

## 히트파이프 응축부의 초음파 분무냉각에 관한 실험적 연구

김 영 찬<sup>†</sup>, 한 양 호<sup>\*</sup>

안동대학교 기계공학부, \*안동대학교 대학원

### An Experimental Study on Ultrasonic Spray Cooling of Heat Pipe Condenser

Yeung-Chan Kim<sup>†</sup>, Yang-Ho Han<sup>\*</sup>

School of Mechanical Engineering, Andong National University, Andong 760-749, Korea

<sup>\*</sup>Graduate School of Mechanical Engineering, Andong National University, Andong 760-749, Korea

(Received August 6, 2003; revision received December 2, 2003)

**ABSTRACT:** In this study, the spray cooling heat transfer and working characteristics of the screen wick heat pipe with ultrasonic spray cooling system in condenser were experimentally investigated. The heat pipe was made of copper tube 300 mm long with inner diameter of 11.1 mm. The evaporator and condenser lengths of heat pipe were 40, 200 mm and the wick structure consists of two layer of 100 mesh copper screen. The experimental results show that the ultrasonic spray cooling increases the heat transfer rate on the condenser surface, and the total thermal resistance of heat pipe system decreases remarkably. A comparison is made for the two working fluids, water and ethanol. The surface temperature of the ethanol tube in evaporator section becomes higher than that of the water tube. Thus, the experimental result shows that water is more useful than ethanol as the working fluid because of increasing the operational limit within this experimental conditions.

**Key words:** Heat pipe(히트파이프), Screen wick(스크린 워), Ultrasonic spray cooling(초음파 분무냉각), Thermal resistance(열저항), Heat transfer(열전달)

#### 기 호 설 명

$A$  : 면적 [ $m^2$ ]

$G$  : 분무유량밀도 [ $kg/m^2h$ ]

$h$  : 열전달계수 [ $W/m^2K$ ]

$k$  : 열전도계수 [ $W/mK$ ]

$L$  : 길이 [ $m$ ]

$Q$  : 열부하 [ $W$ ]

$R$  : 열저항 [ $K/W$ ]

$r_i$  : 히트파이프의 내경 [ $m$ ]

$r_o$  : 히트파이프의 외경 [ $m$ ]

$T_{mc}$  : 응축부 표면의 평균 온도 [ $^{\circ}C$ ]

$T_{me}$  : 증발부 표면의 평균 온도 [ $^{\circ}C$ ]

$T_{\infty}$  : 주위의 온도 [ $^{\circ}C$ ]

$U$  : 분무액적의 충돌속도 [ $m/s$ ]

$\Delta i$  : 엔탈피 차이 [ $J/kg$ ]

#### 하첨자

$a$  : 단열부

$c$  : 응축부

$e$  : 증발부

<sup>†</sup> Corresponding author

Tel.: +82-54-820-6013; fax: +82-54-820-5092

E-mail address: yeung@andong.ac.kr

- $l$  : 액체  
 $v$  : 증기  
 $w$  : 워  
 $\infty$  : 주위

## 1. 서론

히트파이프는 밀폐된 용기 내에 작동유체를 주입한 후 양쪽 단에 온도차를 부여함으로써 작동유체의 증발과 응축을 반복하여 별도의 외부 동력없이 열을 전달시킬 수 있는 열수송기구이다. 일반적으로 히트파이프는 냉각부에서 응축된 액체를 가열부로 환류시키는 방법에 따라 워(wick) 히트파이프와 중력식 히트파이프로 나눌 수 있으며, 히트파이프의 열수송 성능은 주로 워의 구조, 작동액체, 가열부에서의 증발 또는 비등열전달, 냉각부에서의 응축열전달 등에 좌우되는 것으로 알려져 현재까지 이에 대한 많은 연구가 수행되어 왔다.<sup>(1-3)</sup> 특히 워 히트파이프의 경우, 열수송 한계를 결정하는 모세관력은 워의 구조 및 형상에 좌우되는 것으로 알려져 있으며, 주로 스크린형(screen type), 그루브형(groove type), 소결 금속형(sintered metal) 등이 많이 이용되고 있다. 이러한 일련의 연구들을 통하여 히트파이프의 작동특성과 열전달특성에 대한 많은 정보를 얻을 수 있게 되었으며, 전자장비를 비롯한 각종 장비의 냉각시스템의 설계에 유익하게 활용될 수 있을 것으로 기대된다.

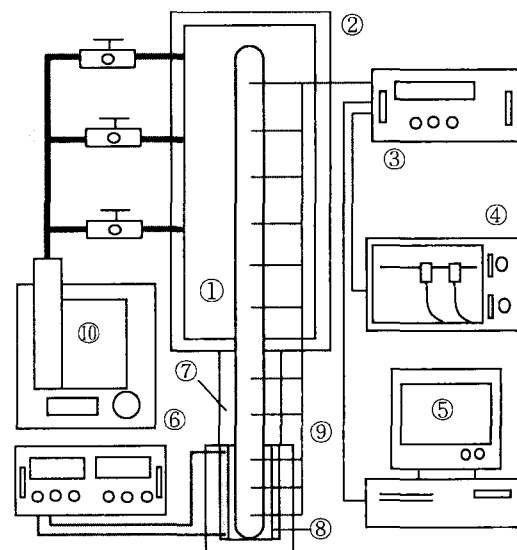
그러나 히트파이프는 단지 열수송기구로서의 역할을 수행할 뿐이며 그 자체로서 방열 또는 냉각 기능을 가지지 못하기 때문에 히트파이프를 효과적으로 활용하기 위해서는 가열부에서 응축부로 전달된 열을 효과적으로 제거할 필요가 있다. 현재까지는 주로 환을 이용한 자연대류 또는 강제대류 냉각방식이 주종을 이루고 있으나 공기냉각의 경우 낮은 열전달계수로 인해 냉각시스템의 설계에 있어 많은 제약이 따르고 있는 실정이다.

본 연구에서는 응축부로 전달된 열을 효과적이고 적극적으로 제거하기 위해 미립화된 액적을 응축부에 분무할 경우에 대해 히트파이프의 작동특성을 실험적으로 연구하였다. 미립화된 액체를 고온의 물체에 분무함으로써 액체의 잠열이동을 이용하여 물체를 냉각시키는 분무냉각은 냉각성능과 냉각제어성이 우수하여 철강제조업, 경수로

냉각장치를 비롯한 많은 공업 분야에 활용되고 있으며 이에 대한 많은 연구가 진행되고 있는 것으로 생각되지만,<sup>(4-7)</sup> 히트파이프의 응축부 냉각장치로서 활용을 목적으로 연구된 사례는 그리 많지 않은 것으로 생각된다. 본 연구에서는 내경 11.1 mm의 스크린 워 히트파이프를 대상으로 응축부를 초음파 진동에 의해 발생하는 미세 분무 액적을 이용하여 냉각시킬 경우에 대한 실험을 수행하였다. 그리고 동일한 크기의 열사이폰에 대한 실험결과와 상호 비교하였다.

## 2. 실험장치 및 방법

실험장치의 개략도를 Fig. 1에 나타내었다. 본 연구에서는 외경 12.7 mm, 내경 11.1 mm, 길이 300 mm의 구리관에 물, 에탄올을 각각 주입하여 진공 배기한 스크린 워 히트파이프를 대상으로 실험을 수행하였다. 워는 2겹의 100 mesh copper screen으로 구성하였다. 증발부, 단열부 및 응축부의 길이는 각각  $L_e=40$  mm,  $L_a=60$  mm,  $L_c=200$  mm로 설정하여 실험을 수행하였으며, 증발부에는 니켈합금의 열선( $12.64 \Omega/m$ )을 등 간격으로



- |                    |                           |
|--------------------|---------------------------|
| ① Copper heat pipe | ② Cooling jackets         |
| ③ Data logger      | ④ Pen recorder            |
| ⑤ Computer         | ⑥ Power supply            |
| ⑦ Insulation       | ⑧ Coil heater             |
| ⑨ Thermocouple     | ⑩ Ultrasonic spray system |

Fig. 1 Schematic of experimental apparatus.

로 감아 균일한 열유속 조건으로 열부하를 가할 수 있도록 하였다. 본 실험에서 증발부 및 단열부는 단열성이 우수한 재료를 이용하여 단열처리 하였으나, 실험시에 증발부 및 단열부의 단열재를 통해서도 어느 정도의 열손실이 발생하고 있음을 알 수 있었다. 이러한 열손실은 단열재의 두께 및 열전도계수, 단열재 내외측의 온도분포 등을 이용하여 계산하였으며, 이 열손실을 제외한 값을 증발부에서의 순수한 열부하로 정하였다. 작동액체의 종류는 상술한 바와 같이 물, 에탄올 2종류를 대상으로 하였으며, 주입량은 13%로 하여 히트파이프가 수직상태를 유지할 경우 작동유체의 높이와 증발부의 길이를 거의 동일하게 하였다.

또한 히트파이프는 수평면으로부터의 기울기가 90°(수직), 45°, 5° 각도를 유지한 상태에 있어서 각각 실험을 수행하여 기울기 변화에 의한 작동특성을 비교하였다. 응축부는 일정한 온도의 공기와 초음파에 의해 발생하는 분무액적에 의해 각각 냉각될 수 있도록 장치를 구성하였으며 응축부를 분무액적으로 냉각시킬 경우에 있어서는 Fig. 1에 나타낸 바와 같이 내경 30mm의 원통형 아크릴제 냉각재킷에 초음파 진동으로 생성된 미세액적을 공급하여 냉각을 실시하였다. 초음파 진동으로 생성된 분무액적의 직경은 진동자의 성능에 따라 좌우되지만 일반적으로 약 10 μm 전후의 아주 미세한 액적을 발생시키는 것으로 알려져 있다. 본 연구에서는 단위시간당 아크릴제 냉각재킷에 공급되는 액적의 부피와 온도만을 측정하였으며, 액적의 직경은 별도로 측정하지는 않았다. 실험시에는 증발부의 열선에 공급된 전력을 측정하는 것 이외에 증발부와 단열부, 응축부에 각각 3개, 2개, 5개의 열전대(K type, 직경 0.15 mm) 측정점을 설치하여 표면온도의 변화를 관찰하였다.

3. 실험결과 및 고찰

워 히트파이프의 열수송한계는 모세관한계, 음속한계, 비등한계, 비산한계 등에 의해 결정되나, 일반적으로 워의 모세관한계에 의해 거의 열수송 성능이 좌우되는 것으로 알려져 있다. 즉, 증발부와 응축부에서의 상변화에 따르는 압력손실을 무시할 경우 모세관한계에 의한 히트파이프의 작동

조건은 아래와 같다.

$$\Delta P_c \geq \Delta P_v + \Delta P_l + \Delta P_x + \Delta P_r \quad (1)$$

여기서,  $\Delta P_c$ ,  $\Delta P_v$ ,  $\Delta P_l$ ,  $\Delta P_x$ ,  $\Delta P_r$ 는 각각 모세관 압력차, 증기의 압력손실, 응축액의 압력손실, 축방향 체적력에 의한 압력손실, 원주방향 체적력에 의한 압력손실을 나타낸다. 본 실험에서는 히트파이프의 모세관한계 열유속을 이론적으로 계산한 결과를 참고하여 열부하를 조절하였으며 모세관한계의 이론적 계산에 있어서 워의 투과율, 공극률 등의 결정은 문헌<sup>(1,2)</sup>을 참고하였다.

Fig. 2에는 작동유체가 물이고 기울기가 5° 정도로 설치된 히트파이프의 응축부를 초음파 분무류를 이용하여 냉각할 경우의 표면온도를 측정한다 대표적인 실험결과를 나타내었다. 단, 그림에 나타낸 표면온도는 정상상태에 도달한 후의 온도분포를 나타내었으며, 히트파이프의 증발부에 열부하를 가한 후 정상상태에 도달하기까지의 시간은 실험조건에 따라 각기 다르지만 평균적으로 10~30분 정도의 시간이 소요되었다. 또한 실험시 증발부의 표면온도와 작동유체의 포화온도와의 차이  $\Delta T_{sat}(T_e - T_{sat})$ 가 약 50°C 이상으로 증발부가 가열될 경우 워 내부에서 비등현상이 발생하여 증발부의 온도가 급상승할 것으로 예측되기 때문에 이 조건에서는 실험을 중단하였다. 그림에 나타낸 바와 같이 물을 작동유체로 사용할 경우 32 watt 정도의 열부하를 가할 경우 증발부의

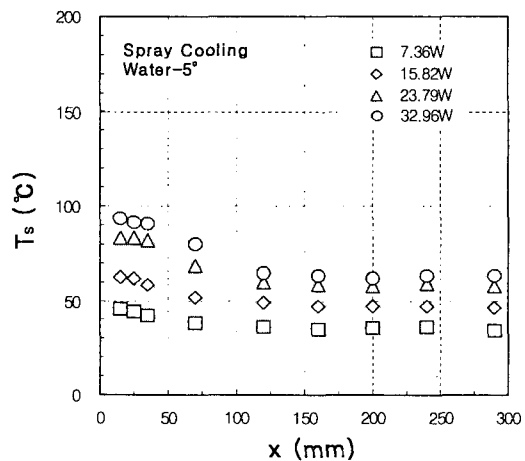


Fig. 2 Wall temperature profile of heat pipe.

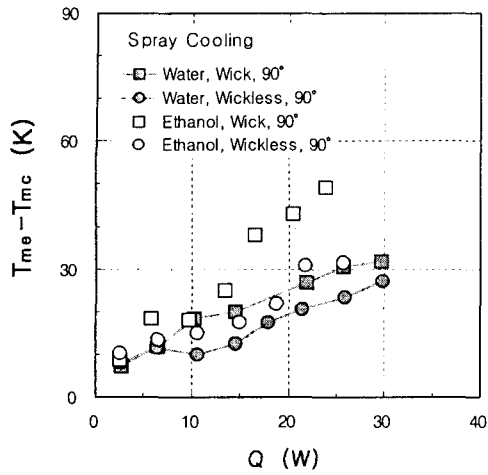


Fig. 3 Wall temperature difference of heat pipe.

표면온도가 90℃ 정도를 유지하고 있으며 응축부와의 온도차는 실험조건에 따라 5~30℃ 정도를 나타내고 있음을 알 수 있다.

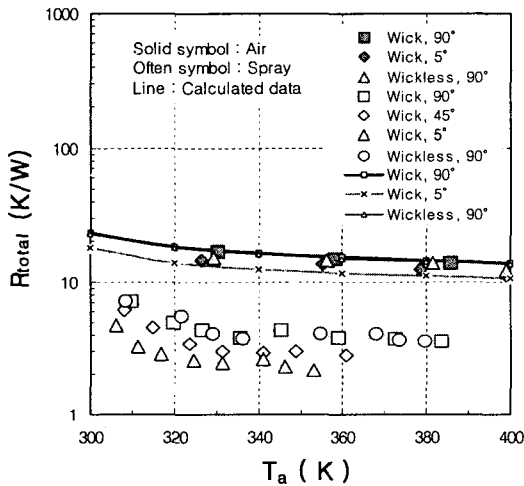
Fig. 3에는 증발부와 응축부의 평균적인 온도차이 ( $T_{me} - T_{mc}$ )와 증발부에 가해진 열부하와의 관계를 나타내었다. 증발부와 응축부의 평균 온도차이는 열부하가 증가할수록 증가하고 있으며 작동유체가 물인 경우 약 5~30℃ 정도를 나타내며 에탄올의 경우 이보다 조금 높은 5~50℃ 정도의 온도차이를 나타내고 있음을 실험결과로부터 알 수 있다. 이는 동일한 열부하 조건에서 물을 작

동유체로 사용할 경우가 히트파이프 자체의 열저항이 감소되어 양단의 온도차이가 낮게 되는 것으로 판단된다. 또한 그림에는 히트파이프 내부에 Wick이 삽입된 경우와 삽입되지 않은 열사이폰형 히트파이프에 대한 실험결과를 함께 나타내었으며, 열사이폰형 히트파이프의 경우가 양단의 온도차이가 비교적 작게 나타나는 것을 알 수 있다. 이는 히트파이프 내부에 삽입된 Wick 구조가 히트파이프의 열저항을 증가시키기 때문인 것으로 판단된다. 또한 그림에서 알 수 있듯이 물보다 에탄올을 작동유체로 사용하였을 경우가 Wick의 효과가 크게 나타나고 있으며, 이는 에탄올의 열전도계수가 물보다 낮아 Wick의 유효 열전도계수에 크게 영향을 미치기 때문인 것으로 판단된다.

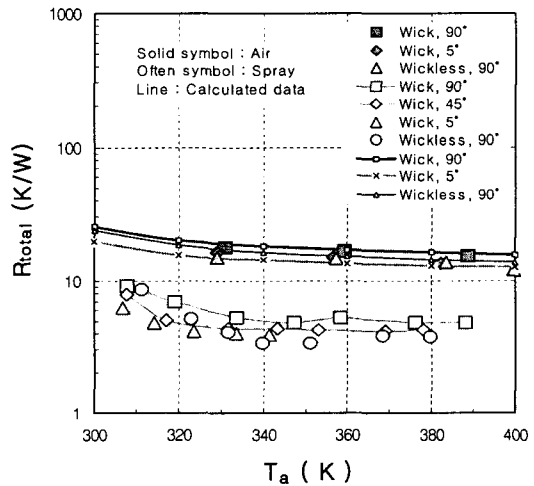
Fig. 4에는 히트파이프 시스템의 전체 열저항  $R_{total}$ 과 단열부의 온도  $T_a$ 와의 관계에 대한 실험결과를 나타내었다. 또한 그림에는 자연대류 냉각방식을 이용할 경우에 대한 이론적 계산결과를 함께 나타내어 상호 비교하였다. 단, 그림에 나타난 전체 열저항  $R_{total}$ 에 관한 실험값은 아래의 식을 이용하여 계산하였다.

$$R_{total} = \frac{\Delta T_{total}}{Q} \quad (2)$$

여기서  $\Delta T_{total}$ 은 증발부의 표면온도 평균값  $T_{me}$



(a) Working fluid: water



(b) Working fluid: ethanol

Fig. 4 Thermal resistance of heat pipe system.

과 응축부의 주위온도  $T_\infty$ 와의 온도차이를 나타낸다. 또한 히트파이프 시스템의 전체 열저항  $R_{total}$ 은 단열부에서의 열저항을 무시할 경우, 일반적으로 다음과 같은 식을 이용하여 계산할 수 있다.

$$R_{total} = R_{pe} + R_{we} + R_{ie} + R_{ic} + R_{wc} + R_{pc} + R_{\infty} \quad (3)$$

여기서,  $R_{pe}$ 은 히트파이프 증발부의 전도열저항,  $R_{we}$ 는 워의 전도열저항,  $R_{ie}$ 는 작동유체의 상변화에 의한 증발열저항,  $R_{ic}$ 는 응축부의 응축열저항,  $R_{wc}$ 는 응축부 워의 전도열저항,  $R_{pc}$ 는 히트파이프 응축부의 전도열저항,  $R_{\infty}$ 는 응축부 표면에서의 대류 열저항을 나타내며, 각각 아래의 식으로 나타낼 수 있다.

$$R_{pe} = \frac{\ln(r_o/r_i)}{2\pi k L_e}, \quad R_{pc} = \frac{\ln(r_o/r_i)}{2\pi k L_c}$$

$$R_{we} = \frac{\ln(r_{wo}/r_{wi})}{2\pi k_{eff} L_e}, \quad R_{wc} = \frac{\ln(r_{wo}/r_{wi})}{2\pi k_{eff} L_c}$$

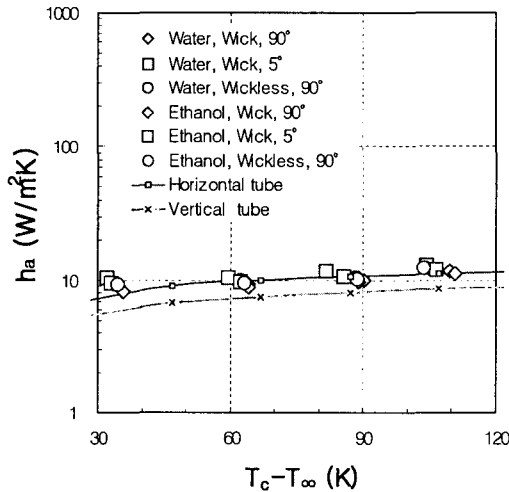
$$R_{ie} = \frac{1}{h_{ie} A_{ve}}, \quad R_{ic} = \frac{1}{h_{ic} A_{vc}}$$

$$R_{\infty} = \frac{1}{h_{\infty} A_c}$$

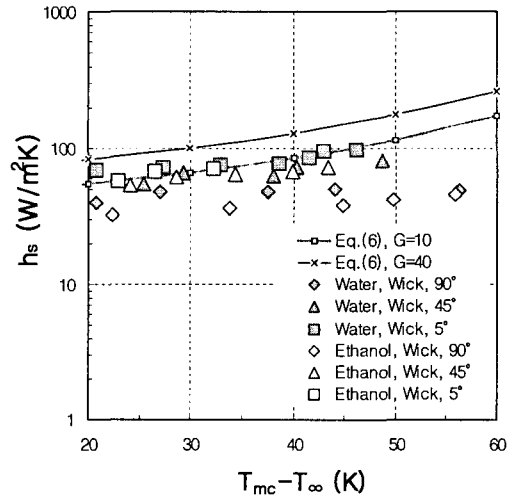
위 식에서  $k_{eff}$ 는 워의 유효 열전도계수이며 다음의 식으로 계산할 수 있다.<sup>(1)</sup>

$$k_{eff} = \frac{k_l \{k_l + k_w - (1 - \varepsilon)(k_l - k_w)\}}{k_l + k_w - (1 - \varepsilon)(k_l - k_w)} \quad (4)$$

Fig. 4에 나타낸 전체 열저항의 계산에 있어서 응축부와 증발부의 상변화에 관한 열전달계수  $h_{ie}$ ,  $h_{ic}$ 의 값은 Imura et al.<sup>(3)</sup>의 연구결과를 활용하였다. 또한 응축부 외부에서의 자연대류 열전달계수  $h_a$ 는 수평원통의 경우는 Morgan<sup>(9)</sup>의 연구결과를, 수직원통의 경우 Fujii et al.<sup>(10)</sup>의 연구결과를 이용하여 계산하였다. 공기냉각을 대상으로 한 실험결과와 계산결과는 그 경향이 잘 일치하고 있으며, 히트파이프 시스템의 전체 열저항은 공기냉각보다 분무냉각을 이용할 경우가 현저히 작아지고 있음을 잘 알 수 있다. 또한 수평상태를 유지한 히트파이프의 전체 열저항이 수직일 경우보다 낮게 유지되고 있으며, 이러한 경향은 분무냉각에서도 분명히 나타나고 있음을 알 수 있다. 이는 자연대류에서 뿐만 아니라 분무류를 이용하여 물체를 냉각할 경우에 있어서도 수직원통보다는 수평원통에서 대류 열전달이 더욱 활발하기 때문인 것으로 판단된다. 특히 분무류를 이용할 경우 분무액적이 고온 물체 표면에 충돌할



(a) Air cooling,  $T_\infty = 20^\circ\text{C}$



(b) Spray cooling,  $T_\infty = 20^\circ\text{C}$

Fig. 5 Heat transfer coefficient on heat pipe condenser surface.

확률은 기울기가 수평에 가까울수록 더욱 증가하여 분무냉각 열전달계수를 증대시키는 것으로 알려져 있다. 또한 앞서 설명한 바와 같이 워의 유무로 인한 열저항에의 영향은 물보다 에탄올에서 더 크게 나타나고 있으며, 이는 작동유체의 열전도계수와 물성치 등에 기인하는 것으로 판단된다.

Fig. 5에는 실험결과에 기초하여 응축부에서의 자연대류 열전달계수 및 분무냉각 열전달계수를 계산하여 나타내었다. 그림에는 자연대류 열전달계수를  $h_n$ , 분무냉각 열전달계수를  $h_s$ 로 각각 표기하였으며, 실험에서 얻은 응축부의 평균 온도와 아래의 식을 이용하여 계산하였다.

$$Q = h \cdot A_c \cdot (T_{mc} - T_\infty) \quad (5)$$

또한, Fig. 5(a)에는 수직과 수평원통 주위의 열전달에 관한 기존의 연구결과<sup>(9-10)</sup>를 실선으로 나타내었으며, Fig. 5(b)에는 수평원통 주위의 미스트 냉각(mist cooling)에 관한 Kuwahara et al.<sup>(8)</sup>의 실험식을 이용하여 계산한 결과를 실선으로 나타내어 본 실험결과와 비교하였다. Kuwahara et al.의 실험식은 아래와 같다.

$$\frac{q}{\Delta i} = 0.026 \cdot \Delta i^{-0.14} \cdot G^{0.3} \cdot U^{0.4} \quad (6)$$

단, 식(6)을 이용한 계산을 위해 분무류의 이동속도  $U=1$  m/s를 대입하였으며, 분무류의 유량밀도  $G$ 는 10과 40 kg/m<sup>2</sup>h의 두 가지 값을 대입하여 계산한 결과를 나타내었다. 본 실험에서는 앞서 설명한 바와 같이 내경 30mm의 원통형 냉각재킷 내부에 히트파이프를 설치하고, 이 원통형 냉각재킷에 분무류를 공급하였다. 분무유량은 시간당 330 cc 정도를 공급하였으며, 냉각재킷에 공급된 분무액적이 전부 응축부 표면에 충돌한다고 가정하였을 경우  $G=40$  kg/m<sup>2</sup>h 정도의 액적유량 밀도로 된다. 그러나 현 단계에서 응축부 표면에 충돌하는 액적 유량밀도에 대한 명확한 값을 제시하는 것에 어려움이 있었으며, 다만 그림에서 알 수 있듯이  $G=10$  kg/m<sup>2</sup>h으로 설정하여 계산한 경우와 비교적 잘 일치하고 있다. 또한 수직보다는 수평상태에서의 분무냉각 열전달계수가 높게 나타나고 있음을 알 수 있으며, 이는 앞서

설명한 바와 같이 수직보다는 수평상태에서 분무액적과 충돌할 확률이 높게 되어 분무냉각 열전달계수가 증가하는 것으로 판단된다.

#### 4. 결 론

본 연구에서는 길이 300 mm 정도의 스크린 워 히트파이프를 대상으로 응축부를 공기를 이용한 자연대류와 초음파 진동에 의한 분무류를 이용하여 냉각시킬 경우에 대한 표면온도분포를 측정하였으며, 그 결과 다음과 같은 사실을 확인할 수 있었다.

(1) 스크린 워 히트파이프의 응축부에 초음파 진동에 의한 분무류를 가하여 냉각할 경우 공기에 의한 자연대류 냉각을 이용할 경우보다 증발부를 비롯한 히트파이프 전체의 표면온도가 매우 낮게 유지되고 있음을 알 수 있었으며, 이는 응축부 외부에서의 열전달계수가 증가하여 히트파이프 시스템의 전체 열저항이 저하하기 때문인 것으로 판단된다.

(2) 응축부에 분무류를 가할 경우 히트파이프의 기울기가 수평상태에서 전체 열저항이 가장 낮게 나타나고 있었으며, 이는 수평상태를 유지할 경우가 자연대류에서 뿐만 아니라 분무냉각에 있어서도 응축부 외부와의 열전달이 향상되기 때문인 것으로 판단된다. 그러나 응축부와 증발부의 평균 온도차이는 기울기에 거의 영향을 받지 않고 있음을 알 수 있었다.

(3) 작동유체가 물과 에탄올인 경우의 비교에 있어서 증발부를 비롯한 히트파이프의 전체 표면온도는 물의 경우가 낮게 나타나고 있음을 알 수 있었다. 이는 작동유체의 열전도계수를 비롯한 물성치가 워에서의 유효 열전도계수 등에 영향을 미치기 때문인 것으로 판단된다.

#### 후 기

본 연구는 한국과학재단의 산학협력 연구지원(2001-000-00038-0)으로 수행되었으며 이에 관계자 여러분께 감사드립니다.

#### 참고문헌

1. Chi, S. W., 1976, Heat Pipe Theory and Prac-

- tice, MacGraw-Hill, New York.
- Peterson, G.P., 1994, *An Introduction to Heat Pipes: Modeling, Testing, and Applications*, John Wiley & Sons, Inc.
  - Imura, H., Kusuda, H., Ogata, J., Miyazaki, T. and Sakamoto, N., 1979, Heat transfer in two phase closed type thermosyphon, *J. Heat transfer Japanese Res.*, Vol.8-2, pp. 41-53.
  - Kim, Y.C., Nishio, S. and Ohkubo, H., 1996, Spray cooling with formation of liquid film (Film-boiling heat transfer of liquid film flow), *Trans. JSME (B)*, Vol.62-594, pp.734-739.
  - Nishio, S. and Kim, Y.C., 1998, Heat transfer of dilute spray impinging on hot surface, *Int. J. of Heat and Mass Transfer*, Vol. 41, pp. 4113-4119.
  - Kim, Y.C., Riu, K.J. and Seo, T.W., 2000, Measurements of heat transfer distribution in spray cooling of hot steel plate, *Korean J. of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering*, Vol.12-10, pp.886-893.
  - Kim, Y.C., 2001, Study on minimum heat flux point in spray cooling of hot plate, *Korean J. of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering*, Vol.13-10, pp.974-981.
  - Kuwahara, H., Nakayama, W. and Mori, Y., 1981, *Transactions of JSME*, Vol.47-414, pp. 326-335.
  - Morgan, V. T., 1975, The overall convection heat transfer from smooth circular cylinder, *Advances in Heat Transfer*, Vol.11, pp.199-264.
  - Fujii, T. and Koyama, S., 1978, *Transactions of JSME*, Vol. 44-377, pp.118-126.