

평판형 증발부를 갖는 루프히트파이프에 대해 박막이론을 적용한 해석적 모델링[§]

정 의 국* · 부 준 홍**

* 한국에너지기술연구원 신재생에너지연구본부, ** 한국항공대학교 항공우주 및 기계공학부

Analytical Modeling of a Loop Heat Pipe with a Flat Evaporator by Applying Thin-Film Theory

Eui Guk Jung^{*†} and Joon Hong Boo^{**}

* New and Renewable Energy Division, Korea Institute of Energy Research

** School of Aerospace and Mechanical Engineering, Korea Aerospace Univ.

(Received May 26, 2010 ; Revised July 23, 2010 ; Accepted July 23, 2010)

Key Words : Loop Heat Pipe(루프히트파이프), Thin-Film Theory(박막이론), Analytical Modeling(해석적 모델링)

초록: 평판형 증발부를 갖는 루프히트파이프(LHP)에 대한 정상상태 해석모델을 제시하였다. 관련문헌의 고찰에 기초하여 LHP 의 주요 부분인 증발부, 액체저장조(보상챔버), 증기이송관, 액체이송관 및 응축부에서 온도와 압력을 예측할 수 있도록 계산과정을 제시하였으며, LHP 에서 유일하게 모세관 구조물을 가지는 증발부의 해석에 중점을 두었다. 증발부에서 액체-기체 경계면 부근에서 압력과 온도의 영향을 고려하기 위해 박막이론을 사용하였으며, 수정된 기체분자운동이론에서 응축경계면 온도를 산정하는데 있어서 독특한 방법을 도입하였다. 응축부에서는 상변화 경계면을 단순화하여 처리함으로써 응축부 형상 변화에 상대적인 융통성을 구비하도록 하였다. 본 연구의 LHP 정상상태 해석 모델은 문헌 상의 실험결과에 의해 타당성이 증명되었다. 해석모델에 의한 예측치는 실험치와 비교할 때 절대온도를 기준으로 최대 상대오차 3% 이내로서 합리적으로 잘 일치하였다.

Abstract: A steady-state analytical model was presented for a loop heat pipe (LHP) with an evaporator that has a flat geometry. On the basis of a series of reviews of the relevant literature, a sequence of calculations was proposed to predict the temperatures and pressures at each important part of the LHP: the evaporator, liquid reservoir (compensation chamber), liquid line, vapor line, and condenser. The analysis of the evaporator, which is the only part in the LHP that has a capillary structure, was emphasized. Thin-film theory is applied to account for the pressure and temperature in the region adjacent to the liquid-vapor interface in the evaporator. The present study introduced a unique method to estimate the liquid temperature at the interface. Relative freedom was assumed in the configuration of a condenser with a simplified liquid-vapor interface. Our steady-state model was validated by experimental results available in the literature. The relative error was within 3% on the absolute temperature scale, and reasonable agreement was obtained.

- 기호설명 -

A : 면적[m²] 또는 dispersion constant [J] (식(15))
 C : 열용량 [W/°C]
 c_p : 비열 [J/kg·°C]
 D_h : 수력지름 [m]
 F : 열전도성능 [W/°C]
 h : 열전달계수 [W/m²]
 h_{fg} : 증발 또는 응축 잠열 [J/kg]

k : 열전도율[W/m·°C]
 K : 경계면 곡률 [m⁻¹]
 L : 길이 [m]
 \bar{M} : 분자량 [kg/kmol]
 \dot{m} : 질량유량 [kg/s]
 m'' : 경계면 질량유속 [kg/m²·s]
 NTU : 전달단위수(number of transfer units)
 Nu : Nusselt 수
 p : 압력 [Pa]
 Q : 열전달률 [W]
 q'' : 열유속 [W/m²]
 \bar{R} : 기체상수 [kJ/kmol·K]

§ 이 논문은 2010년도 대한기계학회 마이크로/나노공학부분
춘계학술대회(2010. 5. 7., 한국기계연구원) 발표논문임.

† Corresponding Author, jhboo@kau.ac.kr

© 2010 The Korean Society of Mechanical Engineers

T : 온도 [°C]
 T : 두께 [m]
 U : 열관류계수 [kg/m^2]
 W : 폭 [m]

그리스문자

α : accommodation coefficient
 β : $2\alpha / (2 - \alpha)$
 γ : $\sqrt{M / 2\pi R}$, 식 (12)
 δ : 박막두께 [m]
 ρ : 밀도 [kg/m^3]
 σ : 표면장력 [N/m]
 ϕ : 기공률(porosity)

하첨자

am : 증발부 외부 열원
 c : 응축부
 cc : 액체저장조
 co : 응축부 액체출구
 $cool$: 냉각원, 냉각수
 d : disjoining
 e : 증발부
 eff : 유효(effective)
 fg : 증기-액체 상변화 관련
 g : 그루브(groove)
 in : 입구
 l : 액체
 out : 출구
 v : 증기
 w : 벽

1. 서론

루프히트파이프(이하 LHP 로 표기)는 작동유체의 상변화를 활용한다는 면에서 일반히트파이프와 유사하다. LHP 의 구조적인 특징으로는, 1) 모세구조물이 증발부에만 설치되어 있으며, 2) 액체 및 증기라인이 분리되어 있고, 3) 증발부의 액체-증기 경계면이 inverted meniscus 형태를 가진다는 것 등을 들 수 있다. 그 결과 LHP 는 일반히트파이프에 비해 훨씬 우수한 열전달 성능을 나타내고 있다. LHP 에 관한 상세한 정보와 토론은 관련 문헌에서 볼 수 있다.^(1,2) 그러나 모세구조물 설계 및 제작의 어려움과 높은 비용으로 인해 대부분의 LHP 의 활용은 최근까지도 우주 비행체나 위성체의 열

제어 장치 등에 국한되어 왔다. 최근에는 고출력 전자장비 냉각에 적용 가능한 다양한 용도를 위해 LHP 개발 노력이 이루어지고 있다. 초기에 개발된 대부분의 LHP 는 원통형의 증발부 구조에 암모니아를 작동유체로 사용하였다. LHP 에 대한 최근의 많은 연구들에서는 발열원에 적용이 편리하고 열접촉 성능이 우수한 평판형이나 디스크 형태를 갖는 증발부 구조와, 상업적인 응용에 적합한 대체(alternative) 모세구조물이나 작동유체 등을 연구 주제로 포함하고 있다.

LHP 의 이론적 해석과 성능예측을 위해 내부의 열 및 유체학적 현상은 매우 큰 관심의 대상이 되어왔다. Khrustalev 와 Faghri⁽²⁾는 드라이아웃(dry-out)이 발생할 때 기-액 경계면(meniscus)이 모세구조물 내부로 후퇴하는 동안 형상과 경계면 온도의 해석을 위해 기체분자운동론과 박막이론을 활용하였다. 그러나 LHP 전체시스템에 대한 완전한 해석적 모델을 제시하지는 못했다. Zhao and Liao,⁽³⁾ Kaya and Goldak⁽⁴⁾은 LHP 의 모세구조물의 열수력학적인 해석에 관심을 둔 연구를 수행하였다. LHP 의 정상상태 성능을 예측하기 위한 모델은 Furukawa⁽⁵⁾ Abhijit 등⁽⁶⁾ Launay 등,⁽⁷⁾ Bai 등⁽⁸⁾에 나타나고 있다. 한편, LHP 의 천이해석에 관한 주제는 Pouzet 등⁽⁹⁾ Vlassov and Riehl,⁽¹⁰⁾ 그리고 Kaya⁽¹¹⁾ 등의 연구에서 찾을 수 있다. 그러나, 전체 LHP 시스템의 작동을 예측할 수 있는 더욱 상세한 해석 모델은 아직도 개발이 완성되어 있지 못하다.

본 연구는 매우 미소한 기공을 갖는 모세구조물 내의 액체-증기 경계면에 박막이론을 적용함으로써 전체 LHP 시스템에 대한 정상상태 해석모델을 개발하는데 목적을 두었다.

2. 정상상태 해석을 위한 수학적 모델

본 연구에서의 수학적 모델은 Fig. 1 에 보이는 개략도와 같이 평판형 증발부를 갖는 루프히트파이프에 초점을 두어 구성하였다. 모델링 과정에서 주요한 가정은 다음과 같다.

- (1) 증발은 모세구조물과 그루브(groove, LHP 에서는 증기 이탈 통로)가 접하여 있는 표면에서만 발생하며, 2 상 유동 영역은 고려하지 않는다.
- (2) 모세구조물은 액체로 포화되어 있다.
- (3) 액체저장조는 액체로만 채워져 있다.
- (4) 응축부의 작동유체 유로에서 2 상 영역을 고려하지 않는다.

모델의 단순화를 위해 노드 접근법에 기초한 Lumped-layer model⁽¹²⁾을 적용하였으며, 이에 의해 온도와 열유동 관계가 Fig. 2 와 같이 열저항회로도 나타낼 수 있다. 단, 그루브 영역의 증기온도는 대류만에 의해 고려하였다.

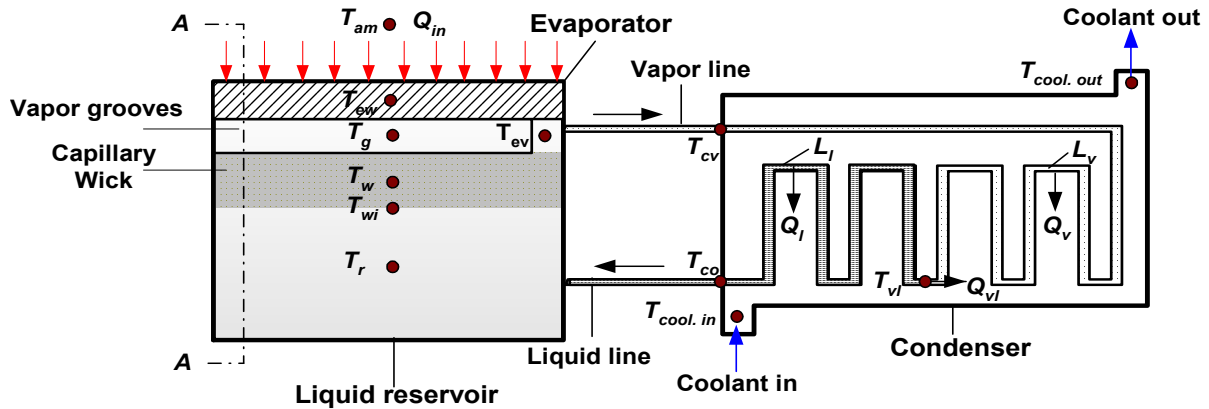


Fig. 1 Schematic of an FLHP in this study

증발부의 액체-증기 경계면에서 증기질량유속, 계면온도, 평형압력, 모세압력과 disjoining 압력은 기체분자운동 이론과 박막이론을 사용하여 계산하였다. 증발부에 가해진 입력열부하는 에너지 보존에 의해 작동액체의 증발잠열과 액체저장조로 유출되는 현열의 합과 같다고 놓았다. 또한, 증발부 증기-액체 경계면사이의 에너지 보존에 기초한 응축부 유로의 열전달 해석을 통해 응축계면의 온도를 구하였다. 이를 위해 기체분자운동이론을 표현하는 방정식을 선형화하였다. 응축부 유로에서 작동유체는 응축계면을 기준으로 액체 또는 증기의 단상으로 취급하였고, 열전달 해석은 열교환기에 대해 유용도-NTU 방법을 적용하였다.

2.1 증발부의 모델링

1 차원 열유동을 가정하여 증발부의 경계조건은 보통 3 개의 형태(일정열유속 조건(Q_{in}), 일정 온도 조건(T_{ew}), 대류조건(T_{am}, U_{am}))중 하나가 된다. 일반적인 경우를 고려하여 외기와 증발부 벽 중앙 사이의 열흐름은 다음 식으로 나타낼 수 있다.

$$Q_{am-ew} = F_{am-ew}(T_{am} - T_{ew}) = Q_{in} \quad (1)$$

여기서 F_{am-ew} 는 대기와 증발부 벽사이의 열전도 성능(thermal conductance)이다. 본 연구에서 식 (1) 을 포함한 열전도 성능에 관한 상세한 식들은 Table 1 에 나타내었다.

증발부 벽에서 그루브로의 열전달은 유사한 방법으로 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$Q_{ew-g} = F_{ew-g}(T_{ew} - T_g) \quad (2)$$

Table 1 에 보인 바와 같이 F_{ew-g} 에는 유효열전도율, k_{geff} 과 증기와 그루브 사이의 대류열전달 계수, h_g 가 포함되어 있다. 전자는 $k_{geff} = \phi k_v + (1-\phi)k_g$ 에 의해서 결정되는데 여기서 ϕ 는 그루브의

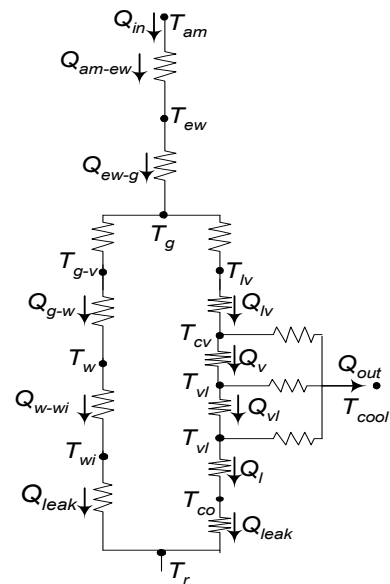


Fig. 2 Thermal circuit of an FLHP model

기공률이며, 후자는 다음 식으로 결정된다.

$$h_g = \frac{k_v Nu_g}{D_{hg}} \quad (3)$$

여기서 Nu_g 는 그루브 형상과 유동특성에 의해 정의되는 Nusselt 수이다. 본 연구에서 사다리꼴 단면을 갖는 채널을 통과하는 완전히 발달된 층류유동에 대한 Nusselt 수는 7.57 로 설정하였다.⁽¹³⁾ D_{hg} 는 그루브의 수력지름을 나타낸다.

증발부에서 증기온도는 다음 식으로 표현된다.

$$T_{ev} = T_g - \frac{Q_{ew-g}}{h_g A_g} \quad (4)$$

식 (4)에 보인 바와 같이, T_{ev} 는 그루브 벽 온도와 증기 사이에 대류 열전달을 고려하여 별도로 지정되었다.

Table 1 Thermal conductances in the LHP model

Item	Expression
F_{am-ew}	$\frac{2k_s W_e L_e}{t_{ew}} + U_{am} W_e L_e$
F_{ew-g}	$\left(\frac{2k_s W_e L_e}{t_{ew}} + \frac{2k_{geff} N_g W_g L_g}{t_g} \right) + h_g t_g W_g N_g + \dot{m}_v c_{pv}$
F_{g-w}	$\left(\frac{2k_{geff} W_g L_g}{t_g} + \frac{2k_{weff} W_w L_w}{t_g} \right) + h_g t_g W_g N_g + h_w (\phi L_w W_w) + \dot{m}_l c_{pl}$
F_{w-wi}	$\left(\frac{2k_{weff} W_w L_w}{t_w} \right) + h_w (\phi L_w W_w) + \dot{m}_l c_{pl}$
k_{weff}	$\frac{k_s [2k_w + k_l - 2\phi(k_w - k_l)]}{2k_w + k_l + \phi(k_w - k_l)}$

에너지 보존으로부터, 그루브 벽에 전달된 열의 일부는 작동유체의 증발에 사용되고 나머지는 전도에 의해 액체저장조로 전달된다. 후자는 바람직하지 않은 것이지만 증발부의 구조상 피할 수 없는 사항이다. 이와 관련된 에너지보존식은 다음과 같다.

$$Q_{ew-g} = Q_{lv} + Q_{g-w} \quad (5)$$

모세구조물이 액체로 포화되어 있고 액체-증기 경계면이 그루브와 워 사이의 접촉면에 위치한다고 가정한다면 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$Q_{g-w} = F_{g-w} (T_g - T_w) \quad (6)$$

위 방정식의 열전도 성능 F_{g-w} 에는 액체로 포화된 워의 유효열전도율(k_{weff})이 포함되어 있다(Table 1 참조). 그러나 워 내부의 열전달 계수, h_w 는 액체 저장조 온도가 결정된 후에만 계산이 가능하다.

워의 기공으로부터 상변화에 관련된 열전달계수를 h_{lv} 로 나타내면 열전달률은 다음과 같다.

$$Q_{lv} = h_{lv} A_{lv} \Delta T = h_{lv} \phi A_w \Delta T \quad (7)$$

증발표면에서 액체저장조로의 열흐름과 관련된 열전달계수는

$$h_w = Q_{g-w} / A_w (T_{g-v} - T_{el}) \quad (8)$$

여기서, T_{g-v} 는 그루브와 접촉면에서 증발하고 있는 워 표면의 온도이며 T_g 와 T_v 의 산술평균에 의해 결정된다. T_{el} 은 경계면 근처의 액체온도이며, 현실적으로 구하기 어려운 값이고 증발하고 있는 영역이 거의 포화되어 있다면 경계면에서 근처에서 액체온도(T_{el})와 증기온도(T_{ev})가 거의 같다고

가정하였다. 워 내부에서 증발면 부근의 액체로부터 액체저장조의 과냉된 액체로의 열전달은 다음과 같이 나타낸다.

$$Q_{w-wi} = F_{w-wi} (T_w - T_{wi}) = Q_{g-w} = Q_{leak} \quad (9)$$

Q_{leak} 은 액체저장조로의 유출열이며 다음 방정식에 의해 계산할 수 있다.⁽⁷⁾

$$Q_{leak} = -\dot{m}_l c_{pl} (T_{ev} - T_r) / \left\{ \exp \left[\frac{\dot{m}_l c_{pl} t_w}{k_{weff} A_w} \right] - 1 \right\} \quad (10)$$

2.2 증발표면에서 상변화 모델링

모세구조물의 증발표면 근처의 기공을 Fig. 3 과 같이 실린더 형태로 모델링 하였다. 저속 상변화가 발생하는 동안 질량유속은 다음과 같이 표현할 수 있다.⁽¹⁴⁾

$$\dot{m}_{lv}'' = \beta \gamma \left(\frac{p_{eq}}{T_{lv}^{1/2}} - \frac{p_{ev}}{T_{ev}^{1/2}} \right) \quad (11)$$

여기서, $\beta = 2\alpha/(2-\alpha)$, $\gamma = \sqrt{\bar{M}/2\pi\bar{R}}$ 이며 \bar{M} 과 \bar{R} 은 각각 분자량과 일반기체상수를 나타낸다. 물, 에탄올 또는 메탄올의 경우에 accommodation 계수(α)의 범위는 0.002 에서 0.004 범위로 알려져 있다. 경계면에서 평형압력은 아래 식으로 결정할 수 있다.^(8,14)

$$p_{lv-equ}(T_{lv}) = p_{sat}(T_{lv}) \exp \left[\frac{p_{lv-equ} - p_{sat}(T_{lv}) - (p_d + p_c)}{\rho_l T_{lv} \bar{M} / \bar{R}} \right] \quad (12)$$

여기서 $p_{sat}(T_{lv})$ 는 다음 식으로 구한다.

$$p_{sat}(T_{lv}) = p_{sat-ref}(T_{sat-ref}) \exp \left[\frac{\bar{M} h_{fg}}{\bar{R}} \left(\frac{1}{T_{sat-ref}} - \frac{1}{T_{lv}} \right) \right] \quad (13)$$

경계면이 포화상태이면 $p_{sat}(T_{lv}) = p_{sat-ref}(T_{sat-ref})$ 로 되며, 과열상태는 $T_{sat-ref} = T_{lv} - T_{super}$ 로 임의로 지정할 수 있다. 액체-증기 경계면 형상과 온도는 박막이론에 의해 나타내었다. 경계면의 곡률은 모세압력과 disjoining 압력에 의해 생성되며 증기의 경계면 평형 압력은 포화압력보다 낮다. 기공에서 박막의 모세압력은 다음과 같이 표현된다.⁽¹⁵⁾

$$p_c = \sigma K, \quad K = \delta'' (1 + \delta'^2)^{-1.5} \quad (14)$$

여기서, K 는 경계면의 곡률이다. δ'' 와 δ' 는 Fig.3 에 표시한 x 에 관해 각각 박막두께의 미분항이다. Disjoining 압력은 다음과 같이 박막두께의 함수로

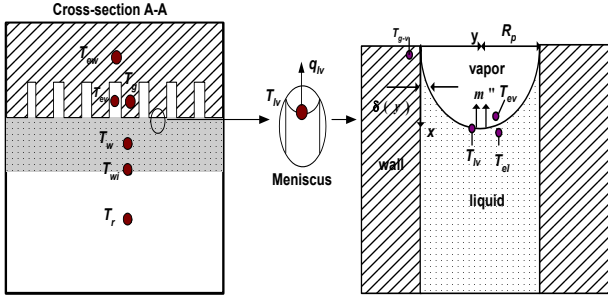


Fig. 3 Phase-change phenomenon at the pore of a micro-capillary structure

근사화할 수 있다.⁽²⁾

$$p_d = \frac{A}{\delta^3} \quad (15)$$

여기서, A 는 dispersion constant 또는 Hamaker 상수로 메탄올의 경우에 $-1.07 \times 10^{-19} \text{J}$ 이다.⁽¹⁶⁾ δ 은 박막 두께이며 최대 크기는 기공의 반지름이다. 경계면에서의 압력평형은 Young-Laplace 방정식에 의해 다음과 같다.

$$p_{ev} - p_l = p_d + p_c \quad (16)$$

여기서, p_{ev} 는 증발부 증기압력이다.

위 방정식의 상세한 표현은 4 차 상미분방정식으로 나타나며 Wang 등에 의해 제시된 풀이방법에 의해 풀 수 있다.⁽¹⁷⁾

액체필름을 통해 증기로 전도되는 열전달은 다음 방정식에 의해 구할 수 있다.

$$\dot{m}_v'' h_{fg} = k_l (T_{g-v} - T_{lv}) / \delta \quad (17)$$

식 (11)과 식 (17)로부터 증발 경계면에서 온도는 다음 식으로 나타낼 수 있다.

$$T_{lv} = T_{g-v} + \frac{\delta}{k_l} \beta \frac{h_{fg}}{\gamma} \left[\frac{p_{eq}}{T_{lv}^{1/2}} - \frac{p_{ev}}{T_v^{1/2}} \right] \quad (18)$$

2.3 응축표면에서 상변화 모델링

응축에 의한 열전달은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$Q_{vl} = \left\{ -A_w \gamma \frac{h_{fg}^2}{T_{cv} v_{fg}} \frac{\gamma}{T_{cv}} \left[1 - \frac{p_{cv} v_{fg}}{2h_{fg}} \right] (T_{vl} - T_{cv}) \right\}_c \quad (19)$$

응축 초기의 증기온도는 $T_{cv} = T_{ev} - \Delta T$ 에 의해 표기되며, ΔT 는 냉각조건에 의존하는 증기라인을

따른 온도강하로서 냉각조건에 의존한다. 응축부 응축유로내의 한 위치에서 증기상과 액체상이 구분되는 평평한 경계면을 가정하면, 증발부의 증발경계면과 응축부의 응축경계면 사이의 에너지보존식을 이용하여 응축 경계면의 온도를 결정할 수 있다.

$$T_{vl} = T_{cv} - \gamma \left(\frac{A_{lv}}{A_{vl}} \right) \left(\frac{h_{fg}^2}{T_{cv} v_{fg}} \right)_e \sqrt{\frac{T_{ev}}{T_{cv}}} \left[\frac{1 - \frac{p_{ev} v_{fg}}{2h_{fg}}}{1 - \frac{p_{cv} v_{fg}}{2h_{fg}}} \right]_e (T_{lv} - T_{ev}) \quad (20)$$

응축부에서 증기영역의 길이는 열교환기 해석에 사용되는 유용도-NTU 방법을 적용하여 다음과 같이 결정하였다.

$$L_{cv} = \frac{NTU_{cv} \times C_{\min}}{P \times U_{cv}} \quad (21)$$

그 후에 액체영역의 길이를 결정할 수 있다. 또한, 응축부 출구 액체온도는 다음 식으로 구할 수 있다.

$$T_{co} = T_{vl} - \varepsilon_{cl} \frac{C_{\min}}{C_l} (T_{vl} - T_{cool.in}) \quad (22)$$

응축부 출구 액체와 액체저장조 사이의 온도차이에 의한 열전달로 유출열을 산정할 수 있으며, 이 양은 식 (9)나 식 (10)에 의해 결정된 Q_{leak} 과 동일하다. 이를 기초로 액체저장조 내의 액체온도를 다음 식과 같이 나타낼 수 있다.

$$T_r = \frac{\frac{\dot{m} c_{pl}}{\left(\exp \left[\frac{\dot{m} c_{pl} t_w}{k_{weff} A_w} \right] \right)_e - 1} T_g + [\dot{m} c_{pl}]_c T_{co}}{\frac{\dot{m} c_{pl}}{\left(\exp \left[\frac{\dot{m} c_{pl} t_w}{k_{weff} A_w} \right] \right)_e - 1} + [\dot{m} c_{pl}]_c} \quad (23)$$

증발부 벽과 외부의 열관류계수(U_{am})는 Fig. 2 의 열저항을 고려하여 다음 식으로 계산할 수 있다.

$$\frac{1}{U_{am} A_c} = \frac{1}{F_{am-ew}} + \frac{1}{F_{ew-g}} + \frac{\left(\frac{1}{UA} \right)_{cv} + \left(\frac{1}{UA} \right)_{cl}}{2} + \frac{1}{F_{g-w}} + \frac{1}{F_{w-wi}} + \frac{1}{h_w A_h} \quad (24)$$

초기에 U_{am} 을 가정하여 계산을 진행한 후 식 (24)에 의해 마지막 단계에서 계산한 값을 사용하여 모델에

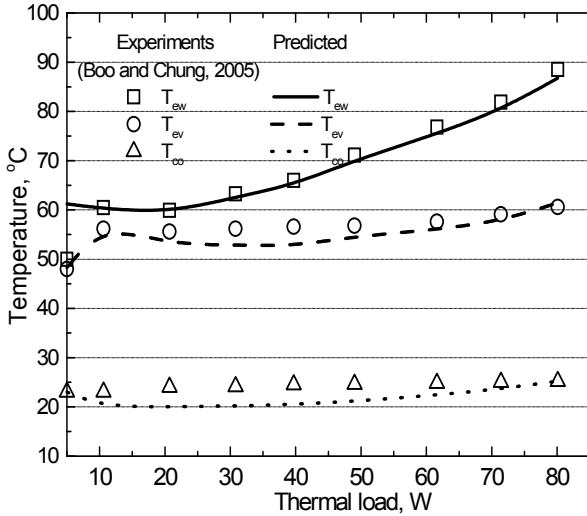


Fig. 4 Comparison between model prediction and the experimental data of an FLHP with methanol as a working fluid (Boo and Chung⁽¹⁸⁾)

서 온도들을 다시 계산한다. 이 과정은 필요에 따라 반복할 수 있다.

3. 해석모델의 타당성 검증

해석적 모델의 타당성을 검증하기 위하여 모델에 의한 예측결과를 실험결과와 비교하였다. Fig. 4와 Fig.5는 실험결과⁽¹⁸⁾와 비교한 자료이다. 입력열부하 10 W에서 80 W 범위에서 증발부 벽 온도 (T_{ew}), 증발부 증기온도(T_{ev}) 및 응축부 출구 액체온도(T_{co})를 실험치와 비교하였다. 증발부 벽 온도의 예측 값은 상대오차 0.5% 이내에서 실험결과와 일치하였다. 이는 열관류계수 U_{am} 을 구할 때 실험결과를 반영하였기 때문인 것으로 생각된다. 증기온도의 상대오차는 최대 1.2% (열부하 40 W에서) 이내로서, 입력열부하 40 W 이외의 모든 열부하에서 0.8% 오차 이내에서 모델에 의한 예측치가 실험치와 일치하였다. 이 결과는 식 (3)에서 사용한 Nusselt 수와 이로 계산된 열전달계수가 적절했다는 사실을 입증한다. 열부하 20 W로부터 40 W 범위에서 응축부 출구 액체온도 예측치는 다른 온도에 비해 비교적 큰 오차를 보였으나, 실험치와 최대 1.4% 오차로서 온도차로 나타난 절대오차는 4°C 미만이었다. 한편, 입력열부하 80 W에서는 거의 오차가 없이 정확하게 일치하였다.

Fig. 5는 입력열부하는 10W로부터 80 W의 범위에서 3개의 서로 다른 냉각수 온도 10°C, 20°C 및 30°C를 적용하였을 때 FLHP의 증발부 벽온도와 증기온도에 대한 예측치와 실험결과⁽¹⁹⁾를 비교한 것이다. 이는 동일한 열부하에서도 냉각수 온도에 의해 히트파이프의 작동온도가 달라지는 경

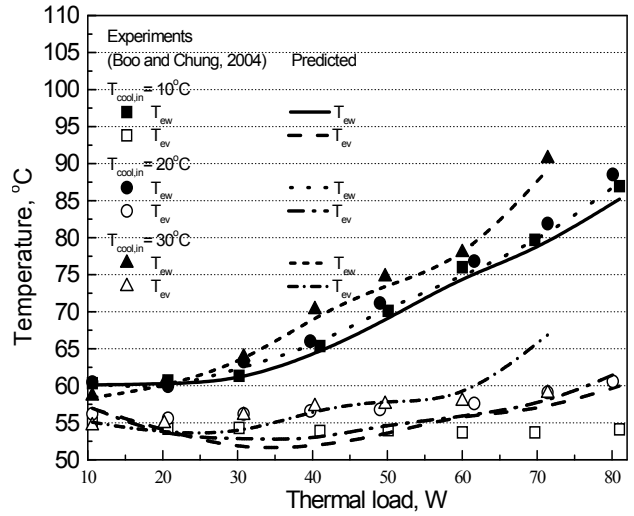


Fig. 5 Model prediction compared with the experimental results (Boo and Chung⁽¹⁹⁾) for an FLHP with methanol as a working fluid

우에도 예측 모델이 타당함을 검토하기 위한 것이다. 냉각수 온도가 10°C인 경우 실험결과에 대한 계산결과의 상대오차는 증발부 벽 온도의 경우에 최대 0.5%이내에서 일치하였다. 증기온도의 경우에는 예측치의 오차가 증가하였으나 최대 상대오차는 1.8%(절대오차 5°C) 미만에서 일치함을 보이고 있다.

냉각수 온도 20°C에서 실험결과에 대한 예측결과를 비교하면, 증발부 벽 온도 및 증기온도의 최대 상대오차는 각각 0.5% 및 1.2%로 나타났다. 한편, 냉각수 온도 30°C에서는 증발부 벽 온도와 증기온도의 실험결과에 대한 예측치의 상대오차는 각각 0.4%와 0.8%로 매우 작게 나타났다. 단, 열부하 80 W에서만 예외적으로 증기온도의 상대오차가 2.4%로 나타났다.

4. 결론

본 연구에서 FLHP 시스템에 대한 정상상태 작동해석을 위해 액체-증기 경계면에서 상변화 현상에 대한 새로운 접근으로 기체분자운동론과 박막이론을 적용한 해석모델을 개발하였으며, 정상 작동범위의 실험 결과와 비교하여 이의 타당성을 검증하였다.

(1) 부하의 변화에 대한 LHP의 특징적 성능을 평가할 수 있는 3개의 기준 온도로서 증발부 벽 온도, 증발부 증기온도 및 응축부 출구 액체온도를 선정하여 실험치와 비교한 결과, 최대 상대오차 1.4% 이내로 매우 잘 일치하는 것을 확인하였다. 특히 열부하가 증가할수록 일치성이 우수하였다.

(2) LHP의 작동온도가 변화할 때 모델의 적합성을

검증하기 위해 동일한 열부하에서 응축부의 냉각조건에 따른 증발부 벽 온도와 증기온도에 대한 예측치와 실험치를 비교한 결과, 검토한 작동온도 범위에서 최대 상대오차 2% 내외의 일치성을 확인하였다.

이상의 결과를 토대로, 본 연구에서 개발한 모델은 루프히트파이프 전체 시스템의 정상상태 온도분포 성능예측이 가능하다는 점과, 증발부에 박막이론을 적용하여 보다 정밀한 성능예측을 시도했다는 점에서 유일성이 있으며, 실험결과와의 비교 검토 결과 FLHP 작동의 해석과 성능예측에 사용하기에 적합한 타당성을 갖고 있다고 판단된다.

후 기

본 연구는 2006 년도 한국학술진흥재단 기초연구과제(과제번호: KRF-2006-311-D00335)의 지원으로 수행되었으며, 이에 감사한다.

참고문헌

- (1) Maidanik, Yu. F., 2005, "Loop Heat Pipe," *Applied Thermal Engineering*, Vol.25, No.5-6, pp.635~657.
- (2) Khrustalev, D. and Faghri, A., 1995, "Heat Transfer in the Inverted Meniscus Type Evaporator at High Heat Fluxes," *Int. J. of Heat and Mass Transfer*, Vol. 38, No. 16, pp. 3091~3101.
- (3) Zhao, T. S. and Liao, Q., 2000, "On Capillary-driven Flow and Phase-change Heat Transfer in a Porous Structure Heated by a Finned Surface: Measurements and Modeling," *Int. J. of Heat and Mass Transfer*, Vol. 43, No. 7, pp. 1141~1155.
- (4) Kaya, T. and Goldak, J., 2006, "Numerical Analysis of Heat and Mass Transfer in the Capillary Structure of a Loop Heat Pipe," *Int. J. of Heat and Mass Transfer*, Vol. 49, No. 17-18, pp. 3211~3230.
- (5) Furukawa, M. 2006, "Model-based Method of Theoretical Design Analysis of a Loop Heat Pipe," *J. of Thermophysics and Heat Transfer*, Vol. 20, No. 1, pp. 111~121.
- (6) Abhijit, A., Ambirajan, A., Jasvanth, V. S., and Kurmar, D., 2007, "Thermohydraulic Modeling of Capillary Pumped Loop and Loop Heat Pipe," *J. of Thermophysics and Heat Transfer*, Vol. 21, No. 2, pp. 410~421.
- (7) Launay, S., Sartre, V. and Bonjour, J., 2008, "Analytical Model for Characterization of Loop Heat Pipes," *J. of Thermophysics and Heat Transfer*, Vol. 22, No. 4, pp. 623~631.
- (8) Bai, L., Lin, G., Zhang, H., Wen, D., 2009, "Mathematical Modeling of Steady-state Operation of a Loop Heat Pipe," *Applied Thermal Engineering*, Article in press.
- (9) Pouzet, E., Joly, J. L., Platel, V., Grandpeix, J. Y. and Butto, C., 2004, "Dynamic Response of a Capillary Pumped Loop Subjected to Various Heat Load Transients," Vol. 47, No. 10-11, pp. 2293~2316.
- (10) Vlassov, V. V. and Riehl, R. R., 2008, "Mathematical Model of a Loop Heat Pipe with Cylindrical Evaporator and Integrated Reservoir," *Applied Thermal Engineering*, Vol. 28, No. 8-9, pp. 942~953.
- (11) Kaya, T., Perez, R., Gregori, C. and Torres, A., 2008, "Numerical Simulation of Transient Operation of Loop Heat Pipes," *Applied Thermal Engineering*, Vol. 28, No. 8-9, pp. 967~974.
- (12) Boo, J. H. and Jin, S. H., 1993, "Development of a Computer Code for the Performance Analysis and Design of Low-temperature Heat Pipes," *Journal of the KSME*, Vol. 17, No. 3, pp. 698~709.
- (13) Sadasivam, R., Manglik, R. M. and Jog, M. M., 1999, "Fully Developed Forced Convection Through Trapezoidal and Hexagonal Ducts," *Int. J. Heat and Mass Transfer*, Vol. 42, No. 23, pp. 4321~4331.
- (14) Carey, V. P., 1992, *Liquid-vapor Phase-change Phenomena*, Taylor & Francis, pp. 1~167.
- (15) Faghri, A., 1995, *Heat Pipe Science and Technology*, Taylor & Francis, pp.212~215 and pp. 579~623.
- (16) Swanson, L. W. and Peterson, G. P., 1995, "The Interfacial Thermodynamics of Micro Heat Pipes," *ASME J. of heat transfer*, Vol. 117, pp. 195~201.
- (17) Wang, H., Garimella, S. V., and Murthy, J. Y., 2007, "Characteristics of an Evaporating Thin Film in a Microchannel," *Int. J. of Heat and Mass Transfer*, Vol. 50, No. 19-20, pp. 3933~3942.
- (18) Boo, J. H. and Chung, W. B., 2005, "Experimental Study on the Thermal Performance of Small-scale Loop Heat Pipe with Polypropylene Wick," *J. of Mechanical Science and Technology*, Vol. 19 No. 4, pp. 1052~1061.
- (19) Boo, J. H. and Chung, W. B., 2004, "Thermal Performance of a Small-scale Loop Heat Pipe with PP Wick," *Proc. 13th Int. Heat Pipe Conference*, Shanghai, China, pp. 259~264.