

냉각유로 내 곡관부 및 유로의 회전이 압력강하에 미치는 영향

김경민* · 조형희**

Pressure Drop Characteristics in a Coolant Passage With Turning Region and Rotation

Kyung Min Kim*, Hyung Hee Cho**

Key Words : Coriolis Force(코리올리력), Dean Vortex(딘와류), Pressure Drop(압력강하), Rotating Duct(회전덕트)

ABSTRACT

The present study investigated local pressure drop in a rotating smooth square duct with turning region. The duct has a hydraulic diameter (D_h) of 26.7 mm and a divider wall of 6.0 mm or $0.225 D_h$. The distance between the tip of the divider and the outer wall of the duct is $1.0 D_h$. The Reynolds number (Re) based on the hydraulic diameter is kept constant at 10,000, and the rotation number (Ro) is varied from 0.0 to 0.20. The pressure coefficient distribution (C_p), the friction factor (f) and the thermal performance (η) are presented on the leading, the trailing and the outer surfaces. It is found that the curvature of the 180° -turn produces Dean vortices that cause the high pressure drop in the turning region. The duct rotation results in the pressure coefficient discrepancy between the leading and trailing surfaces. That is, the high pressure values appear on the trailing surface in the first-pass and on the leading and side surfaces in the second-pass. As the rotation number increases, the pressure discrepancy enlarges. In the turning region, a pair of the Dean vortices in the stationary case transform into one large asymmetric vortex cell, and then the pressure drop characteristics also change.

1. 서론

가스터빈의 효율을 향상시키고 베인 및 블레이드를 보호하기 위한 다양한 냉각기법 연구가 오랜 기간에 걸쳐 이루어져왔다. 그 결과, 충돌제트냉각 (impinging jet

cooling), 막냉각 (film cooling), 내부관냉각 (internal passage cooling) 등과 같은 다양한 기술들이 개발 및 발전되어 블레이드 냉각에 응용되고 있다. 그 중, 내부관 냉각기술은 터빈의 압축기로부터 나오는 냉각유체를 블레이드 내부의 유로에 주입하여 강제대류가 일어나게 함으로써 고온의 환경으로부터 블레이드를 보호하는 방법이다.

내부관 냉각성능 및 효율은 여러 가지 인자에 의하여

* 연세대학교 대학원 기계공학부

** 연세대학교 기계공학부

E-mail : hhcho@yonsei.ac.kr

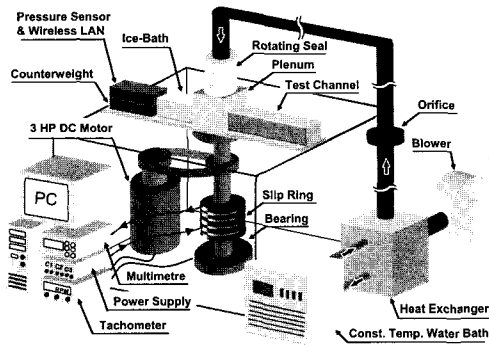


Fig. 1 Experimental apparatus

결정되는데, 실제 블레이드 내부유로와 같이 곡관부를 가진 덕트가 회전하는 경우 더욱 복잡한 유동구조 및 열전달, 압력강하 특성을 갖는다. 따라서 보다 높은 성능을 갖는 터빈 블레이드 냉각유로의 설계를 위해서는 곡관부를 가진 덕트가 회전하는 경우에 내부 유동 변화가 열전달 및 압력강하에 미치는 영향을 파악하는 것이 필수적이다.

1990년 이후로 회전덕트 내에서의 열전달 해석에 관한 실험적인 연구는 Han 등,⁽¹⁾ Wagner 등,⁽²⁾ Liou 등,⁽³⁾ Mochizuki 등,⁽⁴⁾ 김경민 등,⁽⁵⁾ Cho 등⁽⁶⁾에 의해 이루어져 왔다. Han 등⁽¹⁾ 및 Wagner 등⁽²⁾은 회전덕트 내 곡관부로 인한 열전달 특성 및 원심부력 (buoyancy force)에 의한 열전달 특성에 관해 연구하였으며, 급속한 유동의 선화로 곡관부 이후 높은 열전달 특성이 나타난다는 것을 찾아내었다. 하지만, 평균적인 열전달 분포로는 가스터빈 블레이드 내 열설계의 한계를 가지고 있기 때문에 이를 해결하기 위해, 국소적인 열전달 분포를 얻기 위한 연구가 진행되었다. Mochizuki 등⁽⁴⁾은 열전대를 이용하여 매끈한 덕트와 90°도 및 각도진 요철이 설치된 덕트 내에서의 열전달 분포를 구하였고, Liou 등⁽³⁾은 Thermochromic liquid crystal을 이용하여 덕트가 정지하였을 때와 회전하였을 때 곡관부에서의 열전달 분포를 구하였다. 또한 김경민 등⁽⁵⁾과 Cho 등⁽⁶⁾은 나프탈렌 승화법을 이용하여 매끈한 덕트와 70° 및 90° 요철이 설치된 덕트 내에서 곡관부 및 곡관부 이후의 국소적으로 높은 열부하를 일으키는 지점을 찾아내었다.

덕트 내 열전달 뿐 아니라, 곡관부 이후의 국소적인 열부하의 직접적인 원인인 유동구조 및 속도분포를 찾기 위한 많은 연구가 진행되었다. 이에 대한 대표적인 수치적 연구로는 Sathyamurthy 등⁽⁷⁾과 Stephens 등⁽⁸⁾의

$k-\epsilon$ model를 이용한 연구, Al-Qahtani 등⁽⁹⁾의 Reynolds stress model을 통한 연구, Murata와 Mochizuki⁽¹⁰⁾의 LES model를 사용한 연구들이 있었다. 이와 같은 다양한 난류모델을 통한 수치적 연구 외에도, Iacovides 등⁽¹¹⁾ 및 Liou 등⁽¹²⁾은 실험을 통해 곡관부에서의 단와류 (Dean type vortices) 및 코리올리력 (Coriolis force)으로 인한 국소적인 유동구조를 밝혀내었다.

그러나 가스터빈 내부유로의 성능을 향상시키기 위해서는 회전하는 유로 내 압력강하에 관한 데이터가 필요하다. 이전의 대부분의 연구는 정지한 덕트 내에서 이루어 졌다. 이를 위해 Prabhu와 Vedula⁽¹³⁾는 회전하는 덕트 내 곡관부 분리벽 두께에 따른 압력강하의 크기를 찾기 위한 연구를 진행하였으며, 곡관부의 두께가 증가할수록 압력강하가 감소하는 것을 찾아내었다.

이처럼 대부분의 연구들은 회전덕트 내 평균적인 열전달 특성에 중점을 두고 실험을 수행하였거나, 각각의 인자의 개별적인 연구를 진행하여 회전덕트 내 열전달 및 압력분포만을 구하였다. 따라서 회전덕트 내 열/유동 특성에 관한 종합적인 이해와 수치해석을 위한 검증자료 (압력분포 데이터)가 부족한 상태이다.

본 연구에서는 김경민 등⁽⁵⁾에 의해 얻어진 열/물질전달 분포와 본 실험의 결과인 압력강하의 원인이 되는 유동구조를 수치해석을 통해 밝히고, 실험을 통해 구해진 국소적인 압력분포와 수치결과를 비교하였으며, 이로부터 마찰계수 및 성능계수를 구하였다.

2. 실험장치 및 방법

2.1. 실험장치

Figure 1은 회전덕트 실험장치의 개략도를 나타낸다. 실험장치는 크게 송풍부와 회전부 그리고 측정부로 크게 3부분으로 나누어진다. 실험장치의 자세한 구성은 Cho 등⁽⁶⁾에 제시되어 있다.

Figure 2(a)는 실험에 사용되는 덕트의 형상을 나타낸다. 이것은 180°의 곡관부로 연결된 2중의 유로로 되어있으며, 덕트의 단면은 26.7 mm (W) × 26.7 mm (H)로 1.0의 종횡비 (aspect ratio, W/H)를 갖는 정사각형 형태이고, 아크릴로 제작되었다. 덕트의 수력직경 (D_h)은 26.7 mm이며, 수력직경대비 최대회전반경 (R/D_h)은 21.63의 값을 갖으며, 시험부는 덕트의 입구로부터 약 6 D_h 떨어진 지점에 설치하였다. 분리벽의 두께 (W_a)는 0.225 D_h 이며, 분리벽의 끝단 (tip)은 반원형으로 제작되

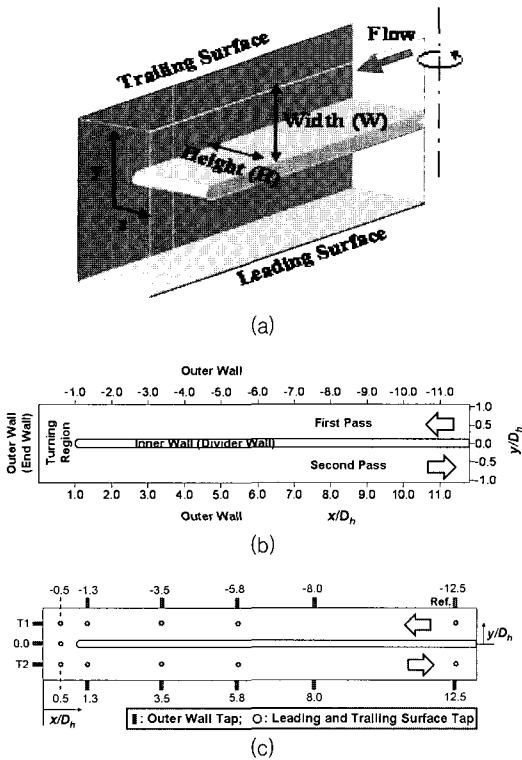


Fig. 2 Schematic of the test section: (a) Geometry of the duct; (b) Coordinate system; (c) Tap locations (■: outer wall; ○: leading and trailing surface)

었다. 곡관부의 90° 꺾어진 부분에서 분리벽의 끝과 곡관부 외벽과의 간격은 1.0 D_h 가 되도록 하였다. Fig. 2 (b)는 김경민 등⁽⁵⁾에 의해 선행연구 된 덕트의 열전달에서의 가열면에 상사되는 전·후연면의 좌표계와 각 부분의 명칭을 나타낸다. 압력탭은 Fig. 2 (c)에 나타난 것처럼 전·후연면 및 바깥면에 설치되어 있으며, 기준압력점은 바깥면 $x/D_h = -12.5$ 위치에 설치하였으며, 기준압력탭과 측정압력탭 사이의 차압은 정밀도가 ± 0.25 mmH₂O인 압력센서 (PSI 사, ESP-32HD)를 이용하여 측정하였다.

본 연구에서는 가스터빈 운전조건에서의 특성을 파악하기 위해, 수력직경기준 Reynolds 수 ($Re, D_h u_b / \nu$)는 10,000으로 고정시키고, 회전수 ($Ro, D_h \Omega / u_b$)를 0.0에서 0.2 (≈ 420 rpm)까지 0.05 (≈ 105 rpm)씩 변화시켜가며 실험을 수행하였다. 또한, 이때의 압력강하 (C_p) 및 마찰계수 (f)를 구하고, 선행연구 된 김경민 등⁽⁵⁾의 열/물질전달 계수비 (\overline{Sh}/Sh_0)로부터 성능계수 (η)를 구하였다. 비

록 실제 운전조건과는 거리는 있지만, 경향성을 찾기 위해 이와 같이 실험하였다.

2.2. 실험결과 처리

국소적인 압력강하는 덕트의 1차유로 바깥면의 기준압력 ($P_{ref}, x/D_h = -12.5$)과 각 지점의 차압을 주유동의 동압으로 무차원화하여 다음과 같이 나타내었다.

$$C_p = (P_x - P_{ref}) / [(1/2) \rho u_b^2] \quad (1)$$

전·후연면 및 바깥면에서의 평균압력강하 ($\Delta P / \Delta L$)를 1차유로 ($-12.5 \leq x/D_h \leq -1.3$), 곡관부 및 2차유로 상류 ($-1.3 \leq x/D_h \leq 3.5$), 2차유로 하류 ($3.5 \leq x/D_h \leq 12.5$)로 나누어, 각 구간 시작 압력 (P_{in})과 구간 끝 압력 (P_{out}) 사이의 데이터 선형 맞춤을 이용하여 마찰계수를 다음과 같이 정의하였다.

$$f = \Delta P / [4 (\Delta L / D_h) (1/2) \rho u_b^2] \quad (2)$$

덕트를 통과하는 공기의 질량유량과 Reynolds 수의 불확실성은 Kline과 McClintock⁽¹⁴⁾의 기술방법에 의해 95%의 신뢰수준에서 각각 1%와 1.4%이며, 평균압력강하와 마찰계수의 불확실성은 각각 4.7%와 4.9%이다. 마찰계수는 Petukhov⁽¹⁵⁾에 의해 제시된 매끈한 파이프에서의 완전 발달한 난류유동장에서의 마찰계수, $f_0 (= 2 (2.236 \ln Re - 4.639)^{-2})$ 와의 비, f/f_0 의 형태로 제시하였다. 또한 각 유로에서의 열전달 향상에 따른 마찰손실을 고려하기 위해 김경민 등⁽⁵⁾에 의해 선행연구 된 물질전달 계수로부터 열/물질전달 성능계수를 다음식과 같이 정의하였다.

$$\eta = (\overline{Sh}/Sh_0) / (f/f_0)^{1/3} \quad (3)$$

2.3. 수치계산

곡관부를 가진 회전하는 덕트 내에서의 유동특성을 정성적으로 고찰하기 위해 FLUENT 6.1을 이용하여 덕트 내부의 유동구조 계산을 수행하였다. 수치해석에 사용된 기본 형상은 실험에 사용된 덕트와 동일한 것으로 회전축의 중심에서 덕트 입구유동은 균일한 속도분포를 갖도록 적용하였다. 또한 압력실험 조건과 동일하게 하기 위해 벽면가열 조건을 생략하고, 운동량 방정식의 계

냉각유로 내 곡관부 및 유로의 회전이 압력강하에 미치는 영향

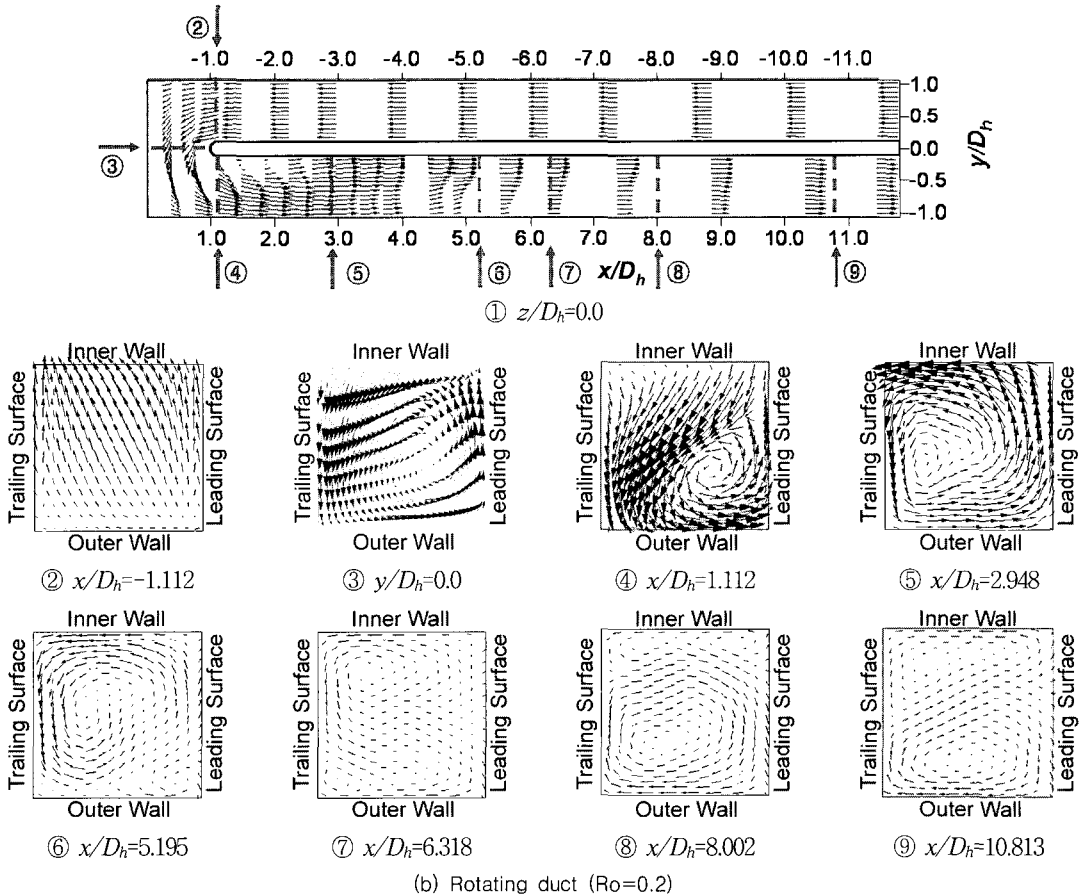
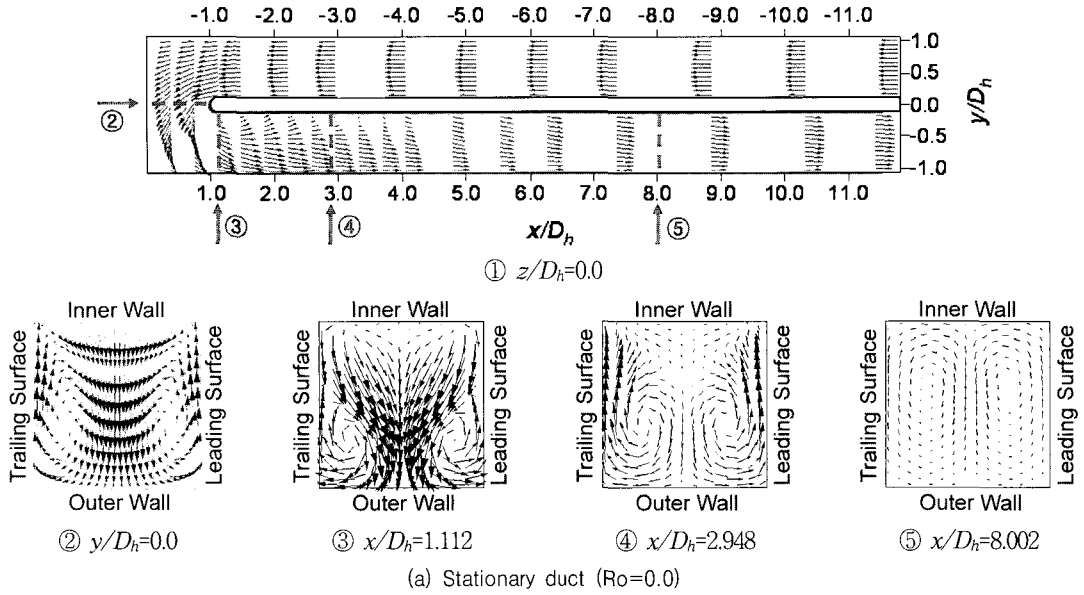


Fig. 3 Velocity vectors in the two-pass smooth duct

산과 덕트의 회전과 곡관부의 영향에 의한 유동구조 해석을 수행하였다. 여기서, 사용된 계산모델은 3차원 비압축성 유동의 정상상태로 가정하였고, 덕트의 회전과 곡관부에 의한 순환 이차유동과 박리 난류유동을 비교적 잘 예측하는 RNG k-ε 난류모델 (re-normalization group k-ε)을 적용하였으며, 벽면에서는 non-equilibrium wall function을 적용하였다. 전체 격자의 수는 약 620,000개로 격자수가 수치해석 결과에 영향을 주지 않도록 선택하였으며 벽 근처에 조밀하게 설정하였다.

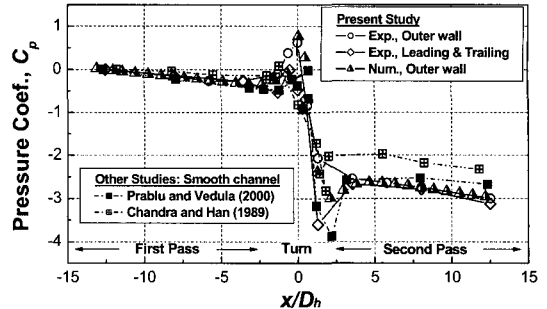
3. 결과 및 고찰

3.1. 덕트 내부의 유동 구조 계산

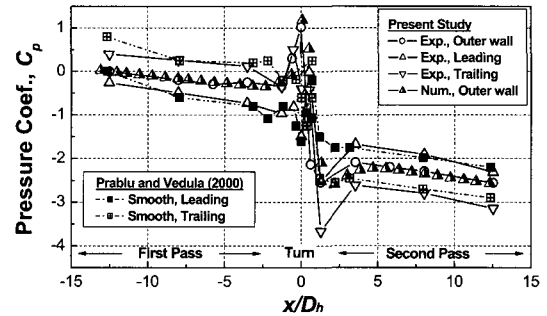
곡관부를 갖는 이중유로 내에서 발생하는 이차유동은 크게 꺾어진 곡관부를 지나가면서 유체가 받는 원심력으로 인한 단외류와 덕트의 회전에 의해 발생하는 코리올리력으로 인한 이차유동을 꼽을 수 있으며, 계산된 이차유동 형태는 Fig. 3에 제시되어 있다. 이러한 이차유동이 복합적으로 작용하여 회전하는 덕트 내에서는 복잡한 이차유동이 발생한다.

이중유로를 가진 정지 덕트의 경우 (Fig. 3(a)), 곡관부 입구에서는 유동이 곡관부로 유입되면서 약하게 내벽 쪽으로 향하는 유동 (①면, xy평면중앙)이 형성된다. 주유동이 곡관부를 지나면서 유체가 원심력을 받아 외벽 쪽으로 편향되면서 곡관부 내에서 압력차로 인해 한 쌍의 대칭적인 단외류 (②면)가 형성된다. 이러한 단외류로 인해 곡관부 출구로 갈수록 외벽 근처에서는 높은 열전달이 발생하게 된다. 2차유로 상류 (③-④면)에서는 주유동이 곡관부를 지난 직후 급속한 선회로, 내벽으로부터 박리되는 박리유동 (separation bubble, ①면)이 나타난다. 이로 인해 곡관부 직후 외벽과 내벽에서의 속도차가 커지게 되어 내벽에서의 난류강도가 증가한다. 이 후 주유동이 하류로 진행하면서 내벽 근처의 박리유동은 소멸 (④면)되고 단외류의 강도는 점점 약해진다 (⑤면).

덕트가 회전하게 되면 내부유동은 단외류와 회전에 의한 코리올리력에 의해 영향을 가장 크게 받으며, Fig. 3 (b)과 같은 유동구조를 갖는다. 1차유로에서는 속도분포가 코리올리력에 의해 후연면쪽으로 치우치게 되며, 곡관부 입구 (②면)에서의 속도분포는 유동의 곡관부 유입으로 내벽으로 향하며 코리올리력에 의해 중앙부는 후연면쪽으로 치우치는 유동이 나타난다. 그리고 곡관부 중앙 (③면)을 보면 속도분포가 후연면쪽으로 치우쳐



(a) $Ro=0.0$



(b) $Ro=0.2$

Fig. 4 Local pressure drop distribution for data validation

유입되기 때문에 회전수가 커짐에 따라 하나의 외류가 약해져 높은 회전수에서는 하나의 비대칭적인 외류가 생성된다. 2차유로 입구 (④면)에서는 곡관부 내에서의 유동구조와 유사하며, 후연면 내벽 근처에서는 곡관부 끝단에서 박리된 유동 (①면)이 관측된다. 그 후 주유동은 진행하면서 박리된 유동이 사라진 후 하나의 큰 외류 (⑤면)를 형성한다. 주유동이 2차유로 하류로 진행하면서 코리올리력이 전연면쪽으로 작용하기 때문에 바깥쪽에서 하나의 작은 외류 (⑥면)가 나타나고 이 외류가 성장하여 2차유로 하류 (⑨면)에서와 같은 한 쌍의 이차유동을 가지게 되고, 이 후 그 강도는 점차 약해진다.

3.2. 국소적인 압력강하 분포 측정

Figure 4는 정지한 덕트와 회전하는 덕트 내 각 x/D_h 지점에서의 압력강하분포를 각 면에 대해서 나타낸 그림이다. 또한 본 연구결과를 검증하기 위해 Prabhu와 Vedula⁽¹³⁾ 및 Chandra와 Han⁽¹⁶⁾의 결과와 비교하였으며, 각각의 실험조건은 Table 1에 제시하였다.

Figure 4 (a)와 같이 정지한 경우, 전·후연면 및 바깥면 1차유로 및 2차유로에서의 압력강하 및 압력분포

Table 1 Experimental conditions of investigations referred for data validation

Authors	Divider wall thickness	Duct aspect ratio	Reynolds number
Present Study	0.225 Dh	1.0	10,000
Prabhu and Vedula(13)	0.24Dh	1.0	10,000
Chandra and Han(15)	0.25Dh	1.0	10,000

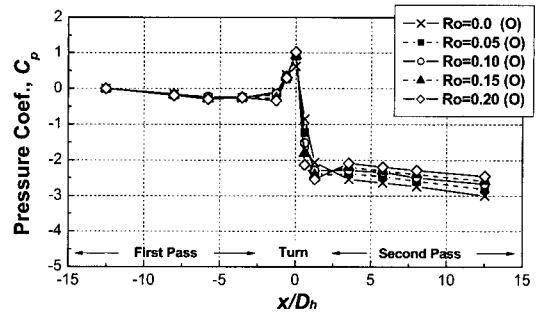
는 전체적으로 큰 차이가 없다. 하지만, 곡관부 전·후로하여 큰 압력손실이 나타났고, $x/D_h=0.0$ 및 1.3에서는 외벽 및 전·후연면의 압력차가 발생하였다. 이는 급속한 방향전환으로 외벽과 전·후연면의 압력차가 발생하여 강한 이차유동(던와류)이 생성되었기 때문이다.

수치해석 결과와 실험결과의 검증에 의해 타 연구결과와 검증하였는데, 전체적으로 잘 일치하였다. 그러나 2차유로에의 압력분포에서는 분리벽의 두께가 가장 작은 본 연구의 국소적인 압력분포가 낮게 나타났다. 이는 Prabhu와 Vedula⁽¹³⁾에 의해 밝혀졌듯이 곡관부의 두께가 얇을수록 이차유동의 강도가 크기 때문이다.

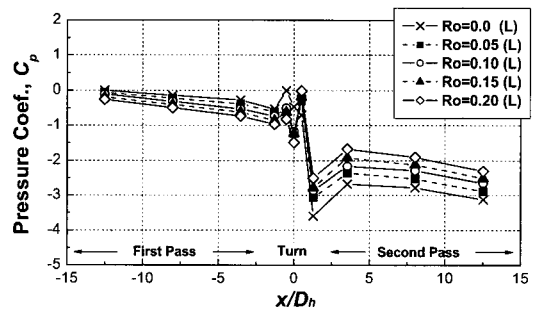
덕트가 회전하는 경우 (Fig. 4(b))도 역시 곡관부에서 압력강하가 크게 나타났으며, 전·후연면의 압력값의 차이가 발생하였다. 이는 앞서 유동구조에서 설명했듯이 덕트의 회전에 의한 코리올리력이 작용하기 때문이며, 이로 인해 1차유로에서는 후연면으로 편향된 유동에 의해 후연면에서의 압력값들이 크고, 2차유로에서는 전연면의 압력값들이 후연면보다 커지게 된다.

Figure 5는 유로 내 각 x/D_h 지점에서의 회전수 변화에 따른 국소적인 압력분포를 나타내는 그림이며, Fig. 5(a)는 회전에 따른 바깥면에서의 국소적인 압력분포이다. 1차유로에서의 회전에 따른 압력분포는 변화가 나타나지 않았는데, 이는 회전에 의해 전·후연면 근처의 유동구조는 변하지만, 평균 유동속도는 일정하기 때문으로 사료된다. 곡관부, $x/D_h=0.0$ 지점에서는 곡관부로 인해 생성되는 던와류의 충돌로 인해 압력이 높아졌다. 곡관부 이후 2차유로 입구($x/D_h=1.3$)에서의 압력은 회전수가 증가할수록 작아졌지만, 2차유로 상류($x/D_h=3.5$) 이후에서는 회전수가 증가할수록 압력이 커졌다. 이는 곡관부로 인해 Fig. 3(b)의 ④면과 같은 유동구조를 형성하게 되지만, 회전에 의한 코리올리력이 전연면으로 작용하면서 ⑥면의 유동구조와 같이 바깥면에 작은 이차유동을 발생시키기 때문이다.

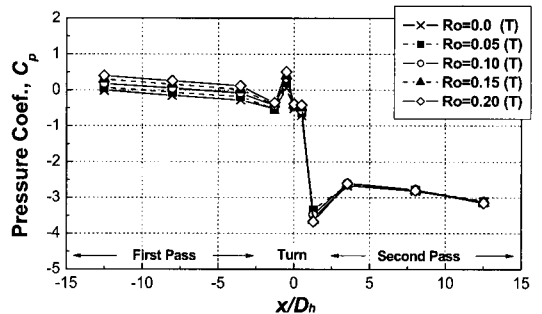
전연면 (Fig. 5(b))과 후연면 (Fig. 5(c)) 1차유로에서



(a) Outer wall



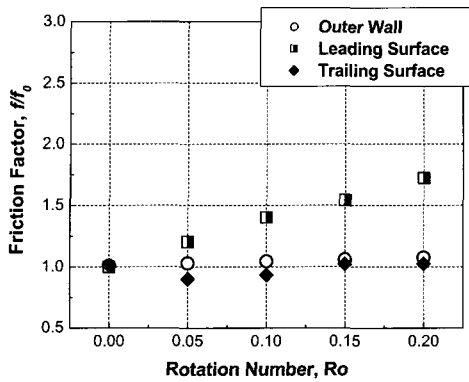
(b) Leading surface



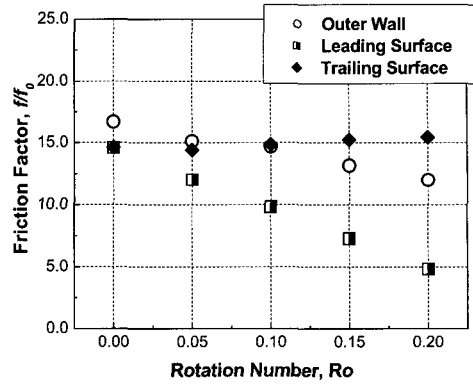
(c) Trailing surface

Fig. 5 Local pressure drop distribution at various rotation numbers

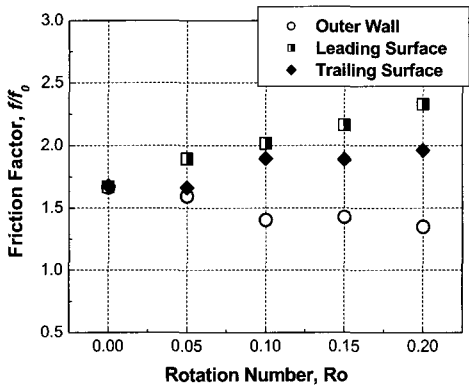
의 압력은 바깥면 (Fig. 5(a))과 달리 전연면에서의 압력은 감소하고 후연면에서의 압력은 증가하게 된다. 이는 코리올리력에 유동이 후연면으로 치우치기 때문이다. 곡관부에서의 압력손실은 전연면보다 후연면에서 크게 나타났고, 2차유로에서의 회전수에 따른 후연면의 압력 변화는 거의 나타나지 않았지만, 전연면에서의 압력은 점차 증가하였다. 이는 1차유로에서의 유동이 후연면쪽으로 많이 치우쳐 후연면의 유동 속도가 빠르며, Liou 등⁽¹²⁾에 의해 밝혀졌듯이 회전수가 증가할수록 곡관부로



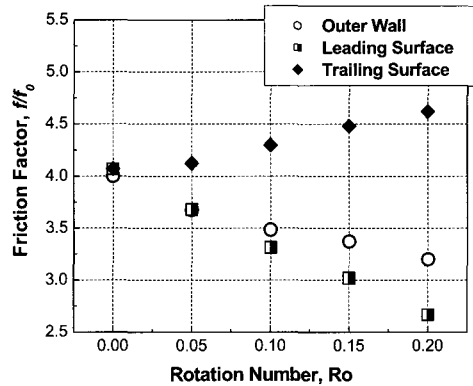
(a) First pass



(b) tuning region and upstream part of second pass



(c) Downstream part of second pass



(d) Overall region

Fig. 6 Friction factors for each zone

인한 박리유동이 빨리 소멸되기 때문이다.

3.3. 각 구간에서의 마찰계수 및 성능계수 비교

Figure 6은 덕트 내 각 구간에서의 회전에 따른 압력 강하에 의한 마찰손실을 완전 발달된 난류 유동관의 경우와의 비교를 위해 마찰손실 비, f/f_0 의 형태로 나타내었다.

Figure 6(a)에서 보는 바와 같이 1차유로 내에서는 후연면 및 바깥면에서의 회전수 변화에 따른 마찰손실은 변화가 없었고, 완전 발달된 난류 유동관의 경우와 비슷하게 나타났다. 하지만, 전연면의 경우는 회전수가 증가할수록 마찰손실이 증가하였다. 이는 Liou 등⁽¹³⁾에 의해 밝혀진 유동구조와 같이 회전에 의한 코리올리력으로 인해 회전반경이 증가할수록 (유동이 곡관부쪽으로 진행될수록) 전연면의 반경에 따른 유동속도가 덕트

입구속도보다 상대적으로 더욱 느려져 마찰손실이 증가한 것으로 사료된다.

곡관부입구부터 2차유로 상류까지의 마찰손실 (Fig. 6(b))은 1·2차유로에 비해 10배정도 증가하였다. 또한 회전수 증가에 따른 마찰계수는 전연면과 바깥면에서 크게 감소하였지만, 후연면에서는 거의 변화가 없었다. 이는 덕트의 회전수가 증가하면서 곡관부에서 전연면쪽의 이차유동의 중심이 후연면으로 점차 이동하게 되어 이차유동의 강도가 상대적으로 감소하였기 때문이다.

2차유로 하류에서의 마찰손실은 Fig. 6 (c)과 같이 회전수에 따라 전연면과 후연면에서는 마찰손실이 증가하였으며 바깥면의 마찰손실은 약간 감소하였다. 이는 곡관부 및 회전에 의한 이차유동이 강하게 작용하여 전연면과 후연면의 난류강도를 증가시켰기 때문으로 사료된다.

Figure 6 (d)는 각 면 전체에서의 회전수에 따른 마찰손실을 나타내고 있다. 전체적인 마찰계수는 매끈한 파

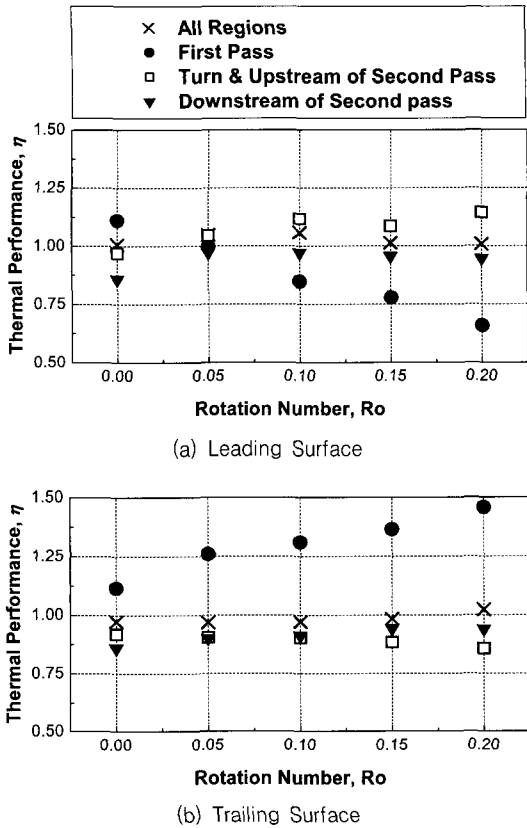


Fig. 7 Thermal performance for each zone

이프에서의 완전 발달한 난류유동장에서의 마찰계수 (f_0)보다 곡관부로 인해 3~4배 증가하였고, 각 면 전체에서의 경향은 Fig. 6(b)의 곡관부에서의 마찰계수와 비슷하였다. 이는 2중유로를 가진 매끈한 덕트 내에서는 곡관부에 의한 압력손실이 가장 큰 비중을 차지하고 있기 때문이다.

Figure 7은 일정 이송동력 조건 하에서의 전연면과 후연면에서의 열/물질 성능계수를 제시한 것으로, 일반적으로 높은 열/물질전달이 일어나면서 낮은 마찰 손실 특성을 나타내는 경우 높은 성능계수를 예상할 수 있다. 각 구간에 대한 성능계수는 1차유로의 후연면과 곡관부 및 2차유로 상류의 전연면을 제외한 모든 부분에서 열 전달 향상보다 마찰손실이 크기 때문에 1.0보다 작게 나타났다. 하지만, 유로 전체의 각 면에서의 성능계수는 1.0 근처에 분포하였다. 이는 곡관부를 가진 덕트 내 열 전달 및 압력강하는 완전발달된 매끈한 파이프에서의 성능과 비슷함을 의미한다.

4. 결론

본 연구에서는 곡관부를 가진 덕트 내에서 회전수 변화에 따른 국소적인 압력강하 특성을 고찰하였다. 국소 압력강하 분포와 마찰계수, 성능평가로부터 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 정지한 덕트 및 회전하는 덕트 내에서의 가장 큰 압력강하 및 마찰손실은 곡관부 및 2차유로 상류에서 일어난다. 이는 곡관부로 인해 급속히 유동 방향이 전환되면서 바깥면과 전·후연면의 압력차를 발생시켜 강한 이차유동을 생성하기 때문이다.
- (2) 회전수가 증가함에 따라 1차유로에서는 코리올리력이 후연면으로 작용하여, 유동이 후연면으로 치우치게 되어, 전연면은 압력은 감소하였고, 후연면은 압력은 증가하였다. 또한 2차유로에서는 1차유로와 달리 코리올리력에 의해 후연면으로 유동이 편향되어 곡관부에 의한 박리유동이 빨리 소멸된다. 이로 인해 전연면 및 바깥면은 압력이 증가하였지만, 후연면은 압력 변화가 거의 없었다.
- (3) 회전수에 따른 마찰계수 변화는 코리올리력에 의해 나타난 상대적인 속도차로 인해 난류강도 및 이차유동의 변화가 일어나는 1차유로 전연면 및 2차유로 전·후연면에서 증가지만, 곡관부에서는 편향된 이차유동으로 인해 압력손실은 감소하였다. 또한 전체적인 열전달 향상에 따른 압력손실을 보았을 때 매끈한 원형관과 비슷한 성능을 내는 것을 확인하였다.

참고문헌

- (1) Han, J. C., Zhang, Y. M. and Kalkuehler, K., 1993, "Uneven Wall Temperature Effect on Local Heat Transfer in a Rotating Two-pass Square Channel With Smooth Walls," Journal of Heat Transfer, Vol. 115, pp. 912~920.
- (2) Wagner, J. H., Johnson, B. V. and Kopper, F. C., 1991, "Heat Transfer in Rotating Serpentine Passages With Smooth Walls," Journal of Turbomachinery, Vol. 113, pp. 321~330.
- (3) Liou, T. M., Chen, C. C. and Chen, M. Y., 2001, "TLCT and LDV Measurements of Heat Transfer and Fluid Flow in a Rotating Sharp Turning Duct," Int. J. Heat and Mass Transfer,

- Vol. 44, pp. 1777~1787.
- (4) Mochizuki, S., Murata, A., Shibata, R. and Yang, W. J., 1999, "Detailed Measurement of Local Heat Transfer Coefficients in Turbulent Flow Through Smooth and Rib-Roughened Serpentine Passages With a 180° Sharp Bend," *Int. J. Heat and Mass Transfer*, Vol. 42, pp. 1925~1934.
 - (5) 김경민, 김상인, 김윤영, 이동호, 조형희, 2004, "이차 냉각 유로를 가진 회전덕트에서의 열/물질 전달 특성 (I)," *대한기계학회논문집 B권*, 제28권, 제8호, pp. 910~920.
 - (6) Cho, H. H., Lee, S. Y., Won, J. H. and Rhee, D. H., 2004, "Heat/Mass Transfer in a Two-Pass Rotating Rectangular Duct With and Without 70°-angled Ribs," *Heat and Mass Transfer*, Vol. 40, pp. 467-475.
 - (7) Sathyamurthy, P. S., Karki, K. C., and Patankar, S. V., 1994, "Prediction of Turbulent Flow and Heat Transfer in a Rotating Square Duct With a 180 Deg Bend," *ASME Paper No. 94-GT-197*.
 - (8) Stephens, M. A., Shih, T. I., and Civinskas, K. C., 1996, "Computations of Flow and Heat Transfer in a Rotating U-Shaped Square Duct With Smooth Walls," *AIAA Paper No. 96-3161*.
 - (9) Al-Qahtani, M., Jang, Y. J., Chen, H. C. and Han, J. C., 2002, "Flow and Heat Transfer in Rotating Two-Pass Rectangular Channels (AR=2) by Reynolds Stress Turbulence Model," *Int. J. Heat and Mass Transfer*, Vol. 45, pp. 1823~1838.
 - (10) Murata, A., and Mochizuki, S., 2004, "Large Eddy Simulation of Turbulent Heat Transfer in a Rotating Two-Pass Smooth Square Channel With Sharp 180° Turns," *Int. J. Heat and Mass Transfer*, Vol. 47, pp. 683~698.
 - (11) Iacovides, H., Jackson, D. C., Kelemenis, G., Launder, B. E. and Yuan, Y. M., 1999, "Experiments on Local Heat Transfer in a Rotating Square-Ended U-bend," *Int. J. Heat and Fluid Flow*, Vol. 20, pp. 302~310.
 - (12) Liou, T. M., Chen, C. C. and Chen, M. Y., 2003, "Rotating Effect of on Fluid Flow in Two Smooth Ducts Connected by a 180-Degree Bend," *Journal of Fluids Engineering*, Vol. 125, pp. 138~148.
 - (13) Prabhu, S. V. and Vedula, R. P., 2000, "Pressure Drop Characteristics in a Rotating Smooth Square Channel With a Sharp 180° Bend," *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 21, pp. 198~205.
 - (14) Kline, S. J. and McClintock, F. A., 1953, "Describing Uncertainty in Single-Sample Experiments," *Mechanical Engineering*, Vol. 75, pp. 3~8.
 - (15) Petukhov, B. S., 1970, *Advances in Heat Transfer*, Vol. 6, pp. 503~504, Academic Press, New York.
 - (16) Chandra, P. R. and Han, J. C., 1989, "Pressure Drop and Mass Transfer in Two-Pass Ribbed Channel," *Journal of Thermophysics*, Vol. 4, No. 3, pp. 315~320.