

사무소용 건물의 냉방시스템 운전에 관한 수치적 연구

A Numerical Study on the Operation of Cooling System
in an Office Building

이 승 우*, 민 만 기**
Seung Woo Lee, Man Ki Min

ABSTRACT

An algorithm and a computer program were developed for the operational simulation of office building cooling system. Using this computer program, the following results were obtained.

- There is a critical number of coil rows in AHU with which the cooling system can be operated in maximum efficiency.
- Energy conservation can be achieved in an office building through TAB (Testing Adjusting and Balancing) of zone air volumes.

기 호 설 명

cn	: 냉각코일의 열수
cp	: 공기 정압비열 (J/kg K)
cw	: 물의 비열 (J/kg K)
cws	: 냉각코일 습윤계수
fa	: AHU 단면적 (m^2)
h	: 엔탈피 (J/kg)
ka	: 냉각코일의 전열계수 (W/K m^2 row)
l	: 공기밀도 (kg/m^3)
m	: 구역별 풍량 (kg/hr)
M	: 질량유량 (kg/hr)
nf	: 구역별 FCU 설치대수
PW	: 냉동기 동력 (W)
Q	: 열량 (W)
R	: 감 열 비
t	: 시간 (hr)

T	: 건구온도 ($^{\circ}C$)
TW	: 습구온도 ($^{\circ}C$)
V	: 구역의 체적 (m^3)
w	: 절대습도 (kg/kg)

< 하 침 자 >

a	: AHU
$assume$: 가 정 치
c	: 냉각코일의 냉수
$calc$: 계 산 치
co	: 냉 동 기
cs	: 냉각코일의 표면
ct	: 냉 각 탑
d	: time step
e	: 증 발 기
f	: FCU
in	: 입 구

* 정회원, 한국건설기술연구원 설비연구실

** 정회원, 고려대학교 공과대학 기계공학과

- l : 잠열부하
- n : 구역의 갯수
- oa : 외 기
- op : 작동시간
- out : 출 구
- r : return
- s : 감열부하
- st : 설 정 치
- z : 구 역

1. 서 론

우리나라에서는 건물의 냉난방 설비에서 에너지절약을 이루고자 하는 시도가 설계 및 시공 단계에서는 비교적 많이 이루어지고 있으나 운전단계에 있어서는 그다지 활발하지 못한 편이다. 따라서 최근 에너지 절약적인 설계에 많이 적용되고 있는 변풍량방식 또는 첨단기술이 집약된 건물 자동제어 시스템 등이 설계 단계에서의 의도와는 달리 그다지 에너지 효율적이지 못한 운전이 되어 당초의 기대에 못 미치게 되는 경우가 많다.¹⁾

건물 냉난방설비의 운전은 시스템규모나 비용 등의 측면을 고려할 때 실질적으로 해석하기에는 현실적으로 많은 어려움이 있기 때문에 시뮬레이션에 의한 해석이 바람직하다 할 수 있다.²⁾

건물 에너지 해석용 소프트웨어는 BLDS - YM³⁾과 같이 엄밀한 의미의 동적 시뮬레이션이 가능한 종류, TRACE⁴⁾와 같이 열 및 질량 보존식의 해석을 위주로 하며 비교적 자세한 시뮬레이션이 가능한 종류⁵⁾ 및 각 점에서의 공기 및 유량의 상태치가 설계치와 동일하다고 가정하는 ASHRAE⁶⁾와 같은 단순한 종류로 분류할 수 있는데, 이들은 기간에너지소요량의 산정을 주목적으로 하기 때문에 운전조건 변화에 따른 시스템해석에는 부적합한 면이 있다.

여기서는 사무소용 건물을 대상으로 1차 (Primary System) 및 2차 시스템(Secondary System)간의 비교적 정확한 온도, 습도, 열

및 질량평형 상태하에서 시스템의 성능을 개선할 수 있는 냉방시스템 운전 시뮬레이션용 컴퓨터 프로그램을 개발하고 이를 이용하여 AHU코일 열수 및 단수, 각 구역간의 풍량조정 (TAB : Testing Adjusting and Balancing) 등이 냉방시스템의 운전성능에 미치는 영향을 고찰하고자 하였다.

2. 모델 건물 및 냉방시스템

모델 건물은 여의도에 소재한 지하 2층, 지상 11층, 연면적 14,470 m²의 사무소용 건물이고 공기조화 시스템은 내부구역용 정풍량방식과 외부구역용 환코일 유닛 (FCU : Fan Coil Unit)으로 구성되어 있으며 운전방식은 수동으로 작동되고 있다. 내부구역용으로 4대의 AHU가 각각 2~4개층을 담당하고 있으며 열원장치로는 터어보형 200 RT 냉동기 2대가 설치되어 있다. 본 연구모델에서는 기준층을 6층으로 택하고 11층 전체를 기준층과 동일한 부하상태로 가정하였다. 기준층은 5개구역으로 구획되어 있으며 그 중 온도가 가장 높은 구역이 설정온도 이하를 유지하도록 냉방시스템이 자동으로 운전된다고 가정하였다. Fig.1에 공기조화 시스템의 계통도를 나타내었다.

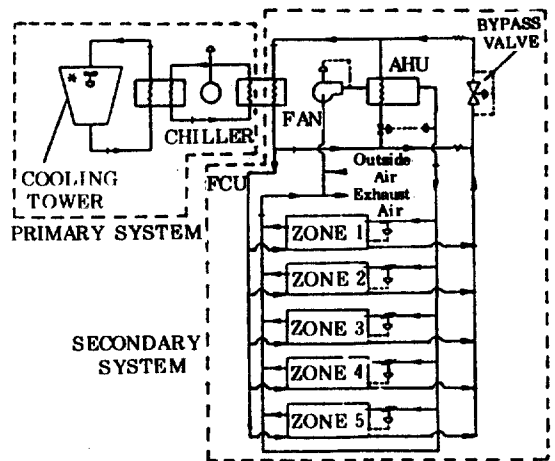


Fig. 1 Schematic Diagram of the Air Conditioning System

냉방시스템은 크게 1차 시스템과 2차 시스템으로 이루어진다(Fig. 1). 1차 시스템은 2차 시스템으로부터 배출되는 열을 흡열하여 외기로 방출하는 계통으로서 증발기, 압축기, 응축기, 팽창장치 및 냉각탑 등으로 이루어지며 그 구성은 Fig. 2와 같다.

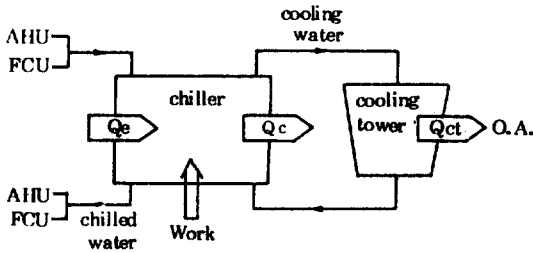


Fig. 2 Primary Cooling System

2차 시스템은 열매체가 실내의 열부하를 1차 시스템으로 전달하며 열매체는 공기이다. Fig. 3에 2차 시스템내를 순환하는 열매체인 습공기의 사이클을 습공기선도상에 나타내었다.

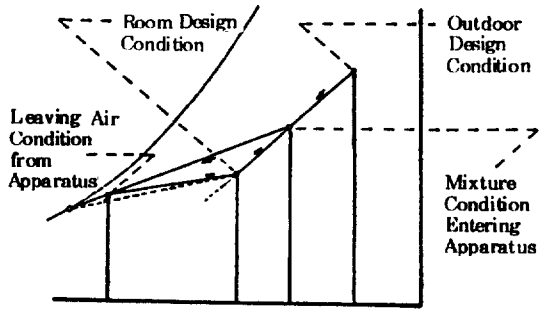


Fig. 3 Psychrometric Cycle for Secondary System

Table 1 Outdoor Conditions and Cooling Loads

Time (hr)	Outdoor Air		Loads (Watt)				
	Temp.(°C)	Rel. Hum.(%)	SE	SW	NE	NW	IN
8	27.4	78	8.926 0	5.739 0	5.719 0	8.343 0	1.549 0
9	28.9	71	7.904 1.054	4.473 527	4.707 527	6.937 1.054	1.612 0
10	30.3	61	8.786 1.054	4.739 527	5.084 527	7.362 1.054	1.578 0
∴	∴	∴	∴	∴	∴	∴	∴
17	30.6	58	8.108 820	4.954 410	4.656 410	7.342 820	1.575 0

(In loads, the upper value is for sensible heat and the lower one latent heat.)

3. 시뮬레이션 계산방법

본 연구에서는 하루를 임의의 시간간격으로 분할하고 각 시간간격내에서는 정상상태로 가정하였다. 임의의 시간간격내에서 부하량 및 외기조건을 경계조건으로 하여 2차 및 1차 시스템의 순으로 에너지평형계산을 한다. 임의의 시간간격에서의 상태치들은 다음 시간간격에서의 계산에 이용되며 새로운 외기조건과 이에 따른 열부하량을 경계조건으로 해서 앞서와 같은 방식으로 계산을 진행하여 사무실 재

실시간동안에 대하여 계산하고자 하였다. 계산에 필요한 부하량으로는 모델건물의 실측자료를 적용하여 DOE 2 프로그램⁷⁾으로 계산한 값을 사용하였다. 외기 및 부하량 자료는 Table 1¹⁾과 같다.

3.1 2차시스템

2차 시스템의 에너지평형에서는 먼저 AHU 출구공기의 온습도를 가정하고 각 구역, 배기덕트, 외기흡입구, AHU 코일, AHU 출구에서의 공기 온습도를 순차적으로 계산하여 계산

된 AHU 출구공기 온습도값과 가정치간의 오차가 허용치 이내가 될 때까지 계산을 반복하여 각 구간에서의 평형상태치를 계산한다. 여기서 FCU에 의한 제거열량은 일정하다고 가정하였다.

이 때 각구역에서의 온도 및 습도를 계산하기 위한 평형식은 다음과 같다.

한 구역의 감열부하변화 = 한개의 시간간격 동안 발생하는 감열부하량 - 시스템가동 시간동안 덕트를 통한 제거열량 - 시스템가동시간동안 FCU를 통한 제거열량
..... (1)

한 구역의 잠열부하변화 = 한개의 시간간격 동안 발생하는 잠열부하량 - 시스템가동 시간동안 덕트로 공급되는 습분 - 시스템가동시간동안 덕트로 배출되는 제거열량
..... (2)

이러한 식으로부터 계산된 각 구역의 온도, 습도 및 설정온도에 도달할 때까지 걸리는 시간은 다음과 같다.

$$T_z = \frac{Q_s \cdot t_d + (m \cdot \ell \cdot CP \cdot T_s - nf \cdot Q_f) t_{op} + \ell \cdot CP \cdot V \cdot T_z}{\ell \cdot CP \cdot (V + m \cdot t_{op})} \dots\dots\dots (3)$$

$$\omega_z = \frac{V \cdot \ell \cdot \omega_z + t_{op} \cdot m \cdot \ell \cdot \omega_{a, out} + t_d \cdot Q_i \cdot (0.86/588.89)}{V \cdot \ell + t_{op} \cdot m \cdot \ell} \dots\dots\dots (4)$$

$$t_{op} = \frac{Q_s \cdot t_d - \ell \cdot CP \cdot V \cdot (T_{st} - T_z)}{nf \cdot Q_f + m \cdot \ell \cdot CP \cdot (T_{st} - T_{a, out, st})} \dots\dots\dots (5)$$

각 구역을 거친 공기는 배기덕트에서 모인 후 일부는 대기로 방출되고 나머지는 신선외기와 혼합되어 AHU로 유입된다. 이 때 배기덕트 및 AHU 입구에서의 혼합공기 온습도는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$T_r = \frac{T_{1,r} \cdot m_1 + \dots\dots + T_{n,r} \cdot m_n}{m_1 + \dots\dots + m_n} \dots\dots\dots (6)$$

$$\omega_r = \frac{\omega_{1,r} \cdot m_1 + \dots\dots + \omega_{n,r} \cdot m_n}{m_1 + \dots\dots + m_n} \dots\dots\dots (7)$$

$$T_{a, in} = \frac{T_r \cdot \{(m_1 + \dots\dots + m_n) - m_{oa}\} + T_{oa} \cdot m_{oa}}{m_1 + \dots\dots + m_n} \dots\dots (8)$$

$$\omega_{a, in} = \frac{\omega_r \cdot \{(m_1 + \dots\dots + m_n) - m_{oa}\} + \omega_{oa} \cdot m_{oa}}{m_1 + \dots\dots + m_n}$$

외기와 혼합된 공기는 1차시스템과 2차시스템의 연결부분인 AHU를 통과함으로써 2차시스템의 사이클을 마치게 된다. AHU를 통과하는 공기는 감열 및 잠열전달을 거치면서 엔탈피가 저하되는데, 이 때 AHU 통과 후의 공급 공기온도 즉 AHU 출구공기 설정온도는 그 시각의 외기온도조건에 따라 결정된다. 본 연구의 AHU 모델에서는 공기출구쪽에 온도센서가 장치되어 있어 출구공기온도를 감지하고 이를 설정치와 비교하여 출구공기온도가 설정치를 유지하도록 3방밸브에 전기신호를 보내면 이 신호에 의하여 코일유량이 제어된다고 가정하였다.

AHU내 냉각코일에서의 계산순서는 다음과 같다. 먼저 주어진 조건하에서의 전열계수 및 습윤계수를 Table 2⁸⁾ 및 Table 3⁹⁾ 으로부터 구하고 코일출구수온을 가정한 후, 가정된 출구수온과 입구수온으로부터 가정된 열전달량을 계산한다.

$$Q_{assume} = M_c \cdot (T_{c, out} - T_{c, in}) \dots\dots\dots (10)$$

Q_{assume}과 입구온도 엔탈피로부터 출구공기의 엔탈피를 계산한다.

$$h_{a, out} = h_{a, in} - \frac{Q_{assume}}{(m_1 + \dots\dots + m_n) \cdot \ell} \dots\dots\dots (11)$$

계산된 출구공기 엔탈피로부터 출구공기 습구온도를 계산하고⁹⁾ 이것으로부터 코일 표면온도를 계산한다.

$$T_{cs} = \frac{T_{c, in} + TW_{a, out}}{2} \dots\dots\dots (12)$$

코일표면온도로부터 코일표면 부근 공기의 엔탈피를 계산하고 감열비를 계산한다.

$$R = \frac{CP \cdot (T_{a, in} - T_{c, s})}{h_{a, i} - h_{cs}} \dots\dots\dots (13)$$

감열비를 이용하여 출구공기 건구온도를 계산한다.

Table 2 Heat Transfer Coefficients for Cooling Coil(W/K m² row)

Water Velocity (m/s)	Wind Velocity (m/s)								
	1.0	1.75	2.0	2.5	3.0	3.5	4.0	4.5	5.0
0.2	633	672	704	755	800	837	873	897	1,134
0.3	678	720	755	814	865	908	948	979	1,009
0.4	706	750	789	854	887	962	1,005	1,035	1,070
0.5	726	776	814	883	944	999	1,047	1,082	1,118
0.6	743	792	834	908	973	1,033	1,082	1,121	1,157
⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮
1.8	832	901	951	1,053	1,151	1,221	1,303	1,376	1,430

Table 3 Wet Surface Coefficient for Cooling Coil

Dew Point Temp. of Inlet-Air Inlet Water Temp. (°C)	Dry Bulb Temp. of Inlet Air-Inlet Water Temp. (°C)								
	36	34	32	30	...	10	8	6	4
25	1.79	1.87	1.95						
24	1.71	1.79	1.97	1.95					
23	1.64	1.71	1.79	1.87					
⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮
2						1.06	1.08	1.10	1.13
1						1.03	1.04	1.05	1.07

$$T_{a,out} = T_{a,in} - \frac{(h_{a,in} - h_{a,out}) \cdot R}{cp} \dots (14)$$

계산된 출구공기 건구온도로부터 대수평균 온도차(lmtd)를 계산한다.

$$lmtd = \frac{d1 - d2}{\ln(d1/d2)} \dots (15)$$

여기서 $d1 = T_{a,in} - T_{c,out}$

$d2 = T_{a,out} - T_{c,in}$

이로부터 열전달량을 계산한다.

$$Q_{calc} = cn \cdot fa \cdot ka \cdot cws \cdot lmtd \dots (16)$$

Q_{assume} 과 Q_{calc} 를 비교하여 오차가 허용치 미만이면 다음 계산으로 진행하고 허용치 이상이면 냉수출구온도를 다시 가정하여 계산을 반복한다.

3.2 1 차시스템

2 차시스템에서의 정상상태값들이 계산되면

그로부터 냉동기 환수헤더의 수온을 계산하여 냉각기에서 요구되는 냉각열량을 구한 후, 계산된 요구 냉각열량과 공급헤더의 수온으로부터 정격운전시의 응축기 입구수온을 구한다. 이렇게 계산된 정격 냉각수 입구수온과 냉수 출구수온 설정치로부터 정격운전시 냉동기 소요동력을 구한다. 이 때의 계산식은 다음과 같다.

$$Q_c + PW = Q_e \dots (17)$$

$$Q_e = M_c \cdot cw \cdot (T_{co,in} - T_{co,out}) \dots (18)$$

$$Q_c = M_{ct} \cdot cw \cdot (T_{ct,in} - T_{ct,out}) \dots (19)$$

$$T_{ct,in} = T_{ct,out} + \frac{Q_e + PW}{M_{ct} \cdot cw} \dots (20)$$

한편 응축기로부터 배출되는 냉각수는 냉각탑에서 냉각되어 응축기로 다시 유입되는데, 냉각탑을 통과하고 난 후의 냉각수 온도는 Table 4⁶⁾로부터 구한다.

Table 4 Exit Water Temperature of Cooling Tower(°C)

Inlet Water Temp(°C)	Wet Bulb Temp. of OA(°C)		
	18.89	22.22	25.56
21.22	23.95	23.88	24.78
29.55	24.78	25.55	26.89
37.78	25.56	27.22	29.0
46.11	26.39	28.89	31.11
54.44	27.0	30.28	32.94

냉동기가 정격운전을 하는 경우에는 이상의 과정을 거쳐 계산된 응축기 입구의 냉각수 온도가 전에 계산된 정격운전시의 응축기, 냉각수 입구수온과 일치하게 된다. 계산된 응축기, 냉각수 입구온도가 정격시 입구수온보다 높은 경우에는 그 시각의 외기조건하에서는 냉동기 용량의 부족으로 2차시스템에서 요구되는 냉동용량을 공급할 수 없게 된다. 이러한 경우에는 냉동기의 냉수출구 온도를 조정하여 2차시스템 및 1차시스템 계산을 다시 수행하고 전 시스템이 열 및 질량보존을 만족하는 상태가 될 때까지 반복계산을 하게 된다. 한편 계산된 응축기의 냉각수 입구온도가 정격시의 입구온도보다 낮은 경우에는 냉동기의 부분부하 운전으로도 소요 냉각열량을 충당할 수 있는 경우이며, 프로그램에서는 응축기 입구수온을 가정하여 부분부하시 냉동기 동력을 계산하고, 냉각탑을 통과한 냉각수 수온을 계산하여 이 수온과 응축기 입구수온 가정치가 일치하게 될 때까지 반복계산을 하게 된다. 냉각탑 성능계산 및 냉동기 부분부하시 소요동력계산에는 ASHRAE 자료⁶⁾를 이용하였으며 부분부하시 소요동력의 계산식은 다음과 같다.

$$P = (1.68984 - 0.0190203 \cdot L + 0.00010904 \cdot L^2) \cdot A \cdot B \cdot C \dots\dots (21)$$

여기서 P = 냉동기 부분부하 동력(kW)
 L = 실제용량/정격용량
 $A = 1.08614 - (0.014994 \cdot D)$
 $B = 0.975788 - (0.0900972 \cdot E)$

C = 실제용량(ton)
 D = 냉수출구온도(°C)
 E = 응축기 입구온도(°C)

Fig. 4에 이상과 같은 계산과정에 대한 유동도를 나타내었다.

4. 결과 및 고찰

본 연구에서는 시뮬레이션 시간간격을 30분으로 통일시키고 최고온의 구역이 설정온도이하를 유지하는 것을 조건으로 하여 오전 8시부터 오후 5시 사이에 대하여 결과를 얻었다.

4.1 AHU코일열수가 냉동기 성능에 미치는 영향

AHU내의 코일은 감열 및 잠열전달을 통하여 각 층에 공급되는 공기를 냉각시키는 부분으로서 일반적으로 4~6열이 많이 사용되고 있다. 본 연구에서는 AHU내의 코일열수가 냉동기 성능계수 및 소요동력에 미치는 영향을 고찰하기 위하여 코일열수를 2~10의 범위에서 변화시켰을 때의 시스템 반응을 시뮬레이션하여 그 결과를 Fig. 5 및 Fig. 6에 나타내었다. 그림으로부터 코일열수가 증가함에 따라 냉동기 성능계수는 6~7열까지는 증가하다가 그 후로는 거의 일정한 값을 유지하며, 소요동력은 역시 7~8열까지 저하하다 그후로는 큰 변동없이 비슷한 값을 유지함을 알 수 있다.

AHU 코일을 증설시키면 코일의 열전달면적이 증가하여 열전달효율이 향상되나 어느정도 이상이 되면 열수의 증설에 따라 AHU 코일 입출구간의 온도차가 저하되어 냉동기 환수헤더의 온도가 낮게 되고 이는 냉동기 성능계수가 저하되는 요인이 된다. 따라서 AHU 코일열수를 2열부터 증설시키면 성능계수가 증가하나 어느정도가 되면 더이상 증가하지 않는 한계성능계수에 도달하게 되며 이러한 한계코일열수는 본 연구모델에서는 8열임을 알 수 있다.

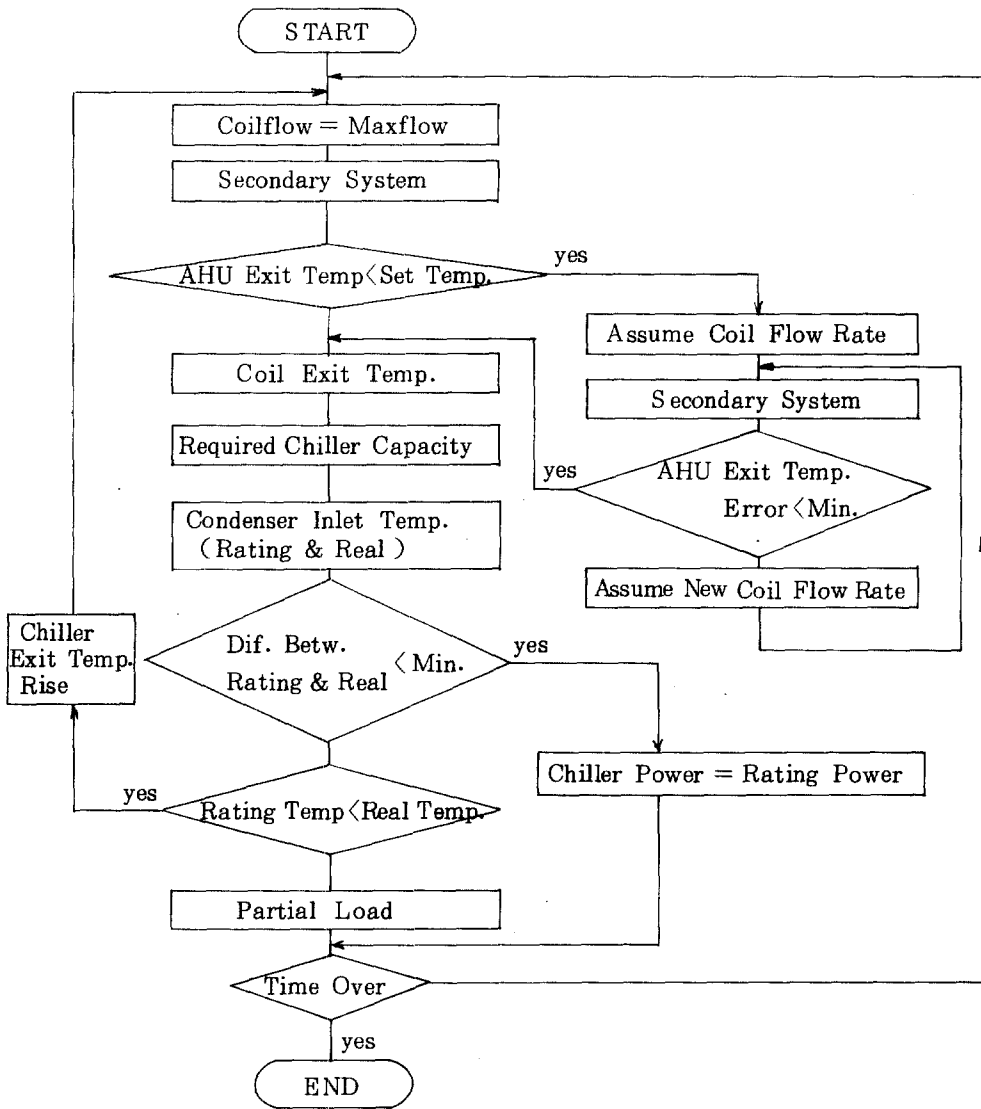


Fig. 4 Calculation Flow Chart for Simulating the Operation of Building Cooling System

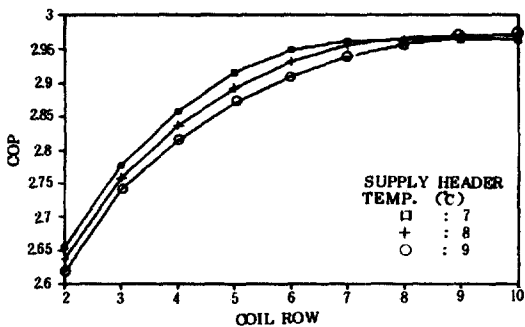


Fig. 5 Chiller COP versus Cooling Coil Rows

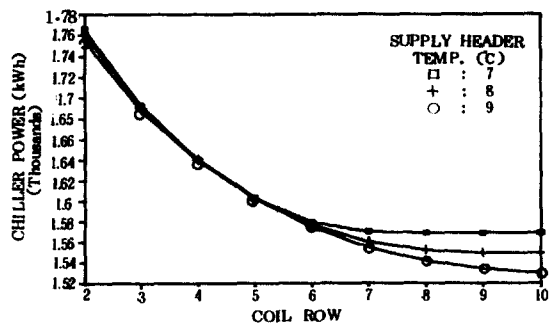


Fig. 6 Chiller Power versus Cooling Coil Rows

4.2 코일단수가 냉동기 성능에 미치는 영향

Fig. 7 과 Fig. 8 에 코일의 단수증가에 따른 냉동기 성능의 변화를 나타내었다. 냉방시스템의 운전에서 AHU 출구에서 일정한 공기온도를 유지하는 것을 조건으로 할 때, 냉각코일의 단수가 증가하면 코일내의 유속은 감소하여 코일표면의 전열계수가 저하되는 반면 단수의 증가에 따라 그만큼 열전달면적은 증가되며 이들 두 요소는 서로 상반되는 요인으로 작용하게 된다. Fig. 7로부터 AHU 코일 단수가 증가하게 되면, 단수의 증가에 따른 열전달면적의 증가로 인한 열전달 증가효과에 비하여 관내 유속저하로 인한 열전달 감소효과가 더욱 지배적으로 나타난다는 것을 알 수 있다.

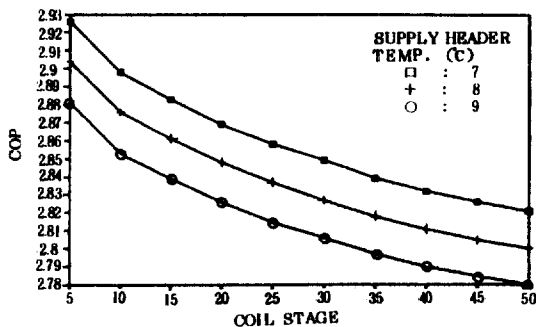


Fig. 7 Chiller COP versus Cooling Coil Stages

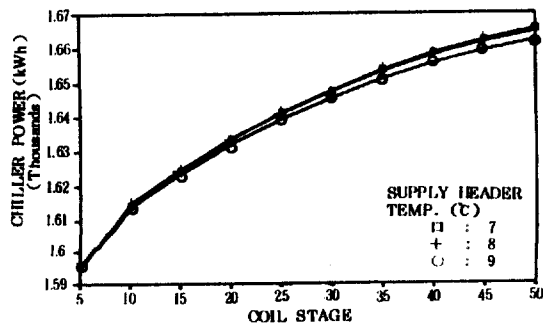


Fig. 8 Chiller Power versus Cooling Coil Stages

4.3 실내 풍량조정이 냉방시스템 성능에 미치는 영향

본 연구에서 대상으로 한 모델건물의 공조

시스템은 정풍량 방식이므로 각 구역에서의 풍량이 일정하게 고정되어 있다. 이러한 시스템은 풍량이 구역의 부하패턴에 따라 항상 최적의 상태로 변화되는 가변풍량 시스템에 비하여 시스템 효율이 낮으나, 각 구역의 풍량을 구역별 부하특성에 맞게 조정(TAB) 함으로써 어느정도 시스템 효율을 향상시킬 수 있다. 각 구역의 풍량조정에 따른 냉방시스템의 성능변동을 살펴보기 위하여 Table 5 와 같이 각 구역의 풍량을 조정하였다. 이때 전구역의 총풍량은 9.753 m³/hr로 일정하다.

Table 5 의 A는 모델 건물에서 구역별 실측풍량이고¹⁾, B는 내부구역의 풍량중 일부를 복동구역으로 돌린 경우이며, C는 B의 조건에서 다시 남동구역의 풍량중 일부를 남서구역으로 돌린 경우를 나타낸다.

풍량조정을 하게 되면 과도한 풍량으로 인하여 온도가 낮아지는 구역이 없게 되고, 모든 구역이 설정온도에서 크게 벗어나지 않게 된다. 따라서 각 구역으로부터 배기되는 공기의 온도는 풍량조정 전의 온도보다 상승하게 되고 이로 인하여 AHU 코일의 부하가 증가하게 된다(Fig. 9). 이러한 코일부하의 증가는 시스템 소요동력의 증가요인으로 작용하게 된다. 반면 풍량조정을 하게 되면 구역별 온도차가 줄어들게 되어 냉방시스템의 운전시간이 전반적으로 단축되고(Fig. 10) 운전시간의 단축은 시스템 소요동력의 감소요인으로 작용하게 된다. 풍량을 조절하게 되면 이들 두 요인이 상반적으로 작용하게 되는데, 이들중 운전시간의 단축에 의한 소요동력의 감소요인이 코일부하의 증가에 따른 시스템 소요동력의 증가요인보다 크게 작용하기 때문에 시스템 소요동력은 감소하게 된다.

Fig. 11 과 Fig. 12 에 풍량조정을 하는 경우에 있어서 냉동기 성능계수 및 소요동력의 변화를 나타내었으며, 성능계수 평균치와 소요동력의 합은 Table 5 에 나타내었다.

5. 결 론

정풍량방식 공조시스템을 설비한 사무소용

Table 5 Chiller Performance against Variation of Zone Air Volumes

Case	Air Volume (m ³ /hr)					COP	Chiller Power (kWh)
	SE	SW	NE	NW	IN		
A	3,460	1,056	940	2,080	2,037	2,858	1,641.22
B	3,460	1,056	1,440	2,080	1,537	2,903	1,639.73
C	2,960	1,556	1,440	2,080	1,537	2,965	1,629.57

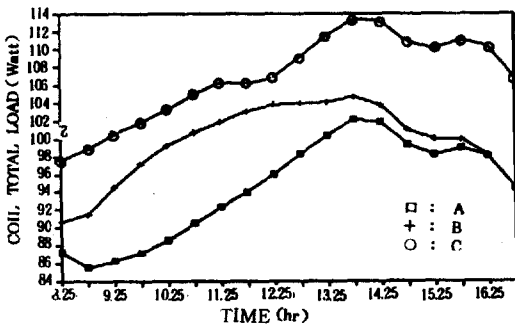


Fig. 9 Cooling Coil Load against Variation of Zone Air Volumes

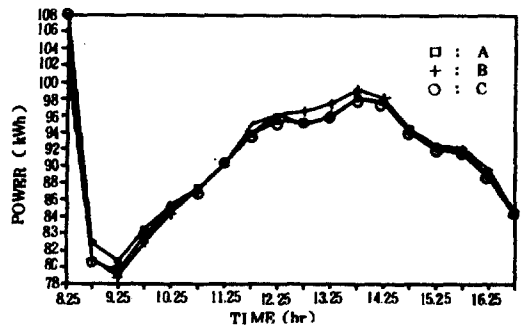


Fig. 12 Chiller Power against Variation of Zone Air Volumes

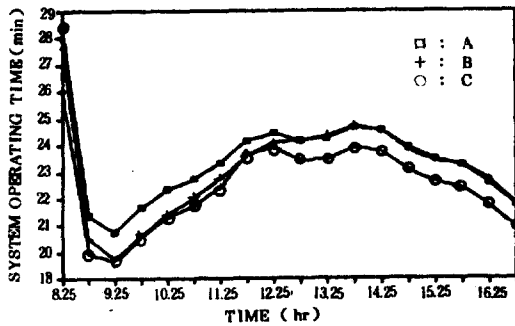


Fig. 10 Cooling System Operating Time against Variation of Zone Air Volumes

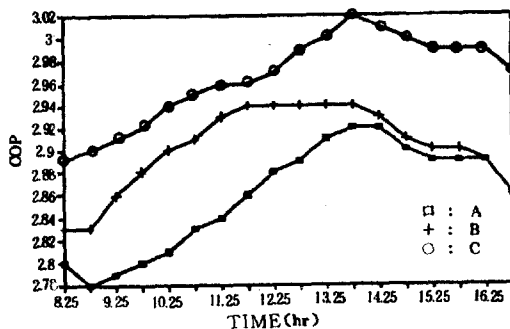


Fig. 11 Chiller COP against Variation of Zone Air Volumes

건물 냉방시스템의 운전을 시뮬레이션한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 냉동기 효율은 AHU 코일열수의 증가에 따라 어느정도까지는 높아지나 그 이상은 높아지지 않는 한계 코일열수가 존재한다.
- (2) 시뮬레이션을 통한 예측결과를 적용하여 구역별 풍량을 조정제어(TAB)함으로써 냉방 시스템효율을 향상시킬 수 있다.

참 고 문 헌

1. 한국건설기술연구원, “건물자동화를 위한 공조시스템 및 조명제어조건에 관한 연구”, pp. 1~189. 1987.
2. May, Jr., William B., et. al., “Analysis of Computer Simulated Thermal Performance”, AHSRAE J., No.6, pp.62-66, 1981.
3. Kusuda, Tamami, “Standards Criteria for HVAC Systems and Equipment Performance Simulation Procedures”, ASHRAE J., No.10, pp.25-28, 1981.

4. Patterson, N.R., "Trane Air Conditioning Economics(TRACE)", Trane Co.
5. Klein, S.A., Beckman, W.A. and Duffie, J., "A Transient Simulation Program - TRNSYS Manual", University of Wisconsin Solar Energy Laboratory, pp.1-70, 1977.
6. Stoecker, W.F., "Procedures for Simulating the Performance of Components and Systems for Energy Calculation", ASHRAE Publication Energy Calculation, pp.1-89, 1975.
7. York Don A., et. al., "DOE-2 Reference Manual", pp.1-162, 1981.
8. 경원기계공업(주), "AHU Catalog", pp. 30~33, 1986.
9. 조성환, "개인용 컴퓨터를 이용한 습공기 성질의 계산", 공기조화냉동공학, Vol.15, No. 1, 1986.