

가스터빈 입구에서의 유동 및 스칼라 분포 특성

홍성국* · Peter Ireland** · Paul Denman***

Measurement of Flow and Scalar Distribution at Gas Turbine Inlet Section

Sung Kook Hong*, Peter Ireland**, Paul Denman***

Key Words : Gas Turbine (가스터빈엔진), Nozzle Guide Vane (베인), Scalar Distribution (스칼라 분포)

ABSTRACT

The goal of paper is to investigate the flow and scalar distribution through the HP Nozzle Guide Vane (NGV) passage. Flow and scalar distribution measurement are conducted by using 5-hole pressure probe and CO₂ tracing technique, respectively. Three different experimental cases are considered depending on cooling flow condition. The result shows that the vortical secondary flow patterns are observed clearly and these flow characteristics maintain through the NGV passage regardless of cooling flow injection. Compared to center region, the high axial velocity flow is observed near wall region due to cooling flow injection. Without cooling flow, the CO₂ (scalar) distribution becomes to be uniform quickly due to the strong flow mixing phenomenon. However, in cases of cooling flow, scalar distribution is significantly non-uniform.

1. 서 론

가스터빈엔진의 효율은 기본적으로 터빈입구 온도와 밀접한 관계를 갖는다. 따라서 가스터빈 엔진 효율을 증가시키기 위해 터빈입구 온도를 상승시키기 위한 다양한 연구들이 지속적으로 수행되어, 최근에 개발된 가스터빈의 경우 1600°C를 상회하고 있다.

이러한 매우 고온 연소가스 환경에 노출되는 가스터빈 구성품 중 터빈부의 1단 노즐가이드 베인(nozzle guide vane)과 로터(rotor)가 가장 높은 열부하를 받게 된다. 따라서 터빈부의 핵심부품인 1단 베인과 로터를 효과적으로 보호하고 성능을 유지하기 위해 냉각유체를 활용한 다양한 냉각기술이 개발되고 있다. 또한, 최근 들어서는 친환경 NOx 저감을 위해 연소실 내에서 국소적으로 발생하는 높은 온도영역을 줄이면서 전체적으로 보다 균일한 터빈입구 온도분포가 생성되도록 하는 연소기술이 적용되고 있어 기존의 1단 베인 및 로터에 대한 냉각설계의 변경이 요구되고 있다.

베인 및 로터의 설계를 위해서는 연소실에서 생성되어 1

단 베인으로 유입되는 연소가스의 유동 및 온도 분포(temperature distribution)가 중요하다. 이는 연소가스의 유동 및 온도특성에 따라 실제 베인 및 로터의 열부하 분포가 변화되므로 각 구성품들에 대한 열설계 및 최적의 냉각기술 적용이 달라지기 때문이다.

이러한 중요성으로 인해 오래전부터 많은 연구자들이 고온연소가스의 유동 및 온도분포가 터빈부 구성품들에 미치는 영향에 대한 연구가 진행되었다. Kerrebrock and Mikolajczak⁽¹⁾은 불균일한 온도분포로 인해 국소적으로 형성되는 고온연소가스 흐름(hot streak) 현상에 대해 연구하여 이러한 고온연소가스 흐름이 1단 로터에 매우 큰 열부하를 일으키는 것으로 보고하였다. Butler 등⁽²⁾도 로터의 압력면이 상대적으로 흡입면에 비해 온도가 증가되는 현상을 불균일한 입구온도 분포의 영향에 기인하는 것으로 설명하였다. 또한 Shang and Epstein⁽³⁾도 로터 열부하에 대한 연소가스분포 영향에 대한 실험적인 연구를 수행하였다. Varadarajan and Bogard⁽⁴⁾는 베인 단열온도를 측정된 결과, 단열온도 변화는 특정영역에 집중되는 고온연소가스 분포에 의해 기인하는 것으로 설명하였다. Povey 등⁽⁵⁾도 열전달 실험을 수행한 결과, 불균일한 온도분포가 베인 끝단면에 큰 영향을 미치는 것을 보인바 있다. 하지만 기존 실험에서는 단순 가정된 값들을 사용하고 있어 보다 정확한 해석 및 설계를 하기 위

* 한국에너지 기술연구원

** Rolls-Royce UK

*** Loughborough University

† 교신저자, E-mail : sungkookhong@kier.re.kr

해서는 실제적인 유동 및 온도분포에 대한 정보가 필요하다.

따라서 터빈 입구에서의 유동 및 온도분포에 대한 보다 정확한 정보를 얻기 위해 가스터빈엔진 제작업체들을 중심으로 많은 노력이 진행 중에 있다. 하지만 실제 고온 연소가스를 활용하는 연구는 실험의 어려움으로 인해 제한적이며 특히 1회 실험에도 상당한 비용을 필요로 하게 된다. 그러므로 고온연소실험의 대안으로써 수치해석적 접근 방법⁽⁶⁻⁸⁾이나 다른 경제적인 실험방법이 고려되고 있는데 그 중의 하나가 CO₂를 활용하는 CO₂ 트레이싱(CO₂ tracing) 기법이다⁽⁹⁾. 이는 상온에서 CO₂ 분포 측정을 통하여 간접적으로 온도분포를 예측하는 방법이다.

본 연구에서는 1단 베인 및 로터 최적설계를 위한 중요자료인 터빈입구에서의 유동 및 온도분포를 얻기 위해 5공 프로브(5-hole probe) 기법 및 CO₂ 트레이싱 기법을 이용하여 터빈 입구의 유동 및 온도분포 특성을 파악하였다.

2. 실험장치 및 방법

2.1 실험장치

Fig. 1은 본 연구에서 수행된 Loughborough University에 설치된 실험 장치의 개략도를 나타낸 것이다. 그림과 같이 장치는 크게 세 영역으로 나뉘어지며, 고속 축류 압축기(high speed axial compressor) 이후에 연소기 및 1단 노즐 가이드 베인 유로가 연결되도록 구성되어 있다. 실제 가스터빈 엔진과 유사한 연소실(combustor liner), 연료 인젝터(fuel injector)를 설치하여 연소실 내의 유동특성을 모사하도록 하였다. 이 때, 연소실은 환상형(annular type)으로 총 20개의 연료 인젝터들이 균일한 간격으로 연소실에 설치되게 된다.

연소실로부터 노즐가이드 베인으로 유입되는 유동의 속도 및 온도분포를 예측하기 위해 각각 5공 프로브 및 CO₂ 트레이싱 방법을 이용하였다. Fig. 2는 CO₂ 트레이싱 실험을 위해 구성된 CO₂ 공급 및 측정장치의 개략도를 나타낸 것으로 CO₂ 분석부, CO₂ 공급부, 보정(calibration)부로 이루어진다. 매 실험시, 순수 N₂ 가스와 CO₂ 가스를 사용하여 CO₂ 분석기에 대한 보정이 수행되게 된다.

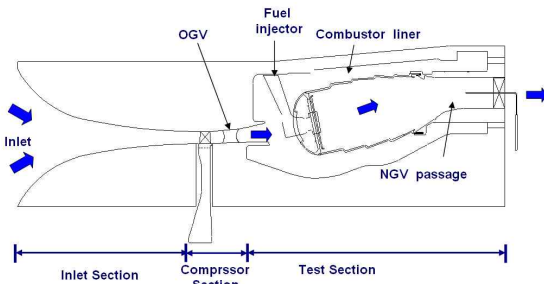


Fig. 1 Schematics of test facility

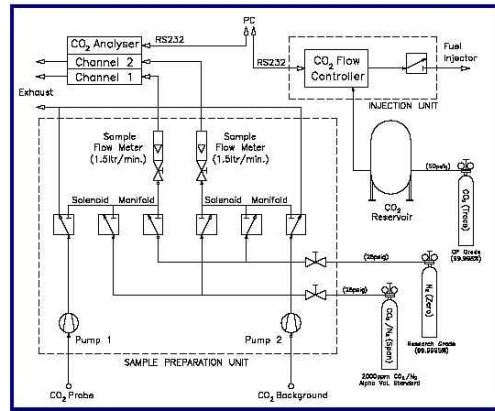


Fig. 2 Schematics of CO₂ measurement system

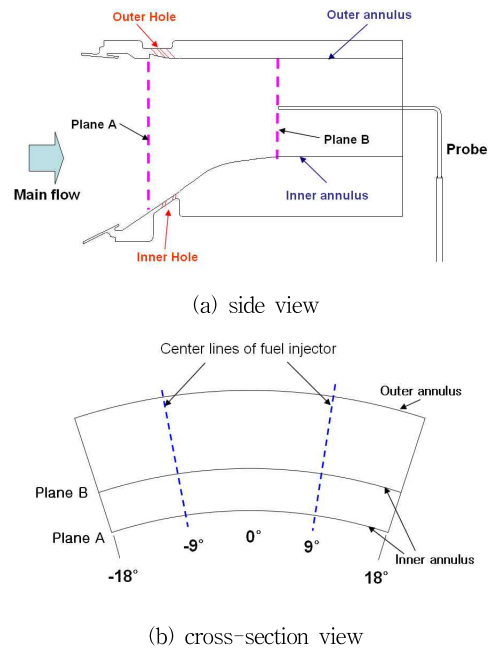


Fig. 3 Schematics of measurement position and plane

2.2 실험조건

본 실험에서는 상온조건하에서 연소실 입구에 설치된 가이드 베인(outer guide vane : Fig. 1) 기준 레이놀즈 수가 실제 운전범위와 유사하도록 고속 축류 압축기 회전수를 제어하여 유량을 조절하였다.

Fig. 3은 측정위치 및 면적을 나타낸 것으로 노즐가이드 베인이 설치되는 유로에 그림에서와 같이 2개 지점(평면(plane) A: 베인 입구, 평면 B: 베인 출구)에서 속도와 CO₂ 분포를 측정하였다. 한편, 본 실험은 베인이 설치되지 않은 조건에서 수행되었다. Fig. 3(b)에서 나타나듯 측정단면의 각도범위는 36°로 이는 2개의 연료 인젝터 영역에 해당되며 측정면 ±9°의 위치가 연료 인젝터의 중심과 일치하는 곳이다. 유동 측정실험에는 직선형 프로브를 사용하였으며 CO₂

Table 1 Operating Condition

	Re based on OGV	Cooling Mass Flowrate	Total Mass Flowrate
case 1	1.7×10^5	-	3.2 kg/s
case 2	1.7×10^5	0.19 kg/s	3.2 kg/s
case 3	1.7×10^5	0.27 kg/s	3.2 kg/s

분포 측정실험에는 평면 A의 하단영역까지 측정할 수 있도록 특수 제작된 곡선형 프로브를 사용하였다. 실험에 따라 800~1200 지점들에서 각각의 값을 측정하였다.

한편, 1단 베인 유로의 중심부에 비해 양끝단면이 상대적으로 작은 열부하도 취약한 구조를 갖고 있어 양끝단면을 냉각하기 위해 냉각유체를 양끝단면에서 공급하고 있다. 따라서, 본 연구에서도 Fig. 3(a)에서 표시된 바와 같이 터빈 입구부 양끝단면에서 다수의 분사홀로부터 분사되는 냉각유체가 유동 및 스칼라 분포에 미치는 영향을 살펴보기 위해서 냉각유체량을 변화시켜가면서 실험을 수행하였다. 수행된 실험 조건은 Table 1과 같으며 case 1은 냉각유체 분사가 없는 경우이며 case 2와 case 3은 냉각유체가 분사된 경우에 해당된다.

2.3 데이터 처리

본 연구에서는 연료대신에 순수 CO₂를 연료 인젝터로 통해 분사하여 연소실 내에서 확산 및 이동에 의해 형성되는 CO₂ 분포를 측정하는 CO₂ 트레이싱 기법을 이용하였다. 본 실험에서 측정된 CO₂ 농도값을 기준으로 얻어지는 무차원화된 CO₂ 분포는 다음과 같이 정의된다.

$$CO_2^* = \frac{CO_{2, local} - CO_{2, mean}}{CO_{2, mean} - CO_{2, back}} \quad (1)$$

이 때, CO_{2, back}은 주유동 및 냉각유체로 사용되는 공기에 포함되어 있는 CO₂ 농도값이다. 상기의 관계식은 식(2)와 같이 연료공기비(Fuel-Air Ratio)로 대응되며 측정면에서 얻어진 CO₂의 분포는 열전달과 물질전달의 유사한 특성으로 나타나는 열/물질 상사성을 통해 식(3)의 무차원 온도분포(temperature distribution)와 대응될 수 있다. 결국, CO₂의 분포를 통해 온도분포를 간접적으로 예측하게 된다.

$$FAR^* = \frac{FAR_{local} - FAR_{mean}}{FAR_{mean}} \quad (2)$$

$$T^* = \frac{T_{local} - T_{mean}}{T_{mean} - T_{coolant}} \quad (3)$$

한편, 유동 측정시에는 CO₂는 분사되지 않고 공기만 사용

되었으며 측정된 압력값들은 미리 보정된 데이터를 통해 속도값으로 변환하게 된다.

측정된 실험결과와 오차해석은 95%의 신뢰도로 불확실성 해석을 하였으며, 속도 및 CO₂ 분포값에서 각각 ±5.4%, ±10.3% 이내의 불확실성을 갖는 것으로 나타났다⁽¹⁰⁾.

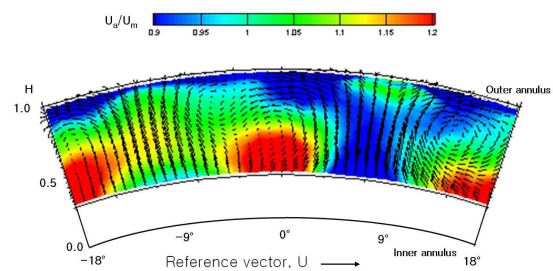
3. 속도 분포

3.1 측정위치에 따른 변화

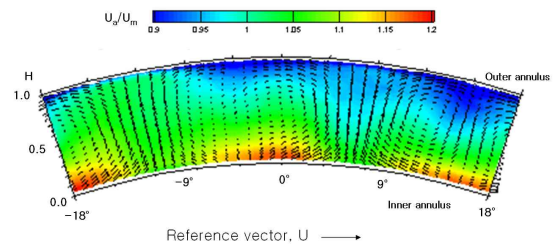
Fig. 4는 case 1 조건에서 각각 평면 A와 평면 B 위치에서 측정된 3차원 속도분포를 나타낸 것이다. 여기서, 축방향 속도분포(axial velocity distribution)는 평균 주유동 속도로 무차원화하여 표현한 값으로 적색이 높은 속도를 의미한다. 또한, 표시된 벡터는 측정단면에서 속도분포를 나타내며 기준 속도벡터 크기는 평균 주유동속에 해당되는 15 m/s이다. 한편, 평면 A에서는 무차원화된 높이비(H = 아랫면 기준점으로부터 높이/측정단면의 총 높이)를 기준으로 곡면 하단영역(H≤0.35)은 측정되지 못하였다.

축방향 속도 특성을 보면 평면 A에서의 높은 속도 영역이 18° 간격을 유지하면서 형성되고 있는데 이는 연료 인젝터에서 분사된 강한 유동이 지속되고 있음을 알 수 있다. 한편, 속도의 중심영역이 연료 인젝터의 중심선(Fig. 3)과 약 9° 정도 이격된 채 형성되고 있는데 이는 연소실 내에서 분사되는 블리드(bleed) 유동들과의 상호간섭에 의해 주유동이 편향되는 것으로 판단된다.

단면에서의 속도분포를 보면 시계방향으로 회전하는 2차 유동구조와 이에 상응하는 반시계 방향의 2차유동 구조가 유

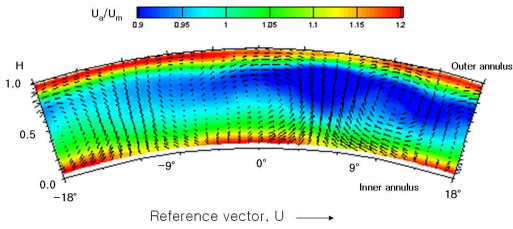


(a) plane A

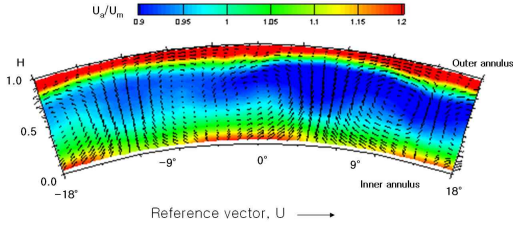


(b) plane B

Fig. 4 Velocity distribution at different position (case 1)



(a) case 2



(b) case 3

Fig. 5 Velocity distribution at plane B for different cooling flowrate

로 전체 내에서 강하게 형성되고 있음을 확인할 수 있다.

평면 B(Fig. 4(b))를 살펴보면 축방향 속도분포에 있어 높은 속도영역이 아랫면에 형성되는데 이는 축소되는 곡면유로형상에 의해 높은 속도영역이 편향되었기 때문이다. 그럼에도 2차 유동구조의 전체적인 형태는 유지됨을 볼 수 있다. 이러한 2차 유동구조의 결과를 통해서 터빈 입구부에서의 유동 섞임(flow mixing) 현상이 매우 활발함을 알 수 있다.

3.2 냉각유체의 영향

Fig 5는 노즐가이드 베인 양끝단면의 냉각을 위해 냉각유체가 양끝단면에서 분사되는 경우(Fig. 3(a))에 평면 B지점에서 측정된 속도 분포이다.

case 1과 비교하면, 축방향 속도분포의 경우 큰 운동량을 갖는 냉각유체 유입에 따라 양끝단면, 특히 윗단면에서 가장 높은 속도가 유지되고 유로 중심부에서의 속도가 상대적으로 작아지게 된다. 하지만 단면에서의 2차 유동분포를 살펴보면 냉각유체 공급이 없는 경우와 유사한 특성이 나타나며 분사된 냉각유체에 의해 2차 유동구조가 크게 영향 받지 않음을 알 수 있다. 냉각유체 유량이 증가된 case 3에서도 이러한 경향은 유지되고 있다.

4. 스칼라 분포

4.1 국소적인 CO₂ 분포

평면 A에서의 무차원화된 CO₂ 분포를 Fig. 6에 나타내었다. 이 때, 측정된 CO₂ 분포는 무차원화된 온도분포와 대응되는 것으로 적색이 높은 CO₂ 분포를 의미하며 이는 측정면

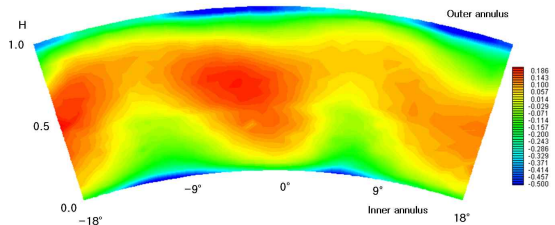
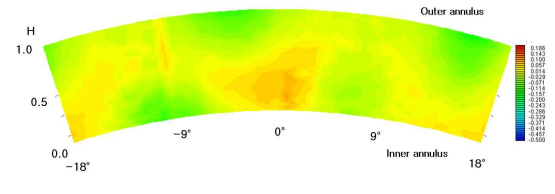
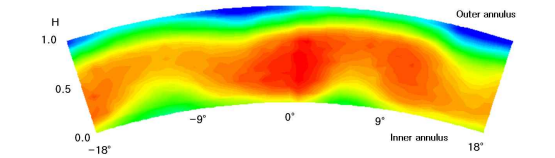


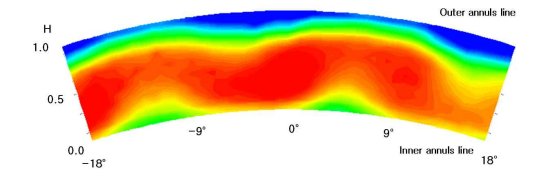
Fig. 6 Normalized CO₂ distribution at plane A



(a) case 1



(b) case 2



(c) case 3

Fig. 7 Normalized CO₂ distribution at plane B for different cooling flowrate

에서 상대적으로 고온영역에 해당된다.

그림에서와 같이, 평면 A에서 높은 CO₂ 분포가 중심부에 위치하고 낮은 CO₂ 분포는 양 끝단 벽면에서 형성되고 있다. 전체적으로 물결 형태의 스칼라 분포가 형성되고 있다. 한편, 높은 CO₂ 분포영역 위치는 앞서 측정된 높은 축방향 속도 영역과 일치되는데 이는 CO₂ 실험 결과가 연료 인젝터에서 분사된 유동을 잘 모사하고 있음을 간접적으로 보여준다.

Fig. 7은 평면 B에서의 각 case에 따른 CO₂ 분포를 나타낸 것이다. 이 때, 각 case들간 CO₂ 분포값은 CO₂ 절대량(절대 온도분포) 비교가 아닌 측정면에서의 상대적인 CO₂ 분포(상대 온도분포) 변화에 대한 비교를 의미한다.

case 1(Fig 7(a))의 경우, 유로 중심부가 높고 양끝단부에서 낮아지며 전체적으로 물결형태의 CO₂ 분포경향은 평면 A와 유사하나 CO₂ 분포 편차는 크게 줄어들음을 볼 수 있다. 이는 베인 유로 내에서 강한 2차 유동에 의한 유동섞임 현상이 매우 활발하게 유지되면서 중심부와 양끝단부의 CO₂ 분포가

균일해지는 것으로 판단된다.

한편, Fig 7(b)와 7(c)는 냉각유체가 분사된 경우로써 이 때, 냉각유체는 낮은 CO₂ 농도를 갖는다. 측정결과는 case 1 과는 달리 불균일한 CO₂ 분포가 형성되는 것으로 나타났다. 이는 높은 CO₂ 농도를 갖는 주유동에 낮은 CO₂ 농도의 냉각 유체가 양끝단면에서 분사되면서 전체적인 CO₂ 분포의 구배가 증가되었기 때문에 유동섞임 현상에도 불구하고 평면 B에서 여전히 큰 CO₂ 분포의 편차를 유지 하게 된다. 그러므로 냉각유체의 공급량이 많은 case 3에서 보다 큰 CO₂ 분포 편차가 생기게 된다. 한편, 두 경우 모두 물결 형태의 CO₂ 분포특성은 유지되고 있다.

결국, 냉각유체 분사에 따라 상대적으로 CO₂ 분포가 크게 불균일해짐을 확인할 수 있으며 분포의 편차는 냉각유체의 분사유량이 증가함에 따라 커진다.

4.2 평균값 비교

Fig 8은 각각 평면 A와 평면 B에서 원주방향으로의 평균을 취한 무차원화된 CO₂ 분포값을 나타낸 것이다. 평면 A에서는 상대적으로 중심부와 양끝단부에서의 차이가 0.4~0.5 정도 발생되나 case 1의 평면 B에서 차이는 0.05 이내로 줄어들음을 볼 수 있다. 이는 앞서 기술한 바와 같이 2차 유동에 의한 섞임현상이 활발하게 이루어져 평균적인 CO₂ 분포값이 유로 높이에 따라 큰 차이가 없음을 알 수 있다. 하지만 case 2의 경우에는 냉각유체 공급에 의해 0.2~0.5 차이가 발생된다. 이는 냉각유체 공급에 의해 상대적으로 중심부에 비해 양끝단부의 저온영역이 유지되어 case 1에 비해 case 2의 양 끝단부에 미치는 열부하가 감소됨을 의미한다.

Fig. 9는 본 실험에서 측정된 무차원화된 평균 CO₂ 분포와 실제 고온 엔진 실험에서 얻어진 무차원화된 평균온도 분포 (식(3))를 비교한 것으로 고온 엔진실험의 운전 조건은 본 실험의 case 3에 해당된다. 그림에서 보는 바와 같이 CO₂ 분포값은 측정된 온도 분포값과 전체적으로 유사한 특성을 보

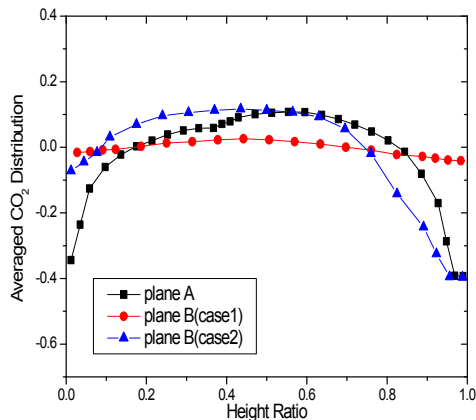


Fig. 8 Circumferential averaged CO₂ distribution at plane A and plane B

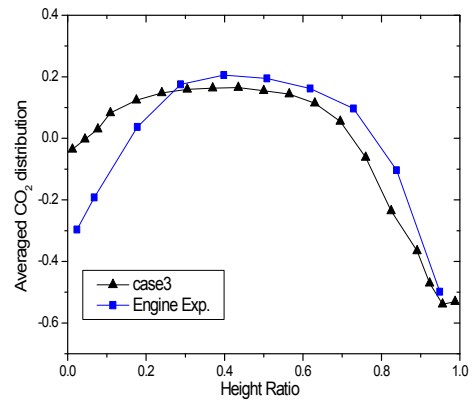


Fig. 9 Comparison of normalized CO₂ distribution with normalized temperature distribution

이고 있다. 한편, 아랫단면 근처에서 차이가 커지고 있는데 이는 분사된 냉각유량의 차이 등에 의한 것으로 판단된다.

본 실험을 통해 터빈 입구부에서의 유동 및 온도분포를 간접적으로 예측할 수 있었으며 이러한 정보는 1단 베인 및 로터의 열해석 및 설계를 위한 중요한 자료로 활용될 수 있을 것으로 기대된다.

5. 결 론

본 연구에서는 가스터빈 엔진의 터빈 입구에서 유동 및 스칼라(CO₂) 분포특성을 측정하였다.

- 1) 속도분포를 측정된 결과, 터빈입구 유로 내에서 강한 2차 유동구조가 유로 단면 전체에서 형성되는 것을 확인할 수 있었다. 또한, 냉각유체가 분사되는 경우에는 측방향 속도분포에는 영향을 주지만 2차 유동구조에는 영향이 크지 않음을 확인할 수 있었다.
- 2) 냉각유체가 분사되지 않은 경우, 측정된 CO₂ 분포는 유동이 발달해가면서 빠르게 균일화됨을 볼 수 있는데 이는 유로내의 형성되는 강한 2차 유동섞임 현상에 의한 것으로 판단된다. 하지만 냉각유체가 분사된 경우에는, 낮은 CO₂ 농도를 갖는 유체의 유입으로 CO₂ 분포의 편차가 크게 유지되며 냉각유체 분사유량의 영향에 지배적임을 확인할 수 있다.
- 3) 측정된 무차원화된 평균 CO₂ 분포값을 고온엔진 실험의 무차원 온도분포값과 비교한 결과, 아랫단면에서 차이가 났지만 전체적으로 유사한 분포 특성을 확인할 수 있었다.

후 기

본 연구는 한국연구재단 ((구)한국학술진흥재단)의 2007년 학문후속세대 지원사업(과제번호 : KRF-2007--357-

D00038)의 지원에 의한 결과이며, 이에 감사드립니다.

참고문헌

- (1) Kerrebrock, J. L. and Mikolajczak, A. A., 1970, "Intra-Stator Transport of Rotor Wakes and Its Effect on Compressor Performance", ASME J. of Engineering for Gas Turbine and Power, Vol. 92, No. 4, pp. 359~370.
- (2) Butler, T. L., Sharma, O. P., Jopslyn, H. D. and Dring R. P., 1989, "Redistribution of Inlet Temperature Distortion in an Axial Flow Turbine Stage", AIAA J. of Propulsion and Power, Vol. 5, No. 1, pp. 64~71.
- (3) Shang, T. and Epstein, A. H., 1997, "Analysis of hot streak effects on turbine rotor heat load", ASME J. of Turbomachinery, Vol. 119, No. 3, pp. 544~553.
- (4) Varadarajan, K. and Bogard, D. G., 2004, "Effect of hot streaks on adiabatic effectiveness for a film cooled turbine vane," ASME Turbo Expo 2004, Paper No. GT-2004-54016.
- (5) Povey T., Chana, K. S., Jones T. V. and Hurrion J, 2005, "The Effect of Hot-streaks on HP Vane Surface and Endwall Heat Transfer : an Experimental and Numerical Study", ASME Turbo Expo 2005, Paper No. GT2005-69066.
- (6) Dorney, D. J. and Sondak, D. L., 2000, "Effects of tip clearance on hot streak migration in a high-subsonic single stage turbine," ASME Turbo Expo 2000, Paper No. 2000-GT-441.
- (7) Sondak, D. L., Gupta, V., Orkwis, P. D. and Dorney, D., J., 2002, "Effects of Blade Count on Linearized and Nonlinear Hot Streak Clocking Simulations", AIAA J. Propulsion & Power, Vol. 18, No. 6, pp. 1273~1279.
- (8) He, L., Menshikova, V. and Haller, B. R., 2004, "Influence of hot streak circumferential length scale in transonic turbine stage," ASME Turbo Expo 2004, ASME Paper No. GT-2004-53370.
- (9) Denman P. A., 2007, Lean Module Scaling EFE Combustion System Aerodynamics; Part I Fuel Injector Scalar Mixing Experiments, Loughborough University report, TT07R03.
- (10) Abernethy, R. B., Benedict, R. P., and Dowdell, R. B., 1985, "Measurement Uncertainty," J. of Fluid Engineering, Vol. 107, pp. 161~164.