

납작관형 핀-관 열교환기의 국소 및 총합 열전달 특성에 관한 실험적 연구

유 성 연[†], 정 민 호^{*}, 박 동 성^{*}, 이 상 섭^{*}

충남대학교 기계설계공학과, ^{*}충남대학교 대학원

An Experimental Study on the Local and Overall Heat Transfer Characteristics of a Fin-Flat Tube Heat Exchanger

Seong-Yeon Yoo[†], Min-Ho Chung^{*}, Dong-Seong Park^{*}, Sang-Sub Lee^{*}

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

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

(Received July 19, 2002; revision revised September 18, 2002)

ABSTRACT: Local and overall heat transfer characteristics of fin-flat tube heat exchangers with and without vortex generators are investigated. Local heat transfer coefficients are measured with the heat exchanger model using naphthalene sublimation technique. In case of a fin-flat tube heat exchanger without vortex generators, only the horseshoe vortices formed around tubes augment the heat transfer. On the other hand, longitudinal vortices created artificially by vortex generators enhance heat transfer dramatically in case of a fin-flat tube heat exchanger with vortex generators. Overall heat transfer coefficients are measured with the prototype of the fin-flat tube heat exchanger with and without vortex generators in a wind tunnel and results are compared with those of a fin-circular tube heat exchanger with wavy fin. Friction losses for heat exchangers are also measured and compared. The fin-flat tube heat exchanger with vortex generators is found to be more effective than the fin-circular tube heat exchanger with wavy fin.

Key words: Fin-tube heat exchanger(핀-관 열교환기), Flat tube(납작관), Naphthalene sublimation technique(나프탈렌승화법), Vortex generator(와류발생기), Heat transfer enhancement(열전달촉진)

기 호 설 명

A : 열교환기의 면적 [m^2]

C_a : 공기의 비열 [$J/kg \cdot K$]

D_{iff} : 나프탈렌의 물질확산계수 [m^2/s]

F : 수정인자

f : 의사마찰계수

H : 핀 간격 [m]

h : 열전달계수 [$W/m^2 \cdot K$]

h_m : 물질전달계수 [m/s]

k : 열전도도 [$W/m \cdot K$]

L : 핀의 유동방향 길이 [m]

\dot{m} : 물질전달률 [kg/s]

\dot{m}_a : 공기의 질량유량 [kg/s]

[†] Corresponding author

Tel.: +82-42-821-6646; fax: +82-42-822-7366

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

Nu	: Nusselt 수
P	: 송풍기 동력 [W]
Pr	: Prandtl 수
Q	: 공기의 부피유량 [m ³ /s]
Q _a	: 공기가 얻은 열량 [J/s]
Re	: Reynolds 수
Sc	: Schmidt 수
Sh	: Sherwood 수
t _{a,in}	: 열교환기 입구의 공기온도 [K]
t _{a,out}	: 열교환기 출구의 공기온도 [K]
U	: 총합열전달계수 [W/m ² · K]
V	: 공기의 유속 [m/s]
V.G.	: 와류발생기(vortex generator)

그리스 문자

μ	: 점성계수 [kg/s · m]
ρ	: 공기의 밀도 [kg/m ³]
ρ _s	: 나프탈렌 고체밀도 [kg/m ³]
ρ _{v,w}	: 시편 표면에서 나프탈렌 증기밀도 [kg/m ³]
ρ _∞	: 경계층 밖에서 나프탈렌 증기밀도 [kg/m ³]
ΔP	: 공기측 압력강하 [Pa]
ΔT _m	: 대수평균온도차 [K]
Δt	: 나프탈렌 승화깊이 [m]
Δτ	: 풍동에서 나프탈렌 노출시간 [s]

1. 서 론

열교환기는 구조가 비교적 간단하기 때문에 국내에서도 설계 및 제작이 가능하나 에너지 절약과 소형화를 위한 성능개선에 대한 국내의 연구는 아주 미미한 실정이다. 열교환기의 효율을 향상시키기 위해서 오래 전부터 가장 많이 사용되고 있는 방법이 핀이나 확대전열면을 부착하는 것이다. 최근에는 가공기술의 진보와 이용목적의 다양화에 따라 특수한 형태의 핀이나 확대전열면을 제작하여 열전달면적의 증가와 난류촉진에 의한 열전달계수 증대의 이중의 효과를 얻고 있다. 그러나 이러한 방법들은 핀이나 확대전열면이 유동을 방해하기 때문에 유동저항의 증대를 초래하

여 유체유동에 필요한 펌프나 송풍기의 동력을 증가시키는 단점이 있다.⁽¹⁾

와류발생기(vortex generator)를 사용한 납작관형 핀-관 열교환기는 와류에 의한 열교환 효율 향상과 납작관에 의한 압력손실 감소라는 이중의 에너지 절약효과를 얻을 수 있는 기술이다. 또한 와류는 강력한 전단응력을 가지고 있기 때문에 관이나 핀에 부착하는 불순물을 현저하게 감소시킬 수 있는 장점도 있다. 와류발생기는 기존의 핀-관 열교환기의 핀에 사각형이나 삼각형의 날개를 일정한 간격으로 프레스로 펀치(punch)하여 만들기 때문에 별도의 장치가 필요하지 않고 제작비가 추가로 소요되지 않는다.⁽²⁻³⁾

열교환기의 열유동 특성을 규명하는 기존의 연구는 대부분 1차원이나 2차원 유동모델을 만들어 실험이나 전산해석을 수행하고 여기서 얻어진 자료를 열교환기 설계에 반영하였다. 그러나 와류발생기가 설치된 열교환기에서 일어나는 열유동 현상은 박리, 재부착, 재순환, 와류 등을 수반하는 매우 복잡한 3차원 유동이므로 열교환기의 열유동 특성을 연구하기 위해서는 3차원 열전달 측정기술이 개발되어야 한다.⁽⁴⁾ 기존의 열전달실험으로는 3차원 유동이나 복잡한 형상에 대한 국소 열전달계수의 측정이 매우 어렵다.

유성연 등⁽⁵⁾은 기존의 원관형 핀-관 열교환기와 원관을 동일 유동면적의 납작관으로 대체한 납작관형 핀-관 열교환기 모델을 아크릴관과 스텐레스스틸관으로 제작하여 나프탈렌 승화법으로 국소열전달 특성을 고찰하였다. 또한 와류발생기의 열전달 촉진효과를 분석하여 와류발생기가 설치된 납작관형 열교환기가 기존의 원관형 열교환기에 비해서 열전달효율이 45% 증가하고, 와류발생기가 없는 납작관형 열교환기에 비해서는 75% 증가한다는 사실을 발견하였다.

본 연구에서는 실제 열교환기에 사용되는 구리관과 구리핀으로 이루어진 납작관형 핀-관 열교환기 모델을 설계·제작하고, 나프탈렌 승화법으로 3차원 국소열전달계수를 측정하여 와류발생기의 열전달 촉진효과를 분석하였다. 또한 공기조화기(Air Handling Unit, AHU)에 쓰이는 원관형 핀-관 열교환기와 동일조건의 납작관형 핀-관 열교환기 시제품과 성능시험장치를 각각 설계·제작하고, 열성능과 압력강하를 측정하여 원관형 핀-관 열교환기와 비교·검토하였다.

2. 국소열전달 특성

2.1 실험장치 및 실험방법

본 연구를 수행하기 위해서 설계·제작한 실험 장치는 풍동, 온도와 유속 측정장치, 승화깊이 측정장치 등이다. 풍동은 개방송출형으로 교류모터, 송풍기, 확대부, 안정부, 축소부, 시험부로 구성되어 있다. 시험부 단면의 크기는 폭 300 mm, 높이 46 mm이고, 자유흐름의 난류강도는 1% 미만이며, 유속은 인버터에 의해서 조절된다. 나프탈렌 승화깊이 측정장치는 Fig. 1에 보인 바와 같이 깊이센서(LVDT), 신호조절장치(signal conditioner), 깊이센서와 시편의 이송을 위한 2개의 스텝모터로 구성된 이송테이블(traverse table), 모터구동장치(motor drive), 그리고 자료획득 및 제어용 컴퓨터 등으로 구성되어 있다.

실험에 앞서 풍동에서 일정한 유속을 얻고, 예열을 위해 풍동과 승화깊이 측정장치를 예비 구동시킨다. 주조된 시편을 용기에서 꺼내 이송 테이블에 고정시킨 후 나프탈렌 표면의 초기깊이를 측정한다. 초기깊이가 측정된 시편을 풀어 풍동의 시험부에 고정시켜 약 1시간 동안 유동장에 노출시킨다. 이때 백금저항온도계를 사용하여 풍동 내 공기온도를 측정하고, 피토탄 및 미차압계(micro-manometer)를 사용하여 유속을 측정한다. 풍동실험이 끝난 후 풍동에서 시편을 꺼내 이송

테이블에 고정하여 앞서와 같은 방법으로 기준선으로부터 나프탈렌의 깊이를 다시 측정한다.

2.2 국소열전달계수 계산

나프탈렌 표면에서의 나프탈렌의 물질전달률 \dot{m} 은 물질전달계수 h_m 과 시편 표면에서의 나프탈렌 증기밀도 $\rho_{v,w}$ 로 나타내어진다.

$$\dot{m}/A = h_m(\rho_{v,w} - \rho_\infty) \quad (1)$$

여기서 나프탈렌 증기밀도는 측정된 공기온도로부터 Ambrose et al.⁽⁶⁾의 실험식을 사용하여 구하였다. 물질전달률은 나프탈렌이 주조된 시편을 일정시간 Δt 동안 풍동 내에서 유동장에 노출하였을 때 단위시간당 승화량을 나타낸 것으로 노출 전·후의 각 지점에서의 승화깊이를 측정하고 나프탈렌 고체상태의 밀도 ρ_s 를 이용하여 다음과 같이 구한다.

$$\dot{m}/A = \rho_s \Delta t / \Delta r \quad (2)$$

여기서 나프탈렌이 승화한 깊이 Δt 는 기준선으로부터 계산한 초기깊이와 풍동에서 노출한 후 기준선으로부터 다시 계산한 나중 깊이의 차에서 깊이 측정장치에서 측정하는 동안 자연대류에 의하여 승화된 깊이를 뺀 값이다.

식(1)과 (2)로부터 대류물질전달계수는 다음과 같이 계산한다.

$$h_m = \frac{\rho_s \Delta t / \Delta r}{\rho_{v,w}} \quad (3)$$

식(3)으로부터 구한 대류물질전달계수를 무차원수인 Sherwood 수로 표시하면 다음과 같다.

$$Sh = \frac{h_m H}{D_{diff}} \quad (4)$$

여기서, D_{diff} 는 공기 중에서 나프탈렌의 확산계수를 나타내며 Cho⁽⁷⁾의 실험식을 사용하여 구하였다. 실험결과는 데이터 처리 프로그램에 의해 처

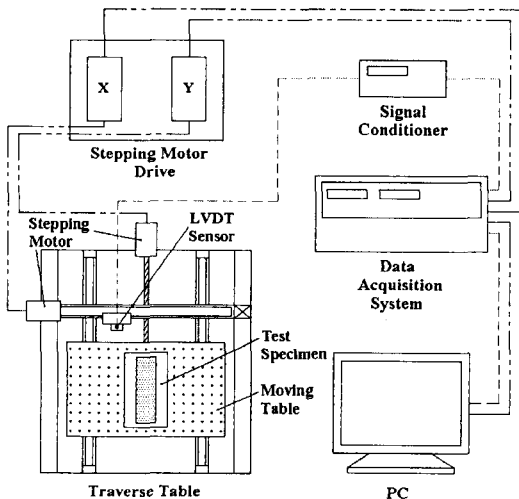


Fig. 1 Schematic of sublimation depth measurement system.

리되며, 데이터 처리 프로그램은 여러 보조 프로그램을 이용하여 나프탈렌 증기압, Schmidt 수, Prandtl 수, Reynolds 수, Sherwood 수 등을 계산한다. 측정된 물질전달계수로부터 식(5)의 열전달과 물질전달 유사성 관계식을 이용하여 대류열전달계수를 구한다.

$$\frac{Nu}{Sh} = \frac{(hH/k)}{(h_m H/D_{eff})} = \left(\frac{Pr}{Sc}\right)^n \quad (5)$$

2.3 국소열전달 실험결과 및 고찰

납작관형 핀-관 열교환기에 대해서 와류발생기가 있는 경우와 없는 경우의 3차원 국소열전달계수를 나프탈렌 승화법을 이용하여 측정하고, 와류발생기의 열전달 촉진효과를 분석하였다. Fig. 2는 납작관형 핀-관 열교환기 모델에 사용된 핀의 개략도를 나타낸 것으로, 관은 지그재그 형태로 4열로 배열되어 유동 방향의 간격은 33 mm, 유동에 직각인 방향의 간격은 38 mm이다. 핀의 두께는 0.15 mm이고, 관은 긴 쪽이 31 mm, 짧은 쪽이 7 mm이며, 두께는 0.55 mm이다. 납작관의 중심위치와 배치방법, 핀의 크기와 배치간격 등을 비교대상으로 선정한 원관형 핀-관 열교환기의 경우와 동일하게 하였다. 납작관의 앞부분 좌·우에 와류발생기를 배치하였으며, 와류발생기의 형상은 사각날개(rectangular wing)이고 와류발생기의 크기는 핀과 핀 사이의 간격과 동일하게 3.2×3.2 mm로 제작하였다.

Fig. 3은 와류발생기가 없는 납작관형 핀-관 열교환기 핀에서 국소열전달계수의 분포를 나타

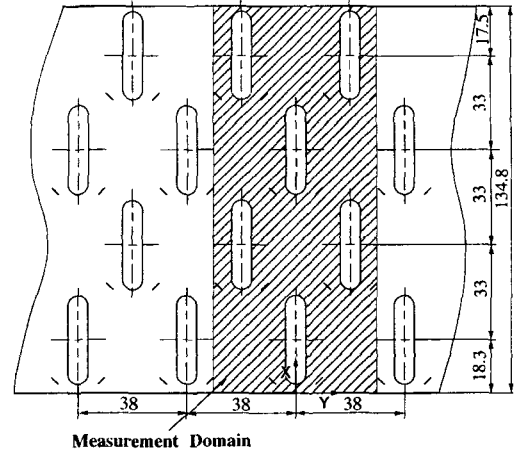


Fig. 2 Schematic of fin-flat tube heat exchanger with vortex generator.

내고 있다. 경계층 유동이 장애물을 만나면 동압력이 정압력으로 바뀌면서 관의 축 방향으로 압력구배가 생긴다. 이 압력구배가 핀을 향한 유동을 유발하고 이 유동이 핀을 만나서 역유동(back flow)이 되면서 와류를 형성한다. 이 와류는 주유동과 함께 원관의 주위를 따라서 진행하는데 이것을 말굽와류(horseshoe vortex)라 한다. 이 말굽와류가 경계층을 교란시켜 열전달을 촉진시킨다. 말굽와류에 의한 열전달 촉진효과가 관의 앞부분에서 나타나지만 유동의 장애를 일으키는 영역이 원관에 비해 납작관이 작기 때문에 원관형 핀-관 열교환기에 비해서 훨씬 미약하다. 이러한 이유로 납작관형 핀-관 열교환기는 원관형 핀-관 열교환기에 비해서 열전달효율이 떨어진다.

Fig. 4는 와류발생기가 설치된 납작관형 핀-관

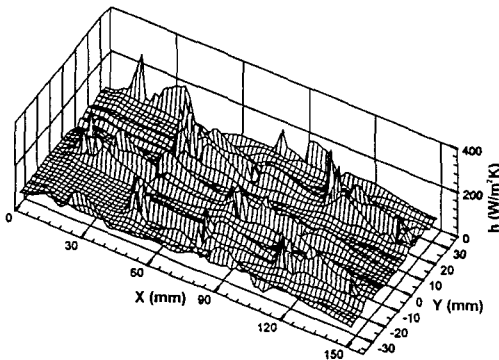
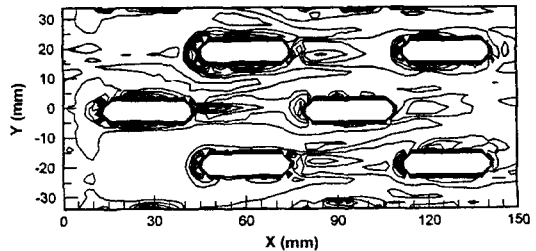


Fig. 3 Distribution of local heat transfer coefficient for fin-flat tube heat exchanger without vortex generator.



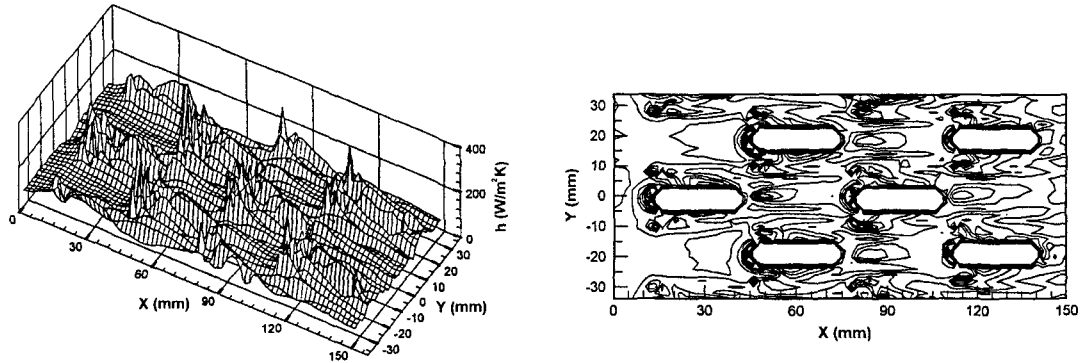


Fig. 4 Distribution of local heat transfer coefficient for fin-flat tube heat exchanger with vortex generator.

열교환기 핀에서 국소열전달계수의 변화를 보인 것이다. 말굽와류에 의한 열전달촉진에 부가해서 와류발생기에 의해 생성된 유동방향 와류에 의한 열전달촉진이 핀 전체에 걸쳐 나타나고 있음을 볼 수 있으며, 첫번째 와류발생기에 의한 와류의 영향이 두번째 와류발생기 부근까지 지속되는 것을 알 수 있다. Fig. 5는 와류발생기가 있는 경우와 없는 경우의 평균열전달계수의 변화를 비교한 것으로 와류발생기에 의한 열전달 촉진효과가 핀 전체에 걸쳐 나타나고 있다. 와류발생기가 납작관의 전면에 위치하여 말굽와류에 의한 열전달촉진과 유동방향 와류에 의한 열전달촉진이 중복되어 열전달계수의 변화가 원관형 핀-관 열교환기에 비해서 비교적 단순하다. 전체 핀 표면에서의 평균열전달계수는 와류발생기가 있는 경우가 없는 경우에 비해 40% 정도 높게 나타나고 있다.

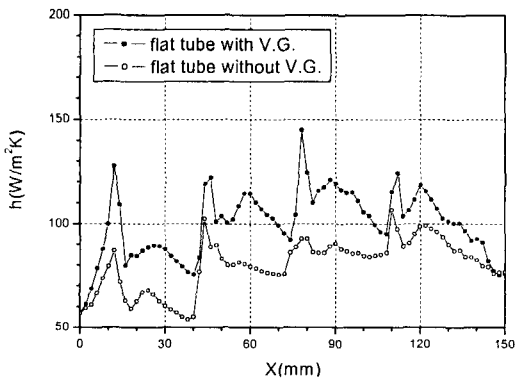


Fig. 5 Effect of vortex generator on heat transfer enhancement for fin-flat tube heat exchanger.

3. 총합열전달 특성

3.1 열교환기 시작품

총합열전달 특성시험에 사용한 열교환기 시작품은 현재 생산하고 있는 AHU용 핀-관 열교환기를 비교 대상모델로 선정하여 설계·제작하였다. Fig. 6은 AHU용 원관형 핀-관 열교환기 핀의 개략도를 보여주고 있으며, 핀의 재질은 구리이고 핀의 재질은 알루미늄 혹은 구리가 사용되고 있으나 본 연구에서는 구리로 선택하였다. 관

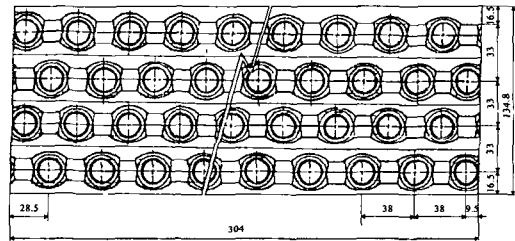


Fig. 6 Schematic of fin-circular tube heat exchanger with wavy fin.

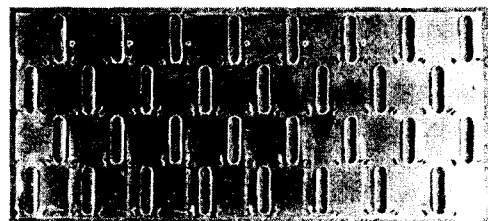


Fig. 7 Photo of fin-flat tube heat exchanger with vortex generators.

의 외경은 15.88 mm, 두께는 0.55 mm이며, 확장 후 외경은 16.35 mm이다. 핀은 파형핀(wavy fin)이 사용되고 있으며, 핀의 두께는 0.15 mm이고, 핀과 핀 사이의 피치(pitch)는 3.2 mm이다. 열교환기의 크기는 풍동 시험부 크기를 고려하여 400(W)×304(H)×134.8(D) mm로 제작하였으며, 관의 수는 32개(4열×8줄)이고 핀의 수는 124장이다.

납작관형 핀-관 열교환기 시작품은 원관형 핀-관 열교환기의 원관을 동일면적의 납작관으로 대체한 것으로, 원관형 핀-관 열교환기와 성능을 비교하기 위해서 Fig. 7에 보인 바와 같이 납작관의 중심위치와 배치방법, 핀의 크기와 간격, 관과 핀의 재료를 모두 원관형 핀-관 열교환기와 동일하게 제작하였다. 단, 핀은 파동형 핀 대신에 평평한 핀(plain fin)을 사용하였으며, 와류발생기가 없는 경우와 와류발생기가 있는 경우 두 종류를 만들었다. 와류발생기는 핀과 핀 사이의 피치와 동일하게 3.2×3.2 mm 크기의 사각날개로 만들었으며, 와류발생기를 유동방향과 45° 각도로 배치하였다.

3.2 실험장치 및 실험방법

압력손실과 총합열전달계수를 측정하기 위한 실험장치는 Fig. 8에 보인 바와 같이 물 공급장치, 풍동, 열교환기, 측정 및 제어장치로 구성되어 있

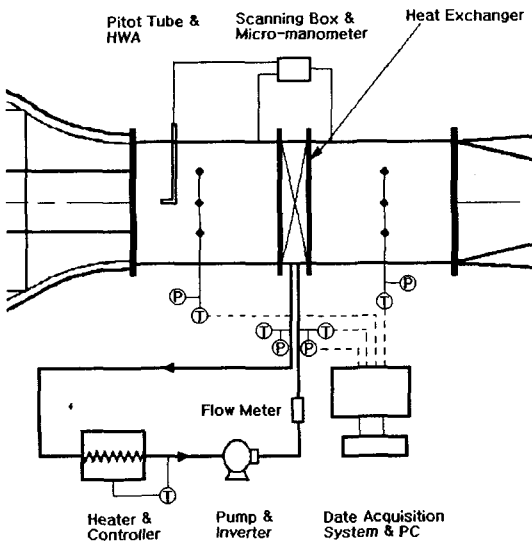


Fig. 8 Schematic of performance test apparatus of heat exchanger.

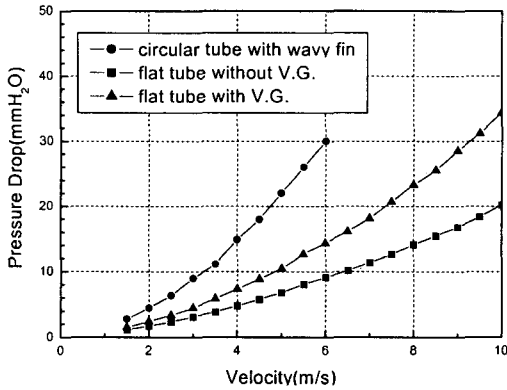
으며, 풍동에서 흡입된 차가운 공기가 열교환기의 관 내부를 흐르는 뜨거운 물의 열량을 흡수하도록 되어 있다. 물 공급장치는 항온조, 펌프, 유량계 등으로 구성되어 있으며, 항온조에는 일정한 온도를 유지하도록 온도조절기가 설치되어 있다. 온도조절기는 백금 온도센서로 항온조 내 물의 온도를 읽어들이고, 원하는 온도를 유지하도록 전기히터를 PID 제어한다. 항온조 출구로 나온 물은 펌프에 의해 순환되고, 유량계와 열교환기를 거쳐 다시 항온조 내로 들어오며, 순환펌프는 인버터에 의해서 유량이 제어된다. 풍동은 흡입형으로 축소부, 안정부, 시험부, 확대부, 팬으로 구성되어 있으며, 속도는 인버터에 의해서 조절되며, 시험부에서의 난류강도는 0.5% 미만이다. 시험부 단면의 크기는 400(W)×300(H) mm이고, 시험부 중앙에 열교환기를 설치하였다. 열교환기를 지나기 전과 지난 후의 공기의 온도를 측정하기 위해서 열교환기 앞부분과 뒷부분에 열전대를 설치하였으며, 풍속을 측정하기 위해 시험부 맨 앞에 피토크관을 설치하였다.

풍동을 가동시켜 일정속도가 되도록 조절하고, 항온조 내 물의 온도를 승온시킨 후 정상상태에 도달하면 공기측 입·출구와 물측 입·출구 온도를 측정하고, 열손실을 계산하기 위해 대기온도를 측정한다. 공기의 유속을 1m/s씩 증가시켜 가면서 측정하며, 한 열교환기에 대한 실험이 끝나면, 열교환기를 교체한 후 위 실험순서에 따라 측정을 반복한다.

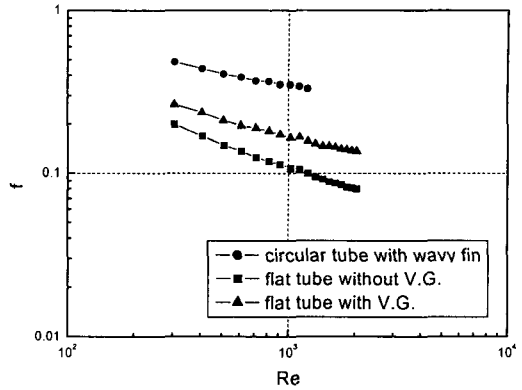
3.3 총합열전달 실험결과 및 고찰

3.3.1 압력손실

AHU에 사용되는 기존의 원관형 핀-관 열교환기와 본 연구에서 개발한 와류발생기가 설치된 납작관형 핀-관 열교환기, 와류발생기가 없는 납작관형 핀-관 열교환기에 대해서 압력손실과 열성능을 측정하여 비교·검토하였다. Fig. 9는 공기의 유속과 물의 유량을 변화시켜 가면서 측정 한 열교환기의 공기측 압력손실을 표시한 것이다. Fig. 9(a)는 압력강하를 나타낸 것으로 세 가지 열교환기 모두 유속이 증가함에 따라 압력손실이 증가하는 경향은 동일하나, 파형 핀을 갖는 원관형 핀-관 열교환기의 경우 압력손실이 매우 큰 폭으로 증가하는 것을 알 수 있다. 파형 핀을 갖는 원관형 핀-관 열교환기가 납작관형 핀-관



(a) Pressure drop



(b) Apparent friction factor

Fig. 9 Variation of pressure drop and apparent friction factor of air side.

열교환기에 비해서 압력손실이 매우 크며, 와류발생기가 설치된 납작관형 핀-관 열교환기의 경우는 와류발생기가 없는 경우에 비해서 압력손실이 약간 증가하는 것을 알 수 있다. Fig. 9(b)는 공기측 압력강하를 다음과 같이 정의된 의사 마찰계수(apparent friction factor)와 Reynolds 수의 관계로 표시한 것이다.

$$f = \frac{\Delta p}{\frac{1}{2} \rho V^2} \cdot \frac{H}{L} \quad (6)$$

$$Re = \frac{\rho V H}{\mu} \quad (7)$$

여기서 특성길이(characteristic length) H 는 핀과 핀 사이의 간격으로 3.2 mm이고, 마찰길이 L 은 핀의 유동방향 길이로 134.8 mm이며, V 는 열교환기 전면풍속이다. Reynolds 수가 증가하면서 마찰계수가 감소하며, 대수-대수 그래프(log-log scale)로 표시하였을 때 마찰계수와 Reynolds 수가 선형적인 관계를 갖는 것을 알 수 있다. 파형핀을 갖는 원관형 핀-관 열교환기의 압력손실은 와류발생기가 없는 납작관형 핀-관 열교환기에 비해서 3배로 증가하고, 와류발생기가 있는 납작관형 핀-관 열교환기에 비해서는 2배까지 증가하는 것을 알 수 있다.

3.3.2 총합열전달계수

열교환기의 열성능을 비교하기 위한 뜨거운 유체인 물에서 찬 유체인 공기가 얻은 열량은 다음

과 같이 계산하였다.

$$\dot{Q}_a = \dot{m}_a C_a (t_{a,out} - t_{a,in}), \quad \dot{m}_a = \rho V A \quad (8)$$

여기서, $t_{a,out}$ 과 $t_{a,in}$ 은 각각 열교환기 전·후의 공기의 온도를 각각 나타내고, V 는 공기의 유속이며, A 는 풍동 시험부의 단면적이다. 찬 공기가 얻은 열량은 이론적으로는 뜨거운 물이 잃은 열량과 같아야 하나 본 실험결과는 공기가 얻은 열량이 약간 낮게 측정되었다. 열량이 차이가 나는 가장 큰 이유는 물의 유량이 정확하게 측정되지 못하였기 때문이며, 열교환기의 열관성(thermal inertia)과 외부로의 열손실 등에 기인한 것으로 판단된다. 열교환기에서의 열전달량은 뜨거운 유체와 찬 유체의 온도차 및 유량에 따라 달라지기 때문에 열전달량을 열교환기의 성능을 비교하는 지표로 사용할 수 없다. 따라서 본 연구에서는 총합열전달계수와 열전달면적의 곱을 다음과 같이 계산하여 세 가지 열교환기의 열성능을 비교하였다.

$$\dot{Q}_a = (UAF)_a \Delta T_m \quad (9)$$

여기서, \dot{Q}_a 는 식(8)에서 구한 값을 사용하고, 대수평균온도차 ΔT_m 은 뜨거운 물과 냉각공기의 입구와 출구온도로부터 향류(counter flow)로 가정하여 구하였다. U 는 총합열전달계수(overall heat transfer coefficient)이고, A 는 열전달면적이며, F

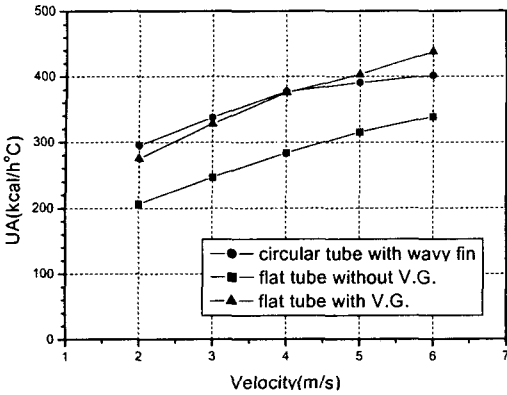


Fig. 10 Variation of UA against air velocity.

는 직교류 열교환기에 적용되는 수정인자(correction factor)로서 본 연구에서는 관이 4열 이상 이므로 1을 사용하였다. Fig. 10은 물의 온도 40 °C 물의 유량 4.9 m³/h(약 1 m/s)에서 공기의 유속변화에 따른 UA 의 변화를 나타낸 것이다. 유속이 증가함에 따라 UA 가 증가하고 있으며, 납작관형 핀-관 열교환기의 경우는 기존의 원관형 핀-관 열교환기에 비해서 열성능이 현저하게 감소한다. 그러나 납작관형 핀-관 열교환기에 와류발생기를 설치하면 열성능이 평균 30% 상승하여 파형 핀을 갖는 원관형 핀-관 열교환기와 비슷한 정도로 되며, 공기의 유속이 증가할수록 와류에 의한 열전달촉진이 활발하게 일어나서 와류발생기의 효과가 커지는 것을 알 수 있다.

Fig. 11은 공기의 유속 대신에 송풍기 동력(fan power)에 따른 열성능을 비교한 것으로 송풍기 동력(P)은 다음과 같이 구하였다.

$$P = \Delta P \cdot Q = \Delta P \cdot (VA) \quad (10)$$

여기서, ΔP 는 공기측 압력손실이고, Q 는 공기의 유량이다. 동일 동력에서 비교하면 와류발생기가 달린 납작관형 핀-관 열교환기가 파형 핀을 갖는 원관형 핀-관 열교환기에 비해서 열성능이 12% 증가하였으며, 파형 핀이 아닌 평평한 핀을 사용한 원관형 핀-관 열교환기와 비교하면 열성능향상이 훨씬 클 것으로 예상된다. 또한 와류발생기가 없는 납작관형 핀-관 열교환기와 비교해서 열성능이 29% 증가하였으며, 따라서 와류발생기의

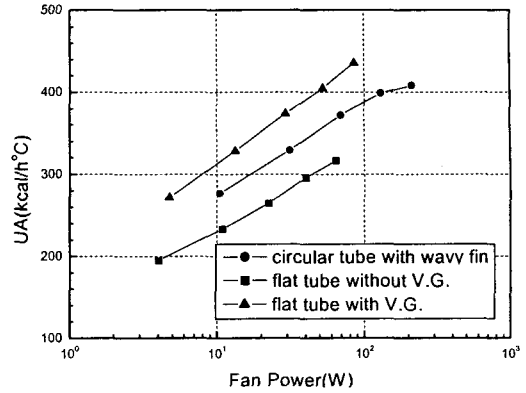


Fig. 11 Variation of UA against equivalent fan power.

열전달 촉진효과가 매우 우수함을 알 수 있다.

4. 결 론

납작관형 핀-관 열교환기의 국소 및 총합열전달 특성을 연구하고, 와류발생기의 열전달 촉진효과를 분석하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 납작관형 핀-관 열교환기에서 자연적으로 생성되는 말굽와류와 와류발생기에 의해서 인위적으로 만들어 주는 유동방향 와류에 의한 열전달 촉진효과가 뚜렷하게 나타났다.

(2) 와류발생기가 설치된 납작관형 핀-관 열교환기는 와류발생기가 없는 납작관형 핀-관 열교환기에 비해서 핀에서의 대류열전달계수가 40% 정도 증가하였다.

(3) 와류발생기가 설치된 납작관형 핀-관 열교환기는 와류발생기가 없는 납작관형 핀-관 열교환기에 비해서 압력손실이 50% 정도 증가하지만, 파형 핀을 갖는 원관형 핀-관 열교환기에 비해서는 압력손실이 반 정도로 감소하였다.

(4) 와류발생기가 설치된 납작관형 핀-관 열교환기는 파형 핀을 사용한 원관형 핀-관 열교환기에 비해서 동일 송풍기 동력당 열성능이 12% 정도 증가하고, 와류발생기가 없는 납작관형 핀-관 열교환기에 비해서는 약 29% 증가하였다.

후 기

본 연구는 산업자원부에서 시행한 에너지절약 기술개발사업과 한국과학재단 지정 선문대학교

공조기술연구센터의 지원에 의해 수행되었으며, 이에 관계자 여러분께 감사드립니다.

참고문헌

1. Kays, W. M. and London, A. L., 1964, Compact Heat Exchangers, McGraw-Hill.
2. Tiggelbeck, S., Mitra, N. K. and Fiebig, M., 1994, Comparison of wing-type vortex generators for heat transfer enhancement in channel flows, J. of Heat Transfer, Vol. 116, pp. 880-885.
3. Biswas, G., Mitra, N. K. and Fiebig, M., 1994, Heat transfer enhancement in fin-tube heat exchangers by wingleet type vortex generators, Int. J. of Heat Mass Transfer, Vol. 37(2), pp. 283-294.
4. Yoo, S. Y., Goldstein, R. J. and Chung, M. K., 1993, Effects of angle of attack on the mass transfer from a square cylinder and its base plate, Int. J. of Heat and Mass Transfer, Vol. 36(2), pp. 371-381.
5. Yoo, S. Y., Park, D. S., Chung, M. H. and Lee, S. Y., 2002, Heat transfer enhancement for fin-tube heat exchanger using vortex generators, KSME Int. J., Vol. 16, No. 1, pp. 109-115.
6. Ambrose, D., Lawrenson, I. J. and Sparke, C. H. S., 1975, The vapor pressure of naphthalene, J. of Chemical Thermodynamics, Vol. 7, pp. 1173-1176.
7. Cho, K., 1989, Measurement of diffusion coefficient of naphthalene into air, Ph.D Thesis, State University of New York.