

〈論 文〉

선형 터빈캐스케이드 끝벽의 열전달 특성에 관한 연구

양장식* · 나종문** · 이기백***

(1995년 4월 14일 접수)

An Experimental Investigation of the Heat Transfer Characteristics on the Endwall Surface Within the Plane Turbine Cascade

Jang-Sik Yang, Jong-Moon Na and Ki-Baik Lee

Key Words : Thermochromatic Liquid Crystal(액정), Color Image Processing System(칼라 영상 처리 장치), Limiting Streamline(한계유선)

Abstract

The paper describes the results of an experimental investigation of the heat transfer rate on the endwall surface within the plane turbine cascade passage and includes the effect of the heat transfer for the two different boundary layer thicknesses and Reynolds numbers. The limiting streamlines on the endwall surface have been visualized by the oil film method in order to compare with the endwall heat transfer. The hue-capturing method using the thermochromatic liquid crystals with great spatial resolution has been used to provide the local distribution of the endwall heat transfer coefficients. Because the detailed contours of the local heat transfer coefficients over the entire endwall can be obtained from the hue-capturing method, it has been possible to obtain information on the endwall heat transfer within the plane turbine cascade passage from these heat transfer contours.

기호 설명

A	: 가열판의 단면적
C	: 블레이드 코드
C_{ax}	: 블레이드 축방향 코드
C_p	: 공기의 비열
C_{pt}	: 전압손실계수, $C_{pt} = \frac{(P_{t_\infty} - P_t)}{\frac{1}{2} \rho_\infty U_\infty^2}$
$\bar{C}_{pt}(j)$: 피치방향의 질량평균 전압손실계수 $\bar{C}_{pt}(j) = \frac{\sum_i C_{pt}(i, j) \rho U(i, j) \Delta Y_i \Delta Z_j}{\sum_i \rho U(i, j) \Delta Y_i \Delta Z_j}$
H	: 블레이드 스팬

I	: 가열판에 인가된 전류
l	: 주어진 색상각에서 백색광이 나타내는 중 심점과 채도가 가장 높은 색사이의 거리
P	: 블레이드 피치
\dot{q}	: 열유속, $\dot{q} = \frac{V \cdot I}{A}$
R35C5W	: 약 35°C에서 반응해서 대략 5°C의 대역 을 갖는 콜레스테롤형 액정
Sl	: 측정단면의 길이
St	: Stanton수(식 (5))
T_w	: 액정으로부터 결정된 가열판의 표면 온도
T_∞	: 상류측 유입공기온도
U_∞	: 상류측 자유유동속도
$U(i,j)$: 각 측정단면에서의 유동방향의 속도
V	: 가열판에 인가된 전압

*정회원, 부산대학교 기계기술연구소

**정회원, 부산대학교 기계공학과

***정회원, 부산대학교 기계공학과 및 기계기술연구소

$V(i,j)$: 각 측정단면에서의 피치방향의 속도
X	: 케스케이드내의 유동방향의 좌표
Y	: 케스케이드 피치방향의 좌표
Z	: 케스케이드 스팬방향의 좌표
ΔY_i	: 5공 프로브의 블레이드 피치방향의 이송거리
ΔZ_i	: 5공 프로브의 블레이드 스팬방향의 이송거리
δ	: 백색점과 특정한 색사이의 거리
φ	: 색상각(hue angle)
ρ_{∞}	: 상류측 자유유동의 공기밀도
$\Delta\theta(j)$: 피치방향의 질량평균 유동편이각 $\Delta\theta(j) = \bar{\theta}(ms)$
	$= \frac{\sum_i \arctan\left(\frac{V(i,j)}{U(i,j)}\right) \rho U(i,j) \Delta Y_i \Delta Z_j}{\sum_i \rho U(i,j) \Delta Y_i \Delta Z_j}$
$\bar{\theta}(ms)$: 미드스팬의 질량평균 유동편이각
하첨자	
∞	: 상류측 유동조건

1. 서 론

터빈엔진의 효율을 증대시키기 위해 주로 사용되고 있는 방법은 터빈엔진 입구의 유입개스의 온도를 높이는 방식을 채택하고 있기 때문에 유입개스의 온도가 증가하면 할수록 터빈엔진의 추진효율은 증가되지만, 고온의 유입개스는 터빈블레이드의 흡입면(suction surface), 압력면(pressure surface), 끝벽(endwall)의 온도를 증가시킬 뿐만 아니라 터빈엔진 내의 온도구배가 더욱 증가하기 때문에 터빈엔진의 수명에 지대한 영향을 미치게 된다. Metzger 등⁽¹⁾의 보고에 의하면 어떤 상황에서 금속의 온도를 15°C만 증가시키더라도 각각의 구성성분들의 수명이 반으로 줄어든다고 하였다. 따라서 고온개스에 노출된 터빈엔진의 터빈블레이드와 끝벽은 열응력에 민감하기 때문에 열응력 해석과 터빈케스케이드의 냉각시스템을 개발하기 위해서는 터빈통로내의 온도장과 열전달률에 대한 연구가 선행되어야 한다.

터빈블레이드 통로내의 열전달 특성에 관한 연구는 주로 흡입면과 압력면에서의 열전달 특성이 대부분이고 끝벽에서의 열전달 특성에 관한 연구는 거의 수행되고 있지 않은 실정이다. 그러나 현재의

터빈블레이드의 형상은 소형화, 경량화되고 있기 때문에 형상비가 작아지므로 터빈블레이드 통로내의 2차 유동(secondary flow)은 형상비가 큰 것에 비해 더욱 강하게 발생된다. 이로 인해 끝벽에서의 열전달 특성이 중요한 문제로 대두되고 있다.

터빈블레이드 통로내의 끝벽에 관한 열전달 특성은 Blair⁽²⁾에 의해 최초로 연구되었고 Blair는 터빈블레이드의 통로와 동일한 형태를 유지하기 위해 단지 두 개만의 가이드 베인(guide vane)을 풍동에 설치하고 가이드 베인의 앞면(leading edge)의 형상이 원형인 경우와 쇄기형인 경우의 끝벽의 열전달 특성과 가이드 베인의 통로에 냉각유동(cooling flow)을 주입하여 냉각유동의 유량변화에 따른 끝벽의 냉각효과에 관한 연구를 수행하였다. Georgiou 등⁽³⁾은 끝벽에 백금 열전대를 설치하여 난류강도가 큰 경우와 작은 경우 그리고 경계층이 두꺼운 경우와 얕은 경우에 대해 터빈케스케이드 끝벽에서의 열전달 특성을 연구하였다. 또한 Graziani 등⁽⁴⁾은 유입유동의 경계층두께를 두꺼운 경우와 얕은 경우에 끝벽과 압력면과 흡입면에서 발생되는 열전달 특성에 관한 연구를 수행하였으며, Gaulger 등⁽⁵⁾은 헬륨기포법(Helium bubble method)을 이용하여 끝벽의 한계유선(limiting streamline)을 가시화하고 끝벽의 전단응력분포를 측정하여 이를 토대로 끝벽의 열전달 특성을 연구하였다. York 등⁽⁶⁾은 유입유동의 유동조건을 고온(800°C)으로 설정하고 끝벽에 열전대를 설치하여 열전달계수를 측정하였으며, 그리고 Goldstein 등⁽⁷⁾은 나프탈렌승화법을 이용하여 끝벽의 열전달 특성을 해석하였다.

그러나 기존의 연구들은 끝벽의 열전달 특성을 해석하기 위해 주로 열전대를 사용하였는데 열전대를 사용할 경우 측정점이 많아야 되고, 나프탈렌승화법을 사용할 경우 실시간에서 열전달 특성을 해석할 수 없으며, 온도감지 형광물질(temperature-sensitive phosphor)을 이용할 경우 자외선 하에서만 감지할 수 있고 분해능이 낮은 결점이 있다. 적외선감지법(irradiated sensing)을 이용할 경우 스캐닝장비가 고가이고 풍동(wind-tunnel)에서 촬영할 수 있는 수정창(window)을 설치해야 하는 단점이 있다. 이에 비해 Camci 등⁽⁸⁾에 의해 연구된 액정(thermochromatic liquid crystal) 보정기법인 색상포착기법(hue-capturing technique)은 열전대, 온도감지 형광물질, 나프탈렌승화기법보다 분해능이 좋

고 실시간에 열전달 특성을 감지할 수 있는 특성을 가지고 있다.

따라서 본 연구에서는 터빈블레이드의 선회각이 약 122° 의 높은 선회각과 0.725인 작은 형상비를 채택하였고, 본 연구에 앞서 수행된 선형터빈케스 케이드 통로내의 2차 유동과 공력손실에 관한 연구⁽⁹⁾를 토대로 끝벽의 열전달 특성을 해석하기 위해 색상포착기법을 이용해 실시간에서 끝벽의 열전달 특성을 해석하고자 한다.

2. 0 | 론

2.1 색상포착기법

액정의 특성은 가열된 액정에 비편광의 백색광이 설정된 각으로 액정에 비춰지게 되면 액정은 선택적으로 편광된 광을 반사하는 특성을 갖고 있다. 따라서 액정은 관찰각에 따라 고유의 파장을 갖는 평만을 반사함으로 가열된 온도에 따라 무색, 빨강, 노랑, 초록, 파랑, 무색의 순으로 연속적으로 색상을 나타내는 특성을 갖고 있기 때문에 열전달과 유동가시화 연구에 많이 적용되고 있다.

Klein⁽¹⁰⁾은 모형 항공기 표면에 액정을 뿌려 항공기 표면의 층류경계층과 난류경계층 그리고 천이 영역에서 유동을 가시화하였고, Simonich 등⁽¹¹⁾은 액정을 이용해 곡면에서의 난류경계층에 대한 유동을 가시화하였다. 또한 Hippensteele 등⁽¹²⁾은 터빈블레이드의 표면에서의 열전달 특성을 연구하였다. 그러나 이들의 연구방법은 가열된 액정에서 발생되는 색상 중에 가장 밴드가 좁은 영역의 색상을 채택하여 열유속(heat flux)를 변화시키면서 좁은 밴드의 색상에 해당하는 온도를 이용해 열전달계수를 구하는 방법을 채택하였다. 또한 Akino 등⁽¹³⁾은 실린더와 끝벽으로 인해 발생되는 말굽와류(horse-shoe vortex)에 의한 끝벽의 열전달 특성을 액정을 이용해 측정하였는데, 이들은 Kline, Hippensteele, Simonich 등의 방법과 달리 가시광영역의 고유밴드의 파장필터를 여러개 사용하여 고유밴드에 해당되는 파장의 색상들을 CCD 카메라로 촬영하고 이 파장에 해당되는 색상의 온도로부터 열전달 특성을 해석하였다. 이와 같이 Akino 등의 연구와 기존의 연구들은 한 모델에 대해 여러번 반복해서 실험을 수행하여야 하는 번거러움이 있기 때문에 실질적이지 못한 단점이 있다. 이에 비해 Camci 등⁽⁸⁾과 Dabiri 등⁽¹⁴⁾에 의해 제안된 색상 포착 기법은 기

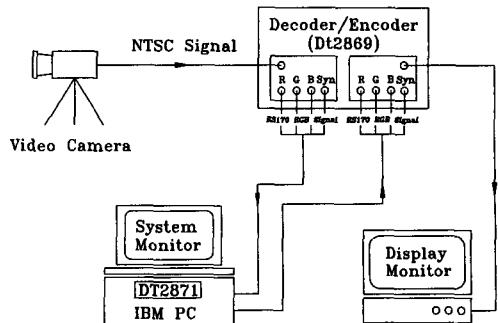


Fig. 1 The color image processing system

존의 방법과 달리 비디오 카메라 또는 CCD에 촬영된 영상으로 실험모델 전체에 대해 열전달 특성을 해석할 수 있는 장점이 있기 때문에 본 연구에서는 색상포착기법을 도입하였다.

Fig. 1은 본 연구에서 이용된 칼라 영상처리시스템(color image processing system)을 나타낸 것이다. 비디오카메라로부터 발생되는 NTSC(national television system committee) 신호는 비디오 디코더/엔코더(data translation, DT2869)에 의해 R(赤), G(綠), B(青)의 영상데이터로 분리되어 프레임그래버(data translation, DT2871) 내의 3개의 A/D변환기(8비트)를 거쳐 RGB/HSI변환기에 전달되어지고 RGB/HSI변환기에서 변환된 색상(hue), 채도(saturation), 명도(intensity)의 값이 $512 \times 512 \times 8$ 비트의 비디오 메모리를 갖는 프레임버퍼(frame buffer)에 저장된다. 또한 HSI/RGB변환기를 거쳐 변환된 R, G, B신호는 3개의 D/A변환기(8비트)를 거쳐 비디오 디코더/엔코더를 통해 비디오카메라로 촬영된 칼라 영상이 디스플레이 모니터에 나타난다.

Kim⁽¹⁵⁾에 의하면 RGB/HSI변환기에서 변환된 색상, 채도, 명도의 값은 다음과 같은 식으로 정의되어진다고 하였다.

$$I_n = \frac{R + G + B}{3} \quad (1)$$

$$S_a = (\delta/l) \cdot 255 \quad (2)$$

$$H_u = (\varphi/360) \cdot 255 \quad (3)$$

따라서 색상, 명도, 채도는 R, G, B의 3가지 특성으로부터 식 (1), (2), (3)에 의해 계산되어진다.

2.2 액정의 보정

터빈블레이드 통로의 끝벽의 열전달 특성을 해석

하기 전에 Camci 등과 Dabiri 등에 의해 연구된 방법으로 액정을 보정하였다.

Fig. 2와 같이 액정의 온도변화에 따른 색상값의 변화를 비디오카메라로 촬영하기 위해 액정보정용 장치를 제작하였다. 두께, 가로, 세로의 크기가 $10 \times 100 \times 250$ mm인 아크릴판 위에 액정(hallcrest : R35C5W)을 분무기(air compressor)로 균일하게 뿌린 후, 조명에 의해 액정을 통과하는 빛을 흡수하게 하기 위해 액정 위에 검정페인트(hallcrest : BBG1)를 분무기로 균일하게 뿌렸고 스테인레스 박판($0.05 \times 160 \times 80$ mm)을 검정페인트 위에 접착하기 위해 양면접착제로 스테인레스 박판을 접착하였다. 스테인레스 박판과 구리판($3 \times 160 \times 60$ mm)의 접촉저항을 줄이기 위해 스테인레스 박판 위와 구리판사이에 Thermalcote(thermalloy Inc.)로 스테인레스 박판과 구리판을 접착하였다. 구리판의 중심에 약 2 mm의 구멍을 뚫고 구멍 사이에 T형 열전대를 설치하였으며, 비어있는 공간에 열액포시(Thermalloy Inc. : thermalbond-4964)로 열이 잘 전달되도록 채웠다. 그리고 구리판을 선형적으로 가열시키기 위해 구리판의 끝단에 가열발생원(heat source : $4 \times 40 \times 40$ mm)을 설치하였다.

가열발생원(Marlow Inc. : DT-1089)은 최대 80 W 까지 가열할 수 있고 DC전원 장치에 의해 구동되어지며, 가열된 구리판을 실리콘판($1 \times 160 \times 60$ mm)과 바클라이트판($10 \times 200 \times 100$ mm)으로 단열시켰다. 이와 같이 제작된 액정보정용 가열판을 이용해 실험과 동일한 조건하에서 온도변화에 따른 액정의 색상변화를 보정하였다. 가열판에 수직 방

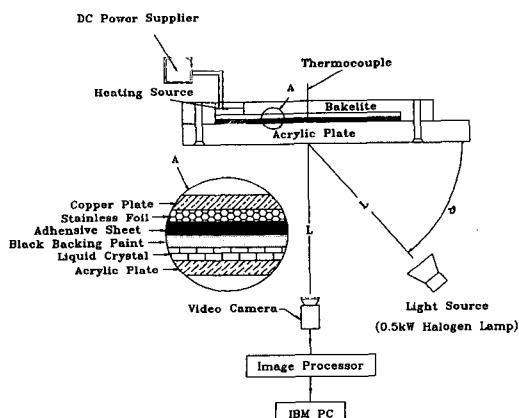


Fig. 2 The schematic diagram of calibration apparatus for local hue versus temperature relation

향(L)으로 1.5 m에 비디오카메라를 설치하였고, 가열판의 중심과 조명(0.5 kW halogen lamp)의 거리(L)도 동일하게 1.5 m로 유지하였으며 가열판의 중심과 조명이 이루는 각(θ)을 30° , 40° , 50° , 60° 로 변화시키면서 가열된 액정의 색상변화와 열전대에 연결된 온도지시계(Omega : DT41-TC)의 온도를 동시에 비디오카메라로 촬영하였고 촬영된 영상을 Fig. 1의 칼라 영상처리장치로부터 데이터를 처리하였다. 이용된 온도지시계의 분해능은 0.01° 이고 정확도(accuracy)는 $\pm 0.2^\circ\text{C}$ 이다. 이상의 보정실험은 광원이외의 모든 광을 차단한 암실에서 수행하였다.

Fig. 3은 조명각의 변화에 따른 액정의 색상변화와 온도변화를 나타낸 것이다. 그림에서 알 수 있듯이 조명각이 증가할수록 온도에 대한 액정의 색상값이 증가하는 경향으로 나타났고, 색상에 대한 온도의 선형성은 조명각이 증가할수록 증가함을 알

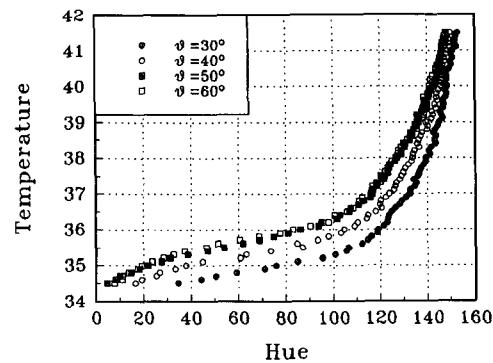


Fig. 3 Local hue versus temperature and effect of illumination angle on the hue-capturing process

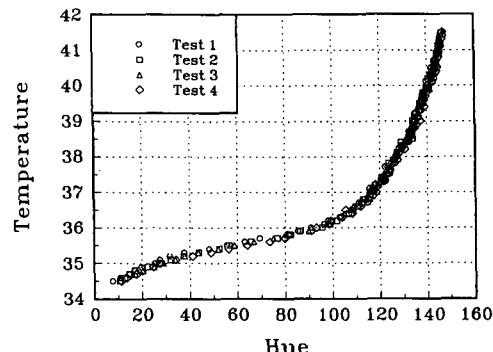


Fig. 4 Local hue versus temperature relation and the repeatability of the hue-capturing process

수 있다. 또한 조명각이 50° , 60° 일 경우는 거의 유사한 경향을 보였다.

Fig. 4는 조명각을 60° 로 설정하였을 때의 액정의 색상과 온도변화의 재현성을 나타낸 것이다. 보정은 총 네번에 걸쳐 다른 시간에 수행하였으며 그림에서 알 수 있듯이 네 가지의 경우 모두 온도와 액정의 색상변화가 거의 동일하게 나타났다. 영상 처리장치(Fig. 1)에서 액정보정용 가열판의 화소당(pixel) x 방향의 분해능은 0.51 mm 였고, y 방향의 분해능은 0.48 mm 였기 때문에 열전대의 중심 위치로부터 5×5 화소의 데이터(총 25개)를 네 가지 실험에 대해 양상을 평균으로 데이터를 처리한 결과, 액정의 색상변화에 따른 온도의 보정곡선식은 다음과 같은 식으로 주어졌다.

$$\begin{aligned} T = & 34.39579 + 7.938046e-3 \cdot H + 7.811773e \\ & -4 \cdot H^2 - 1.401543e-5 \cdot H^3 \\ & + 7.167765e-8 \cdot H^4 \end{aligned} \quad (4)$$

Camci 등에 의해 연구된 색상포착기법에 의하면 온도변화에 따라 액정이 갖고 있는 색상, 명도, 채도의 성분은 명도와 채도에 비해 색상의 변화에 더욱 민감하게 반응하고, 온도변화에 따른 색상의 변화는 거의 선형적으로 변한다고 하였으며, Dabiri 등의 연구에 의하면 액정의 반응 온도범위 내에서 온도변화에 따른 색상의 변화는 어느 온도범위 내에서는 선형적으로 변화지만 그 이후에는 비선형적으로 변한다고 하였다. 본 연구의 보정곡선은 Dabiri 등의 연구와 유사한 경향을 보였으며 보정된 보정곡선의 색상에 대한 온도의 불확실성(uncertainty)은 Chauvenet판별법⁽¹⁶⁾과 Abernethy 등의 방법⁽¹⁷⁾으로 해석하였고, 20대 1의 신뢰도에서 $\pm 0.26^\circ\text{C}$ 였다.

3. 실험장치 및 방법

3.1 실험장치

본 실험에서 사용한 풍동은 아음속 개방형 풍동으로써, 송풍기(10 hp)로부터 유입된 유입공기는 확대부와 정체실(settling chamber) 그리고 노즐을 통해 가속되도록 설계하였다. 또한 입구유로부, 블레이드 설치부, 출구유로부는 두께 15 mm인 아크릴로 제작하였으며, 입구유로부의 단면은 $200 \times 100\text{ mm}$ 이고, 정체실의 단면은 $400 \times 400\text{ mm}$ 으로 구성하였다.⁽⁹⁾ Fig. 5는 블레이드 설치부를 나타낸 그림

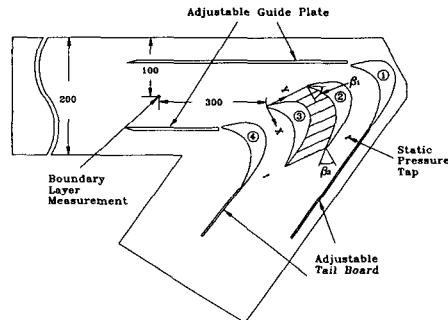


Fig. 5 Experimental apparatus of the turbine cascade

이다. 실제의 블레이드는 휘어진 3차원 형상이지만 유동의 복잡성때문에 미드스팬(midspan)의 단면을 모델로 한 2차원 형상으로 실제 크기의 4배로 FRP 합성수지로 제작하였고, 블레이드 통로내의 유동장을 측정하기 위해 블레이드를 4개 설치하였다. 3번 블레이드의 앞전을 중심으로 유동방향을 X 축, 피치방향을 Y 축, 블레이드의 스팬방향을 Z 축으로 설정하였다. 1번과 4번 블레이드와 연결되어 있는 입구유로부의 측벽(side wall)의 경계층 두께를 줄이기 위해 안내판(guide plate)에 블리드 흠(bleed slot)을 설치하였으며, 또한 블레이드 통로내의 속도, 전압, 정압을 측정하기 위해 5공 프로브를 사용하였고 각 측정단면($Y-Z$ 면)은 8개($X/C_{ax}=0.0, 0.143, 0.286, 0.429, 0.572, 0.715, 0.857, 1.0$)로 구성하였다. 케스케이드 통로 내의 유동의 주기성을 확인하기 위해 측정단면 $X/C_{ax}=1.0$ 과 끝벽과의 교차면의 중앙을 중심으로 좌우에 4 mm 간격으로 3개의 정압공(외경 0.8 mm, 내경 0.4 mm)을 각각의 케스케이드 통로에 설치하였다. 각 통로의 동일한 위치에 설치되어 있는 정압공의 압력차가 최대 $0.5\text{ mmH}_2\text{O}$ 일 때까지 유동조절판(adjustable tail board)의 각도를 조절하여 유동의 주기성을 확인하였다.

3.2 열전달 실험장치 및 방법

Fig. 6(a)는 터빈케스케이드 통로내의 끝벽의 열전달률을 측정하기 위한 가열판(heating plate)의 상세도를 나타낸 것이다. 두께, 가로, 세로의 크기가 $10 \times 300 \times 250\text{ mm}$ 인 아크릴판 위에 액정(R35C5W)을 분무기로 균일하게 뿌리고, 조명에 의해 액정에 비춰진 광이 액정에 의해 편광되어 반사된 광 이외의 광을 흡수하게 하기 위해 액정위에

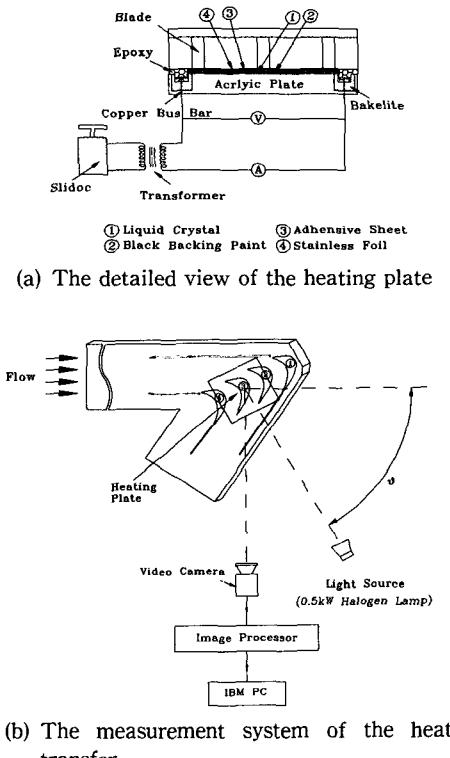


Fig. 6 Experimental apparatus for the measurement of the heat transfer on the endwall surface

검정페인트(BBG1)를 균일하게 분무기로 뿐렸으며, 그리고 액정을 가열시키기 위해 액정의 온도 보정용 가열판과 달리 가열원으로 스테인레스 박판($0.05 \times 222 \times 188$ mm)을 사용하였다. 이는 유동장의 흐름에 방해를 주지 않기 위해서였고, 스테인레스 가열판은 다음과 같이 제작하였다. 스테인레스 박판을 가열하기 위해 스테인레스 박판 양단에 염산으로 스테인레스 박판을 부식시킨 후 직경 1 mm 인 동선을 납땜하였고, 아크릴판위에 깊이, 폭, 길이가 $5 \times 10 \times 190$ mm인 홈을 엔드밀로 가공한 후 그 홈사이에 바클라이트를 에폭시로 접착하고 그 홈에 동선을 넣고 에폭시로 접착하였다. 바클라이트는 동선의 열을 단열시키기 위해 이용하였으며, 액정과 스테인레스 박판은 양면접착제를 이용해 접착하였고 제작된 가열판의 전체 두께는 약 0.15 mm였다. 스테인레스 박판을 가열시키기 위한 전원장치는 슬라이더스와 변환기를 설치하여 저전압, 고전류의 전원을 동선에 가하여 스테인레스 박판을 등열유속으로 만들었고, 슬라이더스의 전압변화에

의해 전체시스템의 열유속량을 조절할 수 있게 하였다. 또한 전압계(Tektronix FG503)와 전류계(Sanwa : CAM-201s)를 설치하여 전압과 전류를 이용해 스테인레스 박판에 인가된 열유속을 계산하였다.

Fig. 6(b)는 터빈케스케이드 통로로 유입되는 유동의 유동조건에 따라 터빈케스케이드 끝벽의 열전달률을 측정하기 위한 장치도이다. 3번 블레이드의 앞전으로부터 전방 300 mm에 T형 열전대를 설치하여 자유유동의 온도를 온도지시계(Omega : DT-41 TC)로 측정하였다. 그리고 비디오카메라와 조명은 액정의 온도보정과 동일한 조건(실험모델과 비디오카메라 그리고 조명의 거리는 1.5 m이고 실험모델과 조명의 설치각(θ)은 60° 이다.)으로 설치하였고, 액정의 색상변화를 비디오 카메라로 촬영하였다. 촬영된 비디오 영상을 칼라 영상처리장치(Fig. 1)로 액정의 색상정보(HSI)를 처리하여 식(4)으로 액정의 색상정보를 온도로 변환하였다.

4. 결과 및 고찰

4.1 실험조건

본 연구의 실험조건은 경계층두께가 두꺼운 경우와 얇은 경우 그리고 레이놀즈수가 작은 경우와 큰 경우에 대해 터빈케스케이드 끝벽의 열전달 실험을 액정을 이용해 수행하였다. 경계층두께의 변화는 수축부로부터 50 mm 지점에 트리핑와이어(tripping wire : 직경 5 mm)를 30 mm 간격으로 상·하의 입구유로부터 두개의 트리핑와이어를 설치하여 경계층두께를 변화시켰다. 3번 블레이드로부터 전방 300 mm의 지점에서 I형 경계층 프로브로 세개의 실험조건에 대해 경계층두께, 배제두께, 운동량두께, 형상계수 및 블레이드의 주요 치수를 Table 1과 Table 2에 나타내었다.

4.2 유막법

본 실험에 사용된 유막법은 파라핀, 흑연분말, 오레인산을 체적비 2:1:0.33으로 섞어서 사용하였고, 오레인산은 파라핀과 흑연분말의 엉김을 방지하기 위해 이용되었다. 한계유선들을 가시화하기 위해 제도지(mylar draft film)를 끝벽에 부착하고 제도지 위에 붓으로 유막의 두께를 균일하게 도포하였고, 상류측 유동속도는 29 m/s로 유지하였다.

Table 1 Test conditions

Test condition	Case 1	Case 2	Case 3
Boundary layer thickness(δ)	22 mm	14 mm	13.5 mm
Displacement thickness(δ^*)	2.33 mm	1.65 mm	1.72 mm
Momentum thickness(θ)	1.80 mm	1.27 mm	1.31 mm
Shape factor(δ^*/θ)	1.30	1.30	1.30
Reynolds number($U_\infty \cdot C / \nu$)	2.7×10^5	2.7×10^5	2.7×10^5
Turbulent intensity	0.6%	0.6%	0.6%

Fig. 7은 경계층두께가 얇은 경우(실험조건 2)의 끝벽의 한계유선들을 가시화한 사진이다.

Fig. 7은 끝벽의 한계유선들로써, 케스케이드의 상류로부터 유입되어지는 입구유동은 안장점(saddle point) A2를 기점으로 B2와 연결되는 곡선을

따라 입구유동의 경계층이 나선형형상으로 회전하면서 박리되어지는 박리선이고, 이 선을 경계로 앞전의 흡입면와류(leading edge suction side vortex)가 발생하고, A2를 기점으로 C1과 연결되는 곡선의 박리선을 경계로 해서 앞전의 압력면 와류(leading edge pressure side vortex)가 발생되어진다. 또한 2번 블레이드와 3번 블레이드사이에서도 역시 동일한 와류가 형성되고 있음을 알 수 있다. C2와 D2, C1과 D1이 연결되는 곡선의 박리선은 흡입면과 끝벽이 마주치는 면을 경계로 해서 발생되는 흡입면 코너와류(suction side corner vortex)로 압력면에서 흡입면으로 향하는 횡단유동의 영향으로 발생된다. Hodson 등⁽¹⁸⁾은 이 코너와류가 B2점 바로 뒤에서 발생한다고 하였고, Sieverding 등⁽¹⁹⁾은 C2점 바로 뒤에서 발생한다고 하였다. 이와 같은 이유는 코너와류가 하나만 발생되는 것이 아니라 블레이드의 부하와 경계층두께, 유입유동각 등의 영향⁽¹⁶⁾에 따라서 2개의 코너와류가 발생될 수 있기 때문에 발생되는 위치가 달라지는 것으로 여겨지며, 본 연구에서는 Sieverding 등의 결과와 같이 C2점에서 발생되는 것으로 생각되어진다.

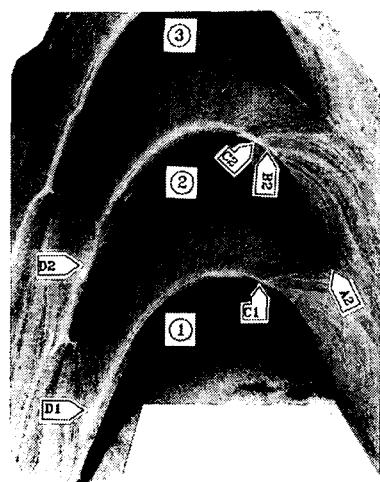


Fig. 7 Oil visualization on the endwall surface(case 2)

4.3 터빈케스케이드 끝벽에서의 국소 열전달분포
터빈케스케이드 끝벽의 국소 열전달분포는 Stanton수로 정의하였고, 다음과 같은 식으로 정의되어진다.

$$St = \frac{q}{\rho_\infty C_p U_\infty (T_w - T_\infty)} \quad (5)$$

Stanton수의 불확실성은 Chauvenet판별법⁽¹⁶⁾과 Abernethy 등의 방법⁽¹⁷⁾으로 해석하였고, 20대 1의 신뢰도에서 Stanton수의 불확실성에 대한 데이터

Table 3 The uncertainty of Stanton number with 20 to 1 odds

x_i	Value	δx_i	$\frac{\delta x_i}{x_i} \times 100\%$
V	2.121(v)	0.011(v)	0.52
I	40(A)	1(A)	2.5
A	0.0417(m^2)	0.00014(m^2)	0.34
ρ_∞	1.2822(kg/m^3)	0.0111(kg/m^3)	0.87
U	29.0(m/s)	0.348(m/s)	1.2
$\delta(\nabla T)$	8.0°C	0.33°C	4.13
Total St uncertainty : $\delta(St)/St = 5.09\% (k=2)$			

를 Table 3에 나타내었고, 비열 C_p 는 온도변화에 민감하지 않기 때문에 일정한 것으로 가정하였다. 또한 $\delta(\Delta T)$ 는 $T_w - T_\infty$ 를 의미한다.

Fig. 8(a), (b), (c)는 세 가지의 실험조건에 의해 측정된 국소 열전달분포곡선을 나타낸 그림으로써 x 축은 유동방향의 블레이드 코드(C_{ax})에 대한 유동방향의 길이(X)로 무차원화하였고, y 축은 유동방향의 블레이드 코드(C_{ax})에 대한 피치방향의 길이(Y)로 무차원화하였다. 그리고 Fig. 8에 나타낸 Stanton수는 실제 Stanton수를 1000배 해서 나타내었고, 국소 열전달분포곡선은 0.0005 간격으로 표현하였다. 실험조건 1인 Fig. 8(a), 실험조건 2인 Fig. 8(b) 그리고 실험조건 3인 Fig. 8(c)의 국소 열전달분포에서 알 수 있듯이 세 가지 경우 모두 유사한 경향을 보이고 있기 때문에 실험조건 2인 Fig. 8(b)에 대하여 국소 열전달분포에 관해 알아보면 다음과 같다. Fig. 8(b)는 Stanton수의 국소 열전달분포에서 앞전으로부터 상류측에서는 2차원 유동에 의해 피치방향과 평행하게 국소 열전달분포를 나타내고 있고, 흡입면과 압력면의 앞전 근방에서는 x 축의 다른 위치에 비해 피치방향으로 열전달분포곡선의 구배가 가장 크게 나타나고 있다. 이는 원형실린더와 원형실린더의 끝벽에서 발생되는 말굽와류와 말굽와류로 인해 반대방향으로 회전하는 코너와류의 발생 메카니즘⁽²⁰⁾과 유사하게 터빈케스케이드의 앞전 근방에서 열전달분포가 가장 큰 것은 앞전의 흡입면 말굽와류와 압력면 말굽와류 그리고 앞전의 압력면 코너와류와 흡입면 코너와류(pressure and suction side leading edge corner vortex)에 의해 저에너지의 유체가 끝벽으로부터 박리

선을 따라 통로하류로 이송됨에 따라 발생되어지는 것으로 생각되어진다. 또한 끝벽의 한계유선 가시화에서는 명확하게 나타나지 않은 앞전의 코너와류의 존재가 국소 열전달분포에서는 확인되었다. $X/C_{ax}=0.3$ 에서부터 $X/C_{ax}=0.6$ 사이의 영역에서 0.0095의 최대값의 열전달분포를 나타내고 있다. 이는 피치방향의 질량평균 유동편이각 분포(Fig. 9)에서 $X/C_{ax}=0.429$ 에서 오버터닝(overturning)의 최대값과 언더터닝(underturning)의 최대값이 가장 큰 것으로 보아 통로와류(passage vortex)의 강도가 다른 측정단면에 비해 큰 것으로부터 알 수 있으며 하류로 이동할수록 통로와류의 강도가 약하게 발생되므로 국소 열전달분포에서도 역시 하류로 이동할수록 열전달분포가 작아지고 있음을 알 수 있다.

또한 Fig. 10의 피치방향의 질량평균 전압손실계수 분포에서 알 수 있듯이 케이드 통로하류로 이동할수록, 즉 측정단면 $X/C_{ax}=0.143$ 에서 측정단면 $X/C_{ax}=1.0$ 까지의 끝벽 근처($Z/H=0.0$)의 전압손실계수가 감소하고 있는 경향을 보이고 있다. 이는 터빈익렬 통로하류로 이동할수록 통로와류의 성장으로 인해 끝벽에서 새로운 경계층영역이 압력면에서 흡입면쪽으로 확대되어지고 저에너지의 유체가 압력면에서 흡입면으로 이송⁽⁹⁾되기 때문에 압력면에서 흡입면쪽으로 열전달분포가 감소하는 경향을 보였다.

국소 열전달분포곡선과 끝벽의 한계유선을 비교해 보면 앞전으로부터 상류측($X/C_{ax}=-0.13$)에서는 국소 열전달 분포곡선이 한계유선에 수직으로 분포하고 있으며, $X/C_{ax}=0.3$ 에서부터 뒷전(trailing

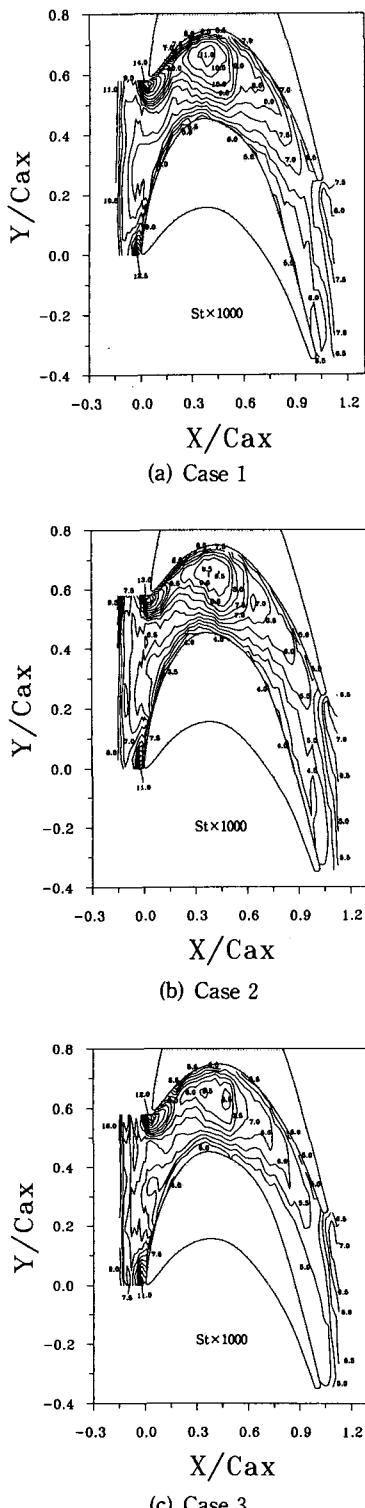


Fig. 8 The contours of Stanton number on the endwall surface

edge)까지의 범위에서는 흡입면 근처의 국소 열전 달분포곡선은 한계유선에 거의 수직으로 분포하고 있고, 압력면 근처에서는 국소 열전달분포곡선들이 한계유선에 평행하게 분포하고 있다. 이는 통로와류에 의해 끝벽상에서 흡입면으로 상승유동이 발생하고, 압력면에서 끝벽상으로 하강유동이 발생하여 통로와류와 반대방향으로 회전하는 흡입면 코너와류와 압력면 코너와류(suction and pressure side corner vortex)의 영향⁽⁹⁾으로 인해 흡입면 근처의 열전달분포곡선들은 한계유선에 수직으로 분포하고, 압력면 근처의 열전달분포곡선들은 한계유선에 평행하게 분포하는 것으로 여겨진다. 뒷전 근처의 후류영역(wake region)은 압력면의 높은 압력과 흡입면의 낮은 압력에 의해 고에너지의 유동과 저에너지의 유동이 혼합되어져 후류를 형성하기 때문에 이로 인해 뒷전의 후류영역에서 국소 열전달분포가 $X/C_{ax}=0.62$ 에서 $X/C_{ax}=1.0$ 의 영역보다 상승하고 있음을 알 수 있다. 한계유선의 가시화에서 관찰된 말굽와류와 통로와류의 3차원 박리선 주위의 국소 열전달분포는 2차원 유동의 박리선에서 발생되는 열전달분포와 달리 뚜렷한 열전달분포의 감소 현상을 관찰할 수 없었다. 이는 2차원 형상의 박리

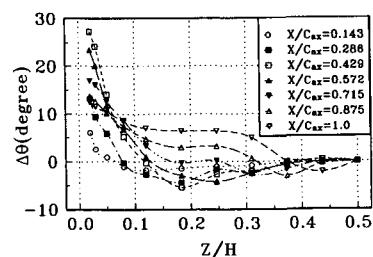


Fig. 9 Spanwise distributions of pitchwise mass-averaged flow deviation angle on the measurement planes(case 2)

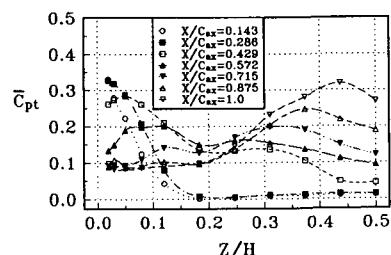


Fig. 10 Spanwise distributions of pitchwise mass-averaged total pressure loss coefficient on the measurement planes(case 2)

와 달리 말굽와류와 통로와류는 나선형 형상으로 회전하면서 3차원 박리를 일으키기 때문에 저에너지의 유체가 끝벽의 표면방향에 대해 거의 수직으로 저에너지의 유체의 흐름방향이 변하면서 박리되어지기 때문인 것으로 여겨진다.

4.4 경계층두께와 레이놀즈수의 변화에 따른 국소 열전달분포의 비교

실험조건 1인 Fig. 8(a)와 실험조건 2인 Fig. 8(b)는 유사한 열전달분포를 나타내고 있지만 앞전의 압력면 근처와 흡입면 근처에서 열전달계수의 최대값이 경계층이 두꺼운 경우가 경계층두께가 얇은 경우에 비해 각각 7.7%, 13.6% 정도 증가하였고, $X/C_{ax}=0.3$ 에서부터 $X/C_{ax}=0.6$ 사이의 영역에서는 열전달계수의 최대값이 약 15.8% 정도 증가하였다. 그리고 뒷전의 후류영역에서는 열전달계수의 최대값이 경계층두께가 얇은 경우에 비해 경계층 두께가 두꺼운 경우가 약 14.3% 정도 증가하였다. $X/C_{ax}=0.6$ 에서부터 $X/C_{ax}=1.0$ 까지의 영역에서의 압력면과 흡입면 근처의 열전달계수의 분포는 경계층두께가 두꺼운 경우에 각각 25%, 20% 정도 증가함을 알 수 있다. 이와 같은 이유는 경계층두께의 증가로 인해 앞전의 압력면과 흡입면의 말굽와류와 코너와류의 강도와 통로와류의 강도가 증가하기 때문인 것으로 생각되어진다. 실험조건 1인 Fig. 8(a)와 실험조건 3인 Fig. 8(c)는 레이놀즈수가 다른 경우의 열전달분포를 나타낸 것으로 열전달분포에 있어서는 별 차이가 없지만, $X/C_{ax}=0.3$ 에서부터 $X/C_{ax}=0.6$ 사이의 영역에서는 열전달계수의 두번째의 최대값의 분포가 실험조건 1과 실험조건 2보다 약간 넓게 분포하고 있고, 피치방향의 열전달계수의 구배가 레이놀즈수가 큰 경우에 비해 감소하는 경향을 보였다. $X/C_{ax}=0.45$ 에서 뒷전까지의 영역에서는 흡입면 근처의 열전달분포곡선이 실험조건 1과 실험조건 2에 비해 넓게 분포하고 있음을 알 수 있다.

4.5 피치방향의 국소 열전달분포

Fig. 11의 (a)~(h)는 각 측정단면에서의 세 가지 실험조건에 대한 열전달분포곡선을 나타낸 것으로 x 축은 피치방향의 길이(P)에 대한 측정단면의 길이(SI)로 무차원화하여 나타내었고, y 축은 Stanton 수를 나타낸 것이다. Fig. 11(a)는 $X/C_{ax}=0.0$ 에서의 국소 열전달분포를 나타낸 것으로 실험조건 1,

실험조건 2 그리고 실험조건 3은 모두 유사한 경향을 보이고 있고 실험조건 2와 실험조건 3의 경우는 $SI/P=0.41$, $SI/P=0.74$ 에서 국소 열전달계수의 값이 극대값을 갖는 반면에 실험조건 1의 경우는 $SI/P=0.45$, $SI/P=0.72$ 에서 국소 열전달계수의 값이 극대값을 나타내었다. 국소 열전달계수의 극대값은 흡입면과 압력면 말굽와류에 의해 발생되어지며 경계층두께가 두꺼운 경우가 경계층두께가 얇은 경우와 레이놀즈수가 작은 경우보다 말굽와류의 크기가 약간 증대되고 있음을 확인할 수 있다. 그리고 $SI/P=0.96$ 부위에서 세 가지 실험조건 모두 열전달계수의 값이 최대인 것으로 보아 앞전의 압력면 코너와류의 영향인 것으로 여겨진다.

Fig. 11의 (b), (c), (d)는 측정단면 $X/C_{ax}=0.143$, 0.286, 0.429에서의 열전달분포곡선을 나타낸 것이다. Fig. 11의 (b), (c), (d)의 열전달분포곡선은 유사한 경향을 보이고 있지만, 한계유선의 가시화사진에서 흡입면 말굽와류의 박리선은 측정단면 $X/C_{ax}=0.143$ 부위에서 박리되어지기 때문에 Fig. 11(b)의 $SI/P=0.0$ 근처의 열전달계수의 값이 Fig. 11의 (c), (d)보다 작게 나타나는 것으로 여겨진다. 피치방향의 질량평균 유동편이각의 분포에서 통로하류(측정단면 $X/C_{ax}=0.429$ 까지)로 이동할수록 통로와류의 크기가 증가하고, 피치방향의 질량평균 전압손실계수 분포에서 통로하류(측정단면 $X/C_{ax}=0.429$ 까지)로 갈수록 끝벽상의 전압손실계수의 분포가 감소하는 경향으로 나타나기 때문에 압력면상의 저에너지 유체가 통로와류에 의해 흡입면쪽으로 권입(entrainment)되어지므로 세가지 실험조건 모두 압력면에서 흡입면쪽으로 열전달분포가 감소하는 경향으로 나타났다. Fig. 11의 (e), (f), (g)는 측정단면 $X/C_{ax}=0.572$, 0.715, 0.857에서의 국소 열전달분포를 나타낸 것이다. Fig. 11의 (e), (f), (g)는 Fig. 11의 (b), (c), (d)에 비해 압력면에서 흡입면으로의 열전달분포곡선이 완만한 경향을 보이고 있다. 이는 피치방향의 질량평균 유동편이각과 질량평균 전압손실계수에서 측정단면 $X/C_{ax}=0.572$ 에서부터 측정단면 $X/C_{ax}=1.0$ 까지의 영역에서는 통로와류의 세기가 약해지고, 끝벽상의 전압손실계수가 작아지고 있기 때문에 새로운 경계층 영역들이 거의 모두 흡입면쪽으로 확대되어짐으로 인해 발생되는 것으로 생각되어진다. Fig. 11(h)는 측정단면 $X/C_{ax}=1.0$ 에서의 열전달분포곡선을 나타낸 것으로 압력면 근처와 흡입면 근처에서 열전

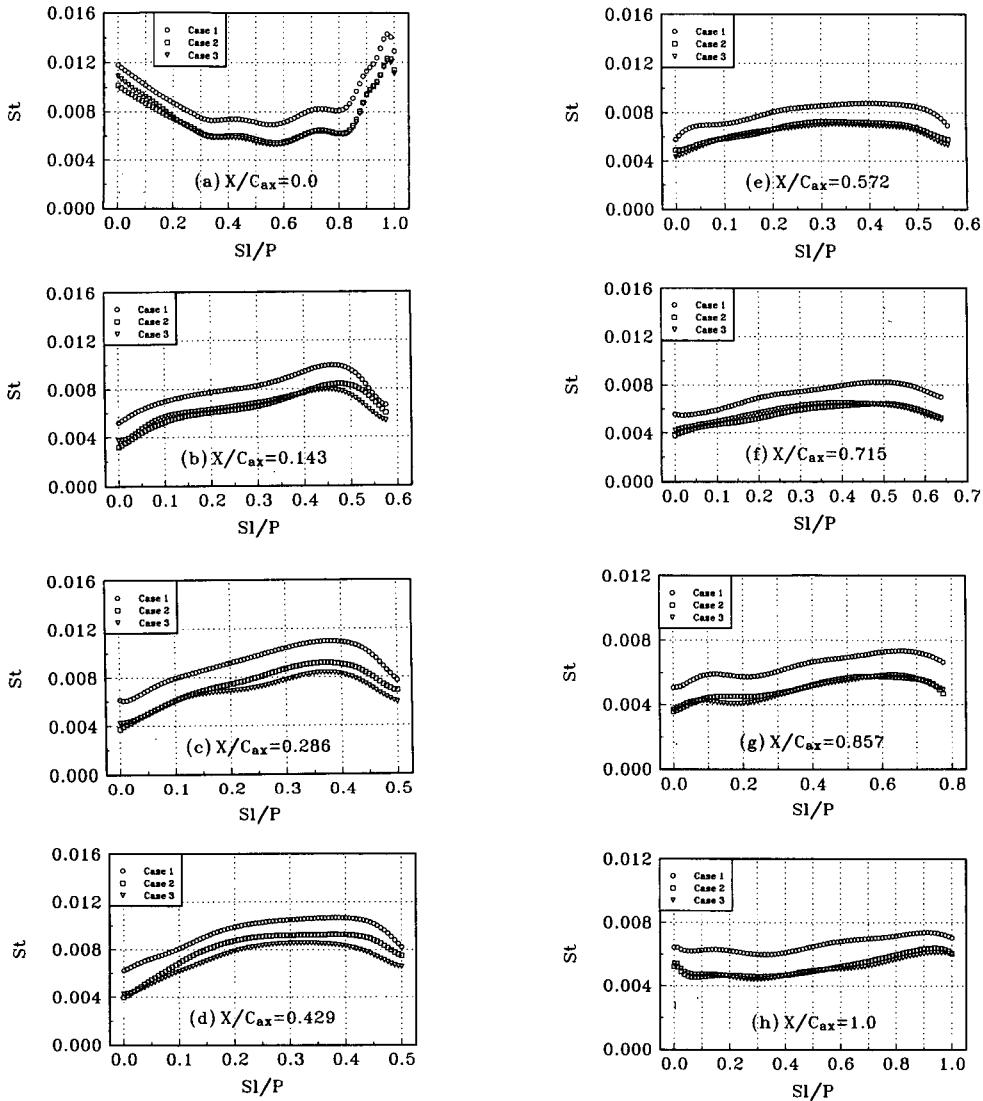


Fig. 11 Pitchwise contours of Stanton number on the measurement planes

달계수의 값들이 증가하고 있는 것으로 보아 뒷전의 후류영역의 영향을 확인할 수 있다.

4.6 주유동 방향의 평균 열전달분포

Fig. 12는 각 측정단면에서의 평균 열전달분포를 나타낸 것이다. x 축은 유동방향의 블레이드 코드(C_{ax})에 대한 유동방향의 길이(X)로 무차원화하였고 y 축은 Stanton수를 나타낸 것이다. 각 측정단면에서의 평균 열전달분포는 Simpson의 적분방법으로 계산하였다. 그림에서 알 수 있듯이 전체의 평균 열전달분포곡선은 세 가지 실험조건 모두 거

의 유사한 경향을 보이고 있지만 경계층두께가 두꺼운 경우가 경계층이 얇은 경우 그리고 레이놀즈수가 작은 경우보다 열전달이 잘되고 있음을 알 수 있다. 앞전 상류측에서는 2차원 유동에 의해 앞전으로 유입유동이 접근함에 따라 선형적으로 감소하다가 앞전 근방에서 앞전의 압력면과 흡입면 말굽와류와 앞전의 압력면 그리고 흡입면 코너와류로 인해 평균 열전달분포곡선이 상승하였다가 감소하는 경향을 보였다. 터빈캐스케이드 통로하류로 이동할수록 ($X/C_{ax}=0.429$ 까지) 통로와류의 강도가 증가하였다가 뒷전으로 이동할수록 통로와류의 강

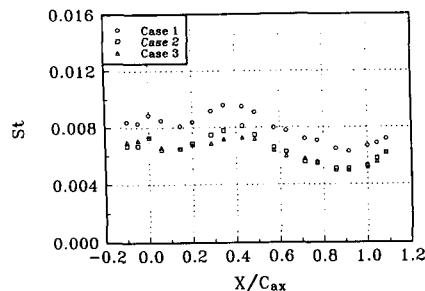


Fig. 12 Streamwise distributions of averaged Stanton number on the measurement planes

도가 감소하는 경향(Fig. 9)으로 나타났기 때문에 이로 인해 평균 열전달 분포곡선은 다시 증가하였다가 감소하는 경향으로 나타났고, $X/C_{ax}=1.0$ 이후에서는 뒷전의 후류영역에 의해 평균 열전달 분포곡선이 증가하는 경향을 보였다.

5. 결 론

터빈캐스케이드 통로 내의 끝벽의 한계유선들을 유막법으로 가시화하고, 5공 프로브로 각 측정단면의 피치방향의 질량평균 전압속실 분포와 유동편이 각 분포를 측정하여 이를 토대로 액정을 이용해 실시간에 끝벽의 열전달 특성을 측정한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 기존의 열전달에 의해 측정된 끝벽의 열전달 분포곡선으로부터 관찰되지 않았던 앞전의 말굽와류와 앞전의 코너와류의 존재를 공간 분해능이 높은 액정을 이용한 끝벽의 열전달분포곡선에서는 관찰할 수 있었고, 또한 열전달분포곡선에서 앞전으로부터 상류측에서는 2차원 유동형태를 유지하고 있는 반면에 터빈캐스케이드 통로내에서는 복잡한 3차원 유동형태를 확인할 수 있었다.

(2) 국소 열전달분포곡선으로부터 국소 열전달계수의 최대값들은 통로와류에 의해 발생되는 것이 아니라 앞전 근처에서 발생되는 압력면과 흡입면의 말굽와류와 코너와류에 의해 앞전 근방에서 발생하였다.

(3) 한계유선들의 가시화에서 관찰된 말굽와류와 통로와류의 3차원 박리선 주위의 국소 열전달분포는 2차원 유동의 박리선 주위에서 발생되는 열전달 분포와 달리 뚜렷한 열전달 감소현상을 관찰할 수 없었다.

(4) 경계층두께가 두꺼운 경우와 경계층두께가 얇은 경우 그리고 레이놀즈수가 작은 경우의 끝벽의 열전달분포는 모두 동일한 경향을 보였지만 경계층두께가 두꺼운 경우가 경계층이 얇은 경우에 비해 밀굽와류와 통로와류의 증가로 인해 열전달률이 향상되었고, 터빈캐스케이드 끝벽에서 열응력에 가장 민감한 부위는 앞전 근처에서 발생하였다.

참고문헌

- Metzger, D. E. and Mayle, R. E., 1983, "Gas Turbine Engines," *Mechanical Engineering*, Vol. 105, pp. 41~48.
- Blair, M. F., 1974, "An Experimental Study of Heat Transfer and Film Cooling on Large-Scale Turbine Endwalls," *ASME Journal of Heat Transfer*, Vol. 96, pp. 524~529.
- Georgiou, D. P., Godard, M. and Richards, B. E., 1979, "Experimental Study of the Iso-Heat-Transfer-Rate Lines on the End-Wall of a Turbine Cascade," *ASME Paper No. 79-GT-20*.
- Graziani, R. A., Blair, M. F., Taylor, J. R. and Mayle, R. E., 1980, "An Experimental Study of Endwall and Airfoil Surface Heat Transfer in a Large Scale Turbine Blade," *ASME Journal of Engineering for Power*, Vol. 102, pp. 257~267.
- Gaugler, R. E. and Russell, L. M., 1984, "Comparison of Visualized Turbine Endwall Secondary Flows and Measured Heat Transfer Patterns," *ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol. 106, pp. 168~172.
- York, R. E., Hylton, L. D. and Mihelc, M. S., 1984, "An Experimental Investigation of Endwall Heat Transfer and Aerodynamics in a Linear Vane Cascade," *ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol. 106, pp. 159~167.
- Goldstein, R. J. and Spores, R. A., 1988, "Turbulent Transport on the Endwall in the Region Between Adjacent Turbine Blades," *ASME Journal of Heat Transfer*, Vol. 110, pp. 862~869.
- Camci, C., Kim, K., Hippenssteele, S. A. and Poinsatte, P. E., 1993, "Evaluation of a Hue Capturing Based Transient Liquid Crystal

- Method for High-Resolution Mapping of Convective Heat Transfer on Curved Surfaces," *ASME Journal of Heat Transfer*, Vol. 115, pp. 311~318.
- (9) 이기백, 양장식, 나종문, 1995, "선형 터빈케 스케이드 통로내의 2차 유동과 손실에 관한 연구," 대한기계학회논문집, 제19권, 제3호, pp. 784~795.
- (10) Klein, E. J., 1968, "Liquid Crystals in Aerodynamic Testing," *Astronautics and Aeronautics*, Vol. 6, pp. 70~73.
- (11) Simonich, J. C. and Moffat, R. J., 1984, "Liquid Crystal Visualization of Surface Heat Transfer on a Concavely Curved Turbulent Boundary Layer," *ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol. 106, pp. 619~627.
- (12) Hippensteele, S. A., Russell, L. M. and Torres, F. J., 1985, "Local Heat-Transfer Measurements on a Large Scale-Model Turbine Blade Airfoil Using a Composite of a Heat Element and Liquid Crystals," *ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol. 107, pp. 953~960.
- (13) Akino, N., Kunugi, T., Ichimiya, K., Mitsuhiro, K. and Ueda, M., 1989, "Improved Liquid-Crystal Thermometry Excluding Human Color Sensation," *ASME Journal of Heat Transfer*, Vol. 111, pp. 558~565.
- (14) Dabiri, D. and Gharib, M., 1991, "Digital Particle Image Thermometry: The Method and Implementation," *Experiments in Fluids*, Vol. 11, pp. 77~86.
- (15) Kim, K., 1991, "A New Hue-Capturing Technique for the Quantitative Interpretation of Liquid Crystal Images Used in Convective Heat Transfer Studies," Ph. D. Dissertation, Pennsylvania State University.
- (16) Holman, J. P., 1984, *Experimental Methods for Engineers*, McGraw-Hill, pp. 72~74.
- (17) Abernethy, R. B., Benedict, R. P. and Dowdell, R. B., 1985, "ASME Measurement Uncertainty," *ASME Journal of Engineering for Power*, Vol. 107, pp. 161~164.
- (18) Hodson, H. P. and Doming, R. G., 1987, "Three-Dimensional Flow in a Low-Pressure Turbine Cascade at Its Design Condition," *ASME Journal of Turbomachinery*, Vol. 109, pp. 201~209.
- (19) Sieverding, C. H. and Van Den Bosche, P., 1983, "The Use of Coloured Smoke to Visualize Secondary Flows in a Turbine-Blade Cascade," *Journal of Fluid Mechanics*, Vol. 134, pp. 85~89.
- (20) Goldstein, R. J. and Karni, J., 1984, "The Effect of a Wall Boundary Layer on Local Mass Transfer From a Cylinder in Crossflow," *ASME Journal of Heat Transfer*, Vol. 106, pp. 260~267.