2차원 채널 충돌제트에서 난류강도의 변화에 대한 유동 및 열전달 특성

윤순현* · 김동건** · 김문경***
(1998년 11월 14일 접수)

A Characteristics of Flow and Heat Transfer for Variation of Turbulence Intensity in the Two-Dimensional Channel Impinging Jet

Yoon Soon Hyun, Kim Dong Keon and Kim Moon Kyoung

Key Words: Two-Dimensional Impinging Jet(이차원 충돌제트), Liquid Crystal(액정) Initial Turbulence Intensity(초기난류강도), Convection Heat Transfer(대류열전달), Stagnation Point(정체점)

Abstract

Experiments were conducted to investigate the effect of the initial turbulent intensity on the flow and heat transfer characteristics for a two-dimensional impinging jet. A square rod was installed at the nozzle exit to increase initial turbulent intensity. A hot wire probe and thermochromic liquid crystal technique were used to measure the turbulent intensity and the surface temperature. All measurements were made over a range of nozzle-to-plate distance from 1 to 10 at Re=20,000. When the rod is not installed, the maximum stagnation point Nusselt number is occurred at H/B=9. A higher initial turbulent intensity enhanced the heat transfer on the surface. A correlation between stagnation point Nusselt number and turbulent intensity are presented.

기호설명

A	: 금박막의 표면적
B	: 노즐 폭
E	: 금박막을 통과하는 전압
f	: 도금의 균일성
H	: 노즐과 충돌면과의 거리
I	: 금박막을 통과하는 전류
N	: 충돌 면에 수직인 방향의 좌표
Nu	: 국소 Nusselt 수
Nu_{max}	: 최대 Nusselt 수
Nu_{mean}	: 평균 Nusselt 수
Nu_s	: 정체점 Nusselt 수
Re	: Reynolds 수
S	: 충돌 면에 평행한 방향의 좌표
T	: 사각로드의 두께
T_a	: 제트 주위의 온도
T_J	: 노즐 출구의 제트 온도
T_w	: 충돌 벽면에서 온도
Tu	: u'/U_J
U	: X방향의 평균 속도
U_J	: 노즐의 출구속도
U_S	: S방향의 평균속도
V	: Y방향의 평균속도
V_S	: N방향의 평균속도
u, v	: X, Y방향의 난류 속도 성분
u′, v′	: u, v의 R.M.S

* 회원, 부산대학교 기계공학부
** 부산대학교 대학원
*** 창원전문대학 기계설계과

u_s , v_s : S, N방향의 난류 속도 성분

u_s' , v_s' : u_s, v_s의 R.M.S

X : 노즐출구에서 유동방향의 좌표

Y : 노즐출구에서 유동방향에 수직 좌표

$Y_{1/2_{max}}$: 분류 반폭

그리스문자

ε : 액정 및 흑색도료의 방사율

ν : 공기의 동점성계수

σ : Stefan-Boltzmann 상수

1. 서 론

충돌 제트는 국소적으로 높은 열 및 물질전달 효과를 얻을 수 있으므로, 물체의 냉각, 가열 및 건조 수단으로 산업현장에서 널리 사용되고 있다. 따라서 충돌 제트의 의한 열전달 촉진 방안에 대한 연구는 지속적으로 수행되고 있다.

지금까지 충돌제트에 대한 연구는 난류강도, Reynolds 수, 노즐과 충돌면 사이의 간격, 노즐 출구 형상, 제트와 충돌면과의 충돌경사각, 충돌면의 곡률형상 등에 대해 많은 연구가 되어왔다. 그 중 열전달 촉진에 중요한 변수인 난류강도의 변화에 의한 영향에 대해서는 좀 더 많은 연구가 필요하다.

Schauer와 Eustis[1]는 2차원 충돌제트에서 유동 중심선을 따라 평균속도를 측정하였고, Beltaos와 Rajaratnam[2]은 원형제트류를 평면위에 수직하향으로 충돌시킬 때 피토관을 이용하여 평균 속도 및 압력분포를 측정하고, 충돌면 근처에서 제트 반폭이 급격히 증가하는 것을 관찰하였다. 그 밖에도 Gutmark와 Wygnanski[3]는 2차원 제트 출구와 충돌판과의 거리비가 120에서 난류강도, 난류성분의 3차, 4차 항들 및 2점에서의 속도의 상관관계 등을 조사하였다. 또한 Gutmark 등[4]은 노즐 출구에서부터 출구폭의 100배의 거리에 충돌벽을 설치하고, 제트류의 중심선상에서 평균속도 분포와 3방향의 난류강도가 충돌벽에 의해 변화는 영역의 범위를 연구하였다. Wolfshtein[5]과 Amano[6]는 평판 위에 충돌하는 경우의 난류의 거동을 수치적 연구를 통하여 조사하였다. Stevens와 Webb[7]은 원형제트에서 충돌벽면근처에서의 평균속도 및 난류강도를 측정하였다. Gardon과 Akfirat[8,9]는 이차원 충돌제트에서 노즐의 출구에 스크린을 설치하여 정체점의 열전달 계수를 측정하여 노즐 출구에서 강한 난류강도의 영향으로 노즐과의 거리가 근접한 영역에서 열전달계수가 급격히 증가하는 것을 보였다. 또한 Hoogendoorn[10]은 원형제트에서 직관노즐과 축소노즐을 이용하여 열전달 계수 측정과 노즐 출구에 스크린을 사용하여 초기난류강도를 2.5% 증가시켜 열전달 계수를 구하였다. Wolf, Viskanta와 Incropera[11,12]는 형상비가 10인 사각채널노즐을 이용하여 노즐출구에 30, 40mesh의 스크린과 와이어 그리드(wire grid)를 설치하여 유동 구조 및 국소적인 열전달계수를 측정하였다. 그 결과 스크린을 설치한 경우, 노즐출구에서 노즐의 5배이하의 지점에서 높은 난류강도가 나타났고, 이런 높은 난류강도에 의해 정체점에서 열전달 계수가 44% 증가하는 것을 보였다.

본 연구에서는 2차원 채널(channel)노즐에서 Reynolds 수를 20,000으로 고정하고, 노즐과 충돌면의 거리(H/B), 충돌면 위를 따르는 무차원 거리(S/B), 초기난류강도의 증가를 위해 노즐 출구에 설치된 사각로드(square rod)의 두께(T)에 따라 난류유동장을 측정하여 난류강도가 열전달에 미치는 영향을 조사하였다.

2. 실험장치 및 방법

Fig. 1은 본연구에 사용된 실험장치의 개략도이다. 풍동은 0.5마력 3상전동기로 구동되는 개회로 저속 풍동으로, 송풍기(blower), 확대부(diffuser), 채널노즐(channel nozzle), 시험구간(test section)으로 구성되어 있으며, 전체길이는 6m이다. 안정된 노즐 출구의 속도를 얻기 위하여 덕트안에는 2개의 스크린(50mesh)을 설치하였다. 또한 전동기의 전원회로에 장치한 전원주파수변환기(LG, 5마력용 : SV-307GS-3)를 사용하여 노즐 출구의 속도를 일정하게 유지하였다. 노즐의 출구 폭(B)은 20mm이고, 높이(W)는 350mm로 형상비 W/B는 17.5이다. 또한 충돌판이 2차원성을 유지하기 위하여 충돌판의 위와 아래를 제한하였다. 제트와 수직으로 충돌하는 충돌면의 크기는 1200×350mm이고, 두께가 20mm의 아크릴로 제작하였다. 초기난류강도를 증가시키기 위하여 노즐출구에 사각로드는 Fig. 1에서 보인 것과 같이 정방향으로 설치하였으며, 사각로드의 크기는 5×5×350mm, 6×6×350mm으로 변화시켜서

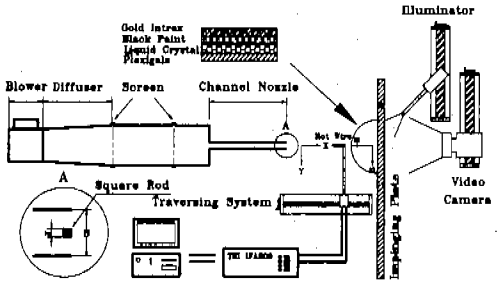

Fig. 1 Schematic diagram of the experimental apparatus.

측정하였다. 유동장은 I형과 X형 열선을 이용한 2채널의 정온(constant temperature)형 열선 유속계를 사용하였다. 열선의 교정은 I형 열선은 5차 근사 다항식을 이용하였고, X형 열선은 교정도표 기법(Look Up Table)으로 교정하였다. 열선의 측정지점의 이송은 수동으로 구동되며, 측정지점의 정밀한 이송을 위해 0.05mm의 정밀도를 갖는 길이 측정용 현미경을 사용하였다.

열전달 실험은 연속적인 온도분포를 측정할 수 있는 액정(R35C3W)을 사용하여 벽면의 온도를 디지털 영상처리기법을 통하여 구하였다. 온도에 대해 특정적인 구간에서 뚜렷이 보이는 빛깔(Hue)을 이용하여 3차 다항식으로 근사 값을 구하였다. 액정의 색깔은 카메라의 각도와 광원의 각도에 따라 인식하는 색깔의 값이 다르므로, 교정시 사용하였던 카메라 각도 90°와 광원의 각도 40°를 실험시 그대로 적용하였다. 열전달 실험에서는 0.13 ㎜ 두께의 폴리에스테르 필름에 20 Å 정도의 두께로 금을 입힌 금박막을 사용하여 등열유속 경계조건을 설정하였고, 열전달 실험의 측정면 크기는 20×800(mm)이다. 열전달 계수의 환산을 위해 송풍기의 흡입구, 노즐출구, 실험실 내 정지 외기 중에서의 온도를 각각 백금온도센서로 정교하게 교정한 열전대를 사용하여 측정하였다. 벽면의 열유속 크기는 공급전력을 조절하여 변화시킬 수 있고, 이 때 액정의 색상은 공급전력에 따라 변한다. 나타난 액정의 색상은 영상처리기법을 이용하여 액정 교정식을 통해 각 위치에서의 벽면온도 값을 구해서, 국소 열전달계수를 구하였다. 여기서 열전달계수는 일반적으로

$$h = \frac{q''_v}{(T_w - T_j)} \qquad (1)$$

로 정의되고, 정미열유속 q''_v은

$$q''_v = \frac{f(I \cdot V)}{A} - \varepsilon\sigma(T_w^4 - T_a^4) - q''_d \qquad (2)$$

이고, 공급된 전력 $(I \cdot V)/A$에 의한 열유속에서 복사와 전도에 의한 열손실을 뺀 값에 해당된다. f는 금박막의 도금균일성을 나타내는 값으로 Baughn 등[13]와 Lee 등[14]에 의하면 금박막의 크기를 작게 하고 금박막물의 중간부분을 취할 경우 0.98이상이 된다. 따라서 본 연구에서는 f를 1로 두고 2 %의 오차를 불확실성 분석에서 감안해 주었다. 그리고 Plexiglas의 전도에 의한 손실은 총발열량의 1 %로 간주하였다.

본 실험에서의 불확실도를 해석하기 위해 Kline 과 McKlintock[15]의 방법을 사용하여 계산하였다. 평균속도와 난류강도의 측정에 대한 불확실성은 평균적으로 각각 2%와 9%로 계산되었으며, 최대오차는 각각 4%, 12%로 계산되었다. 그리고 Nu값에 대한 불확실성은 Table 1에 나타내었다. Nu 수에 대한 최종 불확실성이 3.47%로 계산되었으며, 금박막의 균일성에 의한 불확실성이 가장 크게 작용되었고, 그 다음으로 액정교정에 대한 오차가 크게 작용되는 것으로 산출되었다.

Table 1 Nusselt number uncertainty analysis.

x_i	Unit	Value	δx_i	$\frac{\delta x_i}{Nu}\frac{\partial Nu}{\partial x_i}$ (%)
f		1.0	0.02	2.06
T_w	[℃]	35.32	0.2	1.97
T_j	[℃]	25.09	0.14	1.33
V	[V]	47.22	0.125	1.02
I	[A]	0.428	5×10^{-3}	1.01
B	[m]	0.020	5×10^{-5}	0.25
ε		0.9	0.05	0.10
A	[m²]	0.056	5×10^{-6}	0.09
T_a	[℃]	25	0.14	0.01
Total Nu uncertainty : $\frac{\delta Nu}{Nu} = 3.47$ %				

3. 실험결과

노즐 출구에서 열선을 이용하여 Z=175mm에서

Y방향으로 이동하여 평균 속도를 측정한 결과 각 점에서의 평균속도와 U_j와 속도의 오차가 2% 이내 이었으며, Y=0에서 열선을 Z방향으로 이동하여 측정한 결과는 노즐의 위와 아랫부분 각각 10%를 제외한 부분에서 평균속도와 U_j와의 차이는 2%이내 이었다. 따라서 본 실험에 사용된 채널노즐은 2차원성이 잘 유지되고 있음을 알 수 있다. 본 연구는 채널형태의 2차원 노즐에서 Re수를 20,000으로 고정하고, 노즐출구에 사각로드의 설치 유무와 충돌판과 노즐거리를 $1 \le H/B \le 10$으로 변화시키면서 실험하였다.

Fig. 2는 자유제트에서 노즐출구에 사각로드를 설치 유무에 따른 중심선상의 평균속도와 난류강도의 분포를 나타낸 것이다. Jambunathan[16]은 평균속도가 노즐 출구에서 최대평균속도의 95%까지 유지되는 노즐 출구로부터의 길이를 포텐셜 코어 길이라고 정의하였다. T/B=0의 경우는 포텐셜 코어 영역은 X/B=7까지 존재하고, T/B=0.25, 0.3은 사각로드의 영향으로 포텐셜 코어 영역은 존재하지 않았다. 평균속도분포는 T/B=0.25, 0.3은 사각로드의 영향으로 속도결손에 의해 노즐 출구에서는 낮은 속도를 가지다가 X/B=1.25에서 최대속도를 갖는다. 난류강도의 분포는 T/B=0일 때에는 노즐 출구에서는 4%의 낮은 난류강도를 가지다가 유동의 확산으로 인한 혼합 때문에 난류강도는 서서히 증가하여 X/B=10-12정도에서 14%의 최대 난류강도 값을 보이고, 이 후 서서히 감소하고 있다. T/B=0.25, 0.3의 경우에는 사각로드의 박리로 인한 혼합으로 X/B=0.5에서 최대의 난류강도의 값이 나타나고, X/B=3 이후에서는 로드의 영향이 없어지면서 서서히 감소하여 X/B=10 이후에는 로드를 설치한 경우의 난류강도가 오히려 작아지고 있다.

Fig. 3은 자유제트에서 제트 유동에 수직한 방향의 난류강도 분포를 보인 것이다. 노즐과 가까운 거리인 X/B=2의 경우, 로드가 설치되지 않은 경우(T/B=0)는 $-1<Y/B<1$ 근방에서 극값을 보이고, T/B=0.25가 T/B=0보다 평균적으로 난류강도가 100% 증가하였다. 노즐과의 거리가 멀어져서 X/B=10일 경우, 난류강도의 극값의 크기가 동일하게 나타난다. 여전히 난류강도는 평균적으로 35% 증가한다. 노즐과의 거리가 X/B=10보다 더 멀어지면 난류강도 극값이 T/B=0가 T/B=0.25보다 더 크게 나타난다. 그러나 평균적인 난류강

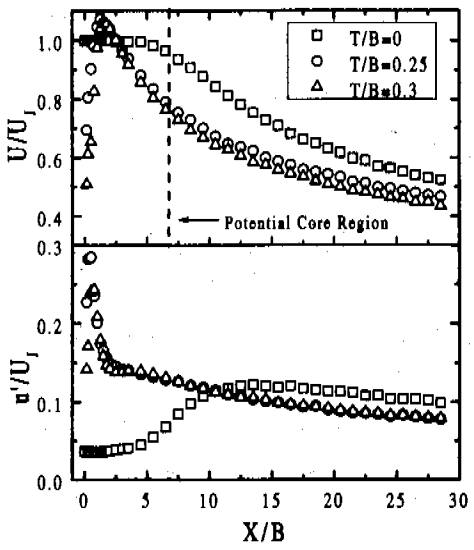

Fig. 2 Mean velocity and turbulence intensity profiles along jet centerline of freejet.

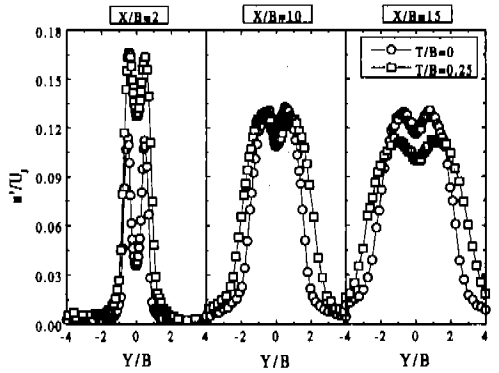

Fig. 3 Turbulent intensity profiles lateral direction of freejet.

도는 로드를 설치한 T/B=0.25일 경우가 18% 증가하였다. 이 결과는 노즐과 거리가 가까운 지점에서는 사각로드의 후류의 영향으로 제트의 혼합이 일어남으로 인해 난류강도가 증가하였고, 거리가 멀어지면 유동의 확산에 의한 혼합으로 난류강도가 증가하였다.

노즐출구에서 분사된 제트의 발달정도를 조사하기 위하여 분류반폭을 Fig. 4에 나타내었다. 분류반폭에 대한 식으로 Yoon 등[17]이 제시한

$$\frac{Y_{1/2_{max}}}{B} = K\left(\frac{X}{B}+C\right) \qquad (3)$$

에서 상수 K와 C의 값은 각각 0.1, 1.73으로 나타났다. T/B=0 일 경우 K=0.122, C=0.761으로 나타났다. 그리고 사각로드를 설치한 경우(T/B=0.25, 0.3), K와 C의 값은 각각 0.202, 0.578과 0.236, 0.482로 로드를 설치하지 않은 경우보다 기울기가 급하게 나타나는 것을 알 수 있다. 이것은 사각로드가 제트의 발달에 영향을 미치기 때문이다.

Fig. 5는 H/B=2의 경우에서 충돌면을 따라 흐르는 S방향의 평균속도를 나타낸 것이다. 측정위치는 충돌면에서 2mm 떨어진 지점에서 X형 열선을 사용하여 측정하였다. 정체점에서 최저의 속도분포를 가지고 벽면을 따라 속도가 증가하여 S/B=1.5에서 최고 속도가 존재하고, 더 멀어지면 완만하게 감소한다. Amano[6]가 제시한 결과와 비교하면 속도의 최고값의 크기와 위치는 차이가 있지만, 원형제트와 2차원 노즐의 형태적인 특성으로 인해 벽면을 따라 흐르는 속도의 감소정도는 차이가 있다.

Fig. 6은 난류강도가 열전달에 미치는 영향을 조사하기 위하여 충돌면을 따라 흐르는 S방향의 난류강도와 N방향의 난류강도의 분포를 나타낸 것이다. 포텐셜 코어 영역안에 존재하는 H/B=2의 경우, u'_s는 S/B=2-7까지는 T/B=0보다 T/B=0.25, 0.3가 더 높게 나타났고, v'_s는 T/B=0에서 S/B=6-7인 지점에 난류강도의 정점이 나타났다. 그렇지만 T/B=0.25, 0.3은 난류정점이 나타

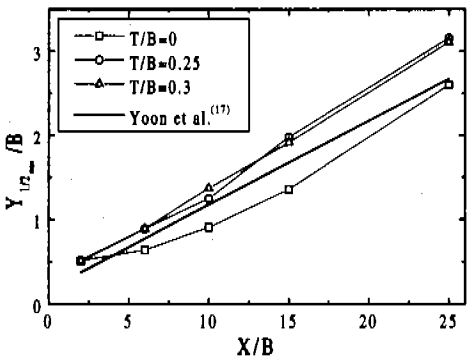

Fig. 4 Jet half width of freejet.

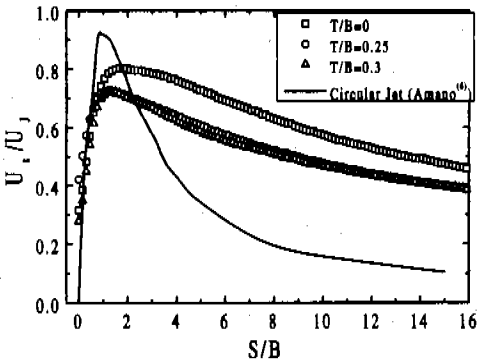

Fig. 5 Mean velocity profiles along the impinging surface for H/B=2.

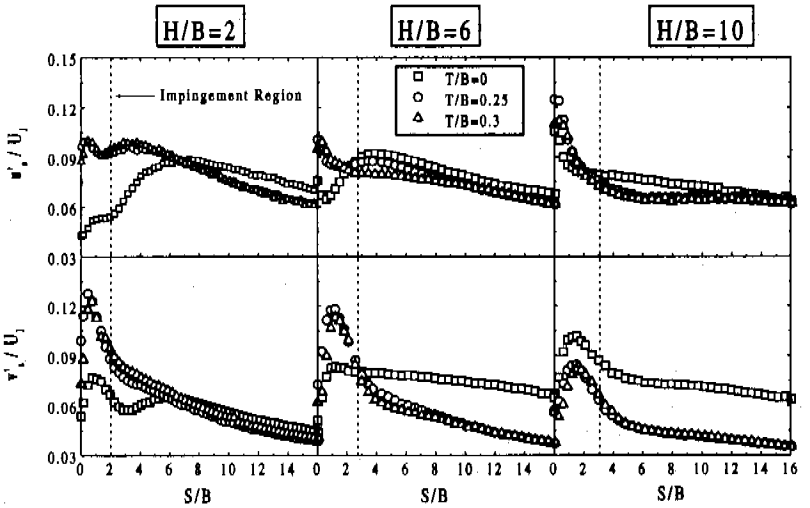

Fig. 6 Turbulence intensity profiles along impinging surface.

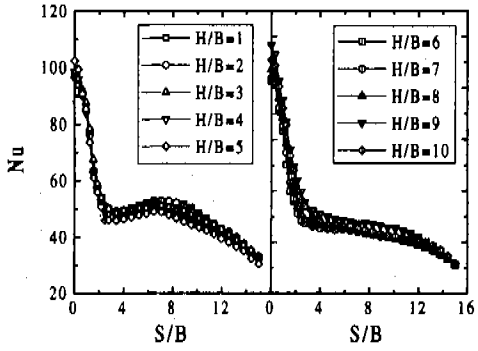

Fig. 7 Local Nusselt number distribution on the plate surface for T/B=0.

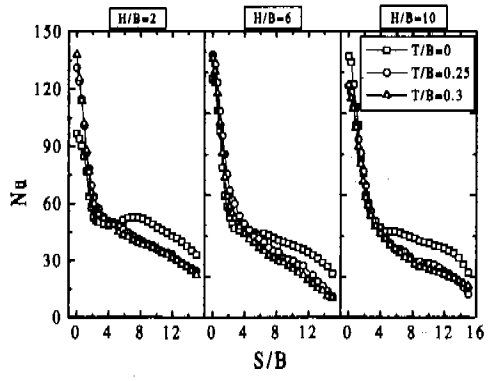

Fig. 8 Local Nusselt number distribution on the plate surface.

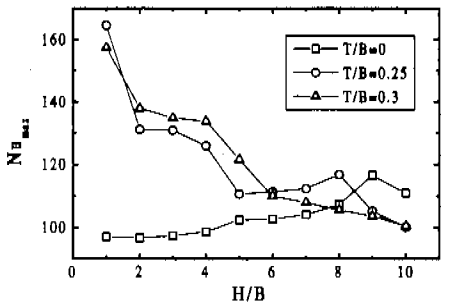

Fig. 9 Maximum Nusselt number distribution.

나지 않는다. 노즐과의 거리가 멀어져 포텐셜 코어 영역을 벗어난 H/B=10에서는 충돌영역을 벗어난 벽제트 영역에서 u'_s, v'_s가 사각로드를 설치하지 않은 것이 설치한 경우보다 더 크게 나타났다. 그리고, 포텐셜 코어 영역안에서 존재하던 난류정점도 나타나지 않는다.

Fig. 7은 Re=20000에서 T/B=0인 경우, 1≤H/B≤10에 대한 대류열전달 계수의 분포를 나타낸 것이다. 정체점에서 최대값을 보이고, 정체점에서 벽면을 따라 노즐과 충돌면의 거리가 비교적 적은 1≤H/B≤5에서는 5≤S/B≤7.5인 지점에서 열전달의 제2의 극대점이 나타났다. 이것은 Gardon과 Akfirat[8]이 제시한 S/B=±7에서 존재하는 것과 잘 일치한다. 열전달 연구에서 나타난 2차정점은 충돌면에서의 v'_s의 분포와 동일한 경향을 보이고 있다. 6≤H/B≤10에서는 열전달의 제2의 극대점이 보이지 않는다.

Fig. 8은 H/B=2, 6, 10 경우, T/B=0, 0.25, 0.3에서 벽면에서의 대류열전달 계수의 분포를 나타낸 것이다. H/B=2에서 정체점의 대류열전달 계수는 T/B=0.3, T/B=0.25, 그리고 T/B=0 순이었다. T/B=0.3에서 정체점의 열전달 계수는 T/B=0일 때보다 40% 증가하였다. 그리고 T/B=0일 때에는 열전달의 2차 정점이 나타났지만, T/B=0.25, 0.3에서는 2차 정점이 나타나지 않았다. H/B=6일 경우, 사각로드의 영향이 조금씩 약해져서 정체점에서의 열전달 계수의 차이가 적어진다. H/B=10일 경우, 정체점의 열전달 계수는 T/B=0.25, 0.3보다 T/B=0이 더 큰 값을 보인다. 모든 H/B 경우 벽제트 영역에서 대류열전달 분포는 T/B=0.25, 0.3보다 T/B=0일 때가 큰 값을 보인다.

Fig. 9는 사각로드의 설치 유무에 따른 H/B에 대해 Nu_{max}의 분포를 나타낸 것이다. T/B=0인 경우는 포텐셜코어 영역내에서는 Nu_{max}는 거의 동일한 값을 가지고 포텐셜 코어를 벗어난 H/B=9인 지점에서 가장 큰 값을 가진다. 그리고, T/B=0.25, 0.3 경우는 노즐과 거리에 따른 Nu_{max}의 변화는 H/B=1에서 최대값을 가지고, 거리가 멀어짐에 따라 Nu_{max}도 멀어진다. H/B=1일 때 Nu_{max}의 위치는 정체점에 존재하는 것이 아니고, 사각로드에 의한 속도의 결손으로 인해 S/B=0.5의 위치에서 최대값을 가진다. 사각로드의 설치 유무에 따른 Nu_{max}는 H/B=8을 기점으로 H/B<8의 경우에서는 사각로드를 설치한 것이 크게 나타났고, H/B>8에서는 사각로드를 설치하지 않은 것이 더 크게 나타났다. T/B=0.25, 0.3 경우 Nu_{max}는 1≤H/B≤4 영역에서 T/B=0보다 평균적으로 37% 증가하였고, 이 결과로 인해 국소적인 열전달에서는 사각로드에 의한 열전달 향

상이 이루어진다.

Fig. 10은 사각로드의 설치 유무에 따른 Nu_{mean}의 분포를 나타낸 것이다. Nu_{mean}은

$$Nu_{mean} = \frac{\int_0^L NudS^*}{\int_0^L dS^*} \quad (4)$$

로 정의되며, 적분구간은 S/B=0에서 15까지를 취하였다. 사각로드를 설치하지 않은 경우(T/B=0)에서는 Nu_{max}의 경우와 같이 H/B=9에서 최대값을 보인다. 사각로드를 설치한 경우(T/B=0.25, 0.3)에서는 H/B=1에서 Nu_{mean}의 최대값을 가지고, 노즐과 판사이의 거리비가 멀어질수록 Nu_{mean}은 감소한다. 사각로드의 설치 유무에 따른 Nu_{mean}의 비교에 있어서는 H/B=1 경우가 정체영역에서의 높은 열전달로 인해 T/B=0.25, 0.3이 T/B=0보다 9% 증가를 보였지만, H/B≥2의 경우에서는 T/B=0.25, 0.3이 T/B=0보다 평균적으로 10% 감소하였다. 이 결과로 인해 사각로드를 설치한 경우의 Nu_{mean}은 사각로드에 의한 감쇠현상으로 사각로드를 설치하지 않은 경우보다 오히려 감소된다는 것을 알 수 있다.

Fig. 11은 정체점에서 난류강도와 속도가 열전달에 미치는 영향을 보기 위해 상관관계를 나타내었다. Hoogendoorn[10]은 Nu와 Tu의 관계식을

$$\frac{Nu}{Re^{1/2}} = A + B\left(\frac{TuRe^{1/2}}{100}\right) - C\left(\frac{TuRe^{1/2}}{100}\right)^2 \quad (5)$$

으로 정의하였으며, 상수는 각각 A=0.65, B=2.03, C=-2.46의 값을 얻었다. 본 연구에서는 상수가 각각 A=0.55, B=2.66, C=-2.35의 값을 얻었다. 여기에서 Tu와 Re의 값은 자유제트에서의 국소적인 값이다. Tu=0일 때 Nu수를 Nu_0로 정의하면 식(5)에서 Hoogendoorn[10]은 Nu_0가 0.65가 되고, 본 연구는 Nu_0가 0.55이다. 그리고, Wolf 등[12]이 제시한 관계식

$$\frac{Nu}{Nu_0} = a + b\left(\frac{TuRe^{1/2}}{100}\right) - c\left(\frac{TuRe^{1/2}}{100}\right)^2 \quad (6)$$

으로 정의하였으며, 상수는 각각 a=1, b=10.2, c=-30.3이고, 본 연구에서는 각각 a=1, b=4.99, c=-4.41의 값을 얻었다. 그리고, 본 연구에서의 상관관계식에 대한 실험결과의 오차는 ±7%안에 존재한다. 본 연구에서 사용된 2차원 형태의 노즐은 Nu에 대한 $TuRe^{1/2}/100$의 의존도가 원형노즐보다는 크게 나타났고, 사각노즐에 비해서는

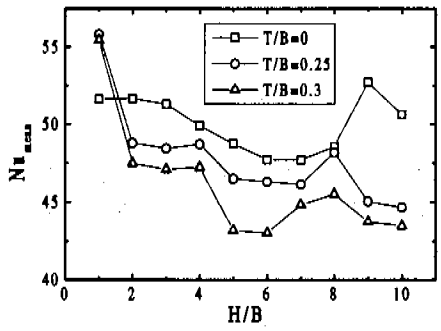

Fig. 10 Mean Nusselt number distribution.

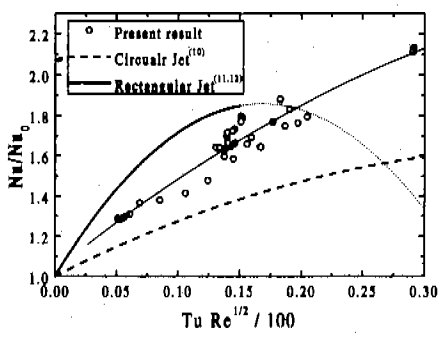

Fig. 11 Comparison of stagnation point Nu correlation.

낮게 나타났다.

4. 결 론

본 연구에서는 사각로드를 이용한 초기난류강도가 열전달 현상에 미치는 영향에 대해 조사하여, 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) T/B=0, 1≤H/B≤5 경우, 5≤S/B≤8인 지점에서 제 2의 열전달 정점이 나타났고, H/B=2에서 벽면에서 난류강도도 6≤S/B≤8에서 제 2의 정점이 나타났다. T/B=0.25, 0.3에서는 제 2의 열전달 정점이 나타나지 않았다.

(2) T/B=0 경우, 정체점에서의 최대 열전달 계수는 포텐셜 코어를 벗어난 H/B=9인 지점에서 나타났고, T/B=0.25, 0.3 경우는 H/B=1에서 최대 열전달 계수가 존재하고, 노즐과의 거리가 멀어질수록 열전달 계수의 값은 감소한다.

(3) 사각로드를 이용한 초기난류강도의 증가에 따른 열전달률은 국부적인 영역에서는 급격한 증

가를 보이지만, 평균적인 열전달은 오히려 감소한다.

후 기

본 연구는 1997-1999년도 한국과학재단의 특정연구과제 연구비(과제번호 : 97020006013)에 의하여 수행되었으며, 재단의 연구비 지원에 감사드립니다.

참고문헌

(1) Schauer, J. J. and Eustis, R. H., 1963, " The Flow Development and Heat Transfer Characteristics of Plane Turbulent Impinging Jets," Stanford Univ. Tech. Rep. No. 3.

(2) Beltaos, S. and Rajaratnam, N., 1974, "Impinging Circular Turbulent Jets," J. of Hydraulics Div. ASCE, Vol. 100, pp. 1313～1328.

(3) Gutmark, E. and Wyananske, J., 1976, "The Planar Turbulent Jet," J. of Fluid Mech., Vol. 73, pp. 465～495.

(4) Gutmark, E., Wolfshtein, M. and Wyananske, I., 1978, "The Plane Turbulent Impinging Jet," J. of Fluid Mech., Vol. 88, pp. 737～756.

(5) Wolfshtein, M., 1970, "Some Solutions of the Plane Turbulent Impinging Jet," Trans. of ASME, J. of basic Eng. Vol. 92, pp. 915～922.

(6) Amano, R. S., 1983, "Turbulent Effect on the Impinging Jet on a Flat," Bulletin of the JSME, Vol. 26, No. 221, pp. 1891～1899.

(7) Stevens, J., and Webb, B. W., 1992, " Measurements of the Free Surface Flow Structure Under and Impinging, Free Liquid Jet," ASME Journal of Heat Transfer, Vol. 114 pp.79～84.

(8) Gardon. R. and Akfirat. J. C., 1965, "The Role of Turbulence in Determining the Heat Transfer Characteristics of Impinging Jets," Int. J. Heat Transfer. Vol.8, pp. 1261～1272.

(9) Gardon. R. and Akfirat. J. C., 1966, "Heat Transfer Characteristics of Impinging Two-Dimensional Air Jets," ASME J. OF Heat Transfer, Vol.88, pp. 101～108.

(10) Hoogendoorn. C. J., 1977, "The Effect of Turbulence on Heat Transfer at a Stagnation Point," International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol.20, pp. 1333～1338.

(11) 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 1-Flow Structure," ASME Journal of Heat Transfer, Vol.111, pp.85～94.

(12) 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 Journal of Heat Transfer, Vol.117, pp.95～103.

(13) Baughn. J. W. and Shimizu. S. S., 1989, "Heat Transfer Measurements from a Surface with Uniform Heat Flux and a Fully Developed Impinging Jets," ASME J. of Heat Transfer, Vol.111, pp. 1096～1098.

(14) Lee. S. J., Lee. J. H., and Lee. D. H., 1994, "Local Heat Transfer Measurements from an Elliptic Jet Impinging on a Flat Plate using Liquid Crystal," Int. J. Heat and Mass Transfer. Vol.37, pp. 967～976

(15) Kline. S. J. and McKlintock. F. A., 1953, "Describing Uncertainties in Single Sample Experiments," Mech. Eng. Vol.5, pp. 5～8

(16) Jambunathan. B. L., 1992, "A Review of Heat Transfer Data for Single Circular Jet Impingement," J. Heat and Fluid Flow. Vol.13, pp. 106～115.

(17) 윤순현, 정필운, 이양수, 부정숙, 1983, "자유평면제트 및 충돌평면제트의 난류특성." 대한기계학회논문집, 제7권, 제4호, pp.361～371.