

빙축열을 이용한 저온급기/급수 냉방 시스템

Cold Air/Water Distribution System with Ice Storage

김 경 훈
K. H. Kim
대우캐리어(주) 마케팅부



- 1951년생
- 냉동공조분야의 상품기획 및 공조설비 설계 전산화에 관심을 가지고 있다.

이 중 원
J. W. Lee
대우캐리어(주) 기술연구소



- 1960년생
- CFC 문제에 대응할 수 있는 대체 냉동기 개발 및 빙축열 시스템에 관심을 가지고 있다.

ABSTRACT

This paper presents some design guidelines for using cold air/water distribution to cool commercial and industrial buildings.

Cold air/water distribution systems provide primary air/water for space conditioning at nominal temperature between 3°C and 10°C (4~5°C might be recommendable for better selection).

By using lower temperature primary air/water equipment could be downsized, means lower first costs, and often reduce annual energy costs up to 50% less than that of the conventional (13°C) system. This concept takes full advantages of the 2~4°C chilled water (brine) available with ice storage systems.

1. 머리말

빙축열 시스템이 사무 및 상업용 건물에 채용되기 시작하면서 전력 공급 회사의 최대 전

력 부하 시간대를 심야 시간으로 분산시킴으로써 전력 설비 투자 절감에 기여할 뿐만 아니라 건물주의 운전비용 절감에도 일익을 담당하고 있다.

그러나 최근 한전에서 시행한 실증시험 결과에 따르면 아직까지도 빙축열 시스템 설치를 위한 추가 투자비의 회수 기간이 5.3~8.8년 정도에 이르러 목표치인 3~4년을 달성하기 위해서는 빙축열 시스템 자체의 국내생산 원가절감에 최선을 다하여야 하겠으나, “저온 급기/급수방식(Cold Air/Water Distribution System)” 등의 설계도 동시에 추진하여 덕트 및 장비류의 크기를 축소시킴으로써 달성할 수 있는 총체적 초기 투자비 절감도 고려함이 절실히 요구되고 있다.

선진국에서는 이미 실용화 되고 경제성 분석까지 완료된 저온 급기/급수 방식은 국내 설비 설계 업계에서도 이론적 검토를 이미 시도하고 있는 것으로 사료되나 빙축열 설비의 보급이 한전을 중심으로 확산되고 있는 현 시점에서 다시 한번 제안함으로써 정부의 전력설비 투자비 절감과, 수요자의 초기 투자비 및 운전 경비 절감에 조금이라도 도움이 되었으면 한다.

2. 저온 급기/급수 냉방 시스템의 개요

일반 기존 냉방시스템의 급기 온도가 13~15℃, 급수 온도는 5~7℃인데 비하여 저온

급기/급수 냉방시스템에서는 일차 급기 온도는 3~10℃, 급수온도는 약 1~4℃ 정도의 저온을 공급함으로써 단순히 빙축열 시스템만을 사용함으로써 얻을 수 있는 경제성 효과 이외에 건물 기계 전기 설비의 총체적 초기 투자비 및 운전비 절감을 기대할 수 있다.

즉, 초기 투자비의 감소는 각종 냉방시스템 장비 및 덕트의 크기를 줄임으로써 장비 자체의 비용과 동시에 건물 스페이스를 절감할 수 있고, 운전비의 감소는 연관된 송풍기, 냉수 펌프 등의 용량을 줄임으로써 가능하다.

상기와 같은 시스템의 적용사례를 그림 1에서 살펴볼 수 있으며 특히 저온 급기/급수를 동시에 채용할 경우에는 스프링클러 설비의 배관을 겸용 배관으로 사용함으로써 추가 배관 비용을 절감할 수 있다.

현재 국내에서도 빙축열 시스템 자체의 소개는 활발하게 진행되고 있으나, 저온 냉방시스템의 설계는 아직 미흡한 실정인 바 본지를 빌어 몇가지 설계 지침을 소개하고자 한다.

3. 급기온도의 결정

최종 급기온도는 냉방부하, 송풍기의 크기, 덕트작업에 필요한 풍량을 결정한다. 그 공급

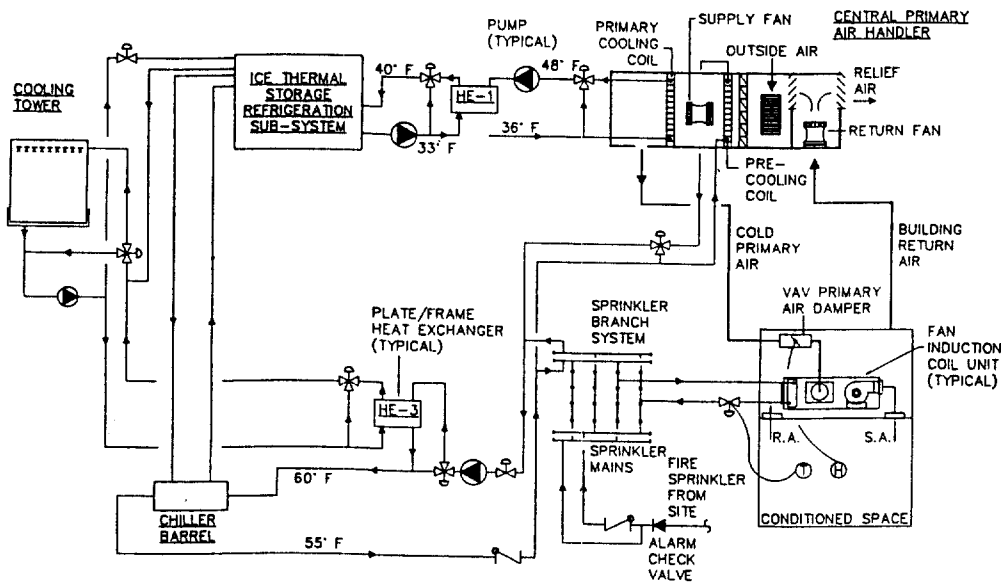


그림 1. 부분 축열을 이용한 저온 급기/급수 HVAC 시스템

온도는 냉수코일, 보온, 터미널 유니트와 같은 시스템 요소에 의하여 결정된다. 급기온도의 선정에 영향을 주는 몇가지 요소는 아래에서 거론되어질 것이다.

3.1 경제성 분석

최적의 급기온도는 다양한 설계선택으로 초기투자비, 운전비에서의 변화를 고려하는 경제성 분석으로 결정되어 진다.

저온 냉방시스템으로써 운전비 절감에 영향을 주는 가장 중요한 한가지 요소는 전기사용을 체계이다. 많은 경우에서 기존 시스템과 비교되는 운전비는 순수하게 에너지 소비가 증가할 때 조차도 감소한다.

비교적 비싼 On-Peak와 Off-Peak 에너지 비율 사이의 높은 차이는 저온 냉방시스템에 대단한 이익을 가져다 준다.

저온 냉방시스템으로써 송풍기 입력 KW의 감소는 빙축열의 냉방 요구량을 감소시킨다. 게다가 많은 설비는 신규 또는 현존하는 건물에서 냉방 요구량을 감소시킴으로써 빌딩 소유주에게 경제적인 혜택을 제공한다. 미국에서 시행된 경제성 검토 내역은 참고문헌을 참조하기 바란다.

3.2 냉방설비의 종류

빙축열을 이용한 냉방설비의 종류는 여러가지가 있겠지만, 본지에서는 특히 당사에서 적용하는 Ice Lens Type 빙축열 시스템을 소개하고자 한다.

먼저 Ice Lens Type 빙축열 시스템은 축열에 있어 신뢰성이 있고, 단순한 방법을 쓰고 있으며, 이 시스템은 증발기에 얼음을 저장하는 개념을 완전히 바꾸어 얼음을 캡슐화시키는 개념을 도입한 것이다. 이 결과 축열효율이 높아지고, 시스템의 설치와 운전이 단순하게 되었다.

아이스 시스템은 다음 4개의 중요 요소로 구성되었다.

- 1) 아이스렌즈 유니트(Ice Lens Unit)
- 2) 저장 탱크(Storage Module)
- 3) 인벤토리 시스템(Inventory System)

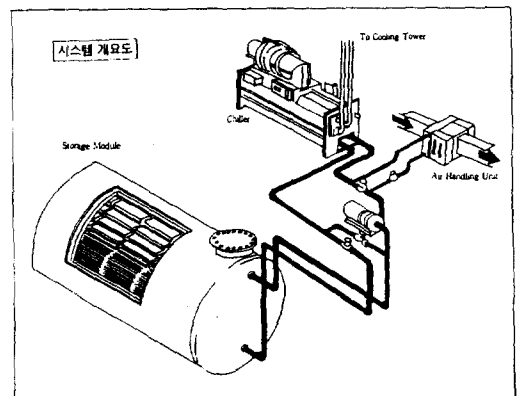
4) 냉동기(Brine Chiller 또는 Centrifugal Chiller)

아이스렌즈 유니트는 산업용의 몰드화된 폴리에틸렌 용기로서, 현장에서 순수로 채워지게 된다.

캡슐크류로 유니트를 밀봉처리한 다음, 이 유니트는 단열된 저장탱크안에 벽돌같이 쌓이게 되고, 축열시간동안 평균 -4.5°C 의 브라인이 아이스렌즈 사이로 순환함으로써 그것들을 제빙시키고, 얼음이 형성될 때, 아이스렌즈는 팽창되어 형상이 변하게 된다. 이 팽창은 저장탱크로부터 인벤토리 시스템으로 들어가는 브라인의 량을 변위 시키게 되는데, 그 크기는 아이스렌즈 유니트안의 순수 용적의 약 9%와 같으므로 저장탱크안의 제빙 용량을 신뢰성 있게 측정할 수 있다.

방열 사이클(Discharge Cycle)동안, 아이스렌즈 유니트안의 얼음은 냉각부하에 의해 녹아서 아이스렌즈 본래의 형태로 돌아가고, 이 결과로 인벤토리 시스템의 용액은 점차적으로 저장탱크로 이동하게 된다. 아이스렌즈 유니트는 수많은 제빙 및 방열사이클에 견디도록 설계되었으며, 강제 저장탱크 만큼의 긴 수명을 가지고 있다.

저장탱크는 캡슐화된 아이스렌즈 유니트로 구성되어 있고, 외면 또는 내면에 보온재를 붙인 강제 탱크로서, 빌딩 시스템의 전 압력을 견딜 수 있도록 충분한 강도를 가지고 있고, 별도의 열교환기, 펌핑시스템(Pumping System)이 필요하지 않도록 설계되어 있으며, 표



준사용압력은 10 kg/cm^2 이고, 최고 25 kg/cm^2 까지 적용 가능하다.

표준 저장탱크의 크기는 저장범위가 82(Ton-Hrs)에서 4,071(Ton-Hrs)가 된다. 설계치가 4,071(Ton-Hrs)을 초과한다면, 복수의 저장탱크 방식이 적용된다. 저장탱크의 내면 또는 외면은 단열재로 단열되어 있고, 저장탱크 내부에 아이스 렌즈 유니트가 벽돌같이 쌓여져 있다. 저장탱크의 헤더(Header)와 PVC 바플은 아이스렌즈 유니트 사이를 통과하여 축열과 방열을 균일하게 되도록 액을 유도하고, 저장탱크는 실내 및 실외에 설치할 수 있을 뿐만 아니라 직접 매립시킬 수도 있다. 저장탱크에 일단 아이스렌즈 유니트가 채워지면, 그 이상 점검 및 보수가 필요없고, 저장탱크용적의 80%는 아이스렌즈 유니트로 채워지며, 축열용적은 $0.051 (\text{m}^3/\text{Ton-Hour})$ 가 필요하다.

인벤토리 시스템은 건물내의 브라인(또는냉수) 시스템의 가장 높은 곳에 설치된 수액기(Topping Receiver), 인벤토리 모듈(Inventory Module) 및 저장탱크(Storage Module)와 작은 관으로 연결되어져 구성된다. 축열 기간동안 아이스렌즈 유니트는 얼며, 저장탱크 내부에서 팽창한다.

이 과정에서 브라인 용액은 수액기로 이동하게 되는데, 이 수액기는 건물내 브라인 시스템의 가장 높은 위치에 설치되고, 대기로 공기를 배출할 수 있도록 되어 있다. 수액기는 오버플로우관이 보다 낮은 위치에 설치된 인벤토리 모듈에 연결되어 있어, 오버플로우된 브라인 용액은 중력에 의해 인벤토리 모듈로 이동된다. 이러한 브라인 용액의 이동은 축열 사이클 동안 계속된다.

일단 아이스렌즈 제빙이 완전히 끝나면 브라인 용액의 이동은 중지되고, 인벤토리 모듈안의 수위조절(Level Control)장치는 냉동기와 브라인 펌프에 축열이 완성되었다는 신호를 보내게 되고, 인벤토리 모듈은 축열시 또는 축열 후 어떤 시간에도 측면에 부착된 게이지 글라스(Gauge Glass)안에 액 레벨에 의해서 축열정도를 측정할 수 있다.

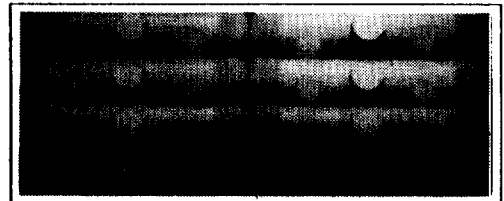
이 게이지 글라스는 저장탱크가 최초로 축

열하는 동안 현장에서 눈금을 매기게 되며, 축열되는 얼음의 양은 눈금이 매겨진 게이지 그라스 용액의 정도에 비례하게 되고, 수액기와 인벤토리 모듈에는 제어(Control)를 위하여 최소한의 레벨을 관리하여야 한다.

방열하는 동안, 얼음이 녹아서 아이스렌즈는 본래의 용적으로 되고 이로 인해 수액기의 용액 레벨이 떨어지게 되어 수액기안의 레벨 스위치는 인벤토리 펌프에 신호를 보낸다.



아이스렌즈(Ice Lens)



아이스렌즈 유니트(Ice Units)



12,000 (ton-hrs) 용량의 저장탱크

방열하는 동안, 인벤토리 펌프 시스템은 용액을 회수시키고 수액기에 최소한의 레벨을 유지시키기 위하여 이 펌프는 기동, 정지를 계속한다. 이때도 인벤토리 모듈 게이지 그래스로 저장된 얼음의 양을 체크할 수 있다.

인벤토리 시스템은 펌프, 센서, 게이지 그래스 등과 함께 구성되며, 유니트는 현장에서 보존된다.

Ice Lens Type의 최대장점은 타 시스템에 비하여 전열 면적이 크기 때문에 같은 용량의 축열조에서도 방열 능력이 크다. 다시 말하면, 축열조의 출구온도를 더 낮추어 사용할 수도 있고, 시간대 최대부하가 클 경우에도 유리하다.

예를 들어, Ice Lens Type 빙축열 시스템을 일반 냉방 시스템과 저온 냉방 시스템에 적용시 방열 능력을 아래와 같이 검토하여 보았다.

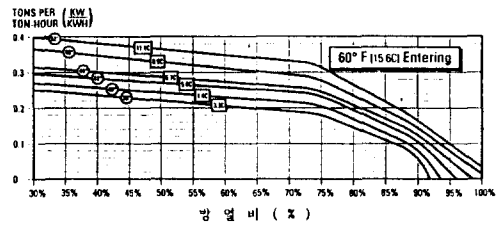
예를 들어, Ice Lens Type 빙축열 시스템을 일반 냉방 시스템과 저온 냉방 시스템에 적용시 방열 능력을 아래와 같이 검토하여 보았다. 먼저 일반 냉방일 경우를 보면, 시스템 일일 총부하 조건이 2,000 ton-hrs가 필요하고 오후 3~4시에 최대부하 400 tons가 요구될 경우, 축열조 설계온도를 출구 42°F (5.6°C), 입구 60°F (15.6°C)로 사용하고자 한다.

오후 3시까지 1,100 ton-hrs 부하가 방열되었고, 오후 3~4시에 최대부하 400 tons이 방열된다면 오후 4시까지 총방열량은 1,500 ton-hrs일 것이다.

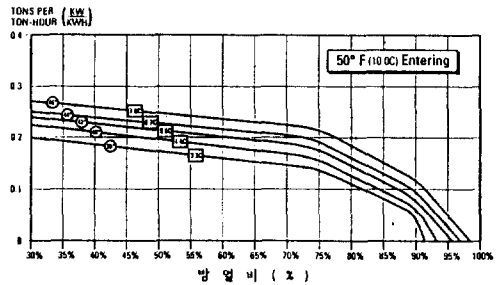
Ice Lens Type의 축열조는 총 축열부하 2,000 ton-hrs에 가까운 1,992 ton-hrs 용 축열조를 선정해 보았다. 이때, 용량비는 0.2 tons/ton-hrs (400 tons/1,992 ton-hrs)이고 오후 4시까지 축열조의 75% (1,500 ton-hrs/1,992 ton-hrs)가 방열되었다.

축열조 출구온도는 아래 선도 1에서 보는 바와 같이 40°F (4.4°C)와 42°F (5.6°C) 사이에 나타나므로 시간최대 부하에 적용할 수 있다.

본지에서 소개하고자 하는 저온 냉방 시스템 적용시에도 일반 냉방의 경우와 동일한 조건으로 시간 최대 부하는 400 tons가 필요하고, 축열조 입구 온도 50°F (10°C), 출구 온도 40°F (4.4°C)가 요구된다. 일반 냉방의 경우와 같은 방법으로 선도 2를 적용해 보면



선도 1. 축열조 출구 온도(입구온도 15.6°C 경우)



선도 2. 축열조 출구 온도(입구온도 10°C 경우)

400 tons 부하를 내기 위해 Ice Lens Type은 2,340 ton-hrs 용량의 축열조가 필요하다 (오후 4시까지 축열조의 64%가 방열됨).

결론적으로, Ice Lens Type 빙축열 시스템은 타 시스템에 비하여 일반 냉방시 14%, 저온 냉방시 22%의 더 큰 방열량을 가지므로 축열조 용량을 줄일 수 있어 경제적인 면에서 유리하고, 축열조 출구 온도를 1.1°C까지 사용할 수 있으므로 특히 저온냉방 시스템 적용시 유리하다.

3.3 시스템의 열 취득

최저 급기 온도는 설계 냉수온도에 의해 결정되고, 시스템 온도는 냉방설비와 터미널 유니트에서 상승한다. 표 1은 이러한 온도 상승을 측정한 지침을 보여준다. 이것은 열취득과 불완전한 열전달의 영향이다.

이 자료는 단지 최초 기본설계시 적용하여야 하고, 실제값은 적절한 시스템 수행을 확실히 하기 위해 상세 설계시 정확하게 계산되어야 한다.

최적 설계를 위해서는 세심한 주의가 필요하고, 어떤 경우에는 추가적으로 열전달 면적을 크게 해야 한다.

표 1. 급기온도의 기본설계를 위한 온도 상승 추정값

위 치	원 인	온 도 상 승(°C)		
		최 소 ¹⁾	정 상	최 대 ²⁾
빙축열조와 냉수루프 사이의 열교환기	열전달 효율	—	1.1	2.2
냉방설비 출구와 냉수코일 사이	펌프열 취득과 배관 열 취득	—	—	0.3
냉수코일에서 입구냉수와 출구 공기 사이	열전달 효율	2.5	3.3	4.4
냉수코일과 터미널 유니트 사이	다트열 취득	0.8	1.1	1.7
급기 송풍기에서 (Draw-Through)	송풍기열 취득	1.1 ³⁾	1.1 ³⁾	1.7 ³⁾

- 주: 1) 세심한 설계와 고효율 장비선택으로 최소 온도 상승값
 2) 시스템 초기 투자비 절감으로 최대 온도 상승값
 3) 총정압과 송풍기 효율에 의한 0.6~2.2°C 범위의 온도 상승값

열교환기는 Ice Harvester 또는 일부 Ice-On-Pipe 시스템 등의 개방형 빙축열 시스템을 사용할 경우와 공기조화기가 냉수 공급펌프보다 10.7m~15.2m 이상 높이에 있거나 수처리가 필요할 경우에 사용되어야 한다.

열교환기는 최종 냉수 공급온도에 1.1~2.2°C가 더 요구된다.

표 1에 주어진 최소값은 열교환기가 없을 경우이다.

표 1에서와 같이 냉방설비 출구와 냉수코일 사이의 냉수온도 상승은 배관의 길이, 보온방법에 달려 있고 장시간 운전되더라도 0.3°C 이하가 될 것이다.

코일 입구 냉수온도와 코일을 통과한 급기온도차는 일반적으로 3.3°C 정도 될 것이고, 이 온도차를 줄이려면 냉수코일의 열수(Rows)를 증가시키거나 또는 코일 표면적을 크게 하므로써 얻어질 것이다.

특히 부분 부하시 닥트의 열취득은 설계자가 자주 측정하는 것이 저온 냉방시스템 측면에서 매우 중요하다.

기본 설계시 냉수코일과 터미널 유니트 사이에서 급기가 1.7°C 상승하는 것으로 가정할 수 있으며 이 값은 닥트 길이, 보온의 형태, 유속 등에 의하여 변화될 것이다.

상기 사항은 상세설계 이전에 각 시스템을 정확히 계산하여야 하며 이 온도상승은 세심한 설계와 적합한 보온을 할 경우 0.8°C 정도로 줄일 수도 있으나 적은 풍량으로 닥트 길이가 긴 경우는 2.8°C~4.4°C의 온도 상승까지도 예상하여야 한다.

냉수 코일에 관련하여 급기 송풍기의 위치는 설계 급기온도에 영향을 미칠 것이다.

Draw-Through 배열로 얻을 수 있는 최소 급기온도는 Blow-Through 배열보다 1.1~1.7°C 높을 것이다.

왜냐하면 송풍기 발생열은 혼합 공기로부터 냉수코일로 직접 가지 않고, 공급공기 속으로 들어가기 때문이다.

만일 송풍기와 코일 사이에 송풍기 직경의 3~5배 거리 유지가 어렵거나 또는 직선 흐름이 어려우면, Blow-Through로써 일정한 공기 분배가 어려울 것이다.

전자는 총정압이 증가하고 에너지 사용증가시 유리하지만, 반면 후자는 공조기의 크기와 금액을 증가시킨다. 따라서 Blow-Through 배열이 대부분의 저온 냉방시스템에서 추천된다. 그러나 직선 흐름에서 송풍기와 코일 사이에 공간이 제한되어 진다거나 PKG. 형공조기가 사용 된다면, Draw-Through 배열이 추

천되어 진다.

4. 특별한 설계 추천

4.1 부하 계산

빙축열 시스템의 성공적인 운전을 위하여 정확한 부하계산이 필요하다.

빙축열 시스템의 부하계산은 일일 총부하량과 운전시간이 중요하다. 왜냐하면 적게 설계된 기존 냉방시스템은 설계일에서 1~2 시간 동안 냉방온도가 높아지지만, 높아진 열은 부하가 떨어지는 야간에 즉각적으로 제거될 것이다. 그러나, 24시간 용량의 빙축열 시스템은 일일 총부하가 최대시간대 부하와 같이 중요하기 때문에 증가된 냉방부하를 한번에 제거하기는 어려울 것이다.

빙축열로써 저온 냉방시스템을 설계할 때 건물부하 계산과 추후 증축 가능성에 대한 여유분은 신중히 고려되어야 하며, 설계자는 장비가 과설계되지 않도록 주의해야 한다. 한 건물의 저온 냉방시스템을 의도적으로 추후 증가될 부하를 예상하여 과대 설계하여 설계조건 45~55% 풍량으로 운전시킨다면 이 과대 설계된 량은 예상했던 부하가 증가되지 않을 경우 초기 투자비와 효율면에서 심각한 손실이 나타날 것이다. 특히 빙축열 시스템으로서 냉수 코일의 과대 설계는 문제가 발생 할 수 있으므로 세심한 주의가 요구되고 코일의 최종 선정은 제조자의 컴퓨터 선정 프로그램으로 해야만 한다.

성능은 특히 과대 설계된 코일이 사용되어 진다면 역시 낮은 냉방부하 조건에서는 재검토 되어져야 할 것이다.

4.2 극 간 풍

극간풍은 저온 냉방시스템 설계에서 특히 중요한 요소이다. 극간풍으로부터 잠열 부하는 냉수 코일에서 제거할 제습부하가 크기 때문에 기존 냉방시스템보다 저온 냉방시스템에서 더 중요하다.

설계자는 건축설계자와 같이 극간풍을 최소화 하도록 설계해야 하고 극간풍량 계산을 정

확히 해야 한다. 왜냐하면, 예상치 않았던 극간풍은 냉수코일을 증가시켜야 하고 시스템 특성에 불리한 영향을 주기 때문이다.

4.3 응 결

응결은 닥트 작업에서 닥트 표면이 노출될 경우 급기 닥트로부터 누설되는 찬 공기에 의해 대기노점 이하로 냉각되어질 것이다.

이것은 닥트 전체적인 보온의 문제일 뿐만 아니라, 점검구의 보온과 Mixing Box의 보온이 문제되기 때문이다. 응결을 방지하기 위하여 점검구의 누설 부분은 완전히 기밀되어져야 하고, 더운 공기와 찬 공기가 혼합되어지는 Mixing Box 부의 보온방법도 중요하다. 특히 대기의 노점 이하에서 냉각되어지는 공조기, 닥트, 터미널 박스 등의 모든 표면은 모두 보온이 되어져야 한다.

그리고 수분에 의한 손상은 건물의 중앙 집중식, 특히 습도가 많은 지하실의 냉수 배관의 보온부가 손상이 되어 배관부가 응결될 경우 콘트롤 밸브에서 물의 누설이 생길수도 있다. 따라서 닥트와 배관은 시스템 초기 설치시에 적절하게 보온되어져야 한다.

4.4 누 설

닥트로부터의 누설은 냉방부하의 손실을 가져온다.

냉수코일 속으로 공조되지 않은 공기의 누설은 Draw-Through 시스템의 공간속으로 토출되어지고 급기 닥트로부터의 누설은 전 냉방부하에 손실을 준다.

누설은 저온 냉방시스템에서 5.5~8.5 °C의 급기온도가 일부 공간에서 노점온도 이하가 될 수 있으므로 누설공기는 응결이 형성되는 지점의 표면에서 냉각될 수 있다. 설계자는 누설을, 검사절차 등의 닥트 기밀방법을 설계시 반영하고, 공사가 행해질 때 현장 검사가 따라야 할 것이다.

4.5 Mixing Box

저온 냉방시스템에 Mixing Box가 사용될 경우 상기에서 언급된 응결 문제를 피해야 한다.

Mixing Box는 주위온도가 일반적으로 노점 이하에서 냉각되지 않더라도 완전히 보온해야만 한다. 부가적으로 Mixing Box의 하자발생에 대한 검사방법은 설계시 반영되어야 한다.

4.6 코일 전면 속도

요구되는 코일 전면속도 또는 코일을 통과하는 속도는 주어진 급기량으로 냉수코일의 크기를 결정할 수 있고 공조기 크기도 결정할 수 있다.

낮은 코일 전면속도는 출구 공기온도와 입구 수온의 온도차가 크게 되어 낮은 공급공기온도를 유지한다. 높은 전면 속도는 장비를 적게 하고 금액을 낮출 수 있지만 유속은 코일에 있는 수분에 의해 제한을 받을 수 있으므로 과도한 유속은 응결된 수분을 코일 표면과 하향 닥트속으로 뿌려 보온에 손상을 일으킬 수 있다.

예를 들어 코일의 설계 전면 속도가 2.9m/s 일 경우 일반적으로 기존 시스템에서는 사용 가능한 범위이지만, 저온 냉방시스템에서는 적용이 불가하다. 따라서 저온 냉방시스템의 추천 전면유속은 1.8~2.3m/s 이고 최대 2.8m/s 를 넘지 않아야 한다.

4.7 자동제어 시스템

빙축열 장비의 신뢰성 있는 제동제어는 저온 냉방시스템의 성공적인 운전을 위해서 필수적이다.

자동제어 시스템의 설계는 제어 중요요소의 여분과 경보기능을 가져야 하고 설계 사양이 확실해야 한다.

4.8 급기온도의 조절

급기온도의 조절은 쾌적한 공간을 위해 중요하다. 만일 저온 냉방시스템에서 야간에 축열시켜, 주간 냉수온도를 변화시켜 운전한다면 주간 냉수온도는 5~9°C일 것이다.

이러한 시스템이 빙축으로부터 낮은 냉수온도로 전환될 때 냉수온도는 갑자기 1.1~2.2°C로 낮아져 실내 터미널에서 급기온도는 즉

시 낮아질 것이다.

송풍기구동형 Mixing Box를 사용하는 시스템은 2.8~3.9°C의 온도가 강하될 수도 있지만 직접 찬 공기를 공급하는 시스템은 5.6°C까지 감소될 수 있다.

온도 조절장치가 과냉각반응을 감지하는 데는 수 분이 소요되므로 주거 공간은 불쾌한 Cold Draft 현상이 나타날 수도 있다.

건물의 부분부하 또는 전 부하가 결정되어 냉동기 운전에서 빙축운전으로 전환시 공급냉수온도를 서서히 낮추도록 자동제어 시스템은 프로그램이 구성되어야 하고, 15~30분 사이에 서서히 낮추어지도록 단계제어를 해야 한다.

5. 결 론

국내 경제는 현재 선진국 대열의 문턱에서 몸살을 앓고 있다. 다행히 걸프전의 조기 타결로 에너지 위기는 당분간 면했다 하더라도 국내 산업 모든 분야에서 각자 최선을 다하지 않으면 개발도상국의 화려한 환상을 벗어나지 못할 것이다.

따라서 공기조화 냉동공학회 회원 각자도 빙축열 시스템 및 각종 공조 설계의 전산화 도입 등이 가능한 현 시점에서 저온 급기/급수 방식의 설계를 현실화 하는 작업에 참여하여 조금이나마 국가 경제에 기여함과 동시에 설비설계 기술의 발전에도 일익을 담당하오면 한다.

참 고 문 헌

- ASHRAE 1981. *ASHRAE Standard 55-1981. "Thermal environmental conditions for human occupancy."* Atlanta American Society of Heating Refrigerating, and Air-Conditioning Engineers, Inc.
- ASHRAE. 1985. *ASHRAE handbook-1985 fundamentals.* p. 20.13 Atlanta: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc.
- EPRI. 1987. *Field evaluation of cold air dis-*

- tribution systems*. EPRI EM5447. pp. 4.17, 4.21. Palo Alto, CA: Electric Power Research Institute.
- EPRI. 1938a. *Cold air distribution design guide*. EPRIEM5730 Palo Alto, CA. Electric Power Research Institute.
- EPRI. 1988b. *Proceedings of workshop on cold air/water utilization with cool storage systems*. Palo Alto, CA: Electric Power Research Institute.
- EPRI. 1988c. *Comfort criteria in a low-humidity environment*. Research Project RP2732-10. Palo Alto, CA: Electric Power Research Institute.
- Gatley D.P., and Riticher, J.J. 1985. Successful thermal storage. *ASHRAE Technical Data Bulletin-Thermal Storage*. TDB TH1 (Jan.), pp. 37-49.
- Jones. BW 1988. "Thermal comfort consideration for cold air/cold water systems." *Proceedings of workshop on cold air/water utilization with cool storage systems*. Palo Alto, CA Electric Power Research Institute.
- Meckler, G. 1988. "Supercold air HVAC system design and application." *Proceedings of the 23rd Intersociety Energy Conversion Engineering Conference*. New York: American Society of Mechanical Engineers, July.
- Temblin, R.T. 1988. "Getting high on low temperature air." *Heating/Piping/Air Conditioning*. Penton Publishing, Inc., Cleveland, January.