

〈논 문〉

## 횡단류 내 평판 위에 놓인 원형 실린더 주위의 유동장 및 열전달에 관한 연구

이기백\* · 손정호\*\* · 양장식\*\*\*

(1995년 8월 24일 접수)

### A Study on Fluid Flow and Heat Transfer around the Circular Cylinder Located on a Flat Plate in Crossflow

Ki-Baik Lee, Jung-Ho Son and Jang-Sik Yang

**Key Words :** Horseshoe Vortex (말굽 와류), Liquid Crystal (액정), Image Processing System (영상 처리 시스템)

#### Abstract

The present study is concerned with the heat transfer enhancement associated with a symmetrical or asymmetrical horseshoe vortex in front of and around the circular cylinder centered between the side walls of a wind tunnel. The static pressure measurements and the flow visualization in front of and around cylinders have been performed to determine the existence of horseshoe vortex. The hue-capturing method using the thermochromatic liquid crystals with great spatial resolution was used to obtain the local information of the endwall heat transfer coefficients. In case of one cylinder, the convective heat transfer coefficients of the region where the horseshoe vortex exists are larger than those of any other region. In case of two cylinders with tandem arrangement, the heat transfer rate of gap spacing ( $d/D=1.5$ ) is higher than that of gap spacings ( $d/D=2.0$  or  $2.5$ ).

기 호 설 명	
$A$	: 가열판의 단면적
$C_p$	: 표면 정압계수
$D$	: 실린더 직경 (20mm, 30mm)
$d$	: 실린더가 2개인 경우 실린더 중심에서 중심까지 거리
$F$	: 형상계수
$h$	: 대류 열전달계수
$HSI(H, S, I)$	: 표준화된 색상(Hue), 채도(Saturation), 명도(Intensity)
$I$	: 가열판에 인가된 전류
$l$	: 주어진 색상각 $\phi$ 에서 백색광을 나타내는 중심점과 채도가 가장 높은 색 사이의 거리
$NTSC$	: National Television System Committee
$P$	: 압력
$\dot{q}$	: 열유속
$Re_D$	: 실린더 직경에 대한 레이놀즈수
$Re_s$	: 운동량 두께에 대한 레이놀즈수
$RGB(R, G, B)$	: 표준화(Normalization)된 赤, 綠, 靑
$r, \beta$	: 원통 좌표계에서 반경방향과 원주방

\*회원, 부산대학교 기계공학과 및 기계기술연구소

\*\*회원, 현대중공업 선박해양연구소

\*\*\*회원, 부산대학교 기계기술연구소

	향의 성분
$S_1$	: 주박리의 안장점 (saddle point of primary separation)
$S_2$	: 2차박리의 안장점 (saddle point of secondary separation)
$T$	: 온도
$U$	: 평균 속도
$V$	: 가열판에 인가된 전압
$x, y, z$	: 직교좌표계
$\alpha$	: 가열판과 조명이 이루는 각
$\delta$	: 백색점과 특정한 색 사이의 거리
$\delta_1$	: 경계층 두께
$\delta^*$	: 배제 두께
$\theta$	: 운동량 두께
$\varphi$	: 색상각 (hue angle)
$\rho$	: 공기의 밀도

하첨자

$s$	: 정압
$t$	: 전압
$w$	: 표면 (wall)
$\infty$	: 자유유동에서의 값

1. 서 론

임의의 곡률을 가지는 물체의 기저부로 2차원 난류경계층이 접근하면 물체의 선단에 역압력구배가 존재하게 된다. 따라서 경계층 내의 유체입자는 이 역압력구배를 극복할 만한 충분한 운동량을 갖지 못하기 때문에 물체의 기저부로부터 박리(separation)된다. 박리된 유동은 물체와 상호작용을 일으켜 3차원 유동인 말굽 와류(horseshoe vortex)가 형성된다.

말굽 와류는 칩의 냉각, 열교환기의 설계, 핵연료봉의 연소, 터빈 통로내의 복잡한 유동구조를 해석하는 기초실험의 좋은 소재가 되어 왔다. Baker<sup>(1,2)</sup>는 층류경계층과 난류경계층에 대해서 레이놀즈수와 경계층 두께를 변수로 하여 유동 가시화와 끝벽의 정압 분포를 이용해 경계층 박리점 위치와 말굽 와류 위치의 변화를 관찰하였다. Abid 등<sup>(3)</sup>은 LDV(Laser Doppler Velocimeter)를 이용해 3차원 유동구조에 관한 연구를 수행하였다. 이들에 의하면 3차원 박리는 평판 근처에 한정되어 발생한다고 하였다. Eckerle 등<sup>(4)</sup>은 기존의 주장과 달리 실린

더 주위의 말굽 와류는 유동방향의 대칭면에서 발생하는 것이 아니라 대칭면에서 약간 벗어난 지점에서 발생하며 단지 하나의 주와류와 안장점(saddle point)이 존재한다고 제안하였다. Pierce 등<sup>(5)</sup>은 LDV를 이용한 속도 측정으로부터 두 개의 와류 모델을 제시하였고, Boyle 등<sup>(6)</sup>은 두 개의 실린더 사이의 간격변화에 따른 비대칭 경계층 박리 현상을 관찰하였다.

실린더 끝 벽(endwall)의 대류열전달에 관한 기존의 연구는 나프탈렌 승화법,<sup>(7,8)</sup> 액정(thermochromatic liquid crystal)<sup>(9~12)</sup> 등을 이용하여 실린더 끝 벽의 대류열전달 특성을 해석하였다. 그러나 기존의 연구방법들은 공간 분해능은 높지만 실시간에 열전달을 측정할 수 없었다. 이에 비해 Camci 등<sup>(13,14)</sup>에 의해 연구된 액정을 이용한 색상 포착 기법은 공간 분해능이 높고 실시간에 대류열전달을 측정할 수 있기 때문에 본 연구에서는 색상 포착 기법을 도입하였다.

본 연구에서는 실린더가 한 개 놓인 경우의 유동장에 대한 이해를 바탕으로 비대칭 말굽 와류가 존재하는 유동장에서 액정의 새로운 보정 기법인 색상 포착 기법을 이용해 표면 온도를 측정하여 비대칭 말굽 와류가 실린더 끝 벽의 열전달 특성에 미치는 영향을 해석하고자 한다.

2. 실험 장치 및 방법

2.1 영상 획득 및 처리 장치

본 연구의 컬러 영상처리 장치(color image processing system)는 비디오 카메라, 비디오 디코더/엔코더(data translation, DT2869) 그리고 프레임 그레버(data translation, DT2871)로 구성되어 있다.<sup>(14)</sup> 물체표면의 온도변화에 따른 액정의 색상변화를 비디오 카메라로 촬영하고, 촬영된 영상의 표준 NTSC 신호는 비디오 디코더/엔코더에 의해 각각의 R, G, B 신호로 변환된다. 변환된 RGB 신호는 IBM PC 486 내의 컬러 영상처리 장치인 DT2871을 통해 세 개의 8비트 비디오 A/D 변환기를 통해 디지털(HSI)로 변환된다.

본 연구에서 이용된 컬러 영상처리 장치의 RGB, HSI 색상 좌표계와 HSI 삼각형의 3차원 구조를 Fig. 1에 나타내었다. Fig. 1에서 RGB 삼각형내의 R(赤), G(綠), B(靑)의 기하학적인 특성으로부터 색상(Hue), 채도(Saturation), 명도(Intensity)의

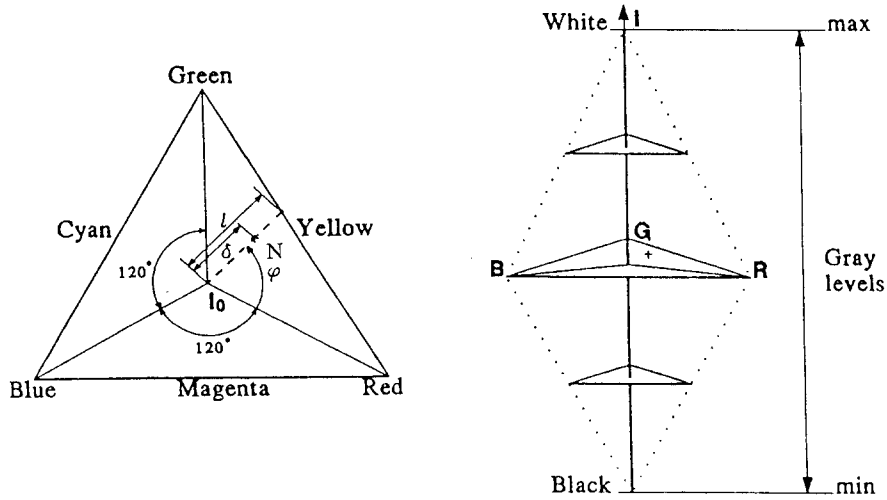


Fig. 1 RGB triangle used by the current system, geometrical description of H, S, I and a three dimensional view of the present color model (from Camci et al. <sup>(13)</sup>)

특성을 구할 수 있다. 또한 명도는 R, G, B 특성의 합에 의존하고 색 특성인 색상과 채도는 R, G, B의 상대적인 비율에 근거하며, HSI 삼각형의 3차원 그림에서 명도축(intensity axis)은 RGB 삼각형의 중심을 지나 수직이다. R, G, B 신호는 각각 0에서 255까지 변환되며 변환된 각각의 R, G, B의 값은 HSI 값으로 변환된다. 변환된 HSI 값 중 명도는 다음과 같은 식으로 정의된다.

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

채도는 Fig. 1에서처럼 국소점 N에 대한  $\delta/I$ 로 정의되고, RGB 삼각형의 테두리 선에서 채도는 최대이고, 그 값은 255이다. 그리고 색상은 명도축 주위의  $\phi$  값의 회전에 따라 R에서 0, G에서 120, B에서 240으로 표현되고 무차원화된 색상은 N점에 대해  $\phi/360$ 로 표현된다. 8비트 정수값으로 무차원화된 채도와 색상은 다음과 같은 식으로 정의된다.

$$S = (\delta/I) * 255 \quad (2)$$

$$H = (\phi/360) * 255 \quad (3)$$

따라서 명도, 채도, 색상은 R, G, B의 세 가지 특성으로부터 (1), (2), (3) 식에 의해 계산된다.

### 2.2 좌표계의 정의

본 실험에 이용된 실린더 주위의 좌표를 Fig. 2에 나타내었다. Fig. 2에서 알 수 있듯이 실린더의

중심에서 유동방향과 평행한 방향을 x축, 유동방향에 수직방향을 y축, 반경방향을 r축 그리고 실린더의 높이 방향을 z축으로 설정하였고, 실린더 중심과 실린더 중심간의 거리를 d로 표현하였다. 그리고 실린더의 재질은 아크릴이며 실린더의 직경은 20 mm와 30 mm이고, 실린더의 높이는 100 mm이다.

### 2.3 액정의 보정

실린더 끝 벽의 열전달 특성을 해석하기 위해 Camci 등<sup>(13,14)</sup>에 의해 연구된 방법으로 액정을 보정하였다.

Fig. 3과 같이 액정의 온도변화에 따른 색상값의 변화를 비디오 카메라로 촬영하기 위해 액정 보정용장치를 제작하였다. Fig. 3(a)는 보정용 가열판을 나타낸 것으로 두께, 가로, 세로의 크기가  $0.1 \times 185 \times 80$ mm인 스테인리스 박판 위에 조명에 의해 액정을 통과하는 빛을 흡수하게 하기 위해 검정 페인트(Hallcrest: BBG1)를 분무기(air compressor)로 균일하게 뿌린 후, 검정페인트 위에 액정(Hallcrest: R35C5W)을 분무기로 균일하게 뿌렸다. 또한 스테인리스 박판( $0.4 \times 185 \times 80$ mm)과 구리판( $0.4 \times 170 \times 80$ mm) 사이의 접촉저항을 줄이기 위해 스테인리스 박판과 구리판 사이에 Thermalcote(Thermalloy Inc.)로 스테인리스 박판과 구리판을 접촉하였다. 구리판의 중심에 약 2mm의 구멍을 뚫고 구멍 사이에 T형 열 전대를 설치하였으

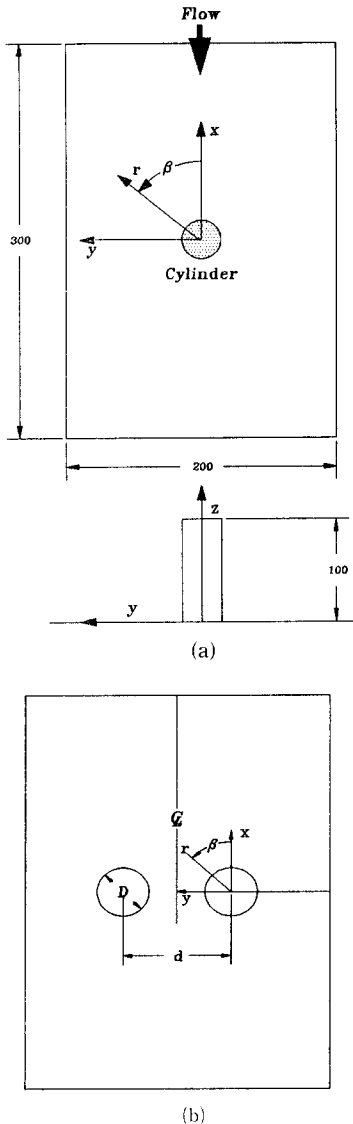


Fig. 2 Definition of the coordinates

며, 비어 있는 공간에 열 에폭시(Thermalloy Inc. : thermalbond-4964)로 열이 잘 전달되도록 채웠다. 그리고 구리판을 선형적으로 가열시키기 위해 구리판의 왼쪽 끝 단에 가열발생원을 설치하였고, 가열발생원과 구리판 사이는 열 에폭시로 접착하였다. 가열발생원은 구리판(0.4×15×80mm)을 사용하였고, 가열발생원의 구리판 양단에 세로 방향으로 동선(직경 0.6mm)을 납땀하여 연결하였다. 동선에 슬라이타스(3kVA)로 전압을 인가하면 가열발생원의 구리판은 가열되고 가열발생원의 오

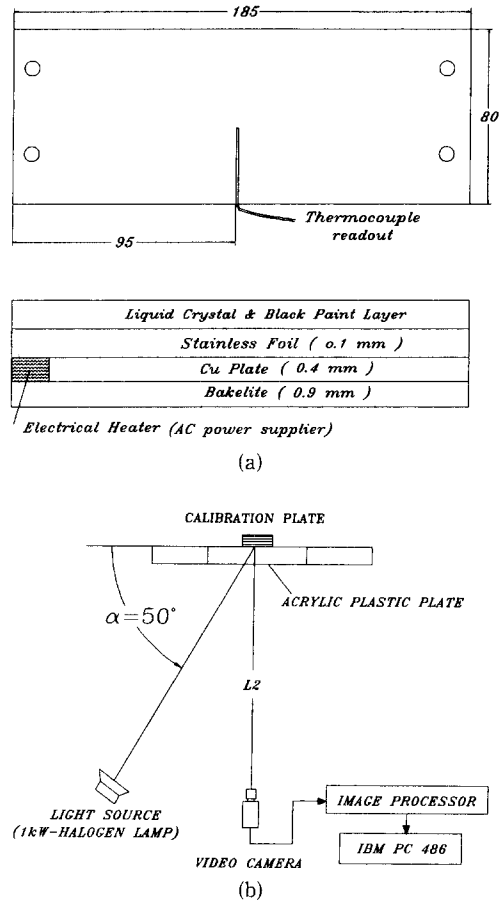


Fig. 3 Calibration of the liquid crystal

른쪽에 부착된 구리판은 가열발생원의 가열로 인해서 가로 방향으로 선형적으로 가열되어지고 이로 인해 스테인리스 박판도 선형적으로 가열되어진다. 또한 가열판과 구리판은 바클라이트 판(bakelite plate: 0.9×185×80mm)으로 단열시켰다.

이와 같이 제작된 액정 보정용 가열판을 이용해 실험과 동일한 조건하에서 온도변화에 따른 액정의 색상변화를 보정하였다. Fig. 3(b)와 같이 액정 보정용 가열판을 풍동에 설치하였고, 가열판에 수직 방향으로 1.5m의 위치에 비디오 카메라를 설치하였다. 가열판의 중심과 조명(1kW halogen lamp)의 거리는 조명 등에 의해 가열판에 전달되는 복사(radiation)를 최소화하기 위해 1.5m로 유지하였으며 가열판의 중심과 조명이 이루는 각( $\alpha$ )을 50°로 고정시켰다. 이와 같은 조건하에서 가열된 액정의 색상변화와 열전대에 연결된 온도 지시계

(Omega: DT41-TC)의 온도를 동시에 비디오 카메라로 촬영하였다. 촬영된 영상 데이터는 컬러 영상 처리 장치로 처리하였다. 이용된 온도 지시계의 분해능은 0.01°C이고 정확도(accuracy)는 ±0.2°C이다. 이상의 보정실험은 광원 이외의 모든 광을 차단한 암실에서 수행하였다.

Fig. 4는 Fig. 3의 장치를 이용해 온도변화에 따른 액정의 색상변화를 보정한 것이다. 보정은 총 두 번에 걸쳐 다른 시간에 수행하였으며 그림에서 알 수 있듯이 34.5°C에서부터 38.5°C까지의 범위내에서 온도변화에 따른 액정의 색상변화는 선형적으로 변화였고 유용한 색상값은 20에서 155까지이다.

이 범위에서 보정된 곡선의 색상에 대한 온도의 불확실성(uncertainty)은 Abernethy 등<sup>(15,16)</sup>의 방법으로 해석하였고 20대 1의 신뢰도에서 ±0.48°C였고, 액정의 색상변화에 따른 온도변화의 보정 곡선식은 다음과 같은 식으로 주어졌다.

$$T = 28.902 * 10^{-3} * H + 34.050 \quad (4)$$

2.4 끝 벽의 정압 측정 장치

끝 벽의 정압 분포와 한계유선을 비교하기 위해 끝 벽의 정압 측정 장치도를 Fig. 5에 나타내었다. Fig. 5는 실린더가 한 개 놓인 경우와 두 개가 놓인 경우의 정압 측정 장치도를 나타낸 것이다. z-x평면에 대해 유동의 대칭성을 고려하여 β방향으로 15°씩 0°에서 90°까지, r방향으로 r/D=0.5에서 2.0까지 두 개의 일정한 간격으로 압력공을 설치하였다. r/D=0.5에서 1.0까지는 압력공의 간격을 1.5mm로 하였고, r/D=1.0에서 2.0까지는 압력공의 간격을 2.0mm로 하였다. 또한 실린더가

두 개 놓인 경우(Fig. 5(b), d/D=2.0)에는 측정 단면의 중심선에 대해 대칭이므로 실린더의 중심선에 대해 β방향으로 15°씩 -90°에서 90°까지, x방향으로 x/D=0.0에서 3.7까지, y방향으로 y/D=-2.0에서 1.0까지의 직사각형 안에 두 개의 일정한 간격으로 압력공을 설치하였다. r/D=0.5에서

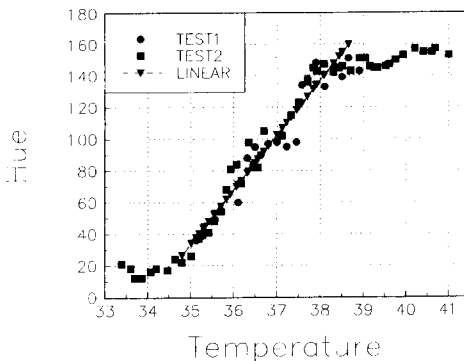
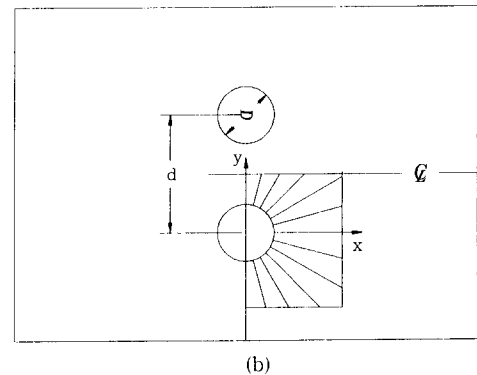
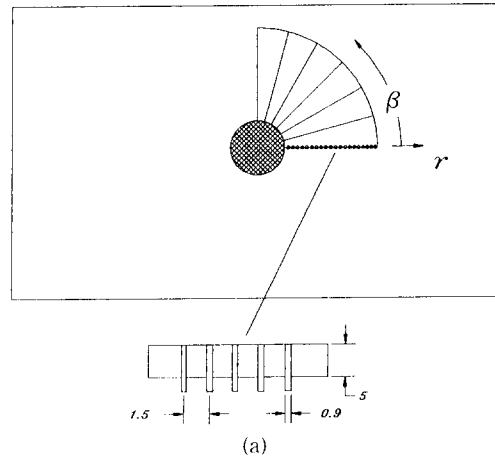


Fig. 4 Local hue versus temperature relation

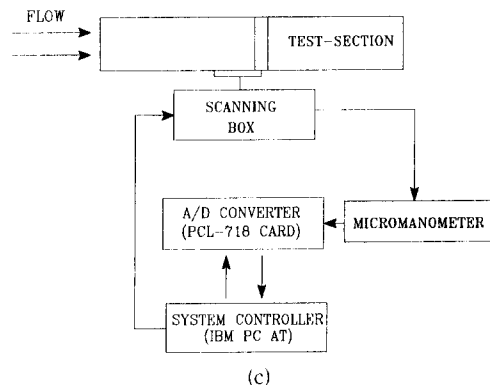


Fig. 5 Pressure measurement on the endwall surface

1.7까지는 압력공의 간격을 3.0mm로 하였고, 그 이외의 나머지 부분은 압력공의 간격을 4.0mm로 하였다.

Fig. 5(c)는 정압을 측정하기 위한 장치도를 나타낸 것이다. 압력공의 정압은 IBM PC로 제어되는 20채널 스캐닝 박스(Furness Controls Limited-FC091)를 통해 미소압력계(Furness Controls: FC012)에 전달된다. 전달된 정압은 미소압력계에서 전압(voltage)으로 변환되어 A/D변환기(PCL-718)를 거쳐 IBM PC에 디지털 신호로 저장된다.

2.5 끝 벽의 열전달 측정 장치

Fig. 6(a)는 실린더 끝 벽의 열전달률을 측정하기 위한 가열판의 상세도를 나타낸 것이다. 두께,

가로, 세로의 크기가 10×300×200mm인 아크릴 판 위에 앤드밀로 5×130×180mm의 정방형 홈을 가공하였고, 가열판의 단열을 위해 바젤라이트를 정방형 홈과 홈 주위에 에폭시로 부착하였다. 그리고 스테인리스 박판의 양 끝 단에 동선을 납땀한 구리조각(0.4×130×15mm)을 부착한 다음 스테인리스 박판을 바젤라이트 판 위에 에폭시로 접착하였다. 온도 보정용 가열판과 동일하게 조명에 의해 액정을 통과한 빛 이외의 광을 흡수하게 하기 위해 검정 페인트(Hallcrest: BBG1)를 스테인리스 박판 위에 분무기로 균일하게 뿌린 후, 검정 페인트 위에 액정을 분무기로 균일하게 뿌려 가열판을 제작하였다. 가열판을 등열유속(equi-heat flux)으로 만들기 위해 스테인리스 박판 양단의 동선에 슬라이타스(3kVA)를 설치하였고, 슬라이타스의 전압 변화에 의해 스테인리스 가열판의 전체 열유속을 조절할 수 있게 하였다. 또한 전압계(Tektronix FG503)와 전류계(Sanwa: CAM-201s)를 설치하여 전압과 전류를 이용해 스테인리스 박판에 인가된 열유속을 계산하였다.

Fig. 6(b)는 실린더 끝 벽의 표면 온도를 측정하기 위한 장치도이다. 비디오 카메라와 조명은 액정의 온도 보정과 동일한 조건(실험 모델과 비디오 카메라 그리고 조명의 거리는 1.5m이고 실험 모델과 조명의 설치각( $\alpha$ )은 50°이다.)으로 설치하였다. 전압, 전류, 액정의 색상변화를 동시에 비디오 카메라로 촬영하였고, 촬영된 비디오 영상을 컬러 영상처리 장치를 이용해 액정의 색상정보(HSI) 중 색상(H)의 정보를 획득하였다. 획득된 색상과 식(4)을 이용해 유동조건에 따른 실린더 끝 벽의 온도 분포를 계산하였다.

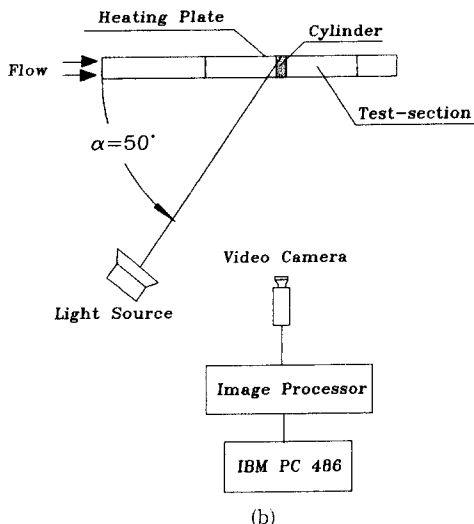
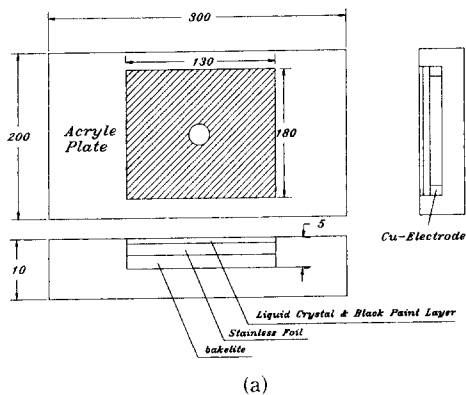


Fig. 6 Temperature measurement on the endwall surface

3. 실험결과 및 고찰

3.1 실험조건

본 연구의 실험조건은 시험구간내에 실린더가 한 개 놓인 경우와 실린더가 두 개 놓인 경우에 대해 실린더 끝 벽의 열전달 실험을 액정을 이용해 수행하였다. 실린더가 한 개 설치되어 있을 경우의 실린더의 직경은 30mm이고 실린더가 두 개 놓여 있을 경우의 실린더의 직경은 20mm를 이용하였고, 두 개의 실린더가 놓인 경우 간격대 직경비(d/D)는 1.5, 2.0, 2.5이다. Fig. 2의 실린더의 앞전(leading edge)으로부터 전방 300mm 지점에서 I형

Table 1 The test condition

Free stream velocity ( $U_\infty$ )	25.4m/s
Boundary layer thickness ( $\delta_1$ )	48.3mm
Displacement thickness ( $\delta^*$ )	5.61mm
Momentum thickness ( $\theta$ )	4.58mm
Shape factor ( $F = \delta^*/\theta$ )	1.22
Reynolds number ( $Re_D = U_\infty \cdot D/\nu$ )	50000 (one cylinder) 33000 (two cylinders)
Reynolds number ( $Re_\theta = U_\infty \cdot \theta/\nu$ )	7300
Total pressure ( $P_t$ )	40.9mmH <sub>2</sub> O
Static pressure ( $P_s$ )	1.69mmH <sub>2</sub> O

경계층 프로브로 경계층 두께와 자유유동속도를 측정하였고, 전압과 정압은 피토 관으로 측정하였다. 이 점에서의 자유유동속도, 경계층 두께, 배제 두께, 운동량 두께, 형상계수, 레이놀즈수, 전압과 정압을 Table 1에 나타내었다.

### 3.2 유막법

말굽 와류의 생성위치와 전개과정을 해석하기 위해 유막법으로 실린더 끝 벽의 한계유선(limiting streamline)을 가시화하였다.

본 실험에 사용된 유막법은 파라핀, 흑연분말, 오레인 산을 체적비 3.5: 2.0: 1.0으로 섞어서 사용하였고, 오레인 산은 파라핀과 흑연분말의 엉김을 방지하기 위해 이용되었다. 한계유선들을 가시화하기 위해 제도지(Mylar draft film)를 끝 벽에 부착하고 제도지 위에 붓으로 유막의 두께를 균일하게 도포하였고, 상류측 유동속도는 25.4m/s로 유지하였다. Fig. 7(a)는 실린더가 한 개 놓인 경우의 한계유선을 가시화한 사진이다. 검게 나타난 정체영역에 주박리(primary separation)의 안장점  $S_1$ 이 나타나고, 다시 희게 나타나는 영역을 지나 2차 박리(secondary separation)의 안장점  $S_2$ 가 나타남을 확인할 수 있다. 또한  $S_1$ 과  $S_2$  사이에 희게 나타나

는 부위는 주박리선을 나타낸다. 이러한 한계유선들은 Baker<sup>(2)</sup>가 제시한 말굽 와류계(horseshoe vortex system) 모델과 유사한 유동 특성을 나타내고 있다.  $S_2$ 를 지나 실린더 주위에 상대적으로 넓은 영역이 희게 나타나고 있는데, 이 영역은 주 말굽 와류와 같이 세 개의 다른 와류가 나타난다는 Baker<sup>(2)</sup>의 실험결과와 유사한 경향을 나타내고 있기 때문에 다중 말굽 와류계임을 확인할 수 있다.  $\beta=90^\circ$ 에서의 말굽 와류의 진행경로는 약  $r/D=1.0$  이내의 영역에 존재한다.  $\beta=90^\circ$ 를 지난 실린더 하류 영역의 한계유선들은 실린더의 중심선인  $z-x$ 평면에 대해 발산하지 않고 수렴하고 있다. 이러한 것은 Ichimiya 등<sup>(10)</sup>의 연구 결과와 유사한 것으로 풍동의 높이에 대한 폭의 비가 작기 때문에 발생하는 것으로 여겨진다.

Fig. 7의 (b), (c), (d)는  $d/D=2.5, 2.0, 1.5$ 인 경우의 한계유선을 나타낸 것이다. 실린더가 두 개 놓인 경우는 실린더가 한 개 놓인 경우와 달리 부착선(attachment line) 상의 안장점이 실린더 중심선( $z-x$ 평면)에 대해 약간 편향되어 나타나고 있음을 알 수 있다. 실린더 사이의 한계유선 형태를 살펴보면,  $d/D=2.5$ 와 2.0의 경우는 각 실린더에서 발달된 말굽 와류가 서로 상호작용을 일으키지 않는 반면에  $d/D=1.5$ 의 경우는 각 실린더에서 발달된 말굽 와류 사이의 강한 상호작용으로 인해 한계유선 형태가 달라짐을 알 수 있다. 실린더 하류 영역을 살펴보면 실린더가 한 개인 경우보다는 실린더가 두 개인 경우가 실린더 하류 영역에 정체된 영역이 줄어든 것을 알 수 있다. 또한 실린더의 간격비가 작아질수록 재순환영역(recirculation zone)이 점점 줄어들음을 관찰할 수 있고, 실린더가 한 개 놓인 경우보다 전체적으로 말굽 와류의 영향이 크게 나타남을 알 수 있다.

### 3.3 끝 벽의 정압계수 분포

실린더 끝 벽의 정압계수는 다음과 같은 식으로 정의하였다.

$$C_p = \frac{P - P_s}{\frac{1}{2} \rho_\infty U_\infty^2} \quad (5)$$

여기서  $P_s$ 와  $P$ 는 각각 상류측에서 측정된 정압과 끝 벽에서의 정압을 나타내고,  $\rho_\infty$ 는 상류측 공기 밀도이며  $U_\infty$ 는 상류측 자유유동의 속도이다. 정압

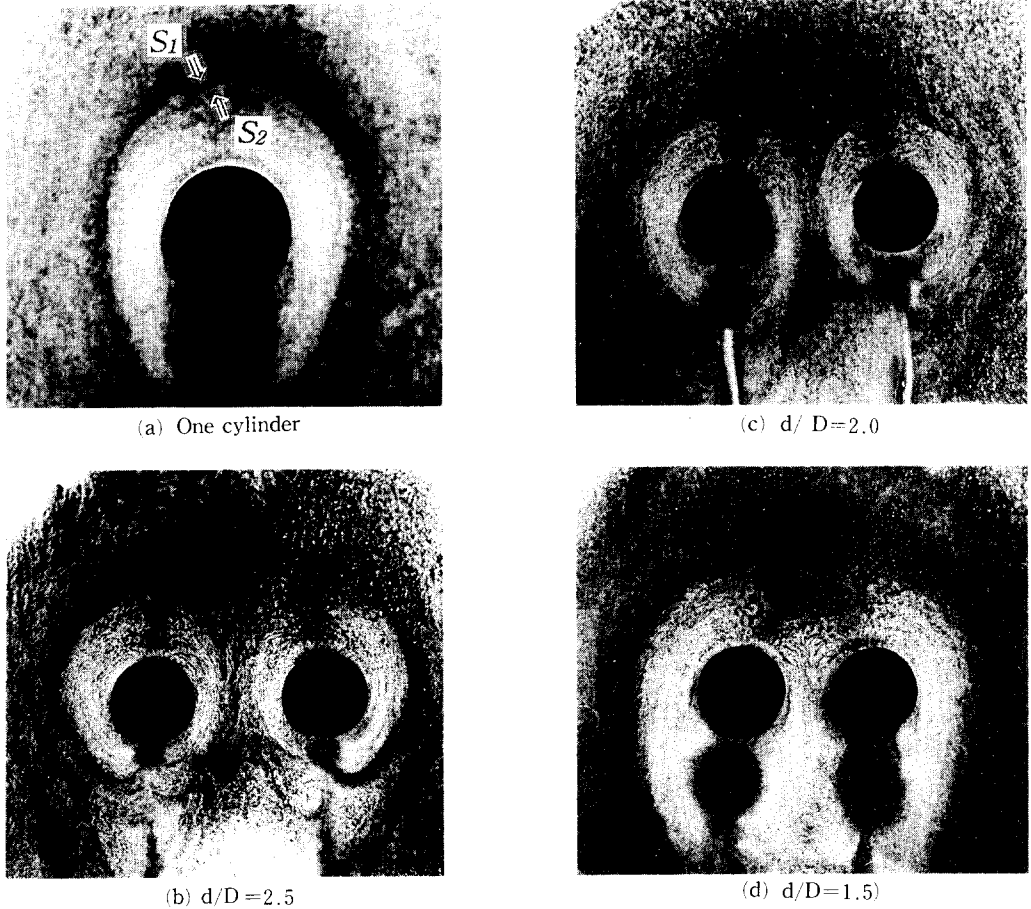


Fig. 7 Oil flow visualization on the endwall surface

계수의 불확실성은 Abernethy 등<sup>(15,16)</sup>의 방법으로 해석하였고, 20대 1의 신뢰도에서  $\pm 0.007$ 이었다.

Fig. 8(a)는 실린더 한 개 놓인 경우의 끝 벽의 정압계수 분포를 나타낸 그림으로써 X축과 Y축은 각각 실린더 직경(D)에 대한 실린더의 반경방향의 거리(r)로 무차원화하여 나타내었다. 한계유선의 가시화에서 확인된 것과 마찬가지로  $r/D=1.25$ 인 지점에서 국소 최소값이 나타났다. 또한 정압계수의 값은  $r/D=1.25$ 에서부터  $r/D=0.5$ 까지의 범위에서 급격한 증가를 보였기 때문에  $r/D=1.25$  지점이 주박리선( $S_1$ )임을 알 수 있다.  $\beta=50^\circ$ 에서부터는 유동의 가속에 의한 말굽 와류 영향이 약화되어 구부러진 형태의 정압계수의 분포곡선은 관찰할 수 없었다. 실린더가 한 개 놓인 경우에 본 실험의 정압계수의 분포는 Eckerle 등<sup>(4)</sup>의 실험결과와 유사한 경향을 보였다. 배제 두께에 대한 실린더의

직경비( $D/\delta^*$ ) 그리고 배제 두께에 근거한 레이놀즈수( $U_\infty \cdot \delta^*/\nu$ )를 다양하게 변화시키면서 주박리선의 위치를 결정해 Baker<sup>(2)</sup>의 실험결과와 본 실험결과와 비교해 볼 때, 본 실험의 경우 주박리선의 위치가  $r/D=1.25$ 이었지만 Baker의 경우  $r/D=1.21$  정도였다. 이와 같은 차이는 본 실험의 경우에 검사면(test section)의 폐쇄효과가 Baker의 실험결과보다 크기 때문인 것으로 여겨진다.

Fig. 8(b)는  $d/D=2.0$ 인 경우의 끝 벽의 정압계수 분포를 나타낸 그림으로써 X축은 y값을 실린더 직경(D)으로 무차원화하였고, Y축은 x값을 실린더 직경(D)으로 무차원화하여 나타내었다.  $C_p$ 값이 0.5, 0.6, 0.7, 0.8인 선을 보면, 실린더 중심선( $r/D=0.0$ )에 대해 비대칭임을 알 수 있고, 이러한 비대칭성은 한계유선의 가시화에서도 확인되었다. 그리고 중심선으로 표시된 영역( $y/D=0.5$ )에



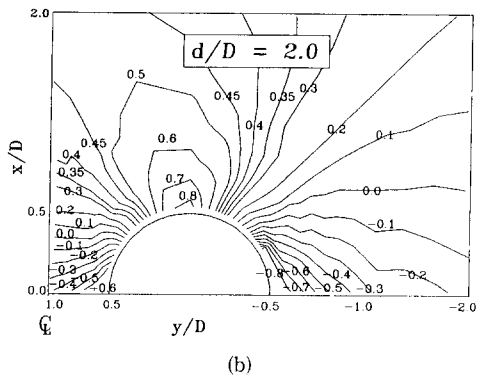
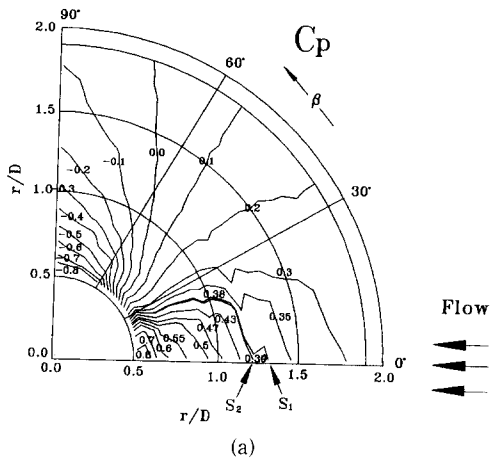


Fig. 8 Contour of the static pressure coefficients on the endwall surface

서의  $C_p$  값이  $y/D < -0.5$ 인 영역의 값과 별 차이가 없다. 실린더 사이의 영역에서는 유동가속에 의해  $C_p$  값이 상대적으로  $y/D < -0.5$ 인 영역보다 작은 분포를 예상할 수 있으나, 검사면 내에 두 개의 실린더가 마치 타원형 물체가 놓인 경우와 비슷하게 정체영역이 나타남을 한계유선 가시화에서 관찰할 수 있었다. 따라서 이러한 정체영역으로 인해 유동

속도가 감소하기 때문에 실린더 사이의  $C_p$  값은 급격히 감소하지 않는 것으로 여겨진다.

3.4 국소 대류 열전달계수

3.4.1 실린더 1개의 경우

실린더 끝벽의 국소 열전달계수의 분포는 다음과 같은 식으로 정의하였다.

$$h = \frac{\dot{q}}{T_w - T_\infty} \tag{6}$$

$$\dot{q} = \frac{V \cdot I}{A} \tag{7}$$

여기서  $h$ 는 국소 대류 열전달계수이고,  $\dot{q}$ 는 가열판에 인가된 열유속이다.  $T_w$ 는 액정에서 결정된 가열판의 표면 온도이고,  $T_\infty$ 는 상류측 자유유동의 온도이다.  $V$ 와  $I$ 는 가열판에 인가된 전압과 전류를 나타낸다. 그리고 열유속과 대류 열전달계수의 불확실성은 Kline 등<sup>(15)</sup>, Abernethy 등<sup>(16)</sup>의 방법으로 해석하였고, 20대 1 신뢰도에서 열유속과 대류 열전달계수의 불확실성에 대한 데이터를 Table 2에 나타내었다.

Fig. 9(a)와 (b)는 실린더가 한 개 놓인 경우에 실린더의 상류와 하류의 대류 열전달계수의 분포를 나타낸 그림으로써 X축은 y값을 실린더 직경(D)으로 무차원화하였고, Y축은 x값을 실린더 직경(D)으로 무차원화하여 나타내었다. 그리고 Fig. 9에 나타난 국소 대류 열전달계수는 실제 국소 대류 열전달계수를 0.01배하여 나타내었다. Fig. 9(a)에서는 주박리선을 따라 나타날 것으로 생각되는 상대적으로 낮은 대류 열전달계수는 관찰할 수 없다. 하지만 말굽 와류계가 존재하는 영역내에서는 실린더의 밑 상류측보다 높은 대류 열전달계수를 보였고, 이러한 경향은 선행 연구의 결과<sup>(9-11)</sup>와 동일하였다. Fig. 9(a)와 (b)에서 알 수 있듯이 실린더

Table 2 Uncertainty of voltage, resistance, and heat flux with 20 to 1 odds

Test condition	$\frac{\delta V}{V} \times 100(\%)$	$\frac{\delta I}{I} \times 100(\%)$	$\frac{\delta \dot{q}}{\dot{q}} \times 100(\%)$	$\frac{\delta h}{h} \times 100(\%)$
1 cylinder	0.83	2.39	2.53	4.24
d/D=2.5	0.94	3.55	3.67	5.00
d/D=2.0	1.75	2.45	3.01	4.54
d/D=1.5	2.92	3.22	4.34	5.51

의 상류 영역이 하류 영역보다 높은 열전달계수의 분포를 나타내며, 실린더의 상류 영역에 비해 실린더 하류 영역에서는 재순환 영역으로 인해 대류 열전달계수의 값이 낮게 나타남을 알 수 있다.

3.4.2 실린더 두 개의 경우

Fig. 10은  $d/D=2.5, 2.0, 1.5$ 일 때의 실린더 상류 및 하류 영역의 국소 대류 열전달계수의 분포를 나타낸 것으로 X축은  $y$ 값을 실린더 직경( $D$ )으로 무차원화하였고, Y축은  $x$ 값을 실린더 직경( $D$ )으로 무차원화하였다. 실린더가 두 개 놓인 경우인  $d/D=1.5, 2.0, 2.5$ 의 경우는 실린더가 한 개 놓

인 경우와는 달리  $y/D=0.0$  축에 대해 대류 열전달계수의 분포는 비대칭이다. 이것은 한계유선 가시화와 끝벽의 정압 분포에서 확인했듯이 비대칭 발달 와류계의 영향임을 알 수 있고, 발달 와류계가 존재하는 실린더 근접 영역에서 상류측보다 높은 국소 대류 열전달계수의 분포를 보였다.

Fig. 10의 (a), (c), (e) 즉,  $d/D=2.5, 2.0, 1.0$ 은 실린더가 한 개 놓인 경우의 최대 대류 열전달계수 보다 각각 약 41%, 64%, 91%의 증가된 값으로 나타났다. 그리고 Fig. 10에 나타난 국소 대류 열전달계수는 실제 국소 대류 열전달계수를 0.01배하여 나타내었다.  $d/D=2.5, 2.0, 1.5$ 인 경

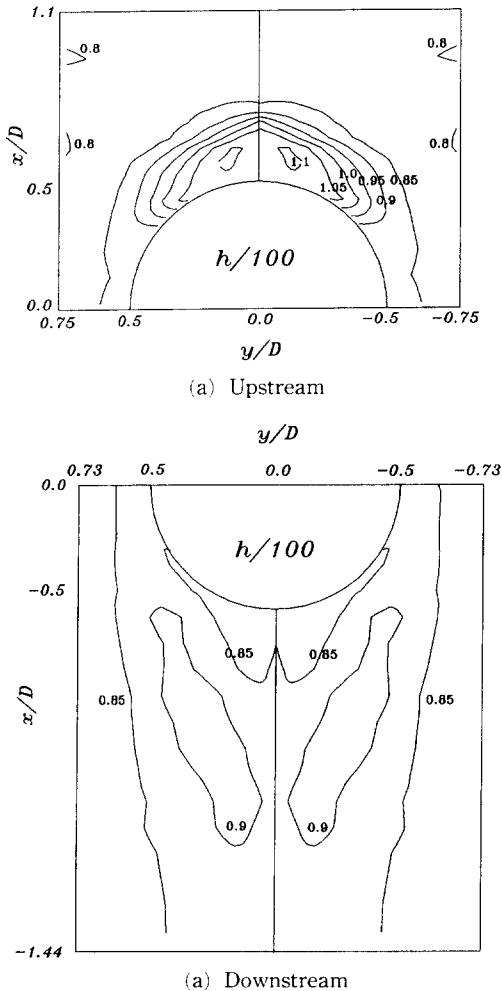
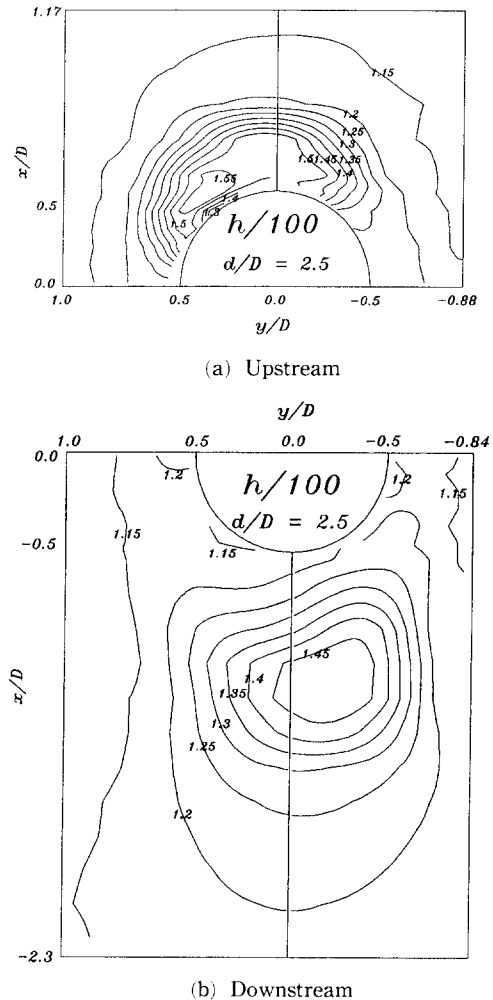
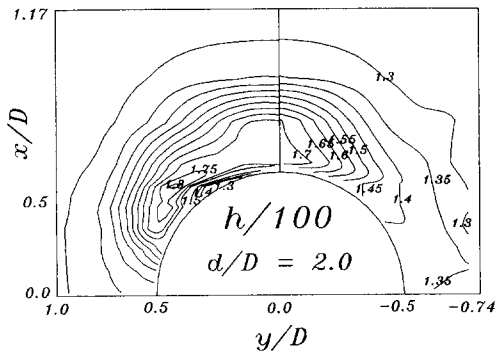
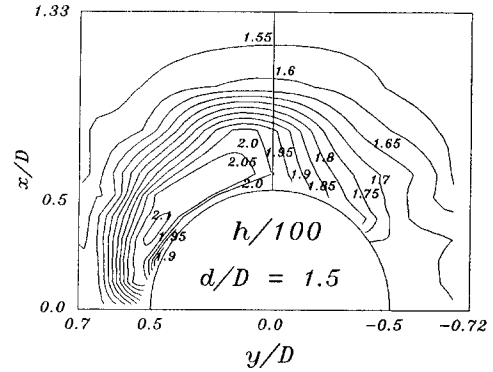


Fig. 9 Contour of convective heat transfer coefficients(one cylinder)

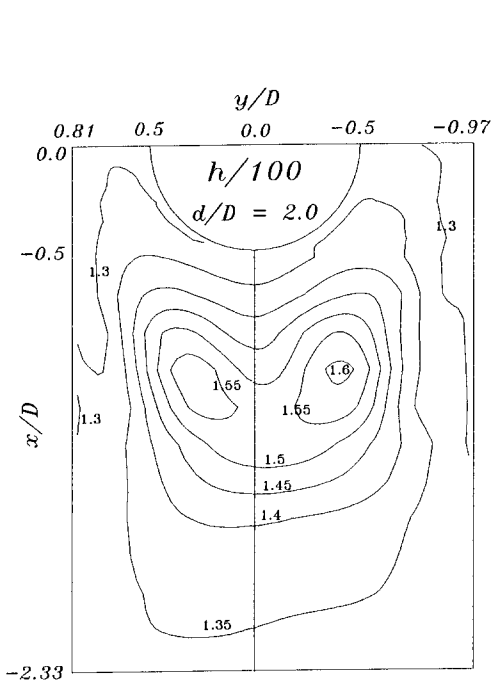




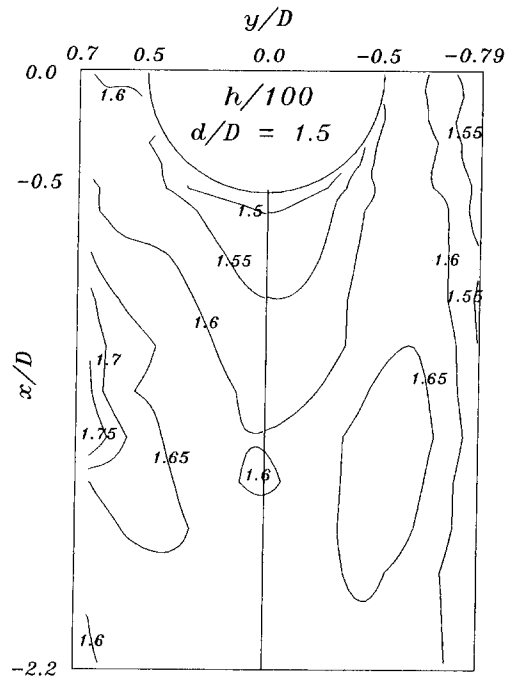
(c) Upstream



(e) Upstream



(d) Downstream



(f) Downstream

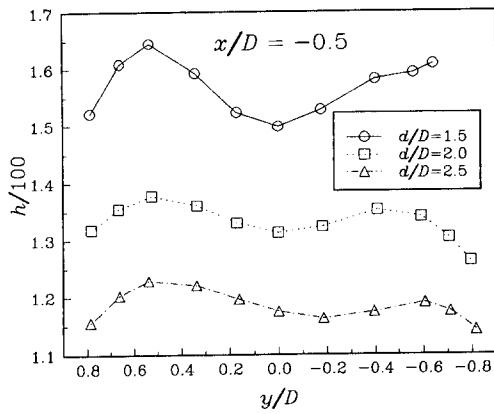
Fig. 10 Contour of convective heat transfer coefficients( $d/D=2.5, 2.0, 1.5$ )

우의 대류 열전달계수는 150, 170, 205를 갖는 폐곡선과의 2등분 점과, 원점과 이은 선이  $x/D$ 축과 이루는 작은 각각  $\beta=15, 25, 45$ 이다. 이것은  $d/D$ 가 작아질수록 비대칭성이 커짐을 의미하고, 이로 인해  $y/D > 0.0$ 인 영역에서 대류 열전달계수의 구배가 더 크게 나타났다.

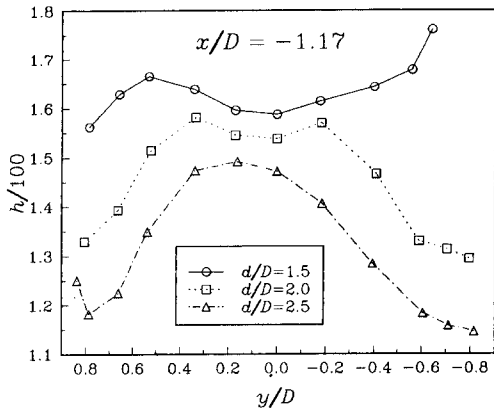
Fig. 10의 (b), (d), (f)는  $d/D=2.5, 2.0, 1.5$ 일 때 실린더 하류 부분의 국소 대류 열전달계수의 분포를 나타낸 것이다. 그림에서 알 수 있듯이 비

대칭 말굽 와류의 영향으로 인해 실린더가 한 개인 경우와 달리  $y/D$ 축에 대해 비대칭인 국소 대류 열전달계수의 분포를 볼 수 있고, 국소 대류 열전달계수의 값이 실린더가 한 개인 경우보다 더 큰 값으로 나타났다. 재순환 영역에서의 국소 열전달계수의 분포는 실린더가 한 개 놓인 경우보다 더 좁음을 알 수 있고, 이는 한계유선의 가시화에서도 확인되었다.

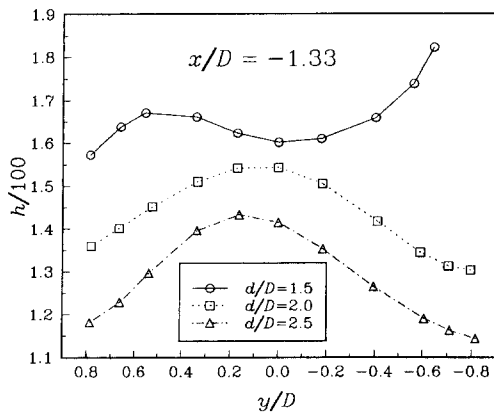
Fig. 11은 실린더 하류의 세 개의 다른 지점( $x/$



(a)



(b)



(c)

Fig. 11 Spanwise variation of convective heat transfer coefficients behind the circular cylinder

$D = -0.5, -1.17, -1.33$ 에서의 대류 열전달계수를 나타낸 것으로 X축은 y값을 실린더 직경(D)으로 무차원화하였고 Y축은 국소 열전달계수를 나타낸 것이다. 그리고 Fig. 11에 나타낸 국소 대류 열전달계수는 실제 국소 대류 열전달계수를 0.01배하여 나타내었다. Fig. 11(a)는  $x/D = -0.5$ 에서의 대류 열전달계수 분포를 보여준다. 여기서는  $d/D = 2.0, 2.5$ 에서는 z-x축을 중심으로 말굽 와류의 영향으로 보이는 두 개의 극대점이 나타났으나,  $d/D = 1.5$ 에서는 한 개의 극대점만 나타났다. 그리고  $d/D = 1.5$ 에서의 최대 열전달계수는  $y/D < 0.0$ 인 영역에서의 국소 최대 열전달계수보다 더 크게 나타났다. Fig. 11(b)는  $x/D = -1.17$ 에서의 대류 열전달계수 분포를 보여준다.  $d/D = 2.5$ 에서는 z-x축을 중심으로 말굽 와류가 후류영역으로 유입되어 한 개의 극대점이 나타나고 있으나,  $d/D = 2.0$ 에서는  $x/D = -0.5$ (Fig. 11(a))인 지점과는 달리 z-x축에 근접된 지점에서 두 개의 극대점이 나타나며,  $d/D = 1.5$ 에서는  $x/D = -0.5$ (Fig. 11(a))에서처럼 한 개의 극대점이 나타났지만  $y/D < 0.0$ 인 영역의 국소 최대 대류 열전달계수보다 더 작게 나타남을 알 수 있다.  $x/D = -1.33$ (Fig. 11(c))인 지점에서  $d/D = 2.0, 2.5$ 의 경우 z-x축을 중심으로 말굽 와류의 영향으로 보이는 한 개의 극대값으로 나타났다. 이것은 두 개의 말굽와류가 하류로 이동하면서 혼합되어 일어나는 현상으로 여겨진다.  $d/D = 1.5$ 에서는 한 개의 극대점만이 나타났고 그 극대점은  $y/D < 0.0$ 의 국소 최대 대류 열전달계수보다 훨씬 더 작게 나타났다.  $d/D = 1.5, 2.0, 2.5$ 의 경우 하류로 이동할수록 국소 열전달계수의 극대값의 위치가 변하는 것으로 보아 이러한 극대점의 이동은 말굽 와류의 이동경로가 z-x축으로 옮겨지며 하류로 이동할수록 유동의 가속과 말굽 와류로 인해 열전달계수의 값이 증가하였고 실린더의 배열 중  $d/D = 1.5$ 의 경우가 가장 열전달이 잘됨을 알 수 있다.

#### 4. 결 론

비대칭 말굽 와류계가 존재하는 유동장에서 끝 벽의 한계유선의 가시화, 끝 벽의 정압 측정 및 액정을 이용한 실린더 끝 벽의 대류 열전달 측정으로부터 다음과 같은 결론을 얻었다.

- ① 한계유선 가시화와 끝 벽의 정압 분포로부터

실린더가 한 개 설치된 경우에는 대칭인 말굽 와류가 발생하였으나 실린더가 두 개 설치된 경우에는 실린더의 간격비에 관계 없이 모두 비대칭 말굽 와류계가 발생하였다.

② 말굽 와류계의 비대칭의 정도는 실린더의 간격비( $d/D$ )가 작아질수록 커지며, 실린더의 재순환 영역은 실린더가 한 개일 때보다 줄어들었다.

③ 한계유선의 가시화에서 관찰된 말굽 와류의 3차원 박리선 주위의 국소 열전달 분포는 2차원 박리선 주위에서 발생하는 열전달 분포와 달리 뚜렷한 열전달 감소현상을 관찰할 수 없었다.

④ 한 개의 실린더가 설치된 경우보다 실린더가 두 개 설치된 경우가 실린더의 상류와 하류 영역에서 열전달계수값이 더 증가하였고, 실린더의 간격비( $d/D=1.5, 2.0, 2.5$ ) 중  $d/D=1.5$ 인 경우에서 가장 열전달이 잘되었다.

## 후 기

이 논문은 1994년도 한국 학술진흥재단의 공보과제 연구비에 의하여 연구되었음.

## 참고 문헌

- (1) Baker, C. J., 1979, "The Laminar Horseshoe Vortex," *Journal of Fluid Mechanics*, Vol. 95, pp. 347~367.
- (2) Baker, C. J., 1980, "The Turbulent Horseshoe Vortex," *Journal of Wind Engineering & Industrial Aerodynamics*, Vol. 6, pp. 9~23.
- (3) Abid, R. and Schmitt, R., 1986, "Experimental Study of a turbulent Horseshoe Using a Three-Component Laser Velocimeter," *AIAA Paper* 86-1069, pp. 1~8.
- (4) Eckerle, W. A. and Langston, L. S. 1987, "Horseshoe Vortex Formation Around a Cylinder," *ASME Journal of Turbomachinery*, Vol. 109, pp. 278~285.
- (5) Pierce, F. J. and Tree, I. K., 1990, "The Mean Flow Structure on the Symmetry Plane of a Turbulent Junction Vortex," *Journal of Fluids Engineering*, Vol. 112, pp. 16~22.
- (6) Boyle, W. T. and Langston, L. S., 1989, "Asymmetrical Boundary Layer Separation at the Base of a Two Cylinder Geometry," *Journal of Fluids Engineering*, Vol. 111, pp. 443~448.
- (7) Goldstein, R. J. and Karni, J., 1984, "The Effect of a Wall Boundary Layer on Local Mass Transfer From a Cylinder in Crossflow," *Journal of Heat Transfer*, Vol. 106, pp. 260~267.
- (8) Goldstein, R. J., Chyu, M. K. and Hain, R. C., 1985, "Measurement of Local Mass Transfer on a Surface in the Region of the Base of a Protruding Cylinder with a Computer-Controlled Data Acquisition System," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 28, No. 5, pp. 977~985.
- (9) Ireland, P. T. and Jones, T. V., 1986, "Detailed Measurements of Heat Transfer on and around a Pedestal in Fully Developed Passage Flow," *Proceedings, 8th International Heat Transfer Conference*, Vol. 3, pp. 795~980.
- (10) Ichimiya, K., Akino, N., Kunugi, T. and Mitsushiro, K., 1988, "Fundamental Study of Heat Transfer and Flow Situation around a Spacer (in the Case of a Cylindrical Rod as a Spacer)," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 31, No. 11, pp. 2215~2225.
- (11) Fisher, E. M. and Eibeck, P. A., 1990, "The Influence of a Horseshoe Vortex on Local Convective Heat Transfer," *Journal of Heat Transfer*, Vol. 112, pp. 329~335.
- (12) Akino, N., Kunugi, T., Ichimiya, K., Mitsushiro, K. and Ueda, M., 1989, "Improved Liquid Crystal Thermometry Excluding Human Color Sensation," *Journal of Heat Transfer*, Vol. 111, pp. 558~565.
- (13) Camci, C., Kim, K. and Hippensteele, S. A., 1991, "A New Hue Capturing Technique for the Quantitative Interpretation of Liquid Crystal Images Used in Convective Heat Transfer Studies," *ASME International Gas Turbine and Aeroengine Congress*, Orlando.
- (14) Camci, C., Kim, K., Hippensteele, S. A. and Poinatte, P. E., 1993, "Evaluation of a Hue Capturing Based Transient Liquid Crystal Method for High-Resolution Mapping of Convective Heat Transfer on Curved Surface,"

- Journal of Heat Transfer*, Vol. 115, pp. 311~318.
- (15) Kline, S. J. and McClintock, F. A., 1953, "Describing Uncertainties in Single-Sampling Experiments," *Mechanical Engineering*, Vol. 75, pp. 3~8.
- 16) Abernethy, R. B., Benedict, R. P. and Dowdell, R. B., 1985, "ASME Measurement Uncertainty," *Journal of Fluids engineering*, Vol. 107, pp. 161~164.