

대공간 열환경 특성에 관한 수직순환기류의 영향

김 경 환, 강 석 윤, 최 충 현, 조 영 진, 이 재 현*, 오 명 도**

한양대학원 기계공학과, *한양대학교 공과대학 기계공학과, **서울시립대학교 공과대학 정밀기계공학과

Effect of the Vertical Air Circulation on the Thermal Environment in a Large Space

Kyung-Hwan Kim, Seok-Youn Kang, Choong-Hyun Choi, Young-Jin Cho, Jae-Heon Lee*, Myung-Do Oh**

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

*Department of Mechanical Engineering, Hanyang Univ., Seoul 133-791, Korea

**Department of Mechanical Engineering, Univ. of Seoul, Seoul 130-743, Korea

(Received December 21, 1999; revision received April 15, 2000)

ABSTRACT: This paper describes the effect of vertical air circulation on the thermal environment in an airport passenger terminal with induced flow by jet fans. In comparing the level of thermal comfort at the breathing line of 1.5 m in height, the results from the two models with or without the vertical air circulation, show that the average PPD is 8% in the former and 23% in the latter, respectively. It is thought that vertical air circulation lends to improved thermal comfort for human in respect of ventilation in a large space.

Key words: Vertical air circulation(수직순환기류), Thermal comfort(열적 쾌적), Jet fan(제트 팬), Predicted Percentage of Dissatisfied(PPD:예상불만족률), Large space(대공간)

1. 서 론

국제회의 센터, 대공간의 전시장 및 공항 등과 같은 대공간 건축물은 바닥면적에 비해 천장이 높으며, 일반 건물처럼 재실자가 지속적으로 거주하는 것이 아니라 간헐적 혹은 한정된 시간동안 집중적으로 이용된다. 이러한 대공간의 지붕 및 벽체 재료에는 미관 향상을 위하여 유리나 플라스틱을 많이 사용함에 따라 태양복사열이나 외기조건에 의하여 실내 열환경이 급격하게 악화되는 등 외부 환경 변화에 대한 저항력이 약하다. 또한 열부력(thermal buoyancy)이 실내 공기유동에 큰 영향

을 미치고 거주영역이 전체공간에 비해 작은 등의 특징을 가진다. 그러므로 대공간 건축물에서의 냉·난방 환기설비의 설계에는 여러가지 상세 사항을 고려하여야 한다.

실제의 대공간용 공조설비 설계과정은 공간 전체를 대상으로 냉·난방부하를 산정한 후, 설계자의 경험과 기존설계 자료를 참조하여 급·배기 공조 위치를 정하고 있다. 그럼에도 불구하고 세심한 설계개념 부족으로 거주영역에 대한 공조가 효과적으로 이루어지지 않아 과도한 에너지의 소비를 유발시키는 경우가 종종 있다. 특히 대공간의 열환경은 하절기 지붕으로부터의 복사열이나 동절기 난방기류의 상승으로 인한 수직 및 수평 방향으로의 온도편차 때문에 재실자에게 열적 불쾌감을 유발시킬 수 있다.

대공간의 열환경 개선과 에너지 절약을 위하여

† Corresponding author

Tel.: +82-2-2290-0425; fax: +82-2-2293-5169

E-mail address: jhlee@email.hanyang.ac.kr

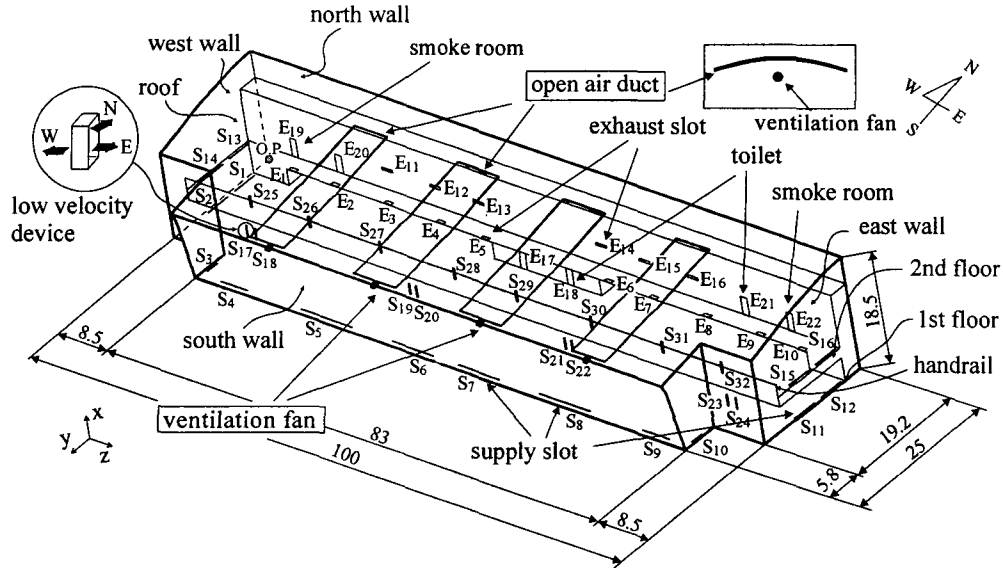


Fig. 1 Schematic diagram of the airport lobby of the draft design. [unit:m]

(The devices in rectangular boxes are applicable to the vertical air circulation design.)

최근 여러가지 설비설계 사례에서는 대공간 기류 환기를 원활히 할 수 있도록 수직순환기류 (vertical air circulation)를 발생시키는 방안이 많이 추천되고 있다. 예를들어, 일본의 간사이(關西)국제공항의 하계 공조설비⁽¹⁾는 마이크로 공조와 매크로 공조를 조합하는 방식을 채용하고 있다. 마이크로 공조부분은 소형공조기를 필요한 장소에 분산배치하여 체크인카운터 등에서 발생하는 국소적인 열부하를 제거시킨다. 매크로 공조 부분은 대구경 에어노즐과 오픈에어덕트(open air duct)를 이용하여 수행된다. 대구경 에어노즐은 대공간에 수직순환기류를 발생시킴으로써 지붕의 열성층화 현상과 복사열전달에 의한 재실자 체감온도의 상승을 억제시키는 역할을 한다. 한편 막구조로 설치된 오픈에어덕트는 에어노즐에서 급기된 공기를 코안다효과에 의해 멀리까지 운반시켜 기류의 순환을 촉진시킬 뿐만 아니라 고온지붕에서 거주영역으로의 일부 복사열을 중간에서 차단시키는 역할을 한다.

본 연구에서는 실제 설계된 공항 여객터미널의 대공간에서 제트팬과 오픈에어덕트를 이용하여 수직순환기류를 발생시키는 경우에, 하계 냉방기류 및 온도분포를 논의하고 이 방법이 열환경 특성에 미치는 영향을 검토하였다.

2. 열환경 평가

열환경 평가 수행시 국소 위치에서의 열적쾌적도를 평가하기 위한 정형화된 방법이 다수 제안되어 있다. 근래에는 인간이 느끼는 온열감을 예측할 수 있는 평가지표인 예상온열감(Predicted Mean Vote, PMV)⁽²⁻⁶⁾과 주어진 환경에 만족하지 않는 사람의 예상비율을 나타내는 예상불만족율(Predicted Percentage of Dissatisfied, PPD)⁽²⁻⁶⁾이 많이 사용된다. PMV는 ASHRAE⁽⁶⁾의 7단계 열감 척도를 기준으로 설정되었으며, -3 ~ +3의 범위를 갖는다. 여기서 -3은 추운 경우, +3은 더운 경우를 나타내고 0은 열적으로 쾌적한 상태를 나타낸다. 일반적으로 사람이 열적으로 최적함을 느끼는 PMV의 범위는 -0.5 ~ +0.5이다. PPD는 PMV로부터 산정되며 5~100%의 범위를 갖는다. 일반적으로 주어진 열환경에 대하여 그 값이 10% 이하이면 '쾌적하다'라고 할 수 있다.

3. 연구모델

3.1 초기 설계안

본 연구에서는 폭 25 m, 높이 18.5 m, 그리고 길이 100 m의 공항 여객터미널의 로비영역을 해

석모델로 선정하고 이를 Fig. 1에 나타내었다. 그림에서 O.P(Original Point)는 좌표계의 원점으로 서 북쪽벽, 서쪽벽 및 바닥면의 교점이며, 원점을 기준으로 x방향은 천장방향, y방향은 남쪽 출입구 방향, 그리고 z방향은 동쪽벽 방향으로 정하였다.

로비영역은 1층에 발권/도착로비와 2층 출발대합실로 이루어져 있다. 이 영역의 지붕은 스테인리스-유리섬유-철판의 복합재료와 유리로 구성되어 있다. 사용된 복합재료의 열관류율은 0.42 kcal/(m²h^oC)이며 유리의 열통과계수는 0.83 그리고 열관류율은 5.3 kcal/(m²h^oC)이다. 동쪽벽, 서쪽벽 및 남쪽벽은 알루미늄-우레탄발포판의 외벽과 18 mm 두께의 유리로 구성되어 있다. 외벽의 열관류율은 0.42 kcal/(m²h^oC)이며, 유리의 열통과계수는 0.55 그리고 열관류율은 2.8 kcal/(m²h^oC)이다. 바닥은 콘크리트, 자갈 및 흙으로 구성되며 이의 열관류율은 0.51 kcal/(m²h^oC)이다.

로비영역 내부에는 하계 냉방부하를 제거하기 위하여 Fig. 1에 나타낸 바와 같이 총 32개의 취출구(S₁~S₃₂)와 22개의 배기구(E₁~E₂₂)가 설치되어 있다. 취출구로부터는 18^oC, 107,000 CMH의 냉각공기가 냉방설계온도 26^oC로 설정된 공간으

로 유출된다. 취출구 중 12개의 취출슬롯(supply slot ; S₁~S₁₂)은 동·서·남쪽벽을 따라 1층 바닥면에, 4개의 취출슬롯(S₁₃~S₁₆)은 동·서쪽벽을 따라 2층 바닥면에, 8개의 저속취출구(low velocity displacement supply ; S₁₇~S₂₄)는 1층 로비의 중앙에, 그리고 나머지 8개의 저속취출구(S₂₅~S₃₂)는 2층의 난간(handrail) 앞에 설치되어 있다. 저속취출구는 직육면체의 형상으로서 3면으로 취출된다. 또한 배기구 중 10개의 배기슬롯(exhaust slot ; E₁~E₁₀)은 1층의 천장에, 6개의 배기슬롯(E₁₁~E₁₆)은 2층의 측벽에 설치되어 있으며, 1·2층의 4개 화장실(E₁₇~E₂₀)과 2층의 2개 흡연실(E₂₁~E₂₂)은 배기구의 역할을 한다. Fig. 1에 표시된 각 취출구 및 배기구에서의 상세한 크기와 풍량을 Table 1에 나열하였다.

실내에는 재실자가 26,013 W(1층 ; 0.3 인/m²) 및 27,359 W(2층 ; 0.5 인/m²)의 열량을, 기기와 장비가 각각 23,169 W(1층) 및 12,719 W(2층)의 열량을 발생시킨다고 간주하고 이 열량들은 각 층별로 바닥면으로부터 1.5 m 떨어진 재실자 활동영역(activity zone)에서 균일하게 발생된다고 가정하였다. 또한 실내의 조명으로부터 57,372 W의 열량이 발생된다고 간주하고 이 열량은 지붕과 지붕으로부터 2 m 떨어진 공간의 천장 상부에서 균일하게 발생된다고 가정하였다.

Table 1 Size and flow rate of ventilation system

Location	Size[m']	Flow rate[CMH]
S ₁ ,S ₂ , S ₁₁ ,S ₁₂ ,	4.0×0.1	1,930
S ₃ ,S ₁₀	2.0×0.1	970
S ₄ ,S ₉	4.5×0.1	2,240
S ₅ ,S ₈	8.6×0.1	4,280
S ₆ ,S ₇	7.0×0.1	3,470
S ₁₃ ~S ₁₆	4.0×0.1	700
S ₁₇ ~S ₂₄	0.14×1.8	4,120
	0.14×1.8	
	0.25×1.8	
S ₂₅ ~S ₃₂	0.14×1.8	5,200
	0.14×1.8	
	0.14×1.8	
E ₁ ~E ₁₀	1.2×0.5	5,850
E ₁₁ ~E ₁₆	1.8×0.4	6,360
E ₁₇ ,E ₁₈	1.09×2.7	2,020
E ₂₀ ,E ₂₁	1.1×3.0	2,520
E ₁₉ ,E ₂₂	1.0×3.0	630

3.2 수직순환기류 설계안

본 연구에서 선정한 초기 설계안의 경우, 공조 설비는 사무실 건물과 유사하게 1층 및 2층의 활동영역에 대해 집중적으로 설치되어 있다. 이에 따라 실내 발생열량으로 인한 고온공기는 상승하여 천장의 온도상승이 예상된다. 천장의 온도상승은 재실자에게 복사열에 의한 열적 불쾌감을 유발시킬 수 있으므로 본 연구에서는 천장부에 고온공기가 정체되지 않도록 제트팬과 오픈에어덕트를 추가한 수직순환기류 설계안을 제시하였다.

수직순환기류 설계안은 초기 설계안의 공조설비에 Fig. 1에서 사각형으로 표시된 4개의 제트팬과 4개의 오픈에어덕트를 추가한 방식이다. 각각의 제트팬은 바닥면으로부터 11 m 높이에 설치되어 있으며 3,000 CMH의 공기를 출구속도 17 m/s로 대공간을 향하여 상향 10^o 로 분사시키고

Table 2 Governing equations and model coefficients

Continuity equation ;
$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0$
Momentum equation ;
$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left\{ (\mu + \mu_t) \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right\}$ $+ \rho g_i \beta (T - T_m)$
Turbulent kinetic energy equation ;
$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i k) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left\{ \left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right\} + G_k + G_b - \rho \epsilon$
Dissipation rate equation of Turbulent kinetic energy ;
$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i \epsilon) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left\{ \left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_i} \right\}$ $+ C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} (G_k + C_{3\epsilon} G_b) - C_{2\epsilon} \rho \frac{\epsilon^2}{k}$
Energy equation ;
$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i T) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left\{ \left(\frac{\mu}{\sigma_t} + \frac{\mu_t}{\sigma_t} \right) \frac{\partial T}{\partial x_i} \right\} + S_T$
where,
$\mu_t = \frac{C_\mu \rho k^2}{\epsilon}, \quad G_k = \mu_t \left(\frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) \frac{\partial u_j}{\partial x_i}$
$G_b = \frac{\mu_t g_i \beta}{\sigma_t} \frac{\partial T}{\partial x_i}$
$C_\mu = 0.09, \quad C_{1\epsilon} = 1.44, \quad C_{2\epsilon} = 1.92, \quad C_{3\epsilon} = 1.0$
$\sigma_k = 1.0, \quad \sigma_\epsilon = 0.9, \quad \sigma_t = 1.0, \quad \sigma_i = 1.0$

있다. 아울러 제트팬의 상부에 설치된 오픈에어 덕트는 그림에 나타난 바와 같이 얇은 막구조로 되어 있으며 크기는 폭 7 m, 길이 21 m, 그리고 큰 곡률반경의 띠 형상을 갖는다.

4. 지배방정식 및 경계조건

4.1 지배방정식

본 연구에서 선택한 대공간에서 기류 및 열전달 현상을 기술하는 정상상태의 지배방정식은 연속방정식, 운동량방정식, 난류운동에너지방정식, 난류운동에너지소산율방정식 그리고 에너지방정식이며 Table 2에 나타내었다. 난류모델로는 환기분야에 실용적으로 많이 이용되고 있는 표준 $\kappa - \epsilon$ 모델을 사용하였으며 각 식들에서의 기호 선정은 일반적인 교과서에서의 예를 따랐다. 또한 에너지방정식에서 S_T 는 실내공간에서의 열발생율을 뜻한다.

Table 3 Boundary conditions for present investigation

Locations	Conditions
$S_1 \sim S_3$	$u = 1.33 \text{ m/s}, T = 18^\circ\text{C}$
$S_{10} \sim S_{12}$	$k = 1.5 (I \cdot u)^2, \quad \epsilon = C_\mu k^{1.5} / (0.5 D_h)$
$S_4 \sim S_9$	$u = 0.37 \text{ m/s}, T = 18^\circ\text{C}$ $k = 1.5 (I \cdot u)^2, \quad \epsilon = C_\mu k^{1.5} / (0.5 D_h)$
$S_{13} \sim S_{16}$	$u = 0.47 \text{ m/s}, T = 18^\circ\text{C}$ $k = 1.5 (I \cdot u)^2, \quad \epsilon = C_\mu k^{1.5} / (0.5 D_h)$
$S_{17} \sim S_{32}$	$v = -1.5 \text{ m/s}(\text{north-direction})$ $w = 1.5 \text{ m/s}(\text{east-direction})$ $w = -1.5 \text{ m/s}(\text{west-direction})$ $T = 18^\circ\text{C}$ $k = 1.5 (I \cdot u)^2, \quad \epsilon = C_\mu k^{1.5} / (0.5 D_h)$
$E_1 \sim E_{10}$	$u = 2.69 \text{ m/s}, \quad \frac{\partial k}{\partial x_i} = \frac{\partial \epsilon}{\partial x_i} = 0, \quad \frac{\partial T}{\partial x_i} = 0$
$E_{11} \sim E_{16}$	$v = -2.43 \text{ m/s}, \quad \frac{\partial k}{\partial x_i} = \frac{\partial \epsilon}{\partial x_i} = 0, \quad \frac{\partial T}{\partial x_i} = 0$
E_{17}, E_{18}	$v = -0.19 \text{ m/s}, \quad \frac{\partial k}{\partial x_i} = \frac{\partial \epsilon}{\partial x_i} = 0, \quad \frac{\partial T}{\partial x_i} = 0$
E_{20}, E_{21}	$v = -0.21 \text{ m/s}, \quad \frac{\partial k}{\partial x_i} = \frac{\partial \epsilon}{\partial x_i} = 0, \quad \frac{\partial T}{\partial x_i} = 0$
E_{19}, E_{22}	$v = -0.06 \text{ m/s}, \quad \frac{\partial k}{\partial x_i} = \frac{\partial \epsilon}{\partial x_i} = 0, \quad \frac{\partial T}{\partial x_i} = 0$
East wall	$u = v = w = 0, \quad q = 28.4 \text{ W/m}^2$
West wall	$u = v = w = 0, \quad q = 21.8 \text{ W/m}^2$
South wall	$u = v = w = 0, \quad q = 21.8 \text{ W/m}^2$
North wall	$u = v = w = 0, \quad \frac{\partial T}{\partial y} = 0$
Roof	$u = v = w = 0, \quad q = 8.6 \text{ W/m}^2$
1st floor	$u = v = w = 0, \quad q = 18.3 \text{ W/m}^2$
2nd floor	$u = v = w = 0, \quad q = 18.3 \text{ W/m}^2$
1st floor activity zone	$\dot{q} = 11.9 \text{ W/m}^3$
2nd floor activity zone	$\dot{q} = 10.2 \text{ W/m}^3$
Roof ~ 2m below roof	$\dot{q} = 6.9 \text{ W/m}^3$
Ventilation fan*	$w = -17 \text{ m/s}$ $k = 1.5 (I \cdot u)^2, \quad \epsilon = C_\mu k^{1.5} / (0.5 D_h)$

* applicable only to the vertical air circulation design

4.2 경계조건

전술한 지배방정식과 함께 정의되는 경계조건은 지붕, 벽, 취출구, 배기구, 재실자 활동영역에서 정의될 수 있다. 지붕, 벽체 및 바닥을 통해 침투된 열량은 TFM(Transfer Function Method, 전달함수법)에 근거한 공기조화 부하계산 프로그램⁽⁷⁾에서 구하였다. 부하계산 결과에 의하면 로비 영역에 대한 최대 냉방부하는 281,673 W이며 이중 벽을 통한 냉방부하는 135,041 W이며 나머지는 실내 발생 냉방부하이다. 또한 지붕, 동쪽, 서쪽 및 남쪽의 유리로부터 유입되는 일사량 중 70% 정도는 유리를 투과하여 바닥에 흡수된 후 실내로 방출되고 나머지 30% 정도는 유리를 통하여 실내로 유입된다고 가정하였다. 본 연구에서의 상세한 경계조건을 Table 3에 나열하였고 마지막 항목의 '*'로 표시된 조건은 수직순환기류 설계안에만 적용된다. 표에서 u , v 및 w 는 각각 x , y 및 z 방향의 속도이며, D_h 는 수력학적 지름으로서 각 취출구의 출구 형상으로부터 결정된다. 또한 I 는 난류강도로서 제트팬 출구에서 20%, 그 외의 취출구에서 10%로 간주하였다.

5. 수치해석방법

본 연구에서는 공항 여객터미널 로비영역의 공기유동, 온도분포 및 열환경을 예측하기 위하여 유동해석 프로그램인 PHOENICS를 이용하였으며 비직교 형상을 처리하기 위하여 경계밀착좌표계를 사용하였다. 또한 해석모델의 내부 공간은 50×60×120 개의 제어체적으로 분할되었다.

반복계산시 종속변수들의 수렴정도를 점검하기 위하여 아래에 정의된 잉여치, R값이 조사되었으며, 모든 종속변수에 대하여 잉여치 값이 10⁻³이하에 도달하면 수렴된 것으로 간주하였다.

$$R = \sum_{all\ domain} |\sum a_{nb} + b - a_p \phi_p| \quad (1)$$

여기서 ϕ 는 본 연구에서의 종속변수, a 는 이산화방정식의 계수, b 는 생성항을 나타낸다. 하첨자 p , nb 는 각각 계산제어체적과 인접제어체적의 격자점을 뜻한다.

본 계산에서는 수렴조건을 만족하기 위하여

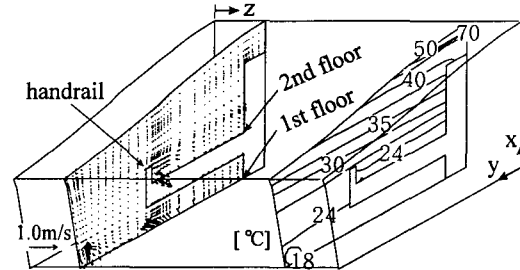


Fig. 2 Distributions of velocity and temperature at the vertical x-y plane of interest for the draft design(z=58.5m).

RAM 용량 256 Mbyte, Pentium 600 MHz PC에서 5000회 정도의 반복계산을 수행하였다.

6. 결과 및 고찰

본 연구에서는 초기 설계안 및 수직순환기류 설계안의 열환경 특성을 파악하기 위하여 서쪽벽(z=0 m)으로부터 z방향으로 58.5 m 떨어진 x-y 단면을 수직검토단면(vertical plane of interest)으로 정하고, 1층 바닥으로부터 7 m 높이의 y-z 단면을 2층 수평검토단면(horizontal plane of interest)으로 정하였다. 수직검토단면은 제트팬(z=59 m) 설치위치로부터 0.5 m 떨어진 단면이다. 또한 수평검토단면은 재실자의 호흡선 위치를 고려하여 2층 바닥(x=5.5 m)으로부터 1.5 m 높이의 수평단면(2층 수평검토단면)으로 정하였다.

6.1 초기 설계안에서의 열환경

초기 설계안에서 수직검토단면에서의 기류 및 온도분포를 각각 Fig. 2의 좌우에 나타내었다. 좌우 수직검토단면은 z 방향의 중앙(z=50 m)을 중심으로 대칭된 단면으로서 동일한 특성을 나타낸다. 수직검토단면에서의 속도분포를 살펴보면, 1층의 바닥취출구와 2층의 저속취출구 근처에서만 0.2 m/s의 속도를 나타낼 뿐 그 외의 영역에서 0.2 m/s 이하를 나타낸다. 특히 천장부에서의 기류속도는 0.2 m/s 이하로서 거의 정체되어 나타난다. 온도분포를 살펴보면, 1층 및 2층 활동영역에서의 온도분포는 24~25℃로서 설계온도 26℃보다 약간 낮게 나타난다. 그러나 지붕면에서의 온도분포는 30~70℃이고 평균온도는 약 40℃로 나타난다. 특히 국소적으로 70℃의 고온영역이

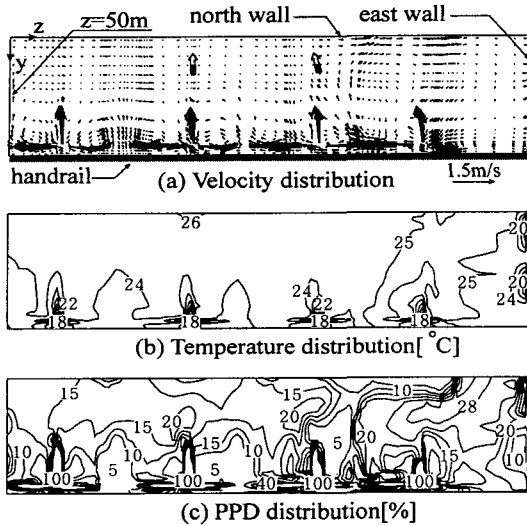


Fig. 3 Distributions of velocity, temperature, and PPD at the horizontal y - z plane of interest for the draft design ($x=7\text{m}$).

나타나는 것은 부력에 의해 상승한 고온공기의 정체와 지붕을 통해 유입되는 열량으로 인하여 열성층화에 따른 열고임 현상 때문인 것으로 사료된다. 거주역과 지붕면과의 이러한 상하 온도 편차는 복사열전달을 증대시켜 재실자 위치에서의 열환경에 좋지 않은 영향을 미칠 것으로 사료된다.

초기 설계안에서 2층 수평검토단면 동측 절반에서의 기류, 온도, 그리고 PPD분포를 Fig. 3(a), (b) 및 (c)에 각각 나타내었다. Fig. 3(a)의 속도 분포를 살펴보면, 난간(handrail) 근처의 저속취출구에 의하여 형성된 1.5 m/s 정도의 기류가 저속취출구의 근처에서만 영향을 미칠 뿐 그 외 영역에서의 속도는 0.2 m/s 이하로 나타난다. 동일단면에서의 온도분포를 Fig. 3(b)에서 살펴보면, 재실자 활동영역에서의 온도범위는 $18\sim 26^\circ\text{C}$ 범위이며 평균온도는 25°C 로서 설계온도 26°C 보다 낮게 나타난다.

초기 설계안에서 PPD를 산정하기 위하여 재실자의 활동에 따른 발열량은 $1.2\text{ met}[69.78\text{ W/m}^2]$, 착의량은 $0.5\text{ clo}[0.078\text{ m}^2\text{K/W}]$ 그리고 상대습도는 50%로 가정하였으며 평균복사온도는 형태계수를 이용한 산정방법⁽⁸⁾에 의하여 31.9°C 로 계산되었다. 본 연구영역에서는 Fig. 3(c)에 보이는 바와 같이 재실자 호흡선 높이에서의 PPD분포는 5~30%의 범위에서 나타난다. 이때 평균

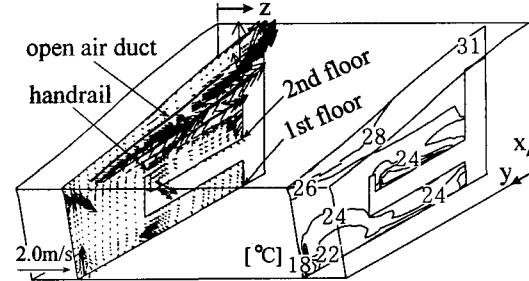


Fig. 4 Distributions of velocity and temperature at the vertical x - y plane of interest for the vertical air circulation design ($z=58.5\text{m}$).

PPD는 23%이며 이에 해당되는 평균 PMV는 $+0.9$ 정도로서 재실자는 '약간 덥다'고 느끼는 수준이다. 즉 활동영역에서의 온도분포가 실제온도보다 낮음에도 불구하고 활동영역에서의 열환경은 그다지 쾌적하지 못한 것으로 나타난다. 이는 활동영역에서의 기류속도가 작을 뿐만 아니라 Fig. 2의 온도분포에 나타난 바와 같이 천장부에서의 열성층화에 따른 고온 지붕면에서의 복사열로 인하여 재실자가 느끼는 체감 온도는 실제 기류의 온도보다 높기 때문이다.

6.2 수직순환기류 설계안에서의 열환경

초기 설계안에서의 열성층화에 따른 열고임 현상을 억제시키기 위하여 제트팬과 오픈에어덕트가 추가된 수직순환기류 설계안의 수직검토단면 기류 및 온도분포를 각각 Fig. 4의 좌우에 나타내었다. 수직검토단면의 속도분포를 살펴보면, 제트팬에서 분사된 제트기류는 오픈에어덕트를 따라 3 m/s 정도의 속도로 진행됨을 알 수 있다. 즉 수직순환기류 설계안에서는 초기 설계안에서 나타나는 천장부에서의 기류 정체영역이 사라질 뿐만 아니라 제트기류의 영향으로 인하여 2층 활동영역에서의 기류속도도 $0.3\sim 0.4\text{ m/s}$ 정도로서 초기 설계안보다 높게 나타난다.

수직순환기류 설계안의 수직검토단면에서의 온도분포를 초기 설계안의 온도분포와 비교하여 살펴보면, 천장부에서의 온도분포는 $26\sim 31^\circ\text{C}$ 이고 천장부 평균온도는 약 30°C 로서 초기 설계안의 천장부 평균온도보다 10°C 정도 낮게 나타난다. 또한 지붕면과 2층 활동영역과의 상하 온도편차가 거의 나타나지 않음을 알 수 있다. 이는 천장

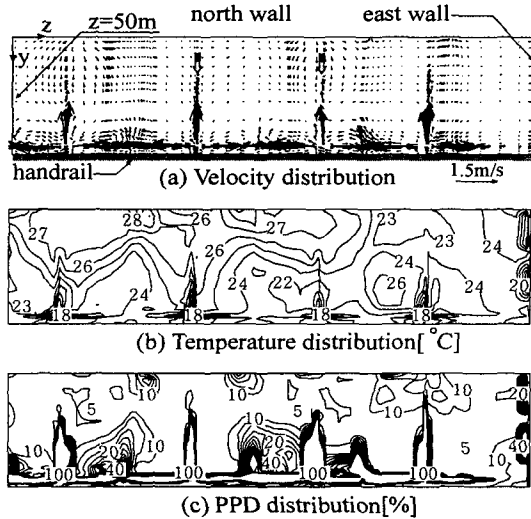


Fig. 5 Distributions of velocity, temperature, and PPD at the horizontal y - z plane of interest for the vertical air circulation design($x=7m$).

부에서의 공기가 제트기류에 의해 원활한 수직순환기류로 형성될 뿐만 아니라 오픈에어덕트가 지붕면으로부터 거주역으로의 일부 복사열을 차단시키기 때문이다.

수직순환기류 설계안에서 2층 수평검토단면 동측 절반에서의 기류, 온도, 그리고 PPD분포를 Fig. 5(a), (b) 및 (c)에 나타내었다. Fig. 5(a)에 나타난 속도분포를 초기 설계안에서의 속도분포인 Fig. 3(a)과 비교해 보면, 저속취출구 근처에서의 기류는 두 설계안에서 유사하게 나타나지만 그 외 영역에서의 기류속도는 0.3~0.4 m/s로서 초기 설계안보다 약간 높게 나타난다. 특히 북쪽 벽 근처에서의 기류는 서로 반대방향의 흐름을 나타내는데 이러한 기류는 수직순환기류에 기인한 것으로 저속취출구에서 취출된 냉각공기와 천장부로부터의 고온공기가 혼합된 결과이다. 또한 동일단면에서의 온도분포를 Fig. 5(b)에서 살펴보면, 활동영역에서의 온도범위는 18~28℃이며 평균온도는 25.5℃로서 초기 설계안의 평균온도에 비하여 다소 높게 나타났다. 이는 Fig. 5(a)의 속도분포에서 설명한 바와 같이 저속취출구의 냉각공기와 천장부의 고온공기가 혼합되면서 활동영역에서 약간의 온도상승을 유발시키는 것으로 사료된다.

수직순환기류 설계안에서 PPD를 산정하기 위

한 재실자의 활동에 따른 발열량, 착의량 및 상대습도는 초기 설계안의 값과 동일하며 평균복사온도는 25.5℃로 계산되었다. 본 연구에서는 Fig. 5(c)에 보이는 바와 같이 재실자 호흡선 높이에서의 PPD분포는 5~15%로 나타난다. 이때 평균 PPD는 8% 정도이며 이에 해당되는 평균 PMV는 +0.3 정도로서 재실자는 '쾌적하다'고 느끼는 수준이다. 이는 재실자 호흡선 높이에서의 기류속도가 0.4 m/s 정도이고 천장면과 거주역과의 온도차 감소에 따른 복사열전달의 감소 때문인 것으로 사료된다. 즉 초기 설계안과 비교하여 수직순환기류 설계안은 평균온도가 높게 나타났음에도 불구하고 PMV와 PPD로 정량화되는 열환경 측면에서는 오히려 더 유리하다고 할 수 있다.

이상의 연구결과를 미루어 볼 때, 원활한 대공간 공조를 위하여 수직순환기류의 발생을 유도하는 것이 거주자의 열환경에 유리한 결과를 줄 수 있는 것으로 판단된다.

7. 결론

본 연구에서는 실제 설계된 공항 여객터미널 로비영역에 대하여 냉방기류분포 및 온도분포를 수치적인 방법으로 해석한 후 열환경 평가를 수행하여 다음과 같은 결과를 얻었다.

(1) 초기 설계안에서 2층 호흡선 높이 단면에서의 기류속도는 0.2 m/s 이하이며 평균온도는 25℃이다. 재실자의 열환경은 평균온도가 설계온도보다 1℃ 가량 낮음에도 불구하고 평균 PMV는 +0.9, 평균 PPD는 23%로서 '약간 덥다'고 평가된다.

(2) 제트팬과 오픈에어덕트를 도입한 수직순환기류 설계안에서 2층 호흡선 높이 단면에서의 기류속도는 0.3~0.4 m/s 정도이며 평균온도는 25.5℃이다. 재실자의 열환경은 평균 PMV가 +0.3, 평균 PPD가 8%로서 '아주 쾌적하다'고 평가된다.

(3) 수직검토단면을 비교하여 볼 때, 초기 설계안은 천장부에서의 온도분포가 30~70℃로 나타나며 기류 정체로 인하여 열성층화에 따른 열고임 현상이 뚜렷이 나타난다. 그러나 제트팬과 오픈에어덕트를 추가한 수직순환기류 설계안에서는 천장부에서의 온도분포가 26~31℃ 범위로 나타나며 열성층화에 따른 열고임 현상이 사라진다.

(4) 원활한 대공간 공조를 위하여 수직순환기류의 발생을 유도하는 것이 거주자 호흡선에서의 열환경을 개선시킬 수 있을 것이다.

후 기

본 연구는 1997년도 에너지자원개발지원센터(과제번호 : 9901-049) 지원에 의하여 수행되었으며 이에 감사 드립니다.

참고문헌

1. Takeo, T., 1995, Field experiment on indoor climate of passenger terminal building of Kansai International Airport : Part 1-2, Proceeding, SHASE, Vol. 3, pp. 1493-1500.
2. Row, W. D., 1997, CFD ventilation - Korea world trade center - Convention hall, Irwin Inc.
3. ISO, 1985, Moderate thermal environments -determination of the PMV and PPD indices and specification of the conditions for the thermal comfort, ISO 7730.
4. Fanger, P. O., 1970, Thermal comfort - Analysis and application in environmental engineering, Danish technical press, Copenhagen, Denmark.
5. Hassaan, V. and Miller, P., 1998, Thermal comfort and cold air distribution, Trans., Part B, ASHRAE, pp. 1763-1771.
6. ASHRAE, 1997, Fundamentals, ASHRAE Handbook, Ch. 8.1-8.26.
7. Choi, W. Y., Ko, C. K., Lee, Jae-Heon, and Ryu, H. S., 1999, Development of a TFM load calculation program based on thermal response factor, Korean Journal of Air Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 11, No. 5, pp. 684-691.
8. Howell, J. R., 1982, A catalog of radiation configuration factors, McGraw-Hill, New York.