

## 희박 예혼합 연소를 이용한 마이크로터빈의 저공해 연소기 개발에 관한 연구

윤정중\* · 이헌석\*\*

### The Study on Development of Low NO<sub>x</sub> Combustor with Lean Burn Characteristics for Microturbine

JeongJung Yoon\*, HeonSeok Lee\*\*

*Key Words* : Microturbine(마이크로터빈), Low NO<sub>x</sub> combustor(저NO<sub>x</sub> 연소기), Lean premixed burn(예혼합회  
박연소), High pressure combustion(고압연소), CO(일산화탄소), NO<sub>x</sub>(산화질소)

#### ABSTRACT

In order to reduce NO<sub>x</sub> emissions in the 20kW class microturbine under development, the low NO<sub>x</sub> characteristics, as being an application to the lean premixed combustion technology, have been investigated. The study has been conducted at the conditions of high temperature and high pressure. The air from a compressor with the pressure of 2.5bar, 3.0bar, 3.5bar was supplied to the combustor with the temperature 560K through the air preheat-treatment. The sampling exhaust gas was measured at the immediate exit of the combustor. For the effect of temperature on NO and CO emissions, though NO<sub>x</sub> were increased, CO was decreased with increasing inlet air temperature. With increasing inlet air pressure, NO<sub>x</sub> were increased and CO was decreased also. NO<sub>x</sub> were decreased, but CO was increased with increasing inlet air mass flow rate. The test has been performed on the equivalent ratio of 0.10 to 0.16 in the lean region. NO<sub>x</sub> were increased with increasing equivalent ratio, but CO was decreased as an influence of flame temperature. CFD work with an appropriate combustion model predicated a complicated swirling flow pattern in the combustor, and also produced a numerical value of NO<sub>x</sub> and CO emissions which was to be compared with the experimental one. As the results of this study, NO<sub>x</sub> are expected to be reduced to less than 42ppm at 15% O<sub>2</sub> when operated at the design condition of the 20kW class microturbine.

#### 1. 서론

가스터빈엔진은 디젤엔진 등 다른 화석연료 시스템에 비해 상대적으로 공해물질 배출량이 적지만, 세계적인 추세는 갈수록 엄격해지는 환경기준과 이에 대응할 수 있는 연소시스템을 개발하는데 주력을 하고 있다. 따라서 기존의 일반적인 연소기로는 세계시장 진

입이 매우 어렵기 때문에 최근에 개발되는 가스터빈엔진은 저공해 연소기를 채용한 엔진이 주류를 이루고 있다. 그래서 당사가 개발하고자 하는 마이크로터빈은 분산 발전이 주목적이기 때문에 가까운 장래에 엄격하게 적용되는 공해배출기준을 만족하기 위해서는 저공해 연소기의 개발이 필수적이다.

가스터빈 연소기는 압축기로부터 고온 고압의 공기를 연료와 반응시켜 높은 에너지를 갖게 하고 이를 터빈에 전달하여 기계적인 에너지를 얻게 하는 역할을 수행하는 부분으로 가스터빈의 심장부라 할 수 있으며

\* 한국터보기계(주) 기술연구소 주임연구원

\*\* 한국터보기계(주) 대표이사

E-mail : magiyeon@kturbo.com

저공해 특성으로 인해 자동차뿐만 아니라, 수 백 MW 급 열병합 발전에 이르기까지 다양하게 적용되고 있다. 일반적으로, 연소기는 간단한 모양을 가지고 있지만, 연소기의 설계는 고온 고압 유동에 난류유동과 연료의 화학적 반응이 수반되는 등 연소기 내 유동현상의 복잡성 때문에 많은 부분이 다년간의 경험과 실험에 의하여 구축된 데이터를 토대로 이루어지고 있다.<sup>(2)</sup>

일반적으로 공해배출 측면에서 볼 때, 마이크로터빈(20~300 kW)의 소형 연소기의 경우, 연소기 측면을 따라 흐르는 냉각공기에 의한 quenching effect 등으로 인해 환형(annular type)보다 캔형(can type) 연소기가 공해물질을 줄이는데 유리하다고 알려져 있으므로,<sup>(1)</sup> 연소기의 기본형상은 can형으로 설계하도록 하였다. 또한 여러 개의 노즐을 사용하는 환형보다 한 개의 노즐을 사용하는 can형이 개발 측면에서도 유리하다. 특히, can형은 노즐이나 swirler에 대한 연구가 많이 진행되어 있고, 개발 데이터와 경험을 보유하고 있으므로, 연소기 형태는 단관식 can형이 적당하다.

NOx 등 공해물질 저감 방식으로는 예혼합 예증발 희박연소기술(LPP, lean premixed prevaporized combustion), 과농-퀵칭-희박연소기술(rich-burn, quick-quench, lean-burn combustion), 촉매연소기술(catalytic combustion) 등을 들 수 있으며, 현재 기술수준으로 볼 때, 기술 습득이 용이한 LPP 연소방식을 채택하도록 하였다. 이 방식은 약 1800 K의 고온에서 발생하는 NOx량을 최소화하기 위하여 화염안정연소영역(flame stability region)의 한계치(weak extinction equivalence ratio)에서 연소를 발생시키는 방법으로서, 과잉공기가 연소기로 유입되기 때문에 화염온도가 낮아지고 기본 형성이 거의 없다. 또한 liner의 복사열전달이 줄어들어 냉각 공기량을 줄일 수 있을 뿐만 아니라, 전연소영역(overall combustion area)에서 고온의 화염온도를 넘지 않으므로 연소가스 체류시간이 증가하여도 NOx의 배출량은 증가하지 않는다. 즉 체류시간을 길게 하여도 NOx와 더불어 CO, UHC의 배출량도 함께 줄일 수 있는 장점을 가지고 있다. 이러한 장점으로 인해 이미 LPP 연소기가 개발된 선진 외국에서는 철저히 기술 공개를 꺼리고 있다.

당사는 이미 상압고온성능실험과 저압고온성능실험이 완료된 상태이고, 본 실험을 통해 설계점 근처의 고온고압에서 저공해 희박 예혼합 연소기의 개발 데이터를 확보하는데 목적이 있다. 또한 실험에 따른 경비를 최소화하고 고효율의 연소기 설계를 목적으로 한

연소기 내 유동 및 연소해석을 상용코드를 이용하여 해석하였으며 그 결과값을 실험결과와 비교하였다.

본 마이크로터빈용 연소기 개발을 통해 실험 데이터 축적과 저공해 연소기 설계기술의 구축 및 전산해석을 병행하여 국내 저공해 희박 연소기기술을 한 차원 높이고자 한다.

## 2. 이론적 배경

### 2.1. 연소기 운영조건

개발 연소기가 장착될 당사의 시스템을 Fig. 1처럼 복잡한 구성으로 가는 이유는 TIT(turbine inlet temperature)가 낮음에도 월등히 높은 효율을 위한 것이 가장 중요한 이유로 놓을 수 있으며, 구조적으로는 회전수가 낮은 것을 두 번째 이유로 들 수 있다. 설계자로 입력된 가스터빈의 요구사항과 밀접한 관계를 가지며, 특히 설계점(design point)에 대한 사양으로서 연소기 입/출구 온도, 연소기 입/출구 압력, 공기 유량, 연료유량 등으로 구성된다.

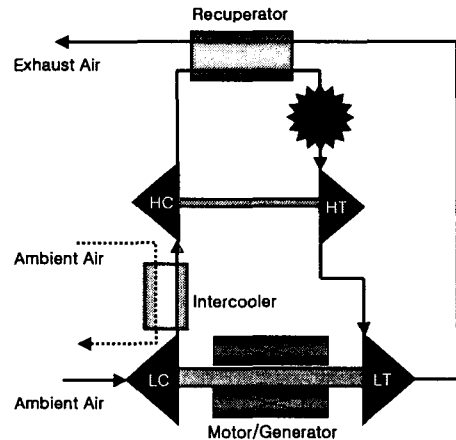


Fig. 1 Two Shaft Intercooled-Reheated-Recuperated Microturbine Engine

주요 기본 설계점은 사이클 해석 결과로부터 주어진 사양 및 이를 이용한 주요 입력 자료를 Table 1에 구체적으로 나타내었다. 부분 부하 또는 시동 시 연료 변화량에 따른 점화 및 연소특성에 대한 요구조건은 가스터빈 엔진의 운전조건을 고려하여 설정되어야 하나, 본 연구에서는 연소기 성능실험을 통하여 연소가 가능한 전영역에서 운전 및 연소특성을 살펴보고 최적의 설계점을 선정하였다.

Table 1 Operation conditions

항 목	값	단 위
입구압력	459,073.7	Pa
출구압력	440,710.8	Pa
입구온도	693.7	K
출구온도	1,000	K
연료유량	0.00176	kg/s
공기유량	0.21052	kg/s

이러한 연소기 운영조건과 함께 연소기 설계 목표가 되는 연소효율, 연소기 출구의 온도 균일성, 전압력 손실값, 배기가스 배출량 등에 대한 설계 요구사항이 주어지는데, 배기가스 배출량을 제외한 다른 사양에 대해서는 기존에 개발된 비슷한 형태로 연소기를 적용하였다. Table 2은 이러한 연소기의 설계요구 사양을 정리한 것이다.

Table 2 Performance conditions

요구조건	값	단위
연소효율	99.5	%
전압손실	4	%
저위발열량	42,600	kJ/kg
Pattern factor	15	%
당량비	0.122	$\lambda = 8.19$
Total Heat flux	48,017	kcal/h

## 2.2. 저 NOx 연소기 설계

일반적으로 연소기의 설계는 주어진 용량과 설계 사양에 맞도록 연소기의 기본크기를 설정하는 것이며, casing과 liner 등의 기본치수가 결정되면, liner의 기본치수로부터 각 연소 영역의 크기와 공기 배분량을 결정한다. 이러한 연소기의 초기 크기를 결정하는 방법으로 공기역학적 관점과 화학적 관점 그리고 연소기 유로의 공기유속을 기준으로 하는 방법 등으로 고려하여 결정할 수 있다. 그러나 저공해 연소기는 이러한 방법으로 정량적으로 접근하기에는 어려움이 따르기 때문에 현재 대부분의 연소기 설계는 경험식과 실험에 많은 의존을 하고 있다.<sup>(6)</sup> 따라서 본 연구에서는 주연소 영역에서 희박연소에 의한 연소부하( $L_{comb}$ )가 증가할 것을 감안하여 연소부하를  $276 \text{ W}/(\text{m}^3\text{Pa})$ 로 하고 전영역에 걸쳐  $166 \text{ W}/(\text{m}^3\text{Pa})$ 의 연소부하로 하여 연소기

단면적 등을 결정하였으며, 체류시간 및 공기부하 등에 대해서도 개발이 용이한 범위에서 설계를 실시하였다. 식(1)은 연소부하에 대한 것으로 이식을 이용하여 부피를 추정할 수 있다.

$$L_{comb} = \frac{m_f LHV}{V_i P_3} [W/(\text{m}^3\text{Pa})] \quad (1)$$

여기서,  $V_i$ 는 라이너 체적 $[\text{m}^3]$ 이고,  $m_f$ 와 LHV는 연료의 질량유량 $[\text{kg}/\text{s}]$ 과 저위발열량 $[\text{kJ}/\text{kg}]$ ,  $P_3$ 는 연소기 입구압력 $[\text{Pa}]$ 이다.

또한, 식 (2)은 공기부하율 또는 연소기부하를 나타낸 것으로  $1.5 \times 10^{-4} \text{ kg}/(\text{m}^3\text{Pa})$ 이하로 하였으며, 이 값은 가스터빈 연소기의 공기부하율( $L_{air \text{ loading}}$ )보다 적은 값이다. 그 이유는 예혼합 희박연소에 의하여 주연소 영역에 많은 공기가 공급되므로 화염의 안정성 및 효율 등을 고려하여 공기부하율을 적게 하여 주연소영역에서의 연소 안정성을 확보하여야 하기 때문이다.

$$L_{air \text{ loading}} = \frac{m_{a, \text{bz}}}{V_{\text{bz}} \times P_3} [kg/(\text{m}^3\text{sPa})] \quad (2)$$

여기서,  $m_{a, \text{bz}}$ 와  $V_{\text{bz}}$ 은 각각 주연소영역 공기량 $[\text{kg}/\text{s}]$ 과 체적 $[\text{m}^3]$ 이고,  $P_3$ 는 연소기 입구의 압력 $[\text{Pa}]$ 을 나타낸 것이다.

## 3. 실험장치 및 실험방법

### 3.1. 실험장치

Fig. 2은 실험장치의 개략도를 나타낸 것으로 일반적인 연소기 실험장치와 유사한 특징을 가지고 있다. 실험장치는 크게 공기공급장치, 공기예열장치, 공기조절장치, 연료공급장치, 냉각장치 그리고 실험연소기로 구성되어 있다. 압축공기는 100 HP급 압축기에서 공급되며 토출유량은 설계사양에 필요한  $5.48 \text{ m}^3/\text{min}$ 의 유량조건을 맞추어서 일정하게 공급된다.

Fig. 3의 (a)는 저공해 연소기 실험리그와 (b)제어실을 보여주는 사진이며, 제어실에서는 온도와 압력 그리고 유량을 실시간으로 검출하여 실험조건을 안정적으로 제어하는 곳이다. 또한 연소에 의해 발생된 배기가스를 연소기 후단으로부터 자체 설계한 검출 프로브를 삽입하여 가스분석기를 통해 연소가스를 연속적으로 검출하여 분석하였다.

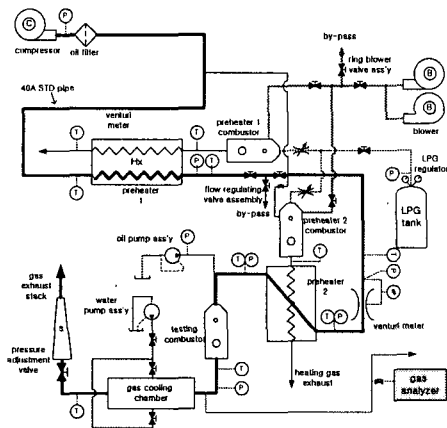
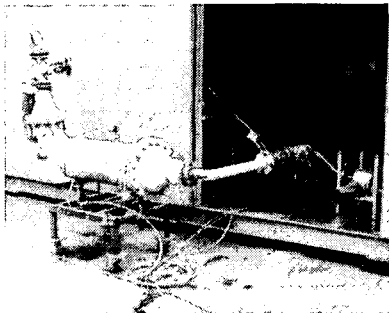


Fig. 2 Schematic diagram of experimental apparatus



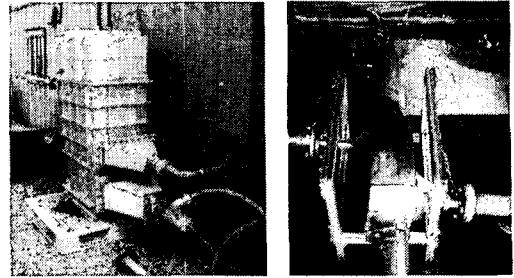
(a)



(b)

Fig. 3 (a) Facility for testing combustor, and (b) control room for testing rig photographs

Fig. 4의 (a)와 (b)은 1단, 2단 공기예열기를 나타낸 사진이다. 압축공기가 실험 연소기에 도달하기 전 연소기 입구온도를 만족시키기 위해 공기 예열기를 설치하여 요구되는 입구조건으로 입구공기를 가열하였다. 연료를 가변시켜 가면서 예열 연소기의 연소가스 온도



(a)

(b)

Fig. 4 (a) first heat exchanger and, (b) second heat exchanger for compressed air heating by combustor chamber

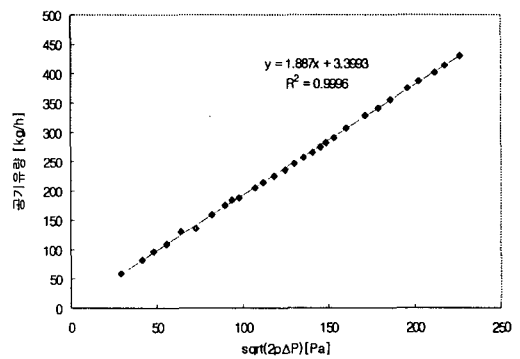


Fig. 5 The calibration data graph of Venturi meter

공기유량 측정은 자체 설계한 차압식 벤추리 미터를 이용하였으며, Pitot tube를 이용하여 유량계를 보정하였다. Fig. 5은 공기유량을 보정한 그래프이다.

를 조절하여 압축공기와 열교환 할 수 있도록 하였다.

온도 측정은 K-type 열전대를 이용하였으며, 특히 연소기 출구온도는 고온의 연소가스로 인해 R-type 열전대를 이용하였다. 온도에 대한 보정은 공급업체의 기전력 데이터를 사용하였으며 열전대로부터 측정된 고온가스의 온도값에 대한 복사 열손실 및 전도에 의한 오차는 보정하지 않았다.

압력은 실험장치 전반에 걸쳐 모두 검출하도록 하였으며, 특히 연소기 입구를 고압으로 유지시켜주기 위해 연소기 출구측 스택에 압력조절밸브를 설치하여 밸브의 개폐에 따라 압력을 조절하였다. 또한 출구온도상승으로 밸브손상을 방지하기 위해 물분사로 냉각을 실시하였다.

연소기 입구 유량과 온도 및 압력 측정은 자체 제작한 DAS(data acquisitions system)을 이용하였다.

점화시스템은 스파크 점화방식을 채용했으며, 초당

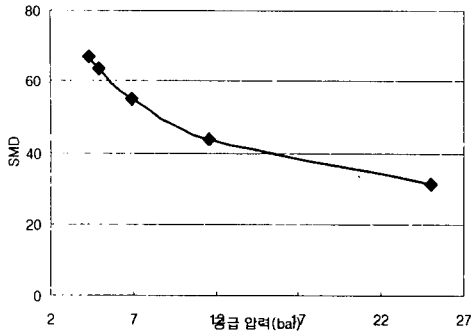


Fig. 6 SMDs of various liquid fuel nozzle

2~3회의 불꽃이 방전되고 5,000 V 이상의 low tension ignition 방식의 exciter를 이용하였다. 스파크 플러그는 연소기 라이너 내 재순환영역 경계에 위치시켜 보다 용이한 점화가 되도록 하였다.

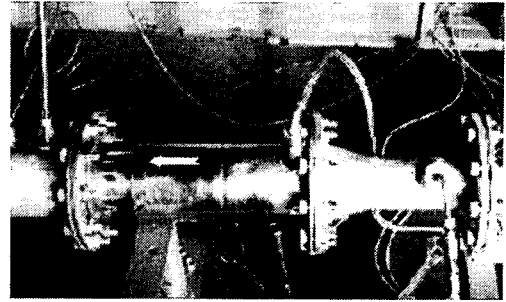
연료시스템 중 노즐은 분사각은 30°이고 SMD는 10 bar에서 50 μm 이하인 압력식 중공노즐을 사용했으며, 연료는 시판용 경유를 사용하였다. 경유에 대한 노즐 특성은 밀도 840 kg/m<sup>3</sup>에서 8.35 kg/h의 유량과 10 bar에서 3.4 cSt의 점도특성을 지니고 있다. Fig. 6은 연료 압력에 대한 노즐의 SMD를 나타낸 것이다.

### 3.2. 저 NOx 연소기

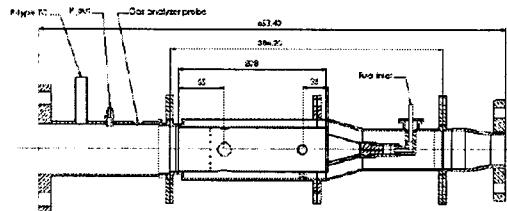
Fig. 7의 (a), (b) 및 (c)는 본 연구에 사용된 실험 연소기와 예혼합기를 타나낸 것이며, 연소기는 연소부하를 고려하여 회석영역을 포함한 길이가 210 mm이고, 지름 60 mm인 단관형 라이너이다. 회석연소특성상 화염 복사열이 작기 때문에 라이너에 film cooling을 설치하지 않았으며, 회석공기영역에는 4개의 큰 회석공과 작은 회석공을 2열로 배치하여 연소기 출구의 pattern factor를 낮추고자 하였다.

### 3.3. 실험방법

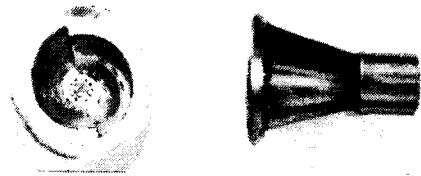
실험에 사용된 공기는 dry clean air를 사용했으며 연소기 내 유속을 일정하게 유지하고 연료량을 조절하여 당량비를 변화시켜 가면서 실험을 수행하였다. 본 연구에서는 압력에 따른 연소특성, 공기부하에 따른 연소특성, 온도에 따른 연소특성을 수행하였고 입구압력 2.5 bar에서 당량비에 따른 화염행상을 관찰하였다. 더불어 3차원 유동 및 연소해석을 병행하여 저 NOx 연소기의 특성을 살펴보았다.



(a)



(b)



(c)

Fig. 7 (a) low NOx combustor (b) combustor apparatus and, (c) double cone premix swirler in the experimentation

연소기의 고압조건에서 출구의 배기가스 특성을 살펴보기 위해 입구온도를 560 K일 때, 압력 2.5 bar, 3.0 bar, 3.5 bar를 기준으로 연소특성 및 배출온도특성을 살펴보았다. 또한 압력변화에 따른 연소기 전후단의 압력손실을 측정하였다. 일정온도에서 입구압력이 증가할수록 체적유량을 설계점과 동일하게 하기 위하여 요구되는 입구 공기량이 많기 때문에 실험에서는 압력 3.5 bar가 입구 공기량을 맞출 수 있는 한계조건이며, 그 이상은 압축기 용량제한으로 실험을 수행할 수 없었다.

예혼합실의 부하에 따른 배기특성을 알아보기 위해 연소기 입구압력 2.0 bar, 공기온도 530 K로 고정하고 설계점 공기량 429.78 kg/h를 기준으로 공기량을 479.56 kg/h, 542.11 kg/h로 증가시켜 연료량 변화에 따른 당량비를 조절하면서 연소특성을 살펴보았다.

온도변화에 대한 연소기 전영역에 대한 연소특성을 파악하기 위해 입구압력을 2.0 bar로 유지시키고 연소기 입구온도를 560 K와 600 K로 변화시켜 가면서 연소기 출구에서의 배기가스 성분, 온도 및 화염형상 등을 관찰하였다.

마지막으로 실험된 결과와 3차원 유동 및 연소해석을 병행하여 실험 전 연소기 내부의 유동해석을 예측하였고, 실험값과 연소해석 결과를 비교하여 연소특성을 사전에 예측하는데 활용할 수 있었다.

## 4. 실험결과 및 고찰

### 4.1. 압력에 따른 연소특성

연소기 입구압력에 따른 연소기 전체 영역에 대한 출구 배기가스의 특성을 살펴보기 위해 연소기 내 체류시간은 일정하게 유지시키고, 연소기 입구 공기 온도를 560 K일 때, 입구 공기압력을 2.0 bar, 2.5 bar, 3.5 bar로 변화시켜 가면서 당량비에 따른 TIT와 NO 및 CO 특성을 관찰하였다. Fig. 8은 압력에 따른 배출 온도 특성을 나타낸 것이다. 압력은 TIT의 상승에 큰 요인은 아니지만, 압력에 따라 약간 증가하는 것을 확인할 수 있다. 또한 당량비의 상승에 따라 온도가 함께 증가하는 일반적인 특성을 가지고 있었다. 설계 요구 조건 당량비 0.122에서 약 700 °C로서 설계점 TIT 1000 K에 근접해 있음을 확인할 수 있었다. Fig. 9는 압력에 따른 연소기 전후단의 압력손실을 나타낸 것이다. 압력손실이 평균 4 % 정도로 설계 사양에 근접함을 확인할 수 있었다.

Fig. 10와 11은 압력에 따른 CO와 NO 배출 특성을 나타낸 것이다. 압력이 증가할수록 CO는 감소하지만, NO는 증가하는 경향을 나타내고 있다. CO는 압력이 증가하면서 현저히 감소하는 것을 확인할 수 있었고, NO는 3.5 bar에서 30 ppm의 값을 가지고 있으며, 압력 증가에 따라 NO의 증가 경향을 고려할 때, 설계점에서 42 ppm(@15% O<sub>2</sub>) 이하의 NO<sub>x</sub> 조건을 만족할 것으로 판단된다.

### 4.2. 공기부하에 따른 연소특성

연소기 전영역에 대한 부하에 따른 배기특성을 알아보기 위해 연소용 공기압력 2.0 bar에서 온도 530 K로 일정하게 유지시키고, 공기량을 429.78 kg/h, 479.56 kg/h, 542.11 kg/h로 증가시키면서 연료량을 조절하여 당량비에 따른 배기가스 특성을 파악하였다.

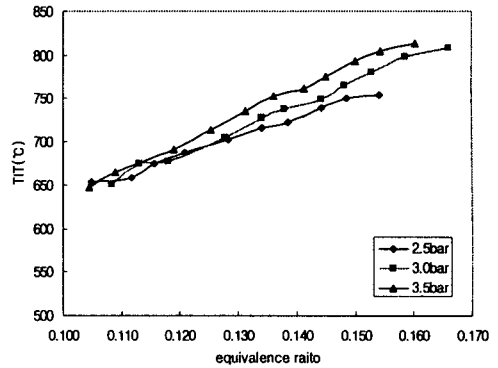


Fig. 8 Combustor exit temperature for various inlet air pressure, T = 560 K

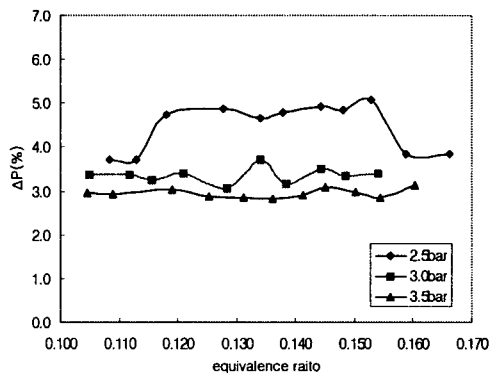


Fig. 9 Relationships of air pressure loss between inlet and outlet of combustor at T = 560 K

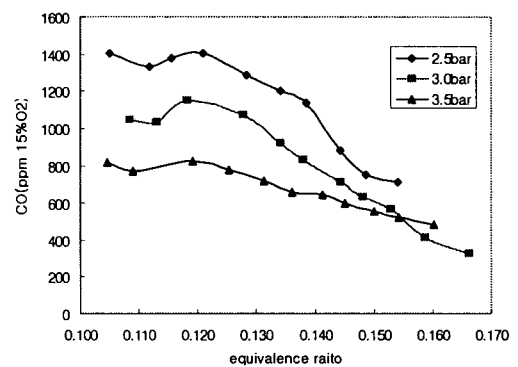


Fig. 10 CO emissions at combustor exit for inlet air pressure, T = 560 K

Fig. 12는 연소기 출구에서의 CO 특성을 나타낸 것으로 당량비가 감소하면 CO는 증가하는 특성을 보이고 있다. 당량비가 감소할수록 공기의 냉각효과가 증

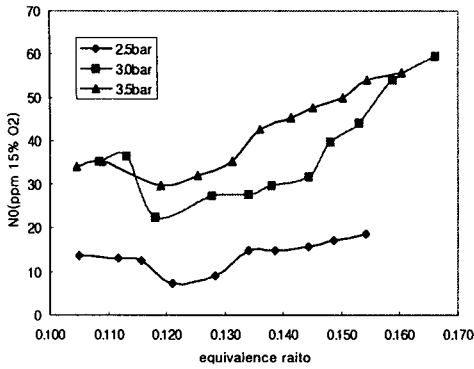


Fig. 11 NO emissions of combustor exit and inlet air pressure at T=560 K

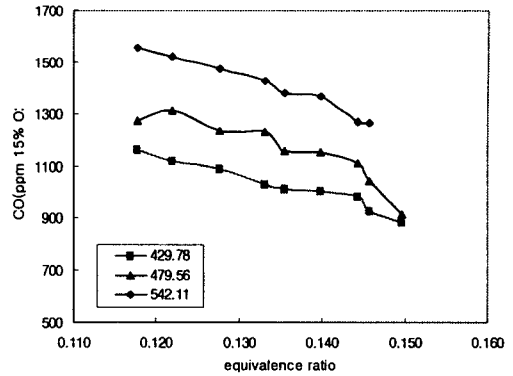


Fig. 12 CO emissions of combustor exit and air loading at air inlet pressure = 2.0 bar

대되어 CO가 증가하는 것으로 사료된다. 또한 연소기 내 공기의 체류시간이 증가할수록 연소기 출구에서의 CO는 감소하는데 이는 공기의 연소기 내 체류시간이 증가함에 따라 화염온도가 증가하고 연소 시 혼합 특성과 반응속도가 증가하기 때문으로 사료된다. 즉, 연소기 내의 연소부하가 감소할수록 CO가 감소함을 알 수 있다.

Fig. 13에서는 당량비가 감소할수록 희박연소에 의하여 화염온도가 저하되어 NO가 감소함을 알 수 있다. 또한 공기량이 증가할수록 NO는 감소하고 있는데 이것 역시 공기량이 증가함에 따라 국부적인 고온부하 없고 화염온도의 저하 등으로 인해 열적 NO 발생이 억제된 것으로 판단된다. 즉, 연소기 출구의 NO는 체류시간이 증가함에 따라 같이 증가하는 경향을 나타내고 있다.

#### 4.3. 온도에 따른 연소특성

연소기 내 공기의 체류시간을 일정하게 유지시키고 연소기 입구공기 온도를 변화시켜 주었을 때, 연소기 출구의 온도 및 배기가스를 측정하였다. 동일한 당량비와 체류시간을 유지시켜 주기 위해 연소기 입구 공기온도를 560 K 와 610 K일 때, 공기량은 414.43 kg/h, 380.46 kg/h를 각각 공급하였다. 모든 조건은 동일하게 2.0 bar의 입구압력을 가지고 실험을 수행하였다. Fig. 14는 당량비 변화에 따른 연소기 출구온도를 나타낸 것으로 연소기 입구온도가 증가할수록 연소기 출구온도가 증가하고 있다. 이는 출구온도의 상승은 연소기 입구온도의 상승과 비례한다는 것을 보여준 것이다.

Fig. 15와 16은 연소기 출구에서의 CO와 NO 특성

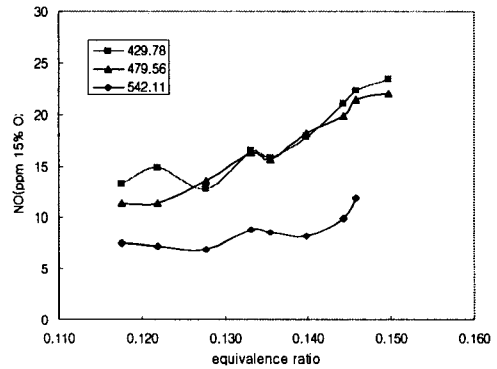


Fig. 13 NO emissions of combustor exit and air loading at air inlet pressure = 2.0 bar

을 나타낸 것으로 입구온도가 증가할수록 CO는 감소하고 NO는 증가하는 전형적인 배기가스 특성을 보여주고 있다. CO는 입구온도가 증가함에 따라 감소하는데 이는 연소 시 화염온도의 증가로 연소기 내의 반응이 증가하여 고온 안정화가 되기 때문이다. 반대로 연소기 입구공기 온도가 증가하면 NO가 상승하는데 이것은 연소기 입구온도의 증가로 연소영역에서의 화염온도가 증가하기 때문이다.

#### 4.4. 공연비에 따른 화염특성

연소기 입구압력이 2.5bar인 조건에서 당량비에 따른 화염형상을 관찰하였다. 초기 고온의 공기조건에서 점화한 후 점차 당량비를 감소시켜 가면서 화염형상을 관찰하였다. Fig. 17은 연공비(FAR, fuel air ratio)에

따른 화염형상을 관찰한 것이다. FAR이 0.055, 0.034, 0.028, 0.018 0.008로 연료량을 설계점으로 감소시켰을 경우, 화염형상이 적염으로 바뀌고 있음을 알 수 있었

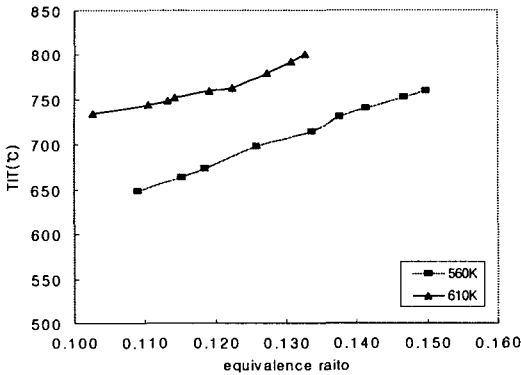


Fig. 14 combustor exit temperature for various inlet air temperature, P = 2.0 bar

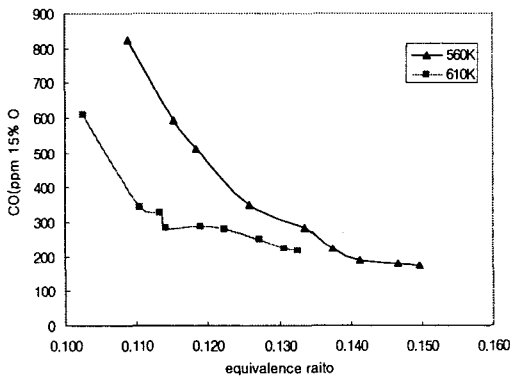


Fig. 15 CO emissions at combustor exit for air inlet temperature, P = 2.0 bar

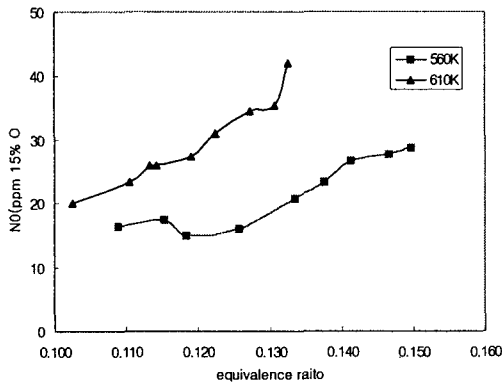


Fig. 16 NO emissions at combustor exit for air inlet temperature, P = 2.0 bar

다. 설계사양인 FAR = 0.008 근처에서 청염의 형태가 남아있는 양호한 화염을 확인할 수 있었고, 설계점 이하로 내려갈수록 화염이 매우 불안정해지는 것을 관찰할 수 있었다.

Fig. 18은 기존연소기의 스윌러와 실험에 사용된 예혼합기의 화염형상을 나타낸 것으로 예혼합기는 강한 선회로 인해 화염이 나선모양으로 방출되고 있었고, 화염은 전체적으로 청염을 가지고 있는 것을 확인할 수 있었다. 이는 연료와 공기의 혼합이 잘 이루어져 있는 상태에서 연료무화가 매우 양호한 상태에서 연소가 일어나고 있음을 나타내고 있다.

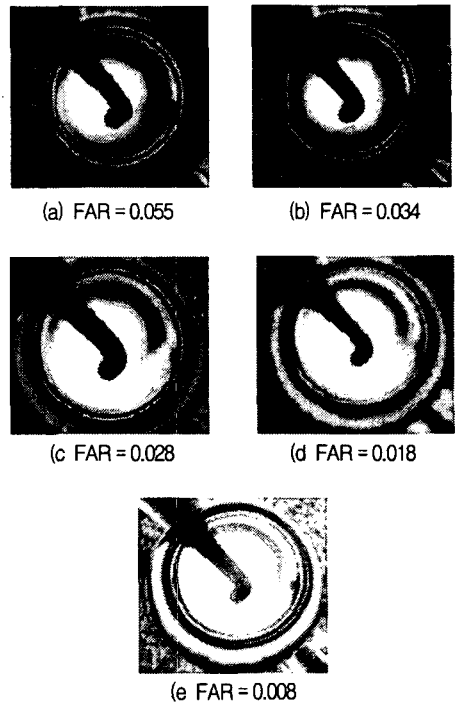


Fig. 17 The flame photographs for various FAR in low NOx combustor; air inlet pressure = 2.5 bar



Fig. 18 Comparison of flame shape between (a) conventional swirler and (b) double cone premixed swirler



#### 4.5. 유동 및 연소해석

연소기 내부 유동특성 및 연소특성을 전산해석하기 위해 연소기의 유로형상이 필요하며, 이를 위해 3차원 CAD를 이용하여 연소기의 모델링을 완성하였다. 해석을 위한 유동장은 예혼합기가 double cone 형태로 되어 있기 때문에 모델을 1/2 섹션 하였다. 전처리장치인 GAMBIT을 이용하여 유동장을 크게 라이너 내부, 케이싱부, 회석영역부 등 3부분으로 적절히 나누어서 비구조화 격자계를 생성하였다. 유동해석 조건은 실험 조건과 유사한 입구압력 354.6 kPa, 입구온도 560 K, 입구속도 50 m/s로 설정하였고, 해석은 FLUENT 상용코드를 이용하였다.

연소기 내부에서의 유동속도는 화염전파속도와 관련하여 직접적인 영향을 미치므로 연소해석에 앞서 유동해석을 통해 연소기 내부의 유동형태를 파악할 필요가 있다.

Fig. 19의 (a)는 예혼합기의 속도벡터를 나타낸 것으로 유속은 축방향의 길이가 증가하면서 반경방향의 유속이 일정함을 확인할 수 있었다. (b)는 회석영역의 유동특성으로 회석공기공을 통해 강한 제트류가 형성되어 연소기 중심축까지 접근한 것을 확인할 수 있었고, 4개의 주 회석공 뒤에 위치한 작은 회석공은 벽면 근처에서 처리되지 못한 연소가스를 일정하게 혼합시켜 주어서 토출측의 유속분포를 균일하게 유지시키는 것을 알 수 있었다. (c)는 라이너 내의 재순환영역을

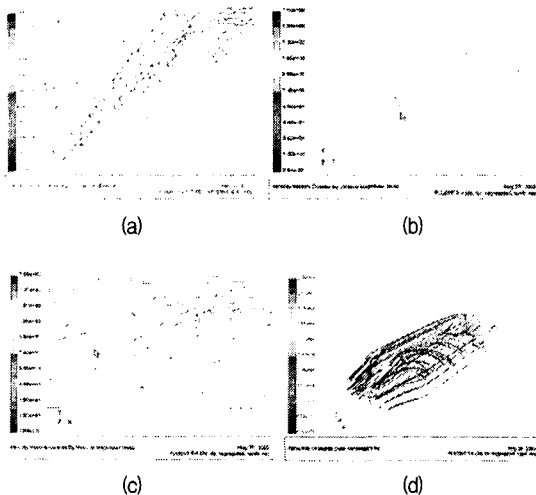


Fig. 19 (a) The velocity vectors in premix chamber, (b) The jet of dilution hole in axial flow, (c) Recirculation zone of inside of the combustor liner and, (d) path lines in low NOx combustor using the periodic boundary condition.

나타낸 것으로 라이너 전단에서 약 35 mm 근처에서 재순환영역이 존재함을 확인할 수 있었다. (d)는 연소기 내부의 유동계적은 나타낸 것으로 예혼합기의 의해 라이너 내부에 강한 스월이 발생하는 것을 알 수 있다.

연소해석을 위해 본 연구에서는 각 구성 화학물의 대류, 확산, 반응을 표현한 보존 방정식을 계산하는 species finite rate chemistry 모델의 eddy-dissipation model을 이용했으며, 이 모델은 난류확산 및 예혼합 화염장을 해석할 때 주로 사용된다. 또한 이 모델은 실제의 많은 산업 연료에서 얻기 어려운 정확한 Arrhenius 반응 데이터 값을 알지 못해도 계산이 가능한 방법으로 많이 사용되는 연소 모델이다. 연소해석을 하기 전에 유동해석 모델을 읽어 들여 경계조건의 구체적인 값을 입력하고 연료의 종류와 분사방법을 정의한다.

Fig. 20 (a)는 연소기 내 연소가스의 온도분포를 나타낸 것으로 연료와 공기가 예혼합된 후 주연소 영역에서 연소될 때 화염온도가 가장 높고 유동의 swirl에 의한 화염온도분포가 회석영역까지 퍼져 있음을 확인할 수 있었다. 또한 TIT도 1,090 K로 설계점인 1,000~1,100 K를 만족함을 알 수 있었다. (b)는 연소에 의한 압력분포를 나타낸 것으로 실험값과 비교해 보았을 때  $\Delta P$ 가 3.3%로 거의 유사하였다. (c)는 액체연료의 질량분율을 나타낸 것으로 예혼합기 내에서 공기와 혼합되어 증발되는 것을 알 수 있었다. (d)는 연소기의 배출

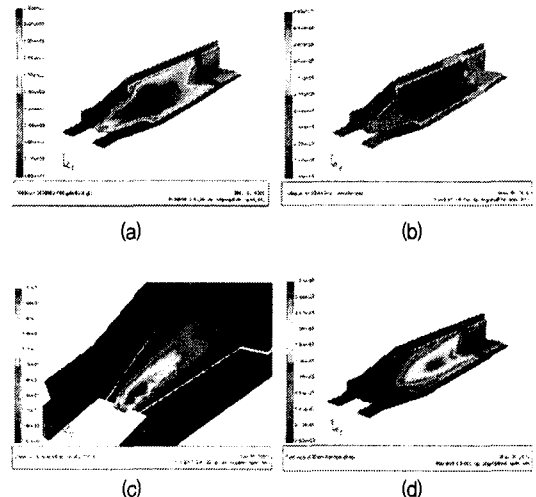


Fig. 20 (a) Temperature profile of combustor, (b) Static pressure of combustor, (c) prevaporation of liquid fuel and, (d) mass fraction of NO at low NOx combustor

가스특성을 나타낸 것이다. NO는 화염온도가 1900K 이상에서 국부적으로 형성되는 것을 알 수 있었고 전체적으로 희박 예혼합 연소의 특성 상 NO 배출량이 현저히 적었다.

## 5. 결론

본 연구는 당사가 개발 중에 있는 마이크로터빈용 저공해 연소기의 고온고압 연소특성을 파악하기 위하여 연소기 전체 영역에서 연소특성을 고온고압 상태에서 살펴보고, 이것을 통해 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

1) 연소기 입구 공기 온도를 일정하게 유지시키고, 입구압력을 상승시키면, 압력이 증가할수록 CO는 감소하지만, NO는 증가하는 경향을 나타내고 있다. CO는 압력이 증가하면서 현저히 감소하는 것을 확인할 수 있었고, NO는 3.5bar에서 30ppm의 값을 가지고 있으며, 압력의 증가에 따라 NO의 증가 경향을 고려할 때, 설계점에서 42ppm(@15% O<sub>2</sub>) 이하의 NOx 조건을 만족할 것으로 판단된다.

2) 당량비 증가와 입구온도 상승은 연소기 배출가스 온도를 증가시키며, 설계점 당량비 0.122에서 TIT 1000K에 근접해 있음을 확인할 수 있었으며, 입구압력의 상승으로 TIT가 약간 상승하는 것을 확인할 수 있었지만 큰 영향을 미치지 않음을 알 수 있었다.

3) 연소기 입출구의 압력손실이 설계사양인 ΔP 4% 이내에 만족됨을 확인할 수 있었다.

4) 연소부하에 따른 공기의 체류시간 특성을 살펴본 결과 공기부하가 증가할수록 CO는 증가하고 NO는 감소하는 것을 확인할 수 있었으며, 배기가스가 공기의 체류시간에 밀접한 관계가 있음을 알 수 있었다. 현재 연소실보다 작게 설계할 수 있음을 확인할 수 있었다.

5) 입구온도를 증가시키면, NO 배출은 증가된 반면, CO는 감소하는 전형적인 배기가스 배출 특성을 나타냈다. 이는 희박연소가 되면서 연소 화염온도가 떨어지고 NO 배출 특성이 양호해지는 것과 밀접한 관계가 있음을 알 수 있었다.

6) 공연비가 감소할수록 화염 내 적염이 증가하는 추세를 보이고 있으며, 예혼합기의 강한 선회류로 인

해 설계 당량비까지 화염형상은 안정적으로 존재하였다.

7) 연소기 내 3차원 유동해석을 통해 예혼합부의 swirl 특성과 주연소영역의 재순환영역의 위치를 예측할 수 있었고, 희석공기공의 희석영역에서의 특성과 제트류를 예측할 수 있었다. 또한 연소해석을 통해 고온의 배기가스가 희석공기와 혼합된 후 TIT를 예측할 수 있었고, 연소가스의 NO 배출을 정성적으로 관찰할 수 있었다.

## 후 기

본 연구는 산업자원부에서 시행한 청정에너지 기술 개발사업의 지원으로 수행되었음을 밝힙니다.

## 참고문헌

- (1) A. H. Lefebvre, 1983, "Gas Turbine Combustion", Hemisphere Publishing Corp.,
- (2) A. M. Mellor, 1990, "Design of Modern Turbine Combustor", Academic Press
- (3) T. H. Sattelmayer, 1990, "Second Generation Low-Emission Combustors for ABB Gas Turbines," ASME 90-GT-162
- (4) K. Dobbeling, 1994, "Low NOx Premixed Combustion of MBTU Fuels using the ABB Double Cone Burner," ASME 94-GT-394
- (5) T. Strand, 1996, "Dry Low NOx Combustion Systems Development and Operating Experience", ASME 96-GT-274
- (6) 손민규, 윤정중, 2001, "마이크로터빈 연소기 주연소영역의 저NOx 생성특성", 대한기계학회논문집 B 권, pp. 155~160
- (7) 윤정중, 오종식 외, 2002, "20kW급 마이크로터빈용 저공해 연소기의 고압고온 성능실험 연구", 유체기계 연구개발 발표회 논문집, pp. 183~190
- (8) 윤정중, 오종식 외, 2003, "가스터빈용 저공해 희박 연소기 기술개발에 관한 연구", 산업자원부 최종보고서, 2000-C-CT01-P-04