

< 논문 >

입사각 변화에 따른 터빈 블레이드에서의 열전달 특성 변화 (II)

- 블레이드 표면 -

이 동 호* · 조 형 희†

(2006년 10월 31일 접수, 2007년 3월 16일 심사완료)

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

- Blade Surface -

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 surface of the rotating turbine blade with various incidence angles. The experiments are conducted in a low speed annular cascade with a single stage turbine. The blade has a flat tip with the mean tip clearance of 2.5% of the blade chord. A naphthalene sublimation method is used to measure detailed mass transfer coefficient on the blade. At design condition, the inlet Reynolds number is $Re_c=1.5 \times 10^5$, which results in the blade rotation speed of 255.8 rpm. Also, the effect of off-design condition is examined with various incidence angles between -15° and $+7^\circ$. The results indicated that the incidence angle has significant effects on the blade surface heat transfer. In mid-span region, the laminar separation region on the pressure side is reduced and the laminar flow region on the suction side shrinks with increasing incidence angle. Near the tip, the effect of tip leakage flow increases in spanwise and axial directions as the incidence angle decreases because the tip leakage flow is formed near the suction side surface. However, the effect of tip leakage flow is reduced with positive incidence angle.

기호설명

C : 터빈 블레이드 코드길이	P_0 : 유입유동 전압
C_p : 정압계수	P_s : 블레이드 표면에서의 정압
C_x : 블레이드 축방향 코드길이	P_{stag} : 블레이드 전연에서의 정압
D_{naph} : 나프탈렌 물질확산 계수	Re_c : 블레이드 코드 길이와 블레이드 입구 유동속도 기준 Reynolds 수
h_m : 국소 물질전달계수	Sh_c : 블레이드 코드 길이 기준 Sherwood 수
i : 입사각	t : 블레이드 팁과 슈라우드 사이 간극
l : 블레이드 높이	Tu : 유동의 난류강도
N : 블레이드 회전수	U_{mid} : 미드스팬에서의 블레이드 선속도
p : 블레이드 간격	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

그리스문자

- α_1 : 상류 베인 출구 각도
 β_1 : 블레이드 입구에서의 상대 유동각
 β_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 끝단면(tip) 인접 영역은 끝단면, 슈라우드(shroud)와 함께 누설유동(tip leakage flow)으로 인해 높은 열부하에 노출되는 영역이다. 따라서, 내구성을 향상시키기 위하여 막냉각(film cooling) 등 다양한 냉각방법이 적용되고 있다.

보다 효과적인 냉각방법 개발 및 적용을 위해서는 블레이드와 슈라우드에서의 국소적인 열전달 특성을 정확하게 파악하는 것이 우선되어야 한다. 이에 따라 과거부터 블레이드 열전달 특성에 대한 다양한 연구가 이루어져 왔다.

특히, 선형 터빈 익렬을 이용하여 블레이드 미드스팬(mid-span), 즉 2차원 유동특성을 갖는 영역에서의 열전달 특성에 대한 연구는 과거부터 많이 이루어져 왔다.⁽¹⁻⁵⁾

이와 더불어, 1990년대 후반부터 누설유동의 영향을 받는 끝단 인접영역에서의 열전달 특성에 대한 연구가 이루어지고 있다. Kwak과 Han,⁽⁶⁾ Kwak⁽⁷⁾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⁽⁸⁾은 나프탈렌 승화법을 이용하여 블레이드 끝단 인접부 블레이드 표면에서의 국소 열전달 특성을 고찰하였다. 이 경우, 유입유동의 경계층이 두껍기 때문에 통로와류(passagevortex)의 영향이 크게 나타났으며, 상대적으로 누설유동에 의한 영향은 적은 것으로 나타났다. Kwon 등⁽⁹⁾은 블레이드 끝단 간극이 존재하는 경우 끝단 인접부 블레이드 표면에서의 국소 열전달 특성을 고찰하였다. Rhee와 Cho^(10,11)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.

앞서 언급한 바와 같이 이러한 연구들은 주로 고정된 선형 터빈 익렬 내에서의 터빈 블레이드에 대해서 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. 따라서, 터빈 블레이드에 대한 보다 정확한 열전달 특성 해석을 위해서는 다양한 조건 변화에 따른 연구가 필요하다.

Rhee와 Cho^(12,13)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.

Rhee와 Cho⁽¹⁴⁾는 블레이드 상류 베인에서 발생하는 후류(wake)가 블레이드 유로 내로 유입되는 경우 회전하는 블레이드 표면에서의 열전달 특성을 고찰하였으며, 그 결과 후류가 유입유동의 평균 난류강도를 증가시키는 역할을 하기 때문에 열전달 계수가 전체적으로 증가하는 결과를 얻었다. 이와 같이 블레이드에서의 열전달 특성은 작동 조건 변화에 따라 달라지게 되므로 여러 조건 변화에 따른 영향을 고찰하는 것이 필요하다.

본 논문에서는 1편에서와 마찬가지로 대표적인 탈설계 조건 중 하나인 유동 입사각 변화가 블레이드 열전달에 미치는 영향에 대해서 고찰하였다. 특히, 블레이드 끝단 인접 영역에 대한 국소 열/물질전달 특성을 고찰하였으며, 이를 위해 저속 풍동 내에 회전하는 환형 터빈 익렬을 이용하였다. 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 경계조건은 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 익렬

이 장착된 저속 풍동이 사용되었으며, 크게 상류 측 팬(fan), 1단(single stage) 터빈 시험부, 하류 측 흡입팬 등 세 부분으로 나누어진다. 상류 팬을 통해 유입된 유동은 환형 유로 내 시험부, 즉 베인과 블레이드를 지난 후 하류측 팬을 통해 외부로 배출된다. 환형 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 입사각도는 0°, 출사각도는 70°로 하였으며, 블레이드의 회전속도에 따라 블레이드 상대 유동각도가 달라지게 된다. 본 실험에서는 미드스팬 형상을 기준으로 블레이드 유입유동각과 블레이드 입사각도가 동일하도록 블레이드 회전속도를 설정하였다. 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 간격은 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^(10,11)에 제시되어 있다.

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

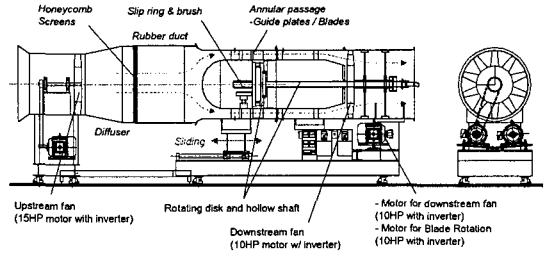


Fig. 1 Schematic view of experimental apparatus

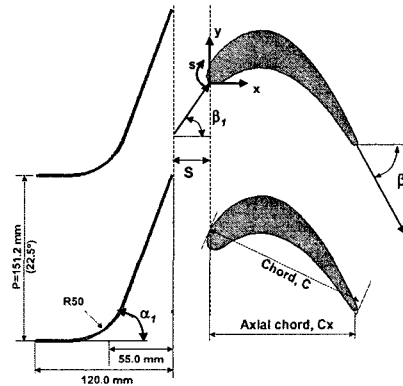


Fig. 2 Schematic view of test section at mid-span

Table 1 Blade configurations

Number of blades	16	
Chord length (C)	150 mm	
Axial chord (C _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%)	

2.3 작동 조건

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

설계조건을 만족시키기 위해서는 미드스팬 기준으로 블레이드로 유입되는 유동의 각도가 블레이드 입사각도와 동일하도록 회전수를 조정하였으며, 이때 미드스팬에서의 블레이드 입구 Reynolds 수, Re_c=1.5×10⁵ 인 경우 블레이드의 회전수(N)는 255.8 rpm이다.

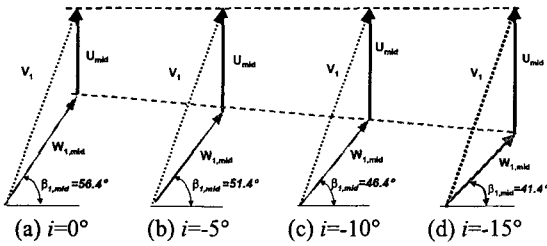


Fig. 3 Velocity diagram for negative incidence angles

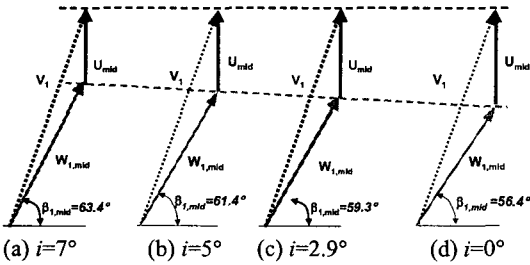


Fig. 4 Velocity diagram for positive incidence angles

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	1.5×10^5

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	1.1×10^5	1.2×10^5	1.3×10^5	1.5×10^5
i_t (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	1.5×10^5	1.6×10^5	1.7×10^5	1.9×10^5
i_t (deg)	-4.1°	0.0°	2.8°	5.5°

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 변화시켜가며 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 2와 Table 3에 제시되어 있다.

본 실험에서는 스펠 방향으로 동일한 형상을 갖는 블레이드가 사용되었기 때문에, 일정한 블레이드

회전수에 대해서 블레이드 스펠 방향으로 서로 다른 회전 선속도를 갖게 된다. 이에 따라 블레이드 스펠에 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 Goldstein and Cho⁽¹⁵⁾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.⁽¹⁶⁾

본 실험결과를 통해 얻은 Nu 수와 열전달 실험을 통해 얻은 Nu 수에 대한 비교는 다음 장에 제시되어 있다. 본 연구에서의 불확실성 해석은 Kline과 McClintock⁽¹⁷⁾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 회전 장치에 시편을 장착하여 측정하였다.

4. 실험결과 및 토의

4.1 설계조건에서의 열/물질전달

Fig. 5는 설계조건에 대한 회전 블레이드 압력면 및 흡입면에서의 국소 물질전달계수 분포를 나타내는 그림이다. 여기서 점선($z/C_x=0.0$)은 블레이드 미드스팬의 위치를 나타내며, 흰 영역은 측정되지 않은 블레이드 표면을 의미한다.

압력면에서의 물질전달계수 분포를 보면, 전연 영역에서 정체점이 형성되기 때문에 높은 열/물질전달계수를 가지며, 이후 하류로 진행하면서 $s/C_x =$

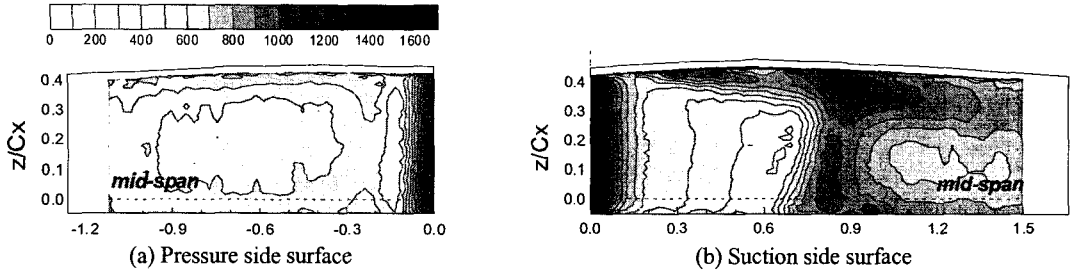


Fig. 5 Contour plots of Sh_c on the pressure side surface of the blade

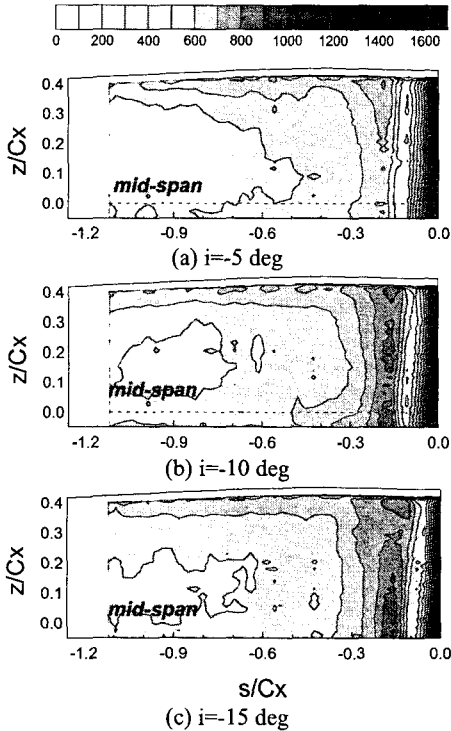


Fig. 6 Contour plots of Sh_c on the pressure side surface at negative incidence angles

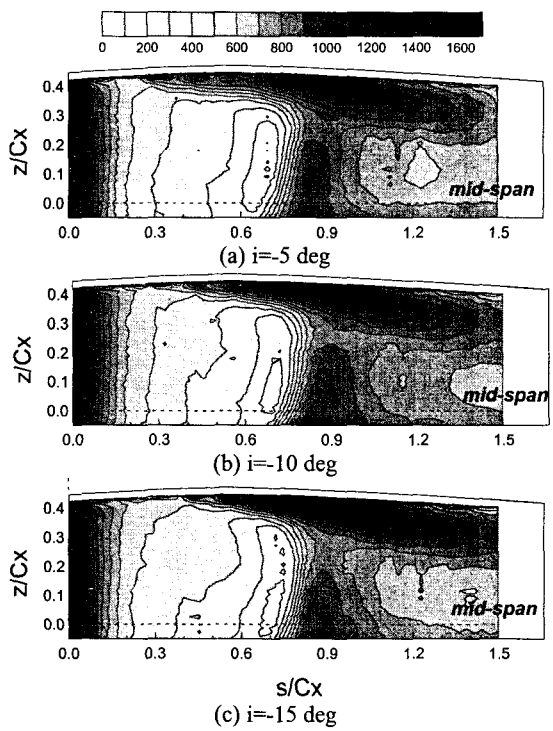


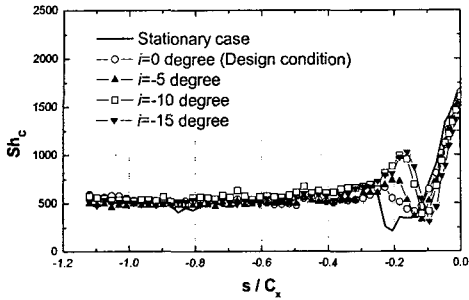
Fig. 7 Contour plots of Sh_c on the suction side surface at negative incidence angles

-0.15 부근에서 박리기포(laminar separation bubble) 형성으로 인한 극소값이 관찰된다. 하류 영역에서는 유동이 안정화되면서 전체적으로 균일한 값을 갖는 것을 알 수 있다. 끝단 인접영역에서는 유동이 끝단 간극 내로 유입되면서 가속되는 효과를 갖기 때문에 전 영역에 걸쳐 높은 열/물질전달계수를 갖는다.

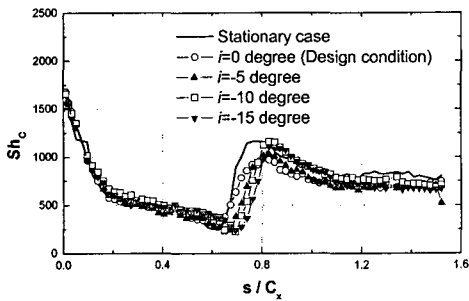
블레이드 흡입면에서의 경우, 압력면에서와 마찬가지로 전연 부근에서 높은 열/물질전달계수를 가지며, 이후 유동이 가속되기 때문에 층류경계층이 유지되면서 낮은 열/물질전달계수 분포를 갖는 것을 알 수 있다. 이러한 현상은 $s/C_x=0.7\sim 0.8$ 까지 유지되다가 이후 역압력 구배가 형성되면서 난류로의 천이현상이 발생하여 $s/C_x=0.85$ 부근에서

극대값을 갖게 된다. 천이영역 이후로는 난류경계층이 발달하면서 열/물질전달계수가 점차 감소하는 것으로 나타났다.

흡입면의 끝단 인접영역에서는 끝단 간극을 통해 빠져 나온 누설유동에 의해 매우 높은 열/물질전달계수가 관찰된다. 특히, 누설유동은 상류측과 하류측 누설유동으로 나누어지기 때문에 블레이드 표면 끝단 인접영역에서 두 개의 극대값을 관찰할 수 있다. 이에 대한 자세한 설명은 Rhee와 Cho^(12,14)에 제시되어 있다. Fig. 5에서 볼 수 있듯이, 블레이드 표면은 주로 하류측 누설유동에 의해 영향을 받으며, 이 영역에서 작동 조건 변화에 따른 영향을 클 것으로 예상된다.

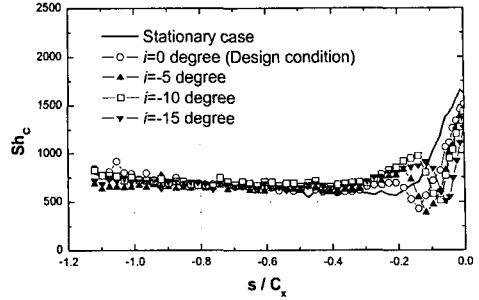


(a) Pressure side surface

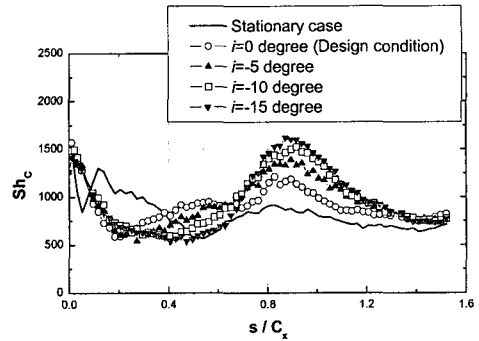


(b) Suction side surface

Fig. 8 Local distributions of Sh_c at mid-span for negative incidence angles



(a) Pressure side surface



(b) Suction side surface

Fig. 9 Local distributions of Sh_c at $z/C_x=0.4$ for negative incidence angles

4.2 입사각 변화에 따른 열/물질전달 특성

Fig. 6과 Fig. 7은 유동각이 블레이드 입구각보다 작은 경우, 블레이드 압력면 및 흡입면에서의 국소 열/물질전달계수 분포를 나타내는 그림이다.

Fig. 6에 제시된 압력면에서의 분포를 보면, 전체적으로 입사각 변화에 따른 효과는 크지 않은 것을 알 수 있다. 단, 설계조건에 비해 전연 인접영역에서 나타나는 박리기포의 영향이 약간 감소하며 그 위치가 전연 측으로 이동하는 것으로 나타났다.

흡입면에서는 입사각이 감소할수록 유동 가속효과가 커지며 이로 인해 층류경계층이 하류까지 유지되며 천이영역이 하류쪽으로 이동되는 현상이 나타나게 된다. 따라서, Fig. 7에서 볼 수 있듯이, 미드스팬 영역에서는 입사각이 감소함에 따라 물질전달계수가 낮은 영역, 즉 층류 경계층 영역이 하류로 확장되며 천이영역이 하류로 이동하는 현상을 관찰할 수 있다. 경계층 유동이 난류로 천이된 이후에는 입사각 변화에 관계없이 전체적으로 유사한 분포를 갖는 것으로 나타났다.

흡입면 끝단 인접영역에서는 입사각 변화에 따른 영향이 매우 크게 나타난다. Part 1에서 제시된 것과 같이 유동 입사각이 감소함에 따라 끝단 간극으로 유입되는 유동은 하류 측으로 치우치기 때문에 하류측 누설유동 및 그 영향이 증가하게 된다.

그 결과로, Fig. 7에서 볼 수 있듯이 입사각이 감소함에 따라 끝단 인접영역에서의 최대값 크기가 증가하며, 또한 누설유동의 영향이 스펠방향으로 확장되는 것을 알 수 있다. 이처럼 누설유동의 영향이 스펠방향으로 확장되면서 유동 천이영역이 축소되는 것을 관찰할 수 있다.

Fig. 8과 Fig. 9는 각각 미드스팬과 끝단 인접영역 ($z/C_x=0.4$)에서의 열/물질전달계수 분포를 나타내는 그림이다. 앞서 설명한 바와 같이, 미드스팬에서는 입사각이 감소함에 따라 압력면 박리기포의 영향이 감소하며, 흡입면에서 천이에 의한 최대값의 위치가 하류로 이동하는 것을 알 수 있다. 하지만, 전체적인 분포 및 열/물질전달계수의 크기는 거의 동일한 것을 알 수 있다.

끝단 인접영역에서의 분포를 보면(Fig. 9), 압력면에서는 전연 인접영역을 제외하면 입사각 변화에 따른 영향이 거의 없지만, 흡입면의 경우는 그 영향이 매우 큰 것으로 나타났다. 앞서 언급한 바와 같이 입사각이 감소함에 따라 상류측($s/C_x \leq 0.4$)에 나타나는 최대값이 감소하며 하류측 최대값($s/C_x \approx 0.9$)은 증가하는 현상이 나타난다. 특히 $i=-10^\circ$ 이상인 경우 상류측 최대값은 더 이상 관찰되지 않으며 하류측 최대값은 블레이드 전연에서의 열/물질전달계수와 유사한 값을 갖는 것을

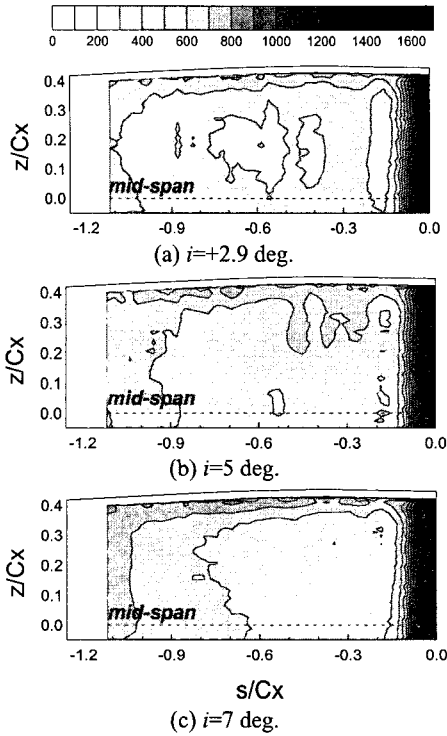


Fig. 10 Contour plots of Sh_c on the pressure side surface at positive incidence angles

알 수 있다. 따라서, 입사각이 입구 설계각과 다른 탈설계조건에서는 블레이드 끝단 인접영역에서 매우 크고 불균일한 열부하가 발생하는 것을 예측할 수 있다.

Fig. 10과 Fig. 11은 유동각이 블레이드 입구각보다 큰 경우, 즉 양의 입사각을 갖는 경우에 대하여 블레이드 표면에서의 열/물질전달계수 분포를 나타내는 그림이다.

압력면에서의 분포를 보면, 입사각이 증가함에 따라 전연 부근에서 나타나던 박리기포의 영향이 거의 관찰되지 않는 것을 알 수 있다. 설계조건에서는 전연 부근에서 국소적으로 유동 가속 및 역압력 구배가 형성되지만 입사각이 증가하는 경우 이러한 국소적인 유동특성이 매우 약해지기 때문인 것으로 생각된다. 하지만, 하류 영역에서는 입사각의 영향이 크지 않은 것으로 나타났다.

흡입면에서의 분포를 살펴보면, 누설 유동 및 유동 천이에 의해 나타나는 영향이 변화하는 것을 알 수 있다.

유동각이 블레이드 입구각보다 큰 경우 블레이드 흡입면에서의 유동가속 효과가 설계조건에 비해 감소한다. 따라서, Fig. 11에서 볼 수 있듯이 전연 부근에서 나타나는 층류 경계층 영역이 축소되며 열/

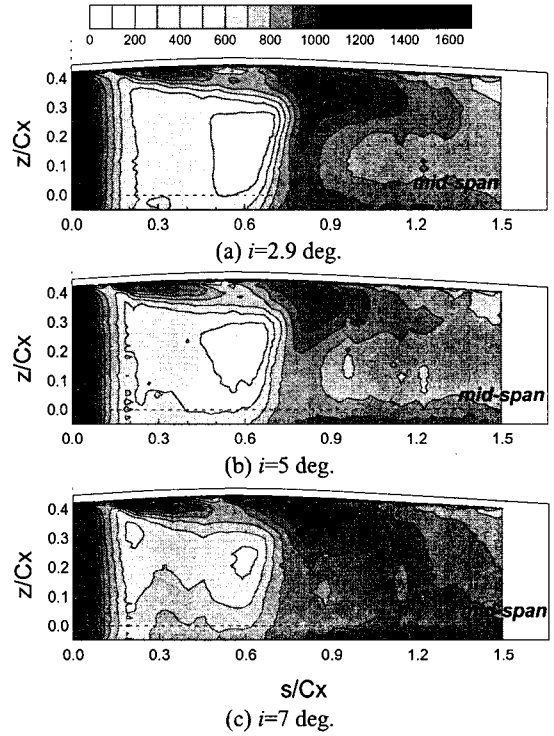
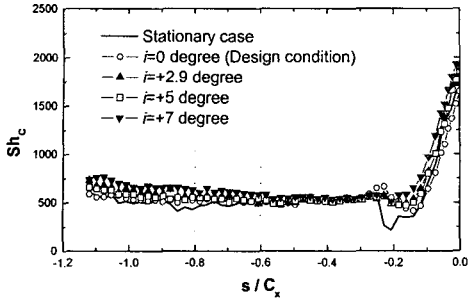


Fig. 11 Contour plots of Sh_c on the suction side surface at positive incidence angles

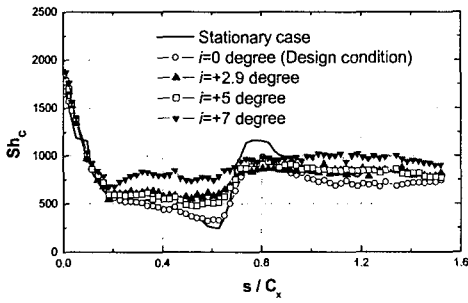
물질전달계수가 증가하게 된다. 이에 따라 유동 천이에 의해 나타나는 극대값 영역이 축소되는 것으로 나타났다. 특히, 입사각 $i=7^\circ$ 인 경우, 미드스팬에서 층류경계층 영역이 크게 축소되고 천이영역이 거의 관찰되지 않는다.

흡입면 끝단 인접영역에서는 누설 유동에 의해 나타나는 두 개의 극대값이 명확히 구분되며 입사각이 증가할수록 상류측으로 이동하는 것으로 나타났다. 또한, 입사각 증가에 따라 상류측 극대값이 증가하였으나, 하류 측 누설유동의 영향은 감소하게 된다. 이러한 현상은 압력면 측에서 끝단 간극 내로 유입되는 유동의 각도가 크기 때문에 누설유동의 피치 방향 운동량이 증가하고, 이로 인해 상류 측 누설유동의 유량은 증가하고 하류 측 누설유동은 블레이드 표면으로부터 이탈하는 경향이 커지기 때문인 것으로 생각된다.

이러한 특성들은 Fig. 12와 Fig. 13에 제시된 국소 물질전달계수 분포에 잘 나타나있다. 미드스팬에서는 압력면 전연 부근에서 나타나던 박리기포의 영향이 거의 관찰되지 않으며, 흡입면에서는 난류로의 유동 천이에 의한 영향이 감소하는 것을 알 수 있다. 끝단 인접영역인 $z/C_x=0.4$ 에서의 분포 [Fig. 13(b)]를 보면, 흡입면에서 누설유동에 의해

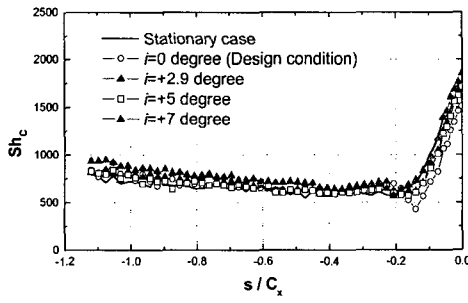


(a) Pressure side surface

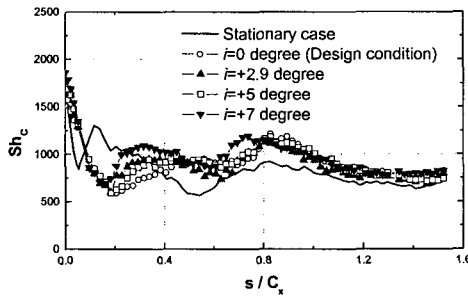


(b) Suction side surface

Fig. 12 Local distributions of Sh_c at mid-span for positive incidence angles

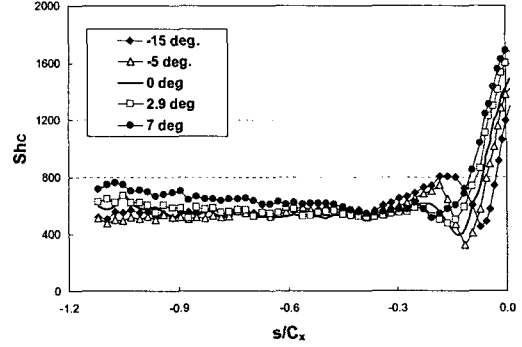


(a) Pressure side surface

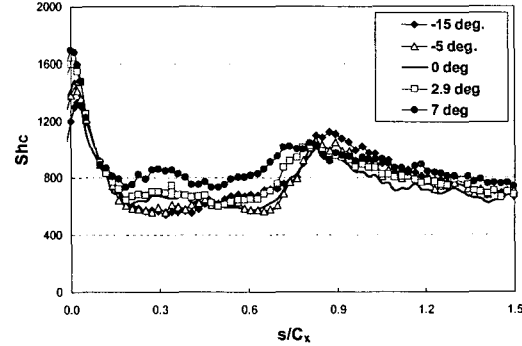


(b) Suction side surface

Fig. 13 Local distributions of Sh_c at $z/C_x=0.4$ for positive incidence angles



(a) Pressure side surface



(b) Suction side surface

Fig. 14 Spanwise averaged Sh_c on the blade surface for various incidence angles

두 개의 극대값이 상류 측으로 이동하는 반면, 극대값의 크기는 입사각 변화에 관계없이 거의 일정한 것으로 나타났다. 이로부터 입사각이 0보다 큰 경우는 끝단 인접영역에서 입사각 변화의 영향이 크지 않은 것을 알 수 있다.

Fig. 14는 다양한 입사각 조건에 대하여 스패 방향으로 평균된 열/물질전달계수 분포를 나타내는 그림이다. 앞에서 언급한 바와 같이 압력면에서는 입사각 증가에 따라 전연 부근에서의 박리 기포 영향이 감소하고 그 결과 하류에서의 열/물질전달계수가 점차 증가하는 것을 알 수 있다.

흡입면에서의 평균 물질전달계수 분포를 보면, 국소 열/물질전달계수 분포에서 볼 수 있듯이 입사각이 증가할수록 전연 인접 영역($s/C_x \approx 0.3$)에서의 물질전달계수가 증가하며 하류에서의 극대값이 상류측으로 이동하는 것으로 나타났다.

하지만, 평균 열/물질전달계수 분포에서는 끝단 인접영역에서의 높고 불균일한 열/물질전달 특성을 정확하게 관찰할 수 없으며, 보다 정확한 열전달 해석을 위해서는 국소 열/물질전달계수 분포를 파악하는 것이 필수적이라 할 수 있다.

5. 결 론

본 연구에서는 저속 환형 터빈 익렬 내 회전하는 터빈 블레이드에 대해서 유동 입사각 변화에 따른 블레이드 끝단 인접 영역에서의 국소 열/물질전달 특성을 고찰하였으며, 그 결과는 다음과 같다.

(1) 설계조건으로 회전하는 터빈 블레이드에서는 압력면 내 전연 부근에서 박리기포 및 유동천이에 따른 열/물질전달계수 국소/극대값이 관찰되며 끝단 인접영역에서는 끝단 간극으로 유입되는 유동의 가속효과로 인해 전체적으로 열/물질전달계수가 증가한다. 흡입면에서는 미드스팬 영역에서 층류 경계층이 하류 영역($s/C_x=0.8$)까지 유지되다가 유동천이에 의한 극대값이 관찰된다. 흡입면 끝단 인접 영역에서는 누설유동의 영향으로 상류 및 하류 측에서 열/물질전달계수가 높은 영역이 관찰된다.

(2) 유동각이 블레이드 입구각보다 작은 경우, 블레이드 유로 내에서 유동 가속효과가 증가한다. 따라서, 압력면 내 박리기포 및 유동천이현상이 뚜렷이 나타나며, 흡입면 내 층류 경계층 영역이 하류로 확장되는 것으로 나타났다. 끝단 인접 영역에서는 입사각이 감소할수록 흡입면 하류 측 열/물질전달계수가 크게 증가하는 것으로 나타났다. 이는 입사각이 작은 경우 끝단 간극으로 유입되는 유동이 하류 측으로 이동하는 현상이 커지고 하류 측 누설유동의 유량이 증가하기 때문인 것으로 생각된다.

(3) 유동각이 블레이드 입구각보다 큰 경우, 압력면에서 발생하는 박리기포의 영향이 감소하였으며, 흡입면 미드스팬 영역에서의 유동천이 영향이 크게 감소하였다. 블레이드 끝단 인접영역에서는 누설유동에 의해 열/물질전달계수가 증가하는 영역이 상류 측으로 이동하지만, 전체적인 열/물질전달계수의 크기는 거의 일정한 것으로 나타났다. 따라서, 입사각이 0보다 큰 경우는 입사각 변화의 영향이 상대적으로 크지 않은 것을 알 수 있다.

(4) 입사각이 0보다 작은 경우 블레이드 끝단면에서의 열/물질전달계수는 감소하는 반면 흡입면 끝단 인접영역에서의 값은 크게 증가하는 것으로 나타났다. 하지만, 입사각이 0보다 큰 경우, 끝단면에서는 물질전달계수가 크게 증가하지만 끝단 인접영역에서의 영향은 크지 않은 것을 알 수 있다. 따라서, 터빈 요소 내구성 향상을 위해서는 가스터빈의 작동 조건 고찰 및 이에 따른 냉각방법

설계가 동시에 고려되어야 할 것으로 생각된다.

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) Kwak, J. S., 2006, "Effect of Blade Tip Geometry on Heat Transfer Coefficients on Gas Turbine Blade Tips and Near Tip Regions," *Trans. of the KSME B*, Vol. 30, pp. 328-336.
- (8) Jin, P. and Goldstein, R. J., "Local Mass/Heat Transfer on Turbine Blade Near-Tip Surface," *ASME Paper No. GT-2002-30556*.
- (9) 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.
- (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 (I) - Near-tip Blade Surface," *Trans. of the KSME B*, Vol. 29, No. 4, pp. 485-494.
- (11) 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.
- (12) 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.
- (13) 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.
- (14) Rhee, D. H. and Cho, H. H., 2006, “Detailed Heat Transfer Characteristics on Rotating Turbine Blade,” *Trans. of the KSME B*, in press.
- (15) 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.
- (16) 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.
- (17) Kline, S. J. and McClintock, F., 1953, “Describing Uncertainty in Single Sample Experiments,” *Mech. Eng.*, Vol. 75, pp. 3~8.