

수중 하베스트형 빙축열시스템의 축열조 특성 실험

최인수 · 김재돌* · 윤정인**

부경대학교 대학원, *동명대학 건축기계설비과, **부경대학교 기계공학부

Experiments on the Characteristic of Storage Tank in In-Water Harvest-Type Ice Storage System

In Su Choi, Jae Dol Kim* and Jung In Yoon**

Graduate School, Pukyong National University

*Department of Architectural Machinery Equipment, Tongmyong College

**School of Mechanical Engineering, Pukyong National University

요 약

본 연구는 동적형 빙축열시스템에 있어서 증발판이 축열조 상부에 설치되어 생성된 얼음을 주기적으로 분리, 이탈시켜 하부에 설치된 축열조에 저장하는 기존의 하베스트형 빙축열시스템과는 반대로 축열조 내에 증발판을 설치하여 수중에서 얼음을 생성시키고 분리시켜 부력에 의해 얼음을 띄워 저장하는 새로운 방식의 수중 하베스트형 빙축열시스템 개발에 관한 연구이다. 본 방식은 축열조 내에 증발판이 설치되어 제빙과 탈빙이 이루어짐으로서 기존 시스템에 설치되는 순환펌프나 순환수 분배기 및 배관 등의 설비가 불필요하고, 또한 조내 물과 증발판이 직접접촉에 의해 열교환이 이루어지므로 기존 공기 중에서의 열교환 방식보다 전열효율이 우수한 장점을 가지고 있다. 따라서 본 연구에서는 상기의 수중 빙제조 방식에 있어 빙 제조시와 방냉시 축열조의 열특성을 실험적으로 밝혀 시스템 최적화 및 성능향상에 대한 기초 자료를 제공하고자 하였다.

Abstract — This paper is concerned with the development of a new method for making and separating ice in-water and saving floated ice by installing an evaporation panel in an ice storage tank. In a conventional method, a harvest-type ice storage system in an ice storage tank saves ice by separating a formed ice from an installed evaporation panel, which is located above an ice storage tank as a dynamic ice storage system. The new method shows very good heat transfer efficiency than that of the convectional method. It is because the evaporation panel is directly contacted with water in the storage tank. And at a conventional system a circulating pump or a circulating water distributor and a piping are installed. However, these components are not necessary in the new method. Therefore, these results provide the basic data for system optimization and performance improvement from studying heat characteristics of an ice storage tank.

1. 서 론

경제성장과 주거환경의 향상은 하절기 냉방수요를 증가시켜 주간 및 계절간 전력수요의 불균형을 초래하여 국가 전력 에너지 공급 상에 중대한 문제를 야기시키고 있다. 이에 따라 주간 피크 냉방전력부하를 비첨두 부하시간대로 전이하여 전력공급자 및 이용자 모두에게 유리한 빙축열시스템이 최근 활발히 연구개발, 보급되고 있다.

특히, 열에너지를 저장하는 형태인 빙축열시스템은 냉동·공조설비 등에 이용되고 있는 유용한 방법의 하나이다. 이는 여름철 주간의 전력 피크 컷(peak cut), 열원기기 용량의 축소, 열원기기 고장시의 대응성, 에너지 절약 및 유지비 절감 등의 효과를 기대할 수 있다.

따라서 이러한 빙축열시스템의 성능향상을 위한 기초 연구들이 실험^{[1][2]} 및 수치해석^[3]을 통해 선행되어 왔으며, 축열재 및 축열조의 특성에 관한 연구^{[4][5]}, 시스템의 특성에 관한 연구^[6] 등 많은 연구들이 수행되어 왔다.

빙축열시스템은 제빙형식에 따라 크게 정적형(static type)과 동적형(dynamic type)으로 분류할 수 있으며, 정적형에는 관외착빙형, 관내착빙형, 캡슐형 등이 있고 동적형에는 하베스트형(harvest type), 아이스 슬러리형(ice slurry type) 등으로 나눌 수 있다^[8]. 특히, 하베스트형 빙축열시스템은 증발기의 전열판에서 생성된 얼음을 주기적으로 분리, 이탈시켜 전열판 하부에 설치된 축열조에 저장하였다가 냉방시 축열조 내 물을 부하측으로 순환시켜 부하에 대응하는 방식으로 최근 활발히 연구개발이 이루어지고 있다. 이 시스템은 일반적으로 장치의 효율이 높고, 해빙효율이 우수하며, 장비의 보수, 관리의 용이성 및 장비의 수명이 긴 등 여러 가지 장점을 가지고 있다. 그러나 축열조 상부에 설치된 증발판에 계속적으로 축열조 내의 물을 순환시켜야 하고, 순환에 필요한 각종 수배관 시설이 필요하며, 순환수 순환에도 펌프의 동력이 별도로 소비된다. 또한 얼음이 축열조 상부의 공기 중에 설치된 증발판에서 만들어짐으로서 열 전달률도 좋지 못하는 등의 단점을 가지고 있다. 이와 같은 단점을 보완하기 위하여 본 연구에서는 얼음을 만드는 증발판이 축열조 상부에 설치되어 있는 것이 아니라 축열조 내에 증발판을 설치하여 수중에서 얼음을 만드는 새로운 빙 제조 방식을 적용한 수중 하베스트형 빙축열시스템 개발에 관한 연구이다.

본 방식은 수중에서 얼음을 생성시킨 후 고온의 가스를 순환시켜 탈빙하고, 축열조 상부 수면에 비중 차에 의해 부력으로 얼음을 띄워서 쌓이게 하는 새로운 얼음 제조 방식이다.

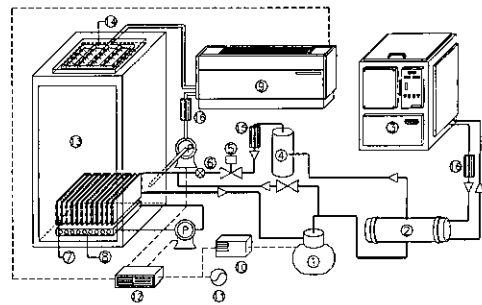
따라서 본 연구에서는 상기의 수중 빙제조 방식에 있어 빙 제조시와 냉방시 축열조 내의 열특성을 실험적으로 밝혀 시스템 최적화 및 성능향상에 대한 기초 자료를 제공하고자 하였다.

2. 실험장치 및 방법

2-1. 실험장치

Fig. 1은 본 연구에 사용된 실험장치의 개략도이며, 장치는 크게 냉동사이클로 구성되는 시스템 부분과 수중의 증발판에서 제조된 얼음을 비중차에 의한 부력으로 띄워 조의 상부부터 순차적으로 저장할 수 있는 축열조 부분으로 구성되어 있다. 그리고 Fig. 2는 수중의 증발판에서 얼음을 제조하는 과정과 축열조 내의 센서 위치를 나타낸 개략도이다.

시스템 부분은 압축기, 응축기, 팽창밸브, 건조 여과기(filter-drier), 전자밸브, 유량계 등의 부속기와 온도 및 압력 측정부로 구성되어 있다. 축열조 부분은 하부에 다수의 수직 평판형 증발판과 탈빙시 탈빙속도를 증



① Compressor ② Condenser ③ Thermostatic Oven
 ④ Receiver ⑤ Solenoid Valve ⑥ Expansion Valve
 ⑦ Plate Type Evaporator ⑧ Water Jet Nozzle ⑨ F C U
 ⑩ Power Meter ⑪ Power Supply ⑫ Data Logger
 ⑬ Storage Tank ⑭ Return Water Nozzle ⑮ Refrigerant Flow Meter
 ⑯ Water Flow Meter

Fig. 1. Schematic diagram of experimental apparatus.

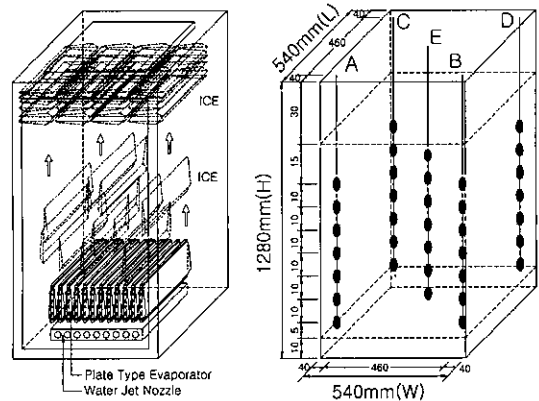


Fig. 2. Schematic diagram of ice storage tank.

가시키기 위한 물분사노즐 및 실수순환펌프(PH-255A, 1/3HP)로 구성되어 있다.

압축기는 소형 스크롤형을 사용하였으며, 응축기는 수냉식 및 공냉식을 설치하여 수냉과 공냉이 가능하도록 하였다. 그러나 본 실험에서는 실험의 편의상 수냉식을 사용하여 냉각수 입·출구에 열전대와 입구측에 수유량계(2~40 l/min)를 설치하여 냉각수 온도 및 수량을 측정하여 응축열량을 계산할 수 있도록 하였으며, 냉각수의 온도는 항온조에서 일정온도로 공급할 수 있도록 하였다. 그리고 제빙 및 탈빙모드를 제어하기 위해 온-오프 스위치와 5개의 전자밸브를 설치하였고, 장치 각 부분의 압력과 온도를 측정하기 위해 고·저압압력계와 C-C 열전대를 설치하였으며, 측정된 온도는 다채널 온도기록장치(HR-2500E 60CH)와 RS-232C 케이블을 통해 PC로 전송하여 처리하였다. 또한, 압축기의 소요동력은 파

위메타를 설치하여 운전조건에 따른 압축기의 소요동력을 측정하였다.

축열조는 540(W) × 540(L) × 1280(H)의 크기로 제작되어 있으며, 외부로의 열손실을 방지하기 위하여 35 mm 두께의 우레탄폼으로 단열하였다. 조 내에는 재질이 알루미늄인 가로 200 mm, 세로 190 mm, 두께 20 mm인 다수의 수직 평판형 증발관이 설치되어 있다. 그리고 증발관에서 일정시간 제조된 얼음이 탈빙될 때, 탈빙을 용이하게 하기 위하여 증발관 하부에 Fig. 1에서와 같이 조 내의 물을 순환하여 분사시킬 수 있는 노즐과 수증기순환펌프를 설치하였다.

이상과 같은 실험장치를 대상으로 축열조 내 축방냉시 조내 온도분포를 파악하기 위하여 Fig. 2에서와 같이 중앙부분과 모서리 부분 5개소에 열전대를 설치하였으며, 높이별로는 50 mm, 200 mm, 350 mm, 500 mm, 650 mm의 위치에 모두 25개소에 열전대를 설치하여 축열조 내의 온도를 측정하였다.

2-2. 실험방법

실험은 먼저 장치의 안정화를 위해 축냉모드로 전환한 후 축열조 내의 온도를 모니터링하여 일정하게 만든 후 실시하였다. 그리고 시스템 운전 후 증발기 입구측의 냉매온도가 설정온도에 도달하여 일정하게 된 시점을 기준으로 하여 축열조 내 각 부분의 온도를 측정하였다.

실험은 먼저 축냉실험을 실시한 후 방냉실험을 하였다. 축냉실험에 있어서는 증발기 입구측 냉매의 온도를 -4°C~-18°C의 범위에서 각 실험조건별 증발기 입구측 냉매온도에 부합하도록 조절하여 실험을 하였다. 그리고 시스템이 제빙과 탈빙의 과정을 반복하게 하기 위한 탈빙조건은 증발기 출구측의 냉매온도가 일정 설정온도에 이르면 장치가 제상운전 모드로 전환되어 탈빙이 이루어지도록 하였다. 이를 위해 본 실험에서는 증발기 출구측에 설치된 제상운전 온도조절기로 제상 설정온도를 -4°C로 동일하게 설정하여 축냉실험을 수행하였다.

축냉실험은 각 조건별 동일시간 동안 실시하였으며, 증발기 입구측 냉매온도를 파라미터로 이것이 축냉시 축열조의 열유동에 미치는 영향을 조사하였다.

방냉실험은 공조부하측을 순환하는 냉수 순환유량을 변화시켜 이에 따른 축열조 내의 온도분포와 축열조 입출구 수온변화 등을 파악하여 본 시스템의 방냉특성을 분석하였다.

방냉시 부하측으로부터 환수되는 순환수는 방냉효율을 증대시키기 위하여 축열조 상부에 분사노즐을 설치하여 이를 통하여 일정하게 조 내로 분사되면서 얼음과 열교환을 할 수 있는 구조로 되어 있다. 그리고 부하측으로 유입되는 냉수는 축열조 내에서 충분한 열교환을

Table 1. Experimental conditions.

Parameter	Conditions
Refrigerant	HCFC-22
Inlet refrigerant temperature, T_{ei} [°C]	-4~-18
Defrost refrigerant temperature, T_d [°C]	-4
Initial water temperature, T_w [°C]	17
Cooling water temperature, [°C] and flow rate, [l/min]	20±0.5, 10
Cooled water flow rate, [l/min]	4, 8
Charging processing time, [h]	5
Using limit temperature, [°C]	7, 10

한 후 축열조 하부에서 유출되도록 제작하였다. Table 1은 본 실험에 사용된 실험조건을 나타내었다.

3. 실험결과 및 고찰

3-1. 축냉시 축열조내 온도분포 특성

Fig. 3은 증발기 입구측 냉매온도(T_{ei})가 -4°C, 출구측 냉매온도(T_{eo})가 -4°C, 축열조 내 초기수온 17°C, 축냉시간이 40분 경과한 후 축열조 내의 수평적 온도분포를 나타낸 것이다.

각 위치의 온도분포는 Fig. 2의 축열조 단면상의 A, B, C, D, E점과 각 점에 대응하는 축열조 하단으로부터 높이 50, 150, 250, 350, 450, 550, 650 mm인 지점에서의 온도를 나타낸 것이다. 그림에서와 같이 높이별로는 온도차가 뚜렷이 발생되지만, 수평 지점간의 온도차는 크게 나타나지 않고 있다. 또한 축열조 중상부(350, 450, 550, 650 mm)에서는 초기 수온이 거의 그대로 유지되고 있다. 그러나 증발관이 설치된 하부(50, 150 mm)

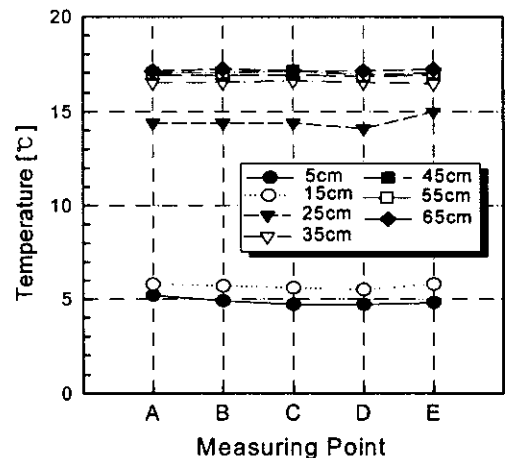


Fig. 3. Horizontal water temperature distribution in storage tank (T_{ei} : -4°C, Time : 40 min).

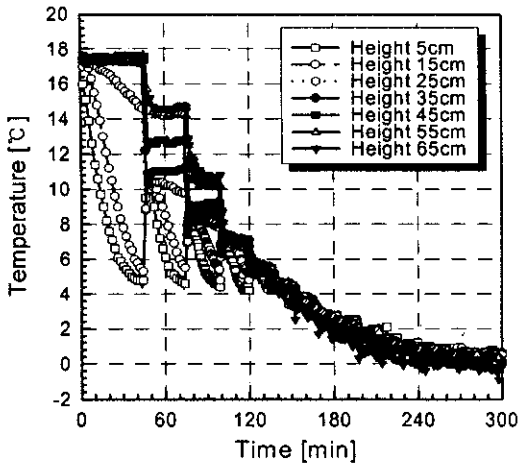


Fig. 4. Transient water temperature response of ice storage tank ($T_{in} : -4^{\circ}\text{C}$).

에는 초기 수온보다 많은 냉각이 이루어지고 있다. 그리고 축열조 중하부(250 mm)는 축열조 하부에서의 열확산으로 인해 중상부 보다는 수온이 약간 강하되고 있음을 알 수 있다. 이것은 축열조 하부에 설치된 증발판의 냉각작용으로 축열조 하부는 급격히 냉각되지만 축열조 상부까지는 밀도차에 의해 열확산 및 대류가 크게 발생되지 않고 있음을 알 수 있다.

Fig. 4는 증발기 입구온도(T_{in})가 -4°C 로 축냉 운전시 축열조 중앙부(E-1-E-5)의 축냉시간에 대한 수직온도분포를 나타낸 것이다. Fig. 3에서 전술한 바와 같이 최초 탈빙이 발생되기 전까지는 축열조 상부와 하부는 큰 온도차를 나타내고 있다. 그러나 45분 경과 후 최초 탈빙 운전이 시작됨과 동시에 축열조 하부의 살수펌프가 가동되고, 이로 인하여 축열조 중·상부로 하부 증발판 주위의 냉각된 물이 상부로 이동함에 따라 대류 혼합이 발생되어 중·상부의 온도는 낮아지고, 축열조 하부의 온도는 대류에 의해 높아지게 된다.

첫 번째 탈빙 이후 시스템은 일정한 시간 간격으로 계속적으로 탈빙주기가 형성되어 그림에서와 같이 축열조 중·상부 부분의 계단형 온도하강 및 혼합현상이 나타나게 된다. 이러한 특정 탈빙주기의 형성, 계단형 온도하강 및 혼합대류 현상은 입구 냉매온도 T_{in} 가 -4°C , -13°C 거의 모든 경우에서 동일한 형태로 발생되고 있다. 이와 같이 계단형 온도하강 형태를 나타내는 것은 최상부로 떠오른 얼음이 상부 물과의 온도차에 의해 융해잠열을 흡수하여 일정 시간동안 융해를 계속하게 됨으로서 일정한 온도대를 유지하는 것으로 판단된다. 그리고 탈빙을 촉진시키기 위한 살수펌프는 하부의 냉각된 물을

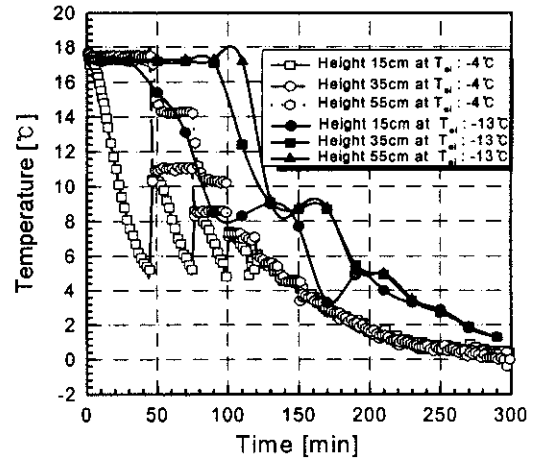


Fig. 5. Transient water temperature response of ice storage tank ($T_{in} : -4^{\circ}\text{C}, -13^{\circ}\text{C}$).

흡입하여 분사함으로써 상·하부의 대류를 촉진시켜 축열조 전체 수온의 평균화를 유발시키고, 증발판에서의 전열을 촉진시키는 작용도 하는 것으로 판단된다.

Fig. 5는 입구온도 $T_{in} = -4^{\circ}\text{C}$ 와 $T_{in} = -13^{\circ}\text{C}$ 인 경우의 축냉시 각 축열조 중앙부분(E센서)의 하부에서 150 mm, 350 mm, 550 mm 위치의 수온변화를 시간에 따라 나타낸 것이다. $T_{in} = -13^{\circ}\text{C}$ 로 운전한 경우 축열조 내 온도 분포는 $T_{in} = -4^{\circ}\text{C}$ 로 운전한 경우에서와 같이 계단형 수온변화가 발생되고 있지만, 최초 탈빙시간이 길고, 탈빙 주기도 $T_{in} = -4^{\circ}\text{C}$ 의 경우보다 길어져 축열조 내 상·하부의 대류 혼합도 지연되고 있다. 또한, 증발판에서 생성되는 얼음의 두께도 증가시켜 얼음의 성장에 따른 열저항을 증가시키게 되고, 얼음의 두께가 두꺼워져 방냉시 방냉효율에 영향을 미칠 것으로 판단된다.

3-2. 방냉시 축열조내 온도분포 특성

Fig. 6은 부하축 냉수의 순환유량이 각각 4 l/min과 8 l/min인 경우, 방냉시 축열조 내 중앙부분(E-1-E-7) 수직 방향의 높이별 온도변화를 방냉시간에 따라 나타낸 것이다. 그림에서와 같이 순환유량이 4 l/min(약 40분)과 8 l/min(약 25분)인 경우 모두 방냉시 축열조 내 잠열축열량 즉, 축열조 상부의 얼음이 모두 용해되기 전에는 상하 높이별 온도차가 거의 발생되지 않고 있다. 그러나 얼음이 모두 용해된 이후부터는 축열조 상하 높이별 수온차가 발생되고 있음을 알 수 있고, 순환유량이 8 l/min인 경우가 축열조 상하 온도차가 더 크게 나타남을 알 수 있다. 그리고 2가지 경우, 전체적인 축열조 내 온도차는 방냉열량의 차이에 기인하는 것으로 판단된다.

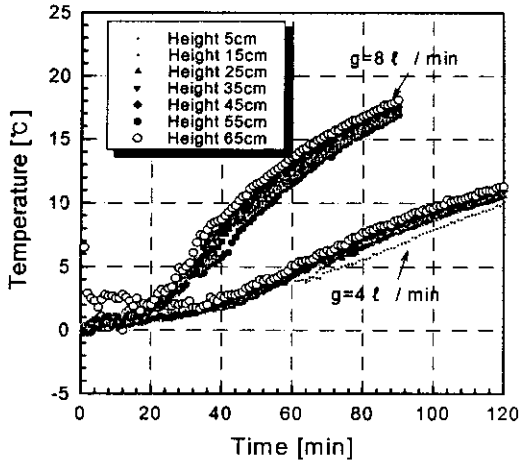


Fig. 6. Transient water temperature response of ice storage tank.

3.3. 축열조 입·출구 온도 및 방냉특성

Fig. 7은 방냉시 냉수 순환유량이 각각 4 l/min과 8 l/min인 경우, 축열조 입·출구의 온도변화를 시간 변화에 따라 나타낸 결과이다.

일반적으로 빙축열시스템에서 방냉시 축열조에서 냉열을 추출할 때에는 축열조 순환수 출구온도를 공급한 계온도 내에서 지속적으로 공급할 수 있어야 한다. 따라서, 방냉실험은 실험조건에서 설정한 출구측 순환수온도가 이용한계온도($T_0 = 7 \sim 10^\circ\text{C}$)에 이르는 시간동안 실시하였으며, 순환수 출구온도의 변화와 이용한계온도에 이르기까지의 유지시간 및 특성을 검토하였다. 그림에서와 같이 유량 4 l/min의 경우가 8 l/min의 경우보다 출

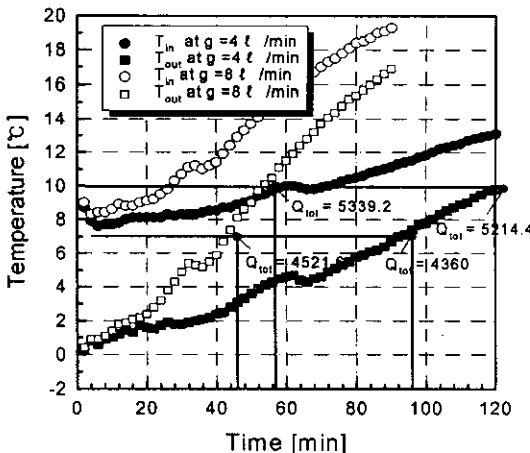


Fig. 7. Variation of inlet-outlet temperature in storage tank.

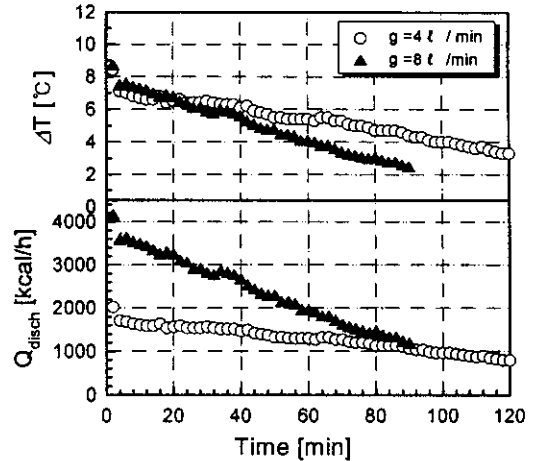


Fig. 8. Variation of discharging rate in storage tank.

구축의 냉수온도가 이용 한계온도에 이르는 시간이 7°C 의 경우 94분, 10°C 의 경우까지는 120분 정도로 훨씬 길게 유지되었다. 그리고 유량 8 l/min의 경우는 각각 43분, 54분 정도 소요되어 순환유량이 많을수록 짧게 유지되었다. 또한, 이때의 총방냉량은 유량 4 l/min, $T_0 = 7^\circ\text{C}$ 일 때 약 4360 kcal/h이며, 유량 8 l/min인 경우는 4521.6 kcal/h로 나타났다. 그리고 $T_0 = 10^\circ\text{C}$ 일 때에는 5214.4 kcal/h, 5339.2 kcal/h로 총방냉량에서는 큰 차이를 나타내지 못하였다.

Fig. 8은 냉수 순환유량에 대해 축열조 입·출구 온도차와 방냉량의 시간에 따른 변화를 나타낸 결과이다. Fig. 6에서도 언급한 바와 같이 입·출구 온도차는 순환유량이 많은 8 l/min인 경우가 시간이 경과할수록 감소하는 비율이 증가하고 있다. 이것은 순환유량이 증가할수록 축열조로 유입되는 순환수의 유속이 증가하여 축열조 상부에 유지하고 있는 얼음과 단위 유량당 열교환을 할 수 있는 시간적 여유가 적어 축열조 출구 유출수의 온도가 상승되기 때문으로 판단된다. 이 결과는 유량이 8 l/min인 경우 축열조 출구 수온의 상승폭이 4 l/min일 때보다 높아지는 것으로도 확인이 가능하다. 따라서, 이 결과가 Fig. 8에서와 같이 축열조 입·출구 온도차의 감소현상을 일으켜 방냉율이 점점 저하하는 원인이 되는 것으로 판단된다.

4. 결 론

새로운 방식의 빙축열시스템을 개발하기 위하여 기존의 방식과는 다른 수중 하베스트형 빙축열시스템에 대상으로 축열조의 축·방냉 특성을 실험적으로 수행한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. 증발기 출구 냉매온도를 탈빙 설정온도로 고정하고, 증발기 입구 냉매온도 변화에 따른 축열조 내의 온도분포를 파악한 결과 초기 탈빙이 발생하기 전에는 조 내 수직 온도분포가 현저하였으나, 초기 탈빙 이후에는 얼음의 용해열 흡수에 의해 계단형 온도분포를 나타내면서 혼합 대류현상과 하부로의 대류유동이 발생되었다.

2. 증발기 입구측 냉매온도가 낮을수록 최초 탈빙시간 및 탈빙주기가 길어졌으며, 이는 축열조 내 혼합대류를 지연시키고, 생성되는 얼음의 두께를 두껍게 만들어 열저항을 증대시키고, 방냉효율에도 영향을 미치는 것으로 판단되었다.

3. 방냉시 축열조 내 상하 높이별 온도분포는 얼음이 용해되기 전까지는 미소하였으나 용해 이후에는 순환유량에 비례하여 온도차가 급격히 증가하였다.

4. 출구측 순환수의 이용 한계온도차에 따라서 총방냉량의 차이는 미소하였으나 순환유량에 따라서는 큰 영향을 받는 것으로 나타났다. 따라서 실제 장치 설계시 장치의 용량결정이나 운전시간 설정에 중요한 인자가 될 것으로 판단된다.

후 기

본 연구는 산업자원부 '99 에너지절약기술개발사업의 지원에 의해 이루어졌으며, 이에 관계자 여러분께 감사

를 드립니다.

참고문헌

1. Cheng, K.C. and Takeuchi, M.: "Transient Natural Convection of Water in a Horizontal Pipe With Constant Cooling Rate Through 4°C", *J. Heat Transfer*, Vol. 98, pp. 581-587 (1976).
2. 服部 賢: "凍結融解お伴う傳熱", *冷凍*, Vol. 62, No. 714, pp. 362-368 (1987).
3. 윤정인, 김재돌, 加藤豊文: "이중원관의 냉각과정에 미치는 과냉각의 영향", *대한기계학회 논문집(B)*, 제20권, 제9호, pp. 3313-3321 (1996).
4. 윤정인, 김재돌, 김성규: "과냉각을 동반한 동결과정의 수치해석", *공기조화·냉동공학회논문집*, Vol. 8, No. 4, pp. 451-462 (1996).
5. 김재돌 외: "빙축열재의 온도 및 유동특성", *공기조화·냉동공학회 하계학술발표회 논문집(II)*, pp. 997-1002 (1998).
6. 中原崇文 外: "運轉データを反映した密閉 多運式成層型蓄熱槽のシ實驗的設計法", *日本冷凍協會論文集*, Vol. 10, No. 2, pp. 239-246 (1993).
7. 宮本守也 外: "氷蓄熱システムの動特性解析", *冷凍*, 第67卷, 第782, pp. 39-44 (1992).
8. 한국냉동공조기술협회: "빙축열시스템 강연회", pp. 41-55 (1998).