한국에너지공학회지(1996), 제5권 제2호
Energy Engg. J(1996), Vol. 5, No. 2, pp. 115~122

상변화물질을 이용한 축열시스템에서 핀에 의한 열전달 촉진 연구

한승구 · 한귀영
성균관대학교 화학공학과

Heat Transfer Enhancement by Fins in a Latent Heat Storage System Using Phase Change Material

Seung Ku Han and Gui Young Han
Department of Chemical Engineering, SungKyunKwan University

요 약

망초를 이용한 저온 잠열축열시스템에서 핀을 설치한 전열관에서 방열과정중의 열전달 특성을 살펴보았다. 잠열물질의 과냉각과 상분리를 방지하기위해 3.0 wt% $Na_2B_4O_7 10H_2O$와 2.2 wt% acrylic acid sodium sulfate가 조핵제 및 증점제로 사용되었다. 축열조는 높이가 530 mm, 직경이 74 mm이고 열전달관은 높이가 480 mm, 직경이 13.5 mm인 이중관으로 되어있으며 열전달 유체로는 물을 사용하였다. 축열재로부터 열을 회수하는 방열과정에서 열회수율은 열전달 유체의 유입온도와 유량에 크게 의존하였다. 핀이 설치되지 않은 전열관과의 비교실험을 통하여 핀에 의한 열전달 촉진은 얇은 핀의 경우에는 열전달계수의 증가가 미미하였지만 두꺼운 핀을 사용한 경우에는 같은 조업조건에서 열전달계수가 약 60% 정도 증가하였다. 실험적으로 결정된 총괄 열전달계수는 핀이 없는 경우에는 약 150-260 w/m^2K이었고 두꺼운 핀을 사용한 전열관에서는 230-530 W/m^2K 정도였다. 총괄 열전달계수의 크기와 핀에 의한 전열면적을 기준으로 한 핀의 효율은 두꺼운 핀의 경우에는 약 0.26, 얇은 핀의 경우에는 0.05 정도로 계산되었다.

Abstract— Heat transfer characteristics of low temperature latent heat storage systems have been examined for the circular finned and unfinned tubes using Na_2SO_4 $10H_2O$ as a phase change material. In order to reduce the supercooling of PCM, 3 wt% of $Na_2B_4O_7 10H_2O$ was added as the nucleating agent and 2.2 wt% of acrylic acid sodium sulfate was used as the thickner. The heat storage vessel has dimension of 530 mm height, 74 mm I.D. and inner heat transfer tube is 480 mm height and 13.5 mm O.D. Water was employed as the heat transfer fluid. During the heat recovery experiment, the heat recovery rate was affected by the flow rates and inlet temperature of heat transfer fluid. The enhancement of heat transfer by fins over the unfinned tube system was found to be negligible in the thin finned tube systems, whereas the heat transfer coefficient in the thick finned tube system is approximately 60% higher than that in the unfinned tube system. The experimentally determined heat transfer coefficient for the unfinned tube and thick finned tube systems are 150-260 W/m^2 °C and 230-530 W/m^2 °C, respectively. The fin efficiency based on the heat transfer coefficient and area increased by fins was found to be 0.05 and 0.26 for the thin and the thick finned tube systems.

1. 서 론

최근 생활수준과 경제력의 향상으로 에너지의 소비가 급격히 증가하고 있으며 이러한 에너지 문제는 석유자원의 지역적인 편재와 자원의 유한성으로 인하여 심각하게 대두되고 있으며 화석연료의 사용에 따른 공해문제는 심각한 수준에 이르렀다. 때문에 부존에너지 자원이 부족한 우리나라에서는 열에너지의 효율적인 사

용이 절실히 요구되는 상황이다. 국내에서도 열에너지의 효과적인 이용을 위한 기술개발이 점차 중요한 연구과제로 부각되며 태양열, 공업폐열, 심야 잉여전력 등의 효과적인 이용기술이 연구되고 있다. 이러한 에너지원들은 시간적, 질적으로 변동하며 분산되어 있는 저급 에너지이므로 이를 안정화, 균일화하여 집중된 고급 에너지 형태로 사용하기 위해서는 축열시스템의 기술개발이 요구된다.

축열시스템은 에너지 발생처와 에너지 사용처간의 시간적, 양적, 질적으로 발생하는 불일치를 해결하여 다량의 에너지의 효율적 사용을 가능하게 한다. 이러한 축열방법에는 크게 자갈, 물 등의 현열축열법과 일정온도에서 상변화를 일으키는 물질(주로 수화염)을 이용하는 잠열축열법, 그리고 가역반응열을 이용하는 화학축열법 등이 있다. 상변화물질의 잠열을 이용한 잠열 축열장치는 단위부피 및 단위무게당 열에너지의 저장용량이 커서 현열 축열장치보다 부피나 무게를 크게 줄일 수 있다. 또한 잠열 축열법은 사용되는 잠열재의 상전이 온도부근에서 거의 일정한 온도로 축열 및 방열을 하므로 회수되는 에너지의 질이 균일한 장점이 있다. 이러한 잠열축열에 대한 연구는 주로 적절한 축열재로 요구되는 물성인 고축열밀도, 상변화시 부피변화의 최소, 높은 열전도도, 화학적 안정성 및 낮은 부식성 등을 만족하는 잠열물질을 찾는데 집중이 되어 왔다. 또한 잠열축열재의 단점인 상분리와 과냉각 현상을 최소화하는 여러가지 첨가제의 개발에 주력해 왔으며, 잠열 축열장치에 관한 연구는 상대적으로 미미하였다. 최근에 이르러 Yanadori와 Masuda[1]는 축열과 방열과정의 열전달 성능을 개선하기 위해 vertical cylindrical pipe를 사용하여 축열조 내의 열전달 유체를 향류접촉 시킴으로서 열전달 효율을 개선하려 하였고, Herrick[2]은 horizontal rolling cylinder를 이용한 물리적인 교반효과로서 열전달을 향상시키는 실험을 수행하였다. 국내에서 Choi[3] 등은 단일 pipe에 핀을 설치한 cylindrical system에서 핀에 의한 열전달 향상을 연구하였고, Kang[4] 등은 열전달 유체와 상변화물질의 직접접촉에 의한 열교환기술에 관한 연구를 수행하였다. 이러한 연구결과를 바탕으로 본 연구에서는 열저장 물질로 Glauber's salt의 한종류인 망초를 사용하여 용융상태의 망초로부터 열회수 성능실험을 수행하였다. 열회수 과정에서 효과적인 열전달을 촉진하기 위해 열전달 유체가 흐르는 축열조 내부의 vertical cylindrical tube에 두가지 형태의 환형핀을 부착하여 열전달 면적을 증가시켜준 축열장치에서 사용된 핀의 형상에 따른 열전달 촉진의 정도를 열전달 유체의 유입온도와 유량을 변수로 하여 실험적으로 관찰하고, 핀이 설치되지 않은 전열관에서의 실험결과와 비교하고자 한다.

2. 실험장치 및 방법

본 실험에 사용된 축열장치의 구조는 Fig. 1과 같이 이중관 열교환기의 형태를 가지고 있다. 축열조는 stainless steel로 만들어졌으며 반경이 74 mm, 높이는 530 mm이다. 축열재와 열전달이 이루어지는 전열관은 이중관으로서 내부관은 외경이 13.5 mm, 높이는 480 mm이며, 외부관은 외경이 19 mm이고 높이는 510 mm이다. 실험에 사용된 전열관은 모두 3가지 종류였으며 하나는 핀이 설치되지 않은 plain tube형태이고 다른 두가지는 열전달 촉진을 위하여 핀을 설치하였다. 열전달 촉진을 위한 핀은 두께가 각각 0.4 mm, 3.0 mm이고 핀은 40 mm 간격으로 축방향으로 12개가 전열관에 용접되어 있다. 사용된 전열관의 상세한 도면은 Fig. 2에 나타내었다. 열전달 유체로는 물을 사용하였고 열전달 유체는 전열관의 내부관으로 들어가서 밑부분에서 이중관 사이의 환형 공간을 통하여 위로 흐르면서 열교환이 이루어진다. 열교환이 이루어지는 과정에서 열전달 유체쪽의 열저항을 줄이기 위하여 유체의 난류촉진용으로 내부관 바깥쪽 부분에 직경 2 mm의 실리콘선을 감았다.

축열물질의 온도분포를 측정하기 위하여 용기의 각 부위에 반경방향과 축방향을 기준으로 thermocouple을 설치하였다. 각 지점의 온도를 측정하기 위해 thermocouple은 2 mm의 가는 stainless steel 보호관에 삽입하여 끝부분을 junction 시켰다. 이때 thermocouple wire

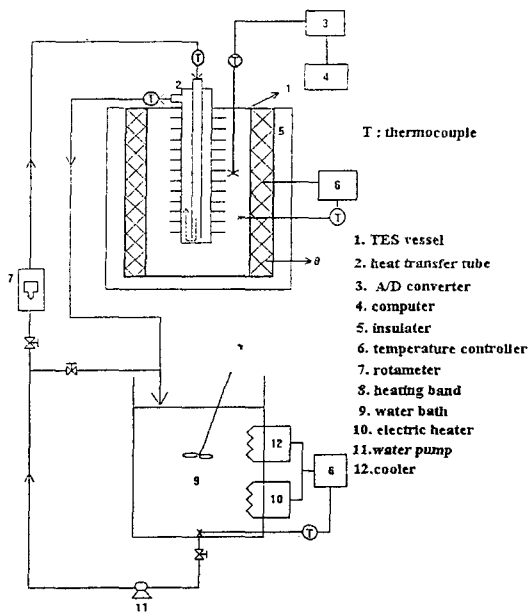

Fig. 1. Schematic diagram of the test facility.

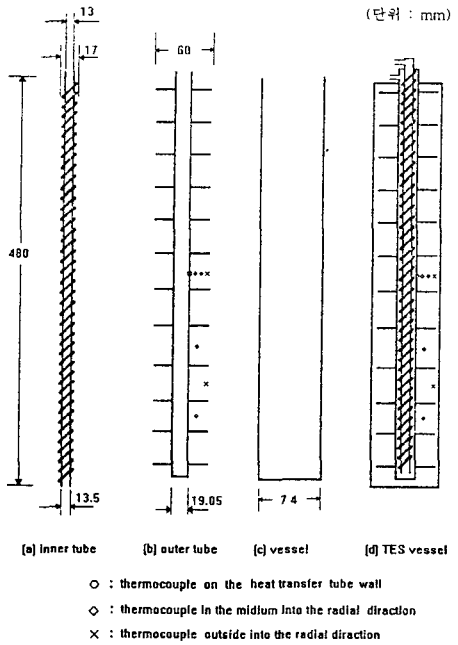

Fig. 2. Detail of heat transfer tube.

와 금속보호관에 존재하는 온도구배에 따른 thermocouple junction으로의 열유입을 방지하기 위해 thermocouple의 길이는 온도구배가 없는 동심원주 형태로 금속보호관 직경의 40배 길이로 유지하였다[1]. 실험에 사용된 thermocouple은 copper-constantan이 junction된 T-type 이었다. 반경방향의 축열재 온도분포를 측정하기 위하여 전열관 벽면과 전열관 중심으로부터 반경방향으로 20, 30, 그리고 37 mm에 thermocouple을 설치하였다. 또한 축방향의 축열재 온도분포를 측정하기 위해서 전열관 중심으로부터 20 mm 지점에 축방향으로 전열관의 밑바닥으로부터 각각 80 mm, 160 mm, 240 mm 지점에 thermocouple을 설치하였다. 축열장치의 열회수성능을 측정하기 위하여 열전달 유체의 유입구와 배출구에 각각 thermocouple을 설치하였다. 열전달 유체를 일정 온도로 전열관에 유입시키기 위해서 water bath에 electric heater와 냉동기를 연결하여 유입유체의 온도를 일정하게 유지시켰다. 방열실험은 용융상태의 축열재가 응고되면서 열전달 유체에 열을 공급하는 과정이므로 각각의 실험마다 축열재를 용융상태로 만들기 위해서 축열장치의 외벽에 전기열선을 감고 glass wool로 단열하였다.

실험방법은 축열장치 외벽의 열선으로 망초의 용융점보다 약 4-5°C 높은 온도로 망초를 용융시킨후 water bath에서 일정한 온도가 유지되고 있는 열전달 유체를 전열관으로 흘리면서 잠열재와 유체간의 열교환을 수행한다. 축열재의 반경방향으로 37 mm 떨어진 곳에 위치한 thermocouple의 온도가 망초의 융점보다 약 5-6°C 낮은 온도를 보일때 상변화에 의한 열회수가 종료되었다고 가정하였다.

Table 1. Thermophysical properties of $Na_2SO_4 \cdot 10H_2O$.

Peritectic point	32.4°C
Heat of transition	241 kJ/kg
Specific heat (soild)	1.76 kJ/kg·K
Specific heat (liquid)	3.30 kJ/kg·K
Thermal conductivity (soild)	0.544 W/m·K
Density (soild)	1460 kg/m^3
Density (liquid)	1330 kg/m^3
Molecular weight	322 g/mol

본 실험의 변수인 열전달 유체의 유입온도는 13°C, 17°C, 22°C였으며, 유입유량은 각각 200, 600, 1000 g/min 이었다. 방열실험중 축열장치에 설치된 thermocouple로부터 얻어진 온도변화는 매 15초 간격으로 data acquisition system을 거쳐서 IBM-PC 386 computer에 저장하였다. 본 실험에 사용된 data acquisition board는 Keithley MetraByte사의 Das-1401 board가 사용되었고, signal conditioning multiplexer는 EXP-GP가 사용되었다. 사용된 board는 12 bit resolution을 갖고 있으며 동시에 8 channel을 사용하였다.

축열재로 사용된 망초로는 shinyo Chemical Co.의 1급 시약을 사용하였고 순수한 망초의 열역학적 물성은 Table 1에 나타내었다. 실험에 사용된 망초는 상분리 현상과 과냉각 현상을 방지하기 위해 조핵제로 Borax를 사용하였고 증점제로는 코오롱 유화의 Acrylic acid sodium sulfate 를 사용하였다. 혼합재료의 배합비율은 망초:조핵제:증점제(94.8:3:2.2 wt%)로 사용하였다[5]. 배합된 축열재는 첨가제의 영향으로 잠열량이 순수한 망초보다 줄어들게 되어 실험에 사용되는 망초의 실제 잠열량은 Differential Scanning Calorimeter를 이용하여 측정하였고, 측정된 잠열량은 203.5 J/g이었다.

3. 결과 및 고찰

3-1. 온도분포

세가지 다른 형태의 전열관에서 열회수 과정중 일어나는 반경방향 축열재의 온도분포를 유입온도 13°C, 유량 200 g/min의 조업조건에서 측정하여 Fig. 3, Fig. 4, 그리고 Fig. 5에 나타내었다. 반경방향의 온도분포는 전열관의 바닥으로부터 240 mm 위에 위치한 4개의 thermocouple로부터 얻어졌다. Fig. 3에서 보는 바와 같이 plain tube에서는 전열관의 벽면에 위치한 축열재의 온도가 열전달 유체에 의하여 초기에 급격히 떨어지고 전

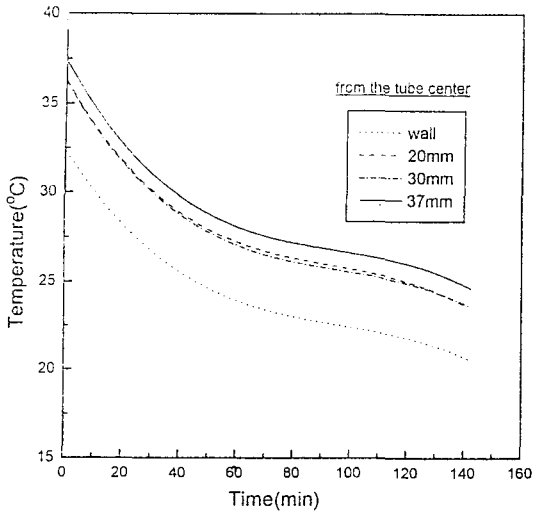

Fig. 3. Radial temperature profile of PCM in the plain-tube system.

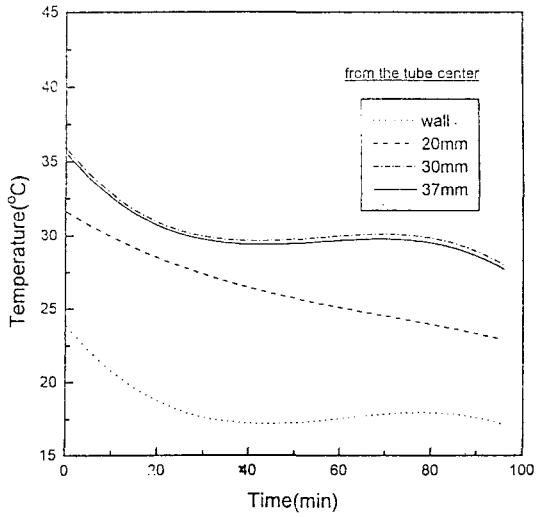

Fig. 5. Radial temperature profile of PCM in the thick-finned tube system.

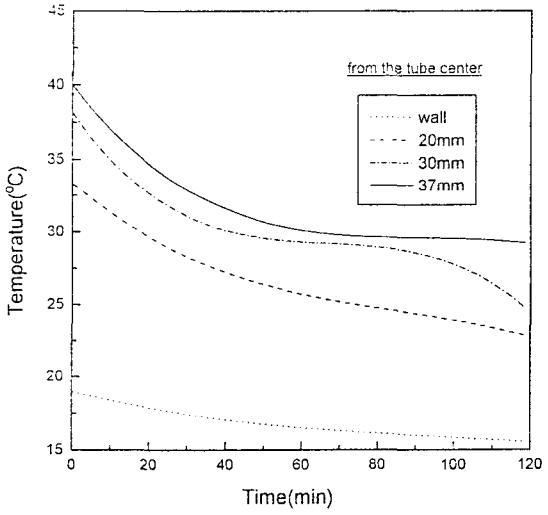

Fig. 4. Radial temperature profile of PCM in the thin-finned tube system.

열관의 벽면과 멀어진 위치에서는 온도차이가 크게 나타나지 않았다. 이것은 열회수 초기에 전열관의 벽면에서 축열재의 응고현상이 일어나고 응고된 축열재는 열전달을 방해하는 저항으로 작용하게 된다. 응고된 상경계면은 시간이 지남에 따라 두꺼워져 열회수를 더욱 어렵게 한다. 전열관 가까이에서부터 응고된 축열재와 아직 응고되지 않은축열재는 밀도차에 의하여 자연대류가 일어나서 열회수가 좀더 쉽게 일어나야 하지만 상분리 방지를 위해 축열재에 첨가된 증점제로 인해 용융상태에 있는 축열재의 점도가 매우 높아서 자연대류를 억제하기 때문에 순수하게 축열재의 열전도에 의해서만 열의 전달이 일어난다. 따라서 각 지점에서의 온도분포는 크게 차이를 내지 않고 아주 느린 열회수 과정을 거쳐 거의 일정한 온도분포를 나타내었다. 하지만 Fig. 4에 보인 얇은 핀에서의 반경방향 온도분포는 plain tube와는 다른 모습을 보여주며, 전열관의 벽면에서 가까운 지점의 온도분포는 plain tube와 비슷하게 나타났지만 전열관의 벽면과 떨어진 지점인 30 mm, 37 mm의 위치에서는 핀에 의한 열회수가 이루어져 잠열구간이 명확하게 나타나고 plain tube보다 빠른 시간에서 잠열회수를 마친후 온도가 떨어지는 것을 볼 수 있다. 이것은 축열재의 열을 회수하는 과정에서 열전달이 전열관으로부터 축열재만의 열전도와 핀으로의 열전도가 동시에 이루어져 핀으로도 열회수가 되고 있음을 알 수 있다. 한편 Fig. 5의 두꺼운 핀의 경우에는 얇은 핀의 경우와 온도분포의 모양은 비슷하지만 전열관으로부터 가장 외곽쪽인 37 mm 위치를 기준으로 하였을때 잠열 회수구간에 이르는 시간이 얇은 핀의 경우보다 짧아 전열관 벽면으로부터 가장 먼쪽의 위치에서도 핀의 영향으로 열회수가 잘 이루어지고 있음을 알 수 있다. 축열장치내의 축열재 축방향 온도분포는 유입온도 22°C, 유량 200 g/mim의 조업조건에서 측정하였다. 핀이 설치되지 않은 plain tube에서의 축방향 온도분포는 Fig. 6에 나타나 있으며 축열조 높이에 따른 온도의 차이가 거의 일어나지 않았다. Fig. 7은 두꺼운 핀을 사용한 경우의 온도분포로서 특히 전열관 바닥으로부터 240 mm 위치의 온도가 시간에 따라 편차가 크게 나타났다. 이것은 핀에 의해 회수되는 열량의 변화에 기인하는 것으로 여겨진다. 용

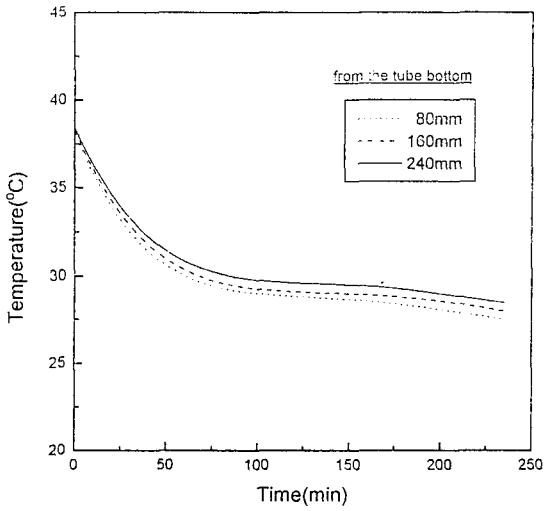

Fig. 6. Axial temperature profile of PCM in the plain tube system.

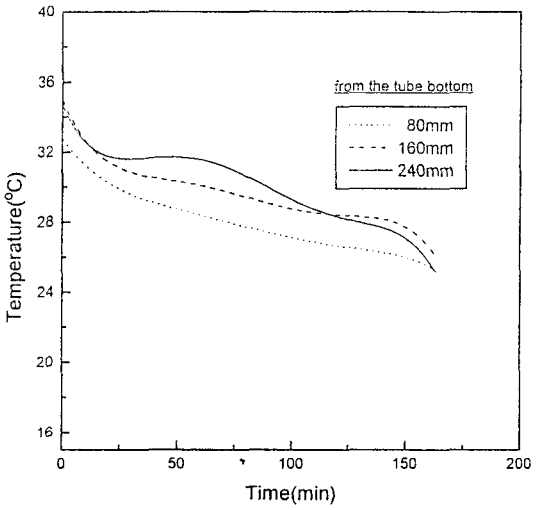

Fig. 7. Axial temperature profile of PCM in the thick-finned tube system.

융상태의 상변화물질이 냉각되기 시작하면 상변화물질 내에서 밀도구배로 인한 자연대류가 발생하고 이로 인해 용기상부와 하부의 온도구배가 나타나는 것이 일반적이지만 증점제의 첨가로 점도가 증가하여 자연대류가 어렵게 되고 핀이 설치된 경우에는 핀이 자연대류를 방해하므로 축방향의 온도차이가 크게 나지 않은 것으로 생각할 수 있다. 따라서 축열재가 응고되는 과정에서 축방향 위치에 따른 상경계면의 형상은 상하부가 거의 일정하다고 해석할 수 있다.

3-2. 열회수속도

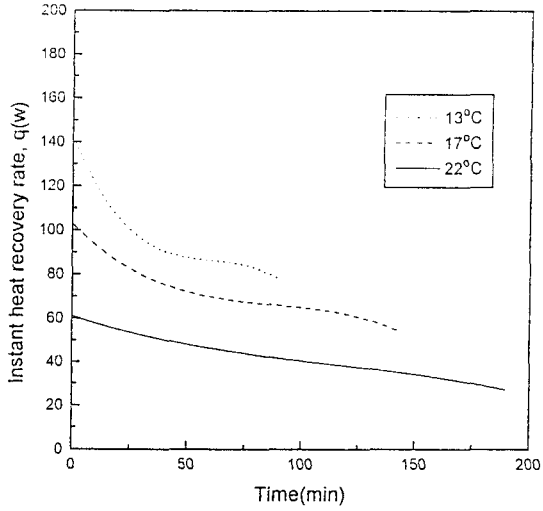

Fig. 8. Instant heat recovery rate with inlet temperature in the thick-finned tube system.

축열재로부터 열회수과정에서의 순간 열회수속도 (q)는 다음의 식으로부터 계산하였다.

$$q = m \cdot C_{pA} \cdot (T_o - T_i) \quad (1)$$

순간 열회수속도는 상변화 온도보다 약간 높은 온도에 있는 액상 축열재의 현열과 상변화가 시작됨에 따라 수반되는 잠열의 회수로 초기에는 높은 열회수속도를 보이다가 전열관의 벽면에서부터 축열재가 응고되면서 열회수속도는 급격히 감소하고 응고 경계면이 점점 두꺼워짐에 따라 열회수 속도는 서서히 감소하게 된다. 유입온도와 유량이 순간 열회수속도에 미치는 영향과 같은 조업조건에서 각기 다른 전열관 구조에 따른 열회수속도에 대한 실험결과를 Fig. 8, 9, 10에 나타내었다. Fig. 8은 두꺼운 핀의 경우 열전달 유체의 유입온도에 따른 순간 열회수 속도를 비교하였다. 그림에서 보는 바와 같이 열전달 유체의 온도를 낮추면 열전달의 추진력인 온도차가 커져서 열회수 속도는 증가하게 된다. 즉 열전달 유체와 축열재와의 온도차가 클수록 열회수속도는 상향조정된 평행이동곡선을 나타내어 온도차가 열전달의 추진력임을 알 수 있었다. Fig. 9는 두꺼운 핀의 경우 유입유량에 따른 순간 열회수 속도를 비교하였다. 그림에서 볼 수 있듯이 유량이 증가함에 따라 열회수 속도가 증가함을 알 수 있다. 이것은 유량이 증가할수록 난류흐름이 증가하여 열전달이 촉진되고 높은 유량에서는 유입유량의 출구온도가 유량이 작은 경우보다 낮기 때문에 상대적으로 축열재와 큰 온도차를 가지기 때문으로 여겨진다. Fig. 10은 각기 다른 전열관 구조에 따른 순간 열회수 속도를 비교하였다. 그림에서 보듯이 핀

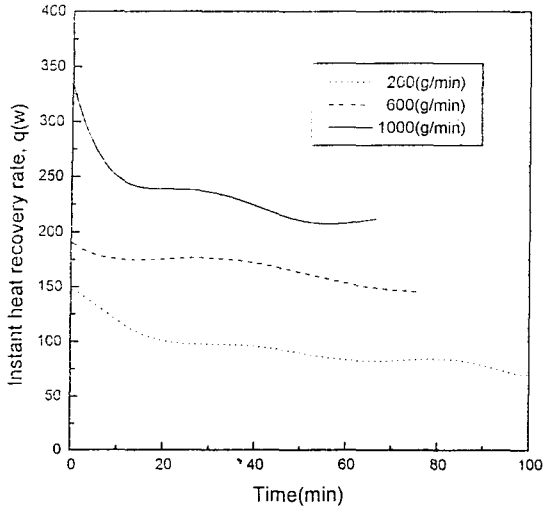

Fig. 9. Instant heat recovery rate with flow rates in the thick-finned tube system.

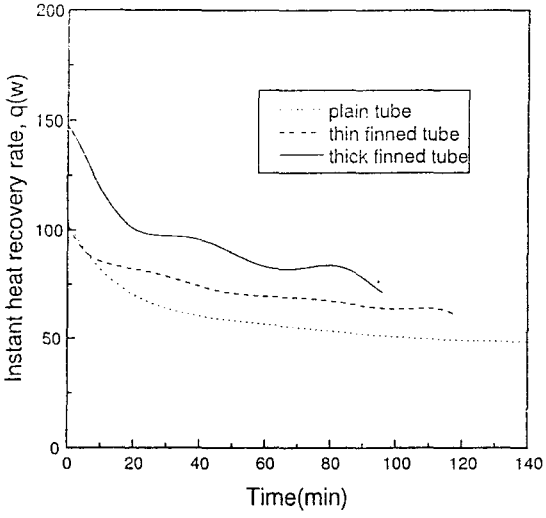

Fig. 10. Instant heat recovery rate for different heat trasnfer tube systems.

이 있는 경우가 핀이 없는 경우보다 높은 열회수 속도를 갖는 것을 알 수 있다. 즉 핀의 사용에 따른 열전달 면적의 증대로 열회수 속도가 증가됨을 알 수 있다. 또한 얇은 핀과 두꺼운 핀의 사용에 따른 열회수 속도의 차이로부터, 핀의 두께가 열회수 과정에서 또다른 변수가 된다는 것을 알 수 있었다.

3-3. 총 열회수율

총 열회수율(Q/Q_{max})은 축열재의 고,액 현열과 잠열을 합한 값 Q_{max}에 대한 시간의 경과에 따른 순간 열회수 속도의 누적치의 비로 계산되었다.

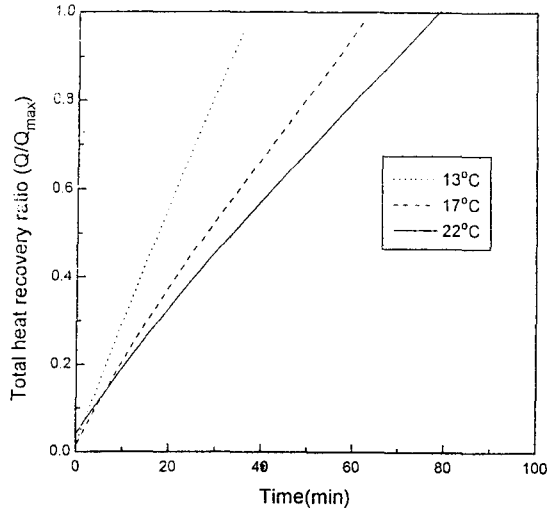

Fig. 11. Total heat recovery ratio with inlet temperature in the thick-finned tube system.

최대 축열량 Q_{max}는 다음과 같은 식에 의해 계산되었고

$$Q_{max} = \int_{T_i}^{T_m} M \cdot C_{pl}\, dT + \lambda \cdot M + \int_{T_m}^{T_2} M \cdot C_{ps}\, dT \qquad (2)$$

여기서 M은 축열재의 량이고 λ는 축열재의 잠열, 그리고 T_m은 축열재의 용융온도이다. 본 실험조건에서 계산된 Q_{max} 값은 약 570 kJ이었다. 한편 일정시간동안 회수된 총열량은 순간 열회수 속도의 누적치로 계산되었다.

$$Q = \int q\, dt \qquad (3)$$

총 열회수율은 축열장치의 열회수 성능을 보여주는 실험자료로서 축열장치를 설계할 때 열부하에 따른 축열조의 크기나 유량, 유입온도를 결정하는데 중요한 공학적 자료가 된다. 두꺼운 핀이 설치된 전열관에서 유입온도와 유량에 따른 총 열회수율에 대한 실험결과는 Fig. 11, 12에 나타내었다. Fig. 11은 유입온도에 따른 총 열회수율의 시간에 대한 변화로서 앞의 열회수 속도에서 고찰한대로 열회수량이 온도에 크게 의존함을 알 수 있으며 그림에서 보듯이 총축열량의 약 80%를 회수하는데 걸리는 시간이 유입온도가 13°C인 경우에는 30분 정도 소요되지만 유입온도가 22°C인 경우에는 1시간이나 소요됨을 알 수 있다. 유량의 변화에 따른 총 열회수율의 변화를 나타낸 실험결과는 Fig. 12에 보여주고 있으며 총 열회수율은 앞서의 온도에 대한 영향과 유사한 결과를 보여주고 있으며 유량 또한 축열장치를 설계하는데 중요한 변수임을 알 수 있었다.

3-4. 열전달계수

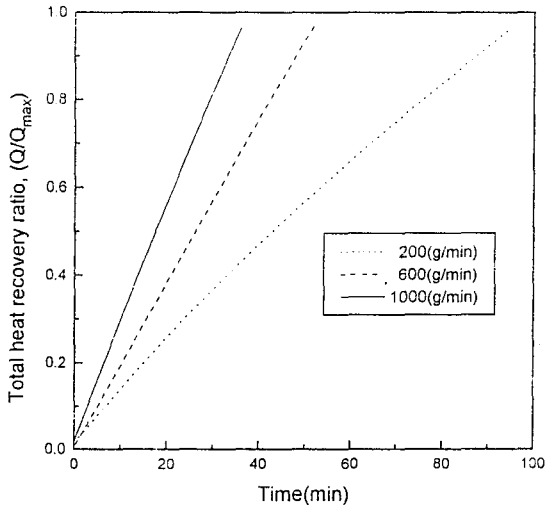

Fig. 12. Total heat recovery ratio with flow rates in the thick-finned tube system.

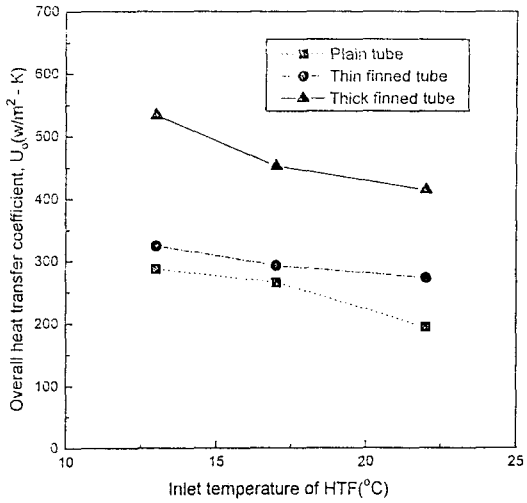

Fig. 13. Overall heat transfer coefficient with inlet temperature for different heat transfer tube systems.

본 실험에서는 열전달 유체와 축열재 간의 총괄 열전달계수(U_o)를 실험적으로 구하여 핀에 의한 열전달 촉진을 정량적으로 계산하였다. 총괄 열전달계수 U_o는 전열관의 외측 표면적을 기준으로 하여 전형적인 이중관 열교환기에서의 열전달계수 식을 사용하였다.

$$U_o = q \cdot \frac{\ln \dfrac{(T_{PCM} - T_i)}{(T_{PCM} - T_o)}}{\pi \cdot D_o \cdot L \cdot (T_o - T_i)} \qquad (4)$$

여기서 T_{pcm}은 전열관의 축방향 중심의 30 mm 반경위치의 축열재 온도이며, T_i, T_o는 열전달 유체의 전열관 입구 및 출구온도이다. 또한 핀이 설치된 경우에도 핀의 면적은 고려하지 않고 bare tube의 면적을 사용하여 열전달계수를 구하여 핀에 의한 열전달 촉진을 열전달계수의 크기로서 비교하였다. 잠열 축열조에서 방열과정 중 전열관의 모양에 따른 총괄 열전달계수의 크기 변화를 유입온도와 유량을 변수로 하여 Fig. 13과 Fig. 14에 나타내었다. Fig. 13은 열전달 유체의 유입온도의 변화에 따른 총괄 열전달계수의 변화로서 열전달 유체의 유입온도가 낮을수록 열전달의 추진력인 온도차가 커져서 높은 열전달 계수를 갖는다는 것을 알 수 있다. 한편 두꺼운 핀을 사용한 경우가 얇은 핀이나 핀이 없는 경우보다 매우 높은 열전달 계수를 갖는 것을 알 수 있다. 하지만 얇은 핀의 경우에는 열전달 면적이 2배이상 커졌음에도 불구하고 열전달계수는 그다지 증가하지 않았다. 결국 이러한 실험결과는 핀의 면적뿐 아니라 핀의 두께 또한 열전달 촉진의 주요한 변수라는 것을 의미한다고 볼 수 있다. 본 실험에서 핀이 없는 경우에 얻어진

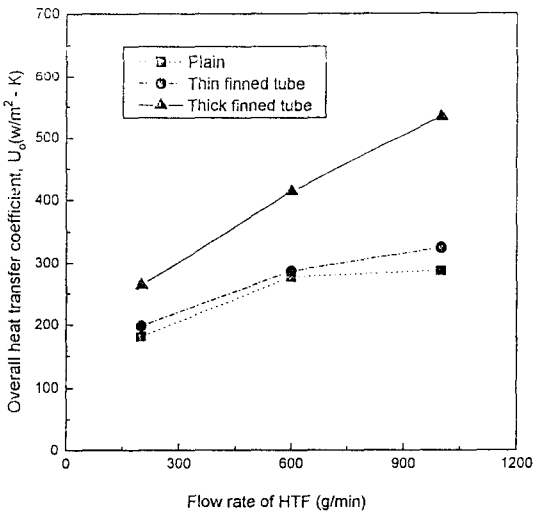

Fig. 14. Overall heat transfer coefficient with flow rates for different heat transfer tube system.

열전달계수는 180-280 W/m^2 K로서 Shin[6] 이 망초를 축열재로 하여 tube bundle 형태의 축열조에서 방열과정 시 얻어진 열전달계수인 130-150 W/m^2 K 보다 높은 값을 보였으며 Yanadori[7] 등이 초산염을 가지고 본 실험과 유사한 coaxial tube 형태의 전열관에서 측정된 열전달계수는 약 120-250 W/m^2 K였다. 따라서 전열관의 배열 또한 열전달계수에 영향을 미치는 변수임을 알 수 있다. Fig. 14에 보여준 열전달유체의 유입유량을 변수로 한 열전달계수의 변화로부터 유입량이 증가함에 따라 유체쪽 열저항이 감소하여 열전달이 향상됨을 알 수

Table 2. Fin efficiency calculation for different systems.

	Thin finned tube	Thick finned tube
노출된 전열관의 면적 $A_b(cm^2)$	266	266
확장된 fin의 면적 $A_f(cm^2)$	568	621
확장된 전열면적비 $A_c=\frac{A_f}{A_b}$	2.1	2.3
총괄열전달 계수의 평균치 $U_f(w/m^2\cdot K)$	242	346
열전달 계수비 $U_c=\frac{U_f-U_{plain}}{U_{plain}}$	0.1	0.6
fin의 효율 $\eta_f=\frac{U_c}{A_c}$	0.05	0.26

있다. 또한 유량이 증가할수록 유입되는 열전달유체 유입온도의 상승폭이 적어짐으로써 유체와 축열재간의 보다 큰 온도차를 유지할 수 있어서 열전달계수가 증가한 것으로 여겨진다. 특히 두꺼운 핀의 경우에 유량의 변화에 따른 열전달계수의 급격한 상승은 이러한 두가지 요인이라고 할 수 있는 turbulence의 증대 그리고 높은 온도차 유지가 가장 두드러지게 나타났다고 볼 수 있다.

3-5. 핀의 효율

일반적으로 핀의 사용은 고온의 고체열원으로부터 핀과 유체의 대류에 의한 열전달을 촉진하기위해 사용되었다. 때문에 핀의 효율을 구하는 식에는 일반적으로 핀과 유체간의 대류에 의한 열전달계수 h가 요구된다[8]. 본 실험은 핀과 유체간의 대류가 없고 단지 축열재와 핀간의 전도만이 존재하므로 핀의 효율을 다음과 같이 정의하여 사용하였다.

$$\eta_f=\frac{U_c}{A_c} \tag{5}$$

즉 핀의 효율은 핀에 의해 확장된 열전달 면적의 증가에 대한 핀의 설치에 따른 열전달계수의 증가의 비로 정의하였다.

여기서 $U_c=(U_f-U_p)/U_p$, $A_c=A_f/A_b$이며 A_b=핀이 없는 전열관의 면적, A_f=핀에 의해 확장된 전열면적, U_p=핀이 없는 전열관에서의 총괄 열전달계수, U_f=핀이 있는 전열관에서의 총괄 열전달계수이다. 같은 조업조건의 방열과정에서 얻어진 열전달계수를 비교하여 얻어진 핀의 효율은 Table 2에 나타내었다. Table에서 볼 수 있듯이 핀의 설치에 따른 열전달 촉진은 그다지 높지 않고 특히 얇은 핀의 경우에는 거의 효과가 없었다. 이것은 아마도 대류에 의한 추가적인 열전달이 이루어지지 않았기 때문인 것으로 여겨진다. 결국 이러한 축열장치에서 핀에 의한 열전달 촉진은 주로 전도에 의하여 이루어지므로 핀의 재질, 모양, 두께 등이 종합적으로 고려되어야 바람직한 열전달 촉진이 이루어질 것으로 사료된다.

4. 결 론

저온 상변화물질인 망초를 이용한 축열시스템에서 축열재와 열전달 유체간의 열전달을 촉진하기 위해 전열관에 환형 핀을 설치하여 축열재로부터 열회수를 하는 방열과정에서 열전달특성을 실험한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

1) 열전달 유체의 유량증가에 따라 열회수속도가 증가하였다.

2) 열전달 유체의 유입온도가 낮을수록 열전달 추진력이 커져서 열회수속도가 증가하였다.

3) 핀의 사용에 따른 총괄 열전달계수의 증가는 얇은 핀의 경우에는 10%, 두꺼운 핀의 경우에는 60% 정도 증가함을 알 수 있었다.

4) 총괄 열전달계수와 사용된 핀의 면적을 기준으로 계산한 핀의 효율은 얇은 핀의 경우에는 약 0.05, 두꺼운 핀의 경우에는 약 0.26 이었다.

5) 핀에 의한 열전달 촉진은 핀의 면적 뿐만 아니라 핀의 두께 또한 열전달 촉진의 주요한 변수로 관찰되었다.

참고문헌

1. Yanadori, M. and Masuda, T.: Solar Energy, **42**, 27 (1989).
2. Herrick, C.S.: Solar Energy, **28**, 99 (1982).
3. Choi, J.C., Shin, B.C., Kim, S.D.: Energy, **14**, 513 (1989).
4. Kang, Y.H., Chun, M.S., Yoon, H.K.: 태양에너지, **15**, 3 (1995).
5. Shin, B.C., Kim, S.D., Park, W.H.: Energy, **14**, 921 (1989).
6. Shin, B.C.: Ph. D. Dissertation, KAIST, Seoul Korea (1990).
7. Yanadori, M. and Masuda, T.: Solar Energy, **36**, 169 (1986).
8. Holman, J.P.: "Heat Transfer" Mcgraw-Hill, NewYork (1976).