

# 표면조도를 가지는 볼록한 면에 충돌하는 제트에 의한 열전달계수 측정

정영석\* · 이대희\*\* · 이준식\*\*\*

(1997년 8월 11일 접수)

## Heat Transfer Coefficient Measurement by a Jet Impinging on a Rib-Roughened Convex Surface

Young Suk Chung, Dae Hee Lee and Joon Sik Lee

**Key Words :** Impinging Jet(충돌 제트), Liquid Crystal/Transient Method(액정/과도상태 기법), Digital Color Image Processing System(디지털 칼라화상처리장치), Rib-Roughened Convex Surface(리브가 부착된 볼록면)

### Abstract

The local Nusselt numbers have been measured for a round turbulent jet impinging on the convex surface with and without rib. Liquid crystal/transient method was used to determine the Nusselt number distributions along the surface. The temperature on the surface was measured to within  $\pm 0.25^\circ\text{C}$  accuracy using liquid crystal and a digital color image processing system. The experiments were made for the jet Reynolds number (Re) 23,000, the dimensionless nozzle-to-surface distance ( $L/d$ ) from 6 to 10, the dimensionless surface curvature ( $d/D$ ) 0.056, and the various rib types (height ( $d_1$ ) from 1 to 2 mm, pitch ( $p$ ) from 6 to 32 mm). It was found that the average Nusselt numbers on the convex surface with rib are higher than those without rib, mainly due to an increase in the turbulent intensity caused by flow separation, recirculation and reattachment on the wall surface. In addition, we compared the results by the steady-state method using the gold-film Intrex with those by the transient method.

### 기 호 설 명

$C$	: Plexiglas의 비열 (J/kgK)	$h_r$	: 복사 열전달 계수 (W/m <sup>2</sup> K)
$C_p$	: 표면 압력 계수 [= $(P_w - P_\infty)/0.5\rho U_\infty^2$ ]	$k$	: Plexiglas의 열전도계수 (W/mK)
$d$	: 노즐의 직경 (m)	$k_a$	: 공기의 열전도도 (W/mK)
$d_1$	: 리브의 높이 (mm)	$L$	: 노즐과 반구면 사이의 거리 (m)
$D$	: 반구면의 외경 (m)	$L/d$	: 노즐과 반구면 사이의 무차원 거리
$d/D$	: 표면 곡률	$Nu$	: 국소 Nusselt수
$h_c$	: 대류 열전달 계수 (W/m <sup>2</sup> K)	$Nu_{ave}$	: 평균 Nusselt수
		$Nu_{st}$	: 정체점 Nusselt수
		$p$	: 리브의 피치 (mm)
		$p/d_1$	: 리브의 높이로 무차원화한 거리
		$r$	: 정체점으로부터 유체흐름 방향으로의 거

\*회원, 인제대학교 대학원 기계공학과

\*\*회원, 인제대학교 기계자동차공학부

\*\*\*회원, 서울대학교 기계공학과

- 리(m)
- $Re$  : Reynolds수  $\left(= \frac{U_{ce}d}{\nu}\right)$
- $T_i$  : 반구면 초기온도(°C)
- $T_{\infty}$  : 노즐 출구의 제트온도(°C)
- $T_{Lc}$  : 액정에 의해 측정되는 벽면온도(°C)
- $T^*$  : 무차원 표면온도
- $U_c$  : 제트 중심선 평균속도(m/s)
- $U_{ce}$  : 노즐출구에서의 제트 중심선 평균속도(m/s)
- $\sqrt{u^2}/U_{\infty}$  : 노즐출구의 난류강도

#### 그리스문자

- $\sigma$  : Stefan-Boltzmann 상수  $(=5.669 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2\text{K}^4)$
- $\gamma$  :  $\left(= \frac{(h_c + h_r)\sqrt{l}}{\sqrt{\rho C k}}\right)$
- $\epsilon$  : 시험 표면에 코팅된 검정페인트와 액정의 방사율
- $\rho$  : Plexiglas의 밀도(kg/m<sup>3</sup>)

## 1. 서 론

충돌제트는 열 및 물질전달률을 증대시키는데 많이 사용되는 방법 중의 하나로 강관의 냉각, 유리의 템퍼링(tempering), 종이 및 필름의 건조, 가스터빈날개와 전자부품의 냉각, 박막액정표시장치(TFT-LCD)의 제조 등의 산업에 광범위하게 응용되고 있다. 충돌 제트에 관한 연구는 주로 레이놀즈수, 노즐과 충돌면사이의 거리, 노즐형상, 제트온도와 방향, 다중제트, 교차유동, 충돌면의 형상 등이 유동과 열전달에 미치는 영향에 대해 다루었으며, 이에 관한 다수의 논문을 찾아볼 수 있다.<sup>(1~3)</sup> 그런데, 대부분의 연구들이 충돌제트의 정체점부근에서의 열전달 증가에만 집중되어왔다. 하지만 어떤 전열면에서 전체 평균 열전달의 증가를 위해서는 전열면 면적의 많은 부분을 차지하고 있는 벽면제트 영역에서의 열전달의 증가가 필요할 것이다. Miyake 등,<sup>(4)</sup> Cha 등<sup>(5)</sup>과 Hrycak 등<sup>(6)</sup>은 평판에 표면을 거칠게 하는 사각형, 원추형 또는 원형 리브(rib)를 부착하여 원형제트나 2차원제트를 벽면에 충돌시켰을 때의 국소 열전달계수를 측정하여 열전달 증가의 최적의 조건을 제시하였다(리브의 높이, 형상, 피치(pitch), 노즐과 충돌면간의 거리

등). 그러나, 이러한 연구의 대부분이 평판에 리브가 부착된 경우에 충돌제트에 의한 열전달률의 증가에 관한 연구이다. 또, 산업열유체기기들의 냉각시 제트를 곡면에 충돌시키는 경우를 종종 볼 수가 있는데, 이에 관한 연구는 문헌에서 찾아볼 수가 없다.

Chupp 등<sup>(7)</sup>은 원형제트가 오목면에 충돌할 때 국소 열전달계수와 평균 열전달계수를 구하였으며, Thomann<sup>(8)</sup>은 난류 경계층에서 오목한 표면의 곡률이 열전달에 미치는 영향을 연구한 결과 평판에 비하여 열전달이 약 20% 정도 증가된다는 사실을 알았다. Hrycak<sup>(9)</sup>은 노즐과 충돌면 사이의 거리가 짧은 경우에 오목면이 평판에 비해 열이 전달되는 면적이 크므로 오목면 정체점에서의 열전달이 평판에 비해 크다고 하였으며, 곡률이 큰 오목면의 경우 열전달이 가장 크게 될 거리는 동등한 평판 경우보다 짧음을 밝혔다. Gau와 Chung<sup>(10)</sup>은 2차원 슬롯제트가 분사되는 원통형의 오목면과 볼록면에서의 열전달 연구에서 볼록면의 정체점에서 일련의 3차원 와류에 의한 운동량 전달의 증가에 의해 열전달이 촉진되며, 벽면제트 영역에서 유동은 구심력에 의해 안정되므로 열전달률이 감소함을 알았다. 그러나, 이러한 연구 또한 표면이 매끈한 경우에 적용된 것이고, 곡면에 표면을 거칠게 하는 리브를 부착했을 때의 열전달 증가에 대해 고찰한 연구는 거의 찾아볼 수 없다. 따라서, 본 연구에서는 벽면제트 영역부분에 리브를 부착했을 때의 평균 열전달계수의 증가율에 연구의 초점을 맞추었다. 또한, 정상상태의 gold-film Intrex method를 이용한 열전달 결과와 과도상태의 shroud method의 결과를 서로 비교, 분석해보고자 한다.

먼저, 긴 원형 직관으로부터 분사되는 완전 발달된 공기가 볼록반구면에 수직으로 충돌할 때의 국

Table 1 Specifications of the rib types.

Type	Height (d <sub>r</sub> )	Pitch (p)	p/d <sub>r</sub>
A	1 mm	6 mm	6
B	1 mm	11 mm	11
C	1 mm	16 mm	16
D	2 mm	12 mm	6
E	2 mm	22 mm	11
F	2 mm	32 mm	16

소 열전달 계수를 액정(liquid crystal)과 과도상태의 shroud method를 이용하여 측정하였다. 최근 여러 연구에서 충돌제트에 의한 열전달계수를 측정하는데 있어서 온도에 따라 칼라가 변하는 액정을 신뢰성 있는 온도센서로 사용하고 있다.<sup>(11-16)</sup> Shroud method는 실험모델을 공기항온상자(shroud라 칭함)에 넣고 일정한 온도로 유지하다가 항온상자를 순간적으로 벗긴 후 제트에 노출시켰을 때 실험모델의 표면에 코팅된 액정의 칼라변화(즉, 온도변화)와 그 칼라가 나타나기까지 소요된 시간을 이용하여 열전달계수를 측정하는 transient method 중의 한가지 방법이다. 실험시 노즐과 반구면사이의 거리 및 리브의 피치가 열전달에 미치는 영향을 연구하기 위하여, 제트 Reynolds 수(노즐직경 기준)를 23,000(매끈한 볼록반구면의 경우의 실험데이터와 비교해보기 위해서), 노즐과 반구면 사이의 거리(L/d)를 6에서 10까지, 그리고 리브는 다음의 6가지 타입에 대하여 실험하였다(Table 1 참조).

## 2. 실험장치 및 방법

실험에 사용된 장치의 개략도를 Fig. 1에 나타내었다. 실험실 공기는 2마력의 원심송풍기에 의해 먼저 내경 6.35 cm 동관으로 보내어지며 이 공기는 항온수조와 열교환기 사이를 순환하는 물과 간접적으로 열교환한다. 동관은 ASME 오리피스 유량계가 설치된 내경 6.3 cm 아크릴관과 연결되어 있으며, 하류에는 내경  $d=2.15$  cm와 길이  $Z=125$  cm의 아크릴관이 설치된다. 이때 아크릴관 길이에

대한 내경의 비,  $Z/d=58$ 로서 노즐 끝에서 분사되는 제트는 완전 발달된 난류의 속도분포를 갖게 된다.

제트온도를 측정하기 위하여 지름이 0.025 cm인 Chromel-Constantan(E type) 열전대를 사용하였다. 이 열전대는 데이터 수집 시스템(STRAWBERRY TREE/DATASHUTTLE 12-bit A/D board & IBM-586/PC)에 연결되어 있으며, 오차가  $\pm 0.01^\circ\text{C}$ 인 항온조(NESLAB/RTE-221D)내에서  $\pm 0.01^\circ\text{C}$ 의 불확실도를 가지는 백금저항온도계에 대하여 교정하였다. 원관은 피스톤-실린더 형태로써 노즐출구와 반구면 중심 사이의 거리를 0.5 mm의 정확도로 최대  $L=40$  cm까지 변화시킬 수 있다. 열교환기는 노즐로부터 분사되는 제트온도를 조절하기 위하여 사용된다. 송풍기의 속도는 인버터로 조절되며, 유량은 ASME 오리피스와 0.001 cm(water column)의 정확도를 가지는 마이크로 마노미터(MERIAM/34MB2-TM)로 측정하였다.

Fig. 2는 실험모델의 개략도를 나타낸다. 실험모델은 두께가 0.3 cm, 외경  $D=38.1$  cm인 Plexiglas 반구, 공기항온상자(shroud), 열교환기, 항온수조와 제어시스템으로 구성된다. 공기항온상자는 외부와의 열전달을 차단하기 위하여 두께가 6 cm인 스티로폼으로 제작되었고, 상자의 윗부분에는 팬과 열교환기를 설치하였다. 이 열교환기 내에는 항온수조로부터 공급되는 일정한 온도의 물이 항상 순환되고 있다. 따라서, 팬에서 나오는 바람을 이용하여 열교환기로부터 열량을 뺀 후, 그것을 이용하여 항온상자와 그 안에 있는 실험모델을 원하는 온도로 가열하되(액정의 칼라가 나타나기 시작

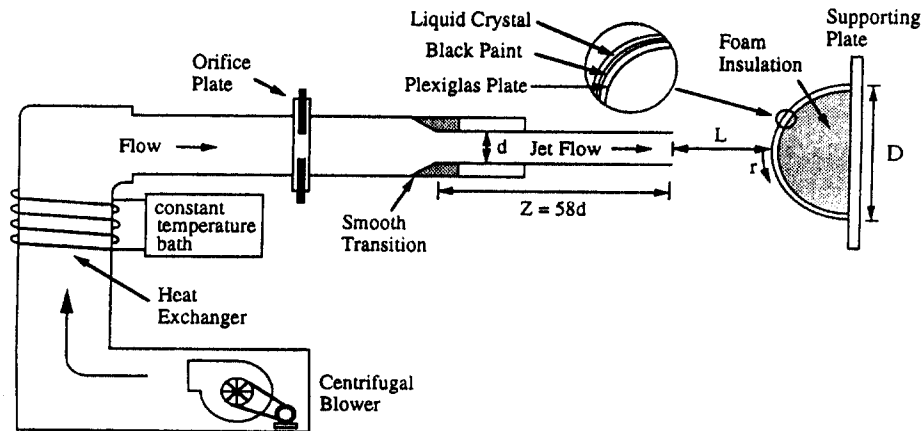


Fig. 1 Schematic diagram of the test apparatus for the jet impingement on the rib-roughened convex surface.

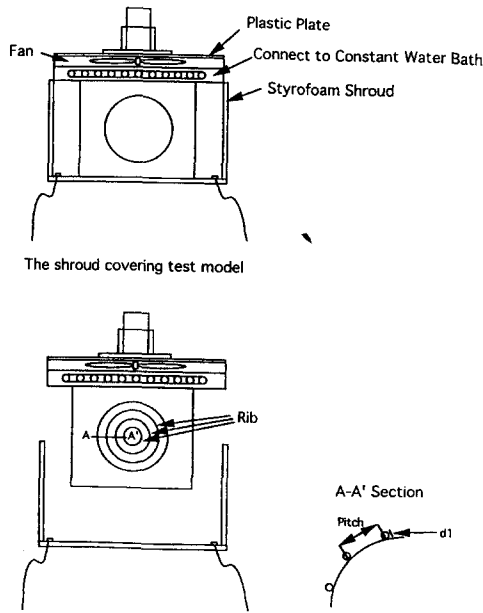


Fig. 2 Schematic diagram of the test model.

하는 온도보다 약  $8^{\circ}\text{C}$  정도 높게 가열함) 실험모델 내의 최대 온도차가  $\pm 0.15^{\circ}\text{C}$ 를 넘지 않을 정도로 항온이 될 때까지 가열하였다. 이때, 반구면의 온도를 측정하기 위해서 제트온도를 측정한 것과 동일한 타입의 열전대 4개를 사용하였고, 그들의 교정도 같은 데이터 수집 시스템을 이용하였다. 반구는 제트유동과 직각 방향이 되도록 수직 평판에 의하여 지지되어 있고, 실험도중 전도에 의한 열손실을 최소화하기 위해서 반구면 안쪽을 스티로폼 단열재로 완전히 커버시켰다. 실제 실험시에는 실험모델이 원하는 온도에 도달한 것으로 판단되면 실험모델을 감싸고 있는 항온상자를 순간적으로(약 1/30초가 소요됨) 제거시킨다. 이때, 제트가 실험모델에 충돌하면서 실험모델을 냉각시키고, 일정한 시간이 경과하면서 실험모델의 표면에서는 액정의 칼라가 나타나기 시작한다. 이러한 액정의 칼라와 그 칼라가 나타나기까지의 소요된 시간을 비디오 카메라로 촬영하여 분석함으로써 열전달 계수를 얻게 된다.

액정의 특정한 칼라의 정확한 측정과 시각적인 오차를 최소화하기 위해서는 액정의 교정이 반드시 필요하다. 교정실험에는  $12 \times 7.5 \times 2.5 \text{ cm}$ 의 크기를 갖는 알루미늄 각주를 사용하였다(Fig. 3). 이 각주에 7개의 Chromel-Constantan 열전대를 알루

미늄 각주의 전면으로부터 0.1 cm 깊이와 측면으로부터 2 cm 깊이의 위치에 등간격으로 심었다. 열전대는 알루미늄 각주에 심겨져 있는 상태에서 다른 열전대와 같은 방법으로 교정을 하였다.

알루미늄 각주의 전면에는 검정페인트와 액정(미세캡슐 형태의 "R29C4W": 즉, 약  $29^{\circ}\text{C}$ 에서 빨간색이 나타나기 시작하여 약  $4^{\circ}\text{C}$ 의 온도 범위 내에서 전체 칼라가 나타나는 액정)을 air-brush를 사용하여 균일하게 도포하였다. 그리고, 각주의 상부에는 100W 용량의 막대형 열원을 장착하고 DC 전력을 공급하여 각주 상부의 온도를 조절할 수 있도록 하고, 하부의 약 4 cm 정도는 항온수조에 담금으로써 각주에서 1차원의 온도구배를 형성시켰다. 실험중 각주의 전면을 제외한 표면으로부터의 열손실을 최소화시키기 위해서, 스티로폼 단열재로 각주를 커버시켰다. 막대형 열원에 적당한 전력을 공급하고, 항온수조의 온도를 알맞게 조절하면 각주 표면에는 1차원적인 온도구배가 형성된다. 이때 비디오 카메라 (SAMSUNG/SV-F12)와 프레임 그레버 (DARIM/V-Catcher)와 IBM 586/PC로 구성되어 있는 디지털 칼라화상처리장치를 사용하여 액정의 온도 반응에 따른 칼라의 변화를 처리하였다. 액정의 칼라 처리 방법은 신경회로망(Neural Networks)을 이용한 새로운 액정의 교정법<sup>(17)</sup>을 이용하였으며, 교정 후 액정의 불확실도는  $\pm 0.25^{\circ}\text{C}$ 이다.

본 연구에서 개발, 발전시킨 디지털 칼라화상처리장치는 순수 한국산 비디오카메라와 칼라프레임 그레버 및 본 연구팀에서 개발한 Windows용 화상처리 소프트웨어로 구성되어 있어서 종전의 고가의 외국 시스템보다 훨씬 저렴할 뿐만 아니라, 성능면에서도 매우 우수한 것으로 이미 발표된 논문<sup>(17)</sup>에서 판명되었다.

### 3. 실험 해석

본 연구에서는 액정/과도 상태 기법을 이용하여 열전달 계수를 측정하였다. 이 방법은 액정의 칼라를 인식하여 표면 온도를 측정하는 것으로, 공기항온상자에서 반구를 액정의 칼라가 나타나기 시작하는 온도보다 어느 정도 높게 가열시킨 후 순간적으로 공기항온상자를 제거시켜 충돌제트에 노출시킴으로써, 시간에 따른 실험모델의 표면에 코팅된 칼

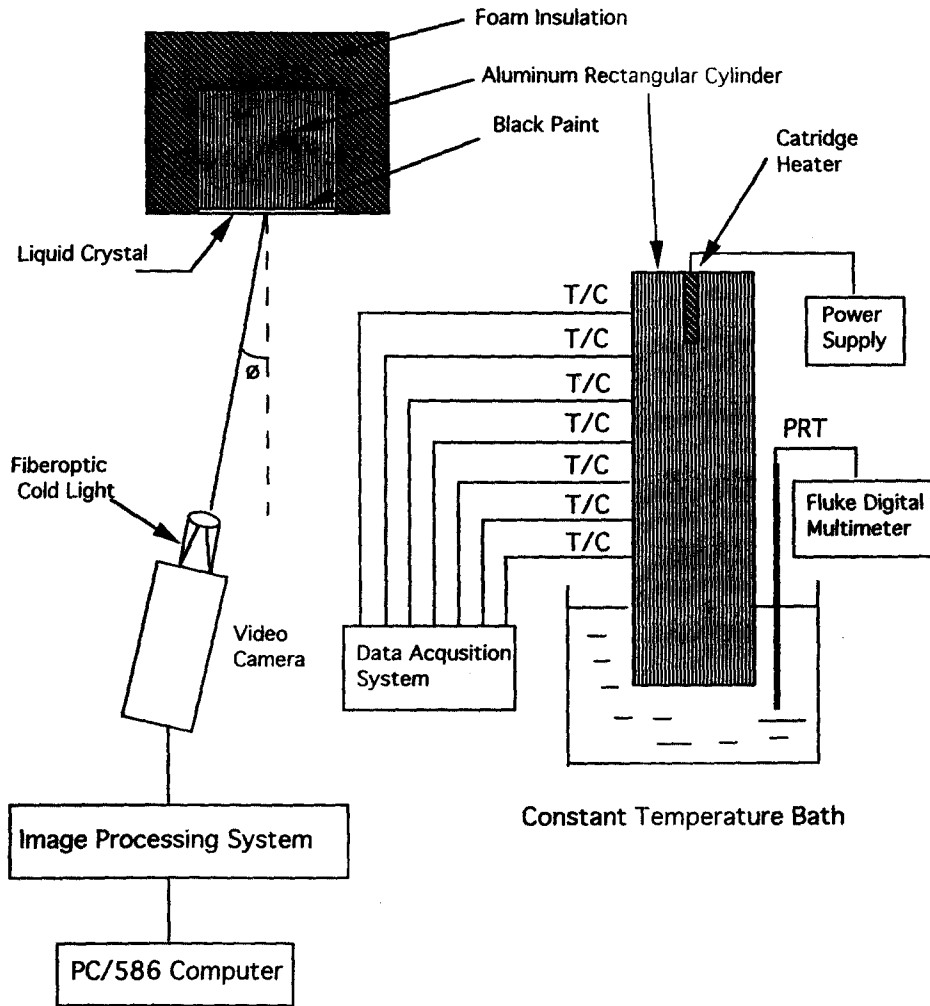


Fig. 3 Liquid crystal color/temperature calibration apparatus.

라(즉, 온도)의 변화를 이용하여 국소 열전달계수를 구하는 방법이다. 본 실험에서 사용된 실험모델의 표면에서 유동방향의 열전도는 무시하고(Dunne<sup>(18)</sup>), 대류열전달 경계조건을 가지는 반무한(semi-infinite) 물체라고 가정하면 비정상 열전도방정식에 의해서 두차원 온도  $T^*$ 를 다음과 같이 계산할 수 있다.

$$T^* = \frac{T_{Lc} - T_{\infty}}{T_i - T_{\infty}} = e^{\gamma^2} \operatorname{erfc}(\gamma) \quad (1)$$

여기서  $T_{Lc}$ 는 액정에 의해서 측정되는 벽면온도,  $T_{\infty}$ 는 제트온도, 그리고  $T_i$ 는 반구면의 초기온도이다. 이제, 디지털 칼라화상처리장치를 이용하

여 각각의 위치에서의 액정의 칼라와 시간을 측정함으로써 열전달계수를 다음과 같이 구할 수 있다. 이때 식 (1)에서

$$\gamma = \frac{(h_c + h_r) \sqrt{t}}{\sqrt{\rho C k}} \quad (2)$$

이므로, 이로부터 대류 열전달계수  $h_c$ 를 다음과 같이 구할 수 있다.

$$h_c = \frac{\gamma \sqrt{\rho C k}}{\sqrt{t}} - h_r \quad (3)$$

여기서  $h_r$ 은 복사 열전달 계수( $= \epsilon \sigma (T_{ref} + T_{\infty})(T_{ref}^2 + T_{\infty}^2)$ )를 나타내며,  $\epsilon$ 는 시험표면에 코팅된

**Table 2** Nusselt Number Uncertainty Analysis.

$X_i$	Value	$\delta X_i$	$\left(\frac{\delta X_i}{X_i} \frac{\partial Nu}{\partial X_i}\right) \times 100 (\%)$
$T_\infty$	21.45 (°C)	0.15	1.42
$T_{LC}$	29.06 (°C)	0.25	4.45
$T_i$	37.7 (°C)	0.15	1.25
$t$	2.7 (sec)	0.03	0.6
$\sqrt{\rho C K}$	335	16.75	4.95
$\varepsilon$	0.9	0.05	0.1
$d$	0.0215 (m)	$5.0 \times 10^{-5}$	0.2

Total Nu uncertainty :  $\delta Nu/Nu = 6.95\%$

검정포인트와 액정의 방사율,  $\sigma$ 는 Stefan-Boltzmann 상수,  $T_{ref}$ 는  $T_{LC}$ 와  $T_i$ 의 평균온도(즉,  $0.5(T_{LC} + T_i)$ )를 나타낸다.

식 (3)에서 구한  $h_c$ 을 이용하여, Nusselt 수를 다음과 같이 구할 수 있다.

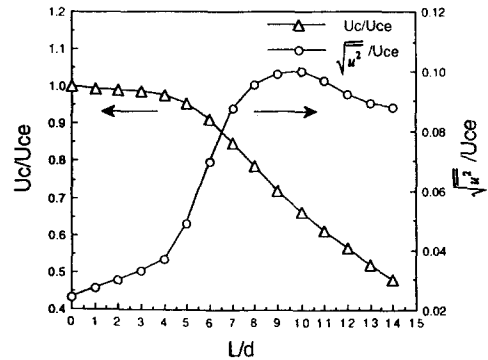
$$Nu = \frac{h_c d}{k_a} \quad (4)$$

불확실도 해석(uncertainty analysis)을 위하여 Kline과 McClinton<sup>(19)</sup>의 방법을 사용하였다. 계산한 결과, Table 2에 의하면  $Re=23,000$ ,  $L/d=10$ ,  $r/d=0.7$ ,  $p/d_1=11$ 인 경우에 Nusselt 수의 불확실도는 6.95%이다. 이 때 Plexiglas의 물성치의 불확실도가 가장 크게 나타났고, 액정에 의해 측정된 벽면온도의 불확실도가 그 다음으로 큰 불확실도 요인으로 나타났다.

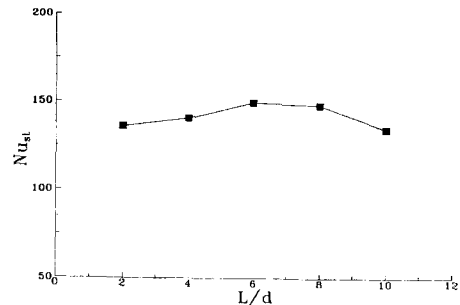
#### 4. 결과 및 토의

본 연구와 같은 실험장비로써 이전에 측정된 노즐출구에서의 제트유동은 완전발달된 속도분포를 갖고 있음이 증명되었다(Lee 등<sup>(20)</sup>). 따라서, 본 연구는 완전발달된 원형제트가 매끈한 볼록면에 수직으로 충돌할 때의 열전달계수와 리브가 부착되어 표면조도를 가지는 볼록면에 수직으로 충돌할 때의 열전달계수 및 자유제트의 중심선 속도와 난류강도 분포를 측정하였으며 그 결과는 다음과 같다.

Fig. 4는  $Re=23,000$ 에서  $d/D=0.056$ 의 경우, 자유제트의 중심선 속도와 난류강도분포를 보여주고 있다. 중심선속도( $U_c$ )가 노즐출구부터 노즐출구속도( $U_{ce}$ )의 98%에 해당되는 지점까지의 거리를 포텐셜코어라고 정의할 때(Giralt 등<sup>(21)</sup>), 포텐



**Fig. 4** Mean velocity and turbulent intensity profiles along the free jet centerline at  $Re=23,000$ .



**Fig. 5** The stagnation point Nusselt number on the convex surface without rib at  $Re=23,000$ .

셜코어는 노즐출구로부터 노즐 직경의 약 3.7배에 해당됨을 보여준다. 포텐셜코어를 벗어난 영역(즉,  $L > 3.7d$ )에서의 자유제트의 중심선 속도는 급격하게 감소하는데, 대체로 거리에 반비례로 감소함을 알 수 있다. 한편, 포텐셜코어 영역 내에서는 난류강도가 약 3% 정도로 유지되지만, 포텐셜코어를 벗어난 영역 이후의 난류강도는 주위공기와의 혼합이 활발해 지면서 급격히 증가한다. 그러나, 제트가 완전히 발달된 지점, 즉,  $L/d \cong 8$  이후에서의 난류강도는 서서히 감소함을 알 수 있다.

Fig. 5는  $Re=23,000$ 에서 노즐과 반구면 사이의 거리( $L/d$ )에 따른 정체점 Nusselt 수( $Nu_{st}$ )의 변화를 보여주고 있다.  $Nu_{st}$ 는  $L/d$ 가 증가함에 따라 점차적으로 증가하여  $L/d=6 \sim 8$ 에서 최대치를 보이고 있다. Lee 등<sup>(15)</sup>과 Kataoka 등<sup>(22)</sup>은  $L/d=6 \sim 8$ 에 해당되는 자유제트의 후기 천이영역에서는 제트의 중심속도가 노즐 출구에서의 중심속도에서 크게 변하지 않을 뿐만 아니라 난류강도도 최대치에 도달한다고 보고하였다. 이것은 본 연구에서 측

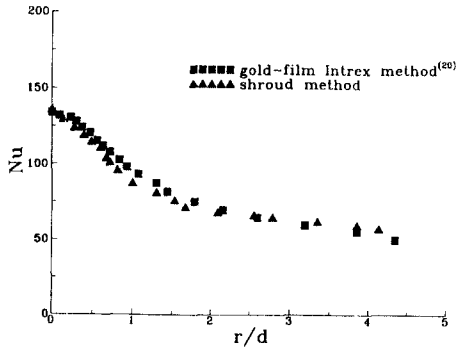


Fig. 6 Comparison between the result by gold-film Intrex method and the result by shroud method at  $L/d=10$ .

정한 제트의 중심선 상에서의 유동장 결과(Fig. 4)와 대체로 일치함을 보여준다.

Fig. 6은 매끈한 불룩면의 경우에 정상상태의 gold-film Intrex method<sup>(20)</sup>와 과도상태의 shroud method를 이용하여 측정된 Nusselt 수의 분포를  $L/d=10$ 인 경우에 비교한 것이다. Gold-film Intrex method는 Intrex(폴리에스터 sheet 표면에 금박막을 매우 얇게 코팅한 것)에 전류를 통과시켜 전기적으로 가열시킴으로써 벽면에 균일한 열유속 조건을 형성시키는 방법이다. 또한, Intrex를 액정과 함께 사용할 때 Intrex 표면상의 특정한 칼라는 특정한 온도를 나타내므로, Intrex상에 형성된 이미 알고있는 열유속값과 함께 원하는 지점에서의 국소 열전달계수를 측정할 수 있다. Fig. 6에서 보여주듯이 서로 다른 두 방법을 이용한 열전달 결과의 차이가 최대 7.0%로서 대체로 잘 일치하고 있음을 알 수 있다. 이것은 본 연구에서 사용한 과도상태의 shroud method에 의해 측정된 열전달계수가 신뢰할만한 것임을 증명하는 것이다. 아울러 본 연구자에 의해 개발된 디지털 칼라화상처리장치와 액정 및 신경회로망을 이용한 액정의 새로운 보정법을 이용할 경우 종래의 열전달 측정법으로는 매우 힘이 들었던 복잡한 3차원 형상에서의 국소 열전달계수를 정확히 측정할 수 있는 길을 열었을 뿐 아니라, 고효율의 열유체기기를 개발하는데 유용한 도구로 쓰이게 될 것이다.

Fig. 7은 Webb 등<sup>(23)</sup>이 유체의 진행방향에 수직으로 리브가 연속적으로 부착된 경우에 있어서의  $p/d_1$ 의 변화에 따른 유동 현상을 도시한 것이다. Webb 등<sup>(23)</sup>은  $p/d_1=6$ 인 경우에는 리브를 타고 넘은 자유유동이 바닥면에 재부착하며,  $p/d_1 \geq 10$ 인

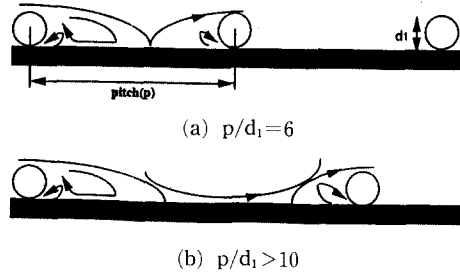


Fig. 7 A model of flow pattern on a rib-roughened surface.

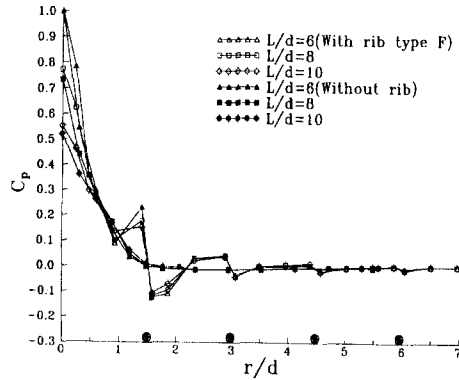


Fig. 8 Profiles of the wall pressure coefficient along the convex surface without rib and with rib type F at  $Re=23,000$ .

경우는 리브를 타고 넘은 자유유동이 바닥면에 재부착된 후 경계층을 형성하게 된다고 설명하였다. 또한 리브의 정상에서는 박리가 생기고, 재부착점은 리브의 형상에 따라 박리점으로부터 리브높이의 약 6~8배 정도의 위치에 생기고, 재부착점에서부터 경계층이 성장하기 시작한다고 하였다.

Fig. 8은 리브가 부착되지 않은 경우와 F형태의 리브가 부착된 경우의 압력분포( $C_p$ )를  $Re=23,000$ ,  $L/d=6, 8, 10$  일 때 측정된 것이다. 리브가 부착되지 않은 경우의  $C_p$ 는 정점점에서 최대값을 보인 후 점차적으로 감소한다. 그리고,  $r/d \cong 1.5$ 인 지점부터 약간의 음압의 상태를 보이다가,  $r/d \cong 5.5$  이상이 되는 지점에서 다시 원래의 값으로 되돌아가는 것을 볼 수 있다. 하지만, 리브가 부착된 경우에는 유동이 흘러가다가 리브의 좌측 측면에 충돌하면서 순간적으로 압력이 높아진다. 그리고, 리브의 위에서는 박리가 일어나서 흐르는 유동과 함께 계속 이동한다. 따라서, 리브의 우측 측면에서는 압력이 낮아지게 된다. 하지만,  $r/d \cong$

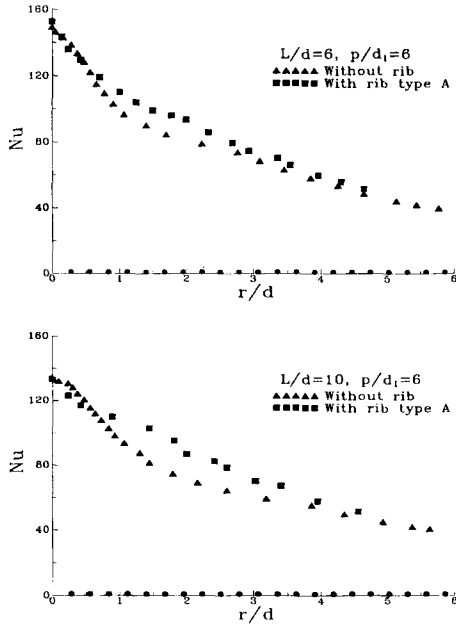


Fig. 9 Comparison between the Nusselt number on the convex surface without rib and with rib type A at  $L/d=6$  and 10.

5.0인 지점 이후에서는 이러한 현상은 뚜렷하게 관찰되지 않는다. 이와 같은 현상은 벽제트 영역에서 볼록반구면 위에서 유체의 운동량의 급격한 감소로 인한 결과라고 생각되며, 추후에 설명한 열전달 결과(Fig. 14)와 잘 일치하고 있음을 알 수 있다.

이제, 앞에서의 과도상태 shroud method의 타당성을 증명한 것을 바탕으로 A, B, C, D, E, F 형태의 리브(Table 1 참조)를 부착시켜 표면조도를 갖는 볼록반구면에서의 Nusselt 수를  $Re=23,000$  과  $L/d=6, 8, 10$  일 때 측정하여, 그 결과를 매끈한 표면을 갖는 볼록반구면에서의 Nusselt 수와 비교하였으며, 그 결과를 Figs. 9~14에서 보여주고 있다(지면 관계상  $L/d=8$ 의 경우는 생략).

Fig. 9는 리브의 형태가 A로서,  $L/d=6$ 과 10이고,  $p/d_1=6$ 인 경우의 Nusselt 수 분포를 보여주고 있다. 정체점 이후에서 두 번째 리브가 부착된 지점( $r/d \approx 0.56$ )까지는 리브에 의한 유동의 운동량 감소로 인해 매끈한 면에 비해 열전달이 오히려 감소되는 것을 볼 수 있다. 이런 현상은  $L/d=6$ 의 경우보다  $L/d=10$ 의 경우에서 뚜렷하게 나타나고 있음을 알 수 있다. 그러나,  $r/d \approx 0.7$  이후부터는 리브에 의한 유동의 박리로 인해 난류강도가 증가하고 유동의 혼합이 활발해짐으로써 매끈한 면에

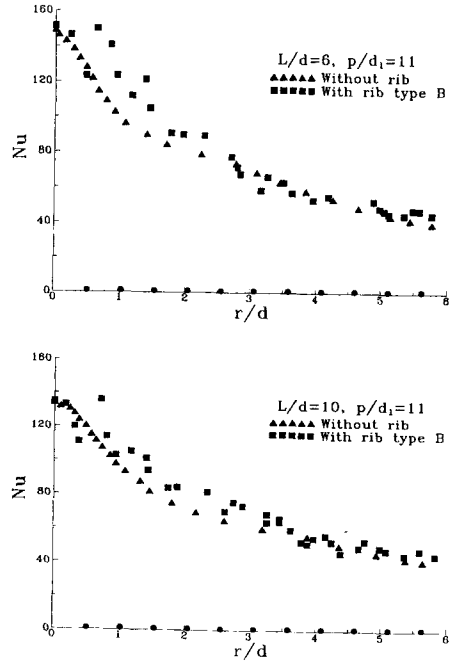


Fig. 10 Comparison between the Nusselt number on the convex surface without rib and with rib type B at  $L/d=6$  and 10.

비해서 큰 열전달계수를 나타낸다. 한편, 리브가 부착된 면과 매끈한 면에서의 열전달계수의 차이가  $r/d \approx 0.7$ 부터  $r/d \approx 2.0$ 까지 점진적으로 증가하고, 그 이후부터는 점차 감소하여  $r/d \approx 5.6$ 에 도달하면 리브가 열전달에 영향을 거의 주지 않음을 볼 수 있다.

Fig. 10은 리브의 형태가 B이고,  $p/d_1=11$ 에서의 Nusselt 수 분포를 보여주고 있다.  $L/d=6$ 과  $L/d=10$ , 두 경우 모두 정체점 부근에서의 Nusselt 수 분포가 Fig. 9의 경우와 비슷하다. 그러나  $r/d \approx 0.7$ (첫 번째 리브직후)에서 Nusselt 수가 급격하게 증가하는 것을 볼 수 있다. 이러한 현상은 Fig. 7에서 보았듯이  $p/d_1 \geq 10$ 인 경우 리브에서 유동의 박리가 생길 뿐 아니라, 유동이 벽면에 재부착됨으로 인하여 Nusselt 수가 크게 증가하게 되는 것이다. 따라서 박리에 의해서만 열전달이 증가되는 리브의 형태 A( $p/d_1=6$ )보다 형태 B( $p/d_1=11$ )의 경우가 열전달이 더 많이 증가하게 되는 것을 볼 수 있다. 그리고, 재부착 후 경계층이 성장함에 따라 Nusselt 수가 점차로 감소하는데, 이 때 리브를 다시 만나면 박리, 재부착 및 경계층의 성장이 반복적으로 일어나게 되고 Nusselt 수의 증가와 감소를



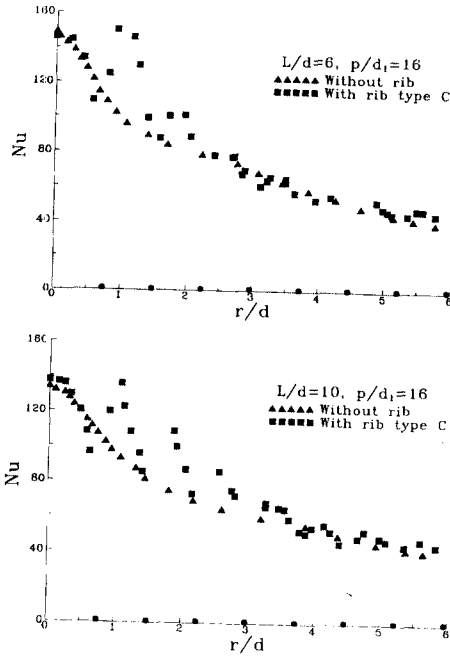


Fig. 11 Comparison between the Nusselt number on the convex surface without rib and with rib type C at  $L/d=6$  and 10.

반복하게 된다. 그리고, 이러한 현상은  $r/d \cong 6.0$ 까지도 계속되는 것을 Fig. 10에서 볼 수 있다.

Fig. 11은 리브의 형태가 C이고,  $p/d_1=16$ 인 경우의 Nusselt 수 분포를 나타낸다. 결과는 Fig. 10과 비슷한 분포를 보여주고 있다. 하지만 피치가 크기 때문에 리브 높이의 약 6~8배의 거리에서 재부착점이 형성되고, 이 재부착점으로부터 경계층이 성장됨에 따라서 Nusselt 수의 증가와 감소되는 현상을 좀 더 뚜렷하게 볼 수가 있다. 또한 Fig. 10의 경우처럼  $r/d \cong 6.0$  이후까지도 리브가 열전달에 영향을 미치고 있음을 알 수 있으며, 이러한 현상은  $L/d=6$ 보다는  $L/d=10$ 의 경우에 더욱 현저하게 나타난다.

Figs. 12~14는 리브의 높이  $d_1=2$  mm이고, Figs. 9~11과 같이  $p/d_1=6, 11, 16$ 일 때 볼록반구면상의 Nusselt 수의 분포를 나타낸다. Fig. 12는 리브의 형태가 D로서,  $L/d=6$ 과  $L/d=10$ 이고,  $p/d_1=6$ 인 경우의 Nusselt 수 분포를 보여주고 있는데, A형 리브가 부착된 Fig. 9의 경우와는 조금 다른 경향의 Nusselt 수 분포를 보여주고 있다. 즉, 정체점부터 첫 번째 리브가 부착된 지점인  $r/d \cong 0.56$ 까지는 매끈한 면에 비해 열전달이 감소하는

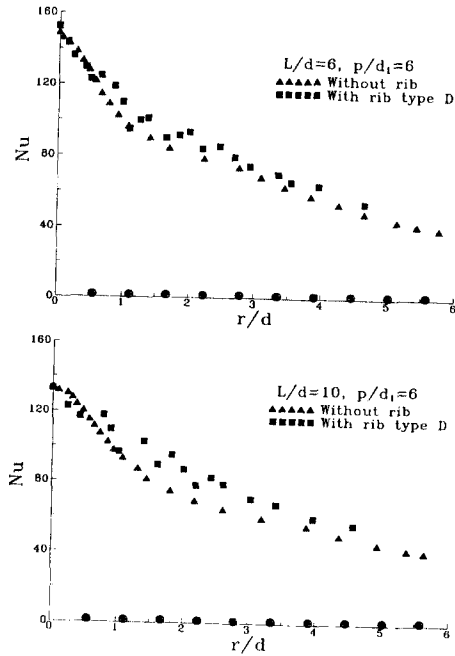


Fig. 12 Comparison between the Nusselt number on the convex surface without rib and with rib type D at  $L/d=6$  and 10.

경향을 보이며, 그 이후에는 리브에 의한 유동의 박리와 재순환으로 인해 Nusselt 수가 증가하다가, 경계층의 성장으로 인해 Nusselt 수가 감소되는 현상이 네 번째 리브( $r/d \cong 2.2$ )까지 반복하는 것을 볼 수 있다. 이러한 현상은 A형 리브가 부착된 면에서는 볼 수가 없었는데, 이것은 D형 리브의 경우 A형 리브와  $p/d_1$ 은 같으나 리브의 높이( $d_1=2$  mm)가 두배로 커짐으로 인하여 리브간의 간격( $p$ )이 두배로 증가로 증가했기 때문이다.

Fig. 13은 리브의 형태가 E이고,  $p/d_1=11$ 인 경우의 Nusselt 수 분포를 보여주고 있다. 리브의 형태 B와 유사한 결과를 보여주고 있지만, 박리, 재부착 및 경계층의 성장이 반복적으로 일어나서 Nusselt 수의 증가와 감소를 반복하는 현상이 리브의 형태 B에서는  $r/d \cong 6.0$  이후까지도 계속되지만, 여기에서는  $r/d \cong 4.0$  이후에는 그러한 현상이 관찰되지 않음으로 리브가 열전달에 영향을 주지 않고 있음을 알 수 있다. 특히 첫 번째 리브에 의한 Nusselt 수의 증가량이 두 번째 리브에 의한 Nusselt 수 증가량의 4배 이상이며, 세 번째 리브 이후에는 리브가 열전달에 영향을 미치지 못한다. 따라서,  $r/d \cong 4.0$  이후에는 매끈한 면에서와 거의

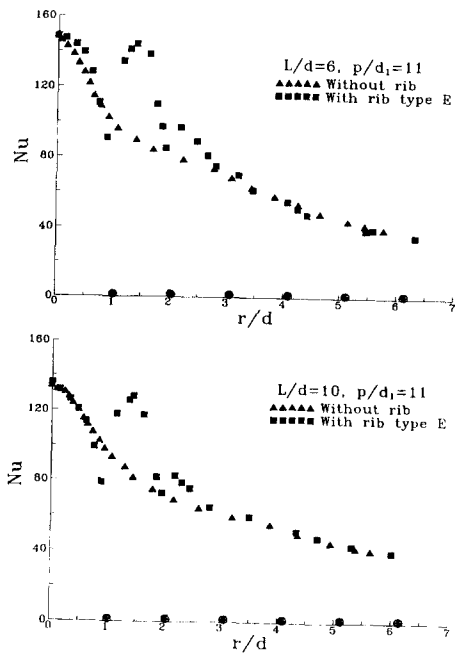


Fig. 13 Comparison between the Nusselt number on the convex surface without rib and with rib type E at  $L/d=6$  and 10.

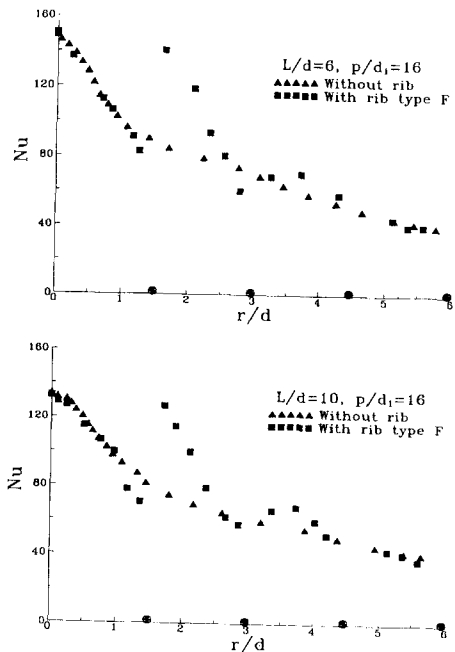


Fig. 14 Comparison between the Nusselt number on the convex surface without rib and with rib type F at  $L/d=6$  and 10.

유사한 Nusselt 수 분포를 갖고 있음을 Fig. 13에서 알 수 있다.

Fig. 14는 리브의 형태가 F로서,  $p/d_1=16$ 인 경우의 Nusselt 수의 분포를 보여준다. 피치가 긴 관 계로  $0 \leq r/d < 1.0$ 에서는 매끈한 면의 경우와 동일한 Nusselt 수의 분포를 이루며,  $r/d \geq 1.0$ 에서는 첫 번째 리브의 전면에서 압력의 증가로 인한 운동량의 감소로 매끈한 면의 Nusselt 수 보다 낮은 Nusselt 수 분포를 갖게 되고,  $r/d \approx 1.3$ 에서 최저 값을 갖게 된다. 이후 리브에 의한 유동의 박리, 재부착으로 인해 Nusselt 수는 급격히 증가하여  $r/d \approx 1.7$ 에서 2차 정점(정체점 Nusselt 수의 약 93% ( $L/d=6$ 의 경우)과 96% ( $L/d=10$ 의 경우)에 해당함)을 가진 후, 경계층의 성장으로 Nusselt 수가 급격히 감소하는데, 특히  $L/d=6$ 의 경우 매끈한 면에서의 값 이하로 떨어진다. 한편, 두 번째 리브에서는 위와 유사한 유동현상에 의해 Nusselt 수의 증가, 감소가 일어나는데, 그 폭이 첫 번째 리브에서의 변화의 20% 이하이다. 세 번째 리브 이후 ( $r/d \approx 5.0$ )에는 리브가 열전달에 영향을 거의 미치지 못함을 Fig. 14를 통해 알 수 있다. 앞서 기술한 이러한 열전달 현상이 같은 유동조건 ( $Re=23,000$ ,  $L/d=6, 10$ )과 같은 형태의 리브 ( $d_1=2$  mm,  $p/d_1=16$ )가 부착된 면에서의 압력 분포 특성과 매우 잘 일치하고 있음을 Fig. 8에서 알 수 있다.

Fig. 15는  $L/d=6, 8, 10$ 과  $d_1=2$  mm의 경우, 매끈한 면과 리브가 부착된 면에서의 평균 Nusselt 수를 비교한 결과이다. 리브의 형태가 D인 경우 ( $p/d_1=6$ )에는 매끈한 면에서의 평균 Nusselt 수에 비하여 최대 14%, E인 경우 ( $p/d_1=11$ )에는 최대 27%, F인 경우 ( $p/d_1=16$ )에는 최대 34%까지 증

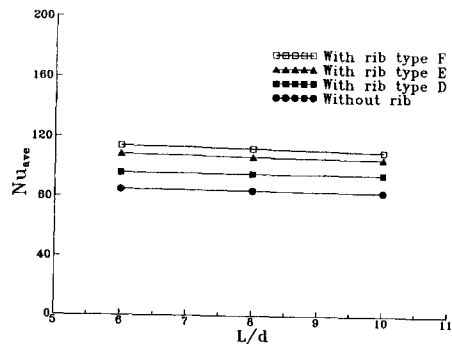


Fig. 15 Comparison between the average Nusselt number on the convex surface without rib and with rib types of D, E and F.

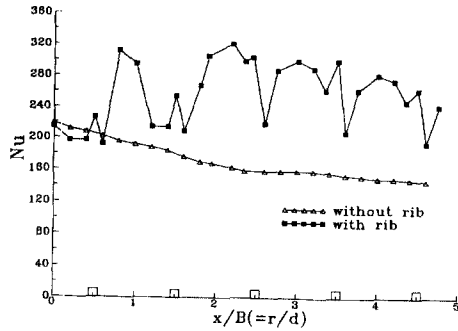


Fig. 16 The Nusselt number on the flat plate with square rib at  $H/B(=L/d)=6$  and  $Ue=18 \text{ m/s}$ <sup>(24)</sup>

가됨을 알 수 있다. 이러한 결과는 벽면제트영역에서 리브에 의해 유체유동의 박리, 재순환, 재부착이 일어나고, 이로 인해 난류강도가 증가했기 때문이다. 한편, 리브의 형태가 D보다 E, F가 더 많이 증가한 이유는  $p/d_1 \leq 6$  일 때는 박리에 의해서만 열전달이 증가되나,  $p/d_1 \geq 10$ 에서는 박리뿐만 아니라 재순환의 영향도 받기 때문에 열전달이 증가된 것이라고 생각된다. 이것은 Webb 등<sup>(23)</sup>의 결과와도 잘 일치하고 있다. 그리고,  $L/d=6$  일 때 평균 열전달계수가 가장 큰 이유는 Fig. 5에서도 설명한 바와 같이 자유제트의 후기 천이 영역에서는 제트의 중심속도가 초기 중심속도에서 많이 변하지 않을 뿐 아니라 난류강도도 최대치에 도달하기 때문이다. 따라서, 열전달계수도  $L/d \geq 6$  부근에서 최대치를 보이게 된다. 그리고,  $r/d \geq 6.0$  이후에서는 리브의 영향이 거의 없다. 하지만 평판에 표면을 거칠게 하는 리브를 부착한 경우에는 약간 다른 결과를 보이고 있다. Fig. 16은 평판에 사각형 리브가 부착된 경우의 국소 Nusselt 수를 보여주고 있다.<sup>(24)</sup> 유체유동의 조건은 본 실험과 약간 다르지만(2차원 슬롯제트), 평판의 경우에는 볼록반구면과는 달리  $x/B$ (본, 실험에서의  $r/d$ 와 동일 개념)가 5 이상이 되는 영역에서도 리브의 영향으로 열전달이 증가되는 것을 볼 수가 있다. 이 점으로 볼 때 리브를 볼록면에 부착하는 것보다 평판에 부착하는 것이 전체 영역에서의 열전달 증가에 보다 더 효과적일 것으로 사료된다.

## 5. 결 론

완전 발달된 원형제트를 리브가 부착되어 표면조도를 가지는 볼록반구면에 충돌시켰을 때 리브의

높이 및 피치가 열전달에 미치는 영향을 실험적으로 연구하였다. 그리고, 정상상태의 gold-film Intrex method와 과도상태의 shroud method를 이용하여 측정된 열전달계수의 결과를 비교하였다. 서로 다른 두 방법을 이용한 열전달 결과는 대체로 잘 일치하고 있음을 알 수 있었다.

리브가 부착되어 표면조도를 가지는 볼록반구면의 경우, 매끈한 면의 경우와 비교하였을 때 정체점 부근에서는 리브가 Nusselt 수 분포에 별다른 영향을 미치지 않았다. 하지만, 벽면제트 영역에서는 리브의 영향으로 Nusselt 수가 갑자기 증가하는 것을 볼 수 있었다. 이렇게 리브 직후에서 Nusselt 수가 급격하게 증가하는 현상은  $p/d_1=6$ 의 경우에는 박리에 의해서,  $p/d_1 \geq 10$ 인 경우에는 리브에서 유동의 박리가 생길 뿐 아니라, 유동이 벽면에 재부착됨으로 인하여 Nusselt 수가 더욱 크게 증가함을 알았다. 한편, 평균 열전달계수를 매끈한 면과 비교하였을 때 리브의 형태가  $p/d_1=6$ 인 경우에는 최대 14%,  $p/d_1=11$ 인 경우에는 최대 27%,  $p/d_1=16$ 인 경우에는 최대 34%까지 증가됨을 알 수 있었다. 그리고, 재부착후 경계층이 성장함에 따라 Nusselt 수가 점차로 감소하는데, 이 때 리브를 다시 만나면 박리, 재부착 및 경계층의 성장이 반복적으로 일어나게 되고 Nusselt 수의 증가와 감소를 반복하게 된다. 그런데, 볼록반구면의 경우 리브와 유동조건에 따라서  $r/d \approx 4.0 \sim 6.0$  이후에는 리브가 열전달에 별다른 영향을 미치지 않음을 알았다.

## 후 기

본 연구는 교육부의 1996년도 기계공학 학술연구 조성비의 지원비(과제번호: ME96-A-07)로 수행된 연구결과로서 관계자 여러분께 감사 드립니다.

## 참고문헌

- (1) Martin, H., 1977, "Heat and Mass Transfer Between Impinging Gas Jets and Solid Surfaces," *Advances in Heat Transfer*, Academic Press, New York, Vol. 13, pp. 1~60.
- (2) Down, S. J. and James, E. H., 1987, "Jet Impinging Heat Transfer-A Literature Survey," *ASME paper No. 87-H-35*.
- (3) Viskanta, R., 1993, "Heat Transfer to Imping-

- ing Isothermal Gas and Flame Jets," *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 6, pp. 111~134.
- (4) Miyake, G., Hirata, M., and Kasagi, N., 1994, "Heat Transfer Characteristics of an Axisymmetric Jet Impinging on a Wall with Concentric Roughness Elements," *Experimental Heat Transfer*, Vol. 7, pp. 121~141.
- (5) 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)," *Journal of Flow Visualization Soc. Jpn.*, Vol. 4, pp. 223~228.
- (6) Hrycak, P., 1984, "Heat Transfer from Impinging Jets to Flat Plate with Conical and Ring Protuberances," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 27, No. 11, pp. 2145~2154.
- (7) Chupp, R. E., Helms, H. E., McFadden, P. W., and Brown, T. R., 1969, "Evaluation of Internal Heat Transfer Coefficients for Impingement Cooled Turbine Airfoils," *Journal of Aircraft*, Vol. 6, pp. 203~208.
- (8) Thomann, H., 1968, "Effect of Streamwise Wall Curvature on Heat Transfer in a Turbulent Boundary Layer," *Journal of Fluid Mechanics*, Vol. 33, pp. 283~292.
- (9) Hrycak, P., 1982, "Heat Transfer and Flow Characteristics of Jets Impinging on a Concave Hemispherical Plate," *Proceedings of 7th International Heat Transfer Conference*, Vol. 3, pp. 357~362.
- (10) Gau, C., and Chung, C. M., 1991, "Surface Curvature Effect on Slot-Air Jet Impingement Cooling Flow and Heat Transfer Process," *ASME Journal of Heat Transfer*, Vol. 113, pp. 858~864.
- (11) Hoogendoorn, C. J., 1977, "The Effect of Turbulence on Heat Transfer at Stagnation Point," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 20, pp. 1333~1338.
- (12) Goldstein, R. J., and Franchett, M. E., 1988, "Heat Transfer From a Flat Surface to an Oblique Impinging jet," *ASME Journal of Heat Transfer*, Vol. 110, pp. 84~90.
- (13) 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.
- (14) Lee, S. J., Lee, J. H., and Lee, D. H., 1994, "Flow and Heat Transfer Visualization of Elliptic Jet Impinging on a Flat Plate," *Proc. of 3rd Asian Symp. on Visualization*, ASV '94, E42, Chiba, Japan, pp. 569~574.
- (15) Lee, D. H., and Greif, R., Lee, S. J., and Lee, J. H., 1995, "Heat Transfer from a Surface to a Fully Developed Axisymmetric Impinging Jet," *ASME Journal of Heat Transfer*, Vol. 117, pp. 772~776.
- (16) 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," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 37, pp. 967~976.
- (17) 정영석, 박성봉, 이대희, 부광석, 1996, "신경회로망을 이용한 새로운 액정의 교정 및 열전달 계수 측정," 대한기계학회 추계학술대회, pp. 503~507.
- (18) Dunne, S. T., 1983, "A Study of Flow and Heat Transfer in Gas Turbine Cooling Passages," D. Phil. Thesis, Oxford University, UK.
- (19) Kline, S. J. and McKlintock, F. A., 1953, "Describing Uncertainties in Single Sample Experiments," *Mechanical Engineering*, Vol. 75, pp. 3~8.
- (20) Lee, D. H., Chung, Y. S. and Kim, D. S., 1997, "Turbulent Flow and Heat Transfer Measurements on a Curved Surface with a Fully Developed Round Impinging Jet," *International Journal of Heat and Fluid Flow*, Vol. 18, No. 1, pp. 160~169.
- (21) Giralt, F., Chia, C. and Trass, O., 1977, "Characterization of the Impingement Region in and Axisymmetric Turbulent Jet," *Industrial and Engineering Chemistry Fundamentals*, Vol. 16, pp. 21~28.
- (22) Kataoka, K., Sahara, R., Ase, H. and Harada,

- T., 1987, "Role of Large Scale Coherent Structures in Impinging Jet Heat Transfer," *Journal of Chemical Engineering-Japan*, Vol. 20, pp. 71~76.
- (23) Webb, R., L., Eckert, E., R., G. and Goldstein, R. J., 1971, "Heat Transfer and Friction in Tubes with Repeated-Rib Roughness," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 14, pp. 601~617.
- (24) 김상필, 1987, "충돌공기분류의 열전달 증진에 관한 실험적 연구," 박사학위논문, 인하대학교.