

타원형 실린더에 의해 교란되어진 난류경계층에 관한 실험적 연구

최재호* · 조정원** · 이상준*
(2000년 12월 5일 접수, 2001년 8월 31일 심사완료)

A Turbulent Boundary Layer Disturbed by an Elliptic Cylinder

Jae Ho Choi, Jung Won Cho and Sang Joon Lee

Key Words : Turbulent Boundary Layer(난류경계층), Elliptic Cylinder(타원형 실린더), Critical Gap Ratio(임계 틈새비), Interaction(상호작용)

Abstract

Turbulent boundary layer over a flat plate was disturbed by installing an elliptic cylinder with an axis ratio of $AR=2$. For comparison, the same experiment was carried out for a circular cylinder having the same vertical height. The surface pressure and the heat transfer coefficient on the flat plate were measured with varying the gap distance between the elliptic cylinder and the flat plate. The mean velocity and the turbulent intensity profile of the streamwise velocity component were measured using a hot-wire anemometry. As a result, the flow structure and the local heat transfer rate were modified by the interaction between the cylinder wake and the turbulent boundary layer as a function of the critical gap ratio where the regular vortices start to shed. For the elliptic cylinder, the critical gap ratio is increased and the surface pressure on the flat plate is recovered rapidly at downstream location, compared with the equivalent circular cylinder. The maximum heat transfer rate occurs at the gap ratio of $G/B = 0.5$, where the flow interaction between the lower shear layer of the cylinder wake and the turbulent boundary layer is strong.

1. 서론

열유동을 다루는 많은 공학분야에서 열전달 촉진과 저항감소는 실질적으로 매우 중요하다. 물체에 의해 교란되는 평판 난류경계층은 학문적 관심이 높을 뿐 아니라 실제적인 응용측면에서도 흥미로운 연구토픽중의 하나이다.

Marumo 등^(1,2)은 원주에 의해 교란되어진 난류경계층에 대한 연구에서 평판에 근접한 영역이 바깥영역보다 교란되어진 경계층이 빨리 회복되며, 변동속도성분이 평균속도보다 회복이 빠름을 밝혔다. 또한 교란되어진 난류경계층이 평판에서 국소 열

전달 계수를 증가시키고, 표면마찰은 감소시킨다고 하였다.

Suzuki 등⁽³⁾은 원주에 의해 교란되어진 난류경계층에서의 표면마찰과 열전달 특성에 대한 연구에서 원주 직경에 대한 틈새비(gap ratio)가 매우 중요한 매개변수임을 밝혀냈다.

한편, Bearman & Zdravkovich⁽⁴⁾는 경계층 두께가 원주 직경의 0.8 배인 경계층 내에서 원주와 평판 사이의 간격을 변화시켜 가면서 원주 후류유동의 변화를 연구하였다. 원주와 평판사이의 틈새비가 0.3 이하인 경우에는 원주 후류에서 주기적인 와류출이 나타나지 않았으나, 틈새비가 0.3 이상일 경우에는 와류출이 주기적으로 일어남을 밝혔다.

기존의 연구에서 보는 바와 같이 난류경계층 교란에 대한 연구들은 대부분 틈새비의 변화에 따른 평판에서의 표면마찰과 열전달 특성변화를 주로 연구하였다. 하지만 Bearman & Zdravkovich⁽⁴⁾의 연구에서 보는 바와 같이 경계층을 교란시키는 물

* 회원, 삼성테크윈(주) 파워시스템 연구소

** 회원, 포항공과대학교 대학원 기계공학과

† 책임저자, 회원, 포항공과대학교 기계공학과

E-mail : sjlee@postech.ac.kr

TEL : (054)279-2169 FAX : (054)279-3199

체 주위유동은 임계 틈새비에 따라 크게 달라지고 있다. 그러므로 난류 경계층의 교란에 대한 연구에 있어서 임계 틈새비에 따라 변화하는 물체 주위유동과 경계층 유동의 상호작용을 이해하는 것이 매우 중요하다.

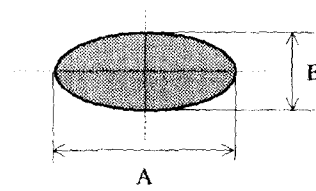
본 연구에서 다루고자 하는 타원형 실린더는 단축(minor axis)에 대한 장축(major axis)의 종횡비(AR)를 변화시킴으로써 단면형상을 원형(AR=1)에서부터 평판(AR=∞)까지 변화시킬 수 있으므로 다양한 기하학적 형상을 가진 물체 주위흐름에 대한 일반적인 유동특성을 밝힐 수 있다. 또한 타원형 실린더는 원주에 비해 항력계수는 상대적으로 매우 작지만 비슷한 열전달 계수값을 얻을 수 있는 것으로 알려져 있다.⁽¹⁵⁻⁸⁾

기존 연구로 본 연구실에서는 네 가지 서로 다른 종횡비를 가진 타원형 실린더를 평판 가까이 설치하여 틈새비에 따라 실린더 주위 유동을 실험적으로 연구하였다.⁽⁹⁾ 타원형 실린더는 원주와는 달리 종횡비와 틈새비가 증가할수록 와류층 두께가 증가하였으며, 종횡비가 증가함에 따라 임계 틈새비가 증가하였다. 그러나, 이 경우 경계층 두께가 타원형 실린더의 등가직경의 1.5 배로 상대적으로 얇아, 산업현장이나 자연현상에서 나타나는 경계층 유동의 교란과는 다른 차이가 있다.

따라서 본 연구에서는, 두꺼운 난류경계층 속에 놓인 종횡비 AR=2 인 타원형 실린더의 틈새비(gap ratio)를 변화시킴으로써 임계 틈새비에 따른 난류 경계층의 유동구조와 열전달 특성변화에 대하여 실험적으로 연구하였다. 또한, 같은 높이의 원형 실린더(AR=1)의 경우와 비교연구를 통해 하류에서의 난류경계층의 유동구조와 열전달 특성변화를 관찰하였다.

2. 실험장치 및 방법

본 연구는 폭 0.72m, 높이 0.6m, 길이 6m 의 시험부를 가지는 POSTECH 저난류 아음속 풍동에서 수행되었으며, 자유흐름속도 $U_0=10\text{m/s}$ 에서 풍동의 난류강도는 0.08 %이하이다. 난류경계층을 교란시키기 위해 사용한 실험모델은 수평길이가 600mm 이고, 단축길이(B)에 대한 장축길이(A)의 비값을 나타내는 종횡비(AR)가 AR=2 인 타원형 실린더이다. 그리고 본 연구결과를 원주의 경우와 비교하기 위하여 같은 실험을 동일한 높이의 원주(D=B=21.2 mm)에 대해서도 수행하였다. Fig. 1 은 본 연구에 사용되어진 타원형 실린더와 실험장치의 개략도를 나타낸 것이다.



AR (A/B)	A (Major Axis)	B (Minor Axis)
1	21.2	21.2
2	42.4	21.2

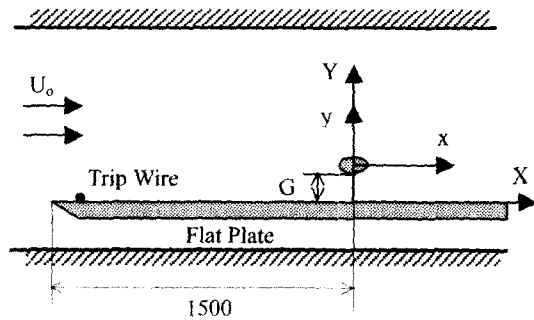


Fig. 1 Geometric shape of elliptical cylinders and the schematic diagram of the experimental set-up (dimension : mm)

앞쪽 모서리를 날카로운 형상(sharp-edge)으로 가공한 두께 15mm, 길이 4.8m 인 아크릴판을 풍동 바닥보다 100mm 높게 수평으로 설치하였다. 이 바닥판의 폭은 풍동 시험부 폭과 같으며, 타원형 실린더는 평판의 선단부로부터 1.5m 후방에 설치하였다. 또한 300^h × 380^l 크기의 끝판(end plate)을 실린더의 양 끝단에 부착시켜 풍동 벽면을 따라 발달하는 경계층유동의 효과를 최소화하여 실린더 중앙부에서 유동이 2차원성을 갖도록 하였다.

실험하는 동안 자유흐름속도 U_0 는 10m/s 로 고정시켰으며, 실린더 높이(B)에 기준한 레이놀즈수는 약 $Re_B=13600$ 이다. 충분히 발달한 난류경계층을 생성시키기 위하여 지름 3.5mm 의 trip wire 를 평판의 선단부로부터 100mm 위치에 설치하였다. 실린더가 설치된 위치단면에 형성된 난류경계층의 두께(δ)는 약 $\delta=75\text{mm}$ 로 $Re_\delta=48000$ 이었다. 실린더 및 끝판에 기인한 최대 막힘비(blockage ratio)는 5%이하로 막힘 효과를 고려한 속도데이터 수정은 하지 않았다.

Fig. 1 에 나타낸 바와 같이 절대 좌표축(X, Y)의 원점은 실린더 중심을 평판에 투영하였을 때 평판과 만나는 지점으로 하류방향을 X 축, 높이방향을 Y 축으로 하였다. 상대 좌표축(x, y)은 실린더 중심

을 원점으로 하여 하류방향을 x 축, 높이방향을 y 축으로 정의하였다.

표면압력의 변화를 측정하기 위하여 바닥평판에 내경 0.8mm의 압력탭(pressure tap)을 일정 간격으로 장착하였다. 여러 지점의 압력을 신속하게 측정하기 위하여 다점압력 측정장치(scannivalve)를 사용하였다. 압력신호는 데이터 취득장치(DT-2838)를 이용하여 취득한 후, 통계처리하여 평균 압력계수(C_p) 값을 구하였다. 압력계수 C_p 는 측정된 표면압력(P_s)을 정압(P_0)으로 빼준 후, 동압으로 무차원화한 값으로 다음과 같이 정의된다.

$$C_p = \frac{P_s - P_0}{\frac{1}{2} \rho U_o^2} \quad (1)$$

평판 위에는 일정한 양의 열(heat flux)을 발생시키기 위하여 두께 127 μ m의 금도금(gold-coated) 필름(Au-Are-9, Courtaulds Performance Film Co.)을 사용하였다. 필름의 양 끝단에는 두께 0.1mm의 구리전극선을 붙여서 전류를 흘려주었다. 본 연구에 사용된 테스트 평판에는 대략 1.6KW/m²의 에너지가 공급되었다. 표면온도(T_w)를 측정하기 위하여 반경 0.2mm의 T-type 열전대를 평판 중심축을 따라 필름의 뒷면에 부착하였다. 자유유동의 온도(T_0)는 풍동 시험부 입구쪽에 설치한 열전대로 측정하였다. 이들 열전대는 HP3852A 데이터 취득장치에 연결되어 온도 측정시 0.08°C의 측정오차를 가진다. 순수한 대류열전달율을 구하기 위하여 전체 열에너지에서 전도와 복사에 기인한 에너지를 빼주었다. 전도와 복사에 기인한 손실은 전체 열플럭스(heat flux)의 5%정도로 측정되었다. 실린더에 의한 교란이 없는 평판 경계층의 국소 열전달계수를 측정된 결과는 Johnson 과 Rubesin⁽¹⁰⁾에 의해 제시된 이론식과 잘 일치하였으며, 불확실성 분석(uncertainty analysis)를 통해 계산된 열전달계수의 측정오차는 5% 이하이었다. 국소 열전달계수 h_x 는 다음과 같이 정의된다.

$$h_x = \frac{q_w}{T_w - T_0} \quad (2)$$

실린더 후류와 경계층 유동사이의 상호작용을 조사하기 위하여 I형 열선 프로우브(DANTEC 55P11)와 X형 열선 프로우브(DANTEC 55P61)를 자동 이송장치로 이동시키면서 평판 경계층유동의 속도를 측정하였다. 열선 프로우브를 정온형 열선 유속계(TSI IFA-100)에 연결하여 나온 전압신호는

먼저 저역필터를 거치도록 하였다. 열선유속계에서 나온 아날로그 속도신호를 데이터 취득장치(DT-2838)를 이용하여 초당 2,000개 비율로 40,000개의 데이터를 3회 반복 측정하였다. 이렇게 구한 데이터를 통계처리하여 각 지점에서의 평균속도와 난류강도를 구하였다. 또한 속도신호를 스펙트럼 분석하여 실린더 후류에서의 와유출 주파수 변화도 함께 조사하였다.

열선유속계에서 나오는 전압신호는 다음과 같은 King's law를 사용하여 실제 속도로 보정하였다.

$$E^2 = C_1 + C_2 \cdot U^n \quad (3)$$

여기서 지수 n은 일반적으로 통용되는 값인 0.45를 사용하였다. 또한 X형 열선 프로우브는 유효 각 보정법(effective yaw-angle calibration)을 사용하여 보정하였다. 실험중 풍동 시험부 내부 온도를 $\pm 0.5^\circ\text{C}$ 이내로 일정하게 유지시켜 온도차에 기인한 속도측정 오차를 최소화시켰으며, 불확실성 분석을 통해 계산된 평균속도와 난류강도의 측정 오차는 각각 1.5%와 4.5% 이내이었다.

3. 결과 및 고찰

틈새비(G/B) 변화에 따른 실린더 근접 후류에서의 와유출 주파수 변화를 조사하기 위하여 I형 열선 프로우브로 측정된 주유동방향의 속도신호를 스펙트럼 분석하였다. 여기서 구한 와유출 주파수(f_s)는 자유흐름속도 U_o 와 타원형 실린더의 단축길이(B)를 이용하여 Strouhal 수 St로 나타내었다.

$$St = f_s \cdot B / U_o \quad (4)$$

Fig. 2는 실린더 하류 $x/A=1.0$ 위치의 상단과 하단 ($y/B = \pm 0.5$)에서 I형 열선 프로우브로 측정된 주유동방향의 속도신호를 스펙트럼 분석한 결과를 보여주고 있다. 그림에서 정점(peak)은 실린더 후류에서 주기적인 와유출로 인해 생성된 큰 규모의 응집구조(coherence structure)를 나타내며, 틈새비(G/B)가 클수록 와유출 주파수(f_s)에서 뚜렷한 정점을 보여주고 있다.

Fig. 3은 Fig. 2에서 구한 와유출 주파수(f_s)를 자유흐름속도 U_o 와 실린더의 단축길이(B)를 이용하여 Strouhal 수 St로 나타낸 것이다. 근접 후류에서 와유출은 종횡비에 상관없이 틈새비가 임계 틈새비보다 큰 경우에 발생하였다. 타원형 실린더의 경우 임계 틈새비(G/B=0.4)가 원형 실린더의 경우(G/B=0.3)보다 큰 값을 가졌다.

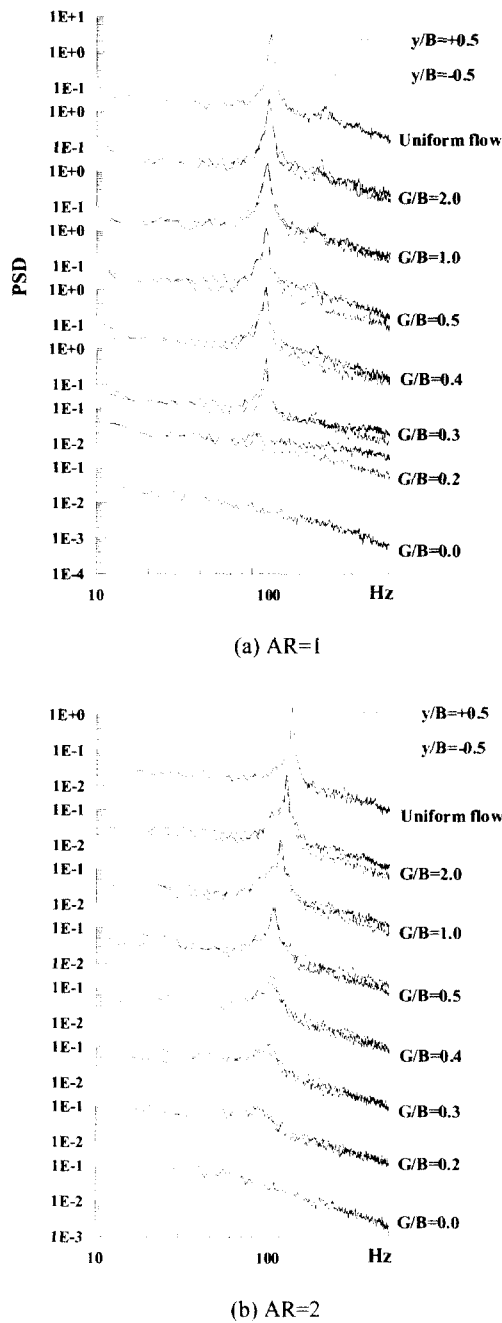


Fig. 2 Power spectral density distributions at $x/A=1.0$

원형 실린더($AR=1$)의 와류출 주파수는 실린더와 평판사이의 틈새비(G/B)가 증가함에 따라 균일 유동에서의 와류출 주파수로 수렴하고 후류의 상하단에서 측정된 유출주파수가 동일하였다. 반면에 실린더와 평판사이의 거리가 감소함에 따라 급

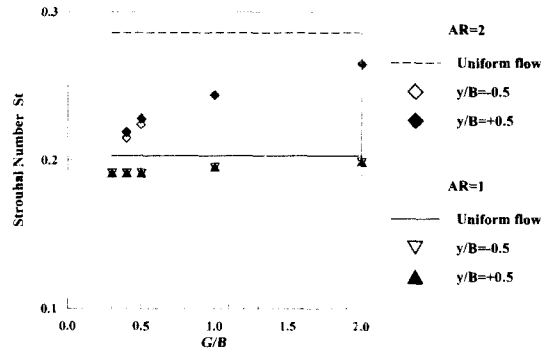


Fig. 3 Variations of the Strouhal number in terms of the gap ratio

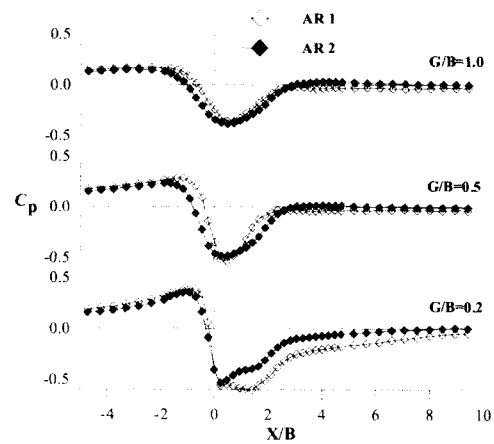


Fig. 4 Surface pressure distributions on the flat plate

격히 감소하였다. 특히 임계 틈새비 근처에서는 실린더 후류의 하단에서 측정된 와류출 주파수 값이 상단에서 측정된 값보다 조금 작게 나타났다. 그리고 같은 틈새비에서 타원형 실린더가 원형 실린더에 비해 큰 와류출 주파수 값을 가진다.

Fig. 4는 틈새비 변화에 따른 평판에 작용하는 표면압력의 변화를 나타낸 것이다. 실린더의 종횡비에 상관없이 평판 전방($X<0.0$)에서 표면압력은 증가하고 있으며, 실린더와 평판 사이의 틈새유동의 영향으로 $X=0.0$ 부근에서 최소값을 가진다. 또한 하류로 나아감에 따라 실린더 설치에 기인한 평판 압력의 교란은 점차 사라지고 있다. 그리고, 평판 표면압력의 변화는 실린더와 평판 사이의 틈새비(G/B)가 증가함에 따라, 최소 표면압력의 위치는 점차 하류쪽으로 이동하고 있으며, 최소압력 값의 절대치도 감소하고 하류에서의 표면압력회복도 빨라지고 있다. 틈새비가 임계 틈새비보다 작은 경우($G/B=0.2$)에는 실린더 후방에 큰 재순환영역이 형성되는데 재순환영역의 크기는 원형 실린

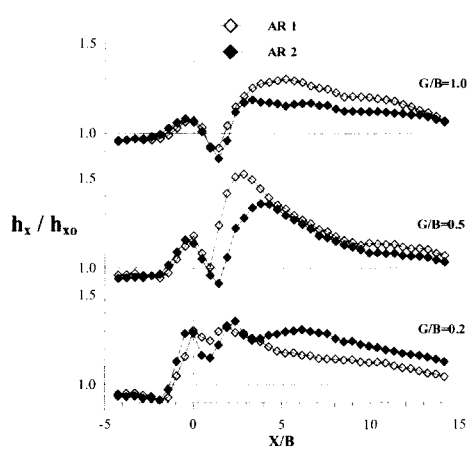


Fig. 5 Local heat transfer distributions on the flat plate

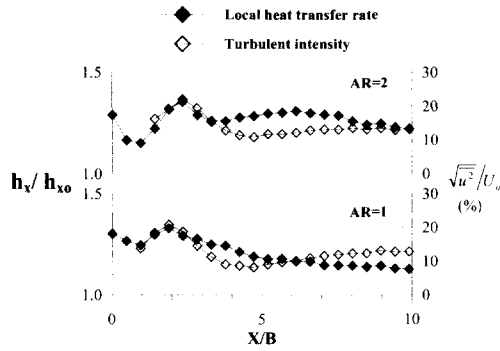


Fig. 6 Comparison of the local heat transfer rate on the flat plate with the turbulent intensity distribution near the flat plate at $G/B=0.2$

더의 경우에 비해 감소하였다.

Fig. 5는 틱새비 변화에 따른 평판에서의 국소 열전달 계수 변화를 보여주고 있다. 국소 열전달 계수(h_x)는 교란되지 않은 평판 난류경계층에서의 국소 열전달 계수값(h_{x0})으로 무차원화하였다. 틱새유동의 영향으로 열전달계수의 첫번째 정점(peak)이 평판 중심영역($X=0.0$)에서 나타나며 틱새비가 증가함에 따라 감소하고 있다. 하류에서의 열전달 분포는 임계 틱새비에 따른 실린더 후류의 와류출의 유무에 따라 크게 바뀌고 있다. 틱새비가 임계 틱새비보다 작은 경우($G/B=0.2$)에서는 하류영역에서 타원형 실린더에 의한 열전달이 원형 실린더의 경우보다 더 크게 나타나고 있다. 이러한 결과는 타원형 실린더의 경우 작은 재순환영역 이후구간에서 벽면으로의 운동량 전달이 늘어나서 열전달이 증가하는 것으로 생각되어진다. 이때 타원형 실린더가 원형 실린더에 비해 지면과 접해있는 길이가 길다는 것도 함께 고려하여야 한다.

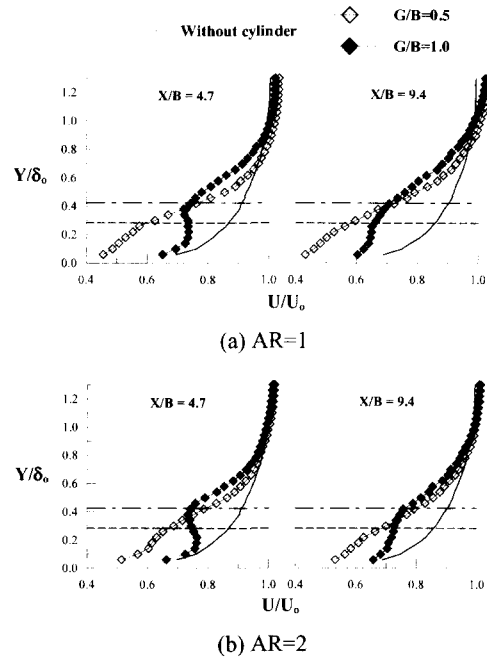


Fig. 7 Mean streamwise velocity profiles measured at $X/B=4.7$ and 9.4

틈새비가 임계 틱새비보다 큰 경우($G/B=0.5, 1.0$) 평판 하류에서의 열전달은 실린더 후류와 평판 경계층유동의 상호작용에 크게 영향을 받는다. 틱새비가 증가함에 따라 국소열전달 계수가 감소하고 있으며, 원형 실린더에 의한 열전달이 더 크게 나타나고 있다. 최대 열전달은 틱새비 $G/B=0.5$ 에서 발생하였다. 원형 실린더의 경우, 최대 열전달 위치가 기존의 Marumo등⁽²⁾의 결과와 잘 일치하고 있다.

Fig. 6은 평판에서의 열전달 계수와 평판에 가까운 $Y=2\text{mm}$ 위치에서 측정된 난류강도분포를 비교한 결과이다. 틱새비가 $G/B=0.2$ 로 임계 틱새비보다 작은 경우 열전달 계수분포와 평판 근처($Y=2\text{mm}$)에서 측정된 난류강도 분포가 유사하며, 특히 정점 위치가 잘 일치하고 있다. 반면에 틱새비가 임계 틱새비보다 큰 경우($G/B=0.5, 1.0$)에서는 이러한 경향을 발견할 수 없었다. 이러한 결과들은 틱새비가 임계 틱새비보다 크고 작음에 따라 평판에서의 열전달에 영향을 미치는 인자들이 바뀌고 있음을 보여주고 있다. 틱새비가 임계 틱새비보다 작은 경우($G/B=0.2$)에는 평판 부근 경계층의 유동특성 즉 난류강도가 열전달에 가장 크게 영향을 주고 있으나, 틱새비가 임계 틱새비보다 큰 경우에는 실린더 후류에서의 와류출과 평판 경계층유동의 상호작용에 의해 열전달이 크게 영향을 받게된다.

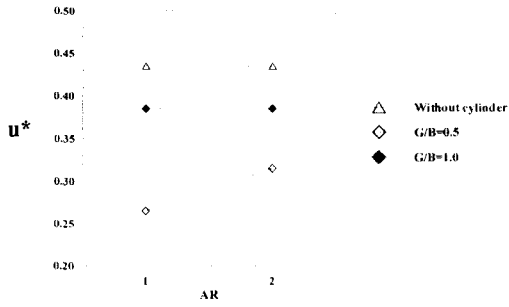


Fig. 8 Friction velocity distribution at X/B=4.7

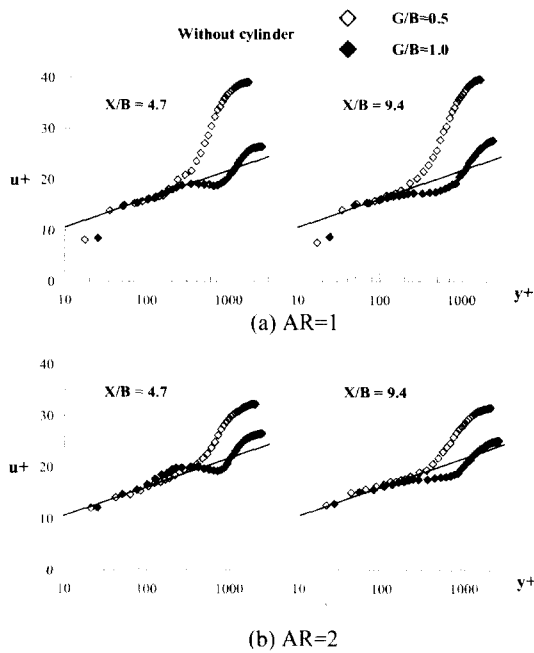


Fig. 9 Logarithmic velocity distributions at X/B=4.7 and 9.4

Fig. 7은 X/B=4.7과 9.4 위치단면에서 측정된 주 유동방향의 평균속도분포를 보여주고 있다. 실선은 실린더가 설치되지 않아 교란을 받지 않은 평판경계층을 나타내고 있으며, Y축은 X=0.0에서 측정된 평판 경계층의 두께($\delta_0=75\text{mm}$)로 무차원화하였다. 은선과 일점쇄선은 각각 틸새비가 G/B=0.5, 1.0인 조건에서 실린더의 중심위치를 나타낸다. 틸새비가 G/B=1.0인 경우에는 실린더 후류중심영역에서 속도결손 영역이 뚜렷이 나타나고 있으며, 평판 근처에서는 경계층 유동구조를 보여주고 있다. 하류로 나아감에 따라 경계층 유동과 실린더 후류의 혼합(mixing)과 상호작용이 증가하여 이러한 구분이 사라지고 있다. 틸새비가 G/B=0.5인 경

우에는 이러한 상호작용과 혼합이 보다 빨리, 그리고 강하게 나타나게 되어 X/B=4.7 위치에서조차 실린더 후류의 속도결손 영역과 경계층 유동의 구분이 거의 나타나지 않는다. 또한, 원형실린더의 경우에서 실린더 후류 유동과 경계층 유동사이의 상호작용이 더 크게 나타나고 있다. 이것으로부터 틸새비 변화에 따라 실린더 후류 유동과 경계층 유동사이의 상호작용이 크게 달라져 Fig. 5에서처럼 서로 다른 평판 열전달특성을 갖게됨을 알 수 있다. 실린더 후류 유동과 경계층 유동사이의 상호작용이 크게 나타나는 G/B=0.5의 경우에서 최대 열전달이 발생하고 있다.

실린더 하류 X/B=4.7 위치단면에서 측정된 마찰속도(friction velocity) u^* 의 변화를 Fig. 8에 나타내었다. 여기서 보면, 타원형 실린더에 의해 교란된 평판 난류 경계층의 마찰속도가 교란되지 않은 난류경계층의 경우에 비해 크게 감소하고 있음을 보여준다. 특히 틸새비가 작은 G/B=0.5인 경우의 마찰속도가 G/B=1.0인 경우보다 훨씬 작은 값을 가지며, 원형 실린더(AR=1)로 교란된 경우가 타원형 실린더(AR=2)에 의해 교란된 경우보다 작은 마찰속도값을 가졌다. 이것으로부터 Fig. 7의 평균속도분포 결과에서 보는 바와 같이 경계층 유동과 실린더 후류의 혼합과 상호작용이 증가하고 있음을 알 수 있다.

Fig. 9는 X/B=4.7과 9.4 위치단면에서 측정된 주 유동방향의 평균속도를 로그(log) 분포로 표시한 것으로 실린더에 의해 교란되지 않은 난류경계층을 나타낸 직선으로부터 편이(deviation)한 양으로부터 교란의 정도를 알 수 있다. 틸새비가 G/B=1.0인 경우에는 하류로 나아감에 따라 난류경계층에 대한 교란이 증가하고 있다. 틸새비가 G/B=0.5인 경우에는 난류 경계층에 대한 교란이 G/B=1.0의 경우보다 크게 나타나고 있다. 임계 틸새비보다 큰 틸새비(G/B=0.5, 1.0)에서는 원형 실린더에 의한 교란이 타원형 실린더에 비해 더 크게 나타나고 있다. 따라서 Fig. 5에 나타난 것처럼 G/B=0.5인 틸새비에서 경계층과 실린더 후류의 활발한 상호작용에 기인하여 G/B=1.0보다 큰 열전달계수 값을 가지며, 원형 실린더가 타원형 실린더에 비해 하류영역에서 높은 열전달율을 가지게 되는 것이다.

Fig. 10은 실린더 후방으로 X/B=4.7과 9.4 위치단면에서 측정된 주유동방향의 난류강도분포를 나타낸 것으로 틸새비에 따라 난류강도 분포가 변하고 있음을 알 수 있다. 틸새비가 G/B=0.5인 경우에는 실린더 후류와 평판 경계층유동 사이의 상호작용이 보다 강하게 일어나 균일 유동속에 놓인 실린더 후류에서 볼 수 있는 쌍봉형태(double peak)의 난류특성이 거의 나타나지 않고 있다. 또한 타원형 실린더에 의해 교란되어진 난류경계층의 난

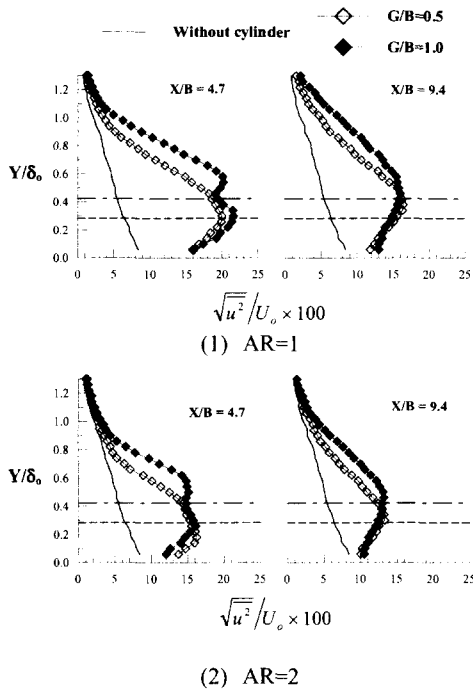


Fig. 10 Streamwise turbulence intensity profiles at X/B=4.7 and 9.4

류강도가 원형 실린더에 의해 교란되어진 경우에 비해 상대적으로 작은 값을 가진다. 앞에서 설명한 표면압력분포와 평판에서의 열전달 특성은 이와 같은 유동특성 변화에 기인한 것으로 생각되어진다.

4. 결론

종횡비가 AR=2인 타원형 실린더에 의해 교란되어진 난류경계층의 유동특성을 실험적으로 연구하였다. 본 연구의 결과를 정리해 보면 다음과 같다.

- (1) 실린더와 평판사이의 임계틈새비에 따라 실린더 후류와 경계층유동사이의 상호작용이 바뀌어 유동구조 및 평판에서의 표면압력과 열전달 특성이 크게 변화하였다.
- (2) 종횡비가 AR=2인 타원형 실린더의 경우 동일한 높이의 원형 실린더(AR=1)의 경우보다 임계틈새비가 증가하였다.
- (3) 경계층 속에 놓인 타원형 실린더의 와유출 주파수는 균일 유동속에 놓인 경우보다 작은 값을 가지며, 틈새비가 감소함에 따라 와유출 주파수는 크게 감소하였다.
- (4) 틈새비가 임계 틈새비보다 작은 경우(G/B=0.2), 평판에서의 국부 열전달계수는 평판에 근접한 유

동의 난류강도에 크게 영향을 받으며, 타원형 실린더의 경우가 원형 실린더에 비해 재순환영역이 작아 하류영역에서 열전달 계수가 증가하였다.

(5) 틈새비가 임계 틈새비보다 큰 경우(G/B=0.5, 1.0), 경계층 유동과 실린더 후류의 혼합과 상호작용이 평판 열전달에 크게 영향을 미치며, 원형 실린더가 타원형 실린더에 비해 난류경계층을 크게 교란시켜 열전달 계수가 증가하였다.

(6) 틈새비 G/B=0.5의 경우가 G/B=1.0의 경우보다 실린더 후류와 경계층 유동사이의 상호작용이 보다 활발하여 국부 열전달계수가 증가하였다.

후기

본 연구는 BK21 사업과 국가지정연구실 과제지원을 통해 수행되었으며, 이에 감사드립니다.

참고문헌

- (1) Marumo, E., Suzuki, K. and Sato, T., 1978, "A Turbulent Boundary Layer Disturbed by a Cylinder," *J. Fluid Mech.*, Vol. 87, pp. 121~141.
- (2) Marumo, E., Suzuki, K. and Sato, T., 1985, "Turbulent Heat Transfer in a Flat Plate Boundary Layer Disturbed by a Cylinder," *Int. J. Heat and Fluid Flow*, Vol. 6, pp. 241~248.
- (3) Suzuki, H., Suzuki, K., Kikkawa, K. and Kigawa, H., 1989, "Heat Transfer and Skin Friction of a Flat Plate Turbulent Boundary Layer Disturbed by a Cylinder," *Trans. JSME*, Vol. 55, pp. 3333~3340.
- (4) Bearman, P. W. and Zdravkovich, M.M., 1978, "Flow around a Circular Cylinder near a Plane Boundary," *J. Fluid Mech.*, Vol. 89, pp. 33~47.
- (5) Modi, V. J. and Wiland, E., 1970, "Unsteady Aerodynamics of Stationary Elliptic Cylinders in Subcritical Flow," *AIAA Journal*, Vol. 8, pp. 1814~1821.
- (6) Modi, V. J. and Dikshit, A. K., 1975, "Near Wakes of Elliptic Cylinders in Subcritical Flow," *AIAA Journal*, Vol. 13, pp. 490~497.
- (7) Ota, T., Nishiyama, H. and Taoka, Y., 1984, "Heat Transfer and Flow around an Elliptic Cylinder," *Int. J. Heat and Mass Transfer*, Vol. 27, pp. 1771~1779.
- (8) Ota, T., Nishiyama, H. and Taoka, Y., 1987, "Flow around an Elliptic Cylinder in the Critical Reynolds Number Regime," *J. Fluids Eng.*, Vol. 109, pp. 149~155.
- (9) 김성민, 이상준, 1996, "평판 가까이에 놓인 타원형 실린더 주위 유동에 관한 연구," 대한기계학회논문집, 제 20 권, 제 8 호, pp. 2637~2649.
- (10) Johnson, H. A. and Rubesin, M. W., 1949, "Aerodynamic Heating and Convective Heat Transfer-Summary of Literature Survey," *Trans. ASME*, Vol. 71, pp. 447~456.