

# 반응표면법을 이용한 평행류 열교환기의 설계인자 최적화

오석진<sup>†</sup>·이관수<sup>\*</sup>

## Optimal Design of a Parallel-Flow Heat Exchanger by Using a Response Surface Method

Seok-Jin Oh and Kwan-Soo Lee

**Key Words:** *JF* factor(*JF* 지표), Parallel-flow heat exchanger(평행류 열교환기), Response surface method(반응표면법), Optimal design(최적설계)

### Abstract

The heat and flow characteristics in a single-phase parallel-flow heat exchanger was examined numerically to obtain its optimal shape. A response surface method was introduced to predict its performance approximately with respect to design parameters over design domain. Design parameters are inflow and outflow angle of the working fluid and horizontal and vertical location of inlet and outlet. The evaluation of the relative priority of the design parameters was performed to choose three important parameters in order to use a response surface method. A *JF* factor was used as an evaluation characteristic value to consider the heat transfer and the pressure drop simultaneously. The *JF* factor of the optimum model, compared to that of the base model, was increased by about 5.3%.

### 1. 서 론

차량용 공조기기는 설치공간과 연비문제로 인해 소형화, 경량화, 고효율화가 절실히 요구되고 있다. 이러한 요구에 따라 최근 주목을 받고 있는 평행류형 열교환기는 전열성능이 기존의 열교환기에 비해 동일체적하에서 40% 이상 향상되었으며, 재질의 재활용성 또한 매우 뛰어나 친환경적인 열교환기로 평가받고 있다.<sup>(1)</sup> 그러나 현재 평행류 열교환기에 대한 연구들이 활발하지 못하고, 기존의 연구들은 극히 제한된 형상에 대한 실험이나 열교환기의 일부만을 해석하였기 때문에 형상변화에 따른 열유동 특성을 이해하는 데

에는 상당한 어려움을 가지고 있다.

평행류 열교환기는 내부 형상의 유사성에 의해 분지문제로 접근할 수 있다. Nakamura 등<sup>(2)</sup>은 다중유로를 갖는 충전기 내부 공기의 유량분포에 대한 연구를 수행하였고, 유량의 분포가 균일하게 되면 열전달 능력이 향상된다는 사실에 기초하여 유량의 분포가 균일하게 되는 충전기 내부 형상을 제안하였다. Choi 등<sup>(3)</sup>은 전자장비의 액체냉각 모듈에서 유량분포에 대한 입구비의 영향을 수치적으로 조사하였다. 그들은 여러 개의 칩(chip)들에 의해 구성된 다중유로에서 냉매 유동 분포가 균일하게 될 때 냉각모듈에서 국소적인 열 고온점(local hot spot)의 발생을 줄일 수 있다는 것을 보였다. 평행류형 열교환기에 관련된 연구들은 상당히 제한적이다. Trauger와 Hughes<sup>(4)</sup>는 평행류 열교환기가 다른 형태의 열교환기에 비해 뛰어난 성능을 가지고 있음을 실험적으로 증명하였다. Chung 등<sup>(5)</sup>은 다만 평행류 열교환기에 대한 열유동 특성을 2차원으로 수치해석하고, 설계인

<sup>†</sup> 국방과학연구소 기술연구본부 4부

E-mail : seokjin5@empal.com

TEL : (042)821-2694 FAX : (042)821-2392

\* 한양대학교 기계공학부

자에 대한 최적화를 수행하였다. Lee와 Oh<sup>(6, 7, 12)</sup>는 평행류 열교환기 헤더 내부의 열유동 특성을 규명하고, 설계인자를 최적화 하였다. 최근 최적설계의 경향은 한마디로 다분야 통합 최적설계이다. 본 연구는 이러한 경향의 대표적인 방법들 중 하나인 실험계획법과 반응표면법을 이용한 근사최적설계 기법을 사용하였다. 반응표면법은 1951년 Box와 Wilson<sup>(8)</sup>에 의해 소개되어 통계학에서 활발히 연구되다가 최근 공학에 적용한 연구들<sup>(9, 10)</sup>이 속속 발표되고 있다.

본 연구에서는 히터코어로 사용되는 평행류 열교환기의 전열성능 및 압력강하 특성에 대한 설계인자들(작동유체의 유입·유출각도, 입구 및 출구의 수평·수직 위치)의 영향을 조사하여 인자들의 중요도를 파악하였다. 그리고, 열교환기의 성능향상을 위해 실험계획법을 통하여 반응표면을 생성한 후 최적화기법을 사용해 열교환기의 설계인자 최적화를 수행하였다.

## 2. 이론해석

### 2.1 수치실험 모델

본 연구에서 기준모델의 기하학적 형상 및 치수는 Fig. 1과 Table 1에 주어져 있다. 기준모델의 형상이나 치수는 현재 제작이 완료되어 상용화된 히터코어를 대상으로 하였다. 1단(path 1)과 2단(path 2)은 대칭형상이며, 입구 및 출구 형상은 원형(지름,  $D$ )이다. 평행류 열교환기는 작동유체를 분할하거나 모으는 헤더, 작동유체의 유로가 되는 납작관(flat tube)으로 구성된 분지시스템이다.

작동유체는 모델의 입구로 유입되어 1단의 상부 헤더를 통하여 각각의 납작관( $L_t \times W_t$ )으로 분할되어( $n: 1 \sim 14$ ) 하강한 후 1단 하부 헤더에서 모인다. 이후 작동유체는 2단의 하부 헤더로 이동되고 각각의 납작관으로 분배되어( $n: 15 \sim 28$ ) 2단 상부 헤더로 상승하여 모아진 후 출구를 통하여 나가게 된다. 이 때 관 외부에는 루버핀이 일정간격( $L_f$ )으로 부착되어 공기와 열전달을 한다. 본 연구에서의 해석영역은 열교환기 내부이고, 흰 영역(공기측)은 경계조건으로 처리한다.

### 2.2 지배방정식 및 경계조건

해석모델 내의 열 및 유동 특성을 수치적으로

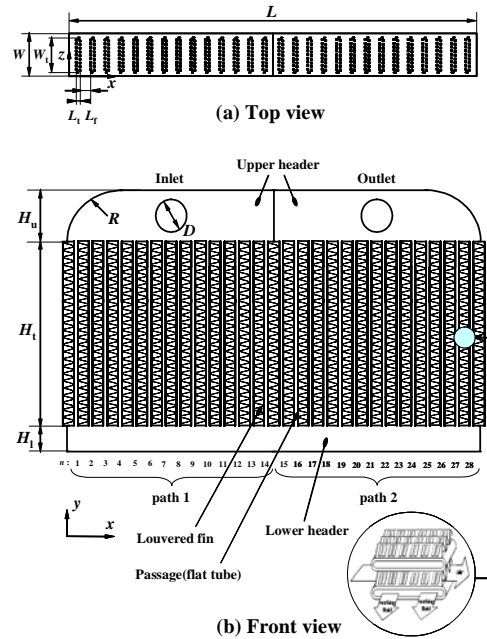


Fig. 1 Schematic of a parallel-flow heat exchanger

Table 1 Dimensionless geometric parameters of a base model

$D$	$L$	$L_f$	$L_t$	$R$
1.00	10.79	0.28	0.11	1.72
$W$	$W_t$	$H_u$	$H_i$	$H_l$
1.60	1.33	1.72	13.07	0.86

조사하기 위해 사용된 가정은 다음과 같다.

- ① 3차원 정상상태, 비압축성 난류 유동이다.
- ② 작동유체는 단상이고, 물성치는 분지시스템 내부를 이동하는 동안 일정하다.
- ③ 납작관은 단일 유로(내부격벽이 없음)로 구성되며 유로 내부의 표면은 매끈하다.

위의 가정을 적용하여 평행류 열교환기의 내부 열유동에 대한 무차원 지배방정식을 나타내면 다음과 같다. 이 때 길이와 속도는 헤더의 입구지름( $D$ )과 유입속도( $u_{in}$ )로 각각 무차원하였다.

$$-\frac{\partial U_i}{\partial X_i} = 0 \tag{1}$$

$$-\frac{\partial U_j U_i}{\partial X_j} = -\frac{\partial}{\partial X_i} \left( P + \frac{2}{3} K \right) + \frac{\partial}{\partial X_j} \left\{ \left( -\frac{1}{Re} + \nu^* \right) \left( -\frac{\partial U_i}{\partial X_j} + \frac{\partial U_j}{\partial X_i} \right) \right\} \tag{2}$$

$$-\frac{\partial K U_j}{\partial X_j} = \frac{\partial}{\partial X_j} \left\{ \left( -\frac{1}{Re} + \frac{\nu^*}{\sigma_k} \right) \frac{\partial K}{\partial X_j} \right\} + \nu^* S - E \tag{3}$$

$$\frac{\partial EU_j}{\partial X_j} = \frac{\partial}{\partial X_j} \left\{ \left( \frac{1}{\text{Re}} + \frac{\nu^*}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial E}{\partial X_j} \right\} + \frac{E}{K} \{ C_1 \nu^* S - C_2 E \} \quad (4)$$

$$\frac{\partial \theta U_j}{\partial X_j} = \frac{\partial}{\partial X_j} \left\{ \left( \frac{1}{\text{Pe}} + \frac{\nu^*}{\sigma_\theta} \right) \frac{\partial \theta}{\partial X_j} \right\} \quad (5)$$

헤더 부분은 공기와 직접적으로 열전달을 하지 않는 영역이므로 단열 경계조건을 부여하고, 납작관 벽면의 온도는 루버회과 납작관 사이의 열평형 관계에 의해 다음과 같이 계산하였다.

$$\theta_{\text{wall}} = \frac{\theta_{nb}}{\text{Nu}_{\text{air}} \Delta X + 1} \quad (6)$$

### 2.3 수치해법

지배 방정식을 이산화하기 위해 유한 차분법을 사용하였다. 지배방정식의 대류항은 1계 상류도식으로 계산되며 이 때 발생하는 수치확산(numerical diffusion)을 상쇄시키기 위해 2계 중앙차분의 수정항을 더하였다. 또한 경계면에서의 속도를 계산하기 위해, 압력 수정 방정식에 압력구배를 가중한 비선형 보간법을 사용하여 비엇갈림격자계(non-staggered grid system)에서 안정성을 확보하였다.<sup>(5)</sup>

### 2.4 평가지표 선택

일반적으로 열교환기에서 전열성능의 향상은 압력강하의 증가를 초래하므로, 열교환기의 성능 평가에서는 열전달 증가와 압력강하 증가사이에 균형을 잡아주는 고려가 필요하다. 그러나 망대 특성인 열전달과 망소특성인 압력강하를 동시에 만족시키기는 어렵기 때문에 열교환기의 효과적인 인자 특성 연구를 위해 두 효과를 동시에 고려할 수 있는 평가지표가 필요하다.

$$\frac{h/h_{\text{base}}}{\left( \frac{(\Delta P/A)}{(\Delta P/A)_{\text{base}}} \right)^{1/3}} = \frac{j/j_{\text{base}}}{\left( f/f_{\text{base}} \right)^{1/3}} = JF \quad (7)$$

이  $JF$  지표는 망대특성을 갖는 무차원화된 값을 갖는다. 이 지표는 식 (7)에서 볼 수 있듯이  $j$ 와  $f$  factor를 모두 포함하고 있기 때문에 열교환기의 열적, 동적특성을 동시에 평가하는데 효율적이다. 따라서 본 연구에서는 식 (7)의  $JF$  지표를 열교

환기 성능을 나타내는 평가지표로 이용하였다.

## 3. 인자연구 결과

본 연구에서는 설계인자(작동유체의 유입 및 유출각도, 입구 및 출구 수직·수평 위치)의 변화에 따른 형상들에 대한 수치실험을 수행하였다. 각 형상들의 유로(passage) 번호와 단(path)의 번호는 Fig. 1에 나타나있다.

### 3.1 작동유체의 유입 및 유출 각도의 영향

Fig. 2 (a)에는 작동유체의 유입각도에 따른 열전달, 압력강하의 변화 그리고  $JF$  지표가 나타나 있다. 열전달의 경우  $-20^\circ$  근방에서, 압력강하의 경우  $-30^\circ$  근방에서 그 특성이 우수한 것으로 조사되었다. 열전달이  $-20^\circ$  근방에서 커지는 이유는 이 유입각도 근방에서 열교환기 1단 납작관( $n:1 \sim 14$ )으로의 유량분배가 비교적 고르게 되기 때문이다. 압력강하량은 작동유체가 아래방향으로 유입되어 납작관쪽으로 바로 들어가는 방향이 될 때 기준모델에 비해 작아진다. 유입각도가  $-20^\circ$  근방에서  $JF$  지표값은 이러한 전열성능 향상과 압력강하 저감에 의해 가장 큰 것으로 조사되었다.

Fig. 2 (b)에는 작동유체의 유출각도에 따른 열전달 및 압력강하 그리고  $JF$  지표가 도시되어 있다. 압력강하는 유입각도 변화와 비교할 때 그 차이가 크지 않았으며, 열전달의 경우 유출각도가  $-20^\circ$  근방에서 비교적 큰 값을 나타냈다.  $JF$  지표값은  $-10^\circ$  근방에서 최대값을 갖는 것으로 조사되었다.

### 3.2 입구 및 출구의 수평 및 수직 위치의 영향

Fig. 2 (c)에 나타난 것과 같이 입구의 위치를 수평으로 이동시켰을 경우 작동유체의 유입 및 유출각도에 따른 영향과 비교하여 볼 때 열전달 및 압력강하에 큰 변화가 없는 것으로 조사되었다. 입구의 위치가 가운데 경우인 기준모델 상태에서 가장 큰 열전달 성능을 나타냈다. 입구의 수평 이동은 오히려 전열성능 향상에 부정적인 영향을 주는 것으로 나타났다.

Fig. 2 (d)에는 출구의 수평이동에 따른 열전달, 압력강하,  $JF$  지표를 나타내었다. 출구의 수평 위치변화는 열교환기 전열성능에 큰 영향을 미치는 것으로 조사되었다. 출구가 가장 좌측에서 전열

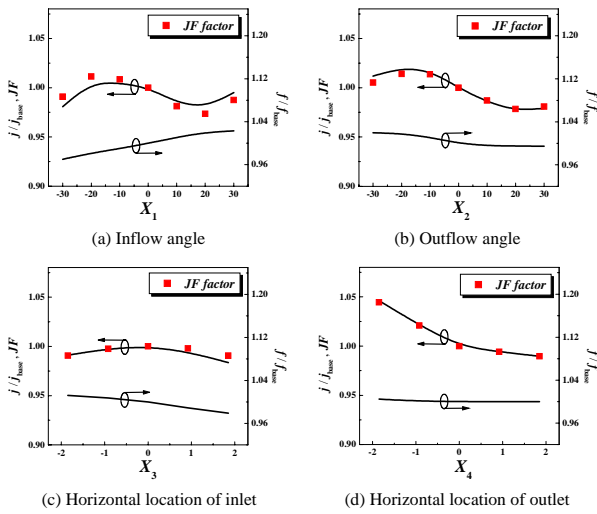


Fig. 2 Heat transfer and pressure drop with design parameters

성능은 최대로 나타났으며 *JF* 지표로의 비교시 기준모델보다 약 4%의 성능향상을 보였다.

입구 및 출구의 수직 위치 변화에 따른 영향을 조사하였으나 열전달, 압력강하 특성에 미치는 영향은 미비하였다. 이는 다른 인자들에 비해 그 조사영역이 비교적 작기 때문인 것으로 판단된다.

#### 4. 최적화

##### 4.1 최적화 과정

우선 문제의 정의를 위해 설계인자(변수)와 평가지표를 결정하여야 한다. 각 설계인자의 범위는 기하학적 한계 및 제작 가능성을 고려하여 인자연구에서와 동일하게 설정하였고, 평가지표로는 *JF* 지표를 이용하였다. 그 후 실험계획법 (design of experiments)을 통해 효율적으로 실험을 할 수 있는 실험점들을 택하였다. 이 실험점에서 앞에서 언급된 수치실험 모델을 이용한 수치실험 (CFD)을 수행하였고, 이 해석결과를 이용하여 설계인자에 따른 평가지표 값을 근사적으로 표현하는 반응표면(response surface)을 생성하였다. 얻어진 반응표면이 실험결과들을 제대로 묘사하고 있는지 확인하기 위해 분산분석(ANOVA)을 수행하였고, 마지막으로 주어진 반응표면에서 최적값을 찾기 위해 최적화 기법 중 하나인 증대 라그랑지법(ALM)을 이용하였다.

Table 2 Results of parametric studies

Content	Range	<i>JF</i> factor		Difference	Order
		Max	Min		
$X_1$ Inflow angle	$-30^\circ \sim 30^\circ$	1.011	0.974	0.037	2
$X_2$ Outflow angle	$-30^\circ \sim 30^\circ$	1.014	0.979	0.035	3
$X_3$ Horizontal location of inlet	$-1.85 \sim 1.85$	1.000	0.991	0.009	4
$X_4$ Horizontal location of outlet	$-1.85 \sim 1.85$	1.044	0.989	0.055	1
$X_5$ Vertical location of inlet	$-0.36 \sim 0.36$	1.002	0.999	0.003	6
$X_6$ Vertical location of outlet	$-0.36 \sim 0.36$	1.002	0.997	0.005	5

##### 4.2 영향성 조사

Table 2에서 볼 수 있듯이 조사결과 각 인자의 중요도 순서는  $X_4 > X_1 > X_2 \gg X_3 > X_6 > X_5$ 로 나타났다. *JF* 지표의 차이값에서 볼 수 있듯이  $X_4$ ,  $X_1$ ,  $X_2$ 의 경우 열교환기의 열유동 특성에 큰 영향을 미치는 것으로 조사되었다.

##### 4.3 실험계획법

반응표면을 생성하기 위해 실험계획을 세우고 이에 따라 실험(CFD)을 수행하여야 한다. 실험계획법에는 여러종류가 있으나 일반적으로 가장 많이 사용되고 통계학적으로 검증이 된 중심합성계획법(central composite design)을 이용하였다. 영향이 큰 세 변수  $X_4$ ,  $X_1$ ,  $X_2$ 에 대해 반응표면을 이용한 최적설계를 수행하였다. 설계변수가 3개이므로 중심합성계획법을 이용한 2차 모델 추정을 위해서는 15번의 실험이 필요하다. Table 3에는 중심합성계획법에서 정해주는 15개의 실험점들이 설계영역을 -1부터 1까지로 변환시키는  $x_1$ ,  $x_2$ ,  $x_3$  변수를 이용하여 나타나있다. Table 3의 우측 끝 열에는 각각의 경우에 대하여 수치실험을 통해 얻어진 *JF* 지표값이 나타나있다.

##### 4.4 반응표면의 생성

중심합성계획법에 의한 실험점에서 실험을 수행하여 반응표면을 추정하였다. 결과적으로 추정된 반응표면은 다음과 같다.

$$f(x_1, x_2, x_3) = JF = 0.999 - 0.033x_1 - 0.004x_2 - 0.008x_3 + 0.018x_1^2 - 0.009x_2^2 - 0.006x_3^2 - 0.004x_1x_2 - 0.006x_1x_3 - 0.003x_2x_3 \quad (8)$$

**Table 3** Design of experiments

Point	$x_1(X_4)$	$x_2(X_1)$	$x_3(X_2)$	$JF$
1	-1	-1	-1	1.041
2	1	-1	-1	0.982
3	-1	1	-1	1.035
4	1	1	-1	0.980
5	-1	-1	1	1.034
6	1	-1	1	0.972
7	-1	1	1	1.035
8	1	1	1	0.939
9	-1	0	0	1.044
10	1	0	0	0.990
11	0	-1	0	0.991
12	0	1	0	0.988
13	0	0	-1	1.005
14	0	0	1	0.981
15	0	0	0	1.000

4.5 ANOVA를 이용한 검증

얻어진 반응표면의 신뢰성을 검증하기 위하여 분산분석을 이용하였다. F-분포표에서  $F(=0.01)$ 값보다  $F_0$  값이 크기 때문에 식 (8)은 1.0% 미만의 오차를 갖는 신뢰성을 가진다.<sup>(11)</sup>

4.6 결과 및 토의

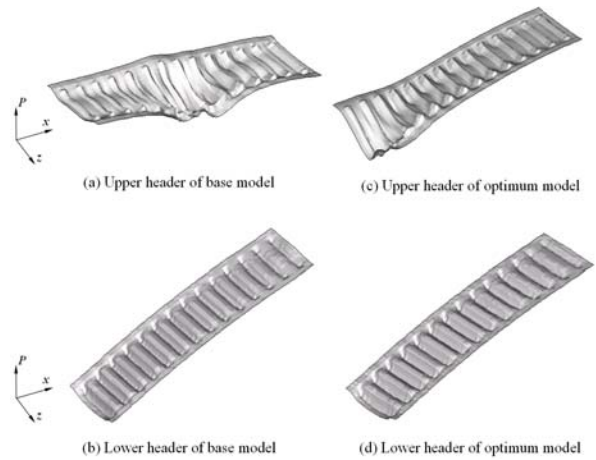
반응표면의 신뢰성이 4.5절에서 확인되었으므로 생성된 반응표면 모델을 최적화하기 위해 다음과 같이 문제를 정의하였다.

$$\begin{aligned} &\text{Maximize } f(x_1, x_2, x_3) && (9) \\ &\text{Subject to } -1 \leq x_i \leq 1 && i = 1, 2, 3 \end{aligned}$$

최적값의 계산은 ALM(Augmented Lagrangian Method)<sup>(5)</sup>을 이용하였다. 그 결과 다음과 같은 값들을 얻었다.

$$\begin{aligned} x_1 &= -1.000, x_2 = -0.525, x_3 = -0.116 && (10) \\ (X_4 &= -1.85, X_1 = -15.8^\circ, X_2 = -3.5^\circ) \end{aligned}$$

이 값들을 식 (8)에 대입한 결과 반응표면의 값 ( $JF$ )은 1.048이었다. 식 (10)의 값들을 수치실험에 사용하여 계산한 결과,  $JF$  지표값은 1.053이었다. 이는 인자의 중요도가 가장 큰 세 인자를 고려한 최적모델이 기준모델에 비해 5.3% 향상된 성능을 갖는 것을 의미한다.



**Fig. 3** Pressure distributions of path 2 for the base model and the optimum model

식 (10)과 같이 얻어진 최적모델이 성능향상을 보이는 현상을 분석하기 위해 최적모델과 기준모델에서 그 차이가 큰 2단 (path 2) 상하부 헤더에서의 압력분포를 기준모델과 비교하여 Fig. 3에 도시하였다. 각 압력분포는 상부헤더의 경우 상부헤더의 하부에서, 하부헤더의 경우 하부헤더의 상부에서 그려졌다. 하부헤더의 압력분포인 (b), (d)를 비교해 볼 때 분포형태가 거의 유사하게 나타나고 있다. 그러나, 출구의 위치 및 유출각도 등이 최적화된 최적모델의 상단헤더 압력분포는 (Fig. 3 (c)) 기준모델의 압력분포(Fig. 3 (a))와 큰 차이를 보이고 있다. 기준모델의 경우 출구 위치가 중앙에 있기 때문에 좌우 중앙부위에 압력이 작게 나타나 전체적으로 압력분포에 큰 차이가 없이 평평하게 나타나고 있다. 반면에, 최적모델에서는 출구의 위치가 좌측으로 치우쳐 좌측에서 압력이 작고 전체적으로 우측이 많이 올라가는 형태를 보이고 있다. 최적모델에서 이런 상단헤더 압력분포는 하부헤더의 압력분포와 그 경향이 유사하게 되면서 각 유로( $n : 15 \sim 28$ )에 고른 유량분배를 가능케 하고, 이에 따라 전열성능이 극대화되어  $JF$  지표가 큰 값을 갖게 되는 것이다.

5. 결 론

본 연구에서는 실험계획법을 통한 반응표면법을 이용하여 평행류 열교환기의 전열성능 향상과 압력강하의 저감을 위해 설계인자의 최적화를 수행하였다. 설계인자로서 작동유체의 유입·유출각

도, 입구 및 출구의 수직·수평위치가 설정되었다. 이 설계인자들 중 영향성 조사를 통하여 최적화 시 사용할 중요인자를 결정하였다. 선택된 출구의 수평 위치, 유입각도, 유출각도에 대하여 반응표면법을 이용한 최적화를 수행하였다. 평가지표로는 전열성능과 압력강하 특성을 동시에 고려할 수 있는  $JF$  지표를 이용하였다. 최적화 결과 최적 모델( $X_4 = -1.85$ ,  $X_1 = -15.8^\circ$ ,  $X_2 = -3.5^\circ$ )의  $JF$  지표값은 기준모델(상용화된 모델)에 비해 5.3% 증가하는 것으로 조사되었다.

## 후 기

이 연구는 한국과학재단 지정 최적설계신기술 연구센터(iDOT)의 연구비 지원으로 수행되었습니다.

## 참고문헌

- (1) Marvillet, C., 1993, Recent Developments in Heat Exchangers for Automotive Applications, Recent Developments in Finned Tube Heat Exchangers Theoretical and Practical Aspects, pp. 8-51.
- (2) Nakamura, Y., Jia, W., and Yasuhara, M., 1989, Incompressible flow through multiple passages, Numerical Heat Transfer, Part A, Vol. 16, pp. 451-465.
- (3) Choi, S. H., Shin, S., and Cho, Y. I., 1993, The effect of area ratio on the flow distribution in liquid cooling module manifolds for electronic packaging, Int. Comm Heat Mass Transfer, Vol. 20, pp. 221-234.
- (4) Trauger, P. E. and Hughes, G. G., 1993, Construction and performance characteristics of the PFE™ evaporator, SAE Technical Paper Series 930155, p. 171-177.
- (5) Chung, K., Lee, K-S. and Kim, W-S., 2002, Optimization of the design factors for thermal performance of a parallel-flow heat exchanger, Int. J. of Heat and Mass Transfer, Vol 45, No. 24, pp. 4773-4780.
- (6) Lee, K. S. and Oh, S. J., 2000, Thermal and flow analysis inside the header of a parallel flow heat exchanger, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 12, No. 9, pp. 802-809.
- (7) Lee, K. S. and Oh, S. J., 2004, Optimal shape of the multi-passage branching system in a single-phase parallel-flow heat exchanger, Int. J. Refrigeration, Vol. 27, pp 82-88.
- (8) Box, G. E. P. and Wilson, K. B., 1951, On the experimental Attainment of optimum conditions, Journal of the Royal Statistical Society B., Vol. 13, pp. 1-14.
- (9) Han, S.-Y., Maeng, J.-S., and Yoo, D.-H., 2003, Shape optimization of cutoff in a multiblade fan/scroll system using response surface methodology, Numerical Heat Transfer, Part B, Vol. 43, pp. 87-98.
- (10) Kim, D., Rhee, S., and Park, H., 2002, Modelling and optimization of a GMA welding process by genetic algorithm and response surface methodology, Int. J. Production Research, Vol. 40, No. 7, pp. 1699-1711.
- (11) Khuri, A. I. and Cornell, J. A., 1987, Response Surface Design and Analysis, Marcel Dekker, Inc., pp. 29-31.
- (12) Oh, S. J., Chung, J., and Lee, K. S., 2003, Heat and flow analysis inside a parallel-flow heat exchanger, The Korean Society of Mechanical Engineering(B), Vol. 27, No. 6, pp. 781-788.