

가스내장 히트파이프의 냉시동특성과 성능에 관한 연구

홍 성 은[†], 강 환 국
유한대학 건축설비과

A Study on the Chilling Start-up Characteristics and Performance of a Gas Loaded Heat Pipe

Sung-Eun Hong[†], Hwan-Kook Kang

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

(Received July 21, 2006; revision received September 29, 2006)

ABSTRACT: Considering heat pipe design principles in fabrication and operational performances, water is one of the most recommended working fluids to make mid to low temperature heat pipes. But the conventional water heat pipes might encounter the failure in a cold start-up operation when soaked at a chilling temperature lower than the freezing point. If they are subjected to a heat supply for start-up at a temperature around -20°C , the rate of the vapor flow and the corresponding heat transfer from the evaporator to the condenser is so small that the vapor keeps to stick on the surface of the chilling condenser wall, forming an ice layer, resulting in a liquid deficiency in the evaporator. This kind of problems was resolved by Kang et al. in 2004 by adopting a gas loading heat pipe technology to the conventional water heat pipes. This study was conducted to examine a chilling start-up procedure of gas loading heat pipes by investigating the behaviors of heat pipe wall temperatures. And the thermal resistance of the gas loaded heat pipe that depends on the operating temperatures and heat loads was measured and examined.

Two water heat pipes were designed and fabricated for the comparison of performances, one conventional and the other loaded with N_2 gas. They were put on start-up test at a heat supply of 30 W after having been soaked at an initial temperature around -20°C . It was observed that the gas loaded one had succeeded in chilling start-up operation.

Key words: Variable conductance heat pipe(가변전열 히트파이프), Chilling start-up(냉시동), Gas loaded heat pipe(가스내장 히트파이프), Thermal resistance(열저항)

1. 서 론

전력전자, 전자통신 분야의 반도체, CPU 등의

발열량과 발열밀도가 큰 전기소자의 냉각에는 구조가 단순하고 열컨덕턴스가 큰 히트파이프를 이용하는 기술이 현재 일반화되고 있다. 그러나 이를 적용하는 분야의 공간, 열적 환경에 따라 사용할 수 있는 히트파이프의 형태와 구조가 다양하다.⁽¹⁾ 국내에서 운행하고 있는 전기철도 차량의 경우 전력변환 반도체는 개당 약 600~1,200 W의

[†] Corresponding author

Tel.: +82-2-2610-0782; fax: +82-2-2686-9971

E-mail address: hvacyh@yuhan.ac.kr

냉각부하가 발생하여 히트파이프를 냉각장치에 사용하고 있다. 여기에 사용되는 히트파이프는 직경 22.23 mm, 길이 600 mm 정도의 열사이폰 구조이며 작동유체로 PFC(C₆H₁₄)를 사용하고 있다.⁽²⁾ 작동유체로 PFC를 사용하는 이유는 대기압에서의 비등점이 56.6°C로 비교적 낮아 겨울철 -20~-30°C의 저온환경에서 작동해야 하는 이른바 냉시동이 가능하기 때문이다. 그러나 이 작동유체는 지구온난화지수(GWP)가 높아 교토의정서에 의해 사용이 규제를 받는 물질이며 수년 전부터 대체수단에 대한 연구가 진행되어 왔다. 최근 국내 기술에 의해 물을 작동유체로 사용하여 이러한 환경오염과 냉시동 문제를 동시에 해결하는 방법이 개발되었다.⁽³⁾ 이렇게 히트파이프에서 냉시동이 문제가 되는 것은 결빙된 작동유체가 열에 의해 증발하여 응축부로 이송된 후 다시 낮은 온도에서 응축부 내벽에서 재결빙되어 증발부로 귀환되지 못함에 따라 증발부가 건조되기 때문이다. Kang et al.⁽⁴⁾은 이러한 문제를 가스 내장형 가변전열 히트파이프(VCHP)의 원리를 이용하여 해결할 수 있었다. 가스내장형 가변전열 히트파이프(VCHP)의 작동특성과 해석을 위한 많은 연구가 국내외에서 수행되었다. 이러한 연구들은 냉각 조건의 변화에 대하여 열원의 온도 변화폭을 감소하고자 하는 목적에 따라 대부분 열부하와 냉각 조건, 불응축성 가스량 등 작동조건에 따른 정상 상태 또는 열부하 변화에 따른 천이상태에서 증기-불응축성 가스 간의 활성구간의 거동에 집중되었다.⁽⁵⁻⁷⁾

가변저항 히트파이프의 작동유체가 결빙된 상태에서의 저온시동 문제를 해결하기 위해서는 일반적인 히트파이프(CCHP)의 재결빙 과정에서의 냉시동 실패 메카니즘을 분석하고 관련 변수의 영향을 파악하여야 하며, 관련 변수와 VCHP의 냉시동 특성에 대한 기초적인 연구가 필요하다.

본 연구에서는 금속분말 소결위크 구조와 물을 작동유체로 사용하는 일반 히트파이프(CCHP)와 질소를 내장하는 가스내장 히트파이프(VCHP)를 제작하고 초기 냉시동 조건, 열부하, 작동온도, 경사각 등을 변수로 시동 실험을 수행하고 냉시동 과정에서 시동 실패를 야기하는 문제점들을 고찰하였다. 또한 질소내장 히트파이프(VCHP)가 물의 빙점 이하에서 작동할 때 경사각, 시동 열부하, 작동온도 등 운전조건이 히트파이프의 냉시동에 미치는 특성을 파악함으로써 빙점 이하에서의 냉시동을 위한 히트파이프 냉각기의 설계자료를 확보하고자 하였다.

2. 실험장치 및 실험방법

본 연구에서는 먼저 금속분말 소결위크와 물을 작동유체로 하는 고정저항 히트파이프(CCHP)를 제작하고, 먼저 0°C 이상의 상온에서 열부하, 증기온도 및 경사각 변화에 따른 정상상태에서의 열전달특성을 파악하였다. 그 다음 작동유체를 결빙한 후 열부하를 가하여 냉시동특성과 시동 실패 메카니즘을 파악하였다. 이러한 실험 결과를 바탕으로 동일한 구조의 VCHP를 제작하고 동일한 과정의 실험을 수행하였다.

실험을 위해 제작된 CCHP와 VCHP의 제원은 Table 1과 같다. CCHP, VCHP는 각각 작동유체로 7.5g의 물을 충전하였다. 그리고 VCHP에는 0°C에서 응축부 공간을 채우는 데 필요한 양의 질소 약 5×10^{-4} g을 가스상태로 주입하였다. Fig. 1과 같이 히트파이프의 길이 방향의 벽면온도 분포를 측정하기 위하여 T형 열전대(0.12 mm)를 관 표면에 부착하였다. VCHP의 경우에는 용기 내부 증기 및 질소 가스온도 측정을 위해 증발부 하단에 구멍을 뚫어 하단으로부터 25 mm 되는 곳에 sheath type 열전대(K형, 1 mm)가 설치하고 용기

Table 1 Specifications of tested heat pipes

Components		CCHP	VCHP
Sintered wick	Powder material	Copper	
	Grain	120 μ m	
	Wick thickness	700 μ m	
Heat pipe	Container material	Copper	
	Dimension	$D_o = 12.7$ mm, $D_i = 10.9$ mm, $L_e = 100$ mm, $L_a = 40$ mm, $L_c = 200$ mm	
	Working fluid	Water 7.5 g	Water 7.5 g, Nitrogen 5×10^{-7} kg

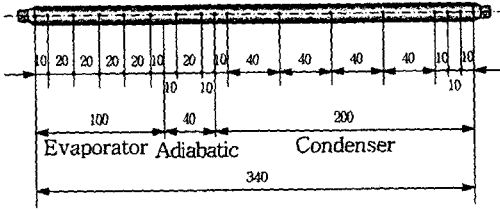


Fig. 1 Locations of thermocouples.

하단에 용접하여 고정하였다. 증발기 외벽에는 열부하 공급을 위해 직경 0.25 mm의 열선을 감았고 그 외부를 유리섬유로 단열하였다.

응축부에는 PVC관(내경 25.5 mm)으로 만든 냉각수 재킷을 설치하였고 유리섬유로 단열하여 항온조와 연결하였다. Fig. 2는 실험장치의 개요를 나타낸 것이다.

주어진 히트파이프의 열전달특성에 미치는 중요한 운전인자들은 작동온도, 경사각, 열부하이다. 본 연구에서는 정상상태 성능시험을 위해 CCHP와 VCHP 모두에 대해 경사각 -5° (증발부가 상단에 위치), 0° (수평) 및 5° (증발부가 하단에 위치)에서 작동유체의 증기온도를 30°C , 40°C , 50°C 및 60°C 로 유지하며 열부하를 초기값 10 W부터 10 W 간격으로 단계적으로 증가시키며 열전달 한계에 도달할 때까지 수행하였다.

저온시동 특성시험에서는 히트파이프의 초기상태(-20°C)를 얻을 때까지 항온조(냉각수 출구온도: $-22 \sim -24^\circ\text{C}$)로부터 냉각수를 응축부 냉각수 자켓에 공급하였다. 실험장치가 충분히 열평형에

도달한 후 초기 시동용 열부하 10 W를 공급하였다. 비록 시동에 실패한 경우라도 10 W 간격으로 단계적으로 최소한 30 W까지 열부하를 공급하였다. VCHP의 경우는 시동 후 열전달 한계에 도달할 때까지 열부하를 10 W씩 증가시키며 실험을 진행하였다. 항온조의 냉각수로는 증류수와 에틸렌글리콜을 50 : 50(체적비)으로 혼합하여 사용하였다.

3. 실험결과 및 고찰

3.1 저온시동 특성

히트파이프를 냉각하여 초기온도(-20°C)에 도달하여 열적 평형상태에 도달한 후 냉시동 시험을 실시하였다. 시동이 성공하기 위해서는 증발부에서 생성된 증기가 응축부에서 열을 방출하고 액체상태로 증발부로 귀환이 이루어져야 한다. 이 경우 일반적으로 벽의 온도를 측정하면 증발부 벽의 온도가 상승하고, 응축부 온도 또한 증발부 벽의 온도를 추종하여 상승하게 된다.

3.1.1 CCHP

Fig. 3의 (a)와 (b)는 히트파이프 경사각이 각각 0° , 5° 일 때 냉시동 조건에서 갑자기 30 W의 열부하를 가한 경우에 대한 실험결과이며 두 경우 모두 시동에 실패하였다. 즉, 시간의 경과에 따라 증발부 온도는 지속적으로 상승하고 발열체 최대

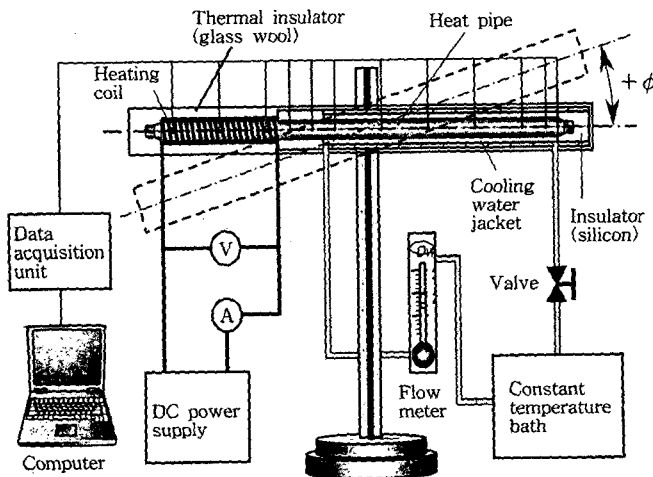


Fig. 2 Schematic diagram of the experimental apparatus.

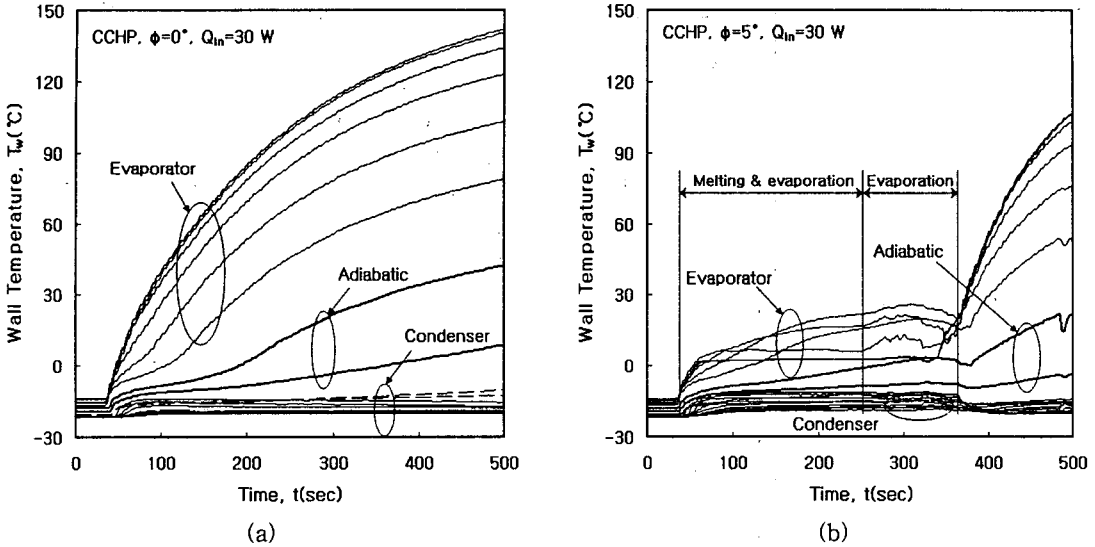


Fig. 3 Wall temperature variation with time during frozen start-up for a CCHP.

허용온도(반도체의 경우 약 120°C)에 접근할 때까지 응축부 온도는 증발부 온도변화를 추종하지 못하고 0°C 이하의 초기상태를 유지하고 있다. 히트파이프 경사각에 따라 초기 시동구간에서 증발부 벽의 온도변화가 다소 차이를 나타내고 있으나 시동에 도달하지 못한 현상은 동일하였다. 이러한 CCHP의 냉시동 실험결과로부터 시동 실패에 관련하여 용기 내부 작동유체의 상변화 유동메카니즘을 Fig. 4에 개략적으로 도시하였다.

먼저 Fig. 4(a)와 같이 작동유체가 결빙된 저온의 조건에서 열부하가 공급되면 매우 작은 양의 증기가 승화에 의해 발생하여 응축부로 이동한다. 그러나 이때 용기 내부 증기압이 매우 작기 때문에 증기발생량과 이 증기에 의한 수송열량이 응축부 냉각수에 의한 냉각열에 비해 매우 작아 응축부 벽온도를 변화시키지 못하며 응축부로 이동한 증기는 응축부 벽에서 방열한 후 결빙되어 증발부로 귀환이 이루어지지 못하여 궁극적으로 증발부 건조가 초래된다(Fig. 4(c)). 따라서 초기 과정에서는 증발부에 공급된 열부하의 대부분이 현열과 용해열로 축적되어 온도를 상승시킨다. 증발부 온도 상승은 단열부를 통한 전도 열전달 현상을 촉진함으로써 응축부 하단의 온도 상승과 용기 내벽의 결빙된 유체의 해빙과 액체의 귀환을 초래할 수 있다. 그러나 실제 문제에서는 발열원인 반도체의 상한 최고온도를 고려할 때 증

발부 벽온도가 120°C를 넘으면 반도체의 작동에 위협을 초래하므로 증발부 벽온도가 상한 최고온도에 도달하기 전에 시동이 이루어지지 못하면 시동을 위한 열부하의 공급을 중지해야 한다.

한편 앞의 두 실험결과에서 드라이 아웃에 이르는 시간 및 벽면온도 변화형태가 서로 다른 이

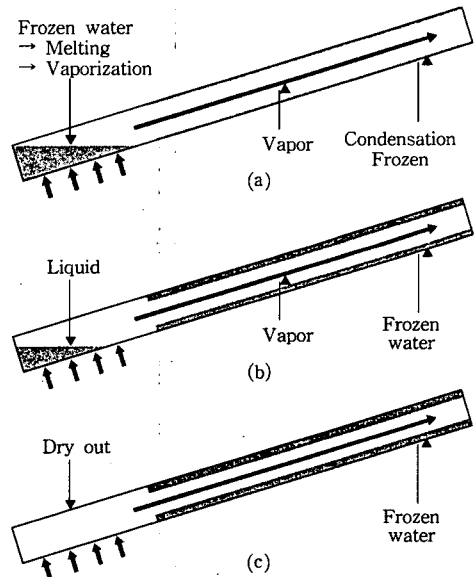


Fig. 4 Failure mechanism of a CCHP during frozen start up operation.

유는 경사각이 5°인 경우는 0°(수평)에 비해 중력장에 의한 잉여 충전유체의 대부분이 결빙하기 전에 증발부 하단에 풀(pool)을 이루게 되고 이 결과로 증발부 초기 작동유체의 유량에 차이가 발생할 수 있다. 또 다른 이유는 경사진 경우 발생한 증기의 일부가 단열부에서 응축하고 이것이 중력장에 의해 귀환할 수 있기 때문이다.

3.1.2 VCHP

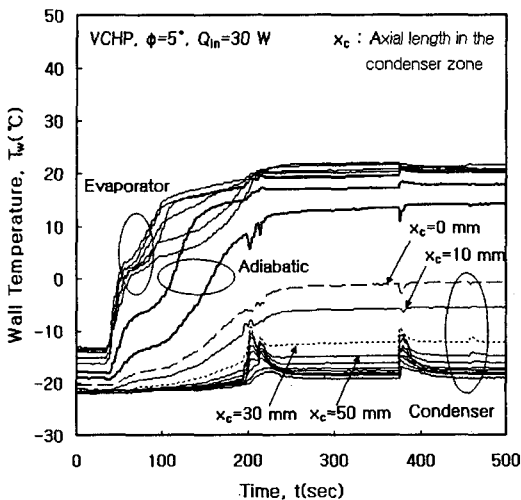
VCHP에 대한 실험도 CCHP와 동일한 방법으로 실험을 수행하였다.

Fig. 5는 경사각이 각각 5°, -5°인 경우의 결과를 나타내었다. 증발부에 열부하가 공급되기 시작하는 초기 약 20~30초간 증발부 온도가 0°C에 도달하는 과정은 CCHP의 경우와 유사하다. 그러나 그 이후 증발부 온도가 증가함에 따라 응축부 하단의 벽온도가 추종 상승하며 50~100초 후에 증발부를 포함하여 각 점의 온도가 정상상태에 도달한다. 이러한 결과는 VCHP의 냉시동이 성공함을 보여주는 것이다. 두 그림을 비교할 때 경사각의 크기에 따라 시동시 온도변화과정이 약간 차이를 보이고 있다. 정상상태에 도달하는 시간은 경사각이 -5°인 경우가 약 70초로 5°의 경우보다 빠른 것으로 나타났다.

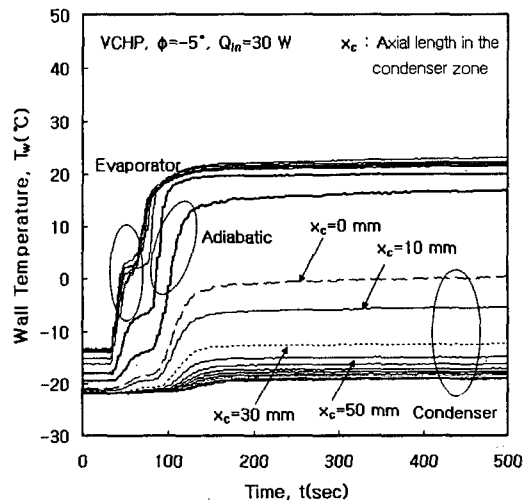
Fig. 5(a)는 증발부가 아래에 있는 경우(bottom heating)로 경사각이 5°인 VCHP의 냉시동 실험

결과이다. 그림에서 냉시동 초기 증발부 전영역이 약 0°C에 이를 때까지 온도가 선형적으로 증가하고 이후 약 수십 초간 결빙된 작동유체가 완전히 용해될 때까지 온도변화율이 다소 둔화되었다. 이 구간까지 생성된 증기는 응축부의 제한된 활성영역(하단 약 5~10 mm)으로 이동하여 응축 잠열을 공급하고 이영역의 응축부 벽온을 상대적으로 증가시킨다. 그러나 응축부의 얼음 층이 해빙되어 응축액이 하강을 시작하는 것은 응축부 상단 활성구간의 벽온도가 0°C에 접근한 시각으로 보이며 이후 히트파이프가 정상상태 작동을 보이고 있다. 응축부에서 $X_c=30$ mm 이상의 비활성화 구간에서는 비록 온도 상승이 나타나고 있으나 벽온도가 -10°C 이하이며 증기의 유입이 없고 용기 벽체의 전도에 의한 열유입 현상에 의존하는 것으로 보인다.

Fig. 5(b)는 경사각이 -5°(top heating)인 냉시동 실험결과이다. 전체적으로 전자와 유사한 과정을 거쳐서 정상상태에 도달한다. 그러나 이 경우, 증발부 내부에는 작동유체가 위크를 포화시키는데 요구되는 정도만의 유량이 존재하며 이 양은 과충전된 유량이 용기 하단(증발부)에 액체 풀을 이루는 전자(5°, bottom heating)의 경우와 비교하여 상대적으로 작다. 이 결과 작동유체가 해빙하는 데 소요되는 시간이 보다 짧게 나타나는 것을 알 수 있다.



(a) Bottom heating mode



(b) Top heating mode

Fig. 5 Wall temperature variations with time for VCHP in the frozen start-up.

또 다른 현상은 Fig.5(a)에서 응축부 상단 비활성화 영역에서 주기적으로 온도가 펄스형상을 나타내었다. 이러한 온도변화 양상은 마치 열사이폰이 증발부 액체 풀에 낮은 열유속이 가해질 때 발생하는 주기적 간헐 비등(pulse boiling)과 유사하다. Kim et al.⁽⁸⁾의 연구에 의하면 이러한 비등현상은 열부하가 증가하면 소멸하게 되고 일시적인 펄스비등은 히트파이프의 작동 안전에 절대적 위험요소는 아닌 것으로 알려져 있다.

3.2 벽면온도분포 특성

Fig.6은 CCHP 및 VCHP의 일반적인 특성을 파악하고자 증기온도가 30°C와 50°C, 수평과 -5°(top heating 모드) 경사각에서 동일한 열부하와 증기온도 조건에서 실험한 결과를 도시한 것이다. 그림에서 CCHP의 경우 경사각과 증기온도에 관계없이 증발부 및 응축부 온도가 등온성을 잘 유지하여 정상적으로 작동함을 보여준다. 먼저 두 히트파이프의 증발부 온도는 매우 유사한 값을 보인 반면, 응축부 온도는 CCHP에 비해 VCHP 전 영역의 온도가 상대적으로 낮아 불응축성 가스에 의한 비활성 영역임을 확인할 수 있다. 그리고 50°C로 증기온도가 증가한 경우에는 상대적으로 활성영역이 확대되어 있으며 두 히트파이프 간 응축부 온도차도 감소됨을 볼 수 있다.

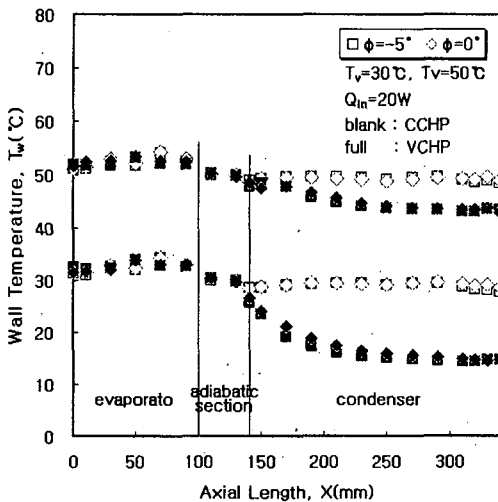


Fig. 6 Wall temperature distributions of a CCHP and VCHP in normal operation.

앞 절에서 고찰한 것과 같이 빙점 이하에서 냉시동을 하기 위해서는 응축액이 빙점 이하로 낮아지지 않아야 한다. 이러한 관점에서 응축부 냉각수 온도를 약 -20°C 이하로 순환하여 벽면온도를 빙점 이하로 유지한 상태에서의 실험결과를 Fig.7에 도시하였다. 이 경우 CCHP는 모든 조건에서 시동에 실패하였다. 그림에서 40 W 이상의 열부하에서는 응축부 입구구간이 0°C 이상의 온도를 보인다. 그러나 이후의 구간에서는 응축부 전 영역이 0°C 이하의 온도를 보이고 있다. 이러한 결과는 증기와 응축부 벽의 원주방향 열저항을 고려하더라도 특히 10 W의 경우는 응축부 전 영역이 -10°C 이하를 유지함으로써 응축부 벽의 결빙방지 영향만으로는 냉시동 성공을 설명하기 어려울 것으로 보인다. 이 경우 단열부 벽면의 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 CCHP 10 W의 실험결과와 증발부로부터 히트파이프 벽의 열전도에 의하여 증발부 열이 모두 소산된다고 가정하고 해석적으로 얻은 벽면온도를 함께 도시하였다. 그림에서 CCHP의

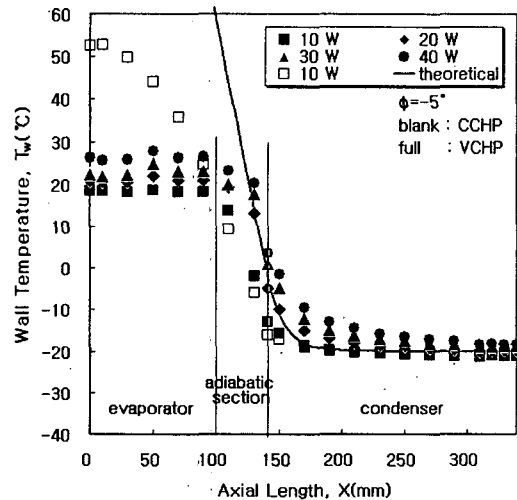


Fig. 7 Wall temperature distributions of a CCHP and VCHP at chilling start-up.

경우 및 단순 열전도 모델과 벽면온도 분포 및 절대값에서 차이가 크며 증발부 온도가 비교적 일정한 값을 유지함으로써 VCHP의 경우에는 상변화에 의한 정상적인 작동으로 파악된다. 따라서 응축부 온도가 빙점이하를 유지하는 경우에는 시동과정에서 드라이아웃이 발생하는 CCHP와는 다르게 증기가 단열부에서 응축한 후 증발부로 귀환하고 이송된 열은 응축부로 전도된 후 소산되는 것으로 추정된다. 한편 CCHP의 경우, 전도 해석 결과와 특히 증발부 온도와의 차가 큰 것은 시동실패 후 벽온도가 상승하는 단계에서 정상상태에 이르기 전에 열부하를 차단하였으며 이때의 실험값을 도시하였기 때문으로 보인다.

3.3 열저항 특성

히트파이프의 작동원리를 고려하면 용기 내부에 불응축가스를 포함하지 않는 경우, 히트파이프의 열저항은 용기의 형상, 재질, 작동유체의 물성에 의존하며 작동온도, 열부하 크기에 대해서는 비교적 약한 관련성을 보인다.

Fig. 8은 단열부 평균 온도값을 히트파이프 증기온도(작동온도)값으로 가정하고 이 값이 30°C로 일정할 때 경사각이 각각 -5°, 0°, 5°인 CCHP와 VCHP의 정상상태 열부하에 대한 열저항을 도시한 그림이다. 열저항의 계산과정, 관련 데이터 측정 등에 대한 기술적 자료는 일반화되어 있

으며 참고로 Chi의 저서⁽⁹⁾에도 잘 기술되어 있다. 또한 Fig. 8에는 증발부와 응축부의 구간 열저항과 이들의 합인 총 열저항값들을 동시에 도시하였다. 그림에서 CCHP의 총 열저항값은 열부하 10~90 W 범위에서 0.2 K/W이고 약 10~20% 범위의 분산을 나타내었으나 열부하와 약한 함수관계임을 확인할 수 있다. 그리고 주어진 경사각의 변화범위에서도 경사각의 영향이 미소하다.

VCHP의 경우는 총 열저항값이 열부하 10~90 W 범위에서 부하증가에 따라 1.35 K/W에서 0.37 K/W로 그 변화폭이 현저하게 변화하는 것을 확인할 수 있다. CCHP의 측정결과와 비교하면 증발부 열저항은 양자가 매우 유사한 값을 보이지만 응축부 열저항은 예상한 바와 같이 큰 차이가 있음을 확인할 수 있다. 이러한 결과는 잘 알려진 바와 같이 불응축성 가스의 영역에 의하여 응축부 열저항 변화폭의 증가와 함께 열저항값이 지배됨을 의미한다. 한편 그림에서 경사도 -5°의 경우 모세관 한계에 의하여 50 W 이상의 열부하에 대한 열저항값을 얻지 못하였다.

Fig. 9는 열부하를 20 W로 일정하게 유지한 경우의 실험결과이다. 그림에서 VCHP의 경우 증기온도가 증가함에 따라 열저항이 빠르게 감소하는 것은 증기압 증가에 의해 작동유체 증기가 응축부를 차지하는 이른바 활성영역이 확대되기 때문이다. 즉, 낮은 증기온도에서 활성영역이 감소하여 높은 열저항을 나타낸다. VCHP의 이러한 열

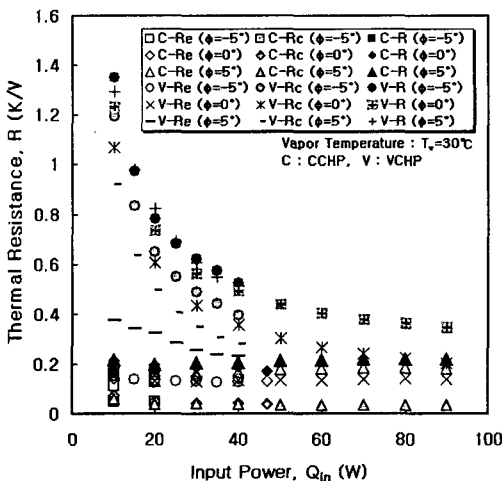


Fig. 8 Effects of input power on thermal resistances.

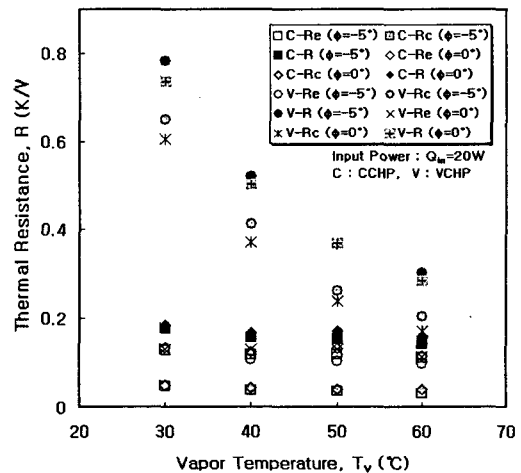


Fig. 9 Effects of vapor temperature on the thermal resistances.

저항 특성은 작동유체 결빙점 이하의 낮은 온도에서 시동할 때 히트파이프 증발부 온도를 결빙점 이상으로 유지할 수 있게 하며 냉시동을 가능하게 하는 원인이 된다. 이상에서와 같이 증기온도가 열저항에 미치는 영향은 실험을 수행한 결과 열부하의 영향과 동일한 경향을 나타내었다.

4. 결 론

본 연구에서는 물을 작동유체로 하는 금속분말 소결위크 히트파이프(CCHP) 및 여기에 질소를 불용축성 가스로 사용하는 히트파이프(VCHP)를 제작하고 열부하, 경사각, 냉각조건 등을 변수로 -20°C 에서 냉시동 실험을 수행하였고 정상상태 운전 조건에서 열저항의 증기온도 및 열부하 의존성을 측정하여 냉시동과의 관련성을 검토하였다.

실험결과 CCHP는 냉시동 과정에서 작동유체가 응축부에서 재결빙하여 증발부로 귀환하지 못함에 따라 시동에 실패하였다. VCHP의 경우에는 냉시동에 성공하는 과정을 확인할 수 있었으며 시동 초기 불용축성 가스가 응축부를 점유함으로써 온도 감소에 따른 열저항 증가가 냉시동을 가능하게 하는 원인임을 확인할 수 있었다. 이때 증기는 단열부에서 응축한 후 응축부로 열전도에 의하여 열이 소산됨에 따라 응축부 전 영역의 온도가 결빙점 이하인 경우에도 시동에 성공하였다. 두 가지 히트파이프 모두 증발부가 하단에 놓이는 경우 시동시간의 지연이 발행하였고 경사각에 따라 과도특성도 상이하였다. 그러나 시동온도, 히트파이프 형상, 작동유체와 불활성 가스의 충전량, 물성 등의 기초 설계인자들과 냉시동시 초기 최소 열부하 크기에 대한 함수관계를 규명하는 연구가 히트파이프 설계 및 냉시동 운전지표를 얻기 위해 필요할 것으로 생각한다.

후 기

이 논문은 2005년 유한대학 학술연구비에 의해 수행된 연구결과임.

참고문헌

1. Faghri, 1995, Heat Pipe Science and Technology, Taylor & Francis.
2. Kang, H. K. and 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., Yoo, J. H., Lee, D. C., Park, S. W. and Park, H. K., 2005, Development and operational characteristics of the power semiconductor cooling device for a frozen start-up using VCHP, The 4th Heat Pipe Workshop, Hankuk Aviation Univ., pp. 78-85.
4. Kang, H. K., Kim, M. S., You, J. H., Park, S. W. and 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.
5. Park, B. K., Kim, G. O. and 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.
6. Suh, J. S., Park, Y. S. and Chung, K. T., 2006, Influence of NCG charging mass on the heat transport capacity of variable conductance heat pipe, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 18, No. 4, pp. 320-327.
7. Park, K. H., Lee, K. W., Lee, W. H., Noh, S. Y. and Suh, J. S., 2002, Study on the heat transfer performances of non-condensable gas and working fluid quantity in a copper-water variable conductance heat pipe, Proceeding of the SAREK 2003 Summer Annual Conference, pp. 317-323.
8. 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 B, Vol. 21, No. 10, pp. 1254-1261.
9. Chi, S. W., 1976, Heat Pipe Theory and Practice, McGraw-Hill, New York, USA, pp. 121-155.