

다중노즐에 의해 분사된 평면 및 확장면의 단상액체냉각에 관한 연구

A study of single-phase liquid cooling by multiple nozzle impingement on the smooth and extended surfaces

소 영 국*, 박 복 춘**, 백 병 준**
Y. K. So, B. C. Pak, B. J. Baek

Key words : Impingement jet(분사제트), Liquid cooling(액체냉각), Multiple nozzle(다중노즐), Extended surface(확장면), Heat transfer enhancement(열전달 증대)

Abstract

Experiments were performed to characterize single-phase heat transfer behavior of submerged liquid jet with multiple nozzle normally impinging on the smooth and extended surfaces. Arrays of 9 and 36 nozzles were used, with diameters of 0.5 to 2.0mm providing nozzle area ratio (AR) from 0.05 to 0.2. The square pin fin arrays were chosen as extended surfaces and the effects of geometrical parameters such as fin height, the ratio of fin width to channel width on heat transfer enhancement were examined. Single nozzle characteristics were also evaluated for comparison. The results clearly showed that heat transfer enhancement could be realized by using multiple nozzles at the constant volume flow rate. The average Nusselt number of multiple nozzle impingement on the smooth surface was correlated by the following equation : $\overline{Nu} / Pr^{1/3} = 0.94Re^{0.56}N^{-0.12}AR^{0.50}$. The average heat transfer coefficients of multiple nozzle impingement on the extended surfaces decreased with increasing fin height and the ratio of fin width to channel width. The effectivenesses of extended surfaces ranged from 1.5 to 3.5 depending on the fin height, the ratio of fin width to channel width of pin fin arrays, nozzle number and nozzle area ratio.

기 호 설 명

AR : 노즐면적비, 즉 전열단면적에 대한 노즐 총 단면적의 비

A_b : 확장면에서 원을 제외한 전열면적(m^2)

A_t : 확장면의 전열면적(m^2)

$A_{t,s}$: 매끈한면의 전열면적(m^2)

d : 노즐직경(mm)

H : 핀 높이(mm)

\bar{h} : 평균 대류열전달계수($W/m^2 \cdot K$)

k_f : 유체의 열전도도($W/m \cdot K$)

* 전북대학교 대학원, 기계설계학과

** 정희원, 전북대학교 기계공학부

- l : 노즐길이(mm)
 N : 노즐수
 \overline{Nu} : 평균 누셀트수
 Pr : 프란틀수
 q : 총발열량(W)
 Q : 체적유량(l/min)
 Re : 레이놀즈수
 \overline{T}_b : 전열면의 평균온도(°C)
 T_i : 노즐입구에서 냉각매체의 온도(°C)
 Z : 노즐-전열면의 간격(mm)
 α : 휨폭에 대한 채널폭의 비, 즉 δ_c / δ_w
 δ_c : 채널폭(mm)
 δ_w : 휨폭(mm)
 ϵ : 시스템 효율

1. 서 론

충돌분류(jet impingement)는 통상적인 강제대류방식보다 충돌면에서 열 및 물질전달효과가 향상된 냉각방법으로서 오래전부터 연구자들의 관심의 대상이 되어 왔다. 특히 제품생산 공정에서 전열효율의 향상과 균일한 열전달은 제품의 품질을 크게 좌우하기 때문에 여러 산업 분야에서 이 방법이 적용되어 터어빈 블레이드의 냉각, 제철공정의 불림과정(annealing process), 유리제조공정에서 템퍼링, 섬유나 제지등의 건조 등에 사용되고 있다. 1960년대 초부터 시작된 충돌분류에 관한 연구는 초기에는 주로 공기분사제트의 연구가 주류를 이루어 왔으나, 최근들어 액체분사제트가 고발열밀도의 전자장비 및 내연기관의 냉각이나 금속의 열처리 등에 효과적으로 이용될 수 있는 방법으로 인식되어 이에 대한 관심이 증대되고 있다.^(1~3)

분사제트의 사용과 더불어 열전달을 향상시키기 위한 연구와 노력이 계속되고 있으며, 이의 한 방법이 충돌면에서 확장면을 사용하는 방법이다. 분사제트에서 열전달 증진을 위한 사용가능한 기하학적 형상은 여러 가지가 있으며, 이의 최적형상에 관한 연구는 몇몇 연구자들의 의해 수행되었다.^(4~6)

Sullivan 등⁽⁴⁾은 제한면이 있는 단일 원형 노즐 분사에서 사각 편편 과 방사상 편형편 형상의 확장

면에서의 열전달 향상을 열저항 값으로 나타내고 있다. 확장면에서 노즐과 전열면의 간격은 없는 거의 부착시킨 상태에서 실험을 수행하였으며, 냉각매체로는 FC-77을 사용하였다. 실험결과는 동일유량에서 열저항 값은 매끈한 전열면에 비하여 방사상 편형편이 약 35%, 사각 편편은 약 56% 감소하여 상대적으로 사각 편편 형상이 우수함을 보여주고 있다. 그러나, 비교적 적은 압력손실이 요구되는 상황에서는 오히려 방사상 편형편이 적절함을 제시하고 있다. 또한, Hansen and Webb⁽⁵⁾는 단일 원형제트 공기분사에서 휨 높이가 다른 3개의 사각편편을 포함한 피라미드형, 동심원링형, 환상링 등 총 6개의 확장면에 대한 열전달증진에 대한 실험을 수행하였으며, 실험결과를 확장면의 효율(effectiveness) 및 평균 누셀트수를 휨 형태, 제트 레이놀즈수 및 노즐-전열면 간격의 함수로 나타내고 있다. 확장면의 효율(effectiveness)은 휨의 형상에 따라 1.5~4.5배로 증가하며, 실험에 사용된 확장면에서는 편편 형태가 가장 우수한 것으로 나타났다.

Prideman 등⁽⁶⁾은 단일 원형노즐 액체 분사에서 휨폭과 휨높이가 다른 6개의 편편 형상과 1개의 피라미드형 확장면의 열전달 증진에 대한 실험을 수행하였으며, 냉각매체로는 물과 FC-77을 사용하였다. 확장면에서의 열전달이 평면전열면에 비하여 물인 경우에는 1.3~2.7배, FC-77의 경우에는 2.2~4.7배로 크게 나타났으며, 편편 형상의 중에서는 휨이 조밀하고 긴 것이 가장 우수함을 보여주고 있다.

반면에, Mudawar and Maddox⁽⁷⁾는 본 연구에서 사용한 노즐의 형상과는 다소 다르긴 하지만, 미세한 홈(microgroove)나 미세돌기(microstud) 형태의 확장면에서 슬릿을 통한 충돌분류의 대류 및 비등열전달에 관한 실험을 수행하였으며, 채널유동내에서 확장면의 사용이 단일평면에 비하여 단상유동에서는 열전달증진이 약 4.7배, 비등에서 임계열유속은 약 2.3배 증가함을 보고하고 있다. 또한, Teucher⁽⁸⁾은 FC-77를 사용한 소형 전열면에서 단일슬릿노즐을 통한 충돌분류 냉각성능에 관한 실험을 수행하였으며, 냉각성능은 노즐 폭이 증가함에 따라 다소 감소하나, 확장면에서의 열전달은 평면에 비하여 3.3~5.5배 증가함을 보고하고 있다.

한편, 평면에서 충돌분류에 의한 냉각시 다중노즐

의 사용이 단일노즐에 비하여 전열면에서 온도의 균일성을 이룩할 수 있다는 장점과 열전달 향상의 가능성 때문에 이에 관한 연구결과도 보고되고 있다.⁽⁹⁻¹¹⁾

Jiji and Dagan⁽⁹⁾은 단일 노즐을 포함한 2×2 및 3×3 배열의 다중노즐에 의한 열전달 실험을 수행하였으며, 동일한 유량과 노즐직경에서 표면온도의 균일성이 노즐수가 증가함에 따라 향상됨을 보고하고 있다. 또한, 평균 Nu 에 관한 상관관계식을 노즐 Re , 노즐 수 및 직경을 고려한 함수로 제시하고 있다.

Maddox and Bar-Cohen⁽¹⁰⁾은 문헌상에 보고된 기존의 연구결과로부터 전자장비 냉각시스템의 최적 설계에 관한 방법을 제시하고 있으며, Womac 등⁽¹¹⁾은 모사칩의 소형 전열면에서 2×2 및 3×3 배열의 다중노즐 분사실험을 수행하여 동일한 유량에서 평균 열전달계수는 노즐직경과 노즐 피치가 증가함에 따라 증가함을 보여주고 있다.

이와같이, 이제까지의 연구는 확장표면에서 단일 노즐분사나 평면에서 다중노즐분사의 경우가 대부분이며, 확장표면과 다중노즐의 사용이 냉각성능을 보다 향상시킬 수 있는 한 방법으로 가능할 것으로 예상되나, 이에관한 연구결과는 아직 보고되지 않고 있다. 따라서, 본 연구에서는 다중 노즐분사에 의한 편편 전열면의 열전달특성에 대하여 노즐수, 노즐 면적비, 흰 깊이 및 흰폭/채널폭의 비 등과 같은 기하학적 인자들에 영향을 실험적 고찰하고자 하며, 이의 결과로부터 상관관계식을 도출함으로써 특히 전자장비 냉각시스템 설계에 있어서 기초자료를 제공하고자 함이 본 연구의 목적이다.

2. 실험장치 및 방법

Fig.1은 실험장치의 개략도로서 저장탱크, 원심펌프, 바이패스라인, 서어지탱크, 유량계, 주실험부, 열교환부 및 데이터 처리부로 구성된 재순환 유동루프 형태이다. 순환되는 유체내의 불순물을 제거하기 위하여 저장탱크의 하부에 필터를 삽입하였고, 펌프로부터 필연적으로 발생하는 맥동현상을 줄이기 위하여 펌프와 주실험부사이에 서어지탱크를 설치하였다. 또한, 서어지탱크의 상부에 부착된 공기 배출밸브를 통하여 순환중 발생하는 공기를 포집하여 제거

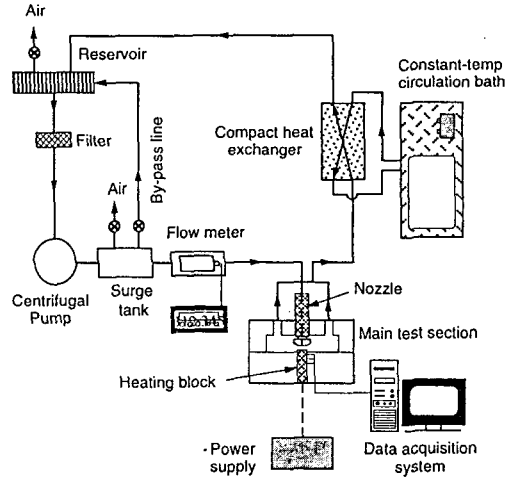
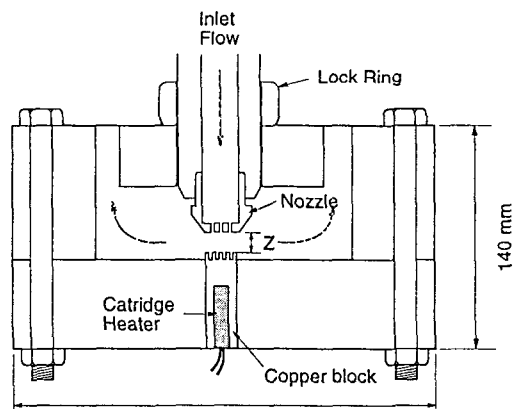
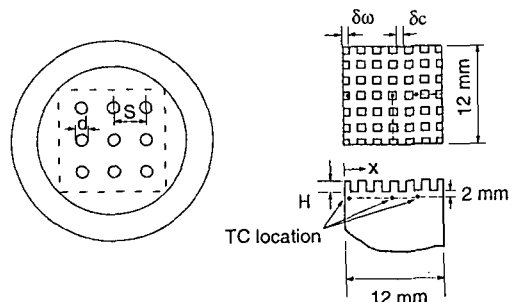


Fig.1 Schematic diagram of the experimental setup



(a)



(b) Bottom view of nozzle (c) Top view of pin fin nozzle

Fig.2 Detailed view of the main test section

하였다. 전열면에서 가열된 유체는 열교환기를 통하여 냉각된 후 저장탱크에 다시 유입되며, 실험중에 노즐 입구에서의 온도가 항상 20℃의 일정온도가 유지되도록 하였다. 유동루프는 직경 1cm이고 두께가 2mm인 고압호스를 사용하였으며, 실험중에 주위로의 열손실을 최소화하기 위하여 부가적으로 두께가 3cm인 유리섬유로 감았다.

가열면과 노즐을 포함한 주실험부는 Fig.2에서와 같이 아크릴판을 사용하여 노즐이 잠기도록 직경이 10cm이고 높이가 5cm인 원통형 공간을 상판에 가공하고, 하부는 전열블록을 삽입할 수 있도록 하였으며, 상하부를 가장자리 네지점에서 볼트로 체결하여 조립과 분리가 용이하도록 하였다. 또한 상판에는 원주방향으로 90° 간격으로 4개의 배출구를 설치하였으며, 그 중심에는 노즐을 용이하게 교체할 수 있고 가열면과 노즐 간격의 조절이 가능하도록 미세나사산을 가공하였다.

노즐은 나일론 봉으로부터 그림(Fig.2(a) 및 (b) 참조)과 같은 형상으로 다수 제작하여 하부에 노즐홀을 가공하는 방식을 취하였다. 본 실험에서는 단일노즐을 포함하여, 3×3 및 6×6 배열의 다중노즐을 제작하였으며, Table 1는 사용한 노즐의 제원을 보여주고 있다. 총 6개의 노즐을 사용하였으며, 노즐수에 따라 노즐직경을 다르게하여 노즐면적비(AR)가 0.05 및 0.2가 되도록 하였다. 여기서 노즐면적비는 전열 단면적에 대한 총 노즐단면적의 비로 정의되었으며, 동일한 노즐면적비에서는 노즐에서의 유속이 노즐수에 관계없이 일정함을 의미한다.

전열부는 산소가 제거된 동블록으로부터 전열단면이 모사칩의 형태로 하기 위하여 1.2×1.2×6.0cm 정사각형 단면의 봉으로 일차 가공한 후, 하부에는 직경이 0.635cm이고 길이가 4.0cm인 원통형 홈을 내어 카트리지 히터를 삽입할 수 있도록 하였다. 전열면의 상부표면에는 wire cutting 머신으로 핀핀을

Table 1 Dimensions of nozzles

d (mm)	No.	1	9	36	AR
d_1		3	1	0.5	0.05
d_2		6	2	1	0.2

Table 2 Dimensions of square pin fins

Fin No. Dimension	1	2	3	4	5	6	7	8
δw (mm)	0.3	0.3	0.3	0.3	0.3	0.3	0.6	0.6
δc (mm)	0.3	0.3	0.3	0.3	0.6	0.6	0.3	0.3
H (mm)	0.3	0.6	1.2	1.8	0.6	1.2	0.6	1.2
$A_f/A_{t,s}$	2.08	3.16	5.32	7.48	1.72	2.44	2.67	4.33

가공하였으며, Table 2는 본 실험에서 사용한 핀핀의 제원을 보여주고 있다. 여기서 δw , δc 및 H 는 각각 핀 폭, 채널 폭, 핀 높이를 나타내고 있으며, $A_f/A_{t,s}$ 는 평면전열면에 대한 확장전열면의 면적비를 의미한다. 특히, 확장 전열면에서 전열 표면온도를 측정하기 위해서는 Fig.2(c)와 같이 핀 베이스(fin base)로부터 하단면으로 2mm 떨어진 위치에 직경 0.5mm의 미세홀을 시핀의 가장자리로부터 세지점($x=1, 6$ and 9 mm)까지 가공하여 열전대(T type)를 삽입하였으며, 실제 전열면의 표면온도는 측정온도로부터 1차원 Fourier 전도식을 이용하여 계산하였다. 또한, 시핀으로부터 열손실은 2차원 전도로 가정하여 수치해석 해본 결과 무시할 수 있을 정도로 매우 작은 값이었기 때문에 여기서 주위로의 열손실은 생략하였다.

작동유체로는 물을 사용하였으며, 유량은 바이패스라인에 설치된 유량조절밸브와 주파수 조절기에 의한 펌프 속도의 조합에 의하여 조절하였으며, 유량의 측정은 코리올리스(Coriolis) 질량유량계를 사용하였다.

실험중에 측정하는 물리량은 냉각매체의 유량, 주실험부에서 압출구의 온도, 가열량(Q), 가열면의 표면온도 등이며, 측정된 데이터는 컴퓨터에 설치된 데이터 처리시스템(Data Translation, U.S.A.)으로 처리하였다. 실험 데이터로부터 전열면에서의 평균 열전달계수 \bar{h} 는 다음과 같은 식으로 계산되어진다.

$$\bar{h} = q/A_{t,s}(\bar{T}_b - T_i) \quad (1)$$

여기서 q 는 총 발열량으로 카트리지 히터에 입력되는 전류 및 전압의 곱으로 계산하였다. 카트리지 히터를 포함한 발열체로부터 주위로의 전도 열손실은

수치해석적 방법으로 계산하여 보았으나, 본 실험장치에서는 그 양이 무시할 수 있을 정도로 적어 무시하였다. 또한, $A_{t,s}$, \overline{T}_b 및 T_i 는 각각 전열 단면적, 전열면의 표면온도 및 냉각매체의 입구온도를 나타내고 있다. 여기서 $A_{t,s}$ 는 평면 전열면인 경우에는 $1.2\text{cm} \times 1.2\text{cm}$ 로 고정되며, \overline{T}_b 는 전열면의 표면온도로서 3지점의 평균온도 값이다. 특히, 단일노즐분사에서는 3지점의 온도차가 다소 존재하나, 본 실험에서는 전열블록을 열전도도가 큰 구리 재질을 사용하였기 때문에 모든 실험에서 최대 온도차는 0.15°C 이내였다.

반면에, 확장전열면에서 평균열전달계수는 Hansen and Webb⁽⁶⁾의 해석에 의거하여, 다음과 같은 식으로 반복적인 계산방법으로 근사치를 구하였다.

$$q = \bar{h} A_b (\overline{T}_b - T_i) + \sum_{i=1}^N M_i \frac{\sinh(m_i H) + (\bar{h}/m_i k_f) \cosh(m_i H)}{\cosh(m_i H) + (\bar{h}/m_i k_f) \sinh(m_i H)} \quad (2)$$

여기서, $M_i = (\bar{h} P_i A_{c,i})^{1/2} (\overline{T}_b - T_i)$, $m_i = (\bar{h} P_i / k_f A_{c,i})^{1/2}$ 이다. H 와 P_i 는 각각 원의 높이와 페리미터(perimeter)를 나타내며, 시그마 기호에서 첨자 i 는 전열면에서 각각의 원을 의미한다. 식(2)의 첫 번째항은 총 전열단면에서 원이 점유하고 있는 단면을 제외한 면에서의 열전달량이고, 두 번째 항은 N 개의 원으로부터 열전달량으로, 이 식은 원을 1차원으로 가정하였기 때문에 평균 열전달계수, \bar{h} 는 근사치를 나타낸다. 이러한 가정은 원 높이나 원 단면이 비교적 큰 경우에는 다소 오차가 있을 수 있으나, 본 연구에서 사용한 원의 기하학적 인자를 고찰함에 있어서는 큰 영향이 없을 것으로 해석된다.

확장 전열면에서 총 열전달증진은 다음과 같이 정의되는 효율(effectiveness), ϵ 으로 표현하였다.

$$\epsilon = q/q_{smooth} \quad (3)$$

여기서 q_{smooth} 와 q 는 전열면의 온도와 노즐 입구에서 냉각매체의 온도차가 동일한 상태에서 각각 평면과 확장면에서의 열전달량을 나타내며, ϵ 의 증가는 전열면에서 확장면의 사용으로 인한 열전달 증

진량을 의미하고 있다.

한편, 대류열전달계수와 관계하는 불확실성(uncertainty) 인자들은 발열량, 전열면적 및 측정온도차 등이다. 전열선을 통한 소산 및 주위로의 열손실에 의하여 공급열량에 대한 최대오차는 1.5%이었으며, 전열면적의 측정에 의한 오차는 1.6% 그리고, 온도측정에 대한 오차는 4.0%였다. 또한, 유량측정에서 발생하는 오차의 범위는 1.0%로, 이와같은 결과로부터 불확실성 해석에 있어서 정상상태법(steady state method)⁽¹²⁾에 의한 실험 데이터의 최대오차 범위는 약 4.7%이다.

3. 결과 및 고찰

3.1 매끈한 전열면(Smooth heat transfer surfaces)

사각 핀핀의 확장 전열면에서 다중노즐 분사에 의한 열전달 특성을 고찰하기에 앞서 평면 전열면에서의 열전달 실험을 선행하였다. 단일노즐은 Table 1에서와 같이 노즐길이(l)는 3mm로 일정하고 직경이 3mm 및 6mm인 2개의 노즐을 사용하였고, 본 실험에서는 노즐-전열면의 간격(Z)에 대한 영향은 고찰하지 않았으며 모든 실험에서 4mm로 고정하였다. Fig.3은 그 결과를 보여주고 있으며, 사용한 노즐이 기존의 연구에서 사용된 노즐의 형상과 직경이 다소 다르기 때문에 직접적인 비교는 바람직하지 않으나, 데이터의 검증에 위하여 가장 유사하다고 판단되는 다음과 같은 Priedeman 등⁽⁶⁾ 및 Garimella and Rice⁽¹³⁾의 상관관계식과 비교하였다.

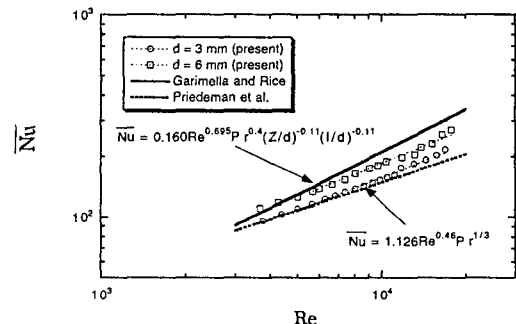


Fig.3 \overline{Nu} vs. Re for an single jet impingement at the smooth surface

$$\text{Priedeman et al. : } \overline{Nu} = 1.126 Re^{0.46} Pr^{1/3} \quad (4)$$

$$\text{Garimella and Rice : } \overline{Nu} = 0.160 Re^{0.695} Pr^{0.4} (Z/d)^{-0.11} (l/d)^{-0.11} \quad (5)$$

여기서 Priedeman 등이 제시한 상관관계식은 직경이 19.1mm인 소형 전열면에서 직경(d)이 7mm이고 길이가 $70d$ 인 파이프 형상의 노즐을 사용하였으며, 노즐-전열면의 간격이 $5d$ 의 고정된 상태의 실험 결과로부터 도출된 결과식으로 제한면이 없는 잠수액 체분사 형태이다. 그러나, Garimella and Rice는 제한면이 있는 잠수액체분사의 형태로 비교적 큰 전열면에서의 평균 Nu 수를 노즐직경, 무차원화된 노즐-전열면 간격(Z/d)과 노즐길이(l/d)의 함수로 표현하였으며, 노즐-전열면 간격의 범위에 따라 각기 다른 관계식을 제시하고 있다. 이 중에서 식 (2)는 Z/d 와 l/d 의 적용범위가 각각 1~5 및 0.25~12로 본 실험결과의 적용이 가능한 식에 해당되며, 그림에서 실선은 Garimella and Rice의 관계식에서 Z/d 및 l/d 의 값을 본 실험에서와 동일하게 1로 가정했을 때의 결과를 나타내고 있다. 특히, 평균 Nu 수의 Re 수에 대한 의존성이 점선으로 표시된 Priedeman식과 비교해 볼 때 $Re^{0.695}$ 로 다소 큰 이유는 제트분사의 제한면의 영향 때문인 것으로 생각된다.

본 실험결과는 노즐직경이 6mm인 노즐에서는 Garimella and Rice의 식과 거의 유사하게 나타나고 있으나, 평균 Nu 수의 Re 수에 대한 의존성은 다소 낮아 0.56의 지수에 비례함을 보이고 있다.(Fig.5 참조) 이는 실험에서 사용한 노즐의 제한면이 소형 전열면상에만 한정되어 있는 반 제한면의 형태로 Garimella and Rice이 사용한 노즐과는 다소 다르기 때문으로 여겨진다. 한편, 노즐직경이 3mm인 경우에는 6mm일 때보다 평균 Nu 수가 약 15% 적게 나타나고 있으며, 이는 식 (5)에서 보는 바와같이 Z 와 l 이 일정할 때 평균 Nu 수는 노즐직경 $d^{0.22}$ 에 비례하며 노즐직경이 감소함에 따라 평균 Nu 수가 감소하는 Garimella and Rice의 결과와도 일치하고 있다.

Fig.4는 평면전열면에서 다중노즐분사의 평균 대류열전달계수에 대한 노즐 수 및 노즐 면적비의 영

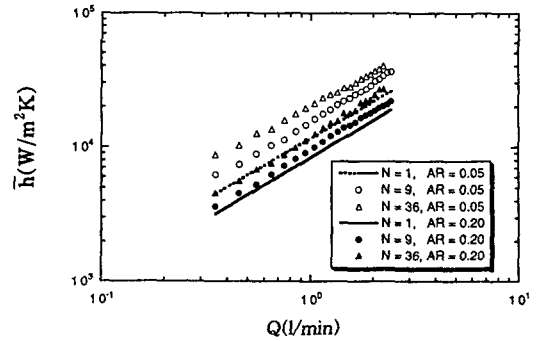


Fig.4 \overline{h} vs. Q for a multiple jet impingement at the smooth surface

향을 보여주고 있으며, 그림에서 점선 및 실선은 노즐직경이 각각 3 및 6mm인 단일노즐에 대한 결과를 곡선 집합화하여 표현한 것이다. 여기서 노즐-전열면의 간격 (Z)은 단일노즐에서와 같이 4mm로 고정하였으며, 그림에서 보는 바와같이 동일 노즐면적비에서는 노즐 수가 증가함에 따라 평균 열전달계수가 증가함을 보이고 있다. 이는 노즐분사에 의한 정체점에서 최대 열전달계수가 다중노즐에서는 여러점으로 분산되어 전체 전열면에 대한 평균 열전달계수가 증대되기 때문으로 해석된다. 또한, 노즐 수가 동일할 때 노즐면적비가 증가함에 따라 평균 열전달계수는 감소하는 것으로 나타났으며, 이는 동일 유량에서 노즐면적비가 증가함에 따라 노즐에서의 분사속도가 감소하여 열전달이 저하되기 때문이며, 그 변화 폭의 폭은 노즐 수가 감소함에 따라 다소 감소하는 경향을 나타냈다. 특히, 노즐 수가 36개인 다중노즐의 열전달계수는 단일 노즐에 비하여 노즐면적비가 0.05에서는 약 100%로 증가한 반면, 노즐면적비가 0.2인 다중노즐에서는 열전달 계수의 증가율은 약 40%로 감소하였다. 그러나, 유량에 대한 평균 열전달계수의 의존성은 노즐수나 면적비의 변화에 따라 큰 편차를 보이지 않고 있으며, 이 결과는 다음에 기술할 확장전열면에서의 기준 데이터로서 사용되었다.

Fig.5는 Fig.4의 결과를 평균 Nu 수에 대한 Re 수, 노즐수 및 노즐면적비의 함수로 무차원화하여 도시한 결과이다. 여기서 Pr 수에 대한 의존성은 실험에서 냉각매체로서 증류수만을 사용하였기 때문에

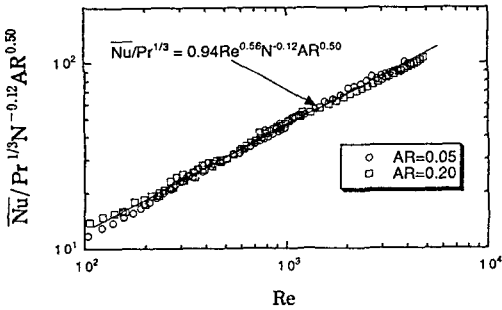


Fig.5 Dimensionless correlation for multiple jet impingement at the smooth surface

$Pr^{1/3}$ 에 비례하는 것으로 가정하였으며, 곡선접합화한 결과 다음과 같은 식으로 표현이 가능하였다.

$$\overline{Nu} / Pr^{1/3} = 0.94 Re^{0.56} N^{-0.12} AR^{0.50} \quad (6)$$

여기서 식의 적용범위는 $3,000 < Re < 20,000$, $1 < N < 36$, $0.05 < AR < 0.20$ 으로, 실험 데이터의 최대편차는 8% 이내의 범위이다.

3.2 확장전열면(Extended heat transfer surfaces)

본 실험에서 사용한 핀형상의 확장면은 Table 2에서와 같이 총 8개를 사용하였으며, 노즐은 평면 전열면의 실험에서 사용된 노즐을 그대로 사용하였다. 여기서 확장면에서의 열전달에 대한 노즐-전열면 간격의 영향은 고찰하지 않았으며, 평면 전열면에서의 실험결과와 비교하기 위하여 평면 전열면에서와 동일하게 4mm로 고정하였다. Fig.6은 확장전열면에서 면적비가 0.05인 다중 노즐분사에서 열전달계수에 대한 노즐 수의 영향을 보여주고 있으며, 이는 Table 2에서 흰색, 채널간격 및 핀높이가 0.3mm로 동일한 No. 1의 확장전열면에 대한 실험결과이다. 그림에서 보는 바와같이 확장전열면에서도 평면 전열면과 유사하게 노즐수가 증가함에 따라 평균 대류열전달계수가 증가함을 보여주고 있으며, 이는 확장면에서도 다중노즐의 사용이 열전달 증진면에서는 좀 더 효과적임을 보여주고 있다. 그러나, 이 결과를 Fig.4와 비교해 볼 때, 노즐수의 증가에 따른 평균 열전달계수의 증가율이 평면 전열면에서 보다는 상당히 낮음을 알 수 있다. 예를들어 노즐수가 36개인 다중노즐의 열전달계수가 동일 면적비의 단

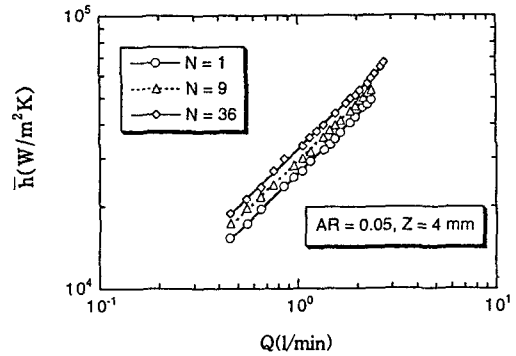
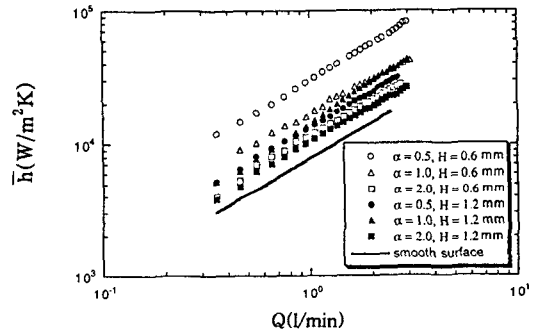
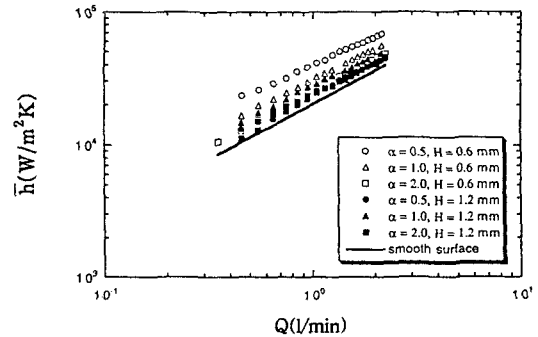


Fig.6 The effect of nozzle number on the \bar{h} at the extended surface



(a) AR=0.2, N=9



(b) AR=0.05, N=36

Fig.7 The effect of ratio of fin width to channel width on the \bar{h} at the extended surface

일노즐에 비하여 평면 전열면에서는 약 150% 증가하는 반면에 확장 전열면에서는 약 30%에 불과하며, 이러한 경향은 Table 2의 다른 확장 전열면에서도 유사하게 나타나고 있다.

Fig.7은 확장전열면에서 평균 열전달계수가 흰 깊

이가 일정할 때 흰 폭에 대한 채널 폭의 비, 즉 δ_c / δ_w 로 정의되는 α 의 영향을 보여주는 그림으로, Table 2에서 *Fin No.* 2-3 및 5-8의 총 6개의 확장전열면에 대한 실험결과이다. 여기에서 Fig.7(a)와 Fig.7(b)는 노즐수와 면적비가 각각 9, 0.2 및 36, 0.05인 경우를 대표적으로 보여주고 있으며, 실선은 비교를 용이하게 하기 위하여 매끈한 전열면에서의 열전달계수를 나타내고 있다. Fig.7(a)에서 보는 것처럼 다중노즐분사에 의한 확장전열면에서 평균 열전달계수에 대한 α 의 영향은 흰 높이가 0.6mm로 낮을 경우는 α 가 감소함에 따라 평균 열전달계수는 증가하였으며, 본 실험범위에서 α 가 0.5일 때 평균 열전달계수는 최대를 나타내고 있다. 그러나, 흰 높이가 큰 1.2mm인 확장면인 경우에는 0.6mm일 때와는 달리 α 가 1.0일 때 열전달계수가 최대값을 나타내고 있으며, 이는 α 가 적고 흰 높이가 큰 확장면에서는 앞에서 언급한 바와같이 분사제트가 흰 기저면까지 효과적으로 침투하여 유동하지 못하는 것이 주된 원인이 되어 열전달효과가 오히려 감소하기 때문으로 여겨진다. Fig.7(b)에 보는 바와같이 노즐 면적비가 0.05이고, 노즐수가 36개인 경우에서도 이러한 경향은 유사하게 나타내고 있으나, α 의 변화에 따른 열전달계수의 변화의 폭이 달라짐을 알 수 있다.

Fig.8은 핀핀 확장면에서 흰 폭과 채널 폭이 일정할 때 평균 열전달계수에 대한 흰 깊이의 영향을 보여주는 것으로, 이는 Table 2에서 *No.* 1~*No.* 4의 확장면에 대한 실험결과이다. 그림에서 실선은 평면 전열면에서의 평균 열전달계수를 나타내고 있으며, Fig.8(a)와 Fig.8(b)는 각각 $AR=0.05$, $N=9$ 및 $AR=0.2$, $N=36$ 인 경우만을 보여주고 있다. 확장전열면에서 흰 높이의 변화에 따른 평균 열전달계수는 면적비 및 노즐수에 따라 다소 차이는 있으나 흰 높이가 증가함에 따라 오히려 감소하여 매끈한 면의 열전달계수에 접근하는 경향을 나타내고 있다. 이는 평균 열전달계수가 최대가 되는 최적의 흰 높이가 존재함을 암시하고 있으나, 본 실험에서는 사용한 시편 수의 한계로 최적의 흰높이를 발견하지 못하였다. 실험범위 내에서 흰 높이가 증가함에 따라 평균 열전달계수의 감소하는 경향은 노즐과 확장 전열면 사이의 유동면적의 증가로 인하여 유속이 감소하

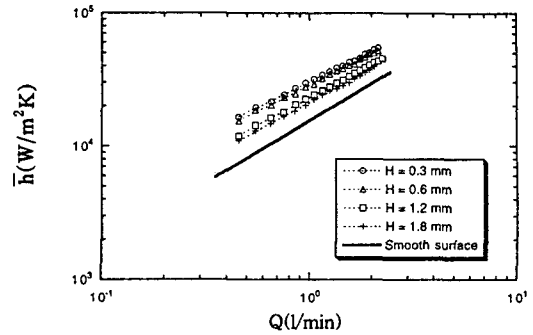
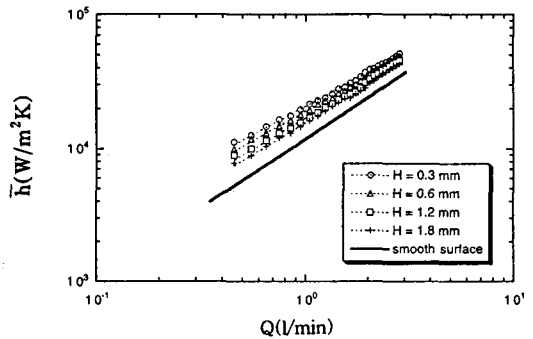
(a) $AR=0.5$, $N=9$ (b) $AR=0.2$, $N=36$

Fig.8 The effect of fin height on the \bar{h} at the extended surface

고, 분사제트가 핀핀 사이를 유동할 때 상대적으로 높은 압력강하에 기인하여 노즐로부터 유출되는 분사제트가 채널내에 효과적으로 침투하여 유동하지 못하고 노즐면과 전열면 사이로 바이패스되기 때문으로 해석된다. 또한, 열전달계수의 유량에 대한 의존성도 흰 높이가 커질수록 다소 낮아지고 있으며, 이것 또한 같은 이유 때문인 것으로 생각된다. 이러한 경향은 여기에서 보여주진 않고 있지만, $AR=0.2$, $N=9$ 및 $AR=0.05$, $N=36$ 의 경우에도 유사하게 나타나고 있다.

Fig.9는 Table 2에서 *No.* 1에서 *No.* 4의 확장전열면에 대한 효율 (effectiveness)이 확장면의 흰 높이와 다중노즐에서 노즐 수 및 노즐 면적비의 변화에 따라 어떻게 변화하는지를 보여주고 있다. 여기서 효율은 식 (3)으로 정의된 바와같이 평면 전열면에 비교하여 확장면의 사용에 따른 열전달 증진량을 나타내는 것으로, 확장면의 효율은 실험범위 내에서 유량의 증가에 따라 다소 증가하나 그 변화

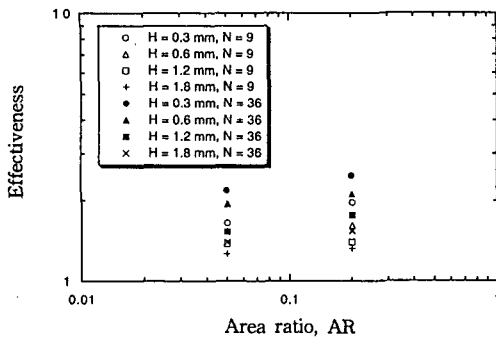


Fig.9 The effect of fin height on the effectiveness of the extended surface at multiple nozzle impingement

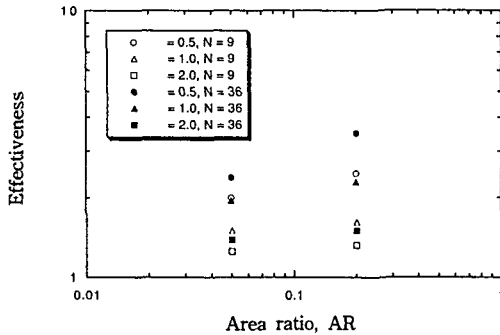


Fig.10 The effect of ratio of fin width to channel width on the effectiveness of the extended surface at multiple nozzle impingement

량이 크지 않기 때문에 여기서는 그 평균값으로 나타냈다. 일반적으로 확장면의 효율은 노즐 면적비가 동일한 다중노즐에서는 흰 높이가 증가함에 따라 감소하는 경향을 나타내고 있으며, 노즐 수가 9개에서 36개로 증가함에 따라 그 효율은 다소 증가함을 알 수 있다. 또한, 흰 높이가 동일한 확장면에 대하여 효율은 노즐 면적비가 증가함에 따라 증가하고 있으며, 그 증가량은 흰 높이가 증가함에 따라 다소 감소하였다. 따라서, 노즐 형상에 따른 확장면의 효율은 노즐 수 및 노즐 면적비가 증가함에 따라 증가하고, 노즐 수 및 노즐 면적비가 동일한 다중 노즐에서는 흰 높이가 증가할수록 감소하였으며, 실험범위 내에서 확장면의 효율은 최대 2.11에서 최소 1.27까지 변화함을 보여주고 있다.

Fig.10은 흰 높이가 일정한 확장 전열면의 효율에 대한 흰 폭에 대한 채널폭의 비(α), 그리고 다

중노즐의 노즐 수 및 노즐면적비의 영향을 보여주는 그림으로, 이는 Table 2에서 No. 2, 5 및 7의 확장 전열면에 대한 실험결과이다. 확장면의 효율에 대한 α 의 영향은 일반적으로 동일한 다중노즐에서는 α 가 증가할수록 효율은 감소하였으며, 동일한 확장면에 대한 노즐의 영향은 Fig.9에서와 유사하게 노즐 수 및 노즐 면적비가 증가함에 따라 증가하는 경향을 보이고 있다. 그러나, 노즐 면적비의 증가에 따른 확장면의 효율의 변화의 폭은 확장면의 α 및 노즐 수의 증가에 따라 감소하며, 노즐 면적비가 0.05인 다중노즐에서는 확장면의 효율이 2.39-1.25, 노즐 면적비가 0.2인 노즐에서는 효율이 3.5-1.32의 범주에서 변화하였다.

4. 요약 및 결론

매끈한 면 및 핀형 상의 확장 전열면에서 단일 액상의 물을 사용하여 다중노즐분사에 의한 열전달 특성을 실험적으로 고찰하였다. 평면 전열면에서는 다중 노즐분사에 의한 평균 열전달계수의 노즐 수 및 노즐 면적비의 영향을 고찰하였으며, 확장 전열면에서는 확장면의 평균 열전달계수 및 효율에 대한 흰 높이 및 채널 폭에 대한 흰 폭의 비(α)의 영향을 고찰하여, 실험결과로부터 다음과 같은 결론을 얻었다.

1) 평면 전열면에서 다중노즐의 사용에 의한 열전달 향상이 검증되었다. 특히 노즐 수가 36개이고 노즐 면적비가 0.05인 다중 노즐분사에 의한 전열면의 평균 열전달계수는 단일 노즐분사와 비교하여 약 150%로 증가한 반면에, 노즐 면적비가 0.2인 동일한 다중 노즐에서는 단일노즐에 비하여 약 40% 증가하였다.

2) 평면 전열면에서의 다중 노즐분사에 의한 열전달 특성을 평균 Nu 에 대한 Re , 노즐 수 및 노즐 면적비의 함수로 무차원화하여 도식한 결과, 다음과 같은 상관관계식으로 표현되었다: $\overline{Nu}/Pr^{1/3} = 0.94Re^{0.56}N^{-0.12}AR^{0.50}$. 여기서 식의 적용범위는 $3,000 < Re < 20,000$, $1 < N < 36$, $0.05 < AR < 0.2$ 이다.

3) 확장 전열면에서도 다중 노즐분사의 사용은 평면전열면에서와 유사하게 평균 열전달계수의 향상을 보이고 있으나, 동일 노즐면적비에서 노즐 수 증가로 인한 평균 열전달계수의 증가가 평면전열면에 비

해서는 다소 낮은 경향을 나타냈다. 또한 다중 노즐 분사에서 확장면의 평균 열전달계수는 흰 높이가 증가 할 수록 감소하였으며, 동일한 흰 높이의 확장면에서는 α 가 증가할수록 감소하였다.

4) 다중 노즐분사에서 확장 전열면의 효율은 흰 높이, 채널 폭에 대한 흰 폭의 비, 노즐 수 및 노즐 면적비에 따라 최소 1.25에서 최대 3.5의 범위에서 변화하였다.

후 기

본 연구는 1996년도 교육부 학술연구조성비(기계공학 ME96-A-13)에 의하여 연구되었으며, 이에 관계자 여러분께 깊은 감사를 드립니다.

참 고 문 헌

1. Wolf, D.H., Incropera, F.P., and Viskanta, R., 1993, "Jet impingement boiling", *Advances in Heat Transfer*, Vol. 23, pp. 1~132.
2. Lienhard, J. H. V., 1994, "Liquid jet impingement", *Ann. Rev. Heat Transfer*.
3. Webb, B.W. and Ma, C.F., 1995, "Single-phase liquid jet impingement heat transfer", *Advances in Heat Transfer*, Vol. 25, pp. 105~217.
4. Sullivan, P.F., Ramadhyani, S., and Incropera, F.P., 1992, "Use of smooth and roughened spreader plates to enhance impingement cooling of small heat sources with single circular liquid jets", *Topics in Heat Transfer - Volume 2*, ASME HTD-Vol. 206-2, pp. 103~110.
5. Hansen, L.G. and Webb, B.W., 1993, "Air jet impingement heat transfer from modified surfaces", *Int. J. Heat and Mass Transfer*, Vol. 36, No. 4, pp. 989~997.
6. Prideman, D., Callahan, V., and Webb, B. W., 1994, "Enhancement of liquid jet impingement heat transfer with surface modifications", *Trans. of the ASME, J. of Heat Transfer*, Vol. 116, pp. 486~489.
7. Mudawar, I., and Maddox, D.E., 1990, "Enhancement of critical heat flux from high power microelectronic heat source in a flow channel", *ASME Journal of Electronic Packaging*, Vol. 112, No. 3, pp. 241~248.
8. Teuscher, K.L., Ramadhyani, S., and Incropera, F.P., 1993, "Jet impingement cooling of an array of discrete heat sources with extended surfaces", *Am. Soc. Mech. Eng., Heat Transfer Division*, HTD-263, pp. 1~10.
9. Jiji, L.M., and Dagan, Z., 1988, "Experimental investigation of single phase multi-jet impingement cooling of an array of microelectronic heat sources", *Cooling Technology for Electronic Equipment*, W. Aung, ed., Hemisphere Publishing Corporation, Washington, DC, pp. 333~351.
10. Maddox, D.E. and Bar-Cohen, A., 1991, "Thermofluid design of submerged-jet impingement cooling for electronic components", *HTD-Vol. 171*, *Heat Transfer in Electronic Equipment*, pp. 71~80.
11. Womoc, D.J., Incropera, F.P., and Ramadhyani, S., 1994, "Correlating equations for impingement cooling of small heat sources with multiple circular liquid jets", *Trans. of the ASME, J. of Heat Transfer*, Vol. 116, pp. 482~486.
12. Moffa, R.J., 1985, "Using Uncertainty Analysis in the Planning of an Experiment", *ASME Transaction, J. of Fluid Engineering*, Vol. 107, pp. 173~178.
13. Garimella, S.V. and Rice, R.A., 1995, "Confined and submerged liquid jet impingement heat transfer", *ASME Trans., J. of Heat Transfer*, Vol. 117, pp. 871~877.