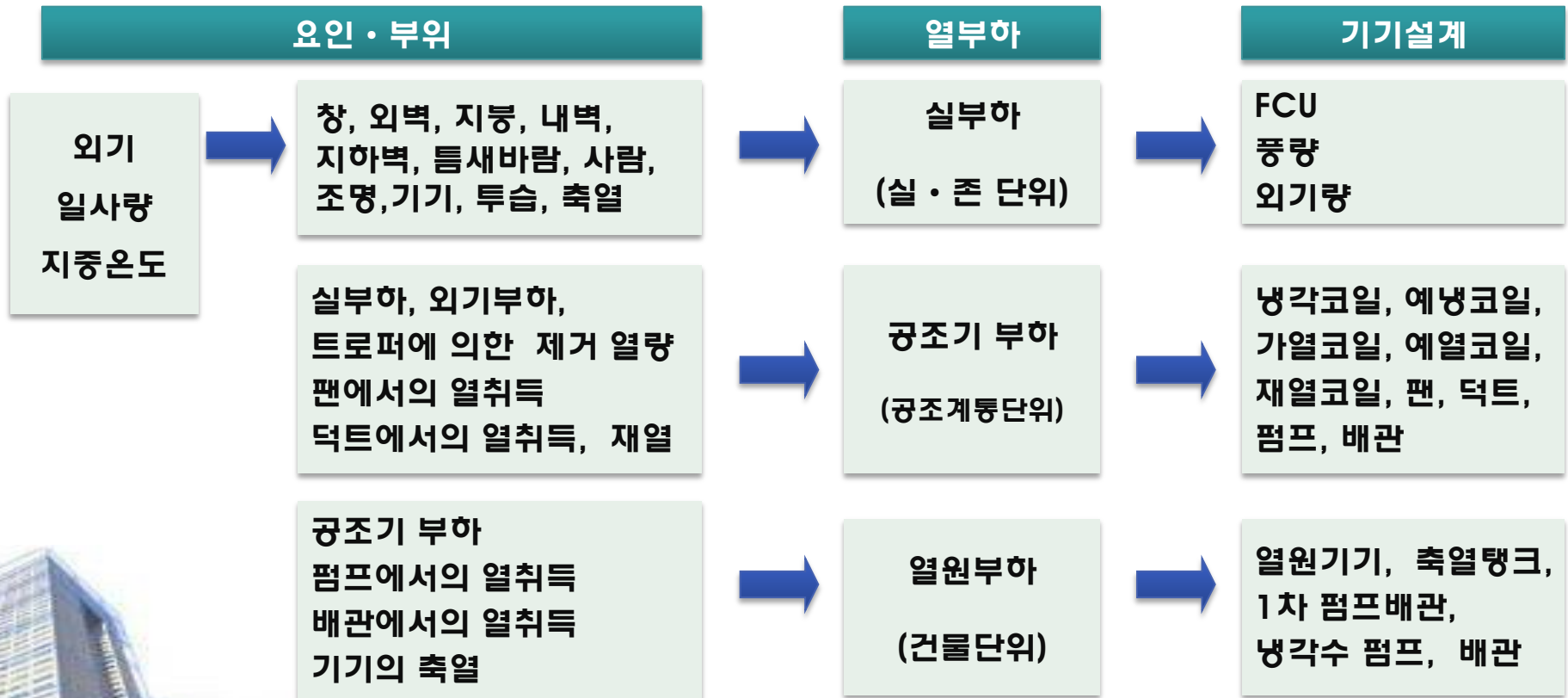


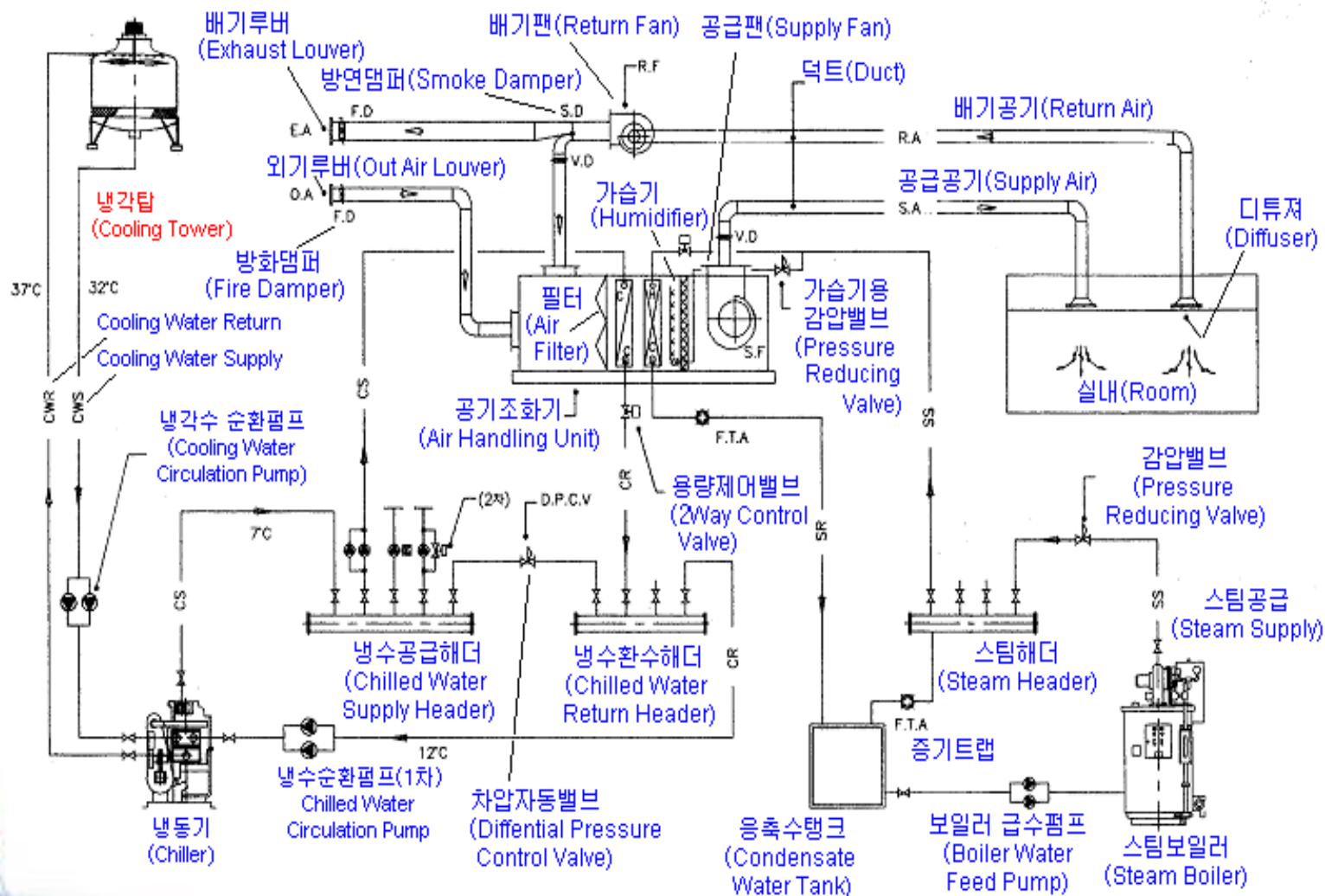
제 3장 공기조화 계산법

3 장에서는 풍량 계산, 공조기 부하, 열원부하에 대해 해설 한다.

표 3.1 부하와 기기설계와의 관련

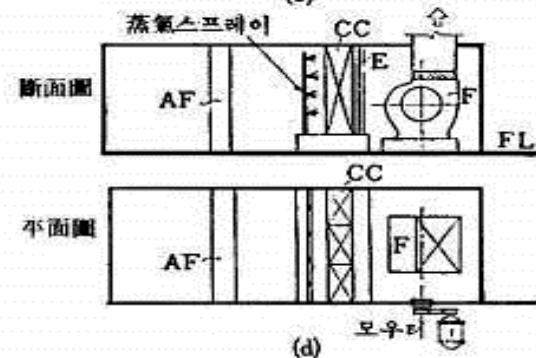
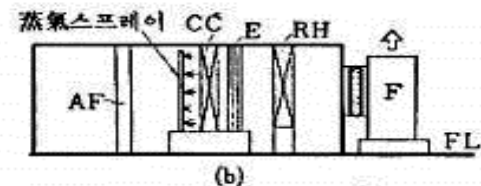
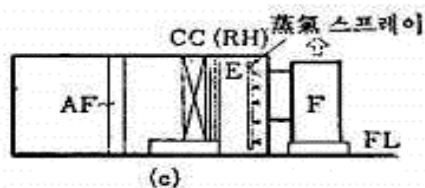
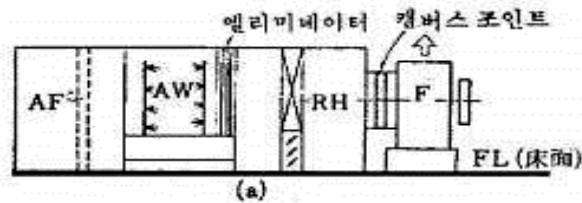
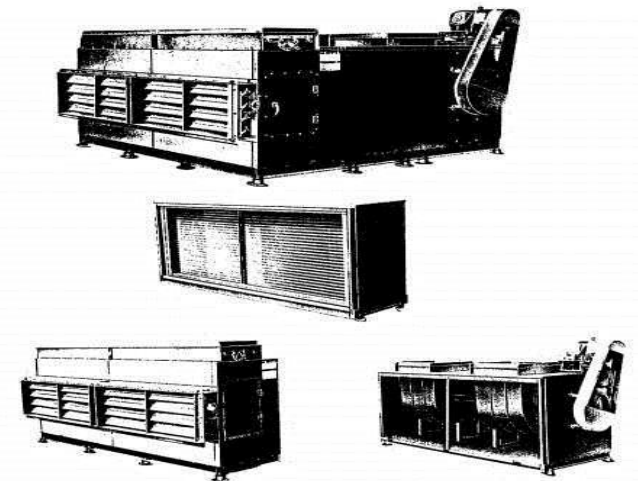


공기조화 흐름도



(1) 공조기의 구성

- ① 필터 (AF) : air filter
- ② 전열교환기 : total heat recovery unit
- ③ 공기에열기 (PH) : preheater
- ④ 공기에냉기 (PC) : precool
- ⑤ 공기 냉각제습기 (AC) : air cooler or dehumidifier
- ⑥ 공기가습기 (AH) : air humidifier
- ⑦ 공기재열기 (RH) : reheater
- ⑧ 송풍기 (F) : fan



공조기의 선정방법(PROCEDURE FOR AHU SELECTION)

기중 선정 필요 조건

풍량 : m^3/min 냉 온수유량 : m^3/min 냉방열량 : kcal/h
 증기조건 (압력, 온도): $\text{kgf/cm}^2\text{G}, ^\circ\text{C}$ 난방열량 : kcal/h 가습방법 및 압력 : $\text{kgf/cm}^2\text{G}$
 기외정압 : mmAq 가습량 : kg/h 냉 온수입구 온도 : $^\circ\text{C}$
 에어 필터 형식 : 착탈 수세식



표준사양표 (표준형, ES 형 : STANDARD SPECIFICATIONS)

기종				AH-243	AH-403	AH-603	AH-803	AH-1203	AH-1503	AH-1903	AH-2403	
구분												
최대풍량				m³/h	1,400	2,400	3,600	4,800	7,200	9,000	11,400	14,400
				m³/min	24	40	60	80	120	150	190	240
전장	표준형 (다익형)		mmAq	30	40	40	50	50	60	70	70	
	E S 형 에이포일형		mmAq	—	—	—	—	90	90	100	100	
표준냉·난방용량	냉방 (6월)	표준	kcal/h	10,000	16,000	25,000	33,000	48,000	65,000	85,000	105,000	
		범위	kcal/h	7,500 ~ 10,000	12,000 ~ 16,000	20,000 ~ 25,000	23,000 ~ 33,000	38,000~ 48,000	50,000~ 65,000	63,000~ 85,000	85,000 ~ 105,000	
	난방 중기 (2월)	표준	kcal/h	14,000	23,000	37,000	48,000	70,000	90,000	110,000	150,000	
		범위	kcal/h	11,500 ~ 14,000	19,000 ~ 23,000	29,000 ~ 37,000	38,000 ~ 48,000	55,000~ 70,000	77,000~ 90,000	88,000~ 110,000	120,000 ~ 150,000	
	난방 온수 (4월)	표준	kcal/h	12,000	19,000	29,000	39,000	59,000	75,000	96,000	124,000	
		범위	kcal/h	8,800 ~ 12,000	14,000 ~ 19,000	23,000 ~ 29,000	29,000 ~ 39,000	43,000~ 59,000	58,000~ 75,000	70,000~ 96,000	95,000 ~ 124,000	

구분 \ 기종			AH-243	AH-403	AH-603	AH-803	AH-1203	AH-1503	AH-1903	AH-2403
전면면적	냉난방 코일	m ²	0.133	0.213	0.356	0.437	0.650	0.820	1.094	1.330
	표준형 (코일 치수)	길이 x	440	510	670	680	1,070	1,200	1,200	1,750
		단수	x	x	x	x	x	x	x	x
		x	8	11	14	17	16	18	24	20
		set	x	x	x	x	x	x	x	x
충 풍 기	필터	길이					1,070	1,200	1,200	1,460
		x					x	x	x	x
		단수	-	-	-	-	16	18	24	24
		set					x	x	x	x
배관구경	냉온수 입출구(A)		0.200	0.320	0.510	0.638	0.974	1.231	1.539	1.961
		DS x 대수	1 ¾ x 1	2 x 1	2 ½ x 1	2 ½ x 1	2 ½ x 1	3 x 1	3 x 1	3 ½ x 1
		에어포일형 (FF-D)	-	-	-	-	2 ½ x 1	3 x 1	3 x 1	4 x 1
배관구경	중기	전동기	0.4	0.75	1.5	2.2	3.75	3.75	5.5	5.5
		입구 (A)	32	32	40	40	50	50	65	65
		출구 (A)	25	25	25	25	32	32	40	40

* 운전조건 :

1. 냉수코일 입구공기온도 : 27°C DB, 21°C WB
 2. 온수코일 입구공기온도 : 18°C DB
 3. 중기코일 입구공기온도 : 15°C DB
 4. 냉수입구수온 : 7°C 냉수입출구 온도차 : 5°C
 5. 온수입구수온 : 60°C 온수입출구 온도차 : 5°C
 6. 중기압력 : 0.35 kgf/cm²G
- DS; fan number, 구 규격- 1 단위당 150 mm diameter of impeller, 신 규격- 10mm 직경 당 1단위

공기조화기 내부 정압손실

정압 손실 = 코일 + 공기여과기 + 엘리미네이터 + 믹싱박스 + 케이스 + 댐퍼 + 기타 추가부품

$$H = H_1 + H_2 + H_3 + H_4 + H_5 + H_6 + H_7$$

H : 내부 정압 손실

H₁ : 냉수코일로 인한 정압손실

H₂ : 온수(또는 증기)코일로 인한 정압손실

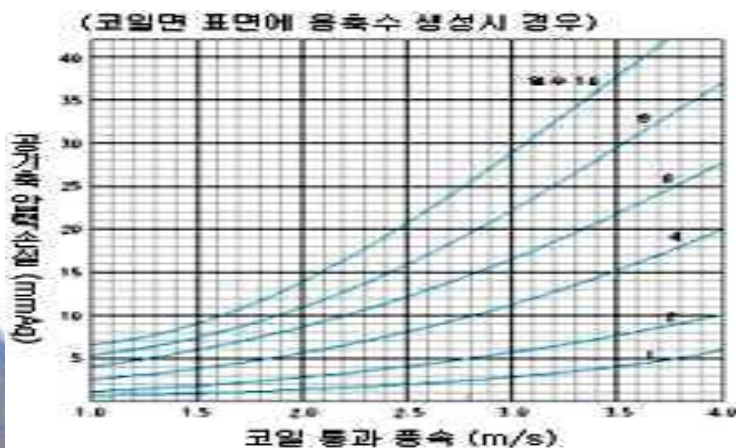
H₃ : 공기여과기로 인한 정압손실

H₄ : 엘리미네이터로 인한 정압손실(엘리미네이터를 설치 했을 경우)

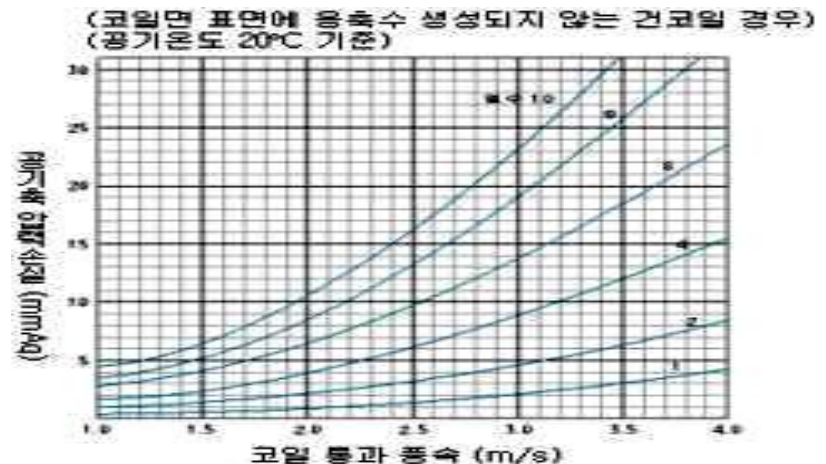
H₅ : 믹싱 박스, 케이싱으로 인한 정압손실

H₆ : 수직형 공조기일 경우 코일로 인한 정압손실

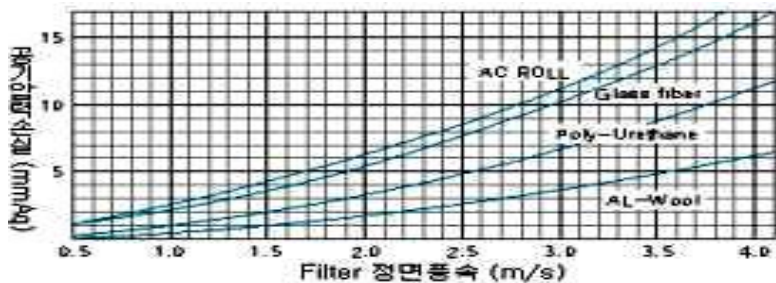
H₇ : 댐퍼로 인한 압력손실



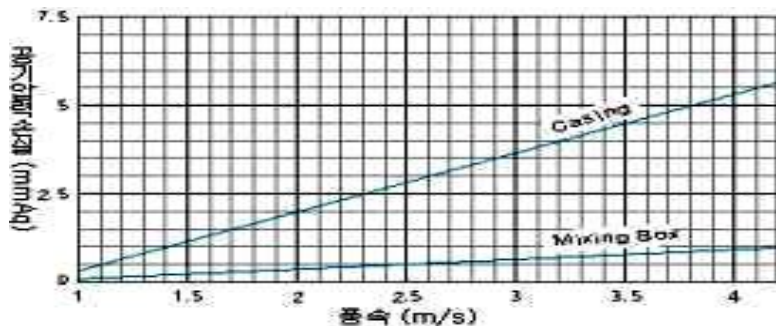
냉수코일로 인한 정압손실 곡선



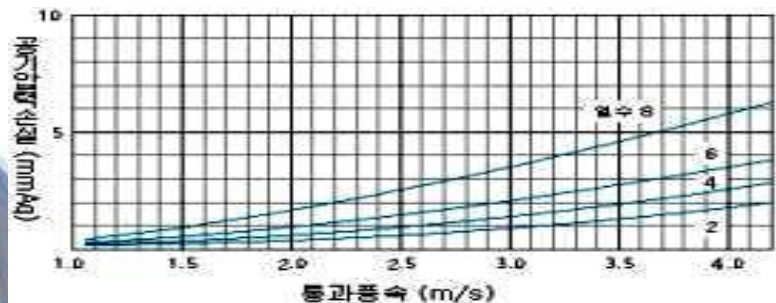
온수(증기)코일로 인한 정압손실 곡선



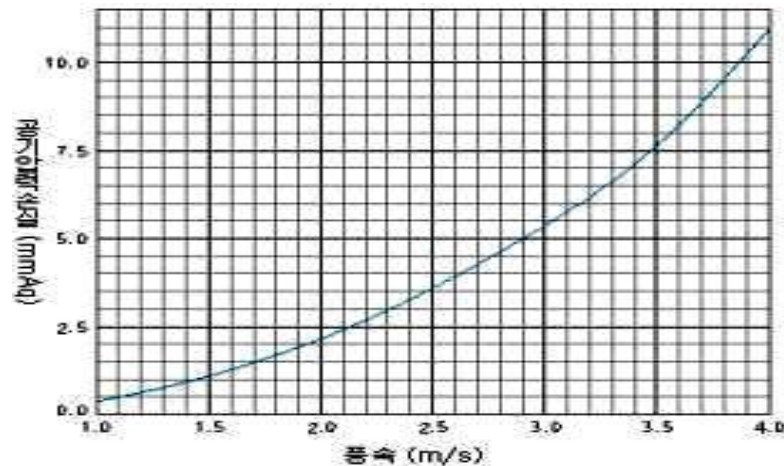
공기여과기(Air Filter)로 인한 정압손실



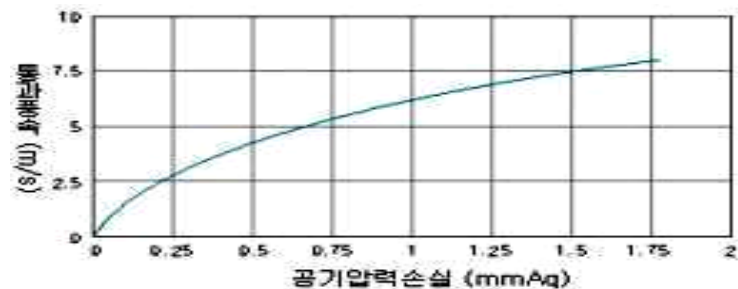
믹싱박스, 케이싱으로 인한 정압손실



수직형 공조기일 경우 코일로 인한 정압손실



엘리메네이터로 인한 정압손실



댐퍼로 인한 정압손실

[2.6] 열부하의 개략값

〈표 2.54〉 실부하 (냉방부하의 개략값)/(실용량 1m³, 1시간 당 (kcal/h)

실내조건				$\Delta t = 5^{\circ}\text{C}$		$\Delta t = 7.5^{\circ}\text{C}$	
				q_s	q_s+q_l	q_s	q_s+q_l
사무실건축	주위에 냉방 없음	최상층	2면 외기에 면함	51	63	62	78
			1면 외기에 면함	40	51	51	65
			1면 외기에 면함(최우량조건)	22	31	31	42
	중간층		2면 외기에 면함	27	36	36	47
			1면 외기에 면함	22	29	29	38
			1면 외기에 면함(최우량조건)	16	22	22	40
	주위에 냉방 있음	최상층	2면 외기에 면함	38	49	49	63
			1면 외기에 면함	31	40	40	49
			1면 외기에 면함(최우량조건)	24	31	31	40
	중간층		2면 외기에 면함	22	29	29	40
			1면 외기에 면함	16	22	22	31
			1면 외기에 면함(최우량조건)	14	18	18	25
주택	2층(주위이에 냉방없음)			27	36	36	49
	1층(주위이에 냉방없음)			22	31	31	45
	1층(주위에 냉방있음)			18	25	26	35

이하의 데이터는 1석당 kcal/h

극장	125	200	150	225
레스토랑	-	-	225	300
이발관	750	1,000	950	1,250

【주】 단, 표중의 Δt : 실내외 온도차($^{\circ}\text{C}$)
 q_s : 현열 q_L : 잠열(kcal/h)

〈표 2.55〉 실의 냉방 현열부하(kcal/h)와 냉방용 풍량(m³/h)의 개략값(페리미터와 인테리어)

페 리 미 터	창면적비		동	서	남	북	조건
	1/4	q_s (Q)	350 (93)	390 (105)	400 (150)	110 (30)	
	1/2	q_s (Q)	650 (178)	700 (190)	720 (200)	160 (45)	
	3/4	q_s (Q)	960 (260)	1020 (300)	1050 (290)	220 (60)	
인 테 리 어	조명전력		20W/m²	30	40	50	천장 배열제거를 고려하지 않는다. 인원은 바닥면적 m²당 0.2인
	q_s (Q)		30 (8.2)	40 (10.8)	50 (13.6)	60 (16.3)	

〔주〕 페리미터의 q_s 및 (Q)는 모두 페리미터의 길이 1m당, 인테리어의 q_s 및 (Q)는 모두 바닥면적 1m²당, ()내는 풍량이다.

〈표 2.56〉 실부하 (난방부하의 개략값) 〈도쿄 · 오사카 · 후쿠오카〉/단위바닥면적 1m², 1시간 당(kcal/m²h)

콘크리트 건축(전체) 연면적 당		70~90kcal/m²h
콘크리트 건축(최상층) 각 실바닥면적에 대해		110~180kcal/m²h
콘크리트 건축(중간층, 1층)		70~110kcal/m²h
목조건축(전체) 연면적 당		90~110kcal/m²h
목조건축(각실) 바닥면적 당		110~150kcal/m²h
극장 관객석	실용적당	15~25kcal/m²h
콘크리트 방적공장	실용적당	15~35kcal/m²h

〈표 2.57〉 냉열원의 열원부하 개략값 (kcal/m²h)

건물명	재래시스템	에너지 절약 시스템	건물명	재래시스템	에너지 절약 시스템
오피스 빌딩(전체)	80~100	60~80	상동 1층	240~270	200~220
상동 최상층	100~130	90~110	상동 2층 이상	160~200	130~160
상동 중간층	85~110	65~80	병원(전체)	90~110	65~80
초고층 오피스 빌딩(전체)	90~125	70~100	전산센터	200~250	180~230
호텔(전체)	60~80	45~60	극장(관객석)	200~300	150~200
백화점(전체)	180~210	150~170			

【주】 본 표중 오피스 빌딩·호텔·병원은 「공기조화·위생공학편람, I」을 사용하여 작성하고, 기타 사례는 재래 빌딩의 실적에 의한다.

〈표 2.58〉 온열원의 열원부하 개략값(호텔·병원은 프로세스용 증기량을 포함)(kcal/m²h)

오피스 빌딩	호텔	병원	백화점
50~110	90~170	130~260	45~90

【주】 본 표는 橋口, 安富조새(공기조화·위생공학편람 개정 10판, I)의 보일러 용량을 (1/1.5)배로 구한 값이며 주로 도쿄, 나고야, 오사카 등의 빌딩 실적치이다.

3.1 공기조화

3.1.1 급기풍량

(1) 풍량계산의 기본식

✓ 냉방시 급기 풍량 G 와 실부하 ($q_s + q_L$)와의 열평형 관계

$$G(h_R - h_D) = q_s + q_L \quad (3.1)$$

$$G(x_R - x_D) = L = q_L / h_L \quad (3.2)$$

G : 급기풍량 [kg/h] --- kgDA에 해당

$q_s + q_L$: 실부하 (현열 및 잠열) [kcal/h]

h_R : 실내공기의 엔탈피 [kcal/kg]

h_D : 취출공기 (급기 diffuser)의 엔탈피 [kcal/kg]

h_L : 실내 잠열부하의 원인이 되는 수증기의 엔탈피 [kcal/kg]

x_R : 실내공기의 절대 습도 [kg/kg]

x_D : 취출공기 (급기 diffuser)의 절대 습도 [kg/kg]

L : 용축수량 [kg/kg]

✓ 엔탈피 h 와 q_L 은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} h &= c_p \cdot t + x(\gamma + c_v \cdot t) \\ q_L &= G(x_R - x_D)h_L \end{aligned} \quad (1.20)$$

✓ $C_p \gg C_v \cdot (x)$ 이므로. $C_v \cdot x$ 를 무시하고, $C_p = 0.24$ [kcal/kg °C]로 하면 아래와 같다.

$$0.24G(t_R - t_D) = q_s \quad (3.3)$$

$$G = \frac{q_s}{0.24(t_R - t_D)} \quad (3.4)$$

$$t_D = t_R - \frac{q_s}{0.24G} \quad (3.5)$$

✓ 또 표준상태(15°C, 1기압)에서의 공기 밀도가 $\rho = 1.2$ [kg/m³]이므로 $0.24 \times 1.2 \approx 0.28$ 로 하면 아래와 같다.

$$0.28Q(t_R - t_D) = q_s \quad (3.6)$$

$$Q = \frac{q_s}{0.28(t_R - t_D)} \quad (3.7)$$

$$t_D = t_R - \frac{q_s}{0.28Q} \quad (3.8)$$

✓ 풍량 단위[m³/h]는 [CMH]라고도 쓴다. SI단위 계산시 0.24는 C_p 로, 0.28은 ρC_p 로 씀



(2) 취출 온도차 Δt_D

① 현열비에 의한 취출온도차 Δt_D 의 결정

- ✓ 공조기에서의 공급공기는 공조기에서 실에 이르기 까지 팬 및 덕트에서 열을 받는다. 이것을 포함한 현열부하 q_s' 는 다음과 같다.

$$q_s' = q_s + q_F + q_d \quad (3.9)$$

q_F : 팬에서의 열취득열 [kcal/h]

q_d : 덕트에서의 열취득열 [kcal/h]

- ✓ 팬 및 덕트에서의 열취득은 풍량이나 덕트 경로가 결정되기 까지 확정되지 않으므로 대략 현열부하의 15%를 예상 한다.

$$q_s' \approx 1.15q_s \quad (3.10)$$

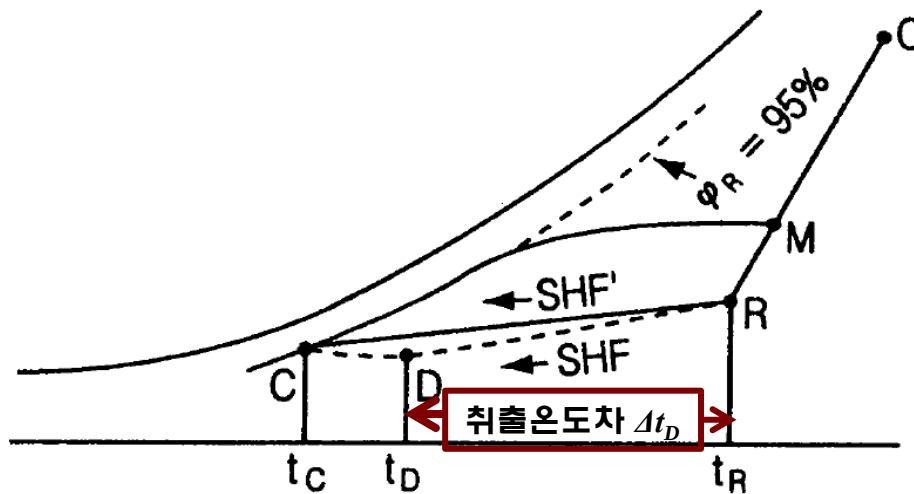
- ✓ 냉각 코일의 출구상태는 대체로 상대습도가 95%가 되므로 실의 상태점 R에서 그온 현열비 (sensible heat factor) SHF'의 일정선과 상대습도 $\phi_R = 95\%$ 선의 교점이 냉각 코일 출구 상태라고 생각해도 좋다.

$$SHF' = \frac{q'_s}{q'_s + q_L} \quad (3.11)$$

- ✓ 코일 출구상태 C에서 팬 및 덕트의 열취득에 의해 온도가 상승되고, 실내로의 출구상태는 D가 된다. RD의 온도차이가 취출온도차 Δt_D 이다. RD의 구배는 실부하의 현열비 SHF 이다.

$$\Delta t_D = t_R - t_D \quad (3.12)$$

$$SHF = \frac{q_s}{q_s + q_L} \quad (3.13)$$



<그림 3.1> 코일출구상태 C와 출구상태 D의 결정법

② 취출 온도차의 허용값

- ✓ 취출온도차 Δt_D 가 과대한 경우, 취출된 냉풍이 거주지역에 도달하는 콜드 드래프트 (cold draught)가 생긴다. 이를 방지하기 위해 온도차 Δt_D 는 <표 3.2>의 허용값 이하로 결정하여야 한다. 천장 아네모스탯과 같은 유인성능이 큰 취출구는 Δt_D 를 크게 하고 또 설치 높이가 높을수록 Δt_D 를 크게 할 수 있다.

<표 3.2> 취출온도차 Δt_D 의 허용값 [°C]

취출구 설치 높이[m]		2	2.5	3	3.5	4	5	6
아네모스탯	원형	13.4	15.2	16.3	17.0	17.3	17.7	17.8
	각형	11.2	13.4	14.5	15.0	15.6	15.9	16.2
천장 라인형	SL형	5.3	6.7	7.8	8.6	9.2	10.0	10.6
팬 형		10.3	11.2	12.1	12.9	13.7	15.4	17.1
유니버설형	풍량 대	6.4	7.4	8.4	9.2	10.1	12.0	13.8
	풍량 소	9.2	10	11	13.7	12.9	14.8	16.6



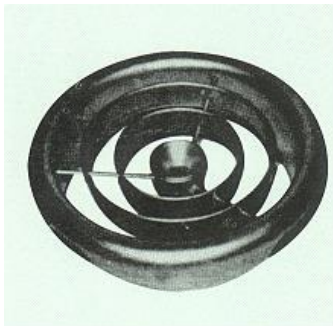
원형디퓨저



아네모스탯 형 디퓨저 ;
중심에 생긴 부압으로 덕트유출
공기량의 30%정도의 실내공기가
상향 흡입되어 유출공기의 1.3배
의 혼합공기가 실내로 취출됨.
Pan을 상하로 움직일 수 있
어 난방, 냉방시의 기류의 확산거
리 및 도달거리를 조정 가능



원각 팬 디퓨저;
팬을 상하로 조절하여 공기
의 유동을 균일하게 처리할
수 있는 구조



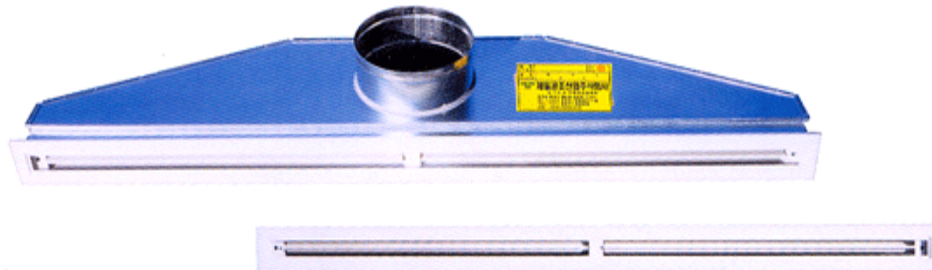
D-type Nozzle Diffuser)



Mush room diffusers for Floor



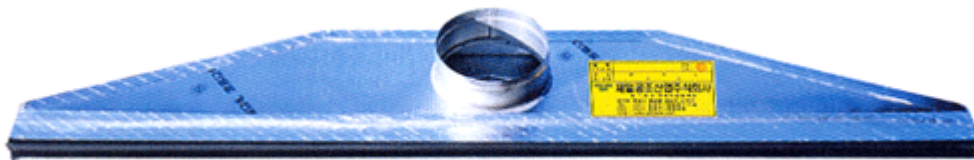
팬커형 노즐 디퓨저;
(Punker-Nozzle diffuser)



T-라인 디퓨저 (T-line diffusers)



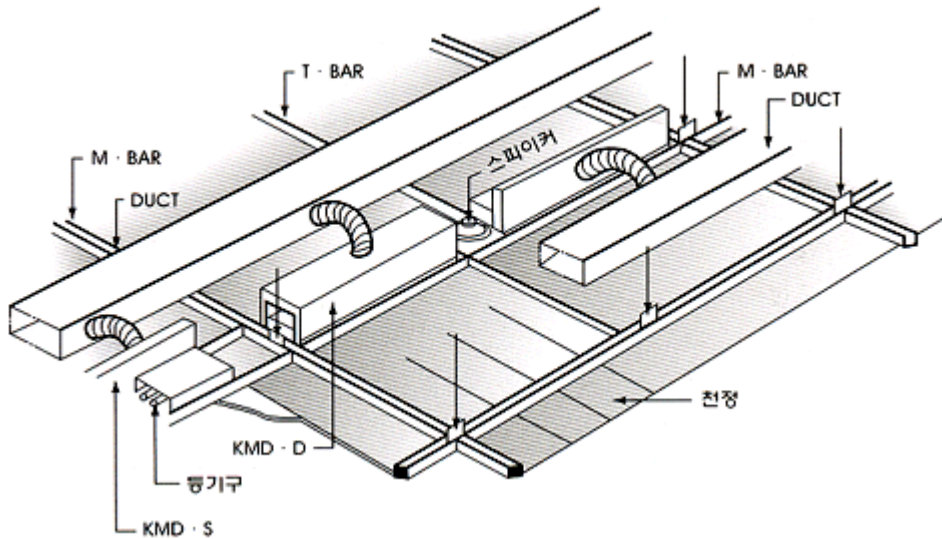
에어 루버(Air louvers)



브리즈라인 디퓨저(Breeze Line Diffuser)



역풍방지댐퍼(Back Draft Damper);
실내압력에 의해 자동적으로 개폐

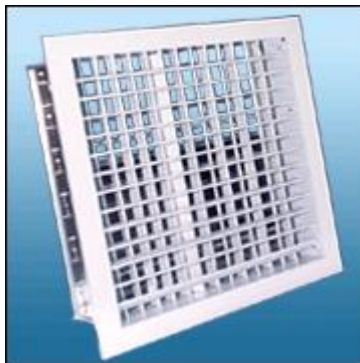


M-LINE DIFFUSER;

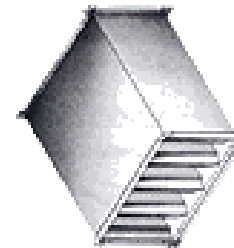
건축물의 대형화 및 고급화에 따른 건축, 전기등의 마감공사와 연계성을 살리고 DIFFUSER를 T-BAR및 M-BAR에 직접 부착하며 조용하고 쾌적한 실내공기 분포를 얻을 수 있는 장점.



T-라인 디퓨저 (T-line diffusers)



그릴 부 레지스터 (유니버설형)



덕트 소음기

(3) 급기량(給氣量)에 의한 체크

- ✓ 급기량이 부족하면 실내 청정도를 유지할 수 없거나, 기류분포 악화로 환기 효율에 문제가 생길 수 있다. 급기횟수*는 주택을 제외하고 최소한 5회/h 이상, 일반냉방에는 6~7회 정도가 필요하다.

<표 3.3> 공조용 표준 풍량과 급기횟수

건물종류	취출구 위치	적정풍량 ($\text{m}^3/\text{m}^2\text{h}$) 및 급기횟수 n (회/h)	
		난방시	냉방시
주 택	벽면하부(수평취출)	8~16(n=3~6)	16~24(n=6~9)
	벽면상부(상향취출)	8~16 (n=3~6)	16~24(n=6~9)
	벽면상부(수평취출)	13~24(n=5~9)	16~24(n=6~9)
사무실, 상점, 레스토랑	벽면상부(수평취출)	13~22(n=5~8)	16~33(n=6~12)
극장, 공회당	벽면상부(수평취출)	30~60(n=5~10)	30~72(n=6~12)

*; 급기횟수를 실무에서는 환기(還氣)횟수 라고 사용하는 경우가 있다.
 발음이 외기도입을 뜻하는 환기(換氣)와 같으므로 혼동하지 않기 위하여 급기라 하는 것이 좋다.
 ; 환기(環氣)의 정확한 용어는 귀환(歸還)공기 임

(4) 급기 풍량의 결정

✓ 실부하를 처리하기 위해 각 실의 풍량은 실의 피크 부하시 필요한 급기 풍량으로 선정한다.
(일반적으로 냉방부하에 의해 급기 풍량을 선정)

✓ 이유; 일반적으로 냉방부하가 난방부하보다 크고, 냉수 입출구의 온도차이가 온수 입출구의 온도차이 보다 작음

$$G = \frac{q_{s,p}}{0.24 \cdot \Delta t_D} \quad (3.4)'$$

$$Q = \frac{q_{s,p}}{0.28 \cdot \Delta t_D} \quad (3.7)'$$

G, Q : 급기풍량 [kg/h],[m³/h]
 $q_{s,p}$: 실부하(현열)의 최대치[kcal/h]
 Δt_D : 취출 온도차(=t_R-t_D) [°C]

✓ 단, FCU등으로 페리미터의 스킨로드를 처리하는 경우;

$$G = (q_{s,p} - q_{s,FCU}) / (0.24 \cdot \Delta t_D) \quad (3.14)$$

$$Q = (q_{s,p} - q_{s,FCU}) / (0.28 \cdot \Delta t_D) \quad (3.15)$$

$q_{s,FCU}$: FCU에 의해 처리되는 스킨 로드 [kcal/h]



(5) 난방부하에 의한 취출조건

✓ 난방의 경우는 실부하 q_s, q_L 이 각각 $-q_s, -q_L$ 이 됨.

$$G(h_D - h_R) = q_s + q_L \quad (3.16)$$

$$G(x_D - x_R) = L = q_L / h_L \quad (3.17)$$

h_L : 실내 잠열 부하의 원인이 되는 수증기의 엔탈피[kcal/kg]

$$h_D = h_R + (q_s + q_L) / G \quad (3.18)$$

$$x_D = x_R + L / G \quad (3.19)$$

✓ $C_p = 0.24$ 로 하면 다음과 같다.

$$t_D = t_R + q_s / (0.24G) \quad (3.20)$$



- ✓ 일반적으로 난방의 경우, 냉방부하에 의해 얻은 급기풍량 Q 에 의해, 난방부하의 취출온도 $t_{D(H)}$ 및 취출온도차 $\Delta t_{D(H)}$ 를 구하기 위해 체크함

$$\Delta t_{D(H)} = q_{S(H)} / (0.28Q) \quad (3.21)$$

$$t_{D(H)} = t_R + \Delta t_{D(H)} \quad (3.22)$$

$\Delta t_{D(H)}$: 난방시의 취출온도차 [°C]

$t_{D(H)}$: 난방시의 취출온도 [°C]

t_R : 실온[°C]

$q_{S(H)}$: 실의 난방부하 (현열) [kcal/h]

Q : 풍량 [m³/h]

3.1.2 외기량

(1) 법 규제에 의한 필요 외기량

- ✓ 외기는 신선한 공기라 본다.
- ✓ 외기량 기준;
 1. 다중이용시설 등의 실내공기질관리법 (법률 제 6911호) 및 동시행령.
 2. 대기환경보전법 (법률 제 6826호) 및 동시행령.
 3. 공중위생관리법 (법률 제 7147호) 및 동시행령.

(2) 개략 값으로서의 외기량

- ✓ 실내 인원수가 미확정이거나 시간마다 일정하지 않으며, 특히 존에 있는 각 실의 인원 밀도가 다르므로 대략 계산에서 바닥면적 m^2 당의 외기량을 사용

<표 3.4> 바닥면적당 필요 외기량 $Q_o[m^3/m^2h]$

구 분		사무실	레스토랑 · 백화점	회의실	극장관객석	아파트·주택 · 호텔객실	로비·입구·홀
Q_o	권장치	5	10	15	25	3	3
	최소치	3	6	10	25	2	2



다중이용시설등의 실내공기질관리법령 (2004년 5월 발효)

제1조(목적) 이 법은 다중이용시설과 신축되는 공동주택의 실내 공기질을 알맞게 유지하고 관리함으로써 그 시설을 이용하는 국민의 건강을 보호하고 환경상의 위해를 예방함을 목적으로 한다.

제2조(정의) 이 법에서 사용하는 용어의 정의는 다음과 같다.

1. “**다중이용시설**”이라 함은 불특정 다수인이 이용하는 시설을 말한다.
2. “**공동주택**”이라 함은 건축법 제2조 제2항 제2호의 규정에 의한 공동주택을 말한다.
(아파트, 연립주택)
3. “**오염물질**”이라 함은 실내공간의 공기오염의 원인이 되는 가스와 떠다니는 입자상 물질 등으로서 환경부령이 정하는 것을 말한다.
4. “**환기설비**”라 함은 오염된 실내공기를 밖으로 내보내고 신선한 바깥공기를 실내로 끌어 들여 실내공간의 공기를 쾌적한 상태로 유지시키는 설비를 말한다.
5. “**공기정화설비**”라 함은 실내공간의 오염물질을 없애거나 줄이는 설비로서 환기설비 안에 설치되거나, 환기설비와는 따로 설치된 것을 말한다.

실내공기질 유지기준

오염물질 항목 다중이용시설	PM10 ($\mu\text{g}/\text{m}^3$ / 8시간)	CO ₂ (ppm/ 2시간)	HCHO (ppm/ 8시간)	총부 유세균 (CFU/ m^3 / 8시간)	CO (ppm/ 2시간)	NO ₂ (ppm/ 2시간)	약취 (도)
지하역사	150	1000	0.1	800	—	—	2
지하도상가	150	1000	0.1	800	—	—	—
여객자동차터미널의 대합실 공항시설중 여객터미널 항만시설중 대합실 철도역사의 대합실	150	1000	0.1	800	—	—	—
도서관, 박물관, 미술관	150	1000	0.1	800	—	—	—
의료기관, 산후조리원, 장 례식장, 보육시설, 유치원	100	1000	0.05	800	—	—	—
실내주차장	150	1000	0.1	800	9	0.05	2

HCHO: 포름알데히드

실내공기질 권고기준

오염물질 항목 다중이용시설	CO (ppm/ 2시간)	NO ₂ (ppm/ 2시간)	악취 (도)	Rn (pCi/ℓ/ 2시간)	TVOC (μg/m³/ 2시간)	Pb (μg/m³/ 8시간)	Cd (μg/m³/ 8시간)	SO ₂ (ppm/ 2시간)	석면 (개/cc/ 8시간)	오존 (ppm/ 8시간)
지하역사	9	0.05	—	4	500	2	0.2	0.05	0.01	0.06
지하도상가	9	0.05	2	4	500	2	0.2	0.05	0.01	0.06
여객자동차터미널의 대합실 공항시설중 여객터미널 항만시설중 대합실 철도역사의 대합실	9	0.05	2	4	500	2	0.2	0.05	0.01	0.06
도서관, 박물관, 미술관	9	0.05	2	4	500	2	0.2	0.05	0.01	0.06
의료기관, 산후조리 원, 장례식장, 보육 시설, 유치원	9	0.05	2	4	400	2	0.2	0.05	0.01	0.06
실내주차장	—	—	—	4	500	2	0.2	0.05	0.01	0.06

비고 : 휘발성유기화합물 (VOC)은 총휘발성유기화합물 (TVOC)을 말하며, 총휘발성 유기화합물의 자세한 정의는 법 제4조의 규정에 의한 실내공기질 공정 시험방법에서 정한다.

환기(換氣)설비의 구조및 설치기준(시행규칙 제6조관련)

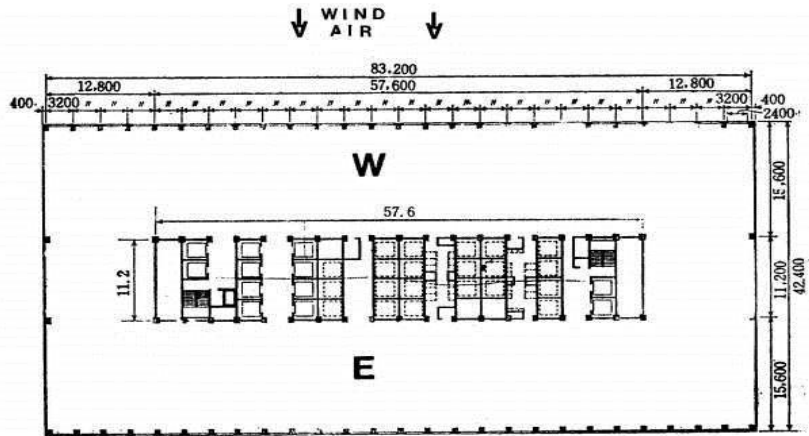
다중이용시설 산정기준	여객자동차 터미널의 대합실 및 철도역사의 대합실 (연면적 2000㎡ 이 상), 공항시설 중 여객터미널 (연면적 1500㎡ 이 상), 항만시설 중 대 합실 (연면적 5000㎡ 이 상)	지하역사, 지하도상가 (연면적 2000㎡ 이상), 도서관·박물관 및 미술관 (연면적 3000㎡ 이상), 장례식장 및 찜질방 (연면적 1000㎡ 이상), 대규모점포	의료기관 (연면적 2000㎡ 이상 또는 병상수 100개 이상), 국공립 보육시설 (연면적 1000㎡ 이상), 국공립 노인전문요양시설 · 유료노인전문요양시설 및 노인전문병원 (연면적 1000㎡ 이상), 산후조리원 (연면적 500㎡ 이상)	실내주차장 (연면적 2000㎡ 이상)
환기(換氣)횟수(회/h)	0.3 이상	0.5 이상	0.7 이상	3 이상
이용인원당 환기량(換 氣量) (㎡³/인 h)	25 이상	25 이상	25 이상	25 이상

비고:

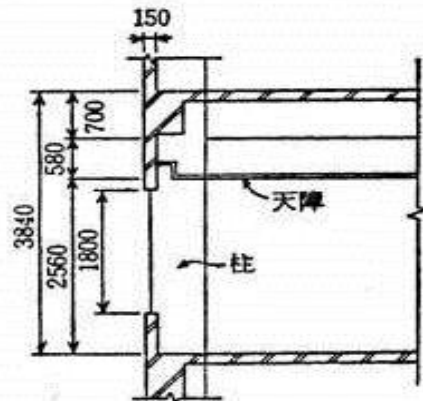
1. 실내주차장에는 사람이 아닌 차량이 주오염원이므로 이용인원당 환기량 기준을 단위면적당 환기량 (㎡³/㎡ h)으로 변경하여 적용한다.
2. 환기횟수는 건물의 실내공기 체적에 대한 시간당 외부로부터 유입되는 공기량의 비율을 말한다. (외기도입횟수가 정확)
3. 이용인원당 환기량은 1인이 1시간에 필요로 하는 건물의 외부로부터 유입되는 공기량을 말한다.

3.1.3 계산예제

[예제 3.1] 아래에 보이는 건물의 기준층 풍량을 계산하라.
단, 예제 B 에서의 부하계산표를 이용하라.



<그림 2.1>
건물의 평면도



<그림 2.2>
건물의 입면도

참고 : RTS법에 의한 예제B 부하계산 결과

공기조화핸드북

2-3. COOLING / HEATING LOAD CALCULATION

2007-03-03 19:39

No.	Capacity				Cooling Load (W), 7 Mon. 21st								Heating	
	Azim.	Tilt	K	Area	8	10	12	14	16	18	20	D.F	W	
1005	기준층사무실(E존)				☐ RTS : 11 (01) ☐ Out(℃/%) : 31.2/63.7								-11.3/63	
1.	1458.2 m ² , 2.56 m				☐ S.F : 0/0 ☐ In (℃/%) : 26/50								20/50	
G1	-90	90	4.97	95.7	11,313	8,252	5,304	5,153	4,594	3,031	1,519	1.00	14,884	
W1	-90	90	3.90	145.6	1,199	1,283	1,867	2,515	2,927	3,148	3,217	1.00	17,773	
W2	-90	90	1.90	58.2	195	296	462	581	628	639	626	1.00	3,464	
W1	0	90	3.90	66.6	373	240	201	314	555	822	1,006	1.00	8,126	
W2	0	90	1.90	14.8	25	15	22	48	84	111	122	1.00	883	
W1	180	90	3.90	66.6	249	167	150	192	291	439	598	1.00	8,126	
W2	180	90	1.90	14.8	16	13	15	26	42	61	79	1.00	883	
IF-S	HT : 0.1 ac/h, 374 m ³ /h												3,922	
PE-S	0.2 p/m ² , A 292 p				14,406	17,454	18,725	19,360	19,741	6,859	3,938			
PE-L	(SH/LH : 75/55 W/p)				16,060	16,060	16,060	16,060	16,060	0	0			
EQ	35 W/m ² 51037 W				21,002	22,839	23,605	23,987	24,217	4,134	2,373			
LT	25 W/m ² , 1 27341 W				17,824	21,695	23,308	24,115	24,599	8,711	5,001			
RA	25% of Light'g 9114 W				5,941	7,232	7,769	8,038	8,200	2,904	1,667			
	Sensible Load				72,543	79,486	81,428	84,329	85,878	30,859	20,146			
	Total Load				88,603	95,546	97,488	100,389	101,938	30,859	20,146	58,061		

※ 최대부하 발생시간; 16시

※ 스킨로드 부하: 주된 방위의 창문, 외벽, 침입외기 부하의 합계

※ 팬코일유니트가 스킨로드 부하를 담당하므로 공조기가 담당 할 현열부하는
실현열부하에서 스킨로드 부하를 뺀 값으로 됨

→ $85,878 - (4,594 + 2,927 + 628) = 77,729[W]$

<표 3.5> 예제 B 공조기가 담당 하여야 할 부하계산 정리

구 분				냉 방			난 방	
존 명칭: 기준층				외기온도 [°C]			SHF'	외기온도 -11.3 [°C]
				30.7	33.4	31.2		
실내조건 여름철 26 [°C] 50% 10.5 [g/kg] 겨울철 22 [°C] 50% 8.2 [g/kg]				외기절대습도 [g/kg]			취출온도차 $\Delta t_D =$	외기 절대습도 0.9 [g/kg]
				18.5	18.6	18.3		
실명	면적 A_t [m ²]	체적 V_R [m ³]	인수 N [인]	냉방부하 [W] q_{AC}			급기풍량 Q [m ³ /h] N/h	외기량 Q_o [m ³ /h]
				10시	14시	16시		난방부하 q_{AH} 8시
기준층 E	1,458.2	3,733	233	q_s 69,655	q_s 76,080	q_s 77,729		q_s 58,061
				q_L 16,060	q_L 16,060	q_L 16,060		
기준층 W	1,458.2	3,733	233	q_s 69,655	q_s 76,080	q_s 77,729		q_s 58,061
				q_L 16,060	q_L 16,060	q_L 16,060		
실부하 합계	2,916.4	7,466	466	q_s 139,310	q_s 152,160	q_s 155,458		q_s 116,122
				q_L 32,120	q_L 32,120	q_L 32,120		



(1) 실부하

✓ W존의 실부하와 E존의 실부하가 동일하며, 피크는 16시로서 다음과 같다.

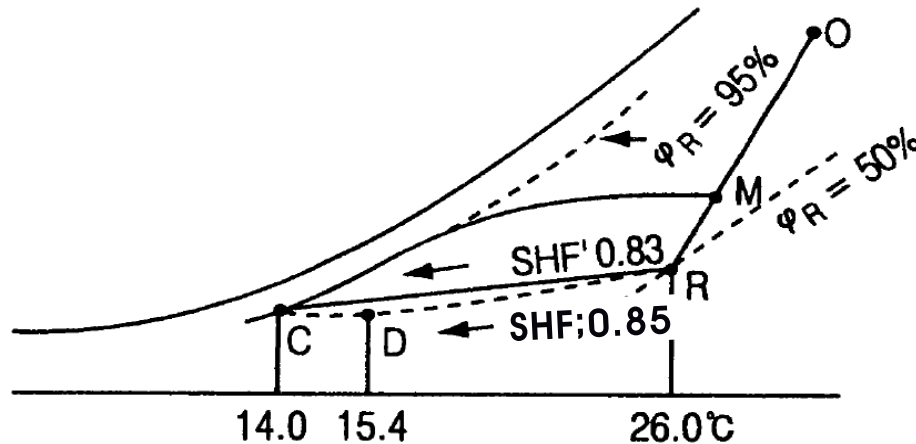
- 현열부하 $q_{S,P} = 77,729 \text{ [W]} \times 2 \times 0.86 = 133,694 \text{ [kcal/h]}$
- 잠열부하 $q_{L,P} = 16,060 \text{ [W]} \times 2 \times 0.86 = 27,623 \text{ [kcal/h]}$

(2) 취출 온도차 Δt_D

✓ 팬 및 덕트의 열취득을 실의 현열부하의 15%로 하고 현열비 SHF' 를 구한다.

- 현열비 SHF' $= 1.15 \times 133,694 / (1.15 \times 133,694 + 27,623) = 0.85$





<그림 3.1 과 2> SHF' 에 의한 취출온도차 Δt_D 의 결정

- ✓ 공기선도에서 실내상태 R (26°C, 50%)을 기점으로 하는 현열비 $SHF' = 0.83$ 의 선과 상대습도 95%선과 교차한 점은 대체로 14°C이다. 이 온도가 AHU에 내장된 냉각코일의 출구상태이며, 실온과의 차는 12°C이다. 팬 및 덕트의 열취득 (15%)에 의한 온도 상승을 고려하면 실내온도와 취출구 온도와의 차이 즉 취출온도차는 12°C 보다 작아진다.

$\Delta t_D = 12/1.15 \approx 10.4[^\circ\text{C}]$, 혹은 c점에서 의 수평선과 $SHF=0.85$ 선과의 교점으로도 가능.

- ✓ 천장높이 2.56m에서 아네모스탯형 취출구를 사용 한다면 허용되는 온도임(표3.2 참조).



(3) 급기풍량

✓ 실의 현열부하의 피크값과 취출온도차 Δt_D 에서 E존 및 W존의 필요 급기풍량과 급기(給氣)횟수는 다음과 같다.

- 급기풍량 $Q = 66,847 / (0.28 \times 10.4) \approx 22,960 \text{ [m}^3/\text{h]}$

- 급기횟수 $N = 22,960 / 3,733 \approx 6.2 \text{ 회}$ ($1458.2\text{m}^2 \times 2.56\text{m} = 3733\text{m}^3$)

✓ 급기횟수는 6.2회/h 이며 사무실에서는 타당한 값임(표 3.3 참조)

(4) 외기량 (법률 사항)

✓ 1인당 외기량 $25\text{m}^3/\text{h}$ [환기(換氣)설비의 구조및 설치기준 시행규칙 제6조 참조]로하고, E 및 W의 각 존의 인원수 233인을 곱하면

- 외기량 $Q_o = 25 \times 233 \approx 5,830 \text{ [m}^3/\text{h]}$

- 외기 비율 $Q_o/Q = 5,830 / 22,960 \times 100 = 25.3\%$

(5) 난방시의 취출온도차 $\Delta t_{D(H)}$

✓ 냉방에서 구한 풍량으로 난방시의 취출온도차를 구한다.

- E존 $\Delta t_{D(H)} = 58,061 \text{ [W]} \times 0.86 / (0.28 \times 22,960) = 7.7 \text{ [}^\circ\text{C]}$

- W존 $\Delta t_{D(H)} = 58,061 \text{ [W]} \times 0.86 / (0.28 \times 22,960) = 7.7 \text{ [}^\circ\text{C]}$

[예제 3-1]의 결과

구 분				냉 방			난 방			
존 명칭: 기준층				외기온도 [°C]			SHF' <u>0.85</u>		외기량 기준 [m³/인] 20	외기온도 -11.3[°C]
				30.7	33.4	31.2				
실내조건 여름철 26 [°C] 50% 10.5 [g/kg] 겨울철 22 [°C] 50% 8.2 [g/kg]				외기절대습도[g/kg]			취출온도차 $\Delta t_D = \underline{10.4}$			
				18.5	18.6	18.3				
실명	면적 A_t [m²]	체적 V_R [m³]	인수 N [인]	냉방부하 [W] q_{AC}			급기풍량 Q [m³/h], 환기(環氣)횟수 [N/h]		외기량 Q_o [m³/h]	난방부하 q_{AH} 8시
				10시	14시	16시				
기준층 E	1,458.2	3,733	233	q_s 69,655	q_s 76,080	q_s 77,729	<u>22,960</u>	<u>6.2</u>	<u>5,830</u>	q_s 58,061
				q_L 16,060	q_L 16,060	q_L 16,060				
기준층 W	1,458.2	3,733	233	q_s 69,655	q_s 76,080	q_s 77,729	<u>22,960</u>	<u>6.2</u>	<u>5,830</u>	q_s 58,061
				q_L 16,060	q_L 16,060	q_L 16,060				
실부하 합계	2,916.4	7,466	466	q_s 139,310	q_s 152,160	q_s 155,458	45,920	<u>6.2</u>	<u>11,600</u> [25%]	q_s 116,122
				q_L 32,120	q_L 32,120	q_L 32,120				

3.2 공조기 부하

3.2.1 냉각 코일 부하

(1) 냉방시의 처리 프로세스

✓ 그림 3.1에서 외기 O와 실내로부터의 리턴에어 R과의 혼합점 M에서 C까지를 냉각 코일 (또는 에어워셔)로 처리한다.

$$q_{AC} = G_{AC} (h_M - h_C) - L_{AC} \cdot h_L \quad (3.23)$$

$$L_{AC} = G_{AC} (x_M - x_C) \quad (3.24)$$

여기서

q_{AC} : 공조기부하 (냉각부하) [kcal/h]

G_{AC} : 공조기의 급기중량 [kg/h]

h_M, h_C : 냉각코일의 입구 및 출구의 엔탈피 [kcal/h]

x_M, x_C : 냉각코일의 입구 및 출구의 절대습도 [kg/kg]

L_{AC} : 냉각코일에 의해 제거되는 수량 [kg/h]

h_L : 제거되는 물의 엔탈피 [kcal/kg]



✓ 일반적으로 잠열항은 현열항보다 작으므로 급기풍량 Q을 아래와 같이 쓸 수 있다.

$$q_{AC} = G_{AC} (h_M - h_C) \quad (3.25)$$

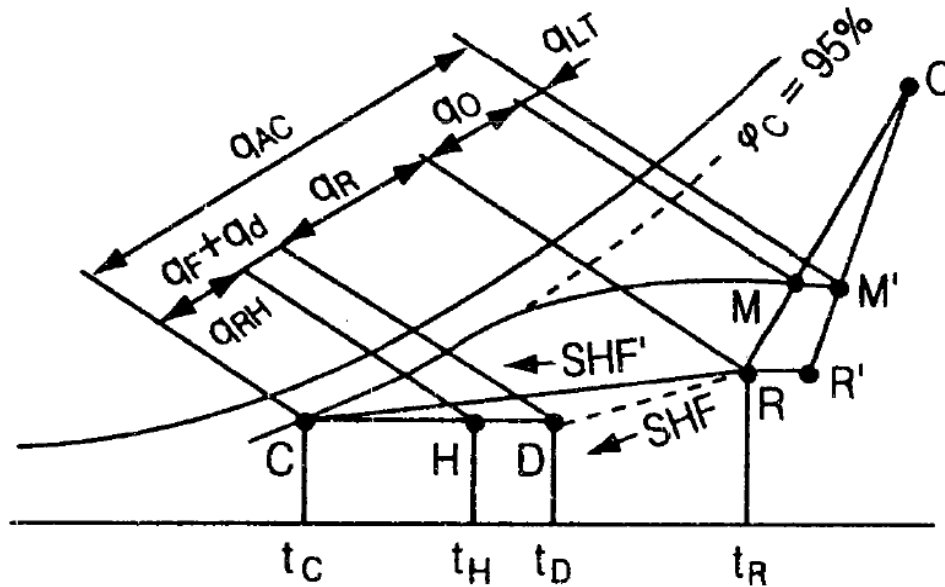
$$= 1.2 Q_{AC} (h_M - h_C) \quad (3.25)'$$

(2) 공조기 부하의 구성요소

✓ 공조기 부하 : 실부하 이외에 외기부하, 팬 및 덕트에서의 열취득 또한 트로퍼 (troffer) 에 의해 전달되는 조명 열부하는 환기에서 공조기로 리턴 된 단계에서 공조기의 부하가 되며, 재열의 경우, 재열부하는 가열코일의 부하임과 동시에 냉각코일 부하도 된다.

$$q_{AC} = q_R + q_O + q_F + q_d + q_{LT} + q_{RH} \quad (3.26)$$





<그림 3.3> 냉방시의 공조기 부하

- q_{AC} : 공조기의 냉방부하
- q_R : 실부하(현열 및 잠열)
- q_O : 외기부하(현열 및 잠열)
- q_F : 팬에서의 열취득
- q_d : 덕트에서의 열취득
- q_{LT} : 트로퍼에 의한 조명열부하
- q_{RH} : 재열부하



- ✓ <그림 3.3>에 있어서 외기의 상태 점을 O, 실내를 R이라고 하면 M이 외기 O와 실내에서의 리턴에어 R과의 혼합 점이 된다.
- ✓ 단 트로퍼에 의해 조명부하가 추가 되는 경우, 리턴에어 온도가 상승하여 R'이 된다.
- ✓ 따라서 외기와외의 혼합점은 M'가 된다. M'는 냉각코일 입구 상태점이다. 냉각 코일 출구상태는 C이며, 재열이 있는 경우 H까지 가열된다.
- ✓ 더욱이 팬 및 덕트에서의 열취득에 의해 온도가 상승하고 상태점 D에서 취출된다. 취출된 공기는 실내부하로 처리하고 R이 된다.



✓ 각 상태점의 엔탈피를 $h_O, h_R, h_{R'}, h_M, h_{M'}, h_C, h_H, h_D$ 라고 하면 아래와 같다.

실부하 $q_R = 1.2Q_{AC}(h_R - h_D)$ (3.27)

외기부하 $q_O = 1.2Q_{AC}(h_M - h_R) = 1.2Q_O(h_O - h_R)$ (3.28)

트로퍼에 의한 추가열량 $q_{LT} = 1.2Q_{AC}(h_{M'} - h_M)$ (3.29)

팬 및 덕트에서의 열취득 $q_F + q_d = 1.2Q_{AC}(h_D - h_H)$ (3.30)

재열부하 $q_{RH} = 1.2Q_{AC}(h_H - h_C)$ (3.31)

Q_O : 공조기의 도입 외기량 [m^3/h]

Q_{AC} : 공조기의 송풍량 [m^3/h]

(3) 외기부하 (q_o)

✓ 외기부하를 현열과 잠열로 구분하면 아래와 같다.

$$q_o = q_{OS} + q_{OL} \quad (3.33)$$

$$\text{현열부하} \quad q_{OS} = 0.24G_o(t_o - t_R) = 0.28Q_o(t_o - t_R) \quad (3.34)$$

$$\text{잠열부하} \quad q_{OL} = \gamma G_o(x_o - x_R) = 0.715Q_o(x_o - x_R) \quad (3.35)$$

q_{OS}, q_{OL} : 외기부하의 현열과 잠열 [kcal/h]

t_R, t_o : 실내 및 외기온도[°C]

x_R, x_o : 실내 및 외기의 절대 습도 [g/kg]

γ : 수증기의 증발잠열 [0.5975kcal/g]

✓ 전열교환기에 의해 배기와 외기를 예열 · 예냉하는 경우, 외기부하는 q_o' 로 경감된다.

$$q_o' = q_o \times (1 - \eta_{EX}) \quad (3.36)$$

✓ 전열교환기의 효율 η_{EX} 는 배열 측 온 · 습도나 배기와 외기의 풍량 밸런스 등에 의해 변화되며, 대체로 $\eta_{EX} = 0.6$ 정도이다.

(4) 팬 및 덕트에서의 열취득

① 팬에서의 열취득 (q_p)

✓ 팬의 소요 동력 P 를 이미 알고 있는 경우, 팬의 열취득 q_F 는 다음과 같다.

$$q_F = 860 \times P \quad (3.37)$$

$$q_F = 860 \times P / \eta_m \quad (3.37)'$$

또는

q_F : 팬에서의 열취득 [kcal/h]

P : 팬의 소요 동력 [kW]

η_m : 전동기의 효율[%]

<표 3.6> 팬 및 덕트에서의 열취득 개략값 [%]

팬에서의 열취득 덕트에서의 열량	실내취득열량의 5~17 실내취득열량의 1~3
합계	6~20(평균 15)

<표 3.7> 팬의 열취득 비율 [%]

취출온도차 Δt_D [°C]	팬 정압 ΔP [mmAq]						
	20	30	40	50	75	100	150
5	6.7	10.0	13.4	16.7	25.1	33.4	50.1
10	3.3	5.0	6.7	8.4	12.5	16.7	25.1
15	2.2	3.3	4.5	5.6	5.6	11.1	16.7

✓ <표 3.7> 은 다음의 조건으로 구하였다.

$$\begin{aligned}
 \text{송풍량} \quad Q &= \frac{q_s}{0.28 \cdot \Delta t_D} \\
 \text{팬에서의 열취득} \quad q_F &= \frac{860Q \cdot \Delta P}{102 \times 3,600 \times \eta_m} \\
 \text{열취득의 비율} \quad \frac{q_F}{q_s} &= \frac{1.67 \times \Delta P}{100 \times \Delta t_D}
 \end{aligned}$$

단, Q : 송풍량 [m^3/h], q_s : 실내의 현열부하 [kcal/h], Δt_D : 취출구온도차
 ΔP : 팬정압 [mmAq], η_m : 정압효율 [%]=0.50으로 함



② 덕트에서의 열취득 (q_d)

- ✓ 에어와서 또는 연결 케이싱 등과 같이 공조기 표면에서의 열취득도 포함된 개략값으로 실부하의 1~3% (평균 2%)라고 여겨도 된다.

(5) 트로퍼 (troffer)에 의한 열량 (q_p)

- ✓ 트로퍼(천정매립 형광등의 케이스)로 이동된 조명열부하는 실내로 직접 유입되지는 않지만, 리턴에어에 의해 공조기로 돌아오는 경우, 트로퍼에 의한 제거열량을 공조기 부하에 더해야 한다.

$$q_{LD} = \rho_L' \times q_L \quad (3.38)$$

여기서,

q_{LD} : 트로퍼로 이동된 열량

q_L : 트로퍼가 없는 경우의 조명열부하

ρ_L' : 트로퍼의 실질적인 열이동율(혹은 열제거율, 0.3~0.8)

(6) 재열부하 (q_{RH})

✓ 다음과 같은 경우에 재열을 필요로 한다.

- ① 습도를 엄밀히 제어하는 경우
- ② 실부하의 현열비 SHF가 작고, 냉각코일 출구 상태점을 얻을 수 없는 경우
- ③ 각 실의 부하 편차가 큰 경우, 각 실마다 개별로 재열장치를 설치하는 경우
재열을 위한 열원으로 냉동기의 핫가스 바이패스를 이용하는 방법도 있으며,
일반적으로 냉각된 것을 재열하게 되며, 에너지를 이중으로 소비함
→ 조닝 등을 연구하여 되도록 재열이 필요 없는 설계로 함

$$q_{RH} = 0.28 Q_{AC} (t_H - t_C) \quad (3.39)$$

여기서,

q_{RH} : 재열부하 [kcal/h]

Q_{AC} : 공조기의 송풍 급기량[m³/h]

t_H : 재열코일 출구온도[°C]

t_C : 재열코일 입구 공기온도[°C]



3.2.2 난방시의 공조기 부하

(1) 공조기 부하의 구성요소

- ✓ 난방시의 공조기 부하는 냉방시와 같이 실부하, 외기부하, 덕트에서의 열손실이 된다. 또한 팬 발열이나 트로퍼에 의한 조명의 제거열량 등에 의한 열취득은 난방시의 부하로 통상 계산에 넣지 않는다.

$$Q_{AH} = Q_R + Q_O + Q_d \quad (3.40)$$

여기서,

Q_{AH} : 난방시의 공조기 부하

Q_R : 실부하

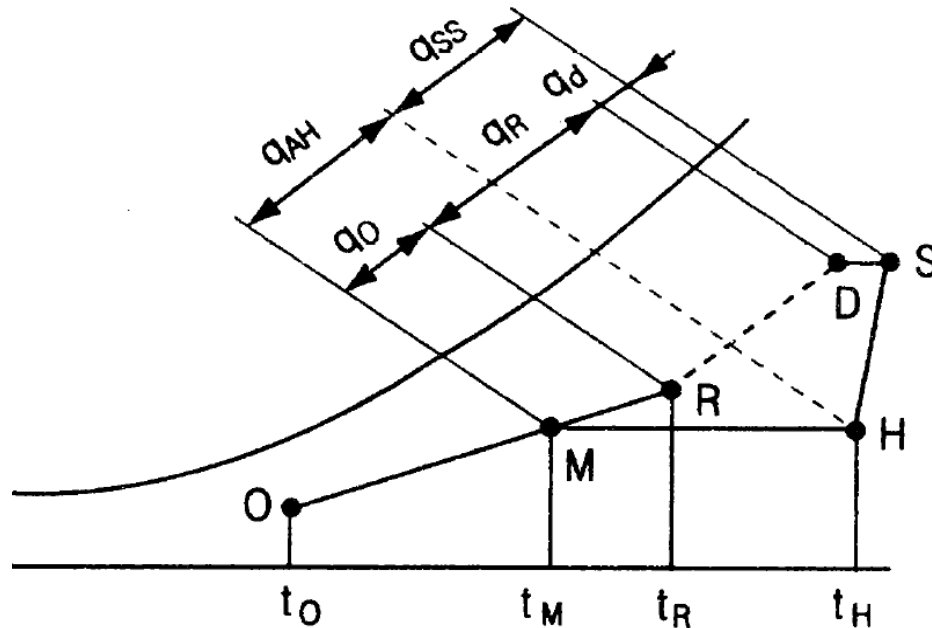
Q_O : 외기부하

Q_d : 덕트에서의 열손실



(2) 난방시의 처리 프로세스

- ✓ 외기를 O, 실내를 R이라고 하면 외기와 리턴에어와의 혼합점이 M이다. 가열코일의 출구상태가 H이며 S까지 가습되고 D에서 취출된다. 공조기의 가열 코일부하는 아래와 같다.



<그림 3.4> 난방시의 처리 프로세스와 가열부하와 가습부하



$$q_{AH} = G_{AC} (h_H - h_M) \quad (3.41)$$

$$= 0.28 Q_{AC} (t_H - t_M) \quad (3.41)'$$

여기서,

q_{AH} : 공조기 가열 코일부하

G_{AC}, Q_{AC} : 공조기의 급기풍량

h_H, h_M : 가열코일 입구 및 출구 엔탈피

t_H, t_M : 가열코일 입구 및 출구 온도

✓ 한편, 가습부하와 가습량은 아래와 같다.

$$q_{SS} = G_{AC} (h_S - h_H) = 0.28 Q_{AC} (h_S - h_H) \quad (3.42)$$

$$L = G_{AC} (x_S - x_H) \quad (3.43)$$

여기서,

q_{SS} : 가습부하

h_S, h_H : 가습전과 가습후의 엔탈피

L : 공조기의 가열량

x_S, x_H : 가습전과 가습 후 공기의 절대습도





(3) 외기부하

✓ 난방시는 피크 부하가 공조기 가동과 동시에 발생하며 또한 축열부하도 겹친다.
난방시의 부하를 적게 하기 위해 다음 방식이 채용되는 경우가 많다.

- ① 예열 시간대는 외기를 도입하지 않는다. (외기차단)
- ② 전열교환기로 배기열 회수에 의해 외기를 예열한다.

3.2.3 페리미터에 팬코일 유닛 (FCU)을 사용하는 경우

- ✓ 1차 공조기와 FCU의 병용 시스템의 경우, 공조기가 주로 내부부하를 처리하고 창측에 설치된 팬코일 유닛이 페리미터의 스킨로드를 처리함.
- ✓ 스킨로드는 실부하 가운데 창 및 외벽, 틈새바람 등의 건물 외피에서 침입하는 열부하로 하는 것이 일반적임



3.2.4 계산예제

[예제 3.2] 공조기의 코일 부하를 구한다. 대상 건물은 예제 2-B 부하계산 예제의 E존과 W존을 합친 것이다. 두존은 하나의 공조 계통으로 묶여 있다. 또한 페리미터에 FCU를 설치하여 스킨로드를 처리하고 공조기는 내부부하를 처리하는 것으로 한다. 또한 급기풍량 및 외기량은 (예제 3.1)에서 구한 값이며, 아래와 같다.

$$\text{급기풍량 } Q_{AC} = 45,920[\text{m}^3/\text{h}]$$

$$\text{외기량 } Q_{OA} = 11,600[\text{m}^3/\text{h}]$$

$$\text{외기풍량 비율 } k_O = 11,600 / 45,920 \times 100 = 25.3\%$$

풀이

(1) 냉방시 공조기 부하 (냉각코일부하)

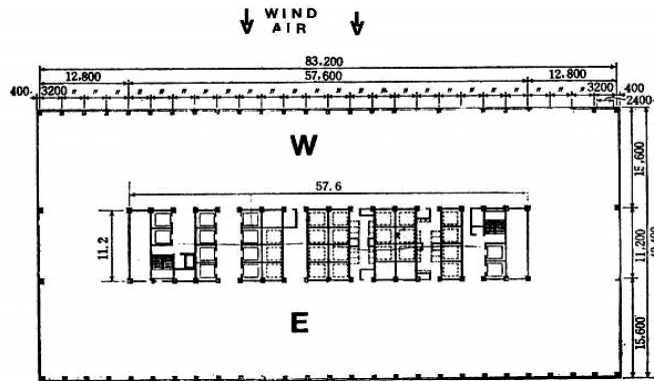
$$14\text{시 실현열부하} : q_{RS} = 139,310 [\text{W}] \times 0.86 = 119,807 [\text{kcal/h}],$$

$$\text{실잠열부하} : q_{RL} = 32,120[\text{W}] \times 0.86 = 27,623 [\text{kcal/h}]$$

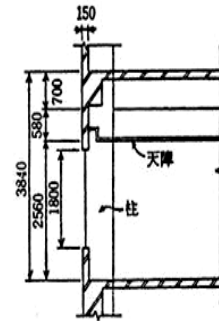
$$16\text{시 실현열부하} : q_{RS} = 155,458 [\text{W}] \times 0.86 = 133,694 [\text{kcal/h}],$$

$$\text{실잠열부하} : q_{RL} = 32,120 [\text{W}] \times 0.86 = 27,623 [\text{kcal/h}]$$

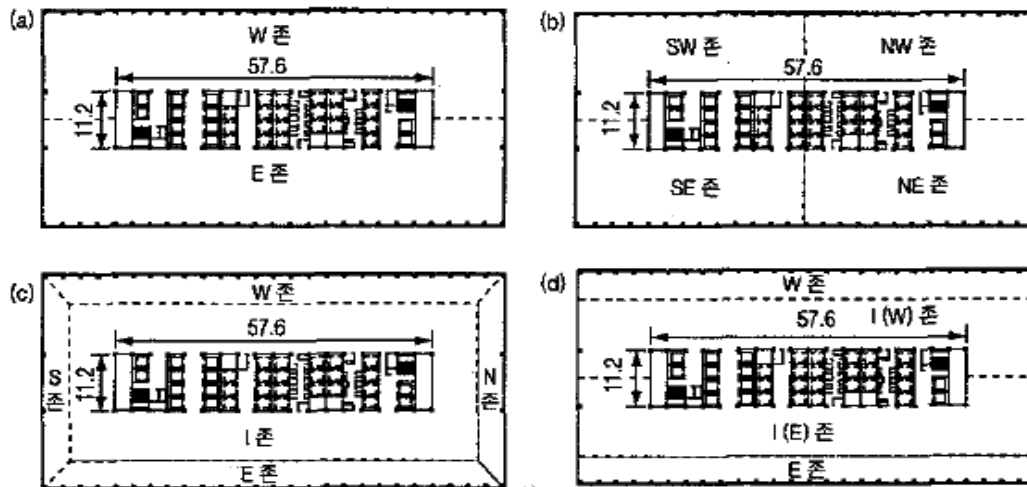
예제 3-2 대상건물 --- [예제 2-B 부하계산 예제]



<그림 2.1> 건물의 평면도



<그림 2.2> 건물의 입면도



<그림 2.3> 조닝

✓ 팬 및 덕트에서의 열취득

- 실 현열부하의 15%로 하면 아래와 같다. 또 팬 및 덕트에서의 열취득은 시간적으로 변화하는 성질의 것이 아니므로 실의 피크 부하로 본다.

$$14\text{시} \quad q_F = q_d = 119,807 \times 0.15 = 17,971 [\text{kcal/h}]$$

$$16\text{시} \quad q_F = q_d = 133,694 \times 0.15 = 20,054 [\text{kcal/h}]$$

✓ 외기부하

- 실내조건은 26℃, 50% [10.5g/kg]이다. 한편 외기조건은 14시 33.4℃, 18.6g/kg, 16시가 31.2℃, 18.3g/kg이다.

$$14\text{시 현열부하} : q_{OS} = 0.28 \times 11,600 \times (33.4 - 26.0) = 24,035 [\text{kcal/h}]$$

$$\text{잠열부하} \quad q_{OL} = 0.715 \times 11,600 \times (18.6 - 10.5) = 67,181 [\text{kcal/h}]$$

$$16\text{시 현열부하} : q_{OS} = 0.28 \times 11,600 \times (31.2 - 26.0) = 16,890 [\text{kcal/h}]$$

$$\text{잠열부하} \quad q_{OL} = 0.715 \times 11,600 \times (18.3 - 10.5) = 64,693 [\text{kcal/h}]$$

✓ 냉각코일의 부하

- 이상을 합계한 것이 냉각 코일 부하가 된다. 14시와 16시를 구하면,

$$14\text{시} \quad q_{AC} = 119,807 + 27,623 + 17,971 + 24,035 + 67,181 = 256,617 [\text{kcal/h}]$$

$$16\text{시} \quad q_{AC} = 133,694 + 27,623 + 20,054 + 16,980 + 64,693 = 263,044 [\text{kcal/h}]$$

→ Peak time 16시 (단, 트로퍼에 의한 제거 열량은 무시함)

(2) 난방시의 공조기 부하 (가열코일 부하)

- ✓ 실부하 《예제 2.1》 및 《예제 2.2》 에서 E존과 W존의 스킨로드를 제외한 실부하를 합계한다. 또한 예열개시 시각은 8시 (외기 $t_o = -11.3^{\circ}\text{C}$, $x_o = 0.9\text{g/kg}$)로 한다.

$$08\text{시 현열부하 } Q_{rs} = 116,122 [\text{W}] \times 0.86 = 99,865 [\text{kcal/h}]$$

- ✓ 팬 및 덕트에 의한 열부하

- 덕트에서의 열손실은 개략 계산으로 현열부하의 3%이라고 하면 아래와 같다.

$$q_d = 99,865 \times 0.03 = 2,996 [\text{kcal/h}]$$

- ✓ 외기부하

- 실내 조건은 20°C , 50% (8.2g/kg)이다.
- 외기조건은 8시에 $t_o = -11.3^{\circ}\text{C}$, $x_o = 0.9\text{g/kg}$

$$\text{현열부하 : } q_{OS} = 0.28 \times 11,600 \times [20.0 - (-11.3)] = 101,662 [\text{kcal/h}]$$

$$\text{잠열부하 : } q_{OL} = 0.715 \times 11,600 \times (8.2 - 0.9) = 60,546 [\text{kcal/h}]$$

- 또한, 예열시 외기를 zero로 운전하면, 외기부하 $q_o = 0$ 이 된다.

- ✓ 가열 코일의 부하

- 이상을 합계한 사항이 난방시의 공조기 부하가 된다.

$$8\text{시 현열부하 : } q_{AH(S)} = 99,865 + 2,996 + 101,622 = 204,483 [\text{kcal/h}]$$

$$\text{잠열부하 : } q_{AH(S)} = 60,546 [\text{kcal/h}]$$

<표 3.8> 공조기부하의 계산 예

조 명칭 :				외기온도 [℃]			SHF [*]	외기량기준 [m³/인]	외기온도 0.0[℃]
기준층				30.7	33.4	32.4			
실내조건 여름철 26[℃] 50[%] 10.5[g/kg] 겨울철 22[℃] 50[%] 8.2[g/kg]				외기습도 [g/kg]			하술 온도차 Δt _o = 10.4	20	외기습도 1.4[g/kg]
				18.5	18.6	18.5			

실명	면적 A _r [m²]	용적 V _R [m³]	인수 N [인]	냉방부하(kcal/h) q _{ac}			급기풍량 Q [m³/h] N/h		외기량 Q _o [m³/h]	난방부하 q _{an} 8시	Δt _o 8시
				9시	14시	16시					
기준층 E	1,458.2	3,733	291.6	q _s 65,993	q _s 68,565	q _s 68,771	23,620	6.3	5,830	q _s 38,683	5.8
				q _L 16,040	q _L 16,040	q _L 16,040				q _L 1,815	
기준층 W	1,458.2	3,733	291.6	q _s 65,993	q _s 68,565	q _s 68,771	23,620	6.3	5,830	q _s 41,891	6.3
				q _L 16,040	q _L 16,040	q _L 16,040				q _L 1,815	
실부하 합계	2,916.4	7,466	583.2	q _s 131,986	q _s 137,130	q _s 137,542	47,240	6.3	11,600 (25%)	q _s 80,573	6.1
				q _L 32,080	q _L 32,080	q _L 32,080				q _L 3,630	
팬 및 덕트의 열취득 여름철 = 0.15 q _s 겨울철 = 0.03 q _s				19,798	20,570	20,631				2,417	
				SHF [*]	0.83	0.83					
				Δt _o	10.7	10.4					
외기부하	0.28 Q _o Δt _o 0.715 Q _o Δx			q _s 15,345	q _s 24,160	q _s 20,895				q _s 71,826	
				q _L 66,695	q _L 67,529	q _L 66,695				q _L 56,691	
재열부하				q _L 0	q _L 0	q _L 0					
도로퍼 제거열량	실명			q _s							
	기준층 E 기준층 W			9,114 9,114							
공조기부하 부하합계				q _s 185,356	q _s 200,087	q _s 197,296				q _s 154,816	
				q _L 98,775	q _L 99,609	q _L 98,775				q _L 60,321	
				q _r 284,132	q _r 299,696	q _r 296,071				q _r 215,137	
스킨부하	실명			q _s 27,248	q _s 12,847	q _s 11,580				q _s 27,342	
	기준층 E 기준층 W			6,044	23,780	34,362				28,534	

3.3 열원부하

3.3.1 냉열원의 열원부하

✓ 냉열원의 열원부하는 공조기의 냉각부하 외에 펌프 및 배관에서 열취득을 더한 것으로 함

$$Q_{MC} = Q_{AC} + Q_{pump} + Q_{pipe} \quad (3.44)$$

Q_{MC} : 냉열원의 열원부하[kcal/h]

Q_{AC} : 공조기 냉각 부하의 합계 값 [kcal/h]

Q_{pump} : 펌프에서의 열취득 [kcal/h]

Q_{pipe} : 배관에서의 열취득 [kcal/h]

$$Q_{pump} = 860P = 860 \frac{L \times H}{102 \eta_P} \quad (3.45)$$

Q_{pum} : 펌프 발열에 의한 열취득 [kcal/h]

P : 펌프 소요 동력 [kW]

L : 펌프취급수량 [kg/s]

H : 펌프양정 [m]

η_P : 펌프효율 [%]



✓ 단, 펌프나 배관에서의 열취득은 유량이나 배관경로 등이 결정되기까지 확정되지 않으므로, 개략적으로 공조기 냉각열량에 대한 비율 k 에서 다음과 같이 예상됨.
(직형 팬 코일의 경우 펌프는 불필요 → 펌프 발열 예상하지 않음.)

$$q_{MC} = (1 + k)q_{AC}$$

여기서, k : 0.01~0.02 (직접팽창코일을 사용할 때)

: 0.02~0.04 (냉수 코일 또는 에어와셔를 사용할 때)





3.3.2 온열원의 열원부하

✓ 온열원의 열원 부하는 공조기 가열부하에 배관에서의 열손실을 더한 값이다.

$$Q_{MH} = Q_{AH} + Q_P \quad (3.46)$$

Q_{MH} : 온열원의 열원부하 [kcal/h]

Q_{AH} : 공조기의 가열부하 [kcal/h]

Q_P : 배관에서의 열손실 [kcal/h]

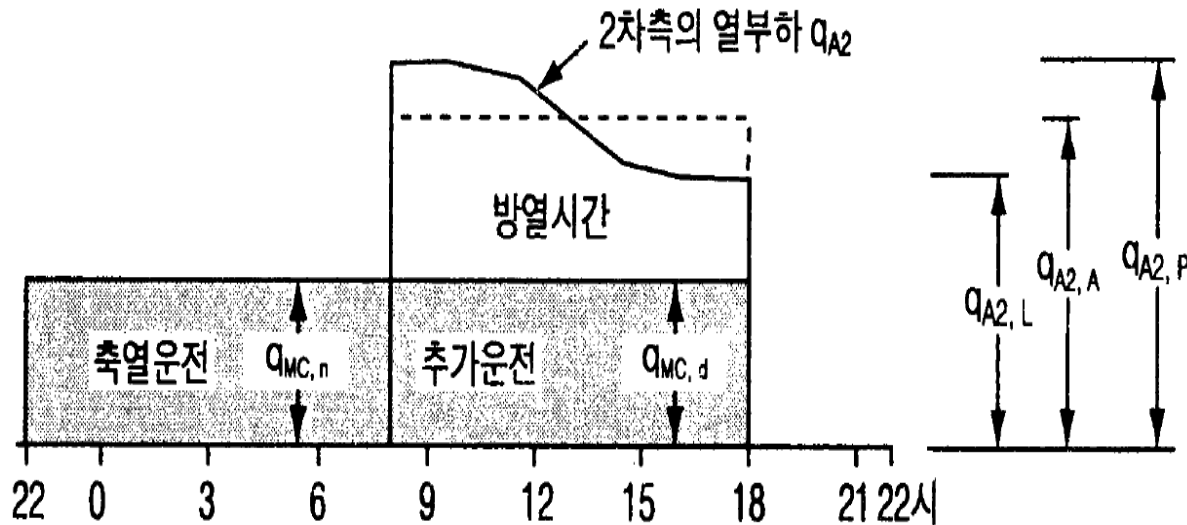
3.3.3 배관과 기기의 축열부하

✓ 간헐공조에 있어서 야간에 배관, 냉동기, 펌프, 코일 등의 구성부재와 내부 보유수는 겨울철에는 온도가 낮아 (여름철은 상승)지며, 이것은 운전개시시 정상상태의 온도까지 올리기 (여름은 내림)위해 상당한 열량을 필요로 하게 됨. 일반적으로 축열부하는 고려하지 않고, 건물이 대규모인 경우 또는 지역 냉난방의 경우, 예열, 예냉 시간이 제한되는 경우에만 부하에 추가.

3.3.4 축열조가 있는 경우의 열원부하

(1) 부하 패턴과 열원 운전 패턴

<그림 3.5>는 열부하 패턴과 열원 운전 패턴을 표시한 것이다.



<그림 3.5> 열부하 패턴과 열원운전 패턴



열부하 패턴이란?

- ✓ 2차측 열부하 q_{k2} 의 처리 열량의 1일 부하 패턴을 말함.
- ✓ 축열조가 있는 경우, 야간 (22시~8시의 10시간)에 열원기기를 운전하고 축열조에 냉열 (또는 온열)을 축열하며, 2차측 공조기의 열부하를 처리하는데 사용함.
- ✓ 이것을 방열운전이라고 함. 축열조가 충분히 크면 야간에 축열한 열량으로 하루동안 공조기의 모든 부하를 처리할 수 있음.





(2) 비 축열 시스템의 열원 용량

- ✓ 축열조가 없는 비 축열 시스템인 경우의 열원 용량 q_{MCP} 는 피크부하로서 결정된다.
<그림 3.5>의 부하패턴에서 아래식이 성립된다.

$$q_{MC,P} = q_{A2,P} \quad (3.47)$$

$q_{MC,P}$: 비축열 시스템의 열원 용량 [kcal/h]

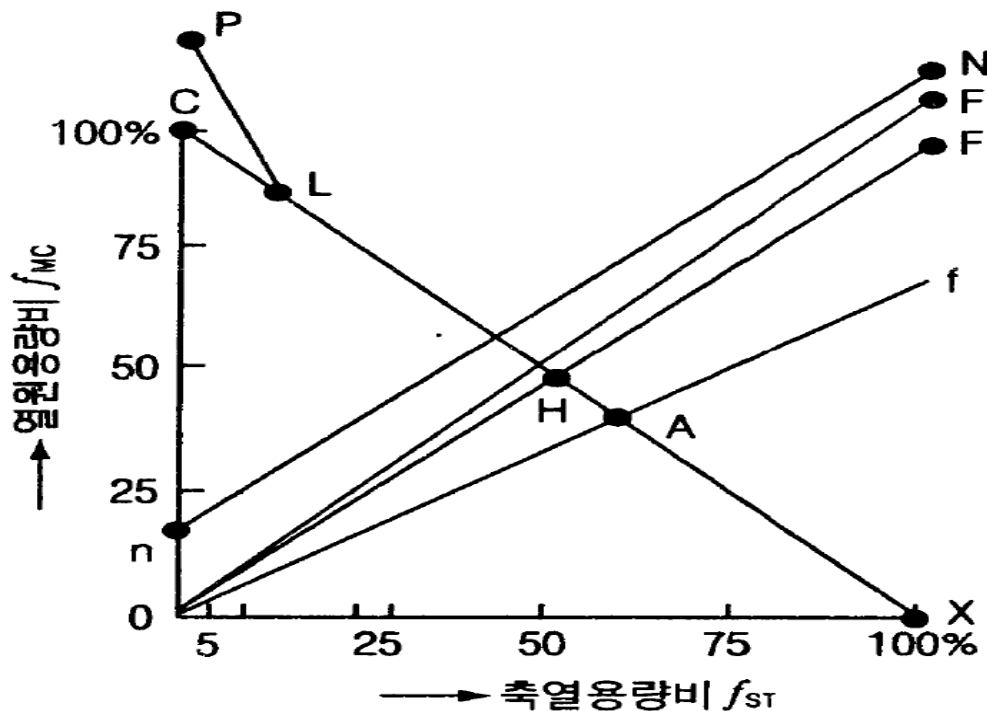
$q_{A2,P}$: 2차측 열부하의 피크값 [kcal/h]

- ✓ 여기서 2차측 열부하 q_{MCP} 는 공조기의 냉각부하외에 2차측에서의 펌프 및 배관에서의 열취득을 포함



(3) 축열용량과 열원용량의 관계

✓ <그림 3.6>은 축열용량과 열원용량의 관계를 표시한 것으로, 축열시스템의 경우는 답이 하나가 아니라 축열용량과 열원용량의 조합에 따라 여러 가지로 선정될 수 있다.



<그림 3.6> 축열용량과 열원용량의 관계

P: 비축열 시스템의 경우의
열원용량 야간축열에
필요한 열원 용량

OF: 축열손실을 예상하지
않는 경우

OF': 축열손실을 예상하는
경우

nN: 야간부하를 예상하는
경우

CX: 주간의 추가분 운전
필요한 열원용량

① 축열용량

✓ 피크 일의 모든 부하를 처리하기 위해 필요 최대 축열용량은 $q_{ST(100)}$ 로 다음과 같다.

$$q_{ST(100)} = (1 + k_{ST}) \cdot \sum q_{A2,d} \quad (3.48)$$

$q_{ST(100)}$: 필요최대 축열용량 [kcal/h]

$\sum q_{A2,d}$: 피크일 야간 시간대 이외의 2차측 부하 합계[kcal/h]

k_{ST} : 축열손실에 의한 할증계수

✓ 축열손실에 의한 할증계수 k_{ST} 는 축열수온과 주위온도 등으로 구할 수 있지만 보온을 한 축열조라면 대체로 5%이내이다.

✓ 실제로 설치하는 축열용량을 $q_{ST(fST)}$ 로 하면 아래와 같다.

$$f_{ST} = \frac{q_{ST(fST)}}{q_{ST(100)}} \quad (3.49)$$



✓ 축열조의 용적 V_{st} 는 이용 온도차 Δt_{ST} 로 나타내면 다음과 같다.

$$V_{ST} = q_{ST(fST)} / \Delta t_D \quad (3.50)$$

✓ 이용 온도차 Δt_{ST} 는 공조기의 코일에서 처리할 수 있는 온도차이며 일반적으로 5~7℃를 사용한다.



② 열원용량

✓ 열원기기는 야간에 축열조를 가득 채우기 위한 열원 용량 $q_{MC,d}$ 과 주간의 추가운전에 필요한 열원용량 $q_{MC,d}$ 중, 큰 쪽으로 결정 한다.

야간 축열에 필요한 열원용량

✓ 야간에 축열조를 채우기 위해 필요한 열원용량 $q_{MC,n}$ 은 아래와 같다.

$$q_{MC,n} = (q_{ST} + \sum q_{A2,n}) / H_n \quad (3.51)$$

$q_{MC,n}$: 야간의 축열에 필요한 열원용량 [kcal/h]

q_{ST} : 축열용량 [kcal/h]

$\sum q_{A2,n}$: 피크일 야간의 2차측 부하 합계값

H_n : 야간의 축열시간 [h]

$$f_{MC,n} = \frac{q_{MC,n}}{q_{MC,n(100)}} \quad (3.52)$$

$f_{MC,n}$: 열원용량비

$q_{MC,n(100)}$: 야간 축열에 필요한 열원용량의 최대값

주간 추가운전에 필요한 열원용량

✓ 야간의 축열량 부족을 주간에 추가 운전하는데, 추가운전에 필요한 열원용량은 다음과 같다.

$$q_{MC,d} = \frac{\sum q_{A2,d} - q_{ST(f_{ST})} / (1 + k_{ST})}{H_d} \quad (3.53)$$

$q_{MC,d}$: 주간의 추가운전에 필요한 열원용량 [kcal/h]
 $\sum q_{A2,d}$: 피크일 주간의 2차측 부하합계
 k_{ST} : 축열손실에 의한 할증 계수
 H_d : 주간의 공조시간[h]

$$f_{MC,d} = \frac{q_{MC,d}}{q_{MC,d(100)}} \quad (3.54)$$

- ✓ 주간의 추가운전에 필요한 열원용량도 축열용량비의 함수로 되어 있다.
- ✓ 그림 3.6에서는 CX선으로 나타난다.
- ✓ C점은 주간 2차측 부하의 평균값 q_{A2A} 임. 공조운전시간 10시간, 야간 축열시간 10시간의 경우 이며, 축열손실이 없는 경우 C점과 F 점의 열원용량은 같다.



③ 열원용량이 최소가 되는 조합

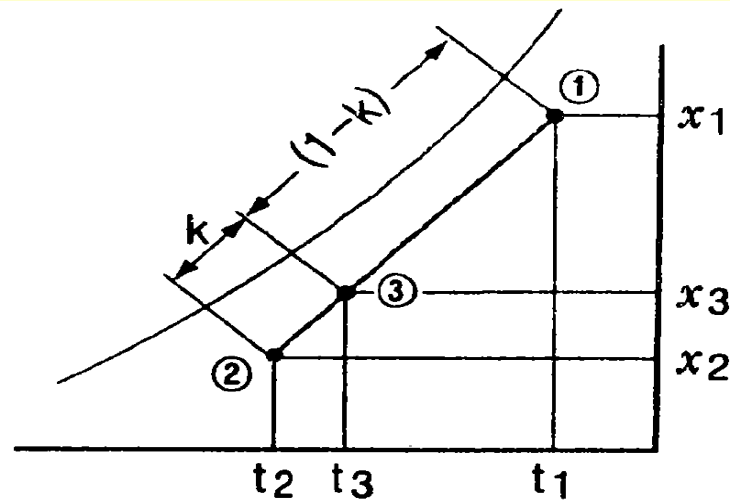
- ✓ 열원용량이 최소가 되는 것은 야간축열에 필요한 열원용량 $q_{MC,n}$ 과 추가 운전이 필요한 열원용량 $q_{MC,d}$ 의 양자가 일치하는 점.
- ✓ 축열손실이 없는 경우, 열원용량이 최소가 되는 것은 H점이며, 열원용량비 축열용량비 모두 최대값의 절반인 50% 임.
- ✓ 열원기기를 24시간 연속 운전하는 경우에 열원 용량은 작아지며. 이는 점 A로 표시됨.
- ✓ 열원 용량비는 42%(=10/24)가 되며, 축열용량은 반대로 여유가 필요하며, 축열용량비는 58%가 됨.



3.4 공기선도와 그 사용법

3.4.1 혼합

✓ (t_1, x_1) 이 되는 상태 ①의 공기 k 의 비율과 (t_2, x_2) 이 되는 상태 ②의 공기 $(1-k)$ 의 비율과 혼합했을 때의 공기 상태 ③은 <그림 3.7>의 공기선도에서 ①, ②의 점을 이은 직선 $(1-k) : k$ 의 비에서의 분할 점이 된다.



<그림 3.7> 습공기의 혼합

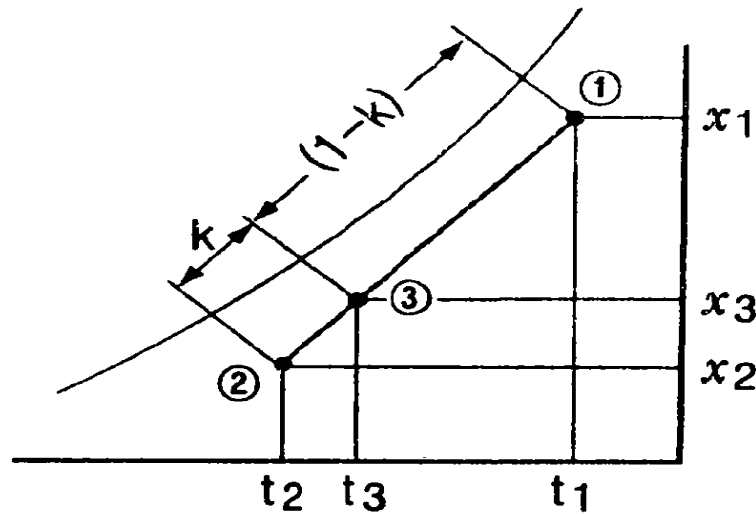
$$t_3 = k \cdot t_1 + (1-k)t_2 \quad (3.55)$$

$$x_3 = k \cdot x_1 + (1-k)x_2 \quad (3.56)$$

$$h_3 = k \cdot h_1 + (1-k)h_2 \quad (3.57)$$

[예제 3.3] $t_1=35^{\circ}\text{C}$, $x_1=22\text{g/kg}$ 의 외기 30%와 $t_2=27^{\circ}\text{C}$, $x_2=12\text{g/kg}$ 의 실내공기 70%를 혼합했을때의 상태를 구하라.

(풀이) 그림과 같이 비례식으로 구하며 $t_3=29.4^{\circ}\text{C}$, $x_3=15\text{g/kg}$ 이 된다



<그림 3.7> 습공기의 혼합

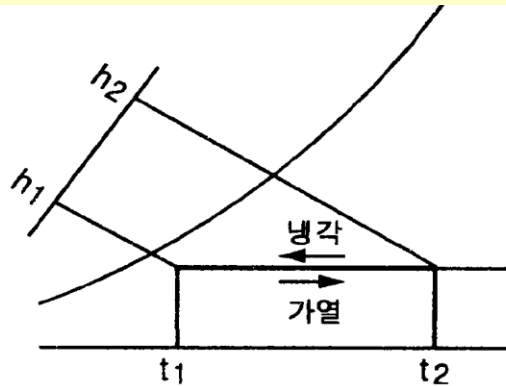
$$t_3 = 35 \times 0.30 + 27 \times 0.70 = 29.4^{\circ}\text{C}$$

$$x_3 = 22 \times 0.30 + 12 \times 0.70 = 15\text{g/kg}$$

3.4.2 가열 또는 냉각

✓ 절대습도가 변화되지 않고 온도만이 t_1 에서 t_2 로 변화될 때는

<그림 3.8> 공기선도의 수평선상을 좌에서 우로 이동하는 변화가 됨.



<그림 3.8> 습도변화를 수반하지 않는 가열과 냉각

$$q_H = G(h_2 - h_1) \quad (3.58)$$

G : 공기량[kg/h]

h_1, h_2 : 출구,입구공기의 엔탈피 [[kcal/kg]

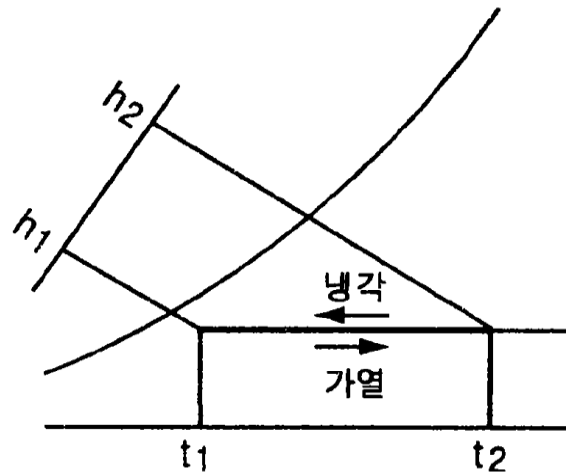
$$q_H = c_P(t_2 - t_1) \quad (3.59)$$

C_P : 공기의 비열(=0.24)

t_2, t_1 : 출구,입구공기의 건구온도 [°C]

✓ 냉각의 경우는 수평선상을 우에서 좌로 이동하는 변화가 됨.

[예제 3.4] $t_1=10^{\circ}\text{C}$, $x=0.006\text{g/kg}$ 인 $1,000\text{kg/h}$ 의 공기를 $t_2=30^{\circ}\text{C}$ 까지 가열할 때의 필요열량을 구하라.



<그림 3.8> 습도변화를 수반하지 않는 가열과 냉각

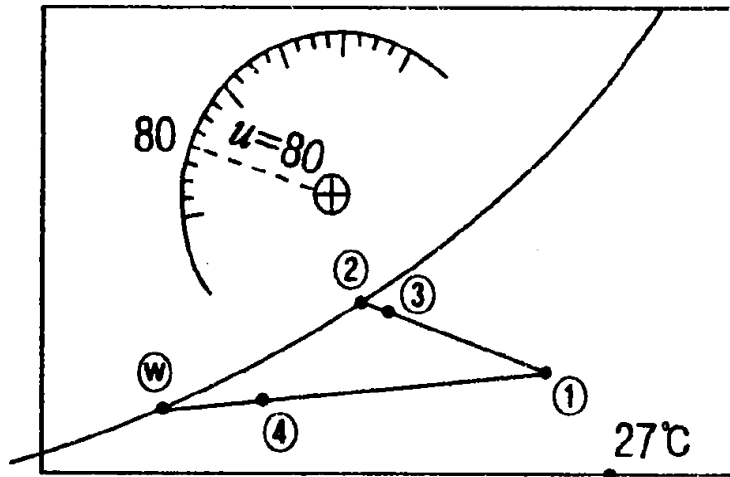
(풀이) <그림 3.8>과 같이 $h_1 = 6.00\text{kcal/kg}$, $h_2 = 10.84\text{kcal/kg}$ 이다.

$$\therefore q_s = 1,000(10.84 - 6.00) = 4.840(\text{kcal} / \text{h})$$

또는,

$$\begin{aligned} q_s &= c_p \cdot G(t_2 - t_1) \\ &= 0.24 \times 1,000(30 - 10) = 4,800(\text{kcal} / \text{h}) \end{aligned}$$

3.4.3 온도와 습도 변화가 동시에 이루어질 때



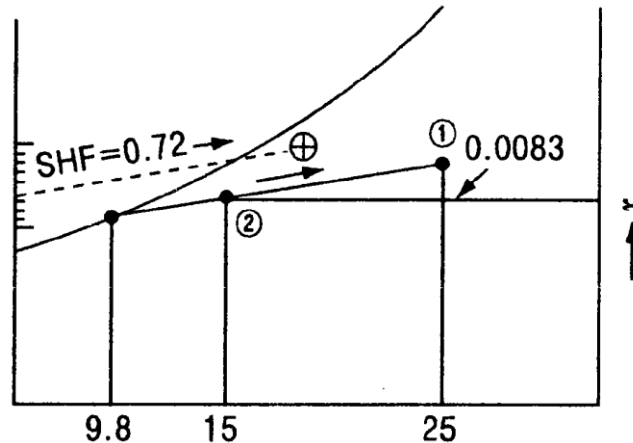
$$G(h_2 - h_1) = q + Lh_L \quad (1.23)$$

$$G(x_2 - x_1) = L \quad (1.24)$$

$$\text{열수분비 } u = \frac{(h_2 - h_1)}{(x_2 - x_1)} = \frac{q}{L} + h_L \quad (1.26)$$

✓ q_L , L , h_L 이 주어졌을 때 열수분비 u 는 일정하며, (h_1, x_1) 과 (h_2, x_2) 를 연결하는 $h-x$ 선도상에서는 $(q/L) + h_L$ 이 되는 일정 구배를 가진다. 공기선도에서는 좌상부의 원형 중심과 원주상의 u 선을 이은 선분이 됨

[예제 3.5] 어떤 방의 냉방부하가 $q_s=50,000\text{kcal/h}$, $q_L=20,000 \text{ kcal/h}$ 이다.
실온을 25°C , 50%로 할 때 취출공기의 상태를 구하라.

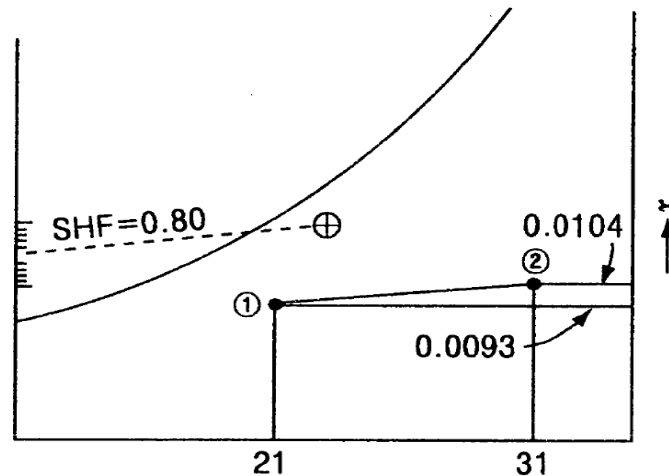


<그림 3.9> 냉각시 SHF의 사용법

$$SHF = \frac{50,000}{50,000 + 20,000} = 0.72$$

(풀이) <그림 3.9> 상에서 $SHF=0.72$ 의 선을 구하고 거기서부터 평행으로 25°C , 50% 점에서 선을 긋는다. 취출온도차 10°C 로 하면 취출온도는 $t_1 = 25 - 10 = 15^\circ\text{C}$ 가 되며, <그림 3.9>에 표시한 바와 같이 절대습도 $x_2 = 0.0083\text{kg/kg} = 8.3\text{g/kg}$ 이 된다. 또 이때의 장치 노점온도는 $t_d'' = 9.8^\circ\text{C}$ 가 된다.

[예제 3.6] 겨울철 실내의 현열 손실이 $q_s = 20,000\text{kcal/h}$, 잠열손실이 $q_L = 5,000\text{kcal/h}$ 이다. 실온을 21°C , 60%로 할 때 취출공기의 상태를 구하라.

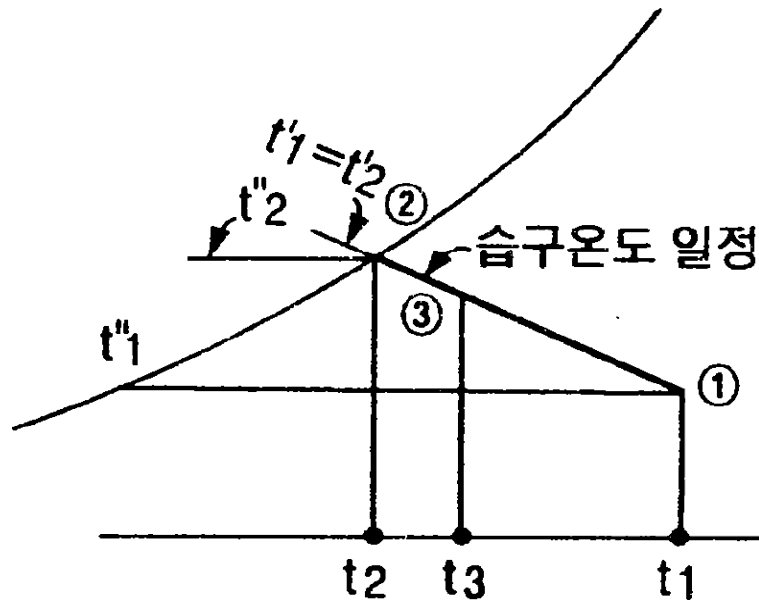


<그림 3.10> 가열시 SHF의 사용법

$$SHF = \frac{20,000}{20,000 + 5,000} = 0.80$$

(풀이) $SHF=0.80$ 선에 평행으로 (21°C , 60%)의 점에서 선을 긋고, 취출온도차를 10°C 로 하면, <그림 3.10>과 같이 $t_2 = 31^\circ\text{C}$, $x_2 = 10.4\text{g/kg}$ 구하는 점이 된다.
(실내습도 $x_1 = 9.3\text{g/kg}$)

3.4.4 단열 포화 변화



<그림 3.11> 에어와셔내의 단열변화



- ✓ 입구의 습도 온도 (t_1')의 물이 완전히 단열된 에어와서에서 분무되었을 때 공기의 변화는 습구온도가 일정한 선상에서 이루어진다.
- ✓ 이때의 변화를 단열변화 또는 증발냉각이라 하며, 출구공기가 포화되었을 때 이를 단열 포화변화라고 한다.
- ✓ 단열포화의 경우 공기의 건구온도 t_1 은 t_2 까지 저하, 노점온도 t_1'' 은 t_2'' 까지 상승,
- ✓ 그림 3.11과 같이 모두 습구온도에 일치.

$$t_2 = t_2'' = t_2' = t_1'$$

- ✓ 건구온도 저하에 의한 현열 감소는 노점온도, 즉 절대습도의 상승에 의한 잠열 증가와 같게 된다. 실제로 출구 공기는 t_2 가 되지 않고 t_3 가 되며, 다음과 같이 정의 된다.

$$\eta_s = \frac{t_1 - t_3}{t_1 - t_2} = \frac{t_1 - t_3}{t_1 - t_1'} \quad (3.61)$$

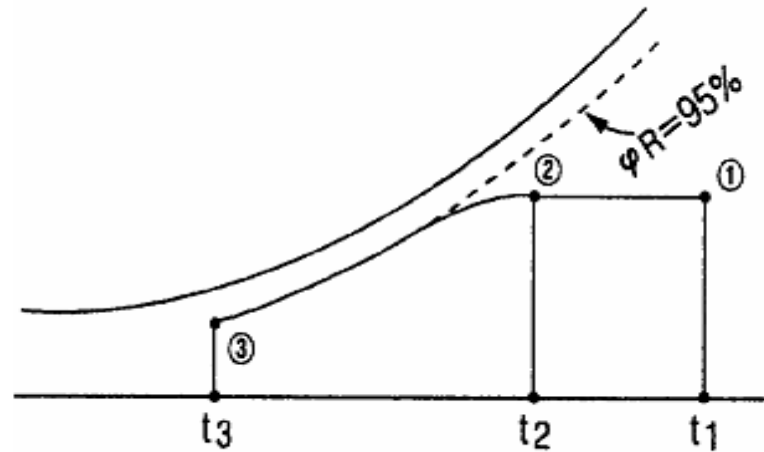




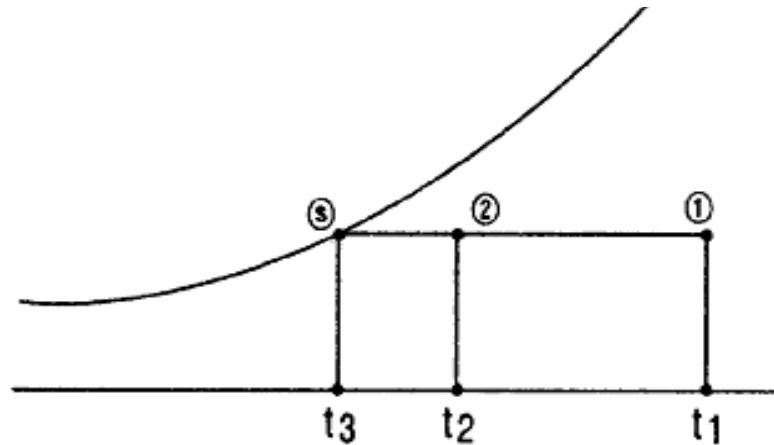
3.4.5 냉각 코일 내의 상태 변화

- ✓ 코일의 표면온도 t_s 가 입구공기의 노점온도 t_1'' 보다 높은 동안은 <그림 3.12> (a)와 같이 수평선 ①, ②상의 변화가 되며, 건구온도(t)만이 변화하며, 이 부분을 건코일이라고 한다.
- ✓ 다음에 t_s 가 t_1'' 보다 낮게 되면 코일 표면에 결로가 생겨 절대 습도 x 가 감소되고, <그림 3.12> (a)와 같이 좌하향 곡선이 되며, 이 곡선의 코일 출구에 가까운 부분은 상대습도가 일정 선상에 있게 된다. 이 표면의 습한 부분을 습코일이라 한다.
- ✓ <그림 3.12> (b)의 ①을 입구공기의 상태로 하면 ⑤의 상태로 나타난다. 실제로는 코일의 열수는 그다지 많지 않으므로 ②의 불포화 상태로 나타난다. ⑤의 상태는 코일 표면에 오랫동안 접촉된 공기상태이며 ①의 상태는 코일에 전혀 접촉되지 않고 통과되는 공기의 상태이다. k 는 접촉공기의 비율이며 이를 콘택트팩터 CF, $(1-k)$ 는 바이패스팩터 (BF)라고 부른다





(a)



(b)

<그림 3.12> 냉각코일 내의 변화

✓ BF와 CF는 다음과 같은 관계가 있다.

$$BF = 1 - CF \quad (3.62) \quad (1.56)$$

✓ BF는 이론식으로 다음과 같이 구할 수 있다.

$$\log_e BF = \frac{a_o A_a N}{C_s G} \quad (3.63)$$

a_o : 코일의 외표면 열전달률[kcal/m²h°C]

A_a : 코일의 면적(사양면적) [m²]

a : 코일의 표면적비 (단위 앞면적/ 단위 열(列)당 표면적) [m²/m²]

N : 코일의 열수

G : 풍량[kg/h]

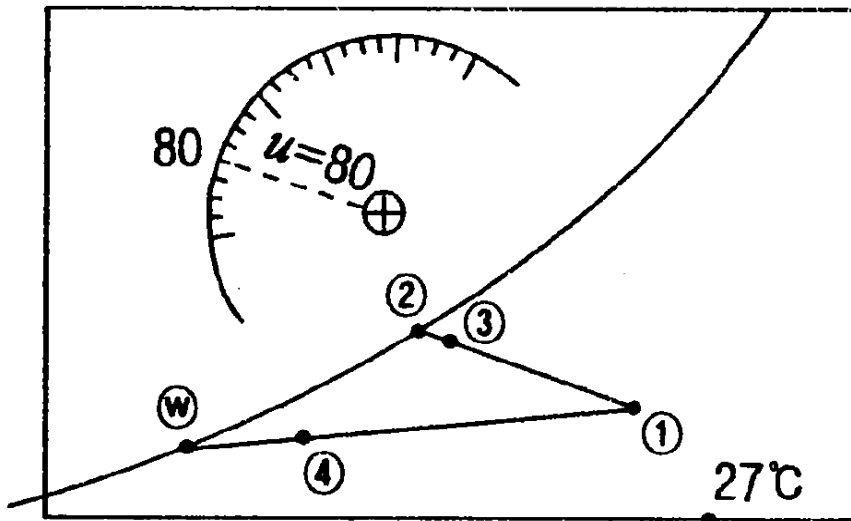
$$C_s \cong 0.24 \text{ [kcal/kg°C]}$$

✓ 본 식에서 $N = \infty$ 일 때는 $BF=0$, $N=0$ 일 때는 $BF=1.0$ 이 되어 상기와 일치함.
또, N_1 열 코일의 BF를 BF_1 , N_2 열 코일의 BF를 BF_2 로 하면,

$$BF_2 = (BF_1)^{N_2 / N_1} \quad (3.64)$$

3.4.6 온수 또는 냉수의 분무

- ✓ 에어와서 방식으로 다량온수를 분무하는 경우, 수량 $L(\text{kg/g})$ 과 풍량 $G(\text{kg/g})$ 의 비 $L/G = 0.5 \sim 2.0$ 처럼 L 이 클 때는 분무수량의 극히 일부 $\Delta L(\text{kg/g})$ 이 증발되고 공기가 가습된다. <그림 3.13>의 ①에서 ②(온수온도)를 향하여 ③의 상태가 된다.
- ✓ 다량 냉수분무인 경우 <그림 3.13>의 ①에서 ㉓점(냉수온도)을 향해 ④ 상태가 됨.



<그림 3.13> 온수, 냉수 또는 증기 분무



3.4.7 증기분무 또는 소량의 수(水) 분무

- ✓ 수분무나 증기분무와 같이 분무량 L 이 작은 경우 증발수량의 비율 ($\Delta L/L$)이 0.1~1.0처럼 크게 되며, 이 경우는 공기 상태는 수분비 u 가 일정한 선상으로 변화한다.
- ✓ 이 u 값으로는 분무수 또는 증기의 엔탈피를 취한다.
- ✓ <그림 3.13>의 $u=80$ 은 수온 80°C의 소량온수 분무인 경우이며, (편이상 그림의 다량 온수분무를 이용하여 설명) 분무후 상태를 ③점으로 하면 ①③/①②의 길이 비가 가습효율 η_s 가 된다



3.4.8 t - h 선도에 의한 해법

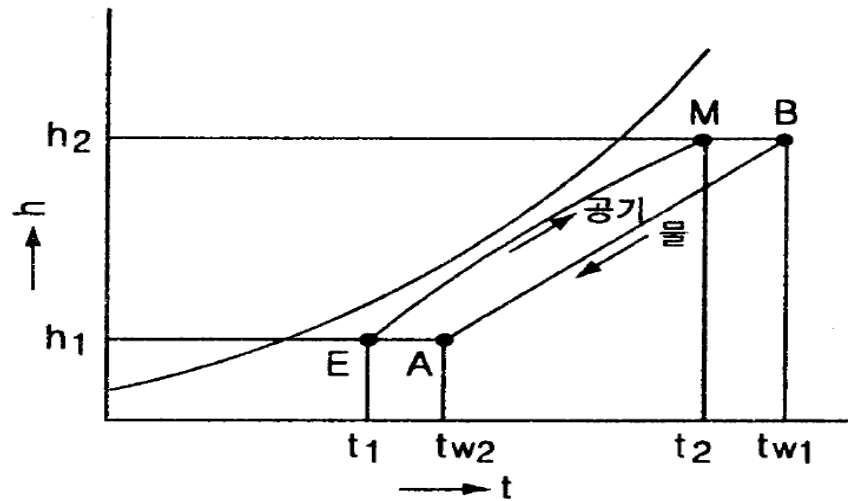
- ✓ t - h 선도는 공기선도의 일종이며, 직교좌표의 가로축에 온도 t , 세로축에엔탈피 h 를 취하고 각 온도에 대한 포화공기 h_s 의 곡선을 그린 것이다.
- ✓ 냉각탑 또는 에어와셔 등의 습공기와 물과의 열교환 및 물질 이동을 동시에 행하는 기기 내부의 물과 공기와의 교환 열량 q_t (kcal/h)는

$$q_t = Gdh - Ldh_w \quad (3.65)$$

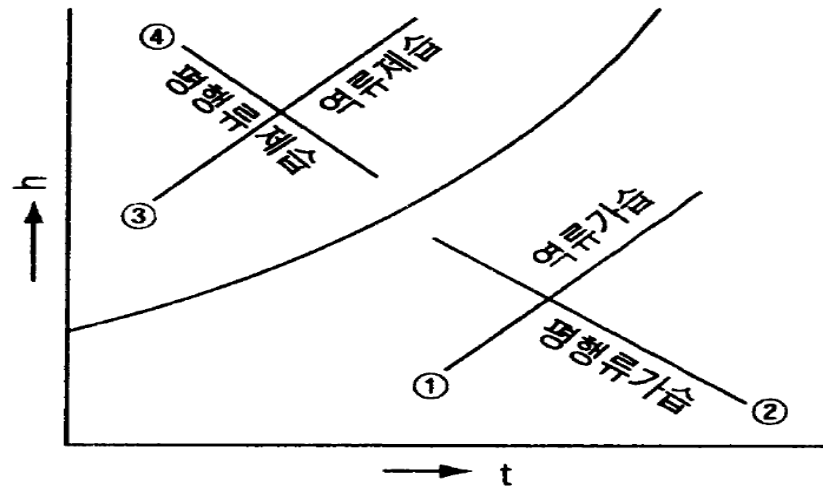
G, L : 각각의 공기량 [kg/h], 수량 [°C]

dh, dt_w : 각각의 공기 엔탈피 [kcal/kg] 및 수온 [kcal/kg] 의 변화

$$\therefore \frac{dh}{dt_w} = \frac{-L}{G} \quad (3.66)$$



<그림 3.14> t - h 선도상의 냉각탈내 변화

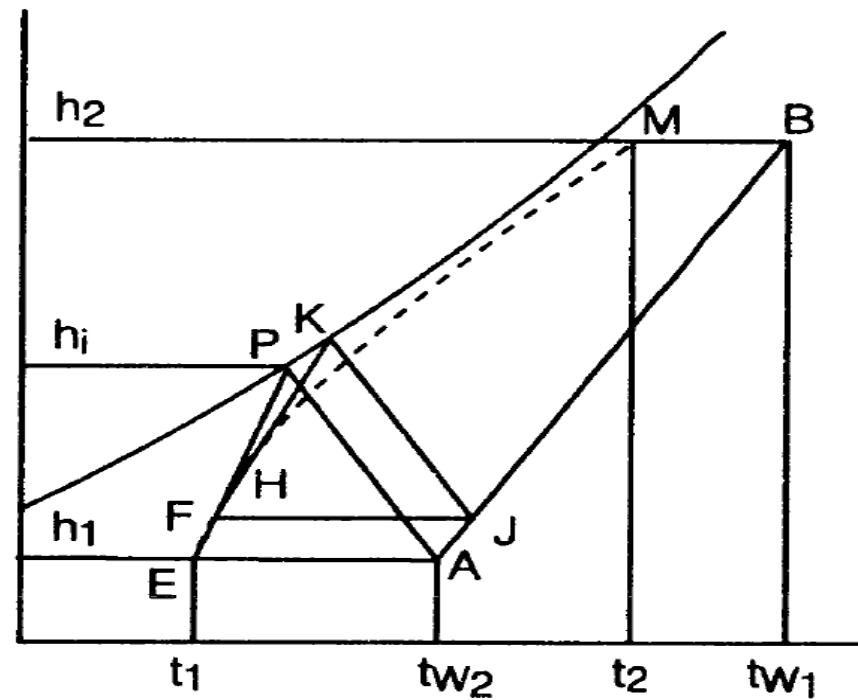


<그림 3.15> t - h 선도상의 각종변화



- ✓ t - h 선도에서는 구배의 직선으로 표시된다. 이 직선을 조작선이라 한다.
- ✓ 예를들면 역류식 냉각탑의 조작선은 <그림 3.14>의 AB선과 같이 되며, A점은 탑하부 (t_{w2}, h_1), B점은 탑상부 (t_{w1}, h_2)의 물과 공기 상태를 나타낸다.
- ✓ EM의 곡선은 탑내 공기의 상태 변화를 나타낸다.
- ✓ 냉각탑은 공기가습의 경우인데, 가열 탑과 같이 역류에서 제습의 경우, 수온과 같은 포화공기의 엔탈피 h_w 는 항상 공기 엔탈피보다 낮아야하며, 조작선은 t - h 선도상에서 포화선보다 상부가 된다. 즉 <그림 3.15>와 같은 ③의 직선이 된다.





<그림 3.16> Mickley의 방법



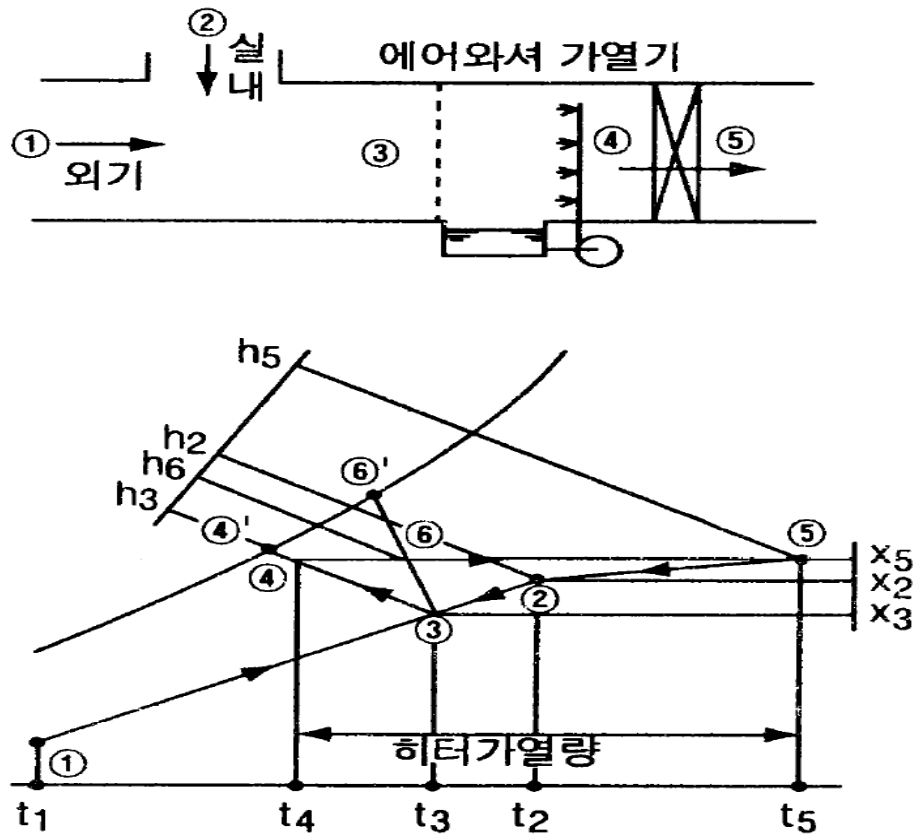


- ✓ 공기상태의 변화곡선 EM을 구하는 방법은 Mickley가 고안한 방법으로 <그림 3.16>과 같이 우선 출입구 공기상태점을 각각 $E(t_1, h_1)$, $M(t_2, t_3)$ 로 한다.
- ✓ A에서 임의의 구배로 AP선을 그리고 PE를 연결한다. 이 AP선을 타이라인이라고 한다.
- ✓ PE선상에서 E에 가깝게 F점을 구하고 FJ인 수평선과 AB의 교점을 J라고 한다.
- ✓ J에서 AP선에 평행하게 JK를 구하고 KF를 연결한다. KF상에서 H를 구하고 이전과 같은 방법으로 EF~M이 되는 곡선을 구하며 마지막에 이 곡선이 M과 일치하면 이 곡선은 실내 공기 상태를 표시하는 선이 된다.
- ✓ M과 일치하지 않으면 AP의 구배를 바꾸어 다시 수정하고 M점과 일치되기 까지 시도한다.



3.5 공기선도상에서 공기조화 프로세스

A-1 순환수분무 가습과 가열 <그림 3.17>



<그림 3.17> 가습과 가열

- ✓ 실내의 리턴공기 ②와 외기 ①과의 혼합공기 ③을, 순환수가 분무하는 에어와서로 통하게 하면 습구온도가 일정한 선상을 변화하고 ④가 된다.
- ✓ ②에서 그온 SHF의 구배선과 ④에서의 수평선과 교점을 ⑤로 한다.
- ✓ ⑤의 상태로 실내에 취입, 이때의 가열기의 가열량은 아래와 같다.

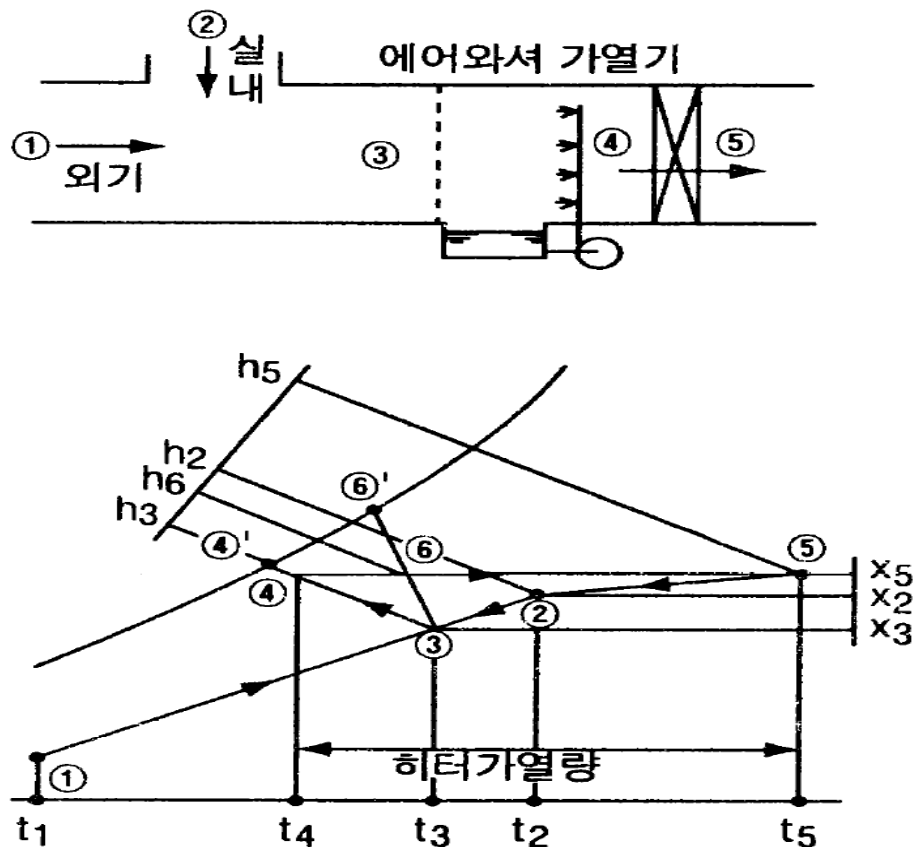
$$\begin{aligned} q_H &= G(h_5 - h_4) \\ &= G(h_5 - h_2) + G(h_2 - h_3) \end{aligned}$$

- ✓ $G_o = k_o G$ 로 하면 아래와 같다.

$$\begin{aligned} G(h_2 - h_3) &= k_o G(h_2 - h_1) = G_o(h_2 - h_1) \\ \therefore q_H &= q_s + q_L + G_o(h_2 - h_1) \end{aligned} \quad (3.67)$$

여기서 k_o 는 전공기량에 대한 외기량의 비율임

A-2 온수 분무 가습과 가열 <그림 3.17>



<그림 3.17> 가습과 가열



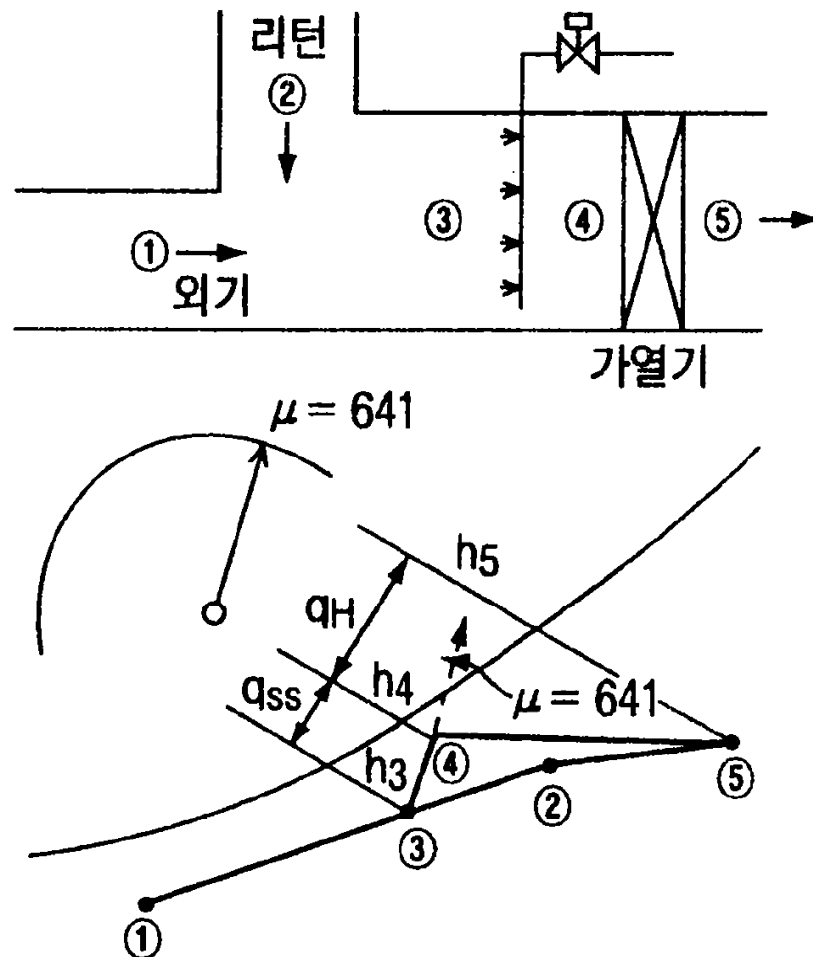
- ✓ 가열된 온수를 다량 분무하는 경우는 온수의 출구온도를 ⑥'점으로 취하면 와서 출구의 공기는 ③⑥'위의 점 ⑥이 된다.
- ✓ 이때 ③⑥/③⑥'는 η_s 보다 크므로 η_s 가 적은 와셔를 사용하는 경우 또는 x_5 의 절대습도가 높은 경우에는 온수를 분무하지 않으면 안 된다.
- ✓ 온수의 가열량 q_{ss} 는 다음 식으로 구한다

$$q_{ss} = G(h_6 - h_3) \quad (3.68)$$

- ✓ 따라서, 가열기의 가열량 $q_H' = G(h_5 - h_3)$ 가 되며, (A-1)보다 감소한다.



A-3 가열·가습 (증기분무 또는 소량의 수분무)



<그림 3.18> 증기가습과 가열

- ✓ 현재 가장 많이 사용되고 있는 가습법이다.
- ✓ 수분비 u 와 같은 구배선상을 변화한다.
- ✓ 예를 들면 <그림 3.18>에 있어서 혼합공기 ③에 0.3atg의 증기(엔탈피 $h_s=641$)를 분무하면 $u=641$ 의 선에 평행으로 ③, ④는 변화하며, ④점에서 가열기에 들어가고, 취출조건 ⑤까지 가열된다.
- ✓ 이 ④점은 ⑤에서 그린 수평선과 ③에서 그린 $u=641$ 의 교점으로 구할 수 있다.
- ✓ 증기의 가습열량 q_{ss} 와 가습 증기량 G_s 는 증기엔탈피를 h_s 로 하면 다음과 같이 구할 수 있다.

$$q_{ss} = G(h_4 - h_3) \quad (3.69)$$

$$G_s = q_{ss} / h_s = G(h_4 - h_3) / h_s \quad (3.70)$$

- ✓ 따라서 가열기의 가열량은

$$q_H = G(h_5 - h_4). \quad (3.71)$$

- ✓ 전열량은

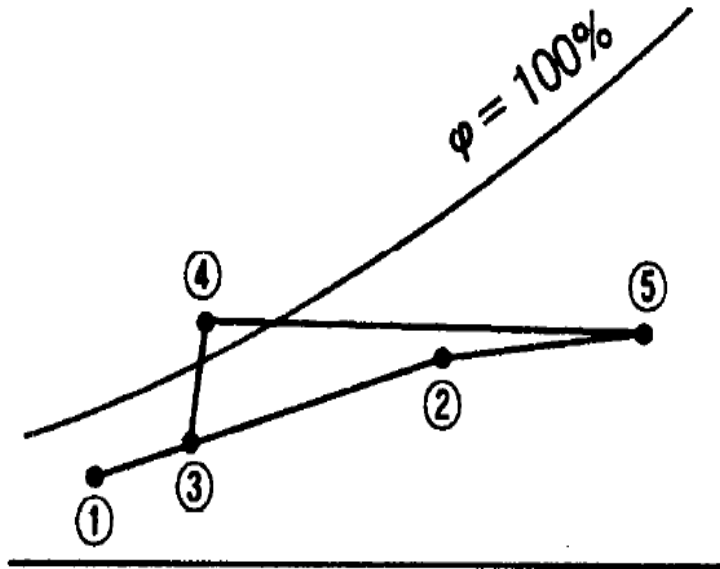
$$q_T = q_{SS} + q_H = G(h_4 - h_3) + G(h_5 - h_4) = G(h_5 - h_3). \quad (3.72)$$

- ✓ 이것은 (A-1)과 같이

$$q_T = q_S + q_L + G(h_2 - h_1). \quad (3.73)$$

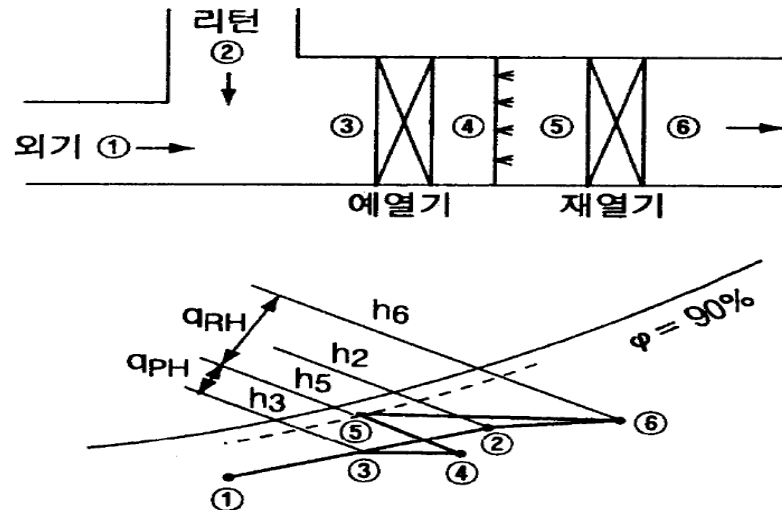
- 전열량은 실부하와 외기부하의 합이 된다.

A-4 예열 · 가습 · 재열



<그림 3.19> 증기가습 후 상태가 과포화

- ✓ 외기기온이 현저하게 저온일 때 외기량 비율 k_o 가 클때는 <그림 3.19>와 같이 가습기 출구 외기 상태점 ④가 ⑤에서의 수평선과 포화선상에서 교차되는 경우가 있다.
- ✓ 이같은 ④의 상태점은 실현될 수 없으므로 이 경우 예열을 필요로 한다.



<그림 3.20> 예열, 가열, 재열

✓ <그림 3.20>처럼 가습기 앞에서 예열하고 ④까지 공기온도를 상승시킨 후 가습기에 넣는다. 이 경우 ⑤ 및 ④의 상태점은 다음과 같이 구한다. 취출구의 상태점 ⑥에서 그린 수평선과 상대습도 90%의 교점을 ⑤로 하고, ⑤에서 t' 에 일정한 선을 그리고 이것과 ③에서의 수평선 교점을 ④로 한다. 예열기, 재열기 및 이의 합계의 가열량을 각각 q_{PH} , q_{RH} , q_T 라고 하면

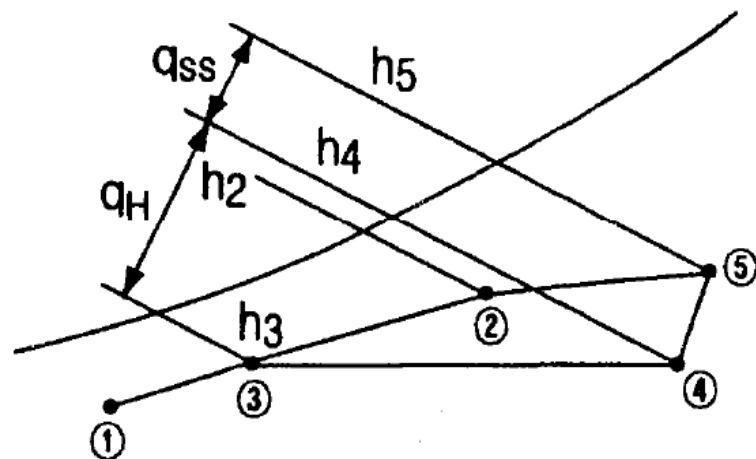
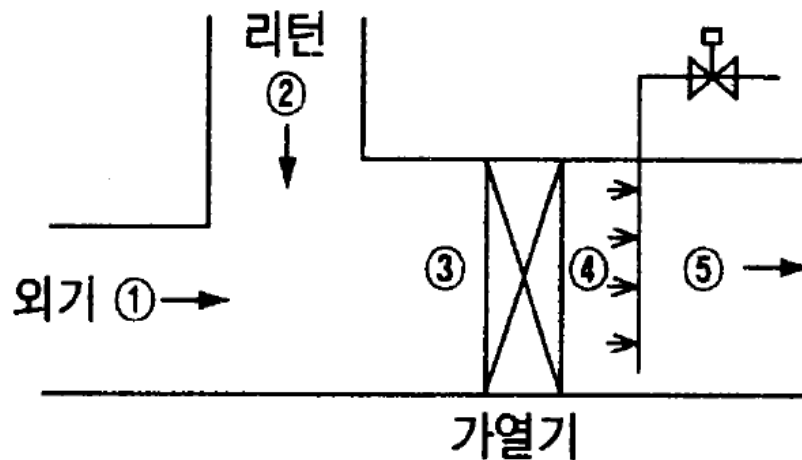
$$q_{PH} = G(h_4 - h_3) \quad (3.74)$$

$$q_{RH} = G(h_6 - h_5) \quad (3.75)$$

$$q_T = q_{PH} + q_{RH} \quad (3.76)$$

$$= G(h_6 - h_3) \quad (3.77)$$

A-5 가열과 가습 <그림 3.21>



<그림 3.21> 가열후의 가습법



- ✓ (A-4)의 대안으로 <그림 3.21>과 같이 가습기를 가열기 뒤에 설치하면 외기기온이 저온일 때도 가습이 가능하게 된다.
- ✓ 이 방법에서는 가열기 1대로 되기 때문에, (A-4)대신에 많이 사용되고 있다.
- ✓ 이 경우 (A-3)과 같이 가습 열량 q_{ss} , 가습용 증기량 G_s , 가열기의 가열량 q_H 는 다음 식으로 구할 수 있다.

$$q_{ss} = G(h_5 - h_4) \quad (3.79)$$

$$q_s = G(h_5 - h_4) / h_s \quad (3.80)$$

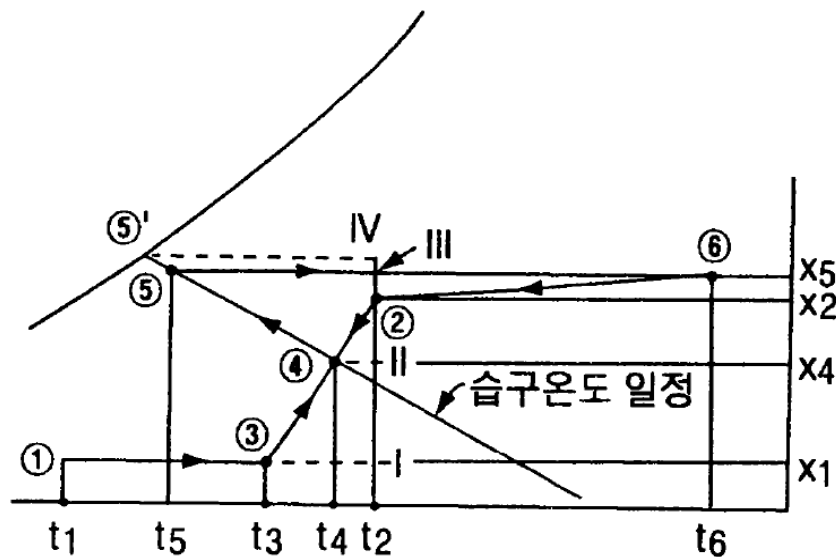
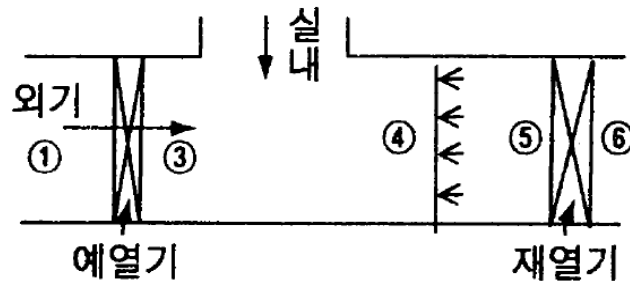
$$q_H = G(h_4 - h_3) \quad (3.81)$$

- ✓ 따라서 전열량은 다음과 같이 표시할 수 있다.

$$\begin{aligned} q_T &= q_H + q_{ss} \\ &= G(h_4 - h_3) + G(h_5 - h_4) \\ &= G(h_5 - h_3) \\ &= (q_s + q_L) + G(h_6 - h_3) \end{aligned} \quad (3.82)$$



A-6 예열, 가습, 재열 <그림 3.22>



<그림 3.22> 외기만의 예열

- ✓ <그림 3.22>의 경우는 외기만을 예열하는 경우이다.
- ✓ 여기서는 ③점을 구하는 방법을 포화효율 η_s 를 사용하는 방법으로 설명한다.
- ✓ ②를 통하는 수직선상에 그림처럼 I 및 III 점을 구한다.
- ✓ 전풍량을 G , 외기량을 G_o 로 하면 I ②: ② II = $G : G_o$ 로 분할점 II를 구한다.
- ✓ II III: III IV = $\eta_s : (1 - \eta_s)$ 을 만족하는 IV점을 구한다.
- ✓ IV점에서 수평선을 그리고 ⑤'을 구하고, 거기에서 습구온도선에 평행으로 ⑤', ④를 그리고 II를 통하는 수평선과의 교점을 ④로 한다.
- ✓ ②, ④를 연결한다. 이것과 ①을 통하는 수평선의 교점을 ③으로 하면 ③이 구해진다.
- ✓ 예열기의 부하 q_{PH} 는 외기량 G_o 가 주어져 있으므로 다음과 같다.

$$q_{RH} = G(h_3 - h_1) = 0.24G_o(h_3 - h_1) \quad (3.83)$$

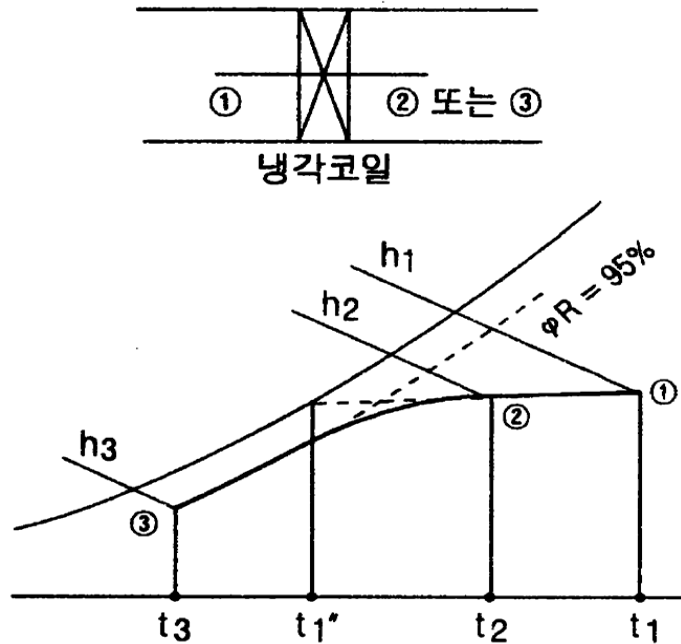
- ✓ 재열기의 부하 q_{RH} 는 아래와 같다.

$$q_{RH} = G(h_6 - h_5) = 0.24G_o(h_6 - h_5) \quad (3.84)$$

$$= (q_s - q_L) + 0.24G_o(t_2 - t_1) \quad (3.85)$$

$$\therefore q_T = q_{PH} + q_{RL} \text{ (실부하) + (외기부하)}$$

(B-1) 냉각 만 <그림 3.23>



<그림 3.23> 냉각 코일 내 변화

- ✓ ①과 같은 입구공기를 냉각코일에 통과게 할 때 냉각 코일의 표면온도 t_s 가 입구 공기의 노점온도 (t_2'')보다 높은 경우는 냉각만 되고 제습은 되지 않음. 이때의 공기의 냉각량 q_c 는 아래와 같다.

$$q_c = G(h_1 - h_2) = 0.24G(t_1 - t_2)$$

**(B-1') 냉각(제습을 수반) <그림 3.23>**

- ✓ 코일의 표면온도가 입구 공기의 노점온도 t_1'' 보다 낮을 때는 코일을 통과하는 공기는 냉각과 동시에 제습되어 출구는 ③의 상태가 된다.
- ✓ 이때의 코일의 전냉각량은 다음과 같다.

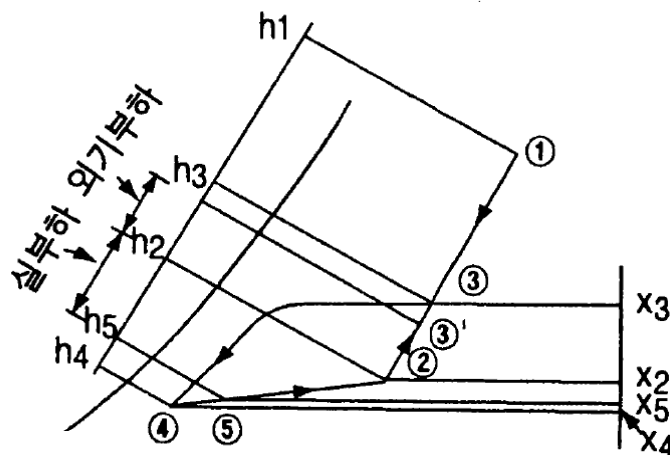
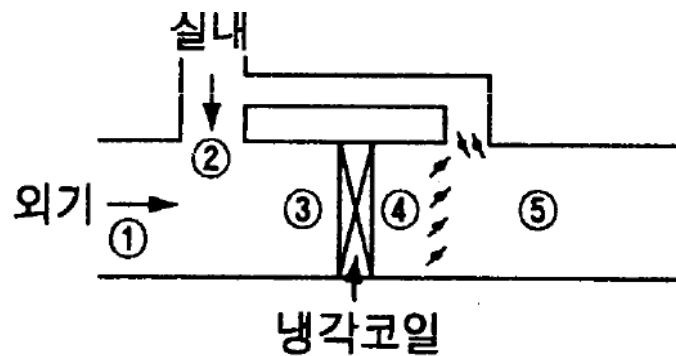
$$q_C \approx G(h_1 - h_3) = GC_P(t_1 - t_3) + \gamma G(x_1 - x_3) \quad (3.86)$$

- ✓ 코일 제습량은 다음과 같은 방법으로 구할수 있다.

$$L = G(x_1 - x_3)$$



(B-2) 혼합, 바이패스, 냉각 <그림 3.24>



<그림 3.24> 바이패스와 냉각

✓ 이 경우는 전풍량 G 는 다음과 같이 구한다.

$$G = \frac{q_s}{0.24(t_2 - t_5)} = \frac{q_s + q_L}{(h_2 - h_5)} \quad (3.87)$$

✓ 외기 풍량비 k_0 바이패스 풍량비 k_B 라고 하면 다음과 같다.

$$q_C = G(1 - k_B) \quad (3.88)$$

$$h_4 = \frac{h_5 - h_2 k_B}{1 - k_B} \quad (3.89)$$

$$h_3 = \frac{(1 - k_B - k_O)h_2 + k_F h_1}{1 - k_B}$$

$$q_C = G(h_2 - h_0) + k_F G(h_1 - h_2) \quad (3.90)$$

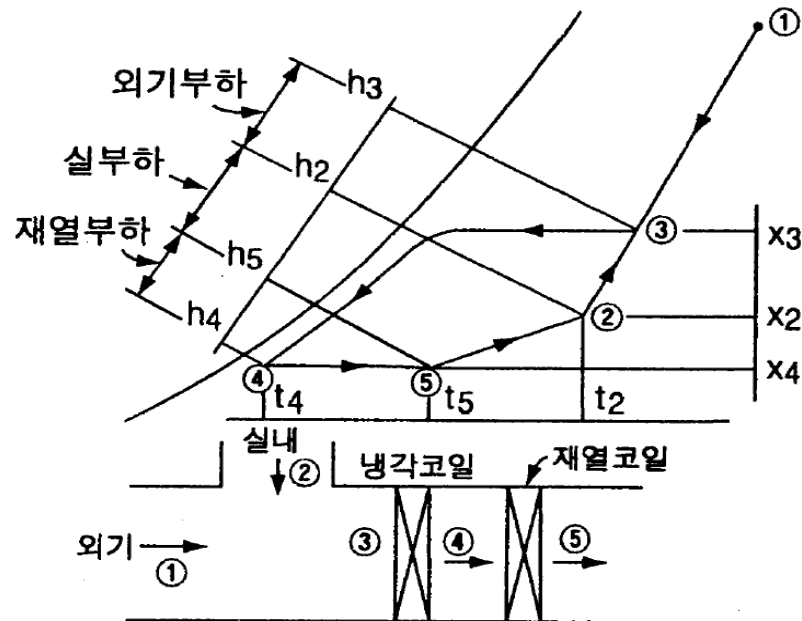
$$= (q_s + q_L) + G_F(h_1 - h_2)$$

$$q_T = G(h_3' - h_5)$$

(B-3) 혼합, 냉각, 재열 <그림 3.25>

냉각코일부하 : $q_c = G(h_3 - h_4)$

재열부하 : $q_{RH} = G(h_5 - h_4)$



<그림 3.25> 냉각과 재열



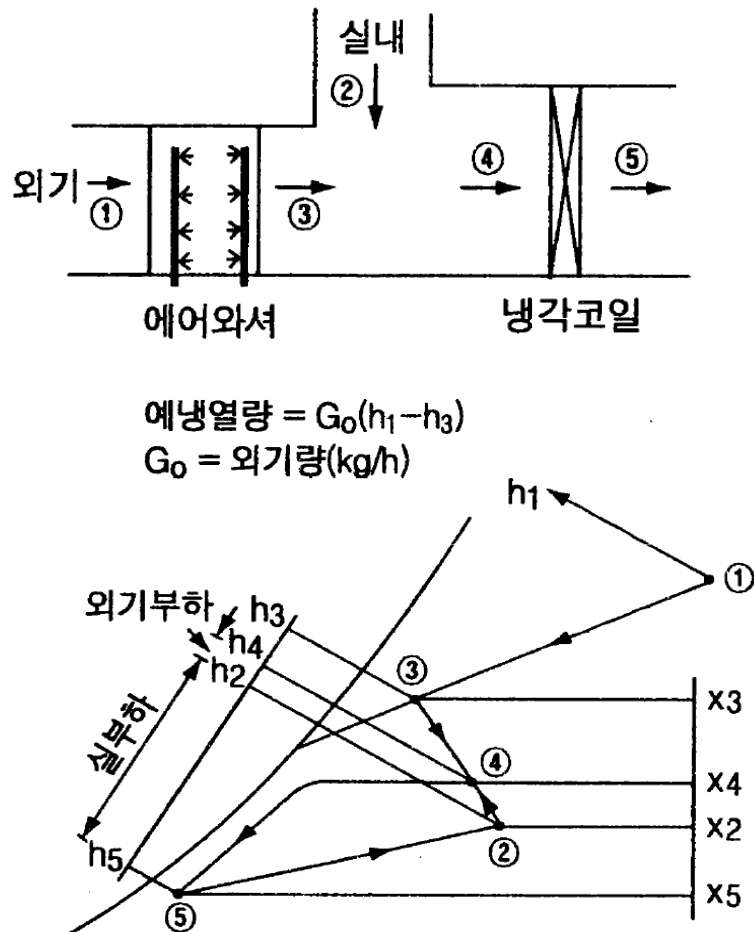
- ✓ 계산 풍량보다 큰 풍량을 사용하는 경우나, 실내의 잠열 부하가 매우 큰 경우, 냉각코일의 출구 공기를 재열할 필요가 있다.
- ✓ 즉, ①, ②의 혼합공기 ③을 취출구 공기의 절대 습도 x_4 점까지 냉각제습하고 t_5 까지 가열한다.
- ✓ 필요 풍량은 다음과 같이 구할 수 있다.

$$G = \frac{q_s}{0.24(t_2 - t_5)}$$

- ✓ 냉각코일 부하 q_c 는 (B-2)의 경우에 재열량 만큼 증가된다.

$$\begin{aligned} q_c &= G(h_3 - h_4) \\ &= G(h_3 - h_2) + G(h_2 - h_5) + G(h_5 - h_4) \\ &= (\text{외기부하}) + (\text{실부하}) + (\text{재열량}) \end{aligned} \quad (3.91)$$

(B-4) 예냉, 혼합, 냉각 <그림 3.26>



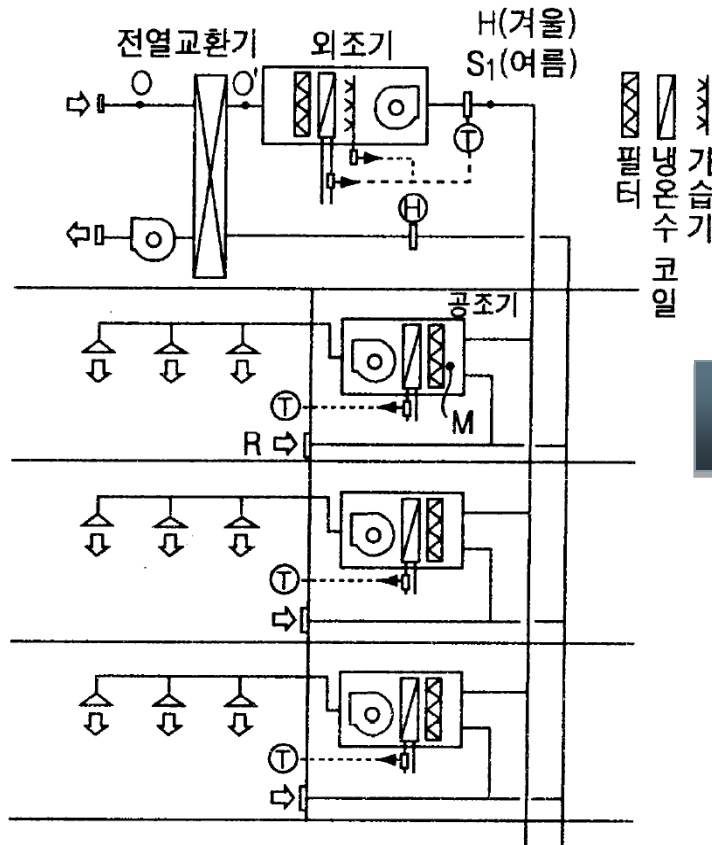
<그림 3.26> 예냉, 혼합, 냉각

- ✓ 지하수를 냉동기의 콘덴서 용수로 사용하는 경우 콘덴서에 사용하기 전에 외기를 예냉하는 것이 경제적이다.
- ✓ 즉, ①의 외기는 예냉되어 ③이 되며, 이를 실내공기 ②와 혼합하여 ④가 되며, 냉각코일로 ⑤까지 냉각하는 것이다.
- ✓ 이때, 코일의 냉각부하 q_c 는 (B-2)에 비교해서 예냉 된 만큼 감소된다.

$$\begin{aligned} q_c &= G(h_4 - h_5) \\ &= G(h_4 - h_2) + G(h_2 - h_5) \\ &= G_O(h_3 - h_4) + G(h_2 - h_5) \\ &= G_O(h_1 - h_2) - G_O(h_1 - h_3) + G(h_2 - h_5) \\ &= (\text{외기부하}) + (\text{실부하}) - (\text{예냉열량}) \end{aligned} \quad (3.92)$$

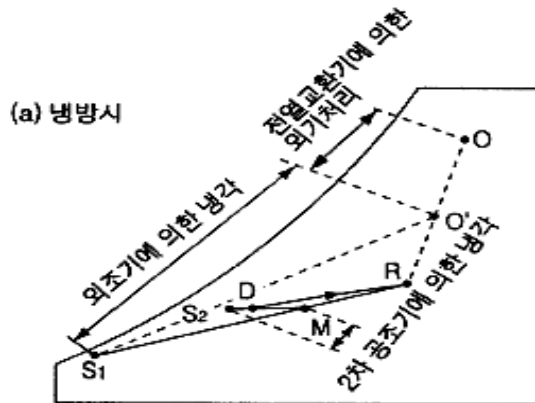
- ✓ 예냉에는 이와 같이 외기만을 예냉하는 방법이외에 전풍량을 예냉하는 방법이 있는데, 후자는 장치가 커서 설비비가 증대되므로 전자의 방법이 많이 사용됨.

(B-5) 외조기+단말 공조기 조합방식

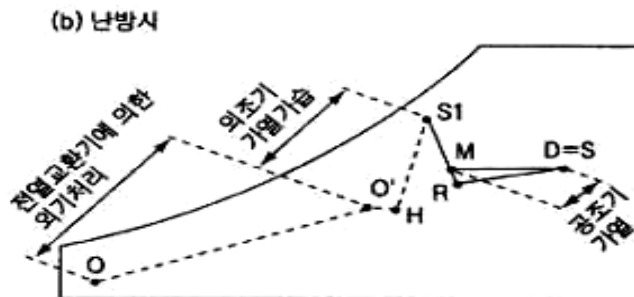


<그림 3.27>
외조기를 사용하는 공조방식

- ✓ <그림 3.27>은 1차 외조기와 분산 배치된 소형 공조기를 조합한 시스템을 표시하였다.
- ✓ 외조기가 실과 외기의 잠열부하를 모두 처리하고, 미처리의 현열부하를 각 존의 공조기가 부담한다.



O : 외기
O' : 전열교환기 출구
S1 : 외조기 송풍공기(송풍기출구)
R : 실내공기
M : 혼합공기
S : 송풍공기(송풍기 입구)
D : 실내 취출공기
H : 외조기가열 코일출구



<그림 3.28> 외조기를 사용하는 방식의 처리 프로세스

$$\begin{aligned} x_{s1} &= x_R - L / R \\ &\approx x_R - q_L (0.715G) \end{aligned} \quad (3.94)$$

x_R : 실의 절대습도 (g/kg)
 q_L : 실의 잠열부하 (kcal/h)
 G : 풍량 (kg/h)
 L : 실내 제습부하 (수량환산 kg/h)

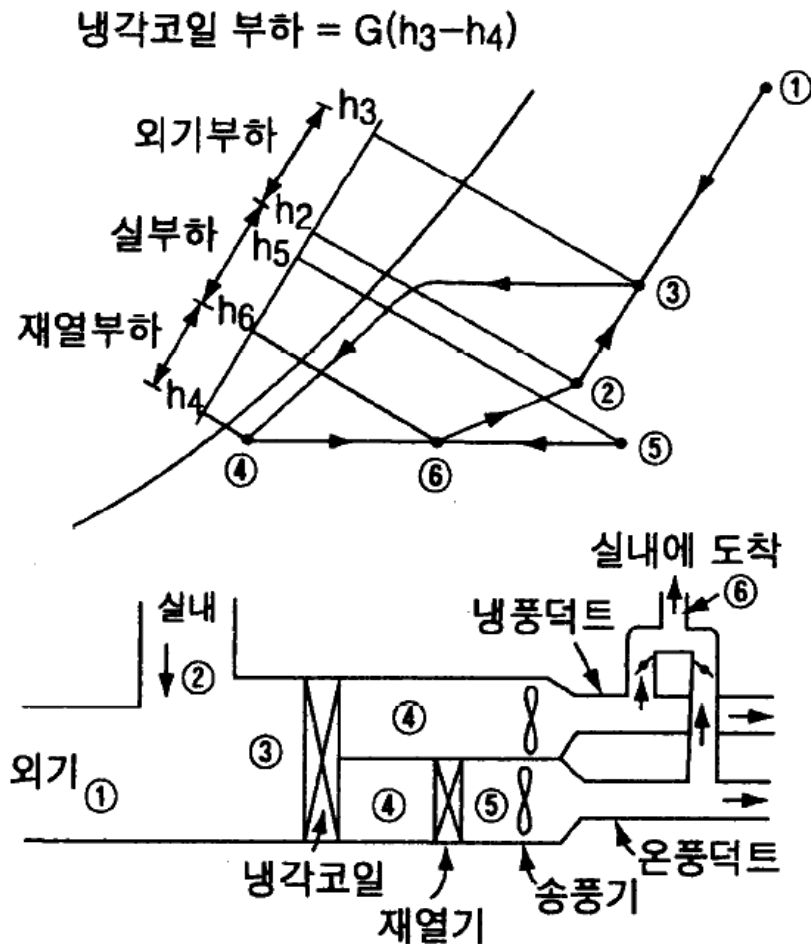
✓ 또한, 상대습도를 85%로 하면 x_{s1} 과 상대습도 85%의 교점이 외조기의 송풍공기 조건이 된다. 외조기 냉각부하 q_{PC} 는 아래와 같다.

$$q_{PC} = G_O (h_O' - h_{s1}) \quad (3.95)$$

- ✓ 이종에는 실의 현열부하도 포함되어 있다.
- ✓ 2차 공조기는 외조기에서 공급되어 처리된 외기조건 s_1 을 받아 이것과 실내에서의 리턴에어 R이 혼합된 M이 냉각 코일 입구조건이며, 여기서 s_2 까지를 냉각한다.
- ✓ M에서 s_2 까지는 제습을 수반하지 않는 냉각이 된다.
- ✓ 팬 및 덕트에서의 열취득에 의해 D에서 취출한다.

$$q_C = G(h_M - h_s) \quad (3.96)$$

(C-1) 이중 덕트 방식 <그림 3.29>



<그림 3.29> 이중 덕트

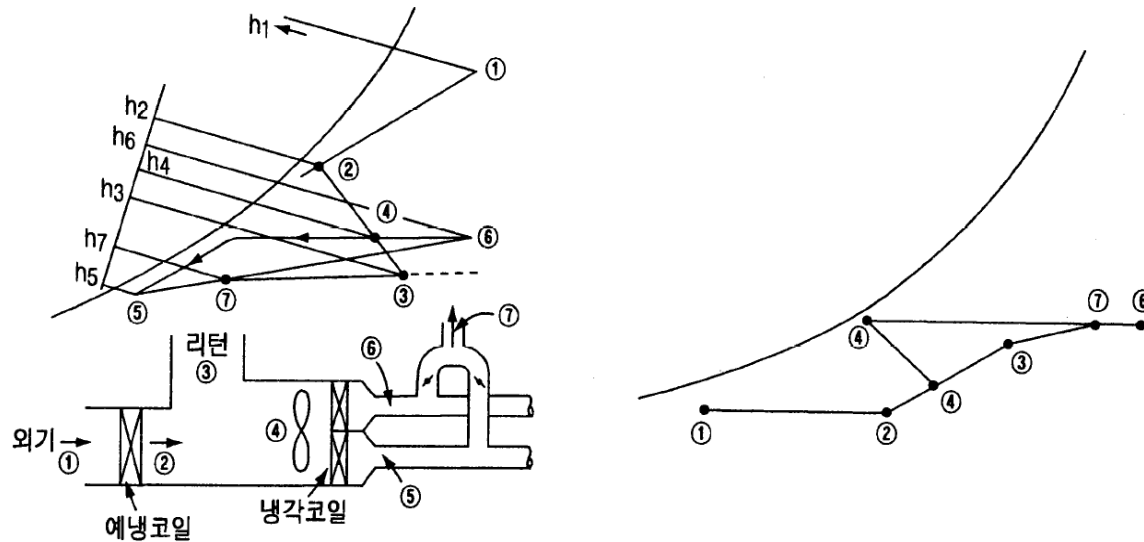


- ✓ 한쪽, 덕트를 냉풍계통, 한쪽을 온풍계통으로 하여 취출구 직전에서 양자의 공기를 혼합해서 취출한다.
- ✓ 이 경우 냉풍계통에는 코일 출구공기 ④를 통과하고, 온풍계통은 ④를 재열기로 ⑤까지 가열하여 통과시킨다.
- ✓ 따라서 냉풍계통과 온풍계통의 혼합공기는 그 혼합비에 따라 ⑥이 되며, 냉각부하는 다음 식에 의해 구할 수 있다.

$$\begin{aligned} q_T &= G(h_3 - h_4) \\ &= G(h_3 - h_2) + G(h_2 - h_5) + G(h_5 - h_4) \\ &= (\text{외기부하}) + (\text{실부하}) - (\text{예냉열량}) \end{aligned} \quad (3.97)$$

- ✓ 냉풍계통은 냉각기를 통과하며, 온풍계통은 냉각기를 통과하지 않고 가열기만 통하는 경우도 있다.
- ✓ 이런 때는 여름철에 있어서 고온다습의 외기를 그대로 도입하면 이것이 온풍계통에서는 조화되지 않고 실내에 유입되기 때문에 실내의 습도를 충분히 낮게 유지할 수 없는 결점이 있다.

(C-2) 이중 덕트 방식(공통 팬의 경우) <그림 3.30>



<그림 3.30> 이중 덕트(공통 팬 방식)

- ✓ 일반적으로 실현되고 있는 이중 덕트 방식 대부분의 예가 <그림 3.30>에 표시한 것과 같이 1대의 팬을 사용 팬 출구에 냉각코일과 가열코일을 설치하는 방식을 채용하고 있다.



✓ 공조기 주위의 에너지 평형은 다음과 같다.

$$q_C + q_{PC} = q_S + q_L + q_O + q_H \quad (3.98)$$

✓ 여기서, q_S, q_L, q_O : 각각 실내의 취득 현열, 잠열 및 외기부하.

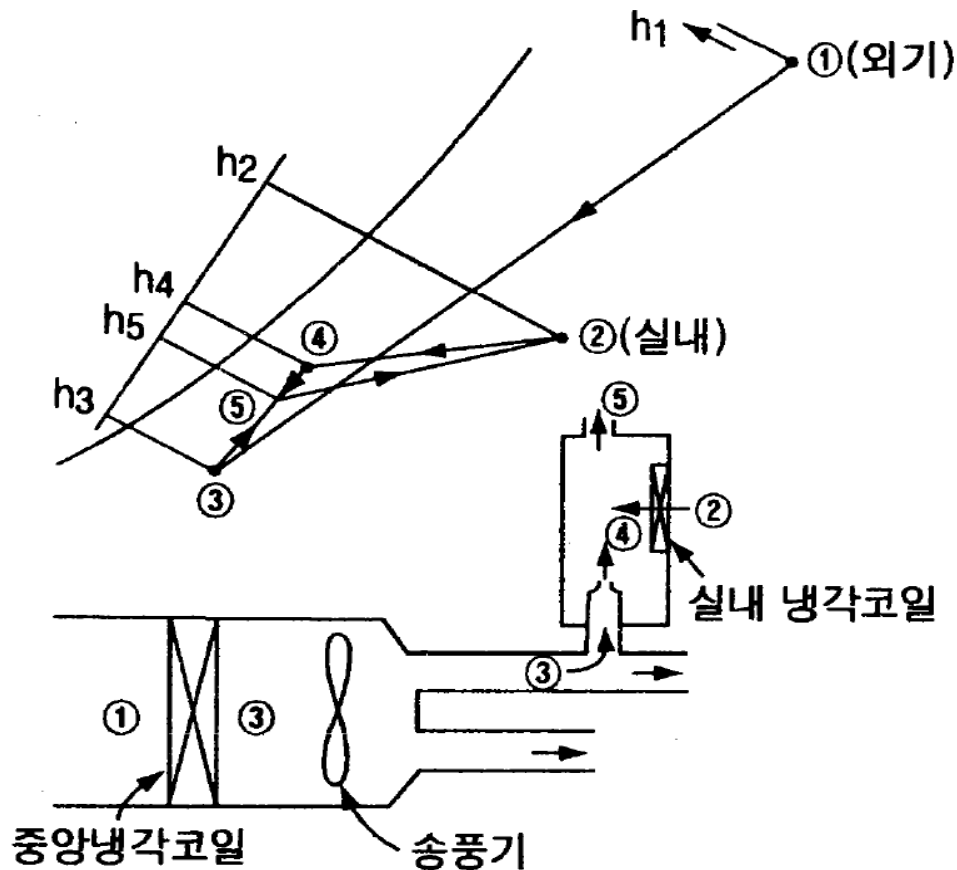
$$\begin{aligned} q_C &= G_C (h_4 - h_5) \\ q_H &= G_W (h_6 - h_4) \\ q_{PC} &= G_O (h_1 - h_2) \end{aligned}$$

✓ 겨울의 경우 예냉 코일에 온수를 통해 예열 코일로 하고 ②점까지 가열해 그것과 ③의 혼합공기 ④를 가습하여 ④'으로 한다.

✓ 가열코일에서 G_W 의 부분을 ⑥까지 가열하고 냉풍은 ④의 공기를 그대로 이용한다.
이 경우 가습열량을 q_{SS} 로 하면 다음 식과 같다.

$$q_S + q_L + q_O = |q_{PH} + q_H + q_{SS}| \quad (3.99)$$

(C-3) 유인유닛 방식 <그림 3.31>



<그림 3.31> 유인 유닛 방식

- ✓ 유인유닛 방식에 있어서는 중앙냉각 코일에서 냉각 감습 된 외기 ③과 실내 유닛의 냉각코일에 의해 냉각된 2차공기 ④와의 혼합공기 ⑤가 실내로 취출된다.
- ✓ 즉, 실내의 냉방부하에 따라 실내 유닛의 코일수량을 가감하여 ④점을 이동시킬 수 있으므로 취출공기 ⑤의 상태를 변화시킬 수 있다.

$$h_5 = k_O \cdot h_3 + (1 - k_O)h_4 \quad (3.100)$$

$$q_S + q_L = G(h_2 - h_5) \quad (3.101)$$

$$G_O = k_O \cdot G$$

G : 취출공기량

G_O : 외기량

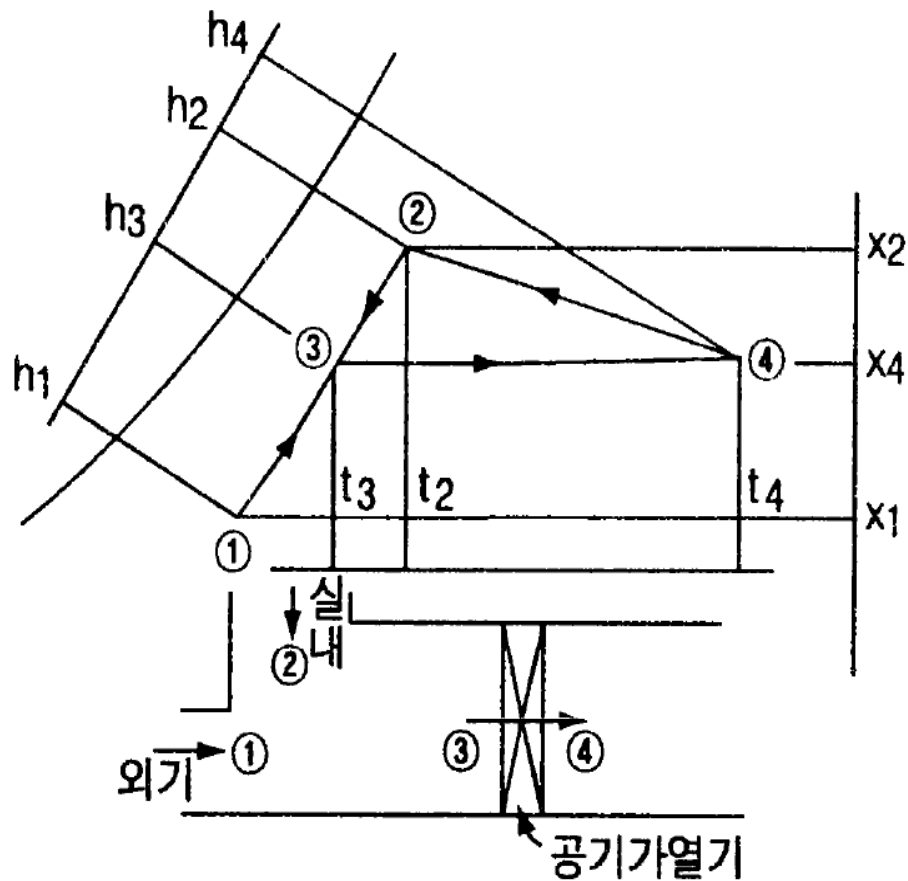
$$k_O = G_O/G$$

- ✓ 실내 코일과 중앙 냉각 코일의 냉각부하의 합계는 아래와 같다.

$$q_T = (1 - k_O)G(h_2 - h_4) + k_O G(h_1 - h_3) \quad (3.102)$$

$$q_T = G(h_2 - h_5) + k_O G(h_1 - h_2) = (\text{실부하}) + (\text{외기부하}) \quad (3.103)$$

(D-1) 온풍 건조 장치 <그림 3.32>



<그림 3.32> 온풍 건조장치

✓ <그림 3.32>와 같이 하여 건조실내의 습도 x_2 보다 낮은 습도 x_1 (kg/kg)을 가진 외기를 혼합하고, 이를 가열하여 ④로 하고 실내에 투입한다.

✓ 이 때의 필요풍량 G 는 다음식에 의해 구할 수 있다.

$$G = \frac{L}{x_2 - x_4} \quad (3.104)$$

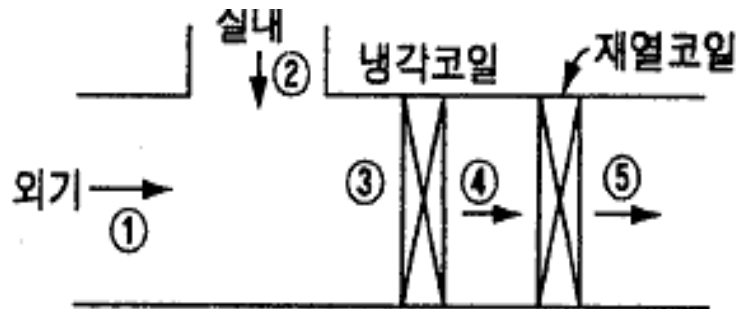
L : 실내의 제습량 (kg/h)

$$t_4 = t_2 + \frac{q_s}{0.24G}$$

✓ 이때, 가열기의 가열량 q_H 는 아래식에 의해 구할 수 있다.

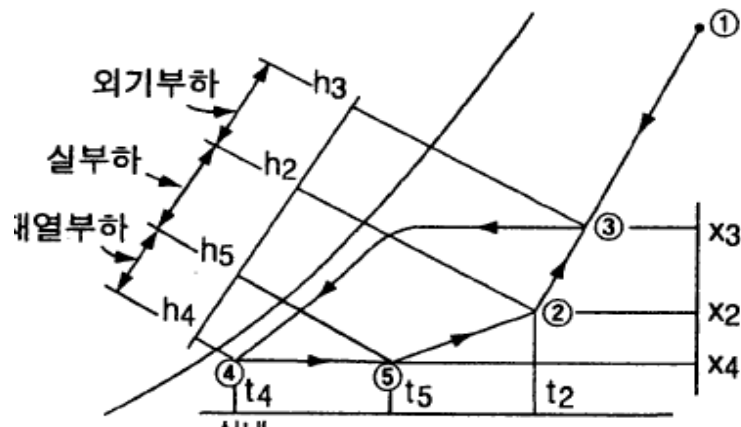
$$\begin{aligned} q_H &= G(h_4 - h_3) = G(h_4 - h_2) + G(h_2 - h_3) \\ &= q_s - \gamma_L L + G_O(h_2 - h_1) \end{aligned} \quad (3.105)$$

(D-2) 냉동기를 사용하는 건조장치



냉각코일부하 : $q_c = G(h_3 - h_4)$

재열부하 : $q_{RH} = G(h_5 - h_4)$



<그림 3.25> 냉각과 재열



✓ 앞에서 기술한 (B-3)과 같은 방법으로 냉각 코일과 재열기를 사용하여 실행한다.

$$G = \frac{L}{x_2 - x_5} \quad (3.106)$$

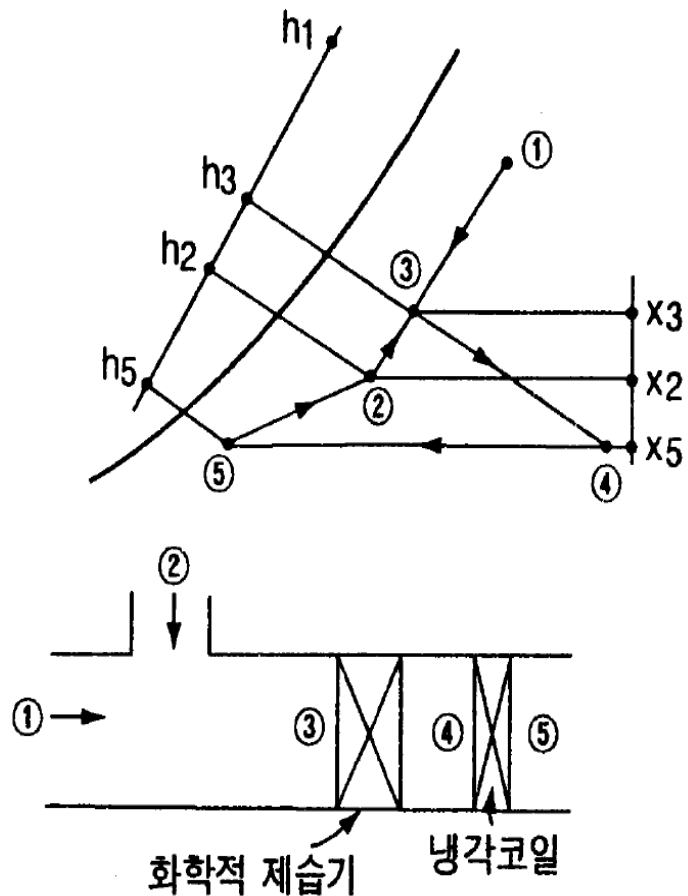
L : 실내의 제습량 (kg/h)

$$t_5 = t_2 - \frac{q_s}{0.24G} \quad (3.107)$$

q_s : 실부하의 현열 (kcal/h)



(D-3) 화학적 흡착제에 의한 제습법



<그림 3.33> 화학적 제습 방식



- ✓ 실리카겔과 같은 고체 흡착제 사이에 공기를 통과시키면 공기중의 수분은 흡착됨과 동시에 응축잠열에 의해 공기온도는 상승한다. 그 결과 엔탈피 변화는 없고, 습구온도는 일정하게 변화 된다.
- ✓ 실제의 장치에서 실내공기 ②와 외기 ①과의 혼합 ③을 화학적 흡착제의 내부를 통하여 ④의 점까지 제습한다. 만일 실내에서 열 손실이 있는 경우, 그대로 취출하던가 또는 재열하여 취출한다. 여름철에 있어서는 현열 취득 q_s 가 있으므로 그림과 같이 ⑤까지 냉각하여 이를 취출한다.

- ✓ 풍량 G 및 취출온도 t_5 는 다음 식으로 구할 수 있다.

$$G = \frac{L}{x_2 - x_5} \quad t_5 = t_2 - \frac{q_s}{0.24G}$$

- ✓ 냉각코일 부하 q_c 는 아래와 같다.

$$q_c = G(h_4 - h_5) = q_s + \gamma L + G_o(h_1 - h_2) \quad (3.108)$$

3.6 공기선도에 의한 공기조화 계산법

3.6.1 일반적인 경우

- (1) 단일 덕트방식에 있어서는 각 존마다 실부하의 최대값의 q_s , q_L 을 구하고, q_s 만 1.15배하여 q_s' 를 구하고, 이를 사용해서 $(t_R - t_D)$ 를 구하여 풍량 G 를 계산한다.
난방시에는 냉방시와 같은 풍량 G 를 사용하여 취출온도 t_D 를 결정하고 가열 열원 부하 q_H 를 계산한다.
- (2) 난방만의 경우는 $(t_D - t_R)$ 을 최초로 결정하고 G 를 계산한다. 이때의 $(t_D - t_R)$ 의 값은 가열코일을 사용할 때 10~20℃, 가열로의 경우 30~40℃로 한다.
- (3) 공조시의 표준 풍량 개략값은 <표 2.55>에 나타났다. 풍량은 보통 콘크리트 구조에서 실내 조명도 400룩스 전후의 별도 계통으로 하는 경우에 대해 표시되어 있지만, 최근에는 유리면적이나 실내조도 증가에 따라 풍량이 증가하는 경향을 볼 수 있다.

<표 2.55> 실의 냉방 현열부하(kcal/h)와 냉방용 풍량(m³/h)의 개략값(페리미터와 인테리어)

	창면적비		동	서	남	북	조건
페리미터	1/4	q_s (Q)	350 (93)	390 (105)	400 (150)	110 (30)	창면적비 = 창면적/벽면적 남측은 10월의 부하 층높이 = 3.6m의 중간층 실내부하(전등, 인원)를 제외
	1/2	q_s (Q)	650 (178)	700 (190)	720 (200)	160 (45)	
	3/4	q_s (Q)	960 (260)	1020 (300)	1050 (290)	220 (60)	
인테리어	조명전력		20W/m²	30	40	50	천장 배열제거를 고려하지 않는다. 인원은 바닥면적 m²당 0.2인
	q_s (Q)		30 (8.2)	40 (10.8)	50 (13.6)	60 (16.3)	

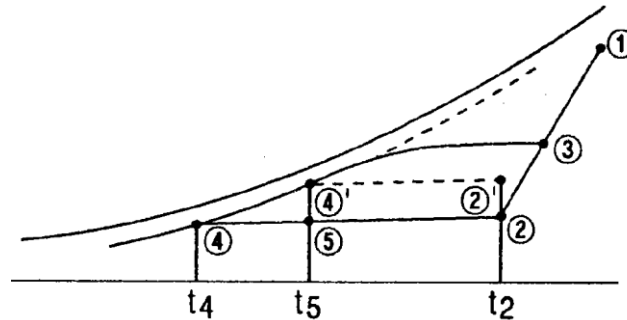
[주] 페리미터의 q_s 및 (Q)는 모두 페리미터의 길이 1m당, 인테리어의 q_s 및 (Q)는 모두 바닥면적 1m²당, ()내는 풍량이다.



3.6.2 계산 풍량보다 큰 풍량을 사용하는 경우

(1) 다음과 같은 경우, 열부하에 의한 계산 풍량에 관계없이 이보다 큰 풍량 사용함.

- ① 극장, 공회당 등의 객석에 대해서는 지방 조례로 송풍량을 구제하고 있음.
- ② 병원 수술실 등의 청정구역 또는 공장 청정실 등에서는 실내 공기 청정 목적으로 대풍량을 사용함.
- ③ 사무실 건축 등의 빌딩 건축에 있어서는 북쪽은 냉방시의 실부하가 적으므로 계산 풍량이 과소가 되며, 난방시에 상하 온도 분포가 크게 되어 난방효과가 불충분하므로 풍량을 바닥면적당 $10(\text{m}^3/\text{m}^2\text{h})$ 이상 올림.
- ④ 빌딩건축의 내부존에서 $30\text{W}/\text{m}^2$ 정도의 조명부하는 풍량이 바닥면적당 $12 \text{ m}^3/\text{m}^2\text{h}$ 정도가 되는 것이 많은데 이 값은 천장식 취출구를 사용하는 경우 거주지역의 미풍속이 과소가 되어 공기가 정체되고 있는 느낌을 받기 쉬움. 이를 해결하기 위해 고급빌딩에서는 송풍량을 $20 \text{ m}^3/\text{m}^2\text{h}$ 전후로 올리고 있는 경우가 많음.

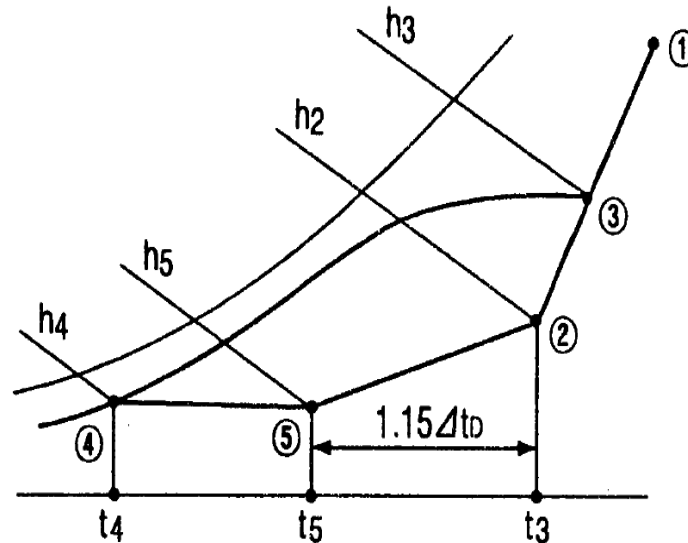


<그림 3.34> 실내부하가 작을 때

(2) 위와 같이 계산 값보다 큰 풍량을 사용하는 경우는 취출온도차가 작아지며, 실내 서모스탯에 의해 냉각코일의 수량은 제어되고 코일 출구 공기는 <그림3.34>의 ④점 대신에 ④'점이 됨. 여기서, ④점은 계산 풍량에 있어서 코일의 출구공기때문에 실내의 SHF가 변하지 않는 때의 취출공기는 ④, ②에 평행한 ④, ②'로 변화하여 실내조건은 ②'가 되며, 설정습도보다 높은 ϕ_R 이 됨. 그러나, 이 정도의 습도 상승은 일반 빌딩이나 극장 등에서 큰 문제는 없지만 엄중한 습도유지가 요구되는 실에서는 다음 방법이 필요함.

- ① 프로세스 (B-2)방법에 의해 ④까지 냉각하고 ②를 바이패스하고 ④점과 혼합하여 ⑤점으로 함.
- ② 프로세스 (B-3)의 방법에 의해 코일 출구 공기를 재열하고 ⑤점으로 함.

3.6.3 재열을 필요로 하는 경우



<그림 3.35> 재열이 필요한 경우

- ✓ 건조실처럼 잠열 부하 q_L 이 매우 큰 경우 SHF'가 매우 작아지며, SHF'가 일정한 선의 구배가 크게 되며 이 선과 $\phi_R=95\%$ 선과 교차되지 않는 경우가 일어난다.
- ✓ 이 경우는 <그림 3.35>와 같이 SHF'가 일정한 선상에서 $1.15\Delta t_D$ 는 구한 허용취출 온도차이다. 이 경우 재열 부하 q_{RH} 는 다음과 같다.

$$q_{RH} = G(h_5 - h_4)$$



3.6.4 소풍량을 사용하는 경우

- ✓ 부하가 매우 큰 존에 대해 덕트공간등의 관계로 풍량을 작게 할 때 이때의 습도 ϕ_R 를 40~45%로 내리면 $(t_R - t_D)$ 를 크게 하면서 풍량을 감소시킬 수 있다. 그러나, 이 경우 실 · 내외의 절대 습도차 $(x_O - x_R)$ 가 증가되어 외기 부하가 증대되고 코일 부하 q_C 는 커진다.

3.6.5 부하가 작은 경우

- ✓ 피크부하에 의한 것이며 정상시의 부하는 피크 부하보다 낮다. 이 조건을 오프 피크라고 한다.
- ✓ 오프 피크일 때는 실내 서모스탯의 적용에 의해 실내의 ϕ_R 은 설정 값보다 높아진다.
[이유 : 6.2.2 (2)] 변풍량식, 이중덕트 등에서도 설정 값에서 벗어 난다.]





공조기 설계 예제

예제 3-7 사무용건물 기준층 (634 m²)의 냉방공조기설계, 표 3.10, 표3.11

예제 3-8 <예제3-7의 난방>, 가열코일용량 및 가습기 용량, 표3.12

예제 3-9 <예제3-8에서 외기량 증가의 경우>

예제 3-10 음악당 (700m²(=212평), 1500명 수용)의 냉방, 표3.13, 표3.11

예제 3-11 <예제3-10의 난방>, 표3.13, 표3.12

- 주어진 부하를 담당할 수 있는 장비 (AHU) 설계
- AHU의 구성 방법 (CC, HC, 등의 순서)
- 각 구성부의 용량 산정



표 3.10 사무실 건물 피크부하

구 분	q_s [kcal/h]	q_L [kcal/h]
냉방부하 (7월 23일 16시)	36,000	8,100
난방부하(겨울철 8시)	25,000	5,000

표 3.11 여름철 실내외 설계공기 조건

구 분	t [°C]	ϕ [%]	t' [°C]	t'' [°C]	x [kg/kg]	h [kcal/h]
실외(7월 23일 16시)	31.7	66	26.4	24.6	0.0196	19.58
실내	26.0	50	18.7	14.7	0.0105	12.65

표 3.12 겨울철 실내외 설계공기 조건

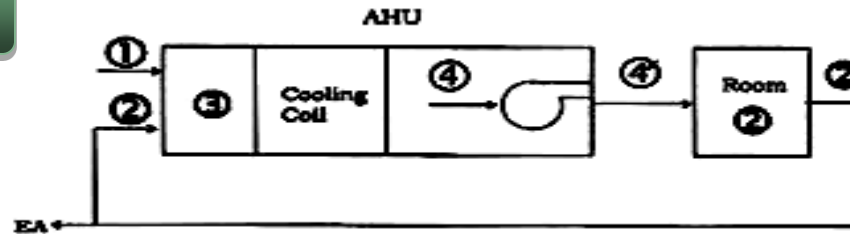
구 분	t [°C]	ϕ [%]	x [kg/kg]	h [kcal/h]
실외	0	40	0.00150	0.92
실내	20	50	0.00725	9.21

표 3.13 음악당 건물의 피크부하

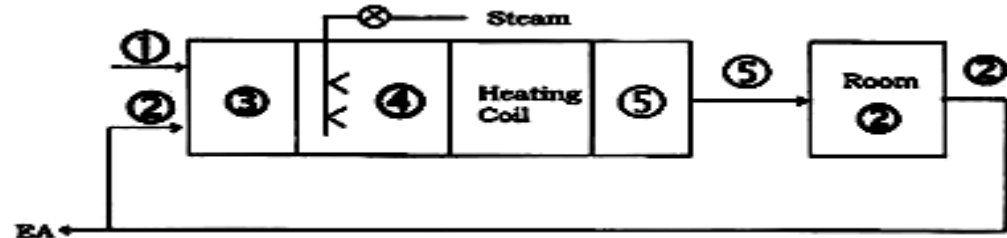
구 분	q_s [kcal/h]	q_L [kcal/h]
냉방(7월 23일 16시)	160,000	80,000
난방	80,000	5,000

예제별 공조기 구성

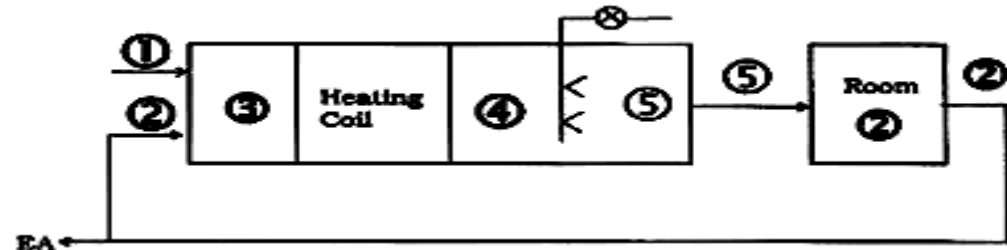
예제 3-7



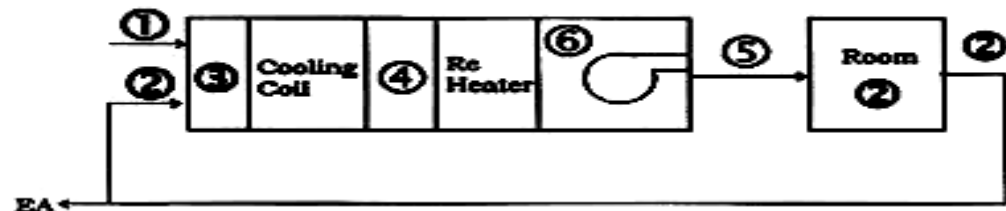
예제 3-8, 3-11



예제 3-9



예제 3-10





예제 3-7 냉각코일 용량산정

- ✓ 사무실건물 : 634 m^2 (=192평), 실내조건 : $26^\circ\text{C}, 50\%$
- ✓ 면적기준 개략냉동기부하
→ $634 \text{ m}^2 \times 90 \text{ kcal}/(\text{m}^2 \text{ h})$ [표 2.57참조] = 57060 kcal/h
또는 10평(33m^2)당 1 Rt 로 환산; $19 \text{ USRt} = 57000 \text{ kcal/h}$
- ✓ 개략 실내냉방부하 → 개략 냉동기부하의 60% → 34000 kcal/h
- ✓ 주어진 냉방부하 : $q_r = q_s + q_L = 36000 + 8100 = 44100 \text{ kcal/h}$
- ✓ 근사한 부하설정이라 할 수 있음.



[Sol] $q_s' = q_s + q_B = 1.15 q_s = 41000 \text{ kcal/h}$

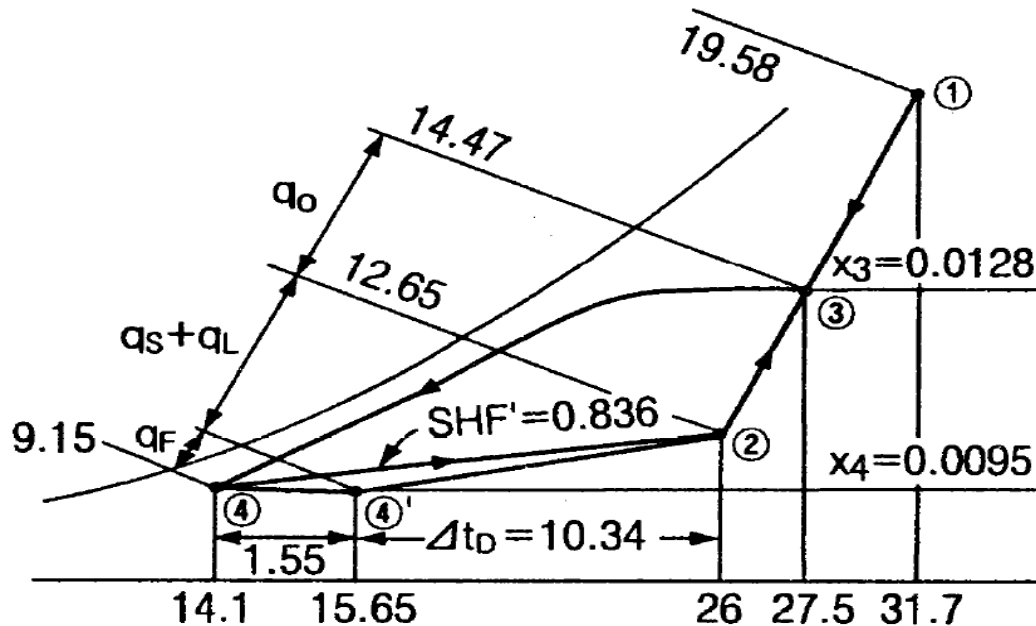
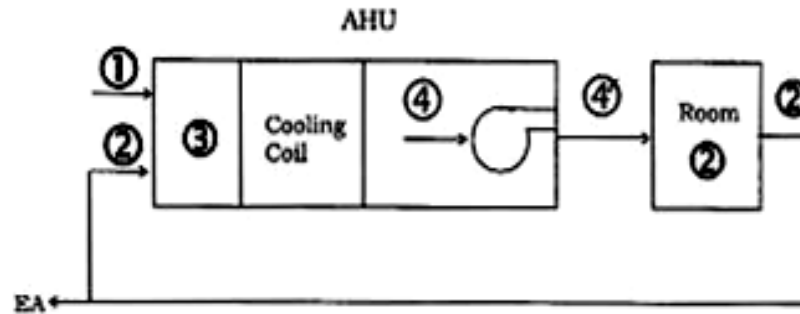
$\text{SHF}' = q_s' / (q_s' + q_L) = 0.836$

가) ④ 상태결정; (외기상태 ①과 실내상태 ②는 미리 결정됨.)

- ② (26°C, 50%)에서 SHF'와 상대습도선(95%)이용 → ④ 획득
- ④ ; 14.1°C, 9.15 kcal/kg → Cooling coil 출구

나) ④' 상태결정 및 풍량산정;

- 팬부하 제외 실내열취득만에 의한 공기온도상승 (→ 취출온도차 Δt_d)
- $\Delta t_d = (26 - 14.1)/1.15 = 10.34^\circ\text{C}$ → 안전함 (표 3-2 참조)
- $G = q_s / [0.24 (t_r - t_d)] \rightarrow 14500 \text{ kg/h} \equiv 12083 \text{ CMH}$
- ④에서 현열 가열상태선 (수평선)위에 ②의 건구온도에서 10.34°C 삭감
→ ④' ; 15.6°C, 0.0095kg/kgDA 결정
- $\Delta t = 1.55^\circ\text{C}$ → 팬에 의한 재열



<그림 3.36> [예제 3-7]의 해법

다) ①과 ②의 혼합후, 상태 ③ 결정;

- 필요외기량 $5 \text{ m}^3/\text{m}^2\text{h}$ (교재 표 3-4)
- $Q_F = 5 \times 634 [\text{m}^2] = 3170 \text{ CMH}$, $G_F = 3800 \text{ kg/h}$
- $k_F = G_F/G = 3800/14500 = 0.262$
- $h_3 = k_F h_1 + (1 - k_F) h_2 = 14.47 \text{ kcal/h} \rightarrow \textcircled{3} \text{ 획득}$
- $q_F = G_F(h_1 - h_2) = 26300 \text{ kcal/h}$

라) 냉각코일 용량 과 제습량 결정;

- $q_T = G(h_3 - h_4) = 77100 \text{ kcal/h}$
- 제습량 $L = G(x_3 - x_4) = 48 \text{ kg/h}$

마) 냉각코일 용량과 냉동기 부하 비교

- 냉동기 부하 $q_T = q_S' + q_L + q_F = 41000 + 8100 + 26300 = 75800 \text{ kcal/h}$
→ 냉각코일용량이 냉동기 부하보다 1.6% 크다.

바) 냉동기 용량 산정 (1 USRt = 3024 kcal/h = 3.52kW)

- $q_{RM} = 77100 \times 1.02 \approx 78600 \text{ kcal/h} \approx 26 \text{ USRt}$
→ 개략치 (19 USRt)보다 큰 용량이 산정됨
→ 사무기기 영향으로 최대부하가 표준보다 크게 됨.
- 1.02 ; 배관경로가 확정되지 않은 경우,
펌프 및 배관 열부하는 냉각코일용량의 2-4%로 본다.



예제 3-8 난방, 가열코일용량 및 가습기 용량

- ✓ 1.3 ata 의 증기가습 방식 사용
- ✓ 1 Boiler ton = $1000 \text{ kg} \times 539 [\text{kcal/kg}]/\text{h} = 539 \text{ Mcal/h} \approx 180 \text{ USRt}$
- ✓ $q_s = 25000 \text{ kcal/h}$, $q_L = 5000 \text{ kcal/h}$
- ✓ 개략 보일러부하 $\rightarrow 200 \div 1000\text{평} \rightarrow 0.2 \text{ 보일러톤} \rightarrow 539 \times 0.2 \rightarrow 108 \text{ Mcal/h}$
- ✓ 개략 난방부하 $\rightarrow$ 보일러부하의 65% $\rightarrow 70200 \text{ kcal/h}$
- ✓ 주어진 난방부하 $\rightarrow 30000 \text{ kcal/h} \rightarrow$ 단열양호 사무실에 해당
- ✓ $G = 14500 \text{ kg/h}$ (하계와 동일한 AHU사용), $G_F = 3800 \text{ kg/h}$ (하계와 동일)



[Sol]

가) 실내취출공기 ⑤ 결정; (외기상태 ① 과 실내상태 ② 는 미리 결정됨)

- $t_d = t_5 = t_r + q_s / (0.24G) = 20 + 25000 / (0.24 \times 14500)$
 $= 27.2 \text{ } ^\circ\text{C}$ (식3.5 참조)
- $\text{SHF} = 25000 / 30000 = 0.833$
- ②에서 SHF선 긋고 t_d 와 만나는 곳 → ⑤ 결정

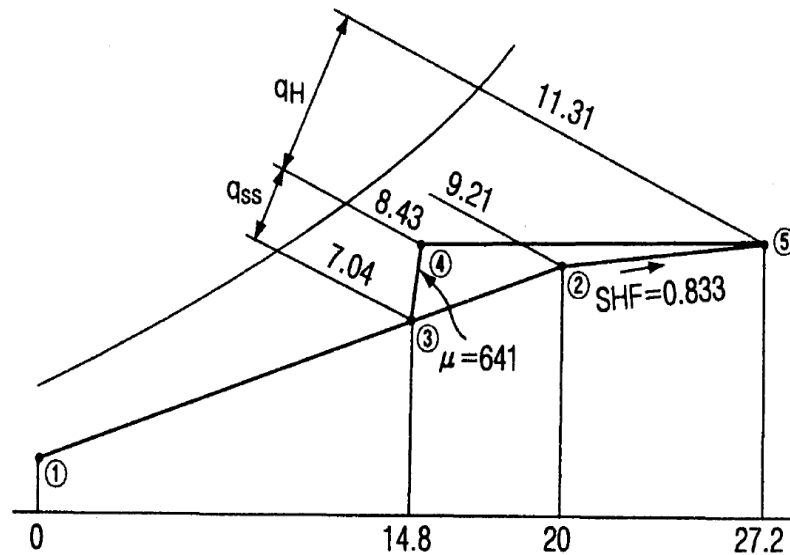
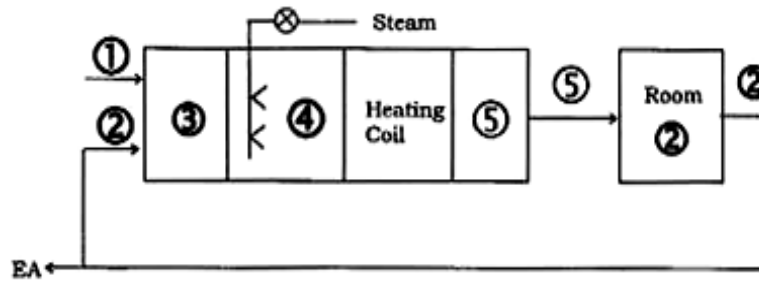
나) 혼합공기 ③ 결정;

- $G_F = 38000 \text{ kg/h}$, $k_F = 0.262$ (하계와 동일)
- $h_3 = k_F \cdot h_1 + (1 - k_F) \cdot h_2 = 7.04 \text{ kcal/kg}$ → ③ 결정

다) 가습기 출구(가열코일 입구) ④ 결정;

- 0.3기압 (atg, 상대압력) 포화증기 (641 kcal/kg, 증기표참조, 1.3 ata의 h'')
- 수분비, $u = q/L + h_L$ 에서 $q=0$ 이며 가습만이므로 (3.4.7 항 참조)
 $\rightarrow u=641 \text{ kcal/h}$
- ⑤에서 수평선 긋고 ③에서 u 선 → ④ 결정

참고; $u = \frac{h_2 - h_1}{x_2 - x_1} = \frac{q + Lh_L}{L} = \frac{q}{L} + h_L$



<그림 3.37> [예제 3-8]의 해법



라) 가습량 산정;

- $q_{ss} = G(h_4 - h_3) = 14500(8.43 - 7.04) = 20200 \text{ kcal/h}$
- $G_s = q_{ss} / h_L = 20200/641 = 31.5 \text{ kg/h}$

마) 가열코일용량 산정 ;

- $q_R = G(h_5 - h_4) = 14500 (11.31 - 8.43) = 41800 \text{ kcal/h}$
 $= 41800 \div 860 = 48.6 \text{ kW}$

바) 설비 총 가열량 (설비용량);

- $q_T = q_{ss} + q_R = 20200 + 41800 = 62000 \text{ kcal/h}$

사) 용량-부하 비교;

- 외기부하; $G_F(h_2 - h_1) = 3800(9.21 - 0.92) = 31500$
- 보일러 부하; $q_T = q_s + q_L + q_F = 25000 + 5000 + 31500 = 61500 \text{ kcal/h}$
→ 설비 용량이 0.8% 크다.

아) 보일러 용량 산정;

- $q_{boiler} = 62 \text{ (Mcal/h)} / 597 \text{ (Mcal/h)} = 0.10 \text{ 보일러톤}$
→ 개략치 0.2 보일러톤보다 작은 용량
→ 양호한 단열벽 영향



예제 3-9 외기도입량 증가시의 난방

✓ 외기량이 3800 kg/h에서 10000 kg/h로 증가됨

✓ $G = 14500 \text{ kg/h}$ (동일) ① ② ⑤ 는 예제 3-8과 같음

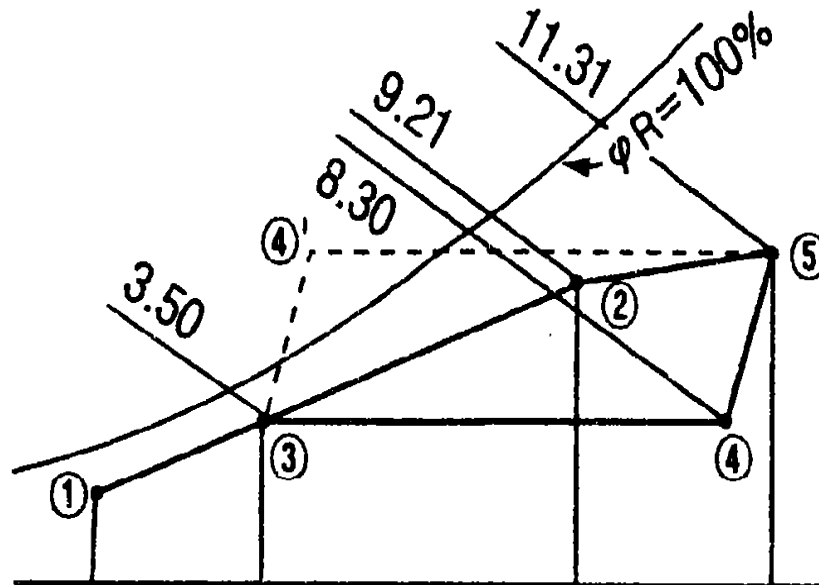
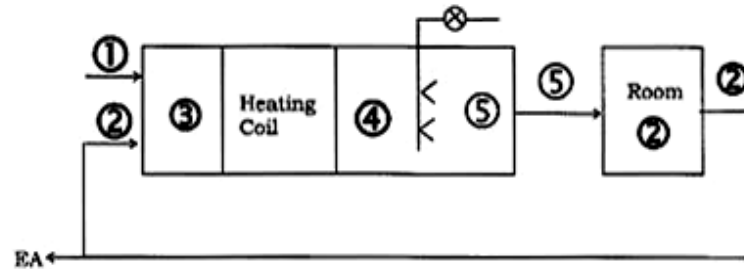
[Sol]

가) 혼합공기 ③ 결정;

- $q_F = G_F(h_2 - h_1) = 10000 \text{ kg/h} \times (9.21 - 0.92) \text{ kcal/kg} = 82900 \text{ kcal/h}$
- $k_F = 10000/14500 = 0.69$
- $h_3 = k_F h_1 + (1 - k_F) h_2 = 3.5 \text{ kcal/kg}$

나) ④의 결정;

- ⑤에서 수평선과 ③에서 $u=641 \text{ kcal/kg}$ 선과는 포화선 바깥에서 만남
(→ 가습용 증기가 가열코일 도달전에 응축되어 버리므로 **가습 우선 처리 불가능**)
→ 가열후 가습방법 선택 → ③에서 수평선 ⑤에서 u 상태선
→ ④결정 ($h_4 = 8.3 \text{ kcal/kg}$)



<그림 3.38> [예제 3-9]의 해법



다) 가열코일 용량 산정

- $q_R = G(h_4 - h_3) = 14500(8.3 - 3.5) = 69600 \text{ kcal/h}$

라) 가습열량, 가습량 산정

- $q_{ss} = G(h_5 - h_4) = 14500(11.31 - 8.3) = 43600 \text{ kcal/h}$

- $G_s = q_{ss} / h_s = 43600 / 641 = 68 \text{ kg/h} \rightarrow \text{저습도 외기도입에 의한 가습량 증가}$

마) 총 가열량 산정(가열설비 용량)

- $q_T = q_R + q_{ss} = 69600 + 43600 = 113200 \text{ kcal/h}$

바) 용량-부하 비교

- 보일러부하 $q_T = q_R + q_L + q_F = 25000 + 5000 + 82900 = 112900 \text{ kcal/h}$
 $\rightarrow \text{가열설비 용량이 0.3\% 정도 더 크다.}$





예제 3-10 음악당 [700m²(=212평), 1500명 수용]의 냉방

- ✓ 냉방실내조건; 표 3-11
- ✓ 냉방부하 : $q_s + q_L = 160000 + 800000 = 240,000 \text{ kcal/h}$, SHF=0.667
- ✓ 사무실부하조건 에서 냉방시 10평 → 1 USR†
- ✓ 사무공간이라면 $212\text{평} \div 10 \times 3024 \text{ kcal/h} = 64100 \text{ kcal/h}$
→ 대공간이므로 동일사무공간에 비하여 4배정도 큰 부하임





[Sol]

법규에 의한 급기량; $75\text{m}^3/\text{m}^2\text{h}$ [이중 $25\text{m}^3/\text{m}^2\text{h}$ 는 외기도입으로 담당하여야 함]

- 필요급기량 $Q = 75 \times 700 = 52500\text{ CMH}$

$$G = 63000\text{ kg/h}$$

- 필요외기량 $G_F = 1.2 \times 25 \times 700 = 21000\text{ kg/h}$

$$k_F = G_F / G = 0.33$$

가) ⑤ 상태 결정; (외기상태 ① 과 실내상태 ② 는 미리 결정됨)

- 취출온도 $t_5 = t_d = t_r - q_s / 0.24G$

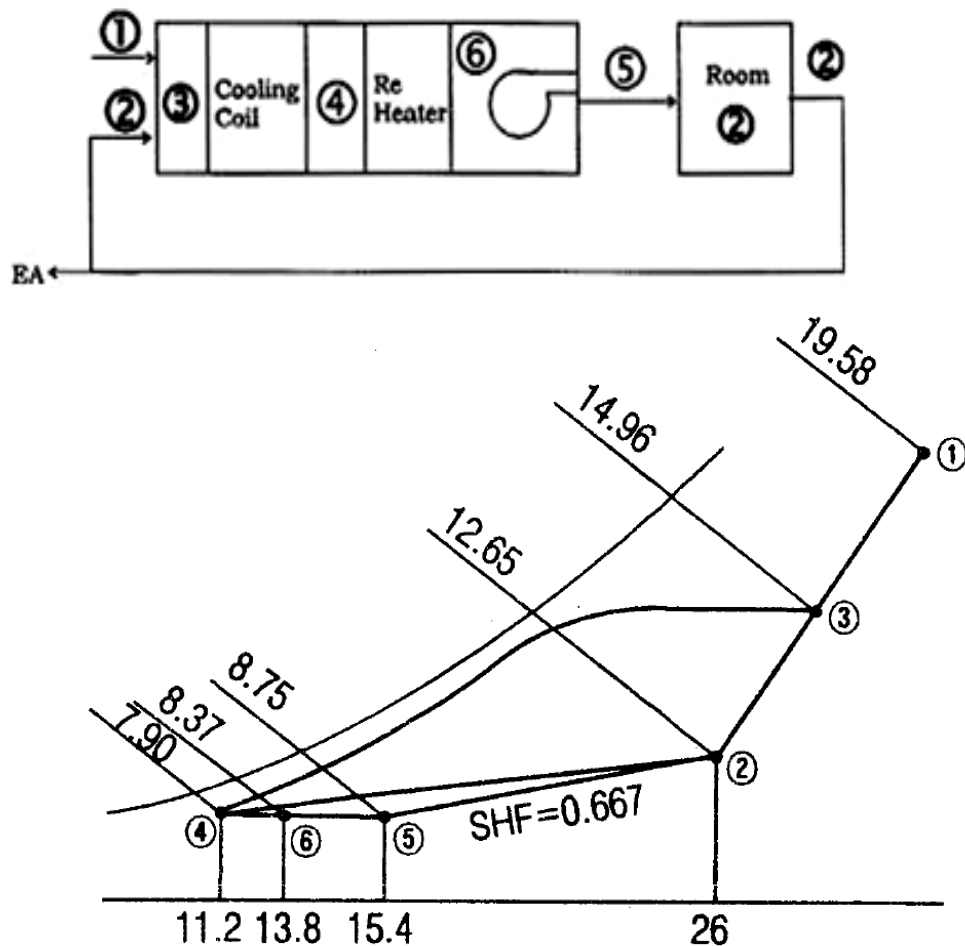
$$= 26 - 160000\text{kcal/h} / (0.24 \times 63000\text{kg/h}) = 15.4^\circ\text{C}$$

- 급기량이 크므로 취출온도가 비교적 높게(취출온도차가 작게) 결정 되었으며 냉각코일을 지난 저온의 공기에 재열이 요구될 수도 있음.
- ② 위치에서 SHF=0.667 상태선 및 $t_d = 15.4 \rightarrow$ ⑤ 결정

나) ④ 상태 결정;

- ⑤ $\rightarrow$ ④ 사이는 fan부하 + 재열부하 $\rightarrow$ 수평선 $\rightarrow 95\%\text{RH}$ + 수평선 $\rightarrow$ ④ 결정





<그림 3.39> [예제 3-10]의 해법

다) ⑥ 상태 결정;

- ⑥ → ⑤ 사이는 fan 부하
- fan부하는 q_S 의 15% → $q_B = 0.15 \times 160000 = 24000 \text{ kcal/h}$
- fan에 의한 온도상승 $\Delta t_B = q_B / (0.24G) \rightarrow 24000 / (0.24 \times 63000) = 1.6^\circ\text{C}$
→ ⑤ 에서 Δt_B 만큼 감소 → ⑥ 결정
- fan 출구온도 ; $t_d = 15.4 - 1.6 = 13.8^\circ\text{C}$

라) 재열량; fan부하만으로 취출온도로 상승 안됨 -- 재열이 요구됨.

- 재열량(④ - ⑥); $q_R = G(h_6 - h_4) = 63000(8.37 - 7.9) = 29600 \text{ kcal/h}$

마) 기타

- 외기부하 $q_F = G(h_1 - h_2) = 21000(19.58 - 12.56) = 147420 \text{ kcal/h}$
- 냉각코일부하 $q_T = G(h_3 - h_4) = 63000(14.96 - 7.9) = 444800 \text{ kcal/h}$

바) 냉동기부하와의 비교

- $q_T = q_S' + q_L + q_F + q_R$
 $= 184000 + 80000 + 147420 + 29600$
 $= 441020 \text{ kcal/h}$
 → 냉각코일부하가 약간 더 크다.

 예제 3-11 음악당(700m²~212평, 1500명 수용)의 난방

- ✓ 난방실내조건; 표 3-12
- ✓ 난방부하 : $q_s + q_L = 80000 + 5000 = 85000$, SHF=0.941
- ✓ 사무실부하조건과 비교(난방) 1000평 → 1 Boiler ton
- ✓ 212평 ÷ 1000 × 540 Mcal = 114000kcal/h
→ 대공간이지만 인체발열 등으로 인하여 난방부하가 감소됨
- ✓ 필요 증량 $G = 63000$ kg/h와 외기량 $G_F = 21000$ kg/h은 하계와 동일
- ✓ 가습; 0.3 ata ($h'' = 641$ kcal/kg)

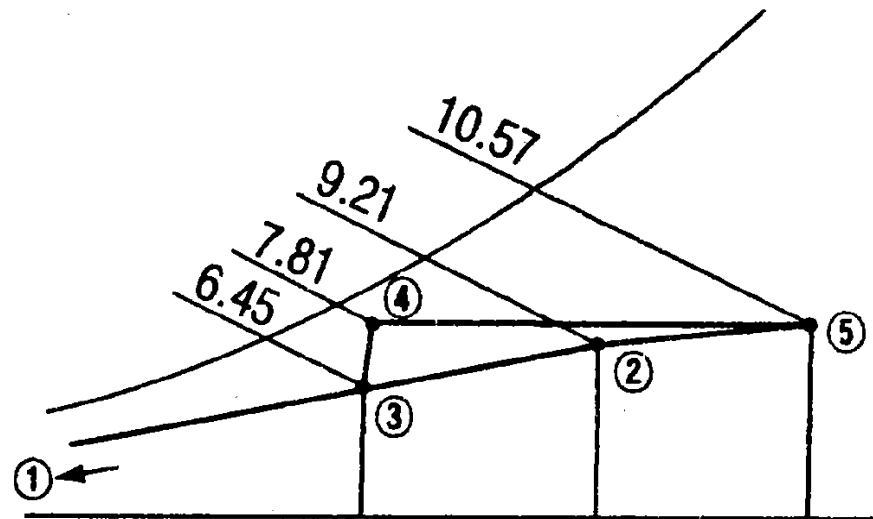
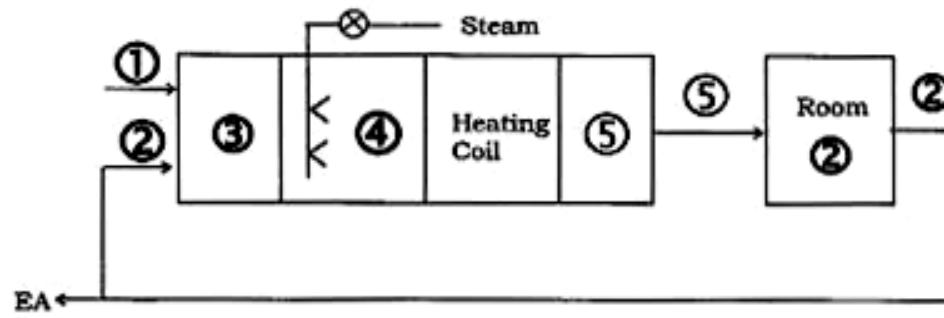
[Sol]

가) ⑤ 상태 결정 (외기상태 ① 과 실내상태 ② 는 미리 결정됨)

- SHF = 0.941인 상태선을 ② 에서 연결
- $t_s = t_d = t_r + q_s / (0.24G) = 20 + 80000 / (0.24 \times 63000) = 25.3^\circ\text{C}$
→ 건구온도 결정 → ⑤ 상태 결정

나) ③ 상태 결정

- $k_F = G_F / G = 0.33$
- $h_3 = k_F h_1 + (1 - k_F) h_2 = 0.333 \times 0.92 + 0.666 \times 9.21 = 6.45$
→ ① - ② 상태선상에서 ③ 결정



<그림 3.40> [예제 3-11]의 해법



다) ④ 상태 결정

- $u = q_{34}/L + h_L = 641 \text{ kcal/kg}$
- ⑤ 에서 수평선과 교점 → ④ 결정

라) 기타

- 외기부하 $q_F = 21000 (h_2 - h_1) = 174000 \text{ kcal/h}$
- 가습열량 $q_{SS} = G(h_4 - h_3) = 63000(7.81 - 6.45) = 85700 \text{ kcal/h}$
- 코일가열량 $q_R = G(h_5 - h_4) = 63000(10.57 - 7.81) = 173900 \text{ kcal/h}$
- 총난방열량(가습기포함) $q_T = 85700 + 173900 = 259600 \text{ kcal/h}$

마) 보일러 부하와의 비교

- $q_T = q_S + q_L + q_F = 80000 + 5000 + 174000 = 259000 \text{ kcal/h}$
→ 총난방열량이 0.2% 크다. ---적정한 산정

