

전력변환 반도체 냉각용 PFC(FC-72) 밀폐형 2상 열사이폰의 열전달 한계에 관한 연구

박 용 주, 홍 성 은*, 김 철 주**†

성균관대학교 기계공학부 대학원, *유한대학교 건축설비과, **성균관대학교 기계공학부

A Study on the Heat Transport Limitations of a PFC(FC-72) Two-Phase Closed Thermosyphon for Cooling Power Semiconductors

Yong-Joo Park, Sung-Eun Hong*, Chul-Ju Kim**†

Graduate School of Mechanical Engineering, Sungkyunkwan University, Suwon 440-746, Korea

**Department of Building Services, Yuhan College, Bucheon 422-749, Korea*

***School of Mechanical Engineering, Sungkyunkwan University, Suwon 440-746, Korea*

(Received March 11, 2002; revision received July 31, 2002)

ABSTRACT: In this study, the heat transport limitations of a two-phase closed thermosyphon were investigated. For the test, a two-phase closed thermosyphon (L_t : 600 mm, L_e : 105 mm, L_a : 75 mm, L_c : 420 mm, D_o : 22.2 mm, container: copper (inner grooved surface), working fluid: PFC (C_6F_{14})) was fabricated with a reservoir that can change the fill charge ratio. The following was imposed as the factors on the heat transport limitations of a two-phase closed thermosyphon.

- 1) Fill charge ratio of the working fluid.
- 2) Tilt angle of the longitudinal axis.

From the experimental data, some results were obtained as follows. When the fill charge ratio was relatively small ($\psi < 20\%$), the heat transport limitation occurred about 100 W by dry-out limitation. However over 40%, it showed nearly constant value (500 W) by flooding limitation. The heat transport limitation according to the tilt angle increased smoothly until the tilt angle was 60° , after then decreased slowly.

Key words: Two-phase closed thermosyphon(밀폐형 2-상 열사이폰), Limitation(한계), Fill charge ratio(충전율), Tilt angle(경사각), Dry-out(드라이-아웃), Flooding(플러딩)

기 호 설 명

A : 면적 [m^2]

Bo : Bond 수, $D[g(\rho_l - \rho_v)/\sigma]^{1/2}$

C : 상수

C_p : 비열 [J/kgK]

D : 지름 [m]

g : 중력가속도 [m/s^2]

h : 열전달계수 [W/m^2K]

h_{fg} : 기화잠열 [J/kg]

k : 열전도계수 [W/mK]

K : Kutateladze 수

† Corresponding author

Tel.: +82-31-290-7434; fax: +82-31-290-5849

E-mail address: cjkim@me.skku.ac.kr

- L : 길이 [m]
 q : 열유속 [W/m^2]
 Q : 열유동률 [W]
 T : 온도 [K, $^{\circ}C$]
 t : 두께 [m]
 V : 체적 [m^3]
 w : 유속 [m/s]

그리스 문자

- δ : 액막두께 [mm]
 θ : 경사각 [rad, $^{\circ}$]
 μ : 점성계수 [kg/ms]
 ν : 동점성계수 [m^2/s]
 ρ : 밀도 [kg/m^3]
 σ : 표면장력 [N/m]
 Ψ : 충전율, V_i/V_e (V_i : 충전시 대기온도 (20 $^{\circ}C$) 기준) [%]

하첨자

- a : 단열부, adiabatic
 c : 응축부, condenser
 e : 증발부, evaporator
 f, l : 액체, fluid, liquid
 i : 안쪽, inner
 max : 최대, maximum
 o : 바깥쪽, outer
 sat : 포화, saturation
 t : 전체, total
 v, g : 증기, vapor, gas

1. 서 론

전기철도 차량용 주전력 변환장치는 반도체 소자의 개발로 급격히 발전하여 왔으며 철도차량 견인용 전동기도 직류에서 교류전동기를 사용하고 있다. 속도제어는 전압과 주파수를 변화시켜 속도를 제어하는 VVVF 인버터 시스템(Variable Voltage Variable Frequency Inverter System)을 사용하고 있다. 이 VVVF 인버터 시스템은 GTO

사이리스터(Gate Turn-off Thyristor) 또는 IGCT(Integrated Gate Commutator Thyristor), 다이오드(diode) 또는 IGBT(Insulated Gate Bipolar Transistor) 등 여러 개의 전력반도체 소자들을 필요로 하며 이들 전기부하의 일부가 저항에 의해 열로 발생된다.⁽¹⁾

일반적으로 이들 전력반도체들은 온도특성으로 인하여 적정사용온도 허용범위(-20~100 $^{\circ}C$)를 유지하여야 하며, 이를 위해서는 적절한 냉각장치가 필요하다. 도시형 철도차량용 전력변환 반도체의 경우 1개의 GTO 사이리스터에서 최대 약 800 W, 초고속 철도차량용 IGCT의 경우는 1.5~2 kW의 많은 열이 발생하며, 단위면적당 발열량이 IGCT의 경우 180 kW/ m^2 에 이른다.⁽²⁾

그동안 전력반도체의 냉각에는 알루미늄 히트싱크가 주로 사용되었으나 발열량과 열유속의 급격한 증가에 따라 최근에는 수냉각 또는 비등 냉각방법 등이 이용되고 있다. 한국형 고속철도의 경우 시스템의 안정성, 기밀성 및 유지보수 면에서 유리한 히트파이프식 냉각장치를 사용하고 있다. 이러한 냉각장치에 사용되는 히트파이프는 열수송 능력 및 구조가 비교적 단순한 밀폐형 2-상 열사이폰을 사용하고 있으며 작동유체로는 전기적 절연성, 화학적 안정성 기타 환경 친화적인 유체를 사용하고 있다.

본 연구에서는 한국형 고속철도의 주전력 변환장치 냉각용 히트파이프식 히트싱크의 밀폐형 2-상 열사이폰의 여러 작동환경을 고려하여 작동유체의 충전율, 길이방향축의 경사각 등에 따른 열 전달 한계에 대하여 연구를 수행하였다.

2. 실험장치 및 방법

2.1 실험장치

Fig. 1은 한국형 고속철도 주전력 변환장치의 고 전력반도체 냉각용으로 사용되는 히트파이프식 히트싱크(Heat Sink)를 보여주고 있다. 그림에서 보는 바와 같이 알루미늄(Aluminum) 블록에 삽입된 4개의 밀폐형 2-상 열사이폰의 증발부에서 고전력 반도체에서 발생하는 열을 제거하여 응축부에 부착되어 있는 126개의 알루미늄 평판판을 통하여 강제대류에 의해 외부로 방출된다.

Fig. 2는 본 연구용으로 제작된 밀폐형 2-상

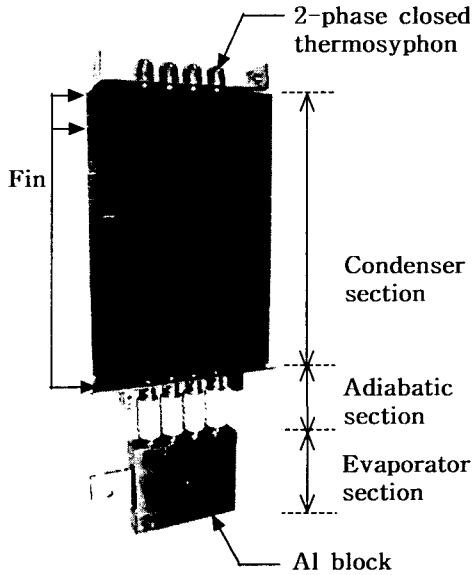


Fig. 1 A heat sink using 2-phase closed thermosyphons for cooling main power transition system of high speed railway (Daehong Enterprise Co.).

Table 1 Specifications of the 2-phase closed thermosyphon for present study

Component	Dimension [mm]		
Structure of inner surface	helical groove		
	helix angle : 18°		
	thickness : 0.32		
	depth : 0.28		
	fin thickness : 0.25		
	number : 130		
Container	evaporator section	adiabatic section	condenser section
Length	105	75	420
Outer diameter	22.2	32.7	22.2
Inner diameter	20.6	20.9	20.6
Material	copper	ceramic	copper
Outer shape	circular	wave	circular
Working fluid	PFC (C ₆ F ₁₄)		
Fill charge ratio	10~70%		
Tilt angle	5~90°		

세한 제원은 Table 1에 나타내었다. 그리고 Fig. 3은 본 실험용으로 부착한 열전대의 위치를 보여주고 있다. 증기의 온도를 측정하기 위해 증발부와 응축부에 각각 K-type 피복 열전대($t : 1\text{ mm}$)

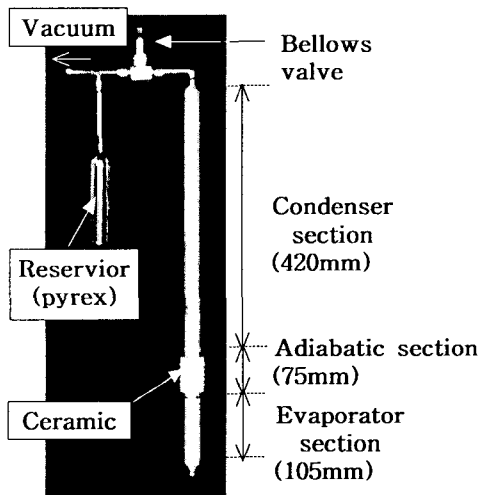


Fig. 2 A 2-phase closed thermosyphon manufactured for the test.

열사이폰으로 현재 적용되고 있는 동일한 제원의 것으로 작동유체의 충전율을 자유스럽게 변화시킬 수 있는 작동유체저장조를 고진공용 벨로즈 벨브(Bellows Valve)와 벨로즈 튜브(Bellows Tube)에 의해 부착하였다. 밀폐형 2-상 열사이폰의 자

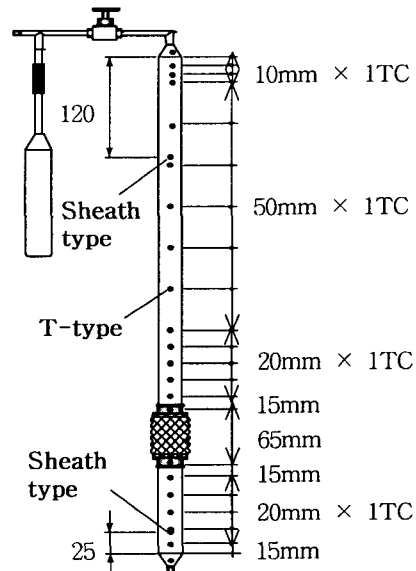


Fig. 3 Locations of 2 sheath type TCs inside the container and 23 TCs on the outside wall.

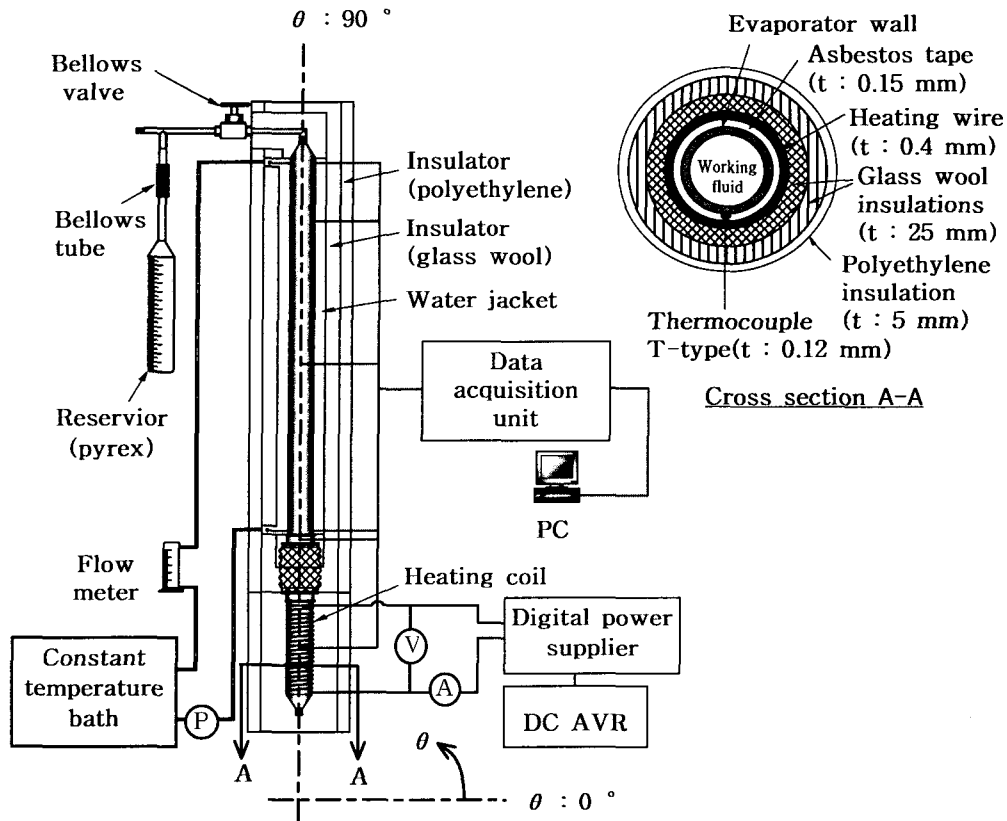


Fig. 4 A schematic diagram of the experimental apparatus part.

를 삽입하였으며, 외벽에는 T-type 열전대($t : 0.12 \text{ mm}$)를 납접에 의한 방법으로 부착하였다.

Fig. 4은 실험장치의 개략적인 그림을 보여주고 있다. 그림에서 보는 바와 같이 증발부에는 일정한 열속을 공급하기 위해 니켈-크롬(Ni-Cr, $t : 0.4 \text{ mm}$) 전기저항선을 일정한 간격으로 감고 정전압식 직류전원 공급장치(용량 1 kW)를 통하여 안정된 전류를 공급하였으며 열손실을 최소화하기 위해 여러 층의 단열재를 이용하여 단열을 유지하였다. 한편 응축부는 항온수조에서 공급되는 일정한 온도의 냉각수를 워터자켓(Water Jacket)을 통하여 응축부 아래에서 위 방향으로 순환시켜 냉각하였다. 그리고 냉각수의 입, 출구 온도를 측정하여 위해 응축부 양 끝단에 Water Mixing Cup을 설치하고 내부에 열전대를 삽입하였다. 일련의 모든 자료는 PC와 연결된 자료획득장치(Yokogawa DR230)를 통하여 수집하였다.

2.2 실험방법

먼저 충전율 변화에 대한 실험을 수행하기 위하여 선정된 충전율에 대해 작동유체의 체적을 계산하고 벨로즈 벨브를 이용하여 작동유체 저장조에 있는 작동유체를 밀폐형 2-상 열사이폰으로 이송하였다. 그리고 각각의 열량에 대해 냉각수의 온도와 유량을 제어하며 증기온도를 제어하였다. 일련의 실험은 충전율, Ψ 70%에서 10%까지 10%씩 감소시키며 진행하였다.

경사각의 영향에 대한 실험은 Fig. 4에서 보는 바와 같이 밀폐형 2-상 열사이폰이 수직인 경우 경사각, θ 를 90°로 정의하고 그 동안의 여러 실험결과^(3,4)를 근거로 판단된 최적 충전율인 50%의 작동유체 충전율을 적용하여 경사각 90°, 75°, 60°, 45°, 30°, 15°, 5° 각각의 경우에 대하여 위의 실험방법을 반복 수행하였다.

3. 관련이론 및 해석

밀폐형 2-상 열사이폰의 열전달 한계는 그동안 많은 연구가 수행되어 왔다. 본 연구에서는 앞 절에서도 언급했던 것과 같이 작동유체의 충전율, Ψ 와 길이방향 축의 경사각, θ 두 인자에 의해 발생하는 결과에 대해 수행하고자 한다.

3.1 충전율

일반적으로 밀폐형 2-상 열사이폰의 열전달 한계는 여러 가지가 요인에 의해 발생할 수 있다.^(5,6) 그러나 본 연구에서 사용된 PFC(C_6F_{14})와 같이 물(H_2O), 에탄올(C_2H_5OH), 암모니아(NH_3) 등에 비해 비교적 기화잠열이 적은 경우 충전율(Fill charge ratio) 변화에 따른 열전달 한계는 드라이-아웃(Dry-out) 한계와 플러딩(Flooding) 한계에 의해 발생하게 된다.^(3,4)

3.1.1 드라이-아웃 한계

밀폐형 2-상 열사이폰의 드라이-아웃 한계는 증발부에서 기화한 증기가 응축부에서 응축되어 하강하여 다시 증발부로 귀환하는 과정에서 증발부에 유입되는 열량이 하강하는 응축액이 기화하는 데 필요한 열량보다 클 경우 증발부 하단까지 응축액이 도달하지 못하고 기화하여 증발부 하단이 건조되는 현상이다. 본 연구에서는 식(1)과 같은 Improved Cohen and Bayley model⁽⁷⁾을 이용하여 실험값과 비교하였다.

$$\left(\frac{q_{\max}}{\rho_v h_{fg}} \right) \left[\frac{\sigma g (\rho_l - \rho_v)}{\rho_v^2} \right]^{-1/4} = \left[\frac{g \rho_l^2 (D_c / D_e)}{3 \mu_l L_e (\sigma_l g \rho_v^2 (\rho_l - \rho_v))^{1/4}} \right] \times \left[\frac{V_l / \pi D_c}{4 L_c / 5 + L_a + (D_e / D_c)^{2/3} (L_a + 3 L_e / 4)} \right]^3 \times \left[\frac{(V_e / V_l) \Psi - \rho_v / \rho_l}{1 - \rho_v / \rho_l} \right]^3 \quad (1)$$

3.1.2 플러딩 한계

Wallis,⁽⁸⁾ Kutateladze⁽⁹⁾는 수직관 2-상 유동에서 플러딩에 대한 증기와 액체유동 사이의 상관식을 식(2), (3)과 같이 각각 나타내었다.

$$j_v^{*1/2} + m j_l^{*1/2} = C_w \quad (2)$$

여기서, $j_i^* = j_i \rho_i^{1/2} [gD(\rho_l - \rho_v)]^{-1/2}$ 이다.

$$K_v^{1/2} + K_l^{1/2} = C_k \quad (3)$$

여기서, $K_i = j_i \rho_i^{1/2} [g\sigma(\rho_l - \rho_v)]^{-1/4}$,

$$j_i = \dot{m}_i / \rho_i A, \quad i = l, v \text{이다.}$$

한편 Wallis and Makkenchery⁽¹⁰⁾는 플러딩과 관직경과 상관식을 식(4)와 같이 나타내었다. 그리고 Faghri et al.⁽¹¹⁾은 이 상관식을 밀폐형 2-상 열사이폰에 적용시켜 다음과 같은 식(5)를 제시하였다.

$$\frac{C_k}{C_w} = Bo^{1/4} \quad (4)$$

$$C_k^2 = K = \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0.14} \tanh^2 Bo^{1/4} \quad (5)$$

그리고 이러한 플러딩 현상에 의한 밀폐형 2-상 열사이폰의 플러딩 한계를 식(6)과 같이 나타내었다. 본 연구에서는 식(6)을 관직경에 대한 무차원적인 Bo 수를 적용하여 식(7)과 같이 나타내었다.

$$Q_{\max} = Kh_{fg} A [g\sigma(\rho_l - \rho_v)]^{1/4} \times [\rho_v^{-1/4} + \rho_l^{-1/4}]^{-2} \quad (6)$$

$$Q_{\max} = \frac{\pi K h_{fg}}{4} Bo^2 \frac{\sigma^{5/4}}{[g(\rho_l - \rho_v)]^{3/4}} \times [\rho_v^{-1/4} + \rho_l^{-1/4}]^{-2} \quad (7)$$

3.2 경사각

Hahne and Gross,⁽¹²⁾ Faghri et al.⁽⁵⁾ 연구에 의하면 경사각(Tilt angle)이 밀폐형 2-상 열사이폰의 열전달 한계에 미치는 영향은 적지 않다. 경사진 경우의 증발부 내부 2-상 유동은 수직인 경우에 비해 매우 안정적이며 작동유체 풀(pool)의 높이는 현저히 감소한다. 이러한 경사각이 열전달 한계에 미치는 영향에 대한 해석적 연구는

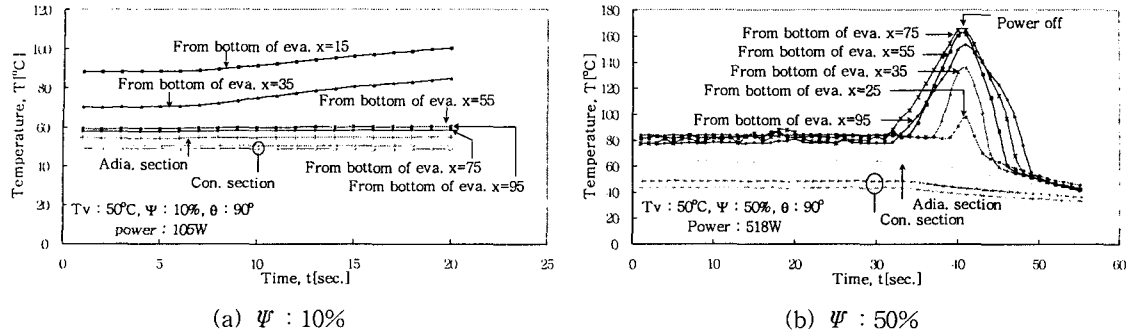


Fig. 5 Axial wall temperature distributions along the 2-phase closed thermosyphon at the limitation.

Pirotto⁽¹³⁾가 식(8)과 같은 상관식을 제시하였다. 하지만 본 연구에서는 반복 실험을 통하여 얻은 결과로부터 수정된 식(9)를 제시할 수 있었다.

$$q_{max} = C \left(\frac{D}{L_e} \right)^{0.9} \sin^{0.3} \theta \quad (8)$$

여기서, C : 작동유체에 따른 상수

θ : 수평면으로부터의 경사각 [rad.]

$$q_{max} = C \left(\frac{D}{L_e} \right)^{0.9} \times [-0.83(\theta^3 - 1.6\theta^2 - 0.2\theta - 0.79)] \quad (9)$$

여기서, C : $3.46 \times 10^2 \text{ kW/m}^2$

4. 실험결과 및 고찰

Fig. 5의 (a), (b)는 충전율이 각각 10%, 50%인 경우의 열전달 한계시 나타나는 벽면온도분포를 보여주고 있다. 충전율이 10%인 경우(a) 대부분의 작동유체는 열전달 사이클에 참여하여 증발부에서 액체 풀(pool)을 형성하지 못한다. 이러한 경우 귀환하는 응축액은 증발부의 벽면을 따라 액막의 형태로 귀환하게 되고 증발부 하단으로 갈수록 액막 두께는 점점 얇아지게 된다. 이때 귀환하는 응축액과 유입되는 열량 사이의 에너지 균형이 깨어지게 되면 증발부 하단에서부터 액막이 건조되어 온도가 상승하게 된다. 그림에서도 알 수 있듯이 하단에서 15 mm, 35 mm인 지점이 건조되어 나머지 부분에 비해 온도가 높으며 나머지 부분(증발부 하단에서 55, 75, 95 mm)은 정

상적으로 작동됨을 알 수 있다. 이러한 온도분포는 밀폐형 2-상 열사이폰에서 작동유체의 충전율이 비교적 적을 때 발생하는 드라이-아웃 한계의 전형적인 온도분포라 할 수 있다. 한편 충전율이 50%인 경우(b) 증발부의 전 구간이 일정한 온도분포를 가지다 증발부 하단으로부터 75 mm, 95 mm인 지점에서 불안정한 상태에서 갑자기 상승하는 것을 알 수 있다. 충전율이 50%인 경우 작동유체는 증발부에서 액체 풀을 형성하여 전구간에서 거의 일정한 온도분포를 갖게 된다. 이때 열전달 한계가 발생하게 되면 갑자기 온도가 상승하게 된다. 본 연구에서와 같이 물, 에탄올, 암모니아 등에 비해 비교적 기화잠열이 적은 경우 열량당 발생하는 증기량은 상대적으로 많아지게 되며 단면적을 통과하는 증기의 속도는 빨라지게 된다. 이러한 경우 증기의 속도가 가장 빠른 증발부 상단(단열부)에서 상승하는 증기와 하강하는 응축액막 사이의 전단응력에 의해 발생하는 플러딩 현상에 의해 열전달 한계가 발생하게 된다. Fig 6은 열전달 한계시 증발부 벽면의 온도

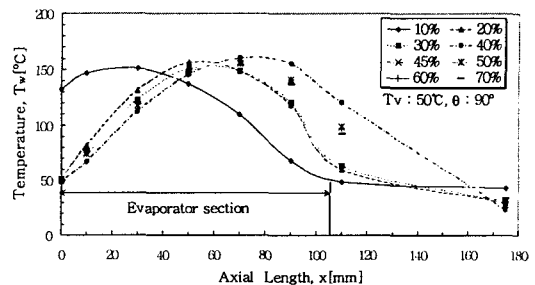


Fig. 6 Evaporator wall temperature distributions for various fill charge ratios at the limitation.

분포로 증발부 벽면온도의 최고점이 150°C가 될 시점을 기준으로 각 충전율에 따라 나타낸 그림으로 충전율이 증가할수록 상승하는 온도의 위치가 증발부 하단에서 상단으로 이동함을 알 수 있다. 즉, 이것은 충전율이 적은 경우 증발부 하단에서 건조가 발생하여 온도가 상승하는 드라이-아웃 한계에 의한 열전달 한계가 발생하며 충전율이 비교적 많은 경우 플러딩 한계에 의해 증발부 상단에서 온도가 상승하게 됨을 보여주고 있다.

Fig. 7은 충전율 변화에 따른 열전달 한계를 나타낸 그림이다. 그림에서 충전율이 40% 이상인 지점에서는 충전율과 무관하게 거의 일정한 값을 나타내며 10~20%에서는 드라이-아웃 한계 상관계인 Improved Cohen and Bayley model⁽⁷⁾과 유사한 경향을 나타냄을 알 수 있다.

Fig. 8은 충전율 50%에 대하여 플러딩 한계 시 식(2)~(5)를 이용하여 Kutateladze 수, K 와 Bond 수, Bo 와의 관계를 나타낸 그림이다. 그림에서 보면 Bo 수가 약 18.3($D=15.9$ mm), 27.6($D=22.2$ mm)일 때 K 수는 약 1.76, 1.9의 값을 나타내며 Tien and Chung⁽¹⁵⁾의 상관식과 유사한

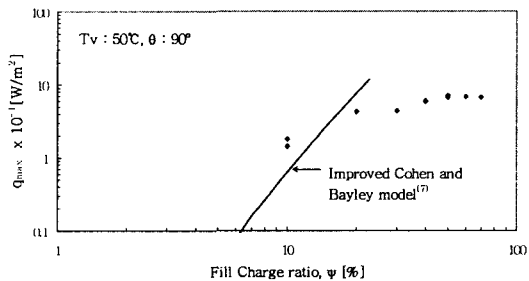


Fig. 7 Maximum heat flux versus fill charge ratio.

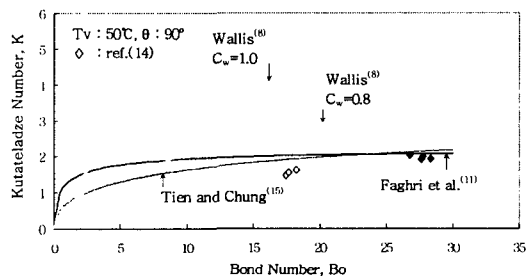


Fig. 8 Kutateladze number versus Bond Number at flooding limitation.

경향을 나타낸다.

Fig. 9는 Bo 수에 따른 플러딩 한계를 나타낸 그림으로 식(4)에서 $C_w=0.8$ 을 적용한 플러딩 한계 상관식, 식(7)과 잘 일치함을 알 수 있다. 열전달 한계값은 Bo 수가 약 18.3($D=15.9$ mm), 27.6($D=22.2$ mm)일 때 각각 약 200 W, 500 W 정도의 값을 나타내었다.

Fig. 10은 충전율 50%, 증기온도 50°C일 때 길이 방향 축의 경사각에 따른 열전달 한계를 나타낸 그림으로 Piroo⁽¹³⁾의 상관식과 실험 데이터로부터 얻은 결과식, 식(9)을 나타낸 그림이다. 열전달 한계값은 서서히 증가하다 경사각이 60°일 때 최대값 91.1 kW/m²($Q=620$ W)을 가지며 이후 서서히 감소함을 알 수 있다. 수직인 경우와 비교하여 최대값($\theta=60^\circ$)은 약 30% 정도 증가하였으며 경사각 θ 가 30° 이하에서는 감소한 것으로 나타났다. 이러한 결과는 충전율이 50%인 경우 경사각 90~45° 사이 작동유체가 증발부와 접수되는 면적은 증발부 표면적의 50%가 되나 그 이하 경사각이 점점 낮아지게 되면 작동유체가 응축부 쪽으로 넘어가게 되며 증발부와 접수되는

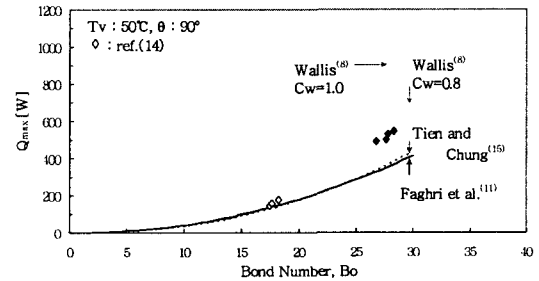


Fig. 9 Flooding limitation versus Bond number.

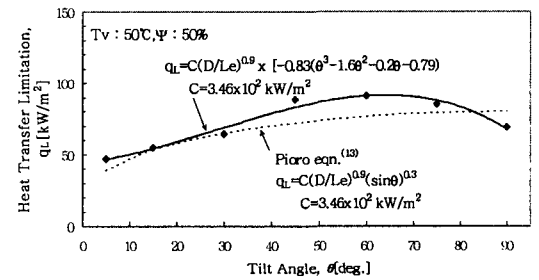


Fig. 10 Variations of heat transfer limitation versus tilt angle.

면적은 점점 줄어들게 된다. 즉, 이러한 경우 모세 구동력이 없는 밀폐형 2-상 열사이폰의 경우 건조되어 있는 부분이 많아지며 결국 열전달 한계는 점점 줄어들게 되기 때문이다.

5. 결 론

본 연구를 통하여 충전율과 경사각이 밀폐형 2-상 열사이폰의 열전달 한계에 미치는 영향에 대하여 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

(1) 충전율 변화에 따른 열전달 한계는 충전율이 비교적 적은 경우($\psi < 20\%$) 드라이-아웃 한계에 의해 증발부 하단이 건조되어 온도가 상승하는 것을 볼 수 있었으며 Improved Cohen and Bayley model⁽⁷⁾과 유사한 경향을 나타냄을 알 수 있었다. 충전율이 비교적 많은 경우($\psi \geq 40\%$)의 열전달 한계는 충전율에 비교적 무관한 플러딩 한계로 증기의 속도가 최대인 증발부 상단에서 온도가 상승하는 것을 볼 수 있었다. 그리고 Ku - $tatladze$ 수의 경우 Tien and Chung이 제시한 상관식과 유사한 경향을 나타냈으며 플러딩 한계에 의한 최대 열량은 Faghri et al.이 제시한 상관식을 Bond 수로 치환한 식(7)에서 $C_w = 0.8$ 인 경우의 Wallis의 상관식이 잘 일치함을 알 수 있었다.

(2) 충전율, $\psi = 50\%$ 인 밀폐형 2-상 열사이폰의 길이방향 경사각에 따른 열전달 한계는 경사각이 증가함에 따라 점점 증가하다 경사각, $\theta = 60^\circ$ 에서 최대값을 가지며 이후 감소하였다. 이러한 결과는 수직인 경우와 비교하여 최대값에서 약 30% 정도 향상되었으며 $\theta \leq 30^\circ$ 에서는 수직인 경우에 비해 다소 낮은 값을 나타내었다. 그리고 실험결과를 토대로 최소자승법을 이용한 곡선적합화를 통하여 식(9)를 제시할 수 있었다.

참고 문헌

1. Murase, T., Sasaki, C., Matsumoto, Kimura, Y., Kotani, M. and Sotani, J., 1993, Power Semiconductor Device Cooling System Using Electrically Insulated Heat Pipe [POWERKICKER-E] for Rolling Stock, Furokawa Review, No. 12, pp. 82-93.
2. Figus, C., Dunbar, N. and Super, W., 1997, Microscopic Modelling and Test Evaluation of a Capillary Pumped Evaporator, 10th IHPC, Stuttgart, Germany, A2-8, pp. 78-85.
3. Kim, C. J., Kang, H. K., Lee, J. S., Hong, S. E. and Park, Y. J., 1999-2000, Design and Manufacturing of the Heat Sink Using Heat Pipes, Hyundai Heavy Industry Co., Report.
4. Park, Y. J., 2001, The Effect of Fill Charge Ratio on Heat Transfer Performance in PFC Thermosyphon, Sungkyunkwan Univ., Master Thesis.
5. Faghri, A., 1995, Heat Pipe Science and Technology, Taylor & Francis, pp. 385-398.
6. Peterson, G. P., 1994, An Introduction to Heat Pipes, John Wiley & sons INC., pp. 85-93.
7. Shiraiishi, M. Yoneya, M. and Yabe, A., 1984, Visual Study of Operating Limit in the Two-Phase Closed Thermosyphon, 5th IHPC, pp. 10-17.
8. Wallis, G. B., 1969, One-Dimensional Two-Phase Flow, McGraw-Hill.
9. Kutateladze, S. S., 1972, Elements of Hydrodynamics of Gas-Liquid Systems, Fluid Mechanics Soviet Research, Vol. 14, pp. 29-50.
10. Wallis, G. B. and Makkenchery, S., 1974, The Hang Film Phenomenon in Vertical Annular Two-Phase Flow, ASME J. of Fluids Engineering, No. 3, pp. 297-298.
11. Faghri, A., Chen, M. M. and Morgon, M., 1989, Heat Transfer Characteristics in Two-Phase Closed Conventional and Concentric Annular Thermosyphons, ASME J. of Heat Transfer, Vol. 111, pp. 611-618.
12. Gross, U. and Hahne, E., 1986, Reflux Condensation Inside a Two-Phase Thermosyphon at Pressures up to the Critical, 8th IHPC, San Francisco Ca., pp. 1613-1625.
13. Lock, G. S. H., 1992, The Tubular Thermosyphon, Oxford Univ. Press, New York, p. 158.
14. Kang, H. K., Kim, J. J. and Kim, C. J., 1999,

A Study on Heat Transfer Limitation for a Perfluorocarbon Heat Pipe, SAREK, Vol. 11 No. 3, pp. 313-320.

15. Tien, C. L. and Chung, K. S., 1978, Entrainment Limits in Heat Pipes, 3rd IHPC, Palo Alto, California, pp. 36-40.