

초기시동 시의 모세핌핑 루프 증발기에 대한 과도열전달 해석

박 병 규* · 김 근 오* · 김 무 근**

Transient Heat Transfer for the Evaporators of Capillary Pumped Loop at Intial Startup

Byung Kyu Park*, Geun Oh Kim*, and Moo Geun Kim**

Key Words: Capillary Pumped Loop(모세핌핑 루프), Evaporator(증발기), Subcooling(과냉), Vapor Groove(증기 그루브), Transient Heat Transfer(과도 열전달)

Abstract

It is derived for the temperature profile in a cylindrical and planar shape capillary pumped loop evaporators subject to a uniform heat flux prior to the initiation of boiling using the finite difference method. 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. Several advantages of larger diameter evaporators observed experimentally in startup are explained and quantified by the model. This analysis is appropriate for standard capillary pumped loop evaporators during a fully-flooded startup as well as starter pump designs and loop heat pipes.

기호설명

a : 액체영역의 길이 [m]
 b : 워프 그루브 경계면까지의 길이 [m]
 c : 증발기 표면까지의 길이 [m]
 c_p : 비열 [kJ/kg · °C]
 D : 증발기의 직경 또는 두께 [mm]
 k : 열전도도 [W/m² · °C]
 P : 압력 [Pa]
 q'' : 열유속 [W/m²]

r : 반경 [m]
 r_{eff} : 워프 공극 유효반경 [m]
 T : 온도 [°C]
 T_{sub} : 과냉도 [°C]
 T^* : 일반화 온도
 t : 시간 [s]
 t_l : 비등 시작 시간 [s]
 x : 증발기 중심으로부터의 길이 [m]

그리스 문자

α : 열확산 계수 [m²/s]
 Δ : 단위길이당 열용량 [kJ/m · °C]
 ρ : 밀도 [kg/m³]
 ϕ : 공극률(porosity)
 σ : 표면장력 [N/m]

* 회원, 한국기계연구원 열유체환경연구부

Email : bkpark@kimm.re.kr

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

* 한국기계연구원 열유체환경연구부

** 회원, 인제대학교 기계자동차공학부

하첨자

- g : 증기
- i : 영역(1=액체, 2=액체 충전 워, 3=벽면)
- w : 워
- 0 : 초기치

1. 서론

모세펌핑 루프(Capillary Pumped Loop, CPL)는 최소한의 온도 강하로 열을 원거리까지 전달할 수 있는 2상 열 제어 장치이다. 지상에서도 모세펌핑 루프의 적용이 제안되고 있으나 모세펌핑 루프를 운전함에 있어 악영향을 미치는 중력이 없는 우주선의 열 제어에 더욱 적합하다. 모세펌핑 루프는 모세 구동력을 사용하여 가동부 없이 유체를 수송하게 된다. 히트파이프에서 파생된 모세펌핑 루프는 몇몇 상황에서 사용할 수 있는 흥미 있는 설계의 특징들을 가지고 있다. 한 루프로 된 다중 증발기와 다중 응축기를 갖는 모세펌핑 루프는 서로 다른 온도를 갖는 다중 열원으로부터 다중 열침으로 열을 방출할 수 있어 여러 곳의 다른 위치에 증발기나 응축기를 추가 할 수 있다.

Figure 1에 간단히 나타난 모세펌핑 루프의 개발은 1960년대에 시작되었으며, 1980년대 들어 활발한 연구가 진행되어 초기 모세펌핑 루프의

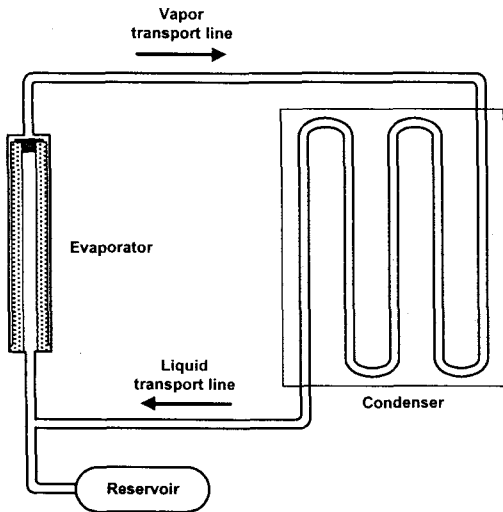


Fig. 1 Schematic of basic capillary pumped loop.

문제점을 해결하기 위해서 다양한 아이디어가 개발되어왔다.^(1,2) 현재까지 많은 모세펌핑 루프가 만들어졌고 지상 시험되었으나 실제 적용시의 신뢰성과 강도와 관련된 한계들을 극복하기 위한 많은 연구가 진행되고 있다.^(3,4)

지상 및 항공 시험에서 모세펌핑 루프에 나타난 단점 중의 하나는 증발기 시동이 어렵다는 것이다. 일반적으로 모세펌핑 루프의 시동이 성공적으로 이루어지고 정상상태 운전이 이르게 되면 상당한 성능이 발휘되며 운전상태를 명확히 예측할 수 있게된다. 그러나 정상상태 운전이 도달하기 전에 유체의 열 물리학적 상태 변화가 반드시 수반되는 시동 시에 집중적으로 과도현상이 나타날 수 있다. 액체 코어 내에 증기가 생성되면 모세펌핑 작용의 손실과 같은 증발기의 성능에 악영향을 주는 워의 액체 흐름을 전체적으로 또는 부분적으로 방해하게 된다⁽⁵⁾. 또한 증발기 코어 내에 증기의 존재는 모세펌핑 루프의 운전에서 압력 진동에 영향을 준다⁽⁶⁾.

증기가 발생하기 전 증발기의 예열단계는 이전의 연구에서 큰 관심을 받지 못했다. 예열단계는 최초 액체로 완전하게 채워진 증발기의 시동 첫 단계이며, 전통적인 증발기의 완전 채워진 시동 뿐만 아니라 시동펌프(액체 코어와 저장부를 직접 연결시키는 세 개의 출입구가 있는 증발기)와 루프 히트파이프(LHP) 증발기에서도 나타난다. 예열단계의 종결시점, 즉 비등이 일어나는 시점에서의 증발기의 온도분포는 증기 유동통로 이외의 장소에서 핵비등과 증기의 생성이 가능한지를 결정할 수 있다. 이러한 온도분포는 시동과 계속되는 운전에서 열유체역학적 변화과정 후에도 영향을 미칠 것이다. 그리고 핵비등 후 현상의 해석에서 출발점으로서 사용될 수 있다. Li와 Ochterbeck⁽¹¹⁾는 증기 그루브의 기하학적 형상을 해석에 포함하고 열 물성치를 온도에 대한 함수로 사용하였으며 유동가시화 실험과 해석결과를 비교하였다.

본 논문에서는 기본적인 모세펌핑 루프 증발기와 시동 펌프나 루프 히트파이프에 사용되는 실린더형 증발기 및 열전달면적과 워의 두께가 동일한 평면형 증발기에 대하여 초기 가열과정동안에 열전도 모델을 사용하여 워의 재질을 변화시켜 해석을 수행하였다. 또한 실린더형 증발기의 직경 및 평면형 증발기의 두께를 달리함으로써

증발기의 크기에 따른 온도분포를 해석하였다. 이를 통하여 예열과정동안 증기 그루브와 액체 코어사이의 온도차를 예측하고 비등이 일어나는 시점의 온도분포와 열유속에 따른 온도변화의 거동을 고찰하였다.

2. 해석

초기 가열동안 모세 증발기의 온도 분포를 해석적으로 계산하기 위해서는 몇 가지 가정이 필요하다. 첫째로, 증발기의 예열단계에서 열의 과도 현상은 천천히 일어나며 증기 그루브내 액체의 온도는 위치에 따라 크게 변화하지 않아 균일하다고 가정할 수 있기 때문에 증기 그루브의 형상은 열전도 모델에서 무시하고 단순한 세 개의 층으로 구성된 형태로 가정한다. 또한 대부분의 증발기에서 워크와 액체의 열 물성치는 변화하지 않으므로 증기 그루브내의 액체는 액체로 충전된 워크로 간주할 수 있다. 적절한 증발기 벽면의 내경을 선택함으로써 벽면과 워크의 접촉면적을 효과적으로 분석할 수 있다(Fig. 2). 둘째로, 증발기 벽면은 높은 열전도도를 가져 증발기 외경에서 실제적인 열유속의 불균일은 워크 벽면의 경계면에서 최소화되므로 주위로부터 증발기로의 열유속은 균일하다고 가정한다. 마지막으로 해석에서 열 물성치는 일정하다고 가정하며 액체가 충전된 워크에서는 평균 물성치를 사용한다. 예열단계동안 유체는 펌핑되지 않으므로 열전달은 전도에 의해서 지배되며 대류의 영향은 무시한다.

예열과정동안 모세 증발기내의 온도분포를 해석하기 위하여 실제 모세증발기형상을 Fig. 2와 같이 구성하였다. 모세 증발기는 액체 코어($0 \leq r$ or $x < a$), 액체로 충전되어진 워크($a \leq r$ or $x < b$) 그리고 증발기를 둘러싸고 있는 금속 벽면($b \leq r$ or $x < c$)인 세 부분으로 나누어져 있다. 균일 열유속 $q''(t)$ 가 증발기 금속 벽면 c 에 가해진다. 또한 모세 증발기의 길이가 실린더형 증발기의 직경 (또는 평면형 증발기 두께)에 비해 크고 양 끝단은 완전 단열이라고 가정하여 1차원 비정상 열전도 방정식을 적용한 실린더형과 평면형 모세 증발기 지배방정식은 다음과 같다.

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

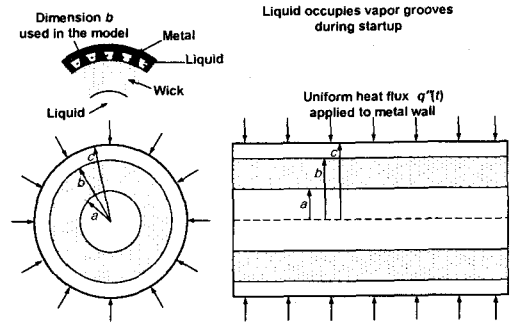


Fig. 2 Actual evaporator groove geometry and the three-layer composite cylindrical and plane geometry used in the thermal conduction model of the evaporator during a fully-flooded startup.

여기서 평면형 모세 증발기의 경우는 실린더형의 특수한 경우($r = \infty$)로 생각할 수 있다.

상기 지배방정식에 대해 사용한 경계조건은 다음과 같다.

- 1) 액체-워크 경계면($r = a$)

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

- 2) 워크-증기 그루브 경계면($r = b$)

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

- 3) 증발기 외부벽면($r = c$)

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

- 4) 증발기 중심($r = 0$)

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

이와 같은 경계조건을 적용하고 계산을 수행할 때의 초기조건은 다음과 같이 설정하였다.

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

또한 액체로 충전된 워크의 물성치는 다음과 같이

Table 1 Evaporator dimensions and thermal properties used in model

	Aluminum wick evaporator	Nickel wick evaporator	Stainless Steel wick evaporator
Working Fluid	Liquid ammonia		
a (mm)	2.64 (5.72)		
k_l (W/m·°C)	0.50		
ρ_l (kg/m ³)	587		
c_{pl} (kJ/kg·°C)	4.9		
$\alpha_l \times 10^6$ (m ² /s)	0.175		
Wick	Aluminum alloy	Nickel wick	Stainless Steel wick
b (mm)	5.52 (11.25)	5.52 (11.25)	5.52 (11.25)
k_w (W/m·°C)	177	90	15
ϕ (Porosity)	0.7	0.7	0.7
ρ_w (kg/m ³)	2770	8900	7900
c_{pw} (kJ/kg·°C)	0.875	0.444	0.477
$\alpha_w \times 10^6$ (m ² /s)	73.	22.7	3.98
Container	Aluminum 6063, T6		
c (mm)	8.04 (14.86)		
k_c (W/m·°C)	201		
ρ_c (kg/m ³)	2702		
c_{pc} (kJ/kg·°C)	0.903		
$\alpha_c \times 10^6$ (m ² /s)	83		

정의된 평균 물성치를 사용하여 열확산율을 나타내었다.

$$a_2 = \frac{k_2}{\rho_2 c_{p2}} \quad (7)$$

여기서, $k_2 = k_w^{1-\phi} k_l^\phi$

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

LaClair와 Mudawar⁽⁸⁾가 제안한 주어진 시간에서 증발기의 임의의 두 지점간의 온도차 및 온도의 상승은 열유속 q'' 의 선형적 함수라는 개념을 도입하여 임의의 열유속에 대한 다음과 같은 일반화된 온도를 정의하여 사용하였다.

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

본 연구에서 해석하고자 하는 실린더형 모세 증발기와 평면형 모세 증발기의 개략적 형태는

Fig. 2와 같으며, 기하학적 형상과 물성치는 Table 1에 나타냈다. 계산영역을 액체 코어, Wick 및 금속 벽면으로 나누고 각각 21개의 격자로 구성하여 Crank-Nicolson의 음해법을 사용한 유한차분법으로 계산을 수행하였다.

3. 결과 및 고찰

3.1 Wick 재질에 따른 모세 증발기내의 온도분포
실린더형 증발기의 직경이 16 mm이고 Wick 재질이 스테인레스 스틸인 모세 증발기의 열유속에 따른 증기 그루브 및 액체-Wick 경계면과 액체 코어의 온도차를 Fig. 3에 나타냈다. 열유속이 상승함에 따라 동일시간에서 두 지점의 온도차는 선형적으로 상승하며 증발기의 임의의 두 지점간의 온도차 및 온도의 상승은 열유속 q'' 의 선형적 함수라는 개념을 도입한 일반화된 온도 사용의 타당성을 제시한다. 모세 증발기내의 온도분포를 실제 온도로 나타낸다면 각각의 열유속에 대해 계산을 수행하여 온도 분포를 나타내야 하지만 식(8)의 정의에 의한 일반화된 온도를 사용함으로써 모세 증발기내의 온도 분포를 한번의 계산 수행으로 나타낼 수 있으며 온도 분포 변화 특성의 비교가 용이하게 된다. 또한 Fig. 4는 증발기 전체와 증발기 표면의 일반화된 온도를 비교한 것으로 증발기 전체의 일반화된 온도는 시간에 따라 선형적으로 증가하는 반면 증발기 표면의 일

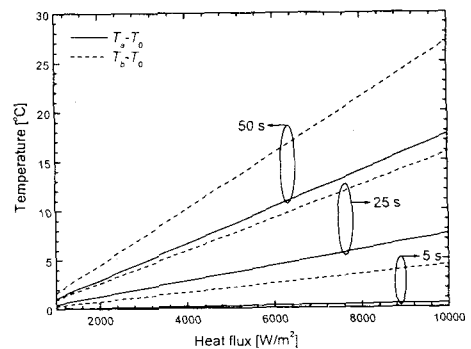


Fig. 3 Temperature difference between the vapor groove location($r=b$) and liquid core for the 16 mm evaporator.

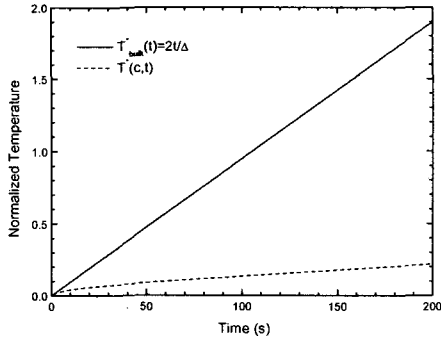


Fig. 4 Comparison of the evaporator bulk average and surface temperature rise for the 16 mm evaporator for the case of a constant heat flux.

반화된 온도는 서서히 상승하여 거의 일정한 온도로 유지되므로 증발기 표면의 실제온도는 시간에 따라 선형적으로 상승함을 알 수 있다.

Figure 5는 워크 재질이 스테인레스 스틸이고 실린더형 증발기의 직경이 16 mm인 모세 증발기의 반경 방향의 일반화된 온도 분포를 나타낸 것이다. 액체 코어와 액체로 충전되어진 워크의 온도분포는 완만한 변화를 갖는 두 개의 곡선으로 나타나게 된다. 워크와 증발기 벽면의 경계면에서 온도의 상승이 멈추며 증발기 금속 벽면의 높은 열전도도에 의해서 금속 벽면은 거의 동일한 온도로 유지된다. 시간 경과에 따라 액체 코어 중심의 온도와 증발기 벽면의 온도차는 상승하며 더 이상의 시간 경과에도 실제 온도는 상승할 수 있으나 온도 분포를 나타내는 곡선의 기울기는 변화되지 않고 전체적으로 수직 상승하게 된다. 또한 시간 40s 이후의 온도분포는 더 이상의 시간 경과에도 온도 분포 곡선의 기울기는 변화되지 않고 전체적으로 수직 상승하게 된다. 이것은 온도 분포의 변화가 완전히 종결되며 액체코어부터 벽면까지의 온도가 전체적으로 동일하게 상승함을 나타낸다.

3.2 증발기 형상에 따른 온도분포

Figure 6은 실린더형 증발기 직경이 30 mm이고 워크 재질이 스테인레스 스틸인 모세 증발기의 반경 방향의 일반화된 온도 분포를 나타낸 것이다.

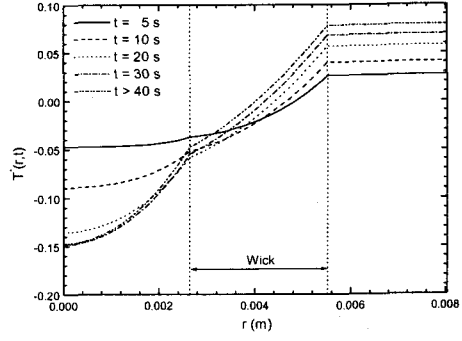


Fig. 5 Normalized temperature profile of 16 mm cylindrical evaporator for several times (Stainless steel wick).

같은 조건을 사용하고 증발기 직경이 16 mm인 경우와 액체 코어와 액체로 충전된 워크의 온도분포는 같은 경향을 나타낸다. 그러나 증발기의 크기가 커진 경우에는 온도분포 변화가 종결되는 시점에 도달하는 시간이 길어지고 액체 코어의 중심과 증발기 벽면의 온도차는 증가된다. 증발기 크기의 증가는 증발기 내부의 열저항을 증가시키고 액체의 비등이 일어나는 증기 그루브와 액체-워크 경계면의 온도차를 상승시켜 증발기의 시동을 쉽게 하는 역할을 한다. 그러나 이것은 모세유로의 길이가 길어지게 되어 유동손실저항도 동시에 커지게 된다.

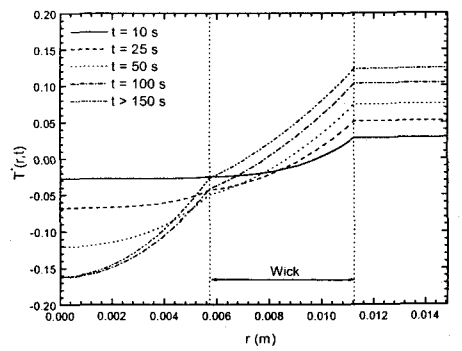


Fig. 6 Normalized temperature profile for several times: 30 mm cylindrical evaporator with Stainless Steel wick.

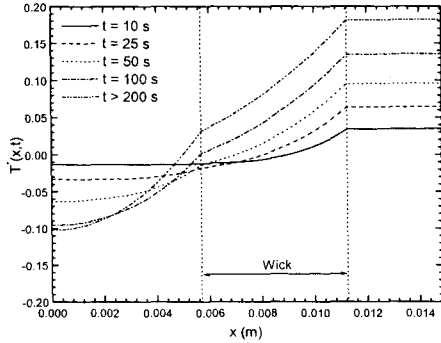


Fig. 7 Normalized temperature profile for several times: 30 mm Stainless Steel wick planar evaporator.

Figure 7은 평면형 증발기의 두께가 30 mm이고 워ick 재질이 스테인레스 스틸인 모세 증발기의 반경 방향의 일반화된 온도 분포를 나타낸 것이다. 실린더형 증발기와 열전달면적이 같은 평면형 증발기를 사용했을 경우에도 온도 분포의 경향은 실린더형 증발기를 사용했을 때와 같다. 그러나 금속 벽면의 시간에 따른 온도차는 실린더형 증발기보다 증가되어 있으며 액체 코어의 온도차는 감소되어 있음을 알 수 있다. 그러므로 열전달면적이 같고 워ick의 두께가 같은 실린더형 증발기보다 평면형 증발기가 증발기 벽면의 온도와, 액체 코어의 온도차가 커져 시동이 용이하게 된다.

Figure 8은 실린더형 모세 증발기와 평면형 모세 증발기의 직경과 두께가 각각 16 mm인 모세 증발기의 시간에 따른 증기 그루브와 액체-워ick 경계면의 일반화된 온도차를 나타낸 것이다. 시간에 따라 증기 그루브와 액체-워ick 경계면의 온도차는 상승하여 일정한 시간의 경과 후에는 워ick 재질과 증발기 형상에 관계없이 그 온도차는 일정하게 유지된다. 워ick 재질에 따라서는 열전도도가 낮은 스테인레스 스틸을 사용한 모세 증발기에서 증기 그루브와 액체-워ick 경계면의 온도차가 가장 크며 니켈과 알루미늄의 순서로 온도차가 형성된다. 또한 같은 열전달 면적과 워ick의 두께를 가진 평면형 증발기는 실린더형 증발기보다 증기 그루브와 액체-워ick 경계면의 온도차의 상승이 둔하며 일정하게 유지되는 증기 그루브와 액체-워ick 경계면의 온도차도 실린더형 증발기보다 적다.

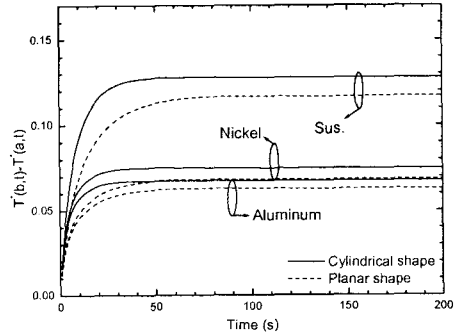


Fig. 8 Normalized temperature difference between the vapor groove location($r=b$) and the interface between the wick and liquid core($r=a$) for the 16 mm evaporator.

Figure 9는 실린더형 모세 증발기와 평면형 모세 증발기의 직경과 두께가 각각 30 mm인 모세 증발기의 시간에 따른 증기 그루브와 액체-워ick 경계면의 일반화된 온도차를 나타낸 것이다. 시간에 따라 증기 그루브와 액체-워ick 경계면의 온도차는 상승하여 일정한 온도차를 유지하는 경향은 16 mm 크기의 증발기를 사용했을 때와 같다.

예열의 초기에는 실린더형 증발기의 증기 그루브와 액체-워ick 경계면의 온도차가 크지만 시간이 경과함에 따라 평면형 증발기의 증기 그루브와

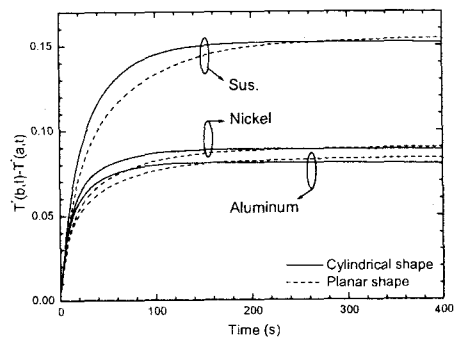
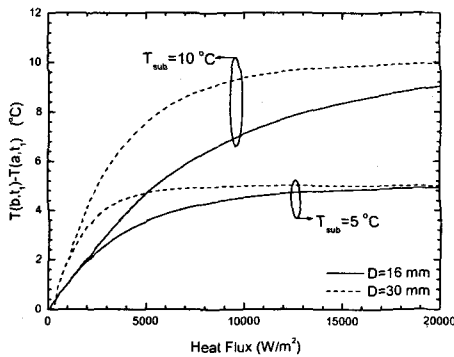


Fig. 9 Normalized temperature difference between the vapor groove location($r=b$) and the interface between the wick and liquid core($r=a$) for the 30 mm evaporator.

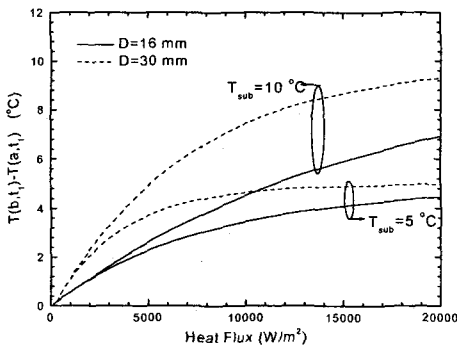
액체-벽 경계면의 온도차가 실린더형 증발기 온도차와 같게 되며 시간이 더 경과하면 평면형 증발기가 더 크게 된다. 또한 일정하게 유지되는 증기 그루브와 액체-벽의 온도차는 30 mm 크기의 증발기를 사용했을 때가 벽 재질에 관계없이 더 크며 온도차의 상승률은 적다.

3.3 열입력에 따른 온도분포

Figure 10(a)는 벽 재질이 스테인레스 스틸인 실린더형 증발기에 대해서 과냉도를 각각 5°C와 10°C로 가정하고 증발기 벽면의 온도가 작동유체



(a) Stainless Steel wick



(b) Aluminum wick

Fig. 10 Effects of applied heat flux on the temperature difference between the wick ends at nucleate boiling ($t=t_i$) for various degrees of subcooling.

의 비등점에 도달했을 때의 열유속에 따른 증기 그루브와 액체-벽 경계면의 온도차를 나타낸 것이다. 열유속이 증가함에 따라 비등이 일어나는 시점에서의 증기 그루브와 액체-벽 경계면의 온도차는 상승하게 되며 일정 열유속 이상에서는 상승률이 둔화되며 과냉도에 근접하게 된다. 과냉도가 상승함에 따라 증기 그루브와 액체-벽 경계면의 온도차가 커짐을 알 수 있다. 또한 증발기의 크기가 16 mm인 경우보다 30 mm인 경우가 열유속에 따른 온도차가 크며 상승률 역시 크다.

Figure 10(b)는 벽 재질이 알루미늄인 실린더형 증발기에 대해서 과냉도를 각각 5°C와 10°C로 가정하고 증발기 벽면의 온도가 작동유체의 비등점에 도달했을 때의 열유속에 따른 증기 그루브와 액체-벽 경계면의 온도차를 나타낸 것이다. 열유속의 상승에 따라 증기 그루브와 액체-벽 경계면의 온도차는 상승하며 16 mm 크기의 모세 증발기인 경우 증기 그루브와 액체-벽 경계면의 온도차는 30 mm 크기의 모세 증발기인 경우보다 적으며 열유속이 20000 W/m²까지 상승하였으나 과냉도를 10°C로 한 경우에는 증기 그루브와 액체-벽 경계면의 온도차가 과냉도에 훨씬 미치지 못한다. 스테인레스 스틸을 사용했을 때와 비교해보면 열유속의 상승에 따른 온도차의 상승률은 벽의 열전도도가 낮은 스테인레스 스틸을 사용했을 때가 더 높으며 같은 열유속에 대한 온도차도 커서 시동에는 용이함을 알 수 있다.

4. 결론

실린더형 모세펌핑 루프 증발기와 열전달면적이 동일한 평면형 모세펌핑 루프 증발기에 대하여 초기 가열과정동안에 열전도 모델을 사용하여 벽의 재질을 스테인레스 스틸, 니켈, 알루미늄으로 변화시키고 또한 실린더형 증발기 직경과 평면형 증발기 두께를 각각 16 mm, 30 mm로 하여 증발기 크기에 따른 증발기 내부의 온도분포를 해석하였다. 이와 같이 수행하여 예열과정동안 증기 그루브와 액체 코어사이의 온도차를 예측하고 모세펌핑 루프 증발기의 증기 그루브와 벽의 경계면에서 비등이 일어나는 시점의 온도분포와 열유속에 따른 온도분포의 거동을 계산 수행한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 높은 열전도도의 벽을 갖는 모세펌핑 루프

증발기는 액체의 과냉도를 감소시켜 시동을 위해 더 많은 열유속이 필요하다.

(2) 큰 직경을 갖는 모세펌핑 루프 증발기는 증기 그루브와 액체-웍 경계면사이의 열저항을 상승시켜 온도차를 크게 하므로 시동에 용이하다.

(3) 열전달 면적이 같은 평면형 모세펌핑 루프 증발기는 증발기의 크기가 커지면 실린더형 증발기보다 증기 그루브와 액체-웍 경계면사이의 온도차를 크게 하여 시동을 용이하게 한다.

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

(5) 증기 그루브와 액체-웍 경계면의 온도차이를 예측할 수 있으며 액체 코어에서 핵비등이 일어나지 않고 액체쪽으로 기포가 방출되지 않는 적당한 과냉도를 생성하는 최소열유속을 예측할 수 있다.

후기

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

참고문헌

- (1) B. A. Cullimore, 1993, "Capillary pumped loop application guide," *SAE Paper 932156*.
- (2) J. Ku, 1993, "Overview of capillary pumped loop technology," *HTD-Vol. 236*, in: *Proceedings of the 29th National Heat Transfer Conference*, Atlanta, GA, pp. 1-17.
- (3) J. Ku, 1997, "Recent advances in capillary pumped loop technology," *AIAA Paper 97-3870*.
- (4) T. T. Hoang and J. Ku, 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.
- (5) B. A. Cullimore, 1991, "Start-up transient in capillary pumped loops," *AIAA Paper 91-1374*.
- (6) J. Ku, T. Hoang, T. Nguyen and S. Yun, 1996, "Performance tests of CAPL 2 starter pump cold plates," *AIAA Paper 96-1837*.
- (7) T. Li and J. M. Ochterbeck, 1999, "Effect of wick thermal conductivity on startup of a capillary pumped loop evaporator," *AIAA Paper 99-3446*, *Proceedings of the 33rd Thermophysics Conference*, Norfolk, VA.
- (8) T. J. LaClair and I. Mudawar, 2000, "Thermal transients in a capillary evaporator prior to the initiation of boiling," *Int. J. Heat and Mass Transfer*, Vol. 43, pp. 3937-3952.
- (9) T. Hoang and J. Ku, 1996, "Hydrodynamic aspects of capillary pumped loops," *SAE Paper 961435*.
- (10) T. Hoang, 1997, "Development of an advanced capillary pumped loop," *SAE Paper 972325*.
- (11) J. H. Kim, K. Cheung, D. Butler, J. Ku, E. Haught, E. J. Krolczek, B. Cullimore and J. Baumann, 1997, "The capillary pumped loop III (CAPL III) flight demonstration description and status," in: *Proceedings of the Space Technology and Applications International Forum*, Albuquerque, NM, pp. 623-628.
- (12) J. Ku, 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.