

<논 문>

單一水噴流 및 水噴流群에 의한 熱傳達(1)
— 單一水噴流 —

엄기찬* · 이종수** · 유지오***

(1996년 7월 10일 접수)

Heat Transfer from Single and Arrays of Impinging Water Jets (I)
— Single Water Jet —

Ki-Chan Ohm, Jong-Su Lee and Ji-O Yu

Key Words : Impinging Water Jet(충돌수분류), Cone Type Nozzle(원뿔대형 노즐), Reverse Cone Type Nozzle(역원뿔대형 노즐), Vertical Circular Type Nozzle(수직원통형 노즐), Single Water Jet(단일수분류), Nusselt Number(누셀트수)

Abstract

The heat transfer characteristics of free surface water jet impinging normally against a flat uniform heat flux surface were investigated. This deals with the effect of three nozzle configurations (Cone type, Reverse cone type, Vertical circular type) on the local and the average heat transfer. Heat transfer measurements were made for water jet issuing from a nozzle of which exit diameter 8mm. The experimental conditions investigated are Reynolds number range of 27000~70000 ($V_o=3\sim 8\text{m/s}$), nozzle to-target plate distances $H/D=2\sim 10$, and radial distance from the stagnation point $r/D=0\sim 7.42$. For all jet velocities of $H/D=2$, the local Nusselt number decreased monotonically with increasing radial distance. However, for H/D from 4 to 10, and for the jet velocity $V_o\geq 7\text{m/s}$ for Cone type nozzle and $V_o\geq 6\text{m/s}$ for the other type nozzles, the Nusselt number distributions exhibited secondary peaks at $r/D=3\sim 3.5$. For Reverse cone type nozzle and Vertical circular nozzle, the maximum stagnation point heat transfer and the maximum average heat transfer occurs at $H/D=8$. But for the Cone type nozzle, the maximum stagnation and average heat transfer occurs at $H/D=10, 4$, respectively. From the optimum nozzle to-target plate distance, the stagnation and the average heat transfer reveal the following ranking: Reverse cone type nozzle, Vertical circular type nozzle, Cone type nozzle.

기 호 설 명

A : 열전달 면적, m^2
 D : 노즐 출구경, m
 h : 국소 열전달계수, $\text{W}/\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$

\bar{h} : 평균 열전달계수, $\text{W}/\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$
 H : 노즐-전열면간 거리, m
 I : 전류, Ampere
 k : 열전도율, $\text{W}/\text{m} \cdot ^\circ\text{C}$
 Pr : Prantl수

$Nu_D = \frac{hD}{k}$: 국소 Nusselt 수

*회원, 인하공업전문대학 기계설계과

**회원, 안동공업전문대학 기계과

***회원, 신홍전문대학 건축설비과

$$\overline{Nu}_D = \frac{\bar{h}D}{k} : \text{평균 Nusselt 수}$$

q : 열유속, W/m^2

r : 반경방향 거리, m

$$Re_D = \frac{V_o D}{\nu} : \text{Reynolds 수}$$

T_s : 가열면의 국소온도, $^{\circ}C$

T_w : 분류온도, $^{\circ}C$

$$\Delta T = T_s - T_w, \text{ } ^{\circ}C$$

V : 전압, Volt

V_o : 분류속도, m/s

ν : 동점성계수, m^2/s

1. 서 론

충돌 공기분류 및 충돌 액체분류를 이용한 냉각 또는 가열방법은 비교적 간단한 장치에 의해서 높은 열전달효과를 얻을 수 있다는 점에서 공업적 응용가치가 크다. 특히 충돌액체분류에 의한 냉각은 높은 열전달성능이 요구되는 고온금속의 냉각, 고성능 컴퓨터요소의 냉각, 내연기관의 국소냉각, 원자로의 냉각 등 高熱流束의 냉각에 이용되며 근래에 그 열전달특성에 관한 연구가 활발해지고 있다. 이러한 噴流系에서 열전달특성의 변화인자는 분류매체의 종류, 분류매체와 주위유체의 밀도차, 분류의 방향, 분류속도, 노즐의 형상 및 크기(직경 또는 분류폭), 노즐-전열면간 거리 등을 들 수 있다.

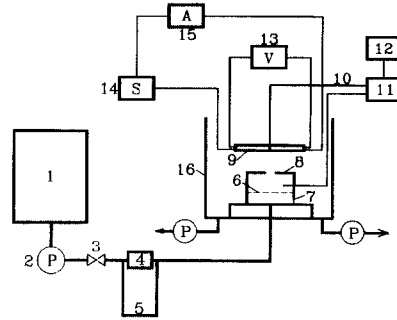
근래까지는 주로 氣中氣噴流에 대한 연구가 수류를 이루어 왔으나 냉각능력이 더 큰 氣中液噴流에 의한 열전달의 연구가 최근에 활발해지고 있으며, 후자의 경우, 노즐로부터 액체가 분출되어 이루어지는 자유표면은 액체와 주위공기의 동점성계수의 차가 크므로 그 경계면에서의 전단작용이나 주위공기의 흡수작용은 무시할 수 있으며 중력의 영향이 더 크게 작용한다.⁽¹⁾ 노즐의 형상은 그 출구 단면 형상이 주로 원형 또는 4각단면으로 대변할 수 있으며, 원형 노즐을 이용한 액분류에 관한 연구로서, Stevens 등⁽²⁾의 튜브형 노즐에 의한 수분류의 연구에서는 동일한 Reynolds 수(이하 Re 수)의 조건에서 노즐경이 클수록 Nusselt 수(이하 Nu 수)가 큼을 밝혔으며, 이러한 경향은 Elison 등⁽³⁾의 튜브형 노즐에 의한 수분류의 연구결과와 일치하고 있고, Garimella 등⁽⁴⁾의 液中液噴流(오리피스형 노

즐)에서도 같은 경향이다. 또 튜브형 노즐에 의한 수분류의 열전달 연구로서 Lienhard 등⁽⁵⁾은 $H/D=9.2$ 의 조건에서 국소 Nu 수가 액적이 비산하여 난류로 전이하는 $r/D \approx 6$ 에서 제2극대치가 나타났으며, Gabour 등⁽⁶⁾은 매끈한 가열면에서의 열전달 관계식을 $Nu=0.278Re^{0.633} Pr^{1/3}$ 로 표시하고 전열면의 거칠기가 거칠수록 열전달이 증가함을 보고하였다. Womac 등⁽⁷⁾은 단면축소형 원형 노즐(convergent nozzle)을 이용하여 氣中水噴流와 水中水噴流의 열전달에 관한 연구를 하여, 두 경우 공히 Re 수가 일정할 때 노즐직경이 클수록 평균 Nu 수가 증가하며, $Re \geq 4000$ 에서 水中水噴流가 氣中氣噴流에 비해 평균 Nu 수가 더 크고, 그것은 水中水噴流의 전단층에서 발생하는 난류 때문이라고 설명하였다. Elison 등⁽³⁾의 튜브형 노즐에 의한 水中水噴流의 실험에서는 $H/D=8$ 에서 열전달계수의 최대치가 나타났으며, Kataoka 등⁽⁸⁾의 축소형 노즐에 의한 상향 수중수분류의 열전달 실험결과는 $H/D=6$ 에서 최대치가 나타났다. Pan 등⁽⁹⁾은 역원추형상의 오리피스형 노즐, 튜브형 노즐, 곡면벽을 갖는 오리피스형 노즐(contoured orifice)을 각각 이용한 수분류의 열전달 실험을 통해 노즐형상에 따른 열전달의 크기가 위의 순서임을 밝힘으로써 역원추형상의 오리피스형 노즐이 튜브형 노즐보다 열전달효과가 큰 것으로 나타났는데, Lee 등⁽¹⁰⁾의 공기분류의 열전달 실험에서도 튜브형 노즐이 곡면벽형 오리피스보다 정체점에서의 Nu 수가 크게 나타나 그 크기순이 일치하고 있으며, $H/D=6$ 에서 정체점의 열전달이 최대임을 밝혔다. 그런데 Pan 등⁽⁹⁾의 열전달실험은 $H/D=1$ 의 조건으로 한정되어 있으나, 본 연구에서는 氣中水噴流로 노즐-가열면간 거리 H/D 를 2~10 범위에서, 비교적 가공이 용이하고 노즐의 설치공간이 작아도 되는 오리피스형 원형 노즐의 유로형상을 원뿔대형(이하 Cone형), 역원뿔대형(이하 Rcone형), 수직원통형(이하 Vert형)의 세 가지 형태의 노즐을 사용하고 실험변수는 노즐-가열면간 거리(H/D)와 분류속도(V_o)로 하였다. 분류매체는 물이며 분류방향은 상향으로 하고 정체점 및 반경방향의 국소 Nu 수와 평균 Nu 수를 실험적으로 구하여 노즐형상에 따른 단일수분류의 열전달특성을 규명하고자 한다.

2. 실험장치 및 방법

실험장치의 개략도는 Fig. 1과 같다. 총돌수분류계는 노즐을 통해 분출된 수분류가 가열면에 충돌한 후 배수되는 개방계로 구성하였으며, 수조 1내의 일반수도물이 펌프 2로부터 오리피스 4를 거쳐 노즐실 7에 유입되어 분산판 6을 통과하면 노즐실 내의 유체의 흐름이 균일하게 된다. 그 물은 노즐실 상부에 설치한 노즐판의 오리피스형 노즐을 통해 분출하여 전열면 9에 충돌한 후 시험수조 16의 하부에서 배수된다. 설정된 유량은 밸브 3으로 조절하며, 이때 노즐에서 분출되는 유량 및 유속은 수은액주계 5의 액주체에 의해 계산된다. 오리피스형 노즐의 형상은 세 가지로서 Fig. 2와 같이 노즐출구경은 8.0 mm이고, 노즐벽면은 분류의 형상 및 총돌경의 차이로 인해 열전달이 달라질 것으로 예상하여 원뿔대형(a), 역원뿔대형(b), 수직원통형(c)으로 하고, 노즐판의 두께는 5.0 mm이며 원뿔대형과 역원뿔대형은 0.5 mm의 평행부를 두었다.

노즐실은 직경 150 mm, 높이 150 mm의 원통이며 하부로부터 직경 20 mm의 원관을 통해 공급된 물이 50 mm상방에 설치된 분산판(중심거리 7.5 mm, 구멍지름 5 mm)을 통과하면서 균일한 유동이 되며 상부에 설치한 노즐판의 중앙에 가공된 노즐로부터 분출한다. 분류속도는 3~8 m/s의 범위로서 Re 수는 27000~70000의 범위에 상당한다. 가열면은 스테인리스박판(두께 30 μm, 폭 10 mm, 길이 158 mm) 1개를 사용하여 기하학적 정체점으로부터 6.25 mm간격으로 10개의 열전대(T형, 직경 50 μm)를 스테인리스박판의 이면에 용착한 후 한 변이 190 mm, 두께 15 mm인 정사각형의 베크라이트판에 접착시켰다. 분류는 대칭으로 생각하여 기하학적 정체점(실내 원뿔추를 매달아 노즐중심과 일치하는 위치를 안내판의 좌표원점, 즉 정체점으로 잡음)으로부터 한 방향으로 수평이송장치에 의해 20개점($r/D \approx 0 \sim 7.42$)에 대한 온도를 측정하였으며, 이때 시편표면과 이면의 온도차는 무시하였다. 스테인리스박판의 양단은 동블럭에 나사로 체결하여 전원공급장치 14(Slidac, 최대 220 볼트)에 의해 전압을 조정하여 전력공급에 의한 通電加熱을 하며, 熱流束은 전류계 15에서 측정된 전류와 전압계 13에서 측정되는 전압, 그리고 熱傳達面積에 의해서 다음 식으로 계산하였다.



1. Water tank 2. Water pump 3. Valve 4. Orifice 5. Manometer 6. Distributor 7. Water chamber 8. Nozzle plate 9. Heated surface 10. Thermocouple 11. Data logger 12. Computer 13. Volt meter 14. Slidac 15. Ampere meter 16. Test chamber

Fig. 1 Schematic diagram of the experimental facility

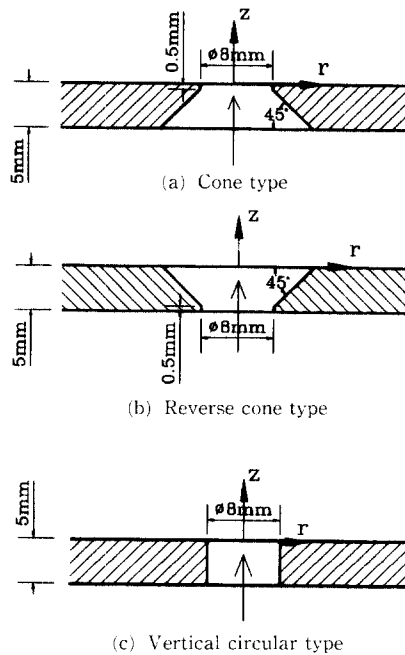


Fig. 2 Configurations of nozzle

$$q = \frac{I \cdot V}{A} \text{ (W/m}^2\text{)} \quad (1)$$

열전대에서 측정되는 온도는 10초간격으로 5회 측정하여 평균한 값으로 하였다. 熱流束은 균일熱流束(0.1 MW/m²)으로 하고 공급수의 온도는 21.5~25 °C의 범위이다. 노즐-전열면간 무차원거

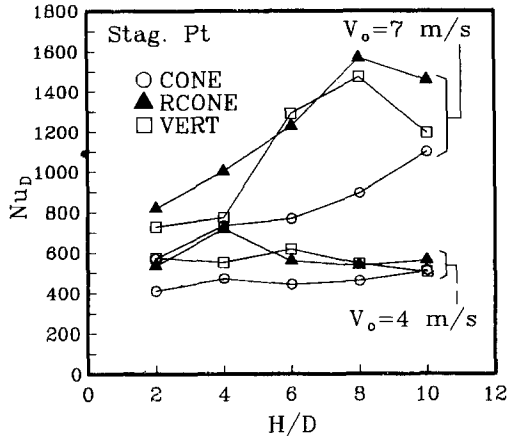


Fig. 3 Axial variation of stagnation point Nusselt number for different nozzle configuration

리는 $H/D=2\sim 10$ 이고 분류의 방향은 분류가 전열면에 충돌할 때 비산하는 액적류의 회수가 용이하고 그 액적류에 의한 벽면분류영역의 교란효과가 큰 상향으로 하였다. 본 실험의 불확실성(uncertainty)은 Taylor⁽¹⁵⁾의 방법에 따라 Nusselt 수는 $\pm 7.43\%$, Reynolds 수는 $\pm 4.2\%$ 이다.

3. 실험결과 및 고찰

3.1 정체점의 열전달

Fig. 3은 분류속도가 4 m/s($Re_D=36000$)와 7 m/s($Re_D=62000$)일 때 노즐-가열면간 무차원거리(H/D)에 따른 정체점의 열전달계수의 변화를 나타낸다. $V_0=4$ m/s의 경우, 원뿔대형 노즐(이하 Cone 형 노즐)에서는 $H/D=10$, 역원뿔대형 노즐(이하 Rcone 형 노즐)에서는 $H/D=4$, 수직원통형 노즐(이하 Vert 형 노즐)에서는 $H/D=6$ 에서 정체점의 열전달계수가 최대이다. 이러한 경향은 $V_0=3\sim 5$ m/s($Re_D=27000\sim 45000$)에서 동일한 경향으로 나타났다. 그러나 분류속도가 증가하면, 즉 $V_0=6\sim 8$ m/s($Re_D=54000\sim 70000$)에서는 Cone 형 노즐은 전자의 경우와 같이 $H/D=10$ 에서 열전달계수의 최대치를 갖지만 Rcone 형과 Vert 형은 공히 $H/D=8$ 에서 최대가 된다. Kataoka 등⁽⁸⁾은 단면축소형 노즐(단면축소비 1/59, 1/236, 노즐길이 220 mm)의 출구경 14 mm 및 28 mm에 의한 상향水中水噴流의 실험에서 Re 수가 1000~30000 범위에서 정체점의 열전달계수의 최대치는 $H/D=6$ 에서 얻었으며, 분류의 난류강도도 그 조건에서 최대

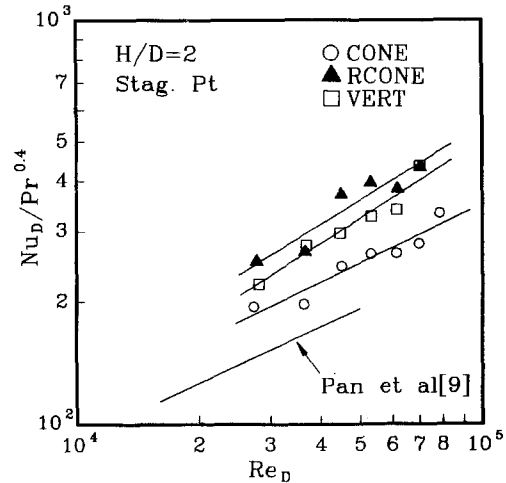


Fig. 4 Stagnation Nusselt number as a function of Reynolds number for the three nozzle configurations ($H/D=2$)

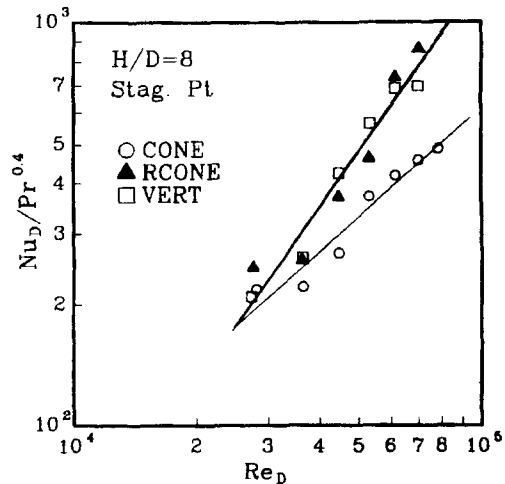


Fig. 5 Stagnation Nusselt number as a function of Reynolds number for the three nozzle configurations ($H/D=8$)

가 됨을 밝혔다. 본 실험에서는 상향氣中水噴流로서 오리피스형 노즐을 사용하였으므로 Kataoka 등⁽⁸⁾과는 다르지만, 본 실험범위의 저 Re 수 영역에서 Vert 형 노즐과 경향이 일치하고 있다. 그러나 Re 수가 증가하면 최대 열전달계수를 나타내는 노즐-가열면간 거리는 $H/D=8$ 로서 더 커지는데, 이러한 경향은 Lee 등⁽¹¹⁾의 타원 공기분류에서도 나타나고 있다. 그런데 상향氣中水噴流系의 고 Re 수($V_0=5\sim 8$ m/s)에서 최대 Nu 수까지 H/D 의 증가에 따라 Nu 수가 증가하는 현상은, 분류의

난류강도 및 와동의 크기가 최대 Nu 수가 나타나는 H/D 까지 증가하고 그 이후에 운동량감소의 영향이 더 커져 Nu 수가 감소하는 것으로 생각되는데, 이러한 추측은 분류유체의 거동을 측정하므로써 확인되어야 할 과제이다.

그리고 Fig. 3에서 보는 바와 같이 세 종류의 노즐 중에서 정체점에서의 열전달은 Cone 형 노즐이 가장 작고 본 실험범위의 低 Re 수(27000~36000, $V_o=3\sim 4$ m/s)의 범위에서는 $H/D=4$ 를 제외하면 Rcone 형과 Vert 형 노즐에 의한 정체점 열전달이 거의 같지만 高 Re 수($Re=45000\sim 70000$, $V_o=5\sim 8$ m/s)의 범위에서는 전반적으로 Rcone 형 노즐의 열전달이 가장 크게 나타났다.

Fig. 4 및 Fig. 5는 각각 $H/D=2$ 와 8에서의 정체점에서의 열전달을 전 Re 수 범위에 걸쳐 각 노즐형상에 따라 표시한 선도이다. $H/D=2$ (Fig. 4)에서는 동일한 Re 수에서 전반적으로 Rcone 형 노즐에 의한 열전달계수가 가장 크고 Cone 형 노즐이 가장 낮게 나타났다. 또 Stevens 등⁽¹⁾ 및 Pan 등⁽⁹⁾의 Rcone 형 노즐(본 연구에서 사용한 Rcone 형과 같으나 평행부가 없으며 노즐관두께 7.8 mm, 출구경 10.9 mm, 분류방향은 하향, $H/D=1$)에서의 결과와 비교하였는데, 본 연구의 결과가 약 1.8배 정도 크게 나타났다. $H/D=8$ (Fig. 5)에서는 Rcone 형과 Vert 형 노즐의 열전달계수가 거의 같으며 Cone 형 노즐이 역시 제일 낮다. $H/D=2\sim 4$ 에서는 $H/D=2$ 와 같은 경향이고 $H/D=6\sim 8$ 에서는 $H/D=8$ 과 동일한 경향이며, $H/D=10$ 에서는 Rcone 형 노즐이 가장 우수하다. Pan 등⁽⁹⁾의 연구에서도 완전히 발달한 튜브형 노즐, 오리피스판 두께를 반경으로 하는 라운딩을 갖는 축소노즐, Rcone 형 노즐 중에서 Rcone 형 노즐이 열전달계수가 가장 크게 나타나 튜브형 노즐보다도 우수함이 밝혀졌다. 또 그들은 노즐형상에 따른 정체점 및 반경방향의 국소 열전달계수는 반경방향의 속도구배가 클수록 크며, 노즐-가열면간 거리가 증가하면 노즐형상에 따른 열전달계수의 차가 감소하는 결과를 보고하였으며, 본 연구에서도 선도를 제시하지는 않았지만 노즐-가열면간 거리가 제일 큰 $H/D=10$ 에서 세 종류의 노즐형상에 따른 정체점의 열전달계수의 차가 감소하였다.

각 노즐형상에 따라 정체점의 열전달이 최대가 되는 노즐-가열면간 거리 및 그 조건에서의 무차원 실험식을 제시하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \text{Cone 형 노즐 : } H/D=10 : Nu_D \\ = 7.05 \times 10^{-4} Re_D^{1.223} \cdot Pr^{0.4} \end{aligned} \quad (2)$$

$$\begin{aligned} \text{Rcone 형 노즐 : } H/D=8 : Nu_D \\ = 8.93 \times 10^{-5} Re_D^{1.433} \cdot Pr^{0.4} \end{aligned} \quad (3)$$

$$\begin{aligned} \text{Vert 형 노즐 : } H/D=8 : Nu_D \\ = 9.26 \times 10^{-5} Re_D^{1.428} \cdot Pr^{0.4} \end{aligned} \quad (4)$$

위의 조건에서 정체점의 열전달의 크기는 Rcone 형 > Vert 형 > Cone 형 노즐의 순서이다.

3.2 국소 열전달

Fig. 6은 Cone 형, Rcone 형, Vert 형 노즐의 각각의 경우, $H/D=2$ 에서 분류속도를 변수로 하여 반경방향의 국소 열전달계수분포를 표시한 선도이다. 이들은 공히 정체점에서 열전달계수의 최대치를 나타낸 후 하류쪽으로 갈수록 점차 감소하고 있다. 그 감소율은 대략 $r/D \approx 2$ 까지 급격하고 그 하류쪽에서는 완만한 감소를 보이고 있으며 열전달계수의 제2극대치는 나타나지 않는다. 이 현상은 분류가 정체점으로부터 벽면분류영역의 하류쪽으로 갈수록 가속되며 층류경계층 두께가 증가하므로 열전달계수가 감소하는데, 더 하류로 가면 난류로 천이하여 자유유동의 낮은 온도의 액체가 경계층에 혼합되어 열전달계수의 감소가 둔화된다고 생각되며, 그 위치가 $r/D \approx 2$ 인 것으로 생각된다.

그러나 Fig. 7에서 보는 것처럼 노즐-가열면간 거리가 증가한 $H/D=6$ 에서는 Cone 형 노즐의 경우, $V_o \geq 7$ m/s에서, Rcone 형 노즐과 Vert 형 노즐의 경우는 $V_o \geq 6$ m/s에서 제 2극대치가 $r/D=3\sim 3.5$ 부근에서 나타나며, 이러한 현상은 $H/D=4\sim 10$ 에서 공통적으로 나타나고 있다. Stevens 등⁽²⁾은 이러한 제2극대치가 층류에서 난류경계층으로 천이하는데 기인한다고 설명하였으며, 이러한 천이에 의해서 제2극대치가 나타나는 r/D 의 값이 노즐경이 작을수록 크다고 보고하였다. 그들 실험에서, $H/D=2.5$ 인 조건에서 튜브형 노즐경 4.1 mm의 하향 수분류에서는 제2극대치가 $r/D=3$ 에서 발생하고 노즐경 2.2 mm의 경우는 그 위치가 $r/D=5.5$ 이다. 또한 그들의 연구에서 노즐-전열면간 거리가 작은 $H/D=1.7$ 에서는 제2극대치가 나타나지 않고 H/D 가 더 커도 Re 수가 작은 경우에는 제2극대치가 존재하지 않는데, 이러한 현상은 본 실험결과와 일치하고 있다. 永井 등⁽¹²⁾은 내경 4 mm의 튜브형 노즐을 이용한 하향수분류의 실험결

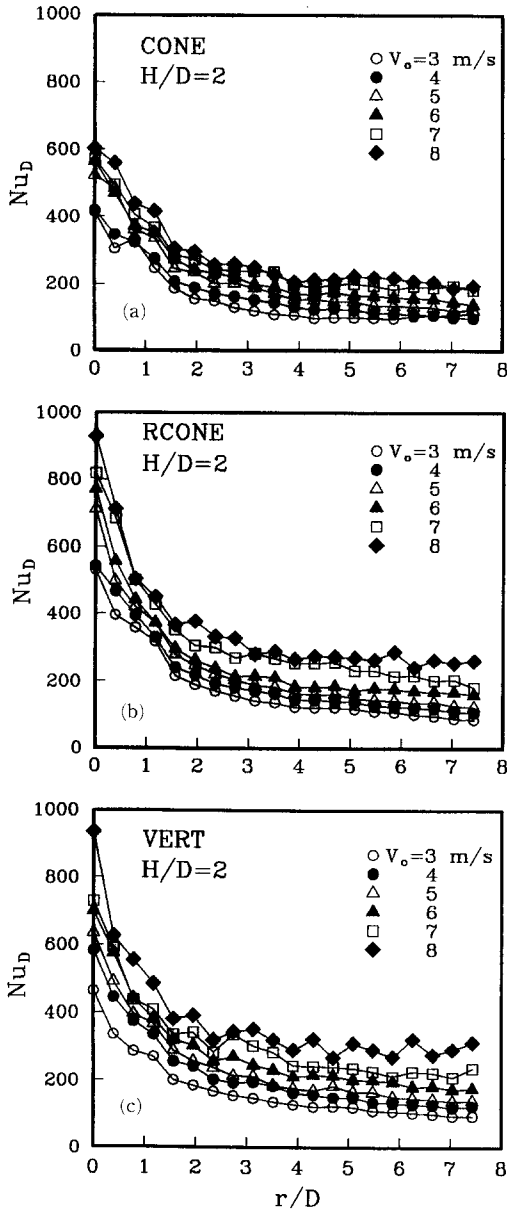


Fig. 6 Radial profiles of the local Nusselt number for $H/D=2$: (a) Cone type nozzle, (b) Reverse cone type nozzle and (c) Vertical circular type nozzle

과 $H/D=1$, $Re=5000\sim 35000$ 의 조건에서 제 2극대치는 $r/D=2.5$ 에서 나타났으나, Vader 등⁽¹³⁾의 4각수분류에서 $V_0 \leq 2.1$ m/s에서는 난류로 천이하지 않아서 제2극대치가 존재하지 않는다는 결과를 얻었고, Hrycak 등⁽¹⁴⁾의 공기분류에서는 제2극대치가 $H/D \geq 5\sim 6$ 에서 존재한다고 밝혀, 분류매체,

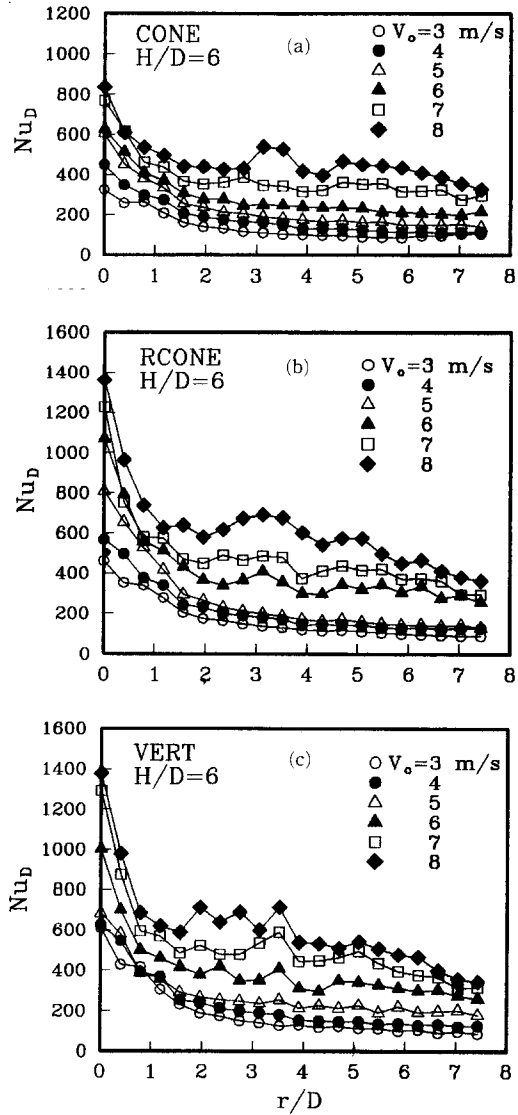


Fig. 7 Radial profiles of the local Nusselt number for $H/D=6$: (a) Cone type nozzle, (b) Reverse cone type nozzle and (c) Vertical circular type nozzle

분류속도, 노즐형상 및 크기에 따라 제2극대치의 존재유무 및 발생위치가 다른 것으로 생각된다.

Fig. 6의 $H/D=2$ 의 조건에서 반경방향의 국소 열전달분포를 각 노즐형상별로 비교해보면 Cone 형 노즐이 제일 낮고 $r/D \geq 1$ 의 영역에서 Vert 형 노즐이 Rcone 형 노즐보다 약간 크며, Fig. 7의 $H/D=6$ 의 조건에서도 거의 같은 경향이나 $r/D \geq 1$ 영역에서 Vert 형 노즐과 Rcone 형 노즐은 거의

같은 값을 갖는다.

3.3 평균 열전달

평균 열전달계수는 정체점으로부터 59.375 mm ($r/D \approx 7.42$)인 위치까지의 평균치이며, Fig. 8은 각 노즐형상별로 평균 Nu 수 ($\overline{Nu_D}$)의 노즐-가열면 간 거리(H/D)에 따른 변화를 나타낸다. 이 선도에서 분류속도 4 m/s의 경우는 Fig. 3(a)에서 나타낸 정체점의 Nu 수의 H/D 에 따른 변화와 경향이 동일하며, H/D 의 증가에 따라 Cone 형 노즐은 평균 Nu 수가 완만하게 증가하는 경향을 보이는데

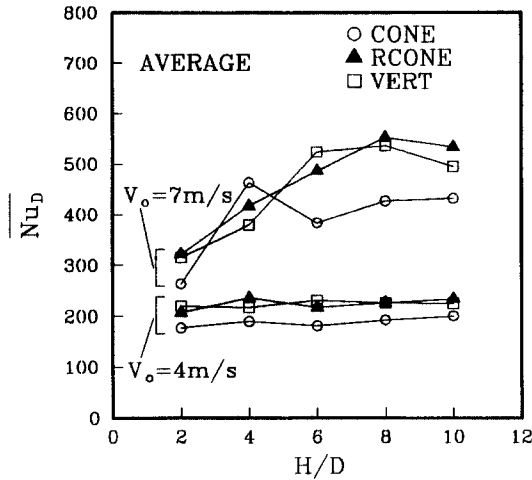


Fig. 8 Axial variation of average Nusselt number for different nozzle configurations

Rcone 형 노즐은 $H/D=4$ 에서, Vert 형 노즐은 $H/D=6$ 에서 최대치를 갖는다. 그러나 분류속도가 7 m/s에서는 Fig. 8에서 보듯이 Fig. 3(b)의 정체점 Nu 수의 경우와 비교할 때 Rcone 형 및 Vert 형 노즐은 평균 Nu 수도 H/D 의 증가에 따른 경향이 동일하고 그 최대치가 나타나는 노즐-가열면 간 거리도 $H/D=8$ 로서 같으나 Cone 형 노즐에서는 $H/D=4$ 에서 최대치가 나타나는 것이 다른 점이다. 이것은 $H/D=4$ 에서 Cone 형 노즐의 경우 $V_0 = 7$ m/s인 조건에서 제2극대치가 존재하기 때문에 평균 Nu 수가 증가한 것이다.

전반적으로 Rcone 형 및 Vert 형 노즐은 정체점 뿐 아니라 평균 Nu 수도 Cone 형 노즐보다 높다. 이것은 Fig. 9와 Fig. 10에서도 확인할 수 있다. Fig. 9에는 Womac 등⁽⁷⁾의 실험결과도 함께 표시하였다. 그들의 실험조건은 Cone-tube 형 노즐로서 노즐입구와 출구의 단면적비가 2.11, 노즐출구경 6.55 mm에 접속된 길이 18 mm의 튜브형 노즐에 의한 $H/D=3.5$ 의 수분류에서 가열면적 12.7 mm×12.7 mm ($r/D=1$)에서의 평균 Nu 수이며, 본 실험에서는 10 mm×59.375 mm ($r/D \approx 7.42$)에 대한 평균치이므로 본 실험결과보다 크다고 생각된다.

평균 Nu 수의 파라미터를 $\overline{Nu_D} = f(Re_D, Pr, H/D)$ 로 할 때, 임의의 H/D 에서의 무차원식은 식 (5), 변수 H/D 를 포함하는 무차원식의 형태는 식 (6)으로 표시할 수 있다.

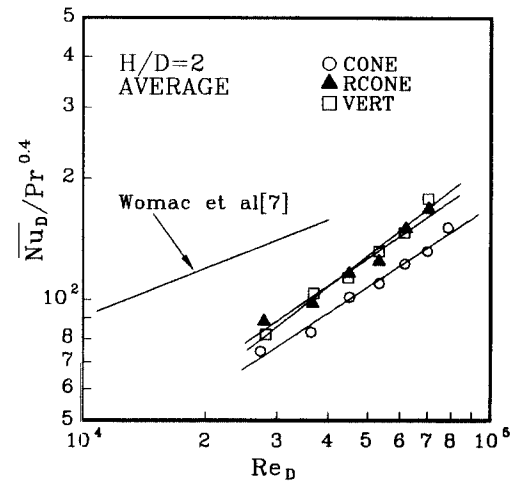


Fig. 9 Average Nusselt number as a function of Reynolds number for the three nozzle configurations ($H/D=2$)

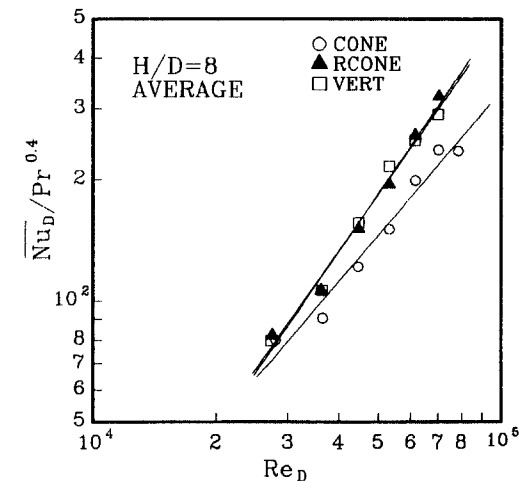


Fig. 10 Average Nusselt number as a function of Reynolds number for the three nozzle configurations ($H/D=8$)

$$\overline{Nu_D} = a Re_D^n \cdot Pr^{0.4} \quad (5)$$

$$\overline{Nu_D} = c Re_D^m \cdot (H/D)^p \cdot Pr^{0.4} \quad (6)$$

여기서 본 실험범위의 평균열전달계수가 최대인 노즐-가열면간 거리를 각 노즐별로 열거하고 그 무차원 실험식을 제시하면 식 (5)의 형태에 따라 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \text{Cone 형 노즐 : } H/D=4 : \overline{Nu_D} \\ = 3.25 \times 10^{-5} Re_D^{1.42} \cdot Pr^{0.4} \end{aligned} \quad (7)$$

$$\text{Rcone 형 노즐 : } H/D$$

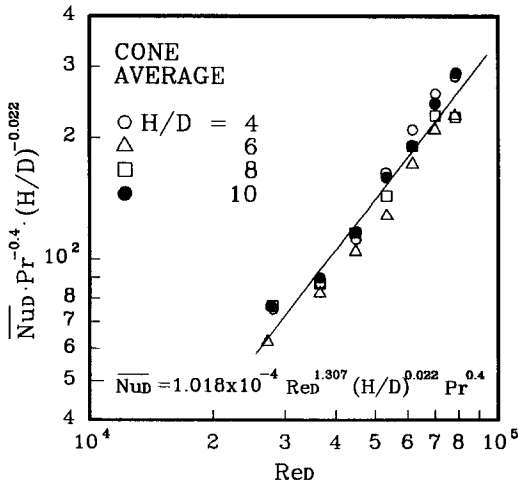


Fig. 11 Average Nusselt number for the Cone type nozzle at $H/D=4\sim 10$

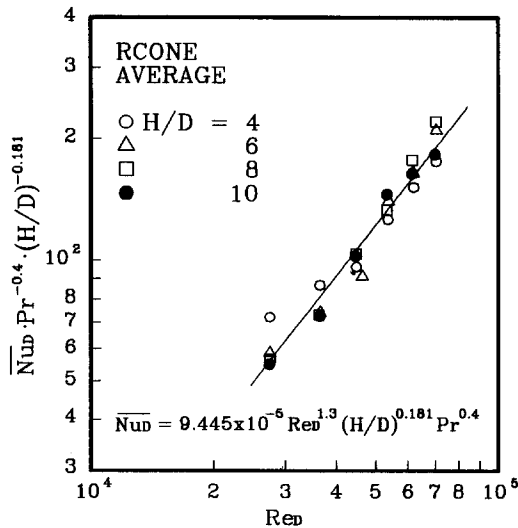


Fig. 12 Average Nusselt number for the Reverse cone type nozzle at $H/D=4\sim 10$

$$= 8 : \overline{Nu_D} = 1.96 \times 10^{-5} Re_D^{1.484} \cdot Pr^{0.4} \quad (8)$$

$$\begin{aligned} \text{Vert 형 노즐 : } H/D=8 : \overline{Nu_D} \\ = 2.99 \times 10^{-5} Re_D^{1.444} \cdot Pr^{0.4} \end{aligned} \quad (9)$$

이들 평균열전달이 최대가 되는 조건에서의 값을 크기순으로 노즐형상을 표시하면 Rcone 형>Vert 형>Cone 형 노즐순이 된다.

그런데 $\overline{Nu_D} \propto Re_D^n$ 의 관계에서 본 실험에서는 Re 수의 지수 n 의 값이 $H/D=4\sim 10$ 에서는 유사한 값으로 나타나지만 $H/D=2$ 의 경우는 상이한 값이 되는데, 이것은 $H/D \leq 2$ 에서는 분류의 와동 또는 난류강도가 미약하고 $H/D \leq 4$ 에서는 그 영향들이 커지기 때문으로 생각된다. 따라서 $H/D=2$ 의 경우는 식 (5)의 형식에 의한 Fig. 9에서 각 노즐형상에 따라 평균열전달을 비교할 때 Rcone 형과 Vert 형 노즐은 거의 같은 값이며 Cone 형이 가장 낮은 값을 갖는다. 이 경우, 식 (5)의 상수 a 및 지수 n 은 각 노즐별로 Table 1에 표시하였다.

Re 수의 지수가 유사한 $H/D=4\sim 10$ 의 범위에서 평균열전달은 식 (6)의 형식에 따라 Cone 형 노즐의 경우는 Fig. 11, Rcone 형 노즐은 Fig. 12, Vert 형 노즐은 Fig. 13에 각각 정리하였으며, 무차원 관계식은 식 (6)으로 표시할 때 각 노즐형상에 따라 상수 c , 지수 m 및 p , 그리고 각 식의 상관계수 r 을 Table 1에 함께 표시하였다.

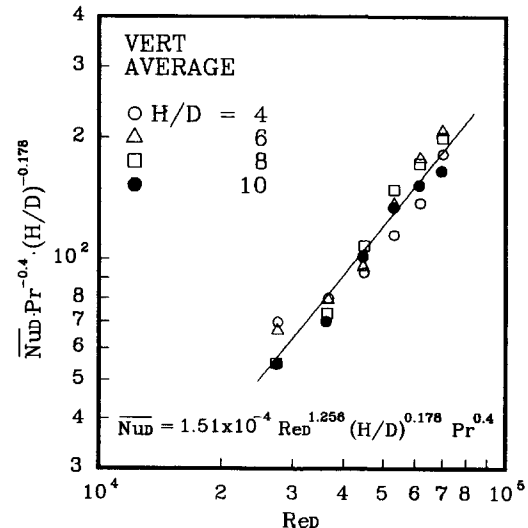


Fig. 13 Average Nusselt number for the Vertical circular type nozzle at $H/D=4\sim 10$

Table 1 Constants, exponents and correlation coefficients of Eqs. (5) and (6)

| Nozzle | H/D | a | n | c | m | p | r |
|------------|------|------------------------|-------|------------------------|-------|-------|--------|
| Cone type | 2 | 7.706×10^{-2} | 0.67 | | | | 0.9952 |
| | 4~10 | | | 1.018×10^{-4} | 1.307 | 0.022 | 0.9657 |
| Rcone type | 2 | 6.337×10^{-2} | 0.702 | | | | 0.9892 |
| | 4~10 | | | 9.445×10^{-5} | 1.3 | 0.181 | 0.9705 |
| Vert type | 2 | 2.306×10^{-2} | 0.797 | | | | 0.9906 |
| | 4~10 | | | 1.51×10^{-4} | 1.256 | 0.178 | 0.9650 |

4. 결 론

본 연구는 오리피스형 노즐형상을 원뿔대형, 역원뿔대형, 수직원통형으로 하여 等熱流束조건의 평균 가열면에 상향수분류를 충돌시킬 때 분류속도는 3~8 m/s ($Re_D=27000 \sim 70000$), 노즐-가열면간 무차원거리 $H/D=2 \sim 10$ 의 범위에서 각 노즐에 대한 정체점 및 국소점의 열전달계수와 평균 열전달계수를 실험적으로 연구한 결과, 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 정체점의 열전달계수가 최대인 노즐-가열면간 거리는 분류속도가 큰 경우에 더 증가한다.
- (2) 정체점의 열전달계수가 최대인 노즐-가열면간 거리는 원뿔대형 노즐은 $H/D=10$, 역원뿔대형 및 수직원통형 노즐은 공히 $H/D=8$ 이며, 이들 최적 조건에서 노즐별 정체점의 열전달의 크기는 역원뿔대형 > 수직원통형 > 원뿔대형 노즐의 순이다.
- (3) 국소 Nusselt 수는 정체점에서 최대치를 나타낸 후 반경방향으로 감소하는데, 그 감소율이 반경방향 무차원거리 $r/D \leq 2$ 까지 급격하고 그 하류영역에서는 완만하게 감소한다. 열전달계수의 제2극대치는 노즐-가열면간 거리 $H/D=2$ 에서는 존재하지 않으나, $H/D=4 \sim 10$ 의 경우 원뿔대형 노즐은 분류속도 $V_0 \geq 7$ m/s, 역원뿔대형 및 수직원통형 노즐은 $V_0 \geq 6$ m/s에서 $r/D=3 \sim 3.5$ 부근에 제2극대치가 존재한다.
- (4) 평균열전달계수의 최대치를 이루는 노즐-가열면간 거리는 원뿔대형 노즐은 $H/D=4$, 역원뿔대형 및 수직원통형 노즐은 $H/D=8$ 이며 그 최적조건의 평균열전달의 크기는 역시 역원뿔대형 > 수직원통형 > 원뿔대형 노즐의 순이다. 평균열전달의 무차원 실험식을 Reynolds 수와 노즐-가열면간 무차원거리 H/D , Prandl 수의 함수로 제시하였다.

후 기

이 논문은 1995년도 한국학술진흥재단의 공모과제 연구비에 의하여 연구되었으며 관계기관에 감사드립니다.

참고문헌

- (1) Stevens, J., Pan, Y. and Webb, B. W., 1992, "Effect of Nozzle Configuration on Transport in the Stagnation Zone of Axisymmetric, Impinging Free-Surface Liquid Jets: Part 1, Turbulent Flow Structure," *ASME, J. of Heat Transfer*, Vol. 114, pp. 874~879.
- (2) Stevens, J. and Webb, B. W., 1991, "Local Heat Transfer Coefficients under an Axisymmetric, Single-phase Liquid Jet," *ASME, J. of Heat Transfer*, Vol. 113, pp. 71~78.
- (3) Elison, B. and Webb, B. W., 1994, "Local Heat Transfer to Impinging Liquid Jets in the initially Laminar, Transitional, and Turbulent Regimes," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 37, No. 8, pp. 1207~1216.
- (4) Garimella, S. V. and Rice, R. A., 1995, "Confined and Submerged Liquid Jet Impingement Heat Transfer," *ASME, J. of Heat Transfer*, Vol. 117, pp. 871~877.
- (5) Lienhard V, J. H., Liu, X. and Gabour, L. A., 1992, "Splattering and Heat Transfer during Impingement of a Turbulent Liquid Jet," *ASME, J. of Heat Transfer*, Vol. 114, pp. 362~372.
- (6) Gabour, L. A. and Lienhard V, J. H., 1994, "Wall Roughness Effects on Stagnation Point Heat Transfer beneath an Impinging Liquid Jet,"

- ASME, J. of Heat Transfer*, Vol. 116, pp. 81~87.
- (7) Womac, D. J., Ramadhyani, S. and Incropera, F. P., 1993, "Correlating Equations for Impingement Cooling of Small Heat Sources with Single Circular Liquid Jets," *ASME, J. of Heat Transfer*, Vol. 115, pp. 106~115.
- (8) Kataoka, K., Suguro, M., Degawa, H., Maruo, K. and Mihata, I., 1987, "The Effect of Surface Renewal due to Large-scale Eddies on Jet Impingement Heat Transfer," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 30, No. 6, pp. 559~567.
- (9) Pan, Y., Stevens, J. and Webb, B. W., 1992, "Effect of Nozzle Configuration on Transport in the Stagnation Zone of Axisymmetric, Impinging Free-surface Liquid Jets : Part 2. Local Heat Transfer," *ASME, J. of Heat Transfer*, Vol. 114, pp. 880~886.
- (10) Lee, D., Grief, R., Lee, S. J. and Lee, J. H., 1995, "Heat Transfer from a Flat Plate to a Fully Developed Axisymmetric Impinging Jet," *ASME, J. of Heat Transfer*, Vol. 117, pp. 772~776.
- (11) 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 Mass Transfer*, Vol. 37, No. 6, pp. 967~976.
- (12) 永井, 河谷, 谷口, 1955, "水噴流による冷却について," *日本機械學會論文集(第2部)*, 21卷, 104號, pp. 310~315.
- (13) Vader, D. T., Incropera, F. P. and Viskanta, R., 1991, "Local Convective Heat Transfer from a Heated Surface to an Impinging, Planar Jet of Water," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 14, No. 3, pp. 611~623.
- (14) Hrycak, P., 1983, "Heat Transfer from Round Impinging Jets to a Flat Plate," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 26, No. 12, pp. 1857~1865.
- (15) Taylor, J. R., 1980, "An Introduction to Error Analysis," *University Science Books*, Mill Valley, California.