

삼각형상 그루브 채널에서 맥동유동에 의한 열전달 향상에 관한 실험적 연구

권 오 준, 이 대 영*, 김 서 영*, 강 병 하**, 김 용 찬
고려대학교 기계공학과, *한국과학기술연구원 열유동제어연구센터, **국민대학교 기계공학과

An Experimental Study on the Heat Transfer Enhancement by Pulsatile Flow in a Triangular Grooved Channel

O-Jun Kwon, Dae-Young Lee*, Seo Young Kim*, Byung Ha Kang**, Yongchan Kim

Department of Mechanical Engineering, Korea University, Seoul 136-701, Korea

**Thermal/Flow Control Research Center, KIST, Seoul 136-791, Korea*

***Department of Mechanical Engineering, Kookmin University, Seoul 136-702, Korea*

(Received June 26, 2001; revision received August 20, 2001)

ABSTRACT: The heat transfer enhancement by pulsatile flow in a triangular grooved channel has been experimentally investigated in this study. The experiment was performed in the ranges of the Reynolds number from 270 to 910, the pulsatile fraction from 0.125 to 0.75, and the Strouhal number from 0.084 to 0.665. It was measured that the heat transfer improves up to 350% compared with the steady flow case at $Re=270$, $\eta=0.5$, and $St=0.335$. The heat transfer enhancement was found to increase as the pulsatile fraction increases and the Reynolds number decreases. It was also found that the heat transfer enhancement is maximized at a specific pulsatile frequency satisfying the resonant condition. The nondimensional frequency, i.e., the Strouhal number at the resonant condition was found to increase as the Reynolds number decreases. The flow visualization revealed that the heat transfer enhancement results from the strong mixing caused by the repeating sequence of vortex formation, rotation and subsequent ejection from the grooves by the pulsatile flow.

Key words: Pulsatile flow(맥동유동), Grooved channel(그루브 채널), Strouhal number(스트라올 수), Pulsatile fraction(맥동비율), Heat transfer enhancement(열전달 향상)

기 호 설 명

A : 열전달면적 [m^2]
 a : 그루브의 깊이 [mm]
 E : 열전달 향상비, $Nu_{\eta \neq 0} / Nu_{\eta = 0}$

f : 맥동 주파수 [Hz]
 h : 열전달계수, $Q/(A\Delta T)$ [W/m^2K]
 H : 채널의 높이 [mm]
 k : 열전도율 [W/mK]
 L : 그루브의 길이 [mm]
 \dot{m}_m : 평균 유량 [kg/s]
 \dot{m}_p : 맥동 유량 [kg/s]
 Nu : Nusselt 수, hH/k
 Q : 열전달량 [W]

† Corresponding author
 Tel.: +82-2-958-5674; fax: +82-2-958-5689
 E-mail address: ldy@kist.re.kr

Re	: Reynolds 수, UH/ν
St	: Strouhal 수, fH/U
U	: 유로의 평균 속도, $\dot{m}/(\sigma HW)$ [m/s]
W	: 채널의 폭 [mm]
x	: 그루브의 위치

그리스 문자

ΔT	: 가열벽면과 물의 온도차 [K]
η	: 맥동비율, \dot{m}_p/\dot{m}_m

1. 서 론

본 연구는 맥동유동에 의한 삼각형상 그루브 채널에서의 열전달 성능 향상에 관한 실험적 연구이다. 맥동유동에 의한 열전달 향상과 관련된 연구로는 사각형상 그루브 채널에 대한 Ghaddar et al.,⁽¹⁾ Greiner,⁽²⁾ Nishimura et al.,⁽³⁾ Kim et al.⁽⁴⁾의 연구가 있다. Ghaddar et al.⁽¹⁾은 수치해석을 이용하여 맥동유동에 의한 유동공진 열전달이론을 보고하였으며, 이를 Greiner⁽²⁾가 실험적으로 입증하였다. Greiner⁽²⁾는 Reynolds 수 700, 맥동비율 20%인 조건에서 유동공진에 의한 열전달 향상을 실험하였으며, 최적의 공진주파수에서 160%까지 열전달이 향상됨을 보고하였다. Nishimura et al.⁽³⁾은 그루브의 길이와 맥동비율, 평균 유량, 맥동주파수 등 주요 변수의 넓은 범위에 대하여 물질전달에 관한 연구를 수행하였다. 이들은 맥동유동과 광복유동(oscillatory flow)에 의하여 물질전달이 크게 향상됨을 보고하였으며, 물질전달 향상이 최대가 되는 맥동유동의 최적주파수가 존재함을 보였다. Kim et al.⁽⁴⁾은 수치해석을 통하여 두 개의 가열 블록(block)이 설치된 채널에 맥동유동이 주어질 때 특정주파수에서 열전달이 촉진되는 공진현상이 있음을 밝혔다.

한편 Nishimura and Kojima,⁽⁵⁾ Nishimura and Matsune,⁽⁶⁾ Lee et al.⁽⁷⁾은 주름진 채널에서의 맥동유동에 의한 유동교란 및 물질전달 향상을 연구하였다. Nishimura and Kojima⁽⁵⁾와 Nishimura and Matsune⁽⁶⁾는 맥동유동에 의하여 주름 내 와류와 주유동과의 혼합이 촉진되어 물질전달이 촉진되는 결과를 보고하였다. 그들의 실험영역에서는 맥동유동 주파수가 증가함에 따라 물질전달이

증가하는 경향을 보였다. 또한 Lee et al.⁽⁷⁾은 축대칭인 주름진 튜브에서 맥동유동에 의한 물질전달을 수치해석하였으며, 특정 주파수에서 물질전달이 최대가 됨을 보였다. Mackley and Stonestreet⁽⁸⁾는 실험을 통하여 배플이 있는 튜브에서 맥동유동에 의하여 열전달이 향상됨을 보고하였다.

본 연구에서는 기존의 선행연구를 바탕으로 판형 열교환기에 맥동유동을 부가하였을 경우의 열전달 향상 가능성을 파악하기 위한 기초적 연구로서, 삼각형상 그루브 채널에서 맥동유동에 의한 열전달 향상을 실험하였다. Fig. 1은 빗살무늬(herringbone) 모양을 가진 열판으로 조합된 판형 열교환기의 유로구조(a)와 이를 간략하게 묘사한 유로구조(b)를 나타낸 그림이다. 판형 열교환기의 유로구조는 삼각형상 그루브로 이루어진 두 개의 유로가 엇갈리게 교차하는 구조로 되어 있다. 판형 열교환기 내의 유동은 매우 복잡한 3차원 형태이나, 기본적으로는 삼각형 그루브가 반복되는 채널을 유체가 유동하는 형태이다. 본 연구에서는 이러한 유동형태의 특징을 유지하면서, 유로형상을 최대한 단순화하여 Fig. 1(b)와 같이 묘사하였다.

본 연구와 유사한 유로형상에 대한 연구로는 Greiner et al.⁽⁹⁾의 연구가 있다. 그러나 이들은 맥동유동에 의한 유동공진 열전달 현상을 연구하지는 않았으며, 정상유동(steady flow)인 경우에 대한 실험을 통하여 삼각형상 유로에서 평평한 면(Fig. 1(b)의 아랫면)으로부터의 열전달이 평판 유로에 비하여 최대 65%까지 향상됨을 보고하였다.

본 연구에서는 삼각형상 그루브 채널에서 맥동유동이 그루브 표면으로부터의 열전달에 미치는 영향을 실험하였다. 맥동유동의 맥동주파수, 맥동비율, 평균 유량 등이 열전달 향상에 미치는 영향을 고찰하였으며, 유동가시화 실험을 통하여 열전달 향상 원리를 규명하였다. 또한 특정주파수에서 맥동유동에 의한 열전달 향상이 최대가 되

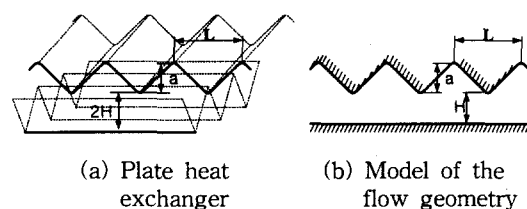


Fig. 1 Modeling of the flow geometry.

는 유동공진 열전달 현상이 존재함을 보였으며, 이와 관련한 중요한 인자들의 영향을 규명하였다.

2. 실험장치 및 방법

2.1 실험장치

삼각형상 그루브와 채널의 형태는 Fig. 1(b)에 나타낸 바와 같으며, 채널의 높이(H)는 15 mm, 채널의 폭(W)는 187.5 mm, 그루브 길이(L)는 18 mm, 그루브 깊이(a)는 9 mm, 그루브 수는 30개이다. 사각 그루브 채널에 대한 결과이기는 하지만 Ghaddar et al.⁽¹⁾과 Greiner⁽²⁾의 결과를 참조할 때, 상기한 크기의 채널에서 정상유동의 경우 유동교란이 일어나는 임계 Re ($Re = UH/\nu$)가 450이며, $Re = 770$ 에서 유동에 맥동을 가할 경우 공진이 일어나는 무차원주파수 St ($St = fH/\nu$)가 0.232임을 예측할 수 있다.

물을 작동유체로 하였으며, 실험장치는 $250 < Re < 1500$, $0 \leq St < 0.8$ 의 범위에서 실험이 가능하도록 구성하였다. Fig. 2에 삼각 그루브 채널과 채널 입구 유동의 안정화를 위한 부분의 설계도를 나타내었다. 채널 입구에 균일 속도의 유동이 유입되도록 하기 위하여 입구부에 풍동 설계방법⁽¹⁰⁾을 도입하여 수축부를 설치하였다. 삼각형상 그루브 표면으로부터 유체로 일정 열유속(constant heat flux)을 주기 위하여, 그루브 표면에 금이 증착된 필름을 이용한 가열기를 부착하였다. 가열기는 2번째부터 29번째 그루브 표면에 설치하였고, 슬라이드스를 통하여 열량을 조절하였으며, 전력계로 공급열량을 측정하였다(설치면적은 $A =$

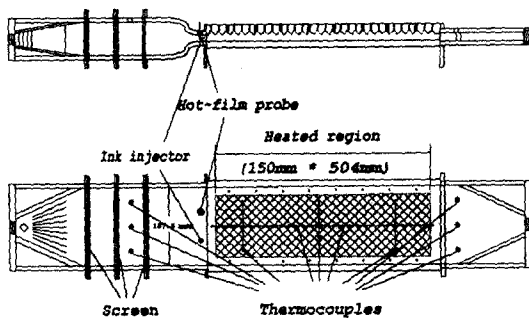


Fig. 2 Schematic diagram of the test section (Water enters from the left).

0.107 m^2 이고, 전체 저항은 3.4Ω 이다). 가열기 뒷면에는 65 mm 두께의 베크라이트판을, 채널의 아랫면에는 25 mm 두께의 아크릴판을 부착하여 채널로부터 외부로의 열손실을 최소화하였다.

측정부 옆면에는 강화유리를 부착하여 채널 내 유동을 관측할 수 있도록 하였다. 유동가시화를 위하여 주사기 펌프와 잉크 주입부를 입구부에 설치하였으며, 비디오 카메라 시스템을 이용하여 초당 30프레임의 속도로 유동형태를 기록하였다.

물의 온도측정을 위해 입구부와 출구부에 채널의 폭 방향으로 각각 3개의 열전대를 설치하였으며, 각 그루브 골에 1개씩, 30개의 열전대를 설치하여 유동방향으로의 벽면온도를 측정하였다.

작동유체인 물은 3RT 냉동기를 이용하여 설정온도로 유지되는 250리터 용량의 항온조로부터 원심펌프와 다이어프램(diaphragm) 펌프를 사용하여 설정 평균 유량, 맥동비율, 맥동주파수로 측정부에 공급되고, 측정부를 거친 물은 전자저울과 초시계를 사용하여 유량을 측정한 후 저온항온조로 순환하도록 유로를 구성하였다.

2.2 실험방법

측정부에서 물의 평균온도가 $21 \pm 0.5^\circ\text{C}$ 가 되도록 항온조 온도를 냉동기로 조절하였으며, 각 실험조건에서 벽면온도와 물의 온도 차이가 $5 \sim 10^\circ\text{C}$ 가 되도록 측정부 공급열량을 조절하였다. 측정부에 공급되는 맥동유동은 원심펌프와 다이어프램 펌프를 이용하여 발생시켰다. 맥동유량(다이어프램 펌프의 시간평균 토출유량)과 맥동주파수는 다이어프램 펌프의 행정(stroke) 길이와 펌프 회전수를 제어하여 조절하였으며, 원심 펌프에

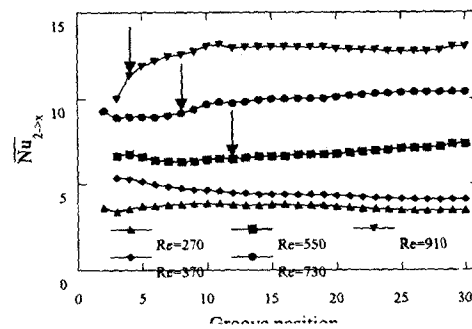


Fig. 3 Local averaged Nusselt number in steady flow.

의하여 공급되는 유량은 펌프 출구에 설치된 밸브로 조절하였다. 채널을 통과하는 맥동유동의 평균 유량은 원심펌프에 의한 정상유동 유량과 다이어프램 펌프에 의한 맥동유량의 합으로 결정된다.

다이어프램 펌프에 의한 맥동유동과 원심 펌프에 의한 정상유동은 Fig. 2에 나타낸 측정부의 입구(왼쪽 끝) 직전에서 합쳐져서 측정부로 유입된다. 평균 유량 \dot{m}_m 에 대한 다이어프램 펌프를 통과하는 맥동유량 \dot{m}_p 의 비를 나타내는 맥동비율 η 를 다음과 같이 정의하였다.

$$\eta = \frac{\dot{m}_p}{\dot{m}_m} \quad (1)$$

평균 유량, 맥동비율과 맥동주파수를 설정하고 난 뒤, 측정부에 슬라이드스를 조절하여 열량을 공급하였으며, 벽면의 온도가 정상 상태가 된 후, 온도 및 유량을 측정하였다.

유동가시화 실험은 주유동의 유속과 동일하게 주사기 펌프로 잉크를 주입한 후 비디오 카메라를 사용하여 기록 분석하였다.

질량 유량과 맥동 주파수로부터 Reynolds 수와 Strouhal 수를 계산하였으며, 벽면온도와 물의 혼합 평균 온도와의 차이와 공급열량을 측정하여 각각의 열전대가 위치한 곳의 국소 Nusselt 수를 구하였다. 실험결과는 다음 식

$$\overline{Nu}_{2-x} = \sum_{i=2}^x Nu_i / (x-1) \quad (2)$$

과 같이 정의되는 입구의 위치까지의 국소 평균 Nusselt 수로 나타내었으며, 정상유동인 경우에 비교하여 맥동유동에 의한 열전달 향상비 E를 다음과 같이 구하였다.

$$E = \frac{Nu}{Nu_{\eta=0}} \quad (3)$$

3. 실험결과 및 고찰

3.1 정상유동

삼각형상의 그루브 채널에서 맥동유동에 의한

열전달 향상을 평가하기 위하여 먼저 정상유동에 대한 실험을 수행하였다. Fig. 3에 $Re=270, 370, 550, 730, 910$ 인 경우의 국소 평균 Nusselt 수의 분포를 나타내었으며, Fig. 4에는 $Re=370, 550, 730, 910$ 에서의 유동가시화 결과를 나타내었다. Fig. 4에서 유체는 사진의 왼쪽에서 오른쪽으로 흐른다.

$Re=270, 370$ 에서는 Fig. 4(a)에 나타낸 바와 같이 측정부 전구간에서 유동교란이 발생하지 않는 완전층류유동 형태를 보이며, 이 경우 Fig. 3에서 알 수 있는 바와 같이 채널 하류 쪽으로 갈수록 열 경계층의 성장으로 인하여 국소 평균 Nusselt 수가 감소한다. $Re=550, 730$ 및 910 에서는 유동 경계층의 불안정성에 기인하는 Tollmien-Schlichting 파(wave)^{(1),(11)}가 발생하고 그 하류에서는 난류유동으로 천이되는 것이 관측되었으며, Re 가 증가할수록 유동교란이 발생하는 위치가 상류 쪽으로 이동하였다.

유동가시화를 통하여 확인한 유동 천이지점을 Fig. 3에 화살표로 나타내었으며, 이 위치는 국소 평균 Nusselt 수가 증가하기 시작하는 지점과 일치함을 알 수 있다. 주유동에 발생한 Tollmien-Schlichting 파는 그루브 내에 정체되어 있던 와

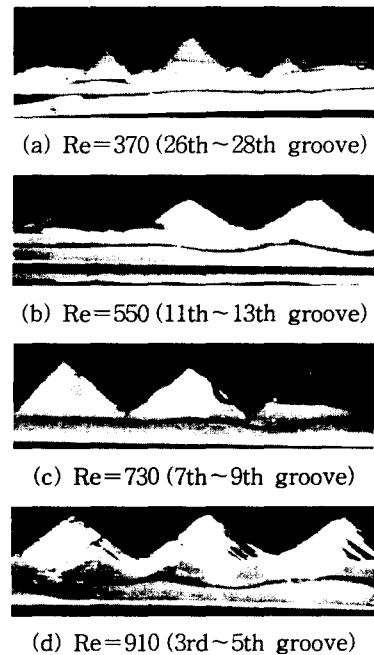


Fig. 4 Flow visualization for steady flow.

류를 교란하여 와류와 주유동 사이의 유체혼합을 촉진하게 되고, 그 결과 그루브 표면으로부터의 열전달이 향상된다.

본 연구에서 측정된 Nusselt 수의 크기는 주름관에서 정상유동의 경우에 대하여 Russ and Beer⁽¹²⁾가 측정된 Nusselt 수의 범위, $4 < Nu < 13$ 와 거의 유사하게 일치함을 알 수 있다. 또한 Tollmien-Schlichting 파의 발생 위치는 Greiner et al.⁽⁹⁾의 연구결과와 비교적 잘 일치하였다.

3.2 맥동유동

정상유동의 경우와 동일한 평균 유량(Re)에 대하여 맥동유동이 열전달에 미치는 영향을 실험하였다. 맥동비율과 맥동주파수가 다른 여러 가지 경우에 대하여 실험을 수행하였으며, $Re=730$, $\eta=0.5$ 에 대한 실험 결과를 Fig. 5에 나타내었다. 맥동유동에 의하여 국소 평균 Nusselt 수가 현저히 증가함을 알 수 있다. 증가량은 맥동주파수를 나타내는 무차원수 St에 의존하며, 국소적으로 최

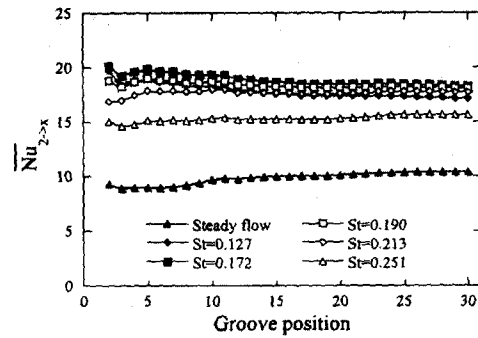
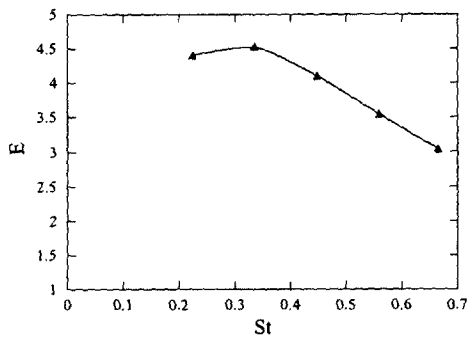


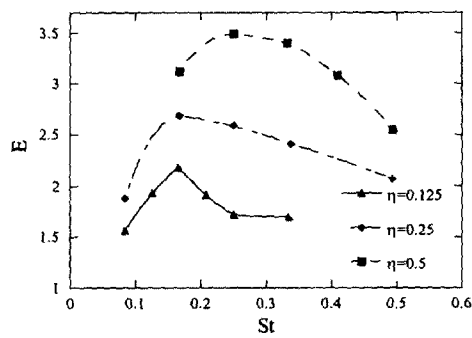
Fig. 5 Local averaged Nusselt number in pulsatile flow ($Re=730$, $\eta=0.5$).

대 120%, 채널 전체 평균으로는 75%까지 향상됨을 알 수 있다.

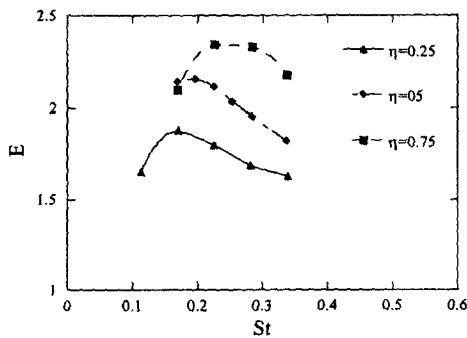
Fig. 6에 $Re=270$, 370 , 550 , 730 인 경우에 대하여 맥동비율의 변화에 따른 열전달 향상비를 나타내었다. Fig. 6에 나타난 변수범위에서 최대 열전달 향상은 $Re=270$, $\eta=0.5$, $St=0.335$ 에서 350%이며, 맥동비율이 증가할수록 열전달 향상비는



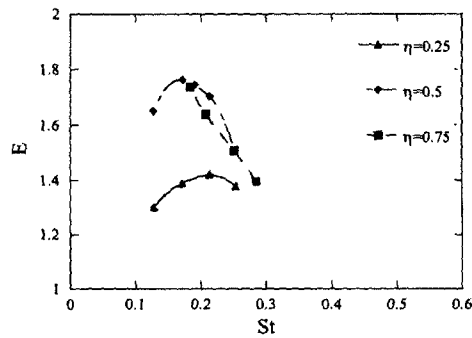
(a) $Re=270$ ($\eta=0.5$)



(b) $Re=370$



(c) $Re=550$



(d) $Re=730$

Fig. 6 Heat transfer enhancement ratio, E , as a function of the Strouhal number.

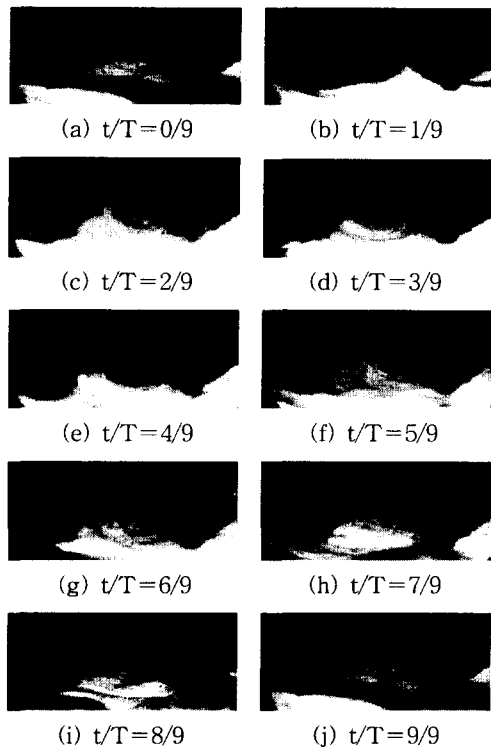


Fig. 7 Flow visualization for a pulsatile flow at $Re=370$, $\eta=0.125$ and $St=0.166$.

증가하고, 동일 맥동비율에 대하여는 Reynolds 수가 작을수록 열전달 향상비가 증가함을 알 수 있다. 또한 맥동주파수가 작을 때에는 맥동주파수가 증가함에 따라 열전달 향상비가 증가하다가 특정 주파수에서 최대가 된 후, 주파수가 더 이상 증가하면 열전달 향상비가 다시 감소하는 것을 볼 수 있다. 이는 특정 주파수에서 열전달이 최대가 되는 현상이 존재함을 의미한다.

맥동유동에 의한 열전달 향상 원리를 분석하기 위하여 유동가시화 실험을 수행하였으며, $Re=370$, $\eta=0.125$, $St=0.166$ 인 경우의 결과를 Fig. 7에 나타내었다. 이 그림은 맥동유동의 한 주기를 9등분하여 각 순간의 유동가시화 결과를 나타낸 것으로, 유체는 사진의 왼쪽에서 오른쪽으로 흐르며, 첫번째 사진이 채널 내 유속이 빨라지는 시점의 유동형태를 나타낸다.

유속이 빨라지면 그루브의 산부분에서 와류가 생성되고(vortex shedding, Fig. 7(b)), 반대편 그루브의 경사면에 부딪힌 후(Fig. 7(c)), 그루브 안에서 회전하면서(Fig. 7(d)) 그루브 안에 정체된

유체의 혼합을 촉진시킨다. 이후 주유동의 속도가 감소하면 그루브 안의 와류는 상대적으로 속도가 느린 그루브 밖 채널부분의 유체를 끌어들이면서 점차 회전속도가 감소한다. 반대로, 끌어들이어진 유체에 의하여, 와류의 회전반경은 점차 증가하며 그루브의 깊이보다 더 커져 주유동 채널 안으로 확대된다(Fig. 7(e)~(i)). 이 와류는 주유동의 속도가 다시 증가할 때, 주유동에 밀려 그루브 밖으로 토출된다(Fig. 7(j)). 이와 같은 일련의 과정을 통하여 그루브 안의 유체가 혼합되고 주기적으로 그루브 밖으로 토출됨으로써 주유동 유체와 그루브 내 유체의 혼합이 촉진되어 열전달이 향상되게 된다.

이와 같은 맥동유동 형태로부터 열전달의 향상 정도는 와류에 의한 그루브 내부 유체의 혼합에 필요한 시간과 와류의 토출 주기와 관련이 있음을 알 수 있으며, 혼합에 필요한 시간과 토출 주기가 일치할 때 열전달 향상이 최대가 될 것을 예상할 수 있다. 즉 맥동주파수가 작을 때에는 단위시간당 와류의 토출 횟수가 작아져 열전달 향상이 작으며, 맥동주파수가 클 때에는 그루브 내 유체혼합이 충분히 이루어지기 전에 와류가 방출되게 되어 열전달 향상비가 최적주파수 조건에서 보다 작게 된다. 한편 동일 Reynolds 수에서 맥동비율이 증가하면, 속도변동 진폭이 증가하여 최대속도가 증가하며, 이에 따라 와류의 회전 속도도 증가하여 최적 맥동주파수가 증가하며 열전달 향상비도 증가하게 된다.

Fig. 8은 Fig. 6에서 맥동비율이 0.5인 경우만을 나타낸 그림으로 본 연구영역에서의 최적의 Strouhal 수 영역이 $St=0.15\sim 0.3$ 임을 알 수 있

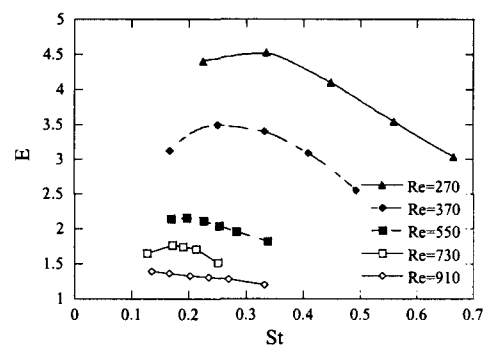


Fig. 8 Heat transfer enhancement ratio, E , as a function of St for $\eta=0.5$.

다. 이 범위는 선행 연구인 Ghaddar et al.⁽¹⁾과 Greiner⁽²⁾와 Nishimura et al.⁽³⁾의 $St=0.3$ 과 Kim et al.⁽⁴⁾의 $St=0.45$ 와 비슷한 크기를 가지는 것을 알 수 있다.

한편 Fig. 8로부터 Reynolds 수가 증가할수록 열전달 향상비가 감소함을 볼 수 있다(평균 Nusselt 수 자체는 Reynolds 수가 클수록 크다). 이는 3.1절에서 보인 바와 같이 정상유동의 경우에도 Reynolds 수가 증가할수록 유동 불안정성에 의하여 자체적인 진동이 발생하여 그루브 내 유체와 주유동 유체와의 혼합이 촉진되게 되므로, 맥동유동에 의한 부가적인 혼합 촉진에 의한 열전달 향상 효과가 상대적으로 감소하기 때문이다.

또한 Fig. 8을 보면, Reynolds 수가 증가할수록 최적의 Strouhal 수는 감소하였으며, 이는 선행 연구인 Lee et al.⁽⁷⁾의 수치해석 결과와 일치하였다. 그 원인은 와류의 회전속도가 주유동의 속도와 관련이 있기는 하지만, 그루브 내 유체의 점성효과에 의하여 회전속도가 주유동 속도에 정확하게 비례하여 증가하지는 않기 때문인 것으로 사료된다. 즉 Reynolds 수 증가에 따른 주유동 속도의 증가보다 와류 회전속도의 증가가 상대적으로 작기 때문에, Reynolds 수가 증가할수록 상대적으로 작은 맥동주파수에서 열전달 향상이 최대가 된다.

4. 결 론

본 연구는 판형열교환기의 유로형상을 모사한 삼각형상 그루브 채널에서 맥동유동에 의한 열전달 향상에 관한 실험으로 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 정상유동실험의 경우, 본 연구의 실험영역은 층류와 난류의 천이영역에 해당하며, 정상유동에서는 Reynolds 수가 증가할수록 천이되는 위치가 채널 상류 쪽으로 이동하여 Reynolds 수가 증가할수록 평균 열전달률이 향상되었다.

(2) 맥동유동에 의하여 열전달이 증가하였으며, 본 연구의 실험범위에서는 $Re=270$, $\eta=0.5$, $St=0.335$ 에서 정상유동에 비하여 최대 350%까지 열전달 성능이 향상되었다.

(3) 맥동비율이 증가할수록, Reynolds 수가 작을수록 열전달 성능 향상비가 증가하였다.

(4) 유동가시화를 통하여 맥동유동에 의한 그

루브 내 와류의 생성과 이에 의한 유동혼합, 와류의 주기적인 방출에 의하여 열전달 향상이 이루어짐을 보였다.

(5) 열전달 향상이 최대가 되는 유동공진 열전달현상이 존재하였으며, 본 연구에서는 공진주파수가 $St=0.15\sim 0.3$ 영역이었다.

(6) 최적의 무차원 공진주파수는 Reynolds 수가 증가할수록 감소하였다.

후 기

본 연구는 과학기술부 국가지정 연구실사업의 지원에 의한 결과이며, 이에 감사드립니다.

참고문헌

1. 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.
2. Greiner, M., 1991, An experimental investigation of resonant heat transfer enhancement in grooved channels, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 34, No. 6, pp. 1383-1391.
3. Nishimura, T., Oka, N., Yoshinaka, Y. and Kunitsugu, K., 2000, Influence of imposed oscillatory on the mass transfer enhancement of grooved channels for pulsatile flow, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 43, pp. 2065-2374.
4. Kim, S. Y., Kang, B. H. and Hyun, J. M., 1998, Forced convection heat transfer from two heated blocks in pulsating channel flow, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 41, No. 3, pp. 625-634.
5. Nishimura, T. and Kojima, N., 1995, Mass transfer enhancement in a symmetric sinusoidal wavy-walled channel for pulsatile flow, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 38, pp. 1719-1731.
6. Nishimura, T. and Matsune, S., 1998, Vortices and wall shear stresses in asymmetric

- and symmetric channels with sinusoidal wavy walls for pulsatile flow at low Reynolds numbers, *Int. J. Heat and Fluid Flow*, Vol. 19, pp. 583-593.
7. Lee, B. Y., Kang, I. S. and Lim, H. C., 1999, Chaotic mixing and mass transfer enhancement by pulsatile flow in an axisymmetric wavy channel, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 42, pp. 2571-2581.
 8. Mackley, M. R. and Stonstreet, P., 1995, Heat transfer associated energy dissipation for oscillatory flow in baffled tubes, *Chemical Engineering Science*, Vol. 50, No. 14, pp. 2211-2224.
 9. Greiner, M., Chen, R.-F. and Wirtz, R. A., 1990, Heat transfer augmentation through wall-shape-induced flow destabilization, *Journal of Heat Transfer*, Vol. 112, pp. 336-341.
 10. Morel, T., 1975, Comprehensive design of axisymmetric wind tunnel contractions, *Journal of Fluids Engineering*, Vol. 97, pp. 225-233.
 11. White, F. M., 1974, *Viscous Fluid Flow*, McGraw-Hill, Inc.
 12. Russ, G. and Beer, H., 1997, Heat transfer and flow field in a pipe with sinusoidal wavy surface-II. Experimental investigation, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 40, pp. 1071-1081.