

휨-관 열교환기에 있어서 각종 휨 형상의 성능 특성에 관한 실험적 연구

Experimental study of performance characteristics of various fin types for fin-tube heat exchanger

윤 백*, 김 영 생*, 박 환 영*, 박 현 연*
 B. Youn, Y. S. Kim, H. Y. Park, H. Y. Park

Key words: Fin-tube heat exchanger(휨-관 열교환기), Wave-slit fin(웨이브-슬릿 휨), Slit fin(슬릿 휨), Louver fin(루버휨), Heat transfer coefficient(열전달계수), Pressure drop(압력강하)

ABSTRACT

Air side heat transfer and pressure drop for $\phi 9.52$ fin-tube heat exchanger with various types of slit and louver fins were measured, and compared with wave-slit fin. Longitudinal and transverse tube spacings of the heat exchangers are 21.65 mm and 25 mm respectively. Actual heat exchanger was tested using water, and the tests were performed for 2 row heat exchangers with 3 different fin spacings, 1.3, 1.5 and 1.7 mm. The overall performance of the enhanced fins was evaluated by comparing heat transfer coefficient with respect to fan power.

기 호 설 명

<p>A : 전열면적 [m^2]</p> <p>A_{min} : 공기의 최소자유유동면적 [m^2]</p> <p>c_p : 정압비열 [$J/kg^\circ C$]</p> <p>A_{min} : 최소자유유동면적 [m^2]</p> <p>d_o : 원칼라를 포함한 관 외경 [m]</p> <p>d_h : 수력직경 [m]</p> <p>f : Fanning 마찰계수</p> <p>G_{max} : A_{min}을 통한 최대질량유속 [kg/m^2s]</p> <p>h : 열전달계수 [$W/m^2^\circ C$]</p> <p>H : 열교환기 높이 [m]</p> <p>j : Colburn j-factor</p> <p>k : 열전도율 [$W/m^\circ C$]</p> <p>L : 열교환기의 공기 유동 방향 길이 [m]</p>	<p>\dot{m} : 질량유량 [kg/s]</p> <p>N_R : 열수</p> <p>Nu : Nusselt 수</p> <p>ΔP : 공기 압력강하 [Pa]</p> <p>p_f : 휨 간격 [m]</p> <p>Pr : Prandtl 수</p> <p>Q : 전열량 [W]</p> <p>Re : Reynolds 수</p> <p>S_L : 관의 열간격 [m]</p> <p>S_T : 관의 단간격 [m]</p> <p>T : 온도 [$^\circ C$]</p> <p>t_f : 휨 두께 [m]</p> <p>U : 총괄열전달계수 [$W/m^2^\circ C$]</p> <p>W : 열교환기 폭 [m]</p> <p>u : 유속 [m/s]</p>
---	---

그리스 문자

- μ : 점도 [kg/ms]
- n_s : 표면 효율
- ρ : 밀도 [kg/m³]

하첨자

- a* : 공기
- c* : 집축면
- fr* : 전면
- in* : 입구
- out* : 출구
- r* : 물

1. 서 론

최근 국내에서는 공조기용 환-관 열교환기의 열전달 촉진 환에 대한 연구가 매우 활발하게 진행되고 있다. 국내에서는 가정용 공조기 열교환기로 판 외경 기준으로 $\phi 7$ 와 $\phi 9.52$ 열교환기가 일반적으로 가장 널리 이용되고 있으며, $\phi 7$ 는 주로 중소 용량 실내기에, $\phi 9.52$ 는 대용량 실내기 및 대부분의 실외기에 적용되고 있다. 따라서 주로 중대용량을 선호하는 국내 시장 상황에서 $\phi 9.52$ 열교환기의 수요가 $\phi 7$ 에 대한 수요를 훨씬 앞지르고 있다. 본 연구에서는 여러 가지 형태의 $\phi 9.52$ (확관 후 $\phi 10.07$) 슬릿(slit) 및 루버(louver) 환에 대한 실험을 통하여 그 성능을 비교 검토하고자 한다.

환-관 열교환기를 설계하는데 있어서 적정 사양을 결정하기 위해서는 공기측과 냉매측 열전달 계수 및 압력강하를 필수적으로 알아야 한다. 공기측 열전달 계수 및 압력강하는 환의 형상에 따라 결정되는 변수이며 또한 환 사이즈, 관과 환 사이의 열간격 및 단간격, 환간격 및 열수 등의 형상변수에 따라서도 달라진다.

일반적으로 열전달을 촉진시키기 위하여 슬릿, 루버, 웨이브 등의 다양한 환 형상이 이용되고 있으며 이와 같은 열전달 촉진 환에 대한 연구가 활발하게 진행되고 있다. 평판 환 및 여러 가지 형태의 열전달 촉진 환에 대한 연구 결과가 발표되어 있지만 열전달 촉진 환의 형상은 매우 다양하고 그에 따른 유동 및 열전달 특성도 매우

다르기 때문에 열전달 촉진 환에 대하여 적용할 수 있는 일반적인 상관식은 알려져 있지 않다.

본 연구에서는 환이 엇갈리게 배열되어 있는(staggered) 슬릿 및 루버 환-관 열교환기에 대한 실험을 통하여 공기측 열전달 계수 및 압력강하를 측정하였으며, 압력강하 및 열전달을 함께 고려하여 환의 종합적인 성능을 평가하기 위하여 송풍동력(fan power)에 대한 열전달 계수를 비교하였다.

슬릿 환은 Fig. 1(a)~(e)와 같이 환 표면에 일정한 형상의 슬릿을 만들어 슬릿 선단부에 새로운 경계층을 주기적으로 형성시킴으로써 열전달을 촉진시키는 환이다. 슬릿에는 Fig. 1(a)와 같이 한쪽 방향으로만 형성하는 슬릿과 Fig. 1(b)~(e)와 같이 상하 양쪽 방향으로 만드는 두가지 경우가 있는데, 일반적으로 양방향 슬릿이 한쪽 방향 슬릿보다 열전달 계수 및 압력강하가 높은 것으로 알려져 있다. 루버 환은 Fig. 1(f)와 같이 슬릿을 상하로 경사지게 형성함으로써 유동 방향을 변화시키고 경계층을 발생시킴으로써 열전달을 촉진시키는 것으로 알려져 있다.

일반적으로 환-관 열교환기의 공기측 열전달 계수를 측정하기 위한 실험 방법으로는 나프탈렌의 승화를 이용하는 방법⁽¹⁾, 모형제작을 이용하는 방법^(2,3), 실제 열교환기를 이용하는 방법⁽⁴⁻⁹⁾, 등이 널리 이용되고 있으며, 본 연구에서는 비교적 실

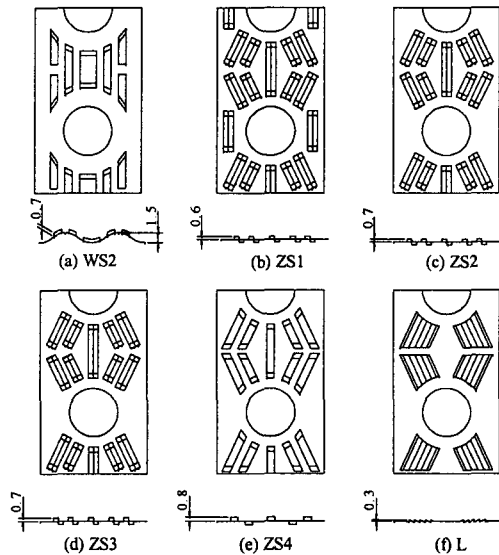


Fig. 1 Fin samples.

제와 가장 가까운 데이터를 얻을 수 있는 물을 이용한 실제 열교환기 시험 방법을 채택하였다.

Rich^(4,5), McQuinston⁽⁶⁾, Seshimo and Fujii⁽⁷⁾ 및 Kayansayan⁽⁸⁾ 등은 평판 환에 대한 실험 결과를 발표하였다. Nakayama and Xu⁽¹⁰⁾는 평판 환 및 슬릿 환 열교환기의 실험을 행하였으며, 수치해석을 통하여 슬릿 사이즈의 영향을 예측할 수 있는 열전달 상관식을 제안하였다. 강희찬과 김무환⁽²⁾, 정규하 등⁽³⁾, 윤점열 등⁽¹¹⁾은 각종 $\phi 7$ 슬릿 환에 대한 확대 모형 실험을 행하였으며, 윤재호 등⁽¹²⁾은 $\phi 7$ 슬릿 환에 대한 실제 열교환기 실험을 행하였다. 이와 같이 평판 환 및 슬릿 환에 대한 연구는 많이 진행되어 왔지만 $\phi 9.52$ 에 대한 연구는 많지 않으며, 특히 본 연구에서 고찰하고자 하는 형태의 슬릿 환에 대한 연구는 보고된 바 없다.

2. 실험장치 및 방법

2.1 실험장치

Fig. 2에 실험장치의 개략도를 나타내었다. 본 실험 장치는 온도와 습도를 조절할 수 있는 항온항습실, 흡입식 풍동(cord tester), 항온수조 및 항온항습실용 공조설비 등으로 구성되어 있다.

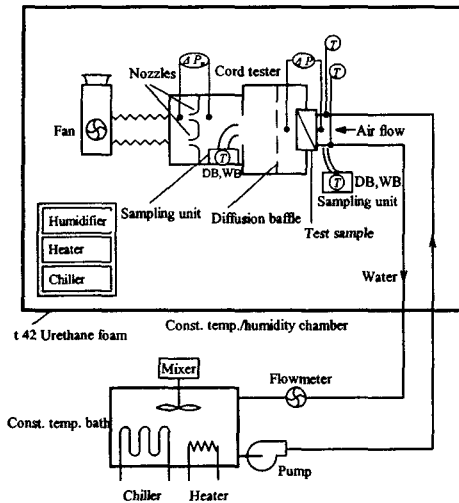


Fig. 2 Schematic of heat exchanger experimental apparatus.

항온항습실 내에는 온도 및 습도가 자동으로 조절되며, 열교환기에 작동유체로 공급되는 물은 항온항습실 외부에 설치되어 있는 항온수조로부터 공급되어 열교환기를 통과한 후 수조로 재순환된다. 측정하고자 하는 열교환기를 풍동의 입구부에 설치하며, 풍동 내부에는 열교환기 압력 강하를 측정하는 압력 텀, 출구 공기 온도를 측정하는 온도 센서, 공기 유량을 측정하기 위한 노즐 및 송풍기가 설치되어 있다. 공기 유속은 풍동 내의 송풍기 rpm을 자동제어함으로써 조절된다. 본 실험 장치에서는 공기 및 물의 입출구 온도 및 유량과 열교환기를 통과하는 공기의 압력강하를 측정한다. 모든 온도는 100Ω 백급센서를 이용하여 측정된다. 실험 장치에 관한 자세한 설명은 윤백 등⁽⁹⁾의 논문에 기술되어 있다.

2.2 시험 열교환기

모든 시험 열교환기는 동관과 두께(t_f) 0.11 mm의 알루미늄 환으로 구성되어 있으며 관이 엇갈리게 배열되어 있다. Table 1에 본 연구의 시험 열교환기 제원을 요약하였으며, Fig. 1에 자세한 도면을 나타내었다. 외경 9.52 mm의 동관을 확관하고 나면 환칼라(fin collar)를 포함하여 외경(d_o)이 10.07 mm가 되며 관의 열간격(S_L) 및 단간격(S_T)은 각각 21.65 mm 및 25 mm이다. 본 연구에서 검토한 환은 총 5 종류이며 환 표면에서의 열전도를 촉진시키기 위하여 관을 중심으로 슬릿을 방사형으로 배열하였다. 그 중 4 종류는 양방향 슬릿이며 1 종류는 루버 환이다. 본 논문에서는 양방향 슬릿 환을 ZS1~ZS4로, 루버 환을 L로 표기하였다. 열교환기 전면 크기는 가로(W) 400 mm, 세로(H) 250 mm(10단)로 균일하게 하였다. 열수(N_R)는 2열이며 환 간격(p)은 1.3, 1.5, 1.7 mm의 세 가지에 대하여 실험을 행하였다.

Fig. 1(b)에 나타낸 ZS1 환은 폭 및 높이가 각각 1 mm, 0.6 mm인 슬릿 22개로 구성되어 있다. Fig. 1(c)에 나타낸 ZS2 환은 ZS1 환에서 사이드 슬릿 4개를 제거한 형태이다. Fig. 1(d)에 나타낸 ZS3 환은 ZS2 환의 슬릿 높이를 0.6 mm에서 0.7 mm로 높인 형태이다. Fig. 1(e)에 나타낸 ZS4 환은 슬릿 개수를 줄이는 대신 슬릿의 높이와 폭을 증가시킨 형태로서, 폭 1.5 mm, 높이

Table 1 Specifications of heat exchanger samples

Notation	ZS1	ZS2	ZS3	ZS4	L
Fin type	Slit	Slit	Slit	Slit	Louver
d_o (mm)	10.07				
S_T (mm)	25.0				
S_L (mm)	21.65				
t_f (mm)	0.11				
No. of slits	22	18	18	9	20
Slit height(mm)	0.6	0.6	0.7	0.8	0.3
W (mm)	400				
H (mm)	250				
p_f (mm)	1.3/1.5/1.7				
N_R	2				
No of samples	6	6	6	6	6

0.8 mm의 슬릿 9개로 구성되어 있다. Fig. 1(f)에 나타난 L 흰은 폭 0.6 mm, 높이 0.3 mm의 루버 20개로 구성되었다. 본 논문의 실험 결과를 윤백 등⁽¹³⁾이 발표한 골 간격 10.825 mm, 골 깊이가 1.5 mm의 웨이브-슬릿(WS2) 흰 결과와 비교하였으며, Fig. 1(a)는 WS2 흰의 상세 사양을 나타낸다. 본 연구의 비교 기준이 되는 WS2 흰은 슬릿 개수 7개이며 한방향 슬릿으로 되어 있다. 본 연구에서는 총 15 가지의 사양에 대하여 각 사양 별로 2 대씩의 열교환기를 제작하여 총 30 대의 열교환기를 실험하였다.

본 연구에서 사용한 열교환기의 관 회로(circuit) 구성은 모두 단일 회로로 되어 있으며 공기 유동 방향을 기준으로 후열에서 물이 들어가서 전열로 나오는 직교대향류(cross-counter flow) 형태를 취하였다.

2.3 실험방법

시험 열교환기는 설치부의 틈새로 공기의 누설이 없도록 주변을 잘 밀폐하여 풍동 입구에 설치하며, 열교환기 양쪽의 흰이 부착되지 않은 유벤드(U-bend) 부분은 단열재를 부착하여 열출입이 없도록 하였다.

공기의 온도 및 유속, 물의 입구 온도, 유량 등을 원하는 값으로 설정하고 실험을 시작하여 정상상태(steady state)에 도달할 때까지 약 90~120 분이 소요된다. 시스템의 안정 판단은 약 200초간 200개의 데이터를 컴퓨터에서 취합하여 정해진 기준에 의하여 자동으로 판단을 내리게

Table 2 Summary of test conditions

Inlet air		inlet water	
Temp.	Frontal vel.(m/s)	Temp.	Mass flow
21°C	0.75/1.0/1.5/2.0/2.5	45°C	0.091 kg/s

되어 있으며 자세한 내용은 윤백 등⁽⁹⁾의 논문에 기술되어 있다.

Table 2에 본 연구의 실험 조건을 요약하였다. 열교환기에 유입되는 공기의 온도는 21°C로 하였으며, 공기의 전면유속은 0.75~2.5 m/s의 범위에서 5 가지 유속에 대하여 실험을 행하였다. 물의 입구 온도 및 유량은 각각 45°C, 0.091 kg/s로 하였다. 이러한 실험조건들은 실제 열교환기의 사용 조건, 실험 장치의 한계 및 실험 결과의 오차 등을 고려하여 결정하였다.

3. 실험 데이터의 정리

횡-관 열교환기에 있어서는 공기측과 물측의 대류열저항, 관벽 및 흰칼라의 전도열저항 및 접촉열저항이 존재한다. 그러나 동관과 알루미늄 흰의 열전도율이 매우 높고 두께가 얇으므로 관벽과 흰칼라에 의한 전도열저항은 전체 열저항의 1% 미만이다. 따라서 전도열저항을 무시하면 총 팔열전달계수는 다음 식으로 나타낼 수 있다.

$$UA = \left(\frac{1}{h_r A_r} + \frac{1}{h_a A_c} + \frac{1}{h_a A_a \eta_s} \right)^{-1} \quad (1)$$

위 식에서 h 와 A 는 각각 열전달계수 및 전열면적을 나타내며, 하첨자 a, r, c 는 각각 공기, 물, 접촉부를 나타낸다. η_s 는 열교환기 표면효율을 나타낸다.

관이 엇갈리게 배열되어 있는 횡-관 열교환기의 흰효율은 Schmidt⁽¹⁴⁾가 제안한 근사식을 이용하였다. 본 연구에서는 동관 내부에 나선형의 미세흰이 부착되어 있는 전열촉진관을 사용하였으며, 본 전열촉진관의 열전달계수는 박혁범 등⁽¹⁵⁾이 발표한 상관식을 이용하였다. 또한 접촉 열전달계수는 Sawai 등⁽¹⁶⁾의 실험 결과를 이용하여 윤백 등⁽¹⁷⁾이 제안한 상관식을 이용하였다.

실험으로부터 측정된 전열량을 이용하여 UA 를 구하기 위해서는 대수평균온도차 혹은 $\epsilon - N_{tu}$ 관계를 이용하여야 한다. 일반적으로 횡-관 열교

환기가 2열 이상인 경우에는 순수 직교류라고 할 수 없으며 ϵ - Nu 관계는 관 회로 구성에 따라 달라진다. 본 연구에서는 윤백 등⁽¹⁷⁾이 제안한 관순법(tube-by-tube method)에 의하여 2열 직교대향류의 ϵ - Nu 관계를 계산하였다.

실험에서 물측 및 공기측의 입출구온도 및 유량을 측정함으로써 다음과 같이 물측 및 공기측 전열량을 각각 계산할 수 있다.

$$Q_r = \dot{m}_r c_{pr} (T_{r,in} + T_{r,out}) \quad (2)$$

$$Q_a = \dot{m}_a c_{pa} (T_{a,out} + T_{a,in}) \quad (3)$$

위 식에서 Q , \dot{m} , c_p 는 각각 전열량, 질량유량, 정압비열을 나타낸다. 본 연구에서는 다음과 같이 물측 및 공기측 전열량의 산술평균을 최종적인 전열량으로 취하였다.

$$Q = (Q_a + Q_r)/2 \quad (4)$$

환-관 열교환기에 있어서 특성길이의 선택은 저자에 따라 혹은 고찰하고자 하는 주요 인자의 성격에 따라 다르며, 관 외경, 열간격 및 수력직경 등이 가장 널리 이용되나 본 논문에서는 수력직경을 채택하였다. 환-관 열교환기의 수력직경(d_h)은 공기가 유동하는 최소자유유동면적(A_{min} , minimum free flow area)을 기준으로 다음과 같이 정의된다.

$$d_h = \frac{4A_{min}L}{A_a} \quad (5)$$

위 식에서 A_a 는 환 면적을 포함한 전체 공기측 전열면적을 나타내며, L 은 열교환기의 유동방향 길이이다. 레이놀즈수는 최소자유유동면적을 통과하는 공기의 최대 질량유속(G_{max}) 및 수력직경을 기준으로 다음과 같이 정의된다.

$$Re = \frac{G_{max}d_h}{\mu_a} \quad (6)$$

위 식에서 μ_a 는 공기의 점성계수를 나타낸다. 또한 누셀트수 및 Colburn j-factor는 다음과 같이 정의된다.

$$Nu = \frac{h_a d_h}{k_a} \quad (7)$$

$$j = \frac{Nu}{Re Pr_a^{1/3}} = \frac{h_a}{G_{max} C_{pa}} Pr_a^{2/3} \quad (8)$$

위 식에서 k_a , Pr_a 는 각각 공기의 열전도율 및 프란틀수를 나타낸다. 실험으로부터 측정된 열교환기 입출구의 압력강하(ΔP)로부터 다음과 같이 fanning 마찰계수(friction factor)를 계산한다.

$$f = \frac{\rho_a d_h \Delta P}{2G_{max}^2 L} \quad (9)$$

위 식에서 ρ_a 는 공기의 밀도를 나타낸다.

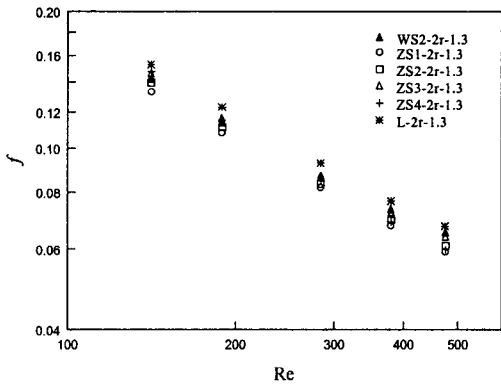
4. 실험결과 및 고찰

신뢰도 95%를 기준으로 할 때 본 연구의 마찰계수 데이터의 불확실성(uncertainty)은 약 10% 정도이며, 이는 차압계의 정도가 결정적인 변수로 나타났다.

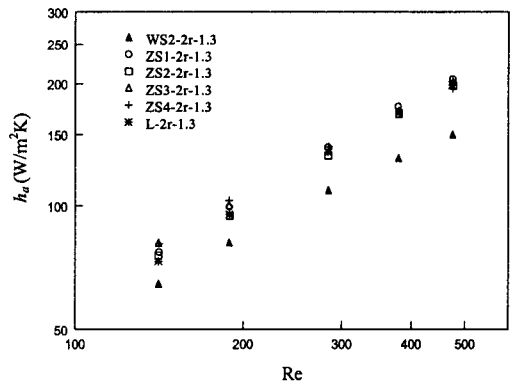
물측 전열량과 공기측 전열량(식 (2), (3))의 불확실성은 각각 5% 및 2.5%로 나타났으나, 열전달계수 및 j-factor의 불확실성은 본 실험에서 측정된 전열량보다는 참고문헌에서 인용한 물측 열전달계수 및 접촉 열전달계수에 따라 좌우되는 것으로 나타났다. 물측 열전달계수의 불확실성은 10%이며 접촉 열전달계수의 불확실성은 참고문헌에 명시되어 있지 않으나 이를 10%로 가정하면 본 연구 결과의 열전달계수 및 j-factor의 불확실성은 약 12% 정도가 된다.

물측 전열량(Q_r)에 대한 공기측 전열량(Q_a)의 비는 96-100% 정도로 나타났으며, 저속에서는 이 낮고 고속에서 높은 일관된 경향을 보였다.

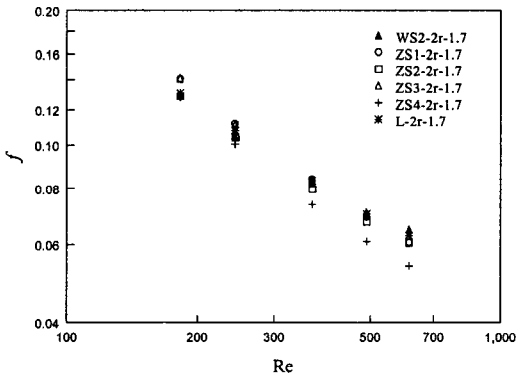
Fig. 3와 4에 ZS 및 L 환의 마찰계수 및 열전달계수를 WS2 환과 비교하였다. 그림에서 WS2-2r-1.3이라고 표시한 것은 WS2 환, 2열, 환간격 1.3 mm를 나타낸다. 먼저 Fig. 3에 나타난 마찰계수를 비교하여 보면 실험결과의 불확실성을 고려할 때 큰 차이를 나타내지 않았다. 환간격 1.3 mm인 경우에는 ZS1 환의 마찰계수가 WS2 환에 비하여 7% 정도 감소하여 가장 낮고,



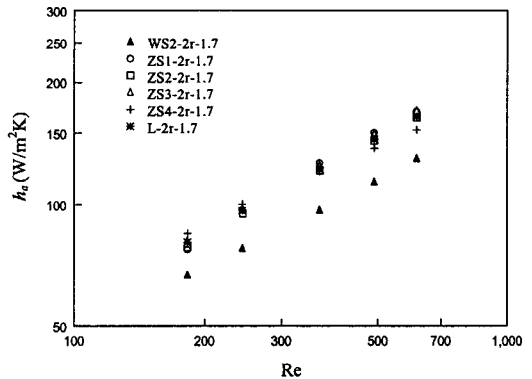
(a) Fin spacing 1.3 mm



(a) Fin spacing 1.3 mm



(b) Fin spacing 1.7 mm



(b) Fin spacing 1.7 mm

Fig. 3 Comparison of friction factor for ZS1-ZS4 and L fins with WS2 fin.

Fig. 4 Comparison of heat transfer coefficient for ZS1-ZS4 and L fins with WS2 fin.

L 원이 가장 높아서 3~8% 정도 증가하였다. 또한 원피치 1.7 mm인 경우에는 ZS4 원의 마찰 계수가 WS2 원에 비하여 1~17% 정도 감소하여 가장 낮으며, ZS1 및 ZS3 원이 저속에서 9% 정도 높은 것으로 나타났으나 고속에서는 거의 비슷한 수준으로 나타났다.

Fig. 4에 나타난 열전달계수를 비교하여 보면 WS2 원에 비하여 ZS 및 L 원의 열전달계수가 모두 비슷한 수준으로 향상된 것을 알 수 있다. 전면 유속 1 m/s 내외에서 가장 좋은 결과를 나타낸 원은 ZS4 원으로서 WS2 원에 비하여 열전달계수가 25% 이상 향상되었다. 특히 ZS4 원은 고속보다는 저속에서 다른 원들에 비하여 상대적인 우위를 나타내었다. ZS4 원은 슬릿의 개수가 9개로 5 가지 원 중에서 슬릿 개수가 가장 적은 대신 슬릿 높이가 0.8 mm로 가장 높다. 따라서

반드시 슬릿의 개수가 많다고 바람직한 것은 아니며 적당한 개수와 높이를 선택하는 것이 중요하다고 생각된다. 그 외의 원들도 모두 WS2 원보다 열전달계수가 20% 정도 향상되었다.

압력손실 및 열전달 성능의 두가지 변수를 종합적으로 비교하기 위하여 Fig. 5에 송풍동력에 대한 열전달계수를 비교하였다. 송풍동력은 다음 식과 같이 공기의 체적풍량과 압력강하의 곱으로 정의된다.

$$\text{Fan power} = u_{fr} A_{fr} \Delta P \quad (10)$$

위 식에서 u_{fr} 및 A_{fr} 은 각각 공기의 전면유속과 열교환기 전면면적을 나타낸다.

Fig. 5를 보면 ZS 및 L 원이 WS2 원보다는 현저하게 성능이 개선되었으나, 서로간의 우열을

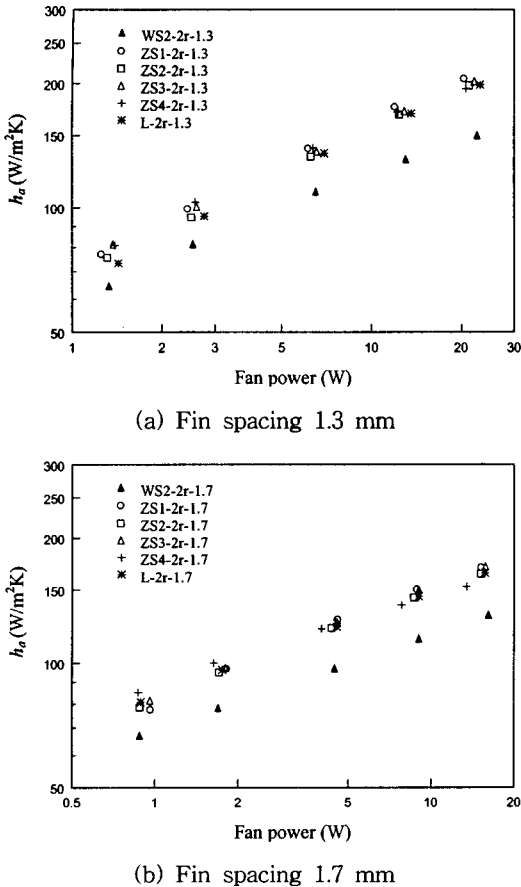


Fig. 5 Heat transfer coefficient vs. fan power.

가리기는 어렵다. 굳이 미세한 차이를 가지고 얘기하면 ZS4 환이 저속에서 상대적인 우위를 나타내는 것으로 보인다. 일반적인 경우에 환의 열전달 성능을 개선하면 압력손실의 증가가 수반되는 것이 보통이지만, 본 연구에서 제시한 양방향 슬릿 환 및 루버 환은 웨이브-슬릿 환에 비하여 압력 손실은 거의 동등 수준에서 열전달계수가 20% 이상 향상되었다.

슬릿의 형태나 개수를 고려하면 ZS 및 L 환의 압력손실이 WS2 환보다 클 것으로 예상되었으나 유사한 수준으로 나타났다. 이러한 이유는 웨이브 형태의 환 단면이 열전달 측면에서는 큰 효과를 나타내지 못하고 유동손실을 증가시키는 역할을 하기 때문인 것으로 생각된다.

ZS2 환은 ZS1 환으로부터 관의 좌우에 있는 사이드 슬릿 4개를 삭제한 형태이다. 사이드 슬릿을 삭제한 목적은 관으로 유입되는 유동 저항

을 줄여서 가능한한 관 주위로 유동을 유도함으로써 열전달을 촉진시키고 전체적인 압력 강하를 감소시키려고 하였으나, ZS2 환의 마찰계수가 ZS1 환보다 평균 0.8% 정도 낮고, 열전달계수는 평균 3% 정도 낮은 것으로 나타났다. 따라서 압력 강하는 거의 대동소이하지만 열전달계수 측면에서 ZS2 환이 약간 열세한 것으로 볼 수 있으며, 기대했던 결과를 얻지 못하였다.

ZS3 환은 열전달계수를 증가시키기 위하여 ZS2 환의 슬릿 높이를 0.6 mm에서 0.7 mm로 0.1 mm 만큼 증가시킨 형태이다. ZS3 환의 마찰계수가 ZS2 환보다 평균 5% 정도 높고, 열전달계수는 평균 4% 정도 높은 것으로 나타났다. Fig. 5를 보면 ZS3 환이 ZS2 환보다 약간 우수한 것으로 나타났으나 큰 차이는 없는 것으로 생각된다.

루버 환은 루버의 높이가 매우 낮기 때문에 압력손실이 감소할 것으로 기대하였으나 Fig. 4를 보면 환 간격 1.3 mm에서 오히려 압력손실이 더 증가하는 등 바람직한 결과를 나타내지 않았다.

5. 결론

본 연구에서는 $\phi 9.52$ 방사형 양방향 슬릿 환 4 종류와 방사형 루버 환 1 종류에 대하여 열전달 및 압력강하 실험을 통하여 웨이브-슬릿 환과 비교하였다. 모든 환들이 웨이브-슬릿 환과 압력강하는 유사하게 나타났으나 열전달계수는 약 20~25% 정도 증가하였다. 실험 결과를 검토하여 보면 반드시 슬릿의 개수가 많다고 바람직한 것은 아니며 적당한 개수와 높이를 선택하는 것이 중요하다고 생각된다. 또한 사이드 슬릿을 제거하거나 슬릿 높이를 증가시킨 형태는 성능 개선에 큰 도움이 되지 못하였다. 본 연구에서 검토한 여러 가지 환들은 웨이브-슬릿 환보다는 확실히 개선되었지만, 실험 결과의 불확실성을 고려할 때 ZS1~ZS4 및 L 환에 있어서 서로간의 우열을 가리기는 어려웠다.

참고문헌

1. Goldstein, L., Jr. and Sparrow, E. M., 1976, Experiments on the transfer characteristics of a corrugated fin and tube heat exchanger

- configuration, J. Heat Transfer, Trans. ASME, Vol. 98, pp. 26-34.
2. 강희찬, 김무환, 1996, 공조기용 다열 평판핀의 공기측 열수력 특성, 공기조화냉동공학회 '96년도 하계학술발표논문집, pp. 315-321.
 3. 정규하, 정성한, 배영돈, 박운서, 윤백, 1997, 공조기용 열교환기의 공기측 성능평가, 공기조화냉동공학회 '97년도 하계학술발표논문집, pp. 190-196.
 4. Rich, D. G., 1973, The effect of fin spacing on the heat transfer and friction performance of multi-row, smooth plate fin-and-tube heat exchangers, ASHRAE Trans., Vol. 79, pp. 137-145.
 5. Rich, D. G., 1975, The effect of the number of tube rows on heat transfer performance of smooth plate fin-and-tube heat exchangers, ASHRAE Trans., Vol. 81, pp. 307-319.
 6. McQuinston, F. C., 1978, Heat, mass and momentum transfer data for five plate-fin-tube heat transfer surfaces, ASHRAE Trans., Vol. 84, pp. 266-293.
 7. 瀬下裕(Seshimo), 藤井雅雄(Fujii), 1987, 低レイノルズ數域のプレートフィンチューブ熱交換機の性能 (第2報, 複數列の場合), 日本機械學會論文集(B編), Vol. 53, pp. 581-592.
 8. Kayansayan, N., 1993, Heat transfer characterization of flat plain fins and round tube heat exchangers, Experimental Thermal and Fluid Science, Vol. 6, pp. 263-272.
 9. 윤백, 김용현, 박현연, 유국철, 김영생, 1998, 웨이브 및 웨이브-슬릿 열전달촉진 핀-관 열교환기의 공기측 압력강하 및 열전달 특성에 관한 실험, 공기조화냉동공학 논문집, Vol. 10, pp. 589-599.
 10. Nakayama, W. and Xu, L. P., 1983, Enhanced fins for air-cooled heat exchangers—heat transfer and friction factor correlations, Proc. ASME/JSME Thermal Engineering Joint Conf., Hawaii, pp. 495-502.
 11. 윤점열, 강희찬, 이관수, 김무환, 1995, 확대모델을 이용한 특성화된 핀형상의 열전달평가, 공기조화냉동공학회 '95년도 동계학술발표논문집, pp. 80-85.
 12. 윤재호, 백종현, 김내현, 김정식, 이순구, 남승백, 권형진, 1996, 소구경 고성능 핀-관 열교환기의 공기측 건표면 및 습표면 열전달계수와 마찰손실 측정, 공기조화냉동공학회 '96년도 하계학술발표논문집, pp. 307-314.
 13. 윤백, 김용현, 박현연, 김영생, 1998, 열전달촉진 핀-관 열교환기의 공기측 압력강하 및 열전달 특성에 관한 실험, 대한기계학회 논문집 B, Vol. 22, pp. 1555-1563.
 14. Schmidt, T. E., 1949, Heat transfer calculations for extended surfaces, J. ASRE, Refrigerating Engineering, Vol. 4, pp. 351-357.
 15. 박혁법, 유승문, 윤백, 유국철, 1997, 평활관 및 미세핀관 내에서의 물을 이용한 열전달 및 압력강하 특성에 관한 실험, 공기조화냉동공학 논문집, Vol. 9, pp. 454-461.
 16. 澤井聰(Sawai), 林壽幸(Hayashi), 應武善郎(Ohtake), 武居俊孝(Takei), 1969, 冷却管密着度の影響, 冷凍, Vol. 44, pp. 15-21.
 17. 윤백, 김영생, 박현연, 1996, 직교류 핀-관 열교환기의 성능 평가, 공기조화냉동공학회지, Vol. 25, pp. 151-160.