

레이놀즈 수가 낮은 영역에서 와류발생기를 적용한 핀-관 열교환기 성능평가

곽 경 민[†], 송 길 달^{*}

경일대학교 기계자동차학부, ^{*}일본 요코하마 국립대학교 기계공학과

Performance Evaluation of Finned Tube Heat Exchanger with Vortex Generators in a Low Reynolds Number Regime

Kyung-Min Kwak[†], Gil-Dal Song^{*}

School of Mechanical and Automotive Engineering, Kyungil University, Gyeongsan 712-701, Korea

^{}Department of Mechanical Engineering, Yokohama National University, Yokohama 240-8501, Japan*

(Received September 14, 2005; revision received January 4, 2006)

ABSTRACT: The present paper reports the method for evaluation of heat-transfer performance of finned tube heat exchangers in a low Reynolds number regime ($Re=160\sim 800$) and also reports the data of heat transfer and pressure loss taken from a finned tube heat exchanger with/without vortex generators (VGs) installed as a heat-transfer enhancement device. The evaluation is based on the modified single blow method conducted in a specially designed low Reynolds number duct. Three different test core geometries, i.e., fin only, fin-tube without VGs and that with VGs, are studied here. The data of heat transfer and pressure loss taken from the fin only geometry agree well with the empirical correlations, thus validating the present method as used for low Reynolds number regime. The data taken from the finned tube geometries with and without VGs are presented and compared to examine the effect of VGs in the low Reynolds number regime.

Key words: Low Reynolds number(저 레이놀즈 수), Heat transfer enhancement(열전달 촉진), Pressure loss(압력강하), Finned tube heat exchanger(핀-관 열교환기)

기 호 설 명

D : 원형관 직경 [mm]
 D_h : 시험부 입구 기준의 수력직경 [mm]
 f : Fanning 마찰계수
 Gr : Grashof 수

H : fin 피치 [mm]
 h : 열전달계수, 와류발생기의 높이 [mm]
 j : j -factor
 K_c : 시험부 입구의 손실계수
 K_e : 시험부 출구의 손실계수
 L : 시험부 길이 [mm]
 Nu : Nusselt number
 ΔP : 시험부의 압력강하 [Pa]
 Pr : Prandtl 수
 Q_w : 가열부에서 발열해야 하는 열량 [W]

[†] Corresponding author

Tel.: +82-53-850-7131; fax: +82-53-850-7601

E-mail address: kmkwak@kiu.ac.kr

- Re_{D_i} : 수력직경을 기준으로 한 Reynolds 수
 Ri : Richardson 수 [Gr/Re^2]
 T : 온도 [K]
 V : 공기속도 [m/s]
 X : 와류발생기의 chord 길이 [mm]

그리스 문자

- α : 받음각(attack angle) [deg]
 δ : 핀 두께 [mm]
 θ : 원형관 정체점에서의 중심각 [deg]
 x : 열전도계수 [W/m K]
 ν : 동점성계수 [m^2/s]
 ρ : 공기밀도 [kg/m^3]

하첨자

- c : 시험부의 최소단면
 f : 공기
 m : 평균
 s : 표면

1. 서 론

밀집형 열교환기는 가정용 및 산업용 공기조화기, 발전 플랜트 등을 비롯한 많은 공학적 응용에 이용되고 있으며, 열교환기의 성능을 향상시키기 위해서 다양한 열전달 촉진 방법을 적용하여 개발되어 왔다. 그중에서 핀과 공기 사이의 열전달 촉진을 증가시키기 위한 하나의 방법으로서 핀 표면에 와류발생기(vortex generator)를 부착하여 유동와류에 의한 열전달 촉진 연구가 진행되어 왔다.⁽¹⁻³⁾ 그러나 열전달 촉진을 위한 대부분의 연구 범위가 Reynolds 수가 큰 작동조건에서 이루어졌으며, Reynolds 수가 작은 영역(일반적으로 $Re=100\sim 500$)에서의 열전달 촉진에 관한 실험적 자료는 상대적으로 부족한 실정이다. 이는 열교환기의 열전달 성능을 Reynolds 수가 작은 영역에서도 정확하게 평가할 수 있는 실험적 방법의 부족함이 하나의 이유로 설명될 수 있다.

최근 핀-관 열교환기(finited tube heat exchanger)는 고밀도화, 구동동력의 절약 및 저소음 등의 요구에 대응하여 Reynolds 수가 점점 작아지는 유동조건을 가지게 된다. 따라서 Reynolds

수가 작은 영역에서의 핀-관 열교환기의 성능향상을 위해서는 효과적인 열전달 촉진 기법이 필요하며, 하나의 방법으로서 핀 측에 와류발생기를 부착한 열전달 촉진 기법을 적용하여 Reynolds 수가 낮은 영역에서의 열전달 촉진을 기대할 수 있다. 여러 개의 핀과 관으로 조합된 핀-관 열교환기에서 핀 측으로 유동이 유입될 때, 관의 주위로 형성되는 말굽와류(horseshoe vortex)에 의해 핀의 열전달을 촉진시키지만, 관 후류 재순환 영역의 핀 표면에서는 열전달이 억제되고 관의 형상항력(form drag)에 의해 압력강하가 증가되는 것으로 알려져 있다.^(1,2) 특히 Reynolds 수가 작을수록 관의 후류영역은 핀 표면의 더 넓은 지역에서 분포되는 특징이 있다. 이에 본 연구자는 새로운 열전달 촉진 기법으로서 Common flow up 형상의 와류발생기를 제안한 바 있으며, 3열 핀-관 열교환기에서 원형관 후류의 적절한 위치에 배치하여 와류발생기에 의한 열교환기의 성능을 효과적으로 향상시킬 수 있었다.⁽⁴⁾ 이때 열전달 성능평가방법은 개량 단발 송풍온도변화법(Modified single-blow method)을 사용하였으며, Reynolds 수의 범위는 시험부 입구에서의 수력직경을 기준으로 하여 300~2,100이며, 상대적으로 Reynolds 수가 작은 영역에서 와류발생기에 의한 열전달 촉진 효과가 크게 나타났다. 그러나 Reynolds 수가 비교적 낮은 영역에서 개량 단발 송풍온도변화법에 의해 열전달 성능을 정확히 평가하기 위해서는 가열부에 의한 자연대류의 영향이 최소화되어야 하지만, 이전의 연구⁽⁴⁾에서는 이에 대한 연구가 충분히 고려되지 않았다. 또한 이전의 연구에서는 Common flow up 형상의 와류발생기를 3열 핀-관 열교환기에서만 평가하였으나, 좀더 다양한 와류발생기의 기초자료를 확보하기 위해서는 와류발생기의 기하학적 형상변화 및 관군 수의 변화 등을 고려할 필요성이 대두되었다.

이에 본 연구에서는 Reynolds 수가 500 이하를 대상으로 해서 Reynolds 수가 낮은 영역에서의 개량 단발 송풍온도변화법에 의한 열전달 실험의 신뢰성을 향상시킬 수 있도록 실험방법을 보완하고자 하며, 또한 보완된 실험방법을 토대로 선행 연구자들에 비해서 비교적 낮은 Reynolds 수 범위인 160~800을 대상으로 2열 핀-관 열교환기에 부착된 와류발생기의 성능을 평가하고자 한다.

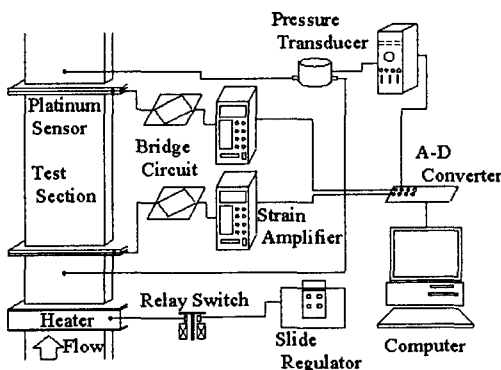
2. 실험장치 및 시험부

2.1 실험장치

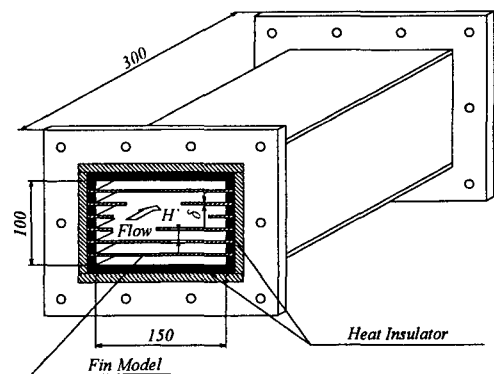
열전달 표면에서의 성능평가에 관한 새로운 기법이 Liang and Yang⁽⁵⁾에 의해 제안되고 Mochizuki et al.⁽⁶⁾이 개선한 개량 단발 송풍온도변화법을 바탕으로 하여 열교환기의 열전달계수를 평가할 수 있는 실험장치를 나타내었다. 실험장치는 크게 송풍기, 가열부, 시험부 및 측정부 등으로 구성된 개방형 풍동실험장치이다. 3.3 kW 용량의 송풍기는 공기의 속도를 조절하기 위해 설치된 인버터에 의해 구동되며, 시험부는 150×100×300 mm(폭×깊이×길이)의 제원을 가지며 수직으로 설치되었다. 공기유동은 Fig. 1(b)과 같이 하나의 시험부 내에서 핀과 핀 사이의 공간으로 흐르게 된다. 공기유량 측정은 시험부 출구 이후의 지점에 설치된 초음파 유량계로 측정하였으며, 이때 시험부 입구에서의 평균속도로 환산하면 0.1~1.2 m/s의 범위이다. 공기유동의 온도는 온도 응답에 민감한 0.03 mm 직경의 백금선을 시험부 입·출구의 단면적 전체에서 격자형태로 구성하여 각각 설치하였고, 이로부터 출력된 저항은 평균온도로 환산하여 사용하였다. 시험부의 압력강하는 시험부 입·출구 지점에서 피토관을 사용하여 측정하였다. 시험부 입구로 가열된 공기온도를 공급하기 위해서는 시험부 입구 전에 가열부가 필요하며 이것은 개량 단발 송풍온도변화법에서 가장 중요한 인자 중의 하나이다.^(5,6) 가열부는 상온의 공기온도를 요구되는 온도조건(일반적으로 상온보다 10~20 K 높음)으로 신속히 가열해야 하고, 또한 공기속도 및 온도교란치가 최소화되어야 한다. 선행 연구⁽⁴⁾에 사용된 가열부는 저항에 의해 직접 발열하는 폭이 20 mm, 두께가 0.2 mm의 스테인레스 강 포일(stainless steel

저자 등의 연구⁽⁴⁻⁷⁾에 자세히 언급되어 있다.

Fig. 1(a)는 Mochizuki et al.⁽⁶⁾이 개선한 개량 단발 송풍온도변화법을 바탕으로 하여 열교환기의 열전달계수를 평가할 수 있는 실험장치를 나타내었다. 실험장치는 크게 송풍기, 가열부, 시험부 및 측정부 등으로 구성된 개방형 풍동실험장치이다. 3.3 kW 용량의 송풍기는 공기의 속도를 조절하기 위해 설치된 인버터에 의해 구동되며, 시험부는 150×100×300 mm(폭×깊이×길이)의 제원을 가지며 수직으로 설치되었다. 공기유동은 Fig. 1(b)과 같이 하나의 시험부 내에서 핀과 핀 사이의 공간으로 흐르게 된다. 공기유량 측정은 시험부 출구 이후의 지점에 설치된 초음파 유량계로 측정하였으며, 이때 시험부 입구에서의 평균속도로 환산하면 0.1~1.2 m/s의 범위이다. 공기유동의 온도는 온도 응답에 민감한 0.03 mm 직경의 백금선을 시험부 입·출구의 단면적 전체에서 격자형태로 구성하여 각각 설치하였고, 이로부터 출력된 저항은 평균온도로 환산하여 사용하였다. 시험부의 압력강하는 시험부 입·출구 지점에서 피토관을 사용하여 측정하였다. 시험부 입구로 가열된 공기온도를 공급하기 위해서는 시험부 입구 전에 가열부가 필요하며 이것은 개량 단발 송풍온도변화법에서 가장 중요한 인자 중의 하나이다.^(5,6) 가열부는 상온의 공기온도를 요구되는 온도조건(일반적으로 상온보다 10~20 K 높음)으로 신속히 가열해야 하고, 또한 공기속도 및 온도교란치가 최소화되어야 한다. 선행 연구⁽⁴⁾에 사용된 가열부는 저항에 의해 직접 발열하는 폭이 20 mm, 두께가 0.2 mm의 스테인레스 강 포일(stainless steel



(a) Experimental apparatus



(b) Test core

Fig. 1 Schematic diagram of experimental apparatus and test core.

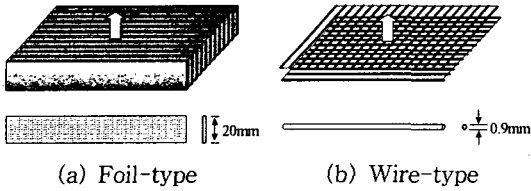
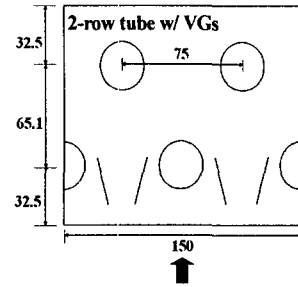


Fig. 2 The comparison of two heaters.

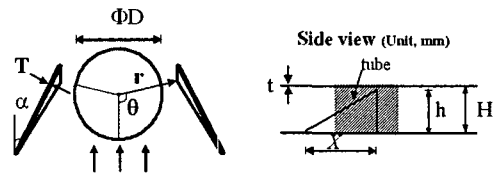
foil)로서 시험부 입구의 전 단면에서 일정 간격으로 조밀히 배치시켰다. 그러나, 본 연구에서 고려하고 있는 Reynolds 수가 작은 영역인 경우, 포일을 통과하는 공기속도는 작아서 포일 표면을 따라 자연대류의 영향이 증가하게 되며, 이것은 유체의 유동속도 및 온도분포가 시험부로 균일하게 흐르지 못하는 요인으로 작용할 수 있다. 이러한 영향을 최소화하기 위해 본 연구에서는 스테인레스 강 포일 대신에 0.9mm 직경의 니크롬 와이어(nichrome wire)를 사용한 가열부를 제작하였으며, 이때 와이어의 피치는 2mm이며 격자 형태로 구성되었다. 가열부의 개략도를 Fig. 2에 나타내었다.

2.2 시험부

시험부는 Fig. 1(b)을 변화시켜 Reynolds 수가 작은 영역에서 실험방법의 신뢰성을 평가하기 위해 수행된 단지 핀으로만 구성된 시험부, 핀-관 열교환기에서 핀 표면에 원형관이 부착된 시험부, 핀 표면에 원형관과 와류발생기가 같이 부착된 시험부의 3가지 형태로 실험에 평가하였다. 각각의 시험부에 유입되는 유동은 가열된 상태로 시험부 내로 유입되면서 핀과 핀 사이의 공간에 흐르게 되며 핀과의 열전달 과정을 수행한 후 시험부 출구로 빠져나가게 된다. Fig. 1(b)과 같이 실험방법의 신뢰성을 평가하기 위한 시험부는 핀의 두께(δ) 0.3mm의 알루미늄 평판 18장으로 구성되며, 핀의 높이(H)는 5.0mm로 일정하게 유지시키면서 유동방향으로 평행하게 설치하였다. Fig. 3에서와 같이, Fig. 1(b)의 핀 유로 사이에 원형관이 부착된 시험부는 직경 27mm, 높이 5.0mm의 아크릴로 제작된 원형관을 사용하였으며, 원형관은 유동방향으로 2열의 어긋나기형 배열(staggered arrangement)로 핀과 핀 사이의 표면에 설치되었다. 원형관의 종방향 및 횡방향의 피치는 각각



(a) Geometric arrangements of test core



(b) The configuration of winglet

Fig. 3 Schematic diagram of test core for finned tube bundles.

65.1mm와 75.0mm이다. 여기에 와류발생기의 성능을 평가할 목적으로 배치시킨 Common flow up 형상의 와류발생기는 삼각형 형태로 제작되어 1열 원형관의 주위에서 횡방향으로 배치시켰으며, 길이(X), 높이(h) 및 받음각(attack angle, α)이 각각 27mm($h/X=0.17$), 4.5mm($h/H=0.9$) 및 15°의 형상이다. 0.3mm 두께의 백크라이트(bakelite)로 제작된 와류발생기는 원형관의 정체점으로부터의 중심각(θ)이 102.5°이며, 와류발생기의 후연과 원형관 중심각 사이의 거리(r)는 21.3mm인 지점에 배치하였다.

2.3 데이터 환산

열전달계수 및 압력강하는 Reynolds 수를 변수로 하여 각각 무차원 형태인 Colburn factor(j)와 Fanning factor(f)의 식으로 각각 나타내었다.

$$j = \frac{Nu}{Re_{D_h} \cdot Pr^{1/3}}$$

$$Nu = \frac{h_m \cdot D_h}{k_f} \tag{1}$$

$$Re_{D_h} = \frac{V_c \cdot D_h}{\nu_f}$$

$$f = \frac{D_h}{4L} \left\{ \frac{2\Delta P}{\rho V_c^2} - (K_c + K_e) \right\} \quad (2)$$

여기서, K_c 와 K_e 는 각각 시험부 입·출구의 손실계수로서 Kays and London⁽⁸⁾에 제시된 0.82 및 -0.73값을 각각 사용하였다.

3. 실험결과 및 고찰

3.1 실험방법의 신뢰성 보완

개량 단발 송풍온도변화법에 의한 열전달 성능 평가시 시험부 입구 전방에 설치된 가열부에 의해서 가열된 공기는 균일한 유속과 온도편차 없이 시험부 입구로 유입해야 한다. 이때 시험부 입구로 유입되는 공기가 Reynolds 수가 큰 경우에는 가열부에 의한 자연대류의 영향은 크지 않지만 공기의 Reynolds 수가 작은 경우에는 자연대류 영향이 존재하게 되어 실험결과와 신뢰성에 영향을 미칠 수 있다. 앞서 언급한 바와 같이, 선행 연구⁽⁴⁾에서 사용된 가열부는 스테인레스 강 포일로 가열하는 방식이었으나, 본 연구에서는 스테인레스 강 포일과 니크롬 와이어를 사용한 가열방식을 비교하여 자연대류의 영향이 최소가 되는 방식을 선정하고자 한다. 가열부에 의한 자연대류의 영향은 리차드선 수(Richardson number, $Ri = Gr/Re^2$)로 평가할 수 있으며 그 결과를 Table 1에 나타내었다. 여기서, Gr는 자연대류에 사용되는 Grashof 수이며, 가열부의 특성길이 3승에 비례하여 증가한다. 즉, Reynolds 수에서 자연대류의 영향을 줄일 수 있는 가장 간단한 방법으로 가열부의 특성길이를 가능한 작게 만드는 것이 필요하며, 와이어 방식은 가열부의 특성길이(0.9 mm)가 포일방식(20 mm)에 비해 상대적으로 작다. Q_w 는 유량증가에 따른 가열부에서의 발열해야 하는 열량(상온의 유체를 10K 높이는데 필요한 열량)을 의미한다. 주어진 열량조건에서 가열부의 표면

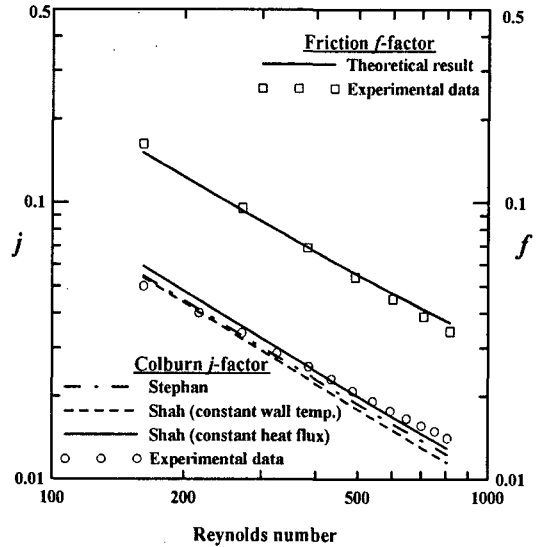


Fig. 4 Comparison of j and f -factors for the parallel plate type test core.

적과 기존의 대류 열전달 상관식을 적용하면 와이어와 포일의 표면온도, T_s 를 계산할 수 있다. 가열부의 표면온도는 동일한 열, 유동조건에서 와이어 방식이 크게 나타났다. 가열부의 표면온도 및 특성길이를 이용하여 Grashof 수로 나타낼 수 있으며, 최종적으로 리차드선 수로 평가하여 두 가열부의 자연대류의 영향을 제시하였다. Reynolds 수가 감소함에 따라 가열부의 리차드선 수는 증가하고 있으며, 리차드선 수는 포일 방식인 경우 0.42~0.011, 와이어 방식인 경우 0.029~0.001의 범위로 나타났다. 와이어 방식에 의한 리차드선 수는 포일 방식에 비하여 최소한 한 차수 낮은 크기를 보여주며, 자연대류의 영향이 더 작음을 알 수 있다. 이러한 결과를 바탕으로 본 연구에서는 공기를 가열하는 가열부를 와이어 방식으로 적용하여 열교환기의 성능평가에 이용되었다.

Fig. 4는 실험방법의 신뢰성 평가를 위해 단차 핀 유로로만 구성된 시험부(Fig. 1(b))에서 열전

Table 1 Summary of heating conditions for both wire type and foil type heaters

Heater type	Wire	Foil	Wire	Foil	Wire	Foil	Wire	Foil	Wire	Foil
Re_{D_h}	100		200		300		400		500	
Q_w [W]	28.6	28.6	57.2	57.2	85.8	85.8	114.5	114.4	228.9	228.8
T_s [°C]	48.6	36.3	59.6	38.9	68.9	40.9	77.1	42.6	105.0	47.8
Ri	0.029	0.420	0.010	0.122	0.005	0.060	0.003	0.036	0.001	0.011

달 성능 및 압력강하를 평가한 실험결과와 일반적으로 층류유동에서 제안하고 있는 선행 연구의 Shah^(9,10)의 해석결과 및 Stephan⁽¹¹⁾의 경험식을 함께 나타내었다. Shah 식에 의한 해석결과의 j -factor는 일정 벽면온도 경계조건(constant wall temperature)과 일정 열유속 경계조건(constant heat flux)을 기준으로 하였다. j -factor 실험의 경우 편 효율은 약 90%를 나타내었다. 실험에서의 f -factor 및 j -factor는 선행 연구의 결과에 비교적 잘 일치하고 있다. 다만 j -factor는 Reynolds 수의 변화에 따라 실험결과와 선행연구 결과와의 기울기는 약간 다른 경향을 보이고 있다. 이것은 Shah 식의 해석모델에서는 일정 벽면온도 및 일정 열유속 경계조건에서의 결과이고, 실험에서는 시험부가 일정 열전달계수(constant heat-transfer coefficient) 조건으로 간주되어 실험과 해석 모델과의 열 경계층의 차이에 의한 요인으로 생각된다. 또한 Shah 식과 Stephan 식에서 고려된 유동은 완전발달 유동이지만, 실험에서는 시험부에 유입되는 유동의 입구영역이 존재하게 되며 이 역시 기울기 차이의 또 다른 요인으로도 고려할 수 있다. 이상으로 가열부에 의한 자연대류의 영향을 최소화해서 Reynolds 수가 낮은 영역에서의 열교환기의 성능평가방법에 대한 신뢰성을 확인하였다.

3.2 와류발생기의 성능평가

시험부 입구의 수력직경을 기준으로 한 Reynolds 수가 160~800범위에서 핀-관 열교환기의 성능향상을 위하여 와류발생기를 부착하여 성능을 평가하였다. Fig. 5는 단지 핀으로만 구성된 시험부, 핀 표면에 원형관이 부착된 시험부 및 핀 표면에 원형관과 와류발생기가 같이 부착된 시험부의 j -factor와 f -factor를 함께 나타내었다. Reynolds 수가 증가함에 따라 시험부의 j -factor와 f -factor는 감소하는 일반적인 경향을 보이고 있다.

이때 주목할 점은 Reynolds 수가 500 이하에서 핀 표면에 원형관이 부착된 시험부의 열전달 성능(j -factor)이 단지 핀으로만 구성된 시험부의 성능보다 작다는 것이다. 이는 Reynolds 수가 작은 영역에서는 핀-관 열교환기에서 핀 측으로 유동이 유입될 때, 관의 주위로 형성되는 말굽와류에 의한 핀 열전달 촉진보다 관 후류 재순환 영역의

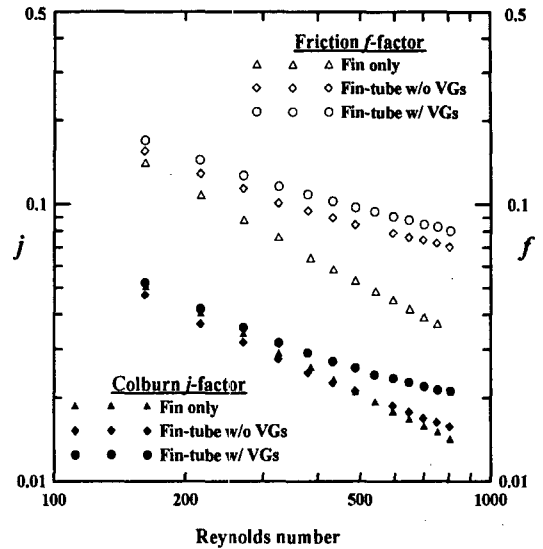


Fig. 5 Performance test results for finned tube geometries w/ and w/o VGs.

핀 열전달 역제가 더 크다는 것으로 유추할 수 있다. 또한 이 영역에서는 원형관에 의한 형상항력이 증가하게 되어 핀으로만 구성된 시험부보다 압력강하가 증가하게 된다. 따라서 핀-관 열교환기에서 특히 Reynolds 수가 작은 영역에서의 열전달 촉진의 필요성이 제기되었으며, 본 연구에서는 Common flow up 형상의 와류발생기를 원형관 주위에 배치하여 열교환기의 성능을 향상하고자 하였다. 와류발생기가 부착된 원형관 시험부는 와류발생기가 없는 원형관에 비해 j -factor는 11~34% 증가하였고, f -factor는 9~15% 증가하면서 압력강하의 증가치가 열전달 촉진에 비해 상대적으로 작게 나타났다. Common flow up 형상의 와류발생기는 선행 연구에서 언급한 바와 같이,⁽⁴⁾ 와류발생기가 원형관 주위에 적절히 놓여 있을 때 와류발생기와 원형관 사이의 유로는 가속유동을 유발시키게 되고, 그 결과로서 원형관의 박리점을 후류지점으로 이동시킬 수 있다. 따라서 가속유동에 의한 효과는 원형관 뒤의 재순환 영역을 줄이게 되어 형상항력을 줄이는 효과와 후류지점에서의 열전달 촉진을 동시에 가져올 수 있다. 이상의 결과를 토대로 본 연구에 사용된 와류발생기를 핀-관 열교환기에 부착하여 Reynolds 수가 작은 영역에서의 핀의 성능을 효과적으로 증가시킬 수 있음을 확인하였다.

4. 결 론

개량 단발 송풍온도변화법에 의하여 열교환기의 열전달 성능을 평가하는 경우 Reynolds 수가 낮은 유동조건에서는 가열부에 의한 자연대류의 영향을 최소화하여야 하며, 본 연구에서는 와이어 방식에 의한 가열부를 사용하여 열교환기의 열전달 성능이 해석결과와 잘 일치하는 실험결과를 얻었다. 이로부터 Reynolds 수가 낮은 영역에서의 열전달 성능을 평가할 수 있는 실험방법의 신뢰성을 제시하였다.

핀-관 열교환기에서 핀 축으로 유입되는 유동이 Reynolds 수가 작아지게 되면 단지 핀으로만 구성된 유로에서의 열전달 성능과 압력강하보다 오히려 불리하게 나타났다. 이때 Common flow up 형상의 와류발생기를 원형관 주위에 부착하면 열전달 성능은 11~34% 증가하고, 압력강하는 9~15% 증가하면서 압력강하의 증가치는 열전달에 비해 상대적으로 작게 나타났다. 이상의 결과로부터 본 연구에서 수행된 와류발생기의 배치를 Reynolds 수가 작은 영역에서 운전되는 핀-관 열교환기에 적절히 잘 활용하면 압력강하 증가치가 크지 않고 열전달을 촉진시킬 수 있는 유용한 열전달 장치로 사용할 수 있으리라 사료된다.

참고문헌

1. Fiebig, M., Mitra, N. and Dong, Y., 1990, Simultaneous heat transfer enhancement and flow loss reduction of fin-tubes, Proc., 9th Int. Heat Transfer Conference 4, Jerusalem, pp. 51-55.
2. Fiebig, M., 1995, Vortex generators for compact heat exchangers, Journal of Enhanced Heat Transfer, Vol. 2, Nos. 1-2, pp. 43-61.
3. Fiebig, M., Valencia, A. and Mitra, N. K., 1994, Local heat transfer and flow losses in fin-and-tube heat exchangers with vortex generators: a comparison of round and flat tubes, Experimental Thermal and Fluid Science, Vol. 8, pp. 35-45.
4. Kwak, K. M., Torii, K. and Bai, C. M., 2003, Performance evaluation in fin-tube heat exchanger by tow-in winglet pairs (in Korean), Korean J. of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 15, No. 2, pp. 87-94.
5. Liang, C. Y. and Yang, W. J., 1975, Modified single-blow technique for performance evaluation on heat transfer surfaces, Trans. ASME, Journal of Heat Transfer, Vol. 97, No. 1, pp. 16-21.
6. Mochizuki, S., Yagi, Y. and Yang, W. J., 1998, Advances in single-blow method for performance evaluation of heat transfer surfaces, Pro. of 2nd Int. Symp. on Heat Transfer 1, Beijing, China, pp. 284-291.
7. Park, B. K., Hong, T. and Park, S. H., 1999, Performance evaluation technique of a heat exchanger using a transient response analysis (in Korean), Korean J. of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 11, No. 1, pp. 81-90.
8. Kays, W. M. and London, A. L., 1964, Compact Heat Exchangers, 2nd ed., McGraw-Hill, New York, Chap. 5.
9. Shah, R. K., 1975, Thermal entry length solutions for the circular tube and parallel plates, Proc. Natl. Heat Mass Transfer Conf., 3rd, Indian Inst. Technol., Bombay, Vol. I. Pap. No. HMT-11-75.
10. Shah, R. K., 1978, A correlation for laminar hydrodynamic entry length solutions for circular and noncircular ducts, J. Fluids Eng 100, pp. 177-179.
11. Stephan, K., 1959, Wärmeübergang und Druckabfall bei nicht ausgebildeter Laminarströmung in Röhren und in ebenen Spalten, Chemie-Ing.-Techn. 31-12, pp. 773-779.