

가스내장 히트파이프의 과도 열특성 해석

박 병 규[†], 김 근 오, 김 무 근^{*}

한국기계연구원 열유체환경연구부, ^{*}인제대학교 기계자동차공학부

Analysis of Transient Thermal Characteristics in a Gas-Loaded Heat Pipe

Byung Kyu Park[†], Geun Oh Kim, Moo Geun Kim^{*}

Department of Thermal, Fluid & Environmental Engineering, KIMM, Taejon 305-600, Korea

^{*}School of Mechanical & Automotive Engineering, Inje University, Kimhae, Kyongnam 621-749, Korea

(Received January 11, 2001; revision received March 23, 2001)

ABSTRACT: The thermal performance characteristics of gas-loaded heat pipe (GLHP) were investigated by using transient diffuse-front model. Numerical evaluation of the GLHP is made with water as a working fluid and Nitrogen as control gas in the stainless steel tube. The transient vapor temperature and wall temperature were obtained. It is found that the temperature profiles and gas mole fraction distribution have been mainly influenced by the diffusion between working fluid and noncondensable control gas in the condenser of GLHP. It is also found that the large power input make the diffusion region smaller.

Key words: Gas-loaded heat pipe(가스내장 히트파이프), Transient performance analysis(과도 성능해석), Diffusion model(확산모델), Noncondensable gas(불응축가스)

기 호 설 명

A : 단면적 [m^2]	M : 불응축가스의 물 충전량 [mol]
D : 작동유체에 대한 불응축가스의 확산계수 [m^2/s]	M_0 : 불응축가스의 초기 물 충전량 [mol]
D_i : 히트파이프 내경 [m]	n : 시간간격
D_o : 히트파이프 외경 [m]	p : 압력 [Pa]
D_v : 증기로 채워진 영역의 지름 [m]	Q : 열전달량 [W]
h : 대류 열전달계수 [$W/m^2 \cdot ^\circ C$]	Q_{in} : 열입력 [W]
h_{fx} : 잠열 [J/kg]	R : 기체상수 [$kJ/kg \cdot ^\circ C$]
k : 열전도도 [$W/m \cdot ^\circ C$]	R_u : 일반 기체상수 [$kJ/kmol \cdot ^\circ C$]
L : 길이 [m]	T : 온도 [$^\circ C$]
	t : 시간 [s]
	U : 작동유체 증기속도 [m/s]
	z : 축방향 좌표

그리스 문자

χ : 몰분율

[†] Corresponding author

Tel.: +82-42-868-7367; fax: +82-42-868-7335

E-mail address: bkpark@mailgw.kimm.re.kr

하첨자

- a* : 단열부
- c* : 응축부
- ev* : 증발부
- g* : 불응축가스
- i* : 가스와 작동유체 증기의 경계면
- iww* : 히트파이프 벽면과 워의 경계면
- lw* : 작동유체로 충전된 워
- r* : 가스 저장부
- s* : 열침(heat sink)
- v* : 작동유체 증기
- vo* : 작동유체 증기의 초기값
- w* : 히트파이프 벽면
- wo* : 히트파이프 벽면 초기값

1. 서 론

가스내장 히트파이프(GLHP)는 히트파이프에 불응축가스를 충전시키고 응축부 말단에 불응축가스 저장부를 두어 불응축가스를 응축부 말단에 설치한 저장부로부터 출입시킴으로써 응축부의 유효 열전달 면적을 증감시키게 된다. 따라서 가스내장 히트파이프는 열원으로부터의 열입력이 변화하여도 증발부의 온도를 일정온도 영역으로 유지할 수 있으므로 히트파이프의 시동이 어려운 경우나 전자부품, 우주선 등과 같이 매우 정밀한 열환경 제어가 요구되는 분야에 적용되고 있다.

가스내장 히트파이프는 Grover⁽¹⁾에 의하여 처음으로 실용 가능성이 제시되었고, Katzoff⁽²⁾는 가변 열전도체로서 히트파이프를 이용하여 온도제어를 할 수 있다고 제안하였다. 또한 Bienert et al.⁽³⁾이 가스 저장부를 두어 온도제어 성능을 향상시킴으로써 가스내장 히트파이프에 대한 보편적 형태를 갖추게 되었다.

가스내장 히트파이프에 대한 수치해석을 위하여 Marcus et al.⁽⁴⁾이 평면 선단모델(flat-front model)을 처음으로 제시하였고, Edwards and Marcus⁽⁵⁾는 파이프 벽면으로의 열전도를 고려한 1차원 확산면 선단모델(diffuse-front model)을 제안하였다. 또한 Somogyi et al.⁽⁶⁾과 Tien et al.⁽⁷⁾이 2차원 확산면 선단모델을 해석하여 증기와 가

스 영역에서의 열전달과 물질전달에 관하여 연구하였으며 이후 Shimoji et al.⁽⁸⁾은 동일한 모델을 사용하여 가스내장 히트파이프의 증발부 온도에 대한 수치적 연구를 수행하였다. 최근 Harley and Faghri⁽⁹⁾는 파이프 벽면의 전도효과와 2차원 비정상 증기유동의 대류, 확산효과를 고려한 모델을 사용하여 가스충전 히트파이프에 대한 계산을 하였다. 한편 Shukla⁽¹⁰⁾는 가스제어식 히트파이프의 과도응답특성에 대한 모델해석 및 실험을 수행하였다.

본 연구에서는 Edwards와 Marcus의 단순한 확산면 선단해석모델⁽⁵⁾을 채택하고 비정상상태에 대하여 해석하며 작동유체와 불응축가스로서 각각 물과 질소를 사용한 경우에 대하여 시간에 따른 히트파이프 축방향으로의 작동유체 증기온도와 벽면의 온도변화를 계산하고 불응축가스의 물분율과 히트파이프 내부의 증기분압에 미치는 영향을 살펴보고자 한다. 또한 열전달량의 변화에 대하여 시간에 따른 히트파이프 성능과 히트파이프 재질의 변화에 따른 히트파이프 벽면의 온도변화를 해석하여 가스내장 히트파이프의 제어 민감도에 미치는 영향을 알아보고자 한다.

2. 이론 및 해석방법

2.1 기본이론

일반적으로 가스내장 히트파이프는 분자량이 작고 작동유체와 비슷한 불응축가스를 한 쌍으로 사용한다. 가스내장 히트파이프가 작동하면 불응축가스는 작동유체에 의하여 히트파이프의 응축부 말단과 저장부로 이동되며, 불응축가스로 채워진 영역에서는 작동유체의 증기가 응축하지 못하므로 열을 방출할 수 없게 된다. 또한 열입력이 증가하면 히트파이프의 활성 영역에서의 증기압력이 상승하여 불응축가스를 응축부 말단으로 이송시키게 되므로 응축부 활성 영역의 길이가 증가하고 응축부 접촉면 열저항을 감소시키는 효과를 갖는다. 따라서 열입력이 증가하면 응축부 접촉면 열저항을 감소시켜 방출하는 열이 많게 되므로 증발부 온도의 증가를 감소시키게 된다. 반면 열입력이 감소하면 증발부의 압력이 하강하므로 불응축가스가 응축부 말단에서 증발부 쪽으로 이동하게 되어 응축부 접촉면 열저항을 상승시키며

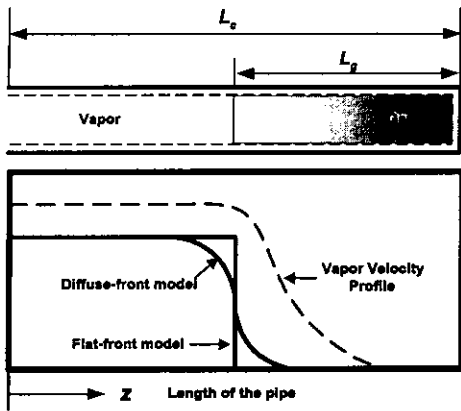


Fig. 1 Heat pipe wall temperature distributions and vapor velocity profile along the condenser.

로 증발부의 온도가 열입력에 관계없이 일정하게 유지된다.

Fig. 1은 평면 선단모델과 확산면 선단모델에 의한 히트파이프 벽면의 온도분포와 확산면 선단모델에 대한 작동유체 증기의 속도분포를 나타내고 있다.⁽¹⁰⁾ 확산면 선단모델은 작동유체의 증기와 불응축가스의 경계면에서 확산이 발생하여 연속적인 농도변화와 온도분포를 가진다는 해석방법으로 보다 실제적인 현상을 파악하기가 용이하므로 이 모델을 사용하였다.

임의의 시간 t 에서 일반적인 작동유체 증기의 속도분포는 Fig. 1에 나타나 있으며 응축부 영역에서 증기의 속도는 연속방정식과 운동량방정식에 의하여 계산할 수 있다. 작동유체 증기를 비압축성, 관유동으로 가정하면 연속방정식과 운동량방정식은 다음과 같이 표시할 수 있다.

$$\frac{\partial U}{\partial z} = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial U}{\partial t} + U \frac{\partial U}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} \quad (2)$$

임의시간 t 에서 가스가 충전되어져 있는 길이를 L_g 라고 하면 작동유체 증기의 속도 U 는 식(3)과 같이 나타낼 수 있으며 식(2)와 식(3)을 식(1)에 대입하면 식(4)와 같다.

$$U = -\frac{dL_g}{dt} \quad (3)$$

$$-\frac{d^2 L_g}{dt^2} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} \quad (4)$$

식(4)를 히트파이프 길이방향 z 로 적분하여 정리하면 다음과 같다.

$$L_g \frac{d^2 L_g}{dt^2} = \frac{1}{\rho_v} [p(T) - p(T_{a,v})] \quad (5)$$

$$L_g \frac{d^2 L_g}{dt^2} = \frac{p(T_{a,v})}{\rho_v} \left[\frac{p(T)}{p(T_{a,v})} - 1 \right] \quad (6)$$

$$= \chi_{g,i} R_u T_{a,v}$$

식(6)의 해를 구하기 위한 가정적인 초기조건은 다음과 같다.

$$\frac{dL_g}{dt}(t=0) = L_g(t=0) = 0 \quad (7)$$

또한 경계면온도 T_i 에서 경계면 작동유체 증기의 물분율은 Clausius-Clapeyron 방정식으로 나타낼 수 있다.

$$\chi_{g,i} = 1 - \exp \left[-\frac{h_{fg}}{RT_{a,v}} \left(\frac{T_{a,v}}{T_i} - 1 \right) \right] \quad (8)$$

작동유체 증기의 열전달은 1차원 비정상상태 에너지보존 방정식으로 해석하며 작동유체 증기의 온도 T_v 의 지배방정식과 초기조건 및 경계조건은 다음과 같다.

$$(\rho C_p)_v \left(\frac{\partial T_v}{\partial t} + U \frac{\partial T_v}{\partial z} \right) = \quad (9)$$

$$Q - \frac{4}{D_o} h [T_w - T_s]$$

$$T_v(z, 0) = T_w, \quad \frac{\partial T_v(0, t)}{\partial z} = 0 \quad (10)$$

가스내장 히트파이프의 증발부와 단열부 내부에서는 온도강하가 무시할만하므로 히트파이프 축방향의 벽면 열전도의 효과는 중요하지 않다. 그러나 응축부의 가스가 충전된 영역에서는 어떠한 온도의 강하를 발생시키게 되므로 이 영역에

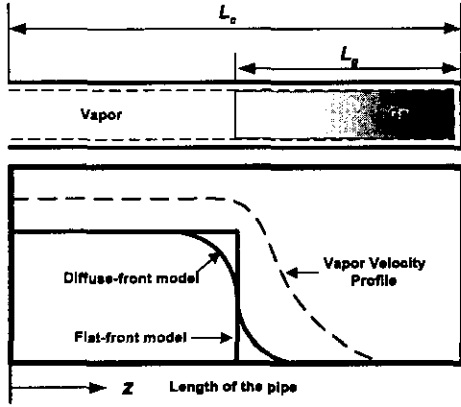


Fig. 1 Heat pipe wall temperature distributions and vapor velocity profile along the condenser.

로 증발부의 온도가 열압력에 관계없이 일정하게 유지된다.

Fig. 1은 평면 선단모델과 확산면 선단모델에 의한 히트파이프 벽면의 온도분포와 확산면 선단모델에 대한 작동유체 증기의 속도분포를 나타내고 있다.⁽¹⁰⁾ 확산면 선단모델은 작동유체의 증기와 불용축가스의 경계면에서 확산이 발생하여 연속적인 농도변화와 온도분포를 가진다는 해석방법으로 보다 실제적인 현상을 파악하기가 용이하므로 이 모델을 사용하였다.

임의의 시간 t 에서 일반적인 작동유체 증기의 속도분포는 Fig. 1에 나타나 있으며 응축부 영역에서 증기의 속도는 연속방정식과 운동량방정식에 의하여 계산할 수 있다. 작동유체 증기를 비압축성, 관유동으로 가정하면 연속방정식과 운동량방정식은 다음과 같이 표시할 수 있다.

$$\frac{\partial U}{\partial z} = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial U}{\partial t} + U \frac{\partial U}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} \quad (2)$$

임의시간 t 에서 가스가 충전되어져 있는 길이를 L_g 라고 하면 작동유체 증기의 속도 U 는 식(3)과 같이 나타낼 수 있으며 식(2)와 식(3)을 식(1)에 대입하면 식(4)와 같다.

$$U = -\frac{dL_g}{dt} \quad (3)$$

$$-\frac{d^2 L_g}{dt^2} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} \quad (4)$$

식(4)를 히트파이프 길이방향 z 로 적분하여 정리하면 다음과 같다.

$$L_g \frac{d^2 L_g}{dt^2} = \frac{1}{\rho_v} [p(T) - p(T_{a,v})] \quad (5)$$

$$L_g \frac{d^2 L_g}{dt^2} = \frac{p(T_{a,v})}{\rho_v} \left[\frac{p(T)}{p(T_{a,v})} - 1 \right] \quad (6)$$

$$= \chi_{g,i} R_u T_{a,v}$$

식(6)의 해를 구하기 위한 가정적인 초기조건은 다음과 같다.

$$\frac{dL_g}{dt}(t=0) = L_g(t=0) = 0 \quad (7)$$

또한 경계면온도 T_i 에서 경계면 작동유체 증기의 물분율은 Clausius-Clapeyron 방정식으로 나타낼 수 있다.

$$\chi_{g,i} = 1 - \exp\left[-\frac{h_{fg}}{RT_{a,v}} \left(\frac{T_{a,v}}{T_i} - 1\right)\right] \quad (8)$$

작동유체 증기의 열전달은 1차원 비정상상태 에너지보존 방정식으로 해석하며 작동유체 증기의 온도 T_v 의 지배방정식과 초기조건 및 경계조건은 다음과 같다.

$$(\rho C_p)_v \left(\frac{\partial T_v}{\partial t} + U \frac{\partial T_v}{\partial z} \right) = Q - \frac{4}{D_o} h [T_w - T_s] \quad (9)$$

$$T_v(z, 0) = T_w, \quad \frac{\partial T_v(0, t)}{\partial z} = 0 \quad (10)$$

가스내장 히트파이프의 증발부와 단열부 내부에서는 온도강하가 무시할만하므로 히트파이프 축방향의 벽면 열전도의 효과는 중요하지 않다. 그러나 응축부의 가스가 충전된 영역에서는 어떠한 온도의 강하를 발생시키게 되므로 이 영역에

서는 축방향의 열전도가 중요한 영향을 나타내게 된다. 응축부 영역에서의 열방출은 대류에 의한 것으로 가정하면 열평형방정식은 다음 식으로 나타낼 수 있다.

$$(\rho C_p)_w \frac{\partial T_w}{\partial t} = k_w \frac{\partial^2 T_w}{\partial z^2} + 8k_{iw} \frac{(T_v - T_w)}{(D_o^2 - D_i^2) \ln(D_i/D_o)} - 4 \frac{D_o h (T_w - T_s)}{(D_o^2 - D_i^2)} \quad (11)$$

벽의 온도는 작동유체 증기와 동일하다고 가정하고 응축부 영역에서 가스가 충전된 부분에서는 벽을 통한 열전달이 없으므로 식(11)의 우변의 두번째 항을 무시할 수 있어 다음의 열평형방정식으로 나타낼 수 있다.

$$(\rho C_p)_w \frac{\partial T_w}{\partial t} = k_w \frac{\partial^2 T_w}{\partial z^2} - 4 \frac{D_o h (T_w - T_s)}{(D_o^2 - D_i^2)} \quad (12)$$

식(11)과 식(12)의 초기조건과 경계조건은 다음과 같다.

$$T_w(z, 0) = T_{w0} \quad (13)$$

$$\frac{\partial T_w(0, t)}{\partial z} = \frac{\partial T_w(L_c, t)}{\partial z} = 0 \quad (14)$$

가스내장 히트파이프가 작동하게 되면 작동유체 증기는 응축부로 이동하게 되며 작동유체 증기가 가스 방향으로 확산되므로 작동유체 증기와 가스의 경계면에서 압력강하가 발생하게 된다. 임의의 시간간격 동안 일정온도, 일정압력의 준정상상태라고 가정하고 Fick의 확산법칙을 적용하면 지배방정식과 경계조건은 각각 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$(1 - x_g)U = D \frac{dx_g}{dz} \quad (15)$$

$$z = 0, \quad x_g = 0 \quad (16)$$

식(15)를 적분하고 식(16)을 적용하면 물분율은

다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$x_g = 1 - \exp\left(-\frac{U}{D}z\right) \quad (17)$$

불응축가스의 응축부 길이 L_g 에 대한 평균 물분율은 다음과 같다.

$$\frac{1}{L_g} \int_0^{L_g} x_g dz = \frac{1}{L_g} \left[\frac{U}{D} \left(\exp\left(-\frac{U}{D}L_g\right) - 1 \right) \right] \quad (18)$$

따라서 확산된 전체 가스의 물분율은 식(18)과 응축부 영역 가스체적의 곱으로 구할 수 있다.

2.2 해석방법

본 연구에서 해석하고자 하는 가스내장 히트파이프의 개략적 형태는 Fig. 2와 같으며, 기하학적 형상과 물성치는 Table 1에 나타났다. 수치해석에 사용한 가정은 다음과 같다.

- (1) 파이프의 지름이 길이에 비하여 상대적으로 작아서 1차원 비정상 상태로 가정한다.
- (2) 벽의 열저항이 충분히 작아서 응축부 벽면 온도가 벽면과 벽의 접촉면 온도와 같다($T_w = T_{iw}$).
- (3) $z = z_c$ 에서, 즉 응축부 우측 끝단에서 벽면의 온도 구배가 0이다.
- (4) 축방향 길이 z 에 대한 T_w 와 T_{iw} 의 1차 미분값, 즉 온도 구배가 같다.

위와 같은 가정을 사용하여 포물형 편미분방정식 식(9), (11), (12)는 Crank-Nicolson의 음해법을 사용하며 이와 같은 계산과정은 Fig. 3에 나타났다.

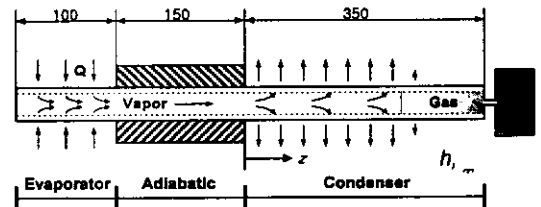


Fig. 2 Schematic diagram of GLHP.

Table 1 Dimensions and materials of GLHP

Working fluid	H ₂ O
Noncondensable gas	N ₂
Material of pipe	Sus. 304
Wick	Feltmetal (100 mesh)
Length of evaporator	100 mm
Length of adiabatic section	150 mm
Length of condenser	350 mm
Outside diameter of pipe	12.3 mm
Inside diameter of pipe	10.5 mm
Conductivity of pipe wall, k_w	16.26 W/m · °C
*Heat transfer coefficient at the condenser, h	60 W/m ² · °C
*Conductivity of liquid-saturated wick, k_{lw}	400 W/m · °C

* 주 : 참고문헌 10의 실험자료.

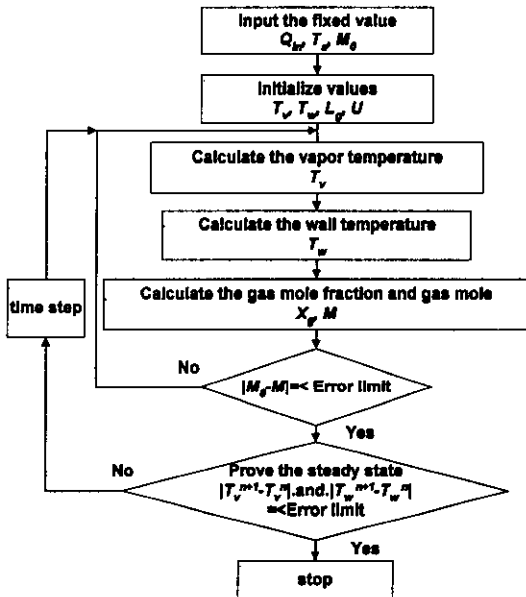


Fig. 3 Flow chart of calculation procedure.

3. 결과 및 고찰

3.1 히트파이프의 온도 분포

증발부, 단열부, 응축부, 그리고 가스 저장부를

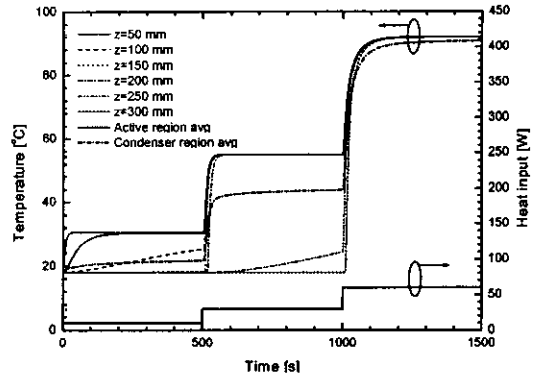


Fig. 4 Transient responses of vapor temperature for a step power input.

가진 가스내장 히트파이프의 비정상상태 특성에 대하여 열입력 변화에 따른 작동유체 증기의 온도, 히트파이프 벽면의 온도, 불응축가스의 물분율과 열전달량 등을 계산한 결과 작동유체 증기와 불응축가스의 경계면에서 확산의 효과에 의한 현상들을 확인할 수 있었다.

Fig. 4는 500초 간격으로 열입력을 10 W, 30 W, 60 W로 계단변화시킬 때 응축부 특정지점에서 작동유체 증기온도, 활성영역의 평균 증기온도, 응축부 전체의 평균 증기온도를 나타낸 것이다.

열입력이 10 W일 때 확산 영역은 응축부의 좌측 선단 부근을 빠른 속도로 통과하지만 급격히 둔화되어 50 mm에서 200 mm인 지점 사이에서 확산 영역이 존재하게 됨을 알 수 있다.

$z=100$ mm, 150 mm인 지점에서 작동유체 증기온도는 시간경과에 따라 완만하게 상승하며 이 영역에서 작동유체 증기와 불응축가스 경계면에서 형성된 확산 영역에 형성됨을 알 수 있다. 또한 200 mm 이상의 지점에서는 온도의 상승이 나타나지 않으므로 비활성 불응축가스 영역임을 알 수 있다.

Fig. 5는 열입력 Q_{in} 을 10 W, 30 W와 60 W로 변화시켰을 때 시간에 따른 히트파이프 축방향으로의 작동유체 증기의 온도분포를 나타낸 것이다.

열입력 Q_{in} 이 10 W일 때 히트파이프를 시동하여 시간이 경과함에 따라 작동유체 증기의 온도 변화구간, 즉 작동유체 증기와 불응축가스의 경계면이 응축부 우측 끝단으로 이동하고 있으며 그 경계면의 이동속도는 시간경과에 따라 감소하여 정상상태에 도달하며 경계면은 응축부의 $z=$

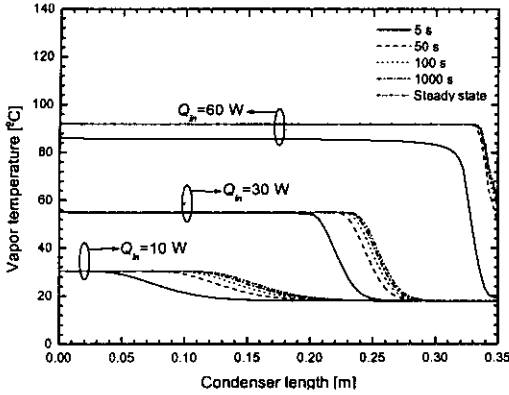


Fig. 5 Transient vapor temperature profile along condenser section.

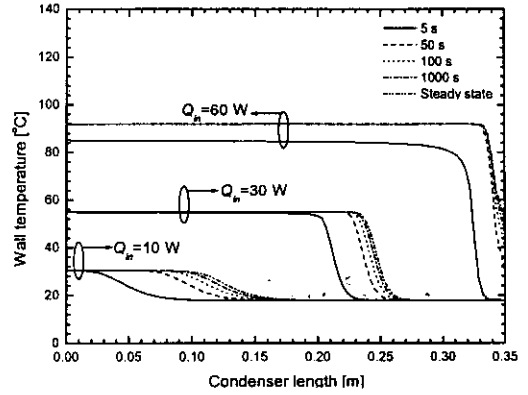


Fig. 6 Transient wall temperature profile along condenser section.

120 mm에서 $z=220$ mm 사이 지점에 형성되게 된다.

열입력 Q_{in} 이 30 W일 때 온도가 일정하게 유지되는 응축부의 작동유체 증기온도는 54.9°C로 열입력 Q_{in} 이 10 W일 때 30.3°C보다 상승되어 있으며 이와 같은 작동유체 증기의 온도 상승으로 인하여 증기의 분압이 상승하므로 작동유체 증기와 불응축가스의 경계면은 응축부 우측 끝단으로 이동되게 된다. 또한 열입력 Q_{in} 의 상승으로 작동유체 증기의 이동속도가 상승하게 되어 작동유체와 불응축가스의 경계면에서의 확산 영역이 감소하여 온도변화구간이 짧아짐을 알 수 있다. 또한 열입력 Q_{in} 이 60 W일 때 시간 $t=5$ s에서 작동유체 증기의 온도가 Q_{in} 이 10 W와 30 W일 때와는 달리 응축부 일정온도에 도달하지 못했으며 작동유체 증기와 불응축가스의 경계면이 응축부 우측 끝단에서 형성되어 작동유체 증기온도가 응축부 우측 끝단에서 열침의 온도로 유지되지 않는다.

Fig. 6은 열입력을 10 W, 30 W, 60 W로 변화시켰을 때 시간에 따른 히트파이프 축방향으로의 히트파이프 벽면의 온도분포를 나타낸 것이다.

히트파이프 벽면의 온도는 시간이 경과함에 따라 작동유체 증기가 응축되는 영역에서는 히트파이프 벽면으로의 열전달이 잘되어 작동유체 증기의 온도와 같은 온도를 유지하고 있다. 그러나 작동유체 증기와 불응축가스의 경계면인 확산 영역에서는 작동유체 증기의 물분율의 감소로 응축에 의한 작동유체 증기로부터 히트파이프 벽면으

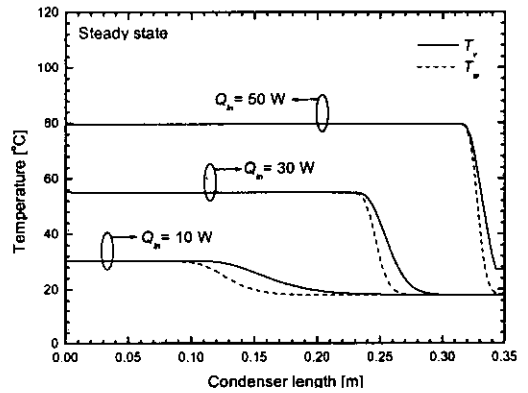


Fig. 7 Vapor temperature and wall temperature for different heat load.

로의 열전달이 감소하여 작동유체 증기의 온도보다 낮게 형성된다.

Fig. 7은 열입력 Q_{in} 이 10 W, 30 W, 50 W일 때 축방향으로의 작동유체 증기의 온도와 히트파이프 벽면의 온도를 나타낸 것이다.

열입력 Q_{in} 이 10 W, 30 W, 50 W로 증가함에 따라 응축부의 온도도 각각 30.3°C, 54.9°C, 79.6°C로 증가하며 작동유체 증기와 불응축가스의 경계면도 열입력에 따라 응축부 우측 끝단으로 이동되어져 있다.

열입력 Q_{in} 이 10 W일 때 히트파이프 벽면의 온도변화 영역은 작동유체 증기의 온도변화 영역보다 응축부의 좌측에 나타나며 온도의 하강은 더 급격하게 발생하여 온도변화 영역이 작동유체 증기의 변화 영역보다 그 거리가 짧아짐을 알 수

있다. 온도변화 영역에서 작동유체 증기의 온도와 히트파이프 벽면의 온도간격이 줄어들어 히트파이프 벽면의 온도가 작동유체 증기의 온도에 접근하고 있다. 열입력 Q_{in} 이 30 W일 때도 작동유체 증기의 온도변화 영역보다 응축부의 좌측에 나타나며 작동유체 증기와 히트파이프 벽면의 온도 차이가 열입력 Q_{in} 이 10 W일 때보다 작아짐을 알 수 있다.

열입력 Q_{in} 이 50 W일 때는 작동유체 증기와 불응축가스의 경계면이 응축부 우측 끝단에 형성되므로 작동유체 증기의 온도가 응축부 우측 끝단에서 열침의 온도를 유지하지 못하고 높아진다.

3.2 히트파이프의 열전달량과 압력

Fig. 8은 열입력 Q_{in} 이 10 W, 30 W, 50 W로 변화시켰을 때의 불응축가스의 물분율과 히트파이프를 따른 축방향으로의 열전달량을 나타낸 것이다.

불응축가스의 물분율은 열입력 Q_{in} 이 10 W일 때 응축부 전체에 일정하게 나타나며 응축부가 시작되는 좌측 끝단에 확산 영역이 형성되고 있음을 알 수 있다. 열입력 Q_{in} 이 증가하면 불응축가스의 물분율의 변화구간, 즉 작동유체 증기와 불응축가스의 확산 영역이 응축부의 우측 끝단으로 이동하며 열입력의 상승에 따른 응축부 내에서 확산 영역의 이동폭은 줄어들게 된다.

가스내장 히트파이프 축방향으로의 열전달량은 응축부가 시작되는 좌측으로부터 선형적으로 감

소하며 열입력 Q_{in} 이 증가하면서 감소율도 증가하게 된다. 또한 불응축가스가 채워져 있는 응축부 영역에서는 작동유체 증기로부터 주위로의 열전달이 없으므로 축방향으로의 열전달량이 일정하게 유지되게 된다. 축방향으로의 열전달량이 감소한 후 일정하게 유지되는 구간이 작동유체 증기와 불응축가스의 경계면에서 형성됨을 알 수 있다.

Fig. 9는 Fig. 8과 동일한 조건하에서 불응축가스의 물분율과 작동유체 증기의 분압을 나타낸 것이다.

작동유체 증기의 분압은 열입력 Q_{in} 이 증가함에 따라 증발부 영역에서 압력이 증가하게 되고 증가된 압력이 응축부의 활성 영역과 확산 영역까지 영향을 미치게 된다. 열입력 Q_{in} 이 10 W일 때 불응축가스의 물분율은 응축부 좌측 끝단에서 비교적 가파르게 상승하게 되며, 작동유체의 분압은 매우 완만하게 감소하는 경향을 보인다. 열입력 Q_{in} 이 30 W로 증가되면 불응축가스 물분율의 변화 영역, 즉 확산 영역의 폭이 감소하여 작동유체 분압의 감소율은 커지게 되며 확산 영역이 응축부의 우측으로 이동되는 것을 알 수 있다. 열입력 Q_{in} 이 50 W로 증가되면 작동유체 증기와 불응축가스의 확산 영역은 열입력 Q_{in} 이 30 W일 때보다 훨씬 응축부 끝단에 가까운 곳으로 이동되어 있으며 이동폭은 상대적으로 줄어든다. 이와 같이 불응축가스의 물분율과 작동유체 증기의 분압 역시 확산 영역에서 큰 변화를 나타내며, 이들의 변화 영역은 서로 잘 일치함을 알 수 있다.

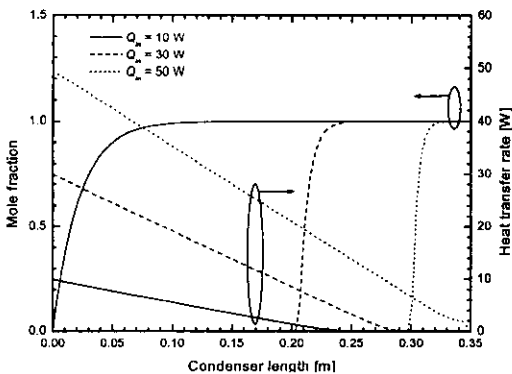


Fig. 8 Mole fraction and heat transfer rate for different heat load.

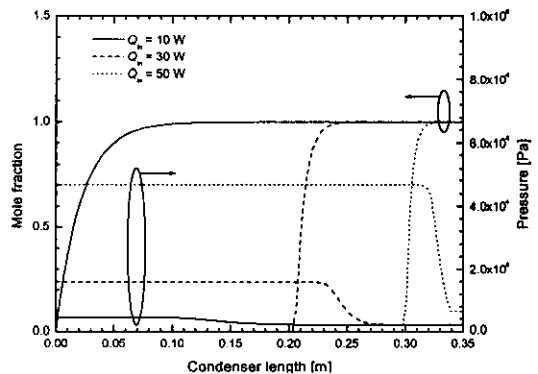


Fig. 9 Mole fraction and pressure for different heat load.

3.3 히트파이프 재질에 따른 온도분포

Fig. 10은 열입력 Q_{in} 이 30 W인 경우에 대한 히트파이프 재질을 구리, 니켈, 티타늄, 스테인레스 스틸로 변화시켰을 때 축방향으로의 히트파이프 벽면의 온도분포를 나타낸 것이다.

열전도도가 높으면 용축부의 넓은 범위에서 온도변화 영역이 나타나고 열전도도가 낮아질수록 그 영역은 줄어들며 온도하강률이 커지게 된다. 구리, 니켈, 스테인레스 스틸은 이와 같은 특성을 잘 나타내고 있으며 티타늄의 밀도는 다른 물질의 50% 수준으로 온도하강률은 열전도도가 비슷한 스테인레스와 같으나 전체적인 온도변화 영역이 용축부 우측 끝단으로 이동해 있다. 그러므로 구리와 같은 높은 열전도도를 가진 물질은 매우 큰 영향을 미치며 가스내장 히트파이프의 민감도를 감소시킨다.

4. 결 론

단순한 1차원 비정상 확산면 선단해석 모델을 채택하여 가스내장 히트파이프의 과도 열성능특성을 분석한 결과 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

(1) 가스내장 히트파이프를 시동하여 시간이 경과함에 따라 작동유체 증기와 불용축가스의 경계면의 이동속도는 감소하게 된다.

(2) 작동유체 증기의 온도변화 구간, 즉 작동유체 증기와 불용축가스의 확산 영역이 열입력의

증가에 따라 좁아진다.

(3) 열입력이 상승하면 작동유체 증기의 온도와 히트파이프 벽면의 온도의 차이가 줄어든다.

(4) 가스내장 히트파이프의 벽면온도, 열전달량, 작동유체의 증기분압, 가스내장 히트파이프 성능에 영향을 주는 요소들은 작동유체 증기와 불용축가스의 경계면에 큰 영향을 받는다.

(5) 파이프 재질의 열전도도가 높을수록 가스내장 히트파이프의 민감도는 감소한다.

후 기

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

참고문헌

1. Grover, G. M., Cotter, T. P. and Erickson, G. F., 1964, Structure of Very High Thermal Conductance, Journal of Applied Physics, Vol. 35.
2. Katzoff, S., 1967, Heat Pipes and Vapor Chambers for Thermal Control of Spacecraft, AIAA Thermophysics Specialist Conference, AIAA 67-310 Apr. 10.
3. Bienert, W., Brennan, P. J. and Kirkpatrick, T. P., 1971, Feedback Controlled Variable Conductance Heat Pipes, AIAA Paper No. 71-429.
4. Marcus, B. D. and Fleischman, G. L., 1970, Steady-State and Transient Performance of Hot Reservoir Gas-Controlled Heat Pipes, ASME Paper No. 70-HT/Spt-11.
5. Edwards, D. K. and Marcus, B. D., 1972, Heat and Mass Transfer in the Vicinity of the Vapor-Gas Front in a Gas-Loaded Heat Pipes, Journal of Heat Transfer, Trans. ASME, Series C, Vol. 94, No. 2, pp. 155-162.
6. Somogyi, D. and Yen, H. H., 1972, An Approximate Analysis of the Diffusing flow in a Self-Controlled Heat Pipes, ASME Paper No. 72-HT-M.

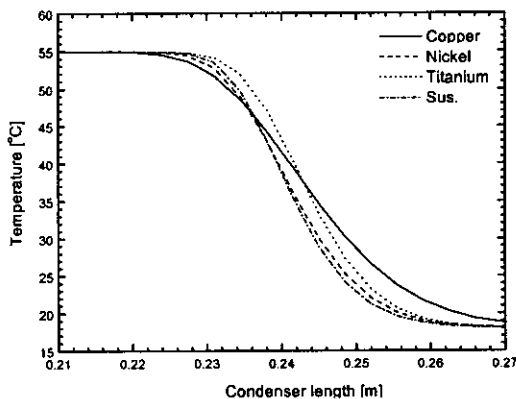


Fig. 10 Wall temperature profile for different wall material.

7. Rohani, A. R. and Tien, C. L., 1972, Steady Two-Dimensional Heat and Mass Transfer in the Vapor-Gas Region of a Gas-Loaded Heat Pipes, ASME Paper No. 72-WA/HT-34.
8. Shimoji, S., Kimura, H. and Matsushita, T., 1978, Prediction of Evaporator Temperature of a Gas Loaded Heat Pipes by the Diffuse Front Model, AIAA Paper No. 78-410.
9. Harley, C. and Faghri, A., 1994, Transient Two-dimensional Gas-Loaded Heat Pipe Analysis, ASME J. Heat Transfer, Vol. 116, No. 3.
10. Shukla, K. N., 1981, Transient Response of a Gas-Controlled Heat Pipe, AIAA Journal, Vol. 19, No. 8, pp. 1063-1070.
11. Peterson, G. P., 1994, An Introduction to Heat Pipes, John Wiley and Sons.
12. D. Y. Shin, 1987, Experimental Study on the Optimal Charging of the Working Fluid in a Heat Pipe, M.S. Thesis, Seoul National University.
13. Marcus, B. D., 1972, Theory and Design of Variable Conductance Heat Pipes, NASA CR-2018.
14. Jang, J. H. and Faghri, A., 1991, Analysis of the one-dimensional transient compressible vapor flow in heat pipe, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 34, No. 8, pp. 2029-2037.
15. Sauciuc, I., 1996, Temperature control using variable conductance closed two-phase heat pipe, International Communications in Heat and Mass Transfer, Vol. 23, No. 3, pp. 427-433.
16. Sun, K. H. and Tien, C. L., 1975, Thermal Performance Characteristics of Heat Pipe, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 18, pp. 363-380.