

<論 文>

단형 수직환형 다공성 물질에 있어서의
자연 대류에 대한 수치해석

윤 종 혁* · 김 종 보**

(1989년 3월 2일 접수)

Numerical Study of Natural Convection in Porous Media Bounded
by Short Vertical Annulus

Jong Hyuk Yoon and Chong Bo Kim

Key Words : Porous Media(다공성 물질), Vertical Annulus(수직 환형) Multicellular Flow(다세포 유동), Aspect Ratio(종횡비) Radius Ratio(반경비)

Abstract

Natural convection heat transfer has been investigated numerically in the vertical annulus filled with saturated porous material for the aspect ratio less than unity. The inner wall of the annulus is exposed to constant heat flux condition and the outer wall is cooled to keep isothermal condition. The upper and the lower horizontal wall are assumed to be insulated. Under conditions ranging $50 \leq Ra \leq 10000$, $1 \leq RD \leq 12$, the characteristics of flow and heat transfer have been investigated. The results show that average Nusselt numbers increase when the radius ratio increases and the multicellular flows are not detected under the present conditions. Isothermal lines are plotted within the porous media. Temperatures of the inner wall with constant heat flux conditions and the local heat flux rate of the cooled outer wall with constant temperature are also obtained.

기 호 설 명

- A : 종횡비, H/D
- D : 수직 환형 다공성 물질의 내 외벽의 간격, $r_o - r_i$
- d : 평균 입자 직경, m
- g : 중력 가속도, m/s^2
- h : 열전달 계수, $w/m^2 - K$
- \bar{h} : 평균 열전달 계수, $w/m^2 - K$
- K : 다공성 물질의 침투율, m^2
- k_m : 유체로 충전된 다공성 물질의 열전도 계수,

$w/m - K$

- H : 수직 환형 다공성 물질의 높이, m
- \overline{Nu} : 평균 Nusselt 수, $\bar{h}D/k_m$
- p : 압력, p_a
- q : 내벽의 열유속, w/m^2
- q_H : 외벽의 열유속, w/m^2
- Ra : Rayleigh 수, $(\rho g \beta K q D^2) / (\mu a k_m)$
- T : 온도, K
- T_o : 외벽의 온도, K
- T_{mean} : 평균 온도, K
- u : 반경 방향의 유체 속도, $-\frac{a}{D} \frac{1}{(\gamma R + 1)} \frac{\partial \psi}{\partial Z}$
- v : 종축 방향의 유체 속도, $\frac{aH}{D^2} \frac{1}{(\gamma R + 1)} \frac{\partial \psi}{\partial R}$

* 인하대학교 대학원
** 정회원, 인하대학교 공과대학 기계공학과

- \bar{v} : 속도 벡터
 r, z : 원통 좌표, m
 RD : 반경비, r_o/r_i
 R : 반경 방향의 무차원화한 거리, $(r_o - r_i)/D$
 Z : 종축 방향의 무차원화한 거리, z/H
 α : 다공성 물질의 열확산 계수, $k_m/\rho c$
 β : 유체의 열팽창 계수, $^{\circ}K^{-1}$
 γ : 반경비 계수, $D/r = RD - 1$
 ϵ : 공극률
 ϵ : 수렴 조건
 θ : 무차원화한 온도, $(T - T_o)/(qD/k_m)$
 μ : 유체의 점성계수, $kg/m-s$
 ν : 유체의 동 점성 계수, m^2/s
 ρ : 유체의 밀도, kg/m^3
 ψ' : 유동 함수
 ψ : 무차원화한 유동 함수, $(D/\alpha r_i H)\psi'$

하첨자

- i : 내벽
 o : 외벽
 f : 유체
 r : 참고상태(reference condition)
 s : 다공성 물질

1. 서 론

다공성 물질은 단열 시스템, 다공 열 파이프, 연소 및 화학반응 유동층 장치 등에 광범위하게 쓰인다. 실제 공학 응용 분야에서 유체로 충전된 다공성 물질내의 유체 현상은 온도차로 인하여 발생하는 밀도변화에 의한 자연대류 열전달이 기본적인 현상이며 다양한 경계조건과 유체의 밀도차이의 정도에 따라 다양한 대류 현상을 일으킨다. 따라서 다공성 물질 내에서의 자연대류에 대한 기본적인 연구가 진행되어 왔으며 특히 최근에는 경사진사각형^(1~3)과 환형수직 원통형^(4~8)에 대해 연구되고 있다. 핵 폐기물 저장 시스템, 다공 열 파이프 등 다공성 물질을 용기나 파이프 재질로 사용했을 때 발생하는 자연대류 현상은 환형 원통형으로 모델링하여 해석함이 필요하며 환형수직 원통형에 대한 연구도 그 노력의 일환이다. 지금까지 환형수직 원통형에 대한 연구를 고찰하면 내벽과 외벽이 각각 고온과 저온으로 등온 유지되며, 상하 수평벽이 단열된 밀폐공간의 경우에 Havstad와 Burns⁽⁴⁾는 유

한차분법, 섭동기법(perturbation technique)과 근사 해석법의 세가지 방법으로 낮은 Rayleigh수에 대해 중횡비가 1보다 클 때 반경비를 1에서 10까지 변화하며 분석하였고 Prasad와 Kulacki^(5,6)는 같은 경계 조건에서 중횡비가 1보다 큰 경우와 1보다 작은 경우 Rayleigh수와 반경비를 변화하여 수치적 실험적으로 해석한 결과 중횡비가 1보다 작은 경우 다세포 유동이 존재함을 관찰하였다. 또한 내벽이 일정한 열유속으로 가열되고 외벽은 등온으로 유지되고 단열된 상하 수평 벽을 경계조건으로 가질 때에는 Prasad와 Kulacki⁽⁷⁾가 중횡비가 1보다 클 때 실험적 해석하였으며 Cha와 Kim⁽⁸⁾은 수치적으로 해석하였다. 그러나 같은 경계조건으로 중횡비가 1보다 작을 때의 수치적 해석과 다세포 유동에 대한 연구는 아직 보고되지 않았다. 위의 모든 수치적 연구들은 유체로 충전된 다공성 물질내의 유동현상이 점성력보다 관성력이 매우 작아서 낮은 Reynolds수를 가질 때에 적용되는 Darcy의 법칙⁽⁹⁾을 이용하여 해석하였다.

본 연구는 중횡비가 1보다 크고 내부 벽면에 일정한 열유속을 가지고 외부벽은 등온으로 유지되며 나머지 벽은 단열된 수직환형 원통형에 대한 연구를 바탕으로 같은 경계조건으로 중횡비를 1이하로 감소할 때에 Darcy의 법칙을 기초로 유한차분법을 사용, 수치적으로 해석하여 다세포 유동의 존재 여부와 온도 분포 및 열전달율을 계산하였다.

본 연구에서 사용한 Rayleigh수는 Prasad와 Kulacki⁽⁶⁾에서 사용된 최대 Rayleigh 수 까지 변화시켰으며 Prasad, Kulacki와 Kulkarni⁽⁷⁾는 실험적 결과와 Darcy의 법칙을 적용한 수치적 계산의 결과를 비교하여 수치적 계산에 사용한 최대 Rayleigh수 (즉 $Ra=10000$)에서 Darcy의 법칙이 타당함을 밝혔다.

2. 수학적 모델링

2.1 지배 방정식과 경계조건

본 연구에 사용한 밀폐공간의 기하학적 도형은 Fig. 1에 나타내었다. 내벽은 일정 열유속, 외벽은 등온 유지되고 상하벽 모두 절연되었다. 다음과 같은 가정을 도입하여 연속방정식, 운동량방정식(Darcy법칙), 에너지 방정식을 단순화 하였다.

· Boussinesq 가정

· 내부 유체의 흐름이 Darcy의 법칙이 적용된 2차

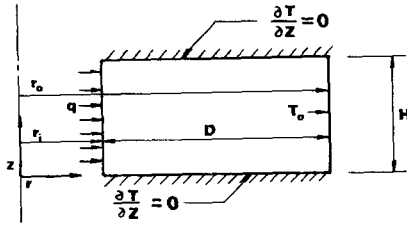


Fig. 1 Vertical shallow annulus. Coordinate system and thermal boundary condition

원 정상상태

- 다공성 물질은 등방성이고 점성소산, 압축성 효과, 복사 열전달은 무시.

$$\frac{\partial(ru)}{\partial r} + \frac{\partial(rv)}{\partial z} = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial P}{\partial r} + \frac{\mu}{K}u = 0 \quad (2)$$

$$\frac{\partial P}{\partial r} + \frac{\mu}{K}v + \rho_r g \beta (T_r - T) = 0 \quad (3)$$

$$u \frac{\partial T}{\partial r} + v \frac{\partial T}{\partial z} = \alpha \left[\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right] \quad (4)$$

경계조건은 다음과 같이 정리된다.

$$r = r_i \text{에서 } q = -k_m \frac{\partial T}{\partial r} \Big|_{r=r_i}, \quad u = 0$$

$$r = r_o \text{에서 } T = T_o, \quad u = 0$$

$$z = 0, H \text{에서 } \frac{\partial T}{\partial z} = 0, \quad v = 0 \quad (5)$$

Darcy의 법칙은 다음과 같은 영역에서 적용된다. Bear⁽¹⁰⁾는 다공성 물질의 평균 입자직경 d 를 이용한 Reynolds수를

$$Re = Vd/\nu \quad (6)$$

라 정의했을 때 Re 가 10보다 작은 영역에서 Darcy의 법칙이 적용됨을 밝혔다.

2.2 침투율과 열전도율

침투율 K 는 유체가 다공성 물질에 침투하는 정도를 나타내며 유체의 특성과는 무관하고 다공성 물질의 구조에 의해서만 결정된다. 다공성 물질의 구조를 동일한 길이의 모세관의 집합체로 모델링한 Kozeny-Carman⁽¹⁰⁾의 식에 의하면 침투율, K 는

$$K = \frac{d^2}{180} \frac{\epsilon^3}{(1-\epsilon^2)} \quad (7)$$

로 계산된다. 여기서 ϵ 은 공극율이다. 유체로 충전된 다공성 물질의 열전도율, k_m 은 Katto와 Masuoka⁽¹¹⁾의 보정식을 사용한다.

$$k_m = \epsilon k_f + (1-\epsilon)k_s \quad (8)$$

여기서 k_f 는 유체, k_s 는 다공성 물질의 열전도율이다.

2.3 무차원화 방정식

지배방정식을 무차원 방정식으로 표현하기 위하여 다음과 같은 무차원 변수 및 무차원 수를 정의한다.

$$Z = \frac{z}{H}, \quad R = \frac{r - r_i}{D}$$

$$Ra = \frac{\rho g \beta K q D^2}{\mu \alpha k_m}, \quad \theta = (T - T_o) / \left(\frac{qD}{k_m} \right) \quad (9)$$

$$A = \frac{H}{D}, \quad RD = \frac{r_o}{r_i}, \quad \gamma = RD - 1$$

또한 속도 U 와 V 를 유동함수 ψ' 로 정의하면

$$u = -\frac{\partial \psi'}{\partial z}, \quad v = \frac{1}{r} \frac{\partial \psi'}{\partial r} \quad (10)$$

이고 ψ' 는 다음식으로 무차원화 하였다.

$$\Psi = \frac{D}{Har_i} \psi' \quad (11)$$

식 (2)와 (3)을 유동 함수-와도 방법을 적용하여 하나의 식으로 만들어 무차원수 및 무차원 변수로 무차원화 하면 다음의 식이 된다.

(1) 운동량 방정식

$$\frac{\partial}{\partial Z} \left[\frac{1}{\gamma R + 1} \cdot \frac{\partial \Psi}{\partial Z} \right] + A^2 \frac{\partial}{\partial R} \left[\frac{1}{\gamma R + 1} \cdot \frac{\partial \Psi}{\partial R} \right]$$

$$= Ra \cdot A \cdot \frac{\partial \theta}{\partial R} \quad (12)$$

(2) 에너지 방정식

$$\frac{\partial}{\partial Z} \left(\theta \cdot \frac{\partial \Psi}{\partial R} \right) - \frac{\partial}{\partial R} \left(\theta \cdot \frac{\partial \Psi}{\partial Z} \right)$$

$$= \frac{\partial}{\partial R} \left[(\gamma R + 1) \cdot \frac{\partial \theta}{\partial R} \right]$$

$$+ \frac{1}{A^2} \frac{\partial}{\partial Z} \left[(\gamma R + 1) \cdot \frac{\partial \theta}{\partial Z} \right] \quad (13)$$

(3) 경계조건

$$R = 0 \text{에서 } \frac{\partial \theta}{\partial R} = -1, \quad \Psi = 0$$

$$R = 1 \text{에서 } \theta = 0, \quad \Psi = 0$$

$$Z = 0, 1 \text{에서 } \frac{\partial \theta}{\partial Z} = 0, \quad \Psi = 0 \quad (14)$$

2.4 열전달 및 냉각벽면의 국부 열유속의 계산

계의 평균 Nusselt수는 다음과 같이 정의하였다.

$$Nu = \frac{\bar{h} \cdot D}{k_m} = \left(\frac{q}{\Delta \bar{T} \cdot D} \right) / k_m \quad (15)$$

여기서 $\Delta \bar{T} = (T_{mean} - T_o)$ 이다. 무차원 변수의 정

이로부터 식 (15)는 다음과 같이 정의된다.

$$\overline{Nu} = \frac{1}{\bar{\theta}_i} \quad (16)$$

여기서 $\bar{\theta}_i$ 는 내부벽면의 평균온도가 된다. 또한 냉각벽의 국부열유속은 다음과 같이 계산된다.

$$q_H = -k_m \left. \frac{\partial T}{\partial r} \right|_{r=r_0} \quad (17)$$

식 (17)을 무차원화 하면

$$q_H/q = - \left. \frac{\partial \theta}{\partial R} \right|_{R=1} \quad (18)$$

가 된다.

3. 수치 해석

지배방정식을 유한 차분식으로 변경 시키기 위하여 검사체적(control volume)내에서 적분하여 정리하였다.

이 유한 차분화 과정에서 Gosman⁽¹²⁾등 이 개발한 Upwind Scheme을 사용하였다. 이 scheme은 false diffusion이 생기는 단점이 있으나 Prasad와 Kulacki⁽¹³⁾는 다공성 물질의 밀폐공간에서 Darcy의 법칙이 적용되는 유동에 대해선 false diffusion이 true diffusion보다 매우 작은 차수를 갖는다고 논하였다. 또한 유한차분식의 수치계산에는 point iteration method를 사용했으며 온도장에서 over-relaxation factor와 유동함수항에서 under-relaxation factor는 수렴속도에 영향을 주기 때문에 낮은 Rayleigh수에서 Ψ 에 대하여 0.8~1.0값을 θ 에 대하여 1.5~1.9값을 사용 하였고 높은 Rayleigh수에는 Ψ 에 0.6~1.7 θ 에 1.0~1.2를 사용하여 좋은 결과를 얻을 수 있었다. Point iteration에 사용된 수렴조건은 다음과 같다.

$$\left(1 - \frac{B^{n-1}}{B^n}\right)_{max} \leq \epsilon \quad (19)$$

여기서 B 는 온도 및 유동함수이며 ϵ 는 두 경우 모두 5×10^{-4} 의 값을 사용하였다. 격자배열은 온도변화가 급격히 일어나는 벽부분에 조밀하게 배열하였고 종횡비에 따라 $31 \times 31 \sim 51 \times 21$ 까지 변화시켰다.

4. 결과 및 고찰

4.1 등온선과 유선

Fig. 2~Fig. 4는 $Ra=1000$, $RD=2$ 로 고정하고 종횡비를 0.2까지 감소시킨 결과이다. 종횡비가 1보다 적은 경우에 두 수직벽이 각각 고온과 저온으

로 유지되며 양 수평벽이 단열된 수직환형 원통형에 나타났던 미약한 다세포 유동(multicellular flow)이 나타나지 않았다. 또한 유선은 종횡비 감소에 따라 점차 수평벽면에 평행해진다. 등온선은 종횡비 감소에 따라 수직벽에 평행해져 종횡비가 클 때보다 전도에 의한 열전달이 확대됨을 알수있다.

Fig. 7은 $Ra=1000$, $RD=2$ 로 고정시킨 경우에 수직면의 중심부분인 $R=0.5$ 에서의 Z방향의 온도 분포를 나타낸 것으로 종횡비 감소에 따라 중심부의 기울기가 더 적어지며 점차 선형적 분포를 이루어 전도에 의한 열전달이 확대되는 사실을 보여주고 있다.

Fig. 2와 Fig. 5는 $A=0.5$, $RD=2$ 인 경우에 대하여, Rayleigh수의 변화에 따른 등온선과 유선의 분포를 나타낸 것이다. 등온선은 Rayleigh수가 커짐에 따라 대류현상의 증대로 중앙부에서는 수평적 분포를 이룬다. 또한 유선은 Rayleigh수 증대로 냉각벽 상층으로 이동하며 이곳의 유선이 더욱 조밀하게 나타나 속도구배가 증가하여 냉각벽 하단보다 냉각벽 상단의 열전달이 더 활발함을 알수있다.

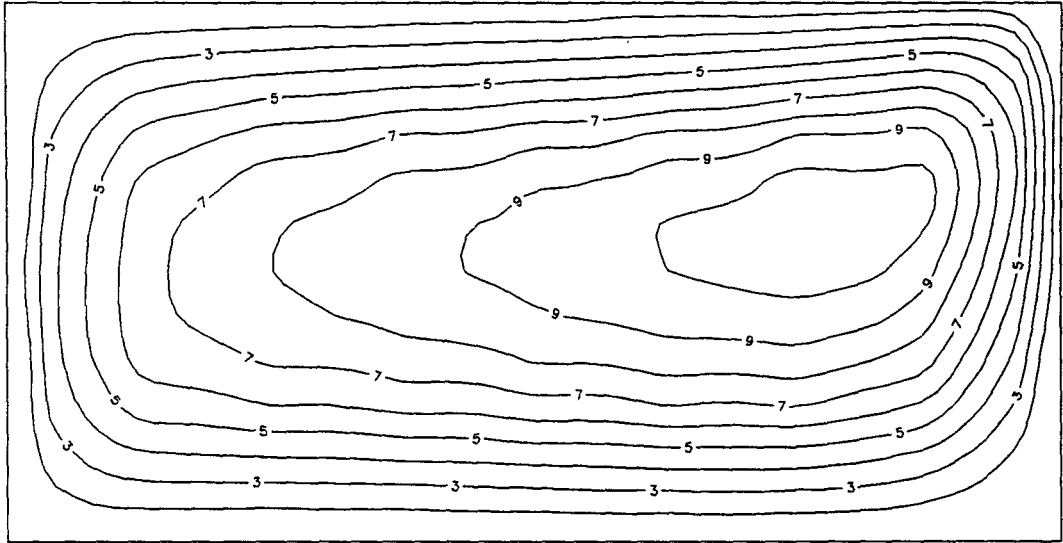
Fig. 2와 Fig. 6은 $A=0.5$, $Ra=10000$ 으로 고정시키고 반경비를 2에서 8로 변화시킨 경우로 반경비 증가에 따라 가열벽으로 등온선이 이동하여 Rayleigh 수의 변화에 따른 등온선의 변화와 다른 양상을 보여주며 이것은 반경비 증가가 가열벽의 온도 경계층 밖의 온도를 감소 시킴에 따른 결과이다.

4.2 내부 벽면의 온도 분포

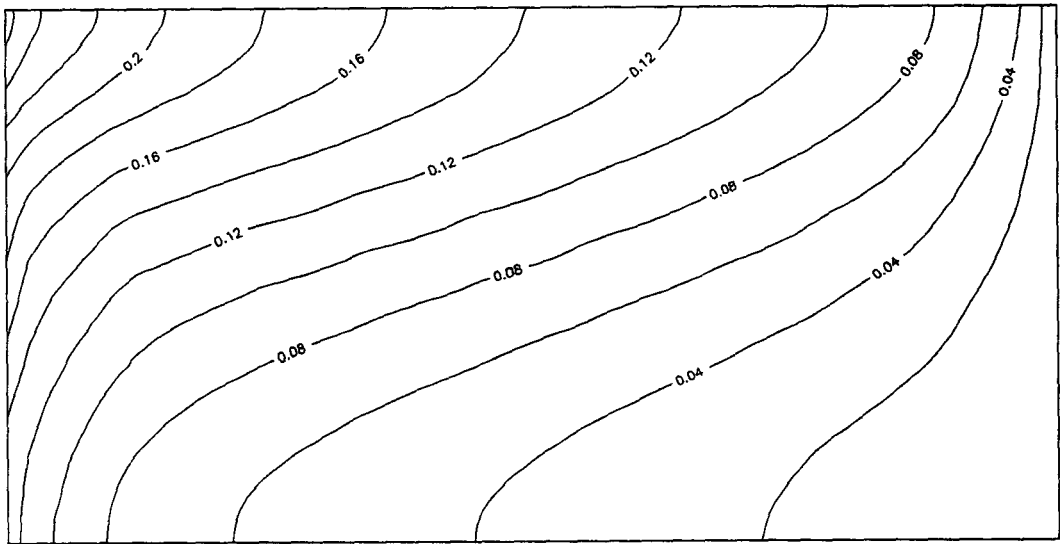
Fig. 8과 Fig. 9는 가열벽면의 높이에 따른 온도 분포를 나타낸 것이다. Fig. 8은 $A=0.5$, $RD=2$ 일 때 Rayleigh 수에 따른 내부벽면의 온도 분포를 보여주며 Rayleigh 수가 증가함에 따라 내부벽면의 온도분포는 감소함을 보여준다. 이는 활발한 대류현상에 기인한 것으로 판단된다. 또한 Rayleigh 수의 증가는 가열벽 상단의 기울기 변화를 심하게 일으키는데 이것은 유선이 냉각벽 상단으로 이동함에 따른 상단 모서리 부분의 유동이 정지되어진 효과로 사료 되어진다.

Fig. 9는 종횡비를 0.2로 감소시킨 경우이다. 종횡비를 감소 했을때도 Rayleigh수에 증가에 따른 가열벽의 온도는 항상 감소하며 상층 모서리 부분의 변화는 적어지는데 이것은 종횡비 감소에 따른 유체 유동의 감소에 따른 것으로 생각된다.

Fig. 10은 $A=0.5$, $Ra=500$ 으로 고정 시켰을 때



(a) Streamlines, Ψ



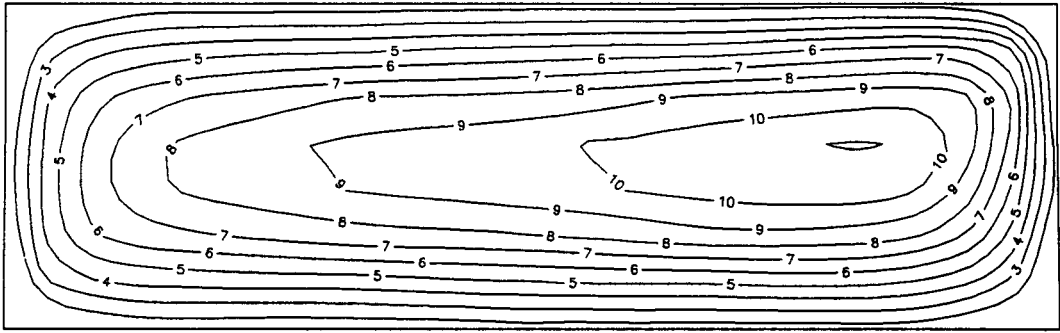
(b) Isotherms, θ

Fig. 2 Streamlines and isotherms for $A=0.5$
 $RD=2$ and Ra 1000

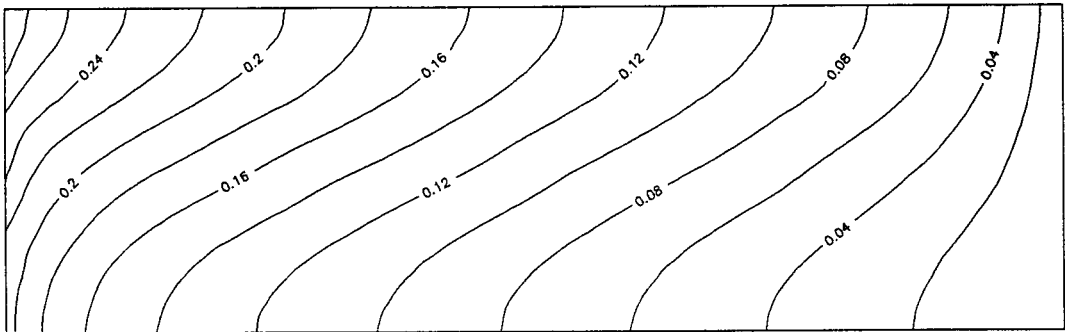
반경비에 따른 내부벽면의 온도분포를 나타내고 있다. 반경비가 커짐에 따라 가열벽의 온도가 감소하는데 이것은 고정된 내외벽 간격에서의 반경비 증가는 곧 외벽과 내벽의 면적의 비가 증가한 것으로 열전달율의 증가로 나타내기 때문이다.

4.3 냉각 벽면의 국부 열유속

Fig. 11과 Fig. 12는 냉각벽면의 국부 열유속을 나타낸 것으로 Fig. 11은 $A=0.5$ 이고 $RD=2$ 로 고정시에 Rayleigh수 증가에 따라 냉각벽 상단으로

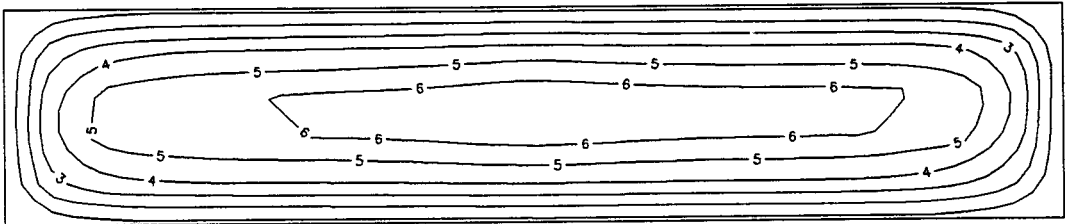


(a) Streamlines, ψ

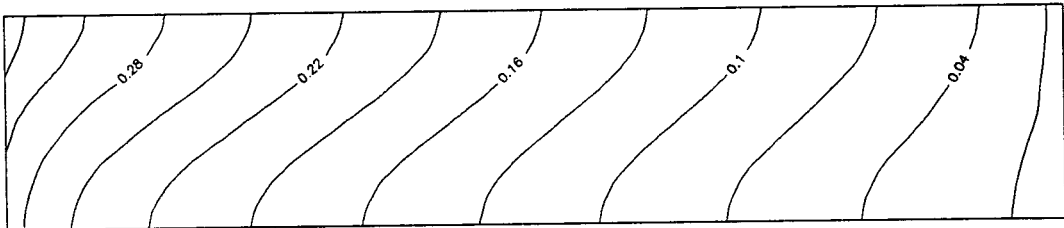


(b) Isotherms, θ

Fig. 3 Streamlines and isotherms for $A=0.3$,
 $RD=2$ and $Ra=1000$

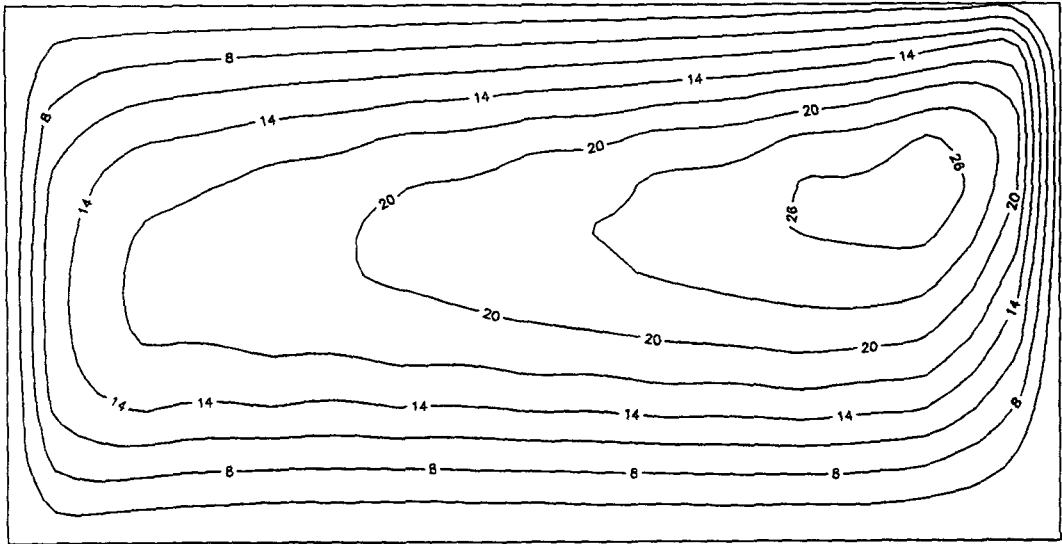


(a) Streamlines, ψ

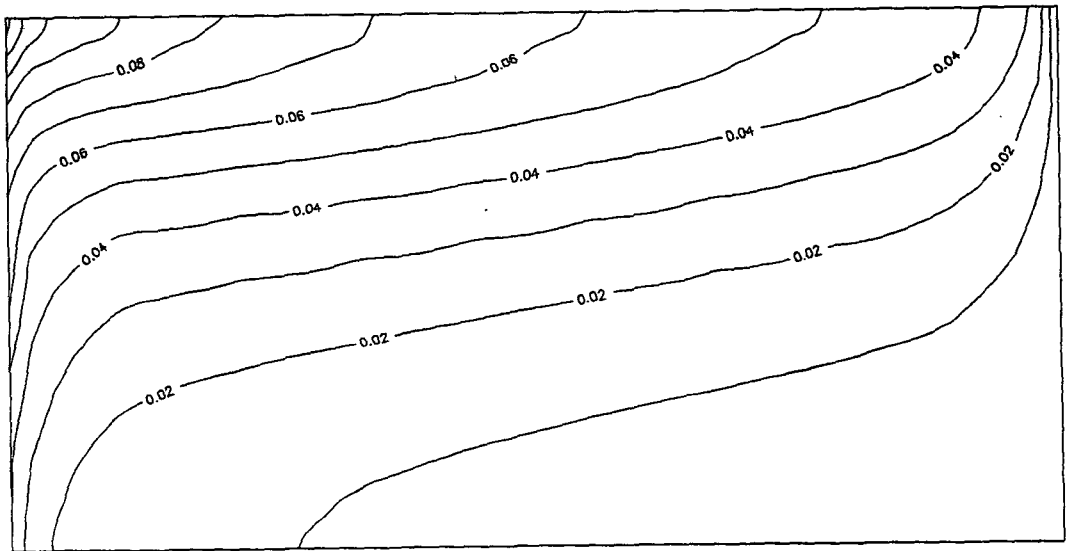


(b) Isotherms, θ

Fig. 4 Streamlines and isotherms for $A=0.2$,
 $RD=2$ and $Ra=1000$



(a) streamlines, ψ



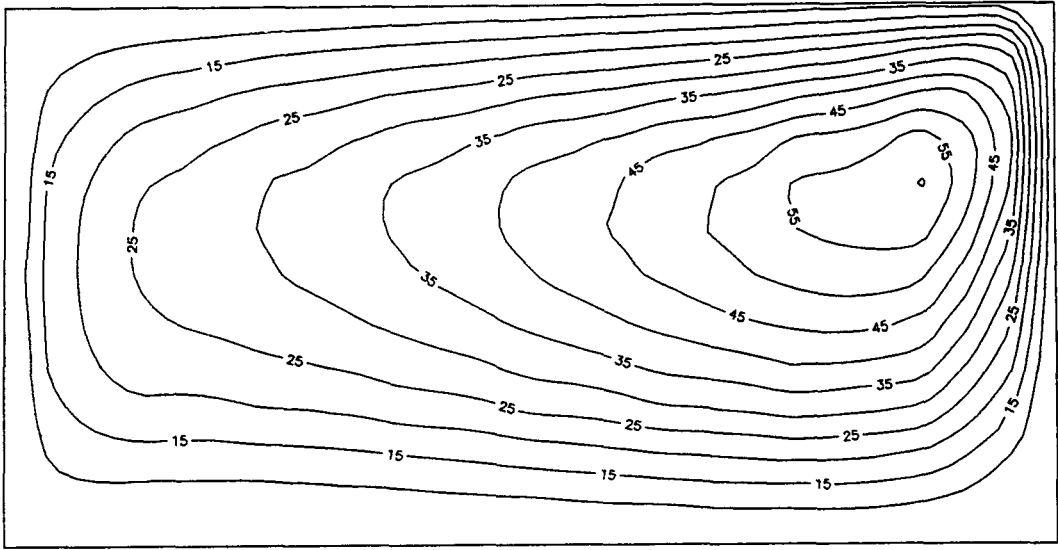
(b) Isotherms, θ

Fig. 5 Streamlines and isotherms for $A=0.5$,
 $RD=2$ and $Ra=10000$

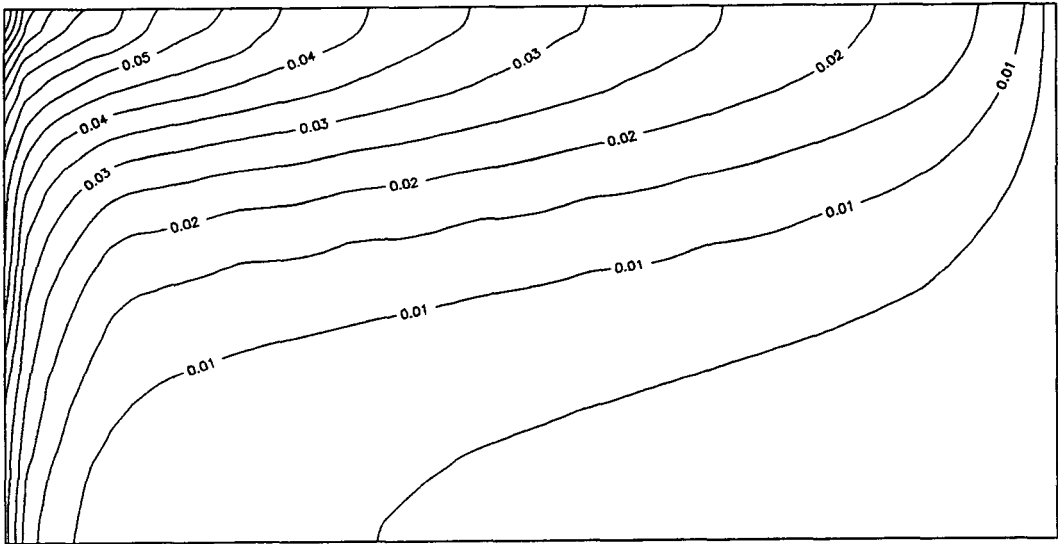
열전달이 커짐을 알 수 있고 이것은 유선의 이동으로 유선의 조밀화에 의한 효과이며 Z 의 값이 약 0.6이상에서 기울기가 급격히 상승하여 대부분의 열전달이 이 지역에서 일어남을 알 수 있다.

Fig. 12는 종횡비를 0.5, Rayleigh수를 1000으로

고정시에 반경비 변화에 따른 그래프로서 반경비 감소에 따라 이 비율은 감소하며 역시 Z 이 0.6이상에서 대부분의 열전달이 일어난다. 종횡비가 1보다 클 때와 비교하면 냉각벽의 열전달이 집중되는 폭은 1.5~1.8배이다.



(a) Streamlines, ψ



(b) Isotherms, θ

Fig. 6 Streamlines and isotherms for $A=0.5$, $RD=8$ and $Ra=10000$

4.4 평균 열전달률

Fig. 13와 Fig. 14은 Rayleigh수를 고정시키고 종횡비를 변화하여 반경비에 따른 평균 Nusselt수를 나타내었다. 반경비의 증가에 따라 항상 평균 Nusselt수는 향상된다. 이것은 반경비 증가에 따른

열확산 때문이다. 반경비 증가에 따른 평균 Nusselt수의 증가는 최소 1.5배 부터 3.5배 까지 증가하며 Rayleigh수가 50일 때 증가 폭은 가장 크다.

그러나 종횡비에 따른 변화는 Rayleigh수가 작을 때 종횡비의 증가에 따라 평균 Nusselt수는 향

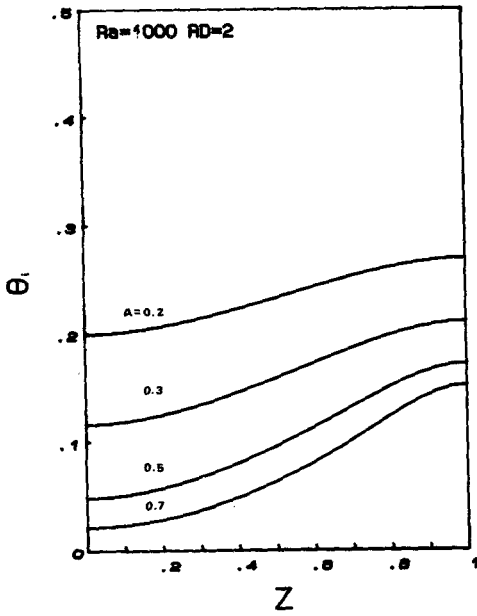


Fig. 7 Temperature distribution on vertical mid-plane. $X=0.5$, for various A with $Ra=1000$, $RD=2$

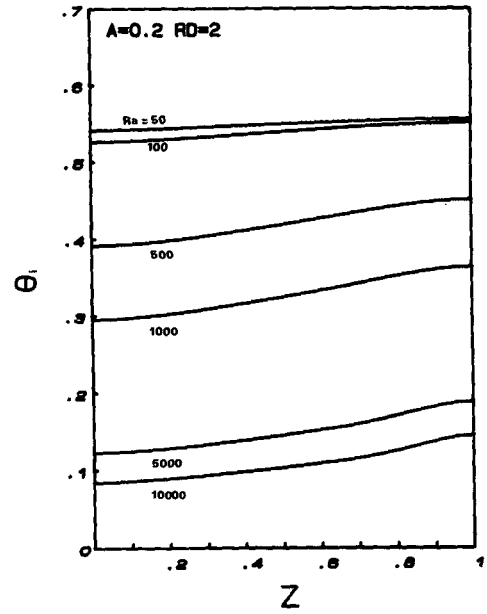


Fig. 9 Temperature distribution on heated wall for various Ra with $A=0.2$, $RD=2$

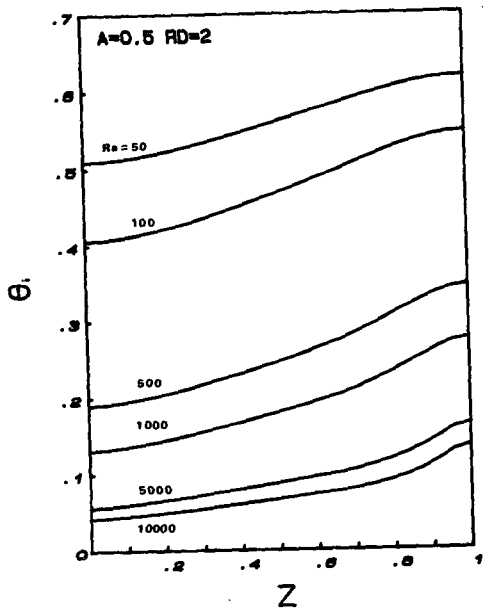


Fig. 8 Temperature distribution on heated wall for various Ra with $A=0.5$, $RD=2$

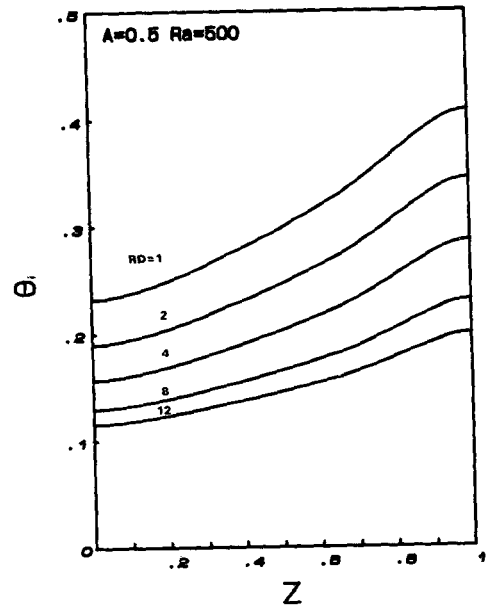


Fig. 10 Temperature distribution on heated wall for various RD with $A=0.5$, $Ra=500$

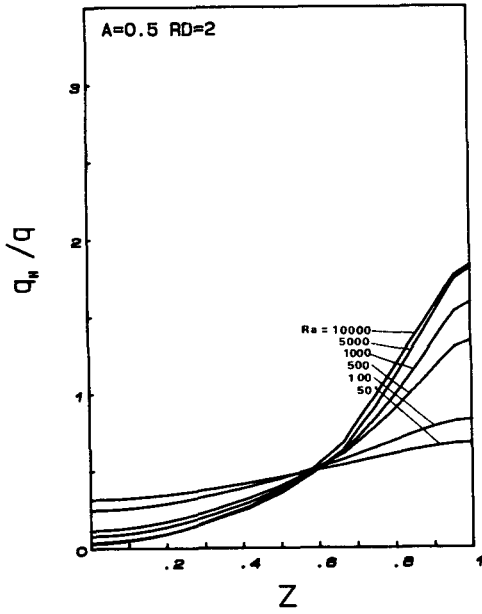


Fig. 11 Variation in local heat flux on outer wall for various Ra with $A=0.5$, $RD=2$

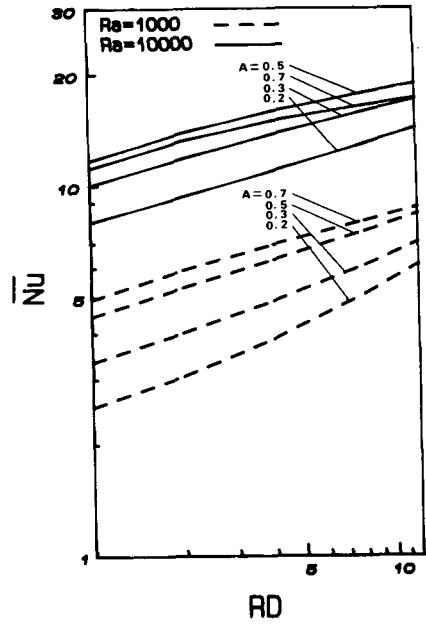


Fig. 13 Effect of radius ratio on average Nusselt number for various A with $Ra=1000$, 10000

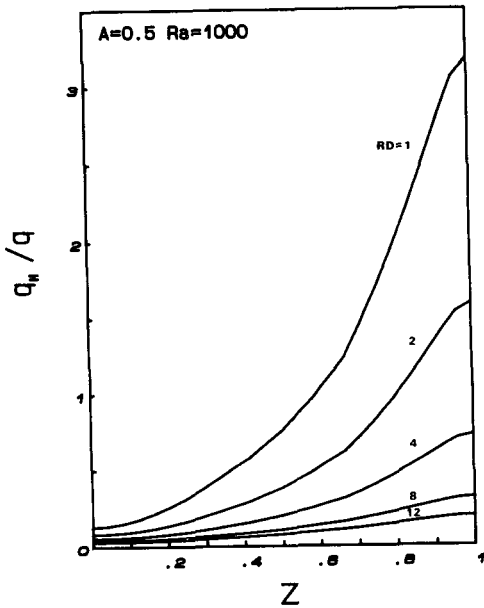


Fig. 12 Variation in local heat flux on outer wall for various RD with $A=0.5$, $Ra=1000$

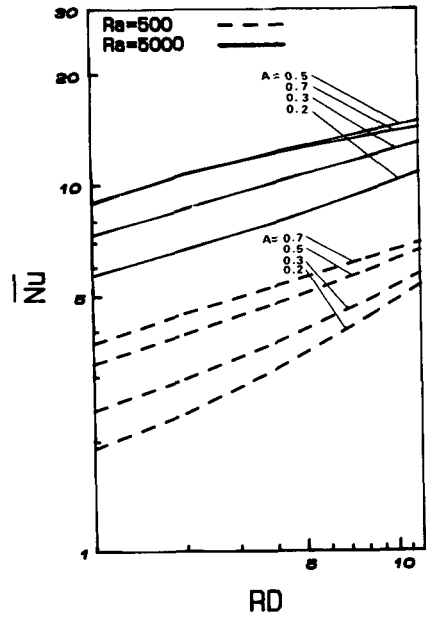


Fig. 14 Effect of radius ratio on average Nusselt number for various A with $Ra=500$, 5000

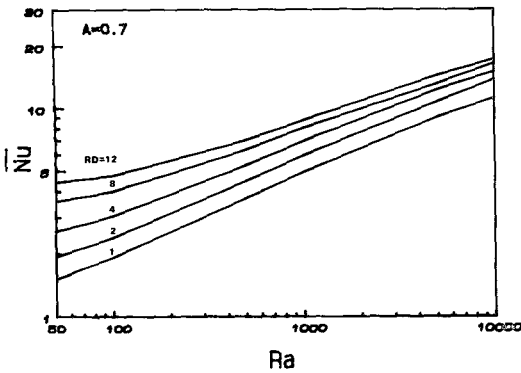


Fig. 15 Effect of Rayleigh number on average Nusselt number for various RD with $A=0.7$

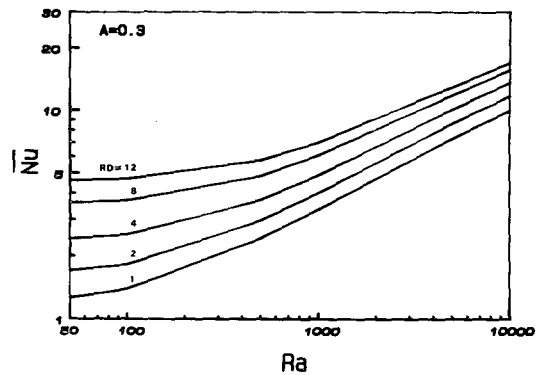


Fig. 17 Effect of Rayleigh number on average Nusselt number for various RD with $A=0.3$

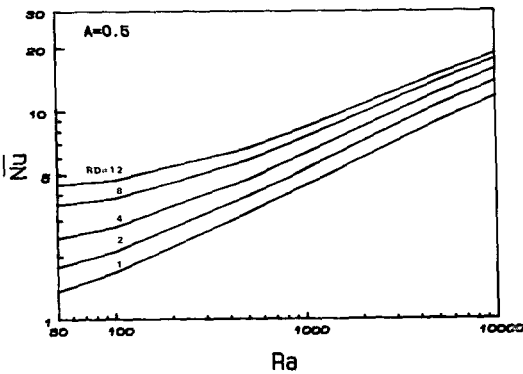


Fig. 16 Effect of Rayleigh number on average Nusselt number for various RD with $A=0.5$

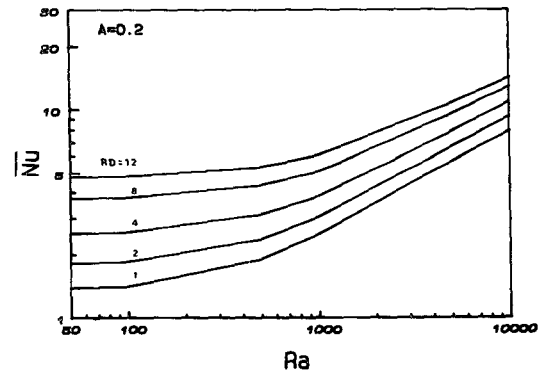


Fig. 18 Effect of Rayleigh number on average Nusselt number for various RD with $A=0.2$

상되나 Rayleigh수가 클 때에는 이런 경향이 사라지며 Rayleigh수가 4500~5000사이에서 종횡비의 증가에 따른 평균 Nusselt수의 증가 경향이 사라지기 시작한다. 이 일계 Rayleigh수는 반경비의 영향을 받는다.

Fig. 15~Fig. 18은 Rayleigh수에 따른 평균 Nusselt수의 변화이다. 모든 반경비에 대해 Rayleigh수의 증가에 따라 평균 Nusselt수는 향상되며 최소 3.0배 부터 최고 8.6배 까지 증가한다. Fig. 15와 Fig. 18에서는 Prasad의 연구 결과와 동일하게 종횡비 감소와 반경비 증가에 따라 전도에 의한 열전달 영역이 점점 커지는 것을 보여준다.

5. 결 론

내부벽에 열원을 갖고, 외부벽은 등온으로 유지

되며 냉각되고 상하 수평면은 단열된 유체로 충전된 수직환형 다공성 물질내에서 $0.2 < A < 1$ 에 $1 \leq RD \leq 12$ 에 대하여 $50 \leq Ra \leq 10000$ 인 조건에서 일어나는 유체 유동장 및 온도장에 대해서 유한차분법을 통한 수치해석 방법으로 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) Rayleigh수를 50에서 10000까지 증가함에 따라 등온선은 점차 수평적 분포를 이루며 유선은 등은 유지된 냉각벽 상측으로 집중된다. 종횡비를 0.2까지 감소했을 때도 다세포 유동은 존재하지 않는다.

(2) 열원으로 부터 내부벽을 통하여 전달된 열은 등은 유지된 외부 냉각벽 상측으로 집중 방출되며 이 방출 면적은 A 가 감소함에 따라 그 폭이 점차 넓어지는 경향을 보여주고 있다. 반경비가 작을 수록, 또한 Rayleigh수가 클수록 외부벽 상측에서의

열전달을 활발해진다.

(3) 평균 Nusselt수는 반경비가 증가함에 따라 또한 Rayleigh가 증가함에 따라 증가한다. 종횡비 감소와 반경비 증가에 따라 전도에 의한 열전달 비중이 점점 커짐을 알 수 있다. 그러나 대류 열전달의 비중이 크게 작용하는 Rayleigh수에선 종횡비가 큰 경우와 작은 경우 모두 Nusselt수에 대한 Rayleigh수의 증가는 모두 동일한 경향을 보이고 있다.

참 고 문 헌

- (1) Moya, S.L., Romos, R. and Sen, M., 1987, "Numerical Study of Natural Convection in a Tilted Rectangular Porous Material", *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 30, No. 4, pp. 741~756.
- (2) Vasseur, P., Satish, M.G. and Robillard, L., 1987, "Natural Convection in a Thin, Inclined, Porous Layer Exposed to a Constant Heat Flux", *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 30, No. 3, pp. 537~549.
- (3) 목인균, 김중보, 서정윤, 1986, "경사진 다공성 물질내에서의 자연대류에 관한 수치해석", *공기조화냉동학회지*, 제15권, 제4호, pp. 388~395.
- (4) Havstad, M.A. and Burns, P.J., 1982, "Convective Heat Transfer in Vertical Cylindrical Annuli Filled with a Porous Medium", *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 25, No. 11, pp. 1755~1766.
- (5) Prasad, V. and Kulacki, F.A., 1984, "Natural Convection in a Vertical Porous Annulus", *Int. J. Heat Transfer*, Vol. 27, No. 2, pp. 207~219.
- (6) Prasad, V. and Kulacki, F.A., 1985, "Natural Convection in a Porous Media Bounded by Short Concentric Vertical Cylinders", *Journal of Heat Transfer*, Vol. 107, pp. 147~154.
- (7) Prasad, V., Kulacki, F.A. and Kulkarni, A.V., 1986, "Free Convection in a Vertical, Porous Annulus with Constant Heat Flux on the Inner Wall-Experimental Results", *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 29, No. 5, pp. 713~723.
- (8) 차기업, 1987, "다공성 물질의 환형수직 원관내에서의 자연대류 열전달 수치해석", *인하대학교 석사논문*.
- (9) Dullien, F.A.L., 1979, *Porous Media-Fluid Transport and Pore Structure*, Academic Press, New York.
- (10) Bear, J., 1972, *Dynamic of Fluids in Porous Media*, Elsevier, New York.
- (11) Katto, Y. and Mauoka, T., 1967, "Criterion for the Onset of Convective Flow in a Fluid in a Porous medium", *Int. J. of Heat Mass Transfer*, Vol. 10, pp. 279~309.
- (12) Gosman, A.D., Pun, W.M., Runchal, A.K., Spalding, D.B. and Wolfshtein, M., 1969, *Heat and Mass Transfer in Recirculating Flow*, Academic Press, London.
- (13) Prasad, V. and Kulacki, F.A., 1984, "Natural Convection in a Rectangular Porous Cavity with Costant Heat Flux on One Vertical Wall", *Transaction of ASME*, Vol. 106, pp. 152~157.