

〈 논문 〉

# 입사각 변화에 따른 터빈 블레이드에서의 열전달 특성 변화 (I)

- 블레이드 끝단면 -

이 동 호\* · 조 형 희†

(2006년 10월 31일 접수, 2007년 3월 16일 심사완료)

## Effect of Incidence Angle on Turbine Blade Heat Transfer Characteristics (I)

- Blade Tip -

Dong-Ho Rhee and Hyung Hee Cho

**Key Words :** Turbine Blade(터빈 블레이드), Blade Tip(블레이드 끝단면), Incidence Angle(입사각), Heat/Mass Transfer(열/물질전달), Tip Leakage Flow(팁 누설유동)

### Abstract

The present study investigated local heat/mass transfer characteristics on the tip of the rotating turbine blade with various incoming flow incidence angles. The experiments are conducted in a low speed annular cascade with a single stage turbine. The blade has a flat tip with a mean tip clearance of 2.5% of the blade chord. The incoming flow Reynolds number is  $1.5 \times 10^5$  at design condition. To examine the effect of off-design condition, the experiments with various incidence angles ranging between  $-15^\circ$  and  $+7^\circ$  were conducted. A naphthalene sublimation method is used to measure detailed mass transfer coefficient on the blade. The results indicated that the incidence angle strongly affects the behavior of tip leakage flow around the blade tip and consequently plays an important role in determining heat transfer characteristics on the tip. For negative incidence angles, the heat/mass transfer in the upstream region on the tip decreases by up to 20%. On the contrary, for positive incidence angles, much higher heat transfer coefficients are observed even with small increase of incidence angle.

### 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 전압  
 $P_s$  : 블레이드 표면에서의 정압  
 $P_{stag}$  : 블레이드 전면에서의 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  
 $U_{mid}$  : 미드스팬에서의 블레이드 선속도  
 $u$  : 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

† 책임저자, 회원, 연세대학교 기계공학과

\* 회원, 연세대학교 기계공학과

E-mail : rhee@yonsei.ac.kr

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

$x, y, z, s$  : 좌표계 (Fig. 2)

그리스문자

- $\alpha_1$  : 상류 배인 출구 각도  
 $\beta_1$  : 블레이드 입구에서의 상대 유동각  
 $\beta_2$  : 블레이드 출구에서의 상대 유동각

## 1. 서 론

가스터빈엔진에서 터빈 블레이드는 고온, 고압의 작동조건에서 고속으로 회전하기 때문에 열적으로 매우 취약한 부품 중 하나이다. 특히, 블레이드 끝단(blade tip)과 외부 케이싱(casing) 사이의 누설 유동(tip leakage flow)으로 인해 블레이드 끝단면 및 끝단 인접 영역에서는 열부하가 다른 영역에 비해 매우 높으며 이로 인해 내구성 향상을 위하여 다양한 냉각방법이 적용되고 있다. 하지만, 보다 효율적인 냉각기술 개발 및 적용을 위해서는 터빈 블레이드 끝단 인접영역 및 슈라우드에서의 국소적인 열전달 특성을 고찰하는 것이 필수적이다.

블레이드 미드스팬(mid-span), 즉 2차원적인 유동특성을 갖는 영역에서의 열전달 특성에 대한 연구는 과거부터 많이 이루어져 왔으나,<sup>(1-5)</sup> 누설 유동의 영향을 받는 끝단 인접영역에서의 열전달 특성에 대한 연구는 1990년대 후반부터 이루어져 오고 있다.

Kwak과 Han<sup>(6)</sup>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<sup>(7)</sup>은 나프탈렌 승화법을 이용하여 블레이드 끝단 인접부 블레이드 표면에서의 국소 열전달 특성을 고찰하였다. 이 경우, 유입유동의 경계층이 두껍기 때문에 통과와류(passage vortex)의 영향이 크게 나타났으며, 상대적으로 누설유동에 의한 영향은 적은 것으로 나타났다. Kwon 등<sup>(8)</sup>은 블레이드 끝단 간극이 존재하는 경우 끝단 인접부 블레이드 표면에서의 국소 열전달 특성을 고찰하였다. Rhee와 Cho<sup>(9,10)</sup>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 형상

변화 및 끝단면에 막냉각이 적용되는 경우의 열전달 특성 및 냉각성능에 대한 연구가 이루어지고 있다.<sup>(11-13)</sup>

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

특히, 가스터빈엔진은 여러 조건 변화에 따라 운전조건 변화를 겪게 되며, 이때 압축기, 터빈 등은 설계 조건을 벗어나는 탈설계 조건(off-design condition)에서 작동하게 된다. 대표적인 예로, 터빈의 경우 블레이드로 유입되는 유동의 각도가 터빈 블레이드 입구각과 다르게 유입되는 현상을 들 수 있다. 이와 같이 유동 입사각이 블레이드 입구각과 다른 경우, 터빈 성능이 감소할 뿐만 아니라 유동조건 변화에 따라 국소적으로 열전달 특성 및 열부하 분포가 변화하게 된다. 따라서, 터빈 블레이드의 내구성 향상을 위해서는 탈설계 조건에서의 국소적 열전달 특성 고찰이 필수적이라 할 수 있다.

Rhee와 Cho<sup>(14,15)</sup>는 고정된 터빈 블레이드에 대해서 블레이드와 상류 배인 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 이루어져왔으나,<sup>(16-22)</sup> 이들의 연구에서는 측정 방법의 한계상 열전달 결과가 몇몇 지점에서만 측정되거나 각각의 요소에 대한 측정만 이루어졌기 때문에, 여러 조건 변화에 따른 국소적으로 정확한 열전달 특성을 파악하기에는 한계가 있다.

본 연구에서는 저속 풍동 내에 회전하는 환형 터빈 익렬을 이용하여, 설계 조건 및 탈설계 작동조건에서 블레이드에서의 국소적인 열/물질전달특성을 고찰하였다. 국소 열/물질전달계수를 측정하기 위해 물질전달실험 방법 중의 하나인 나프탈렌 승화법을 이용하여 실험을 수행하였다. 이 실험방법은 열전달 실험 방법에서 발생하는

전도 및 복사오차를 제거할 수 있으며, 벽면 경계 조건은 열전달 실험조건에서 등온조건에 해당한다.

## 2. 실험 장치 및 방법

### 2.1 실험 장치

Fig. 1은 본 실험에 사용된 실험장치의 개략도를 나타내는 그림이다. 본 실험에는 환형 터빈 익렬이 장착된 저속 풍동이 사용되었으며, 크게 상류측 팬(fan), 1단(single stage) 터빈 시험부, 하류측 흡입팬 등 세 부분으로 나누어진다. 상류측 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 슬리핑(slip ring)을 블레이드를 고정시키는 디스크에 설치하였다. 그 밖의 실험장치에 대한 자세한 설명은 Rhee와 Cho<sup>(9)</sup>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, 실험 중 베인 후연(trailing edge)에서의 후류(wake) 효과를 최소화하기 위하여 두께 약 1.3 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 끝단에서의 국소 물질전달계수를 측정하였

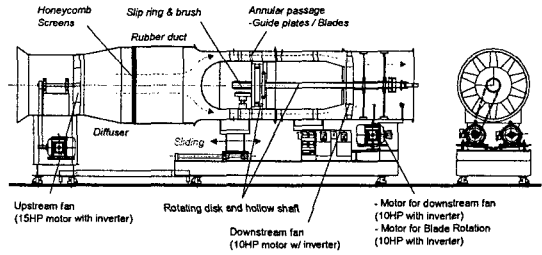


Fig. 1 Schematic view of experimental apparatus

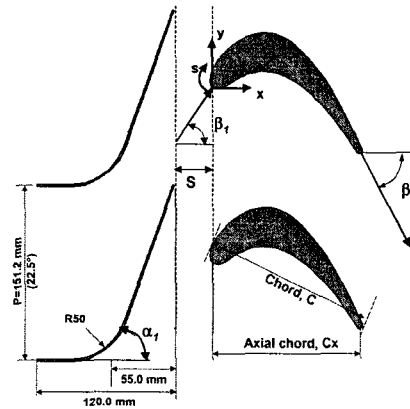


Fig. 2 Schematic view of test section at mid-span

Table 1 Blade configurations

Number of blades	16	
Chord length (C)	150 mm	
Axial chord (C <sub>x</sub> )	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%)	

으며, 블레이드 시편에 대한 자세한 설명은 Rhee와 Cho<sup>(9,10)</sup>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 작동 조건

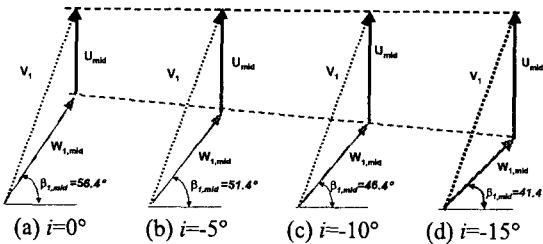
본 실험에서는 블레이드 미드스팬에서의 형상을 기준으로 하여 설계 조건 및 탈설계 조건을 설정하였으며, 이에 따라 실험을 수행하였다.

**Table 2** Design condition based on mid-span

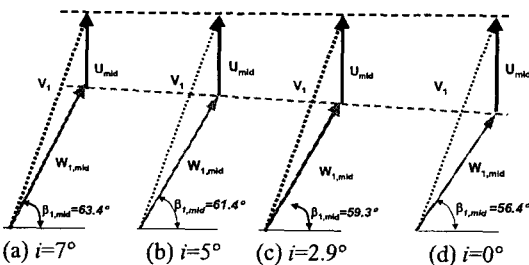
Inlet flow velocity ( $V_0$ ) / mean Tu	8.3 m/s / ~ 9%
Mean blade inlet velocity ( $W_1$ ) / Tu	15 m/s / ~ 3%
Blade rotational speed	255.8 rpm
$Re_C$	$1.5 \times 10^5$

**Table 3** Off-design conditions based on blade mid-span

Incidence angle	-15°	-10°	-5°	0°
$N$ [rpm]	384.2	349.5	307.8	255.8
$Re_C$	$1.1 \times 10^5$	$1.2 \times 10^5$	$1.3 \times 10^5$	$1.5 \times 10^5$
$i_i$ (deg)	-26.9°	-19°	-11.4°	-4.1°
Incidence angle	0°	+2.9°	+5°	+7°
$N$ [rpm]	255.8	218.8	188.0	154.5
$Re_C$	$1.5 \times 10^5$	$1.6 \times 10^5$	$1.7 \times 10^5$	$1.9 \times 10^5$
$i_i$ (deg)	-4.1°	0.0°	2.8°	5.5°



**Fig. 3** Velocity diagram for negative incidence angles



**Fig. 4** Velocity diagram for positive incidence angles

따라서, 설계조건을 만족시키기 위해서는 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.

탈설계 조건에서의 열전달 특성을 고찰하기 위하여 본 연구에서는 블레이드의 유동 입사각( $i$ )을 +7°에서 -15°까지 변화시켰으며, 이를 위해 블레이드의 회전 속도를 154.5 rpm에서 384.2 rpm까지 변

화시켜가며 실험을 수행하였다. Fig. 3과 Fig. 4에 제시된 바와 같이, 블레이드 회전속도를 변화시키는 경우 블레이드 선속도가 변화하게 되며 결과적으로 상대 유속 및 유동각이 변화하게 된다. 미드스팬 기준 실험조건은 Table 3에 제시되어 있다.

본 실험에서는 스펬 방향으로 동일한 형상을 갖는 블레이드가 사용되었기 때문에, 일정한 블레이드 회전수에 대해서 블레이드 스펬 방향으로 서로 다른 회전 선속도를 갖게 된다. 이에 따라 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, 블레이드 끝단면 기준 유동 입사각 및 Reynolds 수를 Table 3에 함께 제시하였다.

### 3. 열/물질전달계수

#### 3.1 물질전달계수

물질전달계수의 무차원수인 Sherwood 수는 다음과 같이 정의된다.

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

여기서  $D_{naph}$ 는 Goldstein과 Cho<sup>(23)</sup>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 Nusselt 수를 얻을 수 있다.<sup>(24)</sup>

본 실험결과를 통해 얻은 Nusselt 수와 열전달 실험을 통해 얻은 Nusselt 수에 대한 비교는 다음장에 제시되어 있다. 본 연구에서의 불확실성 해석은 Kline과 McClintock<sup>(25)</sup>의 방법을 이용하여 이루어졌으며, 95%의 신뢰도에 대해서 약 ±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 선형가변차동변환기(LVDT; linear variable differential transformer)를 연결하고 1축의 회전장치에 시편을 장착하여 측정하였다.

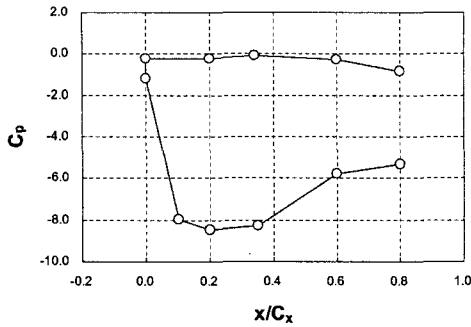


Fig. 5 Static pressure coefficients along the blade mid-span at design condition (N=255.8 rpm)

#### 4. 실험결과 및 토의

##### 4.1 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. 베인 입구 및 출구에서의 유속 및 난류강도 분포는 Rhec와 Cho<sup>(9)</sup>에 제시되어 있다.

Fig. 5는 설계조건에서 회전 블레이드 표면에서의 정압계수 분포를 나타내는 그림이다. 정압계수는 식 (2)와 같이 정의하며, 여기서 동압은 베인 입구에서의 속도를 기준으로 하였다.

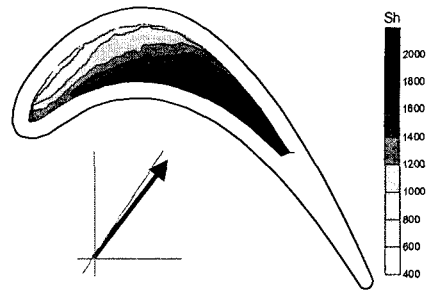
$$C_p = (P_s - P_0) / 0.5\rho V_0^2 \quad (2)$$

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

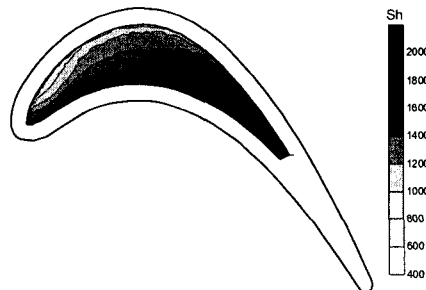
##### 4.2 설계조건에서의 열/물질전달 특성

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. 6은 블레이드 끝단면에서의 물질전달계수 분포를 나타내는 그림이다. 그림에서 흰 영역은 측정되지 않은 알루미늄 테두리(rim)를 나타내며, 이는 나프탈렌 승화법의 특성상 압력면, 흡입면 측 모서리 영역과 후연 부근에 대한 측정이 이루어지지 않았기 때문이다. 보다 정확한 해석을 위해서는 향후 이러한 영역에 대한 국소적인 열/물질전달계수 측정이 병행되어야 한다.



(a) Design condition,  $i_t = -4.1^\circ$



(b) Zero incidence at tip,  $i_t = 2.9^\circ$

Fig. 6 Contour plots of  $Sh_c$  on the blade tip at design condition

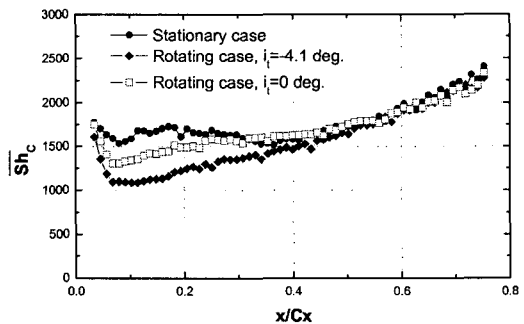


Fig. 7 Pitchwise averaged  $Sh_c$  on the tip

미드스팬 기준 설계조건인 경우[Fig. 4(a)], 끝단면에서의 유동 입사각은  $-4.1^\circ$ 로, 블레이드 입구각보다 작기 때문에 누설 유동이 전체적으로 끝단면 하류 측에 쏠리는 현상이 발생하게 된다.

따라서, 끝단면 후연 인접영역에서는 높은 열/물질전달계수를 갖는 반면, 전연 인접영역에서는 누설유동의 감소로 인해 물질전달계수가 낮은 것을 알 수 있다. 이에 반해, 블레이드 끝단면에서의 유동 입사각이 블레이드 입구각과 동일한 경우, 전체적으로 높은 열/물질전달계수를 갖는 것을 알 수 있다.

Fig. 7은 블레이드 끝단면에서 피치 방향으로 평균된 물질전달계수 분포를 나타내는 그림이다. 고

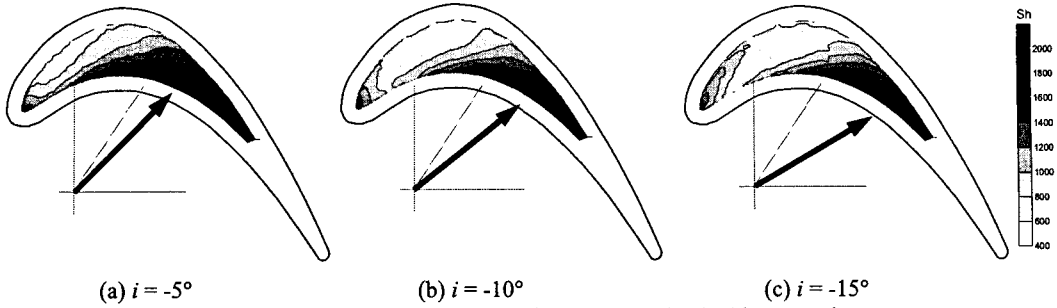


Fig. 8 Contour plots of  $Sh_C$  on the tip at negative incidence angles

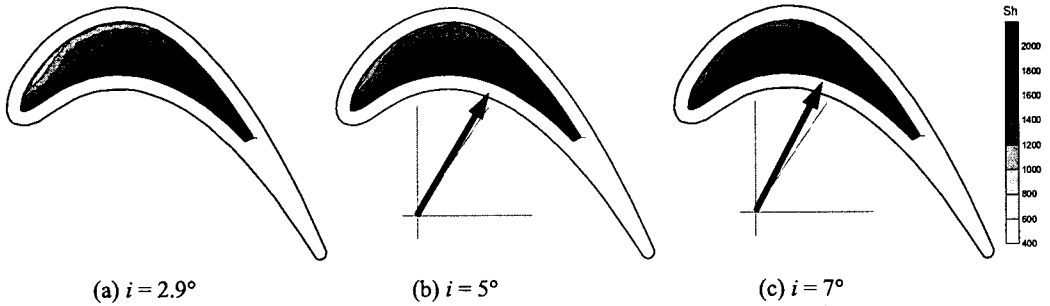


Fig. 9 Contour plots of  $Sh_C$  on the tip at positive incidence angles

정된 블레이드의 경우에 대한 결과<sup>(10)</sup>를 함께 제시하였다. 끝단면에서 후연 측 영역에서는 열/물질 전달계수가 거의 동일하지만, 전연 인접 영역에서는 회전하는 경우가 고정된 경우에 비해 낮은 열/물질전달계수를 갖는 것으로 나타났다. 또한, 블레이드 유동 입사각 변화에 따라 열/물질전달계수가 최대 20% 차이가 나는 것을 알 수 있다. 따라서, 작동 조건 변화에 따라 블레이드 끝단면에서의 열 전달 특성이 크게 변화할 것으로 예상된다.

4.3 입사각 변화에 따른 열/물질전달 특성

Fig. 8은 유동각이 블레이드 입구각보다 작은 경우, 끝단면에서의 국소 열/물질전달계수 분포를 나타내는 그림이다. 유동각이 작은 경우는 끝단면 부근에서의 유동이 주로 블레이드 끝단 간극의 하류 측으로 유입되기 때문에 전연 인접영역 및 중앙영역에서 낮은 열/물질전달계수가 관찰된다.

입사각  $i=-10^\circ$ ,  $-15^\circ$ 인 경우는 끝단 부근에서의 유동각이 블레이드 입구각에 비해 매우 작기 때문에, 오히려 국소적으로 흡입면 측에서 끝단 간극으로 유입되는 유동이 형성된다. 이로 인해 Fig. 8(b), (c)에서 볼 수 있듯이, 전연 인접영역에서 국소적으로 높은 열/물질전달계수가 관찰된다. 하지만, 하류 영역(후연 인접영역)에서의 열/물질전달계수는 입사각 변화에 따른 영향을 거의 받지 않

는 것으로 나타났다.

Fig. 9는 유동각이 블레이드 입구각보다 큰 경우 (양의 입사각을 갖는 경우), 끝단면에서의 열/물질 전달계수를 나타내는 그림이다. 유입 유동각이 블레이드 입구각보다 큰 경우, 누설유동이 끝단면에 미치는 영향이 전연인접 영역까지 확장되기 때문에, Fig. 6과 비교해 보면 전체적으로 균일한 열/물질 전달계수 분포를 갖는 것을 알 수 있다. 특히, 입사각  $i=7^\circ$ 인 경우, 전연 부근에 나타나던 열/물질 전달계수가 낮은 영역[Fig. 6(a)]이 소멸되는 것으로 나타났다. 유동각이 커지는 경우, 누설유동의 유량이 증가하기 때문에 전체적으로 열/물질전달 계수가 크게 증가되는 것을 알 수 있다.

Fig. 10은 블레이드 끝단면에서 피치방향으로 평균된 열/물질전달계수 분포를 나타내는 그림이다.

유동 입사각이  $-10^\circ$ 이하인 경우, 평균 물질전달 계수 분포는 거의 동일한 것으로 나타났으나, 입사각이 증가하는 경우, 끝단면에서의 열/물질전달 계수가 증가하며, 특히, 전연 인접 부근에서 그 영향이 매우 큰 것을 알 수 있다. 예를 들어, 입사각이  $i=7^\circ$  ( $i=5.5^\circ$ )인 경우,  $i=0^\circ$ 인 경우에 비해 최대 30%이상 열/물질전달계수가 높은 것을 알 수 있다. 후연 인접영역에서는 전체적인 열/물질전달계수는 전연 인접영역에 비해 높지만, 입사각 변화에 따른 영향이 크지 않은 것으로 나타났다.

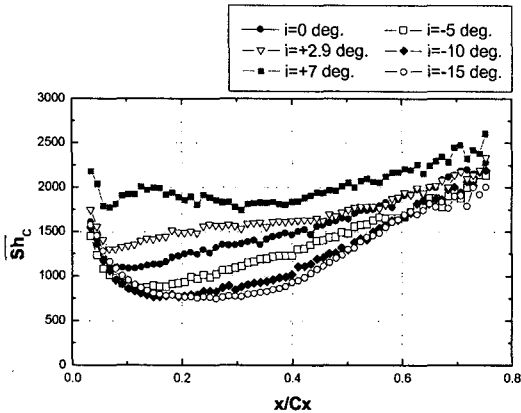


Fig. 10 Pitchwise averaged  $Sh_c$  on the tip of blade with various incidence angles at  $Re_c=1.5 \times 10^5$

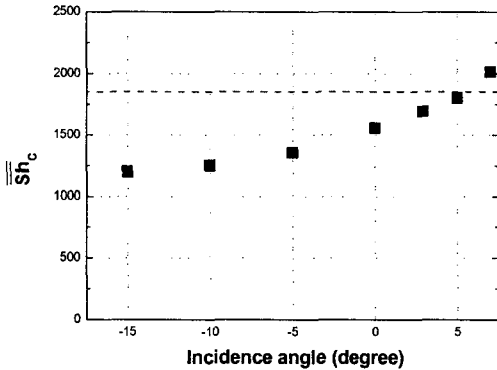


Fig. 11 Area averaged  $Sh_c$  on the tip of blade with various incidence angles at  $Re_c=1.5 \times 10^5$

Fig. 11은 블레이드 끝단면에서의 면적 평균된 열/물질전달계수 분포를 나타내는 그림이다. 여기에서 고정된 블레이드 끝단면에서의 평균 열/물질전달계수를 점선으로 표시하였다.

앞서 제시된 결과에서 알 수 있듯이, 블레이드 입구 유동각이 증가함에 따라 전체 평균값도 증가하는 것으로 나타났다. 또한, 유동 각도가 블레이드 입구각보다 큰 경우( $i > 0^\circ$ ), 그 영향이 더욱 큰 것을 알 수 있다. 하지만, 회전하는 블레이드의 경우는 슈라우드와의 상대 운동으로 인해 누설유동이 감소하기 때문에 입사각이 제일 큰  $i=7^\circ$ 인 경우를 제외하고 고정된 블레이드의 경우에 비해 낮은 평균값을 갖는 것으로 나타났다.

### 5. 결론

본 연구에서는 저속 환형 터빈 익렬 내 회전하

는 터빈 블레이드에 대해서 유동 입사각 변화에 따른 블레이드 끝단면에서의 국소 열/물질전달 특성을 고찰하였으며, 그 결과는 다음과 같다.

(1) 블레이드가 회전하는 경우, 블레이드 끝단과 슈라우드 사이의 상대운동으로 인해 끝단 누설유동이 감소되기 때문에 끝단면에서는 전체적으로 열/물질전달계수가 감소하게 된다. 따라서, 블레이드가 정지된 경우에 비해 블레이드 전연 인접영역에서는 최대 20%까지 감소하는 것으로 나타났다.

(2) 유입 유동각이 블레이드 입구각보다 작은 경우, 블레이드 끝단 인접영역에서의 유동은 주로 블레이드 후연 측으로 밀리기 때문에 상대적으로 전연 부근에서 낮은 열/물질전달계수를 갖는 것으로 나타났다. 특히, 유동각이 매우 작은 경우 ( $i \leq -10^\circ$ ), 국소적으로 유동이 흡입면 측에서 끝단면으로 유입되는 현상이 발생하기 때문에 전연 부근에서 새로운 극대값이 관찰되었다. 하지만, 후연 인접영역에서는 입사각 변화에 따른 영향이 거의 없는 것으로 나타났다.

(3) 유동 입사각이 블레이드 입구각보다 큰 경우, 누설유동의 영향이 끝단면 전체 영역에 고르게 나타나며, 이로 인해 전 영역에서 열/물질전달계수가 크게 증가하는 것으로 나타났다.

(4) 유동 입사각 변화에 따라 블레이드 끝단면에서의 평균 열/물질전달계수는 20%이상 차이가 나는 것으로 나타났으며, 특히 전연 인접 부근에서의 변화가 심한 것으로 나타났다. 하지만 후연 인접 부근에서는 입사각의 영향을 거의 받지 않으며 높은 값을 유지하는 것으로 나타났다.

### 후 기

본 연구는 전력기반조성사업센터 주관 전력산업 연구개발사업의 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., 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., Haines, 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*, Vol. 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., Meiningner, 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) Goldstein, R. J. and Cho, H. H., 1995, "A Review of Mass Transfer Measurement Using Naphthalene Sublimation," *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 10, pp. 416~434.
- (24) 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.
- (25) Kline, S. J. and McClintock, F., 1953, "Describing Uncertainty in Single Sample Experiments," *Mech. Eng.*, Vol. 75, pp. 3~8.