

실내공간의 대류·복사 커플링시뮬레이션 해법

최 동 호*

Numerical Simulation on Interactive Heat Transfer of Convection and Radiation in Enclosed Space

Dong-Ho Choi*

ABSTRACT

It is self-evident that accurate prediction of room airflow and temperature distribution is required for rational design of indoor air climate in a room. In this paper, coupled simulation method in a room, which is constituted of convective and radiative transport is presented. By using the convective heat transfer coefficient, α_c , and the Gebhart's absorption factor method, the convective heat transfer at wall and the radiative heat transfer are calculated, respectively. Also, this paper focused on the effect according to both the tuning of convective heat transfer coefficient and the selection of reference temperature at near wall.

Key words : Coupled simulation, Convective heat transfer coefficient, Wall function

1. 서 론

실내온열환경은 기류·기온·열복사·습도의 4요소에 의해 지배받고 있다. 이들 요소는 상호 깊은 관련성이 있으므로, 총합적으로 실내온열환경을 해석하기 위해서는 이들 요소를 커플링(연성)하여 해석할 필요가 있다. 그 중에서도 실내유동장은 운동량뿐 아니라 열·수증기의 수송을 지배하고 있으므로, 유동장해석이 커플링시뮬레이션의 성공여부를 결정짓는 중요한 조건으로 작용한다. 근년에 들어, 실내유동장이 난류 수치시뮬레이션에 의해 어느 정도의 정도(精度)로 해

석이 가능하게 되므로서, 실내의 물리적인 온열환경에 관한 총합해석의 길이 트이게 되었다. 커플링시뮬레이션에 관해서는 폐쇄공간내의 유동장을 대상으로 $k-\epsilon$ 모델에 의한 해석이 실시되었지만, 실험결과와의 대응측면에서는 만족할 만큼의 충분한 검토가 이루어지지 못했을 뿐 아니라, 그 결과 또한 기대치에 미치지 못하였다. 이들 연구^{1,2)}에서는 고체벽면에서 온도 경계층을 거쳐 실내공기로 전달되는 대류열전달량 시뮬레이션 정도(精度)에 대한 검토가 불충분하므로서, 예측정도에 문제점이 내재된 것이 그 이유로 지적되고 있다. 실험결과와 수치시뮬레이션의 불일치에 관해서는 주로 대류열전달 시뮬레이션에 문제점이 내재되어 있는지, 아니면 유동장이나 복사장 시뮬레이션 그 자체에 문제점이 있는지에 대해서는 충분한 검토

* 제주대학교 건축공학과
Dept. of Architectural Eng., Cheju Natl Univ.

가 이루어지지 않고 있다. 유동장, 복사장을 연성시킨 커플링시뮬레이션에 있어서, 대류열전달량 시뮬레이션의 정도(精度)는 커플링시뮬레이션에 직접적인 영향을 미치므로, 실내기온, 부력이 동반된 기류성상, 벽면온도 및 열복사장의 정확한 평가를 위해서는 대류열전달량 시뮬레이션이 정도 높게 해석되어야 한다.

본 연구는 지금까지의 연구결과를 바탕으로, 대류열전달량 시뮬레이션 정도를 일정수준 이상으로 향상 시킴으로서, 기존의 난류모델을 이용한 난류시뮬레이션과 복사장 시뮬레이션을 커플링하여, 만족할 만한 정도(精度)로 실내대류·복사열 수송장을 해석하기 위한 해법을 제시하는데, 본 연구의 목적이 있다. 이를 검증하기 위하여, 냉풍취출과 냉각패널을 병용한 강제대류·복사병용냉방방식을 채용한 거실공간을 대상으로 벽면간 복사열전달 및 벽면에서의 대류열전달을 고려한 3차원 난류수치해석을 수행하여, 이것을 실험결과와 상세하게 비교하였다. 특히, 기존의 연구에서 대류열전달량 시뮬레이션 정도(精度)에 대한 배려가 부족한 점에 착안하여, 본 연구에서는 실용성의 관점에서 대류열전달량 계산에 관용적으로 이용되고 있는 대류열전달률 α_c 를 이용하여, 실험과의 대응을 증명한 시뮬레이션 해법을 검토하고 있다. 또한, α_c 를 벽관수로하는 경계조건(이하에서는 α_c 형 벽관수로 정의함)의 적용에 있어서는 α_c 값을 어떻게 부여할 것인가 하는 점이 특히 중요하므로, 본 논문에서는 이점에 대해서도 심도있게 검토하고 있다. 대류열전달현상을 실용적으로 만족할 수 있는 수준으로 예측하기란 현실적으로 적지 않은 어려움이 있지만, 본 연구에서는 이에 관한 하나의 방향을 제시하고자 한다.

II. 벽면 대류열전달량의 경계조건

벽면에서 주변공기로 전해지는 대류열전달량은 벽면온도와 그 주변의 얇은 온도경계층, 속도경계층 상태에 따라 결정된다. 그렇지만, 벽면온도는 후술하는 바와 같이, 대류열전달, 복사열전달 및 벽체내의 열전도밸런스에 의해 결정된다. 즉 벽면온도의 예측정도(精度)는 대류열전달량과 실내유동장, 온도장은 물론,

벽면간 복사열전달, 벽체내 열전도에도 큰 영향을 미치므로, 이에 대한 정도 높은 예측의 필요성이 고조되고 있다. 이처럼, 정도 높은 시뮬레이션을 위해서는 얇은 온도경계층을 조밀한 mesh로 분할하여, 분자점성, 분자열전도의 영향을 고려한 低Reynolds수 대응형 난류모델로 해석하는 것이 이상적이다³⁾. 그러나 3차원 低Reynolds수 대응형의 경우, 막대한 계산기자원을 필요로 하므로, 현실적으로 이용하는 데는 적지 않은 제약이 따른다. 실용적인 관점에서는 경계층내의 온도·풍속분포 등에 관한 보편관수의 존재를 가정하여, 벽면과 벽면 제1셀 사이를 연결하는 벽관수에 의해 간이적으로 대류열전달량을 산출하는 방법이 주로 이용되고 있다. 벽관수로서 대표적인 것 중의 하나가 일반화대수칙(generalized log law)⁴⁾이지만, 이것에 의한 대류열flux $u^* \theta''$ 의 추정치는 실내공간과 같이 복잡한 유동장에서는 다음과 같은 약점을 가지게 된다. 즉 일반화대수칙은, 예를들면 단순 channel내 강제대류장의 경계층과 동일한 속도·온도분포가 성립되는 것으로 가정하고 있으므로, 복잡한 실내벽면부근에서 이러한 가정이 그대로 성립되기를 기대하는 것은 곤란하다. 기존에 발표된 연구실적에 의하면, 이렇게 하여 예측된 대류열전달량은 유동장 구조가 복잡할 경우, 실제현상과는 상이한 해석결과가 되므로서 실험상과의 대응측면에서 개선되어야 할 문제점으로 지적되어 왔다. 이같은 문제점은 풍속보다 온도예측에서 현저하다. 따라서 본 연구에서는 기존의 공조열부하 계산모델로 폭넓게 사용되고 있는 α_c 형 벽관수(식(1))를 적용하여, α_c 최적화를 통한 대류열전달량 시뮬레이션해법을 제안하고 있다.

$$q_{cv} = \alpha_c (\theta_w - \theta_1) \quad (1)$$

III. α_c 형 벽관수 검토

3.1. 참조온도 선정방법

α_c 형 벽관수는 식(1)과 같이, 대류열전달량은 벽표면온도와 참조공기온도차, 및 대류열전달률 α_c 에 의해 정해지게 된다. 일반적으로 실내온도는 균일하

지 않으므로, 이 대류열전달량을 산출함에 있어서 공기의 참조온도를 어떻게 설정할 것인가가 특히 비중 있게 검토되어야 할 사항이다. 이에 관련하여 대류열 전달률을 거의 일정한 값으로 볼 것인가, 아니면 장소의 관수로서 크게 변화하는가 하는 점도 심도있게 검토되어야 할 사항이다.

본 논문에서는 참조공기온도로서 유체시뮬레이션의 벽면 제1셀의 공기온도 θ_{1i} 로 설정하고 있다. 실내 벽면주변 온도경계층을 측정된 결과^{5),6)}에 의하면, 온도경계층 두께는 Fig. 1과 같이 대부분의 경우가 1 cm 이하이다. 온도경계층내에서 외측으로 갈수록 온도 구배는 완만하다. 실제로 3차원 시뮬레이션에서 적용되고 있는 해석격자의 최소폭이 일반적으로 온도경계층 두께보다 훨씬 크므로, 벽면 제1셀의 공기온도 θ_{1i} 는 대류열전달량을 산출하기 위한 실내공기 참조온도로서 충분한 대표성을 갖는 것(역으로 말하자면, θ_{1i} 는 mesh분할의 다소조밀 정도에 의해서는 크게 변화하지 않는다)으로 암묵적으로 가정하는 것이다.

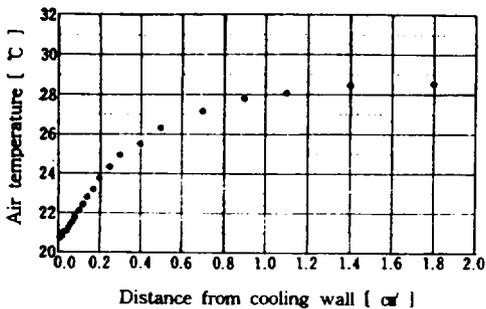


Fig. 1 An example of temperature distribution measuring at a nearby cooling wall

Fig. 2는 α_c 형 벽관수에 의한 대류열전달 시뮬레이션의 참조온도⁴⁾ θ_{ref} 를 벽면 제1셀 공기온도 θ_{1i} 로 설정한 경우와 실평균공기온도 θ_{AVE} 로 설정한 경우에 대한 대류·복사 커플링시뮬레이션의 참조온도 부여방법이 실내기류 및 벽면온도에 미치는 영향을 정리한 것이다. Fig. 2의 내용들은 Fig. 3의 거실 모델⁷⁾을 대상으로 시뮬레이션한 결과에 근거하고 있

다. 거실모델에서는 창을 통한 일사취득열량 및 관류열량을 시뮬레이터 하기 위하여, 실내측 창표면에 열부하를 부여하고 있다. 먼저, 본 거실모델 계산에서는 창 부분의 대류열전달률을 참조온도 설정방법에 관계없이 일정하게 부가한 상태에서 커플링시뮬레이션이 실시되었다. $\theta_{ref} = \theta_{AVE}$ 로 설정한 경우, 실평균공기온도 θ_{AVE} 는 창부근 제1셀 공기온도 θ_{1i} 보다 훨씬 낮기 때문에, 참조온도 θ_{ref} 와 창표면온도 θ_{wi} 와의 온도차는 커진다. 따라서 대류열전달량 q_{CVi} 는 증가하고, 복사열전달량 q_{Ri} 는 감소한다. 그 결과, 창표면에서 주변공기로의 열전달량이 증가하여, 창표면온도는 저하하고, 창부근의 θ_a 가 상승하여 창주변의 열상승률을 증가시킨다. 반면에, 상대적으로 창으로부터의 q_{Ri} 가 감소하므로 창의외의 벽표면온도 θ_{wi} 는 낮아진다.

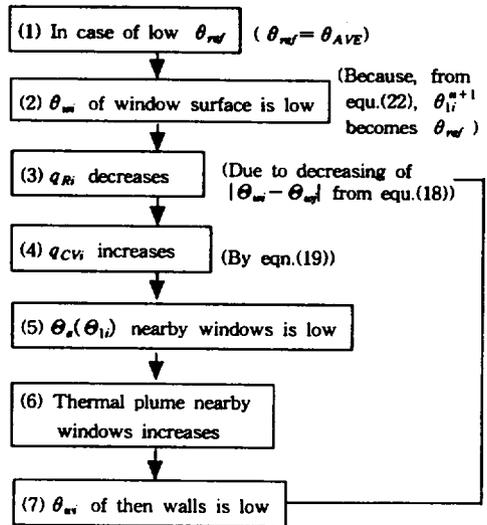


Fig. 2 Influence corresponding to method applying reference temperature θ_{ref}

일반적으로 α_c 형 벽관수에서 참조온도를 실평균 온도 θ_{AVE} (이것은 열부하계산시 대류열전달량 산출에 일반적으로 이용되고 있다)로 설정할 경우, 참조온도는 실내의 위치에 관계없이 균일한 것으로 가정하고 있으므로, 결국 실내온도 분포상태를 고려하

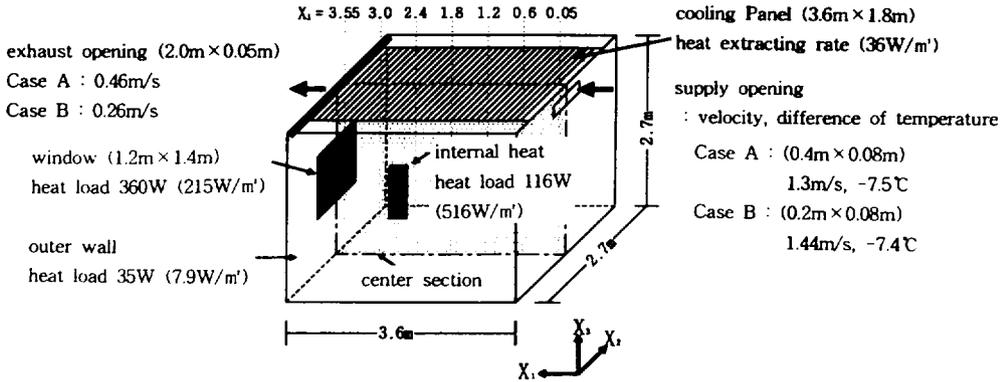


Fig. 3 Room model used for simulation and experiment

여 대류열전달률 α_c 가 최적치가 될 수 있도록, 각 위치별로 α_c 를 조율(최적치가 되도록 조정)할 필요가 있다. 실용적인 측면에서 생각할 경우, 각 위치별로 α_c 를 조율하는 것은 현실적으로 많은 어려움이 따르므로, 본 연구에서는 참조온도를 실험평균온도가 아닌 벽면 제1셀의 공기온도 θ_{1i} 로 설정하고 있다. 이렇게 하므로서, α_c 값을 크게 변화시키지 않고서도 보다 잘 실내온도분포에 대응할 수 있는 대류열전달 시뮬레이션이 가능하게 된다.

3.2. α_c 의 조율

벽면 제1셀 공기온도 θ_{1i} 를 α_c 형 벽관수의 참조 온도 θ_{ref} 로 정의한 대류열전달률 α_c 값에 관해서, 본 연구에서는 통상적으로 사용되고 있는 관용치를 기본으로 대류·복사 커플링시뮬레이션과 모형실험과의 비교에서 얻어진 고체표면온도의 대응을 평가척도로 하여 α_c 를 최적화 하였다. Fig. 3의 거실모델을 해석대상으로 하여 계산한 대류·복사 커플링시뮬레이션에 있어서, 창에 부여되는 α_c 값이 실내유동장, 벽면온도장에 미치는 영향을 Fig. 4에 나타내었다. Fig. 5는 3가지의 대류열전달률 [$\alpha_c = 4.7, 8.1, 11.6 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{C})$]을 부여한 경우의 창표면온도에 관한 커플링시뮬레이션 결과를 나타낸다. 창면의 α_c 가 작을 경우, 창에서의 대류열전달률 q_{CVi} 는 감소하고, 복사

열전달률 q_{Ri} 는 증가한다(Fig. 4). 그 결과, 창에서 주변공기로의 열전달률이 감소하므로, 창표면온도 θ_{wi} 는 높아지고(Fig. 5), 창부근 공기의 온도상승은 작아진다. 또한, 창면에서의 q_{Ri} 가 크기 때문에, 창이 외의 주벽면온도 θ_{wi} 는 높아진다. 역으로 창이 작을 경우, 창으로부터의 대류열전달률 q_{CVi} 가 증가하므로 복사열전달률 q_{Ri} 는 감소하여, 그 결과 창으로부터 주변공기로의 열전달률이 증가하므로, 창표면온도는 낮아진다(Fig. 5).

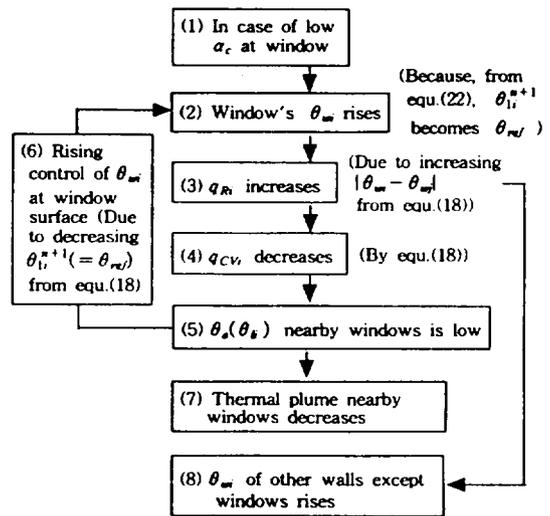


Fig. 4 Influence corresponding to α_c at window

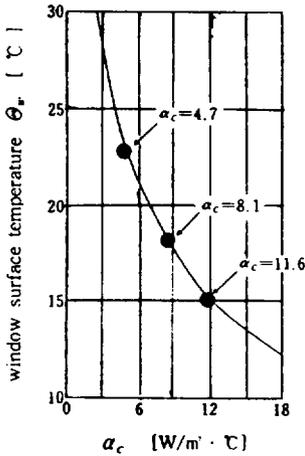


Fig. 5 Relationship of α_c and window surface temperature

IV. 벽면간의 상호 복사열전달

실내 장과 복사열전달은 벽면 등을 소영역으로 분할하여, 각 소영역의 면간 평균형태계수를 산출한 후, Gebhart 흡수계수법⁸⁾에 의해 해석할 수 있다.

고체면 i 는 Stefan Boltzman의 복사법칙에 의해, 그 절대온도 4제곱에 비례하는 열량을 주위로 방출한다. 단, 여기서 ϵ_i 는 i 면의 복사계수를 나타낸다.

$$E_i = \sigma \cdot \epsilon_i \cdot T_i^4 \cdot S_i \quad (2)$$

2개의 고체면에 있어서, 고체면 i 면에서 j 면에 입사, 흡수되는 복사열량은 면간 평균형태계수 $\overline{\psi}_{ij}$ 를 이용하여, 다음식과 같이 나타낼 수 있다.

$$E_{ij} = \epsilon_j \cdot \overline{\psi}_{ij} \cdot \sigma \cdot \epsilon_i \cdot T_i^4 \cdot S_i \quad (3)$$

역으로, j 면에서 i 면에 입사, 흡수되는 복사열량은 식(3)과 동일한 방법으로, 다음식과 같이 나타낼 수 있다.

$$E_{ji} = \epsilon_i \cdot \overline{\psi}_{ji} \cdot \sigma \cdot \epsilon_j \cdot T_j^4 \cdot S_j \quad (4)$$

i 면과 j 면간의 직접적인 복사열교환량을 산출하기

위해서는, 상술한 식(3)에서 식(4)을 뺀 값이 i, j 면간의 직접적인 복사열전달량이 된다. 그외에 다른 벽면을 경유하여 간접적으로 전달되는 복사열량을 고려해야 하므로, 이것은 Gebhart의 흡수계수법⁸⁾을 이용하면 용이하게 산출할 수 있다. 실내의 각 고체벽면(천장, 벽, 바닥)을 적당한 크기의 벽면요소로 분할하여, 전벽면요소수를 N 개로 가정한다면, 그 중의 면요소 j 면이 i 면이외의 전벽면요소로 복사하는 열량 Q_{Ri} 는, j 면이외의 각 벽면요소가 j 면으로부터 흡수하는 복사열량 Q_{ij} 의 합과 같으므로, 다음식과 같이 나타낼 수 있다.

$$Q_{Ri} = \sum_{j=1}^N Q_{ij} \quad (5)$$

여기서 Q_{ij} 를 산출하기 위해서는 j 면에서 각 벽면으로 사출되어, 실질적으로 흡수되는 복사열의 비율을 알아야 한다. 이와 같이 벽면요소간의 복사열 분배비율을 나타낸 것이 바로 Gebhart의 흡수계수이다. 각 벽면요소간의 형태계수 $\overline{\psi}_{ij}$ 를 비교적 용이하게 산출할 수 있는 단순실내형상하에서는 특히 Gebhart의 흡수계수법을 이용하면 실내에서 수수되는 복사열량을 용이하게 산출할 수 있다. 단, Gebhart의 흡수계수는 복사면이 완전확산면으로 전제되어 있으므로, 경면반사 등의 특성을 가진 벽면에서는 이용할 수 없다. Gebhart의 흡수계수 산출과정을 정리하면 다음과 같다.

i 면에서 j 면으로 복사되는 복사속은 j 면으로 직접 흡수되는 복사속과 간접적으로 흡수되는 복사속의 2가지로 생각할 수 있다. 우선 i 면에서 사출된 복사속은 다음식으로 나타낼 수 있다.

$$E_i = \sigma \cdot \epsilon_i \cdot T_i^4 \cdot S_i \quad (6)$$

그 중 j 면에서 직접적으로 흡수하는 복사속은 다음식과 같다.

$$E_{ij} = \epsilon_j \cdot \overline{\psi}_{ij} \cdot \sigma \cdot \epsilon_i \cdot T_i^4 \cdot S_i \quad (7)$$

그 다음으로, i 면에서 사출되어 다른 벽면 등을 경유하여 간접적으로 j 면에 흡수되는 복사속을 계산한

다. j 면에서 복사하여 k 면에 입사, 흡수되는 복사속은 다음식으로 나타낼 수 있다.

$$\varepsilon_k \cdot \overline{\psi}_{ik} \cdot \sigma \cdot \varepsilon_i \cdot T_i^4 \cdot S_i \quad (8)$$

j 면에서 나온 복사속 중 k 면에 입사하여, 반사되는 복사속은 다음식과 같다.

$$(1 - \varepsilon_k) \overline{\psi}_{ik} \cdot \sigma \cdot \varepsilon_i \cdot T_i^4 \cdot S_i \quad (9)$$

Gebhart의 흡수계수를 이용하여, k 면에서 반사한 복사속 중 실질적으로 j 면에 흡수하는 복사속을 산출하면, 다음식으로 나타낼 수 있다.

$$B_{kj} (1 - \varepsilon_k) \overline{\psi}_{ik} \cdot \sigma \cdot \varepsilon_i \cdot T_i^4 \cdot S_i \quad (10)$$

여기서 B_{kj} 는 k 면의 j 면에 대한 Gebhart의 흡수계수를 나타내고 있다. 따라서 i 면에서 사출되어 j 면에 간접적으로 흡수되는 복사속은 $k=1 \sim N$ 의 총합이므로, 다음식이 성립된다.

$$\sum_{k=1}^N B_{kj} (1 - \varepsilon_k) \overline{\psi}_{ik} \cdot \sigma \cdot \varepsilon_i \cdot T_i^4 \cdot S_i \quad (11)$$

식(7)과 식(11)의 합이 j 면에서 사출되어 j 면에 실질적으로 흡수되는 복사속과 같으므로, 이 값은 Gebhart의 흡수계수를 이용하면 다음식과 같이 정식화될 수 있다.

$$\begin{aligned} Q_{jv} &= B_{jj} \cdot \varepsilon_j \cdot \sigma \cdot T_j^4 \cdot S_j \\ &= \varepsilon_j \cdot \overline{\psi}_{jj} \cdot \varepsilon_j \cdot \sigma \cdot T_j^4 \cdot S_j \\ &+ \sum_{k=1}^N B_{kj} (1 - \varepsilon_k) \overline{\psi}_{ik} \cdot \sigma \cdot \varepsilon_i \cdot T_i^4 \cdot S_i \quad (12) \end{aligned}$$

$$\sum_{k=1}^N B_{kj} (1 - \varepsilon_k) \overline{\psi}_{ik} - B_{jj} = -\varepsilon_j \cdot \overline{\psi}_{jj} \quad (13)$$

이것을 성분에 따라 나열하면 다음과 같다.

$$\begin{bmatrix} \overline{\psi}_{11}(1 - \varepsilon_1) - 1 & \overline{\psi}_{12}(1 - \varepsilon_2) & \dots & \overline{\psi}_{1N}(1 - \varepsilon_N) \\ \overline{\psi}_{21}(1 - \varepsilon_1) & \overline{\psi}_{22}(1 - \varepsilon_2) - 1 & & \vdots \\ \overline{\psi}_{31}(1 - \varepsilon_1) & \overline{\psi}_{32}(1 - \varepsilon_2) & & \vdots \\ \vdots & \vdots & & \vdots \\ \overline{\psi}_{N1}(1 - \varepsilon_1) & \overline{\psi}_{N2}(1 - \varepsilon_2) & \dots & \overline{\psi}_{NN}(1 - \varepsilon_N) - 1 \end{bmatrix}$$

$$\begin{bmatrix} B_{1j} \\ B_{2j} \\ \vdots \\ B_{Nj} \end{bmatrix} = - \begin{bmatrix} \varepsilon_j \cdot \overline{\psi}_{jj} \\ \varepsilon_j \cdot \overline{\psi}_{2j} \\ \vdots \\ \varepsilon_j \cdot \overline{\psi}_{Nj} \end{bmatrix} \quad (14)$$

$\overline{\psi}_{jj} = 0$ 이므로, 식(14)은 다음식과 같이 정리할 수 있다.

$$\begin{bmatrix} -1 & \overline{\psi}_{12}(1 - \varepsilon_2) & \dots & \overline{\psi}_{1N}(1 - \varepsilon_N) \\ \overline{\psi}_{21}(1 - \varepsilon_1) & -1 & & \vdots \\ \overline{\psi}_{31}(1 - \varepsilon_1) & \overline{\psi}_{32}(1 - \varepsilon_2) & & \vdots \\ \vdots & \vdots & & \vdots \\ \overline{\psi}_{N1}(1 - \varepsilon_1) & \overline{\psi}_{N2}(1 - \varepsilon_2) & \dots & -1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} B_{1j} \\ B_{2j} \\ \vdots \\ B_{Nj} \end{bmatrix} = - \varepsilon_j \begin{bmatrix} \overline{\psi}_{1j} \\ \overline{\psi}_{2j} \\ \vdots \\ \overline{\psi}_{Nj} \end{bmatrix} \quad (15)$$

이것은 B_{ij} 를 미지수로 하는 N^2 원-1차연립방정식으로서, 각 면요소의 복사계수 ε_j 와 형태계수 $\overline{\psi}_{ij}$ 를 알면 Gebhart의 흡수계수를 구할 수 있다. 따라서 식(12)을 이용하면, j 면에서 사출되어 j 면으로 흡수되는 복사열량을 산출할 수 있게 된다. 또한 식(12)을 이용하면 j 면에서 사출되어 i 면에 흡수되는 복사열량을 $j=1 \sim N$ 의 총합으로 적산하여, i 면으로부터의 복사열량을 Q_{Ri} 면이 실질적으로 다른 면으로 복사하는 열량 q_{Ri} 를 산출할 수 있다. 단, $q_{Ri} \cdot S_i$ 는 방열을 부(-), 수열을 정(+)으로 나타내고 있다.

$$\begin{aligned} q_{Ri} \cdot S_i &= -\sigma \cdot \varepsilon_i \cdot T_i^4 \cdot S_i \\ &+ \sum_{j=1}^N B_{ji} \cdot \sigma \cdot \varepsilon_j \cdot T_j^4 \cdot S_j \quad (16) \end{aligned}$$

여기서 Gebhart의 흡수계수에 대해서는 형태계수의 상반법칙에 의해서, 다음과 같은 상반법칙이 성립한다.

$$\varepsilon_i \cdot B_{ij} \cdot S_i = \varepsilon_j \cdot B_{ji} \cdot S_j$$

또는

$$\sum_{j=1}^N B_{ij} = 1$$

따라서 식(16)은 다음식으로 나타낼 수 있다.

$$q_{Ri} \cdot S_i = -\sigma \cdot \epsilon_i \cdot S_i \cdot \sum_{j=1}^N B_{ij} \cdot (T_i^4 - T_j^4) \quad (17)$$

식중의 벽면온도항은 4제곱으로 되어, 수치계산상 불편을 초래한다. 따라서 벽면온도분포가 상온(常溫) 범위 이내라면, 다음식과 같이 선형화할 수 있다.

$$q_{Ri} = -4T_m^3 \cdot \sigma \cdot \epsilon_i \cdot \sum_{j=1}^N B_{ij} \cdot (\theta_{wi} - \theta_{wj}) \quad (18)$$

단,

$$T_m = \frac{\sum_{j=1}^N S_j \cdot T_j}{\sum_{j=1}^N S_j}, \quad \theta_{wi} = T_i - T_m, \\ \theta_{wj} = T_j - T_m$$

V. 벽면온도 산출

벽표면온도는 표연상에서의 열전도·복사열전달·대류열전달의 열평형(열량보존법칙)에 의해 결정된다. 이들을 연성시킴으로서 실내의 총합적인 열수송 해석이 가능하게 된다. 각 벽면요소에서는 각 점에 있어서 다음식이 성립한다. 단, q의 부호는 유입을 정(+), 유출을 부(-)로 표시하고 있다.

$$q_{CDi} + q_{Ri} + q_{CVi} = 0 \quad (19)$$

이전시점(n시점) 벽면온도, 공기온도는 이미 알고 있으므로, 다음식을 이용하여 n시점의 대류열전달량을 산출한다.

$$q_{CVi}^n = a_c (\theta_{wi}^n - \theta_{li}^n) \quad (20)$$

여기서 대류열전달량 q_{CVi} 는 온도수송방정식에서 (n+1)시점의 공기온도를 산출하기 위한 경계조건으로 활용된다. 열유체방정식을 이용하여, 차시점인 (n+1)시점의 실내풍속분포, 공기온도분포를 산출한다. 따라서 (n+1)시점의 벽면 제1셀온도 θ_{li}^{n+1} 이 산출되게 된다. (n+1)시점의 열평형식은 다음식과 같이 나타낼 수 있다.

$$-a_c (\theta_{wi}^{n+1} - \theta_{li}^{n+1}) - 4T_m^3 \cdot \sigma \cdot \epsilon_i \cdot$$

$$\sum_{j=1}^N B_{ij} (\theta_{wi}^{n+1} - \theta_{wj}^{n+1}) + q_{CDi}^{n+1} = 0 \quad (21)$$

단, 식(21)은 복사열전달에 관해서 선형화를 도모하고 있다. 식(21)이 θ_{wi}^{n+1} 만을 미지수로 하는 기지(既知)의 관수로 나타내어져 있다면, 이것은 (n+1)시점의 각 벽면온도 $\theta_{wi}^{n+1} \sim \theta_{wN}^{n+1}$ 에 관한 N원-1차연립방정식이므로, $\theta_{wi}^{n+1} \sim \theta_{wN}^{n+1}$ 을 산출할 수 있게 된다. q_{CDi} 는 일정한 기지(既知)의 값(예를들면 완전단열)으로 주어질 수 있으며, 복사항에 관해서는 θ_{wi} 는 수치계산상의 안정상의 이유에서 (n)시점의 값을 이용하여 평가한다. 따라서, 다음과 같은 벽표면온도 θ_{wi}^{n+1} 에 관한 양(陽)적인 결정식을 얻을 수 있다.

$$\theta_{wi}^{n+1} = \frac{1}{\alpha_c} \left\{ 4T_m^3 \cdot \sigma \cdot \epsilon_i \cdot \sum_{j=1}^N B_{ij} (\theta_{wi}^n - \theta_{wj}^n) - q_{CDi} \right\} + \theta_{li}^{n+1} \quad (22)$$

이상의 과정에 의해 벽면사이의 열복사와 유동장, 온도장 계산이 시간발전형으로 연성되게 된다.

VI. 강제대류·복사병용 냉방방식을 채용한 거실공간으로의 적용

6.1. 해석대상공간

계산 및 실험대상공간의 개략을 Fig. 3에 나타내고 있다. 냉방취출과 냉각패널(천장면)에 의해 냉방되며, 대류, 복사에 의한 열전달이 탁월한 실내를 해석대상 공간으로 선정하였다. 본 공조방식은 cold draft risk의 저감과 비교적 큰 perimeter부하에 효과적으로 대응할 수 있는 냉방방식으로 기대된다. 대상공간은 폭 2.2m, 깊이 3.6m, 높이 2.7m인 밀폐된 실내공간으로 되어 있다. 한쪽 벽면은 외기에 접한 것으로 가정하여, 냉방시 실내측에 관류열이 부가되고 있다. 외벽을 제외한 다른 3벽면과 바닥은 모두 단열하였다. 천장에는 실내발열의 상당량을 제거하기 위한 냉각패널이 설치되어 있으며, 필요에 따라 단열조건으로의 변형도 가능하도록 설계되어 있다. 공조취출구(냉풍취출)를 발열벽의 대향벽 상부에, 흡입구를 발열벽 상부에

각각 설치하였다.

Ⅳ. 해석결과

6.2. 실험개요

상술한 해석대상공간을 축소하지 않은 실물크기로 제작하여, 모형실험에 의해 실내기류, 공기온도, 벽표면온도를 측정하였다⁷⁾. 공기온도측정은 열전대(T형)를, 벽표면온도측정에는 열전대 이외에 적외선복사온도계를 이용하였다. 풍속측정은 3차원 초음파풍속계를 사용하였다.

6.3. 시뮬레이션 조건

유동장해석을 위한 mesh분할은 $32(X_1) \times 16(X_2) \times 24(X_3) = 12,288$ mesh로 하였다. X_2 방향에 대해서는 공간의 대칭성을 고려하여, 반쪽만을 계산영역으로 설정하였다. 벽면에 접하는 mesh 중심위치의 벽좌표를 $Y^+ = \left\{ (C_\mu^{1/2} \cdot k)^{1/2} \cdot y \right\} / \nu$ 로 정의하면, $10^1 \sim 10^2$ 의 오더로 되어 있다. 단, $C_\mu = 0.09$, ν (동점성계수) = $0.000015 \text{ m}^2/\text{s}$, y : 벽면에서 벽면제1셀 중심까지의 거리, k, ϵ, T 에서의 이류항 차분 scheme에 관해서는 QUICK scheme을, 취출·흡입구 주변에서 부분적으로 1차 upwind scheme을 사용하였다. 계산에 필요한 취출구, 흡입구의 경계조건은 모형실험에서 측정된 속도와 온도를, 그리고 벽면의 속도에 대해서는 일반화대수칙(generalized log law)을 이용하였다.

6.4. 검토 Case

복사냉방을 채용하지 않은 강제대류 냉방방식(Case A)과 강제대류·복사병용 냉방방식(Case B)의 2가지 Case에 대하여 검토하였다. 각 Case의 냉방부하 등의 조건을 Table 1에 나타내었다.

Table 1 Specification of cases analyzed

Case	cooling load [W]	cooling Panel	supply jet		
		discharge of heat capacity [W]	different of temperature between exhaust [°C]	air volume [m³/h]	discharge of heat capacity [W]
A	512	0	10.0	150	512
B	512	233	10.0	83	279

7.1 강제대류 냉방방식을 채용한 경우 (Case A)

7.1.1. 유동장, 온도장의 개요

계산 및 실험결과를 Fig. 6, Fig. 7에 나타내었다. 온도에 대해서는 바닥면에서 1m높이를 기준면으로 설정하여, 이 면의 온도를 0으로 하여 표시하고 있다. 창에서 실내로의 열유입에 의해, 창주변 및 창상부는 고온을 나타내고 있다 (Fig. 6(a), Fig. 7(b)). 고온으로 형성된 블록과 부의 부력의 영향으로, 취출기류(냉풍)는 실내거주역으로 하강하고 있다(Fig. 6(a), Fig. 7(a)). 실내에는 창에서 발생한 상승기류에 의한 순환류와 취출기류 및 이것에 유인되는 유동에 의한 큰 순환류가 생성되고 있다(Fig. 7(a)). 취출기류가 도달하는 부분은 비교적 저온을 나타내고 있다(Fig. 6(a), Fig. 7(b)). 벽면온도에 관해서는, 창으로부터의 열전달에 의해 창부근의 벽면온도는 높게 나타나고 있다(Fig. 6(a), Fig. 7(c)~(f)).

7.1.2. 시뮬레이션과 실험의 비교

기류분포에 관한 계산(Fig. 7(a))결과는 실험과 대응하는 결과를 얻고 있다(Fig. 6(a)). 계산결과는 창부근에서 열상승류가 발생하여, 그 영향으로 창상부에서 고온의 순환류를 관찰할 수 있다. 또한, 취출분류는 고온의 순환류 및 부력의 영향으로 급속하게 하강하고 있다. 단, 실험결과가 수치계산보다 취출분류의 하강정도가 다소 크게 나타나고 있다. 또한, 취출분류풍속의 감쇠는 수치계산이 실험보다 작음을 알 수 있다. 공기온도분포에 관해서는 전체적으로 계산(Fig. 6(a), Fig. 7(b))과 실험(Fig. 6(a))의 대응은 양호하다. 그러나, 전술한 취출분류의 하강정도의 차가 부분적으로 실내공기온도의 분포차로서 나타나고 있다. 벽면온도에 관해서는 전체적으로 계산결과(Fig. 7(c)~(f))는 실험결과(Fig. 6(b))와 어느정도 대응하고 있음을 알 수 있다. 그러나, 창표면온도의 계산결과가 실험보다 다소 낮게 나타나고 있으며, 타벽면에서는 계산이 다소 높게 나타나고 있다. 이것은, 계산에 이용된 α_c 형 벽관수에서 α_c 의 설정치가 창에서는 다소 높게(창부분의 $\alpha_c = 8.1$), 타벽면에서는 다소 낮게(창이외의 벽면 $\alpha_c = 4.7$) 설정되었기 때문인 것

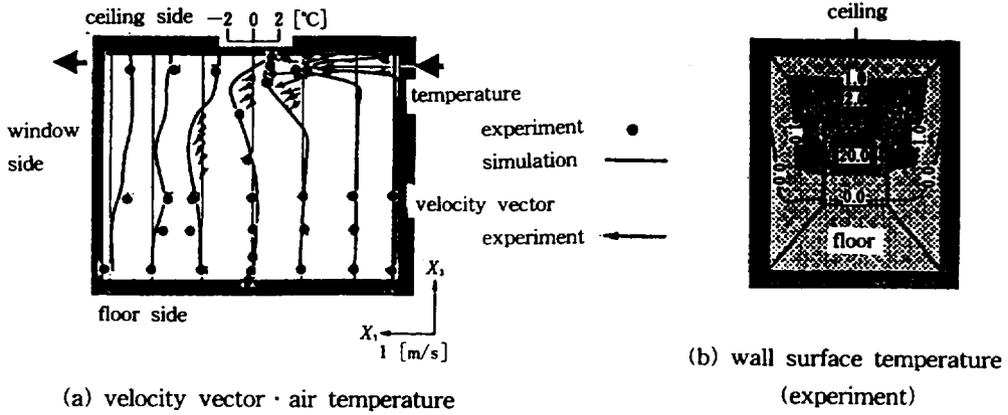


Fig. 6 Results of experiment and simulation (Case A)

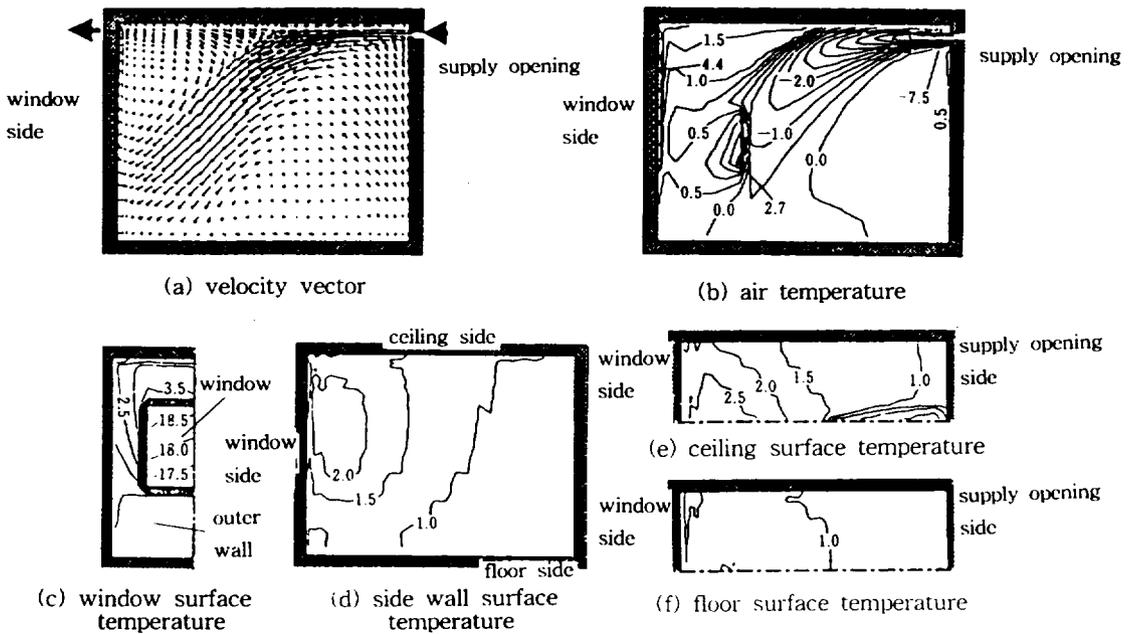


Fig. 7 Results of simulation (Case A)

으로 추정된다.

7.1.3. 발열면에서의 대류, 복사열전달 수치

대류열전달에 의해 창에 인접한 공기온도는 상승하였다. 창주변의 공기에 전달된 열량은 기류에 의해서 실내로 수송된다. 창으로부터의 유입열량은 일정하므로, 유입열량에서 대류열전달량을 뺀 그 나머지

의 열량이 복사열전달량으로서, 창표면에서 실내의 각 벽면요소로 전달된다. 창에서 각 벽면요소로의 복사전열량은 그 벽면요소에서 재차 복사와 대류성분으로 분배되어, 후자는 그곳에서 실내의 공기로 전달된다. 단, 창, 외벽면 모두 그 외측은 모두 단열되어 있으므로, 창면으로부터의 복사열은 열전도에 의해서 외부로 누출됨이 없이, 수열면에서 재차 복사열전달

성분과 대류열전달성분으로 분배되어, 최종적으로 실내에 전달되게 된다. 이렇게 실내공기에 전달된 열량이 바로 취출·흡입구간의 공기온도차의 형태로 나타내어지게 된다.

이번 시뮬레이션에서 벽면의 복사열전달량 및 대류열전달량 시뮬레이션 결과를 Fig. 8에 나타내었다. 창, 외벽면에 부여된 관류에 의한 유입열량 q_{CDi} 는 대류열유속성분 q_{CVi} 와 복사열유속성분 q_{Ri} 로 분리되어 실내로 유입된다. 대류열유속성분 q_{CVi} 는 복사열유속성분 q_{Ri} 보다 크게 나타나고 있다. 즉, 창에서의 취득열량 중 약 반정도가 그 면에서 공기에 전달되고, 나머지 약 반은 복사에 의해 실내 각 벽면으로

이동되어, 각 벽면의 온도를 상승시킨 후 그 곳에서 최종적으로 주변공기에 전달된다.

창에서의 대류열전달량의 많고 적음이 실내온열환경에 미치는 영향을 정리하면, 다음과 같다(전술한 Fig. 4 참조). 창으로부터의 대류열전달량이 클 경우, 복사열전달량은 상대적으로 작아진다. 창면에서 창부근 공기로의 열전달량이 크므로, 창표면온도는 상대적으로 저하하여 창부근 공기온도는 상승한다. 그러므로, 창부근에서의 열상승류는 커지게 된다. 이것은 취출공기의 하강상태 뿐 아니라 실내전역의 기류정상에도 영향을 미친다. 이 경우 복사전달량은 작아지므로, 창의외의 천장 등의 벽표면온도의 상승은 작아진다. 단, 대류열전달량은 벽면온도와 공기온도의 차에 비례하므로, 대량의 대류열전달에 의해 창표면온도가 낮아진 만큼 창주변의 실내공기온도가 상승하면, 양자간의 온도차가 작아져 대류열전달량은 이전보다 작아진다. 이것이 부의 feed back으로 작용하여, 실내공기온도의 무제한적 상승을 억제하게 된다.

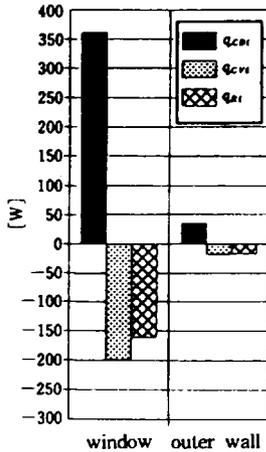


Fig. 8 q_{CDi} , q_{CVi} , q_{Ri} distribution at wall surface (Case A)

7.2. 강제대류·복사병용 냉방방식을 채용한 경우 (Case B)

7.2.1. 유동장, 온도장의 개요

계산과 실험결과를 Fig. 9, Fig. 10에 나타내고 있다. 강제대류·복사병용냉방에서는 냉방부하의 약 절반을 천장에 설치된 복사패널이 부담하게 하므로서, 전술한 Case A에 비해 취출풍량을 약 반으로 줄인 상태로 공급하고 있다. 따라서 전술한 강제대류식 냉

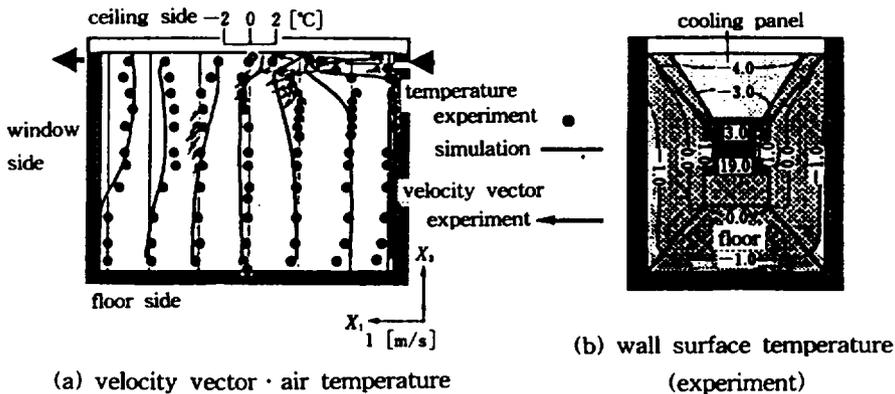


Fig. 9 Results of experiment and simulation (Case B)

방에 비하여 취출기류(냉풍)의 영향이 작아지므로, 실내공기온도분포는 보다 균일한 방향으로 작용한다 (Fig. 9(a), Fig. 10(b)). 또한 천장냉각패널의 영향으로, 각 벽면은 강제대류식 냉방에 비해 전반적으로 낮은 온도를 나타내고 있다(Fig. 9(b), Fig. 10(c)~(f)). 창으로부터의 열전달에 의해 창주변의 벽면온도는 높아지지만, 강제대류식 냉방에 비하면, 냉각패널면으로부터의 냉복사의 영향으로 창주변 벽면온도의 상승정도는 낮아진다(Fig. 9(b), Fig. 10(c)~(f)).

7.2.2. 시뮬레이션과 실험의 비교

강제대류·복사병용식 냉방에서는 취출분류가 부담하는 열량이 강제대류식 냉방에 비해 작을 뿐 아니라 취출풍량도 약 반으로 줄었으므로, 실내에 설치된 내부발열체 주변의 온도상승을 충분히 억제할 수 없게 된다. 따라서, 계산결과에서는 이에 동반한 열상승류를 확인할 수 있다(Fig. 10(a)). 계산에서는 내부발열의 취급방법이 실험과는 달리 발열밀도가 크므로, 발열체 주변의 공기온도 및 열상승류가 실험보다 높게

평가되므로서, 이것으로부터의 강한 열상승류에 의해 취출분류의 확산이 위축되고 있다. 그 결과, 강제대류식 냉방과는 반대로, 계산(Fig. 10(a))이 실험(Fig. 9(a))보다 취출분류의 하강정도가 크게 나타나고 있다. 공기온도에 관해서는 계산(Fig. 9(a), Fig. 10(b))은 전반적으로 실험결과(Fig. 9(a))에 대응하고 있지만, 전술한 취출분류의 하강정도의 차가 부분적으로 실내공기온도의 분포차로서 나타나고 있다. 벽면온도에 관해서는 계산(Fig. 10(c)~(f))과 실험(Fig. 9(b))은 어느정도 대응하고 있음을 알 수 있다. 특히 창표면온도에 관해서는 실험과 계산은 잘 일치하고 있으며, 본 계산에서 사용된 창부분의 대류열전달률($\alpha_c=7.0$)은 창형상, 실험상에 적합한 최적치라 할 수 있다. 단, 창, 외벽부를 제외한 각 벽면은 전체적으로 실험보다도 다소 높은 온도를 나타내고 있다. 이것은 전술한 바와 같이, 창, 외벽 이외의 α_c 의 설정치가 다소 낮게 설정되었기 때문인 것으로 생각된다. 천장냉각패널면 표면온도에 관해서는 전반적으로 다소 높은 경향을 띄고 있지만, 계산결과는 실험결과

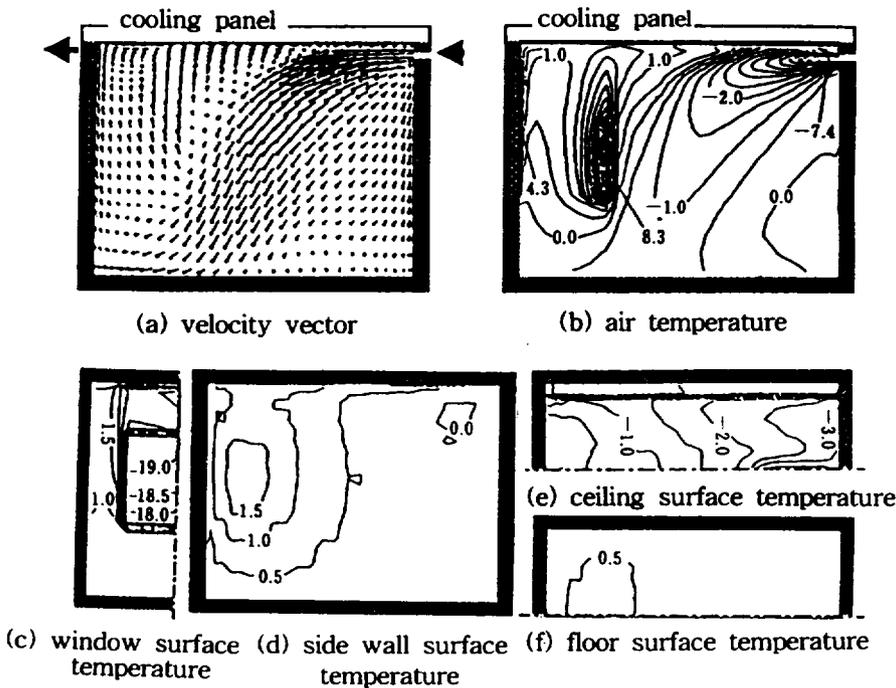


Fig. 10 Results of simulation (Case B)

에 잘 대응되고 있음을 알 수 있다.

Ⅷ. 결 론

7.2.3. 발열면에서의 대류, 복사열전달 수치

강제대류·복사병용식 냉방의 천장냉각면을 포함한 각 벽면에서의 열류수치를 Fig. 11에 나타내었다.

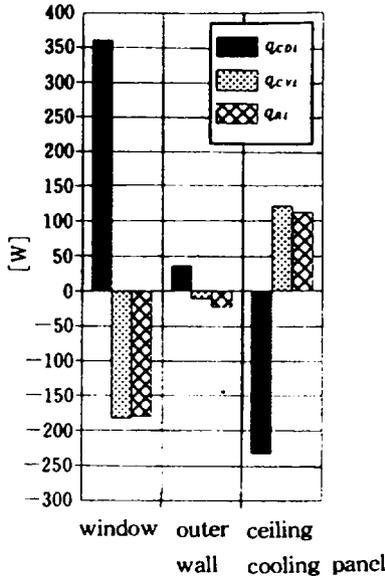


Fig. 11 q_{CDi} , q_{CVi} , q_{Ri} distribution at wall surface (Case B)

천장냉각패널이 부담하는 열량의 약 반은 대류에 의한 열전달이며, 그 나머지는 복사에 의한 열전달에 의한 것이다. 즉 창, 외벽면에서 실내로 유입된 전열량 395W(360+35) 중 약 1/3은 최종적으로 복사열(112W)로서 천장면에 입사, 흡수되어 제거되게 되며, 또 약 1/3이 대류열(121W)로서 천장면을 통해서 열전달에 의해서 배열된다. 창, 외벽면에서 실내로의 방열량은 복사와 대류성분이 각각 202W(179+23)와 193W(182+11)로서, 이 복사열의 약 절반(90W)은 최종적으로 공기에 전달되어, 직접 대류에 의해 전달된 열량 및 내부발열체에서 직접 주변공기에 전달된 열량과 함께 취출·흡입구 공기온도차의 형태로 환기에 의해서 배출된다.

본 연구에서는 벽면에서의 대류열수송 정도(精度)를 고려한 대류, 복사 커플링시뮬레이션 해법과, 그 유효성 평가를 위해 거실모델을 대상으로 실험에 대응한 3차원 난류수치시뮬레이션을 실시하였다. 이상의 검토결과를 요약하면, 다음과 같다.

1) 대류열전달률 α_c 및 대류열전달량 산정을 위한 참조공기온도 설정방법이 실내온열환경에 미치는 영향을 체계적으로 검토하였다.

2) 대류열전달률 α_c 를 최적화한 결과, 기류, 공기 온도, 벽면온도 모두 시뮬레이션 결과는 실험과 잘 대응하는 결과를 얻을 수 있었다.

3) 대류열전달 시뮬레이션 정도가 확보된다면, 본 연구에서 검토한 대류·복사커플링시뮬레이션은 충분히 실용적인 정도를 확보하면서 현상을 예측할 수 있었다.

4) 이번에 설정된 거실모델에서는 강제대류식 냉방의 경우, 취출분류가 천장주변에 체류하는 열상승류(고온부) 밑으로 하강하므로써, 거주역내에 cold draft를 발생시켰다.

5) 강제대류·복사병용식 냉방의 경우, 천장주변에 체류하는 열상승류를 냉각시킴으로서, 취출기류의 하강정도를 완화시킬 뿐 아니라 거주역내 draft경감에도 효과적으로 작용하였다.

기호 설명

$B_{\bar{v}}$: Gebhart's absorption coefficient	[-]
q_{CDi} : conductive heat transmission	[W/m ²]
q_{CVi} : convective heat transmission	[W/m ²]
q_{Ri} : radiative heat transmission	[W/m ²]
S_i : area	[m ²]
T_i : absolute temperature	[k]
T_m : $T_m = (\sum_{i=0}^N S_i \cdot T_i) / \sum_{i=1}^N S_i$	
$u^* \theta^*$: convective heat flux	[m · °C/s]
$\bar{\psi}_{\bar{v}}$: mean shape factor	[-]

θ	: fluctuating temperature	[°C]
Θ	: mean temperature	[°C]
Θ_a	: air temperature	[°C]
Θ_{ref}	: reference temperature	[°C]
	$[q_{CVi} = \alpha_c (\Theta_{wi} - \Theta_{ref})]$	
Θ_{wi}	: wall surface temperature	[°C]
Θ_{1i}	: first cell air temperature nearby wall	[°C]
θ^*	: friction temperature	[°C]
α_c	: convective heat transfer coefficient	[W/m ² · °C]
σ	: Stefan Boltzman constant (5.67 × 10 ⁻⁸)	[W/(m ² · K ⁴)]
ϵ_i	: emissivity	[-]

暖房室内の空気分布の数値予測, 日本空調和・衛生工學會學術講演會論文集, pp. 613-616

3) 田中晃, 村上周三, 加藤信介, 近藤靖史, 1990, 亂流數値解析による室内對流熱傳達に関する研究(その3), 日本建築學會大會學術講演梗概集, pp. 483-484

4) 近藤靖史, 村上周三, 加藤信介, 近本智行, 1990, 亂流數値解析による室内對流熱傳達に関する研究(その5), 日本空調和・衛生工學會學術講演會論文集, pp. 717-720

5) 小林定教, 1990, 對流熱傳達率測定裝置の試作とその検討(第1報), 日本建築學會計劃系論文報告集, 第412號

6) 村上周三, 加藤信介, 李戊鎮, 魯志雄, 横井睦己, 1994, 床暖房居室の溫熱空氣環境に関する研究(その2), 日本建築學會關東支部研究報告集

7) 加藤信介, 村上周三, 佐藤昌之, 中谷義宣, 崔棟皓, 1995, 強制對流・放射併用冷房の室内環境に関する研究(第1報), 日本空調和・衛生工學會論文集, No. 57, pp. 93-103

8) B. Gebhart, 1959, A New Method for Calculating Radiant Exchanges, ASHRAE Trans., Vol. 65, No. 1667, pp. 321-332

참고문헌

1) 坂本雄三, 松尾陽, 野村豪, 鎌田元康, 1978, 2方程式モデルによる3次元熱對流の数値解析, 日本建築學會大會學術講演梗概集

2) 貝塚正光, 岩本靜男, 1988, 共役句配法を用いた床