

20kW 급 마이크로터빈용 저공해 연소기의 고압고온 성능실험 연구

윤정중[†], 오종식^{*}, 이현석^{**}

An Experimental Study on Low NO_x Combustor Performance at High Pressure and Temperature for 20kW Class Microturbines

JeongJung Yoon[†], JongSik Oh^{*}, HeonSeok Lee^{**}

Key Words : Microturbine, Low NO_x Combustor, Lean Premixed Burn, Recuperator, High Pressure Combustion, Residence Time, CO, NO_x, Dilution Zone, Primary Zone

Abstract

In order to reduce NO_x emissions in the 20kW class microturbines under development, the low NO_x 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 pressure. Air from a compressor with the temperature of 500K to 650K and the pressure of 0.3bar gauge to 0.7bar gauge, was supplied to the combustor through an air preheat-treatment. Sampling exhaust gases were measured at the immediate exit of the combustor. For the effect of temperature on NO and CO emissions, though NO_x was increased, CO was decreased with increasing inlet air temperature. With increasing inlet air pressure, NO_x and CO were increased also. NO_x was decreased, but CO was increased with increasing inlet air mass flow rate. The test has been performed on the equivalent ratios of 0.10 to 0.25 in a lean region. NO_x was increased with increasing equivalent ratios, but CO was decreased as an influence of flame temperature. In the very lean region of the equivalent ratio below 0.12, CO was increased suddenly, due to instability. As the results of this study, NO_x and CO are found to be reduced to the similar level at the same time when operated at optimal conditions.

1. 서 론

일반적으로, 가스터빈엔진은 디젤엔진 등 다른 화석연료 연소 시스템에 비해 공해물질 배출량이 상대적으로 적지만, 세계적으로 점점 엄격해지는 환경기준에 대응하기 위하여 공해물질의 배출량이

보다 적은 저공해(low emission) 연소시스템을 개발하는데 전세계가 주력하고 있다. 따라서 가까운 장래의 가스터빈엔진 시장은 저공해 연소기를 채용한 엔진이 주류를 이룰 것으로 판단되며, 기존의 일반적인 연소기로는 세계시장 진입이 매우 어려울 것으로 예상된다.

당사가 현재 개발중에 있는 20kW 급 마이크로터빈(microturbine)은 분산발전(distributed generation)을 주목적으로 하기 때문에 가까운 장래에 엄격하게 적용되는 공해배출 기준을 만족시키기 위해서는 저공해 연소기의 개발이 필수적이다. 일반

[†] 한국터보기계(주) 연구소 주임연구원
^{*} 한국터보기계(주) 연구소 소장
^{**} 한국터보기계(주) 대표이사

적으로, 공해배출 측면에서 볼 때, 마이크로터빈의 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, 연소기의 기본형상은 can type 으로 설계하였다. 또한 여러 개의 노즐을 사용하는 환형보다 한 개의 노즐을 사용하는 캔형이 개발 측면에서도 유리하다. 특히, 캔형은 노즐이나 스윌러(swirler)에 대한 연구가 많이 되어 있고, 개발 데이터와 경험을 보유하고 있으므로, 연소기 형태는 단관식 캔형(single can type)이 적당하다.

일반적으로 널리 알려져 있는 저 NOx 연소기술은 예혼합 예증발 회박연소(LPP, lean premixed prevaporized combustion), 과농-퀵칭-회박연소(rich-burn, quick-quench, lean-burn combustion), 촉매연소(catalytic combustion) 등을 들 수 있으며, 현재 기술수준으로 볼 때, 기술습득이 용이한 LPP 연소방식을 채택하도록 하였다. 이것은 약 1800K 의 고온에서 발생하는 NOx 량을 최소화하기 위하여 화염안정 연소영역(flame stability region)의 한계치(weak extinction equivalence ratio)에서 연소를 발생시키는 방법으로서, 과잉공기가 연소기로 유입되기 때문에 화염온도가 낮아지고 카본 형성이 거의 없다. 또한 liner 의 복사열전달이 줄어 들어 냉각 공기량을 줄일 수 있을 뿐만 아니라, 전체 연소영역(overall combustion area)에서 고온의 화염온도를 넘지 않으므로 연소가스 체류시간이 증가하여도 thermal NOx 의 배출량은 증가하지 않는다. 즉, 체류시간을 길게 하여도 NOx 와 더불어 CO, UHC 의 배출량도 함께 줄일 수 있는 장점을 가지고 있는 것으로 알려져 있다. 그러나, LPP 연소방식을 포함한 저공해 연소기 개발기술은 선진 외국들도 현재까지 기술개발 중인 첨단기술이어서 기술이 공개되지 않기 때문에, 자체 개발 데이터와 설계기술을 보유하는 것이 시급하다.

당사에서 개발중인 20kW 급 마이크로터빈용 연소기는 상압고온 상태에서의 성능실험이 이미 완료된 상태이지만 LPP 연소방식에서 입구온도가 높고 고출력일 때에는 자기점화나 flashback 의 위험이 존재하기 때문에 반드시 고온고압시험을 실시해야 한다. 아울러 고출력에서의 회박연소를 위한 공기배분이 저출력에서 blowout 을 유발할 가능성이 존재하므로 열회수기(recuperator)와 같은 특수장치를 사용하여 회석영역을 포함한 연소기 전체 영역에 걸친 연소특성을 파악하고자 성능시험을 수행하였다.

2. 저 NOx 연소기 설계

연소기 설계에 대한 모델은 무차원 모델, 1 차원 모델, 2 차원 모델, 3 차원 모델로 분류할 수 있으며, 현재까지 이러한 모델만으로 정량적으로 접근하는 데에는 어려움이 있기 때문에, 현재 대부분의 연소기 설계는 경험식과 실험에 많은 의존을 하고 있다. 연소기 설계에 있어 먼저 수행되는 과정은 공기역학적 관점에서 전압손실 계수의 결정과 화학반응적 관점에서 연소효율 또는 배기가스 특성으로부터 연소기의 지름, 길이 등 주요크기를 결정하는 것으로부터 시작되어야 한다. 그러나 저 NOx 연소기의 경우 이미 개발된 연소기에 대한 설계 데이터가 부족하여 많은 어려움이 따른다. 따라서, 본 연구에서는 1 차 및 2 차영역의 주연소영역에서 회박연소에 의한 연소부하가 커질 것을 감안하여 연소부하를 $276\text{J/m}^3/\text{s/Pa}$ 로 하고 전연역에 걸쳐 $166\text{J/m}^3/\text{s/Pa}$ 의 연소부하로 하여 연소기 단면적 등을 결정하였으며, 체류시간 및 공기부하 등에 대해서도 개발이 용이한 범위에서 설계를 실시하였다.

주요 기본 설계점은 cycle 해석 결과로부터 주어진 사양과 이를 이용한 주요 입력자료를 Table 1 과 Table 2 에 구체적으로 나타내었다. 부분부하 또는 시동시의 연료 스케줄에 따른 점화 및 연소특성에 대한 요구조건은 가스터빈 엔진의 운영조건을 고려하여 설계되어야 하나, 본 연구에서는 연소기의 성능실험을 통하여 연소 가능한 전체 영역에서 운전 및 시동특성을 살펴보고 최적의 설계점을 선정하였다.

Table 1. Operation conditions

운영조건	값	단위
입구압력	473,420	Pa
출구압력	454,483	Pa
입구온도	730	K
출구온도	1,000	K
연료유량	0.00176	kg/s
공기유량	0.21052	kg/s

이러한 연소기 운영조건과 함께 연소기 설계 목표가 되는 연소효율, pattern factor, 전압손실계수, 배기가스 배출량 등에 대한 설계 요구사항이 주어 지는데, 배기가스 배출량을 제외한 다른 사양에 대해서는 기존에 개발된 비슷한 형태로 연소기를 적용하였다. Table 2 는 이러한 연소기의 설계 요구사항을 정리한 것이다.

Table 2. Performance conditions

요구조건	값	단위
연소효율	99.5	%
전압손실	4	%
저위발열량	42,600	kJ/kg
Pattern factor	15	%
당량비	0.111	-
Total Heat flux	48,017	kcal/h

3. 고온고압 시험리그 및 실험방법

3.1 시험리그

고온고압 연소 시험리그의 전체 개략도가 Fig. 1에 나타나 있는데, 공기압축기와 수분분리기, 공기 예열기, 고압유지장치, 연료공급장치, 물냉각장치, 연소기 및 계측장치 등으로 구성되어 있다. Fig. 2는 시험리그 핵심부분의 실제 모습을 보여준다.

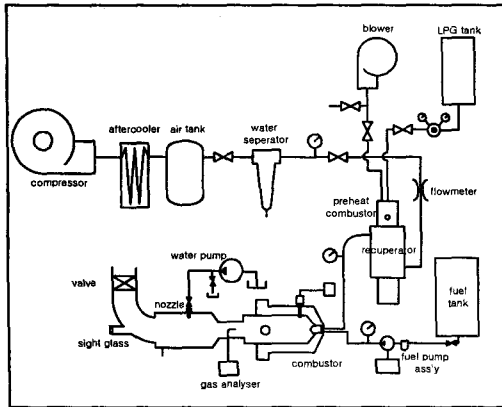


Fig. 1 Schematic diagram of the experimental apparatus

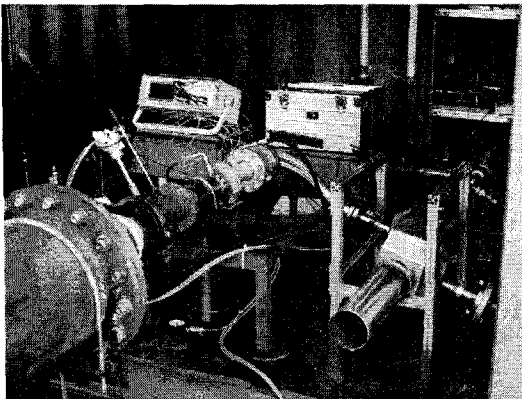


Fig. 2 Low NOx combustor test facility

연료는 경유(diesel)를 사용하였고 연료유량은 컬럼(column)을 이용한 유량 및 압력곡선을 구하여 사용하였다. 연소용 공기는 건조공기를 사용하기 위해 압축기 출구에 수분분리기(water separator)를 설치하였다. 압축기의 토출 특성은 당사에서 자체 설계한 소닉노즐과 계측기로 측정된 결과 풍압은 최대 5kg/cm²G 이고 유량은 0.1223kg/s 의 유량을 가지고 있으며, 상압에서 2.5kg/cm²까지 실험이 가능하다. 연소용 공기는 공기 예열기를 거쳐 필요한 온도까지 가열된다.

공기유량 측정은 자체 설계한 차압식 벤츄리 미터(venturi meter)를 이용하였으며 최대 30kPa 의 차압(differential pressure)을 가지고 설계하였다. 연소기 입구로의 안정된 공기유량이 공급되는지 확인하기 위해 pitot tube 를 이용한 벤츄리 미터의 유량을 보정하였다.

연소기 입구온도는 K-type 열전대(thermocouple)를 사용하였고, 출구온도는 고온의 연소가스로 인해 R-type 열전대를 사용하였다. 열전대로부터 측정된 고온가스의 온도값에 대한 복사(radiation) 열손실 및 전도(conduction)에 의한 오차는 보정하지 않았다.

연소기의 입구압력을 고압상태로 만들어 주기 위해 연소기 출구에 스택(stack)을 설치하고 고온용 밸브를 장착하여 밸브의 개폐에 따라 압력을 조절하였다. 또한 연소기 출구의 온도 상승에 따른 압력 조절용 밸브의 열손상을 방지하기 위해 밸브 전단에 물 분사용 노즐을 설치하여 밸브를 냉각시켜 주었다.

연소에 의해 발생된 배기가스를 측정하기 위해 연소기 후단에 자체 설계한 검출 프로브(probe)를 달고 가스분석기(Greenline MK2)에 연결하여 연속적으로 검출하였다. 이때 고온의 배기가스로부터 검출 프로브를 보호하기 위해 물 냉각을 이용하였다. 연소기 및 유량계 등 각각의 구성품에 대한 온도 및 압력 검출은 당사에서 자체 개발한 KTM-DAS-1000 을 이용하여 측정하였다 (Fig.3 참조).

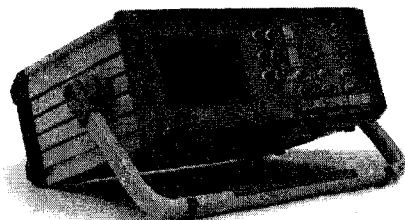
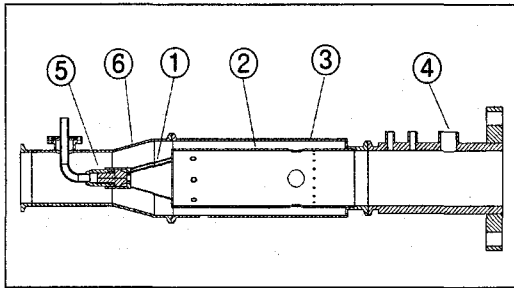


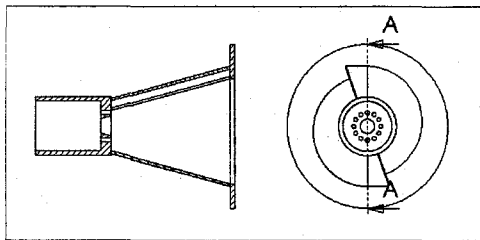
Fig.3 Data Acquisition System (KTM-DAS-1000)

3.2 저공해 연소기

Fig. 4 는 본 연구에서 사용된 연소기와 예혼합기를 나타낸 것이며, (a)은 예혼합 회박연소기술을 이용한 저 NOx 연소기로서 연소기 성능평가를 위해 설계 및 제작된 것이다. 실험에 사용된 연소기는 라이너 내경 60mm, 길이 210mm 이고 케이싱 내경이 80mm 인 단관식 캔형 연소기로서 유로는 직류형으로 설계되었다. (b)는 연료와 공기를 연소 상태에 이르기 전에 예혼합시켜 주는 일종의 swirler 로서 그림은 double cone 형의 premix burner 를 나타낸 것이다.



- ① Premix Burner
 - ② Liner
 - ③ Casing
 - ④ Gas Detector
 - ⑤ Nozzle Assembly
 - ⑥ Diffuser
- (a) Lean premix low NOx combustor



(b) Double cone type premix burner

Fig. 4 Low NOx combustor with conical premix burner

이 방식은 축방향을 따라 단면적이 증가하여 속도가 떨어지는 반면에 공기량이 증가하여 공기의 유속이 증가하게 되므로 예혼합기 내부에서는 유속이 거의 일정하게 나타나는 것이 특징이다.

본 실험에 사용된 노즐은 경유용 압력식 중공형 노즐로서 분사각이 30° 이다. 연소기의 점화는 불꽃 점화방식(spark ignition)을 채용하여 점화하였다.

3.2 실험방법

압축기에서 토출된 압축공기는 유량조절 밸브를 지나 차압식 유량계에서 공기량을 측정하고 공기 예열기인 recuperator 로 유입된다. 원래는 터빈에서 유출된 배기가스가 recuperator 를 거쳐 압축공기와 열교환을 하지만, 본 실험에서는 저공해 연소기의 배기 가스 특징을 살펴 보기 위해 공기 예열 연소기를 설치하여 실험하였다. 본 연구에서는 예혼합 회박연소기의 회석영역을 포함한 당량비별 점화특성, 공기온도별 연소특성, 압력별 연소특성, 연소부하 등에 대한 특징을 살펴보고, 주연소영역에 대한 압력별 연소특성 등에 대한 실험을 수행하였다.

연소기 전영역에 대한 점화실험으로서 초기에 점화가능 한계를 입구공기유량과 연료량에 대한 당량비로 가연한계를 실험하였다. 점화조건은 온도 320K 이고, 대기압 상태에서 연료를 분사하여 실험하였다. 사용된 연료노즐은 1.35Ugal/h 의 유량으로서 토출압을 각각 4.2bar, 6.2bar, 6.7bar, 8.7bar 로 고정하고 공기량을 증가시켜 최소 점화한계 당량비(equivalence ratio)를 실험하였다. 또한 연소기 전영역에 대한 연소특성을 파악하기 위해 연소기 입구온도를 500K, 550K, 600K 로 변화시켜 가면서 연소기 출구에서의 배기가스 성분, 온도 및 화염형상 등을 관찰하였다. 이때 각각의 온도에서의 공기량은 연소기 내에서 동일한 속도를 가지도록 연소용 공기의 체적유량을 일정하게 하였으며 연료량을 조절하여 당량비를 변화시켜 가면서 실험하였다.

또한 압력에 따른 연소기 출구의 배기가스 특성을 알아보기 위해 입구온도 550K 일 때, 0.2bar 와 0.4bar 를 기준으로 연소특성을 살펴보았다. 그리고 예혼합실의 부하에 따른 배기특성을 알아보기 위해 연소기 입구압력 0.3bar, 공기온도 550K 를 기준으로 공기량 137.07kg/h, 182.76kg/h, 228.27kg/h 로 고정시키고 연료량을 조절하여 당량비를 변화시켜 가면서 실험을 수행하였다.

연소특성에 가장 큰 영향을 미치는 주연소 영역에 대한 특성을 파악하기 위해 회석공기공이 없는 경우에 대하여 출구부에서 배기가스 특성 및 온도, 화염형상 등을 관찰하였다. 이때 입구 온도는 각각 600K 로 일정하게 유지시키고 압력을 0.3bar, 0.5bar, 0.7bar 로 증가시켜 가면서 배기가스 특성 등을 평가하였다.

모든 공기는 recuperator 를 통과하여 얻어진 고온의 공기를 사용하였다.

4. 실험결과 및 고찰

4.1 공기량에 따른 점화특성

연소기 입구 공기량을 설계점의 약 20~50%까지 변화시켜 가면서 희박조건에서의 가연범위를 Fig. 5와 Fig 6에 나타내었다. Fig 5에서 알 수 있듯이 연료량이 일정할 경우, 당량비가 감소할수록 비점화 상태에 근접하고 있는 것을 확인할 수 있었다. 이는 공기량이 증가할수록 연소기 내의 연료체류 시간이 줄어들기 때문에 점화의 어려움이 발생한 것으로 사료된다. 즉 화염의 속도보다 혼합가스의 속도가 증가하면 화염의 실화가 발생한다. 반대로 공기량이 일정할 경우, 연료압력이 낮을수록 희박한 영역까지 점화가 발생하는 것을 확인할 수 있었다. 당량비 0.2에서는 노즐압력이 4.2bar와 6.2bar에서 점화가 발생한 반면, 6.7bar와 8.7bar에서는 점화가 어렵거나 실화되었다. 즉 안정적 점화를 위해서 화염의 속도에 대한 가스의 속도를 크게 할수록 양호한 점화특성을 나타냈다.

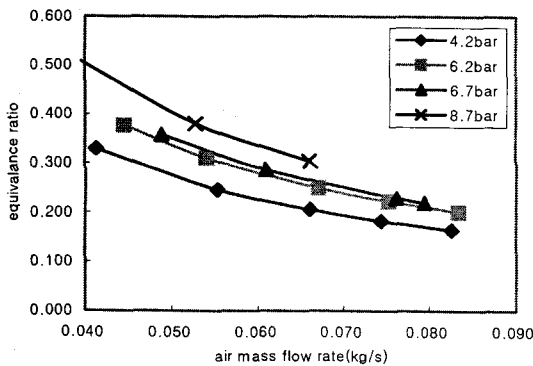


Fig.5 Effect of injected fuel pressure on air mass flow rate, T=320K, P=atm.

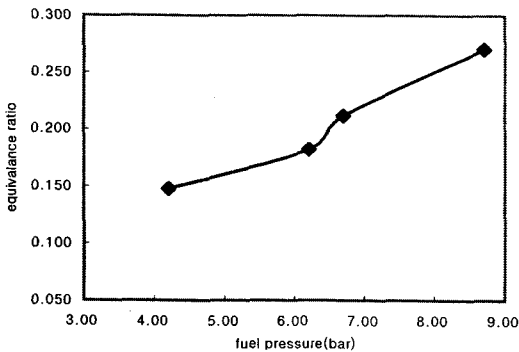


Fig. 6 Influence of blowout on equivalence ratio and fuel pressure

Fig.6은 연료압력이 증가하면서 점화가 발생하지 않거나 연소소음 등으로 인해 불안전 점화되는 당량비를 보여준다. 여기서 연료압력이 클수록 희박조건에서의 점화는 불리함을 알 수 있다. 본 실험을 통해 적절한 점화조건은 설계 회전수의 약 10%에서 15%사이에서 점화가 양호하게 발생하였다.

4.2 입구 부하조건 변화에 따른 연소특성

연소기 전영역에 대한 부하에 따른 배기특성을 알아보기 위해 연소용 공기압력 0.3bar와 온도 550K로 일정하게 유지시키고 공기량 229.25kg/h, 182.78kg/h, 137.07kg/h로 고정시키고 연료량을 조절하여 당량비를 변화시켰다. Fig. 7은 연소기 출구에서의 CO 특성을 나타낸 것으로 당량비가 감소하면 CO는 증가하는 추세를 보이고 있다. 당량비가 감소할수록 공기의 냉각효과가 증대되어 CO가 증가하는 것으로 사료된다. 또한 연소기내 공기의 체류시간이 증가할수록 연소기 출구에서의 CO는 감소하는데 이는 공기의 연소기내 체류시간이 증가함에 따라 화염온도가 증가하고 연소시 혼합특성과 반응속도가 증가하기 때문으로 사료된다. 즉, 연소기 내의 연소부하가 감소할수록 CO가 감소함을 알 수 있다. Fig.8에서와 같이 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.

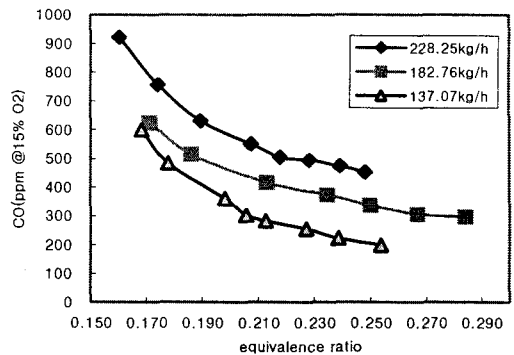


Fig.7 CO emissions at combustor exit for residence time

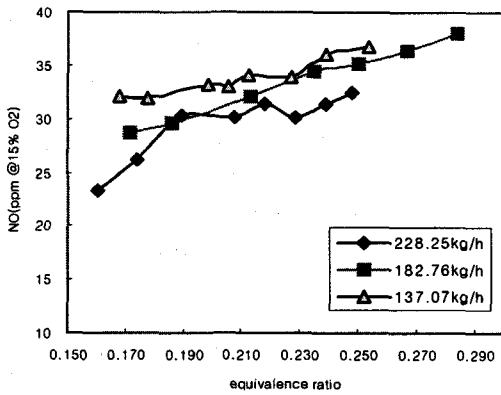


Fig.8 NO emissions at combustor exit for residence time

4.3 압력에 따른 연소특성

연소기 입구압력에 따른 연소기 전체 영역에 대한 출구 배기가스의 특성을 살펴보기 위해 연소기 내 체류시간은 일정하게 유지시키고 입구온도 550K 일 때의 CO 와 NO 의 변화추이를 살펴보았다. Fig.9 와 Fig.10 은 각각 입구압력이 0.2bar 와 0.4bar 일 때의 배기가스 특성을 나타낸 것이다.

비교할 수 있는 압력 대상의 차가 작기 때문에 뚜렷한 특징을 도출하기는 어렵지만, 대체로 압력이 증가할수록 CO 와 NO 가 증가하는 경향을 나타내고 있다. 이러한 특징은 주연소 영역의 연소 실험에서도 비슷한 결과를 나타냈다.

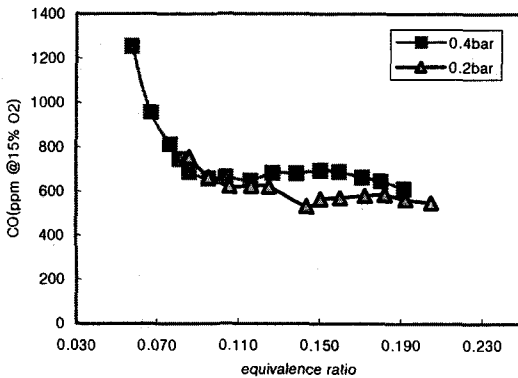


Fig.9 CO emissions at combustor exit for inlet pressure

연소기 입구의 속도벡터가 실제 엔진 조건과 동일하게 실험조건을 설정하면, 압축기 최대 유량에 따른 압력은 2.5kg/cm² 까지 실험은 가능하다. 그러나 공기 예열기(recuperator)의 성능을 살펴보면, 설계점을 만족시키기 위한 온도가 550K 가 최대이고, 550K 이상의 온도에서는 recuperator 의 스케일

이 발생하여 예열부 온도를 더 이상 상승시키지 못하였다. 550K 를 최대온도로 하고 유량과 압력을 상승시킨 결과 0.0683kg/s 와 0.4bar 이상 증가시킬 수 없었다. 연소기 보완 실험 시 예열부의 압력을 상승시켜 열량을 증가시키거나, 열교환기를 추가로 더 설치하여 연소기 입구 조건을 온도 700K 와 압력 3bar 로 설정하여 실험을 수행할 예정이다.

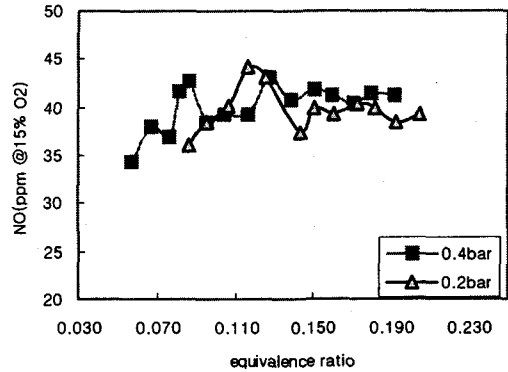


Fig.10 NO emissions at combustor exit for inlet pressure

4.4 입구공기 온도별 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 500K 550K, 600K 일때 공기량은 251.08kg/h, 228.25kg/h, 209.23kg/h 를 각각 공급하였다. 모든 조건은 동일하게 0.3bar 의 입구 압력을 가지고 실험을 수행하였다. Fig 11 은 당량비 변화에 따른 연소기 출구온도를 나타낸 것으로 연소기 입구온도가 증가할수록 연소기 출구온도가 증가하고 있다.

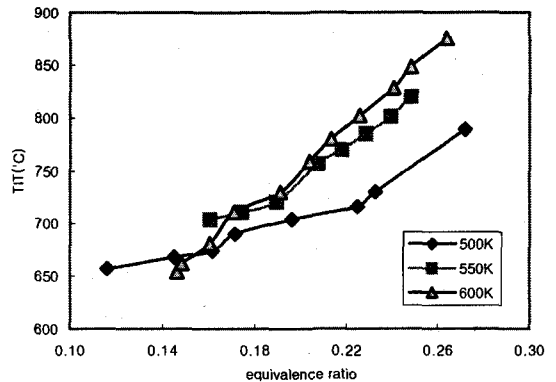


Fig. 11 TIT at combustor exit for inlet temperature

Fig. 12 과 Fig. 13 은 연소기 출구에서의 CO 와 NO 특성을 나타낸 것으로 입구온도가 증가할수록 CO 는 감소하고 NO 는 증가하는 전형적인 배기가스 특성을 보여주고 있다. CO 는 입구온도가 증가함에 따라 감소하는데 이는 연소 시 화염온도의 증가로 연소기 내의 반응이 증가하여 고온 안정화되기 때문이다. 반대로 연소기 출구에서 입구공기 온도가 증가하면 NO 가 상승하는데 이것은 연소기 입구온도의 증가로 연소영역에서의 화염온도가 증가하기 때문이다.

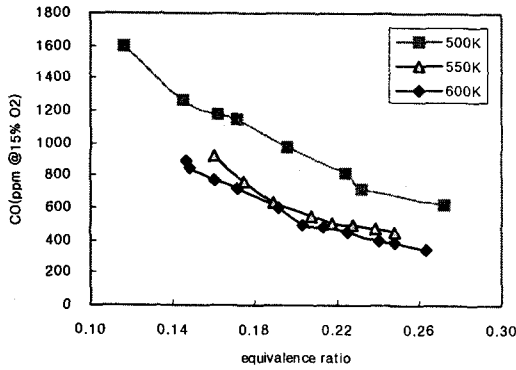


Fig.12 CO emissions at combustor exit for air inlet temperature

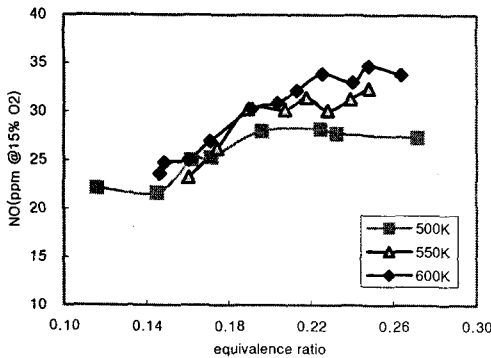


Fig.13 NO emissions at combustor exit for air inlet temperature

4.5 주연소 영역의 압력에 따른 연소특성

주연소 영역의 배기가스 특성을 알아보기 위해 입구온도 600K 로 유지시키고 0.3bar 와 0.5bar 에서 각각 45.79kg/h, 52.84kg/h 로 체류시간을

일정하게 유지하여 준 상태에서 당량비를 변화시키면서 실험을 수행하였다. Fig. 14 와 Fig. 15 는 당량비에 따른 CO 와 NO 의 배출특성을 나타낸 것이다. 압력이 상승되면서 CO 곡선이 희박영역으로 이동했으며 이러한 특징은 입구온도의 상승조건에서도 동일한 현상으로 목격됐다. 또 NO 특성도 압력의 상승에 따라 뚜렷한 증간을 나타내지 못하고 있다. 이는 연소 전영역의 연소실험에서 알 수 있듯이 예혼합 희박 연소기의 특징이 일반 연소기의 연소특성과는 다르게 희박영역에서 연소기 발생하기 때문에 예측하기 어려운 특성을 보이고 있다.

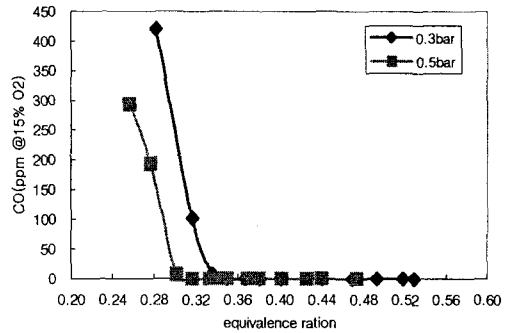


Fig.14 CO emissions at combustor exit for air inlet pressure of primary zone

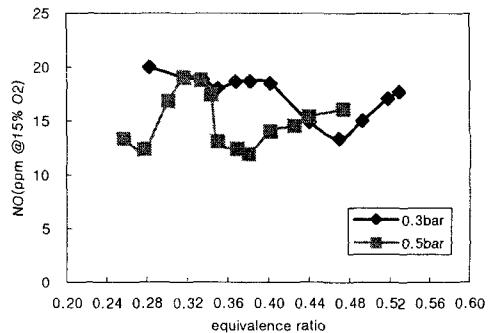


Fig.15 NO emissions at combustor exit for air inlet pressure of primary zone

주연소 영역의 고온고압실험은 TIT 가 너무 높아 물 분사에 의한 스택냉각에도 불구하고 입구압력 0.5bar 와 온도 650K 이상 실험에서는 고압을 생성시켜주는 밸브의 고온화로 인해 더 이상 실험을 진행하기 어려운 상황이 발생했다. 또한 밸브

에서의 choking 으로 인해 압축기의 맥동압력이 발생하여 연소시 화염 불안정과 실화 등을 유발시켰다. 이로 인해 연소실험 장치 및 검출장치에 무리가 발생하고, 또한 배기가스 특성을 나타내기가 불가능했다.

5. 결론

본 연구에서는 당사가 전략적으로 독자 개발 중에 있는 20kW 급 마이크로터빈용 저공해 연소기의 고온고압 연소특성을 파악하기 위하여 엔진구동 초기조건에서 연소기 전체 영역에서 실험연구와 연소기 주연소 영역에 대한 배기가스 성능특성 연구를 병행하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) 회박 예혼합 연소기의 최대 장점인 CO 와 NO 를 동시에 줄일 수 있는 회박한계 영역인 당량비 0.12 에서 액체 연료인 경유를 사용했을 때 CO 는 약 600ppm, NO 37ppm 정도를 얻을 수 있었다. 차기 보완 실험을 통해 입구온도와 압력을 현재보다 상승시키면 혼합특성과 화염 안정화 등으로 인해 CO 는 더 줄어들 것으로 예상되지만, NO 특성은 크게 변하지 않을 것으로 예상된다.
- 2) 연소기 입구의 연소부하에 따른 공기의 체류시간 특성을 살펴본 결과 공기량이 증가할수록 CO 는 증가하고 NO 는 감소하는 것을 확인할 수 있었다.
- 3) 연소기 입구 압력이 증가할수록 CO 와 NO 는 증가하는 경향을 보이고 있으며 그 증감을 정량적으로 예측하기는 상당히 어렵다.
- 4) 입구 공기온도의 증가는 TIT 를 상승시키고 NO 배출을 증가시키는 반면 CO 는 감소하는 전형적인 배기가스 배출 특성을 나타냈다.

- 5) 주연소 영역의 공기 가압 연소실험에서 CO 는 거의 배출되지 않았지만, NO 는 예측하기 어려운 연소특성 곡선을 나타내고 있다.
- 6) 본 실험을 통해 얻은 연소특성을 가지고 20kW 급 마이크로터빈 엔진에 장착될 연소기는 연소시 지나친 냉각효과와 증가와 출구온도의 불균일도 등에 대한 추가적인 개선이 필요하며, 연소기의 보완설계를 통해 엔진 시동 및 운전조건에 따른 연구가 더불어 진행될 예정이다.

참고문헌

- [1] A. H. Lefebvre, 1983, *Gas Turbine Combustion*, McGraw-Hill
- [2] A. M. Mellor, 1990, *Gas Turbine Engine Pollution*, Prog. Energy Combust. Sci. Vol 1, pp. 111~133
- [3] S. M. Correa, 1991, *A Review of NOx Formation Under Gas-Turbine Combustion Conditions*, Combust. Sci and Tech. Vol. 87, pp. 329~362
- [4] L. H. Cowell, 1993, "Development of a Liquid-Fueled, Lean-Premixed Gas Turbine Combustor", ASME Vol. 115, pp554~562
- [5] T. H. Sattelmayer, 1990, "Second Generation Low-Emission Combustors for ABB Gas Turbines," ASME 90-GT-162
- [6] K. Dobbeling, 1994, "Low NOx Premixed Combustion of MBTU Fuels using the ABB Double Cone Burner," ASME 94-GT-394
- [7] T. Strand, 1996, "Dry Low NOx Combustion Systems Development and Operating Experience", ASME 96-GT-274
- [8] 안국영, 김한석, 1998, "가스터빈 연소기 기본형상 결정을 위한 성능실험", 대한기계학회논문집 B 권 제 22 권 제 6 호, pp. 840~848
- [9] 손민규, 윤정중, 2001, "마이크로터빈 연소기 주연소영역의 저 NOx 생성특성", 대한기계학회논문집 B 권, pp. 155~160