

DLE(Dry Low Emission) 연소기 예혼합기의 혼합성능 예측에 대한 시험 평가

최장수*, 박동준*, 우유철*

Test and Evaluation for the Mixing Quality in the Premixer of DLE Combustor

J. S. Choi,* D. J. Park* and Y. C. Woo*

ABSTRACT

A test on venturi-type premixer of ASE120 engine combustor has been performed to evaluate its mixing performance. Cold air was supplied into the premixer through the fuel nozzle and mixed with the hot air from the compressor exit. The measured temperature of the mixed air was used to evaluate the mixedness. DOE(Design of Experiment) technique was utilized to make a test matrix of variables and to determine the optimum combination of variables, which was verified through a confirmation test.

초 록

ASE120 엔진 연소기에 쓰이는 벤츄리(venturi)형 예혼합기의 혼합성능을 시험 평가하였다. 이 시험에서는 가스연료 대신 찬공기를 주입하고 혼합공기의 온도를 측정함으로써 혼합정도를 계산하였다. DOE 기법을 사용하여 시험변수 matrix를 구성하고 시험결과를 분석하여 최적의 변수조합을 가지는 형상을 도출하였다. 선정된 형상에 대하여 확인시험이 수행되었다.

1. 서 론

산업용 가스터빈 엔진 연소기는 배기가스 규제 및 다양한 연료 사용에 대한 요청, 고신뢰성 그리고 보다 엄격해지는 운용상의 요구조건을 만족시켜야 한다. 특히 배기가스 중의 NO_x, CO, UHC 등의 배출로 인한 환경 문제로 각국의 배기가스 규제는 단계

적으로 강화되고 있는 추세이고 이에 대응하기 위하여 항공용/산업용 가스터빈 엔진 연소기 설계의 주된 관심이 저공해 연소기 개발에 집중되고 있다. 이를 위해 최근까지 steam/water injection, selective catalytic reduction 등의 방법들이 사용되어 왔으나 고가의 운영비, 장착비, 저 신뢰성 등의 문제점들이 대두되어 이를 보완하기 위해 LPP(Lean Premix

* 현대우주항공(주) 중앙연구소(Hyundai Space & Aircraft Co., Ltd, Central Research Institute)

Prevaporization)법, RQL(Rich burn, Quick quench, Lean burn)법과 같은 건식 연소방식^{1,2,3)}이 가스터빈 제조업체에 의하여 채택되고 있다.

현재 현대우주항공(주)이 미국의 Allied Signal 社(이하 AE)와 함께 국제공동개발중인 10 MW 급의 ASE120 엔진은 항공용 엔진을 산업용으로 개조한 것으로서 배기가스 규제 만족을 위해 엔진 연소기는 네덜란드 OPRA (OPTimal RAdial Turbine B.V) 社 기술 특허를 적용하였다. 이는 LPP 법의 하나로 화염역에 유입되는 공기량을 출력에 따라 연속적으로 제어하는 방식(Air staging method)이며 GE 나 RollsRoyce에서 채택하는 Fuel staging 법과 구별된다.^{1,2)} Fuel staging 법은 출력에 따라 2단, 3단의 연소실로 연료를 배분하여 화염영역을 확대하는 것으로 어느 출력에서도 과농의 혼합기가 화염영역에 유입되는 것을 회피하고 있다. 이와 같이 LPP 법에서는 모든 부하에 대하여 언제나 연소 가능한 희박혼합 기체를 화염역에 공급하여 연소온도를 낮추고 이로써 연소중 NOx 의 생성을 억제한다.

ASE120 연소기에서 사용하는 Air staging 법은 Fig. 1에서 보여주는 것처럼 3방향 밸브(3-way valve)를 이용하여 공기량의 연속적인 제어가 가능하므로 단계적인 제어만이 가능한 Fuel staging 법

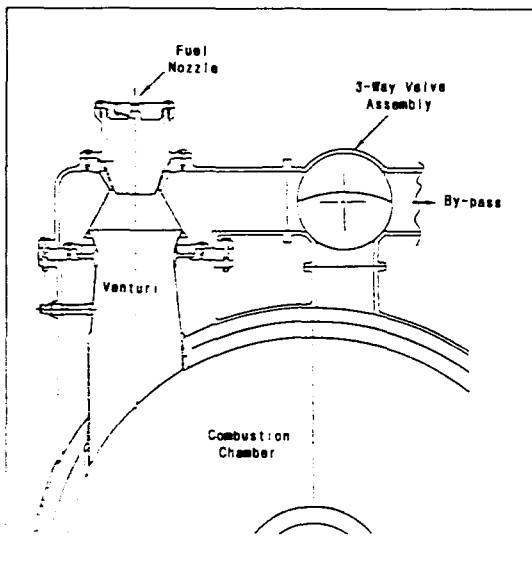


Fig. 1. Cross section of ASE120 combustor

에 비하여 보다 정밀한 공연비 제어가 가능한 이점이 있다. LPP 법 연소기 설계자의 중요한 임무중의 하나는 균일한 혼합을 보장하는 예혼합기(premixer)의 설계이다. 왜냐하면 희박 예혼합 방식의 연소기에서 발생하는 NOx 의 양은 공기 연료 혼합기체의 불균일도에 매우 민감하다는 것이 알려져 있기 때문이다.⁴⁾

본 논문에서는 ASE120 엔진 연소기 예혼합기(premixer) 형상변수 결정을 위한 rig 시험결과를 기술하고 있다. 시험결과 무부하(idle power) 및 최대 출력 조건에서 혼합에 영향을 미치는 연료 노즐 및 공기 유입구 등의 여러 형상 변수에 따른 혼합성을 평가하고 최적의 형상을 결정하였다. 시험 초기에는 천연가스를 주입하여 rig 장치내에서 저부하의 연소시험을 수행하였으나 rig 장치내에서 과도한 연소진동이 발생하였다. 따라서 실제 연료 대신 찬공기(대기)를 유입시켜 찬공기와 더운공기의 혼합과정에서의 온도분포로부터 혼합 정도를 유추하는 방법을 사용하였고 이를 이용 대략적인 NOx 발생량을 계산하였다.

본 시험은 DOE(Design Of Experiment) 기법에 의해 선정된 서로 다른 변수 조합의 8가지 형상에 대해 시험한 후 가장 균일한 혼합비 분포가 얻어지는 변수조합의 형상을 결정하였으며, 선정된 형상에 대한 최종 확인을 위하여 반복시험을 수행하였다.

2. 시험 장치

시험용 rig의 개략도는 Fig. 2와 같다. 대용량의 압축기와 유로중의 열교환기에 의해 만들어진 고온 고압의 공기는 저항판(plate)을 통과한 후 벤츄리 입구부에 부착된 Perforated cone의 구멍을 통하여 벤츄리 내부로 유입된다. 저항판은 실제 연소기의 공기유량을 조절하는 3방향 밸브에서의 압력손실 및 유효유로면적(effective flow area)을 모사하기 위해 설치되었다. 벤츄리 내부로 유입된 고온의 공기는 연료 대신 연료노즐로 주입된 찬공기(15~40℃)와 만나면서 혼합이 이루어진다. 벤츄리 출구부에는 traverse probe가 설치되어 상류와 하류기점에서 혼합공기의 전온도, 전압력을 측정한다. 이 probe는

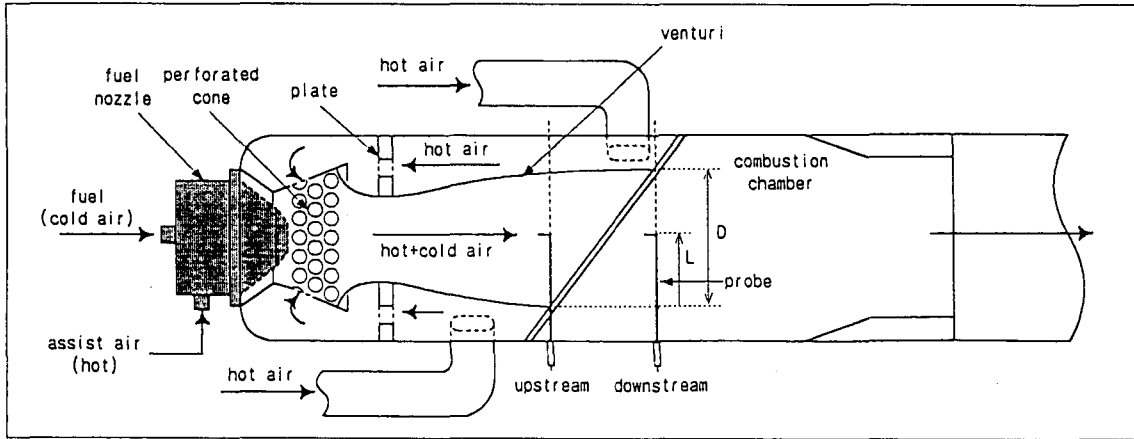


Fig. 2. Schematic diagram of test rig

벤츄리 직경 방향으로 움직이면서 온도, 압력분포의 데이터를 취한다. 앞서 언급하였듯이 당초 계획은 실제 연료를 주입하여 혼합성 및 연소시험을 동시에 수행하는 것이었기 때문에 벤츄리 후방에 따로 연소실을 설치하였으며 배기가스는 배기용 연통을 통해 배출되도록 하였다.

하였다. 공기 유량에 대한 식은 다음과 같으며, $T_{o,ref}$, $P_{o,ref}$ 는 각각 기준온도, 압력을 나타낸다.

$$\frac{\dot{m} \sqrt{T_o/T_{o,ref}}}{P_o/P_{o,ref}} = A_{eff} \cdot f(P/P_o) \quad (1)$$

3. 시험 및 평가 방법

3.1 시험 조건

시험은 무부하 조건과 최대출력 조건에 대하여 수행하였다. Table 1 은 엔진의 예상 운전 조건과 시험용 rig 장치의 운전조건을 비교하며 수정공기유량 (corrected air flow)이 일치하도록 시험조건을 정

하였다. 이 식에서 알 수 있는 바와 같이 수정공기유량은 유효유로면적, A_{eff} 를 동일하게 할 경우 압축비만의 함수이다. 따라서 동일한 수정공기유량 조건으로 시험한다는 것은 동일한 압축비 하에서 시험한다는 의미가 된다.

혼합에 주영향을 미치는 변수로 선정된 값들은 다음과 같다.

- Nozzle swirl 각 : 35°, 45°

Table 1. Operating conditions of engine and test rig

	Idle Power		Max. Power		비 고
	Engine	Rig	Engine	Rig	
air flow through perforated cone(kg/s)	0.68	0.98	8.23	5.27	· 공기 및 연료 유량은 venturi 하나에 대한 값 · corrected air flow는 venturi air flow에 대하여 계산 · air-fuel ratio는 venturi 하류에서의 공연비
air flow through nozzle (kg/s)	0.30		0.86		
corrected air flow (kg/s)	0.24	0.24	0.72	0.74	
fuel flow rate (kg/h)	140.4	140.0	1060.4	621.4	
P_3 (MPa)	0.545	0.552	2.089	1.103	
T_3 (°C)	232	232	482	482	
air-fuel ratio	25.10	25.93	30.85	30.55	

Table 2. Test variable matrix

Build No.	Variables				Nozzle ID	Cone ID	Power Condition
	ΔP^* Plate	Fuel Nozzle Swirl (deg)	Perf. Cone Hole Size(mm)	Cone Open Area			
1	high	35	6	52%	DLE70028-1	-4	idle
2	high	45	12	57%	DLE70028-2	-1	idle
3	norm	35	12	57%	DLE70028-1	-1	max
4	norm	45	6	52%	DLE70028-2	-4	max
5	high	35	12	53%	DLE70028-1	-2	idle
6	high	45	6	55%	DLE70028-2	-3	idle
7	norm	35	6	55%	DLE70028-1	-3	max
8	norm	45	12	53%	DLE70028-2	-2	max

* ΔP Plate high는 idle, norm은 max power 조건 모사

- Perforated cone 구멍직경 : 6mm, 12mm
- Perforated cone의 개구도

hole dia.	low	high	비 고
6 mm	52 %	55 %	전체 cone 면적 (41.54 in ²)에 대한 hole의 면적비
12 mm	53 %	57 %	

이상의 설정된 변수들에 대해 rig 시험장치를 구성하여 무부하시와 최대출력시의 조건하에서 시험하였고 부하에 따른 공기량 제어는 다른 A_{eff} 를 가지는 저항판을 유로중에 바꾸어 설치함으로써 가능하게 하였다.

DOE 기법에 의해 상기 시험변수들을 조합하여 얻은 시험 변수 matrix는 Table 2와 같다.

3.2 온도분포로부터 혼합비의 환산

벤츄리 출구부에서 측정된 온도분포로부터 간단하게 연료와 공기의 혼합비(f)를 추정하는 방법은 아래와 같다. 먼저 다음과 같이 가정한다.

- 찬공기와 더운 공기 사이의 열전달은 혼합에 의해서만 이루어지고 열전도에 의한 것은 무시한다.
- 모든 벽은 열에 대하여 절연이다.
- 찬공기, 더운공기의 비열 c_p 값의 차는 무시한다.
- 전온도와 정온도 차도 무시한다.(흐름의 마하수가 작다.)

m_h , m_c 를 각각 측정위치의 미소체적 내에서 혼합에 참여한 더운 공기와 찬공기의 미소질량이라 하고 T_h , T_c 를 공급되는 고온공기와 찬공기의 온도, T_{local} 을 측정위치의 혼합공기의 온도라고 하면, 다음과 같은 관계가 성립한다.

$$(m_h + m_c) T_{local} = m_h T_h + m_c T_c \quad (2)$$

$$\left(1 + \frac{m_c}{m_h}\right) T_{local} = T_h + T_c \left(\frac{m_c}{m_h}\right) \quad (3)$$

국소 혼합비 $f_{local} = \frac{m_c}{m_h}$ 라고 하면,

$$f_{local} = \frac{T_h - T_{local}}{T_{local} - T_c} \quad (4)$$

3.3 혼합성 평가 방법

혼합시험 결과 분석을 위하여 각 시험에 대하여 혼합 균일도를 나타내는 하나의 수치를 부여할 필요가 있다. 여기서는 참고 문헌⁵⁾에서 제안하는 바와 같이 혼합비 분포의 평균(\bar{f})과 분산(σ^2)을 이용하여 정의되는 U 값을 사용하였다.

$$U = \frac{\sigma^2}{\bar{f}(1 - \bar{f})} \quad (5)$$

여기서,

$$\begin{aligned} \bar{f} &= \frac{1}{\rho u \pi R^2} \int_A \rho u f_{local} dA \\ &= \frac{1}{\pi R^2} \int_0^R f_{local} (2\pi r dr) \\ &= \frac{2}{R^2} \int_0^R f_{local} r dr \end{aligned} \quad (6)$$

$$\sigma^2 = \frac{1}{\pi R^2} \int_0^R (f_{local} - \bar{f})^2 (2\pi r dr) \quad (7)$$

여기서 u는 벤츄리 출구에서의 축방향 속도, ρ는 공기밀도, R은 벤츄리 출구 반경을 나타낸다. 완전 혼합(perfect mixing)일 때 U 값은 0이 되며 작은 U 값이 양호한 혼합을 의미한다. 혼합비의 평균을 구할 때 사용된 가정은 다음과 같다.

- 국소혼합비 분포는 axi-symmetric
- 벤츄리 출구에서의 축방향 속도 u는 균일하다.

3.4 NOx 발생량 계산

NOx 발생량은 Fig. 3의 연구결과에서 알 수 있는 바와 같이 혼합기체의 혼합정도와 화염온도에 의존한다. 불균일한 분포를 가지는 혼합기체라 하더라도 국소적으로 완전 혼합이라고 가정하면 Fig. 3의 그래프로부터 국소적인 NOx 발생량 추정이 가능하고, 따라서 전체 혼합기체의 NOx 발생량은 국소 NOx 발생량의 합으로 계산할 수 있다. 화염온도는 사용연료가 천연가스라는 가정하에 다음의 실험식을 이용하여 구하였다.

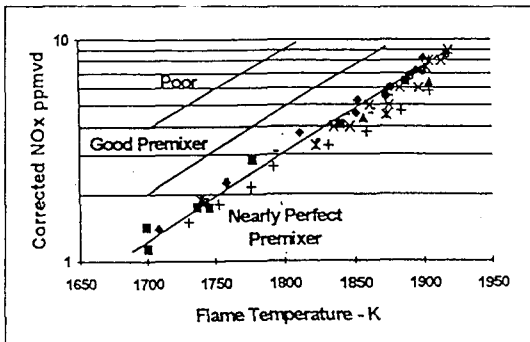


Fig. 3. Effects of non-uniform fuel/air mixing on NOx generation¹⁾

$$\begin{aligned} T_{flame} [K] &= T_3 + (A + BT_3) \phi^C \\ &+ (DT_3 + E \log P_3 + F) \phi^G \end{aligned} \quad (8)$$

여기서 각 계수들의 값은,

- A : 2309.126, B : -0.46286,
- C : 0.865892, D : -0.05573,
- E : 52.29572, F : -308.748,
- G : 4.493979

이고 T₃는 압축기 출구온도, 그리고 당량비(φ)와 천연연료에 대한 이론 연공비(stoichiometric fuel/air ratio, f_{stoich})는 다음과 같다.

$$\phi = \frac{f_{local}}{f_{stoich}}, \quad f_{stoich} = 0.0618$$

위의 (8)식에 의해 계산된 화염온도에 따른 국소 NOx 발생량을 Fig. 3의 완전 혼합 곡선에서 읽어서, 다음의 식에 의해 총 NOx 발생량을 계산하였다.

$$NOx_{total} = \sum_i (A_w)_i (NOx_{local})_i \quad (9)$$

여기서 A_w는 면적가중치를 나타낸다.

4. 시험 결과 및 고찰

4.1 시험 데이터 및 DOE 분석

Fig. 4는 벤츄리 출구의 상류, 하류 위치에서 측정된 출구온도 분포를 나타낸다. T_{aver.}는 벤츄리에 유입되는 공기의 입구조건으로부터 다음 식에 의하여 구해지며, 하류에서 완전 혼합되어 균일한 상태에 도달하였을 때의 출구온도를 나타낸다.

$$T_{aver.} = \frac{m_c T_c + m_h T_h}{m_c + m_h} \quad (10)$$

이 식은 출구에서의 벤츄리 중심축 방향 속도가 균일하며 온도에 따른 c_p의 변화를 무시하고 벤츄리 벽을 통한 열전달을 무시할 때(단열과정) 에너지 보존식으로부터 얻어진다. T_{local}은 각 probe 측정위치에서의 국소온도이다.

상류 측정 위치(upstream)에서 L/D = 0.5 근방의

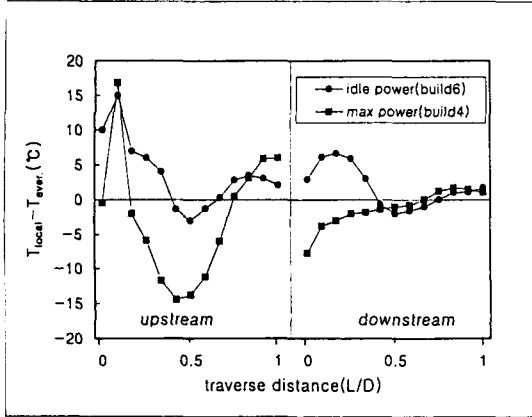


Fig. 4. Typical temperature distribution

Table 3. Normalization of variables

항 목	Value	
	-1	1
Hole_D	6 mm	12 mm
ΔP	idle	max.
SWF	35°	45°
Perforated cone total hole area	large	norm.

중심부에서 나타나는 낮은 온도의 영역은 연료 노즐을 통하여 분출된 찬공기가 더운 공기와 충분히 혼합되지 못하였음을 보여주며, 연료가 농후한 부분에 해당한다. 하류위치(downstream)에서는 혼합이 진전되어 보다 평활한 곡선이 됨을 알 수 있다.

상류위치에서 측정된 온도곡선은 L/D = 0의 벽면 근처에서 낮은 온도값을 가지나 그 이웃하는 측정점에서 급격한 온도의 상승을 보인다. L/D = 0의 벽면 가까이에서의 온도 저하는 traverse probe 냉각공기의 유출로 인한 것이고, 그 후의 급격한 온도 상승은 벤츄리 와 주연소기의 연결부에서 벤츄리 외부의 뜨거운 공기가 유입된 때문이다. 이 유입된 뜨거운 공기의 효과는 하류부에서 완화되어 완전한 곡선의 형태로 나타난다. L/D < 0.5 인 영역에서 이러한 외부 영향에 의한 오차 때문에 혼합정도를 나타내는 U 값 계산시 L/D ≥ 0.5 부의 온도곡선만을 사용하였고 온도는 축대칭 분포를 가진다고 가정하였다.

DOE 분석을 위하여 시험 변수들의 수준수가 2 이므로 각 수준을 -1과 1로 나타내었다. Table 3은

Table 4 Calculated U-values

Build	ΔP	SWF	Hole_D	Cone hole area	U-value ($\times 10^5$)
1	-1	-1	-1	1	88.3
2	-1	1	1	-1	20.4
3	1	-1	1	-1	25.1
4	1	1	-1	1	7.48
5	-1	-1	1	1	81.4
6	-1	1	-1	-1	5.72
7	1	-1	-1	-1	389
8	1	1	1	1	12.2

Table 5 Test variables for confirmation test

Build	ΔP	SWF	Hole_D	Cone hole area	비 고
9	1	1	1	-1	최적형상확인시험
10	1	1	1	1	build 8의 반복시험

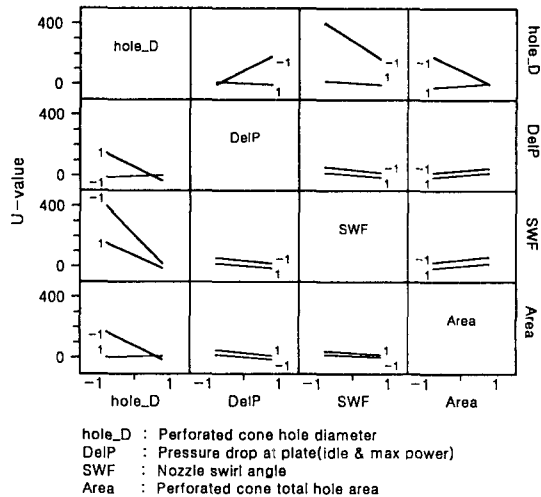


Fig. 5. Correlation of test variables

각 수준에서 해당되는 시험변수들의 실제값을 보여주며 Table 4는 실시된 모든 시험변수 조합에 대하여 구한 U 값을 나타낸다.

Fig. 5는 DOE 분석에 의하여 얻어진 U 값에 미치는 각 변수들의 상관관계를 나타낸다. 좌측 제1열의 그래프에서 hole_D = 1 일 때 모든 경우에 대해

여 U 값이 낮을 뿐 아니라 다른 변수들의 영향이 작게 나타나는 것을 확인할 수 있는데 이것은 hole_D = 1로 설계하면 설계가 안정된 것(robust)을 의미한다. 제3열의 그래프에서 SWF = 1에 대해서도 같은 경향을 발견할 수 있다. area = -1일 때 hole_D = -1의 경우를 제외하고는 전체적으로 작은 U 값을 가지며 hole_D = 1로 할 경우, hole_D = -1일 때의 직선은 고려하지 않아도 된다.

이상의 분석에 의하여 perforated cone hole 직경이 12 mm, hole 전체 면적이 57%, nozzle swirl각 45° 인 형상이 최대출력조건에서 가장 양호한 혼합을 부여한다는 것을 찾아냈지만 실제로 이 형상(build)에 대하여 시험한 데이터가 없으므로 다음과 같이 최적형상 확인을 위한 시험을 실시하였다.

4.2 최적형상 확인 및 반복 시험

DOE 분석결과에 근거하여 Table 5에 보이는 바와 같이 최대출력조건의 두 변수조합에 대하여 확인 및 반복 시험을 실시하였다.

Fig. 6은 build 9와 build 10에 대한 온도 분포의 비교를 나타낸다. 벤츄리 와 주연소실의 연결부에서의 누출로 상류 측정위치의 온도분포 곡선은 L/D ≈ 0.1 근방에서 급격한 상승을 보이고 있으나 하류 측정위치에서는 많이 완화됨을 알 수 있다. 또한 벤츄

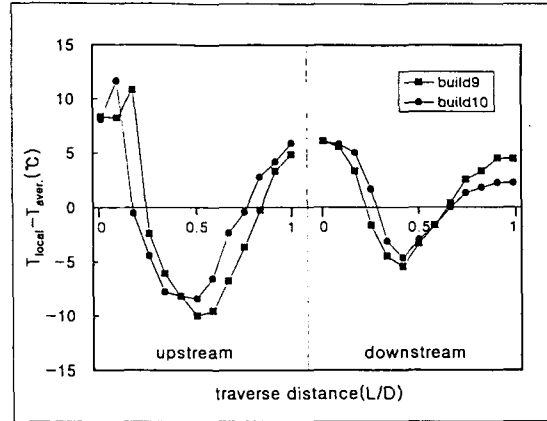


Fig. 6. Temperature distribution(build 9 & build 10)

리 출구 상류위치에서는 최저온도가 나타나는 곳이 L/D ≈ 0.5로 벤츄리 중심축 근방이나, 하류위치에서는 L/D ≈ 0.45로 중심축으로부터 약간 치우쳐서 나타나고 있음을 보인다. 이는 노즐을 통하여 분출되는 jet의 중심이 벤츄리 내에서 거의 중심축에 일치하다가 벤츄리에서 주연소실로 흐름 단면적이 불균형하게 확대되면서(Fig. 2 참조) jet 중심이 아래쪽(L/D < 0.5)으로 치우쳐서 나타나는 현상이다. Fig. 7은 (4)식으로부터 계산한 국소혼합비 f_{local}의 분포를 보이며 Fig. 6의 T_{local} - T_{aver.} 곡선과 정반대 형

Table 6. Comparison of U-value and NOx generation

Rig config.	U-value		NOx (ppmv)		Condition
	Upstream	Downstream	Upstream	Downstream	
build 8		5.72 × 10 ⁻³			max power
build 9	4.08 × 10 ⁻³	1.11 × 10 ⁻³	72	13	max power
build 10	2.7 × 10 ⁻³	3.66 × 10 ⁻⁴	61	5	max power

Table 7. Comparison of U-value with CFD result

Rig ID	U-value		Measuring location	Power
build 9	Test	0.0011	downstream	max
		0.0041	upstream	max
	CFD	0.011	downstream	max
		0.0307	upstream	max

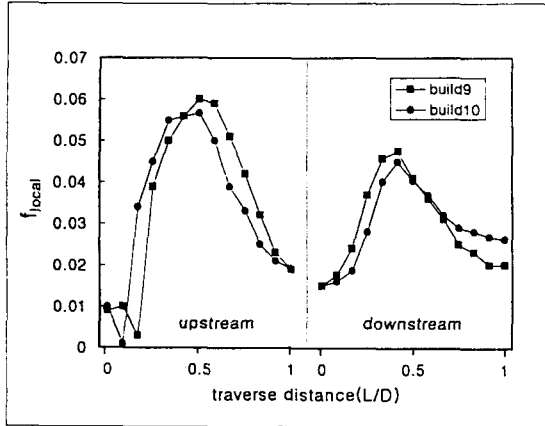


Fig. 7. Local fuel/air ratio distribution (build 9 & build 10)

태의 곡선이 된다.

build 10 은 build 8 형상에 대해 probe 냉각공기 누출을 차단하고 시험한 것으로서 Table 6 에서 보여주는 바와 같이 build 8 의 U 값과 많은 차이를 나타낸다. 이로써 누출이 결과에 크게 영향을 미치고 있음을 알 수 있다. 아울러 Fig. 6 과 7 에서 반복 시험(build 10)과 최적형상확인시험(build 9) 결과를 서로 비교해 볼 때, build 10 시험이 좀더 양호한 혼합을 보이고 있고, 이를 정량적으로 나타내는 것이 이들 세가지 rig 형상에 대한 U 값을 비교하는 Table 6 이다.

Table 6 은 3.4 항에서 기술한 바와 같이 혼합기체로부터 연소시 생성되는 NOx 량 계산결과를 보이고 있다. 이 결과에 의하면 본 연소기의 예혼합기가 만들어내는 혼합기체의 NOx 생성량은 화염위치가 벤츄리 출구에서 상류인가 하류인가에 따라 약 5~72 ppm 사이의 값을 가질 것으로 추정된다. 여기서 예측된 NOx 생성량은 연소기의 시험을 통해 검증될 예정이다.

4.3 CFD 해석 결과와의 비교

Fig. 8 에서는 벤츄리 출구 상류와 하류에서의 온도 분포에 대하여 CFD 해석 결과를 본 시험 결과와 비교하고 있다. CFD 계산에는 build 9 의 형상이 사용되었다. 계산 영역은 연료노즐 내의 유동을 포함하며 nozzle 노즐 swirler 의 vane과 vane 사이의 영역에 대하여 비축대칭 3차원 계산을 실시하였다.

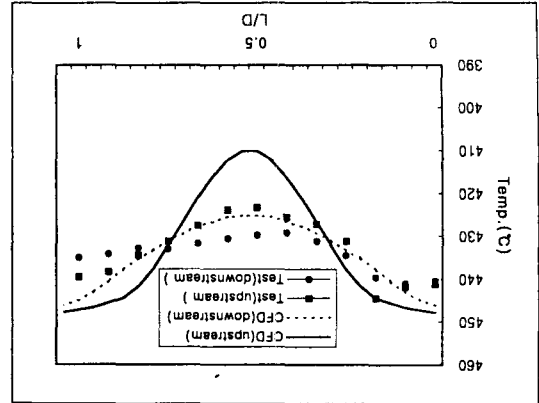


Fig. 8. Comparison of CFD result with test data (build 9)

perforated cone 구멍 크기의 영향은 간접적으로 계산에 도입되었는데, 즉 hole 형태를 계산에 포함하는 대신 난류 강도 및 난류 스케일을 경계조건에서 부여하고 있다. 현재로서는 구멍직경과 이러한 난류 특성치와의 상관 관계를 알지 못하므로 시험결과와의 비교는 정성적일 수밖에 없다. Fig. 8 의 CFD 해석 결과는 시험의 온도분포와 비슷한 경향을 보이나 불균일도는 더욱 크게 예측하고 있다. Table 7 은 U 값의 비교를 보이며 CFD 계산의 U 값이 시험결과보다 약 10배로 큰 값이 얻어졌다.

5. 결 론

회박 예혼합 연소기의 벤츄리 형 예혼합기의 혼합 성능을 평가하기 위하여 천연가스 대신 찬공기를 주입하고 예혼합기 하류에서의 온도분포를 측정하여 혼합도를 계산하는 방법이 사용되었다. 또한 DOE 법에 의거 8가지 형상에 대한 시험 matrix 를 구성하고 이의 시험 결과로부터 최적의 혼합도를 얻을 수 있는 형상변수를 도출해 내었다. 얻어진 결과를 요약하면 다음과 같다.

1. 확인시험 및 반복시험을 거쳐 최종 확정된 형상 (build 10) 은 Perforated cone 구멍직경 12mm, 개구도 53%, 노즐 swirl 각 45° 이다.
2. 본 연소기의 예혼합기가 만들어내는 혼합기체의 NOx 생성량은 화염위치에 따라 약 5~72 ppm 사이의 값을 가질 것으로 추정된다.

3. CFD 계산에서 얻어진 온도분포는 시험 결과와 경향은 일치하나 더 큰 변동을 보여 계산에 사용된 경계 조건의 개선이 요구된다.

후 기

본 논문은 저자들 중 일부가 Allied Signal社 파견중에 참여하였던 시험결과를 정리한 것이며, 지면을 빌어 Allied Signal社 ASE120 엔진 개발팀의 협조에 감사드린다. 아울러 벤츄리 내의 혼합과정에 대한 수치유동해석은 CFDRC社에 의하여 수행되었음을 밝혀둔다.

참 고 문 헌

1. Leonard, G., and Steimer, J., "Development of an Aeroderivative Gas Turbine Dry Low Emissions Combustion System", ASME 93-GT-288, presented at the Gas turbine and Aeroengine Congress, Cincinnati, OH, 1993
2. Myers, G.A., Jackson, A.J.B., "Development of the Trent Econopac", ASME 94-GT-446, presented at the Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition, The Hague, Netherlands, 1994
3. Steele, R.C., Tonouchi, J.H., Nicol, D.G., Horning, D.C., Malte, P.C., and Pratt, D.T., "Characterization of NO_x, N₂O, and CO for Lean-Premixed Combustion in a High-Pressure Jet Stirred Reactor", ASME 96-GT-128, presented at the International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition, Birmingham, U.K., 1996
4. Maughan, J.R., Warren, R.E., and Tolpa, A.K., "Effect of Initial Fuel distribution and Subsequent Mixing on Emission from Lean Premixed Flames", ASME 92-GT-121, 1992
5. Rutar, T., Martin, S. M., Nicol, D. G., Malte, P. C., and Pratt, D. T., "An Engineering Modeling Study of NO_x Dependency on Incomplete Premixing at Gas Turbine Engine Conditions", Paper No. WSS/CI 97S-038, Presented at Spring Meeting of the Western State Sections of the Combustion Institute, Livermore, CA, 1997