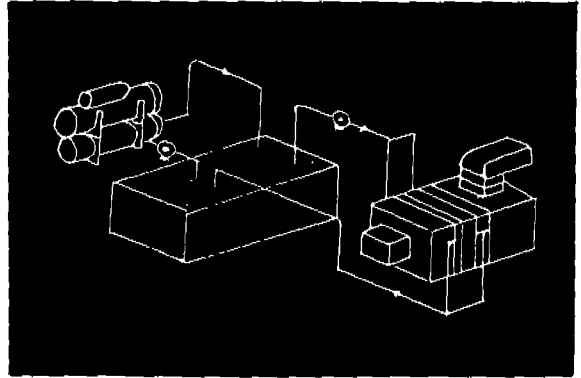


冷暖房을 위한 蓄熱技術



심야전력을 이용한 축냉난방기술은 미국, 일본, 불란서 등 기술선진국에서 상당기간 보급이 진행되고 있는 보편화된 기술이다. 여기에 소개하는 내용은 일본 및 미국에서 이 기술에 관한 실무자료를 입수, 번역한 내용들이다.

<2>

韓國電力公社 營業處 제공

3. 축열조 용량과 열원기기 용량

3.1 축열 필요량

일 최대부하의 몇 %를 (야간) 축열분으로 공급하느냐에 따라 축열조에 축열할 필요량은,

축열 필요량 kcal = 냉방(난방)

일 최대부하 kcal/d × 축열률 α (1)

축열률 α (일 최대부하) : 일 최대부하중 축열할 비율 \leq 일반적으로 0.5

3.2 축열조 용량

축열조 용량 Vm^3

$$= \frac{\text{축열 필요량 kcal} \times \text{여유율 } K_1}{2 \text{차측 이용 온도차} \times \text{축열효율} \times 1,000} \quad (2)$$

($\Delta t_2 \text{ deg}$) ($\eta \nu$) (l/m^3)

2차측 이용 온도차 Δt_2 : 7 ~ 9 deg

축열효율 $\eta \nu$: 0.7 ~ 0.9

여유율 : 1.05 ~ 1.1 (축열조 열손실을 포함한다)

상기식에서 산출한 축열조 산출용량과 건물에 설치 가능한 용량과를 비교하고 여유가 있으면

(야간) 축열률을 수정한다.

(일부하) 축열조 최대 설치가능 용량 m^3

$$= (\text{전측면적 } m^2 - \text{잡배수등 이용공간 } m^2) \times \text{내부공간율} \times \text{평균수심 } m \quad (3)$$

내부공간율 : 대들보 부분을 제외한 공간

(예 : 간격 6,000, 대들보 폭 500의 내부공간율 0.75)

평균수심 : 슬라브 천정에서 400mm 정도의 수위로 예상

$$\text{축열조 축열가능량 kcal} = \text{설치가능 용량 } V \times \Delta t_2 \times \eta \nu \times 1,000 \div k_1 \quad (4)$$

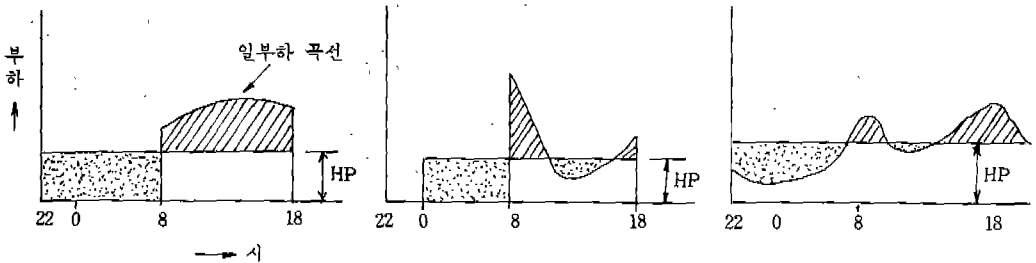
설치가능 축열량에 의한 축열률



$$= \frac{\text{축열조 축열가능량 kcal}}{\text{일 최대부하 kcal/d}} \quad (5)$$

3.3 열원기기 용량

○ 하루 부하의 몇 %를 부담하는지 축열물을 정하였을 경우 (축열조 용량의 크기에 따라 정해진다)

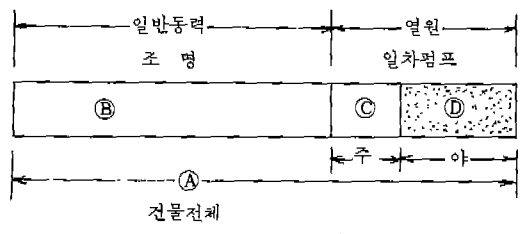
히트펌프 용량 kcal/h



 축열분에서 공급될 열부하 } 열손실이 없으면 거의 동등하다.
 추 열 분

축열물 = $\frac{\text{추 열 분의 면적}}{\text{축열물} + \text{일부하 곡선의 면적}}$ 에 상당한다.

- 주 a. 축열물은 실적을 나타낼 때에 열원기기와 1차측 펌프가 운전되는 전력량의 비와 운전시간의 비로 말할 때도 있다.
- b. 한편 야간이행물이라는 말도 동일하게 사용될 때가 있으나 전력회사에서는 건물 전체의 전력에 대한 열원기기와 1차측 펌프의 야간운전전력의 비를 말하고 있는 것 같다.



$$\text{축열률} = \frac{\text{D 전력량}}{\text{C} + \text{D 전력량}}$$

(야간전력의 의존도를 나타낸다)

$$\text{야간이행률} = \frac{\text{D 전력량}}{\text{A 전력량}}$$

<그림 14> 축열률

$$\frac{\text{냉방(난방) 일 최대부하 kcal/d} \times (\text{일일축열률}) \times \text{여유율 } K_2}{\text{주간 운전시간 } T_1} \quad (6)$$

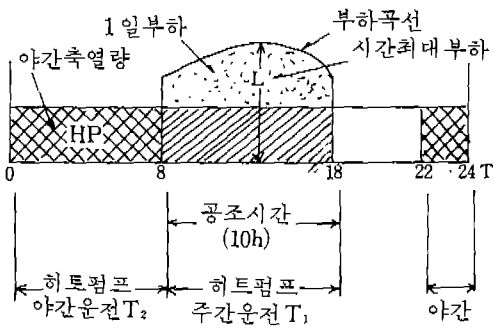
○운전시간을 정하였을 경우

히트펌프 용량 kcal/h

$$= \frac{\text{냉방(난방) 최대부하 kcal/d} \times \text{여유율 } K_2}{(\text{주간 운전시간 } T_1 \times \text{야간 운전시간 } T_2)} \quad (7)$$

여유율 K_2 : 1.05~1.1(축열조 손실, 안전 포함)

케이스 I. 축열률 50%의 경우



- L : 시간 최대부하 kcal/h
- D : 1일 최대부하 kcal/h
- $D = L \times T \times \text{일부하율}$
- T : 공조 시간 h
- α : 축열률
- T_1 : 히트펌프 주간 운전시간 h
- T_2 : 히트펌프 야간 운전시간 h

節約하는 3 살버릇
 福된 生活 80까지



1일의 부하 D kcal/d의 50%를 야간축열한다.
일부하율 α 를 0.8로 하면

히트펌프 용량 Q_H

$$= \frac{1 \text{ 일의 최대부하 } D \times (1 - \text{축열률 } \alpha)}{\text{히트펌프의 1일 주간운전 } T_1}$$

$$= \frac{\text{시간최대부하 } L \times 10h \times 0.8 \times (1 - 0.5)}{10h}$$

$$= 0.4 \times L \text{ kcal/h}$$

로 되고 최대부하 L에 대하여 40% 용량이 된다.
그림의  부분과  부분의 면적이 동등하게 된다 (간략계산이므로 축열손실은 고려되어 있지 않다).

축열조용량 V

$$= \frac{1 \text{ 일의 최대부하 } D \times \text{축열률 } \alpha}{2 \text{ 차축 이용온도차 } \Delta t_2 \times \text{축열효율 } \eta \nu \times 1,000}$$

$$= \frac{L \times 10 \times 0.8 \times \alpha}{8 \times 0.8 \times 1,000} = \frac{1.25}{1,000} \times L \times \alpha$$

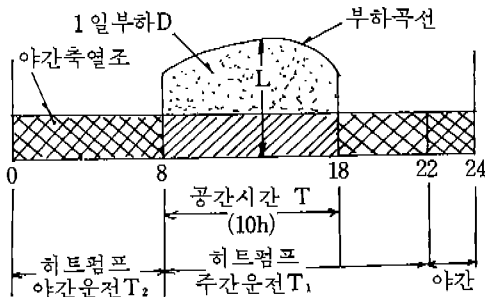
$\alpha = 0.5$ 로 하면 $V = \frac{0.625}{1,000} \times L m^3$

L kcal/h를 냉동톤 USRT 단위로 표시하면
($L' = 3,024 \text{ kcal/h}$)

히트펌프 용량 $Q_H = 0.4 \times L' \text{ RT}$
축열조 용량 $V = 1.89 \times L' m^3$

로 된다. 즉 시간최대부하 $L' = 100 \text{ RT}$ 로 상기한 조건의 경우는 히트펌프 40RT, 축열조 189 m^3 로 된다 (100RT는 단위바닥면적 80kcal/ m^2 로 하면 대략 연바닥면적 3,800 m^2 의 빌딩에 상당).

케이스 II. 열원을 24시간 운전할 경우



L : 시간최대부하 T_1 : 주간운전시간 8^h~22^h
D : 1일최대부하 kcal/d T_2 : 야간운전시간 22^h~8^h

1일의 부하를 히트펌프 24시간 운전으로 공급한다.

히트펌프 용량 Q_H

$$= \frac{1 \text{ 일의 최대부하 } D}{\text{히트펌프 주간운전시간 } T_1 + \text{야간운전 } T_2}$$

$$= \frac{L \times 10h \times 0.8}{14h + 10h} = 0.33 \times L \text{ kcal/h}$$

로 되고 최대부하 L에 대하여 33% 용량이 된다.

축열조용량 V

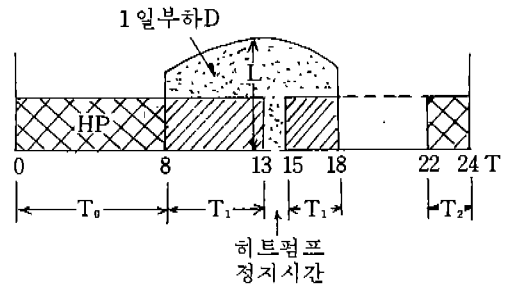
$$= \frac{\text{히트펌프 용량 } Q_H \times \text{야간운전시간 } T_2}{2 \text{ 차축 이용온도차 } \times \text{축열효율 } \times 1,000}$$

$$= \frac{0.33L \times 14}{8 \times 0.8 \times 1,000} = \frac{0.729}{1,000} \times L m^3$$

즉, 케이스 I과 비교하여 히트펌프 용량은 작아지지만 축열조 용량은 커진다.

(주: 야간전력 할인시간대는 22^h~8^h이지만 축열해야 할 시간은 공조시간 이외의 8^h~8^h)

케이스 III. 주간 피크 컷 1시간의 경우



주간 2시간의 피크컷트를 한다.

히트펌프 용량 Q_H

$$= \frac{1 \text{ 일 최대부하 } D}{\text{히트펌프 주간운전 } T_1 + \text{야간운전 } T_2}$$

$$= \frac{L \times 10 \times 0.8}{8 + 10} = 0.44 \times L \text{ kcal/h}$$

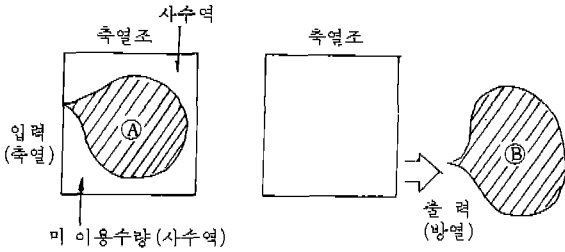
축열조 용량 V

$$= \frac{\text{히트펌프 용량 } Q_H \times \text{야간운전시간 } T_2}{2 \text{ 차축 이용온도차 } \times \text{축열효율 } \times 1,000}$$

$$= \frac{0.44L \times 14}{8 \times 0.8 \times 1,000} = \frac{0.77}{1,000} \times L m^3$$

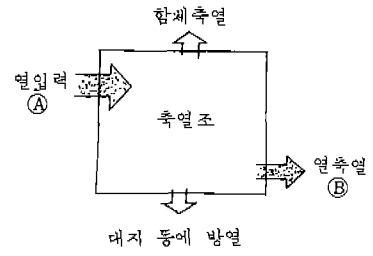
○축열효율(유효용적률, 용적효율)

실제조건에 있어서의 공조부하에 대한 방열과 축열운전을 반복하였을 때에 그 축열조의 축열이용 가능량을 표시하는 계수이지 열손실을 표시하는 계수는 아니다.



$$\text{축열효율} = \frac{\text{실제 축열이용 가능량(A)}}{\text{이론적 축열조 수량이 갖는 축열이용 가능량}} = 0.7 \sim 0.9$$

○유효 열이용률(1-열손실율)



$$\text{유효 열이용률} = \frac{\text{열출력(B)}}{\text{열입력(A)}}$$

$$\text{열손실률} = \frac{\text{열입력(A)} - \text{열출력(B)}}{\text{열입력(A)}}$$

0.05~0.1

(그림 15) 축열효율

$$= \frac{0.44 \times L \times 10}{8 \times 0.8 \times 1,000} = \frac{0.688}{1,000} \times L \text{ m}^3$$

케이스 I의 3,800m²의 빌딩에서는 히트펌프 44RT, 축열조 208m³로 된다.

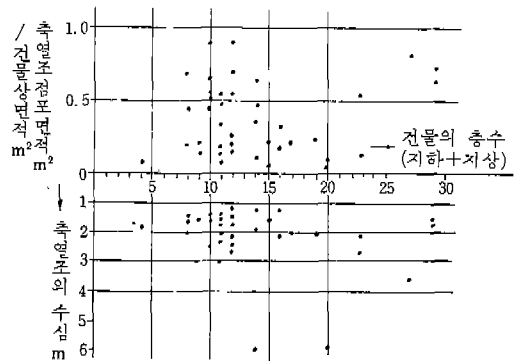
4. 부하도수분포와 축열량

축열식 공조 시스템에 있어서의 축열조 용량과 열원기기의 용량은 시간최대부하 kcal/h가 아니고 일 최대부하 kcal/h로 산출되는 것은 지금까지 기술한대로이다. 냉난방 공조기간에 있어서의 일부하 kcal/d는 외기 기온이나 빌딩내의 조건에 따라 각각의 크기로 발생하지만(하계면 7월중순부터 8월 전반에 그계의 일최대 부하가 발생) 그것을 큰 순으로 늘어놓으면 그림 20과 같이 된다.

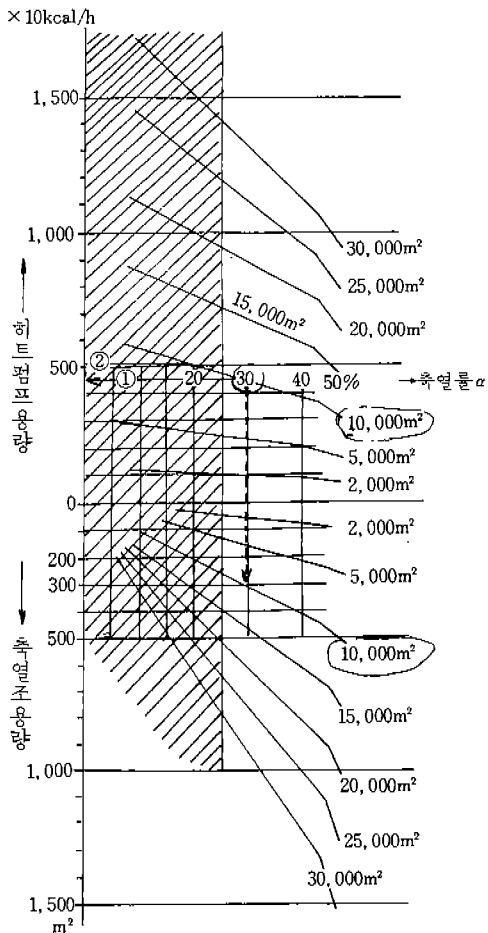
축열공조 시스템의 축열률을 0.5로 하였을 경우 일최대부하(그림20의 제일 아래 부하)에서는 야간과 주간의 히트펌프의 운전비율은 반반이지만 그 이외의 날에서는 야간의 운전비율이 증가한다(축열률 0.5보다 작은 일부하는 야간축열운

전분만으로 공급된다). 기간을 통한 축열률(야간전력의존율)은 부하도수분포도의 0.5를 경계로 한 면적비율로 생각할 수 있다.

통상 공조 시스템의 에너지 소비량을 산출할 때는 연간부하율과 전부하 상당시간을 사용하여 산출되지만 축열 공조 시스템에 있어서는 이 일 부하도수분포도 구할 필요가 있다(혹은 연간부하율로 대략 추정하는 것도 고려할 수 있다).



(참고) (그림 19) 건물층수와 축열조점유면적률, 수심



〈그림 16〉 히트펌프량과 축열조 용량(사무실 예)

인용 예

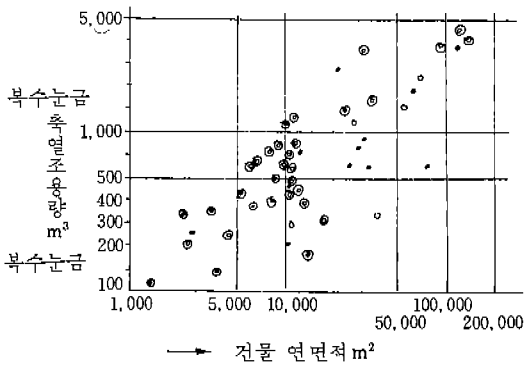
① 연바닥면적 10,000m²의 건물에서 축열조를 300 m²설치하면 히트펌프 용량은 448×10³kcal/h(약148 RT)로 된다. 그리고 야간축열분은 1일 부하의 30 %로 된다.

② 위의 건물에서 축열조를 200m²로 하면 히트펌프 프용량은 512×10³kcal/h(약 169RT)로 되고 ①보다도 커진다(축열률은 20%). 또 야간 이행률은 5 % 미만으로 된다.

최대부하 × 10³ (냉방)

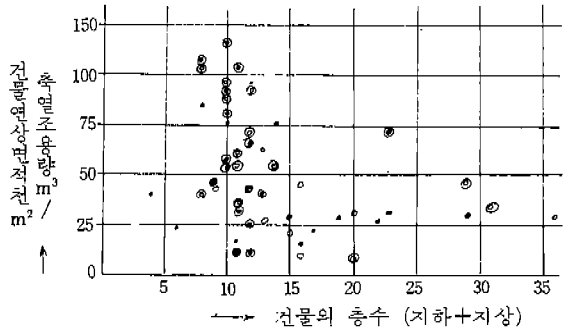
연바닥 면적	시간최대 L [kcal/h]	일 최대 D [kcal/일]
2,000	160	1,280
5,000	400	3,200
10,000	800	6,400
15,000	1,200	9,600
20,000	1,600	12,800
25,000	2,000	16,000
30,000	2,400	19,200

냉방 80kcal/m² 일부하율 0.7
 난방 60kcal/m² 일부하율 0.7
 축열조 온도차 8 deg 축열효율 0.8
 공조시간 10h, 히트펌프 야간운전 10h 이하
 냉방 70일, 난방 90일
 연부하율 냉방 70%, 난방 50%
 연간 전력사용량 150kWh/m²

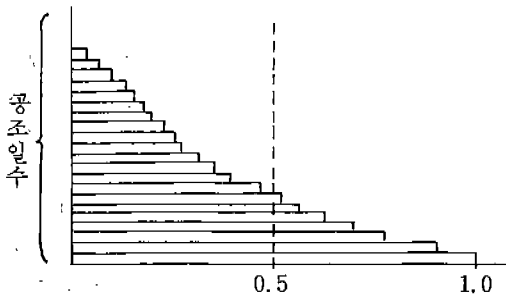


동경시 심부의 빌딩 50건 •...사무소 ○사무소이외의 점포 등 ⊙무엇인가의 할인제도에 가입

(참고) 〈그림 17〉 축열조 용량과 건물 연바닥면적



(참고) 〈그림 18〉 건물총수와 축열조용량/ 건물 연바닥면적



(그림 20) 부하도수분포(일부하)

○온도성층형 축열조는 깊은 수심을 필요로 하기 때문에 건물 내에 설치할 경우는 축열조 형태가 건축 플랜에 주는 영향은 크다. 그러므로 개략의 필요용량과 그 사용법을 명확히 하고 건물구조와 조화를 이룸으로써 건축상 무리가 없도록 배려해야 할 것이다.

○야간전력 이용의 유무, 열원운전계획, 보수관리방법을 검토하고 채용하는 방식을 대략 결정한다.

○특례나 법적인 제약이 있는지를 행정기관 등에 관련사항을 면밀히 조사하고 검토할 필요가 있다.

II. 축열식 히트펌프 시스템의 설계

1. 축열식 공조 시스템의 기본계획

축열방식에 관한 기본계획단계의 작업은 건축의 기획, 기본계획단계에서 제시되어야 할 것이다. 각 단계에서의 작업내용을 아래에 표시한다.

(1) 기획단계

○축열조의 설치장소 및 축열조의 구조에 대하여 검토한다.

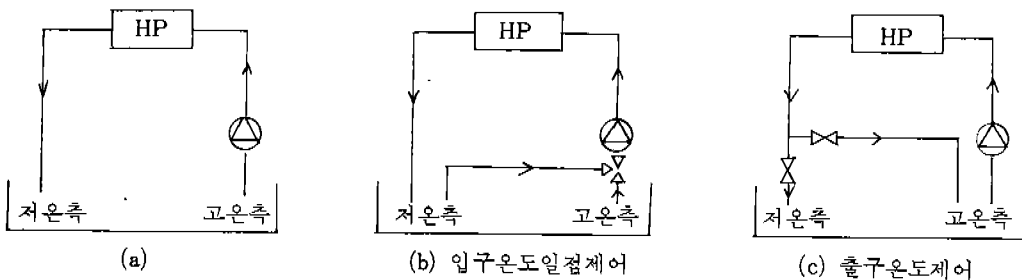
○축열방식의 위치설정 (예컨대 피크시프트, 배열회수 등)을 명확히 한다.

(2) 기본계획단계

2. 축열조 공조 시스템의 효율적 설계

2.1 열원측

열원 주위의 배관방법으로서 그림 1에서 보는 3개방법을 고려할 수 있다. (a) 방법에서는 히트펌프의 입구수온이 2차측 환수온도의 변동에 영향을 받아 히트펌프의 운전이 불안정하게 된다. (b) 방식에서는 펌프 흡입측에 밸브가 있고 NPSH가 커지는 결점이 있다. 한편 (c) 방식에서는 펌프 흡입측에 밸브가 없는 점은 유리하지만 열원 입구측은 열원 출구측에서 by pass 한 냉수(하계)가 축열조 고온측의 물과 혼합된 후에 흡입되므로 제어가 나빠진다. 따라서 냉동기 입구 온도의 안전성이라는 점에서 (b)방식을 채용한다.



(그림 1) 열원의 온도제어

2·2 2차측(공조기)

(1) 공조기의 용량제어는 이방변 변류방식으로 행한다.

삼방변(정유량방식)을 사용하였을 경우 공조기부하의 감소로 인하여 환수온도는 낮은(냉수의 경우) 상태로 수조에 되돌아 오고 조내 온도 분포를 혼란시키는 요인으로 된다. 또한 히트펌프도 부분부하 운전이 되고 운전도 불안정한 상태로 되기 쉽다. 변유량방식으로 하면 펌프의 회전제어 또는 대수제어(펌프가 복수대 설치될 경우)도 가능하고 동력의 절약에도 도움이 된다(그림 2). 다만 공조기의 부하변동이 적고 항상 최대부하에 가까운 상태로 운전될 경우에는 삼방변제어방식으로 하여도 좋다.

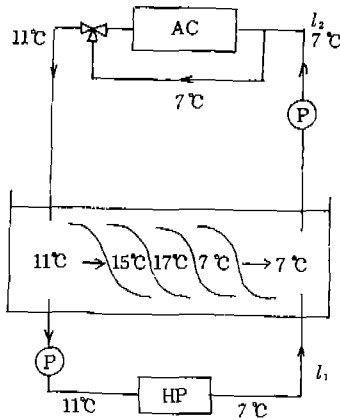
(2) 2차측(공조기)의 이용온도차

공조기에서는 이용온도차(입구수온 - 출구수

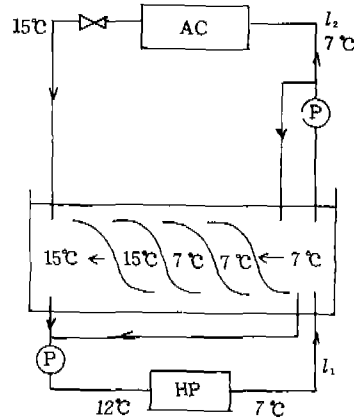
온)를 될 수 있는 한 크게 취하는 것과 입구수 온도 경제적 측면에 불리하게 되지 않는 범위에서 높게(냉수) 취해야 한다. 이것은 환수온도를 될 수 있는 한 높게 함으로써 냉동기에서의 입구수온을 항상 높은 상태로 할 수 있고 냉동기의 고부하운전을 할 수 있음과 동시에 조내 온도 분포를 혼란시키지 않기 때문이다.

또한 온도차를 크게 함으로써 순환수량이 감소하여 펌프 동력을 절약할 수 있으며, 동시에 축열조 용량의 축소에 도움이 된다(그림 3, 4). 단 입구수량이 지나치게 높으면 감습에 부적합하고 코일의 크기가 커지며 팬 동력의 증가, 설비비, 운전비가 증가되므로 이런 점들을 종합적으로 검토하여 경제적인 입구수온을 정해야 한다.

팬코일 유닛방식 등의 경우는 저유량용 2방



(a) 삼방변제어에



(b) 이방변제어에

2차측 고부하시 $l_2 > l_1$

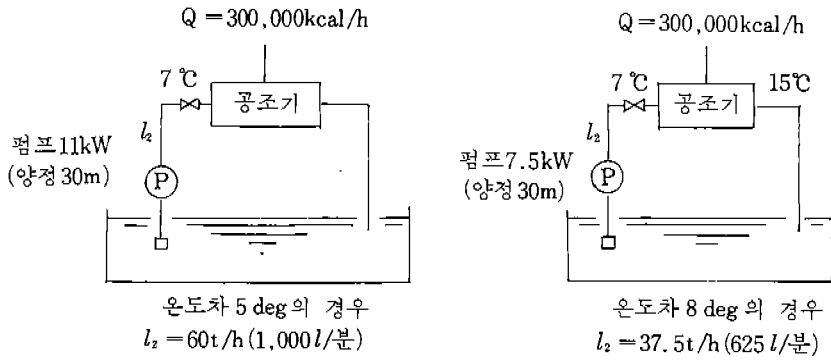
2차측 저부하시 $l_2 > l_1$ (조내의 물흐름이 반대)

2차측유량(l_2)은 공조기부하(q_2)에 의하여 변화하고 부하(q_2)가 감소함에 따라 유량(l_2)도 감소하고 펌프 배출측에서 잉여분을 바이패스 시켜서 축열조의 저온부에 되돌린다(펌프가 복수대 설치되었을 경우는 대수제어를 한다).

이 때문에 삼방변제어의 경우와 달리 다음의 특징을 들 수 있다.

- (1) 공조기부하가 감소하였을 경우 열원장치의 여유분은 축열할 수가 있다.
- (2) 2차측의 환수온도는 항상 높고, 열원장치는 안정된 운전을 할 수 있다.
- (3) 복수대의 펌프(2차측)를 설치하여 대수제어를 하면 동력의 절약이 가능하다.

(그림 2) 공조기의 유량제어(저부하시 온도차가 없을 경우)



(그림 3) 공조기의 온도차

변을 부설하고 온도차를 크게 하도록 하든가 송출측에서 팬코일유닛으로부터의 환수 또는 축열조의 고온부의 물과 혼합시켜 높은 온도로 송수하고 수조에 되돌아올 때는 높은 온도로 되돌아오도록 하는 방법도 있다(그림 5).

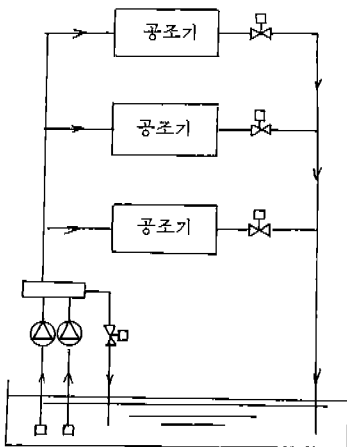
통상 피크부하시의 이용온도차로서는 전체통 평균 7~10deg 공조기에의 송수온도는 7~10℃ 정도를 목표로 한다. 온수의 경우도 온도차는 평균 5~8 deg 정도로 하고 송수온도도 38~42℃를 목표로 한다. 냉난방에 동일 코일을 사용(냉온수 코일)할 때는 코일의 열수는 냉방에서 정해지는 일이 많으므로 공조기 입구 수온은

30~35℃ 정도라도 가능할 경우가 있다.

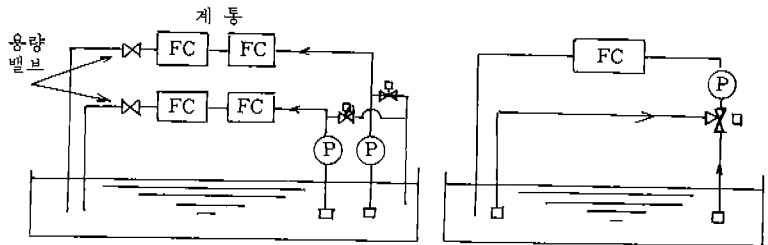
2.3 축열조

연속형 축열조는 수조를 구성하는 각단조에서는 혼합하지만 다수조를 직렬로 연결하는 것이 고 물의 흐름방향으로 온도차이를 가지도록 배려한 것이다. 성능, 기능상의 유의사항을 아래와 같다.

- a. 각단조의 용량을 작게 한다.
- b. 연통관의 위치, 크기를 적절하게 한다.
- c. 조수를 많게 한다(15조 이상).
- d. 조내의 물의 흐름이 균일하고, 정체되고 있는 부분(사수역이라고 부른다)이 없고 또한 미동이 일어나지 않을 것.
- e. 조에서 열을 퍼낼 때 초기온도 조건(퍼내는 온도)을 되도록 길게 확보할 수 있을 것.
- f. 조내유속이 적절할 것.



(그림 4) 변유량방식(대수제어)



(a) 용량 밸브(이방면) 설치

(b) 입구삼방변제어

(그림 5) 팬코일 유닛

- g. 열손실, 열취득을 적게 한다.
- h. 송수조와 환수조를 인접시켜 배관을 짧게 한다.

(1) 축열효율

축열조가 가져야 할 기능은 다음 두가지로 요약할 수 있다.

- 비축한 열을 손실이 적게 유지한다.
- 축열 및 방열을 효율 좋게 행한다.

전자는 축열조의 단열성능이고 좋은 성능을 얻는 데는 수압, 온도, 지하수의 침투압 등에 따라서 적절한 단열 및 방수처리를 행할 필요가 있다. 그러나 어느 정도의 열손실은 피할 수 없고 실무적으로는 경험적인 목표로서 피크일 냉난방 부하량의 5% 정도를 예상하는 것이 일반적이다.

후자는 축열조내의 흐름의 패턴에 따라서 정해지는 것으로 일반적으로 동특성이라고 불리운다. 동특성의 대표적인 지표로서는 축열조의 단위응답에 의거한 용적효율 ηv 이 사용된다. 냉수축열의 경우 축열시는 냉수가 입구 선단에서 차례로 온수와 전혀 혼합하지 않고 밀려서 그 분량의 온수가 출구로부터 퍼올려지고 냉수가 수조의 구성구석까지 퍼지는 상태가 이상적이다.

여러가지의 흐름 패턴에 대한 단위응답을 그림 6에 나타낸다. 그림중의 밀려나는 흐름은 이상상태를 나타내고 일반적으로는 사선으로 표시한 부분의 면적(1회 환수까지에 축열된 양)을 가지고 용적효율 ηv 로 한다.

한편 축열방식 설계시에 필요한 것은 다음 식에서 표시되는 축열효율 ηv 이다.

$$\eta v = Q / (1,000V, \Delta t_2)$$

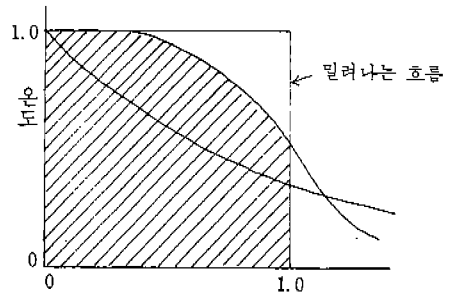
$$Q = \text{축열조 [kcal]}$$

$$V = \text{축열조수량 [m}^3\text{]}$$

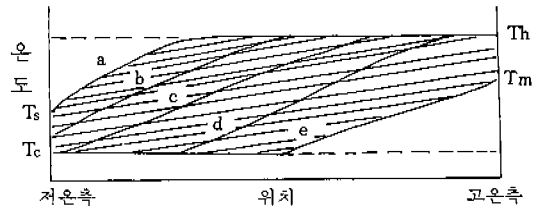
$$\Delta t_2 = \text{이용온도차 [deg]}$$

축열·방열을 되풀이하는 상태에서의 축열조내의 온도분포의 시간적 변화를 그림 7에 나타낸다.

축열개시시 및 종료시의 곡선 a 및 e에 의하여



〈그림 6〉 흐름 패턴에 대한 단위응답



T_s 는 부하측 송수한계온도, T_m 은 냉동출입구 한계온도를 표시한다.

〈그림 7〉 온도분포의 시간변화

둘러싸인 부분(그림중의 사선부)의 면적비율이 축열효율 ηv 을 나타내고 있다.

여기에서는 시간적 요소가 들어있지 않은 단지 하루의 냉난방부하에 대하여 축열조의 개략 용적을 산출하기 위한 효율을 축열효율이라고 부르고 축열운전과 방열운전을 되풀이하면서 결과적으로 상기식을 만족하는 ηv 로서 이해하도록 한다.

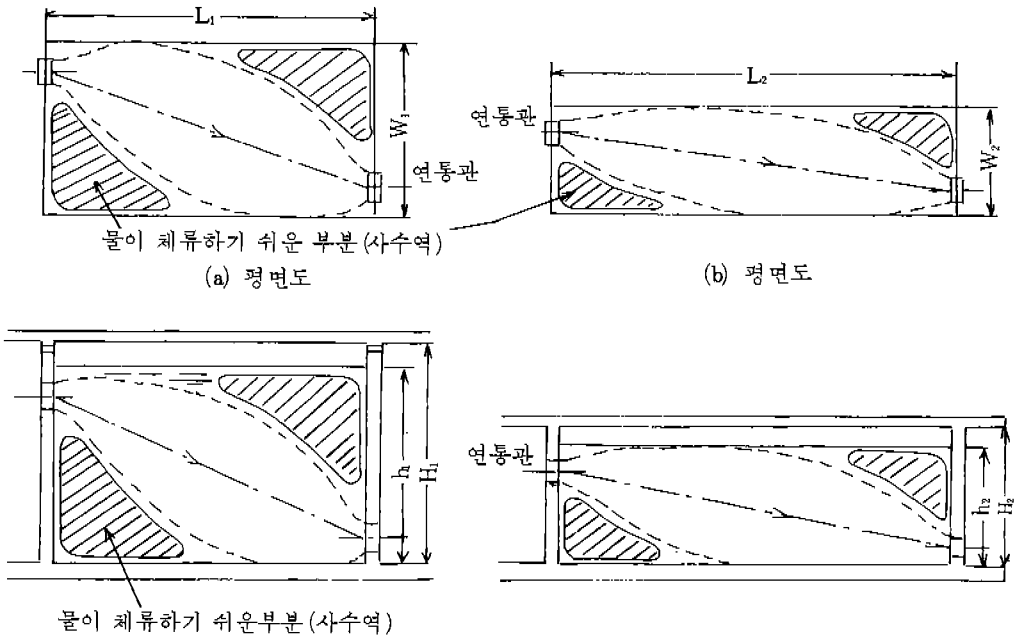
(2) 축열효율의 요소요인

축열효율에 영향을 미치는 중요한 요소·요인은 아래와 같다.

(a) 물의 혼합

축열조내의 물의 흐름으로서는 한쪽에서 다른 쪽으로 밀려나도록, 즉 피스톤 작용에 의한 흐름이 이상적이다. 그러나 이와 같은 흐름은 실현되지 않고 일반적으로는 혼합한다. 축열조내에는 온도가 다른 물이 있고 이것이 흐르면 온도차에 따른 부력작용과 물의 흐름에 따라서 생기는 유인작용 등에 의하여 물의 혼합이 생긴다.

(다음 호에 계속)



〈그림 8〉 조내의 물의 체류

이런 혼합정도에 따라 같은 축열조의 용적이라도 유효하게 이용할 수 있는 열량이 바뀌어진다.

(b) 축열조의 구조

물의 혼합과 흐름에 영향을 주는 요소로서 각 조간의 연결방법이 있다. 연속조형의 경우는 조가 몇 개로 구분되어 있고 그 칸막이의 배치 및 그들을 연결하는 연통관의 위치, 크기 및 수량 등이 축열효율에 크게 영향을 준다.

연속조형의 축열조에서는 연통관을 1조마다 상하·좌우로 나누고 하부 연통관을 될 수 있는 한 바닥에 가깝게, 상부 연통관은 될 수 있는 한 수면 가까이에 마련한다. 또한 축열조의 형상, 연통관의 위치 등에 따라 물이 흐르지 않는 영역(사수역)이 생기고 그 부분은 열을 비축할(호

르고 있는 부분과의 수온차 등으로 인하여 어느 정도의 열이동은 일어난다) 수도 없고 유효하게 열을 퍼낼 수도 없다. 이와 같은 경우에는 교반기(조내의 물을 휘젓는 장치)를 설치하거나 정류관 등을 마련함으로써 사수역을 적게 하여 축열효율의 향상을 도모할 필요가 있다(그림 8).

(c) 열손실·열취득

축열조내의 수온과 주위온도와의 차로 인하여 열의 손실(온수축열의 경우) 또는 취득(냉수축열의 경우)이 생긴다.

일반적으로 열손실, 열취득량은 피크인 냉난방부하량의 5% 이하로 제어할 수 있도록 축열조의 단열필요 여부, 부위, 시방 등을 결정할 필요가 있다. <다음 호에 계속>