

교환기실의 급배기방식에 따른 통신 시스템의 냉각 특성

Cooling characteristics of the telecommunication system in a switching room for various air supply and return flow system

노 흥 구^{*}, 이 재 현^{**}, 고 철 균^{***}
H.-K. Noh^{*}, J.-H. Lee^{**}, C.-K. Koh^{***}

Key words: Telecommunication system(통신 시스템), Switching room(교환기실), Air supply and return flow system(급배기방식), Cooling performance(냉각 성능)

ABSTRACT

Heat dissipation in the domestic switching room has been gradually increased. Therefore, numerical study on the cooling characteristics of the telecommunication system in a switching room for three kinds of the air supply and return flow system was investigated to develop effective flow system. As a result, the cooling performance of the underfloor air supply and overhead return flow system was the best.

기호 설명

A	: 면적 [m^2]
C	: 냉각성능비 대 팬동력비
h_c	: 부품 열전달계수, $Q_c/(A_c(T_c-T_{in})) [W/(m^2K)]$
k	: 열전도 계수 [$W/(mK)$]
n	: 전자부품의 수
p	: 압력 [N/m^2]
Pr	: Prandtl 수
q''	: 발열밀도 [W/m^2]
Re	: 레이놀즈 수
T_{in}	: 급기온도 [$^\circ C$]
u, v, w	: x, y 및 z 방향의 속도 성분 [m/s]
V	: 풍량 [CMM, m^3/min] 혹은 체적 [m^3]
x, y, z	: 세로, 높이, 가로 방향 좌표

그리스 문자

α	: 열확산 계수 [m^2/s]
β	: 체적팽창계수 [$1/K$]
γ	: 냉각 성능비
μ	: 점성계수 [$kg/m s$]
φ	: 냉각 성능 [$1/K$]

1. 서 론

국내 전화국사의 교환기실 내에는 전전자 교환기(TDX, Time Division Exchange) 혹은 No 1A(Number 1A) 교환기 등이 여러 대 설치되어 전화 통신의 송수신 교환 기능을 수행한다. 시내외 전화, 국제 전화 및 이동 통신 전화 등 각종 전화 사용의 수요가 근래에 점차적으로 증가함에 따라 교환기실 내의 교환기의 수가 점점 증가하고, 고속 통신을 위해 교환기의 성능 또한 더욱 높아지게 되었다. 이에 따라 교환기로부터 방출되는 열로 인한 교환기실의 발열

* 정회원, 한국전자통신연구원

** 정회원, 한양대학교 공과대학 기계공학과

*** 정회원, 인하전문대 기계과

밀도가 점점 높아졌다. 기계식 교환기를 운용하였던 과거에는 발열밀도가 교환기실의 유효면적⁽¹⁾의 1 m^2 면적당 100 W정도였으나, 전전자 교환기인 현재에는 $300\sim600 \text{ W/m}^2$ 에 이르고, ISDN(Integrated Services Digital Network)용 교환기로 향상될 향후에는 $600\sim1000 \text{ W/m}^2$ 정도에 이를 것으로 예상하고 있다.⁽²⁻⁴⁾ 최근, 국외에서도 고발열 교환기실의 냉각 방식에 관한 연구⁽⁵⁻⁷⁾가 진행된 바 있다. 이와 같이 교환기의 발열이 있는 교환기실을 냉각하기 위해 실내에 냉각 공기가 급배기(즉, 급기 및 배기)되고 있으며 점차적으로 고발열화 되고 있는 국내 고발열 교환기실의 냉각에 대처하기 위해 더욱 효율적인 급배기방식 개발에 대한 연구가 요구되고 있다.

교환기실 냉각의 주목적은 실내 교환기 내에 많은 수의 전자부품들을 냉각시키는 것이다. 높은 온도에 매우 취약한 특성을 지닌 전자부품들은 최대허용온도가 75°C 정도⁽⁸⁾이며 전자부품의 온도가 이러한 최대허용온도를 초과하면 오동작이 발생하므로 전자부품의 온도를 최대허용온도보다 낮게 유지시켜야 한다. 따라서 교환기실의 급배기방식은 교환기 내의 전자부품의 온도가 최대허용온도보다 최대한 낮게 유지시키는 급배기 방식이어야 한다. Nakao 등⁽²⁻³⁾은 교환기실의 급배기방식에 따라 교환기실의 냉각 특성이 상이하며 특성에 따라 각 급배기방식에서 냉각 가능한 교환기실의 발열밀도(Heat removal capacity)의 한계가 다름을 보고한 바 있다. 이렇듯 교환기실의 냉각은 교환기실의 급배기방식에 상당한 영향을 받고 있음을 알 수 있다. 현재, 국내의 교환기실 급배기방식으로써 한국통신사의 수평 급배기 방식(Horizontal air supply and return flow system)을 들 수 있으며 이 국내의 급배기방식의 냉각 가능한 교환기실의 발열밀도는 대략 400 W/m^2 정도인 것으로 알려져 있다.⁽⁴⁾ 이러한 국내의 급배기방식은 점점 고발열화 되고 있는 국내 교환기실의 냉각에 대해 미흡한 급배기방식이다. 그러므로 국내에서 현재 채용하고 있는 급배기 방식보다 더 효율이 좋은 새로운 급배기방식의 개발이 필요하다.

그러므로 본 연구에서는, 수치적인 연구 방법을 이용하여, 기존 공조 방식인 '수평 급배기방식', 그리고 국내 교환기실에 구조적으로 적용

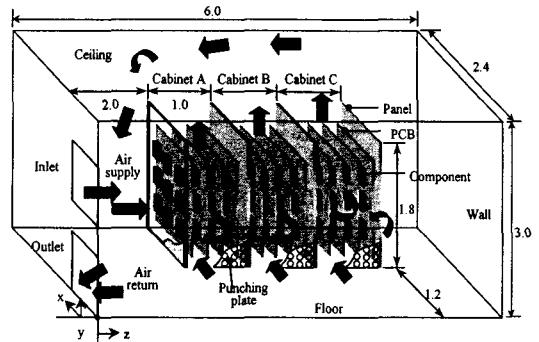


Fig. 1 The numerical model of the horizontal air supply and return flow system.

가능하며 냉각 효과가 좋을 것으로 판단되는 새로운 두가지 급배기방식, 즉 '바닥급기 천정배기 방식' 및 '천정급기 바닥배기방식'을 포함하여 총 세가지 종류의 교환기실의 급배기방식을 선정한 후, 속도 분포, 온도 분포, 전체평균온도 및 국부최대온도 등 각 급배기방식에 따른 냉각 특성을 세밀히 조사하였으며 또한 각 급배기방식별 냉각 성능 우수 정도를 비교하였다. 이러한 본 연구의 결과는 고발열 국내 교환기실의 새로운 급배기방식 설계 자료로써 이용될 수 있을 것이다.

2. 이론 해석 및 지배방정식

2.1 교환기실의 계산 모델 설정

Fig. 1은 국내 전화국사에서 회선 용량 500~1000회선의 전화 수요를 담당할 경우에 사용되는 교환기실을 묘사한 것으로서 본 연구에서 채택한 수평 급배기방식의 수치 계산 모델이다. 모델의 전체 크기는 Fig. 1의 좌표를 참조하여, 2.4 m(세로 x 방향) \times 3.0 m(높이 y 방향) \times 6.0 m(가로 z 방향)이며 $x=0 \text{ m}$, $x=2.4 \text{ m}$, $y=0 \text{ m}$, $y=3.0 \text{ m}$ 및 $z=0 \text{ m}$, $z=6.0 \text{ m}$ 에는 벽면들, 바닥 및 천정 등이 있다. $z=0 \text{ m}$ 의 벽면에 냉각 공기가 균일한 속도의 분포로 z 방향으로 실내에 급기되는 $0.9 \text{ m}(x \text{ 방향}) \times 0.9 \text{ m}(y \text{ 방향})$ 크기의 한 개의 급기구(inlet)와 실내의 공기가 배기되는 $0.9 \text{ m} \times 0.9 \text{ m}$ 크기의 한 개의 배기구(outlet)가 설치되어

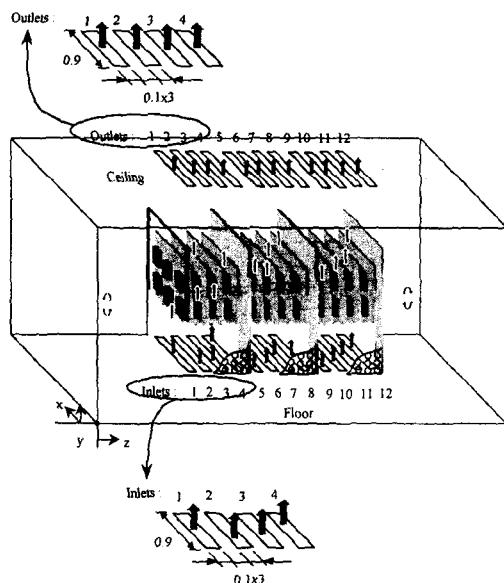


Fig. 2 The numerical model of the underfloor air supply and overhead return flow system.

있다. $z=0$ m의 벽면으로부터 z 방향으로 2 m의 위치에 $1.2 \text{ m} \times 1.8 \text{ m} \times 1.0 \text{ m}$ 크기의 교환기 A(cabinet A), 교환기 B(cabinet B) 및 교환기 C(cabinet C)가 각각 설치 되어있다. 하나의 교환기는 교환기의 상부와 하부를 제외하고 철재 판넬(panel)의 교환기 케이스 형태로 둘러싸여져 있다. 이 철재 판넬 중에서 $x=1.2 \text{ m}$ 에 있는 $1.8 \text{ m}(y \text{ 방향}) \times 1.0 \text{ m}(z \text{ 방향})$ 크기의 전면 판넬은 판넬 면적의 70%가 구멍이 나 있는 타공판(punching plate) 형태로 되어 있다. 실내의 냉각 공기는 이 타공판 혹은 교환기 하부를 통해 교환기 내부로 유입되어 교환기 내부를 냉각하면서 더운 공기로 된 후, 교환기의 상부를 통해 유출된다. 하나의 교환기 내부에는 z 방향으로 0.2 m의 간격으로 $0.9 \text{ m} \times 1.2 \text{ m} \times 0.02 \text{ m}$ 크기의 전자기판(PCB, Printed Circuit Board) 4개가 탑재되어 있다. 따라서 교환기실 내에는 총 12개의 전자기판이 각각 $z=2.2 \text{ m}, 2.4 \text{ m}, 2.6 \text{ m}, 2.8 \text{ m}, 3.2 \text{ m}, 3.4 \text{ m}, 3.6 \text{ m}, 3.8 \text{ m}, 4.2 \text{ m}, 4.4 \text{ m}, 4.6 \text{ m}$ 및 4.8 m 의 위치에 배치되어 있다. 하나의 전자기판상에는 세로 $x=1.4 \text{ m}, 1.7 \text{ m}$ 및 2.0 m 의 위치에서 이 위치마다 높이 $y=0.6 \text{ m}, 0.9 \text{ m}$ 및 1.2 m

m 의 세 곳에, 즉 총 9개의 세라믹 전자부품(component)이 부착되어 있다. 하나의 전자부품의 크기는 $0.21 \text{ m} \times 0.21 \text{ m} \times 0.05 \text{ m}$ 이며 하나의 전자부품의 발열량 Q_c 는 $45 \text{ W} \sim 55 \text{ W}$ 정도로 일정한 발열량을 갖는다. 그러므로 식 (1)과 같이 정의된 교환기실 발열밀도 q''_r 의 범위는 $440 \text{ W/m}^2 \sim 540 \text{ W/m}^2$ 정도가 된다.

$$q''_r = (\sum_{i=1}^{n_r} Q_c) / A_r, \quad (1)$$

여기서 n_r 는 교환기실내 전자부품의 총수를 의미하며 A_r 는 교환기실의 유효면적이다.

고발열화 되고 있는 국내 교환기실에 대하여 기존의 수평 급배기방식보다 냉각 효과가 더 우수한 새로운 급배기방식으로써 바닥급기 천정배기 방식 혹은 천정급기 바닥배기방식에 대한 개발이 국내에서 검토 단계에 있다.⁽⁹⁻¹⁰⁾ 본 연구에서는 이와 같은 상황을 감안하여 국내의 교환기실에 바닥급기 천정배기방식과 천정급기 바닥배기방식을 적용할 경우에 나타나는 냉각 특성을 기존의 수평 급배기방식의 냉각 특성과 비교하여 그 정량적인 결과를 제시함으로써 국내의 고발열 교환기실의 급배기방식 선정에 도움을 주고자 한다. 따라서 바닥급기 천정배기방식과 천정급기 바닥배기방식이 본 연구에서 추가적으로 설정되었으며 이에 대한 계산 모델을 Fig. 2 및 Fig. 3에 각각 나타내었다. 그림에 나타낸 이 두 가지 급배기방식의 모델의 전체 크기, 교환기의 구성 및 크기는 상기의 Fig. 1에서 설명한 바와 동일

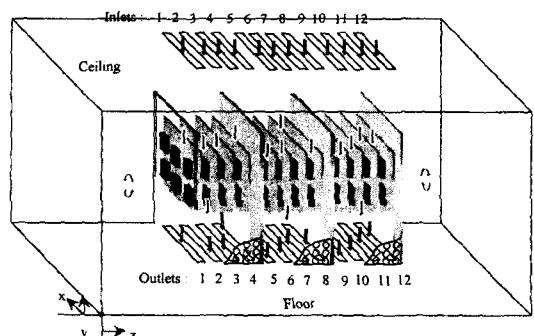


Fig. 3 The numerical model of the overhead air supply and underfloor return flow system.

바닥급기 천정배기방식 모델에서는 교환기 내의 12개의 전자기판이 위치한 곳마다 아래 바닥에 하나 단지 급기구와 배기구의 수와 배치가 달라 냉각 공기의 흐름이 달라진다. Fig. 2에 나타낸 12개의 급기구를 배치시켜 냉각 공기를 발열 전자부품과 전자기판에 바닥으로부터 직접 유입시켜 냉각 효과를 높이고자 하였다. 급기구 1(inlet 1)~급기구 12(inlet 12) 등 12개의 급기구들은 하나의 급기구의 크기가 0.9 m(x 방향) × 0.1 m(z 방향)로 12개의 각 급기구 크기가 모두 동일하다. 교환기실의 천정에 위치한 배기구 1(outlet 1)~배기구 12(outlet 12) 등 12개의 배기구들의 각 크기 및 위치도 바닥에 위치한 각 급기구의 크기 및 위치와 일치되도록 배치되어 있다. 이러한 급기구 및 배기구들의 배치에 의해 급기구로부터 유입된 냉각 공기가 교환기의 하부를 통해 교환기 내부로 직접 유입되며 교환기 내부를 냉각하면서 더운 공기로 된 후, 교환기의 상부를 통해 천정의 배기구로 유출된다. Fig. 3에 나타낸 천정 급기 바닥배기방식 모델의 급기구 및 배기구들은 Fig. 2의 바닥급기 천정배기방식 모델의 급기구들이 배기구들로 바뀌며 배기구들은 급기구들로 바뀌게 되는 형태를 취한다. 따라서 천정에 위치한 급기구로부터 유입된 냉각 공기가 교환기 내부를 지나며 냉각한 후, 바닥의 배기구로 유출된다. 이와 같이 교환기 내에 직접 유입하는 이들 두 가지 종류의 새로운 방식들은 기존방식(수평 급기방식)보다 냉각 효과가 더 우수할 것으로 직관적으로 알 수 있으나 정량적으로는 얼마나 더 우수한 가는 알 수 없다. 이러한 정량적인 결과를 얻고자 하는 것이 본 연구의 목적이며 이 정량적인 결과는 국내의 고발열 교환기실의 급기방식 선정 및 설계시에 도움을 줄 것이다.

2.2 지배방정식 및 경계조건

본 연구에서 설정한 세가지 종류의 급기방식의 계산 모델내에는 대부분 3 m/s 정도의 공기 유입이 관찰되며, 이러한 경우에서는 급기구의 세로 길이(0.9 m)를 특성 길이로 하는 Reynolds 수가 179000 이상으로서 유동 영역이 난류에 속한다. 교환기실 내의 난류유동의 실제적인 물리 현상을 기술하는 완전한 지배방정식에 다음과 같은 가정을 도입하여 기본방정식을 설정하였다.

(1) 3차원 공간의 교환기실의 내부에 열원이 존재하므로 실내유동은 정상상태 3차원 난류혼합 대류유동이다.

(2) 유동장 내의 밀도변화는 Boussinesq approximation을 사용하여 이외의 실내 공기의 모든 물성치는 일정하게 유지된다.

(3) 열원인 발열 전자부품은 캐비닛 형태의 철재 판넬에 의해 실내의 모든 벽면과 차폐되어 있으므로 복사열전달은 무시한다.

본 수치 계산에서는 난류 유동을 해석하기 위한 난류 모델로서 표준 $k-\epsilon$ 난류 모델을 도입하였으며 비압축성 정상상태 3차원 난류 유동장 내에 열원이 존재하는 본 연구 모델의 지배 방정식은 다음과 같다.

○ 연속 방정식

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_i) = 0 \quad (2)$$

○ 운동량 방정식

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_i u_j) = - \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} + g_i \beta \rho (T - T_{in}) \quad (3)$$

$$\tau_{ij} = \mu_{eff} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij} \quad (4)$$

여기서 g , β 및 T_{in} 은 각각 중력 가속도, 체적팽창계수 및 급기 온도이다. μ_{eff} 는 유효점성계수로서 점성계수 μ 와 난류점성계수 μ_t 의 합을 의미한다.

○ 난류운동에너지 방정식

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_i k) &= \\ \frac{\partial}{\partial x_j} (\Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} + G - \rho \epsilon - g_i \beta \frac{\mu_T}{\sigma_T} \frac{\partial T}{\partial x_i}) & \end{aligned} \quad (5)$$

$$G = \mu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \quad (6)$$

여기서 Γ_k 는 난류에너지 확산 계수로서 μ_t/σ_k 이며 σ_k 및 σ_T 는 난류 상수이다.

○ 난류운동에너지 소산율 방정식

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_i \epsilon) &= \frac{\partial}{\partial x_j} (\Gamma_\epsilon \frac{\partial \epsilon}{\partial x_i}) \\ &+ (C_1 G - C_2 \rho \epsilon - C_3 g_i \beta \frac{\mu_T}{\sigma_T} \frac{\partial T}{\partial x_i}) \frac{\epsilon}{k} \end{aligned} \quad (7)$$

여기서 Γ_ϵ 는 난류에너지 소산율 확산 계수로서 μ_t/σ_ϵ 이며 σ_ϵ 는 난류에너지 소산율 실험 상수이다. 난류 점성 계수는 계산된 난류운동에너지와 난류운동에너지 소산율로부터 다음 관계식을 이용하여 얻게 된다.

$$\mu_t = C_\mu \frac{\rho k^2}{\epsilon} \quad (8)$$

여기서 C_μ 는 난류 점성 계수 비례 상수이다. 상기 식들에서 사용된 각 난류 상수는 $C_1=1.44$, $C_2=1.92$, $C_3=0.7$, $C_\mu=0.09$, $\sigma_k=1.0$, $\sigma_T=1.0$ 및 $\sigma_\epsilon=1.3$ 값을 사용하였다.

○ 에너지 방정식

유동부 :

$$\frac{\partial(\rho c_p u_i T)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} (k_{eff} \frac{\partial T}{\partial x_i}) \quad (9)$$

여기서 k_{eff} 는 유효 열전도율로서 열전도계수 k 와 난류 열전도계수 k_t 합이다. k_t 는 다음과 같이 정의된다.

$$k_t = -\frac{\mu_t c_p}{P r_t} \quad (10)$$

여기서 P_r 는 난류 Prandtl 수이다.

고체부 :

$$\alpha_s \left(\frac{\partial^2 T_s}{\partial x_i \partial x_j} \right) + \left(\frac{\dot{q}}{\rho c_p} \right)_s = 0 \quad (11)$$

여기서 하첨자 s 는 고체부를 의미한다. 또한 α_s 는 고체의 열확산 계수를 의미하며, \dot{q} 는 아래에 정의한 바와 같이 전자부품의 단위 체적당 발열량을 의미한다.

$$\dot{q}_s = \frac{Q_c}{V_c} \quad (12)$$

여기서 Q_c 는 전자부품의 발열량을 의미하고, V_c 는 전자부품의 체적을 의미한다.

본 연구에서 설정한 Fig. 1, Fig. 2 및 Fig. 3의 각 급배기방식 모델들의 유동 및 온도 분포를 수치 계산에 의해 구하기 위해서는 각 급배기방식 모델의 모든 경계면에 경계 조건이 각각 주어져야 한다. 교환기실 바닥, 천정 및 각 벽면들은 단열재로 구성되어 있으므로 본 연구의 수치 계산에서 세가지 종류의 급배기방식 모델의 바닥, 천정 및 각 벽면들의 온도 조건은 모두 단열조건을 동일하게 부여하였다. 급기구에서는 풍량 $V_{in}=50 \sim 250$ CMM(여기서, 풍량의 단위인 CMM은 m^3/min 을 의미) 범위의 $18^\circ C$ 의 냉각 공기가 급기구의 단면에 수직한 방향으로 균일한 속도 분포로서 실내에 급기된다고 간주하였으며 이는 실제 교환기실에서 통용되는 조건이다. 이에 의해 수평 급배기방식의 급기속도 w_{in} (Fig. 1 좌표참조, z방향 속도)의 값과 바닥급기 천정배기방식 및 천정급기 바닥배기 방식의 급기속도 $v_{in}(y$ 방향 속도)의 값은 다음의 식에서 구해진다.

$$w_{in} \text{ or } v_{in} = V_{in} / A_{in} \quad (13)$$

여기서 A_{in} 은 급기구 면적을 의미한다. 한편 모든 급기구들에서의 난류운동에너지 k_{in} 의 값은 유입속도의 제곱에 대한 2.5%로 주며 급기구들에서의 난류운동에너지 소산율 ϵ_{in} 의 값은 급기구 단면 폭의 절반(0.45 m)을 난류특성길이 λ 로 사용하여 주었다. 모든 배기구들의 경계조건으로는 배기구 단면의 압력값을 배기구 단면을 따라 균일하게 0 Pa의 값으로 주었다. 0 Pa의 뜻은 계이지 압력을 나타내며 기준 압력 값이다. 또한 모

둔 배기구들에서의 단면에 평행한 속도, 온도경 계조건들은 Neumann 조건을 사용하였다.

3. 수치해석 방법

본 연구에서는 PHOENICS V.2.2.1을 이용하여 수치해석 하였다. PHOENICS⁽¹¹⁾는 유한체적법(finite volume method)에 근간을 둔 Navier-Stokes 방정식 풀이용 상용 프로그램이며 엇갈림(staggered) 격자 방식을 채용하고 있다. 또한 이 프로그램은 SIMPLEST(Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations Shortened) 알고리즘에 의한 반복법을 사용하며 대류 항의 처리를 위한 공간 도식(scheme)으로는 하이브리드 도식(hybrid scheme)을 사용한다.

세가지 종류의 급배기방식 모델에 대해 모두 동일한 격자 분포를 사용하였으며 Fig. 1의 좌표를 참고하여 각 방향에 따른 격자 수는 x 방향으로 18개와 y방향으로 20개 그리고 z방향으로 75개로서 총 27000개 격자로 구분되었으며 교환기 내에 속도 구배가 를 것으로 예상되어 비교적 조밀한 격자를 분포 시켰다. 이외로, 본 연구에서 사용한 상기의 27000개의 격자 수보다 적은 경우인 19440개(x 방향 15개, y방향 18개 및 z 방향 72개)의 격자 수, 그리고 많은 경우인 34320개(x 방향 20개, y방향 22개 및 z 방향 78개)의 격자 수에 대해 수치 계산을 각각 수행하여 격자 분포의 변화에 따른 수치 계산 결과의 변화가 거의 나타나지 않음을 확인하였다. 반복 계산시 오류 시간 이완 계수(false time relaxation factor)방법을 사용하여 해의 수렴성을 증가시켰으며 속도, 압력, 난류 및 온도 변수의 이완 계수 값은 각각 0.1, 0.3, 0.3 및 0.5 정도를 사용하였다.

4. 결과 및 고찰

4.1 수치 계산 조건

교환기실 내의 교환기의 운전은 지역별 전화통신의 회선 용량에 따라 운전 정도가 다르게 된다. 이 교환기의 운전 정도에 따라 교환기 내 교환기실의 발열밀도 q''_r 이 결정되며 회선 용량 500~1000회선의 교환기실에서는 통상적으로 $q''_r=440 \text{ W/m}^2 \sim 540 \text{ W/m}^2$ 의 범위에서 운전하게

되며 이 때, 급기구에서 급기 풍량 $V_{in}=50\sim250 \text{ CMM}$ 정도가 급기된다. 그러므로 본 연구에서는 세가지 종류의 급배기방식에 대해 상기의 교환기 실의 발열밀도 q''_r 및 급기 풍량 V_{in} 의 범위 내에서 단계적으로 변화시키는 등 총 46개의 경우에 대해 전자부품의 온도 분포를 계산하였다. 수치 계산을 위해 사용된 공기의 열물성치는 대기 조건인 20°C, 1기압의 공기에 해당하는 값이다. 교환기 내의 발열 전자기판, 전자부품 및 판넬의 재료는 각각 구리, 세라믹 및 강철을 통상적으로 이용한다. 따라서 발열 전자기판, 전자부품 및 판넬의 열물성치는 해당하는 각 재료의 열물성치의 값⁽¹²⁾이 본 연구에서 사용되었다.

4.2 타당성 검증

본 연구의 교환기실의 급배기방식 계산 모델에 관한 본 연구의 수치적 연구 방법이 타당한 방법인지를 검증할 목적으로 실험적 연구가 수행되었다. 설정된 세가지 종류의 급배기방식의 계산 모델들에 사용된 수치 연구 방법은 모두 동일하므로 수평 급배기방식 모델이 수치 연구 방법의 타당성 검증을 위한 실험 모델로서 대표적으로 선정되었다. 이 실험 모델의 전체 크기는 2.4 m × 3.0 m × 6.0 m로서 크기가 대형 공간이며 이 크기를 대상으로 실험을 수행하기에는 실험 공간의 확보 및 실험장치의 구성 등이 어려운 문제가 되므로 실험적 연구에서는 이 실험 모델의 전체 크기 및 교환기 크기 등 모든 크기가 1/6의 크기의 축률로 축소된 크기의 교환기실 모형을 제작하였으며 이러한 교환기실의 모형을 이용한 모형 실험이 수행되었다. 이어서 교환기실 모형과 동일한 수치 계산 모델을 설정하여 모형의 수치 계산을 수행하였다. 모형의 수치 계산에서 지 배방정식 등 수치적 연구 방법은 앞에서 서술한 이론적 연구의 수치 연구 방법을 동일하게 적용하였으며 모형의 수치 계산에서의 급기구 속도 및 온도 조건, 그리고 벽면 단열 조건 등 모든 경계 조건들은 모형 실험에 부여된 경계 조건을 사용하였다. 이러한 교환기실 모형에 의한 방법으로 타당성이 검증된 본 연구의 수치 연구 방법이 본 연구의 실제 크기의 교환기실 계산 모델에 사용될 때, 이 계산 모델의 결과는 타당성을 갖

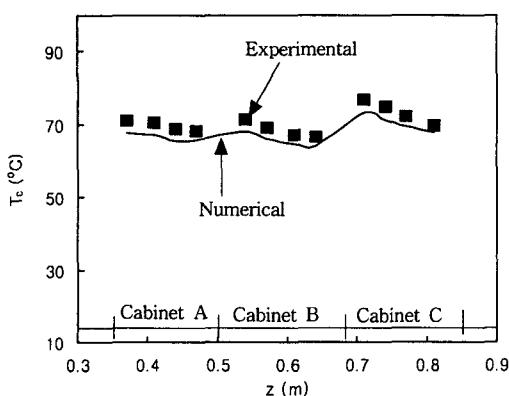


Fig. 4 Comparison of the comp. temp. along z-direction between experimental and numerical study.

게 될 것이다.

가로 z에 따른 전자부품 온도 T_c 들에 대하여 모형의 수치 계산 값과 모형의 실험 값을 Fig. 4에서 상호 비교하였다. 그림의 실험 값을 살펴보면, 교환기 A에서 교환기 B 및 교환기 C로 갈수록 전자부품 온도 T_c 가 증가하는 경향을 보이고 있다. 이러한 경향은 수치 계산 값에서도 거의 유사하게 나타난다. 실험 값에서 전자부품의 온도 T_c 는 $66.5\text{ }^{\circ}\text{C} \sim 76.8\text{ }^{\circ}\text{C}$ 의 범위에서 분포하며 수치계산 값에서 T_c 는 $64.0\text{ }^{\circ}\text{C} \sim 73.2\text{ }^{\circ}\text{C}$ 의 범위에서 분포하였다. 가로 z의 동일한 위치에서 수치계산 값은 실험 값보다 z를 따라 약 $3\text{ }^{\circ}\text{C} \sim 4\text{ }^{\circ}\text{C}$ 정도씩 낮으며 실험 값에 대한 수치 계산 값의 오차는 각

z의 위치에 따라 최소 4%~최대 8%정도를 나타낸다. 실험과 수치 계산에서 전자부품 온도의 분포 경향이 거의 유사하며 오차 정도가 작으므로 본 연구에서 사용된 수치방법의 타당성을 믿을 수 있었으며, 또한 4%~8%정도의 오차 이내로 수치해석의 결과를 신뢰할 수 있다.

4.3 유동 특성

본 연구에서 설정된 세가지 종류의 급배기방식 계산모델은 3차원의 공간에 해당되며 이와 같은 경우에 급배기방식에 따른 유동 형태는 여러 단면에서 비교될 수 있으나 가장 유동 형태가 크게 달라지는 곳이 $x=1.7\text{ m}$ 에서의 단면이었다. 따라서 이 곳에서의 유동 형태를 각 급배기방식에 따라 비교하여 급배기방식에 따른 유동특성을 조사해 보고자 하며, 먼저 수평 급배기방식의 속도 분포를 Fig. 5에 나타내었다. 이 때의 교환기실 발열밀도 및 급기 풍량은 각각 $q''_r=490\text{ W/m}^2$ 및 $V_{in}=146\text{ CMM}$ 에 해당될 때이다. 그림에서 교환기 A, 교환기 B 및 교환기 C 등 각 교환기 내로 유입된 냉각 공기가 전자 부품을 냉각하며 교환기의 상부 방향(높이 y 방향)으로 흐르고 있음을 볼 수 있다. 교환기 A, 교환기 B 및 교환기 C에서의 냉각 공기의 유동 방향은 각 교환기 모두 유사하다. 그러나 교환기 A, 교환기 B 및 교환기 C에서의 냉각 공기의 평균 속도의 크기들은 각각 0.7 m/s , 0.5 m/s 및 0.3 m/s 인 것으로 본 연구에서 조사되었다. 즉, 교환기 A, 교환기 B 및 교환기 C의 순으로 냉각 공기의 평균 속도의 크기가 점차적으로 작아지게 되며 이를 비교해 볼 때, 교환기 내의 전자부품의 냉각이 교환기 A, 교환기 B 및 교환기 C의 순으로 점차적으로 불리해질 것임을 짐작할 수 있다. 각 교환기 내부를 냉각한 공기는 더운 공기로 되어 교환기실의 천정으로 흐르다가 좌측 방향(음의 z 방향)으로 흐름이 바뀌어 가고 있으며 이후, 공기의 흐름이 배기구가 위치한 곳으로 하향하고 있음을 볼 수 있다.

이어서 바닥급기 천정배기방식의 속도 분포를 Fig. 6에 나타내었다. 그림에서 각 교환기 하부 아래 바닥에 있는 급기구들로부터 높이 y 방향으로 교환기 내부에 직접 유입된 냉각 공기는 교환기 내부를 냉각하면서 더운 공기로 된 후, 교환

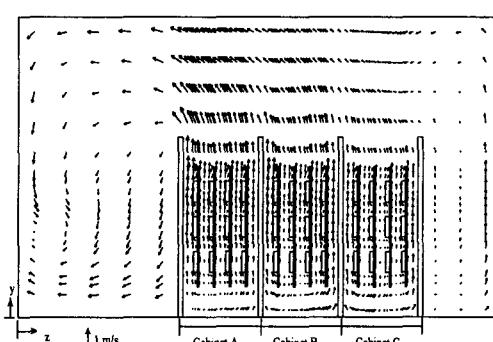


Fig. 5 The velocity vector distributions in the horizontal air supply and return flow system.

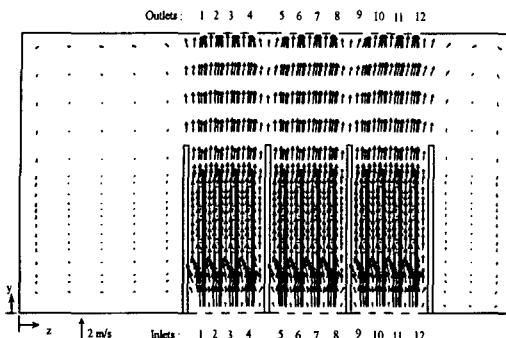


Fig. 6 The velocity vector distributions in the underfloor air supply and overhead return flow system.

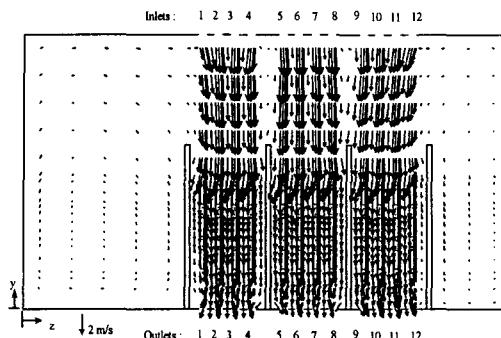


Fig. 7 The velocity vector distributions in the overhead air supply and underfloor return flow system.

기 상부를 통해 천정에 있는 배기구들로 배기됨을 볼 수 있다. 세가지 교환기들 모두 내부의 냉각 공기의 흐름과 크기는 거의 유사하다. 교환기 내부에서 냉각 공기 속도의 크기는 평균 1.4 m/s로 본 연구에서 조사되었으며 상기의 수평 급배기방식의 교환기 내부의 냉각 공기 속도 크기에 비해 상당히 큼을 알 수 있다. 따라서 바닥급기 천정배기방식에서의 교환기 냉각은 수평 급배기방식보다 상당히 우수해 질 것이며 바닥급기 천정배기방식에서의 세가지 교환기는 거의 동일한 수준으로 냉각될 것임을 짐작할 수 있다. 그림의 좌측 및 우측에서는 각각 반시계 방향 및 시계 방향으로의 미약한 크기의 실내 재순환 유동이 관측되며 이 재순환 유동은 교환기의 냉각에 별 영향을 주지 않는다.

상기의 바닥급기 천정배기방식의 공기의 주 유동 방향이 양의 높이 y방향 즉, 바닥에서 천정 방향인 데 반해서, 천정급기 바닥배기방식에서는 급배기 방식이 바닥급기 천정배기방식과 반대 방향이므로 공기의 주 유동 방향이 음의 높이 y방향 즉, 천정에서 바닥 방향임을 Fig. 7에서 볼 수 있다. 그림에서 천정에 있는 급기구들로부터 음의 높이 y 방향으로 교환기 내부에 직접 유입된 냉각 공기는 교환기 내부를 냉각하면서 더운 공기로 된 후, 교환기 하부 바닥에 있는 배기구들로 배기됨을 볼 수 있다. 이 배기구들에서 냉각 공기가 다소 산란된 모습을 보이며 이는 바닥에 부딪친 주변 공기의 간섭이 작용하기 때문이다. 세가지 교환기들 모두 내부의 냉각 공기의 흐름

과 크기는 거의 유사하다. 교환기 내부에서 냉각 공기 속도의 크기는 평균 1.3 m/s로 본 연구에서 조사되었으며 수평 급배기방식의 교환기 내부의 냉각 공기 속도 크기에 비해 상당히 큼을 알 수 있다. 그림의 좌측 및 우측에서는 각각 시계 방향 및 반시계 방향으로의 미약한 크기의 실내 재순환 유동이 관측된다. 좌측에서의 시계 방향 재순환 유동은 인접한 곳에 위치한 천정의 급기구 1로부터 급기되는 냉각 공기의 흐름을 우측으로 밀어내고 있음을 그림에서 볼 수 있다. 아울러 우측에서의 반시계 방향 재순환 유동은 인접한 곳에 위치한 천정의 급기구 12로부터 급기되는 냉각 공기의 흐름을 좌측으로 밀어내고 있음을 그림에서 볼 수 있다. 이러한 재순환들의 영향으로 인해, 급기구 1과 급기구 12 아래에 각각 위치한 교환기 내의 전자부품들의 냉각이 다른 곳에 위치한 전자부품들보다 불리해짐을 짐작할 수 있다.

4.4 온도 분포

교환기실 냉각의 주요 목적은 교환기실 내의 전자부품을 냉각하기 위한 것이므로 본 연구에서의 교환기실 내의 온도 분포는 전자부품들의 온도 분포를 주로 관찰하였다. 급기풍량 $V_{in}=146$ CMM 그리고 교환기실 발열밀도 $q''_f=540 \text{ W/m}^2$ 일 때, 교환기실의 세로 $x=1.7 \text{ m}$ 및 높이 $y=0.9 \text{ m}$ 의 위치에서 가로 z 방향에 따른 각 급배기방식 별 전자부품의 온도 T_c 의 분포를 Fig. 8에 나타

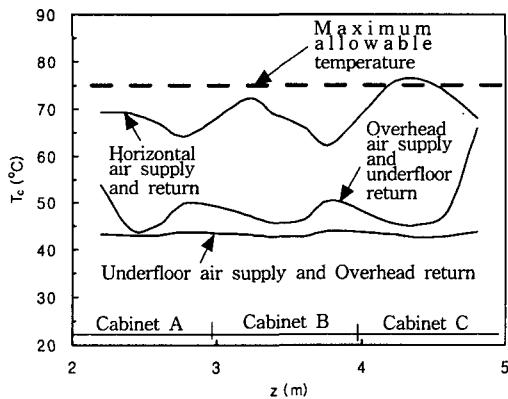


Fig. 8 The component temp. distribution along z -direction ($q''_r = 540 \text{ W/m}^2$).

내었다. 바닥급기 천정배기방식의 T_c 는 z 방향을 따라 미소한 폭으로 증가 및 감소를 반복하였으며 $z=3.8 \text{ m}$ 의 위치에서 최대 값을 나타내고 있다. 천정급기 바닥배기방식의 T_c 는 $z=2.2 \text{ m}$ 및 4.8 m 의 위치에서 다른 곳보다 비교적 높은 온도를 나타내며 이는 이전의 속도 분포에서 논의된 바와 같이 이들 위치에서의 냉각이 불리하기 때문이다. 수평 급배기방식의 T_c 는 교환기 A에서 z 방향을 따라 감소하다가 교환기 B의 시작 위치에서 큰 폭으로 증가한 후 다시 감소하며 이러한 경향은 교환기 C에서도 반복된다. 또한 수평 급배기방식에서는 교환기 A, 교환기 B 및 교환기 C 등 가로 z 방향으로 갈수록 T_c 값의 분포가 높아지고 있다. 수평 급배기방식에서의 T_c 가 $z=4.4 \text{ m}$ 위치에서 최대동작허용온도(75°C)를 초과하므로 이 위치에서 전자부품이 열적으로 불안정하게 된다. 교환기는 전자 통신적 기능상 상호 유기적인 연결 구조를 이루고 있으므로 어느 한 곳이라도 부품이 불안정한 상태에 있게 되면 전체 부품의 기능에 영향을 미치게 된다. 따라서 $q''_r = 540 \text{ W/m}^2$ 에서 부품의 불안정한 부분이 발생되는 수평 급배기방식은 $q''_r = 540 \text{ W/m}^2$ 보다 작은 전자기판의 발열밀도에서 운용되어야 부품의 열적 신뢰성이 보장되는 급배기 방식임을 알 수 있다.

교환기실의 냉각은 급기구로부터의 냉각 공기의 급기 풍량 V_{in} 이 많고 적음에 따라 영향을 받게 된다. 이와 같이 급기 풍량에 따른 교환기실

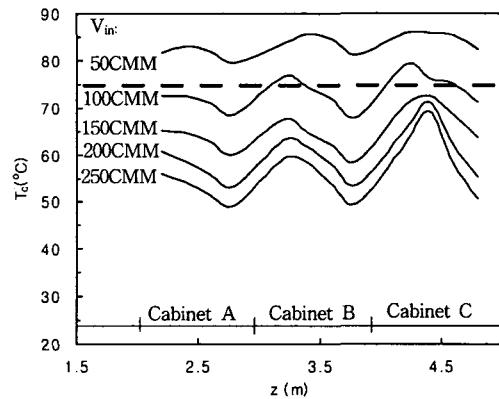


Fig. 9 Comparison of the component temp. distribution among various air supply flow rates in the horizontal air supply and return flow system.

냉각의 변화에 대한 결과는 교환기실 냉각 공기의 급기 운전시 적절한 급기 풍량을 선정하기 위한 유용한 자료가 될 것이다. 이를 위해, 본 연구에서 선정한 V_{in} 의 크기는 각각 50 CMM, 100 CMM, 150 CMM, 200 CMM 및 250 CMM씩 급기 풍량을 50 CMM 씩 단계적으로 증가시키면서 이에 따른 급배기 방식별 부품 온도분포의 변화를 조사하였다. 이 때의 교환기실의 발열밀도 q''_r

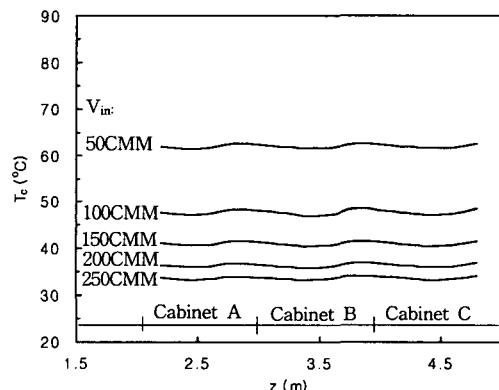


Fig. 10 Comparison of the component temp. distribution among various air supply flow rates in the underfloor air supply and overhead return flow system.

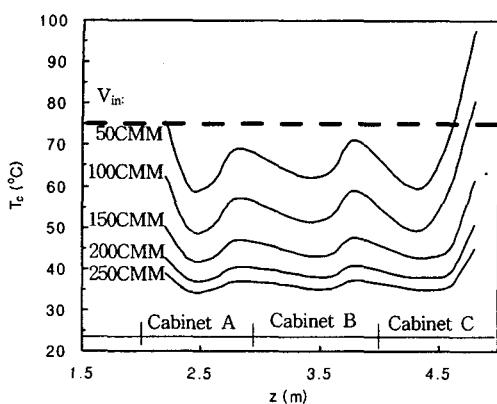


Fig. 11 Comparison of the component temp. distribution among various air supply flow rates in the overhead air supply and underfloor return flow system.

는 통상적인 전자기판의 발열밀도 정도인 $q''_r=490 \text{ W/m}^2$ 로 고정하였다. 세가지 종류의 급배기 방식별로 여러가지 급기 풍량에 따라 $x=1.7 \text{ m}$ 및 $y=0.9 \text{ m}$ 위치에 있는 전자 부품의 z 방향 온도 분포를 Fig. 9, Fig. 10 그리고 Fig. 11에 나타내었다. 수평 급배기 방식일 때인 Fig. 9를 살펴 보면, $V_{in}=100 \text{ CMM}$ 일 때 교환기 B 그리고 교환기 C의 일부분에서 T_c 가 허용온도 한계를 넘으며 부품이 열적으로 불안정해짐을 나타낸다. 또한 $V_{in}=50 \text{ CMM}$ 일 때 모든 교환기 영역에서 부품이 열적으로 불안정해짐을 나타내었다. 그러나 $V_{in}=150 \text{ CMM}$ 이상부터는 이러한 부품의 불안정 영역이 발생하지 않았다. 따라서 전자기판의 발열밀도 $q''_r=490 \text{ W/m}^2$ 정도의 수평 급배기 방식 교환기실에는 $V_{in}=150 \text{ CMM}$ 이상의 냉각 공기의 급기 풍량이 요구된다고 말할 수 있다.

바닥급기 천정배기방식인 Fig. 10을 살펴 보면, V_{in} 이 증가할수록 z 방향에 따른 T_c 의 분포가 점차적으로 감소하는 분포를 이루고 있음을 볼 수 있다. 아울러 z 방향에 따른 T_c 의 분포 형태는 모든 급기 풍량에 대해 거의 유사함을 볼 수 있다. 최소 급기 풍량인 $V_{in}=50 \text{ CMM}$ 일 때 모든 교환기에서의 T_c 는 약 62°C 정도이며 최대 급기 풍량인 $V_{in}=250 \text{ CMM}$ 일 때 T_c 는 약 33°C 정도로서

모든 급기 풍량에 대해 전자 부품의 온도가 모든 곳에서 안정한 수준이다. 따라서 바닥급기 천정 배기방식의 교환기실에서는 $V_{in}=50 \sim 250 \text{ CMM}$ 범위에서 임의의 풍량 값을 취할 수 있음을 알 수 있다.

천정급기 바닥배기방식인 Fig. 11을 살펴 보면, 앞의 두가지 급배기 방식과 마찬가지로 V_{in} 이 증가할수록 z 방향에 따라 T_c 의 분포가 점차적으로 감소하는 분포를 이루고 있음을 볼 수 있다. 아울러 z 방향에 따른 T_c 의 분포 형태는 모든 급기 풍량에 대해 거의 유사함을 볼 수 있다. 최소 급기 풍량인 $V_{in}=50 \text{ CMM}$ 과 100 CMM 일 때 교환기 C부분에서 전자부품의 불안정 영역이 발생함을 볼 수 있다. 그러나 $V_{in}=150 \text{ CMM}$ 이상부터는 전자부품의 불안정 영역이 나타나지 않는다. 따라서 천정급기 바닥배기방식의 교환기실에서는 150 CMM 정도의 급기풍량이 급기되어야 안정적인 부품 냉각을 유지할 수 있다고 볼 수 있다.

4.5 냉각 성능

본 연구에서는 교환기실의 각 급배기방식에 따른 냉각 성능을 정량적으로 평가하기 위해 다음과 같이 전체평균온도 기준 냉각 성능과 국부최대온도 기준 냉각 성능을 정의하였다.

전체평균온도 기준 냉각 성능

각 급배기방식별 전체평균온도 기준 냉각 성능을 평가하는 인자로서 아래에 정의된 바와 같이 교환기실 내에 분포하는 각 전자부품의 온도 T_c 를 평균한 온도인 전체평균온도 T_{mean} 이 이용된다.

$$T_{mean} = \frac{\sum n}{n} T_c / n \quad (14)$$

여기서 n 은 교환기실 내에 있는 전자부품의 총 개수를 의미한다. 교환기실의 각 급배기방식에 따른 전체평균온도 기준 냉각 성능 우열은 T_{mean} 의 값을 비교함으로써 판단될 수 있다. 즉, 각 급배기방식들 중에서 T_{mean} 을 각각 비교하여 T_{mean} 이 낮은 급배기 방식이 높은 급배기방식보다 더 우수한 냉각 성능을 가진다고 말할 수 있다.

이와 같이 T_{mean} 이 높으면 냉각 성능은 낮고

T_{mean} 이 낮으면 냉각 성능이 높아지므로 냉각 성능과 T_{mean} 은 역의 상관 관계를 가지게 된다. 따라서 본 연구에서 전체평균온도 기준 냉각 성능 φ_{mean} 을 다음과 같이 정의하여 냉각 성능과 T_{mean} 이 역의 상관 관계를 가지도록 하였다.

$$\varphi_{mean} = 1/(T_{mean} - T_{in}) \quad (15)$$

여기서 T_{in} 은 급기구에서의 온도이다. 아울러 급배기 방식별 전체평균온도 기준 냉각 성능비 γ_{mean} 을 아래의 식과 같이 산정함으로써 바닥급기 천정배기방식 및 천정급기 바닥배기방식의 냉각 성능들이 수평 급배기방식에 비해 얼마나 우수하게 되는 가를 정량적으로 알 수 있다.

$$\gamma_{mean} = \varphi_{mean,else}/\varphi_{mean,H} \quad (16)$$

여기서 하첨자 H는 수평 급배기방식을 뜻하며 하첨자 else는 바닥급기 천정배기방식 및 천정급기 바닥배기방식중의 하나를 의미한다.

국부최대온도 기준 냉각 성능

교환기실 내의 각 전자부품의 온도들 중에서 가장 최대값이 국부최대온도 T_{max} 이며 이 T_{max} 는 전체평균온도 기준 냉각 성능이 우수한 급배기방식에서 냉각 성능이 덜 우수한 급배기방식보다 높은 값을 나타낼 수 있다. 이럴 경우, 교환기실의 급배기방식 선택의 판단에 있어서 전체평균온도 기준 냉각 성능 비교만으로는 충분치 못하다. 즉, 전체평균온도 기준 냉각 성능이 가장 우수한 상태에서 국부최대온도 T_{max} 도 가장 낮은 급배기방식이 가장 좋은 방식이라고 볼 수 있다. 따라서 각 급배기방식별 T_{max} 를 서로 비교하는 냉각 성능 비교 방법이 필요하다. 식 (15) 및 (16)에서 정의된 바와 유사하게 여기에서도 국부최대온도 기준 냉각 성능 φ_{max} 와 급배기방식별 국부최대온도 기준 냉각 성능비 γ_{max} 를 다음의 식들과 같이 정의하였다.

$$\varphi_{max} = 1/(T_{max} - T_{in}) \quad (17)$$

$$\gamma_{max} = \varphi_{max,else}/\varphi_{max,H} \quad (18)$$

본 연구에서는 상기에서 정의한 전체평균온도 기

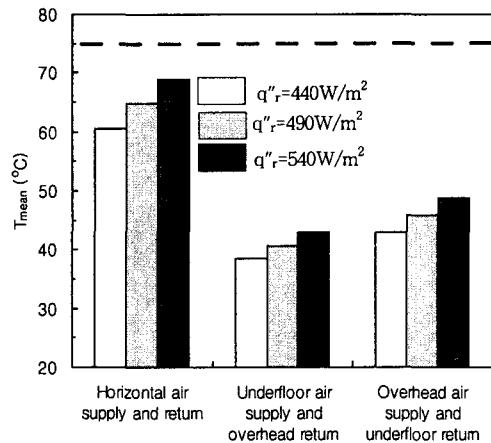


Fig. 12 Comparison of the mean temperatures in the air supply and return flow systems.

준 냉각 성능 측면과 국부최대온도 기준 냉각 성능 측면을 종합적으로 판단하여 각 급배기방식별 냉각 성능 우수 정도에 대한 정량적인 값을 산정하고 이 값을 비교 평가해 보고자 한다.

$q''_r=440 \text{ W/m}^2$, 490 W/m^2 및 540 W/m^2 로 전자기판의 발열밀도를 세가지 단계로 증가 시키면서 세가지 종류의 급배기방식별 전체평균온도 T_{mean} 에 대한 비교를 Fig. 12에 나타내었다. 그럼에서 가로 방향의 축은 세가지 종류의 급배기방식을 나타내고, 세로 축은 전체평균온도 T_{mean} 을 나타낸다. $q''_r=440 \text{ W/m}^2$ 일 때, 수평 급배기방식, 바닥급기 천정배기방식 및 천정급기 바닥배기방식의 T_{mean} 은 각각 60.5°C , 38.4°C 및 43.1°C 로서 바닥급기 천정배기방식 및 천정급기 바닥배기방식의 T_{mean} 이 수평 급배기방식보다 상당히 낮다. 따라서 바닥급기 천정배기방식 및 천정급기 바닥배기방식이 우수한 전체평균온도 기준 냉각 성능을 가지며 이 두가지 급배기방식중에서 바닥급기 천정배기방식이 더 우수한 전체평균온도 기준 냉각 성능을 가짐을 알 수 있다. $q''_r=490 \text{ W/m}^2$ 일 때, 수평 급배기방식, 바닥급기 천정배기방식 및 천정급기 바닥배기방식의 T_{mean} 은 50 W/m^2 의 q''_r 의 증가에 의해 각각 4.3°C , 2.3°C 및 2.8°C 정도 증가되었으며 이로 보아 수평 급배기방식의 전체평균온도의 증가 폭이 다른 두 방식보다 커짐을

Table 1 The mean temp. cooling performance ratios of the air supply and return flow systems.

γ_{mean}		q''_r (W/m^2)			Average of γ_{mean}
		440	490	540	
	Underfloor air supply and overhead return flow system	2.08	2.06	2.04	2.06
	Overhead air supply and underfloor return flow system	1.69	1.67	1.65	1.67

알 수 있다. $q''_r=540 \text{ W/m}^2$ 에서도 각 방식의 T_{mean} 증가 폭은 이전과 유사하며 바닥급기 천정 배기방식 및 천정급기 바닥배기방식이 수평 급배기방식보다 우수한 전체평균온도 기준 냉각 성능을 가진다. 따라서 바닥급기 천정배기방식 및 천정급기 바닥배기방식을 취함으로써 모든 q''_r 에 대해 수평 급배기방식보다 전체평균온도 기준 냉각 성능의 증대 효과를 얻을 수 있으며 특히 바닥급기 천정배기방식이 전체평균온도 기준 냉각 성능 측면에서 가장 효율적인 방식이라 말할 수 있다.

바닥급기 천정배기방식 및 천정급기 바닥배기방식이 수평 급배기방식보다 전체평균온도 기준 냉각 성능을 정량적으로 얼마나 증가 시키는지를 조사해보기 위해, Table 1에 각 전자기판의 발열밀도 q''_r 별로 바닥급기 천정배기방식 및 천정급기 바닥배기방식의 전체평균온도 기준 냉각 성능비 γ_{mean} 의 값을 나타내었다. 표에서 두 방식 모두에서 γ_{mean} 의 값은 q''_r 에 따라 거의 유사하며 q''_r 에 따른 γ_{mean} 의 전체 평균 값은 바닥급기 천정배기방식에서 2.06, 천정급기 바닥배기방식에서 1.67이 된다. 따라서 $440 \text{ W/m}^2 \sim 540 \text{ W/m}^2$ 의 전자기판의 발열밀도의 범위에서 바닥급기 천정배기방식은 수평 급배기방식보다 약 2배 정도로 전체평균온도 기준 냉각 성능이 증대되며 천정급기 바닥배기방식은 수평 급배기방식보다 1.7배 정도로 전체평균온도 기준 냉각 성능이 증대됨을 알 수 있다.

세가지 종류의 급배기방식별 국부최대온도 T_{max} 에 대한 비교를 Fig. 13에 나타내었다. $q''_r=440 \text{ W/m}^2$ 일 때, 수평 급배기방식, 바닥급기 천정 배기방식 및 천장급기 바닥배기방식의 T_{max} 는

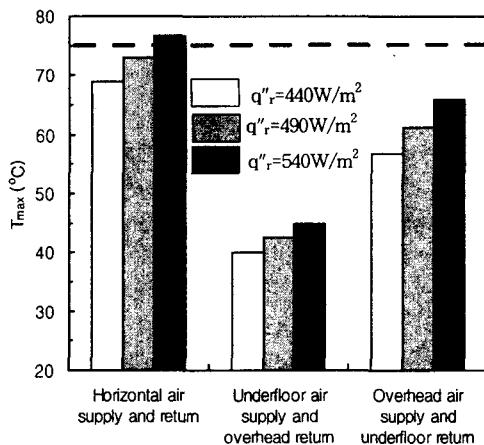


Fig. 13 Comparison of the max. temperatures in the air supply and return flow systems.

각각 68.9°C , 40.1°C 및 56.8°C 로서 바닥급기 천정 배기방식 및 천정급기 바닥배기방식의 T_{max} 가 수평 급배기방식보다 상당히 낮다. 따라서 바닥급기 천정배기방식 및 천정급기 바닥배기방식이 우수한 국부최대온도 기준 냉각 성능을 가지며 이 두 가지 급배기방식중에서 바닥급기 천정배기방식이 더 우수한 국부최대온도 기준 냉각 성능을 가짐을 알 수 있다. $q''_r=490 \text{ W/m}^2$ 일 때, 수평 급배기방식, 바닥급기 천정배기방식 및 천정급기 바닥배기방식의 T_{max} 는 50 W/m^2 의 q''_r 의 증가에 의해 각각 4.0°C , 2.4°C 및 5.5°C 정도 증가되었으며 이로 보아 천정급기 바닥배기방식의 T_{max} 의 증가 폭이 다른 두 방식보다 커짐을 알 수 있다. $q''_r=540 \text{ W/m}^2$ 일 때에는 수평 급배기방식의 T_{max} 가 전자부품의 최대허용온도를 넘어서게 된다. 따라서 수평 급배기방식은 교환기실의 발열밀도가 540 W/m^2 보다 낮은 경우에서 운용되어야 하며 전자기판의 발열밀도가 540 W/m^2 정도일 경우에는 급배기방식으로써 바닥급기 천정배기방식 또는 천정급기 바닥배기방식을 취하는 것이 전자부품의 최대허용온도 초과를 피할 수 있게 됨을 알 수 있다. Table 2에 각 q''_r 별로 바닥급기 천정배기방식 및 천정급기 바닥배기방식의 국부최대온도 기준 냉각 성능비 γ_{max} 의 값을 나타내었다. q''_r 에 따른 γ_{max} 의 전체 평균 값을 살펴볼

Table 2 The maximum temperature cooling performance ratios of the air supply and return flow systems.

γ_{\max}		q''_r (W/m^2)			Average
		440	490	540	of γ_{\max}
	Underfloor air supply and overhead return flow system	2.30	2.24	2.18	2.27
	Overhead air supply and underfloor return flow system	1.31	1.27	2.22	1.29

때, 바닥급기 천정배기방식 및 천정급기 바닥배기방식은 수평 급배기방식보다 각각 약 2.3배 및 1.3배 정도로 국부최대온도 기준 냉각 성능이 증대됨을 알 수 있다. 지금까지 논의한 바닥급기 천정배기방식과 천정급기 바닥배기방식의 전체평균온도 및 국부최대온도 기준 냉각 성능 증대량을 종합적으로 비교해 볼 때, 바닥급기 천정배기방식이 가장 우수한 냉각 성능을 가지는 급배기방식이라고 말할 수 있다.

급기풍량이 커질수록 냉각성능은 향상되나, 팬의 동력 소비가 증가하므로 이러한 팬의 동력 증가율을 고려한 냉각성능 증가 정도에 관한 데이터를 제시하는 것이 실용적인 측면에서 유용한 사항이다. 이를 위해 냉각성능비 대 팬 동력비를 C로 정하고 다음과 같은 식으로 정의하였다.

$$C = (\varphi_{\text{mean}} / \varphi_{\text{mean}, 50\text{CMM}}) / (P / P_{50\text{CMM}}) \quad (19)$$

여기서 $\varphi_{\text{mean}, 50\text{CMM}}$ 은 급기풍량 $V_{in}=50$ CMM일 때의 전체평균온도 기준 냉각성능이며, φ_{mean} 은 50 CMM 이상의 임의 급기풍량, 즉 $V_{in} = 50 \sim 250$ CMM 범위에서의 전체평균온도 기준 냉각성능을 의미한다. 또한 $P_{50\text{CMM}}$ 는 50 CMM일 때의 팬 동력을 의미하며, P는 임의 급기풍량일 때의 팬 동력을 의미한다. 상기 식과 같이 정의된 C값을 이용하게 되면, 최소 풍량 50 CMM으로부터 임의 풍량으로 증가될 때 소요되는 팬 동력증가비에 의해 냉각성능 증가비가 어느 정도 되는가를 판단할 수 있게 된다. $q''_r=490 \text{ W}/\text{m}^2$ 일 때, 급기풍량 V_{in} 에 따른 C값을 급배기방식별로 조사하여 Fig. 14에 나타내었다. 그림 내에 수평 급배기방식의 경우 $V_{in}=120$ CMM 정도까지 증가될 때, 냉각성능 증가비가 동력증가비의 20% 정도 수준까지 급격히 낮아지며 이후로는 다소 완만하게 낮아짐을 볼 수 있다. 수평 급배기 방식의 요구 풍량(Fig. 9에서 논의됨.)인 $V_{in}=150$ CMM에서 냉각성능 증가비가 동력증가비의 12% 정도 수준이 되며, 동력증가비에 의해 얻는 냉각성능비는 크지 않음을 알 수 있다. 바닥급기 천정배기방식의 경우 풍량 증가에 따라 C값의 변화 추이는 수평 급배기방식의 경우와 유사하나 동일한 풍량에서의 C값은 수평 급배기방식보다 다소 큼을 볼 수 있다. 천정급기 바닥배기방식의 경우 $V_{in}=200$ CMM 정도까지 증가될 때, 냉각성능 증가비가 동력증가비의 18% 정도 수준까지 급격히 낮아지며 이후로는 다소 완만하게 낮아짐을 볼 수 있다. 요구풍량인 $V_{in}=150$ CMM에서 냉각성능 증가비가 동력증가비의 36% 정도 수준이 되며, 동력증가비에 의해 얻는 냉각성능비는 수평 급배기 방식보다 상당히 커짐을 알 수 있다.

$q''_r=490 \text{ W}/\text{m}^2$ 및 $V_{in}=146$ CMM일 때, z를 따라 부품의 열전달계수 h_c 를 급배기 방식별로 조사하여 Fig. 15에 나타내었다. 그림 내에 수평 급배기방식의 경우 z방향을 따라 h_c 값이 점차적인 증가 혹은 감소를 반복하며, 교환기 A 내에서 z를 따라 평균한 h_c 값이 약 $13 \text{ W}/(\text{m}^2 \text{ }^\circ\text{C})$ 이며, 교환기 B도 $13 \text{ W}/(\text{m}^2 \text{ }^\circ\text{C})$, 그리고 교환기 C는 $11.2 \text{ W}/(\text{m}^2 \text{ }^\circ\text{C})$ 의 값을 갖는다. 따라서 교환기 A 및 B에서는 부품의 전열성능이 유사하며 교환기 C는 가장 불리한 전열성능을 나타낸다.

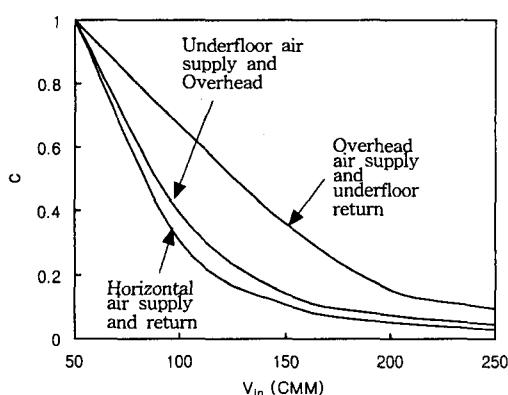


Fig. 14 Cooling performance-to-fan power for various flowrates.

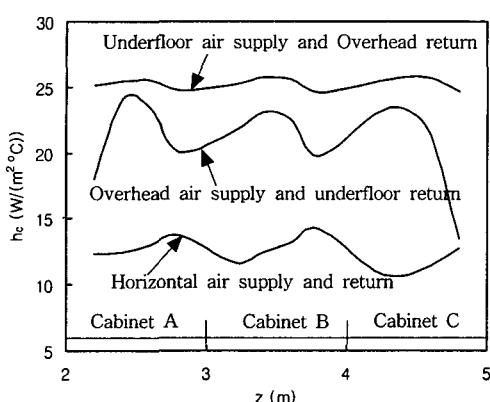


Fig. 15 Heat-transfer coefficient of components along z -direction.

있다. 천정급기 바닥배기방식의 경우, 수평 급배기방식보다 더 높은 h_c 값을 전반적으로 나타내며 z 방향을 따라 증가 혹은 감소의 폭이 크다. 평균 h_c 값이 교환기 A, B 및 C에서 각각 21.4, 21.8 및 20.1 $\text{W}/(\text{m}^2 \text{ }^\circ\text{C})$ 이며, 따라서 교환기 C가 가장 불리한 전열성능을 나타낸다. 바닥급기 천정배기방식의 경우, 세가지 급배기방식중에서 가장 높은 h_c 값을 전반적으로 나타낸을 볼 수 있으며 평균 h_c 값이 교환기 A, B 및 C에서 모두 25.3 $\text{W}/(\text{m}^2 \text{ }^\circ\text{C})$ 으로서 꼴고루 우수한 전열성능을 나타낸다.

바닥급기 천정배기방식 및 천정급기 바닥배기방식에서는 $440 \text{ W}/\text{m}^2 \sim 540 \text{ W}/\text{m}^2$ 의 통상적인

발열밀도 범위에서 국부최대온도 T_{\max} 가 부품의 최대허용온도를 초과하지 않았으며 그러므로 이를 두가지 급배기방식은 $540 \text{ W}/\text{m}^2$ 의 발열밀도가 넘는 교환기실에서 이용될 수 있는 급배기방식임을 알 수 있었다. 이를 두가지 급배기방식이 $600 \text{ W}/\text{m}^2$ 가 넘는 고발열 교환기실에서 이용될 경우, 어느 정도의 발열밀도까지 냉각 가능한지를 조사해 볼 필요가 있다. 이를 위해 교환기실의 발열밀도 q''_r 을 점차적으로 증가 시킴에 따라 바닥급기 천정배기 방식 및 천정급기 바닥배기방식에서의 국부최대온도 T_{\max} 의 증가 경향을 Fig. 16에 나타내었다. 그림을 살펴 보면, 천정급기 바닥배기방식에서는 약 $650 \text{ W}/\text{m}^2$ 의 교환기실의 발열밀도를 넘어설 때 국부최대온도 T_{\max} 가 최대허용온도를 초과하기 시작하고, 바닥급기 천정배기방식에서는 약 $1200 \text{ W}/\text{m}^2$ 의 교환기실의 발열밀도를 넘어설 때 국부최대온도 T_{\max} 가 최대허용온도를 초과하기 시작함을 볼 수 있다. 따라서 천정급기 바닥배기방식 및 바닥급기 천정배기 방식은 각각 $650 \text{ W}/\text{m}^2$ 및 $1200 \text{ W}/\text{m}^2$ 의 교환기실의 발열밀도 한계 이내에서 운용될 수 있는 급배기방식들이라고 볼 수 있다. 결론적으로 본 연구의 천정급기 바닥배기방식 및 바닥급기 천정배기방식은 각각 $600 \text{ W}/\text{m}^2$ 및 $1000 \text{ W}/\text{m}^2$ 을 조금 넘는 발열밀도 수준의 고발열 교환기실의 급배기방식으로써 이용될 수 있는 방식이라 말할 수 있다.

5. 결론

수평 급배기방식과 바닥급기 천정배기방식, 그리고 천정급기 바닥배기방식의 계산 모델들을 설정하고 각 방식에 따른 냉각 특성을 수치적인 방법으로 예측하여 아래와 같은 결론을 얻었다.

(1) 수평 급배기방식의 경우, 급기구로부터 멀어질수록 교환기의 냉각이 점차적으로 불리해지는 등 급기구 위치의 영향을 받는 유동특성을 나타낸다. 또한 천정급기 바닥배기방식의 경우, 교환기 주변의 재순환 유동 영향으로 인해 이 근처 전자부품들의 냉각이 불리해지는 유동 특성을 나타낸다.

(2) $490 \text{ W}/\text{m}^2$ 정도의 통상적인 교환기실 발열밀도 범위에서 교환기실 내 모든 부품이 열적으

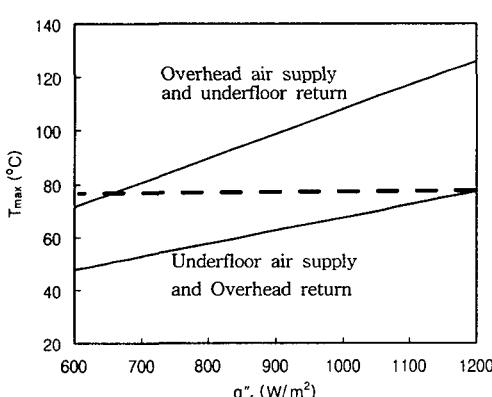


Fig. 16 The heat removal capacity of the air supply and return flow systems.

로 안정한 상태에서 운용되기 위해서 바닥급기 천정배기방식에서는 50 CMM 정도의 작은 양의 급기 풍량에도 가능하나, 수평 급배기방식 및 천정급기 바닥배기방식에서는 150 CMM 정도의 급기 풍량이 필요하다.

(3) 바닥급기 천정배기방식은 수평 급배기방식보다 전체평균온도 기준 냉각 성능 측면에서는 2 배 정도를, 국부최대온도 기준 냉각 성능 측면에서는 2.3배 정도를 증대시켰다. 그러므로 바닥급기 천정배기방식은 가장 우수한 냉각성능을 가지며 고발열 교환기실에 이용될 수 있는 급배기방식임을 알 수 있다.

(4) 수평 급배기방식 및 바닥급기 천정배기방식에서는 $V_{in}=120$ CMM 정도까지, 그리고 천정급기 바닥배기방식은 $V_{in}=200$ CMM 정도까지 증가될 때, 냉각성능 증가비가 팬 동력증가비에 비해 급격히 낮아지며 이후로는 다소 완만하게 낮아지는 경향을 보였다. 요구 풍량을 만족시키기 위한 팬 동력증가비에 대해 얻는 냉각성능비는 수평 급배기방식의 경우 그다지 크지 않으나 바닥급기 천정배기 및 천정급기 바닥배기방식의 경우에는 수평 급배기방식보다 다소 크게 나타났다.

(5) 수평 급배기방식 및 천정급기 바닥배기방식에서는 교환기 A 및 B에서는 부품의 전열성능이 유사하며 교환기 C는 가장 불리한 전열성능을 나타낸다. 바닥급기 천정배기방식에서는 교환기 A, B 및 C 모두 골고루 우수한 전열성능을 나타낸다.

참고문헌

1. Sophia, 1998, Environmental conditions and environmental tests for telecommunications equipment ETS 300019, European Telecommunications Standards Institute (ETSI), France.
2. Nakao, M., Hayama, and H., Uekusa, T., 1988, An efficient cooling system for telecommunication equipment rooms, Proceedings of 10th international tele. energy conference(INTELEC), pp. 344-349.
3. Hayama, H. and Nakao, M., 1989, Air flow systems for telecommunications equipment rooms, Proceedings of 11th international tele. energy conference(INTELEC), pp. 1-7.
4. 노홍구, 김원태, 정규일, 1995, 전화국 교환 실내 냉각유동에 관한 수치시뮬레이션 연구, 공기조화냉동공학회 동계학술논문집, pp. 441-444.
5. Ishiyama, Y., Fukuda, Y., Noguchi, H., Asano, N., 1997, Quality management system for telecommunications power and air-conditioning system, Proceedings of 19th INTELEC, pp. 297-302.
6. John, P., 1997, Reducing the costs of Network power and cooling, Proceedings of 19th INTELEC, pp. 277-284.
7. Cinato, P., 1998, An innovative approach to the environmental system design for TLC rooms in telecom italia, Proceedings of 20th INTELEC, pp.1-7.
8. 김원태, 1996, ISDN 정보통신 시스템에서의 열관리 및 전자부품설장 냉각기술, 대한기계학회지, Vol. 36, No. 4, pp. 351-364, ISSN 1225-5955.
9. 이태우, 1996, 통신 기계설의 열환경 개선에 관한 연구, 석사학위논문, 국민대학교.
10. 노홍구, 1997, 국사냉각기술동향, Proc. of KEPCON 97, pp. 30-43.
11. Rosten, H. I. and Spalding, D. B., 1990, Phoenics training course notes CHAM TR/300, CHAM.
12. Pecht, M., 1991, Handbook of electronic package design, Marcel Dekker, Inc., pp. 727-789.