

## 슬릿핀형 열교환기의 성능에 대한 설계인자의 영향

### Effect of design factors on the performance of heat exchanger with a slit fin

윤 점 열\*, 이 관 수\*\*, 김 현 영\*, 강 희 찬\*\*\*  
 J. Y. Yun, K. S. Lee, H. Y. Kim, H. C. Kang

**Key words :** Geometry similitude method(상사실험기법), Large-scale model(확대모형), Taguchi method(다구찌법), Heat transfer coefficient(열전달계수), Pressure drop(압력강하)

#### Abstract

This study is to systematically analyze the effect of various kinds of design parameters on heat transfer and pressure drop characteristics of heat exchanger with a slit fin. TAGUCHI method, known to us as a very reasonable tool in the parametric study, is employed in the present work. Experimental factors have been limited to seven cases, considering the production of sample and the cost. The 18 kinds of large scale models are made by compounding level on each factor and the heat transfer and flow characteristics on each model has been analyzed. The present results allow us to be able to quantitatively estimate the various parameters affecting the heat exchanger performance, and main factors for an optimum design of a heat exchanger have been selected. The optimum design value on each parameter was presented and the reproducibility on the results was guaranteed.

#### 기 호 설 명

$A$	: 열전달면적, $m^2$	$P$	: 마찰력(friction power), $P=q\Delta P, W$
$C_p$	: 정압비열, $kJ/kg^\circ C$	$P_f$	: 회전격(pitch), mm
$f$	: 마찰계수, 무차원	$\Delta P$	: 압력강하, Pa
$h$	: 열전달계수, $W/m^2^\circ C$	$Pr$	: 프란틀수, $Pr = \frac{\alpha}{\nu}$
$j$	: j factor, 무차원	$Q$	: 열전달량, kcal/h
$k$	: 열전도율, $W/m^\circ C$	$q$	: 유량, $m^3/sec, q=AV$
$n$	: 자유도	$r$	: 유효제수(반복수)
		$Re$	: 레이놀즈수, $Re = \frac{VD_h}{\nu}$
		$S_m$	: 평균변동(분산)
		$SN(\eta)$	: 신호 대 잡음(signal-to-noise)
		$S_r$	: 전변동(전제곱합)
		$\Delta T_{om}$	: 산술평균온도차

\* 정회원, LG 전자(주) 리빙시스템 연구소

\*\* 정회원, 한양대학교 기계공학과

\*\*\* 정회원, 군산대학교 기계설계학과

$T$	: 온도, $^{\circ}\text{C}$
$V$	: 전면속도, $\text{m/s}$
$V_c$	: 오차변동(분산)
$\rho$	: 공기밀도, $\text{kg/m}^3$
$\mu$	: 점성계수, $\text{kg}\cdot\text{s/m}^2$

### 하 첨 자

$s$	: 표면적
$a$	: 공기
$i$	: 입구, 관내측
$o$	: 출구, 관외측
$t$	: 관
$R$	: Reference

## 1. 서 론

수년동안 가스 대 액상간의 열전달에 사용된 흰-관 열교환기는 가스측의 열저항이 매우 크기 때문에 흰과 같은 확장표면을 이용하여 열저항을 감소시킨다. 근래에 와서 가정용 공조기의 고밀도, 고효율화 추세에 따라 더욱 향상된 열교환기의 개발을 요구하게 되었고, 이를 가장 효과적으로 달성할 수 있는 열전달 촉진 기술중의 하나가 흰 표면에 여러가지 형상의 단속표면을 가공하는 것이다. 원형관을 사용하는 흰-관 열교환기에 있어서 대표적인 단속표면흰은 슬릿흰이며, 이들은 형상의 차이에 따라 고유의 열전달 특성을 갖기 때문에 신형 열교환기 개발에 있어서 단속표면의 최적형상 설계는 매우 중요하다<sup>(1)</sup>.

새로운 흰 형상의 설계를 통한 열교환기 개발은 업체들 나름대로 고유의 프로세스에 의해 이루어져 왔으며, 각 단계별로 독자적인 방법을 사용하고 있다<sup>(2)</sup>. 특히 열교환기는 고가의 개발비용과 장기적인 제작기간의 소요로 인하여 활발한 연구개발이 거의 불가능하며, 지금까지 출원된 무수히 많은 선진국의 기술특허들로 인하여 새로운 열교환기 개발은 더욱 위축받아 왔다. 또한 관련된 연구도 구상안(案)에 대한 성능의 비교우위를 판정하거나 부분적인 설계의 변동을 이용한 성능의 평가가 대부

분이며, 단속표면 자체의 설계변수들의 영향도를 파악하여 설계에 응용할 수 있는 자료를 제공하는 경우는 전무하다. 가정용 공조기에 많이 사용되는 원형관과 슬릿흰을 채용한 열교환기와 관련된 연구는 Nakayama 등<sup>(3)</sup>에 의해 본격적으로 수행되었다. 그들은 9.5mm 지름관에 2mm 슬릿폭과 0.2mm 두께를 갖는 2열 엇갈림 배열의 슬릿흰이 3m/s의 풍속에서 평관보다 78% 더 높은 열전달계수를 갖는다고 하였다. 이후 대다수의 연구가 거의 기업에 의해 주도되고 있어 접할 수 있는 자료가 매우 적지만, 몇몇 자료에 의하면 슬릿폭을 줄이고 슬릿수를 늘린 다양한 형상의 흰이 개발됨에 따라 평관흰에 비해 150% 이상의 성능향상을 보이고 있다. 대표적인 사례가 Hiroaki 등<sup>(4)</sup>에 의해 이루어졌으며, 7mm 지름관과 X자 모양의 슬릿흰을 사용하여 기존대비 2/3의 고밀도화를 달성했고 열전달성능도 1.6배 이상을 얻었다고 하였다. 최근에는 小井戸 등<sup>(5)</sup>이 20배 확대된 서로 다른 형상을 갖는 2모델의 슬릿흰을 이용하여 온도 및 속도장에 대한 유동가시화 실험과 수치해석을 통하여 최적흰의 형상을 결정하였다.

이와 같은 기존의 연구들이 슬릿의 최적설계 방법 등에 대해서는 상세하게 설명하지 못하였고, 구상안에 대한 검증에 머물렀기 때문에 새로운 흰 형상의 설계를 위해서는 최적설계를 위한 정립된 자료가 필요한 실정이다. 따라서 본 연구에서는 현재 가정용으로 가장 많이 사용되고 있는 슬릿흰에 있어서 무수히 많은 각종 설계변수들이 열전달 및 유동특성에 어떠한 영향을 미치는가에 대한 체계화된 분석을 시도하고자 한다. 이를 위하여 각종 설계변수들의 영향도 연구에 매우 적절한 도구로 알려진 다구찌 법(Taguchi method)<sup>(6)(7)</sup>을 도입한다. 변수영향도의 조사는 기존의 연구<sup>(1),(8)</sup>에서 효과가 검증된 확대모형실험을 이용하였으며, 열전달 및 압력강하 특성을 측정된 결과를 이용하여 분석한다. 그리고 열전달 및 압력강하에 영향을 미치는 여러 변수들에 대한 정량화된 평가를 수행하고, 이를 근거로 최적설계를 위해서 고려해야할 주요 인자들이 어떤 것인지를 조사한다.

2. 성능평가방법

2.1 확대모형 실험

열교환기 흰 주위 공기의 유동장과 온도장이 상사하려면 운동량 및 에너지 방정식의 무차원화 과정에서 파생된 *Re* 수와 *Pr* 수 등의 무차원 변수가 같아야 한다. 특히 온도장의 상사는 상기의 무차원 수 외에 흰표면 온도 분포가 추가로 같아야 하기 때문에 흰내부의 열전도 방정식으로부터 흰두께와 열전도계수의 상사를 요구한다. 실제 흰과 동일한 재질을 사용한다면 열전도계수가 동일하기 때문에 흰 두께만 확대비 만큼 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 확대모형이 상사하기 위해서는 무차원 수인 *Re* 수가 동일해야 하므로 확대비를 3배로 할 경우 수력지름이 3배로 늘어나게 되며, 그에 따른 공기유속은 1/3로 줄여서 실험해야 한다. 그리고 구하고자 하는 열전달계수와 압력강하는 각각 실제 모형의 1/3, 1/9로 측정된다.

Fig.1은 상사실험을 위한 소형풍동의 개략도이다. 시험부 전후단에는 6개의 정압공을 두어 실험

흰의 압력강하를 측정하였으며, 동시에 이 위치에 T형 열전대를 부착하여 공기의 평균 온도차를 구하였다. 실험과 동일조건의 입구온도를 얻기 위하여 항온수조와 연결된 공냉 열교환기를 입구부에 설치하였으며, 덕트의 열손실을 최소화하기 위하여 외부를 스티로폼으로 단열시켰다. 시험부는 관을 형성화한 링과 흰시료를 교대로 부착하며<sup>(1), (8)</sup>, 링 내부에 니크롬선을 감아 전력량을 측정하여 열전달량을 계산하였다. 관 온도는 링내부의 적정 위치에 부착한 T형 열전대를 이용하여 측정하였다.

팬을 최대풍량으로 고정된 후 전력공급이 시작되며, 매 측정시마다 정상상태에 도달하면 측정이 실시되었다. 평균 정상상태 도달시간은 30분 정도였으며, 재현을 위하여 유속의 증감에 따른 반복실험을 실시하였다.

측정결과로부터 열전달계수는 다음과 같이 계산하였다.

$$h = \frac{Q}{A_s \Delta T_{lm}} \tag{1}$$

여기서 *Q*,  $\Delta T_{lm}$ 은 각각 사용전력량과 산술평균 온도차이다.

Colburn *j* factor는 다음과 같이 계산된다.

$$j = \frac{hPr^{2/3}}{\rho C_p V} \tag{2}$$

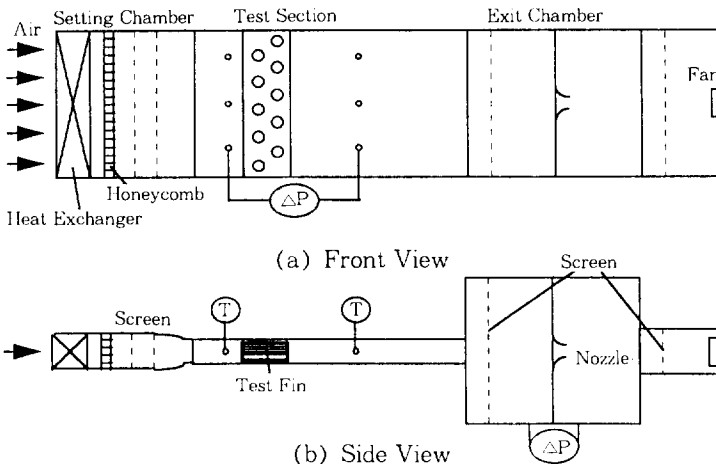


Fig.1 Schematic diagram of test apparatus for scale experiment

여기서  $\rho$ ,  $C_p$ 는 각각 막온도에서의 밀도와 정압 비열이다.

마찰계수  $f$ 는

$$f = \frac{2\Delta P}{\rho V^2} \quad (3)$$

이며, 여기서  $\Delta P$ 는 측정된 압력강하,  $\rho$ 는 막온도에서의 공기밀도이다.

### 2.2 평가특성치의 선정

열교환기를 공정하게 평가하기 위해서는 일반적으로 열전달의 향상뿐만 아니라 압력손실의 저감도 동시에 고려해야 한다. 따라서 다구찌 방법으로 이들의 효과를 적절하게 분석하기 위해서는 열전달 및 압력강하의 효과가 동시에 고려된 평가특성치를 선정하여야 한다. 즉, 망대(larger-the-better)특성인 열전달계수와 망소(smaller-the-better) 특성인 압력강하를 동시에 평가하기가 매우 어렵기 때문에 두 효과를 만족하는 평가특성치가 필요하다.

일반적으로 기준이 되는 열전달 표면에 대한 새로운 열전달 표면의 성능평가 기준을 정의하는데 있어서, 보다 큰  $j$  factor는 보다 큰  $f$  factor를 수반하기 때문에 두 열전달 표면에 의한 직접적인 비교는 최적의 열교환기를 선정하는 적절한 방법이 아니다. 따라서 적절한 비교를 위하여 여러 가지 우성인자(goodness factor) 비교법들을 도입하여 적용하고 있으며, 그중에서도 단위 전열면적당 마찰력( $P/A$ )에 대한 단위 전열면적 및 온도차당 열전달 능력( $h$ 로 표시)의 비로 표시할 수 있는 비교가 가장 일반적이다. 여기서  $h$ 는 열전달계수,  $P/A$ 는 압력강하를 대표하는 변수이며, 다음과 같이,  $j$ ,  $f$  factor 및  $\frac{Re}{D_h}$ 의 함수로 표시할 수 있다.

$$h = \left(\frac{\rho C_p}{Pr^{\frac{1}{3}}}\right) j V = \left(\frac{\mu C_p}{Pr^{\frac{1}{3}}}\right) j \left(\frac{Re}{D_h}\right) \quad (4)$$

$$\frac{P}{A} = \left(\frac{\rho}{2}\right) f V^2 = \left(\frac{\mu^2}{2\rho^2}\right) f \left(\frac{Re}{D_h}\right)^3 \quad (5)$$

식 (4)와 (5)를 기준 열교환기에 대하여 정리하면 공기를 열전달 매체로 사용하기 때문에 물성항

들이 소거된다.

$$\frac{P/A}{(P/A)_R} = \frac{f \left(\frac{Re}{D_h}\right)^3}{f_R \left(\frac{Re}{D_h}\right)_R^3}, \quad \frac{h}{h_R} = \frac{j \left(\frac{Re}{D_h}\right)}{j_R \left(\frac{Re}{D_h}\right)_R} \quad (6)$$

결과적으로 식 (6)의  $\left(\frac{Re}{D_h}\right) / \left(\frac{Re}{D_h}\right)_R$ 를 치환함으로써 열전달계수와 압력강하를 동시에 고려한 기준 열교환기에 대한 새로운 열교환기의 성능평가기준을 도출할 수 있다.

$$\frac{h/h_R}{\left(\frac{P/A}{(P/A)_R}\right)^{\frac{1}{3}}} = \frac{j/j_R}{(f/f_R)^{\frac{1}{3}}} \quad (7)$$

따라서 본 연구에서는  $j, f$  factor를 동시에 고려한 식 (7)의 우측항을  $JF$  factor로 정의하고, 이를 이용하여 실험결과를 분석하였다.

$$JF = \frac{j/j_R}{(f/f_R)^{\frac{1}{3}}} \quad (8)$$

이와같이  $j$ 와  $f$ 를 분리하여 망대와 망소특성을 동시에 평가함으로써 혼란을 야기할 수 있는 기존의 방식을 배제하고, 값이 클수록 성능이 우수한 것으로 판정할 수 있는  $JF$  factor라는 무차원화된 평가특성치를 이용하였다. 이는 관내측의 성능평가 기준에 대한 정의<sup>(9)</sup>로 부터 관외측에 적용이 가능하도록 본 연구에서 파생한 것이다. 기준 열교환기에 대한  $j, f$  factor는 실물실험과 확대모형실험의 결과가 거의 일치한 저자등<sup>(1), (6)</sup>의 결과를 이용하였다.

### 2.3 인자 및 수준

본 연구에 사용된 실험의 제어인자는 전열면적에 영향을 미치는 인자와 공기측 난류형성에 영향을 미치는 인자 등을 포함하여 총 7개의 인자로 구성하였다. 전열면적과 관련된 인자로는 횡간격(fin pitch)를, 공기측 난류 형성과 관련한 인자로는 슬릿의 높이, 슬릿 수, 슬릿의 길이, 슬릿 분할수, 슬릿의 입상부 각도, 슬릿의 형상각도 등이다. 이들

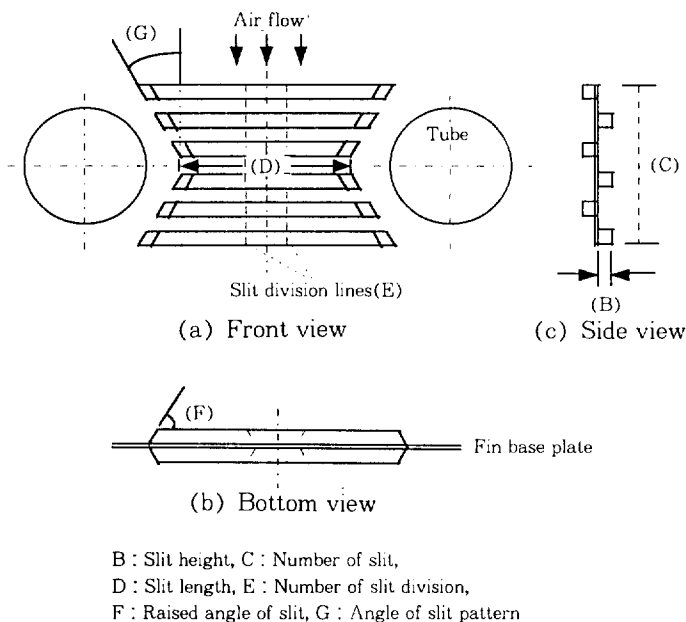


Fig.2 A detail of fin configuration factor in this study

인자에 대한 상세한 설명을 Fig.2에 제시하였다.

수준은 현재 실제모델에 사용되고 있는 차원을 기준으로 하고, 생산기술을 고려하여 가능한 차원을 선정하였다. Table 1에서 보는 바와 같이 슬릿의 높이는 흰간격의 1/3, 1/2, 2/3로 하여 FPI (인치당 흰수)의 영향과 교호작용이 없도록 하였다. 2수준 인자인 C, D, E는 의 수준법을 사용하여 3수준으로 하였고, 4수준인 슬릿의 형상각도도 의 수준법을 사용하여 6수준으로 조정하여 사용하였다. 의 수준화는 제한적인 요건 때문에 수준을 불가피하게 다른 인자들의 수준보다 적게 한 인자들에 대해서 가장 지배적이거나 제작이 용이하다고 판단되는 인자를 선정하여 하나의 수준화함으로써 다른 일반적인 인자들의 수준과 동일하게 맞춰주는 방법이다. 신호인자는 풍속으로 하였으며, 잡음인자는 공기의 온, 습도를 고려할 수 있겠지만 현열실험만을 수행하는 장치의 한계로 인하여 조절이 불가능하기 때문에 이는 고려하지 않았다. 그리고 흰두께, 단 및 열간격은 고정인자로 하였다.

Table 1 Level of each factors in this study

Factors(unit)	Level 1	Level 2	Level 3
A. Fin pitch, $P_f$ (mm)	1.49	1.34	1.2
B. Slit height(mm)	$1/3 P_f$	$1/2 P_f$	$2/3 P_f$
C. Number of slit	6	8	6
D. Slit length(mm)	10	8	10
E. Number of slit division	1	2	1
F. Raised angle of slit( $^\circ$ )	45	35	25
G. Angle of slit pattern (Inlet/Outlet)( $^\circ$ )	0/0 30/30	0/30 0/0	30/0 30/30

2.4 실험 매트릭스(직교표)

실험을 수행하기 위한 매트릭스는 실험에 사용된 기하학적인 인자를 바탕으로 Table 2와 같은  $L_{18}$ 의 직교배열표(matrix)를 사용하였으며,  $L_{18}(2^7 \times 3^1)$ 을 수정한  $L_{18}(6^1 \times 3^6)$ 로 하였다. 신호인자인 풍속은 실험의 조건을 고려하여 11개 대역만을 사용하였다.

Table 2 Experimental matrix of  $L_{18}(6^1 \times 3^6)$

Number of experiment	Factor							Signal factor M1~M11
	G	A	B	C	D	E	F	
1	1	1	1	1	1	1	1	
2	1	2	2	2	2	2	2	
3	1	3	3	3	3	3	3	
4	2	1	1	2	2	3	3	
5	2	2	2	3	3	1	1	
6	2	3	3	1	1	2	2	
7	3	1	2	1	3	2	3	
8	3	2	3	2	1	3	1	
9	3	3	1	3	2	1	2	
10	4	1	3	3	2	2	1	
11	4	2	1	1	3	3	2	
12	4	3	2	2	1	1	3	
13	5	1	2	3	1	3	2	
14	5	2	3	1	2	1	3	
15	5	3	1	2	3	2	1	
16	6	1	3	2	3	1	2	
17	6	2	1	3	1	2	3	
18	6	3	2	1	2	3	1	

2.5 실험모델

Fig.3에 본 연구에 사용된 3배 확대모형권의 기본차원을 도시하였다. 시료로 사용된 모델은 관사이의 환면에 Table 1의 수준을 조합하여 슬릿을 가공한 것이다. 이들 환은 정밀제작을 위하여 간이 금형으로 제작되었으며, 환의 재질은 알루미늄이다. 실험에 사용된 18종의 모델에 대한 기하학적 사양은 Table 2의 직교배열표에 나타난 각 인자들의 수준을 근거로 구성하였다.

2.6 분석방법

다구찌 법은 하나의 사고방식이며, 대량생산 공정 또는 시장에서도 신뢰할 수 있는 설계를 위하여 소규모의 실험을 효율적을 계획하고 이용하는 방법으로써, 목적, 사고방식, 방법론에서 전통적인 실험계획법과 큰 차이가 있다. 직교배열표를 이용하지만 그 역할과 적용방법이 다르며, 이를 하류에서의 인자 효과의 재현성을 확인하며, 교호작용의 효

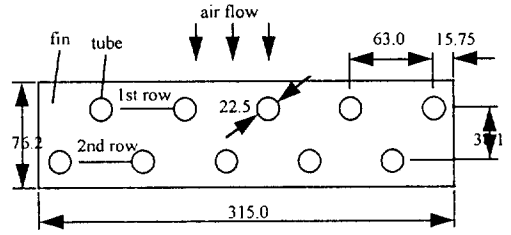


Fig.3 Basic geometric dimension of 3-times large scale fin for similitude experiment (unit : mm)

과를 피하는데 사용한다는 점에서 신뢰도가 매우 높다. 그리고 SN 비를 품질의 지표 또는 안정성의 척도로 사용함으로써, 신호인자의 효과를 유지하면서 산포를 최소화하는 가장 안정화된 설계를 지향한다는 점이 특징이다.<sup>(7)</sup> SN 비는 자료의 평균값과 산포를 동시에 고려한 방법으로 특성치의 종류에 따라 다르며, 계산된 값은 클수록 좋은 것을 의미한다. 본 연구에서는 SN비의 계산을 오차인자가 분명하지 않은 동특성에 관한 식을 사용하였다. 즉,

$$SN = 10 \log \left( 1/r \times \frac{(S_m - V_c)}{V_c} \right) \quad (9)$$

여기서,

$$r = \sum_{i=1}^n U_i^2, \quad S_m = \frac{(\sum_{i=1}^n (U_i \times JF_i))^2}{r}, \quad V_c = \frac{S_c}{n-1},$$

$$S_i = S_r - S_m, \quad S_r = \sum_{i=1}^n JF_i^2 \quad (10)$$

3. 결과 및 토의

3.1 요인효과 및 기여율

Table 3은 18회의 실험을 통하여 계산된 SN 비를 나타낸 것이다. 이 결과를 이용하여 제 인자에 대한 요인효과 및 기여율에 대한 결과를 Table 4와 Fig.4에 각각 나타내었다. 이와같은 정량화된 분석 결과로부터 슬릿수, 슬릿 분할수, 슬릿 입상 각도 등은 2% 이하로 기여율이 적은 반면, 환간

격, 슬릿의 가공면적과 관련된 인자인 슬릿의 형상 각도와 슬릿의 길이, 슬릿의 높이와 같은 인자는 열교환기의 열전달 및 압력강하 특성을 동시에 고려한 JF factor에 대하여 매우 큰 영향을 미치는 것을 알 수 있다. 특히 흰 간격은 약 39%의 기여율을 보여 고려된 인자 중 가장 크며, 슬릿 형상각

도, 슬릿의 길이, 슬릿의 높이, 슬릿 수, 입상각도, 슬릿의 분할수 순을 보이고 있다.

Fig.5는 각 인자에 대한 SN비를 나타낸 것으로 이들 인자에 대한 최적조건을 선정하기 위한 것이다. 그림에서 SN비가 크다는 것은 열교환기의 성능이 좋다는 것을 의미한다. 흰간격은 3.6mm(실물)에 대해서는 21FPI일때가 가장 큰 값을 갖는다. 슬릿의 형상각도는 공기유입방향에 대하여 입, 출구를 30°/30°으로 구성한 인자가 가장 큰 SN비 값을 보여서 슬릿의 가공허용면적내에서 가능한한 슬릿을 최대로 가공하는 것이 효과적임을 알 수 있다. 또한 입, 출구를 30°/0°로 가공한 것은 0°/30°로 가공한 것에 비해 SN비가 현저히 낮아 관 후류에서의 사영역(dead zone)을 최소화하는 슬릿의 설계가 필요함을 확인할 수 있다. 슬릿의 높이는 흰간격의 2/3일때가 가장 큰 SN비 값을 가지며, 이는 흰간격을 3분할 함으로써 흰간의 채널유동을 가급적 최대한 교란시키는 구조로 설계되어야 한다는 것을 의미한다. 즉 흰간격이 좁을수록 슬릿의 높이를 이와 같이 가공하면, 흰면에 대하여 상하 교대로 들어올린 슬릿으로 인하여 흰간격을 3분할할 수 있는 효과가 있다. 의수준법을 사용하여 분석한 슬릿수는 6개군(group)일 때가 최적이다. 따라서 생산기술이 수반된다 하더라도 더욱 큰 선단효과를 가져올 목적으로 무작정 슬릿수를 늘리는 것은 지양해야 하며, 현재의 단 및 열간격을 갖는 열교환기에 있어서 슬릿의 가공면적내에서 최적의 슬릿수는 6개군인 것으로 판단된다. 중앙부의 슬릿 길이는 10mm 일때가 최적으로 나타나고 있다. 슬

Table 3 SN ratio on each experiment

Number of experiment \ Factor	G	A	B	C	D	E	F	SN Ratio
	1	2	3	4	5	6	7	
1	1	1	1	1	1	1	1	17.13799
2	1	2	2	2	2	2	2	17.27338
3	1	3	3	3	3	3	3	18.34859
4	2	1	1	2	2	3	3	16.72726
5	2	2	2	3	3	1	1	17.98196
6	2	3	3	1	1	2	2	18.63592
7	3	1	2	1	3	2	3	17.21723
8	3	2	3	2	1	3	1	17.55372
9	3	3	1	3	2	1	2	17.30539
10	4	1	3	3	2	2	1	17.23327
11	4	2	1	1	3	3	2	18.39126
12	4	3	2	2	1	1	3	18.63518
13	5	1	2	3	1	3	2	16.78063
14	5	2	3	1	2	1	3	17.20862
15	5	3	1	2	3	2	1	17.92852
16	6	1	3	2	3	1	2	17.94397
17	6	2	1	3	1	2	3	17.99606
18	6	3	2	1	2	3	1	18.35967

Table 4 Factorial effect and contribution ratio

	Level	Control factor						
		G	A	B	C	D	E	F
SN Ratio	1	17.44629	17.17339	17.58108	17.71638	17.87925	17.69785	17.69919
	2	17.78171	17.73417	17.70801	17.67701	17.35127	17.71406	17.72176
	3	17.35878	18.20221	17.82068				17.6882
	4	18.09324						
R	2.619	0.73446	1.02882	0.2396	0.03937	0.52798	0.01621	0.03294
Contribution Ratio(%)	100%	28.04%	39.28%	9.15%	1.50%	20.16%	0.62%	1.25%

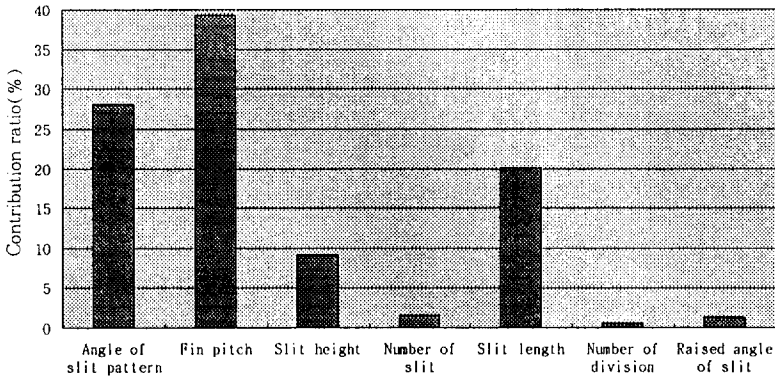


Fig.4 Contribution ratio on each factor

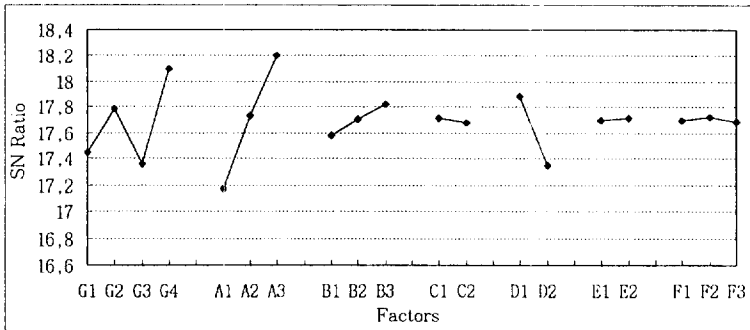


Fig.5 SN ratio on each factor

릿길이가 증가함에 따라 SN비가 선형적으로 증가하고 있어서 슬릿길이를 더 늘릴 필요가 있지만, 제조상의 한계점이 존재하기 때문에 현재의 차원에서는 가장 적절한 길이로 평가되었다. 실제 열교환기에서의 슬릿은 매우 불규칙적으로 분할되기 때문에 본 연구에서와 같이 중앙부로 일정하게 슬릿을 분할할 경우는 분할수에 대한 평가시 실제와는 다른 결과를 도출할 수도 있다. 그러나 분할수를 인자로 하여 변수조사를 할 경우 불규칙한 분할을 고려한다면 경우의 수가 무한대로 되기 때문에 다구찌법의 적용이 불가능하며, 해석 또한 원하는 결과를 얻을 수가 없기 때문에 본 연구에서는 중앙부를 한 번만 나누는 가장 일반적인 방법을 적용하였다. 따라서 슬릿수와 마찬가지로 의존준법을 사용하여 분석한 슬릿의 분할수에 대한 평가는 2분할일 경

우가 분할이 없는 경우보다 다소 큰 SN 비를 보이지만 그 차이는 매우 미미한 것으로 나타났다. 슬릿의 입상각도는 35°가 최적인 것으로 나타났지만 각도 변화에 따라 크게 민감하지 않기 때문에 전체 열교환기의 성능에는 크게 영향을 주지 않음을 알 수 있다.

이상의 분석결과, 슬릿수, 슬릿의 분할 수, 입상각도 등은 성능에 미치는 영향이 매우 적은 반면, 슬릿의 가공면적과 관련된 인자인 슬릿의 형상각도, 슬릿의 길이 등은 매우 큰 영향을 미치고 있기 때문에 슬릿은 허용범위내에서 최대한 가공할 필요가 있다. 그리고 유동의 난류화와 관계가 있는 슬릿의 높이도 비교적 큰 영향을 미치고 있어서, 환채널에서 발생하는 유동의 교란이 열교환기의 성능에는 매우 중요한 요소임을 확인하였다.



3.2 최적조건의 선정

본 연구에서는 상기의 분석결과를 바탕으로 Table 5와 같이 각각의 인자에 대한 2개의 최적조건을 도출하였다. 전술한 바와 같이 슬릿의 형상 각도는 30°/30° (G4), 횡간격은 3.6mm (A3), 슬릿 높이는 횡간격의 2/3(B3), 슬릿수는 6개군(C1), 슬릿길이는 10mm(D1), 슬릿의 분할 수는 2개 (E2), 입상각도는 35° (F2)일때가 가장 최적이었으나, 슬릿의 분할 수는 그 차이가 가장 적으므로 평가되어 구분이 모호하기 때문에 두 개의 수준을 모두 고려하여 최적조건을 선정하였다.

3.3 확인실험

이상의 분석으로부터 최적조건으로 선정된 7개의 인자들을 모두 조합하여 2종류의 시료를 제작하여 확인실험을 실시하였다. 확인실험은 현재까지 실시된 모든 실험의 결과가 재현성을 갖는지를 파악하기 위하여 실시하는 것으로 최적조건에 대한 추정 SN비와 최적조건의 시료에 대한 확인실험의 SN비가 얼마나 잘 일치하는가의 여부로 판정한다. 최적조건에 대한 SN비의 추정은 기여율이 10% 이상인 인자를 유의한 조건으로 하여 계산한다. 따라서 기여율이 10% 이상인 인자에 대한 추정 SN비( $\eta$ )는

$$\begin{aligned} \eta &= \eta(G4) + \eta(A3) + \eta(D1) - (n-1)\bar{\eta} \\ &= 18.0932 + 18.2022 + 17.8793 \\ &\quad - (3-1) \times 17.6866 = 18.8015 \end{aligned} \quad (11)$$

으로 나타났다. 그리고 기본 최적조건으로 선정된 Table 5의 조건 2에 대하여 확인실험을 통하여 구

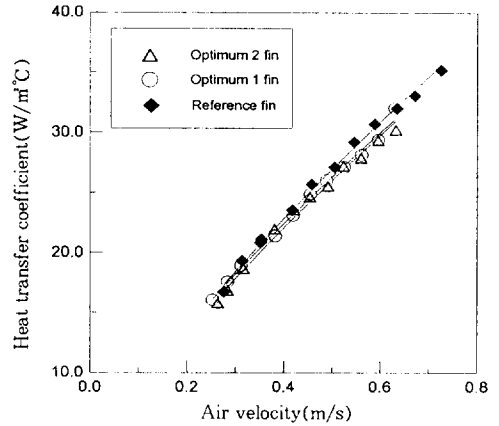


Fig.6 Comparison of heat transfer coefficients between optimum and reference fin

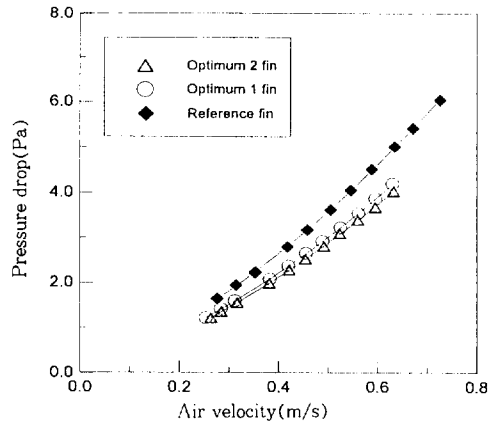


Fig.7 Comparison of pressure drop between optimum and reference fin

Table 5 Optimum condition from factorial effect analysis

	Angle of slit pattern (°)	Fin pitch, P <sub>f</sub> (mm)	Slit height (mm)	Number of slit	Slit length (mm)	Number of slit division	Raised angle of slit (°)
Optimum condition 1	30°/30°	3.6 (1.2)	2/3 P <sub>f</sub> (0.8)	6	30 (10)	1	35°
Optimum condition 2	30°/30°	3.6 (1.2)	2/3 P <sub>f</sub> (0.8)	6	30 (10)	2	35°

한 SN 비값은 18.4152로서 추정치와 2% 이내로 거의 일치하는 것으로 나타나 재현성이 있음을 확인할 수 있다.

그러나 SN 비가 분석을 위해 도입한 통계학적인 변수이기 때문에 이와 병행하여 2종류의 최적화에 대한 열전달계수와 압력강하 특성을 직접 비교할 필요가 있다. Fig.6과 7에 2종류의 최적화와 기준화에 대한 열전달계수와 압력강하 값을 각각 제시하였다. 최적화에 대한 열전달계수를 살펴보면 최적화 1이 최적화 2 보다 저속에서는 1.9%, 고속에서는 1% 정도로 높게 나타나고 있다. 이는 최적화 2가 슬릿의 중앙부를 가공하지 않고 원면을 그대로 둠으로써 유동교란 효과를 억제하는 것에 기인하는 것으로 판단된다. 또한 전도효과가 지배적인 최적화 2보다는 대류효과가 지배적인 최적화 1이 전범위에 걸쳐서 열전달 특성이 우수한 것으로 나타나, 단속표면에 대해서는 대류효과가 지배적인 일반적인 사실을 잘 입증해 주고 있다. 현재 상용화된 원중 성능이 가장 좋은 것으로 알려진 기준화에 대하여 최적화 1은 전 유속범위에 대하여 1.5~2.5%, 최적화 2는 3.3~3.6% 정도로 거의 균일하게 낮은 것으로 나타났으며, 결과적으로 기준화에 비하여 큰 열전달 편차를 보이지 않고 거의 동일한 열전달 성능을 보유하고 있다.

또한, 압력강하를 기준화에 대하여 비교해 보면, 최적화 1은 전 유속범위에 걸쳐서 19.5~21.5%, 최적화 2는 24~25.5% 정도로 거의 균일하게 낮으며, 열전달 특성에 비해서는 편차 폭이 매우 크게 나타나고 있다. 따라서 열전달특성은 거의 동일한 값을 보이면서 압력강하 값이 훨씬 낮은 원을 설계할 수 있는 가능성을 제시하였으며, 열전달계수와 압력강하의 직접비교로도 SN 비에 의해 평가한 확인실험의 재현성을 다시 한번 입증할 수 있었다. 최적화 2종류에 대한 압력강하도 최적화 1이 2에 비해 4~4.5% 정도 높게 나타나고 있어서 슬릿부의 면적이 클수록 압력강하 값은 크게 나타나고 있다.

결과적으로 열전달특성이 기준화와 비교적 가까운 최적화 1에 대하여 비교하여 볼 때, 열전달계수는 평균 2% 정도의 편차만을 가질 정도로 동일하지만, 압력강하 값에 있어서는 평균적으로 20.5

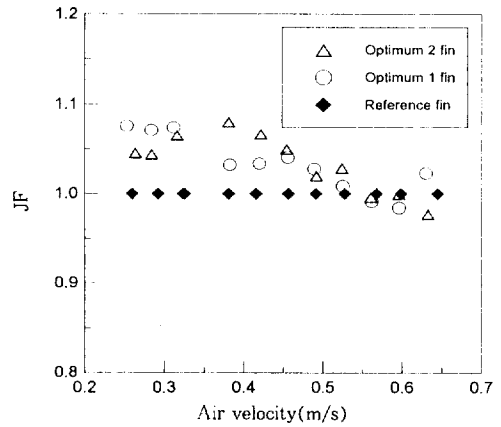


Fig.8 JF factor of optimum fins compared to reference fin

% 정도의 큰 폭으로 낮아 열전달과 압력강하 특성을 동시에 고려한다면, 기준화 보다는 열교환기로서 훨씬 우수한 특성을 보유하고 있다.

Fig.8은 최적조건으로 선정된 2종류의 시료에 대한 공기유속에 따른 JF factor의 값을 나타낸 것으로서, 기준화의 JF factor를 1로 환산하였을 때의 비교 결과이다. 최적조건으로 선정된 2종류의 원들은 기준화에 비해 JF factor의 값이 0.55m/s 이상에서는 다소 낮게 나타나지만, 공조기의 운전범위에 속하는 그 이하에서는 훨씬 높은 값을 보여 확인실험을 통한 재현성 평가가 충분한 근거를 갖고 있음을 다시 한번 확인할 수 있다.

#### 4. 결 론

본 연구는 슬릿형에 대한 각종 설계변수들이 열전달 및 유동특성에 어떠한 영향을 미치는 가를 알아보고자 한 것이다. 이를 위하여 설계변수들의 영향도에 대한 정량화된 평가가 가능한 다구찌 법을 도입하여 체계화된 실험 및 분석을 수행하였으며, 분석의 기초자료인 열전달 및 압력강하의 측정은 확대모형 실험을 이용하였다. 변수는 시료제작 및 소요비용 등을 고려하여 7 가지 경우로 제한하였다. 분석 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

1) 슬릿형의 7가지 인자중 열교환기의 성능에 대한 각 인자의 영향도를 평가한 결과, 원간격이

39%, 슬릿 형상각도가 28%, 슬릿 중앙부의 길이가 20%, 슬릿 높이는 9%, 슬릿수, 입상각, 슬릿 분할 수는 각각 대략 1% 정도의 기여도를 갖는 것으로 나타나, 슬릿 가공부의 면적과 관련된 인자들의 영향도가 매우 높았다.

2) 각 인자에 대한 최적의 수준은 슬릿의 형상 각도는 30°/30°, 횡간격은 3.6mm, 슬릿높이는 횡간격의 2/3, 슬릿수는 6개군, 슬릿길이는 10mm, 슬릿의 분할 수는 2개, 입상각도는 35°로 평가되었다. 또한 이러한 수준들을 조합한 시료에 대한 실험을 실시하여 재현성을 확인하였고, 기준원 대비 성능도 우수한 것으로 나타나 분석과정의 신뢰성을 입증하였다.

3) 열전달 압력강하의 효과를 동시에 고려한 JF factor가 열교환기의 변수 연구에 매우 적절한 도구임을 입증하였으며, 성능이 보다 우수한 원의 개발에 충분히 활용될 수 있는 관계식으로 평가되었다.

#### 참 고 문 헌

1. 윤점열, 강희찬, 이관수, 김무환, 1996, "확대 모델을 이용한 특성화된 원형상의 열전달 평가", 공기조화 냉동공학회 논문집, 제8권 제1호, pp. 166~175.
2. 時田雄次, 神坂光男, 青木美昭, 渡辺吉典, 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. 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.
4. Hiroaki K., Shinichi I., Osamu A., Osao K., 1989, "High Efficiency Heat Exchanger", National Technical Report, Vol. 35, No. 6, pp. 71~79.
5. 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.
6. Taguchi G., 1991, "Taguchi on Robust Technology Development", Bring Quality Engineering(QE) Upstream ASME.
7. 田口玄一, 1991, "開發/設計段階の品質工學", 韓國工業標準協會.
8. 윤점열, 이관수, 1996, "다양한 형태의 단속핀 면을 갖는 공조기용 핀-관 열교환기의 열전달 특성", 대한기계학회 논문집(B), 제20권, 제12호, pp. 3938~3948.
9. Webb R. L., 1994, "Principles of Enhanced Heat Transfer", John Wiley & Sons, Inc., Chap. 5~7.
10. Baggio, P. and Fornasieri, E., 1994, "Air-Side Heat Transfer and Flow Friction : Theoretical Aspects", in Recent Development in Finned Tube Heat Exchangers Edited by Ch. Marvillet, DTI, Energy Technology, Denmark, pp. 91~159.