

그루브형 마이크로 히트파이프의 열전달특성에 대한 연구

서정세*

Analysis of Thermal Performance in a Micro Flat Heat Pipe with Axially Trapezoidal Groove

Jeong-Se Suh

Key Words : Micro-Heat Pipe(마이크로 히트파이프), Micro-Channel(미소채널), Liquid(액체), Vapor(기체), Trapezoidal Groove(사다리꼴 그루브)

Abstract

Numerical Analysis is made on the thermal performance of micro heat pipe in a axial flat grooved channel. The flow of liquid and vapor is investigated in trapezoidal grooves and the effect of variable shear stress along the interface of the liquid and vapor considered. The results from this study are obtained in the axial variation of pressure difference between vapor and liquid, contact angle, velocity of liquid and vapor and so forth. In addition, maximum heat transport capacity of micro-heat pipe is provided by varying the operation temperature, and compared with that from Schneider and Devos's model in which the interfacial shear stress is neglected.

1. 서 론

마이크로 히트파이프는 상변화현상을 이용하여 열 에너지를 전달하는 작은 규모의 전달장치이며, 장치의 수력반경이 100 μ m 정도의 크기를 갖는다. 전자장비의 고집적화가 가속화되면서, 열전달의 촉진과 정밀한 열제어를 이루기 위한 미소 냉각장치의 개발에 대한 연구가 최근에 들어 상당히 이루어지고 있으며, 여기에서의 냉각장치로 마이크로 히트파이프를 주로 사용하고 있다. 고집적 칩(chip) 등에서 발생하는 열을 보다 많이 전달해야 하는 요구에 부응하기 위한 장치 개발의 일환으로 마이크로 히트파이프의 유동 및 열전달에 대한 연구가 꾸준히 이루어져 왔으며, 특히, 그루브를 가지고 있는 마이크로 히트파이프의 열전달 문제가 상당히 중요하게 다루어져 오고 있다. 이러한 문제에 대해 초기에 Cotter⁽¹⁾과 Babin 등⁽²⁾이 마이크로 히트파이프의 거동을 해석하는 모델을 개발하였으며, Babin 등⁽²⁾은 Chi⁽³⁾의 해석에 기초하여 정

상상태의 모델을 제시하였다. Longtin 등⁽⁴⁾은 마이크로 히트파이프의 그루브 계면에서 전단응력을 부분적으로 고려하여 해석하였으며, 보다 향상된 결과를 제시하였다. Swanson 과 Peterson⁽⁵⁾은 마이크로 히트파이프의 계면에서의 현상을 열역학적 관점에서 해석하였으며, Wu 와 Peterson⁽⁶⁾은 마이크로 히트파이프의 비정상상태 특성을 연구하였다. Khrustalev 와 Faghri⁽⁷⁾는 삼각 그루브를 갖는 마이크로 히트파이프의 증발부와 응축부의 열저항을 고려하여 해석을 하고자 하였다. 동시에 Khrustalev 와 Faghri⁽⁸⁾ 마이크로 그루브를 갖는 소형 히트파이프의 열적 특성을 해석하고자 하였다. 그러나, 지금까지의 대부분의 연구가 액체-기체의 계면에서 전단응력을 고려하지 않은 2 차원 정상 상태에 기초하여 미소 그루브내 열전달 문제를 해석하였으며, 비록 미소 그루브내에서 기-액 상호작용의 영향이 연구되었을 지라도, 일부 연구에서는 기-액 경계면의 전단응력이 균일하다고 하였다. 본 연구에서는 사각형 그루브내의 유동에서 기체와 액체의 상호작용의 영향을 연구하였으며, 기-액 상경계면을 따라 전단응력의 국소변화를 고려하였다. 즉, 상경계면에서 기체와 액체의 속도차에

* 정회원, 경성대학교 수송기계공학과
E-mail : jssuh@nongae.gsnu.ac.kr
Tel : (055)751-5312, FAX: (055) 757-5622

의해 비롯된 전단응력을 고려하여 마이크로 히트 파이프의 열전달 특성을 연구하고자 한다.

2. 해석

2.1 문제설정 및 기본 방정식

본 연구에서 해석하고자 하는 대상은 사다리꼴 그루브를 갖는 평판형 마이크로 히트파이프에 대한 열전달 특성이다. 평판형 마이크로 히트파이프를 전체적 형상 및 단면적을 개략적으로 Fig. 1에 나타내었다. 증발부에서 열을 가하여 응축부에서 열을 방출하도록 작동한다. 마이크로 히트파이프의 열전달 특성을 효과적으로 하기 위해 일반 히트파이프의 해석에서 이루어지고 있는 가정을 다음과 같이 적용하고자 한다. (1)히트파이프의 관내의 열전달과 작동유체내의 열전달이 반경방향으로만 이루어지며, (2)축방향으로는 오르지 작동유체의 이동에 의해서만 이루어진다고 가정한다. (3)응축부에서는 액체작동유체의 블록(blockage)화가 없으며, (4)액체가 그루브 사이에 균일하게 분배되며, 축방향 유동이 모세관 압력의 구배에 의해 만 이루어진다고 가정한다.

마이크로 히트파이프가 정상상태로 작동할 때 일반 보존식으로 연속방정식, 운동량 보존방정식, 에너지 보존방정식이 액체와 기체에서 각각 적용되며, 부가적으로 기체-액체 계면에서 기체와 액체의 압력차로 인한 계면의 반경과 연관식인 Laplace-Young 식이 추가된다.

히트파이프의 임의의 단면에서 질량보존식은 기체와 액체에 대해 다음과 같이 주어진다.

$$\rho_v A_v \bar{w}_v = N \rho_l A_l \bar{w}_l = N m_i \quad (1)$$

여기에서 \bar{w} 와 m_i 는 액체 및 기체내의 면적 평균 축방향 속도와 그루브내의 질량유량이며, N 은 그루브의 수를 나타낸다.

기체의 유동을 비압축 유체로 하여 축방향 운동량방정식을 1 차원 경계유동 근사식을 이용하여 나타내면,

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

이며, β_v 는 운동량 유속계수이며, f_v 는 기체의 마찰계수를 나타낸다. 이러한 계수들은 기체-액체의 계면에서의 전단응력을 고려하여 2 차원 층류 유동에 대해 얻어진 연구결과⁽⁹⁾로부터 다음과 같이 취하여 진다.

$$(f \text{ Re})_v = \left(-0.94 + 3.8e^{\frac{\pi h_c}{2h}} + \frac{11.8}{1 + \sin \alpha} \right) + \left(\frac{W}{L} \right)^2 \left(52 + 4.6e^{\frac{\pi h_c}{2h}} + \frac{0.89}{1 + \sin \alpha} \right) \quad (3)$$

여기에서 나타내어진 각각의 기호는 기존의 연구⁽⁹⁾의 표기를 따른다. 그루브내의 액체의 속도는 기체의 속도에 비해 상대적으로 매우 적으며, 따라서 기체에 작용하는 전단응력의 효과에 대해 액체를 정지한 벽으로 가정하여 얻을 수 있다.⁽⁴⁾

그루브내 액체유동에 대한 운동량 보존식은

$$\frac{d}{dz} (P_l + \rho_l g z \sin \phi) = f_l \frac{2\rho_l \bar{w}_l^2}{D_{h,l}} \quad (4)$$

이며, 여기에서 f_l 은 액체의 마찰계수를 나타낸다. 액체의 유동에서 관성력에 의한 운동량의 손실이 점성마찰에 의한 것에 비해 상대적으로 매우

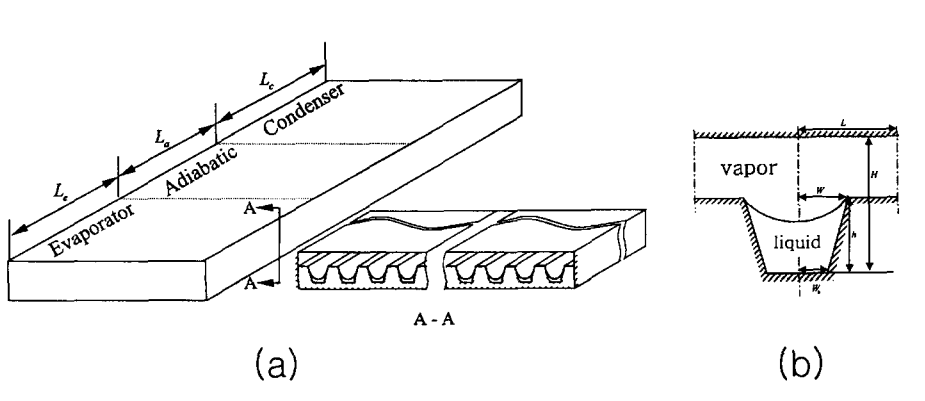


Fig. 1 Schematic diagram of micro-heat pipe and the shape of cross sectional area

적어 이를 무시할 수 있다. f_l 의 값은 기체-액체의 계면에서의 전단응력을 고려한 2차원 Stokes 방정식으로부터 수치적으로 얻어진 기존의 연구결과⁽⁹⁾를 이용하였으며, 다음과 같이 주어진다.

$$(f Re)_l = B \cdot (f Re)_{l0} \left[1 - \frac{\bar{\tau}_i^*}{3\gamma^2} \left(1 - 1.971e^{-\frac{\pi}{2}} \right) \right] \cdot E \quad (5)$$

$$\bar{\tau}_i^* = \frac{\bar{\tau}_i}{\mu_l \bar{w}_l / h_e} = (f Re)_v \frac{h_e}{2D_{h,v}} \frac{\mu_v \bar{w}_v}{\mu_l \bar{w}_l} \quad (6)$$

$$B = 1.44 - \frac{0.84}{1 + \sin \alpha} \left(1 - 0.19 \sqrt{1 - \left(\frac{W_b}{W} \right)^2} \right) \quad (7)$$

$$E = -1.2 + 1.1 \frac{W}{h} + 1.6e^{\left(\frac{W_b}{W} \right)^3} - 0.45 \sqrt{\frac{W}{L}} - 1.1\alpha + \frac{h_e}{H - h_c} \left(1.6 - 0.77 \frac{W}{h} - 1.6e^{\left(\frac{W_b}{W} \right)^3} + 1.3\alpha \right) \quad (8)$$

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

$$\frac{d}{dz} (\rho_l \bar{w}_l A_l) = \frac{1}{h_{fg} N} \frac{dQ(z)}{dz} \quad (9)$$

여기에서 $Q(z)$ 는 축방향 국소 가열량을 나타내며, h_{fg} 는 작동유체의 증발 잠열량을 나타낸다.

기체와 액체의 압력차로 인한 계면 곡률 반경의 관계식인 Laplace-Young 식의 미분식은

$$\frac{dP_l}{dz} = \frac{dP_v}{dz} - \frac{d}{dz} \left(\frac{\sigma}{r} \right) \quad (10)$$

이며, 여기서 σ 는 표면장력 계수를 나타낸다.

주어진 지배방정식에 대한 기체 및 액체 속도의 경계조건은

$$\bar{w}_l = \bar{w}_v = 0 \quad (z=0 \text{ 와 } L_l) \quad (11)$$

이며, 여기서 L_l 는 히트파이프의 전체 길이이다. 기체와 액체에 대해서는 증발부 시작점에서의 경계조건이 다음과 같이 주어진다.

$$P_v = P_{v0}, \quad P_l = P_{v0} - \frac{\sigma}{r_0} \quad (z=0) \quad (12)$$

2.2 해석 방법

마이크로 히트파이프에 대한 기본 방정식(1)-(12)에서 길이방향 z 의 변수에 대해 지배방정식 (1),

(2), (4), (9), (10)를 이용하여, 상미분 방정식에 대해서는 4차 Runge-Kutta 방법과 경계조건에 대해서는 Shooting 법을 이용하여 해석을 하였으며, 각 식에 대한 오차범위가 0.00001%내에서 일치하도록 반복하여 계산하였다. 본 연구에서는 증발부와 응축부에 대한 축방향 국소 가열량을 다음과 같이 주었으며,

$$Q(z) = \begin{cases} Q_{\max}(z/L_e), & 0 \leq z < L_e \\ Q_{\max}, & L_e \leq z < L_e + L_a \\ Q_{\max}[(L_e + L_a - z)/L_c], & L_e + L_a \leq z \leq L_l \end{cases} \quad (13)$$

이다. 여기서 Q_{\max} 는 마이크로 히트파이프의 최대 열수송 능력을 나타낸다. 본 연구에서 주로 적용하고 있는 마이크로 히트파이프의 크기는 Table 1과 같다.

3. 결과 및 토의

본 연구에서 사용하고 있는 작동유체는 암모니아이며, 주로 작동온도 300K에서 결과를 제시하였다.

3.1 압력 및 유동 특성

Fig. 2는 마이크로 히트파이프내의 기체 및 액체의 압력변화를 축방향에 대해 나타낸 것이다. 실선은 액체에 대해 점선은 기체에 대한 나타내며, 그림의 왼쪽은 증발부를, 오른쪽은 응축부가 위치하고 있다. 그림에서 액체의 압력 변화를 보면은 증발부에서 가장 낮으며, 응축부에서 상대적으로 높게 나타나고 있으며, 압력의 변화가 크게 이루어지고 있다. 반면, 기체의 경우에는 압력의 변화가 적으며, 거의 일정하다.

Table 1 Specification of micro heat pipe used in this study

Description	Value
Number of groove	30EA
Evaporator length(L_e)	300 μ m
Condenser length(L_c)	400 μ m
Total length(L_l)	1000 μ m
Width of groove base(W_b)	0.7 μ m
Width of groove (W)	1.0 μ m
Depth of groove (h)	2.0 μ m
Height of channel (H)	30 μ m
Width of channel (L)	2 μ m

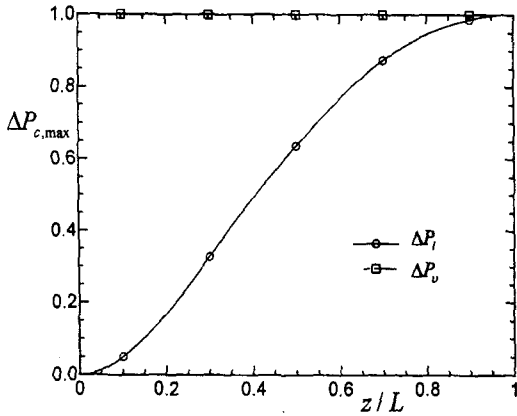


Fig. 2 Variation of pressure difference between vapor and liquid

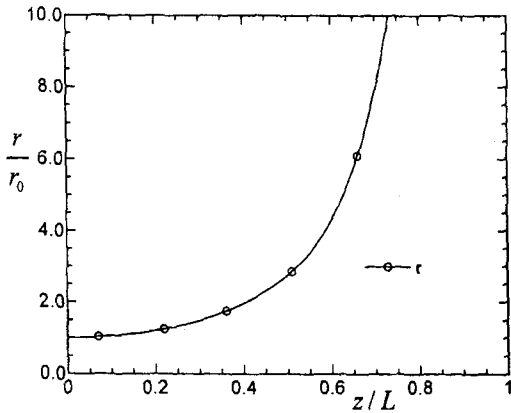


Fig. 3 Axial variation of radius in a meniscus of liquid

Fig. 3 는 기체와 액체의 압력차로 인한 계면에서의 곡률에 대한 반경의 축방향 변화를 나타낸 것이다. 응축부로 갈수록 곡률반경이 급격히 증가하고 있으며, 궁극적으로 응축부에서 거의 무한대의 값을 가지고 있다. 이는 응축부에서 계면의 형상이 거의 평면의 형상을 가지고 있음을 의미한다. 반면, 증발부에서는 $r_0 = W / \sin(\pi/2 - \theta)$ 로 곡률반경이 접근하는 것을 볼 수 있으며, 이는 증발부에서 계면의 형상이 그루브 바닥으로 후퇴하여 액체가 그루브면에 완전 접촉하는 것을 의미한다. 이러한 곡률반경의 현상은 Fig. 2 에서 나타내고 있는 기체 및 액체의 압력차를 고려한다면 일치되는 경향이다. 부가적으로 기체와 액체가 각각 유로의 단면적에 대해 차지하는 면적의 길이방향 변화를 알아보면은 Fig. 5 와 같다.

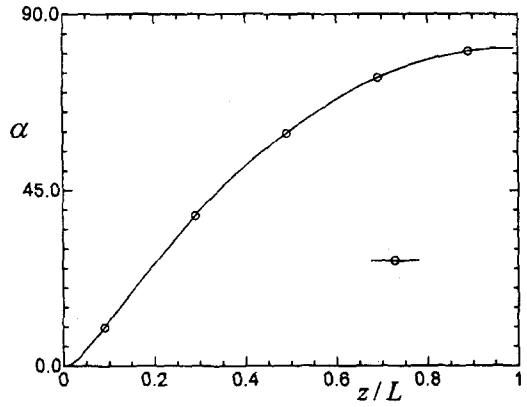


Fig. 4 Axial variation of contact angle of liquid to groove wall

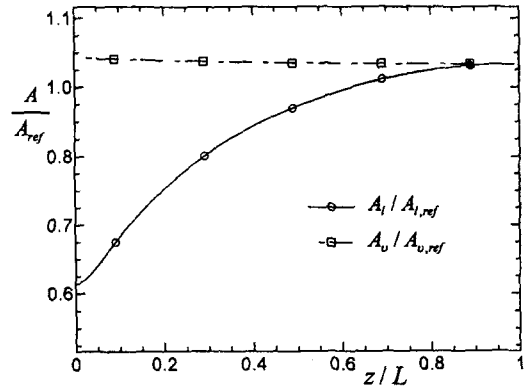


Fig. 5 Axial variation of area in vapor channel and liquid groove

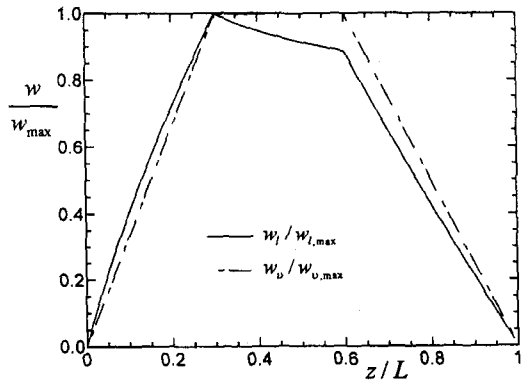


Fig. 6 Variation of mean axial velocity of liquid and vapor along length of heat pipe

그림에서도 확인할 수 있듯이 그루브내 액체의 축

방향 변화가 크게 나타나고 있다.

한편, 액체와 기체의 축방향 평균속도를 축방향으로 변화를 나타낸 것을 Fig. 6에 나타내었다. 마이크로 히트파이프의 양 끝단에서는 경계조건에 따라 0을 나타내고 있으며, 기체의 경우에는 증발부에서 가열에 따른 액체의 증발이 활발히 이루어지면서 속도의 변화가 기체와 액체에서 급격하게 이루어지고 있으며, 비슷하게 응축부에서도 기체의 응축에 따른 기체와 액체의 속도변화가 급격하게 이루어지고 있다. 그림의 중심부에 위치하고 있는 단열부에서는 기체의 경우 속도의 변화가 거의 이루어지지 않고 있는 반면, 액체에서는 응축부로 갈수록 속도가 비교적 크게 감소하는 것을 볼 수 있다. 이는 액체의 유동에 따른 마찰손실이 기체에 비해 커서 비롯된 것이다.

3.2 열수송 능력 특성

작동온도에 따른 마이크로 히트파이프의 최대 열전달량을 알아보기 위해 Fig. 7에 이를 나타내었다. 그림에서 실선은 본연구의 결과를 나타내었으며, 점선은 Schneider와 Devos⁽¹⁰⁾의 결과를 나타낸 것이다. 열전달 능력이 작동온도 230K 근처에서 최대를 보이고 있으며, 작동온도가 증가할수록 최대열전달 능력이 급격히 감소하고 있는 것을 알 수 있다. 한편, 본 연구의 결과가 전반적으로 Schneider와 Devos⁽¹⁰⁾의 결과에 비해 낮게 나타나고 있으며, 작동온도가 낮을수록 그 정도가 크다. 계면에서의 기체와 액체의 속도차로 인한 마찰을 고려하지 않은 Schneider와 Devos⁽¹⁰⁾의 결과가 마이크로 히트파이프에서도 상대적으로 과예측을 하고 있을 알 수 있다.

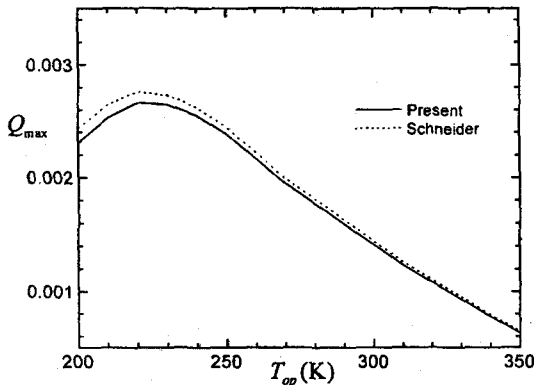


Fig. 7 Variation of heat transport capability for operation temperature of heat pipe.

4. 결론

본 연구에서는 평판형 마이크로 히트파이프에 대해 그루브내 액체와 기체의 상호 마찰에 의한 전단응력을 고려하여 열전달 특성을 해석적으로 수행하였다. 작동유체는 암모니아를 채택하여 연구를 하였으며, 연구결과로 액체와 기체내 압력변화, 상경계면의 곡률반경의 변화, 액체와 기체의 유로내 변화를 제시하였다. 그리고 작동온도에 따른 최대 열전달량의 변화를 계면에서의 전단응력을 고려하지 않은 결과와 비교하여 나타내었다.

후기

본 연구의 일부는 항공기부품기술연구센터의 지원 하에 이루어졌으며, 관계자에게 감사드립니다.

참고문헌

- (1) T.P. Cotter, 1984, Principles and prospects of the micro heat pipes, Proc. 8-th int. heat pipe conference, pp. 328-335.
- (2) B.R. Babin, G.P. Peterson, and D. Wu, 1990, Steady-state modeling and testing of a micro heat pipe, J. Heat Transfer 112, pp. 595-601.
- (3) S.W. Chi, 1976, Heat pipe theory and practice, McGraw-Hill, New York.
- (4) J.P. Longtin, B. Badran, F.M. Gerner, 1994, A one-dimensional model of a micro heat pipe during steady-state operation, J. Heat Transfer 116, pp. 709-715.
- (5) L.W. Swanson and G.P. Peterson, 1995, The interfacial thermodynamics of the capillary structures in micro heat pipes, J. Heat Transfer 117, pp. 195-201.
- (6) D. Wu and G.P. Peterson, 1991, Investigation of the transient characteristics of a micro heat pipe, J. Thermophysics 5(2), pp. 129-134.
- (7) D. Khrustalev, A. Faghri, 1994, Thermal analysis of a micro heat pipe, J. Heat Transfer 116, pp. 189-198.
- (8) D. Khrustalev, A. Faghri, 1995, Thermal characteristics of conventional and flat miniature axially grooved heat pipes, J. Heat Transfer 117, pp. 1048-1054.
- (9) 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 (to appear).
- (10) G.E. Schneider and R. DeVos, 1980, Nondimensional analysis for the heat transport capability of axially-grooved heat pipes including liquid/vapor interaction, AIAA Paper No. 80-0214.