

〈논 문〉

## 다양한 형태의 단속표면을 갖는 공조기용 핀-관 열교환기의 열전달특성

윤점열\* · 이관수\*\*

(1996년 4월 16일 접수)

### Heat Transfer Characteristics of Fin and Tube Heat Exchangers with Various Interrupted Surfaces for Air Conditioning Application

J. Y. Yun\* and K. S. Lee\*\*

**Key Words :** Geometry Similitude Method(상사실험기법), Large-Scale Model(확대모형), Prototype(실물), Sensible Heat(현열), Latent Heat(잠열), Water Drop(응축수), Heat Transfer Coefficient(열전달계수), Pressure Drop(압력강하)

#### Abstract

This study is related with the experimental investigation on the heat transfer and pressure drop characteristics of the fin-and-tube heat exchangers with three different interrupted fins and a plane fin for air-conditioning application. Experiments were conducted accordingly following the appropriate development process. Geometry similitude experiment was introduced to predict the performance of fins, and prototype experiment was also performed to confirm the validity of geometry similitude experimental results. However, these experimental results were limited to the sensible heat transfer characteristics of the heat exchangers. Hence, additional experiment was performed using refrigerant to investigate the latent heat transfer characteristics. This paper presents an appropriate process for the development of a new type heat exchanger. Sensible and latent heat transfer characteristics for each fin configuration is also provided along with the optimal fin configuration.

#### 기 호 설 명

A : 열전달면적,  $m^2$

$A_s$  : 핀 표면적,  $m^2$

$C_p$  : 정압비열,  $kJ/kg^\circ C$

$D_h$  : 수력직경,  $D_h = 4 \frac{V_c}{A_s}$

f : 마찰계수,  $f = \frac{D_h}{L} \cdot \frac{2\Delta P}{\rho V^2}$

$G_a$  : 공기중량유량,  $kg/h$

H : 엔탈피,  $J/kg$

h : 열전달계수,  $W/m^2^\circ C$

k : 열전도율,  $W/m^\circ C$

$\dot{M}_w$  : 물의 질량유량,  $kg/h$

$\Delta P$  : 압력강하, Pa

Pr : 프란틀수,  $Pr = \frac{\nu}{\alpha}$

Q : 열전달량, W

\*회원, LG 전자(주) 리빙시스템 연구소

\*\*회원, 한양대학교 기계공학과

- Re : 레이놀즈수,  $Re = \frac{VD_h}{\nu}$
- $R_c$  : 접촉저항, 상수
- $R_f$  : fouling 계수, 상수
- T : 온도, °C
- $\Delta T_{am}$  : 산술평균온도차
- U : 총합열전달계수
- V : 전면속도, m/s
- $V_c$  : 핀내의 공기측 체적,  $m^3$
- $\rho$  : 공기밀도,  $kg/m^3$

하첨자

- s : 표면적
- a : 공기
- i : 입구, 관내측
- o : 출구, 관외측
- t : 관

1. 서 론

가정용 공조기는 공기와 같은 저밀도 가스를 열전달 매체로 사용하므로 핀에 의한 마찰력을 최소화하기 위하여 3m/s 이하의 낮은 속도로 운전된다. 따라서 공조기의 열전달 능력을 향상시키기 위해서는 열교환기의 핀 표면에 단속표면을 두는 열전달 촉진기술이 가장 효과적으로 알려져 있으며, 대표적인 단속표면의 형태는 슬릿(slit)핀과 루버(louver)핀이다. 이들 핀은 형상변화에 따라 열전달계수가 크게 차이나므로 신형 열교환기의 개발시 가장 우선적으로 고려되어야 한다.<sup>(1)</sup>

새로운 핀 형상의 설계를 통한 열교환기 개발은 업체들 나름대로 고유의 프로세스에 의해 이루어져 왔으며, 각 단계별로 독자적인 방법을 적용하여 왔다.<sup>(2)</sup> 대다수의 일반적인 개발단계는 성능예측을 위하여 상사실험<sup>(3,4)</sup>과 같은 실험적인 접근과 수치해석적인 방법<sup>(5)</sup>을 이용하며, 선정된 형상에 대한 시작품 제작을 통하여 예측된 성능을 검증한 후 실용화하는 방법을 택하고 있다. 열교환기의 개발은 엄청나게 비싼 핀 금형비와 시설투자가 뒤따르고 그에 따른 제작기간도 많이 소요되기 때문에 선진 업체들조차도 활발한 개발이 이루어지지 않는 편이다. 더욱이 국내에서는 이러한 부담뿐만 아니라

이제까지 국외의 선진업체들이 출원한 1,300여 건이 넘는 무수히 많은 기술특허들로 인하여 신형 열교환기 개발이 더욱 위축되어 왔던 것이 사실이다.

원형관을 사용하는 핀-관 열교환기에 있어서 대표적인 단속표면핀은 루버핀과 슬릿핀이다. 루버핀은 평판핀면을 일정하게 컷팅하여 상하 경사지게 일정한 각도로 성형하며, 슬릿핀은 평판핀면을 일정하게 컷팅하여 상하교대로 들어올려 성형한 것이다. 전형적인 다중 평행 루버핀(multi-parallel louvered fin)은 32종의 루버형상을 이용하여 열전달 및 유동특성 자료를 제시한 Davenport<sup>(6)</sup>와 이를 납작관(flat tube)에 적용하여 수치해석 결과와 관계식을 제시한 Achaichia 등<sup>(7)</sup>의 연구가 잘 알려져 있지만, 가정용 공조기에 많이 사용되는 원형핀-관 열교환기의 루버핀에 대한 연구결과는 거의 없는 상태이다. 원관을 채용한 가정용 공조기에 갈매기형(convex) 루버핀을 적용한 최초의 정형화된 연구는 Hatada 등<sup>(8)</sup>에 의해 수행되었다. 그는 루버각 17.5°가 4°에 비하여 열전달이 10% 정도 향상된다고 하였으며, 동일유속에서 평판핀보다 2.85배 더 증가되는 것으로 보고하였다. 슬릿핀에 대해서는 Nakayama 등<sup>(9)</sup>이 2mm 슬릿 폭과 0.2mm 두께를 갖는 2열 엇갈림 배열의 슬릿핀이 평판핀보다 78% 더 높은 열전달계수를 보인다는 결과를 발표하였다. 그 이후 대다수의 관련연구가 거의 업계 차원에서 이루어지고 있어서 가정용 공조기의 열교환기 설계시 이용할 수 있는 자료가 매우 부족한 실정이다.

따라서 본 연구에서는 가정용 공조기에 적용할 수 있는 축소된 평행 루버핀과 슬릿핀을 개발할 목적으로 여러 가지 핀 형상을 제작하여 이에 대한 열전달 및 압력강하 특성을 평가하고자 한다. 이를 위해 3배 확대한 모델과 실모델을 이용하여 각각에 대한 열전달계수 및 압력강하 특성을 조사하고, 이들 핀형상이 갖는 현열 및 잠열전달 특성을 분리하여 고찰함으로써 사용 용도별로 어느 것이 최적인지를 파악한다.

2. 성능평가방법의 고찰

2.1 상사실험

열교환기 핀 주위 공기의 유동과 온도장이 상사하려면 운동량 및 에너지방정식의 무차원화 과정에서 파생된 Re수와 Pr수 등의 무차원 변수가 같아

야 한다. 특히 온도장의 상사는 상기의 무차원수 외에 핀표면 온도분포가 추가로 같아야 하기 때문에 핀내부의 열전도방정식으로부터 핀두께와 열전도계수의 상사를 요구한다. 실제 핀과 동일한 재질을 사용한다면 열전도계수가 동일하기 때문에 핀두께만 확대비만큼 증가시키면 원하는 온도장의 상사는 쉽게 이루어질 수 있으며, 그 결과는 실제값으로 치환이 가능하게 된다. 본 연구에서는 시료의 제작, 측정 정도 등의 모든 여건을 고려하여 3배의 확대비를 적용하였다. 따라서 상기에서도 언급하였듯이 확대모델이 상사하기 위해서는 무차원수인 Re 수가 동일해야 하므로 확대비를 3배로 할 경우 수력직경이 3배로 늘어나게 되며, 그에 따른 공기 유속은 1/3로 줄여서 실험해야 한다. 그리고 구하고자 하는 열전달계수와 압력강하는 각각 실제모형의 1/3, 1/9로 계속된다.

Fig. 1은 상사실험을 위한 소형풍동의 개략도이다. 시험부 전후단에는 6개의 정압공을 두어 실험핀의 압력강하를 측정하였으며, 동시에 이 위치에 T형 열전대를 부착하여 공기의 평균 온도차를 구하였다. 실물과 동일조건의 입구온도를 얻기 위하여 항온수조와 연결된 공냉 열교환기를 입구부에 설치하였으며, 덕트의 열손실을 최소화하기 위하여 외부를 스티로폼으로 단열시켰다. 시험부는 관을 형상화한 링과 핀시료를 교대로 부착하며,<sup>(1)</sup> 링내부에 니크롬선을 감아 전력량을 계측하여 열전달량을 계산하였다. 관온도는 링내부의 적정 위치에 부착한 T형 열전대를 이용하여 측정하였다.

팬을 최대풍량으로 고정한 후 전력공급이 시작되

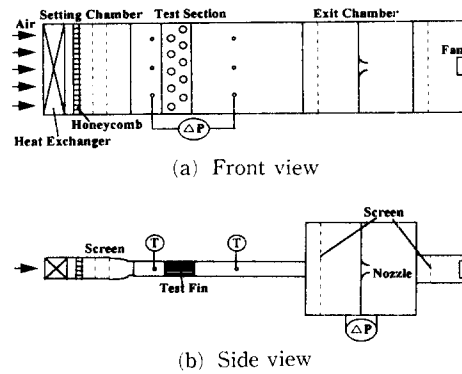


Fig. 1 Schematic diagram of test apparatus for scale experiment

며, 매 측정시마다 정상상태에 도달하면 계측이 실시되었다. 평균 정상상태 도달시간은 30분 정도였으며, 재현을 위하여 유속의 증감에 따른 반복실험을 실시하였다.

실험결과로부터 열전달계수는 다음과 같이 계산하였다.

$$h = \frac{Q}{A_s \Delta T_{am}} \quad (1)$$

여기서,  $Q$ 는 사용전력량이며,  $\Delta T_{am}$ 은 산술평균 온도차로써 다음과 같다.

$$\Delta T_{am} = T_w - \frac{(T_{ex} + T_{in})}{2} \quad (2)$$

Colburn j factor, 마찰계수는 각각 다음과 같이 구한다.

Table 1 Test conditions for prototype heat exchanger experiment

Physical parameter	Test condition	
	Hot water	Refrigerant (evaporation)
Air dry bulb temperature (°C)	21	27
Air wet bulb temperature (°C)	15.5	19.5
Air velocity (m/s)	0.5~1.5	0.5~1.5
Inlet water temperature (°C)	45	—
Water velocity (m/s)	0.7~2.2	—
Evaporation pressure (kg/cm <sup>2</sup> G)	—	5~5.5
Superheat degree (deg)	—	3~7
Heat balance ratio (%)	5 (maximum)	5 (maximum)

$$j = \frac{h Pr^{2/3}}{\rho C_p V} \quad (3)$$

$$f = \frac{D_h}{L} \frac{2 \Delta P}{\rho V^2} \quad (4)$$

여기서,  $\Delta P$ 는 측정된 압력강하이며,  $\rho$ 는 막온도에서의 공기밀도이다. 또한 수력직경  $D_h$ 는 다음과 같이 구하였고, 계산된 값을 Table 2에 제시하였다.

$$D_h = 4 \frac{V_c}{A_s} \quad (5)$$

### 2.2 실물실험

실물실험은 상사실험으로부터 예측된 여러 형태의 핀 가운데에서 열전달계수 및 압력손실이 기존 핀에 비해 경쟁력이 있다고 판단되는 몇 종류를 간이금형을 이용하여 실물크기의 열교환기를 제작하고, 공조용 열량계를 이용하여 예측된 성능을 검증하는 실험이다. 열량계는 운습도 조절장치와 냉온수 공급설비 및 실제 사이클을 모사하는 냉매 공급설비를 갖추었으며, 상사실험에서 사용한 풍동의 원리와 유사한 개방형이다. 상사실험과 동일 조건을 비교를 위하여 운수를 이용한 현열실험 위주로 수행하였으며, 실질적인 열전달 능력을 알아보기 위하여 냉매모사실험이 추가로 실시되었다. Table

1에 실물실험의 실험조건을 물과 냉매로 각각 구분하여 제시하였다. 실험측정의 정확도는 ASHRAE 열교환기 시험규격 (ASHRAE STANDARD 33-78)의 공기 대 물, 공기 대 냉매의 열수수비(heat balance ratio)가 5% 이내에 들면 안정조건으로 간주하여 최종자료를 취하였다.

관내측 및 공기측의 열전달량은 각각 입출구 온도 및 엔탈피를 이용하여 다음과 같이 구한다.

$$Q_w = M_w C_{pw} (T_h - T_o) \quad (6)$$

$$Q_a = G_a (H_o - H_i) \quad (7)$$

따라서 본 연구에서는 공기측의 열전달계수를 식 (6), (7)에서 구한 열전달량을 기초로 Wilson Plot법을 이용하여 얻었다.

$$Q = FUA_o \Delta T_{am} \quad (8)$$

여기서  $F$ 는 보정계수이며,  $Q$ 는 식 (6) (7)의 평균을 취하여 얻는다. 본 실험에서 공기와 물의 열수수비는 5% 이내에서 일치하였다. 그리고 Wilson Plot법에 의하여 총합 열전달계수를 구할 때, 입, 출구 온도차를 줄이기 위하여 유량을 증가시켜 실험을 하고, 산술평균 온도차를 취하기 때문에 보정계수는 1로 가정하여 계산을 하였다. 또한 총합 열전달계수는  $U$ 는

Table 2 Geometric dimension for experimental fin sample

Geometric Parameter	Large Scale Model	Prototype Model	Remarks
Scale Factor	3	1	For All Sample
Frontal Area (mm <sup>2</sup> )	315×36	315×210	
Frontal Velocity (m/s)	0.25-1.0	0.5-1.7	
Fin Pitch (mm)	3.6	1.2	
Fin Thickness (mm)	0.3	0.1	
Row Pitch (mm)	38.1	12.7	
Step pitch (mm)	63	21	
Tube Diameter (mm)	22.5	7.5	
Hydraulic Diameter (mm)	6.3	2.1	For Slit Fin
Slit Height (mm)	2.7	0.9	
Slit Width (mm)	3.0	1.0	For Louvre Fin
Louvre Pitch (mm)	4.2	1.4	
Louvre Height (mm)	1.05	0.35	

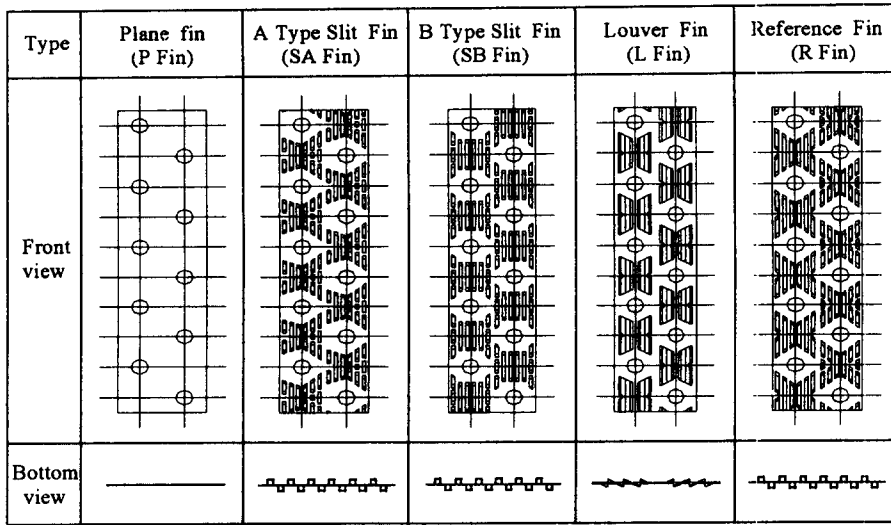


Fig. 2 Fin configurations used in this study

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_o} + R_f + R_c + \frac{\Delta x}{A_m k_f / A_o} + \frac{A_o}{A_i h_i} \quad (9)$$

로 표현되며, 우변의 2~4항은 동일크기의 열교환기를 사용하기 때문에 상수가 가능하다. 따라서 공기측 열전달계수는 식 (10)에 관내측의 열전달계수  $h_i$ 를 대입하여 결정한다.

$$h_i = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4} \frac{k}{d_i} \quad (10)$$

### 3. 실험모델

본 연구에서는 가정용 에어컨에 가장 많이 사용되고 있는 2열의 엇갈림 배열을 갖는 7mm관경의 열교환기를 기준모델로 사용하였다. 이 연구에서 사용된 핀 시료에 대한 기하학적 차원은 Table 2와 같고 형상은 Fig. 2에 주어졌다. 평판핀은 루버 또는 슬릿핀과는 달리 표면에 열전달 향상기술이 적용되지 않은 핀으로써 비교 기준을 설정하기 위한 것이다. 슬릿핀 계열은 공기유입방향으로 부터 6개의 슬릿극으로 구성되어 있으며, 각 핀에 대하여 나뉠대로의 향상기술을 접목한 것이다. A형 슬릿핀은 입구부의 슬릿 면적을 축소함으로써 공기를 관(tube)측으로 집중하도록 하여 관에서의 직접적인 대류열전달을 촉진토록하고, 출구부는 공기유입방향과 이루는 각을 크게하여 관후류의 정체영역을 줄여 열전달 향상을 도모한 것이다. B형 슬릿핀은 입구부와 출구부의 슬릿을 잘게 쪼개, 들어오는 공

기의 난류화와 나가는 공기의 속도균일화로부터 열전달 향상과 유체소음의 저감을 꾀하고자한 것이다. 루버핀은 평행 루버핀의 일종으로 루버수만 축소하여 적용한 것으로 슬릿핀 계열과 비교하기 위한 것이다. R형 핀은 슬릿을 양방향으로 번갈아서 절개시켜 선단효과를 극대화시킨 핀으로 평면상으로 X자 형상을 하고 있다. 이 형상은 실험모델의 실험결과가 이미 문헌상에 유일하게 발표되어 있다.<sup>(11)</sup> 여기서 R형 핀과 평판핀을 제외한 3종의 핀은 본 연구에서 새롭게 설계, 제작한 것이다.

### 4. 결과 및 토의

본 연구의 결과는 여러 가지 핀형상에 따른 열전달 및 압력강하 특성을 파악하기 위하여 열교환기 개발 단계에서 실시한 상사실험과 실물실험의 결과를 비교 제시한 것이다. 특히 상사실험에서는 열교환기의 현열성능 평가만 가능하기 때문에 실물실험에서도 온수를 이용한 실험만을 수행하였다. 그리고 여러 형태의 핀에 대한 성능예측과 평가를 위하여 실시한 상사실험과 실물실험의 결과를 각각 비교함으로써 열교환기 개발단계의 타당성을 조사하였다. 또한 본 연구에서는 실물을 이용한 냉매(R-22) 모사실험을 추가로 실시하여 사용 용도에 따른 최적 핀의 형상을 도출하였다.

#### 4.1 확대모형 실험의 검증

확대모형 실험을 이용하여 새로운 핀패턴을 개발

하기 위해서는 확대모형 실험 및 실험장치에 대한 검증이 선행되어야 한다. 검증에 사용될 핀 형상은 실물실험 결과가 이미 문헌상에 유일하게 발표된 R 핀<sup>(11)</sup>을 이용하였으며, 여기서 제시된 결과들이 단속표면 형상을 위주로 한 것이기 때문에 평판핀 보다는 단속표면핀을 사용하는 것이 보다 타당하다. R 핀은 Hiroaki 등<sup>(11)</sup>에 의하여 제시된 슬릿핀으로써 생산 한계내에서 1.0mm 간격으로 슬릿을 상하 교대로 반복, 성형시켜 경계층 선단효과를 극대화 하였고, 관후면에서 발생하는 유동의 사영역 (dead zone)을 감소시키기 위하여 X자 모양으로 슬릿을 가공함으로써 유효 표면적을 최대한 늘렸으며, 모든 슬릿의 좌우입상부를 공기 유입방향에 대

하여 경사지게 배치함으로써 난류를 최대한 촉진할 수 있도록한 것이다.

Fig. 3,4는 공기유속 변화에 따른 R핀의 열전달 계수와 압력강하 특성을 확대모형 실험과 Hiroaki 등<sup>(11)</sup>의 실물 실험결과를 각각 비교한 것이다. 열전달계수는 열량제로 측정된 결과를 Wilson plot법을 이용하여 총괄 열전달계수로부터 공기측 열전달계수를 도출한 것이다. 이는 실제 열교환기의 성능평가에 사용되는 가장 신뢰성 있는 방법으로 알려져 있다. 열전달계수는 가정용 공조기의 운전대역인 1.0m/s~1.5m/s의 속도만을 고려할 때, 1.0m/s에서는 실물과 동일하지만 강속모드인 1.5m/s에 근접할수록 편차가 약간 증가하여 2.7% 정도 낮게 평가되었으며, 이때 확대모형에 대한 전체 오차의 표준편차는 3.0% 였다. 실물에 대한 성능평가에도 일반적으로 3.0% 내외의 측정오차가 있기 때문에 본 연구에서 제시한 확대모형 실험의 결과로도 실물 열교환기의 특성을 매우 잘 예측할 수 있다. 2.0m/s에서도 3.6%의 편차를 보여 전 범위에 대하여 4% 이내로 예측이 가능하여 확대모형 실험이 매우 효과적인 도구로 사용될 수 있음을 확인하였다.

압력강하는 운전대역만을 고려하면 실물실험이 확대모형 실험보다 거의 3.2% 정도 일정하게 높은 것으로 나타났으며, 오차의 표준편차는 4.0%이다. 그러나 속도가 1.5m/s 이상으로 증가할수록 실험 결과는 거의 일치하고 있다. 이상의 결과로부터 압력강하 또한 비교적 정확한 예측이 가능함을 확인하였다.

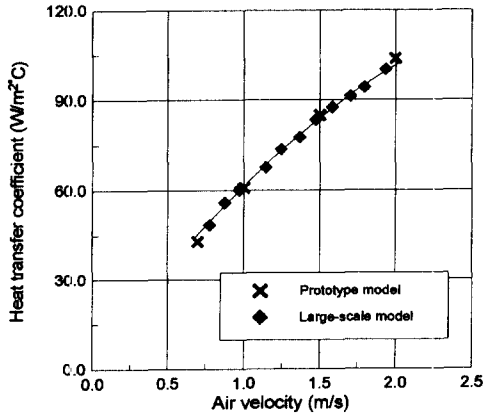


Fig. 3 Comparison of heat transfer coefficient for large scale model and prototype model using R-fin

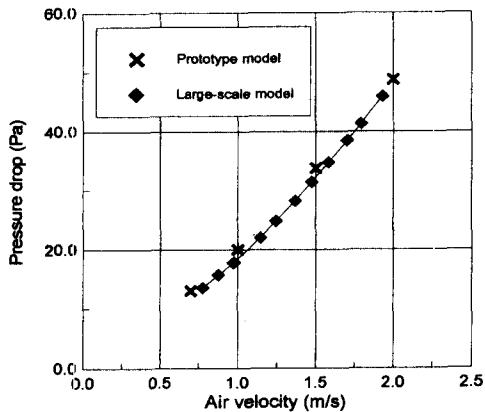


Fig. 4 Comparison of pressure drop for large scale model and prototype model using R-fin

#### 4.2 평판핀의 열전달 특성

Fig. 5는 평판핀에 대한 공기유속에 따른 상사실험과 실물실험에서의 열전달계수와 압력강하 특성을 각각 비교한 것이다. 실물실험의 열전달계수는 정상운전속도(약 1.0m/s 정도)에서는 상사실험 결과와 거의 동일하지만 곡선맞춤(curve fitting)에 의하여 예측한 강속(1.5m/s 이상)모드에서는 8.3% 정도 높았다. 핀간의 채널유동이 지배되고 있는 평판핀의 유동은 실제보다 핀간격이 3배 증가된 상사실험에서는 실물실험보다 속도가 더욱 발달되어 열전달계수 값이 다소 낮게 평가될 수 있다. 따라서 평판핀에 대한 상사실험은 속도가 완전히 발달되지 않는 1열을 이용하거나 확대비율 더 줄여서 수행함으로써 보다 근접된 자료획득이 가능할

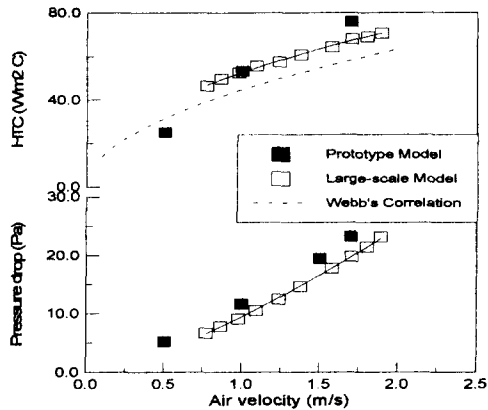


Fig. 5 Heat transfer coefficient and pressure drop characteristics of plane fin(P fin)

상사실험용 장치의 평판핀에 대한 적합성 여부와 저속에서의 측정 정밀도에 기인하지만 현재의 결과로도 성능을 예측하는데 무리가 없을 것으로 생각된다.

#### 4.3 슬릿핀 계열의 열전달 특성

비교적 저속으로 운전되는 가정용 열교환기에서 가장 적합한 형태의 단속표면은 슬릿핀이라는 사실이 이미 밝혀진 바 있다.<sup>(1)</sup> 따라서 본 연구에서는 두 가지 형상의 슬릿핀을 연구시료로 사용하였다. 그리고 R 핀은 상기에서 타당성을 검증하였기 때문에 여기서는 제외하였다. 제시된 핀들은 공기유입방향으로 부터 핀면을 따라 6개의 슬릿 군을 상하교대로 들어올려 가공하였지만, 각 슬릿 군의 형상이 각각 다르기 때문에 전혀 다른 열전달 특성을 갖는다.

것으로 사료된다. 반면 실물실험 결과를 Webb 등<sup>(13)</sup>의 관계식과 비교하여 보면 19%에서 25%까지 높게 평가되는데, 이는 Webb 등의 관계식이 본 실험의 영역보다 유속이 훨씬 큰 영역에서 제안된 것이고, 관계식에 고려된 fpi(inch 당 fin수)가 21이하일 때 측정된 것이기 때문에 21 fpi를 이용한 현재의 실험결과와는 약간의 편차가 있을 수 있다. 그러나 상사실험과는 편차가 보다 적고 비슷한 경향을 보이고 있다. 압력강하는 정상운전 속도에서는 비교적 큰 편차를 보이는 반면, 속도가 증가할수록 편차가 다소 줄어든다. 결과적으로 평판핀에 대한 상사실험 결과는 실물실험과 다소 큰 편차를 보이는 것으로 나타났다. 이는 본 연구에 사용된

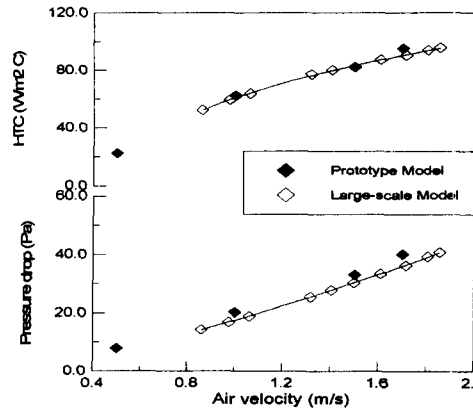


Fig. 6 Heat transfer coefficient and pressure drop characteristics of SA fin

#### 4.3.1 SA 핀

Fig. 6은 SA 핀에 대한 공기유속에 따른 실물실험과 상사실험에서의 열전달계수와 압력강하 특성을 각각 나타낸 것이다. 이 핀은 기존의 R 핀과 유사한 구조를 갖지만 공기유입부 슬릿의 최대허용면적을 축소시켜 열전달계수는 보존하면서 압력강하를 줄이도록 한 것이다.<sup>(1)</sup> 실물실험시의 열전달계수는 상사실험에 비해 정상운전속도에서는 2.3% 정도 높게 나타나고 있으며 속도가 증가할수록 그 편차가 줄어들어 강속에서는 대략 1.5% 정도 밖에 차이가 나지 않고 있다. 그리고 크기도 정상운전속도에서 62.5(W/m<sup>2</sup>°C) 정도이어서 대략 65를 유지하고 있는 R 핀<sup>(1)</sup>과 4% 정도의 편차를 보여 거의 동일한 값을 갖는 것으로 나타났다. 이로써 열전달계수는 상사실험으로도 정밀한 예측이 가능할 것으로 판단된다. 압력강하는 실물실험에서 대략 9.4~16.5%까지 다소 높게 평가되는데, 이는 비교적 저속에서 이루어지는 상사실험의 특성상 핀면과의 마찰력 저하에 기인하지만 전반적인 경향을 파악하기에는 충분할 것으로 생각된다.

#### 4.3.2 SB 핀

SB 핀은 공기유입방향의 입출구단의 슬릿을 삼분할하여 난류촉진과 출구속도의 균일화를 꾀하도록 하였고, 중앙부의 4개의 슬릿군은 공기방향과 일치하도록 직사각형 형상으로 구성하였다. Fig. 7에 SB 핀에 대한 공기유속에 따른 실물실험과 상사실험에서의 열전달계수와 압력강하 특성을 각각 제시하였다. 실물실험시의 열전달계수는 상사실험

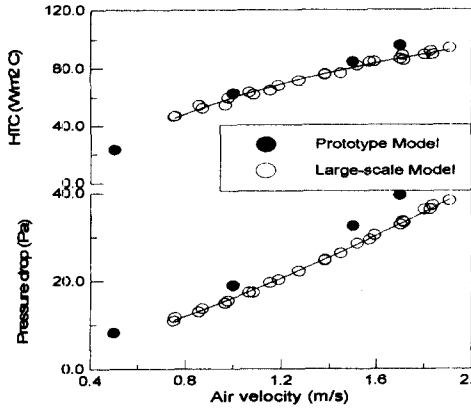


Fig. 7 Heat transfer coefficient and pressure drop characteristics of SB fin

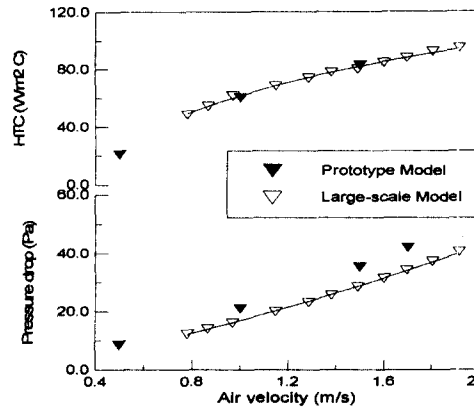


Fig. 8 Heat transfer coefficient and pressure drop characteristics of louver fin(L fin)

에 비해 정상운전속도에서는 4% 정도 높게 나타나고 있으며 속도가 증가할수록 SA 핀과는 반대로 편차가 증가하여 강속에서 대략 4.6% 정도 높게 평가되었다. 열전달계수의 크기 또한 정상운전속도에서 SA 핀과 거의 동일한 값을 가져 슬릿핀은 설계변화에 민감하지 않음을 보여주고 있다. 압력강하는 실물실험이 정상운전속도에서 강속으로 갈수록 증가하여 대략 16~18%까지 상사실험보다 높았다. 따라서 슬릿핀의 압력강하는 핀면에 가공되는 단속표면의 종류에 따라 매우 민감한 특성을 가지고 있다.

4.4 루버핀의 열전달 특성

본 연구에서 사용한 루버핀은 일반적으로 자동차용 열교환기와 같이 고속유동에서 주로 많이 사용되어 왔던 평행 루버핀을 루버수를 축소하여 비교적 저속에서 운전되는 가정용에 적합하도록 설계변경한 것이다. Fig. 8은 루버핀에 대한 공기유속에 따른 실물실험과 상사실험에서의 열전달계수와 압력강하 특성을 각각 나타낸 것이다. 루버핀의 열전달계수는 정상운전속도와 강속에서 2% 미만의 편차를 보여 제시된 핀 중 가장 적었고, 압력강하는 전범위에 걸쳐서 23% 정도의 편차를 보였다. 즉 루버핀의 경우는 속도가 증가할수록 루버와 평행하는 유동이 발생하여 루버높이에 의한 저항이 증가되지만 상사실험의 경우와 같이 속도가 아주 낮은 구역에서는 루버 사이를 통과하지 않기 때문에 상대적으로 압력강하가 실물실험보다 저하되는 것으로 사료된다.

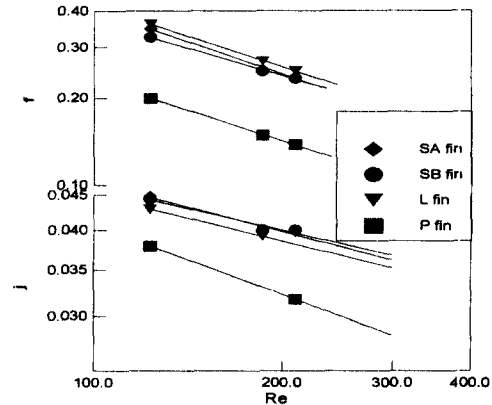


Fig. 9 j, f factor vs. Re number for four prototype model

이상의 비교결과 현재의 상사실험장치는 슬릿핀 및 루버핀과 같은 단속표면에 대해서는 열전달특성을 비교적 정확하게 예측할 수 있지만 평판핀의 경우는 정밀측정을 위하여 실험방법의 변화를 고려할 필요가 있다.

4.5 핀별 열전달 특성 비교

Fig. 9는 설계된 4 종류의 핀에 대한 열전달 특성을 비교분석하기 위하여 Re 수에 따른 j, f factor를 실물실험 결과를 기준으로 하여 제시한 것이다. 실물실험 결과를 이용한 것은 각 핀에 대한 보다 정확한 특성파악을 위한 것이며, 여기서 Re 수가 100 이하일 때의 자료는 수록하지 않을 원칙으로 하였다. 열전달계수의 측정은 0.5 m/s(Reynolds 수=61)에서도 수행되었지만, 여기서



는 자연대류에 가까운 열전달 특성을 보유하고 있어서 강제대류를 하는 열교환기의 특성상 적절하지 못한 결과를 초래할 수도 있기 때문이다. 또한 이상의 결과들이 가정용 에어컨에 적용될 목적으로 검토되었기 때문에 작동범위를 벗어난 1.7 m/s 이상에서의 결과는 고려하지 않았다. 열전달 특성을 파악하는 무차원 변수인  $j$  factor의 크기는 슬릿핀, 루버핀, 평판핀의 순으로 나타나고 있으며, 압력강하의 특성을 파악하는 무차원수인  $f$  factor는 루버핀, 슬릿핀, 평판핀의 순을 보이고 있다. 특히 SB 핀의 경우는 현열성능만을 고려할 때 열전달 특성은 상대적으로 우수하고 압력강하 특성은 작게 나타나 여러 핀중 가장 이상적인 것으로 판단된다. 그와 반대로 L핀은 정반대의 특성을 갖는다. 슬릿핀 계열의 경우 SA 핀의 열전달은 정상운전 속도에서는 SB 핀 보다 약간 높지만 속도가 증가할수록 반대의 현상을 보이는데, 이는 SB 핀의 슬릿전면부의 유동 삼분할에 의한 난류증대 효과에 기인하는 것으로 판단된다. 결과적으로 슬릿 또는 루버핀과 같은 단속표면의 핀들은 현재의 Re 수 범위에서는 열전달 성능에 있어서 큰 차이를 보이고 있지 않기 때문에 어느 핀이나 가정용 에어컨으로의 적용이 가능하다. 마찬가지로 슬릿핀 계열에서 SA 핀의  $f$  factor는 정상운전 속도에서는 SB 핀 보다 약간 높지만 속도가 증가할수록 거의 동일한 크기를 가지고 있어서 슬릿핀 계열은 고속에서 거의 유사한 공기저항을 받는다. 반면 루버핀은 전범위에 걸쳐서 슬릿핀 보다  $f$  factor 값이 커서 열전달뿐만 아니라 압력강하 특성에서도 좋지 않은 것으로 나타났다.

#### 4.6 냉매 모사실험결과

냉매모사실험은 냉운수 실험과는 달리 특별한 이

론적인 배경은 없지만, 시료의 능력에 맞도록 실험 장치의 사이클 평형(cycle balance)이 자동으로 조절되기 때문에 열교환량(capacity)과 같은 자료는 실제 공조기(또는 열교환기)의 능력으로써 평가될 수 있으며, 다른 환산과정이 필요없어 설계자들이 편리하게 이용할 수 있는 장점이 있다. 또한 용도 별로 사용이 가능하도록 응축, 증발실험이 동일한 설비에서 수행될 수 있으며, 각각 응축, 증발압력 또는 과냉도, 과열도 등을 조정하여 실제 공조기의 사이클과 유사한 조건을 선정함으로써 사이클상의 능력을 미리 예측해 볼 수 있기 때문에 현장에서 많이 이용되고 있는 실험이다. Table 1에 이와 관련된 실험조건을 제시하여 놓았다. 이때의 능력(capacity)은 식(7)에 주어진 방식으로 결정된다. 실험은 공조용 열량계를 사용하였으며, 사용냉매는 현재 공조시스템에 가장 많이 사용되는 R-22를 이용하였다. 실험결과와 정확도를 위해서 ASHRAE STANDARD 33-78에 규정된 공기 대 냉매의 열수수비가 5% 이내인 자료만을 사용하였다. 증발기 용도로서의 적합성 타진을 위하여 증발실험을 실시하였으며, 실험에 사용된 시료는 물실험과 마찬가지로 Table 2에 제시된 크기의 열교환기를 이용하였다.

증발기로서의 능력에 관한 한, SA, SB 핀의 열전달계수는 R 핀과 거의 동일한 값을 보유하고 있지만, 열전달 능력면에서는 습구온도 등과 같은 제 실험조건과 증발기 성능에 있어서 중요한 인자인 응축수량과 처리능력에 따라 큰 차이를 보인다. 따라서 거의 동일한 열전달 계수를 보유하고 있다 할지라도 Table 3에서 보듯이 성능면에서는 큰 차이를 갖는다. 여기서 현열비는 전체 열전달 능력을 1로 보았을 때 응축수량을 기준으로 계산된 잠열량을 제외한 현열량의 비율이다. 평판핀은 다른 단속

Table 3 Results of simulation test using refrigerant R-22

Parameter		P Fin	SA Fin	SB Fin	L Fin	R Fin
Q (W)	1.0(m/s)	1455.49	1522.37	1539.93	1522.72	1595.87
	1.5(m/s)	1743.22	1862.20	1928.72	1894.76	1982.80
Sensible Heat Ratio	1.0(m/s)	0.736	0.720	0.739	0.731	0.723
	1.5(m/s)	0.781	0.774	0.781	0.790	0.773
$\Delta P$ (Pa)	1.0(m/s)	13.524	24.206	24.304	23.226	26.754
	1.5(m/s)	23.324	42.238	44.296	40.474	47.432

표면의 핀보다 정상운전 속도에서는 능력차가 별로 없지만 강속에서는 편차가 점점 커진다. 따라서 단속표면의 효과는 속도가 증가할수록 더욱 뚜렷하게 나타난다. 정상운전속도를 기준으로한 증발 열전달 성능은  $R > SB > L > SA > P$ 핀의 순으로 나타나고 있으며, 현열이 차지하는 비율은 SA, R 핀이 상대적으로 낮고 기타 핀들이 상대적으로 높다. 따라서 전열능력의 측면만 고려하면 SA, R형 핀은 잠열비율이 상대적으로 높기 때문에 증발기 용도로써 적합하며, L형 핀의 경우는 속도가 증가할수록 현열 성능의 크기가 여타의 핀에 비해 커지므로 응축기에 적합한 것으로 판단된다. 또한 P핀의 값은 다른 단속표면의 핀과 10% 이내에 위치하는데, 이는 응축수의 생성량이 작더라도 배수성능이 뛰어나 처리속도가 증가하기 때문에 그 차이가 적어지는 것으로 판단된다. 즉, 증발성능은 열교환기 자체의 능력이라기 보다는 핀면에서의 습공기와 접촉하는 순간 생성되는 응축수량과 그 배수성능에 크게 좌우되기 때문이다. 따라서 허용범위를 크게하면 증발기로 충분히 사용할 수 있는 가능성을 보여주고 있다.

압력강하는 단속표면의 핀만을 고려할 때 현열실험에서는  $L > SA > SB$ 의 순으로 나타나지만 응축수가 발생하는 증발실험에서는  $SB > SA > L$ 의 순으로 나타나고 있다. 다시말해서 상대적인 평가이기는 하지만 루버핀은 응축실험에서는 슬릿핀 계열에 비해 공기의 저항이 크지만 증발실험에서는 응축수가 고여있지 않고 배수가 잘 이루어지는 구조이어서 공기의 저항이 최소화되어 압력강하가 적다. 그러나 슬릿핀 계열은 응축실험에서는 루버핀에 비해 공기저항이 적지만 증발실험에서는 슬릿 자체가 응축수가 잘 배수되지 않고 고여있는 구조로 구성되어 있어서 공기의 저항이 증가하였다. 즉 슬릿핀은 응축수의 발생이 진행됨에 따라 슬릿내에 표면장력이 작용하여 낙하를 방해하고 슬릿내에 잔류하게 함으로써 압력강하를 더욱 증대시키는 요인으로 작용하지만,<sup>(14)</sup> 루버핀은 응축수의 배수가 잘되는 구조이기 때문에 증발실험에서 압력강하가 슬릿핀에 비해 낮아지는 것으로 사료된다. 따라서 응축수의 배수를 원활하게 하려면 루버핀의 선정을 고려하여야 한다. 참고로 R 핀은 열전달 능력도 높지만 압력강하 또한 커서 저소음화 디자인을 강조하고 있는 최근의 경향에 비추어 볼 때 바람직하지 못한 특성을 갖고 있다.

## 5. 결 론

본 연구는 가정용 공조기에 적용하기 위하여 고안된 3 종류의 단속표면 핀을 장착한 핀-관 열교환기에 대하여 적절한 개발 프로세스를 추적해가면서 각 단계에서의 열전달 및 압력강하 특성을 실험적으로 평가한 것이다. 성능예측을 위하여 확대모형 실험을 도입하였고, 그 결과의 타당성을 검증하기 위하여 간이금형의 제작을 통한 실물 온수실험을 실시하였다. 그러나 이 실험들이 열교환기의 현열 열전달계수만을 평가하였기 때문에 추가로 잠열성능을 냉방능력을 근거로 평가할 수 있는 냉매 모사 실험을 실시하여 각 핀에 대한 종합적인 성능평가를 수행하였다. 그 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 기존 R핀의 확대모형 실험은 Hiroaki의 실물실험과 열전달 및 압력강하 특성 모두 비교적 잘 일치하였다.

(2) 본 연구에서 제시한 새로운 형상의 핀에 대해서 확대모형 실험의 열전달계수는 가정용 공조기의 실제 운전대역에서 대략 4% 이내로 실물값을 예측하였으며, 평판핀은 대략 8% 이내로 예측이 가능하였다. 반면, 압력강하는 핀 종류에 관계없이 9%에서 23%까지의 실질적인 편차를 보였다.

(3) 잠열성능을 고려한 냉매모사실험 결과, 냉방능력만으로 판단해 볼 때 SA 핀은 증발기 용도, L 핀은 응축기 용도로 적합한 것으로 사료된다.

(4) 본 연구에서 제시한 새로운 형상의 핀만을 고려할 때, 현열실험의 압력강하는 루버핀이 슬릿핀 보다 크지만, 잠열이 고려된 증발실험에서는 그와 반대로 나타나 공조기 운전시 발생하는 응축수의 배수를 원활하게 하려면 루버핀이 선정되어야 한다.

## 참고문헌

- (1) 윤점열, 강희찬, 이관수, 김무환, 1995, "확대모형을 이용한 특성화된 핀형상의 열전달 평가," 공조냉동공학회 동계학술발표 논문집, pp. 80~85
- (2) 時田雄次, 神坂光男, 青木美昭, 渡 吉典, 1982, "空冷熱交換器の高性能化に關する基礎研究" 三菱重工技報, Vol. 19, No. 5. pp. 46~54

- (3) 鳥越邦和, 中田春男, 仲澤優司, 1993, “管付フラットフィン型熱交換器熱傳達特性,” 第27回空調冷凍連合講演論文集, pp. 109~112
- (4) 小井戸哲也, 田中達夫, 長岡良明, 1992, “エアコン用コンパクト熱交換器開發” 第26回空調冷凍連合講演論文集, pp. 165~168
- (5) 윤준원, 윤점열, 김무환, 1995, “핀-관 열교환기의 공기측 유동 및 전열특성에 관한 수치해석적 연구,” 공조냉동공학회 동계학술발표 논문집, pp. 74~79
- (6) Davenport, C. J., 1984, “Correlations for Heat Transfer and Flow Friction Characteristics of Louvered Fin Heat Transfer-Seattle 1983,” *AIChE Sym. Series*, No. 225, Vol. 79, pp. 19~27
- (7) Achaichia, A. and Cowell, T. A., 1988, “Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics of Flat Tube and Louvered Plate Fin Surfaces,” *Exp. Thermal and Fluid Science*, Vol. 1, pp. 147~157
- (8) Hatada, D., Ueda, U., Oouchi, T. and Shimizu, T., 1989, “Improved Heat Transfer Performance of Air-Coolers by Strip Fins Controlling Air Flow Distribution,” *ASHRAE Trans.*, Vol. 95, Part 1, pp. 166~170
- (9) Nakayama, W. and Xu, L. P., 1983, “Enhanced Fins for Air-Cooled Heat Exchangers-Heat Transfer and Friction Factor Correlations,” *Proc. of the 1983 ASME-JSME Thermal Eng. Conf.*, Vol. 1, pp. 495~502
- (10) 강희찬, 김무환, 윤점열, 김현영, 1995, “공조기용 열교환기의 공기측 유동 및 열전달 특성을 고찰하기 위한 확대 모형실험,” 공조냉동공학회 동계학술발표 논문집, pp. 42~47
- (11) Hiroaki K., Shinichi I., Osamu A., Osao K., 1989, “High Efficiency Heat Exchanger,” *National Technical Report*, Vol. 35, No. 6, pp. 71~79
- (12) Webb R. L., 1994, “Principles of Enhanced Heat Transfer,” John Wiley & Sons, Inc., Chap. 5~7
- (13) Gray, D. L. and Webb, R. L., 1986, “Heat Transfer and Friction Correlations for Plate Fin and Tube Heat Exchangers Having Plain Fins,” *Proc. of the 9th International Heat transfer Conf.*, San Francisco
- (14) Itoh, M., Kogure, H., Miyagi, M., Mochizuki, S., Yagi, Y. and Kunugi, Y., 1995, “Development of an Accordion-Type Offset-Fin Heat Exchanger for Air-Conditioners,” *Trans. of the JAR.*, Vol. 12, No. 2, pp. 219~224