

< 논문 >

그루브 채널에서 왕복 유동에 의한 열확산 촉진에 관한 연구

김서영* · 김수현** · 강병하†

(2004년 12월 20일 접수, 2005년 9월 8일 심사완료)

Longitudinal Thermal Dispersion Enhancement by Oscillating Flow in a Grooved Channel

Seo Young Kim, Su Hyeon Kim and Byung Ha Kang

Key Words: Oscillating Flow(왕복유동), Thermal Dispersion(열확산), Effective Thermal Diffusivity(유효 열확산 계수), Grooved Channel(그루브 채널)

Abstract

The characteristics of longitudinal dispersion enhancement by the flow oscillation are numerically studied according to various groove geometries in a 2-D channel in the present study. The length of expanded section l_1/h_1 is varied from 0 to 8.75. The oscillating flow condition is given at both side ends, i.e., $u = A \sin(2\pi ft)$. The non-dimensional temperatures at both side ends are set to zero. The bottom and top walls are adiabatic. The local heat sources are located at the middle of the groove wall. In order to solve the governing equations, the SIMPLER algorithm is employed. The present results indicate that maximum longitudinal thermal dispersion can be achieved when the area ratio of the expanded section to the contracted section in the grooved channel becomes 1.

기호설명

A : 왕복 유동의 속도 진폭	l_2 : 그루브 채널의 수축부의 길이
A_c : 그루브 채널의 수축부의 면적, ($=l_2 \times h_1$)	p : 압력
A_e : 그루브 채널의 팽창부의 면적, ($=l_1 \times H$)	P : 무차원 압력, ($P=p/\rho A^2$)
f : 왕복 유동의 주파수	P_o : 왕복 유동의 주기
H : 그루브 채널 팽창부의 높이	Pe : Pelect 수 ($Pe=RePr$)
h_1 : 그루브 채널 수축부의 높이	Pr : Prandtl 수, ($Pr = \nu/\alpha$)
k : 열전도계수	q : 국부 열유속
K : 유효 열확산 계수	Re : Reynolds 수, ($Re = Ah_1/\nu$)
L : 그루브 채널의 길이	St : Strouhal 수, ($St = h_1/2\pi\Delta x$)
l_1 : 그루브 채널의 팽창부의 길이	t : 시간
	T : 온도
	u, v : x, y 방향의 속도
	U, V : X, Y 방향의 무차원 속도, ($U = u/A$, $V = v/A$)
	x, y : 직교좌표
	X, Y : 무차원 직교 좌표, ($X=x/h_1, Y=y/h_1$)

† 책임저자, 회원, 국민대학교 기계자동차공학부

E-mail : bhkang@kookmin.ac.kr

TEL : (02)910-4681 FAX : (02)910-4639

* 회원, 한국과학기술연구원 열유동제어연구센터

** LS전선

Δx : 변위

그리스 문자

α : 열확산 계수

θ : 무차원 온도, $\left(\theta = \frac{T - T_c}{qh_1/k}\right)$

ρ : 밀도

ν : 동점성계수

τ : 무차원 시간, $\left(\tau = \frac{t}{h_1/A}\right)$

1. 서 론

첨단 전자기기의 소형화, 경량화로 인해 방열 성능의 향상이 신뢰성 확보에 있어 매우 중요한 문제가 되고 있다. 전자기기로부터 효과적으로 방열을 수행하기 위하여 고성능 히트싱크, 냉각판(cold plate) 등 많은 기술이 개발되고 있다. 그 중에서도 국부적 발열원의 열을 주변으로 신속히 확산시키기 위한 히트스프레더(heat spreader)의 개발은 주요 연구개발의 대상이다. 열을 확산시키는 방법으로는 열전도도가 큰 금속을 사용하거나, 히트파이프를 이용하는 방법이 보편적이다. 그러나 향후 지속적으로 상승할 것으로 예상되는 국부적 열유속의 방열축진을 위해서는 새로운 열확산 방안에 대한 연구가 필수적이다.

1980년대에 주기적인 유체의 왕복유동에 의하여 밀도 구배가 존재하는 두 공간 사이의 확산(dispersion)이 크게 증가함이 밝혀졌다.⁽¹⁻⁴⁾

Kurzweq⁽⁵⁾은 왕복 유동이 축 방향 열전달에 큰 영향을 준다는 것을 해석적으로 연구하였고, 왕복 무한 평판내부에 일정한 온도 구배가 주어진 유체에 대한 연구를 통해 Stokes 문제에도 왕복유동에 의해 열전달이 향상되는 것을 보고하였다. Zhao et al.⁽³⁾은 양끝이 고온과 저온으로 유지되는 모세관 다발에서 고주파수 왕복유동에 의해 열전달이 전도열전달에 비해 약 10^4 배 정도 촉진된다고 보고하였다. 즉 왕복유동에 의해 속도구배에 따른 확산(dispersion)이 증가하여 유효열확산 계수(effective thermal diffusivity)는 전도에 의한 분자열확산계수(molecular thermal diffusivity)에 비해 크게 증가한다.

최근 들어 그루브 채널 내에서 맥동유동에 의한 열확산 증가에 관한 연구도 활발히 진행되고 있다. Ghadder et al.^(6,7)은 사각형상의 그루브 채널에서 맥동 유동에 의한 열전달의 공진현상을 수치해석을 통하여 연구하였고 Greiner et al.⁽⁸⁾은 실험을 통하여 공진열전달 현상을 검증하였다. Kim et al.⁽⁹⁾은 두 개의 가열 블록이 놓인 채널에서 맥동 유동에 의한 공진열전달을 수치해석적으로 연구하여 열전달 촉진메커니즘을 설명하였다.

본 논문에서는 새로운 열확산 촉진 방안으로서의 타당성을 검증하고자 평판 내부에 봉입된 유체의 왕복유동에 의한 열확산 촉진에 대해 연구하고자 한다. 열확산 촉진에 미치는 그루브 형상비, 왕복유동의 주파수 및 진폭의 영향에 대해 수치해석적 연구를 수행하였다.

2. 지배 방정식 및 수치 해법

2.1 지배방정식과 경계조건

해석 모델은 Fig. 1과 같이 길이 L , 높이 H 인 그루브 채널(grooved channel)로 채널 사이에는 물이 봉입되어 있다. 본 연구에서는 채널 입출구 조건이 국부 발열부에 영향을 미치지 않도록 채널 길이를 $L/h_1=25$ 으로 충분히 길게 잡았다. 그의 채널의 형상변수는 $H/h_1=2$, $l_2/h_1=2.5$, $W/h_1=2.5$ 로 하였다. 초기 상태의 ($\tau=0$) 채널은 왕복 유동(oscillating flow)이 없으며 열적으로 정상상태이다. $\tau>0$ 일 때, 내부 액체의 왕복 유동(oscillating flow)이 발생한다. 다양한 그루브 형상비에 대한 열확산 향상을 알아보기 위하여 l_1/h_1 을 0, 0.3125, 1.25, 3.125, 8.75로 변화시키면서 연구를 수행하였다. l_1/h_1 의 변화에 따른 A_o , A_e 그리고 면적비(A_o/A_e)는 Table 1에 나타내었다. 비압축성, 비정상, 강제대류에 대한 지배 방정식은 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$\nabla \cdot \vec{V} = 0 \quad (1)$$

$$\frac{D\vec{V}}{Dt} = \frac{v^*}{Re} \nabla^2 \vec{V} - \nabla P \quad (2)$$

$$\frac{D\theta}{Dt} = \frac{\alpha^*}{Re \cdot Pr} \nabla^2 \theta \quad (3)$$

v^* 와 α^* 는 각각 고체와 유체의 점성계수비와 열

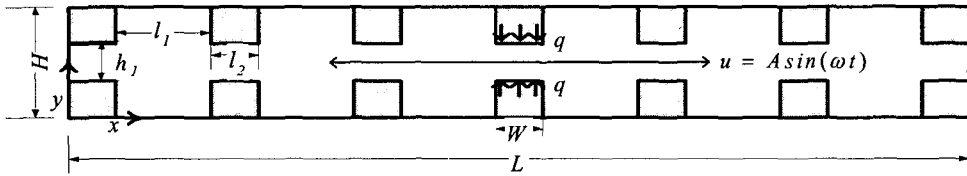


Fig. 1 Schematic configuration of the problem

Table 1 Variation of grooved channel geometry

l_1/h_1	A_c	A_e	A_o/A_e
8.75	17.5	2.5	7
3.125	6.25	2.5	2.5
1.25	2.5	2.5	1
0.3125	0.625	2.5	0.25
smooth channel	0	2.5	0

확산 계수비로 수치해석에서 v^* 의 값을 10^{25} 와 같이 매우 큰 값으로 고정하여 고체 부분에 대하여 속도 성분을 0으로 만들고 벽면에서의 속도에 대한 점착(no-slip)조건을 만족하도록 하였다. 또한 α^* 의 값은 0으로 고정하여 고체 부분에 대한 단열 조건을 만족하도록 하였다. 좌, 우 벽면에서 그루브 채널에 대한 경계조건은 단열조건이다.

$$\frac{\partial \theta}{\partial X} = 0 \quad \text{for } 0 < Y < 0.5, 1.5 < Y < 2 \quad (4)$$

좌, 우 채널 양단의 유체 부분에는 무차원 온도가 $\theta=0$ 이고, $\tau > 0$ 일 때, 왕복 유동이 주어진다. 본 연구에서는 왕복유동에 의한 열확산촉진을 조사하는 것이 주목적이어서 양단의 온도경계조건은 저온조건으로 고정하였다.

$$\theta = 0, U = \sin(2\pi St\tau) \quad \text{for } 0.5 < Y < 1.5 \quad (5)$$

여기서, St 는 무차원 변위 변수인 스트라울 수 ($St = h_1/2\pi\Delta x$)를 나타낸다. 채널의 밑면, 윗면은 단열로 가정하였다.

$$\frac{\partial \theta}{\partial Y} = 0 \quad \text{at } Y=0, 2, \text{ for } 0 < X < 25 \quad (6)$$

채널 내의 그루브는 단열블록으로 가정하였고 국부 발열은 채널 형상비에 영향을 받지 않는 중앙 그루브 면에서 발생한다고 가정하였다.

2.2 수치해법

무차원 지배 방정식을 풀기 위하여 본 연구에서는 유한체적법에 기초한 SIMPLER Algorithm을 사용하였다.⁽¹⁰⁾ 대류항에 대해서는 QUICK 차분법을 사용하였고 확산항에는 중앙차분법을 사용하였다. 격자 의존도를 없애기 위하여 여러가지 격자계에 대하여 수치계산을 수행하였고, 그 결과 160×100 의 엇갈림 격자계를 선정하여 사용하였다. 수렴 판정은 모든 격자점에서 연속 방정식을 10^{-6} 이내로 만족시키고, 속도 성분과 온도 성분의 상대오차가 10^{-4} 이내로 만족하도록 하였다. 무차원 시간은 왕복 유동의 한 주기를 60시간 간격으로 나누어 계산하였다.

2.3 계산방법

채널의 유동을 준평형상태(quasi-steady state)로 유지하기 위하여 다음과 같은 계산과정을 수행하여 결과를 획득하였다.

- (1) 왕복 유동이 주어지지 않는 전도 정상상태(steady state)에서 국부 발열에 의해 채널은 열적으로 평형상태가 되도록 하였다.
- (2) 열적인 평형상태를 채널의 초기 온도 조건으로 하여 왕복 유동 조건인 경우에 대하여 수치해석을 수행하였다.
- (3) 각 주기에서의 온도와 속도 성분의 최대값, 최소값이 다음 주기의 최대값, 최소값과 비교하여 상대오차가 10^{-3} 이내가 될 때를 준평형상태라고 가정하였다.
- (4) 준평형상태를 확인한 후 데이터를 획득하였다.

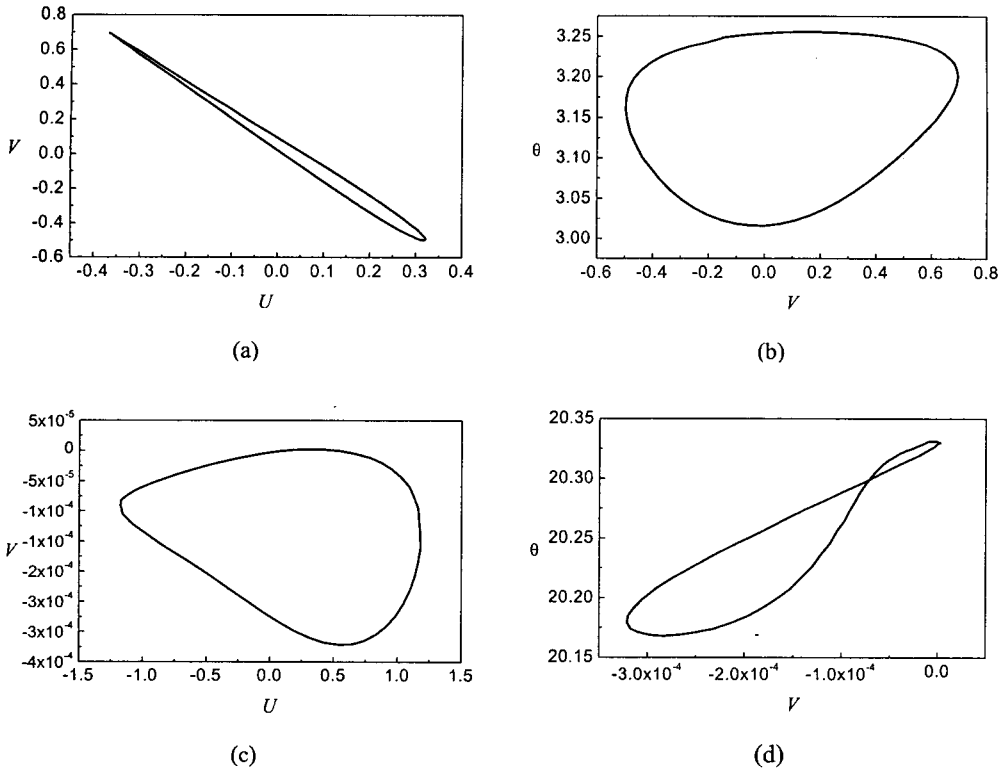


Fig. 2 Phase diagrams of U vs. V (a), (c) and V vs. θ (b), (d) for $Re=40$ and $St=1.0345$ at (a), (b) $(X, Y)=(2.51, 0.34)$; (c), (d) $(X, Y)=(12.34, 0.52)$

준평형상태를 확인하기 위하여 Fig. 2에 U 와 V , V 와 θ 의 위상도를 나타내었다. U 와 V , V 와 θ 그래프는 폐루프(closed loop)로 나타나며, 이것은 왕복 유동이 주기적인 준평형상태에 도달 한 것을 의미한다.

3. 결과 및 고찰

속도 성분과 온도를 시간 평균값과 변동 성분(perturbation)으로 분리하면

$$U(\tau) = \bar{U} + U(\tau) \tag{7}$$

$$V(\tau) = \bar{V} + V(\tau) \tag{8}$$

$$\theta(\tau) = \bar{\theta} + \theta(\tau) \tag{9}$$

와 같이 표현할 수 있다. 이 때 $\bar{\phi}$ 는 다음과 같이 정의된다.

$$\bar{\phi} \equiv \frac{1}{P_o} \int_0^{P_o} \phi d\tau \tag{10}$$

여기서 P_o 는 왕복 유동의 주기이다.

축 방향으로의 열유속은 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$Q = U\bar{\theta} - \frac{\alpha^*}{Pe} \frac{\partial \bar{\theta}}{\partial X} \tag{11}$$

식 (11)에 식 (7)~(9)를 대입 후 주기평균을 취하면

$$\bar{Q} = \bar{U}\bar{\theta} - K \frac{d\bar{\theta}}{dX} \tag{12}$$

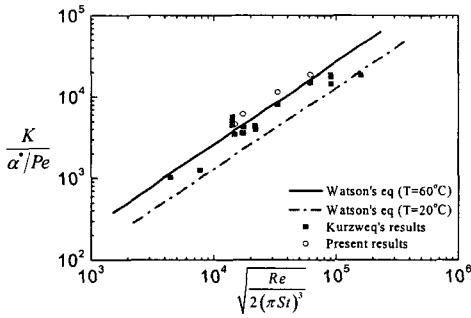


Fig. 3 Effective thermal diffusivity in a smooth channel

이므로, 유효 열확산 계수(effective thermal diffusivity)는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\frac{K}{\alpha^*Pe} = 1 - \frac{\overline{U\theta}}{\frac{\alpha^*}{Pe} \frac{d\theta}{dX}} \quad (13)$$

식 (13)는 기존의 Joshi et al.⁽¹¹⁾ 과 Kim et al.⁽¹²⁾ 의 유효 열확산 계수에 대한 표현식의 정의에 따라 나타난 것으로 이것은 왕복 유동에 의하여 축방향 열확산 촉진 정도를 나타낸다. 즉 왕복 유동이 없는 전도 열확산에 비해 왕복 유동에 의한 열확산 촉진 정도를 의미하는 것이다. 열확산 계수의 정확도와 신뢰도를 확인하기 위하여 우선 그루브가 없는 ($l_1/h_1=0$) 평판 채널에서 수치해석을 하여 그 결과를 Fig. 3에 도시하였다. 해석 모델은 좌, 우 채널양단이 각각 고온과 저온으로 일정하게 유지되고 밀면, 윗면은 단열로 가정하였다. 왕복 유동은 좌, 우 방향으로 발생한다.

Fig. 3에서 실선은 Watson⁽¹³⁾의 유효 열확산 계수에 대한 이론적인 식을 나타내며, 검은 점과 흰 점은 각각 Kurzweq의 실험 결과⁽³⁾와 본 연구의 결과이다. 수치 해석 결과의 유효 열확산 계수는 채널 내의 중앙 지점 ($X=12.5, Y=1$)에서 구한 결과이다. 본 연구 결과는 기존의 연구결과와 비교적 잘 일치하는 것을 알 수 있으며, 본 수치 해석 방법의 타당성을 입증하고 있다.

Fig. 4는 $St=1.0345, Re=40$ 일 때 (a) $l_1/h_1=8.75$, (b) $l_1/h_1=1.25$, (c) $l_1/h_1=0.3125$ 인 경우 한 주기 동안 중앙 그루브 주위의 속도벡터를 나타낸다. $l_1/h_1=1.25$ [Fig. 4(b)]일 때, 왕복 유동에 의해 그루브

내에서 와류가 생성되며 이 와류는 그루브 내에서 회전하면서 그루브 내의 유체를 휘저어 유체 혼합을 촉진시킨다. 이 후 유동이 감속하면 그루브 내의 와류는 속도가 상대적으로 느린 그루브 밖의 주유동의 유체를 끌어들이면서 회전이 점차 느려지게 된다. 한편 끌려 들어온 유체에 의하여 와류의 회전반경은 점차 증가하면서 그루브의 깊이보다 더 커져 그루브 밖으로 토출된다. 이와 같은 일련의 과정을 통하여 그루브 안의 유체가 혼합된 후 주기적으로 그루브 밖으로 토출됨으로써 주유동 유체와 그루브 내의 유체의 교환이 촉진된다. 그러나 $l_1/h_1=8.75$ [Fig. 4(a)]인 경우에 왕복유동에 의해 그루브 내부에서 강력한 와류 운동은 발견되지 않는다. 따라서 주유동과 그루브 내부 유동 사이의 혼합 효과는 매우 적다. $l_1/h_1=0.3125$ [Fig. 4(c)]인 경우 그루브 모서리에서 생긴 와류가 그루브 사이의 간격이 좁아 그루브 내부로 유입되지 못하고 곧바로 하류로 흐르게 된다. 따라서 $l_1/h_1=1.25$ 인 경우 유체의 혼합 효과가 가장 뛰어나다.

레이놀즈수와 면적비(A_c/A_e)에 따른 유효 열확산 계수의 변화는 Fig. 5에 도시되었다. 이때 St 는 1.0345로 일정하다. 그루브 면적비에 상관없이 Re 가 증가함에 따라 열확산 계수는 증가한다. Re 가 증가함은 왕복 유동의 속도 진폭이 증가함을 의미하는 것으로 유동의 진폭이 증가할수록 유효 열확산 계수가 증가하는 것을 알 수 있다. 여러 그루브 형상비에서도 $l_1/h_1=1.25$ 일 때 ($A_c/A_e=1$) 열확산 계수가 가장 큰 것을 볼 수 있다. 이것은 Fig. 4의 속도 벡터에서도 알 수 있듯이 $l_1/h_1=1.25$ 일 때 유체의 혼합 효과가 뛰어나 열확산이 향상되기 때문이다.

Fig. 6은 레이놀즈수가 일정할 때 St 와 면적비(A_c/A_e)에 따른 유효 열확산 계수의 변화를 나타낸 것이다. St 가 증가하는 것은 유동의 변위가 감소하는 것을 의미하며 변위가 감소함에 따라 유효 열확산 계수가 감소한다. 이것은 St 가 증가하면 유동의 변위가 감소하기 때문에 주위 유체와의 혼합효과가 적기 때문이다. St 에 상관없이 $l_1/h_1=1.25$ 일 때 ($A_c/A_e=1$) 유효 열확산 계수가 가장 큰 값을 가진다. 즉, 유효 열확산 계수는 그루브 형상비에 크게 영향을 받는다. 이와 같은 결과로부터 왕복유동에 의하여 열확산이 최대가 되는 최적의 그루브 형상비가 존재함을 알 수 있다.

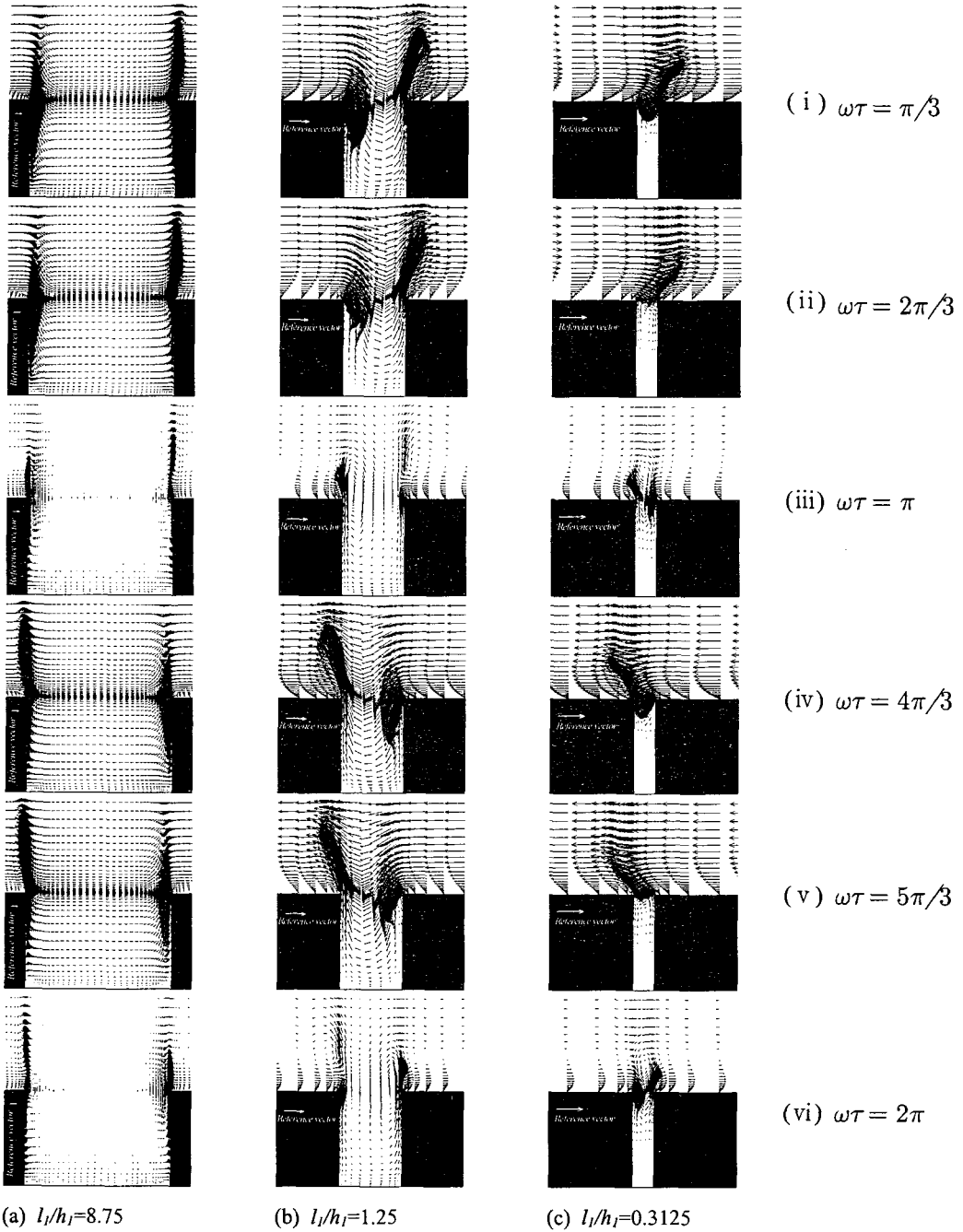


Fig. 4 The vector plots during a cycle at $Re=40$ and $St=1.0345$ for (a) $l_1/h_1=8.75$, (b) $l_1/h_1=1.25$, (c) $l_1/h_1=0.3125$

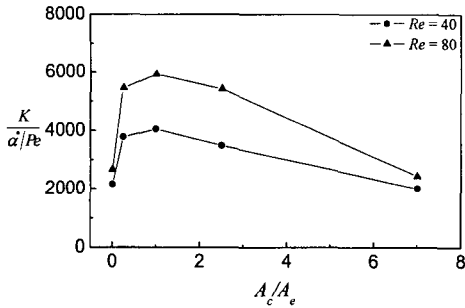


Fig. 5 Effect of the Reynolds number on the effective thermal diffusivity according to various channel geometries at $St=1.0345$

그루브 채널에서 유효 열확산 계수는 $l_1/h_1=1.25$ 일 때 가장 크며 이 때의 면적비(A_c/A_e)는 1이다. 즉 그루브 채널의 확장부 면적과 수축부 면적이 같을 때 축방향 열확산은 최대가 된다. 이러한 결과는 Xiaofeng과 Masashi⁽¹⁴⁾의 실험결과와도 잘 일치한다.

4. 결론

본 연구에서는 그루브 채널 내에서 왕복 유동에 의한 열확산 촉진에 관한 수치 해석적 연구를 수행하였다.

그루브 채널에서 왕복 유동이 가해질 때 그루브 형상비에 상관없이 열확산 계수는 10^3 배 정도 증가하였다. 그루브 채널에서 무차원 변위를 나타내는 스트라울 수(St)가 감소할수록, 왕복 유동의 진폭을 나타내는 레이놀즈 수(Re)가 증가할수록 열확산 향상이 큰 것을 알 수 있다. 즉, 유동의 변위와 속도 진폭이 클수록 열 확산이 증가한다. 그루브 채널의 형상비 l_1/h_1 에 따라 왕복 유동에 따른 열확산 촉진비가 변화하며 채널의 면적비(A_c/A_e)가 1일 때 축방향 열확산이 가장 크게 증가하였다.

후 기

본 연구는 과학재단의 특정기초 연구 (과제번호 R01-2003-000-10132-0)의 지원으로 수행되었습니다.

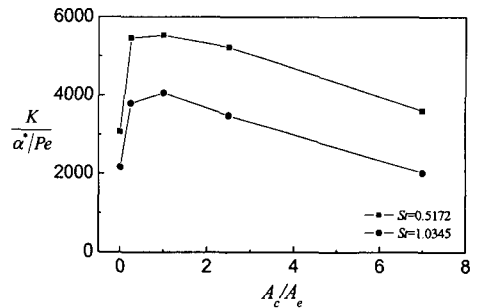


Fig. 6 Effect of the Strouhal number on the effective thermal diffusivity according to various channel geometries at $Re=40$

참고문헌

- (1) Jaeger, M. J. and Kurzweq, U. H., 1983, "Determination of the Longitudinal Dispersion Coefficient on Flows Subjected to High-Frequency," *Phys. Fluids*, Vol. 26, No. 6, pp. 1380~1382.
- (2) Kurzweq, U. H., Howell, G. and Jaeger, M. J., 1984, "Enhanced Dispersion in Oscillatory Flows," *Phys. Fluids*, Vol. 27, No. 5, pp. 1046~1048.
- (3) Kurzweq, U. H. and Zhao, L., 1984, "Heat Transfer by High-Frequency Oscillation: A New Hydrodynamic Technique for Achieving Large Effective Thermal Conductivities," *Phys. Fluids*, Vol. 27, No. 11, pp. 2624~2627.
- (4) Kurzweq, U. H., 1985, "Enhanced Heat Conduction in Oscillating Viscous Flows Within Parallel-Plate Channels," *J. Fluid Mech.*, Vol. 156, pp. 291~300.
- (5) Kurzweq, U. H., 1985, "Enhanced Heat Conduction on Fluids Subjected to Sinusoidal Oscillations," *J. Heat Transfer*, Vol. 107, pp. 459~462.
- (6) Ghaddar, N. K., Korczak, K. Z., Mikic, B. B. and Patera, A. T., 1986, "Numerical Investigation of Incompressible Flow in Grooved Channels. Part 1. Stability and Self-Sustained Oscillations," *J. Fluid Mech.*, Vol. 163, pp. 99~127.
- (7) Ghaddar, N. K., Magen, M., Mikic, B. B. and

- Patera, A. T., 1986, "Numerical Investigation of Incompressible Flow in Grooved Channels. Part 2. Oscillatory Heat Transfer Enhancement," *J. Fluid Mech.*, Vol. 168, pp. 541~567.
- (8) Greiner, M., 1991, "An Experimental Investigation of Resonant Heat Transfer Enhancement in Grooved Channel," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 34, pp. 1383~1391.
- (9) Kim, S. Y., Kang, B. H. and Hyun, J. M., 1998, "Forced Convection Heat Transfer from Two Heated Blocks in Pulsating Flow," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 41, No. 3, pp. 625~634.
- (10) Patankar, S. V., 1980, *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*, Hemisphere, New York.
- (11) Joshi, C. H., Kamm, R. D., Drazen, J. M. and Slutsky, A. S., 1983, "An Experimental Study of Gas Exchange in Laminar Oscillatory Flow," *J. Fluid Mech.*, Vol. 133, pp. 245~254.
- (12) Kim, S. Y., Kang, B. H. and Hyun, J. M., 1993, "Heat Transfer in the Thermally Developing Region of a Pulsating Channel Flow," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 36, pp. 4257~4266.
- (13) Watson, E. J., 1983, "Diffusion in Oscillatory Pipe Flow," *J. Fluid Mech.*, Vol. 133, pp. 233~244.
- (14) Xiaofeng, Y. and Masashi, S., 2001, "Augmented Longitudinal Diffusion in Grooved Tubes for Oscillatory Flow," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 44, pp. 633~644.