

공학박사 학위논문

수중 하베스트형 빙축열 시스템의 성능특성에 관한 연구

지도교수 윤 정 인

이 논문을 공학박사 학위논문으로 제출함



2002년 8월

부경대학교 대학원

냉동공조공학과

최 인 수

최인수의 공학박사 학위논문을 인준함

2002년 6월 일

주 심 공학박사 김 영 수

위 원 공학박사 최 광 환

위 원 공학박사 윤 재 호

위 원 공학박사 정 효 민

위 원 공학박사 윤 정 인



목 차

Abstract	iv
List of figures and tables	vi
Nomenclature	x

제 1 장 서 론

1.1 연구의 배경 및 목적	1
1.1.1 연구의 배경	1
1.1.2 연구의 목적	4
1.2 국내외 기술개발 및 연구 동향	9
1.2.1 국내외 기술개발 동향	9
1.2.2 종래의 연구	18
1.3 논문의 구성	25

제 2 장 하베스트형 빙축열 시스템의 특성

2.1 빙축열 시스템의 분류 및 특징	28
2.1.1 정적 제빙방식	29
2.1.2 동적 제빙방식	34
2.2 하베스트형 빙축열 시스템	42
2.2.1 기존 하베스트형 빙축열 시스템	42
2.2.2 수중 하베스트형 빙축열 시스템	47
2.2.3 수중 하베스트형 빙축열 시스템 요소 기기	49

제 3 장 수중 하베스트형 빙축열 실험장치의 구성 및 방법

3.1 축방냉 특성 실험장치 및 방법	59
3.1.1 실험장치	59
3.1.2 실험방법	71
3.2 히트펌프 특성 실험장치 및 방법	76
3.2.1 실험장치	76
3.2.2 실험방법	78

제 4 장 수중 하베스트형 빙축열 시스템의 특성 실험

4.1 축열조 특성 실험	81
4.1.1 축냉시 온도분포 특성	81
4.1.2 방냉시 온도분포 특성	86
4.1.3 축열조 입·출구 온도 및 방냉특성	88
4.2 시스템의 운전 특성 실험	91
4.2.1 증발기 입출구 온도변화 특성	91
4.2.2 압력, 소비동력 및 응축열량의 변화 특성	95
4.2.3 냉동능력 및 성능계수 변화 특성	99
4.3 기존 방식과의 특성 비교	103
4.3.1 축방냉시 축열조 내 온도분포	103
4.3.2 성능특성	110
4.4 히트펌프 축방냉 특성 실험	114
4.4.1 축열실험	114

4.4.2 방열실험	124
4.4.3 축열매체 실험	129
4.5 시스템 특성 평가 및 결론	135
 제 5 장 결 론	 140
 참고문헌	 145
 감사의 글	 150

Study on the Performance Characteristic in Underwater Harvest Ice Storage System

In-Soo Choi

*Department of Refrigeration & Air Conditioning Engineering,
Graduate School, Pukyong National University*

Abstract

Recently, the demands of the saving energy are increasing because the consumptions of the electric powers increase. But the consumptions cause a surge up electric power demand during summer. The fee policy which it is discounted at the night time of was made at 1985 to decrease the week points such as the electric peak power. The ice storage system is the system which the refrigerator is operated at the night time, because the fees of electric power are low during this times, so the ice or chilled water is made by the night time power and those things are supplied at the afternoon. That is the strong point of the ice storage system to get the electric power of low fees and to reduce the consumptions of the electric power at the afternoon. But ice storage system using the electric power at the midnight use have a difficulty fault at installation for medium and small-sized building.

Therefore this study contribute at the point of the peak-cut of electric power using a cheap electric power at the midnight and is the technology which is able to install a buildings with many electricity consumptions to be contributed

at state of energy resource or efficient usage of electric power through developing the ice storage system of the new middle · small sized underwater harvest system capable to cooling · heating operation.

In this research that is out of existing a conventional thermal storage system, it developed the core factor of domestic productional model of small-to-medium-sized harvest thermal storage heat-pump system; for supplying cold-water which stored in a thermal storage tank by floating the ice which manufactured and deiced from underwater by buoyancy for air-conditioning and supplying warm-water which stored in a thermal storage tank by the heat-pump principle for heating to medium and small building.

In view of these, this research present the basic design and optimum data from comparing the characteristic of a thermal storage tank by storing and air-conditioning of developed system, the characteristic during driving of developed system, and efficiency of conventional system and developed system.

LIST OF FIGURES AND TABLES

FIGURES

- Fig. 1.1 Demand diagram of max electric power
- Fig. 1.2 Target of greenhouse gas emission reduce by Kyoto protocol
- Fig. 1.3 Demand diagram of electric power by time
- Fig. 1.4 Demand diagram of night electric power by season
- Fig. 1.5 Peak load ratio diagram by time
- Fig. 1.6 Schematic diagram of small-sized accumulation of cold type air conditioning system
- Fig. 1.7 Outline of this study
- Fig. 2.1 Static-indirect, ice-on coil system
- Fig. 2.2 Static-indirect, capsule type system
- Fig. 2.3 Dynamic-direct, harvest type
- Fig. 2.4 Dynamic-direct, evaporation plate type
- Fig. 2.5 Dynamic-direct, subcooling water type
- Fig. 2.6 Dynamic-direct, vacuous chamber type
- Fig. 2.7 Schematic diagram of conventional harvest type ice storage system
- Fig. 2.8 Harvest type ice storage system(ice making process)
- Fig. 2.9 Harvest type ice storage system(harvest process)
- Fig. 2.10 Photograph of making ice process in usual system

Fig. 2.11 Schematic diagram of developing system

Fig. 2.12 Photograph of making ice process in developing system

Fig. 2.13 Design drawing of underwater evaporating plate

Fig. 2.14 Photograph of evaporating plate and piece of changing the
flow direction

Fig. 2.15 Photograph of underwater evaporator

Fig. 2.16 Schematic diagram of ice separation apparatus using high
press jet nozzle

Fig. 2.17 Ice storage tank (400 l)

(a) Detail diagram of ice storage tank

(b) Photograph of ice storage tank

Fig. 2.18 Ice thawing apparatus

(a) Schematic diagram

(b) Photograph

Fig. 2.19 System component

Fig. 3.1 Schematic diagram of experimental apparatus

Fig. 3.2 Photograph of experimental apparatus with ice storage tank

Fig. 3.3 Photograph of measuring apparatus

(a) Temperature measuring apparatus

(b) Refrigerant and power measuring apparatus

Fig. 3.4 Schematic diagram of ice storage tank and point of measuring
temperature

Fig. 3.5 Schematic diagram of ice making and separating process
in the ice storage tank

Fig 3.6 Schematic diagram of conventional and proposed method

Fig 3.7 Schematic diagram of water spray nozzle

Fig 3.8 Schematic diagram of ice storage tank

(a) Detail diagram of ice storage tank

(b) Ice in the ice storage tank

Fig. 3.9 Schematic diagram of experimental apparatus of heat pump

Fig. 3.10 Photograph of PCM

(a) Plate type PCM

(b) Stick type PCM

Fig. 4.1 Horizontal temperature distribution in ice-storage tank(T_e : -4°C , time : 40min)

Fig. 4.2 Vertical temperature distribution in the center of ice storage tank at accumulation of cold(T_e : -4°C)

Fig. 4.3 Vertical temperature distribution in ice-storage tank at charge of cold mode(T_e : -4°C , -13°C)

Fig. 4.4 Vertical temperature distribution in the center of ice storage tank at charge of cold mode

Fig. 4.5 Inlet/outlet of ice storage tank at charge of cold mode

Fig. 4.6 Temperature difference of ice-storage tank inlet/outlet and quantity of charge of cold

Fig. 4.7 Temperature of evaporator inlet/outlet according to defrost setting temperature(T_e : -13°C)

Fig. 4.8 Temperature of evaporator inlet/outlet according to setting temperature of evaporator inlet (T_d : -3°C)

- Fig. 4.9 Evaporating and condensing pressure at each condition
- Fig. 4.10 Electric power at each condition
- Fig. 4.11 Condensing heat capacity at each condition
- Fig. 4.12 Evaporating capacity at each condition
- Fig. 4.13 COP at each condition
- Fig. 4.14 Vertical temperature of ice storage tank for new type apparatus at charge of cold mode
- Fig. 4.15 Vertical temperature of ice storage tank for usual type apparatus at charge of cold mode
- Fig. 4.16 Vertical temperature distribution of ice storage tank for new type apparatus at discharge of cold mode
- Fig. 4.17 Vertical temperature distribution of ice storage tank for usual type apparatus at discharge of cold mode
- Fig 4.18 Temperature of FCU inlet/outlet at discharge of cold mode
- Fig 4.19 Capacity of discharge of cold and temperature difference of FCU inlet/outlet
- Fig. 4.20 Inlet/outlet temperature of compressor for usual type
- Fig. 4.21 Inlet/outlet temperature of compressor for new type
- Fig. 4.22 Comparison inlet/outlet temperature of compressor between new and usual type
- Fig. 4.23 Temperature of ice-storage tank for new and usual type at charge of heat mode
- Fig. 4.24 Compressor inlet/outlet pressure for new and usual type at charge of heat mode

- Fig. 4.25 Compressor inlet/outlet pressure for new type at charge of heat mode
- Fig. 4.26 Comparison compressor inlet/outlet temperature between new and usual type at charge of heat mode
- Fig. 4.27 Temperature of ice-storage tank for new type at discharge of heat mode
- Fig. 4.28 Fan coil unit inlet/outlet temperature for usual type
- Fig. 4.29 Fan coil unit inlet/outlet temperature for new type
- Fig. 4.30 Comparison fan coil unit inlet/outlet temperature between new and usual type
- Fig. 4.31 Temperature of ice storage tank at charge of heat mode
- Fig. 4.32 Temperature of compressor inlet/outlet
- Fig. 4.33 Temperature of ice storage tank at discharge of heat mode

TABLES

- Table 2.1 Description of ice storage system
- Table 3.1 Experimental conditions
- Table 3.2 Experimental conditions
- Table 3.3 Experimental conditions
- Table 3.4 Experimental conditions
- Table 3.5 Properties of phase changing substance

NOMENCLATURE

Q	: Heat quantity[kcal/h]
m	: Flow rate[kg/h]
c_p	: Specific heat at constant pressure[kcal/kg · °C]
T	: Temperature[°C]
L_m	: Latent heat[kcal/h]
h	: Enthalpy[kcal/kg]
AW	: Electric power required [kcal/h]

Subscript

C	: Condenser
WC	: Cooling water
E	: Evaporator
i	: Inlet
o	: Outlet

제 1 장 서 론

1.1 연구의 배경 및 목적

1.1.1 연구의 배경

우리 나라 도시에서의 대표적인 에너지원은 전기와 도시가스이며 이 두 에너지는 계절에 따라 수요량이 크게 달라 국가 에너지 운용에 있어 큰 문제가 되고 있다. Fig. 1.1에서 보는 것과 같이 전력은 최근 냉방수요의 급격한 증대로 여름철에 수요의 피크를 나타내고 있으며 이러한 여름철 전력 수요피크는 전력공급을 위태롭게 하고 있다[1]. 한편, 도시는 가스는 전력의 경우와는 반대로 겨울철에 난방용 수요증대로 피크 수요가 나타나고 여름철에는 수요가 매우 적다[2]. 그러므로 정부에서는 이러한 전기-가스의 계절적 수요 불균형을 해소하여 두 에너지가 상호보완적 역할을 할 수 있도록 에너지정책의 기본방향을 설정하고 있다. 또 최근에는 지구환경보존에 대한 관심이 세계적으로 고조되고 있어 상대적으로 에너지 소비량이 많은 냉동공조 분야를 비롯한 전산업계는 큰 도전을 받고 있으며, 또한 많은 변화를 겪고 있다.

몬트리올 의정서(Montreal Protocol)와 그 개정안에 의해 냉동공조분야 등에서 널리 사용되던 CFC(Chloro Fluoro Carbon)가 1996년부터 생산이 전면 금지되었고, HCFC(Hydro Chloro Fluoro Carbon)도 2030년까지 생산이 금지되게 되어 있다. 또한 최근에는 지구온난화(greenhouse effect) 문제가 제기되어 몬트리올 의정서에 이어서 새로운 국제협약인 교토의정서(The Kyoto Protocol)가 채택되어 지구온난화 가스(greenhouse gases) 방출에 대한 규제가 실질적으로 이루어지기 시작하였다. 1997년 12월, 150개

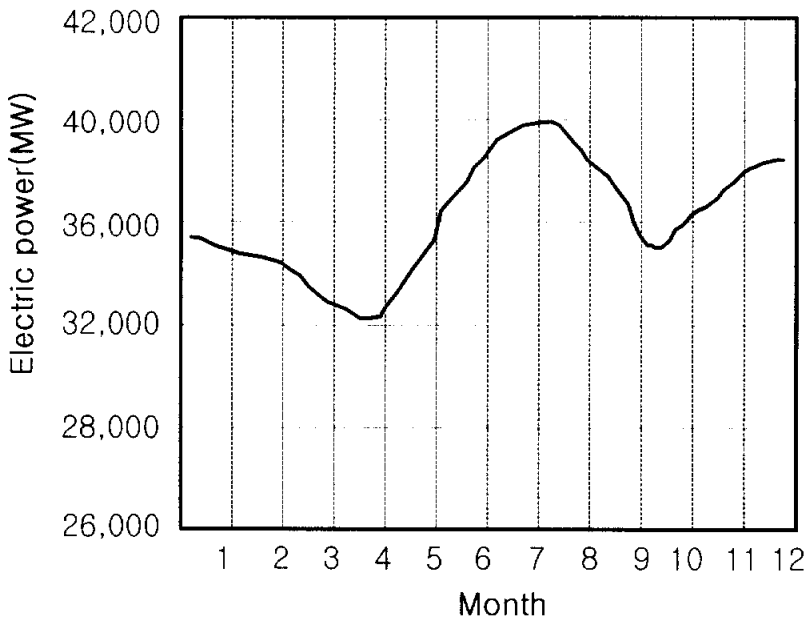


Fig. 1.1 Demand diagram of max electric power

국가들이 일본의 교토에 모여서 이산화탄소(CO₂)와 HFC(Hydro Fluoro Carbon)를 포함하는 여섯 가지의 지구 온난화가스 방출을 규제하기로 합의하였으며, 그 결과 2008년부터 2012년까지 지구온난화가스 방출량을 1990년 기준 5.2% 삭감하기로 결정하였다. Fig. 1.2는 교토의정서에 규정된 동 의정서 가입국들의 온실가스 방출량 삭감목표를 나타낸 것이다[3]. 우리 나라는 세계 제11위의 온실가스 배출국이며, 또 OECD 가입국임을 감안할 때 우리의 경제·사회적 능력범위 내에서 지구온난화 방지를 위한 국제사회의 노력에 적극 참여 필요가 있으며, 또한 국제사회로부터 동참을 계속 강요받고 있다. 온실가스 방출량과 에너지소비량과는 상호 밀접한 관계가 있다. 그러므로 에너지절약은 온실가스 방출량을 줄이는 한 방법이 될 수 있다.

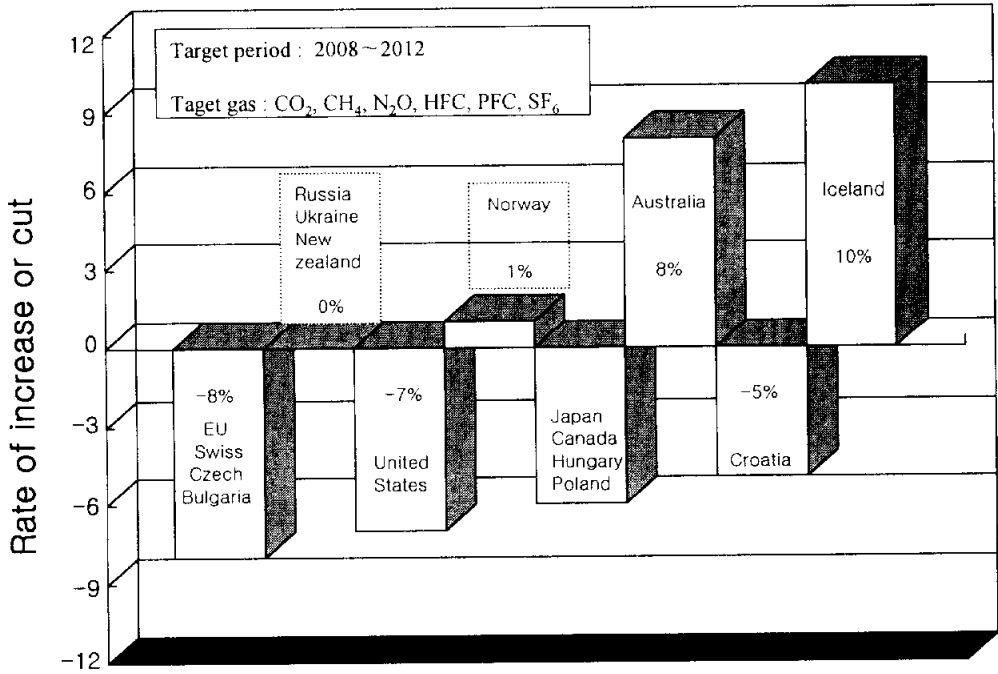


Fig. 1.2 Target of greenhouse gas emission reduce by Kyoto protocol

따라서 앞으로 냉동공조분야를 비롯한 관련 산업계에서는 지구환경문제와 관련하여 에너지절약이 큰 이슈로 대두될 전망이다.

최근 에너지 소비량은 계속 증가하고 있어 이에 따른 에너지 절약의 필요성이 절실히 요구되고 있다. 그러나 생활 수준의 향상으로 냉방용 전력 소비량이 매년 급증하고 있어 전력 예비율이 위험 수위에 다달아 공장 등 대규모 전기 수요처에 대한 제한 송전이 검토될 정도에 이르렀다.

이러한 문제점을 해결하는 방법으로 여름철 부하에 맞추어서 신규발전소를 증설하는 것은 1개의 발전소를 건설하는 기간이 7~8년 정도의 시간이

걸리고, 피크타임 이외에는 발전설비를 완전 가동시키지 못하므로 경제적으로 엄청난 투자비의 낭비를 가져오게 된다. 또한, 막대한 자본이 소요되는 대표적인 자본 집약적 설비산업일 뿐만 아니라, 저장이 곤란하다는 전기에너지의 특성 때문에 전력회사는 1년 중 전력소비가 가장 많은 시점의 수요를 감당할 수 있는 전력설비를 미리 확보해 두고 있어야 한다.

이러한 전력수요의 변화에 따라 여름철 주간에 일시적으로 발생하는 전력수요를 줄이기 위하여 전력수요가 적은 심야시간대의 수요를 증가시켜 전력설비를 효율적으로 이용할 수 있도록 하는 등 전기에너지가 가지는 단점을 보완하기 위하여 심야전력 요금제도가 1985년에 도입되게 되었다. 이와 같은 제도에 힘입어 전력수요가 적은 심야의 값싼 전력으로 냉동기를 가동하여 얼음이나 냉수를 만들어 저장하였다가 이를 낮 시간대 냉방에 이용할 수 있는 기능을 갖춘 시스템이 축냉시스템이며, 여기에는 수축열과 빙축열 시스템이 있다. 그러나 현행 심야전력을 이용한 빙축열 시스템은 중대형용으로 중소형 건물에는 설치가 곤란한 단점을 가지고 있다.

1.1.2 연구의 목적

전기는 빛과 열 그리고 각종 동력을 제공하는 생산재임과 동시에 일상생활을 영위하는데 없어서는 안될 필수 소비재로서 사용의 편리성과 쾌적성이 타 에너지원과 비교하여 월등히 우수하기 때문에 경제발전 및 생활 수준에 따라 전기소비량도 지속적으로 증가하고 있다.

전력의 수요는 생활습관, 일조시간, 기후조건, 산업경기 등에 따라 시시각각으로 변화하며, 우리 나라의 경우에는 Fig. 1.1과 같이 봄과 가을철에는 전력수요가 감소하고, 기온이 높은 여름철과 기온이 낮은 겨울철에는 전력

수요가 증가하는 경향을 나타내고 있다. 이것은 여름철의 경우에는 냉방, 겨울철에는 난방에 의한 원인 때문이다. 또한, Fig. 1.3과 같이 시간대별로는 산업 활동이 활발한 주간 시간대에 전력의 사용량이 급증하고, 특히 여름철의 경우에는 오후 3시경에 냉방용 전력 수요가 집중되어 피크를 이루게 된다.

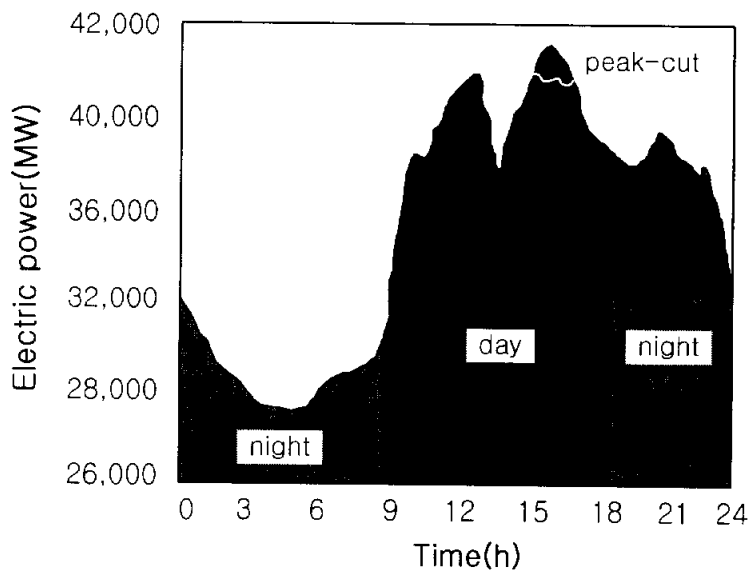


Fig. 1.3 Demand diagram of electric power by time

이러한 전력수요의 변화에 따라 여름철 주간에 일시적으로 발생되는 전력 수요를 줄이기 위하여 전력수요가 적은 심야시간대의 수요를 증가시켜 전력 설비를 효율적으로 이용할 수 있도록 하는 등 전기에너지가 가지는 단점을 보완하기 위하여 심야전력 요금제도가 1985년에 도입되게 되었다. 이와 같은 제도에 힘입어 전력수요가 적은 심야의 값싼 전력으로 냉동기를 가동하

여 얼음이나 냉수를 만들어 저장하였다가 이를 낮 시간대 냉방에 이용할 수 있는 기능을 갖춘 시스템이 축냉시스템이며, Fig. 1.4, 1.5는 이 제도에 따른 계절별 심야전력의 수요 변화와 시간대별 피크 경감에 따른 부하율을 나타낸다.

축냉식 냉방시스템은 보급 초기에는 신기술에 대한 부담으로 건물주나 설계자의 망설임도 없진 않았지만 한전과 정부의 적극적인 보급지원 정책과 공급회사들의 신기술 개발, 설계 사무소 등의 관심에 힘입어 지속적인 증가세를 나타내고 있다. 그러나 현행 심야전력을 이용한 빙축열 시스템은 중대형 냉방단독으로 대부분 대형 건물에 적용되고 있기 때문에 일반 주택이나 상점 등 중소형 건물에는 적용하기 곤란하여 축냉식 냉방설비의 보급시장은 대형 건물로 한정되어 있는 실정이었다. 따라서, 1999년 6월부터 Fig. 1.6과 같이 개별 냉방을 하는 일반주택 및 상점, 식당 등에도 적용이 가능한 소형 축냉식 냉방시스템이 개발·보급되기 시작하고 있고, 보급시장도 대형뿐만 아니라 개별 냉방용 중소형 건물까지 확대되어 향후 대폭적인 보급 신장이 이루어질 전망이다. 개발초기에 따른 여러 가지 문제점의 발생과 냉방단독 운전 등 개선할 분야가 많다. 그러므로 상대적으로 전력피크에 큰 영향을 미치고 있는 중소형 건물에 설치가 가능한 중소형 패키지형 빙축열 히트펌프 시스템의 개발이 절실하다. 따라서 본 연구는 심야의 값싼 전력을 이용하여 상대적으로 전력의 피크-컷에 기여하고, 전력소비가 많은 중소형 건물에 설치가 가능한 새로운 방식의 중소형 빙축열 시스템을 개발하기 위하여 시스템 구성 각 요소기술에 대한 최적설계 및 성능시험과 전체 시스템에 대한 냉난방 특성을 실험적으로 밝혀 새로운 방식의 냉난방 겸용 중소형 수중 하베스트형 빙축열 시스템 개발에 관한 기초 및 실질적인 자료를 제시하는 데 본 연구의 목적을 두었다.

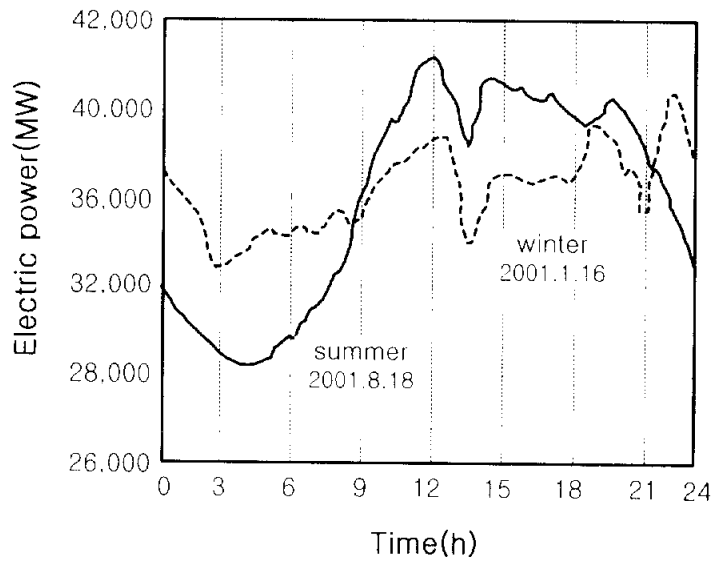


Fig. 1.4 Demand diagram of night electric power by season

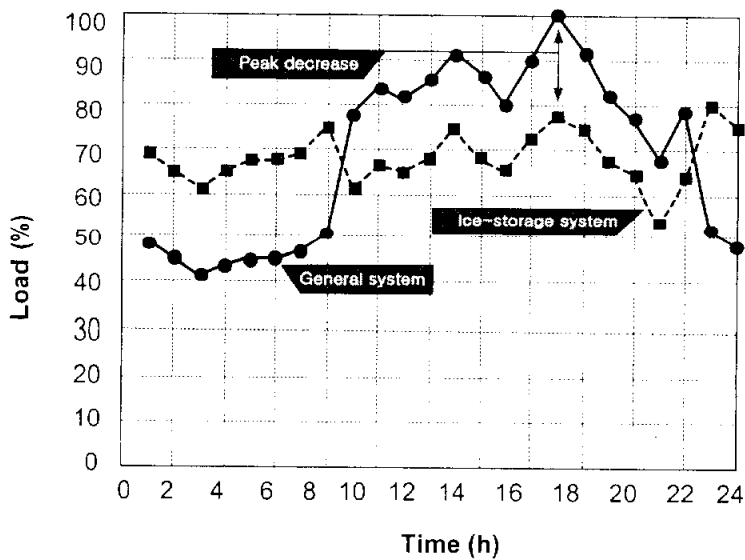


Fig. 1.5 Peak load ratio diagram by time

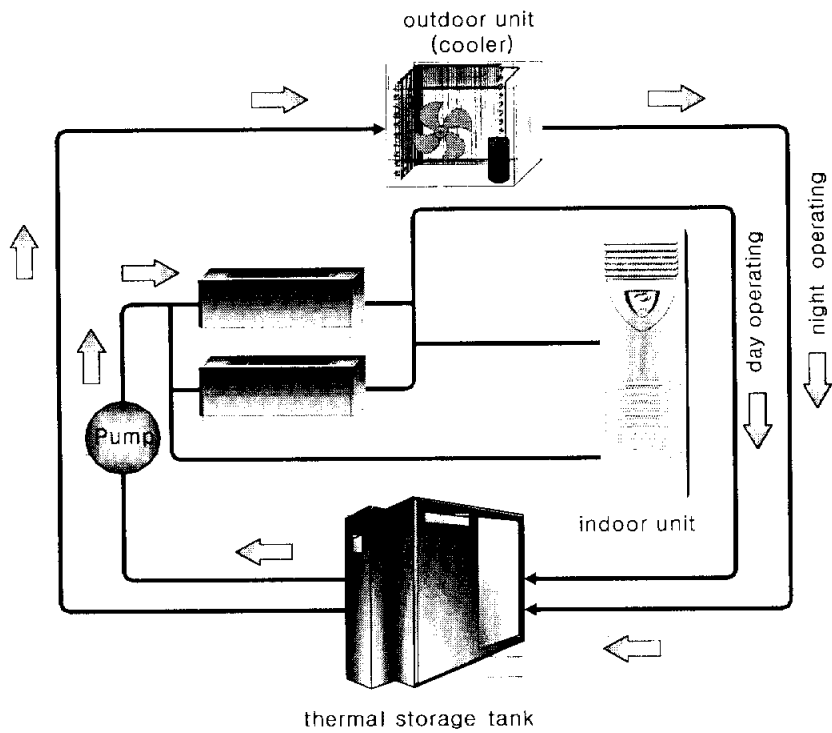


Fig. 1.6 Schematic diagram of small-sized accumulation of cold type air conditioning system

1.2 국내외 기술개발 및 연구 동향

1.2.1 국내외 기술개발 동향

전력사업은 막대한 자본이 소요되는 대표적인 자본집약적 설비산업일 뿐 아니라, 저장이 곤란하다는 전기에너지의 특성 때문에 전력회사는 1년 중 전력 소비가 가장 많은 시점의 수요를 감당할 수 있는 전력설비를 미리 확보해 두고 있어야 한다. 전력수요는 생활습관, 일조시간, 기후조건, 산업경기 등에 따라 시시각각 변화하는데 국내의 경우 기온이 온화한 봄철과 가을철에는 전력수요가 감소하고, 기온이 높아 냉방이 필요한 여름철과 기온이 낮아 난방이 필요한 겨울철에는 전력수요가 증가하는 경향을 보인다. 또한 시간대별로는 산업활동이 활발한 주간시간대에 전력사용이 급격히 증가하는데, 특히 여름철 오후 3시간에 냉방용 전력 수요가 집중되면서 년 중 최고치를 기록한다. 이러한 전력수요의 변화에 따라 여름철 주간에 일시적으로 발생하는 전력수요를 공급하기 위해 막대한 비용을 투입하여 전력설비를 건설해 놓아야 하는데 야간에는 전력수요가 떨어짐으로써 전력설비 이용률이 저하되어 전력공급원가가 상승하는 요인으로 작용하게 된다.

따라서 여름철 낮에 일시적으로 집중되는 전력수요를 심야시간대로 분산시키면 설비투자비 절감은 물론 전력수요가 적은 심야시간대의 수요가 증가하여 전력설비 이용률이 향상되는 일석이조의 효과를 거둘 수 있게 된다.

한전에서는 소비자의 전기에너지 서비스 욕구를 충족시키면서 합리적으로 전기를 사용하도록 유도하기 위해 여러 가지 전력수요관리 제도를 도입하여 운영하고 있는데, 그 중에서도 가장 대표적인 전력수요관리 제도가 심야전력 요금제도이다.

심야전력 요금제도는 주간에 집중되는 전력수요를 전기사용이 적은 심야 시간대로 분산시켜 설비투자비를 절감함과 동시에 심야시간대의 전력수요를 증대시켜 전력설비를 효율적으로 이용할 수 있도록 하는 등 전기에너지가 갖고 있는 취약점을 보완하기 위해 1985년에 만들어졌다.

이 제도는 밤 10시부터 아침 8시까지 전기를 공급받아 온열 또는 냉열 에너지로 만들어 저장하였다가 주간 및 저녁시간대에 냉난방에 활용하는 에너지 저장식 기기에 대하여 값싼 전기요금에 적용되는 제도이다.

심야전력을 이용하면 소비자는 냉난방 비용이 절감되어 경제적 이득을 얻을 수 있음은 물론 사용의 편리성과 쾌적성으로 삶의 질을 향상시킬 수 있고, 전력회사는 전력 부하의 평준화로 전기 공급 원가를 절감시킬 수 있으며, 국가적으로도 석유나 가스 등 고가의 수입에너지를 원자력과 같은 국산 에너지로 대체할 수 있어 에너지수입 비용 및 이산화탄소 배출량을 줄이는 효과를 거둘 수 있다.

그러나 최근에 유가가 급등하면서 기름보일러로 난방을 하던 가정에서 난방비 부담이 크게 늘어남에 따라 기름 보일러를 축열식 심야전기 보일러로 교체하는 사례가 증가하여 2000년도 10월부터 겨울철 심야시간대의 전력수요가 주간 및 저녁시간대의 수요를 상회하는 이상한 현상이 발생됨으로써, 난방용 심야전력 수요를 공급하기 위해 발전연료비 원가가 높은 침두부하용 발전소까지 가동해야 하는 상황이 발생되었다.

이에 따라 한전에서는 단기간에 급증하는 겨울철 심야전력 수요를 적절한 수준으로 조절하기 위해 축열식 난방·온수기에 대한 설치보조금 지원제도를 2000년 12월 31일로 중단하는 한편, 심야전력 외선공사비도 전액 면제에서 상시전력의 70% 수준을 고객이 부담토록 2001년 1월 15일부터 변경, 시행하고 있다.

그러나 심야시간대에 급격히 증가하는 전력수요는 겨울철 난방용 심야전력이며, 여름철에는 주야간 전력수요 격차가 여전히 심각한 상태이기 때문에 축냉식 냉방용 심야전력은 종전과 같이 계속 지원해 나갈 계획이다.

축냉식 냉방설비는 전력수요가 적은 심야시간대에 냉동기를 가동하여 얼음이나 냉수를 만들어 저장하였다가 이를 낮 시간대에 냉방에 이용할 수 있는 기능을 갖춘 에너지절약형 최신 냉방시스템으로 미국, 일본 등 선진국에서 많이 채택되고 있는 시스템이다.

축냉식 냉방설비를 설치하면 고객은 설치비의 일부를 무상으로 지원 받을 수 있을 뿐 아니라 심야시간대에 가동되는 전력에 대해서는 일반 전기요금의 1/4 수준인 값싼 심야전력 요금이 적용됨으로써 여름철 냉방비용이 획기적으로 절감되며, 전력회사는 여름철 낮 시간대에 집중되는 전력수요를 심야시간대로 분산시킴으로써 전력공급 원가를 낮출 수 있고, 국가적으로도 냉방에 필요한 에너지를 국산 에너지인 원자력 발전으로 충당할 수 있기 때문에 에너지 수입 비용 및 이산화탄소 배출량을 줄일 수 있는 등 소비자와 전력회사, 국가 모두에게 유리한 시스템이다.

축냉식 냉방시스템 보급 초기에는 신기술에 대한 부담으로 건물주나 설계자의 망설임도 없진 않았지만 한전과 정부의 적극적인 보급지원 정책과 공급회사의 신기술개발, 설계사무소의 관심 속에 지속적인 증가세를 보이고 있다.

2000년도에는 523개소에 42,957kW가 설치되는 등 2000년말 업무용 빌딩 296개소, 백화점·상업용 빌딩 56개소, 병원·호텔 54개소, 학교·도서관·연구시설 34개소, 교회·성당 등 종교시설 34개소, 전시장·스포츠센터 등 32개소, 주택·상점 538개소 등 업무용 건물에서부터 일반 단독주택에 이르기까지 총 1,044개소에 약 20만 6천kW가 설치되어 운전 중에 있다.

특히, 98년도에는 단일 건물로는 세계에서 가장 큰 규모인 것으로 알려지고 있는 축냉식 냉방설비가 서울 광진구에 소재한 테크노마트(연면적 257,852m²(78,000평) 축냉 설비용량 7,967(kW)에 설치되어 세계적인 관심의 대상이 되었다.

최근에는 실제 운전사례를 통한 시스템 운전상의 안전성, 신뢰성, 냉방부하 변동시의 속응성, 쾌적성과 더불어 탁월한 냉방비 절감효과가 전해지면서 대부분의 신축 빌딩이 축냉식 냉방설비의 도입을 계획하고 있는 것으로 알려지고 있다.

정부에서는 일정 규모 이상의 건물로서 중앙 집중식 냉방설비를 설치할 경우에는 해당 건축물에 소요되는 주간 최대 냉방부하의 60% 이상을 축냉식 또는 가스식 냉방 설비로 설치하도록 의무화하고 있다. 이에 따라 신축, 개축, 재 건축되는 건물 중 연면적 합계가 1m²이상 중앙 집중식 냉방설비 설치 건축물, 3천m²이상 업무시설과 판매시설 및 연구소, 2천 m²이상 숙박시설·기숙사·유스호스텔·병원, 1천 m²이상의 목욕탕과 실내 수영장 등은 의무적으로 축냉식 또는 가스식 냉방설비를 설치해야 한다.

축냉식 냉방설비를 설치하는 고객에 대해서는 저리의 설치비를 융자해 주고 있다. 융자범위는 소요자금의 90% 이내로서 동일 건물당 10억원까지이며, 연리 5.23%, 3년 거치 5년 분할 상환조건이다.

설비용량 30kW 이상의 축냉설비를 설치하는 고객은 투자액의 10%에 해당하는 금액을 법인세 또는 소득세에서 공제 받을 수 있다.

한전은 축냉식 냉방설비를 설치하는 고객에게는 침투 감소 전력에 따라 설치비의 일부를 무상지원하고 있다.

축냉식 냉방시스템은 일반 전기식보다 시스템이 다소 복잡하여 기술습득 및 설계에 추가적인 인력과 시간이 소요된다. 이에 따라 한전에서는 축냉식

냉방설비를 설치토록 설계에 반영한 설비설계사무소에 대해서는 설치비 무상 지원금의 5%를 설계장려금으로 지급하고 있다.

한국전력이 인정한 축냉식 냉방설비를 설치하는 고객은 값싼 심야전력 요금을 적용 받을 수 있는데, 축열률이 100%인 전 축열식 냉방설비는 심야전력(갑)을 적용 받을 수 있고, 축열률 40%-99%까지의 부분 축열식 냉방설비는 심야전력(을) 요금을 적용 받을 수 있다.

심야전력(갑)은 기본요금 없이 사용량 요금단가도 매우 저렴(23.2원/kWh)한 대신 밤 22:00부터 다음날 08:00까지 10시간만 전기가 공급되고, 그 외의 시간에는 전기공급이 중지된다. 반면 심야전력(을)은 24시간내 내 전기가 공급되는 대신 기본요금이 적용되고 심야시간대(22:00-08:00)에는 26.2원/kWh, 그 외의 시간대에는 76.8원/kWh의 사용량 요금단가가 적용된다. 그러나 심야전력(을)의 기본요금은 냉방을 하지 않은 달에 일반용 전력 기본요금(6,210원/kWh)의 10%인 620원/kWh만 부담하면 된다. 따라서 심야전력(을)은 주간시간대 냉동기 가동이 적어지도록 심야시간대에 냉동기 가동량을 늘리는 등 운영의 묘를 발휘하면 연평균 60-70% 이상 전기요금 절감효과를 거둘 수 있다[4-7].

국외의 빙축열에 관한 연구는 수년전부터 시작되어 오고 있으며, 빙축열 시스템에 관한 각 요소기술 즉, 냉열 발생기술, 제빙기술, 얼음 반송기술, 채냉열 기술, 제어제측 및 부하예상 기술 등에 관한 지속적인 투자와 연구가 병행되고 있다. 특히, 최근에는 냉난방 겸용 빙축열 히트펌프 시스템에 관한 연구로서 새로운 축열매체 개발 및 시스템 소형화와 콤팩트화에 활발한 연구가 진행되고 있다.

미국의 경우는 주로 식품 가공산업분야에서 시작되어 1980년대 초에 최초로 공조용으로 도입하였으며, 현재 빙축열 분야의 중주국으로 전세계 시

장에서 마케팅과 라이선스 생산을 하고 있고, 빙축열 회사는 21개, 수축열은 9개 회사가 시장에 참여하고 있다. 특히, 미국은 전력연구소 주관하에 Thermal storage application research center를 설립하여 빙축열 관련 연구, 개발, 평가를 수행하고 있다.

일본은 우리 나라와 유사하게 미국의 빙축열 회사가 거의 일본에 진출해 있으나, 일본 순수 국내모델도 많이 개발되어 미국보다 훨씬 많은 40여 회사가 사업 중에 있다.

유럽은 기후의 특성상 공조시스템 분야보다는 주로 식품가공 분야의 냉동냉장에 이용되고 있는 실정이다. 프랑스의 CRISTOPIA와 독일의 INTEGRAL 등이 대표적인 회사이다.

중국 및 동남아시아는 아직 신규 발전소의 수요 급증과 더불어 아직은 도입기에 있으며, 그 시장규모는 급속히 늘어날 것으로 전망된다.

일본에서는 1974년초와 1980년초의 유류 파동으로 인한 일시적 전력수요의 함몰이후, 석유의존으로부터의 탈피 및 원자력 전원개발, 발전소의 열효율 향상, 그리고 송배전 손실을 저하의 노력으로 1984년에 처음으로 동경전력(주)에서 야간전력 이용요금의 개정을 실시한 이래, 점차 확대 실시되었다. 그러나 이러한 전력사정의 변화에도 불구하고 설비가동률의 저하로 전력이용에 차질이 빚고 있는데 그 최대 원인이 전력수요의 심각한 격차를 일으키는 여름철 냉방 수요의 증가에 이를 고려, 전력회사가 축열식 공조시스템의 개발을 행하고, 보급, 촉진시키므로써 발전설비 가동률의 향상 및 전력의 안정 공급을 도모하고자 하였다.

일본에서의 최근 10여년 동안에 걸친 전력수요는 거품 경제시기를 제외하고는 안정된 신장을 보이고 있다. 한편, 열부하율은 1990년도 이후 점점 감소하는 추세에 있다. 그 원인으로서는 가정용 에어컨 및 오피스 건물의 냉방

공조설비 보급증대에 의한 냉방수요의 증대, 생활 수준향상에 따른 민간 소비전력비율 향상, 그리고 소재형 산업구조에서 가공조립형 산업구조로의 변화 등을 들 수 있다. 이를 개선하기 위해 1997년에 총합에너지 대책 추진 각료회의를 통해 부하평준화 대책이 발표되었고 그 내용 중 냉수 방식만이 축열식 공조로 되어 있던 현행 기준에 빙축열 방식을 추가함으로써 정부차원에서의 적극적인 참여가 이루어 졌다. 현재 일본 내에서는 40종 이상의 다양한 빙축열 시스템이 개발되어 있으며 특히 1992년경부터 빙축열의 도입건수가 급격히 증대하였다.

미국에서 빙축열 시스템은 1930년경 교회 및 극장등의 건물과 우유의 냉장 등 낙농업계에 적용되었다. 이 시기에는 냉방부하가 집중되는 시스템의 시설을 작게 함으로써 주로 설비비의 경감을 목적으로 하였다. 그러나 저가의 냉동기기가 개발되자 특수용도 외에는 사용되지 않았다.

하지만 미국에서도 주간에 있어서 냉방부하의 피크를 줄이기 위하여 전력회사들이 시간대별 전력요금을 설정하고 특히, 여름의 피크 부하가 큰 남부의 전력회사들이 축열에 의한 전력의 저감에 대하여 장려금을 지급하기도 하였다.

이러한 정책에 따라 1980년경부터 다시 축열시스템이 채택되기 시작하였다. 미국에 있어서 본격적인 빙축열의 연구로서는 현재의 빙축열 시스템의 기본이 된 Oak Ridge 국립연구소에서 행한 Ice maker-heat pump의 연구가 있다. 이는 연간 사이클 에너지 시스템의 개발을 위한 것으로 브라인 냉각기를 사용한 관외 착빙 방식과 빙박리 방식이 연구되었다.

미국에서는 지난 2000년 발생했던 캘리포니아주의 정전사태는 충격을 가져다 준 사건이 있었다. 북미전기신뢰협의회(NERC)는 2000년 6월~9월 사이에도 총 260시간의 단전 조치가 있을 것으로 내다보고 있으며 절전 대책

을 위해 전기요금의 인상 등을 대안으로 내놓고 있다. 이는 전력 공급의 부족이 근본적인 이유이기는 하나 에너지 과소비국으로서의 미국이 에너지의 효율적 이용 면에서 개선이 늦어지고 있음을 보여준다.

축열 시스템은 이미 여러 차례에 걸친 시뮬레이션을 통하여 에너지 절약 및 CO₂ 배출의 절감 효과가 크다고 평가되었다. 미국에서 빙축열 시스템은 1975년경부터 연구개발이 시작되었다. 당시는 비효율적이기는 하나 건물전체를 냉장고로 간주한 엄청난 규모의 냉동시스템이 활발하게 만들어졌었고 이를 대체하기 위한 방식으로 설치되기 시작하였다. 그러나 현재에는 100%까지 제빙이 가능한 원형탱크를 나열한 브라인 순환방식 시스템이 주류를 이루고 있다. 불과 20년 전까지만 해도 수축열 시스템이 축열 시스템 가운데 상당수를 차지하고 있었으나 1995년도 당시 미국의 축열 시스템 가운데 약 87%를 빙축열이 점유하였고 빙축열 시스템의 보급률의 급성장을 알 수 있다.

덴마크에서는 1998년에 아이스 슬러리 센터가 설립된 이래 Grundfos, tt-coil, Swep, Texaco, Georg Fisher, Hans Buch, Sunwell 그리고 덴마크 기술 연구소로 그룹을 구성하여 아이스 슬러리에 관한 제반 열물성 및 발생 장치에 관한 연구를 수행 중이다. 각 업체의 기술적인 노하우에 의하면 초기 개발 단계에서는 아이스 슬러리 발생기, 원심펌프, 원통-관식 열교환기, 핀부착 튜브식 열교환기, 플레이트식 열교환기, 부식 억제제와 첨가제, 플라스틱관 및 측정장치를 포함시키고 있다. 이를 바탕으로 덴마크 기술연구소에서는 가동부가 없는 아이스 슬러리 발생기를 개발하였다. 즉, 특수한 첨가물이 들어 있는 슬러리와 특수처리된 열교환기의 표면이 기술의 주요 내용이라 할 수 있다. 이미 언급한 제조자 이외에도 육류 연구소, 어업협회 등의 잠재력을 갖고 있는 사용자 그룹들이 아이스 슬러리 센터와 연

결되어 있고 음식물 첨가제 회사, 알코올, 개별 가열 및 냉각장치를 위한 기성절연관 등을 전문으로 하는 옴서버들에 의해 한층 높은 기술적 지원을 받고 있다. 아이스 슬러리를 이용하는 상업용 냉동시스템의 경우 덴마크에서는 전기와 냉동기 등의 비용이 현재 시장에서 비교적 고가인 아이스 슬러리 발생기로 할 경우 3~4년의 회수 년수를 보이고 있으며, 가동부분이 없는 아이스 슬러리 발생기를 사용하게 되면 초기비용을 약 50% 절감하게 되어 회수 년수를 1년 이상 앞당길 수 있다고 전망하고 있다.

중국의 발전율은 해마다 1200만 kW씩 증가하고 있으며, 총 발전 용량은 약 3억 kW이며, 전력부족의 이유로 전력 보급망의 낮은 부하율을 들 수 있으나 본토 연안지역의 경제발전에 따른 전력소모의 급격한 증가로 인해 첨두부하와 오프피크부하의 격차가 매우 높아진 것이 결정적 이유라 할 수 있다. 이를 개선하기 위해 중국 정부에서는 5년에 걸쳐 전력부하의 이동을 계획하고 있고, 약 3만~5만 kW의 부하이동을 축열 시스템으로 할당하려고 하고 있다. 빙축열 시스템은 1990년대 초에 도입되어 보급률은 아직 미미한 상황이나 최근 들어 축열 관련 프로젝트가 급증하고 있다. 빙축열 유형별로는 캡슐형이 전체의 약 57%를 점유하고 있고 그 나머지는 완전제빙형, 관외제빙형, 수축열, 동적제빙형 그리고 공융염 등의 순으로 되고 있다. 이와 같이 중국에서는 축열 시스템의 보급이 우선 과제로 인식되고 있으며 중국실정에 맞는 선진기술 도입을 위해 연계 벤처를 수입하거나 설립할 것으로 알려져 있다.

1.2.2 종래의 연구

김영인 등[8]은 빙축열조 내부의 열적 유동 특성 해석에 영향을 미치는 인자들에 대한 실험을 수행한 결과 빙축열조의 성층화를 촉진시킴으로써 빙축열조 성능을 향상시킬 수 있고 빙축열조 성능에 가장 큰 영향을 주는 것은 순환수 유입온도라고 제안하였다.

이희찬[9]은 관외 착빙형 시스템의 설계 기초자료로서 제빙이 진행됨에 따라 필요한 열량 계산을 얼음의 반경과 유출입 온도차로부터 구하였으며, 민정기 등[10]은 관외 착빙형 축냉 시스템의 수치해석을 수행하여 열교환 효율이 현열 구간에서 상승하여 잠열 초기에 최대를 나타낸 후 다시 감소함을 밝혔으며, 냉각 유체의 유량, 얼음 두께, 유입 온도 등을 변수로 하여 축냉량, 축냉 시간 등 시스템 성능에 관한 연구를 수행하였다. 그리고 김태일, 김기현[11]은 상변화 물질의 유효 열전도 계수를 높이기 위해 여러 겹의 구리망을 사용한 실험을 수행하여 구리 망 수가 증가할수록 전도 열전달은 향상되나 대류작용은 억제된다는 결과를 발표하였다.

Bathelt[12]는 수직관 주위에서의 응고에 관한 실험을 수행하여 응고층 성장에 어떤 한계가 존재한다는 것을 규명하였으며, 응고율이 감소하면서 응고과정이 종료되는 것은 상변화를 이용하는 열저장 장치에서의 열전달을 저해시키므로 응고과정에서 열전달을 향상시키는 방법이 강구되어야 함을 제안하였다.

A.G. Bathelt와 R. Viskanta[13]는 응고와 용융시 흰의 효과에 대한 정성적인 연구를 수행하여 흰의 사용은 응고시 보다 용융시 더 큰 효과를 가지며 흰을 부착함으로써 인한 열전달의 증대는 응고층이 얇을 때에 최고였으며 응고층이 두꺼워짐에 따라 감소한다는 결과를 제시하였다.

B. Kalhori, S. Ramadhyani[14]는 수직원통형 축열조에서 흰이 있을 경우와 없을 경우의 응고실험을 수행하여 응고영역의 과냉도가 열전달에 미치는 영향이 흰을 부착함으로써 상대적으로 감소함을 확인하였다. 그리고 M. Yamaha[15]는 관외 착빙형 빙축열조의 해설 모델과 빙축열조 효율향상에 관한 연구에서 입력조건에 대한 출구에서의 응답 특성의 영향과 빙축열조 내 교반에 의한 영향에 대하여 빙축열조 효율 추정표를 제시하였다.

Chie-Li Chen과 Tzong-Shing Lee[16]는 수평원통형 축열조에서 물의 응고 과정시 발생하는 중요한 문제인 과냉에 대하여, 냉각유체의 온도가 낮을수록 빙 핵의 발생빈도가 높아지고, 물의 저장용기가 클수록 빙 핵의 온도가 높아진다고 보고하였다. 또한 빙축열 공조시스템에서 에너지효율 측면에서 볼 때, 과냉시간과 과냉도를 최소화하고 냉각효과를 향상시키는 것이 중요하다고 결론을 도출하였다.

이운표 등[17]은 직접 접촉식을 이용한 빙축열 시스템의 저장성능을 간접 접촉식 빙축열 시스템에서의 저장성능과 비교하여 축열성능은 직접 접촉식에서 더 우수하고 직접 접촉식 빙축열 방식은 순환 냉매량에 비례하여 제빙능력을 선형적으로 증가시킬 수 있으며, 순수 물의 결빙온도보다 높은 온도에서 형성되는 수화물을 이용한 빙축열 방식은 증발기 온도를 상승시킬 수 있어서 전체 해빙과정의 성적계수를 향상시킨다고 하였다. 또한 직접 접촉식 빙축열 시스템의 경우 응축기의 냉각제 온도를 낮춤으로써 축열과정 시간을 단축시키고 축열성능도 향상된다고 하였다.

R.A.Brewster와 B.Gebhart[18]는 직육면체형 용기 내에서 물이 수면에서 바닥으로 응고할 때, 액상 내에서 자연대류 유동현상을 고찰하였으며, 물의 응고과정 중 전열저항의 증가를 줄이기 위해 축열조 내부의 전열면에 흰을 설치한 후 축열성능과 효율적인 흰의 피치에 대하여 실험과 수치해석

적인 방법을 수행하였다.

Juanfeng Wang, Guangming Chen 등[19]은 균질 상변화 과정에 대하여 이론적으로 연구하였으며, 기존의 상변화 과정에 비해서 상변화 과정에 걸리는 시간이 단축된다는 것을 밝혔다. 그리고 Alex H. W. Lee와 Jerold W. Jones[20]는 관외 착빙형 축열시스템의 제빙 모드와 방열 모드를 이용하여 표준 분석 모델을 발전시켰으며, 냉각 충전모델의 결과는 빙축열 시스템에서의 얼음의 부피와 냉각충전율에 기인한다는 것을 확인하였다.

T. Hirata와 H.Matsui[21]는 항온으로 냉각된 원관들을 일렬로 배열한 후 그 주위로 작동유체를 흐르게 하는 응고실험을 수행하여 상경계면의 형상, 상경계면에서의 국부 Nusselt 수 등을 실험적으로 구하였다.

이 외에 저온 잠열 축열을 위한 빙축열 시스템에 대한 기존의 연구들은 주로 시스템의 일부분만을 고려한 테스트 섹션 내에서의 응고 및 용융실험 시 나타나는 상변화물질의 온도 특성 및 초기온도, 작동유체의 유입방향, 환형상 등 실험조건을 달리 하였을 경우 이에 따른 축열량의 변화, 응고형상 및 축열조내 온도분포 등에 관한 연구가 수행되어 왔다.

홍성안 등[22]은 빙축열의 문제점인 물의 과냉각을 억제 또는 제거하기 위하여 고흡수성 고분자를 조핵제로 사용하는 방법이 고안되었다. 이 연구에서는 축열재인 물을 25℃에서 -12℃로 냉각시킨 결과, 순수한 물의 경우 샘플 중 25%의 샘플은 전혀 결빙되지 않았으며, 나머지 얼음이 생성된 샘플의 경우도 평균 9.8℃의 과냉각을 보인 반면, 조핵제가 첨가된 경우 35%가 전혀 과냉각을 보이지 않았으며, 과냉각이 일어난 샘플의 평균과 냉각온도 역시 현저히 감소되었다. 또한, 0.5wt%의 고흡수성 고분자가 첨가된 축열재를 사용하여 캡슐타입으로 제작한 축열조에서 열전달 실험을 실시한 결과 과냉각은 전혀 관찰되지 않았으며, 이로 인하여 순수물을 축열재로 사용

하는 경우보다 축열속도가 증가하였다. 이상의 결과로부터 고흡수성 고분자가 빙축열 시스템의 조핵제로 사용될 수 있음을 확인하였다.

이경호 등[23]은 캡슐형 빙축열조에 대한 1차원 모델을 이용하여 빙축열조의 설계 파라메타의 하나인 IPT, 방냉시 운전 조건으로서 빙축열조의 입구 브라인의 온도, 브라인의 유량을 파라메타로 하여 축냉 및 방냉과정에 대한 특성을 수치계산 결과로서 분석하였다. 또한, 이경호 등[24]은 빙캡슐형 빙축열조에 대하여 브라인의 유동방향에 대해서만 빙축열조의 상태가 변화는 것으로 가정한 1차원적인 빙축열조의 모델링과 실제 1200ton/h 용량의 빙축열조로부터 측정한 축냉 및 방냉과정의 성능을 계산결과와 비교함으로써 모델의 유효성을 검증하였다.

이상엽 등[25]은 정적 제빙형 간접 접촉 방식인 빙축열조내 ice-ball 캡슐의 공간율이 축열 성능에 미치는 영향을 집중 열용량법으로 이론적으로 해석하였다.

한도영 등[26]은 전부하 축열방식 빙축열 냉방 시스템의 결빙시 최적제어 알고리즘으로 결빙시 냉동기 출구온도 설정 알고리즘과 냉동기 용량 제어 알고리즘을 개발하였으며 유효성을 확인하였다.

서인호 등[27]은 상변화 물질로 물을 사용하고, 알루미늄 환이 부착된 10개의 튜브 내에 브라인을 통과시킴으로서 열을 회수하는 냉열잠열 축열조를 제작하고, 실험에 의하여 축열조에 PCM의 온도(5℃, 9℃, 14℃) 및 작동유체의 온도(-6℃, -4℃)를 변화시켰을 때, 최대 열전달량을 예측하였고, 축열조 내 다섯 지점의 높이($h/H=0.02$, $h/H=0.49$, $h/H=0.98$)에 따른 PCM의 온도 변화 및 응고시 축열조 내의 온도 분포를 파악하였다.

이대영 등[28]은 성능실험에 근거한 냉동기와 빙축열조의 열적특성을 고려하여 빙축열 시스템의 운전 시뮬레이션 프로그램을 작성하였으며, 빙축열

시스템의 실제 운전결과와 비교하여 시뮬레이션의 정확성을 검증하였다.

이준영 등[29]은 얼음의 부피 팽창을 고려하는 내향 응고 실험을 통하여 수평 원통 내에 물과의 체적비가 0.50, 0.91로 각각 봉입한 후 물의 과열 온도와 벽면 냉각온도를 각각 변화시키면서 내향 응고 시켰을 경우 시간에 따른 상변화 물질의 평균온도, 상경계면의 형상, 응고율, 응고에너지 등을 실험적으로 구하여 이를 비교, 검토하였다.

장홍순 등[30]은 수평 원통형 빙축열조 내에 채워진 얼음의 부양 및 부피가 축소되면서 내향 용융될 때 얼음의 체적비를 0.0545, 1.00로 채운 후 얼음의 초기온도와 벽면 가열온도를 각각 변화시키면서 내향 용융 시켰을 경우 시간경과에 따른 상변화 물질의 용융현상, 용융율 등을 실험적으로 구하여 비교, 검토하였다.

김동환 등[31]은 수직 원통형 빙축열조 내에 상변화 물질로서 순수한 물을 -10°C 의 초기 과냉온도로 응고시킨 후 작동유체의 입구 온도를 7°C , 4°C , 10°C 로 작동유체의 유입방향을 상향과 하향으로 각각 변화시키면서 외향 용융시켰을 경우, 시간에 따른 축열물질의 온도분포, 상경계면의 형상, 용융율, 용융 에너지를 실험적으로 구하여 이를 비교 검토하였다.

김영기 등[32]은 수직 다발관 형태의 실험용 저온 잠열 축열시스템을 제작한 후 냉각 유체의 유입방향 변화와 상변화 물질의 초기 온도 변화에 따른 축열 성능 실험을 수행하여 빙축열 탱크내 상변화 물질의 응고과정시 열 전달 특성과 열저장 성능 등을 규명함으로서 고효율의 저온 잠열 축열 시스템 개발에 필요한 기초 자료를 제시하였다. 또한, 이경호 등[33]은 일정 방냉량 방식 축열 우선제어를 수정하여 냉방부하를 보다 안정적으로 공급할 수 있는 기존 방냉량 방식을 제안하였으며, 또한 운전 제어기법에 따른 최소 냉동기 용량을 검토하여 용량이 너무 커지거나 작아지지 않도록 할 수

있는 최적 설계에 필요한 기초자료를 제공하였다.

이경호 등[34]은 많이 사용되고 있는 냉동기 우선 운전 및 빙축열조 우선의 두가지 운전제어 방식을 고려한 1주일 간의 운전 시뮬레이션에 대한 계산을 수행하여 에너지 비용을 검토하였다.

최영문 등[35]은 한전에서 제시한 빙축열 설비의 성능 시험 기준을 적용하여 아이스 볼 형 빙축열 시스템의 성능 시험을 수행하였다.

김기덕 등[36]은 빙축열 냉방 시스템의 여러 가지 방법 중에서 심야의 냉방 부하가 부과되는 건물의 경우 직접 해빙방식 빙축열 냉방 시스템을 도입하여 심야의 냉방부하에 대응하고, 저온의 작동 유체를 얻어냄으로서 냉방효율의 개선에 대하여 그 설계 방법과 일반적인 냉방부하를 포함하고 있는 건물을 냉방을 위해 간접 해빙 방식을 채택하여 설계하고, 해빙 운전하는 간접해빙 방식의 설계 및 운전 방법 및 특성을 파악하였다.

황인주 등[37]은 공동주택의 빙축열 냉방시스템을 도입하는 경우의 시스템 설계자료 및 적용방안을 도출하기 위하여 실증시스템을 설치하고 실험을 수행하였으며, 냉방부하 패턴이 공동주택의 냉방시스템 설계용 부하패턴으로 유용하게 활용 될 수 있음을 보였고, 실내 냉방기기의 크기를 소형화하고 냉기류의 형성을 최대한 억제할 수 있는 기기 및 시스템의 개발과 적용단지 내에서 합리적인 요금 체계가 필요하였으며, 주택의 경우에는 심야시간대에도 상당히 큰 냉방 부하가 존재하므로 별도의 냉방시스템을 구성하지 않아도 냉방을 수행할 수 있도록 제도적인 보완이 있어야 함을 확인하였다.

한도영 등[38]은 빙축열 냉방 시스템의 각 구성요소에 대한 효과적인 동적 모델을 개발한 후 이를 사용하여 시뮬레이션 프로그램을 개발하였으며, 동적 시뮬레이션 프로그램이 빙축열 냉방 시스템의 최적제어 알고리즘 개발을 위해 효과적으로 사용 될 수 있음을 확인하였다.

이경호 등[39]은 캡슐형 빙축열조에 대하여 브라인의 유동방향에 대해서만 빙축열조의 상태가 변화하는 것으로 가정한 1차원적인 빙축열조 모델링에 대하여 연구하였으며, 빙축열조 모델에 의한 성능예측 결과를 검증하기 위하여 실제 상업용으로 설치된 1200ton/h 용량의 빙축열조로부터 계측하 축냉 및 방냉과정의 성능을 계산결과와 비교하였다.

정성훈 등[40]은 이론적인 접근을 통하여 변동하는 냉방부하에 대한 운전 비용이 최소가 되는 냉동기의 최적 운전율을 구하였으며, 새로운 운전방식을 제안하였다. 이 연구에서 새로운 운전방식을 적용한 빙축열 시스템의 냉동기 소요 용량이 냉동기 우선 방식보다 큰 것은 축열조 기준 방냉률의 결정에 매우 엄격한 조건을 적용하였기 때문에 냉방부하의 주간 변동 패턴에 대한 면밀한 검토를 통하여 냉동기의 소요용량이 작아지도록 하면 모든 부하 범위에서 운전비용이 최소화 될 것으로 예상되며, 이에 대한 추가적인 연구가 기대 된다.

최인수 등[41-44]는 동적 빙축열 시스템인 하베스트형에 있어 빙 제조 방식을 기존 방식과 달리, 축열조 내의 하부에 직사각형의 증발관을 설치하여 조 내의 물 속에서 빙을 제조하고, 핫가스에 의해 탈빙하여 부력에 의해 상부로 띄워 저장하는 새로운 방식을 이용하여 각종 운전 조건 변화에 따른 시스템의 성능 특성을 실험적으로 밝혔다.

1.3 논문의 구성

본 논문은 심야의 값싼 전력을 이용하여 전력의 피크-컷에 기여하고, 상대적으로 냉난방 전력소비가 많은 중소형 건물에 설치가 가능한 새로운 방식의 중소형 냉난방 겸용 수중 하베스트형 빙축열 시스템 개발을 위한 기초 및 실질적인 자료 제공에 연구의 목적이 있다.

본 논문은 총 5개 장으로 이루어져 있으며 각 장의 개요는 다음과 같으며, Fig. 1.7에 본 논문의 전체적인 구성을 나타내었다.

먼저, 제 1장에서는 빙축열 시스템에 관한 연구가 수행되어야 하는 연구의 배경과 목적 및 필요성을 밝혔으며, 또한 빙축열 시스템에 대한 국내의 기술개발 동향 및 종래 연구에 대하여 조사하였다.

제 2장에서는 빙축열 냉난방 시스템을 각 방식별로 특징에 따라 분류하였으며, 각 방식에 있어서 특징, 장단점 및 개략적인 시스템 구성도를 제시하여 빙축열 시스템의 원리와 방법을 이해할 수 있도록 하였다. 그리고 본 연구의 주요 대상인 수중 빙 제조방식을 적용한 하베스트형 빙축열 시스템의 원리와 방법을 기존 하베스트형 빙축열 시스템과 비교하여 제시하였다.

제 3장에서는 수중 하베스트형 빙축열 시스템의 축열시와 방열시 축열조 내의 열특성 및 시스템의 특성을 실험적으로 밝히기 위한 실험 장치와 실험 방법을 나타내었으며, 또한 히트펌프 운전시의 축열과 방열특성을 규명하기 위한 실험장치 및 실험 방법에 대하여 기술하였다.

다음으로 제 4장에서는 축냉시와 방냉시 축열조 내의 열특성을 실험적으로 밝혀 시스템 최적화 및 성능향상에 대한 기초 자료를 제공하고자 하였다. 실험은 증발기 입구 냉매온도를 파라미터로 하였으며, 제상운전인 탈빙 설정 온도는 증발기 출구측 온도를 일정온도로 설정하여 수행하였다. 그리고, 상기의 파라미터를 대상으로 축냉시 및 방냉시 축열조 내의 수평 및 수직별 온도분포를 파악하였으며, 방냉시 부하측을 순환하는 냉수의 입출구 온도 및 냉수량에 따른 방냉량 특성을 평가하였다.

그리고 각 조건변화에 따른 축냉시 장치의 특성을 실험적으로 밝혀 시스템 최적화 및 성능향상에 대한 기초 자료를 제공하고자 하였으며, 실험은 증발기 입구 냉매온도, 제상설정 온도 및 제상운전 시간을 파라미터로 하였다. 이 부분에서는 각 운전조건변화에 따른 압축기 입출구 온도변화, 증발압력 및 응축압력의 변화, 압축기 소요동력의 변화, 응축열량의 변화, 냉동능력 및 성능계수의 변화를 파악하여 시스템의 운전특성을 분석하였다.

다음으로는 2RT급 파이롯(pilot)규모 시스템에 있어서 기존의 하베스트 방식과 새로운 방식인 수중 빙 제조방식을 적용한 개발 시스템을 동일한 장치에 적용하여 축·방냉시 시스템의 열특성과 성능특성을 실험적으로 비교하여 그 차이를 분석 정리하였다.

마지막으로 동일한 실험장치를 대상으로 난방의 타당성을 확인하기 위하여 히트펌프 실험을 실시하였다. 히트펌프 실험에서는 축열조 내의 축열매체를 물과 열저장 매체를 주입하였을 때를 대상으로 각각 축열시와 방열시에 있어 비교 실험을 실시하여 히트펌프 시스템의 가능성 및 열매체 주입시와의 차이점을 정리하였다.

마지막 제 5장에서는 이상의 결과들을 종합 정리하여 본 논문의 최종 결론을 도출하였다.

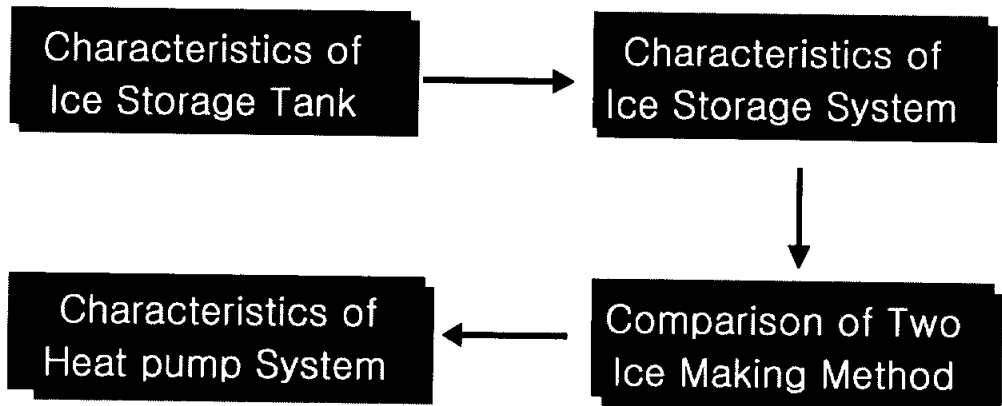


Fig. 1.7 Outline of this study

제 2 장 하베스트형 빙축열 시스템의 특성

2.1 빙축열 시스템의 분류 및 특징

빙축열 냉방 시스템의 분류는 사용목적, 냉각방법, 온도, 축열 정도 등 많은 방법이 있으며, 제품형태에 따라 분류하면 Table 2.1과 같다.

Table 2.1 Description of ice storage system

Time	Type	Form		Thermal storage material/refrigerant
First generation	Static type	Ice-on-coil	Outside fusing	Water/(H)CFC
			Inside fusing	Water/(H)CFC
		Capsule	Ball	Water/(H)CFC
			Plate	Water · Eutetic Salt/(H)CFC
Second generation	Dynamic type	Harvest	Harvest	Water/(H)CFC
Third generation	Dynamic type	Slurry	Evaporating plate	Water/(H)CFC, Ammonia
			Vacuum chamber	Water/water
			Subcooling	Water/(H)CFC

2.1.1 정적 제빙 방식

정적 제빙형은 열교환기 표면에 접촉되는 물을 열교환기 벽면을 통하여 간접적으로 냉각시켜 그 표면에 얼음층으로 성장시켜 제빙하는 방식이다. 열교환기와 냉열원의 위치관계에 따라 관외에 얼음을 얼리는 외융형, 관내에 얼음을 얼리는 내융형으로 나눈다. 얼음을 녹일 때는 얼리는 방법과 반대로 녹이므로 외융식이 대부분을 점유하나 이와 반대인 내융식도 있으며 어느 것이나 동일한 장소에서 제빙 및 해빙을 반복하므로 정적제빙형이라고 한다.

제빙용 열교환기는 동, 알루미늄, PE 등의 재료를 사용하여 파이프 혹은 플레이트 형태로 전열면을 구성하며 이와 함께 직관, 라선, 와권 등으로 배치하여 균일한 얼음의 생성을 꾀하고 있다. 이 내부에는 냉매 또는 2차 냉매를 순화시킨다.

정적 제빙형의 기본 특성은 전열면에 얼음이 생성되면 얼음의 열전도율이 낮으므로 얼음 자체가 열저항체가 되어 제빙진행과 함께 전열특성이 악화되어 냉동시스템의 운전효율이 저하하는 문제가 있다. 또 이 시스템은 당연히 축열조내에 열교환기가 필요하여 축열조가 복잡해져 시공상의 문제점이 발생한다. 따라서 이 시스템은 대용량화에 문제점이 있어 중소형 시스템에 많이 적용된다.

(1) 관외 착빙형(Ice-on-coil type)

관외 착빙형은 제빙(착빙)방법에 따른 분류이며, 해빙방법에 의해 외융형과 내융형으로 분류할 수 있다. 관의 재질은 강관, 동관, PE 코일 등 다양한 재질을 사용하고 있으며, 균등한 흐름을 보장하기 위한 코일의 배치방법 등이 다양하여 가장 많은 종류의 제품이 시장에 소개되어 있다. 이 방식은

대부분의 경우 코일은 공장에서 제작되어 직육면체 또는 원통모양의 대형 콘테이너에 장착된다. 따라서 빙축열조가 하나의 패키지(package)로 구성되어 간단한 구조를 갖추고 있으며, 대용량인 경우에는 각각의 콘테이너를 연결하여 사용할 수 있다. 이 시스템에서는 제빙시에 방냉이 균등하게 이루어지도록 코일 배치를 잘 하는 것이 핵심기술이다.

Fig. 2.1은 관외착빙형 시스템을 나타내고 있으며, 기술적 측면에서 장치의 구성이 비교적 간단하여 유지관리가 비교적 용이하며, 축열시 압축기의 부하변동이 적은 장점이 있다. 또한, 해빙시 냉수를 직접 순환시킬 경우 별도의 열교환기가 필요없으며, 국내의 기술수준으로 국산화가 가능한 장점을 가지고 있다.

단점으로는 생성되는 얼음이 단열재 역할을 하여 열전달 효율이 떨어지고, 과냉된 얼음이 만들어지므로 열효율이 낮다. 또한, 불완전한 해빙을 한 후 제빙할 경우 열전달 효율이 떨어지고, 일반적으로 해빙시 공기펌프(air pump)가 추가로 필요하며, 축열조 내부가 복잡하여 축열조 용량이 커지는 단점이 있다.

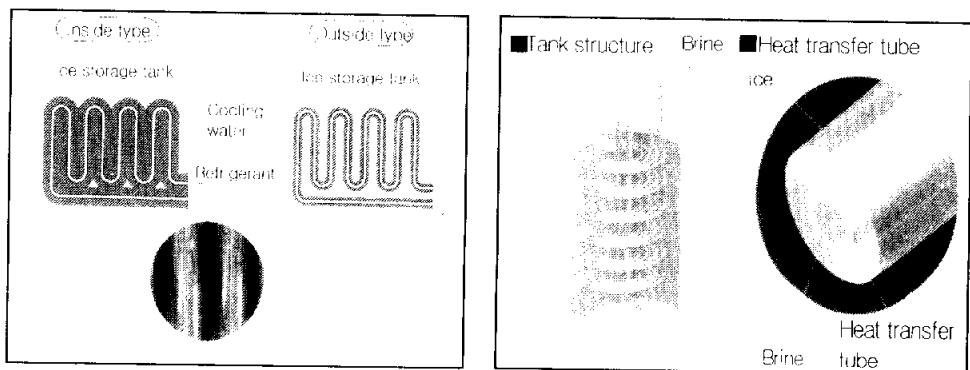
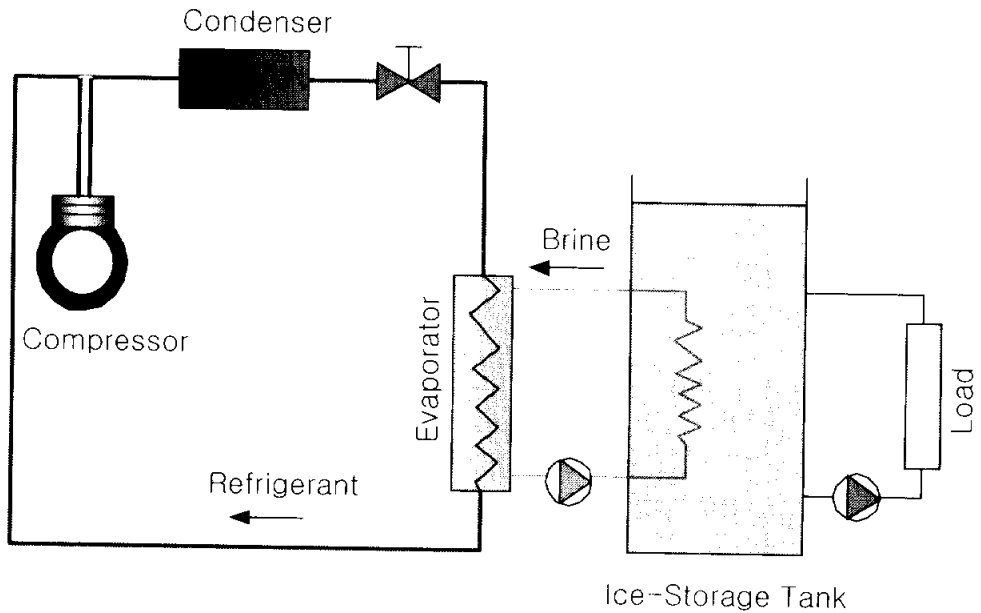


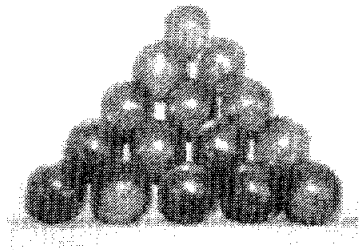
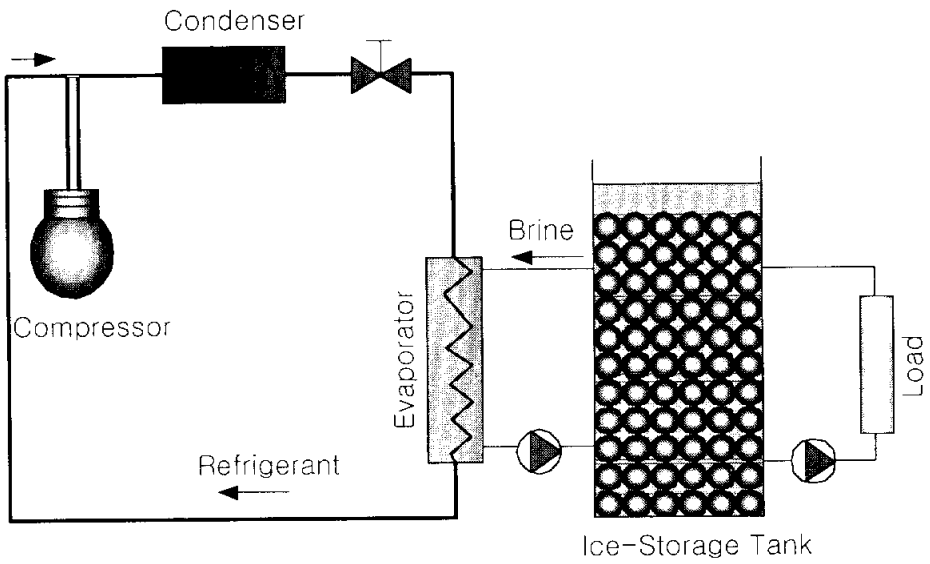
Fig. 2.1 Static-indirect, ice-on coil system

(2) 용기형(Capsule)

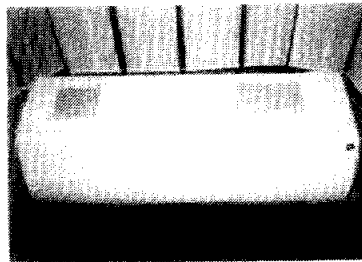
Fig. 2.2와 같이 용기형은 구형과 판형으로 분류되며, 모두 PE를 사용한 플라스틱 용기에 물과 미량의 조핵제를 충전한다. 용기형 빙축열의 경우에는 0℃에서 얼기 시작하도록 과냉각을 없애는 조핵제가 핵심기술이며, 또한 열전달을 촉진하는 형상과 축냉시 얼음의 부피팽창을 수용할 수 있는 구조가 중요하다.

이 방식의 장점은 캡슐을 제외하고는 장치구성이 간단하고, 부하에 따라 축열량의 조절(캡슐의 개수)이 용이하며, 축열조의 형태에 제한을 받지 않는다. 또한, 캡슐의 재질 및 구조개선으로 효율개선이 가능하고, 캡슐 내에 상온 잠열재를 넣을 경우 상온 0℃ 이상에서 축열이 가능하다. 그리고, 현장 시공성이 우수하여 대용량의 시스템에 쉽게 이용할 수 있는 장점을 가지고 있다.

단점으로는 유체흐름의 불균일로 부분결빙이나 해빙이 될 수 있어 분배시 문제가 될 수 있으며, 볼(ball) 및 렌즈(lens)의 내구성에 유의해야 하고, 축냉시 부력에 의한 용기의 상승을 고정시키는 방안이 고려되어야 한다.



High performance PCM



Durability plastic tank

Fig. 2.2 Static-indirect, capsule type system

2.1.2 동적 제빙방식

동적 제빙형은 용기내 결정상의 얼음을 생성하기 위해 어떤 수용액을 개재시켜 수용액중의 수분만을 동결시키는 방식, 축열조 외부에서 열교환기로 과냉각수를 만들어 과냉각을 해소한 후 만들어지는 얼음을 축열조에 저장하는 방식이 주요 형식이다.

이 방식은 얼음이 상시 유동하므로 동적 제빙형이라고 부른다. 이 방식은 축열조와 빙 생성부를 분리시킬 수 있어 시스템 설계상의 자유도를 확보할 수 있는 것이 가장 큰 특징이다. 이외에 하베스트방식, 냉매와 물을 직접 접촉시키는 방식, 근래에는 파이프내에 얼음을 만든 후 이를 순차적으로 배출하여 샤베트형태의 얼음으로 만드는 방식등이 제안되고 있다.

(1) 빙편형(Harvest type)

Fig. 2.3과 같이 빙편형은 축열조 상부에 수직으로 세워져 있는 평판형 증발판에 일정 두께의 얼음이 형성되면 냉동사이클을 역회전하여 핫 가스(hot-gas)가 얼음을 녹여 증발판으로부터 분리시켜 축열하는 방식이다. 1차 냉매는 냉동기로부터 제빙장치를 순환하고, 물은 제빙장치중 증발판 표면과 축열조 내를 순환한다. 따라서 제빙시의 전력소모가 타 방법의 빙축열 시스템에 비하여 클 수 있으며 시스템의 구조가 복잡하다. 그러나 냉동기와 축열조가 하나의 구조로 되어 있어 전체 시스템은 콤팩트한 장점도 있다.

이 방식은 얇은 얼음(5~10mm)을 만들므로 제빙효율이 좋고, 방냉시 얼음과 직접 열교환하여 방냉효율이 좋다. 또한, 작은 얼음조각들의 넓은 표면적으로 부하변동에 따른 대응이 용이하고, 축열조를 다른 용도의 수축열조로 이용할 수 있다. 그러나 시스템 구조 및 제어가 복잡하고, 축열조 상

단부에 제빙장치가 있어 이에 대응하는 상부공간이 필요하다. 또한, 축열시 압축기의 부하변동이 크고, 전력소모가 클 수 있으며, 완제품 수입이 대부분이다.

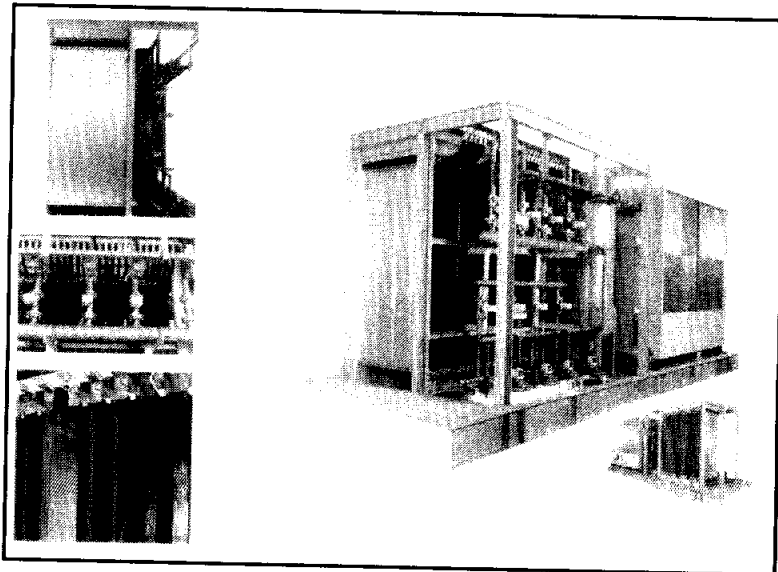
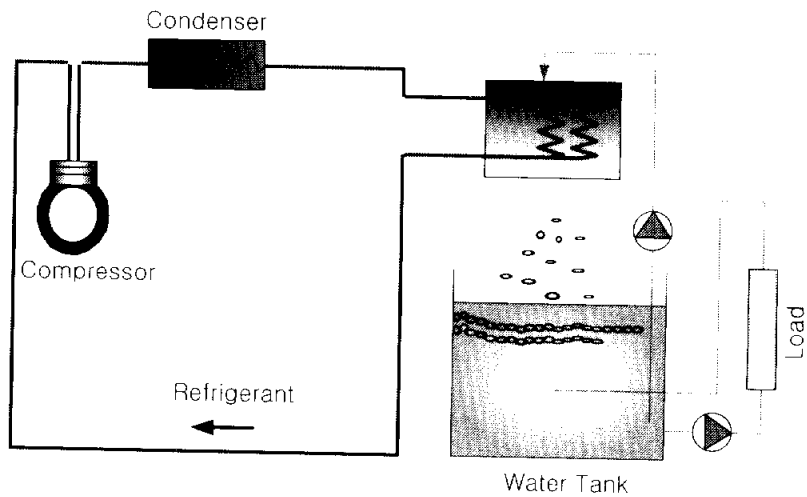


Fig. 2.3 Dynamic-direct, harvest type

(2) 슬러리형(Slurry type)

슬러리형은 에탄올 또는 프로필렌글리콜 등의 첨가제를 포함한 물이 순환하면서 증발판에 얼음을 형성하며 계속적으로 회전하고 있는 스크랩(scraper)으로 긁어내림으로써 얼음 죽을 만드는 증발판형과, -2°C 정도의 과냉각수를 정밀 제어되는 열교환기에서 제조한 후 빙축열 탱크로 떨어지게하여 기계적 충격 등에 의해 과냉각이 해소되어 미세한 얼음이 형성되는 과냉각수형, 그리고 물을 삼중점 이하로 챔버 내를 감압하여 챔버 내부에 있는 물의 증발열에 의해 얼음결정을 얻는 진공 챔버형으로 분류 할 수 있다.

(가) 증발판형

증발판형 슬러리 아이스 제빙방식은 Fig. 2.4에서 보는 바와 같이 시스템이 냉동기, 제빙기, 축열조 그리고 순환펌프로 구성되어 있으며, 여기서 생성된 슬러리 아이스는 얼음의 결정이 $0.01\sim 0.1\text{mm}$ 로 미세하여 일반 배관은 물론 기존 핀관 열교환기나 판형 열교환기에도 직접 반송할 수 있다. 또한 동일규격의 배관으로 기존 시스템에 비해 4~6배의 냉열량을 보낼 수 있으므로 부하가 증가하거나, 교체 증설시 기존배관 및 에어핸들링유닛(AHU)을 그대로 사용할 수 있다.

이 방식은 얼음 층의 성장 억제로 높은 COP를 얻을 수 있고, 비CFC 냉매의 사용이 가능하여 환경 친화적이다. 또한, 미세 얼음 입자의 배관 및 열교환기 직접 반송에 의한 배관 사이즈의 축소가 가능하고, 얼음에서 물로의 상변화 열량(해빙열량)이 냉각수의 현열량의 4~6배로 크며, 미세 얼음 입자의 빠른 상변화 속도로 높은 열교환 효과를 얻을 수 있어 부하에 대한 추종성이 우수하다. 그리고 에탄올 또는 타린(Talin)등의 무공해 물질을 사용하여 -40°C 까지 얼음의 온도 조정이 가능하고, 냉방은 물론 냉장·냉동 등의 상업·산업분야 등 다양한 분야에 응용이 가능하며, 기존의 CFC는 물

론 비CFC물질인 암모니아, 대체냉매 및 탄화수소계열 냉매의 사용이 가능하다. 또한, 시스템에 소요되는 냉매량은 기존시스템의 종류에 따라 1/5~1/10 수준이며, 적용방식에 따라 열교환기가 필요치 않은 경우도 있다. 그러나 전량 수입에 의존하여 높은 초기투자 및 유지보수 비용이 필요하고, 정확한 제어가 필요하여 문제 발생시 치명적이 될 수 있으며, 배관 내로 얼음 반송시 관내의 얼음층 형성에 의한 관 폐쇄의 우려가 있다.

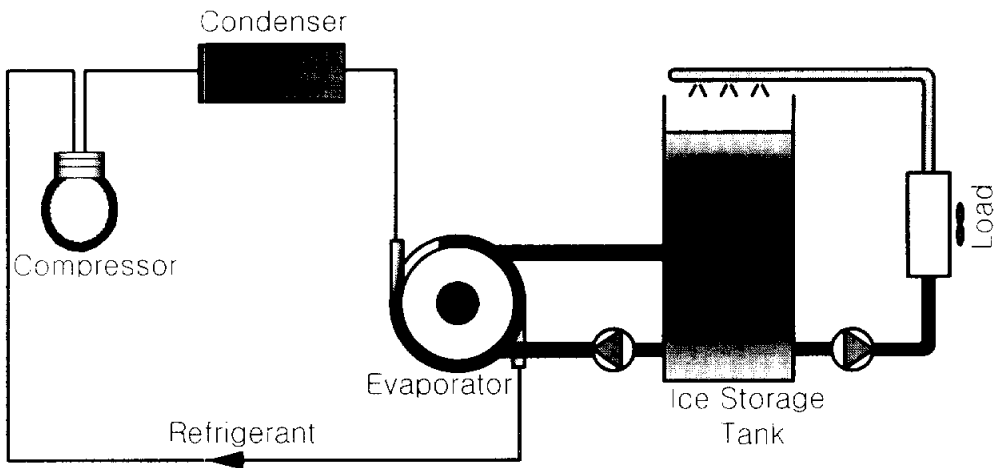


Fig. 2.4 Dynamic-direct, evaporation plate type

(나) 과냉각수형

과냉각수를 이용한 제빙 방법은 최근 일본에서 연구되고 있는 새로운 동적제빙 방식으로 많은 장점이 있는 방식이다. 물은 일반적으로 0°C 에서 어는 것으로 알려져 있으나, 실제로는 그 이하가 되더라도 과냉각 상태의 물(supercooled water)로 남아 있는 것이 일반적이며, 관로형 열교환기 타입의 제빙기 출구에서 배출되는 0°C 이하의 과냉각수는 메시(mesh)와의 충돌 등 외부의 교란에 의해 과냉 정도에 따라 유동성이 좋은 일정량의 0°C 얼음이 생성된다.

Fig. 2.5는 과냉각수 형 제빙방식을 채택한 빙축열 시스템의 개념도로서, 시스템이 단지 냉동기, 외부의 열교환기, 축열조 그리고 순환펌프 만으로 구성되어 있는 것을 알 수 있다. 축열매체로 물을 사용할 경우 축열조 내에 있던 0°C 이하의 냉수는 순환펌프에 의해 열교환기로 운반되며, 이 곳에서 냉각되어 과냉각 상태의 0°C 이하의 물이 된다. 열교환기의 출구에서 배출되는 과냉각수는 메시와의 충돌 등 외부의 교란에 의해 과냉 정도에 따른 일정량의 0°C 얼음이 생성되며, 나머지는 0°C 의 물로 분리된다.

이 방식은 장치구성이 가장 간단하고, 유지관리가 용이하며, 방냉시 미세 얼음과 직접 열교환하여 방냉효율이 좋고, 경우에 따라 열교환기가 불필요하다. 그리고 빙수형태의 얼음으로 직접반송이 가능하고, 부하변동에 따른 축열량의 조절이나 대응이 간단하다. 또한, 축열조를 다른 용도의 수축열조로 활용 가능하고, 우수한 동적제빙으로 얼음 충전율(IPF)이 높다.

단점으로는 과냉각기 내 동결에 따른 제빙중지의 위험이 높고, 과냉각기 내 동결 방지를 위한 제어장치가 필요하다. 또한, 제빙시 과냉각 해소가 되지 않을 경우 배관 내에서 동결발생이 가능하고, 배관 내로 얼음 반송시 관 내의 얼음층 형성에 의한 관 폐쇄의 우려가 있다.

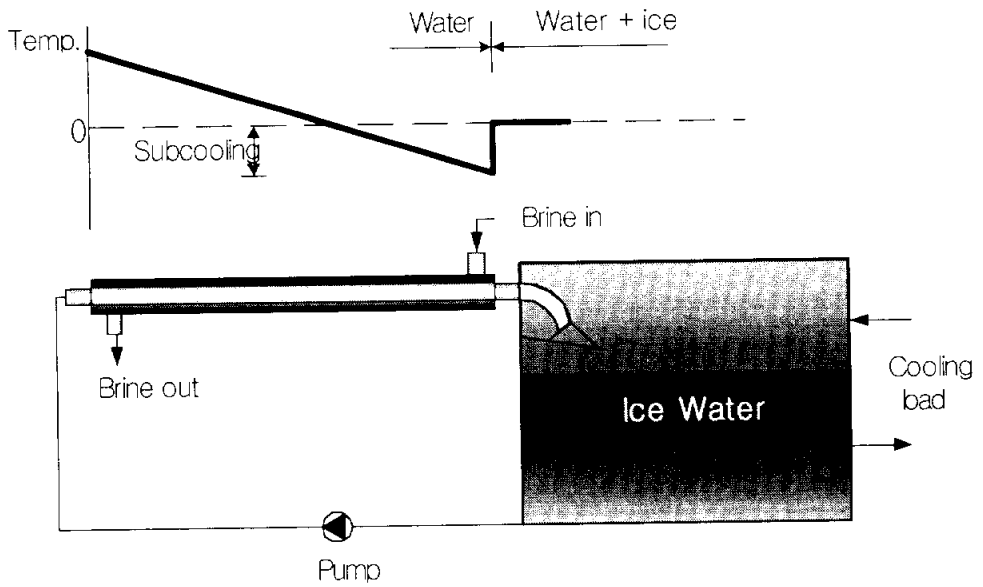


Fig. 2.5 Dynamic-direct, subcooling water type

(다) 진공 챔버형

Fig. 2.6과 같이 진공 챔버형 제빙방식의 시스템은 증발기, 압축기, 응축기 및 슬러리 아이스 축열조로 구성되며, 진공 및 순환펌프의 부대장비가 갖추어진다. 증발기 내부로 유입되는 물은 물의 삼중점 상태($4\sim 5\text{mbar}$, -0.5°C)에서 증발하게 되며, 이때 물 1kg이 증발하면서 $2,500\text{kJ}$ 의 증발열을 물로부터 빼앗아, 남아있는 물 7.5kg이 얼음으로 상변화 하게 된다(응축열 333 kJ/kg). 진공 챔버(증발기)에서 발생하는 대량의 증기(일반냉동시스템에 비해 약 500배)를 흡입하여 수증기는 압축기에 의해 일반 냉각수로 응축이 가능한 온도까지 압축되어야 하며, 이 때 수증기의 낮은 밀도특성에 의해 비체적이 크므로 일반 압축기가 아닌 다단/단단 혹은 스팀 에젝트(steam ejector)등의 유체기계를 사용하여 대량의 증기를 흡입, 압축한다(적정 압축비는 $8\sim 10$ 으로 매우 높음).

응축기는 직접 접촉식과 간접 접촉식 두 방식을 상황에 따라 선택할 수 있으며, 직접 접촉식의 경우 냉각수를 분사하여 압축된 증기와 혼합, 응축하게 된다. 이때 응축 엔탈피와 증발 엔탈피가 거의 같으므로 냉수의 입구측과 냉각수의 출구측 온도차가 같다고 볼 수 있다. 간접 접촉식인 경우는 주로 판형 열교환기를 사용하여 압축증기를 응축시키며, 응축매체는 냉각탑에 의한 냉각수를 이용하거나, 일반 냉동시스템의 증발기를 사용할 수 있다. 증발기를 이용할 경우 응축온도가 낮게 조성되므로 상대적으로 압축비율이 낮아진다는 장점은 있으나, 별도의 냉동시스템이 추가된다는 단점을 가지고 있다. 여기서 응축된 물은 다시 냉수 공급원으로 사용되며, 이로서 시스템 외부의 냉각탑에서 증발되는 물을 보충시키면 전체시스템의 물질균형은 이루어진다. 얼음의 온도는 $-4^{\circ}\text{C}\sim 0^{\circ}\text{C}$ 로 얼음온도의 특성상 빙축열을 이용한 냉방 및 일부 산업용에 적합하다.

이 방식은 가장 높은 COP(4.0~5.0 이상) 운전으로 에너지 절감효과가 높고, 증발기와 응축기 내부에 열교환기가 불필요(직접접촉방식)하며, 높은 열교환 효율을 가진다. 또한, 축열조 내의 얼음 충전율(IPF)이 60% 이상이며, 환경 친화적인 물을 냉매로 사용, 환경규제에 능동적으로 대처할 수 있고, 진공펌프에 의해 시스템내의 부식요인인 산소까지 배출, 내식성이 강하다. 그리고 구조가 간단하여 제품의 수명이 반영구적이며, 진공 상태에서 운전되므로 저소음(고압기기가 아니므로 특별관리 불필요)이다. 그러나 타 방식에 비하여 제반 설비가 비싸고 시공이 까다롭고, 초기투자비 측면에서 소용량의 경우 불리하며, 고도의 기술력이 요구되고, 배관 내로 얼음 반송시 관내의 얼음층 형성에 의한 관 폐쇄의 우려가 있다.

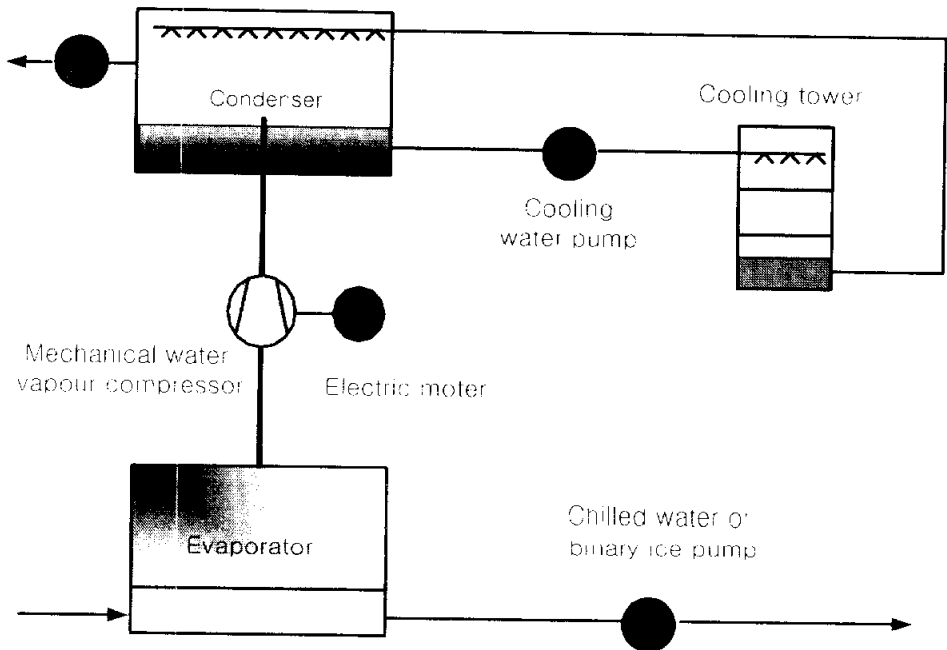


Fig. 2.6 Dynamic-direct, vacuum chamber type

2.2 하베스트형 빙축열 시스템

2.2.1 기존 하베스트형 빙축열 시스템

기존 하베스트형 빙축열 시스템은 얼음을 얼리는 방법과 저장하는 방법에 따라 그 종류가 다양하며 특성도 상이하다. 하베스트형 빙축열 방식은 이중판형으로 된 증발판(증발기) 양면에서 생성되는 박빙의 얼음을 주기적으로 분리 이탈시켜 하부에 설치된 빙축조에 조각 얼음 형태로 저장하였다가 이를 녹여 냉방에 이용하는 시스템이다[45].

(1) 시스템의 구성

하베스트 빙축열 시스템의 구성은 Fig. 2.7과 같다. 이 방식에서는 항상 축열조 상부에 냉동기(Ice maker/chiller)가 설치된다. 그림에서 야간 축열 운전은 P-2순환펌프에 의해 축열조의 물이 냉동기에 공급되어 냉동기내의 증발판에서 판형의 박빙으로 얼려 하부의 축열조로 떨어진다. 주간 방열 운전은 P-1냉수펌프에 의해 축열조 하부에서 냉수만을 부하측에 공급하여 냉방을 하고 더워진 물이 냉동기 증발판을 거쳐 축열조의 얼음위로 살포된다. 이때 냉동기가 가동된다면 증발판에서는 제빙대신 냉각 작용만을 하여 냉동기로 들어오는 물을 냉각시켜 축열조로 떨어뜨린다.

(2) 제빙 및 탈빙

Fig. 2.8은 하베스트형 빙축열 시스템의 제빙과정의 개략도로 액냉매는 증발판 하부의 팽창밸브를 거쳐 증발판 내부로 유입되어 증발한 후 상부 흡입관을 통하여 압축기로 흡입된다. 이때 증발판 상부의 물분배장치로부터 물이 증발판 양쪽면으로 흘러내리면서 판외분에 얼음이 생성된다.

Fig. 2.9는 탈빙과정으로 제빙과정이 20분정도 계속되면 증발판 양쪽면에 생성된 얼음의 두께가 약 6mm가 된다. 이때 상부의 제빙라인으로부터 압축기 토출측의 고온 고압 냉매가스가 3방밸브를 통하여 증발판 내부로 유입되면 얼음은 증발판 외부로부터 분리되어 하부의 빙축열조로 떨어진다. 표준 사이클의 작동시간은 20분 제빙에 30초 탈빙이 이루어진다.

Fig. 2.10은 상부 물 분무 장치에서 분무되는 순환수를 증발판을 이용하여 제빙하고 있는 사진을 나타낸 것이다.

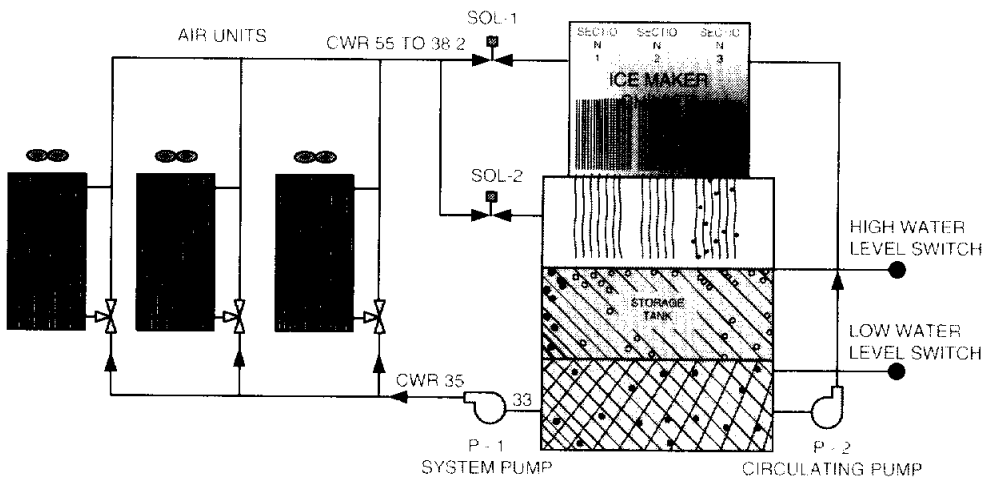


Fig. 2.7 Schematic diagram of conventional harvest type ice storage system

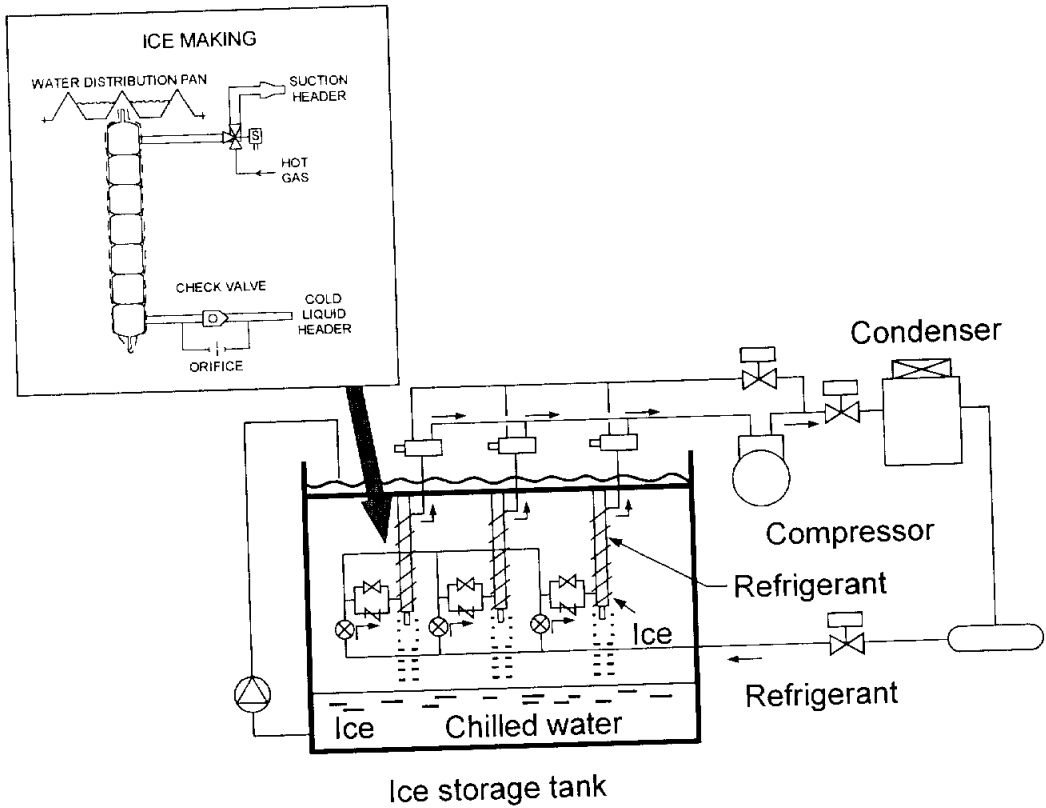


Fig. 2.8 Harvest type ice storage system(ice making process)

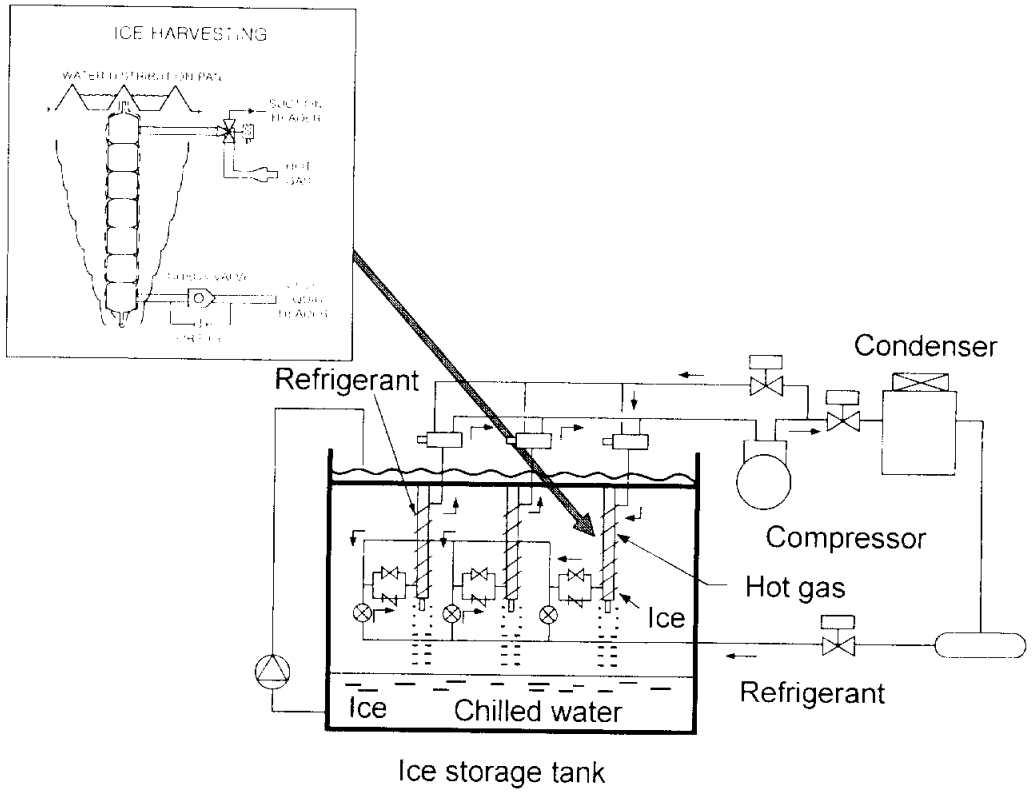


Fig. 2.9 Harvest type ice storage system(harvest process)

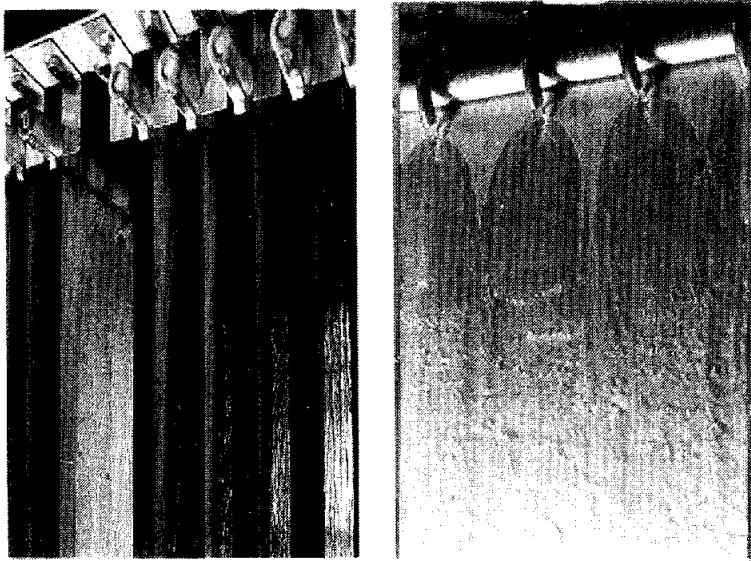


Fig. 2.10 Photograph of ice making process in conventional system

2.2.2 수중 하베스트형 빙축열 시스템

Fig. 2.11은 수중 하베스트 시스템의 개략도를 나타낸 것으로 수중 빙 제조장치, 축열조, 탈빙장치 등으로 구성되며, 기존 하베스트형 빙축열 시스템과 비교하여 빙 제조과정이 간단하다.

얼음은 축열조 내에 설치된 빙 제조장치로부터 축열조 내에서 제조됨으로서 기존 하베스트형 빙축열 시스템에 설치된 산수탱크, 물 순환펌프 및 배관 등의 부가적인 설비가 불필요하다. 특히, 얼음이 축열조 하부 물 속에서 만들어짐으로서 전열성능이 우수하고, 탈빙시에는 부력에 의해 축열조 상부로 뜨게(floating)되는 원리이다. Fig. 2.12는 수중 하베스트형 빙축열 시스템의 빙제조 과정의 사진을 나타낸다.

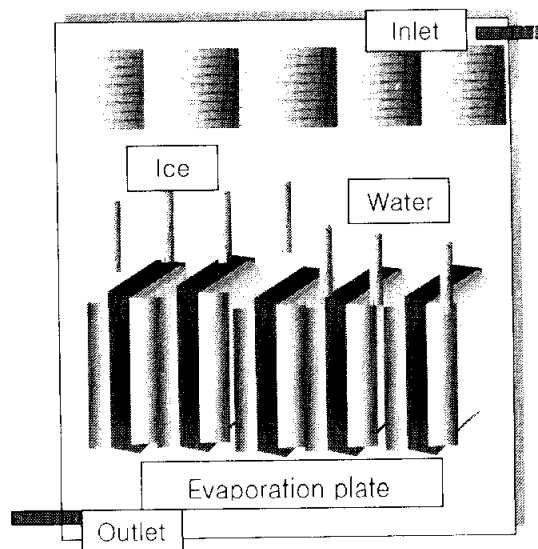


Fig. 2.11 Schematic diagram of proposed underwater harvest system

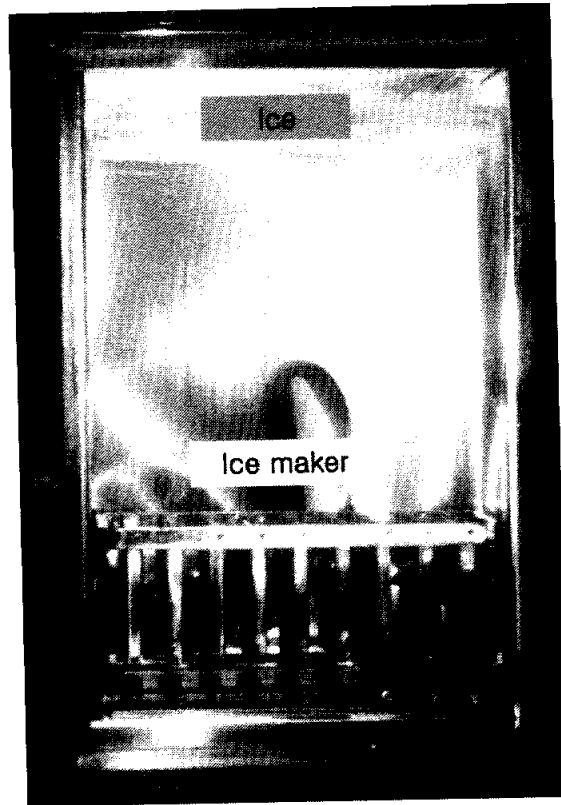


Fig. 2.12 Photograph of making ice process in proposed underwater harvest system

2.2.3 수중 하베스트형 빙축열 시스템 요소 기기

(1) 수중 빙 제조장치

Fig. 2.13은 수중 빙제조 장치의 설계도를 나타낸 것이며, Fig. 2.14는 증발판 유로변경에 사용된 시편과 증발판 사진이다. Fig. 2.15는 수중 증발판이 결합된 사진을 나타낸 것으로서 증발판 자체내로 직접 냉매가 통과하면서 열교환을 할 수 있도록 하였으며, 열교환기 양쪽 측면에는 실제 제빙 과정에서는 열교환기가 물속에 위치함으로서 얼음이 열교환기 전체에 얼어붙게 되어 탈빙과정에서 탈빙이 어려워진다. 이와 같은 문제점을 보완하기 위하여 양측면에 홈 형태로 가공하였다.

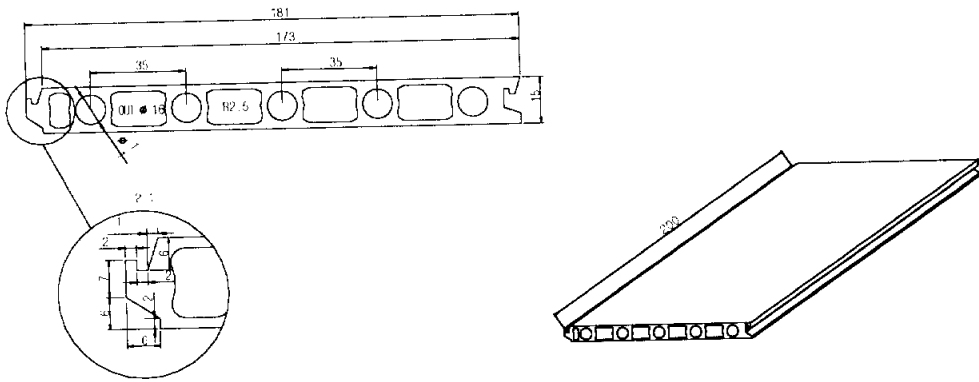


Fig. 2.13 Design drawing of underwater evaporating plate

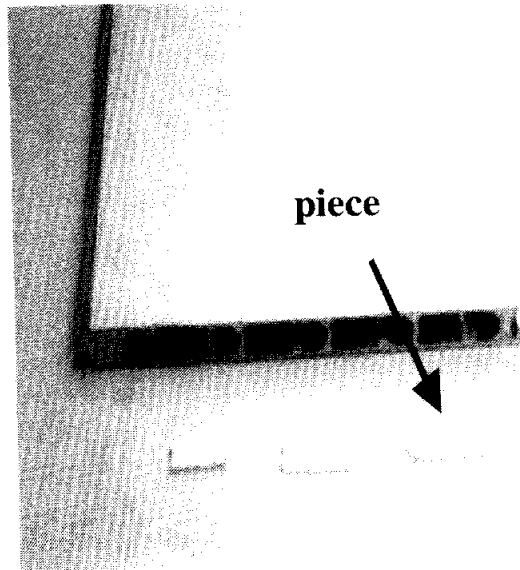


Fig. 2.14 Photograph of evaporating plate and piece of changing the flow direction

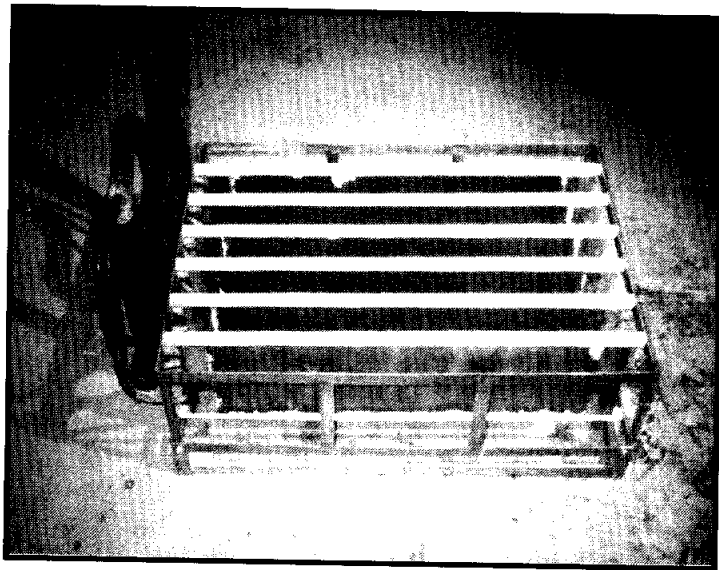


Fig 2.15 Photograph of underwater evaporator

(2) 빙 박리장치

빙 박리장치는 빙 제조판에서 일정 두께로 제조된 빙을 시스템이 탈빙모드로 운전될 때, 빙 제조판으로부터 쉽게 분리가 되게 하는 장치이며, 분리된 얼음은 부력에 의해 축열조 상부로 떠오르게 된다.

이 장치는 Fig. 2.16과 같이 축열조 빙 제조판에 수로를 형성하여 탈빙시 축열조 내의 물을 펌프로 순환시켜 증발판 밑에 설치된 고압분사 노즐을 통해 분사시켜 얼음이 얼음판으로부터 쉽게 분리가 되도록 하였다. 이 방식은 축열조 내에서 냉각된 물을 이용함으로서 탈빙을 촉진시키고, 또한 하부에 냉각된 물과 상부의 냉각되지 않은 물과의 대류도 촉진시켜 전열 효율을 향상시키는

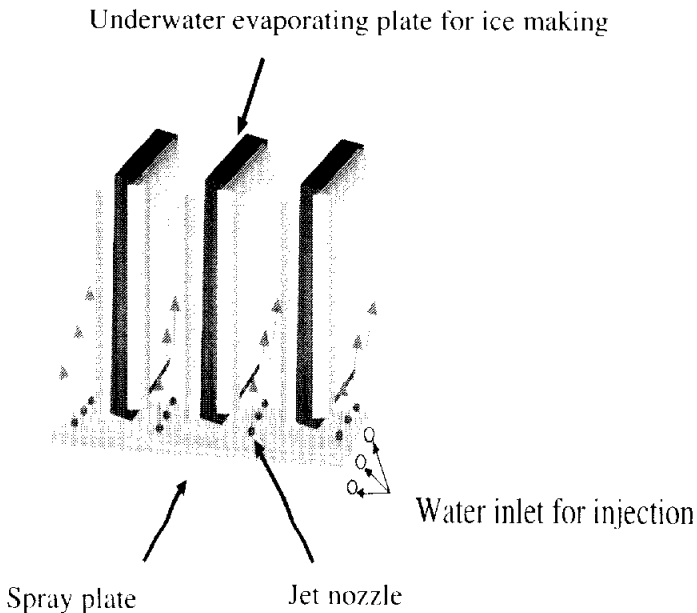


Fig. 2.16 Schematic diagram of ice separation apparatus using high press jet nozzle

(3) 빙 제조판 지지대 겸용 측면 빙 부착 방지장치

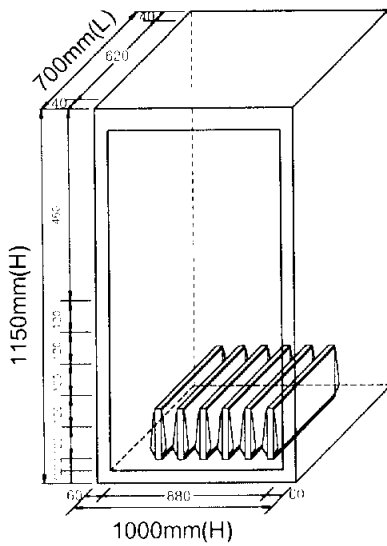
축열조 내의 수중에 설치되는 증발판의 경우 수중에서 빙이 제조됨으로 제빙 과정 중에는 증발판 양 측면까지에도 얼음이 부착되게 된다. 이렇게 되면 탈빙시 얼음의 탈빙이 어려워져 여러가지 문제가 야기된다. 따라서 상기의 문제점을 해결하기 위하여 증발판 양 측면에 홈형태로 제작하여 끼울 수 있으며, 축열조내의 수중에 증발판을 사용 개수별로 연결하여 고정시키는 지지대 역할도 할 수 있는 측면 장치를 설치하였다.

(4) 축열조

Fig. 2.17은 400 l 규모의 축열조로 2RT급 Pilot plant규모급 용량을 나타낸다. 상부에는 해빙장치가 설치될 수 있도록 하였으며, 하부에는 수중 빙 제조장치가 설치될 수 있는 구조를 나타낸다. 상하와 각 측면에는 우레탄 폼 단열재로 단열되어 있으며, 정면에는 4mm두께의 아크릴로 처리하여 실험시 가시화가 가능하도록 제작하였다. 수축과 팽창 및 단열을 고려하여 내부 및 외부 케이싱은 유리섬유 매트를 각각 여러 겹 적층하고, 수지로 성형한 FRP구조로 누수가 되지 않고, 충분한 강도를 가질 수 있도록 하였다.

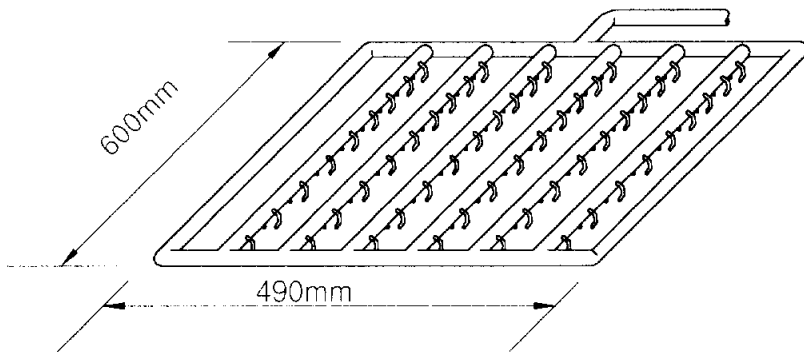
(5) 해빙장치

Fig. 2.18은 축열조 상부에 설치되는 해빙장치의 상세도 및 완성된 사진을 나타낸다. 해빙장치에 있어 해빙효율은 장치의 성능에 미치는 효과가 크므로 그림에서와 같이 공조 부하측(FCU)으로부터 순환되어 오는 물을 분사시킬 수 있는 구조로 하여 축열조 내에 저장되어 있는 얼음과 양호한 열교환을 할 수 있도록 하였다.

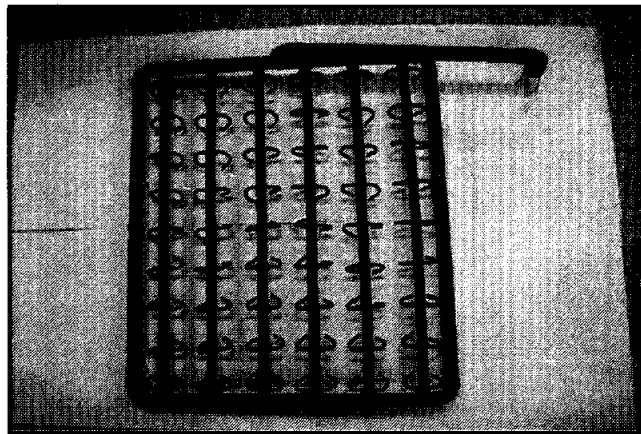


(a) Detail diagram of ice storage tank (b) Photograph of ice storage tank

Fig 2.17 Ice storage tank (400 l)



(a) Schematic diagram



(b) Photograph

Fig. 2.18 Ice thawing apparatus

(6) 수냉식 응축기

pilot plant 시스템은 장치의 적정 용량 설계 및 성능에 따른 자료를 얻기 위하여 장치의 운전을 공냉식 운전과 수냉식 운전이 가능하도록 설계하였다. 공냉식 운전시 사용되는 공냉 응축기는 플레이트 핀 코일형 공냉식 응축기를 내부 냉매의 유로를 독자 설계에 의해 변형하여 증발기 겸용 응축기로 활용하였다.

시스템의 적정 성능시험 계산에는 수냉식 응축기를 사용하였으며, 수냉식 응축기는 이중관 관다발 응축기를 사용하였다.

(7) 기타 시스템 구성기기

Fig. 2.19는 상기의 주요 핵심요소 기기를 제외한 나머지 시스템 구성기기를 나타낸다. 그림에서와 같이 압축기, 판형 열교환기, 각종 밸브, 펌, 공냉식 응축기 등 대부분의 기기들은 기존의 냉난방기기들에 사용되는 요소들이다.

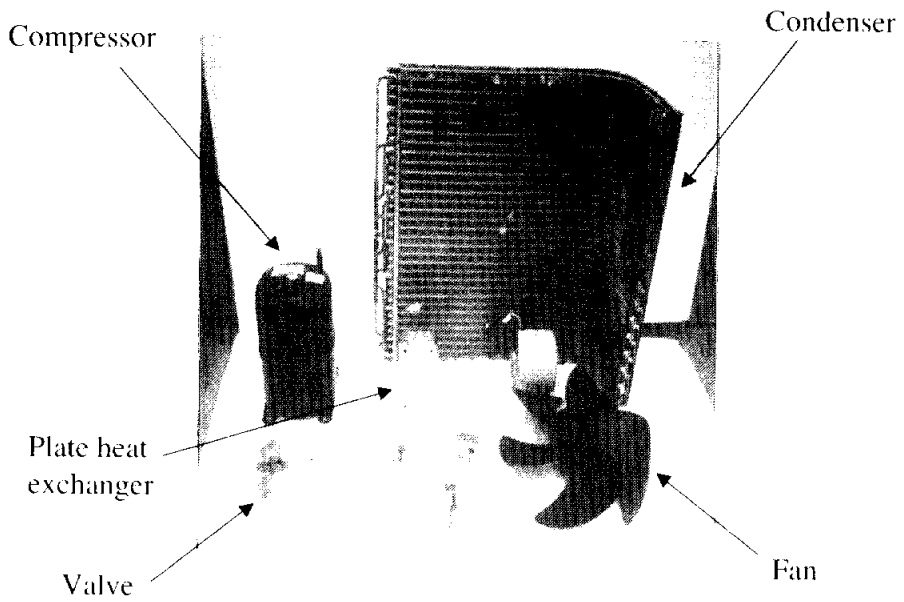


Fig. 2.19 System component

제 3 장 수중 하베스트형 빙축열 실험 장치의 구성 및 방법

본 장에서는 수중 하베스트형 빙축열 시스템에 있어 빙 제조시와 방냉시 축열조 내의 열특성을 실험적으로 밝혀 시스템 최적화 및 성능특성에 대해 분석하고자 하였다. 실험은 증발기 입구 냉매온도를 파라미터로 하였으며, 제상운전인 탈빙설정 온도는 증발기 출구측 온도를 일정온도로 설정하였다. 그리고, 상기의 파라미터를 대상으로 축냉시 및 방냉시 축열조 내의 수평 및 수직별 온도분포를 파악하였으며, 방냉시 부하측을 순환하는 냉수의 입출구 온도 및 냉수량에 따른 방냉량 특성을 평가하였다.

또한, 각 조건변화에 따른 빙 제조시 장치의 특성을 실험적으로 밝혀 시스템 최적화 및 성능특성을 분석하고자 하였다. 실험은 증발기 입구 냉매온도, 제상설정 온도 및 제상운전 시간을 파라미터로 하였으며, 각 조건변화에 따른 압축기 입출구 온도변화, 증발압력 및 응축압력의 변화, 압축기 소요동력의 변화, 응축열량의 변화, 냉동능력 및 성능계수의 변화를 파악하였다. 또한, pilot 규모 시스템에 있어서 기존의 하베스트 방식과 새로운 수중 빙 제조방식 시스템을 동일한 장치에 적용하여 축·방냉시 시스템의 열특성과 성능특성을 실험적으로 비교하였다. 그리고 pilot plant 시스템을 대상으로 난방의 타당성을 확인하기 위하여 히트펌프 실험을 실시하였으며, 축열조 내의 축열매체는 물과 열저장 매체를 주입하였을 때를 대상으로 각각 축열시와 방열시에 있어 비교 실험을 실시하였다.

3.1 축방냉 특성 실험 장치 및 방법

3.1.1 실험장치

(1) 축열조 특성 실험 장치

Fig. 3.1은 본 연구에 사용된 실험장치의 개략도이며, 장치는 크게 냉동 사이클로 구성되는 시스템 부분과 수중의 증발판에서 제조된 얼음을 비중차에 의한 부력으로 띄워 조의 상부부터 순차적으로 저장할 수 있는 축열조 부분으로 구성되어 있다. Fig. 3.2는 축열조와 장치가 일체화된 실제 시스템 사진을 나타내며, Fig. 3.3은 온도, 냉매유량 및 소요동력 측정시 사용된 측정장치들을 나타낸 것이다.

시스템 부분은 압축기, 응축기, 팽창밸브, 건조 여과기(filter-drier), 전자밸브, 유량계 등의 부속기기와 온도 및 압력 측정부로 구성되어 있다. 축열조 부분은 하부에 다수의 수직 평판형 증발판과 탈빙시 탈빙속도를 증가시키기 위한 물분사노즐 및 살수순환펌프[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-C열전대를 설치하였으며, 측정된 온도는 다

채널 온도기록장치(HR- 2500E 60CH)와 RS-232C 케이블을 통해 PC로 전송하여 처리하였다. 또한, 압축기의 소요동력은 파워메타를 설치하여 운전조건에 따른 압축기의 소요동력을 측정하였다.

축열조는 540(W)×540(L)×1280(H)의 크기로 제작되어 있으며, 외부로의 열손실을 방지하기 위하여 35mm두께의 우레탄폼으로 단열하였다.

조 내에는 재질이 알루미늄인 가로 200mm, 세로 190mm, 두께 20mm인 다수의 수직 평판형 증발판이 설치되어 있다. 그리고 증발판에서 일정 시간 제조된 얼음이 탈빙될 때, 탈빙을 용이하게 하기 위하여 증발판 하부에 Fig. 3.1에서와 같이 조 내의 물을 순환하여 분사시킬 수 있는 노즐과 수중 살수순환펌프를 설치하였다.

이상과 같은 실험장치를 대상으로 축열조 내 축방냉시 조내 온도분포를 파악하기 위하여 Fig. 3.4에서와 같이 중앙부분과 모서리 부분 5개소에 열전대를 설치하였으며, 높이별로는 50mm, 150mm, 250mm, 350mm, 450mm, 550mm, 650mm의 위치에 모두 35개소에 열전대를 설치하여 축열조 내의 온도를 측정하였다.

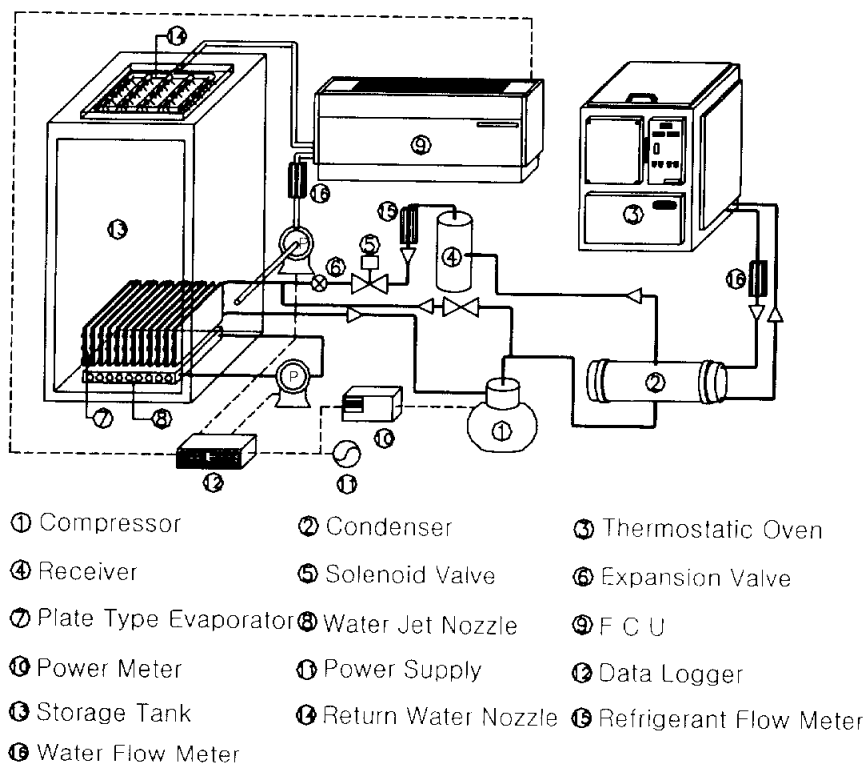


Fig. 3.1 Schematic diagram of experimental apparatus

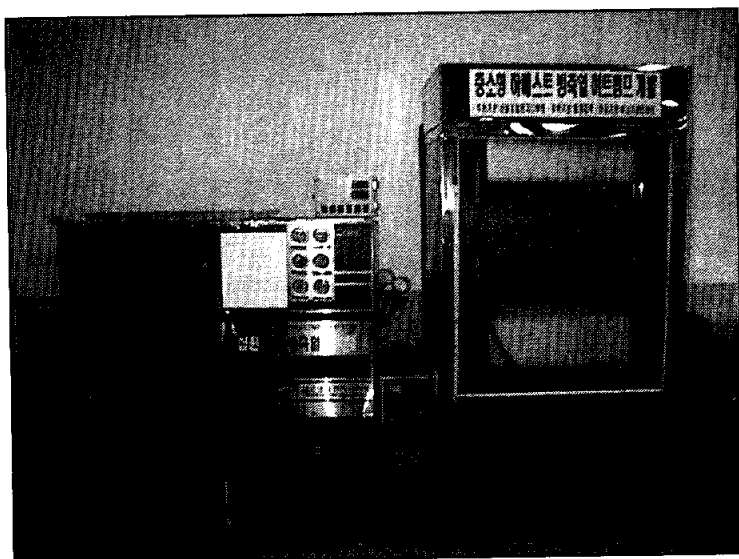
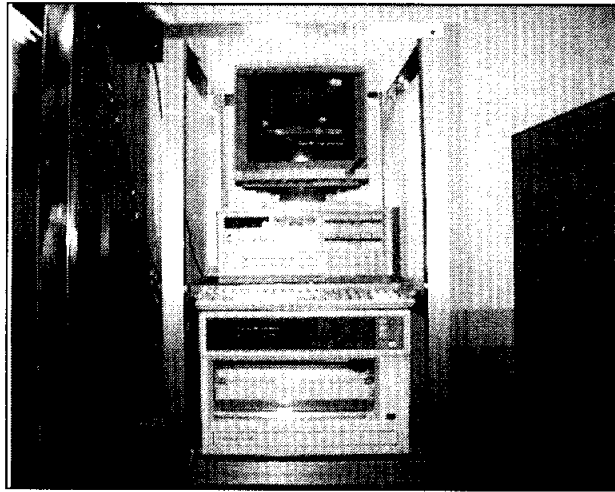
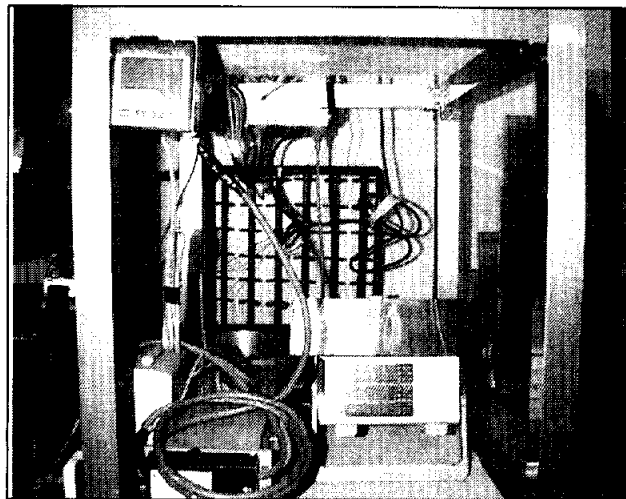


Fig. 3.2 Photograph of experimental apparatus with ice storage tank



(a) Temperature measuring apparatus



(b) Refrigerant and power measuring apparatus

Fig. 3.3 Photograph of measuring apparatus

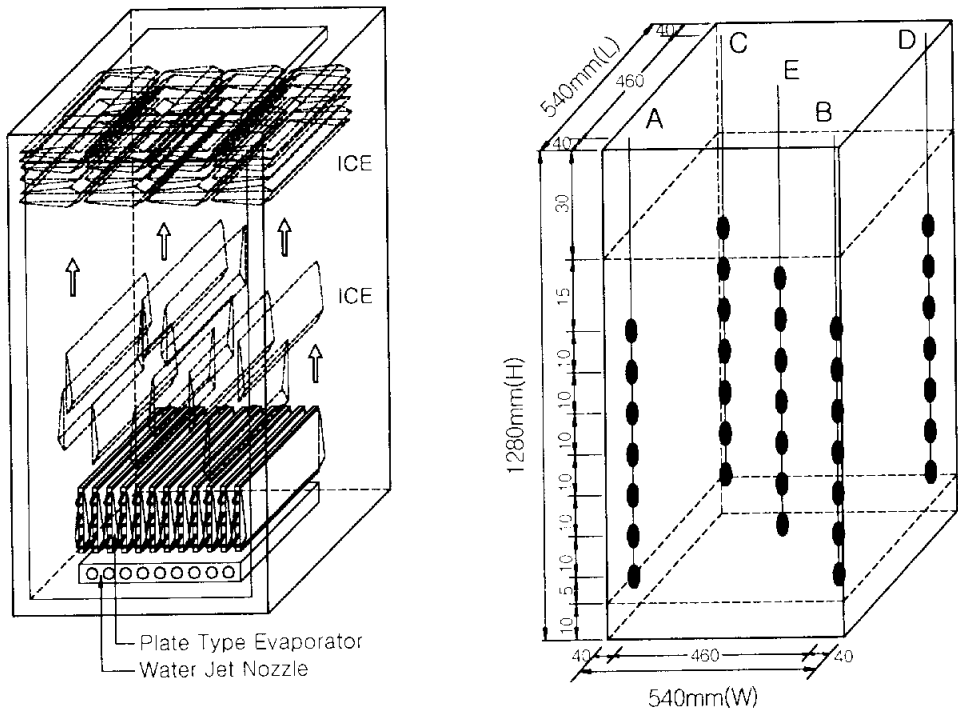


Fig. 3.4 Schematic diagram of ice storage tank and point of measuring temperature

(2) 시스템의 특성 실험 장치

실험장치는 크게 냉동사이클로 구성되는 시스템 부분과 수중의 증발판에서 제조된 얼음을 저장할 수 있는 축열조 부분으로 구성되어 있다. 본 연구에 사용된 실험장치의 개략도는 Fig. 3.1과 동일하며, Fig. 3.5는 수중의 증발판에서 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 일정온도로 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-C 열전대를 설치하였으며, 측정된 온도는 다채널 온도 기록장치(HR-2500E 60CH)와 RS-232C케이블을 통해 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. 3.1에서

와 같이 조 내의 물을 분사시킬 수 있는 노즐과 노즐에 물을 순환시키기 위한 탈빙촉진 순환펌프[PH-255A, 1/3HP]를 설치하였다.

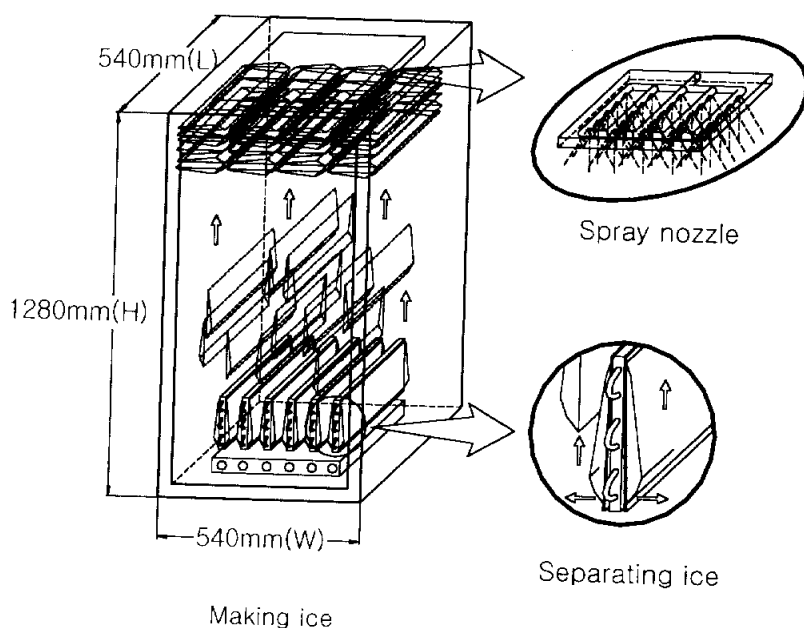


Fig. 3.5 Schematic diagram of ice making and separating process in the ice storage tank

(3) 성능비교 실험장치

기존 및 새로운 방식을 비교 실험하기 위한 실험장치의 개략도는 Fig. 3.1과 동일하다. 장치는 크게 냉동사이클로 구성되는 시스템 부분과 수중 및 상부의 증발판에서 제조된 얼음을 저장할 수 있는 축열조 부분으로 구성되어 있다.

시스템 부분은 압축기, 응축기, 팽창밸브, 건조 여과기(filter-drier), 전자밸브, 유량계 등의 부속기기와 온도 및 압력 측정부로 구성되어 있다.

축열조 부분은 새로운 방식의 경우 하부에 6개의 수직 평판형 증발판과 탈빙시 탈빙을 원활하게 하기 위한 탈빙촉진 장치로 구성되어 있다. 그리고 기존방식의 경우에는 상부에 동일한 개수의 수직 평판형 증발판과 수 분배노즐, 순환수 펌프 및 순환수 배관으로 구성되어 있다. 기존 및 새로운 방식 모두 압축기는 소형 스크롤형을 사용하였으며, 응축기는 실험의 편의상 수냉식을 사용하였다. 그리고 냉각수 입·출구에 열전대와 입구측에 수 유량계[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 T형 열전대를 설치하였으며, 측정된 온도는 다채널 온도기록장치(HR-2500E 60CH)와 RS-232C 케이블을 통해 PC로 전송하여 처리하였다. 또한, 압축기의 소요동력은 파워메타를 설치하여 운전조건에 따른 압축기의 소요동력을 측정하였다.

Fig. 3.6은 축열조 부분에 있어 새로운 수중 빙 제조 방식을 적용한 경우(a)와 기존의 빙 제조 방식을 적용한 경우(b)의 빙 제조과정을 각각 나타내며, Fig. 3.7은 순환수 분배노즐을 나타낸다. 그리고 Fig. 3.8은 축열조 내

의 센서 위치(a)와 축냉시 빙 제조 사진(b)을 나타낸다.

축열조는 1000(W)×700(L)×1150(H)의 크기로 제작되어 있으며, 외부로의 열손실을 방지하기 위하여 35mm두께의 우레탄폼으로 단열하였다. 새로운 방식의 경우에는 축열조 하부에 재질이 알루미늄인 200×190×20mm인 6개의 수직 평판형 증발판이 설치되어 있으며, 기존방식도 동일한 크기와 개수의 증발판이 축열조 상부에 설치되어 있다. 또한, 기존방식은 Fig. 3.6(b)와 Fig. 3.7에서와 같이 축열조 내의 물이 순환수 펌프에 의해 상부 증발판 위의 분배노즐로 유입되어 증발판 양면으로 고른 분포를 가지면서 흘러내리는 구조로 되어 있다. 그리고 축방냉시 축열조 내 온도분포를 파악하기 위하여 Fig. 3.8에서와 같이 모서리 부분 4개소에 열전대를 설치하였으며, 높이별로는 20mm, 140mm, 260mm, 380mm, 500mm, 620mm의 위치에 모두 24개의 열전대를 설치하여 온도분포를 측정하였다

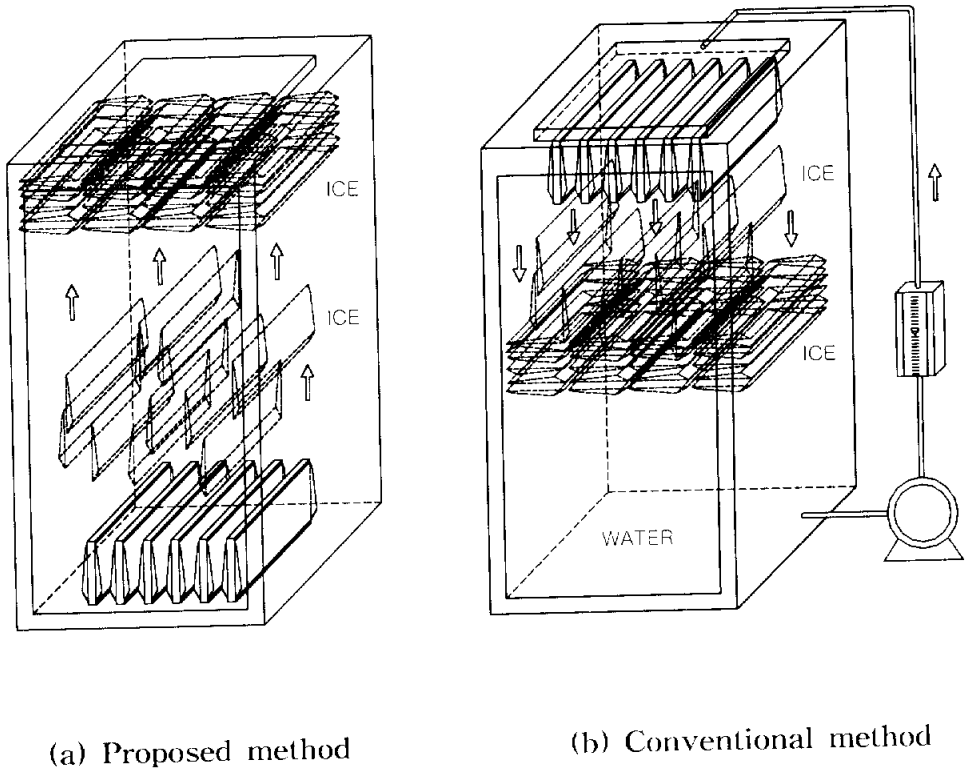


Fig 3.6 Schematic diagram of conventional and proposed method

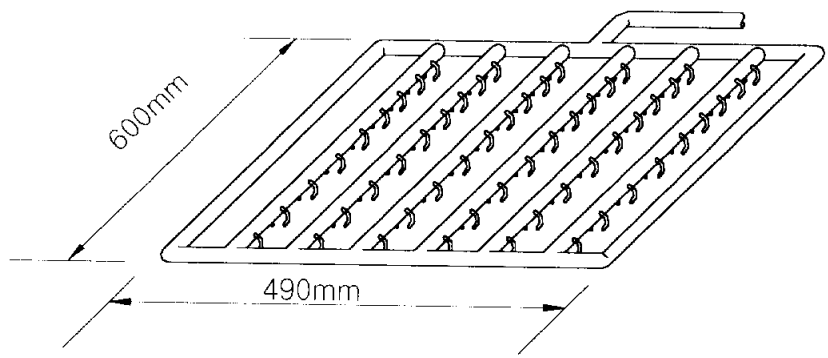
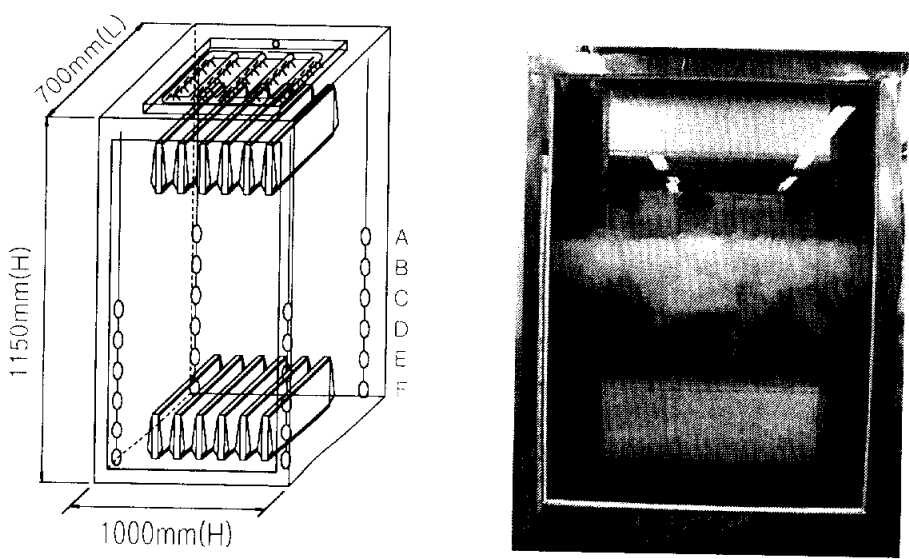


Fig 3.7 Schematic diagram of water spray nozzle



(a) Detail diagram of ice storage tank (b) Ice in the ice storage tank

Fig 3.8 Schematic diagram of ice storage tank

3.1.2 실험방법

(1) 축열조 특성 실험 방법

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 하였으며, 축냉실험에 있어서는 증발기 입구측 냉매의 온도를 $-4^{\circ}\text{C} \sim -18^{\circ}\text{C}$ 의 범위에서 각 실험 조건별 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°C 로 동일하게 설정하여 축냉실험을 수행하였다.

축냉실험은 각 조건별 동일시간 동안 실시하였으며, 증발기 입구측 냉매 온도를 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 한 후 축열조 하부에서 유출되도록 제작하였다. Table 3.1은 본 실험에 사용된 실험조건을 나타내었다.

Table 3.1 Experimental conditions

Parameters	Conditions
Refrigerant	HCFC-22
Inlet refrigerant temperature, [℃]	-4~-18
Defrost refrigerant temperature, [℃]	-4
Initial water temperature, [℃]	17
Cooling water temperature, [℃]	20±0.5
Cooling water flow rate, [l/min]	10
Chilled water flow rate, [l/min]	4, 8
Charging processing time, [h]	5
Using limit temperature, [℃]	7, 10

(2) 시스템의 특성 실험 방법

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°C 와 -18°C 의 경우에 대하여 실시하였고, 증발기 출구측의 제상 설정 냉매온도는 -1°C 와 -3°C 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. 이때 핫가스에 의한 제상시간은 4분이며, 제상 종료 후 탈빙이 이루어지는 시간은 3분, 핫가스 순환에 의한 탈빙 종료 후, 시스템 재가동에는 7분이 소요되도록 설정하여 실험을 하였다. 그리고 증발판에서 얼음이 분리될 때에는 증발판 하부에 설치되어 있는 탈빙 촉진 순환펌프가 가동되어 분사 노즐에 물을 공급시켜 분사되도록 하여 탈빙을 촉진시킬 수 있도록 하였다. 이때, 탈빙된 얼음은 Fig. 3.5에서와 같이 비중 차에 의해 축열조 상부로 떠올라 순차적으로 쌓이게 된다.

본 실험에서 증발기 출구측의 냉매온도를 -1°C 와 -3°C 로 설정한 것은 시스템의 축냉 운전과 탈빙 운전의 주기성을 부여하여 최적 운전 주기를 얻고자 하였으며, 축냉 실험은 동일시간 동안 실시하였다. Table 3.2는 본 실험에 사용된 실험조건을 나타내며, 실험은 3가지 경우로 나누어 각각 실시하였다.

Table 3.2 Experimental conditions

Parameters	Pattern A	Pattern B	Pattern C
Refrigerant	HCFC-22		
Inlet refrigerant temperature, [℃]	-13	-13	-18
Outlet refrigerant temperature, [℃]	-1	-3	-3
Initial water temperature, [℃]	17±0.5		
Cooling water temperature, [℃]	20±0.5		
Cooling water flow rate, [l/min]	10		

(3) 성능비교 실험방법

실험은 새로운 방식을 먼저 수행한 후, 동일조건에서 기존방식에 대하여 실시하였으며, 장치의 안정화를 위해 축냉모드로 전환한 후 축열조 내의 온도 및 각종 실험조건을 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 축냉실험을 먼저 실시한 후 방냉실험을 하였으며, 축냉과정 중 탈빙은 증발기 출구측 냉매온도가 일정 설정온도에 이르면 장치가 제상운전 모드로 전환되어 탈빙이 이루어지도록 하였다. 그리고 탈빙을 위한 증발기 출구측 제상 설정온도는 -2℃에서 실시하였다.

방냉실험은 축냉실험 후 일정 냉수량을 부하측과 축열조로 순환시킴에 따

라 축열조 내의 온도분포와 부하측 팬코일 유니트(FCU)의 입출구 온도변화 등을 파악하였다.

방냉시 부하측은 FCU를 사용하였으며, 환수되는 순환수는 효율을 증대시키기 위하여 축열조 상부에 분사노즐을 설치하여 일정하게 조 내로 분사되면서 얼음과 열교환을 할 수 있도록 하였다. 그리고 부하측으로 유입되는 냉수는 축열조 내에서 충분한 열교환을 한 후 축열조 하부로 유출되도록 하였다. Table 3.3은 본 실험에 사용된 실험조건을 나타낸다.

Table 3.3 Experiment conditions

Parameter	Conditions
Refrigerant	HCFC-22
Refrigerant flow rate, [kg/h]	57.6
Defrost refrigerant temperature, [℃]	-2
Initial water temperature, [℃]	25
Cooling water temperature, [℃]	20±0.5
Cooling water flow rate, [l/min]	12
Chilled water flow rate, [l/min]	35
Charging processing time, [h]	10
Using limit temperature, [℃]	10

3.2 히트펌프 특성 실험장치 및 방법

3.2.1 실험장치

Fig. 3.9는 히트펌프 실험장치의 개략도를 나타낸 것이다. 실험 장치는 크게 축열조 부분과 방열을 위한 FCU 및 공기열원 히트펌프 시스템으로 구성되었다. 축열조 부분과 방열을 위한 FCU는 축냉실험시와 동일한 것을 사용하였으며, 히트펌프 시스템에 있어서는 공기열원 히트펌프 실험을 위해 공랭식 증발기를 사용하였고, 압축기와 기타 부속기기들은 축냉시와 동일한 것을 이용하였다.

장치는 기존의 축냉시와는 달리 시스템 중에 설치되어 있는 전자밸브들에 의해 냉매의 순환흐름이 반대로 순환되게 하였다. 장치의 조작은 콘터를 장치에서 히트펌프 운전모드로 조작이 가능하도록 구성하였다.

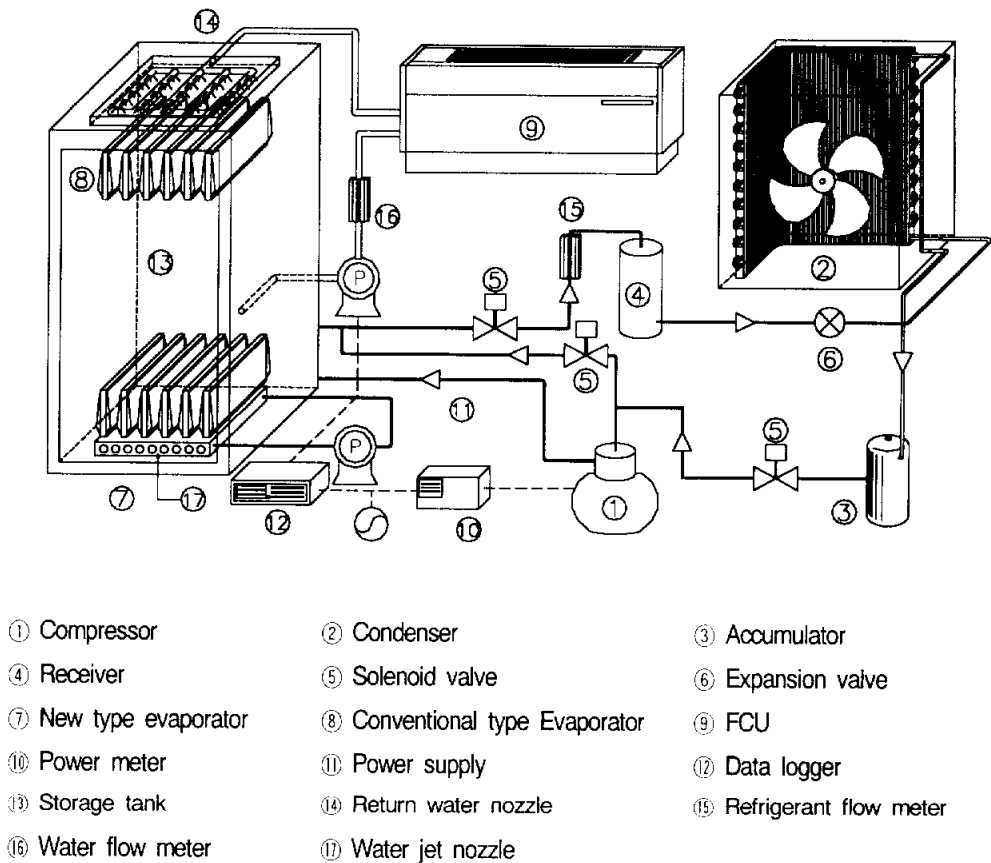


Fig. 3.9 Schematic diagram of experimental apparatus of heat pump

3.2.2 실험방법

실험은 크게 기존의 하베스트 방식에 의한 축열실험과 새로운 방식에 의한 축열실험으로 나누어 수행하였다. 각각의 실험은 냉매순환량을 상중하로 나누어 실시하였다. 그리고 축열매체의 영향을 분석하기 위하여 냉매순환량이 중간 일 때를 기준으로 축열매체 유무에 따른 특성을 분석하였다.

각 실험에 있어 실험은 먼저 축열 실험을 심야를 기준으로 10시간 운전하는 경우를 대상으로 장치의 특성 및 축열조 내의 축열특성을 분석하였다. 그리고 10시간 축열 운전 후 부하측인 FCU를 기준으로 방열실험을 수행하여 방열시의 특성을 파악하였다. Table 3.4는 축열 및 방열시의 실험조건을 나타내며, Fig. 3.10은 축열조 내 투입된 축열매체의 실물사진을 나타낸 것이다. 축열매체는 일반적으로 축열식 시스템에 사용되는 것으로 내부에는 상변화 물질(PCM, Phase Change Material)이 내장되어 있으며, 그림에서와 같이 판형 타입과 봉형 타입으로 본 실험에서는 두 가지 타입 모두 사용하였다.

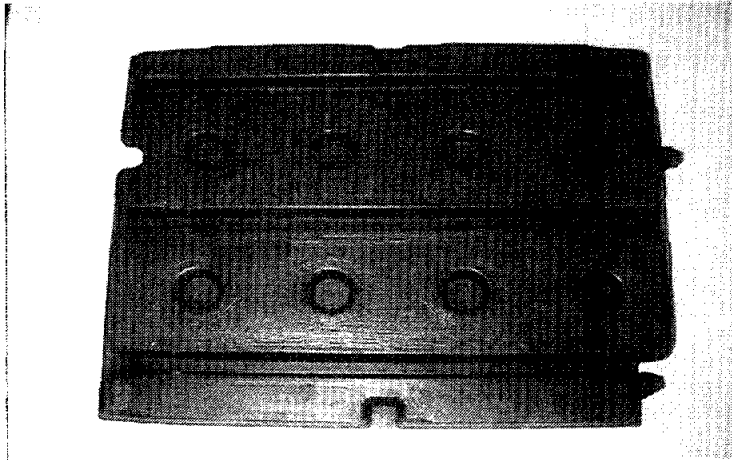
상변화 물질은 $\text{NaSO}_4 \cdot 10\text{H}_2\text{O}$ 계에 특정 첨가제가 포함된 물질로 일반적인 물성치는 Table 3.5와 같다.

Table 3.4 Experimental conditions

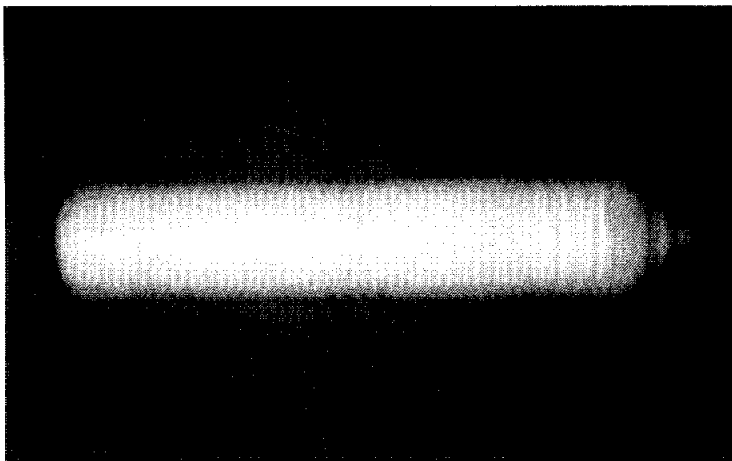
Parameter	Conditions
Refrigerant	HCFC-22
Refrigerant flow rate, [kg/h]	72, 54, 43
Initial water temperature, [℃]	25
Cooling water temperature, [℃]	20±0.5
Cooling water flow rate, [l/min]	12
Heated water flow rate, [l/min]	35
Charging processing time, [h]	10
Using limit temperature, [℃]	10

Table 3.5 Properties of phase changing substance

Parameter	Values
Density, kg/m ³	1,490.5
Liquid of specific heat, kcal/kg℃	0.4
Solid of specific heat, kcal/kg℃	0.3
Latent heat, kcal/kg	22,714
Freezing point, ℃	8.5



(a) Plate type PCM



(b) Stick type PCM

Fig. 3.10 Photograph of PCM

제 4 장 수중 하베스트형 빙축열 시스템의 특성실험

4.1 축열조 특성 실험

4.1.1 축냉시 온도분포 특성

Fig. 4.1은 증발기 입구측 냉매온도가 -4°C , 출구측 냉매온도가 -4°C , 축열조 내 초기수온 17°C , 축냉시간이 40분 경과한 후 축열조 내의 수평적 온도분포를 나타낸 것이다.

각 위치의 온도분포는 Fig. 3.4의 축열조 단면상의 A, B, C, D, E점과 각 점에 대응하는 축열조 하단으로부터 높이 50, 150, 250, 350, 450, 550, 650mm인 지점에서의 온도를 나타낸 것이다. 그림에서와 같이 높이별로는 온도차가 뚜렷이 발생되지만, 수평 지점간의 온도차는 크게 나타나지 않고 있다. 또한 축열조 중상부(350, 450, 550, 650mm)에서는 초기 수온이 거의 그대로 유지되고 있다. 그러나 증발판이 설치된 하부(50, 150mm)에는 초기 수온보다 많은 냉각이 이루어지고 있다. 그리고 축열조 중하부분(250mm)은 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.

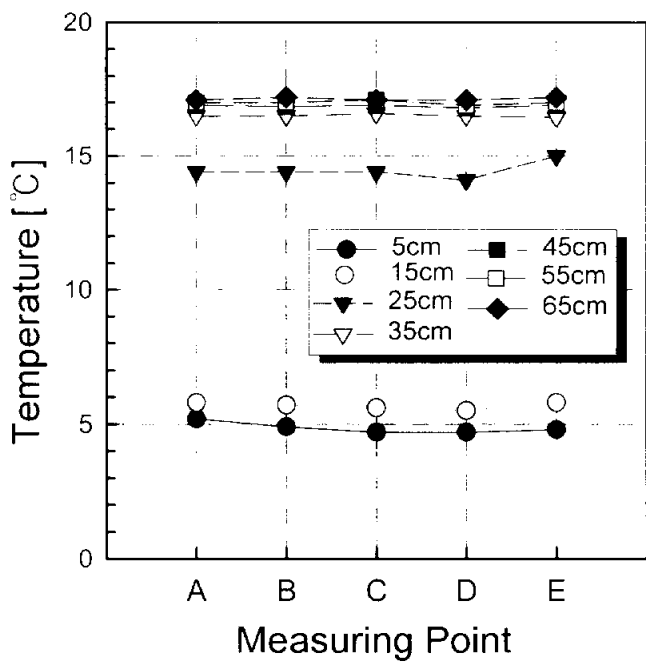


Fig. 4.1 Horizontal temperature distribution in ice-storage tank
(T_e : -4°C , time : 40min)

Fig. 4.2는 증발기 입구온도가 -4°C 로 축냉 운전시 축열조 중앙부(E-1~E-5)의 축냉시간에 대한 수직온도분포를 나타낸 것이다. 최초 탈빙이 발생되기 전까지는 축열조 상부와 하부는 큰 온도차를 나타내고 있다. 그러나 45분 경과 후 최초 탈빙운전이 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 혼합대류현상은 입구 냉매온도가 -4°C , -13°C 거의 모든 경우에서 동일한 형태로 발생되고 있다. 이와 같이 계단형 온도강하 형태를 나타내는 것은 최상부로 떠오른 얼음이 상부 물과의 온도차에 의해 용해잠열을 흡수하여 일정 시간동안 용해를 계속하게 됨으로서 일정한 온도대를 유지하는 것으로 판단된다. 그리고 탈빙을 촉진시키기 위한 살수펌프는 하부의 냉각된 물을 흡입하여 분사함으로써 상·하부의 대류를 촉진시켜 축열조 전체 수온의 평준화를 유발시키고, 증발판에서의 전열을 촉진시키는 작용도 하는 것으로 판단된다.

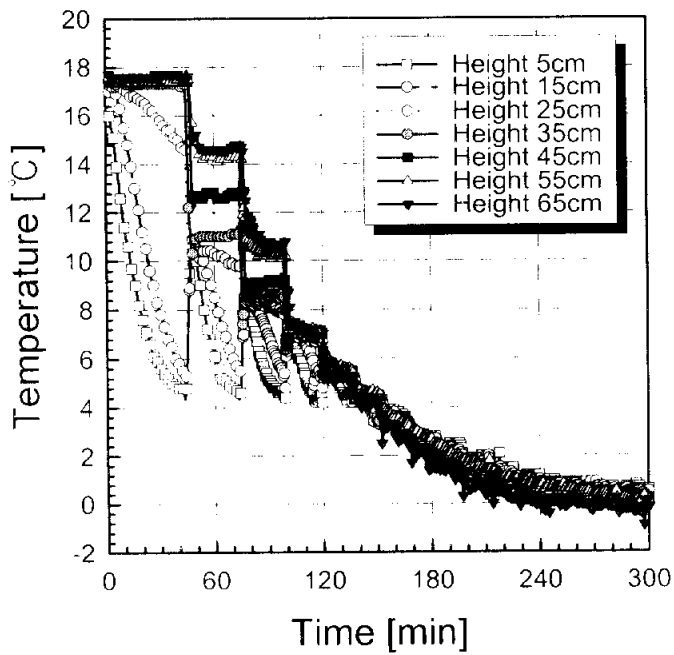


Fig. 4.2 Vertical temperature distribution in the center of ice storage tank at accumulation of cold($T_e : -4^{\circ}\text{C}$)

Fig. 4.3은 입구온도 -4°C 와 -13°C 인 경우의 축냉시 각 축열조 중앙부분(E센서)의 하부에서 150mm, 350mm, 550mm 위치의 수온변화를 시간에 따라 나타낸 것이다. 입구온도 -13°C 로 운전한 경우 축열조 내 온도분포는 입구온도 -4°C 로 운전한 경우에서와 같이 계단형 수온변화가 발생되고 있지만, 최초 탈빙시간이 길고, 탈빙주기도 입구온도 -4°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.

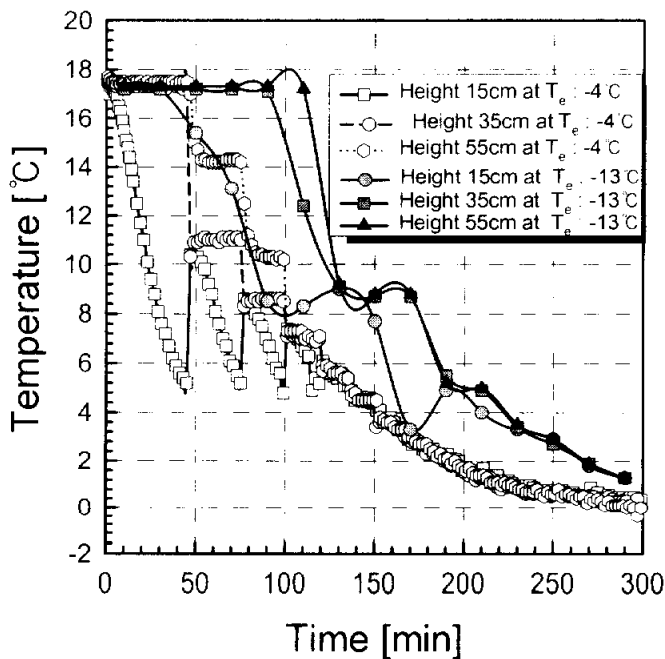


Fig. 4.3 Vertical temperature distribution in ice-storage tank at charge of cold mode(T_e : -4°C , -13°C)

4.1.2 방냉시 온도분포 특성

Fig. 4.4는 부하측 냉수의 순환유량이 각각 4 l/min과 8 l/min인 경우, 방냉시 축열조 내 중앙부분(E-1~E-7) 수직방향의 높이별 온도변화를 방냉 시간에 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.

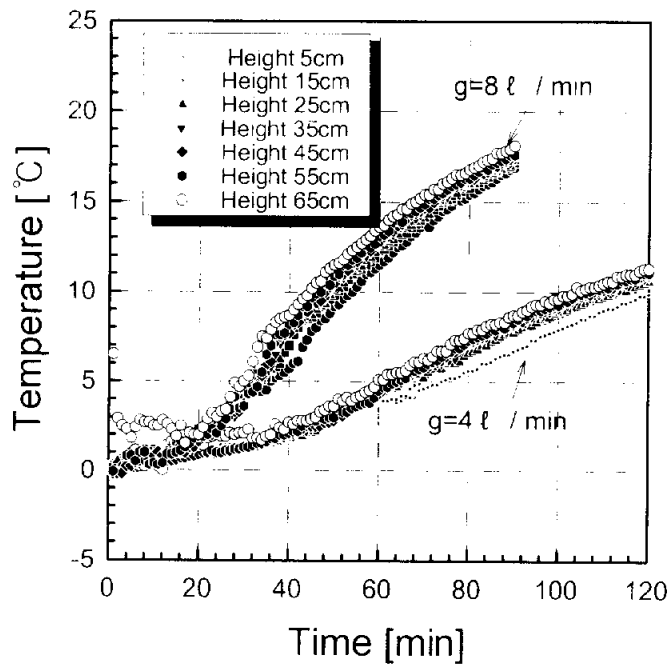


Fig. 4.4 Vertical temperature distribution in the center of ice storage tank at charge of cold mode

4.1.3 축열조 입·출구 온도 및 방냉특성

Fig. 4.5는 방냉시 냉수 순환유량이 각각 4 l/min과 8 l/min인 경우, 축열조 입·출구의 온도변화를 시간 변화에 따라 나타낸 결과이며, 방냉시 부하로 팬코일유닛(FCU)을 사용하였다.

일반적으로 빙축열시스템에서 방냉시 축열조에서 냉열을 추출할 때에는 축열조 순환수 출구온도를 공급한계온도 내에서 지속적으로 공급할 수 있어야 한다. 따라서, 방냉실험은 실험조건에서 설정한 출구측 순환수온도가 이용한계온도($T_{\theta}=7\sim 10^{\circ}\text{C}$)에 이르는 시간동안 실시하였으며, 순환수 출구온도의 변화와 이용한계온도에 이르기까지의 유지시간 및 특성을 검토하였다. 그림에서와 같이 유량 4 l/min의 경우가 8 l/min의 경우보다 출구측의 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, $T_{\theta}=7^{\circ}\text{C}$ 일 때 약 4360kcal/h이며, 유량 8 l/min인 경우는 4521.6kcal/h로 나타났다. 그리고 $T_{\theta}=10^{\circ}\text{C}$ 일 때에는 5214.4kcal/h, 5339.2kcal/h로 총방냉량에서는 큰 차이를 나타내지 못하였다.

Fig. 4.6은 냉수 순환유량에 대해 축열조 입·출구 온도차와 방냉량의 시간에 따른 변화를 나타낸 결과이다. 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/min 일 때보다 높아지는 것으로도 확인이 가능하다. 따라서, 이 결과가 Fig. 4.6 에서와 같이 축열조 입·출구 온도차의 감소현상을 일으켜 방냉율이 점점 저하하는 원인이 되는 것으로 판단된다.

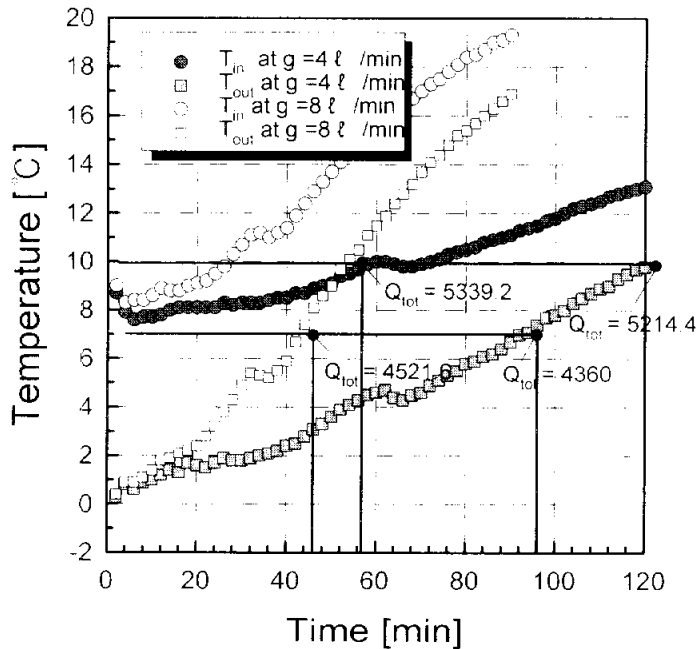


Fig. 4.5 Inlet/outlet of ice storage tank at charge of cold mode

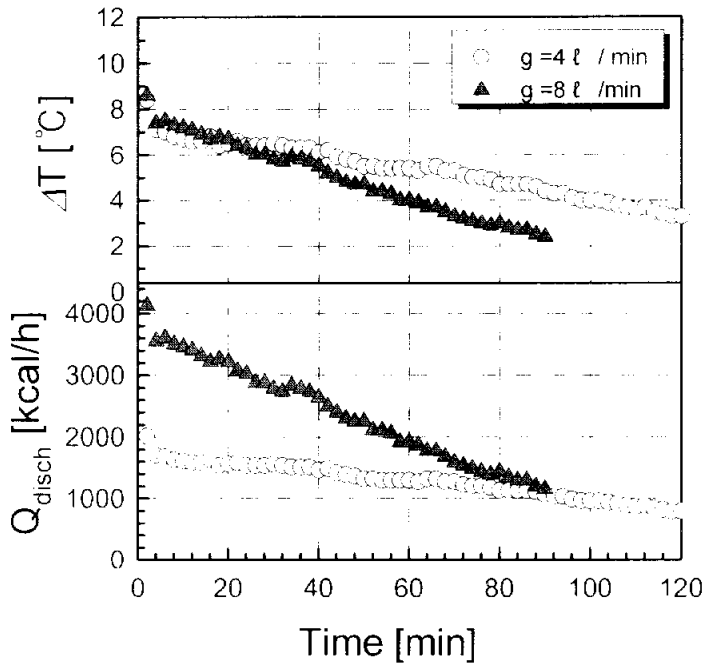


Fig. 4.6 Temperature difference of ice-storage tank inlet/outlet and quantity of charge of cold

4.2 시스템의 운전 특성실험

4.2.1 증발기 입출구 온도변화 특성

Fig. 4.7과 4.8은 축냉 과정 동안의 증발기 입·출구측 냉매온도의 변화를 나타낸 것이다. 그림에서와 같이 증발기 입구측과 출구측의 냉매온도 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 되면 제상의 시작과 종료에 의해 냉매온도가 원상태로 회복하려는 성질 때문으로 판단된다.

Fig. 4.7은 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 작용 할 것으로 판단된다.

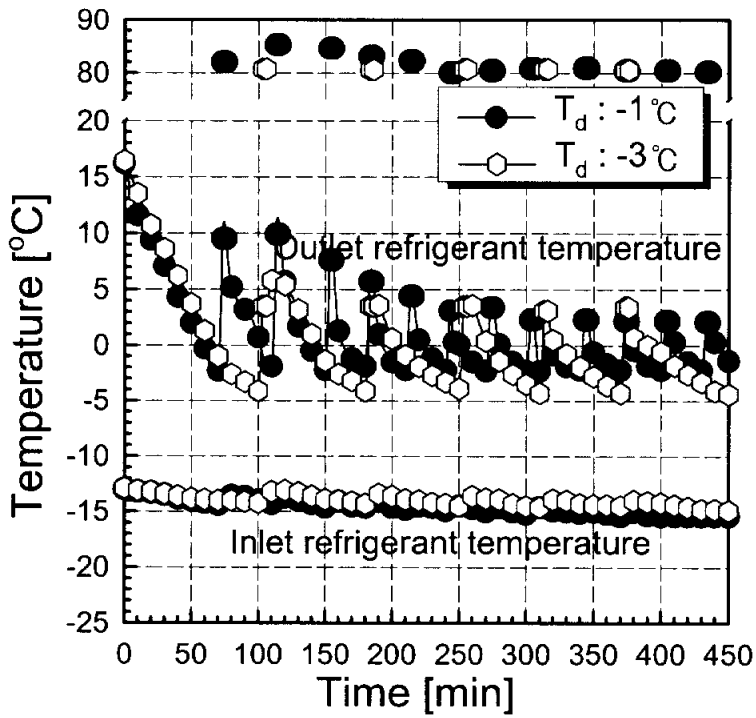


Fig. 4.7 Temperature of evaporator inlet/outlet according to defrost setting temperature($T_e : -13^{\circ}\text{C}$)

Fig. 4.8은 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 나타내고 있다. 그리고 C의 경우가 B의 경우보다 탈빙에 이르기까지의 시간이 많이 소요되고, 제상회수도 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 때문으로 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.

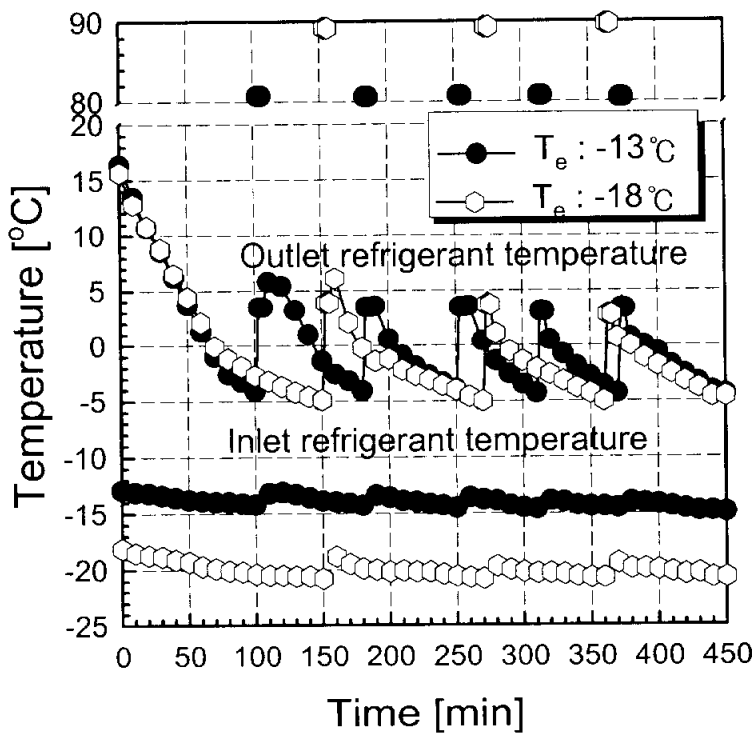


Fig. 4.8 Temperature of evaporator inlet/outlet according to setting temperature of evaporator inlet ($T_d : -3^\circ\text{C}$)

4.2.2 압력, 소비동력 및 응축열량의 변화 특성

Fig. 4.9와 4.10은 제빙 과정 동안 증발압력과 응축압력 및 압축기 소비동력의 변화를, 그리고 Fig. 4.11은 응축열량의 변화를 나타낸 것이다.

Fig. 4.9에서 증발압력은 Pattern C의 경우가 Pattern A, B의 경우보다 낮게 나타났다. 이것은 Pattern C의 경우 Fig. 4.8의 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. 4.10은 각 조건별 압축기의 소비동력을 파워메타로 측정한 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. 4.11은 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 변동 현상은 제빙 및 탈빙 과정의 반복현상에 기인하는 것으로 판단된다.

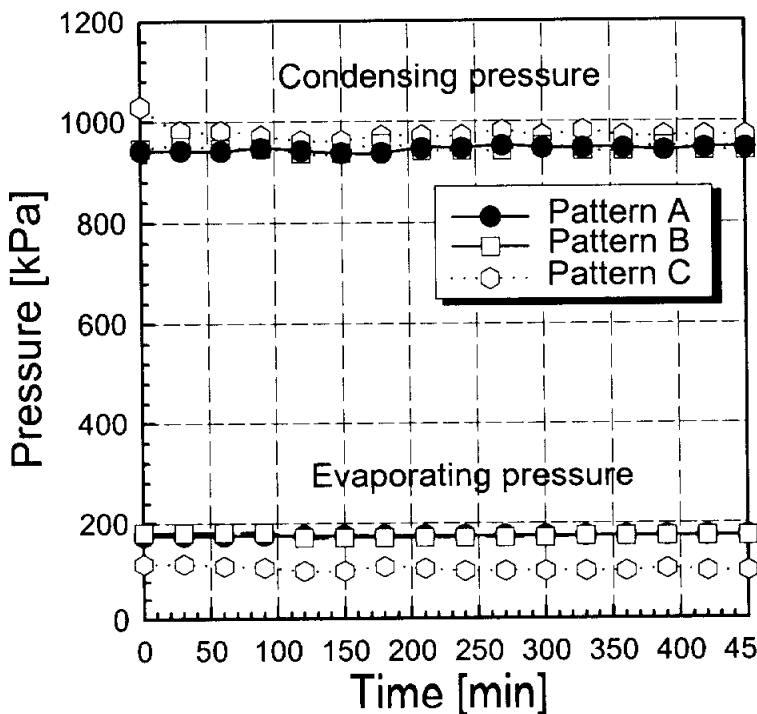


Fig. 4.9 Evaporating and condensing pressure at each condition

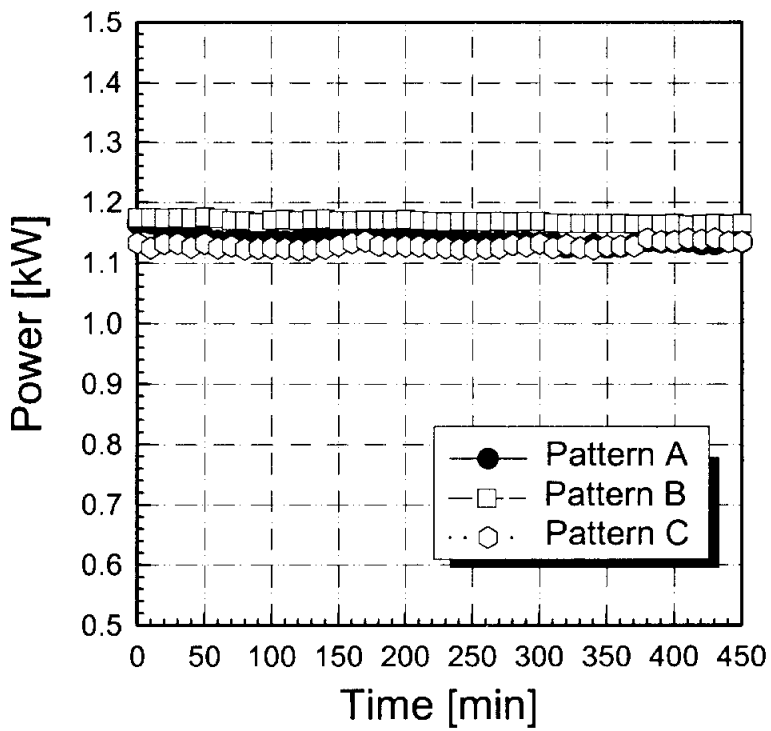


Fig. 4.10 Electric power at each condition

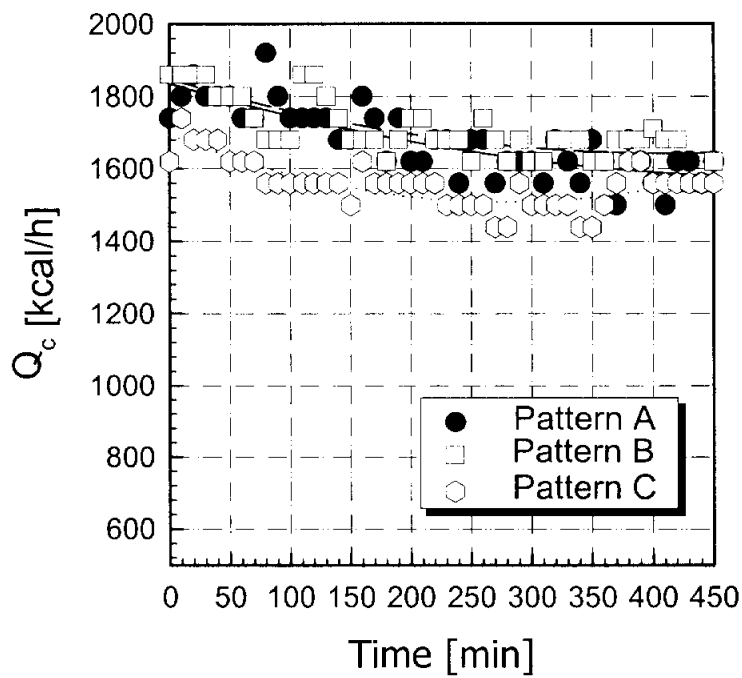


Fig. 4.11 Condensing heat capacity at each condition

4.2.3 냉동능력 및 성능계수 변화 특성

Fig. 4.12와 4.13은 축냉과정 동안의 냉동능력과 성능계수(COP)의 변화를 나타낸 것이다.

Fig. 4.12에서 냉동능력의 계산은 여러 가지 방식으로 계산이 가능하지만 실험의 편의와 계산의 정확성을 도모하기 위하여 단위 시간당의 현열 변화량과 시간당 생성되는 얼음의 잠열 변화량으로 부터 계산하였다. 그리고 생성되는 얼음의 양은 축열조 내의 부피 변화로 측정하였으며, 평균 수온은 축열조 내 중앙부분과 각 모서리부분 5개소, 높이별 7개소에 총 35개의 열전대를 설치하여 이들로부터 측정된 온도를 평균하여 계산하였다.

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

여기서, m_w 는 축열조 내 물의 양을 나타내며, c_p 는 물의 비열, $\Delta \dot{T}(=T_{ini}-T_{tf})$ 는 단위 시간당의 수온변화로 이는 축열조 내의 순간평균 수온과 동결온도(0℃)로부터 계산하였으며, $\dot{m}_{ice}$, L_w 는 각각 단위 시간당 생성되는 얼음량과 응고잠열을 나타낸다. 그리고 $\dot{m}_r$ 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. 축냉이 진행될수록 축열조 내 열부하의 감소 때문으로 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.

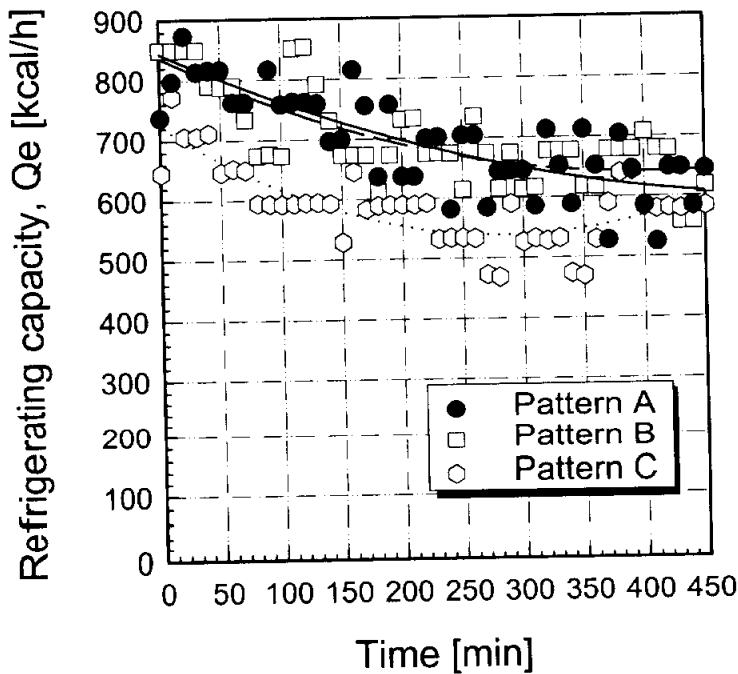


Fig. 4.12 Evaporating capacity at each condition

Fig. 4.13은 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.

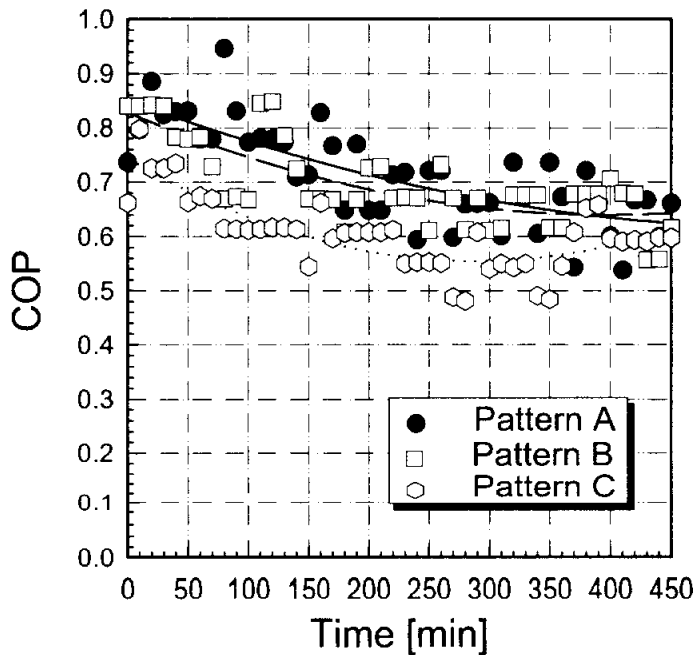


Fig. 4.13 COP at each condition

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 운전시 증발기 입구 냉매온도 및 제상 설정 냉매온도가 높을수록 시스템의 성능계수가 높게 나타나므로 유리함을 알 수 있다.

4.3 기존 방식과의 특성 비교

4.3.1 축방냉시 축열조 내 온도분포

(1) 축냉시

Fig. 4.14와 4.15는 새로운 방식과 기존방식에 있어서 증발기 내 냉매순환량 57.6kg/h, 제상설정온도 -2°C , 축열조 내 초기수온 25°C , 축냉시간 10시간 경과 시까지의 축열조 내 온도분포를 나타낸 것이다. 상기 실험조건들은 사전 충분한 예비 실험을 거쳐 설정한 조건이며, 조 내 초기수온이 실험조건보다 높은 것은 2가지 방식의 실험조건을 동일하게 설정하기 위하여 편의상 실험 당시의 외부 수도수를 그대로 사용하였기 때문이다. 그림에서 각 위치의 온도분포는 축열조 하부에서 상부로 수직부분이며, 위치는 20(F), 140(E), 260(D), 380(C), 500(B), 620mm(A)인 지점에서의 평균온도를 나타낸 것이다.

새로운 방식의 경우 그림에서와 같이 높이별로는 뚜렷한 온도차가 발생되며, 축열조 중상부(380, 500, 620mm)에서는 운전개시 약 2시간까지 초기 수온이 거의 그대로 유지되고 있다. 그러나 증발판이 설치된 하부(20, 140mm)에서는 초기 수온보다 많은 냉각이 이루어지고 있다. 그리고 축열조 중하부분(260mm)은 하부로의 열확산으로 인해 중상부 보다는 수온이 다소 낮아지고 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. 그러나 운전 2시간 경과 후에는 최초 탈빙이 시작됨과 동시에 축열조 하부로부터 탈빙된 얼음이 상부로 떠

오름에 따라 혼합 대류 현상이 발생되어 중상부의 온도는 낮아지는 현상이 발생되고 있다. 이와 같은 현상은 첫 번째 탈빙 이후 일정한 시간 간격으로 계속적으로 탈빙주기가 형성되어 그림에서와 같이 축열조 중상부는 계단형 온도하강 현상이 나타나게 된다. 이와 같은 계단형 온도강하 현상은 최상부로 떠오른 얼음이 상부 물과의 온도차에 의해 용해잠열을 흡수하여 일정 시간동안 용해를 계속하게 됨으로서 일정한 온도대를 유지하는 것으로 판단된다. 그리고 운전시작 약 4시간 이후부터는 상부의 온도가 하부의 온도보다 낮아지는 현상을 나타내고 있다. 이것은 이 때부터 상부에 저장된 얼음의 잠열 흡수능력이 떨어지고, 얼음이 상부에 존재함에 따라 하부로 대류가 발생되기 때문으로 생각된다.

Fig. 4.15는 새로운 방식과 동일한 조건인 냉매순환량 57.6kg/h, 제상설 정온도 -2°C , 축열조 내 초기수온 25°C , 상부 증발판으로의 순환수량 20 l/min, 축냉 10시간 운전한 경우, 기존방식에서의 축열조 내 수직 온도분포를 나타낸 결과이다. 이 때, 증발판으로의 순환수량은 충분한 예비실험을 거쳐 증발판에 고른 분포를 가지면서 일정한 유량이 공급될 수 있는 구조로 하였다.

그림에서와 같이 축열조 내 온도는 시간경과에 따라 거의 선형적으로 낮아지는 결과를 나타내고 있다. 이와 같은 현상은 기존방식의 경우 계속적으로 순환펌프에 의해 축열조 내의 물이 하부에서 유출되어 상부의 분배 노즐에 공급되고, 증발판을 흘러내리면서 얼음이 생성되어 증발판과 조 내의 순환수가 충분한 열교환을 할 수 있는 시간적 여유가 적어 불안정한 얼음이 생성되기 때문으로 판단된다. 즉, 새로운 방식의 경우에는 정지된 물이 하부의 증발판과 직접 열교환을 하는데 비해 기존방식은 물이 순환하면서 공기 중에서 열교환이 이루어져 얼음의 생성과 성장에 상당히 불리한 조건이

형성되는 것으로 판단된다.

그림에서 운전 약 1시간 이후부터 상부의 수온이 더 낮아지는 현상을 나타내지만 전 운전시간에 걸쳐 상하부의 온도차는 크게 발생되지 않았다.

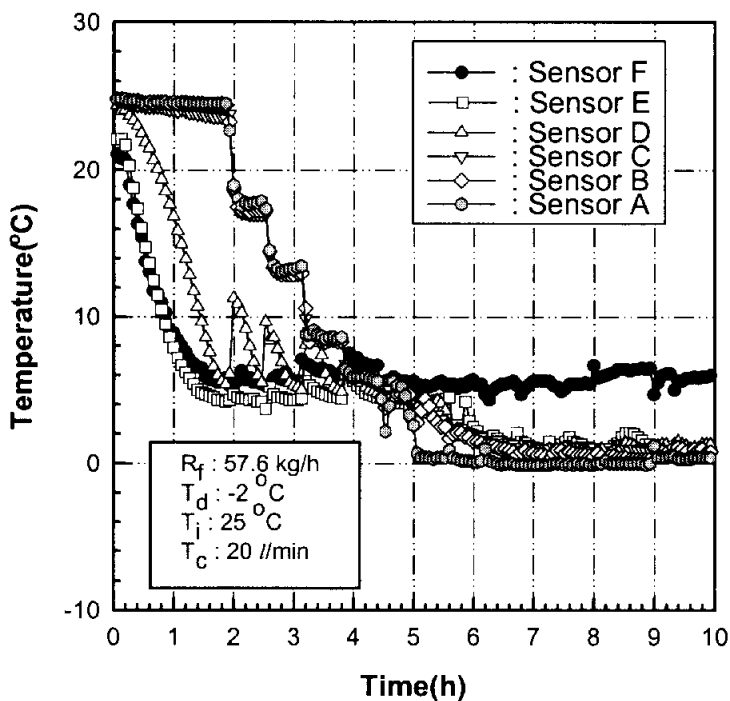


Fig. 4.14 Vertical temperature of ice storage tank for new type apparatus at charge of cold mode

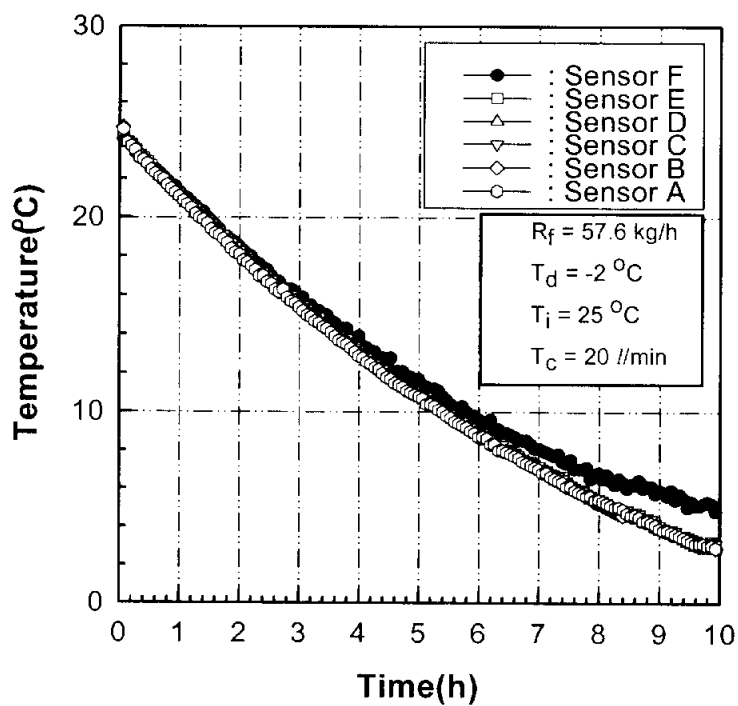


Fig. 4.15 Vertical temperature of ice storage tank for usual type apparatus at charge of cold mode

(2) 방냉시

Fig. 4.16은 새로운 방식에 있어 10시간 축냉 완료 후 부하측 냉수 순환 유량 35 l/min , 부하측 외기온도 27°C , 상대습도 80%, 풍량 $678\text{m}^3/\text{h}$ 인 경우를 대상으로 방냉시 축열조 내 수직방향의 높이별 온도분포를 나타낸 것이다. 그림에서와 같이 방냉 시작 초기에는 축열조 최하부의 온도가 가장 높고, 최상부 온도가 가장 낮게 나타나고 있다. 이것은 축냉시 만들어진 얼음이 축열조 상부에 저장되어 있다가 부하측으로부터 유입되는 순환수와 열교환시 잠열 흡수에 기인하기 때문으로 생각된다. 그리고 이와 같은 온도분포는 상부의 경우에는 거의 0°C , 하부에는 4°C 정도로 약 90분까지 계속 유지되는 것으로 나타났다.

Fig. 4.17은 동일조건에서 기존방식의 방냉시 축열조 내 수직온도 분포를 나타낸 것이다. 그림에서와 같이 방냉 시작 약 1시간 정도까지는 최하부를 제외하고는 거의 온도분포가 발생되지 않았으며, 시간이 경과함에 따라 상하 전체의 온도도 거의 같아지는 경향을 나타내었다.

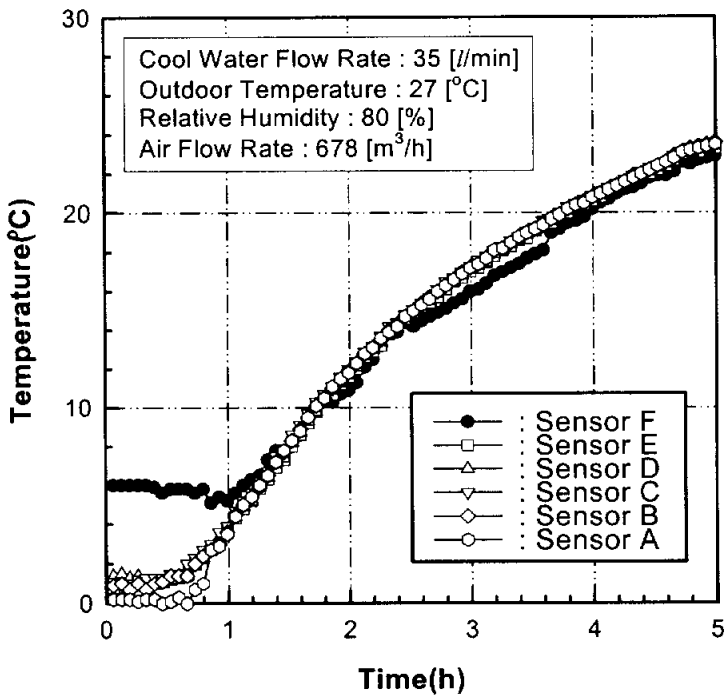


Fig. 4.16 Vertical temperature distribution of ice storage tank for new type apparatus at discharge of cold mode

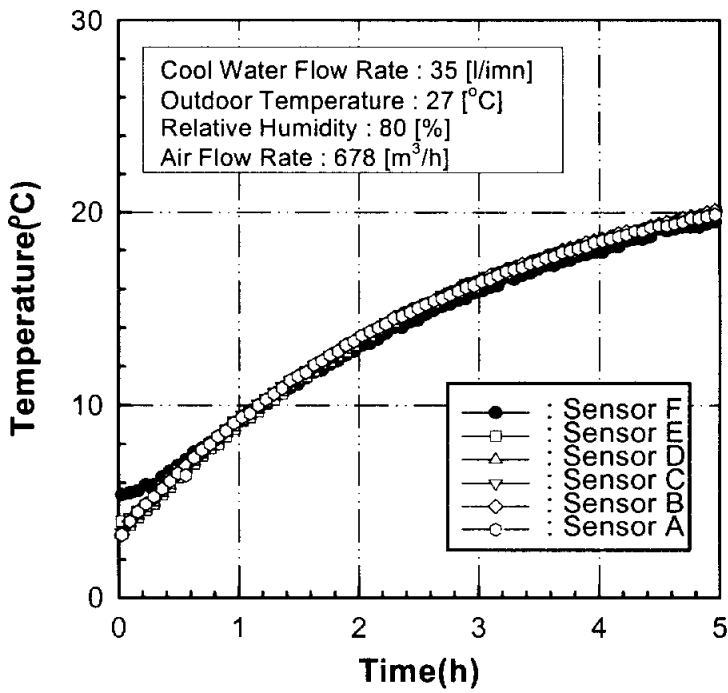


Fig. 4.17 Vertical temperature distribution of ice storage tank for usual type apparatus at discharge of cold mode

4.3.2 성능특성

(1) FCU 입 · 출구 온도

Fig. 4.18은 두 방식에 있어 방냉시 부하측인 FCU의 입 · 출구 온도변화를 비교한 결과이다. 이 때, 두 방식 모두 부하측 외기온도는 27℃, 상대습도 80% 및 FCU의 웬 풍량 678m³/h, 순환유량은 35 l/min으로 동일하게 설정하였다. 그림에서 새로운 방식의 경우에는 운전 약 65분까지는 FCU 출구온도는 거의 변화가 없이 약 3.5℃정도로 일정하게 운전되고 있다. 그리고 실험조건에서 설정한 이용한계온도 10℃에 이르는 시간은 약 100분 정도로 지속되고 있다.

동일한 조건에서 기존방식의 경우에는 출구온도가 거의 선형적으로 증가하고 있다. 그리고 이용한계온도 10℃에 이르는 시간도 약 60분 정도로 새로운 방식에 비해 A부분에 해당하는 만큼 빨리 도달하고 있다. 이와 같은 현상은 실제 장치의 경우 부하측 용량에 따라 더욱 큰 차이가 발생할 것으로 판단된다.

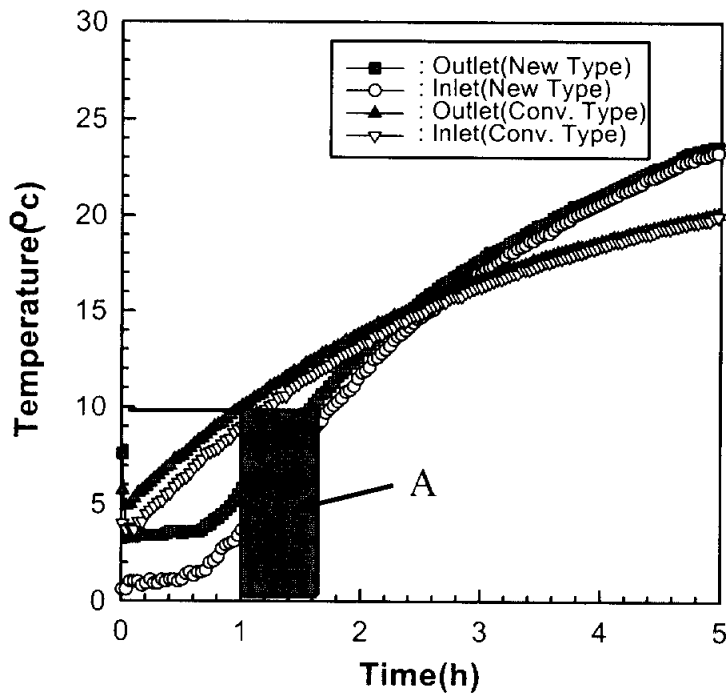


Fig. 4.18 Temperature of FCU inlet/outlet at discharge of cold mode

(2) 방냉능력 및 온도차

Fig. 4.19는 동일한 방냉조건에서 2가지 방식으로 10시간 축냉 운전한 후 FCU에서의 방냉능력과 입·출구 온도차를 나타낸 결과이다. 방냉능력은 FCU로 순환되는 냉수량과 입·출구 온도차를 이용하여 다음 식으로 계산하였다.

$$Q_e = m_w c_p (T_{out} - T_{in}) \quad (4)$$

여기서, m_w 는 FCU내로 순환하는 냉수량을 나타내며, c_p 는 물의 비열, T_{in} 와 T_{out} 는 냉수 입·출구 온도를 나타낸다.

그림에서와 같이 방냉능력과 온도차는 시간이 경과할수록 감소하는 경향을 나타내고 있다. 이것은 축열조 내 축냉능력의 감소에 기인하는 것으로 FCU로 순환되는 냉수량 및 부하량에 따라 방냉능력의 변화는 달라질 것으로 판단된다.

온도차는 새로운 방식은 초기 온도차가 약 2.5℃정도인데 비해 기존방식은 약 1.2℃로 새로운 방식이 더 크게 나타나고 있다. 이와 비례하여 방냉능력도 새로운 방식이 초기부터 5시간 방냉 완료까지 약 30%~40%정도 높게 나타나 새로운 방식이 더 우수함을 알 수 있다.

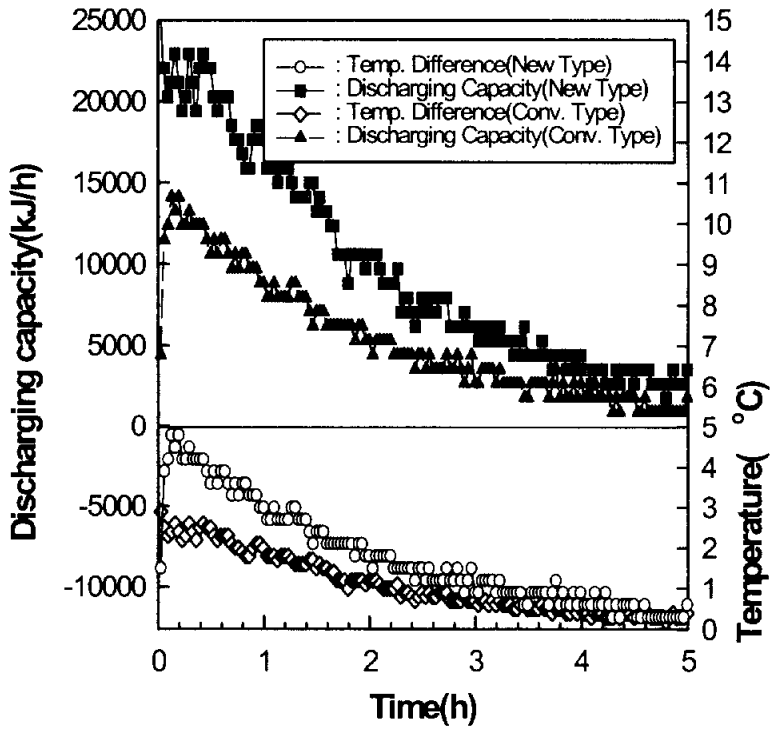


Fig. 4.19 Capacity of discharge of cold and temperature difference of FCU inlet/outlet

4.4 히트펌프 축방냉 특성 실험

4.4.1 축열실험

(1) 축열시 압축기 입출구 온도변화

Fig. 4.20~4.22는 기존 하베스트형 빙축열 시스템 방식과 새로운 수중 하베스트형 빙축열 시스템에 있어서 냉매순환량 변화에 따른 압축기 입출구 온도변화를 나타낸 것이다. 냉매순환량은 대(72kg/h), 중(54kg/h), 소(43kg/h)로 구분하여 실시하였다. 그림에서와 같이 냉매순환량의 변화에 따라 압축기 입구온도는 거의 변화가 없지만 출구온도는 냉매순환량이 많을수록 낮아지고 있으며, 기존 방식이나 새로운 방식 모두 동일한 결과를 나타내고 있다. 이와 같은 결과는 장치 내로 냉매순환량이 작을수록 압축기 내에서 냉매의 과열 정도에 기인하는 결과로 판단된다. 즉, 냉매순환량이 작을수록 압축기 내에서 냉매의 과열이 증가하여 토출가스의 온도가 증가하는 것으로 판단된다. 그리고 냉매순환량을 54kg/h로 하여 기존 방식과 새로운 방식을 비교한 결과 그림에서와 같이 새로운 방식이 입구 및 출구온도 모두 기존 방식보다 약간 낮게 나타나고 있다. 이것은 새로운 방식의 경우 축열조 내 수중에서 냉매의 응축이 발생됨으로서 기존 방식보다 응축이 잘 이루어진 결과로 판단된다. 따라서 압축기 내로 유입되는 냉매의 온도도 높아지고, 냉매의 상태 역시 기존 방식보다 과열도 적어 토출가스의 온도도 미소하게 낮아지는 것으로 판단된다.

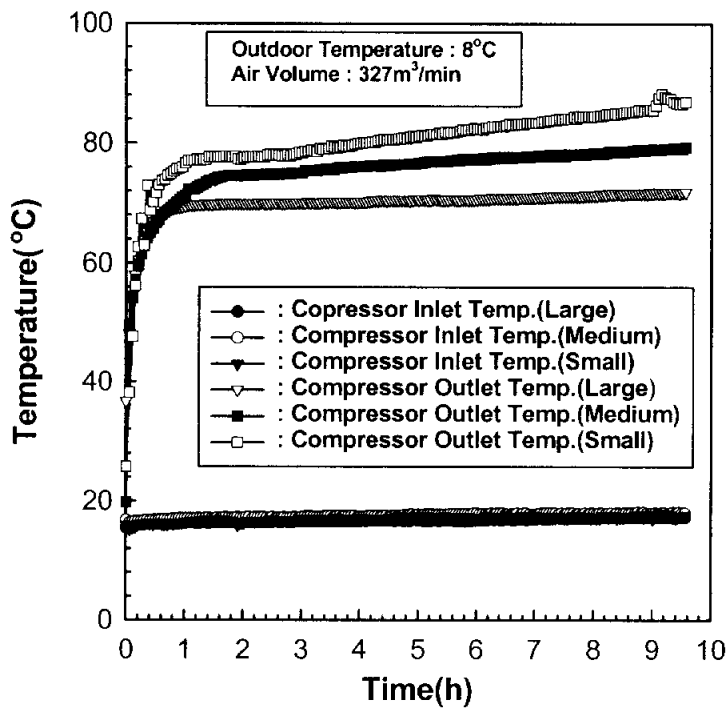


Fig. 4.20 Inlet/outlet temperature of compressor for usual type

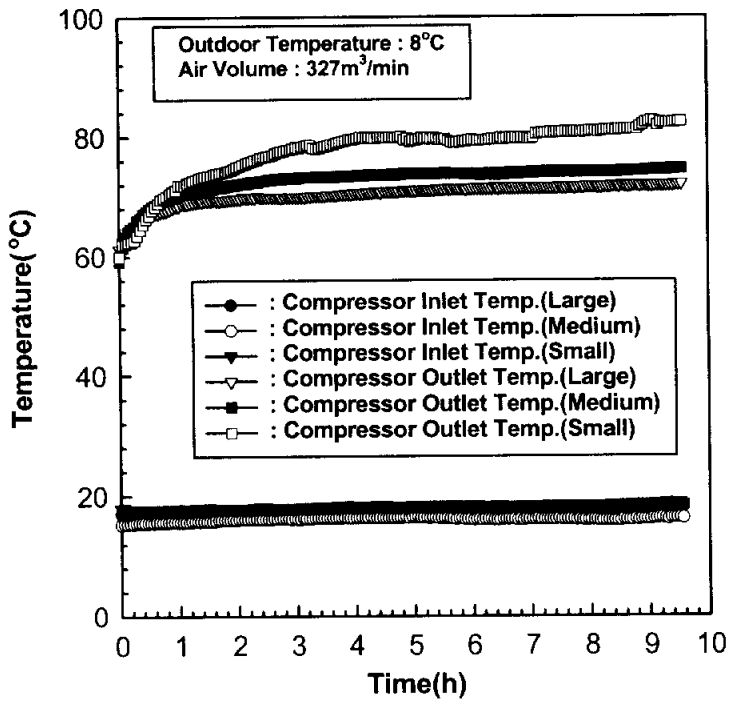


Fig. 4.21 Inlet/outlet temperature of compressor for new type

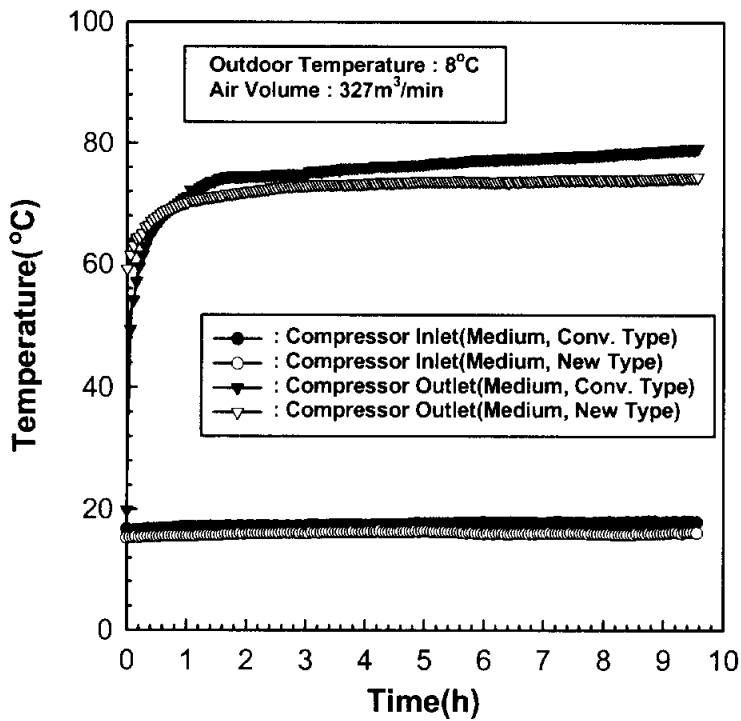


Fig. 4.22 Comparison inlet/outlet temperature of compressor between new and usual type

(2) 축열조 내 온도변화

Fig. 4.23은 냉매유량 변화에 따른 기존 및 새로운 방식에 있어서 축열시 축열조 내의 평균 온도분포를 나타낸 결과이다. 그림에서와 같이 시간이 경과함에 따라 축열조 내의 온도는 증가하는 경향을 나타내고 있다.

각 방식에 있어서 시간이 경과함에 따라 냉매순환량 변화에 있어서는 유량이 많을수록 축열조 내의 온도는 다소 높은 것으로 나타났다. 그리고 기존 및 새로운 방식의 비교는 기존방식이 새로운 방식보다 미소하게 높은 것으로 나타났지만 큰 차이는 나타내지 못하였다. 각 방식에 있어 유량이 많을수록 축열조 내의 온도가 미소하게 높은 것은 냉매순환량이 많아 외부 공기로부터 열회수량이 증가하기 때문으로 판단된다.

(3) 압축기 흡입 및 토출압력 변화

Fig. 4.24, 4.25는 기존 및 새로운 방식에 있어서 냉매순환량 변화에 따른 압축기 흡입 및 토출압력의 변화를 나타낸 것이다. 그림에서와 같이 시간이 경과함에 따라 압축기 흡입 및 토출압력은 증가하는 경향을 나타내고 있다. Fig. 4.24의 기존 방식에 압축기 흡입압력에 비해 토출압력은 냉매순환량의 영향을 크게 받는 것으로 나타났다. 그림에서 냉매순환량이 적을수록 토출압력이 높아지는 것으로 나타났다. 이것은 장치내 냉매순환량이 적을수록 압축기 흡입압력은 낮아지고, 상대적으로 압축기 내에서 냉매의 과열 증대에 따라 토출압력이 상승하는 것으로 판단된다. 이와 같은 결과는 Fig. 4.25의 새로운 방식에서도 동일한 경향을 나타내고 있다.

Fig. 4.26은 기존 및 새로운 방식에 있어서 냉매순환량을 중간 즉, 54kg/h로 하였을 때, 압축기 흡입 및 토출압력을 비교한 결과이다. 그림에서와 같이 두 방식의 흡입 및 토출압력은 뚜렷한 차이를 나타내고 있다. 기존 방식

의 경우 10시간 운전 동안 흡입압력은 3.9kg/cm^2 에서 6.6kg/cm^2 로 2.7kg/cm^2 차이를 나타내고, 토출압력은 10.8kg/cm^2 에서 20kg/cm^2 로 약 9.2kg/cm^2 정도의 차이를 나타내었다.

새로운 방식은 흡입압력의 경우 3.2kg/cm^2 에서 4kg/cm^2 까지 약 0.8kg/cm^2 정도의 증가를 나타내었고, 토출압력의 경우에는 운전 시작 9.5kg/cm^2 에서 13kg/cm^2 로 약 2.5kg/cm^2 정도 상승하였다.

두 방식을 비교하면, 흡입압력은 기존방식이 운전 10시간 후 약 60%, 토출압력은 약 65%정도 증가하였으며, 흡입압력의 변화량 비율은 약 30%, 토출압력의 변화량 비율은 약 27%정도 기존방식이 높게 나타났다. 이와 같은 결과는 기존 방식은 축열조 상부의 공기 중에서 방열이 이루어져 응축이 이루어지며, 새로운 방식은 축열조 내의 수중에서 방열이 이루어지고, 응축이 됨으로서 상기와 같은 흡입 및 토출압력의 변화 차이가 발생하는 것으로 생각된다.

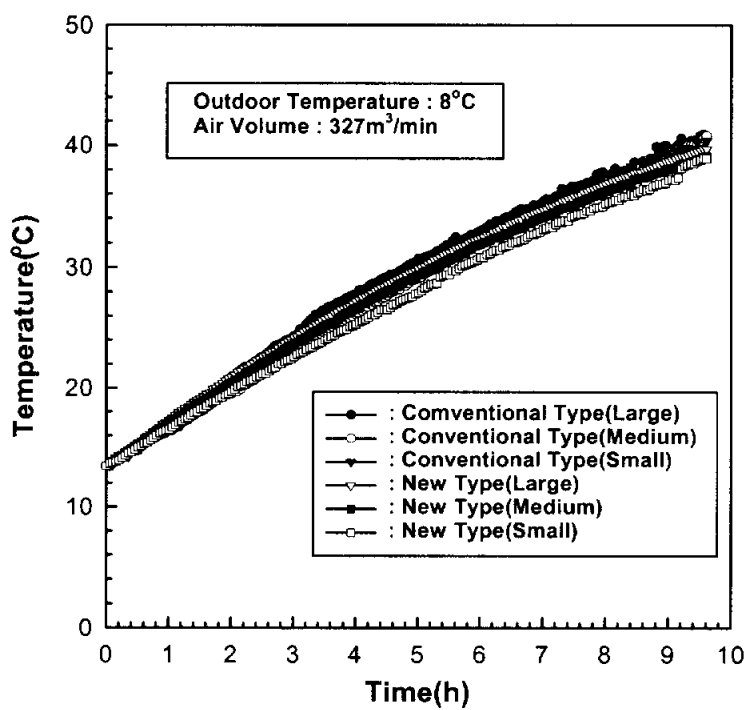


Fig. 4.23 Temperature of ice-storage tank for new and usual type at charge of heat mode

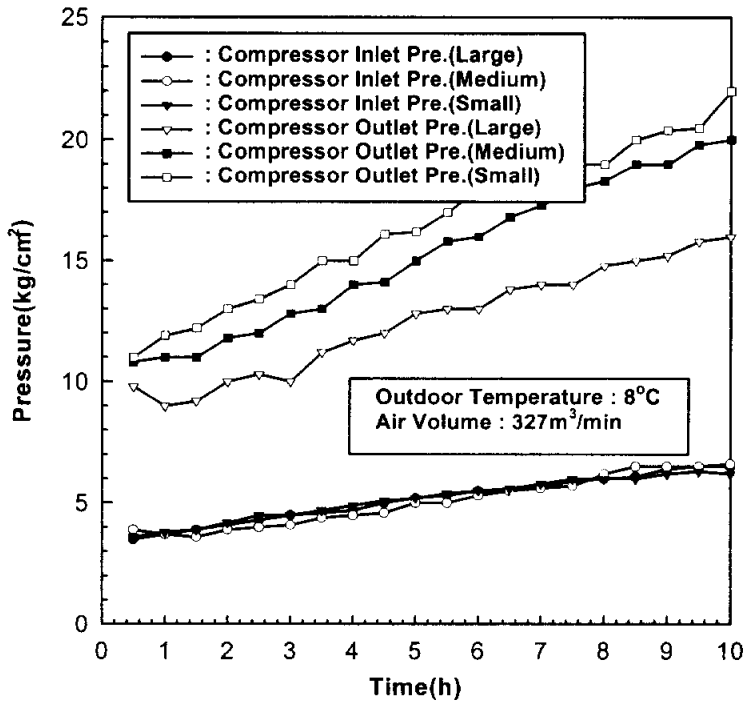


Fig. 4.24 Compressor inlet/outlet pressure for new and usual type at charge of heat mode

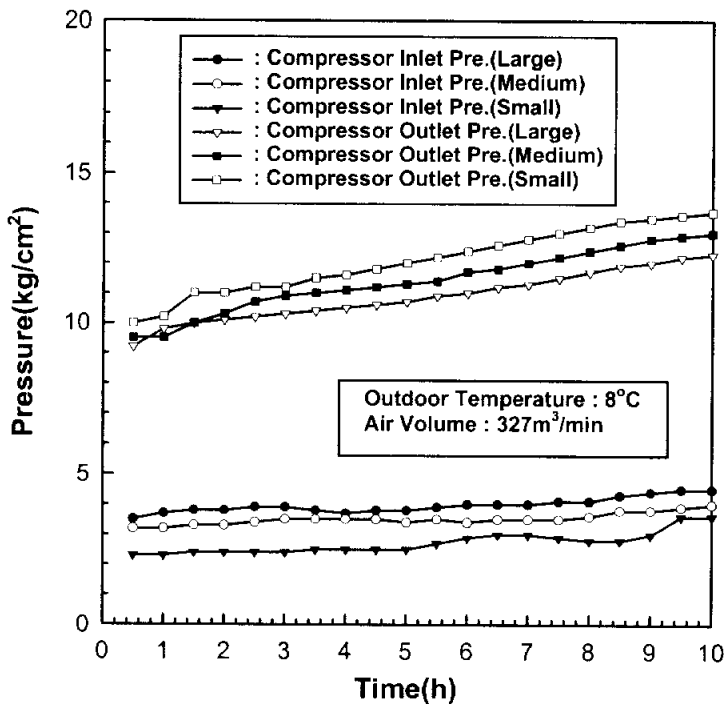


Fig. 4.25 Compressor inlet/outlet pressure for new type at charge of heat mode

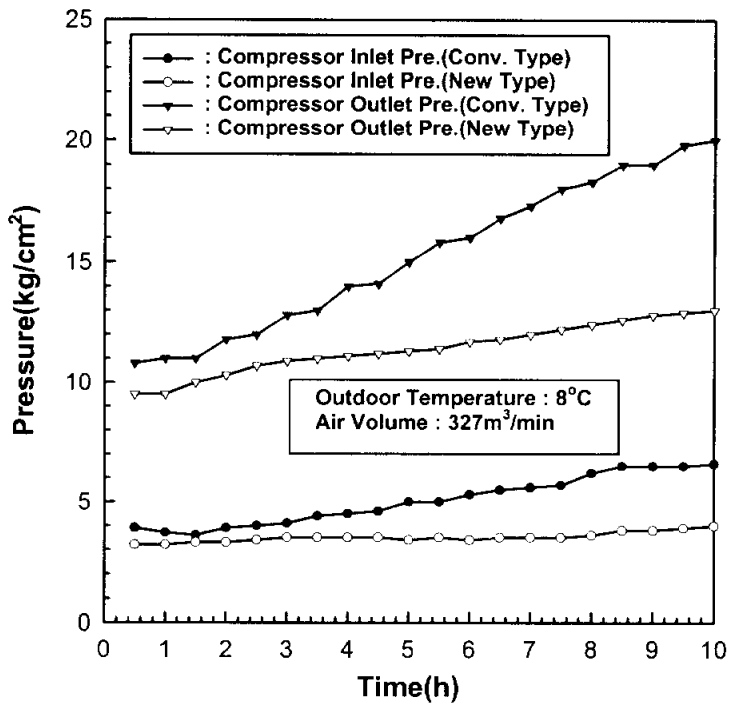


Fig. 4.26 Comparison compressor inlet/outlet temperature between new and usual type at charge of heat mode

4.4.2 방열실험

(1) 방열시 축열조 내 온도변화

Fig. 4.27은 방열시 기존 및 새로운 방식에 있어서 축열조 내의 온도변화를 나타낸 것이다. 각 방식에 있어서는 냉매순환량을 대, 중, 소로 한 경우 축열조 내의 평균 온도분포이며, 그림에서와 같이 전반적으로 새로운 방식이 기존 방식에 비해 축열 온도범위가 높게 나타났으며, 각 방식에 있어도 냉매순환량이 많은 경우의 온도분포가 높은 것으로 나타났다. 이것은 냉매순환량이 많을수록 외부로부터의 취득열량이 많아 축열조 내의 온도분포가 높고 축열량도 많았기 때문이며, 동일한 열량으로 방열 할 경우 그림과 같은 온도분포를 나타내는 것으로 판단된다.

(2) FCU입·출구 온도변화

Fig. 4.28, 4.29는 기존 및 새로운 방식에 있어서 냉매순환량을 대, 중, 소로 하여 축열하였다가 방열시 부하측으로 작용하는 환코일유닛(FCU)의 입·출구 온도변화를 나타낸 결과이다. 방열시 FCU가 설치되어 있는 실내 온도는 20℃에서 FCU내로 순환하는 온수의 유량은 35 l/min으로 하였다.

시간이 경과함에 따라 Fig. 4.27의 축열조 내의 온도변화와 동일하게 FCU입출구 온도는 감소하는 경향을 나타내고 있다. 그리고 시간이 경과할수록 FCU입출구 온도차도 감소하는 경향을 나타내며, 각 조건별 입출구 온도 감소비율은 열저장 능력이 가장 적은 냉매순환량이 적은 경우가 크게 나타나고 있다. 또한, 시간이 경과할수록 입출구의 온도차도 감소하는데 이는 온도가 낮아질수록 FCU의 열교환 능력이 저하하기 때문으로 판단된다.

Fig. 4.30은 냉매순환량이 중일 때, 기존 방식과 새로운 방식을 대상으로

FCU입출구 온도변화를 비교하여 나타낸 결과이다. 그림에서와 같이 시간이 경과함에 따라 입출구 온도가 감소하는 경향은 기존 방식이나 새로운 방식 모두 유사한 경향을 나타내지만, 감소 폭은 열저장 능력이 많은 새로운 방식의 경우가 훨씬 적은 것으로 나타나고 있다. 따라서, 온수의 이용한계 온도를 설정하여 운전할 경우에는 새로운 방식으로 축열한 경우가 훨씬 장시간 운전이 가능한 결과를 얻을 수 있다.

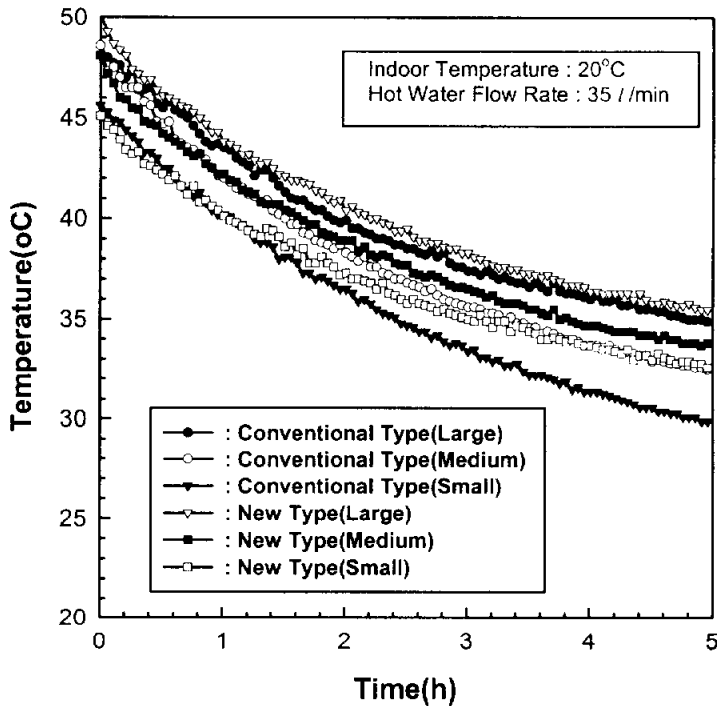


Fig. 4.27 Temperature of ice-storage tank for new type at discharge of heat mode

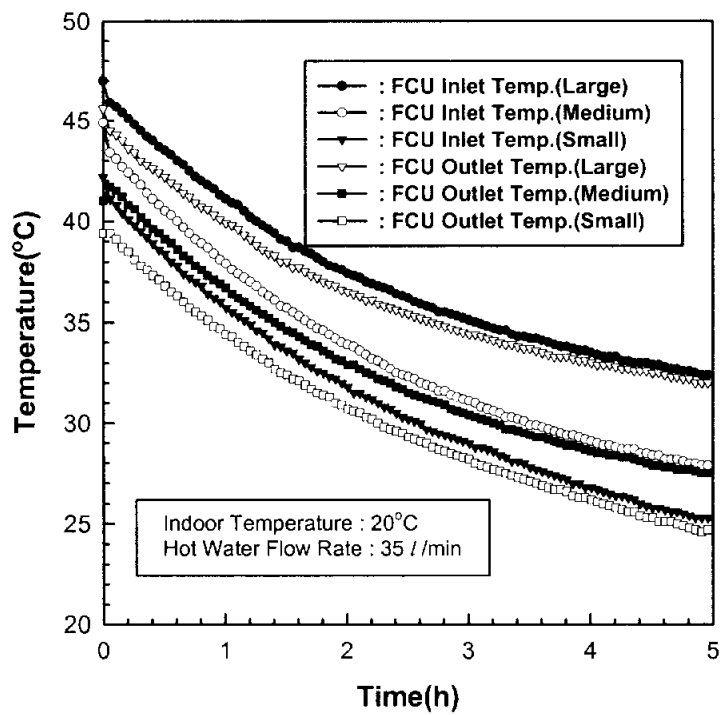


Fig. 4.28 Fan coil unit inlet/outlet temperature for usual type

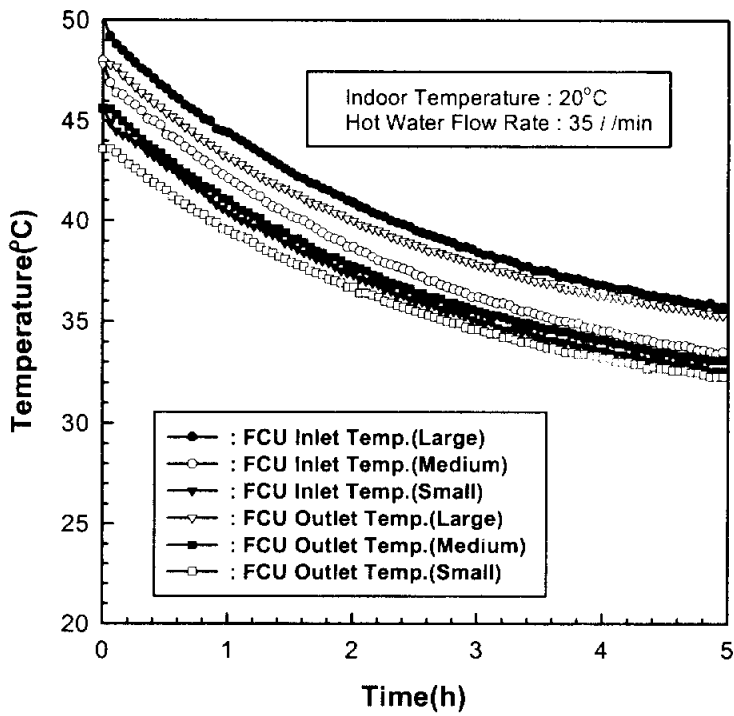


Fig. 4.29 Fan coil unit inlet/outlet temperature for new type

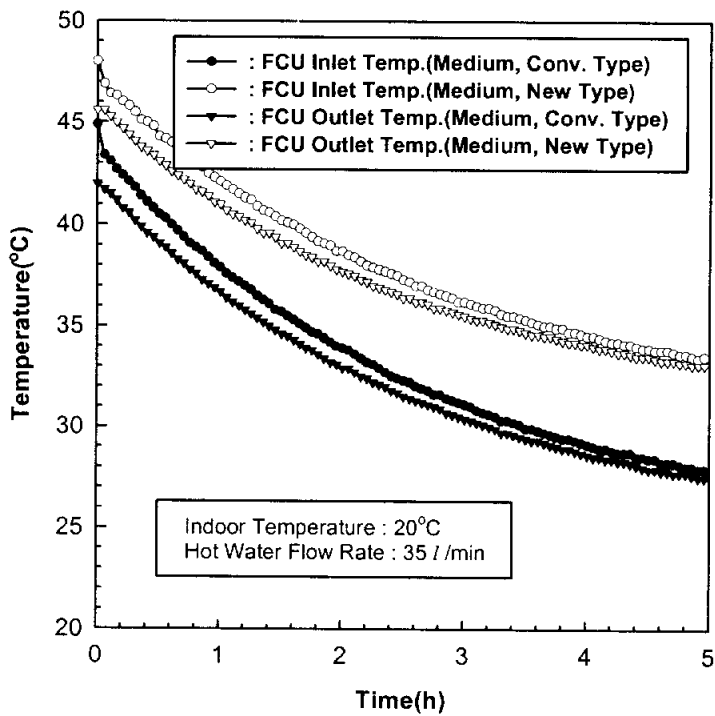


Fig. 4.30 Comparison fan coil unit inlet/outlet temperature between new and usual type

4.4.3 축열매체 실험

(1) 축열시 축열조 내 온도변화 특성

Fig. 4.31은 새로운 방식을 대상으로 축열시 상변화 물질을 축열조 내에 넣어 축열한 경우와 넣지 않은 경우에 있어서 축열조 내의 온도변화를 나타낸 결과이다. 이 경우 냉매순환량은 중간 즉, 54kg/h, 외기 온도 10℃, 송풍량 327m³/min, PCM중량 8.25kg인 경우를 대상으로 실험하였다. 그림에서와 같이 시간이 경과함에 따라 축열 매체를 넣지 않은 경우의 축열조 내 온도가 더 상승하고 있다. 이와 같은 결과는 축열 매체가 저장된 경우에는 PCM물질의 열저장 상태의 변화에 따른 결과로 판단된다. 즉, 상변화 물질의 잠열흡수에 따른 축열조 내의 현열 상승이 축열 매체를 넣지 않은 경우보다 낮아지는 결과로 판단된다. 이와 같은 잠열흡수 시작은 운전시작 약 60분 경과시부터 발생되기 시작하였으며, 10시간 운전 후 두 가지 경우의 축열조 내 현열 온도차는 약 6.5℃정도로 나타났다. 따라서, 열저장의 관점에서는 축열 매체를 축열조에 넣어 축열할 경우에는 축열재의 상변화에 따른 영향으로 축열조 내의 현열변화에 영향을 미치며, 일정 온도를 기준으로 열저장을 할 경우에는 많은 양의 열에너지를 저장할 수 있을 것으로 판단된다.

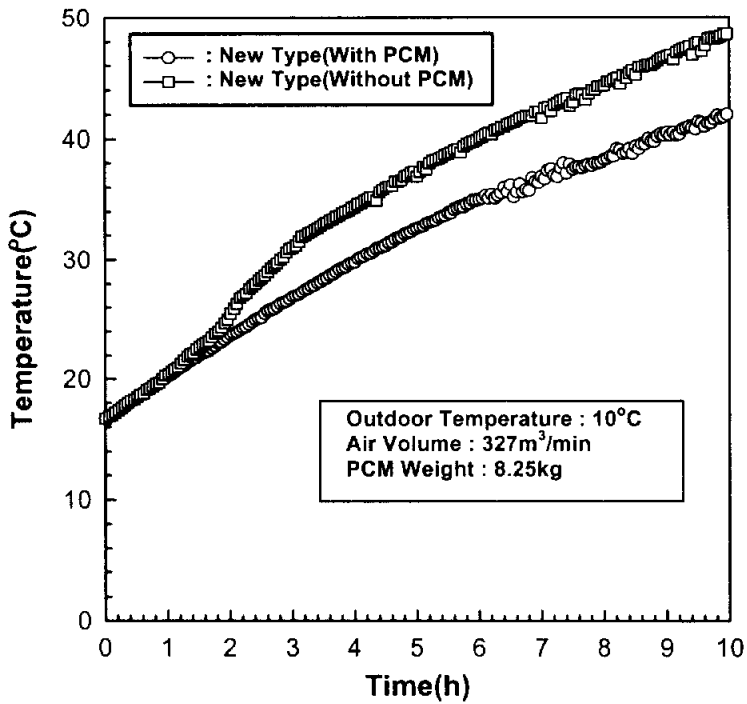


Fig. 4.31 Temperature of ice storage tank at charge of heat mode

(2) 압축기 흡입 및 토출온도의 변화

Fig. 4.32는 외기온도 10℃, 풍량을 327m³/min로 하여 열저장 매체 (PCM)를 축열조 내에 넣은 경우와 넣지 않은 경우를 대상으로 축열시 압축기 흡입 및 토출온도의 변화를 나타낸 결과이다. 그림에서와 같이 축열조 내에 열저장 매체를 넣어 축열한 경우의 압축기 흡입 및 토출온도가 낮아지고 있다. 이와 같은 결과는 축열조 내에서 열저장 매체를 넣어 축열한 경우가 넣지 않은 경우보다 응축이 잘 이루어져 증발기에 많은 액냉매가 공급되고 따라서 이와 같은 영향이 압축기에 흡입되는 냉매의 상태에 영향을 미쳐 압축기 흡입온도가 낮아지고, 토출온도는 높아지는 원인이 되는 것으로 판단된다. 따라서, 축열재를 넣어 축열할 경우에는 축열조 내의 온도변화에만 관여하는 것이 아니라 압축기의 흡입 및 토출온도, 응축온도나 압력 등에 영향을 미칠 것으로 판단된다.

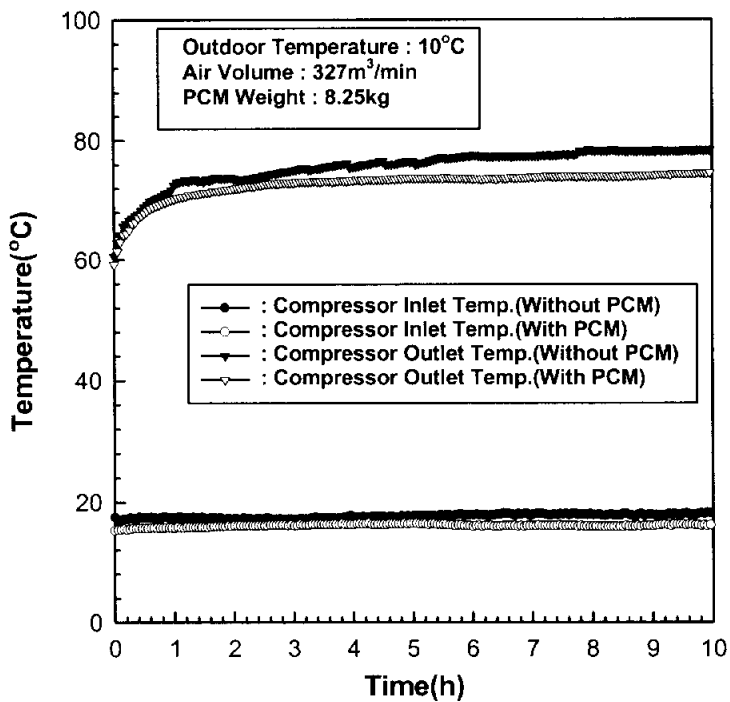


Fig. 4.32 Temperature of compressor inlet/outlet

(3) 방열시 축열조 내 온도변화 특성

Fig. 4.33은 축열 매체를 저장한 경우와 저장하지 않은 경우에 있어서 방열시 축열조 내 온도변화 특성을 나타낸 결과이다. 그림에서와 같이 초기에는 축열 매체를 넣지 않은 경우의 방열온도가 높게 유지되었지만 방열 운전 약 1시간 30분 경과시부터는 축열 매체를 넣은 경우보다 더 낮아지고 있다. 이와 같은 원인은 축열 매체의 잠열방출에 따른 영향으로 판단된다. 따라서, 축열 매체를 축열조 내에 넣어 축열하였다가 방열할 경우에는 넣지 않았을 경우보다 방열량이나 방열효율에 영향을 미칠 것으로 판단된다. 그러므로 상기의 결과들을 종합하면 축열재를 축열조에 넣어 열을 저장하고자 할 경우에는 열저장의 관점과 열방출의 관점을 종합하여 장치를 설계할 필요가 있을 것으로 판단된다.

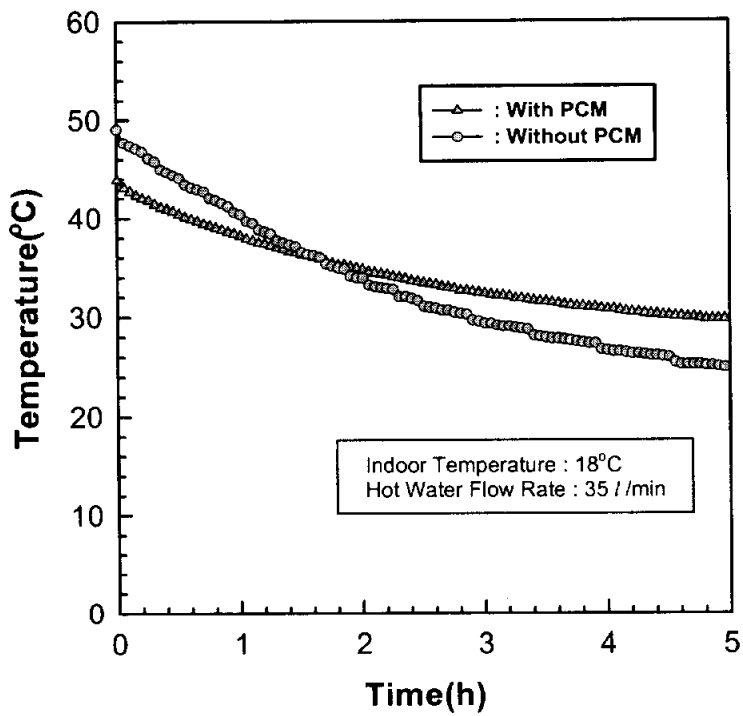


Fig. 4.33 Temperature of ice storage tank at discharge of heat mode

4.5 시스템 특성 평가 및 결론

(1) 축방냉시 축열조 특성실험

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

1) 증발기 출구 냉매온도를 탈빙 설정온도로 고정하고, 증발기 입구 냉매 온도 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.

(2) 시스템의 운전 특성 실험

증발기 입구 냉매온도와 출구 제상 설정 냉매온도 변화에 따른 새로운 방식의 수중 하베스트형 빙축열 시스템의 운전특성을 실험한 결과 다음과 같

은 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.

(3) 기존방식과의 성능특성 비교

하베스트형 빙축열 시스템에 있어서 수중에서 얼음을 제조하는 새로운 방식과 기존방식을 대상으로 축방냉시 축열조 내의 온도분포 및 성능특성을 실험적으로 비교한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

1) 증발기 출구 냉매온도를 탈빙 설정온도로 고정하고, 축냉시 축열조 내의 온도분포를 파악한 결과 새로운 방식은 초기 탈빙이 발생하기 전에는 조 내 수직 온도분포가 현저하였으나, 그 이후에는 얼음의 용해열 흡수에 의해 계단형 온도분포를 나타내면서 하부로 고저온수의 혼합현상과 하부 증발판 주위로의 대류유동이 발생되어 전열을 촉진시키는 것으로 판단되었다. 그러나 기존방식은 축열조 내 물의 강제 순환에 의한 불안정한 얼음 생성으로 조 내의 온도분포는 거의 선형적으로 감소하였다.

2) 방냉시 축열조 내의 온도분포는 새로운 방식의 경우 부하측 순환수가 상부의 각형 얼음들 사이로 흘러 열교환을 하고, 하부로 유출됨에 따라 초

기에는 얼음의 잠열 흡수에 의해 최상부의 온도가 가장 낮고, 최하부가 가장 높게 나타났으며, 약 90분 정도까지는 거의 일정한 온도분포를 나타내었다. 그러나 기존방식에서는 방냉과 동시에 축열조 내의 온도분포는 상하부 미소하였으며, 시간경과에 따라 거의 선형적으로 증가하였다.

3) 이용한계온도를 10℃정도로 설정하여 방냉시 부하측 FCU의 입출구 온도를 비교한 결과 새로운 방식에서는 FCU 출구온도가 3.5℃정도로 온도 변화가 없이 약 65분 정도 지속되었으며, 이용한계온도에 이르기까지 약 100분 정도가 소요되었다. 그러나 기존방식의 경우에는 출구수온이 선형적으로 증가하였으며, 이용한계온도에 이르기까지의 시간도 약 60분 정도로 새로운 방식에 비해 약 40분 정도 빨리 도달하였다.

4) FCU의 방냉능력과 입출구 온도차는 방냉운전 5시간을 기준으로 약 30~40%정도 새로운 방식이 높게 나타났으며, 온도차도 약 1.3℃정도 더 발생되어 수중에서 빙을 제조하는 새로운 방식이 빙 충전량이 많고, 이에 따른 결과로 방냉량도 크게 되어 기본 방식보다 우수함을 확인할 수 있었다.

(4) 히트펌프 축방냉 실험

하베스트형 빙축열 시스템에 있어서 기존의 방식과 새로운 방식인 수중에서 빙을 제조하는 수중 하베스트형 빙축열 시스템에 있어서 공기를 열원으로 하는 히트펌프 실험을 한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

1) 기존 하베스트형 빙축열 시스템 방식과 새로운 수중 하베스트형 빙축열 시스템에 있어서 냉매순환량 변화에 따른 압축기 입출구 온도변화를 비교한 결과 두 가지 방식 모두 냉매순환량의 변화에 따라 압축기 입구온도는 거의 변화가 없었지만 출구온도는 냉매순환량이 많을수록 낮아졌다. 그리고

동일한 냉매순환량을 기준으로 기존 방식과 새로운 방식을 비교한 결과 새로운 방식이 기존 방식보다 축열조 내에서 응축이 잘 이루어져 입구 및 출구 온도 모두 기존 방식보다 약간 낮게 나타나고 있다.

2) 냉매유량 변화에 따른 기존 및 새로운 방식에 있어서 축열시 축열조 내의 평균 온도분포는 시간이 경과함에 따라 축열조 내의 온도는 증가하는 경향을 나타내었으며, 각 방식에 있어서 냉매순환량이 많을수록 축열조 내의 온도는 다소 높은 것으로 나타났다. 그리고 기존방식이 새로운 방식보다 미소하게 높은 것으로 나타났지만 큰 차이는 나타내지 못하였다.

3) 기존 및 새로운 방식에 있어서 냉매순환량 변화에 따른 압축기 흡입 및 토출압력의 변화는 시간이 경과함에 따라 압축기 흡입 및 토출압력은 증가하는 경향을 나타내었으며, 두 방식의 흡입 및 토출압력은 뚜렷한 차이를 나타내었다.

4) 방열시 기존 및 새로운 방식에 있어서 축열조 내의 온도변화는 냉매순환량이 많을수록 외부로부터의 취득열량이 많아 축열조 내의 온도분포가 높고 축열량도 많아져 전반적으로 새로운 방식이 기존 방식에 비해 축열 온도 범위가 높게 나타났다.

5) 기존 및 새로운 방식에 있어서 냉매순환량을 대, 중, 소로 하여 축열하였다가 방열시 부하측으로 작용하는 팬코일유닛(FCU)의 입·출구 온도변화를 측정한 결과 축열조 내의 온도변화와 동일하게 FCU입출구 온도는 감소하는 경향을 나타내었다.

6) 새로운 방식을 대상으로 축열시 상변화 물질을 축열조 내에 넣어 축열한 경우와 넣지 않은 경우에 있어서 축열조 내의 온도변화를 나타낸 결과 시간이 경과함에 따라 상변화 물질의 잠열흡수에 따라 축열 매체를 넣지 않은 경우의 축열조 내 온도가 더 상승하였다.

7) 축열 매체를 저장한 경우와 저장하지 않은 경우에 있어서 방열시 축열조 내 온도변화 특성을 나타낸 결과 초기에는 축열 매체를 넣지 않은 경우의 방열온도가 높게 유지되었지만 시간이 경과함에 따라 축열 매체의 잠열 방출에 따른 영향으로 축열 매체를 넣은 경우가 더 높은 온도분포를 유지하였다.

제 5 장 결 론

본 연구는 기존 하베스트형 빙축열 시스템의 단점을 보완하기 위하여 축열조 내 수중에 증발판을 설치하여 얼음을 만드는 새로운 빙제조 방식을 적용한 수중 하베스트형 빙축열 시스템을 개발하기 위한 기초연구로 기본설계지표를 제시하고 새로운 시스템의 적용성을 평가하는데 목적이 있다. 이 방식은 수중에서 얼음을 생성시킨 후 고온의 가스를 순환시켜 탈빙하고 탈빙된 얼음과 축열조 내 물의 비중 차이에 의해 부력으로 얼음을 띄워서 쌓이게 하는 새로운 빙축열 방식이다. 따라서 본 연구에서는 상기의 수중 빙제조 방식에 있어 시스템의 축방냉에 따른 축열조의 특성과 개발 시스템의 운용 특성, 기존 시스템과 개발 시스템의 성능 비교, 개발 시스템의 히트펌프 특성을 실험적으로 밝혀 시스템의 최적화 및 성능 향상에 대한 자료를 제공하고자 하였다. 본 연구의 결론은 아래와 같이 항목별로 정리하여 나타내었다.

1. 시스템의 축·방냉에 따른 축열조의 특성 실험

수중 빙제조 방식에 있어 빙 제조시와 방냉시 축열조 내의 열특성을 실험적으로 파악하여 다음과 같은 결과를 얻었다.

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. 그리고, 증발기 입구측 냉매온도가 낮을수록 최

초 탈빙시간 및 탈빙주기가 길어졌으며, 이는 축열조 내 혼합대류를 지연시키고, 생성되는 얼음의 두께를 두껍게 만들어 열저항을 증대시키고, 방냉효율에도 영향을 미칠 것으로 판단되었다. 또한, 방냉시 축열조 내 상하 높이별 온도분포는 얼음이 융해되기 전까지는 미소하였으나 융해 이후에는 순환유량에 비례하여 온도차가 급격히 증가하였다. 그리고, 출구측 순환수의 이용 한계온도차에 따라서 총 방냉량의 차이는 미소하였으나 순환유량에 따라서는 큰 영향을 받는 것으로 나타났다. 따라서 실제 장치 설계시 장치의 용량결정이나 운전시간 설정에 중요한 인자가 될 것으로 판단된다.

2. 개발 시스템 운전 특성 실험

Pilot 규모의 수중 하베스트 형 빙축열 시스템을 제작하여 각종 운전 조건변화에 따른 시스템의 성능특성을 실험적으로 파악하여 다음과 같은 결과를 얻었다.

증발기 입구 냉매온도 및 출구측 제상 설정 냉매온도가 낮을수록 제상 직전의 증발기 출구측 온도강하가 크고, 제상 회수가 적어지며, 보다 두꺼운 얼음이 생성되었다. 또한, 제빙 과정 동안 장치의 증발압력과 응축압력은 입구측 냉매온도의 차에 따라 영향을 받았으며, 압축기 소비동력과 응축열량은 시간이 경과함에 따라 축열조 내 열부하의 감소로 인하여 감소하는 경향을 나타내었다. 그리고, 냉동능력과 시스템의 성능계수는 시간이 경과함에 따라 주기성을 가지면서 점차 낮아지는 경향을 나타내었으며, 입구측 및 출구측 제상 설정 냉매온도가 낮을수록 감소하는 경향을 나타내었다. 따라서, 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 등에 대한 시스템 최적화 설계시 기초 자료를 획득하였다.

3. 기존 시스템과 개발 시스템의 성능 비교

기존의 하베스트 방식과 상기의 수중 빙 제조방식을 동일한 장치에 적용하여 축·방냉시 시스템의 열특성과 성능특성을 실험적으로 밝혀 새로운 빙 제조방식 적용 시스템의 최적화 및 성능향상에 대한 자료를 제공하고자 하였다. 얻어진 결과는 다음과 같다.

증발기 출구 냉매온도를 탈빙 설정온도로 고정하고, 축냉시 축열조 내의 온도분포를 파악한 결과 새로운 방식의 경우 초기 탈빙이 발생하기 전에는 조 내 수직 온도분포가 현저하였으나, 초기 탈빙 이후에는 얼음의 융해열 흡수에 의해 계단형 온도분포를 나타내면서 혼합 대류현상과 하부로의 대류 유동이 발생되었다. 그러나 기존방식은 불안정한 얼음 생성으로 조 내의 온도분포는 거의 선형적으로 감소하였다.

방냉시 축열조 내의 온도분포는 새로운 방식의 경우 방냉 초기에는 얼음의 잠열 흡수에 의해 최상부의 온도가 가장 낮고, 최하부가 가장 높게 나타났다. 그러나 기존방식에서는 방냉과 동시에 축열조 내의 온도분포는 미소하였으며, 시간경과에 따라 거의 선형적으로 증가하였다.

이용한계온도를 설정하여 방냉시 부하측 FCU의 입·출구온도를 비교한 결과 새로운 방식에서는 FCU 출구온도가 온도변화가 없이 낮게 일정 시간 동안 지속되었으며, 이용한계온도에 이르기까지의 시간도 기존 방식에 비해 오래 소요되었다. 그리고, FCU의 방냉능력과 입출구 온도차는 방냉운전 5시간을 기준으로 약 30~40%정도 새로운 방식이 높게 나타났으며, 온도차도 약 더 발생되어 수중에서 빙을 제조하는 새로운 방식이 우수함을 확인할

수 있었다.

4. 개발 시스템 히트펌프 실험

pilot 시스템을 대상으로 개발 시스템에 있어 난방의 타당성을 확인하기 위하여 히트펌프 실험을 실시하여 그 특성을 밝혔으며, 획득된 결과는 다음과 같다.

축열시를 대상으로 기존 하베스트형 빙축열 시스템 방식과 새로운 수중 하베스트형 빙축열 시스템에 있어서 냉매순환량 변화에 따라 압축기 입출구 온도변화, 축열시 축열조 내의 평균 온도분포, 압축기 흡입 및 토출압력의 변화 등을 밝혔다. 그리고, 냉매순환량이 많을수록 외부로부터의 취득열량이 많아 축열조 내의 온도분포가 높고 축열량도 많아져 전반적으로 새로운 방식이 기존 방식에 비해 축열 온도범위가 높게 나타났다. 또한, 냉매순환량을 대, 중, 소로 하여 축열하였다가 방열시 부하측으로 작용하는 쉘코일 유닛(FCU)의 입·출구 온도변화를 측정한 결과 축열조 내의 온도변화와 동일하게 FCU입출구 온도는 감소하는 경향을 나타내었으며, 온수의 이용한 계온도를 설정하여 운전할 경우에는 새로운 방식으로 축열한 경우가 훨씬 장시간 운전이 가능할 것으로 판단되었다.

축열효율을 증대시키기 위하여 새로운 방식을 대상으로 축열시 상변화 물질을 축열조 내에 넣어 축열한 경우와 넣지 않은 경우에 있어서 축열조 내의 온도변화를 나타낸 결과 열저장의 관점에서는 축열 매체를 축열조에 넣어 축열할 경우에는 축열제의 상변화에 따른 영향으로 축열조 내의 현열변화에 영향을 미치며, 일정 온도를 기준으로 열저장을 할 경우에는 많은 양의 열에너지를 저장할 수 있을 것으로 판단된다. 그리고, 방열시에 있어서는 초기에는 축열 매체를 넣지 않은 경우의 방열온도가 높게 유지되었지만

시간이 경과함에 따라 축열 매체의 잠열방출에 따른 영향으로 축열 매체를 넣은 경우가 더 높은 온도분포를 유지하였다. 따라서, 축열 매체를 축열조 내에 넣어 축열하였다가 방열할 경우에는 넣지 않았을 경우보다 방열량이나 방열효율에 영향을 미칠 것으로 판단되며, 상기의 결과들을 종합하면 축열재를 축열조에 넣어 열을 저장하고 자 할 경우에는 열저장의 관점과 열방출의 관점을 종합하여 장치를 설계할 필요가 있을 것으로 판단된다.

참고문헌

- [1] 장명철, 2000, "전력수요의 특성과 축냉설비 보급지원 정책", 공기조화 냉동공학회 2000하계학술발표대회 논문집, pp. 795~804
- [2] 최성식, 2000, "가스냉방 보급촉진 방안", 공기조화 냉동공학회 2000하계학술발표대회 논문집, pp. 1051~1062
- [3] 에너지관리공단, 에너지절약편람 Part 1, 1999, pp. 18~25
- [4] 김정수, 2001, "빙축열시스템", 대한설비공학회 설비저널, Vol. 30, No. 6, pp. 27~32
- [5] 신용식, 1991, "하베스트방식 빙축열 설비", 공기조화 냉동공학, Vol. 20, No. 2, pp. 134~143
- [6] 김태룡, 1991, "빙축열 시스템 도입배경과 지원제도", 공기조화 냉동공학, Vol. 20, No. 2, pp. 89~91
- [7] 장명철, 2000, "전력수요의 특성과 축냉설비 보급지원 정책", 공기조화 냉동공학회 2000하계학술발표회 논문집, pp. 795~804
- [8] 김영인, 1989, "공조용 축열시스템 개발(Ⅱ)", 화학기술처
- [9] 이회찬, 1991, "관외착빙형 코일에 대하여", 공기조화 냉동공학회지, Vol. 20, pp. 104~109
- [10] 민정기, 1993, "관외착빙형 축냉코일의 실시간 축냉 모델 연구", 공기조화 냉동공학회하계학술 발표회 강연 및 논문집, pp. 40~44
- [11] 김태일, 김기현, 1992, "열싸이폰을 이용한 잠열축열시스템의 성능실험", 태양에너지, Vol. 12, No. 3, pp. 28~46

[12] Bathellet, A. G., Buren, P. D., Viskanta. R., 1979, "Heat transfer during solidification around a cooled horizontal cylinder", heat Transfer Sandiego 1979 A. I. Ch, E. Symp. Ser. 75, pp. 103~111

[13] Bathelt, A. G., Viskanta, R., 1981, "Heat Transfer and Interface motion During melting and Solidification around a Finner Heat Sounce/Sink", Transactions of ASME, Vol. 103, November, pp, 720~726

[14] Kalhori, B., Ramadhyani, S., 1985, "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, pp. 44~50

[15] M. Yamaha, 1994, "Studies of thermal Characteristics of ice storage tank", 공기조화 위생공학회지 No. 56

[16] Chie-Li Chen & Tzong-Shing Lee, 1998, "A study of supercooling phenomenon and freezing probability of water in side horizontal cylinders", Int, J, Heat Mass Transfer, Vol. 41, No. 04, pp. 769~783

[17] 이운표, 윤성영, 이춘식, 1994, "직접접촉식을 이용한 빙축열시스템", 공기조화 냉동공학 논문집, Vol. 31, No. 2, pp. 247~258

[18] R. A. Brewster & B. Gebhart, 1998, "An experimental stydy of natural convection effects on downward freezing of pure water, Int, J Heat a Mass Transfer", Vol. 31, No. 2, pp. 331~348

[19] Jianfeng Wang, Guangming Chen & Haobo Jiang, 1999,

"Theoretical study on a novel phase change process", Int, J. Energy Res., 23, pp. 287~294

[20] Ales H, W. Lee & Jerold W. Jones, 1996, Modeling of an ice-on-coil thermal energy convers", Mgmt Vol. 37, No. 10, pp. 1493~1507

[21] T. Hirata, H. Matsui, 1990, " Ice formation and Heat transfer with water flow around Isothermally cooled cylinders arranger in a line", ASME J. of Heat Transfer, Vol. 112, pp. 707~713

[22] 최형준, 홍성안, 박원훈, 1990, "고흡수성고분자가 조핵제로 첨가된 빙축열 축열재 개발", 태양에너지, Vol. 10, No. 2, pp. 28~37

[23] 최병운 , 주용진 , 이경호 , 1999, "캡슐형 빙축열조 축방냉특성에 대한 파라메타 해석", 99년도 하계학술발표회 논문집(2), pp. 667~ 673

[24] 김상준 , 최병운 , 주용진 , 이경호 , 1999, "캡슐형 빙축열조 모델", 99년도 하계학술발표회 논문집(2), Vol.0, No.0, pp. 661~ 666

[25] 이상엽 , 신호길 , 정찰기 , 김운제, 1996, "정적 간접 접촉식 빙축열 시스템의 캡슐 공간율이 축열 성능에 미치는 영향", 대한설비공학회 1996년 하계학술대회, pp. 180~185

[26] 한도영 , 이준호 , 1999, "전부하 축열방식 빙축열 냉방 시스템의 최적제어", 1999년도 동계학술발표회 논문집(2), pp. 557~562

[27] 임장순 , 이채문 , 서인호 , 고재운, 2000, "저온공조용 빙축열 시스템에서의 열전달 특성에 관한 실험적 연구", 2000 년도 하계학술발표회논문집, pp. 896 ~ 902

[28] 강병하 , 정성훈 , 이대영 , 1999, "관외 빙작형 빙축열시스템의 운전방식에 따른 최소용량 비교", 대한설비공학 논문집, Vol.11, No.3, pp.

401~413

[29] 이준용, 김영기, 조남철, 김영중, 임장순, 1995, "수평 원통형 빙축열조에서의 열전달에 관한 연구 - 얼음의 부피 팽창을 고려하는 내향 응고 실험 - ", 태양에너지, Vol. 15, No. 1, pp. 3~11

[30] 장홍순, 김동춘, 김일겸, 조남철, 김종보, 임장순, 1996, "빙축열조내 부피축소 및 부양을 고려한 얼음의 용융과정에 관한 연구", 태양에너지, Vol. 16, No. 1, pp. 19~27

[31] 김동환 , 김동춘 , 김일경 , 김영기 , 임장순, 1997, "수직원통형 빙축열조내 외향용융과정시 열전달특성에 관한 연구 - 작동유체의 유동방향 및 축열조 형상비에 따른 열성능 비교 -", 설비공학 논문집, Vol.9, No.2, pp. 171~179

[32] 김영기, 임장순, 1998, "수직다발관형 빙축열 탱크내 물의 응고과정시 열전달특성에 관한 연구", 태양에너지, Vol. 18, No. 3, pp.95~105

[33] 이경호 , 주용진 , 최병윤 , 권성철, 1998, "빙축열시스템의 축열우선 운전제어전략의 개선", 1998년 대한 설비공학회 동계학술대회, pp. 966~972

[34] 김상준 , 이경호 , 이학주 , 권성철, 1997, "빙축열시스템 운전 시뮬레이션", 1999년도 대한설비학회 하계학술발표회 논문집(2), pp. 649~655

[35] 최용문, 백종승, 최해만, 김석현, 1994, "빙축열 시스템 성능 평가 방법에 대한 연구", 1994년 설비공학회 하계학술발표회 논문집, pp. 201~206

[36] 김성종 , 오명석 , 김기덕, 2000, "빙축열 냉방시스템 의 해빙방식과 부하 패턴에 관한 연구", 2000 년도 하계학술발표회논문집, pp. 810~815

[37] 이태원 , 황인주 , 노현극, 1998, "빙축열 냉방시스템의 공동주택 적

용에 관한 연구", 1998년도 동계학술발표회 논문집(1), pp. 198~203

[38] 이준호 , 한도영, 1999, "빙축열 냉방 시스템의 동적 시뮬레이션", 설비공학 논문집, Vol.11, No.6, pp. 815~823

[39] 김상준 , 이경호 , 주용진 , 최병윤, 2000, "단일캡슐 축방냉성능을 이용한 캡슐형 빙축열조 모델", 설비공학 논문집, Vol.12, No.4, pp. 337~344

[40] 정성훈, 이대영, 강병하, 김우승, 2000, "냉방부하 변동을 고려한 빙축열 시스템의 경제적 운전방식", 대한설비공학회 논문집, Vo. 12. No. 2, pp. 140~149

[41] 최인수, 김재돌, 윤정인, 2001, "수중 하베스트형 빙축열 시스템의 운전특성 실험", 대한기계학회 논문집 B권, 제25권, 제5호, pp. 635~659

[42] 최인수, 김재돌, 윤정인, 2002, "수중 빙 제조방식을 적용한 빙축열 시스템의 축방냉 특성 실험", 설비공학 논문집 제14권, 제1호, pp. 31~37

[43] 최인수, 김재돌, 윤정인, 2000, "수중 하베스트형 빙축열시스템의 축열조 특성 실험", 한국에너지공학회지, 제9권, 제4호, pp. 366~371

[44] I.S.Choi, J.D.Kim, E.Kim and J.I.Yoon, 2002, "Experimental characteristics of a storage tank on a harvest-type ice storage system", International Journal of heat and mass Transfer 45, pp. 1407~1412

[45] 한국냉동공조기술협회, 1998, "빙축열시스템 강연회", pp. 41~55

감사의 글

오늘의 결실이 있기까지 시종 일관 세심한 배려로 많은 격려와 도움을 주신 모든 분들에게 머리숙여 감사의 마음을 전하며,

본 논문이 결실을 맺도록 시종 지도 편달하여 주신 윤정인 교수님께 깊은 감사를 드립니다.

논문을 심사하시고 유익한 조언을 하여 주신 김영수 교수님, 최광환 교수님, 한국 생산기술 연구원 윤재호 박사님, 경상대학교 정효민 교수님께 감사드립니다. 또 바쁘심에도 불구하고 본 논문을 완성하는데 조언을 아끼지 않으신 오후규 교수님, 김종수 교수님, 금종수 교수님, 김은필 교수님, 정석권 교수님께 진심으로 감사를 드립니다.

또한 따뜻한 격려와 조언을 아끼지 않으신 동명정보대학교 정순영 총장님, 정보대학원 박용수 원장님과 연구수행에 어려움이 없도록 배려를 하여 주신 조승구 기획처장님께 깊은 감사를 드립니다.

힘들고 어려울 때 많은 시간을 함께하며 심기일전 하도록 도와준 이엠이 엔지니어링의 설원실 박사님, (주)에이영 한인근 박사님, 신진규 박사, 권오경 박사와 동명대학의 구학근 교수님, 그리고 논문의 완성을 위하여 온갖 정성을 다해 도와주신 동명대학의 김재돌 교수께 진심으로 감사를 드립니다.

논문 작성에 성심을 다하여 도와준 문춘근 박사과정 동료와 이호생, 김동휘, 백승문, Phan Thanh Tong, 김병진, 송성호, 차동안, 방기석 후배에게 고마움을 느낍니다. 이외 에너지시스템 연구실원 모두에게도 감사드립니다.

오늘의 제가 있기까지 항상 희생적으로 뒷바라지하여 주신 부모님께 머리숙여 감사의 말씀을 올립니다. 또 장모님과 형님, 누님, 형수님, 사랑하는 조

카 충호, 정애, 준호, 유진, 수원, 수진 그리고 사랑과 인내로 오랜시간을 견
디고 헌신적으로 도와준 아내 귀순, 딸 지원, 아들 민호에게 그동안 못다한
사랑을 배가하여 줄 것을 약속하며 고마운 마음을 전합니다.

2002년 7월 1일

최 인 수