

마이크로 채널내 박막영역에서의 증발 모델링

박경우[†] • 노관중* • 이관수**

(2002년 4월 2일 접수, 2002년 11월 15일 심사완료)

Evaporative Modeling in a Thin Film Region of Micro-Channel

Kyoungwoo Park, Kwan-Joong Noh and Kwan-Soo Lee

Key Words : Micro-Channel(마이크로 채널), Evaporation(증발), Two-Phase(2 상), Thin Film Region(박막영역), Capillary Force(모세관력), Disjoining Pressure(분리압력)

Abstract

A mathematical model of the hydrodynamic and heat transfer performances of two-phase flow (gas-liquid) in thin film region of micro channel is proposed. For the formulation of modeling, the flow of the vapor phase and the shear stress at the liquid-vapor interface are considered. In this work, disjoining pressure and capillary force which drive the liquid flow at the liquid-vapor interface in thin film region are adopted also. Using the model, the effects of the variations of channel height and heat flux on the flow and heat transfer characteristics are investigated. Results show that the influence of variation of vapor pressure on the liquid film flow is not negligible. The heat flux in thin-film region is the most important operation factor of micro cooler system

기호설명

\bar{A}	: 소산계수 [J]
H	: 채널의 높이 [m]
h_{fg}	: 증발잠열 [J/kg]
h	: 국소 열전달계수 [$W/m^2 \cdot K$]
K	: 곡률 [m^{-1}]
Kn	: Kundsens 수 ($=\lambda / H$)
k	: 열전도 계수 [$W/m \cdot K$]
L	: 박막영역의 길이 [m]
\dot{m}	: 질량 유속 [kg/s]
P	: 압력 [Pa]
P^*	: 무차원 압력
P_c	: 모세관압력 [Pa]
P_d	: 분리압력 [Pa]
q''	: 열유속 [W/m^2]
u	: x-방향 속도 [m/s]
v	: y-방향 속도 [m/s]

x, y	: 수평 및 수직방향 [m]
x^*	: 무차원 길이
z	: 수평좌표($=L - x$)

그리스문자

δ	: 액막두께 [m]
λ	: 평균자유경로 [m]
μ	: 점성계수 [$N \cdot s/m^2$]
ν	: 동점성계수 [m^2/s]
ρ	: 밀도 [kg/m^3]
σ	: 표면장력 [N/m]
τ	: 전단응력 [N/m^2]

하첨자

0	: 박막영역과 흡착영역의 교차점
L	: 초승달영역과 박막영역의 교차점
l	: 액체
sat	: 포화
v	: 증기

[†] 한양대학교 최적설계신기술연구센터

* 한양대학교 대학원 기계공학부

** 한양대학교 기계공학부

Email : ksleehy@ihanyang.ac.kr

TEL : (02)2290-0426, FAX:(02)2295-9021

1. 서론

전자 장비의 냉각에는 열전도, 공기에 의한 자

연대류나 강제대류 또는 복사, 액체에 의한 냉각, 상변화 현상을 이용한 히트파이프 그리고 모세관력 순환(Capillary Pumped Loop, CPL)시스템 등을 이용한다. 특히, 마이크로-CPL 시스템은 상변화 과정의 증발잠열을 이용하여 열을 제거하는 기술로 크기를 마이크로미터(μm)단위로 만든 초소형 냉각장치이다. 또한 반영구적이며 표면장력에 의해 작동유체를 순환시키기 때문에 구동펌프가 필요하지 않아 진동과 소음이 발생하지 않는다. 이러한 특징으로 인해 첨단 전자 기기의 냉각장치로 사용이 늘어나고 있다.

CPL 시스템의 기본 개념은 1966 년에 Stenger⁽¹⁾가 제안한 이래 현재까지 꾸준한 연구가 지속되어 왔다.⁽²⁾ CPL 시스템의 구성 요소인 증발기에서는 액상의 작동유체가 주변의 열을 흡수하여 그 일부가 기상으로 변하는데, 증발과정을 Fig. 1 에 간략하게 나타내었다. 증발기 내부는 증발이 발생하면서 세 개의 영역으로 나뉜다.⁽³⁾ 즉, 모세관력(capillary force)이 지배적인 초승달영역(meniscus region)과 모세관력과 분리압력(disjoining pressure)이 동시에 구동력이 되는 박막영역(thin film region), 그리고 분리압력만 존재하는 흡착영역(adsorbed region)으로 나눌 수 있다.

상변화 과정의 증발현상에 대한 연구는 해석 및 실험적인 방법을 통해 많이 이루어져 왔다.⁽⁴⁻⁷⁾ Mirzamoghadam 과 Catton⁽⁸⁾은 2 차원 관에서 적분법을 이용하여 초승달 형상(액막두께)의 분포식을 제시하였고 전달열량을 계산하였다. Swanson 과 Herdt⁽⁹⁾는 Young-Laplace 방정식에 Marangoni 효과, London-van der Waals 소산력 등을 고려하여 증발기내의 모세관 현상에 대해 연구하였다. 이들에 의하면 무차원 과열도는 액막의 형상에 영향을 미치지 못하나, 소산계수는 질량유량 등 유동에 많은 영향을 미친다고 하였다. Kobayashi et. al.⁽¹⁰⁾는 박막영역의 길이가 전체 길이의 1% 정도에 불과하지만 전체 열의 1/3 이상이 이 영역에서 전달된다고 하였다. 그리고 최근에 Khrustalev 와 Faghri⁽¹¹⁾

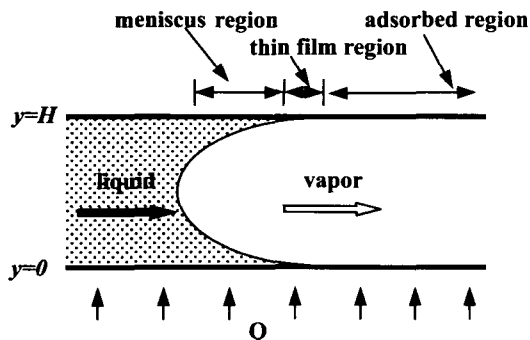


Fig. 1 Schematic of a micro-channel with heat flux

는 히트파이프 내의 증발현상에 대한 수학적인 모델링을 제시하고, 입구의 질량유량을 이용하여 유체의 유동 및 열전달 현상을 조사하였다. Ha 와 Peterson⁽¹²⁾은 비균일 열유속이 분포하는 관의 박막영역에 대한 국소 열전달계수를 구하여, 열유속이 박막영역의 길이에 큰 영향을 미친다고 하였다. 이상의 대부분의 연구는 증기압이 일정하다고 가정하였으며, 박막영역에 대한 연구는 매우 미미한 실정이다.

따라서 이 연구에서는 증기압의 변화를 고려한 마이크로-채널내 박막영역의 성능해석을 위한 새로운 수학적 모델을 제시하고, 박막영역에 작용하는 여러 요소들 사이의 상호작용을 파악한다. 또한 열유속 및 채널 높이 변화가 박막영역의 길이와 두께, 압력 그리고 열전달에 미치는 영향을 해석적으로 규명한다.

2. 수학적 모델링

2.1 해석 모델 및 가정

해석을 위해 사용된 2 차원 마이크로 채널을 Fig. 2 에 나타내었다. 액상(liquid phase)의 작동유체는 열을 흡수해서 증발하며, 액상과 기상(vapor phase)이 동시에 존재하는 2 상 유동 형태가 된다.

해석을 위하여 다음과 같은 가정을 사용한다.

- ㉠ 유체는 비압축성, 정상, 층류 유동이다.
- ㉡ 표면장력과 유체의 물성치는 일정하다.
- ㉢ 대류항의 영향은 미미하다.
- ㉣ 고체면에서 점착조건을 적용한다.

2.2 지배 방정식

2 상 유동인 마이크로 채널내에서의 유동은 박막내의 액상과 기상의 압력차에 의한 액상-기상 경계면의 거동에 지배를 받는다. 이러한 액상-기상 경계면에 작용하는 힘은 모세관압력(P_c)과 분리압력(P_d)의 합으로 표현할 수 있다.

$$P_v - P_l = P_d + P_c \quad (1)$$

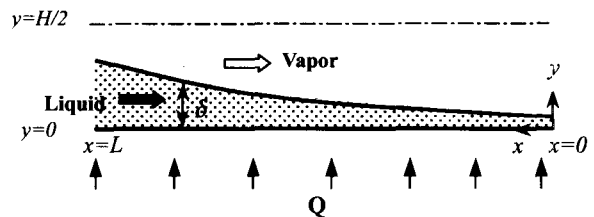


Fig. 2 Schematic of thin film region

분리압력(P_d)은 비극성(non-polar) 액체인 경우 다음과 같이 정의한다.⁽⁴⁾

$$P_d = \frac{\bar{A}}{\delta^3} \quad (2)$$

여기서 \bar{A} 는 작동유체의 고유 물성치인 소산계수(dispersion constant)이며, δ 는 액막두께이다. 그리고 모세압력(P_c)은 표면장력(σ)과 곡률(K)에 의해 정의된다.

$$P_c = \sigma K = \sigma \frac{d^2 \delta}{dx^2} \left[1 + \left(\frac{d\delta}{dx} \right)^2 \right]^{-1.5} \quad (3)$$

식 (2)와 (3)을 식 (1)에 대입한 다음, 표면장력이 일정한 상태에서 x 에 대해 미분하면 다음과 같이 액막두께 관계식을 구할 수 있다.

$$\begin{aligned} \frac{d^3 \delta}{dx^3} - 3 \left(\frac{d\delta}{dx} \right) \left(\frac{d^2 \delta}{dx^2} \right)^2 \left[1 + \left(\frac{d\delta}{dx} \right)^2 \right]^{-1} \\ - \frac{1}{\sigma} \left(\frac{dP_v}{dx} - \frac{dP_l}{dx} + \frac{3\bar{A}}{\delta^4} \frac{d\delta}{dx} \right) \left[1 + \left(\frac{d\delta}{dx} \right)^2 \right]^{-1.5} = 0 \end{aligned} \quad (4)$$

2.2.1 액상

액상에 대한 운동량 방정식 및 경계조건은

$$\frac{\partial^2 u_i}{\partial y^2} = \frac{1}{\mu_i} \left(\frac{dP_l}{dx} \right) \quad (5)$$

$$u_i|_{y=0} = 0, \quad \frac{\partial u_i}{\partial y} \Big|_{y=\delta} = -\frac{\tau_i}{\mu_i} \quad (6)$$

이다. 여기서 τ_i 는 액상-기상 경계면에서의 전단응력이다. 이 연구의 기본 조건인 대기압 상태에서 작동유체는 물(373K)이며, 채널의 높이가 150 μm 인 경우, Knudsen 수가 약 0.0009이므로 고체면에서는 접촉조건⁽¹³⁾을, 액상-기상 경계면($y=\delta$)에서는 전단력을 고려한다. 따라서 액상의 속도분포(u_i) 및 질량유량(\dot{m}_i)은 각각 다음과 같이 계산된다.

$$u_i = -\frac{1}{2\mu_i} \left(\frac{dP_l}{dx} \right) (2\delta y - y^2) - \frac{\tau_i}{\mu_i} y \quad (7)$$

$$\dot{m}_i = \int_0^\delta \rho_i u_i dy = -\frac{\delta^3}{3\nu_i} \frac{dP_l}{dx} - \frac{\tau_i}{2\nu_i} \delta^2 \quad (8)$$

2.2.2 기상

기상에 대한 운동량 방정식은

$$\frac{\partial^2 u_v}{\partial y^2} = \frac{1}{\mu_v} \left(\frac{dP_v}{dx} \right) \quad (9)$$

이며, 경계면에서의 액상의 속도가 증발을 통해 기상으로 유입되며, 중심($y=H/2$)에서의 속도 구배는 존재하지 않는다는 경계조건을 사용한다. 즉,

$$u_v|_{y=\delta} = -\frac{\delta^2}{2\mu_l} \left(\frac{dP_l}{dx} \right) - \frac{\tau_i}{\mu_l} \delta, \quad \frac{\partial u_v}{\partial y} \Big|_{y=H/2} = 0 \quad (10)$$

식 (9)와 (10)을 이용하면 기상의 속도분포(u_v)는

$$u_v = -\frac{1}{2\mu_v} \left(\frac{dP_v}{dx} \right) y^2 - \frac{H}{2\mu_v} \left(\frac{dP_v}{dx} \right) y + C \quad (11)$$

$$C = -\frac{1}{2} \left[\frac{1}{\mu_l} \left(\frac{dP_l}{dx} \right) + \frac{1}{\mu_v} \left(\frac{dP_v}{dx} \right) \right] \delta^2 - \left[\frac{\tau_i}{\mu_l} - \frac{H}{2\mu_v} \left(\frac{dP_v}{dx} \right) \right] \delta$$

이 된다. 경계면에서는 액상과 기상의 전단응력이 같으므로 기상의 경계면에서의 전단응력은

$$\tau_i = \mu_l \frac{\partial u_l}{\partial y} \Big|_{y=\delta} = \mu_v \frac{\partial u_v}{\partial y} \Big|_{y=\delta} = \left(\frac{dP_v}{dx} \right) \left(\delta - \frac{H}{2} \right) \quad (12)$$

이다. 전단응력 계산식 (12)를 이용해 기상의 질량유량(\dot{m}_v)을 구하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \dot{m}_v &= \int_\delta^{H/2} \rho_v u_v dy \\ &= \frac{dP_v}{dx} \left(-\frac{H^3}{24\nu_v} + \frac{\rho_v \delta H^2}{4\mu_l} + \frac{\delta H^2}{4\nu_v} - \frac{\rho_v \delta^2 H}{\mu_l} \right) \\ &\quad - \frac{\delta^2 H}{2\nu_v} + \frac{\delta^3}{3\nu_v} + \frac{\rho_v \delta^3}{\mu_l} + \frac{dP_l}{dx} \left(-\frac{\delta^2 H}{4\mu_l} + \frac{\delta^3}{2\mu_l} \right) \rho_v \end{aligned} \quad (13)$$

식 (13)을 기상의 압력변화에 대해 정리하면,

$$\frac{dP_v}{dx} = \left\{ \dot{m}_v + \frac{dP_l}{dx} \left(-\frac{\delta^2 H}{4\mu_l} + \frac{\delta^3}{2\mu_l} \right) \rho_v \right\} / A \quad (14)$$

$$\begin{aligned} A &= -\frac{H^3}{24\nu_v} + \frac{\rho_v \delta H^2}{4\mu_l} + \frac{\delta H^2}{4\nu_v} - \frac{\rho_v \delta^2 H}{\mu_l} \\ &\quad - \frac{\delta^2 H}{2\nu_v} + \frac{\delta^3}{3\nu_v} + \frac{\rho_v \delta^3}{\mu_l} \end{aligned}$$

이다. 또한 식 (12)를 식 (8)에 대입하면 액상의 압력변화식을 구할 수 있다.

$$\frac{dP_l}{dx} = -\frac{3}{2\delta} \left(\delta - \frac{H}{2} \right) \frac{dP_v}{dx} - \frac{3\nu_l}{\delta^3} \dot{m}_l \quad (15)$$

증발기에 가해지는 열유속을 입력값으로 사용하므로, 액상 및 기상의 질량유량은 에너지평형을 고려하여 열유속과 연관시키면 다음과 같이 \dot{m}_v 와 \dot{m}_l 을 계산할 수 있다.

$$\dot{m}_v = \frac{\int_0^{L-x} q'' dx}{h_{fg}}, \quad \dot{m}_l = \frac{\int_0^x q'' dx}{h_{fg}} \quad (16)$$

여기서 L 은 dry-out 이 발생하지 않은 상황에서 마이크로 채널내의 박막영역의 길이이다.

이상의 수학적 모델링을 통해 얻은 식 (14)부터 식 (16)을 이용하여 기상 및 액상에 대한 압력을 구할 수 있으며, 식 (4)로부터 액막 두께를 계산함으로써 박막의 형상을 유도할 수 있다.

채널내의 액막 두께 및 압력변화 등을 계산하기 위해 사용된 초기 조건은 다음과 같다.

$$\delta|_{x=0} = \delta_0, \quad \left. \frac{d\delta}{dx} \right|_{x=0} = 0, \quad \left. \frac{d^2\delta}{dx^2} \right|_{x=0} = 0 \quad (17a)$$

$$P_{v,0} = P_{v,sat}(T_{v,0}), \quad P_{l,0} = P_{v,0} - \frac{\bar{A}}{\delta_0^3} - \sigma K \quad (17b)$$

$x=0$ 에서의 액막두께(δ_0)는 DasGupta 등⁽¹⁴⁾ 이 작동유체가 헵탄일 때 4.8 ± 0.4 nm 를 제안하였으나, 작동유체가 물이며, δ_0 의 범위(0.1~15 nm)가 매우 넓기 때문에 이 연구에서는 1 nm 라 하였다. 또한 증기의 포화 압력($P_{v,sat}$)은 기상의 온도가 383 K 일 때의 압력으로 정하였다.

3. 수치 해석

마이크로-채널내의 열 및 유동특성은 식 (4), (14) 그리고 (15)에 초기조건(17)을 적용함으로써 구할 수 있다. 이 연구에서는 3 차-상미분방정식의 해를 구하기 위해 6 계 Runge-Kutta 방법을, 압력변화식은 유한차분법을 이용하여, 구간 간격을 10^{-8} m 로 하여 계산하였다. 또한, 박막영역의 길이(L)와 최대 액막두께(δ_c) 그리고 압력변화, 열전달계수(h) 등을 구하기 위해서 다음과 같은 순서에 의해 수치 해석을 수행하였다.

0 박막영역의 길이(L)를 가정한다.

0 δ , P_v , P_l 등을 구한다

0 가정된 L 구간에서 P_d 가 P_c 보다 작아지는 지점이 존재하지 않으면 L 의 값을 증가시킨 다음 과정0 로 돌아간다.

4. 결과 및 고찰

새로운 수학적 모델을 이용하여 박막내의 유동 특성(액막의 두께, 압력변화 등)을 규명하였으며, 열유속과 채널 높이 변화가 박막내의 유동 및 열전달 특성에 미치는 영향을 조사하였다.

마이크로-채널내의 증발에 의해 형성되는 영역 중 박막영역과 초승달영역의 구분은 박막영역의 길이(L)의 정확한 정의 및 계산을 통해 가능하다. 따라서 이 연구에서는 모세관압력(P_c)와 분리압력(P_d)의 상대적인 크기를 이용하여 박막영역의 길이를 구하였다. 즉, 초승달영역에서는 P_c 가 유동의 지배적인 구동력이지만, 박막영역에서는 P_c 보다는 P_d 가 지배적이 된다는 사실을 이용했다.

Table 1 은 이 연구에서 사용한 작동유체의 기본 물성치이다.

4.1 기본 특성

채널 높이(H)는 $150 \mu\text{m}$, 열유속은 10^6 W/m^2 인 경우에 박막내의 유동현상을 살펴보기 위하여, 유동방향에 대한 액막두께(δ'), 증기압(P'_v), 그리고 액압(P'_l) 등을 Fig. 3 에 도시하였다. Fig. 3 의 무차원 변수는 Table 2 와 같다. 그림에서 $x^* = 0$ 은 박막의 시작 위치(초승달영역과 박막영역의 교차점)를, $x^* = 1.0$ 은 박막영역의 끝(박막영역과 흡착영역의 교차점)을 각각 의미한다.

Fig. 3 에서 액막의 두께는 박막영역의 60% ($x = 4.9 \mu\text{m}$)까지 급격히 작아지나, 그 이상의 영역에서는 액막의 두께는 일정하다. 박막영역내 액

Table 1 Properties of working fluid

Properties	Values
Dispersion constant (\bar{A})	2.87×10^{-21} J
Latent heat of evaporation (h_{fg})	2.256×10^6 J/kg
Thermal conductivity of liquid (k_l)	0.68 W/m·k
Density of liquid (ρ_l)	958.31 kg/m ³
Viscosity of liquid (μ_l)	2.82×10^{-4} N·s/m ²
Density of vapor (ρ_v)	0.598 kg/m ³
Viscosity of vapor (μ_v)	12.02×10^{-6} N·s/m ²
Surface tension (σ)	5.89×10^{-2} N/m

Table 2 Non-dimensional parameters in Fig. 3 and 5

Parameters	Calculated values
$x^* = 1 - x/L$	$L = 8.22 \mu\text{m}$
$\delta^* = \delta/\delta_L$	$\delta_L = 22.63 \mu\text{m}$
$P_v^* = 1 - \frac{P_v - P_{v,0}}{P_{v,L} - P_{v,0}}$	$P_{v,0} = 17,100 \text{ Pa}$ $P_{v,L} = 17,099 \text{ Pa}$
$P_l^* = \frac{P_l - P_{l,0}}{P_{l,L} - P_{l,0}}$	$P_{l,0} = 26.947 \times 10^5 \text{ Pa}$ $P_{l,L} = 26.950 \times 10^5 \text{ Pa}$
$P_c^* = P_c / P_{c,L}$	$P_{c,L} = 246.35 \text{ Pa}$
$P_d^* = P_d / P_{d,0}$	$P_{d,0} = 2.87 \times 10^6 \text{ Pa}$

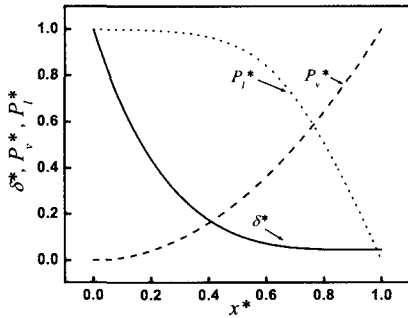


Fig. 3 Dimensionless film thickness, vapor and liquid pressures

상과 기상의 압력분포를 살펴 보면, 시작 위치에서 최대값($P_{l,L} = 26.95 \times 10^5 \text{ Pa}$)을 갖는 액상의 압력은, 유동방향에서 박막영역의 처음 약 40%이하에서는 거의 변하지 않다가, 이후 급격히 감소한다. 반면에 기상의 압력은 흡착영역으로 갈수록 점차 증가하여 흡착영역($x^* = 1$)에서 최대값($P_{v,0} = 17100 \text{ Pa}$)을 갖는다. 이러한 액상 및 기상의 압력 변화 경향으로부터 기상의 작은 압력차($P_{v,L} - P_{v,0} = -1 \text{ Pa}$)에 의해 기상-액상 경계면에서 전단력이 발생하고, 이로 인해 박막영역에서는 액상의 유동방향과는 반대방향으로 기상의 미세한 유동이 발생한다. 이는 Khrustalev 와 Faghri⁽¹¹⁾가 지적한 바와 같다.

Fig. 4는 Fig. 3 과 동일한 조건에서 기상의 압력을 3 가지 경우(이 연구의 결과, $dP_v/dx=10$, 그리고 $dP_v/dx=0$)에 대해 계산한 결과이다. 설명의 편의를 위해 가로축에 새로운 변수 $z (= L - x)$ 를 도입하였으며, 이 때의 L 는 Fig. 3의 결과인 $8.22 \mu\text{m}$ 로 동일하다. 지금까지 박막내 열 및 유동 특성을 해석한 대부분의 연구는 해석의 편의성을 위해 기상의 압력(P_v)이 일정하다는 가정을 도입하였으나, 기상의 압력 변화는 액상의 압력 변화

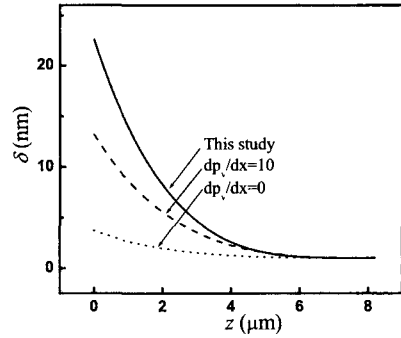


Fig. 4 Effect of vapor pressure on film thickness

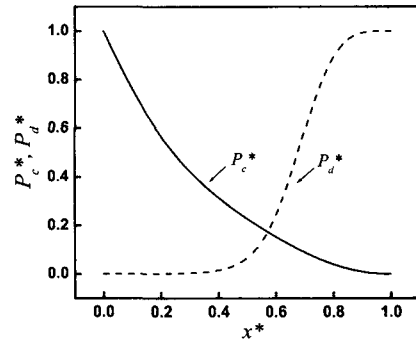


Fig. 5 Dimensionless capillary and disjoining pressures

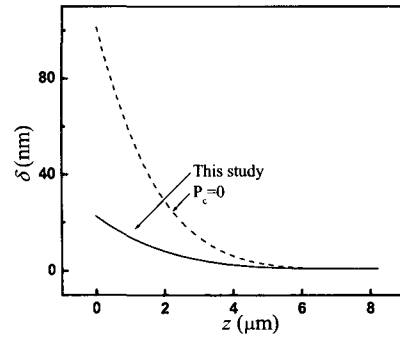


Fig. 6 Effect of capillary pressure on film thickness

를 초래하여 액막의 두께 변화에 많은 영향을 미치고 있다.

Fig. 5에서 모세관압(P_c^*)와 분리압(P_d^*)를 각각 도시하였다. 유동방향으로 모세관압은 감소하며 변화율은 액막두께의 변화율과 거의 비슷한 경향을 보이고 있다. 반면에 분리압은 처음 40% 이하 영역에서는 거의 변하지 않지만, 그 후 약 80%지점까지 급격히 증가한 다음 최대값을 갖게 되고 그 값이 흡착영역까지 유지된다. 박막영역내에서 분리압의 크기는 모세관압에 비하여 매우 크기 때문에(즉, $x^* = 0$ 에서 P_c 와 P_d 는 246.35 Pa 로 같지만, $x^* = 1.0$ 에서는 각각 0 Pa 과 $2.87 \times 10^5 \text{ Pa}$ 이다.)

박막내의 작동유체의 유동은 분리압에 큰 영향을 받게 되고, 모세관압의 영향은 작다. 따라서 지금까지의 연구에서 모세관압력의 영향을 무시한 경우가 대부분이었다.^(5,12)

Fig. 6 은 모세관압의 영향을 고려한 경우와 그렇지 않은 경우에 대한 액막의 형상을 도시한 것이다. 모세관압을 고려했을 경우, 표면장력의 영향으로 액막이 채널표면에 흡착됨을 볼 수 있다. 따라서, 박막영역에서의 정확한 해석을 위해서는 모세관압의 영향을 고려해야 한다.

4.2 열유속(q'')의 영향

마이크로 채널에 유입되는 열유속(q'')의 변화에 따른 박막영역의 열전달 및 유동특성을 살펴보기 위하여 채널 높이(H)는 $150 \mu\text{m}$ 인 상태에서, 열유속을 1×10^5 부터 $3 \times 10^8 \text{ W/m}^2$ 까지 변화시켰다. Fig. 7 에 열유속에 변화에 대한 액막두께(δ)를 도시했다. 열유속의 증가는 액막의 두께 및 박막영역의 길이(L)를 감소시키지만, 액막 형태는 그대로 유지된다. 이러한 사실은 Swanson 과 Herdt⁽⁹⁾의 결과와 일치한다. 이러한 현상을 자세히 살펴보기 위하여 Fig. 8 에 열유속의 변화에 따른 박막영역의 길이(L), $z=0$ 에서의 액막두께(δ_L), 그리고 증발 질량유량을 나타내었다. 여기서 증발량은 액상의

질량유량(\dot{m}_l)이 액상-기상의 경계면에 수직인 방향으로만 증발한다는 가정하에 다음과 같이 정의하였다.

$$\dot{m}_{ev}'' = -\frac{dm_l}{dx} \quad (18)$$

박막영역의 길이는 열유속이 증가함에 따라 약 10^7 W/m^2 까지는 급격히 감소하지만, 그 이상이 되면 감소폭이 줄어들어 약 $1.83 \mu\text{m}$ 에 접근한다. 그러나 유입되는 열유속이 매우 크게 되면($3 \times 10^8 \text{ W/m}^2$ 이상) 박막영역의 길이에는 영향을 미치지 않음을 알 수 있다. 그리고 최대 액막두께(δ_L)도 박막영역의 길이와 비슷한 유형으로 감소한다. 이는 Ha 와 Peterson⁽¹²⁾이 발표한 열유속이 박막영역의 길이와 액막두께에 영향을 미친다는 결과와 정성적으로 일치한다. 박막영역의 길이와 액막두께가 감소하는 것은 열유속 증가에 따라 액상-기상 경계면에서 증발 질량유량(\dot{m}_{ev}'')이 증가하기 때문이다.

열유속의 변화에 따른 액상의 압력 변화를 Fig. 9 에 도시하였다. 열유속이 증가함에 따라 증발 질량유량은 증가하며, 박막내의 질량보존을 위하여 보다 많은 액상의 질량유량(\dot{m}_l)이 초승달영역에서 박막영역으로 흘러 들어오게 된다. 이는 액상의 압력구배가 증가했기 때문이다.

마이크로 채널에서 발생한 열전달량을 정량적으로 살펴보기 위하여 평균 열전달계수(\bar{h})를 다음과 같이 정의하였다.

$$\bar{h} = \frac{1}{x} \int_0^x h(x) dx \approx \frac{1}{L} \int_0^L \frac{k_l}{\delta(x)} dx \quad (19)$$

Fig. 10 은 열유속의 변화에 따른 평균 열전달계수를 나타낸 그림이다. 열유속이 증가함에 따라 평균 열전달계수는 증가하고 있다. 이는 열유속의 증가로 액상-기상의 경계면에 증발 질량유량이 증가하여 액막의 두께 및 박막영역의 길이가 감소하

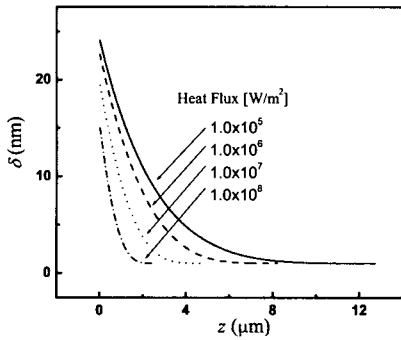


Fig.7 Film thickness with heat flux

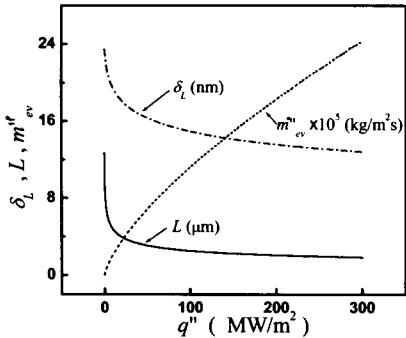


Fig. 8 Length, evaporative mass flux and maximum film thickness with heat flux

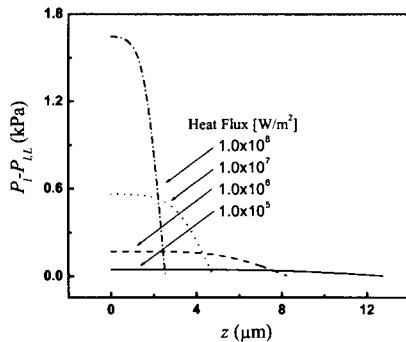


Fig. 9 Liquid pressure with heat flux

기 때문이다. 즉 액막의 감소는 박막내의 열저항을 감소시켜 열전달을 증가시킨다.

4.3 채널 높이(H)의 영향

열 유속이 10^6 W/m^2 인 경우, 채널의 높이(H)를 $90 \mu\text{m}$ 부터 $150 \mu\text{m}$ 까지 변화시키며, 채널의 높이 변화가 마이크로 채널내의 유동특성에 미치는 영향을 살펴보았다.

Fig. 11(a)에 액막의 두께를, Fig. 11(b)에는 모세관압과 분리압을 각각 도시했다. Fig. 11(a)에서 채널 높이가 낮아지면 액막의 압력구배가 증가하기 때

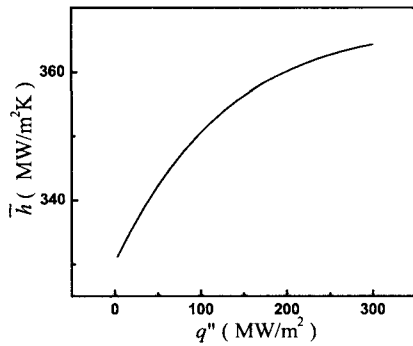


Fig. 10 Average heat transfer coefficient with heat flux

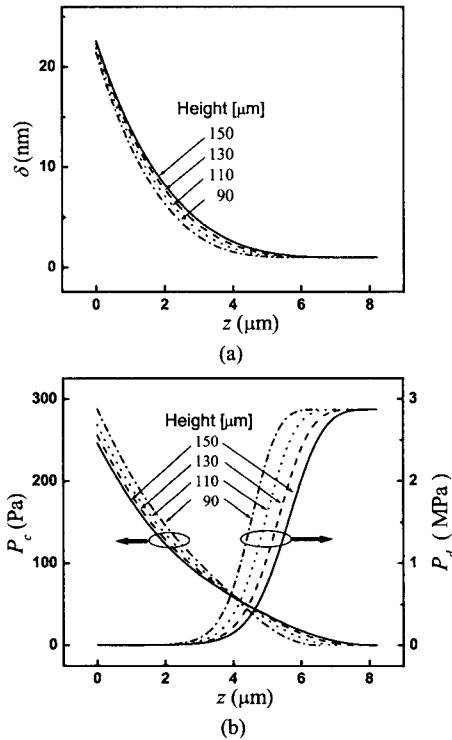


Fig. 11 (a) Film thickness and (b) capillary and disjoining pressures with channel height

문에 박막영역의 길이와 액막두께는 감소하지만, 액막형상에는 변화를 주지 않는다. Fig. 11(b)에서 채널의 높이가 낮아지면 곡률반지름이 작아져 모세관압은 증가하며, 분리압이 급증하는 위치가 초승달영역쪽으로 치우치게 된다.

Fig. 12은 채널 높이(H)의 변화에 따른 $z=0$ 위치 (박막영역과 초승달영역의 교차점)에서의 액압과 기압의 변화량의 차를 나타냈다. 채널의 높이가 증가함에 따라, H가 $30 \mu\text{m}$ 이하에서는 액상과 기상의 압력차는 급감하나 $50 \mu\text{m}$ 이상에서는 미세한 감소를 보이고 있다. H가 $30 \mu\text{m}$ 이하에서, 동일한 유입열량에 대해 액압과 기압의 변화량의 차이가 과대하게 예측되고 있다. 이러한 현상은 Fig. 13의 평균 열전달계수에서도 나타난다.

Fig. 13은 채널 높이(H)변화에 따른 박막영역내의 평균 열전달계수(\bar{h})를 나타낸 그림이다. H가 증가함에 따라 \bar{h} 는 급격히 감소하지만 $50 \mu\text{m}$ 이상에서 오히려 점차 증가하고 있다. 박막내 액상에서 기상으로 전달되는 열량은 액막두께가 작을수록 증가한다. 그러나 채널 높이가 $30 \mu\text{m}$ 일 경우를 기준으로 채널의 높이 변화가 열전달에 미치는 영향이 반대로 나타나고 있다.

Fig. 12과 Fig. 13을 통해, 채널 높이가 $30 \mu\text{m}$ 이

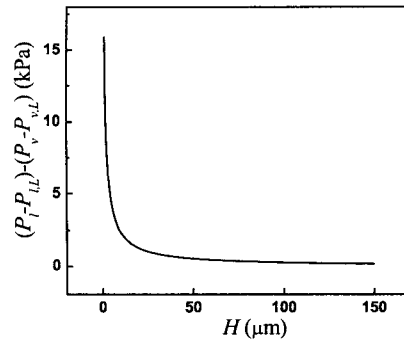


Fig. 12 Pressure difference between liquid and vapor pressures with channel heights at $z=0$

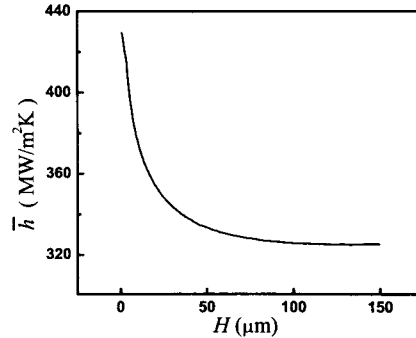


Fig. 13 Average heat transfer coefficient with channel heights

하에서, Navier-Stokes 방정식에 대한 점착 조건의 타당성이 문제가 될 수 있음을 시사한다. 참고로, 채널 높이가 $30 \mu\text{m}$ 이하일 때, 특성길이(이 연구에서 H)에 대한 액체분자의 평균 자유 경로의 비로 정의되는 Knudsen 수($\text{Kn}=\lambda/H$, λ 는 평균 자유 경로)가 약 0.0096 이상이 되기 때문에, 고체면과 액체의 경계면에서 점착조건을 사용할 경우 정확한 해를 얻을 수 없다. 따라서 특성길이가 $30 \mu\text{m}$ 이하인 채널에서는 고체와 액체의 경계면에서는 비-점착조건(slip-condition)을 사용해야 한다.

5. 결론

이 연구에서는 2 차원 마이크로 채널내의 박막 영역에서 작동유체(물)의 증발로 인해 발생하는 2상 유동 현상을 해석적으로 규명하기 위해 액상과 기상의 압력 변화를 고려한 수학적 모델을 제시하였다. 이를 바탕으로 열유속 및 채널 높이의 변화가 박막 내의 열 및 유동 특성에 미치는 영향을 연구한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 마이크로 채널에서 박막의 형상과 두께는 액상과 기상의 압력 변화에 영향을 받는다.
- (2) 전체 박막영역에서 분리압에 비해 모세관압의 크기는 상대적으로 작지만, 정확한 해석을 위해 모세관압의 영향을 고려해야 한다.
- (3) 열유속이 증가하면 박막영역의 길이와 최대 액막두께는 감소하지만 열유속이 어느 정도 이상이 되면 박막영역의 길이에 거의 영향을 미치지 않는다.
- (4) 채널 높이가 낮아지면 액압이 증가하여 박막영역의 길이와 두께는 감소하고 모세관압은 증가해 박막영역내의 유동에 미치는 영향이 점차 증가한다. 그러나 채널 높이의 변화는 액막두께의 형상에는 영향을 주지 않는다.
- (5) 채널 높이가 $30 \mu\text{m}$ 이하인 경우, 고체와 액상의 경계면에서 비-점착조건을 사용하여야 한다.

후 기

이 연구는 한국과학재단 지정 최적설계기술 연구센터(iDOT)의 지원에 의해 수행되었습니다.

참고문헌

- (1) Stenger, F.J., 1966, "Experimental Feasibility Study of Water-Filled Capillary-Pumped Heat-Transfer Loops," NASA TM-1310, NASA Lewis Research Center, Cleveland, Ohio
- (2) Ku, J., 1993, "Overview of Capillary Pumped Loop Technology," HTD-Vol.236, *Heat Pipes and Capillary Pumped Loops*, ASME, pp. 1~17.
- (3) Holm, F.W. and Goplen, S.P., 1979, "Heat Transfer in the Meniscus Thin-Film Region," *ASME J. of Heat Transfer*, Vol.101, pp. 498~503.
- (4) Potash, M. and Wayner Jr., P.C., 1976, Evaporation from a Two-Dimensional Extended Meniscus," *International J. of Heat and Mass Transfer*, Vol.15, pp. 1851~1863.
- (5) Xu, X. and Carey, V.P., 1990, "Film Evaporation from a Micro-Grooved Surface-An Approximate Heat Transfer Model and Its Comparison with Experimental Data," *J. of Thermophysics*, Vol.4, No.4, pp. 512~520.
- (6) Schonberg, J.A., DasGupta, S. and Wayner Jr., P.C., 1995, "An Augmented Young-Laplace Model of an Evaporating Meniscus in a Microchannel with High Heat Flux," *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 10, pp.163~170.
- (7) Sheu, T.S., Ding, P.P., Lo, I.M. and Chen, P.H., 2000, "Effect of Surface Characteristics on Capillary Flow in Triangular Microgrooves," *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 22, pp. 103~110.
- (8) Mirzamoghadam, A. and Catton, I., 1988, "A Physical Model of the Evaporating Meniscus," *ASME J. of Heat Transfer*, Vol. 110, pp. 201~207.
- (9) Swanson, L.W. and Herdt, G.C., 1992, "Model of the Evaporating Meniscus in a Capillary Tube," *ASME J. of Heat Transfer*, Vol. 114, pp. 434~441.
- (10) Kobayashi, Y., Ikeda, S., and Iwasa, M., 1996, "Evaporative heat Transfer at the Evaporative Section of a Grooved Heat Pipe," *J. of Thermophysics and Heat Transfer*, Vol. 10, No. 1, pp. 83~89.
- (11) Khrustalev, D. and Faghri, A., 1997, "Thick-Film Phenomenon in High-Heat-Flux Evaporation From Cylindrical Pores," *ASME J. of Heat Transfer*, Vol. 119, pp. 272~278.
- (12) Ha, J.M. and Peterson, G.P., 1996, "The Interline Heat Transfer of Evaporating Thin Film Along a Micro Grooved Surface," *ASME J. of Heat Transfer*, Vol. 118, pp. 747~755.
- (13) Gad-el-Hak, M., 1999, "The Fluid Mechanics of Microdevices-The Freeman Scholar Lecture," *J. of Fluid Engineering*, Vol. 121, pp. 5~33.
- (14) DasGupta, S., Schonberg, J.A. and Wayner, Jr, P.C., 1993, "Investigation of an Evaporating Extended Meniscus Based on the Augmented Young-Laplace Equation," *ASME J. of Heat Transfer*, Vol. 115, pp. 210~208.

- (1) Stenger, F.J., 1966, "Experimental Feasibility Study of Water-Filled Capillary-Pumped Heat-Transfer