



# 맥동유동에 의한 판형열교환기의 열전달 성능 향상에 관한 수치연구

진 상 문<sup>1</sup>, 박 종 택<sup>2</sup>, 허 남 건<sup>3</sup>, 강 병 하<sup>4</sup>

## A Numerical Study on Heat Transfer Enhancement by Pulsatile Flow in a Plate Heat Exchanger

Sang-Mun Chin, Jong-Tack Park, Nahmkeon Hur and Byung Ha Kang

The heat transfer enhancement by pulsatile flow in plate heat exchanger has been investigated numerically in the present study. The numerical study was performed in the range of the Strouhal number from 0.04 to 2 and the Reynolds number from 370 to 730. The results showed that the pulsatile flow produces resonating vortex shedding at the groove sharp edges and a strong transient vortex rotation within the grooved channels. As a result, the mixing between the trapped volume in the grooved cavity and the main stream was enhanced. Good agreements between the predictions and measured data are obtained for the optimum frequency of pulsation and corresponding heat transfer enhancement

**Key Words** : Plate Heat Exchanger(판형 열교환기), Triangular Grooved Channel(삼각형상 그루브 채널), Pulsatile Flow(맥동 유동)

### 1. 서 론

판형열교환기의 열전달 성능을 향상시키기 위한 방법으로는 유체의 유속을 증가시켜 대류열전달 계수를 높이거나 열전달 면적을 증가시킴으로써 총열전달량을 증대시키는 것이다. 하지만 이러한 방법들은 최근의 소형화 및 경량화 그리고 효율화 측면에서 많은 제약이 따라 열전달 촉진에 한계가 있다. 따라서 이러한 단점을 보완하고자 열교환기의 층류유동에 대해서 맥동유동을 가함으로써 유체의 불안정성을 증가시켜 열교환기 내부

의 정체된 영역에서 유동의 혼합을 촉진하는 다양한 연구들<sup>[1-3]</sup>이 수행되어 왔다.

Kwon<sup>[2]</sup>등은 판형 열교환기를 2차원으로 단순화 시킨 삼각형상 그루브 채널내부의 맥동유동 실험을 통해, 열전달이 최대가 되는 맥동 주파수가 존재함을 밝혔으며, Lee<sup>[3]</sup>등은 삼각형상 그루브 채널에 맥동유동을 가할 경우, 특정한 레이놀즈 수 이상에서는 Tollmien-Schlichting 웨이브가 발생하며, 웨이브가 발생한 채널의 하류에서는 난류 유동이 관측됨을 확인하였다. 또한 Nishimura<sup>[4]</sup>는 그루브 채널에서의 맥동 유동에 의한 물질전달 향상에 관한 연구를 통해, 맥동유동에 의하여 그루브 채널 내부의 와류와 주유동과의 혼합이 촉진되어 물질전달이 향상됨을 확인하였다. 하지만 이러한 기존 연구에서는 대부분이 판형열교환기를 단순화시킨 그루브 채널에 대한 맥동유동의 영향만

\*1 서강대학교 기계공학과 대학원, bp1310@sogang.ac.kr

\*2 서강대학교 기계공학과 대학원, jtpark0525@sogang.ac.kr

\*3 서강대학교 기계공학과, nhur@ccs.sogang.ac.kr

\*4 국민대학교 기계자동차공학부, bhkang@kookmin.ac.kr

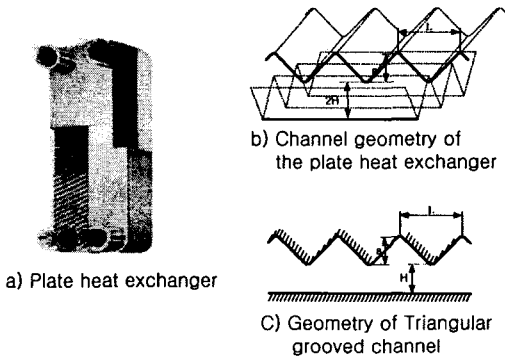


Fig. 1 Modeling of a Plate Heat Exchanger

을 확인하였기 때문에, 복잡한 3차원 유동을 갖는 실제 판형열교환기에 적용시키기에는 무리가 따른다. 실제 판형열교환기에 맥동유동을 적용한 연구로는 Kim<sup>[5]</sup>등이 실제 판형 열교환기를 대상으로 하여 맥동유동 영역 중 특정한 레이놀즈 수와 스트라울 수 그리고 맥동 주파수에서 열전달이 최대가 됨을 확인하였다. 본 연구에 앞서 수행된 판형 열교환기 유로 구조를 모사한 2차원 삼각형상 그루브 채널에서의 맥동 유동에 대한 수치해석<sup>[6]</sup>을 통해 삼각형상 그루브 채널에서는 맥동 유동을 가함으로서 그루브 채널 내부에 와류가 생성 및 소멸을 반복함으로써 열전달을 향상됨을 검증하였으며, 이를 바탕으로 삼각형상 그루브 채널을 3차원으로 확장시킨 단일유로 모델에 대한 수치해석<sup>[6]</sup>에서도 열전달 향상이 최대가 되는 맥동 주파수가 존재함을 확인하였다.

그렇지만 실제 판형 열교환기는 온도가 다른 두 유체가 대향류로 흐르면서 상호 열전달이 이루어지는 특성 또한 열전달 연구에 있어 중요한 고려 인자이다. 이에 본 연구에서는 실제 판형 열교환기(Fig. 1a, b)의 복잡한 유로구조뿐만 아니라, 온도가 다른 두 유체 사이의 열전달을 고려한 실제 판형 열교환기 모델에 대한 수치해석을 수행함으로써 맥동유동에 의한 판형 열교환기의 열전달 향상 가능성을 수치적으로 평가하였다. 수치해석을 위해서는 상용 프로그램인 Star-CD를 사용하였으며, 본 연구실이 보유하고 있는 Intel Xeon 2.4GHz 4CPU Linux cluster를 이용하였다.

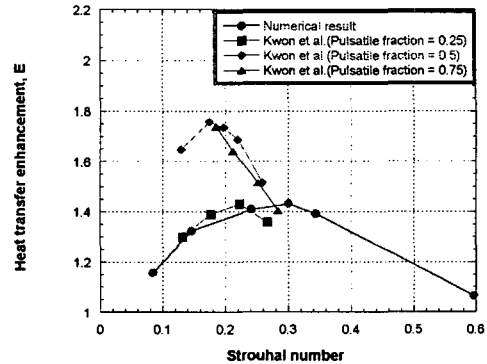


Fig. 2 Plot of the heat transfer enhancement ratio at  $Re = 730$ (2-D Grooved channel)

## 2. 선행연구

### 2.1 2차원 삼각형상 그루브 채널<sup>[6]</sup>

실제 판형 열교환기에서의 맥동 유동을 적용하기에 앞서, 판형 열교환기를 2차원 형상의 삼각형상 그루브 채널(Fig. 1c)에서 맥동 유동에 의한 열전달 향상 메커니즘을 확인하였다. Fig. 2는 스트라울 수에 따른 열전달 향상비를 나타내었다. 맥동 주파수가 증가함에 따라 열전달이 증가하다가 감소하는 경향을 보이고 있으며,  $St=0.298$ 에서 가장 큰 열전달 향상비를 보이고 있다.

### 2.2 판형열교환기 - 단일 유로<sup>[6]</sup>

판형 열교환기에서의 맥동 유동에 의한 열전달 향상 정도를 평가하기 위해, 2차원 삼각형상 그루브 채널의 유동 해석에서 사용한 형상을 3차원으로 확장함으로써 단일유로를 가진 단순화된 3차원 모델에 대한 수치해석을 수행하였다. Fig. 3은 2차원 삼각형상 그루브 채널을 아래쪽 면까지 모사한 후, V자 형태의 3차원 형상으로 확장한 전체 계산 격자의 형상이며, Fig. 4에서 확인할 수 있듯이 맥동 주파수가 증가함에 따라 열전달이 증가하다가 감소하는 경향을 보이고 있으며  $St=4.61$ 에서 가장 큰 열전달 향상비를 보이고 있다. 또한 열전달 향상 정도가 2차원 삼각형상 그루브 채널에 비해 약 20%감소함을 확인할 수 있다. 이는 2차원 삼각형상에서의 최대 열전달 향상비를 보이는 맥동 주파수보다 약 15배 정도 높은 값으로 3

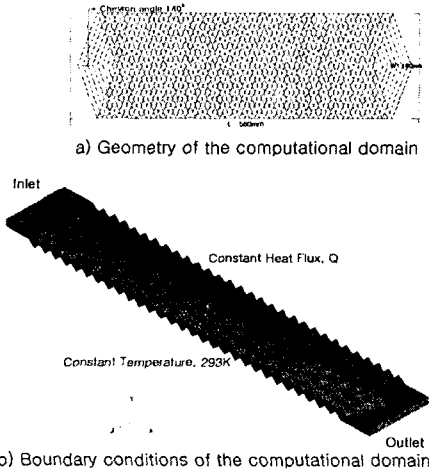


Fig. 3 Computational mesh and boundary condition for the 3-D simplified heat exchanger

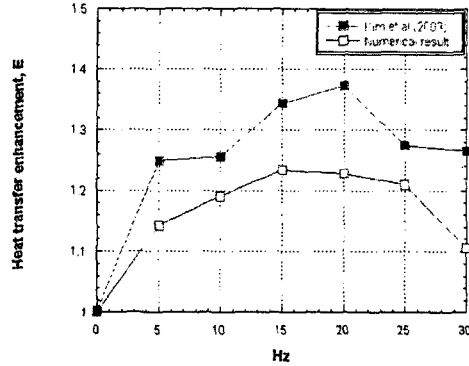


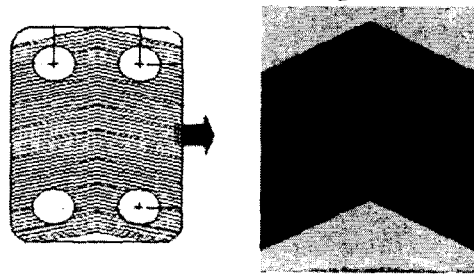
Fig. 4 Plot of the heat transfer enhancement ratio at Re=730 (3-D Single flow)

차원 형상으로 확장되어 채널 내부의 복잡한 유동 현상에서 기인한 것이라 볼 수 있다.

### 3. 판형열교환기 - 대향류 모델

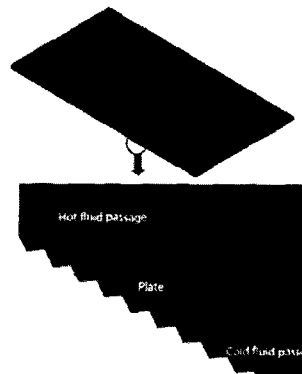
#### 3.1 수치 해석

대향류 모델의 수치 해석은 Kim<sup>[5]</sup> 등의 실험 연구에서 사용한 모델을 계산 격자화 하였으며, 수치 해석의 효율성을 감안하여 실험에 사용된 전열판 전체를 모사하지 않고 온도가 다른 유체간의 열전달이 실질적으로 이루어지는 전열판의 주름진 부분만 모사하였다. Fig. 5a는 Kim<sup>[5]</sup> 등의 실험 연구에서 사용한 판형 열교환기 모델과 이를 모사한 본 연구의 수치 계산 격자를 나타내었다. 그리고 실제 판형 열교환기에서는 이러한 전열판이 반대 방향으로 엇갈려 적층되고, 각각의 전열판과 전열판 사이에는 유로가 형성되어 있다. 이러한 대향류 유로를 모사하기 위해 Fig. 5b과 같이 전열판 사이에 뜨거운 유체와 차가운 유체가 흘러갈 수 있는 유로를 형성하였다. 이렇게 형성된 두 유로 바깥면에는 다시 전열판을 맞닿게 하여 총 3,500,000 개의 계산 격자를 생성하였다. 그리고 저온측과 고온측의 계산 격자는 각기 다른 물성치를 지닌 물질로 설정하여 계산을 수행하였으며, 전열판의 경우에는 전도에 의해 열전달이 가능한 고체 격자 (Solid mesh)로 설정하여 두 유체사이의 열전달이



Size	L <sub>v</sub> (210mm), L <sub>h</sub> (170mm) L <sub>w</sub> (130mm), L <sub>s</sub> (90mm)
Number of Plate (Effective plate No.)	12(10)
Heat transfer area for each plate	0.032m <sup>2</sup>
Plate material, Thickness	STS-304(0.3mm)
Chevron angle	120°
Hydraulic diameter	2.2mm
Plate pitch	1.42mm

a) Geometry & Modification of the plate heat exchanger



b) Computational mesh of a counter flow model

Fig. 5 Counter flow model of the plate heat exchanger

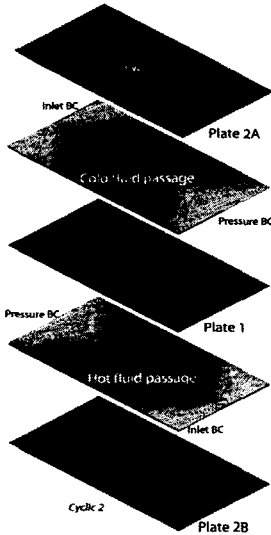


Fig. 6 Counter flow model of the plate heat exchanger

가능케 하였다. Fig. 6은 대향류 모델의 경계조건을 나타내고 있다. 실제 판형 열교환기의 입·출구 부분을 단순화시켰기 때문에 각 유로의 입구는 전열판의 1/2영역만이 교차되도록 설정하였다. 또한 맥동유동을 가하기 위해 유로의 입구에는 다음과 같은 속도 성분을 주었다.

$$v_f = v_{man}(1 + a \cdot \sin(2\pi f_a t)) \quad (1)$$

여기서  $v_f$ 는 유로입구속도,  $v_{mean}$ 은 평균속도,  $a$ 는 맥동 유동의 진폭 그리고  $f_a$ 는 맥동 주파수를 나타낸다. 맥동 유동의 경우에는 일정한 레이놀즈 수에 대해서 맥동유동의 주파수를 나타내는 슈트라올 수를 변화시켜가며 계산을 수행하였다. 또한 대향류 모델의 출구부분을 압력경계 조건으로 설정하였다. 전열판을 나타내는 고체 계산 격자는 두 유체 사이의 전도에 의한 열전달을 고려하기 위해 Conduction wall로 처리하였다. 또한 전열판이 적층되어 있는 실제 판형 열교환기를 모사하기 위해 바깥쪽 전열판의 경계면면에는 주기 경계조건을 설정하였다.

### 3.2 결과 처리

열전달 향상 정도를 평가하기 위해 계산 결과로부터 누설 수를 다음과 같이 정의하였다.

$$Nu = \frac{h \cdot D_h}{k} \quad (2)$$

또한 온도가 다른 두 유체가 각기 분리되어 대향류로 흐르기 때문에, 열교환기의 열전달 측정을 위해 일반적으로 사용하는 대수평균온도차(Log Mean Temperature Difference)를 다음과 같이 정의하여 이용하였다.

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{(T_{h,i} - T_{c,o}) - (T_{h,o} - T_{c,i})}{\ln\left(\frac{T_{h,i} - T_{c,o}}{T_{h,o} - T_{c,i}}\right)} \quad (2)$$

$$Q = \dot{m} \cdot C_p \cdot (T_{i,b} - T_{o,b}) \quad (3)$$

위 두 식에서 구한 열량 및 대수평균온도차를 이용하여 총합 열전달 계수, U를 식 (4)을 통해 구하였다.

$$U = \frac{Q}{\Delta T_{LMTD} A} \quad (4)$$

식 (4)의 총합 열전달 계수, U는 고온측과 저온측의 대류 열저항으로 다음과 같이 표시될 수 있다.

$$h_h = 2 \left( \frac{1}{U} - \frac{\Delta x}{k_s} \right)^{-1} \quad (5)$$

$$h_c = \left( \frac{1}{U} - \frac{1}{h_h} - \frac{\Delta x}{k_s} \right)^{-1}$$

### 3.3 해석 결과

#### 3.3.1 대향류 모델의 정상 유동

Fig. 7과 8은 레이놀즈 수가 100과 530인 저온측과 고온측 유로의 중앙 단면( $y=0.0m$ )에서의 온도장을 나타내고 있다. 레이놀즈 수가 100(Fig. 7)일 때, 저온측의 온도장을 살펴보면 출구쪽으로 나갈수록 고온측과의 열교환으로 인해 온도가 상승하며, 특히 고온측 입구쪽에서는 온도가 국부적으로 상승하였다. 또한 고온측의 온도장은 이와는 반대임을 알 수 있었다. 레이놀즈 수가 500인 경우에도 채널 내부의 평균 유속이 빨라짐으로 인한 열전달이 향상됨 외에 100인 경우와 동일한 온도 특성을 보이고 있다. Fig. 9은 정상상태에서 레이놀즈 수에 따른 열전달 정도를 더욱 자세히 파악하기 위해 판형 열교환기의 정상상태 실험을 수행한 Kim<sup>[5]</sup>등과 Yan<sup>[7]</sup>등의 결과와 비교한 것이다. 수치 해석과 실험 결과를 비교해 보면, 판형 열교환기의 두 모델 모두 수치 해석의 결과값이 전체적으로 20% 높게 나오고 있다. 이러한 이유는 유체간의 열전달이 실질적으로 이루어지는 전열판의

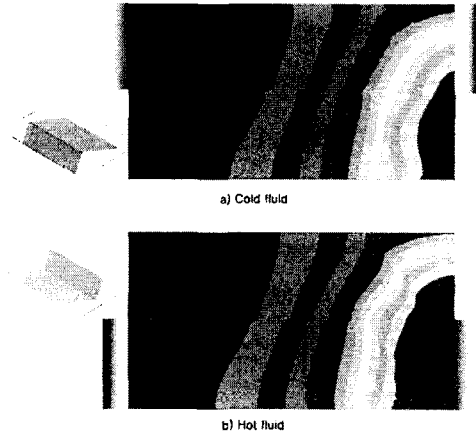


Fig. 7 Section plot of temperature at the center of fluid passages when  $Re = 100$

주름진 부분만을 해석시 모사하였기 때문에 사료된다. 그렇지만 레이놀즈 수에 따른 누셀 수 변화의 경향성은 잘 일치하고 있음을 확인할 수 있다.

### 3.3.2 대항류 모델의 비정상 유동

판형 열교환기의 맥동 유동에 의한 열전달 향상 정도를 평가하기 위해 고온측 레이놀즈 수를 620, 저온측 레이놀즈 수를 100으로 고정시킨 후 맥동 주파수를 저온측의 유로에 0-30Hz의 범위에서 5Hz씩 증가시켜 가며 맥동을 가함으로서 수치 해석을 수행하였다. Fig. 10은 맥동 주파수가 10Hz인 경우, 한 주기 동안의 저온측과 고온측이 교환하는 열전달량을 나타내었다. 이 그림에서 알 수 있듯이 정상상태에서 저온과 고온의 열전달량은 동일하나 맥동 유동의 경우, 고온측에 비해 저

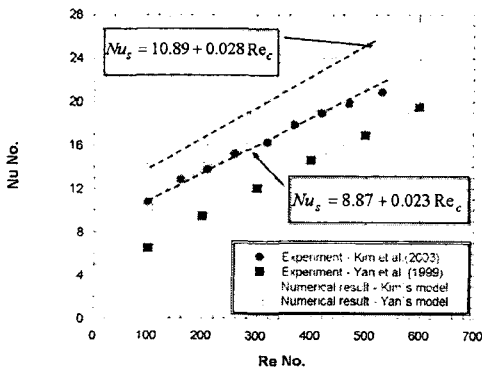


Fig. 9 Nusselt number according to Reynolds number

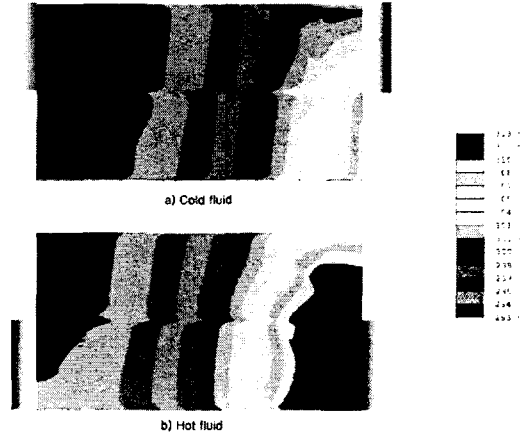


Fig. 8 Section plot of temperature at the center of fluid passages when  $Re = 530$

온측 열전달량의 변화가 심하다. 이는 맥동 유동에서는 입구의 맥동 성분으로 인해 각 시간대에서 저온과 고온측의 상호 열교환이 비평형 상태에 놓여 있게 됨을 알 수 있다. 그러나, 한 주기 동안의 열전달량을 주기 평균하면 저온 및 고온측에서 82.15W로 동일한 열전달량이 산출된다. 저온측과 고온측의 레이놀즈 수를 맥동유동과 동일한 조건 하의 정상상태 열전달량은 57.63W이며, 맥동 유동의 주기 평균한 열전달량의 82.15W보다 작음을 알 수 있다. 이는 맥동 유동에 의해 채널 내부의 고립된 유체의 혼합을 촉진시킴으로써 열전달이 향상됨을 확인 할 수 있었다. 하지만 반대로 맥동 유동을 가함으로써,  $f$ -factor는 0.241에서 0.397로 증가하였다. 이는 맥동 유동에 의해 채널 내부의 정체된 영역의 혼합이 촉진되지만 그만큼 채널 내부의 압력강하가 증가하기 때문이다. Fig. 11에서는 맥동 주파수에 따른 열전달 향상비를 나타내었다. 모든 맥동 주파수에서 정상 상태에 비해 열전달이 향상되었으며, 특히 10Hz에서 최대 140%까지 열전달이 증가하였다.

## 5. 결 론

본 연구에서는 실제 판형 열교환기에 대한 수치적 연구를 수행함으로써 판형 열교환기의 복잡한 유동 구조뿐만 아니라 온도가 다른 두 유체간의 상호 열전달 특성을 파악하였다. 정상 상태 해

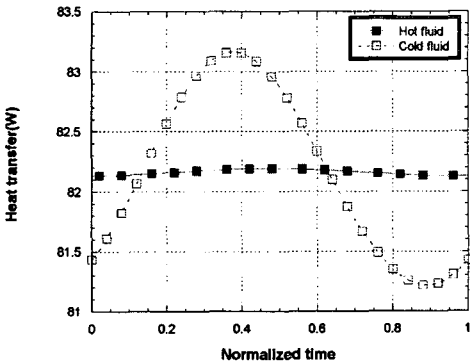


Fig. 10 Heat transfer for one cycle when  $f_a=10Hz$

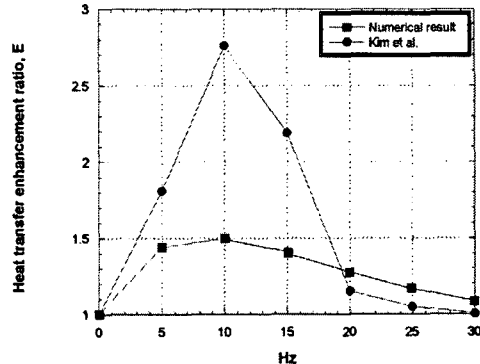


Fig. 11 Heat transfer enhancement according to pulsatile frequency when  $Re_o=100$  and  $Re_h=620$

석을 통해서도 열교환기의 중요한 성능 인자인 레이놀즈 수와 누셀 수의 상관식과  $f$ -factor를 도출하였으며, 기존 연구 결과<sup>[5,6]</sup>와의 비교를 통해 수치 해석의 타당성을 입증하였다. 맥동 유동을 가한 비정상 상태에서는 작동 유체의 열용량과 유동의 평균 속도에 의한 대류 열전달 계수 차이로 인해, 두 유체간의 상호 열전달이 준평형 상태에 놓여 있으며, 정상 상태에 비해 열전달과  $f$ -factor가 증가함을 확인하였다. 다만, 본 연구의 대향류 모델의 경우, 한 채널당 할당된 계산 격자의 수가 감소함에 따라 삼각 형상 그루브 채널에 비해 상대적으로 실험 결과와 차이를 보였다. 차후 연구에서는 채널 내부에 계산 격자를 더욱 집중시킨다면 채널 내부에 발생하는 와류의 생성 및 소멸을 좀 더 정확히 예측하여 정확성을 높일 수 있을 것이다.

후 기

본 연구는 한국과학재단 목적기초연구(R01-2003-000-10132-0)의 지원으로 수행되었으며, 이에 관계자 여러분께 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] 권오중 등, 2001, "삼각형상 그루브 채널에서 맥동유동에 의한 열전달 향상에 관한 실험적 연구," 한국냉동공조학회지, 제13권, 제10호, pp.1009-1016.

[3] 이대영, 김동욱, 이윤표, 2003, "맥동유동에 의한 그루브 채널내의 유동혼합 촉진에 관한 연구," 대한설비공학회 2003년도 하계학술발표대회 논문집, pp.115-120.

[4] Nishimura, T., Oka, N., and Yoshimaka, Y., 2000, "Influence of imposed oscillatory on the mass transfer nhancement of grooved channels for pulsatile flow," Int. J. Heat Mass Transfer, Vol.43, pp.2065-2074.

[5] 김도규, 강병하, 김석현, 2003, "판형 열교환기에서 맥동유동에 의한 열전달 촉진에 관한 실험적 연구," 대한기계학회 2003년도 춘계학술 발표대회 논문집, pp.1479-1484.

[6] 진상문, 허남진, 강병하, 2004, "맥동유동에 의한 판형 열교환기의 열전달 성능 향상에 관한 수치연구," 제 3회 유체공학학술대회 논문집, pp.169-173.

[7] Yan, Y.Y., Lin, T.F. and Korczak, K.Z., 1999, "Evaporarion Heat Transfer and Pressure Drop of Refrigerant R-134a in a Plate Heat Exchanger", J. Heat Transfer, Vol.121, pp.118-127.