

## 원형 선회류제트 충돌면에서의 유동 및 열전달 특성

장종철\*·전영우\*·박시우\*\*·정인기†  
(2003년 8월 22일 접수, 2003년 11월 25일 심사완료)

### Flow and Heat Transfer Characteristics of Impinging Single Circular Swirl Jet on Flat Plate

Jong-Chul Jang, Young-Woo Jeon, Si-Woo Park and In-Kee Chung

**Key Words:** Swirl Generator(선회류 발생체), Jet Impingement Heat Transfer(충돌제트 열전달), Circular Jet(원형제트), Naphthalene Sublimation Technique(나프탈렌 승화법), Flow Visualization(유동가시화)

#### Abstract

The experimental study on flow and heat transfer characteristics was conducted to investigate and to compare the performance of swirl jet by a twisted tape as a swirl generator with the performance of impinging single circular jet in fully developed flow tube. The effects of jet Reynolds number( $Re=8700, 13800, 20000, 26500$ ), dimensionless distance of nozzle-to-plate( $H/d=2, 4, 6, 8$ ) and swirl ratio( $S=0.11, 0.23, 0.30$ ) of the jet on the local and average Nusselt number have been examined. Measurements of local heat transfer rate and flow patterns on the jet impinging plate were used naphthalene sublimation technique and flow visualization technique respectively. Mean velocity and turbulence intensity of the jet along the centerline were measured. With a twisted tape in the nozzle exit, average Nusselt number at the around area of stagnation point were higher than those without the twisted tape at  $H/d=2, 4$  and with the increase of Reynolds number. With a twisted tape in the nozzle, in the case of  $H/d=2, Re=26500$  and  $S=0.11$ , maximum local Nusselt number at the region of  $y/d=0$  and  $x/d=0.44$  was obtained.

#### 기호설명

$D$  : 공기중의 나프탈렌 확산계수 [ $m^2/s$ ]  
 $d$  : 노즐 출구 직경 [m]  
 $G$  : 공기의 질량유량 [ $kg/m^2 \cdot s$ ]  
 $H$  : 노즐출구와 충돌면 사이의 거리 [m]  
 $h_m$  : 물질전달계수 [m]  
 $Nu$  : 국소 Nusselt 수

$Re$  : 제트 Reynolds 수  
 $S$  : 비틀림 테이프의 선회비  
 $Sc$  : Schmidt 수  
 $Sh$  : 국소 Sherwood 수  
 $u$  : 제트 중심선에서의 평균속도 [m/s]  
 $U_e$  : 노즐 출구에서의 제트속도 [m/s]  
 $x, y, z$  : 좌표계  
 $\delta$  : 나프탈렌의 승화깊이 차 [m]  
 $\mu$  : 공기의 점성계수 [ $kg/m \cdot s$ ]  
 $\rho$  : 공기의 밀도 [ $kg/m^3$ ]

\* 영남대학교 대학원 기계공학과  
\*\* 영남대학교 기계기술연구소  
† 책임저자, 회원, 영남대학교 기계공학부  
E-mail : ikchung@yu.ac.kr  
TEL : (053)813-9236 FAX : (053)813-3703

1. 서론

충돌제트는 정체점 부근에서의 높은 열 및 물질전달 효과로 물체의 가열, 냉각, 건조 등과 관련된 각종 산업분야에서 광범위하게 응용되고 있다. 따라서 지금까지 충돌제트의 유동 및 열전달 특성에 대한 다양한 연구가 수행되어 왔으며, 최근에는 각종 충돌제트 열전달 증진방안들이 연구되고 있다.

Jambunathan 등<sup>(1)</sup>은 원형 제트의 충돌 열전달에 대한 연구결과들을 종합하여 개관한 바 있으며, Gardon과 Akfirat<sup>(2)</sup>는 2차원 충돌제트에서 노즐 출구에 스크린을 설치하여 정체점의 열전달에 미치는 영향을 조사하였고, Wolf 등<sup>(3)</sup>은 노즐 출구에 와이어 메쉬(wire mesh)를 설치하였을 때 정체점에서의 열전달이 44%정도 증가하는 것을 보고하였다. 또, Obot 등<sup>(4)</sup>은 충돌제트 열전달에서 제한벽(confined wall)이 있는 경우는 평균 열전달률이 10% 정도 감소함을 밝혔다. 한편, Huang과 El-Genk<sup>(5)</sup>은 선회류 발생체(swirl generator)를 삽입한 노즐을 이용한 연구에서 선회류제트의 선회비 및 제트와 충돌면 사이의 거리가 증가할수록 벽제트영역에 대한 열전달계수의 분포가 균일함을 보고한 바 있다. 또, Ward와 Mahmood<sup>(6)</sup>는 선회비의 변화에 따른 충돌면에서의 국소 및 평균 열전달계수를 나프탈렌 승화법을 이용하여 측정하였으며, 이대희와 원세열<sup>(7)</sup>은 선회류 발생체를 삽입한 경우 원형제트의 충돌열전달이 삽입하지 않은 경우에 비해 15~35% 증가함을 보고하였다.

본 연구에서는 선회류 발생체로서 비틀림 테이프(twisted tape)를 이용한 원형 선회류제트의 충돌면에서 정체점 및 벽제트영역의 유동 및 전열 특성을 실험적으로 조사하였다. 긴 원관의 출구에 비틀림 테이프를 삽입하여 제트에 선회류를 주었으며, 제트의 선회비(swirl ratio)를  $S=0.11$ ,  $0.23$  및  $0.30$ 으로 하였다. 또, 노즐 출구와 충돌면 사이의 무차원 거리를  $H/d=2, 4, 6, 8$ 로 변화시켰고, 제트 Reynolds 수  $Re=8700, 13800, 20000$  및  $26500$ 에 대하여 실험하였다. 또한, 비교를 위하여 각각의 경우에 대해 비틀림 테이프를 설치하지 않은 경우도 실험을 병행하였다. 국소 열전달계수의

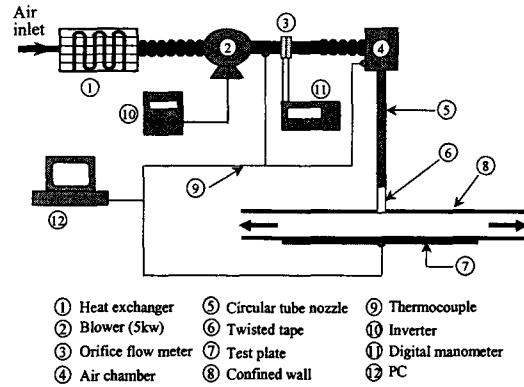
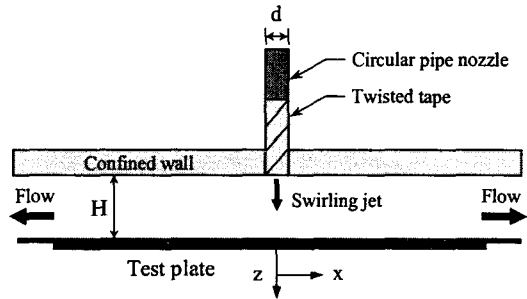
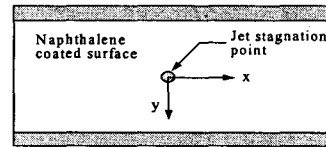


Fig. 1 Schematic diagram of experimental apparatus



(a) Test section



(b) Test plate

Fig. 2 Test section and coordinate system

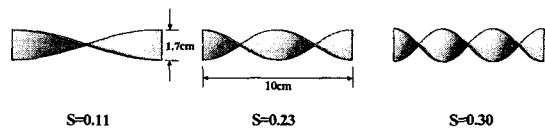


Fig. 3 Twisted tapes

측정에는 나프탈렌 승화법(naphthalene sublimation technique)을 사용하였으며, 충돌면에서의 유동상태를 파악하기 위하여 유막법(oil film method)을 사용한 유동가시화 실험을 수행하였다.

## 2. 실험 장치 및 방법

Fig. 1은 본 연구에서 사용한 실험장치의 개략도이다. 작동유체인 공기는 항온장치와 연결된 열교환기를 거쳐 송풍기로 공기 챔버에 압입한다. 송풍기의 입·출구에는 플렉시블튜브(flexible tube)를 사용하여 송풍기로부터의 진동이 전달되는 것을 방지하였고, 공기의 유량측정에는 오리피스 유량계를 사용하였다. 송풍기의 출구와 공기챔버 및 제트 충돌면에는 각각 T형 열전대를 설치하여 제트의 온도에 따라 열교환기의 운전을 제어하여 노즐출구의 공기온도가  $21 \pm 1^\circ\text{C}$ 를 유지하도록 하였다.

Fig. 2(a)에는 측정부의 단면도를 나타내었다. 측정부는 15 mm 두께의 투명 아크릴로 제작하였으며, 높이(H)를 조절하여 노즐과 충돌면 사이의 간격을 변화시킬 수 있는 구조로 되어있다. 노즐 내에서 완전발달된 유동이 될 수 있도록 원관 노즐은 내경 17 mm, 두께 2 mm, 길이 600 mm인 동판을 사용하였으며, 원관의 출구 부분에 비틀림 테이프를 삽입하였다. Fig. 2(b)는 제트 충돌면에서 좌표계를 나타낸다.

Fig. 3은 선회류 발생체인 비틀림 테이프의 형상을 나타낸다. 테이프는 두께 1 mm, 폭 17 mm인 동판을 삽입하여 선회비  $S=0.11, 0.23$  및  $0.30$ 로 제작하였다. 이때 선회비(S)는 테이프의 비틀림 각도  $\theta$ 를 측정하여 계산하였고, 다음의 식 (1)과 같이 정의하였다.<sup>(8)</sup>

$$S = \frac{\text{angular momentum}}{\text{axial momentum}} \approx \frac{2}{3} \tan \theta \quad (1)$$

또, 정온형 열선유속계를 사용하여 노즐출구의 제트속도와 난류강도를 측정하였으며, 출구에서의 난류강도가 5%를 초과하는 난류제트 조건에서 실험하였다. 제트의 충돌면은 나프탈렌으로 주조된 평판이며 이것은 등온전열면에 해당하고, 크기는  $100 \times 270$  mm이다. 실험전후에 나프탈렌 평판 표면에서의 국소 승화깊이의 측정은 Labview프로그램(National Instrument PCI-Step-4CX, Oriental PK566-NAC 0.36°/step)에 의해 제어하며 반복 위치 결정 정밀도가 0.001 mm인 3축 LM가이드를 가진 정반 위에 시편을 올려놓고 LVDT (Schaevitz LBB375TA

-020, MP1000)로 표면조도를 측정 기록하였다. 즉, 실험 직전에 시편을 충돌제트에 노출시켜 나프탈렌을 승화시킨 다음 실험이 끝난 후 다시 같은 위치에서 표면조도를 측정하여 실험시간동안에 승화된 깊이 차이를 구하였다. 나프탈렌 승화 깊이차( $\delta$ )로부터 국소 물질전달계수를 구하는데는 다음 식을 사용하였다.

$$h_m = \frac{\rho_s \cdot \delta}{\Delta t \cdot \rho_{v,w}} \quad (2)$$

즉, 국소 물질전달계수( $h_m$ )는 고체 나프탈렌의 밀도( $\rho_s$ ), 승화깊이 차이( $\delta$ ), 실험시간( $\Delta t$ ), 시편표면에서의 나프탈렌 증기밀도( $\rho_{v,w}$ )로부터 계산된다. 이때, 나프탈렌 증기밀도는 이상기체 상태방정식에 Ambrose 등<sup>(9)</sup>이 제안한 나프탈렌 증기압력을 대입하여 구할 수 있다. 또, Cho 등<sup>(10)</sup>이 제시한 나프탈렌 확산계수( $D$ )로부터 물질전달의 무차원수인 Sherwood 수를 다음 식에서 산출하였다.

$$Sh = \frac{h_m \cdot d}{D} \quad (3)$$

여기서,  $d$ 는 특성길이인 원형노즐의 직경이다.

또, 시편의 탈착과 승화깊이 측정 중에 발생하는 자연승화에 의한 실험오차를 줄이기 위해 식 (4)를 사용하여 승화깊이차를 보정하였다.

$$\delta_{free} = C \times 10^{-10} [1.0 + 0.1(T_w - 297.15)]^{1.03} \times \Delta t_f \quad (4)$$

$\delta_{free}$ 는 자연승화된 깊이,  $\Delta t_f$ 는 자연승화시간이며, 상온에서 평판에 대한 계수  $C$ 는 0.83이다.<sup>(11)</sup>

그리고, 물질전달계수(Sherwood 수)로부터 열전달계수(Nusselt 수)를 구하는 열-물질전달의 상사식은 다음과 같이 정의된다.

$$Nu = (\text{Pr}/\text{Sc})^n \cdot Sh \quad (5)$$

이때 공기에 대한 Prandtl 수는  $\text{Pr}=0.707$ 이며, 지수  $n$ 값은 0.4를 사용하였다. 그리고 Schmidt 수  $\text{Sc}$ 는 온도의 함수로써 주어진다.

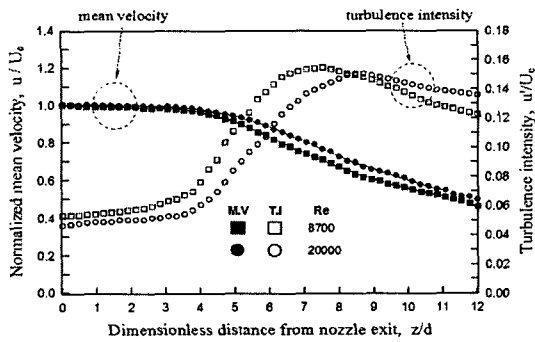


Fig. 4 Mean velocity and turbulence intensity distributions of jet along the centerline without a twisted tape

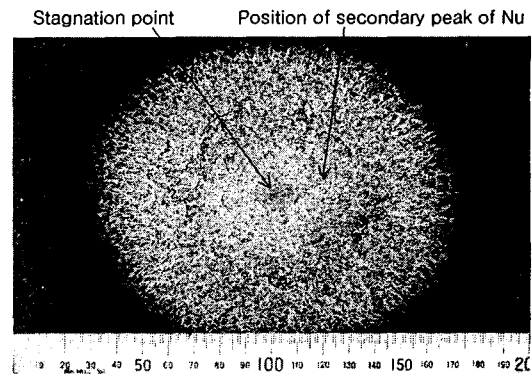
### 3. 실험결과 및 고찰

#### 3.1 자유제트의 평균속도 및 난류강도분포

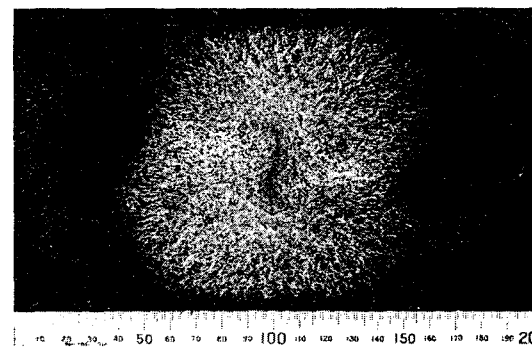
Fig. 4는 비틀림 테이프를 삽입하지 않은 경우 자유제트 중심축선상의 평균속도와 노즐 출구속도와의 비( $u/U_e$ ) 및 난류강도( $u'/U_e$ )의 분포를 나타낸 것이다. 제트의 포텐셜코어 길이는 Reynolds 수와 상관없이 대략  $z/d \approx 5$ 로 나타났다. 또, 난류강도는  $z/d=4$ 에서부터 급격히 증가하여 주위 유체와의 혼합이 충분히 이루어지는  $z/d=7$  근처에서 최대가 된 후 점차 감소하고 있다. Reynolds 수가 감소할수록 난류강도의 최대값이 나타나는  $z/d$ 는 작아지는 경향을 보였다.

#### 3.2 충돌면상의 유동가시화

Fig. 5는  $Re=8700$ 이고  $H/d=4$ 일 때 선회류를 주지 않은 경우와 선회비  $S=0.30$ 인 선회류제트의 경우에 대하여 각각 충돌면에서의 유동상태를 가시화한 사진이다. Fig. 5(a)는 비틀림 테이프를 삽입하지 않은 경우로서 충돌면의 중심에 정체점(stagnation point)이 존재하고 유동이 방사형으로 퍼져나가며 동심원의 흑백무늬를 나타내고 있다. 정체점과 희미한 검은색 고리사이의 흰색부분( $x/d \approx 2$ )은 유동의 재부착에 따른 천이현상이 발생하는 영역으로 Fig. 6(a)의 국소 열전달계수 분포에서 2차 극대값(secondary peak)이 나타난 영역과 대응된다. Fig. 5(b)에는 비틀림 테이프의 삽입에



(a) Without a twisted tape



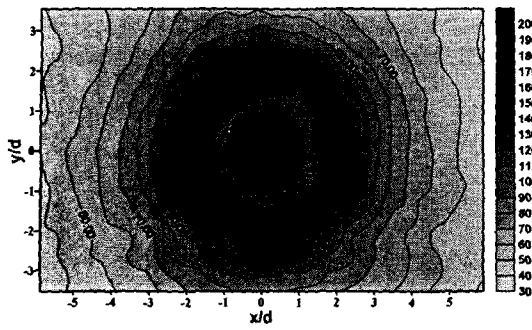
(b) With a twisted tape of  $S=0.30$

Fig. 5 Flow visualization for  $Re=8700$ ,  $H/d=4$

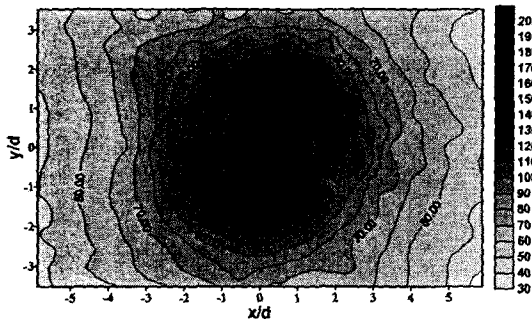
의해 2개로 분리된 선회류제트의 영향으로 중심부근에서 대칭적 선회유동이 나타났다. 그러나, 비틀림 테이프를 삽입하지 않은 경우와 비교하여 열전달계수의 2차 극대값이 나타나는 영역이 불명확하고, 외부 벽제트영역에서는 선회유동의 영향이 사라졌다. 또, 충돌면에서 선회유동의 형태는 선회류의 확산이 활발하게 일어나는  $H/d=4$ 에서 가장 뚜렷하게 나타났으며,  $H/d$ 가 증가함에 따라 점차 약해졌다.

#### 3.3 국소 열전달계수의 분포

Fig. 6에는  $H/d=2$ 이고  $Re=13800$  일 때, 제트에 선회류를 주지 않은 경우와  $S=0.30$ 인 경우에 대한 충돌면에서 등(等) Nusselt 수의 분포도를 나타내었다. Fig. 6(a)의 선회류를 주지 않은 경우에는



(a) Without a twisted tape



(b) With a twisted tape of S=0.30

Fig. 6 Contours of iso-Nusselt number at  $H/d=2$  and  $Re=13800$

국소 열전달계수가 정체점에서 최대값을 보인 후 감소하다가  $x/d$  및  $y/d$ 가  $\pm 1.5 \sim 2.0$ 사이에서 다시 증가하여 2차 극대값이 나타난 후에 급격히 감소하는 축류 원형 충돌제트의 전형적인 분포형태를 나타내고 있다. Fig. 6(b)의 선회비  $S=0.30$ 인 선회류제트의 경우는 유동가시화 사진에서와 같이 비틀림 테이프의 삽입으로 인하여 분리된 제트의 영향으로 정체점 부근에서 최대 Nusselt 수 분포가 거의 대칭적으로 나타나고 있으며, 선회를 주지 않은 경우에 비해 높은 열전달계수의 값을 보였다. 또, 선회비가 증가함에 따라 국소 열전달계수의 최대점이 정체점에서 조금씩 멀어지는 경향을 보였다. 이는 제트선회비의 증가에 따라 노즐로부터 분사되는 제트의 경사각도 증가에 따른 현상으로 사료된다. 그러나,  $x/d$  및  $y/d$ 가  $\pm 2.0$  이후부터는 비틀림 테이프의 삽입에 따른 열전달 증진효과가 거의 나타나지 않았다.

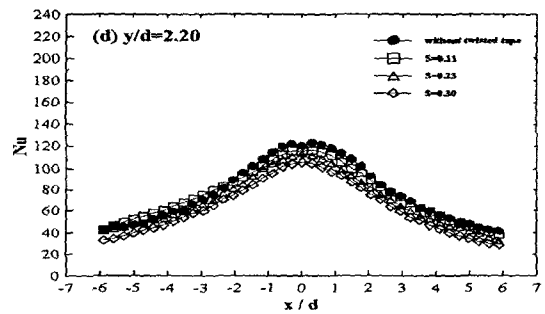
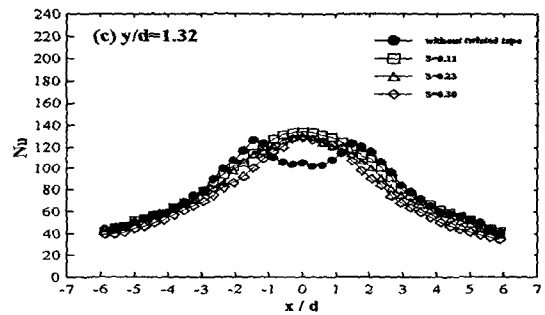
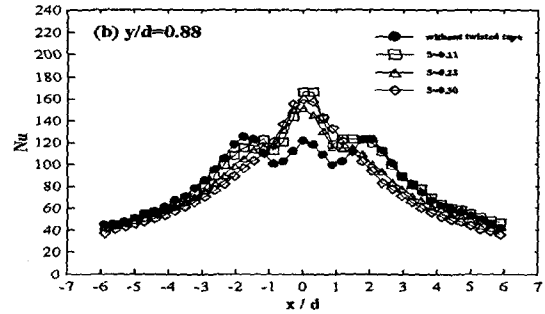
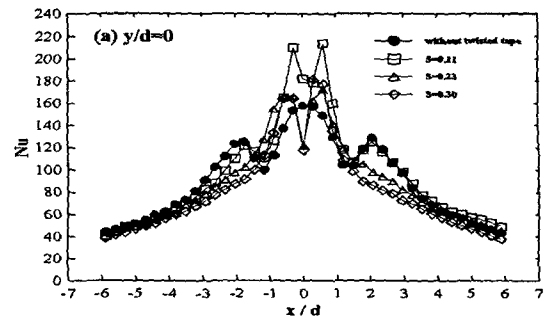


Fig. 7 Distributions of local Nusselt number for various  $y/d$  at  $H/d=2$ ,  $Re=13800$

Figs. 7과 8은  $Re=13800$ 일 때, 각각  $H/d=2$  및 4에 대하여 제트에 선회류를 주지 않은 경우와 선회류제트의 각 선회비에서 폭방향 거리비( $y/d$ )

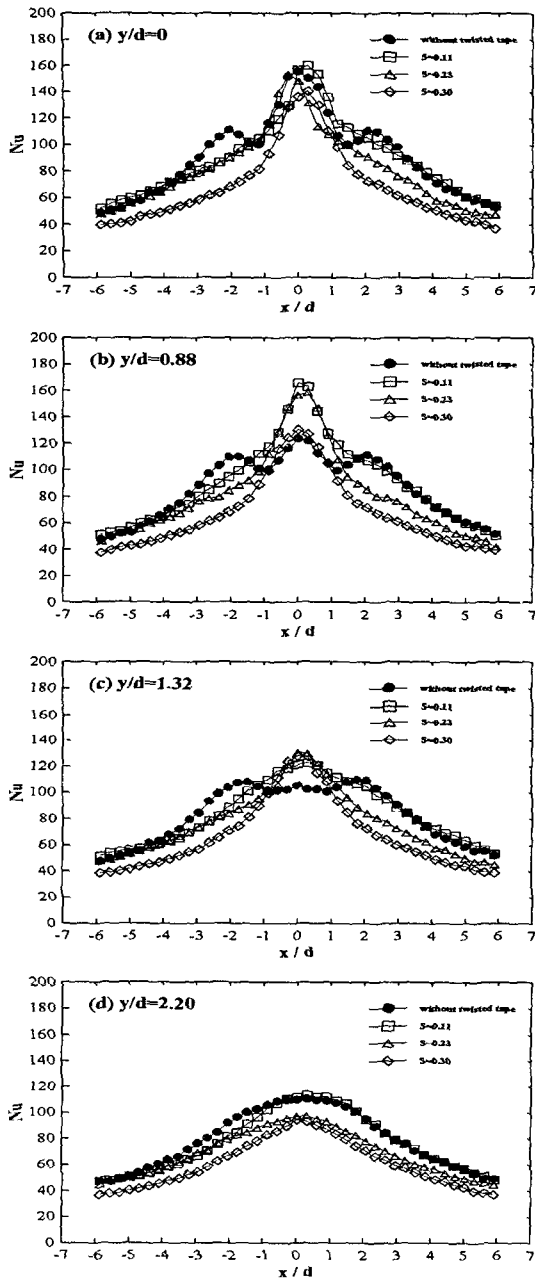


Fig. 8 Distributions of local Nusselt number for various  $y/d$  at  $H/d=4$ ,  $Re=13800$

가 각각  $y/d=0, 0.88, 1.32$  및  $2.20$ 일 때의 국소 열전달계수 분포를 나타낸 것이다. 제트에 선회를 주지 않은 경우는 Fig. 6(a)에서 알 수 있었던 것과 같이 정체점에서 최대값을 나타낸 후 감소하

다가 다시 증가하여  $x/d=\pm 2$  부근에서 2차 극대값을 가지는 국소 열전달계수분포를 보이고 있으며, 앞의 유동가시화 사진에서 본 것처럼 정체점에서 방사형으로 변해가는 대칭적인 분포를 보이고 있다. 제트에 선회류를 준 경우에 국소 열전달계수의 분포는 Fig. 7의  $H/d=2$ 일 때,  $y/d=0$ 인 경우  $x/d=\pm 0.5$  부근에서 거의 대칭적인 최대 국소 열전달계수의 값을 나타내고  $S=0.11$ 의 경우에는 2차 극대값이 나타나고 있다. 이는 노즐 출구에 비틀림 테이프의 삽입으로 인해 분리된 선회류 제트가 정체점을 중심으로 서로 반대 방향으로 전열면에 충돌하기 때문이다. 또,  $y/d=0$ 에서 최대 열전달계수의 값은 비틀림 테이프를 삽입하지 않은 경우에 비해  $S=0.11$ 에서 30%,  $S=0.23$ 에서 10%,  $S=0.30$ 에서 15%정도 증가하였다. 그러나,  $y/d=0.88$ 인 경우는 각 선회비에 따라 극대값의 차이가 크지 않았는데 이는 선회비가 증가함에 따라 제트가 벽제트영역으로 빨리 확산됨을 시사하고 있다. Fig. 8의  $H/d=4$ 에서는 선회류를 준 경우도  $H/d=2$ 의 경우와 달리  $y/d=0$ 일 때  $x/d=0$ 에서 최대값을 보인 후 감소하는 분포를 보이고 있으며, 각 선회비에 대해 2차 극대값은 나타나지 않았다. 그러나,  $S=0.11$  및  $0.23$ 인 경우는  $y/d=0.88$ 일 때  $x/d=0$ 에서 국소 Nusselt 수의 최대값을 가지는데 이는 선회류제트의 분출각도 때문이며,  $H/d$ 가 증가함에 따라 이러한 분출각도의 변화로 인하여 선회류제트가 전열면에 충돌하는 위치가 바뀌기 때문으로 사료된다. 그리고, Figs. 7과 8의 (c) 및 (d)에서는 폭방향 거리비( $y/d$ )가 증가함에 따라 비틀림 테이프의 삽입에 따른 열전달 증진효과는 급격히 감소하고 있으며,  $y/d=2.20$  이후 또는  $x/d$ 가 큰 벽제트영역에서는 선회류제트의 경우가 오히려 전체적으로 낮은 열전달계수의 분포를 보이고 있다.

Fig. 9는  $y/d=0$ ,  $Re=20000$ 일 때, 각  $H/d$ 에 대하여 횡방향으로 국소 열전달계수의 분포를 나타낸 것이다.  $H/d=2$ 일 때, 비틀림 테이프를 삽입하지 않은 경우와  $S=0.11$ 의 선회류제트의 경우에는 최대값 및 2차 극대값이  $x/d=\pm 0.3\sim 2.0$  부근에서 뚜렷이 나타나고 있으나,  $S=0.23$  및  $0.30$ 인 경우는 선회류제트의 확산에 의하여 2차 극대값은 나타나지 않았다. 또,  $S=0.11$ 일 때는 40%,  $S=0.23$ 에서는 20%,  $S=0.30$ 에서 35% 정도 최대 열전달계수가 증

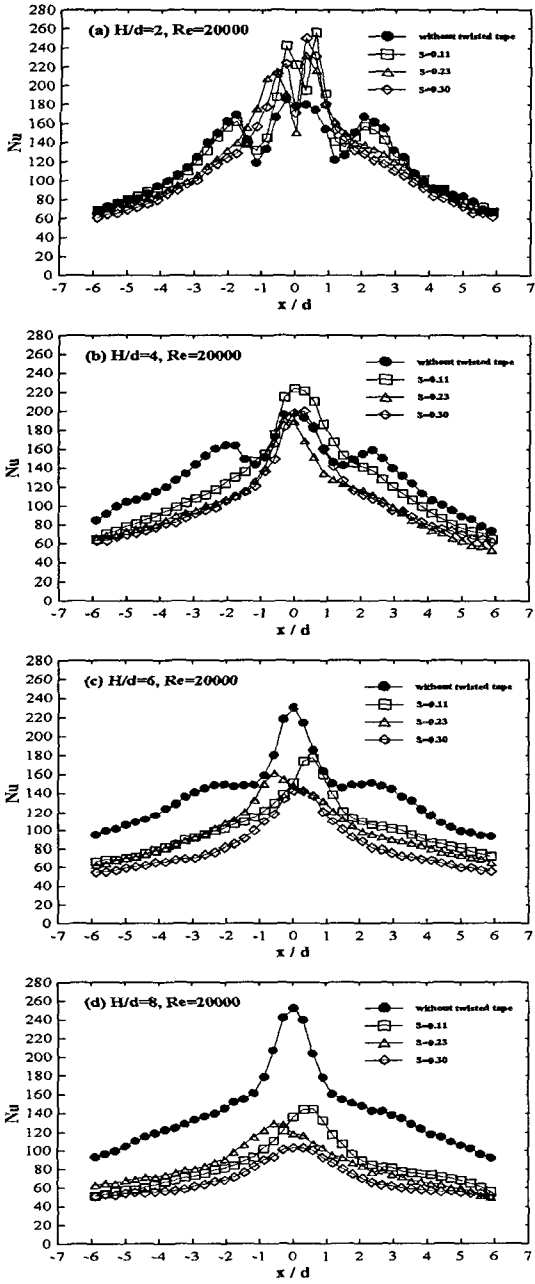


Fig. 9 Distributions of local Nusselt number for various H/d at y/d=0, Re=20000

가하였다. 그러나, H/d가 증가할수록 y/d=0에서의 국소 열전달계수가 비틀림 테이프를 삽입하지 않은 경우보다 오히려 낮게 나타나고 있다. 이는 선회비가 증가할수록 제트의 경사각이 커져서 H/d

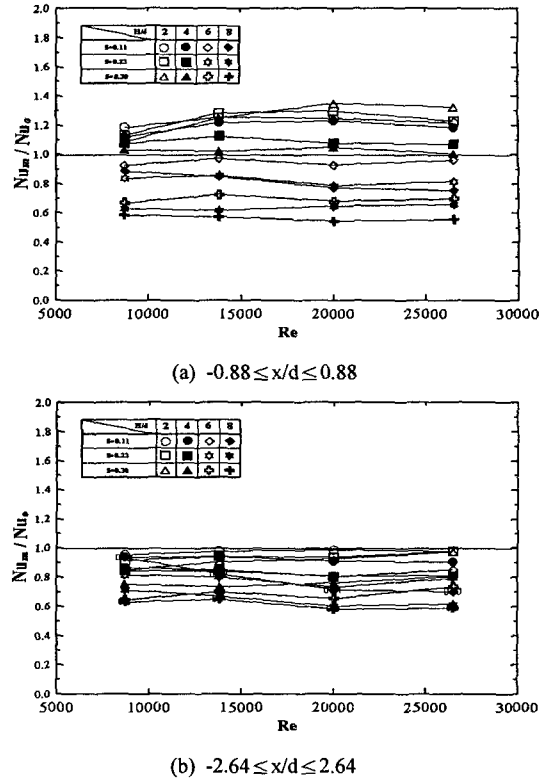


Fig. 10 Ratio of average Nusselt number vs. Reynolds number for jet impinging regions

의 증가에 따라 선회류제트의 전열면 충돌에 의한 열전달 효과가 감소하기 때문으로 사료된다.

3.4 평균 열전달계수

Figs. 10(a)와 (b)는 각각 제트 충돌면에서의 영역이  $-0.88 \leq x/d \leq 0.88$  및  $-2.64 \leq x/d \leq 2.64$  내에서 각 Reynolds 수와 H/d에 대하여 선회류제트의 평균 Nusselt 수를 비틀림 테이프를 삽입하지 않은 경우와 비교하여  $Nu_m/Nu_0$ 로 나타낸 것이다.

Fig. 10(a)의 정체점 부근에서는 H/d=2와 4인 경우에 비틀림 테이프를 삽입했을 때가 삽입하지 않은 경우보다 대부분 높게 나타나고 있으며, Reynolds 수가 증가할수록 현저하였다. 반면, H/d=6과 8인 경우에는 비틀림 테이프를 삽입한 경우에 선회류제트의 확산에 따른 영향으로 오히려 열전달효과가 감소함을 볼 수 있으며, Reynolds 수와 H/d의 증가에 따라 더욱 현저하게 나타났다. 본 실험범위에서는 각 Reynolds 수에 대하여 H/d=2인 경우

평균 열전달계수는 비틀림 테이프를 삽입하지 않은 경우에 비해  $S=0.11$ 에서 19~26%,  $S=0.23$ 에서는 14~30%,  $S=0.30$ 에서 10~35% 정도 증가하였고,  $H/d=4$ 인 경우에는  $S=0.11$ 에서 12~23%,  $S=0.23$ 에서는 8~14%,  $S=0.30$ 에서 2~5%정도 증가하였다.

Fig. 10(b)의 벽제트 영역으로 확장시킨 경우, 평균 열전달계수는  $H/d=2$ 인 경우를 제외하고 선회비(S)의 변화에 상관없이  $H/d$ 가 증가함에 따라 비틀림 테이프를 삽입하지 않은 경우보다 감소하고 있으며, 선회비의 증가와 함께 현저하게 나타났다. 따라서, 비틀림 테이프의 삽입에 의해 발생한 선회류의 영향은 정체점 영역에서, 그리고  $H/d$ 가 작을 때 더 큰 열전달 증진효과를 가져오는 것을 알 수 있었다.

#### 4. 결론

(1) 비틀림 테이프를 삽입하여 제트에 선회류를 준 경우, 각 선회비에 대한 국소 열전달계수의 최대값은  $x/d(y/d)=\pm 0.5$ 부근에서 나타나며, 선회류를 주지 않은 경우에 비해 최대 40% 정도 높게 나타난다.

(2) 선회류제트가 충돌면의 열전달에 미치는 영향은  $H/d=4$  이하에서  $x/d(y/d)=\pm 1.5$  부근까지 영향을 미치며,  $H/d=6$  이상에서는  $H/d$ 와 제트선회비 및 Reynolds 수가 증가함에 따라 열전달 증진효과가 급격히 감소한다.

(3) 비틀림 테이프의 삽입에 의한 선회류제트는 전열면 전체보다는 정체점영역에서 높은 열전달 증진효과를 보이며, 노즐출구와 전열면 사이간격이 작고 Reynolds 수가 증가할수록 그 효과가 현저하다.

#### 후 기

이 연구는 2002학년도 영남대학교 교비연구비 지원에 의하여 수행되었으며, 이에 감사드립니다.

#### 참고문헌

- (1) Jambunathan, K., Lai, E. Moss, M. A. and Button, B. L., 1992, "A Review of Heat Transfer Data for Single Circular Jet Impingement," *Int. J. Heat and Fluid Flow*, Vol. 13, No. 2, pp. 106-115.
- (2) Gardon, R. and Akfirat, J. C., 1965, "The Role of Turbulence in Determining the Heat Transfer Characteristics of Impinging Jets," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 8, pp. 1261-1271.
- (3) Wolf, D. H., Viskanta, R. and Incropera, F. P., 1995, "Turbulence Dissipation in a Free-Surface Jet of Water and Its Effect on Local Impingement Heat Transfer from a Heated Surface : Part 2-Local Heat Transfer," *ASME J. of Heat Transfer*, Vol. 117, pp. 95-103.
- (4) Obot, N., Mujumdar, A. and Douglas, W., 1982. "Effect of Semi-Confinement on Impinging Heat Transfer," *Proc. 7th Int. Heat Transfer Conf.*, Vol. 3, pp. 395-400.
- (5) Huang, L. and El-Genk, M. S., 1997, "Heat Transfer and Flow Visualization Experiments of Swirling, Multi-channel and Conventional Impinging Jets," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 41, No. 3, pp. 583-600.
- (6) Ward, J. and Mahmood, M., 1982, "Heat Transfer from a Turbulent, Swirling, Impinging Jet," *Proc. 7th Int. Heat Transfer Conf., HTD-3*, pp. 401-407.
- (7) Lee, D. H. and Won, S. Y., 1999, "Turbulent Heat Transfer from a Flat Surface to a Swirling Round Impinging Jet," *Proceeding of KSME Thermal Technical Division Conference*, pp. 154-160.
- (8) Bach, T. V. and Gouldin, F. C., 1982, "Flow Measurements in a Model Swirl Combustor," *J. of AIAA*, Vol. 20, No. 5, pp. 642-651.
- (9) Ambrose, D., Lawrenson, I. J. and Sprake, C. H. S., 1975, "The Vapour Pressure of Naphthalene," *J. Chem. Thermodynamics*, Vol. 7, pp. 1173-1176.
- (10) Cho, K., Irvine, T. F. J. and Karani, J., 1992, "Measurement of the Diffusion Coefficient of Naphthalene into Air," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 35, No. 4, pp. 957-966.
- (11) Goldstein, R. J. and Cho, H. H. 1995, "A Review of Mass Transfer Measurements Using Naphthalene Sublimation," *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 10, pp. 416-434.

(1) Jambunathan, K., Lai, E. Moss, M. A. and Button,