

마이크로 쿨러 증발기의 비등 전 과도열전달 해석

박 병 규[†] · 김 근 오^{*}
(2001년 3월 15일 접수, 2001년 12월 3일 심사완료)

Transient Heat Transfer Analysis on the Evaporator of a Micro-Cooler prior to Boiling

Byung Kyu Park and Geun Oh Kim

Key Words: Micro-Cooler(마이크로 쿨러), Evaporator(증발기), Microscale Heat Transfer(마이크로 열전달), Subcooling(과냉), Microfabrication(마이크로제조)

Abstract

It has been investigated for the temperature profile in a planar evaporator of micro-cooler subject to a uniform heat flux prior to the initiation of boiling. The results of the analysis allow for the determination of applied power levels for which nucleation is likely to occur only within the vapor grooves of the evaporator while maintaining subcooling in the liquid core, thereby increasing the likelihood of a successful startup. Also, limits are found for which additional increases in the applied heat flux do not increase the temperature difference between the vapor grooves and the wick-liquid core interface. This analysis is appropriate for the microscale evaporators of micro-cooler during a fully-flooded startup as well as starter pump designs and micro-CPLs(capillary pumped loops). The results are useful in the initial basic design of microscale heat transfer devices.

기호설명

a : 액체영역의 길이 [μm]
 b : 워프 그루브 경계면까지의 길이 [μm]
 c : 증발기 표면까지의 길이 [μm]
 c_p : 비열 [$\text{kJ}/\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}$]
 k : 열전도도 [$\text{W}/\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$]
 P : 압력 [Pa]
 q'' : 열유속 [kW/m^2]
 r_{eff} : 워프 공극 유효반지름 [μm]
 T : 온도 [$^\circ\text{C}$]

T_{sub} : 과냉도 [$^\circ\text{C}$]
 T^o : 일반화 온도
 t : 시간 [s]
 t_1 : 비등 시작 시간 [s]
 x : 증발기 하부로부터의 거리 [μm]

그리스문자

α : 열확산계수 [m^2/s]
 Δ : 단위길이당 열용량 [$\text{kJ}/\text{m} \cdot ^\circ\text{C}$]
 ρ : 밀도 [kg/m^3]
 ϕ : 공극률(porosity)
 σ : 표면장력 [N/m]

[†] 책임저자, 회원, 한국기계연구원 열유체환경연구부
 Email : bkpark@kimm.re.kr

TEL : (042)868-7367 FAX : (042)868-7335

^{*} 한국기계연구원 열유체환경연구부

하첨자

g : 증기
 i : 영역(1=액체, 2=액체 충전 워프, 3=벽면)

w : 워
 0 : 초기치

1. 서 론

21세기에는 초소형화, 고성능화된 전자 정보통신 생명공학 첨단제품들이 상업화될 전망이다. 반도체기술의 고도화는 더욱 가속화될 것이다. 반도체소자의 집적도도 높아지고 MEMS 기술을 이용한 초소형정밀기계장치의 상용화가 진행될수록 단위면적당 발열량은 지수함수적으로 증가하게 된다.

이러한 고밀도의 발열을 제어하기 위해 마이크로채널을 이용한 냉각방법을 Tuckerman과 Pease⁽¹⁾가 처음으로 제안하였다. 이들은 두께 400 μm 의 실리콘 웨이퍼에 딥에칭(Deep Etching) 방법을 이용하여 폭 50 μm , 깊이 300 μm , 벽두께 50 μm 의 마이크로채널을 제작하고, 약 2 기압의 압력으로 증류수를 마이크로채널 내부로 흐르게 하여 반도체로의 열을 흡수하고 출구로 냉각수를 배출함으로써 7900 kW/m^2 의 높은 냉각능력을 구현하였다. 또한 공기를 이용한 냉각은 크게 마이크로 제트 분사 방식과 마이크로채널에 공기를 냉매로 이용하는 방식으로 나눌 수 있다. Stefanescu 등⁽²⁾은 4장의 400 μm 두께 실리콘 웨이퍼를 건식 식각(DRIE)하여 에폭시로 접합한 장치에, 고압으로 공기를 불어넣어 지름이 0.25 mm 노즐을 통하여 0.25 mm 아래에 있는 반도체와 접한 냉각표면의 표면으로 분사하여 약 150 kW/m^2 의 열량을 제거하였다. 최근에는 잠열을 이용하는 2상 유동 냉각방식에 관한 연구가 활발히 진행되고 있다. Peterson 등⁽³⁾은 기존의 히트파이프를 미세 공정기법을 이용하여 마이크로 크기로 초소형화하는 연구를 하였으며, 마이크로 히트파이프의 개념을 확장하여 실리콘 위에 다수의 히트파이프가 병렬로 배치된 마이크로 히트파이프 배열도 구현하였는데, 이러한 마이크로 히트파이프 배열은 상 변화를 이용한 냉각방식이 반도체의 국소적인 열원을 제거하는데 효과적으로 쓰일 수 있다는 가능성을 제시하였으며, 이후 상 변화를 이용한 초소형 냉각장치에 관한 연구를 활성화시켰다. 또한 Kirshberg 등⁽⁴⁾은 마이크로 모세펌핑 루프를 제작하여 실험을 수행하였다. LaClair와 Mudawar⁽⁵⁾는 일정한 열유속을 받는 원통형 모세 증발기의 온

도 분포에 관한 근사해를 구하여 증발기의 증기 그루브 내에 핵비등이 일어나는 열유속을 결정하고 모세펌핑루프, 루프 히트파이프의 시동에 관한 기초자료를 제공하였다.

상변화를 이용한 냉각방법 중 마이크로 쿨러(Micro-cooler)는 마이크로 모세펌핑 루프(Micro Capillary Pumped Loop)를 사용하여 최소한의 온도 강하로 열을 원거리까지 전달할 수 있는 2상 열체어 장치이다. 모세펌핑 루프는 모세 구동력을 사용하여 가동부 없이 유체를 수송하는 장점을 가지고 있다. Figure 1은 마이크로 쿨러의 개략도이다. 증기는 워 구조와 증기 그루브사이에서 발생하며 워는 작동유체를 공급하게 된다. 두 상의 평형과 모세력 $2\sigma/r_{eff}$ 사이의 압력차에 의해 액체-증기 경계면에서 메니스커스가 형성된다. 이 압력차는 전체 루프를 통한 유체의 유동을 발생시키는 힘을 제공한다. 발생한 증기는 증발기 내의 증기 그루브와 증기 통로를 거쳐서 응축기로 이송되며, 응축기에서 방열하면서 액체로 응축되어 액체관을 통과하여 다시 증발기로 되돌아 오게 되어 완전한 사이클을 이룬다. 저장부는 모세펌핑 루프의 온도제어에 사용되며 운전 조건을 변화시키는 동안 여분의 유체를 저장하기도 한다.

모세펌핑 루프의 개념은 1966년에 처음으로 제안되었으며, 1980년대부터 활발한 연구가 진행되어 초기 모세펌핑 루프의 문제점을 해결하기 위해 다양한 아이디어가 제안되어 왔다. 현재까지 많은 모세펌핑 루프가 만들어져 지상 및 항공 실험이 수행되었고 일부는 우주선에 적용되기도 하였다.⁽⁶⁾ 그러나 모세펌핑 루프의 신뢰성과 강도와 관련된 문제는 적용에 많은 한계가 있어서 현재에도 이 문제점들을 극복하기 위한 많은 연구가 진행되고 있다.^(7~10) 많은 시험에서 나타난 모세펌핑 루프의 단점으로는 증발기 시동이 어렵고 압력진동에 의한 안정성 문제가 대표적이다.^(11~13)

증기가 발생하기 전인 예열단계는 처음에 액체로 완전하게 채워진 증발기에서 시동의 첫 단계로서, 전통적인 증발기의 액체로 채워진 경우의 시동뿐만 아니라 시동펌프(액체 코어를 저장부와 직접 연결시키는 세 번째 포트가 있는 증발기)와 루프 히트파이프 증발기에서도 일어난다. 예열단계의 종결시점, 즉 비등이 일어나는 시점에서의 증발기의 온도분포는 증기 유동통로 내부 이외의

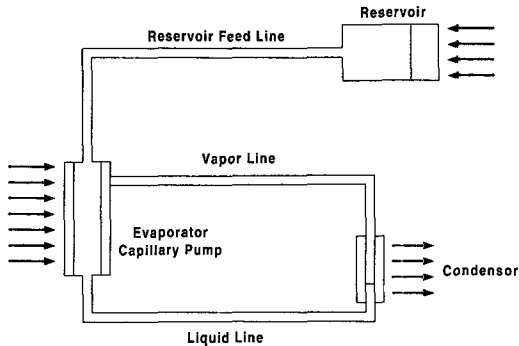


Fig. 1 Schematic of micro-cooler

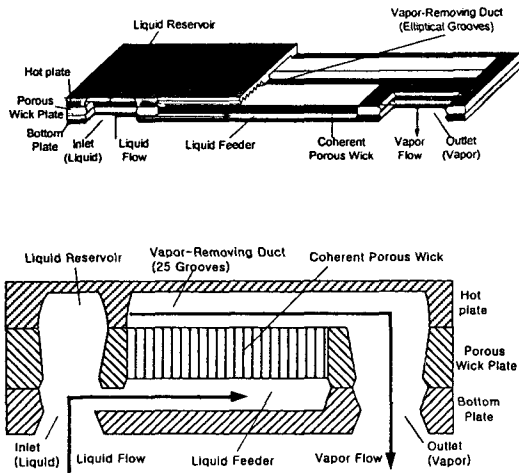


Fig. 2 Schematic of micro-cooler evaporator

장소에서 핵비등과 증기상태의 지속이 가능한지 여부를 결정한다. 또한 이러한 온도분포는 시동 과정이나 연속운전 동안의 열유동과정에도 영향을 미치며, 핵비등 후 현상의 해석에 대한 시작점으로도 사용될 수 있다.

본 연구에서는 마이크로 쿨러 및 제조에 대한 기본설계 자료를 얻기 위하여 마이크로 쿨러 증발기의 초기 가열과정에 대해 고찰하였다. 비정상 열전도 모델을 사용하여 주어진 열입력에 대해서 고온판의 재질, 워크의 광극률, 과냉도, 워크 길이 등의 변화에 따른 마이크로 쿨러 증발기 내부의 온도분포를 해석하였다. 이를 통하여 예열과정 동안 증기 그루브와 액체 코어사이의 온도차를 예측하고 비등이 일어나는 시점의 온도분포와 열유속에 따른 온도변화의 거동을 고찰하였다.

2. 해석

먼저 Fig. 2에 나타낸 것과 같은 마이크로 쿨러 증발기에서 초기 가열과정 동안의 온도 분포를 해석적으로 계산하기 위해서는 몇 가지 가정이 필요하다. 첫째, 증기 그루브의 형상은 열전도 모델에서 무시할 수 있어서 증발기를 단순한 세 개의 층으로 된 구조로 가정한다. 마이크로 쿨러 증발기의 예열단계에서는 열의 과도 현상이 작동 단계의 과도현상에 비해 상대적으로 느리고 증기 그루브내의 액체의 온도분포는 위치에 따라 크게 변화하지 않고 비교적 균일하다고 가정하였으며, 또한 대부분의 증발기에서 워크 액체의 열물성치 변화는 매우 적어서 증기 그루브내의 액체는 액체로 충전된 워크로 가정하였다. 적당한 증발기 고온판의 두께를 선택함으로써 마이크로 쿨러 고온판과 워크의 접촉면적을 적절히 추정할 수 있다. Fig. 3은 실제 마이크로 쿨러 증발기 단면형상과 단순화한 마이크로 쿨러 증발기 모델을 나타낸 것이다. 둘째, 열원으로부터 마이크로 쿨러 증발기로의 열유속은 균일하다고 가정한다. 마지막으로 해석에서 열적 물성치는 일정하다고 가정하며 액체가 충전된 워크에서는 평균 물성치를 사용한다. 예열단계 동안 유체는 펌핑되지 않으므로 열전달은 전도에 의해서 좌우되며, 특히 마이크로 스케일 하에서 대류의 영향은 무시한다.

2.1 기본이론

예열과정동안 마이크로 쿨러 증발기내의 온도 분포를 해석하기 위하여 증발기를 Fig. 3과 같이 구성하였다. 마이크로 쿨러 증발기는 액체 코어($0 \leq x < a$), 액체로 충전된 워크($a \leq x < b$) 그리고 고온판($b \leq x < c$)인 세 부분으로 나누어져 있다. 균일 열유속 $q''(t)$ 가 증발기 고온판 c 에 가해진다. 또한 마이크로 쿨러 증발기의 길이가 두께에 비해 크고 양 끝단은 완전 단열이라고 가정하여 1차원 비정상열전도 방정식을 적용한 지배방정식은 다음과 같다.

$$\frac{1}{\alpha_i} \frac{\partial T_i}{\partial t} = \left(\frac{\partial^2 T_i}{\partial x^2} \right), \quad i=1, 2, 3 \quad (1)$$

상기 지배방정식에 대해 사용한 경계조건은 다음과 같다.

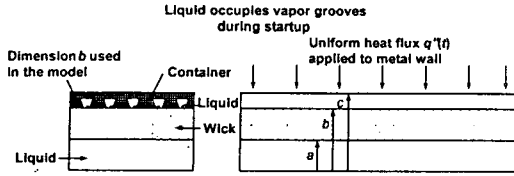


Fig. 3 The three-layer composite geometry used in the thermal analysis model

1) 액체-wick 경계면 ($x = a$)

$$k_1 \frac{\partial T_1}{\partial x} = k_2 \frac{\partial T_2}{\partial x}, \quad T_1(x, t) = T_2(x, t) \quad (2)$$

2) Wick-증기 그루브 경계면 ($x = b$)

$$k_2 \frac{\partial T_2}{\partial x} = k_3 \frac{\partial T_3}{\partial x}, \quad T_2(x, t) = T_3(x, t) \quad (3)$$

3) 마이크로 증발기 고온판 ($x = c$)

$$k_3 \frac{\partial T_3}{\partial x} = q''(t) \quad (4)$$

4) 마이크로 증발기 하부 ($x = 0$)

$$\frac{\partial T_1}{\partial x} = 0 \quad (5)$$

이와 같은 경계조건과 더불어 계산을 수행할 때의 초기조건은 다음과 같이 설정하였다.

$$T_i(x, t) = T_0 \quad \text{for } t=0, \quad i=1, 2, 3 \quad (6)$$

또한 액체로 충전된 wick의 물성치는 다음과 같이 정의된 평균 물성치를 사용하여 열확산율을 나타내었다.

$$\alpha_2 = \frac{k_2}{\rho_2 c_{p2}} \quad (7)$$

여기서, $k_2 = k_w^{1-\phi} k_1^\phi$

Table 1 Micro-cooler evaporator dimensions and thermal properties used in model

| | Silicon evaporator | Quartz evaporator | Borosilicate evaporator |
|---|--------------------|-------------------|-------------------------|
| Working Fluid | Water | | |
| $a(\mu\text{m})$ | 50 | | |
| $k_1(\text{W/m} \cdot ^\circ\text{C})$ | 0.6816 | | |
| $\rho_1(\text{kg/m}^3)$ | 958 | | |
| $c_{p1}(\text{kJ/kg} \cdot ^\circ\text{C})$ | 4.211 | | |
| $\alpha_1 \times 10^6(\text{m}^2/\text{s})$ | 0.168 | | |
| Wick | Silicon | | |
| $b(\mu\text{m})$ | 100 (150, 200) | | |
| $k_w(\text{W/m} \cdot ^\circ\text{C})$ | 148 | | |
| $\phi(\text{Porosity})$ | 0.6 (0.2, 0.4) | | |
| $\rho_w(\text{kg/m}^3)$ | 2330 | | |
| $c_{pw}(\text{kJ/kg} \cdot ^\circ\text{C})$ | 0.712 | | |
| $\alpha_w \times 10^6(\text{m}^2/\text{s})$ | 89.212 | | |
| Hot Plate | Silicon(Si) | Quartz(II Z) | Borosilicate |
| $c(\mu\text{m})$ | 150 (200, 250) | | |
| $k_3(\text{W/m} \cdot ^\circ\text{C})$ | 148 | 12.13 | 1.09 |
| $\rho_3(\text{kg/m}^3)$ | 2330 | 2660 | 2640 |
| $c_{p3}(\text{kJ/kg} \cdot ^\circ\text{C})$ | 0.712 | 0.77 | 0.8 |
| $\alpha_3 \times 10^6(\text{m}^2/\text{s})$ | 89.212 | 5.922 | 0.516 |

$$\rho_2 c_{p2} = (1 - \phi)(\rho_w c_{pw}) + \phi(\rho_1 c_{p1})$$

LaClair와 Mudawar⁽¹⁴⁾가 제안한 주어진 시간에서 증발기의 임의의 두 지점간의 온도차 및 온도의 상승은 열유속 q'' 의 선형함수인 개념을 도입하여 임의의 열유속에 대한 다음과 같은 일반화된 온도를 정의하여 사용하였다.

$$T_i^*(x, t) = \frac{T_i(x, t) - T_0}{cq''} - \frac{2}{\Delta} t \quad (8)$$

2.2 해석방법

본 연구에서 해석하고자 하는 마이크로 쿨러 증발기의 해석모델은 Fig. 3과 같고 기하학적 형상과 물성치는 Table 1에 나타냈으며, 기준 열유속은 100 kW/m^2 을 사용하였다. 계산영역을 액체 코어, Wick 및 고온판으로 나누고 각각 21개의 격자로 구성하여 Crank-Nicolson의 음해법을 사용한차분법으로 계산을 수행하였다.

3. 결과 및 고찰

3.1 고온판 재질에 따른 마이크로 쿨러 증발기내의 온도분포

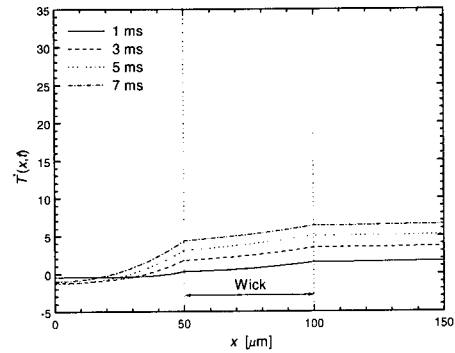
마이크로 쿨러 증발기내의 온도분포를 각각의 열유속에 대한 실제 온도로 나타낼 수도 있지만 일반화된 온도를 사용함으로써 마이크로 쿨러 증발기 내의 온도 분포 특성과약이 용이하다.

Fig. 4(a)는 작동유체가 물이고 공극률이 0.6, 길이 50 μm 인 실리콘 재질의 워를 사용하고 고온판의 재질이 실리콘인 마이크로 쿨러 증발기내부의 일반화된 온도분포를 나타낸 것이다. 액체코어 영역에서는 시간이 경과함에 따라 액체-워 경계면의 온도가 상승하여 영역내에 온도구배가 나타난다. 액체로 충전된 실리콘 워의 온도분포는 높은 열전도도로 인하여 시간이 경과하여도 워 전체영역의 온도는 상승하나 워 길이방향의 온도구배는 작다. 워와 고온판의 경계면에서 온도 상승률이 미소하게 변하며 실리콘 고온판의 높은 열전도도에 의해서 고온판 영역은 거의 동일한 온도로 유지된다. 또한 시간 경과에 따라 액체코어의 온도와 고온판의 온도차는 상승하지만 등간격의 시각변화에 따른 온도상승폭은 시각이 증가함에 따라 서서히 줄어들며, 더 이상의 시간 경과에도 실제 온도는 상승하지만 일반화 온도분포형상은 변화하지 않고 형상을 전체적으로 그대로 유지함을 알 수 있었다.

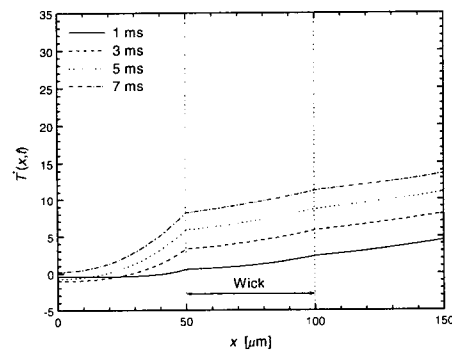
Fig. 4 (b)와 (c)는 작동유체가 물이고 공극률이 0.6, 길이 50 μm 인 실리콘 재질의 워를 사용하고 고온판의 재질을 퀴츠, 보로실리케이트로 바꾸는 경우 마이크로 쿨러 증발기내부의 일반화된 온도분포를 나타낸 것이다. 마이크로 쿨러 증발기의 고온판의 재질을 변화시킨 경우에는 예상할 수 있는 바와 같이 낮은 열전도도를 갖는 고온판을 사용했을 때 시동전 예열과정동안 고온판 표면의 온도가 많이 상승하며 마이크로 쿨러의 증기 그루브에서 비등이 발생하여 시동이 되더라도 고온판 표면의 온도구배는 상대적으로 높게 유지될 것임을 알 수 있다.

3.2 워의 길이에 따른 온도분포

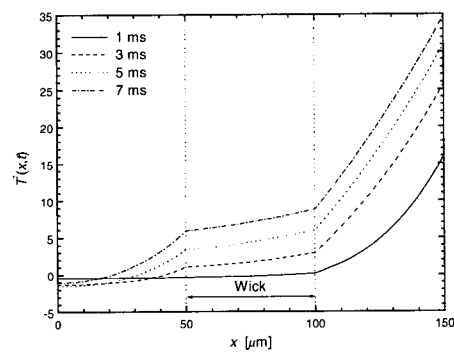
Fig. 5(a)와 (b)는 작동유체로서 물을 사용하고 고온판의 재질이 실리콘이며, 워의 공극률이 0.6, 길이가 각각 100 μm , 150 μm 인 실리콘 워를 사



(a) Silicon hot plate



(b) Quartz hot plate



(c) Borosilicate hot plate

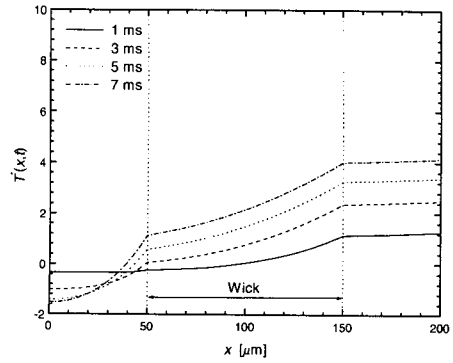
Fig. 4 Normalized temperature profile of a micro-cooler evaporator with 50 μm silicon wick.

용한 마이크로 쿨러 증발기내부의 일반화된 온도 분포를 나타낸 것이다. 같은 조건을 사용하고 실리콘 워의 두께가 50 μm 인 경우[Fig. 4(a)]의 온도 분포와 비교하면 액체 코어와 고온판의 온도분포는 거의 동일하게 나타나고 있으며 액체로 충전된 실리콘 워의 온도분포는 워 두께의 증가로 인한 열저항의 증가로 온도구배가 발생하고 있다. 또한 증기 그루브와 액체-워 경계면의 온도차가 50 μm 실리콘 워인 경우에 비해 상승되었다.

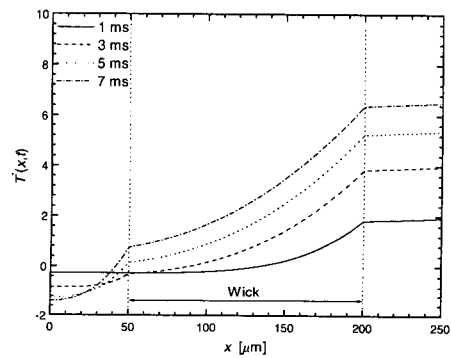
Fig. 5(c)는 작동유체로서 물을 사용하고 고온판의 재질이 실리콘이며, 워의 공극률이 0.6, 길이가 각각 50 μm , 100 μm , 150 μm 인 실리콘 워를 사용한 마이크로 쿨러 증발기에 대하여 각각 워 양단 온도차의 변화가 없는 시점에서의 일반화된 온도분포를 나타낸 것이다. 전체적으로 액체로 충전된 실리콘 워의 온도분포는 비슷한 기울기의 급격한 온도상승이 발생하며 또한 워 길이의 증가에 따라 액체로 충전된 워의 열저항의 상승으로 고온판 표면의 온도가 상승된다. 워 길이의 증가는 워의 열저항을 증가시키고 액체의 비등이 일어나는 증기 그루브와 액체-워 경계면의 온도차를 상승시켜 증발기의 시동을 쉽게 하는 역할을 한다. 그러나 이것은 모세유로의 길이가 길어지게 되어 유동손실저항도 동시에 커지게 된다.

Fig. 6은 공극률 0.6, 길이 50 μm 의 실리콘 워를 사용한 마이크로 쿨러 증발기를 기준으로 하여 공극률을 0.2, 0.4로 변화시키고 워 길이를 100 μm , 150 μm 로 변화시켜 시간에 따른 증기 그루브와 액체-워 경계면의 일반화된 온도차를 나타낸 것이다. 전체적으로 시간에 따라 증기 그루브와 액체-워 경계면의 온도차는 상승하여 일정한 시간의 경과 후에는 공극률과 워 길이에 관계없이 온도차는 일정하게 유지된다. 공극률이 증가함에 따라 증기 그루브와 액체-워 경계면의 온도차는 증가하며 일정한 간격으로 공극률을 증가시켰을 경우 그 증가율은 커진다. 공극률이 0.6으로 동일한 조건에서 워 길이를 변화시켰을 때에는 워 길이의 증가로 워의 열저항이 상승하여 증기 그루브와 액체-워 경계면의 온도차가 증가하게 된다. 동일한 조건에서 온도차에 미치는 영향은 워 길이가 공극률보다 훨씬 크다.

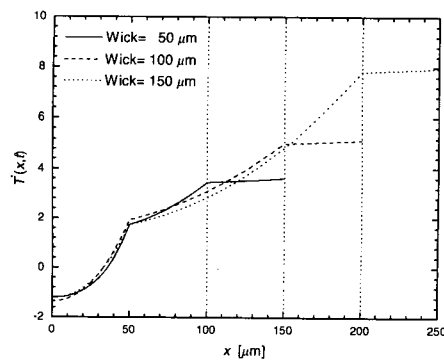
Fig. 7은 워 길이가 50 μm 이고 동일한 조건에서 고온판 재질을 변화시킨 경우 시간에 따른 증기 그루브와 액체-워 경계면의 일반화된 온도차를



(a) Wick length = 100 μm



(b) Wick length = 150 μm



(c) Just before boiling

Fig. 5 Normalized temperature profile of evaporator for various wick lengths.

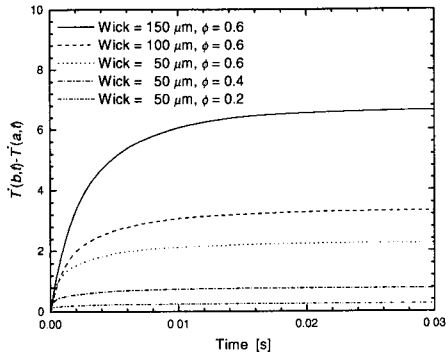


Fig. 6 Effects of wick length and porosity on the normalized temperature difference between wick ends

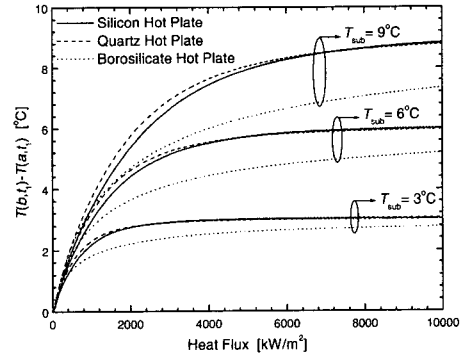


Fig. 8 Effects of applied heat flux on the temperature difference between the wick ends at nucleate boiling ($t=t_1$) for various degrees of subcooling

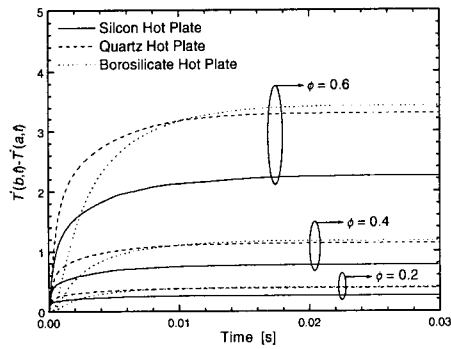


Fig. 7 Effects of porosity on the normalized temperature difference between wick ends for different hot plate materials

나타낸 것이다. 고온판의 재질을 열전도도가 높은 실리콘을 사용한 경우에는 증기 그루브와 액체-웍 경계면의 온도차가 일정하게 유지되는 온도가 낮으며, 석영과 보로실리케이트를 사용했을 경우에는 실리콘보다 높은 증기 그루브와 액체-웍 경계면의 온도차를 나타냈다. 또한 보로실리케이트 고온판을 사용한 경우에는 실리콘과 석영을 사용했을 경우에 비해 예열시작 시점에서 온도차는 급격히 상승하여 석영에 비해 더 높은 일정 온도차가 유지되며 공극률이 감소하여도 유사한 현상이 나타났다.

3.3 열입력에 따른 온도분포

Fig. 8은 공극률이 0.6이고 길이 50 μm 인 실리콘 워를 사용한 마이크로 쿨러 증발기에서 초기 과냉도가 3 $^{\circ}\text{C}$, 6 $^{\circ}\text{C}$, 9 $^{\circ}\text{C}$ 인 경우 증기 그루브에서 순간적인 핵비등이 일어날 때 워 양단의 온도차를 입력된 열유속의 함수로서 나타낸 것이다. 열유속이 증가함에 따라 비등이 일어나는 시점에서의 증기 그루브와 액체-웍 경계면의 온도차는 급격하게 상승한 후 둔화된다. 즉 고열유속에서 증기 그루브와 액체 코어 사이의 온도차가 증가하지 않는 열유속 한계가 존재하며, 이것은 주어진 초기 과냉도에서 더 이상 입력 열유속을 증가시키면 시동을 촉진시킬 수 있는 온도차를 증가시키지 못하고 오히려 증기 그루브 내의 압력 서지 현상만을 초래하게 된다. 따라서 입력 열유속은 핵비등 시 액체 코어에서 충분한 과냉도를 유지하도록 설정되어 이에 대응하는 증기발생률이 너무 커서 증기가 워를 통하여 액체 코어 내부로 침투하게 해서는 안된다. 또한 Fig. 8에서 초기 과냉도가 상승함에 따라 열유속 한계는 커졌으며, 고온판 재질이 실리콘과 석영인 경우에는 열유속에 따른 온도차는 거의 유사한 거동특성을 나타냈고 보로실리케이트 고온판인 경우에는 실리콘과 석영의 경우에 비해 양단 온도차가 낮게 나타났다.

4. 결론

마이크로 쿨러 증발기에 대한 기본설계 자료를 얻기 위해서 비정상상태 열전도 모델을 사용하여 시동 초기과정인 '예열과정' 동안 증기 그루브와 액체 코어사이의 온도차를 예측하고 비등이 일어나는 시점의 온도분포와 열유속에 따른 온도분포 계산을 수행한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 높은 열전도도의 고온관을 갖는 마이크로 쿨러 증발기는 액체의 과냉도를 감소시켜 시동을 위해 더 많은 열유속이 필요하다.

(2) 마이크로 쿨러 증발기내 워 공급률과 워 길이의 증가는 워 양단의 열저항을 상승시켜 온도차를 크게 하여 시동을 용이하게 하므로 적정 워 길이가 존재한다.

(3) 과냉도가 상승함에 따라 증기 그루브와 액체-워 경계면 사이의 온도차를 상승시켜 시동을 용이하게 하며 이 온도차 상승률은 비등이 일어나는 시점 부근에서 급격하게 둔화된다.

(4) 마이크로 쿨러 증발기의 액체 코어에서 핵비등이 일어나지 않는 적당한 과냉도를 유지할 수 있는 최대 열유속을 예측할 수 있다.

후 기

본 논문은 과학기술부가 지원하는 특정연구개발사업 중 중점국가연구개발사업 (기계설비요소 기술개발)으로 지원되어 수행하였습니다. 이에 관계자 여러분들께 감사 드립니다.

참고문헌

- (1) Tuckerman, D. B. and Pease, R. F. W., 1981, "High-Performance Heat Sinking for VLSI," *IEEE Electronic Device Letters*, Vol. ECL-2, No. 2, pp. 126~129.
- (2) Stefanescu, S., Mehregany, M., Leland, J. and Yerkes, K., 1999, "Micro Jet Array Heat Sink for Power Electronics," *IEEE International Workshop on Micro Electro Mechanical Systems*, Orlando, FL., pp. 165~170
- (3) Peterson, G. P., Duncan, A. B. and Weichold, M. H., 1993, "Experimental Investigation of Micro Heat Pipes Fabricated in Silicon Wafers," *Journal of Heat Transfer*, Vol. 115, pp. 751~756.
- (4) Kirshberg, J., Liepmann, D. and Yerkes, K. L., 1999, "Micro-Cooler for Chip-Level Temperature Control," *SAE Aerospace Power Systems Conference Proceedings*, pp. 233~237.
- (5) LaClair, T. J. and Mudawar, I., 2000, "Thermal Transients in a Capillary Evaporator Prior to the Initiation of Boiling," *Int. J. Heat and Mass Transfer*, Vol. 43, pp. 3937~3952.
- (6) Ku, J., 1997, "Recent Advances in Capillary Pumped Loop Technology," *AIAA Paper 97-3870*.
- (7) Hoang, T. T. and Ku, J., 1995, "Theory of Hydrodynamic Stability for Capillary Pumped Loops," *HTD-Vol. 307*, in: *Proceedings of the 1995 National Heat Transfer Conference*, Vol. 5, Portland, OR, pp. 33~40.
- (8) Hoang, T. and Ku, J., 1996, "Hydrodynamic Aspects of Capillary Pumped Loops," *SAE Paper 961435*.
- (9) Hoang, T., 1997, "Development of an Advanced Capillary Pumped Loop," *SAE Paper 972325*.
- (10) Madou, M. J., 1997, *Fundamentals of Micro-fabrication*, CRC Press, New York.
- (11) Cullimore, B. A., 1991, "Start-up Transient in Capillary Pumped Loops," *AIAA Paper 91-1374*.
- (12) Ku, J., 1995, "Start-up Issues of Capillary Pumped Loops," *Advances in Heat Pipe Science and Technology*, in: *Proceedings of the 9th International Heat Pipe Conference*, Albuquerque, NM, pp. 994~1001.
- (13) Kim, J. H., Cheung, K., Butler, D., Ku, J., Haught, E., Kroliczek, E. J., Cullimore, B. and Baumann, J., 1997, "The capillary pumped loop III (CAPL III) flight demonstration description and status," *Proceedings of the Space Technology and Applications International Forum*, Albuquerque, NM, pp. 623~628.
- (14) Ku, J., Hoang, T., Nguyen, T. and Yun, S., 1996, "Performance tests of CAPL 2 starter pump cold plates," *AIAA Paper 96-1837*.