

## 판형 열교환기에서 맥동유동에 의한 열전달 촉진에 관한 실험적 연구

김도규\* · 강병하\* · 김석현\*\*  
(2003년 8월 18일 접수, 2003년 12월 30일 심사완료)

### Heat Transfer Enhancement by Pulsating Flow in a Plate Heat Exchanger

Do Kyu Kim, Byung Ha Kang and Suk Hyun Kim

**Key Words:** Pulsating Flow(맥동유동), Plate Heat Exchanger(판형 열교환기), Heat Transfer Enhancement(열전달 향상), Pressure Drop(압력강하)

#### Abstract

The heat transfer enhancement by pulsating flow in a plate heat exchanger has been experimentally investigated in this study. The effect of the pulsating flow, such as pulsating frequency and flow rate, on the heat transfer as well as pressure drop in a plate heat exchanger has been studied in detail. Reynolds number in cold side of a plate heat exchanger is varied 100~530 while that of hot side is fixed at 620. The pulsating frequency is considered in the range of 5~30 Hz. The results of the pulsating flow are also compared with those of steady flow. It is found that the average heat transfer rate as well as pressure drop is increased as flow rate is increased for both steady flow and pulsating flow cases. When pulsating flow is applied to the plate heat exchanger, heat transfer could be substantially increased in particular ranges of pulsating frequency or Strouhal number;  $St=0.36\sim0.60$  and pressure drop is also increased, compared with those of steady flow. However, in the region of low pulsating frequency or high pulsating frequency, heat transfer enhancement is in meager. Heat transfer enhancement map is suggested based on Strouhal number and Reynolds number of pulsating flow.

#### 기호설명

$A$  : 단면적 [ $m^2$ ]  
 $c_p$  : 비열 [ $kJ/kgK$ ]  
 $D$  : 수력직경 [ $m$ ]  
 $E$  : 열전달 향상비,  $\frac{\overline{Nu_p}}{\overline{Nu_s}}$

$f$  : 마찰계수  
 $h$  : 대류열전달계수 [ $W/m^2K$ ]  
 $\overline{h}$  : 시간평균 대류열전달계수 [ $W/m^2K$ ]  
 $k$  : 열전도도 [ $W/mK$ ]  
 $L$  : 열교환기 입·출구거리 [ $m$ ]  
 $\dot{m}$  : 질량유량 [ $kg/s$ ]  
 $Nu$  : Nusselt 수,  $\frac{hD}{k}$   
 $\overline{Nu_p}$ : 시간평균 Nusselt 수  
 $\Delta P$  : 압력강하 [ $kPa$ ]  
 $\overline{\Delta P}$  : 시간평균 압력강하 [ $kPa$ ]

† 책임저자, 회원, 국민대학교 기계·자동차공학부

E-mail : bhkang@kookmin.ac.kr

TEL : (02)910-4681 FAX : (02)910-4839

\* 국민대학교 대학원 기계공학과

\*\* 회원, 국민대학교 기계·자동차공학부

$Q$	: 열전달량 [kW]
$Re$	: Reynolds 수, $\frac{uD}{\nu}$
$St$	: Strouhal 수, $\frac{wD}{u}$
$T$	: 온도 [K]
$\Delta T_{LMTD}$	: 대수평균온도차 [K]
$u$	: 채널의 평균 속도 [m/s]
$U$	: 총합열전달계수 [ $W/m^2K$ ]
$w$	: 맥동 주파수 [Hz]
$\Delta x$	: 전열판 두께 [m]

## 그리스문자

$\nu$	: 물의 동점성계수 [ $m^2/s$ ]
$\rho$	: 물의 밀도 [ $kg/m^3$ ]
$\tau$	: 맥동 주기 [sec]

## 하첨자

c	: 냉수
h	: 온수
i	: 판형열교환기 입구
o	: 판형열교환기 출구
s	: 정상유동
p	: 맥동유동

## 1. 서 론

산업의 발달에 따라 에너지 사용량이 급증하고, 이에 따라 환경문제로 이어지고 있다. 따라서 에너지 이용을 극대화하기 위하여 시스템의 고성능화, 고효율화를 추구하기 위해 열전달 촉진기술 및 응용에 관한 연구개발이 다양하게 진행되고 있다. 열전달 촉진기술을 크게 외부의 추가동력을 사용하지 않는 무동력법(passive technique)과 외부의 추가동력을 사용하는 유동력법(active technique)으로 구분할 수 있다.<sup>(1)</sup>

유동력법을 이용하여 기존의 열시스템의 구조를 변화시키거나 교체하지 않고 냉각유체의 유속을 증가시키거나, 냉각유체의 교환없이 층류흐름을 보이는 유체에 맥동에 의하여 유동교란을 가

함으로써 대류열전달 촉진이 가능하다.<sup>(2)</sup>

맥동유동이 열전달 촉진에 미치는 영향에 대한 기존의 연구는 Faghri et al.<sup>(3)</sup>과 Lee et al.<sup>(4)</sup>이 채널 내에서 맥동유동에 의한 열전달 특성에 관하여 해석적 및 수치적 연구를 수행한 바 있으며, Lee et al.<sup>(5)</sup> Kurzweg<sup>(6)</sup>는 덕트 및 원관 내부에 주기적인 압력구배가 주어지는 경우에 대한 연구를 통해 주기적 압력구배의 진동수 및 진폭비가 증가할수록 열전달이 향상됨을 보인 바 있다.

Ghaddar et al.,<sup>(7)</sup> Greiner,<sup>(8)</sup> Nishimura et al.,<sup>(9)</sup> Kwon et al.<sup>(10)</sup>은 사각형상 그루브(groove) 채널에 대하여 연구를 수행하였다. Ghaddar et al.<sup>(7)</sup>은 수치해석을 이용하여 맥동유동에 의한 유동공진 열전달이론을 보고하였으며, 이를 Greiner<sup>(8)</sup>가 실험적으로 입증하였다. Greiner<sup>(8)</sup>는 레이놀즈수 700, 맥동비율 20%인 조건에서 열전달 향상 가능성을 실험하였으며, 최적의 공진주파수에서 160% 까지 열전달이 향상됨을 보고하였다.

Nishimura et al.<sup>(9)</sup>은 그루브의 길이와 맥동비율, 평균유량, 맥동 주파수에 대하여 넓은 범위에서 물질전달에 관한 연구를 수행하였다. 이들은 맥동유동과 왕복유동(oscillatory flow)에 의하여 물질전달이 크게 향상됨을 보고하였으며, 물질전달 향상이 최대가 되는 맥동유동의 최적주파수가 그루브 길이에 의존함을 보였다. 또한 Kwon et al.<sup>(10)</sup>은 판형 열교환기를 모사한 삼각형 그루브 채널에서 맥동유동을 이용하여 특정 주파수에서 열전달이 촉진되는 공진 열전달 현상이 있음을 밝혔다.

지금까지 맥동유동이 열전달 촉진에 미치는 영향에 대한 실험은 많이 수행되어 왔지만, 실제 판형열교환기에 적용한 실험은 수행되지 않았다. 본 연구에서는 판형열교환기에서 맥동 유동을 이용한 실험을 통하여 맥동 주파수, 평균유량 등이 열전달 향상에 미치는 영향을 고찰함으로써, 상용 판형열교환기에서 맥동유동을 이용한 열전달 성능 향상의 가능성을 분석하고자 하였다.

## 2. 실험장치 및 방법

## 2.1 실험장치

판형열교환기의 성능을 평가하기 위한 실험 장치를 제작하였으며 Fig. 1은 실험장치의 개략도이다. 판형열교환기 실험장치는 시험부인 판형열교환기와 저온항온조, 고온항온조로 구성하였다. 본

연구에서는 상용 판형열교환기(Samhwa, HM15-8)를 실험 모델로 선정하였고, 유효 전열판수는 10장이며 6개의 고온측 유로와 5개의 저온측 유로로 구성하였다. 작동유체로는 물을 사용하였다. 실험장치는 판형열교환기에 냉수와 온수를 공급하는 유로가 구성되어 있고, 고온측은 항온조 내에 6 kW의 가열기로 물을 가열하고, 저온측은 2 kW의 가열기를 항온조 내에 설치하여 설정온도로 유지하였다. 맥동유동의 발생은 로터리 밸브를 이용하여 관로를 단속하는 방법을 이용하였다.

고온측과 저온측의 유량 측정은 유량계(rotameter, Dwyer)로 측정하였고, 판형열교환기 출구에서의 유량은 초시계와 비이커, 전자저울을 이용하여 최소시간 60초로 측정하여 유량계를 보정하였다. 판형 열교환기 입·출구 유로에 열전대 (T-type, Omega)를 설치하여 물의 입·출구 온도를 측정하였다. 실험에 사용된 열전대는 동일한 온도를 측정할 수 있도록 정밀도 0.1℃의 표준 온도계를 이용하여 보정하였다. 압력측정은 정상유동(steady flow)과 맥동유동(pulsating flow)상태에서 판형열교환기로 유입되는 유속에 따른 압력차를 측정하기 위하여 판형열교환기 저온측 유로 입·출구에 압력계를 설치하여 절대압을 측정하였다.

맥동유동 상태에서 맥동주파수의 검증은 실험 조건의 범위에서 맥동유동을 가진하여 실험하기에 앞서 맥동 로터리 밸브에 의한 맥동주파수의 정확한 측정을 위해 실험조건 주파수  $w$ 가 5, 10, 15, 20, 25, 30 Hz의 각각에 대해서 디지털 오실로스코프를 이용하여 데이터를 취득하고, 이를 고속 - 푸리에 변환(fast - fourier transform)을 실시한 결과와 맥동 로터리 밸브의 회전수를 환산한 주파수가 동일함을 나타내어 맥동유동이 정확하게 구현되는 것을 검증하였다. 이후 실험에 사용된 모든 주파수는 맥동 로터리 밸브의 회전수를 환산한 주파수를 사용하였다. 데이터 취득장치(Yokogawa, DR230)로 판형열교환기 입·출구 온도를 측정하였다.

2.2 실험방법

맥동유동에 의한 열전달 성능 향상을 평가하기 위하여 정상유동 실험을 먼저 수행한 후 맥동유동실험을 수행하였다. 저온수의 온도는  $25 \pm 0.2^\circ\text{C}$ , 고온수의 온도는  $40 \pm 0.2^\circ\text{C}$ 가 유지 되도록 각각 가열기로 저온측과 고온측의 작동유체가 서로 열교환 후 잃은 열량을 보충하도록 하였다. 고온측과

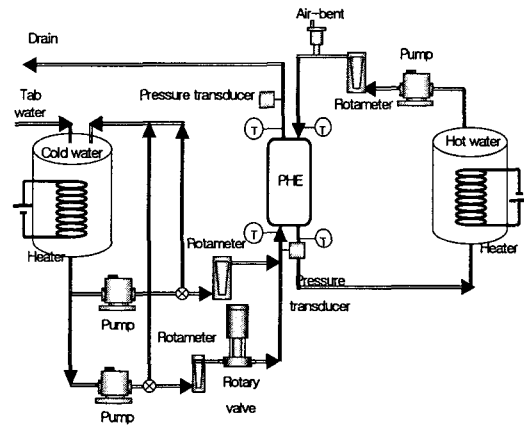


Fig. 1 Schematic diagram of the experimental setup

저온측 유량은 원심펌프 출구에 바이패스 밸브를 설치하여 유량조절이 가능하도록 하였다.

정상유동의 실험은 원심펌프를 이용하였으며, 고온측 레이놀즈수( $Re_h$ )는 각각 190, 310, 440, 620 으로 고정된 상태에서 저온측 레이놀즈수( $Re_c$ )를 100~530 으로 변화 시키면서 실험을 수행 하였다.

맥동유동의 실험은 저온측에 로터리 밸브를 설치하여 맥동을 부가하였고, 맥동 주파수는 로터리 밸브에 설치되어있는 직류 모터에 인버터를 설치하여 5 Hz~30 Hz로 5 Hz씩 증가 시키면서 실험 하였다. 저온측 레이놀즈수( $Re_c$ )의 범위는 100~530 이며, 고온측 레이놀즈수( $Re_h$ )는 620으로 고정하여 실험을 수행 하였다. 모든 실험은 판형열교환기 입·출구 온도가 정상상태에 도달한 후 3분 동안의 온도를 평균하여 사용하였고, 고온측 유량, 저온측 유량, 맥동 주파수, 저온측 입·출구압력, 저온측 입구 유속은 고온측과 저온측 입·출구의 온도가 정상주기상태(steady periodic state)가 된 후에 모든 데이터를 측정하였다.

3. 실험결과와 해석

정상유동과 맥동유동 상태에서 질량유량을 측정하여 레이놀즈수를 계산하였으며, 열교환기의 고온측과 저온측의 입·출구 온도를 측정하였고, 대수 평균온도차를 구하여 누셀트수를 구하였다.

실험결과는 동일 레이놀즈수에서 맥동의 주파

수에 따른 누셀트수의 비교로 정상유동과 맥동유동에 의한 열전달 향상비를 평가하였다.

열교환기를 통해 교환되는 열량  $Q$ 는 식 (1), (2)에 의해 환산되며, 고온측 열량  $Q_h$ 와 저온측 열량  $Q_c$ 의 상대오차는 식 (3)으로 정의하고, 오차  $\pm 5\%$  이내로 에너지 평형이 됨을 확인하였다.

$$Q_c = \dot{m}_c c_{p,c} (T_{h,i} - T_{h,o}) \quad (1)$$

$$Q_h = \dot{m}_h c_{p,h} (T_{c,o} - T_{c,i}) \quad (2)$$

$$Error(\%) = \left| \frac{Q_h - Q_c}{Q_h} \right| \times 100 \quad (3)$$

또한 대수평균온도차를 이용한  $Q$ 는 식 (4)와 같이 환산될 수 있다.

$$Q = UA\Delta T_{LMTD} \quad (4)$$

열교환기의 대수평균온도차는 열교환기의 입·출구 온도를 측정하여 식 (5)로 표현된다.

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{(T_{h,i} - T_{c,o}) - (T_{h,o} - T_{c,i})}{\ln\left(\frac{T_{h,i} - T_{c,o}}{T_{h,o} - T_{c,i}}\right)} \quad (5)$$

총합 열전달계수  $U$ 는 식 (4), (5)를 이용하여 식 (6)으로 구하였다.

$$\frac{1}{U} = \frac{\Delta T_{LMTD} A}{Q} \quad (6)$$

식 (6)의 총합 열전달계수  $U$ 는 식 (7)과 같이 고온측과 저온측 대류 열저항과 전열판의 전도열저항으로 표시된다.

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_h} + \frac{\Delta x}{k_{ss}} + \frac{1}{h_c} \quad (7)$$

정상유동과정에서 저온측과 고온측의 레이놀즈수가 같을 때, 저온측 대류열전달계수( $h_c$ )와 고온측 대류열전달계수( $h_h$ )를 같다고 가정하였다. 이 경우 고온측 열전달계수는 식 (8)을 이용하여 계산된다.

$$h_h = \frac{2}{\frac{1}{U} - \frac{\Delta x}{k_{ss}}} \quad (8)$$

정상상태에서 저온측과 고온측 레이놀즈수가 다른 경우에는 식 (8)에서 도출한 고온측 열전달계수와 레이놀즈수의 상관식을 식 (9)에 대입하여 저온측 대류열전달계수를 계산하였다.

$$h_c = \left( \frac{1}{U} - \frac{1}{h_h} - \frac{\Delta x}{k_{ss}} \right)^{-1} \quad (9)$$

정상유동의 누셀트수를 식 (10)으로, 맥동유동의 시간평균 대류열전달계수를 식 (11), 시간평균 누셀트수를 식 (12)로 계산하였다. 물의 열전도도  $k$ 는 판형열교환기 입·출구 평균온도에서 물성치를 사용하여 계산하였다.

$$Nu_s = \frac{h_c D}{k} \quad (10)$$

$$\overline{h_c} = \frac{\int_0^\tau h_c dt}{\tau} \quad (11)$$

$$\overline{Nu}_p = \frac{\overline{h_c} D}{k} \quad (12)$$

맥동유동에 의한 열전달 촉진의 정도를 평가하기 위한 열전달 향상비는 식 (13)과 같이 정상유동 누셀트수와 맥동유동의 시간평균 누셀트수의 비로 평가하였다.

$$E = \frac{\overline{Nu}_p}{Nu_s} \quad (13)$$

압력강하는 정상유동의 경우 열교환기 입·출구의 절대압력을 측정하여 열교환기 입·출구의 차압을 계산하였다. 식 (14)는 정상유동에서의 압력강하를 나타낸다.

$$\Delta P_s = P_{a,i} - P_{a,o} \quad (14)$$

맥동유동의 압력은 맥동주파수에 영향을 받으므로 시간평균압력을 식 (15)로 계산하여 열교환기 입·출구의 시간평균 압력차를 환산하였다.

**Table 1** Comparison of specifications plate heat exchangers

	Yan and Lin (1999)	Present study
Plate material	STS - 316	STS - 304
Chevron angle	60°	120°
Size	120 × 450(mm)	130 × 210(mm)
Plate thickness	0.4 mm	0.3 mm
Plate pitch	3.3 mm	1.42 mm

$$\overline{\Delta P_p} = \frac{\int_0^\tau \Delta P dt}{\tau} \quad (15)$$

열교환기에서 열전달 성능과 함께 중요한 요소인 압력강하를 평가하기 위해서 식 (16)과 식 (17)을 이용하여 *f*-factor를 정리 하였다.

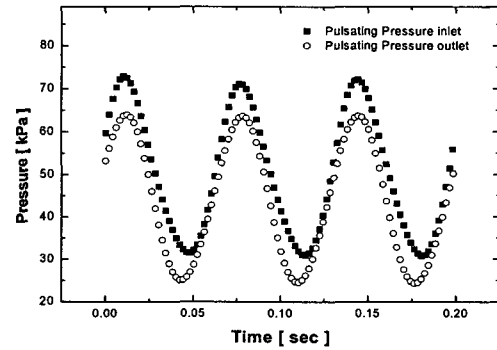
$$\Delta P = f \frac{L}{D} \frac{\rho u^2}{2} \quad (16)$$

$$f = \frac{2 \Delta P D}{\rho u^2 L} \quad (17)$$

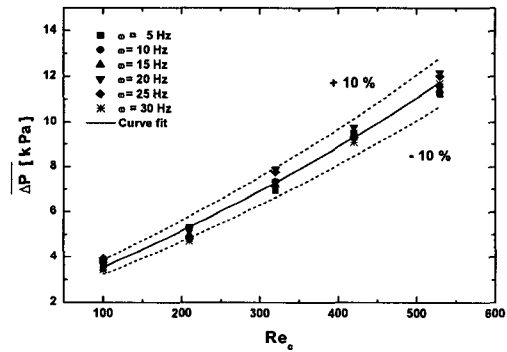
#### 4. 실험결과 및 고찰

##### 4.1 압력강하 특성

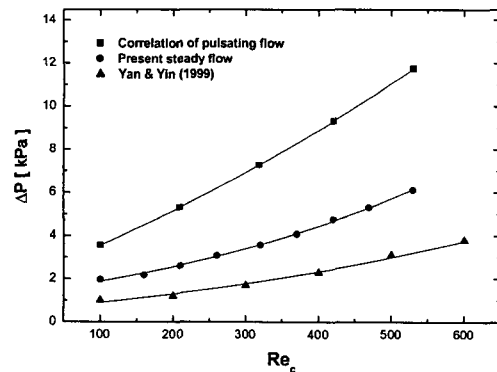
맥동유동 실험에서 열교환기 입·출구의 시간에 따른 압력 변화를 Fig. 2에 나타내었다. 이때의 실험조건은  $Re_c=420$ ,  $w=15$  Hz이며, 시간에 따른 압력의 변화는 입·출구 모두 사인파 형태를 가진다. Fig. 3에 각각의 주파수에 따른 시간평균 압력강하를 나타내었고, 실험영역 내에서의 곡선적합을 도출하여 레이놀즈수에 따른 시간평균 압력 강하를 비교하였다. 맥동유동 실험에서 시간평균 압력 강하는 도출된 곡선적합의 ±10% 이내의 분포를 보였다. 본 실험 영역내의 압력강하를 정상유동,



**Fig. 2** Temporal variations of pulsating pressures inlet and outlet at  $Re_c = 420$  and  $w = 15$  Hz



**Fig. 3** Pressure drop variations with the Reynolds number for pulsating flow



**Fig. 4** Pressure drop variations with the Reynolds number

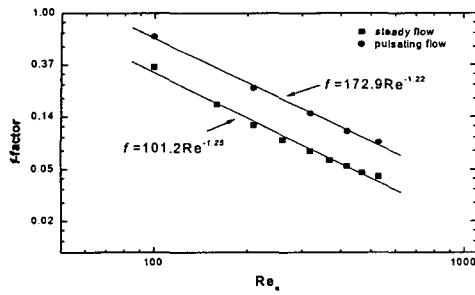


Fig. 5 Comparisons of  $f$ -factor correlations

맥동유동 그리고 Yan and Lin<sup>(11)</sup>의 정상유동 실험 결과와 비교하여 Fig. 4에 나타내었다. Yan and Lin<sup>(11)</sup>의 실험에 사용된 판형열교환기의 제원과 본 실험에 사용한 열교환기 제원을 비교하여 Table 1에 나타내었다.

정상유동에서 본 실험의 결과가 Yan and Lin<sup>(11)</sup>의 실험결과 보다 높은 압력강하를 나타내는 이유는 본 실험에 사용된 열교환기 전열판의 웨브론 각이 크고, 채널 간격이 좁기 때문에 유동저항의 증가에 의한 것이라 판단된다. 맥동유동에서 시간평균 압력강하는 정상유동보다 본 실험조건 영역에서 181~192% 증가하였다.

열교환기 설계에 필요한 압력강하 특성인  $f$ -factor를 식 (17)을 이용하여 정상유동 상태에서는 식 (18)로 도출하였고, 맥동유동상태에서의  $f$ -factor를 식 (19)로 도출하였다. Fig. 5에 정상유동과 맥동유동상태에서  $f$ -factor를 비교하여 나타내었다. Fig. 5를 보면 정상유동과 맥동유동상태에서  $f$ -factor는 레이놀즈수가 증가할수록 감소하는 경향을 가진다. 이러한 경향을 가지는 이유는 압력강하는 유속의 제곱에 반비례하고, 압력강하와  $f$ -factor는 비례적인 관계 때문이다. 맥동유동 상태에서 정상유동상태 보다  $f$ -factor가 크게 나타났다. 이는 맥동유동상태에서 시간평균 압력강하가 정상유동상태의 압력강하보다 크기 때문이다.

$$f = 101.2 \times Re^{-1.25} \text{ (for steady flow)} \quad (18)$$

$$f = 172.9 \times Re^{-1.22} \text{ (for pulsating flow)} \quad (19)$$

#### 4.2 열전달 특성

정상상태에서 판형열교환기의 저온측과 고온측의 열전달계수를 구하기 위하여 저온측과 고온측의 레이놀즈수가 같은 조건에서 열전달계수를 같다고 가정한 후에 식 (8)을 이용하여 열전달계수를 계산하였다. 이 조건에서 레이놀즈수에 따른

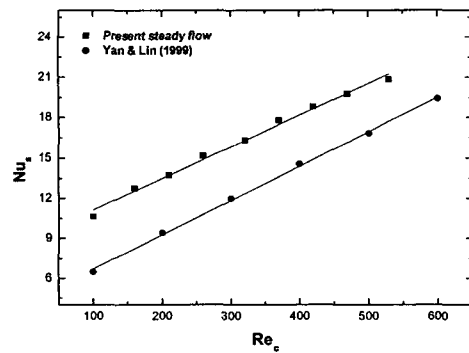


Fig. 6 Nusselt number of the plate heat exchanger for the steady flow

누셀트수의 변화를 Fig. 6에 나타내었고, 누셀트수와 레이놀즈수의 상관식을 식 (20)으로 나타내었다.

$$Nu_s = 2.658 + 0.0371Re_c \quad (20)$$

저온측과 고온측의 레이놀즈수가 다른 경우에는 식 (20)의 상관식을 이용하여 고온측 열전달계수를 구한 후 식 (9)에 대입하여 저온측 열전달계수를 구하였다.

실험의 검증을 위해 저온측 누셀트수를 선행 연구자인 Yan and Lin<sup>(11)</sup>의 실험결과와 비교하였다. 본 실험에서 열전달계수가 모든 실험 영역에서 높은 결과 값을 나타냈지만, 정성적으로 비슷한 경향을 보였다. 본 실험결과에서 열전달계수가 높게 나타난 이유는 Yan and Lin<sup>(11)</sup>이 실험에 사용한 판형열교환기의 제원보다 본 실험에서 사용한 판형열교환기의 전열판 재질의 열전도도가 크고, 두께가 얇기 때문에 전도 열저항이 감소하였기 때문이다. 또한 Kim and Lee<sup>(12)</sup>가 수행한 판형열교환기의 웨브론 각에 따른 열전달 특성의 실험결과에서 웨브론 각이 클수록 열전달이 향상됨을 보인바 있다. 따라서 본 실험에서 사용한 판형열교환기의 웨브론 각이 Yan and Lin<sup>(11)</sup>이 실험한 판형열교환기의 웨브론 각보다 넓은 웨브론 각을 가지고 있어 상대적으로 대류열전달이 크기 때문인 것으로 판단된다. 정상유동상태 실험결과와 비교하기 위하여 맥동유동 상태에서 실험결과를 처리하는 식 (13)을 이용하여 정상유동 상태 실험에서의 저온측 누셀트수와 맥동유동상태 실험에서의

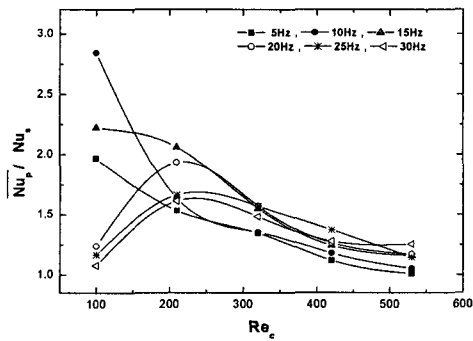


Fig. 7 Heat transfer enhancement ratio as a function of Reynolds number

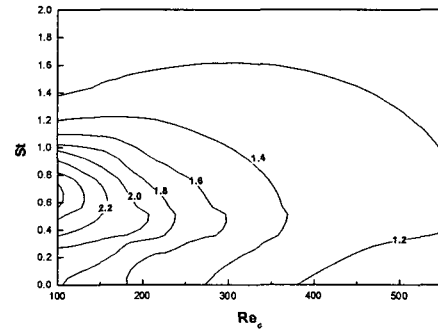


Fig. 9 Contour map for enhancement ratio as a function of Reynolds number and Strouhal number

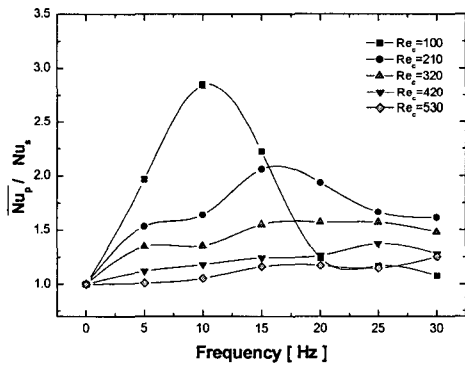


Fig. 8 Heat transfer enhancement ratio as a function of frequency

저온측 시간평균 누셀트수를 계산하여 정상상태와 맥동유동상태에서의 누셀트수의 비로 열전달 향상을 평가하였다. 레이놀즈수에 따른 열전달 향상비의 변화를 Fig. 7에 나타내었다. 열전달 향상비의 변화는 상대적으로 저 레이놀즈수에서 변화의 폭이 크게 나타났으며,  $Re_c=320$  이상의 영역에서는 열전달 향상비의 변화 폭은 거의 일정하였다. 또한 맥동 주파수가 5, 10, 15 Hz인 경우, 열전달 향상비는 레이놀즈수가 증가 할수록 감소하는 경향을 나타내었으며, 맥동 주파수가 20, 25, 30 Hz 인 경우에는  $Re_c=200$ 을 기점으로 하여 증가한 후 다시 감소하는 경향을 보였다.

맥동 주파수에 따른 누셀트수의 비를 Fig. 8에

나타내었으며, 실험영역에 걸쳐 열전달 향상비는 전체적으로 맥동 주파수가 증가함에 따라 증가하다가 특정 맥동 주파수에서 최대점에 이르고, 다시 감소하는 현상이 관찰되었다. 실험영역에서 열전달 향상비는  $Re_c=100$ ,  $w=10$  Hz의 조건에서 284% 향상되었으며, 실험영역에서 열전달 향상비가 최대로 되는 맥동 주파수는 레이놀즈수가 증가함에 따라 함께 증가하는 것이 관찰되었다.

위의 결과로부터 스트라올수( $St$ )를 이용하여 열전달 향상비와 레이놀즈수와의 관계를 Fig. 9에 나타내었다. Fig. 9를 보면 레이놀즈수가 증가함에 따라 열전달 향상비는 감소한다. 각 레이놀즈수에서 열전달 향상비는 스트라올수가 증가함에 따라 증가하다가 특정 스트라올수에서 최대가 되며, 다시 감소하는 경향을 가졌다. 이 때의 스트라올수는 0.36~0.60의 범위 내에서 열전달 향상비가 최대를 보였다. 또한 레이놀즈수가 증가함에 따라 열전달 향상비가 최대가 되는 스트라올수는 감소하였다. 이 원인은 레이놀즈수가 증가함에 따라 점성력에 의한 영향이 줄어들므로 인해 유동의 불안정성을 가진시키는데 더 작은 에너지가 필요하기 때문에 스트라올수는 감소한다.

### 5. 결론

본 연구는 판형 열교환기에서 맥동유동에 의한 열전달 성능 촉진에 관한 실험으로 다음과 같

은 결론을 얻었다.

(1) 정상유동 실험의 경우, 레이놀즈수가 증가할수록 열전달이 향상되고, 압력강하 또한 증가하였다.

(2) 본 연구의 맥동유동 영역 중에서는  $Re_c = 100$ ,  $w=10$  Hz,  $St=0.60$ 에서 최대 284%까지 열전달 향상비가 향상되었다. 열전달 향상비가 최대가 되는 스트라울수의 범위는 0.36~0.60이다.

(3) 맥동유동에 의한 압력강하는 정상유동과 같이 레이놀즈수가 증가함에 따라 선형적으로 증가하였으며, 정상유동에서의 압력강하보다 최대 181~192% 증가 하였다. 정상유동과 맥동유동실험의 결과에서 열교환기의 압력강하 특성인  $f$ -factor를 다음과 같은 상관식으로 도출하였다.

정상유동에서  $f = 101.2 \times Re^{-1.25}$  으로, 맥동유동에서  $f = 172.9 \times Re^{-1.22}$ 으로 도출하였다.

## 후 기

본 연구는 과학재단 특정기초연구(과제번호 R01-2003-000-10132-0)지원으로 수행되었음.

## 참고문헌

- (1) Lee, S. C., 1999, "Present Condition and View of the Heat Transfer Enhanced Technique," *Journal of the KSME*, Vol. 39, No. 3, pp. 33~37.
- (2) Kang, B. H., and Kim, S. Y., 1999, "Heat Transfer Enhancement by Flow Resonance," *Journal of the KSME*, Vol. 39, No. 3, pp. 47~50.
- (3) Faghri, M., Javdani, K., and Faghri, A., 1979, "Heat Transfer with Laminar Pulsating Flow in a Pipe," *Letters in Heat and Mass Transfer*, Vol. 6, pp. 259~270.
- (4) Lee, J. H., Lee, G. T., and Kang, B. H., 1992, "A Study on Flow and Heat Transfer Characteristics in a Duct with Periodic Pressure Gradient," *Transaction of the KSME*, Vol. 16, No. 2, pp. 369~381.
- (5) Lee, G. T., Kang, B. H., Lee, J. H., and Lee, C. S., 1992, "Experimental Investigation on Heat Transfer Characteristics in a Uniformly Heated Pipe with Pulsating Pressure," *Transaction of the KSME*, Vol. 16, No. 9, pp. 1760~1769.
- (6) Kurzweg, U. H., 1985, "Enhanced Heat Conduction in Oscillating Viscous Flow Within Parallel Plate Channel," *J. Fluid Mech.*, Vol. 156, pp. 291~300.
- (7) 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.
- (8) 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.
- (9) 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.
- (10) Kwon, O. J., Lee, D. Y., Kim, S. Y., and Kim, Y. C., 2001, "An Experimental Study on the Heat Transfer Enhancement by Pulsating Flow in a Triangular Grooved Channel," *Korean Journal of Air-conditioning and Refrigeration Engineering*, Vol. 13, No. 10, pp. 1009~1016.
- (11) Yan, Y. Y., and Lin, T. F., 1999, "Evaporation Heat Transfer and Pressure Drop of Refrigerant R-134a in a Plate Heat Exchanger," *Journal of Heat Transfer*, Vol. 121, pp. 118~127.
- (12) Kim, Y. H., and Lee, K. J., 2002, "An Experimental Study on Evaporation Heat Transfer and Pressure Drop in Plate Heat Exchangers with Different Chevron Angles," *Transaction of the KSME*, Vol. 26, No 2, pp. 269~277.