

고층 건물의 실외기실에 위치한 응축기 성능분석

최 석 호, 이 관 수*, 김 병 순**

한양대학교 대학원, *한양대학교 기계공학부, **LG전자(주)

Analysis of the Condenser Performance Installed in the Air-Conditioning Plant Room of a High-Rise Building

Seok-Ho Choi, Kwan-Soo Lee*, Byung-Soon Kim**

Graduate School, Department of Mechanical Engineering, Hanyang University, Seoul 133-791, Korea

*School of Mechanical Engineering, Hanyang University, Seoul 133-791, Korea

**Engineering Design Department II Air Conditioning Division, LG Electronics Inc., Gyeongnam 641-713, Korea

(Received April 18, 2003; revision received June 3, 2003)

ABSTRACT: The performance of the condenser installed in the air-conditioning plant room of a high-rise building was studied numerically. The effect of the draft direction on the performance of an air-conditioner was analyzed. The on-coil temperature of the condenser was investigated by varying the arrangement and location of the condenser in the air-conditioning plant room. The performance of an air-conditioner was also evaluated by using COP (coefficient of performance) and CGPI (condenser group performance indicator). The condenser in an air-conditioning plant room should be arranged in such a manner that the fan of the condenser is facing the outside of the building to exhaust the hot air directly. The model by which the condenser is located at the lower-left end of an air-conditioning plant room can prevent the hot air from reentering, and allow indrafting of fresh air. When the direction of draft is to the frontal face of the building, the performance of the condenser above 30th floor is degraded.

Key words: Condenser(응축기), Air-conditioning plant room(실외기실), Draft(외풍), COP(성적계수), Arrangement of condenser(응축기 배치), High-rise building(고층 건물)

기 호 설 명

COP : 성적계수
 C_1, C_2, C_3, C_μ : standard $k-\epsilon$ 모델의 실험상수
 g : 중력가속도 벡터(0, -9.8, 0)
 k : 난류 운동에너지 L, H, W
 L, H, W : 길이, 높이 및 폭 [m]

p : 압력 [N/m^2]
 T : 온도 [$^{\circ}C$]
 u : x 방향의 속도성분 [m/s]
 u_m : 고도 10 m에서의 평균 유속 [m/s]
 v : y 방향의 속도성분 [m/s]
 w : z 방향의 속도성분 [m/s]
WF : 정면풍
WL : 좌측풍
WN : 무풍
WR : 우측풍
 x, y, z : 길이, 폭 및 높이 방향 좌표

† Corresponding author

Tel.: +82-2-2290-0426; fax: +82-2-2295-9021

E-mail address: ksleehy@hanyang.ac.kr

그리스 문자

- ρ : 밀도 [kg/m^3]
- ν : 층류 동점성계수 [m^2/s]
- ν_t : 난류 동점성계수 [m^2/s]
- ϵ : 난류 소산에너지
- $\sigma_k, \sigma_\epsilon$: k, ϵ 의 난류 Prandtl 수

하첨자

- i, j : 텐서 인덱스
- c : 응축기
- r : 실외기실

1. 서 론

국민소득 수준 향상에 의한 쾌적성 추구하고 선진국형 고도 산업구조로의 전환에 따라 냉동공조 산업 분야의 장치와 설비의 보급이 급격히 증가하는 추세이다. 그중에서도 초고층 고급아파트를 중심으로 건축수요가 증가하면서 쾌적한 생활을 영위하기 위하여 에어컨의 사용이 날로 증가하고 있다. 그에 따라 주택 시공단계에서부터 미리 에어컨을 설치함으로써 에어컨을 기본 사양화하고 있으며, 보급형태도 가구별 1기에서 각 실별 1기기의 형태로 변해 가고 있다. 그러나 에어컨 보급 증가에 따라 한 집에 다수의 에어컨을 설치하는 경우가 많아지면서 응축기의 설치공간 부족 문제가 발생하고 있다. 응축기를 건물 외벽에 설치시 발생하는 많은 문제점으로 인하여 최근 들어 건설업체들은 실내에 실외기실이라는 별도의 공간을 조성하여 응축기를 설치하고 있다. 그러나 실외기실에서 응축기의 원활한 방열과 관련된 열전달 문제 및 층층이 쌓여 있는 실외기실의 적층 문제가 대두되고 있다.

고층 건물에서 건물의 층수 및 응축기의 배치 형태는 에어컨의 성능에 큰 영향을 미친다. 고층 건물의 에어컨 응축기에 대한 기존 연구로 Chow and Lin⁽¹⁾은 건물의 외벽(re-entrant)에 응축기가 설치된 경우 건물 층수가 전체 층의 응축기 성능에 미치는 영향을 조사하였다. 또한 Chow et al.⁽²⁾은 건물의 채광을 위한 광정(light well)에 응축기가 배치된 경우와 빌딩의 외벽에 배치된 경우

에 대하여 응축기 성능을 비교하여 연구하였다. Bojic et al.⁽³⁾은 건물 외벽에 부착된 창문형 에어컨(window-type air-conditioner)에 대하여 배치 간격에 따른 영향을 분석하였고, Chow et al.⁽⁴⁾과 Bojic et al.⁽⁵⁾은 다양한 형태의 빌딩 외벽에 대하여 응축기 성능의 변화를 연구하였다. 그러나 이러한 연구들은 건물 외벽에 설치된 응축기의 성능을 조사한 것이므로 실외기실 내에 설치된 응축기에 적용하기에는 미흡한 면이 있다.

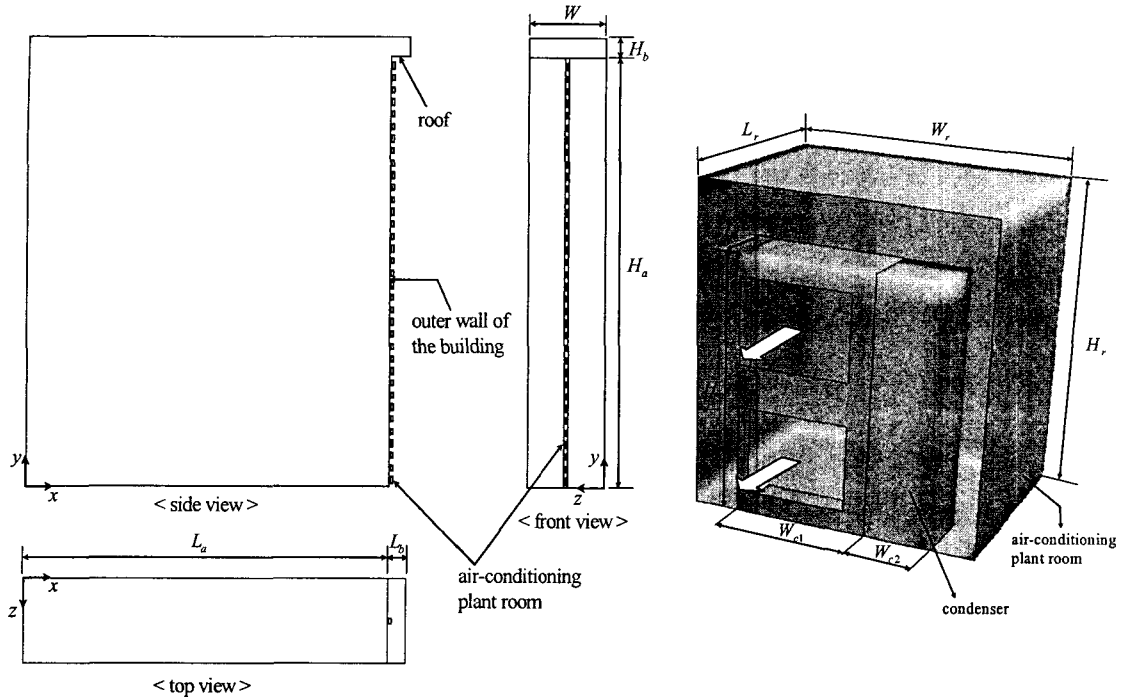
따라서 본 연구에서는 실외기실 내에 설치된 응축기의 성능을 분석하고자 한다. 먼저, 고층 건물에서 실외기실이 층층이 배치될 경우 발생하는 응축기의 적층 문제를 분석하기 위하여 건물 층수가 응축기의 성능에 미치는 영향을 분석한다. 이를 바탕으로 해석 건물의 층수가 결정되면 실외기실 내의 다양한 응축기 설치위치 및 고온공기 배출방향에 따른 응축기 성능변화를 조사한다. 이때 모든 경우에 대하여 건물 외부에서 불어오는 외풍이 실외기실의 환기특성에 큰 영향을 미칠 것으로 보고 외풍의 영향을 조사한다.

2. 이론해석

2.1 해석모델

Fig. 1에 35층 건물의 실외기실 해석모델을 나타내었다. 실외기실은 각 층에 하나씩 존재한다. 1층의 실외기실은 바닥($y=0$ 평면)에서 1m 높이에서부터 시작하며 각 층의 층고는 3m, 실외기실의 높이는 1.5m이다. 외풍의 영향을 분석하기 위해 아파트 외벽에서 앞쪽으로($-x$ 방향) 100 m까지 해석영역을 확장하였으며, 실외기실의 양측벽에서부터 좌우로 10m씩 확장하였다. 자연대류에 의한 상승기류의 영향을 파악하기 위하여 아파트 옥상에서 y 방향으로 5m, 건물 정면에서부터 x 방향으로 5m만큼 해석영역을 확장하였다.⁽⁴⁾

각 층에는 Fig. 1(b)에 나타난 것과 같이 실외기실에 응축기가 배치되어 있다. 응축기 전면에는 방열을 위한 두 개의 쉘이 존재하는데, 원형으로 된 쉘 출구는 등가면적을 가지는 직사각형으로 가정하였다. 응축기 내부의 열교환기 등의 구체적인 장치는 고려하지 않았으며, 응축기 우측의 일부($L_c \times H_c \times W_{c2}$)는 압축기 등의 기계장치가 설치되어 있으므로 고체부로 가정하였다. 예



(a) Computational domain

(b) Air-conditioning plant room and condenser

Fig. 1 Computational domain and schematic diagram of the air-conditioning plant room.

Table 1 Design specifications

Contents	Dimension (m)
H_a	106
H_b	5
L_a	100
L_b	5
W	21.3
H_r	1.5
L_r	1
W_r	1.3
H_c	1.2
L_c	0.3
W_{c1}	0.6
W_{c2}	0.3

기실 및 응축기의 크기는 Table 1에 나타내었다.

2.2 수치해석

본 연구에서는 건물주위 및 실외기실 내부 유동에 있어서 난류발생이 예상되므로 난류모델을 기본적 이론모델로 도입한다. 응축기로부터 나오는 고온공기에 의한 밀도변화가 예상되므로 그에 따른 자연대류의 영향을 고려하기 위하여 Boussinesq 가정을 사용한다. 난류해석을 위한 수치적 시뮬레이션으로 현재 광범위하게 적용되고 있는 standard $k-\epsilon$ 난류모델을 도입하며, 선정된 난류모델의 수치적 해석을 위해 사용되는 지배방정식은 다음과 같다.

어컨의 운전조건은 모든 층의 에어컨을 동시에 가동시키며, 응축기 방열량(10 kW)의 전부가 응축기에 설치된 쉘에 의해 대기중으로 방열된다고 가정한다. 응축기 쉘의 송풍량은 $1.7 \text{ m}^3/\text{s}$ 이며, 대기 온도는 설비업체에서 부하계산시 사용하는 여름철 평균 온도인 31°C 로 하였다. 수치해석 영역, 실외

$$\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial x_i} = 0 \tag{1}$$

$$\frac{\partial(u_i u_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial}{\partial x_i} \left(P + \frac{2}{3} k \right) + g_i \beta (T - T_{ref}) + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\nu + \nu_t) \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right] \tag{2}$$

$$\frac{\partial k u_j}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left\{ \left(\nu + \frac{\nu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right\} + \nu_t S \quad (3)$$

$$+ \beta g_i \frac{\nu_t}{\sigma_k} \frac{\partial T}{\partial x_i} - \epsilon$$

$$\frac{\partial \epsilon u_j}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\nu + \frac{\nu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] \quad (4)$$

$$+ \frac{\epsilon}{k} \left(C_1 \nu_t S - C_2 \epsilon + C_3 \beta g_i \frac{\nu_t}{Pr_t} \frac{\partial T}{\partial x_i} \right)$$

$$\frac{\partial T u_j}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left\{ \left(\alpha + \frac{\nu_t}{\sigma_T} \right) \frac{\partial T}{\partial x_j} \right\} + \dot{Q} \quad (5)$$

여기서, $S = \left(\frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_j}$, $\sigma_k = 1.0$, $\sigma_\epsilon = 1.3$, $\sigma_T = 1.3$, $C_1 = 1.44$, $C_2 = 1.92$, $C_3 = 0.7$, $C_\mu = 0.09$, $\nu_t = C_\mu \frac{k^2}{\epsilon}$ 이다.⁽⁶⁾

본 연구에서는 컴퓨터를 활용한 수치적 시뮬레이션으로 현재 많이 사용되고 있는 상용 코드인 FLUENT를 이용하였다. 비선형 방정식을 풀기 위해 하향 이완(under-relaxation)을 사용하였으며, 압력과 속도를 결합하여 유동장을 풀기 위해 SIMPLE 알고리즘⁽⁷⁾을 채택하였다. 운동량방정식, 에너지방정식 및 난류방정식에서는 2계 상류도식이 사용되었다. 해석모델의 층수에 따라서 각각 1,251,154(25층), 1,480,064(30층), 1,708,974(35층), 1,937,884(40층)개의 격자(structured grid)가 사용되었다. 건물 외부영역에 대한 경계조건은 대기압조건으로 하였으며, 아파트 외벽에 대해서는 no-slip 조건과 0 구배조건이 사용되었다. 외풍이 있는 경우 외풍이 불어오는 방향의 경계면은 속도분포를 이용한 일정 유속조건이 적용되었다. 응축기 출구의 웬이 존재하는 면은 100 m³/min의 유량을 발생하도록 응축기 출구 면에서 pressure-jump 조건을 사용하였다.

본 연구에서는 건물 외부에서 불어오는 바람이 실외기실의 환기성능에 큰 영향을 미치게 되므로 정면풍 및 측면풍에 대하여 실외기실 환기특성을 분석하였다. 건물 외부에서 부는 바람은 고도에 따라 그 속도가 다르므로 외풍의 속도분포는 다음 식과 같이 가정하였다.⁽⁴⁾

$$u = 0.35 u_m z^{0.25} \quad (6)$$

여기서 u_m 은 고도 10 m에서의 평균 공기속도로 기상청 자료를 바탕으로 2002년 여름철의 고도 10 m에서의 평균 풍속인 1.713 m/s를 사용하였고, z 는 건물 바닥에서부터의 높이를 의미한다.

2.3 에어컨 성능평가 지수

본 연구에서는 실외기실의 환기 성능평가를 위해 다음 두 가지의 지수를 도입한다.

2.3.1 에어컨의 COP

COP(coefficient of performance)는 에어컨의 성능을 나타내는 대표적인 지수로 본 연구에 사용된 에어컨의 COP는 다음과 같이 계산된다.

$$COP = \frac{638.95 - 4.2375 T_c}{100.0 + 3.5342 T_c} \quad (7)$$

여기서 증발기가 설치된 건물의 실내온도는 27℃로 가정하였으며, T_c 는 응축기 흡입 면의 평균 온도이다.

2.3.2 모델의 CGPI

CGPI(condenser group performance indicator) 지수는 건물에 여러 대의 에어컨이 설치되어 있는 경우 건물 전체 에어컨의 성능을 나타내는 지수이다. 이 지수는 에어컨의 COP를 이용하여 다음과 같이 정의한다.⁽⁴⁾

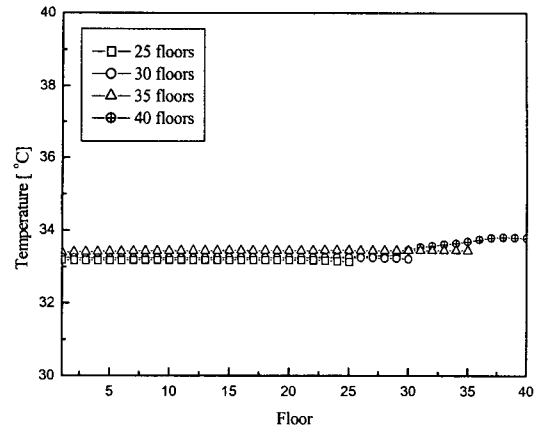
$$CGPI_{T_i}(T_{ref}) = \frac{100}{n} \sum_{i=1}^n \left\{ 1 - \left[\frac{COP(T_c)}{COP(T_{ref})} \right]_i \right\} \quad (8)$$

이 지수는 기준 응축기 흡입면 평균 공기온도 (T_{ref})에서의 응축기 COP에 대한 각 층의 COP 하락률의 평균을 퍼센트로 나타낸 지수이다. CGPI 지수를 결정하기 위해서는 기준 응축기 흡입면의 공기온도를 선정하여야 하는데, T_{ref} 는 보통 외기온도(31℃)를 이용한다. T_i 는 에어컨의 증발기가 설치되어 있는 실내온도로 27℃로 하였다. 이 지수를 이용하여 층수가 다른 건물 및 서로 다른 형상의 실외기실을 가진 건물의 전체 응축기 성능을 비교 분석할 수 있다.

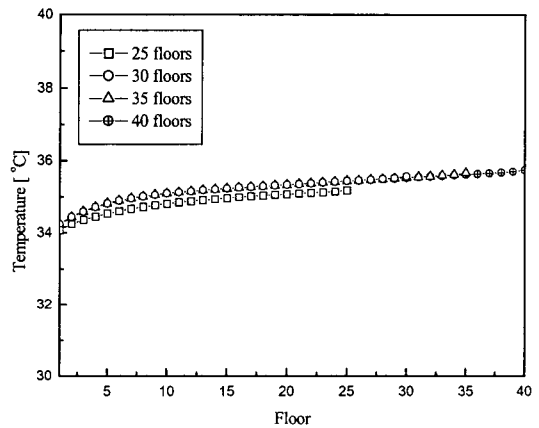
3. 결과 및 고찰

3.1 건물 층수의 영향

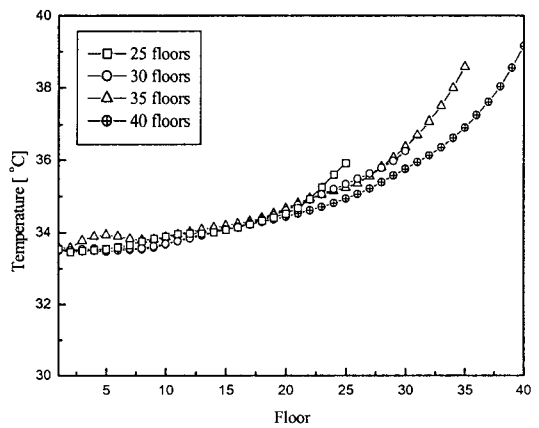
건물의 고층화로 인한 실외기실의 적층효과를 분석하기 위하여 적절한 건물 층수를 결정하는 것이 매우 중요하다. Chow and Lin⁽¹⁾에 따르면 응축기를 건물 외벽에 배치시 건물의 층수는 응축기 흡입온도에 큰 영향을 미치지 않는다고 하였으나 본 연구에서는 응축기가 실외기실 내에 위치해 있으므로 건물 층수에 대한 영향을 분석해 볼 필요가 있다. 층수가 높으면 격자수의 증가에 따라 계산시간이 너무 길어지게 되며, 층수가 낮으면 고층화에 따른 영향을 충분히 고려할 수 없다. 따라서 적절한 건물 층수를 결정하기 위하여 본 연구에서는 25층, 30층, 35층, 그리고 40층의 네 가지 층수에 대하여 적층효과를 비교 분석하였다. Fig. 2에 외풍의 방향에 따른 네 가지 층수에 대하여 층별 응축기 흡입 면의 온도를 나타내었다. 건물의 우측에서 외풍이 불어오는 우측풍의 경우 좌측풍과 유사한 결과를 나타내므로 생략하였다. 네 가지 층수 모두 외풍이 불어오는 방향에 따라서 층별 응축기 흡입 면의 온도가 크게 달라진다. 외풍이 없는 경우에는 층수가 다른 네 가지 모델 모두 고층화에 따른 온도 상승이 거의 없다. 40층 모델의 경우 35층 이상의 실외기실에 설치된 응축기에서 약간의 온도 상승을 나타내고 있으나 그 상승 정도가 미미하여 에어컨의 성능에는 거의 영향을 미치지 않는다. 좌측에서 바람이 부는 경우에는 네 가지 모델 모두 전체층에서 약간의 온도 상승을 나타낸다. 고층으로 갈수록 조금씩 온도가 상승하게 되는데 이는 식(6)에 나타낸 외풍의 속도분포에 의해 고층으로 갈수록 외풍이 빨라져 응축기에서 고온공기를 원활히 배출하지 못하기 때문이다. 그러나 전반적인 모든 층의 온도분포가 외기온도(31°C)에 비해 2~3°C 정도 상승하므로 에어컨의 성능에는 크게 영향을 미치지 않을 것으로 생각된다. 정면풍이 부는 경우에는 고층으로 갈수록 온도가 급격히 상승한다. 이는 정면풍이 건물 앞에서 상승기류를 형성하여 저층에서 배출된 고온공기를 윗층으로 전달하기 때문이다. 35층 및 40층 모델에서 볼 수 있듯이 이와 같은 현상은 30층 이상에서 두드러져 30~40층에 위치한 실외기실의 환기



(a) No wind



(b) Wind from the left



(c) Frontal wind

Fig. 2 Condenser on-coil temperature with different floor levels.

성능을 크게 악화시킨다. 따라서 실외기실의 환기성능은 건물 정면에서 외풍이 불 경우 크게 저하되며 30층 이상에 위치한 실외기실에서 응축기의 적층효과에 의한 환기 성능저하가 두드러지게 나타난다. 그러므로 본 연구에서는 고층 건물의 적층효과를 분석하기 위하여 35층 모델을 이용하여 응축기의 배치형태 및 설치위치에 대한 영향을 조사한다.

3.2 고온공기 배출방향의 영향

응축기의 팬에 의해 배출되는 고온공기의 방향에 따라 다음과 같이 두 가지 모델을 선정한다. 먼저 Fig. 1(b)에 나타난 것과 같이 응축기의 팬이 설치된 면을 실외 쪽으로 하여 고온공기를 건물 외부로 바로 배출하는 방식을 Type 1으로 한다. Type 2는 Fig. 3에서처럼 응축기의 외기 흡입면을 실외 쪽으로 하고 팬이 설치된 면을 실내 쪽으로 향하게 하는 방법이다. Type 1의 경우는 고온공기를 건물 외부로 멀리 배출할 수 있는 장점이 있는 반면, 원활한 외기 흡입이 안되는 경우 실외기실 내에 고온공기의 정체로 인하여 응축기 성능을 크게 저하시킬 수 있다. Type 2의 경우는 고온공기를 건물 외부로 멀리 배출할 수는 없으나 외기 흡입을 원활히 할 수 있는 장점이 있다.

Fig. 4는 두 가지 모델의 외풍에 따른 층별 COP의 변화를 나타낸 것이다. Type 2의 경우 모든 방향의 외풍에 대하여 전체 층의 에어컨 COP가 Type 1에 비하여 크게 떨어진다. Type 2의 경우 응축기를 통과한 고온 공기가 실내로 배출되었다가 실외기실의 내벽을 타고 2차적으로 외부로 배출된다. 따라서 실외기실에서 빠져나가는 순간의 고온공기 유속이 응축기 팬에서 토출될 때의 공기 유속에 비하여 줄어들게 되어 고온공기가 실외기실로부터 멀리 배출되지 못한다. 멀리 배출되지 못한 고온공기는 건물 외벽 부근의 외기온도를 상승시키게 되고, 실외기실 외벽에 접해 있는 응축기 흡입 면으로 다시 유입되므로 전체 층의 응축기 흡입 면의 온도가 상승한다. 또한 세 개의(좌, 우 및 상부) 출구로부터 나온 고온공기는 실외기실 외벽 부근에서 자연대류에 의한 상승기류를 형성하면서 외풍이 불지 않는 무풍에서도 고층으로 갈수록 환기성능을 더욱 악화시키게

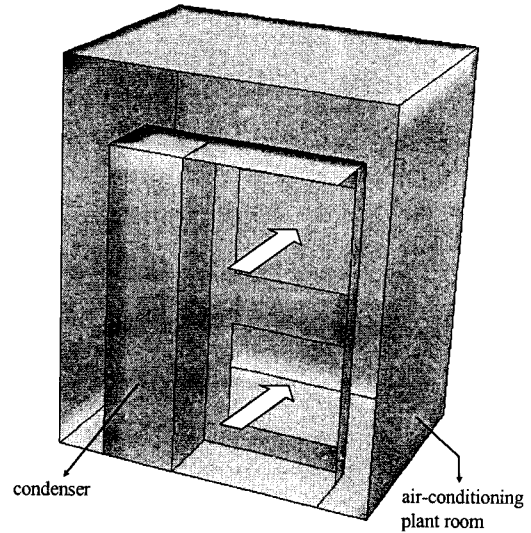


Fig. 3 Condenser arrangement of Type 2 model.

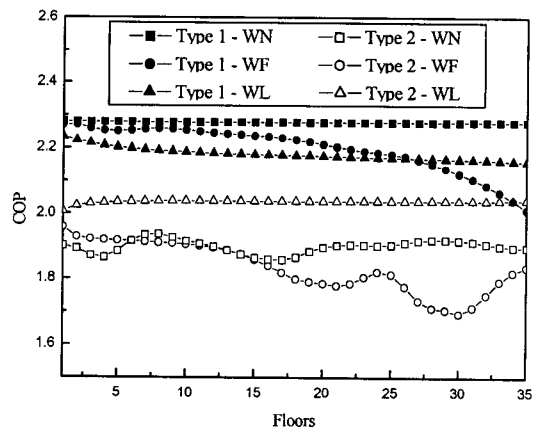


Fig. 4 COP of Type 1 and Type 2 with various draft directions.

된다. 그러므로 실외기실에 응축기를 배치할 경우 Type 1과 같이 고온공기를 실외로 바로 배출하도록 위치시켜야 한다.

3.3 응축기 위치의 영향

실내 환기에 있어서 가장 중요한 인자가 외기를 흡입하는 개구부의 크기 및 위치이다. 따라서 실내 환기특성의 연구에서는 개구부의 크기 및 위치에 대한 분석이 중점적으로 이루어지고 있다.⁽⁸⁻¹¹⁾ 본 연구에서도 실외기실의 환기특성에 개

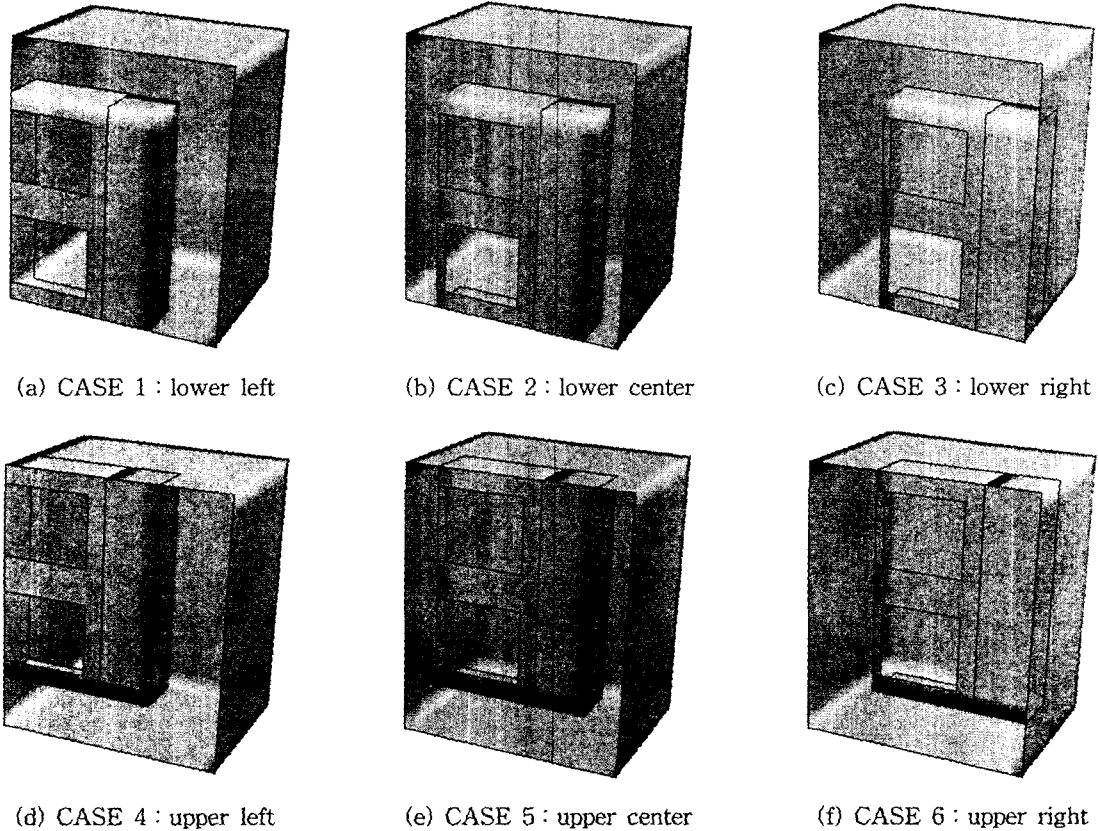


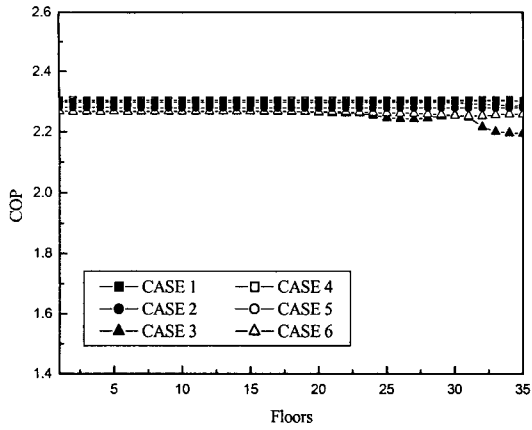
Fig. 5 Condenser arrangement in the air-conditioning plant room.

구부의 영향이 클 것으로 판단하여 다양한 형태의 개구부가 실외기실의 환기에 미치는 영향을 조사하였다. 실외기실에서 외기를 흡입하는 개구부의 형태는 응축기가 놓여지는 위치에 따라서 달라지게 된다. Fig. 5에 응축기 위치에 따른 개구부 변화모델을 도시하였다. 여섯 개의 모델 모두 응축기 및 실외기실의 크기는 동일하며 응축기의 위치만 변화시켰다.

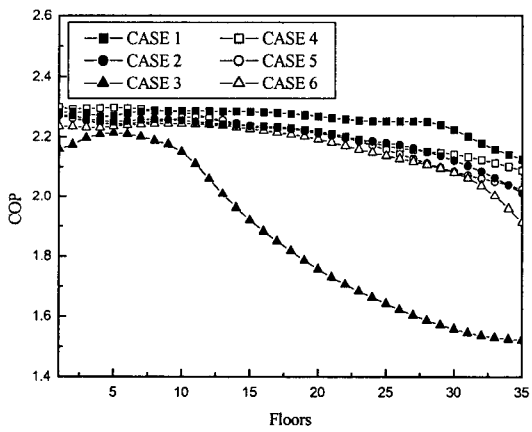
Fig. 6에 CASE 1~6에 대하여 외풍의 변화에 따른 층별 COP 변화를 나타내었다. 응축기가 좌측에 배치된 CASE 1, 4의 경우에 우측풍에서 환기성능의 저하가 없을 것으로 생각하여 좌측풍의 영향만 분석하였고, 그와 반대로 CASE 3, 6의 경우는 우측풍의 영향만 분석하였다. CASE 2, 4의 경우에는 앞서 언급한 바와 같이 좌·우측풍에서 환기성능의 차이가 없으므로 좌측풍에 대하여 조사하였다. Fig. 6을 살펴보면 응축기를 우측에 배치한 CASE 3, 6의 경우 환기성능이 가장

떨어지며 응축기를 좌측에 배치한 CASE 1, 4의 경우 에어컨의 성능이 가장 우수한 것으로 나타났다. 이는 본 연구에 적용된 응축기의 경우 웬이 좌측에 설치되어 있어서 응축기 좌측에 큰 외기 흡입구가 있으면 웬에서 배출된 고온공기가 실외기실로 재유입되기 때문이다.

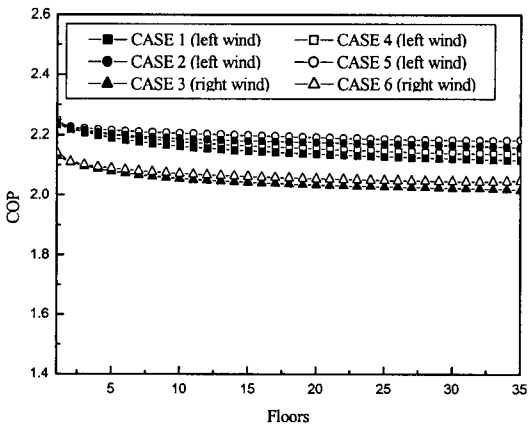
Fig. 7에 정면풍이 부는 경우 응축기 위치에 따른 CASE 1과 CASE 3 모델에서 35층의 실외기실 흡입면 온도 분포를 나타내었는데, 응축기가 우측에 설치된 경우 고온공기가 좌측 및 상부의 개구부로 재유입되는 것을 확인할 수 있다. Table 2는 각 모델에 대하여 외풍에 따른 CGPI 지수를 나타낸 것이다. 응축기를 좌측 하단에 배치한 CASE 1의 경우 전체 건물에 설치된 에어컨 성능저하를 나타내는 CGPI 지수가 가장 좋게 나타나며, 우측 하단에 배치한 CASE 3의 경우 가장 나쁘게 나타난다. 따라서 고온공기의 재유입을 막고 저온의 외기를 실외기실로 유입하기



(a) No wind

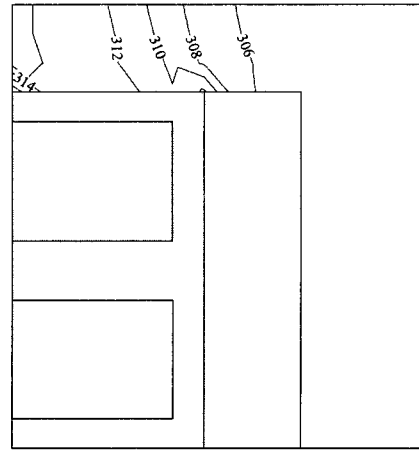


(b) Frontal wind

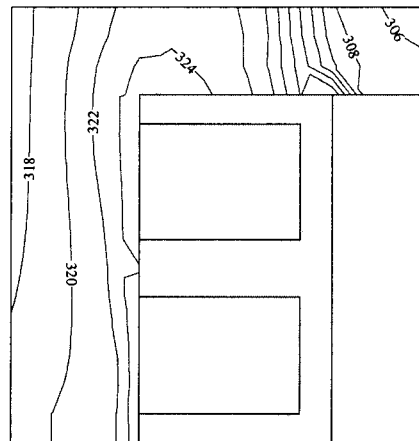


(c) Side wind

Fig. 6 COP of CASE 1~6 with various draft directions.



(a) CASE 1



(b) CASE 3

Fig. 7 Temperature distribution of CASE 1 and CASE 3 on the opening surface of the air-conditioning plant room. All temperatures are in K.

Table 2 CGPI of CASE 1~6 with wind direction

	WN	WF	WL	WR
CASE 1	5.07	6.91	10.57	-
CASE 2	5.90	9.25	9.93	-
CASE 3	6.92	22.25	-	15.49
CASE 4	4.89	8.45	10.21	-
CASE 5	5.22	9.57	9.27	-
CASE 6	6.54	10.45	-	14.73

위해서는 응축기를 실외기실의 좌측 하단에 배치하여야 한다.

4. 결 론

외풍이 존재하는 경우 건물의 고층화에 따른 실외기실의 응축기 적층효과를 조사하고, 실외기실 내에서 응축기 설치위치와 고온공기 배출방향을 수치적으로 분석하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 건물 정면에서 외풍이 불 경우 건물 앞에서 상승기류를 형성하여 저층에서 배출된 고온공기를 윗 층으로 전달하기 때문에 상층부로 갈수록 실외기실의 환기성능은 크게 저하된다.

(2) 30층 이상에 위치한 실외기실에서 응축기의 적층효과에 의한 환기 성능저하가 두드러지게 나타난다.

(3) 실외기실에 응축기를 배치할 경우 고온공기를 건물 외부로 바로 배출하도록 응축기의 쉘을 실외로 향하게 하여야 한다.

(4) 본 연구에 적용된 응축기와 같이 쉘이 응축기의 좌측에 설치되어 있는 경우에는 고온공기의 재유입을 막고 저온의 외기를 실외기실로 유입하기 위해서는 응축기를 실외기실의 좌측 하단에 위치하여야 한다.

후 기

이 연구는 LG전자(주)와 한국과학재단 지정 최적설계기술연구센터(iDOT)의 지원에 의해 수행되었으며, 이에 고마움을 표한다.

참고문헌

1. Chow, T. T. and Lin, Z., 1999, Prediction of on-coil temperature of condensers installed at tall building re-entrant, Applied Thermal Engineering, Vol. 19, pp. 117-132.
2. Chow, T. T., Lin, Z. and Wang, Q. W., 2001, Flow analysis of condenser cooling air delivery via building light well, Applied Thermal Engineering, Vol. 21, pp. 831-843.
3. Bojic, M., Lee, M., Yik, F. and Burnett, J., 2002, Influence of clearances on the energy performance of window-type air-conditioners at the same level outside residential buildings, Building and Environment, Vol. 37, pp. 713-726.
4. Chow, T. T., Lin, Z. and Wang, Q. W., 2000, Effect of Building re-entrant shape on performance of air-cooled condensing units, Energy and Buildings, Vol. 32, pp. 143-152.
5. Bojic, M., Lee, M. and Yik, F., 2002, Influence of a depth of a recessed space to flow due to air-conditioner heat rejection, Energy and Buildings, Vol. 34, pp. 33-34.
6. Fluent Version 5.0 Users Manual, Fluent Inc.
7. Patankar, S. V., 1980, Numerical Heat Transfer and Fluid Flow, Taylor & Francis.
8. Lee, K. S. and Choi, S. H., 2002, Effect of geometric parameters on ventilation performance in a dry room, Drying Technology, Vol. 20, No. 7, pp. 1441-1457.
9. Murakami, S., Kato, S. and Suyama, Y., 1988, Numerical and experimental study on turbulent diffusion fields in conventional flow type clean room, ASHRAE Transactions, Vol. 94, Part 2, pp. 469-493.
10. Murakami, S. and Kato, S., 1988, Numerical study on diffusion field as affected by arrangement of supply and exhaust openings in conventional flow type clean room, ASHRAE Transactions, Vol. 95, Part 2, pp. 113-127.
11. Lage, J. L., Bejan, A. and Anderson, R., 1991, Efficiency of transient contaminant removal from a slot ventilated enclosure, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 34, No. 10, pp. 2603-2615.