

# Low-fin 촉진 표면에서 임계 열유속까지의 분무 냉각 열전달 특성

## Heat Transfer Characteristics of Spray Cooling up to Critical Heat Flux on a Low-fin Enhanced Surface

이요한(Yohan Lee)<sup>1</sup>, 강동규(Dong-Gyu Kang)<sup>1</sup>, 정동수(Dongsoo Jung)<sup>2\*</sup>

<sup>1</sup>인하대학교 대학원, <sup>2</sup>인하대학교 기계공학과

<sup>1</sup>Department of Mechanical Engineering, Inha University, Incheon 402-751, Republic of Korea

<sup>2</sup>Graduate School, Inha University, Incheon 402-751, Republic of Korea

(Received June 10, 2013; revision received July 16, 2013)

**Abstract** Spray cooling is a technology of increasing interest for electronic cooling and other high heat flux applications. In this study, heat transfer coefficients (HTCs) and critical heat fluxes (CHF) were measured on a smooth square flat copper heater of 9.53×9.53 mm at 36°C in a pool, with a smooth flat surface, and 26 fpi. Low-fin surfaces were used to see the change in HTCs and CHF according to the surface characteristics, and FC-72 was used as the working fluid. FC-72 fluid had a significant influence on the heat transfer characteristics of the spray over the cooling surface. HTCs were taken from 10 kW/m<sup>2</sup> to critical heat flux, for all surfaces. Test results with Low-fin showed that the CHF of all the enhanced surface were greatly improved. It can be said that the surface form affects the heat transfer coefficient and critical heat flux.

**Key words** Spray cooling(분무 냉각), Heat Transfer coefficient(열전달계수), Low-fin surface(low-fin 표면), Critical heat flux(임계 열유속), Boiling heat transfer(비등 열전달)

† Corresponding author, E-mail: dsjung@inha.ac.kr

### 기호설명

|       |   |
|-------|---|
| $A$   | : 열전달면적 [m <sup>2</sup> ]                   |
| $D$   | : 액적유량밀도 [m <sup>3</sup> /m <sup>2</sup> s] |
| $h$   | : 열전달계수 [W/m <sup>2</sup> K]                |
| $k$   | : 열전도도 [W/m·K]                              |
| $L$   | : 길이 [m]                                    |
| $Q$   | : 열량 [W]                                    |
| $q''$ | : 열유속 [kW/m <sup>2</sup> ]                  |
| $T$   | : 온도 [K 혹은 °C]                              |

### 하첨자

|        |                        |
|--------|------------------------|
| $CHF$  | : 임계 열유속               |
| $exp$  | : 실험                   |
| $f$    | : 분무액체                 |
| $pre$  | : 예측                   |
| $sat$  | : 포화상태                 |
| $sub$  | : 과냉도, $T_{set} - T_f$ |
| $th$   | : 열전대                  |
| $wall$ | : 열전달 표면               |

### 1. 서 론

최근 들어 IT 산업이 발전하면서 소규모 전자 칩이나 전자·전기제품 등에서 많은 양의 열이 발생된다. 이때 발생된 열은 제품의 성능과 수명에 커다란 영향을 미친다. 특히 컴퓨터를 비롯한 각종 전자·전기제품은 고성능화, 소형화, 슬림화되면서 이러한 열을 제어할 수 있는 방열 솔루션의 중요성이 커졌다. 특히 장비 내부의 공간에서 발생하는 고열유속을 효과적으로 외부로 방열시킬 수 있는 연구가 시급한 상태이며 이러한 문제를 해결하기 위한 방법으로 전자 쿨링에 대한 연구가 많이 진행되고 있다.<sup>(1-3)</sup>

기존의 공랭식 강제대류 냉각방식은 열유속 증가에 대처하는 데 어려움이 있으므로 이를 대체할 수 있는 액체 냉각 기술의 개발이 필요하다. 액체 냉각 방식은 공기 냉각에 비해 열전도도 및 Pr 수가 커서 대류열전달에 유리하며, 밀도 및 비열이 크므로 열용량 측면에서도 우수한 장점을 가지고 있다.<sup>(4-5)</sup>

액체 냉각 방식은 비등 열전달을 이용하는 방식으

로 비등 열전달 자체의 효과가 좋기 때문에 지금까지 여러 종류의 열 방출 시스템에 적용되어 왔고 이에 대한 연구도 많이 수행되어 왔다. 풀 비등의 경우 표면이 충분히 과열되면 많은 양의 기포가 발생하고 액체와 기체가 뒤섞이면서 매우 복잡한 열유체 이동 현상이 발생한다. 이런 현상은 작동 유체의 열역학적 성질들에 의해 영향을 받게 된다. 유체와 표면의 상관관계, 상변화, 유동의 복잡성 등으로 인해 풀 비등 현상은 대개 실험실에서 소규모의 실험 장치를 통해 관찰되고 이해되어 왔다.<sup>(6-7)</sup> 한편 산업체에서는 비등 현상 중에 발생하는 열을 계산하기 위해 실험 자료에 근거한 상관식을 이용해왔다. 하지만 전기, 전자 및 통신장비 액체 냉각에 대한 실험 자료는 매우 부족한 실정이다. 따라서 전기, 전자 및 통신장비 액체 냉각에 쓰이는 유체들의 기포의 성장과 이탈에 의한 비등 열전달 현상을 실험적으로 규명하는 것이 필요하다.<sup>(8-9)</sup>

분무 냉각 방식은 액체를 미립화하여 발열면에 직접 충돌시키므로 풀 비등 방식보다 상변화에 의한 열전달이 더욱 향상되어 더 많은 열량을 제거할 수 있어 이와 관련된 연구가 활발히 진행되고 있다.

Mudawar and Valentine<sup>(10)</sup>은 물을 작동 유체로 하여 분무 냉각 실험을 수행하였으며 이 실험을 통하여 작동 유체의 물성 및 분무량에 따른 체적 유속이 열전달 향상에 지배적인 인자임을 제시하였다. Grissom and Wierum<sup>(11)</sup>은 분무 냉각이 일어날 수 있는 표면 온도에 대한 연구를 수행하였고, 단위 면적 당 질량 유량(D)과 분무 냉각 사이의 온도관계를 제시하였으며, Fujimoto et al.<sup>(12)</sup>은 고온 평판에서 분무충돌제트 실험을 수행하여, 액적 크기 및 분사 속도 그리고 액적 수밀도에 관련된

열전달계수를 제시하였다. 또한 Estes and Mudawar<sup>(13)</sup>, Mudawar and Estes<sup>(14)</sup>, Visaria and Mudawar<sup>(15)</sup> 그리고 Lin and Ponnappan<sup>(16)</sup>는 FC-72, FC-87, Methanol, PF-5060 그리고 물을 작동 유체로 하여 분무 액적의 평균 크기와 분무 각도 그리고 분무 유량이 분무 냉각 열전달에 미치는 영향에 대해 실험을 수행하였다. 한편 Silk et al.<sup>(17)</sup>과 Hsieh and Yao<sup>(18)</sup>는 가공을 통한 다양한 형상의 마이크로 핀의 분무 냉각 특성에 관한 연구를 수행하여 마이크로 핀이 분무 냉각 열전달을 향상시키고 있음을 확인하였으나 아직 정확한 메커니즘을 규명해 내지 못하였다. 따라서 좀 더 다양한 표면에서의 연구가 진행되어야 할 것으로 판단된다.

이에 본 연구에서는 현재 널리 사용되고 있는 FC-72를 작동 유체로 하여 열전달 축진 표면인 26 fpi low-fin 표면에서 액적유량밀도 및 분무 액체의 온도 변화에 따른 분무 냉각 데이터를 취하여 통신장비 및 전자부품 산업계가 필요로 하는 기초 자료로 제시하고자 한다.

## 2. 실험장치 및 방법

### 2.1 풀 비등 실험장치

Fig. 1은 분무 냉각 열전달계수를 안전하게 측정할 수 있는 실험장치의 개략도를 나타낸다. 실험 장치는 크게 비등 용기와 외부 응축기로 구성되어 있으며, 비등 용기는 직경 140 mm, 길이 160 mm의 스테인리스 스틸 파이프와 양 끝단의 플랜지를 사용하여 밀폐형으로 제작하였다. 비등 용기에서 열을 받아 증발된 증기는 외부 응축기에 의해 액체로 응축된 뒤 중력에 의해 다시 비등 용기로 순환되도록 하였다. 증기의 응축에 필요한 냉각수는 독립된 정밀 항온조에 의해 정밀하게 온도가 제어되어 외부 응축기의 열교환기로 순환된다. 작동유체는 저장탱크, 필터, 펌프, 열교환기, 유량계를 거쳐 분무노즐에 공급된다. 분무노즐에 공급되는 작동 유체의 온도제어는 독립된 정밀 항온조에 의해 정밀하게 제어된다. 본 실험에서 요구되는 높은 열유속은 시험부 내에 삽입된 직류 전원 공급기(Agilent 6030A, 200V, 17A)에 의해 가열되는 히터로 하였다.

### 2.2 열전달 시험부 제작

본 연구에서는 표면이 매끈한 평판과 열전달 축진 표면인 26 fpi low-fin 표면을 사용하여 임계점 부근의 높은 열유속에서도 비등 열전달계수를 측정할 수 있도록 작은 크기의 평면 열전달 시험부를 제작하였다. Fig. 2는 본 연구에서 사용한 26 fpi low-fin 표면을 측면에서 본 형상과 위에서 본 형상을 나타낸다. Table 1은 본 연구에서 사용한 평판과 26 fpi low-fin 표면의

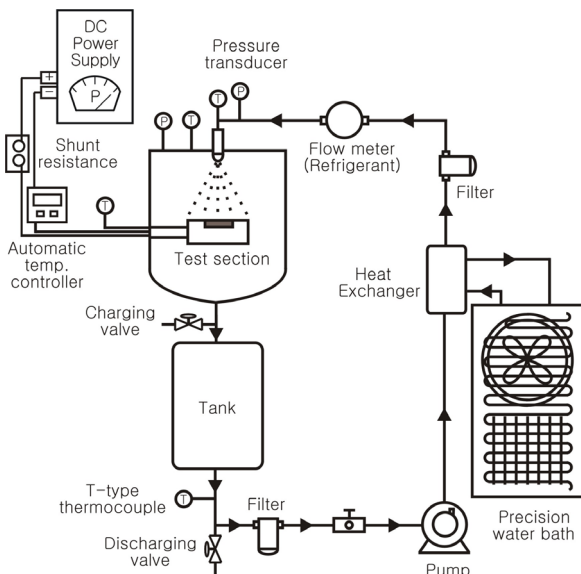


Fig. 1 Schematic of spray cooling test facility.

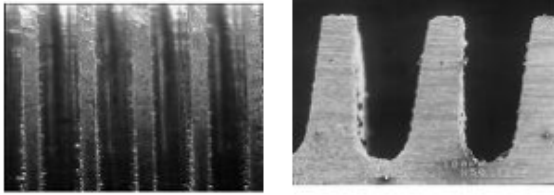


Fig. 2 Side and top views of low-fin surface.

Table 1 Specification of surfaces

| Surface               | Plain | 26 fpi Low-fin |
|-----------------------|-------|----------------|
| Thickness(mm)         | 4     | 4              |
| Fins/in               | -     | 26             |
| Fin height(mm)        | -     | 1.21           |
| Gap(or pore) size(mm) | -     | 0.58           |

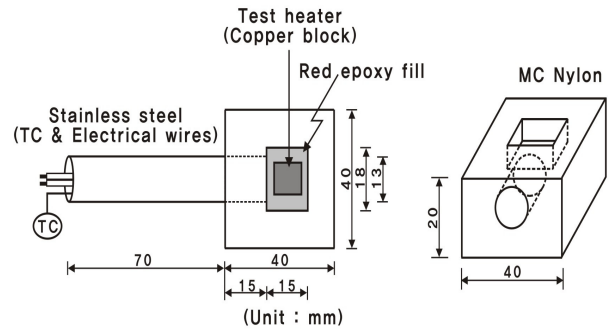
제원을 나타낸다.

Fig. 3은 본 연구에서 제작한 열전달 시험부(9.53 mm × 9.53 mm)를 나타낸다. 열전달 시험부는 크게 비등이 일어나는 구리 판과 그 판에 열을 공급하는 히터로 구성되어 있다. 열전달 히터는 안에 20옴의 니크롬선이 삽입되어 있어 약 3800 kW/m<sup>2</sup> 정도의 열유속까지 낼 수 있는 것으로 선정했다(CGI사, CCR-375-1 모델). 열전달 히터를 직접 액체 냉매에 접촉시킬 수 없기 때문에 본 실험에서는 열전달 히터와 같은 크기로 평평하게 제작한 26 fpi low-fin 표면을 사용하였다. 이렇게 열전달 시험부를 만들기 위해 26 fpi low-fin 표면과 히터를 선정 한 뒤 히터 표면에 은 납을 대고 가열하여 히터와 구리 판을 직접 접합하였다.

열전달계수를 정확하게 측정하기 위해서는 열전달 표면에서의 온도를 정확하게 측정해야 한다. 용접이나 전기 도금의 방법 등으로 열전달 표면에 직접 열전대를 부착시키는 경우에는 표면 조건의 변화로 인해 실제 매끈한 표면에서의 비등 열전달계수를 측정하기 어렵다. 따라서 Fig. 3에서 볼 수 있듯이 본 연구에서는 열전달 표면에 변화를 주지 않고 표면 온도를 정확하게 측정하기 위하여 열전달 히터 위에 부착한 구리 판에 드릴을 이용하여 직경 1.0 mm, 깊이 5.0 mm의 구멍 네 개를 동일한 간격으로 뚫고 그 안에 T-type 열전대가 들어갈 수 있도록 하였다. 이렇게 4개의 열전대를 각각 구멍 안에 넣고 구멍을 은 납으로 채워 빈 공간이 생기지 않게 하였다.

### 2.3 실험방법 및 조건

비등 실험에서 무엇보다 중요한 것은 비등 용기의 밀폐성 확보와 증발온도의 유지이다. 본 실험에서는



Copper block(9.53mm X 9.53mm X 4mm) with 4 thermocouple holes of 1mm diameter, 5mm depth

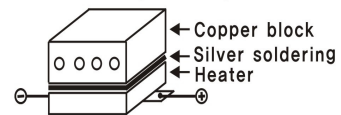


Fig. 3 Flat heater specifications.

질소와 냉매로 비등 용기를 20기압까지 충전한 후 할로젠 디텍터로 가스의 누출을 확인하였다. 문제가 없음이 확인되면 약 두 시간 동안 진공 펌프를 구동한 뒤 실험 할 유체를 충전하였다. 충전이 다 된 후 정밀 온도 제어 항온조를 사용하여 풀 온도를 36°C로 유지하고 열유속 10 kW/m<sup>2</sup>에서부터 실험을 수행하였다. 주어진 열유속에서 정상 상태가 유지되면 비등 열전달 계수를 측정하고 다시 열유속을 10 kW/m<sup>2</sup>씩 증가시키면서 높은 열유속까지 데이터를 측정하였다. 일반적으로 비등 실험은 비등의 히스테리시스(Hysteresis)를 고려하여 열유속을 감소시키면서 데이터를 측정한다. 그러나 본 연구에서는 잘 알려지지 않은 임계 열유속 근방까지의 데이터를 측정하기 위해 열유속을 증가시키면서 실험을 수행하였다.

시스템이 임계 열유속 부근에 도달하면 유동이 안정적으로 유지되지 못하고 순식간에 막 비등으로 넘어가서 히터가 망가지게 되므로 본 연구에서는 히터 표면의 온도를 1초마다 측정하여 온도가 100°C 이상이 되면 자동으로 히터의 전원이 차단되도록 하였다. 따라서 본 실험에서 유체의 임계 열유속은 히터 표면의 온도가 급격하게 증가하여 히터의 전원이 차단되는 시점으로 결정하였다.

실험이 끝난 뒤에는 작동 유체를 빈 용기에 회수한 후 열전달 시험부를 비등 용기에서 분리하고 비등 용기를 분해하여 아세톤 등의 세정제를 이용해 깨끗이 닦아내고 유체를 바꾸어 다시 위의 과정을 반복하여 실험을 수행하였다. 또한 비등 열전달계수가 표면 불결 효과의 영향을 크게 받으므로 본 연구에서는 유체를 교체할 때마다 열전달 시험부 표면을 아세톤 등으로 세척하여 표면 조건을 항상 균일하게 유지하면서

실험을 수행하였다.

### 2.4 실험 데이터의 처리

본 실험에서 열전달계수는 간단한 에너지 방정식을 사용하여 구하였다. 열전대가 설치된 열전달 표면에서의 국부 열전달계수는 식(1)에 의해서 결정된다.

$$h = \frac{Q/A}{(T_{wall} - T_{sat})} \quad (1)$$

여기서  $h$ ,  $A$ ,  $T_{wall}$ ,  $T_{sat}$ 는 각각 열전달계수(W/m<sup>2</sup>K), 열전달 면적(m<sup>2</sup>), 열전달 시험부 표면 온도 그리고 실험 유체의 포화온도이다. 실제 열전달 튜브의 표면은 열전대 삽입 구멍으로부터 2 mm 떨어져 있으므로 식(1)의 온도  $T_{wall}$ 는 측정된 온도  $T_{th}$ 를 식(2)에 있는 1차원 열전도 방정식으로 보정하여 결정할 수 있다.

$$T_{wall} = T_{th} - \frac{Q}{A} \left[ \frac{L}{k} \right] \quad (2)$$

여기서  $T_{th}$ ,  $L$ ,  $k$ 는 각각 열전대로 측정된 온도(°C), 열전달 시험부에서 열전대 홈까지의 두께(m), 열전달 시험부의 열전도도(W/m · K)이다. 식(2)을 이용하여 열전달 시험부 표면 온도를 보정한 결과 열유속이 200 kW/m<sup>2</sup> 이상일 경우에는 온도차가 1°C 이상 차이가 나므로 열전달계수를 결정하는 데 크게 영향을 미쳐 무시할 수 없음을 알 수 있다.

본 실험에서 발생한 실험 데이터의 불확실성을 결정하기 위해 Kline and McClintock<sup>(19)</sup>이 제안한 방법을 적용하였으며 두 표면에서 2.4% 이하인 것으로 나타났다. 또한 한 유체에 대해 반복 실험을 한 결과 실험 데이터의 재현율은 5% 이내로 나타났다.

## 3. 실험결과 및 고찰

### 3.1 타 연구자의 데이터와 비교

Fig. 4는 데이터의 신뢰성을 확인하기 위해 평판을 사용하여 분무 액체의 온도를 26.0, 33.5 °C로 설정하고 액

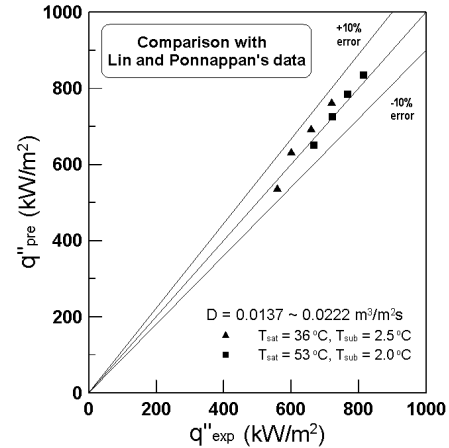


Fig. 4 Comparison of present data against Lin and Ponnappan's<sup>(16)</sup> data.

적유량밀도를 0.0137~0.0212 m<sup>3</sup>/m<sup>2</sup>s의 범위에서 변화시켜 FC-72의 분무 냉각 임계 열유속을 Lin and Ponnappan<sup>(16)</sup>의 분무 냉각 임계 열유속과 비교한 것이다. Fig. 4에서 볼 수 있듯이 모든 액적유량밀도에서의 임계 열유속은 평균 5% 이내에서 Lin and Ponnappan<sup>(16)</sup>의 실험과 일치하였다. 이 같은 비교를 통해 실험 데이터의 신뢰성을 확인할 수 있었다.

### 3.2 26 fpi low-fin 표면을 이용한 임계 열유속 향상

Table 2는 FC-72 냉매의 과냉도 및 액적유량밀도의 변화에 따른 26 fpi low-fin 표면에서 측정된 임계 열유속을 평판(plain surface)과 비교한 것이다. 또한 Fig. 5~ Fig. 8은 과냉도 및 액적유량밀도의 변화에 따른 평판과 26 fpi low-fin 표면에서 측정된 분무 냉각 비등 곡선과 임계 열유속을 나타낸다. 이 그림들을 통해 알 수 있듯이 두 과냉도에서 26 fpi low-fin 표면에서 측정된 임계 열유속은 평판에서 측정된 임계 열유속보다 최고 120%까지 향상되었다.

26 fpi low-fin 표면에서의 임계 열유속이 평판에 비해 크게 증가를 보이는 이유는 26 fpi low-fin 표면의

Table 2 Comparison of CHF(kW/m<sup>2</sup>)of tested refrigerant on 26 fpi Low-fin surface against plain surface

| D<br>(m <sup>3</sup> /m <sup>2</sup> s) | Tsub = 3.0°C                  |                                 |              | Tsub = 10.0 °C                |                                 |              |
|---|-------------------------------|---------------------------------|--------------|-------------------------------|---------------------------------|--------------|
|   | Plain<br>(kW/m <sup>2</sup> ) | Low-fin<br>(kW/m <sup>2</sup> ) | Diff.<br>(%) | Plain<br>(kW/m <sup>2</sup> ) | Low-fin<br>(kW/m <sup>2</sup> ) | Diff.<br>(%) |
| 0.0137                                  | 560                           | 1200                            | 114.3        | 600                           | 1240                            | 106.7        |
| 0.0167                                  | 600                           | 1240                            | 106.7        | 660                           | 1400                            | 112.1        |
| 0.0183                                  | 660                           | 1400                            | 112.1        | 720                           | 1460                            | 102.8        |
| 0.0212                                  | 720                           | 1580                            | 119.4        | 760                           | 1620                            | 113.2        |

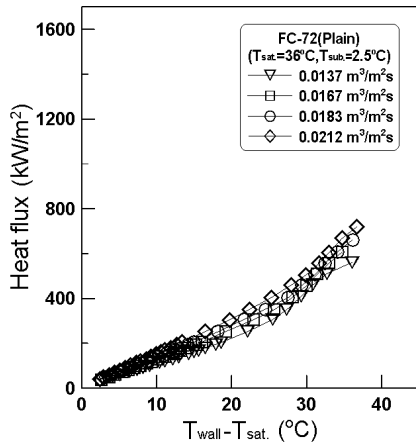


Fig. 5 Spray cooling data up to CHF for various flow velocities on a plain surface.

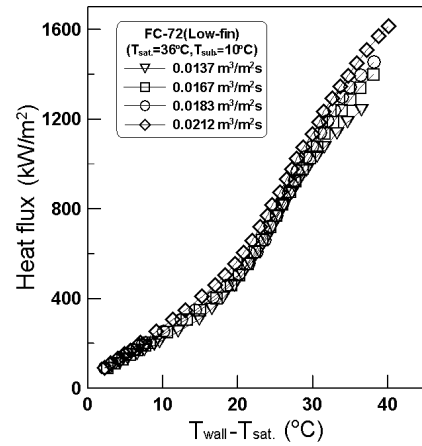


Fig. 8 Spray cooling data up to CHF for various flow velocities on a low-fin surface.

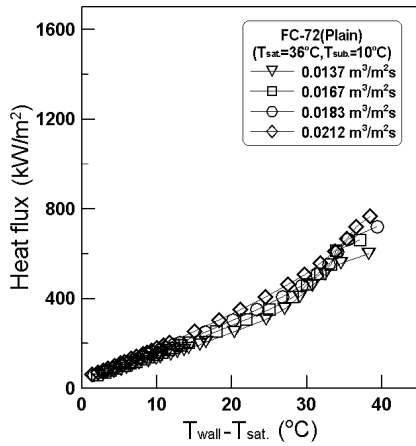


Fig. 6 Spray cooling data up to CHF for various flow velocities on a plain surface.

형상에 기인한다. low-fin 표면의 평판과 비교하여 열전달 면적을 약 20% 증가시켜 열전달 성능을 향상시키기 위한 목적으로 제작되었다. 임계 열유속은 열전달 표면에서 기포가 이탈되지 못하고 액체 상태의 작동 유체가 열전달 표면에 원활하게 공급되지 못할 경우 순식간에 발생하게 되는데 low-fin 표면은 열전달 표면에서 기포가 원활하게 이탈되고 액체 상태의 유체가 원활하게 공급될 수 있는 구조로 되어 있어 임계 열유속을 크게 증가시킨 것으로 사료된다.

### 3.3 26 fpi Low-fin 축진 표면에서의 열전달계수 비교

Fig. 9~Fig. 12는 과냉도 및 액적유량밀도의 변화에 따른 평판과 26 fpi low-fin 표면에서 측정한 임계 열유속

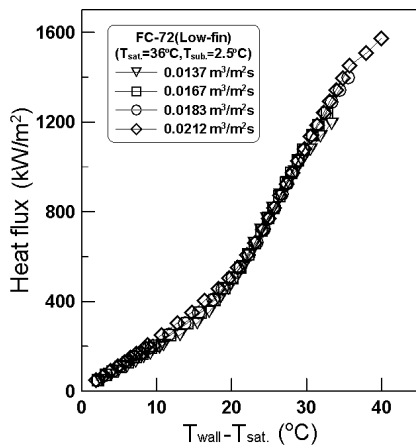


Fig. 7 Spray cooling data up to CHF for various flow velocities on a low-fin surface.

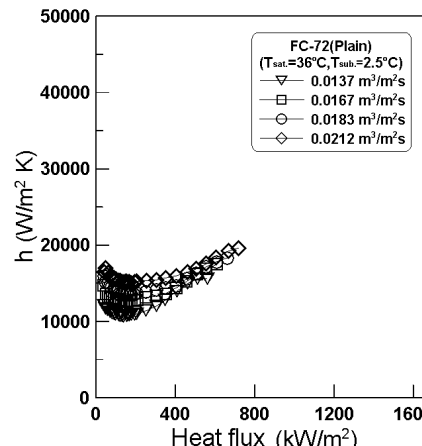


Fig. 9 Spray cooling data up to HTCs for various flow velocities on a plain surface.

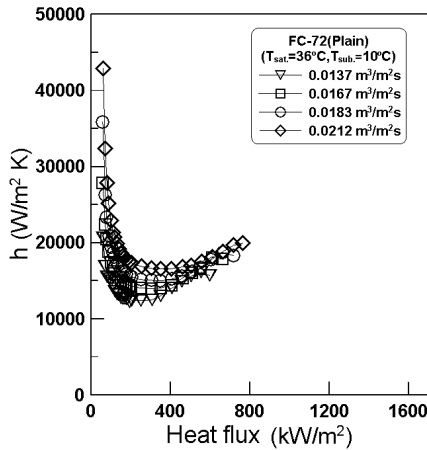


Fig. 10 Spray cooling data up to HTC for various flow velocities on a plain surface.

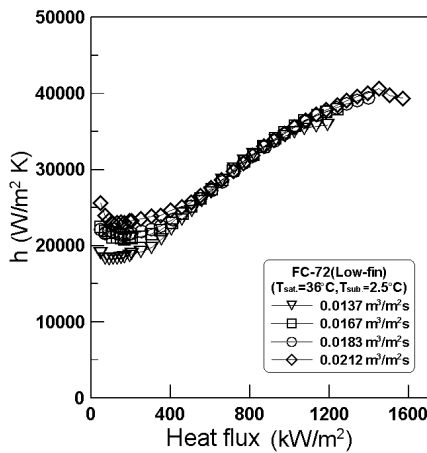


Fig. 11 Spray cooling data up to HTC for various flow velocities on a low-fin surface.

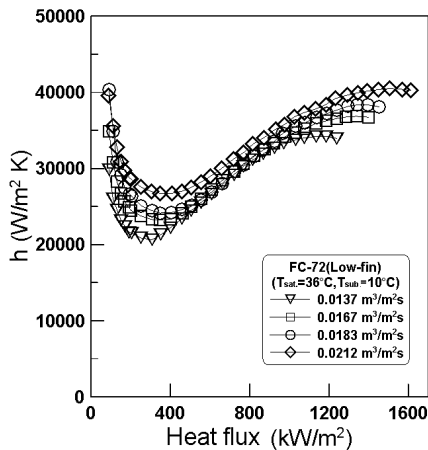


Fig. 12 Spray cooling data up to HTC for various flow velocities on a low-fin surface.

속까지의 열전달계수를 각각 나타낸다.

26 fpi low-fin 표면에서 액적유량밀도의 변화에 따른 열전달계수는 평판에서의 경향과 비슷하게 액적유량밀도가 증가할수록 높게 나타났다. Gorenflo and Fath<sup>(20)</sup>는 low-fin 표면에서의 열전달계수의 성능 증대를 핀 표면에서의 냉매의 증발과 핀 사이에 흐르는 이상 상태의 대류 열전달이라는 두 가지 인자로 설명했는데 이 두 가지 요인의 활성화로 인해 열유속이 증가함에 따라 비등 열전달계수도 증가하게 되는 것으로 사료된다. 그러나 열유속이 계속 증가하여 임계 열유속에 가까워지면 열전달계수가 감소하는 것을 알 수 있다. 이는 임계 열유속 근처에서 핵 비등이 거의 끝나기 때문이다. 이 상태에서는 높은 열유속에 의해 열전달 표면에서의 기포의 밀도가 증가하고 왕성하게 이탈되는 기포에 의해 액체 상태의 유체가 원활히 공급되지 못한다. 따라서 핵 비등에 의해 제거해야 할 높은 열유속을 제거하지 못해 열전달계수가 감소하는 것으로 사료된다.

#### 4. 결 론

본 연구에서는 평판과 26 fpi low-fin 표면을 사용하여 FC-72 유체를 이용해 임계 열유속 근방까지 액적유량밀도의 변화에 따른 분무냉각 실험을 수행하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 평판과 26 fpi low-fin 표면에서 측정된 임계 열유속은 액적유량밀도가 높아짐에 따라 증가하였다. 이는 액적유량밀도가 분무냉각에 큰 영향을 미치는 인자임을 알 수 있다.
- (2) 평판과 26 fpi low-fin 표면에서 측정된 임계 열유속은 과냉도가 커짐에 따라 증가하였으나 과냉도의 효과는 크지 않은 것으로 사료된다.
- (3) 26 fpi low-fin 표면의 경우 임계 열유속이 평판에 비해 최대 120%까지 증가하였다.
- (4) 26 fpi low-fin 표면은 열전달 표면에서 기포가 원활하게 이탈되고 액체 상태의 유체가 원활하게 공급될 수 있는 구조로 되어 있어 임계 열유속을 크게 증가시킨 것으로 사료된다.

#### 후 기

본 연구는 국토해양부가 지원하는 “해양심층수의 에너지 이용기술 개발” 성과 중 일부이며, 지원에 감사드립니다.

#### 참고문헌

1. Moon, S. H., Hwang, G., Kang, S. Y., and Cho, K.

- I., 2010, Development of Small Flat Plate Type Cooling Device, Korean J. of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 22, No. 9, pp. 614-619.
2. Bhowmik, H., Tso, C. P., Tou, K. W., and Tan, F. L., 2005, Convection heat transfer from discrete heat sources in a liquid cooled rectangular channel, J. of Applied Thermal Engineering, Vol. 25, No. 16, pp. 2532-2542.
3. Agwu Nnanna, A. G., 2006, Application of refrigeration system in electronics cooling, J. of Applied Thermal Engineering, Vol. 26, No. 1, pp. 18-27.
4. Kim, Y. H., Kim, C., Lee, K. J. and Kim, Y. C., 2006, An Experimental Study on Boiling Heat Transfer of PF5060 on the Shape and Orientation of Micro-fin Surfaces, Trans. Korean Soc. Mech. Eng. B, Vol. 30, No. 1, pp. 74-81.
5. Kim, T. G., Kim, Y. H., and Lee, K. J., 2006, Characteristics of Cooling for the Adjacent Double Micro-Porous Coated Surfaces in PF5060, Trans. Korean Soc. Mech. Eng. B, Vol. 30, No. 7, pp. 646-655.
6. Park, K. J. and Jung, D., 2008, Pool boiling heat transfer coefficients up to critical heat flux, Korea Journal Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 20, No. 9, pp. 571-580.
7. Lee, Y. and Jung, D., 2011, Pool boiling heat transfer coefficients up to critical heat flux on low-fin and turbo-B surfaces, Korea Journal Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 23, No. 3, pp. 179-187.
8. Hsu, Y. Y. and Graham, R. W., 1976, Transport Processes in Boiling and Two-Phase System, Hemisphere Publishing Company, Washington, D. C.
9. Van Stralen, S. J. D., 1968, The Growth Rate of Vapor Bubbles in Superheated Pure Liquid and Binary Mixtures, International Journal of Heat Mass Transfer, Vol. 11, pp. 1467-1512.
10. Mudawar, I. and Valentine, W. S., 1989, Determination of the local quench curve for spray-cooled metallic surfaces, Journal of Heat Treating, Vol. 7, No. 2, pp. 107-121.
11. Grissom, W. M. and Wierum, F. A., 1981, Liquid spray cooling of a heated surface, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 24, No. 2, pp. 261-271.
12. Fujimoto, H., Hatta, N. Asakawa, H., and Hashimoto, T., 1997, Predictable modeling of heat transfer coefficient between spraying water and a hot surface above the Leidenfrost temperature, ISIJ International, Vol. 37, No. 5, pp. 492-497.
13. Estes, K. A. and Mudawar, I., 1995, Correlation of Sauter Mean Diameter and Critical Heat Flux for Spray Cooling of Small Surfaces, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 38, pp. 2985-2996.
14. Mudawar, I. and Estes, K. A., 1996, Optimizing and Predicting CHF in Spray Cooling of a Square Surface, ASME J. of Heat Transfer, Vol. 118, pp. 672-679.
15. Visaria, M. and Mudawar, I., 2008, Theoretical and Experimental Study of Effects of Spray Inclination on Two-Phase Spray Cooling and Critical Heat Flux, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 51, pp. 2398-2410.
16. Lin, L. and Ponnappan, R., 2003, Heat transfer characteristics of spray cooling in a closed loop, Int. J. of Heat and Mass transfer, Vol. 46, pp. 3737-3746.
17. Silk, E. C., Kim, J., and Kiger, K., 2006, Spray Cooling of Enhanced Surfaces (Impact of Structured Surface Geometry and Spray Axis Inclination), International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 49, pp. 4910-4920.
18. Hsieh, C. C. and Yao, S. C., 2006, Evaporative Heat Transfer Characteristics of a Water Spray on Micro-Structured Silicon Surfaces, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 49, pp. 962-974.
19. Kline, S. J. and McClintock, F. A., 1953, Describing uncertainties in single-sample experiments, Mechanical Engineer, Vol. 75, pp. 3-8.
20. Gorenflo, D. and Fath, W., 1987, Pool boiling heat transfer on the outside of finned tubes at high saturation pressures, Proc. 17th Int. Congr. Refrig., pp. 955-960.