

PFC 히트파이프의 열전달 한계에 관한 연구

A study on heat transport limitation for a perfluorocarbon heat pipe

강 환 국*, 김 재 진**, 김 철 주***
H. K. Kang, J. J. Kim, C. J. Kim

Key words: Heat pipe(히트파이프), Thermosyphon(열사이폰), Heat transport limitation(열전달 한계), Boiling heat transfer coefficient(비등 열전달 계수), Flooding(플러딩)

ABSTRACT

A PFC(Perfluorocarbon) heat pipe has been used recently for cooling of GTO(gate turn off) thyristors or diodes in electric commuter trains. The present study was conducted to determine heat transport limitation of a PFC heat pipe which is one of the important parameters in heat pipes design. The variables such as tube diameter, fill charge ratio, internal surface structure and operating temperature were examined by way of experiment. Experimental data showed that the heat transport limitation of PFC heat pipe was considerably low and mostly dependent on tube diameter, with the value of 440~500 W for $d_o=22.23$ mm and 150~200 W for $d_o=15.88$ mm. The other parameters had negligible effects, except for the case of small charge ratio less than 30%. Some correlations proposed by previous studies were in agreement with data from this study within 10~30%.

기 호 설 명

A : 표면적 [m^2]
 A_v : 증기유동 단면적 [m^2]
 Bo : Bond 수 [$d\sqrt{\frac{g(\rho_l - \rho_g)}{\sigma}}$]
 d : 열사이폰 내경 [m]
 d_o : 열사이폰 외경 [mm]
 g : 중력가속도 [m/s^2]
 h : 열전달 계수 [W/m^2K]
 l : 길이 [m]
 Q : 열유동율 [W]
 q_L : 열전달 한계 [W/m^2]
 h_{fg} : 증발잠열 [J/kg]

r_{hs} : 표면기공의 수력반경 [m]
 T : 온도 [$^{\circ}C$]
 V_e : 작동유체 충전율 [$\frac{\text{작동유체체적}}{\text{증발부체적}}$]
 We : Webber 수 [$\frac{K_1\rho_v v_v^2 A_s}{2K_2 C_s \sigma}$]
 x : 증발부 바닥으로부터의 거리 [cm]

그리스 문자

ρ : 밀도 [kg/m^3]
 σ : 표면장력 [N/m]
 ϕ : 열전대 소선 외경 [mm]

하첨자

a : 단열부

* 성균관대학교 기계기술연구소
 ** 성균관대학교 대학원
 *** 성균관대학교 기계공학과

- c : 응축부
- e : 증발부
- v : 증기
- l : 액체
- w : 벽면

1. 서 론

오늘날 전기 철도 차량의 속도제어에는 A.C모터의 속도를 제어하는 방식을 많이 사용하고 있고 이 경우 여러 개의 GTO 사이리스터(gate turn off thyristor)와 다이오드가 필요하다.^(1, 2) 그런데 이러한 반도체 소자들은 스위칭 또는 저항열로 손실열을 발생하며 반도체의 용량에 따라 차이가 있으나 전기 철도 차량의 경우 소자당 약 1~2 kW의 열이 발생한다. 따라서 이들 소자들이 적정온도범위(100~120℃미만)를 유지하기 위해서는 소자의 발생열을 외부로 방출시켜야 한다. 지난 30여 년 동안 이러한 반도체 소자 냉각에는 강제대류, 침적 비등, 히트파이프식 냉각방법이 적용되어 왔다. 최근에는 히트파이프식 냉각방법이 유지보수, 크기 및 중량 등 여러 측면에서 상대적으로 유리하기 때문에 히트파이프식 냉각방법을 주로 사용하고 있다.^(3, 4)

Fig. 1은 히트파이프식 냉각기의 개요를 보여주고 있으며 3개의 히트파이프 응축부에는 핀, 증발부에는 블록이 설치되어 있다. 그런데 이러한 용도의 히트파이프는 몇 가지 제한조건을 만족시켜야 한다. 냉각기의 증발부 블록은 20 kV 이상의 고전압이 작용하기 때문에 응축부와 증발부는 전기적 절연성이 필요하다. 따라서 히트파이프의 몸체는 증발부와 응축부 사이의 단열부에 길이 4~5 cm 세라믹관을 접합하여 사용한다. 그리고 작동유체도 전기적으로 절연성을 가져야 하며 흑한의 겨울철에 냉시동 상태에서 정상작동할 수 있도록 작동유체의 3중점이 예상 최저 외기 온도 보다 낮은 값을 가져야 한다. 또한 차량의 화재를 예상하여 작동유체가 가연성이 아니어야 한다. 이 외에도 작동유체가 오존층 파괴와 같은 환경저해 요인이 없어야 한다. 이러한 제한적 조건에 따라 GTO 사이리스터 냉각용 히트파이프의 작동유체로는 Perfluorocarbon(PFC, C₆F₁₄)을 주로 사용하고 있다.^(1, 2, 4) 그런데 이 유체는 유사한 작동온도 범위에서 많이 사용하는

물, 알코올 등에 비하여 열전도도와 표면장력이 작고, 특히 증발잠열은 물에 비하여 약 1/25정도로 매우 작다. 따라서 동일 열유속에 대하여 물이나 에탄올 등 유사한 작동온도범위를 갖는 작동유체에 비하여 증기 질량유동율이 상대적으로 매우 크다.⁽⁵⁾ 이러한 원인에 의하여 풀러딩에 의한 열전달 한계가 물, 알코올 등의 경우에 비하여 매우 작은 특성이 있으며, 따라서 이러한 성질은 열전달 계수의 예측과 함께 PFC 히트파이프 설계의 주요 변수가 된다. 그 동안 PFC 히트파이프의 비등 및 응축 열전달 계수와 관련 인자들의 영향에 대해서는 강환국등⁽⁵⁾에 의하여 연구가 이루어졌다. 그러나 PFC 히트파이프의 열전달 한계와 관련 메커니즘에 대해서는 설계에 필요한 연구결과가 충분하지 못하다. 따라서 본 연구에서는 중력장의 도움을 받는 PFC 히트파이프 및 열사이폰을 대상으로 열전달 한계와 관련인자의 영향을 파악하고 예측 상관식들에 대한 적용성을 검토하고자 하였다. 이 연구를 위하여 PFC를 작동유체로 하는 히트파이프와 열사이폰을 설계 및 제작하였고 열전달 한계 측정을 위한 실험을 수행하였다. 그리고 실험결과로부터 PFC 히트파이프의 열전달 한계를 풀러딩 한계로 파악하고 Imura⁽⁶⁾, Katto⁽⁷⁾, Fukano⁽⁸⁾, Wallis⁽⁹⁾, Chi⁽¹⁰⁾ 등의 풀러딩 또는 비산한계에 관한 연구 결과들을 검토하고 실험결과와 비교하였다. 아울러 작동유체 충전율, 관의 내부 표면상태, 증기압, 열유속이 열전달 한계에 미치는 영향을 검토하였다.

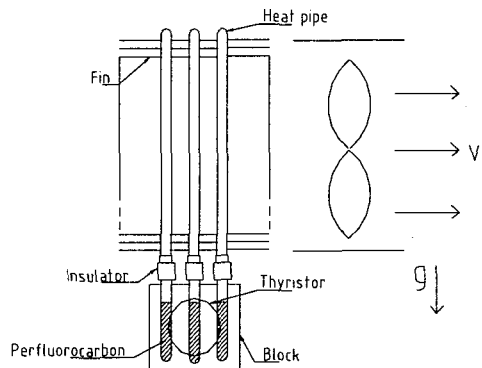


Fig. 1 Schematic of heat pipe heat sink device for cooling of GTO thyristors in electric commuter trains.

2. 히트파이프의 열전달 한계 상관식

일반적으로 히트파이프의 열전달 한계는 발생 메커니즘에 따라 모세관, 비등, 음속, 비산한계로 구분되며⁽¹⁰⁾ 각 메커니즘에 대한 한계 열유속을 예측하기 위한 해석적 모델이 많은 연구자들에 의하여 정립되었다. 작동유체가 PFC와 같이 증발잠열과 표면장력이 작은 물질의 기화과정에서는 증기의 생성율이 크기 때문에 플러딩 현상이 보다 용이하게 발생할 수 있다. 그리고 본 연구와 같이 중력장의 도움을 받는 히트파이프는 열전달 메커니즘과 유동에서 열사이폰과 유사하다. 이러한 관점에서 내부에 그루브가 있는 히트파이프와 표면이 매끈한 열사이폰을 대상으로 플러딩 또는 히트파이프의 비산한계에 관한 여러 연구자의 상관식의 유용성을 검토하였다.

Wallis⁽⁹⁾는 액막이 하강 유동하는 수직파이프에 가스를 주입하여 플러딩 발생조건에 대하여 실험한 후 다음의 상관식을 제시하였다.

$$q_L = \frac{C^2 d h_{fg} [g d \rho_v (\rho_l - \rho_v)]^{1/2}}{4 l_e \left[1 + \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{1/4} \right]^2} \quad (1)$$

여기서 $C=0.725$.

Tien과 Chung⁽¹¹⁾은 Wallis의 플러딩⁽⁹⁾ 상관식을 기초로 실험 데이터로부터 다음의 상관식을 제시하였다.

$$q_L = 0.8 \frac{d}{l_e} h_{fg} [\sigma g \rho_v^2 (\rho_l - \rho_v)]^{1/4} \times \frac{[\tanh(0.5Bo^{1/4})]^2}{\left[1 + \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{1/4} \right]^2} \quad (2)$$

$$\text{여기서 } Bo = d \left[\frac{g(\rho_l - \rho_v)}{\sigma} \right]^{1/2}$$

Katto⁽⁷⁾는 제한된 유로(channel)에서 한계열유속에 대한 차원해석을 수행하고 개방형 열사이폰에 대한 실험결과를 이용하여 다음의 상관식을 제시하였다.

$$q_L = 0.1 \frac{h_{fg} [\sigma g \rho_v^2 (\rho_l - \rho_v)]^{1/4}}{\left[1 + 0.491 \frac{l_e}{d} Bo^{-0.30} \right]} \quad (3)$$

Imura⁽⁶⁾등은 밀폐형 2상 열사이폰의 한계열유속에 대한 실험적 결과와 Katto상관식을 기초로 한 무차원 해석결과로부터 다음의 상관식을 제시하였다.

$$q_L = 0.16 \frac{d}{l_e} h_{fg} [\sigma g \rho_v^2 (\rho_l - \rho_v)]^{1/4} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0.13} \quad (4)$$

Fukano⁽⁸⁾은 가시화를 통하여 증발부 풀(pool)내의 급격한 비등이 응축액의 유동을 차단함으로써 dry-out이 발생함을 보이고 열사이폰이 작동할 때 액체 풀의 높이와 기포 이동속도를 고려하여 다음의 상관식을 제시하였다.

$$q_L = 2.0 \left(\frac{d}{l_e} \right)^{0.83} V_e^{0.03} h_{fg} [\sigma g \rho_v^2 (\rho_l - \rho_v)]^{1/4} \times \left\{ \frac{[\sigma g (\rho_l - \rho_v)]^{1/2}}{h_{fg} \rho_v} \right\}^{0.2} \quad (5)$$

Chi⁽¹⁰⁾는 히트파이프 워(wick)내 액체의 표면장력에 의한 힘과 증기유동에 의한 전단력의 평형 조건($We=1$)에서 비산(entrainment) 한계를 다음과 같이 제시하였다.

$$q_L = A_v h_{fg} \left(\frac{\sigma \rho_v}{2r_{hs}} \right) / A_e \quad (6)$$

이외에 Kim⁽¹³⁾은 히트파이프내 응축액막과 증기유동 사이의 전단력에 의한 열전달 한계에 대하여 많은 상관식을 검토하였다.

3. 실험 장치 및 실험 방법

실험용으로 제작된 히트파이프와 열사이폰의 제원은 Table 1과 같다. Fig. 2는 본 실험용으로 사용한 $d_o=15.88$ mm 구리관의 내벽 그루브의 구조를 보여주고 있다. 외경 15.88 mm과 22.23 mm의 내부 그루브형 히트파이프는 국내 전철의 동력제어용 IGBT(insulated gate bipolar transistor),

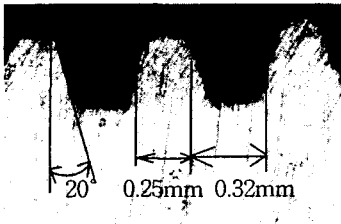


Fig. 2 Microscopic structure of grooved tube.

또는 GTO thyristor 냉각용으로 적용하고 있으며 그 동안 일본에서 전량 제작하여 공급하고 있다.

제작된 히트파이프는 Fig. 3과 같이 실험장치를 구성하여 성능실험을 수행하였다. 먼저 증발부에는 전기저항선을 증발부 벽면에 균일하게 감고 외부를 단열하였다. 응축부에는 수냉각 용기를 설치하고 입, 출구의 온도와 유량을 계측하여 이송열량을 계산하였다. 온도 계측을 위해 증발부와 응축부에 각각 4개, 단열부에 2개의 열전대를 부착하였다. 이때 히트파이프의 벽에 홈을 가공한 후 열전대(T-type, $\phi=0.12$ mm)가 홈에 밀착되도록 납으로 부착하고 그 위를 접착제로 보강하였다. 실험은 냉각수 온도와 유량의 제어를 통하여 증기온도($T_v=T_a$)를 초기 설정된 값에 일정하게 유지하면서 열전달 한계에 도달 할 때까지 열부하를 단계적으로 증가시켰다. 주어진 열부하에서 히트파이프가 정상 작동할 때 3초간격으로 측정점의 온도를 온도계측기(DA100,

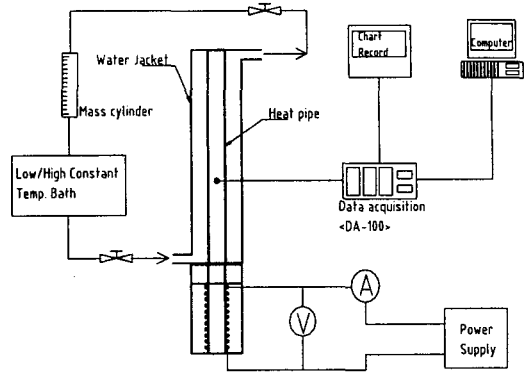


Fig. 3 Schematic of experimental setup for heat pipe performance test.

Yokogawa Co.)로 기록하였고 각 지점에 대하여 약 50개의 측정값을 평균하였다.

열부하 크기가 열전달 한계에 접근하여 도달하면 히트파이프의 증발부 상단의 온도가 시간에 대해 증감을 반복하며 더욱 열부하를 증가시켜 열전달 한계에 도달하면 증발부벽의 온도가 급격히 증가하게 된다. 이러한 불안정한 작동을 할 때에는 측정점의 온도를 1.5초의 간격으로 기록하였다. 일련의 열부하 변화 실험을 종료하면 증기온도를 새로운 값에 설정하고 열부하를 변화시키며 실험을 반복하여 수행하였다. 이러한 방법으로 증기온도 변화에 따른 열전달 계수 및 열부

Table 1 Design parameters of heat pipes and thermosyphons fabricated for the present study

Type	Heat pipe		Thermosyphon
Internal Surface of Tube	Inner Grooved Surface Groove Thickness : 0.32 mm Groove Fin Thickness : 0.25 mm Groove Depth : 0.28 mm		Smooth Surface
Charge Ratio	100 %	100 %, 70 %, 30 %	100 %, 70 %
Container Dimension	Outer Diameter : 22.23 mm	Outer Diameter : 15.88 mm	
	Inner Diameter : 21.23 mm	Inner Diameter : 13.76 mm	
	Length of Evaporator : 110 mm Length of Adiabatic section : 70 mm Length of Condenser : 420 mm		
Container Material	Copper		
Working Fluid	Perfluorocarbon(C ₆ F ₁₄)		

하 한계를 계속하였다. 열전달 계수는 증발부, 단열부, 응축부 벽의 시간 및 면적 평균 온도 값 $\overline{T_e}$, $\overline{T_a}$, $\overline{T_c}$ 를 구하고 아래 식으로 계산하였다.

$$h_e = \frac{Q}{A_e (\overline{T_e} - \overline{T_a})} \quad (7)$$

$$h_c = \frac{Q}{A_c (\overline{T_a} - \overline{T_c})} \quad (8)$$

4. 결과 및 고찰

4.1 벽면온도의 변화와 플러딩 현상

Fig. 4는 외경 15.88 mm, 증발부 체적에 대한 작동유체의 충전율 $V_e=70\%$ 인 히트파이프에서 증기온도 $T_v=60^\circ\text{C}$ 일 때 증발부 열유속이 열전달 한계에 접근된 $q_e=35 \text{ kW/m}^2$ 일 때 각 측정점의 시간에 대한 벽면온도의 변화를 나타낸 그림이다. 그림에서 증발부 하단으로부터 $T_c(x=2 \text{ cm})$, $T_c(x=4 \text{ cm})$ 인 두 측정점의 온도는 시간에 대해 일정한 값을 유지하고 있다. 그러나 하단으로부터 $T_c(x=7 \text{ cm})$, $T_c(x=9 \text{ cm})$ 에 위치한 두 측정점에서는 온도가 시간에 따라 약 25°C 의 진폭과 약 30초 주기의 큰 진동을 나타내고 있다. 이러한 진동은 간헐적으로 증발부 벽면에서 국소

건조가 일어나기 때문이며 플러딩의 영향으로 보인다. 이러한 온도진동의 메커니즘에 대해서는 Fukano⁽⁸⁾, Chi⁽¹²⁾등 많은 연구자의 논문에서도 확인 할 수 있다. Fig. 4에서 온도진동이 발생하는 위치는 증발부 하단으로부터 약 6 cm 상부의 영역이며 측정된 두 점의 온도진동은 약 10초의 위상차를 나타내었다. 이러한 결과는 먼저 약 7 cm 지점에서 플러딩에 의해 dry-out이 발생하면 플러딩에 의해 증발부로의 응축 액막 흐름이 정지하여 dry-out지점이 상단으로 진행되기 때문으로 볼 수 있다. 그러나 이 영역의 열부하 조건에서도 증발부 하단에서는 작동유체가 풀을 이루고 있기 때문에 여전히 그루브에 작동유체가 존재하여 균일한 온도를 유지하고 있다. 즉, 플러딩에 의해 증발부 상단에서 국소 dry-out이 단속적으로 진행하더라도 그 하단에서 비등이 지속되기 때문에 작동불능 상태에는 도달되지 않는다. Fig. 5는 열유속을 더욱 증가시켰을 때 증발부 대부분의 영역이 dry-out에 도달되는 과정을 보여 준다. 먼저 플러딩에 의해 dry-out이 발생하면 앞에서 설명한 것과 같이 증발부 상단의 $T_c(x=7 \text{ cm})$, $T_c(x=9 \text{ cm})$ 값들의 진동은 없어지고 단순 증가하였으며 약 300초 후에 $170\sim 190^\circ\text{C}$ 에 도달되었고, 여기서 과열을 방지하기 위하여 열부하를 제거하였다. 그러나 그림에서 보는 것과 같이 이 열부하 조건에서도 증발부 최하단에서는

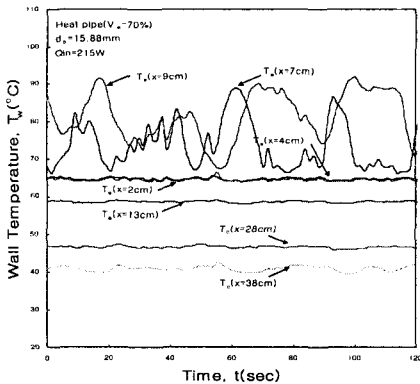


Fig. 4 Oscillations of local wall temperature with time at the upper part of evaporator for $q_e=40 \text{ kW/m}^2$ a heat flux reaching the limitation.

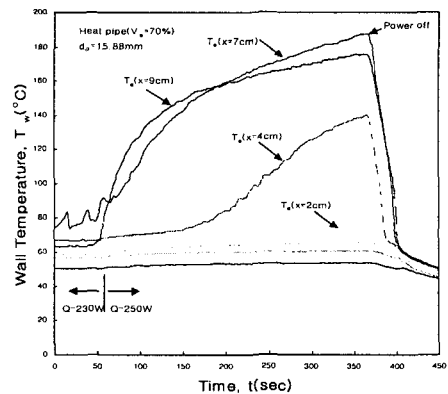


Fig. 5 Monotonous increases in temperature with time of as the heat flux increased from $Q=230 \text{ W}$ to $Q=250 \text{ W}$.

여전히 기화가 발생하여 온도가 일정한 것을 볼 수 있다. 따라서 더욱 열부하를 증가시키면 증발부 전구간에서 dry-out이 일어나며 급격한 과열이 예상된다. Fig. 6은 길이방향으로의 벽면온도 분포를 보여준다. 온도진동이 일어나는 경우에는 시간평균으로 구한 벽면온도를 사용하였다. 170 W의 열부하 영역까지는 증발부 및 응축부 온도가 비교적 균일한 온도분포를 나타내고 있다. 열부하가 170 W이상의 영역에 도달하면 증발부 상단은 플래딩에 의하여 온도진동과 함께 국소적인 과열이 나타났으며 이에 따라 벽면의 시간평균 온도는 급격히 상승하여 높은 과열도를 나타내고 있다.

4.2 열전달 계수의 변화와 열전달 한계

열부하 한계점에 접근하여 온도진동에 의하여 국소적인 과열이 발생하면 유효 비등 면적이 감소함으로써 증발부에서는 비등 열전달 계수의 감소를 초래한다. Fig. 7은 이 경우의 열유속 변화에 대한 열전달 계수의 변화를 나타낸 그림이다. 관 내부 형상과 충전율의 구분에 따른 4가지 경우의 비등 열전달 계수와 열유속 관계는 서로 차이가 있으나 열전달 한계는 약 33 kW/m²(160 W)로써 비교적 일치하고 있다. 비등 열전달 계수는 용기 내부의 그루브에 의한 비등 촉진효과로

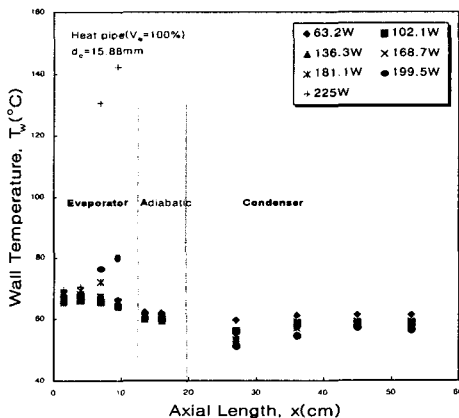


Fig. 6 Wall temperature distributions versus axial distance x from the bottom of the evaporator for the heat pipe $\phi = 15.88$ mm.

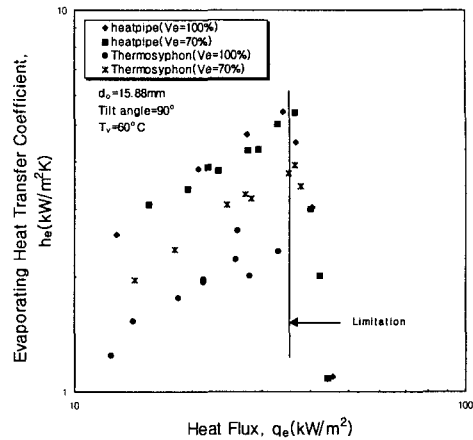


Fig. 7 Evaporating heat transfer coefficient versus heat flux for different heat pipes.

히트파이프가 열사이폰에 비하여 약 100% 크게 나타났으며 자세한 고찰은 강환국 등⁽⁵⁾의 논문에 기술되어 있다. 한편 열사이폰의 경우에는 열부하를 점차 증가시키면 증발부 벽면의 온도가 급격하게 지속적으로 증가하며 더 이상 비등이 일어나지 않는다. 이 이상의 열부하에서는 열전달이 정지되며 열전달 한계에 이른다. 그러나 히트파이프의 경우 열전달 계수가 최고치를 이루는 이후에도 국소 과열상태에서 열전달이 진행된다. 이것은 벽면 그루브에서 모세압력에 의한 영향으로 파악되며 따라서 이 구간은 모세관 한계로 보인다. 그러나 히트파이프에서 열전달 계수값이 최고점을 나타낼 때의 열전달 한계는 플래딩에 의한 것으로 보이며, 열사이폰과 히트파이프 모두 그 한계값이 비교적 일치하고 있다. 본 연구에서는 이러한 지점의 열유속을 히트파이프의 열전달 한계로 규정하였다. 이상의 결과로부터 내부에 그루브가 설치된 히트파이프와 열사이폰 모두 열전달 한계는 유사한 열부하에서 나타났으며 이러한 이유는 본 연구와 같이 중력장의 도움을 받는 히트파이프에서는 열전달 메커니즘이 열사이폰 모드로 이루어지기 때문으로 보인다. 그리고 히트파이프와 열사이폰에서 충전율의 영향은 미소하게 나타나고 있다. 또 다른 실험 결과로써 30%의 충전율을 갖는 히트파이프에서는 온도 진동은 나타나지 않았으나 열부하 증가에 따라 증

발부 하단에서 과열되는 현상이 나타났고 열유속이 약 5 kW/m^2 에서 dry-out에 의한 열전달 한계가 발생하였으며 그림에는 표시되지 않았다. 한편 Imura 등⁽⁶⁾의 연구에 의하면 일정 충전율 이상에서는 충전율이 열전달 한계에 영향을 미치지 않으며, PFC와 유사한 물성을 갖는 freon 113의 경우 열전달 한계에 영향을 미치지 않는 충전율은 30~40% 이상이었다. Fig. 8은 외경이 22.23 mm인 히트파이프의 열유속 변화에 대한 열전달 계수의 측정결과를 나타낸다. 이 경우 $T_v=60^\circ\text{C}$ 일 때 열전달 한계는 약 70 kW/m^2 (510 W)에서 발생하였으며 그 이상의 열부하에서는 열전달 계수의 감소 없이 증발부벽 전구간에서 dry-out이 발생하여 급격히 벽의 온도가 증가였고 작동이 중지되었다. Fig. 9는 외경 15.88 mm 히트파이프와 열사이폰에서 증기온도 $T_v=45\sim 70^\circ\text{C}$ 구간에서 측정된 열전달 한계와 여러 가지 상관식의 결과를 비교하였다. 열전달 한계는 증기온도에 따라 $30\sim 40 \text{ kW/m}^2$ (150~200 W)의 범위에서 발생하며 열사이폰이나 히트파이프에서 큰 차이가 없고 증기온도에 따라 열전달 한계가 지수 함수적 증가를 나타내었다. 모든 상관식들은 q_L-T_v 의 함수관계의 경향에서 비교적 일치한다. 그리고 Tien과 Chung⁽¹¹⁾의 상관식을 제외하고 대부분이 30% 정도 과대 예측하고 있다. Fig. 10은 직경이 22.23 mm인 경우의 열전달 한계를 나타낸다. 열

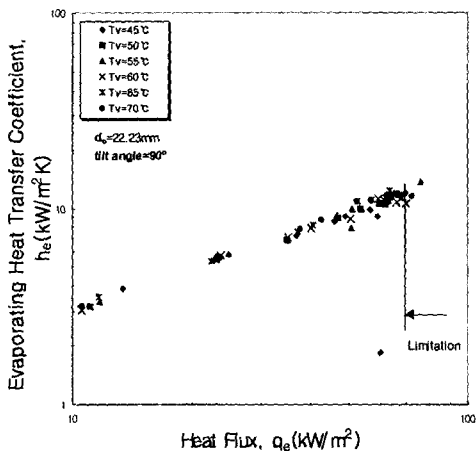


Fig. 8 evaporating heat transfer coefficient versus heat flux for the heat pipe with $\phi=22.23 \text{ mm}$.

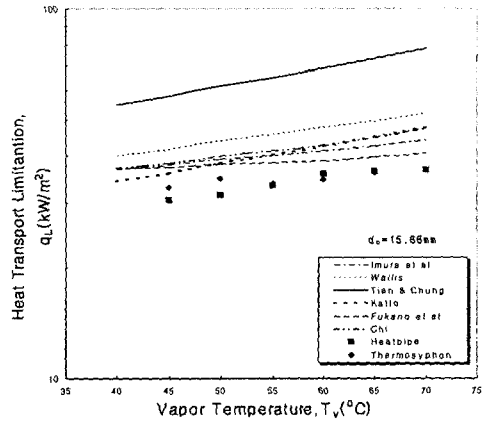


Fig. 9 Heat transport limitations for the heat pipe and thermosyphon with $\phi=15.88 \text{ mm}$ respectively.

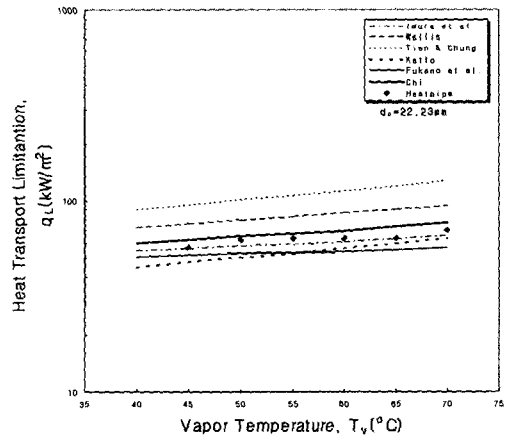


Fig. 10 Heat transport limitations for the heat pipe with $\phi=22.23 \text{ mm}$.

전달 한계의 범위는 $60\sim 70 \text{ kW/m}^2$ (440~510 W)의 범위이다. 이 경우에는 Imura, Chi, Fukano 상관식 등의 열전달 한계 예측과 측정결과가 매우 접근되었다. 이상의 고찰 내용으로부터 이들 상관식을 적용하여 PFC 히트파이프 열전달 한계의 예측이 가능하다고 생각된다.

5. 결론

PFC를 작동유체로 사용하는 내부 그루브형 히

트파이프와 열사이폰을 제작하여 열전달 한계를 측정하고 다양한 상관식들을 적용하여 그 결과를 비교하였다.

본 연구와 같이 중력장의 도움을 받는 경우 작동온도가 증기온도 $T_v=30\sim70^\circ\text{C}$ 구간에서 내부 그루브형 히트파이프는 열사이폰 모드로 작동하며 이러한 경우의 열전달 한계는 플러딩에 의한 비산한계가 지배적 인자이다. 설계인자로 30%이상의 충전율에서는 충전율의 영향은 나타나지 않았다. 내면 그루브의 유무가 열전달 한계에 미치는 영향은 미소하였다. 그러나 용기 직경은 열전달 한계에 중요한 인자로서 직경 15.88 mm의 경우는 열전달 한계가 $30\sim40\text{ kW/m}^2(150\sim200\text{ W})$, 직경 22.23 mm는 $60\sim70\text{ kW/m}^2(440\sim510\text{ W})$ 이었다. 열전달 한계 예측식은 Imura, Chi, Fukano 등의 상관식이 일치하였으며, 실험결과와 10~30% 오차범위에서 접근되었다. 열전달 한계는 증기온도 T_v 에 지수 함수적으로 증가를 나타내었다.

후 기

본 연구는 현대중공업의 '주전력 변환장치 개발에 관한 연구'의 위탁과제로 수행되었으며, 관계자 여러분께 깊이 감사의 말씀을 드립니다.

참 고 문 헌

- Murase, T., Sasaki, C., Matsumoto, K., 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.
- Murase, T., Endo, T. and Koizumi, T., 1984, Heat Pipe Cooling System for Thyristors, 5th Internal Heat Pipe Conference, Tsukuba, Japan, May, pp. 14-18.
- 김철주, 강환국, 김재진, 임광빈, 1997, 반도체 각종 히트파이프식 냉각기 관련기술, 현대중공업 주전력 변환장치 개발 위탁연구 보고서.
- Polášek and Zelko. M., 1997, Thermal Control of Electric Components by Heat Pipes and Thermosyphons. A Historical Review, 10th Internal Heat Pipe Conference, Stuttgart, Germany, X4.
- 강환국, 김철주, 김재진, 1998, Perfluorocarbon 히트파이프의 열전달 계수에 관한 연구, 한국에너지공학회지 제7권 제2호, pp. 194-201.
- Imura, H., Sasaguchi, K., Kozai, H., 1983, Critical Heat Flux in a Closed Two-Phase Thermosyphon, Int. J. Heat and Mass Transfer, Vol. 26, No. 8, pp. 1181-1188.
- Katto. Y., 1978, Generalized Correlation for Critical Heat Flux of Natural Convection Boiling in Confined Channels, Trans. of JSME, Vol. 44, pp. 3908-3911.
- Fukano, T., Kadoguchi, K. and Imuta, H., 1987, Experimental Study on the Heat Flow at the Operating Limit of a Closed Two-Phase Thermosyphon, Trans. of JSME. Ser. B, Vol. 53, No. 487, pp. 1065-1071.
- Wallis, G. B., 1969, Flooding Velocities for Air and Water in Vertical Tubes, AEEW-R123.
- Chi, 1976, Heat Pipe Theory and Practice, McGraw-Hill, New York.
- Tien, C. L. and Chung, K. S., 1979, Entrainment Limits in Heat Pipes, AIAA J., Vol. 17, No. 6, pp. 643-646.
- Nguyen-Chi, H., Groll, M. and Dang-Van, Th., 1979, Experimental Investigation of Closed Two-Phase Thermosyphons, 14th Thermophysics conf.(79-1106), Orlando, Florida.
- Kim, B. H., Kim, C. J., 1998, Entrainment Limitation of Heat Pipe and Thermosyphon, Proceedings of the Korea Solar Energy Society, pp. 21-28.