

발열체가 존재하는 개방된 정사각형공간에서 표면복사 열전달 특성에 관한 연구

남 평 우 · 박 명 식* · 박 찬 우*

한양대학교 기계공학과

*한양대학교 대학원

A Study on the Surface-Radiation Heat Transfer Characteristics in an Open Cavity with a Heat Source

Pyoung-Woo Nam · Myoung-Sig Park* · Chan-Woo Park*

Hanyang University

**Graduate School, Hanyang University*

요 지

본 연구에서는 개방된 정사각형 공간안에 일정한 열유속을 방출하는 발열체가 존재할 때, 부력과 표면복사를 고려한 혼합대류특성을 수치적으로 연구하였다. 본 연구의 대상인 유입구를 통해 유체가 흘러들어와서 다시 유출구로 나가는 정사각형공간은 공냉식 전자장비를 모사한 것이다. 이러한 공간안에 존재하는 발열체는 전자칩과 같은 발열성 전자부품을 나타낸다. 본 연구에서 채택한 모델의 크기는 높이 X 넓이가 0.1[m]×0.1[m]이며 공간내부는 2차원 층류유동으로 간주하였다. 공기의 유입속도는 0.07[m/s]이고, 유입온도는 27°C이며, 유입구의 위치는 일정한 위치에 고정되어 있다. 주요 변수로는 발열체의 열유속, 유출구의 위치, 발열체의 위치, 그리고 벽면이 방사율을 선택하였다. 본 연구에서는 외부로부터 유입되어지는 찬공기와 발열체에 의해서 부력의 상승하는 뜨거운 공기의 혼합에 의한 유동특성 및 열전달특성을 복사를 고려하여 고찰하였다. 결과로써 가장 열전달이 활발한 발열체의 위치는 바닥의 좌측벽으로부터 0.075[m]일때이다. 이러한 연구는 실제적으로 전자부품 같은 것의 효율적인 냉각목적에 적용되어질 수 있다.

ABSTRACT

The interaction between the surface radiation and the mixed convection transport from an isolated thermal source, with a uniform surface heat flux input and located in a rectangular

enclosure, is studied numerically. The enclosure simulates a practical system such an air cooled electric device, where an air-stream flows through the openings on the two vertical walls. The heat source represents an electric component located in such an enclosure. The size of this cavity is $0.1[m] \times 0.1[m]$. The inlet velocity is assumed as $0.07[m/s]$ and the inlet temperature is maintained as $27^\circ C$. The inflow is kept at a fixed position. Laminar, two dimensional flow is assumed, and the problem lies in the mixed convection regime, governed by buoyancy force and surface radiation. The significant variables include the location of the out-flow opening, of the heat source and the wall emissivity. The basic nature of the resulting interaction between the externally induced air stream and the buoyancy-driven flow generated by the source is investigated. As a result, the best location of the heat source to make the active heat transfer is $0.075[m]$ from the left wall on the floor. The trends observed are also discussed in terms of heat removal from practical systems such as electric circuitry.

NOMENCLATURE

A height of inflow and outflow openings, taken as equal
 d vertical distance from the bottom of the enclosure
 g magnitude of the gravitational of acceleration
 Gr Grashof number ($=g\beta\Delta A^3/\nu^2$)
 ρ density of air
 p pressure
 h local heat transfer coefficient, varying along the surface of the heat source
 h average heat transfer coefficient over the surface of the heat source
 H height of the enclosure
 L_s height of the source
 Nu Nusselt number averaged over the surface of the heat source
 β coefficient of thermal expansion
 k thermal conductivity of air
 Pr Prandtl number of air ($=\nu/\alpha$)
 Re Reynolds number ($=UA/\nu$)
 ν kinematic viscosity
 q_s heat input per unit surface area of the surface

q_{net} net radiative heat flux
 u x-direction velocity component
 v y-direction velocity component
 ΔT temperature scale ($=q_s A/k$)
 α thermal density of air
 ϵ emissivity
 σ Stefan-Boltzmann constant
 J radiosity
 G irradiosity
 F shape factor

Subscript

i inflow or grid point indices
 o outflow
 s heat source
 rad radiation

I. 서 론

전자장비의 소형화 추세에 따라서 직접회로의 고밀도 경향과 고출력 경향은 전자회로판 온도를 상승시키는 요인이 되고 있다. 특히 전자장비내에서 온도분포가 $100^\circ C$ 를 넘으면 안되는 제한조건 때문에 전자장비의 성능 향상을 위한 냉각문제가 중요시 되고 있다. 대부분의 전자장비에서는 저렴한 유지비와 신뢰성, 그리고 단순성으로 인하여

공기에 의한 냉각방법을 채택하고 있다. 그런데 전자장비내의 공기의 유동과 온도분포는 온도차에 기인한 부력효과 이외에도 복사열전달의 영향을 받게 될 것으로 사료된다. 따라서 본 연구에서는 개방된 사각형공간에서 복사열전달의 특성을 연구하고자 한다. 공간내부는 공기가 충전되어 있으므로 표면복사만을 고려하게 될 것이다.

사각형 밀폐공간에 발열체가 존재할때, 열전달특성에 관한 연구는 오래전부터 수행되어왔다. Heaton 등¹⁾은 우측벽이 저온으로 유지되고 그 이외의 다른벽이 단열된 밀폐된 직사각형 공간에서 단열벽에 발열체가 존재할때, 발열체의 위치에 따른 열전달특성을 실험적, 수치적방법으로 논하였다. Pitts²⁾는 밀폐공간에서 단열벽에 돌출된 발열체가 존재할때, 높이와 넓이의 비인 종횡비(aspect ratio)의 영향을 고찰하였다. Jaluria 등³⁾은 정사각형 공간에 유출·유입구와 발열체가 존재할때, 발열체의 위치, 유출구의 위치, Richardson수등의 변화에 따라 열전달특성에 관한 수치적연구를 수행하였다. 이러한 연구는 복사를 고려하지 않은 혼합대류에 관한 것이었다.

한편, Yovanovich 등⁴⁾은 META코드를 사용하여 1차원적 표면복사를 고려한 전자회로판에서의 열전달해석을 수행한 결과, 전자장비에 있어서 복사가 전체 열소산의 10%를 차지하며 이러한 양은 무시할 만한 것이 못된다고 발표하였다. 복사가 고려된 2차원적 형상에 관한 연구도 많이 수행되었는데, Asako 등⁵⁾은 공기가 충전되어 있는 직사각형 밀폐공간내에서 투명한 얇은 분리판이 밀폐공간을 좌우대칭으로 양분할 때, 표면복사와 자연대류에 의한 열전달현상을 수치적 및 실험적방법으로 연구하였다. 이들이 표면복사의 수치해석을 수행하기 위하여 사용하였던 방법은 정미복사방법(net radiation method)⁶⁾이었다. 또한 Chang 등⁷⁾은 복사를 해석함에 있어서 반경열유속 방법(radial flux method)을 사용하여, 정사각형 밀폐공간 안에 2개의 분리판이 중앙에 존재하는 모델의 열전달특성에 관한 연구를 수행한 바 있다. 국내에서도 이준식⁸⁾ 등의 입구에 유입 유동이 존재하는 원관내의 양출입구를 흑체인 벽으로 가정하여 복사 열전달특성을 고찰한 바

있다.

본 연구에서는 전자장비를 모사한 개방된 정사각형 공간내에서 복사가 고려된 혼합대류의 열전달특성을 고찰하기 위하여, Jaluria³⁾가 선택하였던 동일한 모델에 관하여 표면복사를 고려하여 연구를 수행하였다. 복사영향의 해석방법으로서는 Weber⁹⁾등이 사용하였던 정미복사방법⁶⁾을 사용하였다. 변수로서는 유출구의 위치, 발열체의 위치, 단열벽면의 방사율등을 선택하였고, 이러한 변수들의 변화가 열전달 특성에 미치는 영향을 고찰하였다. 본 연구에서 채택한, 복사가 고려되어진 열적특성을 나타내는 경우는 공학적인 측면에서 전자장비에 해당될 뿐만 아니라, 가정에서의 난방, 태양열 집열기, 로의 설계, 전자오븐 등에도 적용 될 수 있다고 사료된다.

II. 이론해석

1. 모델의 선정

본 연구에서 고찰하고자 하는 2차원 계산영역을 Fig. 1에 나타내었다. 계산영역은 $W \times H(0.1[m] \times 0.1[m])$ 이며 기준좌표는 계산영역의 좌측 하부에 도시하였다. 유입구의 크기는 $A(0.025[m])$ 이며 좌측벽면의 최상부에 위치한다. 유출구의 크기는 유입구와 동일하며 위치는 우측하부근처에 바닥으로부터 $d_s/H(0.25)$ 에 위치한다. 발열체의 크기도 유입구의 크기와 동일한 A 이며 좌측하부근처에 바닥으로부터 $d_s/H(0.25)$ 에 위치한다. 이때 발열체는 $q_s(5W/m^2)$ 의 열유속을 방출한다. 공기는 좌측상부 유입구로 부터 일정속도 $U_s(0.07[m/sec])$ 로 유입된후 우측하부 유출구를 통하여 방출된다. 유입공기의 온도 T_s 은 $27^\circ C$ 로 정하였고, Prandtl수는 0.707로 가정되었다. 온도에 관해서는 유입구와 발열체를 제외한 모든 벽면과 유출구는 단열로 가정하였다.

공기는 투명하므로 복사를 고려하는 본 연구에서는 표면복사만 고려하게 되며, 유입구와 유출구는 흑체벽으로 간주하였다.⁸⁾ 그리고 유입구와 유출구를 제외한 모든 벽면의 방사율은 0.074, 발열체의 방사율은 0.824로 간주하였다. 이러한

방사율의 채택은 PCB기판의 복사해석을 수행한 Yovanovich등⁴⁾의 연구에서 사용한 것과 동일한 것이다. 본 연구에서는 여러설계변수에 따른 열전달특성에 관한 연구를 수행하기 위하여 복사를 고려한 모델을 기준모델로 지칭하기도 한다.

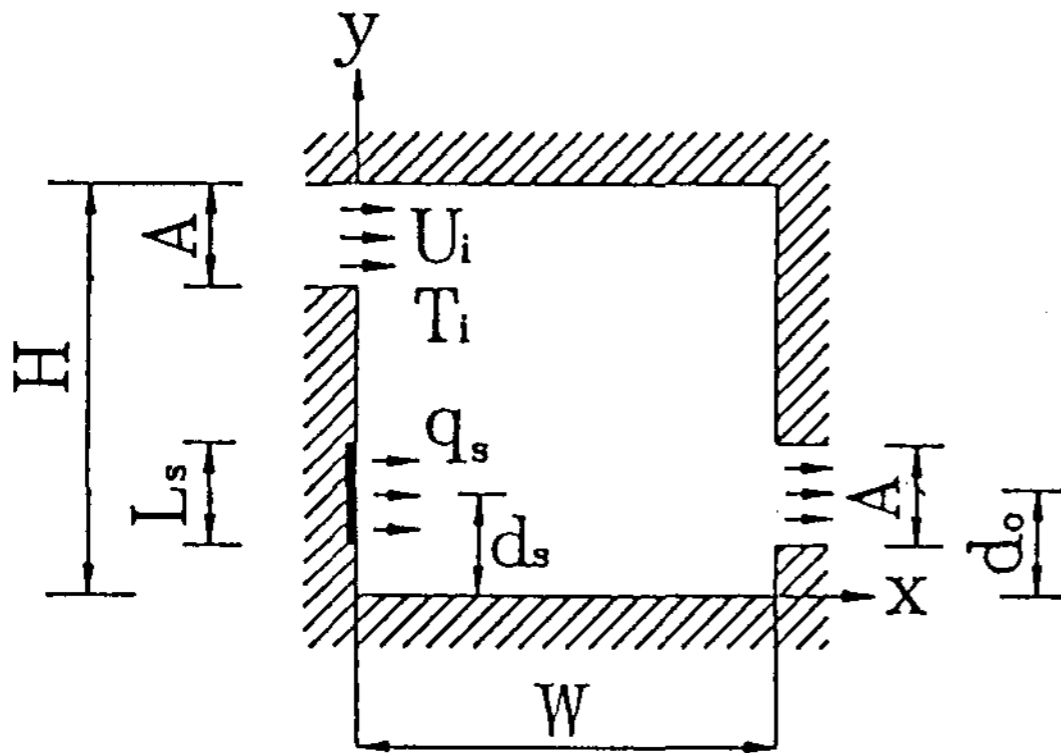


Fig. 1 Schematic of the present model

2. 지배 방정식

본 연구의 모델로 선정된 공간내부의 유동장과 온도장을 지배하는 방정식은 연속방정식, 운동량방정식 및 에너지방정식이다. 관심영역의 속도 및 온도를 구하기 위하여 완전한 형태의 연속방정식, Navier-Stokes방정식, 에너지방정식은 다음과 같은 가정을 통하여 단순화한다.

- ① 유체유동과 열전달현상은 2차원적이다.
 - ② 유체는 비압축성 뉴토니안 유체이다.
 - ③ 유동은 층류이며 정상상태이다.
 - ④ 부력항을 나타내는 밀도외의 모든 물성치는 일정하다.
 - ⑤ 에너지 방정식에서 열소산항은 무시한다.
- 위에서 언급한 바와 같이 가정에 의하여 단순화된 유차원 지배 방정식은 아래 (1), (2), (3), (4) 식에 나타나 있다.

연속방정식

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

x방향 운동량방정식 :

$$\rho u \frac{\partial u}{\partial x} + \rho v \frac{\partial u}{\partial y} = -\frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) \quad (2)$$

y방향 방운동량방정식

$$\rho u \frac{\partial v}{\partial x} + \rho v \frac{\partial v}{\partial y} = -\frac{\partial p}{\partial y} + \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) + \rho g \beta (T - T_m) \quad (3)$$

에너지 방정식

$$\rho u \frac{\partial T}{\partial x} + \rho v \frac{\partial T}{\partial y} = \frac{\mu}{Pr} \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) \quad (4)$$

여기서 T_m 은 공간내부의 기준온도이며 유입온도 T_i 와 발열체의 평균온도의 산술평균값으로 정하였다.

복사가 고려되는 기준모델의 경우에 유동 및 열전달현상은 부력이 존재하는 강제대류와 표면복사가 복합된 경우이므로 표면복사에 관한 정보는 에너지방정식의 경계조건에 포함된다.

3. 경계 조건

유입구 및 유출구를 제외한 모든 벽면의 속도는 영이며 유입구에서는 $U_i(0.07[m])$ 의 x의 방향 속도가 존재하고 y방향 속도는 영이다. 유출구에서는 속도구배가 영인 Neumann 조건이다. 온도에 관해서는 유입구로 $27^\circ C$ 의 공기가 유입되며 유출구에서도 Neumann 조건으로 가정하였다.

표면복사가 공간내부의 열전달에 관여하므로 열원이 존재하지 않은 벽면에서의 경계조건은 식 (5)과 같은 복사전달방정식으로 표현된다.

$$-k \left. \frac{\partial T}{\partial n_i} \right|_{wall} + G_i - J_i = 0 \quad (5)$$

그리고, 열원이 존재하는 곳에서의 복사전달 방정식은 다음과 같은 식(6)과 같이 표현된다.

$$-k \left. \frac{\partial T}{\partial n_i} \right|_{wall} + G_i - J_i = q_s \quad (6)$$

여기서 하첨자 i 는 미소 부분영역의 근원을 의미하고 n 은 벽면의 수직방향을 의미한다. 위 식들은 다음과 같은 물리적 의미를 갖는다. 공간내 단열표면상의 임의의 미소부분영역 i 는 공간내 주변 모든 벽으로부터 방출되는 복사열유속을 흡수한다. 단 열벽표면은 열원이 존재하는 부분과 열원이 존재하지 않은 영역으로 구분되고 있다. 열원이 없는 곳에서는 벽면표면이 단열이므로 복사에 의하여 벽표면에 흡수된 열은 경계 밖으로 전달되지 못한다. 그러므로 흡수된 열량의 일부는 복사에 의해서 주위의 벽으로 다시 방출되고 나머지 전도에 의해서 공간내부 유체로 열을 전달시킨다. 그러나 열원이 존재하는 곳에서도 전도에 의해서 공간내부로 전달되는 복사에 의한 열 이외에도 발열원에 의한 열이 더해지는 현상이 나타난다.

위 식에 나타난 출사(radiosity) J_i 와 조사(irradiosity) G_i 의 관계는 아래식과 같이 정의 된다.

$$J_i = \epsilon_i \sigma T_i^4 + (1 - \epsilon_i) G_i \quad (7)$$

$$G_i = \sum_{j=1}^N J_j F_{ji} \quad (i=1, 2, 3, \dots, N) \quad (8)$$

여기서 F_{ji} 는 근원이 되는 임의의 미소 부분영역 i 에서 목표가 되는 다른 임의의 미소부분영역 j 에 대한 형상계수를 의미하며 N 은 미소부분영역의 총갯수이다. 위식들과 같은 경계조건이 성립되기 위해서는 아래와 같은 가정이 필요하다.

① 복사 물성치인 반사율, 방사율 그리고 흡수율은 방향과 파장에 관계없이 일정하다.

② 임의의 벽표면에 존재하는 한 미소부분영역 i 를 떠나는 복사열유속은 다른 벽표면에 존재하는 미소부분영역 j 에 대하여 일정한 값을 갖는다.

한편, 기준모델에서 표면복사가 무시된 경우에는 식(5), 식(6)에서 단열경계 조건식은 단열 표면에서의 정미복사열유속($G_i - J_i$)가 무시되어 열원이 없는 곳에서의 식 (9)와 열원이 존재하는 곳에서의 식 (10)과 같이 표시된다.

$$-k \left. \frac{\partial T}{\partial n_i} \right|_{\text{wall}} = 0 \quad (9)$$

$$-k \left. \frac{\partial T}{\partial n_i} \right|_{\text{wall}} = q_s \quad (10)$$

III. 수치 계산 방법

복사를 포함하는 문제에서 성긴 격자의 사용이 중요한 오차를 범하지 않는다는 Chang⁷⁾의 이론에 의하여 본 연구에서는 전체 계산영역을 42×42의 제어체적으로 분할하였다.

비선형 미분방정식인 기본방정식을 해석하기 위하여, 식(1)–(4)를 제어체적 공식화에 의하여 이산화하였고, 이산화 방정식은 SIMPLE 알고리즘에 의하여 해석하였다. 반복계산시 해의 수렴성을 향상시키기 위하여 하향이완계수가 사용되었으며 이완계수는 속도, 압력 및 온도에 대하여 각각 0.3, 0.3 및 0.7이 사용되었다. 1회 반복 계산시마다 해의 수렴성을 알기 위하여 제어체적 내로 유입되는 유량과 유출되는 유량의 차이를 조사하였고 그 차이가 10⁻⁹일때의 값을 수렴값으로 간주하였다. 본 연구에서는 복사를 무시한 경우는 약 1000회 정도에서, 그리고 복사를 고려한 경우는 약 3000회 정도에서 수렴하였다. 형상계수를 구하기 위해서는 Hottel이 제안한 교차선방법(crossed string method)¹⁰⁾을 사용하였다. 벽표면 온도의 연립방정식의 해를 구하기 위해서는 Crout method¹¹⁾를 사용하였다.

IV. 결과 및 고찰

본 연구에서는 공간내 열전달특성에 관한 연구를 수행하기 위하여 아래와 같은 식들을 정의하였다. 발열체표면 임의의 위치에서의 국소열전달계수 h 는 입구온도 T_i 로서 나타낼 수 있다.

$$h_y = \frac{k(\partial T / \partial x)_s}{T_s(y) - T_i} \quad (11)$$

그러므로 평균 열전달 계수는 다음과 같다.

$$\bar{h} = \frac{1}{L_s} \int_0^{L_s} h_y dy \quad (12)$$

유입온도에 대한 발열체의 총열전달량을 대표할 수 있는 복사가 무시된 평균 Nusselt 수는 아래와 같은 식으로 표현된다.

$$Nu = \frac{\bar{h}A}{k} \quad (13)$$

따라서 식 (13)에 식 (12)를 대입하면 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$Nu = \frac{A}{k} \frac{1}{L_s} \int_0^1 \frac{k(\partial T/\partial x)_s}{T_s(y) - T_i} dy \quad (14)$$

한편, 복사를 고려하면 식(11)의 국소열전달 계수는 다음과 같이 된다.

$$h_y = \frac{k(\partial T/\partial x)_s + q_{net}}{T_s(y) - T_i} \quad (15)$$

그러므로 복사가 고려된 평균 Nusselt수는 다음과 같이 나타난다.

$$Nu = \frac{A}{k} \frac{1}{L_s} \int_0^1 \frac{k(\partial T/\partial x)_s + q_{net}}{T_s(y) - T_i} dy \quad (16)$$

일반적으로 강제대류와 부력이 상호작용하는 공간에서의 유동특성은 Richardson수로 대표될 수 있으며 본 연구에서는 Richardson수를 Gr/Re^2 로 정의하였다. 이때 Grashoff 수 Gr 은 다음과 같이 정의 된다.

$$Gr = g\beta\Delta T A^3/\nu^2 \quad (17)$$

따라서 본 연구에서 채택한 기준모델은 Reynolds수 Re 가 100인 경우를 기준으로 한, Richardson 수 Gr/Re^2 가 1인 경우이다.

본 연구에서는 다음과 같은 순서로 공간내 발열체의 열전달특성을 고찰하였다.

첫째, 기준모델에 관한 온도특성 및 유동특성을 고찰한 후 복사를 무시한 경우와 비교하였다. 그리고 열원(heat source)에서의 열유속 q_s 를 증가시켜고 공간내 복사열전달 특성을 고찰하였다.

둘째, 기준모델에서 출구의 위치가 변할때 열전달특성을 조사하였다.

셋째, 기준모델에 관한 발열체의 위치, 즉 발열체가 좌측벽면에 설치된 경우와 바닥에 설치된 각각의 경우에 대하여 열전달특성을 고찰하였다.

네째, 기준모델에서 벽면 방사율의 변화가 공간내 열전달특성에 미치는 영향에 관하여 고찰하였다.

1. 계산방법의 타당성 검토

본 연구의 수치계산방법에 대한 타당성을 검증하기 위하여, 먼저 본 연구의 기준모델에서 복사가 무시되었을 경우의 계산결과를 Jaluria등³⁾의 결과치와 비교하였다. 기준모델인 Reynolds 수가 100이고 Richardson수 Gr/Re^2 이 1일때, Jaluria등³⁾의 결과로 나타난 유동장 및 온도장의 형태가 본 연구결과와 정성적으로 거의 일치하였다. 정량적인 비교에 있어서도 본 연구의 평균 Nusselt수는 2.6인데 비하여 Jaluria등³⁾은 2.4정도로써 거의 일치하였다. 이러한 약간의 차이가 발생된 이유는 Jaluria등³⁾이 본 연구와는 다르게 ADI method를 사용하여 와도방정식(vortex equation)의 해를 구했기 때문이다. 복사해석의 타당성을 검증하기 위하여 복사를 고려한 Chang등⁷⁾의 모델을 선택하여 본 연구에서 사용한 정미복사방법으로 계산하였다. Chang등⁷⁾의 평균 Nusselt수는 50.8인데 비하여 본 연구의 결과치는 48정도로써 약 5% 정도의 정량적 차이를 보였다. 이러한 차이는 본 연구에서는 밀도값을 기준온도에서 산정하였으나 Chang등⁷⁾의 연구에서는 밀도값을 온도의 함수로 산정하였기 때문인 것으로 사료된다. 또한 이러한 정량적차이는 복사량을 계산할 때, 본 연구에서는 정미복사방법을 사용한 반면에 Chang등⁷⁾은 반경유속방법(radial flux method)를 사용하였기 때문에 나타나는 것일 수도 있다. 그리고 이러한 표면복사의 해석방법에 대한 타당성은 Weber등⁹⁾의 연구에서도 나타나 있다.

2. 기준모델에 관한 온도특성 및 유동 특성

복사열전달의 영향을 구명하기 위하여 먼저

기준모델에서 복사를 무시한 경우의 온도특성과 비교하여 복사가 고려된 기준모델의 온도특성을 논한 후에, 각 경우의 유동특성을 논하고자 한다.

Fig. 2(a)와 Fig. 2(b)는 각각 기준모델에서 복사가 무시된 경우의 등온선분포와 복사가 고려된 기준모델의 등온선분포를 나타낸다. 그림에서는 30개의 등온선을 나타내었는데 등온선과 등온선 사이는 거의 동일한 값을 갖는다. 각 그림의 우측에 나타낸 수치는 그림에 도시된 각 등온선의 값을 의미하며, 최상단에 나타낸 수치가 발열체의 온도, 최하단에 나타낸 수치가 유입구의 온도를 의미한다. 복사가 무시된 Fig. 2(a)에서 보면 좌측하부 발열체 주위에서 가장 고온인 등온선이 나타나고 유입구 근처에서 가장 저온인 등온선이 나타난다. 단열벽에서는 온도구배가 영이므로 등온선은 벽면과 거의 수직을 이루고 있다. 발열체의 우측면과 유입구 바로 아래부근에서 등온선이 밀집되는 현상이 나타나므로 이곳에서 열전달이 활발히 진행됨을 알 수 있다. 유입부의 찬공기의 영향으로 상부벽부터 우측벽까지 대부분이 면적이 유입구의 온도와 동일한

온도장을 이루고 있다. 복사가 고려된 온도특성 분포를 나타내는 Fig. 2(b)에서는 계산영역의 상부벽면과 우측벽면에서의 온도분포가 복잡하게 나타난다. 복사가 고려되면 벽표면에서 복사 열유속이 존재하므로 온도구배는 영이 아니다. 그러므로 상하부 벽면에서 등온선이 휘어져 있음을 볼 수 있다. 또 다른 특성은 복사가 고려되면, 복사가 무시된 경우보다 유입부근의 찬영역의 면적이 줄어드는 데, 이것은 복사로 인해 벽면에서의 열유속이 존재하므로 상부벽에서 열경계층두께가 확대 되었기 때문이다.

Fig. 3(a)와 Fig. 3(b)는 각각 기준모델에서 복사가 무시된 혼합대류인 경우의 유선 분포와 복사가 고려된 기준모델인 경우의 유선분포를 나타낸다. 유선은 모두 30개이며 유선과 유선사이의 유량은 일정하다. 각 그림의 우측에 나타낸 수치는 그림에 도시된 각 유량함수값을 나타내며, 음의부호인 경우는 2차세포유동의 값을 의미한다. Fig. 3(a)에서 보면 공기는 좌측상부 유입구로부터 유입되어 우측하부 유출구를 통하여 방출된다. 공간내 바닥 근처에서는 커다란 2차세포 유동이

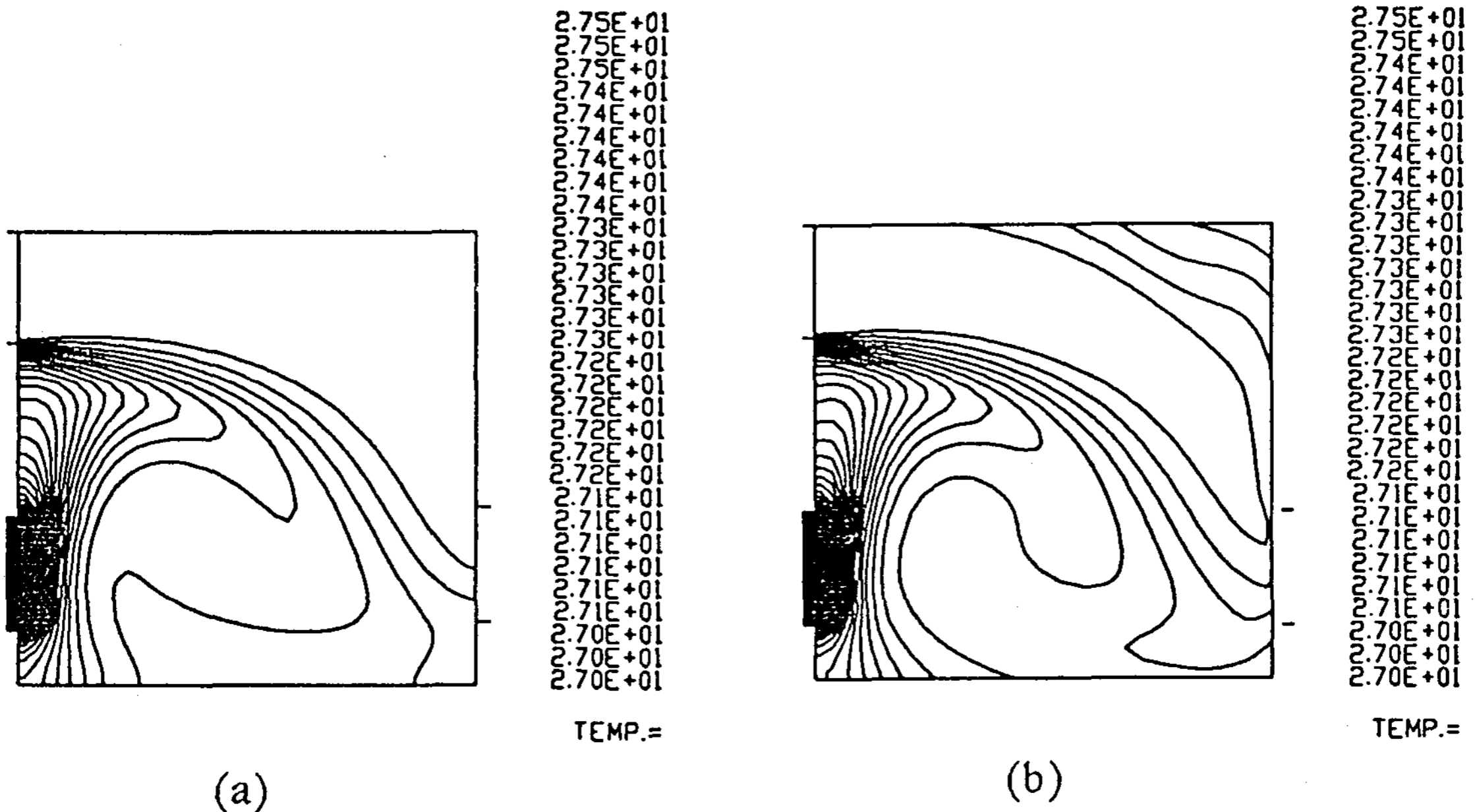


Fig. 2 Visualization of temperature characteristics ; isotherms reference model
(a) no radiation (b) with radiation

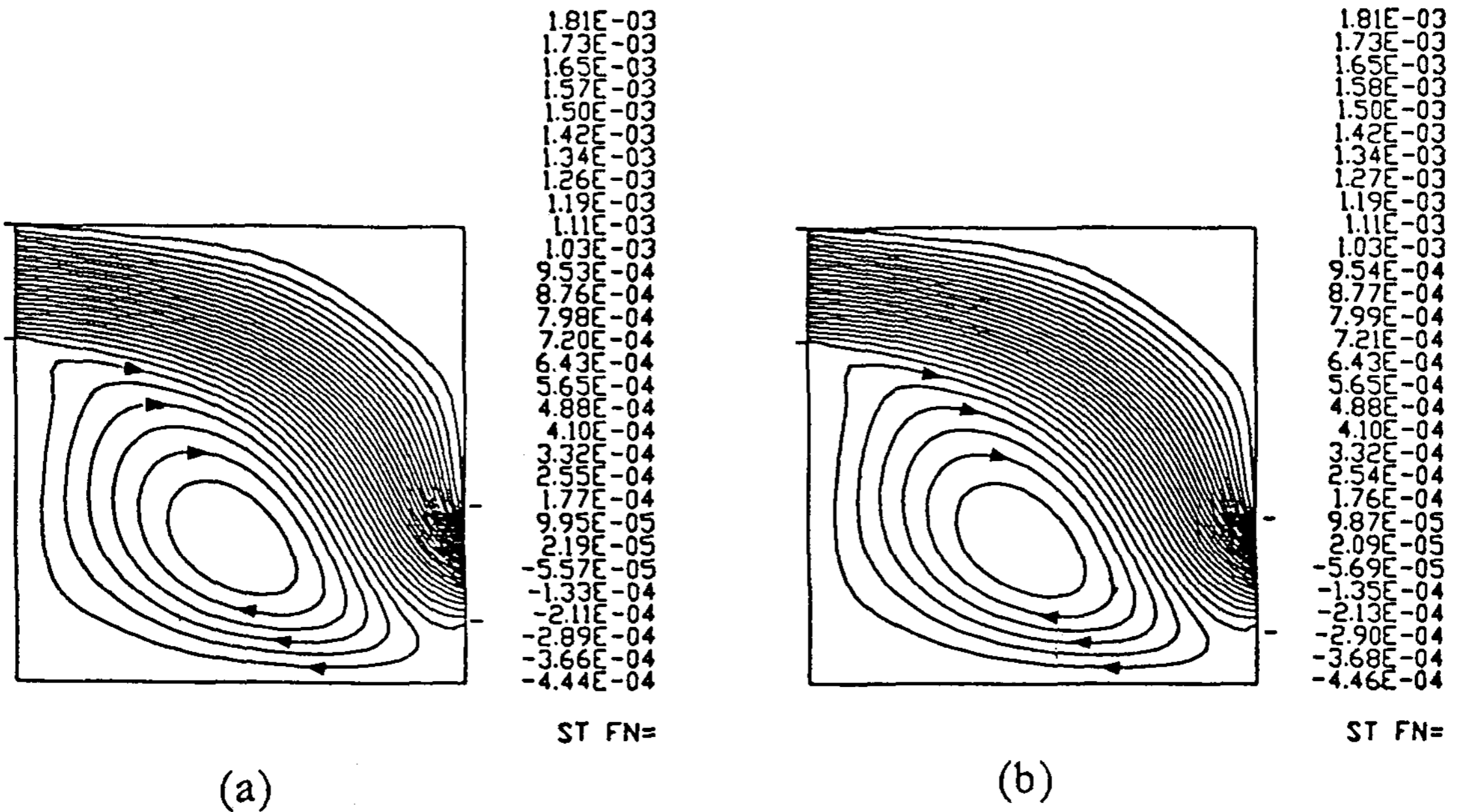


Fig. 3 Visualization of flow characteristics ; stream line fields for reference model
(a) no radiation (b) with radiation

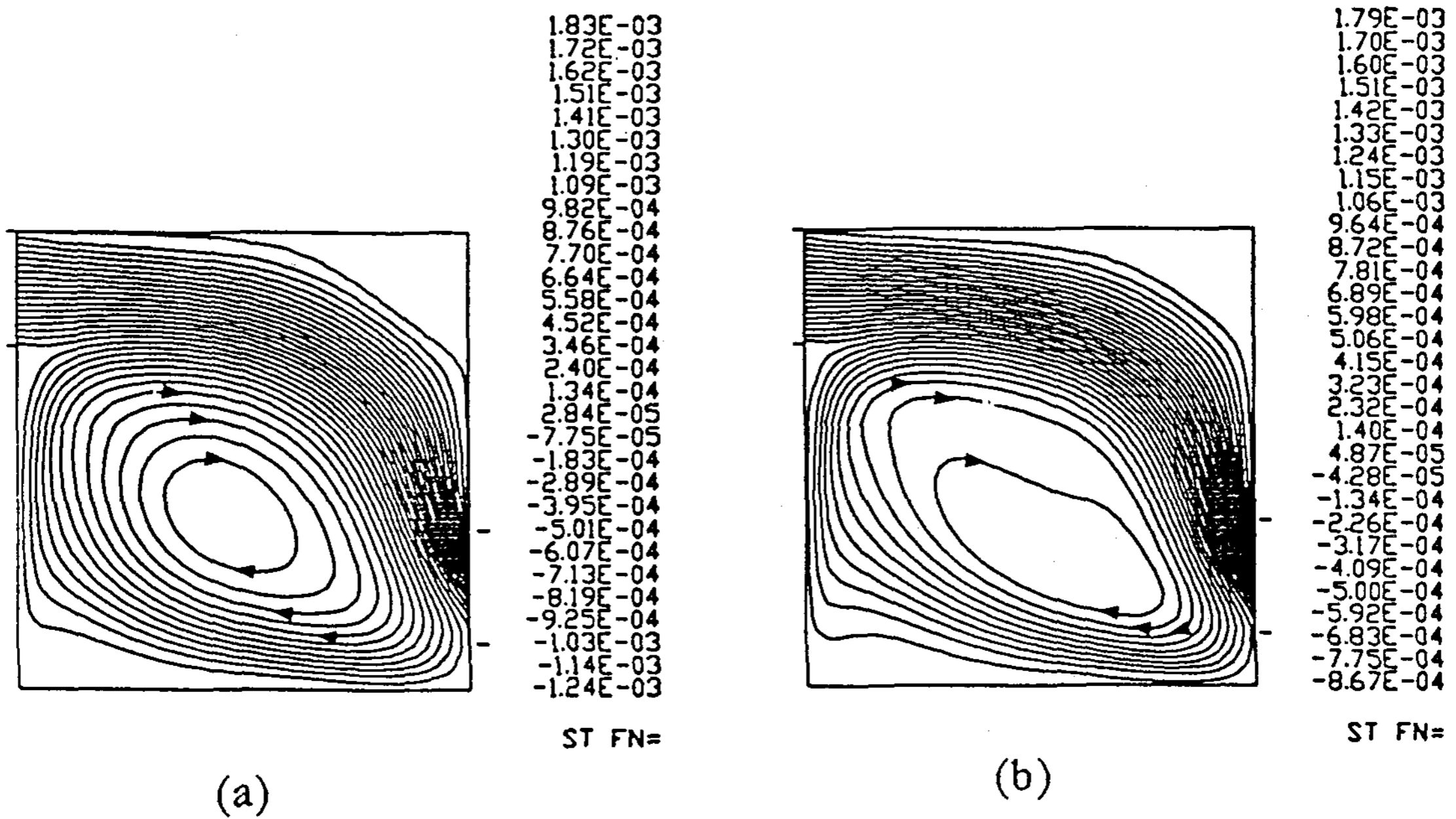


Fig. 4 Visualization of flow characteristics ; stream line fields for reference model
($q_s=200$ [W/m²])
(a) with radiation (b) no radiation

형성된다. 만일 부력이 존재하지 않는다면 2차 세포의 크기는 감소되며 유입구와 유출구 사이의 주유동은 약간 아래로 하강할 것으로 예상된다. Fig. 3(b)에서는 복사가 고려된 경우의 기준모델에 관한 유선분포를 나타내었다. 복사가 고려되었지만 유동의 변화는 복사가 무시된 경우에 비하여 거의 유사하게 나타났다. 따라서 본 연구에서 채택된 기준모델에서는 유선의 분포가 표면복사의 영향을 거의 받지 않음을 알 수 있다.

본 연구에서 채택된 기준모델은 온도장에서는 표면복사의 영향이 나타나지만, 유동장에서는 복사의 영향이 거의 나타나지 않으므로 열원의 열유속 q_s 를 증가시켜서 복사에 의한 유동장 및 온도장의 영향을 살펴보았다. Fig. 4(a)에서는 복사가 고려된 기준모델에서 열원의 열유속 q_s 가 $200[W/m^2]$ 인 경우의 유선분포를 나타내었다. Fig. 4(b)에서는 같은 상황에서 복사가 무시되었을 경우를 나타낸다. 이러한 경우에 해당하는 Grashoff수는 3.7×10^5 이다. 그에 따라서 Richardson 수 Gr/Re^2 는 37이 된다. 각 그림에서 보면, 복사가 고려된 Fig. 4(a)의 2차세포의 중심부는 복사가

무시된 경우인 Fig. 4(b)보다 약간 상승하였음을 알 수 있다. 이것으로 부터 기준모델에서 발열체의 열유속이 $200[W/m^2]$ 로 증가하면 공간내부의 복사강도가 증가하여 작동유체의 부력이 상승되는 현상이 발생됨을 알 수 있다. 이것은 공간내 평균온도가 상승할수록 복사강도가 우세해진다는 Chang⁷⁾의 결론과 일치한다.

3. 출구의 위치에 따른 열전달 특성

Reynolds수가 100이고, Richardson 수 Gr/Re^2 가 1이며 발열체의 발열량 q_s 가 $5[W/m^2]$ 인 복사가 고려된 기준모델에 관하여 출구의 위치가 우측벽의 천정으로부터 하강함에 따른 유동형태 및 온도장의 변화를 Fig. 5(a), Fig. 5(b), Fig. 5(c), 및 Fig. 5(d)에 나타내었다. 그림에서 각 경우는 출구의 위치 d_0/H 가 각각 0.875, 0.75, 0.5 그리고 0.125인 경우이다. 출구의 위치가 아래로 내려갈수록 2차유동영역은 외부로부터 들어오는 주유동에 의해서 아래로 눌리게 된다. 특히 유출구가

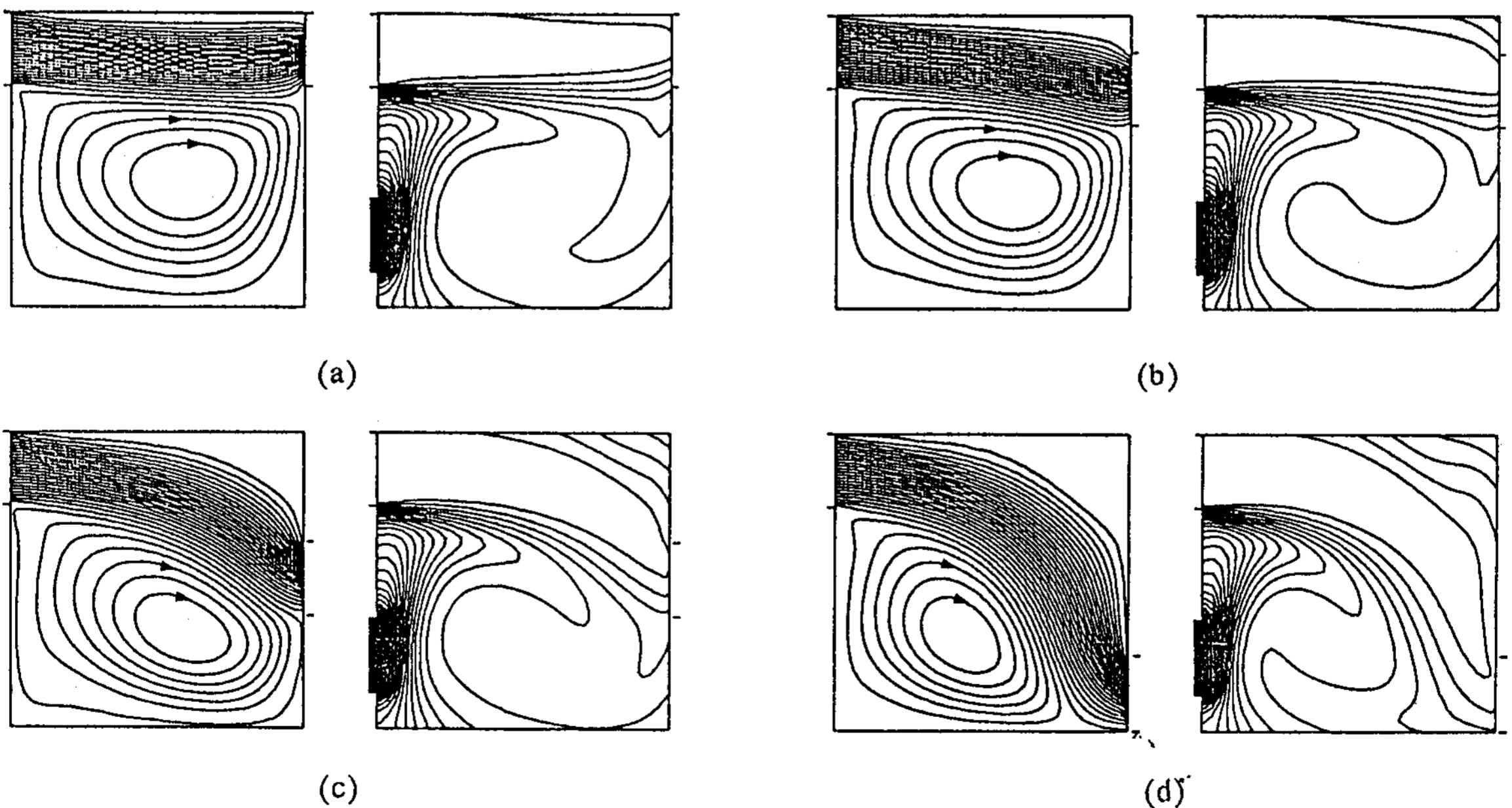


Fig. 5 Computed stream lines and isotherms for various locations of outflow opening at $Re=100$, $Gr/Re^2=1$ with radiation ;

(a) $d_0/H=0.875$ (b) $d_0/H=0.75$ (c) $d_0/H=0.5$ (d) $d_0/H=0.124$

상부에 있을 때 외부로부터 유입하는 주유동에 의해서 아래로 눌러지게 된다. 특히 유출구가 상부에 있을 때 외부로부터 유입하는 주유동은 거의 수평을 이루지만, 출구가 아래로 내려갈수록 부력의 영향으로 주유동의 형태는 직선으로 곡선으로 굽어서 유출구로 나가게 된다. 열적인 거동의 정량적 관찰을 위하여 유출구의 위치에 따른 평균 Nusselt수 분포를 Fig. 6에 나타내었다. 그림에서 횡축을 무차원 출구의 위치 d_0/H 를 나타내었고 종축은 평균 Nusselt수를 나타낸다. 복사가 고려된 상태에서 무차원 출구의 위치 d_0/H 가 0.125일 때 평균 Nusselt수는 5.88이며, 무차원 출구의 위치 d_0/H 가 0.875로 증가하면 평균 Nusselt수는 5.35로 감소한다. 이것은 다음과 같은 이유로 생각할 수 있다. 출구의 위치가 상부에 존재하면, 외부로부터 들어오는 공기는 발열체의 영향을 받는 공기와 열교환을 하기가 어려워진다. 그러나 유출구가 아래로 내려갈수록 평균 Nusselt수가 증가하는 이유는 찬공기의 면적이 증가되어 고온의 공기와 열교환이 원활하기 때문이다. 복사가 무시된 경우의 경향은 복사가 고려된 경우와 정성적으로 거의 같은 양상을 하고 있다. 기준모델을 나타내는 무차원 출구위치 d_0/H 가 0.25인 경우에 평균 Nusselt수는 5.77로써 복사가 무시된 경우의 값인 2.66보다 정량적으로 약 2.3배

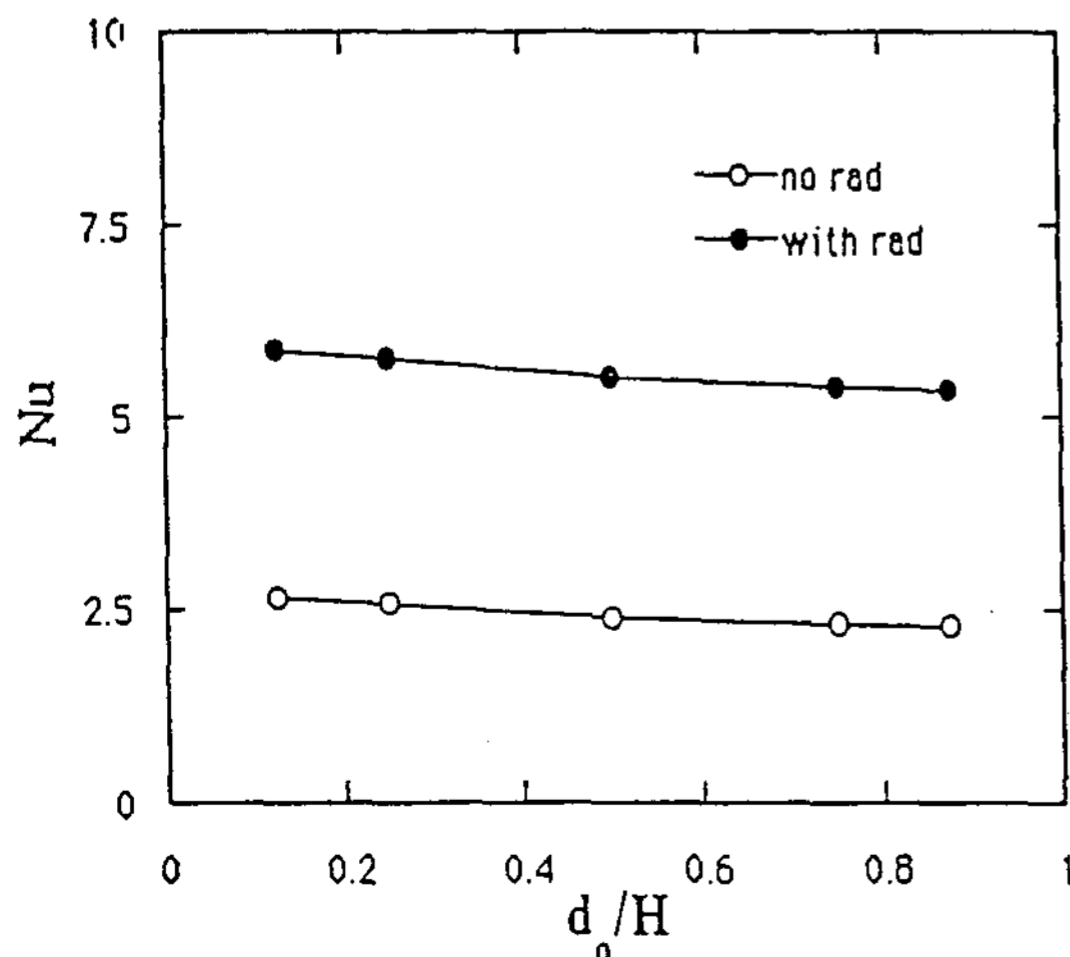


Fig. 6 Distributions of average Nusselt number with dimensionless distance d_0/H at $Re=100$, $Gr/Re^2=1$

정도 크게 나타났다.

4. 발열체의 위치에 따른 열전달 특성

복사가 고려되었을 때, 발열체가 벽면에 설치된 경우와 바닥에 설치된 각각의 경우에 대하여 발열체의 위치에 따른 열전달특성을 고찰하였다.

발열체가 좌측벽면에 설치된 경우를 나타내는 Fig. 7(a), Fig. 7(b), Fig. 7(c), 그리고 Fig. 7(d)는 바닥으로부터의 무차원 d_0/H 가 0.125, 0.25, 0.5, 그리고 0.625인 경우에 해당하는 유동장 및 온도장을 나타낸다. 발열체가 바닥 근처 하부에 존재하면, 공간내 바닥 좌측부근의 등온선은 조밀해지고 발열체 상부에서는 그다지 조밀하지 않다. 이것이 발열체 우측영역에 정체대가 형성되기 때문으로 생각된다. 반면에 발열체가 상부에 존재할수록 유입구와 발열체 사이의 온도구배가 심해지므로 이곳에서 열전달이 활발히 이루어지게 된다. Fig. 8에서는 발열체가 좌측벽면에 설치된 경우에 있어서 바닥으로부터의 높이 d_0/H 에 따른 평균 Nusselt수 분포를 나타낸다. 복사가 고려된 기준모델에서 좌측벽의 바닥면으로부터 발열체의 무차원위치 d_0/H 가 가장 밑부분인 0.125 부분을 벗어나자 평균 Nusselt수가 급격히 증가되고 있다. 이것은 전술한 바와 같이 공간내 좌측하부 모서리에 형성되는 유동의 정체대로 설명이 된다. 무차원 위치 d_0/H 가 0.625인 경우의 평균 Nusselt수는 6.17로서 무차원위치 d_0/H 가 0.125일 때인 5.06보다 1.2배 크다. 이것은 외기의 찬공기가 발열체 상부에 직접 만나기 때문이다. 복사가 고려되지 않은 경우에는 Fig. 8에 나타낸 것과 같이 평균 Nusselt수는 복사가 고려된 경우와 정성적으로 같은 성향을 갖게 된다.

Fig. 9(a), Fig. 9(b), Fig. 9(c), 및 Fig. 9(d)에서는 발열체가 바닥면에 설치된 경우에 있어서 좌측벽면으로부터의 거리가 d_0/W 가 0.125, 0.375, 0.625, 및 0.875인 경우의 유동장과 온도분포를 나타낸다. 또한 Fig. 10에서는 발열체가 바닥면에 설치된 경우에 있어서 좌측벽면으로부터의 거리 d_0/W 에 따른 평균 Nusselt수 분포를 나타낸다. Fig. 10의 복사가 고려된 경우에 있어서 발열체의

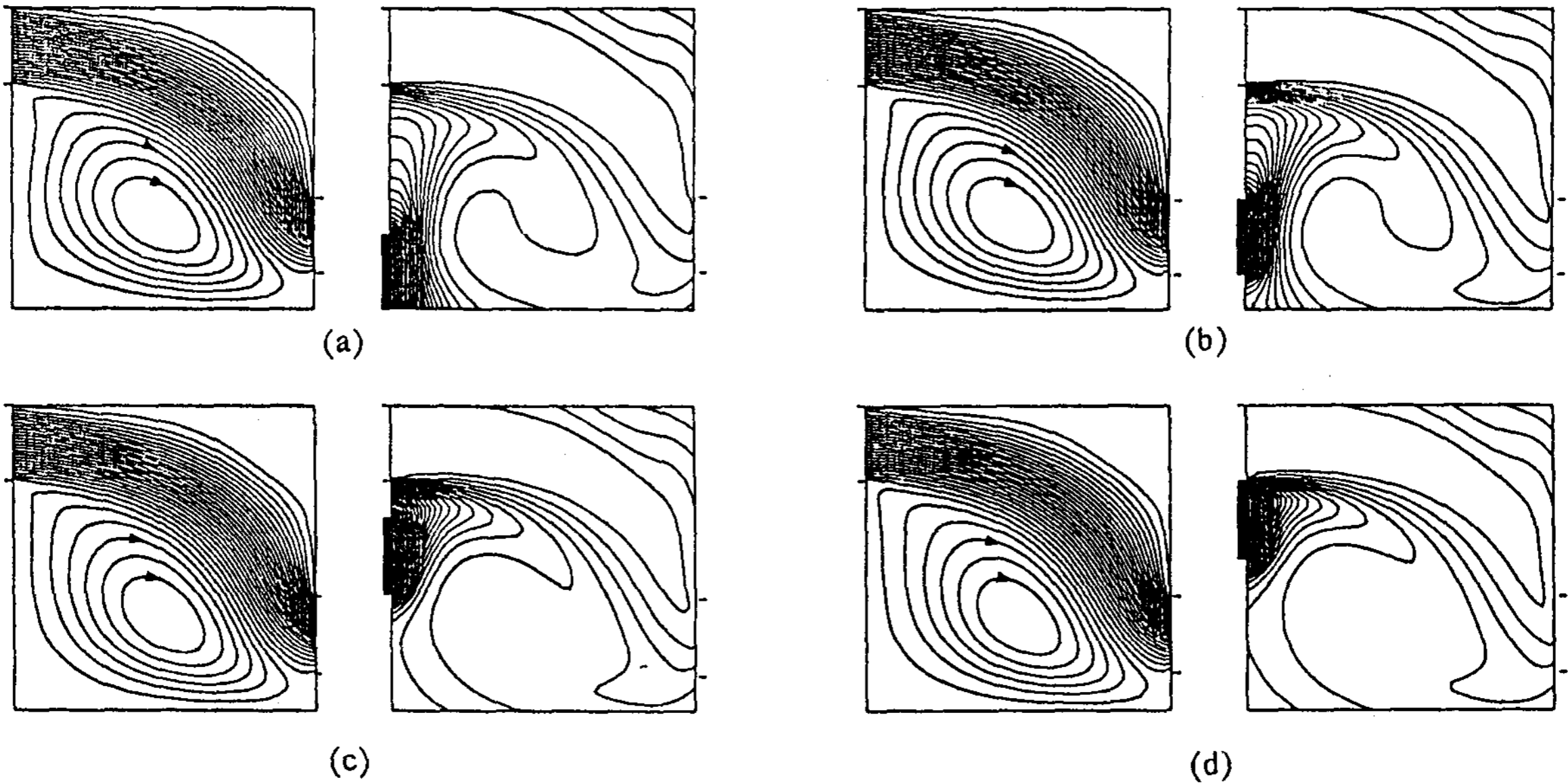


Fig. 7 Computed stream lines and isotherms for various locations of heat source on the left vertical wall at $Re=100$, $Gr/Re^2=1$ with radiation ;
 (a) $d_s/H=0.125$ (b) $d_s/H=0.25$ (c) $d_s/H=0.5$ (d) $d_s/H=0.625$

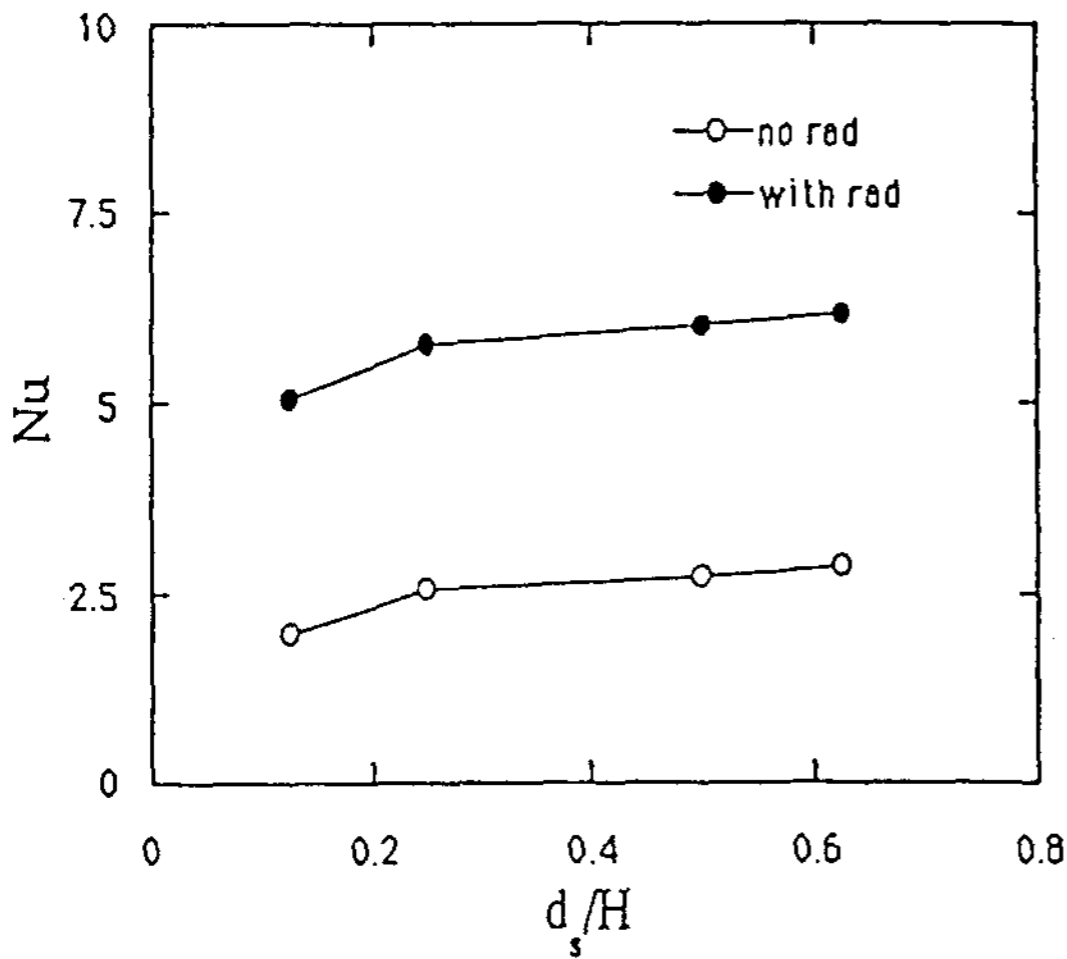


Fig. 8 Distributions of average Nusselt number with dimensionless distance d_s/H at $Re = 100$, $Gr/Re^2 = 1$

위치 d_s/W 가 0.125에서 0.625까지 증가함에 따라 평균 Nusselt수는 5.24에서 7.48로 증가하다가 그 이후부터는 감소하는 경향을 갖는다. 또한 복사가 무시된 경우도 정성적으로는 거의 같은 현상이 나타난다. 이것은 아래와 같이 설명할 수 있다.

Fig. 9(a)에서 보이는 바와 같이, 바닥의 좌측벽 가까이에서 발열체가 존재하면 바닥의 좌측 모서리 부근에 공기의 유동이 정체되어 주유동인 찬공기와는 열전달이 단절된다. 발열체의 위치가 점점 우측으로 이동함에 따라 발열체 부근의 공기는 큰 2차세포유동의 영향력이 큰 외곽지역에 놓이게 됨으로 열을 신속히 방출하게 된다. 그 결과 이러한 지역에서의 평균 Nusselt수는 커지게 되며 d_s/W 가 0.625인 위치에서 평균 Nusselt수는 최대값 7.48을 나타낸다. 이곳은 큰 2차세포유동이 주유동에게 열을 전달시킨 후 다소 냉각되어진 상태에서 처음으로 바닥면과 만나는 지역이기 때문이다. 그리고 이러한 위치가 발열체의 효율적인 냉각을 하기 위한 가장 좋은 위치이다. 발열체의 위치가 우측벽 모서리에 존재할 때에는 오히려 평균 Nusselt수가 감소하는 현상이 발생되는데, 이것은 이곳이 비록 출구밀이기는 하나 좌측하부 모서리에서와 같이 공기가 정체되어지므로 열전달현상이 지연되기 때문이라고 생각된다.

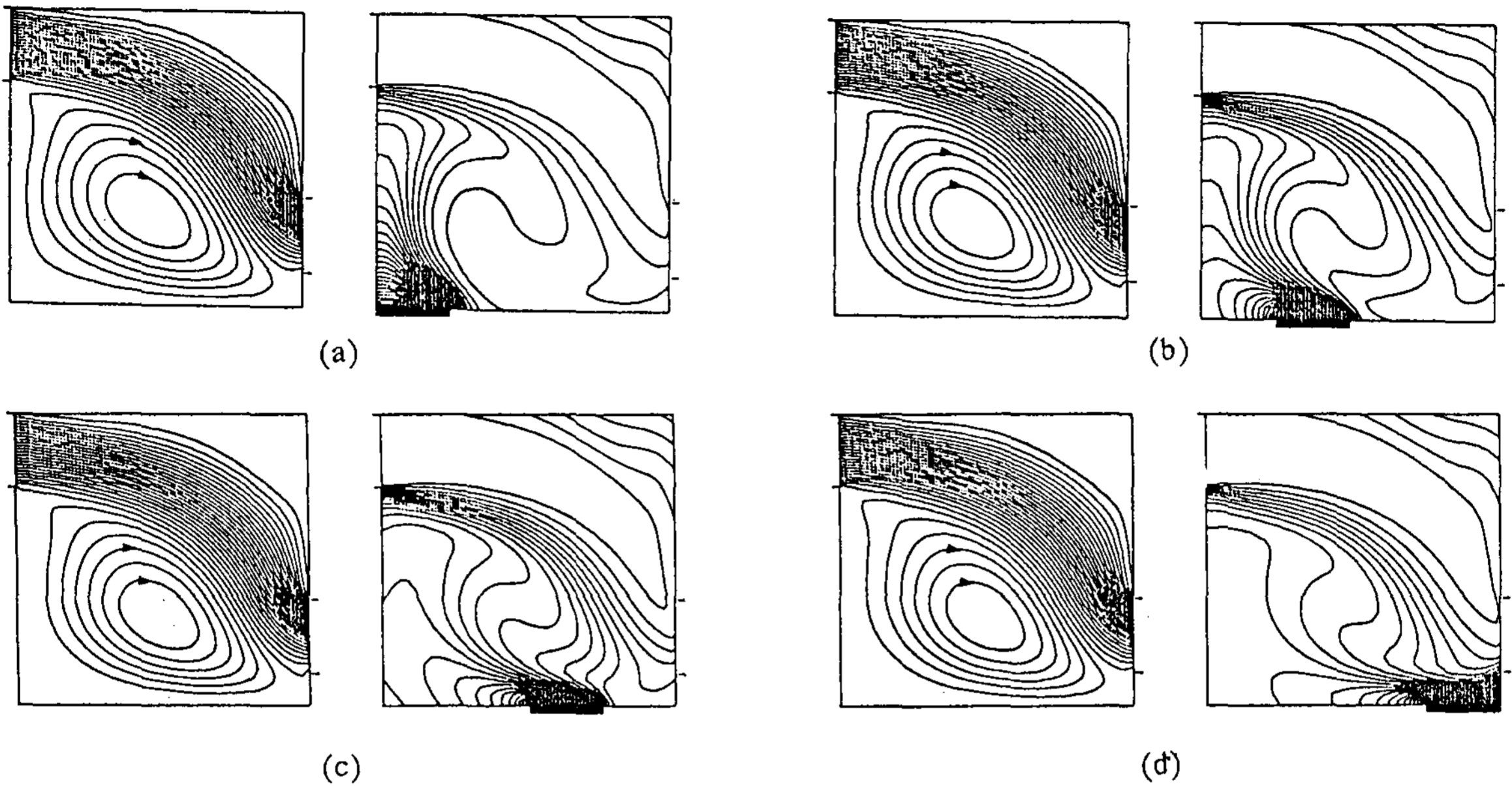


Fig. 9 Computed stream lines and isotherms for various locations of heat source on the bottom surface at $Re=100$, $Gr/Re^2=1$ with radiation :
 (a) $d_s/W=0.125$ (b) $d_s/W=0.375$ (c) $d_s/W=0.625$ (d) $d_s/W=0.875$

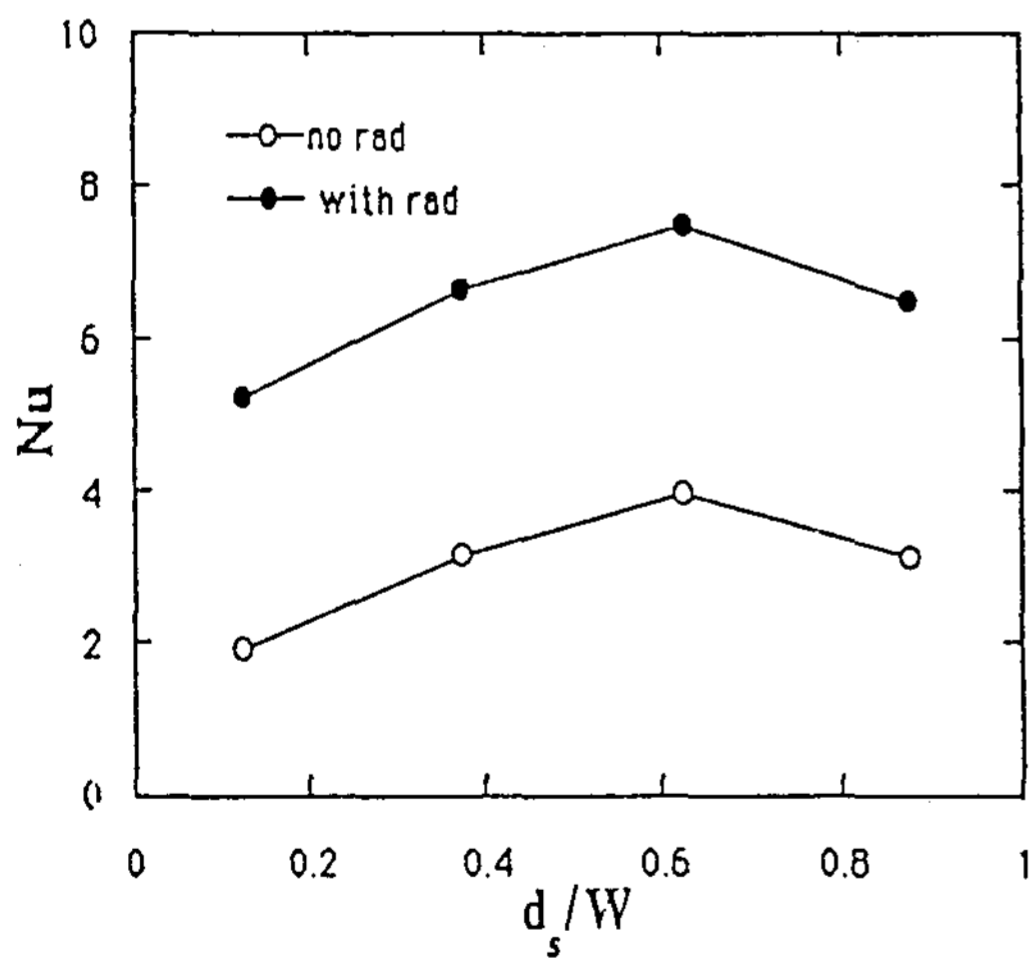


Fig. 10 Distributions of average Nusselt number with dimensionless distance d_s/W at $Re=100$, $Gr/Re^2=1$

5. 방사율의 변화에 따른 열전달 특성

Fig. 11는 기준모델에 관해서 방사율의 변화가 열전달특성에 미치는 영향을 고찰한 것이다. 유입구 및 유출구의 방사율은 흑체인 1로 고정되어

있고 발열체를 포함한 나머지 벽은 방사율이 0.02에서 1까지 변화되고 있다. 벽면의 방사율이 증가될 수록 평균 Nusselt수도 증가한다. 이러한 현상은 다음과 같이 설명된다. 벽면의 방사율이 0에 가까울수록 단열벽면의 미소부분에서 조사량과 출사량이 근사해지므로 복사열 유속은 거의

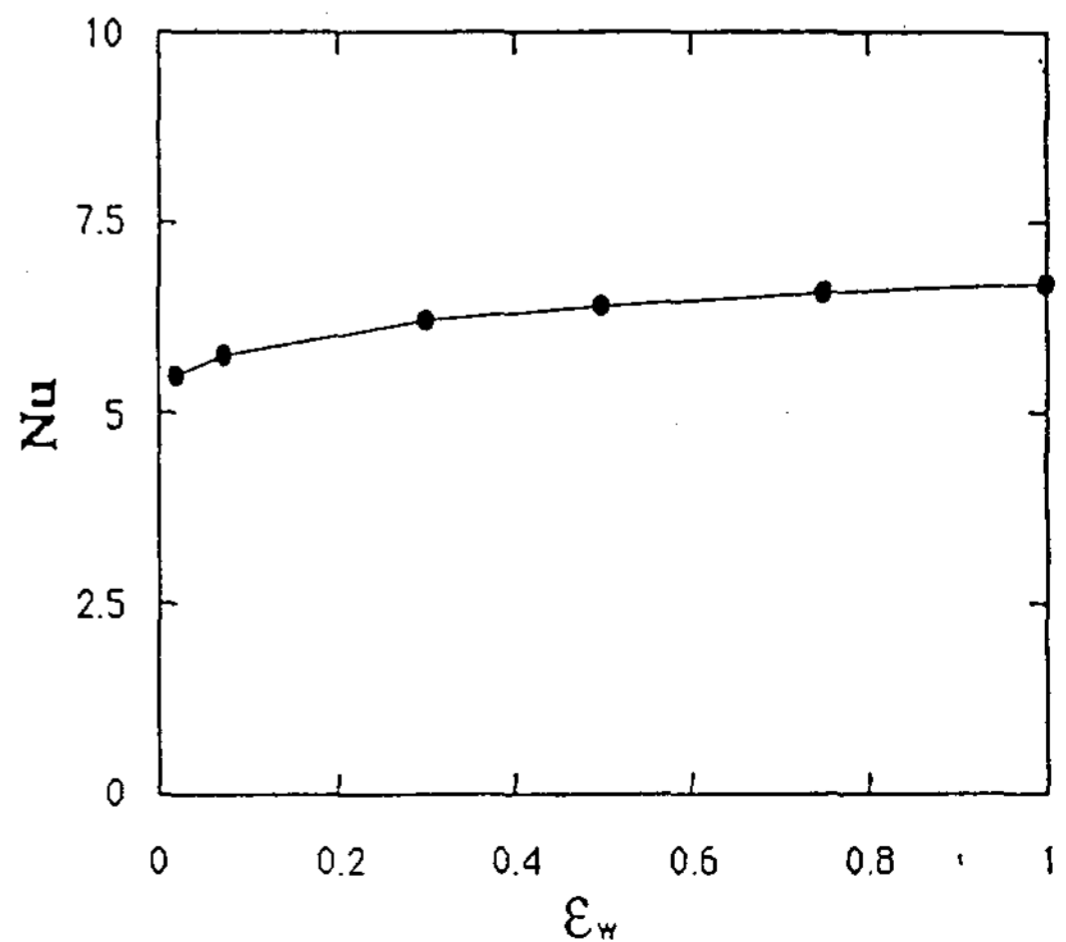


Fig. 11 Distributions of average Nusselt number with wall emissivity ϵ_w at $Re=100$, $Gr/Re^2=1$

사라지게 된다. 그래서 방사율이 0.02인 경우에 가장 작은 평균 Nusselt수가 나타나게 된다. 단 열벽면이 흑체인 경우는 단열벽면의 방사율이 0.02인 경우에 비하여 평균 Nusselt수는 약 1.2배 정도 크게 나타났다.

V. 결 론

본 연구에서 높이 \times 넓이가 $0.1[m] \times 0.1[m]$ 인 정사각형 공간을 전자장비로 모사하여 복사를 고려한 열전달특성을 고찰하였다. 공간내부에는 전자칩을 모사한 발열체가 좌측벽에 부착되어 있고, 좌측상부에 유입구가 존재하며 우측하부에 유출구가 존재한다. 공간내의 Reynolds수는 100 이고, Richardson 수 Gr/Re^2 는 1이며 발열체의 발열량이 $5[W/m^2]$ 일때를 기준모델로 정하였다. 유출구의 위치, 발열체의 위치, 그리고 벽면의 방사율의 변화에 대한 복사가 고려된 열전달 특성을 고찰한 후 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. 기준모델에 관한 온도특성에 복사가 고려되면, 복사가 무시된 경우보다 유입구부근의 찬영역의 면적이 줄어드는 데, 이것은 복사로 인해 상부벽면에서의 복사열유속이 존재하므로 상부벽면에서의 열경계층두께가 확대 되었기 때문이다. 기준모델에서 복사의 영향은 유동특성에 거의 영향을 주지 않는다. 그런데 기준모델에서 발열체의 열유속이 $200[W/m^2]$ 로 증가하면 공간내부의 복사강도가 증가하여 작동유체의 부력을 상승시키는 현상이 발생된다.

2. 복사가 고려된 기준모델에서 유출구의 위치가 상승할수록 평균 Nusselt수는 서서히 감소하는 경향을 갖는다. 이것은 출구의 위치가 상부가 존재하면, 외부로 부터 들어오는 공기는 발열체의 영향을 받는 공기와 열교환을 하기가 어려워지기 때문이다. 유출구가 아래로 내려갈수록 평균 Nusselt수가 증가하는 이유는 찬공기의 면적이 확대되어 고온의 공기와 열교환이 원활해지기 때문이다.

3. 복사가 고려된 기준모델에 있어서 좌측벽의 바닥면에 발열체가 부착되었을 경우에 평균 Nus-

selt수가 가장 작게 나타난다. 이것은 공간내 좌측하부 모서리에 발열체가 존재하면 그부분은 다른 곳에서보다 공기가 정체되어 열전달이 부진하기 때문이다.

4. 복사가 고려된 기준모델에 있어서 바닥면에 발열체가 설치된 경우에 발열체의 중심부의 위치가 좌측벽으로부터 $0.075[m]$ 인 경우의 평균 Nusselt수가 최대치인 7.48로 나타난다. 이것은 이러한 위치가 2차세포유동으로부터 주유동에게 열이 전달된 후 다소 냉각되어진 상태에서 처음으로 바닥면과 만나는 지역이기 때문이다.

5. 기준모델에서 방사율을 0.02에서 1까지 변화시켰을 경우에 평균 Nusselt수 분포에서 단열벽면이 흑체인 경우는 단열벽면방사율이 0.02인 경우에 비하여 평균 Nusselt수는 약 1.2배 정도 크게 나타났다.

참 고 문 헌

- (1) M. L. Chadwick, B. W. Webb and H. S. Heaton, "Natural Convection from Two-Dimensional discrete Heat Source in a Rectangular Enclosure", *Int. J. Heat and Mass Transfer*, Vol.34, No. 7, pp.1679~1693 (1991)
- (2) M. Keyhani, L. Chen, D. R. Pitts, "The Aspect Ration Effect on Natural Convection in an Enclosure With Proturding Heat Sources", *ASME J. Heat Transfer*, Vol.113, pp.883~891(1991)
- (3) E. Papanicolaou, Y. Jaluria, "Mixed convection from an Isolated Heat Source in a Rectangular Enclosure", *Numerical Heat Transfer, Part A*, Vol.18, pp.427~461(1990)
- (4) J. R. Culham, S. LEE, and M. M. Yovanivich, "The Effect of Common Design Parameters on The Thermal Performance of microelectronic Equipment : Part II - Forced Convection", *Heat Transfer in Electronic Equipment ASME 1991, HTD-Vol. 171*, pp.55~62(1991)
- (5) Hiroshi Nakamura and Yutaka Asako, "Combind Free Convection and Radiation Heat Transfer in Rectangular with a Partition Wall", *Scripta Technica. Inc*, pp.60~82(1986)
- (6) E. M. Sparrow and R. D. Cess, "Radiation Heat

- Transfer”, McGrawHill, pp.81~119(1978)
- (7) L. C. Chang and K. T. Yang, “Radiation-Natural Convection Interaction in Two Dimensional Complex Enclosures”, ASME J. Heat Transfer, Vol.105, pp.89~95(1983)
- (8) 임승욱, 이준식, 이택식, “원관내 유동에서의 복사 및 강제대류 열전달에 관한 연구”, 대한기계학회 논문집, 제14권. 제6호, pp.1652~1660 (1990)
- (9) T. F. Smith, C. Beckermann, S. W. Weber, “Combined Conduction, Natural Convection, and Radiation Heat Transfer in a Electronic Chassis”, Transactions of the ASME, Vol. 113, pp. 382~392(1991)
- (10) Siegal And Howell, “Thermal Radiation Heat Transfer”, McGraw Hill, pp.203~206(1981)
- (11) Gerald C. F., “Applied Numerical Analysis”, Addison Wesley, pp.99(1984)

Heat Transfer Characteristics for Inward Melting in a Paraffin-Filled Vertical Cylinder.

Sung Bae Yum · Chang Shik Hong*

Dept of Chemical Technology, College of Industry and Art, Hongik Univ.
Tong Yang Central Laboratories*

Heat transfer characteristics and heat storage rate for vertical cylinder packed with paraffin as a latent heat storage material were theoretically studied. Conduction and convection mechanism were applied to the solid and liquid phase, respectively, and the results were compared with that of pure conduction model. The effects of heating temperature, initial solid temperature and aspect ratio on rate of storage were also studied.

In the initial stage of melting, the natural convection is nearly restricted by the friction at the wall and the phase boundary. But it is generated when about 40% of solid melts and again it shrinks by the hot liquid situated on the upper part of the cylinder. So overall melting rate is higher than that for pure conduction model.

The increase in heating temperature and aspect ratio activates the natural convection, so melting rate becomes higher. And the larger the aspect ratio, the greater the difference between upper and lower size of the solid. In the initial stage of melting, the initial temperature of solid paraffin has great effect on the melting rate, but as melting proceeds its effect lessens gradually.

A Study on the Surface-Radiation Heat Transfer Characteristics in an Open Cavity with a Heat Source

Pyoung-Woo Nam · Myoung-Sig Park* · Chan-Woo Park*

Hanyang University

**Graduate School, Hanyang University*

The interaction between the surface radiation and the mixed convection transport from an isolated thermal source, with a uniform surface heat flux input and located in a rectangular enclosure, is studied numerically. The enclosure simulates a practical system such as an air cooled electric device, where an air-stream flows through the openings on the two vertical walls. The heat source represents an electric component located in such an enclosure. The size of this cavity is $0.1[m] \times 0.1[m]$. The inlet velocity is assumed as $0.07[m/s]$ and the inlet temperature is maintained as $27^\circ C$. The inflow is kept at a fixed position. Laminar, two dimensional flow is assumed, and the problem lies in the mixed convection regime, governed by buoyancy force and surface radiation. The significant variables include the location of the out-flow opening, of the heat source and the wall emissivity. The basic nature of the resulting interaction between the externally induced air stream and the buoyancy-driven flow generated by the source is

investigated. As a result, the best location of the heat source to make the active heat transfer is 0.075[m] from the left wall on the floor. The trends observed are also discussed in terms of heat removal from practical systems such as electric circuitry.

The R&D of hot water production by the combination of solar thermal and a large-sized flower cooling system(I)

Jung, Hyun Chai · Kim, Ki Sun · Sun, Kyung Ho

Kyung Hee Univ. Institute of Solar Energy

Solar assisted heat pump with freon circulating system has been developed. Revising the cool chamber (flower storage) with the solar thermal hot water producing system, the more amount of hot water can be produced, which can be even used for room panel heating. The compressor was cooled by water jacket instead of air cooled so that the system energy efficiency was improved quite well.

Misgurnus anguillicaudatus(CANTOR) Breeding in Winter Season by Solar Thermal Heating(II)

Hyun-Chai Jung* · Kyung-Ho Sun* · Yong-Sun Paek**

**Kyung Hee Univ. Institute of Solar Energy*

***Teacher, High school of Kwang Dong, Kyung-Gi Do*

The optimum water temperature was maintained for *Misgurnus anguillicaudatus*(CANTOR) in winter season by solar thermal heating. The optimum temperature ranges for the *Misgurnus anguillicaudatus*(CANTOR) were experimentally estimated, i. e. for the body length 7~9cm and body weight 4~6g, the optimum temperature range was 21~23°C.

For the body length 9~11cm and body weight 6~8g, it was 23~25°C, And for the body length 11~13cm and body weight 8~10g, it was 25~27°C. The *Misgurnus anguillicaudatus*(CANTOR) with the body weight 5~10g and body length 8~15cm grew relatively fast but the bigger ones with body weight above 15g, grew relatively slow and total average weight increment was about 50~80g per month.

An experimental study on solidification of binary mix-ture

Han-Sung Cho* · Hie-Tak Choi* · Jai-Suk Yoo**

**Graduate School, Ajou University*

***Department of Mechanical Engineering, Ajou University*