

## 급배기 위치에 따른 바닥급기 공조시스템의 냉방 열환경

김 요 셉, 김 영 일<sup>†</sup>, 유 호 선<sup>\*</sup>

한국과학기술연구원 열유동제어연구센터, <sup>\*</sup>송실대학교 기계공학과

### Thermal Comfort of the Floor Supply Air Conditioning System for Different Supply-return Locations during Cooling

Joseph Kim, Youngil Kim<sup>†</sup>, Hoseon Yoo<sup>\*</sup>

Thermal/Flow Control Research Center, Korea Institute of Science and Technology, Seoul 136-791, Korea

<sup>\*</sup>Department of Mechanical Engineering, Soong Sil University, Seoul 156-743, Korea

(Received August 25, 1999; revision received February 19, 2000)

**ABSTRACT:** This study numerically investigates thermal comfort in a space cooled by the floor-supply air conditioning system, in which three different supply-return locations, one floor supply-ceiling return and two floor supply-floor returns, are treated. A complementary experiment is performed to validate the present numerical analysis, and the prediction agrees favorably with the measured data. In the numerical procedure, a simplified model mimicking the inlet flow through the diffuser is developed for efficient simulations. The calculated results show that the ceiling return type is far better in thermal comfort than the floor return ones within the extent of this study, which seems to be caused by effective vertical penetration of the supply air against natural convection. It is also revealed that the arrangement of port locations in the floor supply-floor return system has insignificant effect on the cooling performance. For selecting a proper system, other characteristics including the heating performance should be accounted for simultaneously with the present estimation.

**Key words:** Floor supply air conditioning system(바닥급기 공조시스템), Thermal comfort(온열 쾌적도), Predicted mean vote(예상온열감), Cooling(냉방)

#### 기 호 설 명

$F_{p-i}$  : 복사형상계수  
PMV : 예상온열감  
PPD : 예상불만족률 [%]  
 $T$  : 온도 [°C]  
 $T_{rad}$  : 평균복사온도 [°C]

$V_m$  : 기류속도 크기 [m/s]

$x, y, z$  : 좌표계, Fig. 1

$\langle \rangle$  : 체적평균

#### 하첨자

$b, f, l, r$  : 실의 뒷면, 앞면, 좌측면 및 우측면

$i$  : 실의 벽면을 대표

<sup>†</sup> Corresponding author

Tel.: +82-2-958-5675; fax: +82-2-958-5689

E-mail address: yikim@kist.re.kr

### 1. 서론

생활수준의 향상과 공해의 심화에 따라 쾌적한 실내환경에 대한 관심이 고조되고 있다. 또한 현대식 건물은 기본적으로 컴퓨터, 복사기와 같은 다수의 열발생 기기들을 구비하고 있기 때문에 냉방부하가 과거에 비하여 크게 증가하고 있다. 냉방에 비교적 무관심하던 북유럽 국가에서도 이러한 실내 열원의 증가로 근래 냉방용 공조시스템을 도입하고 있는 실정이다. 큰 냉방부하에 효율적으로 대처하고 재실자 거주공간의 쾌적성을 유지하면서 에너지를 절약하는 방법의 하나로써 바닥급기 공조시스템이 제안되었다. 이 시스템은 초기인 1970년대에는 주로 전산실과 오염원이 있는 산업설비를 대상으로 하였으나, 1980년대부터는 사무용 공간에 적용되기 시작하였다.<sup>(1,2)</sup>

바닥급기 공조시스템에서는 기존의 천장급기와는 달리 온습도가 조절된 공기를 공간의 바닥에서 공급한다. 재실자 거주역의 공기를 가까운 위치에서 조화하므로 쾌적성의 제어가 용이하고, 거주역을 집중적으로 공조함으로써 에너지를 절약할 수 있는 이점이 있다. 또한 실내의 구조 변경이나 부하 변동 등에 쉽게 대처할 수 있는 유연성이 있으며, 바닥밀 공간에 각종 배선이나 사무자동화용 케이블 등의 설치도 가능하다. 따라서 이 시스템은 천장이 높은 건물이나 부하 및 내부구조가 자주 변경되는 건물의 공조에 특히 적합하다.<sup>(3)</sup>

실내의 열환경은 건구온도, 습도, 기류 및 내부 표면 사이의 열복사에 의해 결정되며, 이러한 인자들은 급배기 위치, 벽면의 조건, 부하의 종류 등에 따라 변화한다.<sup>(4)</sup> 이 중에서 급배기구의 위치가 실내의 열유동장에 가장 큰 영향을 미치기 때문에 이에 관한 많은 연구가 수행되어 왔다.<sup>(5,6)</sup> 그러나 바닥급기 시스템에서 급배기 위치에 따른 열환경에 대한 연구는 아직 미흡한 실정이다.

본 연구는 수치해석에 의존하여 급배기 위치에 따른 바닥급기 공조시스템의 냉방성능을 비교, 평가하기 위하여 시도되었다. 대표적인 조건에 대한 실험을 실시하고, 그 결과와 수치해를 비교함으로써 수치해석의 타당성을 검증한다. 급배기구는 바닥에, 배기구는 바닥 또는 천장에 위치한 세 가지 급배기 방식을 대상으로 해석을 수행한다. 또한 수치해석의 효율성을 위하여 단순화된

급기구모델을 개발한다. 열환경은 평균온도, 예상온열감(Predicted Mean Vote, PMV) 및 예상불만족률(Predicted Percentage of Dissatisfied, PPD) 등의 향으로 평가한다.

### 2. 바닥급기 공조시스템 모델

#### 2.1 실험장치

바닥급기 공조시스템의 기본 특성을 이해하고, 수치해석의 검증에 필요한 자료획득을 위하여 바닥급기-천장배기 방식을 대상으로 실험을 수행하였다.

실험에 사용된 열환경 실험실의 개략도를 좌표계와 함께 Fig. 1에 도시하였다. 보통의 사무실을 모사하기 위하여 크기는 폭 4.5 m, 길이 5.5 m, 높이 2.4 m로 정하였다. 급배기구는 각각 4개로서 도시된 지점에 위치한다. 급기구는 직경 0.24 m의 원형으로서 구체적인 형상은 후술한다. 배기구는 변의 길이 0.3 m인 정방형이다. 실험실의 바닥 및 천장은 단열하였으며, 측벽은 두께 18 mm의 알루미늄판으로 제작하였다. 판의 뒷면에 부착된 직경 7.94 mm의 동관을 통하여 온수를 순환시켜 벽면이 원하는 온도로 유지되도록 하였다.

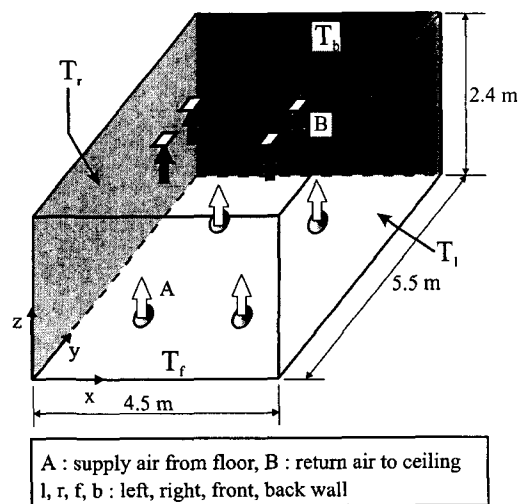


Fig. 1 Schematic of the experimental chamber.

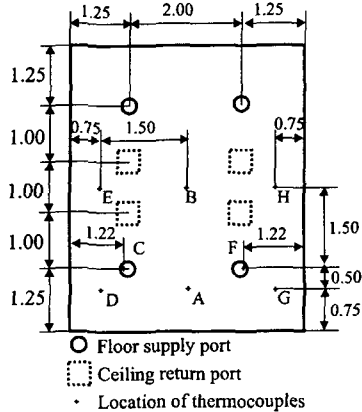


Fig. 2 Locations of supply/return ports and temperature measurement points.

높이 방향으로 10 개 ( $z=0.0, 0.1, 0.3, 0.6, 0.9, 1.1, 1.4, 1.7, 2.1, 2.4$  m)의 T형 열전대가 설치된 이송장치를 이용하여 Fig. 2에 A-H로 표시된 8 개 지점에서 수직온도분포를 측정하였다. 특히 점 C와 F는 급기구의 위치와 일치한다.

급기온도는 18°C이며, 유량은 시간당 환기횟수 12회에 대응하는 720 m<sup>3</sup>/h이다. 벽면온도는 전술 하였듯이 모든 벽에서 균일하게 등온이 되도록 제어하였으나, 실제 측정된 결과 약간의 차이가 나타났다. 측정된 평균온도는 각각  $T_r=35.6^\circ\text{C}$ ,  $T_l=36.7^\circ\text{C}$ ,  $T_f=36.8^\circ\text{C}$  및  $T_b=36.9^\circ\text{C}$ 이다. 이 온도는 예비 실험시 각 벽마다 모서리 4점과 중앙 1점, 총 5점을 측정하였는데, 그 값의 차이가  $\pm 0.15^\circ\text{C}$  오차 범위 내에 들어오므로, 중앙점 한 점을 대표로 측정하여 제시한 값이다.

2.2 급기구

실내의 온도 및 기류분포는 급기구의 형상과 직접적으로 연관된다.<sup>(7)</sup> 바닥급기 공조시스템용 급기구는 천장급기의 경우와는 급기류의 특성이 다를 뿐만 아니라 사람이나 사무기기 등의 하중을 견딜 수 있어야 하며 여성의 신발굽이 빠지지 않도록 개구부의 폭이 좁아야 한다.

본 연구에서 사용한 급기구는 새로이 개발된 것으로서 그 형상은 Fig. 3과 같다.<sup>(8)</sup> 전체 직경이 0.24 m인 원형이며, 반시계 방향 선회류를 일

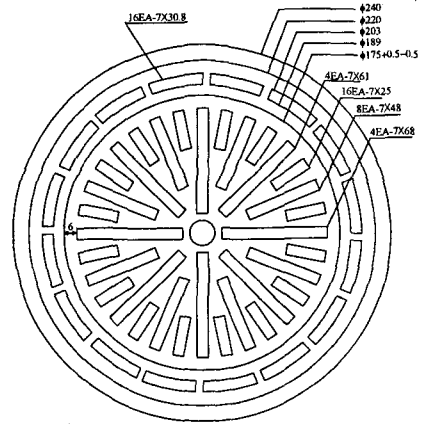


Fig. 3 Drawing of the present diffuser.

으키는 내부의 주급기구와 축방향 기류를 분출하는 외주부로 구성된다. 외주부와 주급기구의 유량을 조절하여 선회류 강도와 급기각도를 조절할 수 있도록 설계되었다. 주급기구 각각의 유로가 반시계 방향의 선회류를 생성하기 위해 축 중심으로부터 37.5° 경사져 있다. 선회류 급기구는 축방향 및 접선 방향 성분의 기류를 동시에 발생시켜 일반 급기구보다 유인효과가 크다고 알려져 있다.<sup>(9)</sup> 다만 본 연구의 실험 및 모든 수치해석에서는 급기조건을 단순화를 위하여 외주부를 완전히 닫고 선회류만 발생하는 상태로 운전하였다.

2.3 급배기 위치

본 연구에서 취급된 시스템의 급배기 위치는 후술되듯이 모두 4종류이다. 이 중에서 실험은 Fig. 1과 2에 도시된 바닥급기-천장배기 방식에 대해서만 실시하고, 같은 조건에서 계산된 수치해와 비교하였다. 급배기 위치에 따른 열환경의 차이는 나머지 3종류에 대한 수치해의 비교를 통하여 고찰하기로 한다.

해석대상을 편의상 Case I-III로 표기하고, 각각의 평면도를 Fig. 4에 도시하였다. 공간의 크기는 2.1절의 열환경 실험실과 동일하지만, 급배기구의 위치는 상이하다. 급기구 형상은 2.2절과 같으며, 배기구는 격자계 구성이 용이하도록 직경 0.24 m인 원형을 취하였다.

바닥급기-천정배기인 Case I에서 급배기구의

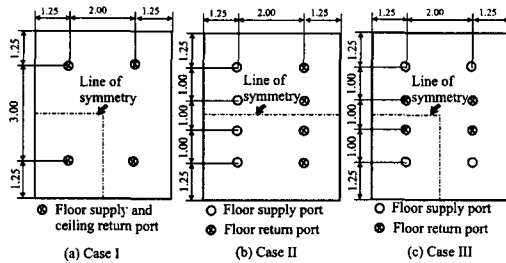


Fig. 4 Supply-return locations of each case.

위치는 평면도 상에서 일치한다. 바닥급기-바닥 배기 시스템 중 Case II는 급기 및 배기용 덕트의 설치가 용이하도록 급배기구가 각각 일렬로 배열된 모델이다. 또한 벽면의 부하를 효율적으로 처리하기 위하여 Case III는 급기구를 배기구의 바깥쪽에 배치한 모델이다. 모든 경우 급기구와 배기구의 수는 각각 4개이며, 따라서 유로단면적의 합도 일정하다.

### 3. 열환경 예측

#### 3.1 열환경 지수

열환경 인자가 재실자에게 미치는 영향을 합리적으로 정량화하기 위하여 다양한 지수들이 제안되었다.<sup>(10)</sup> 실내의 쾌적성을 나타내는 열환경 지수 중에서 예상온열감(이하 PMV로 약칭)은 덴마크의 Fanger<sup>(11)</sup>에 의해 정립되었다. 이것은 인체와 주위 환경과의 정상상태 열평형 모델에 근거하여, 약 1300명의 서구인을 대상으로 실시한 실험으로부터 인간이 느끼는 온열감을 -3에서 +3까지의 7단계로 지수화한 것이다. 중립인 0에서 멀어질수록 불쾌감도 증가한다. 온도, 습도, 평균복사온도(mean radiant temperature), 기류속도와 같은 환경적 인자와 착의량, 대사량(metabolism)과 같은 개인적 인자를 포괄하며, 피험자에 대한 직접적인 실험에 기초하였기 때문에 PMV는 다른 지수보다 널리 사용되고 있다. 제한적인 연구이지만 한국인의 경우에도 적용 가능하다는 사실이 밝혀졌다.<sup>(12)</sup>

예측된 유동 및 온도장으로부터 PMV를 계산하는 과정은 ISO 7730<sup>(13)</sup>에 구체적으로 제시된 프로그램에 의존하였으며, 관련된 수식은 생략하

였다.

한편, 평균복사온도는 실제의 불균일한 복사장에서 재실자가 주위와 복사 열교환을 하는 것과 같은 양의 열교환을 하는 균일한 주위온도를 말한다. 본 연구에서는 경계조건으로 주어진 4개의 옆면들과 수치해석으로부터 나온 바닥과 천장의 온도로부터 평균복사온도를 구하였다. 임의의 실내 위치에서 평균복사온도는 ISO 7726<sup>(14)</sup>에 따라 다음과 같이 계산된다.

$$T_{rad}^4 = \sum_{i=1}^n T_i^4 F_{p-i} \quad (1)$$

여기서 모든 온도는 절대온도이며,  $F_{p-i}$ 는 검사 표면과 벽면  $i$  사이의 복사형상계수이다.

습도변화는 해석에 포함하지 않았으며, 절대습도를 실험과 유사한 값인 0.01 kg/kg으로 가정하고 PMV계산에 필요한 수증기분압으로 환산하였다. 또한 하계에 일반적인 사무실에서 좌업중인 경우를 기준으로 ISO 7730<sup>(13)</sup>에 따라 착의량과 대사량은 각각 0.5 clo (0.08 m<sup>2</sup>C/W)와 1.0 met (58 W/m<sup>2</sup>)로 취하였다.

예상불만족률(이하 PPD)은 주어진 환경에 대하여 불만족하는 사람의 예상 비율로서 PMV와는 다음과 같은 관계가 있다.<sup>(13)</sup>

$$PPD = 100 - 95 \times \exp(-0.03353 PMV^4 - 0.2179 PMV^2) \quad (2)$$

#### 3.2 수치해석

수치계산은 범용 프로그램인 STAR-CD를 이용하여 수행하였다. 이 프로그램은 계산 전·후의 처리(pre- and post- processing)가 비교적 용이하고 비정렬 비직교 격자계를 채용하고 있기 때문에 본 연구와 같이 복잡한 형상에 대한 열유동 해석에 적합하다. 계산에 사용된 격자계의 대표적인 예로서 Case I의 경우를 경계조건과 함께 Fig. 5에 도시하였다. 이는 Fig. 4 (a)의 대칭조건에 따라 해석대상 공간의 1/4이다. 급배기구의 위치와 벽면 부근에 격자가 조밀하게 배치되어 있다. 잘 알려진 지배방정식은 생략하되, 계산방법의 선택사항만을 간략히 기술한다. 즉 난류유동은 표준  $k-\epsilon$  모델에, 압력과 속도항의 연성(coupling)은 PISO 알고리즘에, 자연대류의 효과를 고려하기 위한 부력항은 이상기체 상태방정식에

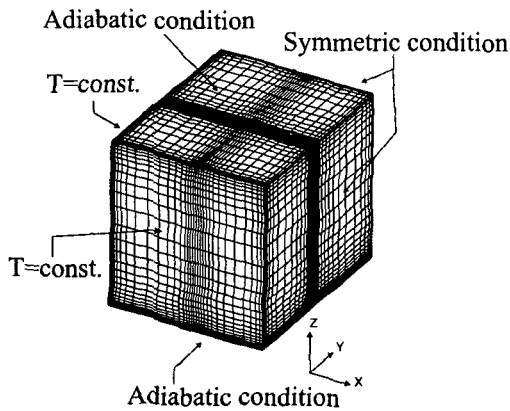


Fig. 5 An example of the grid system.

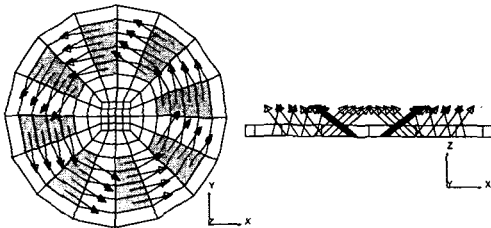


Fig. 6 Grid system and velocity vector for the diffuser.

각각 의존하였다.

실내 공간에 대한 열유동해석에서 벽면 경계조건은 중요한 역할을 한다. 공간과 벽면의 종류, 위치, 방향 등에 따라 경계조건이 상이하며, 사실 엄밀한 의미에서 어느 경우도 등온이나 등열유속 조건은 아니다. 다만 계산의 단순화를 위하여 대부분의 수치해석에서는 등온<sup>(15-17)</sup> 또는 등열유속 조건<sup>(18,19)</sup>을 부여하고 있다. 본 연구에서는 실험과 일관성을 유지하기 위하여 등온조건을 적용하였다. 실험과의 비교를 위한 계산에서는 측정된 각 벽면온도를, 급배기 위치에 따른 냉방 열환경의 평가를 위한 계산에서는 실험조건과 유사한 37°C를 사용하였다. 천장과 바닥은 단열되어 있다.

급기조건도 해석결과에 큰 영향을 미치는 요소 중의 하나이다.<sup>(20)</sup> 급기의 온도 및 풍량은 실험조건과 같이 각각 18°C, 720 m<sup>3</sup>/h로 고정하였다. 다만 전술한 급기구의 형상에 따른 입구유속의 분포는 정교한 모델링을 필요로 하는 별개의 문제이다. 따라서 본 연구에서는 Fig. 6과 같은 단순

화된 모델을 개발하였다. 즉 실제 급기구(Fig. 3)와 같은 각도(37.5°)의 선회류를 유지하면서 급기 풍량이 각 검사체적의 유로단면적에 비례하도록 유속이 부여된 형태이다. 여기서 유로단면적의 합은 실제 급기구와 일치한다. 비록 단순화된 급기구모델이지만 계산이 효율적이며 후술되듯이 결과도 실험자료와 비교적 양호하게 일치하는 등 그 잠재력은 충분하다.

#### 4. 결과 및 고찰

먼저, 실험의 정확도를 알아보기 위해 에너지 균형을 조사하였다. 2.4 m의 특성길이를 가진 평판 자연대류일 때 Churchill and Chu<sup>(21)</sup>의 상관식에서 대류열전달계수가 5 W/m<sup>2</sup>°C로 계산된다. 벽면온도는 37°C, 실내 평균온도는 26°C으로 측정되었으므로 벽으로부터 유입된 열은 약 2640 W이다. 공기의 비열은 1006 J/kg°C, 급기의 입구와 출구 온도는 각각 18°C, 29°C, 풍량은 720 m<sup>3</sup>/h이므로 급기가 처리한 열량은 2656 W이다. 따라서 급기가 처리하는 열량과 벽에서 공급되는 열량에 대한 차이가 약 0.6% 이내임을 알 수 있다.

급기구모델을 포함한 수치해석의 타당성을 검증하기 위하여 실험에서 측정된 10개 지점(Fig. 2 참조)의 수직온도 분포와 같은 조건에 대한 수치해를 Fig. 7에서 비교하였다. 양자의 분포 형태는 전반적으로 양호하게 일치한다. 다만 바닥으로 접근할수록 다소의 차이를 보인다.

바닥 부근에서 수치해와 측정치 사이의 온도차는 급기구 위치(C와 F)와 다른 지점이 상반되는 경향을 보인다. 즉 점 C와 F에서는 수치해가 측정치를 과대 예측함에 비하여, 다른 점에서는 반대이다. 전자의 경우, 실제 급기구에서 분출되는 유동의 각도가 설계와는 달리 수직(z)방향으로 치우친 결과로 보인다. 급기구 위치에서 예측된 온도가 수직방향으로 급격히 상승한 후 일정한 높이까지 거의 변화가 없는 것과는 대조적으로 측정된 온도는 완만히 상승하는 것이 이를 뒷받침한다. 예측된 온도의 급격한 상승은 선회류에 의해 바닥 부근에서 유체혼합이 활발하다는 증거이기 때문이다. 이러한 결과는 설계된 선회각도에 기초한 급기구모델의 유동형태(Fig. 6)와 실제 급기구의 출구 속도분포는 다소 상이하다는 것을

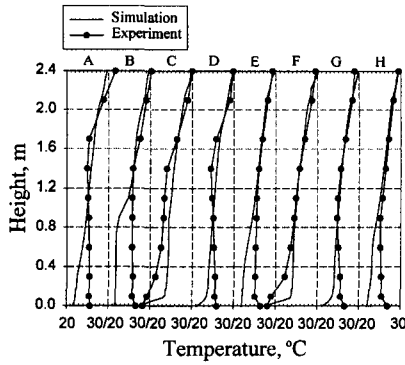


Fig. 7 Comparisons of the vertical temperature distribution between measurement and simulation at selected positions.

의미한다. 따라서 향후 특정한 급기구에 대한 수치모델을 개발할 때 급기구의 설계 선회각도에 전적으로 의존하지 말고 측정된 유속분포를 고려하여야 할 것이다. 한편 후자의 경우, 즉 급기구 위치를 제외한 지점에서 수치해가 측정치를 과소 예측하는 것은, 전술한 급기구모델과도 연관될 뿐만 아니라 실험에서 바닥의 단열이 불완전한 데 기인한다. 모든 점(C와 F 제외)에서 바닥 부근의 온도가 급기온도보다 상당히 높고, 특히 점 B, D, E, G 및 H에서는 분포도 역전되었다는 사실이 그 증거이다. 또한, 벽면온도가 다르기는 하지만, 물리적으로 대칭인 점 C와 F, 점 D와 G 및 점 E와 H에서의 온도분포가 수치해에서는 부합됨에 비하여 측정치에서는 약간의 차이가 있는 점도 실험에 수반되는 불확실성을 시사한다.

수치해와 측정치의 정량적 차이 및 급기구모델 개선의 필요성은 인정되지만, 정성적 경향의 일치나 차이의 정도, 실험에서의 불가피한 오차 등을 고려할 때 본 수치해석을 적용하여 급배기 위치에 따른 열환경을 어느 정도 타당하게는 평가할 수 있을 것으로 판단된다.

다음으로, 각 급배기 위치에 대한 대표적인 계산결과를 Fig. 8-12에 도시하였다. 모든 결과는 각 높이에서 평면에 대한 평균값이며, 음영으로 표시된 높이 1.8 m 이상의 영역은 비거주역을 나타낸다.

평균온도의 수직분포를 나타낸 Fig. 8에서 정도의 차이는 있지만 모든 경우 온도 성층화가 일어남을 알 수 있다. 높이 0.1-1.7 m 범위에 대한

ASHRAE<sup>(22)</sup>의 권장 온도차 3°C에 비추어 Case I을 제외한 Case II와 III은 상하 온도차에 따른 불쾌감만으로도 적절한 공조방식은 아니다. 바닥 급기-바닥배기 방식에 있어서 이러한 결과는, 예상할 수 있듯이, 자연대류의 효과로 인하여 저온의 급기가 거주공간 상부로 충분히 침투하지 못하고 배기될 수밖에 없는 데 기인한다. 또한 급기구가 낮은 각도의 선회류를 분출하기 때문에 Fig. 8에 나타났듯이 유체혼합이 바닥 부근에 국한되는 것도 하나의 원인이다. Case II와 III을 비교할 때 거의 유사하지만, III이 상대적으로 바람직한 결과를 보이는 것은 급배기구의 위치 결정에 참고할 만하다. 제한된 조건에 대한 해석결과이지만 일단 평균온도분포의 관점에서 바닥급기-천장배기 방식이 바닥급기-바닥배기 방식보다는 우수한 것으로 평가된다.

평균기류속도는 Fig. 9와 같이 모든 경우 유사한 분포를 보인다. 높이 0.1 m 이상에서 기류속도는 0.2 m/s 이하로서 이로 인한 드래프트 문제는 우려할 필요가 없다. 이 분포에서도 전술한 급기구의 저각도 선회류로 인한 유체혼합이 바닥 부근에 국한된 것을 관찰할 수 있으며, 기류속도의 허용범위를 만족하면서도 급기각도를 조절하여 상향 침투깊이를 상당히 증가시킬 수 있는 여지가 있음을 보여준다. 급기각도를 조절하면 Fig. 8에서 Case II와 III의 온도분포는 어느 정도 개선될 것으로 예측된다. Fig. 9에서 Case I의 기류속도가 전반적으로 가장 크고 특히 천장 부근에서 급격히 증가하는 것은 배기구의 유인효과와 자연대류의 영향이 결합된 결과임이 분명하며, Fig. 8의 온도분포와도 부합된다.

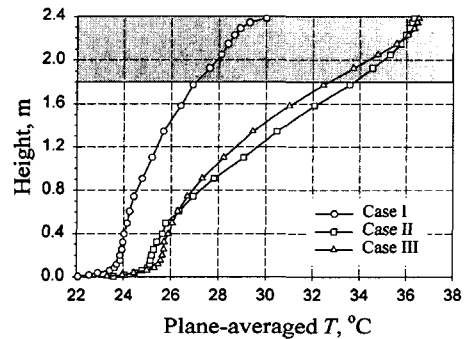


Fig. 8 Vertical variation of the plane-averaged air temperature.

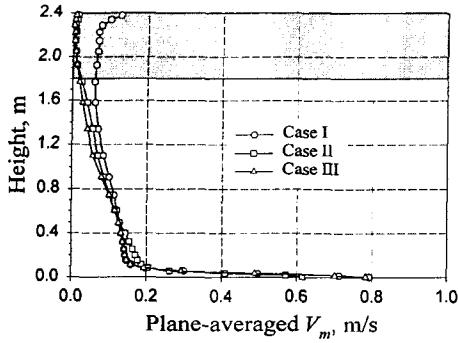


Fig. 9 Vertical variation of the plane-averaged velocity magnitude.

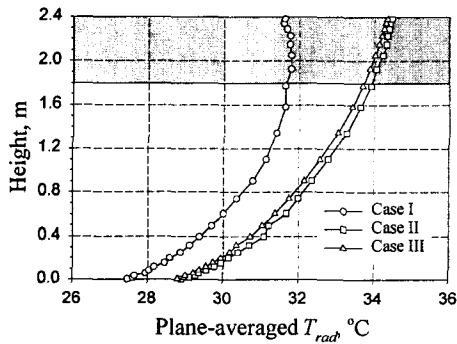


Fig. 10 Vertical variation of the plane-averaged mean radiant temperature.

경계조건으로 부여된 벽면온도 및 예측된 바닥과 천장의 평균온도로부터 평균복사온도의 평면 평균 분포를 계산한 결과가 Fig. 10이다. 이것은 같은 높이에 있는 검사체적의 평균복사온도를 체적평균 한 값이다. 평균온도의 경우(Fig. 8)에 비하여 천장배기와 바닥배기 사이의 차이가 상대적으로 작을 뿐만 아니라 분포형태도 상이하다. 이는 등은 벽면의 영향이 우세하기 때문으로 보인다.

열환경을 종합적으로 평가하기 위한 평면평균 PMV와 PPD의 수직분포가 각각 Fig. 11 및 12이다. 앞에서 고찰하였듯이 바닥 부근을 제외하면 기류의 영향은 별로 없기 때문에 열환경 지수는 온도와 평균복사온도에 의해 지배된다. 따라서 높이에 따라 PMV가 증가하는 정성적 경향은 모

든 경우 유사하다. 그러나 정량적 분포는 예상대로 Case I에서는 거주역의 대부분에 걸쳐 비교적 쾌적한 상태를 유지함에 비하여, Case II와 III에서는 높이가 약 0.7 m 이상이면 대단히 불쾌한 환경이 된다. 이러한 PMV의 분포는 PPD에도 당연히 반영된다. 모든 경우에 나타나는 바닥 부근에서의 서늘함 또는 높은 불만족률은 바닥급기 시스템에 의한 냉방의 본질적인 문제이므로 그 범위를 축소하려는 노력은 필요하지만 완전히 제거할 수는 없을 것이다.

냉방에 대한 해석결과를 요약하기 위하여 거주역(0-1.8 m), 비거주역(1.8-2.4 m) 및 공간전체에 대한 온도, 기류속도, 평균복사온도, PMV와 PPD의 체적평균을 Table 1에 정리하였다. 기류속도의 미소한 차이를 제외하면 모든 면에서 바닥급

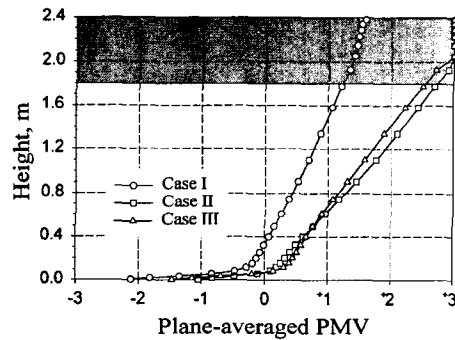


Fig. 11 Vertical variation of the plane-averaged PMV.

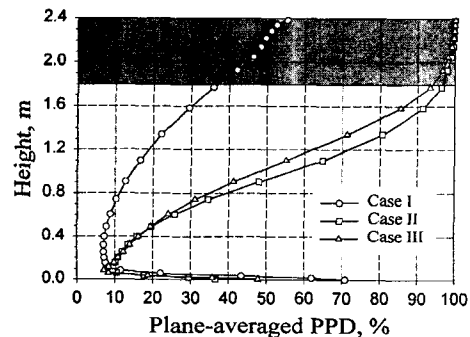


Fig. 12 Vertical variation of the plane-averaged PPD.

기-천장배기 방식이 바닥급기-바닥배기 방식보다 유리하다. 또한 같은 방식이지만 급배기구 위치가 다른 Case II와 III을 비교할 때 후자가 다소 바람직하다. 이것은 전자보다는 후자의 급배기구가 공간적으로 분산 배치된 결과로 보인다. 그러나 벽면의 경계조건이나 내부부하 등에 따라 결과는 상당히 달라질 수 있으므로 이 정도의 상대적 차이가 큰 의미는 없을 것으로 판단된다.

비록 본 연구에서 바닥급기-천장배기 방식이 바닥급기-바닥배기 방식보다 냉방시 열적 쾌적성은 우월하다는 결과가 나타났지만, 보다 체계적인 평가를 위해서는 다른 요소들도 고려되어야 한다. 첫째, 냉방만 필요한 공간이 아니라면 난방 성능에 대한 평가도 당연히 병행되어야 한다. 둘째, 급기구의 형상변화에 대한 추가적인 연구가 필요하다. 사실 본 연구에서는 일관성을 유지하기 위하여 모든 경우에 동일한 급기구를 사용하였으나, 배기구의 유인효과, 자연대류, 급기와 실내유체의 혼합 등에 따라 최적의 급기구 형상이 존재할 것이다. 천장배기에 유리한 급기구가 바닥배기에는 불리할 수 있으며, 그 반대도 성립한다. 셋째, 바닥배기의 경우 천장에 공조용 공간이 불필요한 구조적 이점이 있다. 넷째, 실제에 근접한 경계조건 설정이 요구된다. 등온이나 등열유속과 같이 단순화된 조건에 대한 해석결과로부터 열환경을 평가하는 데는 문제가 없지 않다.

Table 1 Summary of the calculated results

	Height [m]	Case I	Case II	Case III
$\langle T \rangle$ [°C]	0-1.8	25.0	28.5	28.0
	1.8-2.4	28.4	35.5	35.2
	0-2.4	25.8	30.0	29.7
$\langle V_m \rangle$ [m/s]	0-1.8	0.115	0.103	0.096
	1.8-2.4	0.074	0.008	0.006
	0-2.4	0.106	0.082	0.076
$\langle T_{rad} \rangle$ [°C]	0-1.8	30.5	32.2	32.0
	1.8-2.4	31.7	34.2	34.1
	0-2.4	30.8	32.7	32.5
$\langle PMV \rangle$	0-1.8	+0.47	+1.43	+1.32
	1.8-2.4	+1.44	+3.00	+3.00
	0-2.4	+0.69	+1.87	+1.77
$\langle PPD \rangle$ [%]	0-1.8	18.1	51.8	47.4
	1.8-2.4	47.6	99.0	98.5
	0-2.4	24.8	62.5	59.1

### 5. 결론

본 연구는 바닥급기 공조시스템에서 급배기 위치에 따른 냉방 열환경을 비교, 평가하기 위하여 시도되었다. 등은 벽면을 갖는 바닥급기-천장배기형 실험용 공간에서 수직온도분포를 측정하고, 측정치를 같은 조건에 대한 수치해와 비교한 결과 정성적 경향이 일치할 뿐만 아니라 정량적 차이도 크지 않았다. 이러한 수치해의 타당성에 근거하여 3종류의 급배기 위치를 대상으로 수치해석을 수행하였다.

해석의 대상은 평면상 같은 지점에 급배기구가 배치된 바닥급기-천장배기 방식과 급배기구의 배열이 상이한 2가지 바닥급기-바닥배기 방식이다. 모든 경우 공간의 치수, 급기온도 및 유량, 급배기구의 형상 및 개수, 경계조건은 동일하다. 특히 급기구는 바닥급기 전용으로 개발된 것을 도입하였으며, 수치해석을 효율성을 위하여 단순화된 급기구모델을 별도로 개발하였다.

주요 변수 또는 지수에 대한 결과를 평면 평균하여 높이에 따른 분포로 정리하여 비교하였다. 기류속도의 미소한 불리함을 제외하면 모든 결과에서 바닥급기-천장배기 방식이 바닥급기-바닥배기 방식보다 유리한 것으로 나타났다. 이것은 전자에서 배기구의 유인효과 또는 강제대류로 인하여 급기가 공간 내부를 효과적으로 관통하기 때문이다. 후자의 경우 강제대류와 자연대류의 방향이 같기 때문에 바닥 부근에서만 유체혼합이 촉진될 뿐 급기는 상부공간으로 침투할 수 없다. 또한 바닥배기 방식일 때 급배기구의 배열은 열환경에 큰 영향을 미치지 않는 것으로 나타났다.

제한된 조건에 대한 결과만으로 방식의 우열을 체계적으로 평가하기는 곤란하며, 바닥급기-바닥배기의 구조적 이점을 고려할 때 실용화를 위한 지속적인 연구가 필요하다. 향후 과제는 새로운 바닥급기-바닥배기용 급기구 및 정교한 해석모델 개발, 냉난방성능의 종합평가, 급기조건 및 경계조건에 따른 열환경 해석, 급배기구의 개수 및 배열 변화, 국부공조와의 연계 등을 포함한다.

### 참고문헌

1. Svensson, A. G. L., 1989, Nordic experiences of displacement ventilation



- systems, ASHRAE Trans., Vol. 95, pp. 1013-1017.
2. Lee, Chun Sik, 1995, Status of the International Under Floor Air conditioning System, J. of Equipment Technology, Vol. 75, pp. 2-8.
  3. McCarry, T. B., 1995, Underfloor air distribution systems : Benefits and when to use the system in building design, ASHRAE Trans., Vol. 101, pp. 902-911.
  4. Clifford, G., 1990, Modern Heating, Ventilating, and Air Conditioning, Prentice Hall, New Jersey.
  5. Murakami, S., Kato, S. and Suyama, Y., 1989, Numerical study on diffusion field as affected by arrangement of supply and exhaust openings in conventional flow type clean room, ASHRAE Trans., Vol. 95, pp. 113-127.
  6. Hawkins, A. N., Hosni, M. H. and Jones, B. N., 1995, A comparison of room air motion in a full size test room using different diffusers and operating conditions, ASHRAE Trans., Vol. 101, pp. 81-101.
  7. Li, Z. H., Zhang, J. S., Zhivov, A. M. and Christianson, L. L., 1993, Characteristics of diffuser air jets and airflow in the occupied regions of mechanically ventilated rooms - a literature review, ASHRAE Trans., Vol. 99, pp. 1119-1127.
  8. Kim, Y., 1998, Development of Diffusers for UFAC System, Final Report, Ministry of Industry and Resources, UCM0732-6298-2.
  9. Shakerin, S. and Miller, P. L., 1996, Experimental study of vortex diffuser, ASHRAE Trans., Vol. 102, pp. 340-346.
  10. Lee, C. S., 1993, A Study on the Evaluation Method for Indoor Thermal Comfort and Air Quality (I), Ministry of Science and Technology, UCN998-4939-2.
  11. Fanger, P. O., 1970, Thermal Comfort - Analysis and Application in Environmental Engineering, Danish Technical Press, Copenhagen, Denmark.
  12. Bae, G. N., Lee, C. H. and Lee, C. S., 1995, Evaluation of Korean Thermal Sensation in Office Buildings During the Summer Season, Korean J. of Air-Conditioning and Refrigerating Engineering, Vol. 7, No. 2, pp. 341-352.
  13. ISO, 1984, ISO 7730, Moderate Thermal Environments - Determination of the PMV and PPD Indices and Specification of the Condition for Thermal Comfort.
  14. ISO, 1985, ISO 7726, Ergonomics of the Thermal Environment - Instruments for Measuring Physical Quantities.
  15. Mathisen, H. M., 1989, Case studies of displacement ventilation in public halls, ASHRAE Trans., Vol. 95, pp. 1018-1027.
  16. Di Tommaso, R. M., Nino, E., Brindisi, P. and Fracastoro, G. V., 1996, Influence of the boundary thermal conditions on the performance of a mechanical ventilation plant in a test room, 5th Int. Conf. on Air Distribution in Rooms, Roomvent '96, Yokohama, Japan, pp. 61-68.
  17. Weathers, J. W. and Spitler, J. D., 1993, A comparative study of room airflow: numerical prediction using computational fluid dynamics and full-scale experimental measurements, ASHRAE Trans., Vol. 99, pp. 144-157.
  18. Murakami, S. Kato, S. and Nakagawa H., 1991, Numerical prediction of horizontal nonisothermal 3-D jet in room based on the  $k-\epsilon$  model, ASHRAE Trans., Vol 97, pp. 38-48.
  19. Fukumoto, K. and Murata T., 1996, Environment measurement and numerical analysis of an air conditioning system employing displacement ventilation in building K of the head office in Tokyo, 5th Int. Conf. on Air Distribution in Rooms, Roomvent '96, Yokohama, Japan, pp. 459-466.
  20. Murakami, S., Kato, S. and Tanaka, T., 1992, The influence of supply and exhaust

- openings on ventilation efficiency in an air-conditioned room with a raised floor, ASHRAE Trans., Vol. 98, pp. 738-755.
21. Churchill, S. W. and Chu, H. H. S., 1975, Correlating equations for laminar and turbulent free convection from a vertical plate, Int. J. Heat and Mass Transfer, Vol. 18, pp. 1323-1329.
22. ASHRAE, 1992, ANSI/ASHRAE 55-1992, ASHRAE Standard, Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy.