

스크린 메쉬윅 히트파이프의 열전달한계에 영향을 미치는 인자의 이론적 해석

이 기 우[†], 노 승 용, 박 기 호
한국에너지기술연구원 폐열이용연구센터

Theoretical Analysis of Factors Affecting to Heat Transfer Limitation in Screen Mesh Wick Heat Pipe

Ki-Woo Lee[†], Seung-Yong Noh, Ki-Ho Park
Korea Institute of Energy Research, Waste Heat Utilization Research Center,
71-2 Jang-dong, Yuseong-gu, Daejeon 305-343, Korea

(Received July 6, 2002; revision received September 2, 2002)

ABSTRACT: The purpose of the present study is to examine the factors affecting the heat transfer limitations of screen mesh heat pipe for electronic cooling by theoretical analysis. Diameter of pipe was 6 mm, and mesh numbers are 50, 100, 150, 200 and 250 and water was selected as a working fluid. According to the change of mesh number, wick layer, inclination and saturation temperature, capillary pressure, pumping pressure, liquid friction coefficient in wick, vapor friction coefficient, capillary limitation, entrainment limitation, sonic limitation and boiling limitation are analyzed by theoretical design method of a heat pipe. As some results, the capillary limitation in small diameter of heat pipe is largely affected by mesh number and wick layer.

Key words: Screen mesh wick(스크린 메쉬윅), Working fluid quantity(작동유체주입량), Wick porosity(윅기공률), Pumping pressure(펌핑압력), Thermal resistance(열저항), Capillary pressure(모세관압력)

기 호 설 명

c_p : 작동액의 정압비열 [J/kg-K]
 F_l, F_v : 액체 및 증기마찰계수 [(N/m²)/(W-m)]
 g : 중력가속도 [m/sec²]
 K : 투과성 [m²]
 k_e : 윅/작동액의 혼합 열전도율 [W/m-K]
 k_l, k_w : 액체 및 윅의 열전도율 [W/m-K]

N : 윅의 메쉬수 [수/in]
 P_{cm} : 모세관압력 [N/m²]
 P_{pm} : 모세관 펌핑압력 [N/m²]
 ΔP_a : 설치경사각 높이의 압력손실 [N/m²]
 ΔP_n : 증기유동부 직경의 압력손실 [N/m²]
 Q_{cmax} : 모세관한계열전달량 [W]
 Q_{bmax} : 비등한계열전달량 [W]
 Q_{emax} : 비산한계열전달량 [W]
 Q_{smax} : 음속한계열전달량 [W]
 r_c : 모세관 반경 [m]
 T_v : 히트파이프 내의 포화온도 [°C]

[†] Corresponding author

Tel.: +82-42-860-3166; fax: +82-42-860-3133

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

그리스 문자

ε	: 워의 기공률
λ	: 작동액의 증발잠열 [kJ/kg]
μ_l	: 점도 [kg/m-sec]
ρ_l, ρ_v	: 작동액 및 증기의 밀도 [kg/m ³]
σ	: 작동액의 표면장력 [N/m]

1. 서 론

전기를 사용하는 전자부품은 효율이 100% 미만이므로 사용중에 열이 발생하며 발생된 열을 냉각시키지 않으면 대부분 150℃에 도달하면 파손된다. 따라서 안전율을 고려하여 접점부위의 온도를 125℃ 이하로 냉각시키고 있으며, 기존의 냉각에서는 알루미늄을 압출하여 제작한 각종의 히트싱크가 사용되어 왔다. 이러한 알루미늄 압출형 히트싱크는 압출공정상의 문제로 원의 높이를 크게 하기 위해서는 원의 두께도 커져야 하므로 부피와 무게가 커지는 단점이 있으므로 최근 전자부품의 성능이 대용량화하면서 크기는 소형화하는 추세에 대응하기에는 매우 어려워지고 있는 것이 현실이다. 이러한 문제를 해결할 수 있는 것이 히트파이프를 이용한 히트싱크이며, 방열성능은 약 50% 향상되면서 크기는 1/2 정도로 소형화가 가능한 기술이라고 할 수 있다.

히트파이프는 진공의 파이프 내에 작동유체를 주입하여 작동유체의 잠열에 의해 열을 파이프 내를 통해 전달시키는 것으로 열이 발생하는 부분에 히트파이프의 한쪽 끝을 접촉시키면 작동유체가 증발하면서 증기상태의 작동유체가 온도가 더 낮은 다른 한쪽 끝으로 이동하고, 증기는 보다 낮은 온도의 매체에 의해 열을 전달하고 냉각되어 액체상태의 작동유체가 원위치로 순환하여 계속 작동을 하게 되는 것이다. 즉 열이 발생하는 부분에서 열을 전달받아 작동유체가 증기상태로 되고 작동유체의 잠열에 의해 낮은 온도의 매체에 열을 전달하는 것이다. 여기서 작동유체를 원위치로의 순환에 중력을 이용하는 써모싸이폰식과 모세관력을 이용하는 히트파이프식으로 분류된다.

이러한 히트파이프는 무중력상태에서 반도체의 냉각을 위해 개발된 것으로 중력이 없는 상태에서도 액체상태의 작동유체를 고온측으로 귀환시키기 위해서는 모세관력이 필수적이며, 또한 열

발생부분이 저온측보다 높거나 낮아도 사용이 가능토록 하기 위해서는 작동유체의 귀환을 위해 모세관력이 필수적이라 할 수 있다.⁽¹⁾

이러한 히트파이프는 지상에서 사용되는 전자부품의 냉각용으로 히트파이프 기술이 응용되면서 국내에서도 최근에 많은 부분에서 히트파이프가 사용되기 시작하고 있으며, 냉각장치에 히트파이프 적용기술에 관심이 커지고 있다. 특히 최근에는 노트북의 고성능화와 함께 히트파이프를 이용한 히트싱크가 사용되고 있으며, 이러한 용도의 히트파이프는 사용의 위치에 상관없이 작동하여야 하므로 모세관력을 위한 워이 사용된다.

전자부품 냉각용 히트싱크에 사용되는 히트파이프는 파이프의 직경이 10 mm 미만이 많이 사용되고, 길이도 증발부는 짧고 단열부와 응축부가 긴 것이 일반적이다. 따라서 직경이 작은 파이프에서 열수송량을 충족할 수 있도록 작동유체의 순환량과 귀환을 위해 워이를 사용하는 경우에는 히트파이프에서 요구되는 모세관력을 위해 사용되는 워이의 메쉬수와 워이의 두께를 어떻게 하느냐가 매우 중요한 요인으로 작용된다. 스크린 메쉬웍의 경우는 메쉬수가 크면 모세관력도 커지지만 유체의 유동저항도 커져 모세관력은 감소하는 경향을 보이고, 또한 메쉬수가 작은 경우에는 액체의 유동저항은 적지만 워이의 두께가 커지는 경우에는 증기유로가 작아져 증기유동저항이 커져 모세관력이 급감하는 경우도 발생할 수 있다.

특히 전자냉각에 사용되는 히트파이프는 직경이 작은 것이 사용되고 경사각을 필요로 하는 경우에는 열전달을 위한 모세관력 설계가 매우 중요하며, 모세관력을 위해 스크린 메쉬웍을 사용하는 것이 일반적인 현상이다. 따라서 본 이론적 분석에서는 스크린 메쉬웍을 사용하는 히트파이프에서 메쉬수, 메쉬의 두께, 경사각 및 증기온도가 변화하는 경우에 모세관력, 작동한계 및 열저항 등을 분석하고 메쉬 내에 차지하는 작동유체의 주입량을 종합적으로 분석하여 스크린 메쉬웍 히트파이프의 설계기술에 활용 가능토록 하고자 하였다.

2. 메쉬웍 히트파이프의 설계이론

2.1 파이프 및 스크린 메쉬웍의 사양

모세관력이 필요한 히트파이프의 설계에서 워

Table 1 Specification of the heat pipe

Parameters	Specification
Pipe	
Material	Copper
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
Pipe diameter (thickness)	4 mm (0.3 mm) 6 mm (0.4 mm) 8 mm (0.7 mm)

의 설계는 필수적이며 특히 열전달량과 설치경사각이 정하여지면 파이프의 직경과 워의 메쉬수 및 두께를 결정하는 것이 매우 중요하다. 여기서 파이프의 직경은 히트파이프의 모세관력은 최대가 되고 열저항은 최소가 될 수 있도록 설계하여야 한다. 따라서 동일한 모세관력을 얻을 수 있다고 하더라도 파이프 직경과 워의 사양에 따라 열저항이 달라질 수 있으므로 전자부품의 냉각용으로 사용되는 경우에는 파이프의 직경이 작고 워의 두께가 얇은 것을 요구하는 경우가 많으므로 본 분석에서는 파이프의 직경을 4 mm, 6 mm 및 8 mm로 하고 스크린 메쉬워의 1인치당 선의 수를 50, 100, 150, 200 및 250으로 하였다. 히트파이프의 길이 및 두께는 Table 1과 같으며, 워의 사양은 Table 2와 같이 시판되는 스크린 메쉬워의 사양을 기준으로 하였으며 메쉬수에 따른 기공률은 메쉬수 50, 100, 150, 200 및 250에서 각각 0.649, 0.630, 0.683, 0.656 및 0.675로 계산되었다.⁽²⁾

2.2 스크린 메쉬 히트파이프 설계이론

모세관력을 위한 워으로 스크린 메쉬워를 사용하는 경우에는 메쉬의 수와 감는 겹수, 즉 두께를 어떻게 하느냐가 설계에서 중요한 인자로 작용한다. 워의 메쉬수에 따라 모세관압력은 정하여지지만 실제 작동에 필요한 모세관 펌핑압력은 파이프 직경이 정하여지면 워의 두께에 따라 액체유동저항과 증기유동저항이 결정되며 파이프의 직경이 작은 경우에는 워의 메쉬수와 두께에 따라 작동이 불가능한 범위로 발생될 수 있으므로

Table 2 Specification of screen wick

Mesh number	Mesh diameter (mm)
50	$d_w=0.216$
100	$d_w=0.114$
150	$d_w=0.065$
200	$d_w=0.053$
250	$d_w=0.040$

설계에 영향을 미치는 인자에 대한 분석이 필요하게 된다.

스크린 메쉬워의 히트파이프 설계에서 열수송에 필요한 모세관 펌핑압력은 워의 메쉬수와 두께에 따라 결정되며 워의 두께가 커지는 경우에는 파이프의 증기유동 직경도 작아져 증기의 유동 자체가 불가능한 경우가 발생된다. 우선 히트파이프의 이론⁽³⁾으로부터 워의 메쉬수에 따른 모세관압력은 메쉬수에 의해 식(1)로 결정된다.

$$P_{cm} = \frac{2\sigma}{r_c} \quad (1)$$

여기서, 모세관 반경 r_c 는

$$r_c = \frac{1}{2N} \quad (2)$$

이다.

따라서 식(2)에서 메쉬수가 클수록 모세관 반경은 작아지므로 식(1)에서 모세관압력은 증가하게 된다. 그리고 액체유동저항과 증기유동저항을 고려하지 않은 모세관 펌핑압력은 히트파이프의 증발부가 상부에 있는 경우에는 설치경사각에 해당하는 높이의 압력손실과 파이프 내의 증기유동부의 직경에 상응하는 높이의 압력손실을 고려하여 식(3)으로 표시된다.

$$P_{pm} = P_{cm} - \Delta P_n - \Delta P_a \quad (3)$$

여기서, ΔP_n 과 ΔP_a 은

$$\Delta P_n = \rho_l g d_v \cos \psi \quad (4)$$

$$\Delta P_a = \rho_l g L_l \sin \psi \quad (5)$$

이다. 그리고 스크린 메쉬워 내의 액체유동저항

과 관련한 마찰계수는 식(6)으로 표시되며, 따라서 워 내의 액체마찰계수는 투과성과 워의 단면적이 크면 액체의 유동저항은 작아진다는 것을 알 수 있다.

$$F_l = \frac{\mu_l}{KA_w \rho_l \lambda} \quad (6)$$

여기서 워의 단면적과 투과성은 식(7)과 식(8)로 표시된다.

$$A_w = \frac{\pi(d_i^2 - d_v^2)}{4} \quad (7)$$

$$K = \frac{d_w^2 \varepsilon^3}{122(1 - \varepsilon)^2} \quad (8)$$

워의 기공률은 메쉬수와 메쉬워의 직경으로부터 식(9)로 표시되며, S는 밀착도를 나타내는 것으로 S=1.05을 적용하였다.

$$\varepsilon = 1 - \frac{\pi S N d_w}{4} \quad (9)$$

그리고 메쉬워의 두께에 따라 증기유동 직경도 영향을 받게 되며, 증기유동로 내의 증기마찰계수는 증기유동 단면적에 반비례하여 증가하게 된다. 따라서 메쉬의 겹수가 동일한 경우에는 메쉬수가 작으면 메쉬수가 큰 경우보다 증기유동 단면적이 작아지면서 증기마찰계수가 커져 사용에 제한을 받게 될 수도 있다.

$$F_v = \frac{(f_v Re_v) \mu_v}{2A_v r_{h,v}^2 \rho_v \lambda} \quad (10)$$

여기서 증기의 Reynolds number의 함수, $(f_v Re_v) = 16$ 으로 하였다. 따라서 메쉬워 내의 액체유동 마찰계수와 증기유동 마찰계수를 고려한 모세관 열수송인자 $(QL)_{c,max}$ 는 펌핑압력에는 비례하고, 마찰계수는 반비례하여 식(11)로 표시된다.

$$(QL)_{c,max} = \frac{P_{pm}}{F_l + F_v} \quad (11)$$

이와 같이 하여 스크린 메쉬워에 의한 실제 모세

관 열수송한계는 히트파이프의 유효길이와 펌핑 압력의 관계에서 식(12)로 결정된다.

$$Q_{c,max} = \frac{(QL)_{c,max}}{L_{eff}} \quad (12)$$

따라서 메쉬선의 직경과 워를 감을 때의 밀착도에 따라 워 내의 기공률이 변화하며, 또한 투과성은 기공률의 함수이다. 그리고 워의 단면적 A_w 는 워의 두께의 영향을 받으며, 액체의 마찰계수는 A_w , 투과성 K 의 역수이므로 모세관 열수송한계는 워의 사양에 따라 크게 영향을 받는다는 것을 알 수 있다. 그리고 히트파이프의 작동한계에 영향을 미치는 것으로는 증기의 속도가 음속한계를 넘지 않아야 하는 음속한계와 증기가 증발부로 귀환하는 액체를 붙여 날림으로써 작동에 영향을 미치는 비산한계 및 워 표면에서의 비등 열전달한계 등이 히트파이프의 작동에 영향을 미치는 요소들이라 할 수 있다. 음속한계, 비산한계 및 비등한계에 대한 식은 각각 식(13), (14) 및 (15)로 표시된다.

$$Q_{s,max} = A_v \rho_v \lambda \left[\frac{r_v R_v T_v}{2(r_v + 1)} \right]^{1/2} \quad (13)$$

$$Q_{e,max} = A_v \lambda \left(\frac{\sigma \rho_v}{2 r_{h,s}} \right)^{1/2} \quad (14)$$

$$Q_{b,max} = \frac{2\pi L_e k_e T_v}{\lambda \rho_v \ln(r_i/r_v)} \left(\frac{2\sigma}{r_n} - P_c \right) \quad (15)$$

비등한계 열전달식에서 유효열전도율 k_e 는 워 내에 작동유체가 점유하고 있는 상태에서의 워과 작동유체의 혼합 열전도율로서 식(16)으로 표시된다.

$$k_e = \frac{k_l[(k_l + k_w) - (1 - \varepsilon)(k_l - k_w)]}{[(k_l + k_w) + (1 - \varepsilon)(k_l - k_w)]} \quad (16)$$

그리고 메쉬워 히트파이프 설계에서 히트파이프가 정상적으로 작동할 수 있도록 메쉬워의 수 및 두께를 결정하였다 하더라도 열저항이 크면 히트파이프에서의 온도차가 커지게 되므로 모세관력을 만족하면서 열저항이 적도록 워를 설계하여야 한다. 따라서 히트파이프의 증발부 표면에

서 응축부 표면까지의 총열저항 R_t 은 식(17)로 하였다.

$$R_t = R_{pe} + R_{we} + R_{vap} + R_{wc} + R_{pc} \quad (17)$$

여기서 파이프 두께, 워 두께 및 증기유동저항은 각각 다음의 식을 사용하였다.

$$R_{pe} = \frac{\ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)}{2\pi L_e k_p}$$

$$R_{we} = \frac{\ln\left(\frac{r_i}{r_v}\right)}{2\pi L_e k_{ee}}$$

$$R_{vap} = \frac{T_v F_v \left(\frac{L_e}{6} + L_a + \frac{L_c}{6}\right)}{\rho_v \lambda} \quad (18)$$

$$R_{wc} = \frac{\ln\left(\frac{r_i}{r_v}\right)}{2\pi L_c k_{ec}}$$

$$R_{pc} = \frac{\ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)}{2\pi L_c k_p}$$

그리고 스크린 메쉬웍의 기공 내에 작동유체를 100%를 채울 수 있는 작동유체의 주입량 W_f 은

$$W_f = L_t \epsilon A_w \rho_l \quad (19)$$

으로부터 구하였다.

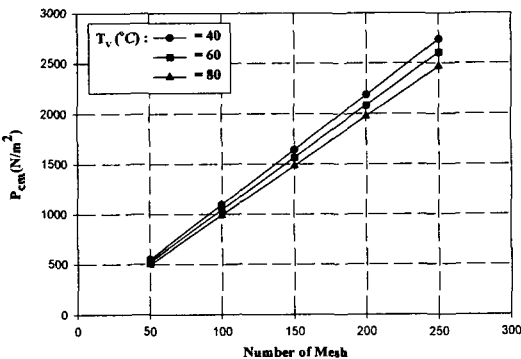


Fig. 1 Capillary pressure according to mesh number and temperature ($d_o=6$ mm).

3. 모세관압력 및 열수송한계의 결과 및 고찰

3.1 모세관압력 및 펌핑압력

모세관압력은 워의 메쉬수를 선정할 때 기본적으로 필요한 자료이며, 스크린 메쉬웍의 모세관압력은 메쉬의 수가 정하여지면 메쉬의 선은 제조업체에 따라 다소 차이가 있으므로 사용코자 하는 워의 사양을 고려하여야 하며, 모세관압력은 식(1)에서처럼 메쉬의 수에 의해 결정되는 모세관 반경과 작동유체의 표면장력의 함수이므로 포화온도에 따라 다소 변화할 수 있다. Fig. 1에 나타난 바와 같이 모세관압력은 메쉬수가 클수록 메쉬선이 가늘고 모세관 반경이 작기 때문에 모세관압력이 50메쉬에서 약 500 N/m^2 로부터 250메쉬에서 약 2500 N/m^2 까지 커지며, 표면장력은 포화온도에 따라 감소하므로 작동온도가 증가할수

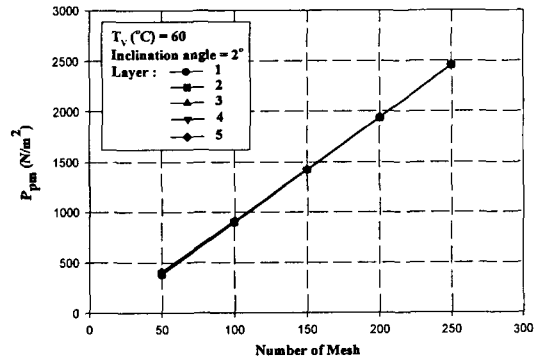


Fig. 2 Pumping pressure according to mesh number and layer ($d_o=6$ mm).

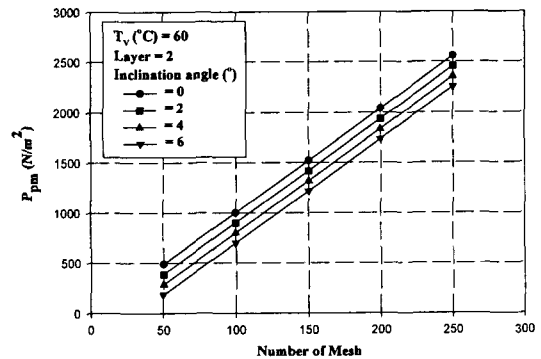


Fig. 3 Pumping pressure according to mesh number and inclination ($d_o=6$ mm).

록 모세관압력은 감소하는 경향을 보이고 있다. 그러나 실제 모세관력에 의해 작동유체가 증발부까지 도달하기 위해서는 설치경사각에 의한 높이와 파이프 내의 증기유동 직경에 상당하는 높이를 뺀 식(3)이 순수 펌핑압력이라고 할 수 있다. 이 값은 경사각과 워의 두께 변화에 따라 증기유동의 직경이 영향을 받게 되므로 Fig. 2와 같이 메쉬의 두께, 즉 메쉬접수의 변화에 따른 펌핑압력 변화는 작지만, Fig. 3에서 보는 바와 같이 경사각에 따른 펌핑압력의 변화는 경사각 2도 증가에 약 100 N/m^2 정도 감소하는 것을 알 수 있다.

3.2 메쉬웍에 따른 액체 및 증기 마찰계수

모세관 펌핑압력이 정하여져도 워 내의 액체유동저항과 증기유동부에서의 증기유동저항이 크면 실제로 작동유체의 모세관력은 감소하게 된다. 따라서 액체유동저항을 작게 하기 위해서는 워의 두께를 크게 하여야 하고, 증기의 유동저항을 작게 하기 위해서는 워의 두께를 작게 하여야 한다. 그런데 파이프의 직경이 정하여진 상태에서는 액체유동저항을 작게 하기 위해 워의 두께를 크게 하면 증기유동면적은 작아지므로 반대의 효과를 가져올 수가 있다.

Fig. 4에서 보는 바와 같이 액체마찰계수는 포화증기온도 60°C 에서 메쉬수가 클수록 즉 메쉬선의 직경이 작을수록 증가하지만, 메쉬의 겹수 즉 두께에 대한 영향은 무시 가능한 정도로 볼 수 있다. 그러나 Fig. 5에서 증기마찰계수는 메쉬수는 작을수록 증가하고, 메쉬접수는 클수록 증가

하는 경향을 볼 수 있다. Fig. 4의 액체마찰계수는 메쉬수 50에서는 메쉬접수에 의한 영향이 적지만, 메쉬수가 큰 250에서는 1겹에서 약 $4000 \text{ (N/m}^2\text{)/(W-m)}$ 이지만 5겹에서는 $900 \text{ (N/m}^2\text{)/(W-m)}$ 으로 메쉬의 겹수에 의한 영향이 크게 나타나고 있다. 액체마찰계수는 50메쉬에서는 메쉬선의 직경이 크므로 1겹만으로도 액체의 유동면적이 충분하다는 것을 의미한다. 그러나 증기마찰계수는 메쉬수 250에서 겹수에 의한 영향이 적지만, 메쉬수 50에서는 1겹의 경우에는 $6 \text{ (N/m}^2\text{)/(W-m)}$ 이며, 5겹에서는 $2300 \text{ (N/m}^2\text{)/(W-m)}$ 으로 큰 변화를 보이고 있다.

이러한 현상은 메쉬의 수가 작다는 것은 메쉬선의 직경이 크다는 것이므로 겹수가 같아도 겹당 메쉬의 두께는 메쉬수가 작은 쪽이 두께가 두꺼워지고 증기유동면적은 작아져 증기마찰계수가 커지고 액체마찰계수는 감소하는 것이다. 따라서 모세관력은 메쉬수가 클수록 증가하지만 액체마찰계수도 커지며, 증기유동면적은 커지게 되므로 증기마찰계수는 작아지게 된다는 것을 알 수 있다. 그러므로 직경이 정하여진 상태에서 최적의 메쉬웍 선정을 위해서는 이러한 영향들을 복합적으로 검토하여야 한다.

3.3 모세관 열수송한계

모세관력에 의한 열수송한계는 식(11) 및 식(12)로부터 모세관 펌핑압력, 히트파이프의 유효길이, 그리고 액체 및 증기마찰계수의 함수이다. 따라서 우선 Fig. 6은 파이프 직경 6mm, 겹수가

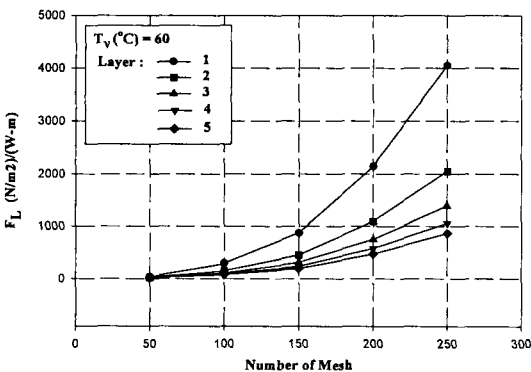


Fig. 4 Liquid friction coefficient according to mesh number and layer ($d_o=6 \text{ mm}$).

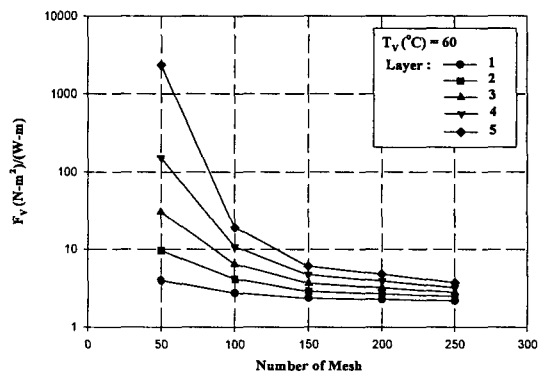


Fig. 5 Vapor friction coefficient according to mesh number and layer ($d_o=6 \text{ mm}$).

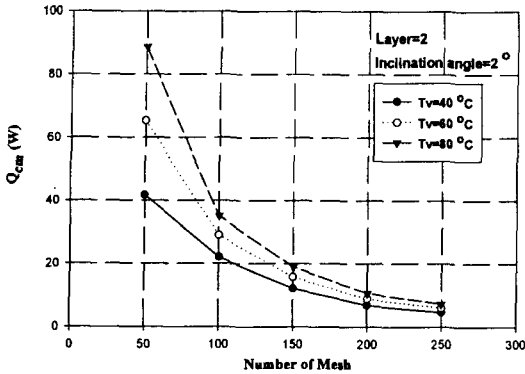


Fig. 6 Capillary limitation according to mesh number and temperature ($d_o=6$ mm).

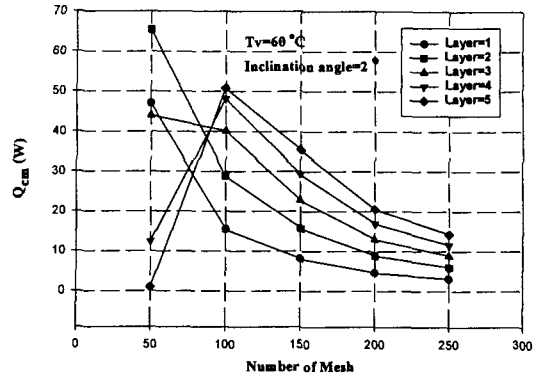


Fig. 8 Capillary limitation according to mesh number and layer ($d_o=6$ mm).

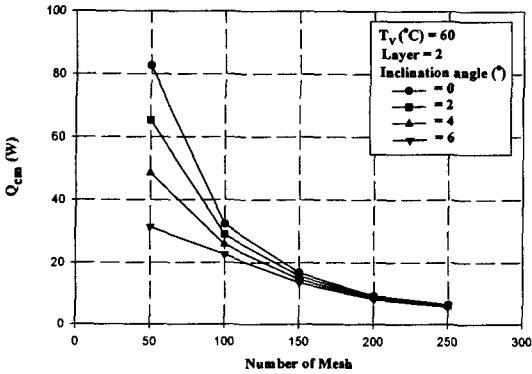


Fig. 7 Capillary limitation according to mesh number and inclination ($d_o=6$ mm).

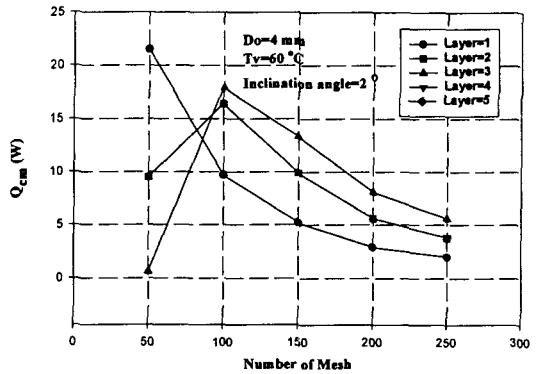


Fig. 9 Capillary limitation according to mesh number and layer ($d_o=4$ mm).

2이고 설치경사각이 2도인 경우에 포화온도에 따른 모세관 열수송량을 나타낸 것으로 메쉬수가 클수록, 그리고 포화온도는 낮을수록 모세관 열수송한계는 감소하는 것을 알 수 있다. 즉 메쉬수가 클수록 메쉬선의 직경이 작아 메쉬선의 직경이 큰 경우보다 액체마찰계수가 커지고 포화온도가 낮을수록 점성계수가 커져서 발생하는 현상이다. 사용온도가 낮은 경우에는 동일한 히트파이프라고 하더라도 열을 수송할 수 있는 양이 줄어드는 것을 알 수 있다. 또한 경사각이 클수록 펌핑압력은 감소하므로 Fig. 7에 나타낸 바와 같이 메쉬수 50에서 경사각 0도일 때 82 W, 경사각 6도일 때 30 W 정도로 감소하는 것으로 예측되었다.

그리고 파이프의 외경이 6 mm이고 포화온도 60°C와 경사각 2도에서 메쉬의 겹수, 즉 두께가

변화하는 경우에는 Fig. 8에서 보는 바와 같이 모세관 열수송한계에 매우 특이한 현상을 나타내고 있다. 일반적으로 메쉬의 겹수, 즉 메쉬의 두께가 증가하면 모세관 열수송한계도 증가하지만, 메쉬수가 50인 경우에는 겹수가 2까지는 66 W까지 증가하다 겹수가 3에서 45 W, 4에서 11 W, 그리고 5에서는 1 W 정도로 겹수가 3 이상으로 되면 겹수의 증가와 함께 오히려 감소하는 현상을 보이고 있다.

이러한 현상은 메쉬의 수가 작다는 것은 메쉬선의 직경이 크다는 것이므로 겹수가 증가할수록 증기유동의 단면적은 감소하게 되므로 증기마찰계수가 급격히 증가하여 발생하는 현상이다. 따라서 히트파이프의 직경이 작은 범위에서 사용되는 전자부품 냉각용 히트파이프의 설계에서는 메쉬수와 겹수의 설계에 특별히 주의를 요한다고 할

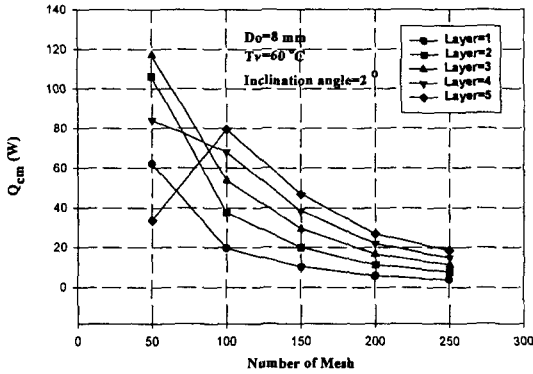


Fig. 10 Capillary limitation according to mesh number and layer ($d_o=8$ mm).

수 있다. Fig. 9의 직경 4 mm에서는 겹수가 1에서 22 W이고, 겹수가 2로 되면 9 W, 그리고 3에서는 1 W 정도가 되고 그 이상에서는 증기마찰계수의 급증으로 작동이 불가능한 것으로 계산되었다. 그리고 Fig. 10에서처럼 파이프의 직경을 8 mm로 하면 겹수 1의 60 W에서 겹수 4에서는 117 W까지 겹수, 즉 워의 두께의 증가와 함께 모세관 열수송한계도 증가하지만 겹수가 5에서는 35 W로 급감하는 현상을 보이고 있으며 이러한 현상도 겹수의 증가와 함께 액체의 마찰계수는 감소하지만 증기마찰계수값의 상승폭이 더 급증하여 발생하는 것이다.

3.4 음속한계, 비산한계 및 비등한계 열수송량

Fig. 11, Fig. 12 및 Fig. 13은 파이프 직경 6 mm에서 각각 음속한계, 비산한계 및 비등한계

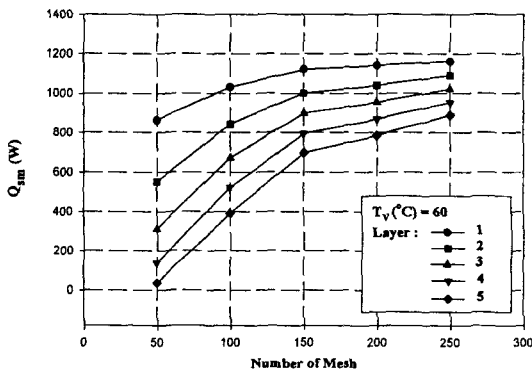


Fig. 11 Sonic limitation according to mesh number and layer ($d_o=6$ mm).

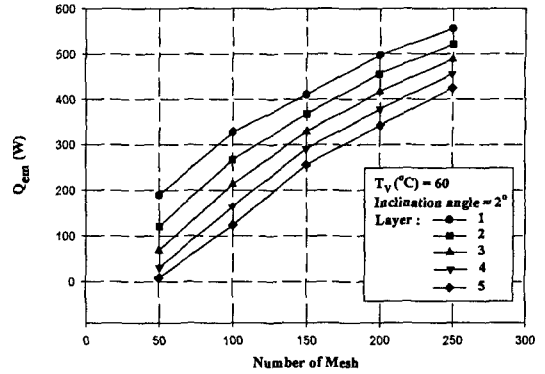


Fig. 12 Entrainment limitation according to mesh number and layer ($d_o=6$ mm).

열수송량을 메쉬수와 겹수의 변화에 따라 나타낸 것으로 음속한계는 식(13)에서 증기유동의 단면적에 직접적으로 영향을 받는 것으로 증기유동 직경은 메쉬수가 작고 겹수가 클수록 작아지므로 Fig. 11에서처럼 50메쉬에서 가장 적고, 메쉬의 겹수가 많아질수록 작아지는 것을 볼 수 있다. 특히 파이프 직경이 6 mm이고 겹수가 2인 경우에는 50메쉬에서는 약 550 W이고 250메쉬에서는 약 1100 W로 메쉬수가 클수록 커지는 것을 알 수 있으며, 겹수를 5 이상으로 하면 모세관 열수송한계가 0에 가까워지므로 그 이상에서는 사용이 불가능함을 알 수 있다.

그리고 비산한계도 식(14)에서 증기유동의 단면적의 함수이므로 음속한계와 유사한 경향을 보이지만 직경이 6 mm이고 겹수가 2인 경우에는 50메쉬에서는 약 110 W이고 250메쉬에서는 600 W로 그 한계값은 음속한계값보다 작다. 따라서

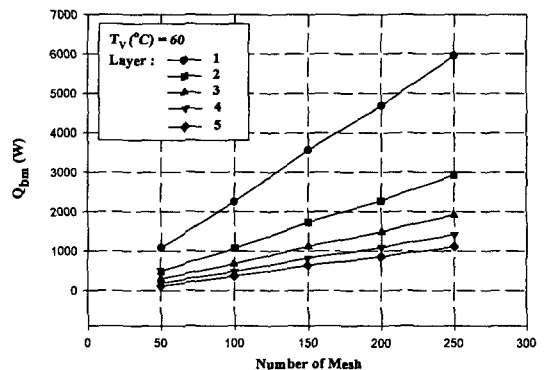


Fig. 13 Boiling limitation according to mesh number and layer ($d_o=6$ mm).

음속한계보다는 비산한계 열수송량이 더 적으며, 비산한계는 모세관한계값보다는 크므로 실제적으로는 모세관한계에 제한을 받게되는 것을 알 수 있다.

그리고 비등한계는 식(15)에서 포화온도가 같은 조건에서는 증기유동부의 반경에 영향을 받는 것으로 워의 겹수, 즉 두께가 클수록 증기유동부의 반경은 작아지므로 비등한계값도 작아지게 된다. Fig. 13에서 메쉬수가 작을수록 동일한 겹수에서는 워의 두께가 크므로 비등한계값도 작아지며, 메쉬수가 클수록 동일한 겹수에서 워의 두께는 작으므로 비등한계도 커지게 된다. 비등한계도 직경이 6mm이고 겹수가 2인 경우에는 50메쉬에서는 약 500 W이고 250메쉬에서는 약 3000 W로 모세관한계값보다 큰값을 나타낸다. 따라서 메쉬워의 히트파이프에서는 최대 가능한 열수송한계값은 모세관 열수송한계에 의해 결정된다는 알 수 있다.

3.5 히트파이프의 열저항

히트파이프의 장점은 파이프 내 작동유체의 잠열을 이용하여 열을 전달하므로 동일한 열을 금속의 열전도에 의해 전달하는 경우에 필요한 온도차보다 히트파이프에서의 온도차 매우 작다는 것이다. 따라서 동일한 열을 전달하기 위해 스크린 메쉬워를 사용하더라도 열저항이 적을수록 히트싱크의 소형화도 가능하고 반도체 등의 접점온도를 낮게 할 수가 있으므로 성능이 우수하다고 할 수 있다. Fig. 14는 식(18)로부터 메쉬수와 겹

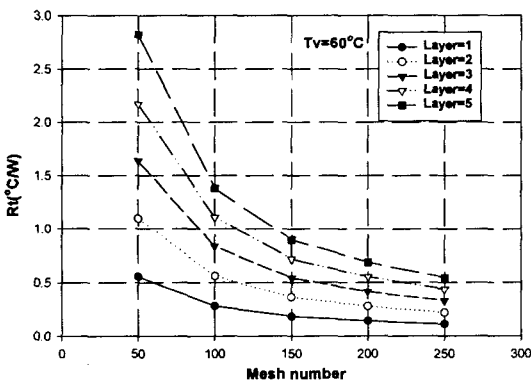


Fig. 14 Thermal resistance according to mesh number and layer ($d_o=6$ mm).

수에 따른 히트파이프의 증발부와 응축부 표면까지의 온도차에 의한 열저항을 나타낸 것으로 동일한 모세관 열수송량을 갖는 워의 설계라면 열저항이 적은 경우가 히트파이프의 성능을 좋게 하는 것이라 할 수 있다.

열저항은 메쉬워의 수가 클수록 적으며, 메쉬워의 겹수 즉 두께가 얇을수록 열저항이 적게 된다. 이것은 동일한 겹수에서 메쉬수가 작을수록 메쉬선의 직경이 크므로 작동유체가 점유하고 있는 워 내의 두께도 커져 열저항이 커지는 결과를 가져오는 것이다. 따라서 메쉬수가 클수록 모세관력은 증가하지만 워 내의 작동유체의 마찰압력도 증가하여 모세관한계는 작아지는 단점이 있으나 열저항도 작아지는 장점도 있어 스크린 메쉬워의 히트파이프를 설계할 경우에는 사용하고자 하는 조건에 최적인 메쉬수와 겹수를 선정할 수 있도록 설계에 영향을 미치는 인자에 대한 검토가 필요하다고 할 수 있다.

3.6 메쉬워 내의 작동유체량

스크린 메쉬워에서는 작동유체의 주입량도 성능에 미치는 인자 중의 하나이므로 메쉬수와 겹수가 정하여지면 최적의 작동유체주입량도 결정하여야 한다. 우선 첫번째로 계산하여야 하는 것은 메쉬워 내의 빈 공간에 작동유체가 100% 점유하는 양을 계산하여야 한다. 그리고 증발부, 응축부 및 단열부의 길이에 따른 추가주입량은 실험으로부터 결정하는 것이 일반적이다. 작동유체의 주입량은 식(19)로부터 계산하여 Fig. 15에서

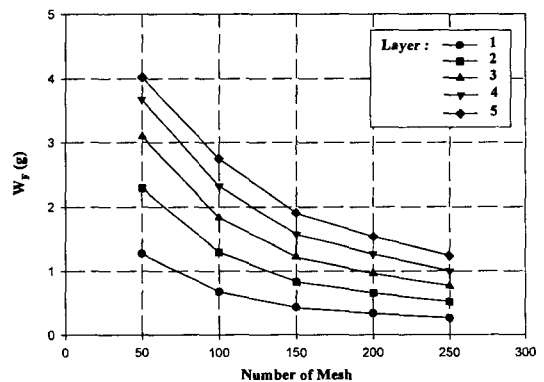


Fig. 15 Working fluid quantity according to mesh number and layer ($d_o=6$ mm).

나타낸 바와 같이 메쉬수가 클수록, 겹수가 클수록 주입량도 증가하며, 겹수가 2에서 메쉬수 50일 때와 250일 때를 비교하면 각각 2.2그램, 0.5그램으로 큰 차이를 보인다. 따라서 필요한 열수송량이 결정되고 메쉬수와 겹수가 정하여지면 최소한의 작동유체주입량도 결정하여 작동유체의 주입량이 적어 dry-out이 발생하지 않도록 설계하여야 한다.

4. 결 론

스크린 메쉬웍 히트파이프의 이론적 분석에서는 히트파이프의 설계에 영향을 미치는 주요 인자로 메쉬수, 메쉬의 두께, 경사각 및 증기온도가 변화하는 경우에 대해 모세관력, 작동한계 및 열저항 등을 고찰하고 메쉬 내에 차지하는 작동유체의 주입량 등을 종합적으로 분석하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 모세관압력은 메쉬수가 클수록, 즉 메쉬선의 직경이 작을수록 크지만 모세관 펌핑압력은 증기유동 직경 및 워의 단면적에 영향을 크게 받아 메쉬수가 클수록 작아지는 경향을 나타내었다.

(2) 액체마찰계수는 파이프 직경 6 mm인 경우에 메쉬수가 작은 50메쉬에서는 겹수에 의한 영향이 적지만, 250메쉬에서 1겹의 경우가 5겹에 비해 4배 정도 크지만, 증기마찰계수는 메쉬수 250에서 겹수에 의한 영향이 적고 메쉬수 50에서는 5겹의 경우가 1겹에 비해 380배 정도 큰 영향을 갖고 있어 직경이 작은 경우에는 워의 두께에 대한 액체마찰계수보다는 증기마찰계수에 의한 영향이 더 크다는 것을 알 수 있다.

(3) 동일한 메쉬수에서는 메쉬의 두께가 증가하면 모세관 열수송한계도 증가하지만, 파이프 직

경이 6 mm인 경우에는 메쉬수가 50인 경우에는 겹수가 2까지는 66 W까지 증가하다 겹수가 3에서 45 W, 4에서 11 W, 그리고 5에서는 1 W 정도로 겹수가 3 이상으로 되면 겹수의 증가와 함께 오히려 감소하는 현상을 보이고 있다. 이러한 현상은 직경이 작을수록 더 크게 영향을 받게 되므로 직경이 작은 히트파이프에 사용되는 메쉬수는 100 이상으로 하는 것이 바람직하다.

(4) 메쉬수가 클수록 워 내의 액체의 마찰압력도 증가하여 모세관한계는 작아지는 단점이 있으나 열저항은 작아지는 장점도 있어 스크린 메쉬웍의 히트파이프를 설계할 경우에는 사용하고자 하는 조건에 최적인 메쉬수와 겹수를 선정할 수 있도록 설계에 영향을 미치는 인자에 대한 종합적인 검토가 필요하다고 할 수 있다.

참고문헌

1. Dunn, P. D. and Reay, D. A., 1978, Heat Pipes, Pergamon Press.
2. Ducksoo Industry, www.ducksoo.co.kr.
3. Chi, S. W., 1976, Heat Pipe Theory & Practice, Hemisphere, McGraw-Hill.
4. Faghri Amir, 1995, Heat Pipe Science & Technology, Taylor & Francis.
5. Japan Heat Pipe Association, 1985, Practical Heat Pipe, Japan Industry Newspaper Com.
6. Ma Tongze, 1992, Advances in Heat Pipe Science and Technology, Proceedings of the 8th IHPC, China.
7. Lee, K. W. and Park, K. H., 2002, Studies on Heat Pipe for Heat Sink, NRL Report.