502.1-041502.8
- Kim, K., Lee, J., Quay, B., and Santavicca, D., "Spatially distributed flame transfer functions for predicting combustion dynamics in lean premixed gas turbine combustors," *Combustion and Flame*, Vol. 157, No. 9, 2010, pp.1718-1730
- Noiray, N., Durox, D., Schuller, T., and Candel, S., "A unified framework for nonlinear combustion instability analysis based on the flame describing function," *Journal of Fluid Mechanics*, Vol. 615, 2008, pp.139-167
- Schuller, T., Durox, D., and Candel, S., "A unified model for the prediction of laminar flame transfer functions: comparisons between conical and V-flame dynamics," *Combustion and Flame*, Vol. 134, No. 1, 2003, pp.21-34
- Barton, R., and Ivey, J., "Nelder-Mead simplex modifications for simulation optimization," *Management Science*, Vol. 42, No. 7, 1996, pp.954-973
- Cheung, W., Sims, G., Coppleston, R., Tilston, J., Wilson, C., Stow, S., and Dowling A., "Measurement and analysis of flame transfer function in a sector combustor under high pressure conditions," *Proceedings of ASME Turbo Expo 2003*,



GT2003-38219

13. Kato, S., Fujimori, T., Dowling, A., and Kobayashi, H., "Effect of heat release

distribution on combustion oscillation," Proceedings of the Combustion Institute, Vol. 30, Issue 2, 2005, pp.1799-1806