

빙축열을 이용한 저온공조시스템 운전 특성 연구

Study on operation characteristics of the cold air distribution systems with an ice storage tank

염 한 길*, 박 병 규*, 고 득 용*
H. K. Yeom, B. K. Park, D. Y. Koh

Key words: Cold air distribution system(저온 공조시스템), Ice storage system(빙축열시스템), IAQ(in door air quality, 실내 공기질), FPU(fan powered unit, 팬 파워 유닛), AHU(air handling unit, 공조기), PLR(part load ratio, 부분부하율)

ABSTRACT

Experiments were carried out to evaluate performance of the cold air distribution systems with an ice storage tank in test room. Cold air distribution systems provide primary air for comfort conditioning or process cooling at coil discharge temperatures 4°C to 11°C. The application of a cold air distribution system allows for the downsizing of air distribution equipment and central plant equipment when ice storage tank is used. The benefit of a cold air distribution system include a decrease in the floor-to-floor height, increase floor space, reduced building capital costs, reduced energy use and demand. The use of cold air distribution can result in the most cost effective system and is currently being implemented world wise as the new standard in air conditioning systems.

In this study, the cold air distribution system is compared with the general ice storage system. Under the same cooling load conditions, experimental results show that the supply air volume of cold air distribution system decrease 38%, and decrease 45% flow rate of brine for the general ice storage system.

기 호 설 명

CAP: 냉동용량
COP: 성능계수
 f : 부분부하 특성함수
 H : 펌프전양정 [m]
HP : 소비동력
 P : 정압 [mmAq]
 Q : 풍량 [m^3/hr]
 Q' : 토출량 [m^3/min]

그리스 문자

η : 효율
 γ : 비중 [g/cm^3]

하첨자

ch : 냉동기
f : 팬
p : 펌프

1. 서 론

보다 더 쾌적한 생활환경의 추구에 따른 여름철 냉방전력의 급증은 산업용 전기 공급에 차질을 줄 정도로 심각한 문제로 대두되고 있다. 이에 따라 여름철의 전력부하를 감소하기 위한 여러 가지 방법들이 제시되고 있으며, 그 중에서 한전에서 확대보급에 노력을 기울이고 있는 빙축열 냉방 시스템은 주간에 필요한 냉방부하(전기 사용)를 전기 사용료가 저렴한 심야전기를 사용하여 얼음의 형태로 변형시켜 저장하였다가 주간의 냉방에 사용함으로써 국가적인 차원에서는 주간의 전력부하 피크치를 야간으로 전환시킴으로써 산업용 전기 수급에 어려움이 없도록 하고, 사용자의 입장에서는 야간의 값싼 전기를 사용함으로써 운영비를 절감하는 이점이 있다. 그러나 현재까지 시공되어 오고 있는 빙축열 시스템은 기존 냉방 시스템과의 연계 때문에 건물 내부로의 공급 온도를 약 13℃로 설정하고 있다. 이를 위해 중간에 필요 없는 열교환기를 한번 더 거치게 됨으로써 열효율을 떨어뜨릴 뿐 아니라 얼음의 냉열을 적극적으로 이용하지 못하는 단점을 지니고 있다. 따라서 최근에 미국, 일본 등지의 빙축열 시스템에서는 얼음의 냉열을 최대한 이용하여 빙축열 시스템의 장점을 살리기 위한 저온급기(약 7℃) 시스템을 건물의 냉방 시스템으로 사용하기 시작하였으며, 이에 대한 연구도 상당한 수준에 달한 것으로 알려져 있다. 저온급기를 사용함으로써 기대되는 효과로는 급기온도를 4~9℃로 낮춤으로써 덕트와 배관 사이즈가 줄어들고, 팬, 펌프 등의 급기시스템 소요동력이 줄어든다. 또한 실내 상대습도의 저하로 인한 쾌적감의 향상 및 습도제어의 편리성도 기대된다. 습도제어가 중요시 되는 학교, 식당, 슈퍼마켓, 도서관 등과 같이 습한 환경에 있는 건물에 대해 저온급기방식은 훌륭한 대안으로 제시될 수 있다. 실내 상대습도의 저하는 곰팡이류와 다른 미생물 증식을 감소시킴은 물론 실내에서 증가된 습기는 냉각코일을 통과하면서 제거되므로 냉각코일은 대부분의 시간 동안 응축수로 젖어 있어 공기중의 먼지와 오물 등의 불순물이 함께 제거되어 실내 환경 개선에 도움을 준다. 저온급기방식을 채택함으로써 공기분배장치의 종류와 급기 온도에 따라 한층에 8~24 cm 정도 건물의 층간간격을

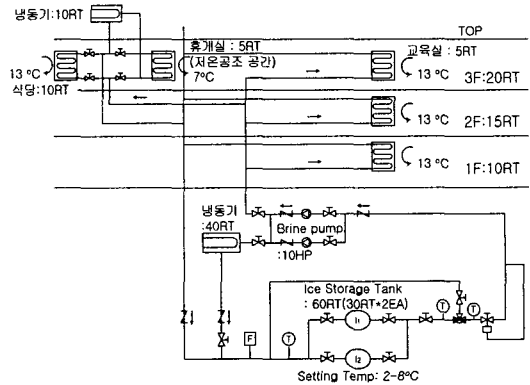


Fig. 1 Schematic of test building air conditioning system.

줄일 수 있어 고층건물 설계시에 20~30층마다한 층을 더 추가함으로써 건축비를 줄일 수 있게된다. 부가되는 급기 시스템외에는 시스템의 초기 투자비가 감소하며 시스템 운영비를 절감하는 효과가 기대된다.⁽¹⁾

2. 시험장치 및 측정방법

2.1 저온공조 시스템 시험장치

저온공조 시스템은 일반적인 공조시스템의 급기온도인 10~15℃보다 낮은 4~10℃ 정도의 저온공기를 실내에 공급하는 공조시스템이다. 본 연구에서는 이러한 저온공기를 얻기위해 빙축열 시스템을 이용하였다. 빙축열 시스템이 설치되어 있는 지상 3층, 지하 1층의 기존 건물에 Fig. 1과 같이 일부 공간을 별도의 보조 쿨러를 설치하여 저온공조 시스템으로 운전될 수 있도록 개조하였다. 즉, 실내 공조기 코일의 공기 취출온도를 7℃로 맞추기 위해 축열조에서 나오는 브라인(에틸렌글리콜)을 보조 쿨러로 2차 냉각하여 공조기에 공급한다. 건물 전체 냉방부하는 45 RT이고, 저온공조 공간은 바닥면적 78 m²에 냉방부하는 5 RT이다. 이와 같은 시스템은 동일 부하에 대해 저온공조 시스템과 일반 빙축열 시스템을 비교할 수는 있으나 냉동기, 배관, 브라인 펌프 등을 같이 사용함으로써 저온공조 시스템의 경제성 평가에 있어 초기 투자비나 운전비 절감 효과 등을 정량적으로 계산해 내는 것은 곤란하였다.

2.2 시험설비 및 측정방법

2.2.1 빙축열 시스템

(1) 야간에 냉동기를 돌려 빙축열조에 얼음형태로 축냉하였다가 주간에 브라인이나 물을 순환시켜 0~4℃의 저온 냉수를 만들어 내는 부분이다.

(2) 측정항목은 축열조 입·출구 온도, 브라인 유량, 소비동력 등이다.

(3) 온도는 Pt 100Ω RTD 온도센서를 사용하였고, 브라인 유량은 초음파 유량계를 사용하였으며, 소비동력은 디지털 전력계를 사용하였다.

2.2.2 저온급기 시스템

(1) 2℃ 저온 냉수가 순환하는 냉각 코일에 공기를 통과시켜 7℃의 저온 냉풍을 만들어 내는 부분이다.

(2) 측정항목은 덕트 누설에 의한 결로 발생, 실내 공기에서 취출되는 공기의 풍량, 온·습도 등이다.

(3) Fig. 2의 저온급기 시스템 개략도에 보는 바와 같이 덕트 내부에 센서를 설치하여 혼합 공기온도, FPU 공급 공기온도 및 풍량, 실내온도, 공기조 브라인 입·출구온도, 외기온도, 순환 공기량 등을 측정한다.

2.2.3 실내환경 측정^(11,12)

(1) 온도 측정 : 테스트 룸의 바닥면을 12개 구역(구역당 0.65 m²)으로 나누어 구역의 중심에서 바닥으로부터 30, 80, 120 cm 지점에서 측정하여 온도 분포도를 작성하고, 각 온도를 산술평균하여 실내온도로 설정한다.

(2) 습도 측정 : 바닥으로부터 150 cm 높이에서 온도 측정점과 동일한 지점에서 전기 저항식 습도계를 이용하여 측정한다. 습도 분포도를 작성하고 각 습도를 산술평균 하여 실내습도로 설정한다.

(3) CO₂ 농도 측정 : 실내 4군데 측정점에서 측정범위 300~5000 ppm인 검지제와 검지관을 사용하여 CO₂ 농도를 측정한다.

(4) 소음 측정 : FPU로부터 대각선 150 cm에서 직접 소음, 300 cm에서 방사 소음을 측정하며, 실내에서는 측면 벽에서 가로 L/3, 세로 W/3, 바닥에서 150 cm에 소음기를 설치하여 측정한다.

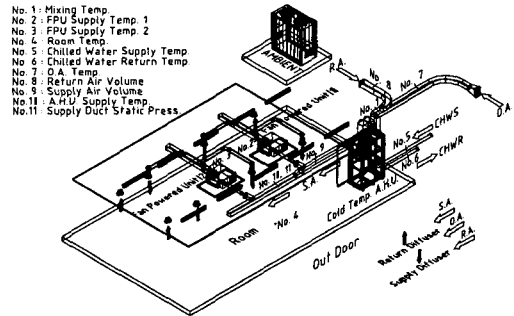


Fig. 2 Experimental apparatus of cold air distribution.

3. 결과 및 검토

3.1 빙축열 시스템 성능측정

Fig. 3에 보는 바와 같이 축냉시 축열조 입·출구 온도차는 3.2℃, 브라인 유량은 60 l/min (Fig. 5)으로 축냉량은 36.6 RTH이다. 방냉시 축열조 입·출구 온도차는 Fig. 4에 보는 바와 같이 6.5℃이고, 브라인 유량은 21.5 l/min(Fig. 5)으로 방냉량은 29.3 RTH이다. 이 때 제빙율은 7~8%로 축열조에 남아있는 열량은 약 5 RTH 정도된다. 방냉시 실제로 저온공조 실내 공기기로 공급되는 브라인 유량은 12 l/min으로 이는 저온공조 테스트 룸의 냉방부하가 작기 때문에 이를 맞추기 위해 나머지는 by-pass 시킨다.

소비전력은 30분마다 측정하였다. Fig. 6에 보는 바와 같이 냉동기 37.5 kWh, 브라인 펌프 5.4 kWh로 총 42.9 kWh의 전력이 소비되었다.

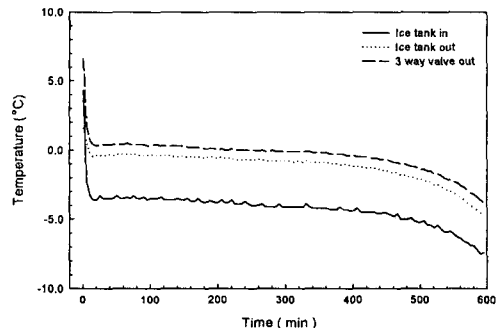


Fig. 3 Temperature difference of ice storage tank inlet and outlet (icing).

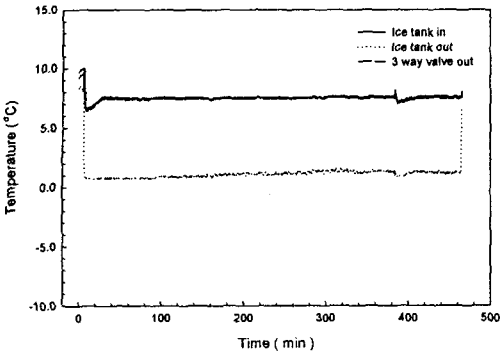


Fig. 4 Temperature difference of ice storage tank inlet and outlet (melting).

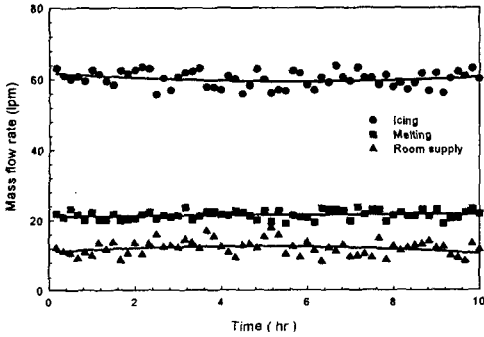


Fig. 5 Mass flow rate of brine.

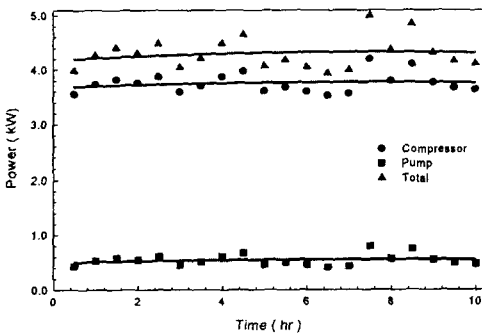


Fig. 6 Trend of power consumption.

3.2 저온공조 방식과 일반 빙축열 방식의 비교

3.2.1 에너지 균형

(1) Table 1에 보는 바와 같이 동일 냉방부하에 대해 공조기 코일에서 에너지 균형을 비교한 결과 6~7% 내에서 잘 맞고 있음을 알 수 있다.

Table 1 Energy balance AHU coil

AHU coil		In/Out temp.	Flow rate	Capacity
Cold air distribution system	Brine side	1.5/7.8 ($\Delta t 6.3$)	12.0 ℓ/min	4352.6 kcal/h
	Air side	7.3/27.4 ($\Delta t 20.1$)	700.0 CMM	4052.2 kcal/h
Ice storage system	Brine side	5.6/9.8 ($\Delta t 4.2$)	22.0 ℓ/min	5319.8 kcal/h
	Air side	12/27.3 ($\Delta t 15.3$)	1130.0 CMM	4979.2 kcal/h

(2) 일반 빙축열 방식에 비해 저온공조 방식의 경우 브라인 유량은 45%, 급기풍량은 38% 줄어드는 것으로 나타났다.

(3) 이와같이 저온공조 방식은 브라인측, 공기측 모두 온도차를 크게 함으로써 공조기팬이나 브라인 펌프의 동력을 크게 절약할 수 있다.

3.2.2 성능 비교

Fig. 7은 저온공조 방식의 공조기 혼합박스 온도, FPU 공급공기 온도, 실내 및 외기 온도를 나타내고 있다. 외기 온도의 변화에도 불구하고 실내 온도는 설정치에 맞게 조절되고 있음을 알 수 있다. 2대의 FPU 공급 온도가 다른 것은 각각이 내주부와 외주부의 온도센서에 의해 연동되기 때문이다. Fig. 8은 빙축열 방식의 경우로 적절히 운전되고 있으나 저온공조 방식에 비해 실내 온도가 설정치로 안정되는 시간이 1시간 정도 늦어지는 것으로 나타났다. Fig. 9는 저온공조 방식

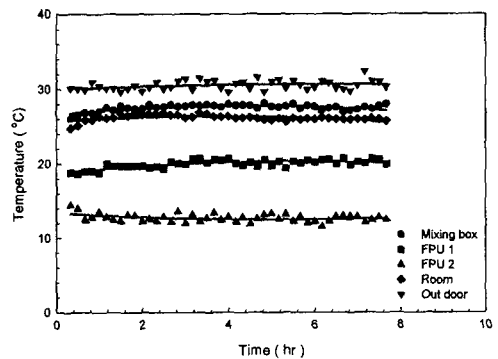


Fig. 7 Temperature of indoor and outdoor (cold air distribution type).

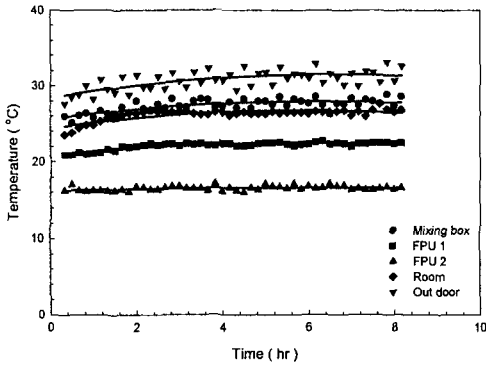


Fig. 8 Temperature of indoor and outdoor (ice storage type).

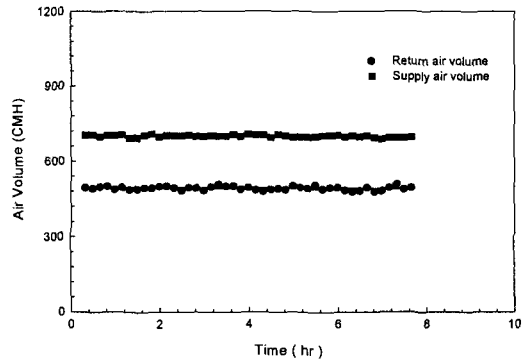


Fig. 11 Supply and return air volume (cold air distribution type).

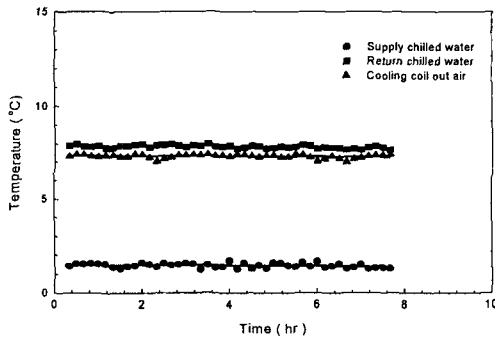


Fig. 9 AHU coil temperature (cold air distribution type).

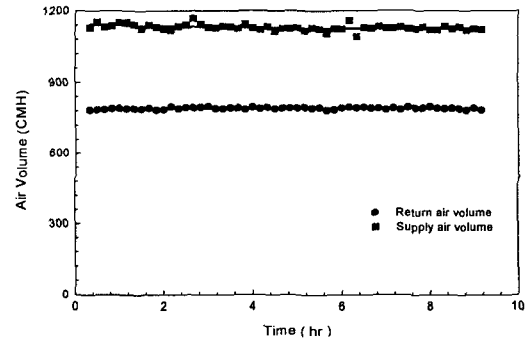


Fig. 12 Supply and return air volume (ice storage type).

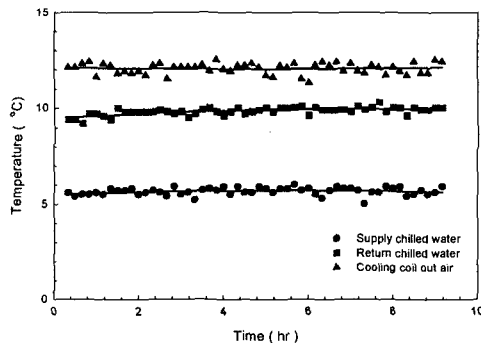


Fig. 10 AHU coil temperature (ice storage type).

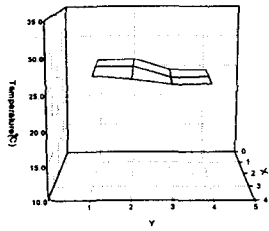
의 공조기 코일 온도로 공급냉수 온도는 약 1.5°C, 취출공기 온도는 7.2°C로 운전되고 있다. 일반 빙축열 방식의 경우는 Fig. 10과 같이 공급냉수 온도가 약 5°C, 취출공기 온도는 12°C이다. 이와 같

이 저온공조 방식은 공조기 코일에서 취출되는 공기 온도가 빙축열 방식에 비해 낮기 때문에 같은 냉방 부하에 대해 공급풍량을 줄일 수 있게 된다. Fig. 11은 저온공조 방식의 실내 공급 및 순환 풍량을 나타내고 있고, Fig. 12는 빙축열 방식의 경우이다. 그림에서 보는 바와 같이 저온공조 방식일 경우 같은 냉방부하에 대해 공급풍량이 38% 줄어드는 것으로 측정되었다. 따라서 일반 빙축열 방식에 비해 덕트 사이즈 및 공조기 팬 용량, 소비동력 등이 줄어들게 된다.

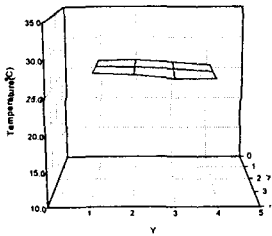
3.3 실내환경 측정

3.3.1 온도 분포

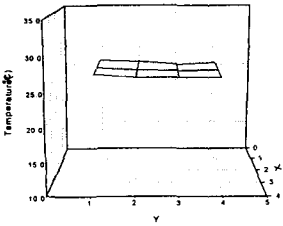
Fig. 13은 10, 12, 14시에 바닥에서 120 cm 지점의 온도 분포를 나타내고 있다. 공급 디퓨저쪽의 온도가 약간 내려가 있지만 비교적 균일한 온



(a) 10:00



(b) 12:00



(c) 14:00

Fig. 13 Temperature profile on 120cm from the floor.

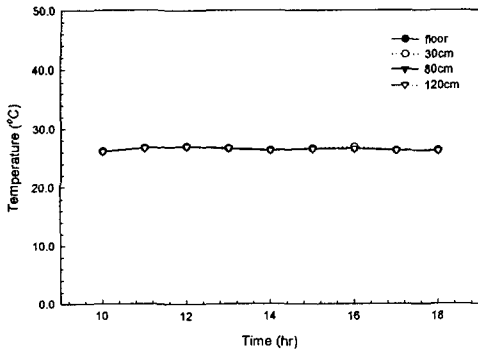
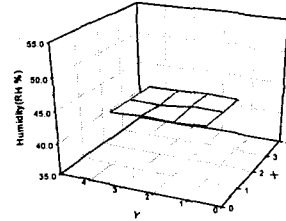
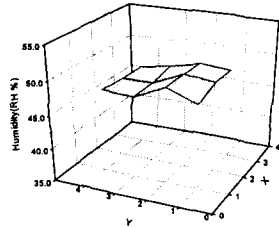


Fig. 14 Temperature profile.

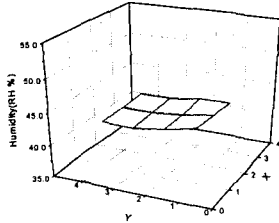
도 분포를 보이고 있다. Fig. 14는 각 시간대별로 실내 온도 측정점의 온도 변화를 나타내고 있다. 실내 온도가 12시, 16시 경에 피크를 나타내고 있



(a) 10:00



(b) 12:00



(c) 14:00

Fig. 15 Humidity profile on 120cm from the floor.

는데 이는 이 시간대에 휴게실 이용자가 가장 많기 때문이다. 전체적인 온도 분포는 바닥면으로부터 높이 120 cm 면까지 균일한 분포를 보이고 있어 디퓨저에서 공기가 고르게 퍼져 공급되고 있음을 알 수 있다.

3.3.2 습도 분포

Fig. 15는 오전 10, 12, 14의 바닥으로부터 150 cm 지점의 습도분포를 나타내고 있다. 12시에 습도분포가 불균일하게 나타나는 것은 휴게실 출입자가 많고, 휴게실과 식당사이의 출입문을 통해 습기가 침투하기 때문이다. 출입자가 많은 오후 시간대에도 비교적 균일한 습도 분포를 보이는 것으로 보아 식당으로부터의 습한 공기에 의해 실내 습도가 영향을 크게 받고 있음을 알 수 있다. Fig. 16은 시간대별 실내습도 변화로, 식당

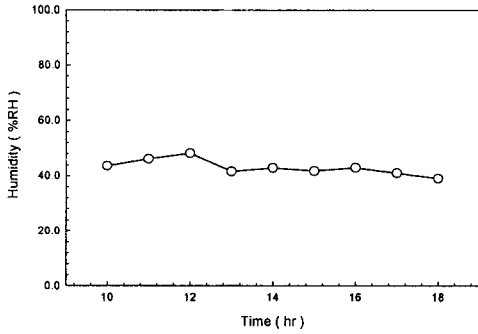


Fig. 16 Humidity profile.

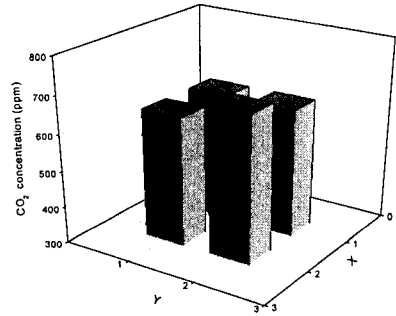


Fig. 18 CO₂ Concentration.

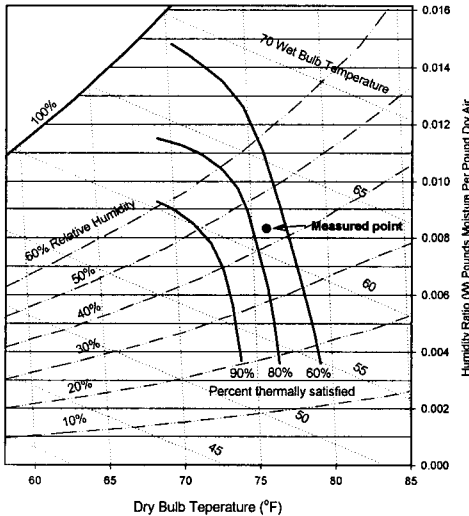


Fig. 17 Satisfaction level vs. temperature and humidity.

출입으로 인한 12시 부근의 습도가 크게 증가하는 것을 제외하고는 저온공조 시스템의 실내 습도기준인 40%보다 약간 높게 측정되었으나 일반 빙축열 기준인 50%보다는 훨씬 낮게 제어되고 있음을 알 수 있다. 이는 냉각코일 공급 냉수온도가 2℃로 낮아 제습효과가 크기 때문이다. 냉각코일 온도가 낮은 것은 제습 성능이 좋아지는 것 뿐만 아니라 항상 코일이 응축수로 인해 실내의 먼지나 오염물이 제거되는 효과도 갖게 된다. 또한 실내습도가 낮게 유지됨으로써 세균이나 곰팡이의 번식을 억제해 깨끗하고 쾌적한 실내환경을 유지할 수 있게 된다. 전체적으로 볼 때 실내 온·습도는 기준치 26℃, 40%보다 약간씩 높게

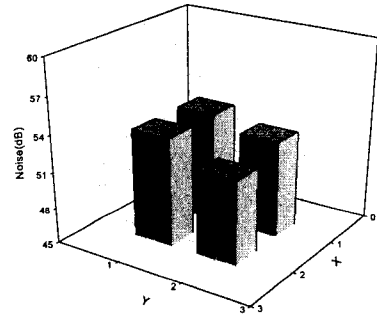


Fig. 19 Noise profile.

측정되었으나 Fig. 17⁽¹⁾에 표시한 바와 같이 온·습도에 따른 열적 쾌적감 영역에서 70%이상 만족 영역에 포함되어 비교적 양호한 상태를 나타내었다.

3.3.3 이산화탄소 농도 및 소음 분포

Fig. 18은 CO₂ 농도로 650~700 ppm를 나타내고 있어 실내 CO₂ 농도 허용기준인 1000 ppm⁽¹²⁾에 못 미치고 있다. 따라서 별도의 환기장치가 없어도 적절한 비율로 외기를 혼합하면 실내 공기의 질을 떨어뜨리지 않고 공조를 할 수 있을 것으로 생각된다. 그러나 공간의 특성상 재실 부하의 변화가 심하고 흡연에 의한 오염이 심각할 경우에는 외기 도입 비율을 높이는 등의 방법으로 쾌적한 실내를 유지해야 하므로 이를 위한 제어 장치의 추가도 고려해야 할 것으로 생각된다. Fig. 19는 실내소음 측정치로 허용기준 50 dB⁽⁸⁾을 약간 상회하고 있다. 이는 unit의 실험을 위해 적절한 unit 수보다 많이 설치하였기 때문으로 실제 시스템을 구성할 경우 소음치는 현재 소음

에서 5~7 dB 정도 감소될 것으로 예상되어 문제가 없을 것으로 판단된다. 그러나 측정된 소음만을 고려한다면, 근본적으로 소음을 기준치 이하로 낮추기 위한 저소음형 unit의 개발이 필요한 것으로 판단된다.

4. 경제성 평가

본 실증시험이 수행되었던 테스트 룸은 기존에 설치되어 있던 일반 빙축열 냉방시스템에 추가로 별도의 쿨리를 설치하여 저온공조 조건을 만들었기 때문에 일반 빙축열시스템과 저온 공조시스템이 복합되어 있어 명확하게 두 시스템의 경제성을 비교하는 것이 곤란하였다. 따라서 두 시스템의 경제성 비교를 위해 Fig. 20과 같은 냉방 부하 패턴을 갖는 면적 8,360 m²(약 2,530평)의 사무실 건물에 대하여 각각의 시스템에 맞게 냉동기, 팬, 펌프 등의 용량을 선정하여 이들의 소비 동력을 비교하였다.

4.1 주요 공조기기의 용량 선정

4.1.1 냉동기

냉동기의 소비 동력 비교를 위해 전축열 방식, 부분축열 방식, 일반 전기식에 대해 각각 냉동기 용량을 선정하였다. 즉, 전축열(full storage) 방식은 축열만으로 냉방부하를 담당하는 방식으로 간헐적인 냉방부하가 있는 극장이나 교회 등의 건물에 적용하는 것이 유리하다. 냉동기는 심야시간대(10시간)에만 작동한다. 따라서 평일(화요일~금요일)의 총 냉방부하(1,744.17 tons)에 대해

10시간의 냉동기 작동시간을 고려하여 냉동기 용량을 선정하면 다음과 같다.

$$\text{용량} = \frac{\text{냉방부하}}{\text{제빙 운전시간}} = \frac{1,744.17}{10} \approx 175 \text{ RT}$$

따라서 심야 시간동안의 총 축열량은 1750 RTH가 된다.

부분축열(partial storage)방식의 경우 냉방부하를 축열과 냉동기로 나누어 담당하는 방식으로, 피크부하는 축열조가 담당한다. 부분축열일 경우 냉동기의 용량을 선정하기 위해서는 제빙 운전(ice making) 용량에 대한 냉각 운전(chilling) 용량의 비가 필요한데 일반적으로 1.3을 사용한다. 따라서 부분축열 방식에 대한 냉동기 용량선정은 아래와 같이 한다.

$$\begin{aligned} \text{용량} &= \frac{\text{냉방부하}}{\text{제빙 운전시간} + 1.3 \times \text{냉각 운전시간}} \\ &= \frac{1,744.17}{14 + 1.3 \times 10} \approx 65 \text{ RT} \end{aligned}$$

총 축열량은 심야에 10시간(650 RTH)과 주간에 4시간(260 RTH)을 합하여 910 RTH가 된다. 일반 전기식의 경우는 하루중 피크부하가 225 RT이므로 냉동기 용량을 225 RT로 선정하였다. 위에서 선정된 모든 냉동기는 스크류 형식의 냉동기이다.

4.1.2 팬

팬의 경우 공조기 코일 쿨출 온도와 실내 온도 차이가 일반 빙축열의 경우는 13℃(13℃→26℃)이고, 저온 공조의 경우는 19℃(7℃→26℃)이므로 각각의 Δt에 대해 순간 최대 냉방부하를 담당할 수 있도록 용량을 선정하여, 일반 빙축열은 3,500 CMH 52대, 저온 공조는 3,500 CMH 36대로 하였다.

4.1.3 펌프

브라인 순환펌프의 경우, 공조기 코일 입출구 온도차가 일반 빙축열은 5℃(12℃-7℃)이고, 저온 공조는 10℃(12℃-2℃)이므로 각각의 Δt에 대해 순간 최대 냉방부하에 맞도록 일반 공조는 0.6 m³/min(7.5 HP) 4대, 저온 공조는 0.6 m³/min(7.5 HP) 2대의 펌프를 선정하였다.

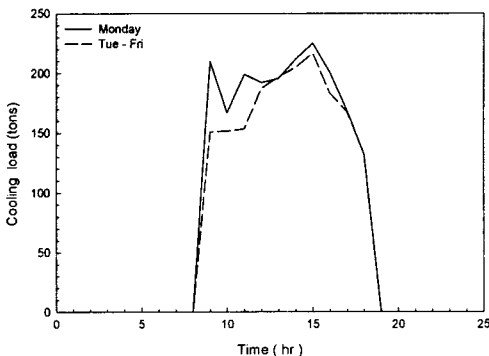
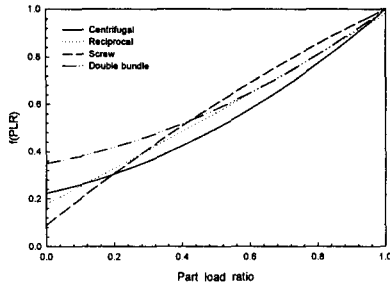
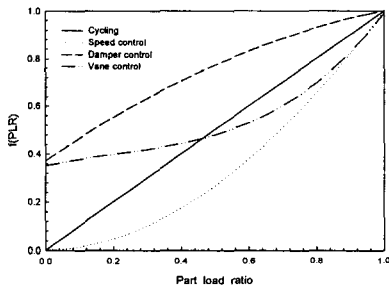


Fig. 20 Cooling load pattern.



(a) Refrigerator



(b) Fan

Fig. 21 Characteristic function of part load.

4.2 소비 전력 비교

냉동기와 팬은 부하에 따라 부분부하 운전을 하므로 소비 동력을 산출하기 위해서는 Fig. 21과 같이 특성함수를 고려해야 한다.⁽¹³⁾ 이 때 냉동기는 형식에 따라, 팬은 제어 방법에 따라 각각 특성함수를 다르게 적용해야 한다.

4.2.1 냉동기

냉동기의 소비 동력은 다음 식으로부터 구할 수 있다.

$$HP_{ch} = CAP_{ch} \times f_{ch}(PLR) / COP \quad (1)$$

본 시스템에서 선정된 냉동기는 스크류 형식이므로 이에 대한 특성함수를 적용하여 소비 동력을 산출하였다. 전축열 방식일 경우에는 냉동기가 부분부하로 운전되지 않으므로 일반 빙축열시스템과 저온 공조시스템과의 소비 전력 차이는 없다. 부분축열 방식의 경우 냉각 운전하는 냉동기에 대해 부분부하 특성함수를 고려해야 하며 일반 전기식의 경우는 선정된 냉동기에 대해 부분

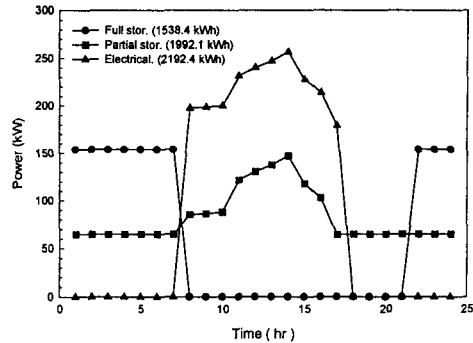


Fig. 22 Power consumption of refrigerator.

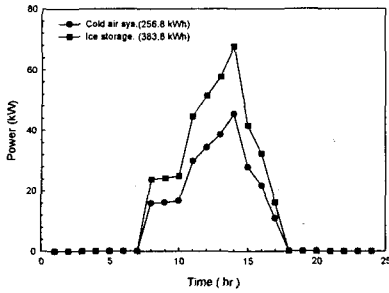
부하 특성함수를 고려해야 한다. 각각의 경우에 대해 냉동기의 소비 동력을 비교해 보면, Fig. 22에 보는 바와 같이 축열식이 일반 전기식에 비해 용량면이나 소비 동력면에서 유리하다. 즉, 일반 전기식 시스템의 소비 동력에 비해 전축열식은 70.2%, 부분축열식은 90.8%이다. 반면 축열식인 경우 초기 투자비 증가와 설치 공간의 제약이 따른다.

4.2.2 팬

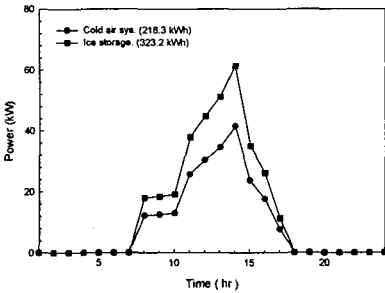
팬의 소비 동력은 다음 식으로부터 구해진다.

$$HP_f = 3.65 \times 10^6 \times P \times Q \times f(PLR) \div \eta_f \quad (2)$$

본 시스템에서는 부하에 따라 공조기 팬이 인버터에 의해 속도 제어되고 있으므로 팬의 소비 동력은 속도 제어에 대한 부분부하 특성함수를 적용하여 산출하였다. 하루동안 팬의 소비 동력 변화를 살펴보면 전축열 방식의 경우는 Fig. 23의 (a), 부분축열 (b)와 같이 나타난다. 전축열 방식은 일반 빙축열시스템이 383.8 kWh이고, 저온 공조시스템이 256.8 kWh로 저온 공조시스템의 소비 동력이 33.1% 절약되었다. 부분축열일 경우는 각각 323.2 kWh와 218.3 kWh로 저온 공조시스템의 소비 동력이 32.5% 절약되었다. 저온 공조시스템은 공조기 취출 공기 온도가 7℃로 일반 빙축열시스템의 13℃에 비해 상당히 낮아 적은 풍량으로도 부하에 대응할 수 있어 덕트 사이즈를 크게 줄일 수 있다. 또한 풍량이 줄어들므로 써 동일 부하에 대해 같은 용량의 팬을 사용할 경우 일반 빙축열시스템보다 팬의 댓수를 전축열 방식일 경우 30%, 부분축열 방식일 경우 31.1%



(a) Full storage type



(b) Partial storage type

Fig. 23 Power consumption of fan.

이상 줄일 수 있다.

4.2.3 펌프

펌프의 경우 소비 동력은 다음 식으로 구할 수 있다.

$$HP_p = 0.163 \times \gamma \times Q \times H \div \eta_p \quad (3)$$

건물의 냉방을 위해 필요한 브라인 순환량은 일일 최대 냉방부하에 대해 전축열일 경우 빙축열은 2,363.6 l/min (0.6 m³/min, 7.5 HP, 4대), 저온 공조는 1,181.8 l/min (0.6 m³/min, 7.5 HP, 2대)이다. 또한 부분축열일 경우 빙축열은 2,006.4 l/min (0.5 m³/min, 7.5 HP, 4대), 저온 공조는 1,003.2 l/min (0.5 m³/min, 7.5 HP, 2대)이다. 선정된 펌프의 전양정은 40 m, 효율은 0.75, 순환유체의 비중은 1.043 g/cm³ 이다. 전축열일 경우 소비 동력은 빙축열시스템이 435.2 kWh, 저온 공조시스템이 217.6 kWh로 저온 공조시스템이 50% 절약됨을 알 수 있다. 부분축열에 대한 소비 동력은 또한 각각 435.2 kWh와 217.6 kWh로 역시 저온 공조시스템이 50% 절약되는 것으로 나타났다.

4.3 경제성 비교

각 시스템 별 주요기기 용량과 소비 동력이 Table 2와 Fig. 24에 나타나 있다. 이에 따라 일일 전력 사용량을 기준으로 6월~9월의 열부하 상황(축냉식 냉방시스템에 관한 실증시험 및 평가기준, 한국전력공사 영업처)을 고려하여 연간 전력 사용량을 집계하면 Table 3과 같다. 단, 전체 냉방 기간은 6월 15일부터 9월 15일까지 93일간으로 한다.⁽¹⁴⁾ 부분축열식 저온 공조시스템과 일반 전기식 시스템의 연간 전력 사용량을 비교하면 저온 공조시스템의 전력 사용량이 40.5% 절약되는 것으로 나타났다. 이를 근거로 일반 전기식 대비 축열을 40%의 저온 공조시스템에 대한 투자 회수기간을 계산하면 약 1.5년으로 일반 빙축열 방식에 비해 2년정도 줄어드는 것으로 나타

Table 2 Equipment capacity and power consumption

Cooling type Equipment		Cold air distribution		Ice storage		Electrical system
		Full storage	Partial storage	Full storage	Partial storage	
Refri-gerator	Capacity(RT)	175	65+126	175	65+126	225
	Power(kWh)	1,538.4	1,992.1	1,538.4	1,992.1	2,192.4
Fan	Cap.(CMH)×set	3,500×36	3,500×36	3,500×52	3,500×52	3,500×52
	Power(kWh)	256.8	218.3	383.8	323.2	383.8
Pump	Cap.(HP)×set	7.5×2	7.5×2	7.5×4	7.5×4	7.5×4
	Power(kWh)	217.6	217.6	435.2	435.2	435.2
Total power(kWh)		2,012.8	2,428.0	2,357.4	2,750.5	3,097.5
Power consumption ratio		0.83	1.00	0.97	1.13	1.28

Table 3 Total power consumption for the year

Item	Cold air distribution		Ice storage			Electrical system	
	Full storage	Partial storage		Full storage	Partial storage		
		Daytime	Night		Daytime		Night
Max. power(kWh)	164.7	199.6		175.6	219.5		346.4
Contract power(kWh)	165	200		176	220		347
June(kWh)	4,380	4,943	11,851	5,130	8,072	13,301	6,741
July(kWh)	56,656	24,968	22,960	66,356	32,155	25,771	87,188
August(kWh)	62,397	52,308	22,960	73,079	59,495	25,771	96,023
September(kWh)	23,489	5,179	11,110	27,511	8,656	12,470	36,149
Total power(kWh)	146,922	87,398	68,881	172,076	108,378	77,313	226,101
Grand total power(kWh)	146,922	156,279		172,076	185,691		226,101
Power consumption ratio	0.94	1.00		1.10	1.19		1.45

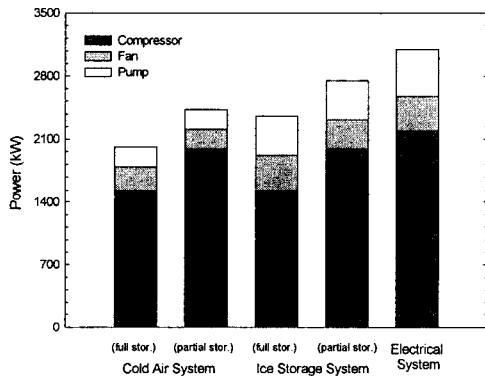


Fig. 24 Power consumption of systems.

나 충분한 경제성이 있는 것으로 확인되었다.⁽¹⁰⁾

5. 결 론

빙축열을 이용한 저온공조 시스템의 실증시험을 위해 기존 빙축열 냉방 시스템의 일부를 개조하여 저온공조 시스템으로 재설계, 시공하였다. 테스트 룸의 용도가 휴게실로 부하변동이 심한 것은 물론, 인접한 식당 출입문을 통해 열 및 습도의 침투가 심한 것 등 여러 가지로 실험 여건이 열악하였음에도 불구하고 전체적으로 양호한 성능을 나타내었다.

(1) 일반 빙축열 시스템과 저온공조 시스템의 성능을 비교 시험한 결과 브라인 유량은 45%, 공조기 풍량은 38% 줄어들었다.

(2) 실내 CO₂ 농도는 650~700 ppm 으로 별도의 환기장치 없이 적절한 비율의 외기 혼합율을 유지하면 IAQ를 떨어뜨리지 않고 공조 할 수 있

음을 알 수 있다.

(3) 실내 온·습도는 기준치 26℃, 40%보다 약간씩 높게 측정되었으나 열적 쾌적감 영역에서 70%이상 만족 영역에 포함되어 비교적 양호한 상태를 나타내었다.

(4) 저온공조 방식과 일반 전기식의 연간 운전비를 산출하여 경제성을 비교한 결과, 저온 공조시스템의 전기식에 대한 추가 투자비 회수 기간은 약 1.5년으로 나타났다.

(5) 저온 공조시스템은 저온의 냉수를 직접 활용함으로써 브라인 유량 및 공조기 풍량이 줄어 소비 동력을 크게 줄 일 수 있다.

(6) 저온 공조시스템은 공급공기의 상대습도를 낮게 유지함으로써 쾌적감의 향상, 실내 환경 개선은 물론 편리하게 습도제어를 할 수 있다.

참 고 문 헌

1. ETRI, 1995, Cold Air Distribution Design Guide. TR-105604, pp. 1.1-1.3, 2.4-2.5.
2. KS A 0078 습도 측정 방법.
3. KS A 0079 부유 분진 농도 측정 방법.
4. KS A 0701 소음도 측정 방법.
5. KS B 5358 대기중의 일산화탄소 자동계측기.
6. KS B 6361 송풍기 및 압축기-소음레벨 측정 방법.
7. KS C 1502 소음레벨 측정용 지시계.
8. JIS Z 8731 소음레벨 측정 방법.
9. JIS Z 8806 습도 측정 방법.
10. 한국기계연구원, 1997, 빙축열을 이용한 저온 공조 시스템 개발 최종 보고서, pp. 78-81.

11. 공기조화냉동조학회, 1995, 공기조화 설비의 시험·조정·평가(T.A.B) 기술기준, pp. 34-40.
12. (주)성아엔지니어링, 공기조화 설비의 종합 시험 조정 기술, pp. 128-129, pp. 157-177.
13. 박병규, 조동우, 신현준, 1988, 변풍량시스템의 에너지해석에 관한 연구, 공기조화냉동공학회, pp. 575-582.
14. 한국전력공사 영업처, 축냉식 냉방 시스템에 관한 실증시험 및 평가기준, 1993, pp. 81-83.