

< 논문 >

## 가스터빈 블레이드 끝단 형상에 따른 블레이드 끝단 및 그 주변에서의 열전달 계수 변화

곽 재 수\*

(2005년 11월 10일 접수, 2006년 2월 22일 심사완료)

### Effect of Blade Tip Geometry on Heat Transfer Coefficients on Gas Turbine Blade Tips and Near Tip Regions

Jae Su Kwak

**Key Words:** Convective Heat Transfer(대류열전달), Gas Turbine(가스터빈), Turbine Blade Tip(터빈 블레이드 끝단), Squealer Tip(스킬러 끝단), Tip Leakage Flow(끝단 누설유동), Transient Liquid Crystals Technique(천이액정법)

#### Abstract

Detailed heat transfer coefficient distributions on two types of gas turbine blade tip, plane tip and squealer tip, were measured using a hue-detection base transient liquid crystals technique. The heat transfer coefficients on the shroud and near tip regions of the pressure and suction sides of the blade were also measured. The heat transfer measurements were taken at the three different tip gap clearances of 1.0%, 1.5%, and 2.5% of blade span. Results show the overall heat transfer coefficients on the tip and shroud with squealer tip blade were lower than those with plane tip blade. By using squealer tip, however, the reductions of heat transfer coefficients near the tip regions of the pressure and suction sides were not remarkable.

#### 기호설명

#### 1. 서론

- C : 블레이드 끝단 간극 (%)
- $C_x$  : 블레이드 축길이
- h : 열전달 계수( $W/m^2K$ )
- PS : 블레이드 압력면
- t : 색깔 변화 시간 (초)
- $T_i$  : 블레이드 표면의 초기온도 ( $^{\circ}C$ )
- $T_m$  : 주유동 온도 ( $^{\circ}C$ )
- $T_w$  : 액정의 색깔 변화 온도 ( $^{\circ}C$ )
- SS : 블레이드 흡입면

가스터빈의 출력과 효율을 증가시키기 위해 가스 터빈의 입구온도를 점점 증가시키는 경향이 있는데, 이에 의해 터빈 내 각 부품들의 열부하도 점점 커지고 있다. 특히 블레이드 끝단은 높은 열부하와 냉각의 어려움 때문에 터빈 내에서도 열전달 문제가 심각한 부분이다. 슈라우드가 없는 터빈(unshrouded turbine)에서는 회전하는 블레이드 끝단과 고정된 슈라우드 사이에 끝단 간극(tip clearance)이 존재하게 되고, 블레이드 압력면과 흡입면의 압력차이로 인해 고온의 연소가스가 이 간극을 통해 흐르게 된다. 이러한 슈라우드와 블레이드 끝단 사이의 유동을 끝단 누설 유동(tip leakage flow)이라 부른다. 끝단 누설 유동은 얇은 경계층을 형성하며 블레이드 끝단에 높

\* 회원, 한국항공대학교 항공우주 및 기계공학부  
E-mail : jskwak@hau.ac.kr  
TEL : (02)300-0103 FAX : (02)3158-4429

은 열전달 계수를 야기하여 블레이드 끝단의 파손에 주요한 요인이 된다. 끝단 누설 유동과 블레이드 끝단으로의 열전달을 줄이기 위해 일부 가스터빈 블레이드 끝단에는 홈(groove)이나 장애물 (rim)을 설치하는 경우가 있다. 이러한 블레이드를 스퀸러(squealer) 끝단 블레이드라 부르는데, 끝단의 홈이나 장애물은 유동 저항으로 작용하여 누설 유동을 줄일 수 있다.

최근 들어 블레이드 끝단에서의 열전달 현상에 대한 많은 연구들이 발표되었다. Bunker 등<sup>(1)</sup>은 액정을 사용하여 블레이드 끝단 표면의 열전달 계수를 측정하였다. 그들은 3가지 끝단 간극과 두 가지 주유동의 난류강도, 그리고 두 가지의 모서리 형상에 대해 열전달을 측정하였다. Bunker와 Bailey<sup>(2)</sup>는 스퀸러 끝단의 캐비티 깊이와 블레이드 끝단의 산화(oxidation)가 열전달에 미치는 영향을 연구하였다. 그 결과, 캐비티 깊이의 영향은 캐비티 표면 전체에 걸쳐 일정하게 나타나지 않았지만, 대체로 깊은 캐비티의 경우가 낮은 열전달 계수를 나타냄을 보였다. 그리고 블레이드 끝단의 열전달 계수는 끝단 간극의 크기에 큰 영향을 받지 않음을 보였다. Azad 등<sup>(3-5)</sup>은 액정을 사용하여 끝단 간극의 크기, 주유동의 난류강도, 다양한 끝단 형상이 블레이드 끝단의 열전달 계수 분포에 미치는 영향을 연구하였다. 그들은 주유동의 난류강도가 커질수록 블레이드 끝단에서의 열전달 계수는 증가하고 블레이드 끝단 형상이 바깥에 따라 열전달 계수의 분포도 바뀐다는 것을 보였다. 그리고 블레이드 흡입면에 스퀸러 림(squealer rim)을 설치한 경우가 가장 낮은 블레이드 끝단 열전달 계수를 나타냄을 보였다. Rhee<sup>(6)</sup> 등은 나프탈렌 승화법을 이용하여 슈라우드에서의 물질/열전달 현상을 연구하였는데 끝단 간극의 크기에 따라 물질/열전달 현상의 특징이 많이 달라짐을 보였다. Jin과 Goldstein<sup>(7,8)</sup>은 고압 터빈 블레이드를 모사한 모델에서 나프탈렌 승화법을 이용하여 끝단과 그 주변에서의 물질 전달 현상을 연구하였다. 그들은 끝단에서의 물질/열전달 계수는 블레이드의 압력면이나 흡입면에 비해 월등히 높음을 보였다. Papa<sup>(9)</sup> 등은 나프탈렌 승화법과 유동가시화를 이용하여 저속 케이스케이드 내의 블레이드 끝단에서 끝단의 형상과 끝단 간극의 크기에 따른 열/물질전달 계수를 변화와 스퀸러 끝단 캐비티 내에서의 유동 경향을 연구하

여, 끝단 간극의 크기가 커질수록 스퀸러 끝단 캐비티 표면의 열전달 계수가 작아짐을 보였다. Acharya 등<sup>(10)</sup>은 다양한 블레이드 끝단 형상에 대한 열전달 및 유동 계산을 수행하여 흡입면을 따라 스퀸러 림이 설치된 경우가 가장 열전달 계수의 감소 효과가 큰 것을 보였다. Saxena와 Ekkad<sup>(11)</sup>는 저속 케이스케이드에서 상류의 주기전인 비정상 후류가 존재할 때, 다양한 형상의 스퀸러 림 블레이드의 열전달 계수를 정상상태 액정법(steady state liquid crystals technique)을 이용하여 측정하였는데, 후류의 영향 등을 고려할 때 압력면과 흡입면 끝단에 림이 설치된 경우가 가장 열전달 계수 감소 효과가 큰 것을 보였다. Yang 등<sup>(12)</sup>은 림의 위치와 높이, 그리고 회전이 끝단과 그 주변에서의 열전달 분포에 미치는 영향을 계산하였는데, 흡입면을 따라 림을 설치한 경우가 압력면과 흡입면 모두를 따라 림이 설치된 경우보다 열전달 계수 감소 효과가 크게 나타났고, 회전은 모든 끝단의 형상에 대해 열전달 계수를 증가시킨다는 것을 보였다. 또한 림의 높이가 높을수록 끝단에서의 열전달 계수는 감소하지만 증가된 열전달 면적으로 인해 높이가 낮은 림의 경우가 오히려 낮은 평균 열부하를 갖는다는 것을 보였다.

최근 들어 국내에서도 블레이드 끝단의 물질/열전달 현상에 대한 연구가 이루어지고 있다.<sup>(6,13)</sup> Rhee 와 Cho<sup>(13)</sup>는 환형 케이스케이드 내에 설치된 고정된 블레이드 끝단과 슈라우드에서의 열/물질전달을 나프탈렌 승화법을 이용하여 측정하고 케이스케이드 입구 레이놀즈수에 따른 열/물질전달 계수의 변화에 대한 연구를 수행하였다. 그들은 블레이드 끝단에서의 평균열전달 계수가 슈라우드 표면에 비해 높게 나타나는 것을 보였고, 레이놀즈수가 증가할 때, 끝단의 열전달 계수의 크기는 증가하지만 열전달 특성은 비슷하다는 것을 보였다.

기존의 나프탈렌 승화법을 이용한 연구들은 주로 저속 풍동에서 실험이 수행되어 유동의 압축성 등을 고려하지 못하는 경향이 있고, 천이액정법(transient liquid crystals technique) 또는 정상상태 액정법을 이용한 연구는 고속 풍동에서 실험이 이루어진 경우도 있으나 열전달 계수의 분포가 결과가 선명하지 못하다는 단점이 있다. 본 연구에서는 색상(hue) 검출 방식의 천이액정법을 사용하여 블레이드의 끝단 뿐 만 아니라 블레이드 끝단 근처의 압력면, 흡입면 그리고 슈라우드

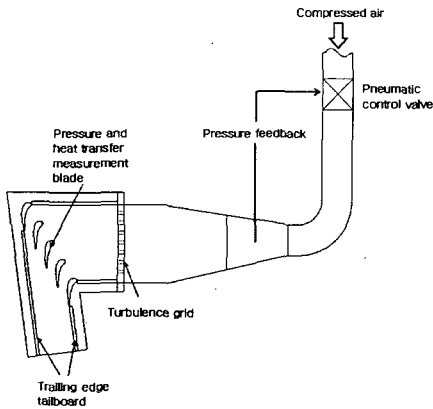


Fig. 1 Schematic of blow-down facility

에서의 열전달 계수를 측정하였다. 또 2개의 끝단 형상과 각각 3개의 끝단 간극의 크기가 열전달 계수 분포에 미치는 영향을 살펴보았다. 본 논문의 결과는 이전의 액정을 이용한 연구 결과들에 비해 보다 선명한 열전달 계수의 분포를 나타내고 있어 블레이드 끝단과 그 주변에서의 자세한 열전달 계수 분포를 제공함으로써 블레이드 끝단 주변 영역에서의 열전달 현상의 이해를 돕고, 추후 전산 해석의 기본 데이터로 활용될 수 있을 것으로 기대된다.

## 2. 실험 장치

Fig. 1은 블로 다운 (blow-down) 실험 장치의 개략도를 나타낸다. 실험 장치는 5개의 선형 블레이드를 가진 케스케이드로 구성되었다. 실험실 외부의 탱크에 저장된 압축 공기가 공압 밸브를 통해 케스케이드로 유입되면 밸브 컨트롤러가 하류의 압력을 피드백 받아 케스케이드 내의 주유동 속도를 희망하는 값의  $\pm 3\%$  이내로 조절할 수 있도록 하였다. 케스케이드 입구의 크기는 가로 31.1cm, 세로 12.2cm이고 아래, 위, 옆면은 1.27cm 두께의 투명 폴리카보네이트 판으로 만들어졌다. 케스케이드 위판은 1.27cm 두께의 투명 아크릴로 만들어져 시각적 투시도를 확보하였다. 각 유로의 유동 주기성(periodicity) 확보를 위해 두 개의 움직일 수 있는 테일보드(tailboard)를

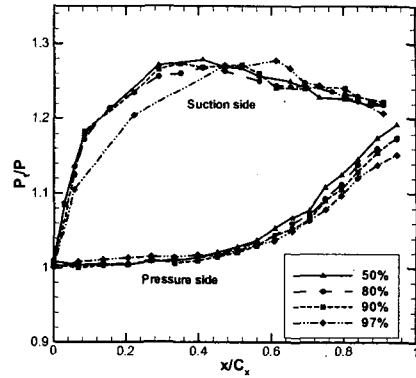


Fig. 2 Pressure distribution on the blade surface for plane tip

블레이드 뒷전에 설치하였다. 주유동의 난류강도를 높이기 위해 57%의 다공율을 갖는 격자를 가운데 블레이드의 26.7cm 상류 지점에 설치하여 케스케이드로 유입되는 유동의 난류강도가 9.7%가 되게 하였다. 본 연구에 사용된 끝단 간격의 크기는 1.31mm, 1.97mm, 그리고 3.29mm로 각각 블레이드 스패의 1.0%, 1.5%, 그리고 2.5%에 해당한다. 끝단 간극의 크기를 조절하기 위해 끝단 간극과 동일한 두께의 단단한 개스킷을 케스케이드의 옆 벽과 바깥에 위치한 두 개의 블레이드, 그리고 블레이드 뒷전에 위치한 테일보드 위에 설치하였다.

시험 중의 케스케이드 입출구 속도는 각각 85 m/s, 199m/s이고 블레이드 축코드 길이와 케스케이드 출구 속도로 계산된 레이놀즈수는  $1.1 \times 10^6$ 이었다. 케스케이드 입구의 전압(total pressure)은 126.9 kPa, 출구의 정압은 102.7 kPa로 총압력비(overall pressure ratio)는 1.2였다. Fig. 2는  $C=1.5\%$ 인 경우의 평면 끝단 블레이드 표면에서의 압력 분포를 나타낸다. 블레이드 표면의 압력분포는 케스케이드 입구에서의 전압에 대한 비로 나타나 있으며, 정압 측정은 블레이드 스패의 50%, 80%, 90%, 97%에서 이루어졌다. 블레이드 압력면과 흡입면의 최대 압력 차이는 스패의 50%에서는  $x/C_x$ 가 0.4인 지점에서 나타나지만 스패의 97%에서는  $x/C_x$ 가 0.6에서 나타나는 것을 볼 수 있다. 끝단 간극 유동은 블레이드 압력면과 흡입면의 압력

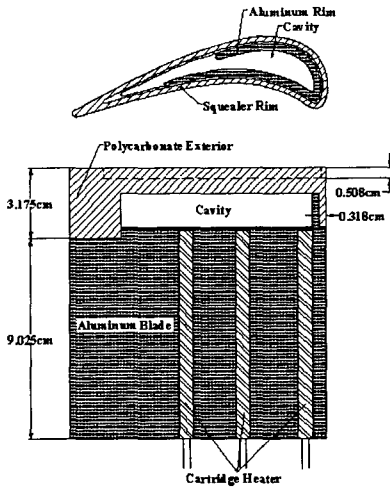


Fig. 3 Heat transfer measurement blade

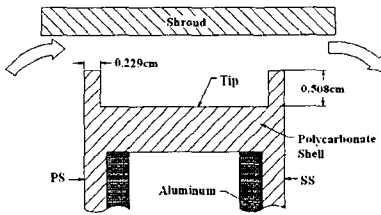


Fig. 4 Detailed view of the blade tip (squealer tip blade)

차이에 의해 발생하므로, 끝단 부근에서 최대 압력차가 발생하는  $x/C_x$ 가 0.6 근처에서 최대 누설 유동이 발생할 것을 예측할 수 있다. 유동 주기성 등의 자세한 유동 조건은 Azad 등<sup>(3-5)</sup>에 자세히 설명되었다.

Fig. 3은 열전달 측정을 위한 블레이드를 나타낸 것이다. 블레이드의 스패ンは 12.2cm이고 축코드 길이는 8.61cm이다. 블레이드의 아래 부분은 알루미늄으로 만들어졌고 끝단 부분은 열전도도가 낮은 폴리카보네이트로 만들어졌다. 블레이드의 아래 부분에는 카트리지 히터를 삽입할 수 있는 3개의 공간을 설치하였다. 카트리지 히터가 알루미늄 코어를 가열하고 연쇄적으로 폴리카보네이트 끝단을 가열할 수 있도록 하였다. Fig. 4는 블레이드 끝단의 형상(스quel러 끝단의 경우)을 나타낸 것이다. 스quel러 끝단의 경우 림의 높이와 두께는 각각 0.508cm, 0.229cm이다. 슈라우드에서의 열전달 계수 측정 시험의 경우, 이동 가능한

300 W의 평면 히터를 슈라우드 위쪽에 설치하여 슈라우드를 가열하고, 실험 직전에 제거되었다.

### 3. 열전달 계수 측정 이론

열전달 계수의 측정에는 색상 검출 방식의 천이액정법(transient liquid crystals technique)이 사용되었다. 액정을 이용한 열전달 측정법에는 크게 정상상태법과 천이법이 있다. 정상상태법(steady state method)은 액정이 코팅된 시험부에 일정한 열유속을 가하고 그 때의 표면 온도를 액정을 이용하여 측정해서 식 (1)을 이용하여 열전달 계수를 측정하는 방법이다.

$$q'' = h(T_m - T_w) \quad (1)$$

정상상태법은 시험부 표면에 일정한 열유속이 공급되어야 한다는 점 때문에 보통 포일 히터를 사용하게 된다. 이때, 시험 표면 반대쪽으로는 열손실을 정확히 고려하여야 하고, 평판이 아닌 형상에 대해서는 일정 열유속 조건을 얻기 힘들다는 단점이 있다.

천이액정법은 액정(liquid crystals)이 뿌려진 표면을 1차원 반무한 고체(one-dimensional semi-infinite solid)로 가정하여 열전달 계수를 측정하는 방법이다. 정상상태법과는 달리 천이액정법은 일정 열유속 조건이 필요하지 않아 평판이 아닌 다른 형상의 표면에서 적용이 가능하다. 시험부 표면을 1차원 반무한 고체로 가정하기 때문에 보통 실험 표면은 열전도가 낮은 폴리카보네이트나 아크릴 등이 사용된다.

대류 경계 조건을 갖는 1차원 반무한 고체 표면에서의 해는 다음과 같이 표현된다.

$$\frac{T_w - T_i}{T_m - T_i} = 1 - \exp\left(-\frac{h^2 \alpha t}{k^2}\right) \operatorname{erfc}\left(\frac{h \sqrt{\alpha t}}{k}\right) \quad (2)$$

식 (2)에서 측정 표면의 초기 온도( $T_i$ ), 주유동의 온도( $T_m$ ), 액정의 색깔 변화 온도( $T_w$ ) 그리고 초기 상태에서 지정된 액정의 색깔까지 변하는데 걸리는 시간( $t$ )을 알면 열전달 계수( $h$ )를 계산할 수 있다. 만약 주유동의 온도가 시간에 따라 변하면 그 변화를 스텝 변화로 가정하고 Duhamel의

중첩이론(Superposition Theorem)을 사용하여 식 (2)을 다음과 표현할 수 있다.

$$T_w - T_i = (T_m - T_i) \times F \left( \frac{h \sqrt{\alpha t}}{k} \right) + \sum_{i=1}^n \left[ F \left( \frac{h \sqrt{\alpha (t - \tau_i)}}{k} \right) \Delta T_{m,i} \right] \quad (3)$$

여기서,  $F(x) = 1 - \exp(x^2) \operatorname{erfc}(x)$

$\Delta T_m$  = 주유동 온도의 스텝 변화

본 연구에서는 압축공기 저장탱크와 시험부 간의 긴 거리에 의해 주유동 온도가 시간에 따라 변화하였으므로 식 (3)를 이용하여 각 지점에서의 열전달 계수를 구하였다.

본 연구에서의 실험 오차는 Kline과 McClintock<sup>(14)</sup>이 제시한 방법으로 계산되었다. 각각 실험값에 대한 오차는  $\Delta t = \pm 0.5$ 초,  $\Delta T_m = \pm 0.5^\circ\text{C}$ ,  $\Delta T_w = \pm 0.2^\circ\text{C}$ ,  $\Delta T_i = \pm 1^\circ\text{C}$ ,  $\Delta \alpha / k^2 = \pm 5\%$  이고 계산된 총 실험 오차는  $\pm 8\%$ 이다. 열전달 계수 측정을 위해 시험부 표면을 1차원 반무한 고체로 가정하였기 때문에 립과 모서리 영역에서는 총 실험오차가 증가할 것으로 예상된다.

#### 4. 열전달 계수 측정과 결과

열전달 계수 측정을 위해 두 종류의 액정이 사용되었다.  $20^\circ\text{C}$  온도범위(bandwidth) 액정(R34C20W, Hallcrest)은 표면의 초기 온도를 측정하기 위해 사용되었고,  $4^\circ\text{C}$  온도범위 액정(R29C4W, Hallcrest)은 액정의 색깔 변화 시간을 측정하기 위해 사용되었다. 액정의 색깔은 온도가 올라감에 따라 무색에서 빨간색, 초록색, 파란색, 그리고 다시 무색으로 변하게 되는데, 온도범위(bandwidth)는 빨간색이 시작되는 온도와 파란색이 시작되는 온도의 차이를 의미한다.

온도와 색깔의 관계를 알기 위해 별도의 보정이 수행되었다. 아랫면에 포일 히터가 설치된  $0.64\text{mm}$  두께의 알루미늄 판 윗면에 실험에 사용될 것과 동일한 종류의 검은색 페인트 및 액정을 시험부에 적용할 때와 같은 방법으로 살포하고, 히터의 입력 전압을 조절하여 액정이 살포된

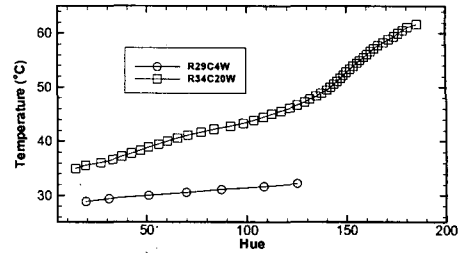


Fig. 5 Relation between hue and temperature

면의 온도를 빨간색이 나타나는 온도부터  $0.55^\circ\text{C}$  씩 서서히 증가시켰다. 이 때, 각각의 온도에서 액정의 색깔을 CCD 카메라를 통해 컴퓨터에 저장하고 각 이미지의  $100 \times 40$  픽셀에서의 색상 값을 평균하여 온도와 색깔의 관계식을 구하였다. Fig. 5는 온도와 색깔의 관계를 나타낸 것이다. 알려진 바와 같이 사용 온도 범위 내에서는 온도와 색깔이 단순한 관계를 가지므로 액정 색깔을 통해 색상을 계산하면 표면 온도를 계산할 수 있다. 컴퓨터에 저장된 이미지의 각 픽셀에서 RGB 정보를 이용하여 색상을 구하는 것은 상용 소프트웨어인 Matlab을 사용하였다.

초기 온도 측정을 위해 실험 대상 표면에 검은색 페인트(BB-G1, Hallcrest)와  $20^\circ\text{C}$  온도범위 액정을 균일하게 뿌린 후 카트리지 히터에 전원을 공급하였다. 실험 대상 표면 온도가 원하는 온도(약  $70^\circ\text{C}$ )까지 가열된 후, 액정의 색깔을 RGB CCD 카메라와 24bit 이미지 캡처 보드를 이용하여 컴퓨터에 저장하였다. 이때, 블레이드와 슈라우드에 부착된 열전대로 온도를 측정하여 색깔 변화 시간을 측정할 때와의 기준온도가 되도록 하였다. 저장된 이미지의 각각의 픽셀에서 미리 보정된 색상-온도의 관계식을 이용하여 초기 표면 온도를 계산하였다. 초기 표면 온도의 측정이 끝난 후,  $20^\circ\text{C}$  온도범위 액정을 제거하고 검은색 페인트와  $4^\circ\text{C}$  온도범위 액정을 실험 대상 표면에 뿌린 후, 히터의 전원을 공급하여 블레이드와 슈라우드에 부착된 열전대로 측정된 온도가 초기 표면 온도 측정 때와 동일할 때까지 블레이드를 가열하였다. 측정된 온도가 원하는 값이 도달하면 히터를 끄고 유동 조절 밸브를 열어 압축공기를 흐르게 하였다. 이때의 액정의 색깔 변화를 초당 30프레임의 속도로 컴퓨터에 저장하였다. 실험의 지속 시간은 1차원 열전달의 가정이 유효

하도록 하기 위해 10~30초 정도로 제한하였다. 컴퓨터에 저장된 모든 이미지의 각 픽셀에서 색상을 계산하고, 이를 이용하여 초기 온도 조건(40~60℃)에서 주어진 색상 값(50)에 해당하는 온도(끝단과 슈라우드의 경우 29℃, 압력면과 흡입면의 경우 29.6℃)까지 변화하는데 걸리는 시간(t)을 계산한 후, 식 (3)에 대입하여 각 픽셀에서의 대류 열전달 계수를 계산하였다.

4.1 끝단에서의 열전달 계수

Fig. 6은 평면 끝단(plane tip) 표면에서의 열전달 계수 분포를 나타낸 것이다. 모든 끝단 간극의 경우에서 코드의 20~70% 영역에서 높은 열전달 계수가 나타나는 것을 볼 수 있는데, 높은 열전달 계수의 영역은 끝단의 압력면 부근에서 시작하여 흡입면 쪽으로 갈수록 그 값이 작아지는 것을 볼 수 있다. 또 압력면에 아주 가까운 부근에서는 상대적으로 낮은 열전달 계수를 볼 수 있는데(특히 C=2.5%경우), 이것은 유동이 끝단과 슈라우드 사이의 간극을 통해 유입되면서 블레이드 압력면의 끝단에서 박리가 된 후 끝단 표면에 재부착(reattachment)되면서 나타나는 현상이다. 재부착되는 지점에서의 열전달 계수는 크게 나타나지만 박리점과 재부착점 사이의 영역에서는 재순환영역(recirculation region)이 발생하여 낮은 열전달 계수 영역이 나타나게 된다. 끝단 간극이 커질수록 압력면에 아주 가까운 부분의 열전달 계수가 감소하는 것을 볼 수 있는데, 이는 끝단 간극 크기의 증가에 따라 재순환영역(낮은 열전달 계수 영역)이 더 커지기 때문이다. 끝단 간극의 크기가 커짐에 따라 끝단에서의 평균 열전달 계수의 값은 증가하였다. 끝단에서의 열전달 계수의 크기는 600~1300 W/m<sup>2</sup>K이다.

Fig. 7은 스켈러 끝단 표면에서의 열전달 계수 분포를 나타낸 것이다. 림에 가까운 부분은 림의 그림자 때문에 실험 결과를 얻을 수 없었다. 평면 끝단과 비교할 때, 전체적인 열전달 계수의 크기는 상당히 낮아진 것을 볼 수 있다. 하지만 스켈러 림에서의 열전달 계수는 평면 끝단에서의 최대 열전달 계수와 비슷한 값을 보였다. 스켈러 끝단 캐비티 표면에서의 열전달 계수는 림의 열전달 계수에 비해 낮은 값을 보였다. 블레이드 흡입면에 가까운 캐비티 표면은 압력면에 가까운

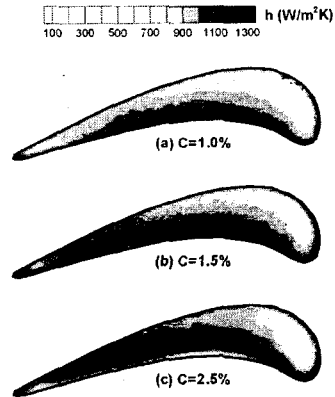


Fig. 6 Heat transfer coefficient on the plane tip

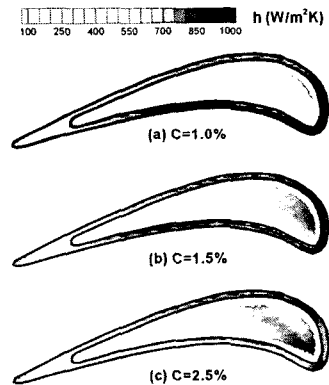


Fig. 7 Heat transfer coefficient on the squealer tip

캐비티 표면에 비해 상대적으로 높은 열전달 계수를 나타낸다. 누설 유동이 압력면 림에서 박리가 되고 흡입면 근처에서 재부착되면서 흡입면 근처의 열전달 계수가 크게 나타나지만, 압력면 림 부근에서는 재순환(recirculation)영역을 형성하기 때문에 상대적으로 낮은 열전달 계수가 나타나게 된다. 뒷전 쪽의 캐비티 표면은 낮은 열전달 계수 값을 나타내는데, 이는 캐비티의 폭이 좁아짐에 따라 압력면 림에서 박리한 유동이 캐비티 표면에 재부착되지 못하고, 또한 상대적으로 좁은 캐비티의 폭에 의해 재순환 유동의 영향이 더 커져서 나타나는 현상이다. 캐비티 폭이 넓은 앞전 부근에서는 누설 유동이 캐비티 표면에 재부착되면서 높은 열전달 계수 값이 나타난

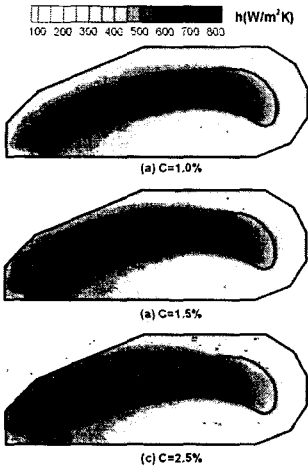


Fig. 8 Heat transfer coefficient on the shroud for plane tip

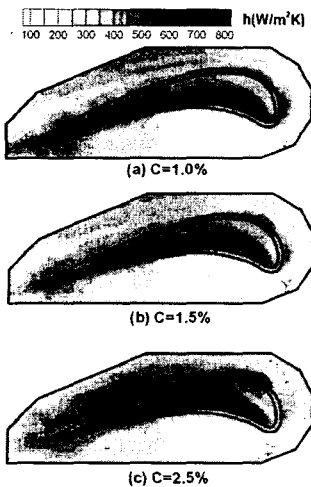


Fig. 9 Heat transfer coefficient on the shroud for squealer tip

다. 끝단 간극이 커짐에 따라 평균 열전달 계수는 증가하는 것을 볼 수 있다.

4.2 슈라우드에서의 열전달 계수

Fig. 8과 9는 슈라우드에서의 열전달 계수 분포를 나타낸 것이다. 평면 끝단의 경우, 블레이드 코드에 20~70% 영역에 높은 열전달 계수가 나타

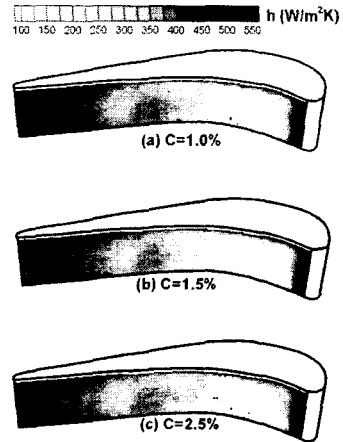


Fig. 10 Heat transfer coefficient on the pressure side for plane tip

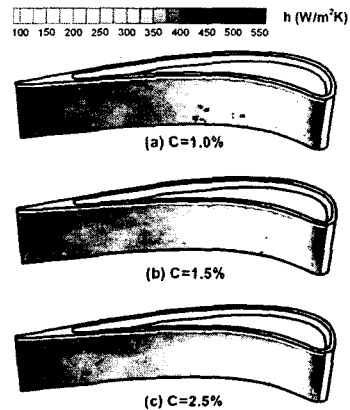


Fig. 11 Heat transfer coefficient on the pressure side for squealer tip

나고 앞전 근처에서는 그 값이 상대적으로 낮게 나타나는 것을 볼 수 있는데, 이는 끝단의 열전달 계수 분포 경향과 일치한다. 두 끝단 형상 모두가 높은 열전달 계수 영역은 블레이드 압력면 위쪽에서 시작하는데, 이것은 누설 유동이 블레이드 압력면 쪽에서 끝단 간극으로 들어올 때의 입구효과(entrance effect)에 기인한다. 평면 끝단의 경우 끝단 간극의 크기가 커질수록 높은 열전달 계수 영역이 흡입면 쪽 하류로 갈수록 커지는 것을 볼 수 있고, 스쿼러 끝단의 경우 끝단 간극의

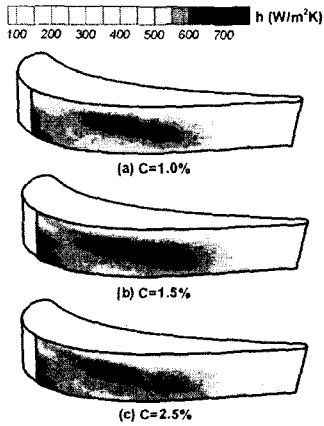


Fig. 12 Heat transfer coefficient on the shroud for plane tip

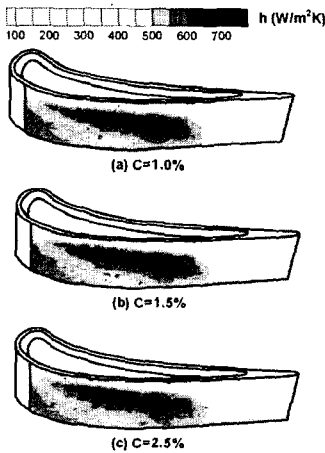


Fig. 13 Heat transfer coefficient on the shroud for squealer tip

증가에 따라 평균 열전달 계수도 증가하는 것을 볼 수 있다. 스켈러 끝단의 경우는 평면 끝단의 경우에 비해 낮은 열전달 계수 값을 보이는 것을 알 수 있다. 슈라우드에서의 최대 열전달 계수는 평면 끝단의 경우는 약  $800 \text{ W/m}^2\text{K}$ 이고 스켈러 끝단의 경우는 약  $700 \text{ W/m}^2\text{K}$ 으로, 각각의 끝단 표면에서의 최대 열전달 계수의 약 65%~70%이다.

#### 4.3 압력면에서의 열전달 계수

Fig. 10과 11은 끝단 근처 압력면의 열전달 계수 분포를 나타낸 것이다. 열전달 측정 영역의 높이는 끝단에서 약 2.5cm 정도이고, 이것은 블레이드 스패의 약 20%에 해당한다. 두 경우 모두 비슷한 열전달 계수 분포와 값을 나타내는 것을 볼 수 있는데, 이는 압력면의 열전달 계수의 분포는 끝단의 형상에 크게 영향을 받지 않는다는 것을 보여주는 것이다. 열전달 계수는 앞전 근처에서 높은 값을 보이고 뒷전 쪽으로 갈수록 낮아지다가 뒷전 근처에서 다시 높은 값을 보인다. 이는 블레이드 압력면에서의 경계층이 층류에서 난류로 천이되면서 일어나는 현상이다. 모든 경우에 대해 열전달 계수의 스패 방향 분포는 일정한 함을 볼 수 있다. 끝단에 가까운 압력면에서는 끝단 모서리를 따라 비교적 높은 열전달 계수가 나타나는데 이것은 누설 유동의 입구효과(entrance effect)에 기인한다. 두 경우 모두 끝단 간극 크기에 증가에 따른 열전달 계수 분포의 변화는 그리 크지 않았다. 끝단 근처 압력면에서의 최대 열전달 계수의 값은 약  $550 \text{ W/m}^2\text{K}$ 로 끝단에서의 최대 열전달 계수의 약 45~55%에 해당한다.

#### 4.4 흡입면에서의 열전달 계수

Fig. 12와 13은 끝단 근처 흡입면에서의 열전달 계수 분포를 나타낸 것이다. 측정 영역의 높이는 끝단에서부터 약 2.5cm이다. 두 경우 모두 비슷한 열전달 계수의 분포를 나타내는데, 끝단 모서리 근처에는 낮은 열전달 계수 영역이 존재하고, 그 아래쪽으로 높은 열전달 계수 영역이 존재하는 것을 볼 수 있다. 끝단 모서리 근처의 낮은 열전달 계수 영역은 누설 유동이 끝단 간극에서 흡입면 쪽으로 빠져 나올 때 끝단 표면에서 박리하면서 형성된 재순환 영역의 영향이고, 높은 열전달 계수 영역은 누설 유동과 주유동의 상호 작용에 의해 발생된 누설 와류(leakage vortex)의 영향이다. 끝단 간극 크기의 증가에 따라 열전달 계수는 약간 증가하지만 그 영향은 그리 크지 않음을 볼 수 있다. 최대 열전달 계수의 값은 약  $700\text{--}750 \text{ W/m}^2\text{K}$ 로 슈라우드에서의 최대 열전달 계수와 비슷하게 나타났다.



## 5. 결론

본 논문에서는 블로다운 시험 장치와 천이액정법을 사용하여 두 가지 터빈 캐스케이드 끝단 형상에 대해 끝단과 그 주변에서의 열전달 계수를 측정하였다. 그 결과를 요약하면 다음과 같다.

(1) 스퀸러 끝단 블레이드의 사용으로 블레이드 끝단과 슈라우드에서의 열전달 계수 값은 감소하였다. 하지만 압력면과 흡입면에서는 그 영향이 그리 크지 않았다.

(2) 일반적으로 끝단면의 열전달 계수가 가장 크고 압력면에서의 열전달 계수가 최소로 나타났다. 슈라우드와 흡입면의 열전달 계수는 비슷한 값을 보였다.

(3) 끝단 간극의 크기가 증가함에 따라 끝단과 슈라우드에서의 평균 열전달 계수는 증가하는 경향을 보였지만 압력면과 흡입면에서는 그 영향이 그리 크지 않았다.

(4) 끝단 근처의 흡입면에서는 누설 와류에 의한 높은 열전달 계수 영역이 나타났다.

## 참고문헌

- (1) Bunker, R. S., Baily, J. C. and Ameri, A. A., 2000, "Heat Transfer and Flow on the First Stage Blade Tip of a Power Generation Gas Turbine: Part 1: Experimental Results," *Trans. of ASME J. of Turbomachinery*, 122, pp. 272~277.
- (2) Bunker, R. S. and Baily, J. C., 2001, "Effect of Squealer Cavity Depth and Oxidation on Turbine Blade Tip Heat Transfer," *ASME Paper No. 2001-GT-0155*.
- (3) Azad, GM S., Han, J. C., Teng, S. and Boyle, R., 2000, "Heat Transfer and Pressure Distributions on a Gas Turbine Blade Tip," *Trans. of ASME J. of Turbomachinery*, 122, pp. 717~724.
- (4) Azad, GM S., Han, J. C. and Boyle, R., 2000, "Heat Transfer and Pressure Distributions on the Squealer Tip of a Gas Turbine Blade," *Trans. of ASME J. of Turbomachinery*, 122, pp. 725~732.
- (5) Azad, GM S., Han, J. C., Bunker, R. S. and Lee, C. P., 2002, "Effect of Squealer Geometry Arrangement On a Gas Turbine Blade Tip Heat Transfer," *Trans. of ASME J. of Heat Transfer*, 124, pp. 452~459.
- (6) Rhee, D. H., Choi, J. H. and Cho, H. H., 2001, "Effect of Blade Tip Clearance on Turbine Shroud Heat/Mass Transfer," *ASME Paper No. 2001-GT-0158*.
- (7) Jin, P. and Goldstein, R. J., 2002, "Local Mass/Heat Transfer on a Turbine Blade Tip," The 9th International Symposium on Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery, Honolulu, February.
- (8) Jin, P. and Goldstein, R. J., 2002, "Local Mass/Heat Transfer on Turbine Blade Near-Tip Surfaces," *ASME Paper No. GT2002-30556*.
- (9) Papa, M., Goldstein, R. J. and Gori, F., 2003, "Effects of Tip Geometry and Tip Clearance on the Mass/Heat Transfer from a Large-Scale Gas Turbine Blade," *Trans. of ASME J. of Turbomachinery*, Vol. 125, pp. 90~96.
- (10) Acharya, S., Yang, H., Prakash, C. and Bunker, R., 2003, "Numerical Study of Flow and Heat Transfer on a Blade Tip with Different Leakage Reduction Strategies," *ASME Paper No. GT2003-38617*.
- (11) Saxena, V. and Ekkad, S. V., 2004, "Effect of Squealer Geometry on Tip Flow and Heat Transfer for a Turbine Blade in a Low Speed Cascade," *Trans. of ASME J. of heat transfer*, Vol. 126, pp. 546~553.
- (12) Yang, H., Chem, H. C. and Han, J. C., 2005, "Flow and Heat Transfer Prediction on Turbine Rotor with Various Tip Configurations," *AIAA paper*, No. 2005-573.
- (13) Lee, D. H. and Cho, H. H., 2005, "Heat/Mass Transfer Characteristics on Stationary Turbine Blade and Shroud in a Low Speed Annular Cascade(II)," *Trans. of the KSME B*, Vol. 29, pp. 495~503.
- (14) Kline, S. J. and McClintock, F. A., 1953, "Describing Uncertainties in Single Sample Experiments," *Mechanical Engineering*, Vol. 75, pp. 3~8.