

## 중발열량 가스 대체 시 가스터빈 연소기의 연소 및 NO<sub>x</sub> 배출 특성

이찬 · 서제영\*

수원대학교 기계공학과, \*강림기연 연구소

E-mail : cleee@suwon.ac.kr

### Combustion and NO<sub>x</sub> Emission Characteristics of the Gas Turbine Combustor Burning Medium-Btu Gas as Alternative Fuel

Chan Lee and Je Young Seo\*

Department of Mechanical Engineering, University of Suwon

\*Research & Development Center, Kangrim Industries Co.

#### 요 약

IGCC용 가스터빈 연소기의 중발열량 가스 연료 대체성 및 호환성 검토를 위한 전산유체역학적 연구를 수행하였다. 연소기 전산해석 방법은 기존의 상용 CFD 코드의 해석체계에 중발열량 가스연료의 화학반응 모델 및 fuel NO<sub>x</sub> 모델등을 추가적으로 결합하여 구성하였다. 본 해석방법을 이용하여, 천연가스와 IGCC용 대체가스(석탄가스, 중잔사유 가스) 연소시의 연소기 내부 유동속도, 화학종, 온도 분포들과 화염 형상 및 거동을 비교하였고, 더 나아가 NO<sub>x</sub> 생성특성과 터빈과의 matching 조건도 분석하였다. 이러한 전산해석결과들을 바탕으로, 본 연구는 중발열량 가스를 대체연료로 사용하는 IGCC용 가스터빈 연소기의 설계 개선 및 재설계 방향을 제시하였다.

**Abstract** — A CFD (Computational Fluid Dynamics) research is conducted for the investigation of the fuel alteration of MBTU (medium-Btu) gas in IGCC gas turbine combustor. The computational analysis method of the gas turbine combustor is constructed by incorporating MBTU gas reaction and fuel NO<sub>x</sub> models into commercial CFD code. With the use of the present analysis method, comparisons are made on the flow velocity, the chemical species and the temperature distributions, and on the flame shape and behavior of gas turbine combustor firing natural gas and MBTU gases (coal gas, heavy residue oil gas). Furthermore, the NO<sub>x</sub> formation characteristics and the turbine matching condition of the combustor are analyzed. Based on the computed analysis results, the present study provides the directions for the redesign and the design modification of IGCC gas turbine combustor firing MBTU gas as alternative fuel.

#### 1. 서 론

IGCC 가스터빈의 연료로는 주로 가연성분이 CO와 H<sub>2</sub>가 대부분인 석탄과 중잔사유 가스를 사용하며, 발열량은 천연가스의 1/5~1/10정도이다<sup>[1]</sup>. 이러한 중발열량 가스연료는 기존의 천연가스나 석유를 연소연료로 사용하는 발전시스템에 그대로 적용되어 사용하는데는 무리가 따른다. 이는 중발열량 가스가 천연가스나 석유에 비해 연소특성이 매우 다르고, 이로 인해 연소기의 연소과정 및 연소조절시스템에도 영향을 주기 때문이다. 그러므로 중발열량 가스를 기존의 가스터빈연소기에 얼마나 효율

적으로 안정되게 태우느냐 와 이때 발생하는 환경오염 물질을 어떻게 최소화하는가 하는 점이 연구의 중요 쟁점이다.

이러한 이유로 천연가스를 이용하여 충분히 검증된 가스터빈에 천연가스대신 중발열량의 연료를 연소기에 대체하는 기술이 IGCC 연구의 관심사중 하나로 부각되고 있다<sup>[2][3]</sup>. 중발열량 연료의 주성분은 CO와 H<sub>2</sub>이며, 이때 연료 내 H<sub>2</sub>의 함량이 높기 때문에 연소 시 화염속도 및 화학 반응율이 높고 천연가스에 비해 온도가 높다[그림 1 참조]. 이로 인하여 천연가스에 비하여 질소산화물(NO<sub>x</sub>)의 발생량이 많아진다. 또한 그림 2에서 볼 수 있듯이,

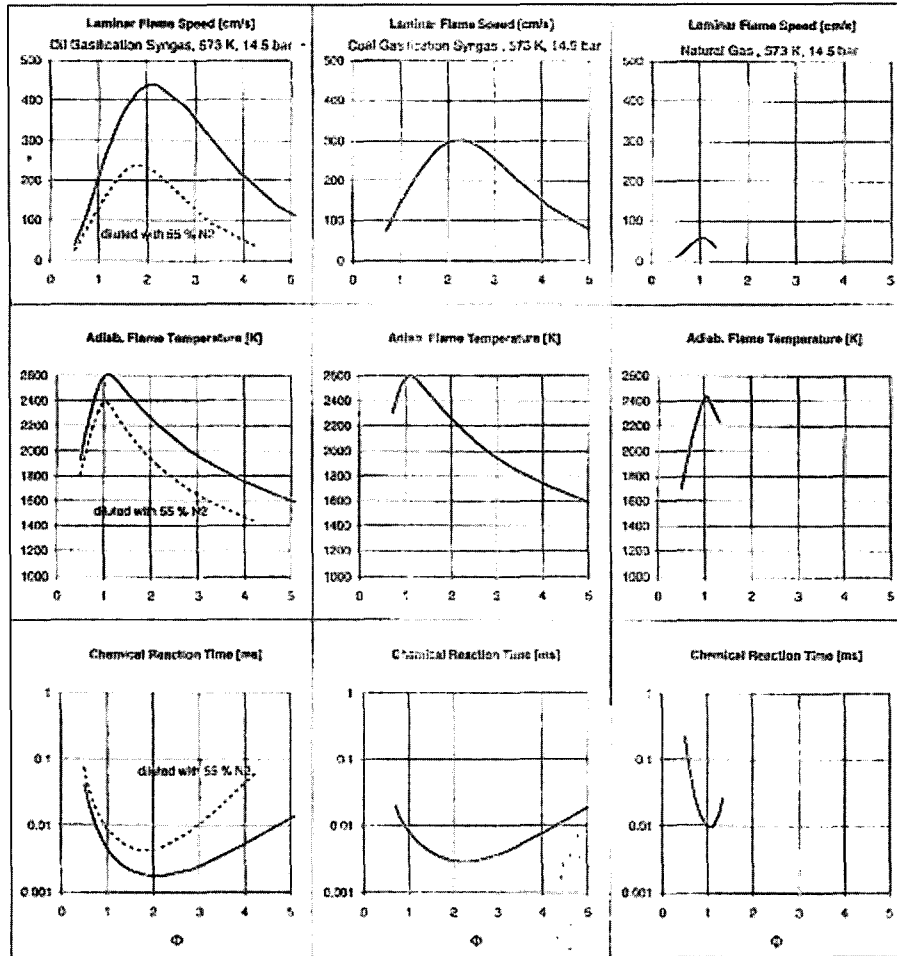


그림 1. 천연가스, 석탄가스 및 중잔사유 가스의 연소특성 비교.

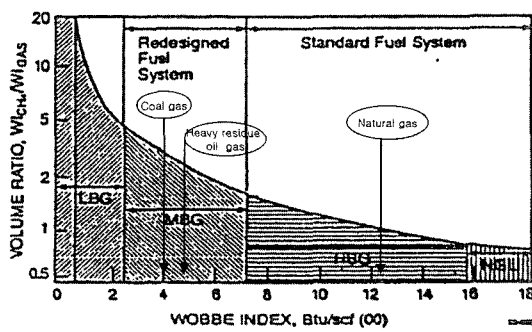


그림 2. 천연가스, 석탄가스 및 중잔사유 가스의 Wobbe 지수 비교.

중발열량 가스는 연료의 호화성을 판단하는 기준인 Wobbe index(=LHV/√(MW<sub>gas</sub>/MW<sub>air</sub>))로 판단했을때도 천연가

스에 비해 많이 낮기 때문에, 가스터빈 연료노즐과 연소실의 설계 변경 및 재설계가 이루어져야할 필요성이 있으며<sup>[3]</sup>, 가스터빈 연소기와 팽창기(expander)간의 연계 설계문제들(예: 터빈입구에서 유속 및 온도 분포의 균일성)에도 큰 영향을 미칠 수 있다. 그러므로 연소기의 설계변경 및 재설계를 위해서는, 연소기내의 연료와 공기의 혼합과정 및 화염형성이 중발열량 가스의 경우 천연가스에 비해서 어떻게 달라지는 지 그리고 가스터빈 연소기 설계 시 예혼합 단계적 연소방식(premixed and staged combustion technique)을 적용하는 경우에는, 중발열량 가스내의 H<sub>2</sub> 성분 때문에 야기될수 있는 화염 안정화문제를 이론적으로 검토할 필요가 있다.

그러므로, 본 연구는 천연가스를 이용하여 설계된 가스터빈 연소기에 천연가스 대신 중발열량의 가스연료를 사용하는 경우의 연소기내 유동장, 화학종의 농도, 온도

분포, 화염현상 및 NO<sub>x</sub> 생성/배출 특성을 전산유체역학적 방법을 이용하여 해석하였다. 그리고 해석결과를 천연가스의 경우와 비교함으로써, 중발열량 대체연료 사용 시 가스터빈 연료노즐 및 연소기의 형상변경(modification) 또는 재설계(redesign)에 필요한 설계기준 및 방향을 제시하고자 한다.

2. 가스터빈 연소기 및 가스 연료의 조건

본 전산해석을 수행하기 위한 가스터빈 연소기는 [그림 3]과 같이 단순화된 축대칭 구조의 연소기를 가정하였으며, 격자계의 총격자수는 약 19,450개이다. 본 연구에서 사용한 연소기 및 전산 격자계에 대한 설명 및 연소기의 공기유입 조건은 저자들의 이전 연구결과<sup>[4][5]</sup>에 상세히 기술되어 있다.

또한 본 연구에서는 전산해석의 편이를 위하여 석탄 및 중잔사유를 가스화하여 얻을 수 있는 2가지의 IGCC용 중발열량가스를 [표 1]과 같은 조성으로 고려하였다. 또한 천연가스로 설계된 기존의 연소기에 [표 1]에 보여지는 석탄 및 중잔사유의 중발열량 연료를 대체연료로 사용하기 위해서는, 연소기에 동일 입열량의 연료량을 주어야한다. 즉 천연가스를 이용한 연소기와 IGCC용 대체가스 연소기가 동일한 입열량을 갖기 위해서는 식(1)

의 관계를 이용하여 대체연료의 가스유량( $\dot{m}_{CG}$ )을 결정하여야 한다.

$$\text{입열량 (Q)} = \dot{m}_{NG}LHV_{NG} = \dot{m}_{CG}LHV_{CG} \quad (1)$$

이때  $\dot{m}_{NG}$ ,  $\dot{m}_{CG}$ 는 천연가스 및 중발열량 가스의 유량을 LHV<sub>NG</sub>, LHV<sub>CG</sub>는 천연가스 및 석탄가스, 중잔사유가스의 단위 질량당 발열량을 나타낸다. 또한 연료중의 NH<sub>3</sub> 함량은 0.01%(weight-percent)로 가정하였다.

3. 전산해석 방법 및 결과

연소기 내의 전산모사를 위해 [그림 4]의 연소장에 대해 continuity, momentum, energy 그리고 species transports에 관한 방정식들을 상용 CFD 코드인 FLUENT를 이용하여 수치적으로 풀었다<sup>[6]</sup>. 그리고 복사모델로는 공학적으로 신뢰성 있으면서도 단순한 P<sub>1</sub>-모델을 사용하였고, 가스연료의 연소모델은 finite-rate/eddy-dissipation 모델을 사용하였다. 본 연구에서는 CH<sub>4</sub>, CO 및 H<sub>2</sub>의 화학 반응에 대한 정보는 multi-step reaction을 고려한 Westbrook와 Dryer<sup>[7]</sup>, Hautman 등<sup>[8]</sup>의 실험결과들을 참고하였다.

또한 연소시 NO<sub>x</sub>는 온도에 의해 생성되는 thermal NO<sub>x</sub>와 연료 성분에 의한 fuel NO<sub>x</sub>에 의해 생성되는 것으로 가정하였다. Thermal NO<sub>x</sub>는 modified Zeldovich mechanism를 사용하여 해석하였다. 가스 연료 중에 포함되어 있는 암모니아로 인해 발생하는 fuel NO<sub>x</sub>의 생성 mechanism는 매우 복잡하기 때문에, 본 연구에서는 [그림 4]와 같은 fuel NO<sub>x</sub> 반응 경로를 가정하여 다음과 같은 연쇄반응식들을 고려하였다.

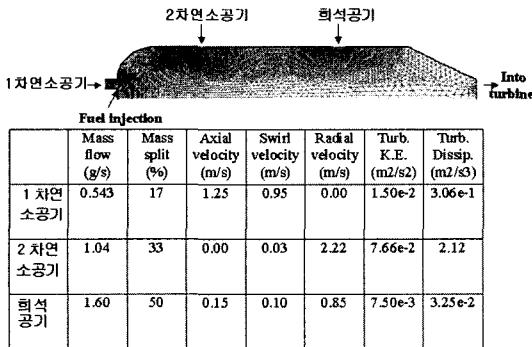
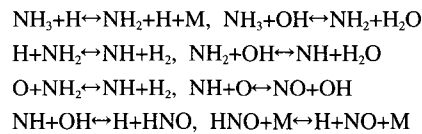


그림 3. 축대칭 가스터빈 연소기의 기하학적 형상 및 격자계.

표 1. 천연가스 및 대체가스 연료의 조성 및 특성.

조성 (vol%)	Fuel #1 (Coal gas)	Fuel #2 (Heavy residue gas)	Natural gas
H <sub>2</sub>	30	40	.
CO	70	60	.
CH <sub>4</sub>	.	.	100
유량(kg/s)	15.49e-05	13.80e-05	4.15e-05
발열량(kcal/kg)	3194.5	3608.1	11954

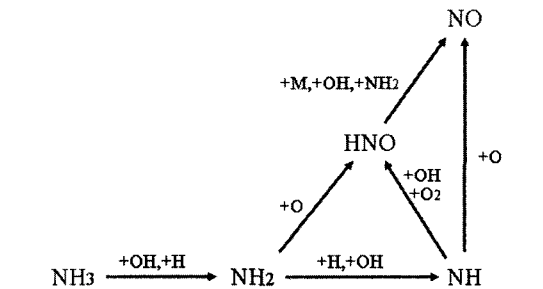
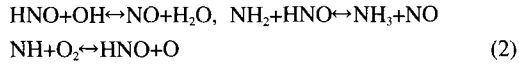
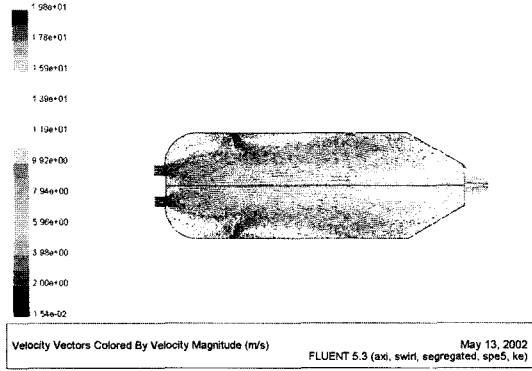


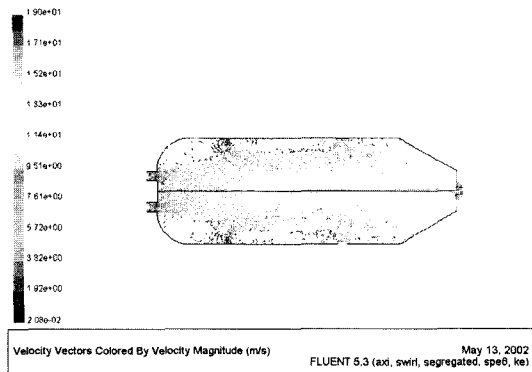
그림 4. NH<sub>3</sub>/O<sub>2</sub> 혼합물 중에서 주요 fuel NO<sub>x</sub> 생성경로.



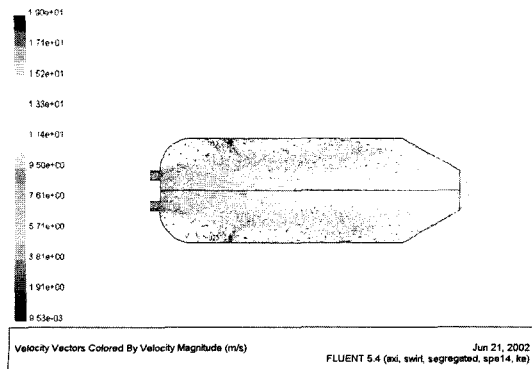
상기의 Fuel NOx 반응모델 또한 user-supplied 모델로서 전산체계에 적용하였고, 모델에 관련된 상세한 화학반응식의 상수, 계수들은 참고문헌<sup>19)</sup>에 나타나 있는 값들을 사용하였다.



(a) 천연가스



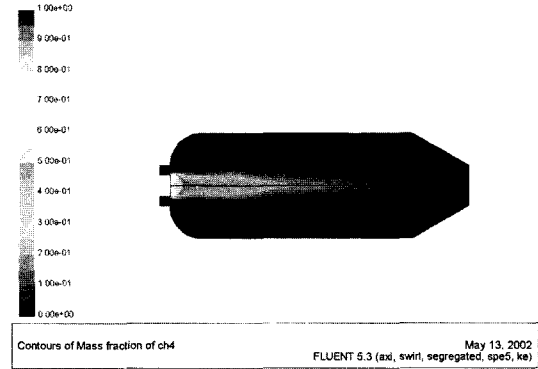
(b) 석탄가스 (Fuel #1)



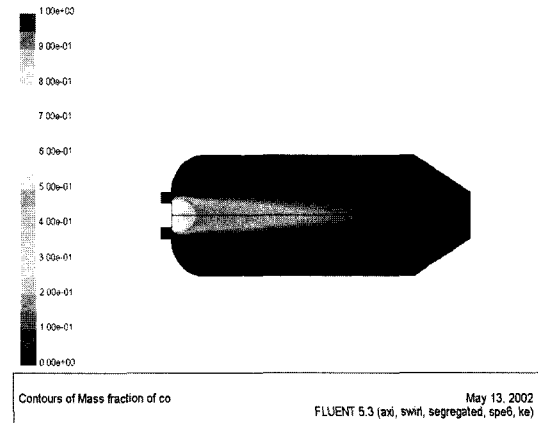
(c) 중발사유 가스 (Fuel #2)

그림 5. 연소기 내 속도 분포.

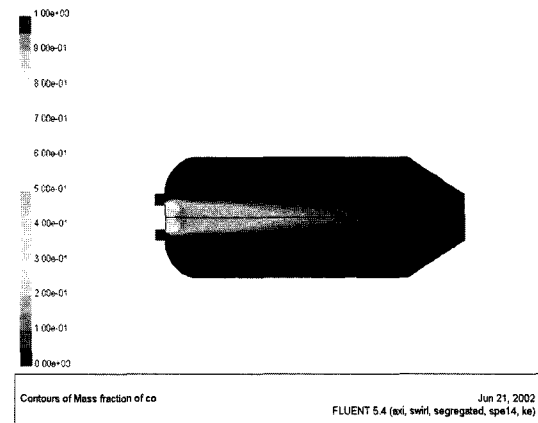
본 전산해석 방법을 이용하여 계산된 연소기 내부 속도장은 [그림 5]와 같이 나타난다. 그림에서 보여지듯이, 2가지 대체가스 연료는 천연가스와 거의 유사한 속도분포를 가지나 연료 노즐 근처에서 천연가스인 경우에 비



(a) 천연가스 (CH<sub>4</sub>)



(b) 석탄가스



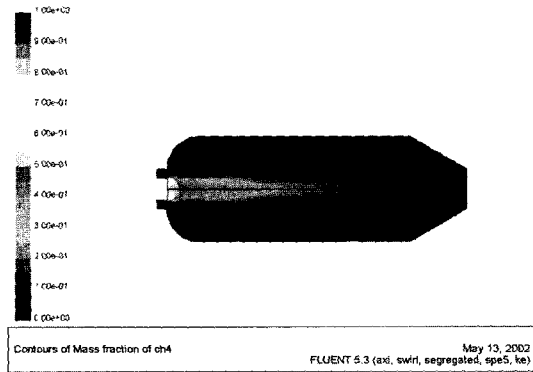
(c) 중발사유 가스

그림 6. 연소기 내 CO 분포.

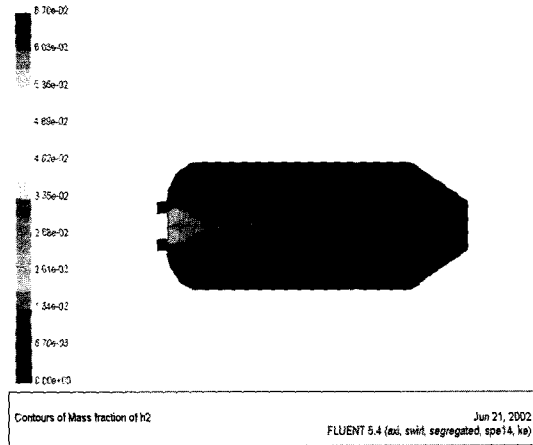
해 외류가 강하게 생성됨을 알 수 있었다. 즉 [표 1]에서 알 수 있듯이, 대체 연료의 경우 천연가스에 비해 연

료량이 증가되고 이로 인해 연료 분사속도가 천연가스에 비해 높게 나타나며, 결과적으로 노즐 근처의 유동장에 다소간 변화를 가져다준다.

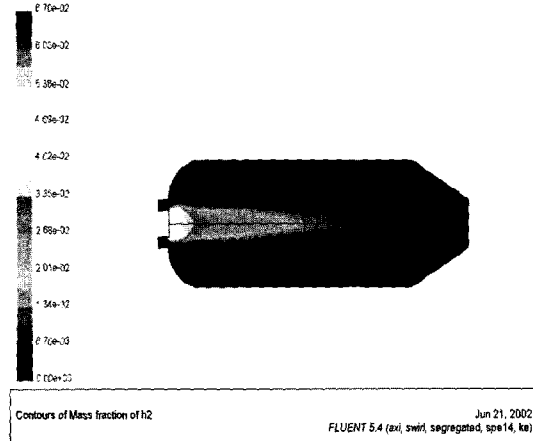
연소기 내 화학종에 대한 분포는 [그림 6]과 [그림 7]에 나타나 있다. 그림에서 보여지듯이, 석탄가스와 증잔사유가스 연료의 CO, H<sub>2</sub> 확산에 따른 화학종 분포 예측결과가 서로 다르게 나타남을 알 수 있으며, H<sub>2</sub>의 경



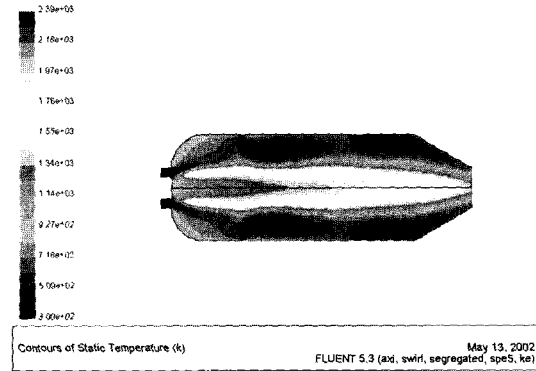
(a) 천연가스 (CH<sub>4</sub>)



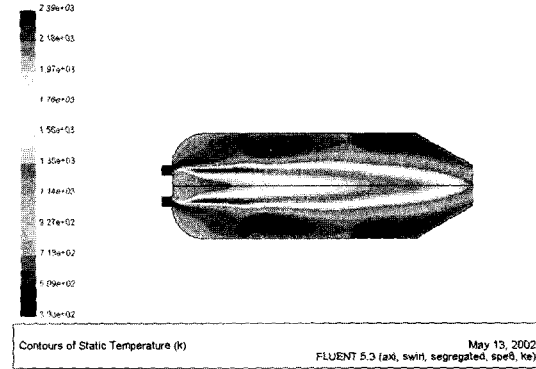
(b) 석탄가스



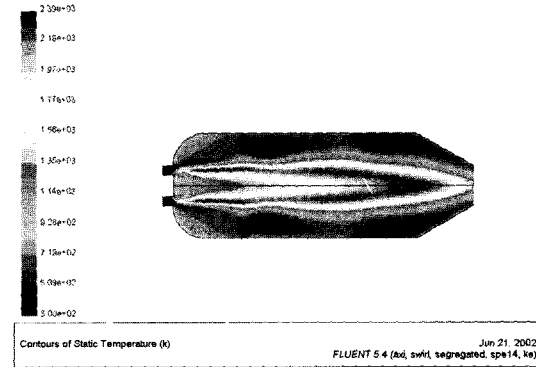
(c) 증잔사유 가스



(a) 천연가스



(b) 석탄가스 (Fuel #1)



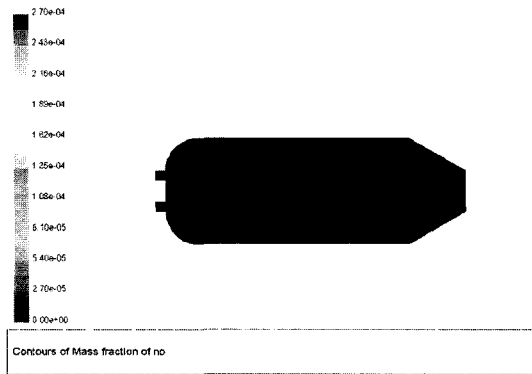
(c) 증잔사유가스 (Fuel #2)

그림 7. 연소기 내 H<sub>2</sub> 분포.

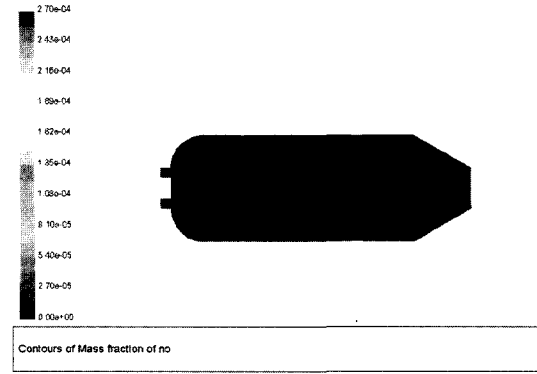
그림 8. 연소기 내 온도 분포.

우 중잔사유 가스가 석탄가스에 비해 훨씬 길게 확산되는 경향을 보여주며, 반면에 CO의 경우는 석탄가스와 중잔사유 가스가 같은 정도로 확산됨을 알 수 있다. 이러한 예측결과들로부터, 석탄가스 화염의 길이는 CO 성분에 의해 주로 결정되며, 중잔사유 가스 화염의 길이는 CO와 H<sub>2</sub> 성분에 의해 동시에 영향을 받음을 예측할 수 있다.

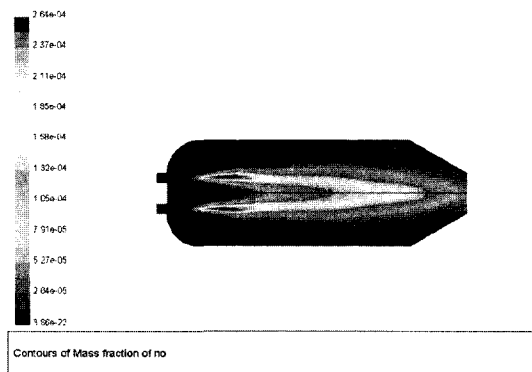
[그림 8]의 연소기 내부 온도분포를 살펴보면, 석탄가스나 중잔사유가스 같은 대체연료를 사용한 경우의 연소기 온도분포가 천연가스에 비해 국소적으로 최대 400~500 K 높은 경향을 보인다. 이러한 현상은 대체연료의 주성분인 H<sub>2</sub>, CO 등이 천연가스(CH<sub>4</sub>)에 비해 화염온도가 상대적으로 높기 때문으로 판단된다<sup>[10]</sup>. 또한 [그림 8]에서 보여지듯이, 대체연료 연소 시 화염의 형상이 천



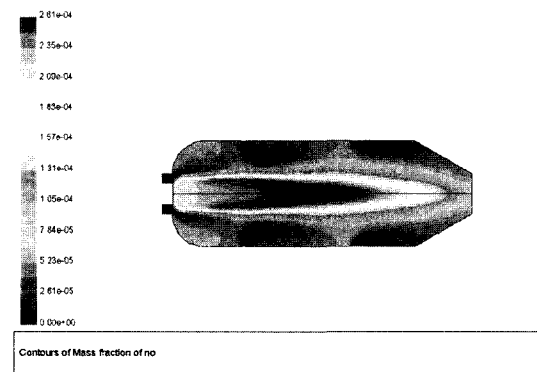
(a) 천연가스



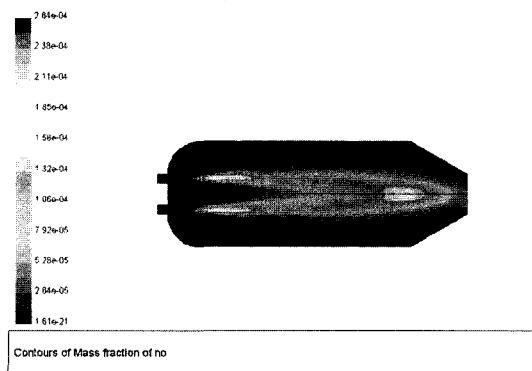
(a) 천연가스



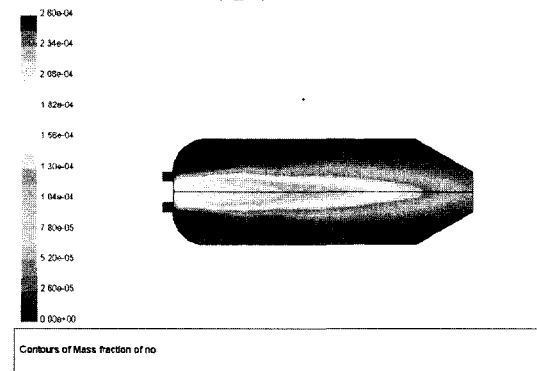
(b) 석탄가스 (Fuel #1)



(b) 석탄가스 (Fuel #1)



(c) 중잔사유가스 (Fuel #2)



(c) 중잔사유가스 (Fuel #2)

그림 9. 연소기내의 Thermal NOx 생성 분포.

그림 10. 연소기내의 Fuel NOx 생성 분포.

연가스에 비해 두껍고 길게 나타나며, 이러한 결과는 [그림 6]과 [그림 7]의 화학종 분포 예측결과로부터 쉽게 설명이 된다. 이러한 화염길이의 증가는 기존 가스 터빈 연소기 후방에서의 희석공기를 통한 혼합 및 연소 가스 온도 저하(터빈 입구조건에 맞추기 위하여)에 영향을 미치리라 판단되며, [그림 8]로부터 천연가스에 비해 혼합효과 및 연소가스의 온도저하가 미흡한 것을 알 수 있다.

[그림 9]는 연소기내의 thermal NO<sub>x</sub> 생성분포를 보여주고 있으며, 대체연료를 사용한 경우 thermal NO<sub>x</sub>의 생성이 천연가스의 경우에 비해 많음을 알 수 있다. 이는 thermal NO<sub>x</sub>의 생성이 온도에 대해 매우 민감하기 때문인 것으로 판단된다. 또한 [그림 10]은 fuel NO<sub>x</sub>의 생성 분포를 보여주고 있으며, 암모니아의 산화에 의한 NO<sub>x</sub> 발생이 온도에 매우 민감하게 이루어지고 있음을 알 수 있으며, 이로 인해 대체연료 중에서도 석탄가스에서 더욱 많은 fuel NO<sub>x</sub>가 생성됨을 알 수 있다.

[표 2]는 본 연구 대상인 연소기에서의 대체연료 사용 시 연료 11 g당 총 NO<sub>x</sub> 발생량(g) 특성을 보여주고 있으며, Fuel NO<sub>x</sub>가 Thermal NO<sub>x</sub>보다 더욱 많이 생성됨을 알 수 있으며, 또한 석탄가스가 중잔유가스에 비해 NO<sub>x</sub> 생성량이 많음을 알 수 있다. 이러한 결과는, [그림 8]에 나타나듯이, 석탄가스의 반응온도와 고온 화염대가 중잔유가스에 비해 상대적으로 높고 길며<sup>14)</sup>, 이로 인해 주로 고온 부위에서 이루어지는 fuel NO<sub>x</sub> 발생이 급증했기 때문으로 판단된다.

연소기 출구에서 외부로 배출되는 가스의 온도, 즉 터빈입구온도(TIT: Turbine Inlet Temperature)는 연소기 및 터빈의 설계에 중요한 영향을 미친다. 그리고 연소기의 출구온도 분포는 설계의 중요한 관찰사항이다. 이러한 이유로 본 연구에서는 각각의 가스연료의 연소기 출구 온도분포를 살펴보았다. [그림 11]은 연소기 출구의 온도분포를 보여주고 있으며, 그림의 횡축의 원점(position=0)은 연소기의 중심선을 나타내며, 횡축의 좌표는 연소기 중심선부터 연소기 벽면까지의 거리를 나타낸다. [그림 11]에서 보여지듯이, 석탄가스 및 중잔사유를 이용한 대체가스의 연소기 출구 온도 분포가 천연가스에 비해 극소적으로 더욱 많은 편차가 있음을 알 수 있다. 이는 전체적인 반응온도가 대체가스연료가 천연가

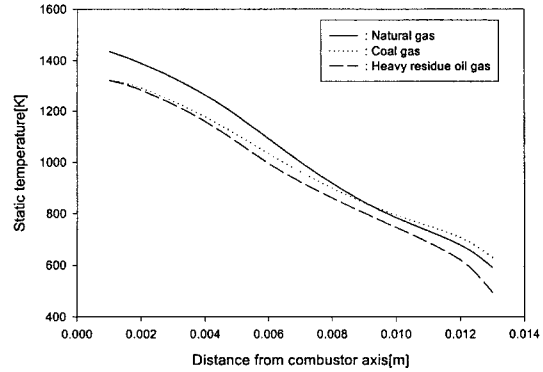


그림 11. 연료에 따른 연소기 출구의 온도 분포(Fuel#1: 석탄가스, Fuel#2: 중잔사유가스).

스연료보다 높기 때문이며, 또한 CO와 H<sub>2</sub> 성분으로 인해 화염길이가 길어져 연소가스와 희석공간간의 혼합이 충분히 이루어지지 못한 채 연소가스가 연소기를 벗어나기 때문이다. 이러한 결과는 대체연료를 사용하는 경우 가스터빈 연소기와 터빈의 matching을 위해서도 연소실 후방 희석공간에 대한 희석공기비 조정 및 연소실 길이 재설계가 이루어져야 함을 의미한다.

4. 결 론

천연가스 가스터빈 연소기에 석탄가스 및 중잔유가스를 태우는 경우의 연소 및 NO<sub>x</sub> 생성 특성을 전산유체역학적 방법으로 검토하였다. 석탄가스 및 중잔유가스 연소 시 천연가스에 비해 속도장은 큰 변화를 보이지 않으나, 열적인 측면에서는 천연가스에 비해 높은 온도 분포와 긴 화염대를 보인다. 또한 석탄가스 및 중잔유가스 연소시 thermal NO<sub>x</sub> 및 fuel NO<sub>x</sub> 발생량이 천연가스에 비해 현저하게 증가하였고, 석탄가스의 NO<sub>x</sub> 발생량이 중잔유 가스에 비해 높게 나타남을 알 수 있었다. 터빈과의 matching을 위한 연소기 출구온도 분포의 균일성도 천연가스에 비해 편차가 심한 결과를 보여주었다.

이러한 결과들로부터 대체연료 연소시의 긴 화염대, 급격한 NO<sub>x</sub> 생성량 및 불균일성이 증가된 연소기 출구 온도분포 등이 기존의 천연가스 연소기에 대체연료를 바로 사용하는 것이 어려우리라는 판단을 하게 해주며, 대체연료 가스의 사용을 위한 설계변경의 개념으로는 화염대를 짧게 해 줄 수 있는 선회버너의 채택, 연소가스 혼합촉진을 위한 희석공기 배분의 재설계 및 연소실의 후방 길이 연장과 같은 대책이 필요한 것으로 판단된다. 그리고 좀 더 근본적인 대책으로는 예혼합 노즐의 채택이 검토될 수 있다.

표 2. 가스터빈 연소기의 NO<sub>x</sub> 배출량.

Fuel	NO <sub>x</sub> Thermal NO <sub>x</sub> (g/kg)	Fuel NO <sub>x</sub> (g/kg)	Total NO <sub>x</sub> (g/kg)
Natural Gas	2.3846e-03	0	2.3846e-03
Fuel # 1	0.80146	1.38417	2.18563
Fuel # 2	0.75571	0.93515	1.69086

## 후 기

본 연구는 고등기술연구원이 지원하는 “IGCC 가스연료 연소특성 전산해석 및 BSU급 가스화기 연료와 슬래그의 특성 평가” 과제의 일환으로 이루어졌으며, 이에 관계자들에게 감사드립니다.

## 참고문헌

1. Kelsall, G.I., *et al.*: “Low Emissions Combustor Development for Industrial Gas Turbine to Utilize LCV Fuel Gas”, *J. of Eng. for Gas Turbines & Power*, 116 (1994)
2. Cook, C.S., *et al.*: “System Evaluation and LBTU Fuel Combustion Studies for IGCC Power Generation”, *J. of Eng. for Gas Turbines & Power*, 117 (1995).
3. Solar Turbines: “Gas Turbine Fuels”, Turbomachinery Technology Seminar.
4. 서제영, 이찬: “중발열량 대체연료 가스터빈 연소기의 설계를 위한 전산역학적 해석”, 한국에너지공학회 춘계학술대회논문집 (2002).
5. 서제영: 중발열량 대체 가스연료를 사용하는 가스터빈 연소기의 수치해석적 연구, 수원대학교 대학원 기계공학과, 석사학위논문 (2003).
6. FLUENT User's manual (1999).
7. Westbrook, C.K. and Dryer, F.L.: “Simplified Reaction Mechanisms for the Oxidation of Hydrocarbon Fuel in Flames”, *Combustion Science and Technology*, 27, 31 (1981)
8. Hautmann, D.J., *et al.*: “A Multi-step Overall Kinetic Mechanism for the Oxidation of Hydrocarbons”, *Combustion Science and Technology*, 25, 219 (1981).
9. Lindstedt, R.P. and Selim, M.A.: “Reduced Reaction Mechanism for Ammonia Oxidation in Premixed Laminar Flames”, *Combustion Science and Technology*, 99, 277 (1994).
10. Lewis, B. and Elbe, V.G.: *Combustion, Flames and Explosions of Gases*, Academic Press (1987).