

밀폐공간내 화재에 의해 생성된 연소가스 분석 및 유동에 관한 연구

A study on the Analysis of Combustion Gas and its Flow Induced by Fire in an Enclosure

추 병 길* · 조 성 곤*

Byeong-gil Chu · Seong-gon Cho

(1996년 11월 28일 접수, 1997년 3월 28일 채택)

ABSTRACT

The natural convection and combined heat transfer induced by fire in a rectangular enclosure is numerically studied. The model for this numerical analysis is partially opened, it is divided by a vertical baffle projecting from ceiling. The solution procedure includes the standard $k-\epsilon$ model for turbulent flow and the discrete ordinates method (DOM) is used for the calculation of radiative heat transfer equation.

In this study, numerical simulation on the combined natural convection and radiation is carried out in a partial enclosure filled with absorbed-emitted gray media, but is not considered scattering problem. The velocity vectors, streamlines, and isothermal lines are compared the results of pure convection with those of the combined convection-radiation, the combined heat transfer.

Comparing the results of pure convection with those of the combined convection-radiation, the combined heat transfer analysis shows the stronger circulation than those of the pure convection.

Three different locations of heat source are considered to observe the effect of heat source location on the heat transfer phenomena.

As the results, the circulation and the heat transfer in the left region from heating block are much more influenced than those in the right region.

It is also founded that the radiation effect cannot be neglected in analyzing the building in fire.

* 순천공업전문대학 산업안전관리과

1. 서 론

2차원 부분적으로 개방된 정사각형 밀폐공간내에서 화재에 의해서 발생된 연소가스의 유독성 및 유동에 관한 연구는 많은 연구자들에 의하여 활발하게 행하여져 왔다. 밀폐공간의 화재시 열전달 및 유동에 관한 연구는 연소가스 유동을 예측할 수 있어 효율적으로 제어하면 피난방향을 신속히 판단하여 유독성 연기로부터의 인명피해를 방지할 수 있으며 또한 화재 원인이 되는 여러가지 변수를 시스템적으로 모델링을 개발하여 유사 재해시 신속한 대처 능력 향상 및 설비를 개발하여 설계시부터 foolproof적인 안전성 평가를 할 수 있으며 화재 원인 조사에 기여하고 신뢰성이 확보되면 법적 증명서류로도 활용할 수 있다.

따라서 수학적인 모델에 의한 컴퓨터를 이용한 수치해석법이 많이 고려되고 있으며 이론적인 해석법을 통하여 얻은 자료가 화재 실험 모델의 보완책으로 적절하게 조화시켜 연구해야 한다.

이론적인 분석기법의 경우에는 온도, 속도, 성분율, 열유속 등을 한꺼번에 얻을 수 있으므로 열전달, 연소, 난류 유동 등에 대한 시스템 내부의 특성을 파악하는 데 효과적이며 형상(Geometric)의 변화에 따라 비교적 쉽게 자료들을 얻을 수 있어 실제 시스템의 특성을 근사하게 예측할 수 있으며 성능 향상 및 설계에 많은 도움을 줄 수 있다.

이제까지의 화재와 관련한 기본 모델들이 화재의 복잡한 메카니즘으로 인하여 주로 자연대류를 이용한 부분 밀폐공간내의 일정한 화재 발생 영역과 열원을 가정하고 부력으로 야기되는 층류나 난류의 유동장을 해석하는 경우가 대부분이었다. 그러나 불행히도 화재시에는 건축 재료 등의 가연성 재료가 연소할 때 발생하는 그을음(soot), H_2O , CO_2 등은 복사에 관계하는 생성물로 이러한 연소 시스템은 비회색체(non-gray gas)의 매질에 기인하는 것으로 전도, 대류, 복사가 동시에 발생하는 화재와 같은 복합 열전달현상에 있어서는 전도 및 대류에 의한 열전달 현상에 비하여 매우 큰 영향을 미치고 있다.

최근에 있어서 화재와 관련한 연구들은 Fusegi¹⁾에 의해 화재실내에 복사에너지를 고려한 온도장 및 유동장 특성에 관한 연구를 수치해석과 실험을 통해 타당성을 검토하였고 Cooper²⁾는 천장 vent를

통하여 양방향 흐름에 대해서 zone모델의 알고리즘을 제시하였으며 Takeda와 Satho³⁾는 ceiling vent가 중앙에 위치한 밀폐공간의 온도분포를 Field모델을 사용하여 유동을 조사하였다. 국내에서도 자연대류-복사 복합열전달에 관한 연구가 활발하게 진행되고 있다. Kim⁴⁾ 등은 흡수, 방출 및 산란하는 매체로 충만된 공간에서의 전도-대류-복사 복합열전달 해석 프로그램을 개발하였으며 Son⁵⁾은 발열체와 개구부가 있는 복합공간내의 자연대류-복사 열전달에 대한 연구를 수행하였고 Park⁶⁾은 Field모델을 적용 건물내 화재에 의한 연소 가스 예측을 수행하였으며 그 타당성을 검증하였다.

화재의 연소와 같은 연소에 의한 복합열전달의 문제를 해석하기 위해서는 연속방정식, 운동량방정식, 에너지방정식 및 복사열전달 방정식을 각각 연립적으로 풀어야 한다. 복사열전달 방정식의 해를 구하기 위해서는 S-N구분종좌표법(discrete ordinates method, DOM), 구분각도법(discrete direction method), 구조화근사법(P-N spherical harmonics method) 모멘트법(M-N moment method), Zone방법(zone method) 열유속법(Multi-flux method) Monto-Carlo법 등으로 구분할 수 있다. 연소에 의한 난류 자연대류와 복사열전달이 연계되어 유동 및 온도장을 형성하는 경우에, 복사열전달을 정확하게 예측할 수 있는 방법이 필요하며, 유동장 해석을 위하여 사용되고 있는 유한차분법과 적용할 수 있는 방법이어야 한다. 이러한 요구에 부응할 수 있는 해석 방법으로서 P-N 구조화근사법과 S-N구분종좌표법이 있는데 본 논문에서는 S-N 구분종좌표법을 사용하였다. 구분종좌표법은 복사강도를 종속변수로 하여 복사열전달을 해석하는 방법으로 각 방향에 대한 복사강도들 사이의 상호관련성을 고려하여 보다 엄밀한 해를 구하기 위하여 구분화된 좌표의 수만 확장하면 되는 편리성이 있다⁷⁾. 구분종좌표법은 복사강도에 대한 함수관계를 완화하기 위하여 전체의 각도를 유한한 크기의 M개의 미소한 각도 구역으로 나누고 각각의 각도구역에서의 평균 복사값들을 구함으로써 가능하다. 즉 복사강도에 대하여 직접 해를 구하기때문에 정확한 해를 구할 수가 있으며 각도에 대한 복사강도의 분포를 알 수 있고 계산된 복사강도로부터 평균복사강도 및 복사열유

속 등을 쉽게 계산할 수 있는 장점이 있다.

본 연구는 화재에 의해 발생된 연소가스의 분석 및 유동을 수행하기 위하여 시스템 내부에 발열체가 중앙에 존재하는 밀폐공간내의 자연대류와 복사열전달의 온도 및 유동장을 CCRHT 프로그램⁸⁾을 이용하여 수치해석하였다. 연소가스 실험 및 분석은 현재 수행중이며 차후 발표할 예정이다. 해석모델내 유체는 열복사 에너지를 흡수-방출에 의하여 가열되며 산란은 고려되지 않았다. 난류유동해석은 고 레이놀드수의 유동에 잘 적용되는 표준 k-ε 모델을 사용하였으며 난류 자연대류 보존방정식은 SIMPLE 알고리즘을 이용하여 해석하였고 복사열전달에 대하여서는 S-N 구분종좌표 방법을 적용하였다. 이러한 해석모델에 대하여 내부공간의 난류자연대류 및 복합열전달에 대한 속도, 온도 및 유동장을 열원의 위치에 따라 해석하였고 또한 방연벽이 없는 경우와 중앙부에 설치된 방연벽에 의한 열전달 영향을 순수 자연대류와 복합열전달을 비교 분석하였다.

2. 이 론

2.1 해석모델 및 가정

본 연구에 사용된 모델은 화재실에 방연벽이 천장의 중앙에 위치하고 있고 열원이(폭 125mm×높이 125mm)이 바닥 좌측(position ①), 중앙(position ②), 우측(position ③)에 놓여 있는 2차원적인 모델의 형상을 Fig. 1에 나타내었다. 그림에서 보는 바와 같이 천정에서부터 방연벽(0.5L×0.025t)에 의하여 분할되어 있고 우측 상부가 25% 개방되어 있으며 개구부의 크기는 높이 250mm이다. 나머지의 벽면은 모두 단열된 부분 밀폐공간(L×L)이다. 유동장은 부력효과에 의해 나타나는 난류 자연대류와 복사열전달이 연계되어 일어나며 실제 유동장과 온도장에서는 온도, 속도 등이 시간과 공간적으로 불규칙하게 변하는 비정상 상태이어서 난류유동에 대하여 Navier-Stokes 방정식을 해석적으로 풀다는 것은 불가능한 일이다. 따라서 난류자연대류와 복합열전달의 물리적인 유동 현상을 다음과 같이 가정하여 해석을 수행하였다.

- 1) 유체는 압축성 Newton 유체이다.
- 2) 물성치는 온도변화에 아주 작다고 가정하여 부력항의외에는 상수로 가정하고 체력(body force)

은 무시한다.

- 3) 유동은 2차원 정상상태이다.
- 4) 매질은 회색체이고 각 벽면은 모든 방향으로 균일한 확산 방지를 한다.
- 5) 복사 고려시 산란 효과는 무시한다.

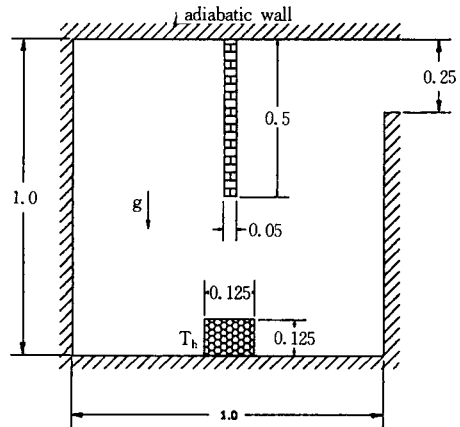


Fig. 1 Schematic diagram of Computational domain

2.2 지배방정식

2.2.1 지배방정식

위의 물리적인 가정하에 2차원 정상상태 난류의 유동장 및 온도장을 지배하는 방정식으로 연속, 운동량, 에너지 방정식들은 무차원 형태로 나타내면 다음과 같다.

연속방정식

$$\frac{\partial u^*}{\partial x^*} + \frac{\partial v^*}{\partial y^*} = 0 \dots\dots\dots (1)$$

운동량방정식

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial x^*} (u^* u^*) + \frac{\partial}{\partial y^*} (u^* v^*) = \\ \frac{1}{\mu_0} \left\{ \frac{\partial}{\partial x^*} \left(\mu_e \frac{\partial u^*}{\partial x^*} \right) + \frac{\partial}{\partial y^*} \left(\mu_e \frac{\partial u^*}{\partial y^*} \right) \right\} \\ + \frac{1}{\mu_0} \left\{ \frac{\partial}{\partial x^*} \left(\mu_e \frac{\partial u^*}{\partial x^*} \right) \right. \\ \left. + \frac{\partial}{\partial y^*} \left(\mu_e \frac{\partial v^*}{\partial x^*} \right) \right\} \dots\dots\dots (2) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial x^*} (u^* v^*) + \frac{\partial}{\partial y^*} (v^* v^*) = \\ \frac{1}{\mu_0} \left\{ \frac{\partial}{\partial x^*} \left(\mu_e \frac{\partial v^*}{\partial x^*} \right) + \frac{\partial}{\partial y^*} \left(\mu_e \frac{\partial v^*}{\partial y^*} \right) \right\} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 & + \frac{1}{\mu_0} \left\{ \frac{\partial}{\partial x^*} \left(\mu_e \frac{\partial u^*}{\partial y^*} \right) \right. \\
 & \left. + \frac{\partial}{\partial y^*} \left(\mu_e \frac{\partial v^*}{\partial x^*} \right) \right\} + Gr^* \Theta \dots\dots\dots (3)
 \end{aligned}$$

에너지 방정식

$$\begin{aligned}
 & \frac{\partial}{\partial x^*} (u^* \Theta) + \frac{\partial}{\partial y^*} (v^* \Theta) = \\
 & \frac{1}{\mu_0} \left\{ \frac{\partial}{\partial x^*} \left(\frac{\mu_e}{\sigma_h} \frac{\partial \Theta}{\partial x^*} \right) \right. \\
 & \left. + \frac{\partial}{\partial y^*} \left(\frac{\mu_e}{\sigma_h} \frac{\partial \Theta}{\partial y^*} \right) \right\} + S \dots\dots\dots (4)
 \end{aligned}$$

여기서 S는 복사열전달의 생성항이다.

2.2.2 난류모델

난류유동은 난류 운동에너지 k와 난류 에너지소산을 ε에 의하여 난류유동은 특징지어진다. 본 논문에서 난류모델은 표준 k-ε 난류모델을 선택하였다. k와 ε에 대한 방정식은 다음과 같다.

1) 난류 운동에너지 방정식

$$\begin{aligned}
 & \frac{\partial}{\partial x^*} (u^* k^*) + \frac{\partial}{\partial y^*} (v^* k^*) = \\
 & \frac{1}{\mu_0} \left\{ \frac{\partial}{\partial x^*} \left(\frac{\mu_e}{\sigma_k} \frac{\partial k^*}{\partial x^*} \right) + \right. \\
 & \left. \frac{\partial}{\partial y^*} \left(\frac{\mu_e}{\sigma_k} \frac{\partial k^*}{\partial y^*} \right) \right\} + \frac{G_k^*}{\mu_0} - C_\mu \epsilon^* \dots (5)
 \end{aligned}$$

여기서 난류 에너지 생성항 G_k^{*}는 다음과 같이 무차원화된 형태로 정의되고 σ_k는 Prandtl-Schmidt 상수이다.

$$\begin{aligned}
 G_k^* = \mu_t \left\{ 2 \left(\frac{\partial u^*}{\partial x^*} \right)^2 + 2 \left(\frac{\partial v^*}{\partial y^*} \right)^2 + \right. \\
 \left. \left(\frac{\partial u^*}{\partial y^*} + \frac{\partial v^*}{\partial x^*} \right)^2 \right\} \dots\dots\dots (6)
 \end{aligned}$$

2) 난류운동에너지 손실을 방정식

$$\begin{aligned}
 & \frac{\partial}{\partial x^*} (u^* \epsilon^*) + \frac{\partial}{\partial y^*} (v^* \epsilon^*) = \\
 & \frac{1}{\mu_0} \left\{ \frac{\partial}{\partial x^*} \left(\frac{\mu_e}{\sigma_\epsilon} \frac{\partial \epsilon^*}{\partial x^*} \right) + \right. \\
 & \left. \frac{\partial}{\partial y^*} \left(\frac{\mu_e}{\sigma_\epsilon} \frac{\partial \epsilon^*}{\partial y^*} \right) \right\} + \\
 & C_1 C_k^* \frac{\epsilon^*}{\mu_0} k^* - C_2 \frac{\epsilon^*}{k^*} \dots\dots\dots (7)
 \end{aligned}$$

여기서 σ_ε, C₁ 및 C₂는 난류모델상수이다. 난류점성계수는 다음과 같이 k 및 ε으로부터 계산할 수 있다.

$$\mu_t = C_\mu \rho_i k^2 / \epsilon \dots\dots\dots (8)$$

따라서 난류 유동하에서 유효점성계수는 다음과 같이 고려된다.

$$\mu_e = \mu_t + \mu_f \dots\dots\dots (9)$$

k-ε 두 방정식에서 난류모델 상수는 Table 1과 같다.

Table 1 Turbulent model constants

C ₁	C ₂	C _μ	σ _h	σ _k	σ _ε
1.44	1.92	0.09	0.7	1.0	1.3

2.2.3 복사열전달 방정식

2차원 사각형 밀폐공간내의 흡수, 방출하는 연소가스의 복사열전달을 해석하기 위해서 복사매체를 회색체 가스(gray gas)로 가정할 때 Fig. 2와 같은 좌표계에 대한 복사열전달 방정식은 다음과 같다.

$$\begin{aligned}
 & \left\{ \mu \frac{\partial}{\partial x^*} + \xi \frac{\partial}{\partial y^*} + \tau_L \right\} I^*(x^*, y^*, \mu, \xi) \\
 & = S^*(x^*, y^*, \mu, \xi) \dots\dots\dots (10)
 \end{aligned}$$

여기서 무차원 복사강도

$$I^*(x^*, y^*, \mu, \xi) = \frac{\pi I(x^*, y^*, \mu, \xi)}{(\sigma T_0^4)}$$

로 정의되고 방향여현은 Fig. 2에 표시된 좌표계에 대해서 각각 μ = cos θ, ξ = sin θ sin ψ, η = sin θ cos ψ로 표시되며 복사강도 생성항 S^{*}(x^{*}, y^{*}, μ, ξ)는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned}
 S^*(x^*, y^*, \mu, \xi) = (1 - \omega) \tau_L T^{*4}(x^*, y^*) \\
 + \frac{\omega \tau_L}{4\pi} \int_{-1}^1 \int_{-1}^1 I^*(x^*, y^*, \mu', \xi')
 \end{aligned}$$

$$\Phi(\mu, \xi; \mu', \xi') d\mu' d\xi' \dots\dots\dots (11)$$

여기서 매체의 흡수계수를 α라 하고 소멸계수를 β라 할 때 1-ω = α/β이고 ω는 산란율을 나타낸다. τ_L = βL은 매체의 광학두께를 나타내며 산란위상함수 Φ(μ', ξ'; μ, ξ)는 에너지 전달의 위상함수로 각도(μ', ξ')로 입사하여 각도(μ, ξ)로 산란되는 복사에너지의 각도에 대한 확률분포를 나타내는 함수이다. 산란위상함수는 Legendre 다항식의 유한 급수에 의해서 다음과 같이 근사되어진다.

$$\Phi(\mu', \xi'; \mu, \xi) = \sum_{j=0}^J C_j P_j(\cos \Psi) \dots\dots\dots (12)$$

여기서 C_j는 보간상수이다. 그리고 Legendre함수 P_j(cos Ψ)에서 산란위상각 Ψ는 방향여현(μ,

ξ, η)에 의하여 다음 식으로 표현된다.

$$\cos\Psi = \mu \mu' + \xi \xi' + \eta \eta' \dots\dots\dots (13)$$

에너지 보존방정식에서 복사열전달에 의한 생성량은 복사열유속 벡터의 Divergence로 주어지며 복사열전달 방정식을 전 입체각에 대하여 적분하면 다음식으로 구할 수 있다.

$$\nabla \cdot q_r^* = 4\pi a \left(\frac{\sigma T^4}{\pi} - G^* \right) \dots\dots\dots (14)$$

여기서 무차원 평균 복사 강도 G는 다음 식으로 정의된다.

$$G^*(x, y, z) = \frac{1}{4\pi} \int_{-1}^1 \int_{-1}^1 I^*(x^*, y^*, \mu, \xi) d\mu d\xi \dots\dots (15)$$

이 연구에서는 복사강도를 구하기 위하여 S-N 구분종좌표법(DOM)을 사용하였고 DOM의 자세한 계산방법은 참고문헌⁷⁾에 나타내었다.

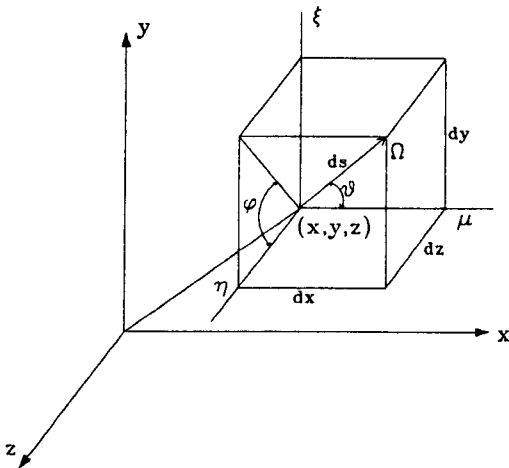


Fig. 2 Coordinate system considered in this study

2.3 경계조건

2.3.1 난류 유동에 대한 경계조건

난류유동에 대한 초기 조건 및 경계조건은 다음 식으로 표현된다.

1) 초기조건

$$u=v=0, T=0, k_1=C\mu \rho_0 \frac{k_1^2}{\mu_1} \dots\dots\dots (16)$$

2) 경계조건

$$\frac{\partial T}{\partial x} = \frac{\partial T}{\partial y} = 0, \frac{\partial k}{\partial x} = \frac{\partial k}{\partial y} = 0,$$

$$\frac{\partial \epsilon}{\partial x} = \frac{\partial \epsilon}{\partial y} = 0, \frac{\partial u}{\partial x} = \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \dots\dots\dots (17)$$

2.3.2 복사 열전달의 경계 조건

복사열전달을 해석하는 데 있어서 모든 고체 벽면에 대하여 불투명한 확산 반사를 한다고 가정하여 벽면에서의 복사 강도를 고려하였다. 따라서 계산 경계면으로부터의 복사 강도는 벽면 온도의 4제곱에 비례하여 방출되는 복사에너지와 벽면에 입사하는 복사에너지의 반사에 의한 영향을 함께 고려하여 모든 방향으로의 균일한 반사를 하는 불투명한 벽면(diffusely reflecting opaque wall)에 대하여 다음과 같이 무차원화된 형태로 표시할 수 있다.

$$I_w(x^*, y^*, \Omega) = \epsilon_w T_w^4(x^*, y^*) + \frac{\rho_w}{\pi} \int_{\Omega' : n \cdot \Omega < 0} |\Omega' \cdot n| I_w(x^*, y^*, \Omega') d\Omega' \dots\dots (18)$$

여기서 \vec{n} 은 벽면으로부터 안쪽으로 향하는 단위 수직 벡터이며 각도벡터는 $\Omega = (\mu, \xi)$ 를 나타낸다. 그러나 계산영역의 경계면이 고체표면이 아닌 고온가스가 유입되는 입구부 및 가스출구부에 대하여는 그 위치에 있는 가스의 온도에 해당하는 가상적인 흑체면으로 고려하여 복사열전달을 해석하였다.

3. 수치해석

운동량방정식 및 에너지 방정식을 계산하기 위하여 계산 영역을 43×43의 비균일 격자계로 생성하였다. 식(1)~(4)의 지배방정식을 staggered grid를 사용하여 난류 자연대류 열전달에 대해서는 SIMPLE 알고리즘으로 처리하였고 대류항은 Power-law-Scheme을 사용하여 이산화하였다.

복사열전달방정식을 구하기 위해서는 S-N 구분종좌표 방법을 이용한 2-D CCRHT⁸⁾ 프로그램을 사용하였다. Fig. 3에서는 본 연구에 사용한 격자 구조이다. 화재실 내부의 온도는 $T_h=1000^\circ\text{K}$, $T_c=500^\circ\text{K}$ 로 가정하였고 화재실은 좌측 상부에 25%의 개구부를 두었으며 나머지는 단열벽으로 가정하였다. 열원의 위치는 바닥면의 3군데(좌측, 중앙, 우측)에 놓였으며 방연벽이 없는 경우와 천장에 방연벽을 설치한 경우 2개의 형상에 대하여 수치해석하여 열전달을 비교하였다. 화재시 순수 자연대류와 복사가 고려된 복합열전달을 계산하여

열원의 위치와 방연벽의 유무에 따라 유동장, 속도장 및 온도장의 분포를 계산 비교하였다.

이러한 조건하에서 계산소요시간은 펜티엄급 (90MHz) 컴퓨터에서 순수자연대류만을 고려하였을 경우 약1800sec, 복합열전달을 해석하였을 경우

에는 약 2012sec 소요되었으며 해의 수렴은 10^{-4} 이 하일 때 수렴된 것으로 간주하였고 자연대류만을 고려시 약 3000회, 복사열전달을 고려한 복합열전달은 5000회 반복시 수렴된 해를 구할 수 있었다.

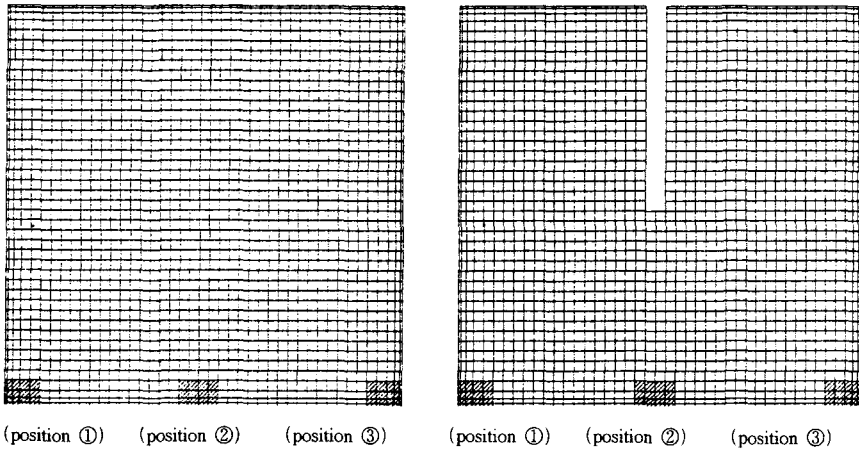


Fig. 3 Grid system for this study

4. 결과 및 고찰

4.1 방연벽이 없는 경우 순수자연대류와 복합열전달의 비교

본 연구에서 고려한 형상은 개구부가 한면에 존재하는 2차원 밀폐공간 내부의 속도와 유동장, 온도장을 순수 자연대류와 복사를 고려한 복합열전달에 대하여 비교 분석하였다. Fig. 4, 5, 6은 열원의 위치에 따라 방연벽이 존재하지 않은 밀폐공간의 속도분포, 유선함수, 온도분포를 보여주고 있다. 여기에서 알 수 있는 것은 복사열전달이 고려된 결과와 순수 자연대류의 결과와 큰 차이를 나타내고 있다. Fig. 4의 열원이 좌측 코너에 존재하는 경우를 살펴보면 복합열전달의 해석 결과는 복사열에 의하여 시스템 내부의 유체가 직접 가열하여 영향을 받기 때문에 순수 자연대류에 비하여 훨씬 큰 부력이 발생하여 강한 순환력이 발생되고 있다는 것을 보여 주고 있다. 즉 복사열전달의 경우는 발열체 주위에 있는 유체가 복사 에너지를 받아 유체내에서는 더 큰 밀도차가 발생하게 되고 순환력이 증가하여 큰 속도분포를 나타나게 된다. 좌측 벽면 25% 개구된 출구 주위 유동을 살펴보면

개구부 아래에는 미약한 흡입이 이루어져 나가는 기류에 휩싸여 함께 배출되는 현상을 보였다. 개구부 상부에서는 온도차에 의하여 배출 기류가 강하게 나타나고 복합열전달에서 흡입기류 역시 순환되는 기류에 쉽게 휘둘러 들어가는 경향을 보이고 있다. Fig. 5에서 열원이 중앙에 존재하는 경우를 보면 순수 자연대류는 4개의 cell이 형성되고 열원을 중심으로 좌우에 2개의 cell이 만들어지며 복합열전달에서는 3개의 cell이 형성되는 것을 알 수 있다. 그리고 열원을 중심으로 개구부가 존재하는 우측 공간보다 좌측의 공간이 전체의 유동을 지배하고 있으며 이것은 좌측공간의 열이 개구부를 통하여 밖으로 유출되고 있기 때문인 것으로 생각된다. 아울러 열원이 중앙에 있는 경우는 좌우측에 존재하는 경우보다 비교적 대칭적인 형태를 보이고 있으며 개구부가 있는 영역으로 빠른 속도를 나타내고 있다. Fig. 6의 경우 역시 복합 열전달의 순환력이 순수 자연대류보다 강력하게 발생되고 있음을 보여 주고 있으며 열원이 개구부가 있는 벽면에 위치하고 있어 유동속도가 단열된 우측의 벽면보다 빨라지는 경향으로 나타났다.

온도장을 살펴보면 순수 자연대류에 있어서는 좌우측 벽면을 따라 온도분포가 형성되는 경향을

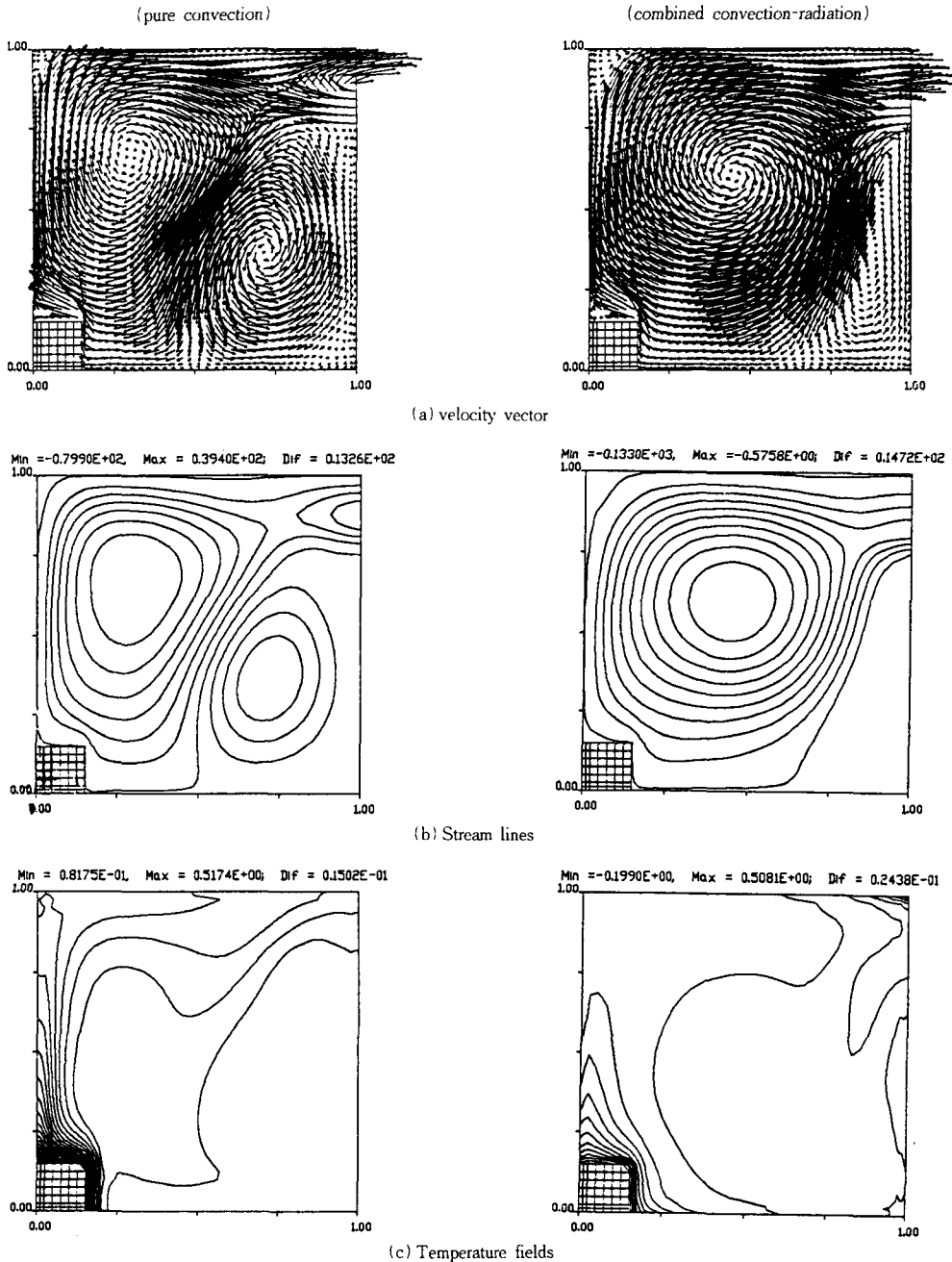


Fig. 4 Comparison of the stream lines and temperature fields between pure convection and combined mode heat transfer at location ① [t=1800sec(convection), 2012sec(combined mode), $\sigma_s=0$, $\rho=0$]

보이고 천정면에서 ceiling 기류를 형성하여 개구 쪽으로 흘러 유출되고 있음을 확인하였다. 따라서 열원이 없는 좌측의 반대 벽면에서는 초기에는 온

도상승이 있다가 시간이 흐를수록 그다지 온도가 상승되지 않은 것은 개구부 방향으로 열이 흐름으로써 열전달이 비교적 낮은 것 때문인 것으로 생각

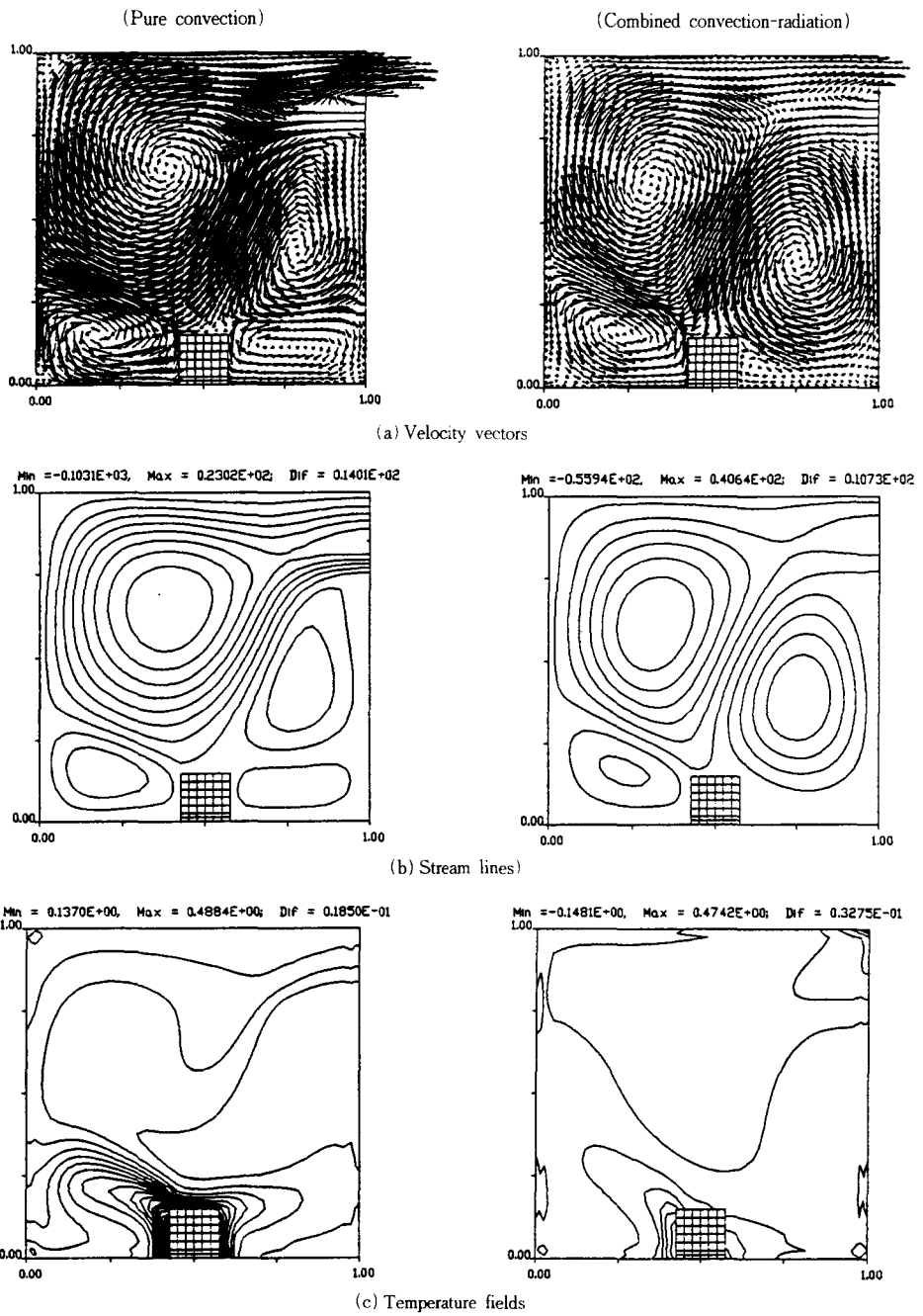


Fig. 5 Comparison of the stream lines and temperature fields between pure convection and combined mode heat transfer at location ② [t=1800sec(convection), 2012sec(combined mode sec), $\sigma_s=0$, $\rho=0$]

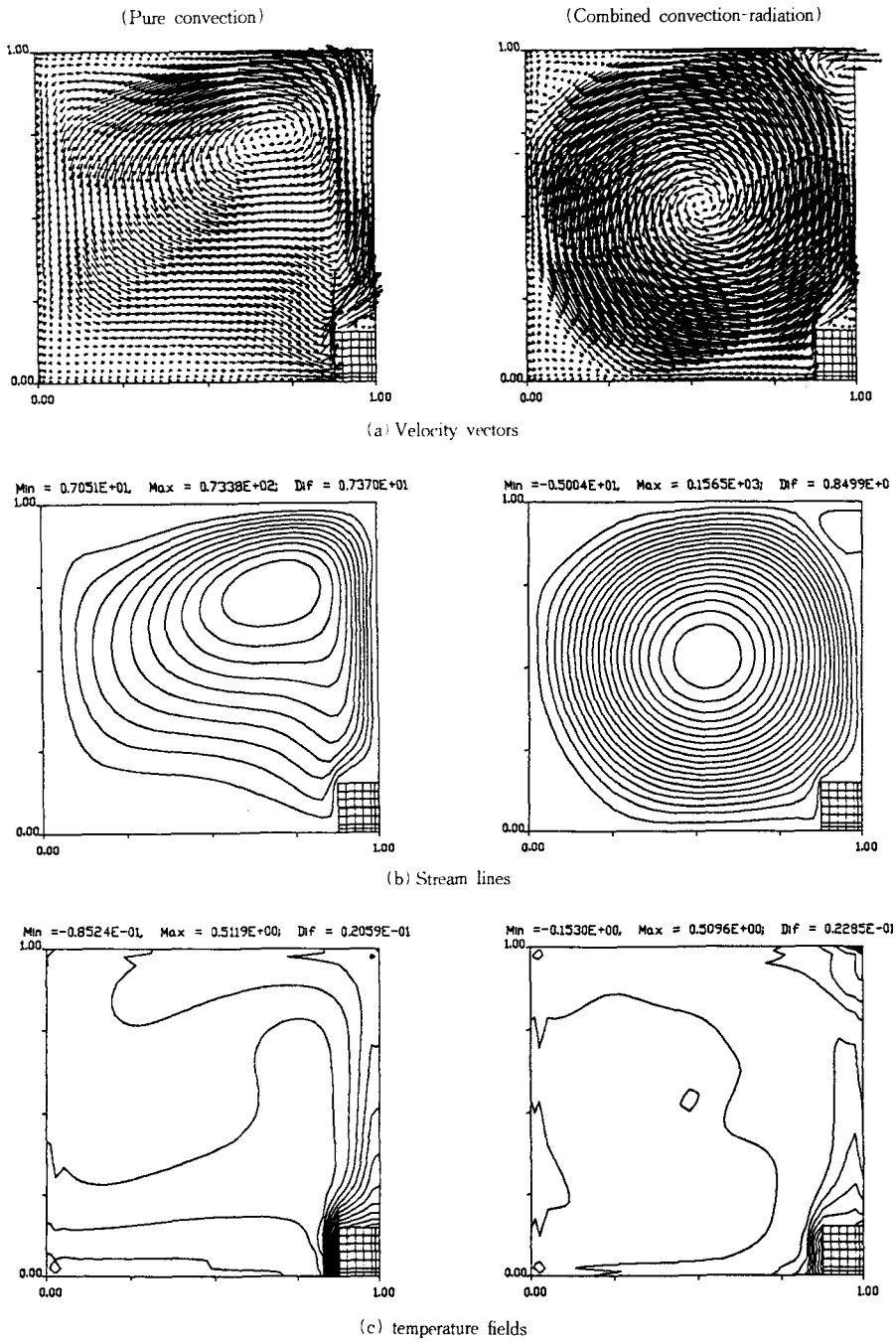
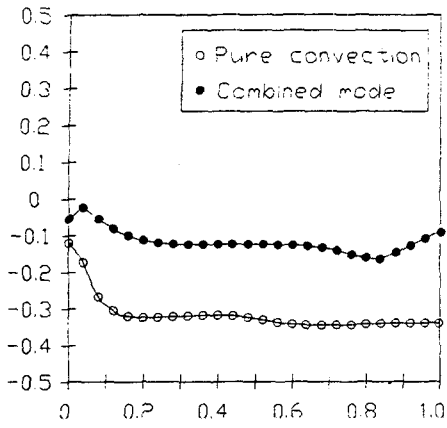
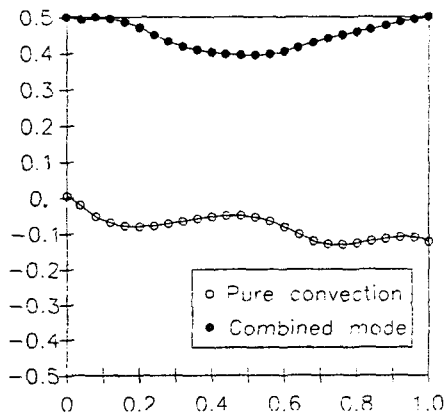


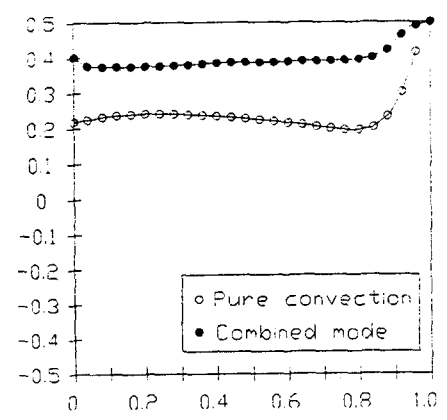
Fig. 6 Comparison of the stream lines and temperature fields between pure convection and combined mode heat transfer at location ③ [t=1800sec(convection), 2012sec(combined mode), $\sigma_s=0$, $\rho=0$]



(a) position ①

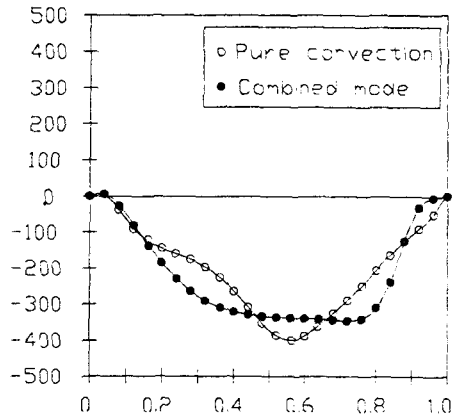


(b) position ②

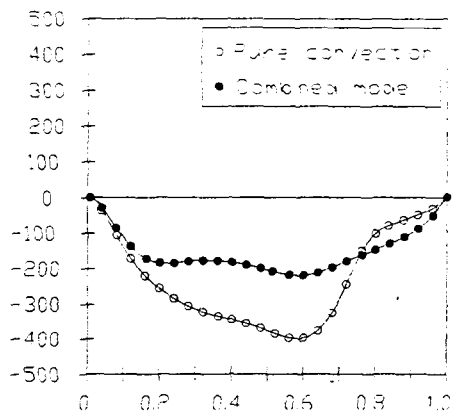


(c) position ③

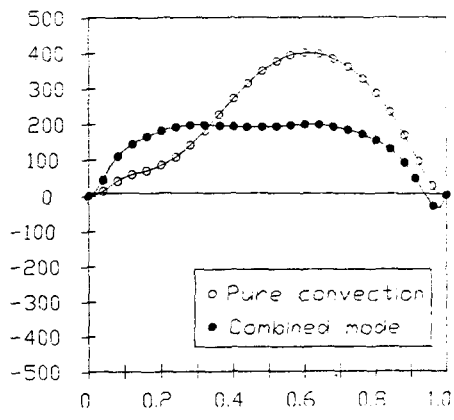
Fig. 7 Comparison of temperature between pure convection and combined mode heat transfer for heat source position ①, ②, ③. ($\alpha=1.0$, $\sigma_s=0.0$, $\rho=0.0$)



(a) position ①



(b) position ②



(c) position ③

Fig. 8 Comparison of velocities between pure convection and combined mode heat transfer for heat source position ①, ②, ③ ($\alpha=1.0$, $\sigma_s=0.0$, $\rho=0.0$)

된다. 그러나 중앙에 열원이 존재하는 경우에는 좌우측 벽면으로 열전달이 이루어지고 있으며 개구부 반대쪽으로 더 많은 열전달이 되고 있음을 확인하였다. 복합열전달에 있어서는 순수 자연대류보다 복사열전달에 의하여 공간의 유체를 가열하는 영향으로 인하여 전 밀폐공간으로 온도장이 분포되고 있음을 알 수 있었다.

Fig. 7, 8에서는 열원의 위치에 따라 순수 자연대류와 복합열전달의 온도와 속도분포를 비교하였다. ($x^*=0.5L$) Fig. 7의 온도분포를 살펴보면 복사열전달을 고려한 복합열전달의 온도가 더 높은 것을 알 수 있으며 이것은 복합열전달의 경우 내부 유체가 복사열에 의해 직접 가열되기 때문이라고 생각한다. 열원의 위치가 좌측벽과 중앙에 위치하고 있는 경우는 y^* 의 위치에 따라 일정한 온도분포를 보이고 있으며 열원이 중앙에 위치하였을 때 좌우가 비교적 대칭적인 분포를 보이고 있다. Fig. 8의 속도분포를 살펴보면 유체의 속도는 열원과 개구부가 우측에 있는 경우에는 좌측과 중앙에 있는 경우보다 훨씬 빨라지고 있는 것으로 나타나고 있으며 복합열전달이 순수 자연대류보다 유체의 속도가 빠른 경향을 보이고 있다. 따라서 복사의 영향은 유동장 및 온도장에 큰 영향을 미치고 있음을 알 수 있다.

4.2 방연벽이 설치된 경우 순수 자연대류와 복합 열전달의 비교

열원의 위치에 따라서 방연벽이 존재하고 개구부가 우측 벽면 상부에 25% 개구되었을 때 속도분포, 유선함수, 온도분포에 대한 해석 결과를 Fig. 9, 10, 11에 도시하였다. 이 그림들에서 먼저 순수 자연대류에 대한 유동장을 살펴보면 열원의 위치와 방연벽에 의하여 그 유동이 현저하게 달라짐을 볼 수 있었으며 전체적인 면에서 유동의 상태는 복사를 고려한 복합열전달의 유동이 순수 자연대류의 유동보다 강한 순환력을 가지고 있었으며 이것은 시스템 내부의 열전달이 복사열에 의하여 유체가 직접 가열되는 영향을 받기 때문에 더 큰 부력이 발생하여 순환되는 것으로 생각된다. 또한 열원의 위치에 따라 유동장이 방연벽의 영향으로 열원이 존재하는 공간에 개구부가 있을 때 그 공간의 유동이 지배적인 것을 보여 주고 있으며 열원이 존재하는 반대 쪽에서는 순환력이 약하게 유동하는

현상은 방연벽이 열전달을 차단한 결과이며 방연벽에서의 전단응력으로 인한 에너지 소산의 결과로 생각된다. [Fig. 9(a)(b)] 또한 열원이 있는 공간에 개구부가 있으면 없는 공간보다 유동이 강한 것은 개구부의 크기가 작아 개구부에서의 온도차보다 오히려 방연벽에 의한 영향이 큰 것으로 확인하였고 화재시 방연벽의 중요성을 실감하였다. [Fig. 11(a)(b)] 열원이 중앙에 위치할 때나 개구부의 반대인 좌측에 존재할 때는 개구부면에 존재할 때보다 그 유동이 방연벽을 넘어서 개구부가 있는 방향으로 확산되어 이동이 되나 열원이 개구부 영역에 있을 때에는 방연벽의 영향으로 좌측 방향으로 유동이 미약함을 보이고 있어 화재시 피난자는 개구부의 반대방향으로 피난하는 것이 유리하다는 것을 알 수 있었다. [Fig. 9, 10(a)(b)]

복사가 고려된 복합열전달에 있어서는 자연대류의 경우와는 달라서 열원이 없는 좌측 공간으로도 그 유동이 충분히 방연벽을 넘어서 순환되었다. 즉 실제 화재에 있어 화재실의 열전달은 복사가 많은 영향을 미치므로 피난의 어려움이 가중된다는 것을 알 수 있다.

온도장의 경우는 개구부의 반대(좌측)에 열원이 존재하는 경우 [Fig. 9(c)] 순수 자연대류나 복합 열전달에서도 열의 이동이 개구부를 향하여 전달하고 있으며 다만 복합열전달의 경우가 열의 이동이 더 빠르게 진전되고 있다. 그러나 개구부가 있는 면에(우측) 열원이 존재하는 경우에는 밀폐된 반대면으로는 거의 열전달이 이루어지지 않고 있는데 이것은 온도가 낮은 개구부로의 열전달과 방연벽이 열전달을 차단하기 때문이라고 생각된다. [Fig. 11(c)] 중앙에 열원이 존재하는 경우에는 자연대류의 경우에는 온도장이 개구부를 향하여 휩쓸리는 경향이 있으나 복합열전달의 경우에는 개구부의 반대면으로도 상당한 양의 열이 전달되는 것을 보였다. 이것은 복사열전달로 인한 추가적인 가열로 인하여 유체내부의 순환력이 커진 탓으로 생각된다. [Fig. 10(c)]

Fig. 12, 13에서는 방연벽이 설치되었을 때 열원의 위치에 따라 순수 자연대류와 복합열전달에 대한 온도와 속도를 비교하였다. Fig. 12의 온도를 살펴보면 열원이 좌측(position ①)에 설치하였을 때에는 순수 자연대류보다 복합열전달의 온도차가 크며 중앙(position ②)과 우측(position ③) 열원

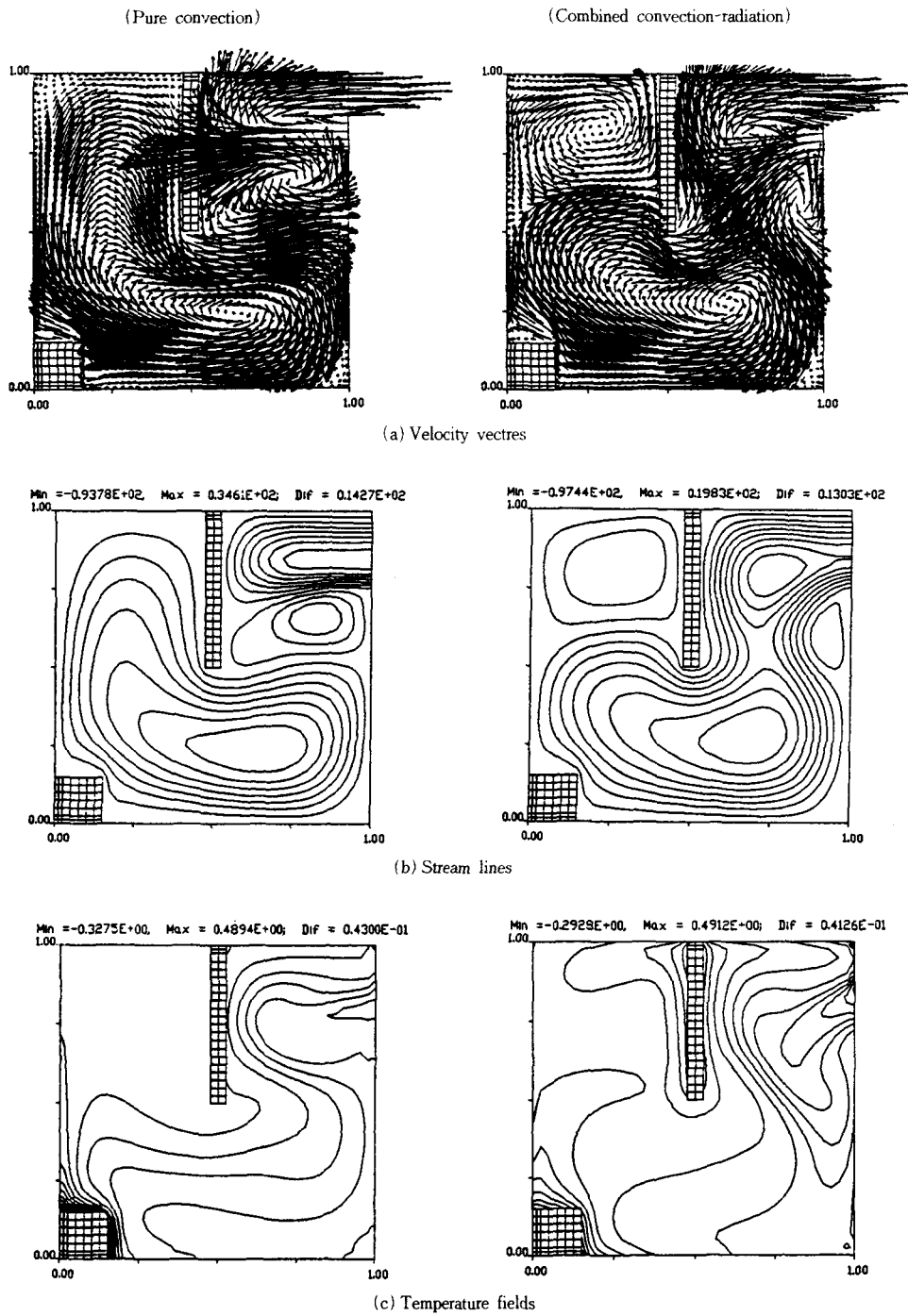


Fig. 9 Comparison of the stream lines and temperature fields between pure convection and combined mode heat transfer with isolated wall at location ① [t=1800sec(convection), 2012sec(combined mode), $\alpha_s=0$, $\rho=0$]

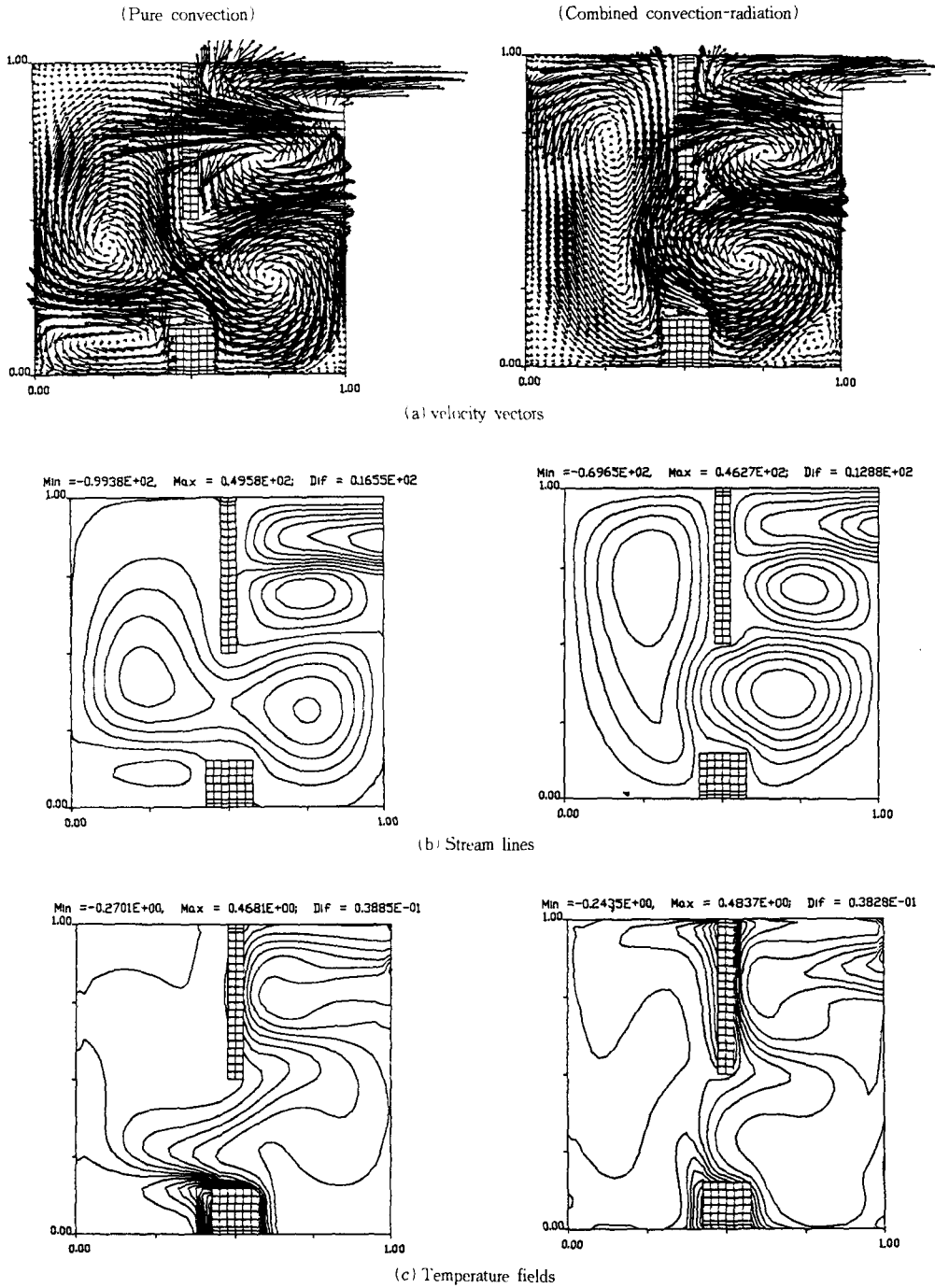
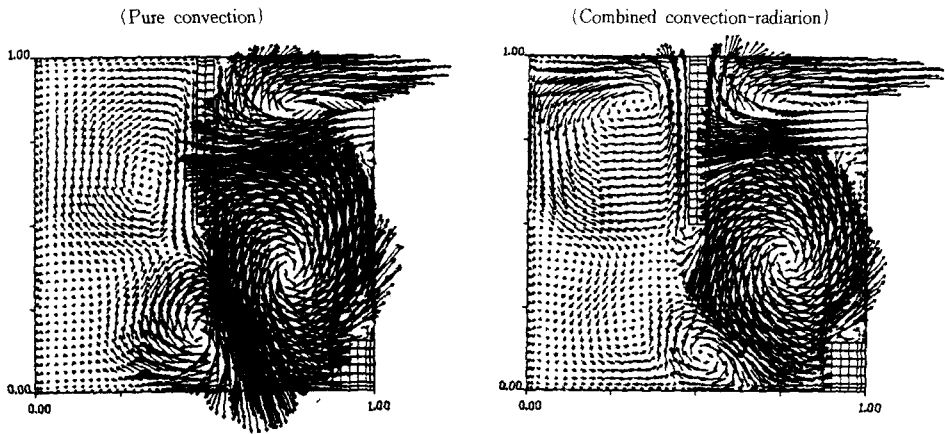
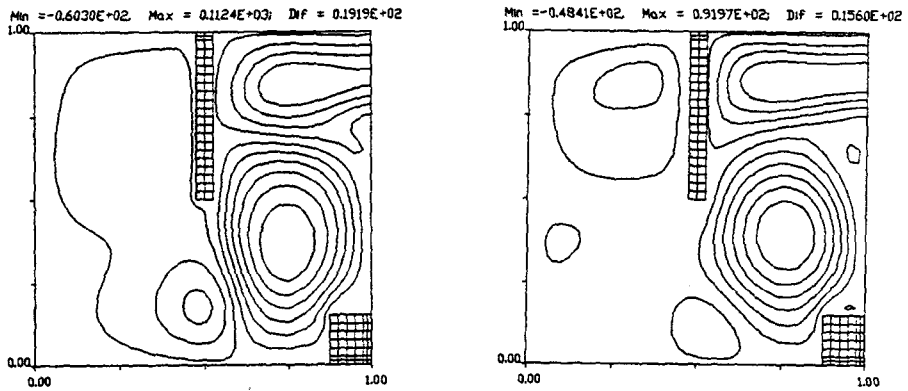


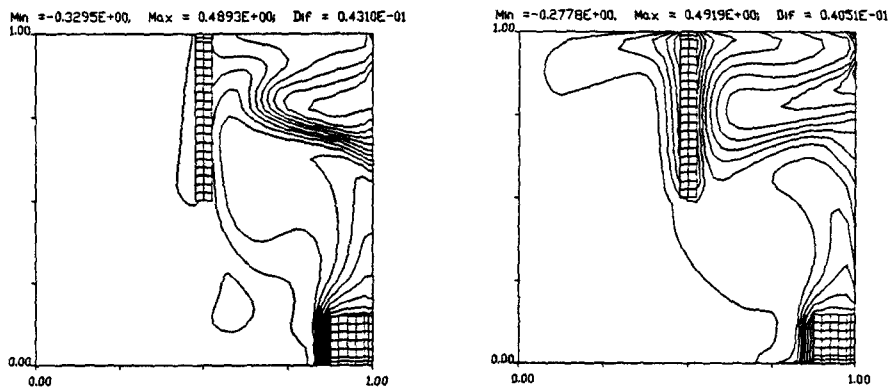
Fig. 10 Comparison of the stream lines and temperature fields between pure convection and combined mode heat transfer with isolated wall at location ② [t=1800sec(convection), t=2012sec(combined mode), $\sigma_s=0$, $\rho=0$]



(a) velocity vectors

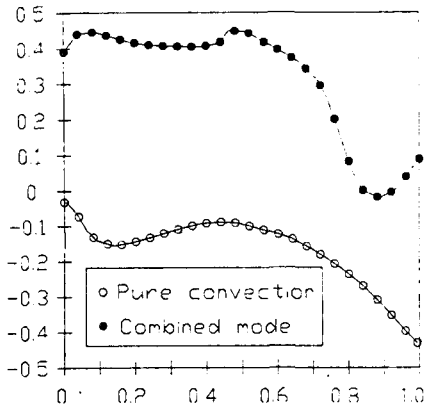


(b) Stream lines

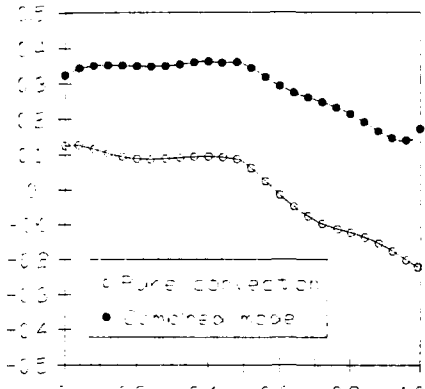


(c) Temperature fields

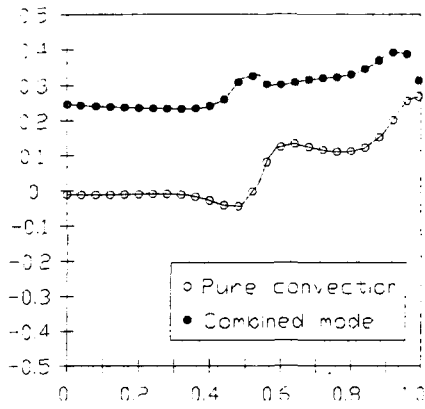
Fig. 11 Comparison of the stream lines and temperature fields between pure convection and combined mode heat transfer with isolated wall at location ③ [$t=1800\text{sec}$ (convection), $t=2012\text{sec}$ (combined mode), $\sigma_s=0$, $\rho=0$]



(a) position ①

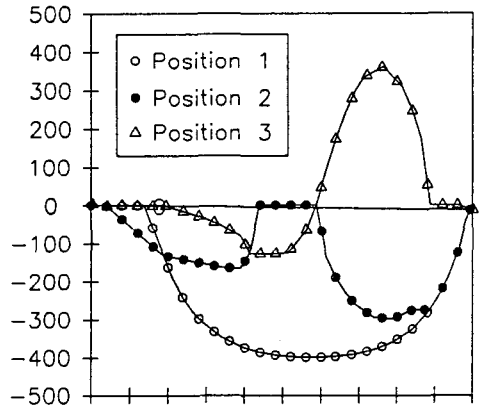


(b) position ②

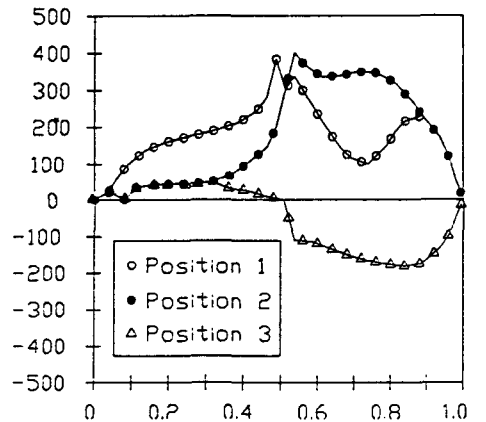


(c) position ③

Fig. 12 Comparison of temperature between pure convection and combined heat transfer with isolated wall for heat source position ①, ②, ③ ($\alpha=1, \sigma_s=0.0, \rho=0.0$)



(a) pure convection



(b) combined mode

Fig. 13 Comparison of velocities between pure convection and combined heat transfer with isolated wall for heat source position ①, ②, ③ ($\alpha=1, \sigma_s=0.0, \rho=0.0$)

위치에서는 좌측에 위치하였을 때보다 큰 차이를 보이지 않았다. 이것은 열흐름이 개구부가 있는 우측으로 흐르다가 방연벽의 설치로 ceiling기류를 차단하여 방연벽을 따라서 흐르게 되어 많은 열이 개구부가 있는 우측공간으로 흐르지 못하고 열원이 존재하는 공간에 재순환되는 결과로 생각된다. 그러나 복합열전달의 경우는 유체에 복사에너지를 가하여 순수 자연대류보다 더 높은 온도 분포를 보였다. 또한 열원이 개구부 쪽으로 옮겨진 중앙과 우측에 있을 때에는 온도분포는 유사한 경향을 보이고 있어 방연벽의 영향을 크게 받지 않고 있으므로 이러한 벽이 설치된 공간은 방연벽, 열원의 위

치와 개구부의 위치에 따라 온도분포는 상대적으로 큰 영향을 미치고 있음을 확인되었다. Fig. 13의 속도분포를 보면 순수자연대류의 속도는 열원의 위치에 따라 큰 차이를 나타내었다. 열원이 중앙에 위치한 경우는 방연벽 때문에 중앙이 0에 근접한 거의 정체된 모양을 보이고 있으나 복합열전달의 경우는 좌측의 경우는 방연벽의 영향으로 낮은 속도분포를 보이고 중앙과 우측의 위치는 온도분포와 유사한 경향을 보였다.

5. 결 론

CCRHT프로그램을 이용하여 부분 개방되고 시스템 내부에 열원이 존재된 2차원 밀폐공간내의 화재에 의하여 만들어진 연소가스의 유동 현상을 순수 자연대류와 복사열전달을 고려하여 수치적으로 해석한 결과 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

- 1) 화재 발생시 자연대류와 복사를 고려한 복합 열전달은 자연대류만을 고려한 경우보다 유동장 및 온도장 모두에 큰 영향을 미치게 됨을 확인할 수 있었으며 연소가스의 유동을 정확히 예측가능하였다. 따라서 화재시 열전달은 복사에 의한 영향을 반드시 고려하여야 한다.
- 2) 화재원이 개구부 반대벽 쪽에 위치할 때 연기의 방향이나 열전달이 개구면으로 집중되는 경향이 있어 피난에 위험성이 더 크리라고 생각된다.
- 3) 외부로부터 유입된 공기의 영향은 순수 자연대류에 의한 경우는 순환력이 낮아 큰 영향력을 미치지 못하지만 복합열전달의 경우는 복사열이 시스템 내부의 유체를 가열하는 효과와 재가열에 의한 유체의 순환력의 증가로 외부로 많은 에너지를 유출시키는 효과가 크다고 판단된다.
- 4) 방연벽의 효과는 실내의 유동을 차단하는 효과로 인하여 열원이 존재하는 반대방향의 공간으로 열전달의 감소로 연기의 유동이나 생성물이 감소될 것으로 판단된다.
- 5) 화재 발생시 속도, 온도, 유동은 열원의 위치와 개구부의 설치 유무 및 위치, 방연벽의 설치 위치에 따라서 크게 달라지므로 그 유동을 모델링하여 피난, 소화활동 등에 적절하게 이용

할 필요가 있다.

참 고 문 헌

- 1) T. Fusegi and B. Farouk, "Laminar and Tubulent natural Convection-Radiation Interactions in a square Enclosure Filled with a Nongray Gas", Numer. Heat transfer, Part A, Vol. 15, pp. 303~322, 1989.
- 2) Cooper, L. Y., "Calculation of the Flow Through a Horizontal Ceiling/Floor Vent.", National Institute of standards and Technology, (NISTIR), p. 4052, 1989.
- 3) Takeda, H., "Model experiments of ship fire. 22nd Symp. (international) on Combustion.", The Combustion Institute, pp. 1311~17.
- 4) Kim-T-K, "Radiation and Combined Mode Heat Transfer Analysis in absorbing, Emitting, and Mie-Anisotropic scattering Media Using the S-N Discrete Ordinate Method", University of Minnesota, 1990.
- 5) 손봉세, "발열체와 개구부가 있는 복합 공간내의 자연대류-복사 열전달 연구", 건국대학교 박사학위 청구논문, 1995.
- 6) 박희용, 박경우, "건물내 화재에 의한 연소가스 거동 예측에 관한 연구" 공기조화, 냉동공학회 논문집 Vol. 6, No. 3, pp. 267~281, 1994.
- 7) Fiveland, W. A, "Discrete-Ordinates Solutions of the Radiative transfer Equation for Rrectangular Enclosure", ASME J. of Heat Transfer, Vol. 106, pp. 669~706.
- 8) 김태국, "Numerical Analysis of Combined Mode Heat Transfer", 중앙대학교출판부, 1995.
- 9) Kim, T.-K, H. Lee and J. A. Menart, "Nongray Radiative Gas Analysis Using the S-N Technique", ASME Journal of Heat Transfer, Vol. 113, 1991.
- 10) Patankar, S.V, "Numerical Heat Transfer and fluid Flow", Hemisphere, Washington, D.C 1980.

11) Cheok-Fah Than and Brian J. Savilonis,
“Modeling Fire Behavior in Enclosure with a

Ceiling Vent”, Fire Safety Journal 20, pp.
151~174, 1993.