

셸-튜브형 잠열축열조의 축열특성에 관한 연구

권영만, 김경우, 모정하*

원광대학교 대학원 기계공학과, *원광대학교 기계공학부

A Study on the Heat Storage Characteristics of a Latent Heat Storage Tank with Shell and Tube Type

Young-Man Kwon, Kyong-Woo Kim, Jeong-Hah Moh*

Graduate School of Mechanical Engineering, Wonkwang University, Iksan 344-2, Korea

*Department of Mechanical Engineering, Wonkwang University, Iksan 344-2, Korea

(Received April 19, 1999; revision received June 5, 2000)

ABSTRACT: An experimental study has been carried out in order to investigate the heat storage characteristics for a latent heat storage tank with horizontal shell and tube type. The heat storage tank consists of cylindrical capsules with a staggered tube bank. The effects of flow rates and initial temperature differences on the melting time and heat storage rates are examined. It is found that the melting time decreases with increase of the flow rates and initial temperature differences. Results also show that the time-averaged overall heat transfer coefficients increase in proportion to the increase of flow rates and initial temperature differences.

Key words: Shell and tube type(셸-튜브형), Staggered circular tube bank(엇갈린 원관군), Heat storage rate(열저장률), Overall heat transfer coefficient(총합열전달계수)

기 호 설 명

A_o : 구리관의 총외표면적 [mm^2]
 CL_{tube} : 셸의 중심선에 위치한 관의 수
 c_p : 정압비열 [$\text{J/kg}^\circ\text{C}$]
 D_o : 관의 외경 [mm]
 D_{shell} : 셸의 내경 [mm]
 L : 셸의 길이 [mm]
 L_b : 배플의 간격 [mm]
 \dot{m} : 질량유량 [kg/sec]
 N_b : 배플의 개수
 \dot{q} : 열저장률 [J/sec]

\dot{Q} : 유량 [m^3/sec]
 Re : Reynolds수, $\frac{(\rho \dot{Q}/A_o)D_o}{\mu}$
 S_L : 관군의 종피치 [mm]
 S_T : 관군의 횡피치 [mm]
 t : 시간 [min]
 t_b : 배플의 두께 [mm]
 T : 온도 [$^\circ\text{C}$]
 ΔT_{ini} : 초기온도차 [$^\circ\text{C}$]
 ΔT_m : 대수평균온도차 [$^\circ\text{C}$]
 U : 총합열전달계수 [$\text{W/m}^2 \cdot \text{K}$]

그리스 문자

† Corresponding author
 Tel.: +82-63-850-6684; fax: +82-63-850-6684
 E-mail address: jhmoh@wonkwang.ac.kr

ρ : 밀도 [kg/m^3]
 μ : 점성계수 [$\text{N} \cdot \text{s/m}^2$]

하첨자

tavg: 시간평균
ini : 초기
i, o : 입구 및 출구
s : 축열
w : 물

1. 서론

열에너지저장에 관한 연구는 에너지의 효율적 이용이라는 측면에서 과거 수십년간 많이 수행되어 왔다. 에너지 저장은 크게 물, 자갈 등을 이용하는 현열에 의한 방법 및 상변화물질(PCM : phase change material)의 잠열에 의한 방법이 있다.

현열에 의한 방법은 공정이 간단하여 여러 분야에서 활용되어 왔으나 장치의 부피가 크고 일정한 온도에서 열에너지를 회수하기가 어려운 단점이 있기 때문에 최근에는 잠열을 이용한 저장 방법에 대하여 많은 연구가 진행되고 있다. 잠열에 의한 방법은 에너지 저장밀도가 매우 크고 축열기의 부피를 줄일 수 있으며 일정한 온도에서 열에너지의 저장 및 회수가 가능하므로 작업이 쉽고 균일한 수준의 에너지를 얻을 수 있는 장점이 있다.

잠열을 이용한 저장방법의 연구는 PCM의 상변화(융해 및 응고)과정에 대한 열전달현상과 축열장치를 포함한 시스템에서의 열전달현상으로 구별할 수 있으며 이에 대한 연구동향을 살펴보면 다음과 같다.

평판, 원관, 구, 환이 부착된 관 등의 여러 가지 기하학적 형상에 대한 융해 및 응고과정 해석은 많은 연구자들⁽¹⁻⁶⁾에 의하여 수행되어 왔다. 축열시스템에 대한 해석으로 Watanabe 등⁽⁷⁾은 직각용기내에 원관군이 정렬배열로 설치된 축열조 시스템에 대한 실험을 하여 전열특성을 조사하였으며 Majumdar와 Saidbakhsh⁽⁸⁾는 평행유동 채널로 구성된 축열시스템에 대한 열전달과정을 모델링하여 전열특성을 수치적으로 해석하였다. 한편 Yanadori와 Masuda⁽⁹⁾ 및 Lim⁽¹⁰⁾은 수직식 셸-튜브형 축열시스템에 대하여 열전달현상을 고찰하였으며 Kwon과 Moh⁽¹¹⁾, Kwon et al.⁽¹²⁾은 수평식 셸-튜브형 축열조의 전열특성을 연구하였다.

최근에 주야간에 발생하는 전기부하의 불균형⁽¹³⁾을 해소하기 위한 목적으로 22시부터 익일 08시 사이의 심야전력을 이용하여 밤에 축열하였다가 낮에 방열할 수 있는 에너지저장방법에 대한 관심이 고조되고 있다. 여름에는 빙축열시스템이 겨울에는 잠열에 의한 축열시스템이 이용되고 있으며 상용되고 있는 시스템의 형태는 일반적으로 수평식 셸-튜브형이다. 그러나 잠열이용형 축열장치의 설계를 위해서는 축열조내의 열전달 현상과 축열성능에 대한 충분한 해석이 이루어져야 하나 이에 관한 연구는 아직 미흡한 실정이다.

따라서, 본 연구의 목적은 심야전력을 이용한 잠열축열식 전기보일러의 설계 및 제작에 적용할 수 있는 기초 자료를 얻고자 하는데 있다. 이러한 목적으로 배플(baffle)이 부착된 수평식 셸-튜브형의 축열조를 사용하였으며 유체의 유입온도 및 유량을 변화시켜 축열시에 나타나는 축열조내의 온도변화 및 축열특성을 고찰하였다.

2. 실험장치 및 방법

2.1 실험장치

Fig. 1은 본 연구에 사용된 실험장치의 개략도이다. 장치는 축열조, 항온조, 보조히터 및 데이터 획득장치로 구성된다. 열전달 유체로 물을 사용하고 펌프로 물을 축열조에 공급하며 유량은 유량계로 제어된다. 축열조의 초기온도 및 물의 유입온도를 일정하게 유지하기 위하여 두개의 항온조와 보조히터를 사용하였다. Fig.2는 축열조의 구조를 나타낸 것이며 TEMA(tubular exchanger manufacturers' association)⁽¹⁴⁾의 기준에 따라 원통은 단일유로인 E형태를, 배플은 평판 단일세그먼트형태로 결정하였다. 열전달 효과를 증진시키기 위하여 두 개의 배플을 등간격으로 배치하였으며 누수를 방지하기 위하여 원통셀 좌우에 오링을 삽입하고 볼트로 체결하였다. 그리고 물의 온도 및 PCM온도를 측정하기 위하여 물인 경우 4개 지점(W1, W2, W3, W4)에, PCM인 경우 3개 지점(P1, P2, P3)에 열전대를 설치하였으며 열전대 지점을 Fig. 2에 표시하였다. 표시중에서 W는 물, P는 PCM을 의미한다. 본 실험에서는 원관군으로 엇갈린 형태를 사용하였으며 기하학적 형상은 Fig. 3과 같다. 원통셀의 내경은

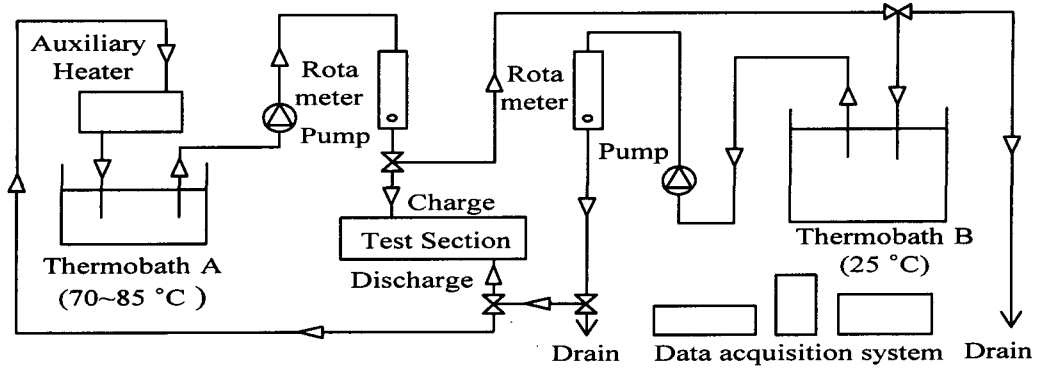


Fig. 1 Schematic of experimental apparatus.

210mm, 길이는 380mm이다. 29개의 원형관으로 관관을 구성하였으며, 관관의 종피치, S_L 은 29mm, 횡피치, S_T 는 29mm, 직경, D 는 22mm이다. Fig. 4는 PCM을 저장하는 원통형 캡슐에 대한 상세도이다. 구리관의 길이는 380mm, 외경은 22mm, 내경은 20mm이며 관 끝을 밀봉하기 위하여 두 개의 오링이 삽입된 아크릴 캡을 사용하였다. 그리고 PCM 온도의 측정을 위하여 세 지점에 스테인리스관을 이용한 T형의 열전대를 설치하였다. PC에 연결된 데이터 획득장치를 이용하여 1분 간격으로 각 지점의 온도를 측정하였으며 측정된 온도값은 PC에 저장되고, 동시에 PC의 모니터로 관찰된다.

본 실험에서는 상용의 축열식 전기보일러에 이용되는 PCM을 사용하였으며 이는 '(주)그린에너지개발'에서 재료의 퇴화방지를 위한 목적으로 수산화나트륨수화물($\text{NaOH} \cdot \text{H}_2\text{O}$)에 조핵제를 첨가하여 개발한 PCM이다. 수산화나트륨수화물의 물성치는 Table 1과 같다.

Table 1 Properties of sodium hydroxide monohydrate($\text{NaOH} \cdot \text{H}_2\text{O}$).

Melting Point	Specific Heat (Kcal/Kg °C)	Latent Heat of Fusion (J/kg)	Density (Kg/m ³)
64 °C	0.63(S) 1.09(L)	272000	1720

(S : Solid , L : Liquid)

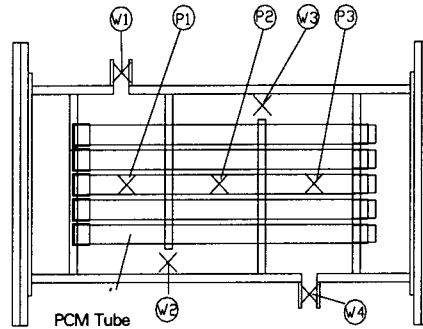


Fig. 2 Detail of heat storage tank (x : Thermocouple position).

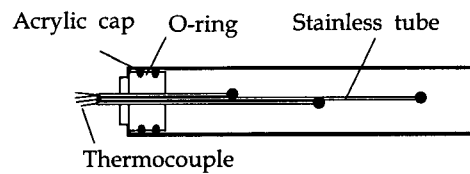


Fig. 4 Detail of cylindrical capsule (• : Thermocouple position).

2.2 실험방법

일정한 온도유지를 위하여 저온 항온조와 고온 항온조 두 개 그리고 보조히터를 사용하였다. 최초에 열교환기의 초기온도 25°C를 유지하기 위하여 저온 항온조의 25°C의 물을 펌프를 이용하여 열교환기의 아래쪽에 위치한 관으로 공급한다. 이 때 열교환기의 온도는 입구와 출구 및 내부에

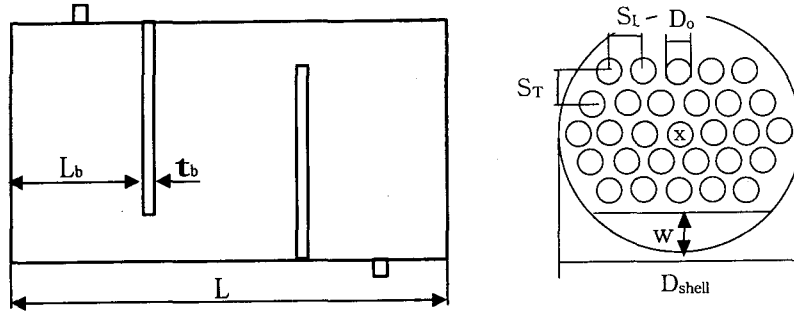


Fig. 3 Detail of staggered tube bank (x: Thermocouple position, W : Window).

설치된 열전대를 이용하여 측정된 온도로서 확인한다. 초기온도 25℃를 확인한 후 저온 항온조에 연결된 펌프의 작동을 멈추고 동시에 고온 항온조에 연결된 펌프를 가동시켜 열교환기의 윗 부분에 위치한 관으로 공급한다. 이 때 공급유량은 유량계에 의해서 제어된다. 열교환기의 출구에서 유출된 물은 다시 보조히터에 공급되며 1차적으로 가열된 후 고온 항온조에 공급되어 열교환기에 유입하고자 하는 온도로 가열된다. 축열과정 동안 열교환기의 7개 지점에 설치된 열전대에서 측정된 온도를 PC에 연결된 데이터 획득장치를 이용하여 매 1분 간격으로 PC에 저장하며 7개 지점의 온도차가 1℃ 이하가 되면 펌프의 작동을 멈춰 물의 공급을 중단한다.

2.3 실험조건

본 실험에서는 물의 유입온도 및 유량을 변화시켜 축열시의 온도변화 및 축열특성을 고찰하였다. 심야전력 이용 축열식 전기보일러의 규정을 참조하여 온도범위를 다음과 같이 결정하였다. 원통셀내의 초기온도는 모든 조건에 대하여 25℃로 일정하게 유지하였다. 물의 유입온도는 각각 70℃ 및 80℃이며 각각의 유입온도에 대하여 유량은 1.0lpm, 1.5lpm 및 2.0lpm이다. 따라서, 본 실험의 초기온도차 (ΔT_{im})는 45℃ 및 55℃이다. 물은 원통셀 상단부(W1)에서 유입되어 하단부(W4)로 유출된다. 그리고 원통셀내에서 물의 체적에 대한 PCM의 체적비율은 40%이다.

2.4 Reynolds수

Bell⁽¹⁵⁾이 제시한 Delaware방법을 사용하여 셀을 기준으로하는 Reynolds수를 정의하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} Re_{shell} &= \frac{\rho V D_o}{\mu} = \frac{(\dot{m}/A_e) D_o}{\mu} \\ &= \frac{(\rho \dot{Q}/A_e) D_o}{\mu} \end{aligned} \quad (1)$$

여기서 A_e 는 다음과 같이 정의되며 기호는 Fig. 3에 표시되어 있다.

$$\begin{aligned} A_e &= L_b \cdot D_e \\ L_b &= (L - N_b \cdot t_b) / (N_b + 1) \\ D_e &= D_{shell} - CL_{tube} \cdot D_o \end{aligned} \quad (2)$$

여기서 \dot{Q} 는 유량, L_b 는 배플사이의 길이, L 는 셀의 길이, N_b 는 배플의 개수, t_b 는 배플의 두께, D_{shell} 은 셀의 내경, CL_{tube} 은 셀의 중심선에 위치한 관의 수이며, D_o 는 관의 외경이다. 그리고 ρ 및 μ 는 입구 및 출구온도에서 물의 밀도 및 점성계수이다.

온도 25℃ 및 80℃에 대하여 1.0 lpm에 대응하는 Reynolds수는 각각 64 및 159, 1.5 lpm에 대응하는 Reynolds수는 각각 96 및 238 그리고

2.0 lpm에 대응하는 Reynolds수는 각각 128 및 318이다. 따라서 본 실험의 Reynolds수의 범위는 64~318이다.

3. 실험결과 및 고찰

3.1 물의 온도변화

Fig. 5는 초기온도차 45°C 및 유량 1.5 lpm에 대하여 원통셀의 네 지점(W1, W2, W3, W4)에서 물의 온도변화를 시간의 함수로 나타낸 것이다. 물의 온도측정지점은 원통셀의 입구, 왼쪽 배플 하단부, 오른쪽 배플 상단부 및 출구이며 네 지점의 위치를 Fig. 2에 표시하였다. W1을 제외한 나머지 지점에서의 온도는 초기에 급격히 상승하고 약 10분 후부터 서서히 증가하다가 80분 후에는 일정하게 유지되었다. 온도변화의 형태를 살펴보면 출구쪽(W4) 온도보다 원통셀 왼쪽 하단부(W2)에서의 온도가 가장 낮게 나타나는 특이한 현상을 발견할 수 있다. 본 연구에서와 같이 온도차에 의한 부력과 유체의 유동에 의한 관성력이 공존할 때 물의 혼합화는 관성력에 대한 부력의 비에 따라 좌우된다. 부력과 관성력이 균형을 이루게 될 경우 물의 성층화가 형성되어 고온의 물이 입구로 들어와 배플이 설치된 원통셀내를 유동하는 과정에서 W2 근처에 있는 저온의 물과 잘 섞이지 못하기 때문에 다른 지점보다 늦게 70°C에 이르게 되며 반대로 원통셀 오른쪽 상단부(W3)에서는 고온의 물의 밀도차에 의한 상승작용으로 인하여 빠르게 70°C에 도달하는 것으로 사료된다.

Fig. 6은 초기온도차 55°C 및 유량 1.5 lpm에 대하여 원통셀의 네 지점에서 물의 온도변화를 시간의 함수로 표현한 것이다. 전반적인 경향은 Fig. 5와 유사하며 약 45분 후에 일정한 온도를 유지하였다. 그러나 70°C인 경우에 비하여 부력이 강해진 결과로 W2와 W4에서의 온도가 완만하게 상승하며 또한 온도차가 더욱 커지는 현상을 나타내고 있다.

Fig. 7은 초기온도차 45°C, Fig. 8은 초기온도차 55°C에 대하여 유출구(W4)의 온도변화를 유량의 변화에 따라 나타낸 것이다. Fig. 7의 경우 유출구(W4)의 온도는 PCM의 상변화온도까지 급격히 온도가 상승한 후 상변화과정동안 서서히

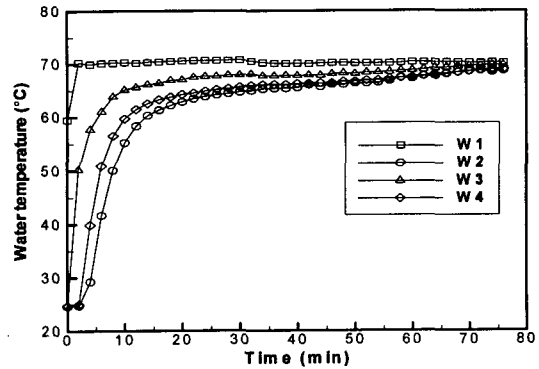


Fig. 5 Temperature histories of water with time(initial temp. difference; 45°C, flow rate; 1.5lpm).

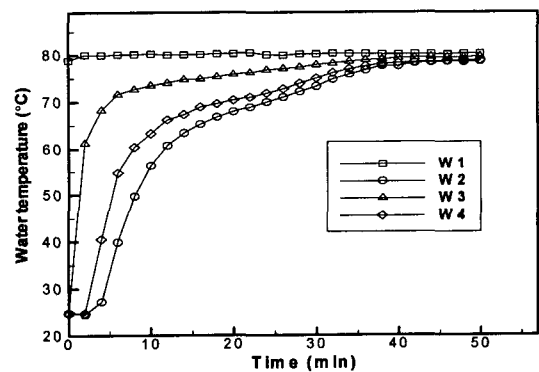


Fig. 6 Temperature histories of water with time(initial temp. difference; 55°C, flow rate; 1.5lpm).

증가하여 유입온도에 이르렀다. 그리고 유량변화에 따른 온도곡선의 형태는 큰 차이가 없었다.

Fig. 8의 전반적인 경향은 Fig. 7과 유사하였으나, Fig. 7에 비하여 빠른 시간안에 축열이 종료되었으며, 유량변화에 따라 온도곡선에 약간의 차이가 있었다. 그리고 Fig. 7의 경우와 비교하여 PCM의 상변화과정 동안 온도상승 곡선의 기울기가 증가하였으며, 이는 유입온도가 증가하였기 때문으로 사료된다.

3.2 PCM의 온도변화

Fig. 9은 초기온도차 45°C 및 유량 1.5 lpm에 대하여 세 지점(P1, P2, P3)에서 시간의 경과에

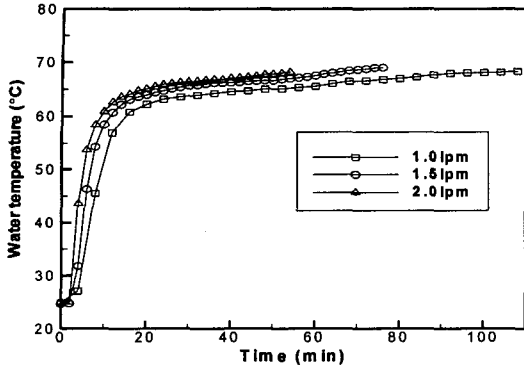


Fig. 7 Temperature histories of water at outlet with time for different flow rates (initial temp. difference; 45°C).

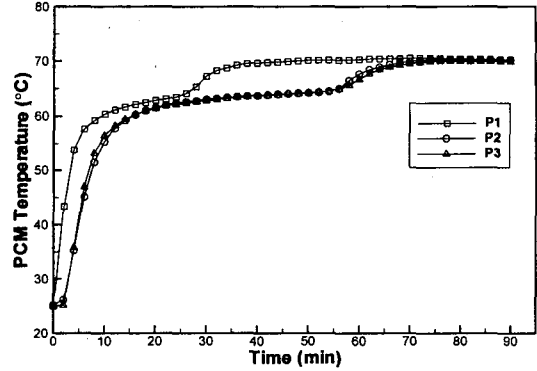


Fig. 9 Temperature histories of PCM with time (initial temp. difference; 45°C, flow rate; 1.5 lpm).

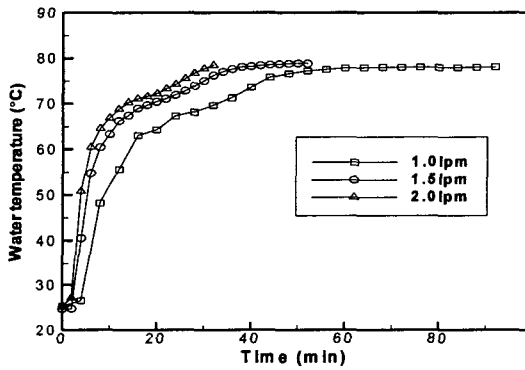


Fig. 8 Temperature histories of water at outlet with time for different flow rates (initial temp. difference; 55°C).

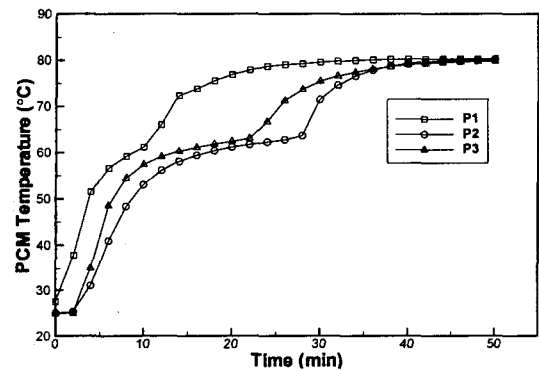


Fig. 10 Temperature histories of PCM with time (initial temp. difference; 55°C, flow rate; 1.5 lpm).

따른 PCM의 온도변화를 표현한 것이다. PCM의 온도 측정지점은 원통셀의 중심선에 위치한 관이며 세 지점의 위치를 Fig. 2에 표시하였다. 온도변화의 전반적인 경향을 살펴보면, PCM온도는 지점에 관계없이 초기에 급격히 상승하다가 융해점에 이르러 서서히 증가하였고 융해과정 완료 후 다시 온도가 상승한 후 완만하게 증가하는 경향을 보였으며 약 80분 후에 일정한 온도를 유지하였다. P1의 경우, 빠른 융해과정을 나타내고 있으며 P2 및 P3의 경우, 축열과정 동안 온도가 거의 동일하였으며 P1의 경우에 비하여 상당히 긴 시간동안 융해과정을 거치고 있음을 관찰할 수 있다. P1에서 물과 PCM간에 열교환이 활발하게 이루어져 P2 및 P3의 온도는 P1보다 낮게 나

타나며 또한 P2 및 P3지점에서는 긴 시간에 걸친 상변화과정을 겪은 후에 70°C에 이르게 된다.

Fig. 10은 초기온도차 55°C 및 유량 1.5 lpm에 대하여 세 지점에서 시간의 경과에 따른 PCM의 온도변화를 나타낸 것으로서 초기온도차 45°C인 경우와는 상이한 양상의 온도변화를 보이고 있으며 약 48분 후에 일정한 온도를 유지하였다. P1의 경우, 매우 빠른 융해과정을 나타내고 있으며 P2 및 P3에서도 빠르게 상변화가 발생하고 있음을 알 수 있다. 초기온도차 45°C인 경우와 다르게 축열과정 동안 P2의 온도가 P3의 온도보다 낮게 나타나고 있다. 원통셀내의 중간구역은 오른쪽구역에 비하여 온도차가 크므로 부력에 의한 영향 및 상대적으로 약한 관성력의 영향으로 온

도의 성층화가 강하게 나타나지만 오른쪽구역에서는 출구쪽의 유동면적 감소로 인한 재순환유동의 결과로 물의 혼합화, 즉 온도의 성층화가 덜 이루어져 온도가 높게 나타나는 것으로 판단된다.

3.3 용해시간

Fig. 11는 초기온도차 45°C에 대하여 세 지점(P1, P2, P3)에서 유량의 변화에 따른 PCM의 용해시간을 나타낸 것이다. 용해시간은 유량의 증가에 반비례하여 감소하였으며 유량이 1.5 lpm 및 2.0 lpm인 경우 P2 및 P3의 용해시간은 동일하였다. 그러나 유량이 1.0 lpm인 경우 P2에서 가장 늦게 상변화가 발생하였다. 초기온도차가 55°C로 증가하면 유량의 증가에 관계없이 P2에서 용해시간이 길게 나타나고 있음을 Fig. 12를 통하여 관찰할 수 있으며 이는 유입온도의 증가에 의한 부력의 영향으로 원통형의 중간구역에서 온도의 성층화가 이루어져 용해시간이 길어지기 때문으로 사료된다. 용해시간은 유량에 따라서 초기온도차 45°C인 경우 최소 24분에서 최대 78분이, 55°C인 경우 최소 10분에서 최대 36분이 소요되었다.

3.4 열저장률

실험에서 측정된 물의 입구(W1)온도 및 출구(W4)온도를 이용하여 시간의 경과에 따른 열저장률(heat storage rate)을 Fig. 13 및 Fig. 14에 표시하였다. 축열과정에서 시간의 흐름에 따른 열저장률은 다음 식과 같이 계산된다.

$$q = \dot{m}_w c_{p,w} (T_{w,i} - T_{w,o}) \quad (3)$$

여기서 \dot{m}_w , $c_{p,w}$, $T_{w,i}$ 및 $T_{w,o}$ 는 각각, 물의 질량유량, 정압비열, 입구온도 및 출구온도를 나타낸다.

Fig. 13은 초기온도차 45°C에 대하여 유량의 변화에 따른 열저장률을 나타낸 것이다. Fig. 13에서 볼 수 있듯이 열전달 유체와 PCM간에 열교환이 시작되고 수분만에 순간 열저장률이 최고값을 나타낸 후 급격히 감소하는 것을 알 수 있다. 이는 초기에 유체와 PCM간의 열전달 추진력

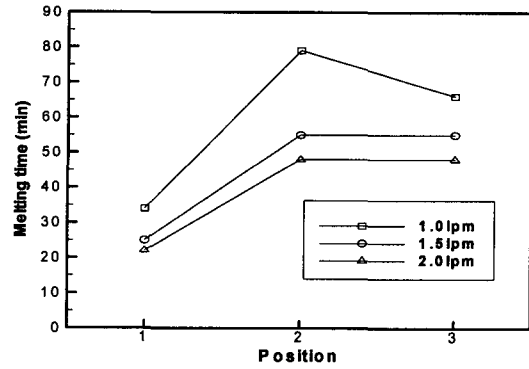


Fig. 11 Melting time of PCM for different flow rates (initial temp. difference; 45°C).

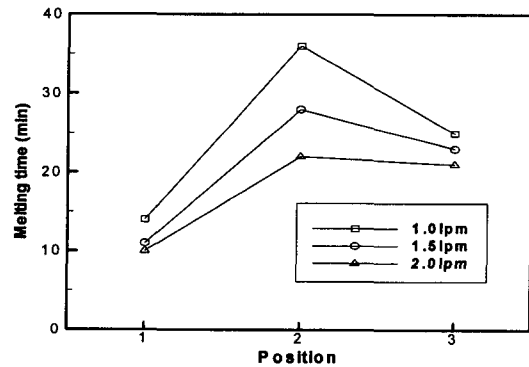


Fig. 12 Melting time of PCM for different flow rates (initial temp. difference; 55°C).

인 온도차가 크기 때문에 높은 열전달이 이루어지는 것이며 그 후 PCM온도가 용해점을 지나면서 상변화가 발생하여 서서히 열전달이 이루어지는 것으로 판단된다. 1.0~2.0 lpm의 유량에 대하여 최대 열저장률은 3000~6200 J/sec이다.

Fig. 14는 초기온도차를 55°C로 증가시킨 경우에 대한 열저장률을 표시한 것이다. 초기온도차 45°C인 경우와 마찬가지로 매우 빠르게 열저장이 이루어짐을 알 수 있다. 1.0~2.0 lpm의 유량에 대하여 최대 열저장률은 3600~7500 J/sec이다.

Fig. 15은 초기온도차 45°C, Fig. 16는 초기온도차 55°C에 대하여 유량의 변화에 따른 총열저장률을 시간의 함수로 나타낸 것이다. 유량의 증

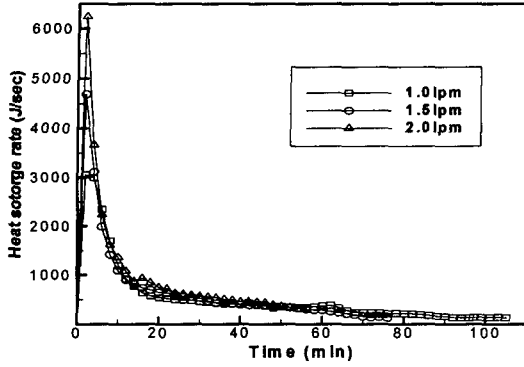


Fig. 13 Variation of heat storage rates with time for different flow rates (initial temp. difference; 45°C).

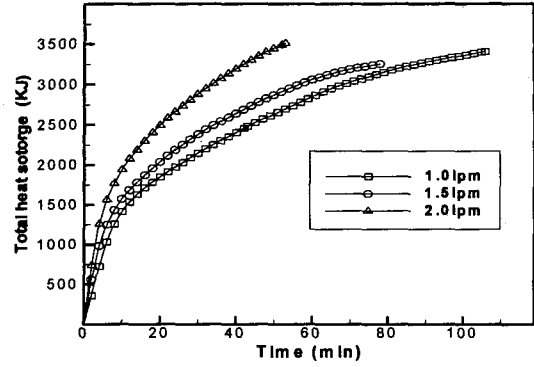


Fig. 15 Variation of total heat storage amount with time for different flow rates (initial temp. difference; 45°C).

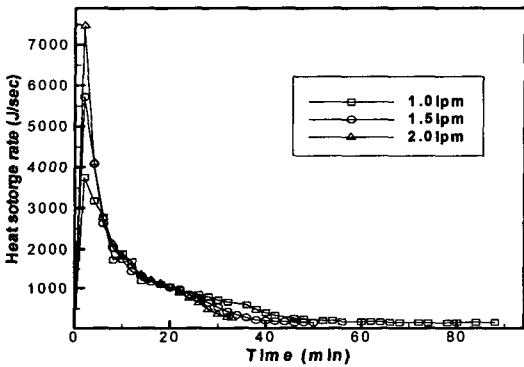


Fig. 14 Variation of heat storage rates with time for different flow rates (initial temp. difference; 55°C).

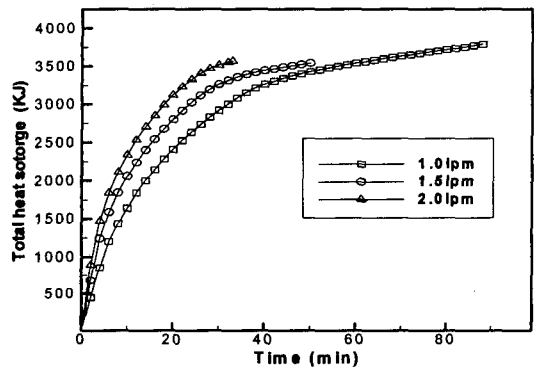


Fig. 16 Variation of total heat storage amount with time for different flow rates (initial temp. difference; 55°C).

가와 축열속도는 비례함을 알 수 있었으며 유량이 증가할수록 초기에 가파른 축열속도를 보이다가 시간이 지남에 따라 완만한 속도를 나타냈다.

3.5 총합열전달계수

물의 입·출구온도를 이용하여 대수평균온도차를 식(4)와 같이 정의하면 축열조로 축열된 열량 \dot{q}_s 은 식(5)와 같이 표현된다.

$$\Delta T_{lm,s} = \frac{T_{wi} - T_{wo}}{\ln(T_{wi}/T_{wo})} \quad (4)$$

$$\dot{q}_s = UA_o \Delta T_{lm,s} \quad (5)$$

여기서 U 는 총합열전달계수이며 $\Delta T_{lm,s}$ 은 대수평균온도차이다. 그리고 A_o 는 구리관의 총 외 표면적이다. 따라서 U 는 식(3) 및 식(5)로부터 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$UA_o = \dot{m}_w c_{pw} \ln\left(\frac{T_{wi}}{T_{wo}}\right) \quad (6)$$

위 식에서 유량 및 입구온도가 일정할 경우 UA_o 는 물의 출구온도만의 함수가 된다.

Fig. 17은 초기온도차 45°C, Fig. 18은 초기온도차 55°C에 대하여 유량의 변화에 따른 UA_o

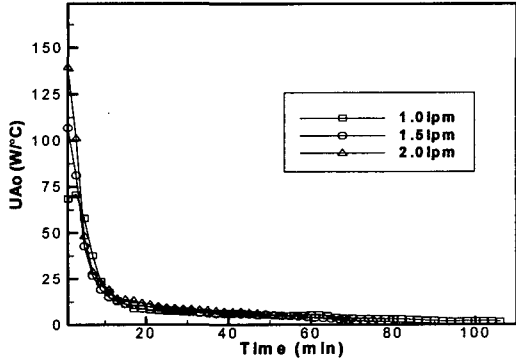


Fig. 17 Variation of overall heat transfer coefficients with time for different flow rates (initial temp. difference; 45°C).

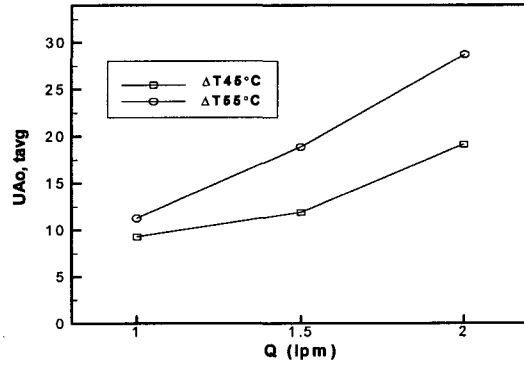


Fig. 19 Effects of flow rates on time averaged overall heat transfer coefficients.

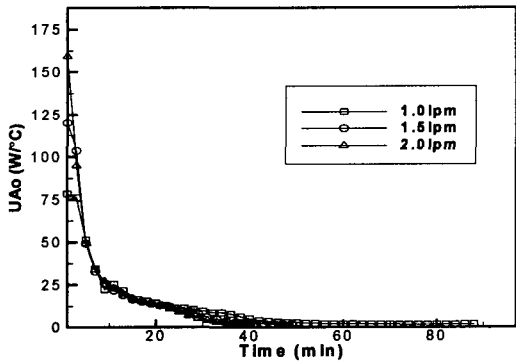


Fig. 18 Variation of overall heat transfer coefficients with time for different flow rates (initial temp. difference; 45°C).

를 시간의 함수로 나타낸 것이다. UA_o 의 전반적인 변화는 초기온도차에 관계없이 초기에 급격히 감소한 후 완만하게 감소하는 모습을 보이고 있으며, 유량의 변화에 따른 형태는 초기를 제외하고 별다른 차이를 나타내지 않았다.

Fig. 19는 초기온도차에 대하여 유량의 변화에 따른 시간평균 UA_o 값을 나타낸 것이다. 시간평균 UA_o 는 축열조의 초기온도차 및 유량의 증가에 비례하여 높은 값을 나타내고 있다. 그리고 시간평균 UA_o 는 유량이 증가할 수록 초기온도차에 의한 영향이 증대함을 알 수 있다.

4. 결론

본 연구에서는 원통형 캡슐과 배플로 구성된 셀-튜브형 축열조를 사용하여 Reynolds수 64~318 그리고 유체의 초기온도차 45~55°C 범위에서 유체의 유입온도 및 유량의 변화에 따른 축열 특성을 고찰하였으며, 연구결과를 요약하면 다음과 같다.

(1) 물의 온도는 초기에 급격히 상승한 후 서서히 증가하였으며 초기온도차 55°C인 경우 초기의 상승정도가 초기온도차 45°C인 경우에 비하여 완만하였고, 원통셀내 왼쪽 하단부에서 가장 낮게 나타났다.

(2) 물의 초기온도차 45°C인 경우 P2 및 P3에서 동일한 PCM온도변화 및 긴 용해과정을 나타냈으며 초기온도차 55°C인 경우 P2지점에서 가장 느리게 용해과정이 발생하였다.

(3) 용해시간은 유량의 증가에 반비례하였으며 초기온도차 45°C인 경우 유량이 1.0 lpm인 경우를 제외하고, P2 및 P3에서 동일하였지만 초기온도차 55°C인 경우 P2에서 가장 긴 용해시간이 소요되었다.

(4) 총열저장량은 유량의 증가에 비례하였으며 유량이 증가할수록 초기에 가파른 축열속도를 보이다가 시간이 지남에 따라 완만한 속도를 나타냈다.

(5) 시간평균 총합열전달계수는 유량이 증가할수록 그리고 초기온도차가 높을수록 증가하였다.

후 기

본 연구는 산업자원부 산하 '에너지관리공단'에서 시행하는 에너지절약기술개발의 학술진흥사업 및 1999년 원광대학교 교비지원으로 이루어졌습니다. 관계자 여러분에게 감사드립니다.

참고문헌

1. Kalhori, B. and Ramadhyan, S., 1985, Studies on heat transfer from a vertical cylinder, with or without fins, embedded in a solid phase change medium, *Trans. ASME, J. Heat Transfer* 107, pp. 44-51.
2. Kishore V.V.N. and Katam, S., 1987, Thermal conductivity improvement of paraffin wax for thermal storage applications, *Alternative Energy Source VII* 1, pp. 313-320.
3. Radhakrishnan, K. B. and Balakrishnan, A. R., 1992, Heat transfer analysis of thermal energy storage using phase change materials, *Heat Recovery Systems*, Vol. 12, No. 5, pp. 427-435.
4. Suh, J. S., Kim, C. J., Yoo, J. I., Ro, S. T., 1993, Effects of Subcooling and Natural Convection on the Melting inside a Horizontal Tube, *Trans. of the KSME*, Vol. 17, No. 8, pp. 2079-2087.
5. Yoo, H. S., 1997, An Approximate Analytical Solution for the Initial Transient Process of Close-Contact Melting on an Isothermal Surface, *Trans. of the KSME*, Vol. 21, No. 12, pp. 1710-1722.
6. Zhang, Y. and Faghri, A., 1997, Analysis of freezing in an eccentric annulus, *J. of Solar Energy Engineering*, Vol. 119, pp. 237-241.
7. Watanabe, T., Kikuchi, H. and Kanzawa, A., 1993, Enhancement of charging and discharging rate in heat storage system by use of PCM with different melting temperatures, *Heat Recovery Systems*, Vol. 15, No. 7, pp. 641-653.
8. Majumdar, P. and Saidbakhsh, A., 1990, Heat transfer model for phase change thermal energy storage, *Heat Recovery Systems*, Vol. 10, No. 5, pp. 457-468.
9. Yanadori, M. and Masuda, T., 1986, Heat transfer study on a heat storage container, *Solar Energy*, Vol. 36, pp. 161-177.
10. Lim, J. S., 1993, Study on Characteristics and The Basic Design Data for Thermal Energy Storage System, KOSEF
11. Kwon, Y. M., Moh, J. H., 1998, Fundamental Study on Heat Storage Characteristics of Heat Storage Module with Shell and Tube Type, *Proceedings of the SAREK Winter Annual Conference(II)*, pp. 169-173.
12. Kwon, Y. M., Seo, H. S., Moh, J. H., 1999, An Experimental Study on the Heat Recovery Characteristics of Heat Exchanger with Shell and Tube Type, *Proceedings of the SAREK Summer Annual Conference(III)*, p. 1161-1168.
13. KEPCO, 1999, www.kepco.co.kr, Statics /Trend of power generating results.
14. TEMA, 1978, Standards of Tubular Exchanger Manufacturers Association, 6th Ed., Inc., N. Y.
15. Bell, K.J., 1981, Delaware Method for Shell Side Design, In *Heat Exchanger Thermal-Hydraulic Fundamentals and Design*, 3rd ed., Hemisphere, New York, pp. 581-618.