

스크린 워를 삽입한 동-물 히트파이프에서 모세관 한계에 관한 연구

박 기 호[†], 이 기 우, 노 승 용, 이 석 호, 유 성 연^{*}
한국에너지기술연구원 폐열이용연구센터, ^{*}충남대학교 기계설계공학과

A Study on the Capillary Limitation in Copper-Water Heat Pipes with Screen Wicks

Ki-Ho Park[†], Ki-Woo Lee, Seung-Yong Noh, Seok-Ho Rhi, Seong-Yeon Yoo^{*}
Korea Institute of Energy Research, Waste Heat Utilization Research Center, Daejeon 305-343, Korea
^{*}Department of Mechanical Design Engineering, Chungnam National University, Daejeon 305-764, Korea
(Received June 17, 2002; revision received October 7, 2002)

ABSTRACT: This paper is to research the heat transfer characteristic performance of the copper-water heat pipe with the screen wicks. Recently, the semiconductor capacity of an electronic unit has been larger, on the contrary, its size has been much smaller. As a result, a high-performance cooling system is needed. Experimental variables are inclination angles, temperatures of cooling water and the mesh number of screen wicks. The distilled water was used for the working fluid. At the inclination angle 6° in top heat mode, the two layers of the 100-mesh screen wick showed the best heat transfer performance. The thermal resistance of the two layers with the 100-mesh screen was 0.7~0.8°C/W.

Key words: Heat pipe(히트파이프), Screen wick(스크린 워), Heat transport capability(열수송력), Capillary limitation(모세관 한계), Inclination angle(경사각)

기 호 설 명	
A_v : 증기부의 단면적 [m ²]	h_{fg} : 증발잠열 [J/kg]
A_w : 워의 단면적 [m ²]	K : 침투율 [m ²]
d : 스크린메쉬 와이어 직경 [m]	k_{eff} : 유효 열전도도 [W/m°C]
d_v : 증기부분의 직경 [m]	k_l : 액체의 열전도도 [W/m°C]
F_l : 액체 마찰계수 [Pa/mW]	k_p : 파이프 열전도도 [W/m°C]
F_v : 증기 마찰계수 [Pa/mW]	k_w : 워의 열전도도 [W/m°C]
g : 중력가속도 [m/sec ²]	L_{eff} : 유효 파이프 길이 [m]
h : 열전달계수 [W/m ² °C]	L_t : 파이프 길이 [m]
	N : 메쉬 번호
	P_{cm} : 최대 모세관 압력 [Pa]
	P_{pm} : 최대 유효 모세관 압력 [Pa]
	$Q_{c,max}$: 최대 열수송량 [W]
	r_c : 모세관 반경 [m]

[†] Corresponding author

Tel.: +82-42-860-3311; fax: +82-42-860-3133

E-mail address: ghpark@kier.re.kr

r_i	: 파이프 내부 반경 [m]
r_o	: 파이프 외부 반경 [m]
r_v	: 파이프 증기부분 반경 [m]
Re_v	: 레이놀드수
R_{HP}	: 히트파이프의 열저항 [$^{\circ}\text{C}/\text{W}$]
R_p	: 파이프 벽의 열저항 [$\text{m}^2\text{C}/\text{W}$]
R_{we}	: 워의 열저항 [$\text{m}^2\text{C}/\text{W}$]
S	: 크립핑 인자
T_c	: 응축부 온도 [$^{\circ}\text{C}$]
T_e	: 증발부 온도 [$^{\circ}\text{C}$]
W	: 가열량 [Watt]

그리스 문자

θ	: 파이프의 경사각
μ	: 점도 [$\text{kg}/\text{m}\cdot\text{sec}$]
ϵ	: 워의 공극률
ρ_l	: 액체의 밀도 [kg/m^3]
ρ_v	: 증기의 밀도 [kg/m^3]

1. 서 론

히트파이프는 증발부와 응축부에 원을 부착하여 전열면적의 확대가 용이하여 각종 냉각기술 및 열회수 기술의 고성능화가 가능하므로 첨단 전자부품 및 반도체 냉각장치에 매우 중요한 기술로 응용되고 있다. 노트북 PC의 CPU에서의 발열량이 CPU의 처리속도의 증가와 함께 계속 상승하여 1999년의 450 MHz가 발열량이 20 W, 2000년의 800 MHz가 27 W, 2001년의 1.0 GHz가 30 W, 2002년 현재 1.5 GHz, 1.8 GHz process의 발열량이 약 60~70 W로 급상승하는 추세⁽¹⁾이고 냉각장치의 개발이 CPU의 처리속도 증가에 뒤따르는 추세여서 고성능의 냉각장치의 개발이 필요하다. 따라서 최근에는 히트파이프를 이용한 복합냉각방식이 각광을 받고 있다.

Mobile PC의 CPU에 직경 3, 4 mm 히트파이프를 장착하고 응축부에 초소형 팬을 부착하여 냉각하거나, CPU에서 노트북이 접혀지는 힌지(hinge)까지의 1차 히트파이프와 힌지에서 LCD 패널 뒷면까지의 2차 히트파이프, 즉 2개의 히트파이프로써 CPU의 발열을 제거하기도 한다.⁽²⁾ 플레이트

타입의 복합 히트파이프 모듈냉각장치, 지하철차량 반도체 냉각용이나 PCS 기지국의 5-외용 합체 냉각용으로도 사용된다.⁽³⁾

히트파이프에서 작동유체의 귀환이 중력 또는 워에 의한 모세관력에 의하므로 워가 삽입되어 있는 히트파이프의 경우 전달할 수 있는 최대 열전달량은 여러 가지 작동한계 중 모세관 한계(capillary limitation)에 많이 좌우되는데 이것은 모세관 구조물의 펌핑압력과 길이방향의 가찰손실, 그리고 경사각의 영향을 받는다.⁽⁴⁾ Gupta and Upadhyya는 직경 3, 4, 5 mm의 히트파이프에서 스크린 메쉬의 메쉬수와 스크린 워의 겹수에 따른 열전달 성능과 열저항 등의 열성능을 비교 검토하여 경사각도에 따른 열저항과 열전달 한계열량을 연구하였다.⁽⁵⁾ 3~6 mm 정도의 작은 직경을 가지는 히트파이프는 통상 수직모드보다는 수평모드에 가깝게 설치되므로 내부에 워와 같은 모세관 구조물을 가지게 되는데 이 경우에 히트파이프 내부에 주입되는 작동유체양은 실험에 의해 구할 수밖에 없다. 실험에 의해 구해진 최적의 작동유체양을 주입한 히트파이프를 실험대상으로 하였다.

본 연구에서는 히트파이프를 전자장치 냉각용으로 사용하고자 할 때 내부에 스크린 메쉬 워를 삽입한 직경 6 mm 등-물 히트파이프를 제작하여 스크린 워의 겹수 및 냉각수 온도, 히트파이프의 설치 경사각에 따른 열저항 및 성능을 비교 실험하여 열전달 성능을 살펴보았다.

2. 실험장치 및 방법

전자장비 냉각용으로 사용되는 히트파이프는 통상 직경 3~12.7 mm 정도으로써, 반도체 냉각에서부터 전축의 amplifier 냉각에 이르기까지 다양하게 사용되는데 본 연구에서는 스크린 메쉬 워를 삽입한 직경 6 mm 등 재질의 히트파이프를 제작하여 실험을 하였다.

히트파이프의 유효길이(L_t)는 300 mm이고 가열부 길이(L_e)를 50 mm, 단열부 길이(L_d)를 100 mm, 응축부 길이(L_c)를 150 mm로 하여 응축부와 가열부 길이의 비를 3:1로 하였다. 작동유체로는 증류수를 사용하였고 작동유체의 양은 사전 실험에 의해 구해진 양을 각각 주입하였다.⁽⁶⁾ 스크린 워의 공극률(porosity)의 포화도를 100%로

Table 1 Experimental conditions

Parameters	Condition
Container	
material	copper
pipe diameter	6 mm
total length	300 mm
length of evaporator zone	50 mm
length of adiabatic zone	100 mm
length of condenser zone	150 mm
Working fluid	distilled water
Inclination angle	0°, 3°, 6°
Cooling water temperature	20°C, 30°C, 40°C

Table 2 Working fluid quantity

Mesh number	Layer	Quantity (cc)
100	1	1.23
	2	1.91
	3	2.51
150	1	0.94
	2	1.37
	3	1.77
200	1	0.91
	2	1.38
	3	1.79

하였을 때 1겹, 2겹, 3겹 각각의 주입량을 140%, 120%, 110%로 하였다.⁽⁶⁾ 여기서 공극률은 워의 전체 부피에 대한 워의 공극 부피를 나타내는데 공극률에 따라 워의 성능이 좌우되고 히트파이프 전체 성능에 많은 영향을 준다. 본 연구에서 사용된 히트파이프의 사양과 실험조건들을 Table 1에, 히트파이프에 주입된 작동유체의 양을 Table 2에 보여주고 있다.

Fig. 1은 히트파이프 요소의 성능실험을 위한 실험장치의 전체 구성도이며 본 연구에서 사용된 실험장치는 크게 히트파이프 및 경사각 조절기, 자료획득장치, 항온수조의 세 가지로 나누어진다. 실험장치는 가변전압조절기를 이용하여 전기가 공급되면 히트파이프의 가열부 주변에 감겨진 니크롬 선(4.5 Ω/m)에서 발열이 되어 열량이 공급된다. 이것을 세라크 울(cerak wool, $k=0.075 \text{ W/m}^\circ\text{C}$)

로써 1차 단열을 한 후 우레탄을 이용하여 2차 단열함으로써 외부 대기로의 방열손실을 최소화 하였다. 열선 주위의 온도와 단열재 외부 표면의 온도를 측정하여 방열손실을 계산할 수 있도록 구성하였다. 단열부는 일차적으로 단열 테이프를 감은 후 경사각 조절기에 붙어 있는 테프론 재질의 단열재료로 체결하였으며 테프론 재질의 외부에 역시 우레탄 단열재를 감싸는 방식으로 단열 하였다. 응축부의 냉각을 위해 항온수조(가열용량 : 750 W, 냉각용량 : 250 W)에서 일정온도로 맞춰진 물을 유량계를 통해 응축부에 공급이 되게 하여 가열부에 공급된 열량이 응축부에서 충분히 냉각되도록 하였다. 응축부의 수냉각을 위해 응축부 위에 길이 150 mm, 내부 직경 15 mm의 파이프 유리관으로 water jacket을 설치하고 유리관의 외부 표면을 10 mm 두께의 우레탄으로 단열을 하였다. 히트파이프 요소에 대한 성능을 구

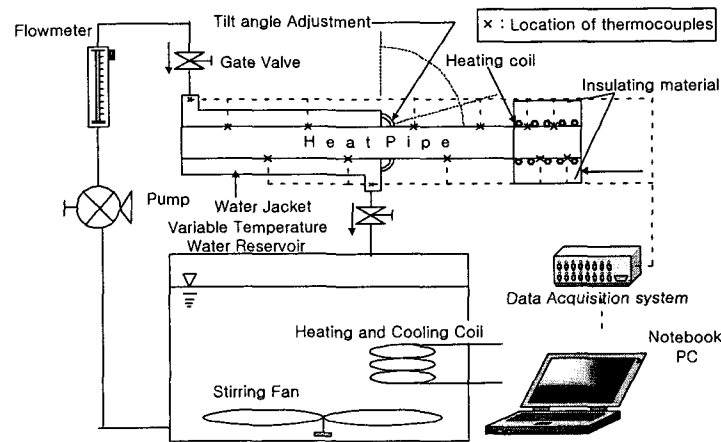


Fig. 1 Experimental apparatus.

하기 위해서는 가열량, 각 부위에서의 표면온도, 내부의 포화온도 및 압력을 측정하여야 하는데 본 연구에서는 온도를 측정하기 위하여 열전대를 증발부에는 10 mm 간격으로 상하로 8개를 설치하였고, 단열부에는 20 mm 간격으로 상하로 4개, 응축부에는 30 mm 간격으로 상하로 6개를 설치하여 온도를 측정하였다. 이렇게 설치된 열전대로부터 온도를 측정하여 데이터 취득장치(DBK board, 42 channel, IO Tech.)를 통해 PC로 온도 데이터가 저장되도록 하였다.

실험방법은 6 mm 동-물 히트파이프에 대해서 경사각은 0°, 3°, 6°로 하고 상부가열모드로 하였다. 히트파이프의 경사각을 6°까지 선택한 것은 일반적으로 전자장비 냉각에 쓰이는 히트파이프는 수평 내지 약 10° 이내의 경사각을 가지기 때문에 본 연구에서는 경사각을 6°까지 3° 간격으로 경사각의 영향을 살펴보고자 하였다. 스크린을 1겹, 2겹, 3겹으로 하고 위의 공극률에 대해 각각 140%, 120%, 110%에 해당하는 양의 작동 유체를 주입한 heat pipe들을 대상으로 예측된 모세관 열전달 한계값을 토대로 10 W의 열량에서 시작하여 10 W 정도씩 단계적으로 열량을 증가시켜 가열량과 열저항값을 비교하였다. 실험은 가열부 온도가 급격히 상승하여 dry-out 상태이거나 급격히 상승하지 않더라도 110°C가 넘을 경우에 종료하였다.

3. 모세관 한계이론

Fig. 2는 히트파이프의 작동액의 순환과 열의 입출력을 보여주고 있는데 그림에서 L_c , L_a , L_e

는 각각 응축부 길이, 단열부 길이, 가열부 길이이고 r_v , r_i , r_o 는 각각 증기부분의 반경, 파이프의 내부 반경, 파이프의 외부 반경을 나타낸다. 일반적으로 증력장 내에서 작동하는 히트파이프의 경우 최대 유효 모세관 압력과 최대 브세관 압력, 모세관 한계에 관한 최대 열수송부하는 다음 식으로 표시된다.

$$P_{pm} = P_{cm} - \rho_l g d_v \cos \theta - \rho_l g L t \sin \theta \quad (1)$$

$$P_{cm} = \frac{2\sigma}{r_c} \quad (2)$$

$$Q_{c,max} = \frac{P_{pm}}{(F_l + F_v)L_{eff}} \quad (3)$$

$$F_l = \frac{\mu_l}{KA_w \rho_l h_{fg}} \quad (4)$$

$$L_{eff} = (0.5 L_c + L_a + 0.5 L_e) \quad (5)$$

$$K = \frac{d^2 \epsilon^3}{122(1 - \epsilon)^2} \quad (6)$$

$$\epsilon = 1 - \frac{\pi S N d}{4} \quad (7)$$

$$F_v = \frac{(f_v Re_v) \mu_v}{2 r_{h,v}^2 A_v \rho_v h_{fg}} \quad (8)$$

여기서 σ 는 액체 표면장력, r_c 는 모세관 반경, d 는 스크린 와이어의 직경, ϵ 은 공극률, K 는 침투율, L_{eff} 는 히트파이프의 유효 길이, ρ_l 은 액체의 밀도, P_{pm} 은 최대 유효 모세관 압력, F_l , F_v 는 액체 및 증기의 마찰계수이다.

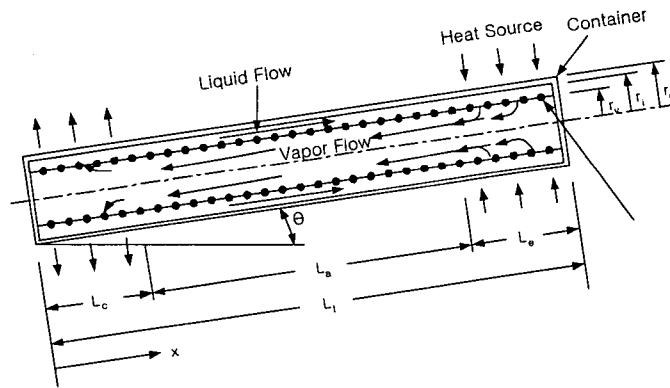


Fig. 2 Schematic diagram of a heat pipe.

열저항은 증발부 평균 온도와 응축부 평균 온도의 차를 공급열부하로 나눈 값으로 다음과 같다.

$$R_{HP} = \frac{T_e - T_c}{Q_{in}} \quad (9)$$

여기서 Q_{in} 은 증발부에 가해진 열부하에 방열손실을 고려한 값(W)이다. 본 실험에서 방열손실은 단열재 외부 표면의 온도를 측정하여 계산한 결과 입열량에 따라 차이가 나지만 약 5~7%로 계산되었다.

열전달계수는 다음의 식(10)과 같이 표시된다.

$$h = \frac{1}{R_{pe} + R_{we} + R_v + R_{wc} + R_{pc}} \quad (10)$$

$$R_{pe} = \frac{r_o/t_p}{2k_pL_e} \quad (11)$$

$$R_{we} = \frac{r_o^2/t_w}{2k_{eff}r_iL_e} \quad (12)$$

$$k_{eff} = \frac{k_l[(k_l+k_w)-(1-\epsilon)(k_l-k_w)]}{[(k_l+k_w)+(1-\epsilon)(k_l-k_w)]} \quad (13)$$

여기서 R_{pe} 는 히트파이프 증발부 벽의 열저항이고 R_{we} 는 증발부에서 액체와 외 복합체의 열저항이다. k_l , k_w 는 액체의 열전도도, 외 재질의 열전도도이다. r_o 는 히트파이프의 외부 반경, r_i 는 히트파이프의 내부 반경, r_v 는 히트파이프 내 증기부분의 반경이다. L_e 는 증발부의 길이이고, k_{eff}

는 위구조물의 유효 열전도도이다.

4. 결과 및 고찰

4.1 성능예측 — 메쉬의 영향

Fig. 3은 메쉬 수에 따른 히트파이프의 모세관 한계열량을 모세관 한계이론식(3)을 사용하여 계산한 값을 나타내었는데 증기의 포화온도가 40℃, 히트파이프 설치경사각이 6°일 때 50메쉬의 경우에는 각각의 겹수에 따라 한계열량이 약 8~25 W로 나타났고 100메쉬 1점의 경우에는 약 13 W, 2점의 경우에는 37 W, 3점의 경우는 53 W로 계산되었고 150메쉬의 경우에는 각각의 겹수에 따라 4.6 W, 14.5 W, 25.1 W로 계산되었다. 또 200 메쉬의 경우에는 각각의 겹수에 따라 8.0 W, 24.3 W, 41.5 W로 계산되어 100메쉬의 경우가 150메쉬나 200메쉬의 경우보다 모세관 한계열량이 높은 것을 알 수 있었다.

Fig. 4는 메쉬 수에 따른 히트파이프의 열저항 값을 나타내었다. 증기의 포화온도가 40℃, 히트파이프 설치경사각이 6°일 때 50메쉬의 경우에는 1점일 때 0.77℃/W, 2점일 때 1.74℃/W, 3점일 때 3.06℃/W의 값을 각각 나타내었다. 100메쉬의 경우 1점일 때 0.35℃/W, 2점일 때 0.75℃/W, 3점일 때 1.19℃/W로 50메쉬, 150메쉬 및 200메쉬의 각 경우보다 약간 높은 값을 나타내었다. Fig. 5는 메쉬 수에 따른 히트파이프의 열전달계수를 나타내었는데 증기의 포화온도가 40℃, 히트파이프 설치경사각이 6°일 때 100메쉬의 경우에는 1

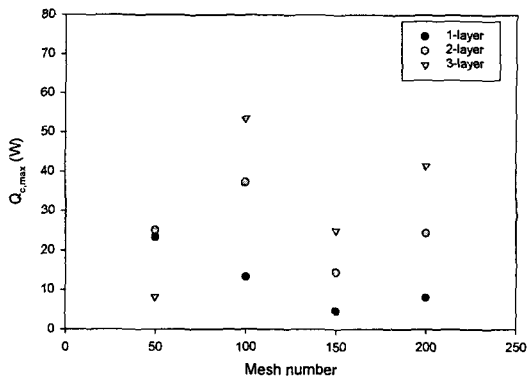


Fig. 3 Capillary limitation of heat pipe at Mesh Numbers (6 degree).

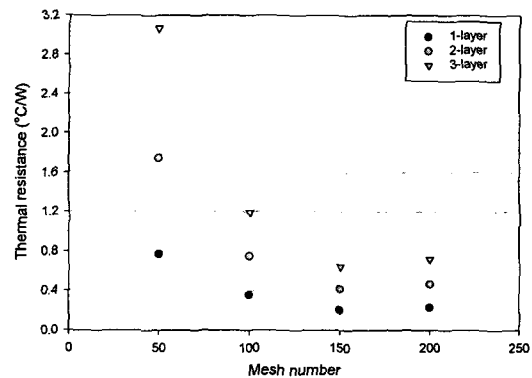


Fig. 4 Thermal resistance of heat pipe at Mesh Numbers (6 degree).

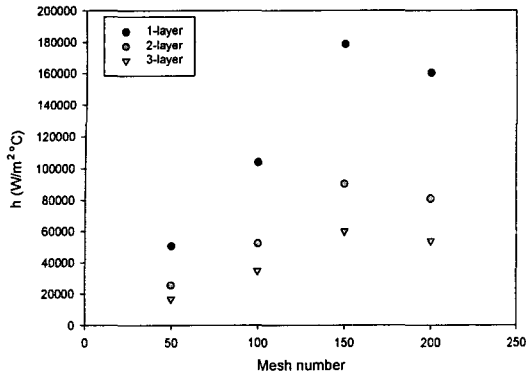


Fig. 5 Heat transfer coefficient of heat pipe at Mesh Numbers (6 degree).

결일 때 104 kW/m²·°C, 2결일 때 52 kW/m²·°C, 3결일 때 35 kW/m²·°C의 값을 나타내었고 100메쉬의 경우보다 150메쉬, 200메쉬의 경우가 더 높은 값을 나타내었다.

4.2 실험결과 — 열저항 및 한계열량

Fig. 6은 200메쉬 스크린 워 2결, 경사각 3°, 냉각수온도 40°C일 때 가열량에 따른 히트파이프의 표면온도를 나타낸 것으로 가열부 끝부분이 28.8 W까지 중앙부분보다 낮게 나타나고 38.2 W에서 높게 나타났다. 가열량 38.2 W에서는 가열부의 끝단의 온도가 약 100°C를 나타내는 것을 보면 이 입력량에서는 히트파이프의 가열부에 dry-out이 진행된다고 보아 30 W까지는 작동유체의 양은 적지 않은 것으로 사료된다. Fig. 7과 Fig. 8은 200 메쉬의 2결과 3결과 따른 열저항값을 히트파이프

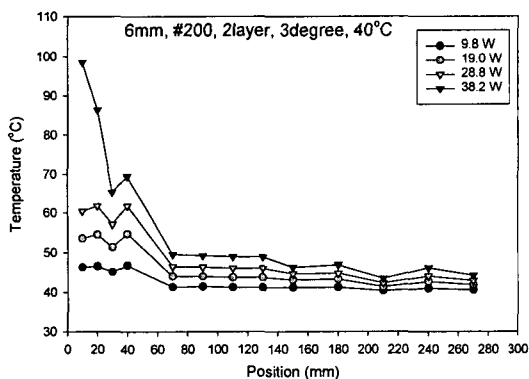


Fig. 6 Wall temperature distribution (3 degree).

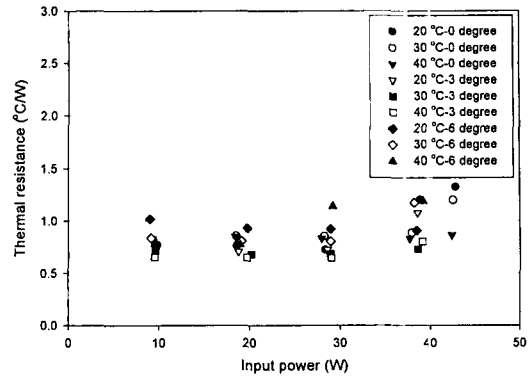


Fig. 7 Variation of thermal resistance at 200 mesh, 2 layers.

경사각도, 냉각수의 온도에 따라 나타내었는데 2결의 열저항값이 낮은 것을 알 수 있다. 2결과 3결의 경우를 비교하면, 2결의 각 경우는 3결의 각 경우보다 가열량에 따른 열저항값의 차이가 적다. 이것은 200메쉬 스크린 워의 겹수가 2결, 3결로 될수록 워의 두께가 두꺼워 작동유체와 워의 유효 열전도도가 작아지고 증기우동부분의 직경이 작아져서 열저항에 영향을 주고 또 증기우동부분의 영향으로 증기 마찰계수와 액체 마찰계수가 커져서 열전달 한계열량에 영향을 주는 것으로 사료된다.

Fig. 9에 200메쉬 스크린 워 2결 히트파이프에서 냉각수 온도가 변할 때 경사각도에 따른 한계열량을 나타내었다. 그림에서 보이듯이 냉각수 온도변화에 따른 한계열량의 차이가 거의 없다. 따라서 냉각수 온도는 한계열량에 영향을 주지 않는 것을 알 수 있다. 0°와 비교하여 3°와 6°에서

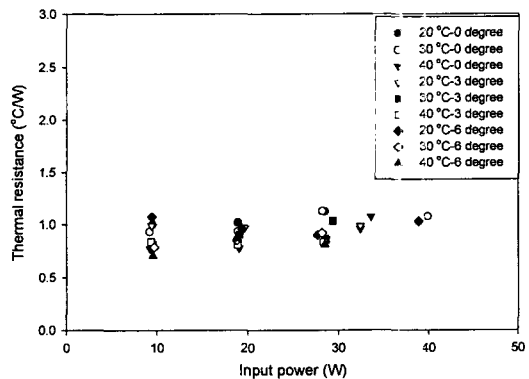


Fig. 8 Variation of thermal resistance at 200 mesh, 3 layers.

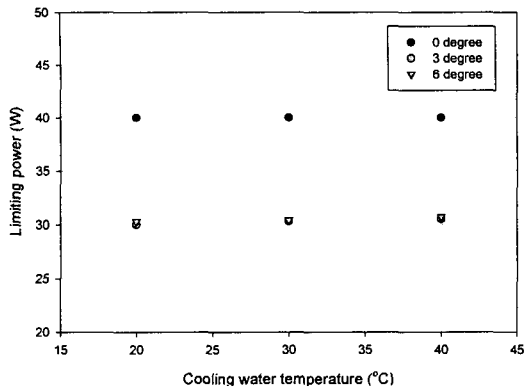


Fig. 9 Variation of limiting power.

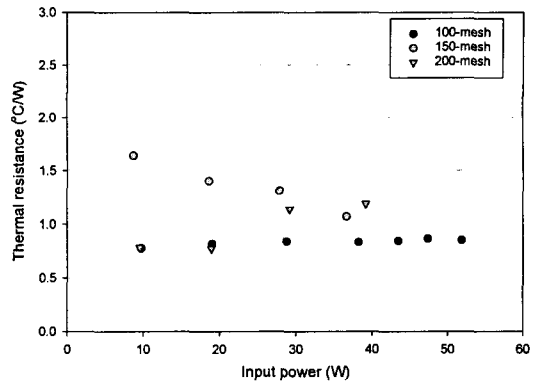


Fig. 11 Variation of thermal resistance at 2 layers, 6 degree.

식(1)에서 표시한 최대 유효 모세관 압력의 영향으로 한계열량이 약 30% 정도 감소하였고 3°와 6°에서는 한계열량에서 차이가 나지 않는 것으로 보아 3°나 6°에서 유효 모세관 압력의 차이가 거의 나지 않는 것을 알 수 있다.

Fig. 10에 100메쉬 스크린 워 2겹일 때 열저항값을 나타내었다. Fig. 7의 200메쉬 2겹의 경우와 비교하여 열저항값에서는 거의 같은 값을 나타내고 있지만 한계열량에서 약간 높은 값을 보여주고 있다. Fig. 11에 스크린 워 2겹, 경사각도 6°, 냉각수 온도 40°C일 경우에 각각의 메쉬 수에 따른 가열량에 대한 열저항값의 변화를 나타내었다. 그림에서 보듯이 100메쉬의 경우 가열량 9.8 W에서 열저항값이 0.77°C/W, 38.2 W에서 0.83°C/W, 51.9 W에서 0.85°C/W로 나타났다. 150메쉬의 경우에는 가열량 36.6 W에서 열저항값이 1.07°C/W로 나타났고 200메쉬에서는 가열량 39.2 W에서 열저항

값이 1.19°C/W로 나타나 열저항값이나 한계열량에서도 100메쉬의 경우가 150메쉬나 200메쉬의 경우보다 좋은 성능을 보여주고 있음을 알 수 있다. Fig. 12에 스크린 워 3겹, 경사각도 6°, 냉각수 온도 40°C일 경우에 각각의 메쉬 수에 따른 가열량에 대한 열저항값의 변화를 나타내었다. 200메쉬의 경우 가열량 9.5 W에서 열저항값이 0.7°C/W, 28.5 W에서 0.81°C/W로 나타났고, 150메쉬의 경우에는 가열량 9.7 W에서 열저항값이 1.16°C/W, 42.6 W에서 0.93°C/W으로 나타났다. 100메쉬의 경우에는 가열량 9.2 W에서 열저항값이 1.0°C/W, 47.6 W에서 1.03°C/W로 나타나 200메쉬, 150메쉬, 100메쉬의 순으로 열저항값이 높게 나타났는데 한계열량에서는 200메쉬의 경우에는 28.5 W, 150메쉬의 경우에는 42.6 W, 100메쉬의 경우에는 47.6 W로 나타나 200메쉬, 150메쉬, 100메쉬의 순으로 높은 값을 보여 100메쉬의 경우에 있

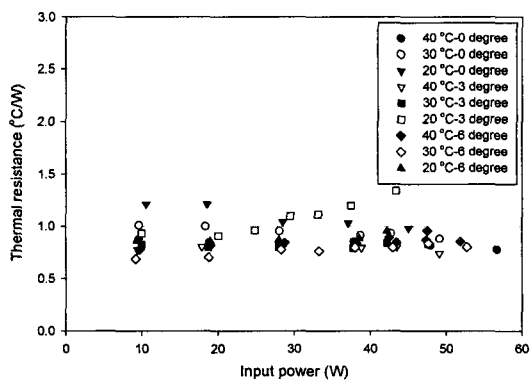


Fig. 10 Variation of thermal resistance at 100 mesh, 2 layers.

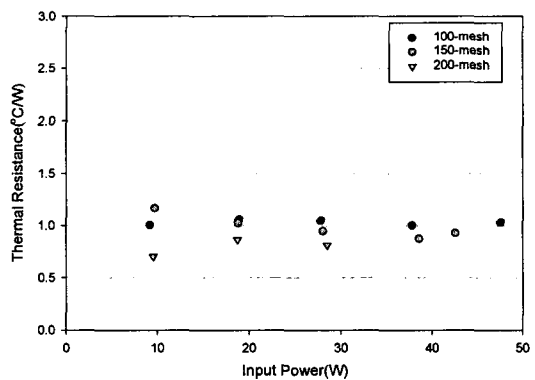


Fig. 12 Variation of thermal resistance at 3 layers, 6 degree.

어서 3겹의 경우보다는 2겹의 경우가 열저항값이 낮고 한계열량에서 높은 값을 나타내었다. 100메쉬 히트파이프의 경우는 한계열량에서 실험값이 성능 예측값보다 약 1.5배, 150메쉬나 200메쉬의 경우에는 약 2배 정도 높은 값을 보였다. 이것은 이상적인 워의 두께를 고려한 히트파이프의 성능 예측결과가 실제 히트파이프 제작시에는 워의 두께가 두꺼워져 그 영향으로 한계열량에 많은 영향을 주는 것으로 사료된다. 이상과 같은 검토결과 100메쉬의 경우가 전자장비 냉각용으로 적용하기에 가장 좋은 것으로 사료된다.

5. 결 론

소형 전자기기 냉각용으로 사용되는 스크린 메쉬를 삽입한 6 mm 동-물 히트파이프에서 스크린 메쉬의 겹수, 경사각 및 포화증기의 온도에 따라 열전달 성능을 비교 검토하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 6 mm, 동-물 히트파이프를 6° 상부가열모드에서 사용할 때 시뮬레이션 결과 100메쉬 스크린 워 3겹의 경우가 한계열량에서 좋은 성능을 보여주는 것을 알 수 있다.

(2) 6 mm, 동-물 히트파이프를 0°~6° 상부가열모드에서 사용할 때 성능 실험결과 100메쉬 스크린 워, 2겹이 150메쉬, 200메쉬의 경우보다도 열전달 성능이 좋은 것을 알 수 있었다.

(3) 200메쉬 스크린 워 2겹을 사용하였을 경우 한계열량은 경사각 3°, 6°에서는 냉각수의 온도의 변화에는 영향이 없었고 히트파이프 경사각의 영향도 경사각 3°, 6°는 같은 한계열량을 나타내었고 경사각 6°에서는 0°와 비교하여 약 30%의 감

소를 보였다.

(4) 100메쉬 스크린 워 2겹을 사용하였을 경우 열저항은 0.7~0.8°C/W의 값을 나타내었다.

참고문헌

1. Shyu, R. J., 2000, Heat Pipe Research and Applications in Taiwan, 6th IHPS 2000 Proceedings, p.516.
2. Mochizuki, M., Mashiko, K., Nguyen, T., Saito, T. Y. and Goto, K., 1997, Cooling CPU using Hinge Heat Pipe, Heat Pipe Technology, Pergamon Press, pp.218-229.
3. Moon, S. H., Kim, K. S. and Choi, C. G., 2000, A Study on Cooling Characteristics of Miniature Heat Pipes with Woven-Wired Wick, Air conditioning and Refrigerating and Sanitary Journal, Vol. 12, No. 3, pp.227-234.
4. Chi, S. W., 1976, Heat Pipe Theory and Practice: A Source Book, Hemisphere Publishing Corporation.
5. Gupta, A. and Upadhyay, G., 1999, A Model for Thermal Transport in Heat Pipes with Wrapped Wire Screen Wick, ISPS 1999 Proceedings, pp.319-324.
6. Park, K. H., Lee, K. W., Ko, Y. K. and Lee, K. J., 2001, A Study on the Optimum Working Fluid Ratio in Copper-Water Heat Pipes with Screen Wick, Proceedings of the 3rd Heat Pipe Workshop Korea, pp.33-42.
7. Dunn, P. D. and Reay, D. A., 1978, Heat Pipes, Pergamon Press.