

동시 회전하는 수평 실린더 내 환상공간에서의 혼합대류

김양현* · 임광옥** · 이관수†

(2001년 10월 26일 접수, 2002년 1월 2일 심사완료)

Mixed-Convection in an Annulus Between Co-Rotating Horizontal Cylinders

Yang-Hyun Kim, Kwang-Ok Lim and Kwan-Soo Lee

Key Words: Mixed-Convection(혼합대류), Rigid-Body Rotating Flow(강체회전유동), Unicellular Flow(단일 셀 유동)

Abstract

Numerical analysis has been carried out for two-dimensional steady and unsteady mixed convection in the annulus between co-rotating horizontal cylinders with a heated inner cylinder. The ratio of annulus gap(σ) is taken from 1 to 10 and the order of mixed-convection parameter $B(=Gr/(1+Re)^2)$ varies from 10^4 to 10^0 . The flow patterns over this parameter range are steady multicellular, oscillatory multicellular or steady unicellular. The addition of co-rotating of both cylinders stabilizes the flow in the annulus and weakens the unsteadiness. Even in the large values of rotating parameter such as of 10^0 ($\sigma=2$) and 10^2 ($\sigma=10$), the flow pattern becomes asymptotic to the steady unicellular flow, like as in the rigid-body rotating flow.

기호설명

A_u	: 무차원 u 속도의 진폭
B	: 혼합대류 매개변수, $Gr/(1+Re)^2$
Gr	: Grashof 수, $g\beta L^3 \Delta T/\nu^2$
f	: 무차원 주파수
g	: 중력가속도 [m/s^2]
L	: 환상공간의 특성길이, $R_o - R_i$ [m]
Pr	: Prandtl 수, ν/α
P	: 압력 [Pa]
Re	: 레이놀즈수, $\Omega L^2/\nu$
R	: 반지름 [m]
r	: 무차원 반지름, R/L
r_c	: 간격 중심의 반지름, $(r_o + r_i)/2$

T	: 온도 [$^{\circ}C$]
U	: r 방향 속도성분 [%]
u	: 무차원 r 방향 속도성분
V	: θ 방향 속도성분 [%]
V_{ref}	: 특성 속도, $\nu/L(1+Re)$
v	: 무차원 θ 방향 속도성분
θ	: 원주방향 좌표
ν	: 유체의 동점성계수 [m^2/s]
σ	: 간격비, $2R_i/L$
τ	: 무차원 시간, tV_{ref}/L
ϕ	: 무차원 온도, $(T - T_o)/(T_i - T_o)$

하첨자

ave	: 평균치
cr	: 임계치
i	: 내부 반지름
o	: 외부 반지름

* 회원, 조선이공대학 건축환경설비과

** 회원, 한양대학교 BK21 기계사업단

† 책임저자, 회원, 한양대학교 기계공학부

E-mail: ksleehy@hanyang.ac.kr

TEL: (02)2290-0426 FAX: (02)2295-9021

1. 서론

동심 실린더 사이의 환상영역에 있는 유체유동에 관한 연구는 이론적 관심과 박막필름 접촉용 고온 롤러, 열간 압연용 롤러 및 전자부품 냉각 등의 기술응용성 때문에 많은 관심을 끌어 왔다.

Coles⁽¹⁾는 내부 혹은 외부 실린더의 회전에 따른 유체역학적 문제점을 실험적으로 연구하였다. 실린더 회전에 의한 강제유동과 유체의 밀도차이에 의한 부력이 동시에 부과되는 혼합대류 유동은 환상공간의 간격비 σ (=내부 실린더지름/간격)와 Pr, Gr, Re에 따라 다양한 형태로 나타난다.⁽²⁻⁶⁾ Powe 등⁽⁶⁾은 회전이 없는 수평환상 영역에서 공기에 대하여 Gr과 간격비에 따라 4가지 형태의 유동으로 분류하였다. Grashof 수가 충분히 작을 경우에는 간격비에 상관없이 수직면에 대하여 대칭인 좌우 각각 2개의 유동셀(bicellular flow)이 형성된다. Rayleigh 수가 증가하여 임계치보다 커지면 $\sigma < 2.8$ 로 넓은 간격에서는 2차원 주기유동(oscillatory flow), $2.8 < \sigma < 8.5$ 인 중간 크기의 간격에서는 3차원 와선형 유동(spiral flow), $\sigma > 8.5$ 인 좁은 간격에서는 2차원 다수 유동셀 유동(multicellular flow)이 나타난다고 하였다. 그러나 환상영역의 자연대류와 실린더의 회전에 의한 원심력 효과가 중첩되는 혼합대류는 각종 롤링 장비에서 중요한 기술적 관심사항이지만 이와 관련한 연구는 많지 않다. Fusegi 등⁽⁷⁾은 간격비가 $\sigma = 1.25$ 인 수평 환상영역에서 외부 실린더는 정지하고 내부 실린더가 일정한 각속도로 회전하는 경우에 혼합대류 매개변수(=Gr/Re²)가 1에서 무한대로 변할 때의 유동 및 열전달을 분석하였다.

환상영역의 자연대류에서 불안정성은 두 가지 형태로 나타난다. Pr이 0.24보다 큰 유체에서는 부력과 관련된 열에너지의 교란에 의해서 환상영역의 상부공간에서 온도의 역성층화에 의한 열적 불안정성이, Pr이 0.24보다 작은 유체에서는 등온선은 거의 동심원에 가깝게 분포하고 유체 운동 에너지의 교란에 의해서 주로 측면부 공간에서 유동 불안정성이 야기된다.⁽⁶⁾

본 연구는 플라즈마 TV(PDP)의 제조공정에서 유리 표면에 박막필름을 접착시키는 고온롤러에서의 열유체적 현상을 분석하고자 한다. 수은과 같이 Pr(=0.02)가 낮은 유체로 채워진 수평 환상영역의 자연대류 현상에서 내외부 실린더의 회전

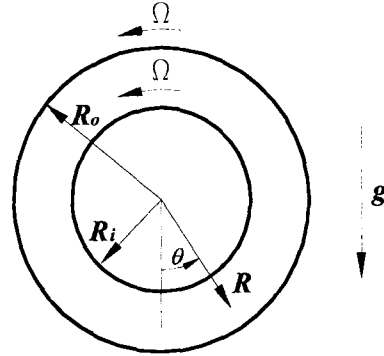


Fig. 1 Schematic diagram of the annulus

이 유동 및 열전달에 미치는 영향을 수치적으로 해석하고자 한다. 이 때에 내외부 실린더는 동일한 방향으로 동일한 각속도로 회전한다.

2. 지배방정식 및 수치해석

2.1 지배방정식 및 경계조건

환상영역의 유동 및 열전달을 다루기 위한 형상 및 극좌표계는 Fig. 1과 같다. 유체는 환상영역내에 채워져 있고 내외부 실린더는 각각 서로 다른 온도 ($T_i > T_o$)로 유지되어 있다. 환상영역내의 유동장에는 실린더 내외벽의 온도차와 실린더의 동시회전에 의하여 혼합대류가 발생한다. 모델의 해석을 위하여 도입한 가정은 다음과 같다.

- ① 2차원 비압축성 층류유동이다.
- ② 유체의 물성치는 일정하고 부력과 관련한 밀도변화는 Boussinesq근사를 사용한다.
- ③ 점성에 의한 에너지 소산은 무시한다.

혼합대류의 특성속도는 점성효과와 회전속도를 합하여 다음과 같이 정의한다.

$$V_{ref} = \nu / L(1 + Re) \tag{1}$$

식 (1)의 특성속도는 Re=0이면 순수 자연대류의 유동속도, Re≠0이면 혼합대류 유동속도가 된다. 특성 속도가 외에 특성길이(L)는 $R_o - R_i$, 특성시간은 tL / V_{ref} 로 두었다.

위의 가정들과 특성 값들에 기초한 극좌표계 지배방정식과 무차원 변수는 다음과 같다.

$$u \frac{\partial u}{\partial r} + \frac{v}{r} \frac{\partial u}{\partial \theta} = 0 \quad (2)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial u}{\partial \tau} + u \frac{\partial u}{\partial r} + \frac{v}{r} \frac{\partial u}{\partial \theta} - \frac{v^2}{r} = -\frac{\partial p}{\partial r} \\ + \frac{1}{1 + \text{Re}} \left[\nabla^2 u - \frac{u}{r^2} - \frac{2}{r^2} \frac{\partial v}{\partial \theta} \right] - B \cos \theta \end{aligned} \quad (3)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial v}{\partial \tau} + u \frac{\partial v}{\partial r} + \frac{v}{r} \frac{\partial v}{\partial \theta} + \frac{uv}{r} = -\frac{1}{r} \frac{\partial p}{\partial \theta} \\ + \frac{1}{1 + \text{Re}} \left[\nabla^2 v - \frac{v}{r^2} + \frac{2}{r^2} \frac{\partial u}{\partial \theta} \right] + B \sin \theta \end{aligned} \quad (4)$$

$$\frac{\partial \phi}{\partial \tau} + u \frac{\partial \phi}{\partial r} + \frac{v}{r} \frac{\partial \phi}{\partial \theta} = \frac{1}{\text{Pr}(1 + \text{Re})} \nabla^2 \phi \quad (5)$$

$$\begin{aligned} r = \frac{R}{L}, \quad u = \frac{U}{V_{\text{ref}}}, \quad v = \frac{V}{V_{\text{ref}}}, \quad p = \frac{P}{\rho V_{\text{ref}}^2}, \\ \sigma = \frac{2R_i}{L}, \quad \text{Pr} = \frac{\nu}{\alpha}, \quad \tau = \frac{tV_{\text{ref}}}{L}, \quad \phi = \frac{T - T_o}{T_i - T_o}, \quad (6) \\ \text{Re} = \frac{\rho L^2}{\nu}, \quad \text{Gr} = \frac{gBL^3 \Delta T}{\nu^2}, \quad B = \frac{\text{Gr}}{(1 + \text{Re})^2} \end{aligned}$$

내외부 벽에서의 경계조건은 다음과 같다.

$$r = r_i \text{에서} \quad u = 0, \quad v = \frac{\text{Re}}{1 + \text{Re}} r_i, \quad \phi = 1 \quad (7a)$$

$$r = r_o \text{에서} \quad u = 0, \quad v = \frac{\text{Re}}{1 + \text{Re}} r_o, \quad \phi = 0 \quad (7b)$$

내외 실린더 표면에서의 국소 및 평균 Nusselt 수⁽³⁾는 다음과 같이 구하였다.

$$\text{Nu} = -r \frac{\partial \phi}{\partial r} \ln(r_o/r_i) \quad (8a)$$

$$\text{Nu}_{\text{ave}} = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} \text{Nu} \, d\theta \quad (8b)$$

2.2 수치해석 및 검증

일반적으로 2차원 평면해석은 펼쳐진 영역(stretched domain)으로 $\theta = 0$ 및 $\theta = 2\pi$ 인 면은 경계면으로 분리되어 있다. 물리현상에 따라서 주기 경계조건(periodic boundary condition)이 사용되기도 하지만 주기적 압력손실이 있는 경우에만 국한된다. 본 연구에서는 단일 공간으로 구성되어 주기적 압력손실이 없으므로 SIMPLER 알고리즘⁽⁶⁾에 의한 이산화와 cyclic-TDMA로 수치해를 구한다. 비정상성의 정확한 예측에 대류항의 처리가 상당히 큰 영향을 미치므로,⁽⁶⁾ 대류항의 차분화는 2차 정확도를 갖는 하이브리드 도식(hybrid scheme)을 사용하고 중앙차분법이 적용되도록 가능한 격자수를 증가시켰다. 사용된

Table 1 Comparison of average Nusselt number with Yoo's results⁽⁵⁾

σ	Present		Yoo(1996)	
	$\text{Nu}_{i,\text{ave}}$	$\text{Nu}_{o,\text{ave}}$	$\text{Nu}_{i,\text{ave}}$	$\text{Nu}_{o,\text{ave}}$
1.0	2.044	2.046	2.022	2.037
2.0	1.866	1.850	1.837	1.848
10.0	1.549	1.546	1.562	1.567

Table 2 Critical Grashof number for $\text{Pr}=0.02$

	$\sigma=2$	$\sigma=5$	$\sigma=10$
Gr_{cr}	2.3×10^4	1.1×10^4	9.5×10^3

격자수로는 $\sigma < 2.8$ 인 작은 간격비에서는 최대 55×607 , $2.8 < \sigma < 8.5$ 인 중간 간격비에서는 최대 41×501 , $\sigma > 8.5$ 인 큰 간격비에서는 최대 31×401 를 사용하였다. 수렴조건으로 무차원 속도 및 온도의 상대변화율이 10^{-5} 보다 작아질 때까지 반복 계산하고 비정상 해석시 무차원 시간중분은 10^{-3} 으로 하였다.

수치해석의 검증을 위하여 작동유체는 공기($\text{Pr}=0.7$)로 Grashof 수가 1.43×10^4 인 순수 자연대류에서 실린더 내외부 표면의 평균 Nusselt 수를 Yoo⁽⁵⁾의 연구결과와 비교하여 Table 1에 나타내었고 오차가 1.6%이내에서 전체적으로 거의 일치하였다.

3. 결과 및 고찰

이중 실린더로 구성된 회전 환상영역에서의 혼합대류는 회전유동과 부력과의 상대적인 크기에 따라 달라진다. 일반적으로 식 (6)에서 정의한 혼합대류 매개변수가 $B > 1$ 이면 자연대류가 지배적인 유동이, $B < 1$ 이면 강제대류가 지배적인 유동이 발생한다. 회전이 부과되지 않은 환상영역의 순수 자연대류에서는 수직면에 관하여 좌우로 반사 대칭(reflection symmetry)의 유동이, 회전이 부과되어 $\text{Re} \rightarrow \infty$ 인 강제 회전유동에서는 방위각 대칭(azimuthal symmetry)인 유동이 나타난다.

Table 2는 순수 자연대류에서 비정상 주기유동의 천이가 일어나는 임계 Gr수(Gr_{cr})를 간격비(σ)에 따라 정리한 것이다. 천이가 발생하면 유동형태는 비정상 다수 유동셀로 변화하고, 시간경과에 따라 유동셀 수량이 증감이 일어나면서 동시에 유동셀의 강약 변화도 발생한다.

3.1 혼합대류의 정상 해석

Fig. 2는 $\sigma=2$ 와 $Gr=1.5 \times 10^4$ 일 때에 레이놀즈수의 크기에 따른 무차원 유선 및 압력의 분포를 ($r_i, 0$)을 기준으로한 상대적인 값으로 나타낸 것이다. $Re=0$ 일 때 유선의 분포는 좌측 유동셀(점선)과 우측 유동셀(실선)로 반사 대칭으로 형성한다. 회전이 부과되면서 내외 실린더 벽으로부터 점성 경계층이 점차 성장하면서 좌측 유동셀은 좌하단 벽 쪽으로 붙고, 우측 유동셀은 우상단 벽 쪽으로 밀리게 된다. 레이놀즈수가 더욱 증가하여 $Re=100$ 이 되면 유선은 동심원과 유사해져서 점차 강제 회전유동으로 접근한다.

Fig. 3은 $\sigma=2$ 와 $Gr=1.5 \times 10^4$ 일 때에 레이놀즈수의 크기에 따른 외부 실린더 표면의 국소 Nu 분포를 나타낸 것이다. $Re=0$ 일 때에 국소 Nu는 $\theta=\pi$ 를 중심으로 좌우 대칭이며 유동셀의 분포만큼 변화가 심하다. 레이놀즈수가 증가하면 국소 Nu 분포의 대칭성은 깨어지고 점차 단조로워진다. 레이놀즈수가 더욱

증가하여 $Re=100$ 가 되면 국소 Nu는 강제 회전유동에 의한 순수 열전도의 국소 Nu와 같은 1로 접근한다. Nu 분포로부터 바깥 표면의 열전달 분포도 레이놀즈수가 증가할수록 점차 균일해 짐을 유추할 수가 있다.

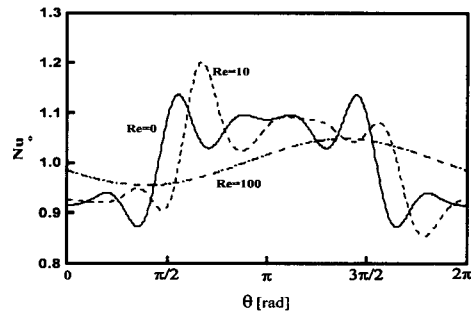


Fig. 3 Local Nusselt number on the outer surface when $\sigma=2$ and $Gr=1.5 \times 10^4$

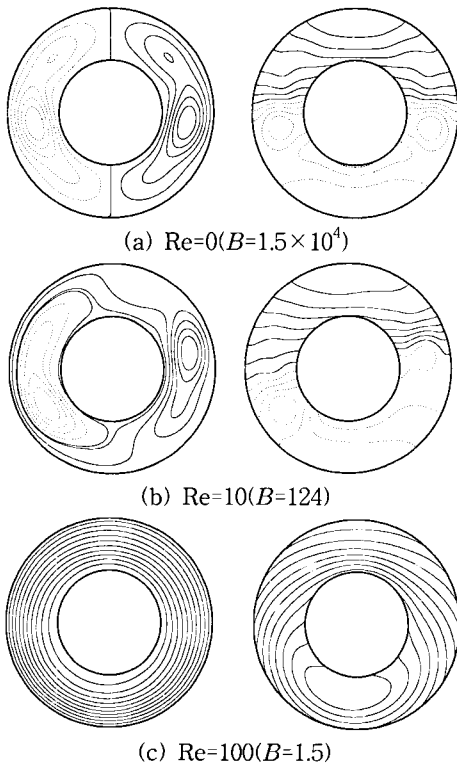


Fig. 2 Dimensionless streamlines and pressures for various values of Re when $\sigma=2$ and $Gr=1.5 \times 10^4$

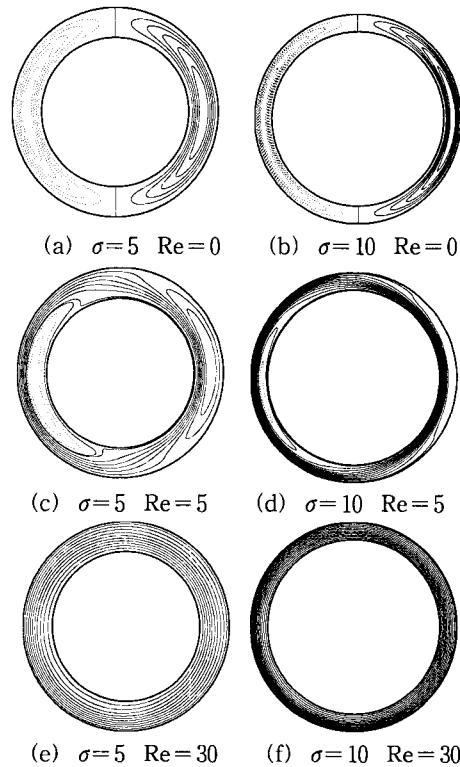


Fig. 4 Streamlines for various values of Re when $Gr=1.0 \times 10^4$. B is 1.0×10^4 in (a) and (b), 278 in (c) and (d), 10 in (e) and (f)

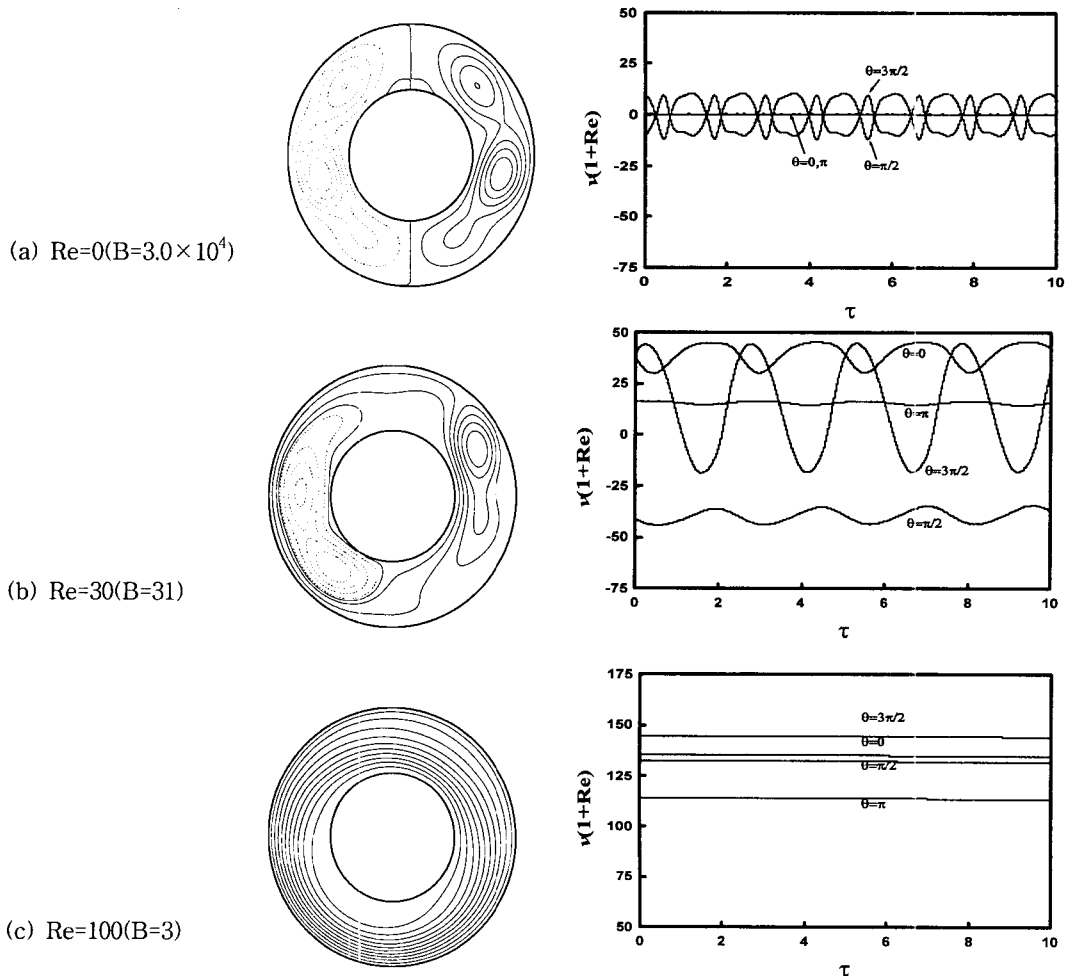


Fig. 5 Streamlines and time variations of $v(1+Re)$ at (r_c, θ) for $\sigma=2$, $Gr=3.0 \times 10^4$

Fig. 4는 환상영역의 간격비 σ 가 각각 5와 10일 때에 레이놀즈수의 변화 따른 유선의 분포이다. 레이놀즈수의 증가에 따른 유동 형태는 $\sigma=2$ 일 때와 동일하게 좌우 대칭의 두 개의 유동셀이 단일 유동셀로 변화한다. 즉 환상영역의 자연대류와 강제 회전유동이 복합된 혼합대류는 간격비 (σ)와 Gr 에 상관없이 레이놀즈수가 증가하여 회전매개변수의 크기가 약 10 정도가 되면 전체 영역의 유동이 단일 유동셀로 변화한다.

3.2 혼합대류의 비정상해석

Fig. 5는 $\sigma=2$ 이고 $Gr=3.0 \times 10^4$ 일 때 유선 및 속도의 시간변화를 나타낸 것이다. 유선의 분포는 좌우 각각 3개의 비정상 유동셀이 대칭적으로

형성되고 시간의 경과에 따라 상하부 유동셀이 교차로 강해졌다가 약해지는 것이 주기적으로 일어난다. 비정상성은 환상영역의 4가지 위치 $(r_c, 0)$, $(r_c, \pi/2)$, (r_c, π) , $(r_c, 3\pi/2)$ 에서 원주방향 속도성분에 $(1+Re)$ 를 곱하여 시간변화를 비교하였다. 환상영역의 대칭면인 $\theta=0, \pi$ 인 지점의 속도는 시간변화가 없지만, $\theta=\pi/2$ 와 $\theta=3\pi/2$ 에서의 속도는 시간에 대하여 주기적 변화를 보인다. 온도 및 다른 속도성분도 동일한 형태의 주기적 특성이 나타났으나 본문에서 다루어지는 않았다. $Re=0$ 인 경우에는 자연대류가 강하여 좌우 대칭의 유동셀이 형성되지만, 회전수가 증가하면 대칭성은 깨어지고 벽으로부터의 점성 경계층 유동 형성된다. 레이놀즈수가 커질수록 환상영역의 좌

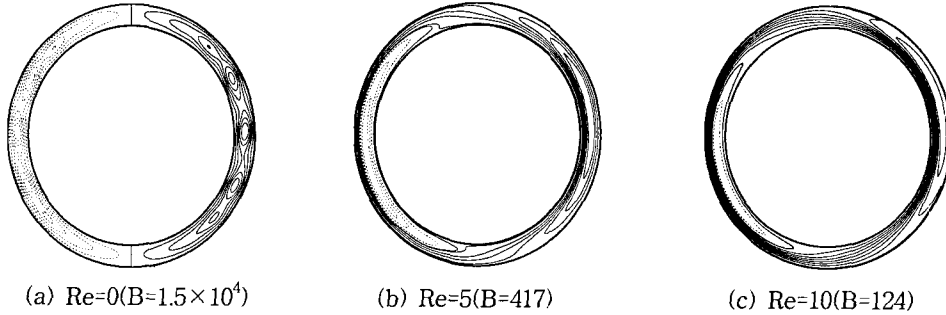


Fig. 6 Streamlines for various values of Re when $\sigma=10$, $Gr=1.5 \times 10^4$

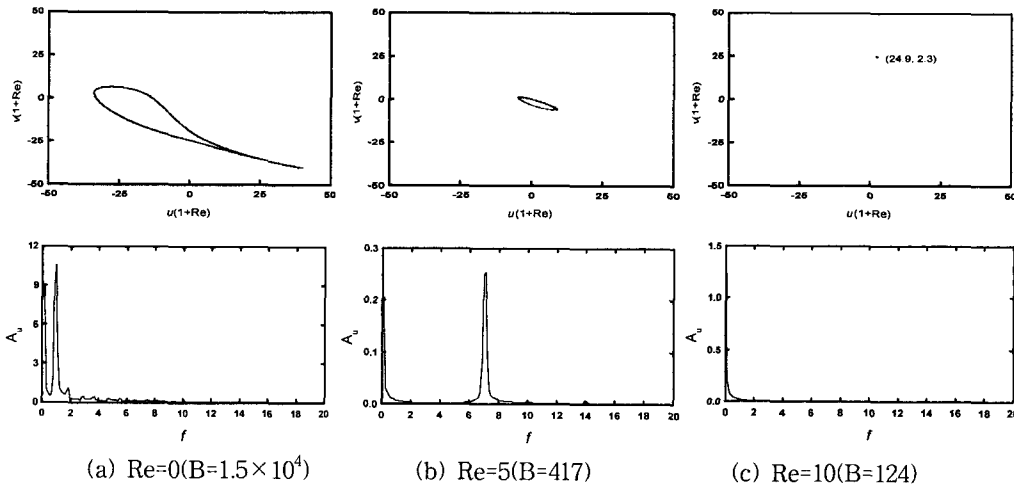


Fig. 7 Phase diagram of $u-v$ velocity and amplitude spectrum of u -velocity at $(r_c, 1.5\pi)$ for various values of Re when $\sigma=10$, $Gr=1.5 \times 10^4$

측 바깥영역과 우측 내부영역에서는 자연대류에 의한 유동과 회전 경계층 유동에 의한 유동이 중첩되면서 유동이 강해지는 반면에, 좌측 내부영역과 우측 바깥영역에서는 두 가지 유동성향이 서로 반대이므로 유동이 상쇄된다. 따라서 레이놀즈수가 증가할수록 자연대류에 의한 좌측 유동셀은 내부 실린더의 좌하단 벽 쪽으로 붙고, 반면에 우측 유동셀은 외부 실린더의 우상단 벽 쪽으로 밀리는 유동형태를 보인다. 이러한 유동형태에서 레이놀즈수가 보다 증가하면 자연대류에 의한 좌우 두 유동셀 사이로 회전유동이 더욱 강해져서 결국 유선이 동심원과 유사하게 형성되면서 전체 유동장이 정상 단일 유동셀로 발달하여 마치 강제 회전유동에 접근함을 알 수가 있다. 속도성분의 비정상성은 레이놀즈수의 증가에 따라 주기가 점차 길어지는 경향을 보이다가

Re=100에서 B=3 정도가 되면 주기성은 사라지고 정상상태의 회전유동에 도달한다. Re=0일 때는 $\theta = \pi/2$ 및 $\theta = 3\pi/2$ 인 지점의 비정상성이 같았지만, 회전이 가해지면 $\theta = 3\pi/2$ 지점이 다른 위치에 비하여 비정상성이 가장 강하다.

Fig. 6는 $\sigma=10$, $Gr = 1.5 \times 10^4$ 인 경우에 레이놀즈수의 크기에 따른 유선의 분포를 나타낸 것이다. Re=0일 때에는 좌우영역 각각 다수의 비정상 유동셀이 형성되지만, Re=5 혹은 10이 되면 좌우 각각 한 개의 유동셀이 형성되고 그 사이로 점성 경계층유동이 형성된다.

Fig. 7은 $\sigma=10$, $Gr = 1.5 \times 10^4$ 인 경우에 레이놀즈수의 변화에 따른 $(r_c, 1.5\pi)$ 지점의 $u-v$ 속도의 위상선도와 u -속도의 진폭스펙트럼을 나타낸 것이다. Re=0인 경우에는 무차원 주파수가

1인 주기유동을 보인 반면에, $Re=5$ 이면 무차원 주파수가 7인 주기유동으로 $Re=0$ 일 때의 변화폭은 감소한다. 레이놀즈수가 더욱 증가하여 $Re=10$ 이 되면 비정상성은 사라지고 u -속도는 24.9, v -속도는 2.3으로 귀착하는 정상유동을 보인다. 이때의 회전매개변수는 $B=124$ 로 10^2 정도임에도 불구하고 모든 지점의 유동 비정상성은 사라졌다.

이상에서 살펴 본 바와 같이 동심 회전하는 수평 환상공간의 혼합대류 유동형태는 레이놀즈수가 증가하면 간격비와 Gr 에 상관없이 전체 유동장이 정상 단일 유동셀로 발달하지만, 간격이 좁을수록(간격비가 클수록) 회전 벽으로부터의 점성 경계층이 더욱 쉽게 발달하고 내부로 확산한다. 이러한 회전에 의한 유동 안정화 효과는 Lin 등⁽⁹⁾의 실험적 연구에서도 밝혀졌다. 그들은 단일 경사 실린더에서 상하면의 온도차에 의한 비정상 자연대류에서 실린더의 회전이 유동의 안정화를 도모한다고 하였다.

4. 결론

동심 회전하는 수평 실린더 환상영역에서의 혼합대류에 관한 정상 및 비정상 2차원 수치해석을 통하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

회전이 부과된 혼합대류의 유동형태는 정상상태 및 비정상상태 모두 동일하며, 실린더 벽으로부터의 점성 경계층이 성장발달하면서 자연대류에 의하여 형성된 좌측 유동셀은 좌하단 벽 쪽으로 붙고, 우측 유동셀은 우상단 벽 쪽으로 붙는다. 레이놀즈수가 더욱 증가하여 회전매개변수(B)가 작아질수록 점성 경계층은 점차 강해져서 전체 유동장이 정상 단일 유동셀로 발달한다.

롤링 장비에서의 열전달은 실린더 바깥 표면에서 일어나므로 바깥 표면의 Nu 수 분포로부터 레이놀즈수가 증가할수록 열전달량이 점차 균일해짐을 유추할 수가 있다.

환상영역의 혼합대류는 혼합대류 매개변수(B)가 약 10^0 정도 이상이 되면 비정상성은 나타나지 않는다.

후 기

이 논문은 2001년도 조선이공대학 학술연구비의 지원을 받아 연구되었음.

참고문헌

- (1) Coles D., 1965, "Transition in Circular Couette Flow," *J. Fluid Mech.*, Vol. 23, part 3, pp. 385~425.
- (2) 정재동, 김찬중, 유호선, 이준식, 1997, "수평 동심환상공간내 자연대류의 다중해에 관한 수치적 연구," 대한기계학회논문집(B), 제21권 제2호, pp. 252~263.
- (3) 유주식, 1998, 수평 환형공간에서의 낮은 Prandtl 수 유체의 자연대류," 대한기계학회논문집(B), 제22권 제12호, pp. 1784~1795.
- (4) Yoo J. S., Choi J. Y. and Kim M. U., 1994, "Multicellular Natural Convection of a Low Prandtl Number Fluid between Horizontal Concentric Cylinders," *Numerical Heat Transfer, Part A*, Vol. 25, pp. 103~115.
- (5) Yoo J. S., 1996, "Dual Steady Solutions in Natural Convection between Horizontal Concentric Cylinders," *Int. J. Heat and Fluid Flow*, Vol. 17, No. 6, pp. 587~593.
- (6) Fant D. B., Prusa J. and Rothmayer A. P., 1990, "Unsteady Multicellular Natural Convection in a Narrow Horizontal Cylindrical Annulus," *J. of Heat Transfer*, Vol. 112, pp. 379~387.
- (7) Fusegi T., Farouk B. and Ball K. S., 1986, "Mixed-Convection Flows within a Horizontal Concentric Annulus with a Heated Rotating Inner Cylinder," *Numerical Heat Transfer*, Vol. 9, pp. 591~604.
- (8) Patankar S. V., 1980, *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*, McGraw-Hill.
- (9) Lin D. and Yan W. M., 2000, "Experimental Study of Unsteady Thermal Convection in Heated Rotating Inclined Cylinders," *Int. J. of Heat and Mass Transfer*, Vol. 43, pp. 3359~3370.