

## 사각봉이 배열된 슬롯제트 충돌면에서 노즐형상이 열전달에 미치는 영향

정인기\* · 박시우\*\* · 고완욱\*\*\*

### Effect of nozzle geometry on heat transfer of confined slot jet impingement on a flat plate with square rods

In-Kee Chung, Si-Woo Park and Wan-Wook Ko

Key Words: Confined Slot Jet(제한된 슬롯제트), Jet Impingement Heat Transfer(분류충돌 열전달), Square Rod(사각봉), Naphthalene Sublimation Technique(나프탈렌 승화법)

#### Abstract

The heat transfer characteristics of confined turbulent slot jet impingement on the flat plate with square rods(turbulence promoter) have been experimentally investigated at different nozzle configuration. The effects of jet Reynolds number ( $Re=3900, 5800, 7800, 9700$ ), dimensionless slot-to-plate distance( $H/B=4, 6, 8$ ) and clearance( $c$ ) between square rods and the plate were examined. Measurement of heat transfer rate were conducted using naphthalene sublimation technique. When square rods were inserted over the heat transfer surface, heat transfer rate was slightly increased in the wall jet region and the sharp-edged orifice nozzle was heigher than squared orifice nozzle.

#### 기호설명

B : 슬롯 노즐의 폭, 특성길이  
 c : 사각봉과 분류충돌면사이의 간극  
 D : 공기중의 나프탈렌 확산계수  
 d : 사각봉의 한 변 길이  
 H : 덕트의 높이(=슬롯과 충돌면사이 간격)  
 $h_m$  : 물질전달계수  
 Nu : 국소 Nusselt 수  
 $Nu_m$  : 평균 Nusselt 수  
 p : 사각봉 사이의 피치  
 Pr : Prandtl 수  
 Re : 제트 Reynolds 수( $=U_c B / \nu$ )

Sc : Schmidt 수  
 Sh : 국소 Sherwood 수  
 u : 제트의 축방향 속도  
 x : 제트 정체점에서 주유동방향 거리

#### 1. 서론

충돌제트는 높은 열 및 물질전달 효과로 인하여 물체의 가열, 냉각 등 각종 산업분야에서 광범위하게 응용되고 있다. 따라서 지금까지 충돌제트에 의한 유동 및 열전달 특성에 대하여 많은 연구가 수행되어 왔고, 최근에는 충돌분류계에 대한 열전달 증진 방안들이 다양하게 연구되고 있다. Gardon과 Akfirat<sup>(1)</sup>는 2차원 충돌제트에서 노즐폭과 노즐 출구에서 충돌면까지의 거리변화에 따른 정체점 부근의 국소열전달계수를 측정하였고, 노즐출구에 스크린을 설치하여 난류강도가 정체점의 열전달에 미치는 영향을 조사하였다.

\* 회원, 영남대학교 기계공학부

\*\* 회원, 영남대학교 대학원

\*\*\* 영남대학교 대학원

또 Wolf등<sup>(2)</sup>은 사각 채널노즐 출구에 와이어 메쉬(wire mesh)를 설치하여 제트에 높은 난류강도를 줌으로써 정체점에서 열전달이 44% 증가하는 것을 보고하였다. 또한, 최근 Haneda등<sup>(3)</sup>은 슬롯 제트 출구에 진동하는 원봉(oscillating cylinder)을 삽입하여 정체점 부근에서의 열전달 촉진효과를 조사한 바 있다.

한편, Obot등<sup>(4)</sup>은 충돌분류 열전달에서 제한벽(confined wall)의 영향을 조사하여 제한벽이 없는 경우에 비해 평균 열전달률이 10%정도 감소함을 보고하였으며, Wadsworth와 Mudawar<sup>(5)</sup>는 제트를 이용한 다중칩 전자부품의 냉각에 대한 연구에서 열전달이 채널 높이보다 Reynolds수와 슬롯폭에 더욱 의존함을 밝혔다. 또, Lin등<sup>(6)</sup>은 제한된 슬롯제트 충돌에 의한 정체점 열전달과 평균열전달률에 대한 실험식을 제안한 바 있다. 그러나, 대부분의 이러한 연구들은 정체점 부근에 대한 열전달 특성 파악과 열전달 촉진에만 집중되어 왔으며, 벽면분류영역 또는 전열면 전체의 평균열전달을 증진시키기 위한 연구는 상대적으로 미흡한 실정이다.

벽제트(wall jet)영역에서 표면조도에 의한 열전달 증진에 관한 연구들로서는 Cha등<sup>(7)</sup>이 전열면에 리브(rib)를 부착하여 열전달을 증가시키는 최적조건을 제시하였으며, 금등<sup>(8)</sup>은 사각로드(square rod)들을 전열면상에 배치하여 칩이영역에서의 열전달 증진효과를 실험적으로 검토하였다. 또한, 최근 이등<sup>(9)</sup>은 오목한 반구면에 원형리브를 설치하여 열전달 증대효과를 조사한 바 있다.

본 연구에서는 제한된 2차원 충돌분류계의 벽제트영역에서 열전달증진을 목적으로 전열면 위에 일정 간격으로 난류촉진체(turbulence promoter)를 배치하여 하류영역에서의 전열특성을 파악하고자 하며, 노즐의 형상에 따른 열전달 특성에 대한 비교실험을 수행하였다. 난류촉진체로서는 사각봉(square rod)을 사용하였으며, 사각봉의 한 변 길이(d)는 4mm이고, 전열면과의 간격은  $c=2\text{mm}$ 와 5mm로 하였다. 또한, 노즐 출구로부터 충돌면 사이의 무차원 거리를  $H/B=4, 6, 8$ 로 변화시키고, 제트 Reynolds수  $Re=3900, 5800, 7800, 9700$ 의 경우에 대해서 촉진체가 설치되지 않은 경우와 비교해서 실험을 수행하였다.

분류의 유동특성을 파악하기 위하여 열선유속계에 의해 제트의 속도 및 난류성분을 측정하였으며, 열전달계수의 측정에는 국소열전달계수를 비교적 정확하게 측정할 수 있는 나프탈렌 승화법(naphthalene sublimation technique)을 사용하였다.

## 2. 실험 장치 및 방법

### 2.1 실험 장치

Fig. 1은 본 연구에서 사용한 실험장치의 개략도이다. 동작유체인 공기는 항온장치와 연결된 열교환기를 거쳐 인버터(inverter)로 제어되는 송풍기로 흡입되며, 서지탱크를 거쳐 공기챔버로 유입된다. 이때, 송풍기의 입·출구에 연결되는관은 플렉시블튜브(flexible tube)를 사용하여 진동이 공기 챔버에 전달하는 것을 방지하였고, 서지탱크를 설치하여 공기의 맥동을 차단하였다.

공기챔버에는 충돌판을 설치하여 균일한 유동이 형성되도록 하였으며, 유동의 안정화를 위하여 하니컴(honeycomb)을 설치하였다. 챔버는 분리형으로 제작하였고, 상·하 챔버사이에 3mm두께의 고무판을 설치하여 충돌판에 의한 진동이 덕트에 전달되는 것을 방지하였다.

송풍기의 출구와 공기챔버, 제트충돌면에는 T형 열전대를 설치하여 제트온도에 따라 열교환기의 운전을 제어하여 슬롯출구의 공기온도가  $21\pm 1^\circ\text{C}$ 를 유지하도록 하였다.

Fig. 2(a)에는 측정부인 덕트의 단면을 나타내었다. 덕트는 15mm두께의 투명 아크릴로 제작하였으며, 슬롯의 폭(B)은 6mm, 길이는 600mm로 2차원 제트유동이 충분하도록 하였고, 덕트높이(H)를 조절하여 슬롯노즐과 충돌면 사이의 간격을 변화시킬 수 있는 구조로 되어있다. 또한, Fig. 2(b)는 본 실험에 사용된 슬롯노즐의 형상을 나타내었다. 노즐의 형상은 square-edged orifice 노즐과  $45^\circ$ 의 각도를 가지는 sharp-edged orifice 노즐의 두가지를 사용하였다.

사각봉은 충돌면에서 2mm 및 5mm 높이(c)에  $\theta = 45^\circ$ 로 기울여 주유동 방향으로 4개를 설치하였으며, 봉사이의 간격(pitch)은 50mm로 고정하였다. 이때 제트 흐름에 대칭성을 유지하기 위하여 주유동의 반대방향으로도 더미(dummy) 사각봉을 배열 하였다.

피토투관으로 보정한 KANOMAX 정온형 열유속계(constant temperature anemometer)를 사용하여 노즐출구의 제트속도와 난류강도를 측정하였으며, 슬롯 출구에서 난류강도가 5%를 초과하는 초기 난류제트 조건에서 실험하였다.

제트 충돌면에는 정체점부근에서 주유동방향으로 등온전열면에 해당하는 나프탈렌으로 주조된 평판을 설치하였으며, 나프탈렌판의 크기는  $100 \times 270\text{mm}$ 이다. 나프탈렌 분말을 전기로에서 용융시켜 몰드에 주입한 후 상온에서 6시간 이상

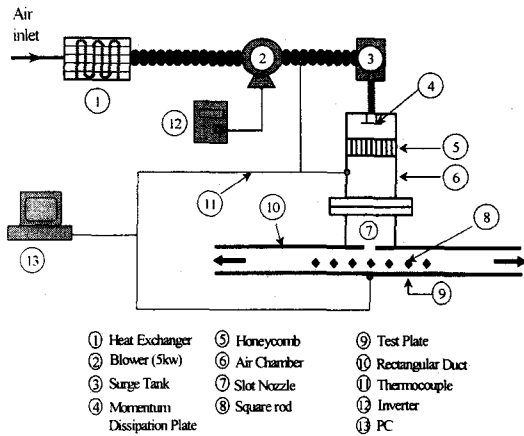


Fig. 1 Schematic diagram of experimental apparatus

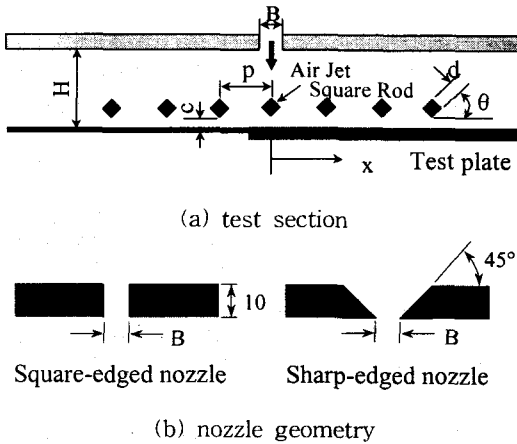


Fig. 2 Cross-sectional view of test section and nozzle geometry.

냉각시켰다. 실험전후의 나프탈렌 평판 표면에서 국소승화깊이 측정은 Labview프로그램(National Instrument PCI- Step-4CX, Oriental PK566-NAC 0.36° /step)에 의해 제어하였으며, 0.001mm의 반복 위치결정 정밀도를 가지는 3축 LM가이드를 가진 정반위에 시편을 올려놓고 LVDT (Schaevitz LBB375TA- 020, MPI1000)로 표면 조도를 측정기록(IBM PC, National Instrument PC-LPM-16PnP) 하고, 충돌제트에 노출시켜 나프탈렌을 승화시킨 다음 다시 같은 위치에서 표면조도를 측정하여 실험시간동안 승화된 깊이 차이를 구하였다.

## 2.2 데이터 처리방법

나프탈렌 승화깊이차로부터 국소 물질전달계수를 구하는데는 다음 식을 사용하였다.

$$h_m = \frac{\rho_s \delta}{\Delta t \rho_{v,w}} \quad (1)$$

즉, 물질전달계수( $h_m$ )는 고체 나프탈렌의 밀도( $\rho_s$ ), 나프탈렌 승화깊이 차이( $\delta$ ), 실험시간( $\Delta t$ ), 시편표면에서 나프탈렌 증기밀도( $\rho_{v,w}$ )로부터 계산된다.

나프탈렌 증기밀도( $\rho_{v,w}$ )는 이상기체 상태방정식에 Ambrose등<sup>(10)</sup>이 제안한 나프탈렌 증기압을 대입함으로써 구할 수 있으며, Cho등<sup>(11)</sup>이 제시한 나프탈렌 확산계수( $D$ )로부터 물질전달의 무차원 수 Sherwood수를 다음식에서 산출한다.

$$Sh = \frac{h_m B}{D} \quad (2)$$

여기서, B는 특성길이인 슬롯의 폭이다.

또, 자연 승화량에 의한 실험 오차를 줄이기 위해 식(3)을 사용하여 승화깊이차를 보정하였다.

$$\delta_{free} = C \times 10^{-10} [1.0 + 0.1(T_w - 297.15)]^{1.03} \times \Delta t \quad (3)$$

$\delta_{free}$ 는 자연 승화된 깊이,  $\Delta t$ 는 자연 승화 시간이며, 상온에서 평판에 대한 계수 C는 0.83이다.<sup>(12)</sup>

한편 물질전달계수(Sherwood 수)로부터 열전달계수(Nusselt 수)는 다음의 열-물질전달 상사식을 사용하였다.

$$Nu = (Pr/Sc)^n \cdot Sh \quad (4)$$

이때 공기에 대한 Prandtl 수는  $Pr=0.707$ 이며, 난류일 때 지수 n값은 0.4이고, Schmidt 수 Sc는 온도의 함수로써 주어진다.

## 3. 실험결과 및 고찰

### 3.1 속도분포 및 난류강도

Fig. 3은  $Re=5800$ 인 경우 노즐의 형상에 따른 제트 중심선의 평균속도와 노즐 출구속도와와의 비( $u/U_e$ ) 및 상대난류강도( $u'/U_e$ )의 분포를 나타낸 것이다. 노즐 출구에서 최대 평균속도의 95%가 유지되는 포텐셜 코어영역은 square-edged 노즐인 경우 약  $H/B=1$ , shape-edged 노즐인 경우는  $H/B=6$ 정도로 사료된다. 또, 포텐셜코어 영역에서 평균속도비가  $u/U_e > 1$  나타나는 것은 오리피스(orifice)형 슬롯노즐에서 유동수축현상(vena contracta)등에 따른 유동특성으로 사료된다.

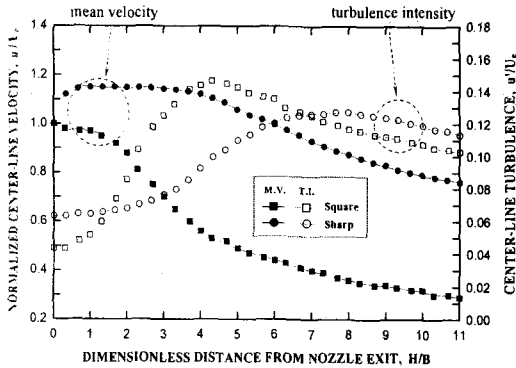


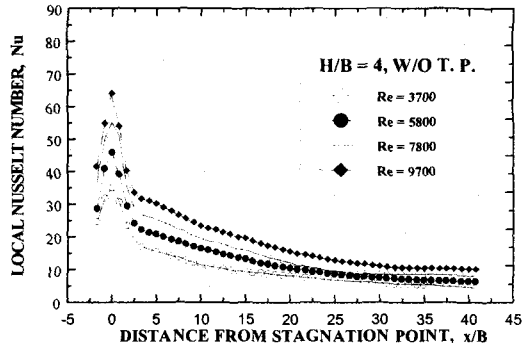
Fig. 3 Mean velocity and turbulence intensity distributions along the centerline for different nozzle geometry at  $Re=5800$ .

square-edged 노즐의 경우 난류강도는 노즐 출구로부터 급격히 증가하여 주위 유체와의 혼합이 충분히 이루어지는  $H/B=4$ 부근에서 최대가 된 후 점차 감소하고 있으며, sharp-edged 노즐의 경우에는  $H/B=4$ 까지 서서히 증가하다가 이후 급격한 증가를 보이면서  $H/B=6$  근처에서 최대값을 나타낸 후 서서히 증가함을 보이고 있다. 또한, Reynolds 수가 감소할수록 상대난류강도는 증가하는 경향을 나타내었다.

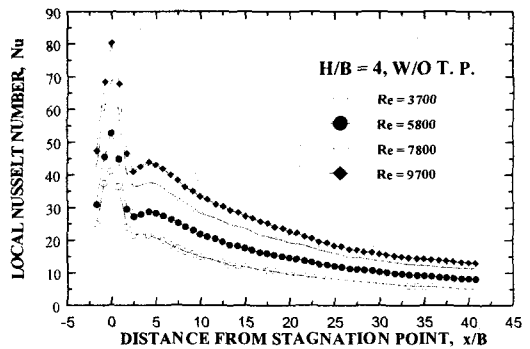
### 3.2 국소 열전달계수 분포

Fig. 4(a)와 (b)는 난류축진체를 삽입하지 않은 경우,  $H/B=4$ 일때 각각의 노즐형상에 대한 국소 Nusselt 수의 분포를 Reynolds 수의 변화에 대하여 나타낸 것이다.

square-edged 노즐의 경우 국소 Nusselt 수는 정체점에서 극대값을 나타낸 후 급격히 감소하여 벽면제트영역에서는 온도경계층의 발달로 서서히 감소하는 경향을 나타내었다. sharp-edged 노즐인 경우, Gardon<sup>(1)</sup> 등의 결과와 유사하게 노즐과 판사이의 거리가 포텐셜 코어 길이보다 작은 영역에서는 제 2극대점이 나타나고 있으나, square-edged 노즐인 경우 포텐셜 코어길이가  $H/B=1$ 로 짧아 제트가 확산되고, 제한벽으로 인하여 충돌면에서 유동의 박리, 재부착의 제한 등의 영향으로 제 2의 극대점이 나타나지 않은 것으로 사료된다. 정체점에서의 국소 열전달 계수는 sharp-edged 노즐이 square-edged 노즐보다 높게 나타나고 있다. 또한, Reynolds 수가 증가함에 따라 정체점 뿐만 아니라 벽제트영역의 Nusselt 수도 증가하고 있다. Fig. 5(a)와 (b)는 난류축진체를 설치한 경우, 전열면과의 간극(c) 2mm일 때, 각각의



(a) Square-Edged Orifice Nozzle

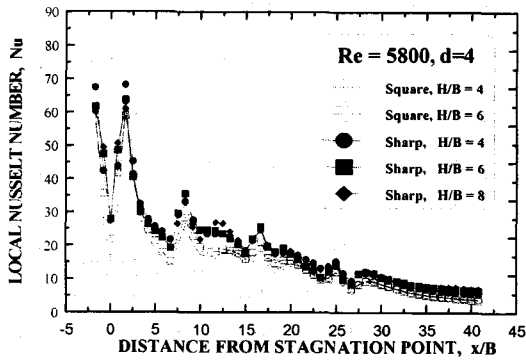


(b) Sharp-Edged Orifice Nozzle

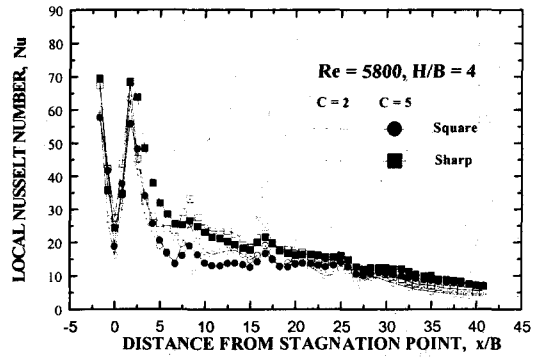
Fig. 4 Distributions of local Nusselt number on the plate without square rods for different nozzle geometry.

노즐의 형상에 따른 국소 Nusselt 수의 분포를 나타낸 것이다. 정체점에서는 충돌제트 중심축상에 설치된 사각봉의 영향으로 국소 Nusslet 수가 감소한 반면, 축진체의 설치로 인한 유동의 박리, 재부착 등의 영향으로 양측에서 높은 극대값을 나타내고 있다. 또, 제2 축진체 전방에서는 유동의 정체로 극소값이 나타나지만, 축진체 하부에서는 전열면과의 간극을 통한 유동의 가속효과로 열전달이 증가하였다. 간극(c)이 5mm일 경우에도 이와 유사한 경향을 보이고 있으며, 두 경우 모두 square-edged 노즐보다 sharp-edged 노즐이 전체적인 국소 열전달계수값이 높게 나타나고 있다. 이는 전술한 바와 같이 square-edged 노즐인 경우, 포텐셜 코어의 길이가 짧아 노즐 출구에서 주위유체와의 활발한 혼합으로 열전달에 유동속도의 감소에 의한 것으로 사료된다.

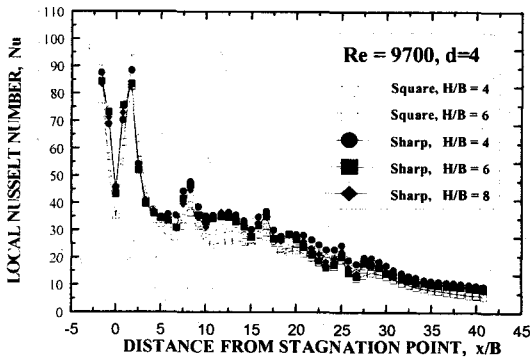
Fig. 6(a)와 (b)는  $H/B=4$ 일때, 전열면과의 간극(c)이 2mm, 5mm일 경우 각각의 국소 Nusselt 수의 분포를 노즐의 형상 및 Reynolds 수의 변화에



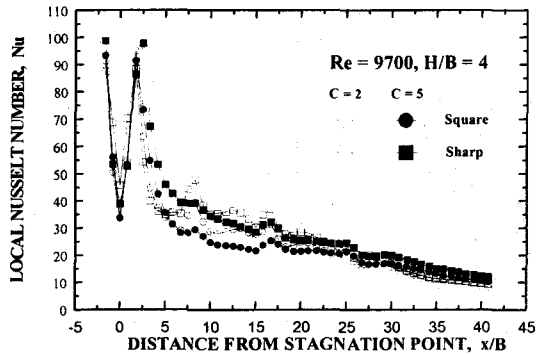
(a) Re = 5800



(a) Re = 5800



(b) Re = 9700



(b) Re = 9700

Fig. 5 Distributions of local Nusselt number on the flat plate for c=2mm.

대하여 나타낸 것이다. 첫 번째 축진체에 의한 제 1극대점과 두 번째 축진체 하부에서 나타나는 제 2극대점은 각각 축진체에 의하여 박리된 유동이 전열면에 재부착하는 영향과 축진체와 벽면 사이의 간극으로 인한 가속효과 때문이며, 전열면과의 간극이 작을수록 열전달 축진효과가 크게 나타남을 확인할 수 있다. 이러한 효과는 H/B 및 Reynolds 수가 감소할수록 증가하는 경향을 보이고 있다. 세 번째 축진체 이후부터는 전열면과의 간극이 작아짐에 따라 열전달 효과가 저하됨을 보이고 있다. 이는 충돌분류가 정체영역으로부터 속도 결손 현상으로 인하여 하류영역에서 유동 속도의 감소에 따른 것으로 사료된다.

### 3.3 평균 열전달 계수

Fig. 7은 각각 난류축진체와 전열면과의 간극 (c)이 2mm와 5mm일 경우, H/B=4, 6 및 8일 때 Reynolds 수의 변화에 대한 평균 열전달 증대효과를 노즐형상에 대하여 나타낸 것이다.

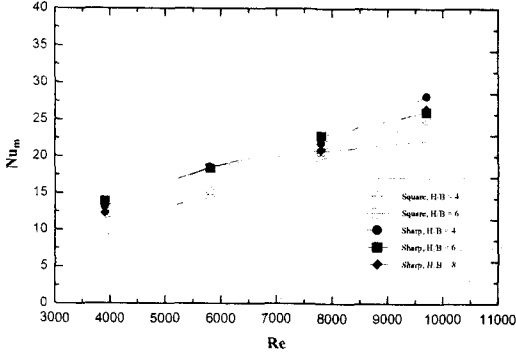
Fig. 6 Distributions of local Nusselt number on the flat plate for c=2mm and 5mm.

Reynolds 수가 7800이고 노즐의 형상이 square-edged 노즐인 경우를 제외하고는 전반적으로 난류축진체를 설치했을 때 sharp-edge 노즐에서 평균 열전달계수가 square-edged 노즐의 경우보다 약 25%정도 높게 나타났다. 이것은 square-edged 노즐의 경우 포텐셜 코어 길이가 H/B=1로 짧기 때문에 노즐의 출구에서 주변유체와의 활발한 유동의 혼합이 발생하여 열전달에 큰 영향을 미치는 유동의 속도의 영향이 크게 작용하기 때문으로 사료된다. 그러나 H/B의 증가에 따른 평균 열전달 증대나 감소의 효과는 크게 나타나지 않았으며 Reynolds 수가 증가할수록 평균 열전달 계수는 증가하는 경향을 나타내었다.

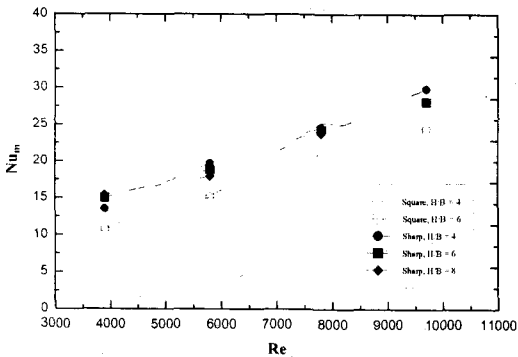
### 4. 결론

- (1) square-edged 노즐의 경우 노즐의 기하학적 형상에 의해 포텐셜 코어 길이가 H/B≈1로

## 참고 문헌



(a)  $c = 2\text{mm}$



(b)  $c = 5\text{mm}$

Fig. 7 Average Nusselt number ratio for Reynolds number on various H/B.

매우 짧게 나타나며, 제트중심에서 난류강도는  $H/B=4$  부근에서 최대가 된다. sharp-edged 노즐의 경우에는 포텐셜 코어 길이가  $H/B=6$  정도이며, 난류강도는  $H/B=8$  부근에서 최대가 된다. 또, 각 노즐에서 Reynolds수가 작을수록 상대난류강도가 크게 나타난다.

- (2) 난류축진체가 없는 경우, 충돌면에서의 국소 Nusselt 수 분포는 2차원 제트의 전형적 분포 형태를 나타내며, sharp-edged 노즐의 경우 노즐출구와 충돌면 사이의 거리가 포텐셜 코어 길이보다 짧을 때 제 2극대값이 나타났다.
- (3) 사각봉을 전열면과 띄어서 배열한 결과 유동의 가속과 난류혼합효과로 정체점 부근에서는  $c=2\text{mm}$ 인 경우 전열축진 효과가 우수한 반면, 벽제트 영역에서는  $c=5\text{mm}$ 가 높게 나타났다.
- (4) sharp-edged 노즐이 square-edged 노즐보다 전체적으로 난류축진체에 의한 열전달 촉진효과가 크게 나타나며, Reynolds수의 증가에 따라 열전달 촉진효과가 증대되었다.

1. Gardon, R. and Akifirat, J. C., 1966, "Heat Transfer Characteristics of Impinging Two-Dimensional Air Jets", ASME J. of Heat Transfer, pp. 101-108.
2. 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.
3. Haneda, Y., Tsuchiya, Y., Nakabe, K. and Suzuki, K., 1998, "Enhancement of Impinging Jet Heat Transfer by Making Use of Mechano-Fluid Interactive Flow Oscillation", Int. J. Heat and Fluid Flow, pp. 115-124.
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. Wadsworth, D. C. and Mudawar, I., 1990, "Cooling of a Multichip Electronic Module by Means of Confined Two Dimensional Jets of Dielectric Liquid", ASME J. of Heat Transfer, Vol. 112, pp. 891-898.
6. Lin, Z. H., Chou, Y. J. and Hung, Y. H., 1997, "Heat Transfer Behaviors of Confined Slot Jet Impingement", Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 40, No. 5, pp. 1095-1107.
7. Cha, J. Y., Kasagi, N. and Hirata, M., 1984, "Structure of a Two-Dimensional Jet Impinging on the Wall with Large-Scale Transverse Repeated Roughness(in Japanese)", J. of Flow Visualization Soc. Jpn., Vol. 4, pp. 223-228.
8. 김성민, 이관석, 오수철, 1995, "충돌공기분류계에서 사각로드에 의한 전열증진효과-천이영역에서의 전열 특성", 대한기계학회논문집, 제19권, 제11호, pp. 3084-3090.
9. 이대회, 원세열, 이준식, 1999, "표면조도를 가지는 오목한면에 충돌하는 원형제트에 의한 열전달 측정", 대한기계학회논문집 B권, 제23권, 제6호, pp. 734-743.
10. Ambrose, D., Lawrenson, I. J. and Sprake, C. H. S., 1975, "The Vapour Pressure of Naphthalene", J. Chem. Thermodynamics, Vol. 7, pp. 1173-1176.
11. 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.
12. 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.