

## 벽면에 충돌하는 슬롯형 제트와 원형 제트의 열전달 효과 비교

김희현\* · 김대성\*\* · 윤순현\*\*

### Heat Transfer Characteristics of a Slot Jet and Circular Jets Impinging on a Flat Surface

Hui-Hyun Kim, Dae-Seong Kim, and Soon-Hyun Yoon

**Key Words:** Impinging Jet(충돌제트), Convective Heat Transfer(대류 열전달), Slot Jet(슬롯형 제트), Circular Jet(원형 제트), Thermochromic Liquid Crystal(온도반응형 액정)

#### Abstract

An experimental study was conducted to compare the heat transfer characteristics of an impinging slot jet and three kinds of impinging circular jets. Thermochromic liquid crystal with an image processing system was employed to measure the temperature of impinging wall where constant heat flux condition was applied. The distribution of convective heat transfer coefficients were then evaluated for eight nozzle-to-surface distance settings for each jet cases. The cooling effect was linearly proportional to the number of nozzles for circular jet cases at the same nozzle exit speed. However, the heat transfer under constant volume flow rate was the most at single circular jet. It was concluded that the overall convective heat transfer was better at the circular jets than the slot jet.

#### 1. 서론

충돌제트는 열 및 물질 전달률을 극대화할 수 있으므로 강재의 소둔, 유리제품의 냉각, 종이 및 막형 제품의 건조, 가스터빈 날개와 전자부품의 냉각, 박막 액정 표시 장치의 제조 등의 산업공정에서 널리 이용되고 있다. 따라서 충돌제트의 유동 및 열전달에 노즐 출구 유속, 노즐 형상과 개수, 분사각도, 노즐과 충돌면 사이의 거리, 충돌면의 거칠기 혹은 형상, 노즐 출구 혹은 유동

장 내의 난류강도 변화 등이 미치는 영향에 관한 많은 수의 연구가 수행되어진 바 있다.

Gardon과 Akfirat<sup>(1)</sup>은 노즐과 충돌면사이의 거리가 노즐직경의 여섯배가 될 때의 국소 열전달이 극대가 됨을 밝혔으며 이는 포텐셜 코어의 끝부분에서 난류혼합이 강하게 발생하는 영향이라고 고찰하였다. Hrycak 등<sup>(2)</sup>은 정체점으로부터 약간의 하류 방향 위치에서 열전달 계수 분포가 2차 극대점을 보임을 확인하고 이는 벽제트로의 천이 과정에서 발생한 수력학적 급등현상과 관련이 있다고 설명하였다. Goldstein 등<sup>(3)</sup>은 가열된 공기제트를 평판에 충돌시켜 열전달에 대한 유입의 효과를 조사하는 실험에서 제트 회복 인자라는 개념을 도입하여 제트류와 외기의 온도 차이에 대한 실험 결과의 의존성을 보정하였다. Huber와

\* 부산대학교 대학원 기계공학과

\*\* 부산대학교 기계공학부

e-mail : yshyoon@hyowon.pusan.ac.kr

Tel : (051)510-2314 Fax : (051)514-5236

Viskanta<sup>(4)</sup>는 액정을 이용한 실험에 통하여 원형 노즐의 사이사이에 유출홀을 설치할 경우 노즐간의 거리가 노즐 직경의 여섯배가 되는 경우에서 최대의 열전달이 발생함을 보였다. 또한, 윤순현 등<sup>(5)</sup>은 제트출구의 초기 난류강도에 따른 열전달 계수의 변화를 관찰하여 초기 난류강도가 국부적인 열전달의 증가를 야기하지만, 평균적인 열전달량은 약간 감소시킴을 밝혔다.

이상과 같은 선행 연구 사례에서 볼 수 있듯이 주로 원형 및 슬롯형 노즐을 채용한 제트에 대한 연구가 많이 이루어졌는데 이는 이들 제트가 실용화하기 용이한 형상을 가졌기 때문이다. 실제 공정에서의 응용 측면에서 고찰할 때 노즐을 통과하는 제트류의 특성은 주로 노즐의 형상이나 설치 조건 등에 지배를 받고, 이의 운용은 유속 혹은 유량의 통제를 통하여 이루어진다. 그런데, 이러한 관점에서 유량 혹은 유속에 관한 조건을 설정한 원형 및 슬롯형 제트에 대한 충돌면에서의 열전달 효과를 연구한 사례를 찾아보기 힘들어 본 연구를 수행하게 되었다. 즉, 본 연구에서는 슬롯형 제트와 세 가지 종류의 원형제트를 분사하여 평면을 냉각하는 경우에 있어서 최상의 열전달 효과를 얻게 되는 노즐 조건을 찾고자 한다. 특히 동일 유량 조건을 집중적으로 검토함으로써 전력량 등의 특별한 추가 비용 제상 없이 산업공정에서 현재 운용중인 제트부의 수정 및 보완에 활용할 수 있도록 한다.

## 2. 실험 장치 및 방법

본 실험에 사용된 실험 장치는 Fig.1에 나타나 있듯이 크게 풍동부, 충돌판, 유속 측정부, 표면 온도 측정부 등으로 대별할 수 있다. 풍동은 10 마력 3상 전동기로 구동되는 개회로 저속형 풍동으로서 전동기의 전력 주파수를 조절하거나 원심형 송풍기의 입구밸브를 조작하여 최종 출구 유속을 조절할 수 있다. 전동기로부터의 기계적 진동 전달을 막기 위하여 송풍기와 풍동의 시험부 사이에 고무 연결부를 설치하였으며 풍동내 충격여덟 군데에 10메쉬의 그물망을 설치하여 유동의 균질성을 높였다. 시험부의 끝에는 슬롯형, 단일 원형, 이중원형, 삼중원형 등 총 네 가지 형태의 노즐을 용이하게 설치하기 위한 노즐판 착탈부를 두었다. 이 착탈부에 장착되는 노즐판은 Fig.1에

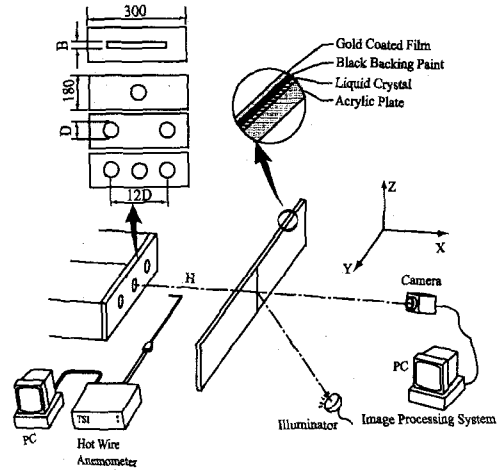


Fig. 1 Experimental apparatus

서 보여지듯이 300 mm×180 mm의 크기로서, 원형 노즐의 경우 직경 15 mm인 오리피스형으로 제작하였고, 슬롯형 노즐의 경우는 좁은 쪽의 폭이 6 mm이었다. 이중 혹은 삼중 원형 노즐의 경우 최외곽측 노즐 중심간의 거리가 180 mm, 즉 노즐 직경의 12배가 되도록 하였고, 슬롯형 노즐의 경우 형상비가 30이 되도록 하여 원형 노즐과 그 횡방향 거리를 일치시켰다.

열전달 실험에 앞서 유동 특성의 파악을 위하여 실시된 유동장 측정 실험을 위하여 정온형 열선 유속계(TSI사 IFA-300형) 및 X형 열선을 사용하였다. 유동장 측정 실험 직전에 교정도표법을 이용하여 열선을 엄정하게 교정하였다. 이에 따르면 본 연구에서 제시된 유동 자료의 불확실성은 유속값과 유동 방향에 대하여 각각 3.5% 및 4.2% 정도인 것으로 나타났다. 열선으로부터의 출력신호는 유속계 내부에 장착된 신호처리를 통하여 열 배로 증폭된 후 에이리어싱 효과의 배제를 위하여 열선 신호를 5 kHz의 절단주파수를 가진 저주파역 통과 필터에 투과된다. 이 신호는 10 kHz의 추출주파수로 12 비트형 아날로그-디지털 변환기에서 처리되어 컴퓨터 내의 저장장치에 기록된 후 후처리과정을 통해 유속으로 변환된다. 이 때 총 8 초에 해당하는 자료를 취득하여 파장이 긴 유동도 분석이 가능하도록 하였다.

충돌면에는 금이 얇게 입혀진 폴리에스테르 필름을 장착하고 이에 전력을 가하여 등열유속 조건을 달성하였다. 이 때 공급된 전력에서의 전류

Table 1 The uncertainty analysis

$x_i$	Unit	Value	$\delta x_i$	$\frac{\delta x_i}{h} \frac{\partial h}{\partial x_i} (\%)$
$I$	[A]	2.06	0.05	2.88
$T_w$	[°C]	36.7	0.2	1.84
$f$		0.99	0.01	1.36
$T_j$	[°C]	20.11	0.1	0.74
$V$	[V]	62.26	0.125	0.24
$\varepsilon$		0.9	0.05	0.23
$A$	[m <sup>2</sup> ]	0.05	$1.35 \times 10^{-3}$	0.03
$T_a$	[°C]	19.84	0.1	0.02

Overall uncertainty :  $\frac{\delta h}{h} = 3.77 (\%)$

량과 전압량을 분석기(Fluke사 8842-A형)을 통하여 기록하였다가 열전달 계수의 계산에 있어서의 공급열량의 산출에 적용할 수 있게 된다. 노즐을 통하여 분사되는 제트의 온도 및 외기 온도를 측정하기 위해서 앞서 언급된 분석기에 T형 열전대를 장착하여 사용하였다. 또한, 대류열전달 계수의 산출을 위하여 충돌면에서의 벽면 온도를 측정할 필요가 있는데 본 실험에서는 액정을 채용하여 정밀한 온도 측정을 수행하였다. 본 실험에 사용된 액정은 Hallcrest사에서 제작한 R35C3W형의 캡슐형 액정으로서 35°C에서 색상 천이가 시작되어 3°C범위내에서 전체 색상 변화가 완료되는 형식이다. 액정의 사용에 앞서 정밀한 교정 작업을 수행하였는데 자세한 교정 절차는 윤순현 등<sup>(5)</sup>의 연구에서 사용한 방식과 동일하다. 교정 자료를 통하여 분석된 액정의 색상을 통하여 벽면 온도 분포를 알게 되면 다음 관계식을 통하여 국소 대류 열전달 계수를 계산할 수 있게 된다.

$$h = \frac{q_v}{T_w - T_j} \quad (1)$$

이 때  $h$ 는 국소 대류 열전달 계수,  $T_w$ 는 충돌 벽면의 온도,  $T_j$ 는 제트 출구의 온도를 의미하며,  $q_v$ 는 다음 식에서와 같은 대류 열전달량 (혹은 정미 열유속량)이다.

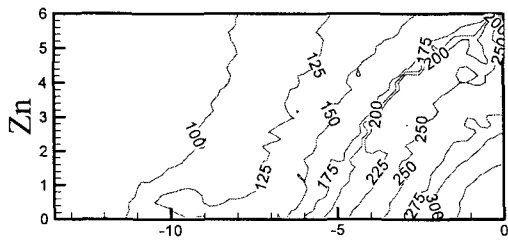
$$q_v = \frac{f \cdot IV}{A} - \varepsilon \alpha (T_w^4 - T_a^4) - q_c \quad (2)$$

즉, 정미 열유속은 공급된 전력에 의한 열유속에서 복사 및 전도에 의한 열손실을 공제한 값에 해당된다. 이 때, 식(2)에서  $f$ 는 금박막의 도금 균

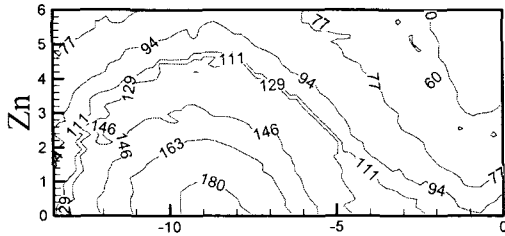
일도를 나타내는데 Baughn 등<sup>(6)</sup>에 의하면 금박막의 크기를 작게 하고 금박막의 중간부분을 취할 경우 0.98이상 이 된다고 한다. 따라서 본 연구에서는  $f$ 를 0.99로 산정하고 1%의 불확실성을 감안하였다. 또, 식(2)에서의  $I, V, A, \varepsilon, \alpha, T_w, T_a, q_c$ 는 각각 공급된 전력의 전류량, 전압량, 금박막의 단면적 및 표면 방사율, 스테판-볼츠만 상수, 벽면의 온도, 제트의 온도, 전도에 의한 열손실량 등이다. 산출된 대류 열전달 계수의 불확실성을 평가하기 위하여 Klime & McClintock<sup>(7)</sup>의 방법을 사용하여 계산된 불확실도는 Table 1에 나타나 있다.

### 3. 결과 및 토의

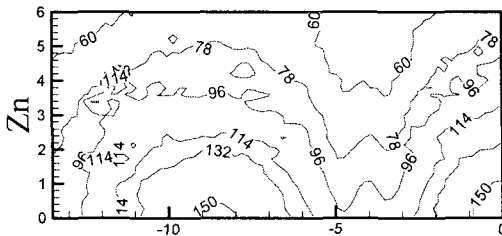
노즐과 충돌판의 거리가 원형노즐 직경의 여덟배가 되는 위치에 충돌판이 설치되었을 경우의 충돌면상에서의 대류 열전달 계수의 분포를 네 가지 모두의 제트에 대하여 나타낸 것이 Fig.2이다. 이 때, 노즐의 형상에 무관하게 유출 유량을 모두 0.530 m<sup>3</sup>/min으로 일정하게 유지하였으며 충돌면의 횡측 중심을 기준으로 한쪽 방향만을 나타냈다. 원형 노즐이 하나만 설치된 경우에서 대류 열전달 계수가 가장 높음을 알 수 있고 이중 원형 제트, 삼중 원형 제트, 그리고 슬롯형 제트의 순서로 대류 열전달의 강도가 분포되고 있다. 이는 동일 유량 조건하에서 하나의 원형 노즐만 설치된 경우에서 노즐 출구 유속이 가장 높기 때문이다. 충돌면상에서의 열전달 계수 분포 구배는 슬롯형 제트의 경우가 가장 완만한데 이로써 동일한 공업일이 가해진 동일 유량 조건을 적용시킬 때, 슬롯형 제트에서는 충돌면 전체에 걸친 고른 열전달이, 단일 원형 노즐에서는 국부적으로 가장 강한 열전달이 발생함을 알 수 있다. 한편 Fig.2 (b)와 Fig.2 (c)를 고찰하면 이중 원형 제트와 삼중 원형 제트의 경우 각 제트간의 간섭지역에서 제트 상호간의 혼합에 의한 국부적인 열전달 증대가 이루어졌음을 알 수 있다. 이는 충돌면의 중심선상에서의 열전달 계수를 비교한 Fig.3에서 확인이 된다. Fig.3의 경우 제트 발달 과정에 따른 충돌면상에서의 열전달 현상 변화를 관찰하기 위하여 노즐과 충돌면의 거리가 원형 노즐 직경의 1배 및 16배가 되는 위치에서의 열전달 계수분포를 비교한 그림이다.



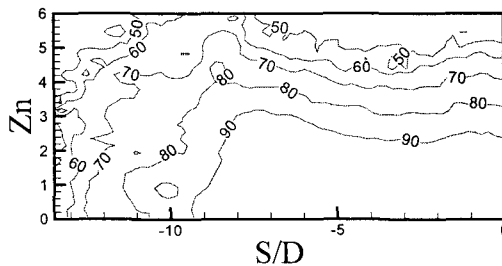
(a) single circular jet case



(b) dual circular jet case



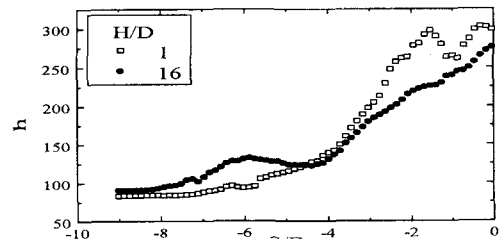
(c) triple circular jet case



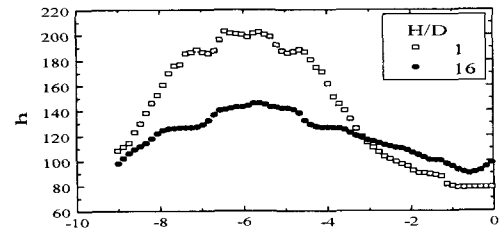
(d) slot jet case

Fig. 2 The convective heat transfer coefficients distribution for three circular jets and a slot jet cases.

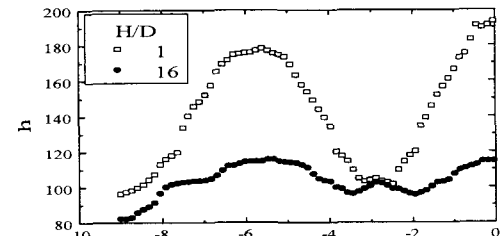
Fig.3 (b) 및 Fig.3 (c)에서 앞서 고찰한 원형 제트간의 혼합지역에서의 국부적인 열전달 증대 현상을 다시 볼 수 있다. 또한, 단일 원형 제트와 이중 원형 제트의 경우 Hrycak 등<sup>(2)</sup>이 설명한 바와 같이 벽면제트로의 천이과정에서 발생하는 난류 혼합에 따라 충돌 지역 외곽에서의 국소 열전달 계수가 증가하는 2차 정점을 보이고 있다. 이러한 2차 정점은 충돌면이 노즐로부터 멀리 설치



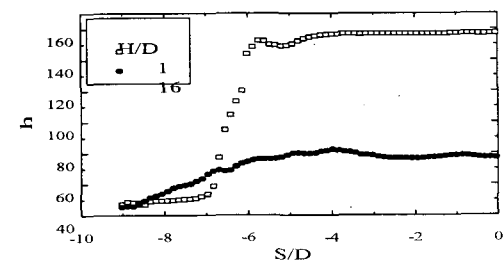
(a) single circular jet case



(b) dual circular jet case



(c) triple circular jet case

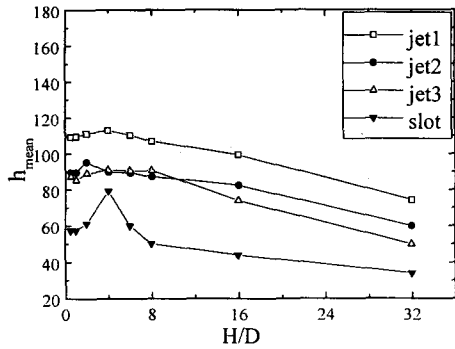


(d) slot jet case

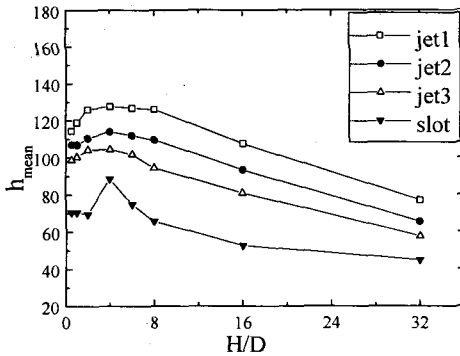
Fig. 3 The convective heat transfer coefficient along the center line for three circular jet and a slot jet cases.

된 경우에서도 관찰되고 있으며, 특히, Fig.3 (d)와 같이 슬롯형 제트의 노즐 끝 부분에서도 관찰되고 있다.

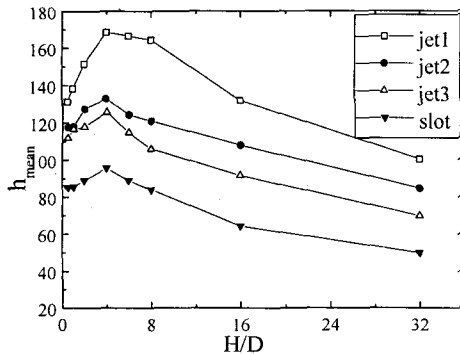
본 실험을 통하여 측정된 세 가지의 유량 조건에 대한 네 가지 제트에서의 평균 열전달 계수를 보인 것이 Fig.4이다. 앞서 밝힌 바와 같이 유량이 동일한 경우 단일 원형 제트에서의 열전달이 뚜렷한 차이를 보이며 최대가 나타나고 있다. 유



(a)  $Q = 0.318 \text{ m}^3/\text{min}$



(b)  $Q = 0.424 \text{ m}^3/\text{min}$



(c)  $Q = 0.530 \text{ m}^3/\text{min}$

Fig. 4 The distributions of averaged convective heat transfer coefficients versus nozzle-to-plate distance for three volume flow rate cases.

량이 작게 설정된 경우에 있어서의 각 제트별 대류 열전달 계수 분포의 정량적 차이는 유량이 큰 경우에 비하여 상대적으로 적게 나타났다. 한편, Fig.4에서 볼 수 있듯이 본 실험의 경우 충돌판이 노즐로부터 대략 원형 노즐 직경의 4배에서 8배 사이에 위치한 경우에서 대류열전달이 최대로 일

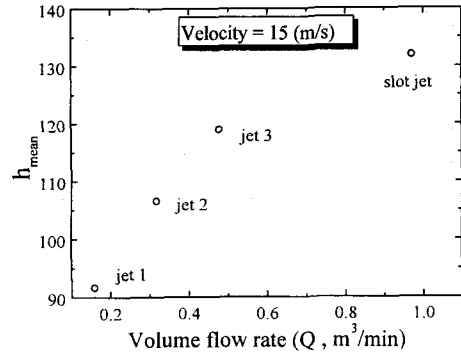


Fig. 5 The mean heat transfer coefficients of four jet cases with same nozzle exit speed for 4 of dimensionless nozzle-to-plate distance.

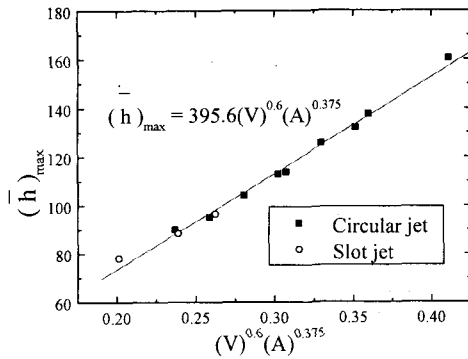


Fig. 6 An empirical formula to regress the dependency of mean convective heat transfer coefficient on the nozzle exit speed and the area of nozzle.

어나고 있는데 이는 선행연구결과<sup>(1,2)</sup>과 일치하는 결과이다. 따라서 Fig.3과 Fig.4를 종합하여 볼 때 동일한 면적에 대하여 충돌제트를 적용하는 경우 슬롯형 제트보다는 원형 제트가 더 효율적이며 지속의 제트를 여러개 배열하는 것보다 하나의 노즐에서 높은 유속으로 분사하는 것이 유리하다는 것을 알 수 있다. 단, 국부적인 열 혹은 물질 전달의 극대화가 불필요하고 전 면적에 걸친 큰 전달분포를 보이는 것이 바람직할 경우에는 슬롯형 제트가 좋을 것으로 사료된다.

노즐 출구에서의 유속이 일정하게 유지되는 경우에 대한 각 제트별 평균 열전달 분포를 Fig.5에 보였다. 그림에서 원형 제트의 경우 노즐의 개수

에 따라 비례하여 증가되는 유량에 거의 선형비례적으로 평균 열전달 계수가 대응하고 있다. 하지만, 다중 원형 제트와 비교하여 볼 때, 슬롯형 제트의 경우 동일한 유속 조건에서의 증대된 유량에 비하여 열전달의 증가량은 그리 크지 않다. 이는 원형 제트의 경우 삼차원적인 확산과 그에 따른 유입현상 및 난류 혼합으로 인하여 운동량 이외의 부차적인 열전달 발생 요인이 존재하지만, 슬롯형 제트의 경우 횡적인 유동의 균일성으로 인하여 원형제트와 같은 전단층에 의한 열전달 발생이 없기 때문이다. 따라서 슬롯형 제트는 동일한 소요 동력에서 원형 제트에 비하여 열전달 효율이 좋지 못함을 알 수 있다.

실용적인 측면에서 본 연구를 활용하는 한 방안으로서 예상 최대 평균 대류 열전달 계수와 전체 노즐의 상당 면적 및 유속의 상관관계를 Fig.6과 같이 보일 수 있다. 평균 대류 열전달의 최고치는 이미 밝힌 바와 같이 노즐 직경의 대략 1배에서 여덟배 사이에 충돌면이 위치하였을 때 발생하였고 그 영역에서의 열전달은 정량적으로 큰 편차를 보이지 않았음을 감안할 때 Fig.6에서 제안된 식

$$\overline{h}_{\max} = 395.6(V)^{0.6}(A)^{0.375} \quad (3)$$

을 각종 제트의 설계 및 운전에 관한 지침으로 활용할 수 있을 것이다. 식(3)에서 대류열전달이 출구유속의 0.6승에 비례한다는 것은 레이놀즈수의 0.5승에서 0.8승 사이의 지수를 갖는다는 선행 연구 사례와 비교해볼 때 잘 일치하는 결과라 하겠다. 한편, 식(3)은 본 실험 결과에 대한 실험 식이므로 노즐의 절대적인 크기가 바뀌는 경우 다른 계수값을 가질 수는 있으나, 열전달량의 유속에 대한 의존도가 노즐 면적에 대한 의존도보다 높다는 정성적인 결과는 유지될 것으로 사료된다.

#### 4. 결론

세 가지의 오리피스형 원형 노즐과 한 가지의 슬롯형 노즐로부터 각각 분사되는 제트가 평판에 충돌할 때 충돌면상에서의 열전달을 실험적으로 비교 연구하였다. 그 결과, 노즐의 개수와는 무관하게 충돌면상에서의 대류열전달은 충돌면이 원

형 노즐폭의 4배에서 8배 사이에 위치한 경우에서 발생하였다. 또한, 유량이 동일할 경우 슬롯형 제트에 비하여 원형제트에서의 국부적인 열전달이 훨씬 높게 나타났으며 세 가지 원형 제트 중에서도 단일 노즐의 경우가 최대로 나타났다. 유속을 동일하게 설정한 경우에는 면적의 차이에 따른 유량의 편차에 의해 슬롯형 제트에서의 열전달이 최대로 나타났으나 원형 제트의 노즐 면적과 비교해 볼 때 전열 효율은 낮았다. 이러한 관계를 통하여 식(3)과 같이 노즐의 면적 및 출구 유속을 포함하는 열전달량에 대한 실험식을 제안할 수 있었다.

#### 참고문헌

- (1) 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.
- (2) Hrycak, P., Lee, D. T., Gauntner, J. W., and Livingood, J. N. B., 1970, "Experimental Flow Characteristics of a Single Turbulent Jet Impinging on a Flat Plate," NASA TND-5690, Washington D.C
- (3) Goldstein, R. J., Sobolik, K. A., and Seol, W. S., 1990, "Effect of Entrainment on the Heat Transfer to a Heated Circular Air Jet Impinging on a Flat Surface," ASME J. of Heat Transfer, Vol. 112, pp. 608-611.
- (4) Huber, A. M., and Viskanta, R., 1994, "Effect of Jet-Jet Spacing on Convective Heat Transfer to Confined, Impinging Arrays of Axisymmetric Air Jets," International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 37, 2859-2869.
- (5) 윤순현, 김문경, 김동건, 1999, "2차원 채널 충돌제트에서 난류강도의 변화에 대한 유동 및 열전달 특성," 대한기계학회논문집(B), Vol. 23, pp. 753-760.
- (6) Baughn, J. W., and Shimizu, S., 1989, "Heat Transfer Measurements from a Surface with Uniform Heat Flux and a Fully Developed Impinging Jet," ASME J. of Heat Transfer, Vol. 111, pp. 1096-1098.
- (7) Kline, S.J. and McClintock, F.A., 1953, "Describing Uncertainties in Single Sample Experiments," Mechanical Eng., Vol. 75, pp. 3-8.