

< 논 문 >

자유흐름 속도의 이동면과 맞닿은 회전실린더 주위 유동장의 실험적 해석

박 운 진*

(1996년 11월 11일 접수)

An Experimental Study of a Flowfield Generated by a Rotating Cylinder on a Plane Moving at Freestream Velocity

Woon-Jean Park

Key Words : 2-D Rotating Cylinder(이차원 회전실린더), Moving-Belt System(이동벨트장치), Turbulent Shear Flow(난류전단유동), Flow over an Obstacle(장애물주위유동), Flow Visualization(유동가시화), Hot-Wire Measurement(열선유속측정), Aerodynamic Characteristics of Automobiles(자동차의 공력특성)

Abstract

The flowfield generated by a 2-D rotating cylinder on a plane moving at freestream velocity was experimentally investigated in a wind tunnel to simulate aerodynamic characteristics of rotating wheels of an automobile. In the flowfield around a rotating cylinder at $3 \times 10^3 < Re_d < 8 \times 10^3$, unique mean flow and turbulence characteristics were confirmed by hot-wire measurements as well as frequency analysis, which was supported by flow visualization. In the vicinity of a rotating cylinder, a unique turbulence structure on $\sqrt{u'^2}$ profiles was formed in hump-like shape at $1 < y/d < 3$. A peak frequency which characterized the effect of a rotating cylinder had the same value of the rotation rate of a cylinder. In case of cylinder rotation, the depths of mean velocity-defect and turbulent-shear regions were thickened by 20-40% at $0 < x/d < 10$ compared with the case of cylinder stationary. Far downstream beyond $x/d > 10$, the flowfield generated by a rotating cylinder showed self-similarity in the profiles of mean velocity and turbulence quantities. The effect of a rotating cylinder was independent of its rotation rate and Reynolds number in the measurement range.

기 호 설 명

C_D : 항력계수
 C_L : 양력계수
 C_p : 압력계수
 d : 실린더 모델 직경
 f_n : 전원 잡음 주파수

f_p : 피크 주파수
 l : 길이자 (length scale)
 N : 회전율 (초당 회전수, rps) ($N = U_b / \pi d$)
 Re : 레이놀즈수
 P_s : 정압
 U : x축방향의 평균속도
 U_b : 이동벨트 속도
 U_∞ : 자유흐름 속도

*회원, 한국기술교육대학교 동력기계공학과

- u_d : 결손속도 ($u_d = U_\infty - U$)
- u' : x축방향의 요동속도
- v' : y축방향의 요동속도
- x, y : 좌표축
- β : 무차원화 주파수
- δ : 경계층두께
- θ : 운동량두께
- ω : 회전각속도 ($\omega = 2\pi N$)

1. 서 론

자동차의 공력특성에 대한 연구는 차량성능 향상에 필수적이며, 이제까지 에너지효율을 높이기 위한 항력저감을 중심으로 행하여져 왔으며 Sovran et al.,⁽¹⁾ Hucho⁽²⁾와 吉田 등⁽³⁾이 도로주행 차량의 공력특성에 대한 대표적인 연구 예들이다. 한편, 승용차의 고속주행시엔 형상적 내재요인으로 불필요한 양력이 증가되고 차륜과 지면 사이의 적절한 접촉력이 상실되어 주행안정성이 크게 저하될 수 있다. 과도한 양력의 저감에 대한 연구로는 Schenkel⁽⁴⁾과 속安 등⁽⁵⁾의 예와 같이 차량의 전후부에 air spoiler를 장착하여 제한적인 효과를 얻거나 中谷 등⁽⁶⁾의 하부형상을 변화시키는 적극적인 방법 등이 있다. Berndtsson et al.,⁽⁷⁾ Carr and Eckert⁽⁸⁾와 栗本 등⁽⁹⁾은 차량 저면형상과 지면효과가 양력변화에 큰 영향을 미치며, 특히 차량하부 유동장은 저면형상뿐만 아니라 회전차륜에 의해서도 크게 변화됨을 보고하고 있다. 그러나 이 실험 결과들은 차륜 회전효과와 차량형상에 따른 효과 등이 복합된 결과이므로 회전차륜만의 공력학적 영향에 대한 연구가 선행되어야 한다.

고정지면 위를 달리는 차량에 있어서 회전차륜만의 공력특성을 실험하기 위해서 2차원 원형실린더를 자유흐름과 동일한 속도로 이동하는 벨트 위에 맞닿아 회전하도록 고안된 장치를 이용할 수 있다. 이 조건에서의 유동해석은 Prandtl^(10,11) 이후의 중요한 유체공학적 과제^(12~16)로 귀착된다. 즉, 자유흐름 속의 회전물체 주위 유동장은 회전방향과 속도에 큰 영향을 받으며 회전하는 물체엔 비점성유체 가정하에서도 양력이 작용하게 되는데 이를 Magnus 효과⁽¹⁵⁾라 부른다. 한편 회전실린더를 점성유체 속에 놓을 경우 실린더 벽면에서의 유동박리를 억제할 수 있으며 이를 지상운송수단⁽¹⁷⁾이나 항공기^(18~21) 등에 응용하여 고체면에 형성되는 경

계층을 제어함으로써 항력저감 효과를 얻을 수 있음이 보고되고 있다.⁽²²⁾ 한편, 2차원 실린더를 정지상태로 고체면에 근접 설치할 경우에 대한 유동해석도 흥미로운 과제인데^(23,24) 이 유동형태에서 틈새비가 0인 경우 (즉, 본 연구에서 실린더 정지시의 경우), Kármán 형 와류림은 발생되지 않는다. 또한, 난류 자유전단 유동이 자기상사성에 의해 이론해석이 가능한 것에 비해 장애물이 벽면에 부착된 경우는 재순환영역과 재부착 등의 복잡한 유동특성을 가지므로 또다른 연구대상이 되고 있다.^(25,26)

이제까지 살펴본 회전실린더 주위 유동장에 대한 연구는 자유흐름속에 회전체를 놓거나 자유흐름에 대해 상대속도를 갖는 고체면 위 또는 고체면과 간극을 띄워 회전실린더를 설치한 경우들로서 본 연구의 주제인 경계층이 형성되어 있지 않은 고정면 위를 주행하는 회전실린더 주위 유동장과는 경계조건이 다르므로 이에 대한 연구가 필요하다.

2. 실험 장치 및 실험 방법

실험은 2차원 원형실린더를 이동벨트면에 맞닿게 설치하여 벨트의 이동속도로 회전하도록 고안된 개방형 흡입식 풍동에서 수행되었다. 풍동 흡입측 수축비는 7.1:1 이고 시험부는 0.3 m×0.6 m의 직사각형 단면으로 길이가 2.0 m이며 풍동의 자유흐름 속도, U_∞ , 는 1-45 m/s, 배후난류강도는 $U_\infty=5$ m/s에서 0.2%이었다. 유동장의 평균속도 및 난류요동속도 측정에는 열선 유속측정장치(TSI model IFA-100)와 I 및 X 형 텅스텐 열선을 사용하였다. 열선유속계를 이용한 유속측정치는 주변온도의 시간 및 공간적 변동에 매우 민감할뿐만 아니라 그에 따른 공기의 밀도변화 및 대기압에 따라서도 큰 오차가 발생되므로 정밀한 유속측정시스템의 구축과 적절한 속도교정기법의 활용이 실험의 성패를 좌우한다. 풍동시험부 내의 온도상승화에 따른 속도보정을 위해 시험부출구에 측정범위 -30~100℃, 해상도와 정확도가 각각 0.01℃, 0.20℃인 두 개의 정밀한 thermistor 온도계(Omega model 5831)를 설치하였다. 대기압의 측정은 전자식 절대압력변환기(Setra model 280)를 사용하였으며 풍동의 정확한 속도설정과 유속계의 속도교정을 위한 자유흐름 속도의 측정은 측정범위가 최대 1.0 Torr인 초정밀 전자식 차압변환기(MKS model 398HD)와 피토포관(United-sensor model PDC-18-G)을 사용하였

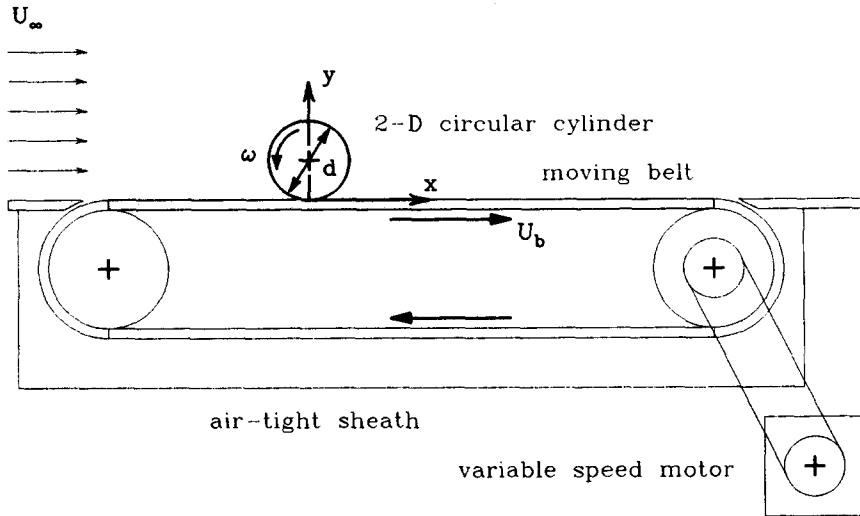


Fig. 1 Schematic diagram of a 2-D cylinder model on a moving belt system

다. 이 모든 아날로그 신호들은 A/D 변환기 (Keithley model DAS16F)를 거쳐 연속적으로 586-pc에 on-line 입력되고 온도, 압력 및 밀도 변화에 따른 속도보정 subroutine들로 구성된 자료처리 프로그램으로 종합되었다. 난류특성치의 자료 획득은 DMA (direct memory access) 방식을 채택한 STREAMER routine을 이용하여 각 측정점에서 2 kHz의 속도로 10초간 연속 샘플링하였고 anti-aliasing을 위하여 1 kHz의 저역필터로 신호처리하였다. 본 실험에 응용된 열선유속측정의 속도교정 기법과 효과 등의 상세사항에 대하여는 동일한 실험장치와 교정기법으로 앞서 발표된 연구보고(27~30)를 참고할 수 있다. 한편, 연기선기법을 도입한 유동가시화 실험에서는 직경 0.13 mm의 니크롬선을 연기선으로 사용하여 유맥선을 발생시켰다.

Fig. 1에 보인 이동벨트장치는 총 길이 2210 mm인 무한궤도를 이루는 벨트와 구동모터로 구성되어 있으며 벨트 이음매는 두께편차가 작도록 접착성형한 뒤 일체형으로 제작하여 바닥면이 개방된 풍동의 시험부 밑에 밀어넣고 외부공기의 풍동 내 유출입을 억제하기 위하여 전체를 기밀유지 덮개로 차단하였다. 풍동시험부 입구로부터 300 mm 이격하여 설치된 이동벨트구간의 길이는 1.0 m이고 모델은 벨트면의 시작부에서 후방으로 300 mm 떨어진 위치에 설치하였다. 실린더 회전속도를 자유흐름속도로 설정키 위해 사용된 디지털 스트로보스코프(일진전자 model HD-150)는 100-15000 rpm 범위

에서 정밀도는 $\pm 0.01\% + (0-1) \text{ rpm}$ 이었고 600 rpm 이상에서는 회전실린더에 표시된 지시마크의 정지상태를 섬광관측함으로써 정확한 회전을 관측할 수 있었고 실험중 발생된 최대 $\pm 5 \text{ rpm}$ 의 회전율 오차는 본 실험범위에서 $\pm 0.25\%$ 의 속도편차를 의미한다. 한편, 자유흐름 속도설정의 정확도는 잘 알려져 있는 원형실린더 후류 유동장에서 와홀림 주파수를 측정해 봄으로써 확인할 수 있었으며 측정결과 오차는 실험속도 범위 내에서 최대 $\pm 3.0\%$ 이었다.

본 실험에 앞서, 이동벨트장치가 바닥면을 이루도록 제작된 풍동시험부의 성능을 먼저 살펴보기 위하여 모델을 설치하지 않은 상태에서 시험부 입구로부터 750 mm 떨어진 지점에서의 자유흐름속도 및 난류강도의 분포를 열선유속계로 측정하고 그 결과를 Fig. 2에 보였다. 이동벨트 정지시 자유흐름 속도 $U_\infty = 2.5$ 및 5.0 m/s 일 때 벽면엔 예상대로 경계층두께, δ 가 각각 12 mm 및 8 mm인 경계층이 형성됨을 볼 수 있는데 여기서 시험부 입구로부터 측정위치까지의 거리를 기준으로한 레이놀즈수는 $Re_x = 1.25 \times 10^5$ 및 2.5×10^5 이 되며 위의 측정결과는 $\delta/x = 5/Re_x^{1/2}$ (평판의 층류경계층 두께)로 예측되는 결과와 일치한다. 벨트를 자유흐름 속도로 가동할 경우엔 벽면에서의 평균속도는 $U = U_b$ 로 회복되고 약 $y = 2 \text{ mm}$ 높이에서 최대 결손속도값은 $u_{dmax}/U_\infty = 0.16$ 으로서 전체적으로 볼 때 경계층발달을 억제하는 효과를 얻을 수 있었다. 벨

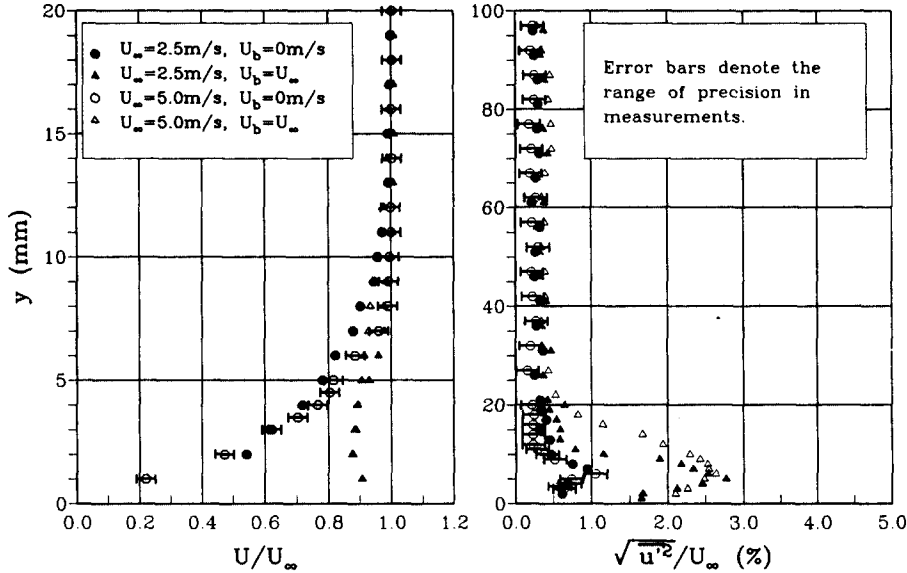


Fig. 2 Mean velocity and turbulence intensity distributions of the wind tunnel with and without belt running, measured at the streamwise location of 750 mm from the test-section inlet

트장치를 설치한 풍동 시험부의 난류강도는 자유흐름 영역에서 장치설치 전의 배후난류강도와 같은 값을 나타내고 벨트정지시 벽면근처의 경계층 내에서 최대 1.0%이었으나 벨트가동시에 최대 2.8%까지 증가하여 난류유동장의 질이 다소 떨어졌다. 참고적으로, 본 실험에 적용된 열선유속 측정장치와 속도교정기법에 따른 속도측정치의 계측오차한계를 예시하기 위하여 error bar를 Fig. 2에 표시하였다.

본 실험에 있어서, 레이놀즈수, Re 와 실린더의 회전율, N 에 따른 유동장의 변화를 알아보기 위해 세 가지의 실린더모델을 준비하였고 각각의 직경, d 은 20, 25 및 30 mm로서 $d=25$ mm인 실린더를 주 모델로 실험하였다. 주 모델의 경우, 종횡비는 1:24이고, 이때의 풍동 유로막힘비는 약 8.3%였으나 이에 따른 보정은 실시하지 않았다. 위의 각 모델에 대하여 $U_\infty=2.5$ 및 5.0 m/s 조건으로 실린더의 정지시와 회전시의 실험을 반복 수행하였다. 실린더의 분 당 회전율은 주 모델의 경우, $U_\infty=2.5$ 및 5.0 m/s의 조건에서 각각 1910 및 3820 rpm으로서 실제 차륜의 주행조건과 유사한 회전범위에 있게 되고 이에 따른 레이놀즈수, Re_d ,는 각각 4.2×10^3 및 8.4×10^3 이었다. 실린더 주위의 유동장을 파악하기 위하여 모델 전후방의 $-3 \leq x/d \leq 20$ 구간에 14개 측정위치를 선정하되 실린더 인

접지역에서 측정위치를 보다 조밀하게 선정하여 실린더 회전효과를 정밀하게 조사하였고 모델의 먼 후방 하류지역도 실험장치가 허락하는 한 일부를 포함하였다.

3. 결과 및 고찰

고정지면 위를 주행하는 차륜 주위에 형성되는 유동장의 해석을 위해 단순화시킨 2차원 원형실린더 모델을 이동벨트 위에 맞게 설치한 후 유동장의 평균속도와 축방향 난류강도를 측정하였다. $U_\infty=2.5$ m/s에서 $d=25$ mm인 주 모델을 이용하여 $Re_d=4.2 \times 10^3$ 조건하에 실린더 정지시와 회전시의 결과를 각각 Fig. 3 및 Fig. 4에 보였다.

Fig. 3은 실린더가 정지상태일 경우로 $x/d=-3$ 부터 $x/d=20$ 까지의 평균속도 및 난류강도 분포는 벽면에 부착된 2차원 장애물 주위 유동장의 전형적 형태를 보이고 있다. 즉, 모델 상류인 $x/d=-3$ 부터 바닥면 근처 ($0 < y/d < 0.8$)에 이미 두터운 경계층이 발달되고 $x/d=0$ 에서 실린더 상방에 얇은 경계층을 이루다가 유동박리되어 모델 후방 $0 \leq x/d \leq 10$ 구간에서는 바닥면 근처에 재순환영역과 난류전단영역이 복합된 평균속도분포를 보이며 유동이 축방향으로 진행됨에 따라 y 방향으로 점차 재순환

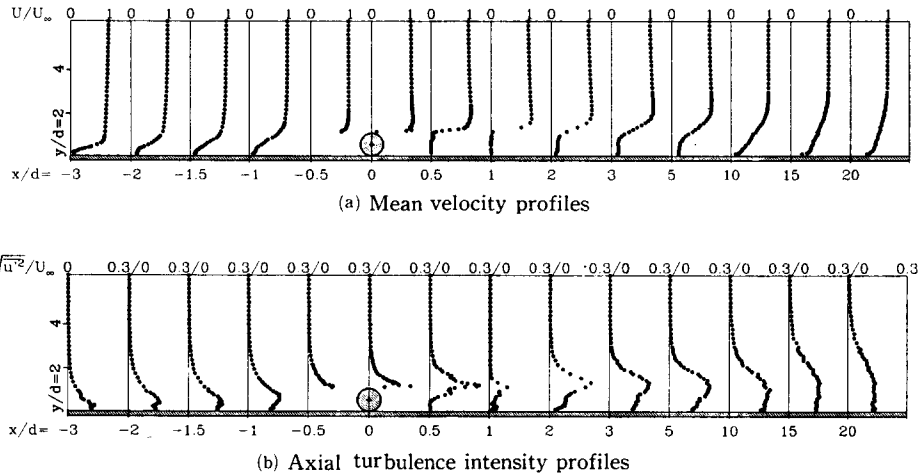


Fig. 3 Mean velocity and turbulence intensity profiles for the flowfield around a stationary cylinder at $Re_0=4.2 \times 10^3$ and at $x/d=-3$ to 20

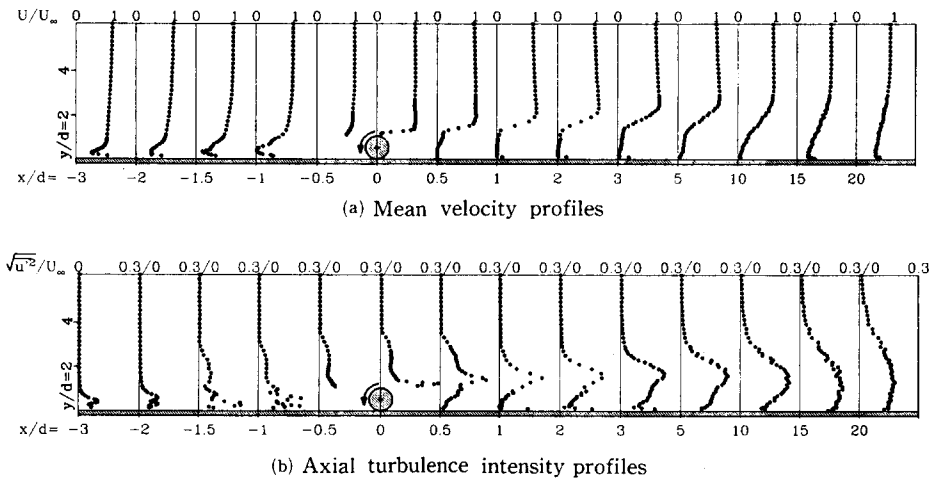


Fig. 4 Mean velocity and turbulence intensity profiles for the flowfield around a rotating cylinder on a moving belt ($u_b=U_\infty$, rpm=1910 at $Re_0=4.2 \times 10^3$ and at $x/d=-3$ to 20

영역 두께는 감소되고 난류전단영역은 확산된다. $x/d \geq 10$ 의 먼 후방 하류에서는 재순환영역이 사라지고 실린더 벽면으로부터 박리된 유동이 바닥면에 재부착되는데 이는 표면에 부착된 2차원 장애물 주위 유동에 대한 선행연구와 같은 경향을 보이는 것이다.⁽²⁶⁾ 한편, 축방향 난류강도, $\sqrt{u^2}$ 의 최대값은 모델 상류 $-3 < x/d < 0$ 에서 평균속도단면상의 경계층 내에 발생되고 $0 < x/d < 10$ 구간의 재순환영역에서의 난류강도분포는 복잡한 형태를 띄며 재부착 이후의 난류강도 최대값은 해당 평균속도단면상의 난류전단영역에서 나타난다.

Fig. 4는 실린더가 회전할 경우로서 $U_\infty=2.5$ m/s 및 $d=25$ mm 조건에서 회전율은 $N=31.84$ rps (= 1910 rpm)이다. 상류 $-3 \leq x/d \leq 0$ 구간에서 자유 흐름부터 경계층 상부까지 평균속도의 전반적인 분포는 정지시와 유사하나 이동벨트면 근처에서 예상대로 평균속도가 벨트속도로 회복된다. $x/d=0$ 에서 경계층이 정지시보다 다소 두꺼워짐을 볼 수 있는데 이는 회전에 따라 모델 상방의 유동박리점이 모델 전면으로 이동되기 때문이다. $0 < x/d < 10$ 구간에서 바닥면 인접부분은 정지시와 마찬가지로 재순환영역과 난류전단영역이 복합된 속도분포를 이

루지만 정지시보다 재순환영역이 두꺼워지는 경향을 보인다. $x/d > 10$ 인 먼 하류에서 벨트면 근처의 평균속도는 점차 U_∞ 로 회복되고 재순환영역이 사라져 재부착이 일어나며 그 이후엔 정지시의 경우보다 빠르게 안정된 평균속도단면을 이룬다. 회전시의 난류강도분포는 전반적으로 정지시와 유사하나 축방향 전 구간에서 난류영역이 y 방향으로 상당히 두터워지고 $x/d > 1$ 인 하류지역에서 난류강도의 최대값은 정지시보다 다소 커짐을 알 수 있다. 또한 난류강도분포로 볼 때 $x/d = -1.5$ 에서 회전실린더 위 쪽인 $1 < y/d < 3$ 지역의 난류강도분포는 정지시와 달리 특이한 형태를 띄고 있는데 즉, 난류강도가 자유흐름부터 바닥면 쪽으로 완만히 증가하다가 감소하여 극대값을 이루고 다시 급격히 증가하여 최대값을 갖는 독특한 난류특성을 띤다. 이러한 특이한 난류강도의 분포에서 극대값 발생 위치는 유동진행에 따라 점차 높아져서 $x/d = 0$ 에서는 약 $y/d = 2.5$ 이 되고 모델을 넘어서 $x/d = 1$ 이후엔 이러한 특이구조가 급격히 소멸되는 양상을 보이고 있다. 이는 실린더 윗면의 원주방향속도가 주 유동의 역방향이기 때문에 발생하는 현상으로 주 유동에 의해 형성되는 정지실린더 전방의 유동장과 실린더가 회전함에 따라 실린더 전방에 형성되는 유동장의 상호작용에 의한 것이며 회전실린더의 하류보다 상류 쪽으로 보다 멀리 그 영향을 미치고 있다.

위의 평균속도 측정결과로부터 실린더 먼 후방유동장에 있어서의 운동량 결손을 정량화하기 위하여 자유전단유동의 예와 같이 유동장의 특성을 나타내는 한 가지 파라미터로서 운동량두께를 고려해 볼 수 있다. 다만, 일반적으로 난류경계층은 유동축방향으로 발달됨에 따라 벽면마찰에 의해 평균속도단면의 형상이 변하다가 결국 유동박리되므로 평균속도단면은 자유전단유동의 경우처럼 자기상사성을 갖지 않으나 본 실험의 경우에서 재부착이 발생한 이후인 먼 후방 일정구간의 유동장에서 난류전단층을 평형층으로 간주하고 축방향 압력구배효과를 무시하면 선형화된 운동방정식으로부터 운동량두께를 다음과 같이 정의할 수 있다.⁽³¹⁾

$$\theta/d = \int_0^\infty U/U_\infty (1 - U/U_\infty) d(y/d) \quad (1)$$

여기서 θ 는 운동량두께이다. 정지시 및 회전시의 실린더의 먼 후방 하류지역인 $x/d \geq 10$ 구간의

Table 1 Momentum thickness

Cylinder Conditions	Downstream location x/d	Momentum thickness θ/d
Rotating $Re_a = 4.2 \times 10^3$ $U_b = U_\infty$, rpm = 1910	10	0.393
	15	0.554
	20	0.571
Stationary $Re_a = 4.2 \times 10^3$ $U_b = 0$, rpm = 0	10	0.353
	15	0.411
	20	0.392

평균속도단면에 대한 식 (1)의 수치적분을 수행함으로써 유동장의 운동량두께를 계산할 수 있으며 그 결과를 Table 1에 보였다.

무차원화된 운동량두께, θ/d ,는 정지시와 회전시의 두 경우 모두 $15 \leq x/d \leq 20$ 구간에서 대체적으로 일정한 값을 가지며 정지시보다 회전시가 35-45% 큰 값을 가진다. 한편, 자유전단유동에 있어서의 무차원화된 운동량두께는 유동 진행축방향에 따라 불변하는 값을 갖는 사실이 알려져 있으므로 이로부터 물체의 항력을 쉽게 추산할 수 있지만 일반적인 난류경계층유동에 있어서는 벽면마찰효과 때문에 이를 적용할 수 없다. 그러나 본 실험에 있어서 회전실린더의 경우엔 벽면과 자유흐름의 상대속도가 0인 특수한 경계조건을 가지므로, 이동면에서의 마찰효과를 무시할 수 있다면, 자유전단의 경우처럼 θ/d 로부터 항력계수, C_D ,를 간접 결정할 수 있다. 회전실린더의 항력계수를 Table 1에 보인 $x/d = 15$ 이후의 θ/d 값의 산술평균치로 계산하면 $C_D = 1.13$ 이 되며 이는 이미 보고된 정지실린더의 항력계수 약 $C_D = 0.93$ ⁽²⁴⁾ 보다 20% 정도 큰 값이 된다. 본 실험에서 C_L 값의 측정은 평균속도단면을 이용한 간접측정과 고속회전하는 실린더에 대한 직접측정이 모두 곤란하였으며, 선행연구에 따르면 본 실험과 동일조건하에서 회전실린더에는 하항력이 미치며 이에 따른 양력계수는 자유흐름 내의 회전실린더의 경우 약 $C_L = -2.3$,⁽³²⁾ 벽면에 거의 밀착된 정지실린더의 경우 약 $C_L = -0.3$ ⁽²⁴⁾이 될 것으로 추정된다.

Fig. 5는 실린더 정지시와 회전시의 유동장을 정성적으로 비교하기 위하여 연기선기법에 의한 유동가시화 실험결과이다. 가시화실험은 $Re_a = 4.2 \times$

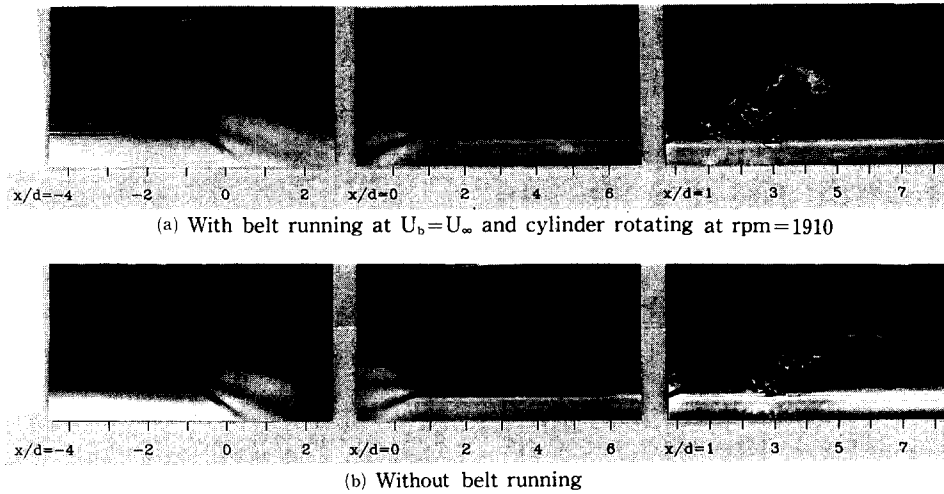


Fig. 5 Flow visualization of flow patterns at $Re_a = 4.2 \times 10^3$, smoke-wire at $x/d = -5$ (left 2 photos) and at $x/d = 3$ (right photo)

10^3 에서 수행하였으며 연기선은 좌측 2장의 사진에서 실린더 전방 $x/d = -5$ 에, 맨 우측 사진에서 실린더 후방 $x/d = 3$ 에 이동설치하여 재순환영역에서 보다 자세한 유맥선을 얻었다. Fig. 5(a)는 회전시라서 Fig. 5(b)의 정지시와 비교할 때 실린더 전방 바닥면에 인접한 유맥선이 벨트이동에 따라 모델에 보다 근접한 곳까지 유인되고 실린더 후방의 난류 영향지역이 상당히 두꺼워짐을 볼 수 있다. 즉, 맨 좌측 사진에서 정지실린더 전방의 바닥면에 인접한 유맥선은 $x/d = -3$ 인 곳에서부터 이미 벽면으로부터 이격되어 실린더 상방을 향해 완만한 곡선으로 진행되나 회전시에 벨트에 근접한 유맥선이 약 $x/d = -1.5$ 까지 벽면과 평행하게 형성되다가 급격히 실린더 위로 넘어가며 실린더 주위 약 $-0.5 < x/d < 2.5$ 구간에 축방향 폭이 $3d$ 정도인 비교적 강한 와를 형성하고 $2 < x/d < 5$ 구간(가운데 사진)으로 이동하면서 급격히 와의 강도가 약해지는데 이는 실린더의 회전에 따른 특징적인 유동패턴으로서 이와형성의 주기는 $U_\infty = 2.5$ m/s, $d = 25$ mm 조건에서 약 33 s⁻¹가 되며 이는 실린더의 회전율 $N = 31.84$ rps 에 관련된 것이다. 정지시의 경우엔 실린더 하방이 벽면으로 막혀 있기 때문에 와의 상호작용에 의한 강한 Kármán 형 와류를 볼 수 없으며 이는 평판에 놓인 실린더 주위 유동에 대한 선행연구와 일치한다.⁽²⁴⁾ 맨 우측 사진은 가운데 사진과 동일한 구간을 가시화한 것이지만 연기선위치를 상류에서 하류로 이동시킨 결과 재순환영역 내

의 벽면 근처에서 역류현상을 살펴볼 수 있다. $x/d = 3$ 에서 역류현상은 정지시의 경우 $0 < y/d < 0.6$ 부근에, 회전시의 경우 $0 < y/d < 1.0$ 에 나타나므로 회전시 역류영역의 y 방향 폭이 두꺼워짐을 볼 수 있다. 이러한 정지시 및 회전시의 유동패턴은 앞의 열선측정결과와 잘 일치하는 것이다.

유동장의 평균정압분포를 알아보기 위하여 자유흐름 내에 고정설치한 피토포의 정압측과 미세거리이송장치에 장착한 직경 1mm인 정압프로브의 차압을 $-2 < x/d < 2$ 구간에서 $x/d = 0.25$ 및 $y/d = 0.1$ 의 간격으로 측정하여 압력계수, C_p 값으로 정규화하였다. 여기서 압력계수는 다음과 같이 정의된다.

$$C_p = (P_s - P_{s\infty}) / (1/2 \rho U_\infty^2) \quad (2)$$

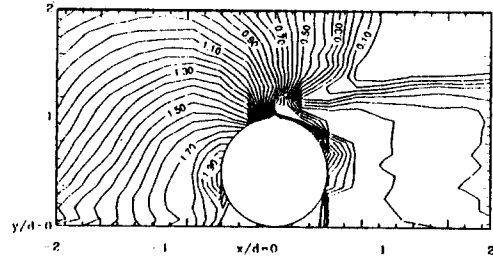
위의 식 (2)에서 P_s 와 $P_{s\infty}$ 는 각각 측정점과 자유흐름에서의 정압이다. Fig. 6은 실린더 주위 유동장의 정압분포를 등압선(isobars)형태로 표현한 것으로 Fig. 6(a)는 $Re_a = 4.2 \times 10^3$ 에서 실린더가 1910 rpm으로 회전할 경우이고 Fig. 6(b)는 실린더 정지시의 경우이다. 실린더회전시 등압선의 형상은 모델 전면부인 $x/d = -0.5$ 에서 $y/d = 0.5$ 높이에 압력계수 $C_p = 2.0$ 으로 최대값을 갖는 고압부를 형성하고 그 주위를 회전방향에 따라 실린더 상방으로부터 벨트면 쪽으로 곡선을 형성하여 전체적으로

볼 때 반시계방향으로 실린더가 회전상태임을 나타낸다. 정지시의 경우 등압선분포는 실린더 전방 바닥면에서 실린더 상방으로 비교적 완만한 선형분포를 이루고 실린더와 벽면 사이의 폐쇄지역에서 압력계수 최대값은 $C_p=1.175$ 로 회전시보다 낮은 값을 나타낸다.

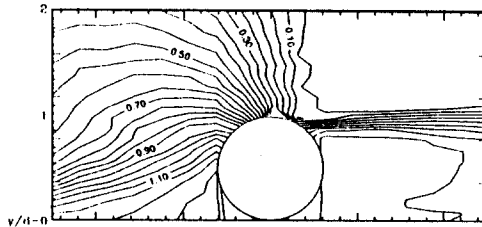
유동장의 주파수 스펙트럼을 조사하기 위해 축방향 난류유동속도, $\sqrt{u'^2}$ 를 2 kHz로 샘플링하여 획득한 4096개 자료로 FFT를 20회 수행한 평균치로 해석을 실시하였다. 각 축방향 위치에서 $\sqrt{u'^2}$ 이 최대값을 갖는 y방향위치 및 그 지점으로부터 자유흐름까지 거리의 중간지점 2곳을 선정하여 스펙트럼을 측정하였다. 와형성 주파수를 포착하기 알맞은 위치로서 선정된 이 두 지점은 앞의 열선측정결과에서 볼 때 난류전단영역 또는 entrainment 영역에 속한다. $\sqrt{u'^2}$ 이 최대값을 갖는 높이에서 측정된 주파수 스펙트럼에서는 유동특성을 대표하는 특성주파수는 확인되지 않았으나 entrainment 영역 내인 $y/d=2$ 에서 측정된 스펙트럼에서는 예상대로 유동특성을 나타내는 피크주파수를 얻을 수 있었으며 그 결과를 Fig. 7에 요약하였다.

Fig. 7(a)는 회전시의 스펙트럼을 나타내고 있는데 Fig. 7(b)의 정지시와 달리 대단히 복잡한 양상을 띄고 있다. 특히, 회전실린더 인접구간에서 다양한 피크값들이 나타나는데 약 1.1, 31.8, 60.0 및 91.8 Hz인 4개의 피크주파수와 그 주변에 1.1 Hz 간격으로 다수의 잡음주파수들이 동반되고 있다. 이들 피크주파수군은 $x/d=-1.5$ 에서 나타나기 시작하여 유동 축방향으로 피크진폭이 점차 커지다가 모델 바로 후방인 $x/d=0.5$ 이후엔 갑자기 소멸하는 특이한 양상을 띤다. 실린더 회전에 따른 유동

특성을 나타내는 피크주파수, fp , 는 31.8 Hz로서 $x/d=-1.5$ 와 $x/d=0.5$ 사이에서만 관측되는데 이는 앞서 살펴본 실린더 회전에 의한 난류강도단면상의 특이구조의 존재구간과 매우 잘 일치하며 Fig. 5(a)의 유동가시화 사진에서 $-0.5 < x/d < 2.5$ 구간의 실린더 주위에 나타난 와형성주기인 약 33 Hz와도 관련이 있다. Fig. 7(b)는 정지시로서 $-2 < x/d < 2$ 에서 10 Hz 부근에 주파수대역이 넓은 약한 피크가 발생되나 이에 따른 고조파(harmonics)



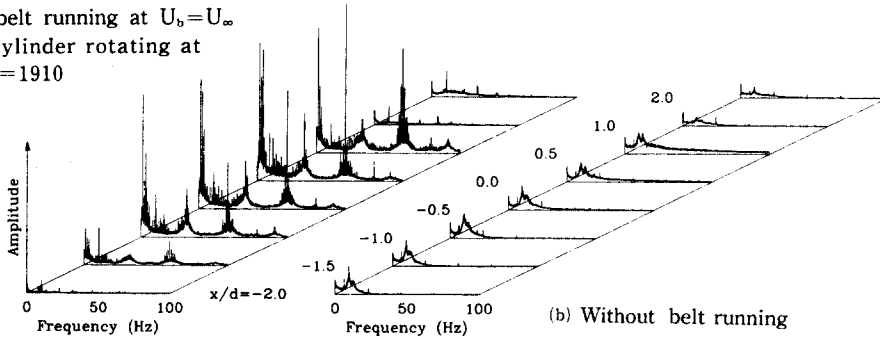
(a) With belt running at $U_b=U_\infty$ and cylinder rotating at rpm=1910



(b) Without belt running

Fig. 6 Distribution of isobars based on normalized mean static pressure, $C_p = (P_s - P_\infty) / (1/2 \rho U_\infty^2)$, for the flowfield around a cylinder at $Re_d = 4.2 \times 10^3$

(a) With belt running at $U_b=U_\infty$ and cylinder rotating at rpm = 1910



(b) Without belt running

Fig. 7 Frequency spectra of the flowfield around a cylinder at $y/d=2$, $x/d=-2$ to 2 and at $Re_d = 4.2 \times 10^3$:

는 발생되지 않고 하류로 진행되어도 스펙트럼의 형상이 거의 변하지 않았다. 즉, 이는 앞서 언급한 바와 같이 전형적인 후류에서 나타나는 Kármán 형 와류의 와홀림주파수와 그에 따른 고조파가 발생되지 않음을 의미한다.

실린더회전에 의한 주파수 스펙트럼의 변화를 보다 상세히 조사하기 위해 $d=25$ mm인 동일모델에 대해 회전을 각각 63.6 rps, 31.8 rps 및 0 rps로 변화시켜 반복실험을 수행하고 그 대표적인 예로서 $x/d=0$, $y/d=2$ 인 지점에서의 스펙트럼을 Fig. 8에 비교하였다. $U_\infty=5.0$ m/s일 때 실린더 회전은 $N=63.6$ rps (3820 rpm)가 되고 $U_\infty=2.5$ m/s일 때 $N=31.8$ rps (1910 rpm)가 되는데 예상대로 해당 유동장에 대한 주파수 스펙트럼에서 이 회전에 각각 상응하는 피크주파수 $fp=63.6$ Hz (Fig. 8(a)) 및 $fp=31.8$ Hz (Fig. 8(b))를 뚜렷이 확인할 수 있으며 이는 실린더회전에 따른 고유한 유동특성 주파수임을 알 수 있다. 또한, 회전시에 이동벨트 구동모터의 전원인 AC 60Hz에 따른 전원잡음 주파수, fn , 가 발생되며 이 주파수는 실린더의 회전률에 무관하게 60 Hz를 유지함을 볼 수 있다. 한편, 저역 주파수대에서 각각 2.26 Hz 및 1.13

Hz 간격으로 다수의 첨예한 피크들을 볼 수 있는데 이는 벨트이음매의 회전주기에 따른 잡음성분과 그것의 정수배인 고조파들로서 저역주파수대 (Fig. 8(a)) 또는 전원잡음주파수 부근 (Fig. 8(b))에서 보다 강하게 나타난다. Fig. 8(c)에 보인 회전을 $N=0$ rps (즉, 실린더 정지시)의 경우엔 회전시에 보였던 유동특성주파수나 구동장치에 의한 잡음성분들은 나타나지 않았다. 여기서 실린더 회전율과 유동특성주파수의 관계를 살펴보기 위하여 무차원화된 주파수, β 를 관계대로 다음과 같이 정의할 수 있다.

$$\beta = \pi d f / U_\infty \quad (3)$$

위의 식 (3)에서 $N=U_\infty/\pi d$ 이므로 결국 $\beta=f/N$ 이 되며 따라서 Fig. 8(a) 및 Fig. 8(b)에 나타난 회전에 따른 유동의 무차원화된 특성주파수는 실험범위내에서 Re_d 및 N 에 관계 없이 항상 $\beta=1$ 이 된다. 즉, 회전실린더 주위 유동장의 특성주파수는 항상 실린더의 회전을 그 자체를 나타내는 것이 됨을 알 수 있다.

실린더모델 하류 유동장의 난류유동특성을 알아보기 위해 $d=25$ mm인 주모델을 이용하여 $Re_d=4.2 \times 10^3$ 의 조건에서 실린더 정지시와 회전시에 대한 축방향 요동속도, $\sqrt{u'^2}$, y방향 요동속도, $\sqrt{v'^2}$, 및 레이놀즈응력, $-\overline{u'v'}$ 을 측정하여 Fig. 9에 보였다. 실린더 정지시와 회전시의 난류유동장을 전체적으로 비교하면 실린더 회전시 (Fig. 9(a))가 정지시 (Fig. 9(b))보다 축방향 전 구간에 걸쳐 난류영향지역의 두께가 상당히 두터워지고 요동속도들과 레이놀즈응력의 최대치가 다소 커짐을 관찰할 수 있다. 일례로서, $x/d=10$ 에서 난류영향지역의 두께는 회전시의 경우 약 4.5 y/d 인 반면 정지시는 약 3.5 y/d 로서 회전시가 30% 정도 두꺼웠다. $-\overline{u'v'}$ 의 최대값을 갖는 y/d 높이는 회전시와 정지시 모두 앞의 평균속도단면상의 난류전단영역 내에 존재한다.

본 연구의 주제인 실린더 회전시에 대해 다양한 조건으로 반복실험한 결과를 종합하고 재부착 이후의 먼 후방 유동장에 대한 대표적인 유동특성 및 난류구조를 파악하기 위해 적절한 적분길이자 (integral length scale)와 속도자 (velocity scale)를 선정하여 평균속도, 축방향요동속도 및 레이놀즈응력의 단면들을 정규화할 수 있다. 그러나 본 연구 과제와 같은 난류전단층이 두터운 경우의 유동장해

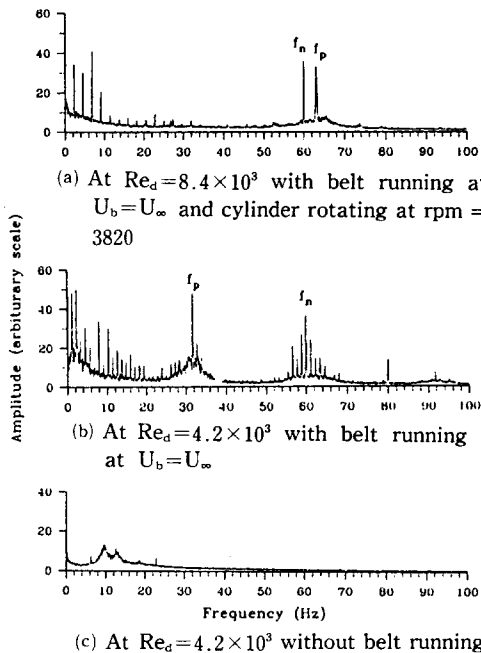


Fig. 8 Typical frequency spectra of the flowfield around a cylinder at $y/d=2$, $x/d=0$

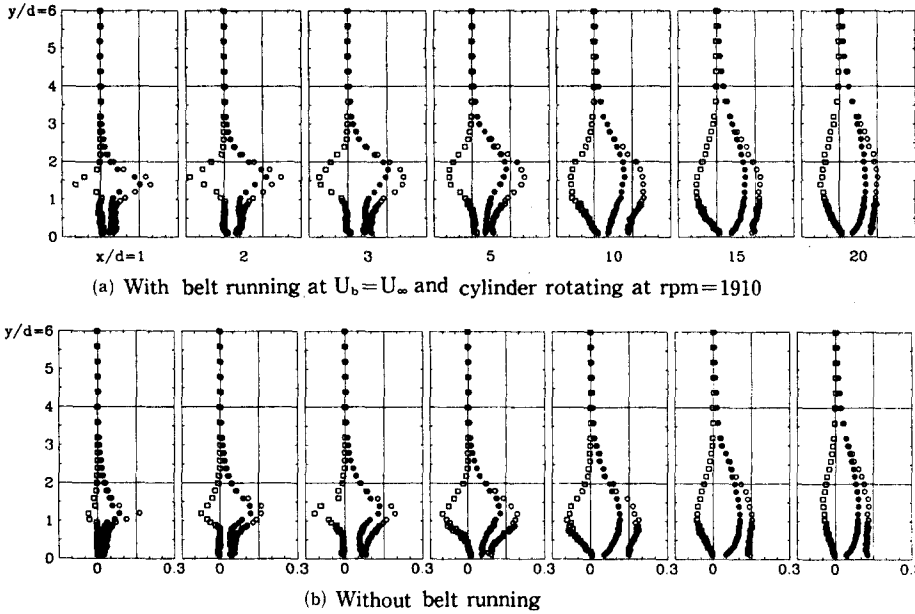


Fig. 9 Axial and transverse turbulence intensities and Reynolds stress profiles for the flowfield behind a cylinder at $Re_d = 4.2 \times 10^3$, $x/d = 1$ to 20; \circ , $\sqrt{u'^2}/U_\infty$; \bullet , $\sqrt{v'^2}/U_\infty$; \square , $-\overline{u'v'}/U_\infty^2 \times 10$

Table 2 Length and velocity scales

U (m/s)	d (mm)	rpm	x/d	l/d	u_{dmax}/U_∞	$\sqrt{u'^2}_{max}/U_\infty$	$-\overline{u'v'}/U_\infty^2$
2.5	20	2387	10	1.20	0.866	0.184	
			10	1.15	0.941	0.247	0.00932
	25	1910	15	1.20	0.670	0.215	0.00776
			20	1.50	0.435	0.180	0.00733
5.0	30	1592	10	1.22	0.853	0.215	
	25	3820	10	1.20	0.866	0.186	
			10	1.15	0.880	0.205	
			15	1.25	0.650	0.170	
			20	1.50	0.425	0.151	

석은 다양한 길이가 존재할 가능성이 있는 복수 길이자 문제 (multiple length-scale problem)로서 적절한 길이의 선택이 중요하다. 보편적으로 후류 유동해석에서 길이는 평균속도단면을 기준으로 선택하는 것과 달리 여기서는 길이자, l 로서 $\sqrt{u'^2}$ 단면상의 $\sqrt{u'^2}_{max}$ 인 지점과 그 지점부터 자유흐름 쪽으로 $1/2 \sqrt{u'^2}_{max}$ 인 지점간의 y 방향길이

를 취하였고 그 결과를 Table 2에 요약하였다.

위의 Table 2에 보인 길이자 및 속도자를 이용하여 평균속도, 축방향속도 및 레이놀즈응력 단면들을 정규화하여 각각 Figs. 10, 11 및 12에 보였다. Fig. 10은 모델 직경이 각각 $d=20, 25, 30$ mm, 분 당 회전율이 $1592 < rpm < 4775$, U_∞ 가 2.5 m/s, 5.0 m/s인 다양한 경우에 대한 먼 하류지역 ($10 \leq x/d \leq 20$)에서의 정규화된 평균속도단면들로서 $x/d=10$ 이후의 평균속도단면은 Re_d 및 N 에 비존재적인 자기상사단면을 갖는 것으로 판단된다. 즉, $3 \times 10^3 < Re_d < 8 \times 10^3$ 범위에서 회전실린더 먼 하류유동장의 평균속도단면은 Re_d 나 rpm에 독립적으로 고유한 형상을 갖는다. $y/l=0$ 에서 실험조건상 $u_d/u_{dmax}=0$ 이 되어야 하지만 실제 측정값은 약 $y/l=0.01$ 에서 $u_d/u_{dmax}=0.7$ 을 나타내며 $y/l=0.2$ 인 곳에서 $u_d/u_{dmax}=1$ 로 최대값을 갖는다. 여기서 정규화된 평균속도단면은 $y/l=0.2$ 를 경계로 크게 두 유동영역으로 구분해 볼 수 있으며 $0 < y/l < 0.2$ 인 벽면 근접지역은 재부착 이후에 이동면에 의해 다시 형성된 얇은 경계층영역이며 $0.2 < y/l < 2.5$ 의 지역은 벽면에 부착된 장애물 하류에 형성되는 전형적인 난류전단영역으로 판단된다.

Fig. 11은 축방향난류강도 단면을 정규화한 것으

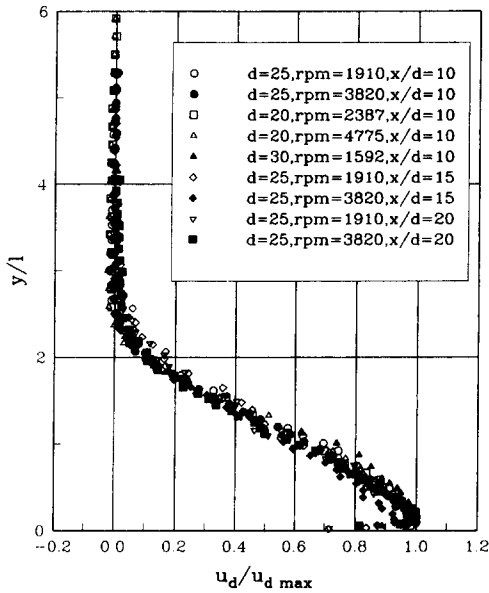


Fig. 10 Normalized mean velocity profiles for the flowfield behind a rotating cylinder on a moving belt running at $U_b=U_\infty$ and at $3.4 \times 10^3 < Re_d < 8.4 \times 10^3$

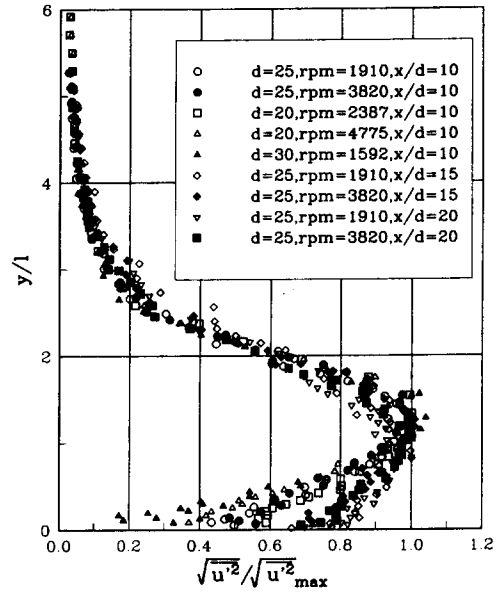


Fig. 11 Normalized axial turbulence intensity profiles for the flowfield behind a rotating cylinder on a moving belt running at $U_b=U_\infty$ and at $3.4 \times 10^3 < Re_d < 8.4 \times 10^3$

로 약 $y/l=1.2$ 에서 $\sqrt{u'^2}/\sqrt{u'^2_{max}}=1$ 로 최대값을 갖고 난류영역은 거의 $y/l=6$ 까지 자유흐름 쪽으로 매우 두껍게 확산됨을 보이고 있다. 그러나 정규화된 $\sqrt{u'^2}$ 단면에서 살펴볼 때 $x/d=10$ 인 경우와 $x/d>15$ 인 경우에 대한 단면형상이 $0 < y/l < 1.2$ 지역에서 서로 상이한 경향을 보이고 있는데 이는 $x/d=10$ 인 축방향위치에서는 $\sqrt{u'^2}$ 단면이 미처 자기상사형상에 이르지 못함을 보여주는 것으로 평균속도단면이 $x/d=10$ 부터 자기상사성을 띄는 것과 비교할 때 $\sqrt{u'^2}$ (난류유동장)은 U (평균유동장)보다 먼 하류지역부터 자기상사성을 띄게됨을 의미하며 이는 자유전단상태의 실린더 후류유동장의 경우와 같은 경향을 보이는 것이다.⁽³¹⁾

Fig. 12에 보인 정규화된 레이놀즈응력 단면에서 $-\overline{u'v'}/-\overline{u'v'}_{max}$ 은 $y/l=1.2$ 에서 최대값을 갖고 $y/l=0.2$ 인 곳에서 0이 되며 $y/l=0$ 에 접근함에 따라 -0.2의 음수값을 나타낸다. 이는 Fig. 10의 정규화된 평균속도단면에서 $y/l=0.2$ 에 극대값이 나타나는 것과 일치하는데 즉, 난류전단유동에서 레이놀즈응력은 평균속도구배에 비례하며 속도구배가 0인 곳에서는 응력값도 0이 됨을 의미한다. $-\overline{u'v'}/-\overline{u'v'}_{max}$ 값이 $0 < y/l < 0.2$ 인 지역에서 음

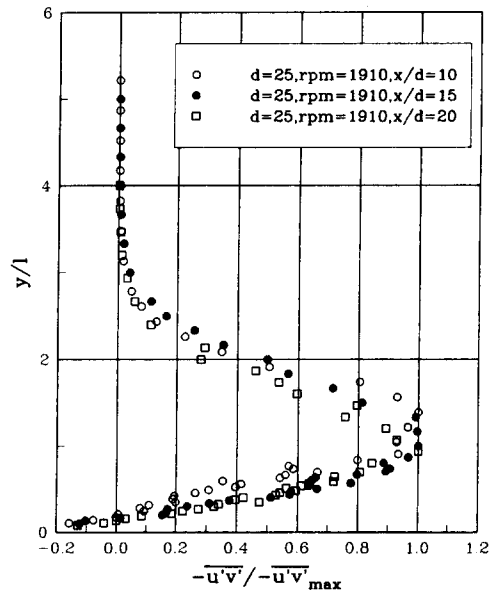


Fig. 12 Normalized Reynolds stress profiles for the flowfield behind a rotating cylinder on a moving belt running at $U_b=U_\infty$ and at $Re_d=4.2 \times 10^3$

수로 나타나는 것은 이동면을 따라 형성되는 얇은 경계층과 주 유동에 의한 난류전단층의 속도구배 부호가 서로 반대이기 때문이며 이는 자유흐름속도의 이동면과 맞닿아 회전하는 실린더 하류유동장의 고유한 유동특성의 하나이다.

4. 결 론

본 연구에서는 고정지면 위를 주행하는 차륜 주위에 형성되는 유동장의 고유한 유동특성을 실험적으로 연구하기 위해 2차원 원형실린더를 자유흐름속도와 동일한 속도로 이동하는 이동벨트장치 위에 맞게 설치하여 회전시켰을 때 형성되는 실린더 주위 유동장을 조사하고 벽면에 고정부착된 실린더 주위 유동장과 비교하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 회전실린더 주위에 형성되는 유동장은 정지 실린더 경우와 비교할 때 실린더 상류 및 먼 후방 하류구간의 벽면 인접부분에서 평균속도분포는 벽면의 이동에 따른 독특한 형상을 가지며 $0 < x/d < 10$ 구간에서 벽면과 자유흐름 사이에 형성되는 재순환영역 및 난류전단영역이 20-40% 두꺼워지고 실린더 근처인 $-1.5 < x/d < 0.5$ 구간에서 축방향 난류강도단면상의 $1 < y/d < 3$ 높이에 회전효과에 의한 독특한 난류구조를 형성한다.

(2) 회전실린더 주위 유동장은 회전에 의한 유동특성을 나타내는 고유한 특성주파수를 갖는데 그 값은 실린더의 회전율과 동일하며 이에 따른 비교적 강한 와류를 실린더 근접지역에 형성하나 전형적인 Kármán 형 와류와 달리 실린더 바로 후방에서 급격히 감소한다. 이러한 특성주파수는 위 (1) 항에 언급한 독특한 난류구조가 형성되는 지역에서 감지된다.

(3) 회전실린더 먼 후방 하류인 $x/d > 15$ 구간에서 적절한 길이자로 정규화할 때 평균속도, 난류요동속도 및 레이놀즈응력의 단면들은 자기상사성을 유지하며, 정규화된 평균속도단면 및 레이놀즈응력 단면에서 $y/l = 0.2$ 인 곳에서 결손속도값은 최대가 되고 레이놀즈응력은 0이 되며 $0 < y/l < 0.2$ 에서 레이놀즈응력은 음수값을 갖는다.

(4) 실험범위인 $3 \times 10^3 < Re_d < 8 \times 10^3$ 조건에서 회전실린더 주위 유동장의 유동특성과 난류구조는 적절한 길이자와 속도자로 정규화할 경우에 레이놀즈 수 및 실린더 회전율에 비의존적인 고유한 특성을 갖는다.

을 갖는다.

후 기

이 논문은 1995년도 한국학술진흥재단의 공모과제 연구비에 의하여 연구되었으며, 이에 관계자분들께 감사드린다.

참고문헌

- (1) Sovran, G., Morel, T. and Mason, W. T., Jr., 1978, *Aerodynamic Drag Mechanisms of Bluff Bodies and Road Vehicles*, Plenum Press, New York.
- (2) Hucho, W. H., 1987, *Aerodynamics of Road Vehicles*, Cambridge.
- (3) 吉田 泰, 今泉 哲夫, 1984, “空力裝備品の動向,” *自動車技術*, Vol. 38, No. 10, pp. 1181~1188.
- (4) Schenkel, F. K., 1977, “The Origin of Drag and Lift Reductions on Automobiles with Front and Rear Spoilers,” *SAE Paper No. 770389*.
- (5) 今安 道治, 仲谷 仁志, 1986, “高速大形車兩における エアスポイラの效果,” *日本機械學會論文集(B編)*, 53卷, 485號, pp. 163~168.
- (6) 仲谷 仁志, 波多野 治巳, 1992, “高速車兩底面の流れの制御による空力特性への影響(流路壁による效果),” *日本機械學會論文集(B編)*, 58卷, 548號, pp. 1165~1170.
- (7) Berndtsson, A., Eckert, W. T. and Mercker, E., 1988, “The Effect of Groundplane Boundary Layer Control on Automotive Testing in a Wind Tunnel,” *SAE Paper No. 880248*.
- (8) Carr, G. W. and Eckert W., 1994, “A Further Evaluation of the Ground-Plane Suction Method for Ground Simulation in Automotive Wind Tunnels,” *SAE Paper 940418*.
- (9) 栗本 誠治, 仲谷 仁志, 1989, “高速車兩の形狀變化に對する地面效果,” *日本機械學會論文集(B編)*, 55卷, 510號, pp. 278~283.
- (10) Prandtl, L., 1925, “Magnuseffekt und Windkraftschiff,” *Naturwissenschaften*, Vol. 13, pp. 93-108.
- (11) Prandtl, L. and Tietjens, O. G., 1934, *Applied*

- Hydro- and Aerodynamics*, Dover Publications Inc., pp. 82~85 and 281~287.
- (12) Moore, D. W., 1957, "The Flow Past a Rapidly Rotating Circular Cylinder in a Uniform Stream," *J. Fluid Mech.*, Vol. 2, pp. 541~550.
- (13) Kimura, T., Tsutahara, M. and Wang, Z. Y., 1992, "Wake of a Rotating Circular Cylinder," *AIAA Journal*, Vol. 30, No. 2, pp. 555~556.
- (14) Sung, J. H., Chun, C. K. and Hyun, J. M., 1995, "Experimental Study of Shear Flow Past a Rotating Cylinder," *J. of Fluids Eng.*, Vol. 117, pp. 62~67.
- (15) Magnus, G., 1852, *On the Deflection of a Projectile*, Abhandlung der Akademie der Wissenschaften, Berlin, Germany.
- (16) Metha, R. D., 1985, "Aerodynamics of Sports Balls," *Ann. Rev. Fluid Mech.*, Vol. 17, pp. 151~189.
- (17) Modi, V. J., Fernando, M. and Yokomizo, T., 1990, "Drag Reduction of Bluff Bodies Through Moving Surface Boundary Layer Control," *AIAA Paper No. 90-0298*.
- (18) Alvarez-Calderon, A., 1964, "Rotating Cylinder Flaps of V/STOL Aircraft," *Aircraft Eng.*, Vol. 36, pp. 304~309.
- (19) Johnston, W. S., Tennant, J. S. and Stamps, R. E., 1975, "Leading-Edge Rotating Cylinder for Boundary Layer Control on Lifting Surfaces," *J. Hydronautics*, Vol. 9, pp. 76~78.
- (20) Mokhtarian, F. and Modi, V. J., 1988, "Fluid Dynamics of Airfoils with Moving Surface Boundary Layer Control," *J. Aircraft*, Vol. 25, pp. 163~169.
- (21) Modi, V. J., Mokhtarian, F., Fernando, M. and Yokomizo, T., 1989, "Moving Surface Boundary Layer Control as Applied to 2-D Airfoils," *AIAA Paper No. 89-0296*.
- (22) Gad-el-Hak, M. and Bushnell, D. M., 1991, "Separation Control: review," *J. of Fluids Eng.*, Vol. 113, pp. 5~29.
- (23) Bearman, P. W. and Zdravkovich, M. M., 1978, "Flow around a Circular Cylinder Near a Plane Boundary," *J. Fluid Mech.*, Vol. 89, part 1, pp. 33~47.
- (24) 김성민, 이상준, 1996, "평판 가까이에 놓인 타원형 실린더 주위 유동에 관한 연구," 대한기계학회 논문집(B), 제20권, 제8호, pp. 2637~2649.
- (25) Dimaczek, G., Kessler, R., Martinuzzi, R. and Tropea, C., 1989, "The Flow over a Two-Dimensional, Surface Mounted Obstacles at High Reynolds Numbers," *Proc. of 7th Symp. of Turbulent Shear Flows, Stanford Univ.*, pp. 10.1.1~10.1.6.
- (26) 명현국, 1996, "표면에 부착된 장애물 주위의 난류전단유동에 관한 수치해석," 대한기계학회 논문집(B), 제20권, 제8호, pp. 2593~2600.
- (27) Cimbala, J. M. and Park, W. J., 1989, "Elimination of Temperature Stratification in a Low-Speed Open-Return Wind Tunnel," *AIAA J.*, Vol. 27, No. 6, pp. 823~825.
- (28) Cimbala, J. M. and Park, W. J., 1990, "A Direct Hot-wire Calibration Technique to Account for Ambient Temperature Drift in Incompressible Flow," *Exp. Fluids*, Vol. 8, pp. 299~300.
- (29) Cimbala, J. M. and Park, W. J., 1990, "An Experimental Investigation of the Turbulent Structure in a Two-Dimensional Momentumless Wake," *J. Fluid Mech.*, Vol. 213, pp. 479~509.
- (30) Park, W. J. and Cimbala, J. M., "The Effect of Jet Injection Geometry on Two-Dimensional Momentumless Wakes," *J. Fluid Mech.*, Vol. 224, pp. 29~47.
- (31) Tennekes, H. and Lumley, J. L., 1972, *A First Course in Turbulence*, MIT Press, pp. 104~115.
- (32) Rouse, H., 1946, *Elementary Mechanics of Fluids*, Wiley, New York.