

수중 하베스트형 빙축열 시스템의 운전특성 실험

최인수* · 김재돌† · 윤정인**

(2000년 8월 31일 접수, 2001년 3월 22일 심사완료)

Experiments on Operation Characteristics of In-Water Harvest-Type Ice Storage System

In Su Choi, Jae Dol Kim and Jung In Yoon

Key Words: Ice Storage System(빙축열 시스템), Coefficient of Performance(성능계수), Cold Storage(축냉), Storage Tank(축열조), In-Water(수중), Harvest-Type(하베스트형)

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. 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. The experiments were performed by varying inlet and outlet refrigerant temperatures of its evaporator. From the experimental results, the operating characteristics of in-water harvest-type ice storage system were investigated by measuring temperature and pressure at each point of the ice storage system and power required to operating compressor respect to the changes of the inlet and outlet refrigerant temperature of evaporator. It can be think that defrost frequency decreased and heavy ice created as the refrigerant temperature of evaporator outlet and defrost setting temperature is low so gotten result can effect to release efficiency. Also, consumption power, condensing heat quantity, refrigerating capacity and performance efficiency decreased as time goes by. Therefore, these results provide the basic data for system optimization, performance improvement and the possibility of application to other fields.

기호설명

AW	: 소비동력	ΔT	: 온도차
COP	: 성능계수		하첨자
c_o	: 정압비열	c	: 냉각수
h	: 엔탈피	i	: 입구
L	: 응고잠열	ice	: 얼음
m	: 유량	ini	: 순간평균
Q_c	: 응축열량	r	: 냉매
Q_e	: 냉동능력	tf	: 동결
T	: 온도	w	: 물

1. 서론

최근 경제 성장에 따른 생활수준의 향상은 하절기 냉방수요를 증가시켜 주야간 및 계절간 전력 수요의 불균형을 초래하여 국가 전력 에너지 공급 상에 중대한 문제를 야기시키고 있다. 이에 따라 주간 피크 냉방 전력부하를 비침두 부하 시간대로 이동하여 전력 공급자 및 사용자 모두에게 유리한 빙축열 시스템이 최근 활발히 개발, 보급되고 있다.

빙축열 시스템은 상변화 물질을 이용하여 높은 열저장 밀도를 가질 수 있어 열원기기의 용량 축소나 고장시의 대응성, 에너지 절약 및 유지비 절감 등에 충분한 장점을 가지고 있다. 빙축열 시스템에 대해서는 많은 기초 연구들이 실험 및 수치해석⁽¹⁻⁵⁾을 통해 수행되어 냉동공조 분야 등

* 부경대학교 대학원

† 책임저자, 회원, 동명대학 에너지·환경시스템 계열

E-mail : kjd@yongma.tmc.ac.kr

TEL : (051)620-3537 FAX : (051)620-3537

** 회원, 부경대학교 기계공학부

여러 분야에서 폭넓게 이용되고 있다. 그러나 대부분의 경우 중대형 시스템에 대한 연구 개발이 주류를 이루고 있다. 이러한 중대형 시스템과 관련하여 선행되어온 연구^(6~7)들은 실제 규모의 냉방조건에 대한 냉방시스템을 적용함에 있어 그 규모나 시스템의 운전으로부터 정확한 운전자료의 획득이 어려워 수치해석에 의한 기법이 주류를 이루어 그 신뢰도의 검증에 위한 실험적 연구가 제한되어 왔다. 그리고 소형 빙축열 시스템은 시스템 적용 가능분야가 부족하다는 인식과 운전의 경제성에 대한 불확실성 등의 원인으로 인해 많은 분야로의 확대 적용과 연구 개발이 충분하지 않은 실정이다. 외국의 경우 빙축열 시스템에 관한 연구⁽⁸⁾는 소형 및 중대형 빙축열 시스템 전반에 걸쳐 다양한 연구를 진행하고 있다. 그러나 국내에서는 소형 빙축열 시스템에 대한 확대 보급정책⁽⁹⁾으로 현재 2개 업체가 한전으로부터 실증시험을 마치고 실용화 단계를 거쳐 보급 확산^(10~11)에 노력하고 있다. 그러나 시스템의 최적설계 및 효율향상 등에 관한 추가적인 연구가 현재 절실히 필요한 실정이다.

본 연구는 동적 빙축열 시스템인 하베스트형에 있어 빙 제조 방식을 기존 방식과 달리하여 시스템의 소형화 및 효율향상에 기여하고자 하는 기술이다. 기존의 하베스트형 시스템은 축열조 상부에 증발관을 설치하여 빙을 제조하고, 또한 핫가스(hot gas)로 탈빙시켜 하부의 축열조에 제조된 빙을 저장하는 방식이다. 그러나 본 방식은 축열조 내의 하부에 직사각형의 증발관을 설치하여 조 내의 물 속에서 빙을 제조하고, 핫가스에 의해 탈빙하여 부력에 의해 상부로 띄워 저장하는 새로운 방식을 취하였다.

본 시스템은 기존 하베스트 방식에 비해 순환 펌프, 순환수 분배기 및 배관 등의 부가적인 설비가 불필요하다. 또한, 조 내의 물 속에서 얼음을 제조함으로써 전열효율이 우수하고, 기존의 관외 착빙형(Ice on coil)에 비해 IPF(Ice Packing Factor)율과 방냉 효율 및 시스템 소형화에 충분한 장점을 가지고 있다. 따라서, 본 연구에서는 소형의 수중 하베스트 형 빙축열 시스템을 제작하여 각종 운전 조건변화에 따른 시스템의 성능 특성을 실험적으로 밝혀 시스템 최적화를 위한 기초 설계자료를 확보하고, 운전 및 응용분야 확대 적용을 위한 자료를 제공하고자 하였다.

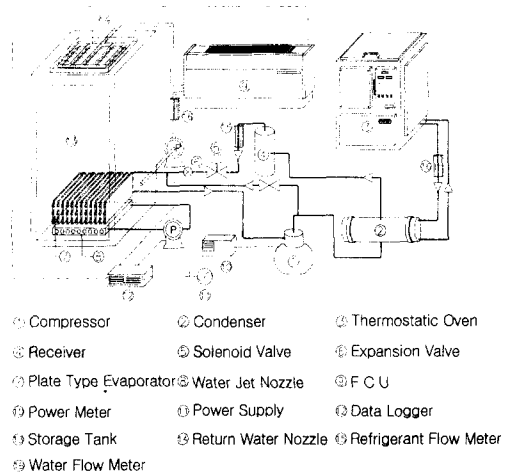


Fig. 1 Schematic diagram of experimental apparatus

2. 실험장치 및 방법

2.1 실험장치

실험장치는 크게 냉동사이클로 구성되는 시스템 부분과 수중의 증발관에서 제조된 얼음을 저장할 수 있는 축열조 부분으로 구성되어 있다. Fig. 1은 본 연구에 사용된 실험장치의 개략도이며, Fig. 2는 수중의 증발관에서 얼음이 제조되는 모습과 축열조 상부에 얼음이 저장되는 모습을 나타낸 개략도이다

시스템 부분은 압축기, 응축기, 팽창밸브, 제빙과 탈빙이 이루어지는 증발기, 건조 여과기, 전자밸브, 냉매 유량계 등의 부속기기와 온도 및 압력 측정부로 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 응축열량을 계산할 수 있도록 하였으며, 냉각수의 온도는 항온조에서 일정한도로 공급할 수 있도록 하였다. 그리고 제빙 및 탈빙 모드를 제어하기 위해 온-오프 스위치와 5개의 전자밸브를 설치하였고, 장치 각 부분의 압력과 온도를 측정하기 위해 고·저압압력계와 C-C열전대를 설치하였으며, 측정된 온도는 다채널 온도 기록장치(HR-2500E 60CH)와 RS-232C케이블을 통해

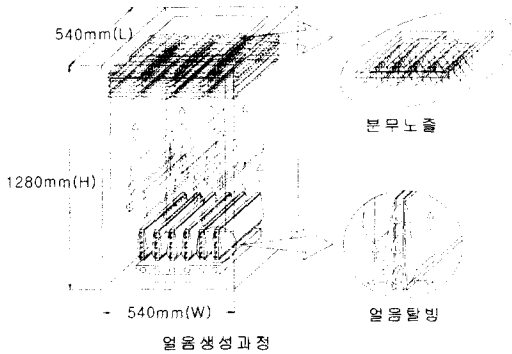


Fig. 2 Schematic diagram of ice storage tank

PC로 전송하여 기록하였다. 또한, 각 운전조건에 따른 압축기의 소요동력은 파워미터를 설치하여 측정하였다.

축열조는 540(W)×540(L)×1280(H) 크기로 제작되어 있으며, 외부로의 열손실을 방지하기 위하여 35mm두께의 우레탄폼으로 단열하였다. 조 내에는 재질이 알루미늄인 가로 200mm, 세로 190mm, 두께 20mm인 수직 평판형 증발판을 80mm 간격으로 6개 설치하였다. 그리고 증발판에서 얼음이 탈빙될 때, 탈빙을 용이하게 하기 위하여 증발판 하부에 Fig. 1에서와 같이 조 내의 물을 분사시킬 수 있는 노즐과 노즐에 물을 순환시키기 위한 탈빙축진 순환펌프(PH-255A, 1/3HP)를 설치하였다.

2.2 실험방법

실험을 시작하기 전에 먼저 장치의 안정화를 위해 시스템을 제빙 모드로 설정하고, 장치를 기동하여 초기 축열조 내의 수온이 일정수온이 되도록 조정하였다. 그리고 시스템 각 부분의 온도 및 압력을 모니터링 하여 냉매유량과 응축압력 그리고 증발압력이 일정하게 유지되도록 안정화 작업을 반복 실시하였다.

실험은 증발기 입구측 냉매 증발온도가 -13℃와 -18℃의 경우에 대하여 실시하였고, 증발기 출구측의 제상 설정 냉매온도는 -1℃와 -3℃에서 실험을 수행하였다.

탈빙은 시스템이 제빙모드로 운전이 계속되다가 증발기 출구측의 냉매온도가 제상 설정온도에 이르면 시스템은 자동적으로 제상모드로 전환되어 고온의 핫가스(hot-gas)가 증발판 내로 순환되고 증발판 외부에 생성된 얼음은 탈빙이 된다.

Table 1 Experimental conditions

Parameter	Pattern	Pattern	Pattern
	A	B	C
Refrigerant	HCFC-22		
Inlet refrigerant temperature, T_c [°C]	-13	-13	-18
Outlet refrigerant temperature, T_d [°C]	-1	-3	-3
Initial water temperature, T_w [°C]	17±0.5		
Cooling water temp. [°C] and flow rate [ℓ/min]	20±0.5, 10		

이때 핫가스에 의한 제상시간은 4분이며, 제상 종료 후 탈빙이 이루어지는 시간은 3분, 핫가스 순환에 의한 탈빙 종료 후, 시스템 재 가동에는 7분이 소요되도록 설정하여 실험을 하였다. 그리고 증발판에서 얼음이 분리될 때에는 증발판 하부에 설치되어 있는 탈빙 축진 순환펌프가 가동되어 분사 노즐에 물을 공급시켜 분사되도록 하여 탈빙을 촉진시킬 수 있도록 하였다. 이때, 탈빙된 얼음은 Fig. 2에서와 같이 비중 차에 의해 축열조 상부로 떠올라 순차적으로 쌓이게 된다.

본 연구에서 증발기 출구측의 냉매온도를 -1℃와 -3℃로 설정한 것은 시스템의 축냉 운전과 탈빙 운전의 주기성을 부여하여 최적 운전 주기를 얻고자 하였으며, 축냉 실험은 동일시간 동안 실시하였다. Table 1은 본 실험에 사용된 실험조건을 나타내며, 실험은 3가지 경우로 나누어 각각 실시하였다.

3. 실험결과 및 고찰

3.1 증발기 입출구 냉매 온도변화 특성

Fig. 3과 Fig. 4는 축냉 과정 동안의 증발기 입·출구측 냉매온도의 변화를 나타낸 것이다. 그림에서와 같이 증발기 입구측과 출구측의 냉매 온도 모두 고저 반복되는 현상을 나타내고 있으며, 특히 출구측 냉매온도의 변화 폭이 크게 나타나고 있다. 이것은 증발판에서 얼음의 생성과 성장에 따라 열저항이 증대되고, 증발판과 축열조 내 물과의 열교환량이 감소하게 된다. 이로 인해 증발기 출구측의 냉매온도는 하강하여 제상 설정온도에 이르게 되는데 시스템이 제상모드로 전환되게

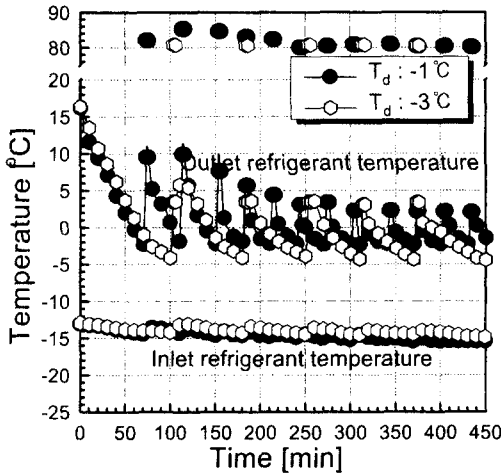


Fig. 3 Variation of refrigerant temperature respect to time ($T_e : -13^\circ\text{C}$)

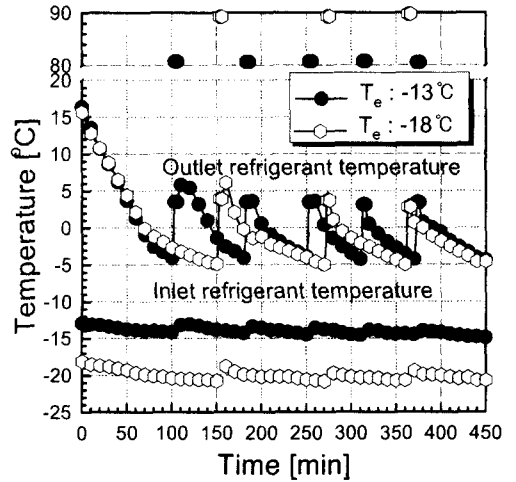


Fig. 4 Variation of refrigerant temperature respect to time ($T_d : -3^\circ\text{C}$)

되면 제상의 시작과 종료에 의해 냉매온도가 원상태로 회복하려는 성질 때문에 판단된다.

Fig. 3은 동일한 증발기 입구측 냉매온도 -13°C 하에서 출구측 냉매온도 즉, 제상 설정 냉매온도를 -1°C 와 -3°C 로 변화시킨 Pattern A와 Pattern B의 경우를 비교한 것이다. 그림에서와 같이 출구측 냉매온도가 낮은 Pattern B의 경우가 첫 번째 제상 설정 온도에 이르기까지의 시간 지연이 크게 나타나고 있으며, 다음 제상 설정 온도에 이르기까지의 시간도 많이 소요되고 있다. 이것은 출구측 냉매온도를 낮게 설정할 경우에는 제빙 시간이 길어지고, 전체 운전시간 동안 제상 회수도 Pattern A의 13회에 비해 6회 정도로 적게 나타났다. 또한, 얼음의 두께도 제상 직전 약 16mm와 22mm로 출구측 냉매온도가 낮을 경우에는 생성되는 얼음의 두께도 두꺼워지는 것을 알 수 있다. 이와 같이 출구측 냉매온도 즉, 제상 설정온도의 변화는 제빙 회수와 얼음의 두께에 영향을 미침으로서 차후 해빙시 해빙효율에 관계되는 요소로 작용할 것으로 판단된다.

Fig. 4는 동일한 출구측 냉매온도 즉, 제상 설정 온도 하에서 증발기 입구측 냉매온도를 변화시킨 Pattern B와 Pattern C의 경우를 비교한 결과이다.

그림에서와 같이 C의 경우도 A, B와 동일하게 증발기 입·출구측 냉매온도가 반복현상을 나타

내고 있다. 그리고 C의 경우가 B의 경우보다 탈빙에 이르기까지의 시간이 많이 소요되고, 제상 회수도 감소하는 것으로 나타나고 있다. 이것은 가변이 불가능한 정용량형 압축기로 구동되는 동일한 장치에서 증발기 입구측 냉매 온도를 C와 같이 낮게 설정할 경우에는 증발기 내로 순환되는 냉매 순환량이 감소되고, 이에 따른 전열량이 감소되기 때문에 판단된다. 그리고 제빙 시간이 길어짐에 따라 증발판에서 생성되는 얼음의 두께도 32mm로 A, B의 경우보다 더 두껍게 생성되어 얼음의 성장에 따른 열저항도 증가되고, 해빙효율에도 영향을 미칠 것으로 판단된다.

3.2 압력과 소비동력 및 응축열량의 변화특성

Fig. 5와 Fig. 6은 제빙 과정 동안 증발압력과 응축압력 및 압축기 소비동력의 변화를, Fig. 7은 응축열량의 변화를 나타낸 것이다.

Fig. 5에서 증발압력은 Pattern C의 경우가 Pattern A, B의 경우보다 낮게 나타났다. 이것은 Pattern C의 경우 Fig. 4의 결과에서도 언급한 바와 같이 냉매 순환량의 감소로 인하여 저압측 증발압력이 영향을 받는 것으로 판단된다. 그리고 응축압력도 압축기 토출온도 즉, 응축기 입구온도의 영향으로 높게 나타났다. 그러나 A, B의 경우는 출구측 냉매 설정온도에 상관없이 증발온도와 응축온도 모두 거의 동일하게 나타났다.

Fig. 6은 각 조건별 압축기의 소비동력을 파워 메타로 측정된 결과이다. 그림에서와 같이 시간이 경과할수록 소비동력은 미소하게 감소하는 경향을 나타내었다. 이것은 시간이 경과할수록 축열조 내의 열부하가 감소하여 장치 내로의 냉매 순환량이 감소하기 때문으로 판단된다.

각 조건별로 비교해 보면 B의 경우가 A와 C의 경우보다 소비동력이 다소 높게 나타났다. 이것은 장치의 증발기 출구측 냉매의 설정온도가 낮아 압축기로 흡입되는 냉매의 상태변화에 기인한 결과로 판단된다.

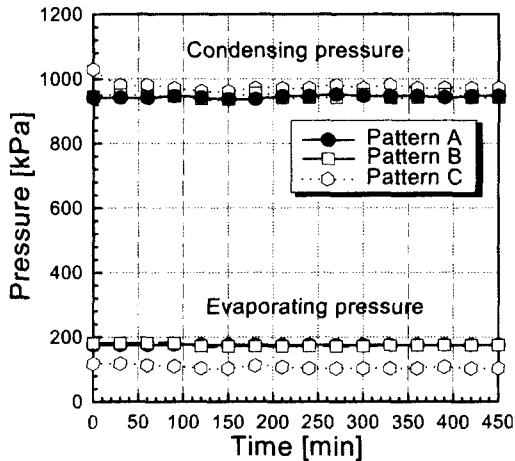


Fig. 5 Variation of pressure respect to time

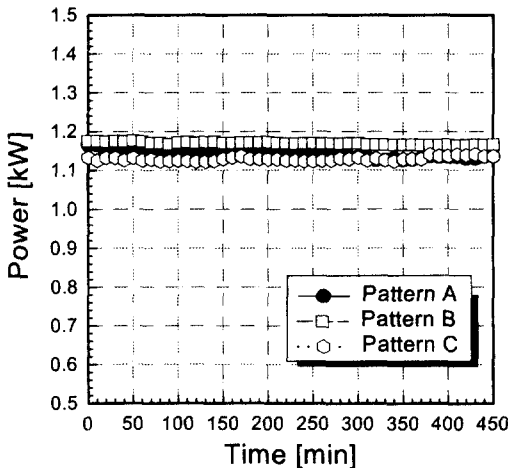


Fig. 6 Variation of input power respect to time

Fig. 7은 제빙 과정 동안 시스템 응축열량의 변화를 나타낸 것이다. 응축열량의 계산은 다음 식을 이용하였다.

$$Q_c = m_{wc} c_{pwc} (T_{wco} - T_{wci}) \quad (1)$$

여기서, Q_c 는 응축열량, m_{wc} 는 냉각수량, c_{pwc} 는 비열이며, T_{wci} , T_{wco} 는 냉각수 입·출구 온도를 나타낸다.

응축열량의 변화는 그림에서와 같이 시간이 경과함에 따라 3가지 경우 모두 감소하고, 시간에 따라 크게 변동하는 경향을 나타내었다. 이것은 축냉 과정 동안 축열조 내의 수온이 저하함으로써 축냉 부하가 감소하고, 이에 따라 압축기 소비동력의 감소 때문으로 판단된다. 그리고 시간에 따른 변동현상은 제빙 및 탈빙 과정의 반복현상에 기인하는 것으로 판단된다.

3.3 냉동능력과 성능계수의 변화특성

Fig. 8과 Fig. 9는 축냉과정 동안의 냉동능력과 성능계수(COP)의 변화를 나타낸 것이다.

Fig. 8에서 냉동능력의 계산은 아래의 어느 식이든 계산이 가능하지만 실험의 편의와 계산의 정확성을 도모하기 위하여 단위 시간 당의 현열 변화량과 시간당 생성되는 얼음의 잠열 변화량으

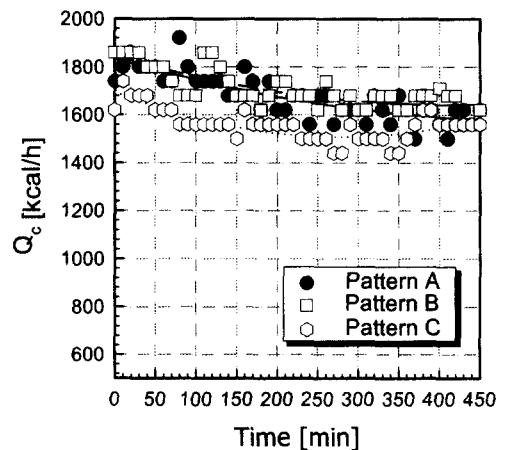


Fig. 7 Variation of heat delivered to condenser respect to time

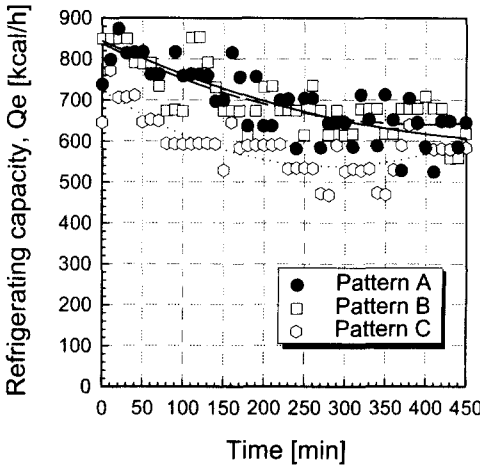


Fig. 8 Variation of refrigerating capacity respect to time

로부터 계산하였다. 그리고 생성되는 얼음의 양은 축열조 내의 부피 변화로 측정하였으며, 평균 수온은 Fig. 2의 축열조내 중앙부분과 각 모서리 부분 5개소, 높이별 7개소에 총 35개의 열전대를 설치하여 이들로부터 측정된 온도를 평균하여 계산하였다.

$$Q_e = m_w c_p \Delta \dot{T} + \dot{m}_{ice} L_w = m_r (h_{or} - h_{ir}) \quad (2)$$

여기서, m_w 는 축열조 내 물의 양을 나타내며, c_p 는 물의 비열, $\Delta \dot{T} (= T_{im} - T_{if})$ 는 단위 시간당의 수온변화로 이는 축열조 내의 순간평균 수온과 동결온도(0°C)로부터 계산하였으며, \dot{m}_{ice} , L_w 는 각각 단위 시간당 생성되는 얼음량과 응고잠열을 나타낸다. 그리고 m_r 은 증발기내 냉매 순환량, h_{ir} , h_{or} 은 증발기 입·출구의 포화냉매의 엔탈피를 각각 나타낸다.

그림에서와 같이 시간이 경과함에 따라 A, B, C 모두 냉동능력은 점진적으로 감소하는 경향을 나타내고 있고, 응축열량과 마찬가지로 변동하고 있다. 이것은 Fig. 7에서도 언급한 바와 같이 축냉이 진행될수록 축열조 내 열부하의 감소 때문

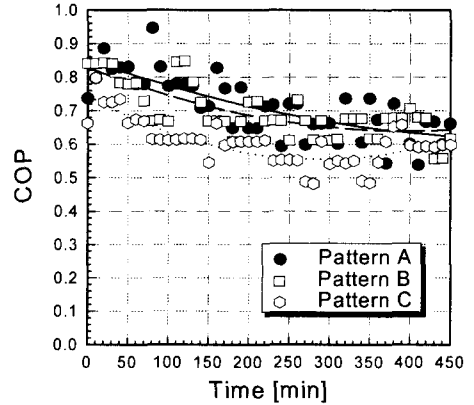


Fig. 9 Variation of COP respect to time

으로 판단된다. 특히 시간경과에 따라서 냉동능력이 주기적으로 고저 반복현상을 나타내는 것은 제빙 및 탈빙 과정의 반복과 증발판에서 얼음이 생성 및 성장하는 동안의 열저항에 기인하는 것으로 생각된다. 그리고 증발기 입구측 냉매온도가 같고, 출구측 제상 설정온도 즉, 탈빙 온도가 다른 A와 B의 경우는 냉동능력에 큰 차이가 나타나지 않았다. 그러나 C 즉, 증발기의 입구측 냉매온도가 낮은 경우에는 냉동능력에 큰 영향을 미쳐 A, B와는 차이를 나타내었다.

상기의 결과로부터 냉동능력은 증발기 입구측의 냉매온도가 높을수록 그 값이 커지며, 출구측 제상 설정 냉매온도에는 큰 영향을 받지 않는 것을 알 수 있다.

Fig. 9는 제빙 과정 동안 시스템의 실제 성능계수(COP)의 변화를 나타낸 것으로 이는 냉동능력과 압축기 소요동력으로부터 다음과 같이 계산하였다.

$$COP = \frac{Q_e}{AW} \quad (3)$$

여기서, Q_e 는 냉동능력을, AW 는 파워메타에 의해 측정된 압축기의 소비동력을 나타낸다. 그림에서와 같이 시스템의 성능계수는 냉동능력과 마찬가지로 주기성을 가지면서 시간경과에 따라 점차 감소하는 경향을 나타내고 있다. 그림에서

제상설정 냉매온도가 높은 A의 경우가 B와 동일한 제상 설정 냉매온도인 C 경우보다도 높게 나타났다. 따라서, 상기의 결과에 의하면 장치 운전 시 증발기 입구 냉매온도 및 제상 설정 냉매온도가 높을수록 시스템의 성능계수가 높게 나타나므로 유리함을 알 수 있다.

4. 결 론

증발기 입구 냉매온도와 출구 제상 설정 냉매온도 변화에 따른 새로운 타입의 수중 하베스트형 빙축열 시스템의 운전특성을 실험한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 증발기 입구 냉매온도 및 출구측 제상 설정 냉매온도가 낮을수록 제상 직전의 증발기 출구측 온도강하가 크고, 제상 회수가 적어지며, 보다 두꺼운 얼음이 생성됨을 알 수 있었다.

(2) 제빙 과정 동안 장치의 증발압력과 응축압력은 입구측 냉매온도의 차에 따라 영향을 받으며, 압축기 소비동력과 응축열량은 시간이 경과함에 따라 축열조 내 열부하의 감소로 인하여 감소하는 경향을 나타내었다.

(3) 냉동능력과 시스템의 성능계수는 시간이 경과함에 따라 주기성을 가지면서 점차 낮아지는 경향을 나타내었으며, 입구측 및 출구측 제상 설정 냉매온도가 낮을수록 감소하는 경향을 나타내었다.

상기의 실험에 의한 시스템 운전특성 결과들은 새로운 빙 제조 방식을 적용한 수중 하베스트형 빙축열 시스템 개발을 위한 축열조의 설계, 방냉 효율의 향상 및 적정 운전조건 설정 등 시스템 최적화 설계시 기초자료를 제공할 것으로 판단된다.

후 기

본 연구는 에너지관리공단에서 시행한 '에너지 절약기술개발사업'의 지원에 의해 이루어졌으며, 이에 관계자 여러분께 감사의 말씀을 드리고, 실험장치

제작에 도움을 주신 삼원냉열엔지니어링에도 감사의 말씀을 드립니다.

참고문헌

- (1) 服部 賢, 1987, "凍結融解お伴う傳熱," 冷凍, Vol. 62, No. 714, pp. 362~368
- (2) 윤정인, 김재돌, 加藤豊文, 1996, "이중원관의 냉각과정에 미치는 과냉각의 영향," 대한기계학회논문집(B), 제20권, 제9호, pp. 3313~3321.
- (3) 김재돌, 추미선, 加藤豊文, 윤정인, 1998, "빙축열재의 온도 및 유동특성," 공기조화·냉동공학회 하계학술발표회 논문집(II), pp. 997~1002.
- (4) 박창근, 최인수, 김재돌, 윤정인, 1998, "수중 하베스트형 빙축열 시스템의 특성실험," 공기조화·냉동공학회 동계학술발표회 논문집(II), pp. 186~191.
- (5) 宮本守也 外, 1992, "氷蓄熱システムの動特性解析," 冷凍, 第67卷, 第782号, pp. 39~44.
- (6) Carey, C. W., Mitchell, J. W., and Brandemuehl, M. J., 1997, "A Simulation Environment for the Analysis of Ice Storage Controls," *International Journal of HVAC&R Research*, Vol. 3, No.2, pp. 128~148.
- (7) Spethmann, D. H., 1989, "Optimal Control for Cool Storage," *ASHRAE Trans.*, pp. 1009~1015.
- (8) Akiyoshi Ohira, Michico Yanadori, 1999, "Ice Melting Characteristics of an Ice Thermal Storage Container Filled with Harvest Ice," *Trans. of the JSRAE*, Vol. 1, pp. 77~88.
- (9) 장명철, 2000, "전력수요의 특성과 축냉설비 보급지원정책," 공기조화·냉동공학회 하계학술발표회 논문집(I), pp. 795~804.
- (10) 조현구, 2000, "소형 빙축열 에어컨," 공기조화·냉동공학회 하계학술발표회 논문집(I), pp. 816~826.
- (11) 권혁용 외, 2000, "소형 빙축열 시스템의 적용사례," 공기조화·냉동공학회 하계학술발표회 논문집(I), pp. 843~847.