



공 학 석 사 학 위 논 문

캐비티를 가진 수평채널 내에서의 혼합대류에 관한 연구

2007년 2월

부경대학교대학원

기계공학부

고영창

공 학 석 사 학 위 논 문

캐비티를 가진 수평채널 내에서의 혼합대류에 관한 연구

지도교수 배 대 석

이 논문을 공학석사 학위논문으로 제출함.

2007년 2월

부경대학교대학원

기계공학부

고영창

고영창의 공학석사 학위논문을 인준함

2007년 2월 28일



Abstract		1
Abstract	· • • • • • • • • • • • • • • • • • • •	

제 1 장 서 론	····· 2
1.1 연구의 배경	•••••• 2
1.2 연구의 목적 ·····	••••• 5
제 2 장 이론해석 ·····	•••••• 6
2.1 지배방정식 · · · · · · · · · · · · · · · · · · ·	••••• 7
2.2 경계조건 ••••••	••••• 9
2.3 격자의 생성 ·····	10
2.4 PISO 알고리즘 •••••	12
2.5 해석방법 •••••	····· 14
제 3 장 결과 및 고찰 ·····	••••• 15
3.1 Rayleigh수의 영향 ·····	••••• 16
3.2 Reynolds수의 영향 ·····	····· 23

3.3	경사각의 영향 ·····	32
3.4	Prandtl수의 영향 ·····	41
3.5	종횡비의 영향 •••••	49
3.6	<i>Gr/Re</i> 의 영향 ·····	53



Nomenclature

AR	: aspect ratio [W/D]
c_p	: specific heat [J/kg·K]
D	: cavity height
g	: gravitational acceleration [m²/s]
Gr	: Grashof number [<i>Ra/Pr</i>]
h	: heat transfer coefficient
Н	: channel height [mm]
L	: channel length [mm]
Nu	: Nusselt number
Nu	: average Nusselt number
p	: pressure [N/m ²]
Pr	: Prandtl number, $ u/lpha$
Ra	: Rayleigh number, $geta\Delta TW^3/lpha u$
Re	: Reynolds number, $u_{in}(H\!-\!D)/ u$
T	∶temperature [℃]
ΔT	: temperature difference, $T_h - T_c \ [\ {\ \mathbb{C}}\]$
u	: horizontal velocity component [m/s]
v	: vertical velocity component [m/s]
W	: channel width [mm]
x	: axial coordinate [mm]
y	: vertical coordinate [mm]

Greek symbols

: thermal diffusivity $[m^2/s]$ α : thermal expansion coefficient $[\,K^{-1}\,]$ β : inclined angle measured from horizontal [°] θ : thermal conductivity [W/m·K] κ : dynamic viscosity [kg/m·s] μ : kinematic viscosity [m²/s] ν : density [kg/m³] ρ : the bias value σ II

A Study on Mixed Convection in the Horizontal Channel

with a Cavity

Young Chang Ko

Department of Mechanical Engineering, The Graduate School, Pukyong National University

Abstract

Mixed convective heat transfer phenomena are studied in a channel with rectangular cavity heated from below. The parameters governing the problem are the Reynolds number ($0 \le Re \le 50$), the Rayleigh number ($0 \le Ra \le 2 \times 10^5$), the Prandtl number ($0.7 \le Pr \le 909$), the aspect ratio ($0.5 \le AR = W/D \le 2$) and the angle of inclination ($0^\circ \le \theta \le 90^\circ$). Finite volume method was employed for the discretization and PISO algorithm was used for calculating pressure term. Detailed velocity and temperature fields are computed, and various result for the streamline, isotherms and the heat transfer rates in terms of the average Nusselt number are presented and discussed for different parametric values.

제1장서 론

1.1 연구의 배경

대류열전달은 가열 혹은 냉각된 표면과 주위유체와의 온도차로 야기되는 밀 도구배에 의한 자연대류와 외부에서 부가되는 유동에 의한 강제대류로 대별된 다. 강제대류와 부력에 의해 발생하는 자연대류가 상호작용하는 혼합대류에 대한 특성을 정확히 이해하는 것은 열 및 물질 전달계의 설계에 있어서 매우 중요하며, 열교환기, 화학 증착 반응기, 태양열 집열기, 전자장치의 냉각등 공 학적 응용분야에서 혼합대류가 중요한 역할을 하기 때문에 지금까지 많은 연 구가 수행되어져 왔다.^[1-18] B. H. Kang등^[1]은 사각형 발열체가 부착된 수평 평판에서 혼합대류에 대해 실험적으로 연구하여, 발열체 각 면에서의 평균 Nusselt수를 Re수와 Gr수 함수로 한 상관식으로 나타내었다. Hasnaoui 등^[2] 은 단열된 사각블록이 일정하 간격으로 부착된 공간에서 밑면의 가열에 의해 초래되는 유동과 열전달 현상을 자연대류에만 한정시켜서 Ravleigh수와 가열 면의 폭과 높이의 변화가 미치는 영향을 검토하였다. Chiu 등^[3-4]은 하부가 가 열되는 수평 평행 채널 내에서의 혼합대류 열전달 특성에 대하여 작동유체를 공기로 하고 2.71×10²≤ Gr/Re²≤6.79×10⁴ 범위 내에서 실험과 수치적 계산을 동시에 진행하여 그 결과를 고찰하였다. Yu등^[5]은 하부에서 가열되는 수평 평 행채널 내에서의 혼합대류 유동을 AR=12, Pr=0.7인 경우 Re(20 < Re < 50)수 와 Ra(Ra≤3.1×10⁴)수를 변수로 하여 볼텍스 롤의 생성, 크기, 위치 등에 대하 여 비정상 수치해석적 방법으로 연구하였으며, Chang등^[6]은 하부에서 가열되

저 자	작동유체(<i>Pr</i>)	Re, Ra(Gr)	연구 방법
Kamotani 등	air	$30 \le Re \le 1.1 \times 10^3,$ $10^2 \le Ra \le 3.1 \times 10^4$	실험
Osborne 등	water	$65 \le Re \le 6.5 \times 10^{3},$ $4.2 \times 10^{5} \le Gr \le 4.2 \times 10^{8}$	실험
Chiu 등	<i>Pr</i> =0.71	$15 \le Re \le 170,$ $1.4 \times 10^3 \le Ra \le 8.3 \times 10^3$	실험
Maughan 등	<i>Pr</i> =0.7	12.5 < Re < 500, $7 \times 10^3 < Gr < 10^6$	실험 및 수치해석
Lee 등	<i>Pr</i> =0.2~7	$10 < Re < 10^4,$ $10^3 < Gr < 10^9$	수치해석
Nace 등	<i>Pr</i> =0.7	Re = 18.75, 36, 54, $Ra = 2.22 \times 10^4$	실험 및 수치해석
Bilgen 등	<i>Pr</i> =0.71	$5 \times 10^{3} \le Ra \le 2 \times 10^{4},$ $0.1 \le Pe \le 2.5$	수치해석
Fusegi 등	<i>Pr</i> =0.71	$10 \le Re \le 1 \times 10^3,$ $100 \le Gr \le 5000$	수치해석
Amahmid 등	<i>Pr</i> =0.72	$Re = 0,$ $10^2 \le Ra \le 5 \times 10^6$	수치해석
L. C. Fang 등	water	$50 \le Re \le 1600,$ $0.25 \le AR \le 4$	실험 및 수치해석
Khalil Khanafer 등	<i>Pr</i> =0.7	$10^2 \le Re \le 10^4,$ $10^2 \le Gr \le 10^5$	수치해석
L. C. Fang 등	Pr=7	$50 \le Re \le 1600,$ $1 \le Gr \le 4000$	수치해석
M. Najam 등	<i>Pr</i> =0.71	$0.1 \le Re \le 200, \\ 10^4 \le Ra \le 10^6$	수치해석
M. El Alami 등	<i>Pr</i> =0.71	$10^4 \le Ra \le 3 \times 10^6,$ 1/8 \le AR \le 1/2	수치해석

Table 1.1 Recent research related to a mixed convective flow in the rectangular channel or cavity

는 수평 평행채널 내에서의 혼합대류 유동을 *AR*=12, *Pr*=0.7인 경우 *Re*(20≤ *Re*≤50)수와 *Ra*(6×10³≤*Ra*≤3×10⁴)수를 변수로 하여 혼합대류 종방향 롤 구 조에 대하여 실험적 방법으로 연구하였다. A. Amahmid 등^[7]은 하부 벽에 가 열 블록을 가진 수평채널에 대해 자연대류를 연구하였고, Najam 등^[8]은 *Re*(0.1≤*Re*≤200)수 와 *Ra*(10⁴≤*Ra*≤10⁶)수 그리고 블록의 높이를 변수로 혼 합대류 유동을 수치적으로 연구 하여 상대적으로 작은 *Re*수에서 유동은 블록 의 수직한 면에서 열전달이 증가됨을 보였다. Table 1.1은 캐비티를 가진 채널 에서의 여러 가지 연구에 대하여 나타낸 것이다.

이와 같이 사각채널 내에서의 혼합대류에 관한 연구는 실험 및 수치해석적 방법으로 많이 연구되어져 왔지만, 이전 연구의 대부분은 저 점성유체인 공기 (*Pr*=0.7)나, 물(*Pr*=6-10)을 작동유체로 사용하였으며, 고 점성유체의 혼합대류 에 관한 연구는 미흡하다. 또한, *Re*수가 매우 작은 경우에 대한 연구는 거의 이루어지지 않았다. 따라서, 저 *Re*수 영역에서의 고 점성유체의 혼합대류 거 동에 대한 연구도 활발히 진행되어, 이들에 대한 자료를 축적할 필요가 있다.

\$ 3

CH OL M

1.2 연구의 목적

산업생산 공정 중에 발생하는 오염물질은 관의 연결부위나 부품의 불완전 한 체결부위에 침전하여 생산되는 제품의 질을 저하시킨다. 캐비티를 포함하 는 관로에서의 침전물 제거는 많은 어려움이 따르지만, 제품의 품질 향상을 위해서는 오염물질을 제거할 필요가 있다. 최근에 유체역학적 유동특성을 이 용하여 파이프라인의 침전물을 제거하는 연구가 진행되었으나, 캐비티내 오염 물질을 전부 제거할 수 없는 것으로 판명되어 이에 대한 개선책이 요구된다.

따라서, 본 연구에서는 혼합대류 유동 특성을 이용하여 캐비티내 침전된 오염물질을 제거하며, 열 유동을 정확하게 해석하기 위해 온도장과 속도장을 함께 계측하고자 한다. 이전에 연구되지 않았던 고 점성유체를 작동유체로 사 용하여 하부가 가열되는 사각 캐비티를 가진 수평채널 내에서의 저 Reynolds 수(*Re*≪1)의 혼합대류 유동특성을 알아보기 위하여 수치해석적 방법으로 연구 하였으며, 비교를 위해 저 Prandtl수와 상대적으로 큰 Reynolds수의 영향도 함께 연구하였다. 종횡비(0.5≤*AR*≤2), Reynolds수(0≤*Re*≤50), Rayleigh수(0 ≤Ra≤2×10⁵), Prandtl수(0.7≤*Pr*≤909) 그리고 경사각(0°≤*θ*≤90°)이 혼합대류 속도장 및 온도장이 유동에 미치는 영향을 고찰하였다.

제 2 장 이론해석

본 연구는 캐비티를 가진 사각채널 내에서의 2차원 정상상태 층류 혼합대 류에 관한 것이며, 기하학적 형상은 Fig. 2.1과 같다. 유동장과 온도장을 해석 함에 있어서 점성소산과 복사열전달은 무시하였다. 유체는 비압축성이며, 모든 물리적 성질은 온도차에 의한 밀도변화를 제외하고는 일정하다고 가정 (Boussinesq 근사)하였다. 작동유체는 균일속도와 평균온도로 일정하게 유입 되어 캐비티를 지나 사각채널을 통과하여 유출된다. 입구 영역에서는 *T_c*의 온 도로 등온으로 냉각되고 캐비티의 하부 면은 *T_h*의 온도로 등온으로 가열되며, 기타의 모든 경계 벽들은 단열되어진다.



Fig. 2.1 Schematic diagram of the geometry investigated

2.1 지배방정식

본 연구의 모델로 선정된 채널 내부의 유동장과 온도장을 지배하는 방정 식은 연속방정식, 운동량방정식 및 에너지방정식이다. Navier-Stokes방정식, 에너지 방정식은 다음과 같은 가정을 통하여 단순화 하였으며, 2차원 정상상 태 층류유동의 기본방정식은 식 (2.1)~(2.4)와 같다.

1. 유동은 층류이며 정상상태이다.

2. 유체는 비압축성 뉴턴 유체이다.

3. 부력항을 나타내는 밀도외의 모든 물성치는 일정하다.

4. 에너지 방정식에서 열소산항과 복사열의 영향은 무시한다.

위에서 언급한 바와 같이 1~4의 가정에 따라 단순화된 유차원 방정식은 다음과 같다.

연속방정식:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \tag{2.1}$$

x-방향 운동량 방정식:

$$\rho(u\frac{\partial u}{\partial x} + v\frac{\partial u}{\partial y}) + \frac{\partial p}{\partial x} = \mu(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2}) + \rho g \beta \Delta T sin\theta$$
(2.2)

$$\rho(u\frac{\partial v}{\partial x} + v\frac{\partial v}{\partial y}) + \frac{\partial p}{\partial y} = \mu(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2}) + \rho g \beta \Delta T \cos\theta$$
(2.3)

에너지 방정식:

$$\rho c_p \left(u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + \right) = k \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right)$$
(2.4)

여기서 u, v는 각각 x, y 방향의 속도, T는 온도, p는 압력, ρ는 밀도, g는 중력 가속도, μ, c_p, k 는 각각 유체의 점성계수, 정압비열, 열전도율을 나타낸다.

III

2.2 경계조건

본 연구에서 사용된 경계조건은 고체벽면에서의 점착조건(No Slip Condition)을 사용하였으며, 입구온도는 일정온도로 하였고 출구에서의 경계조 건은 채널 출구로부터 충분히 떨어진 영역까지 계산하여 유동이 출구직전의 속도와 같다고 놓고 계산하였다. 캐비티의 하부벽은 T=T_h로서 일정한 고온을 유지한다고 가정하였고, 나머지 벽은 단열조건으로 하였다. 이를 수식으로 표 현한 본 연구에서의 경계조건은 식(2.5)과 같다.

모든 벽면 : No-Slip 조건 (u=v=0)

입구 영역 : 일정 유속 및 등온 조건

출구 영역 : Neumann 경계조건

입구(inlet):

 $u=U_{in}$, v=0, $T=T_c$

출구(Outlet):

$$\frac{\partial u}{\partial x} = \frac{\partial v}{\partial x} = \frac{\partial T}{\partial x} = 0$$

캐비티 밑면(Cavity bottom):

$$\mathbf{u} = \mathbf{v} = \mathbf{0}, \quad \mathbf{T} = \mathbf{T}_{\mathbf{h}}$$

벽(Walls):

$$u = v = 0$$
 (2.5)



Fig. 2.2 Schematic illustration of the computational



Fig. 2.3 Examination of grid independence of numerical solution at Pr=909, Re=0.1, $Ra=6.86\times10^4$, AR=1, $\theta=0^\circ$.

Fig. 2.2는 실제 수치해석에 사용한 격자분포를 나타낸다. 그림에서 보는 바와 같이 격자생성에서 x 방향에서는 균일격자를 생성하고, y 방향에서는 가 열벽 근처에서 물리량들의 큰 구배가 예상되기 때문에 계산의 정도를 높이기 위하여 격자를 조밀하게 생성하였다.

Fig. 2.3은 해의 격자계 의존성을 확인하기 위하여 *Re*=0.1, *Ra*=6.86×10⁴, *Pr*=909그리고 θ=0°일 때 캐비티의 격자수에 대한 평균 Nusselt수의 분포를 나타내었다. 그림에서 알 수 있듯이 격자수가 45×55, 50×60일 때 평균 *Nu*수 의 값은 2.180, 2.179로 오차는 최대 0.02% 이내에 있다. 따라서 본 연구에서 는 격자수를 45×55로 하여 수치해석을 진행하였다.



2.4 PISO 알고리즘

유동장을 계산하기 위해 일반적으로 많이 사용되고 있는 SIMPLE 알고리 즘 대신에 최근 발표되어 그 정확도 및 수렴 속도가 빠른 PISO(The Pressure Implicit with Splitting of Operators)알고리즘^[19-20]을 사용하여 속도장, 온도장 을 구하였다.

이 알고리즘은 Predictor-Corrector 방법을 시간 증분(time step)에 적용하 여 시간에 대한 오차를 second order로 줄임으로써 특히 초기 유동장 및 온도 장을 계산하는데 유용하다.

<Predictor 과정>

전 시간 단계에서 계산된 속도와 압력 U^{*}, V^{*}, P^{*}을 이용하여 운동량
 방정식의 계수를 계산하고, 운동량 방정식을 계산하여 속도 U^{*}_e를 구한다.

$$a_e U_e^* = \sum a_{nb} U_{nb}^* + d_e \left(P_P^n - P_E^n \right) + b^n$$
(2.6)

위에서 계산된 속도를 이용하여 압력방정식의 계수를 계산하고 압력장
 P*을 구하다.

$$a_p P_P^* = \sum a_{nb} P_{nb}^* + b^n \tag{2.7}$$

3. 계산된 압력장 P^{*}를 이용하여 보정된 속도 U^{**}, V^{**}를 구한다.

$$U_e^{**} = \widehat{U}_e + d_e \left(P_P^* - P_E^* \right) \tag{2.8}$$

여기서 $\widehat{U}_e = U_e^* - d_e \left(P_P^n - P_E^n \right)$

<Corrector 과정>

4. 보정된 속도 U^{**}, V^{**} 를 이용하여 압력 방정식의 계수를 계산하고 최종

압력장 P^{**}를 계산한다.

5. 위에서 계산된 최종 압력장을 이용하여 보정속도 U^{***}, V^{***}를 계산한
 다.

$$U_{e}^{***} = \widehat{U}_{e} + d_{e} \left(P_{P}^{**} + P_{E}^{**} \right)$$

$$(2.9)$$

$$(2.9)$$

$$(2.9)$$

$$(2.9)$$



2.5 해석방법

수치해석은 유한체적법(Finite Volume Method)을 기초로 한 상용코드인 STAR-CD 3.22를 사용하였으며, 압력보정은 PISO(Pressure Implicit with Splitting of Operators)알고리즘을 사용하였고, 대류항은 중심차분도식 (Central Differencing Scheme)을 사용하였다. 속도에서의 완화계수 (Relaxation factor)는 0.7, 압력은 0.3 그리고 온도는 0.85로 정하였다. 수치 계산에서는 최대오차한계(Residual tolerance)를 10⁻⁴으로 하였다. 수치해석을 진행하여 구한 해는 아래의 식(2.10)과 식(2.11)에 의해 국소 Nusselt수와 평 균 Nusselt수를 구하는데 사용되었다.

국소 Nusselt수

$$Nu = \frac{hD}{k} = \frac{D}{T_h - T_c} \cdot \frac{\partial T}{\partial y}\Big|_{y=1}$$

(2.10)

평균 Nusselt수

$$\overline{Nu} = \frac{1}{W} \int Nu \cdot dx \tag{2.11}$$

0

21 11

제 3 장 결과 및 고찰

하부가 가열되는 캐비티를 가진 사각채널 내에서의 혼합대류 유동특성을 고찰하기 위하여 종횡비(*AR* = *D*/*W*), Reynolds수, Rayleigh수, Prandtl수 그리 고 경사각을 변수로 하여 이들이 혼합대류의 유동에 미치는 영향을 2차원 수 치해석적 방법으로 연구하였으며, Table 3.1에 수치해석을 위한 각 변수들의 범위를 나타내었다.

Variable	Range
Reynolds number (<i>Re</i>)	$0 \le Re \le 50$
Rayleigh number (<i>Ra</i>)	$0 \le Ra \le 2 \times 10^5$
Angle of inclination (θ)	$0^{\circ} \leq \theta \leq 90^{\circ}$
Aspect ratio (AR)	$0.5 \leq AR \leq 2$
Prandtl number (<i>Pr</i>)	$0.7 \leq Pr \leq 909$
Gr/Re	$1.1 \times 10^2 \le Gr/Re \le 1.1 \times 10^4$

Table 3.1 Range of parameters for 2-D numerical simulation

3.1 Rayleigh수의 영향

Fig. 3.1, 3.2는 *AR*=1, *Pr*=909, *Re*=0, *θ*=0°일 때 Rayleigh수 (6.86×10⁴≤*Ra*≤2×10⁵)의 증가에 따라 형성되는 유동장과 온도장의 변화를 보여준다. 이 경우 입구 유속 *Re*=0이므로 유동은 오로지 부력에 의한 자연대 류의 영향으로 Rayleigh수가 6.86×10⁴≤*Ra*≤1.37×10⁵에서는 평행평판내의 Rayleigh-Bénard 셀 유동과 유사한 캐비티 중심에서 좌, 우 대칭유동을 형성 하지만, Rayleigh수가 증가하여 *Ra*=2×10⁵에서는 상부에 두 개의 저온 셀 유동과 하부에 두 개의 고온 셀 유동인 상하좌우 대칭적인 4개의 셀 유동을 형성하는 것을 알 수 있다. 또한 Rayleigh수가 증가함에 따라 온도경계층의 두께가 점차적으로 얇아져 열전달이 촉진되지만, *Ra*=2×10⁵에서는 상하 대칭 셀 유동에 의해 하부 열이 대류에 의해 상부로 전달되지 못해 오히려 열전달 이 감소하였다.

11 10

17



Fig. 3.1 Velocity vectors for various Rayleigh numbers at Re=0, Pr=909, AR=1, $\theta=0^{\circ}$.



Fig. 3.2 Temperature patterns for various Rayleigh numbers at Re=0, Pr=909, AR=1, θ=0°.



Fig. 3.3 Velocity vectors and temperature patterns for various Rayleigh numbers at Re=0.1, Pr=909, AR=0.5, $\theta=0^{\circ}$.

Fig. 3.3은 *Re*=0.1, *Pr*=909, *AR*=0.5, *θ*=0°일 때 *Ra*(0≤*Ra*≤10⁵)수의 증가에 따라 채널 내 형성되는 속도장과 온도장의 변화를 보여주고 있다. *Ra* 수가 (0≤*Ra*≤10³)인 경우, 온도차가 미약하여 캐비티에서는 자연대류에 의한 대류는 일어나지 않지만, *Ra*수가 증가하여 *Ra*=10⁵인 경우, 부력에 의한 자연 대류가 점차적으로 유동장에 영향을 미치게 되어 캐비티의 좌, 우측에 셀이 형성된다. 또한, 온도장을 살펴보면 *Ra*=10³인 경우, 온도가 층상구조를 형성 한다. 이와 같은 현상은 자연대류 유동이 미약한 경우로 열전달은 주로 전도 에 의해 일어나기 때문이다. *Ra*수가 증가할수록 부력에 의한 자연대류의 영향 이 점차적으로 증가하여 가열면 근처에서 온도가 조밀하게 나타나므로 열전달 이 촉진됨을 알 수 있다.

Fig. 3.4는 *AR*=0.5, *Pr*=909, *θ*=0°일 때 *Re*수에 대한 가열벽 평균 Nusselt수의 분포를 여러 가지 *Ra*수에 대하여 나타낸 것이다. 전반적으로 Rayleigh수 및 Reynolds수가 증가함에 따라 평균 Nusselt수는 증가하여 *Ra*수 및 *Re*수가 증가함에 따라 열전달이 촉진됨을 알 수 있다.

Fig. 3.5는 *AR*=1, *Pr*=909, *θ*=0°일 때 *Re*수에 대한 가열벽 평균 Nusselt 수의 분포를 여러 가지 *Ra*수에 대하여 나타낸 것이다. 전반적으로 *Re*수 및 *Ra*수가 증가함에 따라 평균 Nusselt수는 증가하였지만, 10⁻²≤*Re*≤0.5일 때 에는 *Ra*수가 증가함에 따라 평균 Nusselt수는 급격하게 증가하였고 0.5≤*Re* ≤50일 때에는 완만하게 증가하였다.



Fig. 3.4 Average Nusselt number of hot wall versus Re number for various Rayleigh numbers at AR=0.5, Pr=909, $\theta=0^{\circ}$.



Fig. 3.5 Average Nusselt number of hot wall versus Re number for various Rayleigh numbers at AR=1, Pr=909, $\theta=0^{\circ}$.

3.2 Reynolds수의 영향

Fig. 3.6은 *Ra*=0, *AR*=1, *Pr*=909, *θ*=0°일 때 여러 가지 *Re*수(0.01≤*Re* ≤50)에 대한 혼합대류의 유선을 나타낸다. 열원이 존재 하지 않는 경우로 입 구 유속에 의해서만 형성되는 유동 패턴을 보인다. *Re*≤1에서는 캐비티 하부 에 아주 저속의 셀 유동이 관찰되고, *Re*수가 증가하여 *Re*=10의 경우에는 입 구에서 부과된 유동의 강도가 커져 채널 상부의 유체가 캐비티 하부로 침투하 지 못하여 셀 유동이 발달하며, *Re*수가 더욱더 증가하여 Re=50의 경우에는 입구에서 유입된 유체가 캐비티에서 정체하지 않고 바로 출구로 배출되면서 유체의 점성의 영향으로 캐비티에서 큰 셀이 생성됨을 알 수 있다.

Fig. 3.7, 3.8은 *Ra*=6.86×10⁴, *AR*=1, *Pr*=909, *θ*=0°일 때 여러 가지 *Re* 수(0.01≤*Re*≤50)에 대한 혼합대류의 속도분포와 온도분포를 나타낸다. 먼저 속도벡터로 표시된 속도장을 살펴보면 *Re*≤0.05인 경우 작은 입구 유속에 의 한 유동과 캐비티내에서 발생한 자연대류 유동이 서로 영향을 미쳐 복잡한 셀 유동을 보이나, *Re*수가 증가하여 *Re*=0.5인 경우는 점차적으로 자연대류의 영 향에 의한 셀 유동이 사라지고, *Re*수가 더욱 증가하여 *Re*=50일 때에는 강제 대류의 영향이 지배적인 경우로 유입속도가 커서 입구에서 유입된 유체는 캐 비티에서 정체하지 않고 바로 유출구로 배출되면서 유체의 점성의 영향으로 캐비티에서 셀이 생성됨을 알 수 있다. 이러한 현상은 *Re*수가 커질수록 확실 하게 나타났다. 또한, 색으로 온도분포를 나타낸 온도장을 살펴보면 *Re*수가 증가할수록 캐비티 밑면의 온도경계층이 얇아져 열전달이 촉진됨을 알 수 있 다.



Fig. 3.6 Streamlines for various Reynolds numbers at *Ra*=0,

$$Pr=909, AR=1, \theta=0^{\circ}.$$



Fig. 3.7 Velocity vectors for various Reynolds numbers at $Ra=6.86\times10^4$, Pr=909, AR=1, $\theta=0^\circ$.



Fig. 3.8 Temperature patterns for various Reynolds numbers at $Ra=6.86\times10^4$, Pr=909, AR=1, $\theta=0^\circ$.



Fig. 3.9 Velocity vectors and temperature patterns for various Reynolds numbers at $Ra=10^5$, Pr=909, AR=0.5, $\theta=0^\circ$.



Fig. 3.10 Particle tracks for various Reynolds numbers at $Ra=10^5$, Pr=909, AR=0.5, $\theta=0^\circ$.



Fig. 3.12 Particle tracks for various Rayleigh numbers at Re=0.5, Pr=909, AR=0.5, $\theta=0^{\circ}$.



Fig. 3.13 Particle tracks for various Rayleigh numbers at *Re*=1, *Pr*=909, *AR*=0.5, *θ*=0°.

Fig. 3.9는 *Ra*=10⁵, *AR*=0.5, *Pr*=909, *θ*=0°일 때 여러 가지 *Re*수(0.01≤*Re* ≤10)에 대한 속도분포와 온도분포를 나타낸다. 먼저 속도벡터로 표시된 속도 장을 살펴보면 *Re*=0인 경우 유동은 오로지 부력에 의한 자연대류의 영향을 받기 때문에 전반적으로 캐비티 좌, 우 대칭적인 셀 유동 형태를 나타내고, *Re*=0.01인 경우에는 작은 입구 유속에 의한 유동과 캐비티내에서 발생한 자 연대류 유동이 서로 영향을 미쳐 복잡한 셀 유동을 보이나, *Re*수가 증가하여 (0.5≤*Re*≤1)인 경우는 점차적으로 자연대류의 영향이 미약해져 캐비티 하부 좌측에 작은 셀 유동을 관찰할 수 있다. 또한, 색으로 온도분포를 나타낸 온도 장을 살펴보면 *Re*수가 증가할수록 캐비티 밑면의 온도경계층이 얇아져 열전 달이 촉진됨을 알 수 있다. Fig. 3.10은 Ra=10⁵, AR=0.5, Pr=909, θ=0°일 때 여러 가지 Re수(0.01≤ Re≤10)에 대한 추적 입자 궤적을 나타낸다. 캐비티에서 입자를 1600개를 생 성하였다. Re수가 Re=0.01일 때에는 자연대류 영향이 지배적인 경우로 캐비 티 좌측에 형성되는 셀 유동에 의해서 다수의 입자가 캐비티에 존재하며, Re 수가 증가하여 Re=0.5일 때에는 증가한 입구유속의 영향으로 캐비티에 생성 된 입자들이 출구로 빠져 나가고 캐비티 좌측에 작은 셀 유동으로 인해 입자 가 형성됨을 볼수 있다. Re수가 더욱더 증가하여 Re=1일 때에는 캐비티 하부 좌측에 소수의 입자들만이 존재하며 대부분 입자들이 출구로 빠져 나가서, Re=1에서 최소값을 가짐을 알 수 있다. Re수가 Re=10일 때에는 빠른 입구 유속으로 인해 캐비티에서 발생하는 자연대류의 영향이 미약해져 상부 유체는 채널 출구로 빠져 나가게 되고, 강제대류의 영향으로 인해 캐비티 좌측에서 셀 유동이 발달하여 입자수가 다시 증가한다.

Fig. 3.11에서 Fig. 3.13 까지는 Rayleigh수 *Ra*=0, 10³, 10⁵에 대한 추적 입 자 궤적을 나타낸다. 모든 경우에서 *Ra*수가 증가할수록 캐비티에 남는 입자 수는 증가하는 것을 그림을 통해 관찰할 수 있다.

3.3 경사각의 영향

경사각이 캐비티내 혼합대류에 미치는 영향을 알아보기 위해 경사각 (15° ≤ θ≤90°)인 경우에 형성되는 유동에 대해 관찰하였다. Fig. 3.14, 3.15는 *Re*=0, *Ra*=6.86×10⁴, *Pr*=909, *AR*=1일 때 여러 가지 경사각 *θ*에 대한 혼합대류 의 속도분포와 온도분포를 나타낸다. 그림에서 보는 바와 같이 경사각 *θ*=0° 인 경우의 좌우대칭 유동형태는 관찰 할 수 없으며 유동분포는 경사각이 증가 할수록 캐비티의 벽면을 따라서 유동이 형성되는 것을 알 수 있고, 온도장을 살펴보면 경사각이 증가할수록 캐비티의 좌측 벽면에서 온도 경계층이 얇야져 열전달이 촉진됨을 알 수 있다.

Fig. 3.16, 3.17은 *Re*=0.01, *Ra*=6.86×10⁴, *Pr*=909, *AR*=1일 때 여러 가지 경 사각 θ에 대한 혼합대류의 속도분포와 온도분포를 나타낸다. 경사각의 증가와 상관없이 캐비티 전 영역에 하나의 셀 유동이 형성되며 경사각이 증가 할수록 케비티 밑면의 속도가 증가 하는 것을 볼수 있다. 또한, 온도장을 살펴보면 θ=15°인 경우에는 경사각의 영향이 미약하여 θ=0°인 경우와 흡사한 온도분 포를 보이며 경사각이 증가할수록 캐비티 좌측 온도경계층은 얇아지고 우측 온도경계층은 두꺼워지는 것을 그림에서 볼 수 있다.



(a) *θ*=15°



(d) θ =90°

Fig. 3.14 Velocity vectors for various angles of inclination at Re=0, $Ra=6.86\times10^4$, Pr=909, AR=1.







(d) θ =90°

Fig. 3.15 Temperature patterns for various angles of inclination at Re=0, $Ra=6.86\times10^4$, Pr=909, AR=1.



(a) θ =15°



(d) θ =90°

Fig. 3.16 Velocity vectors for various angles of inclination at Re=0.01, $Ra=6.86\times10^4$, Pr=909, AR=1.







(e) θ =90°

Fig. 3.17 Temperature patterns for various angles of inclination at Re=0.01, $Ra=6.86\times10^4$, Pr=909, AR=1.



(a) θ =15°



(d) *θ*=90°

Fig. 3.18 Temperature patterns for various angles of inclination at Re=5, $Ra=6.86\times10^4$, Pr=909, AR=1.

Fig. 3.18는 *Re*=5, *Ra*=6.86×10⁴, *Pr*=909, *AR*=1일 때 여러 가지 경사 각 *θ*에 대한 온도분포를 나타낸다. *Re*=5인 경우에는 경사각이 증가할수록 캐 비티 밑면 온도경계층이 두꺼워져 열전달이 감소한다. Fig. 3.20의 국소 *Nu*수 분포에서 관찰할 수 있다.

Fig. 3.19는 *Re*=0.01, *Ra*=6.86×10⁴, *Pr*=909, *AR*=1인 경우에 캐비티 하부 가열벽 국소 Nusselt수의 분포를 여러 가지 경사도에 대하여 나타낸 것 이다. 그림에서 보는 바와 같이 경사각이 증가할수록 캐비티 하부 좌측면의 국소 *Nu*수가 증가하여 열전달이 활발하게 일어나지만, 캐비티 우측면은 경사 각이 증가할수록 국소 *Nu*수가 감소하는 경향을 나타낸다.

Fig. 3.20는 *Re*=5, *Ra*=6.86×10⁴, *Pr*=909, *AR*=1인 경우에 캐비티 하부 가열벽 국소 Nusselt수의 분포를 여러 가지 경사도에 대하여 나타낸 것이다. 경사각이 증가할수록 국소 *Nu*수가 감소하는 것을 그림을 통해 알 수 있다.

Fig. 3.21은 AR=1, Ra=6.86×10⁴ 인 경우에 Re에 대한 가열벽 평균 Nusselt수의 분포를 여러 가지 경사도에 대하여 나타낸 것이다. 0.01≤Re≤1 에서는 경사각 θ가 증가함에 따라 평균 Nusselt수는 증가하였고, 5≤Re≤10 에서는 감소하였지만, 1≤Re≤5에서는 경사각의 변화에 따라 평균 Nusselt수 는 불규칙하게 변하였다.



Fig. 3.19 Local Nusselt number distributions of hot wall for various θ at Re=0.01, $Ra=6.86 \times 10^4$, AR=1, Pr=909. 6 - ⊖=15° ⊖=30° 5 - ⊖=45° <mark>∝-</mark>⊖=60° 4 **₽** 3 2 1 0 0 5 10 15 20 25 30 ×/W

Fig. 3.20 Local Nusselt number distributions of hot wall for various θ at Re=5, $Ra=6.86\times10^4$, AR=1, Pr=909.



Fig. 3.21 Average Nusselt number of hot wall versus Re number for various θ at $Ra=6.86\times10^4$, AR=1, Pr=909.

3.4 Prandtl수의 영향

Fig. 3.22, 3.23은 *Ra*=10⁵, *Re*=0, *AR*=1, *θ*=0°일 때 여러 가지 *Pr*수 ((*Pr*=0.7(공기), *Pr*=9.3(물), *Pr*=909(실리콘 오일))에 대한 혼합대류의 속 도분포와 온도분포를 나타낸다. 그림에서 보는 바와 같이 *Pr*=0.7인 경우 캐 비티 전 영역에서 하나의 셀이 형성되는 것을 알 수 있으며, *Pr*수가 증가하여 *Pr*=9.3, 909인 경우에는 좌우 대칭으로 셀이 형성됨을 알 수 있다. *Pr*수가 증가할수록 캐비티 밑면의 온도 경계층이 얇아져 열전달이 촉진됨을 알 수 있 다.

Fig. 3.24, 3.25는 *Ra*=10⁵, *Re*=1, *AR*=1, *θ*=0°일 때 여러 가지 *Pr*수에 대한 혼합대류의 속도분포와 온도분포를 나타낸다. *Pr*=0.7인 경우 Fig. 21(a) 의 *Re*=0인 자연대류의 경우와 매우 흡사한 유동형태를 보이며 *Pr*수가 증가 하여 *Pr*=9.3인 경우에는 약한 혼합대류의 영향을 미쳐 유동이 불안정하게 되어 복잡한 유동형태를 보인다. *Pr*수가 더욱 증가하여 *Pr*=909인 경우에는 채 널 입구에서의 강제유동에 의한 흐름이 강하게 되어 캐비티 하부 좌측에 작은 셀 유동이 형성된다. 온도장을 살펴보면 *Pr*수가 증가할수록 온도경계층이 가 열면 근처에서 조밀하게 나타나므로 열전달이 활발하게 일어나는 것을 알 수 있다.



Fig. 3.22 Velocity vectors for various Prandtl numbers at Re=0, $Ra=10^5$, AR=1, $\theta=0^\circ$.



(c) *Pr*=909.

Fig. 3.23 Temperature patterns for various Prandtl numbers at Re=0, $Ra=10^5$, AR=1, $\theta=0^\circ$.



Fig. 3.24 Streamlines for various Prandtl numbers at Re=1, $Ra=10^5$, AR=1, $\theta=0^\circ$.



(a) *Pr*=0.7



(c) *Pr*=909.

Fig. 3.25 Temperature patterns for various Prandtl numbers at Re=1, $Ra=10^5$, AR=1, $\theta=0^\circ$.

Fig. 3.26는 *Re*=0, *Ra*=10⁵, *AR*=1, *θ*=0°일 때 캐비티의 하부 가열면으 로부터 얻어진 국소 Nusselt수의 분포를 나타낸 것이다. *Pr*=0.7인 경우에는 캐비티의 우측으로 갈수록 국소*Nu*값이 증가하고, *Pr*수가 증가하여 좌우 대칭 유동이 형성된 *Pr*=9.3, 909인 경우에는 그래프에서 알 수 있듯이 대칭으로 나타난다. 또 *Pr*수가 증가할수록 국소 Nusselt수는 증가하여 열전달이 활발하 게 일어남을 알 수 있다.

Fig 3.27은 *Re*=1, *Ra*=10⁵, *AR*=1, *θ*=0°일 때 캐비티 하부 가열면 으로 부터 얻어진 국소 Nusselt수의 분포를 나타낸 것이다. *Pr*=0.7인 경우 캐비티 의 좌측으로 갈수록 국소 *Nu*값이 증가하는 경향을 보이나, *Pr*수가 증가하여 *Pr*=9.3, 909인 경우에는 거의 유사한 국소 *Nu*수 분포를 보여주고 있으며 Fig. 3.25와 마찬가지로 *Pr*수가 증가할수록 국소 *Nu*수는 증가함에 따라 Fig. 3.22에 나타나 있듯이 온도경계층의 두께가 점차적으로 얇아져 열전달이 촉진 됨을 알 수 있다.

Fig. 3.28은 *AR*=1, *Ra*=6.86×10⁴, *θ*=0°일 때 *Re*수에 대한 가열벽 평균 Nusselt수의 분포를 여러 가지 *Pr*수에 대하여 나타낸 것이다. *Pr*수 및 *Re*수가 증가함에 따라 평균 Nusselt수가 증가하였으며, *Pr*=0.7인 경우 10≤*Re*≤50 에서는 *Re*수의 변화가 평균 Nusselt수에 미치는 영향은 미약하였다.



Fig. 3.26 Effect of Prandtl numbers for local Nusselt number



Fig. 3.27 Effect of Prandtl numbers for local Nusselt number on the heated surface at Re=1, $Ra=10^5$ AR=1, $\theta=0^{\circ}$.



Fig. 3.28 Average Nusselt number of hot wall versus Re number for various Prandtl numbers at $Ra=6.86\times10^4$, AR=1, $\theta=0^\circ$.

3.5 종횡비의 영향

Fig. 3.29, 3.30은 *Re*=0.01, *Ra*=6.86×10⁴, Pr=909, *θ*=0°일 때 여러 가 지 종횡비 *AR*에 대한 혼합대류의 속도분포와 온도분포를 나타낸다. 먼저 , 속 도장을 살펴보면 *AR*=0.5, *AR*=1인 경우 캐비티에서 형성된 상, 하부 셀 유 동이 종횡비가 증가할수록 캐비티의 하부 좌, 우 그리고 상부로 셀 유동이 변 형됨을 알 수 있다.

Fig. 3.31은 *Ra*=6.86×10⁴, Pr=909, *θ*=0°일 때 종횡비 *AR*에 대한 가열 벽 평균 Nusselt수의 분포를 여러 가지 *Re*수에 대하여 나타낸 것이다. 모든 종횡비에서 *Re*수가 증가함에 따라 평균 Nusselt수가 증가하였고, 0.01≤*Re*≤ 1인 경우 최대 평균 Nusselt수는 *AR*=1.5에서 나타났고, 10≤*Re*≤50인 경우 에는 *AR*=1일 때 나타났다.



Fig. 3.29 Velocity vectors for various aspect ratios at Re=0.01, $Ra=6.86\times10^4$, Pr=909, $\theta=0^\circ$.



(d) *AR*=2

Fig. 3.30 Temperature patterns for various aspect ratios at Re=0.01, $Ra=6.86\times10^4$, Pr=909, $\theta=0^\circ$.



Fig. 3.31 Average Nusselt number of hot wall versus AR for various Reynolds numbers at $Ra=6.86\times10^4$, Pr=909, $\theta=0^\circ$.

3.6 *Gr*/*Re*의 영향

장제대류와 자연대류의 상대적 크기를 비교하기 위하여 일반적으로 Gr/Reⁿ을 사용하며, Reynolds수 Re<1이면 n=1를 사용하고, Reynolds수 Re>1이면 n=2를 사용한다. Prandtl수가 작은 공기인 경우, 부등식 Gr/Re²≪ 1이 만족된다면, 장제적인 외부유동이 부력에 의한 자연대류유동을 지배하여 자연대류의 영향은 무시되고, Gr/Re²≫1이면, 자연대류유동이 외부 강제유동 보다 더 강하여 강제대류의 영향은 무시되어 혼합대류영역은 일반적으로 Gr/Re²≈1인 영역이라고 Hagen, Incropera 등에 의해 제시되었지만, 본 연구 에서와 같이 Prandtl수가 높은 고 점성유체의 저 Reynolds수의 유동에 대한 강제대류와 자연대류의 상대적 크기를 비교한 연구는 아직까지 이루어지지 않 았다.

Fig. 3.32, 3.33은 강제대류와 자연대류의 상대적 크기를 비교하기 위하여 Pr=909, AR=1, θ=0°그리고 Ra=5×10⁴과 10⁵일 때 Gr/Re의 증가에 따라 캐비티에서 형성되는 유동장의 변화를 보여준다. Gr/Re=1.1×10²인 경우 입 구유속에 의한 강제대류가 부력에 의한 자연대류보다 훨씬 크게 작용한다. Gr/Re=1.1×10³인 경우에는 입구유속에 의한 강제대류와 캐비티에서 발생하 는 자연대류의 영향이 서로 작용하여 캐비티 좌, 우측에 셀유동이 형성되는 것을 볼 수 있고, Gr/Re=1.1×10⁴인 경우에는 자연대류의 영향이 강제대류의 영향보더 더욱 지배적인 경우로 캐비티 상, 하부에서 셀 유동이 관찰된다. 따 라서 Prandtl수가 높은 고 점성유체의 대류유동형태는 Gr/Re≲10²이면 자연 대류의 영향 보다 입구유속에 의한 강제대류유동이 지배적인 유동형태를 보이 지만, *Gr/Re* ≥10⁴이면, 자연대류가 지배적인 유동을 형성되는 것을 알 수 있다.



(c) $Gr/Re = 1.1 \times 10^4$

Fig. 3.32 Velocity vector plots for various Gr/Re at $Pr = 909, AR = 1, \theta = 0^{\circ} \text{ and } Ra = 5 \times 10^{4}$



(a) $Gr/Re = 1.1 \times 10^2$



(c) $Gr/Re = 1.1 \times 10^4$

Fig. 3.33 Velocity vector plots for various Gr/Re at

$$Pr = 909, AR = 1, \theta = 0^{\circ} \text{ and } Ra = 10^{\circ}$$

제 4 장 결 론

캐비티의 하부에 열원을 가진 사각채널 내에서 Reynolds수, Rayleigh수, 경사각, 종횡비 그리고 Prandtl수가 혼합대류에 미치는 영향을 수치해석적 방 법으로 연구하였다. 수치해석적 연구는 저 Reynolds수가 캐비티를 가진 사각 채널 내의 고 점성유체(*Pr*=909)의 혼합대류 유동 및 열전달 특성에 미치는 영향을 규명하기 위하여 Reynolds수 0 ≤ *Re* ≤ 50영역에 대하여 수행되어 졌으 며, 이 Reynolds수 영역에서 Rayleigh수(0 ≤ *Ra* ≤ 2×10⁵), 경사각 (0° ≤ θ ≤ 90°), 종횡비(0.5 ≤ *AR* ≤ 2) 그리고 Prandtl수(0.7 ≤ *Pr*≤909)의 영 향도 함께 검토하였다.

- (1) Re수 및 Ra수 그리고 Pr수가 증가함에 따라 평균 Nusselt수는 증가 하였다.
- (2) 캐비티내에 남아있는 입자 수는 Ra수 및 Re수의 영향을 크게 받았다.
 Ra수가 증가할수록 캐비티내의 입자 수는 증가하였고, Re수가 증가함
 에 따라 캐비티내의 입자 수는 감소하다가 Re=1에서 최소값을 가지고
 다시 증가하였다.
- (3) 0.01≤*Re*≤1에서는 경사각이 증가할수록 평균 Nusselt수가 증가하였지
 만, 5≤*Re*≤10일 때에는 경사각이 증가할수록 평균 Nusselt수는 감소
 하였다.
- (4) 최대 열전달은 0.01≤*Re*≤1 범위에서는 종횡비 *AR*=1.5에서 일어나지
 만, 10≤*Re*≤50 범위에서는 *AR*=1에서 발생하였다.

참 고 문 헌

1. B. H. Kang, Y. Jaluria and S. Tewari, 1990, "Mixed convection Transport from an Isolated Heat Source Module on a Horizontal Plate", Int. J. of Heat Mass Transfer, Vol. 112, pp. 653-661.

2. Hasnaoui, M., Bilgen, E. and Vasseur, 1996, "Natural Convection above an Array of Open Cavities Heated From Below", Numerical Heat Transfer, Part A, Vol. 18, pp. 463-482.

3. K. C. Chiu and F. Rosenberger, 1987, "Mixed convection between horizontal plates-]. Entrance effects", Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 30, No. 8, pp. 1645-1654.

4. K. C. Chiu, J. Ouazzani and F. Rosenberger, 1987, "Mixed convection between horizontal plates-||. Fully developed flow", Int. Heat Mass Transfer, Vol. 30, No. 8, pp. 1655-1662.

5. C. H. Yu, M. Y. Chang, C. C. Huang and T. F. Lin, 1997, "Unsteady Vortex Roll Structures in a Mixed Convective Air Flow Through a Horizontal Plane Channel: a Numerical Study", Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 40, No. 3, pp. 505-518.

6. M. Y. Chang, C. H. Yu and T. F. Lin, 1997, "Changes of Longitudinal Vortex Roll Structure in a Mixed Convective Air Flow Through a Horizontal Plane Channel: an Experimental Study", Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 40, No. 2, pp. 347-363. A. Amahmid, M. hasnaoui, P. Vasseur, 1997, Multiplicité des solutions en convection naturelle dans une géométrie répétitive. Int. J. Heat Mass Transfer 40, pp. 3805-3818.

8. M. Najam, A. Amahmid, M.hasnaoui, M. ElAlami, 2003, Unsteady mixed convection in a horizontal channel with rectangular blocks periodically distributed on its lower wall. International Journal of Heat and Fluid flow 24, pp. 726-735.

9. Chang, H.N., Ryu, H.W., Park, D.H., Park, Y.S., 1987, Effect of external laminar channel flow on mass transfer in a cavity. International Journal of Heat Mass Transfer 30, pp. 2137-2149

10. Higdon, J.L., 1985, Stokes flow in arbitrary two-dimensional domains. Journal Fluid Mech. 159, pp. 195-226.

11. Shen, C., Floryan, J.M., 1985, Low Reynolds number flows over cavities. Phys. Fluids 28, 3191-3202.

12. Kang, I.S., Chang, H.N., 1982, The effect of turbulence promoters on mass transfer-numerical analysis and flow visualisation.

13. Alkire, J.K., Deligianni, H. and Ju, J.B., 1990, Effect of fluid flow on convective transport in small cavities. J. Electrochemical Soc. 137, pp. 818-824.

14. Yeckel, A., Middleman, S. and Klumb, L.A., 1990. The removal of thin film from periodical grooved surfaces by an impinging jet. Chem. Eng. Commun. 96, pp. 69-79.

15. Mickaily, E.S., Middleman, S. and Allen, M., 1992. Viscous flow over

periodic surfaces. Chem. Eng. Commun. 117, pp. 401-414.

16. Occhialini, J.M. and Higdon, J.J.L., 1992. Convective mass transport from rectangular cavities in viscous flow. J. Electrochemical Soc. 139, pp. 2845-2855.

17. Pozrikidis, C., 1994. Shear flow over a plane wall with an axisymmetrical cavity or a circular orifice of finite thickness. Phys. Fluids 6, pp. 68-79.

 Fang., L.C., Cleaver, J.W., Nicolaou, D., 1997. Hydrodynamic cleaning of cavities. In: Proceedings Comp. Methods and Exp. Methods VIII, pp. 391-401.

19. Issa, R.I., 1985, Solution of the Implicitly Discretised Fluid Flow Equations by Operator-Splitting. Journal Computational Physics 62, pp. 40-65.

20. Issa, R.I., 1986, The Computation of Compressible and Incompressible Recirculating Flows by a Non-Iterative Implicit Scheme. Journal Computational Physics 62, pp. 66-82.

21. Jang, D.S., Jetli, R. and Acharya, S., 1986, Comparison of The PISO, SIMPLER and SIMPLEC Algorithms for the Treatment of the Sreay Flow Problems. Numerical Heat Transfer 10, pp. 209-228.