

스크린메쉬웁 히트파이프에서 워의 기공율변화에 따른 열수송한계의 이론적 고찰

이기우[†] . 박기호 . 전원표 . 이육현 . 이계중

Theoretical Analysis of Heat Transportation Limitation by Porosity of Wick in Screen Mesh Wick Heat Pipe

Ki Woo Lee[†] , Ki Ho Park, Won Pyo Chun, Wook Hyun Lee, Kye Jung Lee

Key Words : Screen mesh wick(스크린메쉬웁), Wick porosity(웁기공율), Capillary heat transportation limitation(모세관열수송한계), Capillary pressure(모세관압력)

Abstract

The purpose of the present study is to investigate the capillary heat transportation limitation in heat pipe according to the change of screen mesh wick porosity. Diameter of pipe was 6 mm, and mesh numbers are 100, 150, 200 and 250 and water was selected as a working fluid. According to the change of wick porosity and mesh number, the capillary pressure, pumping pressure, liquid friction coefficient in wick, vapor friction coefficient, and capillary heat transportation limitation are analyzed by theoretical design method of a heat pipe. As some results, the capillary heat transportation limitation in screen mesh wick heat pipe is largely affected by wick porosity and mesh number.

기호설명

K : 투과성(m^2)
 k_e : 워/작동액의 혼합열전도율(W/m-K)
 k_l, k_w : 액체 및 워의 열전도율(W/m-K)
 c_p : 작동액의 정압비열(J/kg-K)
 N : 워의 메쉬수(수/in)
 F_l, F_v : 액체 및 증기마찰계수(N/m^2)/(W-m)
 g : 중력가속도(m/sec^2)
 P_{cm} : 모세관압력(N/m^2)
 P_{pm} : 모세관평평압력(N/m^2)
 ΔP_n : 증기유동부직경의 압력손실(N/m^2)

ΔP_a : 설치경사각높이의 압력손실(N/m^2)
 r_c : 모세관반경(m)
 T_v : 히트파이프내의 포화온도($^{\circ}C$)
 Q_{cmax} : 모세관한계열전달량(W)

그리스문자

σ : 작동액의 표면장력(N/m)
 λ : 작동액의 증발잠열(kJ/kg)
 ϵ : 워의 기공율
 μ_l : 점도(kg/m-sec)
 ρ_l, ρ_v : 작동액 및 증기의 밀도(kg/m^3)

[†] 한국에너지기술연구원 폐열이용연구센터

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

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

1. 서 론

전자부품은 효율이 100%미만이므로 사용중에는 열이 발생하므로 접점부위의 온도를 125 °C이하로 냉각시키고 있다. 냉각방법으로는 알루미늄 압출형 히트싱크가 주로 사용되어왔지만 고성능화를 위해 흰의 높이를 크게 하기 위해서는 흰의 두께도 커져야 하므로 부피와 무게가 커지는 단점이 있으므로 최근 전자부품의 성능이 대용량화하면서 크기는 소형화하는 추세에 대응하기에는 매우 어려워지고 있다. 이러한 문제를 해결할 수 있는 것이 히트파이프를 이용한 히트싱크이며, 방열성능은 약 50% 향상되면서 크기는 1/2 정도로 소형화가 가능한 기술이라고 할 수 있다.

히트파이프는 작동유체의 잠열에 의해 열을 파이프내를 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 전달하면서 냉각되어 액체상태의 작동유체가 원위치로 순환하여 계속작동을 하게 되는 것이다.

이러한 히트파이프는 우주용으로 무중력상태에서 반도체의 냉각을 위해 개발된 것으로 무중력상태에서도 액체상태의 작동유체를 고온측으로 귀환시키기 위해서는 모세관력이 필수적이며, 또한 열발생부분이 저온측보다 높거나 낮아도 사용이 가능토록 하기 위해서는 작동유체의 귀환을 위해 모세관력이 필수적이라 할 수 있다.¹⁾

전자부품의 고성능화와 함께 우주용에서 전자부품의 냉각용으로 히트파이프 적용기술에 대한 관심이 증폭되고 있으며, 특히 최근에는 노트북의 고성능화와 함께 히트파이프를 이용한 히트싱크가 사용되고 있다. 이러한 용도의 히트파이프는 사용의 위치에 상관없이 작동하여야 하므로 모세관력을 위한 워이 사용된다.

특히 전자냉각에 사용되는 히트파이프는 직경이 작은 파이프가 사용되고 경사각을 필요로 하는 경우에는 열전달을 위한 모세관력 설계가 매우 중요하다. 모세관력을 위해 스크린 메쉬워과 금속소결워을 사용하는 것이 일반적이다. 따라서 본 히트파이프의 이론적 고찰에서는 스크린 메쉬워을 사용하는 히트파이프에서 워의 기공율변화에 따른 모세관력, 모세관열수송한계 및 열저항 등을 중심으로 고찰하였다.

2. 스크린 메쉬워 히트파이프의 설계이론

동일한 모세관력을 얻을 수 있다고 하더라도 파이프직경과 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 6 mm로 하고 스크린 메쉬워의 1인치당 선의 수를 100, 150, 200 및 250으로 하였으며 히트 파이프의 길이 및 두께는 Table 1과 같다. 그러나 메쉬수가 동일하더라도 워의 기공율에 따라 메쉬워의 직경, d_w 은 크게 변화가 가능하므로 최대모세관 열수송한계도 영향을 크게 받게 된다. 워의 기공율은 메쉬수와 메쉬워의 직경으로부터 (1)식으로 표시되며, S는 밀착도를 나타내는 것으로 $S=1.05$ 을 적용하였다.

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

기공율에 따른 메쉬워의 직경변화를 나타낸 것이 Fig 1이며, 여기서 메쉬수를 100으로 하더라도 기공율 45%에서 메쉬워의 직경이 0.17mm이지만 기공율을 76.4%로 하면 메쉬워 직경은 0.073mm까지 작게 할 수 있다는 것을 알 수 있다. 따라서 스크린 메쉬워의 히트파이프에서 메쉬워의 직경이 직접적으로 모세관열수송한계에 영향을 미친다는 특성 때문에 기공율에 따른 열수송한계값의 고찰은 매우 중요하다고 할 수 있다. 그 영향은 메쉬수가 많은 경우보다 메쉬수가 적을수록 더 크게 영향을 받게 된다.

스크린 메쉬워의 히트파이프 설계에서 열수송에 필요한 모세관 열수송한계는 모세관 펌핑압력과 워내의 액체유동마찰계수, 히트파이프 중심부의 증기유동마찰계수에 의해 결정된다. 우선 히트파이프의 이론²⁾으로부터 워의 메쉬수에 따른 모세관압력은 메쉬수에 의해 (2)식으로 결정된다.

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

여기서 모세관 반경, r_c 는

$$r_c = \frac{1}{2N} \quad (3)$$

이다.

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)	6 mm (0.4 mm)

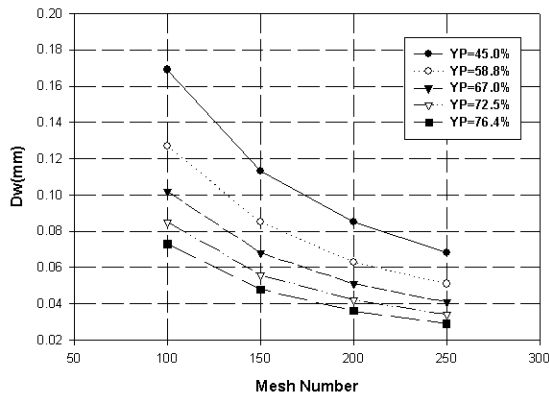


Fig. 1 Wire diameter of wick by porosity

따라서 (3)식에서 메쉬웍의 기공율과 상관없이 메쉬수가 클수록 모세관 반경은 작아지므로 (2)식에서 모세관압력은 증가하게 된다. 그리고 액체유동저항과 증기유동저항을 고려하지 않은 모세관 펌핑압력은 히트파이프의 증발부가 상부에 있는 경우에는 설치경사각에 해당하는 높이의 압력손실과 파이프내의 증기유동부의 직경에 상당하는 높이의 압력손실을 고려하여 (4)식으로 표시된다.

$$P_{pm} = P_{cm} - \Delta P_n - \Delta P_a \quad (4)$$

여기서 ΔP_n 과 ΔP_a 은

$$\Delta P_n = \rho_l g d_v \cos \phi \quad (5)$$

$$\Delta P_a = \rho_l g L_i \sin \phi \quad (6)$$

이다. 그리고 스크린 메쉬웍내의 액체유동저항과 관련한 마찰계수는 (7)식으로 표시되며, 따라서 웍내의 액체마찰계수는 투과성과 웍의 단면적이 크면 액체의 유동저항은 작아진다는 것을 알 수 있다.

$$F_l = \frac{\mu_l}{KA_w \rho_l \lambda} \quad (7)$$

여기서 웍의 단면적과 투과성은 (8)식과 (9)식으

로 표시된다.

$$A_w = \frac{\pi(d_i^2 - d_v^2)}{4} \quad (8)$$

$$K = d_w^2 \varepsilon^3 / 122(1 - \varepsilon)^2 \quad (9)$$

즉, (8)식에서 기공율을 크게 하여 메쉬웍의 직경을 작게 한다면 증기부의 직경, d_v 는 커져 A_w 은 작아지고, (9)식에서 K 값은 기공율을 크게 하면 증가하여 액체유동마찰계수는 두 값에 따라 영향을 받게된다는 것을 알 수 있다.

그리고 기공율에 따른 메쉬웍의 직경에 의해 웍의 두께가 변화하므로 증기유동직경도 영향을 받게 되며, 증기유동로내의 증기마찰계수는 (10)식에서 증기유동 단면적에 반비례하여 증가하게 된다. 따라서 메쉬웍의 직경이 커지면 증기유동 단면적이 작아지면서 증기마찰계수가 커지게 될 수 있다.

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

따라서 메쉬웍내의 액체유동마찰계수와 증기유동마찰계수를 고려한 모세관열수송인자, $(QL)_{c,max}$ 는 펌핑압력에는 비례하고, 마찰계수는 반비례하여 (11)식으로 표시된다.

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

이와 같이 하여 스크린 메쉬웍에 의한 모세관열수송한계는 히트파이프의 유효길이와 펌핑압력의 관계에서 (12)식으로 결정된다.

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

따라서 메쉬선의 직경과 웍내의 기공율이 변화하면 모세관열수송한계에 크게 영향을 미친다는 것을 알 수 있다.

그리고 메쉬웍 히트파이프설계에서 히트파이프가 정상적으로 작동할 수 있도록 메쉬웍의 수 및 두께를 결정하였다 하더라도 열저항이 크면 히트파이프에서의 온도차가 커지게 되므로 모세관력을 만족하면서 열저항이 적도록 웍을 설계하여야 한다. 따라서 히트파이프의 증발부표면에서 응축부표면까지의 총열저항, R_t 은 (13)식으로 하였다.

$$R_t = R_{pe} + R_{ve} + R_{vap} + R_{wc} + R_{pc} \quad (13)$$

여기서 파이프두께, 웍두께 및 증기유동저항은

각각 다음의 식을 사용하였다.

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

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

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

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

$$R_{pc} = \ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right) / 2\pi L_e k_p \quad (14)$$

여기서 유효열전도율, k_e 는 워내에 작동유체가 점유하고 있는 상태에서의 워와 작동유체의 혼합 열전도율로서 (15)식으로 표시된다.

$$k_e = \frac{k_l [(k_l + k_w) - (1 - \epsilon)(k_l - k_w)]}{[(k_l + k_w) + (1 - \epsilon)(k_l - k_w)]} \quad (15)$$

3. 열수송한계의 결과 및 고찰

3.1 메쉬수에 의한 모세관압력

스크린 메쉬워의 모세관압력은 메쉬수가 정하여지면 메쉬워의 직경과 기공율에 상관없이 결정된다. Fig. 2에 나타난 바와 같이 포화온도 60 °C에서 모세관압력은 메쉬수가 클수록 메쉬선이 가늘고 모세관반경이 작기 때문에 모세관압력이 100메쉬에서 약 1030 N/m²로부터 250메쉬에서 약 2600 N/m² 까지 커지며, 포화온도가 상승하게 되면 표면장력은 포화온도에 따라 감소하므로 모세관압력은 감소하는 경향을 보인다. 그러나 실제 모세관력에 의해 작동유체가 증발부까지 도달하기 위해서는 설치경사각에 의한 높이와 파이프 내의 증기유동 직경에 상당하는 높이를 뺀 순수 펌핑압력이라고 할 수 있다. 이 값은 경사각과 워의 두께변화에 따라 증기유동의 직경이 영향을 받게 되므로 Fig. 2와 같이 메쉬의 겹수 3일 때, 경사각이 3도와 6도에서 경사각에 따른 펌핑압력의 변화는 경사각 3도 증가에 약 100 N/m² 정도 감소하는 것을 알 수 있다.

3.2 기공율에 따른 액체 및 증기마찰계수

모세관 펌핑압력이 정하여져도 워내의 액체유동저항과 히트파이프 중심부의 증기유동저항이 크면 실제로 작동유체의 최대모세관 열수송한계는 감소하게 된다. 따라서 액체유동저항을 작게 하기 위해서는 워의 기공율과 메쉬워의 직경은 크게 하여야 하며, 증기의 유동저항을 작게 하기 위해서는 워의 두께를 작게 하여야 한다. 그런데 파이프의 직경이 정하여진 상태에서는 액체유동저항을 작게 하기 위해 기공율을 크게 하려면 메쉬워의 직경은 작게 하여야 하며, 워의 두께를 크게 하면 증기유동면적은 작아지므로 반대의 효과를 가져올 수가 있다.

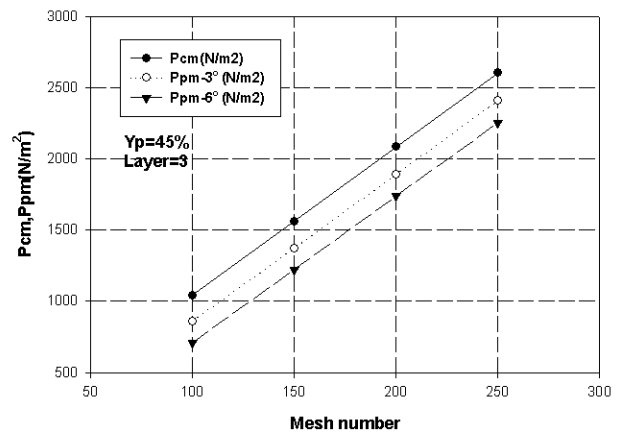


Fig. 2 Capillary pressure and pumping pressure by porosity

Fig. 3에서 보는 바와 같이 포화증기온도 60 °C에서 동일한 메쉬수에서 기공율이 작아지면 액체마찰계수는 증가하는 경향을 보이며 메쉬수가 클수록 그 영향은 더욱 크게 나타나 메쉬수 250에서는 기공율 45%에서 2950(N/m²)/(W-m)이지만 기공율을 76.4%로 증가시키면 1200(N/m²)/(W-m)로 40%가 감소하는 것을 볼 수 있다.

그러나 Fig. 4에서 증기마찰계수는 액체마찰계수와 반대의 영향을 보이고 있음을 알 수 있다. 즉 메쉬수와 기공율이 커질수록 감소하는 경향을 나타내며, 기공율에 대한 영향도 메쉬수가 작을수록 증가하는 것을 볼 수 있다.

이러한 현상은 메쉬의 수가 작다는 것은 메쉬선의 직경을 크게 할 수 있다는 것이고 기공율이 크다는 것은 메쉬의 직경을 작게 할 수 있다는 것이므로 메쉬의 두께는 메쉬수가 작은 쪽, 그리

고 기공율이 작은 쪽이 메쉬워의 직경이 커질 수 있어 워의 두께가 두꺼워지면서 액체유동면적은 커지고 증기유동면적은 작아져 증기마찰계수가 커지고 액체마찰계수는 감소하는 것이다.

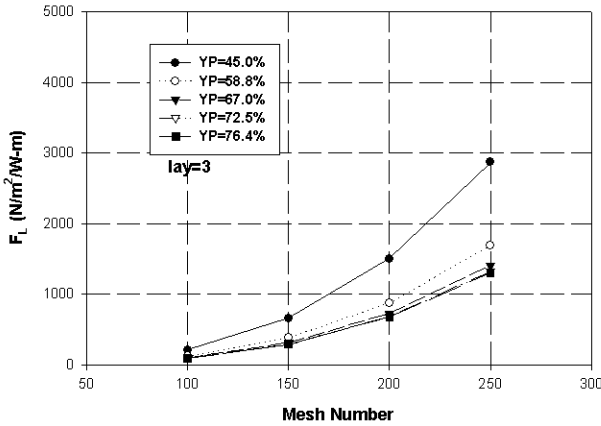


Fig. 3 Liquid friction coefficient according to porosity ($d_o=6$ mm)

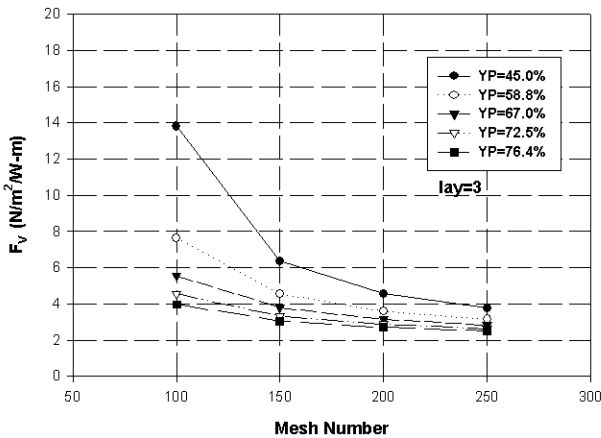


Fig. 4 Vapor friction coefficient according to porosity ($d_o=6$ mm)

3.3 기공율에 따른 모세관열수송한계

Fig. 5는 파이프직경 6 mm, 겹수가 3이고 설치경사각이 3도인 경우에 포화온도 60 °C일 때 모세관열수송한계를 기공율변화에 따라 나타낸 것이다. 메쉬수가 작을수록 그리고 기공율이 클수록 모세관열수송한계는 증가하는 것을 볼 수 있다. 즉 메쉬워의 직경이 크고 가능하다면 기공율을 크게 할수록 액체마찰계수와 증기마찰계수의 합은 작아져 모세관 열수송한계는 증가하는 것으로 볼 수 있다.

그러나 파이프의 외경이 6 mm, 포화온도 60

°C와 경사각 3도에서 기공율을 45%와 76.4%로 하여 메쉬의 겹수를 1에서 5까지 변화시키는 경우에 Fig. 6와 Fig.7에서 보는 바와 같이 모세관 열수송한계는 겹수증가에 따라 모세관 열수송한계는 증가하지만 기공율이 45%인 경우에는 메쉬수가 100인 경우에는 4겹에서 21 W까지 증가하다 5겹에서 16 W로 오히려 감소하는 경향을 나타내고 있다. 일반적으로 메쉬의 겹수, 즉 메쉬의 두께가 증가하면 모세관열수송한계도 증가하지만, 메쉬수가 작고 기공율이 작을수록 메쉬워의 직경이 커지면서 증기마찰계수의 영향이 커지면서 오히려 감소하는 것으로 판단된다.

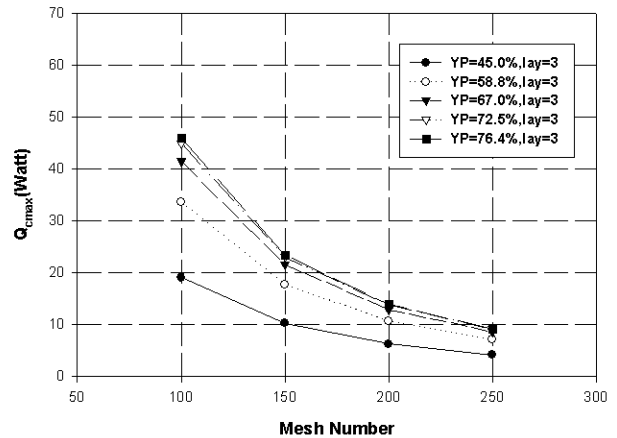


Fig. 5 Capillary limitation according to porosity ($d_o=6$ mm)

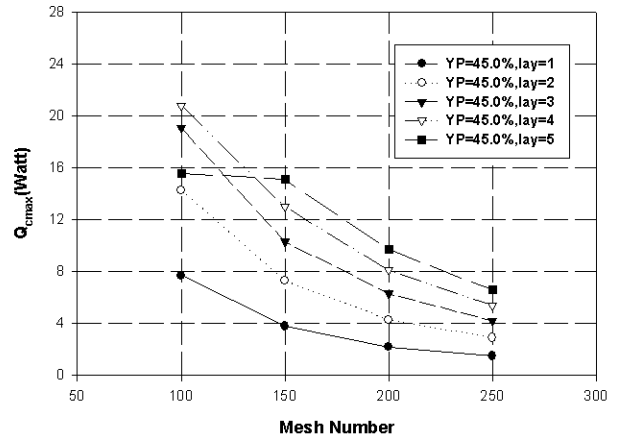


Fig. 6 Capillary limitation according to layer at porosity 45% ($d_o=6$ mm)

3.4 히트파이프의 열저항

Fig. 8은 메쉬수와 기공율에 따른 히트파이프

의 열저항을 나타낸 것으로 동일한 모세관열수송량을 갖는 Wick의 설계라면 열저항이 적은 경우가 히트파이프의 성능을 좋게 하는 것이라 할 수 있다. 열저항은 메쉬웍수와 메쉬웍의 기공율이 클수록 감소하는 경향을 나타내고 있다. 즉 메쉬수가 증가할수록 Wick두께가 얇아져 열저항은 감소하지만 열수송한계도 감소하므로 동일한 열수송이 가능한 범위에서 열저항이 적은 Wick을 선택하여야 한다. 그러나 동일한 메쉬수에서는 기공율을 크게 할수록 열저항은 감소하고 모세관 열수송한계는 증가하는 것을 알 수 있어 가능하다면 기공율을 크게 하는 것이 스크린 메쉬웍 히트파이프의 성능향상에 바람직하다는 것을 알 수 있다.

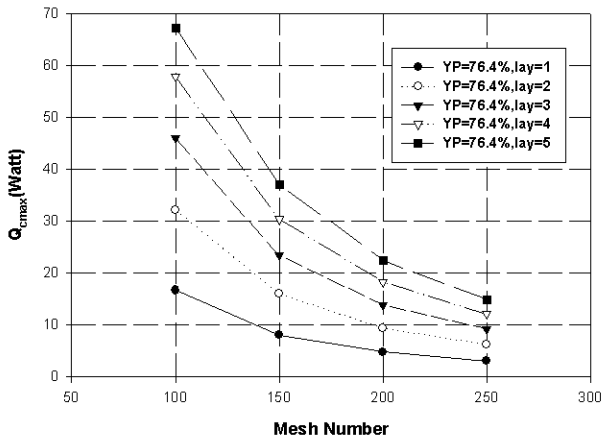


Fig. 7 Capillary limitation according to layer at porosity 76.4% ($d_0=6$ mm)

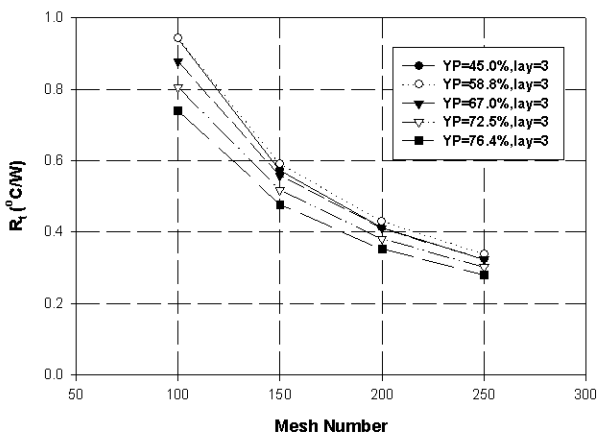


Fig. 8. Thermal resistance according to porosity ($d_0=6$ mm)

4. 결 론

스크린메쉬웍 히트파이프에서 Wick의 기공율이 모세관 열수송한계에 대한 영향을 이론적 분석에서 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. 동일한 메쉬수에서는 기공율이 작아지면 액체 마찰계수는 증가하며 메쉬수가 클수록 그 영향은 더욱 크게 나타났다.
2. 증기마찰계수는 메쉬수와 기공율이 커질수록 감소하는 경향을 나타내며, 기공율에 대한 영향은 메쉬수가 작을수록 증가한다.
3. 모세관열수송한계는 메쉬수가 작을수록, 기공율은 클수록 증가하나, 메쉬수가 작고 기공율이 작을수록 메쉬웍의 직경이 커져 증기마찰계수의 영향이 커지면서 오히려 감소하는 것으로 나타났다.
4. 동일한 메쉬수에서는 기공율을 크게 할수록 열저항은 감소하고 모세관 열수송한계는 증가하여 기공율을 크게 하는 것이 스크린 메쉬웍 히트파이프의 성능향상에 바람직하다는 것을 알 수 있다.

후 기

본 연구는 과학기술부 국가지정연구실사업으로 수행한 연구결과임을 밝히며 관계자 여러분께 감사드립니다.

참 고 문 헌

- (1)Dunn P.D. and Reay D.A., 1978, "Heat Pipes", Pergamon Press.
- (2)Chi S.W., 1976, "Heat Pipe Theory & Practice", Hemisphere, McGraw-Hill
- (3)Faghri Amir, 1995, "Heat Pipe Science & Technology", Taylor & Francis
- (4)Lee K.W., Noh S.Y and Park K.H, 2002, "Theoretical Analysis of Factors Affecting to Heat Transfer Limitation in Screen Mesh Wick Heat Pipe", Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol 14, No.11, pp.880-889