

< 논문 >

## 90° 요철이 설치된 정사각 덕트 내 압력강하에 곡관부 및 회전이 미치는 영향

김경민\* · 이동현\* · 조형희†

(2005년 8월 10일 접수, 2005년 12월 31일 심사완료)

### Influence of Turning Region and Channel Rotation on Pressure Drop in a Square Channel with Transverse Ribs

Kyung Min Kim, Dong Hyun Lee and Hyung Hee Cho

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

#### Abstract

The pressure drop characteristics in a rotating two-pass duct with rib turbulators are investigated in the present study. The square duct has a hydraulic diameter ( $D_h$ ) of 26.7 mm, and 1.5 mm×1.5 mm square 90°-rib turbulators are attached on the leading and trailing walls. The pitch-to-rib height ratio ( $p/e$ ) is 10. The distance between the tip of the divider and the outer wall of the duct is 1.0  $D_h$  and the width of divider wall is 6.0mm or 0.225 $D_h$ . The Reynolds number (Re) based on the hydraulic diameter is kept constant at 10,000 to exclude the Reynolds effect, and the rotation number (Ro) is varied from 0.0 to 0.20. The pressure drop distribution, the friction factor and thermal performance are presented for the leading, trailing and the outer surfaces. It is found that the curvature of the 180°-turn produces Dean vortices that cause high pressure drop in the turn. The channel rotation results in pressure drop discrepancy between leading and trailing surfaces so that non-dimensional pressure drops are higher on the trailing surface in the first-pass and on the leading and side surfaces in the second-pass. In the turning region, Dean vortices shown in the stationary case transform into one large asymmetric vortex cell, and subsequent pressure drop characteristics also change. As the rotation number increases, the pressure drop discrepancy enlarges.

#### 기호설명

$C_p$  : 국소압력강하

$D_h$  : 수력직경

$e$  : 요철 높이

$f$  : 마찰 계수

$f_0$  : 요철이 없는 원형관에서의  $f$

$H$  : 덕트 높이

$h$  : 열전달계수

$h_m$  : 물질전달계수

$P_{ref}$  : 기준 압력

$P_x$  : 국소 압력

$p$  : 요철간 거리

$R$  : 유로 최대 반경

Re : Reynolds 수,  $D_h u_b / \nu$

Ro : Rotation 수,  $D_h \omega / u_b$

Sh : Sherwood 수,  $h_m D_h / D_{m,ph}$

$Sh_0$  : 요철이 없는 원형관에서의 Sh 수

$\bar{Sh}$  : 유로 평균 Sherwood 수

† 책임저자, 회원, 연세대학교 기계공학부

E-mail : hhcho@yonsei.ac.kr

TEL : (02)2123-2828 FAX : (02)312-2159

\* 회원, 연세대학교 대학원 기계공학부

- $u_b$  : 평균 속도
- $W$  : 유로의 폭
- $w$  : 요철의 폭
- $x$  : 주유동방향 거리
- $y$  : 덕트 중심으로부터 횡방향 거리
- $z$  : 덕트 바닥면으로부터의 높이

## 그리스문자

- $n$  : 열/물질 성능계수
- $\mu$  : 점성계수
- $\nu$  : 동점성계수
- $\rho$  : 밀도
- $\Omega$  : 회전각속도

## 1. 서 론

고온의 가스터빈 블레이드의 효율을 향상시키고 보호하기 위한 냉각기법 연구는 오래전부터 수행되어 왔다. 그 중, 내부관 냉각기술은 터빈의 압축기로부터 나오는 냉각유체를 블레이드 내부의 유로에 주입하여 강제대류가 일어나게 함으로써 고온의 환경으로부터 블레이드를 보호하는 방법으로, 블레이드 내부냉각유로 내 난류촉진제인 요철을 설치하여 열전달을 크게 향상시켜 표면을 보호하는 방법이다. 내부유로의 냉각성능 및 효율은 여러 가지 인자 중 곡관부, 요철, 덕트의 회전에 의해 크게 좌우된다. 따라서 보다 높은 냉각성능을 갖는 터빈 블레이드 내부냉각유로 설계를 위해서는 곡관부, 요철 및 덕트의 회전 등의 각각의 인자가 열전달, 압력강하 및 내부유동에 미치는 영향을 파악하는 것이 필수적이며, 더 나아가 이들의 복합적인 특성을 찾기 위한 연구를 진행하여야 한다.

각각의 인자 중 덕트 회전에 의한 영향을 찾기 위해 Bons와 Kerrebrock,<sup>(1)</sup> 및 Chang과 Morris<sup>(2)</sup>는 회전하는 덕트 내 열전달을 측정하여 회전으로 인해 발생하는 코리올리력(Coriolis force)의 영향을 찾아내었다. 또한 회전하는 덕트 내 곡관부로 인한 열전달 특성을 찾기 위해 Wagner 등<sup>(3)</sup> 및 Han 등<sup>(4)</sup>은 덕트 내부의 열전달을 측정하여 특성을 파악하고, 회전으로 인한 원심부력(buoyancy force)에 관해 연구하였다. 이들은 곡관부로 인해 곡관부 이후 높은 열전달 특성이 나타난다는 것을 찾아내었고 회전하는 덕트 내 냉각유체의 밀

도차에 의해 전·후연면에 다른 열전달 특성이 나타난다는 것을 찾아내었다. 하지만, 평균적인 열전달 분포로는 가스터빈 블레이드 내 열설계의 한계를 가지고 있기 때문에 이를 해결하기 위해, Mochizuki 등,<sup>(5)</sup> Liou 등,<sup>(6)</sup> Kim 등,<sup>(7)</sup> Cho 등<sup>(8)</sup>은 다양한 실험방법을 적용하여 국소적인 열전달 분포를 구하였다. Mochizuki 등<sup>(5)</sup>은 열전대를 이용하여 매끈한 덕트와 90°도 및 각도요철이 설치된 덕트 내에서의 열전달 분포를 구하였고, Liou 등<sup>(6)</sup>은 TLC를 이용하여 덕트가 정지하였을 때와 회전하였을 때 곡관부에서의 열전달 분포를 구하였다. 또한 Kim 등<sup>(7)</sup>과 Cho 등<sup>(8)</sup>은 나프탈렌 승화법을 이용하여 매끈한 덕트와 70° 및 90° 요철이 설치된 덕트 내에서 곡관부 및 곡관부 이후의 국부적으로 높은 열부하를 일으키는 지점을 찾아내었다.

그러나 이러한 열전달 분포로는 직접적인 원인이 되는 이차유동 및 속도분포를 찾기에는 한계가 있기 때문에 유동구조를 찾기 위한 연구가 진행되었다. 이에 대한 대표적인 연구로 Stephens 등<sup>(9)</sup>은 k- $\epsilon$  model를 이용하여 내부 유동장을 밝혀내었고, Murata와 Mochizuki<sup>(10)</sup>은 LES model를 이용한 수치해석을 통해 유동구조 및 열전달을 구하였다. Ooi 등<sup>(11)</sup> 및 Ahn 등<sup>(12)</sup>은 반복되는 요철과 요철 사이에서의 보다 정밀한 유동 구조 및 열전달을 밝혀내었다. 이와 같은 다양한 난류모델을 통한 수치적 연구 외에도, 최근에는 Iacovides 등,<sup>(13)</sup> Liou 등<sup>(14)</sup> 및 Servouze 등<sup>(15)</sup>은 실험을 통해 곡관부 및 회전에 의해 나타나는 난류류(Dean type vortices) 및 코리올리력으로 인한 유동구조 및 난류강도를 밝혀내었다.

덕트 내 압력강하 분포를 찾기 위해 Prabhu와 Vedula<sup>(16,17)</sup>는 회전하는 매끈한 덕트 내 곡관부 분리벽 두께를 바꿔가며 압력강하를 구하였고, 90°요철이 설치된 덕트 내 압력강하를 찾기 위한 연구를 진행하여, 곡관부의 두께가 증가할수록 압력강하가 감소하는 것을 찾아내었고 요철에 의해 큰 압력강하가 나타나는 것을 밝혀내었다.

기존의 대부분의 연구들은 회전덕트 내 평균적인 열전달 특성에 중점을 두고 실험을 수행하거나, 각각의 인자의 개별적인 연구로 회전덕트 내 열전달 및 압력분포만을 구하여, 회전덕트 내 열/유동 특성에 관한 종합적인 이해자료와 내부유로 설계 자료 및 수치해석을 위한 검증자료가 부족

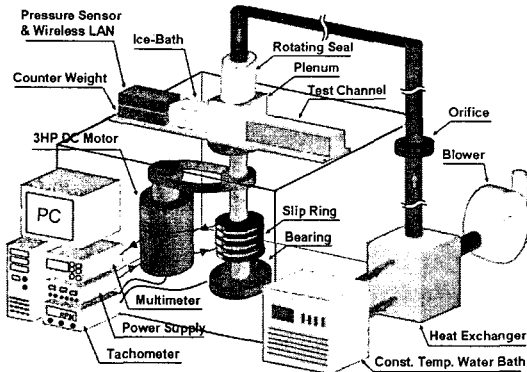


Fig. 1 Experimental apparatus

한 상태이다. 따라서 본 연구에서는 Kim 등<sup>(7)</sup>에 의해 얻어진 열/물질전달 분포의 원인이 되는 유동구조를 수치해석을 통해 밝히고, 실험을 통해 국소적인 압력강하 특성 및 마찰계수, 성능계수에 대하여 고찰하였다.

## 2. 실험장치 및 방법

### 2.1. 실험장치

Fig. 1은 회전덕트 실험장치의 개략도를 나타낸다. 실험장치는 크게 송풍부와 회전부 그리고 측정부로 크게 3부분으로 나누어진다. 실험장치의 자세한 구성은 Cho 등<sup>(8)</sup>에 제시되어 있다.

Fig. 2(a)는 실험에 사용된 덕트의 형상을 나타낸다. 180°의 곡관부로 연결된 2중의 유로로 되어 있으며, 덕트의 단면은 26.7 mm(*W*) × 26.7 mm(*H*)로 1.0의 종횡비(aspect ratio, *W/H*)를 갖는 정사각형 형태이고, 아크릴로 제작되었다. 분리벽의 두께는 0.225 $D_h$ 이며, 분리벽의 끝단(tip)은 반원형으로 제작되었다. 곡관부의 90° 꺾어진 부분에서 분리벽의 끝과 곡관부 외벽과의 간격은 1.0 $D_h$ 가 되도록 하였다. 수력직경대비 최대회전반경(*R/D<sub>h</sub>*)은 21.63의 값을 갖으며, 시험부는 덕트의 입구로부터 약 6 $D_h$  떨어진 지점에 설치하였다. 또한 덕트 내 요철은 곡관부를 제외한 유로의 내부에 설치하였으며, 이 때 요철의 단면은 1.5 mm(*e*) × 1.5 mm(*w*)의 정사각형이다. 요철 높이 대 수력직경비(*e/D<sub>h</sub>*)는 0.056, 요철사이거리 대 요철 높이 비(*p/e*)는 10.0이며, 요철의 충돌각은 90°로 하였다. Fig. 2(b)는 Kim 등<sup>(7)</sup>에 의해 선행연구 된 덕트의 열전달에서의 가열면에 상사되는 전·후연면의 좌표계와 각 부분의 명칭을 나타내며, 이와 같이

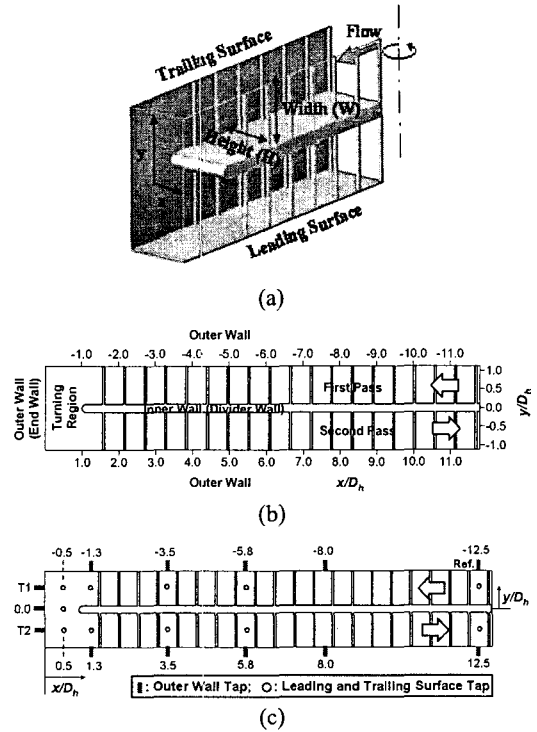


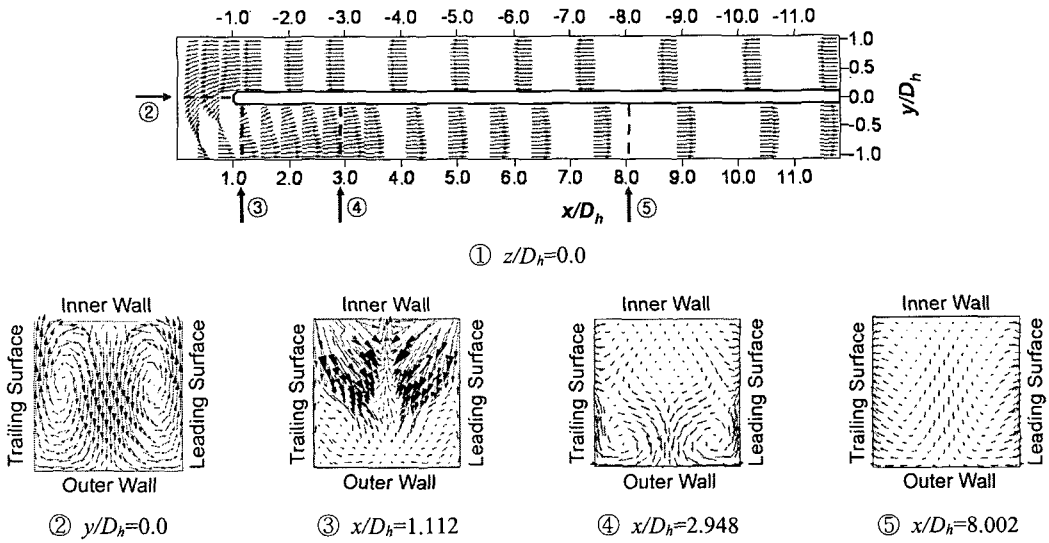
Fig. 2 Schematic of the test section: (a) geometry of the duct; (b) coordinate system; (c) tap locations (I: outer wall; O: leading and trailing surface)

전·후연면에 서로 평행하게 요철을 설치하였다. 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 0.2%인 압력센서(PSI 사, ESP-32HD)를 이용하여 측정하였다.

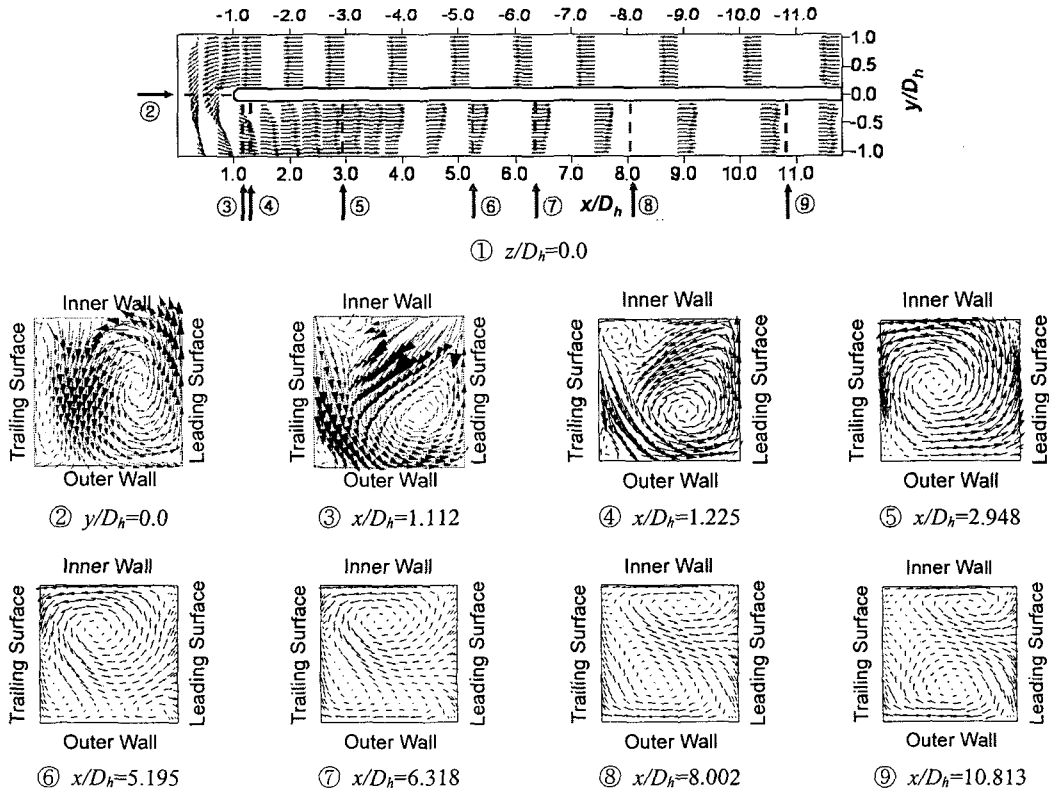
본 연구에서는 수력직경기준 Reynolds 수는 10,000으로 고정시키고, 회전수를 0.0에서 0.20(≈ 420rpm)까지 0.05(≈ 105rpm)씩 변화시켜가며 실험을 수행하여 국소압력강하 및 각 구간에서의 마찰계수를 구하고, 선행연구 된 Kim 등<sup>(7)</sup>의 열/물질전달 계수 비( $\overline{Sh}/Sh_0$ )로부터 열/물질 성능계수를 구하였다.

### 2.2. 실험결과 처리

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



(a) Stationary duct ( $Ro=0.0$ )



(b) Rotating duct ( $Ro=0.2$ )

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

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

전·후연면 및 바깥면에서의 각 구간(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:  $3.5 \leq x/D_h \leq 12.5$ )에서의 평균압력강하( $\Delta P/\Delta L$ )는 각 구간 시작압력과 구간 끝압력 사이의 국소차압( $\Delta P$ ) 측정 데이터의 선형맞춤에 의해 계산되고, 이를 이용하여 계산된 마찰계수는 다음과 같이 정의된다.

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

덕트를 통과하는 공기의 질량유량과 Reynolds 수의 불확실성은 Kline과 McClintock<sup>(18)</sup>의 기술방법에 의해 95%의 신뢰수준에서 각각 1.0%와 1.4%이며, 국소적인 압력강하와 각 구간에서의 마찰계수의 불확실성은 각각 4.7%와 4.9%이다. 마찰계수는 Petukhov<sup>(19)</sup>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 Kim 등<sup>(7)</sup>에 의해 선행연구된 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 벽면가열 조건을 생략하고 운동량 방정식의 계산만을 수행하여 덕트의 회전과 곡관부의 영향에 의한 유동장 해석을 수행하였다. 계산 모델은 3차원 비압축성 유동의 정상상태로 가정하였고, 덕트의 회전과 곡관부에 의한 순환 이차유동과 박리 난류유동을 비교적 잘 예측하는 RNG k- $\epsilon$  난류모델(re-normalization group k- $\epsilon$ )을 적용하였으며, 벽면에서는 non-equilibrium wall function을 적용하였다. 전체 격자의 수는 약

1,500,000개로 격자수가 수치해석 결과에 영향을 주지 않도록 선택하였으며 벽 및 요철 근처에 조밀하게 주었다.

## 3. 결과 및 고찰

### 3.1. 덕트 내부의 유동구조

곡관부를 갖는 요철이 설치된 이중유로 내에서 발생하는 이차유동은 크게 꺾어진 곡관부를 지나가면서 유체가 받는 원심력으로 인한 دن와류(Dean type vortex)와 덕트의 회전에 의해 발생하는 코리올리력(Coriolis force)으로 인한 이차유동 및 요철에 의한 주유동의 박리와 재부착을 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)이 형성된다. 주유동이 곡관부를 지나면서 유체가 원심력을 받아 외벽에서 전·후연면으로 회전하는 한 쌍의 대칭적인 دن와류(②면)가 형성된다. 이러한 دن와류로 인해 곡관부 출구로 갈수록 외벽근처에서는 높은 열전달이 발생하게 된다. 2차유로에 설치된 요철로 인해 2차유로 입구(③면)에서의 유동은 덕트의 전·후연면에서 외벽을 돌아 덕트 중앙으로 회전하는 한 쌍의 이차유동을 형성한다. 이는 Murata와 Mochizuki<sup>(10)</sup> 및 Liou 등,<sup>(14)</sup> Kim과 Cho<sup>(20)</sup>에 의해 밝혀진 매끈한 덕트에서의 이차유동과 같다. 즉, 매끈한 덕트 내에서는 ②면에서의 대칭적인 دن와류가 2차유로 하류까지 유지되고, 전·후연면의 요철로 인해 벽면근처에서 난류가 촉진되어 벽면쪽으로 향하는 유동을 형성하게 된다. 이와 같이 매끈한 덕트에서의 유동과 유사하게 나타난다. 하지만, 매끈한 덕트에서의 곡관부를 지난 직후 내벽으로 인해 박리되어 나타나는 박리유동(separation bubble, ①면)은 거의 관측되지 않는데, 이는 요철에 의해 난류강도가 높아져 빨리 섞이기 때문이다. 이 후 이와 같은 이차유동은 하류로 진행하면서 소멸(④면)되어 가며, 점점 그 강도가 약해진다(⑤면).

덕트가 회전하는 경우의 내부유동은 Murata와 Mochizuki<sup>(10)</sup> 및 Liou 등,<sup>(14)</sup> Kim과 Cho<sup>(20)</sup>에 의해

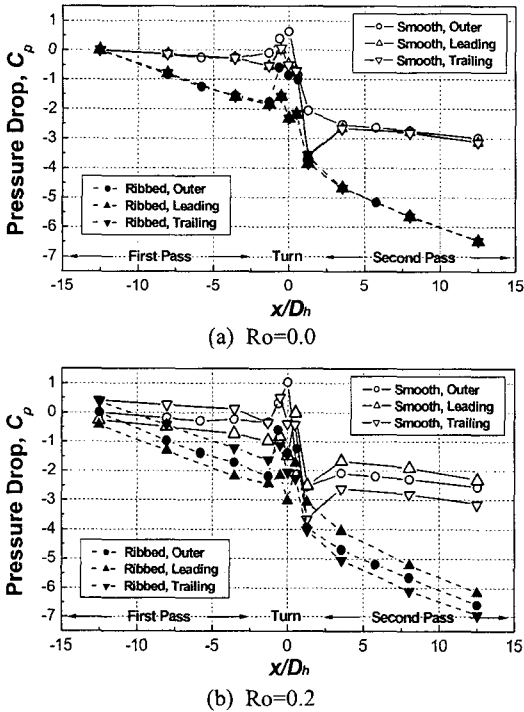


Fig. 4 Local pressure drop distribution for smooth and 90° ribbed channel

밝혀진 매끈한 덕트의 내부유동과 크게 다르지 않다. 곡관부와 덕트 회전에 의한 코리올리력에 의해 영향을 가장 크게 받으며, Fig. 3(b)과 같은 유동구조를 갖는다. 즉, 1차 유로에서는 속도분포가 코리올리력에 의해 후연면쪽으로 치우치게 되며, 곡관부 입구에서의 속도분포는 유동의 곡관부 유입으로 내벽으로 향하며 코리올리력에 의해 중앙부는 후연면쪽으로 치우치는 유동이 나타난다. 그리고 곡관부 중앙(2면)을 보면 속도분포가 후연면쪽으로 치우쳐 유입되기 때문에 회전수가 커짐에 따라 하나의 와류가 약해져 높은 회전수에서는 하나의 비대칭적인 와류가 생성된다. 2차 유로 입구(3, 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 와류(5면)를 형성한다. 주유동이 2차 유로 하류로 진행하면서 코리올리력이 전연면쪽으로 작용하기 때문에 바깥면쪽에서 하나의 작은 와류(6면)가 나타나고 이 와류가 성장하여 2차 유로 하류(9면)에서와 같은 한 쌍의 이차유동

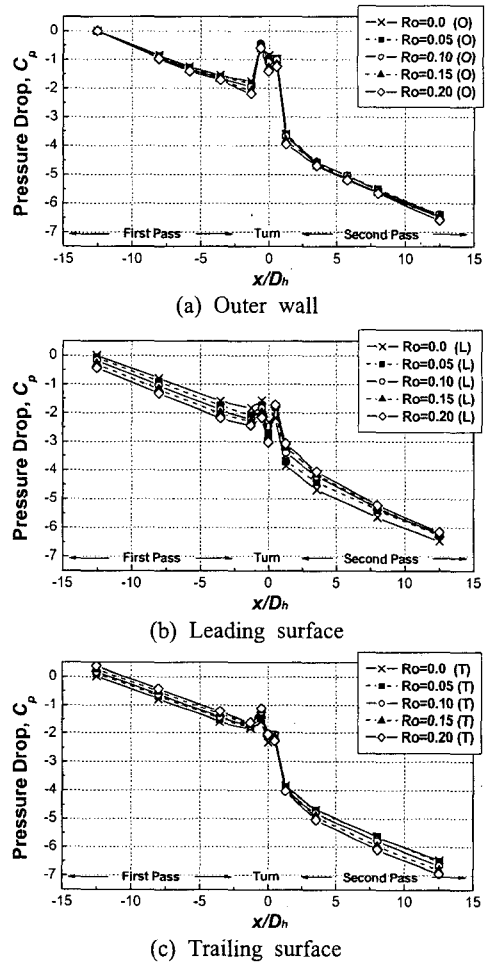


Fig. 5 Local pressure drop distribution at various rotation numbers

을 가지게 되고, 이 후 그 강도는 점차 약해진다.

### 3.2. 국소적인 압력강하 분포

Fig. 4는 정지한 덕트와 회전하는 덕트 내 각  $x/D_h$  지점에서의 압력강하분포를 각 면에 대해서 나타낸 그림이다. 또한 매끈한 덕트와 90°요철이 설치된 덕트에서의 압력강하분포를 나타내었다.

Fig. 4(a)와 같이 정지한 경우, 전·후연면 및 바깥면의 압력강하 및 압력분포는 매끈한 덕트 및 요철이 설치된 덕트 모두 1차 유로 및 2차 유로의 전 구간에서 큰 차이가 나타나지 않았다. 하지만, 곡관부 전·후로하여 큰 압력손실이 나타났고,  $x/D_h=0.0$  및 1.3에서는 외벽에서 전·후연면보다 높은 압력차가 발생하였다. 이와 같은 외벽과

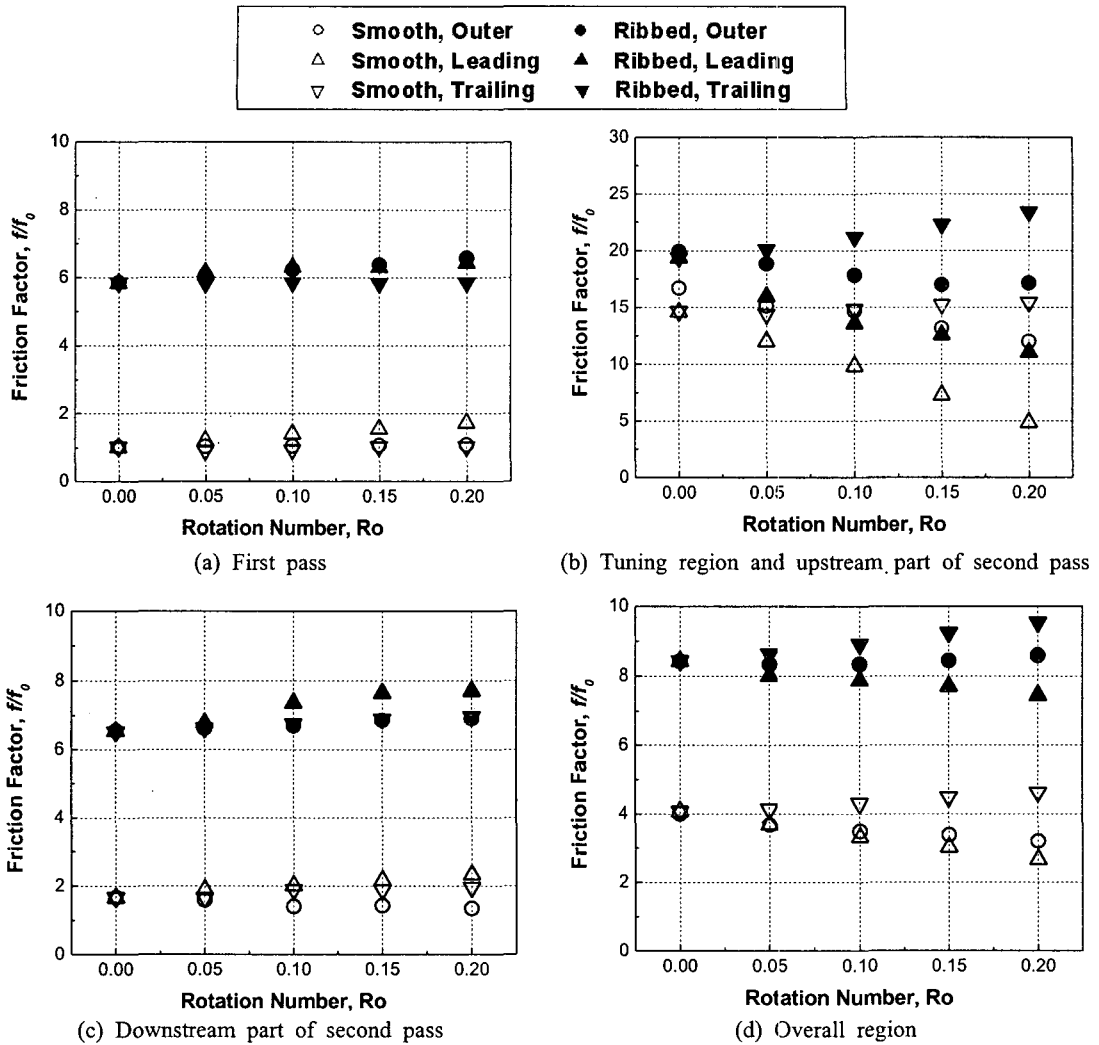


Fig. 6 Friction factors for each zone

전·후연면의 압력차는 앞서 유동설명에서 언급한 강한 이차유동(던와류)을 발생시킨다. 이와 같이 정지한 덕트의 경우에 가장 큰 압력손실을 일으키는 원인은 곡관부와 덕트 내 설치된 요철로 인해 일어나게 된다.

덕트가 회전하는 경우[Fig. 4(b)]도 역시 곡관부에서 큰 압력강하가 나타났으며, 전·후연면의 압력값의 차이가 발생하였다. 이와 같은 압력차는 덕트 회전에 의해 코리올리력으로 인해 발생하며, 이로 인해 이차유동이 발생하게 된다. 따라서 1차 유로에서는 후연면으로 유동이 편향되어 후연면의 열전달을 높이는 원인이 되고, 2차 유로에서는 전연면에서의 열전달을 높이는 원인이 된다.

Fig. 5는 유로 내 각  $x/D_h$  지점에서 요철이 설치된 덕트 내 회전수 변화에 따른 국소적인 압력분포를 나타내는 그림이며, Fig. 5(a)는 회전에 따른 바깥면에서의 국소적인 압력분포이다. 유로 전체에서의 회전에 따른 압력분포는 거의 변화가 나타나지 않았는데, 이는 회전을 하여도 덕트 중앙에서의 유속변화가 거의 없기 때문으로 사료된다. 곡관부,  $x/D_h=0.0$  지점에서는 곡관부로 인한 급속한 유체의 방향 전환으로 벽면과 강하게 충돌하여 압력이 높아졌다.

전연면[Fig. 5(b)]과 후연면[Fig. 5(c)] 1차 유로에서의 압력은 바깥면과 달리 회전수가 증가함에 따라 전연면에서의 압력은 감소하고 후연면에서

의 압력은 증가하게 된다. 이런 현상은 코리올리력에 의해 발생하게 되며, 이와 같은 압력차는 유동을 후연면으로 치우치게 하는 원인이 된다. 곡관부에서의 압력손실은 전연면보다 후연면에서 크며, 회전수 증가에 따른 압력손실은 후연면은 거의 나타나지 않았지만, 전연면에서는 회전수가 증가할수록 증가하였다. 이는 1차 유로에서의 유동이 후연면쪽으로 많이 치우쳐 후연면의 유동 밀도가 크고, 유동의 방향이 전환되어 코리올리력의 방향이 바뀌었기 때문이다. 또한 2차 유로에서의 회전수에 따른 압력은 코리올리력이 1차 유로와 반대로 작용하기 때문에, 1차 유로와 반대로 전연면에서의 압력은 증가하였고 후연면은 감소하였다.

### 3.3. 각 구간에서의 마찰계수 및 성능계수

Fig. 6은 덕트 내 각 구간에서의 회전에 따른 압력강하에 의한 마찰손실을 완전 발달된 난류 유동관의 경우와의 비교를 위해 마찰손실 비,  $f/f_0$ 의 형태로 매끈한 덕트와 요철이 설치된 덕트에 대해서 나타내었다.

Fig. 6(a)에서 보는 바와 같이 매끈한 덕트에 경우, 1차 유로에서는 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<sup>(14)</sup>에 의해 밝혀진 유동구조와 같이 회전에 의한 코리올리력으로 인해 회전반경이 증가할수록 전연면의 유동의 속도가 덕트입구보다 상대적으로 더욱 느려져 마찰손실이 증가한 것으로 사료된다. 90° 요철이 설치된 덕트의 경우, 요철에 의해 유동이 교란되어 매끈한 덕트보다 약 6배정도 더 높은 마찰계수가 나타났고 회전에 따른 영향은 전연면과 바깥면에서 약간 나타났으나, 매끈한 덕트에 비해 큰 변화는 나타나지 않았다.

곡관부 입구부터 2차 유로 상류까지의 마찰손실[Fig. 6(b)]은 1·2차 유로에 비해 크게 증가하였고, 회전수 증가에 따른 마찰계수도 매끈한 덕트와 요철이 설치된 덕트 모두 비슷한 경향을 보였다. 즉, 전연면과 바깥면에서 마찰계수는 크게 감소하였지만, 후연면에서는 약간 증가하였다. 이는 덕트의 회전수가 증가하면 곡관부에서의 이차유동의 중심이 전연면에서 후연면 방향으로 이동하

게 되어 벽면 근처의 이차유동의 강도가 상대적으로 약해졌기 때문이다. 또한 매끈한 덕트보다 90°요철이 설치된 덕트에서의 마찰계수가 큰데, 이는 요철로 인한 전체 주유동의 난류강도의 증가 때문이다.

2차 유로 하류에서의 마찰손실은 Fig. 6(c)과 같이 매끈한 덕트의 경우, 회전수에 따라 전연면과 후연면에서는 마찰손실이 증가하였으며 바깥면의 마찰손실은 거의 변화가 없었다. 하지만, 요철이 설치된 덕트 내에서는 회전수가 증가함에 따라 전·후연면 뿐 아니라 바깥면에서도 마찰계수가 증가하였다. 이는 곡관부 및 덕트 회전에 의한 이차유동으로 인해 난류강도가 증가하여, 마찰계수가 증가하였기 때문이며, 더욱이 요철 설치로 인해 난류가 더욱 촉진되어 회전수가 증가하면서 더욱 마찰계수가 증가한 것으로 사료된다.

Fig. 6(d)은 각 면 전체에서의 회전수에 따른 마찰손실을 나타내고 있다. 전체적인 마찰계수는 매끈한 파이프에서의 완전 발달된 난류유동장에서의 마찰계수( $f_0$ )보다 매끈한 덕트의 경우는 곡관부로 인해 3~4배 증가하였고, 요철이 설치된 덕트는 요철과 곡관부로 인해 8~10배 정도 증가하였다. 각 면 전체에서의 마찰계수는 Fig. 6(b)의 곡관부에서의 마찰계수와 비슷하게 나타났는데, 이는 2중 유로를 가진 매끈한 덕트 내에서는 곡관부에 의한 압력강하가 가장 큰 비중을 차지하고 있기 때문이다.

Fig. 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. 매끈한 덕트에 경우, 각 구간에 대한 성능계수는 1차유로의 후연면과 곡관부 및 2차유로 상류의 전연면을 제외한 모든 부분에서 열전달 향상보다 마찰손실이 크기 때문에 1.0보다 작게 나타났다. 하지만, 유로 전체의 각 면에서의 성능계수는 1.0 근처에 분포하였다. 이는 각 면의 열전달 및 압력강하는 완전발달된 매끈한 파이프에서의 성능과 같음을 의미한다. 또한 90° 요철이 설치된 덕트에 경우, 대부분 1.0보다 높은 성능계수를 가지며, 전·후연면 전체 구간에서의 열/물질 성능계수는 1.3 근처에 분포하였는데, 이는 매끈한 덕트보다 요철이 설치된 덕트가 성능이 더 높음을 의미한다.



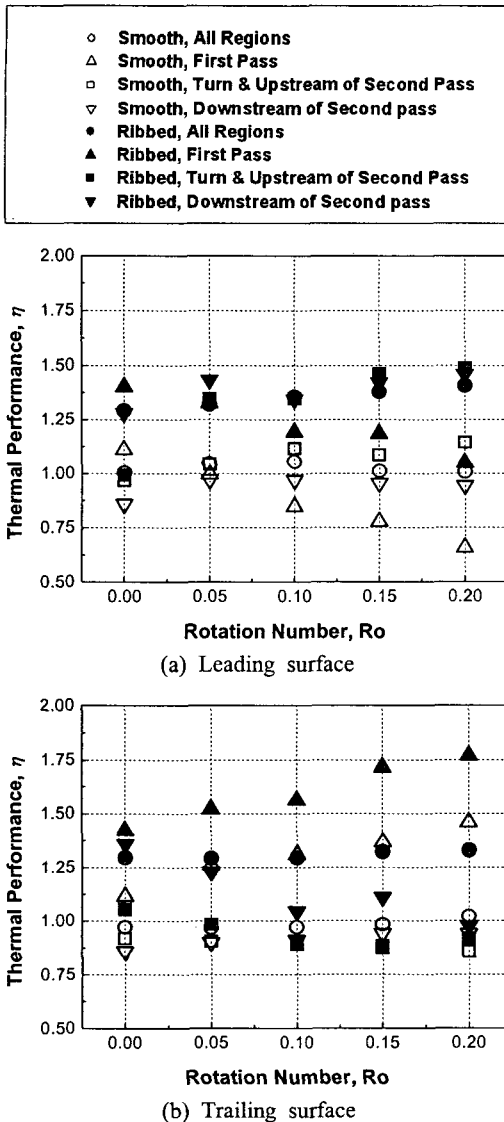


Fig. 7 Thermal performance for each zone

#### 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 상류, 덕트 내 요철에 의해 일어났다. 이는 곡관부로 인해 급속히 유동 방향이 전환되면서 바

깎면과 전·후연면의 압력차가 발생해 강한 이차유동을 생성시키기 때문이며, 요철은 난류를 촉진하여 난류강도를 증가시키기 때문이다.

(2) 회전수가 증가할수록 코리올리력이 커져 전·후연면의 압력차가 커지게 된다. 즉, 1차유로에서는 후연면으로 유동이 치우치게 되며, 2차유로에서는 1차유로와 달리 전연면으로 유동이 힘을 받게 된다. 이러한 이차유동은 난류강도를 증가시키고, 이와 같은 이차유동은 덕트의 전·후연면뿐 아니라 국소적으로도 다른 압력분포와 마찰계수를 갖게 하여 표면에서의 열전달에도 영향을 미친다.

(3) 전체적으로 매끈한 덕트보다 요철이 설치된 덕트에서 더 큰 압력강하 및 높은 마찰계수가 나타났다. 하지만, 일정 이송동력 조건 하에서의 전연면과 후연면에서의 열/물질 성능계수는 요철이 설치된 경우, 약 30% 정도 더 높게 나타났다. 이는 요철이 설치된 경우가 매끈한 덕트보다 높은 열적 성능을 가짐을 나타낸다.

#### 후 기

본 연구는 전력기반조성사업센터 주관 전력산업기술개발사업의 지원에 의한 결과이며, 이에 감사드립니다.

#### 참고문헌

- (1) Bons, J. P. and Kerrebrock, J. L., 1999, "Complementary Velocity and Heat Transfer Measurements in a Rotating Cooling Passage With Smooth Walls," *Journal of Turbomachinery*, Vol. 121, pp. 651~652.
- (2) Chang S. W. and Morris, W. D., 2003, "Heat Transfer in a Radially Rotating Square Duct Fitted With In-Line Transverse Ribs," *Int. J. Thermal Sciences*, Vol. 42, pp. 267~282.
- (3) 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.
- (4) 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.
- (5) 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.
- (6) 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.
- (7) Kim, K. M., Kim, S. I., Kim, Y. Y., Rhee, D. H. and Cho, H. H., 2004, "Detailed Measurement of Heat/Mass Transfer in a Rotating Two-Pass Duct (I)," *Transactions of the KSME(B)*, Vol. 28. No. 8, pp. 910~920.
- (8) 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.
- (9) 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*.
- (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) Ooi, A., Iaccarino, G., Durbin, P. A. and Behnia, M., 2002, "Reynolds Averaged Simulation of Flow and Heat Transfer in Ribbed Ducts," *Int. J. Heat and Fluid Flow*, Vol. 23, pp. 750~757.
- (12) Ahn, J., Choi, H. C. and Lee, J. S., 2004, "Large Eddy Simulation of Flow and Heat Transfer in a Channel Roughened by Square or Semicircle Ribs," *ASME Paper No. GT2004-534014*.
- (13) 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.
- (14) 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.
- (15) Servouze, Y., Brossard, C. and Gicquel, P., 2003, "PIV Flow Field Measurements in a Rotating U-Shaped Channel," *GTSJ Paper No. IGTI2003Tokyo TS-079*.
- (16) Prabhu, S. V. and Vedula, R. P., 2000, "Pressure Drop Characteristics in a Rotating Smooth Square Channel With a Sharp 180° Bend," *Journal of Turbomachinery*, Vol. 113, pp. 321~330.
- (17) Prabhu, S. V. and Vedula, R. P., 2003, "Pressure Drop Characteristics in a Rib Roughened Rotating Square Duct with a Sharp 180° Bend," *J. Enhanced Heat Transfer*, Vol. 10, pp. 363~378.
- (18) Kline, S. J. and McClintock, F. A., 1953, "Describing Uncertainty in Single-Sample Experiments," *Mechanical Engineering*, Vol. 75, pp. 3~8.
- (19) Petukhov, B. S., 1970, *Advances in Heat Transfer*, Academic Press, New York, Vol. 6, pp. 503~504.
- (20) Kim, K. M. and Cho, H. H., 2005, "Pressure Drop Characteristics in a Coolant Passage With Turning Region and Rotation," *KFMA J. Fluid Machinery*, (submitted for publication).