

맥동충돌제트의 열전달 특성

이은현* · 이준식† · 이대희**

(2001년 6월 16일 접수, 2002년 3월 28일 심사완료)

Heat Transfer Characteristics of a Pulsating Impinging Jet

Eun Hyun Lee, Joon Sik Lee and Dae Hee Lee

Key Words : Pulsation(맥동), Impinging Jet(충돌제트), Heat Transfer(열전달), Liquid Crystal(액정)

Abstract

The present study aims to investigate the heat transfer characteristics of a pulsating axisymmetric air jet impinging on a heated wall. An axisymmetric contraction nozzle is used to obtain uniform profiles for the mean velocity and turbulence intensity at the nozzle exit. Measurements of the time averaged temperature on the impingement surface are conducted using a Thermochromatic Liquid Crystal(TLC) technique for steady and pulsating jets at the jet Reynolds numbers of 20000, 30000 and 40000. Considered are pulsation frequencies of 10 and 20 Hz, corresponding to Strouhal numbers below 0.06 based on nozzle width and jet discharge velocity. In addition, the effect of nozzle-to-plate distances in the range of 2 to 10 on heat transfer characteristics is assessed. The pulsating impinging jet provides more uniform heat transfer coefficient near the impingement region, irrespective of H/D . Based on the measured data, a good correlation as a function of the jet Reynolds and Nusselt numbers is reported. It is also found that an exponent m in the relation of $Nu \propto Re^m$ depends on both r/D and H/D , by which the impinging jet flows are highly affected.

기호설명	
A	: 열전달 면적[m ²]
C	: 실험상수
D	: 노즐직경[m]
E	: 전압[V]
f	: 맥동주파수[Hz]
H	: 노즐과 충돌면 사이 거리[m]
h	: 대류열전달 계수[W/m ² K]
I	: 전류[A]
k	: 열전도계수[W/mK]
m, n	: 실험상수
Nu	: 누셀수
q''	: 열유속[W/m ²]

Re	: 제트의 레이놀즈수
Pr	: 프란틀 수
r	: 반경 방향[m]
T_j	: 제트의 출구온도[K]
T_w	: 벽면온도[K]
U	: 축 방향 시간평균속도[m/s]
x	: 축 방향[m]

하첨자

avg	: 평균
c	: 제트중심부
r	: 복사열전달
s	: 정체점

1. 서론

충돌제트는 국소적으로 높은 열 및 물질전달 효과를 얻을 수 있고 물체의 냉각, 가열 및 건조 수단으로 산업현장에서 널리 사용되고 있다. 충돌제트에 의한 열전달은 주로 강판의 냉각, 유리의

* 서울대학교 기계항공공학부
 ** 인제대학교 기계항공공학부
 † 책임저자, 회원, 서울대학교 기계항공공학부
 TEL : (02) 880-7117 FAX : (02) 883-0179

템퍼링(tempering), 종이 및 필름의 건조, 가스터빈 날개와 전자부품의 냉각, 박막액적표시장치(TFT-LCD)의 제조 등의 산업현장에서 광범위하게 응용되고 있다. 그러므로 충돌제트의 의한 열전달 촉진 방안에 대한 연구는 매우 중요하며 국내외적으로 활발한 연구가 진행되고 있다. 충돌제트의 열전달에 영향을 주는 인자들은 노즐형상, 노즐과 충돌면 사이의 거리, 노즐 출구에서의 속도 및 난류강도, 제트레이놀즈수, 노즐과 충돌면 사이의 경사각, 충돌면의 형상 등 매우 다양하다.

지금까지 대부분의 연구는 평판에서의 충돌제트에 의한 열전달 및 유체유동에 대한 특성규명에 집중되어왔다. Martin⁽¹⁾은 충돌제트를 원형제트, 슬롯제트 및 다중제트로 구분하여 이들의 열전달특성을 전반적으로 정리하여 발표하였다. Down 와 James⁽²⁾는 원형 충돌제트의 상관관계식을 정리하였으며, Jambunathan 등⁽³⁾은 발표된 원형 충돌제트의 열전달실험 결과를 이용하여 누셀수의 분포를 레이놀즈수, 노즐과 충돌면 사이의 거리 및 정체점에서 반경방향으로의 거리를 사용하여 상관관계식을 구하였다.

충돌제트의 난류강도 증가에 의한 열전달 촉진 효과는 최근 들어 활발하게 연구되고 있고 Gau 등⁽⁴⁾과 Liu 와 Sullivan⁽⁵⁾은 제트를 가진(excitation)시켜 열전달 특성을 규명한 바 있다. Azevedo 등⁽⁶⁾은 길이가 충분히 긴 판에서 공기제트를 사용하여 맥동이 정체점의 열전달에 미치는 효과에 관한 연구를 수행하였다. 이 결과에서 맥동이 있는 정체점 열전달계수가 난류량의 증대에도 불구하고 맥동이 없는 경우의 정체점 열전달계수보다 전체적으로 작은 값으로 얻어졌다. Mladin 과 Zumbrunnen,⁽⁷⁾ Sheriff 와 Zumbrunnen,⁽⁸⁾ Zumbrunnen 과 Aziz⁽⁹⁾는 물을 사용한 슬롯제트에서 맥동에 의한 열전달특성 변화를 연구하였다. 그러나 물제트와 공기제트는 전단층에서 유동의 전파특성이 매우 다르기 때문에 두 경우를 직접 비교하는 것은 어렵다. 최근에 Mladin 과 Zumbrunnen⁽¹⁰⁾은 공기를 사용한 슬롯제트에 대하여 낮은 레이놀즈수($Re < 11000$)의 영역에서 열전달 실험을 수행하였다. 한편 국내에서는 저자 등⁽¹¹⁾이 맥동에 의해서 충돌면에서의 열전달률이 증가하는 결과를 보였고, 고 레이놀즈수에서 유동 가시화 및 열전달 측정을 수행하여 발표한 바 있다.⁽¹²⁾

본 연구의 주목적은 맥동이 존재하는 축대칭 충돌제트에서 충돌면에서의 열전달 특성을 분석하고 공학적으로 유용한 상관관계식을 도출하는 것이다. 충돌지역의 온도를 측정하기 위해서 정확도가 높은 액정과 칼라화상처리장치를 사용하였고

축 방향의 평균유속 및 난류량을 측정하기 위해서 단일 채널 열선풍속계를 사용하였다. 실험은 제트의 레이놀즈수, 노즐과 충돌면 사이의 무차원화된 거리(H/D)와 맥동주파수(f)를 변화시켜 열전달 및 유동실험을 수행하였다.

2. 실험장치 및 측정방법

2.1 실험장치구성

Fig. 1은 본 연구에서 사용한 실험장치의 개략도이다. 제트를 발생시키기 위해서 5 마력 원심송풍기를 사용하였으며 송풍기의 유량은 인버터로 조정하였다. 원심송풍기를 통과한 공기는 내경이 52.7 mm 인 스테인리스관을 통하여 열교환기로 유입된다. 냉동기와 히터로 구성된 항온조에서 일정한 온도로 유지된 물을 열교환기로 순환시켜 제트의 공기온도를 조절하였으며, 제트의 온도는 대기의 온도와 동일하게($\pm 0.1^\circ\text{C}$ 이내) 유지하였다. 열교환기를 지난 공기는 맥동발생기를 거쳐 내경 90 mm 의 아크릴관에 설치된 하니콤과 메쉬를 통과한 후, 출구 지름이 30 mm 인 수축노즐을 통하여 수축되어 분사된다. 본 연구에서 사용한 맥동발생기는 180 W 의 직류서보모터와 직경 50 mm 의 볼 밸브로 구성하였다. 맥동 발생기는 볼 밸브를 사용하여 제작하였고, 밸브 케이스를 가공하여 볼베어링을 압입하여 밸브의 회전에 따른 마찰을 최소화하였다. 공기의 유량을 측정하기 위해서 스테인리스관에 얇은 평판 형태의 오리피스 유량계를 장착하였다. 제트와 대기의 온도를 측정하기 위해서 노즐 출구 근처에 Copper-Constantan 열전대와 저항온도계를 각각 설치하여 사용하였으며, 이 온도 데이터는 GPIB 를 통하여 IBM-PC 에 연결하였다. 노즐은 9 : 1 의 수축비를 가지며, Morel⁽¹³⁾이 제안

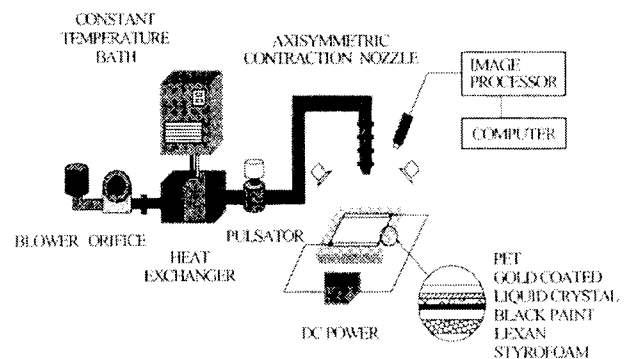


Fig. 1 Experimental apparatus

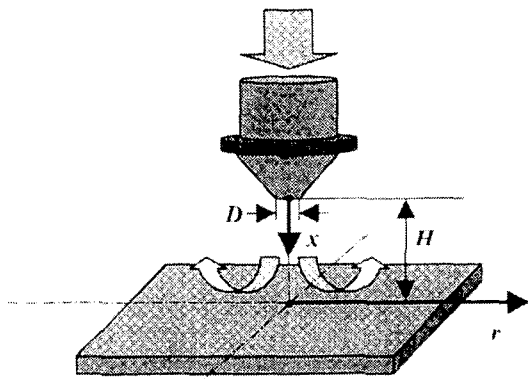


Fig. 2 Coordinate system diagram

한 축 대칭 수축노즐 설계에 의해서 제작하였다. 노즐의 내면 곡선은 2 개의 3 차식을 연결시켜 사용하였으며 노즐 출구에서 균일한 유속과 낮고 균일한 난류강도를 생성시키고자 하였다. 가열판은 가로 300 mm, 세로 300 mm 의 금도금된 필름 (gold-coated film intrex)을 사용하였다. 이 금도금 아래 에어브러쉬(air brush)를 사용하여 Hallerest 사에서 제작된 변색구간이 1°C 인 액정(R35C1W)과 점경페인트를 차례로 일정하게 코팅한 후 양면테이프를 사용하여 두께 50 mm 의 스티로폼으로 단열된 백산판 위에 부착하였다. 전원을 공급하기 위해 금코팅면의 양단에 온으로된 접착제를 사용하여 구리전극을 부착하였으며, 직류전원공급기 (DC power supply, 500 W)를 사용하여 금도금된 필름을 균일 열유속으로 가열하였다. 전기적으로 가해진 전류와 전압은 디지털 멀티미터를 사용하여 측정하였다. 가열후 온도에 따라서 액정의 칼라가 나타나며, 모든 데이터가 안정된 후 CCD 카메라를 사용하여 화상을 촬영하였다. 액정의 칼라를 온도로 환산하기 위해서 디지털 화상처리장치를 사용하는데, 이 장치는 CCD 카메라, 칼라 프레임그레버(DT2871), IBM-PC 로 구성된다. 광원은 발열이 적고 조도가 큰 150 W 의 할로젠광원(HQ)을 좌우에 각각 한 개씩 사용하며, 복사에 의한 영향을 최소화하였다.

2.2 측정방법

액정의 색상변화는 정확하게 같은 온도에서 같은 칼라가 재현되는 특성을 보이나 광원의 위치와 각도 및 카메라의 위치와 거리에 따라서 다른 특성을 보이므로 이를 온도측정에 사용하기 위해서는 매우 엄정한 교정을 행해야 한다. 액정을 교정하기 위하여 구리각주(600 mm × 50 mm × 20 mm)의 표면에 실제의 실험과 동일한 방식으로 액정과 점경페인트를 도포한 후 금도금 필름을 부착하였으

며, 각주의 양단에 2 개의 항온조를 사용하여 1 차원의 온도 구배를 생성한 후, CCD 카메라와 디지털 영상처리장치를 사용하여 온도에 따른 칼라 변화를 분석하였다. 액정교정은 광원의 위치, 각도와 카메라의 위치, 각도는 실제의 실험과 동일하게 수행하였고 색상(hue)과 온도와의 상관관계를 1 차식으로 구하여 사용하였다.

균일 열유속으로 가열되는 평판에서의 열전달 계수를 측정하기 위하여 충돌면에서의 온도(T_w), 대기의 온도와 동일하게 조정된 제트의 출구온도 (T_j) 및 가열판에 가해진 열유속($q'' = EI/A$)을 측정하였으며, 복사에 의한 열손실(q_r'')을 보상하였다. 충돌면의 누셀수와 제트의 레이놀즈수는 노즐 출구에서 열선풍속계로 측정된 속도의 면적평균값 (U_{avg})과 노즐의 출구직경(D)을 사용하여 다음과 같이 계산하였다.

$$Re = \frac{U_{avg} D}{\nu} \tag{1}$$

$$Nu = \frac{hD}{k} = \frac{q'' - q_r''}{(T_w - T_j) k} D \tag{2}$$

본 연구에서 제트의 레이놀즈수는 20000, 30000 및 40000 으로 변화시켰으며, 맥동주파수 f 는 0.10, 20 Hz 로 변화시켰다. 또한 노즐과 충돌면 사이의 무차원화된 거리(H/D)를 2, 4, 6, 8, 10 으로 변화시켜 실험을 수행하였다.

3. 실험결과 및 고찰

3.1 맥동충돌제트의 열전달 특성

Fig. 2 에서 볼 수 있듯이 x 와 r 은 각각 축 방향과 반경방향을 나타낸다. 노즐출구로부터 충돌면까지의 거리는 H 로 나타내며 본 연구에서는 무차원 거리 x/D 와 r/D 에 대해 실험결과를 나타내었다. 본 실험에 사용한 온도 측정을 검증하기 위해 맥동이 없는 축 대칭 충돌제트에서의 실험결과를 Popiel 과 Boguslawski⁽¹⁴⁾의 연구결과와 비교하였다. Fig. 3 은 레이놀즈수가 20000 이고 H/D 가 2 인 경우 정체점에서의 서루드수(누셀수)로 정형화한 반경방향 서루드수 분포를 나타낸 것이다. 그림에서 볼 수 있듯이 두 실험결과 모두 반경방향으로 두 개의 정점이 발생한다. 첫 번째의 정점은 정체점에서 발생한 정압이 원주방향으로 유동을 가속시켜 급속한 유속의 증대에 의하여 발생하

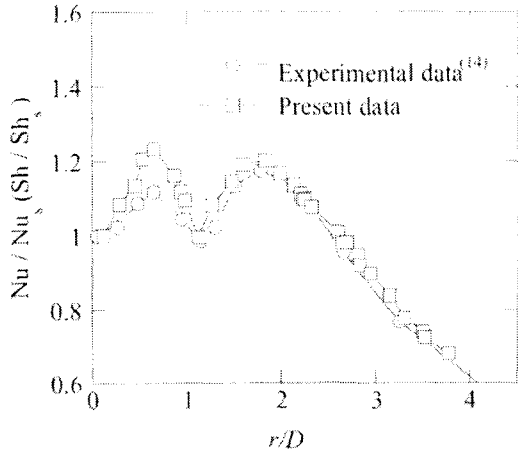


Fig. 3 Comparison of the present Nusselt number with the experimental data⁽¹⁴⁾ at $Re = 20000$ when $H/D = 2$

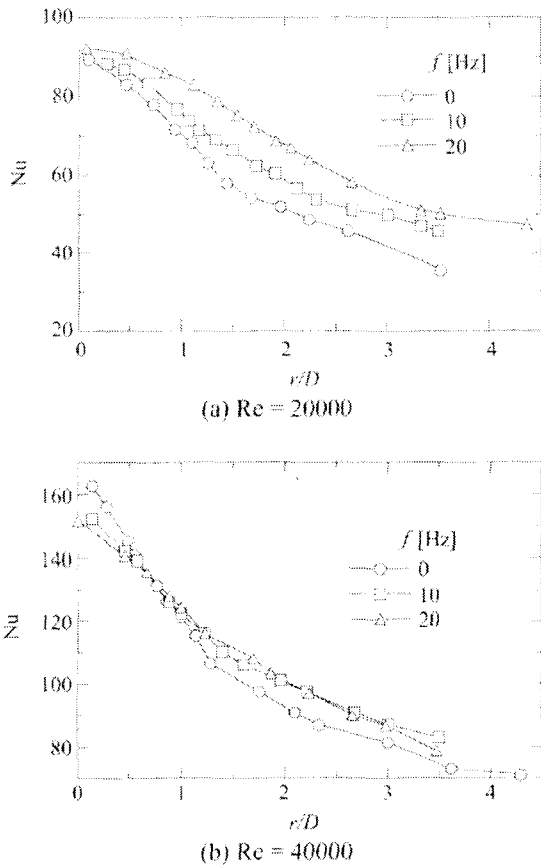


Fig. 4 Nusselt number distributions for $H/D = 10$

는 현상이며, 두 번째의 정점은 층류에서 난류로의 천이에 의해서 열전달이 증대되는 현상으로 알려져 있다.⁽¹⁵⁾ 한편 두 개의 정점발생위치($r/D = 0.6 \sim 0.7, 1.8$)가 기존의 문헌과 비교할 때 거의 동일

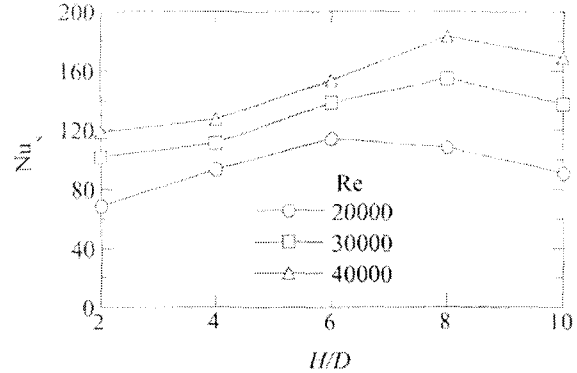


Fig. 5 Nusselt number distribution at the stagnation point for different H/D values (steady, $f = 0$ Hz)

한 결과를 나타내었으며 정점에서의 누셀수 값의 최대 차이는 약 10 % 정도이다. 실제로 물질전달의 결과는 그 정점의 위치나 경향은 올바르게 예측할 수 있으나 그 값의 크기는 실험의 정확도에 따라서 다르게 나타날 수 있다. 그러나 기존 문헌 결과⁽¹⁴⁾와 본 실험결과를 비교할 때 전반적인 경향은 거의 동일하게 나타났고 정량적인 측면에서도 잘 일치함을 알 수 있다.

Fig. 4(a)는 레이놀즈수가 20000 이고 $H/D = 10$ 인 경우, 맥동주파수 변화에 따른 총돌면에서 반경방향으로의 누셀수 분포를 나타낸다. 정체점 근처 영역에서는 맥동의 유무와 관계없이 거의 동일한 열전달율을 보이는 반면 반경방향으로는 맥동의 존재 시 열전달율이 크게 증가한다. 이것은 노즐과 총돌면 사이의 거리가 증가되어 진단층에서의 공기혼입이 커져서 총돌지역에서의 열전달을 증가시키는 것으로 판단된다.⁽⁹⁾ 즉 진단층에서 맥동에 의해서 강한 공기혼입이 관파의 총돌 전 축방향의 속도를 크게 증가시켜 이 증가된 유동이 벽면과 총돌 시 큰 영향을 미쳐 반경방향으로의 열전달을 증가시킨 것으로 사료된다. 실제로 이 경우의 열전달계수는 맥동주파수가 증가함에 따라 약 30% 이상 증가하였다.

Fig. 4(b)는 레이놀즈수가 40000 이며, H/D 가 10 인 경우이다. 반경방향의 열전달을 살펴보면 정체점부근에서의 열전달계수는 정상 상태의 값이 맥동의 값보다 7% 크게 얻어졌으며, 반경방향으로 갈수록 역전되어 맥동이 존재할 때 열전달계수가 약 10% 정도가 크게 얻어졌다. 이는 레이놀즈 수의 증대에 따라서 스트라울수의 감소로 맥동의 효과가 감소하기 때문이며, 실제로 정상상태의 경우 노즐 중심의 평균속도 감쇄가 작아서 정체점에서의 누셀수가 맥동이 존재할 때보다 큰 값이 얻어졌다.

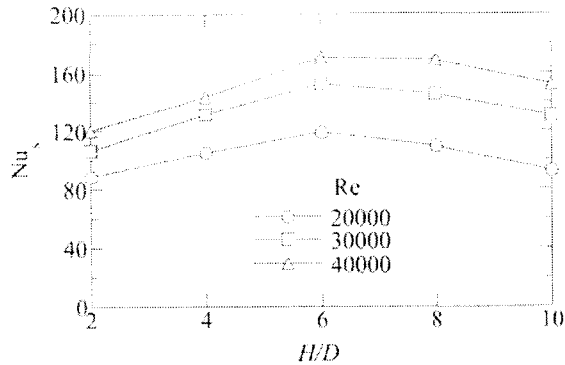


Fig. 6 Nusselt number distribution at the stagnation point for different H/D values ($f = 20$ Hz)

Fig. 5 와 6 은 노즐과 충돌면 사이의 무차원 거리 H/D 에 따라 정체점에서 측정된 누셀수 변화를 맥동이 없는 경우와 $f = 20$ Hz 의 맥동이 있는 경우에 대해서 각각 나타낸 것이다. 레이놀즈수가 상대적으로 작고($Re = 20000$) 맥동이 없는 제트의 경우, $H/D = 6$ 에서 최대 정체점 열전달이 발생하는 반면 레이놀즈수가 증가하면 $H/D = 8$ 에서 최대값이 존재한다. 이것은 레이놀즈수가 증가하면서 전단층에서의 공기혼입이 늦어지기 때문이다. 한편 $f = 20$ Hz 인 경우, 레이놀즈수에 관계없이 $H/D = 6$ 인 지점에서 최대정체점 열전달이 발생함을 볼 수 있다. 실제로 맥동이 존재하면 전단층에서 발생하는 보텍스는 입구 근처에서 보다 가깝게 발생된다. 이로 인해 전단층에서의 공기혼입이 조기에 일어나 보다 큰 보텍스를 형성하게 되며 정체점 주위의 열전달에 큰 영향을 미치는 것을 사료된다.⁽¹²⁾

Fig. 7 과 8 은 $Re = 20000$ 이며 $f = 0, 20$ Hz 인 경우 H/D 의 변화에 따른 반경방향의 누셀수 분포를 나타낸다. 우선 제트에 맥동을 가함으로써 두 가지의 특성이 나타났다. 첫째, 맥동에 의해 반경방향으로 균일한 열전달 계수의 분포가 정체점 근처 영역에서 나타났다. 둘째, 맥동주파수가 증가할수록 H/D 에 영향을 받지 않는 균일한 열전달 특성을 볼 수 있다. 이것은 정체점 부근에서 H/D 가 작을 때는 보텍스와 난류의 특성에 의해서 기존의 낮은 열전달계수를 높이는 작용을 하며, H/D 가 큰 경우에는 전단층에서 발생한 포텐셜코어로의 확산이 보다 빠르게 이루어지기 때문이다. 이 특성은 실제 산업에서 공간적인 제약을 받아 H/D 를 조정할 수 없는 지역에서 열전달을 증가시키고자 할 때 유용하게 응용될 수 있다.

3.2 열전달 상관관계식

본 연구에서는 맥동의 유·무에 따라서 충돌지역에서 일어난 열전달계수와 레이놀즈수의 상관관

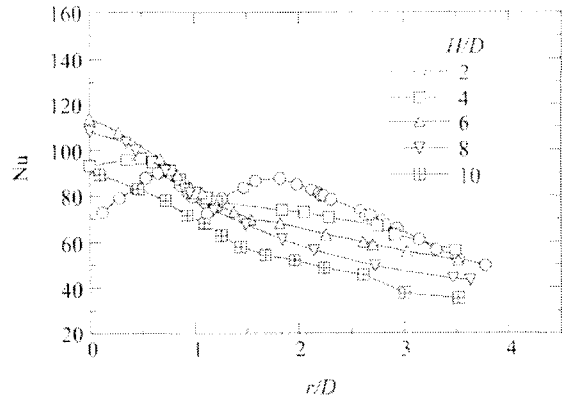


Fig. 7 Nusselt number distribution for different H/D values at $Re = 20000$ and $f = 0$ Hz

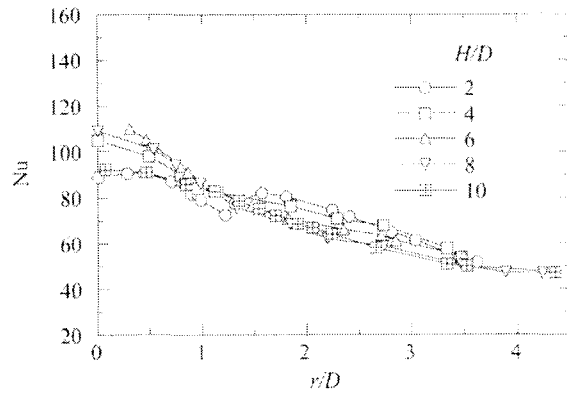


Fig. 8 Nusselt number distribution for different H/D values at $Re = 20000$ and $f = 20$ Hz

계를 살펴보았다. 누셀수와 레이놀즈수의 상관관계식은 아래와 같이 나타낼 수 있다.

$$Nu = C Re^m Pr^n \tag{3}$$

여기서 C, m, n 은 유동특성과 유동조건에 영향을 받는 상수이며 Pr 은 프란틀수이다. 일반적으로 레이놀즈 수의 지수값 m 은 층류나 정체점유동의 경우와 평판에서의 난류 열전달의 경우에서 각각 0.5 와 0.8 으로 사용한다.⁽¹⁶⁾ 그러나 Popiel 과 Boguslawski⁽¹⁴⁾는 정체점의 열전달 계수의 상관관계식을 구하기 위해 레이놀즈 수의 지수값 m 을 $H/D < 5$ 인 경우에는 0.5 로 사용한 반면 $H/D > 8$ 의 경우에는 지수값 m 을 0.75 로 사용한 바 있다. 실제로 일반적인 평판 난류경계층 유동특성과 충돌제트에 의한 벽면에서의 경계층 유동특성이 완전히 동일할 수는 없다. 즉 누셀수와 레이놀즈 수의 상관관계를 보다 효과적으로 도출하기 위해서 지수 값 m 을 결정하는 것은 중요하다. 본 실험에서는 우선 정체점 열전달과 층류 열전달 유동

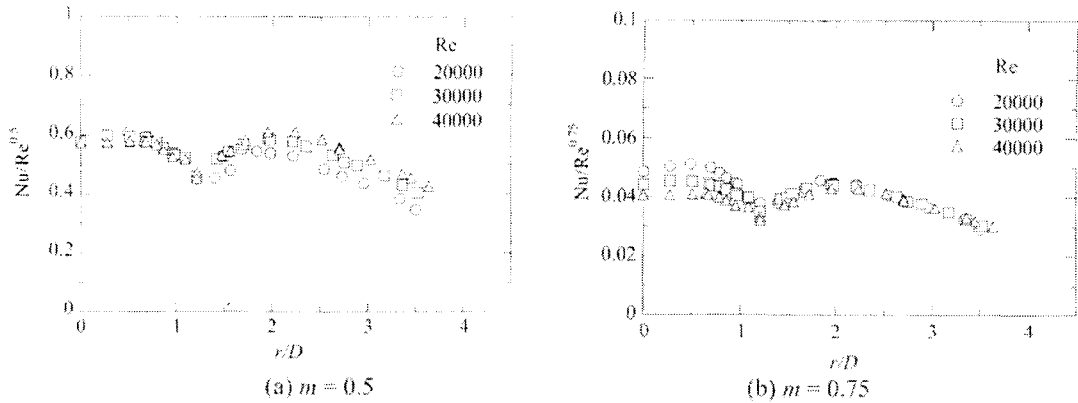


Fig. 9 Empirical correlation between Nusselt and Reynolds numbers at $f = 10$ Hz when $H/D = 2$

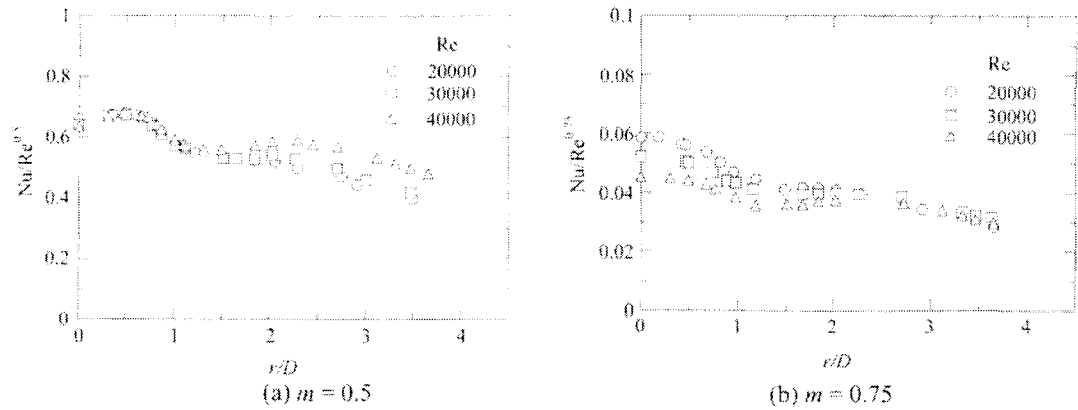


Fig. 10 Empirical correlation between Nusselt and Reynolds numbers at $f = 0$ Hz when $H/D = 4$

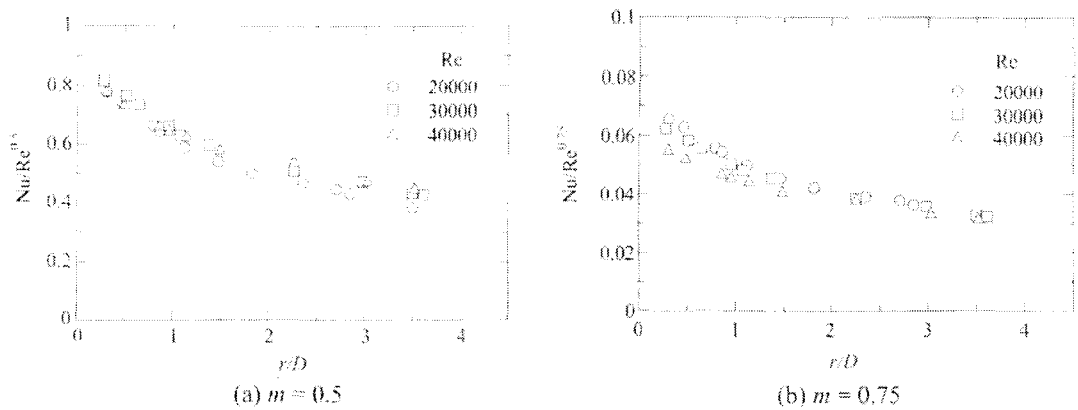


Fig. 11 Empirical correlation between Nusselt and Reynolds numbers at $f = 20$ Hz when $H/D = 6$

에 주로 사용되는 지수 값인 0.5 와 난류 경계층 열전달에 주로 이용되는 0.8 을 사용하여 상관관계를 조사하였다. 그러나 본 실험 결과에서는 $m = 0.8$ 보다 Popiel 과 Boguslawski^[14]에 의해 제시된 0.75 를 사용한 경우, 레이놀즈수와 누셀수 간의 상관성을 보다 잘 나타내었다. 따라서 본 연구에서는 Figs. 9~13 에 나타난 바와 같이 레이놀즈 수의 지수값 m 을 0.5 와 0.75 로 각각 사용하여 Nu-Re 상관관계를 도출하였고 H/D 의 변화에 따라서

각각 다른 특성이 나타남을 관찰하였다.

Figs. 9~11 는 H/D 가 6 보다 작은 경우의 Nu-Re 상관관계를 나타낸다. $r/D < 1.2$ 의 경우, 상관계수 $m = 0.5$ 일 때 가장 좋은 상관성을 보였고 $r/D > 1.2$ 경우에는 상관계수 m 을 0.75 로 사용하는 것이 보다 좋은 상관관계를 나타낸다. 이 결과를 통해 충돌거리가 작은 경우($H/D < 6$), $r/D < 1.2$ 인 영역

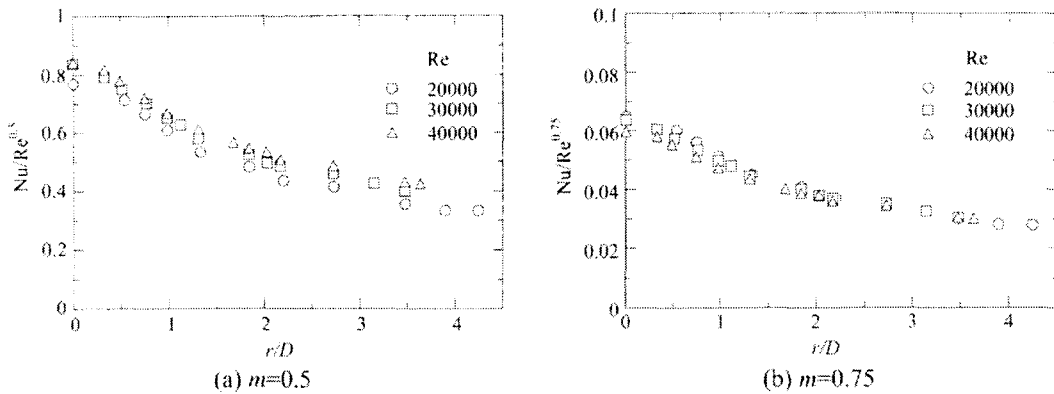


Fig. 12 Empirical correlation between Nusselt and Reynolds numbers at $f=20$ Hz when $H/D=8$

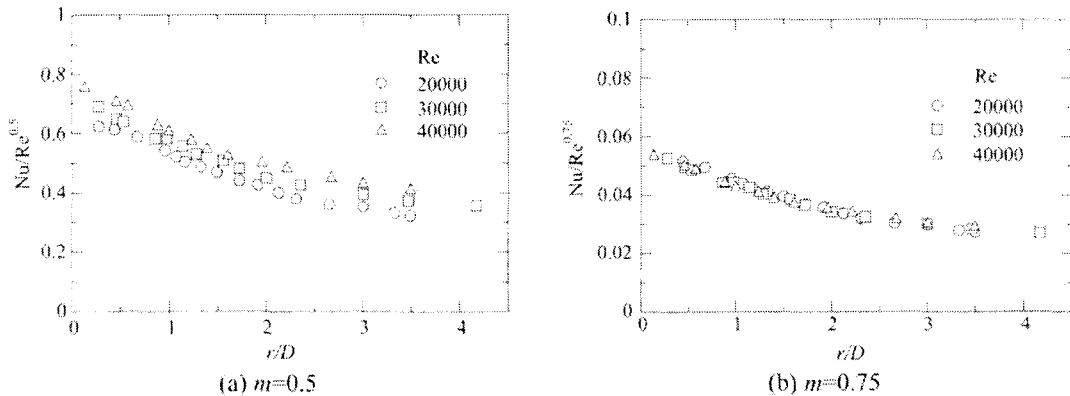


Fig. 13 Empirical correlation between Nusselt and Reynolds numbers at $f=10$ Hz when $H/D=10$

에서 정체점 유동 및 층류 특성이 지배적인 반면, $r/D > 1.2$ 인 영역에서는 포텐셜 코어의 존재로 인한 유동가속, 난류침이현상 및 난류 경계층 유동 특성이 지배적으로 나타남을 보여준다. 다시 말해 충돌거리가 작은 경우($H/D < 6$)에서는 r/D 에 따라 층류 및 난류영역이 명확하게 구별되며 $r/D = 1.2$ 를 기준으로 각각 다른 지수값을 사용하여야 보다 적절한 상관관계식을 얻을 수 있다.

한편 Figs. 12~13에서 $H/D > 8$ 인 경우의 Nu-Re 상관관계를 반경방향에 대해 나타내었다. 충돌거리가 작은 경우와는 달리 상관계수를 0.75로 사용한 경우, 반경방향 r/D 에 관계없이 보다 좋은 상관성을 보여준다. 반경방향에 무관한 특성이 나타나는 것은 벽면에서 발생하는 유동 및 열전달 특성이 층류보다는 주로 난류경계층 특성에 의해 지배됨을 보여주는 것이며 이러한 경향은 이전의 연구 결과들과 일치한다. 즉 이전의 연구 결과들^{(3),(6)}은 충돌거리가 큰 경우, 충돌 이후 발달하는 벽면 근처 유동 및 열전달이 층류보다 오히려 난류경계층 특성에 의해 지배됨을 보였고 이러한 현상은 충돌제트 가장자리에서 발달된 보텍스와 중심코어 영역과의 상호작용에 의한 포텐셜 코어의 소멸현상에 의해 발생함을 지적하였다.

이상에서 충돌거리에 따라 벽면의 열전달 특성은 다르게 나타나며 이것은 유동특성변화에 의존함을 알 수 있다. 또한 이러한 변화는 백동의 유무에 관계없이 발생함을 볼 수 있다.

4. 결론

백동이 존재하는 축대칭 충돌제트에서 제트의 레이놀즈수, 노즐과 충돌면사이의 거리 및 백동주파수를 변화시켜 충돌지역의 열전달 특성에 관한 연구를 수행하였고 다음과 같은 결과를 얻을 수 있었다.

- (1) 백동을 통하여 충돌지역에서 반경방향으로 균일한 열전달계수의 분포를 얻었으며, 노즐과 충돌면사이의 무차원화된 거리(H/D)에 영향을 받지 않는 열전달특성을 얻을 수 있었다.
- (2) 레이놀즈수가 상대적으로 작고 백동이 없는 제트의 경우, $H/D = 6$ 에서 최대 정체점 열전달이 발생하는 반면 레이놀즈수가 증가하면 $H/D = 8$ 에서 최대값이 존재한다. 한편 $f = 20$ Hz 인 경우 레이놀즈수에 관계없이 $H/D = 6$ 인 지점에서 최대 정체점 열전달이 발생함을 볼 수 있다.
- (3) 레이놀즈수와 누셀수에 대한 상관관계식을

$Nu \propto Re^m$ 의 형태로 제시하였다. H/D 와 r/D 에 따라서 상관계수 m 은 각각 다른 값을 나타내었으며 이것은 총돌제트의 유동특성이 H/D 와 r/D 에 따라서 다르게 변화하는 것을 의미한다. 한편 상관관계수 m 이 변화하는 경계조건은 맥동의 유·부에 관계없이 $H/D=6$ 이며, $r/D=1.2$ 로 나타났다.

후 기

본 연구는 한국과학재단 특정기초연구비(97-0200-06-01-3)의 지원으로 수행되었습니다.

참고문헌

- (1) Martin, H., 1977, "Heat and Mass Transfer Between Impinging Gas Jets and Solid Surface," *Advances in Heat Transfer*, Vol. 13, pp. 1~60.
- (2) Downs, S. J. and James, E. H., 1987, "Jet Impingement Heat Transfer - A Literature Survey," ASME Paper No. 87-H-35, ASME, New York.
- (3) Jambunathan, K., Lai, E., Moss, M. A. and Button, B. L., 1992, "A Review of Heat Transfer Data for Single Circular Jet Impingement," *International Journal of Heat and Fluid Flow*, Vol. 13, pp. 106~115.
- (4) Gau, C., Sheu, W. Y. and Shen, C. H., 1997, "Impingement Cooling Flow and Heat Transfer Under Acoustic Excitations," *ASME Journal of Heat Transfer*, Vol. 119, pp. 810~817.
- (5) Liu, T. and Sullivan, J. P., 1996, "Heat Transfer and Flow Structures in an Excited Circular Impinging jet," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 39, No. 17, pp. 3695~3706.
- (6) Azevedo, L. F. A., Webb, B. W. and Queiroz, M., 1994, "Pulsed Air Jet Impingement Heat Transfer," *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 8, pp. 206~213.
- (7) Mladin, E. C. and Zumbrennen, D. A., 1995, "Dependence of Heat Transfer to a Pulsating Stagnation Flow on Pulse Characteristics," *Journal of Thermophysics and Heat Transfer*, Vol. 9, No.1, pp. 181~192.
- (8) Sheriff, H. S. and Zumbrennen, D. A., 1974, "Effect of Flow Pulsations on the Cooling Effectiveness of an Impinging Jet," *ASME Journal of Heat Transfer*, Vol. 111, pp. 889~896.
- (9) Zumbrennen, D. A. and Aziz, M., 1993, "Convective Heat Transfer Enhancement Due to Intermittency in an Impinging Jet," *ASME Journal of Heat Transfer*, Vol. 115, pp. 91~98.
- (10) Mladin, E. C. and Zumbrennen, D. A., 1997, "Local Convective Heat Transfer to Submerged Pulsating Jets," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 40, No. 14, pp. 3305~3321.
- (11) Lee, E.H., Lee, D. H. and Lee, J.S., 1997, "The Effect of Pulsation on Impinging Jet Heat Transfer," *Proceedings of the SAREK 1997 Winter Annual Conference*, pp. 521~525.
- (12) Lee, E. H. and Lee, J.S., 1998, "Heat Transfer and Flow Visualization of Pulsating Impinging Jet," *Proceedings of the KSME 1998 Spring Annual Meeting B*, pp. 733~738.
- (13) Morel, T., 1975, "Comprehensive Design of Axisymmetric Wind Tunnel Contractions," *ASME Journal of Fluids Engineering*, pp. 225~233.
- (14) Popiel, C. O. and Boguslawski, L., 1988, "Effect of Flow Structure on the heat or mass transfer on a Flat plate in Impinging Round jet," *2nd UK National Conf. on Heat Transfer*, University of Strathclyde, UK, September 14-16, Vol. 1 pp. 663~685.
- (15) Colucci, D.W. and Viskanta, R., 1996, "Effect of Nozzle Geometry on Local Convective Heat Transfer to a Confined Impinging Air Jet," *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 13, pp. 71~80.
- (16) Bejan, A., 1995, *Convective Heat transfer*, 2nd Edition, John & Wiley Inc.