

500 W 급 마이크로 가스터빈 제너레이터용 환형 연소기의 특성에 관한 연구

도규형** · 김태훈* · 한용식* · 김명배* · 최병일*

*환경·에너지기계연구본부, 한국기계연구원

Study on the Characteristics of an Annular Combustor for a 500 W Class Micro Gas Turbine Generator

Kyu Hyung Do**, Taehoon Kim*, Yong-Shik Han*, Myung-Bae Kim* and Byung-Il Choi*

*Environmental and Energy Systems Research Division, Korea Institute of Machinery & Materials

(Received 27 October 2014, Received in revised form 5 December 2014, Accepted 5 December 2014)

ABSTRACT

In the present study, an annular combustor for a 500 W class micro gas turbine generator was designed and its characteristics were investigated by using both numerical and experimental methods. For this purpose, geometrical configurations of the annular combustor were determined in the aspect of the aerodynamic and chemical consideration. Also, fluid flow and pressure drop characteristics in the combustor were numerically studied by using commercial tool, FLUENT. Based on the numerical results, the diameter and the angle of air admission holes in the primary zone were chosen to be 2.5 mm and 30°, respectively. Finally, an integrated test unit, which consisted of a compressor, combustor, turbine, and motor/generator, was developed in order to measure the combustor efficiency. As the temperature difference between the combustor inlet and the turbine inlet or the air mass flow rate increased, the combustor efficiency increased and it was over 90% when the air mass flow rate was larger than 7.30 g/s. It was shown that the annular combustor developed in this study met the design requirement for a 500 W class micro gas turbine generator.

Key Words : Micro gas turbine, Annular combustor, Combustor design, Efficiency

기 호 설 명

A_{ref} : reference area of the case (m²)

AFR : air-fuel ratio

D : case diameter (m)

d : liner diameter (m)

L : length (m)

\dot{m} : mass flow rate (kg/s)

n : number of flame tubes

P : pressure (kPa)

P_r : pressure ratio

T : temperature (K)

ϕ : air-fuel equivalence ratio

η : efficiency

1. 서론

현재 리튬-이온 배터리는 상대적으로 큰 동력 밀도

(Power density)를 가지기 때문에, 휴대용 장치의 동력원으로 가장 널리 사용되고 있다. 그러나 이러한 이차전지는 소형 UAV (Unmanned Aerial Vehicles), 군용 원격제어복(Exoskeleton), 로봇 등의 응용분야에서 요구하는 최소 에너지 밀도(Energy density)인 250 Wh/kg을 달성하기 어려운 실정이며, 극한지역에서 충전 시간의 문제점도 가지고 있다[1-3]. 이에 반해 가스터빈은 에너지밀도가 높은 수소나 탄화수소계 연료(약 12 kWh/kg)를 이용하기 때문에 동력 및

† Corresponding Author, kyudo@kimm.re.kr

This is an Open-Access article distributed under the terms of the Creative Commons Attribution Non-Commercial License (<http://creativecommons.org/licenses/by-nc/4.0>) which permits unrestricted non-commercial use, distribution, and reproduction in any medium, provided the original work is properly cited.

에너지밀도가 높은 장점을 가진다. 최근 들어 마이크로 가스터빈은 전동의수, 인간형 로봇, 골프 카트 등과 같이 장시간 사용 가능한 휴대용 동력원을 필요로 하는 제품들의 주전원 또는 비상전원으로 사용할 수 있는 가장 현실적인 대안으로 각광받고 있다[4,5]. 본 연구에서는 현재 개발 중인 압축기, 연소기, 열교환기, 모터/제너레이터, 터빈 등으로 구성되는 500 W 급 마이크로 가스터빈 제너레이터[6]에 적용되는 연소기의 설계 및 특성 분석에 초점을 맞추어 진행하고자 한다. 마이크로 가스터빈에 적용 가능한 연소기 종류는 다중 캔형(Multi-can type)과 환형(Annular type)으로 크게 분류할 수 있다. 다중 캔형 연소기는 동일한 형상을 가지는 원통형(Tubular) 연소기를 병렬로 연결한 형태로 제작이 용이하고 단일 캔(Single-can) 연소기의 성능평가만으로 전체 연소기의 성능을 예측할 수 있으며, 유지/보수가 용이한 장점이 있다. 그러나 연소기 사이의 Dead volume 이 발생하여 전체적인 부피와 무게가 증가하는 단점이 있다. 이에 반해 환형 연소기는 다중 캔형 연소기에 비해 압력손실이 적고 Compact한 장점을 가진다[7].

따라서, 본 연구에서는 500 W 급 마이크로 가스터빈 제너레이터에 적용되는 환형 연소기를 설계하고 연소기의 특성을 수치 해석적, 실험적 방법을 이용하여 해석하고자 한다. 이를 위해, 전체적인 연소기의 형상을 공력학적, 화학적 관점에서 계산하였다. 또한, 상용 코드를 이용하여 상온/상압 조건에서 연소기 내부의 유체 유동 특성 및 압력 강하량 등의 수치 해석을 통하여 최종적인 연소기의 형상을 결정하였다. 마지막으로 압축기, 연소기, 터빈, 모터/제너레이터로 구성된 통합 시험 장치를 이용하여 연소기의 연소 효율을 측정하고자 하였다.

2. 연소기 설계

2.1. 설계사양

본 연구에서 개발 중인 마이크로 가스터빈 제너레이터(MTG, Micro gas turbine generator)는 원심형 압축기, 연소기, 구심형 터빈, 열교환기, 모터/제너레이터로 구성되고, 휴대성을 고려하여 MTG 시스템의 체적을 1,000 cm³로 설계하였으며, 개략도와 주요 설계 사양은 각각 Fig. 1과 Table 1과 같다.

연소기 설계에 앞서 마이크로 가스터빈 구성품의 입·출구 온도 및 압력을 결정하기 위하여, 사이클 해석을 수행하였다. Full load 조건에서의 시스템 설계 사양인 압력비, TIT(Turbine inlet temperature), 그리고 공기 유량은 각각 3.0, 1,200 K, 20 g/s이며, 각 구성품의 효율 및 압력 손실량은 Table 1과 같다. 배

기가스의 열물성치가 건조공기와 동일하다는 가정 하에서, 리큐퍼레이터(Recuperator)의 사용 여부에 따른 Full load 조건에서의 입·출구의 압력 및 온도결과를 Table 2에 나타내었다.

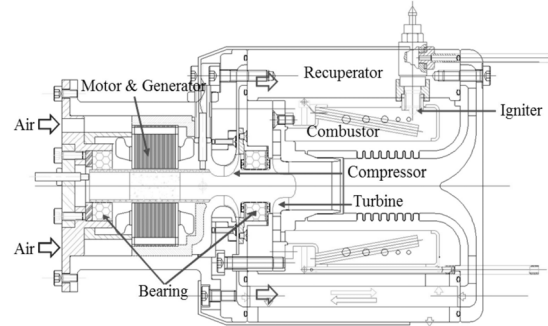


Fig. 1. Schematic diagram of a MTG.

Table 1. Design specifications of MTG

Fuel	LNG		
\dot{m}_{air} (g/s)	20.0		
Pressure Ratio	3.0		
TIT (K)	1200.0		
Component	Efficiency (%)	Pressure loss	
Compressor	68	-	
Combustor	90	5%	
Turbine	70	-	
Recuperator	75	Cold	9.12 kPa
		Hot	6.66 kPa

Table 2. Cycle analysis results

w/o recuperator		w/ recuperator	
P_1 (kPa)	101.33	P_1 (kPa)	101.33
P_2 (kPa)	303.98	P_2 (kPa)	303.98
P_3 (kPa)	288.78	P_3 (kPa)	294.81
P_4 (kPa)	101.33	P_4 (kPa)	107.99
P_5 (kPa)	-	P_5 (kPa)	294.86
P_6 (kPa)	-	P_6 (kPa)	101.33
T_1 (K)	288.2	T_1 (K)	288.2
T_2 (K)	444.4	T_2 (K)	444.4
T_3 (K)	1200.0	T_3 (K)	1200.0
T_4 (K)	1006.6	T_4 (K)	1013.6
T_5 (K)	-	T_5 (K)	871.3
T_6 (K)	-	T_6 (K)	639.9

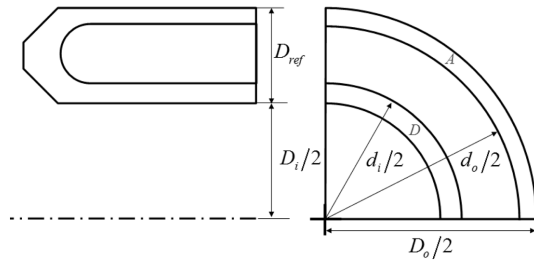


Fig. 2. Schematic diagram of an annular combustor.

2.2. 환형 연소기 직경 및 길이 선정

본 연구에서는 환형 연소기의 직경을 결정하기 위하여 공력학적, 화학적 관점에서 계산을 수행하였다. 환형 연소기의 주요 직경 변수는 Fig. 2와 같다. 이 중 Inner case diameter, D_i 는 터빈 로터 직경을 고려하여 25.4 mm로 고정하였다. Inner liner와 Outer liner는 간극이 같은 경우($D_o - d_o = d_i - D_i$)와 면적이 같을 경우($A_i = A_o$) 모두를 고려하여 최적값을 결정하고자 하였다. Fig. 2의 형상 정보로부터, A_{ref} 와 D_{ref} 와의 관계를 식 (1)과 같이 표현할 수 있다.

$$A_{ref} = \pi(D_{ref}^2 + D_i D_{ref}) \quad (1)$$

공력학적 관점에서의 케이스 기준 단면적은 식 (2)로부터 계산할 수 있으며, 화학적 관점에서의 케이스 기준 단면적은 식 (3)으로부터 계산할 수 있다. 또한, 식 (2)에 사용되는 변수의 값은 참고문헌에 나타난 값 중 환형 연소기에 해당하는 값을 선택하였으며 Table 3과 같다[8].

$$A_{ref} = \left[143.5 \left(\frac{\dot{m}_2 \sqrt{T_2}}{P_2} \right)^2 \left(\frac{\Delta P_{2-3}/q_{ref}}{\Delta P_{2-3}/P_2} \right) \right]^{0.5} \quad (2)$$

$$A_{ref} \left[\frac{\sqrt{D_i^2 + 4A_{ref}/\pi} - D_i}{2} \right]^{0.75} = \frac{4.0 \times 10^7 \dot{m}_2}{P_2^{1.75} \exp(T_2/300)} \quad (3)$$

케이스 기준 단면적은 Bragg[9]가 제시한 식으로도 계산할 수 있으며, 식 (4)와 같다.

$$A_{ref} = \frac{1.621 \times 10^{-2}}{0.7} \cdot \frac{\sqrt{T_2}}{m_f} \left(\frac{P_2}{\Delta P_{2-3}} \right)^{0.5} \quad (4)$$

식 (2)-(4)로부터 계산한 케이스 기준 단면적을 Table 4에 나타내었다. 케이스 외경 D_o 는 연소기의 제작성과 시스템의 총 부피 등을 고려하여 64 mm로 결정하였고, 앞서 언급한 바와 같이 Liner의 직경은 Case와 Liner 사이의 면적을 동일하게 설정하는 방법으로 결정하였다.

Table 3. Pressure loss in combustion chamber[8]

Type of chamber	$\frac{\Delta P_{2-3}}{P_2}$	$\frac{\Delta P_{2-3}}{q_{ref}}$	$\frac{\dot{m}_2 T_2}{A_{ref} P_2}$
Tubular	0.07	37	0.0036
Tuboannular	0.06	28	0.0039
Annular	0.06	20	0.0046

*2: Combustor inlet, 3: Turbine inlet

Table 4. A_{ref} and D_o calculation results

Case	w/o recuperator	w/ recuperator
A_{ref} (m ²)	Eq. (2)	3.32×10^{-4}
	Eq. (3)	8.99×10^{-4}
	Eq. (4)	3.27×10^{-4}
D_o (mm)	Eq. (2)	69.4
	Eq. (3)	109.3
	Eq. (4)	69.0

Table 5. Designed value of the combustor

D_o (mm)	64.0	D_i (mm)	25.4
d_o (mm)	58.0	d_i (mm)	33.0
d_{mean} (mm)	57.9	d_h (mm)	38.6
L_{PZ} (mm)	10.0	L_{tot} (mm)	74.0

또한, 결정된 연소기의 직경 정보를 바탕으로 연소기의 길이를 선정하였다. 본 연구에서는 환형 연소기 사용에 따른 화염 불안정성을 최소화하기 위하여 12개의 연료노즐을 사용하였다. 연소기의 길이를 결정하기 위해서는 Primary, Secondary, Dilution zone의 길이를 각각 결정하여야 한다. Primary zone의 길이는 식 (5)로부터 계산할 수 있다. Secondary zone의 길이는 Primary zone의 약 2/3로 계산될 수 있으며, Dilution zone의 길이는 연소기 수력직경의 1.5-2.5배로 결정할 수 있다[8]. 최종적으로 결정된 환형 연소기의 형상 정보는 Table 5와 같다.

$$L_{PZ} = k \sqrt{(d_o^2 - d_i^2)/n}, \quad k = L_{PZ}/d_h \approx 0.7 \quad (5)$$

2.3. 수치 해석

본 연구에서는 환형 연소기의 Liner admission hole 형상 변화에 따른 유체 유동 및 압력강하 특성을 확인하기 위하여, 상용 코드인 FLUENT(Ansys Inc.)를 이용하여 수치해석을 상온/상압 조건 하에서 수행하였다. Fig. 3은 최종 설계된 연소기의 단면형상을 나타내고 있다. 연소기는 크게 Case, Liner, Igniter, Flame holder, 연료 노즐로 구성되어 있다. 실제 연소기에는 Fig. 3과 같이 시동 시 점화를 위한 Igniter, 연

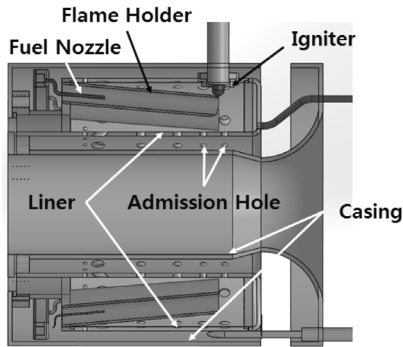
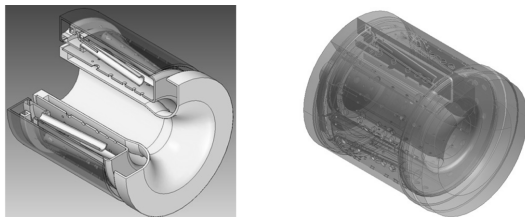


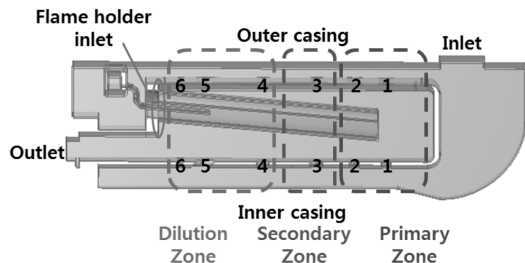
Fig. 3. Cross-sectional view of the combustor.

료 공급라인 등이 존재하지만 수치 해석의 단순화를 위하여 원주방향 대칭으로 가정하였다. 이 가정 하에서 원주방향 경계조건으로 Periodic 조건을 사용하면, Fig. 4(a)와 같이 Flame holder 1개를 포함하고 원주각 30°에 해당하는 크기를 계산 영역으로 선정할 수 있다. 작동유체로는 이상기체 공기를 사용하였으며, 입구온도 및 출구압력은 285 K와 대기압 조건을 각각 사용하였다. 유동 해석을 위해, SST 난류모델을 사용하였으며, 격자수는 Grid test를 통하여 약 840만개로 고정하여 해석을 수행하였다. Fig. 4(b)의 Admission hole 중 Secondary/Dilution zone hole의 형상은 고정하고 Primary zone의 Admission hole 직경 및 각도와 유입되는 총 공기유량 변화에 따른 연소기의 유체 유동 및 압력 강하 특성을 해석하였다.

LNG를 연료로 사용할 경우, 설계조건에서의 당량비(Air-fuel equivalence ratio)는 사이클 해석결과로부터 $\phi = 0.302$ 로 계산되었다. 일반적으로 낮은 당량



(a) Isometric view



(b) Detail view

Fig. 4. Computational domain.

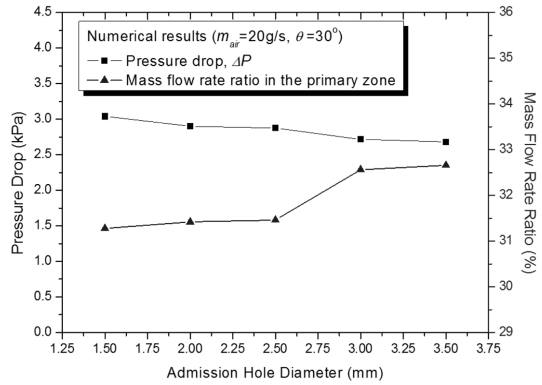


Fig. 5. Effect of the admission hole diameter.

비를 가지는 연소기의 출력 및 화염 안정화 특성을 향상시키기 위해서는 연료 공급부 주변의 국부적인 당량비를 증가시켜야 한다[10]. 본 연구에서는 Primary zone의 국부 당량비 ϕ_{PZ} 값이 1에 가까운 값을 가지도록 Admission hole 형상을 결정하고자 하였다. Fig. 5는 Admission hole 직경 변화에 따른 압력 강하량 및 Primary zone의 공기유량 비를 나타내고 있다. Primary zone의 공기유량 비는 총 공기유량과 Flame holder와 Primary zone의 Admission hole로 유입되는 공기 유량의 비로 정의된다.

Fig. 5의 그래프에서 알 수 있듯이, Hole 직경이 증가할수록 압력 강하량은 감소하는 경향을 보이지만, ϕ_{PZ} 값은 1보다 작아지는 경향을 보인다. 특히, Hole 직경이 2.5 mm에서 3.0 mm로 증가할 때 공기유량 비가 급격히 증가하는 경향을 보인다. Fig. 6은 Hole 각도 변화에 따른 압력 강하량 및 공기유량 비를 나타내고 있다. Outer case에 위치한 Admission hole의 각도가 증가함에 따라 유입면적이 증가로 인해 Hole 1, 2로 유입되는 유량이 증가하게 된다. 이에 따라, 공기유량 비는 증가하지만 압력 강하량은 거의 변하지 않는다. 위의 수치해석 결과를 바탕으로 본 연

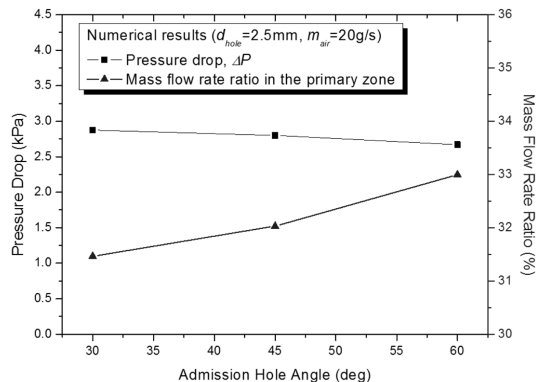


Fig. 6. Effect of the admission hole angle.

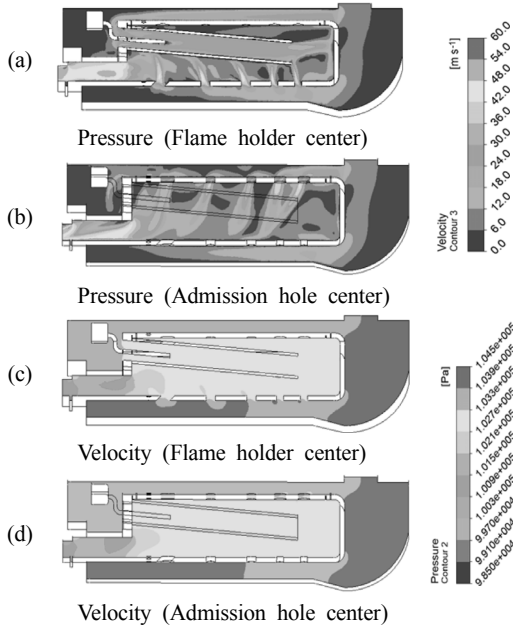


Fig. 7. Pressure and velocity contours.

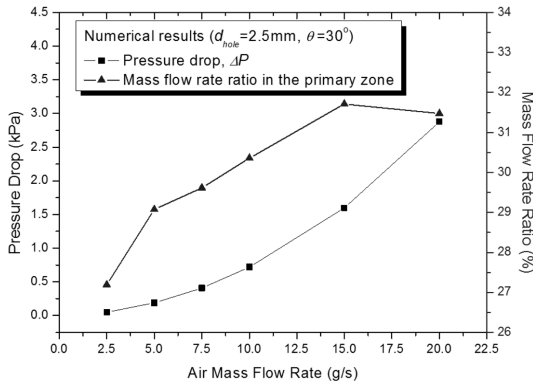


Fig. 8. Effect of the air mass flow rate.

구에서는 Primary zone의 Admission hole 직경 및 각도를 2.5 mm와 30°로 각각 결정하였다.

Fig. 7은 결정된 Admission hole 직경 및 각도를 가지는 환형 연소기 내부의 압력 및 속도분포를 나타낸다. 또한, Fig. 8은 최종 Admission hole 형상을 가지는 연소기의 총 공기유량 변화에 따른 압력 강하량과 공기유량 비를 나타낸 그래프이다. 그래프에서 확인할 수 있듯이, 설계조건에서 압력 강하량은 2.9 kPa로 연소기 압력 강하량에 대한 설계사양인 15.2 kPa를 만족하였고, ϕ_{PZ} 값 역시 전체 공기유량 변화 구간에 대해 1에 근접한 값을 가지는 것을 확인하였다.

따라서, 본 연구에서 설계 및 제작한 환형 연소기가 500 W급 마이크로 가스터빈 제너레이터용 연소기로 적합함을 확인하였다.

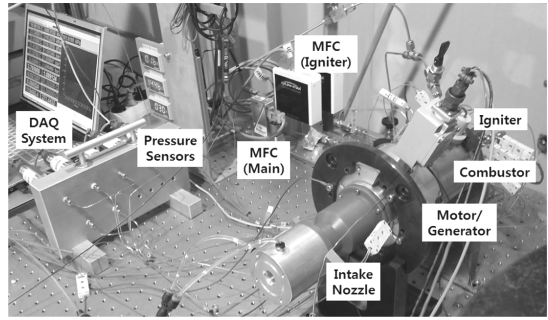


Fig. 9. Experimental apparatus.

3. 환형 연소기의 연소 특성 평가

3.1. 통합 시험 장치

본 연구에서는 Fig. 9의 통합 시험 장치를 이용하여 연소기의 연소 효율을 측정하였다.

통합 시험 장치는 크게 마이크로 가스터빈 제너레이터 시작품, 연료 공급부, 압력, 온도 및 유량 측정 센서, DAQ system으로 구성된다. 환형 연소기는 모터/제너레이터를 이용하여 마이크로 가스터빈 제너레이터에 공기를 공급하고 회전수를 조절하여 공기 유량을 제어하였다. 공기유량은 흡입구에 설치된 흡입 노즐의 차압 측정결과로부터 계산할 수 있다. 시동을 위해 환형 연소기 측면에 부착된 탄소 소구 점화기(Graphite hot bulb igniter)에 전압을 인가한 상태에서 점화용 연료(Kerosene)를 주입하였다. Pilot flame의 형성 여부를 확인한 후, 주 연료를 주입하였다. 주 연료는 LNG를 사용하였으며, 12개의 출구 노즐과 4 mm² 단면적의 Manifold를 가지는 연료 노즐에서 연소기로 주 연료가 분사된다(Fig. 3 참조). 본 연구에서는 연료 노즐의 출구 노즐 직경을 100 μm-750 μm으로 변화시키면서 각 출구 노즐로 분사되는 연료의 유량 균일도를 측정하였으며, 측정 결과로부터 400 μm을 직경을 가지는 출구 노즐을 사용할 경우 연료가 균일하게 분사됨을 확인하였다. 주 연료 유량은 MFC(Mass flow controller)로 제어하였다. 연소기 내부가 정상상태에 도달하면, 모터 회전 수 및 주 연료 유량을 변화시키면서 마이크로 가스터빈 제너레이터에 흡입되는 공기유량 및 터빈 입구 온도 변화에 따른 연소 효율을 측정하였다. 추가적으로, 배기구에서의 CO, CO₂, O₂, NO 등의 배기가스(Exhaust gas) 농도를 가스 분석기(Testo 330-2LL)를 이용하여 측정하였다.

3.2. 환형 연소기의 연소 효율

통합 시험 장치에서 측정된 공기유량, 주 연료유량, 연소기 입·출구 온도를 이용하여 마이크로 가스터빈 제너레이터용 환형 연소기의 효율을 계산하

였다. 연소기의 효율은 주어진 터빈 입구와 연소기 입구의 온도 차에서 이상적인 공연비(Air-fuel ratio)와 측정된 공연비의 비율로 표현할 수 있으며[8], 식 (6)과 같다. 또한, 연소효율은 미 연소된 탄화수소가 없고 Soot 발생량이 없다고 가정할 경우, 식 (7)과 같이 정의될 수 있으며, 측정된 배기가스의 CO 및 CO₂ 농도비로 계산할 수 있다.

$$\eta_1 = \frac{AFR_{Exp} \text{ for given } \Delta T}{AFR_{Ideal} \text{ for given } \Delta T} \quad (6)$$

$$\eta_2 = \frac{[CO_2]}{[CO] + [CO_2]} \quad (7)$$

Fig. 10은 마이크로 가스터빈 내부로 흡입되는 공기유량 및 연소기 입구와 터빈 입구 온도 차이 변화에 따른 공연비 및 연소기 효율 변화를 나타낸 그래프이다. 그래프에 나타낸 결과와 같이 온도 차가 증가할수록, 흡입되는 공기유량이 증가할수록 연소기 효율이 증가하는 경향을 보인다. 흡입 공기유량 증가에 따라 연소효율이 증가하는 이유는 다음과 같다. 식 (6)에서 AFR_{Ideal} 값은 연소기가 단일조건에서 연소 에너지가 터빈 입구온도를 상승시키는데 사용될 경우의 이상적인 공연비를 의미한다. 실제 실험 조건에서는 연소기 외부로 전도 및 복사 열전달에 의한 열손실로 인해, AFR_{Exp} 값이 AFR_{Ideal} 값보다 낮아진다. 그러나 흡입 공기유량이 증가할 경우, 주 연료유량이 증가하게 되고, 열손실이 일어나는 연소기 외부 표면적이 일정하기 때문에 전체 연소에너지 중 상대적인 열손실량은 감소하게 된다. 따라서 식 (6)에 정의된 연소기의 효율은 증가하게 된다. Fig. 10의 결과에서 알 수 있듯이, 흡입 공기유량이 7.30 g/s(회전

Table 6. Experimental data of the combustor

Test run	T_2 (°C)	T_3 (°C)	\dot{m}_{air} (g/s)	\dot{m}_{fuel} (g/s)	CO ₂ (%)	CO (ppm)	η_2 (%)
1	114.2	784.3	7.173	0.131	3.91	331	99.2
2	144.4	920.5	8.760	0.178	3.74	258	99.3
3	142.7	869.4	9.045	0.185	3.74	235	99.4
4	162.9	832.7	9.455	0.153	3.97	179	99.6
5	167.7	886.7	9.643	0.180	4.08	184	99.6
6	169.6	936.3	9.825	0.211	4.02	202	99.5
7	157.1	880.5	10.267	0.205	4.25	243	99.4
8	162.1	875.8	10.449	0.205	4.08	204	99.5
9	163.4	874.0	10.423	0.203	4.08	192	99.5
10	164.4	919.0	10.251	0.208	3.91	204	99.5
11	170.0	931.6	10.330	0.219	3.91	183	99.5
12	172.2	936.4	10.286	0.220	4.02	192	99.5
13	174.0	940.9	10.300	0.220	4.02	183	99.5
14	167.6	819.4	10.148	0.165	4.02	176	99.6

수: 240 krpm) 이상일 경우에 연소기 효율에 대한 설계사양인 90% 이상을 만족함을 알 수 있다.

Table 6은 배기가스 성분 분석결과를 이용하여 계산한 연소효율을 나타내고 있다. Table 6의 결과로부터, 흡입 공기유량 및 터빈 입구온도 변화에 관계없이 연소효율이 99% 이상임을 알 수 있다. 실험 후 연소기를 분해하여 육안으로 확인한 결과, 연소기 Case 및 Liner에 Soot 등의 이물질이 증착되지 않았기 때문에, Soot 발생량이 없다는 가정 하에서 정의된 식 (7)은 타당함을 알 수 있다. 결론적으로, 본 연구에서 설계 및 제작된 500 W급 마이크로 가스터빈 제너레이터용 환형 연소기는 설계사양을 만족함을 확인하였다.

4. 결론

본 연구에서는 500 W급 마이크로 가스터빈 제너레이터에 적용되는 환형 연소기를 설계하고 연소기의 특성을 해석적, 실험적 방법을 이용하여 평가하였다. 전체적인 연소기의 형상은 공력학적, 화학적 관점에서 기존에 제시된 식을 이용하여 계산하였다. 또한, 상용 코드를 이용하여 상온/상압 조건에서 연소기 내부의 유체 유동 및 압력 강하량 특성에 대한 수치 해석을 통하여, Admission hole 직경 및 각도를 각각 2.5 mm와 30°로 결정하였다. 마지막으로 압축기, 연소기, 터빈, 모터/제너레이터로 구성된 통합 시험장치를 이용하여 연소기의 연소 효율을 측정하였다. 연소기 입구와 터빈 입구 사이의 온도 차가 증가할수록, 흡입되는 공기유량이 증가할수록 연소기 효율

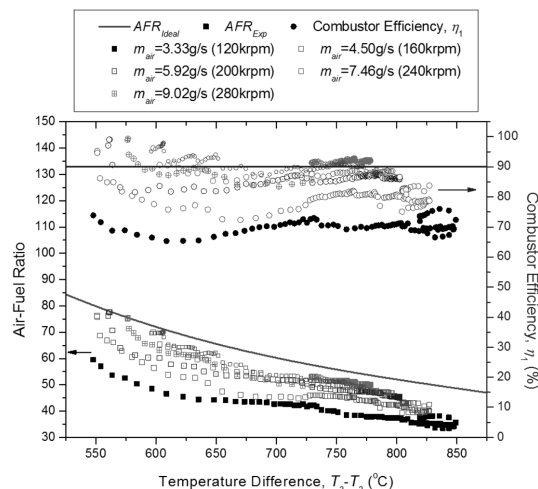


Fig. 10. Experimental data of AFR_{Exp} and η_1 .

이 증가하는 경향을 보였고, 흡입 공기유량이 7.30 g/s 이상일 경우에 설계사양인 연소기 효율 90% 이상을 만족하였다. 추가적으로, 가스 분석기를 사용하여 배기가스 분석을 수행하였으며, 이로부터 연소 효율을 계산하였다. 계산 결과로부터, 흡입 공기유량 및 터빈 입구온도 변화에 관계없이 연소효율이 99% 이상의 값을 가졌다. 따라서, 본 연구에서 설계한 환형 연소기는 500 W급 마이크로 가스터빈 제너레이터용 연소기로 적합함을 확인하였다.

후 기

본 연구는 방위사업청 및 국방과학연구소 지원으로 수행되는 차세대 군용전원특화연구센터 사업의 일환으로 수행되었습니다.

참고문헌

- [1] R. J. Nowak, DARPA's Advanced Energy Technologies, DARPATECH 2000.
- [2] California Energy Commission, 200kWe Solid Fuel Cell/Microturbine Generator Hybrid proof of Concept Demonstration Report, March 2001.
- [3] O. Dessornes, S. Landais, R. Valle, A. Fourmaux, S. Burguburu, C. Zwysig, Z. Kozanecki, Advances in the Development of a Microturbine Engine, ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 136 (2014) 071201.
- [4] Leading R&D to Practice Ultra Micro Gas Turbines, NEDO International collaboration, Report 2002.
- [5] E. Matsuo, H. Yoshiki, T. Nagasima, C. Kato, Toward the development of the finger top gas turbines, IGTC '03 Tokyo.
- [6] J. Seo, J. Y. Park, B. S. Choi, Start-up and Self-sustain Test of 500 W Ultra-Micro Gas Turbine Generator, Journal of Physics: Conference Series. 476(1) (2013) 012060.
- [7] H. Saravanamuttoo, G. Rogers, H. Cohen, P. Straznicki, Gas Turbine Theory 6th ed., Pearson Education Limited, UK, 2009.
- [8] A. H. Lefebvre, Gas Turbine Combustion, 2nd ed., Taylor&Francis, USA, 1999.
- [9] S. L. Bragg, Application of Reaction Rate Theory to Combustion Chamber Analysis, ARC 16170, Aeronautical Research Council, England, September 1953.
- [10] B. I. Choi, Y. S. Han, M. B. Kim, C. H. Hwang, C. B. Oh, Experimental and numerical studies of mixing and flame stability in a micro-cyclone combustor, Chemical Engineering Science 64(24) (2009) pp. 5276-5286.