

플라스틱 판형 열교환기의 성능에 영향을 미치는 인자에 관한 연구

유 성 연, 정 민 호[†], 이 용 문^{**}

충남대학교 기계설계공학과, ^{*}한국에너지기술연구원 미활용에너지연구센터, ^{**}충남대학교 대학원

A Study on the Factors Affecting the Performance of Plastic Plate Heat Exchanger

Seong-Yeon Yoo, Min-Ho Chung[†], Yong-Moon Lee^{**}

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

^{}Unutilized Energy Research Center, Korea Institute of Energy Research, Daejeon 305-343, Korea*

*^{**}Graduate School, Chungnam National University, Daejeon 305-764, Korea*

(Received February 1, 2005; revision received July 12, 2005)

ABSTRACT: Plastic plate heat exchangers have many advantages over the conventional heat exchangers such as aluminum plate heat exchangers, rotary wheel heat exchangers and heat pipe heat exchangers which have been used for ventilation heat recovery in the air-conditioning systems. In the present study, pressure drop and heat transfer characteristics of plastic plate heat exchangers are investigated for various design parameters and operating conditions which affect the performance of the plastic plate heat exchangers. In flat plate type heat exchanger, material thickness and channel height of heat exchanger are considered, and corrugate size and heat transfer area are considered in case of corrugate type heat exchanger. Pressure drop and effectiveness of the corrugate type heat exchanger increase as the corrugate size decreases.

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

<p>A : 전열면적 [m^2]</p> <p>C : 상수</p> <p>D_h : 수력직경 [m]</p> <p>F : 수정계수</p> <p>H : 열교환기 유로의 높이 [m]</p> <p>h : 열전달계수 [$W/m^2 \cdot K$]</p>	<p>k : 열전도도 [$W/m \cdot K$]</p> <p>L : 특성길이 [m]</p> <p>Nu : Nusselt 수</p> <p>P : 물결형 열교환기 산의 간격 [m]</p> <p>Q : 열전달량 [W]</p> <p>Re : Reynolds 수</p> <p>t : 열교환기의 두께 [m]</p> <p>U : 총합 열전달계수 [$W/m^2 \cdot K$]</p>
-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------	----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------

[†] Corresponding author

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

E-mail address: s_minho@cnu.ac.kr

그리스 문자

ε : 유용도

ΔT_m : 대수 평균 온도차 [K]

Δx : 판의 두께 [m]

하첨자

actual : 실제
c : 찬
h : 뜨거운
max. : 최대

1. 서 론

생활수준의 향상과 산업발전에 따라 에너지소비량은 매년 증가하고 있으며, 건물의 냉난방용 에너지사용량이 전체 국가 에너지사용량에서 점차 큰 비중을 차지하고 있다. 이에 따라 에너지 절약의 측면에서 오늘날의 건물은 기밀시공을 추구하고 있으며, 이는 침입공기와 누설공기의 감소를 초래하여 실내 공기질이 악화되는 결과가 되었다. 공기질 향상과 에너지 절약을 위하여 축열식 냉난방 공조시스템의 도입, 폐열회수를 목적으로 하는 열펌프, 판형 열교환기를 사용한 배기열 회수 환기장치 등의 연구가 활발히 진행되고 있다. 배기열 회수장치를 사용할 경우 60~80%의 배기열을 회수할 수 있게 되어 냉·난방에 소요되는 에너지의 20~30%를 절약할 수 있다.

기존의 배기열 회수 환기장치에는 회전축열식, 히트파이프식, 알루미늄 판형 열교환기가 사용되어 왔으나, 이들 열교환기는 유지관리가 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 재질의 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 촉진기술이 연구되고 있다.⁽¹⁻³⁾

Hetsroni et al.⁽⁴⁾은 삼각채널의 플라스틱 판형 열교환기를 제작하고 열전달 실험을 수행하여 핀상의 열교환기와 비교한 결과 삼각채널 형상의 열교환기가 핀형상보다 70% 가량 높은 열전달

성능을 갖는다는 것을 알아냈다. Fiebig et al.⁽⁵⁾은 판형 열교환기의 열전달 촉진을 목적으로 와류발생기를 부착하여 그 각도와 개수, 크기를 변화시켜 가면서 열전달 향상에 미치는 영향 및 압력손실을 연구하여 와류발생기를 이용한 판형 열교환기의 설계방향을 제시하였다. Park et al.⁽⁶⁾은 액체가 아닌 기체를 열전달 매체로 하는 판형 열교환기에 대해 열전달 특성을 연구하였다. 물결형 채널형상을 이용하여 판과 판이 이루는 주름각의 변화에 대한 열전달 성능과 압력손실을 액정법을 이용하여 측정하였다. Stasiek⁽⁷⁾은 물결형 열교환기 표면에서 액정법을 이용하여 다양한 Reynolds 수와 경사각에서 총합 열전달계수 및 국소 열전달계수, 압력손실 분포 등을 측정하였다.

본 연구에서는 플라스틱 판형 열교환기의 성능에 영향을 미치는 인자를 알아보기 위해 전열면의 두께와 유로의 높이가 서로 다른 평판형(flat plate type) 열교환기와 물결의 크기와 전열면의 면적이 다른 물결형(corrugate type) 열교환기를 제작하고 성능평가를 수행하여 압력손실과 열전달 성능을 비교·고찰하였다.

2. 플라스틱 판형 열교환기 설계

평판형 플라스틱 판형 열교환기는 전열면에 아무런 조작을 가하지 않은 평판의 플라스틱을 사용하여 제작하였으며, Fig.1은 평판형 열교환기의 개략도이다. 전열면의 두께에 의한 영향을 알

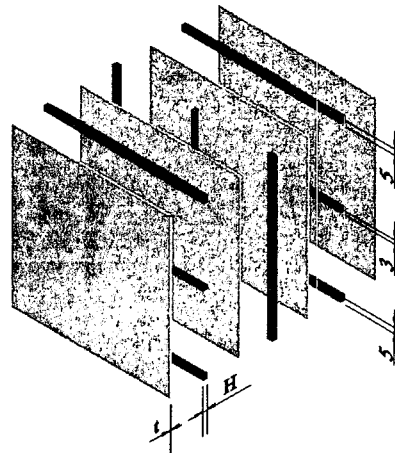


Fig. 1 Schematic of flat plate type heat exchanger.

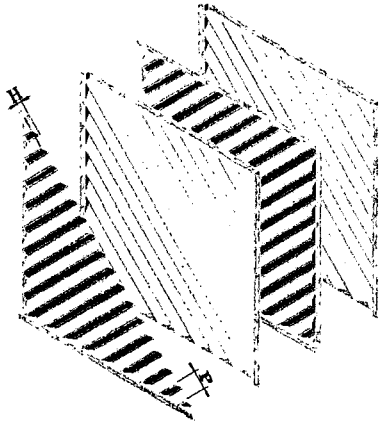


Fig. 2 Schematic of corrugate type heat exchanger.

아보기 위해 전열면의 크기는 150×150 mm, 두께는 0.4 mm와 0.1 mm인 열교환기를 제작하였으며, 유로의 높이는 4 mm, 유로의 개수는 고온측과 저온측 각각 15개로 설계하였다. 또한 유로의 높이에 대한 영향을 관찰하기 위하여 크기는 150×150 mm, 두께는 0.4 mm인 전열면으로 유로의 높이인 판과 판 사이의 간격을 각각 3 mm, 4 mm, 5 mm인 평판형 열교환기를 고온측과 저온측의 유로를 각각 15개로 설계·제작하였다.

그리고, 기존의 산업용 금속 판형 열교환기에서 사용되고 있는 Herringbone형 열교환기의 형상을 응용하여 판을 물결 모양의 요철로 성형한

물결형 열교환기를 설계·제작하였다. Fig. 2에 보인 물결형 열교환기는 열교환 면적을 넓혀 열전달량을 증가시키는 효과가 있다. 또한, 판과 판의 끝이 교차하는 각은 90°로 서로 엇갈리게 접합시켜 복잡한 유로를 형성시킴으로 낮은 Reynolds 수의 유동에서도 난류를 쉽게 발생시키게 되어 열전달 성능을 크게 향상시킬 수 있다.⁽⁸⁾

물결형 열교환기는 전열면의 면적이 150×150 mm, 두께가 0.4 mm인 플라스틱을 이용하여 제작하였다. 물결의 크기에 대한 영향을 알아보기 위해 산의 높이 3.3 mm이며 간격 9 mm, 산의 높이 4 mm이며 간격 12 mm, 산의 높이 5 mm이며 간격 15 mm인 열교환기를 설계·제작하였다. 또한 열교환 면적의 영향을 알아보기 위하여 높이 4 mm, 간격 12 mm의 물결형의 면적보다 4배가 큰 300×300 mm의 열교환기를 추가로 제작하였다. 평판형 열교환기와 물결형 열교환기에 사용된 플라스틱은 상온에서 기계적 성질이 우수한 PP(polypropylene)이며, 0.1 mm 두께의 평판형 열교환기는 제작상의 문제로 PET를 사용하여 제작하였다.

3. 성능시험장치 및 시험방법

3.1 성능시험장치

Fig. 3은 플라스틱 판형 열교환기의 성능시험을 위해 설계·제작한 시험장치의 개략도이다. 시험장치는 송풍기, 덕트, 가열기, 열교환기 시험부,

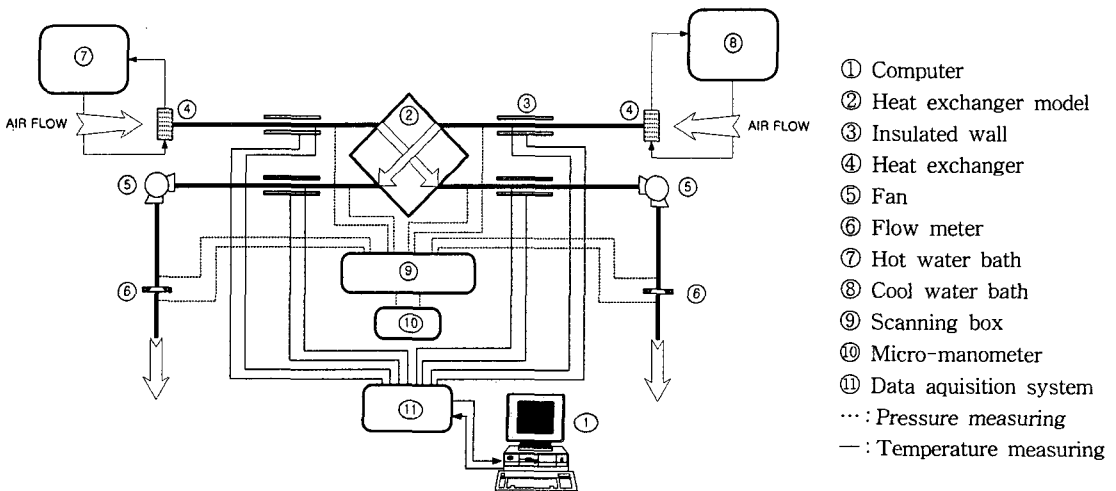


Fig. 3 Schematic of performance test facility.

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 출구측에 노즐을 설치하였다. 이때 유량의 조절은 송풍기에 부착된 인버터를 이용하였다. 입구공기의 온도제어를 위하여 양 입구에 열교환기를 부착하여 항온조로부터 설정된 온수와 냉수를 순환시켜 유입공기와의 1차 열교환을 통해 일정한 온도의 공기를 열교환기 쪽으로 유입시켰으며, 항온조에서의 온도제어를 통해 입구공기온도를 제어하였다. Micro-manometer와 Scanning Box를 이용하여 열교환기 입·출구와 노즐에서의 차압 및 유속을 동시에 측정하였다. 압력측정의 정확도를 높이기 위해 압력 측정 탭을 열교환기의 입·출구 덕트에는 위·아래에 2개, 노즐에는 3개를 설치하였다. 온도측정에는 T-type 열전대를 사용하였으며, 각 덕트의 입·출구 벽면에 온도계를 삽입하여 벽면의 영향을 알아볼 수 있도록 하였다.⁽⁸⁾

3.2 성능시험방법

압력손실 측정시험은 각각의 유량에 대한 열교환기 입·출구에서 일어나는 압력손실을 측정하였다. 이때 유량은 면풍속을 0.3~3.0 m/sec 범위에서 변화시켜 가면서 Micro-manometer에 연결된 노즐을 이용하여 측정하였다. 노즐을 통해 측정된 값은 평균 유량을 나타내므로 이를 유속으로 환산하였다.

같은 유동조건에서의 열전달 성능과 압력손실을 서로 비교하여 실제 시스템 성능을 알아보고자 열전달 성능시험은 압력손실 측정시험과 병행하여 수행되었다. 두 유체 간의 온도차는 20℃로 설정하여, 두 입구에서의 공기입구온도를 15℃와 35℃로 하였다. 온도조건을 맞추기 위해 항온조의 온도를 각각 15℃와 35℃로 설정한 다음 송풍기를 흡입상태로 작동하여 일정한 온도의 공기를 유입시켰다. 시험을 수행하기에 앞서 실험기 내부의 벽면과 유입공기의 온도차로부터 발생하는 열손실 및 열생성을 제거하기 위해 1시간 동안 예비운전을 하여 실험기 내부상태를 정상상태로 만들었으며, 설정된 유속에 대한 열교환기 내의 정상상태를 만들기 위해 8분간의 작동 후 2분간의

측정값을 평균값으로 하여 대표 온도로 하였다. 온도측정은 찬 공기와 뜨거운 공기의 입구 쪽에는 열전대를 하나만 삽입하여 측정하였으며, 출구 쪽은 수직방향으로 3개를 설치하여 평균값을 측정하였다. 양쪽 입구에서는 일정한 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.

4. 성능시험 결과 및 고찰

4.1 평판형 열교환기

4.1.1 전열면 두께에 의한 영향

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

$$Q = UAF\Delta T_m \quad (1)$$

여기서 U 는 총합 열전달계수, A 는 전열면적, ΔT_m 은 대수 평균 온도차, F 는 수정계수이다. 실험결과 실험범위 내에서 5% 미만의 에너지 평형오차가 발생하였으며, 1.5 m/sec 이상의 유속에서는 2% 이내의 작은 오차를 보였기 때문에 두 유체 사이의 열전달량은 두 유체가 주고 받은 열량의 평균값을 취하였다. 열교환기의 성능해석과 설계를 위해서는 총합 열전달계수를 구해야 하며, 판형 열교환기의 경우 다음과 같이 구할 수 있다.

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_h} + \frac{\Delta x}{k} + \frac{1}{h_c} \quad (2)$$

여기서 h_h 와 h_c 는 판의 양쪽면에 흐르는 열전달 매체의 대류 열전달계수이고, Δx 는 판의 두께, k 는 판의 열전도계수이다.

Fig. 4는 열교환기의 전열면의 두께에 따른 UAF의 값을 비교한 것이다. 유속이 증가하면서 UAF는 증가하는 경향을 보이며, 실제 공기조화장치

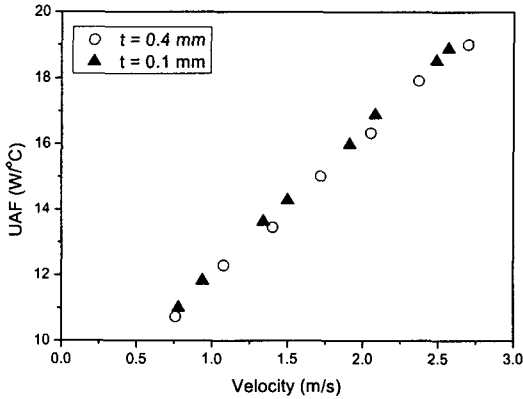


Fig. 4 Comparison of UAF for flat plate type heat exchanger with different thickness.

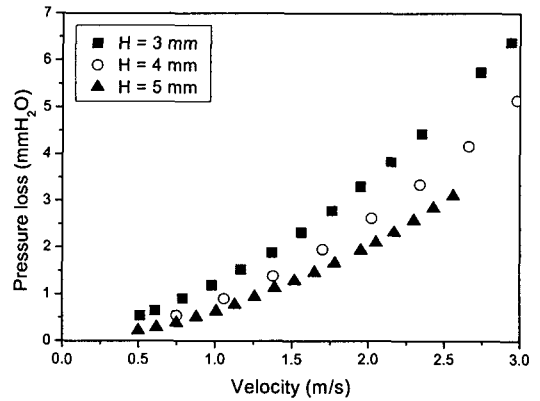
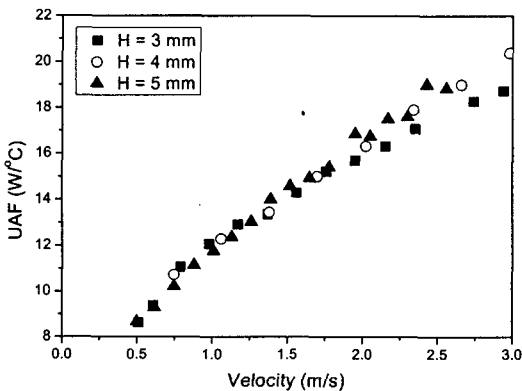


Fig. 5 Comparison of pressure loss for flat plate type heat exchanger with different height.

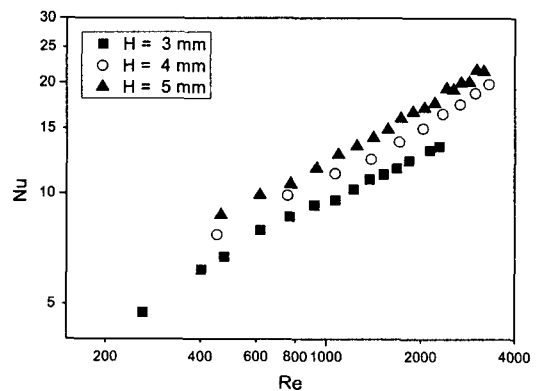
의 통상적인 속도인 면풍속 2.5 m/sec에서 두께 0.4 mm인 경우 UAF는 18.32 W/°C, 0.1 mm인 경우 18.58 W/°C로 그 차이는 1.4%로 아주 미미하다. 총합 열전달계수를 나타내는 식(2)에서 전체 열저항은 전도열저항과 대류열저항의 합으로 표현된다. 플라스틱의 경우 알루미늄에 비해 전도열저항이 크지만 두께를 0.5 mm 미만으로 제작한다면 전체 열저항에서 전도열저항의 비중이 작기 때문에 두께가 증가하여도 열전달 감소효과는 아주 미미한 것을 알 수 있다. 그러나 전열면의 두께를 1 mm 이상으로 두껍게 할 경우는 전도열저항의 증가로 전체 열성능이 현저하게 떨어질 것이다.

4.1.2 유로 높이에 의한 영향

유로 높이에 따른 열교환기의 성능을 알아보기 위해 제작이 간편한 평판형 열교환기가 사용되었으며, 유로의 높이는 각각 3 mm, 4 mm, 5 mm이다. 열교환기에서의 압력손실은 추가로 소요되는 송풍기 구동동력을 결정하므로 열교환기 설계에서 매우 중요한 고려사항 중의 하나이다. Fig. 5는 유속의 변화에 따른 압력손실을 나타낸 것이다. 압력손실은 면풍속의 제곱에 비례하여 증가하는 경향을 보이고 있으며, 동일한 면풍속에 대하여 유로의 높이가 낮은 열교환기가 유로가 높은 열교환기보다 압력손실이 더 크게 나타난다. 본 연구에서 압력손실은 플라스틱 판형 열교환기의 입·출구 덕트에 압력탭을 설치하고 측정하여 입·출



(a) UAF



(b) Nu

Fig. 6 Comparison of thermal performance for flat plate type heat exchanger with different height.

구 손실과 내부압력 손실이 함께 계산되었으며, 따라서 일반적인 열교환기에서의 압력손실보다 상당히 큰 값을 보이고 있다.

Fig. 6(a)는 열교환기에서 하나의 유로에 대한 UAF와 면풍속과의 관계를 나타낸 것으로 UAF는 면풍속이 증가할수록 증가하는 경향을 보이고 있다. 저속영역에서는 유로의 높이에 상관없이 UAF가 비슷하지만 고속으로 가면서 유로의 높이가 높을수록 커지는 것을 알 수 있다. Fig. 6(b)는 면풍속과 대류 열전달계수를 무차원화하여 Reynolds 수 증가에 따른 Nusselt 수의 변화를 나타낸 것이며, 여기서 특성길이는 유로로부터 계산된 수력직경을 사용하였다. Reynolds 수가 증가함에 따라 Nusselt 수는 증가하고 있으며, 동일 Reynolds 수에서 유로의 높이가 높을수록 큰 값을 보이고 있다. 최소자승법으로 실험상관식을 구하면,

$$Nu = CRe^{0.4718} \quad (3)$$

과 같이 나타낼 수 있으며, 지수를 0.4718로 동일 하였을 경우 상수 C는 각각 0.3934(3 mm), 0.4341(4 mm), 0.4347(5 mm)로 유로의 높이에 따라 다르다. 그 이유는 평판형 열교환기 유로의 입구에서는 층류 경계층이 형성되므로, 입구영역에서 열전달 특성이 L/D_h 에 따라 달라지기 때문으로 판단된다.⁽¹¹⁾

열교환기의 유용도에 대한 면풍속의 영향을 Fig. 7에 나타내었다. 열교환기의 성능을 나타내는 무

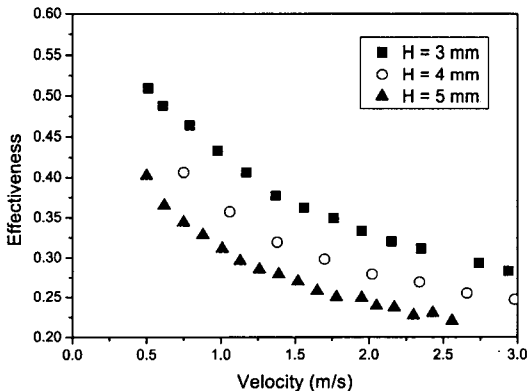


Fig. 7 Comparison of effectiveness for flat plate type heat exchanger with different height.

차원계수인 유용도(effectiveness)는 다음과 같이 정의할 수 있다.

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

이렇게 정의된 유용도는 면풍속이 증가할수록 감소하는 경향을 보인다. 유용도는 동일한 면풍속에 대하여 유로의 높이가 낮을수록 높게 나타난다. 그 이유는 앞서 고찰한 바와 같이 실제 열전달량에서는 큰 차이가 없지만 유로의 높이가 높아질수록 유동 단면적의 증가로 유량이 증가하여 분모인 가능한 최대 열전달량이 증가하기 때문이다.

4.2 물결형 열교환기

4.2.1 물결형상에 의한 영향

물결형 열교환기에서 물결의 형상이 열교환기의 성능에 대하여 어떠한 영향을 미치는가를 알아보기 위하여 물결의 높이가 골간격이 각각 다른 3가지 형상의 열교환기를 사용하였다. 열교환기 면풍속의 변화에 대한 각각의 열교환기에서의 압력손실을 Fig. 8에 나타내었다. 평판형과 마찬가지로 물결형에서도 면풍속이 증가할수록 압력손실은 면풍속의 제곱에 비례하게 증가하며, 동일 면풍속에 대하여 물결의 형상이 낮을수록 높은 압력손실을 보인다. 동일 풍속에서 상대적으로 높이차가 작은 3.3 mm와 4 mm 사이에서 압력손실의 차가 작으며 4 mm와 5 mm 사이에서 크게

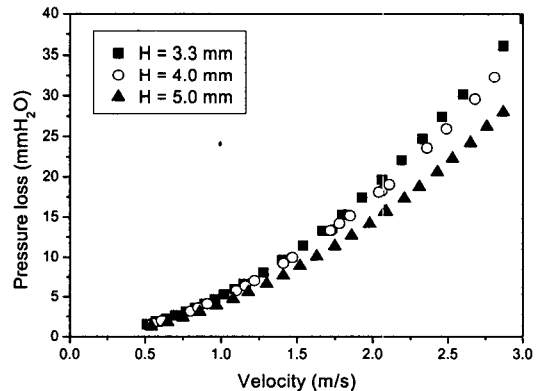


Fig. 8 Comparison of pressure loss for corrugate type heat exchanger with different height.

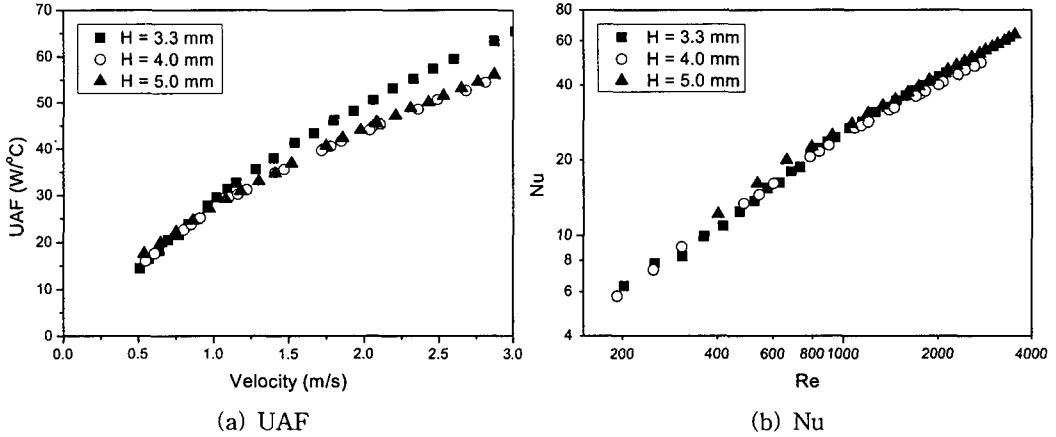


Fig. 9 Comparison of thermal performance for corrugate type heat exchanger with different height.

나타내고 있다.

Fig. 9(a)는 유속의 변화에 따른 하나의 유로에 대한 UAF의 변화를 나타낸 것이다. UAF는 면풍속이 증가할수록 증가하며, 3.3 mm의 열교환기가 가장 높고, 4 mm와 5 mm의 열교환기는 거의 같은 값을 나타내고 있다. 4 mm가 5 mm에 비해서 약간 낮은 값을 보이는 이유는 전열면의 실제 면적이라 할 수 있는 물결을 펼쳐 놓은 면적이 5 mm가 4 mm보다 더 많이 증가하기 때문이라고 판단된다. Fig. 9(b)는 Reynolds 수 변화에 따른 Nusselt 수의 변화를 나타낸 그래프이다. Reynolds 수가 증가하면서 Nusselt 수는 증가하는 경향을 보이며, 물결의 높이에 상관없이 거의 일정한 값을 보이고 있다. Nusselt 수에 대한 실험 상관식

은 Reynolds 수 1,000을 기준으로 나누어 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} Nu &= 0.0538 Re^{0.8905} \quad (Re < 1,000) \\ Nu &= 0.2525 Re^{0.6770} \quad (Re > 1,000) \end{aligned} \quad (5)$$

유효도에 대한 유로 높이의 영향을 Fig. 10에 나타내었다. 속도가 증가하면 유효도는 감소하며, 동일 면풍속에 대하여 물결의 형상이 작을수록 유효도는 높은 것으로 나타났다. 물결의 형상이 작아지면 유로의 높이 또한 작아지기 때문에 물결의 형상이 작은 열교환기의 유효면적이 작다. 유효면적이 작으면 열교환기를 흐르는 질량유량이 작아지기 때문에 가능한 최대 열전달량이 감소하므로 유효도는 크게 나타나는 것이다. 면풍속 2.5 m/sec에서 5 mm 열교환기에 비해서 4 mm와 3.3 mm에서 각각 12%, 30% 가량 증가된 값을 보였다.

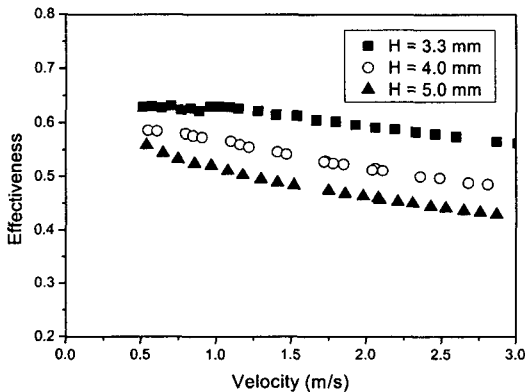


Fig. 10 Comparison of effectiveness for corrugate type heat exchanger with different height.

4.2.2 전열면의 크기에 의한 영향

Fig. 11은 물결형 열교환기에서 전열면의 면적이 150×150 mm인 경우와 300×300 mm인 경우, 면풍속에 대한 압력손실을 나타낸 것이다. 압력손실은 속도의 제곱에 비례하여 커지는 경향을 나타내며, 면풍속이 1 m/sec 이하의 영역에서는 면적이 작은 열교환기와 차이가 없으나, 면풍속이 1 m/sec 이상의 영역에서는 속도가 증가할수록 동일 면풍속에서 열교환 면적이 큰 열교환기에 압력손실이 약간 높게 나타난다. 300×300 mm의 열교환기가 150×150 mm의 열교환기보다 유로의 길이가 2배이므로 압력손실이 전체 전열면에 걸쳐

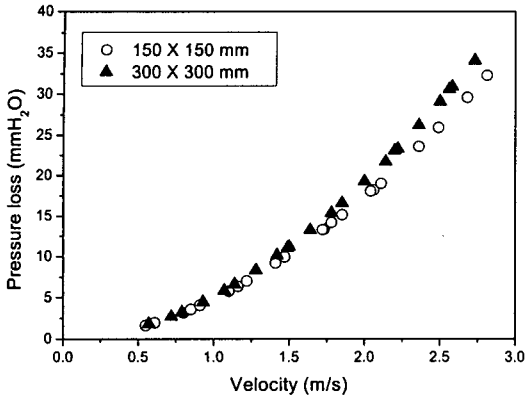


Fig. 11 Comparison of pressure loss for corrugate type heat exchanger with different area.

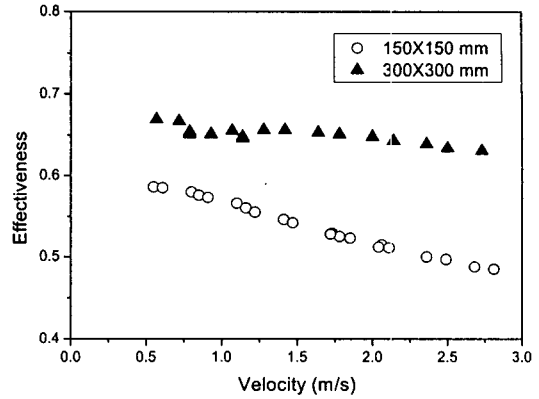


Fig. 13 Comparison of effectiveness for corrugate type heat exchanger with different area.

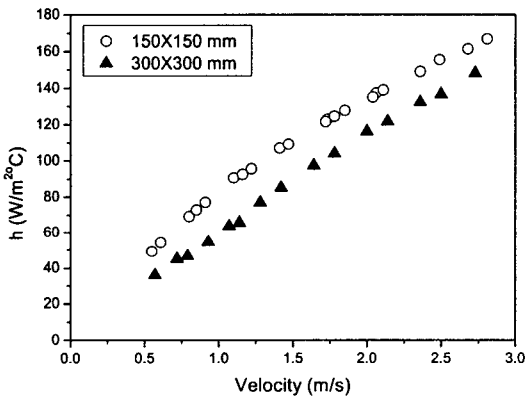


Fig. 12 Comparison of heat transfer coefficient for corrugate type heat exchanger with different area.

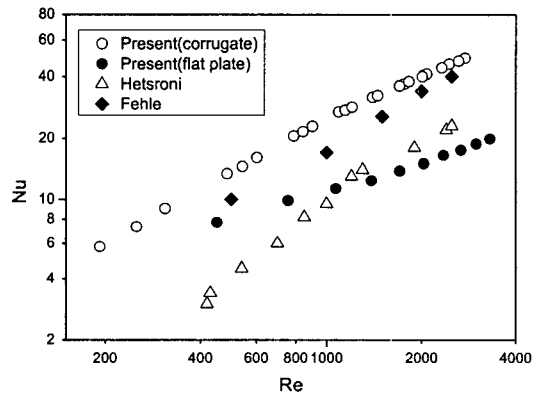


Fig. 14 Comparison of Nusselt number for various plastic heat exchangers.

동일하게 발생한다고 가정할 경우 300×300 mm의 열교환기가 압력손실이 2배이어야 하나 실제 실험에서는 그보다 훨씬 작은 차이를 보이고 있다. 열교환기에서의 압력손실은 전열면에서보다 열교환기의 입구와 출구에서 크게 발생하기 때문이다.

열전달 성능을 나타내는 UAF는 총합 열전달 계수에 열전달 면적을 곱한 값이므로 전열면의 크기가 열전달 계수에 미치는 영향을 알아보기 위해서 식(2)로부터 대류 열전달계수를 구해 비교하였다. Fig. 12에 보인 대류 열전달계수는 동일 면풍속에 대하여 150×150 mm의 열교환기가 300×300 mm의 열교환기보다 높은 값을 나타내고 있으며, 면풍속 2.5 m/sec에서 약 15% 정도 높다.

전체 열전달량은 증가하였으나, 대류 열전달계수는 열교환기 입구에서 가장 높은 값을 보이다 유동이 진행하면서 완전히 발달된 유동에 접근하면서 열경계층의 두께가 두꺼워져 점차 감소하게 되므로 면적이 넓은 열교환기의 경우 평균 대류 열전달계수는 면적이 작은 경우보다 낮게 나타난다.

Fig. 13은 열교환기의 유용도와 면풍속의 관계를 나타낸 것이다. 300×300 mm의 열교환기의 경우에 면풍속이 증가할수록 유용도가 완만하게 감소한다. 150×150 mm의 열교환기 경우는 면풍속에 따른 유용도의 감소 정도가 매우 크며, 300×300 mm 열교환기보다 훨씬 낮은 값을 갖는다. 전열면적이 넓어짐으로써 실제 열전달량이 증가하기

때문에 유용도는 면적이 큰 열교환기에서보다 높게 나타나고 있다.

Fig. 14는 여러 가지 열전달 촉진기술을 이용한 문헌에 소개된 판형 열교환기들과 본 연구에서 설계한 물결형 판형 열교환기의 열전달 성능을 Nusselt 수와 Reynolds 수로 무차원화하여 비교한 것이다. Hetsroni et al.⁽⁴⁾은 유로를 삼각형의 주름형상으로 만든 플라스틱 판형 열교환기 모델을 이용하였고, Fehle et al.⁽¹⁰⁾는 반원기둥형 리브를 위·아래에 쌍으로 부착한 모델과 엇갈리게 부착한 모델을 설계하여 실험을 수행하였다. 그림에서 보듯이 여러 가지 열전달 촉진기술의 적용 중 본 연구에서 제안한 물결형의 열전달 성능이 가장 우수한 것으로 나타났으며, Fehle의 모델은 물결형 열교환기보다 약간 낮은 값을 보이고 있고, 평판형 모델의 경우는 Fehle 모델보다도 낮은 Nusselt 수를 보이고 있다. Hetsroni 모델의 경우 삼각유로의 벽이 플라스틱이기 때문에 열전도계수가 매우 낮아서 금속 열교환기에서와 같은 현의 역할을 수행하지 못하기 때문에 열전달 성능이 매우 낮다.

5. 결 론

전열면의 두께와 유로의 높이가 서로 다른 평판형 열교환기와 물결의 크기와 전열면의 면적이 다른 물결형 열교환기에 대한 성능평가를 수행하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 플라스틱 열교환기는 알루미늄 열교환기에 비해서 열전도계수가 작기 때문에 열전달 성능이 떨어지지만, 플라스틱의 두께가 얇은 경우는 전도열저항이 대류열저항에 비해서 훨씬 작기 때문에 두께가 전체 열성능에 미치는 영향은 매우 미하다.

(2) 평판형 열교환기의 경우, 동일 면풍속에서 유로의 높이가 낮아질수록 압력손실과 유용도가 증가하며, 유로의 높이에 따라 열전달계수 실험 상관식이 달라진다.

(3) 물결형 열교환기의 경우, 동일 면풍속에서 물결의 크기가 작아질수록 압력손실과 유용도는 증가하나, Nusselt 수는 물결의 크기에 상관없이 다음과 같이 하나의 식으로 표현된다.

$$Nu = 0.0538 Re^{0.8905} \quad (Re < 1,000)$$

$$Nu = 0.2525 Re^{0.6770} \quad (Re > 1,000)$$

(4) 열교환기의 면적이 서로 다른 물결형 열교환기의 경우, 열전달계수는 전열면이 작은 열교환기가 높으나, 열전달계수와 전열면적이 동시에 고려되는 유용도는 300×300 mm 열교환기가 150×150 mm 열교환기에 비해서 면풍속 2.5 m/sec에서 30% 정도 증가한다.

후 기

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

참고문헌

1. Webb, R. L., 1994, Principles of Enhanced Heat Transfer, Wiley Interscience.
2. Kilicashan, I. and Sarac, H. I., 1998, Enhancement of heat transfer in compact heat exchanger by different type of rib with holographic interferometry, Experimental Thermal and Fluid Science, Vol. 17, pp. 339-346.
3. Chung, M. H., 2003, A Study on the heat recovery performance of plastic and paper heat exchanger, Ph. D. thesis, Chungnam National University, Daejeon, Korea.
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. Park, S. B., Lee, J. Y., Kim, N. J., Kim, C. B. and Seo, T. B., 1999, Investigation of heat transfer performance in corrugated heat exchanger with liquid crystal method, Proceedings of SAREK 1999 Winter Annual Conference, pp. 31-37.
7. Stasiek, J. A., 1998, Experimental studies of

- heat transfer and fluid across corrugated-undulated heat exchanger surfaces, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol.41, No.6-7, pp. 899-914.
8. 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.
 9. ASHRAE STANDARD-84, 1991, Method of Testing Air-to-air Heat Exchangers.
 10. 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.
 11. Bird, R.B., Stewart, W.E. and Lightfoot, E.N., 2002, *Transport phenomena*, 2nd ed., John Wiley & Sons, Inc., New York, pp.433-438.