

[논문] 태양에너지
Solar Energy
Vol. 20, No. 3, 2000

저온공조용 잠열 축열조의 열전달 특성에 관한 실험적 연구

서인호*, 고재윤*, 이채문**, 임장순***

* 인하대학교 대학원

** 유한대학 기계과

*** 인하대학교 기계공학과

An Experimental Study on Heat Transfer Characteristics in the LHSS for Cool Thermal Air Conditioning

I.H.Seo^{*}, J.Y.Koh^{*}, C.M.Lee^{**}, C.S.Yim^{***}

* *Graduate School, In-ha University*

** *Dept. of Mechanical Eng., Yuhan College*

*** *Dept. of Mechanical Eng., In-ha University*

Abstract

In this study, the basic data which were required for development of LHSS(latent heat storage system) were experimentally obtained. Experiments were carried out under the following conditions. The initial temperatures of P.C.M. which were used by parameter is 5°C, 9°C and 14°C. The conditions of working fluid are -6°C, -4°C, and 65 l/min.. The pure water of which the freezing point is 0°C was filled in the system, and the Ethylene glycol(brine) was circulated through the 10 vertical tubes as a secondary fluid in order to cool the P.C.M. down. The inlet temperature of the secondary fluid and the initial temperature of the water were varied to investigate the effects of the important design parameters. The phenomenons of temperature conversion of P.C.M. were appeared for the conductive

heat transfer and free convective heat transfer by buoyancy force in this storage unit system. In order to find the effective water circulation path, we obtained P.C.M. temperature distributions of 5 parts in the storage tank during freezing process.

기 호 설 명

- C : Specific heat of P.C.M. [kJ/kg · °C]
 E_{s1} : Sensible heat energy from the liquid [kJ]
 E_{s2} : Sensible heat energy from the solid [kJ]
 E_{s3} : Sensible heat energy released from the total P.C.M. [kJ]
 E_{tot} : Total energy stored in the P.C.M. [kJ]
 E_{λ} : Latent heat energy [kJ]
H : Level of water [m]
h : Height of thermocouple position [m]
T : Temperature [°C]
U : Overall heat transfer coefficient [W/m²°C]

1. 서 론

빙축열 시스템은 야간의 잉여전력을 얼음의 형태로 저장하여 그 냉열을 주간 냉방 등 공조에 이용하거나 혹은 태양열 에너지와 같은 년중 연속사용이 어려운 대체에너지의 저장을 통해 에너지 이용의 시간적인 지연을 보완한다. 심야전력을 이용하여 하계의 전력수요 피크(peak)를 줄이는 효과도 기대되어, 전력부하의 균등화 및 에너지절약의 이점이 있는 시스템으로서 주목을 받고 있다.

현열과 잠열을 이용한 축열방식은 현열단독 축열방식에 비해 체적당 축열량이 많으므로 설치공간을 감소할 수 있다는 점에서 시스템 적용에 유리하다. 김영인¹⁾ 등은 축열조의 열적유동특성에 영향을 미치는 성능인자인 순환수 입출구의 높이와 위치, 순환수 유량, 순환수 입구온도, IPF 등이

열유동에 미치는 영향을 실험적으로 규명하였으며, 김무근, 노승탁²⁾은 수직원관 주위의 상변화과정 해석에서 고상과 액상사이의 밀도차 효과와 자연대류 효과를 고려한 수치 해석 방법을 사용하여 상변화 특성에 대한 여러 매개변수의 영향을 고찰하였다. 그 동안 관외착빙형 빙축열조에 대한 실험 및 연구는 시스템의 특성부분만을 고려한 실험실 차원 혹은 100RT 이상의 대용량 축열과정시 상변화물질의 온도분포 및 응고형상과 그에 따른 축열량 등을 고찰하여 왔다. 그러나 일반적 공조의 대상이 가정 및 중소규모 사무실을 고려하면 약 2~4RT 범위의 축열조 성능에 영향을 미치는 여러 가지 인자들과 축열효율의 관계를 해석하는 일은 매우 중요하다. 따라서 본 연구에서는 중·소용량 빙축열조의 구현을 목표로 10개의 수직 제빙관에 열전달 축진을 목적으로 annular fin을 부착하였을 때 물의 외향응고과정 중 상변화 물질의 초기온도 및 유입되는 작동유체의 온도를 변화시켰을 경우, 시간에 따른 축열조 내 온도분포, 축열량, 총괄열전달계수 및 축열조 효율등 열전달 특성에 대하여 고찰하였다.

2. 실험장치 및 실험방법

2.1 실험장치

실험에 사용된 실험장치는 축열조, 헤더, 작동유체를 냉각시키기 위한 Chiller (2RT), 순환 pump, 초음파 유량계(PORTAFLOW 204, Micronics, UK), 수위계, 온도측정장치 및 온도기록장치로 이루어져 있고 그림 1에 개략도를 나타내었다.

그림 2 (b)는 제작한 축열조를 나타내었다. 외

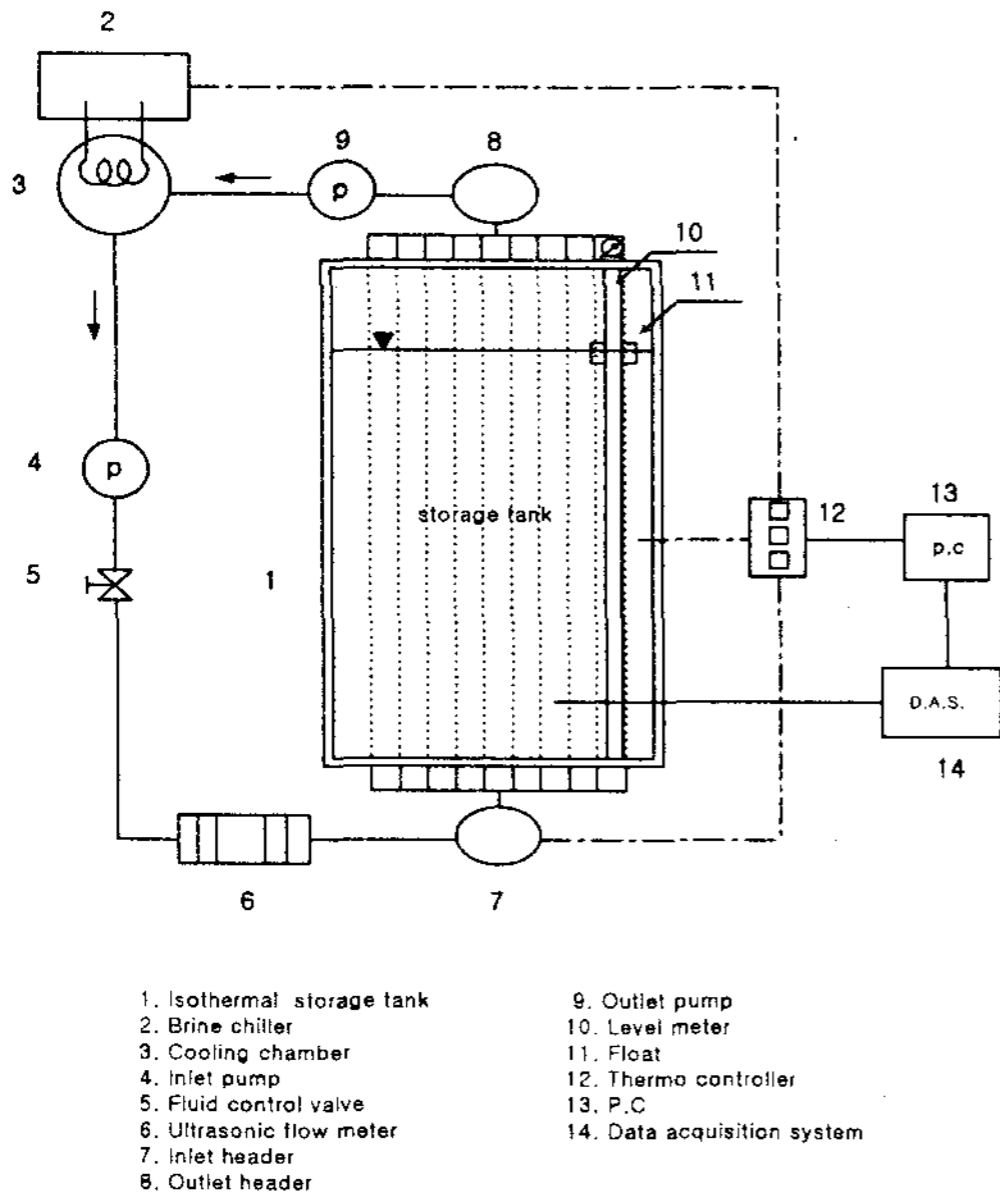
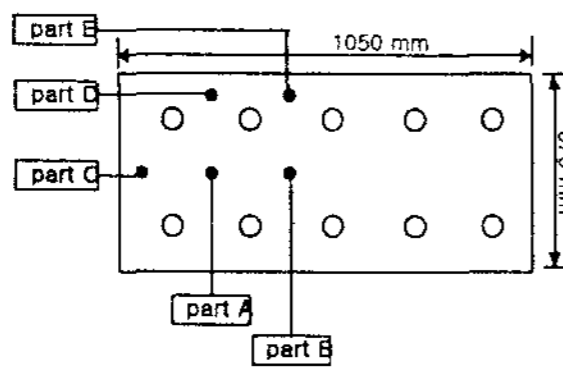
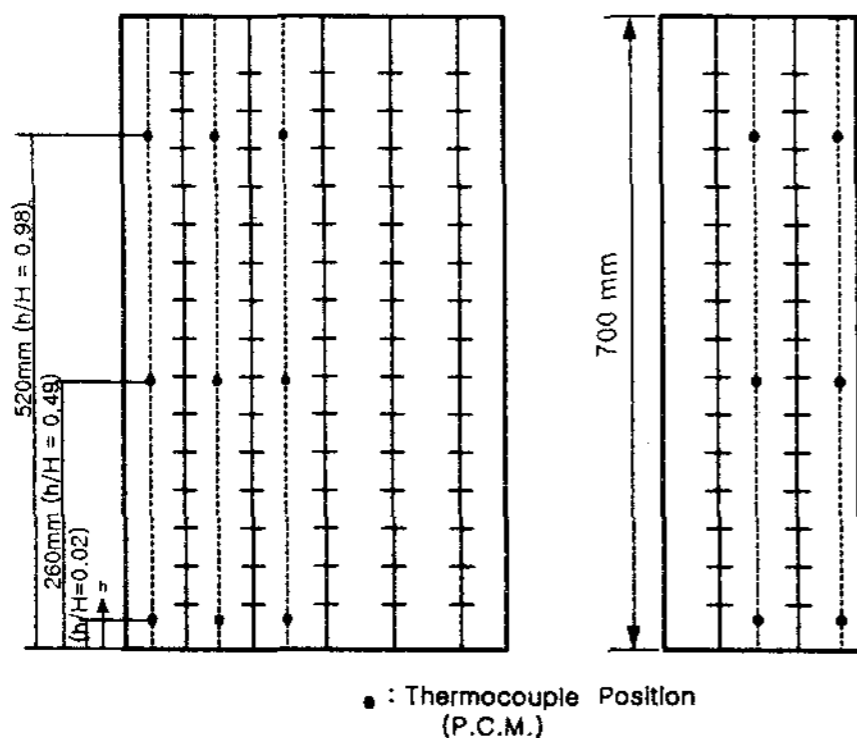


Fig. 1. Schematic diagram of the experimental system.



(a) Top view



(b) Front and side view

Fig. 2. Ice Storage tank

부치수는 1050mm×670mm×700mm, 재질은 Stainless Steel, 전, 후면부는 응고형상을 가시화할 수 있도록 단열효과를 고려한 이중 강화유리로 제작하였다. 실제 물의 체적은 982mm×602mm×600mm이며 초기설정온도(5℃, 9℃, 14℃)를 평형 상태로 유지하기 위하여 축열조의 내·외벽사이에 우레탄단열재를 밀봉하였다. 작동유체(Brine: Ethylene Glycol 30wt% + water 70wt%)를 순환시키기 위한 Tube를 10개 설치하였고, tube는 직경 22mm, 길이 715mm인 동관이여 여기에 외경이 60mm인 fin 25개를 동일 간격(20mm)으로 끼워 맞춰 납땜하였다. 축열조 상하에 원통형Header(외경 160mm, 높이 160mm)를 설치하여 10개의 tube로 순환하는 brine의 유량이 일정하도록 하였으며, 10개의 분지관은 Header의 중심점을 기준으로 동일한 간격에 위치시켜 작동유체의 유량이 동일하도록 하였다. 또한 예비실험을 통해 작동유체의 유량을 초음파 유량계를 이용하여 측정한 결과 각 10개 분지관의 유량 편차는 약 2%로 일정함을 확인하였다. 응고과정시 축열조내 상변화 물질의 자유표면 수위 변화를 측정하기 위해 수위계(DT-200S: Magnetic Float Level Sensor, Dong Sung sensors, Korea)를 설치하였으며 조 밖에서 수위 변화를 눈금으로 읽을 수 있게 하였다.

그림 2에서는 축열조내 다섯 지점의 상변화 물질의 온도를 측정하기 위한 열전대(T-type)의 위치를 나타낸다. 시간에 따른 축열조내 높이에 따른 온도변화를 측정하기 위하여 바닥 면에서부터 위로 260mm간격(h/H=0.02, 0.49, 0.98)으로 3곳에 열전대를 설치하였고 각각의 지점은 그림 2에 나타낸 바와 같이 5 지점으로 구분하여 각 지점에서의 높이에 따른 온도변화를 측정하였다. 축열조내 Tube를 순환하는 Brine의 입·출구 온도 측정을 위해 상·하 Header에 열전대를 설치하였으며 일정온도(-6℃, -4℃)로 유입될 수 있도록 Chiller에도 열전대를 설치, 제어하였고

측정된 온도들은 Data Acquisition System (HR 2500E, Yokogawa, Japan)을 통해 PC에 기록하였다.

2.2 실험방법

본 실험의 변수는 축열조 내부의 초기온도(5°C, 9°C, 14°C)와 유입되는 브라인의 온도(-6°C, -4°C)이며 10개의 Annular Finned Tube로 저온(-6°C, -4°C)의 brine을 상향으로 통과시켜 응고 실험을 실시하였다. 관련 연구³⁾에 의하면 응고 과정시 냉각유체의 유입방향변화에 대한 총 응고 에너지는, 냉각유체의 유입방향이 상향인 조건이 하향인 조건보다 큰 것으로 나타났다. 10개의 Tube로 균일한 유량이 유입될 수 있도록 축열조 상·하에 Header를 설치하였으며, 유입되는 전체 유량은 초음파유량계를 이용하여 측정하였다. 축열조내 모든 지점의 초기온도의 차이가 ±1°C이 내일 때를 전체 시스템의 열평형 상태로 가정하고 응고 실험을 시작하였으며 작동유체인 Brine의 유입온도를 일정하게 유지시키기 위해서 2차 냉매 냉동기를 제어하여 실험을 수행하였다. 시간에 따른 응고형상 측정을 위해 전면의 가시화 창을 통해 Camcorder로 1시간 간격으로 촬영하였고, 전체 시스템에 설치된 열전대의 온도변화는 DAS를 통해 매 1분 간격으로 측정하여 PC에 저장하였다. 표 1에 실험에 적용된 실험조건들을 나타내었다.

Table 1. Conditions of experiments

Working fluid temp.	Initial temp. of water	Working fluid direction	Flow rates of working fluid
-6°C	5°C	upward	65 liter/min
	9°C		
	14°C		
-4°C	5°C		
	9°C		
	14°C		

3. 실험 결과

3.1 초기온도에 따른 축열조내 온도분포

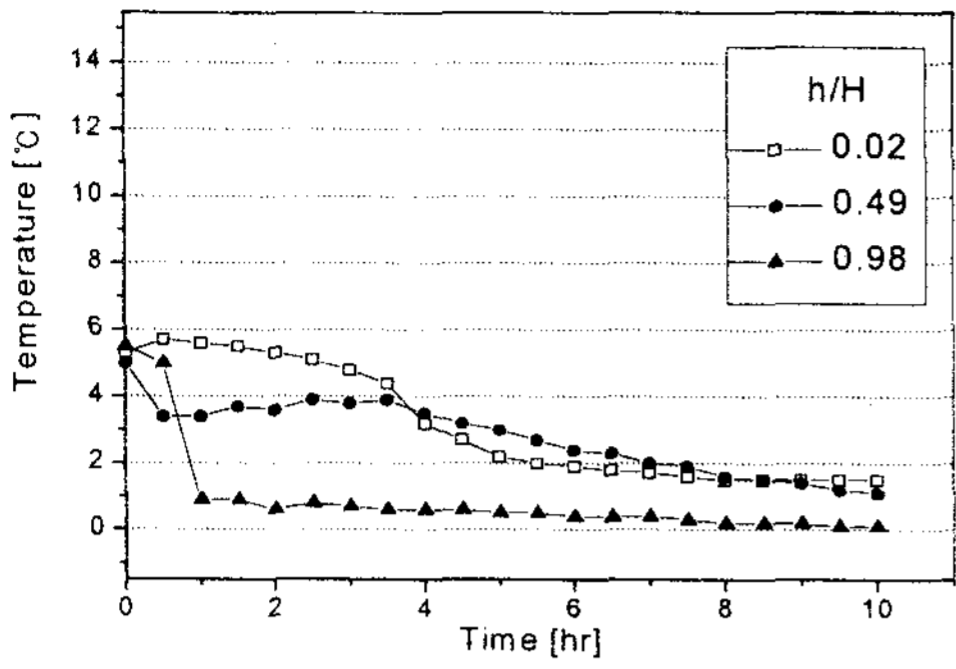
그림 3과 그림 4에서 동일한 온도(-6°C)의 작동유체를 순환시킨 결과, 응고실험 종료후 물의 초기 온도가 낮을수록 축열조내 각 지점의 온도가 더 낮게 나타남을 알 수 있고, 상변화 물질의 상부(h/H=0.98)와 하부(h/H=0.02) 지점의 온도가 역전되는 시점(물의 최대 밀도점: 4°C)이 빨리 나타남을 볼 수 있다. 이는 동일한 작동유체의 온도조건에서 물의 초기 온도가 낮을수록 배출해야 하는 현열량이 적어 빠른 시간에 물의 최대 밀도점에 도달한 것으로 본다.

초기온도가 9°C, 14°C인 경우 축열조내 하부의 지점(h/H=0.02)에선 응고과정시 계속하여 온도가 감소하여 물의 최대 밀도점인 4°C에서 정체를 이루고, 이후 응고 실험이 진행되어도 더 이상의 온도변화를 보이지 않았다. 이는 작동유체의 유입방향을 상향으로 했을 때 얼음이 생성되기 전까지는 꾸준히 온도가 떨어지지만 고상영역이 열저항체로 작용하여 tube로부터의 열전달을 방해하기 때문에 물의 밀도변화가 매우 미소함을 나타낸다.

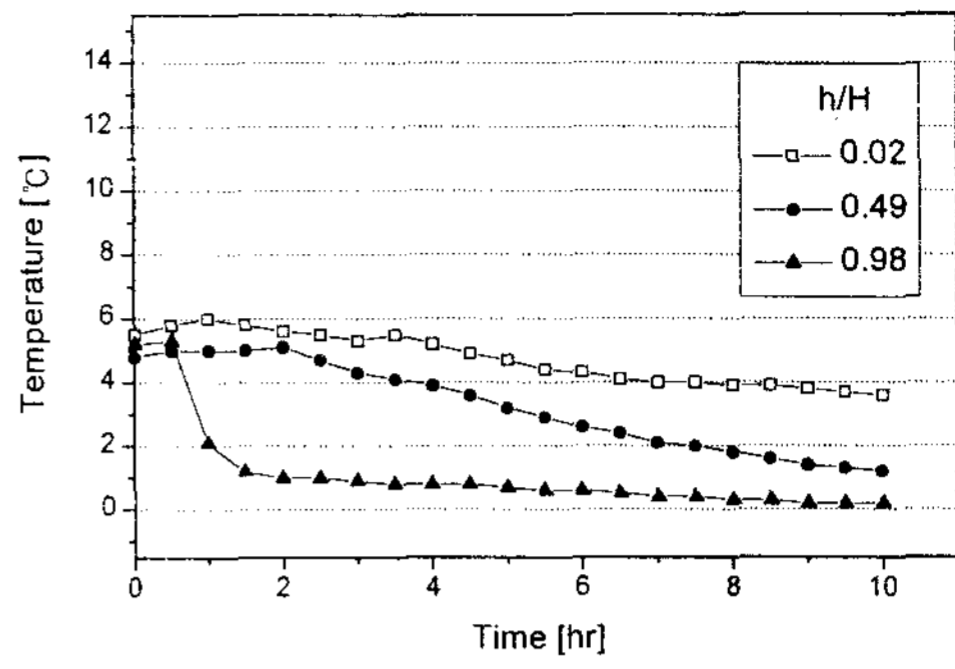
축열조내 상부(h/H=0.98)인 지점의 온도는 초기온도가 5°C일 때는 실험초기에 온도가 급격히 떨어지고 이후 완만한 온도변화를 보이며, 초기온도가 9°C, 14°C일 경우 정체구간없이 꾸준히 감소하는 경향을 나타내는데 이는 h/H=0.02와 h/H=0.49인 지점에서는 응고가 진행함에 따라 생성된 얼음이 fin으로부터의 전도 열전달을 방해하여 최대밀도점인 4°C에서 정체를 형성하지만 h/H=0.98인 지점에서는 최대 밀도점 이후 온도 역전현상에 의해 더욱 온도가 떨어지고 이후 0°C부근에서 온도 정체현상을 나타내기 때문이다.

3.2 작동유체의 온도에 따른 축열조내 온도분포

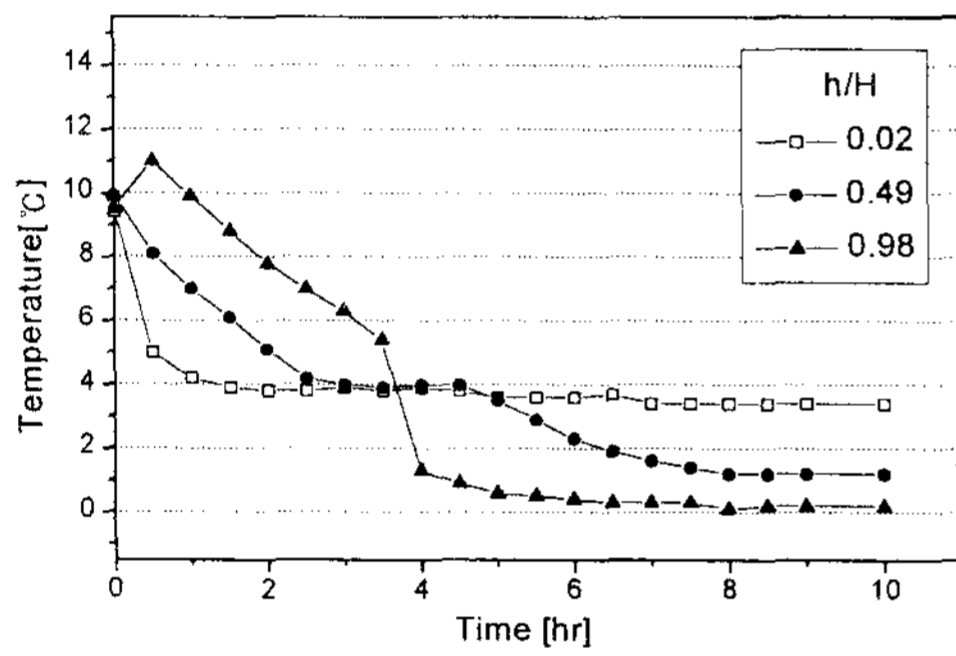
그림 5에서는 물의 초기온도가 14°C로 일정하



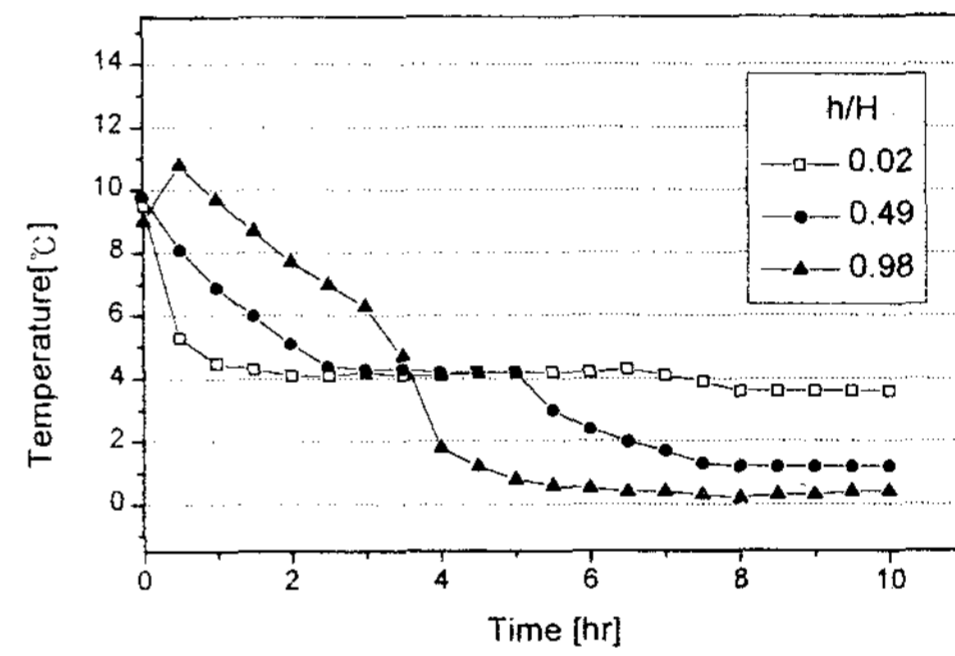
(a) $T_w = 5^\circ\text{C}$



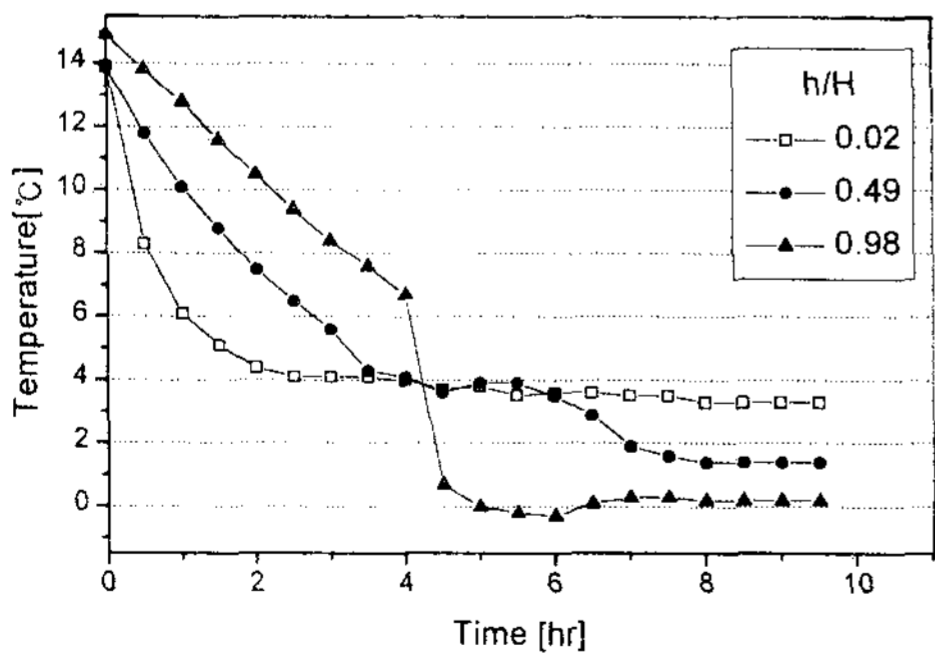
(a) $T_w = 5^\circ\text{C}$



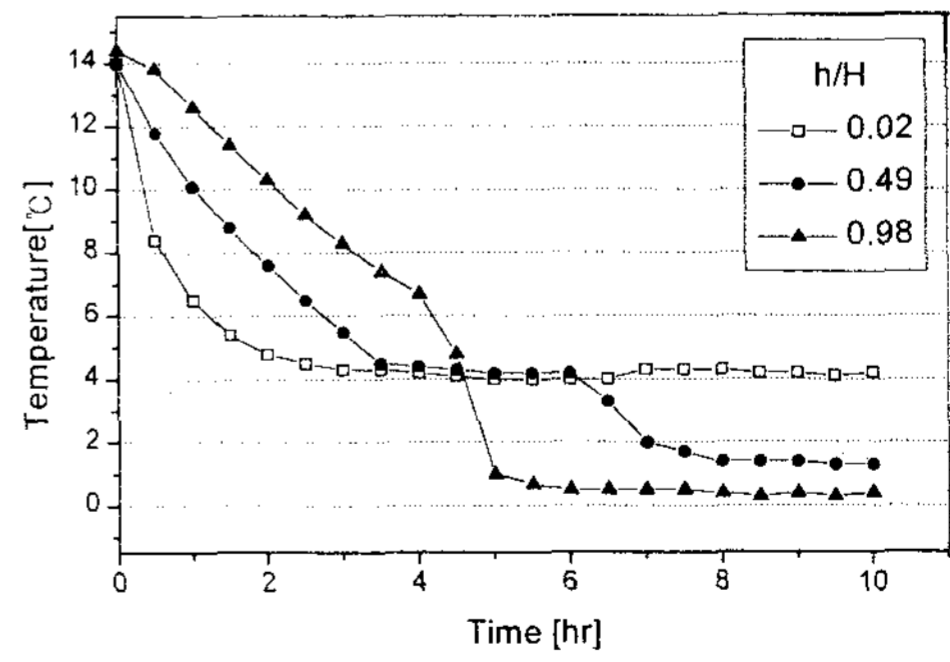
(b) $T_w = 9^\circ\text{C}$



(b) $T_w = 9^\circ\text{C}$



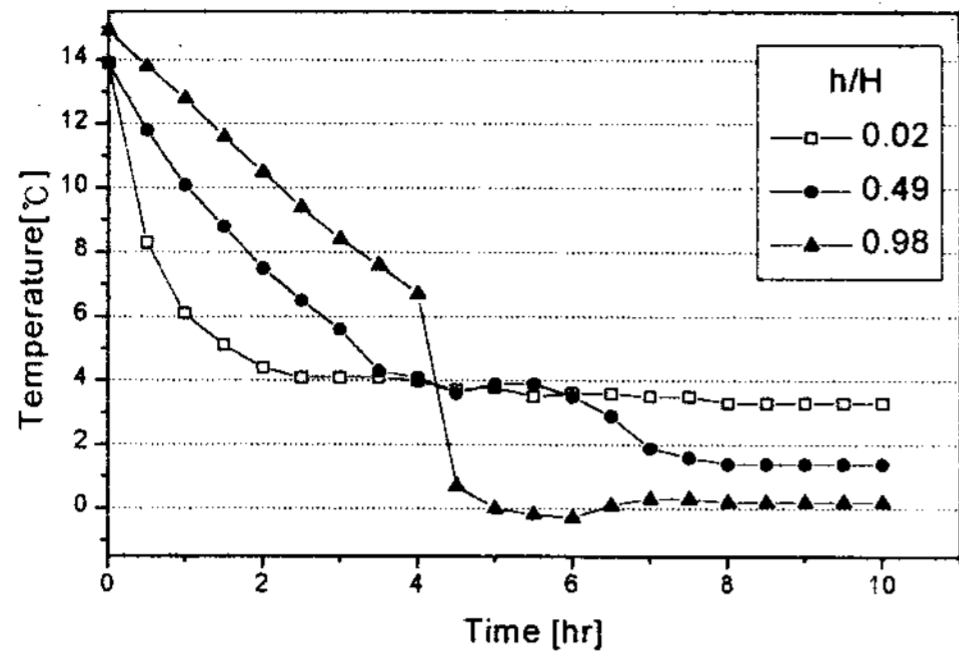
(c) $T_w = 14^\circ\text{C}$



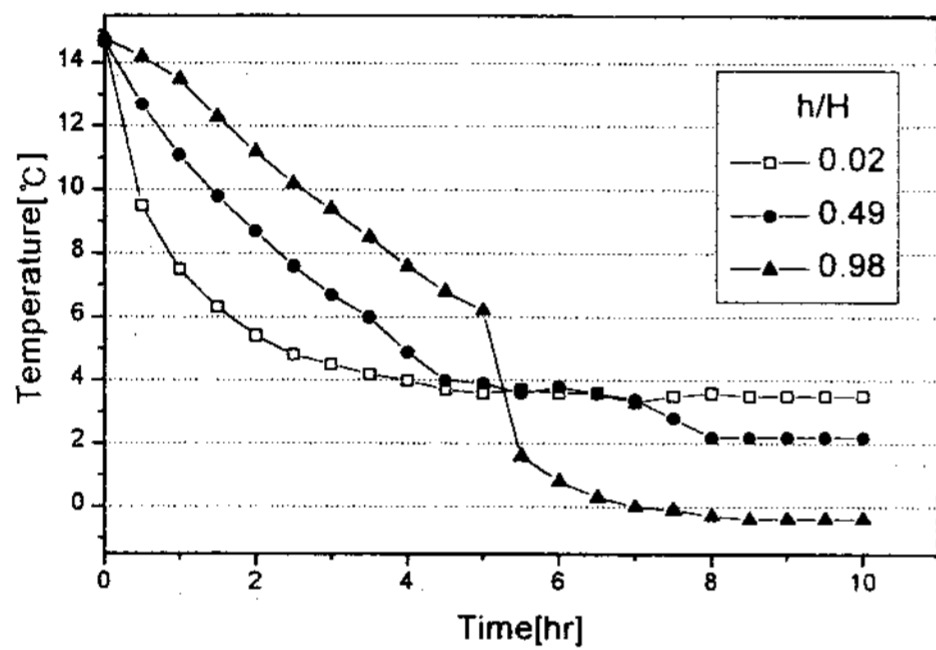
(c) $T_w = 14^\circ\text{C}$

Fig. 3 Temperature variation in part B
($T_{\text{brine}} = -6^\circ\text{C}$)

Fig. 4 Temperature variation in part C
($T_{\text{brine}} = -6^\circ\text{C}$)



(a) $T_{brine} = -6^{\circ}\text{C}$



(b) $T_{brine} = -4^{\circ}\text{C}$

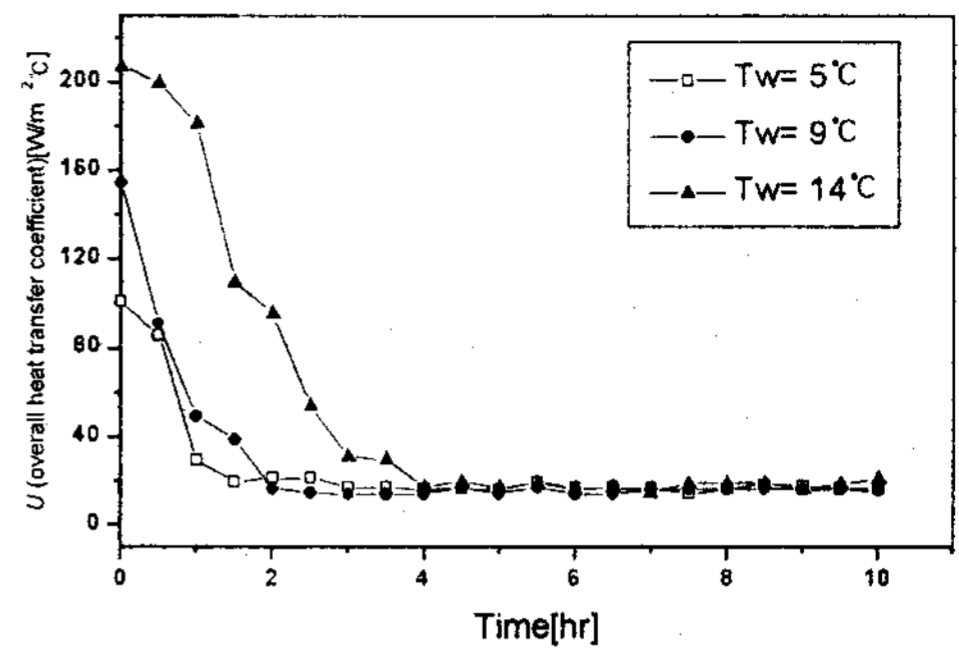
Fig. 5. Temperature variation in part B ($T_w = 14^{\circ}\text{C}$)

고 유입되는 작동유체의 온도가 -6°C 일때와 -4°C 인 경우를 비교하였다. 축열조내 상부 ($h/H=0.98$)와 하부($h/H=0.02$)지점의 온도가 역전되는 시점이 -6°C 인 조건에서 더 빨리 나타남을 알 수 있으며, 작동유체의 온도가 -6°C 인 경우에는 실험시작 후 약 4시간 20분, -4°C 일 경우는 약 5시간 20분 후에 온도역전이 시작되었다.

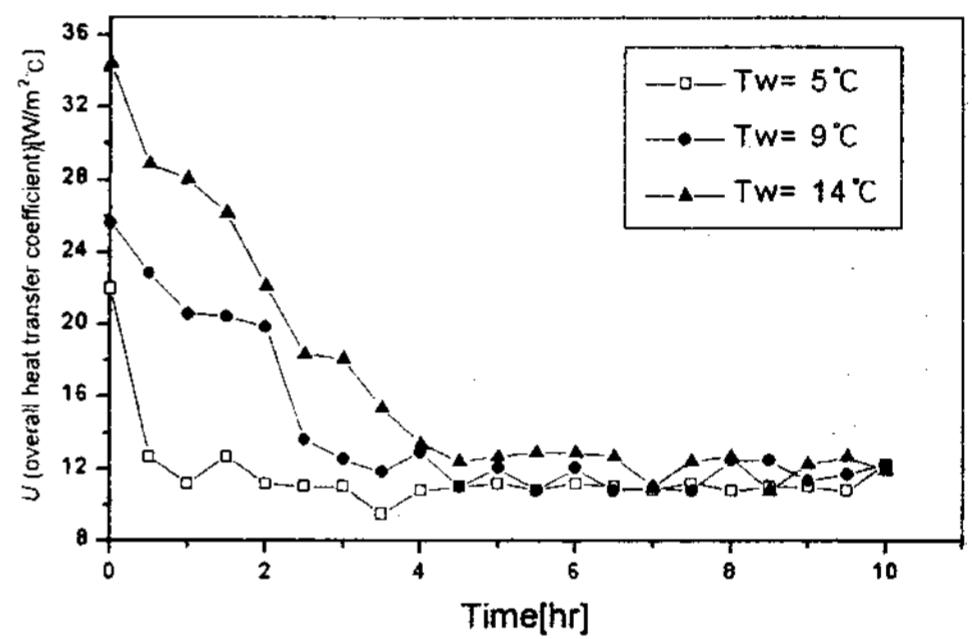
축열조내 위치에 따른 온도변화는 네 방향으로 tube가 있는 지점(A, B part)의 온도가 벽 쪽(C, D, E part)의 온도보다 상·하부의 온도차가 작게 나타났으며, 작동유체의 온도가 -4°C 일 때 더 큰 차이를 보인다.

3.3 총괄열전달 계수

그림 6은 물의 초기온도와 작동유체의 온



(a) $T_{brine} = -6^{\circ}\text{C}$



(b) $T_{brine} = -4^{\circ}\text{C}$

Fig. 6. Effect of initial water temperature on the overall heat transfer coefficient.

도를 변화시켰을 경우, 각각의 경우에 대한 시간에 따른 총괄열전달 계수의 변화를 나타낸다. 총괄열전달 계수는 다음 식으로 구하였다.

$$U = \frac{\dot{m}c_p}{A} \ln\left(\frac{T_i}{T_o}\right) \quad (1)$$

여기서, A 는 annular fin이 부착된 tube의 총 전열면적이고, \dot{m} 은 작동유체의 유량, T_o , T_i 와는 축열조의 tube 내를 순환하는 작동유체의 입·출구 온도를 나타낸다. 전체적으로 초기에 큰 열전달계수 값을 보인 후 점차 감소하는 경향을 나타낸다. 이는 작동유체의 유량이 일정할 경우, 응고 과정이 진행하면서 생성된 얼음이 tube로부터 물

로의 열전달을 방해하여 열전달율이 감소하기 때문이고, 더 이상 얼음의 생성이 없으면 일정한 값을 갖게 된다.

물의 초기온도가 같은 경우, 실험초기 작동유체의 온도가 -6°C 일 경우가 -4°C 일 경우에 비해 높은 값을 나타낸다. 이후 실험이 진행되면서 모든 조건에서 동일하게 급격한 열전달계수의 감소를 나타내고 일정시간(대략 4시간)에 도달하면 더 이상의 변화를 보이지 않는데 이 시간이 얼음이 충분히 생성된 구간이며 작동유체의 온도가 -6°C 일 경우가 -4°C 일 경우 보다 정체구간이 빨리 나타났다.

3.4 축열에너지

빙축열조 내부에서 물의 응고과정중 방출되는 에너지는 물의 초기온도가 용융점온도 이상인 조건에서 용융점 온도 이하의 고체 상태까지 냉각될 때 다음 네 가지 성분의 에너지로 나누어진다.

$$E_{s1} = M_l C_l (T_{ini} - \overline{T_l}) \quad (2)$$

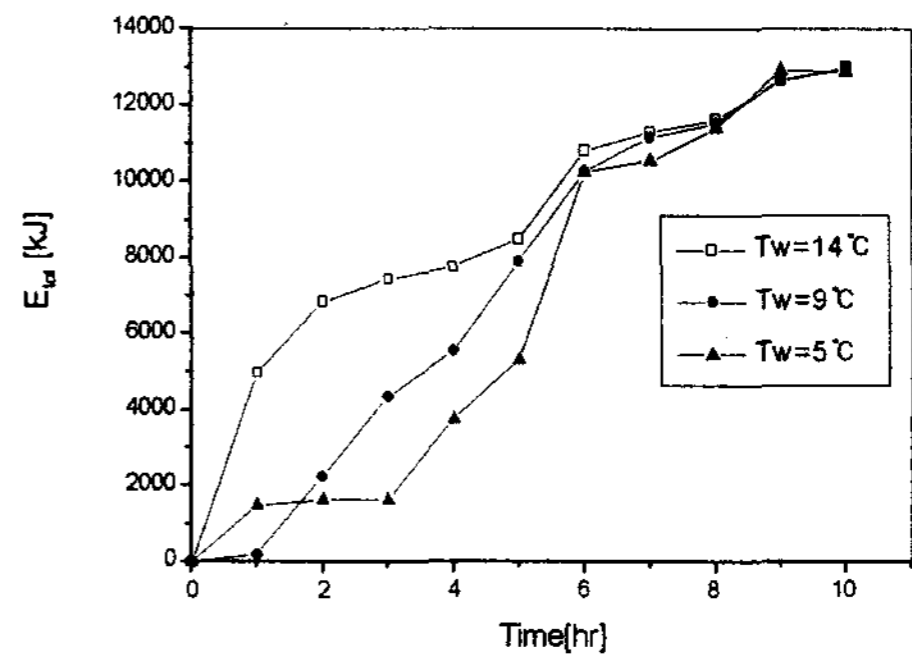
$$E_{\lambda} = \lambda M_s \quad (3)$$

$$E_{s2} = M_s C_s (T_m - \overline{T_s}) \quad (4)$$

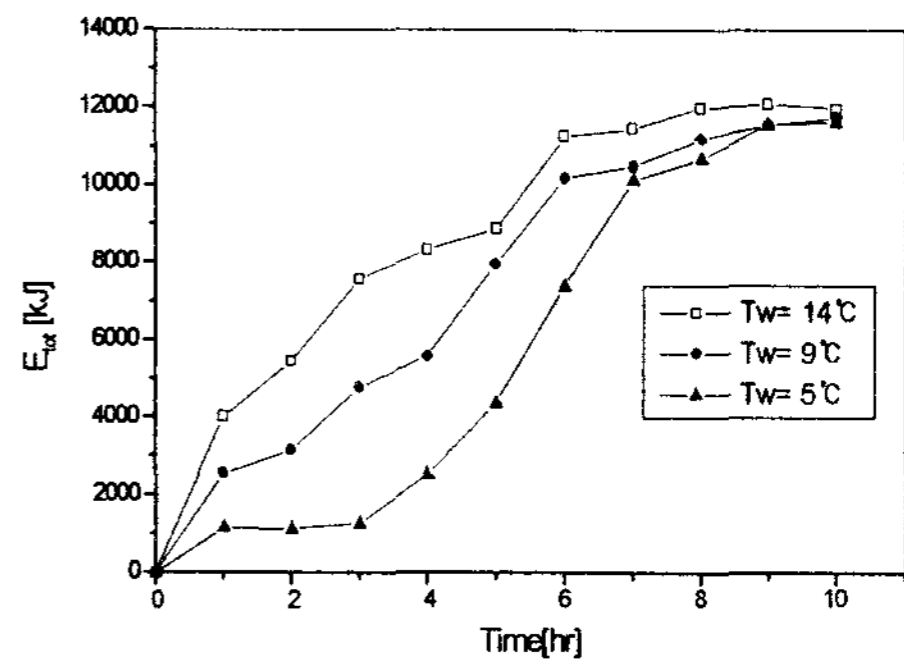
$$E_{s3} = M_s C_l (T_{ini} - T_m) \quad (5)$$

$$E_{tot} = E_{s1} + E_{\lambda} + E_{s2} + E_{s3} \quad (6)$$

물이 초기온도(T_{ini})로부터 잔여액상의 평균온도($\overline{T_l}$)까지 냉각될 때 방출하는⁴⁾ 현열 에너지(E_{s1}), 응고된 얼음의 잠열에너지(E_{λ}), 응고된 얼음이 용융점 온도 이하로 냉각될때의 현열에너지(E_{s2}), 물의 초기온도로부터 용융점까지 냉각될 때 방출하는⁵⁾ 현열에너지(E_{s3})로 구분되고, 총 축열에너지는 네 성분의 에너지를 더한 값으로 나타낼 수 있다. 그림 7은 동일한 온도의 작동유체



(a) $T_{brine} = -6^{\circ}\text{C}$



(b) $T_{brine} = -4^{\circ}\text{C}$

Fig. 7. Ice thermal storage energy

를 공급하고 물의 초기온도를 달리 했을 경우, 시간에 따른 축열량을 나타낸다. 작동유체의 온도가 일정할 경우 물의 초기온도가 높을수록 더 많은 축열량을 보이며, 초기 6시간 정도는 물의 초기온도에 따른 축열량의 차이가 뚜렷하고 급격한 증가율을 보이거나 이후 완만한 곡선을 나타내고 초기온도에 따른 차이가 줄어든다. 이는 실험시작 초기엔 물의 현열량 차이로 인해 서로 다른 증가율을 보이거나 얼음의 생성이 후 얼음량이 증가할수록 tube로부터의 열전달을 방해하기 때문이다.⁶⁾ 얼음의 전도율은 273K 에서 $k=1.88\text{W/m}\cdot\text{K}$ 로 tube와 fin의 재료인 동관의 전도율($k=413\text{W/m}\cdot\text{K}$)에 비해 매우 낮은 값을 갖는다.

작동유체의 온도(-6°C , -4°C)에 따른 축열량은 온도가 낮을수록(-6°C) 큰 증가율을 보이는 것으

로 나타났으며 얼음이 충분히 생성된 6시간 이후로는 정체현상을 보인다.

3.5 축열 효율

그림 8은 시간에 따른 축열조의 효율변화를 나타낸 것으로 다음 식으로 구하였다.

$$\eta = \frac{E_{tot}}{Q_{brine}} \quad (7)$$

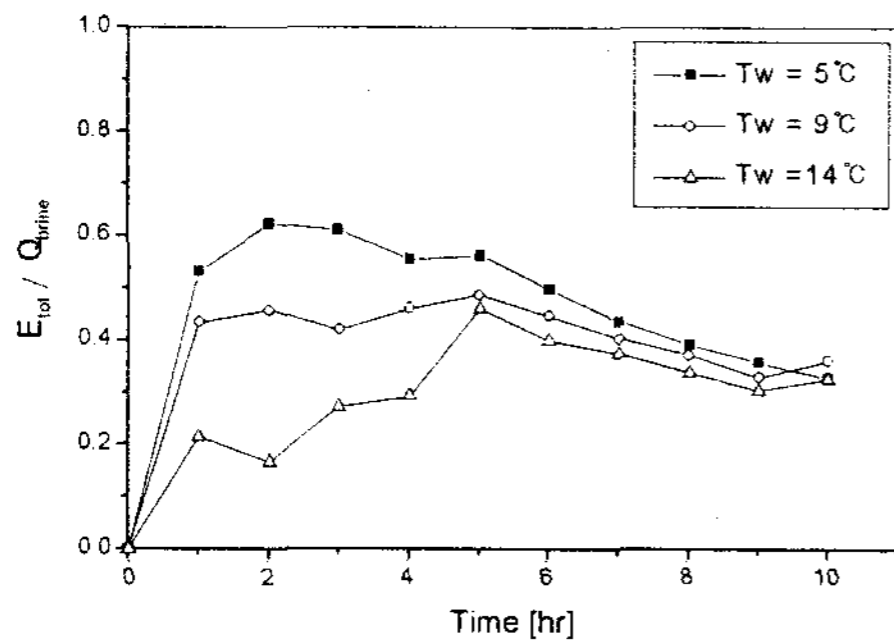
여기서, E_{tot} 은 총 축열에너지, Q_{brine} 는 작동유체로부터의 열전달량을 나타낸다. 작동유체의 온도가 -6°C 와 -4°C 인 경우, 응고과정 초기엔 증가하는 경향을 보이고 일정시간 후에 점차 효율이 감소하는데 이는 얼음의 생성이 이루어지면서 열교환관으로부터 물로의 열전달량이 줄어들어

총 축열에너지가 줄어들기 때문이다. 물의 초기온도가 낮을수록 더 높은 효율을 보이고, 이후 그 차이가 점차 줄어드는 경향을 나타내는데, 이것은 작동유체와 물의 온도차가 작을수록 tube로부터의 열전달량이 작아지기 때문이며, 물의 초기온도가 5°C 이고 $T_{brine} = -6^{\circ}\text{C}$ 인 경우 약 49%, $T_{brine} = -4^{\circ}\text{C}$ 일 때는 약 45%의 평균효율을 보인다.

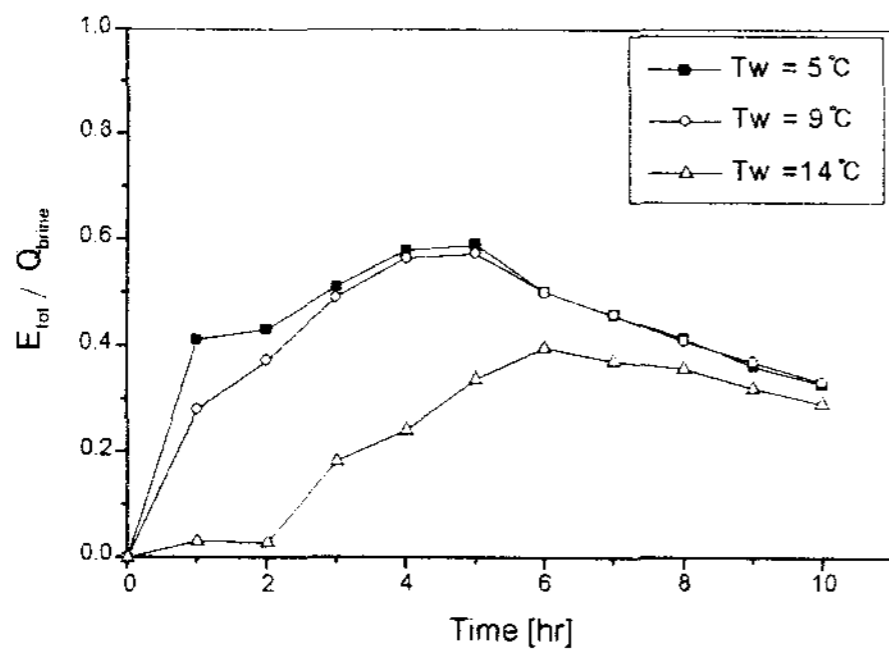
4. 결 론

본 연구에서는 상변화물질로 물을 사용하고, Annular fin이 부착된 Tube내에 brine을 통과시킴으로써 열을 회수하는 냉열 잠열 축열조를 제작하고, 실험에 의하여 축열조내 물의 온도(5°C , 9°C , 14°C) 및 작동유체의 온도(-6°C , -4°C)를 변화시켰을 때, 축열조의 열전달 특성에 대해 고찰하였고 축열조내 각 지점의 높이($h/H = 0.02$, $h/H = 0.49$, $h/H = 0.98$)에 따른 온도변화 및 응고시 축열조내의 온도분포를 알아보았다.

1. 물의 초기온도가 모두 최대 밀도점인 4°C 보다 높기 때문에 응고과정 초기에는 축열조 하부에서의 온도가 상부보다 낮지만 응고과정이 진행하면서 물의 최대 밀도점에서 정체구간이 발생하고 이후 축열조내 상변화 물질의 상부의 온도가 하부보다 낮아지는 온도역전 현상이 나타났다.
2. 동일한 온도의 작동유체를 유입시켰을 경우, 물의 초기 온도가 낮을수록 축열조내 $h/H = 0.02$ 와 $h/H = 0.49$ 지점의 온도 정체구간이 빨리 나타남을 볼 수 있다.
3. 총괄열전달계수는 실험초기에 높은 값을 갖지만 냉각이 진행되는 동안 제빙에 따른 전열면적의 감소와 응고층에서의 열저항으로 인해 시간 경과에 따라 점차 감소한 후 일정 값을 가진다.
4. 응고실험후 축열조내의 위치에 따른 온도 변



(a) $T_{brine} = -6^{\circ}\text{C}$



(b) $T_{brine} = -4^{\circ}\text{C}$

Fig. 8. Ice storage efficiency

화는 네 방향으로 tube가 있는 지점의 온도가 벽 쪽의 온도보다 상·하부 온도차이가 낮게 나타났으며 축열조 상부가 하부보다 더 낮은 온도 분포를 나타낸다.

5. 축열효율은 물의 초기온도와 작동유체의 온도가 낮을수록 높은 값을 나타내며, 응고가 진행되면서 점차 효율이 떨어진다. 물의 초기온도가 5°C이고 $T_{\text{brine}} = -6^{\circ}\text{C}$ 인 경우 약 49%, $T_{\text{brine}} = -4^{\circ}\text{C}$ 일 때는 약 45%의 효율을 나타낸다.

후 기

본 연구는 1999년도 인하대학교 교수연구 진흥사업의 연구비 지원에 의하여 수행되었으며, 이에 감사드립니다.

참 고 문 헌

1. 김영인, “空調用 蓄熱시스템 開發(II)”, 科學技術處, 1989.
2. Kim, M. G., Ro, S. T., “Analysis of Solidification Process Around a Vertical Tube Considering Density Change and Natural Convection”, KSME, Vol. 16, No. 1, 1992, pp.142~155.
3. Kim, Y. K., “A study of heat transfer characteristics in the low temperature heat storage system”, Ph.D. thesis, Inha University, Incheon, Korea, 1998.
4. M. Sugisaki, H. Suga and S. Seki, “Calorimetric Study of the Glassy State. IV. Heat Capacities of Glassy Water and Cubic Ice”, Bull. Chem. Soc. Japan, Vol. 41, 1968, pp.2591~2599.
5. Gebhart, B., “A New Density Relation for Pure and Saline Water”, Deep Sea Res., Vol. 24, 1977, pp.831~848.
6. Bathélet, A. G., Buren, P. D., Viskanta. R., “Heat transfer during solidification around a cooled horizontal cylinder”, Heat Transfer Sandiego 1979 A. I. Ch. E. Symp. Ser. 75, 1979, pp.103~111.
7. Kalhori, B., Ramadhyani, S., “Studies on Heat Transfer From a Vertical Cylinder, with or without Fins”, Embedded in Solid Phase Change Medium, Transaction of the ASME, Vol. 107, February, 1985, pp.44~50.