

〈論 文〉

회전하는 정사각단면의 90° 곡관내 난류유동에 관한 실험적 연구

이건휘* · 최영돈**

(1993년 11월 23일 접수)

Measurement of Turbulent Flow Characteristics of a Rotating Square Duct with a 90° Bend

Lee Gun Hye, Choi Young Don

Key Words : Rotation(회전), Coriolis Force(코리올리스힘), Secondary Flow(2차유동), Turbulence(난류)

Abstract

The fields of turbomachinery and electrical generators provide many examples of flow through rotating internal passages. At the practicing Reynolds number, most of the flow motion is three dimensional and highly turbulent. The proper understanding for the characteristics of these turbulent flow is necessary for the design of thermo-fluid machinery of a good efficiency. The flow characteristics in the rotating duct with curvature are very complex in practice due to the curvature and rotational effect of the duct. The understanding of the effect of the curvature on the structure of turbulence in the curved passage and the characteristics of the flow in a rotating radial straight channel have been well studied seperately by many workers. But the combined effects of curvature and rotation on the flow have not been well understood inspite of the importance of the phenomena in the practical design process. In this study, the characteristics of a developing turbulent flow in a square sectioned 90° bend rotating at a constant angular velocity are measured by using hot-wire anemometer to seize the rotational effects on the flow characteristics. As the results of this study, centrifugal forces associated with the curvature of the bend and Coriolis forces and centripetal forces associated with the rotational affect directly both the mean motion and the turbulent fluctuations.

기 호 설 명

C_p : 압력계수

$\overline{C_p}$: 평균압력계수

D_H : 수력직경

R_c : 비코리올리스힘 ($\Omega r_m / W_B$)

R_o : 로스비수 ($\Omega D_H / W_B$)

r_m : 곡관 평균반경

W_B : 주유동방향 평균속도

Ω : 회전축의 회전각속도

1. 서 론

*정회원, 원광대학교 기계설계공학과

**정회원, 고려대학교 기계공학과

해 그 유동형태의 형성이 지배된다. 첫째는 유동이 곡면을 따라 흐름으로써 일어나는 원심력의 영향에 의한 유동형태의 변화이고, 둘째는 회전으로 인해 발생하는 가속도 힘들의 영향에 의한 유동형태의 변화이다. 이들 2가지 요인으로 인하여 일어나는 유동의 형태변화에 대해 각각 구분해서 설명하면 곡관내를 흐르는 유동은 곡관의 곡률로 인한 원심력이 발생하며 이 원심력은 반경방향 압력분포의 불균형성을 조장하여 강한 2차유동을 발생시킨다.⁽¹⁾ 이로 인한 유로 횡단면상의 전형적인 유동형태는 Fig. 1과 같다. 상하벽면 부근에서의 저속유체는 오목한 내벽면을 향해 움직이고 횡단면의 대칭선상에서의 유동은 볼록한 외벽면쪽으로 움직이도록 반경방향 압력구배가 발달하며 2차유동의 크기는 주 유동방향속도의 10~40%에 달한다.⁽²⁾

난류는 유동의 불안정성에 의해 발생하기 때문에 회전의 영향을 강하게 받는다. 회전으로 인해 발생하는 원심력 ($\vec{\Omega} \times \vec{r} \times \vec{v}$)과 코리올리스힘(Coriolis force, $-2\vec{\Omega} \times \vec{v}$)은 직접적으로 주유동과 난류요동에 영향을 미친다. 주유동에 영향을 주는 회전과 관련된 추가 힘들은 2차유동을 발생시키며 또한 난류확산과정을 변화시키는 효과를 동시에 나타낸다. 따라서 2차유동은 난류응력장을 변화시키며 이에 의한 난류구조의 변화는 주유동분포에 많은 변화를

초래하므로 이들 두효과는 서로 혼합되어 유동과 레이놀즈응력분포에 많은 변화가 일어나게 된다. Fig. 2는 회전으로 인해 나타나는 주유동속도와 전단응력의 변화를 보여주는 그림이다.⁽³⁾ 유로가 반시계방향으로 각속도 Ω 로 회전하는 경우, 양의 Y 방향으로 $2\Omega U$, 음의 X 방향으로 $2\Omega V$ 크기의 코리올리스힘이 발생하여 흡입면(suction surface)쪽은 불안정화되려는 현상이 나타나고, 압력면(pressure surface)쪽은 안정화되려는 현상이 나타난다. 이와 같이 시스템의 회전은 유동과 난류응력에 상당한 변화를 주어서 정지계에서의 유동과 현저히 다른 유동특성을 나타낸다. 회전하는 곡관내 유동은 앞서 설명한 두가지 현상이 복합해서 나타나며 이들 현상들은 중첩되어 상승작용을 하거나 서로 상쇄되어져 특이한 유동특성을 갖게될 것으로 예상된다.

과거의 연구를 살펴보면 정지한 곡관내 유동에 대해서 많은 실험적 연구^(2,4)가 수행되었으며 여러 가지 난류모형을 사용하여 곡관내 유동특성을 파악하고자 한 여러 연구^(5,6)가 행하여져 왔다. 또한 시스템의 회전이 유동에 미치는 영향을 이해하기 위한 연구^(3,7)가 일찍부터 이루어져 왔으나 이들 연구들은 대부분 직관내 2차원유동에 대한 한정적 연구들이었다. 그러므로 기존의 연구들로는 곡관의 형상을 갖는 회전하는 유체기계 내의 유동특성을 이해하고 이들 유체기계의 성능을 예측하기는 상당히 어렵다고 파악되어 진다. 그래서 본 연구에서는 회전하는 유체기계 내에서의 유동특성을 이해할 목적으로 회전하는 유체기계의 대표 모형유동으로 일정한 각속도로 회전하는 정사각단면의 90° 곡관유동을 택하여 회전수 변화에 따른 유동과 난류특성의 변화를 고찰하는 연구를 하였다.

본 연구에서는 일정한 각속도로 회전가능한 90° 곡관을 제작하여 유동 및 난류특성을 측정하는 실험을 하여 회전수의 변화에 따른 유동특성의 변화를 이해하고 수치해석적 연구를 통해 얻어질 해석 결과의 타당성을 검증하는 기초자료를 얻는 연구를 하였다.

2. 유동장과 좌표계

정사각단면을 갖는 90° 곡관내를 흐르는 유동이 회전으로 인해 변화하는 유동특성과 난류특성을 고찰하기 위해 유체가 곡관을 지난 후 회전중심으로 흡입되는 유동을 시험유동으로 고려하였다. Fig. 3

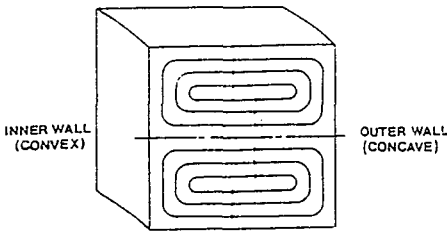


Fig. 1 General Flow pattern of secondary flow in a curved square duct

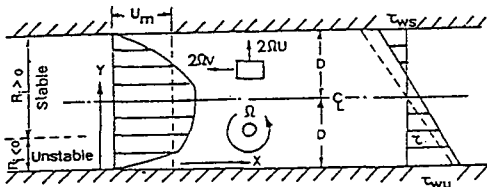


Fig. 2 Mean velocity and total shear-stress profile in fully developed two dimensional rotating channel flow⁽³⁾

$$R_1 = S(S+1), S = \frac{-2\Omega}{\partial u / \partial y}$$

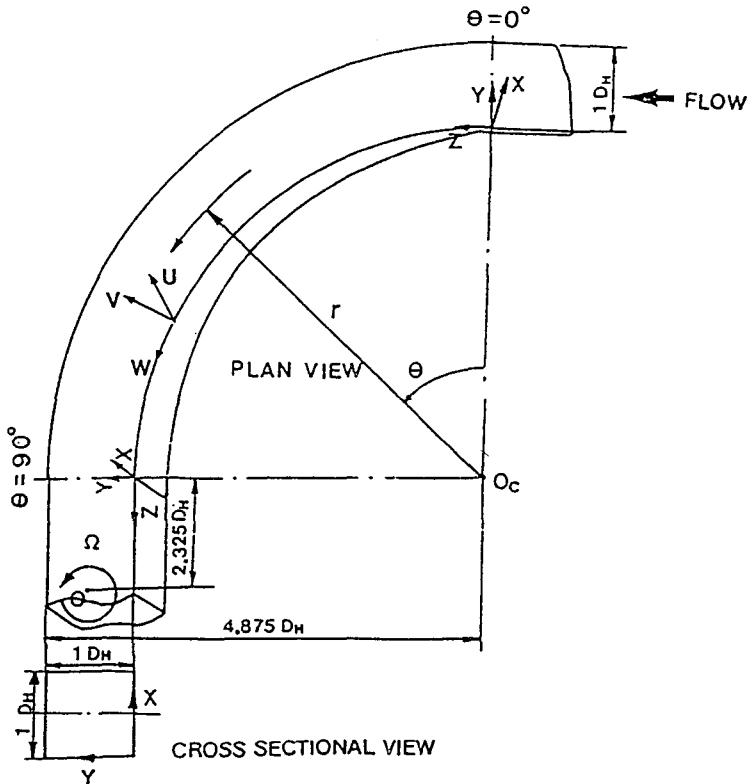


Fig. 3 Schematic showing the bend and tangents, the two coordinates systems and the three velocity components of the inward flow

은 본 시험유동의 개략도로서 곡관의 형상과 크기, 주유동방향, 회전방향과 좌표계가 표시되어 있다. 회전방향은 반시계방향으로 좌표계 상에서는 양의 회전부호를 갖게 된다. 곡관의 곡률은 수력직경 (D_H)의 3.575배이며 회전중심에서 곡관까지의 최소거리는 $2.325 D_H$ 이다.

3. 실험

본 실험에서 시험부인 곡관의 단면은 한번의 길이가 80 mm인 정사각형이며 곡관의 상하류에 직관이 연결되어 있다. 직관을 통해 흡입된 유체는 곡관부를 지나 하류의 직관부로 들어가고 이 직관부와 연결되어 있는 중공축을 지나 송풍기로 흡입되는 흡입유동의 형태를 취하게 하였다. 곡관은 회전 가능한 원판위에 설치되어 있으며 이 원판은 곡관의 블록한 방향으로 회전할 수 있도록 설치되어 있다. Fig. 4는 실험장치의 개략도로서 그림(a)는 정면도이고, 그림(b)는 회전 원판상의 실험장치를

나타낸다. 작동유체는 회전하는 원판위에 설치된 흡입구로부터 흡입된 공기이다.

3.1 실험장치의 구성

일정한 각속도로 회전하는 90° 곡관내의 유동특성을 측정하기 위해 제작된 실험장치는 다음과 같은 5부분으로 구성된다.

- (1) 유체가 흐르는 덕트부
- (2) 덕트가 회전할 수 있도록 제작된 회전부
- (3) 회전부가 회전할 수 있도록 동력을 전달해주는 동력전달부
- (4) 회전부 및 정지계의 속도측정부
- (5) 유량제어부

3.1.1 덕트부

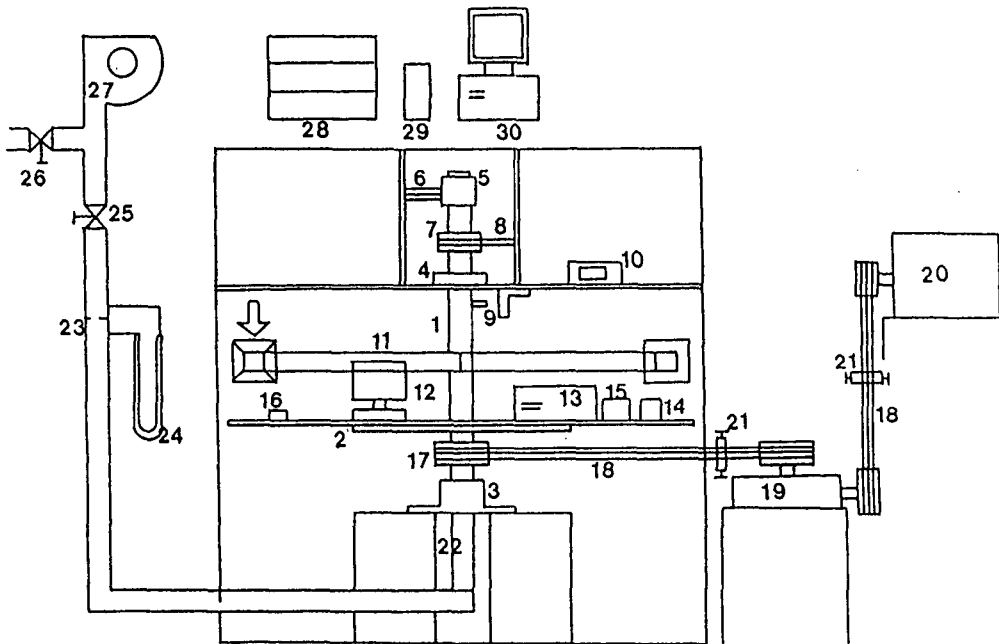
회전가능한 회전원판 위에 설치된 덕트부는 공기 흡입부, 난류발생기, 교축부, 입구직관부, 곡관부, 출구직관부로 구성되어 있으며, Fig. 5는 덕트부의 형상과 치수를 표시한 그림이다. 출구직관부는 중

공회전축과 연결되어 있으며 회전축의 내부를 지난 유체는 정지계의 유출원관을 통해 송풍기로 흡입된다. 공기흡입부에는 허니콤(honeycomb)을 설치하여 유입유체가 평행하고 균일한 속도분포가 유지되고 2차유동 성분이 제거되도록 하였고 허니콤 전후에 철망(mesh)을 설치하여 먼지가 제거되도록 하였다. 난류발생기(turbulent generator)는 공기흡입부에서 곡관까지의 거리가 충분히 길지 않아서 실험부내의 유동이 경계층유동 형태가 되므로 전유동역을 난류유동으로 만들기 위해 직경4 mm 원형

봉을 10 mm 간격으로 유동방향에 직각이 되도록 설치하고 유동방향으로는 서로 교차되게 10 mm간격으로 4단을 설치하여 곡관의 입구에서 난류가 생성될 수 있게 하였다.

교축부는 교축비가 1/4이며 측정덕트로 유입되는 공기의 균일성을 높이면서 변동속도 성분을 감소시키도록 하였다. 교축부와 곡관부 사이에 설치되어 있는 입구직관부는 한번의 길이가 80 mm인 정사각 단면을 가지며, 길이는 60 mm이다.

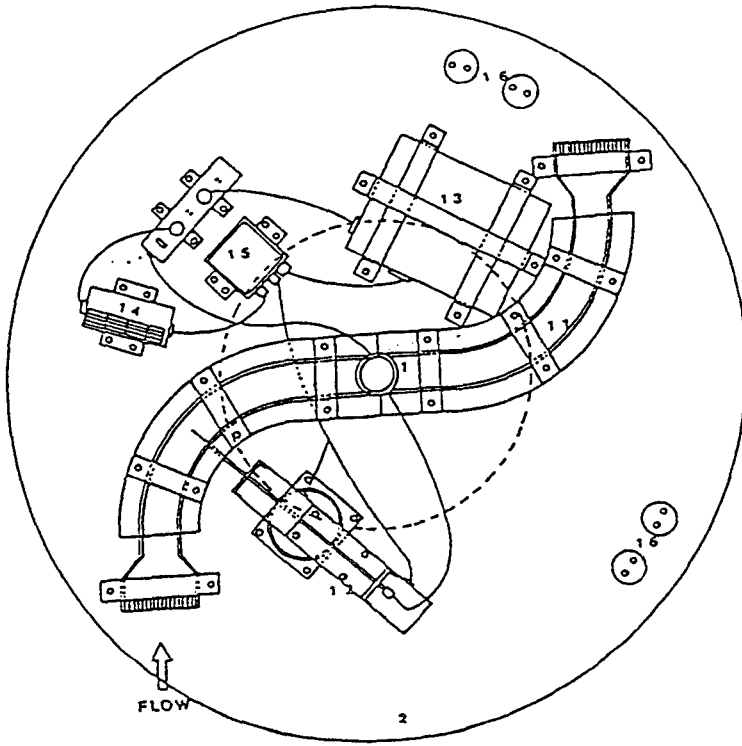
곡관부는 한번의 길이가 80 mm인 정사각단면을



- | | |
|---|----------------------------------|
| 1: Rotating shaft | 2: Rotating disc |
| 3: Down-bearing | 4: Up-bearing |
| 5: Slipring for hot-wire anemometer | 6: Brush for hot-wire anemometer |
| 7: Slipring for AC power | 8: Brush for AC power |
| 9: Contact sensor | 10: Tachometer |
| 11: Square duct with 90° bend for testing | 12: Traversing mechanism |
| 13: Personal computer | 14: Power supplier |
| 15: Logic circuit | 16: Counter balance |
| 17: V-belt pulley | 18: V-belt |
| 19: Speed reducer | 20: Variable motor |
| 21: Roller for v-belt | 22: Stationary pipe |
| 23: Orifice | 24: U-manometer |
| 25: Flow rate control valve | 26: By-pass valve |
| 27: Turbo fan | 28: Hot wire anemometer |
| 29: A/D converter | 30: Personal computer. |

(a) Front view

Fig. 4 Continued



(b) Upper view of rotating disc

Fig. 4 Schematic diagram of experimental apparatus

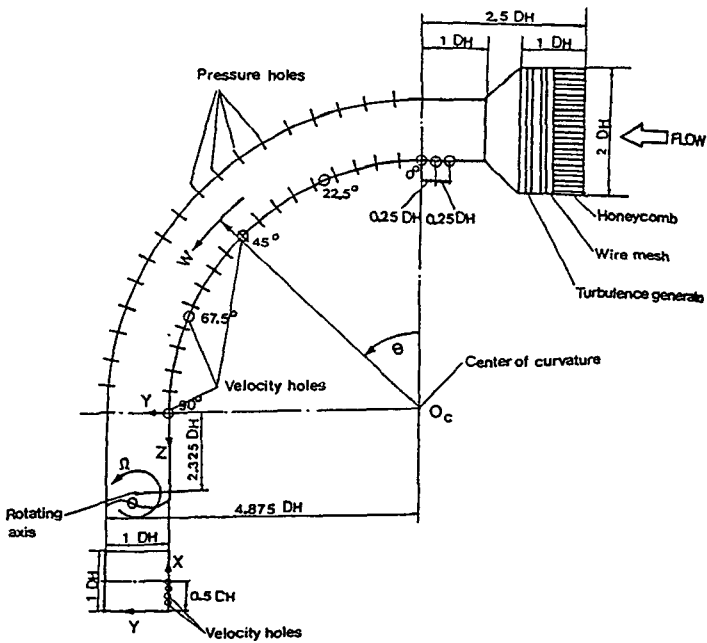
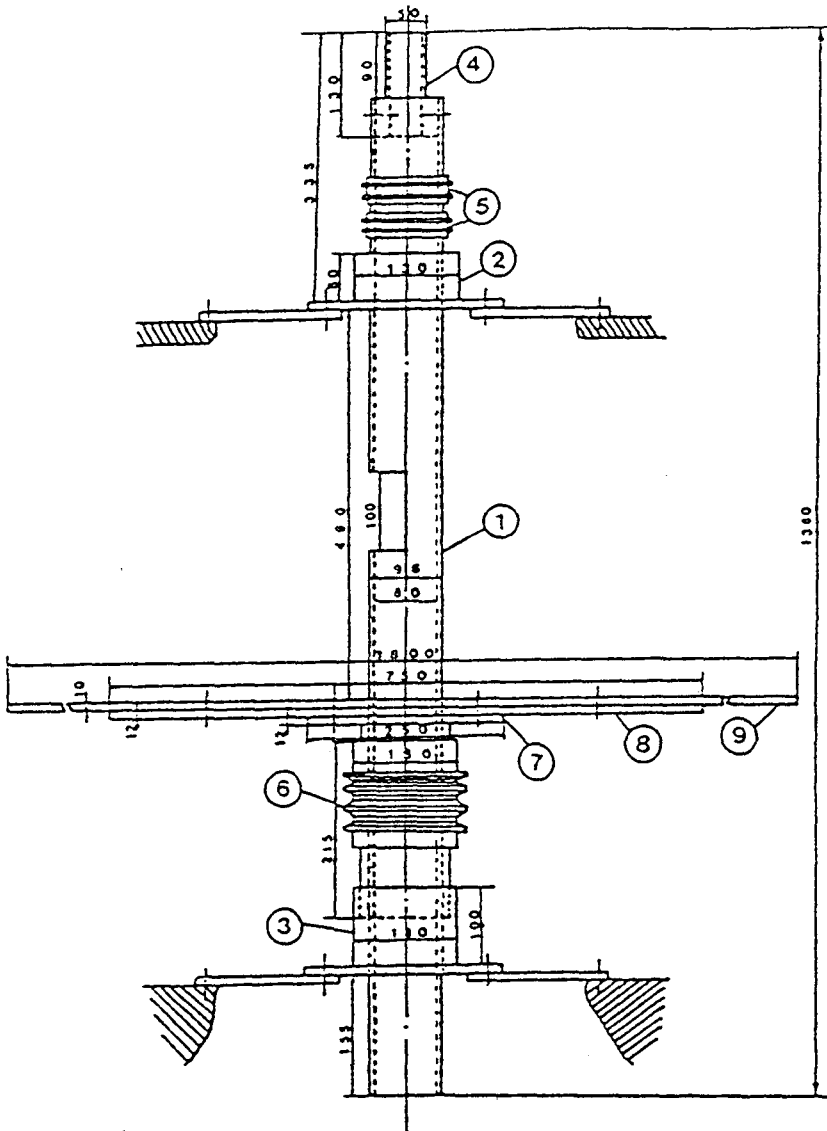


Fig. 5 Schematic diagram of test section

가지며 평균곡률반경이 $r_m/D_H=4.375$ 인 90° 곡관이다. 곡관부에는 입구적관부와 연결되어 있는 지점을 $\theta=0^\circ$ 로 하여 $1^\circ, 22.5^\circ, 45^\circ, 67.5^\circ$ 와 89° 되는 지점에 아랫면에서부터 10 mm 간격으로 각각 4개의 속도측정용 구멍을 뚫어 자동이송장치에 연결된 열선유속계의 프로브가 삽입되도록 제작하여 속

도를 측정할 수 있도록 제작하였다.

회전축은 내경이 $\phi_{in}/D_H=1.0$ 이며 외경이 $\phi_{out}/D_H=1.0625$ 인 중공관으로서 주철로 제작되어 있다. 회전축으로 유입된 공기는 정지계의 원관으로 유출되는데 이때 공기가 관 밖으로 누설되는 것을 막기 위해 라비린스를 제작 설치하였다.



- | | |
|-------------------------------------|--|
| 1: Rotating shaft | 2: Upper-bearing |
| 3: Lower-bearing | 4: Socket of slip ring for hot wire anemometer |
| 5: Slip ring for AC power | 6: V-belt pulley |
| 7: Rotating disc made by steel | 8: Rotating disc made by steel |
| 9: Rotating disc made by bake-light | |

Fig. 6 Schematic diagram of rotating shaft

3.1.2 회전부

회전되는 부분은 회전축과 회전축에 고정되어 있는 회전원판이다. Fig. 6은 회전축의 형상과 치수를 표시한 그림이다. 회전축의 상부에는 속도측정용 슬립링, AC전원 공급용 슬립링과 윗베어링이 설치되어 있다. 중간부에는 덕트와 연결되어 유동이 흐를 수 있게 회전축 단면의 반을 잘라내어 이 구멍으로 출구직관부가 연결되도록 하였으며 하부에는 동력 전달용 V-벨트 풀리와 아랫베어링이 설치되어 있다. 회전판 위에 덕트, 속도 측정장치와 제어장치가 설치되어 있으며 균형을 이루고 상자가 진동 없이 회전할 수 있도록 몇개의 균형추를 부착시켰다.

3.1.3 동력 전달부

회전축을 구동시키는 동력은 가변전동기로 얻어지며 가변전동기의 동력은 감속기를 통해 회전축에 전달된다. 동력전달은 V-벨트와 V-벨트 풀리를 통해 각각 전달되는데 미끄럼이 없이 동력이 전달되도록 로울러 긴장차를 사용하여 V-벨트에 인장이 걸리도록 하였고 동력이 가능한 단속없이 전달되도록 3열 V-벨트 풀리를 사용하였다. 본 실험에 사용된 감속기는 베벨기어로 구성되어 있으며 감속비는 10:1이다.

3.1.4 속도측정부

회전하는 곡관내 유동을 측정하기 위해 열선유속계를 사용하였으며, 압력을 측정하기 위해서 디지털 마이크로마노미터를 사용하였는데 이 마노미터의 측정범위는 $\pm 199.9 \text{ mm H}_2\text{O}$ 이다. 열선유속계의 센서는 센서지대에 연결되며 센서지대를 자동이송장치에 설치하여 속도측정용 구멍으로 삽입된 센서의 왕복운동과 회전운동이 자동으로 가능하게 하였다. 자동이송장치는 I/O port를 통해 전산기에서 보내지는 신호에 의해 제어되며 구동력은 power supply로부터 얻어진다. 이 자동이송장치의 이동속도는 16 mm/min 이고 최소이동거리는 $1/200 \text{ mm}$ 이며 이송오차는 $\pm 0.2 \text{ mm}/100 \text{ mm}$ 이다. 본 실험은 유로가 회전계에 속해 있고 열선유속계의 프로브 또한 회전계 상에 있으므로 프로브에서 얻어진 신호가 회전계로부터 정지계로 아무런 장애 없이 이송해야 하는 난점이 있다. 이런 문제를 해결하기 위해 은-니켈 합금으로 제작된 고정밀 슬립링(slip ring)을 사용하였지만 열선유속계 프로브와

신호처리기 사이의 저항은 정지된 유동에 대한 실험의 경우에 비해 다소 크게 되므로 이와 관련된 충분한 보상(calibration)이 필요하다.

회전판을 일정한 각속도로 회전시키기 위해서 변속모터속도 제어를 사용하였는데 정확한 회전속도를 알기 위해서 접촉센서방식의 타코메터를 사용하였다.

3.1.5 유량제어부

유체는 송풍기를 통해 덕트의 입구부에서 흡입하는데 본실험에 사용된 송풍기의 출력은 10 KW이며 최대유량은 $15 \text{ m}^3/\text{min}$ 이다. 회전축을 통해 유출된 공기는 정지계 원관을 통해 송풍기로 흡입되는데, 이 원관에 $1D - \frac{1}{2}D$ 오리피스를 설치하여 U-마노미터로 유량을 측정하였다. 실제 사용된 유량에 비해 송풍기의 용량이 상당히 크므로 유량을 정밀하게 제어하기 위해 유로에 바이패스를 설치하였다.

3.2 3차원 속도와 레이놀즈응력의 측정이론

3차원 난류유동의 특성을 측정할 수 있는 대표적인 측정기기로는 LDV와 열선유속계가 있다. 본 실험은 측정부가 회전계에 있으므로 LDV는 장치의 크기와 이송장치의 문제점으로 인해 사용하기에는 부적합하여 열선유속계를 측정기기로 선택하였다.

열선유속계의 프로브(probe)는 여러 형태가 있으며 비교적 많이 사용되는 형태는 I형, 경사형과 X형이 있으며 어떤 형태의 프로브를 사용하느냐에 따라 측정방법이 여러가지 있을 수 있다. X형 프로브를 사용하면 2차원 난류유동의 속도성분과 레이놀즈응력을 비교적 정확히 측정할 수 있으나 3차원 난류유동을 측정할 경우 프로브 포울(probe pole)의 간섭효과에 의해 정확한 측정을 하기가 어렵다.

Ganjua와 Mclaughlin.⁽⁸⁾ Jackson과 Lilley⁽⁹⁾은 I형 프로브를 6방향으로 회전시켜 난류유동을 측정하는 방법을 사용하여 선회난류제트유동에 대한 속도측정실험을 한 결과 평균속도와 레이놀즈응력의 오차범위가 각각 0~70%, 0~300% 까지 되어 대단히 부정확한 결과를 얻었다. 김⁽¹⁰⁾은 폐쇄형 선회연소기내 난류유동에 대해 X형 프로브를 사용하여 속도측정실험을 하였으나 포울의 간섭효과와 프로브의 위치를 정확히 일치시키기 어려운 기술적

문제로 신뢰할 만한 측정결과를 얻지 못했다.

X형 프로브를 사용하거나 I형 프로브 만을 사용하는 경우 나타나는 문제점을 피하기 위해 문동⁽¹¹⁾은 I형과 경사형 프로브를 사용하여 주유동방향이 알려진 3차원 난류유동에 대해서 속도측정실험을 수행하여 기존의 방법에 비해 비교적 정확한 결과를 얻었다. 이들이 제안한 방법은 I형 프로브는 두 방향(주유동방향에 60°, 90°)으로 회전시켜 측정하고 경사형 프로브는 4방향(주유동방향에 60°, 120°, 90°, 270°)으로 회전시켜 측정하여 얻어진 각각의 평균전압과 전압오동치를 조합하여 3방향의 속도성분과 6방향의 레이놀즈응력을 계산하는 방법이다. 본 실험에서는 이 방법을 적용하여 실험을 수행하고 속도와 레이놀즈응력을 구하였다. 본 실험에서 설정한 유동조건과 회전조건은 Table 1과 같다. 표에서 로스비수(R_0)와 비코리올리스힘(R_c)⁽¹²⁾은 다음과 같이 정의되며

$$R_0 = \Omega \frac{D_H}{W_B} \quad (1)$$

$$R_c = \Omega \frac{r_m}{W_B} = R_0 \frac{r_m}{D_H} \quad (2)$$

여기서, r_m 은 곡관의 평균곡률반경이다.

본 실험에서는 실험장치의 회전수 제한때문에 비코리올리스힘의 변화에 따른 유동특성의 변화를 파악하기 위해 레이놀즈수를 변화시켰으며, 본 실험 범위에서 레이놀즈수 변화에 따른 유동 특성의 변화는 상대적으로 근소하다. 식(2)에서 볼 수 있듯이 비코리올리스힘은 로스비수와 형상비(r_m/D_H)의 곱으로 표시되며 실험장치의 제한조건으로 형상비는 변화시키지 못했다. 그러므로 본 실험에서는 비

코리올리스힘과 로스비수는 같은 의미를 갖는다.

3.3 측압력 변화의 측정

평균측압력을 측정하기 위해 내외벽면에 압력측정용 구멍을 비닐튜브와 연결하고 3-방향 벨브를 사용하여 기준점과 측정하고자 하는 위치의 압력차를 디지털마노미터에 연결하여 측정하였다. 레이놀즈수와 회전수에 따른 압력계수의 값을 구하기 위해 각각의 경우 3회의 실험을 반복하여 평균값을 취하였다.

4. 결과 및 고찰

4.1 압력계수

곡관내 유동의 두드러진 특징은 주유동방향에 수직인 단면상에 매우 강력한 2차유동이 발생되는 현상이며, 이 2차유동은 곡관의 곡률반경방향으로 작용되는 원심력에 의한 내외벽면 간의 압력차에 의해 발생된다. 또한 회전하는 곡관에서는 곡률반경방향으로 회전원심력과 코리올리스힘이 작용된다. 이와 같은 곡률반경방향으로 작용되는 힘들은 횡단면상에서의 압력장을 변화시킬 것으로 예측되어진다. 그러므로 곡관내 유동에서 내외벽면의 압력분포를 고찰하는 것은 유동특성을 파악할 수 있는 중요한 방법 중의 하나이다.

본 실험에서는 Table 1에 표시한대로 여러 레이놀즈수에 대해 실험하였으므로 이들 결과를 상대적으로 비교하기 위해 본 연구에서는 압력분포를 직접 도시하지 않고 이를 무차원화해서 얻어진 압력계수(pressure coefficient)의 분포를 도시하였다.

압력계수는 다음과 같이 정의되며

$$C_p = \frac{P - P_r}{\frac{1}{2} \rho W_B^2} \quad (3)$$

여기서, P 는 국부평균압력, P_r 은 기준압력으로 본 연구에서는 외벽면의 입구부 압력을 취하였다.

Fig. 7은 내외벽면의 압력계수의 분포를 나타낸 그림들이며 X축은 곡관의 각도를 나타내는데 0°인 지점은 곡관의 입구이며 90°인 지점은 곡관의 출구이다. 곡관의 입구($\theta=0^\circ$)에서도 내외벽면의 압력차가 생기는데 이는 입구부에서의 유동이 하류인 곡관부의 영향을 받기 때문이다. 곡관의 입구부에서는 유로가 상대적으로 짧은 내벽면쪽으로 유동이 치우쳐 흐르기 때문에 내벽면에서의 압력은 급격히

Table 1 Experimental conditions

Reynolds number	Rotating speed (rpm)	Rosby number	Specific Coriolis force
20000	0	0.	0.
60000	60	0.0427	0.187
40000	45	0.0481	0.210
40000	60	0.0641	0.280
30000	60	0.0854	0.374
20000	60	0.1282	0.561

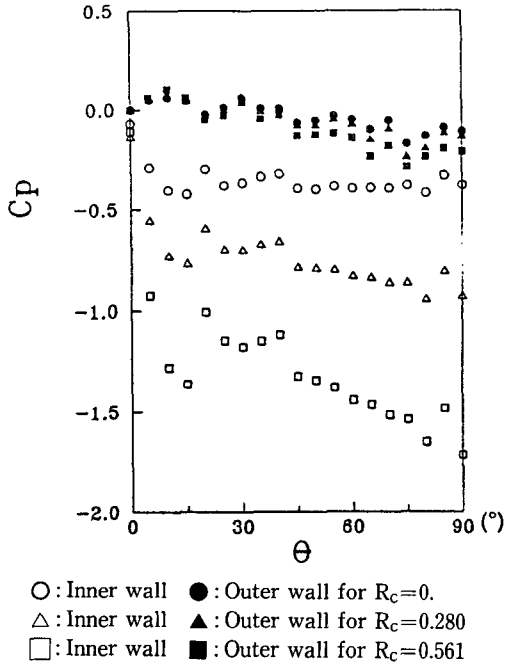
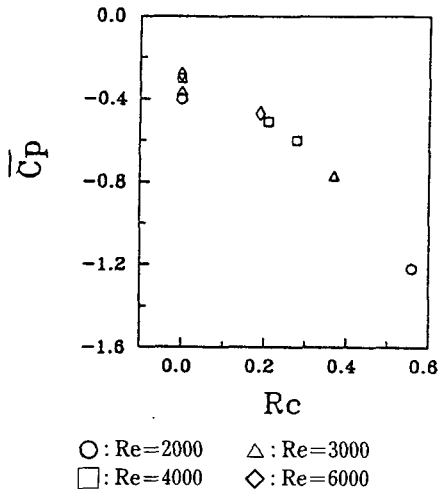


Fig. 7 Comparison of measured pressure coefficients

Fig. 8 Comparison of measured mean pressure coefficients with respect to R_c

감소하며 이에 반해 외벽면에서는 국부적으로 압력이 증가한다. 15° 이후에는 양벽면에서 압력이 점증적으로 감소하며 외벽면에서의 압력의 감소폭이 상대적으로 크다.

출구부에서는 두 벽면에서의 압력이 근접하는데 이는 곡관의 출구부와 연결된 직관부의 영향을 받

기 때문이다. 180° 곡관내 유동에 대한 압력실험⁽¹²⁾에 의하면 곡관의 출구에서 $2D_H$ 떨어진 직관부에서 두 벽면에서의 압력이 같아진다고 하는데 이는 곡관에서 발생한 2차유동이 직관부에서 소멸되기 때문이다.

곡관이 일정한 각속도로 회전하게 되면 곡관의 반경방향으로 회전원심력과 코리올리스힘이 작용되어 압력계수가 변화한다. 그림에서 볼 수 있는 바와 같이 회전이 있게 되면 회전에 의한 반경방향 추가힘들이 곡관의 곡률에 의한 원심력이 작용되는 방향인 내벽면에서 외벽면쪽으로 작용되어 회전이 없는 경우에 비해 압력계수가 보다 작아지며, R_c 가 커질수록 압력계수가 감소하는 것을 볼 수 있다. Fig. 8은 R_c 의 변화에 따라 곡관에서의 평균압력계수의 변화를 나타낸 그림이고 평균압력계수는 다음과 같이 정의되며

$$C_p = \frac{(\overline{P_{in}} + \overline{P_{out}})/2 - P_r}{\frac{1}{2}\rho W_\theta^2} \quad (4)$$

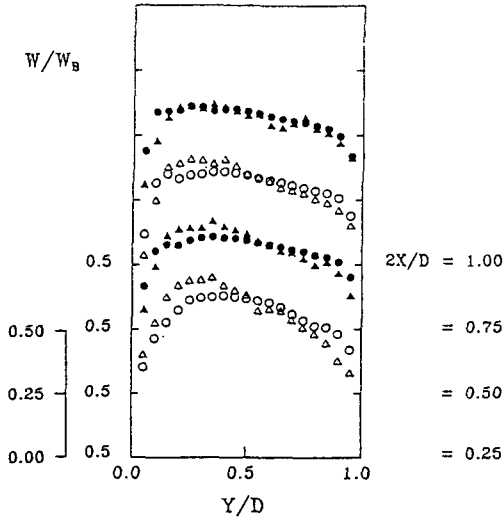
여기서, $\overline{P_{in}}$ 은 입구 평균압력이고 $\overline{P_{out}}$ 는 출구 평균압력이다.

평균압력계수는 0보다 작으며 회전이 없는 경우 평균압력계수는 레이놀즈수가 작을수록 작아지며 회전이 있게 되면 R_c 의 증가에 따라 평균압력계수의 값은 더 작아지는 것으로 나타났는데, 이는 회전이 있게 되면 원심력에 의한 압력의 변화를 감안한 구동력이 더 필요한 것을 의미한다. 실험시 정지상태에서 유량을 맞춘 후 유로를 회전시키면 유량이 감소되어 이에 대한 보정이 필요한 것과 부합된다.

4.2 속도분포와 레이놀즈응력 분포

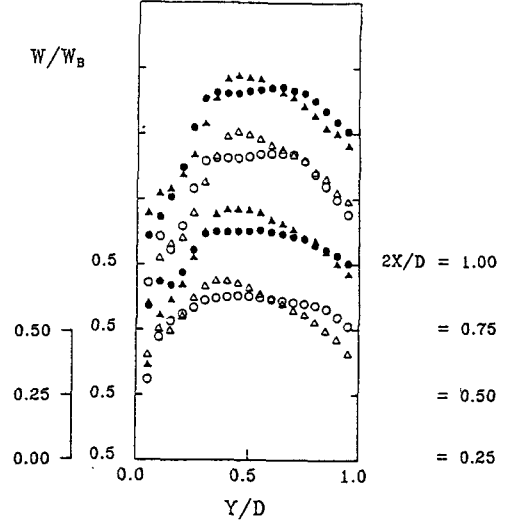
유로의 회전은 유로내를 흐르는 유체의 유동장을 변화시키고 변화된 유동장은 난류유동을 변화시키며 이들 변화는 상호작용을 일으켜 복잡한 유동특성과 난류특성이 나타난다고 알려져 있다.^(3,7) 곡관내 유동이 회전의 영향을 받아 유동장에서의 변화를 고찰하기 위해 여러 비코리올리스힘에서 얻어진 3방향 속도와 6방향의 레이놀즈응력 분포를 표시하였다.

Figs. 9~12는 여러 단면에서의 주유동방향속도 W 를 주유동방향 평균속도로 무차원화하여 나타낸 그림들이다. 곡관의 입구부에서 속도는 내벽면 부근에서는 증가하고 외벽면 부근에서는 감소하는데



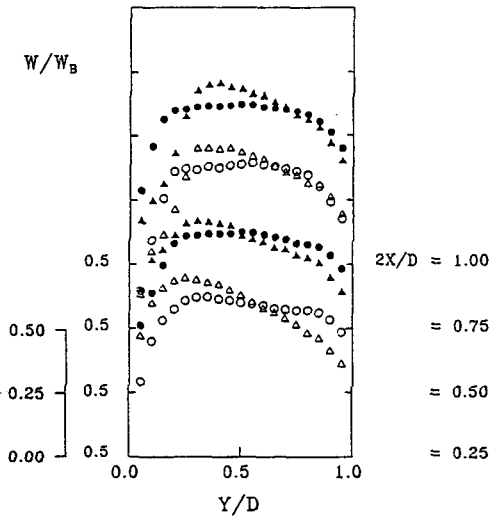
○, ● : $R_c=0$, △, ▲ : $R_c=0.561$

Fig. 9 Comparison of normalized W velocity profiles at $\theta=22.5$ deg. with respect to R_c



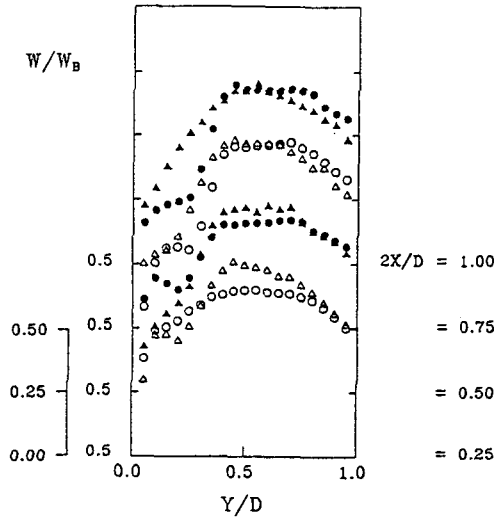
○, ● : $R_c=0$, △, ▲ : $R_c=0.561$

Fig. 11 Comparison of normalized W velocity profiles at $\theta=67.5$ deg. with respect to R_c



○, ● : $R_c=0$, △, ▲ : $R_c=0.561$

Fig. 10 Comparison of normalized W velocity profiles at $\theta=45$ deg. with respect to R_c



○, ● : $R_c=0$, △, ▲ : $R_c=0.561$

Fig. 12 Comparison of normalized W velocity profiles at $\theta=89$ deg. with respect to R_c

이는 Fig. 7에서 나타난 바와 같이 내벽면의 압력은 일시적으로 상승하여 내벽면에서는 순압력 구배가 외벽면에서는 역압력 구배가 형성되어 내벽에서는 가속되고 외벽에서는 감속되기 때문이다.

$\theta=45^\circ$ 에서는 반경방향으로 작용되는 힘들에 의해 최대속도 위치가 내벽면 근처에서 유로의 중앙 쪽으로 이동하게 되는데 회전이 없는 경우에는 비

교적 평편해지는 반면 $R_c=0.561$ 인 경우는 입구부에서 유동이 내벽쪽으로 보다 치우쳐 흐르는 영향을 받아 $Y/D=0.2$ 인 부근에서 최대속도가 나타나며 내벽쪽으로는 급격히 그리고 외벽쪽으로는 완만히 감소하는 분포를 보여준다.

$\theta=67.5^\circ$ 에서 주유동의 속도분포는 내벽면 부근에서 2중 극대현상이 나타난다. 특히 회전이 없는

경우 $2X/D=0.5$ 와 0.75 단면상에 보이는 2중극대 현상이 $R_c=0.561$ 인 경우에는 $2X/D=0.25$ 인 단면상에 나타난다. 회전이 있게 되면 $2X/D=0.75$ 와 1.0 인 선상에서 외벽면 부근의 속도는 회전이 없는 경우에 비해 감소하고 $Y/D=0.5$ 인 부근의 속도는 상승하여 불룩한 형태를 갖는데 이는 외벽면의 대칭면 부근에서 2차유동에 의한 또 하나의 와류가 발생되어 일어나는 현상으로 예측된다. 이 경향은 곡관의 출구부인 $\theta=90^\circ$ 에서 2차유동의 발달에 따라 더욱 명확히 나타나는 것을 볼 수 있다.

이와 같이 곡관내 유동은 직관내 유동과 달리 주유동방향속도 분포가 곡률반경방향으로 비대칭이며 이런 분포가 형성되는 주된 원인은 내외벽면의 유로 길이가 다르기 때문이다. 내외벽면의 유로의 길이가 다르면 유체에 작용되는 원심력의 크기가 내외벽면에서 다르게 되고, 이때문에 양벽면 간의 압력차가 발생하며 이 압력차로 인해 주유동방향에 직각인 단면에 2차유동이 발생하게 된다. 횡단면상에서 발생한 2차유동은 주유동속도 분포의 변화를 일으키는데 이로 인해 변화된 주유동속도 분포는 다시 압력장을 변화시키고 이 변화된 압력장은 2차유동의 변화를 초래하여 계속적인 상호작용을 일으킨다. 이렇게 유동속도들은 상호작용으로 변화되는 동안에 동시에 난류응력장에는 변화가 발생하고 난류응력장의 변화는 다시 주유동에 영향을 미치는 등 이들 간에 상호작용이 연속적으로 일어난다.

이러한 곡관내 유동장의 변화에 결정적으로 작용하는 인자는 반경방향으로 작용되는 곡관의 원심력인데^(1,2) 회전하는 곡관에 있어서는 이 반경방향으로 작용되는 힘은 곡관의 원심력뿐만 아니라 회전에 의한 원심력과 코리올리스힘의 합이 된다는 사실은 서론에서 설명한 바 있다.

Fig. 13은 $\theta=67.5^\circ$ 인 단면에서의 주유동속도의 등속도선들을 표시한 그림들이다. 회전이 없는 경우에 비해 R_c 가 증가하면 유로 내부의 최대속도가 증가하며 대칭면 부근의 외벽면쪽의 등고선이 유로 내부쪽으로 기울어지며 상하벽의 내벽면쪽으로 등고선이 보다 치우치는 현상이 나타난다. 회전이 없는 경우는 Fig. 1에 표시된 곡관내 전형적인 2차유동이 발생하는 것으로 이해되나 회전이 있게 되면 2차유동은 보다 복잡하게 형성되어 이 그림에서와 같이 주유동방향속도가 변화되는 것으로 판단된다.

Fig. 14와 Fig. 15는 각각 Y 방향속도(V)와 X 방향속도(U)를 주유동방향 평균속도로 무차원화하여 표시한 그림들이다. $R_c=0.561$ 인 경우 $2X/D=1.0$ 선상에서 V 속도는 외벽면 부근에서 감소하는 반면 U 속도는 증가하는 경향을 보인다. 이와 같은 현상은 반경방향으로 작용되는 힘들이 회전에 의해 증가되고 이 증가된 힘은 주유동에 직각인 단면상에서의 2차유동을 강력하게 일으켜 와류로 급격히 분리되는데 이 위치에서 와류가 매우 강력하게 일어나기 때문으로 예측된다.

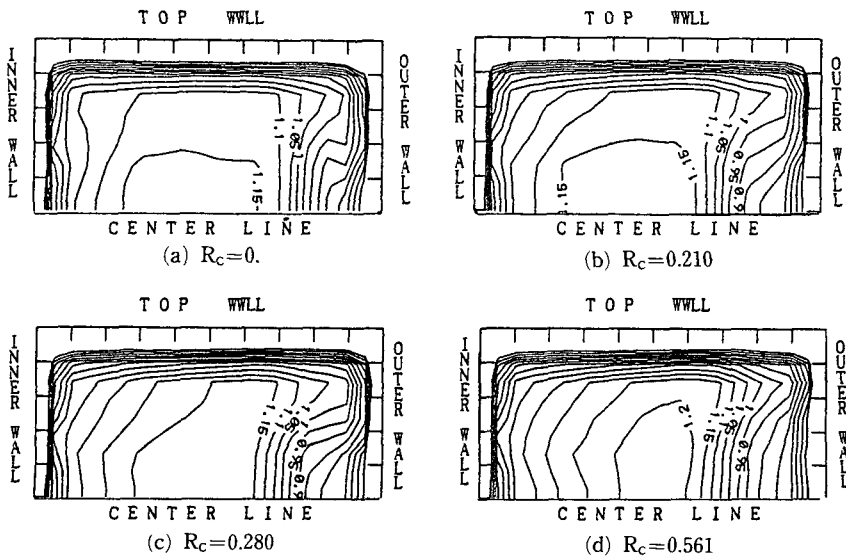


Fig. 13 Contours of W/WB at $\theta=67.5$

Fig. 16은 주레이놀즈응력강도의 분포를 나타낸 그림으로 내벽면 부근에서는 회전으로 인해 주레이놀즈응력강도는 증가된 경향을 볼 수 있다. 회전이 없는 경우에는 오목한 유선곡률을 갖는 외벽면 부근에서 불안정한 경계층의 영향으로 인해 안정화된 유동을 갖는 내벽면 부근보다 난류생성이 크기 때문에 외벽면에서의 $\overline{w^2}$ 값이 크게 되며 회전이 있는 경우에는 코리올리스힘에 의해 외벽면 부근에서

유동은 안정해지는 반면 내벽면 부근에서는 유동이 불안정화되어서 주유동방향 응력강도가 내벽 부근에서 약간 증가하는 경향이 나타나는 것으로 이해된다. 그러나 $2X/D=0.75$ 와 1.0 선상에서 주방향 응력강도는 외벽면 부근에서 증가하는 경향을 보이는데 이는 앞에서 주유동방향속도의 분포에 대한 설명에서 언급한 바와 같이 이 부근에서의 2차유동에 의한 와류로 인해 유동의 불안정성이 증대되었

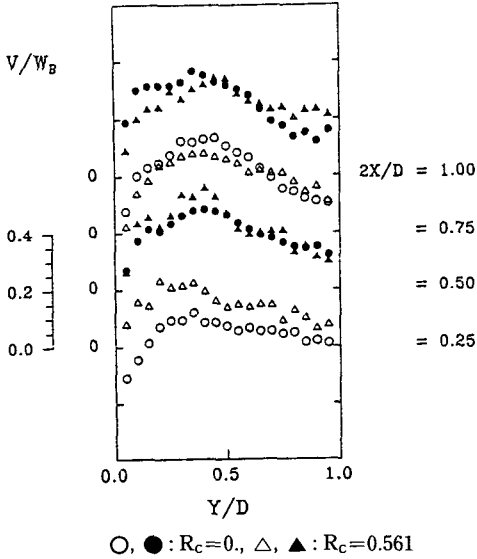


Fig. 14 Comparison of normalized V velocity profiles at $\theta=67.5$ deg. with respect to R_c

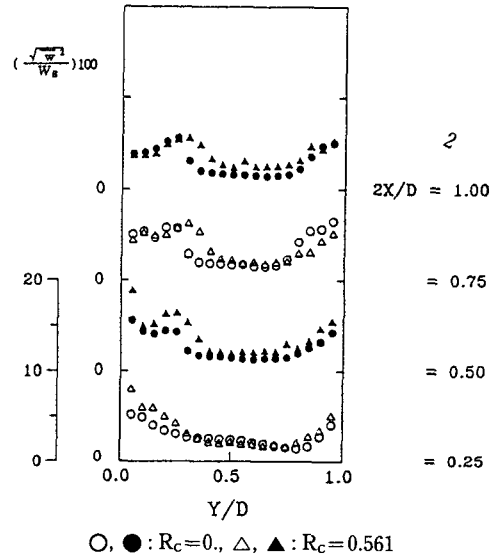


Fig. 16 Comparison of normalized Reynolds stress $\overline{w^2}$ profiles at $\theta=67.5$ deg. with respect to R

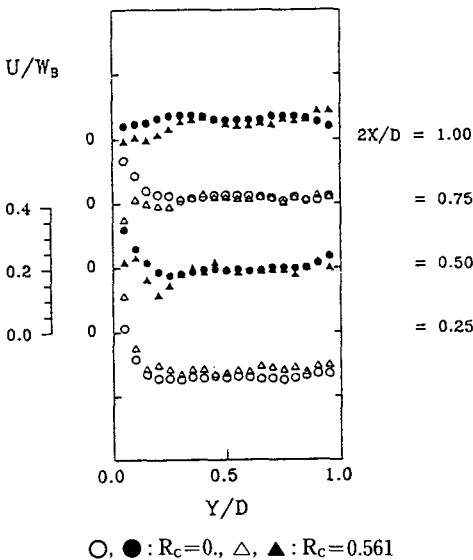


Fig. 15 Comparison of normalized U velocity profiles at $\theta=67.5$ deg. with respect to R_c

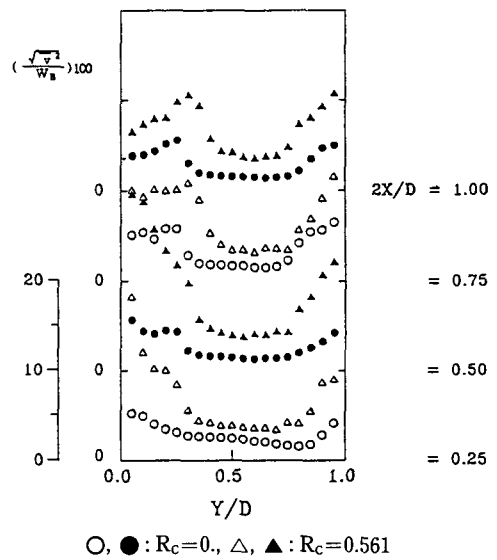


Fig. 17 Comparison of normalized Reynolds stress $\overline{v^2}$ profiles at $\theta=67.5$ deg. with respect to R_c

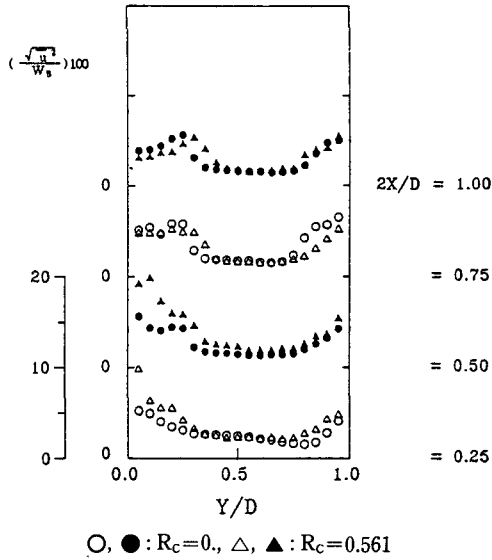


Fig. 18 Comparison of normalized Reynolds stress \overline{uv} profiles at $\theta=67.5$ deg. with respect to R_c

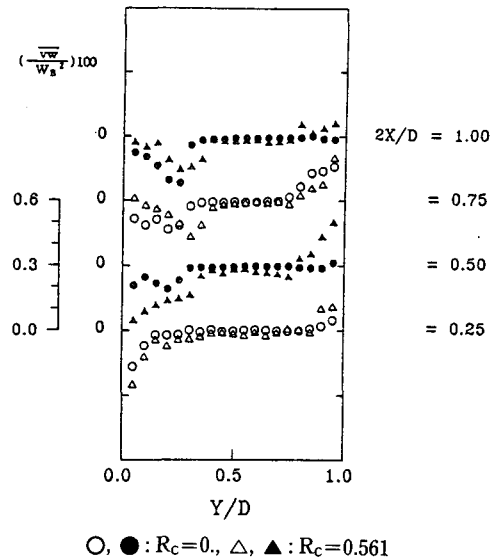


Fig. 19 Comparison of normalized Reynolds stress \overline{vw} profiles at $\theta=67.5$ deg. with respect to R_c

기 때문에 난류가 증가한 것으로 판단된다.

Figs. 17, 18은 각각 Y방향과 X방향 난류강도를 표시한 그림들이다. 이들 난류강도들은 회전에 의해 일부 지역을 제외하고는 약간씩 증가하는 경향을 보인다. 내벽면 부근에서 이들 난류강도들은 회전에 의해 $2X/D=0.25$ 와 0.5 인 선상에서는 증가하는 경향을 보이는 반면 $2X/D=0.75$ 와 1.0 인 선상에서는 감소하는 경향을 보인다. $2X/D=0.5$ 선상에서 이들 난류강도는 내벽면 부근에서 아주 큰 값이 나타나는데 이는 상벽을 따라 외벽에서 내벽 쪽으로 이동하는 2차유동이 이 위치에서 내벽면과 강하게 부딪혀서 나타나는 현상이라고 예측된다.

Figs. 19, 20은 \overline{vw} , \overline{uw} 의 분포를 나타낸 그림들이다. \overline{vw} 는 내벽면 부근에서는 음의 값을, 외벽면 부근에서는 양의 값을 갖는데 회전이 있는 경우 $2x/D=0.5$ 인 선상의 내벽면 부근에서 \overline{vw} 값이 급격히 커져서 양의 값을 갖는다. \overline{uw} 는 내외벽면 부근을 제외하고 거의 0에 가까운 값을 가지며 회전으로 인해 $2X/D=1.0$ 인 선상에서는 외벽면 부근에서 증가하며 $2X/D=0.75$ 선상에서는 내벽면 부근에서 증가하는 경향을 보인다. 레이놀즈응력방정식을 검토해보면 레이놀즈응력과 회전수의 곱으로 표시된 코리올리스힘항 ($-2\Omega_h \overline{u_i u_m} \epsilon_{ikm} - 2\Omega_h \overline{u_i u_m} \epsilon_{jkm}$)이 각각의 레이놀즈응력방정식에 서로 포함되어 있는데, 이 실험결과에서 볼 수 있듯이 레이놀

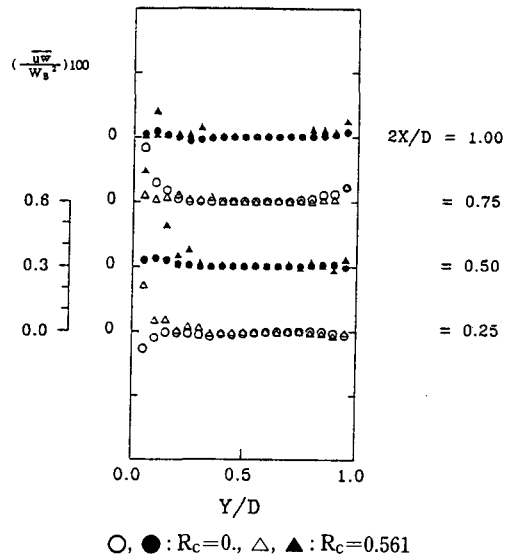


Fig. 20 Comparison of normalized Reynolds stress \overline{uw} profiles at $\theta=67.5$ deg. with respect to R_c

즈응력은 서로 상호작용을 일으켜 레이놀즈응력장이 명백히 변화된 것을 알 수 있다.

5. 결론

정사각형 단면을 갖는 90° 곡관내를 흐르는 3차원 난류유동이 회전의 영향을 받아 변화되는 유동

특성과 난류특성을 파악하기 위한 실험적 연구를 수행하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 곡관의 입구에서 양벽면의 압력은 하류인 곡관의 영향을 받아 일치하지 않았으며 내벽면의 압력보다 외벽면의 압력이 높게 나타났다. $\theta=15^\circ$ 까지 외벽면의 압력은 일시적으로 상승하고 내벽면의 압력은 급격히 감소하며 비코리올리스힘의 증가에 따라 양벽면의 압력차는 더욱 증가하였다. $\theta=15^\circ$ 이후에는 양벽면에서의 압력은 점증적으로 감소하며 외벽면의 감소폭이 상대적으로 크게 나타나 곡관의 출구부에서 양벽면의 압력은 접근하지만 일치하지는 않았다. 비코리올리스힘이 커지면 압력분포의 경향은 유사하나 압력계수는 보다 작아졌다.

(2) 곡관 입구부에서 주유속도는 내벽부근의 속도가 증가하고 외벽면부근의 속도는 감소하는 것으로 나타났으며 비코리올리스힘의 증가에 따라 그 경향은 증대되었다. 곡관의 후부에서는 2차유동의 발달로 인하여 내벽면 부근에서 주유동에 2중 극대 현상이 나타나며 비코리올리스힘에 따라 2중 극대 현상이 보이는 위치가 변화되었다.

(3) 비코리올리스힘의 증가에 따라 유동이 보다 불안정해지며 이로 인해 난류강도가 증가하는 경향을 볼 수 있으며 이와 같이 난류운동에너지의 증가는 2차유동의 발달로 인해 난류운동에너지 소멸률에 비해 난류운동에너지 생성률이 보다 증가하기 때문에 일어나는 현상으로 판단되었다.

참고문헌

- (1) Johnson, R. W., 1984, "Turbulent Convecting Flow in a Square Duct with a 180° Bend: Experimental and Numerical Study," Ph. D. Thesis, UMIST.
- (2) Humphrey, J. A. C., Whitelaw, J. H. and Yee, G., 1981, "Turbulent Flow in a Square Duct with Strong Curvature," *J. Fluid Mech.*, Vol. 103, pp. 443.
- (3) Jonston, J. P., Halleen, R. M. and Lezius, D. K., 1972, "Effects of Spanwise Rotation on the Structure of Two-Dimensional Fully Developed Turbulent Channel Flow," *J. of Fluid Mech.*, Vol. 56, Part 3, pp. 553~557.
- (4) Chang, S. M., Humphrey, J.A. C. and Modavi, A., 1983, "Turbulent Flow in a Strongly Curved U-Bend and Downstream Tangent of Square Cross Sections," *PCH Physico Chemical Hydrodynamics*, Vol. 4, pp. 243.
- (5) Choi, Y. D. Iacovides, H. and Launder, B. E., 1989, "Numerical Computation of Turbulent Flow in a Square Sectioned 180 Deg. Bend," *Trans of ASME, J. of Fluids Eng.*, Vol. 111, March, pp. 59~68.
- (6) Mcdonald, J. and Moore, J.G., 1982, "Effect of Free Turbulence on the Turbulent Boundary Layer," *Proc. AFOSR-HTTM-Stanford Conference on Complex Turbulent Flows*, Vol. 3, pp. 1453.
- (7) Launder, B. E., Tselepidakis, D. P. and Younis, B. A., 1987, "A Second-Moment Closure Study of Rotating Channel Flow," *J. Fluid Mech.*, Vol. 183, pp. 63~75.
- (8) Ganzua, S. I. and McLaughlin, D. K., 1982, "Turbulent Measurement on a Confined Jet Using a Six-orientation Hot-Wire Probe Technique," *AIAA 82-1262*, Cleveland, Ohio.
- (9) Jackson, T. W. and Lilley, D. G., 1983, "Single Wire Swirl Flow Turbulence Measurement", *AIAA 83-1202*, Cleveland, Ohio.
- (10) 김명호, 1986, "폐쇄형 연소기내 선회 난류유동 특성의 측정실험에 관한 연구," 석사학위논문, 고려대학교, 서울.
- (11) 문 찬, 양승효, 최영돈, 유석재, 1988, "열선 유속계에 의한 180° 곡관을 갖는 정사각단면의 덕트에서의 난류유동 특성의 측정," 대한기계학회논문집, 제12권, 제4호, pp. 900~915.
- (12) 이건휘, 1992, "회전하는 정사각 단면의 90° 곡관내 난류유동 특성에 관한 연구," 박사학위논문, 고려대학교, 서울.