

## 플라스틱 판형 열교환기의 성능에 관한 실험적 연구

유 성 연, 정 민 호<sup>†</sup>, 김 기 형\*, 이 제 묘\*

충남대학교 기계설계공학과, <sup>†</sup>한국에너지기술연구원 미활용에너지연구센터, \*충남대학교 대학원

### An Experimental Study on the Performance of Plastic Plate Heat Exchanger

Seong-Yeon Yoo, Min-Ho Chung<sup>†</sup>, Ki-Hyung Kim\*, Je-Myo Lee\*

Department of Mechanical Design Engineering, Chungnam National University, Daejeon 305-764, Korea

<sup>†</sup>Unutilized Energy Research Center, Korea Institute of Energy Research, Daejeon 305-343, Korea

\*Graduate School, Chungnam National University, Daejeon 305-764, Korea

(Received October 6, 2004; revision received November 30, 2004)

**ABSTRACT:** Aluminum plate heat exchanger, rotary wheel heat exchanger, and heat pipe heat exchanger have been used for ventilation heat recovery in the air-conditioning system. The purpose of this research is to develop high efficiency plastic plate heat exchanger which can substitute aluminum plate heat exchanger. Because thermal conductivity of plastic is quite small compared to that of aluminum, various heat transfer enhancement techniques are applied in the design of plastic plates. Five types of heat exchanger model are designed and manufactured, which are plate type, plate-fin type, turbulent promoter type, corrugate type, and dimple type. Thermal performance and pressure loss of each heat exchangers are measured in various operating conditions, and compared each other. Test results show that heat transfer performance of corrugate type, turbulent promoter type, and dimple type are increases about 43 %, 14 %, and 33 % at the equivalent fan power compared to those of plate type, respectively. On the other hand, the heat transfer performance of plate-fin type decreases 9 % because fins can not play their own role.

**Key words:** Plastic heat exchanger(플라스틱 열교환기), Plate heat exchanger(판형 열교환기), Heat transfer(열전달), Pressure drop(압력손실), Heat recovery(열회수)

#### 기 호 설 명

$A$  : 전열면적 [ $m^2$ ]

$Dh$  : 수력직경,  $4A/P$  [ $m$ ]

$F$  : 수정계수

$f$  : 마찰계수

$h$  : 열전달계수 [ $W/m^2 \cdot K$ ]

$k$  : 열전도도 [ $W/m \cdot K$ ]

$L$  : 열교환기 유로길이 [ $m$ ]

$Nu$  : Nusselt 수

$Q$  : 열전달량 [ $W$ ]

$Re$  : Reynolds 수

$T$  : 공기 온도 [ $^{\circ}C$ ]

$U$  : 총합열전달계수 [ $W/m^2 \cdot K$ ]

$V$  : 공기의 유속 [ $m/s$ ]

<sup>†</sup> Corresponding author

Tel.: +82-42-860-3062; fax: +82-42-822-7366

E-mail address: s\_minho@cnu.ac.kr

## 그리스 문자

- $\delta$  : 특성길이 [m]  
 $\rho$  : 공기의 밀도 [kg/m<sup>3</sup>]  
 $\varepsilon$  : 유효성  
 $\nu$  : 동점성계수 [m<sup>2</sup>/s]  
 $\Delta P$  : 공기측 압력강하 [Pa]  
 $\Delta T$  : 온도차 [K]  
 $\Delta T_m$  : 대수평균온도차 [K]

## 1. 서 론

현재 배기열 회수를 통한 에너지 절약을 목적으로 배기열 회수장치의 보급이 증가하고 있다. 이러한 배기열 회수장치를 사용할 경우 60~80%의 배기열을 회수할 수 있게 되어 냉·난방에 소요되는 에너지의 20~30%를 절약할 수 있다.

기존의 공조시스템에서는 회전축열식, 히트 파이프식, 알루미늄 판형 열교환기가 사용되어 왔으나, 이들 열교환기는 유지·관리가 어렵고 고가이기 때문에 일부 상업용 건물에만 적용되고 있는 실정이다. 따라서 현재는 설치가 쉽고 열전달 성능이 뛰어나며 소형인 열교환기의 개발이 필요하다. 지금까지 배기열 회수용 판형 열교환기의 재료는 주로 알루미늄이 사용되어 왔으나 현재는 플라스틱 및 종이와 같은 비금속 재질로 바뀌는 추세이다. 이는 비금속 재질이 경제성 및 경량화를 꾀할 수 있으며 부식의 위험이 적다는 장점을 가지고 있기 때문이다. 하지만 비금속 재질은 열전도계수가 알루미늄에 비해 매우 작기 때문에 열전달 성능을 향상시키기 위해서는 다각도의 열전달 촉진기술을 연구하여 적용해야 한다.

기존의 배기열 회수용 열교환기의 형상은 단순한 평판형으로 열전달 효율이 낮기 때문에 유로 길이를 늘이거나 열전달 면적을 넓히는 등 전열면 조작을 통한 수동적인 열전달 촉진 방법을 택하고 있으므로 부피가 크고 실제 성능이 낮다는 문제점이 있다. 또한 잠열회수를 통한 열전달 성능 향상을 꾀하는 전열 열교환기의 경우 전열면 조작이 용이하지 않으므로 전체적인 열전달 성능은 크게 향상시킬 수 없다.<sup>(1)</sup>

플라스틱 판형 열교환기의 열전달 성능을 향상시키기 위해 지금까지 소개된 기술들은 주로 전

열면에 리브(rib)를 부착한 연구들이 대부분이었으며 그나마 실제로 적용된 사례는 없다.<sup>(2,3)</sup> Hetsroni 등<sup>(4)</sup>은 삼각채널의 플라스틱 판형 열교환기를 제작하고 열전달 실험을 수행하여·핀 형상의 열교환기와 비교한 결과 삼각채널 형상의 열교환기가 핀 형상보다 70%가량 높은 열전달 성능을 갖는다는 것을 알아냈다. Fiebig 등<sup>(5)</sup>은 판형 열교환기의 열전달 촉진을 목적으로 와류발생기를 부착하여 그 각도와 개수, 크기를 변화시켜가면서 열전달 향상에 미치는 영향 및 압력손실을 연구하여 와류발생기를 이용한 판형 열교환기의 설계방향을 제시하였다. 최서원 등<sup>(6)</sup>은 핀 표면이 조작된 열교환기의 대류열전달을 분석하기 위해 한쪽 면에 덩플이 있는 채널 유동의 유동장 및 온도장을 전산해석하였다.

본 연구에서는 열전달 촉진 기법으로 물결형, 덩플형 및 사각기둥형의 리브를 부착한 난류촉진형 열교환기를 설계하여 제작하고 성능평가를 수행하여 각각의 열교환기에 대한 열전달 특성 및 압력 손실에 관한 성능을 비교·검토하였다.

## 2. 플라스틱 판형 열교환기 설계

현재 대부분 수입되어 사용 중인 현열 회수용 플라스틱 판형 열교환기는 평판-핀형(plate-fin type)으로 압출성형을 통한 제작이 용이한 이점이 있다. 본 연구에서는 플라스틱 판형 열교환기의 모델로 기존의 평판-핀형과 평판형(plate type), 그리고 열전달 촉진기법을 적용한 난류촉진형(turbulent promotor type), 물결형(corrugate type), 덩플형(dimple type) 등 5가지를 설계하여 제작하였다. 사용된 플라스틱은 PP(polypropylene)로 전열면의 크기는 160×160 mm이고, 판과 판 사이는 4 mm 이며, 배기와 흡입 측의 유로를 각각 10개로 설계하였다.

평판형은 다른 모델과의 비교를 위한 기준 모델로 사용하고자 제작하였으며, 평판-핀형은 유체의 접촉 면적을 넓히기 위해 판과 판 사이에 40개의 핀을 삽입한 것이다. 본 연구에서 열전달 촉진기법의 연구를 통하여 개발한 모델은 난류촉진형, 물결형, 덩플형이다. Fig. 1은 난류촉진형 모델로 1.5×1.5 mm 사각기둥의 리브를 난류촉진기로 이용하여 위 판과 아래 판에 25 mm 간격으로 교대로 엇갈리게 배치하였으며, 각각의

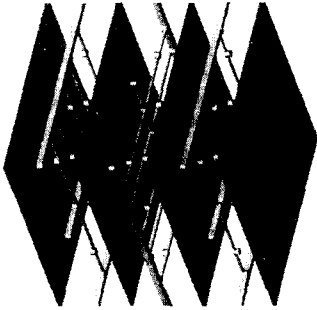


Fig. 1 Schematic of turbulent promotor type.

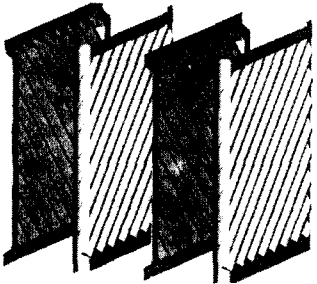


Fig. 2 Schematic of corrugate type.

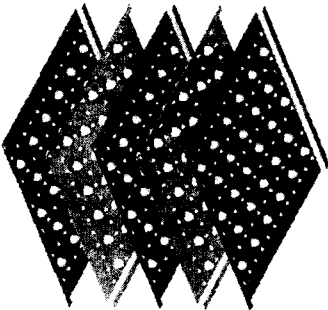


Fig. 3 Schematic of Dimple type.

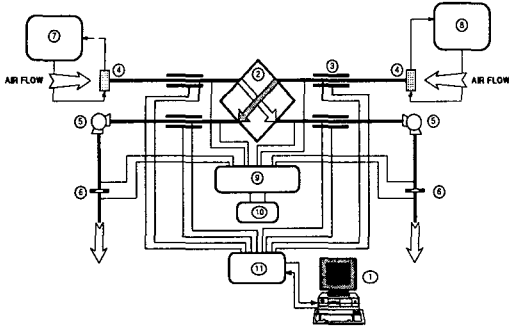
리브의 중간에는 5 mm 지름의 원기둥형 와류발생기를 배치하였다. 원기둥형 와류발생기는 주위에 말굽와류(horseshoe vortex)를 발생시켜 열전달을 증가시키고, 난류촉진기는 플라스틱 평판을 따라 발달하는 열경계층을 끊고 유동을 교란시켜 작동유체의 열을 평판으로 보다 활발하게 전달시키게 되므로 열전달 성능을 향상시킬 수 있다. Fig. 2의 물결형 모델은 산업용 금속 판형 열교환기에서 사용되고 있는 Herringbone형 판형 열교환

기를 응용하여 판을 12 mm의 골간격과 4 mm의 산높이를 갖는 물결모양의 요철로 성형하였다. 물결형 열교환기는 전열면적을 넓혀 열전달량을 증가시키는 효과가 있으며, 같은 모양의 판을 90° 방향으로 서로 엇갈리게 접합시켜 복잡한 유로를 형성시킴으로 낮은 Reynolds 수의 유동에서도 난류를 쉽게 발생시키게 되어 열전달 성능을 크게 향상시킬 수 있다.<sup>(7)</sup> Fig. 3은 덩플형 반원 돌기를 이용한 덩플형 열교환기로 전열면에 덩플을 형성시켜 열전달 성능을 향상시키기 위한 모델이다. 지름 8 mm와 3 mm의 반원형 덩플을 25 mm 간격을 두고 교차 배치하였고, 8 mm의 돌기는 다른 전열면과 점 접촉하도록 하였다. 덩플형은 물결형에 비해 단순한 전열면을 가지므로 전체적인 압력강하는 적게 일어나며, 덩플 돌기에 의한 바깥 부분에서의 와류 발생과 덩플 안쪽에서의 2차 유동에 의한 열전달 촉진을 기대할 수 있으면서 덩플에 의해 전열면적을 증가시킬 수 있으므로 압력손실을 줄이면서 열전달 성능을 향상시킬 수 있는 모델이다.<sup>(6)</sup>

### 3. 성능시험장치 및 시험 방법

#### 3.1 성능시험 장치

Fig. 4는 플라스틱 판형 열교환기의 성능시험을 위해 설계·제작한 시험장치의 개략도이다. 시험장치는 송풍기, 덕트, 가열기, 열교환기 시험부, 측정 및 제어장치 등으로 구성되어 있다. 시험기의 덕트는 외부로의 열손실을 방지하기 위해 단열재로 완전히 단열하였다. 송풍기는 흡입방향으로 열교환기의 양 출구 부분에 설치하였고, 유량 측정을 위해서 송풍기의 출구 측에 노즐을 설치하였다. 이때 유량의 조절은 송풍기에 부착된 인버터를 이용하였다. 입구 공기의 온도제어를 위하여 양 입구에 열교환기를 부착하여 항온조로부터 설정된 온수와 냉수를 순환시켜 유입공기와 1차 열교환을 통해 일정한 온도의 공기를 열교환기 쪽으로 유입시켰으며, 항온조에서의 온도제어를 통해 입구 공기 온도를 제어하였다. Micro-manometer와 Scanning Box를 이용하여 열교환기 입·출구와 노즐에서의 차압 및 유속을 동시에 측정하였다. 압력 측정의 정확도를 높이기 위해 압력측정 탭을 열교환기의 입·출구 덕



① computer ② heat exchanger model ③ insulated wall  
 ④ heat exchanger ⑤ fan ⑥ flow meter  
 ⑦ hot water bath ⑧ cool water bath ⑨ scanning box  
 ⑩ micro-manometer ⑪ data acquisition system  
 ---: pressure measuring - - -: temperature measuring

Fig. 4 Schematic of performance test facility.

트에는 위·아래에 2개, 노즐에는 3개를 설치하였다. 온도 측정에는 T-type 열전대를 사용하였으며, 각 덕트의 입·출구 벽면에 온도계를 삽입하여 벽면의 영향을 알아 볼 수 있도록 하였다.<sup>(8)</sup>

### 3.2 성능시험 방법

압력손실 측정시험은 각각의 유량에 대한 열교환기 입·출구에서 일어나는 압력손실을 측정하였다. 이때 유량은 면풍속을 0.3~3 m/s 범위에서 변화시켜 가면서 Micro-manometer에 연결된 노즐을 이용하여 측정하였다. 노즐을 통해 측정된 값은 평균 유량을 나타내므로 이를 유속으로 환산하였다.

같은 유동 조건에서의 열전달 성능과 압력손실을 서로 비교하여 실제 시스템성을 알아보고자 열전달 성능시험은 압력손실 측정 시험과 병행하여 수행되었다. 두 유체간의 온도차는 20℃로 설정하여, 두 입구에서의 공기 입구 온도를 15℃와 35℃로 하였다. 온도 조건을 맞추기 위해 항온조의 온도를 각각 15℃와 35℃로 설정한 다음 송풍기를 흡입상태로 작동하여 일정 온도의 공기를 유입시켰다. 시험을 수행하기에 앞서 실험기 내부의 벽면과 유입공기의 온도차로부터 발생하는 열손실 및 열생성을 제거하기 위해 1시간 동안 예비운전을 하여 실험기 내부 상태를 정상상태로 만들었으며, 설정된 유속에 대한 열교환기 내의 정상상태를 만들기 위해 8분간의 작동 후 2분간

Table 1 Summary of estimated uncertainties

Parameter	Uncertainty
Pressure	±0.30%
Temperature	±0.54%
Air velocity	±1.80%
Friction factor	±3.86%
Heat transfer coefficient	±1.30%
Nusselt number	±1.88%

의 측정값을 평균값으로 하여 대표 온도로 하였다. 온도 측정은 찬 공기와 뜨거운 공기의 입구 쪽에는 열전대를 하나만 삽입하여 측정하였으며, 출구 쪽은 수직방향으로 3개를 설치하여 평균값을 측정하였다. 양쪽 입구에서는 일정 온도의 공기가 유입되므로 유로의 단면에 대하여 일정한 온도 분포를 보이기 때문에 한 지점에서의 온도를 측정하여도 무관하나, 출구 쪽에서는 열교환을 하고 나오는 공기가 서로 충분히 섞이지 못하여 단면에 대한 온도 분포가 최대 0.3℃ 정도의 편차를 보였기 때문에 세 지점에서의 온도를 평균하여 대표 온도로 사용하였다.

성능시험의 불확실도 해석은 Kline와 McClintock<sup>(9)</sup>에 의해 제안된 기법을 이용하여 수행하였으며, 그 결과를 Table 1에 정리하였다.

## 4. 성능시험 결과 및 고찰

### 4.1 압력손실

열교환기에서의 압력손실은 추가로 소요되는 송풍기 구동동력을 결정하므로 열교환기 설계에서 매우 중요한 고려사항 중의 하나이다. Fig. 5는 유속의 변화에 따른 열교환기 전후에서의 압력손실을 측정된 결과이다. 압력손실은 유속이 증가함에 따라 속도의 제곱에 비례하여 증가하는 경향을 보여주고 있다. 형상이 가장 복잡하고 유동교란이 심한 물결형의 압력손실이 크며, 다음으로 난류촉진형과 댄플형이 크게 일어났다. 평판-핀형의 경우 핀이 부착된 면은 핀의 유동저항에 의해 압력손실이 평판형에 비해 높게 나타났으며, 핀이 부착되지 않은 면은 평판형과 동일하다.

5개의 열교환기에서 측정된 압력손실의 정량적인 비교를 위해 마찰계수로 무차원화하여 Reynolds 수와의 관계를 Fig. 6과 같이 비교하였다. 마찰계수  $f$ 와 Reynolds 수는 다음과 같이 정의된다.

$$f = \frac{\Delta P}{\frac{1}{2} \rho V^2} \cdot \frac{D_h}{L} \quad (1)$$

$$Re = \frac{VD_h}{\nu} \quad (2)$$

여기서  $L$ 은  $\Delta P$ 가 측정되는 구간 간격으로 열교환기의 유로 길이에 해당되며,  $V$ 는 면풍속,  $D_h$ 는 수력직경이다. 마찰계수는 물결형이 가장 큰 값을 보였고 평판형이 가장 작은 값을 나타냈다. 물결형, 딴플형, 난류촉진형, 핀이 삽입된 평판-핀형의 마찰계수는 면풍속 2.5 m/s에서 평판형보다 680%, 220%, 350%, 50% 높게 나타나 4가지 모델 모두 유동 저항에 의한 압력 손실이 매우 크게 일어나고 있음을 알 수 있다. 난류촉

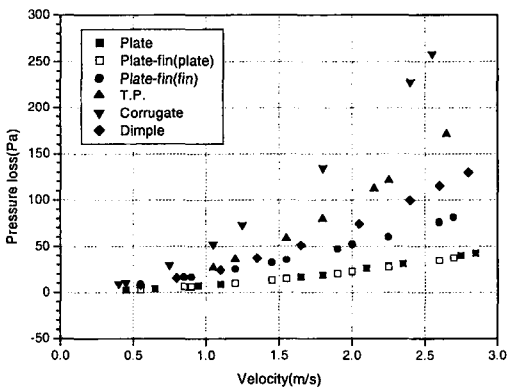


Fig. 5 Comparison of pressure drop at various air velocities.

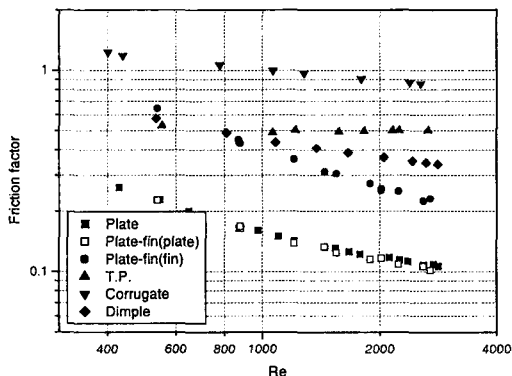


Fig. 6 Comparison of dependence of friction factor on Reynolds number.

진형은  $Re < 500$ 의 영역에서 딴플형과 평판-핀형에 비해 작게 나타나며 이후 역전되는 경향을 보였다. 물결형, 딴플형, 난류촉진형의 마찰계수는 Reynolds 수의 증가에 대하여 감소하는 정도가 완만하나 평판형과 평판-핀형은 급격하게 감소하는 경향을 보였다. 이는 평판-핀형과 평판형의 경우 대부분의 압력손실이 열교환기의 입구에서 일어나지만 다른 세 모델은 열교환기의 내부에서 일어나기 때문이다. 즉 낮은 Reynolds 수에서는 입구에서의 압력손실이 내부에서의 압력손실보다 크게 일어나며 유속이 증가함에 따라 전열면 표면에서의 압력손실이 증가하기 때문에 그러한 경향이 잘 반영된 것으로 보인다.

#### 4.2 열전달 성능

판형 열교환기에서 뜨거운 유체와 찬 유체가 주고받은 열량  $Q_h$ 와  $Q_c$ 은 손실을 고려하지 않을 경우 같게 된다. 또한, 두 유체가 주고 받은 열량은 다음과 같이 계산된다.

$$Q = UAF\Delta T_m \quad (3)$$

여기서  $U$ 는 총합열전달계수,  $A$ 는 전열면적,  $\Delta T_m$ 은 대수평균온도차,  $F$ 는 수정계수를 나타낸다. 실험결과 실험 범위 내에서 5% 미만의 에너지 평형 오차가 발생하였으며, 1.5 m/s 이상의 유속에서는 2% 이내의 작은 오차를 보였기 때문에 두 유체 사이의 열전달량은 두 유체가 주고 받은 열량의 평균값을 취하였다.

Fig. 7은 유속에 따른 각 모델의 UAF 값을 나타내었다. 열전달 능력을 나타내는 UAF 값은 동일 유속에서 물결형과 딴플형이 높게 나타났으며, 난류촉진형은 압력손실에서와는 달리 딴플형보다 낮게 나타났다. 핀의 삽입을 통한 열전달 성능 향상을 꾀한 평판-핀형은 평판형에 대해 증가량이 미미하였다. 이는 플라스틱의 열전도계수가 매우 작아서 핀이 열전달 촉진의 효과를 발휘하지 못하기 때문이다.

UAF 값을 이용하여 각 열교환기 전열면에서의 평균 열전달계수를 구하고, 이를 Nusselt 수로 무차원화하여 Reynolds 수의 함수로 Fig. 8에 나타내었다. 이 때, 수정계수  $F$ 는 1에 가까운 값을

가지므로 편의상 1을 사용하였으며,  $A$ 는 열교환기 전열면의 투영면적인  $160 \times 160$  mm를 사용하였고, Nusselt 수와 Reynolds 수를 구할 때 특성길이는 전열면과 전열면 사이 유로의 수력직경을 사용하였다. 난류촉진형은 Reynolds 수 700이하에서 평판-핀형과 비슷하게 나타났지만 Reynolds 수에 따른 Nusselt 수의 증가율이 평판-핀형에 비해 크기 때문에 Reynolds 수가 증가할수록 난류촉진형의 Nusselt 수는 평판-핀형보다 높게 나타났다. 딴플형은 전체적으로 난류촉진형보다 약간 높게 나타나 딴플에 의한 열전달 촉진 기법이 리브의 부착에 의한 열전달 촉진 기법보다 다소 우세하다는 것을 알 수 있다. 유동 방향을 따라 발달하는 열경계층의 성장을 방해할 목적으로 하는 난류촉진기는 2차원적인 유동 교란에 의한 열전달 촉진기법이라 할 수 있고, 물결형은

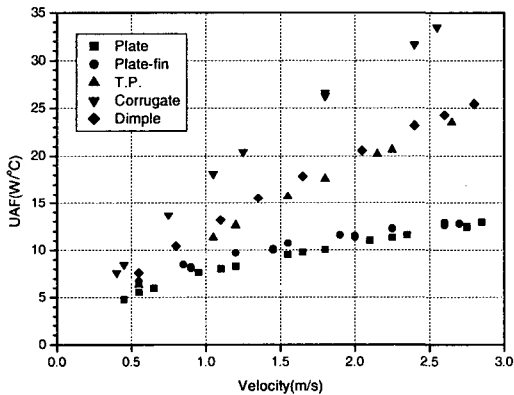


Fig. 7 Comparison of UAF at various air velocities.

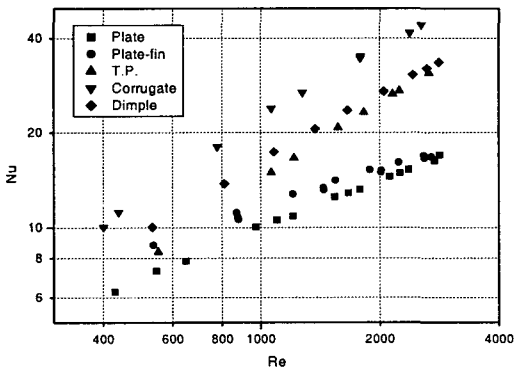


Fig. 8 Comparison of dependence of Nusselt number on Reynolds number.

위 · 아래 물결형의 전열면을 따른 3차원적인 유동 교란에 의한 열전달 촉진기법이라 할 수 있다. 이와 같은 3차원적인 유동 교란은 2차원적인 방법보다 보다 활발한 열전달 촉진효과를 보일 것이며 이를 물결형과 난류촉진형의 성능 시험을 통해 확인할 수 있었다.

Fig. 9는 열교환기의 유효성(effectiveness)을 이용하여 열전달 성능을 비교한 결과이다. 유효성은 다음과 같이 정의된다.

$$\epsilon = \frac{\text{실제 열전달량}}{\text{가능한 최대의 열전달량}} = \frac{Q_{\text{actual}}}{Q_{\text{max}}} \quad (4)$$

유효성의 비교에서도 총합열전달계수의 크기 비교에서와 마찬가지로 물결형이 전 영역에서 가장 높은 유효성을 보였다. 딴플형은 난류촉진형보다 약간 높은 유효성을 보였으며, 물결형, 난류촉진형, 딴플형의 유효성은 평판형과 비교해서 면평균 속 2.5 m/s에서 각각 90%, 50%, 60% 가량 증가된 값을 보였으나, 평판-핀형은 별 차이가 없었다. 유효성은 속도가 증가할수록 감소하며 물결형, 난류촉진형, 딴플형의 감소율이 다른 두 형상에 비해 낮게 나타나 높은 속도에서도 열교환 성능이 우수함을 알 수 있다. 실험결과 얻어진 5개 모델의 유효성이 상용화된 제품보다 낮게 나온 이유는 본 연구에서 제작한 시작품의 전열면 넓이가 상용화된 제품보다 훨씬 좁기 때문이다.

### 4.3 동일 송풍기 구동동력에 따른 성능

일반적으로 열교환기에서 열전달 성능의 향상

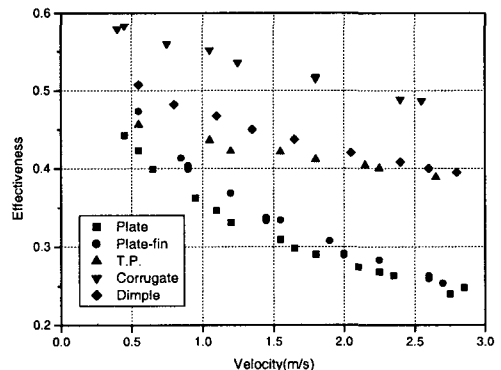


Fig. 9 Comparison of effectiveness at various air velocities.

은 압력손실을 수반하게 되므로 증가된 열전달량에서 압력손실에 의한 송풍기의 구동동력만큼을 상쇄한 나머지가 실질적인 시스템의 에너지 절약이라 할 수 있다. 따라서 이 두 가지 인자를 고려한 실질적인 성능의 차이는 동일한 송풍기 구동동력에서 열전달 성능인 UAF 값을 비교함으로써 확인할 수 있다. Fig. 10은 동일 송풍기 구동동력에 대한 UAF 값을 비교한 것이다. 열교환기 내부의 유동을 형성시켜주기 위해 필요한 구동동력은 열교환기에서의 압력손실에 유량을 곱한 값과 같으며, 이는 송풍기에서 소비되는 전력을 의미한다. 구동동력과 UAF 값의 비교결과 물결형이 덩플형보다 전 영역에 걸쳐 약간 높은 성능을 보였고, 그 다음으로 난류촉진형이 높은 성능을 보이고 있으며, 이 세 모델이 다른 두 모델에 비해서 높은 성능을 보였다. 덩플형은 압력손실이 난류촉진형보다 작게 일어나지만 열전달 성능은 오히려 난류촉진형에 비해 다소 높기 때문에 전체 시스템의 성능은 높게 나타났다. 난류촉진형의 경우 작은 구동동력에서는 열전달능이 평판형에 비해 오히려 낮게 나오나 0.015 W 이후부터 높게 나타났다. 평판형과 평판-핀형은 거의 같은 성능을 보여 플라스틱 핀에 의한 열전달 촉진 효과가 미미함을 알 수 있었다.

앞선 비교에서와 마찬가지로 압력손실과 열전달 성능이 함께 고려된 정량적인 비교를 위하여 Nusselt 수와 마찰계수 비인  $Nu/f^{1/3}$ 를 이용하여 평판형과 비교한 열교환기의 성능향상을 알아보았다. Fig. 11에 나타낸 바와 같이 물결형의 성능이 압력손실이 가장 큼에도 불구하고 전체 영역에 대하여 가장 높은 성능을 보였으며, Reynolds 수 1200이하의 영역에서는 난류촉진형의 성능은 평판형보다 오히려 낮게 나타났다. 덩플형은 물결형에 비해 약간 낮은 성능을 보이는 하나 전체적으로 난류촉진형에 비해 상당히 높은 성능을 보였다. 평판형과 비교하여 물결형, 난류촉진형, 덩플형은 Reynolds 수의 증가에 따른 상대적인 성능이 계속 증가하는 반면, 평판-핀형의 성능 변화는 오히려 감소하는 경향이 있었다. 실제 공기조화장치에서의 통상적인 속도인 2.5 m/sec 정도에 해당하는 Reynolds 수 2500에서 평판형에 대하여 물결형은 43%, 난류촉진형은 14%, 덩플형은 33%의 전체 성능향상을 보였으나 평판-핀형은 오히려 9% 정도 성능이 낮게 나타

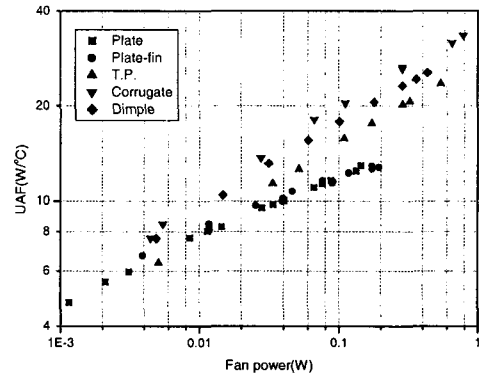


Fig. 10 Comparison of UAF at equivalent fan power.

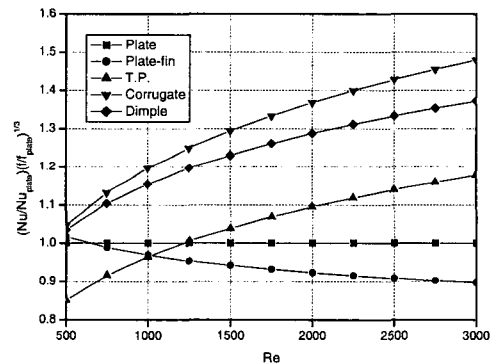


Fig. 11 Comparison of  $Nu/Nu_{ref}/(ff_{ref})^{1/3}$  number on Reynolds number.

났다. 평판-핀형은 플라스틱의 특성상 핀의 열전달 성능 향상에 대한 기여도가 매우 작으므로 열전달 성능은 평판형과 유사하게 나타나는 반면에 핀의 유동방해로 인해 열교환기 입구에서의 압력손실이 크게 발생하기 때문에 평판형보다 전체적인 성능이 떨어지게 된다. 또한 난류촉진형 역시 저속에서는 난류촉진기에 의한 열전달 촉진이 일어나지 않으면서 압력손실만 커지기 때문에 평판형보다 낮은 성능을 보이게 된다. 그러나 속도가 증가할수록 난류촉진기에 의한 열전달 촉진이 활발하게 일어나 평판형에 비해 향상된 성능을 보이게 된다. 덩플형은 압력손실은 난류촉진형에 비해 작으나 열전달 성능이 높게 나타나 전체적인 성능이 우수하였다. 물결형 열교환기의 경우 전체적인 압력손실이 가장 크지만 열전달성능 또한 가장 우수하여 압력손실 대비 열전달성능이

가장 우수한 열교환기이다.

## 5. 결론

평판형, 평판-핀형, 난류촉진형, 딴플형, 물결형 등 5개의 플라스틱 판형 열교환기 모델을 설계·제작하고 성능평가를 실시하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 물결형, 딴플형, 난류촉진형과 평판-핀형의 마찰계수는 면풍속 2.5 m/s의 속도에서 평판형보다 각각 680%, 220%, 350%, 50% 가량 증가하였다.
- (2) 물결형, 난류촉진형과 딴플형의 유효성은 면풍속 2.5 m/sec의 속도에서 평판형과 비교해 각각 90%, 50%, 60% 가량 증가하였으나, 평판-핀형은 별 차이가 없었다.
- (3) 열전달성능과 압력손실이 함께 고려된 실제 열교환기 시스템의 성능을 알아보기 위해 비교인자  $Nu/f^{1/3}$ 을 이용하여 평판형에 대한 각 모델의 열전달 성능을 비교해 본 결과 면풍속 2.5 m/sec에서 물결형은 43%, 난류촉진형은 14%, 딴플형은 33% 증가하였으며, 풍속이 증가함에 따라 상대적인 성능은 계속 증가하였다. 그러나 평판-핀형은 오히려 9% 작게 나타났으며, 속도에 따른 변화는 거의 없었다.

## 후 기

본 연구는 산업자원부에서 지원한 에너지자원 기술개발사업과 지역혁신인력양성사업의 일부로 수행되었으며, 이에 감사드립니다.

## 참고문헌

1. Chung, M. H., 2003, A Study on the heat re-

covery performance of plastic and paper heat exchanger, Ph. D. thesis, Chungnam National University, Daejeon, Korea.

2. Webb, R. L., 1994, Principles of Enhanced Heat Transfer, Wiley Interscience.
3. Fehle, R., Klas, J. and Mayinger, F., 1995, Investigation of local heat transfer in compact heat exchangers by holographic interferometry, Experimental Thermal and Fluid Science, Vol. 10, pp. 181-194.
4. Hetsroni, G. and Moyak, A., 1996, Comparison of several heat transfer enhancement technologies for gas heat exchangers, Trans. of ASME, J. of Heat Transfer, Vol. 118, pp. 897-902.
5. Fiebig, M., Guntermann, T., and Mitra, M. K., 1995, Numerical analysis of heat transfer and flow loss in a parallel plate heat exchanger element with longitudinal vortex generators as fins, Trans. of ASME, J. of Heat Transfer, Vol. 117, pp. 1064-1067.
6. Choi, S. W., Paik, Y. H., Kang, H. C., and Kim, D. Y., 1997, Calculation of a 2-D channel flow with a dimple, Trans. of KSME(B), Vol. 21, No. 1, pp. 49-56.
7. Park, J. H., Yoo, S. Y., and Song, S. Y., 2002, An experimental study for heat/mass transfer from wavy corrugated plate, Proceedings of the KAMES 2002 Joint Symposium A, pp. 1696-1701.
8. ASHRAE STANDARD-84, 1991, Method of Testing Air-to-air Heat Exchangers.
9. Kline, S. J. and McClintock, F. A., 1953, Describing uncertainties in single-sample experiments, Mechanical Engineering, pp. 3-8.