

2차원 경사 충돌제트의 열전달에 관한 실험적 연구

Experimental investigation on heat transfer with a two-dimensional oblique impinging jet

윤 순 현*, 김 문 경**, 이 대 희***
S. H. Yoon, M. K. Kim, D. H. Lee

Key words : Oblique impinging jet(경사 충돌제트), Liquid crystal(액정), Gold coated film(금박막), Nusselt number(누셀트 수)

Abstract

Heat transfer characteristics of a two-dimensional oblique impinging jet were experimentally investigated. The local heat transfer coefficients were measured by a thermochromic liquid crystal. The jet Reynolds number studied was varied from 10000 to 35000, the nozzle-to-plate distance(H/B) from 2 to 16, and the oblique angle(α) from 60° to 90°. It was observed that the local Nusselt numbers in the minor flow region were larger than those in the major flow region at the same distance along the plate due to the higher levels in the turbulent intensity caused by more active mixing of the jet flow.

기 호 설 명

- | | |
|---------------------------|---------------------------------|
| A : 금박막의 단면적, m^2 | Nu : Nusselt수 |
| B : 노즐 출구폭, m | Re : Reynolds수 |
| f : 금박막의 도금균일도 | q : 열 전달율 |
| H : 노즐출구와 충돌판과의 거리, m | S : 충돌면위에서의 주류속좌표 |
| h : 열전달 계수, W/m^2K | T_a : 주위 공기 온도, $^{\circ}C$ |
| I : 전류, A | T_j : 노즐출구 온도, $^{\circ}C$ |
| k : 열전도 계수, W/mK | T_w : 충돌면 온도, $^{\circ}C$ |
| N : 충돌면 수직방향좌표 | V : 전압, V |
| | W : 노즐출구의 높이, m |
| | α : 충돌판의 경사각, $^{\circ}$ |

*부산대학교 공과대학 기계공학부, 기계기술연구소
**창원전문대학 기계설계과
***정회원, 인제대학교 기계자동차공학부

그리스문자

ν : 동점성계수, m^2/s

ϵ : 방사율

σ : Stefan-Boltzmann 상수, $5.67 \times 10^{-8} \text{W/m}^2\text{K}^2$

하 첨 자

a : 공기

av : 평균값

j : 노즐 출구

m : 최대값

1. 서 론

충돌제트는 국부적으로 열 및 물질 전달 효과를 극대화할 수 있어서 실제 산업현장에서 널리 이용되고 있다. 특히 제철 및 금속의 열처리 등 급속한 열전달이 필요한 경우나 터빈 기의 막냉각, 전자부품의 냉각, 플림공정에서의 냉각 등의 지속적인 열전달이 요구되는 경우, 그리고 제지나 인쇄, 유리공업의 건조 공정분야에서 폭넓게 적용되고 있다. 더구나 충돌제트는 동력원의 용량이 비교적 소규모이며 유동의 제어를 통한 열 및 물질 전달량의 미소조정이 용이하다는 잇점을 갖고 있기 때문에 경제성이 또한 높다.

충돌 제트에 관한 열전달 연구는 궁극적으로 열 및 물질 전달 효과를 극대화 시키는 것이 목적이며, 최근에는 노즐 출구의 초기조건, Reynolds 수, 노즐과 충돌판과의 거리, 노즐 형상, 제트 유입 온도, 그리고 제트 충돌 표면의 곡률 등의 변화에 대한 연구가 활발히 진행되어 왔다.^(1~3)

다양한 노즐형상과 유동조건에 대한 열전달 측정은 많은 연구자들에 의해서 조사되었다. Gardon과 Akfirat^(4,5)은 평판에 수직 충돌하는 2차원 슬롯제트의 열전달 효과를 조사하여 평판과 노즐간의 간격이 노즐 폭의 8~10배인 경우 열전달이 극대화됨을 확인하였다. 또한 노즐과 평판 간격이 좁은 경우 ($H/B < 6$) 정체점 외의 제2의 열전달 피크점이 나타남을 관찰하고, 이를 경계층의 천이에 의한 것으로 추론하였다. 또한 Hoogendoorn⁽⁶⁾은 노즐형상과 긴 관을 이용하여 정체점에서 열전달에 대한 난류의 영향을 조사하였다.

Baughn과 공동연구자들^(7~9)은 완전히 발달된 원형제트가 충돌판 위에 충돌될 때의 열전달측정을 수행하였다. 최근 Lee등^(10,11)은 타원형 노즐과 완전 발달된 축대칭노즐을 이용하여 열전달 특성을 연구하였다.

이상의 모든 연구자들은 수직충돌시 유동 및 열전달 현상을 연구하였다. 그러나 산업현장에서는 경사진 충돌판 위에서의 충돌제트가 자주 이용되고 있지만, 이것에 관한 연구는 상대적으로 드문 편이다. Sparrow와 Lovell⁽¹²⁾은 Reynolds 수가 10000보다 작은 경우에 열전달을 측정하여 경사각도의 감소에 따라 최대 열전달 지점이 기하학적인 중심으로 부터 부류쪽으로 이동하고 있음을 밝혔다. 그러나 평균열전달계수는 거의 일정하게 나타남을 보여주었다.

Goldstein과 Franchett⁽¹³⁾는 경사 충돌 제트에서 액정(liquid crystal)을 이용하여 노즐로 부터 충돌판과의 경사각을 30° 에서 90° 까지, Reynolds수는 10000에서 30000까지, 노즐 출구와 충돌판과의 거리는 4에서 10까지 변화시킬 때의 국소 열전달 계수를 측정하였다.

Steven과 Webb⁽¹⁴⁾는 제트의 경사각도와 국소열전달계수 사이에 상관관계를 구하였고, Foss와 Kleis⁽¹⁵⁾는 $\alpha = 12^\circ$ 보다 작은 경사각도에서 정체점의 위치와 와도, 유동 특성 등을 연구하였다. 또한 Foss⁽¹⁶⁾는 일정한 경사각 $\alpha = 45^\circ$ 에서 충돌면 근방의 난류강도, 충돌면의 일정한 압력분포와 속도벡터 등을 연구하였다.

본 연구에서는 등열유속 경계조건을 갖는 경사진 평판위에 충돌하는 2차원 제트의 열전달특성을 실험적으로 조사하고자 하였다. 벽면 등열유속 경계조건을 만들기 위하여 금박막(gold coated film)을 충돌면에 부착하였으며, 액정과 디지털 영상처리 장치를 이용하여 충돌벽면에서의 온도를 측정하고 열전달 계수를 구하였다. 이때 이용된 유체는 공기이며 상온에서 실험을 하였다. 아울러 벽면의 열전달 계수에 영향을 미치는 Reynolds 수, 노즐 출구와 충돌면과의 무차원거리(H/B), 충돌판의 경사각(α)의 변화에 따른 열전달을 측정하였다.

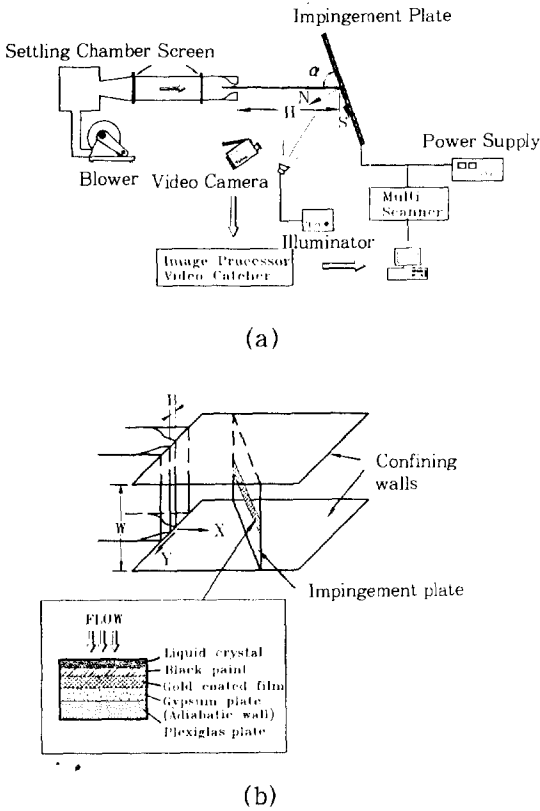


Fig.1 Schematic diagram of (a) the experimental apparatus and (b) test section for the heat transfer measurements

2. 실험장치 및 액정교정

2.1 실험장치

Fig.1(a)는 충돌 제트에 의한 열전달 실험장치의 개략도이다. 본 연구에서 사용된 풍동은 5마력 삼상 전동기로 구동되는 개회로 저속 풍동으로서 시험구간을 포함하여 전체길이는 약 6m이다. 유동은 원심형 송풍기로부터 확대부(diffuser), 정류실(settling chamber) 및 축소노즐을 통하여 Fig.1(b)의 시험구간으로 분사된다. 노즐 출구 속도는 전동기의 전원회로에 장치된 전원 주파수 변환기에 의해서 0~30m/s 범위에서 조절된다. 한편, Fig.1(b)에서 노즐의 축소비는 4.53이며, 노즐 출구의 높이(W)와 폭(B)은 350mm×26.5mm이고, 형상

비(W/B)는 약 13이다.

시험에 사용한 충돌면 높이는 350mm, 길이 1.5m, 두께 20mm의 아크릴판위에 석고판을 부착시켜 제작하였다. 충돌판은 등열유속 경계조건을 만들기 위해 석고판 중간위치에 600mm×50mm크기의 금박막을 부착시켰으며, 전류가 고르게 흐를 수 있도록 금박막의 양끝에 구리전극을 붙였다. 이때 구리전극은 전류선트(용량 50mV, 5amp)와 직렬로 가변 전압계에 연결되어 금박막에 공급되는 전압을 조절할 수 있게 하였으며, 금박막으로의 입력전류와 전압강하를 정확하게 측정할 수 있게 하였다. 제트 충돌영역은 두부분으로 나눌 수 있는데 Fig.1(a)에서 보는 바와 같이 S의 양의 방향을 주류라 하고, S의 음의 방향을 부류라 정의한다.

대류 열전달 현상을 실험하는 경우 등열유속 경계조건이 실험의 편이성으로 인해 많이 채택된다. 본 연구에서는 0.13mm 두께의 폴리에스테르 필름에 20Å 정도의 두께로 금을 입힌 금박막을 사용하여 등열유속 경계조건을 설정하였다. 일종의 전열선인 금박막에 흑색도료와 액정을 도포하고 DC 전력을 공급하면, 도금된 금박의 저항으로 인하여 발열이 생기므로 공급한 전력의 양에 따라 일정한 열유속이 발생하게 되고, 표면 열전달량에 따라 온도 분포가 그에 맞는 액정의 색상으로 나타나게 된다. 금박막의 뒷부분에는 석고 단열재(gypsum plate)를 사용하여 벽면 뒤쪽방향으로의 전도 열전달을 최대한 차단시켰다.

2.2 액정의 교정

열전달 효과를 실험적으로 연구하려면 무엇보다도 온도값을 정확히 측정할 수 있어야 하는데 본 연구에서는 열전대나 백금센서 등의 점센서(point sensor)에 비하여 유동장에 교란을 주지 않고, 넓은 범위에 걸쳐 정확한 온도 측정이 가능한 액정을 사용하였다. 액정의 색상 변화는 정확하게 같은 온도에서 같은 색상이 재현되는 특성을 보이므로 정확한 실험을 위해서는 매우 엄정한 교정이 선행되어야 한다. 교정실험을 위하여 길이 30cm의 황동 각주의 뒷쪽에는 열원을 설치하고, 아래 부위는 낮은 온도의 항온조에 담금으로써 거의 1차원적인 온도구배를 형성시킬 수가 있다. 이러한 1차원적인

온도변화를 황동 각주의 표면에 도포된 액정을 통하여 관찰할 수 있는데, 이 색상을 칼라 영상처리장치(color image processing system)를 이용하여 분석하였다. 액정 교정 실험에 사용된 온도센서는 NAMAS(National measurement Accreditation Service)에서 $-70^{\circ}\text{C} \sim 420^{\circ}\text{C}$ 구간을 교정하여 $\pm 0.01^{\circ}\text{C}$ 의 불확실성을 가지는 교정식을 구하여 놓은 Pt100 Ω 백금 저항온도계(platinum resistance thermometer)였다. 본 실험에서는 촬영거리 1.5m, 촬영각도 90° , 광원거리 60cm, 광원각도 60° 로 설정하였다. 광원은 발열량이 거의 없고, 전 광장의 빛이 고루 분포되는 백색광원인 광섬유 조명(fiber optic illuminator)을 사용하였다. 본 연구에서는 빛깔(hue), 맑기(saturation), 밝기(intensity)등 액정의 세가지 색상 특성 중 특정 온도구간에서 선형성이 좋은 빛깔과 온도간의 상관관계를 구하여 Camci 등⁽¹⁷⁾ 및 Kim⁽¹⁸⁾의 방법에 따라 구한 결과 $\pm 0.22^{\circ}\text{C}$ 의 온도 측정 정확도를 갖는다.

2.3 실험방법 및 해석

노즐 출구 온도는 백금온도센서로 정교하게 교정한 열전대를 사용하여 측정하였다. 또한 열유속 크기는 공급 전력을 조절하여 구하고, 벽면의 열전달량에 따라 온도분포가 다르므로 인하여 액정의 색상이 나타나게 된다. 영상처리 시스템을 이용하여 디지털로 나타나는 빛깔로부터 교정식을 통해 각 위치에서의 온도값이 환산되고 국소 대류 열전달 계수는 다음 식에서 계산된다.

$$h = \frac{q''_{\text{conv}}}{(T_w - T_f)} \quad (1)$$

이 때의 T_w 은 액정에 의하여 측정되는 벽면 상에서의 온도, T_f 는 제트 출구온도이다. 한편

$$q''_{\text{conv}} = \frac{f \cdot I \cdot V}{A} - q''_{\text{rad}} - q''_{\text{cond}} \quad (2)$$

여기서 q''_{conv} 는 정미열유속을 의미하며, 공급된 전력에 의한 열유속에 복사와 전도에 의한 열손실을 뺀 값에 해당된다. 식(2)에서의 f 는 금박막의 도금 균일도를 나타내는 값으로, Lee 등⁽¹¹⁾에 의하면 금박막의 크기를 작게 하고 금박막 물의 중간부분을

취할 경우 0.98 이상이 된다. 따라서 본 연구에서는 f 를 1로 두고 추후에 불확실성 분석에서 2%의 오차를 감안해 주었다. 그리고, 본 실험의 경우 전류 측정에서 야기되는 불확실성을 최대한 낮추기 위하여 0.05%의 오차를 가지는 전류선트(current shunt)를 사용하였다. 또한 복사에 의한 열유속 손실은 벽면과 외기의 온도에 대한 스테판-볼츠만 관계식을 적용한 식은 다음과 같다.

$$q''_{\text{rad}} = \epsilon \sigma [(T_w + 273.15)^4 - (T_a + 273.15)^4] \quad (3)$$

여기서, σ 는 스테판-볼츠만 상수이고 T_a 는 주위의 공기온도를 의미한다. 흑색도료와 액정의 방사율 ϵ 는 약 0.9의 값을 가지는 것으로 측정되었다. 전도에 의한 열손실(q''_{cond})은 뒷면의 단열재 열전도 계수가 낮으므로 총 발열량의 1%로 간주하였다. 한편, I , V , A 는 각각 금박막을 통과하는 전류, 금박막을 통한 전압강하, 금박막의 표면적을 나타낸다. 또한 Reynolds수와 Nusselt수는 아래와 같은 식으로 정의된다.

$$Re = \frac{U_j B}{\nu}, \quad Nu = \frac{hB}{k} \quad (4)$$

여기서, U_j , B , ν , k 는 각각 노즐출구 속도, 노즐 폭, 동점성계수, 열전도계수이며, 동점성계수와 열전도계수는 주위의 공기온도 $T_a = 21.2^{\circ}\text{C}$ 에서 산정된 값이다.

Table 1 Nusselt number uncertainty analysis

x_i	Unit	Value	δx_i	$\frac{\delta x_i}{x_i} \frac{\delta Nu}{Nu} \times 100 (\%)$
f		1.0	0.02	1.97
A	[m ²]	0.0025	4.975×10^{-5}	1.90
T_w	[$^{\circ}\text{C}$]	35.6	0.22	1.56
V	[V]	11.291	0.125	1.06
I	[A]	0.45	5.0×10^{-3}	1.06
T_a	[$^{\circ}\text{C}$]	21.2	0.14	0.93
B	[m]	0.0265	5.0×10^{-5}	0.23
ϵ		0.9	0.05	0.21
Total Nu uncertainty :				$\frac{\delta Nu}{Nu} = 3.62\%$

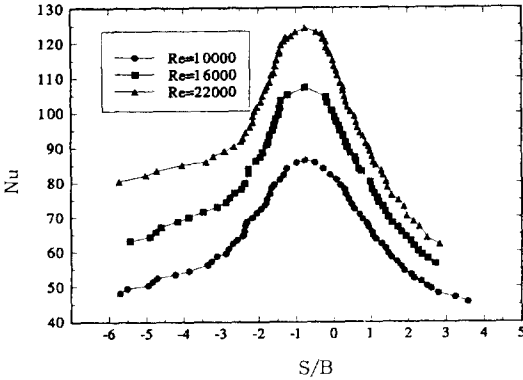


Fig.2 Distributions of local Nusselt number on the plate surface for $H/B=6$, $\alpha=70^\circ$, and various Reynolds numbers

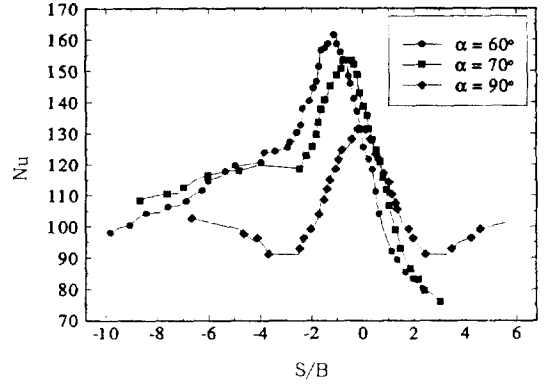


Fig.4 Distributions of local Nusselt number on the plate surface for $H/B=6$, $Re=35000$, and various inclined angles

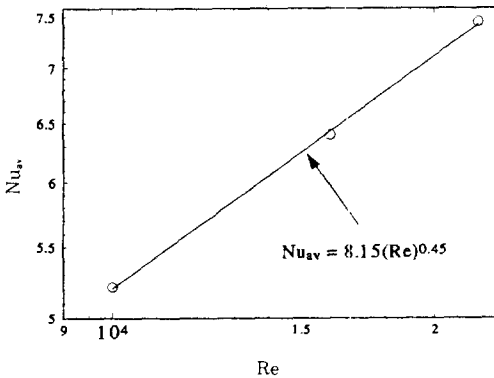


Fig.3 Variation of the average Nusselt number with Reynolds number for $H/B=6$ and $\alpha=70^\circ$

이상의 실험 조건을 근거로 하고 Kline과 Mcklintock⁽¹⁹⁾의 방법을 사용하여 Nusselt 수의 불확실성을 Table 1에서처럼 계산하였다. 그 결과 $H/B=6$, $\alpha=90^\circ$, $Re=35000$ 일 때 S/B 에서 Nusselt 수의 불확실도가 3.62%이다. 이 때 금박막 도금의 균일도를 나타내는 f 의 불확실도가 가장 크게 나타났으며, 금박막 표면적의 불확실도가 다음으로 크을 알 수 있다.

3. 실험결과 및 고찰

Fig.2는 $H/B=6$ 이고, $\alpha=70^\circ$ 일 때 $Re=10000, 16000, 22000$ 에서 국소 Nusselt 수의 분포를 보여주고 있다. Reynolds 수의 증가에 따른 최대 Nusselt 수의 위치는 변화하지 않고, 노즐출구에서의 속도증가로 인하여 Nusselt 수가 전체적으로 증가함을 알 수 있다. 또한 경사진 평판에 대하여 노즐출구로부터의 유동이 충돌면과 가까운 쪽으로 휘어지는 현상에 의하여 최대 Nusselt 수의 위치가 정체점($S/B=0$)으로부터 부류측으로 노즐폭의 약 0.7배 정도 이동되어 있음을 알 수 있다. 이러한 결과는 Yoon 등⁽²⁰⁾이 $\alpha=70^\circ$ 에서 최대벽면 압력계수의 위치가 약 0.7B 만큼 이동한 것과 $\alpha=60^\circ$ 에서 최대 열전달지점이 기하학적인 중심으로부터 부류측으로 이동됨을 연구한 Ichimiya⁽²¹⁾의 결과와 거의 일치하게 나타났다.

경사진 충돌판의 열전달계수분포를 알기 위해 평균 Nusselt 수, Nu_{av} 를 다음과 같이 구하였다.

$$Nu_{av} = \frac{1}{X_{max}} \int_0^{X_{max}} Nu \, dx \quad (5)$$

여기서, X_{max} 는 Nusselt 수가 최대 값을 갖는 위치이다.

Fig.3은 $H/B=6$ 이고 $\alpha=70^\circ$ 일때 Re 에 대한 Nu_{av} 의 변화를 보였다. Nu_{av} 는 Re 의 0.45승에 비례함을 다음식에서 보여준다.

$$Nu_{av} = 8.15(Re)^{0.45} \quad (6)$$

Fig.4는 $H/B=6$ 이고 $Re=35000$ 인 경우, 평판의 경사각도 α 가 90° 에서 60° 로 변할 때 벽면의 대류열전달 분포에 미치는 영향을 나타내고 있다. 제트가 평판에 수직으로 충돌할 때($\alpha=90^\circ$) 정체점($S/B=0$)에서 Nusselt 수가 최대값을 나타내며, 또한 기하학적인 정체점으로부터 좌우 대칭인 분포를 나타내고 있다. 그러나 충돌판과 제트가 이루는 경사각이 작아질수록 최대 Nusselt 수의 위치는 부류측으로 점진적으로 이동하며, 최대 Nusselt 수의 크기도 증가하는 것을 알 수 있다. 이러한 현상은 Yoon 등⁽²⁰⁾의 연구에서 밝힌 경사각도에 따른 난류 혼합 과정으로 설명되어질 수 있다. 즉 충돌판이 임의의 경사각을 가질때 제트의 유동은 벽면 충돌후 정체점으로부터 주류 및 부류측으로 각각 나뉘게 되는데, 이때 부류측에서 유동방향이 급격하게 바뀌므로 인하여 보다 활발한 유동 혼합(flow mixing)이 발생하게 되어 높은 난류강도 값을 갖게 된다. 따라서 주류측에 비하여 상대적으로 더 높은 Nusselt 수를 갖게된다.

충돌 영역내의 난류 혼합은 부류측의 일정 영역에까지 영향을 미쳐 Fig.4에서 나타내듯이 국소

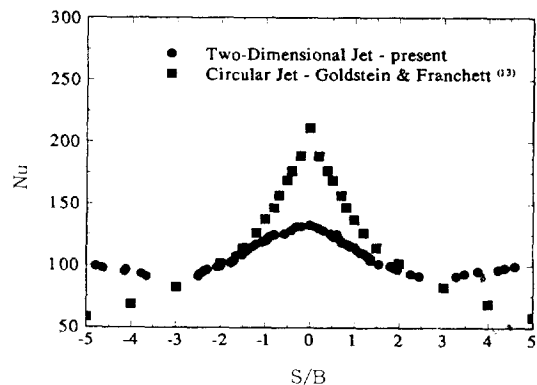


Fig.5 Comparison of the local Nusselt number on the plate surface for $\alpha=90^\circ$, $H/B(H/D)=6$, and $Re=35000$

Nusselt 수의 분포가 부류측으로 치우치며 비대칭적으로 나타나게 하는 요인이 되고 있다.

Fig.5는 $\alpha=90^\circ$ 이고 $Re=35000$ 인 경우, 노즐의 형태에 따른 열전달분포를 비교한 것으로써 Goldstein과 Franchett⁽¹³⁾의 원형노즐에 의한 정체점 Nusselt 수가 본 연구에서의 평면노즐에 의한 값보다 더 크게 나타났으나, 정체점을 벗어난 영역에서는 평면노즐에서 더 높은 열전달값을 갖는다. 정체점 부근에서의 Goldstein과 Franchett⁽¹³⁾의 열전달 계수의 값이 큰 이유는 분사되는 원형제트의 난류강도가 평면제트의 난류강도보다 크기 때문인

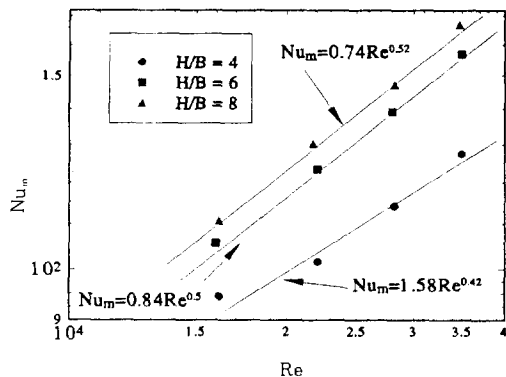


Fig.6 Variation of the maximum Nusselt number with Reynolds number for $\alpha=70^\circ$, and different nozzle-to-plate distances

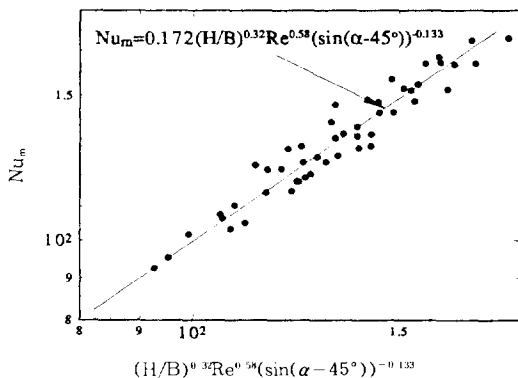


Fig.7 Correlation of the maximum Nusselt number for various angles, Reynolds numbers, and H/B 's

것으로 추측된다. 이것은 그들이 사용한 원형노즐이 급격하게 축소되는 오리피스 형태를 갖기 때문에 제트의 초기 난류강도가 클 것이며, 이로 인하여 정체점 부근에서의 열전달 계수가 상대적으로 크게 된다. 그러나 벽체트영역($S/B \geq 2.5$)에서는 평면제트에 의한 Nusselt 수값이 원형제트에 의한 값보다 커짐을 알 수 있다. 이것은 본 연구의 벽체트는 실험장치 구조상 노즐의 양 끝단이 제한된(confined) 형태로 인해서 Goldstein과 Franchetti⁽¹³⁾의 원형제트에 비해 정체점에서 멀어짐에 따라 상대적으로 높은 운동량을 유지하기 때문이다.

Fig.6은 세가지의 H/B에서 Reynolds 수에 대한 최대 Nusselt 수(Nu_m)의 변동을 보여준다. H/B=4에서 Nu_m 값은 $Nu_m \propto Re^{0.42}$ 에 따라 변화하며 H/B값이 커질수록 Reynolds 수의 지수값이 커진다(즉, H/B=6과 8에 대해 각각 $Nu_m \propto Re^{0.5}$ 와 $Re^{0.52}$ 이다). 이러한 현상은 노즐과 충돌면간의 간격(H/B)이 커지면서 제트와 주위 공기와의 운동량 교환이 더욱 강해지고 이로 인해 충돌제트의 난류강도가 증가하며 결과적으로 열전달률의 증가가 따르기 때문이다.

Fig.7은 Nu_m , H/B, Re와 α 간의 상관관계를 보여주고 있으며 다음의 식으로 표현되어진다.

$$Nu_m = 0.172(H/B)^{0.32}(Re)^{0.58}(\sin(\alpha - 45^\circ))^{-0.133} \quad (7)$$

위의 식은 $10000 \leq Re \leq 35000$, $4 \leq H/B \leq 8$, $60^\circ \leq \alpha \leq 90^\circ$ 일 때 Nu_m 의 값에 적용되며, Nu_m 의 분포의 편차는 $\pm 10\%$ 이내였다.

4. 결 론

본 연구에서는 액정과 금박막을 사용하여 등열유속 경계 조건하에서의 2차원 평면 제트가 경사진 평판에 충돌할 경우 경사각도가 벽면의 대류 열전달에 미치는 영향에 대하여 조사하였다. 액정의 칼라에 의한 벽면 온도의 판별을 위하여 빛깔과 온도 관계를 이용하는 교정기법을 사용하였다. 노즐 출구에 근거한 Reynolds 수와 경사각도 α , 평판과 노즐간의 거리 H/B에 대한 국소 Nusselt 수의 분포 양상을 관찰한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

1) $\alpha = 70^\circ$ 와 H/B=6일 경우 최대 벽면 압력계

수전의 위치와 최대 Nusselt 수(Nu_m)의 발생 위치가 거의 일치한다. 그러나 Nu_m 의 위치는 Reynolds 수의 크기에 무관하게 정체점(S/B=0)에서 부류측으로 약 0.7B 정도 떨어진 곳에 있다.

2) Nu_m 의 발생 위치는 경사각도의 감소에 따라 부류측으로 점차적으로 이동하며 부류측에서의 Nusselt 수가 주류측의 Nusselt 수보다 대체적으로 큰 값을 갖는다.

3) 노즐출구에서 평판까지의 간격비(H/B)가 4에서 8로 증가하면서 $Nu_m \propto Re^{0.42}$ 에서 $Nu_m \propto Re^{0.5}$ 로 변하는데 이것은 간격비가 커지면서 주위로부터 활발한 유체 유입 때문이다.

4) H/B=6일 때 경사각도가 작아질수록 부류측에서의 Nusselt 수와 최대 Nusselt 수의 크기가 점점 증가한다.

참 고 문 헌

1. Jambunathan, K. E., Lai, 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, pp. 106~115.
2. Viskanta, R., 1993, "Heat Transfer to Impinging Isothermal Gas and Flame Jets", Experimental Thermal and Fluid Science, Vol. 6, pp. 111~134.
3. Gardon, R. and Cobonpue, J., 1962, "Heat Transfer Between a Flat Plate and Jets of Air Impinging on It", ASME International Development in Heat Transfer, pp. 454~459.
4. 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. 1261~1272.
5. Gardon, R. and Akfirat, J. C., 1966, "Heat Transfer Characteristics of Impinging Two-Dimensional Air Jets", ASME J. Heat Transfer, Vol. 88, pp. 101~108.

6. Hoogendoorn, C. J., 1977, "The Effect of Turbulence on Heat Transfer at Stagnation point", *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 20, pp. 1333~1338.
7. Baughn, J. W. and Shimizu, S., 1989, "Heat Transfer Measurement From a Surface With Uniform Heat Flux and an Impinging Jet", *ASME J. Heat Transfer*, Vol. 111, pp. 1096~1098.
8. Baughn, J. W., Hechanova, T. E. and Yan, X., 1991, "An Experimental Study on Entrainment Effects on the Heat Transfer From a Flat Surface to a Heated Circular Impinging Jet", *ASME J. Heat Transfer*, Vol. 113, pp. 1023~1025.
9. Yan, X., 1993, "A Preheated-Wall Transient Method Using Liquid Crystals for the Measurement of Heat Transfer on External Surfaces and in Ducts", Ph.D. Dissertation, University of California, Davis.
10. Lee, S. J., Lee, J. H. and Lee, D. H., 1994, "Heat Transfer Measurements Using Liquid Crystal with an Elliptic Jet Impinging upon the Flat Surface", *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 37, pp. 967~976.
11. Lee, D. H., Greif, R. S., Lee, J. and Lee, J. H., 1995, "Heat Transfer from a Surface to a Fully Developed Axisymmetric Impinging Jet", *ASME J. Heat Transfer*, Vol. 117, pp. 772~776.
12. Sparrow, E. M. and Lovell, B. J., 1980, "Heat Transfer Characteristics of an Obliquely Impinging Circular Jet". *ASME J. Heat Transfer*, Vol. 102, pp. 202~209.
13. Goldstein, R. J. and Franchett, M. E., 1988, "Heat Transfer From a Flat Surface to an Oblique Impinging Jet", *ASME J. Heat Transfer*, Vol. 110, pp. 84~90.
14. Stevens, J. and Webb, B. W., 1991, "Local Heat Transfer Coefficients Under an Axisymmetric, Single Phase Liquid Jet", *ASME J. Heat Transfer*, Vol. 113, pp. 71~78.
15. Foss, J. F. and Kleis, S. J., 1976, "Mean Flow Characteristics for the Oblique Impingement of an Axisymmetric Jet", *AIAA Journal*, Vol. 14, pp. 705~706.
16. Foss, J. F., 1979, "Measurement in a Large-Angle Oblique Jet Impingement Flow", *AIAA Journal*, Vol. 17, pp. 801~802.
17. Camci, C., Kim, K., Hippensteele, S.A., and Poinssatte, P.E., 1993, "Evaluation of a Hue Capturing based Transient Liquid Crystal Method for High-Resolution Mapping of Convective Heat Transfer on Curved Surfaces", *ASME J. Heat Transfer*, Vol. 115, pp. 311~318.
18. Kim, K., 1992, "A New Hue Capturing Technique for the Quantitative Interpretation of Liquid Crystal Images Used in Convective Heat Transfer Studies", Ph. D. Thesis, Dept. of Mech. Engr., The Pennsylvania State Univ.
19. Kline, S. J. and McKlintock, F. A., 1953, "Describing Uncertainties in Single Sample Experiments", *Mech. Engrg*, Vol. 5, pp. 3~8.
20. Yoon, S. H., Kim, M. K. and Lee, D. H., 1996, "Turbulent Flow and Heat Transfer Characteristics of a Two-Dimensional Oblique Plate Impinging Jet", *KSME International J.*, Vol. 11, No. 4, pp. 476~483. 1997.
21. Ichimiya, K., 1995, "Heat Transfer and Flow Characteristics of an Oblique Turbulent Impinging Jet Within Confined Walls", *ASME J. Heat Transfer*, Vol. 117, pp. 316~322.