

## 밀폐식 빙축열시스템의 축열 및 방열과정에 관한 실험

김경환† · 윤영환\* · 김연규\*\*

창원대학교 시설과, \*창원대학교 기계공학과, \*\*(주)엔티이

(2006년 12월 29일 접수, 2007년 11월 19일 채택)

## Experiment on the Charging and Discharging Processes of a Closed Ice-Thermal-Energy-Storage System

Kyung-Hwan Kim<sup>†</sup>, Young-Hwan Yoon<sup>\*</sup> and Yeon-Kyu Kim<sup>\*\*</sup>

Division of Facilities, Changwon National University, Seoul, Korea

\*Department of Mechanical Engineering, Changwon National University

\*\*New Tech Engineering Co., LTD

(Received 29 December 2006, Accepted 19 November 2007)

### 요 약

우리나라에서 여름철 피크전력부하의 감소는 매우 중요하다. 정부는 피크전력부하를 저감하기 위하여 많은 지원 정책과 법률을 제정하여 시행하고 있다. 그리고 빙축열시스템은 이런 대안 중의 하나로서 알려져 있다. 이 논문의 목적은 축열운전, 병렬운전과 축열조 단독운전이 수행된 밀폐식 빙축열시스템의 축열조 성능과 전체 효율을 평가하는 것이다. 설계조건에서 운전된 빙축열시스템의 자료를 이용하여 축열조의 축열밀도와 방냉효율 그리고 시스템의 총괄에너지 이용효율을 계산하면 18.4 USRT-h/m<sup>3</sup>, 96.2% 그리고 2028.7 kcal/kWh이다. 빙축열시스템의 축열조에 공급되는 에너지를 설계조건보다 많게 공급하면 과냉각효과에 의해 설계조건보다 시스템 효율이 낮게 평가되어진다.

**주요어** : 밀폐식 빙축열시스템, 축열밀도, 총괄에너지 이용효율

**Abstract** — The decrease in the summer peak electric load in our country is very important. The government has arranged and implemented a lot of support policies and statutes to decrease the peak electric load. And the ice-thermal-energy-storage system is known as one of the alternatives. The purpose of this paper is to evaluate the performance and the total efficiency of its storage tank, conducting the charging operation, the parallel operation and the single operation of a storage tank. The thermal energy density stored and discharging efficiency of a storage tank and the efficiency of total energy utilization of system are 18.4 USRT-h/m<sup>3</sup>, 96.2% and 2028.7 kcal/kWh under the operation of design condition. When the storage tank is supplied more ice thermal energy than design condition, it is estimated that the efficiency of system are lower than the design condition by the supercooled effect.

**Key words** : Closed ice thermal energy storage system, Thermal energy density stored, Efficiency of total energy utilization

<sup>†</sup>To whom correspondence should be addressed.  
Division of Facilities, Changwon National University,  
Seoul, Korea  
Tel: 055-213-2147  
E-mail: c9837@cwnu.ac.kr

### 1. 서 론

하절기의 피크전력부하를 해결하기 위해서는 발전설비를 증설해야 하나 건설비용, CO<sub>2</sub> 배출량의 규제 등의 애로점이 있다. 여름철 주간의 전력부하를 감소시키고 1차에너지의 안정적 공급을 위해, 정부에서는 중앙집중식 냉방설비를 설치하는 특정 건축물에 대하여 중앙집중식 공기조화시스템을 설치하거나 중앙집중식 냉방시스템의 설치를 의무화 하고 있다. 중앙집중식 냉방시스템 중 여름철 피크전력부하를 효율적으로 감소시키는 방안 중의 하나는 축냉시스템이다. 축냉시스템 중 빙축열시스템은 야간의 잉여 전력을 가지고 냉동기를 가동하여 축열조에 냉열을 저장하며, 주간에 축열조가 냉방부하의 40% 이상을 부담하고 나머지 냉방부하는 냉동기가 부담하는 시스템이다.

문헌조사에 의하면 관외착빙형(Ice-on-Coil Type) 빙축열시스템에 대한 연구는 성능시험<sup>[1,2]</sup>, 최적운전<sup>[3]</sup>, 수치해석적 연구<sup>[4,5]</sup> 등이 있으며, 아이스 슬러리형(Ice Slurry Type) 빙축열시스템에 대한 연구는 운전특성과 경제성분석<sup>[6]</sup>, 실험적 및 해석적인 연구<sup>[7]</sup> 등이 있었다. 캡슐형(Capsule Type) 빙축열시스템에 대한 연구는 축열과정의 실험과 수치해석적 연구<sup>[8]</sup>, 캡슐의 축열 및 방열의 실험적 연구<sup>[9]</sup>, 성능시험<sup>[10]</sup> 등이 있었다. 그리고 건물부하에 측, 최적 운전계획 등에 관한 연구가 있었으나, 배관, 장비 및 축열조가 외기와 격리되고, 축열조에 저장된 캡슐의 모양이 스크류인 빙축열시스템의 연구 자료는 많지 않다.

그러므로 본 연구는 밀폐식 빙축열시스템을 구성하여 시스템의 축열량과 방열량, 냉방부하, 소비전력 등의 운전특성에 대한 자료를 확보하여, 축열조 성능과 전체 시스템의 효율을 평가하였다.

### 2. 이론적 고찰

밀폐식 빙축열시스템의 성능을 평가하기 위해서는 냉동기 성능계수(COP), 방냉효율, 축열밀도 및 총괄에너지 이용효율 등을 고려하여야 할 것이다.

빙축열시스템의 임의시간 t에서 냉방부하율  $\dot{Q}_c(t)$ 과 냉동기(Chiller)의 증발기부하율  $\dot{Q}_e(t)$ 은 식 (1)와 식 (2)로 각각 표현할 수 있다.

$$\dot{Q}_c(t) = \dot{m}_w c_{pw} (T_{wi} - T_{wo}) \tag{1}$$

$$\dot{Q}_e(t) = \dot{m}_b c_{pb} (T_{bi} - T_{bo}) \tag{2}$$

여기서, 하첨자 b, w는 냉동기를 통과하는 브라인과 판형 열교환기의 2차측을 통과하는 물을 각각 나타내고, 하첨자 i, o는 냉동기와 판형 열교환기에 대한 각각의 입

구와 출구를 의미한다.  $\dot{m}$ 은 물의 질량유량(kg/s),  $c_p$ 는 정압비열(kJ/kg·°C) 및 T는 유체온도(°C)를 의미한다. 그리고 일정기간동안 적산된 냉방부하량  $Q_c$ 과 증발기 부하량  $Q_e$ 은 식 (3)과 식 (4)로 나타낼 수 있다.

$$Q_c = \int_0^T \dot{Q}_c(t) dt \approx \sum_i \dot{Q}_{ci} \cdot \Delta t_i \tag{3}$$

$$Q_e = \int_0^T \dot{Q}_e(t) dt \approx \sum_i \dot{Q}_{ei} \cdot \Delta t_i \tag{4}$$

여기서, T는 시스템의 가동기간을 의미하며  $\Delta t_i$ 는 미소 시간간격을 의미한다.  $\dot{Q}_{ci}$ 과  $\dot{Q}_{ei}$ 는 미소시간간격에서 평균 냉방부하율과 평균 증발기 부하율을 각각 의미한다.

시스템이 가동하고 있을 동안에 냉동기, 순환펌프, 웬(fan)의 소비전력  $\dot{W}(t)$ 과 소비전력량 W은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\dot{W}_i(t) = \frac{\sqrt{3} V_i I_i \cos \phi}{1000} \tag{5}$$

$$W_i = \int_0^T \dot{W}_i(t) dt \approx \sum_j \dot{W}_{ij} \cdot \Delta t_j \tag{6}$$

여기서, 하첨자 i=c, p와 f이며, c, p와 f는 각각 냉동기, 펌프와 웬(fan)를 나타낸다. I와 V는 전류와 전압을 그리고  $\phi$ 는 동력인자(power factor)를 의미한다.  $\Delta t_j$ 는 미소시간간격,  $\dot{W}_{ij}$ 는 미소시간간격에서 해당 장비의 평균 소비전력을 의미한다.

임의시간 t에서 증기압축식 냉동기의 능력을 나타내는 성능계수(COP : Coefficient Of performance)는 식 (7)과 같이 나타낼 수 있다.

$$COP_c = \frac{\dot{Q}_c(t)}{\dot{W}_c(t)} \tag{7}$$

축열 에너지를  $\dot{Q}(t)_{stored}$  과 방열 에너지를  $\dot{Q}(t)_{dis}$  은 식 (8)과 식 (9)에 의해 계산할 수 있다. 그리고 야간 축열 과정동안 누적된 축열 에너지(축열량)은  $Q_{stored}$ 로 주간 방열과정동안 누적된 방열 에너지(방열량)은  $Q_{dis}$ 로 표기한다.

$$\dot{Q}(t)_{stored} = \dot{m}_b c_{pb} (T_{so} - T_{si}) \tag{8}$$

$$\dot{Q}(t)_{dis} = \dot{m}_b c_{pb} (T_{si} - T_{so}) \tag{9}$$

여기서, T<sub>si</sub>와 T<sub>so</sub>는 축열조 입구와 출구의 브라인 온도를 각각 의미한다.

축열밀도는 축열과정동안 단위체적당 축열조가 저장할 수 있는 에너지를 의미하며, 한전 심야전력기준은 13 USRT-h/m<sup>3</sup> 이상이 되어야 한다. 그리고 총괄에너지 이용효율은 빙축열시스템에 공급된 총 전기에너지로 처리할 수 있는 냉방부하에너지를 의미하며, 한전 심야전력

기준은 1310 kcal/kWh이상이 되어야 한다.

[unit : mm]

$$\text{축열밀도} = \frac{Q_{\text{stored}}}{V} \quad (10)$$

$$\text{총괄에너지 이용효율} = \frac{Q_c}{W_{\text{total}}} \quad (11)$$

여기서, V는 축열조 내부 유체면까지의 체적을 의미하고 W<sub>total</sub>는 축열과정 및 방열과정의 1 사이클 동안 총 소비전력량을 나타낸다.

그리고 방냉효율은 밀폐식 축열조내 캡슐의 해빙능력과 축열조 단열성능을 정량적으로 나타내기 위해 필요하다.

$$\text{방냉효율} = \frac{Q_{\text{dis}}}{Q_{\text{stored}}} \quad (12)$$

### 3. 실험

#### 3-1. 실험장치

본 연구에 사용된 빙축열시스템은 밀폐계(closed system)로 이루어 졌으며 Fig. 1에 나타내었다. 실험장치는 축열조, 스크롤 냉동기(23 USRT), 냉각탑(30 RT), 판형 열교환기(105,840 kcal/h), 브라인 순환펌프(1.5 kW×15 m×341 lpm) 및 냉수 순환펌프(3 kW×24 m×353 lpm), 팽창탱크(내용적 0.4 m<sup>3</sup>), 보일러 등으로 구성된다. 축열조는 철제원통 형식으로 내부용적은 9 m<sup>3</sup>이며 축열조 외부는 100 mm 폴리우레탄으로 보냉을 하였다.

축열조안의 열저장매체는 스크류 캡슐을 사용하였으며, Fig. 2에서 나타내었다. 스크류 캡슐 안에는 물(1.965 kg/ea)과 조핵제(nucleating agent)가 있으며, 스크류 캡슐 1개당 이용 가능한 열량은 169.53 kcal이다. 축열조

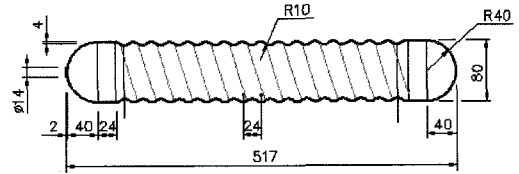


Fig. 2. Schematic diagram of screw capsules.

안에는 스크류 캡슐이 2790개가 장착되어 있다. 판형 열교환기의 1차측 유체는 25%의 에틸렌글리콜 수용액을 사용하였으며, 냉방부하가 발생하는 판형 열교환기 2차측 유체는 물을 사용하였다.

Fig. 1의 빙축열시스템에서 냉동기 입·출구 브라인 온도, 축열조와 판형 열교환기 1차측과 2차측 입·출구 온도, 축열조내의 상·중·하부의 브라인 온도 등을 측정하기 위하여 RTD 센서를 설치하였으며, 축열량과 방열량을 측정하기 위하여 판형 열교환기의 1차측과 2차측 배관에 초음파 유량계를 각각 설치하였다. 또한 전력량은 펌프, 냉각팬 등의 부속기와 냉동기 소비전력량을 측정하기 위하여 전력량계를 설치하였다.

실험장치는 축열조 우선방식으로 구성되었으며 축열 방식은 부분부하 축열방식을 채택하였고, 축열조의 설계 축열율은 58.5%이며 설계 축열량은 163.8 USRT-h이다. 그리고 제빙시간과 방냉시간을 각각 10시간으로 하고, 방열 기간동안 280 USRT-h의 냉방부하량과 35 USRT의 최대 냉방부하를 처리할 수 있도록 설계하였다.

#### 3-2. 실험방법

외기조건상 실제 부하운전이 어려워, 냉방부하를 받

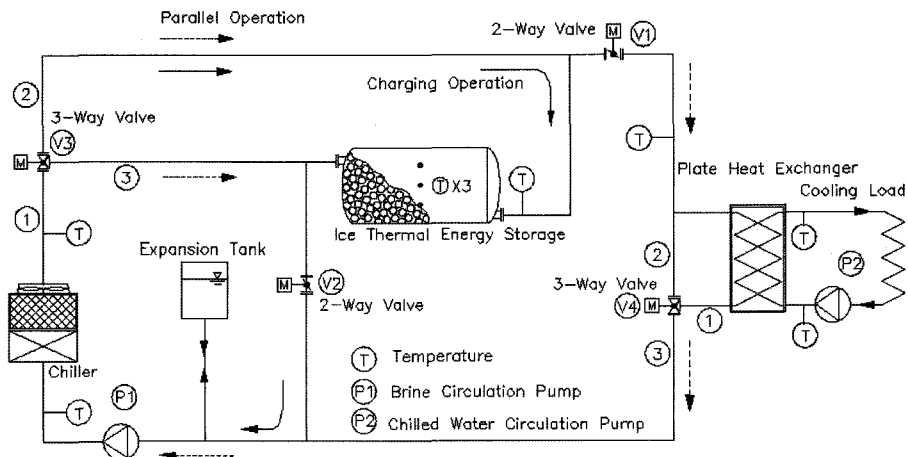


Fig. 1. Schematic diagram of the closed ice thermal energy storage system.

생시킴기 위하여 판형 열교환기 2차측에 별도의 보일러를 설치하여 성능시험을 수행하였다. 보일러 용량제한의 한계 때문에 보일러를 이용하여 시간대별 부하 조건을 맞추는 것은 어려우므로, 방열과정동안 보일러를 건물의 최대 냉방부하에 맞게 금 연속 운전을 하였다.

본 연구의 첫 번째 실험은 얼장매체를 스크류 캡슐을 사용하는 밀폐식 빙축열시스템의 설계 운전조건에 맞추어 축열조의 제빙운전방식과 병렬운전방식(방열운전)으로 가동하였다. 그리고 두 번째 실험은 축열량이 설계치의 10%가 초과되도록 제빙운전한 후의 축열조 단독운전으로 축열조를 방열하였다.

제빙운전방식은 심야시간에 냉동기를 저온으로 운전하여  $-4.5^{\circ}\text{C}$ 의 브라인을 축열조 내에 순환 및 열교환하여, 스크류 캡슐을 제빙시켜 냉열을 저장한다. Fig. 1을 보면 제빙운전방식에서 브라인은 브라인 순환펌프, 냉동기(가동), 밸브 V3(①→②), 밸브 V1(단합), 축열조, 밸브 V2(열림) 및 브라인 순환펌프를 통해 흐른다.

병렬운전방식은 주간 방열시 축열조와 냉동기 동시운전으로 냉방부하를 처리하는 운전방식이다. 판형 열교환기에서  $10^{\circ}\text{C}$ 로 나온 브라인은 냉동기에서  $6.9^{\circ}\text{C}$  정도로 냉각되어 축열조로 들어가  $4.5^{\circ}\text{C}$ 로 냉각되어 다시 판형 열교환기로 순환하면서 열교환기 2차측의 물과 열교환을 통하여 건물의 냉방부하를 처리한다. Fig. 1을 보면 병렬운전방식에서 브라인은 브라인 순환펌프, 냉동기(가동), 밸브 V3(비례제어), 축열조 또는 바이패스 배관, 밸브 V1(열림), 판형 열교환기 또는 바이패스 배관, 밸브 V4(비례제어), 브라인 순환펌프를 통해 흐른다. 그리고 밸브 V2는 닫힌다.

축열조 단독 운전방식은 주간 방열과정동안 축열조 단독으로 냉방부하를 처리하는 운전방식이다. 판형 열교환기에서  $6.9^{\circ}\text{C}$  이내로 나온 브라인이 축열조로 들어가  $4.5^{\circ}\text{C}$ 로 냉각되어 다시 판형 열교환기로 순환한다. 축열조 단독 운전방식의 유체 유동 경로는 병렬운전방식과 동일하지만 냉동기는 가동되지 않는다.

그리고 온도, 유량, 전력량 등의 자료는 각각 RTD 센서, 초음파 유량계, 전력량계 등을 이용하여 측정하였으며, 10초 간격으로 측정된 자료값은 평균한 후에 5분 간격으로 컴퓨터에 저장하였다.

#### 4. 결과 및 고찰

Fig. 3~4은 10월 20일 오후 7시 10분부터 다음날 오전 5시 5분까지 설계조건하에서 수행된 제빙운전과, 10월 23일 오전 10시 50분부터 오후 10시 30분까지는 축열조 축열량이 설계치의 10%가 초과되도록 제빙운전(과결빙 축열운전, supercooled charging operation)시의

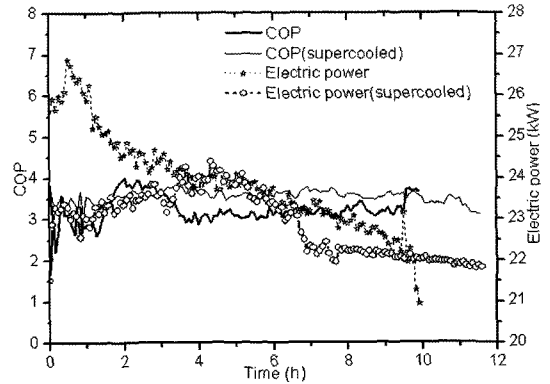


Fig. 3. COP and power consumption during the charging process.

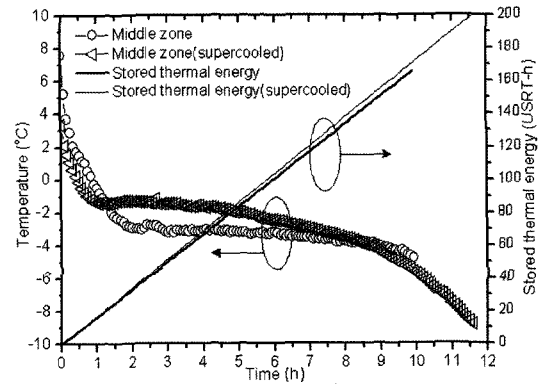


Fig. 4. Temperature and stored thermal energy of the storage tank during the charging process.

측정한 값들을 나타낸 것이다.

Fig. 3은 설계조건과 과결빙조건에서 식 (6)에 의해 계산된 빙축열시스템의 전체 소비전력과 식 (7)에 의해 계산된 제빙(축열)운전의 냉동기 성능계수를 각각 나타낸 것이다. 상기 그림의 냉동기에 대한 COP 분포를 적분하여 설계조건과 과결빙조건하에서 제빙시의 평균 COP를 구하면 각각 3.2와 3.5로 계산된다. 이는 설계조건과 과결빙조건에서의 제빙시간간격, 축열조의 초기 브라인 온도, 외기온 등의 차이로 소비전력량이 차이가 나는 것으로 사료된다. 제빙이 진행될수록 소비전력이 줄어가고 있는 것은 축열조 내부 온도에 따라 냉동기가 용량 조절을 하기 때문이다. 축열기간동안 설계조건과 과결빙조건에서 전체 소비전력량은 각각 239.2 kWh와 267.2 kWh로 계산된다. 그리고 설계조건의 제빙완료시점과 동일한 시점에서 과결빙조건의 누적된 소비전력량은 228.8 kWh로 설계조건하에서의 239.2 kWh 보다는 작은 값을 나타내고, 이는 이미 계산된 평균 COP에 영향을 미친다.

Fig. 4은 설계조건과 과결빙조건에서 제빙(축열)운전 동안 축열조 중간부의 브라인 온도와 식 (8)에 의해 계산된 축열조 축열량을 각각 나타낸 것이다. 설계조건하의 운전에서 초기 7.5°C의 브라인이 약 2시간 이후 온도구배가 완만하게 바뀌므로 축열조 안의 스크류 캡슐 내에서도 이미 제빙이 진행되고 있음을 알 수 있으며, 제빙 종료시 약 -4.7°C로 설계치 -4.5°C와 일치한다. 9.9 시간 동안 제빙시 전체 축열량은 165.8 USRT-h이고 축열조 내부 체적이 9 m<sup>3</sup>이므로 식 (10)에 의해 축열밀도는 18.4 USRT-h/m<sup>3</sup>로 계산된다. 그리고 과결빙조건하의 운전에서 초기 3.4°C의 브라인이 약 1시간 이후 온도구배가 완만하게 변하나 설계조건하의 운전보다 온도구배가 크다. 이는 축열조 안의 스크류 캡슐 내에서 과냉각으로 인해 제빙이 설계조건보다 덜 진행되고 있는 것으로 추정할 수 있다. 이런 원인에 의하여 과결빙조건에서 축열량 그래프 기울기가 설계조건하의 운전보다 작다. 과결빙 제빙운전기간인 11.6시간 동안 식 (8)를 적분하면 전

체 축열량은 199.5 USRT-h이고 식 (10)에 의해 축열밀도는 22.2 USRT-h/m<sup>3</sup>로 계산된다. 제빙 종료시 축열조 중간부의 브라인 온도는 약 -8.8°C이다.

Fig. 5~7은 설계조건으로 축열한 후 10월 21일 오전 8시 9분부터 오후 5시 24분까지 수행된 주간 병렬운전(방열운전)과 과결빙조건으로 축열한 후 10월 24일 오후 12시 3분부터 오후 5시 38분까지 수행된 주간 축열조 단독운전(방열운전)시의 측정된 값들을 각각 나타낸 것이다.

Fig. 5은 설계조건으로 축열 한 후 주간 방열운전인 병렬운전과 과결빙조건으로 축열 한 후 주간 방열운전인 축열조 단독운전에 대한 판형 열교환기 2차측의 냉방부하 분포를 식 (1)에 의해 계산하여 각각 나타냈다. 병렬운전인 9.3시간 동안 평균 냉방부하는 30.8 USRT이고, 식 (3)에 의하면 냉방부하량은 283.4 USRT-h이다. 축열량이 설계치의 10%가 초과되도록 제빙운전한 후에 축열조 단독으로 5.5시간 동안 방냉하면 평균 냉방부하는 33.6 USRT로 설계치 35 USRT에 근접함을 알 수 있다. 그리고 축열조 단독운전동안 냉방부하를 적분하여 계산한 냉방부하량은 184.3 USRT-h이다.

Fig. 6은 병렬운전과 축열조 단독운전동안 냉동기의 성능계수와 빙축열시스템의 전체 소비전력을 각각 나타낸 것이다. 병렬운전동안 평균 COP를 구하면 3.5로 계산되고, Fig. 3에서 제빙기간동안의 COP인 3.2보다 높게 나온 이유는 냉동기의 증발기 온도가 야간보다 주간이 높기 때문이다. 방열동안 병렬운전과 축열조 단독운전의 전체 소비전력량은 각각 183.2 kWh와 22.7 kWh로 나타난다. 설계조건하에서 야간 축열한 후 주간 병렬운전을 할 경우 총 소비전력량은 422.4 kWh(축열 : 239.2 kWh, 방열 : 183.2 kWh)이고 Fig. 5에서 구한 냉방부하량은 283.4 USRT-h이므로, 식 (11)에 의해 총괄에너지 이용효

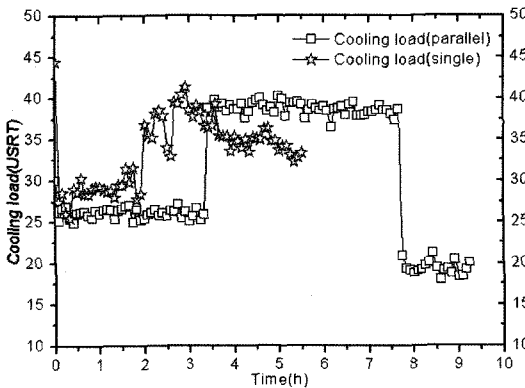


Fig. 5. Cooling load during the discharging process.

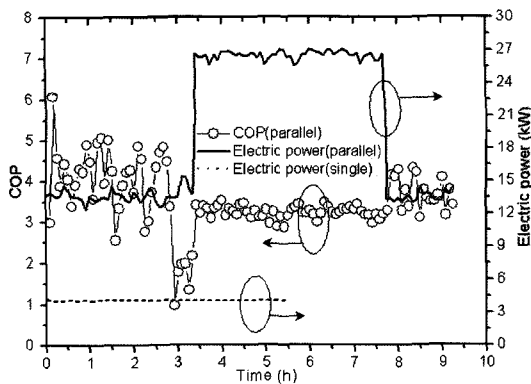


Fig. 6. COP and power consumption during the discharging process.

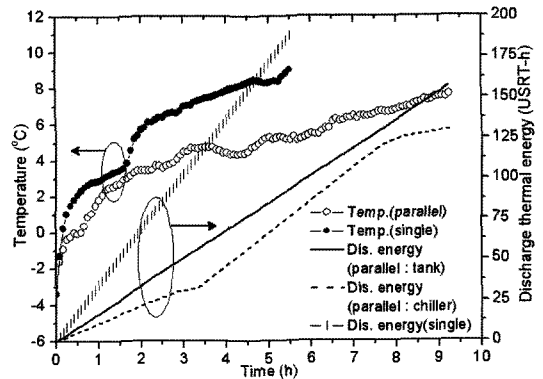


Fig. 7. Temperature of the storage tank, discharge thermal energy of the chiller and storage tank during the discharging process.

율은 2028.7 kcal/kWh로 계산되어진다. 축열량이 설계치의 10%가 초과되도록 야간 축열을 한 후 주간에 축열조 단독운전을 할 경우 총 소비전력량은 289.9 kWh(축열 : 267.2 kWh, 방열 : 22.7 kWh)이고 냉동기가 가동되지 않으므로 COP를 계산할 필요가 없으며, 주간의 건물 냉방부하량은 184.3 USRT-h(Fig. 5)이므로, 총괄에너지 이용효율은 1922.5 kcal/kWh로 계산되어진다. 이 값은 설계조건으로 운전할 때의 총괄에너지 이용효율인 2028.7 kcal/kWh와는 약 5% 차이가 난다.

Fig. 7은 병렬운전과 축열조 단독운전동안 축열조 중간부의 브라인 온도, 냉동기 증발부하량과 축열조 방열량을 나타낸다. 축열조 중간부 브라인의 온도구배는 병렬운전보다 축열조 단독운전이 큰 것은 병렬운전동안 냉방부하의 일부를 냉동기가 부담하기 때문이다. 병렬운전인 9.3시간 동안 방열 에너지를 적분하면 축열조의 방열량은 157.2 USRT-h이고 식 (4)에 의해 증발기 부하율을 적분하면 냉동기의 증발기 부하량은 129.9 USRT-h이다. 축열조의 축열량과 방열량을 이용하여 식 (12)로 방냉효율을 계산하면 94.8%이므로 축열조의 방열성능이 우수함을 알 수 있다. 그리고 냉방부하에 의하여 냉동기와 축열조가 흡수하는 에너지는 287.1 USRT-h이고, 이 값은 Fig. 5에서 구한 냉방부하량 283.4 USRT-h보다 약 1.3% 정도 큰 값으로 이는 판형 열교환기의 열교환 효율이 100%가 아니기 때문에 일어나는 현상이다. 축열조 단독운전인 5.5시간 동안 방열 에너지를 적분하면 축열조의 방열량은 187.9 USRT-h이다. 야간에 축열조를 과결빙조건으로 축열한 후 주간에 축열조 단독운전으로 방열을 할 경우의 축열량과 방열량으로 방냉효율을 계산하면 94.2%이다. 그리고 Fig. 5에서 구한 냉방부하량 184.3 USRT-h보다 약 1.9% 정도 차이가 난다.

또한 설계조건으로 야간에 축열조로 축열을 한 후에 주간 병렬운전으로 실험을 3회 반복 수행하여 축열량, 방열량, 축열밀도, 총 소비전력량, 냉방부하량, 총괄에너지 이용효율 및 방냉효율의 평균값을 구하면 각각 165.7 USRT-h, 159.5 USRT-h, 18.4 USRT-h/m<sup>3</sup>, 423.1 kWh, 283.8 USRT-h, 2028.4 kcal/kWh 그리고 96.2%이다.

### 5. 결 론

본 연구는 밀폐식 빙축열시스템을 성능 시험하여 취득한 자료를 분석하여, 축열조의 축열밀도 및 방냉효율과 시스템의 총괄에너지 이용효율 등을 구하였다.

(1) 설계조건하의 운전에서 1 사이클 동안의 축열밀도, 방냉효율 및 총괄에너지 이용효율은 18.4 USRT-h/m<sup>3</sup>, 96.2% 및 2028.7 kcal/kWh로 각각 계산되었다.

(2) 축열량이 설계치의 10%가 초과되는 운전조건에서 총괄에너지 이용효율은 1922.5 kcal/kWh로 계산되어지며, 이 값은 과냉각현상에 의해 설계조건에서 계산된 2028.7 kcal/kWh보다 5% 낮게 나왔다.

### 참고문헌

1. Alex H. W. Lee; Jerold W. Jones. "Laboratory performance of ice-on-coil thermal-energy storage for residential and light commercial applications", Energy, 1996, 21, 115.
2. Schibuola, L. "Experimental study of ice storage performance in a office building", Int. J. of Energy Research, 1998, 22, 751.
3. Yamada, M.; Fukusako, S.; Kawanami, T. "Performance analysis on the liquid-ice thermal storage system for optimum operation", Int. J. of Refrigeration, 2002, 25, 267.
4. Chaichana, C. "An ice thermal storage computer model", Applied Thermal Engineering, 2001, 21, 1769.
5. Babak K. Soltan; Morteza M. Ardehali. "Numerical simulation of water solidification phenomenon for ice-on-coil thermal energy storage application", Energy Conversion and Management, 2003, 44, 85.
6. Yang, K.H.; Yeh, T.C. "Renovation of an ice storage AC system in an aquarium for energy conservation", Building and Environment, 2006, 41, 384.
7. Kozawa, Y.; Aizawa, N.; Tanino, M. "Study on ice storing characteristics in dynamic-type ice storage system by using supercooled water. effects of the supplying conditions of ice-slurry at deployment to district heating and cooling system", Int. J. of Refrigeration, 2005, 28, 73.
8. Ye, S.; Ye, Z.; Zhu, H.; Feng, T.; Zhang, Z.; Yuan, H.; Hu, S.B. "Experimental study and analysis of the application of ice-storage capsules in an air conditioning system", Heat-Transfer-Asian Research, 2002, 31, 21.
9. Adref, K.T.; Eames, I.W. "Experiments on charging and discharging of spherical thermal (ice) storage elements", Int. J. of Energy Research, 2002, 26, 949.
10. Shin, Y.G.; Yang, H.C.; Tae, C.S.; Cho, S.; Kim, Y.I. "In-site measurement of chiller performance and thermal storage density of an ice thermal storage system", Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, 2005, 17, 1204.