

## 중온 태양열 축열조용 히트파이프의 작동액체 충전량이 열성능에 미치는 영향

박민규\*, 부준홍\*\*

\*한국항공대학교 대학원, \*\*한국항공대학교 항공우주 및 기계공학부(jhboo@kau.ac.kr),

## The Effect of Working Fluid Charge on the Performance of a Heat Pipe for Medium-temperature Solar Thermal Storage System

Min Kyu Park<sup>\*</sup> , Joon Hong Boo<sup>\*\*</sup>

\* Graduate School, Korea Aerospace University,

\*\* School of Aerospace and Mechanical Engineering, Korea Aerospace University(jhboo@kau.ac.kr),

### Abstract

---

An experimental study was conducted to investigate the thermal performance of a medium-temperature heat pipe against the charge amount of working fluid. The container and the wick of the heat pipe were made of stainless steel and the working fluid was Dowtherm-A for medium-temperature applications around 250°C. The diameter and length of the heat pipe were 25.4 mm and 1 m, respectively. The maximum thermal load was 1 kW and the working fluid charge ratio varied from 372% to 420%. The results showed that the thermal resistance ranged from 0.12 to 0.15 °C/W and the effective thermal conductance ranged from 7,703 to 8,898 W/m·K. Dry-out occurred for the heat pipe with 372% fill-charge at the heat load of 950 W, while the other heat pipes with higher charge amount did not encounter dry-out up to 1060 W.

Keywords : 축열장치(thermal storage system), 중온(medium temperature), 히트파이프(heat pipe),  
작동액체 충전량(working fluid charge amount)

---

## 기 호 설 명

$\bar{T}$	: 평균온도 (°C)
$Q$	: 열부하 (W)
$L$	: 길이 (m)
$R_{th}$	: 열저항 (°C/W)
$k$	: 열전도율 (W/m·K)
$A$	: 면적 ( $m^2$ )
$c_p$	: 정압비열(kJ/kg·K)
$\dot{m}$	: 질량유량 (kg/s)

## 하 첨 자

<i>evp.</i>	: 증발부
<i>cond.</i>	: 응축부
<i>cond.1</i>	: 응축부1
<i>cond.2</i>	: 응축부2
<i>eff</i>	: 유효(effective)
<i>rev.</i>	: 회수
<i>rev.1</i>	: 응축부1 회수
<i>ent.</i>	: 입구
<i>ext.</i>	: 출구

## 1. 서 론

중고온 범위의 태양열 이용을 고려할 때 고온 집열은 물론 중온 집열과 축열 등에서 열전달 효율이 매우 우수한 히트파이프의 적용으로 시스템의 성능 향상을 기할 수 있다. 대표적인 태양열발전플랜트의 축열조는 220°C에서 400°C의 범위에서 축열 및 방열을 담당해야 한다. 히트파이프의 작동온도의 관점에서 중온범위는 280°C에서 480°C에 해당한다.<sup>(1)</sup> 히트파이프의 작동유체로서 전기절연성이 요구되는 경우가 아니라면 조달성이 가장 용이하면서도 우수한 열적 성능을 가진 물은 통상 200°C 이하의 온도 범위에서만 사용하므로 중온범위 히트파이프의 작동유체로 사용할 수 없어 재료의 선정과 제작에 어려움이 있다.

중온범위 히트파이프의 작동유체로 사용 가능한 것들은 합성유체인 Flutec PP2 및 PP9, 다우섬-A(Dowtherm-A) 등 소수에 불과하며, 이 중 Flutec PP2 및 PP9는 전기절연성이 요구되는 용도에 주로 사용하지만 상한온도는 각각 160°C와 225°C로 알려져 있다. 한편 다우섬-A는 150°C이상 400°C까지의 범위에서 히트파이프 작동유체로서 사용이 가능하므로 중온범위에서는 적용성이 가장 크다고 할 수 있다.<sup>(2)</sup> 따라서 다우섬-A를 작동유체로 하는 히트파이프의 성능을 파악하는 것은 중온범위에서 태양열 활용에 기여할 수 있을 것이다. 다우섬-A를 사용한 단일본 히트파이프의 기본적 성능은 Park 등<sup>(3)</sup>과 Lee 등<sup>(4)</sup>의 실험연구에서 확인할 수 있다. 그러나 이들 연구에서의 히트파이프는 내부에 모세관 구조물이 없는 열사이펀 형태였다. 또한, 하나의 히트파이프에 증발부와 응축부가 한 개씩만 존재하는 형태는 다양한 작동조건과 설계 요구조건에 대응할 수 있는 기술 자료를 제공하는데 한계가 있다.

하나의 히트파이프로 열을 저장도 하지만 필요시 방열도 담당할 수 있도록 하려면 동일한 히트파이프에서 증발부와 응축부가 전환되어 작동할 수 있거나, 축열조의 양쪽에서 서로 다른 히트파이프를 배치하여 축열과 방열을 각각 담당하도록 하는 방법이 있다. 그렇지 않으면 Liu 등<sup>(5)</sup>의 연구에서와 같이 하나의 히트파이프가 축열부를 관통하되, 축열부의 양 끝에 고온부와 저온부 열교환부를 두어, 축열 시에는 고온부와 열교환하는 부분이 증발부가 되고 축열물질과 열교환하는 부분이 응축부가 되지만, 방열 시에는 축열물질과 열교환하는 부분이 증발부가 되고 저온부와 열교환하는 부분이 응축부가 되도록 설계되어야 한다. 그러나 Liu 등은 100°C 미만의 열원을 고려하고 축열물질로서 52°C에서 상변화하는 PCM을 사용하였으므로 중온태양열 범위에 적용할 수는 없다.

한편, Lee 등의 연구에서 히트파이프는

중온 축열 시스템에 적용 가능하도록 축열 물질과 열교환하는 부분이 증발부로 전환되는 경우를 고려하여 작동유체가 증발부 내부 체적보다 과충전되도록하여 실험한 자료를 제시하였다. 이는 축열 모드에서의 증발부가 작동하지 않는 경우에 그보다 상부에 위치한 축열물질로부터 흡수한 열로 열사이편이 작동할 수 있도록 고려한 것이다.

본 연구에서는 수직으로 배치된 히트파이프 최하단부가 증발부로 작동하는 동안 중온 축열물질과 열교환하는 중앙부분에 환형 환(fin)을 부착하고, 동시에 최상부에서는 저온부로 열이송이 이루어지는 복합적 용도를 고려하였다. 이와 같이 하나의 히트파이프에서 응축부 두 개가 연결된 형태로서 서로 다른 경계조건을 갖는 히트파이프의 열적 특성은 태양열발전플랜트의 축열조 용으로 적용 가능한 기술적 자료로 활용될 수 있을 것이다.

## 2. 실험장치 및 실험방법

### 2.1 히트파이프 제작

히트파이프의 형태는 중간에 축열물질과 열교환하는 부분을 고려하여 Fig. 1과 같이 경계조건이 서로 다른 두 개의 응축부를 가지는 구조로 만들어졌으며, 응축부1은 자연대류에 의해, 그리고 응축부 2는 액체로 강제대류에 의해 냉각되며, 각 부의 중간에는 두 곳에 단열부가 설치되었다. 히트파이프와 축열 물질사이에 열전달이 일어나는 응축부1 구간에는 열전달 증진을 위해 환형 환을 부착하였다. 히트파이프 본체와 모세관 구조물, 환형 환은 모두 스테인리스 스틸 제질로 제작되었다. 히트파이프 본체의 직경은 25.4 mm이며 총 길이는 1 m 이다. 히트파이프의 증발부는 200 mm, 응축부1은 470 mm, 응축부2는 200 mm, 그리고 단열부1과 단열부2는 모두 65 mm로 하였다. 내부 작동유체는 다우섬-A를 사용했다. 실

제 축열조에서는 고온 고압의 증기로 증발부를 가열하는 형식이지만 본 실험에서는 전기히터를 이용하였다. 축열조의 용적을 줄이기 위해서 축열물질로는 상변화하는 용융염을 고려할 수 있는데, 고려한 온도범위에서 대표적인 용융염들의 열전도율은 0.5 W/m-K 정도로 매우 낮다. 본 연구에서는 실험의 편의를 도모하는 것과 동시에, 보다 극한의 열접속 조건에서 히트파이프의 성능을 검토할 목적으로 응축부1에는 열전도율이 0.05 W/m-K 정도로 낮은 공기와 자연대류하도록 하였다. 축열모드에서 응축부1은 히트파이프로부터 축열물질로 열전달을 하는 응축부의 역할을 하지만 방열모드에서는 축열 물질로부터 열을 받아 상부의 응축부2로 전달하는 증발부 역할을 하게 된다.

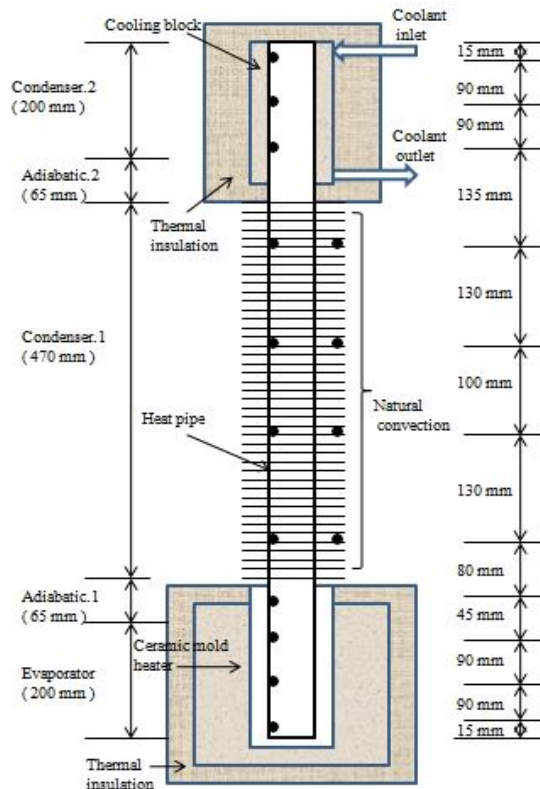


Fig. 1 Schematic of the heat pipe with thermocouple locations

방열모드에서도 히트파이프가 문제 없이 작동할 수 있도록 내부 작동유체는 응축부1의 일부분까지 충전되었다. 히트파이프의 작동유체 충전량은 133.3 ~ 150.5 ml이며 이는 모세관 구조물 공극체적의 372% ~ 420%에 해당된다. 본 연구에서 제작한 히트파이프의 제원은 Table 1에 나타내었다.

Table 1 Specification of the heat pipe

Container (mm)	STS 316L O.D.: 25.4, Thickness : 2
Wick	STS 304 Screen mesh : #40, 2 layers
Working fluid	Dowtherm-A Fill charge : 372 ~ 420% (based on void volume of the wick)
Length (mm)	Evaporator : 200 adiabatic section : 65 (lower) + 65 (higher) Condenser : 470 + 200
Fin (mm)	Thickness : 1, Height : 32.5, Pitch : 10

## 2.2 장치 구성 및 실험 방법

히트파이프의 온도는 Fig.1에 함께 표시된 25개의 위치에서 K-type 열전대로 측정하여 자료획득장치로 기록하였다. 히트파이프 응축부2의 외벽에는 내부에 냉각수가 순환하는 냉각블럭이 부착되어 있다. 냉각수의 유량과 입구 온도를 측정하여 실제 히트파이프를 통한 열이송량을 산정하였다.

실험에서는 충전량의 변화와 함께 전압조절기와 항온조로 열부하와 냉각수 입구 온도조건을 각각 변화시키면서 중온에 적정한 온도를 성취하였다. 따라서 동일한 충전량의 히트파이프에 대해서는 하나의 열부하에서 냉각수 입구 온도를 40°C, 60°C, 그리고 80°C 인 세가지 경우에 대해 관찰하였다. 냉각수 유량은 100 LPH(liters per hour)로 설정했다. 또한 2종 응축부의 경우와 단일 응축부의 경우를 비교하기 위해 응축부1을 단일한 실험을 수행하여 응축부1 및 응축부2를 모두 사용한 경우를 모두 검토하였다.

## 3. 실험 결과

히트파이프의 유효열전달률은 응축부2에서 회수되는 열전달률로 식 (1)과 같이 산정하였다.

$$Q_{rev.1} = \dot{m}c_p(T_{ent} - T_{ext}) \quad (1)$$

응축부1에서 방열되는 열량은 히트파이프 외벽과 환형 환에 대해 각각 다른 관계식을 적용하여 계산하였다. 히트파이프 외벽의 경우에는 Churchill과 Chu가 제시한 수직평판의 자유대류 상관관계식을 이용하여 계산하였으며, 환형 환에서의 열전달은 McAdams에 의해 제시된 수평 평판에서의 자연대류 유동 상관관계식을 적용하였다. 위의 두 가지 방법을 통해 응축부1과 응축부2에서 각각 산출된 열량을 합하여 회수된 총열량을 계산하였다. 본 연구에서 수행한 모든 경우의 실험에서 열손실은 최대 20% 이내로 산정되었다.

Fig. 2와 Fig. 3은 입력 열부하 900 W에서 응축부2에 유입되는 냉각수의 온도변화에 따른 히트파이프 외벽의 정상상태 축방향 온도분포로서, 좌측 세 지점의 온도는 증발부이며, 우측 세 지점의 온도는 응축부2를 나타낸다.

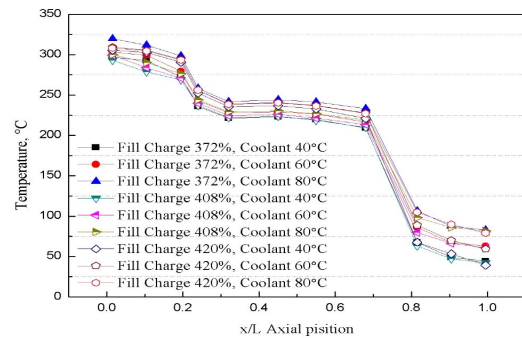


Fig. 2 Axial temperature variation of the heat pipe as a function of coolant temperature (for 372 ~ 420% fill charge ratio, no insulation)

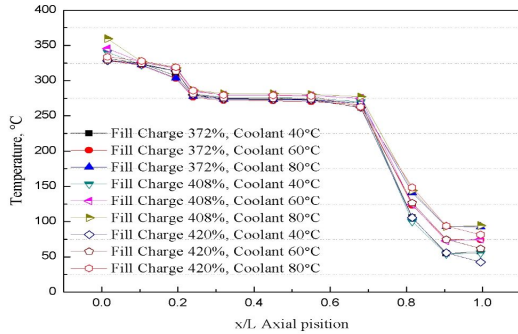


Fig. 3 Axial temperature variation of the heat pipe as a function of coolant temperature (for 372 ~ 420% fill charge ratio, insulation)

응축부1이 자연대류 냉각조건인 경우(Fig. 2)와, 응축부 1이 단열조건인 경우(Fig. 3)를 충전량 별로 비교하여 표시했다. 동일 냉각수 온도조건에서는 충전량이 높을수록 히트파이프의 온도는 감소하며 동일 충전량에서는 냉각수 온도가 증가할수록 히트파이프의 온도는 상승했다.

Fig. 4와 Fig. 5는 히트파이프의 열저항의 변화를 충전량의 변화에 따라, 열유속과 작동온도의 함수로 나타낸 것이다. 히트파이프의 작동온도는 증기영역의 평균온도라고 정의되나, 실제적으로는 단열부의 외벽온도와 같다고 가정할 수 있으며, 본 연구에서도 이를 이용하였다. 열저항은 아래 식으로 산정할 수 있다.

$$R_{th} = \frac{\overline{T}_{evp.} - \overline{T}_{cond.}}{Q_{rev.}} \quad (2)$$

그러나 본 연구에 사용된 히트파이프는 2개의 서로 다른 응축부를 갖는 형태이므로 단일 응축부를 갖는 히트파이프에서와는 달리 아래의 식으로 응축부 평균온도( $\overline{T}_{cond}$ )를 구하여 적용하였다.

$$\overline{T}_{cond.} = \frac{\overline{T}_{cond.1} \cdot L_{cond.1} + \overline{T}_{cond.2} \cdot L_{cond.2}}{L_{cond.1} + L_{cond.2}} \quad (3)$$

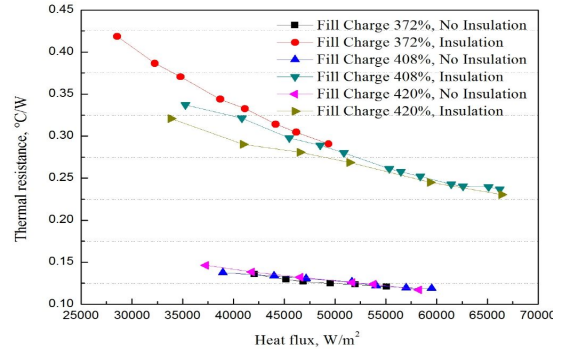


Fig. 4 Thermal resistance of the heat pipe as a function of heat flux (for 372 ~ 420% fill charge ratio, coolant 80°C)

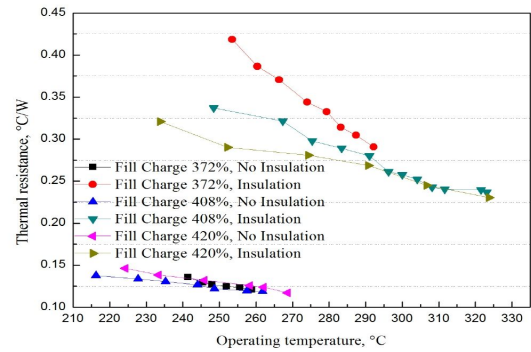


Fig. 5 Thermal resistance of the heat pipe as a function of operating temperature (for 372 ~ 420% fill charge ratio, coolant 80°C)

최소 열저항은 2중 응축부 조건, 충전량 420%인 경우에 나타났는데 이때의 작동온도는 261.8°C, 그리고 열저항은 0.12 °C/W로 산정되었다. 응축부 1구간을 단열한 단일 응축부 조건에서는 충전량 증가에 따라 열전도율이 증가하는 추세이며, 2중 응축부 조건에서 열저항값의 경우 실험된 모든 충전량에서 작동온도, 열유속의 증가에 따라 0.1 °C/W값에 수렴하는 것을 확인할 수 있다. 또한 응축부1을 단열한 경우보다 이중 응축부를 사용한 경우가 모든 구간에서 열저항값이 0.14 ~ 0.26°C/W 낮았다.

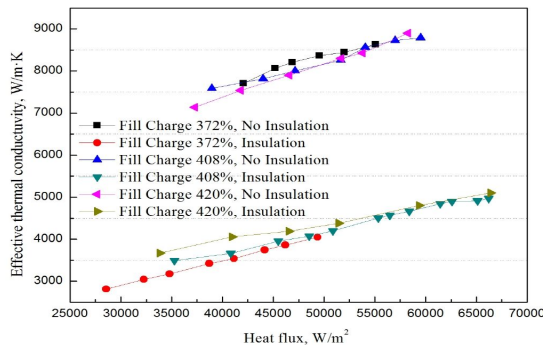


Fig. 6 Effective thermal conductivity of the heat pipe as a function of operating temperature (for 372 ~ 420% fill charge ratio, coolant 80°C)

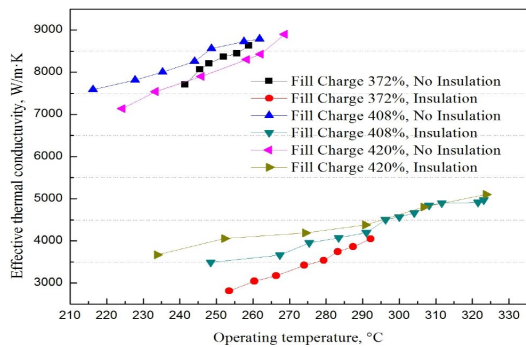


Fig. 7 Effective thermal conductivity of the heat pipe as a function of heat flux (for 372 ~ 420% fill charge ratio, coolant 80°C)

Fig. 6과 Fig. 7은 히트파이프의 유효열전도율을 충전량에 따라 열유속 및 작동온도의 함수로 정리한 것이다. 히트파이프의 유효열전도율은 아래 식으로 산정하였다.

$$k_{eff} = \frac{Q_{rev} \cdot L_{eff}}{A_e \cdot (T_{eva} - T_{cond})} \quad (4)$$

유효열전도율은 실험된 모든 충전량에서 작동온도와 열유속이 증가할수록 증가하는 추세이며 응축부의 단열조건에서는 충전량의 증가에 따라 유효열전도율은 증가한다. 2중 응축부의 경우가 실험된 전 구간에서

단일 응축부의 경우에 비해 2배 이상의 값을 나타내었으며, 유효열전도율의 최고 값은 8,898 W/m·K로서 상용 구리를 기준으로 약 22배 높은 수치이다.

#### 4. 결 론

본 연구에서의 실험을 통하여 다음과 같은 결론을 내릴 수 있다. 단, 이들은 본 연구에서 다룬 실험조건에 한한다.

- (1) 다우섬-A를 작동유체로 하는 히트파이프는 중온 범위에서 작동조건을 조절할 때 상용 구리의 열전도율에 비해 최대 약 22배에 해당하는 열전달 성능을 낼 수 있다.
- (2) 단일 응축부를 가지는 경우 충전량이 증가함에 따라 열저항값은 감소하고 유효열전도율값은 증가한다.
- (3) 다우섬-A를 작동유체로 하는 히트파이프는 충전량 조건을 변화시켰을 때 입열량 한계(dry-out)를 높일 수 있다.

#### 후 기

본 연구는 한국에너지기술평가원의 연구비 지원으로 수행되었음(과제번호: 2005-N-SO17-P-01).

#### 참 고 문 헌

1. Faghri, A., 1995, Heat Pipe Science and Technology, Taylor and Francis, pp. 19-24
2. Reay, D. and Kew, P., 2006, Heat Pipes, Elsevier, pp.108-114
3. Park, K.H., Lee, Y.S., Na, S.H., and Chang, K.C., 2006, "An Experimental Study on the Operating Characteristics of the Naphthalene and Dowtherm Heat Pipe," Proc. KSME Annual Meeting, pp.1966-1971
4. Lee, S.K., Kwak, H.H., Boo, J.H., Kim, J.K. and Kang, Y.H., 2009, "Thermal Performance of a Dowtherm-A Heat Pipe for the Thermal Storage System at Medium-high Temperature," Proc. KSME Fall Annual Conference, pp. 1645~1650.
5. Liu, Z., Wang, Z., and Ma, C., 2006, "An Experimental Study on Heat Transfer Characteristics of Heat Pipe Heat Exchanger with Latent Heat Storage. Part I: Charging only and Discharging only Modes," Energy Conversion and Management, Vol. 47, pp. 944~966.