

구 캡슐형 잠열에너지 저장/솔라 시스템의 응용
Application of Spherical Capsule Latent Heat Thermal Energy Storage and Solar
System

문종훈(건축설비과)

Jong-Hoon Moon(Dept.of Architectural Equipment)

Key Words: Spherical Capsule, Latent Heat Thermal Energy Storage, Solar System, Solar Collector

ABSTRACT: Interest in the heat transfer phenomena with melting and freezing has been highlighted in recent years by the proposed use the phase-change process for heat storage system. This paper are presented the results of the numerical simulation on the performance for a thermal energy storage system using spherical capsules. The results also apply to the solar energy system of practical latent heat thermal energy storage system using various capsules.

기호

- A_c : 콜렉터 면적
- COP : 성적계수
- C_p : 정압비열
- D : 축열조 직경
- F_R : Removal Factor
- h_0 : 태양고도
- H : 축열조 높이
- I : 일사량
- I_H : 수평면 전체 일사량
- I_{HD} : 직달일사성분
- I_{HS} : 산란일사성분
- I_{PD} : 경사면에서의 직달일사
- I_{PS} : 경사면 천공일사량
- k_f : 작동유체열전도율
- K : 콜렉터의 총합열통과율
- L : 잠열
- \dot{m} : 질량유량
- N_c : 콜렉터의 매수
- $q(z)$: 단위체적당의 흡열속도

\dot{Q}	: 단위시간당의 집열량
T	: 유체온도
T_{air}	: 외기온도
T_{av}	: 평균온도
T_c	: 콜렉터의 출구온도
T_f	: 초기온도
T_{i_n}	: 유입온도
T_m	: 융점온도
T_{out}	: 출구온도
ΔT	: 온도차 ($= T_{i_n} - T_m$)

그리스 문자

α	: 집열판의 태양광 흡수율
γ	: 지면반사율
\in	: 경사각
η_c	: 콜렉터의 집열효율
ρ	: 밀도
τ	: 유리의 태양광 통과율
φ, ϕ	: 태양 및 경사면의 방위각

첨자

c	: 캡슐 또는 콜렉터
f	: 작동유체(열매체)
i	: 단열재
$+$: 무차원수

1. 서론

현재, 석유등의 화석연료의 대량소비에 기인한 CO_2 에 의한 온실효과 등 지구온난화 현상이 가속화되고 있다. 이와 같은 지구온난화의 방지와 대기오염 등의 공해방지의 목적, 장래는 고갈되는 화석연료의 대체에너지원으로 해서 깨끗하고 재생 가능한 태양에너지의 중요도는 점점 증가되고 있다.⁽¹⁾⁻⁽²⁾

태양열 이용에 의한 축열은 태양에너지의 불확실성, 희박성 및 간헐성을 가지므로 맑은 날에 얻은 집열량을 냉, 난방 및 급탕에 필요한 만큼 저장하는 것이다. 현재 일반적으로 태양열 냉, 난방 급탕 시스템을 대상으로 생각하면 태양열 하우스와 저층건물에서는 축열조를 설치할 필요가 있고 보다 효율이 좋은 잠열에너지 저장 시스템으로 해서 장점이 있다.

최근 공조의 응용으로 해서 여러 가지 캡슐을 충전한 잠열 축열조의 용해 및 응고과정을 포함한 잠열에너지 저장 특성에 대한 많은 연구가 보고되고 있다. Saitoh 등은⁽³⁾⁻⁽⁴⁾ 상변화 물질을 구 캡

솔라 속에 넣고 그리고 축열, 방열특성에 관한 실험 및 수치해석을 하였다. Green and Vliet⁽⁵⁾ 는 여러 가지 캡슐형의 잠열에너지 저장시스템에 대해서 상변화 물질로 해서 Carbon Wax를 이용해서 이론해석을 하였다. 이와 같은 캡슐형 축열조의 축열, 방열 특성에 관하여 많은 실험 및 이론적 연구를 하였다.⁽⁶⁾⁻⁽⁹⁾

따라서 본 연구에서는 구 캡슐 잠열 축열조의 솔라 시스템의 실제적 응용을 고찰한다. 솔라 시스템의 응용으로 집열 및 축열 특성을 조사하였다. 우선 솔라 콜렉터에 의해 집열한 태양에너지를 잠열 축열조에 축열하는 경우에 있어서 해석을 하였다. 구 캡슐형 잠열 에너지 저장/ 솔라 시스템의 수치해석은 구 캡슐내의 용해과정의 열전도 모델을 이용하였다.

2. 솔라 시스템의 응용

본 연구에서는 잠열에너지 저장/솔라 시스템의 응용으로 해서 축열조의 축열모드(mode)의 수치해석에 관해서 연구하였다. Fig.1에 나타낸 것처럼 구 캡슐 속에 상변화 물질(PCM)을 봉입하고 축열조 내에 구 캡슐을 쌓고, 콜렉터(collector)에 의한 집열을 고려한 구 캡슐형 솔라 시스템의 수치해석을 행하였다.

Fig.1 A simulation model for latent heat thermal energy system /solar system

여기서 축열조는 직경D=620mm, 높이H=1000mm, 총용량은 300 ℓ 로 하였다.

3. 기초방정식

콜렉터에 의한 집열량을 구할 경우 콜렉터의 경사를 고려한 입사일사량을 산출할 필요가 있다. 수치해석에 있어서 일사량의 데이터는 기상대에 의한 시간별 수평면 전체일사량을 이용하고 그 값 자체로는 경사면에 있어서의 입사량 값으로 취급하지 않았다. 수평면 전체 일사량 I_H 는 직달일사 성분 I_{HD} 및 산란일사 성분 I_{HS} 로 구성되어 있다. 또한 직달일사 성분에서 평행광으로 생각할 수 있기 때문에 태양의 위치 및 경사각의 각도 및 위치가 정해지면 경사면에서의 직달일사 I_{PD} 는 다음 식으로 나타낼 수 있다.

$$I_{PD} = I_{HD}[\cos \epsilon + \sin \epsilon \cdot \cot h_0(\varphi - \phi)] \quad (1)$$

또한 천공일사에 관해서는 전체의 방향으로부터 일정한 각도로 입사하고 있기 때문에 입사량은 경사면으로부터 천공을 보는 형태계수에 비례하는 것이 되므로 경사면 천공일사량 I_{SP} 는 다음식과 같이 된다.

$$I_{SP} \cong I_{HS}(1 + \cos \epsilon)/2 \quad (2)$$

다른 한편으로 잔여의 형태계수 $(1 - \cos \epsilon)/2$ 에 있어서는 지면으로부터의 반사일사를 받고 있기 때문에 지면 반사율을 γ 로 하면 경사면에서의 전체 일사량 I_P 는 다음 식으로 추정할 수 있다.

$$I_P \cong I_{HD}[\cos \epsilon + \sin \epsilon \cdot h_0 \cos(\varphi - \phi)] + I_{HS}(1 + \cos \epsilon)/2 + \gamma I_H(1 - \cos \epsilon)/2 \quad (3)$$

수평면 전체일사량은 2개의 성분으로 분리하는 방법으로 해서 일반적으로 많이 사용하는 IEA 방법을 사용하였다. 그리고 콜렉터의 집열효율 η_c 는 다음 식으로 나타낸다.

$$\eta_c = F_R[\tau \cdot \alpha - K_t(T_m - T_{air})/\tau_p] \quad (4)$$

여기서 F_R 는 이동팩터(Removal Factor)를 나타내는데 다음 식으로 표시된다.

$$F_R = \frac{\dot{m}C_p}{A_c K_t} [1 - \exp(-\frac{A_c K_t}{\dot{m}C_p} F)] \quad (5)$$

그리고 평균온도 T_{av} 는 다음과 같다.

$$T_{av} = \frac{T_{out} + T_{in}}{2} \quad (6)$$

콜렉터 집열면적은 $1.8\text{m}^2/1\text{매}$ 로 하고 콜렉터 매수를 N_c 로 해서 단위시간당의 집열량 \dot{Q} 는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\dot{Q} = 1.8\rho\eta_c\tau_p N_c \quad (7)$$

해석에 있어서 다음의 가정을 도입한다.

- ① 구 캡슐내의 열이동은 준정상근사가 성립한다.
 - ② 상변화에 의한 체적변화는 무시한다.
 - ③ 열 매체 및 PCM의 초기온도는 융점으로 한다.
- 해석에 이용한 무차원 변수는 다음과 같다.

$$t^+ = \frac{T - T_m}{T_{i_n} - T_m} \quad U^+ = \frac{R_c}{a_f} u$$

$$t^+ = \frac{a_f}{R_c^2}, \quad R^+ = \frac{R}{R_c}, \quad Z^+ = \frac{Z}{R_c} \quad (8)$$

구 캡슐 주위의 열 매체의 에너지 식은 다음과 같다.

$$(1 - \alpha) \frac{\partial T^+}{\partial t^+} + U^+ \frac{\partial T^+}{\partial Z^{+2}} = \frac{\partial^2 T^+}{\partial Z^{+2}} + q^+(Z) \quad (9)$$

여기에서 위 식(1.9) 중에서 $q^+(Z)$ 는 단위체적중의 PCM의 자연대류/접촉용해에 대한 흡열속도를 나타내며 다음 식으로 표시된다.

$$q^+(Z) = \Gamma \frac{R_c^2}{k_f \Delta T} q(Z) \quad (10)$$

그리고 $q(Z)$ 는 다음과 같다.

$$q(Z) = \rho L \Delta V \quad (11)$$

경계조건으로 해서 축열조에서 유입온도 T_{i_n} 는 배관에 의한 열 손실을 고려하기 때문에 콜렉터 입구온도 $T_{c, out}$ 및 T_{air} 를 이용해서 아래의 식에 의해서 구하였다.

$$T_{i_n} = \frac{1}{K} (T_{c, out} - T_{air}) + T_{air} \quad (12)$$

여기에서 K는 다음과 같다.

$$K = \exp\left(\frac{2\pi K_i L}{I_p C_p} \ln\left[\frac{(R_i - \frac{k_i}{h})}{R_p}\right]\right) \quad (13)$$

축열조 출구로부터 콜렉터 입구 사이에 있어서 손실도 동시에 고려하였다. 위 식에 대해서 초기 조건 및 경계조건은 다음과 같다.

$$t^+ = 0 \quad : \quad T^+ = T_f / \Delta T$$

$$z^+ = 0 \quad : \quad T^+ = T_{i_n} / \Delta T \quad (14)$$

$$z^+ = \frac{H}{R_c} \quad : \quad \frac{\partial T^+}{\partial z^+} \Big|_+ = \frac{\partial T^+}{\partial z^+} \Big|_-$$

또한, $z^+ = \frac{H}{R_c}$ 에서는 구 캡슐의 접촉용해 자연대류의 조건을 사용하였다. 이상의 기초 식을 초기 및 경계조건하에서 해석함에 따라 축열조 출구온도 T_{out} 가 결정된다.

4. 결과 및 고찰

Fig.2 에서 유량 $\dot{m} = 0.166\text{kg/s}$, 구 캡슐의 직경이 70mm, 콜렉터 매수가 10일 때 구 캡슐 잠열축열조 출입구의 시간변화와 일사량의 변화 및 집열효율의 시간변화를 나타낸다. 기상데이터(일사량, 외기온도)로 해석는 1월의 평균온도를 사용하였다. 그림에서 알 수 있듯이 오전 8시경부터 집열이 개시되어 탱크의 입구 및 출구의 온도가 급격히 상승한다. 12시전에는 PCM의 용해가 완료하고 탱크의 출구온도가 다시 상승하기 때문에 집열효율은 조금씩 저하한다. 즉, 잠열발생영역

Fig.2 Time variation of inlet and outlet temperatures, insolation, and efficiency

Fig.3 Effect of flow rate on stored heat and efficiency

에 있어서는 저온 집열이 가능해서 높은 집열효율을 실현할 수 있기 때문에 잠열에너지 저장 시스템 유닛을 솔라 시스템에 조합할 수 있는 가능성을 나타내고 있다.

Fig.3은 구 캡슐의 직경이 70mm, 콜렉터 매수를 10매로 해서 유량을 0.0828, 0.166 및 0.331kg/s로 변화하였을 때의 집열량 및 집열효율의 변화를 나타낸다. 그림에서 알 수 있듯이 유량이 적을 때가 집열효율이 높지만 전체의 집열량은 큰 차이가 없다.

Fig.4는 유량을 0.166kg/s, 콜렉터 매수를 10으로 하고 구 캡슐의 직경을 40, 70 및 100mm로 변화시켰을 경우의 집열량 및 집열효율의 변화를 나타낸다. 전체적 영향은 구 캡슐의 직경이 적을 때가 집열효율이 높은 것을 알 수 있다. 그러나 집열량은 거의 차이가 없다.

Fig.4 Effect of diameter of spherical capsule on stored heat and efficiency

Fig.5 Effect of collector number

Fig.5는 유량을 0.166kg/s, 구 캡슐의 직경을 70mm, 콜렉터의 매수를 6, 8, 및 10매로 변화 시켰을 경우의 상태를 나타낸다. 콜렉터 매수가 적을 경우는 집열효율은 높으나 집열량은 적다. 그러나

콜렉터 매수가 6매인 경우에는 일사량만으로 PCM의 완전용해가 완료되지 않는다고 생각된다. Fig.6은 구 캡슐의 직경이 70mm, 콜렉터의 매수가 10매인 경우 유량에 대한 전체의 집열효율의 영향에 대해 나타낸다. 그림으로부터 알 수 있듯이 효율은 유량이 적을 때가 높고 유량이 크게 되면 거의 일정하게 되는 것을 알 수 있다.

Fig.6 Total efficiency variation with flow rate

Fig.7 A schematic model for latent heat thermal energy system / solar heat pump system

마지막으로 그림1.7은 잠열에너지 저장시스템의 예로서 잠열에너지 저장/솔라 히트펌프시스템의

실험 모델을 나타낸다. 본 시스템을 이용하면 히트펌프에 대한 질이 좋은 열원이 되기 때문에 시스템의 총합효율(성적계수:COP)은 일반적으로 5-6이 되고, 일반적인 공기열원식 히트펌프시스템의 약 3배 정도의 고효율을 기할 수 있어 극히 유용한 시스템이라고 말할 수 있다. 또한, 이 시스템에서는 PCM의 응고 시에 있어서의 과냉현상을 히트펌프에 의해 극복 할 수 있고, 또한 일사의 간헐성에도 유효하게 대응할 수 있는 등 상호 결점을 보완하는 점에서 장래적으로는 유망할 것이다.

5. 결론

잠열에너지 저장시스템의 하나의 응용으로 해서 구 캡슐 잠열에너지 저장/솔라 시스템을 대상으로 해서 수치해석을 행하였다. 그 결과 다음과 같은 것을 알 수 있었다.

구 캡슐형 잠열에너지 저장시스템을 이용하면 저온집열이 가능하고 높은 집열효율을 실현한다. 그리고 유량 및 구 캡슐의 직경이 적을 경우 집열효율이 높다. 또한, 잠열에너지 저장/솔라 히트펌프 시스템에서는 총합효율에 있어서는 5-6의 COP가 얻어지고, 일반적인 공기열원 히트펌프 시스템의 3배의 고효율화를 기할 수 있다. 이것으로부터 구 캡슐 잠열축열조를 솔라 시스템에 적용하는 것이 유효함을 나타내었다.

참고문헌

- (1) 太陽エネルギー學會編, 1978, “太陽エネルギーの基礎と應用”, (株)ホーム社.
- (2) 電子技術総合研究所, 1993, “環境調和を志向したエネルギー技術に関する調査” pp. 224-278.
- (3) Saitoh, T. S. and Hirose, K., 1984, “High-Performance Phase Change Thermal Energy Storage Using Spherical Capsules”, *ASME Paper, 84-HT-8*, pp. 1-8.
- (4) Saitoh, T. S. and Moon, J. H., 1993, “Experimental Performance of Latent Heat Thermal Energy Storage Unit Packed with Spherical Capsules”, *The 5th Int. Energy Conference, Vol.2*, pp. 89-96.
- (5) Green, T. F. and Vliet, G. C., 1982, “Transient Response of a Latent Heat Storage Unit: An Analytical and Experimental Investigation”, *ASME J. of Solar Energy Engineering, Vol.103*, pp. 275-280.
- (6) 廣瀬宏一, 1984, “潛熱蓄熱に関する基礎的研究ならびにソーラーシステムへの應用”, 東北大學 博士學位論文.
- (7) 齊藤武雄, 1992, “地球環境時代の都市とエネルギー” 日本機械學會誌, pp. 33-39.
- (8) Emerman, S. H. and Turcotte, D. L., 1983, “Stokes Problem with Melting”, *Int. J. of Heat Mass Transfer, Vol.26*, pp. 1625-1630.
- (9) Roy, S. K. and Sengupta, S., 1987, “The Melting Process Within Spherical Enclosures”, *ASME J. Heat Transfer, Vol.109*, pp. 460-462.