

<학술논문>

DOI <http://dx.doi.org/10.3795/KSME-B.2014.38.11.943>

ISSN 1226-4881(Print)
2288-5324(Online)

Prandtl 수 변화가 다양한 위치의 원형실린더가 존재하는 정사각형 밀폐계 내부 자연대류 현상에 미치는 영향[§]

성선유* · 최창영* · 하만영*† · 윤현식**

* 부산대학교 기계공학부, ** 조선해양플랜트 글로벌 핵심 연구센터

The Effect of the Prandtl Number on Natural Convection in a Square Enclosure with Inner Cylinder of Various Positions

Seon Yu Seong*, Changyoung Choi*, Man Yeong Ha*† and Hyun Sik Yoon**

* School of Mechanical Engineering, Pusan Nat'l Univ.,

** Global Core Research Center for Ships and Offshore Plants, Pusan Nat'l Univ.

(Received April 11, 2014 ; Revised July 23, 2014 ; Accepted July 23, 2014)

Key Words: Natural Convection(자연대류), Prandtl Number Effect(Pr 수 영향), Inner Circular Cylinder(내부 원형 실린더), Vertical Location(수직위치)

초록: 본 연구는 다양한 위치의 원형 실린더가 존재하는 사각 밀폐계에서 Prandtl 수 변화에 따른 밀폐계 내부의 자연대류 현상에 대한 수치해석을 수행하였다. Rayleigh 수가 10^3 , 10^4 , 10^5 그리고 다양한 위치의 내부 원형 실린더에 대해서 Prandtl 수를 0.1, 0.7, 7로 변화시키며 Prandtl 수의 영향을 분석하였다. 내부 원형 실린더의 위치는 -0.2 에서 0.2 까지 0.1 간격으로 변화시켰다. Prandtl 수의 변화에 따른 밀폐계 내부의 자연대류 현상은 밀폐계 내부의 온도장과 유동장 및 표면 평균 Nusselt 수의 분포를 바탕으로 분석하였다. Rayleigh 수가 10^5 일 때 내부 실린더의 위치에 상관없이 Prandtl 수가 증가할수록 평균 Nusselt 수는 증가하였다.

Abstract: This paper presents a numerical study conducted for analyzing the effect of the Prandtl number on natural convection in a square enclosure with an inner circular cylinder in various positons. Several Prandtl numbers ($Pr = 0.1, 0.7, \text{ and } 7$) and Rayleigh numbers ($Ra = 10^3, 10^4 \text{ and } 10^5$) are considered in the numerical study, along with different positions of the inner circular cylinder. The position of the inner circular cylinder is changed in steps of 0.1 in the range of -0.2 to 0.2. The effect of the Prandtl number on natural convection in the enclosure is analyzed on the basis of the thermal and flow fields and the distribution of the Nusselt number. Regardless of the position of the cylinder, when the Rayleigh number is 10^5 , the surface-averaged Nusselt number of the inner cylinder and the enclosure increases as the Prandtl number increases.

- 기호설명 -

f_i : 강제 모멘텀
 g : 중력가속도
 h : 열 소스 및 싱크
 k : 열전도 계수

L : 밀폐계 벽면 길이
 Nu : Nusselt 수
 P : 무차원 압력
 Pr : Prandtl 수 ($= \nu/\alpha$)
 q : 질량 소스 및 싱크
 R : 원형 실린더 반지름
 Ra : Rayleigh 수 ($= g\beta(T_h - T_c)L^3/\nu\alpha$)
 t : 무차원 시간
 T_c : 유차원 밀폐계 벽면 온도
 T_h : 유차원 실린더 표면 온도

§ 이 논문은 2014년도 대한기계학회 열공학부문 춘계학술대회(2014. 4. 23.-26., 제주대) 발표논문임

† Corresponding Author, myha@pnu.ac.kr

© 2014 The Korean Society of Mechanical Engineers

- u_i : 무차원 속도
- x_i : 직교 좌표계
- α : 열확산 계수
- β : 열팽창 계수
- δ^* : 밀폐계 중심에서 원형 실린더 중심
까지의 거리
- ν : 동점성 계수
- θ : 무차원 온도
- $*$: 차 원 값

1. 서 론

밀폐된 공간에서 열원을 가지는 열전달에 대한 문제는 열교환기, 원자로 등 많은 산업 분야에서 적용되고 있다. 선행 연구에 따르면 사각 밀폐계 내부에 물체가 존재하는 경우 밀폐계 내부의 자연 대류 현상은 수평^(1,2) 또는 수직⁽³⁻⁷⁾방향의 온도 구배에 영향을 받는다.

사각 밀폐계 내부에 원형 실린더가 존재하는 경우, 밀폐계 내부의 자연대류 현상은 원형 실린더의 위치 변화에 따라 열유동 특성의 변화를 가진다.^(8,9)

Kim 등⁽⁸⁾은 밀폐계 내부에 고온의 원형 실린더가 밀폐계 중심선을 따라 수직방향으로 이동할 때, Ra 수에 따른 자연대류 현상을 연구하였다. 그 결과, Ra 수가 증가할 때 원형 실린더 주위에서의 열전달이 증가함을 보였다. Yu 등⁽⁹⁾은 $Ra=10^7$ 에서 밀폐계 내부에 존재하는 고온의 원형 실린더의 위치에 따른 자연대류 현상을 규명하였다. 그 결과, 임계 위치에 따라 열유동장이 각각 정상상태와 비정상 상태로 나타났다.

그리고 운동량 에너지와 열에너지의 운송 능력의 비를 나타내는 Pr 수 또한 밀폐계 내부에서 발생하는 자연대류 현상에 큰 영향을 미친다.^(10,11)

Lee 등⁽¹⁰⁾은 밀폐계 내부에 사각 장애물이 존재하는 경우 다양한 Pr 수 변화에 대해 연구하였다. 그 결과, Pr 수가 증가함에 따라 실린더 중심을 지나는 수직 중심선을 기준으로 비대칭 현상이 나타남을 보였다. 사각 밀폐계에서 Pr 수의 변화에 따른 자연대류 현상은 Pessa 와 Piva 등⁽¹¹⁾에 의해 연구되었다. 그 결과, Pr 수가 증가할수록 평균 Nu 수가 증가한다고 보고하였다.

앞서 요약한 선행 연구들의 결과에 따르면 밀폐계 내부의 자연대류 현상은 Pr 수의 변화, 실린더의 위치 변화, 그리고 Ra 수의 변화 등에 큰 영향을 받는다. 하지만, 사각 밀폐계 내부에 원형 실린

더의 위치가 변하는 경우 Pr 수 변화가 밀폐계 내부 자연대류에 미치는 영향에 대한 연구는 미미한 실정이다.

따라서 본 연구는 정사각형 밀폐계 내부에 다양한 위치의 원형 실린더가 존재하는 밀폐계에 대해서 Pr 수의 변화에 따른 수치해석을 수행함으로써 Pr 수의 변화가 원형 실린더가 존재하는 밀폐계 내부의 자연대류 현상에 미치는 영향을 분석하였다.

2. 수치 해석 방법

본 연구에서 사용된 무차원화된 비정상 상태 비압축성 연속 방정식과 운동량 보존 방정식 및 에너지 방정식은 다음과 같은 형태로 정의된다.

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} - q = 0 \tag{1}$$

$$\frac{\partial u_i}{\partial t} + u_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j} = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + Pr \frac{\partial^2 u_i}{\partial x_j \partial x_j} + Ra Pr \theta \delta_{i2} + f_i \tag{2}$$

$$\frac{\partial \theta}{\partial t} + u_j \frac{\partial \theta}{\partial x_j} = \frac{\partial^2 \theta}{\partial x_j \partial x_j} + h \tag{3}$$

위 식들에 사용된 무차원 변수들의 정의는 다음과 같다.

$$t = \frac{t^* \alpha}{L^2}, \quad x_i = \frac{x_i^*}{L}, \quad u_i = \frac{u^* L}{\alpha}, \quad P = \frac{P^* L^2}{\rho \alpha^2}, \quad \theta = \frac{T - T_c}{T_h - T_c} \tag{4}$$

여기서 ρ , T , α 는 각각 차원이 존재하는 밀도, 온도, 열확산 계수를 나타낸다. 식 (4)의 상첨자 * 는 차원이 존재하는 변수를 의미한다. x_j 는 직교 좌표계, u_i , p , t , θ 는 각각 무차원화된 속도, 압력, 시간 그리고 온도이다.

식 (1)에 사용된 질량 원천 q 와 식 (2)에 사용된 운동량 부가 f_i 는 가상 경계면을 포함한 격자 내의 질량 보존과 가상 경계면에서의 점착 경계조건을 만족시키기 위해 사용되었다. 그리고 식 (3)에 사용된 열원 h 는 가상 경계면에서의 일정 벽 온도 조건을 만족시키기 위해 사용되었다.

온도 변화에 따른 밀도의 변화는 Boussinesq approximation 을 적용하였다. 중력 가속도는 $-y$ 방향으로 작용하고, 가상 경계면을 이용하여 내부 원형 실린더를 구현하였다.

지배방정식의 이산화 과정에서 대류항은 Adams-Bashforth scheme, 확산항은 Crank-Nicolson scheme 이 사용되었다. 가상 경계면에서의 점착 경계 조건과 일정 벽온도 조건을 만족시키기 위해 2 차 정확도의

linear/bilinear interpolation scheme 이 사용되었다.

원형 실린더의 표면과 밀폐계 벽면의 속도 경계 조건은 점착 조건(no-slip condition)이다. 온도 경계 조건은 밀폐계의 벽면 온도는 저온(T_c)으로 하고, 내부 원형 실린더 표면 온도는 고온(T_h)을 가지는 등온조건으로 설정하였다.

Figure 1 은 본 연구에서 고려한 계산 영역을 나타낸다. 본 연구는 밀폐된 공간 내부에 열원이 존재하는 경우로 원자로 건물 내의 원자로, 전자기기 내의 배터리의 위치 변화와 열원을 둘러싼 유체에 따른 영향을 보기 위하여 가장 간단한 형상인 사각 밀폐계 내에 원형의 실린더가 있는 경우도 단순화 하여 연구하였다. 정사각형 밀폐계 벽면의 길이는 L 이고 밀폐계 내부에 존재하는 실린더의 반지름은 $0.2L$ 이다. 밀폐계 중심과 원형 실린더 중심까지의 무차원 거리는 δ 로 정의하였다 ($\delta=\delta^*/L$). 원형 실린더의 위치는 실린더의 중심을 지나는 수직 중심선을 따라 밀폐계의 중심에서 0.1 간격으로 -0.2 에서 0.2 까지 변경하였다. Ra 수는 10^3 , 10^4 , 10^5 이 고려되었으며, Pr 수는 0.1, 0.7, 7 로 변화시켰다.

Table 1 Comparison of surface-averaged Nusselt numbers on the surface of the cylinder between present study and previous numerical study

Ra	Mean Nusselt number at cylinder		
	Present Study	Kim et al. ⁽⁸⁾	Difference (%)
10^3	5.01	5.093	-1.62
10^4	5.10	5.108	-0.07
10^5	7.77	7.767	-0.02

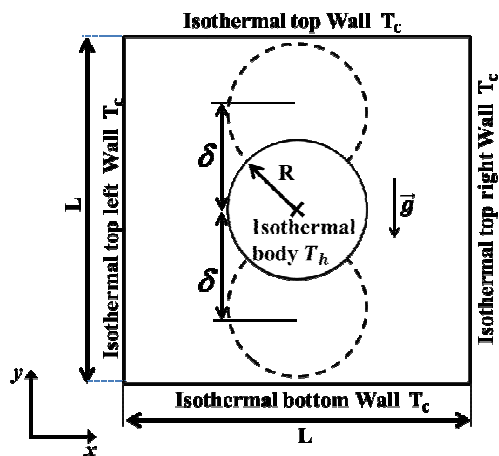


Fig. 1 Computational domain and coordinate system

그 결과 모든 Pr 수에 대해 $1/d=250$ 의 간격을 가지는 균일한 분포의 격자를 이용하여 본 연구를 수행하였다.

Table 1 과 같이 Kim 등⁽⁸⁾이 연구한 내부 원형 실린더의 위치가 변화할 때 정사각형 밀폐계의 자연대류 현상에 대한 연구 결과와 비교하여 본 연구에서 사용된 수치기법의 타당성을 검증하였다. 검증 과정에서 해석조건 및 무차원 수의 정의는 Kim 등⁽⁸⁾의 연구와 동일하다. 그러나 시간에 따른 해를 구하는 과정에서 Kim 등⁽⁸⁾의 연구와 달리 Choi 와 Moin⁽¹²⁾이 제안한 Fraction step method 를 사용하였다. Kim 등⁽⁸⁾의 연구 결과와 비교할 때 원형 실린더 표면 평균 Nu 수가 2% 미만의 차이를 보이며 오차범위에서 잘 일치하였다.

3. 결과 및 고찰

3.1 온도장과 유동장

Ra 수가 10^3 , 10^4 과 같이 낮은 Ra 수 영역에서는 대류의 영향보다 전도의 영향이 지배적이다. 따라서 Pr 수에 따른 열유동장의 변화가 거의 나타나지 않는다.

하지만 $Ra=10^5$ 일 때는 낮은 Ra 수에서의 열유동장과 달리 열전달에 미치는 대류의 영향이 증가하여 Pr 수에 따라 열유동장의 변화가 두드러지게 나타난다. $Ra=10^5$ 일 때, $Pr=0.7$, 7 인 경우 비슷한 유동장과 온도장을

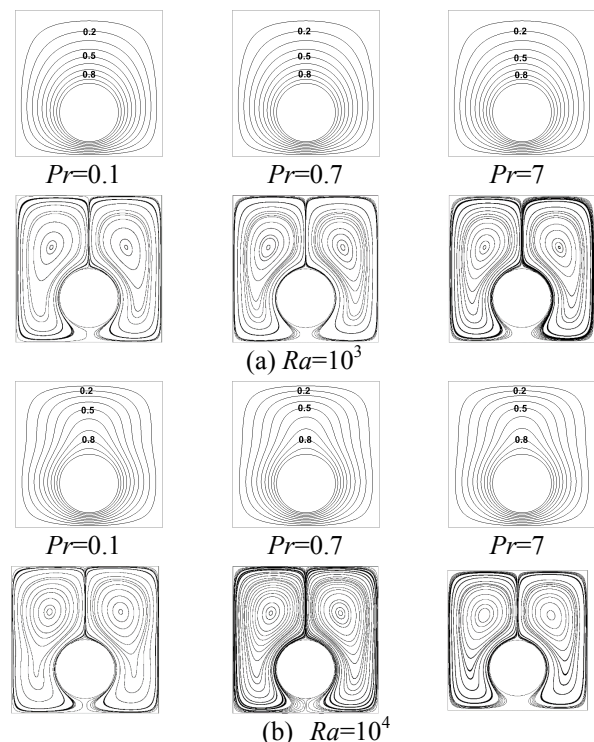


Fig. 2 Isotherms and streamline at $\delta=-0.2$ for (a) $Ra=10^3$ and (b) $Ra=10^4$ with respect to the Prandtl number

가지며, $Pr=0.1$ 에서는 $Pr=0.7, 7$ 과는 다른 경향을 가진다.

내부 원형 실린더의 위치에 상관없이 본 연구에서 고려한 모든 Ra 수에 대하여 밀폐계 내부의 열유동장의 패턴은 $Pr=0.7$ 이상인 경우는 Pr 수에 대한 영향을 거의 받지 않는다.

3.1.1 $Ra=10^3, 10^4$

Figure 2는 $Ra=10^3$ 과 $Ra=10^4$ 에서 내부 원형 실린더의 위치가 밀폐계의 하부 벽면 근처에 존재할 때, Pr 수에 따른 온도장과 유동장을 나타낸다. 낮은 Ra 수 영역에서 열유동장이 Pr 수에 상관없이 비슷하기 때문에 Fig. 2에서는 내부 원형 실린더의 위치가 밀폐계의 가장 아랫부분에 존재할 때 열유동장을 나타내었다.

$Ra=10^3$ 과 $Ra=10^4$ 과 같이 낮은 Ra 수 영역에서는 Fig. 2와 같이 대류의 영향보다 전도의 영향이 지배적이므로 Pr 수에 따른 열유동장의 변화가 나타나지 않는다.

3.1.2 $Ra=10^5$

Figures 3과 4는 $Ra=10^5$ 에서 밀폐계 내부의 원형 실린더의 위치가 변할 때 각각의 Pr 수에 따른 온도장과 유동장의 분포를 나타낸다. $Ra=10^5$ 일 때는 낮은 Ra 수와 달리 대류의 영향이 커져서 실린더 상부에 강한 유동이 발생한다. 그리고 Pr 수에 따른 열유동장의 변화가 두드러지게 나타난다.

밀폐계 내부에 존재하는 실린더의 위치에 따라 밀폐계와 실린더의 상부 및 하부 표면 사이의 거리가 변화한다. 따라서 실린더의 위치는 밀폐계와 실린더 사이의 열유동장에 큰 영향을 끼친다. 그러므로 본 연구에서는 실린더가 밀폐계의 상부에 존재할 때와 하부에 존재할 때로 나누어 Prandtl 수가 온도장과 유동장에 미치는 영향을 분석하였다.

3.1.2.1 $0 \leq \delta \leq 0.2$

내부 실린더의 위치가 상부에 존재할 때 Pr 수에 따른 정사각형 밀폐계 내부의 온도장과 유동장은 Fig. 3과 같이 $0 \leq \delta \leq 0.2$ 인 영역에서 나타내었다.

$Ra=10^5$ 인 영역에서는 밀폐계 내부의 열전달에 미치는 대류의 영향이 증가하므로 $Ra=10^3$ 및 $Ra=10^4$ 에 비해 온도장 및 유동장이 복잡한 형태로 나타난다.

또한 $Pr=0.7, 7$ 은 비슷한 열유동장이 나타나며, $Pr=0.1$ 에서는 $Pr=0.7, 7$ 과는 다른 경향이 나타난다.

Pr 수는 운동량 에너지와 열에너지의 운송 능력의 비를 나타낸다. Figure 3과 같이 $Pr=0.1$ 일 때는 운동량 확산율이 열 확산율 보다 상대적으로 작으므로 실린더 상부에 존재하는 플룸의 크기가 작다. 실린더의 위치에

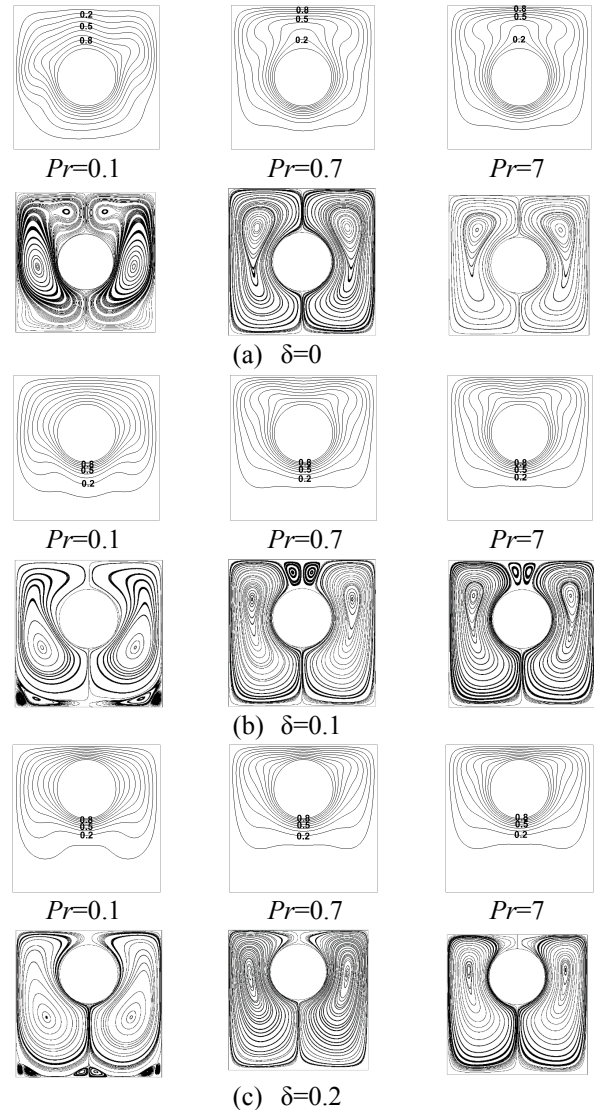


Fig. 3 Isotherms and streamlines for $0 \leq \delta \leq 0.2$ at $Ra=10^5$ with respect to the Prandtl number

따라 유동장의 형태가 달라지며, 밀폐계 하부 벽면에 작은 와가 발생하는 경우가 존재한다.

$Pr=0.7$ 일 때는 실린더 상부에 존재하는 플룸이 수직 중심선으로부터 대각 방향으로의 세기가 증가한다. Pr 수가 증가하면서 운동량 확산이 에너지 확산에 비해서 지배적이기 때문에 대류가 촉진되기 때문이다. 강한 대류의 영향으로 와의 중심이 밀폐계의 상부 쪽에 존재하는 주 순환 영역이 생성된다. $Pr=0.1$ 인 경우에 비해 단순한 유동패턴이 나타난다. 그러나 실린더의 위치 $\delta=0.1$ 인 경우 실린더의 상부에 역방향을 가지는 작은 와가 존재한다.

$Pr=7$ 인 경우는 $Pr=0.7$ 일 때에 비해 상승 플룸의 세기가 약간 증가하는 경향을 보인다. 그러나 Fig. 3에서 알 수 있듯이, 대체적으로 플룸의 형상과 열 경계층이 매우 유사하게 나타난다. 또한, 유동장은

$Pr=7$ 인 경우와 같이 유동 패턴이 거의 동일하게 나타난다.

3.1.3.2 $-0.2 \leq \delta \leq 0$

Figure 4는 밀폐계의 내부 원형 실린더의 위치가 $-0.2 \leq \delta \leq 0$ 인 영역에서 Pr 수에 따른 정사각형 밀폐계 내부의 열유동장을 나타낸다.

실린더가 밀폐계 중심 아래에 위치하는 경우, 실린더의 중심이 밀폐계의 하부 벽면에 가까이 갈수록 Pr 수 변화에 따라 실린더 상부 표면에 발생하는 플룸의 변화가 두드러지게 나타난다. 유동장은 내부 실린더의 위치가 상부에 존재할 때와 유사하게 Pr 수가 증가함에 따라 다양한 열유동장의 분포가 나타난다.

$Pr=0.1$ 인 경우는 상대적으로 $Pr=0.7, 7$ 인 경우에 비

해 밀폐계 내부에서의 유동이 활발하다. 이로 인해 실린더가 밀폐계 하부로 가까이 갈수록 밀폐계와 실린더 사이의 주 순환 영역에서 2 개의 와가 각각 생성된다. 이러한 2 차 와의 영향으로 실린더 상부의 상승 플룸과 밀폐계 좌우 벽면 방향으로 플룸의 세기가 증가한다.

$Pr=0.7$ 로 증가하게 되면 운동량 확산이 증가하여

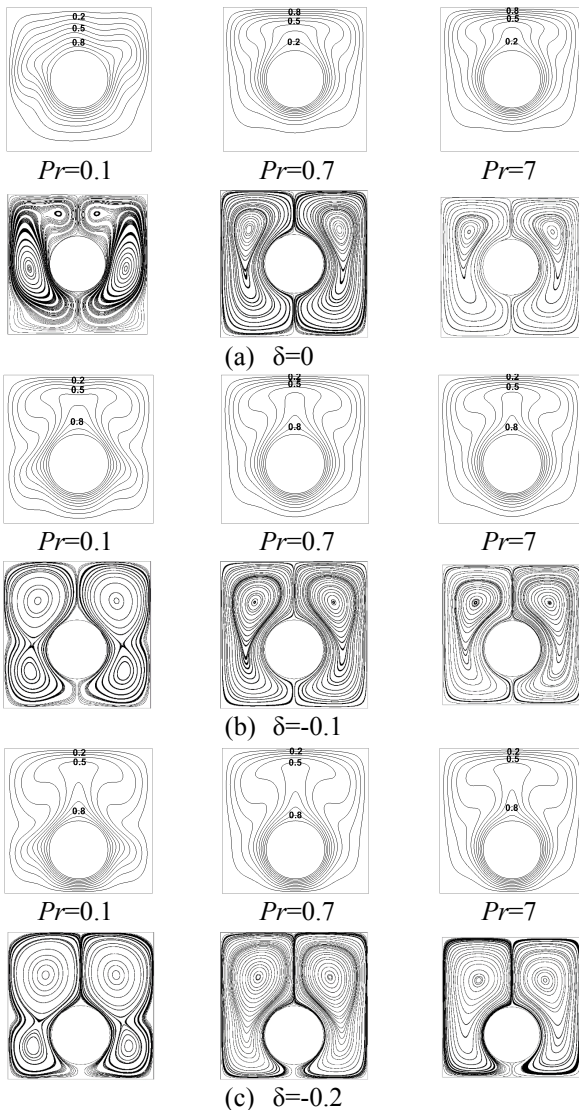


Fig. 4 Isotherms and streamlines for $-0.2 \leq \delta \leq 0$ at $Ra=10^5$

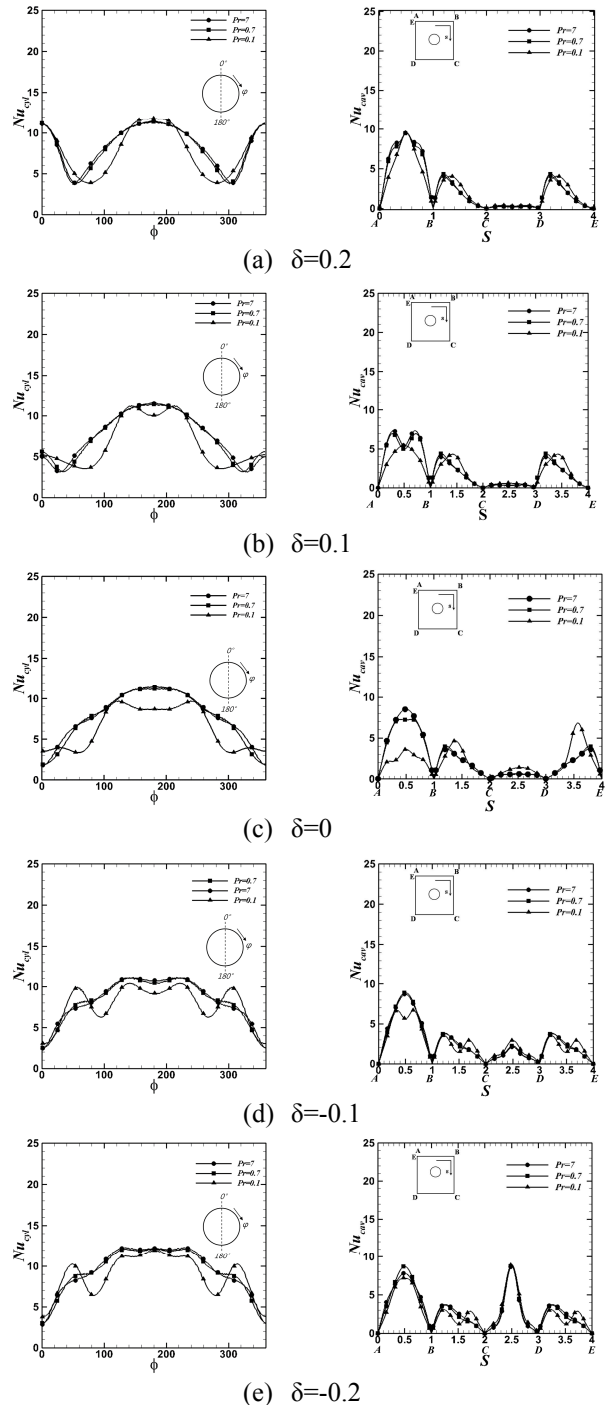


Fig. 5 Local Nusselt number at cylinder and enclosure

밀폐계 벽면으로 향하는 플룸이 활성화되고 벽면에서의 온도 구배가 상대적으로 증가한다. 또한, 4 개의 와가 발생한 $Pr=0.1$ 인 경우와는 달리 밀폐계의 상부 쪽에 중심을 가지는 2 개의 와가 각각 생성된다.

$Pr=7$ 인 경우는 Fig. 4 와 같이 상승 플룸의 세기가 약간 증가하지만, 열유동장의 패턴이 $Pr=0.7$ 인 경우와 매우 유사하다.

3.2 Local Nusselt Number

Figure 5 는 $Ra=10^5$ 일 때 원형 실린더의 위치에 대해 Pr 수에 따른 원형 실린더 표면과 밀폐계 벽면에서의 국소 Nusselt 값을 나타낸다. 낮은 Ra 수 영역에서 Nu_{cyl}, Nu_{cav} 값은 Pr 수에 따른 영향이 미미하기 때문에 Fig. 5 에서는 $Ra=10^5$ 일 때 Local Nusselt 값만 나타내었다.

$Pr=0.7, 7$ 은 유사한 원형 실린더 표면 Nu_{cyl} 와 밀폐계 벽면 Nu_{cav} 값이 나타나며, $Pr=0.1$ 인 경우는 $Pr=0.7, 7$ 과는 다른 경향이 나타난다.

Figure 5 와 같이 $Ra=10^5$ 일 때, $Pr=0.1$ 인 경우는 $Pr=0.7$ 과 $Pr=7$ 인 경우에 비해 대부분 Nu_{cyl} 값이 작다. 그러나 실린더 상부 표면에서 나타나는 Nu_{cyl} 은 유사하거나 더 높은 값을 가진다. 고 Pr 수에 비해 유동이 복잡하여 상대적으로 Nu_{cyl}, Nu_{cav} 가 복잡한 분포를 가지는 것을 알 수 있다. 낮은 Pr 수 영역에서는 운동량 확산율에 비해 열 확산율이 크기 때문에 실린더 위치에 따라 나타나는 복잡한 열유동장의 분포가 열전달에 영향을 끼치기 때문이다.

$Pr=0.7$ 일 때는 대부분 실린더 상부에 존재하는 플룸의 영향으로 열경계층의 두께가 두꺼워지기 때문에 실린더의 하부 표면과 비교하여 상부 표면에서 Nu_{cyl} 이 작은 값을 가진다. Pr 수가 증가함에 따라 대부분의 경우 실린더의 상부에서 Nu_{cyl} 이 작은 값을 가지는데 이는 Pr 수가 증가하면서 운동량 확산이 에너지 확산에 비해서 지배적이므로 대류가 촉진되어 상부 표면의 플룸의 세기가 증가하기 때문이다. 또한, 실린더의 위치에 따라 달라지는 플룸 형상의 영향으로 밀폐계의 벽면 Nu_{cav} 의 분포가 달라진다.

$Pr=7$ 인 경우는 $Pr=0.7$ 에 비해 Nu_{cyl}, Nu_{cav} 가 약간 증가한 값을 가지고, 매우 유사한 경향을 가지는 그래프가 나타난다. $Pr=0.1$ 인 경우는 대체적으로 $Pr=0.7, 7$ 일 때의 Nu_{cyl}, Nu_{cav} 값보다 작은 값을 가지며 값의 패턴 또한 고 Pr 수와 다르게 나타난다. Pr 수가 증가할수록 실린더 표면과 밀폐계 벽면의 열전달은 증가하는 경향을 가지며 상대적으로 안정적인 분포를 보인다.

3.3 Surface-averaged Nusselt Number

Figure 6 은 $Ra=10^3, 10^4$ 그리고 10^5 일 때 Pr 수에

따른 원형 실린더와 사각 밀폐계 벽면에서의 평균 Nu 수를 나타낸다.

$Ra=10^3$ 와 10^4 일 때 사각 밀폐계와 내부 원형실린더에서 Pr 수에 따른 평균 Nu 수 변화는 거의 없다. 하지만, $Ra=10^5$ 일 때는 Pr 수에 따른 평균 Nu 수의 변화가 두드러지게 나타난다.

$Pr=0.1$ 일때 평균 Nu 수는 고 Pr 수에 비해 낮은 값을 가지며 $Pr=0.7, 7$ 과는 다른 경향이 나타난다. 그 차이는 실린더 표면에서 더 크게 나타나는데 이는 온도장과 유동장에서 나타난 플룸이나 와의 차이가 실린더 주변의 열전달에 영향을 미치기 때문이다.

특히 $Ra=10^5$ 일 때, 실린더의 위치가 $\delta=0$ 에서 큰 차이가 나타나는데, 이는 Fig. 4(a)에서 볼 수 있듯이 $Pr=0.1$ 에서 실린더 상부 표면의 하강하는 2 차 와로 인해 $Pr=0.1$ 에서는 플룸이 발달하지 않기 때문이다. 즉, $Pr=0.1$ 에서는 대류에 의한 열 전달이 $Pr=0.7, 7$ 에서 보다 줄어들었기 때문이다.

$Pr=0.7$ 에서는 실린더의 중심이 최하부에 위치해 있을 때 가장 큰 값을 가지는데 이는 실린더 하부와 밀폐계 하부벽면 사이 간격이 줄어들어 넓은 상부 공간에서 대류에 의한 열전달이 증가하였기 때문이다.

$Pr=7$ 인 경우는 $Pr=0.7$ 에 비해 약간 증가한 값을

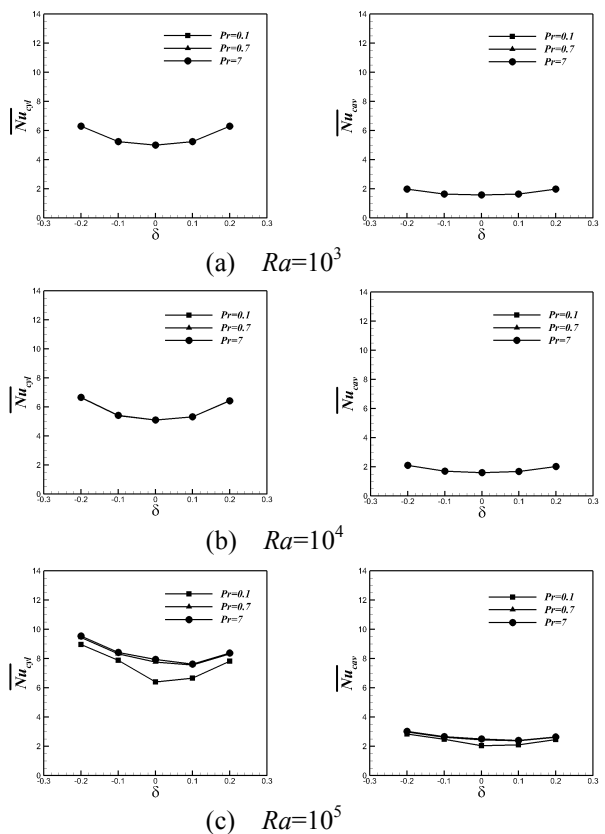


Fig. 6 Surface-averaged Nusselt number at cylinder and enclosure

가지고, 매우 유사한 경향을 가지는 그래프가 나타난다. $Ra=10^5$ 일 때 내부 원형 실린더에서의 평균 Nu 수는 Pr 수가 증가할수록 큰 값을 가진다. Pr 수가 증가하면 열경계층이 운동량 경계층보다 얇아져 고체 벽면 근처에서 유동이 활발해지기 때문이다.

또한, Fig. 3(c)와 Fig. 4(c)에서 보이듯이 그래프의 양 끝에서 가장 높은 평균 Nu 값이 나타난다. 이는 원형 실린더가 밀폐계 벽면에 근접하였을 때 열전도가 발생하여 평균 Nu 값이 증가하는 것이다.

사각 밀폐계 벽면에서의 평균 Nu 값은 실린더 표면에서의 평균 Nu 값과 유사한 경향을 보이며 더 작은 값을 나타낸다. 이는 원형실린더에 발생한 열이 대류에 의하여 밀폐계 벽면에 미치는 영향보다 원형 실린더 표면으로 전도에 의해 직접 미치는 영향이 더 크기 때문이다.

4. 결론

본 연구에서는 Pr 수를 변화시키며 저온의 사각형 밀폐계 내부에 존재하는 고온의 원형 실린더의 위치가 사각 밀폐계의 수직 중심선을 따라 수직으로 변화할 때 Pr 수 변화에 따른 자연대류 현상에 대한 수치해석을 수행하였다. 수치 해석은 유한 체적법에 기초한 가상 경계법을 사용하여 내부 원형 실린더를 구현하였다.

$Ra=10^3$ 과 $Ra=10^4$ 에서와 같이 낮은 Ra 에서는 대류의 영향보다 전도의 영향이 지배적이므로 Pr 수에 따른 열유동장의 변화가 나타나지 않는다.

$Ra=10^5$ 일 때는 Pr 수에 따른 열유동장의 변화가 두드러지게 나타난다. $Pr=0.7$, 7 은 비슷한 열유동장이 나타나며, $Pr=0.1$ 에서는 $Pr=0.7$, 7 과는 다른 경향이 나타난다.

실린더 표면과 밀폐계 벽면에서의 Local Nu 값 과 평균 Nu 값 또한 $Pr=0.7$, 7 일 때 비슷한 값과 경향을 가지며 $Pr=0.1$ 에서보다 높은 값을 가진다. 이는 Pr 수가 커질수록 운동량 경계층의 두께보다 열경계층의 두께가 얇아져 열전달이 증가하기 때문이다.

본 연구에서는 Pr 수의 영향에 초점을 맞추어 낮은 Ra 수의 영역에서부터 연구를 진행하여 열 유동장의 변화를 살펴보았다. 그 결과, Ra 수가 10^5 이상이 되면 임계 Ra 수가 존재할 것으로 예상된다. 그러므로 본 연구에서는 $Ra=10^3$ 에서 $Ra=10^5$ 까지 고려하여 열 유동장의 비교를 통해 Pr 수의 영향을 알아보았지만, 향후 더 높은 Ra 수에 대한 연구와 분석이 필요할 것이다.

후 기

이 논문은 2013 년도 정부(미래창조과학부)의

재원으로 한국연구재단의 지원을 받아 수행된 해외우수연구기관유치사업 연구임(No.2009-00495). 이 논문은 2013 년도 정부(미래창조과학부)의 재원으로 한국연구재단의 지원을 받아 수행된 연구임(No.NRF-2013R1A2A2A01067251).

참고문헌 (References)

- (1) Ha, M. Y., Kim, I. K., Yoon, H. S. and Lee, S. S., 2002, "Unsteady Fluid Flow and Temperature Fields in a Horizontal Enclosure with an Adiabatic Body," *Phys. Fluids 14*, pp. 3189~3202.
- (2) Ha, M. Y., Kim, I. K., Yoon, H. S., Lee, J. R., Balachandar, S. and Chun, H. H., 2002, "Two-Dimensional and Unsteady Natural Convection in a Horizontal Enclosure with a Square Body," *Numer. Heat Transfer Part, Vol. 41*, pp.183~210.
- (3) Hyun, J. M. and Lee, J. W., 1989, "Numerical Solutions for Transient Natural Convection in a Square Cavity with Different Sidewall Temperatures," *Int. J. Heat Fluid Flow, Vol. 10*, pp.146~151.
- (4) Misra, D. and Sarkar, A., 1997, "Finite Element Analysis of Conjugate Natural Convection in a Square Enclosure with a Conducting Vertical Wall," *Comput. Methods Appl. Mech. Eng.*, Vol. 141, pp.205~219.
- (5) Wright, J. L., Jin, H., Hollands, K. G. T. and Naylor, D., 2006, "Flow Visualization of Natural Convection in a Tall, Air-Filled Vertical Cavity," *Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 49*, pp. 889~904.
- (6) McBain, G. D., 1997, "Natural Convection with Unsaturated Humid Air in Vertical Cavities," *Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 40*, pp. 3005~3012.
- (7) Jami, M., Mezrhab, A., Bouzidi, M. and Lallemand, P., 2007, "Lattice Boltzmann Method Applied to the Laminar Natural Convection in an Enclosure with a Heat-Generating Cylinder Conducting Body," *Int. J. Thermal Sci, Vol. 46*, pp. 38~47.
- (8) Kim, B. S., Lee, D. S., Ha, M. Y. and Yoon, H. S., 2008, "A Numerical Study of Natural Convection in a Square Enclosure with a Circular Cylinder at Different Vertical Locations," *Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 51*, pp. 1888~1906.
- (9) Yu, D.-H., Yoon, H.-S. and Ha, M.-Y., 2010, "Numerical Study of Natural Convection in a Square Enclosure with an Inner Circular Cylinder for Rayleigh Number of 10^7 " *Int. J. Heat Mass Transfer, Vol.51*, pp.1088~1906.
- (10) Lee, J. R. and Ha, M. Y., 2005, "A Numerical Study of Natural Convection in a Horizontal Enclosure with a Conducting Body," *Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 48*, 3308~3318.

- (11) Pessoa, T. and Piva, S., 2009, "Laminar Natural Convection in a Square Cavity: Low Prandtl Numbers and Large Density Differences," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol.52, pp.1036~1043.
- (12) Choi, H. and Moin, P., 1994, "Effects of the Computational Time Step on Numerical Solutions of Turbulent Flow," *Journal of Computational Physics*, Volume 113, Issue 1.