

가변전열 히트파이프의 저온 시동특성에 관한 연구

홍 성 은*, 강 환 국, 조 광 철†
유한대학 건축설비과

A study on the characteristics of a frozen start up for a variable conductance heat pipe

Sung-Eun Hong*, Hwan-Kook Kang, Kwang-Cheal, Cho†

Department of Building Services, Yuhan College, Kyeonggi-do 422-749, Korea

ABSTRACT: This these was conducted to investigate the characteristics of a frozen start up for a VCHP which has water as a working fluid and Nitrogen as a non-condensable gas. The tested heat pipe was made of a copper tube with the outer diameter of 12.7 mm, the length of 340 mm, and the sintered metal wick had the thickness of 0.7 mm. This experiment was conducted under the thermal load, inclined angle and cooling conditions.

Key words : Heat pipe(히트파이프), The frozen start up(저온 시동), Sintered metal wick(소결워)

1. 서 론

전력전자, 전자통신 분야의 반도체, CPU등의 발열량과 발열밀도 증가에 따른 냉각방법으로 히트파이프를 이용하는 기술은 현재 일반화된 기술로 인식되며 그 적용분야와 이에 따른 히트파이프의 형태와 구조, 크기도 매우 다변화되어 있다. ⁽¹⁾ 일반적으로 반도체 소자 냉각용 히트파이프의 작동유체로는 물, 워 구조로는 그루브, 금속분말 소결 워 등이 보편적으로 적용되고 있다. 한편 철도차량과 같은 전력반도체 냉각용 히트파이프로는 대용량의 열을 이송하기 위한 열사이폰 구조에 작동유체로 PFC를 많이 사용하였다. ⁽²⁾ 히트파이프 작동유체로 PFC를 사용하는 이유는 물을 작동유체로 사용하는 경우 겨울철에 냉각기가 시동하는 과정에서 증발된 수증기가 응축부에서 응축한 후 다시 결빙되어 증발부로 귀환하지 못하므로 dry-out이 발생하기 때문이다. 그러나 이

작동유체는 지구온난화지수(GWP)가 높아 교토의정서에 의해 규제되어 더 이상 사용이 불가능하다. 물을 작동유체로 사용하며 냉시동 문제를 해결하는 방법으로 최근 가스내장 열사이폰을 이용한 저온 시동 냉각기의 개발이 발표된 바 있다. ⁽³⁾ 이와 같은 가스 내장형 가변전열 히트파이프(VCHP)의 작동특성과 해석을 위한 많은 연구가 국내외에서 수행되었다. ⁽⁴⁾ 이러한 연구들은 냉각 조건의 변화에 대하여 열원의 온도 변화폭을 감소하고자 하는 목적에 따라 대부분 열부하와 냉각조건 등 작동조건에 따른 정상상태 또는 열부하 변화에 따른 천이상태에서 증기-불응축성 가스간의 활성 구간의 거동에 집중되어 있다. 한편 이러한 가변전열 히트파이프가 작동유체가 결빙상태에서 시동문제를 해결하는 용도로 적용되기 위해서는 작동유체의 일반적인 히트파이프의 재결빙 과정에서의 시동 실패 메카니즘의 이해와 관련 변수의 영향을 파악하고 관련 변수를 기초로 하는 VCHP의 시동특성에 대한 기초적인 연구가 필요하다.

본 연구에서는 금속분말 소결워 구조와 물을 작동유체로 사용하는 히트파이프 및 질소를 내장

* Corresponding author
Tel.: +82-2-2610-0782; fax: +82-2-2686-9971
E-mail address: hvacyh@yuhan.ac.kr

하는 가스내장 히트파이프를 제작하여 열부하, 작동온도, 경사각 등을 변수로 실험을 수행하여 냉시동 과정에서의 시동실패 메커니즘에 대하여 고찰하였다. 다시 말하면 질소내장 히트파이프의 물의 빙점 이하에서 히트파이프가 작동할 때 경사각, 열부하 등에 따른 히트파이프의 시동 특성을 파악함으로써 냉시동을 위한 히트파이프 냉각기 설계 자료를 확보하고자 하였다.

2. VCHP

본 연구의 대상인 가스내장 히트파이프 (Gas Loaded Heat Pipe)는 작동온도에 따른 작동유체의 증기압과 불응축성 가스압의 평형에 의하여 작동유체의 증기유동 구간 즉, 활성영역이 결정된다. 이에 따라 히트파이프를 통한 열류의 제어가 가능하기 때문에 VCHP(Variable Conductance Heat Pipe)라 부른다. Fig. 1은 가스저장소를 포함하지 않는 VCHP의 작동영역을 나타낸 그림이다. 그림에서 보는 것과 같이 VCHP는 응축부 끝단의 불응축성 가스가 점유하는 영역과 작동유체의 증기가 유동하는 활성 영역으로 구분되며 불응축성 가스 영역에서는 작동유체의 증기가 응축하지 못하여 열 방출은 발생하지 않는다. 냉각조건이 일정한 상태에서 열입력이 증가하거나 냉각온도가 상승하여 활성 영역의 증기압이 증가하면 불응축성 가스를 응축부로 이동시킴으로써 활성 영역의 길이는 증가하게 된다. 따라서 증기압과 불응축성 가스의 압력평형으로부터 활성영역을 예측할 수 있으며 이러한 방법으로 평면 선단 모델(Flat front model)을 Mercus 등이 제시하였다.⁽⁵⁾ 실제의 경우 증기와 불응축성 가스의 경계면과 히트파이프 용기의 축방향 열전도에 의한 확산으로 복잡한 형태를 가지게 되며 이러한 확산효과를 고려하는 확산 선단 모델(Diffusion front model)이 많은 연구자에 의하여 제시되었다.^{(6),(7)} 보다 단순한 모델인 평형 선단모델을 Fig. 1에서 비활성 영역 즉 불응축성 가스의 길이는 내부 작동유체의 증기압과 불응축성 가스의 분압으로부터 아래와 같이 표현된다.

$$L_{c,a} = L_c - \frac{m_g R_g T_{g,i}}{(P_{v,a} - P_{v,i}) A_v} \quad (1)$$

이러한 작동상태에서 VCHP의 응축부 방열량은 아래와 같다.

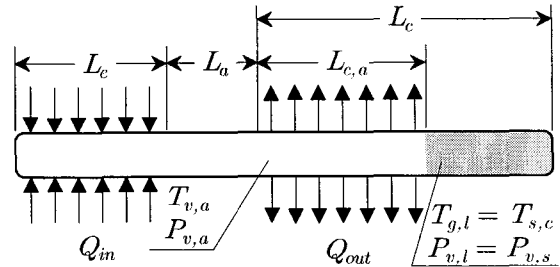


Fig. 1 Schematic diagram of the variable conductance heat pipe without gas reservoir.

$$Q = h_c C_p L_{c,a} (T_{v,a} - T_{s,c}) \quad (2)$$

히트파이프 활성 영역 및 비활성 영역의 길이로부터 불응축성 가스의 질량은 아래와 같다.

$$mg = \frac{P_{g,i}}{R_g T_{g,i}} A_v (L_c - L_{c,a}) \quad (3)$$

한편 비활성 영역에서 내부의 온도와 압력을 결정하기 위하여 비활성 영역의 압력을 불응축성 가스온도의 상당 포화 증기압력과 같다고 가정하고 또한 비활성영역에서는 냉각이 발생하지 않으므로 열침의 온도를 응축부 온도로 파악하여 식 (3)을 (2)에 대입하여 정리하면 아래와 같이 표현할 수 있다.

$$Q = h_c C_p (T_{v,a} - T_{s,c}) \left[L_c - \frac{m_g R_g T_{s,c}}{(P_{v,a} - P_{v,s}) A_v} \right] \quad (4)$$

따라서 VCHP의 활성구간은 열부하와 함께 증기온도 및 열침의 조건 의하여 결정된다고 할 수 있다.

2. 실험장치 및 실험방법

본 연구에서는 먼저 금속분말 소결위를 갖는 물을 동작유체로 하는 히트파이프(CCHP)를 제작하여 열부하, 증기온도 및 경사각에 대한 일반적인 열전달특성을 파악하고 물의 빙점이하에서 열부하가 가해졌을 때의 시동특성과 시동 실패 메커니즘을 파악하고자 하였다. 이러한 실험 결과를 바탕으로 동일한 사양의 가스내장 히트파이프(VCHP)를 제작하여 동일한 실험을 수행함으로써 가스내장 히트파이프의 냉각기 적용을 위한 기초 자료를 확보하고자 하였다.

실험을 위해 제작된 히트파이프는 Table 1과 같다. CCHP, VCHP 모두 작동유체로 7.5 g의 물을 충전하였으며 VCHP에는 질소를 5×10^{-7} kg

주입하였다. Fig. 2와 같이 길이가 340 mm인 히트파이프에 벽면온도를 측정하기 위해 총 17개의 T형 열전대(0.12 mm)를 관 표면에 부착하였다. 그리고 VCHP에는 증기 및 가스의 온도를 측정하기 위하여 K형 내장용 열전대(1 mm)를 증발부 하단으로부터 25 mm 되는 곳에 부착하였다. 증발부에는 0.25 mm의 열선을 감고 유리섬유로 단열하여 열부하를 공급하였고, 응축부에는 PVC관(내경 25.5 mm)으로 만든 냉각수 자켓을 설치하고 유리섬유로 단열하여 항온조와 연결하였다.

CCHP와 VCHP의 작동특성 실험은 두 가지 히트파이프 모두 경사각, 열부하, 증기 및 가스 온도를 변수로 정하고, 먼저 경사각을 -5° (증발부가 하단에 위치), 0° (수평), 5° (증발부가 상단) 등으로 고정하고, 증기온도가 순차적으로 30°C , 40°C , 50°C , 60°C 되도록 냉각수 온도와 유량을 조절한 후 10W부터 10W 간격으로 열부하를 단계적으로 증가시키며 열전달한계에 도달할 때까지 수행하였다.

냉시동특성 실험을 위한 항온수조의 냉각수는 증류수와 에틸렌글리콜을 50 : 50(체적비)으로 혼합하여 사용하였다. CCHP와 VCHP의 냉시동 특성실험은 앞의 성능실험과 같이 먼저 경사각을 -5° , 0° , 5° 로 단계적으로 고정하고, 항온조 냉각수 출구온도를 $-22^\circ\text{C} \sim 24^\circ\text{C}$ 로 유지시켜 히트파이프 냉각수 자켓에 공급하여 충분히 열평형을 이룰 수 있도록 2~3시간 방치한 후 10W부터 10W 간격으로 단계적으로 열부하를 공급하며 수행하

Table 1. Specifications of tested heat pipes

Components		Copper	Copper
Sintered wick	Powder material	Copper	
	Grain	120 μm	
	Wick thickness	700 μm	
Heat pipe	Container material	Copper	
	Dimension	$D_o = 12.7 \text{ mm}$, $D_i = 10.9 \text{ mm}$, $L_e = 100 \text{ mm}$, $L_n = 40 \text{ mm}$, $L_c = 200 \text{ mm}$	
	Working fluid	Water 7.5 g	Water 7.5 g Nitrogen $5 \times 10^{-7} \text{ kg}$

였다. CCHP에 대한 냉시동특성 실험은 각 경사

각마다 냉시동에 실패하더라도 최소한 30W까지 열부하를 공급하여 실시하였으며, VCHP의 경우는 각 경사각(5° 제외)마다 열전달한계에 도달할 때까지 열부하를 10W씩 증가시키며 실험을 수행하였다.

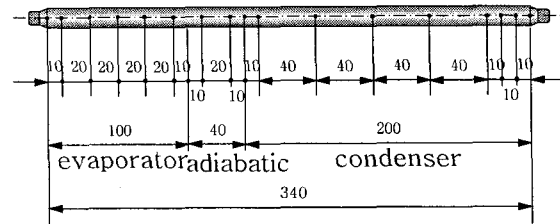


Fig. 2 Locations of 17 thermocouples.

4. 실험결과 및 고찰

4.1 히트파이프의 빙점 이하에서의 시동 실패 메카니즘

Fig. 3(a)는 히트파이프가 수평으로 놓인 상태에서 응축부를 냉각하여 전 영역이 -20°C 근처에 이르렀을 때 증발부에 갑자기 30W의 열부하를 가한 경우에 대한 결과이다. 그림에서 증발부 온도가 지속적으로 증가하나 응축부 온도는 단열부측 일부 온도만이 수 $^\circ\text{C}$ 상승하는데 그쳐 응축부 온도와 차가 연속적으로 증가하고 있어 히트파이프가 정상적으로 시동하지 못하고 증발부가 드라이 아웃 되었음을 알 수 있다. 한편 증발부 온도는 약 500초까지 증발부 끝단으로부터 약 50mm 구간을 제외하고 단열부 구간에서 거리에 비례하여 일정한 온도차를 나타냄으로써 증발부에 가해진 열이 벽의 전도에 의하여 응축부로 전달되는 것으로 파악된다. 여러 열부하에 따라 실험한 결과들은 시간에 대한 온도변화율에 대한 차이만 보였으며 top heating 모드에서도 동일한 결과를 얻었다.

Fig. 3(b)는 bottom heating 모드(열사이폰 모드)에서 동일한 시동실험을 수행한 결과이다. 앞의 결과와 다르게 증발부가 약 300초 동안 비교적 응축부와 단열부는 일정한 온도를, 증발부는 매우 낮은 온도 증가율을 가지다 약 350초에서 증발부 온도가 급격히 상승하여 앞의 결과와 동일하게 드라이 아웃이 발생하였고 급격히 온도가

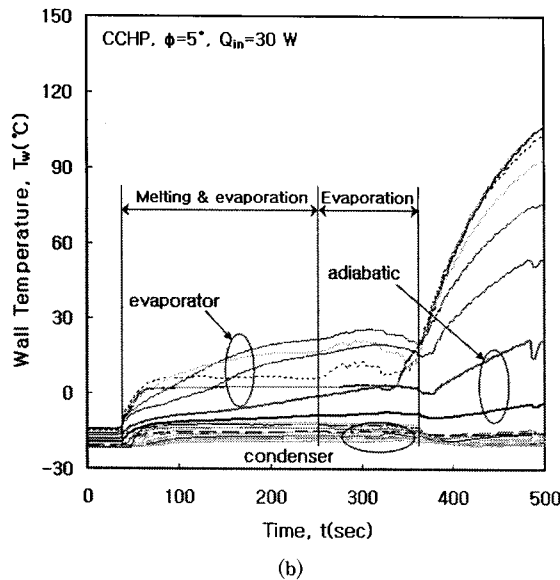
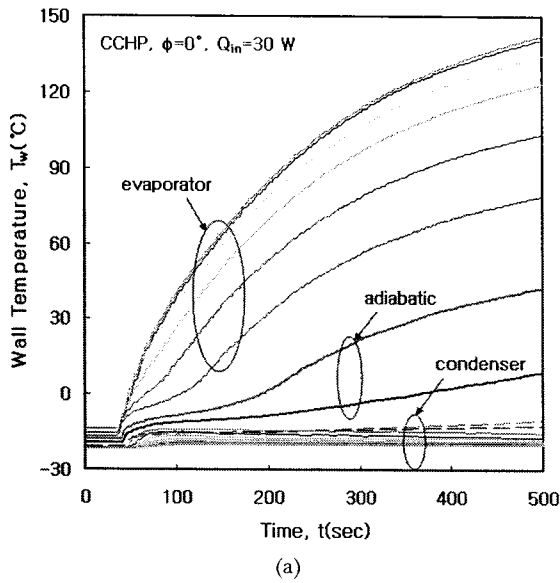


Fig. 3 Wall temperature variation with time during frozen start-up for a CCHP.

증가하는 약 380초부터는 응축부 온도가 낮아지는 결과를 보이고 있다.

이러한 히트파이프 냉각기 및 히트파이프의 냉시동 실험결과로부터 시동실패 메커니즘을 아래와 같이 설명하였으며 Fig. 4에 개략적으로 도시하였다. 먼저 (a)와 같이 결빙상태에서 열이 공급되면 증발부 온도가 약 0°C에 이를 때까지 열부하는 증발부 용기와 작동유체 축적된다. 이후 열은 작동유체의 융해 및 일부 기화잠열로

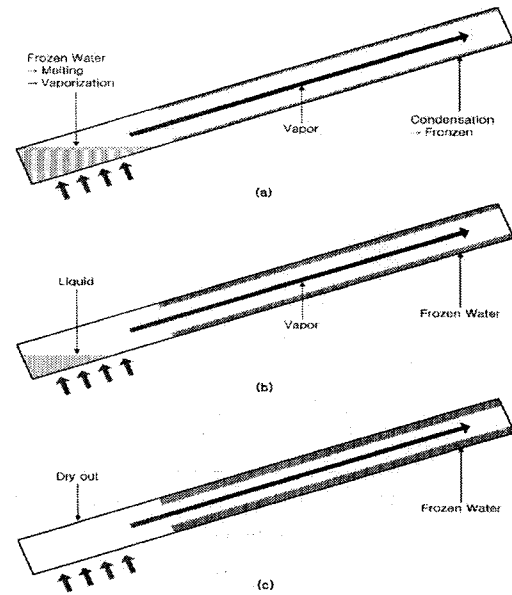


Fig. 4 Failure mechanism of a CCHP during frozen start up operation.

사용되며 벽온은 비교적 일정하게 유지된다. 한편, 이 구간동안 발생한 증기는 응축부로 이송된 후 응축하며 히트파이프 용기에 전달하거나 냉각수에 의하여 소산된다. 그런데 응축된 증기의 온도는 여전히 빙점이하를 유지함으로써 (b)와 같이 응축액은 귀환되지 못하고 결빙된다. 연속적으로 증발부에서 증기의 공급이 이루어지나 응축부 온도를 융해온도 이상으로 가열하지 못함으로써 모든 작동유체는 응축부에서 재결빙되기 때문에 증발부는 (c)와 같이 건조하게 된다. 이후 증발부에 가해진 모든 열부하는 블록과 증발부 용기에 축적되며 이에 따라 선형적으로 온도가 상승하게 된다.

한편 앞의 두 실험결과에서 드라이 아웃에 이르는 시간 및 벽면온도가 서로 다른 이유는 bottom 히팅 모드($\phi = 5^\circ$)에서는 증력에 의하여 증발부 하단에 정체되어 있던 작동유체가 결빙된 후 융해되는 과정에서 수평($\phi = 0^\circ$) 또는 top heating($\phi = -5^\circ$) 모드에 비하여 많은 양의 작동유체가 증발부 하단에 모여 결빙되어 있기 때문이다.

4.2 가변전열 히트파이프 (VCHP)의 시동 특성

빙점이하의 저온에서도 성공적으로 히트파이프

가 시동하기 위해서는 냉각조건에 의해 결정되는 응축부 온도가 결빙점 이상이 되어야 한다. VCHP는 작동온도에 따라 응축부 활성 영역의 변화가 내부 작동유체의 증기압과 불응축성 가스의 압력에 의하여 결정되므로 응축부 비활성 구간이 빙점이하에 이르더라도 이 구간에는 작동유체의 공급이 이루어지지 않기 때문에 재결빙에 의한 시동실패를 방지할 수 있다. 이러한 관점에서 VCHP의 시동 특성을 파악하고자 앞의 경우와 동일한 방법으로 실험을 수행하였다.

time during the frozen start-up for VCHP.

Fig. 5(a)는 bottom heating 모드에서 시동실험을 수행한 결과이다. 그림에서 먼저 증발부 전영역이 약 0°C에 이를 때까지 선형적으로 증가하고 이후 약 수십 초간 온도 변화율이 다소 둔하며 이러한 결과는 앞의 결과와 같이 내부 작동유체의 용해과정으로 이해된다. 이후 벽면온도는 증가하여 약 20°C까지 상승한 후 비교적 균일한 온도를 보임으로써 정상적으로 작동하고 있음을 볼 수 있다. 이 때 단열부 온도는 정상상태에 이른 후 약 15°C이상의 온도를 보여 결빙점 이상에서 동작하고 있음을 볼 수 있다. 한편 응축부 온도는 증발부 및 단열부 온도의 증가에 따라 응축부 입구로부터 단계적으로 시간에 따라 상승하며 증발부로부터 약 100mm구간의 온도만이 비교적 상승하고 있어 활성화된 영역임을 추정할 수 있다. 이렇게 VCHP의 경우에는 작동 구간 길이가 짧아 응축액의 온도가 결빙점 이상이 되기 때문에 재결빙을 방지하고 증기 온도를 상승시켜 시동을 이루도록 한다.

Fig. 5(b)는 top heating 모드에서의 시동특성을 나타낸다. (a)의 bottom heating 모드와 동일한 열부하 및 냉각조건에서 성공적으로 시동이 되고 있다. 다만 bottom heating 모드와 차이가 나는 것은 bottom heating 모드에서는 작동유체가 증발부 하단에 모여 용해 및 현열의 크기 증가에 의한 것으로 보인다. 한편, 수평에서도 매우 유사한 결과를 얻었으며 경사각에 의한 불응축성 가스의 초기 위치에 따른 거동변화는 파악하기 어려웠다. 한편 그림에서 모두 응축부 온도는 전 구간 0°C미만의 온도를 보이며 응축부 벽 온도가 결빙점 이하에서 작동하고 있음을 볼 수 있다. 이러한 관점에서 아래에서 벽면온도 분포를 고찰하였다.

4.3 벽면온도분포 특성

Fig. 6은 CCHP 및 VCHP의 벽면온도를 단열부 기준으로 증기온도 30°C와 50°C, 수평과 -5° (top heating 모드) 경사각에서 동일한 열부하와 단열부 온도 조건에서 실험한 결과를 도시하였다. 그림에서 CCHP의 경우 경사각과 증기온도에 관계없이 증발부 및 응축부 온도가 등온성을 잘

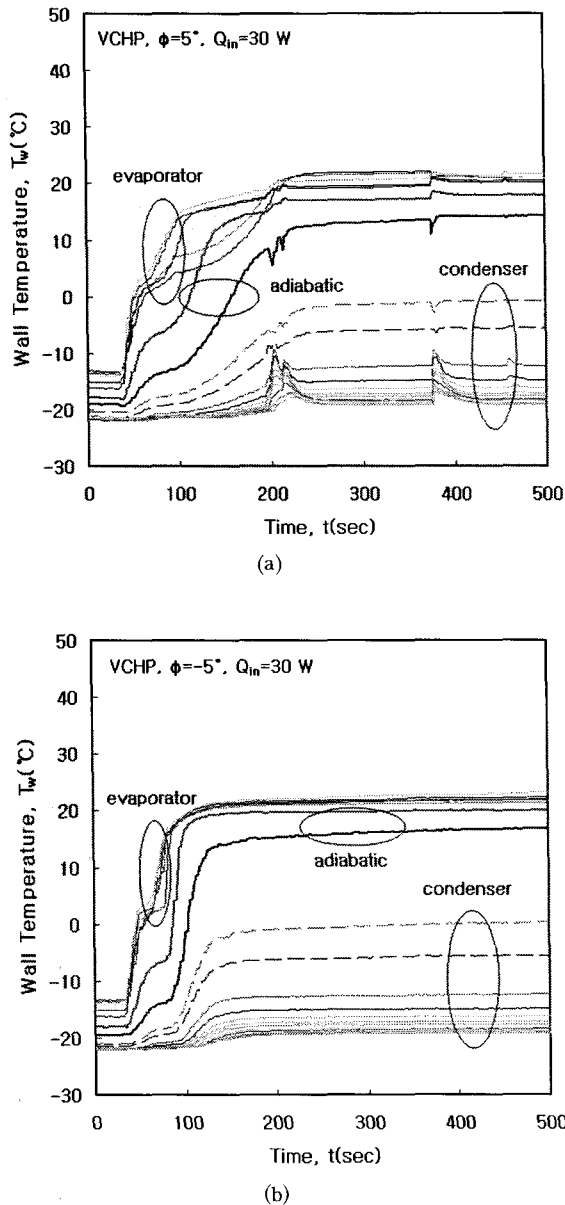


Fig. 5 Wall temperature variation with the

유지하여 정상적으로 작동함을 보여준다. 그리고 증발부의 경우에는 두 히트파이프의 온도는 매우 유사한 값을 보인다. 한편 CCHP에 비하여 VCHP의 응축부 전 영역의 온도가 상대적으로 낮아 불응축성 가스에 의한 비활성 영역을 확인할 수 있으며 증기온도 증가에 따라 50℃의 경우에는 활성구간이 증가되고 또한 CCHP와 응축부 온도차도 감소되어 있음을 볼 수 있다.

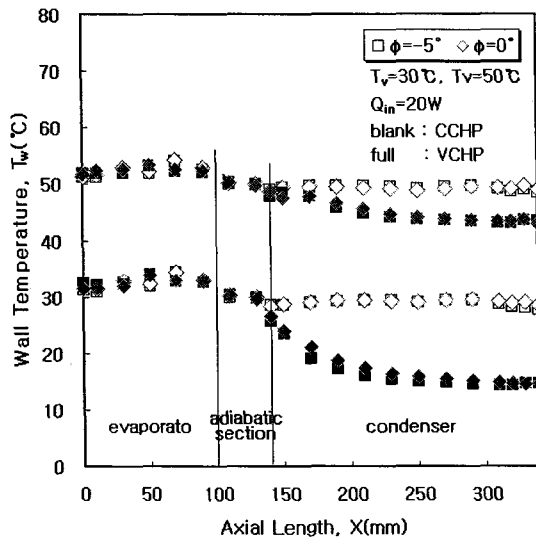


Fig. 6 Wall temperature distributions of a CCHP and VCHP in normal operation.

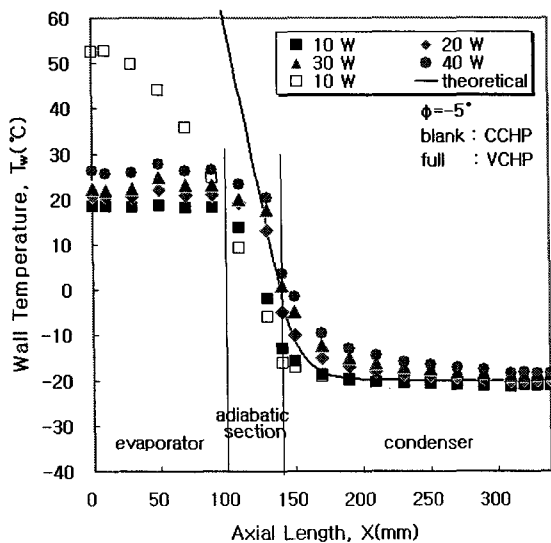


Fig. 7 Wall temperature distributions of a CCHP and VCHP at frozen start-up.

앞 절에서 고찰한 것과 같이 빙점이하에서 시동하기 위해서는 응축액이 빙점이하로 낮아지지 않아야 한다. 이러한 관점에서 응축부 냉각수 온도를 약 -20℃이하로 하여 벽면온도를 빙점이하로 유지한 상태에서의 실험결과를 Fig. 7에 도시하였다. CCHP는 모든 조건에서 시동에 실패하였다.

40W이상의 열부하에서는 응축부 입구 구간이 0℃이상의 온도를 보인다. 그러나 이후의 구간에서는 응축부 전영역이 0℃이하의 온도를 보이고 있다. 한편 증기와 응축부 벽의 원주방향 열저항을 고려하더라도 특히 10W의 경우는 응축부 전영역이 -10℃이하를 유지함으로써 응축부 벽의 결빙방지 영향만으로는 시동을 설명하기 어려울 것으로 보인다. 이 경우 단열부 벽으로부터의 온도분포는 응축부 첫 측정점까지 온도가 선형적이어서 그 이상의 열부하에서의 온도분포와 구분됨을 볼 수 있다. 즉, 응축부 전영역이 불응축성 가스로 점유되어 증기의 이동과 재응결은 발생하지 않는 상태에서 단열부 벽의 전도에 의해서만 가해진 열이 응축부에서 소산되는 것으로 파악할 수 있다. 이러한 관점에서 동일한 조건에서도 시동에 실패한 CCHP의 경우와 히트파이프 벽의 열전도에 의하여 증발부 열이 소산된다는 가정에 해석적으로 얻은 벽면온도를 함께 도시하였다. 그림에서 CCHP의 경우 증발부 및 단열부가 선형적인 온도분포를 보이고 상대적으로 온도도 매우 높아 VCHP의 경우에는 상변화에 의한 정상적인 작동으로 파악된다. 따라서 이러한 경우에는 증기가 단열부에서 응축한 후 응축부로 전도된 후 소산되는 것으로 추정되며 응축부의 해석적 결과 및 CCHP의 온도분포와의 비교로도 확인된다. 한편 CCHP의 경우 해석적 결과와 특히 증발부 온도와의 차가 큰 것은 시동실패 후 벽온이 상승하는 단계에서 정상상태에 이르기 전에 열부하를 차단하였으므로 이 때의 실험값을 도시하였기 때문으로 보인다.

4. 결론

본 연구에서는 물을 작동유체로 하는 금속분말 소결된 히트파이프 및 질소를 불응축성 가스로 사용하는 VCHP를 제작하고 열부하, 경사각, 냉각조건등을 변수로 실험을 수행하여 작동유체의

결빙점 이하에서의 시동 실패 메카니즘과 VCHP의 시동특성을 파악하였다.

CCHP는 결빙점 이하의 온도에서 시동하는 경우 작동유체가 응축부에서 재결빙하여 증발부로 귀환하지 못함에 따라 시동에 실패하였다. 이 과정에서 경사각과 열부하의 영향은 미소하였다. 다만 증발부에 작동유체가 다량 축적되어 있는 경우에는 과도기간이 연장되었다. VCHP의 경우에는 시동초기 불응축성 가스가 응축부를 점유함에 따라 응축부에서의 재결빙을 방지하여 시동을 가능하게 하였으며 CCHP에 비하여 증발부 벽면온도는 상승하였다. 응축부 전 영역의 온도가 결빙점 이하에서도 작동하였으며 이러한 경우에는 단열부에서 응축한 후 응축부로 열전도에 의하여 열이 소산되는 것으로 파악되었다.

참고문헌

1. Faghri, 1995, Heat Pipe Science and Technology, Taylor & Francis.
2. Kang, H. K., Kim, C. J., 2001, "Design and Operational Characteristics of a Heat Pipe Heat Sink for Cooling of Power Semiconductors, The Transactions of the Korean Institute of Power Electronics, Vol. 6, No. 6 pp. 572-581.
3. Kang H. K. Kim. M. S., You, J. H., Park, .W., Park, H. K., 2004, "Operational Characteristics of the VCHP Heat Sink for a Cold Start-up". Proceeding of the SAREK 2004 Summer Annual Conference. pp.912-917.
4. Park, B. K., Kim, G. O., Kim, M. G., 2001, Analysis of Transient Thermal Characteristics in a Gas-Loaded Heat Pipe, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 13, No. 6, pp. 514-524.
5. Marcus, B. D., Edwards, D. K., 1972, Heat and Mass Transfer in the Vicinity of the Vapor-Gas Front in a Gas-Loaded Heat Pipe, ASME J. of Heat Transfer Trans. Vol. 94, No. 2, pp. 155-162.
6. Rohani, A. R., Tien, C. L., 1973, Steady Two-Dimensional Heat and Mass Transfer in the Vapor-Gas Region of a Gas Loaded Heat Pipe, ASME J. of Heat Transfer Trans. Vol. 95, No. 4, pp. 377-382.
7. Peterson, P. F., Tien, C. L., 1989, Numerical and Analytical Solution for Two-Dimensional Gas Distribution in Gas-Loaded Heat pipes, ASME J. of Heat Transfer Trans. Vol. 111, No. 4, pp. 598-604.