

모바일 전자장비 냉각용 Micro-CPL내 형상크기변화에 따른 열성능 해석

배 찬 효[†], 김 병 기, 서 정 세*, 황 건**, 문 석 환**
 경상대학교 대학원[†], 경상대학교 기계항공공학부*, 한국전자통신연구원**

Effect of Groove and Channel Size on the Thermal Transport Capacity of Micro-Capillary Pumped Loop for Mobile Electronic Device Cooling System

C.H. Bae[†], B.G. Kim, J.S. Suh*, G. Hwang**, S.H. Moon**

Abstract: As more high power wide band gap devices are being utilized, the thermal management issues associated with these devices need to be resolved. High power small devices dissipate excessive heat that must be cooled, but traditional cooling methods are insufficient to provide such a cooling means. This paper will evaluate a micro-capillary pumped loop thermal management system that is incorporated into the shim of the device, taking advantage of phase-change to increase the thermal conductivity of the system. The results of the modeling of the thermal management system will be discussed.

Key Words: Micro-capillary pumped loop(마이크로 CPL), Mobile electronic device(모바일 전자장비), Cooling system(냉각 시스템)

기 호 설 명

- A : 유동 단면적 [m²]
- D : 수력 직경
- f : 마찰계수
- h_{fg} : 작동유체의 증발잠열양 [W/m²]
- ΔP : 압력강하 [N/m²]
- T_{opr} : 작동온도 [K]
- \bar{w} : 면적 평균 축방향 속도 [m/s]

- ρ : 밀도 [kg/m³]
- σ : 표면장력 [N/m]

하첨자

- v : 기체
- l : 액체
- co : 응축부
- ev : 증발부
- lq : 액체관
- vp : 기체관

그리스 문자

- α : 폭/높이 비
- β : 운동량 계수
- μ : 점도 [kg/m-sec]

1. 서 론

현재 모바일 전자장비는 소형화, 경량화, 빠른 처리능력 등을 요구하고 있다. 이러한 요구에 부응하기 위한 고성능 칩의 개발에서 칩의 자체적인 발열에 관한 효과적인 냉각기술은 정보통신기술의 핵심이라고 할 수 있다.

[†] Corresponding author
 Tel.: +82-55-751-5312; fax: +82-55-757-5622
 E-mail address: jssuh@gsnu.ac.kr

고성능의 모바일 전자장비용 냉각기술은 MEMS 공정을 바탕으로 micro-CPL 형태의 냉각기를 제작하여야 가능하다. 미국 등에서는 이미 micro-CPL에 대한 수치해석적 연구와 최적 설계 및 제작까지 이루어지고 있으며^{(1),(2)}, 특히 채널의 깊이가 50 μm 인 증발기를 갖고 열제거능력이 50W/cm²급 이상의 micro-CPL의 개발이 이루어진 것으로 보고되고 있다⁽³⁾. 이에 반해 현재 국내에서는 notebook PC의 냉각을 위한 소형 히트파이프에 대한 연구를 시작으로⁽⁴⁾, micro-CPL을 제작하기 위한 MEMS 제작기술⁽⁵⁾ 및 유리 소결체를 다공성 물질로 사용하여⁽⁶⁾ micro-CPL의 제작기술은 이미 확보되어 있는 것으로 판단되지만, 설계기술에 대한 해석은 부족하다.

본 논문에서는 이러한 설계 자료를 제시하기 위해 micro-CPL에 대한 수치해석을 하였고, 특히 액체관이 두 개로 구성된 micro-CPL의 모델에 대한 수치해석적 최적 열성능을 발휘하는 모델을 제시하였다.

2. 문제설정

본 논문에서 해석의 대상은 기본적으로 응축부에 그루브가 있는 경우를 대상으로 진행하였다. 기본적인 해석 모델은 Table 1에 정리하였다.

Fig. 1에는 액체관이 두 개이고 응축부에 그루브가 있는 micro-CPL의 모습을 나타낸 것이다. 이러한 모델에서는 증발부에서 기화된 작동유체는 중앙의 기체관을 따라 응축부로 이동하고, 응축부에서 액화하여 두 개의 액체관을 따라 증발부로 이동하는 이중순환구조이다. 해석 모델에 대한 작동유체로는 물을 설정하였다.

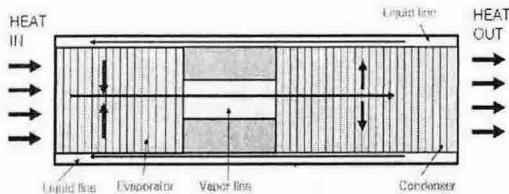


Fig. 1 Schematic Diagram of the micro-CPL.

Table 1 a micro-CPL specification [unit: μm]

Specification		Value
Liquid line	Number	2
	Width	200
	Height	280
	Length	35 [mm]
Vapor line	Width	2000
	Height	500
	Length	20000
Evaporator	Number of groover	84 ea
	Groover Width	20
	Groover Height	80
	Area	10 \times 10 [mm ²]
Condenser	Number of groover	167
	Groover Width	20
	Groover Height	80
	Area	19.96 \times 10 [mm ²]

3. 기본 방정식

본 연구에서 해석의 기초는 시스템이 정상 작동되는 경우에 대해 설정하였으며, 따라서 시스템의 작동유체의 온도가 포화온도를 유지하고 있으며, 증발부 및 응축부에서 작동유체의 과열 및 과냉이 이루어지지 않는다고 가정한다. 실제 시스템에서 과냉 및 과열의 효과가 시스템에 미치는 영향이 상대적으로 상당히 적다.

시스템이 정상적으로 작동하기 위한 기본적인 조건은 증발부에서 증발하는 작동유체가 증기관을 경유하여 응축부를 지나서 액체관을 통해 증발부로 돌아오기까지의 압력강하가, 증발부내에서 형성되는 모세관력 한계를 넘지 말아야 하는 것이다. 이를 식으로 표현하면은 다음과 같다.

$$\Delta P_{c,\max} \geq \Delta P_{ev} + \Delta P_{vp} + \Delta P_{co} + \Delta P_{lq} \quad (1)$$

여기서 $\Delta P_{c,\max} = 2\sigma/r_c$ 이며, ΔP_{ev} 는 증발부내 압력강하, ΔP_{vp} 는 증기관내 압력강하, ΔP_{co} 응축부내 압력강하, ΔP_{lq} 액체관내 압력강하를 각각 나타낸다.

micro-CPL의 증발부의 임의의 단면에서 질량

보존식은 기체와 액체에 대해 다음과 같이 주어진다.

$$\rho_v A_v \bar{w}_v + N \rho_l A_l \bar{w}_l = N \dot{m}_{l0} \quad (2)$$

여기에서 \bar{w} 와 \dot{m}_{l0} 는 액체 및 기체내의 면적 평균 축방향 속도와 그루브내로 유입되는 질량유량이며, N 은 그루브의 수를 나타낸다.

기체의 유동을 비압축 유체로 하여 축방향 운동량방정식을 1차원 경계유동 근사식을 이용하여 나타내면 다음과 같다.

$$\frac{d}{dx} (P_v + \rho_v g \sin \phi + \rho_v \beta_v \bar{w}_v^2) = -f_v \frac{2\rho_v \bar{w}_v^2}{D_{h,v}} \quad (3)$$

β_v 는 운동량 유속계수이며, f_v 는 기체의 마찰계수를 나타낸다. 여기에서 본 연구의 micro-scale의 경우에 모세관력에 비해 중력의 영향이 매우 미미하여, 중력항은 무시된다. 이러한 계수들은 기체-액체의 계면에서의 전단응력을 고려하여 2차원 층류유동에 대해 다음과 같이 취하여 진다.⁽⁷⁾

$$(fRe)_v = (-0.94 + 3.8e^{\frac{\pi h_c}{2h}} + \frac{11.8}{1 + \sin \alpha}) + \left(\frac{W}{L}\right)^2 (52 + 4.6e^{\frac{\pi h_c}{2h}} + \frac{0.89}{1 + \sin \alpha}) \quad (4)$$

그루브내의 액체의 속도는 기체의 속도에 비해 상대적으로 매우 적으며, 따라서 기체에 작용하는 전단응력의 효과에 대해 액체를 정지한 벽으로 가정하여 얻을 수 있다.

그루브내 액체유동에 대한 운동량 보존식은 다음과 같다.

$$\frac{d}{dx} (P_l + \rho_l g \sin \phi) = -f_l \frac{2\rho_l \bar{w}_l^2}{D_{h,l}} \quad (5)$$

여기에서 f_l 은 액체의 마찰계수를 나타낸다. 액체의 유동에서 관성력에 의한 운동량의 손실이 점성마찰에 의한 것에 비해 상대적으로 매우 적어 이를 무시할 수 있다. f_l 의 값은 기체-액체의 계면에서의 전단응력을 고려한 2차원 Stokes 방정식으로부터 다음과 같이 주어진다.

$$(fRe)_l = B (fRe)_0 \left[1 - \frac{\bar{\tau}_i}{3\gamma^2} (1 - 1.971e^{-\frac{\pi\gamma}{2}}) \right] \cdot E \quad (6)$$

$$\bar{\tau}_i \equiv \frac{\bar{\tau}_i}{\mu_l w_l / h_c} (fRe)_v \frac{h_c}{2D_{h,v}} \frac{\mu_v \bar{w}_v}{\mu_l w_l} \quad (7)$$

$$B = 1.44 - \frac{0.84}{1 + \sin \alpha} \left(1 - 0.19 \sqrt{1 - \left(\frac{W_b}{W}\right)^2} \right) \quad (8)$$

$$E = -1.2 + 1.1 \frac{W}{h} + 1.6e^{\left(\frac{W_b}{W}\right)^3} - 0.45 \sqrt{\frac{W}{L}} - 1.1\alpha + \frac{h_c}{H - h_c} \left(1.6 - 0.77 \frac{W}{h} - 1.6e^{\left(\frac{W_b}{W}\right)^3} + 1.3\alpha \right) \quad (9)$$

micro-CPL의 증발기내의 기체 및 액체에 대한 에너지 보존식은 그루브내 액체의 증발 및 응축에 따른 액체의 질량유량의 축방향 변화를 반영하는 형태로 이루어질 수 있으며, 다음과 같이 주어진다.

$$\frac{d}{dx} (\rho_v \bar{w}_v A_v) = \frac{1}{h_{fg} N} \frac{dQ(x)}{dx} \quad (10)$$

기체와 액체의 압력차로 인한 계면 곡률 반경의 관계식인 Laplace-Young식의 미분식은 다음과 같고 σ 는 작동유체의 표면장력계수를 나타낸다.

$$\frac{dP_l}{dx} = \frac{dP_v}{dx} - \frac{d}{dx} \left(\frac{\sigma}{r} \right) \quad (11)$$

응축부는 일반적으로 증발부에 비해 단순 메카니즘에서 응축이 이루어진다. 즉, 작동유체의 응축이 관로의 모든 면에서 이루어지므로, 평균적인 개념에서 모사할 수 있다. 응축기 유로내에는 기체와 액체상태의 작동유체가 혼재하여 흐르게 되며, 기체와 액체의 질량분율로 물성치를 표현할 수 있다. 작동유체가 증기상태로 응축부에 유입되면, 응축부 외부로의 열전달에 의한 냉각으로 기체상태의 작동유체가 응축하면서 액체상태로 변하며, 이것은 다음의 식으로 나타낼 수 있다.

$$\frac{dQ(x)}{dx} = h_c P_w (T_{opr} - T_\infty) \quad (12)$$

$$-\frac{d}{dx}(m_v) = \frac{1}{h_{hg}} \frac{dQ(x)}{dx} \quad (13)$$

응축부에서의 압력강하는 다음의 식으로 표현될 수 있다.

$$\frac{dP}{dx} = -\frac{(fRe)\mu m}{2Ar_h^2\rho} \quad (14)$$

응축부내의 작동유체의 유동에 따른 마찰저항계수 (fRe) 는 다음의 식으로 근사적으로 나타낸다.⁽¹²⁾

$$fRe = 24(1 - 1.3553\alpha + 1.9467\alpha^2 - 1.7012\alpha^3 + 0.9564\alpha^4 - 0.2537\alpha^5) \quad (15)$$

여기서 $\alpha = \frac{h}{2w}$ 로 정의된다.

증발부와 응축부를 연결하는 증기관과 액체관 내의 작동유체 유동에 따른 압력강하식은 다음의 식으로 나타낸다.

$$\frac{dP_v}{dx} = -\frac{(fRe)_v\mu_v m}{2A_v r_{h,v}^2 \rho_v} \quad (16)$$

$$\frac{dP_l}{dx} = -\frac{(fRe)_l\mu_l m}{2A_l r_{h,l}^2 \rho_l} \quad (17)$$

여기서 작동유체의 유동에 따른 마찰저항계수 (fRe) 는 위의 식 (15)과 동일하다.

4. 해석 결과

4.1 응축부 그루브 유무에 따른 해석 결과

Fig. 2는 응축부의 그루브 유무에 따른 작동온도별 증발부의 최대열전달량을 나타낸 것이다. 작동온도가 상승할수록 최대열전달량을 상승하고 있다. 응축부의 그루브가 없는 경우가 최대열전달량이 크게 나타나고 있고, 작동온도에 대한 상승폭도 크게 나타나고 있다. 이러한 이유는 Fig. 3에서와 같은 전체압력강하분포에 기인한다. 응축부에 그루브가 있는 경우 전체압력강하가 크게 나타나고 있고, 특히 응축부 및, 액체관, 기체관

에서의 압력강하가 크게 나타난다. 작동온도에 대한 압력강하 분포는 어느 일정온도 이상에서는 압력강하의 증가폭이 감소하게 되는데, 이것은 작동유체로 설정한 물의 성질때문이다.

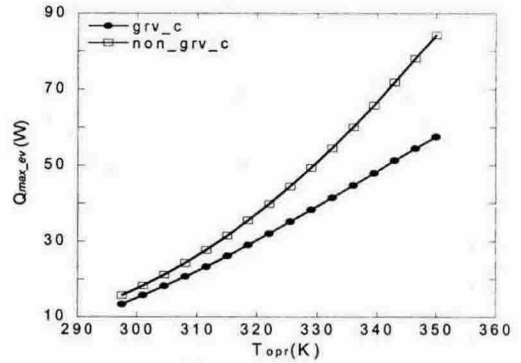


Fig. 2 Heat transfer of evaporator region with operating temperature.

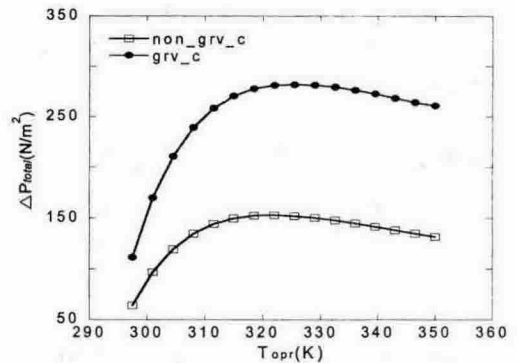


Fig. 3 Pressure drop with operating temperature.

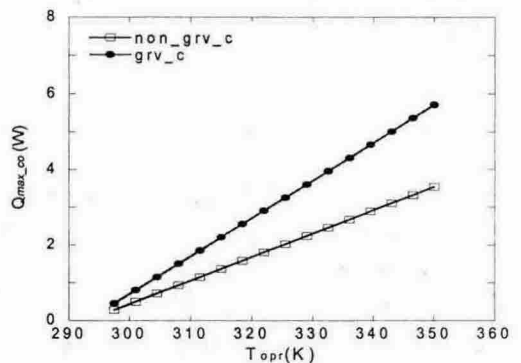


Fig. 4 Heat transfer of condenser region with operating temperature.

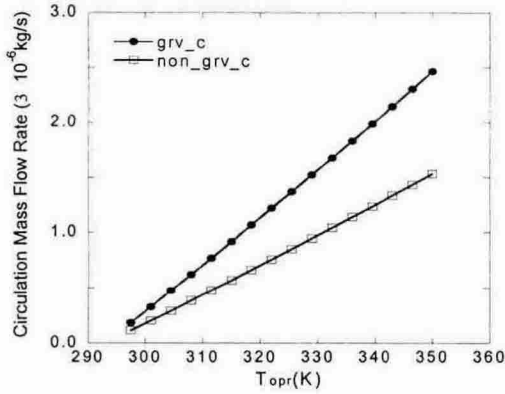


Fig. 5 Mass flow rate with operating temperature.

Fig. 4에서는 응축부에서 최대 발열량을 나타내고 있다. 증발부의 최대열전달량은 응축부 그루브가 없는 경우 크게 나타나고 있지만, 응축부의 발열량은 그루브가 있는 경우 크게 나타나고 있다. 응축부의 그루브로 인한 응축부 단면적 상승의 결과로 해석되고, 응축부의 단면적 상승은 Fig. 5에서와 같은 순환 질량의 증가로 이어지고 있다. 따라서 응축부에 그루브가 있는 경우 응축부 단면적의 상승으로 발열량이 증가하고 순환 질량용량이 증가하여, 액체관, 기체관 등에서의 압력강하가 크게 나타나서 전체 압력강하가 크게 나타났다고 할 수 있다.

응축부에 그루브가 있는 경우 전체압력강하에는 좋지 않은 영향을 받지만, 같은 면적의 응축부에서 응축부 방열량을 늘릴 수 있는 장점이 있다.

4.2 형상 변화 해석 결과

Fig. 6은 증발부 그루브의 높이를 변화시킨 해석결과이다. 증발부의 그루브의 높이가 낮아질수록 증발부에서의 최대열전달량은 증가하고 있고, 그루브의 높이가 80 μm 이하에는 거의 변화하지 않았다. Fig. 7은 증발부 그루브 폭이 좁아질수록 증발부 최대열전달량은 증가하는 모습을 나타낸 것이다. Fig. 6과 7에서 그루브의 형상이 작아질수록 모세관 압력이 증가하기 때문에 최대열전달량은 증가하고 있다. 그루브의 높이 변화보다는 그루브의 폭이 작아질수록 모세관 한계와 관련된 최대열전달량이 증가한다.

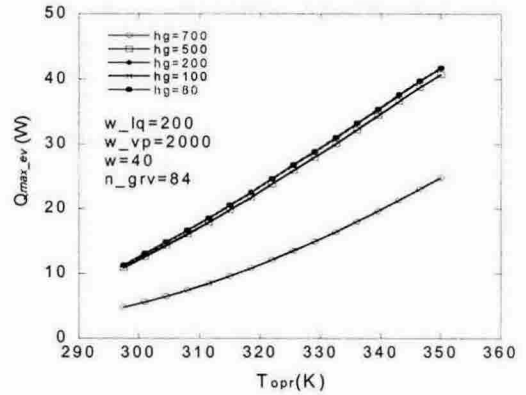


Fig. 6 Heat transfer of evaporator region with operating temperature.

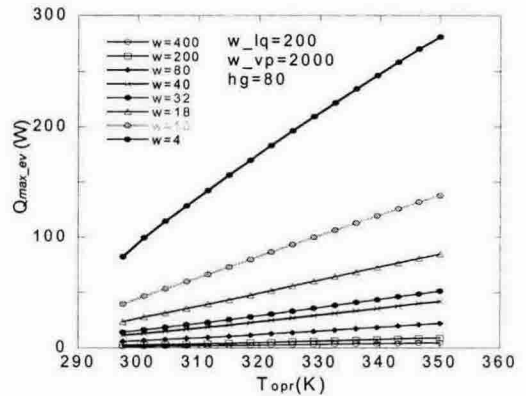


Fig. 7 Heat transfer of evaporator region with operating temperature for various groove width.

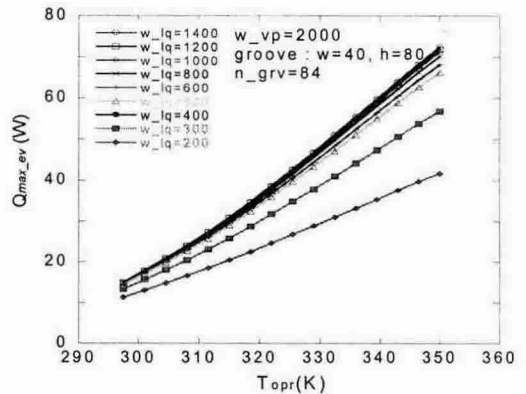


Fig. 8 Heat transfer of evaporator region with operating temperature for various width of liquid line.

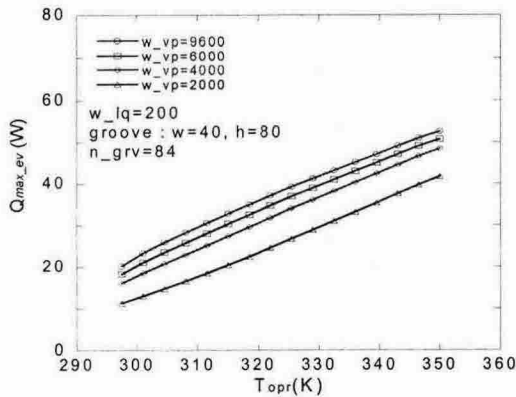


Fig. 9 Heat transfer of evaporator region with operating temperature for various width of vapor line.

Fig. 8에서는 액체관의 폭이 넓어질수록 최대 열전달량이 증가하고 있는 모습이다. Fig. 9에서는 기체관의 폭이 넓어질수록 최대열전달량이 증가하는 모습을 나타낸 것이다. 액체관과 기체관에서는 폭이 넓어질수록 마찰계수가 작아지고, 압력강하가 낮게 나타나기 때문에 최대열전달량이 증가하는 모습을 보이게 된다.

5. 결론

모바일 전자장비 냉각을 위한 micro-CPL의 형상 변화에 관한 해석적 연구를 통하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. 응축부에 그루브가 있는 micro-CPL 모델을 제시하였고, 응축부에 그루브가 있는 경우 압력강하에는 나쁜 영향을 미치지만 응축부 표면적을 증가하는 효과를 미쳐 응축부 방열량은 증가하였다.
2. 그루브의 폭과 높이가 작아질수록 모세관 압력의 증가하게 되고 이로 인해 최대열전달량이 증가하고 있다.
3. 액체관과 기체관의 폭이 증가할수록 압력강하는 낮아지고, 최대열전달량은 증가하고 있다.

후 기

본 연구의 일부는 산업자원부의 지역혁신인력

양성사업, BK21 지역대학육성사업, 지방대학혁신역량강화사업 및 한국전자통신연구원의 지원으로 이루어졌으며, 관계자에게 감사드립니다.

참고문헌

1. L. Meyer, S. Dasgupta, D. Shaddock, J. Tucker, R. Fillion, P. Bronecke, L. Yorinks, and P. Kraft, 2003, "A Silicon-Carbide Micro-Capillary Pumped Loop for Cooling High Power Devices," GE Global Research, 2003GRC233.
2. L.J. Meyer and L.M. Phinney, 2003, "Optimization Study of a Silicon-Carbide Micro-Capillary Pumped Loop," GE Global Research, 2003GRC234.
3. D. Liepmann, 2001, "Design And Fabrication of a Micro-CPL for Chip-level Cooling," 2001 ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition.
4. S. H. Moon, G. Hwang, H. G. Yun, T. G. Choy and Y. I. Kang, 2002, "Improving thermal performance of miniature heat pipe for notebook PC cooling," Microelectronics Reliability 42, pp. 135-140.
5. S. H. Moon, G. Hwang, S. C. Ko, Y. T. Kim, 2003, "Experimental study on the thermal performance of micro-heat pipe with cross-section of polygon," Microelectronics Reliability 44, pp.315-321.
6. K. Hur, O. Kwon, S. H. Park, E. S. Jeong, J. R. Yoo, H. K. Kang and J. S. Lee, 2005, "An alternative approach of micro CPL design employing sintered glass beads as porous media," KSME, pp.2312-2317.
7. J. S. Suh, R. Greif and C. Grigoropoulos, 2001, "Friction in micro-channel flows of a liquid and vapor in trapezoidal and sinusoidal grooves," Int. J. heat mass transfer, Vol. 44, pp.3103-3109.