

< 논문 >

회전하는 터빈 블레이드에서의 열전달 특성

이 동 호* · 조 형 희†

(2006년 5월 10일 접수, 2006년 8월 30일 심사완료)

Detailed Heat Transfer Characteristics on Rotating Turbine Blade

Dong-Ho Rhee and Hyung Hee Cho

Key Words : Turbine Blade(터빈 블레이드), Wake(후류), Heat/Mass Transfer(열/물질전달), Tip Leakage Flow(팁 누설유동)

Abstract

In the present study, the effect of blade rotation on blade heat transfer is investigated by comparing with the heat transfer results for the stationary blade. The experiments are conducted in a low speed annular cascade with a single stage turbine and the turbine stage is composed of sixteen guide vanes and blades. The chord length and the height of the tested blade are 150 mm and about 125 mm, respectively. The blade has a flat tip and the mean tip clearance is 2.5% of the blade chord. A naphthalene sublimation method is used to measure detailed mass transfer coefficient on the blade. For the experiments, the inlet Reynolds number is $Re_c=1.5 \times 10^5$, which results in the blade rotation speed of 255.8 rpm. Blade rotation induces a relative motion between the blade and the shroud as well as a periodic variation of incoming flow. Therefore, different heat/mass transfer patterns are observed on the rotating blade, especially near the tip and on the tip. The relative motion reduces the tip leakage flow through the tip gap, which results in the reduction of the tip heat transfer. However, the effect of the tip leakage flow on the blade surface is increased because the tip leakage vortex is formed closer to the surface than the stationary case. The overall heat/mass transfer on the shroud is not affected much by the blade rotation.

기호설명

C : 터빈 블레이드 코드길이
 C_p : 정압계수
 C_x : 블레이드 축방향 코드길이
 D_{naph} : 나프탈렌 물질확산 계수
 h_m : 국소 물질전달계수
 i : 입사각
 l : 블레이드 높이
 N : 블레이드 회전수
 p : 블레이드 간격
 P_0 : 유입유동 총압
 P_s : 블레이드 표면에서의 정압

P_{stag} : 블레이드 전연에서의 정압
 Re_c : 블레이드 코드 길이와 블레이드 입구 유동속도 기준 Reynolds 수
 Sh_c : 블레이드 코드 길이 기준 Sherwood 수
 t : 블레이드 팁과 슈라우드 사이 간극
 Tu : 유동의 난류강도
 u : 상류 베인 출구에서의 유속
 u_{mean} : 상류 베인 출구에서의 평균 유속
 V_0 : 상류 베인 입구에서의 유속
 V_1 : 상류 베인 출구에서의 절대 유동 속도
 W_1 : 블레이드 입구에서의 상대 유동속도
 W_2 : 블레이드 출구에서의 상대 유동속도
 x, y, z, s : 좌표계(Fig. 2)

† 책임저자, 회원, 연세대학교 기계공학과

* 회원, 연세대학교 기계공학과

E-mail : rhee@yonsei.ac.kr

TEL : (02)2123-2828 FAX : (02)312-2159

그리스 문자

α_1 : 상류 베인 출구 각도

β_1 : 블레이드 입구에서의 상대 유동각

β_2 : 블레이드 출구에서의 상대 유동각

1. 서 론

가스터빈엔진의 경우 성능향상을 위하여 지속적으로 터빈입구온도가 증가되어 왔으며, 이로 인해 연소실과 터빈과 같이 가스터빈엔진의 고온부에 걸리는 열부하 또한 계속 증가하는 추세이다.

대표적인 고온 부품인 터빈 블레이드의 경우, 터빈 블레이드의 끝단(tip)과 슈라우드(shroud) 사이에 유한한 간극(tip clearance)이 존재하며, 이러한 간극 내로 고온의 연소가스가 블레이드 압력면(pressure side) 측을 통해 끝단 간극 내로 유입된 후 흡입면으로 빠져나가는 누설유동(tip leakage flow)이 형성된다. 누설된 유동은 이후 누설와류(leakage vortex)를 형성하며 블레이드의 흡입면 측으로 빠져나가게 된다. 이와 같은 유동특성으로 인하여 블레이드 끝단 영역은 큰 열부하를 받게 된다. 또한, 고속 회전 등으로 인해 블레이드 끝단 영역은 극한 조건에서 작동되기 때문에, 내구성 향상을 위하여 다양한 냉각방법이 블레이드 끝단 부근 및 슈라우드에 적용되고 있다. 하지만, 보다 효과적인 냉각방법 개발 및 개선을 위해서는 블레이드와 슈라우드에서의 국소적인 열전달 특성을 정확하게 파악하는 것이 우선 되어야 한다.

블레이드 미드스팬(mid-span), 즉 2차원적인 유동특성을 갖는 영역에서의 열전달 특성에 대한 연구는 과거부터 많이 이루어져 왔으나,⁽¹⁻⁵⁾ 누설유동의 영향을 받는 끝단 인접영역에서의 열전달 특성에 대한 연구는 1990년대 후반부터 이루어지고 있다.

Kwak과 Han⁽⁶⁾은 감온성 액정(TLCs)을 이용하여 블레이드 끝단과 블레이드 표면, 슈라우드에서의 국소적인 열전달 계수를 측정하여 블레이드 끝단 인접부에서 누설유동이 블레이드 및 슈라우드에서의 열전달에 미치는 영향을 고찰하였다. Jin과 Goldstein⁽⁷⁾은 나프탈렌 승화법을 이용하여 블레이드 끝단 인접부 블레이드 표면에서의 국소 열전달 특성을 고찰하였다. 이 경우, 유입유동의 경계층이 두껍기 때문에 통로와류(passage vortex)의 영향이 크게 나타났으며, 상대적으로 누설유동에 의한 영향은 적은 것으로 나타났다. Kwon 등⁽⁸⁾은 블레이드 끝단 간극이 존재하는 경우 끝단 인접부 블레이드 표면에서의 국소 열전달 특성을

고찰하였다. Rhee와 Cho^(9,10)는 고정된 터빈 블레이드 끝단 인접영역, 끝단면 및 슈라우드에서의 국소 열/물질전달 특성을 고찰하였으며, 그 결과 끝단 간극을 통해 빠져나가는 누설유동이 상류, 하류 두 갈래로 나뉘어져 블레이드 표면 및 슈라우드의 열전달에 미치는 것을 밝혀냈다.

이 밖에도 최근에는 여러 조건에 대해서 끝단면에서의 형상변화 및 끝단면에 막냉각이 적용되는 경우의 열전달 특성 및 냉각성능에 대한 연구가 이루어지고 있다.⁽¹¹⁻¹³⁾

이러한 연구들은 주로 고정된 선형 터빈 익렬 내에서의 터빈 블레이드에 균일 유동장이 유입되는 경우에 대해 수행되어 왔다. 하지만, 실제 블레이드는 회전을 하기 때문에 베인과 블레이드 간의 상호작용, 상류로부터의 주기적인 후류 유입효과, 회전에 따른 슈라우드와 끝단면 사이의 상대운동 효과 등 여러 인자가 복합적으로 열전달 특성에 영향을 주게 된다.

Rhee와 Cho^(14,15)는 고정된 터빈 블레이드에 대해서 블레이드와 상류 베인 사이의 상대위치 변화에 따른 블레이드에서의 열/물질전달 특성을 고찰하였다. 그 결과, 블레이드 상대위치 변화에 따라 블레이드 끝단면 및 끝단 인접 영역에서 열/물질전달 특성이 크게 변화하는 것을 밝혀냈으며, 이로부터 회전 블레이드에 주기적인 열부하 변화가 생기는 것을 예측할 수 있다.

이 밖에도 실제 회전 터빈 블레이드 장치를 이용한 연구가 몇몇 연구자에 의해 이루어져왔다. Guenette 등,^(16,17) Abhari와 Epstein,⁽¹⁸⁾ Haldeman과 Dunn⁽¹⁹⁾은 막냉각 되는 터빈 블레이드 표면에서의 열전달 특성을 실험적으로 연구하였다. Metzger 등⁽²⁰⁾과 Dunn과 Haldeman,⁽²¹⁾ Polanka 등⁽²²⁾은 끝단면 및 슈라우드에서의 열유속을 측정하여 열전달 특성을 고찰하였으며, 최근에는 Thorpe 등^(23,24)이 천연유속 터빈 실험장치를 이용하여 슈라우드에서의 열전달 특성을 고찰하였다. 하지만, 이들의 연구에서는 측정 방법의 한계상 열전달 결과가 몇몇 지점에서만 측정되거나 각각의 요소에 대한 측정만 이루어졌기 때문에, 국소적으로 정확한 열전달 특성을 파악하기에는 한계가 있다.

이에 본 연구에서는 저속 회전 터빈 익렬을 회전시켜서, 회전하는 블레이드에서의 국소적인 열/물질전달 특성을 고찰하고 이를 고정된 블레이드의 경우와 비교, 분석하였다. 또한, 보다 정확한 열/물질전달 특성해석을 위해서 블레이드 끝단 인접표면, 끝단면, 슈라우드에서의 국소 열/물질전달계수를 동시에 측정하여 비교, 분석하였다.

본 연구에서는 국소 열/물질전달계수를 측정하기 위해 물질전달실험방법 중의 하나인 나프탈렌

승화법을 이용하여 실험을 수행하였다. 이 실험 방법은 열전달 실험방법에서 발생하는 전도 및 복사 오차를 제거할 수 있으며, 벽면 경계조건은 열전달 실험조건에 있어서 등온조건에 해당한다.

2. 실험 장치 및 방법

2.1 실험 장치

Fig. 1은 본 실험에 사용된 실험장치의 개략도를 나타내는 그림이다. 본 실험에는 환형 터빈 익틀이 장착된 저속 풍동이 사용되었으며, 크게 상류측 팬(fan), 1단(single stage) 터빈 시험부, 하류측 흡입팬 등 세 부분으로 나누어진다. 상류 팬을 통해 유입된 유동은 정체실(plenum chamber)을 지나 환형 유로로 유입되고, 이후 시험부, 즉 베인과 블레이드를 지난 후 하류측 팬을 통해 외부로 배출된다. 환형 유로는 외경 900 mm, 내경 640 mm로 유로의 높이는 130 mm이다.

시험부에 베인과 블레이드는 각각 16개씩 설치되어 있으며, 베인은 환형 유로 입구로부터 540 mm 떨어진 곳에, 블레이드는 베인 하류 34 mm 떨어진 곳에 위치하도록 제작하였다. 이때 블레이드는 회전이 가능한 디스크에 고정되도록 하였으며, Fig. 1에서와 같이 디스크 중심축에 제어가 가능한 유도전동기를 연결하여 블레이드의 회전 속도를 조절하였다.

블레이드 표면에서의 온도 및 압력측정 결과를 획득하기 위해 20채널 슬립링(slip ring)을 블레이드를 고정시키는 디스크에 설치하였다. 그 밖의 실험장치에 대한 자세한 설명은 Rhee와 Cho⁽⁹⁾에 제시되어 있다.

2.2 베인 및 터빈 블레이드

앞서 언급한 바와 같이 시험부는 1단 터빈을 모델로 하여 베인과 블레이드로 구성되며, Fig. 2에 미드스팬 기준 단면도가 제시되어 있다.

베인의 경우 입구각도는 0°, 출구각도는 70°로 하였으며, 블레이드의 회전속도에 따라 블레이드 상대 유동각도가 달라지게 된다. 본 실험에서는 미드스팬 형상을 기준으로 블레이드 유입유동각과 블레이드 입구각도가 동일하도록 블레이드 회전속도를 설정하였다.

정지된 블레이드에서의 실험을 위해서는 출구각도가 블레이드 입구각도와 동일한 베인을 사용하였으며, 자세한 설명은 Rhee와 Cho⁽⁹⁾에 제시되어 있다. 두 경우 모두 베인 후연(trailing edge)에서의 후류(wake) 효과를 최소화하기 위하여 두께 약 1.3

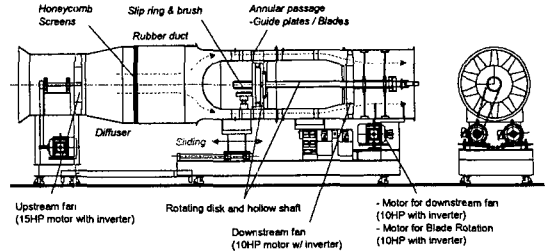


Fig. 1 Schematic view of experimental apparatus

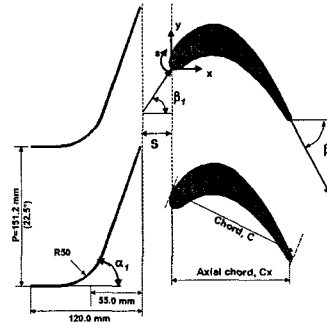


Fig. 2 Schematic view of test section at mid-span

mm의 얇은 철판으로 제작하였다.

터빈 블레이드는 GE 7FA 1단 블레이드의 미드스팬 형상을 기준으로 제작하였으며, 코드길이(chord length)는 150 mm, 미드스팬 기준 블레이드 사이 간격은 1.01C이다. 블레이드 형상에 대한 자세한 정보는 Table 1에 제시되어 있다. 블레이드는 평면 끝단 형상을 갖도록 제작하였으며, 평균 끝단 간극은 3.8 mm로 코드길이 대비 2.5%이다.

본 실험에서는 나프탈렌 승화법을 이용하여 블레이드 표면에서의 국소 물질전달계수를 측정하였으며, 블레이드 시편에 대한 자세한 설명은 Rhee와 Cho^(9,10)에 제시되어 있다.

압력분포 특성을 관찰하기 위하여 나프탈렌 코팅된 블레이드 시편 좌우의 블레이드 미드스팬 표면에 정압 탭을 설치하여 실험 중 미드스팬에서의 정압을 측정하였다.

2.3 실험 조건

본 실험에서는 블레이드 미드스팬에서의 형상을 기준으로 하여 주로 설계조건에 대해서 실험을 수행하였다. 즉, 미드스팬 기준으로 블레이드로 유입되는 유동의 각도가 블레이드 입구각도와 동일하도록 회전수를 조정하였으며, 이때 미드스팬에서의 블레이드 입구 Reynolds 수, $Re_C = 1.5 \times 10^5$ 인 경우 블레이드의 회전수(N)는 255.8 rpm이다. 이에 대한 자세한 조건은 Table 2에 제시되어 있다.

본 실험에서는 스펠 방향으로 동일한 형상을 갖는

Table 1 Blade configurations

Number of blades	16	
Chord length (C)	.150 mm	
Axial chord (C_x)	131.5 mm	
Pitch to chord ratio (p/C)	Hub	0.84
	Mean	1.01 (22.5°)
	Tip	1.17
Aspect ratio (l/C)	0.87	
Spacing between vane and blade	34 mm (0.227C)	
Radius at mid-span	385 mm	
hub/tip radius ratio	0.711	
Blade inlet / exit angle	56.4° / -62.6°	
Mean tip clearance (t)	3.8 mm ($t/C=2.5\%$)	

Table 2 Design condition based on mid-span

Inlet flow velocity (V_0) / mean Tu	8.3 m/s / ~ 9%
Mean blade inlet velocity (W_1) / Tu	15 m/s / ~ 3%
Blade rotational speed	255.8 rpm
Rec	1.5×10^5

Table 3 Conditions for radial positions at the design condition ($N=255.8$ rpm).

Radial position	Hub	Mid-span	Tip
Radius	0.320 m	0.385 m	0.450 m
U	8.6 m/s	10.3 m/s	12.1 m/s
W_1	16.5 m/s	15.0 m/s	13.6 m/s
β_1	59.8°	56.4°	52.3°
Incidence angle (i)	+3.4°	0°	-4.1°

블레이드가 사용되었기 때문에, 일정한 블레이드 회전수에 대해서 블레이드 스펬 방향으로 서로 다른 회전 선속도를 갖게 된다. 이에 따라 Table 3에 제시된 것과 같이 블레이드 스펬에 따라 블레이드 입구 상대유속 및 입사각이 변화한다. 예를 들어, 설계조건에 대해서 블레이드 끝단에서는 -4.1°의 입사각을 가지며, 입구 Reynolds 수는 미드스팬보다 약 10% 낮은 값을 갖는다.

따라서, 본 연구에서는 정지된 블레이드에서의 경우와 비교를 위하여 설계조건에서의 결과와 함께 블레이드 끝단에서의 입사각이 0°인 조건에 대해서 실험을 수행하여 이를 함께 비교하였다. 이때 블레이드의 회전수는 218.8 rpm, 미드스팬에서의 입사각은 2.9°이다.

3. 열/물질전달계수

3.1 물질전달계수

물질전달계수의 무차원수인 Sherwood 수는 다음과 같이 정의된다.

$$Sh_C = h_m C / D_{naph} \quad (1)$$

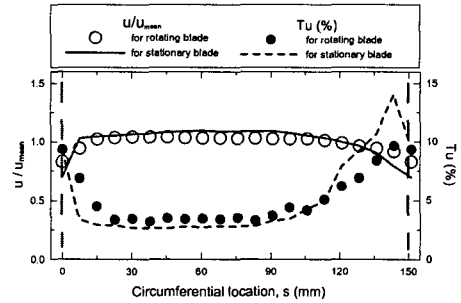


Fig. 3 Velocity magnitude and turbulence intensity distributions at the exit of the guide vane

여기서 D_{naph} 는 Goldstein and Cho⁽¹¹⁾에 의해 제시된 값을 이용하였다. 물질전달계수는 열과 물질전달 사이의 유사성을 이용하여 열전달계수로 전환될 수 있으며, 본 실험의 경우 상온에서 수행되었기 때문에 본 실험결과로부터 열전달계수의 무차원수인 Nu 수를 얻을 수 있다.⁽²⁵⁾

본 실험결과를 통해 얻은 Nu 수와 열전달 실험을 통해 얻은 Nu 수에 대한 비교는 다음 장에 제시되어 있다. 본 연구에서의 불확실성 해석은 Kline과 McClintock⁽²⁶⁾의 방법을 이용하여 이루어졌으며, 95%의 신뢰도에 대해서 약 $\pm 7.4\%$ 인 것으로 나타났다.

3.2 측정장치 및 방법

블레이드 표면에서의 국소 물질전달계수를 측정하기 위해서는 식 (1)에 제시된 바와 같이 나프탈렌 승화깊이를 측정해야 한다. 승화깊이는 실험 전과 후의 나프탈렌 표면고도를 측정함으로써 얻을 수 있다. 본 연구에서는 블레이드 표면이 곡면이기 때문에 3축의 직선이송장치에 선형가변차동 변환기(LVDT; linear variable differential transformer)를 연결하고 1축의 회전장치에 시편을 장착하여 측정하였다.

4. 실험결과 및 토의

4.1 회전 블레이드에서의 열/물질전달 특성

4.1.1 입구 유동장 및 압력분포

본 연구에서는 열선 유속계(hot-wire anemometry)와 I형 프로브(probe)를 이용하여 베인 상류 및 하류, 즉 블레이드 상류에서의 유속 및 난류강도를 측정하였다. 베인의 하류에서는 측정 와이어가 베인의 출구각과 수직이 되도록 하였다.

고정 블레이드 및 회전 블레이드에 대해서 베인 출구에서의 유속 및 난류강도를 측정하였으며, 그 결과는 Fig. 3에 제시되어 있다. 베인 상류에서의 유동 정보는 Rhee와 Cho⁽⁹⁾에 제시되어 있다.

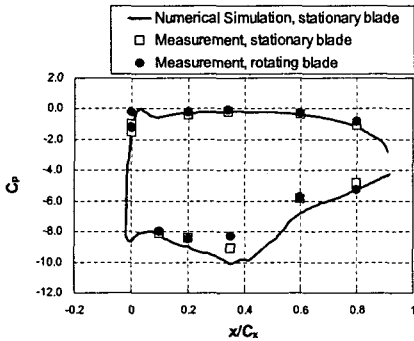


Fig. 4 Static pressure coefficients along the blade at the mid-span at $Re_C=1.5 \times 10^5$ ($N=255.8$ rpm)

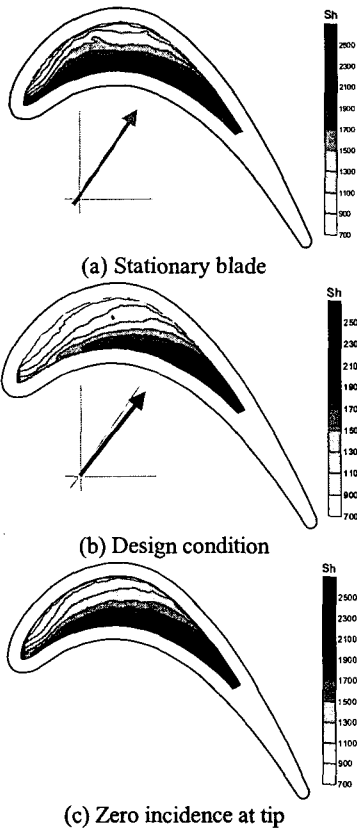


Fig. 5 Contour plots of Sh_C on the blade tip

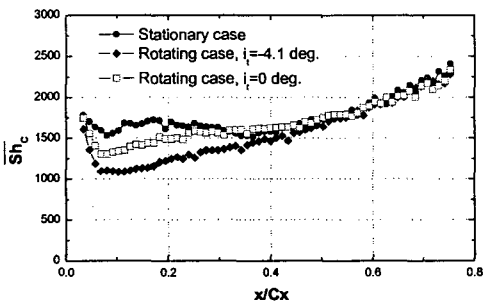


Fig. 6 Pitchwise averaged Sh_C on the tip

Fig. 3은 미드스팬 위치에서 한 피치 내에서의 베인 출구 유속 및 난류강도 분포를 나타내는 그림이다. 그림에서 종축과 평행하게 점선으로 표시된 곳은 베인의 후연 위치를 나타낸다. 결과에서 볼 수 있듯이, 고정 블레이드 및 회전 블레이드의 각 경우에 베인의 꺾임각 및 면적비가 다르지만, 전체적인 유속 분포는 매우 유사한 것으로 나타났다. 난류강도 분포도 실험장치의 특성상 회전 블레이드의 경우가 유입유동의 난류강도가 약간 더 높지만, 베인에서의 유동가속이 더 크기 때문에 거의 비슷한 난류강도 분포를 갖는 것으로 나타났다.

Fig. 4는 고정 블레이드 및 회전 블레이드 표면에서의 정압계수 분포를 나타내는 그림이다. 실선은 Fluent V6를 이용하여 수치 계산한 결과이며, 이에 대한 설명은 Rhee와 Cho⁽⁹⁾에 제시되어 있다.

정압계수는 식 (2)와 같이 정의하며, 여기서 동압은 베인 입구에서의 속도를 기준으로 하였다.

$$C_p = (P_s - P_0) / 0.5 \rho V_0^2 \quad (2)$$

압력면 측은 전체적으로 균일한 분포를 보이는 반면, 흡입면 측에서는 유동 가속으로 인해 정압이 급격히 감소한 뒤 하류로 진행하면서 서서히 압력을 회복하는 역압력 구배를 갖는다.

블레이드가 회전하는 경우, 고정된 블레이드의 경우와 매우 유사한 정압계수 분포를 갖는 것으로 나타났으며, 이로부터 블레이드 주위에 거의 동일한 유동장이 형성되는 것을 알 수 있다.

또한, 수치해석의 결과를 살펴보면 압력면 측에서의 정압계수가 전연 부근에서 극소값을 가지며, 이 영역에서 국소적으로 박리기포(separation bubble)가 형성되는 것으로 예측된다. 이러한 특성은 열/물질전달 계수 분포를 통해 확인할 수 있다.

4.1.2 열/물질전달 특성

일반적으로 블레이드가 회전하는 경우, 상류 베인에서 발생한 후류가 주기적으로 블레이드에 유입되는 효과가 발생하며, 블레이드 끝단과 슈라우드 사이에 상대운동이 발생하기 때문에 끝단 간극을 통해 빠져나가는 누설유동의 양이 감소한다.

Fig. 5는 블레이드 끝단면에서의 물질전달계수 분포를 나타내는 그림이다. 그림에서 흰 영역은 측정되지 않은 알루미늄 테두리(rim)를 나타낸다.

고정된 블레이드의 경우, 블레이드 끝단으로 유입된 유동이 끝단면에 재부착하여 축 방향을 따라 높은 열/물질전달계수가 나타나는 것을 알 수 있다. 이에 반해, 회전하는 블레이드의 경우는 앞서 언급한 바와 같이 끝단 간극을 통해 빠져나가는

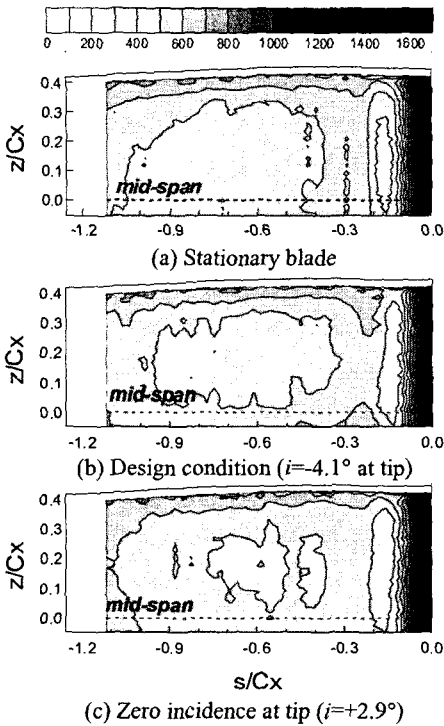


Fig. 7 Contour plots of Sh_C on the pressure side surface of the blade

누설유동의 양이 감소하기 때문에 열/물질전달계수가 고정된 블레이드의 경우에 비해 낮은 것을 알 수 있다. 특히 설계조건의 경우[Fig. 5(b)], 끝단면에서의 유동 입사각이 블레이드 입구각보다 작기 때문에 전연 인접영역으로 유입되는 누설유동이 감소하여 이 영역에서의 물질전달계수가 매우 낮은 것을 알 수 있다.

피치 방향으로 평균된 물질전달계수 분포를 보면(Fig. 6), 회전하는 경우가 고정된 경우에 비해 전연 인접 영역에서 최대 20% 정도 낮은 열/물질전달계수를 갖는 것을 알 수 있다.

Fig. 7과 Fig. 8은 고정 및 회전 블레이드의 압력면 및 흡입면에서의 국소 물질전달계수 분포를 나타내는 그림이다. 그림에서 점선($z/C_x = 0.0$)은 블레이드 미드스팬의 위치를 나타내며, 흰 영역은 측정되지 않은 블레이드 표면을 의미한다.

압력면에서의 물질전달계수 분포를 보면, 고정된 경우와 회전하는 경우가 거의 유사한 분포를 갖는 것을 알 수 있다. 단, 회전하는 경우가 미드스팬 주위 영역에서 열/물질전달계수가 고정된 경우보다 높은 것으로 나타났는데, 이는 베인 후연에서 발생한 후류로 인해 유입유동의 평균 난류강도가 증가하기 때문인 것으로 생각된다. 하지만, 끝단면 인접영역에서는 끝단으로 유입되는 유동이

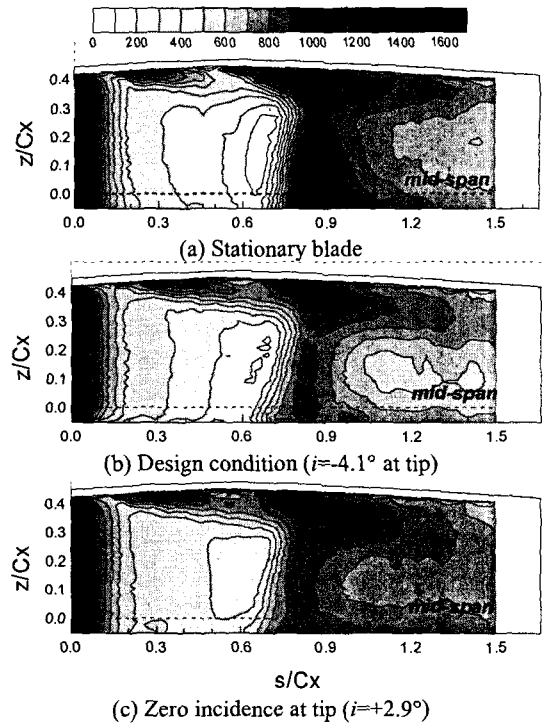


Fig. 8 Contour plots of Sh_C on the suction side surface of the blade

가속되기 때문에 후류의 영향이 거의 없는 것을 알 수 있다.

블레이드 흡입면에서의 경우, Fig. 6에 제시된 바와 같이 고정된 경우와 다른 열/물질전달 특성을 갖는 것을 알 수 있다.

미드스팬 주위영역에서는 압력면에서의 경우와 마찬가지로 상류에서의 후류 유입효과로 인해 전연 인접영역에서의 열/물질전달이 증가하는 것으로 나타났다. 하지만, 흡입면 하류영역($s/C_x \approx 0.8$)에서의 극대값은 고정된 블레이드의 경우에 비해 낮은 것으로 나타났다. Chen과 Goldstein⁽¹⁾의 연구에 의하면, 유입 유동의 난류강도가 높은 경우, 천이 영역에서의 극대값이 감소하는 것으로 나타났으며, 본 연구결과에서도 유입유동의 평균 난류강도가 고정된 경우보다 높기 때문에 이와 같은 현상이 나타난 것으로 생각된다.

끝단면 인접영역에서는 누설유동의 거동 변화에 따른 열/물질전달 특성 변화가 관찰된다. 앞서 끝단면의 결과에서 언급한 바와 같이, 블레이드가 회전하는 경우는 슈라우드와의 상대운동으로 인해 누설유동의 유량이 감소하는 효과가 나타난다. 따라서, 흡입면 끝단 측으로 빠져 나오는 누설유동의 유량 및 운동량이 감소하게 된다. 따라서, 이러한 현상으로 인해 회전하는 블레이드의 끝단면에서는 전방적

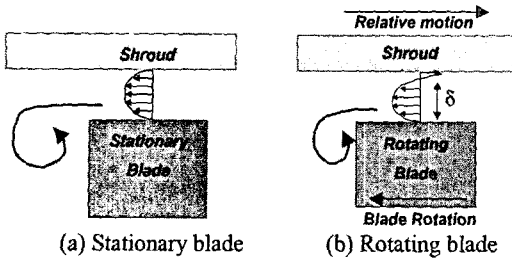
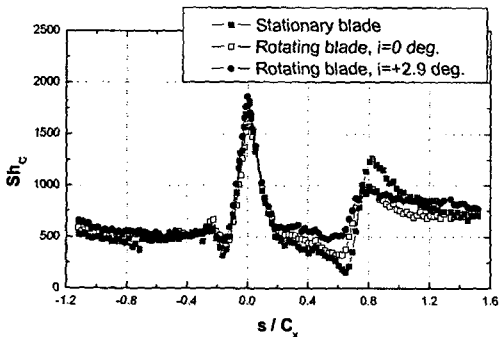
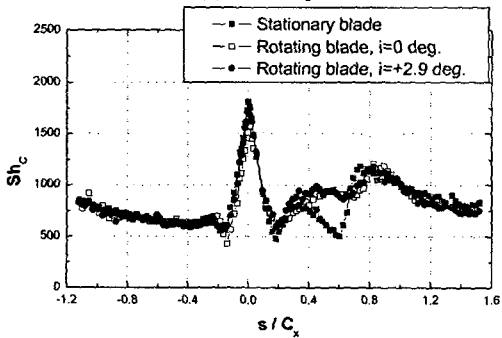


Fig. 9 Schematic view of tip leakage flow behavior



(a) at mid-span



(b) $z/C_x=0.4$

Fig. 10 Local Sh_c distributions on the blade surface

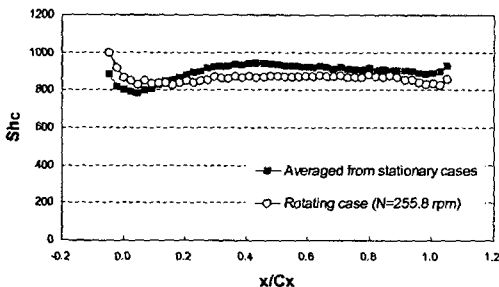


Fig. 11 Streamwise distribution of pitchwise-averaged Sh_c on the shroud for the rotating blade

으로 열/물질전달계수가 감소하는 특성을 갖는 것으로 나타났다. 하지만, Fig. 8에 나타난 것과 같이, 블레이드 표면 끝단면 인접 영역에서는 회전 블레이드의 경우가 누설유동에 의한 열/물질전달 촉진

영역이 스펀 방향으로 확장된 것을 확인할 수 있다. 특히, 끝단에서의 유동각이 블레이드 입구각과 동일한 경우[Fig. 8(c)], 누설유동의 영향이 스펀 방향으로 약 20%까지 확장되는 것을 알 수 있다. 이러한 특성은 Fig. 9에 도식적으로 나타낸 것처럼 누설유동의 운동량이 감소하면서 누설와류가 블레이드 표면에 가깝게 형성되기 때문에 발생하는 것으로 생각된다.

또한, 고정된 블레이드의 경우, Rhee와 Cho⁹⁾에서 밝힌 바와 같이, 누설유동이 상류측과 하류측 두 갈래로 나뉘어져서 상류측 누설유동은 블레이드의 상류영역에만 영향을 주고 블레이드 표면에서 떨어지기 때문에 상류측과 하류측 사이($z/C_x \approx 0.4$, $s/C_x \approx 0.5$)에 뚜렷한 경계가 존재한다. 하지만, 회전하는 경우에는 상류측 누설유동이 블레이드 표면에 가깝게 형성되어 하류로 진행하기 때문에 두 영역 사이의 경계가 모호해지는 것으로 생각된다.

Fig. 10은 블레이드 미드스팬과 끝단 인접영역($z/C_x=0.4$)에서의 국소 물질전달계수 분포를 나타내는 그림이다. 앞서 설명한 것과 같이, 미드스팬에서는 회전 블레이드가 압력면과 흡입면의 상류영역($s/C_x < 0.6$)에서 고정된 경우에 비해 좀 더 높은 물질전달계수를 갖는 반면, 천이구간($s/C_x=0.8$)에서는 20% 정도 낮은 값을 갖는 것으로 나타났다. Fig. 10(b)에 제시된 끝단 인접영역에서의 분포를 보면, 압력면에서는 회전의 영향이 거의 나타나지 않은 반면, 흡입면에서는 누설유동의 거동변화에 의한 영향이 관찰된다. 고정된 블레이드의 경우, 극소값이 뚜렷이 나타난 반면, 회전하는 경우는 상류 누설유동의 영향이 블레이드 하류영역까지 지속되기 때문에 전체적으로 높은 물질전달계수를 갖는 것으로 나타났다. 이와 같이, 블레이드가 회전하는 경우 블레이드 끝단면에서의 열전달은 감소하는 반면, 인접영역에서의 열/물질전달 계수가 증가하고, 그 영역이 확장되기 때문에 실제 고속으로 회전하는 블레이드에서는 흡입면 측 끝단 인접영역에 대한 보다 효과적인 냉각 등 보완이 필요할 것으로 생각된다.

Fig. 11에 제시된 것과 같이 슈라우드의 경우 누설유동의 감소로 인해 블레이드가 고정된 경우에 비해 물질전달계수가 감소하는 것으로 나타났다. 하지만, 그 차이가 10% 미만으로 회전에 의한 영향은 크지 않은 것을 알 수 있다.

4.2 상류 베인에서의 후류 효과

본 연구에서는 얇은 두께의 베인을 사용하여 상류에서 유입되는 후류의 영향을 최소화하였으며,

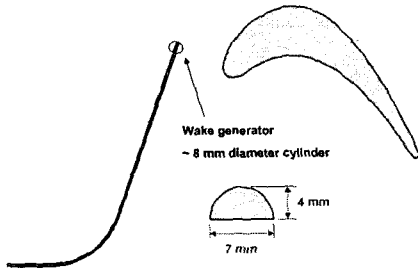


Fig. 12 Guide vane with wake generator

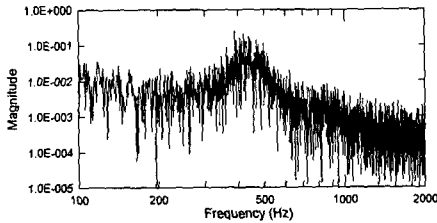


Fig. 13 Velocity spectrum at the downstream of the guide vane trailing edge with wake generator

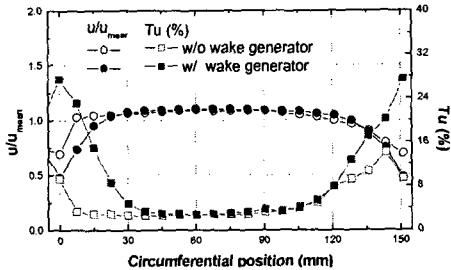
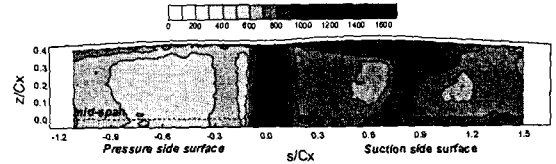
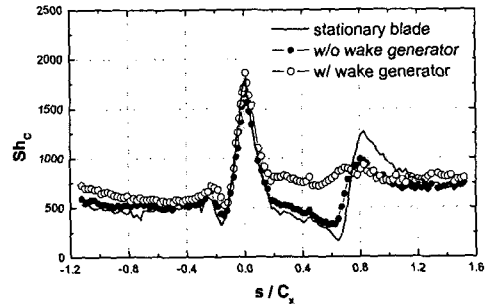


Fig. 14 Distributions of velocity magnitude and turbulence intensity at the exit of guide vane

이로부터 블레이드에서의 국소 열/물질전달 특성에 대해서 고찰하였다. 하지만, 실제 가스터빈에서는 베인 후연에서 주기적인 후류가 발생하며, 이러한 후류가 블레이드 주위에서의 유동 및 열전달 특성에 영향을 미치기 때문에 이에 대한 연구가 필요하다.

본 연구에서는 베인 후연에 원형 봉을 부착하여 후류를 발생시켰으며, 이러한 주기적인 후류가 블레이드에 유입되는 경우 열/물질전달 특성에 미치는 영향에 대해서 고찰하였다.

후류의 강도를 증가시키기 위해서 Fig. 12에 제시된 것과 같이 직경 8 mm인 반원 봉을 베인 후연의 양쪽 면에 부착시켰다. 그 결과 Fig. 13과 Fig. 14에서 볼 수 있듯이, 베인의 후연 하류에서 주기적인 후류가 발생하는 것으로 나타났으며, 베인 후연 하류에서 유동의 난류강도가 후류 발생기를 부착하지 않은 경우에 비해 약 2배 증가하는 것으로 나타났다.

Fig. 15 Contour plot of Sh_c on rotating blade surface with wake generator

(a) at mid-span

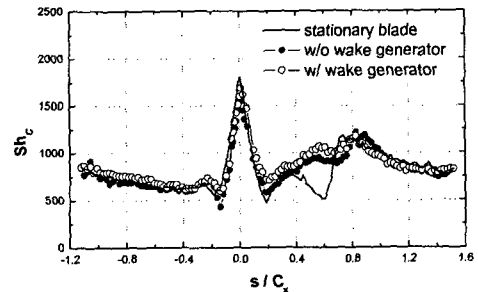
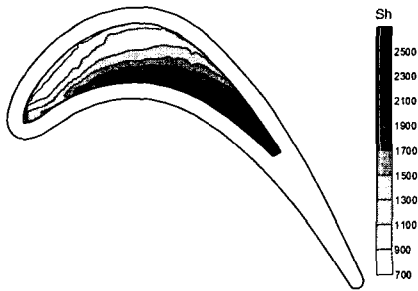
(b) at $z/C_x=0.4$ Fig. 16 Local distributions of Sh_c on rotating blade surface with wake generator for design condition

Fig. 15와 Fig. 16은 블레이드 표면에서의 열/물질전달계수 분포를 나타내는 그림이다. 베인 후연에서 발생한 후류가 블레이드 유로 내로 유입되는 경우, 결과적으로 유동의 평균 난류 강도가 증가하는 효과를 갖기 때문에 전체적으로 블레이드 표면에서의 열/물질전달 계수가 증가한 것으로 나타났다.

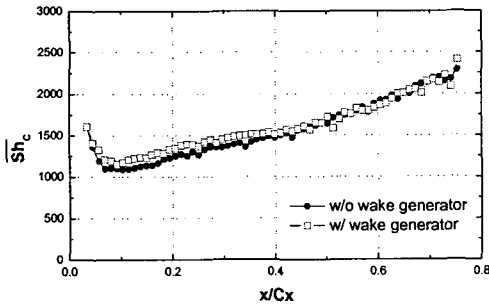
Fig. 17은 블레이드 끝단에서의 열/물질전달계수 분포를 나타내는 그림이다. 블레이드 표면에서의 결과와는 다르게 베인 후류의 영향은 거의 나타나지 않는 것을 알 수 있다. 이는 블레이드 끝단 주위 유동이 끝단으로 유입되면서 박리, 재부착 현상이 나타나며 이로 인해 새로운 경계층 유동이 발달하기 때문인 것으로 생각된다.

5. 결론

본 연구에서는 저속 환형 터빈 익렬 내 회전하는 터빈 블레이드에 대해서 블레이드 표면, 끝단



(a) Contour plot



(b) Pitchwise averaged Sh_c

Fig. 17 Contour plot of Sh_c on the flat tip of the blade with wake generator for design condition

및 슈라우드에서의 국소 열/물질전달 특성을 고찰하였으며, 이를 고정된 블레이드의 경우와 비교 분석하였다. 또한, 상류 베인에서의 후류 강도 변화에 따른 영향을 고찰하였으며, 연구 결과는 다음과 같다.

(1) 블레이드가 회전하는 경우, 블레이드 끝단과 슈라우드 사이의 상대운동으로 인해 끝단 간극을 통한 누설유동이 감소되는 현상이 나타난다. 이로 인해 블레이드 끝단면에서는 전체적으로 열/물질 전달계수가 감소하며, 특히, 블레이드 전연 인접영역에서는 최대 20%까지 감소하는 것으로 나타났다. 하지만, 하류로 진행할수록 회전의 영향은 감소하는 것으로 나타났다.

(2) 블레이드 미드스팬 영역에서는 블레이드가 회전함에 따라 상류 베인에서의 후류가 주기적으로 유입되기 때문에 전체적으로 열/물질전달계수가 증가하는 것으로 나타났다. 블레이드 끝단면 인접영역의 경우, 누설유동의 영향이 증가하여 흡입면 측에서의 열/물질전달계수가 증가하고, 열/물질전달 촉진영역이 스펀 방향으로 최대 20%까지 확장되는 것으로 나타났다.

(3) 슈라우드에서의 열/물질전달계수는 블레이드가 회전하는 경우 누설유동이 감소하기 때문에 고정된 경우에 비해 전체적으로 열/물질전달계수가 낮은 것으로 나타났다. 하지만, 그 차이가 10% 미

만이어서 회전에 의한 영향은 크지 않은 것을 알 수 있다.

(4) 상류 베인에서의 후류 강도가 증가하는 경우, 블레이드로 유입되는 유동의 평균 난류강도가 증가하는 효과를 갖기 때문에 블레이드 표면에서의 열/물질전달계수는 전체적으로 증가하는 것으로 나타났다. 하지만, 끝단면과 블레이드 흡입면 측 끝단 인접영역에서는 끝단 간극 내에서 유동이 재발달한 뒤 누설되기 때문에 입구유동조건 변화에 의한 영향은 거의 없는 것으로 나타났다.

후 기

본 연구는 전력기반조성사업센터 주관 전력산업 기술개발사업의 지원에 의한 결과이며, 이에 감사드립니다.

참고문헌

- (1) Chen, P. H. and Goldstein, R. J., 1992, "Convective Transport Phenomena on the Suction Surface of a Turbine Blade Including the Influence of Secondary Flows Near the Endwall," *ASME J. of Turbomachinery*, Vol. 114, pp. 776~787.
- (2) Goldstein, R. J., Wang, H. P. and Jabbari, M. Y., 1994, "The Influence of Secondary Flows near the Endwall and Boundary Layer Disturbance on Convective Transport from a Turbine Blade," *ASME Paper No. 94-GT-165*.
- (3) Han, J. C., Zhang, L. and Ou, S., 1993, "Influence of Unsteady Wake on Heat Transfer Coefficient From a Gas Turbine Blade," *ASME J. of Heat Transfer*, Vol. 115, pp. 904~911.
- (4) Arts, T., Duboue, J.-M. and Rollin, G., 1998, "Aerothermal Performance Measurements and Analysis of a Two-dimensional High Turning Rotor Blade," *ASME J. of Turbomachinery*, Vol. 120, pp. 494~499.
- (5) Blair, M. F., 1994, "An Experimental Study of Heat Transfer in a Large-scale Turbine Rotor Passage," *ASME J. of Turbomachinery*, Vol. 116, pp. 1~13.
- (6) Kwak, J. S. and Han, J. C., 2003, "Heat Transfer Coefficients on the Squealer Tip and Near Squealer Tip Regions of a Gas Turbine Blade," *ASME J. of Heat Transfer*, Vol. 125, pp. 669~677.
- (7) Jin, P. and Goldstein, R. J., "Local Mass/Heat Transfer on Turbine Blade Near-Tip Surface," *ASME Paper No. GT-2002-30556*.
- (8) Kwon, H. G., Lee, S. W. and Park, B. K., 2002, "Measurements of Heat (Mass) Transfer Coefficient on the Surface of a Turbine Blade with a High Turning Angle Using Naphthalene Sublimation Technique," *Trans. of the KSME B*, Vol. 26, pp. 1077~1087.
- (9) Rhee, D. H. and Cho, H. H., 2005, "Heat/Mass

- Transfer Characteristics on Stationary Turbine Blade and Shroud in a Low Speed Annular Cascade (I) - Near-tip Blade Surface," *Trans. of the KSME B*, Vol. 29, No. 4, pp. 485~494.
- (10) Rhee, D. H. and Cho, H. H., 2005, "Heat/Mass Transfer Characteristics on Stationary Turbine Blade and Shroud in a Low Speed Annular Cascade (II) - Tip and Shroud," *Trans. of the KSME B*, Vol. 29, No. 4, pp. 495~503.
- (11) Kwak, J. S. and Han, J. C., 2003, "Heat Transfer Coefficients and Film-Cooling Effectiveness on a Gas Turbine Blade Tip," *ASME J. of Heat Transfer*, Vol. 125, 2003, pp. 494~502.
- (12) Ahn, J. Y., Mhetras, S. and Han, J. C., 2004, "Film-Cooling Effectiveness on a Gas Turbine Blade Tip Using Pressure Sensitive Paint," *ASME Paper No. GT2004-53249*.
- (13) Mhetras, S., Yang, H., Gao, Z. and Han, J. C., 2005, "Film-Cooling Effectiveness on Squealer Rim Walls and Squealer Cavity Floor of a Gas Turbine Blade Tip Using Pressure Sensitive Paint," *ASME Paper No. GT2005-68387*.
- (14) Rhee, D. H. and Cho, H. H., 2005, "Effect of Relative Position of Vane and Blade on Heat/Mass Transfer Characteristics on Stationary Turbine Blade Surface," *Fluid Engineering Journal*, Vol. 8, No. 4, pp. 27~38.
- (15) Rhee, D. H. and Cho, H. H., 2006, "Effect of Vane/Blade Relative Position on Heat/Mass Transfer Characteristics on the Tip and Shroud for Stationary Turbine Blade," *Trans. of the KSME B*, Vol. 30, No. 5, pp. 446~456.
- (16) Guenette, G. R., Epstein, A. H., Norton, R. J. G. and Yuzhang, C., 1985, "Time Resolved Measurements of a Turbine Rotor Stationary Tip Casing Pressure and Heat Transfer Field," *AIAA Paper No. 85-1220*.
- (17) Guenette, G. R., Epstein, A. H., Giles, M. B., Haimes, R. and Norton, R. J. G., 1989, "Fully Scaled Transonic Turbine Rotor Heat Transfer Measurements," *ASME J. of Turbomachinery*, Vol. 111, pp. 1~7.
- (18) Abhari, R. S. and Epstein, A. H., 1994, "An Experimental Study of Film Cooling in a Rotating Transonic Turbine," *ASME J. of Turbomachinery*, Vol. 116, pp. 63~70.
- (19) Haldeman, C. W. and Dunn, M. G., 2004, "Heat Transfer Measurements and Predictions for the Vane and Blade of a Rotating High-Pressure Turbine Stage," *ASME J. of Turbomachinery*, Vol. 126, pp. 101~109.
- (20) Metzger, D. E., Dunn, M. G. and Hah, C., 1991, "Turbine Tip and Shroud Heat Transfer," *ASME J. of Turbomachinery*, 113, pp. 502~507.
- (21) Dunn, M. G. and Haldeman, C. W., 2000, "Time-Averaged Heat Flux for a Recessed Tip, Lip, and Platform of a Transonic Turbine Blade," *ASME J. of Turbomachinery*, Vol. 122, pp. 692~698.
- (22) Polanka, M. D., Clark, J. P., White, A. L., Meininger, M. and Praisner, T. J., 2003, "Turbine Tip and Shroud Heat Transfer and Loading Part B: Comparisons Between Prediction and Experiment Including Unsteady Effects," *ASME Paper No. GT-2003-38916*.
- (23) Thorpe, S. J., Yoshino, S., Ainsworth, R. W. and Harvey, N. W., 2004, "An Investigation of the Heat Transfer and Static Pressure on the Over-tip Casing Wall of an Axial Turbine Operating at Engine Representative Flow Conditions. (I) Time-mean Results," *Int. J. Heat and Fluid Flow*, Vol. 25, pp. 933~944.
- (24) Thorpe, S. J., Yoshino, S., Ainsworth, R. W. and Harvey, N. W., 2004, "An Investigation of the Heat Transfer and Static Pressure on the Over-tip Casing Wall of an Axial Turbine Operating at Engine Representative Flow Conditions. (II) Time-mean Results," *Int. J. Heat and Fluid Flow*, Vol. 25, pp. 945~960.
- (25) Eckert, E.R.G., Sakamoto, H. and Simon, T. W., 2001, "The Heat and Mass Transfer Analogy Factor, Nu/Sh , for Boundary Layers on Turbine Blade Profiles," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 44, pp. 1223~1233.
- (26) Kline, S. J. and McClintock, F., 1953, "Describing Uncertainty in Single Sample Experiments," *Mech. Eng.*, Vol. 75, pp. 3~8.