

<논 문>

## 2열 횡 튜브 열교환기의 공기측 압력강하 및 열전달 특성을 고찰하기 위한 확대 모형실험

강희찬\* · 김무환\*\*

(1996년 6월 10일 접수)

### A Large Scale Model Test to Investigate the Pressure Drop and Heat Transfer Characteristics in the Air Side of Two-Row Heat Exchanger

Hie Chan Kang and Moo Hwan Kim

**Key Words :** Heat Exchanger(열교환기), Fin Tube(횡 튜브), Air Conditioning(공기조화), Pressure Drop(압력강하), Heat Transfer Coefficient(열전달계수), Louver Strip(루버 스트립), Law of Similarity(상사법칙), Thermal Resistance(열저항)

#### Abstract

This work is performed to investigate the pressure drop and heat transfer characteristics in the air side of finned-tube heat exchanger for air conditioner. Experimental apparatus and method are described to simulate the heat exchanger performance by using the three times enlarged model. The pressure drop and heat transfer coefficient were measured and compared for the heat exchangers with a plane fin and a commercial strip fin. The measured data for the strip fin agree well with those of prototype within a few percentages. For the plane fin, the measured data had similar trend to Gray & Webb's correlation at high air velocity, however a new correlation is needed to give more accurate prediction at low air velocity. It is found that most heat was transferred around the front row of the two-row heat exchanger, and the ratio of thermal load at the front tube row was increased for decreasing air velocity.

#### 기 호 설 명

$A$  : 표면적

$A_{fr}$  : 열교환기 입구 단면적

$A_s$  : 횡 전체표면적

$c_p$  : 비열

$D$  : 관직경

$D_h$  : 수력직경

$f$  : 압력강하계수

$h$  : 열전달계수

$j$  : Colburn factor

$k$  : 열전도율

$m$  : 유효 전열관의 수

$n$  : 유효 횡의 수 또는 확대비

$p$  : 압력

$q$  : 전열량

$Q$  : 총전열량

$Pr$  : Prandtl수

$Re$  : Reynolds수  $\left( = \frac{VD_h}{\nu} \right)$

$Re_d$  : 관 직경과 최고 풍속으로 정의한 Reynolds

\*회원, 군산대학교 기계설계학과

\*\*회원, 포항공과대학 기계공학과

$$\text{수} \left( = \frac{V_{\max} D}{\nu} \right)$$

- $T$  : 온도  
 $\nu$  : 공기속도  
 $V$  : 열교환기 전면 공기속도  
 $V_c$  : 환내 내제된 공기의 체적  
 $x$  : 좌표  
 $\rho$  : 밀도  
 $\mu$  : 점성계수

### 상첨자 및 하첨자

- $a$  : 공기  
 $AM$  : 산술평균  
 $ex$  : 열교환기 출구  
 $f$  : 환  
 $in$  : 열교환기 입구  
 $loss$  : 열손실  
 $LM$  : 대수평균  
 $m$  : 모형 또는 모형의 실험조건  
 $p$  : 실험 또는 실험의 실험조건  
 $t$  : 튜브  
 $w$  : 벽면  
 $1$  : 전열 전열관  
 $2$  : 후열 전열관  
 $*$  : 무차원 값

## 1. 서 론

공조기분야에서 CFC 계열의 냉매의 사용이 규제됨에 따라 공조기용 열교환기의 설계기술의 중요성이 커지게 되었다. 최근 기술보호주의가 확산됨에 따라 외국으로부터 특허도입 및 기술의 공여가 점차적으로 어려워지고 있다. 국내에서도 하절기 전력수급의 악화로 냉방기기의 성능향상을 정부차원에서 유도하고 있으며 민감한 소비자의 욕구를 만족시키기 위하여 공조기의 저소음화 및 경량화도 동시에 요구되고 있다.

공조기에서 사용되는 열교환기인 증발기와 응축기는 고성능화 즉, 소형화, 고효율화 및 저소음화의 모든 요소에 직접적으로 영향을 주므로 대체냉매용 또는 신형 공조기의 개발 및 설계기술에 필수적인 요소이다. 전열성능은 여러 요소에 의하여 복합적으로 영향을 받으며 이를 열흐름의 저해요소인

열저항으로 분류할 때 공기측의 열저항이 전체 열저항중 70~90%를 차지하여 열교환기의 성능을 향상시키기 위해서는 공기측의 전열성능을 개선하는 것이 필수불가결하다.

열교환기의 성능향상의 주요목표인 압력강하의 감소와 전열량의 축진을 위하여 아래와 같은 관점에 연구개발이 진행되었다. 속도가 같은 유체의 유동에 대하여 관의 직경이 작아지면 열전달계수는 상승한다. 이는 관직경이 작아질수록 경계층의 두께가 얇아지기 때문이다.<sup>(1)</sup> 다음으로 동일한 대표길이에 대하여 튜브에 조립된 환의 표면에 난류증가장치(turbulence promoter)를 설치하는 것이다. 평판 환의 모양을 파형이나 굴곡지게 만든 환(wavy or corrugated fin)을 설치하거나 루버 환(louver fin)을 설치함으로써 난류를 유발시키고 환과 접하여 흐르는 유동의 길이를 길게 하여 전열을 촉진시키는 방법이다.<sup>(2,3)</sup> 초기에는 파형 환을 사용하였으나 루버 환이 보편적으로 전열성능을 향상시킨다고 알려지고 있다.<sup>(1)</sup> 최근 환 튜브 열교환기에서 열전달계수를 향상시키는 방안중 가장 중요시될 수 있는 것이 단속적인 표면(interrupted surface)을 제공하는 방법이다.<sup>(1,4,5)</sup> Fig. 1과 같이 단순한 평판 환인 경우에는 환의 선단으로부터 열경계층이 자라기 시작하여 흐름방향으로 진행함에 따라 열경계층의 두께가 점차 두꺼워지며 국부열전달계수는 감소한다. 여기에 흐름방향으로 여러 개의 스트립(strip)을 설치하면 각 스트립의 선단마다 높은 열전달계수를 얻을 수 있고 결과적으로 평균열전달계수를 증가시킬 수 있다.

이러한 환-튜브형 열교환기에서 선단효과를 극대화하기 위하여 생산공정이 허용하는 한도내에서 크기가 작은 다수의 스트립을 만들려 하고 있다. 이와 더불어 배수성능을 좋게 하고 압력강하를 감소시키기 위하여 스트립의 형상에 변화를 주고 있다.

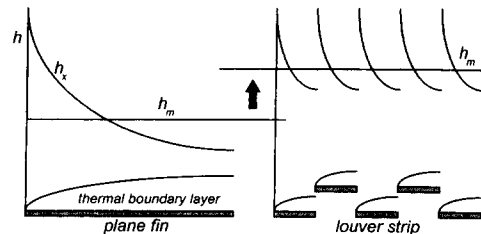


Fig. 1 Conceptual drawing for the thermal boundary layer and heat transfer coefficient of plane and strip fin, from Ito. *et al.*<sup>(4)</sup>.

이러한 개념으로 상용화된 원의 형상은 매우 복잡한 기하학적 형상을 갖는다. 앞으로 기존의 열교환기의 성능을 향상시키기 위해서는 기하학적 형태가 더욱 복잡해질 가능성이 크다. 복잡한 기하학적 형상을 갖는 스트립핀의 성능을 실험적으로 평가하기 위해서는 대상의 모형이 필요하다. 그러나 복잡한 실제의 형상을 제작하는 데는 많은 금형비와 가공비가 소요되므로 한 가지의 모형의 성능을 파악하는데 많은 연구비가 필요하다. 이를 2~3배 확대모형으로 실험하게 되면 시료의 제작비를 크게 줄일 수 있고 크기가 작은 소형의 모형에서 얻기 어려운 국부적인 특성도 알 수 있는 장점이 있다. 따라서 공조기용 열교환기의 확대모형을 이용한 상사실험은 중요하다.

본 연구에서는 기하학적 형상이 복잡한 에어컨용 열교환기의 공기측 압력강하 및 열전달 성능을 평가하기 위한 확대상사 실험기법과 실험방법을 개발하는데 주안점을 두었다. 대상은 현재 사용되고 있는 상용 스트립핀과 평판핀으로 하였다. 에어컨의 실제운전의 조건에 대하여 압력강하, 열전달계수 및 전열량의 배분 등을 실험적으로 구하였고 실험에 대한 실험결과 및 Gray와 Webb의 이론과 비교·검토하였다. 본 논문을 통하여 열교환기에 대한 연구방법을 구체화함으로써 새로운 원모형을 개발하는데 기여하도록 하고자 한다.

## 2. 실험장치 및 방법

### 2.1 상사관계

본 연구에서는 실험대상 원을 실제의 원 형상과

같이 하고 기하학적 확대비는 3배로 하였다. 실제 원과 확대모형의 상사성을 유지하기 위하여 비압축성, 정상유동과정의 공기측 질량보존방정식, 운동량방정식 및 에너지방정식의 무차원화로부터 아래의 식을 얻는다.

$$\nabla^* \cdot v^* = 0 \tag{1}$$

$$(v^* \cdot \nabla^*) v^* = -\nabla^* p^* + \frac{1}{Re} \nabla^{*2} v^* \tag{2}$$

$$(v^* \cdot \nabla^*) T^* = \frac{1}{Re \cdot Pr} \nabla^{*2} T^* \tag{3}$$

여기서

$$Re = \frac{\rho V D_h}{\mu} \quad D_h = \frac{4 V_c}{A_s} \tag{4}$$

이다. 상기의 식에서 각 인자는 대표 길이, 속도, 압력으로 수력반경, 입구의 공기 속도, 입구에서의 동압으로 무차원한 것이다. 수력반경을 원내의 공기체적( $V_c$ )과 원표면적( $A_s$ )으로 환산하였고 실험결과도 이에 따라 계산하였다. 위의 운동량방정식에서 Reynolds수( $Re$ )와 Prandtl수( $Pr$ )가 같다면 유동장 및 온도장이 상사한다. 상사에 필요한 또 다른 조건은 원의 무차원 표면온도분포가 같아야 한다는 것이다. 원의 열전도방정식에서 다음과 같은 관계를 얻는다.

$$\nabla^* (k_f \nabla^* T_f^*) = 0 \tag{5}$$

본 연구에서는 원형모형의 실제 운전조건에 상응하는 조건에서 실험하였고 실험조건이 Table 1에 정리되어 있다. 에어컨용 열교환기의 실험조건에 대하여 원형모형과 확대모형에 관련한 제 인자들간의 상관관계는 Table 2와 같다.

Table 1 Ranges of experimental condition and cases in the present work.

Parameter	Range or case
Types of fin	Plane and strip fin
Scale factor	Three times of prototype
Number of row	2 row
Number of test fin	9 ea.
Number of test tube	10 ea.
Frontal velocity	0.23~0.7m/s
Tube temperature	35~50℃
Inlet temperature	8~20℃

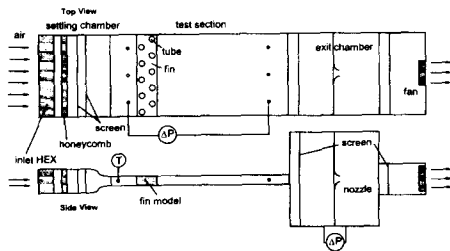
**Table 2** Comparison of parameters between prototype and enlarged scale model heat exchanger in the present work.

Parameter	Prototype HEX	Model HEX
Fin material	Aluminum	Aluminum
Scale factor	1	3( <i>n</i> )
Thermal conductivity (W/m°C)	222	222
Fin thickness (mm)	0.1	0.3( <i>n</i> )
Frontal velocity (m/s)	0.7~2.0	0.233~0.67 (1/ <i>n</i> )
Pressure drop*	1	1/9(1/ <i>n</i> <sup>2</sup> )
Heat transfer coefficient*	1	1/3(1/ <i>n</i> )
<i>Re</i> number*	1	1
<i>Pr</i> number*	1	1
<i>f</i> factor*	1	1
<i>j</i> factor*	1	1

\* Means the ratio of values of model to unit values of prototype.

## 2.2 실험장치

전술한 상사관계로부터 3배 확대모형에 대한 상사실험을 위해서는 매우 낮은 풍속이 요구되어 일반적인 풍동에서 실험을 수행하기에는 어려운 점이 많다. 본 연구목적에 적합하도록 두께 10mm의 투명한 아크릴판으로 소형풍동을 제작하였다. Fig. 2는 본 연구에서 사용된 실험용 소형풍동의 개요도이다. 소형풍동은 흡입 개방형으로써 공기유입을 위한 팬, 입구공기의 온도조절을 위한 입구열교환기, 유질의 향상과 균일유속을 유지하기 위한 정체실과 축소부, 주실험부 및 유량측정을 위한 출구부로 구성되어 있다. 이는 일반 풍동의 설계자료<sup>(6)</sup>를 기초로 제작하였다.

**Fig. 2** Wind tunnel used for the present experiment

팬의 규격은 최대풍량이 6.5m<sup>3</sup>/min, 최대정압이 150Pa로써 정격전압이 직류24V인 직류모터로 구동되도록 되어 있다. 주실험부에서의 풍속은 팬에 전압조절형 제어기를 이용하여 0.5~2.5m/s 사이에서 가변할 수 있도록 하였다. 이는 실제 공조기의 조건에 대하여 3배 확대모형에 상사하는 범위의 유속이다. 모형관의 열전달실험시 입구공기의 온도를 균일하게 하고 시간에 따른 변화를 최소화하기 위하여 소형풍동의 입구에 3열 흰-튜브형 열교환기(250mm×270mm×65mm)를 설치하였다. 입구열교환기의 관 내부에는 향온수조(Polyscience, 9501)로부터 물을 순환하였고, 순환수의 온도로 유입공기의 온도를 조절하였다. 유입공기의 유질을 향상시키기 위한 정체실은 2개의 100번 스크린과 직경 4mm, 길이 40mm의 스트로로 만든 하니컴, 면적 축소비가 1/3인 수축부로 구성하였다. 일반적인 풍동과는 달리 본 실험에 사용된 소형풍동은 유입공기의 풍량과 풍속이 매우 낮아서 일반적인 정체실의 조건과는 상이하었다. 따라서 정체실의 스크린과 하니컴의 규격은 연기에 의한 유동가시화에 의하여 공기의 유질과 균일도를 확인하는 반복작업을 통하여 결정하였다. 주실험부의 규격은 높이 28.9mm, 폭 316mm, 길이 520mm이다. 주실험부

의 유동단면은 본 실험에 사용되는 3배 확대모형권을 9장 설치할 수 있도록 하였고 길이는 모형권 후류에서 발생하는 와류가 충분히 소멸할 수 있도록 길게 하였다. 주실험부의 외벽은 두께 40mm의 스티로폼으로 단열시켰다. 출구부는 주실험부를 통과하는 유량을 측정하기 위한 것으로 1개의 오리피스노즐(orifice nozzle) 유량계와 3개의 스크린을 설치하였다. 오리피스노즐 유량계는 내경이 32.0mm로서 British Standard<sup>(7)</sup>의 규격에 따라 제작되었다. 오리피스노즐 유량계의 전·후방에 50번의 스크린을 두어 유동의 출구부의 입·출구 유동의 교란을 방지하였고 오리피스노즐 주위에 노즐 내경의 4배 이상의 자유공간을 두어 상·하류의 유동의 영향을 감소시키도록 하였다. 주실험부에서 유량측정부까지는 고무관과 고무 오-링을 사용하여 실험장치 외부와 공기의 유출입이 없도록 밀봉하였다.

본 실험에서는 국내에서 많이 사용되고 있는 공조기의 7mm의 전열관을 갖는 응축기와 증발기를 대상으로 하였고 Fig. 3은 실제 열교환기를 본 실험에 적용한 3배 확대모형의 외관규격을 나타내고 구체적인 규격은 Table 3에 정리하였다. 횡은 공기 흐름방향으로 76.2mm, 두께 0.3mm인 알루미늄판으로 흐름방향으로 직경 22.5mm의 엇갈림 배열을 갖는 2열 전열관으로 구성된 열교환기중 너비 방향으로 315mm, 10개의 전열관 (2열 5단)만을

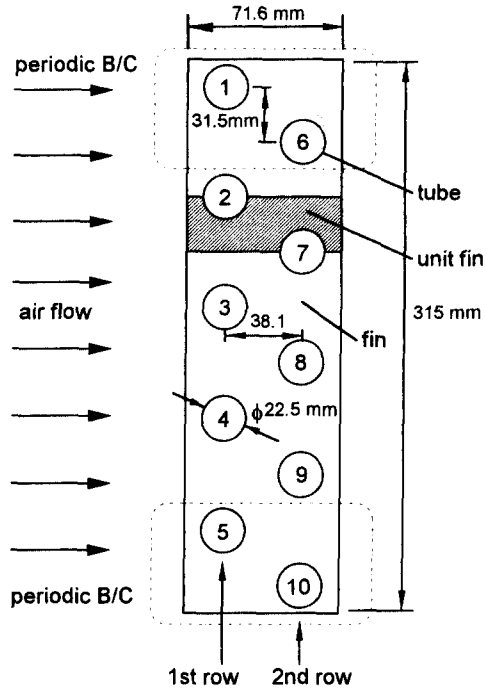


Fig. 3 Dimension and boundary condition of enlarged model fin.

실험대상으로 하였다. 본 연구의 열전달과 압력강하 실험에서 사용된 모형권은 9장이 한 조로 구성되어 있다. 횡 사이의 간격(횡피치)은 3.6mm이고

Table 3 Dimensions of model fin used in the present work.

Parameter	Dimensions
Tube diameter ( $D$ )	22.5mm
Tube pitch ( $p_t$ )	63.0mm
Fin thickness ( $t$ )	0.30mm
Fin pitch ( $p_f$ )	3.63mm
Bare tube area ( $A_t$ )	231mm <sup>2</sup>
Fin surface area ( $A_s$ )	4010mm <sup>2</sup>
Total surface area ( $A_s$ )	4241mm <sup>2</sup>
Area ratio ( $A_t/A_t$ )	17.0
Frontal area ( $A_{fr}$ )	113.4mm <sup>2</sup>
Air volume in the fin ( $V_c$ )	6680mm <sup>3</sup>
Hydraulic diameter ( $D_h$ )	6.30mm

\* The dimension along the spanwise direction is for the hatched area in Fig. 3.

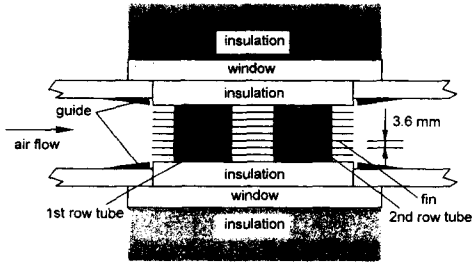


Fig. 4 Side view of enlarged model fin assembly

Fig. 4와 같이 모형권의 관방향으로의 양단은 두께 40mm의 스티로폼으로 단열하였다. 모형 열교환기 시료의 입구와 출구에는 경사도가 6:1인 가이드를 4조 설치하여 주실험부 입구에서 성장하는 경계층의 영향을 배제하고 출구부에서 유동이 원활하도록 하였다. Fig. 4는 주실험부상의 조립된 열교환기 모형의 설치 측면도를 보여주고 있다.

본 실험의 대상은 평판핀과 상용 스트립핀 실제 모형권에 대하여 실험하였고 그 형태는 Fig. 5와 같다. 상용 스트립핀(Fig. 5(b))에서 스트립의 형태는 공기의 흐름방향과 수직으로 절개된 12 단계의 스트립이 핀의 기저부로부터 윗피치(3.6mm)의 2/3(2.4mm) 만큼 이격되도록 관금가공된 것이다. 스트립은 공기의 흐름방향에 따라 교대로 절개한 후 돌출되어 공기의 흐름에 여러 개의 경계층 선단을 제공하도록 한 것이다. Fig. 5에서 보는 바와 같이 평판도상의 스트립의 형태는 대체로 X자 형태를 갖으며 이는 스트립을 만나면서 지나가는 공기의 유효 흐름길이를 길게 하기 위한 것으로 생각된다. 본 연구의 평판핀(Fig. 5(a))은 Fig. 5(b)의 스트립핀과 동일한 외관 규격을 갖으면서 스트립이 전혀 없는 핀을 말한다.

모형권의 전열관을 모사하기 위한 가열장치는 Fig. 6과 같이 설치하여 니크롬선에 의한 가열방식을 이용하였다. 직경 14.5mm, 유효길이 29.6mm인 아크릴봉의 외부에 석면테이프를 감고 그 위에 직경 0.18mm의 니크롬선을 0.5mm 간격으로 균일하게 감았다. 관에 감겨진 니크롬선의 저항은 약 95W이다. 그 위에 석면테이프를 다시 감은 후에 모형권 9개와 내경 15mm, 외경 22.5mm, 두께 3.3mm의 알루미늄 링 8개를 교대로 끼워 넣은 후 양단을 볼트로 체결하였다. 또한 모형권과 전열관을 모사하는 알루미늄 링 사이에 열저항을 최소화하기 위하여 고전도성 도료 (Omega, OT-201,  $k=$

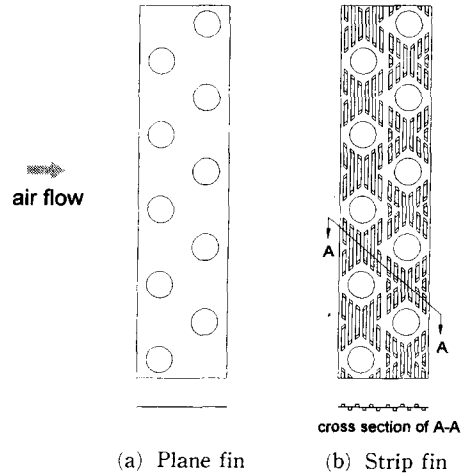


Fig. 5 Configuration of the plane and strip fins

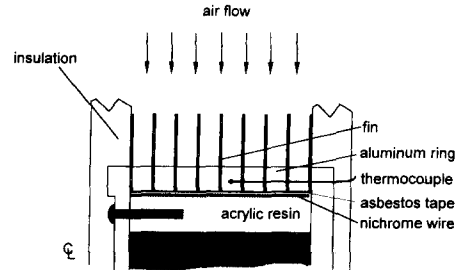


Fig. 6 Heating element of model fin

2.3W/m.K)를 삽입하였다. 전열관의 온도를 측정하기 위하여 윗피치 방향으로 중간에 위치한 10개의 알루미늄 링에 각각 직경 0.25mm의 T형 열전대를 용접하여 설치하였다.

### 2.3 압력강하 및 열전달계수 측정방법

실험의 순서 및 방법은 다음과 같이 하였다. 조립된 확대모형권을 주실험부에 설치하고 모든 계측기를 동작시킨 후 정상상태에 이르면 영점조정을 한다. 항온조와 입구열교환기를 작동시켜 원하는 일정온도에 이르게 한다. 확대모형에 대한 전면풍속에 맞도록 팬의 회전수를 조절하고 관에 설치된 니크롬선에 전기를 인가하여 서서히 확대모형권의 온도를 상승시킨다. 실제 열교환기에서 모든 전열관에 대한 경계조건은 일정온도조건이므로 이에 상응하도록 다음과 같이 6개의 전압조절기(slidacs)로 가열량을 조절하여 일정온도조건을 만족시킬 수

있도록 하였다. 전체 전열관의 온도에 대한 기준은 1열 중간에 위치한 2, 3, 4번 관의 평균온도를 기준온도로 하였다. 1열 가장자리에 위치한 전열관 1, 5번 (Fig. 3)의 온도는 기준온도에 맞도록 대응되는 2개의 전압조절기로 가열량을 조절하였다. 또한 2열 가장자리에 위치한 전열관 6번, 10번과 중간에 위치한 7, 8, 9번의 온도는 1열의 2, 3, 4번의 기준온도에 맞도록 3개의 독립적인 전압조절기로 가열량을 조절하였다. 최종온도는 10개 전열관 사이의 최대 온도편차가 0.3°C 이내로 조정되고 모든 측정요소의 온도가 0.2°C 이내로 온도의 변화없이 10분 이상 지속될 때 측정을 시작하였다. 입구 공기온도에 대하여 전열관의 온도는 약 20~30°C의 온도차를 두었다. 이러한 실험을 전면 풍속 0.2~0.8m/s의 범위에서 반복실험하였다.

주실험부에 흐르는 공기유량의 계측은 오리피스 노즐유량계의 전·후에 각각 4개씩 설치된 8개의 정압공의 평균차압을 최대측정 범위가 200Pa인 미세압력변환기 (Furness, FCO10)로 측정하여 유량을 구하였다. 유량의 계산은 British Standard<sup>(7)</sup>에 따라 직경, Reynolds수 보정계수를 최소자승법으로 구한 식으로 보정·계산 하였다.

확대모형 열교환기에서의 압력강하의 측정은 확대모형관의 20mm 상류벽면과 380mm 하류벽면에 각각 6개의 정압공을 설치하고 이를 평균한 압력차를 최대유량이 25Pa인 미세차압유량계(Omega, PX653)로 측정하였다. 압력강하 측정용 차압유량계(Omega, PX653)와 유량측정용 차압유량계(Furness, FCO10)는 0.1 Pa의 신뢰도를 갖는 차압액주계로 보정하였다.

입구공기의 온도는 확대모형관의 전방에 설치된 2개의 직경 0.25mm의 T형 열전대로 측정하고 평균값을 사용하였다. 열교환기의 전열관이 2열이고 엇갈림배열인 경우에는 가장자리에 위치한 전열관 (Fig. 3의 1, 5, 6, 10번)이 실제와는 달리 주기적인 경계조건을 갖지 못하여 전열량이 평균전열량과 다르다. 실험적으로 주기적인 경계조건을 유지하기 위하여 가장자리의 전열관에는 내부에 위치한 전열관의 온도와 같도록 하되 이들에서의 전열량은 본 실험에서는 배제하고 내부 전열관에서의 열전달현상만을 고려하였다. 즉 전열관에 공급되는 가열량은 확대모형관의 1열 전열관 2, 3, 4번과 2열 전열관 6, 7, 8번에 인가되는 전력량을 측정하여 구하였다. 입력 전력량은 정밀전력계 (Voltech, PM300

A)로 1열과 2열에 대하여 동시에 측정하였다. 모든 측정 결과는 데이터 처리 장치 (Graphtec, MH9100)로 측정하고 출력하였다.

측정한 결과로부터 열전달계수  $h$ 는 아래의 식으로 계산하였다.

$$h = \frac{q}{A_s \Delta T_{AM}} \quad (6)$$

여기서  $q$ ,  $\Delta T_{AM}$ 은 각각 단위 횡 당 가열량과 산술평균온도차이다. 본 연구에서 대수평균온도차를 사용하지 않고 산술평균온도차를 사용한 이유는 공기의 흐름이 저속영역에서 ( $V < 0.4\text{m/s}$ ) 출구공기 온도는 관벽온도와 0.5°C 이내로 관벽온도에 근접하기 때문이다. 대수평균온도차로 계산하는 과정에서 관벽온도와 출구온도와의 차에서 미세한 오차가 열전달성능을 평가하는데 큰 오차를 수반한다. 본 실험에서 사용한 열전대로는 이 온도차를 원하는 신뢰도(0.02°C) 이내로 산출하기에는 곤란하였다. 본 연구에서는 부록 1에서 기술한 바와 같이 기존연구의 대수평균온도차로 정의된 열전달계수를 산술평균온도차로 변환하여 비교하였다. 단위 횡 당 가열량  $q$ 는 아래와 같이 구하였다.

$$q = q_1 + q_2 = \frac{2(Q_1 + Q_2)}{mn} \quad (7)$$

여기서  $q_1$ ,  $q_2$ ,  $Q_1$ ,  $Q_2$ 는 각각 1열과 2열의 단위 횡 당 전열량과 전력계로 측정된 총전열량을 나타낸다. 그리고  $m$ 과  $n$ 은 유효전열관의 수와 유효 횡의 수이다. 본 실험에서는  $m=6$ ,  $n=8$ 이다. 산술평균온도차는 다음 식으로 환산하였다.

$$\Delta T_{AM} = (T_w - T_a) / 2 \quad (8)$$

여기서 전열관의 평균온도  $T_w$ 와 공기의 평균온도  $T_a$ 는

$$T_w = \frac{(T_2 + T_3 + T_4) + (T_7 + T_8 + T_9)}{m} \quad (9)$$

$$T_a = (T_{ex} + T_{in}) / 2 \quad (10)$$

이다. 식 (9)에서 첨자번호는 유효한 내부전열관의 번호를 나타낸다. 출구공기의 온도는 확대모형관에 대한 에너지보존식으로부터 다음과 같이 구하였다.

$$T_{ex} = \frac{q - q_{loss}}{\rho A_{tr} V C_p} + T_{in} \quad (11)$$

여기서 열손실량  $q_{loss}$ 는 주실험부를 둘러싼 스티로폼 단열재에서의 열손실은 전도열전달에 의한다

고 가정하고 측정된 주실체 내부와 외부 공기는 도차로 계산하였다. 실제의 계산에서 열손실량은 전체 가열량의 1~2% 정도였다. 공기의 모든 물성치는 막온도에서 구하였으며 막온도는 다음과 같다.

$$T_f = (T_a + T_w)/2 \quad (12)$$

확대모형화에 대한 무차원값은 기존의 연구자(2, 3, 8, 9)들의 자료를 기초로 다음과 같이 정의하였다. 측정된 압력강하로부터 압력강하계수  $f$ 는 다음과 같이 정의하였다.

$$f = \frac{\Delta P}{2\rho V^2} \quad (13)$$

여기서  $\Delta P$ 는 모형열교환기에 상하류에 걸리는 압력강하이다. Colburn  $j$  factor는 다음과 같이 주어진다.

$$j = \frac{hPr^{2/3}}{\rho c_p V} \quad (14)$$

입구공기와 관의 온도를 실제의 운전조건과 같도록 정확히 제어하는 데는 여러 장치가 소요된다. 본 실험에서는 Table 1과 같은 조건에서 실험하고 압력강하와 열전달계수의 계산시 공기의 물성치는 온도의 함수이므로 이를 실제 운전조건(실험에 대한 열량계의 실험조건)으로 다음과 같이 변환하였다. 에어컨의 현열 열전달실험에 대한 실제 운전조건은 입구공기와 관벽의 온도가 각각 35°C와 45°C이다. 표준조건에 상응하는 압력강하와 열전달계수는 부록 2의 식과 같이 변환하여 비교하였다.

### 3. 실험결과 및 검토

#### 3.1 압력강하

Figs. 7, 8은 3배 확대 평판핀과 스트립핀의 속도에 따른 압력강하를 나타낸 것이다. 평판핀의 경우 기존의 실험관계식 중 가장 널리 알려진 Gray와 Webb<sup>(15)</sup>의 실험관계식과 비교한 결과 비교적 잘 일치함을 알 수 있다. Gray와 Webb의 실험관계식 ( $2,400 < Re_d < 24,700$ )은 본 실험영역 ( $400 < Re_d < 1,300$ )보다 속도가 큰 경우에 제안된 식으로 공기의 유속이 낮은 영역보다 유속이 높은 영역에서 오차가 적은 것을 알 수 있다. 스트립핀의 압력강하는 본 연구에서 사용된 스트립핀의 원형모형에 대한 Hiroaki 등<sup>(16)</sup>의 실험결과와 비교하였다. Hiroaki

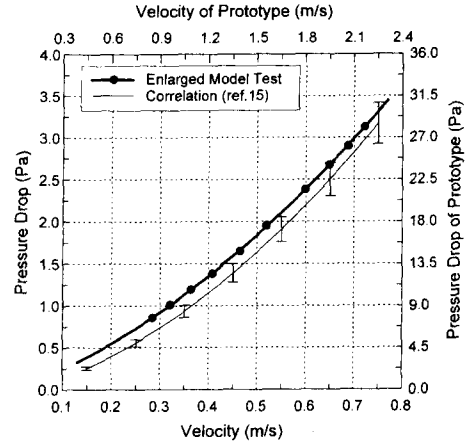


Fig. 7 Pressure drop of plane fin

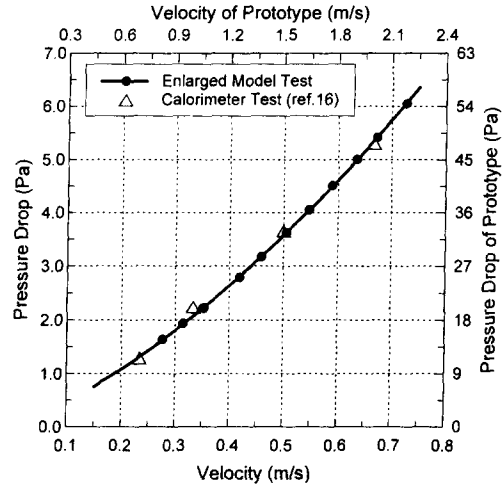


Fig. 8 Pressure drop of strip fin

등의 결과는 열유량계로 측정된 것으로 실제 공조기용 열교환기의 설계에 사용되는 값이다. 두 실험 결과의 비교는 Table 4에 정리하였다. 비교 결과 3배 확대모형에 대한 본 실험값과 원형에 대한 실제값의 오차평균은 1.74%의 차이를 보이고 있다. 이로부터 임의의 형상의 열교환기의 확대모형에 대한 상사실험으로도 비교적 정확하게 압력강하의 예측이 가능하다고 할 수 있다.

#### 3.2 열전달계수

Figs. 9, 10은 3배 확대 평판핀과 스트립핀의 속도에 따른 열전달계수를 비교한 것이다. 평판핀의 열전달계수는 Gray와 Webb<sup>(15)</sup>의 실험관계식과 비



**Table 4** Comparison of present enlarged model test with the prototype test for strip fin.

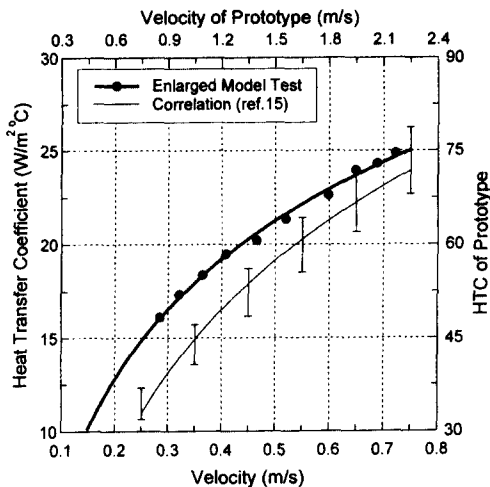
Velocity (m/s)	Pressure drop (Pa)			Heat transfer coefficient (W/m <sup>2</sup> °C)		
	Present	Prototype test (ref. 16)	Error (%)	Present	Prototype test (ref. 16)	Error (%)
0.233	1.315	1.294	1.94	13.24	13.6	-2.65
0.333	2.079	2.246	-7.43	19.91	19.2	3.70
0.5	3.577	3.659	-2.27	27.53	27.5	0.01
0.667	5.359	5.304	1.11	32.92	34.2	-3.74
Mean & RMS of error	Mean : -1.74, RMS : 4.04			Mean : -0.65, RMS : 2.95		

교하였다. 공기의 속도가 저속인 경우보다 고속인 경우에 Gray와 Webb의 실험관계식에 좀더 근접함을 보이고 있다. 이는 압력강하의 결과와 마찬가지로 본 연구의 공기의 유속범위가 Gray와 Webb이 제안한 실험관계식의 영역보다 작기 때문으로 생각된다. 본 실험결과에서 공기의 유속이 증가함에 따라 본 실험결과는 Gray와 Webb 실험관계식으로 예측되는 열전달계수에 근접함을 알 수 있다. 스트립핀의 열전달계수는 본 연구에서 사용된 스트립핀의 원형도형에 대한 Hiroaki 등<sup>(16)</sup>의 실험결과와 비교하였다. Hiroaki 등의 결과는 Wilson Plot법으로 열유량계를 사용하여 총괄 열전달계수로부터 공기측만의 열전달계수를 구한 것이다. 이는 실제

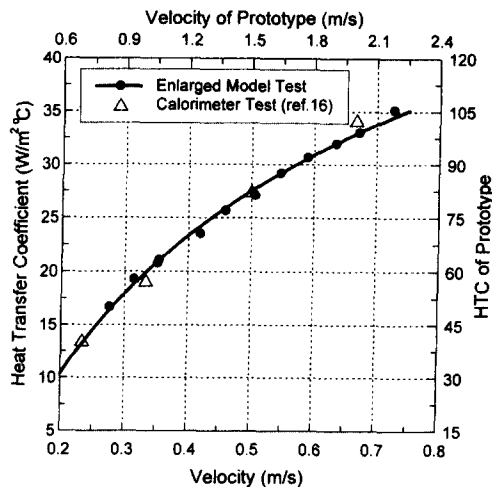
공조기용 열교환기의 설계에 사용되는 가장 신뢰성 있는 실험값이다. Table 4에 정리한 바와 같이 3배 확대모형에 대한 본 실험결과와 원형에 대한 실제값은 오차평균이 0.65%를 나타내고 있다. 이로부터 열전달계수 역시 복잡한 형상의 열교환기에 대하여 확대모형에 의한 상사실험만으로 매우 신뢰성 있게 예측이 가능하다고 할 수 있다.

3.3 *f* 및 *j* factor

Fig. 11은 3배 확대 평판핀과 스트립핀의 속도에 따른 압력강하계수 *f*를 비교한 것이다. 그림에서 보는 바와 같이 정상운전조건 ( $V_m=0.4m/s$ ,  $V_p=1.2m/s$ )에서 스트립핀의 압력강하계수는 평판핀 보



**Fig. 9** Heat transfer coefficient of plane fin



**Fig. 10** Heat transfer coefficient of strip fin

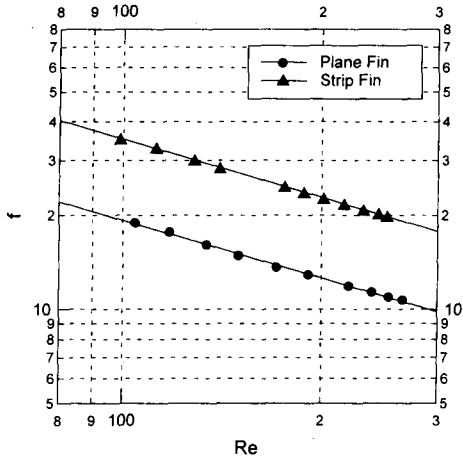


Fig. 11 Comparison of  $f$  factor of plane and strip fin

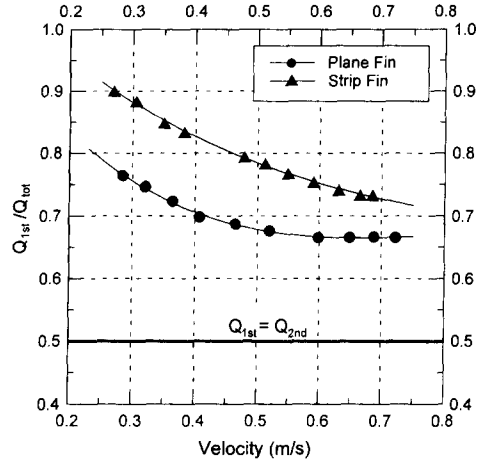


Fig. 13 Comparison of ratio of thermal load of plane and strip fin

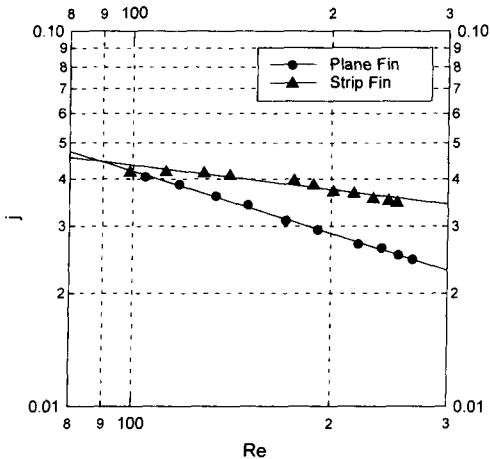


Fig. 12 Comparison of  $j$  factor of plane and strip fin

다 2배 정도 큰 값을 나타냈다. Fig. 12는 3배 확대 평판핀과 스트립핀의 속도에 따른 무차원 열전달계수  $j$ 를 비교한 것이다. 무차원 열전달계수,  $j$  factor는 공기의 유속이 작은 경우에는 두 핀간의 차이가 적은 것을 알 수 있다.

### 3.4 앞, 뒷열간의 전열량의 비교

Fig. 13은 3배 확대 평판핀과 스트립핀의 속도에 따른 전열과 후열간의 전열량을 비교한 것이다. 전열과 후열에서 별도로 측정된 전열량에 대한 실험 결과로부터 총전열량에 대한 전열의 전열량의 비를 표시하였다. 핀-튜브 열교환기에서 관내에 액체가 관 외부에 공기가 흐르는 경우 관의 온도는 일정한

조건으로 간주할 수 있으므로 공기가 열교환기를 통과하여 흐름에 따라 관의 온도에 근접하게 된다. 따라서 전열에서는 열교환이 왕성하고 후열에서는 전열량이 상대적으로 미약하다. Fig. 13은 이 결과를 잘 표현하고 있으며 공기의 속도가 저속인 경우에 더욱 뚜렷하다. 평판핀인 경우에는 전열에서의 열전달이 후열의 4배 이상까지 이루어짐을 알 수 있다. 이러한 경향은 스트립핀의 경우가 평판핀보다 뚜렷하다. 이는 스트립핀이 평판핀보다 루버 스트립의 영향으로 큰 열전달계수를 갖기 때문이다. 이 실험결과는 향후 스트립핀의 형상설계에 중요한 자료로 사용될 수 있을 것이다.

## 4. 맺음말

본 연구에서는 2열 핀-튜브형 열교환기의 3배 확대모형에 대하여 공조기의 실제 운전조건하에서 공기측 압력강하, 현열 열전달계수에 대한 실험적 연구를 수행한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 실제형상의 핀과 같은 기하학적 형태를 갖는 핀-튜브 열교환기의 공기측 전열특성을 실험적으로 모사할 수 있는 실험장치와 실험기법을 개발하였다.

(2) 상사법칙에 근거하여 복잡한 형상을 갖는 실제 스트립핀의 3배 확대모형에 의한 상사실험 결과를 실제모형에 대한 열유량계(calorimeter)의 결과와 비교한 결과 유동 및 전열특성을 수 % 이내로 신뢰성 있게 예측할 수 있었다.

(3) 평판형인 경우 본 실험영역 ( $400 < Re_d < 1,300$ )에서 얻어진 압력강하 및 열전달계수를 높은 공기 유속범위 ( $2,400 < Re_d < 24,700$ )에서 얻어진 Gray와 Webb의 관계식과 비교한 결과, 압력강하는 비교적 근사하나 열전달계수에 대하여서는 새로운 실험관계식이 필요하다.

(4) 2열 흰-튜브열교환기에서 열전달은 거의 전열의 전열관에서 일어나며 공기의 유속이 저속으로 갈수록 후열에서 일어나는 열전달량의 비가 증가한다.

## 후 기

본 연구는 과학기술처와 LG전자의 국제공동연구 과제 연구비에 의하여 연구되었으며 이에 감사드립니다.

## 참고문헌

- (1) Baggio, P. and Fornasicri, E., 1994, "Air-Side Heat Transfer and Flow Friction : Theoretical Aspects," in Recent Development in Finned Tube Heat Exchangers Theoretical and Practical Aspects, Edited by Ch. Marvillet, DTI, Energy Technology, Denmark, pp. 91~159.
- (2) Beecher, D. T. and Fagan, T. J., 1987, "Effect of Fin Pattern on the Air-Side Heat Transfer Coefficient in Plate Finned-Tube Heat Exchangers," *ASHRAE Transactions*, Vol. 93, Part 2.
- (3) Goldstein, L. Jr. and Sparrow, E. M., 1976, "Experiments on the Transfer Characteristics of a Corrugated Fin and Tube Heat Exchanger Configuration," *J. of Heat Transfer*, Vol. 98, pp. 23~34.
- (4) Ito, M., Kimura, H., Senshu, T., 1977, "Development of High Efficiency Air-cooled Heat Exchanger," *Hitachi Review*, Vol. 26, pp. 323~327.
- (5) Hatada, T., Ueda, U., Oouchi, T., Shimitsu, T., 1989, "Improved Heat Transfer Performance of Air Coolers by Strip Fins Controlling Air Flow Distribution," *ASHRAE Transactions*, Vol. 95, Part 1, pp. 166~170.
- (6) Rae Jr., W. H. and Pope, A., 1984, *Low Speed Wind Tunnel Testing*, John Wiley & Sons, 2nd Ed.
- (7) British Standard Institution, 1964, Method for the Measurement of Fluid Flow in Pipes : Part 1 : Orifice Plates, Nozzles and Venturi Tubes, British Standard 1042.
- (8) Sahnoun, A. and Webb, R. L., 1992, "Prediction of Heat Transfer and Friction for the Louver Fin Geometry," *J. Heat Transfer*, Vol. 114, pp. 893~900.
- (9) Joshi, H. M. and Webb, R. L., 1987, "Heat Transfer and Friction in the Offset Strip-fin Heat Exchanger," *Int. J Heat Mass Transfer*, Vol. 30, pp. 69-84.
- (10) Wilcox, N. A., Watson, A. T. and Tatterson, G. 1986, "Multispectral Image Processing of Temperature Sensitive Tracer Particles," *Chemical Engineering Science*, Vol. 41, pp. 2137~2152.
- (11) Kim, K. S., 1993, "An Experimental Study on the Flow and Heat Transfer Characteristics of an Impinging Jet," *KSME J.*, Vol. 7, pp. 258~193.
- (12) Cooper, T. E., Field, R. J. and Mayer, J. F., 1975, "Liquid Crystal Thermography and Its Application to the Study of Convective Heat Transfer," *J. of Heat Transfer*, Vol. 97, pp. 442~450.
- (13) Baughn, J. W., Ireland, P. T., Jones, T. V. and Saniei, N., 1989, "A Comparison of the Transient and Heated-Coating Method for the Measurement of Local Heat Transfer Coefficients on a Pin Fin," *J. of Heat Transfer*, Vol. 111, pp. 877~881.
- (14) Ichimiya, K., Akino, N., Kunugi, T. and Mitsushiro, K., 1988, "Fundamental Study of Heat Transfer and Flow Situation around a Spacer (in the Case of a Cylindrical Rod as a Spacer)," *Int. J Heat and Mass Transfer*, Vol. 31, pp. 2215~2225.
- (15) Gray, D. L., Webb, R. L. 1980, "Heat Transfer and Friction Correlations for Plate Finned Tube Heat Exchangers Having Plane Fins," *ASME Proceedings*, pp. 2745~2750.
- (16) Hiroaki, K., Shinichi, I., Osamu, A. and Osao, K., 1989, "High-Efficiency Heat Exchanger,"

National Technical Report, Vol. 35, No. 6, pp. 653~661.

## 부 록

### 1. 평균온도차에 따른 열전달계수의 환산

본 연구의 온도측정 신뢰도로는 대수평균온도차로 정의된 열전달계수를 환의 정성적분석에 이용하는데 어려움이 있어서 산술평균온도차로 계산하였다. 기존의 연구에서 대수평균온도차로 계산된 열전달계수는 아래와 같이 산술평균온도차로 열전달계수를 환산하였다.

$$h = \frac{2h_{LM}(T_{ex} - T_{in})}{\beta(2T_w - T_{ex} - T_{in})} \quad (15)$$

여기서

$$T_{ex} = T_w + (T_w - T_{in})e^{-\beta}, \quad \beta = \frac{A_s h_{LM}}{\rho A_{fr} V C_p} \quad (16)$$

상기의 식에서  $h$ 와  $h_{LM}$ 은 각각 대수평균온도차와 산술평균온도차로 정의한 열전달계수를 나타낸다.

### 2. 실험값을 실제운전조건의 값으로 변환

실제운전조건(표준조건)은 입구공기와 관의 온도가 각각 35°C와 45°C이다. 온도의 변화에 따른 물성치의 보정은 다음과 같이 하였다. 막온도는 식(12)와 같이 구하고 여기서 출구온도는 다음과 같이 구하였다.

$$T_{ex} = \frac{\rho A_{fr} V C_p T_{in} + (T_w - T_{in}/2) A_{fr} h}{\rho A_{fr} V C_p + A_{fr} h/2} \quad (17)$$

표준조건의 공기의 속도, 압력강하 및 열전달계수는 다음과 같이 변환한다.

$$V = \frac{\nu}{\nu_m} V_m \quad \Delta P = \frac{\rho V^2}{\rho_m V_n^2} \Delta P_m + \frac{1}{2} \rho V^2$$

$$h = \frac{\rho V C_p}{\rho_m V_m C_{pm}} \left( \frac{Pr_m}{Pr} \right)^{2/3} h_m \quad (18)$$

상기의 식에서 첨자  $m$ 은 모형에 대한 실험값을 나타낸다. 압력강하의 계산에서 실제의 운전조건에서는 출구에서의 동압손실을 동반하므로 이를 보정하였다.