

히트파이프와 용융염을 사용하는 태양열 축열조의 설계

이정륜*, 부준홍**

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

Design of a Solar Thermal Storage System Employing Heat Pipes and Molten Salts

Jung Ryun Lee*, Joon Hong Boo**

* Graduate School, Korea Aerospace University,

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

Abstract

Thermal design was conducted for a solar thermal storage system in a medium-temperature range between 200°C and 400°C. The system was composed of heat pipes as heat carrier and molten salts as phase-change storage material. Each heat pipe penetrated through the storage system and had two heat-exchanging sections at both ends to interact with high- and low-temperature steams, while it exchanged heat with molten salts in the middle section. During a heat-storage mode, the heat pipes transferred heat from the hot steam at one side to the molten salts and it transferred heat from the molten salt to the cold steam at the other side during the heat-dissipating mode. A tube-bank type heat exchanger theory was applied to this design task to meet the required inlet and outlet temperatures of the steams depending on the operation modes. Several design variables were considered including the lengths of evaporator and condenser of a heat pipe, traverse and longitudinal pitches of the pipe, and the number of rows of the heat pipes for two different molten salt baths. An optimum design results were presented with discussion.

Keywords : 태양열 축열조(solar thermal storage system), 히트파이프(heat pipe), 용융염(molten salt), 열교환기(heat exchanger), 설계(design)

기 호 설 명

A_p	: 히트파이프 열교환 면적 (m^2)
A_f	: 흰 열교환 면적 (m^2)
A_t	: 총 열교환 면적 (m^2)
$A_{t, evp}$: 증발부 총 열교환 면적 (m^2)
$A_{t, PCM}$: 축열부 총 열교환 면적 (m^2)
d_e	: 흰 외경 (mm)
d_o	: 히트파이프 외경 (mm)
G	: 최대 질량 유속 (kg/m^2)
K_{PCM}	: 축열물질 열전도도 ($W/m-K$)
L_e	: 히트파이프 증발부 길이 (mm)
L_c	: 히트파이프 응축부 길이 (mm)
L_s	: 히트파이프 축열부 길이 (mm)
N_f	: 1 m 당 흰의 개수 (1/m)
Pr	: Prandtl number
$R_{fin, HP}$: 증발부 흰 열저항 ($^{\circ}C/W$)
R_{HP}	: 히트파이프 열 저항 ($^{\circ}C/W$)
$R_{fin, PCM}$: 축열부 흰 열저항 ($^{\circ}C/W$)
S_t	: Stanton number
X_t	: transverse tube pitch (mm)
X_l	: longitudinal tube pitch (mm)
η_f	: 흰 효율
η_o	: 총합표면효율

1. 서 론

태양에너지는 자연적으로는 일조시간 동안만 공급된다는 제약조건이 있다. 그러나 축열시스템을 이용하면 시간에 제약을 받지 않고 연속적으로 에너지를 사용할 수 있다. 축열 방법은 크게 현열 축열과 잠열 축열로 나눌 수 있다. 동일한 축열 요구량을 기준으로 하면 상변화를 동반하는 잠열 축열을 이용하는 경우가 현열 축열의 경우보다 체적이 상당히 작은 축열조의 설계가 가능하므로 설치와 유지에 유리한 점이 많다.

본 연구에서의 축열조에서는 잠열 축열을 이용하기 위해 축열 물질로서 상변화 물질(PCM)인 용융염을 선정하였다. 이 축열조에

서 축열 에너지원은 타워(tower)형 태양열 발전시설의 흡수기에서 발생한 고온 고압 증기의 열에너지인데, 축열 모드(mode)시 고온 증기는 입구온도 $395^{\circ}C$ 로 공급되고 $265^{\circ}C$ 로 배출되어야 하며, 방열모드에서 축열조는 $224^{\circ}C$ 의 증기를 $320^{\circ}C$ 까지 가열시킬 수 있어야 한다. 이 온도 범위에서 축열 물질의 용융 온도가 어느 한 쪽으로 치우치게 되는 경우에는 두 작동모드 중 한 모드에서는 적은 온도 차이로 인해 증기와 축열물질 간 열전달률이 매우 낮아지게 되어 요구 열전달 면적과 체적이 과다하게 된다. 문헌 자료에 의하면 설정된 온도범위의 중간 정도에서 상변화하는 용융염은 없다. 그러나 용융점이 서로 다른 두 종류의 축열물질을 이용하면 이러한 문제를 해결할 수 있다. 따라서 본 축열조 설계에서는 입출구 온도조건을 고려하여 용융 온도가 각각 $334^{\circ}C$, $253^{\circ}C$ 인 축열 물질로서 KNO_3 와 $LiNO_3$ 두 종류를 선정하였다.

2. 히트파이프식 열교환기 형상

축열식 히트파이프 열교환기의 형상은 그림 1과 같다. 축열모드에서는 열교환기 하단부, 즉 히트파이프 증발부로 증기가 지나가게 되고 히트파이프를 통해 축열부(PCM부)로 열에너지가 전달되어 저장되게 된다. 방열 모드시에는 축열부에 저장되어 있던 열에너지가 열교환기 상단부로 전달되고, 증기가 지나가면서 증기 온도가 상승하게 된다. 이런 형상을 통해 축열 및 방열시 축열부와 열교환부를 따로 분리시킬 필요가 없는 장점을 얻게 된다.

또한 축열식 히트파이프 열교환기를 고온 축열부와 저온 축열부로 구분하여 배치하는 형상을 고려하였다. 축열 모드시 입구 쪽에 고온 축열부, 출구 쪽에 저온 축열부를 배치하였고, 반대로 방열 모드시에는 저온 축열부를 입구 쪽에, 고온 축열부를 출구 쪽에 배치하는 방식을 고려하였다.

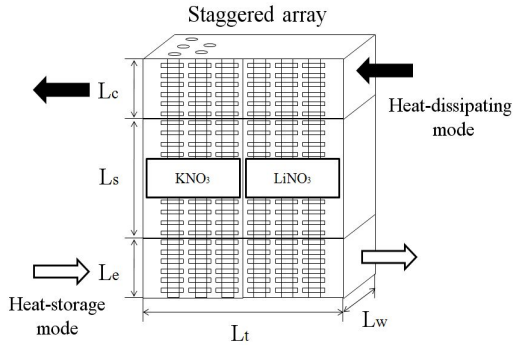


그림 1. 히트파이프를 이용하는 축열조 형상

표 1에 히트파이프식 축열 열교환기가 만족해야 하는 설계조건을 요약하였다. 히트파이프 관군은 30° 엇갈림 배열을 가지도록 구성하였다.

표 1. 축열 열교환기 설계 조건

	단위	축열 모드	방열 모드
증기유량	ton/h	6	6
입구온도	℃	395	224
출구온도	℃	265	320
입구압력	MPa	2.7	2.5
출구압력	MPa	2.56	2.36

3. 히트파이프식 열교환기 성능 계산

3.1 계산과정

열교환기 성능 계산 과정은 다음과 같다.

1. 열교환기의 기하학적 사양, 히트파이프와 흰의 기하학적 사양, 축열 및 방열 모드에서 증기 및 PCM 물성치 입력
2. 열전달 면적 계산
3. 대류 열전달계수 산정
4. 흰 효율 및 총합표면효율 계산
5. 열저항 계산
6. 열전달률 계산
7. 증기 및 히트파이프 온도 계산
8. 총 압력강하량 계산
9. 설계조건에 맞도록 변수 최적화

3.2 열전달 면적 계산

증기가 히트파이프 관군을 경유하여 흐르면서 열교환이 일어나게 되는데, 각 단에서의 총 열교환 면적은 히트파이프 전체 표면적 A_p 와 흰 전체 표면적 A_f 의 합 A_t 와 같고, 다음과 같은 식⁽¹⁾으로 나타낼 수 있다.

$$A_p(i) = \pi d_o(L_e - \delta N_f L_e) \quad (1)$$

$$A_f(i) = \left[\frac{2\pi(d_e^2 - d_o^2)}{4} + \pi d_e \delta \right] N_f L_e \quad (2)$$

$$A_t(i) = A_p(i) + A_f(i) \quad (3)$$

3.3 대류 열전달계수 산정

흰이 부착된 파이프의 대류열전달 계수는 다음과 같은 관계식⁽¹⁾으로 표현이 가능하다.

$$h(i) = StGC_p \quad (4)$$

stanton number는 다음의 식⁽¹⁾으로 나타낼 수 있다.

$$St = \frac{j}{Pr(i)^{2/3}} \quad (5)$$

여기서 Colburn j factor 값은 Briggs와 Young의 경험식(1963)⁽¹⁾을 통해 구할 수 있다.

$$j = 0.134 Re_d^{-0.319} \left(\frac{s}{l} \right)^{0.2} \left(\frac{s}{\delta} \right)^{0.11} \quad (6)$$

3.4 흰 효율 및 총합표면효율 계산

환형흰의 효율 및 총합표면효율은 다음과 같은 식⁽¹⁾을 이용하여 구할 수 있다.

$$\eta_f = \begin{cases} a(ml_e)^{-b} & \text{for } \Phi > 0.6 + 2.257(r^*)^{-0.445} \\ \frac{\tanh \Phi}{\Phi} & \text{for } \Phi \leq 0.6 + 2.257(r^*)^{-0.445} \end{cases} \quad (7)$$

$$a = (r^*)^{-0.246}, \quad \Phi = ml_e (r^*)^n \quad (8)$$

$$n = \exp(0.13ml_e - 1.3863) \quad (9)$$

$$b = \begin{cases} 0.9107 + 0.0893r^* & \text{for } r^* \leq 2 \\ 0.9706 + 0.17125\ln r^* & \text{for } r^* > 2 \end{cases} \quad (10)$$

$$m = \left(\frac{2h}{k_f\delta}\right)^{\frac{1}{2}}, \quad l_e = l_f + \frac{\delta}{2}, \quad r^* = \frac{d_e}{d_o} \quad (11)$$

$$\eta_o = 1 - \frac{A_f}{A_t}(1 - \eta_f) \quad (12)$$

3.5 열저항 계산

각 부분별 열저항은 아래의 식과 같다. 여기서 히트파이프는 열전도율이 매우 큰 고체로 근사하였고, 그 때의 열저항은 실험을 통해 구한 값을 사용하였다.

$$R_{fin,HP} = \frac{1}{\eta_o h A_{t,evp}} \quad (13)$$

$$R_{HP} = 0.1 \text{ } ^\circ\text{C/W} \quad (14)$$

$$R_{fin,PCM} = \frac{1}{\eta_o \frac{K_{PCM}}{dx} A_{t,PCM}} \quad (15)$$

단, 여기서 dx는 히트파이프와 PCM 중심간의 거리이며 이는 환과 환 사이 거리의 절반과 같다고 가정하였다. 총 열저항은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$R_t = R_{fin,HP} + R_{HP} + R_{fin,PCM} \quad (16)$$

3.6 열전달률 계산

단위 히트파이프 당 증기에서 관군으로 전달된 열전달률은 다음과 같다.

$$Q_{HP}(i) = \frac{T_{steam}(i) - T_{PCM}}{R_t(i)} \quad (17)$$

여기서 i는 단의 위치를 나타낸다. 한 단에

서의 열전달률은 다음과 같다.

$$Q_{row}(i) = Q_{HP}(i)N_t \quad (18)$$

3.7 증기 및 히트파이프 온도 계산

한 단을 통과한 후의 증기의 온도는 다음과 같다.

$$T_{steam}(i+1) = T_{steam}(i) - \frac{Q_{row}(i)}{\dot{m}C_p(i)} \quad (19)$$

히트파이프 온도 계산식은 다음과 같다.

$$T_{HP}(i) = T_{steam}(i) - Q_{HP}(i)R_{fin,evp}(i) \quad (20)$$

증기가 열에너지를 축열부로 전달한 후 증기 온도가 342 $^{\circ}\text{C}$ 까지 내려가게 되면, 고온용 축열부에서 저온용 축열부로 계산상 경계조건이 바뀌게 되고, 저온 PCM의 물성치를 이용하게 된다.

3.8 총 압력 강하량 계산

열교환기의 압력 강하량의 계산 결과값이 설계조건을 만족해야 한다. fanning friction factor는 Robinson and Briggs(1966)의 경험식⁽¹⁾으로 구할 수 있다.

$$f = 9.465Re_d^{-0.316} \left(\frac{X_t}{d_o}\right)^{-0.927} \left(\frac{X_t}{X_d}\right)^{0.515} \quad (21)$$

여기서, $Re_d = \frac{\rho V_{max}d_o}{\mu}$ 를 사용해야 하며,

$X_d = (X_t^2 + X_l^2)^{1/2}$ 이다. 한 단의 압력 강하량을 계산하기 위해 다음과 같은 식⁽¹⁾을 이용하였다.

$$\frac{\Delta p}{p(i)} = \frac{G^2}{2g\rho_1(i)p_1(i)} \left[f \frac{L_1}{r_h} \rho_1(i) \left(\frac{1}{\rho}\right)_m + 2 \left(\frac{\rho_1(i)}{\rho_2(i)}\right) \right] \quad (22)$$

여기서 $g_c = 1$ 이다⁽¹⁾. 한 단의 압력 강하량

을 구한 후, 계산으로 산출한 단의 개수를 곱하여 열교환기의 총 압력 강하량을 계산하였다.

4. 계산 결과

축열부 내 축열물질의 물성치²⁾는 표 2와 같다. 증발부 및 응축부, 그리고 축열부의 환사양은 표 3과 같다. 환 높이는 X_t 에 따라 변화시켰다. 표 4에 계산 변수들을 정리하여 나타내었다. 단, 증발부와 응축부의 환 사양은 동일한 조건으로 두었다. 히트파이프는 외경이 25.4 mm인 스테인리스 스틸 파이프를 사용하였다.

본 논문에 제시된 계산 결과는 모두 축열 및 방열 모드에서 열교환기 입출구 설계 온도를 만족하는 경우에 대한 것에 대해서만 고려하였다.

표 2. 축열부 내 축열물질 물성치

용융염	용융온도 ℃	열전도율 w/m-K	잠열 kJ/kg	비열 kJ/kg℃
KNO ₃	334	0.459	150	0.95
LiNO ₃	253	0.611	227	1.23

표 3. 환형 환의 제원

	증발부 및 응축부	축열부	단위
환 재질	STS 304	STS 304	
환 열전도율	15	15	W/m-K
환 높이	variable	variable	mm
환 두께	1	1	mm
환 피치	3	9	mm

표 4. 계산 변수

	최저값 (mm)	최대값 (mm)	증분 (mm)
증발부 및 응축부 길이(L_e, L_c)	300	600	100
축열부 길이(L_s)	600	800	100
열교환기 폭 (L_w)	400	400	0
X_t	30	70	5

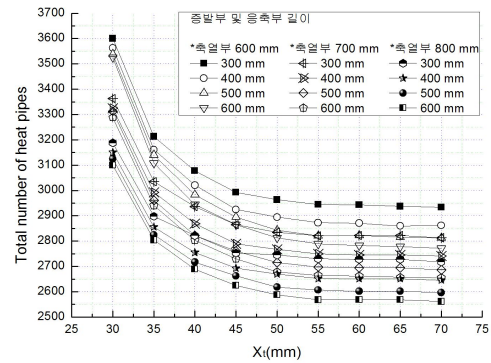


그림 2. X_t 와 증발부 및 응축부, 축열부 길이에 따른 총 사용 히트파이프 개수

4.1 총 히트파이프 사용 개수 비교

그림 2는 X_t 에 따른 총 히트파이프의 사용 개수를 나타내고 있다. X_t 가 증가할수록 히트파이프 사용량이 감소하고, 증발부의 길이와 축열부의 길이가 길어질수록 열전달 면적의 증가로 인해 사용되는 히트파이프 개수는 줄어든다. 하지만 X_t 가 55 mm 이상부터는 히트파이프 개수 증가가 X_t 의 증가에 대해 비교적 덜 민감하다는 계산 결과가 나왔다.

또한 히트파이프 사용 개수 감소를 위한 X_t 의 증가는 열교환기의 크기를 증가시키는 결과를 가져오므로 향후 열교환기의 크기를 고려하여 적절한 값을 선정해야 할 것이다.

4.2 총 압력 강하량 비교

그림 3은 X_t 에 따른 열교환기의 축열시 총 압력강하량을 나타내고 있다. X_t 가 30 mm 이하에서는 모든 형상적 조건에 대해 압력 강하량이 150 kPa 이상이 됨을 알 수 있다. 본 히트파이프 축열식 열교환기의 압력 강하량 설계 조건은 최대 140 kPa 이므로, 설계 조건을 만족하기 위해서는 X_t 가 최소 30 mm 이상이 되어야 함을 알 수 있다. X_t 가 50 mm 이상에서는 X_t 의 증가에 따른 총 압력 강하량의 증가율이 미미함을 알 수 있다. 압력강하를 고려하였을 때 최적의 X_t 는 40 mm 이상이 되어야 함을 알 수 있다.

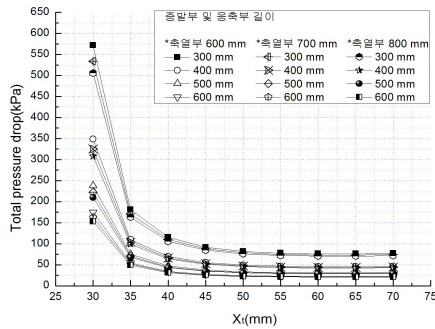


그림 3. X_t 와 증발부 및 응축부, 축열부 길이에 따른 축열시 총 압력강하량

4.3 최적화된 태양열 축열조 제원

그림 4는 증발부 및 응축부가 300 mm, 축열부가 800 mm, 열교환기 폭이 400 mm, X_t 가 40 mm일 때의 온도 분포 모습을 나타내고 있다.

이 형상은 계산을 통해 열교환기 압력강하량이 설계값인 140 kPa에 최대한 근접하면서 히트파이프 사용 개수는 되도록 적게, 열교환기 길이는 가능한 짧게 만들 수 있는 조건이다. 이때의 계산된 열교환기의 전반적인 사양은 표 5에 나타내었다.

축열 및 방열 모드시의 입출구 온도를 만족시켰으며 축열 및 방열시 압력 강하량은 각각 설계치에 조금 못 미치는 106 kPa, 88 kPa를 가졌다.

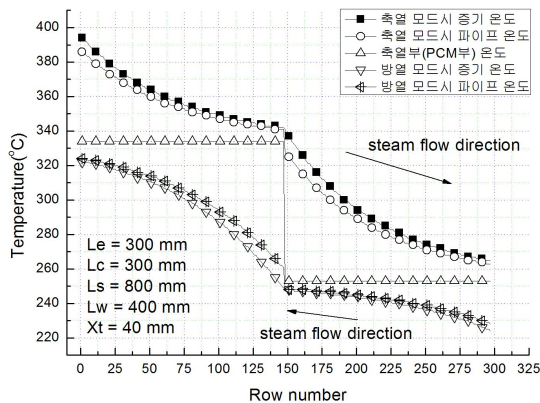


그림 4. 히트파이프식 축열조 온도 분포

표 5. 히트파이프식 축열 열교환기 제원

항목	수치	단위
증발부 길이	300	mm
응축부 길이	300	mm
축열부 길이	800	mm
열교환기 폭	400	mm
열교환기 길이	10.32	m
X_t	40	mm
원 높이	7.3	mm
원 피치	3	mm
원 두께	1	mm
축열시 최고 유속	6.5	m/s
방열시 최고 유속	4.3	m/s
축열시 평균 Reynolds number	6.0×10^4	
방열시 평균 Reynolds number	8.8×10^4	
평균 대류열전달계수	442	$W/m^2 \cdot K$
총 히트파이프 개수	2822	개
총 단의 개수	297	개
흡수단 히트파이프 개수	10	개
적수단 히트파이프 개수	9	개

5. 결 론

- (1) 열교환기 설계에서 단순히 히트파이프의 사용 개수를 최소화 하고자 한다면 X_t 는 55 mm 이상, 증발부 600 mm, 응축부 600 mm, 축열부 800 mm가 되도록 설계하여야 한다.
- (2) 열교환기 압력강하량을 최대한 설계조건과 부합시키면서 히트파이프 개수 최소화, 열교환기 길이를 최소화 하려면 X_t 는 40 mm, 증발부 300 mm, 응축부 300 mm, 축열부 800 mm가 되도록 설계하여야 한다.

후 기

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

참 고 문 헌

1. Shah, R.K., Sekulic D.P., 2003, Fundamentals of Heat Exchanger Design, Wiley, pp. 258~672
2. Yaws, C.L., 2009, Transport Properties of Chemicals and Hydrocarbons, William Andrew, pp. 400
3. Incropera, F.P., DeWitt, D.P., Bergman, T.L., Lavinem A.S., 2007, Introduction to Heat Transfer 5th, Wiley