

## 전력제어 반도체용 히트파이프 냉각기의 열전달 성능 연구

강 환 국<sup>\*</sup>, 김 재 진<sup>\*</sup>, 김 철 주<sup>\*\*</sup>

(주) 대홍기업 기술연구소, \*MSO 정보통신, \*\*성균관대학교 기계공학부

### A Study on Heat Transfer Performances of a Heat Pipe Heat Sink for Power Control Semiconductors

Hwan-Kook Kang<sup>\*</sup>, Jae-Jin Kim<sup>\*</sup>, Chul-Ju Kim<sup>\*\*</sup>

R & D Lab., Daehong Enterprise Co. LTD, Seoul 150-104, Korea

\*MSO Information & Communication, Kyungki 463-070, Korea

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

(Received December 20, 2000; revision received June 4, 2001)

**ABSTRACT:** In these days, heat pipe heat sink has been widely applied to power controllers for railway substations to remove heat from power semiconductors (diodes or thyristors). The heat pipe heat sink consists of a aluminum heating block for mounting the thyristor, 2~3 heat pipes and large number of aluminum fins. The present study was to get fundamental informations of the structure, design parameters and heat transfer performances of heat pipe heat sink. Series of operational test for a unit with 3 heat pipes were performed and its heat flow circuit was analysed from the experimentally obtained data on wall temperature distribution. Total resistance was ranged 0.02~0.03°C/W for a power range from 40 W to 400 W. The time to get the steady state was approximately longer than 20 minutes, and overshooting was not occurred during start up operation.

**Key words:** Heat pipe(히트파이프), Heat sink(냉각기), Boiling(비동), Condensation(응축), GTO thyristor(GTO 싸이리스터)

#### 기 호 설 명

$A$  : 면적 [ $m^2$ ]

$C_p$  : 비열 [ $J/kgK$ ]

$C_{sf}$  : 액체-고체 표면에 따른 상수

$D$  : 히트파이프 내경 [ $m$ ]

$g$  : 중력 가속도 [ $m/s^2$ ]

$h$  : 열전달계수 [ $W/m^2K$ ]

$h_{fg}$  : 증발잠열 [ $J/kg$ ]

$k$  : 열전도계수 [ $W/mK$ ]

$L$  : 핀 끝으로부터의 거리 [ $m$ ]

$Nu$  : Nusselt 수,  $hL/k$

$Pr$  : Prandtl 수,  $a/\nu$

$q''$  : 열유속 [ $W/m^2$ ]

$Q$  : 열전달률 [ $W$ ]

$Ra$  : Rayleigh 수,  $g\beta(T_{fc} - T_o)L^3/\nu^3$

$T$  : 온도 [ $^{\circ}C$ ]

#### 그리스 문자

$\beta$  : 체적팽창계수 [ $K^{-1}$ ]

† Corresponding author

Tel.: +82-2-2636-4027; fax: +82-2-2636-4026

E-mail address: hkkang67@hanmail.net

- $\mu$  : 점성계수 [kg/ms]
- $\rho$  : 밀도 [kg/m<sup>3</sup>]
- $\sigma$  : 표면장력 [N/m]
- $\nu$  : 동점성 계수 [m<sup>2</sup>/s]
- $\phi$  : 수평면으로부터의 경사각 [deg]

**하첨자**

- a* : 공기
- c* : 용축부
- e* : 증발부
- f* : 핀
- l* : 액체
- tot* : 전체
- v* : 증기

**1. 서 론**

최근 동력용 전자기술 분야의 급진적 발전으로 지하철, 고속전철 등의 차량용 속도제어방식은 기존의 DC 모터를 VVVF 인버터 시스템(Variable Voltage Variable Frequency Inverter System)으로 AC 모터를 제어하는 방식으로 대체되고 있으며 공기조화 등의 보조동력제어에는 SIV(Static Inverter) 방식이 사용되고 있다. 이 인버터 시스템에는 몇 개의 사이리스터와 다이오드 또는 IGBT (Insulated Gate Bipolar Transistor) 등의 소자가 사용되고 있다.<sup>(1-2)</sup> 일반적으로 전기 반도체소자들은 적정 허용온도범위(0~100℃)에서 작동하여

야 하며, 이러한 목적으로 내부에서 발생하는 열을 제거하는 기계적 강제 냉각장치가 필요하다. 도시형 전철의 경우 1개의 GTO thyristor는 최대 약 800 W, 고속전철에 사용되는 IGCT(Integrated Gate Commutator Thyristor)의 경우는 약 1.5~2kW 정도의 열을 발생시킨다. 지난 20여년 동안 철도차량용 동력제어 반도체소자의 냉각장치는 Table 1과 같이 침적방식(tank immersed type) 또는 히트파이프식 등 작동유체의 상변화 열전달을 이용하는 기술이 개발되어 사용되고 있다.<sup>(1)</sup> 이들 중 전자는 큰 냉매용기(5~13 L)를 필요로 하며, 이 경우 냉매저장 압력용기의 안전성, 기밀성 등에 관련된 규제조건을 만족하는 데 어려움이 있었다. 그 외에 냉매로 사용하는 프레온(freon) 계열의 유체는 대기환경오염 규제에 따라 사용에 제한을 받고 있다. 이러한 문제들에 의해 오늘날에는 침적냉각방식 대신에 히트파이프 냉각기(heat pipe heat sink)를 사용하는 추세이다. 히트파이프 냉각방식은 침적냉각방식에 비하여 소형 경량이며 침적냉각기가 가지고 있는 문제점 및 제한규정을 보다 쉽게 만족시킬 수 있는 장점이 있다.<sup>(1-2)</sup> 그 동안 국내 철도차량에 사용하고 있는 냉각기는 외국 전문제작업체에서 생산해 왔다. 그러나 최근 국내에서 초고속철도 개발사업의 일환으로 이러한 냉각기의 제조기반 기술을 확보하기 위한 연구를 진행되고 있다.<sup>(3)</sup>

본 연구의 목적은 현재 국내 통근용 지하철도 차량에 사용하고 있는 히트파이프 냉각기를 대상으로 열회로 해석과 열전달 성능시험을 수행함으로써 히트파이프 냉각기의 구조와 작동 특성에

Table 1 Thyristor cooling system for rolling stock

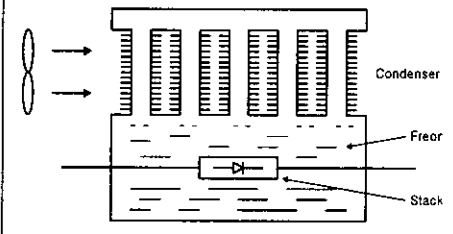
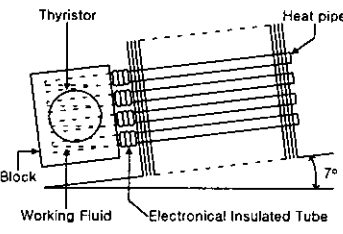
Item	Tank immersed type boiling cooling system	Heat pipe type natural air cooling system
Construction		
Working fluid	freon, perfluorocarbon	perfluorocarbon
Method for element setting	immersion in fluid	set outside
Fluid volume	13 L/phase	0.3 L/phase

Table 2 Designing specification of heat pipe heat sink for rolling stock

Power loss of element	500~2000 W/element	
Temperature rise of surface (case) of element	less than 40~55℃	
Withstand voltage	more than 6300 V(A.C. for 1 min)	
Insulation resistance	more than 2000 MΩ	
Ambient	Temperature	shall be normally operate at -10~+40℃
	Humidity	shall be normally operated in less than 95% of relative humidity
	Environment	shall be normally operated under such environment as wind and snow, rainfall, dusting, strong sun radiation
Life	more than 20 years	

대한 이해를 높이는 데 있다. 이러한 연구를 통하여 동력제어 반도체의 히트파이프 냉각기의 설계 및 제조기술을 확립할 수 있을 것으로 기대하며 통신장비 등의 냉각, 공조기, 열교환기 등 기타 히트파이프 응용 분야에도 파급효과가 있을 것으로 생각한다.

2. 히트파이프 냉각기의 구조와 열회로 경로

현재 국내 전기철도차량의 GTO 싸이리스터(thyristor) 냉각에는 자연대류형 히트파이프 냉각기가 사용되고 있다. Table 2는 일반적으로 적용되는 히트파이프 냉각기의 설계사양이다. 연구대상 냉각기는 각 소자당 최대 약 800 W의 발열량을 갖는 GTO 싸이리스터를 냉각하고자 개발

된 것으로서 이러한 히트파이프 냉각기의 구조와 제원은 Fig. 1과 Table 3에 나타나 있는 것과 같으며 3개의 전기 절연성 히트파이프의 증발부가 병렬로 알루미늄 블록에 용접되어 있고 히트파이프의 응축부에는 알루미늄 재질의 핀(200 mm×50 mm×0.8 mm)이 64개 설치되어 있다. 이 냉각기는 수평면과 약 7°의 경사각을 갖도록 설치한다. 냉각기의 알루미늄 블록 양면에 통상 GTO 싸이리스터 또는 다이오드를 부착하여 사용하며 일반적으로 인버터 시스템은 다수의 냉각기와 반도체소자를 직렬 배치한 후 기계적으로 압착하여 결합된 여러 개의 스택(stack)으로 구성된다. 소자의 발열량에 따라 하나의 소자에 2개의 냉각기를 소자 양면에 부착하거나 냉각기의 양면에 2개의 소자가 부착되는 등 열적 경로는 배치구조에

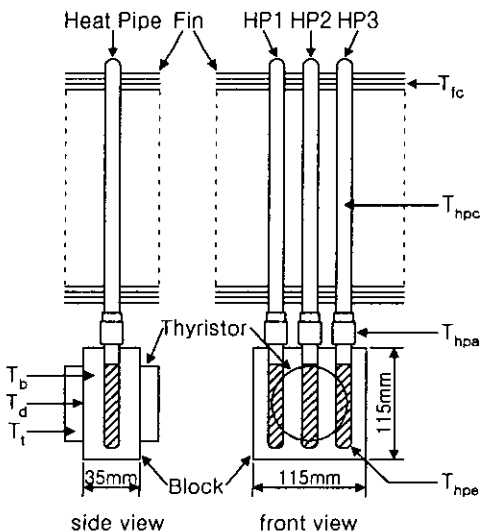


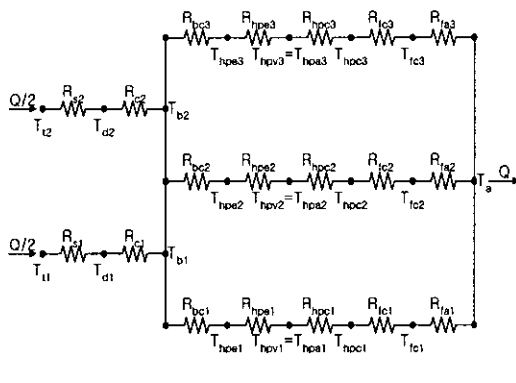
Fig. 1 Schematic of heat pipe heat sink.

Table 3 Specification of heat pipe heat sink

Heat pipe	working fluid : perfluorocarbon(C <sub>6</sub> F <sub>14</sub> )	
	outer diameter : 22.23 mm	
Heat pipe	length of evaporator : 110 mm	
	length of adiabatic : 70 mm	
Heat pipe	length of condenser : 625 mm	
	container material : copper	
inner groove	groove depth : 0.28 mm	
	groove thickness : 0.32 mm	
	fin thickness : 0.25 mm	
	helix angle : 18°	
Block	dimension (mm) : 115×115×35	
Block	material : aluminum	
Fin	dimension (mm) : 200×50×0.8	
	number of fin : 64	
Fin	material : aluminum	

따라 상이하다. 본 연구에서는 GTO 소자의 양면에 2개의 냉각기를 설치하여 하나의 냉각기당 최대 400 W의 열부하를 처리하는 경우를 대상으로 하였다.

싸이리스터에서 발생하는 열이 냉각기의 블록을 통하여 히트파이프의 증발부에 전달되면 히트파이프 내부에서는 작동유체의 비등 및 응축에 의해 응축부로 이송된 후 응축부에 설치된 핀의 자연대류에 의해 주위의 공기로 방출된다. 이 냉각기에 사용하는 히트파이프는 응축부와 증발부가 전기적으로 절연되어 있어야 하며, 이러한 목적으로 히트파이프의 단열부에 길이 약 30 mm의 세라믹판이 접합되어 있다. 히트파이프 용기는 외경 약 22 mm의 구리관으로 내면에 나선형 그루브(groove) 구조의 워ick(wick)이 있다. 증발부와 응축부는 각각 110 mm, 625 mm이고 단열부는 세라믹판을 포함하여 70 mm이다. 자세한 제원은 Table 3에 나타나 있다. 한편 전기적 절연성, 가연성과 겨울철 냉시동 등에 따르는 문제로 작동유체는 순수 불화탄소(perfluorocarbon, C<sub>6</sub>F<sub>14</sub>)를 사용하고 있다. perfluorocarbon은 R-113과 비교하여 물리화학적 안정성, 열전도성, 전기절연성 등은 비슷하나 염소 성분을 포함하지 않아 오존층을 파괴하는 물질을 배출시키지 않기 때문에 현재 철도차량용 냉각기의 작동유체나 변압기의 냉각유체 등으로 사용되고 있다.



- |                                 |                             |
|---------------------------------|-----------------------------|
| $T_j$ : 반도체 칩 온도(Junction temp) | $R_c$ : 반도체의 열저항            |
| $T_{bc}$ : 반도체 표면온도             | $R_{bc}$ : 블록과 반도체 표면 열접촉저항 |
| $T_b$ : 블록의 표면온도                | $R_{hpc}$ : 블록과 증발부의 열저항    |
| $T_{hpc}$ : 히트파이프의 증발부 온도       | $R_{hpc}$ : 히트파이프 증발부 열저항   |
| $T_{hvc}$ : 히트파이프의 응기 온도        | $R_{hvc}$ : 히트파이프 응축부 열저항   |
| $T_{hpc}$ : 히트파이프의 단열부 온도       | $R_{fc}$ : 응축부와 핀 사이의 열저항   |
| $T_{hvc}$ : 히트파이프의 응축부 온도       | $R_{fc}$ : 핀표면에서 대류 열저항     |
| $T_{fc}$ : 핀표면의 온도              |                             |
| $T_a$ : 대기온도                    |                             |
- 열저항  $R$ ( $^{\circ}C/W$ ) =  $\frac{\text{각 요소간 온도차}}{\text{입력 열부하}}$

Fig. 2 Thermal resistance network.

Fig. 2는 본 연구대상 냉각기의 성능해석을 위하여 열전달 경로를 단순화시켜 열저항 회로로 나타낸 것이다. 그리고 냉각기 주요 구성요소인 히트파이프 및 핀(fin)을 대상으로 열전달 해석을 하고 실험값과 비교하였다. 이들 요소 열전달 문제는 물리적으로 복잡한 내용을 포함하고 있기 때문에 엄밀한 해석은 매우 복잡하다. 따라서 여기서는 관련 상관식을 적용하는 단순한 방법으로 해석하였다. 히트파이프 증발부의 열전달 계수는 층전율이 30% 이상일 때 핵비등이 지배적 인자가 되며 이 경우에는 Rohsenow의 식을 적용할 수 있으며 열전달 계수에 관하여 정리하면 다음과 같다.

$$\bar{h}_e = \frac{q''_e^{0.67}}{\left\{ \frac{C_{sf} h_{fg}}{C_{pl}} \left[ \frac{1}{h_{fg} \mu_l} \left[ \frac{\sigma}{g(\sigma_l - \rho_v)} \right]^{1/2} \right]^{0.33} \right\}} \times \frac{1}{\left[ \frac{C_p \mu}{k} \right]_l^{1.7}} \quad (1)$$

여기서,  $C_{sf}$ 는 액체-고체 표면에 따른 상수로 현재까지 PFC-구리값에 대한 참고자료를 확인하기가 어려웠다. 다만 Ueda et al.<sup>(4)</sup> 실험결과 R-113인 경우 열사이폰에서  $C_{sf}=0.0047$ 을 Kang et al.<sup>(5)</sup>은 열사이폰과 내부 그루브형 PFC 열사이폰에 관한 실험결과로부터  $C_{sf}=0.0036$ 을 제시하였으며 내부 그루브형 히트파이프에서 열전달계수가 약 30% 상승함을 보였다.

응축부의 열전달계수는 층류 액막흐름인 경우 일반적으로 적용되는 Nusselt의 응축모델을 사용할 수 있으며 평균 열전달계수에 대하여 정리하면 아래와 같다.

$$\bar{h}_c = 1.35 \left[ \frac{\rho_l(\rho_l - \rho_v)g \sin \phi h_{fg} k_l^3 D}{\mu_l Q_c} \right]^{1/3} \quad (2)$$

한편 Uehara et al.<sup>(6)</sup>은 액막응축을 기초로 평판 위의 응축에 대해 액막 유동 영역별로 아래의 상관식을 제시하였다.

층류 영역

$$\bar{Nu} = 0.884 Re^{-1/4} (0.5 < Re < 325 Pr_l^{-.96}) \quad (3)$$

난류 영역

$$\overline{Nu} = 0.044 Pr_f^{2/5} Re^{1/6} \quad (Re > 325 Pr_f^{-.96}) \quad (4)$$

여기서,  $\overline{Nu} = \frac{\overline{h_c}}{k_f} \left[ \frac{\nu_l^2}{g} \left( \frac{\rho_l}{\rho_l - \rho_v} \right) \right]^{1/3}$ ,

$$Re = \frac{2.87 Q_c}{l_{tot} \sin \phi \pi \mu_l h_{fg}}$$

이외에 Nusselt 모델을 기초로 경사각, 응축막 흐름 등의 조건에 따라 Fukano and Hadoguchi,<sup>(7)</sup> Gross and Hahne<sup>(8)</sup> 등 많은 연구자에 의해 여러 상관식이 제시되고 있다.

핀에서의 자연대류 열전달계수는 수직평판 위의 층류 자연대류에 관한 Churchill and Chu의 상관식을 적용하였다.<sup>(9)</sup>

$$Nu_m = 0.68 + \frac{0.67 Ra_l^{1/4}}{[1 + (0.492/Pr)^{9/16}]^{4/9}} \quad (5)$$

여기서,

$$Ra_l = \frac{g \beta (\overline{T}_f - T_a) L^3}{\nu^3} \quad (6)$$

이상의 결과로부터 핀의 대류 열전달계수는

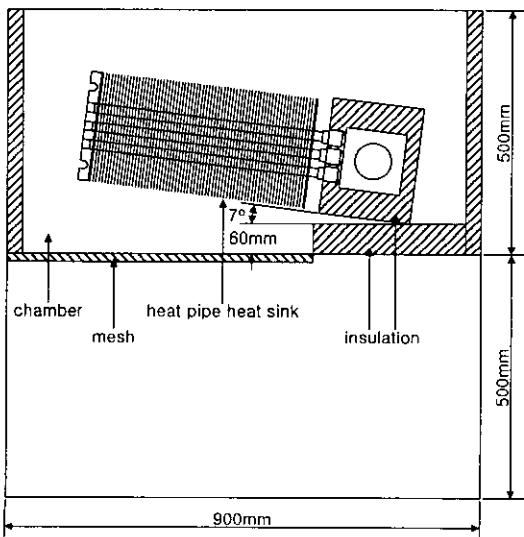


Fig. 3 Schematic of experimental apparatus.

$$\overline{h}_f = \frac{Nu_m k_a}{L} \quad (7)$$

여기서,  $L$ 은 핀의 길이이다.

### 3. 실험장치 및 방법

히트파이프 냉각기의 열전달 실험장치는 현재 지하철 차량에 사용되고 있는 냉각기를 이용하여 Fig. 3과 같이 구성하였다. 냉각기의 열부하 공급은 싸이리스터 직경과 일치하도록 직경 60 mm인 2개의 전기 발열체를 제작하여 냉각기 블록의 양면에 열을 공급할 수 있도록 하였다. 블록에 발열체를 기계적으로 밀착시킬 수 있도록 설치대 (210 mm×190 mm×141 mm)를 제작하였고 블록과 설치대 사이의 내부공간은 단열재로 채워 블록 또는 발열체로부터 외부공기로 손실되는 열을 최대한 억제하였다. 정량적으로 열손실량을 측정하지는 못하였으나 발열량의 약 5% 내외로 예측된다. 실내에서 발생하는 여러 형태의 공기흐름이 핀에 미치는 영향을 억제하기 위해서 Fig. 3과 같이 사각 형상의 유동통로를 제작하고 밀면에는 금속망(80 mesh)을 설치하였다. 냉각기 각부의 온도를 측정하기 위하여 Fig. 4에 나타낸 것과 같이 냉각기 블록의 표면, 3개 히트파이프 각각의 단열부, 응축부 및 냉각 핀에 열전대(K-type, 직경 0.12 mm)를 부착하였다. 특히 핀에 열전대를 부착할 때에는 핀의 표면에 흠을 가공한 후 열전대를 부착하여 공기와의 열전달에 의한 오차를 최대한 줄이도록 노력하였다. 히트파이프 증발부 및 증기온도는 직접 측정이 어려워 증발부의 경우는 블록 측면온도로 간접 측정하였으며

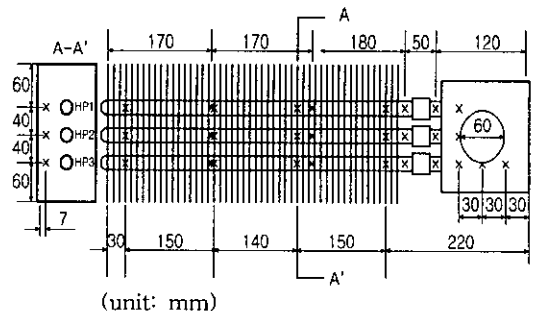


Fig. 4 Position of thermocouples on the heat pipe heat sink.

단열부의 평균 온도로 증기온도를 계산하여 작동 유체의 물성값을 결정하는 데 이용하였다. 이 외로 발열체 접촉면 근처 측면에 열전대를 부착하여 발열체 표면온도로 대체하였으며 발열체 칩온도(junction temperature)는 실제 소자와의 차이점으로 계측하지 못하였다.

성능실험은 냉각기의 발열체에 전기적으로 일정한 열을 발생시키고 모든 측정점의 온도가 정상 상태에 도달되었을 때 온도기록계(DA-100, Yokogawa)로 50개의 데이터를 기록한 후 평균 처리하였으며 약 450 W의 열부하 범위까지 단계적으로 증가시켰다. 열부하는 디지털 전력량계(DRP-300D, Digital Electronics Co.)로 측정하였으며 오차율은 약 0.5% 미만이다. 시동성에 대한 실험을 수행하고자 냉각기 각 부의 온도가 일정한 온도를 나타낼 때 일정 열부하를 갑자기 가하여 정상 상태에 도달할 때까지의 온도를 2초 간격으로 기록하였다. 가해지는 열부하는 냉각기의 사용 열부하 범위를 고려하여 200~400 W의 범위에서 실험을 수행하였다. 측정값으로부터 증발부, 응축부 및 핀의 열전달계수는 아래의 상관식으로 계산하였다.

$$\begin{aligned} \bar{h}_e &= \frac{Q}{A_e(T_e - T_v)} \\ \bar{h}_c &= \frac{Q}{A_c(T_v - T_c)} \\ \bar{h}_f &= \frac{Q}{A_f(T_f - T_a)} \end{aligned} \quad (8)$$

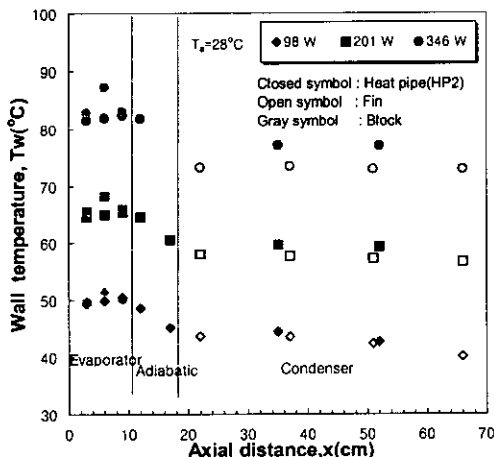


Fig. 5 Wall temperature distributions in heat pipe heat sink.

여기서,  $A_e, A_c, A_f$ 은 각각 3개 히트파이프 증발부, 응축부 및 핀의 총면적이며 증발부 등 각각의 온도는 3개 히트파이프 및 핀의 각 지점에서 계측된 온도의 각각의 평균값이다.

#### 4. 실험결과 및 고찰

##### 4.1 구성요소의 열저항

Fig. 5는 공기온도가 약 28°C에서 블록, 블록 측면온도(증발부), 핀의 끝단으로부터 두번째에 설치된 히트파이프(HP2)의 단열부 및 응축부, 그리고 핀의 온도가 정상 상태에 도달하였을 때 몇 가지 열부하 조건에서 측정된 결과이다. 열부하 증가에 따라 모든 측정점의 온도가 증가하고 있으며 각 요소간의 온도차 역시 점차 증가하고 있다. 특히 공기와 핀의 온도차는 98 W에서 약 14°C, 346 W에서 약 34°C의 높은 온도차를 보이고 있다. 한편 냉각기 블록의 경우 블록 끝으로부터 6 cm에서 측정된 온도가 모든 열부하에서 높게 나타나고 있으며, 이러한 결과는 Fig. 4에서 보는 바와 같이 발열체가 측정점과 가장 근접되어 있기 때문이며 이 점을 제외하면 블록과 히트파이프 증발부와의 온도차는 매우 미소함을 알 수 있다. 그 외로는 위치에 따라 다소의 온도차가 나타났으나 그 편차는 3% 미만의 균일한 값을 보이고 있다. Fig. 6에 냉각기를 구성하는 3개 히트파이프의 단열부, 응축부 및 핀의 온도를 나타내

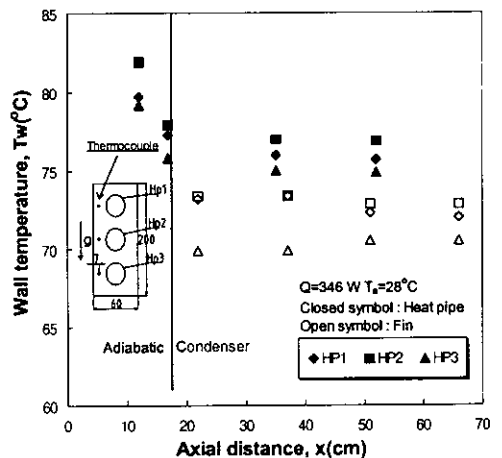


Fig. 6 Wall temperature distribution in each heat pipe and fin.

었다. 그림에서 가운데에 설치된 히트파이프(HP2)의 각 부 온도 및 핀의 온도가 상대적으로 높게 나타남을 볼 수 있다. 자연대류에 의한 유동방향으로의 공기온도 상승을 고려할 때 이와 같은 현상은 냉각기 블록에 설치된 발열체와의 접촉상태에 그 원인이 있는 것으로 보인다. 즉 Fig. 4에서 보여주는 것과 같이 원형 발열체의 접촉면으로부터 블록으로 열전도 될 때 가운데에 설치된 히트파이프를 통하여 상대적으로 많은 열부하가 작용되기 때문에 나타난 결과로 보인다.

각 냉각기 구성 요소와의 온도차를 총 열부하로 나눈 값을 요소 열저항으로 정의하고 위치에 따라 각 온도는 다소의 편차가 있으나 평균값을 취한 후 각 요소의 열저항을 계산하여 Fig. 7에 나타내었다. 50~400 W의 시험구간에서 전체 열저항  $R_{tot}$ 은 0.3~0.2°C/W의 범위에서 열부하 증가에 따라 열저항이 감소하는 경향을 보이고 있다. 이 결과는 400 W에서 발열체로부터 주위 공기까지 냉각기의 전체 온도 차이가 약 80°C임을 나타낸다. 열저항이 열부하 증가에 따라 감소하는 이유는 아래에서 설명하는 구성요소 중 히트파이프와 대류 열저항이 열부하에 따라 변화하기 때문이다. 구성요소별 열저항 분포를 검토하면, 먼저 핀과 공기 사이의 대류 열저항과 핀 컬러(collar)와 히트파이프 사이의 열접촉저항의 합( $R_{ca} = R_{fc} + R_{fa}$ )인  $R_{ca}$ 가 0.1~0.2°C/W로써 전체 열저항( $R_{tot}$ )의 약 50%를 차지하고 있으며 열

부하 증가에 따라 전체 저항에 비하여 완만하게 감소하고 있다. 두번째 열저항은 발열체와 블록 표면의 접촉 열저항과 블록과 히트파이프 증발부 사이의 블록 전도 열저항의 합( $R_{cb} = R_c + R_{bc}$ )이며,  $R_{cb} = 0.04$ °C/W로써  $R_{tot}$ 의 약 20%를 나타낸다. 냉각기 블록 표면과 히트파이프 증발부의 열전도를 고려할 때, 블록 표면 열접촉저항이 50% 이상을 차지하는 것으로 파악되며 냉각기 설계시 표면 접촉저항에 대한 예측이 중요함을 알 수 있다. 히트파이프의 증발부와 응축부의 열저항  $R_{hpe}$ 와  $R_{hpc}$ 는 각각 약 0.007~0.008°C/W으로 이들의 합은  $R_{tot}$ 의 약 7% 미만이며, 열부하 증가에 따라 급격히 감소하고 있다. 그리고 약 400 W의 열을 이송할 때 히트파이프의 증발부와 응축부 두 열저항의 합은 약 0.015°C/W로 입력 열부하(400 W)를 고려하면 온도차 약 5~6°C로써 매우 높은 열전도성을 보여주고 있으며 이러한 높은 열전도 특성이 냉각기 구성의 핵심 요소임을 알 수 있다. 한편 실험결과 400 W에서 블록은 공기온도에 비하여 60~65°C의 온도 상승을 이루는 것으로 파악되며, 이러한 결과는 설계목표인 최대  $Q=400$  W일 때 Table 2의 최대 허용온도 상승값을 55°C로 파악하더라도 다소 높은 값이다. 따라서 현 사양의 냉각기를 적용하기 위해서는 최대 열저항을 나타내는 핀에서의 열저항을 감소시킬 수 있도록 핀의 수량 증가를 통한 충분한 핀 면적의 확보가 이루어져야 할 것으로 생각한다.

4.2 열전달률

Fig. 8은 핀과 히트파이프에서 해석적으로 구한 열전달계수와 실험으로 측정된 결과를 비교한 것이다. 핀에서 열전달계수의 측정값은 5~6 W/m<sup>2</sup>K로서 예측치가 약 10~15% 정도 높은 값을 나타내고 있다. 이러한 차이는 예측 모델이 등은 평판에서의 자연대류 유동에 의한 것으로 평판에 국부 발열부가 있는 본 연구대상인 경우와 차이가 있으며, 특히 간격이 약 8mm인 핀 사이의 유동저항에 의하여 열전달계수가 낮아지는 것으로 보인다. 그러나 그림에서 비교적 열부하 증가에 따른 열전달계수의 변화 경향은 일치하고 있다. 히트파이프의 단열부 평균 온도를 증

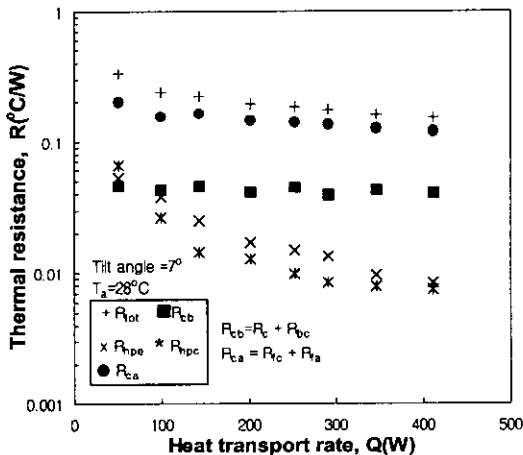


Fig. 7 Thermal resistances of elements as a function of heat transport rate.

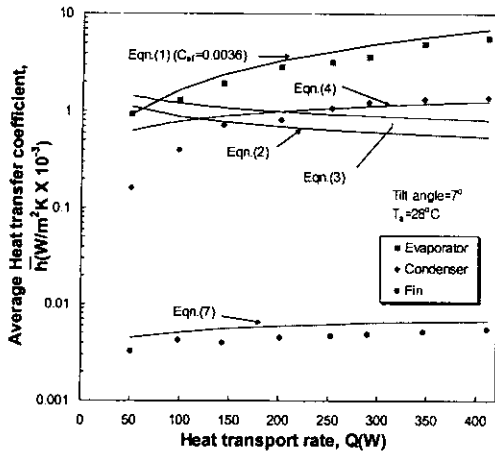


Fig. 8 Comparison of heat transfer coefficient between experimental and predicted results.

기온도로 파악하여 계산한 열전달계수의 측정값은 증발부에서 2,000~6,000 W/m<sup>2</sup>K, 응축부에서 400~1,200 W/m<sup>2</sup>K이다. 해석결과는 증발부의 경우 150 W 미만의 낮은 열부하 범위에서는 Kang et al.이 제시한  $C_{sf}=0.0036$ 인 경우는 다소 과대 예측하고 있으나 비교적 진구간에서 경향과 값이 일치하고 있다. 응축부의 경우는 Nusselt 상관식과 Uehara et al.<sup>(4)</sup>의 난류 영역에 관한 상관식은 상반된 경향을 나타내고 있다. 한편 Uehara et al.의 난류 영역에 적용하는 상관식은 200 W 이상의 구간에서 실험치에 완만하게 접근하고 있으나 이 이하의 구간에서는 열부하가 낮을수록 그 차이가 크게 나타나고 있다. 본 연구대상의 경우 Uehara et al.이 제시한 기준에 의한 난류 영역은 290 W 이상이었으며 낮은 열부하 범위에서 오차가 상대적으로 크게 나타나고 있다. 유사한 결과를 Fukano and Hadoguchi<sup>(7)</sup>에 의해 수행된 R-113인 경우나 PFC인 경우 Kang et al.<sup>(5)</sup>의 논문에서 확인할 수 있으나 현재까지 이에 대한 설명을 여러 참고문헌에서도 확인하기가 어려웠으며 이에 대한 연구가 필요한 것으로 생각한다.

4.3 시동성

Fig. 9는 냉각기에 300 W의 열부하가 갑자기 가해진 경우의 시동 특성을 보여준다. 그림에서 정상 상태에 도달하는 데 필요한 시간은 냉각기

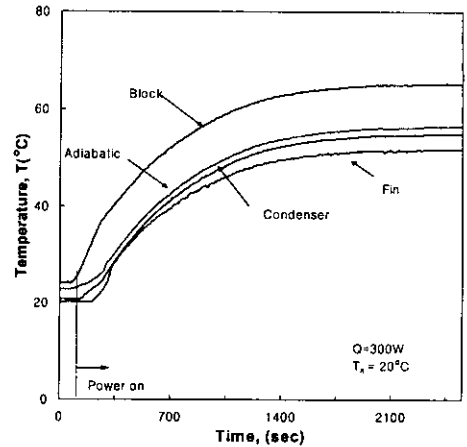


Fig. 9 Wall temperature variation with time during start up operation.

블록, 히트파이프, 핀 및 반도체소자를 대체하는 발열체의 큰 열용량에 의하여 20분 이상이 요구되고 있다. 대체 발열체와 실제 반도체소자는 서로 상이한 비열과 질량을 가지고 있으나 냉각기 전체의 열용량에 비하여 상대적으로 그 효과는 크지 않을 것으로 보인다. 이 외로 몇 가지 다른 시동 열부하에서도 열부하 증가에 따라 정상 상태 온도가 증가하는 등의 상관성으로 정상 상태에 도달하는 시간은 열부하 변화에 따라 큰 변화가 나타나지 않았다. 한편 관련연구에 의하면 히트파이프의 시동시 첫 핵비등에 필요한 증발부 벽의 과열도는 작동유체와 초기 증기압력의 크기에 따라 물, 에탄올의 경우 이 값이 40~60°C까지 변화한다.<sup>(10)</sup> 그러나 Fig. 9에서는 냉각기의 어느 부분에서도 히트파이프의 시동시에 나타난 것과 같은 핵비등에 의한 벽면의 과도 특성은 나타나지 않았으며, 이러한 결과는 냉각기의 열관성 효과에 의한 것으로 보인다.

5. 결 론

도시철도차량의 GTO 싸이리스터를 냉각하는 히트파이프 냉각기의 성능시험을 수행한 결과 히트파이프를 포함하여 각 구성요소의 제원과 열전달 특성에 관하여 기초적인 지식을 얻을 수 있었다. 이들 내용들에 대한 연구결과를 정리하면 다음과 같다.



(1) 냉각기의 시동실험 결과 히트파이프의 시동에 따른 핵비등에 의한 초기 과열등의 과도 특성은 나타나지 않았으며 20분 이상의 긴 시간이 요구되었다.

(2) 열회로 상의 각 요소 열저항은 핀의 대류 열저항이 전체 열저항  $R_{tot}$ 의 약 50%로써 지배적 인자이다. 다음은 히트파이프와 발열체 사이의 열접촉 저항이다. 히트파이프의 저항은 전체 저항의 7% 미만으로써 히트파이프의 열전도성이 매우 크기 때문이다.

(3) 열전달 해석결과 히트파이프 증발부와 핀에서는 실험결과와 전반적으로 접근된 결과를 보였다. 히트파이프의 응축열저항은 예측값과 실험치가 난류구간에서 일치하였으나 열부하가 작은 경우에는 그 차가 컸다. 따라서 이 문제에 대한 보다 엄밀한 연구가 수행되어야 할 것으로 보인다.

## 후 기

본 연구는 현대중공업의 "주전력 변환장치 개발에 관한 연구"의 위탁과제로 수행되었으며 이에 관계자 여러분께 감사의 말씀을 드립니다.

## 참고문헌

1. Murase, T., Sasaki, C., Matsumoto, K., Kimura, Y., Kotani, M. and Sotani, J., 1993, Power semiconductor device cooling system using electrically insulated heat pipe [PO-WERKICKER-E] for rolling stock, Furokawa Review, No. 12, pp. 82-93.
2. Murase, T., Endo, T. and Koizumi, T., 1984, Heat pipe cooling system for thyristors, 5th Internal Heat Pipe Conference, Part II, Tsukuba, Japan, May, pp. 179-186.
3. Kang, H. K., Kim, C. J., Kim, J. J., Hong, S. E., Song, S. H., Lee, J. Y., Kim, S. S. and Kim, S. E., 1998, A design and performance test of a heat pipe heat sink device for cooling of power semiconductors, Proceedings of the SAREK, pp. 251-256.
4. Ueda, T., Miyashita, T. and Chu, P. H., 1988, Heat transport characteristics of a closed two-phase thermosyphon, Transactions of JSME, Ser. B., Vol. 54, No. 506, pp. 2848-2855.
5. Kang, H. K., Kim, C. J. and Kim, J. J., 1998, A study on heat transfer coefficient of a perfluorocarbon heat pipe, Energy Engg. J., Vol. 7, No. 2, pp. 194-201.
6. Uehara, H., Kusuda, H., Nakaoka, T. and Yamada, M., 1983, Film-wise condensation for turbulent flow on vertical plate, Heat Transfer-Japan Research., Vol. 12, No. 2, pp. 85-96.
7. Fukano, T. and Hadoguchi, K., 1990, Local heat transfer in a reflux condensation inside closed two-phase thermosyphon J. of JSME, Vol. 56, No. 525, pp. 2543-2549.
8. Gross, H. and Hahne, E., 1986, Reflux condensation inside a two-phase thermosyphon at pressures up to the critical, Proceedings of 8th Int. Heat Transfer Conference, San Francisco, C.A., pp. 1613-1620.
9. Ozisik, M. N., 1995, Heat Transfer, McGraw Hill, pp. 430-433.
10. Kim, C. J., Moon, S. H. and Kang, H. K., 1997, A study on the pulse boiling occurring inside the liquid pool of a closed two-phase thermosyphon, Transactions of the KSME, Vol. 21, No. 10, pp. 1254-1261.