

이론적 해석에 의한 스크린 메쉬웍과 소결웍 히트파이프의 열수송 한계 비교

김근배^{*} · 김유

한국항공우주연구원, 충남대학교 기계공학과

Comparison of the Heat Transport Limitations for Screen Mesh Wick and Sintered Metal Wick Heat Pipes by Theoretical Analysis

Keun-Bae Kim^{*} and Yoo Kim

Korea Aerospace Research Institute, Chungnam National University

요 약

스크린 메쉬웍 및 소결웍 히트파이프의 열수송 한계를 예측하기 위한 이론적 해석을 수행하였다. 히트파이프의 직경은 8 mm이고 작동유체는 물을 사용하였다. 250메쉬 조건에서, 각각의 유효 모세관 반경(r_c), 기공률(ϵ), 투과율(K)을 토대로 작동온도와 워 두께 그리고 경사각에 따른 모세관압력과 열수송 한계, 열저항을 분석하였다. 작동온도가 높고 워 두께가 증가할수록 모세관한계가 높아졌으며, 대체로 소결웍이 스크린웍보다 높은 열수송 한계를 나타냈다. 스크린웍의 열저항이 소결웍보다 높았으며, 두 가지 모두 워 두께가 증가함에 따라 열저항이 선형적으로 상승하였다.

주요어: 히트파이프, 스크린 메쉬웍, 소결웍, 모세관한계

Abstract — Theoretical analysis for predicting the heat transport limitations of screen mesh wick and sintered wick heat pipes was performed. The heat pipe diameter was 8 mm and water was used for working fluid. For the 250 mesh, each capillary pressures and heat transport limitations, thermal resistances were analyzed according to the operating temperatures, wick thicknesses and inclination angles, based on the effective capillary radius (r_c), porosity (ϵ) and permeability (K). The wick capillary limitation was increased as the operating temperature and the wick thickness were increased, and generally the sintered wick showed higher heat transport limitations than that of the screen wick. The thermal resistance of the screen wick was higher than that of the sintered wick and both thermal resistances were linearly increased as the wick thickness was increased.

Key words: Heat pipe, Screen mesh wick, Sintered metal wick, Capillary limitation

1. 서 론

히트파이프는 모세관력을 이용하여 열을 전달하는 특성 때문에 무중력 상태에서도 작동할 수 있으며, 특히 인공위성과 같이 미소중력이 작용하는 영역에서 매우 효과적으로 열을 제어할 수 있다^{[1][3]}. 최근에는 개인용 노

트북 컴퓨터의 소형화 및 고성능화에 따라서 히트파이프 방식의 히트싱크가 많이 활용되고 있다. 이러한 소형 전자부품 냉각에 사용되는 히트파이프는 직경 10 mm 미만의 가는 관이 많이 사용되며, 일반적으로 증발부의 길이는 짧은 반면 단열부와 응축부는 상대적으로 길다. 작은 직경의 히트파이프에서 열을 효율적으로 수송하기 위해서는 무엇보다 워의 특성이 중요하다. 일반적으로 워의 메쉬수가 크면 모세관력이 증가하지만 유체의 유동저항도 커지게 되며, 워의 두께가 증가하면 증기유로 면적이 감소하여 증기유동저항이 커지게 되므로 열수송 한계가 줄어들게 된다. 워는 재질 및 형식에 따라서 여러

^{*}To whom correspondence should be addressed.
Korea Aerospace Research Institute, Chungnam National University
Tel: 042-860-2305
E-mail: kbkim@kari.re.kr

가지로 분류될 수 있으며, 일반적으로 제작이 용이한 그루브형과 스크린 메쉬워 방식을 많이 사용한다. 최근에는 분말 금속을 파이프 내부에 소결시켜 제작하는 방식의 소결워이 널리 활용되고 있다. 소결워은 아주 미세한 금속 분말을 사용하기 때문에 모세관 압력이 매우 높고 열전달 특성이 우수한 장점을 갖고 있다. 그 때문에 소결워을 적용한 히트파이프의 사용 범위가 점차 확산되고 있으며, 해외는 물론 국내에서도 최근에 들어와 소결워 분야에 관한 본격적인 연구가 수행되고 있다^{[14][16][17][18]}. 국내에서는 주로 전자부품 냉각에 사용되는 소형 소결워 히트파이프를 대상으로 시제품을 제작하고 열전달 성능을 검증하는 연구가 수행되었으며, 아직 폭넓은 범위의 연구 성과는 축적되지 못한 실정이다. 특히, 소결워의 전반적인 특성에 관한 조사가 부족한 상태로서 기존의 스크린 메쉬워와의 차이에 대한 이해의 폭을 넓힐 필요가 있다.

본 논문에서는 기존의 스크린 메쉬워 히트파이프에 대한 연구결과를^{[17][18]} 토대로, 전자냉각용 소형 히트파이프를 대상으로 각각 소결워와 스크린 메쉬워를 적용했을 때의 모세관 특성과 열수송 한계에 관한 이론적 해석을 수행하였고, 그 결과를 비교 분석하였다. 현재까지 드러난 소결워와 스크린워의 일반적인 특성을 비교해보면, 제작의 용이성 및 비용측면에서 스크린워이 유리한 반면, 소결워의 특징인 미세한 입자 구조에서 발생하는 높은 모세관압력으로 인해 스크린워보다 열수송 능력이 우수한 것으로 알려져 있다. 일반적으로 소결워이 스크린워보다 제작이 어렵고 비용도 높지만, 열수송 능력과 무중력 환경에서의 작동 특성이 상대적으로 우수하기 때문에 앞으로 적극적으로 개발되고 활용되어야 할 기술이다. 현 단계의 연구는, 기술적인 관점에서 두 가지 워의 특성이 서로 다르기 때문에 정량적인 성능의 비교보다 정성적인 측면에서 물리적 특성의 차이를 객관적으로 이해하는데 목적을 두었다. 두 가지 워의 히트파이프의 열전달 특성을 파악하기 위해서 워의 메쉬수와 모세관 반경, 워 두께, 경사각, 증기온도, 기공률을 변수로 모세관 압력과 열수송 한계, 열저항 등을 종합적으로 분석하였다.

2. 히트파이프 이론 해석

2-1. 히트파이프 형식

본 연구에 사용된 히트파이프는 직경 8 mm, 길이 300 mm 크기로서 파이프와 워의 재질은 구리를 사용했고, 작동유체는 물을 사용하였다. 히트파이프의 형상과 상세한 제원을 각각 Fig. 1과 Table 1에 나타냈다.

소결워은 이론적으로 사용된 분말 입자의 크기와 워

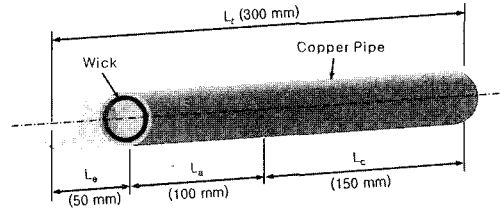


Fig. 1. Schematic of the heat pipe.

Table 1. Specification of the heat pipe.

Screen & Sintered wick heat pipes	
Pipe material	Copper
Pipe diameter (thickness)	8 mm (0.7 mm)
Total length	300 mm
Length of evaporator zone	50 mm
Length of adiabatic zone	100 mm
Length of condenser zone	150 mm
Wick material	Copper
Working fluid	Distilled water

의 두께에 따라 다양한 열전달 특성을 나타낼 수 있기 때문에, 용도에 적합한 특성을 갖도록 설계되어야 한다. 스크린 메쉬워를 사용하는 경우, 메쉬의 수와 감는 겹수에 따른 두께가 설계에서 중요한 인자로 작용한다. 이론적으로 적합한 설계를 하더라도 실제 제작과정에서 발생할 수 있는 오차에 따라 성능이 약화될 수 있다. 여기서는 두 가지 워의 특성을 이론적 관점에서 비교 평가하는 것이며, 향후 개발과정을 통해 도출된 경험적 데이터를 반영하여 정량적인 데이터로 활용할 수 있을 것으로 기대된다.

2-2. 해석 이론

히트파이프는 기본적으로 워의 모세관압력을 이용하는 장치이므로 모세관압력은 최대가 되고 열저항은 최소화되도록 설계한다. 스크린워에서는 메쉬수에 의해서, 그리고 소결워은 사용된 금속 분말 입자의 크기(평균직경)에 따라서 유효 모세관 반경(r_c)이 산출되며 결과적으로 히트파이프의 열전달 특성을 결정하는 모세관 한계가 정해진다. 또한 기공률(ϵ)에 의해서 워 구조의 특성이 영향을 받으며 이는 곧 투과율(K)과 함께 워의 열전달 한계를 결정하는 요소로 작용한다. 다른 한편으로 워의 두께에 따라 작동유체의 유동저항과 증기유동저항이 영향 받게 되며 파이프의 직경이 작은 경우에는 워의 메쉬수와 두께에 따라 작동이 불가능한 영역이 발생할 수 있으므로 설계에 영향을 미치는 인자에 대한 분석이 필요하다. 여기서는 히트파이프의 이론을^{[11][2]} 토대로 널리 알려진 관계식을 적용하였으며, 두 가지 히트파이프의 성

능을 근사적으로 비교 평가하는 관점에서 유용할 것으로 판단된다.

먼저, 최대 모세관압력은 히트파이프 내부의 액체 증기 계면에서 워 구조의 특성 및 액체의 표면장력의 관계로 식(1)과 같이 표현된다.

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

여기서, 유효 모세관 반경 r_c 는 스크린웍에서는 식(2)로 계산되고, 소결웍의 경우 이론적인 구형 입자 모델을 토대로 식(3)과 같이 구할 수 있다.

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

$$r_c = 0.41r_s \quad (3)$$

여기서, r_s 는 소결입자들의 평균 반경이며, N 은 메쉬수이다. 즉, 입자들의 평균직경이 작을수록, 즉 메쉬수가 많을수록 모세관압력은 증가한다. 모세관의 실제적인 펌핑압력은 히트파이프의 증발부가 상부에 있는 경우 파이프의 전체길이(L_1)에 대해 경사각(θ)에 해당하는 높이의 압력손실과 파이프 내부 증기유동부의 직경(d_v)에 대해 경사각에 따른 압력손실을 고려하여 식(4)로 표시된다.

$$P_{pm} = P_{cm} - \rho_l g d_v \cos\theta - \rho_l g L_1 \sin\theta \quad (4)$$

웍의 투과성과 단면적이 커질수록 액체의 유동저항은 작아지게 되며 워 내부의 액체유동저항과 관련된 마찰계수는 식(5)와 같이 정의된다.

$$F_r = \frac{\mu_l}{KA_w \rho_l \lambda} \quad (5)$$

여기서, A_w 는 웍의 단면적으로 $\pi(d_w^2 - d_s^2)/4$ 이며, 웍의 투과율 K 는 스크린웍에서는 식(6)으로 표시되고, 소결웍에서는 Blake-Kozeny equation를 이용하여 식(7)과 같이 근사적으로 구할 수 있다.

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

$$K = \frac{r_s^3 \epsilon^3}{37.5(1-\epsilon)^2} \quad (7)$$

스크린웍의 기공률은 메쉬수와 메쉬웍의 직경으로부터 식(8)로 표시되며, 여기서 밀착도 S 는 1.05를 적용하였다. 소결웍에서는 이론적으로 입자들이 균일하다는 이상적인 가정 하에 식(9)와 같이, 입자들의 평균반경 및 모세관 반경과의 관계가 성립된다.

$$\epsilon = 1 - \frac{\pi S N d_w}{4} \quad (8)$$

$$\epsilon = \frac{\pi}{6 \left[1 - \left(\frac{r_c}{r_s} \right)^2 \right]^{2/3}} \left\{ 1 - \left(\frac{r_c}{r_s} \right)^2 \left[2 - \sqrt{1 - \left(\frac{r_c}{r_s} \right)^2} \right] \right\} \quad (9)$$

한편, 웍이 두꺼워지면 관내의 증기유동 직경이 감소하므로 증기유동 통로의 증기마찰계수가 증가하며, 이는 곧 열전달 한계를 제한하는 요인으로 작용한다. 증기마찰계수는 식(10)과 같이 정의된다.

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

여기서, A_v 는 증기통로의 단면적 $\pi d_v^2/4$ 이며, $(f_v Re_v)$ 는 증기의 Reynolds 수의 함수로 일반적으로 히트파이프의 내부 유동은 비압축성의 층류로 간주할 수 있으므로 여기서 원형 증기유동 통로에 대해 $(f_v Re_v) = 16$ 을 적용한다. 히트파이프의 모세관 열수송인자(QL) $_{c,max}$ 는 모세관 펌핑압력과 워 내부의 액체유동 마찰계수 및 증기유동 마찰계수를 이용해 식(11)과 같이 계산된다.

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

히트파이프의 실제 열수송 능력을 나타내는 최대 모세관 열수송 한계는 히트파이프의 유효길이(L_{eff})에 의해 식(12)와 같이 결정된다.

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

결과적으로 히트파이프의 모세관한계에 영향을 미치는 주요 인자는 웍의 입자크기와 기공률, 투과율 그리고 두께이며, 모세관한계를 높이기 위해서는 그러한 구조적 특성들을 적절히 조화시킬 필요가 있다. 그 외 증기의 속도가 음속한계를 넘지 않아야 하는 음속한계, 증기 속도가 액체를 비산시킬 수 있는 비산한계 그리고 웍에서 증기 방울이 형성되는 비등한계 등이 히트파이프의 작동에 영향을 미치는 요소들이다. 음속한계, 비산한계 및 비등한계는 각각 식(13), 식(14) 및 식(15)로 표시된다.

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

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

$$Q_{b,max} = \frac{2\pi L_c k_c T_v}{\lambda \rho_v \ln(r_t/r_c)} \left(\frac{2\sigma}{r_n} - P_c \right) \quad (15)$$

식(15)에서, k_c 는 워 내부에 작동유체가 충만한 상태에서 워와 작동유체의 혼합 열전도율이며, 스크린워는 식(16)에 의해서, 소결워는 입자의 크기가 비교적 작고 균일하다는 전제하에 식(17)을 이용하여 구할 수 있다.

$$k_c = \frac{k_f[(k_f+k_w)-(1-\epsilon)(k_f-k_w)]}{[(k_f+k_w)+(1-\epsilon)(k_f-k_w)]} \quad (16)$$

$$k_c = \frac{k_f[(2k_f+k_w)-2(1-\epsilon)(k_f-k_w)]}{[(2k_f+k_w)+(1-\epsilon)(k_f-k_w)]} \quad (17)$$

여기서, k_f 와 k_w 는 각각 작동유체와 워의 열전도율이다. 히트파이프의 열전달 한계에 영향을 미치는 또 하나의 주요 요인이 열저항이다. 열저항이 크면 결과적으로 열수송량이 감소하기 때문에, 모세관한계는 높이면서 열저항은 최소화되도록 설계하는 것이 중요하다. 히트파이프의 열저항은 증발부에서 응축부에 이르기까지 기본적인 열전달 관계식을 통해 구할 수 있으며, 전체 열저항 R_t 는 식(18)과 같이 계산된다.

$$R_t = R_{pe} + R_{we} + R_{vap} + R_{wc} + R_{pc} \quad (18)$$

여기서, R_{pe} , R_{we} , R_{vap} , R_{wc} , R_{pc} 는 각각 증발부의 파이프 벽과 포화 워, 증기유동 통로, 응축부의 포화 워와 파이프 벽에서의 열저항을 의미하며, 식(19)로 표현된다.

$$R_{pc} = \frac{r_o t_p}{2L_c k_p}$$

$$R_{we} = \frac{r_o^2 t_w}{2L_c r_i k_{ec}}$$

$$R_{vap} = \frac{\pi r_o^2 T_v F_v \left(\frac{L_c}{6} + L_a + \frac{L_c}{6} \right)}{\rho_v \lambda J}$$

$$R_{wc} = \frac{r_o^2 t_w}{2L_c r_i k_{cc}}$$

$$R_{pe} = \frac{r_o t_p}{2L_c k_p}$$

여기서, 유효 열전도율 k_{cc} 는 k_{ec} 와 같다고 가정한다.

3. 해석 결과 및 분석

3-1. 모세관압력 및 펌핑압력

본 연구에서는 250 mesh 급의 스크린워와 소결워를 대상으로 균일하게 배열된 이상적인 워 구조를 가정하였으며, Table 2에 두 가지 워의 주요 파라미터들의 이론적인 특성을 나타냈다.

모세관압력은 워의 모세관 반경과 더불어 작동유체의 표면장력의 함수이기 때문에 작동온도에 따라 변화된다.

Table 2. Wick structure parameters for analysis.

Type	Effective capillary radius, r_c (m)	Porosity, ϵ (%)	Permeability, K (m ²)
Screen	5.08×10^{-5}	67.5	3.832×10^{-11}
Sintered	2.083×10^{-5}	58	7.858×10^{-11}

여기서는 물을 작동유체로 사용하기 때문에 Fig. 2에서와 같이 포화온도가 증가할수록 표면장력이 감소하고 모세관압력이 떨어지는 것을 알 수 있다. 반면에 물의 점성계수도 온도가 높아지면 낮아지므로 워 내부의 액체 마찰계수가 감소하게 되며 결과적으로 모세관한계를 높일 수 있게 된다.

Fig. 2는 소결워가 스크린워보다 두 배 이상의 높은 모세관압력을 나타내는 것을 보여주고 있으며, 히트파이

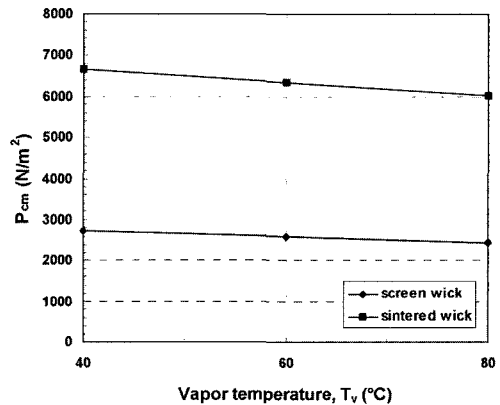


Fig. 2. Capillary pressure vs operating temperature, for screen and sintered wicks.

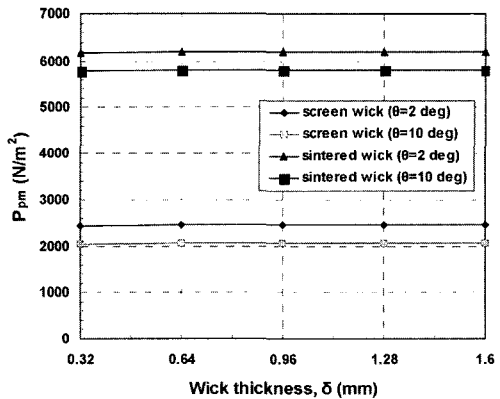


Fig. 3. Capillary pumping pressure vs wick thickness, for screen and sintered wicks at $T_v=60^\circ\text{C}$.

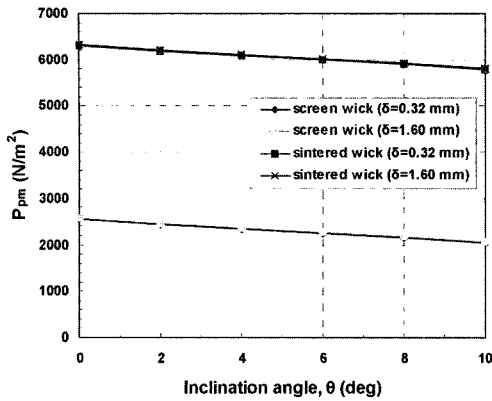


Fig. 4. Capillary pumping pressure vs inclination angle, for screen and sintered wicks, at $T_v=60^\circ\text{C}$.

프의 워에 적합한 특성을 지니고 있음을 알 수 있다.

Fig. 3과 Fig. 4는 히트파이프의 모세관 펌핑압력을 나타내며, 각각 경사각과 워의 두께에 따른 모세관압력의 변화를 보여준다. Fig. 3에서, 경사각이 2도에서 10도로 증가할 때 두 가지 워 조건에서 비슷하게 약 400 정도 감소하는 것을 알 수 있으나, 워 두께 변화에 따른 영향은 거의 나타나지 않았다.

Fig. 4는 경사각의 변화에 따른 모세관압력 분포로서, 0도에서 10도로 증가하면 모세관압력이 500 N/m^2 정도 감소하는 것을 보여주며, 역시 동일한 작동온도 조건에서, 워 두께의 증가에 따른 모세관압력의 변화는 거의 나타나지 않았다.

3-2. 액체 마찰계수

워 내부의 액체유동 마찰계수와 증기유동 통로에서의 증기유동 마찰계수는 서로 상반된 특성을 지니기 때문

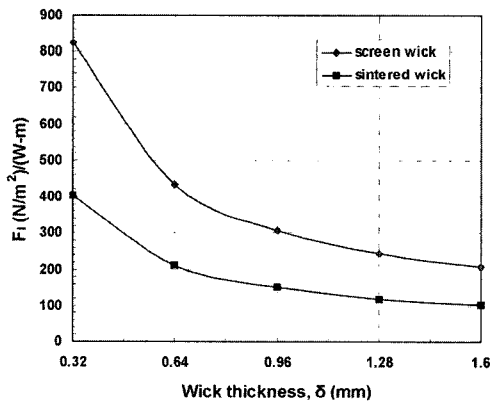


Fig. 5. Liquid friction coefficient vs wick thickness, for screen and sintered wicks at $T_v=60^\circ\text{C}$, $\theta=10^\circ$.

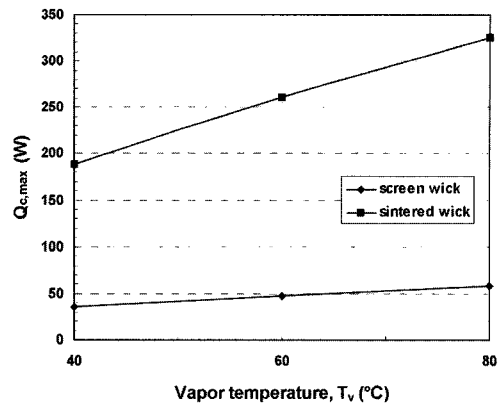


Fig. 6. Capillary limitation vs operating temperature, for screen and sintered wicks at $\theta=10^\circ$, $\delta=1.6$ mm.

에 워의 두께와 작동온도에 따라서 모세관압력에 미치는 영향이 달라진다. Fig. 5는 증기 포화온도 60°C 에서 워의 두께에 따른 액체마찰계수의 변화를 보여준다. 스크린워의 마찰계수가 매우 높게 나타나고 있으며, 특히 두께가 0.64 mm 이하로 얇아질 때 마찰계수가 상대적으로 크게 증가하는 경향을 나타내고 있다.

3-3. 모세관 열수송 한계

모세관 열수송 한계는 앞에서 계산된 모세관압력 특성과 히트파이프의 설치 경사각에 의해서 정해진다. Fig. 6은 워 두께가 1.6 mm, 경사각 10° 의 조건에서 작동온도에 따른 최대 열수송 한계를 나타낸다. 온도가 40°C 에서 80°C 로 증가할 때 거의 1.5 배 이상 열수송량이 증가하며, 특히 소결워이 스크린워에 비해 월등한 열수송량을 보여주고 있다. 이는 소결워의 열전달 특성이 상대적으로 우수하다는 것을 나타내며, 동일한 단면적의 히

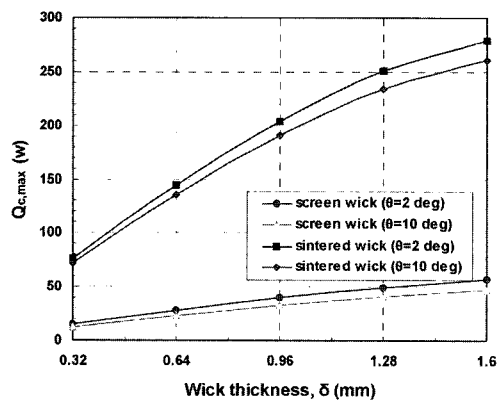


Fig. 7. Capillary limitation vs wick thickness, for screen and sintered wicks at $T_v=60^\circ\text{C}$.

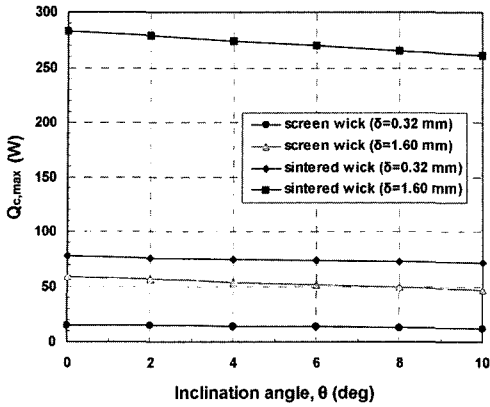


Fig. 8. Capillary limitation vs inclination angle, for screen and sintered wicks at $T_s=60^\circ\text{C}$.

트라이프라도 사용되는 위의 특성에 따라 성능이 향상될 수 있음을 의미한다. Fig. 7과 Fig. 8은 워 두께와 경사각에 따른 모세관한계를 나타낸다. 두께가 증가할수록 열수송 한계가 크게 증가하고 있으며 상대적으로 경사각의 영향은 크지 않았다.

3-4. 음속, 비산, 비등 열수송 한계

Fig. 9, Fig. 10, Fig. 11은 각각 음속한계와 비산한계 그리고 비등한계를 포화온도 60°C 조건에서 워 두께에 따라 나타낸 것이다. 음속한계는 위의 구조적 특성에 관계가 없으므로 두 가지 워가 동일한 한계를 나타내고 있으며, 위의 두께와 작동온도에 민감한 반면 모세관한계에 비해 높은 수준을 보여주고 있다.

비산한계는 Fig. 10과 같이, 일정한 작동온도에서 두께가 얇을수록 증가하며, 소결워이 스크린워보다 상대적으로 높은 경향을 보여주고 있다. 이것도 상대적으로 모

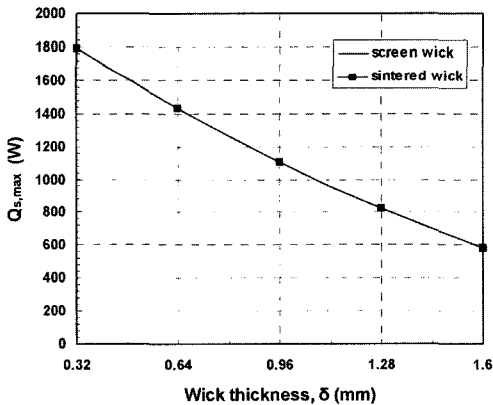


Fig. 9. Sonic limitation vs wick thickness, for screen and sintered wicks at $T_s=60^\circ\text{C}$.

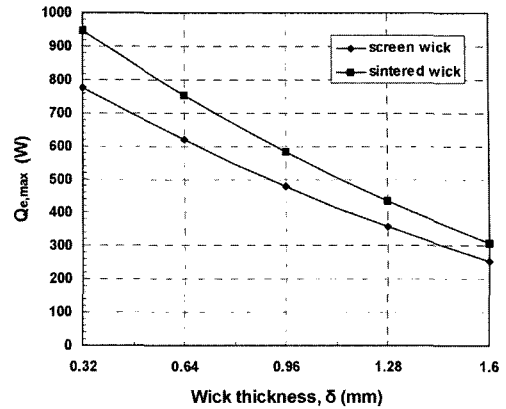


Fig. 10. Entrainment limitation vs wick thickness, for screen and sintered wicks at $T_s=60^\circ\text{C}$.

세관한계에 비해서 크기 때문에 모세관한계가 크게 저하되지 않은 범위에서 워 두께를 설계할 필요가 있다.

Fig. 11은 일정한 온도조건에서 워 두께에 따른 비등한계 분포를 보여주고 있다. 음속한계 및 비산한계와 마찬가지로 워가 얇을수록 비등한계는 상승하며, 특히 워 두께가 0.64 mm 이하로 내려가면 급격하게 증가하는 경향을 보여준다. 여기서도 소결워이 스크린워보다 대체로 높은 한계를 나타내고 있으며, 비등한계도 모세관한계에 비해 매우 높은 수준이기 때문에 히트파이프의 성능은 주로 모세관한계에 의해 결정되는 것을 알 수 있다.

3.5. 열저항

Fig. 12에 작동온도 60°C 에서 워 두께에 따른 히트파이프의 열저항을 예측하여 나타냈다. 히트파이프의 열저항이 작을수록 작동유체의 증발 잠열이 효율적으로 전달될 수 있기 때문에 이는 히트파이프의 설계시 중요한

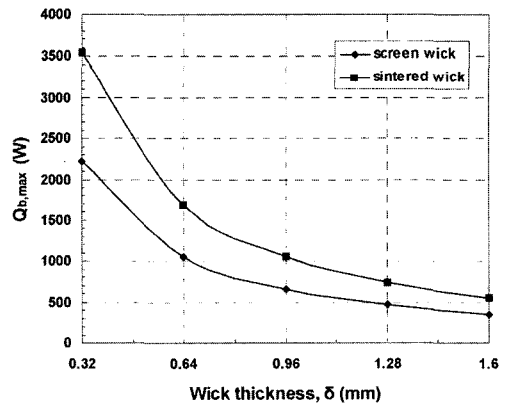


Fig. 11. Boiling limitation vs wick thickness, for screen and sintered wicks at $T_s=60^\circ\text{C}$.

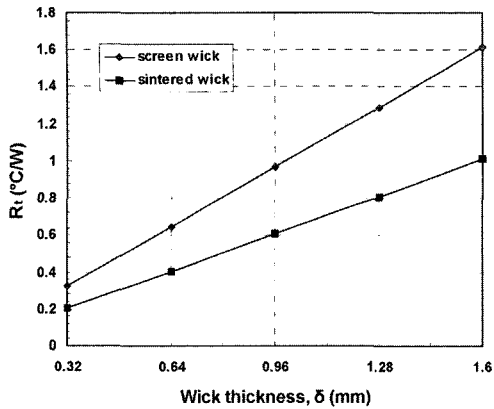


Fig. 12. Thermal resistance vs wick thickness, for screen and sintered wicks at $T_s=60^{\circ}\text{C}$.

고려 요소가 된다. 열저항은 스크린웍이 소결웍보다 상대적으로 높게 나타났다. 특히, 웍이 두꺼울수록 차이가 더 벌어져서 두께가 1.6 mm일 때 $0.6^{\circ}\text{C}/\text{W}$ 의 차이가 발생하는 것을 알 수 있다. 결과적으로 소결웍은 스크린웍보다 모세관한계가 높으며 동시에 열저항도 상대적으로 낮은 편으로 두 가지 요소를 고려한 최적 설계가 요구된다고 할 수 있다.

4. 결 론

본 논문에서는 직경 8 mm, 길이 300 mm의 히트파이프를 대상으로 각각 스크린 메쉬웍과 소결웍을 적용했을 때의 열수송 한계에 관한 이론적 해석을 수행하였다.

작동유체는 물을 사용하였으며, 두 가지 웍의 구조적 특성에 관한 해석을 위해서 250메쉬 조건에서 각각의 유효 모세관 반경(r_c), 기공률(ϵ), 투과율(K)을 토대로 작동온도와 웍 두께 그리고 경사각에 따른 모세관압력과 열수송 한계, 열저항을 분석하였다. 두 가지 웍 모두 히트파이프의 작동온도와 웍 두께가 열수송 한계를 결정하는 주요 요인으로 작용하였으며, 작동온도와 웍 두께가 증가할수록 모세관의 열수송 한계가 증가하였다. 해석 결과에서 소결웍이 스크린웍보다 상대적으로 높은 모세관한계를 나타냈으나, 설계단계에서는 추가적으로 스크린 메쉬수 및 분말입자의 크기를 고려해서 히트파이프의 성능을 최적화할 필요가 있다. 그 외 비산한계와 비등한계도 상대적으로 소결웍이 스크린웍보다 다소 높게 나타났다. 모세관한계보다 전반적으로 높은 경향을 보여서 성능에 미치는 영향은 크지 않았다. 열저항은 스크린웍이 소결웍보다 높은 편으로 웍 두께가 증가함에 따라 크게 상승하는 경향을 나타냈다.

기호설명

- d_i, d_o : 파이프 내경 및 외경 [m]
- d_v : 증기 코어 직경 [m]
- k_e : 워셔동액의 혼합 열전도율 [W/m-K]
- k_p, k_s, k_w : 파이프, 액체, 웍의 열전도율 [W/m-K]
- L_a : 단열부 길이 [m]
- L_c : 응축부 길이 [m]
- L_e : 증발부 길이 [m]
- r_c : 유효 모세관 반경 [m]
- $r_{h,v}$: 증기 유동 수력 반경 [m]
- r_i : 파이프 내경 [m]
- r_n : 비등 핵형성 반경 [m]
- r_o : 파이프 외경 [m]
- r_v : 증기 코어 반경 [m]
- R_v : 증기 상수 [J/kg-K]
- t_p : 파이프 벽 두께 [m]
- t_w : 웍 두께 [m]
- T_v : 증기 포화온도 [$^{\circ}\text{C}$]
- γ_v : 증기 비열비
- ϵ : 웍의 기공률
- δ : 웍의 두께 [m]
- θ : 히트파이프 경사각 [deg]
- λ : 작동액의 증발잠열 [kJ/kg]
- μ_l, μ_v : 작동액 및 증기의 점도 [kg/m-sec]
- ρ_l, ρ_v : 작동액 및 증기의 밀도 [kg/m^3]
- σ : 작동액의 표면장력 [N/m]

참고문헌

1. Chi, S.W.: "Heat Pipe Theory & Practice", Hemisphere, McGraw-Hill (1976).
2. Dunn, P.D. and Reay, D.A.: "Heat Pipes", 4th Edn. Pergamon Press (1994).
3. Faghri Amir: "Heat Pipe Science & Technology", Taylor & Francis (1995).
4. 윤호경, 문석환, 고상춘, 황건, 최태구: "소결웍 히트파이프의 제작 및 작동성능", 대한기계학회논문집 B권, 26(9), 1260 (2002).
5. 김성대, 성병호, 강환국, 김철주: "소형 소결웍 히트파이프의 제조 기술개발에 관한 연구", 한국에너지공학회 2003추계학술발표회 논문집, 291 (2003).
6. 강환국, 정환수, 김성대, 김철주: "Sintered Metal Wick형 히트파이프의 작동특성에 관한 연구", 대한설비공학회 2002동계학술발표대회 논문집, 121 (2002).
7. 이기우, 노승용, 박기호: "스크린 메쉬웍 히트파이프의 열전달한계에 영향을 미치는 인자의 이론적 해석",

- 설비공학논문집, 14(11), 880 (2002).
8. Lee, K.-W., Park, K.-H., Lee, W.-H. and Rhi, S.-H.: "Theoretical analysis of heat transport limitation in screen mesh wick heat pipe", *International Journal of Air-Conditioning and Refrigeration*, 12(1), 1 (2004).
 9. Pruzan, D.A., Klingensmith, L.K., Torrance, K.E. and Avedisian, C.T.: "Design of high-performance sintered-wick heat pipes", *Int. J. Heat Mass Transfer*, 34(6), 1417 (1991).
 10. Peterson, G.P. and Fletcher, L.S.: "Effective thermal conductivity of sintered heat pipe wicks", *American Institute of Aeronautics and Astronautics* (1986).