

# 열전달 촉진 핀-관 열교환기의 공기측 압력강하 및 열전달 특성에 관한 실험

윤 백\* · 길용현\* · 박현연\* · 김영생\*  
(1998년 2월 27일 접수)

## Experimental Study of Air Side Pressure Drop and Heat Transfer Characteristics of Enhanced Fin-Tube Heat Exchangers

Baek Youn, Yong Hyun Kil, Hyun Yeon Park and Young Saeng Kim

**Key Words :** Heat Exchanger(열교환기), Fin-Tube Heat Exchanger(핀-관 열교환기), Heat Transfer Enhancement(열전달촉진), Cross-Flow(직교류), Fin(핀), Wave Fin(웨이브 핀), Wave-Slit Fin(웨이브-슬릿 핀), Heat Transfer Coefficient(열전달계수), Pressure Drop(압력강하)

### Abstract

Heat transfer and pressure drop for  $\phi 10.07$  dry surface fin-tube heat exchanger with wave and wave-slit fins were measured for different fin spacings and number of tube rows. Longitudinal and transverse tube spacings of the heat exchangers are 21.65mm and 25mm respectively, and wave depth of wave fin is 1.5mm. The experiments were performed for 4 different fin spacings, 1.3, 1.5, 1.7 and 2.0mm, and the number of tube rows were 1, 2 and 3 rows. The present results were compared with the previous results for the wave depth of 2mm. Also hydrophilic coated and bare fins were tested. Correlations for Colburn j-factor and friction factor were developed.

기호설명	Pr	: 프란틀수	
$A$ : 전열면적 [m <sup>2</sup> ]	$Q$	: 전열량	[W]
$A_{min}$ : 공기의 최소자유유동면적 [m <sup>2</sup> ]	$Re$	: 레이놀즈수	
$c_p$ : 정압비열 [J/kg °C]	$T$	: 온도	[°C]
$d_h$ : 수력직경 [m]	$U$	: 총괄열전달계수	[W/m <sup>2</sup> °C]
$f$ : Fanning 마찰계수	$u$	: 유속	[m/s]
$G_{max}$ : $A_{min}$ 을 통과하는 공기의 최대 질량유속 [kg/m <sup>2</sup> s]	그리스문자		
$h$ : 열전달계수 [W/m <sup>2</sup> °C]	$\epsilon$	: 열교환기 유용도	
$j$ : Colburn j-factor	$\mu$	: 점성계수	[kg/ms]
$k$ : 열전도율 [W/m °C]	$\eta_f$	: 핀 효율	
$L$ : 열교환기의 공기 유동 방향 길이 [m]	$\eta_s$	: 열교환기 표면 효율	
$\dot{m}$ : 질량유량 [kg/s]	$\rho$	: 밀도	[kg/m <sup>3</sup> ]
$N_{tu}$ : 전달단위수	하첨자		
$\Delta P$ : 압력강하 [Pa]	$a$	: 공기(air)	
$p_f$ : 핀 간격 [m]	$c$	: 접촉면(contact)	
	$f$	: 핀(fin)	

\* 삼성전자주식회사 냉공조사업부

fr : 전면(front)  
 in : 입구(inlet)  
 out : 출구(outlet)  
 r : 물(water)

## 1. 서론

흰-관 열교환기는 공조기 및 냉동기용 열교환기로 가장 널리 이용되고 있으며 Fig. 1에 나타낸 바와 같이 관과 흰으로 구성되어 있다. 관 내부에는 냉매가 흐르게 되어 있으며 관 외부에는 냉매의 유동 방향과 직각으로 공기가 흰 사이를 통과하여 유동하게 되어 있다. 따라서 각각의 개별관을 기준으로 보면 직교류 열교환기로 볼 수 있지만 열수가 2열 이상인 경우에는 관회로의 구성에 따라  $\varepsilon$ - $N_u$  관계가 달라진다.

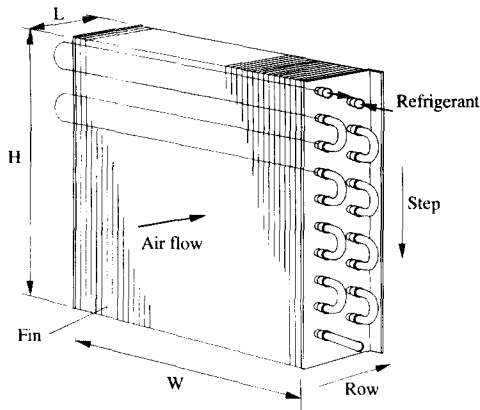


Fig. 1 Fin-tube heat exchanger.

이러한 흰-관 열교환기를 설계하는데 있어서 적정 사양을 결정하기 위해서는 공기측과 냉매측 열전달계수 및 공기의 유동저항을 필수적으로 알아야 한다. 공기측 열전달계수는 흰의 형상에 따라 결정되는 변수이며 또한 관 사이즈, 관과 관 사이의 열간격 및 단간격, 흰간격 및 열수 등의 형상 변수에 따라서도 달라진다.

일반적으로 열전달을 촉진시키기 위하여 슬릿, 루버, 웨이브 등의 다양한 흰 형상이 이용되고 있으며 이와 같은 열전달 촉진 흰에 대한 연구가 활발하게 진행되고 있다. 평판 흰 및 여러 가지 형태의 열전달 촉진 흰에 대한 연구 결과가 발표되어 있지만 열전달 촉진 흰의 형상은 매우 다양하고 그에 따른 유동 및 열전달 특성도 매우 다르기 때문에 열전달 촉진 흰에 대하여 적용할 수 있는

일반적인 상관식은 알려져 있지 않다. 본 연구에서는 관이 엇갈리게 배열되어 있는(staggered) 웨이브(wave) 및 웨이브-슬릿(wave-slit) 흰-관 열교환기에 대한 실험을 통하여 공기측 열전달계수 및 압력강하를 측정하였으며 이에 대한 상관식을 제시하였다.

흰-관 열교환기의 공기측 열전달계수를 측정하는 방법에는 여러 가지가 있으나 물을 이용한 실제 열교환기 시험 방법이 가장 널리 이용되고 있으며<sup>(1)</sup>, 본 연구에서도 이 방법을 채택하였다. 일반적으로 평판 흰에 대한 연구 결과<sup>(2)</sup>는 많이 발표되었으나 웨이브 흰에 대한 참고문헌은 많지 않다. Beecher and Fagan<sup>(3)</sup>과 Hosoda 등<sup>(4)</sup>은 삼각웨이브 흰에 대한 연구를 행하였으며, Kim 등<sup>(5)</sup>은 삼각웨이브-슬릿 흰에 대한 실험 결과를 발표하였다. 또한 Kim 등<sup>(6)</sup>은 Beecher and Fagan<sup>(3)</sup> 및 Wang 등<sup>(7)</sup>의 실험 데이터를 이용하여 삼각웨이브 흰에 대한 상관식을 제시하였다. Mirth and Ramadhyani<sup>(8)</sup>는 골 깊이 2.38 및 3.25mm의 사인웨이브 흰에 대한 실험 결과를 발표하였으나 직경이 비교적 큰 경우( $\phi 13.2$  및  $\phi 16.4$ )와 열수가 4열 및 8열인 경우에 국한되어 있는 등 구체적인 형상 변수들이 본 연구의 범위와 상당히 차이점을 나타내고 있어 직접 결과를 비교하기는 어렵다.

이와 같이 사인웨이브 흰에 대한 연구 결과는 매우 제한되어 있으나 최근에 윤백 등<sup>(1)</sup>은 본 연구에서 다룬 것과 동일한 형태의 골 깊이 2mm의 사인웨이브와 사인웨이브-슬릿 흰에 대한 실험 결과를 발표하였다. 본 연구에서는 골 깊이 1.5mm에 대한 실험을 행하여 그 결과를 골 깊이 2mm의 결과와 비교하고 각종 형상 변수의 영향을 고찰하였다.

## 2. 시험 열교환기

웨이브 흰이란 흰의 단면 형상을 사인웨이브 형태로 만들어 전열면적을 증가시키는 효과가 있을 뿐만 아니라 공기 유로에 굴곡을 줌으로써 난류를 유발하여 열전달을 촉진시키는 흰을 의미한다. 웨이브-슬릿 흰이란 Fig. 2에 도시되어 있는 바와 같이 웨이브 흰에 일정한 형상의 슬릿을 만들어 슬릿 선단부에 새로운 경계층을 주기적으로 형성시킴으로써 열전달을 촉진시키는 흰이다. 본 연구에서는 사인웨이브 형태의 흰에 대한 실험을 행하였으나 일반적인 웨이브 흰의 형태에는 사인웨이브 혹은 삼각웨이브(herringbone wave)의 두가지 방식이 있다.

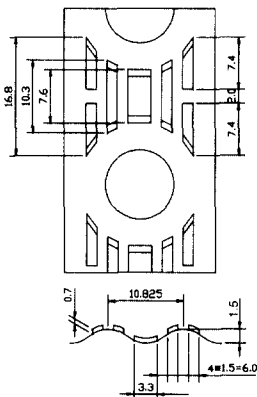


Fig. 2 Detailed specification of wave-slit fin.

Table 1에 본 연구의 시험 열교환기 제원을 요약하였다. 모든 시험 열교환기는 동관과 알루미늄 환으로 구성되어있으며 환칼라(fin collar)를 포함한 관 외경 10.07mm, 관의 열간격 21.65mm, 단간격 25mm의 웨이브(wave, W2) 및 웨이브-슬릿(wave-slit, WS2) 환으로 되어있다. 열교환기 전면 크기는 가로 400mm, 세로 250mm로 균일하게 하였다. 환 간격은 1.3, 1.5, 1.7, 2.0mm, 열수는 1, 2, 3 열에 대하여 실험을 행하였다. 또한 열교환기가 증발기로 이용될 때 환 표면에 맺히는 응축수의 접촉각을 줄여서 유동저항을 감소시키기 위한 친수코팅(hydrophilic coating) 처리를 한 경우와 그렇지 않은 경우를 실험하여 그 결과를 비교하였다.

Table 1 Specifications of heat exchanger samples.

Notation	W2	WS2
Fin type	Wave	Wave-slit
Coating	Coated/Bare	Coated/Bare
$p$ (mm)	1.3/1.5/1.7/2.0	1.3/1.5/1.7/2.0
$N_r$	1/2/3	1/2/3
No of samples	72	72

Fig. 2에 본 연구에서 실험한 웨이브-슬릿 환의 상세 사양을 나타내었다. 본 연구에서 실험한 웨이브 환은 골깊이 1.5mm, 골과 골 사이의 간격이 10.825mm의 사인 웨이브로 되어있다. 웨이브-슬릿 환은 Fig. 2에 도시되어 있는 바와 같이 웨이브 환에 높이 0.7mm, 폭 3.3mm의 중앙 슬릿 1개와 폭 1.5mm의 슬릿 6개로 구성되어 있다. 본 연구의 환 형상은 골깊이만 제외하고 윤백 등<sup>(1)</sup>의 환 형상과 동일하다.

본 연구에서는 총 48 가지의 사양에 대하여 각 사양 별로 3 대씩의 열교환기를 제작하여 총 144

대의 열교환기를 실험하였다. 본 연구에서 사용한 열교환기의 관 회로(circuit) 구성은 모두 단일 회로(single circuit)로 되어있으며 2열 및 3열 열교환기는 공기 유동 방향을 기준으로 후열에서 냉매가 들어가서 전열로 나오는 직교대향류(cross-counter flow) 형태를 취하고 있다.

### 3. 실험장치

Fig. 3은 실험장치의 개략도를 나타낸다. 본 실험 장치는 온도와 습도를 조절할 수 있는 항온항습실에 흡입식 풍동(cord tester)이 설치되어 풍동의 입구에 시험 열교환기를 설치하게 되어있다. 열교환기 작동 유체로는 물을 사용하게 되어 있으며, 항온항습실 외부에 설치되어 있는 항온수조로부터 펌프를 이용하여 일정한 온도의 물이 시험 열교환기로 공급되어 열교환기를 거쳐서 다시 항온수조로 재순환된다.

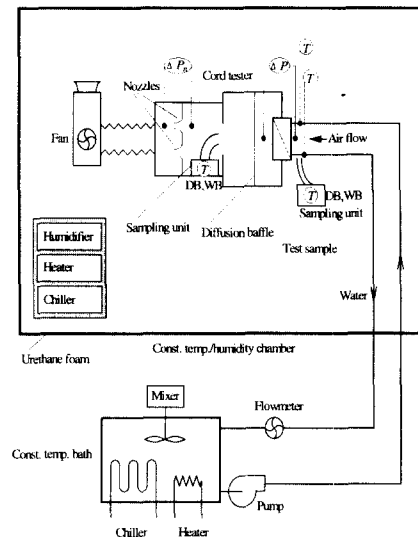


Fig. 3 Schematic of experimental apparatus.

본 실험 장치에서는 실험 열교환기에 흡입되는 공기의 온도, 습도 및 유속, 물의 입구 온도, 유량을 제어할 수 있으며, 모든 제어는 PID 방식에 의하여 이루어진다. 이 밖에 실험 장치의 상세한 사항은 윤백 등<sup>(1)</sup>의 참고문헌에 기술되어 있다.

시험 열교환기는 설치부의 틈새로 공기의 누설이 없도록 주변을 잘 밀폐하여 풍동 입구에 설치하며, 열교환기 양쪽의 환이 부착되지 않은 유벤드(U-bend) 부분은 우레탄폼(urethane foam) 단열재

를 부착하여 열출입이 없도록 하였다. 공기의 온도, 습도 및 유속, 물의 입구 온도, 유량 등을 원하는 값으로 설정하고 실험을 시작하여 정상상태(steady state)에 도달하면 공기 입출구 온도, 풍량, 물 입출구 온도, 유량, 열교환기 전후 차압 등을 읽는다. 초기에 가동을 시작하여 정상상태에 도달할 때까지 약 90~120 분이 소요되며, 정상상태 판정 기준 등에 대한 자세한 실험 방법은 윤백 등<sup>(1)</sup>의 참고문헌에 기술되어 있다.

Table 2에 본 연구의 실험 조건을 요약하였다. 열교환기에 유입되는 공기의 온도는 21°C(상대습도 60%)이며, 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.

Table 2 Summary of test conditions.

Inlet air		Inlet water	
Temp.	Frontal velocity	Temp.	Flow rate
21°C	0.75/1.0/1.5/2.0/2.5 m/s	45°C	0.091 kg/s

## 4. 실험 데이터의 정리

### 4.1 열교환기 해석 이론

본 연구에서 실험을 행한 열교환기는 흰칼라(fin collar)가 관 외벽을 덮고 있으며 기계적인 확관을 통하여 흰칼라와 관 외벽 사이가 밀착되어있는 형태이다. 이와 같은 형태의 흰-관 열교환기에 있어서는 공기측과 물측의 대류열저항, 관벽 및 흰칼라의 전도열저항 및 접촉열저항이 존재한다. 그러나 동관과 알루미늄 흰의 열전도율이 매우 높고 두께가 매우 얇으므로 관벽과 흰칼라에 의한 전도열저항은 대부분의 경우에 전체 열저항의 1% 미만이다. 따라서 전도열저항을 무시하면 총괄열전달계수는 다음 식으로 나타낼 수 있다.

$$UA = \frac{1}{h_r A_r} + \frac{1}{h_c A_r} + \frac{1}{h_{ar} A_a \eta_s} \dots \quad (1)$$

위 식에서  $h_c$ 는 접촉열전달계수를 나타낸다.  $\eta_s$ 는 열교환기 표면효율을 나타내며 다음과 같이 정의된다.

$$\eta_s = 1 - \frac{A_f}{A_a} (1 - \eta_f) \quad (2)$$

관이 엇갈리게 배열되어 있는 흰-관 열교환기의 흰효율은 Schmidt<sup>(9)</sup>의 근사식을 이용하였으며 물측 열전달계수는 박혁범 등<sup>(10)</sup>이 제시한 미세흰관 상관식을 사용하였다. 또한 접촉열전달계수는 澤井聰(Sawai) 등<sup>(11)</sup>의 실험 결과를 이용하여 윤백 등<sup>(12)</sup>이 제시한 상관식을 사용하였다.

실험으로부터 측정된 전열량을 이용하여 UA를 구하기 위해서는 대수평균온도차 혹은  $\varepsilon - N_{tu}$  관계를 이용하여야 한다. 일반적으로 직교류 흰-관 열교환기의  $\varepsilon - N_{tu}$  관계는 관 회로 구성에 따라 달라진다. 일반적인 직교류 흰-관 열교환기의  $\varepsilon - N_{tu}$  관계를 정확하게 찾아내기 위해서는 열교환기를 구성하는 각각의 관에 대하여 순수한 직교류의  $\varepsilon - N_{tu}$  관계식을 적용하고 관 회로를 따라 서로 연계하여 전체 열교환기를 해석하는 관순법(tube-by-tube method)을 이용하여야 한다. 관순법에 대해서는 윤백 등<sup>(12)</sup>의 참고문헌에 상세히 설명되어 있으며, 윤백과 박현연<sup>(13)</sup>은 여러 가지 형태의 관 회로 구성을 가진 열교환기의 실험을 통하여 관순법의 타당성을 검증하였다.

본 연구에서는 동일한 실험 결과를 놓고 대항류 관계식을 이용할 때와 관순법을 이용하여 열전달계수를 구할 때 20% 이상까지도 차이가 날 수 있다는 것을 확인하였다. 최근에 윤백 등<sup>(1)</sup>과 윤재호 등<sup>(4)</sup>은 이러한 관순법에 의하여 열교환기 실험 결과를 정리하였으며, 본 연구에서도 관순법을 이용하였다.

### 4.2 실험 데이터의 정리

전열량은 실험에서 측정된 물측 및 공기측 전열량의 산술평균을 취하여 다음과 같이 계산하였다.

$$Q = [\dot{m}_r c_{pr} (T_{r,in} - T_{r,out}) + \dot{m}_a c_{pa} (T_{a,out} - T_{a,in})] / 2 \quad (3)$$

흰-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. 흰-관 열교환기의 수력직경은 공기가 유동하는 최소자유유동면적(min. free flow area)을 기준으로 다음과 같이 정의된다.

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

위 식에서  $A_a$ 는 흰 면적을 포함한 전체 공기측 전열면적을 나타낸다.

레이놀즈수는 최소자유유동면적을 통과하는 공기의 최대 질량유속 및 수력직경을 기준으로 다음과 같이 정의된다.

$$Re = \frac{G_{\max}d_h}{\mu_a} \quad (5)$$

또한 Colburn j-factor 는 다음과 같이 정의된다.

$$j = \frac{h_a}{G_{\max}c_{pa}} Pr_a^{2/3} \quad (6)$$

실험으로부터 측정된 열교환기 입출구의 압력 강하로부터 다음과 같이 Fanning 마찰계수(friction factor)를 계산한다.

$$f = \frac{\rho_a d_h \Delta P}{2G_{\max}^2 L} \quad (7)$$

## 5. 실험 결과 및 고찰

### 5.1 실험 결과의 불확실성

신뢰도 95%를 기준으로 할 때 본 연구의 마찰계수 데이터의 불확실성(uncertainty)은 10% 정도로 나타났으며, 이는 차압계의 정도가 결정적인 변수로 나타났다. 열전달계수 및 j-factor 의 불확실성은 계측기의 정도보다는 다른 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-factor 의 불확실성은 12% 정도가 된다. 본 실험에서 물측 전열량에 대한 공기측 전열량의 상대적인 비는 96~100% 정도로 나타났다.

2장에서 언급하였듯이 동일 사양의 열교환기를 3 대씩 제작하여 각 사양 별로 압력 강하 및 열전달량의 평균을 내어 평균값에 대한 시험 열교환기의 산포를 파악하였다. 전체 시험 열교환기에 대하여 각 사양별로 평균값을 100%로 보았을 때 압력강하의 표준편차는 2.9%, 전열량의 표준편차는

0.7%로 나타난 것으로 보아 열교환기 간의 산포는 매우 작고 또한 실험 결과의 일관성도 매우 양호한 것으로 생각된다.

본 실험장치의 신뢰성을 확보하기 위하여 몇가지 사양의 평판형 열교환기를 실험하여 기존의 연구 결과와 비교하였으며 이 결과는 윤백 등(1)의 논문에 발표되어 있다. 기존의 연구 결과가 너무 넓은 범위에 산포되어 있어 본 실험장치의 신뢰성을 단정적으로 논하기는 어려우나, 본 연구 결과는 기존의 실험 결과 및 상관식들과 매우 근접한 것으로 나타났다.

### 5.2 열전달 촉진 효과

윤백 등(1)은 평판 환과 골깊이 2mm 인 웨이브 환의 실험 결과를 비교하여 웨이브 환의 열전달 촉진 효과를 고찰하였다. 그들은 압력손실 및 열전달계수를 동시에 고려하여 열교환기를 종합적으로 평가하기 위하여 다음과 같이 송풍동력(fan power)을 정의하였다.

$$\text{Fan power} = u_{fr} A_{fr} \Delta P \quad (8)$$

본 연구에서는 동일 송풍동력에서 웨이브 환의 열전달계수가 평판 환보다 0~15% 정도 높은 것으로 나타났으며, 이 차이는 흰 간격이 크고 유속이 높을수록 크게 나타났다. 이 결과는 골 깊이 2mm 인 경우에 대한 윤백 등(1)의 결과와 거의 유사하다.

또한 윤백 등(1)은 골깊이 2mm 인 사인웨이브 환의 실험 결과를 Kim 등(6) 및 Webb(15)의 삼각웨이브 환 상관식과 비교하였다. 사인웨이브 환의 마찰계수가 삼각웨이브 환의 상관식보다 40~50% 정도 낮고 열전달계수는 매우 잘 일치하는 것으로 나타났으며, 본 연구 결과도 거의 유사하다.

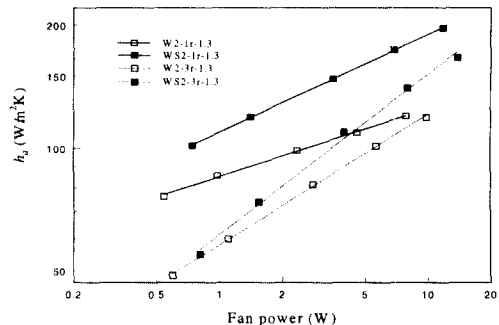


Fig. 4  $h_a$  vs. fan power for wave and wave-slit fins (1 row, 3 rows,  $p=1.3$ mm).

슬릿의 열전달 촉진 효과를 고찰하기 위하여 Fig. 4에 송풍동력에 대한 열전달계수를 비교하였다. 동일 송풍동력에서 열전달계수를 비교하여 보면 웨이브-슬릿 환이 웨이브 환보다 열수가 적거나 유속이 높을수록 상대적으로 효과가 좋아짐을 알 수 있다. 이는 골깊이 2 mm인 경우에 대한 윤백 등<sup>(1)</sup>의 결과와 일관된다.

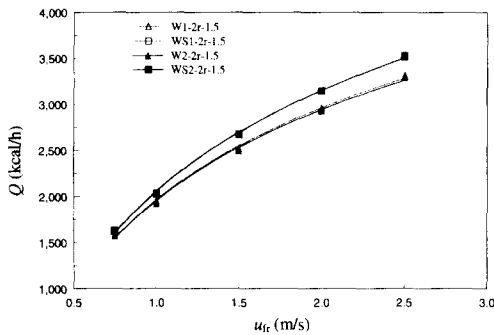


Fig. 5 Comparison of  $Q$  between wave depths of 1.5 and 2 mm (bare fin, 2 rows,  $p_f=1.5$  mm).

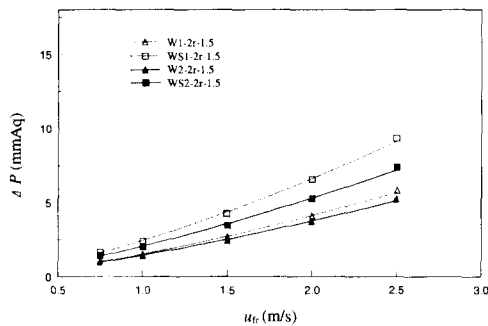


Fig. 6 Comparison of  $\Delta P$  between wave depths of 1.5 and 2 mm (bare fin, 2 rows,  $p_f=1.5$  mm).

### 5.3 골깊이의 영향

골깊이의 영향을 고찰하기 위하여 본 실험 결과를 윤백 등<sup>(1)</sup>의 결과와 비교하여 Fig. 5와 6에 나타내었다. 그림에서 W1과 WS1은 골깊이 2 mm의 웨이브 및 웨이브-슬릿 환을 각각 나타내며, W2와 WS2는 골깊이 1.5 mm를 나타낸다. 또한 2r은 2열을 나타내며 마지막의 숫자는 환 간격(mm)을 나타낸다. Fig. 5의 전열량을 비교하여 보면 골깊이에 따른 차이가 거의 나타나지 않는다. 그러나 Fig. 6의 압력강하를 비교하여 보면 골깊이 1.5 mm인 경우에 2 mm보다 압력강하가 0~30% 가량 낮은 것을 알 수 있다. 따라서 골깊이가 열전달에 미치는 영향은 거의 없으나 골깊이가 커짐에 따라 압력강하가 두드러지게 증가하는 것

을 알 수 있다. Fig. 5와 6에는 한 가지 경우에 대해서만 나타내었으나 이러한 경향은 모든 실험 결과에서 일관되게 나타났다. 평균적으로 보면 골깊이 2 mm인 경우가 1.5 mm보다 압력강하는 14% 높고 전열량은 1% 미만 높은 것으로 나타났다.

### 5.4 열수의 영향

환-관 열교환기에 있어서 열수가 열전달계수에 미치는 영향은 연구 논문의 주요 관심 사항이 되어왔다. Kim 등<sup>(6)</sup>, Saboya and Sparrow<sup>(16)</sup>, Rich<sup>(17)</sup>, Seshimo and Fujii<sup>(18)</sup>, 강희찬과 김무환<sup>(19)</sup>, 윤백 등<sup>(1)</sup>은 공통적으로 저레이놀즈수 영역에서는 열수가 적을수록 공기측 열전달계수가 높으며, 레이놀즈수가 증가하면 그 차이가 줄어들어 근접하거나 오히려 경향이 역전된다고 보고하였다. Fig. 7에 환 간격 1.3, 2.0 mm의 웨이브 환에 대하여 1, 2, 3열의 j-factor 실험 결과를 나타내었다. Fig. 7을 보면 본 실험 결과도 참고문헌에서 보고된 내용과 거의 유사한 경향을 나타내는 것을 알 수 있다. 또한 열수의 영향이 역전되는 한계 레이놀즈수는 환피치가 클수록 감소하는 경향을 볼 수 있는데, 이것은 Rich<sup>(17)</sup>가 보고한 내용과 일관된다. 또한 웨이브-슬릿 환의 경우에도 동일한 경향을 볼 수 있었으며, 이 경우에는 한계 레이놀즈수가 커지는 것으로 나타났다.

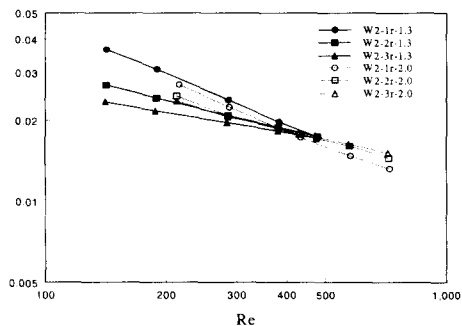


Fig. 7 Variation of j-factor with respect to the no. of tube rows for wave fin ( $p_f=1.3, 2.0$  mm).

저레이놀즈수에서 1열의 열전달계수가 가장 높은 주요한 원인은 환 선단부에서 생기는 온도경계층의 효과로 생각된다.<sup>(1)</sup> Saboya and Sparrow<sup>(20)</sup>와 Hu and Jacobi<sup>(21)</sup>는 나프탈렌 승화 실험을 통하여 환 선단부의 국부적인 물질전달계수가 높은 것을 확인하였다. 그러나 후열로 갈수록 경계층의 두께가 점점 증가하므로 경계층 효과가 평균 열전달계수에 미치는 상대적인 효과는 열수가 커질수록

감소한다.

또한 레이놀즈수가 증가하면 후열의 열전달계수가 증가하는 이유는 관 주위에서 발생하는 와류(vortex)가 후열로 전파되어 열전달을 촉진하는 것으로 생각된다.<sup>(1)</sup> Saboya and Sparrow<sup>(16,20)</sup>, Hu and Jacobi<sup>(21)</sup> 등은 나프탈렌 승화 실험을 통하여 관 주위에서 와류가 형성되는 것을 확인하였다. 이와 같이 관 주위에서 발생하는 와류는 레이놀즈수가 증가할수록 그 발생이 촉진되므로 후열의 열전달계수가 상대적으로 증가한다. 또한 이러한 와류는 회전속도가 클수록 쉽게 후열로 전파되므로 그 상대적인 영향도가 커지며, 따라서 회전속도가 클수록 후열의 열전달계수가 상대적으로 증가하는 것으로 생각된다.<sup>(1)</sup>

5.5 친수코팅의 영향

본 연구에서는 친수코팅을 한 환과 그렇지 않은 환을 실험하여서 비교하였다. 모든 실험 결과를 분석하여 보면 압력 강하 측면에서는 친수 환이 일반 환보다 평균 1~2% 정도 증가하며, 열전달 측면에서는 일반 환보다 평균 2~3% 정도 낮은 것으로 나타났다. 이 정도의 차이는 실험 결과의 불확실성을 고려할 때 차이가 없다고도 할 수 있으나 거의 모든 경우에 일관되게 이러한 경향이 나타났으며 윤백 등<sup>(1)</sup>의 실험 결과에서도 동일한 경향을 볼 수 있었다.

일반적으로 친수 코팅은 습표면 열교환기에 있어서 환 표면에 맺히는 응축수의 접촉각을 줄여서 압력 강하를 감소시키기 위한 수단으로서, 이러한 친수 환을 건표면 상태에서 사용하였을 경우에 일반 환과 거의 성능 차이가 없을 것이라고 예상하였으나 의외의 결과를 얻었다. 이러한 원인은 친수 코팅의 두께가 1~2μ 정도인 것을 고려할 때 전도 열저항 때문이라고 볼 수는 없고, 접촉열저항의 증가나 코팅에 의한 표면 조도의 변화를 생각해볼 수 있으나 정확한 원인을 파악할 수는 없었다.

5.6 환 간격의 영향

Fig. 8 에 1 열 웨이브 및 웨이브-슬릿 환, 환 간격 1.3, 1.5, 1.7, 2.0 mm 의 마찰계수 실험 결과를 비교하였다. Fig. 8 과 같이 x 축을 전면유속으로 나타낸 결과 웨이브 환, 환 간격 1.3~2.0 mm 의 실험 결과가 거의 하나의 선으로 나타내어짐을 알 수 있다. 이는 3 열인 경우에도 저속에서 환 간격에 따라 약간 차이가 나는 경향을 보였지만 거의 유사한 결과를 얻었다. 또한 Fig. 8 을 보면 웨이

브-슬릿 환의 경우에는 웨이브 환의 경우보다는 환 간격에 따른 차이가 증가하였지만 실험 결과의 불확실성을 고려할 때 거의 단일선으로 나타났다고 볼 수 있다.

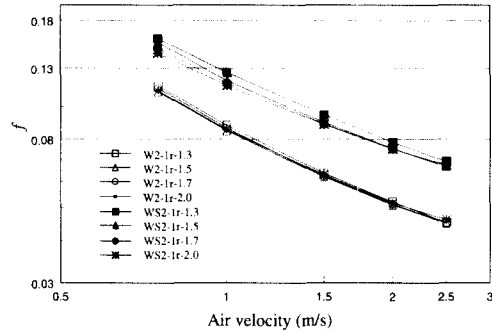


Fig. 8  $f$  vs.  $u_{fr}$  of wave and wave-slit fins for various fin spacings (1 row).

Fig. 9 에는 1 열 및 3 열 웨이브 환, 환 간격 1.3, 1.5, 1.7, 2.0 mm 의 j-factor 실험 결과를 비교하였다. j-factor 의 경우에는 마찰계수와 같이 x 축을 전면 유속으로 하더라도 단일선으로 나타내어지지 않으므로 레이놀즈수를 x 축으로 하였다. Fig. 9 에서 1 열인 경우를 보면 환 간격에 따른 j-factor 의 차이가 거의 나타나지 않으나, 3 열인 경우에는 저 레이놀즈수 영역에서 환 간격이 클수록 j-factor 가 증가하는 것을 알 수 있다. 그러나 레이놀즈수가 커지면 환 간격에 따른 j-factor 의 차이가 거의 없어진다.

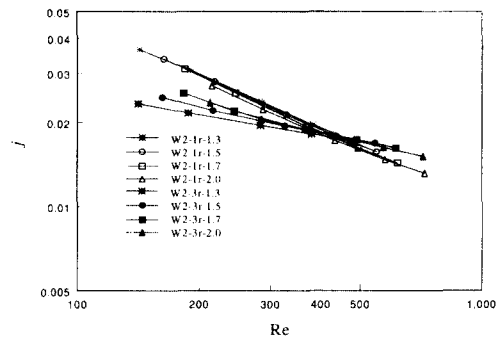


Fig. 9 j-factor vs. Re of wave fin for various fin spacings (1 and 3 rows).

Fig. 10 에는 1 열 및 3 열 웨이브-슬릿 환, 환 간격 1.3, 1.5, 1.7, 2.0 mm 의 j-factor 실험 결과를 비교하였으나 웨이브 환의 경우와는 상이한 경향을 나타내었다. 1 열인 경우에는 저 레이놀즈수 영역에서는 j-factor 가 환 간격에 따른 차이를 거의 나타내지 않으나, 레이놀즈수가 높은 영역에서는 환

간격이 작을수록 j-factor가 증가한다. 3열 웨이브-슬릿 환의 경우에는 3열 웨이브 환의 경우와 유사한 경향을 나타내어 레이놀즈수 영역에서 환 간격이 클수록 j-factor가 증가하며, 레이놀즈수가 커지면 환 간격에 따른 j-factor의 차이가 거의 없어진다. 따라서 환 간격에 따른 j-factor의 변화는 어떠한 일관성을 찾기가 어려웠다.

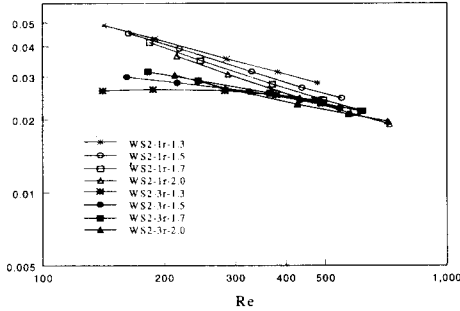


Fig. 10 j-factor vs. Re of wave-slit fin for various fin spacings (1 and 3 rows).

5.7 상관식

Mills<sup>(22)</sup>는 각종 열전달 촉진 환의 마찰계수 및 j-factor 상관식을 다음과 같은 형태의 함수로 나타내었다.

$$f = a_0 + a_1 Re^{-1} + a_2 Re^{-0.5} + a_3 Re^{-0.2} \tag{9}$$

$$j = b_0 + b_1 Re^{-1} + b_2 Re^{-0.5} + b_3 Re^{-0.2} \tag{10}$$

본 연구에서도 위의 식을 그대로 적용하여 상관식을 개발하였다. 골깊이 1.5 mm의 웨이브 환, 웨이브-슬릿 환에 대하여 환 간격별, 열수별로 각각의 경우에 대하여 개별적으로 커브피팅하여 그 계수들을 Table 3에 나타내었다.

6. 결론

본 연구에서는 ø10.07, 골깊이 1.5 mm의 웨이브 및 웨이브-슬릿 환-관 열교환기의 공기측 압력강하 및 열전달 실험을 통하여 열전달 촉진 효과를 고찰하였으며, 압력강하까지 동시에 고려하여 환의 성능을 평가하기 위하여 동일 송풍동력에 대한 열전달계수를 비교하였다. 웨이브 환은 평판 환보다 환 간격이 크고 유속이 높을수록 상대적으로 효과가 좋아지고, 웨이브-슬릿 환은 웨이브 환보다 열수가 적고 유속이 높을수록 효과가 좋아지는 것으로 나타났다.

웨이브 골깊이 1.5 mm인 경우에 2 mm보다 압력강하가 최고 30%까지 낮은 것으로 나타났으나 전열량은 거의 차이가 없었다. 따라서 골깊이를 1.5 mm에서 2 mm로 증가시키는 것은 효과가 없

Table 3 f and j-factor correlation coefficients.

	f				j			
	a <sub>0</sub>	a <sub>1</sub>	a <sub>2</sub>	a <sub>3</sub>	b <sub>0</sub>	b <sub>1</sub>	b <sub>2</sub>	b <sub>3</sub>
W2-1R-1.3	-0.1602	32.84	-5.089	1.270	0.1441	-8.762	3.612	-0.9402
W2-1R-1.5	-0.1753	38.36	-5.888	1.419	0.1312	-7.420	3.265	-0.8522
W2-1R-1.7	-0.1848	46.28	-6.720	1.539	0.07687	-2.712	1.915	-0.4887
W2-1R-2.0	-0.2183	55.61	-8.064	1.818	0.05477	-1.391	1.408	-0.3434
W2-2R-1.3	0.1764	3.996	2.902	-0.9393	0.005781	-0.02499	0.2517	0.000486
W2-2R-1.5	-0.2289	35.87	-6.840	1.765	0.007936	1.850	0.05606	0.01059
W2-2R-1.7	-0.007676	18.11	-1.382	0.2881	-0.008254	5.722	-0.64698	0.1473
W2-2R-2.0	-0.6569	92.91	-20.03	4.925	-0.2174	23.29	-5.819	1.552
W2-3R-1.3	-0.3367	41.40	-8.945	2.426	-0.05521	3.338	-1.103	0.3975
W2-3R-1.5	-0.1248	28.46	-4.469	1.098	-0.04761	4.754	-1.178	0.3745
W2-3R-1.7	-0.09293	26.03	-3.647	0.8886	-0.1040	12.05	-2.870	0.7813
W2-3R-2.0	-0.4411	65.14	-13.48	3.366	-0.1277	13.87	-3.408	0.9337
WS2-1R-1.3	-0.08563	27.14	-2.761	0.7692	0.09353	-6.069	2.534	-0.5785
WS2-1R-1.5	-0.9791	106.8	-25.30	6.818	0.2045	-14.25	5.210	-1.329
WS2-1R-1.7	-0.3375	58.96	-10.130	2.588	0.006197	3.048	0.2328	0.004361
WS2-1R-2.0	-0.1714	48.01	-6.106	1.489	0.02460	1.415	0.7095	-0.1264
WS2-2R-1.3	-0.007444	18.85	-1.077	0.278	-0.004106	-3.732	0.6316	0.02725
WS2-2R-1.5	-0.2128	40.67	-6.742	1.726	0.1185	-10.10	3.212	-0.7584
WS2-2R-1.7	-0.1517	37.26	-5.395	1.343	0.06881	-2.865	1.598	-0.3870
WS2-2R-2.0	-0.08627	47.43	-5.677	1.107	0.008525	4.520	-0.1891	0.04209
WS2-3R-1.3	0.05223	15.52	0.1623	-0.08867	-0.1607	6.487	-2.994	1.058
WS2-3R-1.5	-0.1581	32.76	-4.995	1.335	-0.1379	6.763	-2.593	0.9122
WS2-3R-1.7	-0.1880	37.25	-5.943	1.564	-0.03531	1.273	-0.4499	0.2636
WS2-3R-2.0	0.06312	19.77	-0.09456	-0.07415	-0.001223	3.079	-0.1860	0.08755



는 것으로 생각된다.

핀-관 열교환기의 열전달 촉진 효과와 연계하여 열수가 열전달계수에 미치는 영향을 분석하였다. 저레이놀즈수 영역에서는 열수가 적을수록 공기측 열전달계수가 높으며, 레이놀즈수가 증가하면 그 차이가 줄어들어 근접하거나 오히려 경향이 역전되는 결과를 나타내었다. 저레이놀즈수 영역에서 1 열의 열전달계수가 가장 높은 이유는 공기가 유입되는 핀 선단부에서 층류경계층 효과에 의한 것이라고 생각되며, 고레이놀즈수 영역에서 3 열의 열전달계수가 상대적으로 높아지는 이유는 관 주위에서 발생하는 와류의 영향으로 생각된다.

친수코팅을 함으로써 압력강하는 약간 증가하고 전열량은 약간 감소하는 경향이 나타났으나 그 정확한 원인은 파악하지 못하였다. 또한 마찰계수 및 j-factor 에 대한 핀 간격의 영향을 고찰하였다.

마지막으로 본 연구에서는 골깊이 1.5 mm의 웨이브 핀 및 웨이브-슬릿 핀에 대하여 핀 간격별, 열수별로 각각의 경우에 대하여 개별적으로 상관식을 제시하였다.

## 참고문헌

- (1) 윤백, 길용현, 박현연, 유국철, 김영생, 1997, "φ10.07 웨이브 및 웨이브-슬릿 핀-관 열교환기의 압력강하 및 열전달 특성에 관한 실험," 공기조화·냉동공학회 '97년도 하계학술발표 논문집, pp. 216~225.
- (2) McQuiston, F. C., 1978, "Heat, Mass and Momentum Transfer Data for Five Plate-Fin-Tube Heat Transfer Surfaces," *ASHRAE Trans.*, Vol. 84, Part 1, pp. 266~293.
- (3) Beecher, D. T. and Fagan, T. J., 1987, "Effects of Fin Pattern on the Air-Side Heat Transfer Coefficient in Plate Finned-Tube Heat Exchangers," *ASHRAE Trans.*, Vol. 93, Part 2, pp. 1961~1984.
- (4) Hosoda, T., Uzuhashi, H. and Kobayashi, N., 1977, "Louver Fin Type Heat Exchangers," *Heat Transfer: Japanese Research*, Vol. 6, pp. 69~77.
- (5) Kim, N. H., Kim, J. S., Youn, J. H., Baek, J. H., Lee, S. G., Nam, S. B. and Kwon, H. J., 1996, "Heat Transfer and Friction Characteristics of the Fin-and-Tube Heat Exchangers with Slit-Wavy Fin," *Proc. of Int. Ondol Conf.*, Seoul, Korea, pp. 236~244.
- (6) Kim, N. H., Youn, J. H. and Webb, R. L., 1996, "Heat Transfer and Friction Correlations for Wavy Plate Fin-and-Tube Heat Exchangers," *ASME Proc. of 31st National Heat Transfer Conf.*, Vol. 8, pp. 43~52.
- (7) Wang, C. C., Fu, W. L. and Chang, C. T., "Heat Transfer and Friction Characteristics of Typical Wavy Fin-and-Tube Heat Exchangers," submitted to *Experimental Thermal and Fluid Science*.
- (8) Mirth, D. R. and Ramadhyani, S., 1994, "Correlations for Predicting the Air-Side Nusselt Numbers and Friction Factors in Chilled Water Cooling Coils," *Experimental Heat Transfer*, Vol. 7, pp. 143~162.
- (9) Schmidt, T. E., 1949, "Heat Transfer Calculations for Extended Surfaces," *J. of the ASRE, Refrigerating Engineering*, Vol. 4, pp. 351~357.
- (10) 박혁범, 유승문, 윤백, 유국철, 1996, "평활관 및 미세회관 내에서의 물을 이용한 열전달 및 압력강하 특성에 관한 실험," 공기조화·냉동공학회 '96년도 하계학술발표 논문집, pp. 302~306.
- (11) 澤井聰, 林壽幸, 應武善郎, 武居俊孝, 1969, "冷却管密着度の影響," *冷凍*, 第44卷, 第502號, pp. 15~21.
- (12) 윤백, 김영생, 박현연, 1996, "직교류 핀-관 열교환기의 성능 평가," 공기조화·냉동공학회지, 제25권, 제2호, pp. 151~160.
- (13) 윤백, 박현연, 1998, "관순법에 의한 직교류 핀-관 열교환기의 해석 및 데이터정리," 공기조화·냉동공학회 '98년도 하계학술발표 논문집, pp. 424~425.
- (14) 윤재호, 백종현, 김내현, 김정식, 이순구, 남승백, 권형진, 1996, "소구경 고성능 핀-관 열교환기의 공기측 건표면 및 습표면 열전달계수와 마찰손실 측정," 공기조화·냉동공학회 '96년도 하계학술발표 논문집, pp. 307~314.
- (15) Webb, R. L., 1990, "Air-Side Heat Transfer Correlations for Flat and Wavy Plate Fin-and-Tube Geometries," *ASHRAE Trans.*, Vol. 96, Part 2, pp. 445~449.
- (16) Saboya, F. E. M. and Sparrow, E. M., 1976, "Transfer Characteristics of Two-Row Plate Fin and Tube Heat Exchanger Configurations," *Int. J. of Heat and Mass Transfer*, Vol. 19, pp. 41~49.
- (17) 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, Part 1, pp. 307~319.
- (18) 瀬下裕, 藤井雅雄, 1987, "低レイノルズ数域のプレートフィンチューブ熱交換機の性能(第2報, 複数列の場合)," *日本機械學會論文集(B編)*, 第53卷, 第486號, pp. 581~592.
- (19) 강희찬, 김무환, 1996, "공조기용 다열 평관환의 공기측 열수력 특성," 공기조화·냉동공학회 '96년도 하계학술발표 논문집, pp. 315~321.
- (20) Saboya, F. E. M. and Sparrow, E. M., 1974, "Local and Average Transfer Coefficients for One-Row Plate Fin and Tube Heat Exchanger Configurations," *J. of Heat Transfer, Trans. of ASME*, Vol. 96, pp. 265~272.
- (21) Hu, X and Jacobi, A. M., 1993, "Local Heat Transfer Behavior and Its Impact on a Single-Row, Annularly Finned-Tube Heat Exchanger," *J. of Heat Transfer*, Vol. 115, pp. 66~74.
- (22) Mills, A. F., 1992, *Heat Transfer*, Richard D. Irwin, Inc., Illinois, p. 782.