

# 열적안정성을 위한 평판-핀형 방열판 최적설계

박경우<sup>†</sup> · 최동훈\* · 이관수\* · 김양현\*\*

## Design Optimization of Plate-Fin Type Heat Sink for Thermal Stability

Kyoungwoo Park, Dong-Hoon Choi, Kwan-Soo Lee, and Yang-Hyun Kim

**Key Words :** Optimum design(최적설계), Plate-finned heat sink(평판-핀 방열판), Thermal stability (열적안정성), CFD(전산유체역학), SQP(순차적 2 차 계획법)

### Abstract

In this study the optimization of plate-fin type heat sink for the thermal stability is performed numerically. The optimum design variables are obtained when the temperature rise and the pressure drop are minimized simultaneously. The flow and thermal fields are predicted using the finite volume method and the optimization is carried out by using the sequential quadratic programming (SQP) method which is widely used in the constrained nonlinear optimization problem. The results show that when the temperature rise is less than 34.6 K, the optimal design variables are as follows;  $B_1 = 2.468$  mm,  $B_2 = 1.365$  mm, and  $t = 10.962$  mm. The Pareto optimal solutions are also presented for the pressure drop and the temperature rise.

### 1. 서론

컴퓨터의 CPU 등 전자장비의 열적인 안정성을 확보하기 위하여 핀-핀(pin-fin) 또는 평판-핀(plate-fin) 형태의 방열판(heat sink)이 널리 사용되고 있다. 그러나 방열판 등 열교환기는 시스템 내의 제한된 공간에 설치되어야 하므로 열전달 뿐만 아니라 설치 가능한 공간의 크기, 압력강하 등 많은 인자들을 고려하여 설계되어야 한다. 따라서, 방열판의 크기가 일정한 경우에 핀 간격, 핀의 폭 그리고 핀 두께 등에 대한 최적의 방열판 형상을 얻기 위해서는 이들에 대한 최적 설계가 이루어져야 한다.

방열판의 성능 향상(즉, 열저항의 최소화)을 위한 연구는 지금까지 꾸준히 이루어져 왔고 또 앞으로도 계속 될 것이다. 열전달계수는 채널의 수력직경에 역 비례한다는 개념에서 출발한 미세 채널(micro-channel) 방열판<sup>(1)</sup>이 최근에 이르러 전자

장비의 소형화라는 추세와 더불어 크게 각광을 받고 있다. 그러나 실제 산업현장에서는 여전히 전통적인 크기의 방열판이 널리 사용되고 있어 이들에 대한 수치 및 실험적인 연구가 매우 활발히 진행되고 있다. Ledezma와 Bejan<sup>(2)</sup>은 실험 및 수치적인 방법을 통해 평판-핀 방열판의 냉각성능에 관한 연구를 수행하였다. 이들은 핀이 경사진 형태를 가지며 냉각유체의 속도가 증가할 때 방열판의 열적인 성능이 향상된다고 하였다. Jang 등<sup>(3)</sup>은 다열 평판-핀 관 열교환기의 유동 및 열전달특성에 대해 연구하여, 엇갈리게 핀을 배열한 경우가 직렬로 배열한 경우보다 열전달은 15-27%, 압력강하는 20-25% 정도 각각 높다고 하였다. 또한 Ma와 Peterson<sup>(4)</sup>은 데스크탑 컴퓨터의 냉각용으로 사용되고 있는 방열판내의 온도 및 유동장을 수치적으로 규명하여 기관의 열전도계수가 열전달 성능에 미치는 영향을 조사하였다.

최근에 이르러 CFD 및 최적화기법의 발달로 방열판 등 열/유체시스템의 최적설계에 대한 관심이 높아지고 있다. Ryu 등<sup>(5)</sup>은 복잡한 미세채널 방열판의 열적인 성능을 예측할 수 있는 해석기법을 개발하여 방열판 최적설계에 적용하였다. 또한 Park 등<sup>(6)</sup>은 채널 내에 엇갈리게 부착된 평판 열교환기의 최적형상 및 배열에 관한 연구를 수행하

<sup>†</sup> 한양대학교 최적설계신기술연구센터  
E-mail : kwoopark@hanyang.ac.kr  
TEL : (02)2290-1639 FAX : (02)2291-4070

\* 한양대학교 최적설계신기술연구센터

\*\* 조선이공대학 건축환경설비과

였다. 이들은 주기적인(periodic) 열·유동에 대한 해석과 수치적인 최적화 기법인 순차적 선형 프로그래밍(SLP)을 사용하여 최적설계 변수값을 제시하였다. 그러나 지금까지의 연구를 살펴보면, 전형적인 평판-휨 방열판의 최적설계에 관한 연구는 매우 미진한 상태이다.

따라서, 이 연구에서는 온도상승(발열체와 대기 온도의 차)과 압력강하량이 최소가 되는 최적의 설계변수를 수치적인 기법을 사용하여 구하고자 한다. 온도상승과 압력강하량을 구하기 위한 방열판내의 열·유동장은 유한체적법을 이용하며, 제약조건을 고려한 비선형 최적설계문제는 순차적 2차 계획법(sequential quadratic programming, SQP)을 적용한다. 특히, 열·유동장 해석과 최적화등 모든 과정은 일괄작업(batch-process)으로 수행한다.

## 2. 이론 해석

### 2.1 해석모델

평판-휨 형태 방열판의 최적화를 위하여 이 연구에서는 덕트, 방열판, 그리고 반응부를 해석영역으로 선정하였으며, 이를 Fig.1 에 개략적으로 나타내었다. 팬(모델명: 3112KL-05W-B50, 80×80×40 mm, 최대유량, 1.46 m<sup>3</sup>/min)에 의해 유입되는 318K의 공기는 방열판(재질: 알루미늄, ρ = 2707kg/m<sup>3</sup>, k = 204W/mK)을 지나 반응부에 유입된 후 상부면에 설치된 출구를 통해 대기로 빠져나간다. 이때, 방열판 상부면에 설치된 동일한 크기의 2 개 열원 (122×62 mm)으로부터 전기적인 저항에 의해 발생된 열(각각 Q = 348, 321 W)은 냉각용 공기가 방열판의 휨 사이를 지나면서 전도 및 강제대류에 의해 방출됨으로서 열적인 안정성을 확보할 수 있다. Fig.2 는 방열판의 형상을 설명하기 위해 나타낸 그림으로서, 높이(H), 폭(W) 그리고 길이(L)가 각각 60, 188, 400 mm로 고정되어 있다. 그리고 휨의 피치(S), 휨의 기저부 폭(B<sub>1</sub>), 하부 폭(B<sub>2</sub>), 그리고 핀의 높이(t)에 의해 평판-휨의 내부 형상이 결정된다. 작동유체는 일정한 물성치를 갖는 비압축성 공기이며, 유동은 3 차원 난류, 정상상태이며 점성 소산항 및 복사의 효과는 무시한다. 또한 해석영역의 대칭성으로 인해 1/2 만을 해석하였다.

### 2.2 열·유체 유동

3 차원 정상상태의 열·유체유동을 지배하는 보존방정식을 텐서형태로 나타내면 다음과 같다.

- 연속방정식 :  $\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial x_i} = 0$  (1)
- 운동량방정식 :

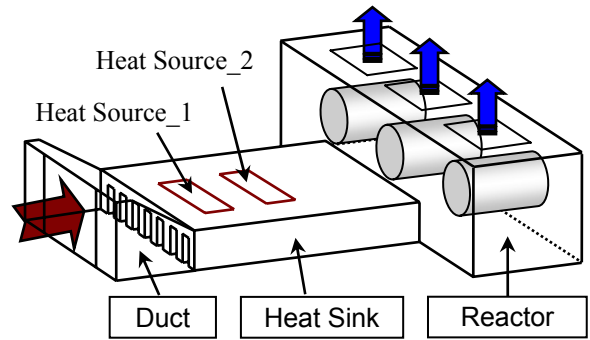


Fig. 1 Overall view of thermal system

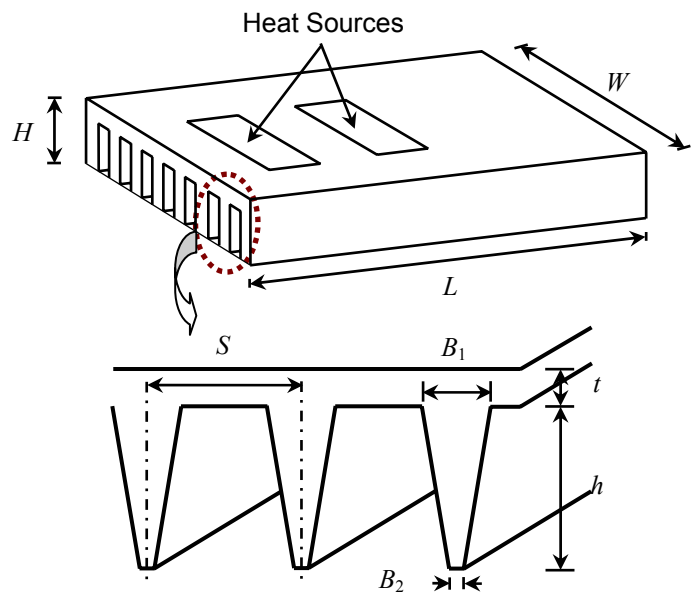


Fig. 2 Detailed configuration of heat sink

$$\frac{\partial(\rho u_i u_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \mu \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \overline{\rho u_i' u_j'} \right) + \rho g_i \quad (2)$$

- 에너지방정식 :

- 유체

$$\frac{\partial(\rho u_j T)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \Gamma \frac{\partial T}{\partial x_j} - \overline{\rho u_j' t'} \right) \quad (3)$$

- 고체

$$\frac{\partial}{\partial x_i} \left( k_s \frac{\partial T}{\partial x_i} \right) + \dot{q} = 0 \quad (4)$$

여기서  $i = 1, 2, 3$  은 각각  $x, y$ , 그리고  $z$ -방향을 의미한다. 식(4)의  $\dot{q}$  는 단위체적당 열 발생율이다. 식(2) 및 식(3)의 Reynolds 응력항 ( $\overline{\rho u_i' u_j'}$ )과 난류 열유속항 ( $\overline{\rho u_j' t'}$ )은 각각 난류 유동 및 열확산을 지배하는 요소로서, 와-점성근사에 의해

다음과 같이 정의한다.

$$\overline{\rho u'_i u'_j} = -\mu_t \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) + \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij} \quad (5a)$$

$$\overline{\rho u'_i t'} = \alpha_t \frac{\partial T}{\partial x_i} \quad (5b)$$

여기서  $\mu_t$  와  $\alpha_t$  는 난류 와점성계수 및 와확산계수로서

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon}, \quad \alpha_t = C_{\lambda} f_\lambda k \left( \frac{k}{\varepsilon} \right)^n \left( \frac{t'^2}{\varepsilon_t} \right)^m \quad (6)$$

이다. 식(6)의  $\mu_t$  와  $\alpha_t$  를 구하기 위해서는 지배방정식의 닫힌문제를 해결하여야 하는데, 이 연구에서는 표준  $k-\varepsilon$  난류모델[7]을 이용한다. 이때 난류운동에너지( $k$ )와 이의 소산율( $\varepsilon$ ) 방정식은 다음과 같다.

$$\frac{\partial(\rho u_j k)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \frac{\mu_t}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x_i} \right) + G_k + G_b - \rho \varepsilon \quad (7)$$

$$\frac{\partial(\rho u_j \varepsilon)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} \right) + \quad (8)$$

$$C_1 \frac{\varepsilon}{k} (G_k + G_b) (1 + C_3 R_f) - C_2 \rho \frac{\varepsilon^2}{k}$$

식(7)과 (8)에 나타난  $G_k$  와  $G_b$  는 각각 난류 응력 및 부력에 의한 생성에너지이다. 이 연구에서 적용한 표준  $k-\varepsilon$  난류모델에 사용된 계수 및 함수는 참고문헌 [7]과 [8]에 잘 설명되어 있다.

### 2.3 최적화

제약조건(constraint)을 갖는 비선형 문제를 수치적으로 해석하는 최적 설계문제는 다음과 같이 수학적으로 표현된다.

$$\text{Find } \mathbf{X} = \{X_1, X_2, \dots, X_N\}^T \quad (9)$$

$$\text{to minimize } F(\mathbf{X}) \quad (10)$$

$$\text{subject to } g_j(\mathbf{X}) \leq 0 \text{ for } j=1, M \quad (11a)$$

$$\mathbf{X}_i^L \leq \mathbf{X}_i \leq \mathbf{X}_i^U \text{ for } i=1, N \quad (11b)$$

여기서  $\mathbf{X}$  은 벡터형의 설계변수를,  $F(\mathbf{X})$  는 목적함수를, 그리고  $g_j(\mathbf{X})$  는 부등호제약조건을 의미한다.  $\mathbf{X}_i^L$  및  $\mathbf{X}_i^U$  는 설계변수에 대한 하한 및 상한치로서, 설계변수의 범위를 제한한다.

## 3. 수치 해석

평판-휀 방열관의 최적 설계값을 얻기 위해서 (1) 목적함수를 계산하는 해석기(analyzer), 즉, 열·유동 해석용 프로그램, (2) 비선형 최적화 문제를 해석하는 최적화기(optimizer) 그리고 (3) 여러 가

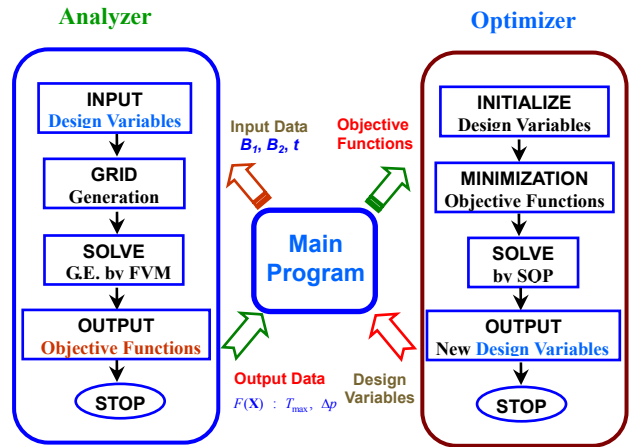


Fig. 3 Numerical methodology for optimization

지 배열과 변수 정의 및 두 프로그램을 제어하는 주-프로그램 등을 사용한다. 이들의 상호 관련성은 Fig.3 에 나타내었다. Fig.3에서 보는바와 같이, 일단, 열 및 유동장 해석의 결과로 목적함수가 계산되면, 주-프로그램은 최적화를 수행하기 위해 최적화기를 이용한다. 이 때, 최적화기는 설계변수를 수정할 수 있으며, 수정된 설계변수로 인해 새로운 목적함수들을 필요로 하게 될 때, 주-프로그램으로 돌아가서 해석기를 이용하여 이들을 계산하게 된다. 이 때, 최적화기가 새로운 설계변수를 제안하기 때문에 해석기는 새로운 격자를 생성하여야 한다. 이러한 과정은 최적화의 수렴조건을 만족할 때까지 반복적으로 수행된다.

### 3.1 열·유동장

최적설계변수를 얻기 위한 방열관내의 열/유동장 해석은 빠르고 신뢰할 수 있는 상업용 프로그램인 FLUENT[9]를 이용한다. 해석영역을 비균일 격자계(총 격자수는 약 130 만개)로 나누며, 운동량 방정식에 나타난 압력수정식은 SIMPLE 알고리즘[10]을 적용하였으며, 대류와 확산항은 맥스웰법을 이용하여 이산화한다.

입구에는 팬의 특성곡선에 따라 2.6 m/s 의 공기가 318K 로 유입된다고 하였으며, 출구는 압력 경계조건을 사용하였다. 방열관 상부의 발열체부분은 열유속조건을, 그 외 부분은 대류경계조건(이때  $h = 3 \text{ W/m}^2\text{K}$ )을 부여하였다. 또한  $k$  와  $\varepsilon$  에 대한 초기조건은 참고문헌 [7]을 이용하였다. 열·유동장에 대한 수렴된 해는 유수의 합과 연속된 종속변수들의 상대오차가  $10^{-5}$  이하를 동시에 만족하였을 때로 하였다.

### 3.2 순차적 2차 계획법(SQP)

여러 가지 제약조건을 만족하면서 목적함수를 최소화하는 설계변수는 다음과 같이 정의되는 식

을 이용하여 매 반복 시 수정된다.

$$\mathbf{X}_{k+1} = \mathbf{X}_k + \alpha_k \cdot \mathbf{S}_k \quad (12)$$

식 (12)에 보는 바와 같이, 최적 설계변수를 구하기 탐색방향(search direction),  $\mathbf{S}_k$  과 목적 함수를 최소화하는 이동길이(step length),  $\alpha_k$  가 결정되어야 한다. 대부분의 최적화 기법은 구배(gradient)를 이용하여 탐색방향을 결정한 다음 선택된 방향에 대해 설계변수를 향상시키기 위한 1 차원 탐색을 수행한다. 그러나 1 차원 선택을 위한 초기값  $\alpha_k$  는 임의의 값으로 주어지기 때문에 수렴된 해를 얻기 위해서는 이의 선택이 매우 중요하다.

따라서 이 연구에서는 탐색방향을 구하기 위해 2 차 목적함수 및 선형화된 제약조건으로 구성된 부-프로그램을 계산하는 순차적 2 차 계획법(SQP)<sup>(11)</sup>를 사용한다. SQP-법은 먼저 1 차 Taylor 급수 근사를 이용하여 다음과 같이 목적함수와 제약조건을 선형화한다.

$$\text{Minimize } F(\mathbf{X}_{k+1}) = F(\mathbf{X}_k) + \nabla F(\mathbf{X}_k)^T \mathbf{S}_k \quad (13)$$

$$\text{subject to } g_j(\mathbf{X}_{k+1}) = g_j(\mathbf{X}_k) + \nabla g_j(\mathbf{X}_k)^T \mathbf{S}_k \leq 0 \quad (14a)$$

$$h_i(\mathbf{X}_{k+1}) = h_i(\mathbf{X}_k) + \nabla h_i(\mathbf{X}_k)^T \mathbf{S}_k = 0 \quad (14b)$$

여기서  $\mathbf{s} = \mathbf{x}_{k+1} - \mathbf{x}_k$  이다. 다음, 2 차 근사목적함수를 도입하여 탐색방향을 결정한다.

$$\text{Minimize } Q(\mathbf{S}_{k+1}) = F(\mathbf{X}_k) + \nabla F(\mathbf{X}_k)^T \mathbf{S}_k + \frac{1}{2} (\mathbf{S}_k)^T \mathbf{B} \mathbf{S}_k \quad (15)$$

식(13)-(15)의 선형화된 목적함수, 제약조건 그리고 2 차 근사 목적함수들은 MMFD (modified method of feasible directions)를 이용하여 계산한다. 초기에 단 위행렬인 행렬  $\mathbf{B}$  는 양의 행렬로서 매 반복시 라그랑지 함수의 헤시안(Hessian)에 근사시킴으로서 수정되는데, 이 연구에서는 BFGS 식을 이용한다. 이러한 일련의 최적화 과정은 연속되는 목적함수에 대한 변화율이  $10^{-5}$  이 될때까지 반복된다.

#### 4. 결과 및 고찰

방열판 설계시 가장 중요하게 고려해야 할 사항은 방열판-열원 접촉부의 온도상승이 허용된 범위내에 존재해야 한다는 점이다. 따라서 이 연구에서는 온도상승 ( $\Delta T = T_{\max} - T_{\text{amb}}$ )을 하나의 구속조건으로 삼아 압력강하를 최소화하는 방열판의 최적설계 변수값을 수치적으로 구하고자 한다. Fig.2 에 나타낸 바와 같이, 설계변수로는 원의 기저부 폭( $B_1$ )과 하부 폭( $B_2$ ), 그리고 핀의 두께 ( $t$ )를 선택하였으며, 채널내의 압력강하량( $\Delta p$ )이 최소일

때 최적설계값이 얻어지므로  $\Delta p$  를 목적함수로 취하였다. Table 1 은 목적함수, 제약조건, 그리고 상·하한 조건등을 나타낸 표이며, 해석영역에 대한 기하학적 형상(덕트부, 방열판, 반응부) 및 기준(baseline)형상을 Table 2 에 나타내었다.

##### 4.1 매개변수 연구

매개변수 연구는 방열판 성능에 미치는 설계변수들이 성능에 미치는 영향을 평가하고, 가장 적합한 최적화 기법을 선택하기 위해서 수행된다.

여러 가지 기저부 원의 폭( $B_1$ ) 간격에 대한 압력 강하 및 최대 온도를 Fig. 4 에 나타내었다. 이때 다른 설계변수( $B_2$  와  $t$ ) 들은 기준모델에 대한 것으로서 각각 1.0mm 와 7.0mm 이다. 참고로, 열원에 의한 최대온도 발생위치는 두 번째 열원과 방열판과의 접촉부이다. 그림에서 알수 있듯이,  $B_1$

Table 1 Objective functions, design variables, constraints, and side constraints

Objective function, $F(\mathbf{X})$	$\Delta p$
Design variable, $\mathbf{X}_i$	$B_1, B_2, t$
Constraints, $g_1(\mathbf{X}), g_2(\mathbf{X})$	$\Delta T < 35K, B_2 \leq B_1$
Side constraint, $\mathbf{X}_i^L \leq \mathbf{X}_i \leq \mathbf{X}_i^U, [\text{mm}]$	$1.25 \leq B_1 \leq 6.0$ $1.25 \leq B_2 \leq 6.0$ $7.0 \leq t \leq 25.0$

Table 2 Geometric parameters of the baseline domain

Duct	
Length	80 mm
Inlet surface	190*160 mm
Outlet surface	190*60 mm
Heat Sink	
Length ( $L$ )	400 mm
Width ( $W$ )	190 mm
Height ( $H$ )	60 mm
No. of fin	25
Fin pitch ( $S$ )	7.52 mm
Base width of fin ( $B_1$ ) <sup>*</sup>	2.0 mm
Lower width of fin( $B_2$ ) <sup>*</sup>	1.0 mm
Fin thickness ( $t$ ) <sup>*</sup>	7.0 mm
Fin height ( $h$ ), 60.0 - $t$	53 mm
Reactor (3 EA)	
Total length	160 mm
Total width	340 mm
Total height	150 mm
Exit (3 EA)	88*55 mm
Diameter of reactor ( $D$ )	75 mm
Length of reactor	125 mm

\* Design variables for optimization

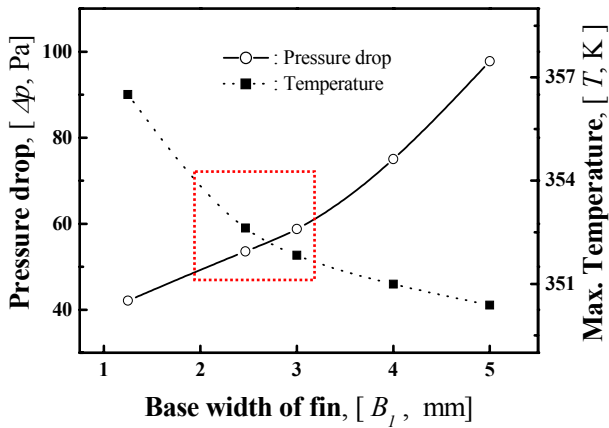


Fig. 3 Effect of base width of fin ( $B_1$ )

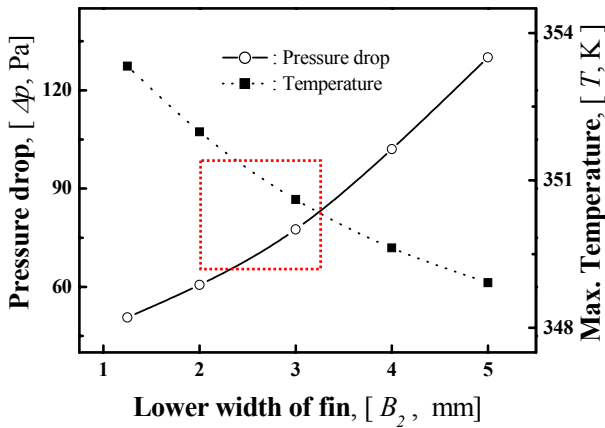


Fig. 4 Effect of lower width of fin ( $B_2$ )

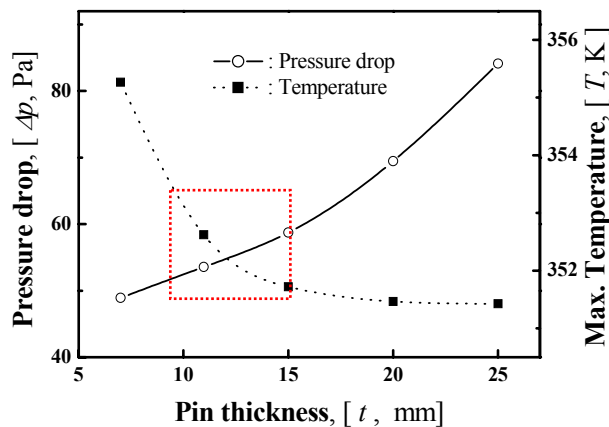


Fig. 5 Effect of pin thickness ( $t$ )

가 증가할수록 압력강하량은 거의 선형적으로 증가하지만 최대온도는 지수적으로 감소하고 있음을 알 수 있다. 이는 핀의 폭이 증가함에 따라 유동 저항이 커져 압력강하량은 증가하고, 반면에 핀과 핀사이의 유속 및 전열면적의 증가로 인하여 최대 온도는 감소하게 되는 것이다. 또한 압력강하와

최대온도를 고려하였을 때, 이 연구의 경우  $B_1$  이 대략 2 mm 에서 3 mm 사이의 값을 가질 때 최적 값이 될 것으로 여겨진다.

Figures 4-5 는 하부 흰 폭 및 핀두께의 영향을 설명하고 있다. 전반적인 압력강하와 최대온도 변화는 기저부 흰 폭의 영향과 거의 동일하지만 핀의 두께가 목적함수에 미치는 영향이 상대적으로 미미함을 알 수 있다.

이상의 기본적인 열/유동특성으로부터 알 수 있듯이, 목적함수(압력강하 및 온도)가 단순 증가 또는 감소하는데, 이는 이 연구에서 채택한 방열판 최적화 문제가 많은 계산시간을 요구하는 전역(global)최적화 보다는 국소최적화(local) 기법을 이용하여 효과적으로 해결할 수 있음을 의미한다.

#### 4.2 최적설계변수

두 개의 목적함수 중에서 온도상승을 제약조건으로 고려할 경우, 압력강하를 정규화( $\Delta p_i$  이용)하여 최소화하였다.  $\Delta p_i$  는 Table 2 의 나타낸 기준모델에 대한 압력강하량으로서 53.23 Pa 이며, 기준모델에 대한 방열판의 최대온도( $T_{max}$ )는 356.34 K 로 계산되었다. 그러나 주위온도( $T_{amb} = 318$  K)에 대한 온도상승( $\Delta T$ )이 38.34 K 가 되어 방열판의 온도상승 설계한계치인 35 K 를 초과 함으로서 열적인 안정성을 확보할 수가 없다. 따라서 이 연구에서는 기준모델에 대한 온도상승 및 압력강하를 참고하여 최적화를 수행하였다.

Table 3 은 여러 가지 온도상승에 대한 최적설계 변수값을, Table 4 는 이에 상응하는 목적함수값을 나타낸 표이다. Table 3 에서 알 수 있듯이, 제약조건인 온도상승을 감소시키면(35.8 K 에서 33 K 로) 흰의 폭( $B_1$  과  $B_2$ )은 증가 하며 반대로 핀 두께( $t$ )는 감소한다. 그러나 온도상승을 억제(열전달량의 증가)하기 위한 핀 두께의 증가는 필연적으로 압력강하량을 증가시키는 결과를 초래함을 Table 4 가 잘 보여주고 있다. 주지하는 바와 같이, 방열판의 열적인 성능 향상은 기본적으로 열전달률의 최대화를 통해서 이루어진다. 이는 Figs. 3-5 에서 논의된 바와 같이 열전달 면적과 핀 사이의 속도를 증가시킴으로서 이를 수 있다. 그러나 열전달 향상을 위한 열교환기 내 유동속도의 증가는 필연적으로 압력강하량의 증가를 초래하며, 이는 팬의 성능에 악영향을 미치게 된다.

이러한 목적함수 사이의 관계를 표현하는 것을 Pareto 최적해라 하며, 이를 Fig. 6 에 도시하였다. 그림의 (a) - (d) 등 곡선상에 있는 해가 Pareto 최적해이며, 최적해가 여러 개 존재할 수 있음을 의미한다. 즉, 설계자가 열전달률을 향상(또는 최대온도 감소)시키는데 주안점을 둔다면, Fig. 6 의 곡선

Table 3 Optimum design variables for temperature rise

$\Delta T$ [K]	Design variables [mm]		
	$B_1$	$B_2$	$t$
33.0	2.903	2.348	10.491
34.0	2.637	1.897	10.581
34.6	2.468	1.365	10.962
35.8	2.179	1.250	11.042

\* Baseline geometry,  $\Delta T = 38.34$  K

Table 4 Maximum temperature and pressure drop for optimal and baseline models

		$T_{max}$ [K]	$\Delta P$ [Pa]
Optimum model ( $\Delta T$ )	33.0	350.35	72.95
	34.0	352.02	58.21
	34.6	352.62	53.54
	35.8	353.83	47.68
Baseline model		356.34	53.23

상의 (c) 또는 (d) 를 선택할 수 있으며, 이에 상응하는 변수값은 Table 3 에서 찾으려 된다. 이는 설계자의 의도에 따라 최적설계 변수값은 달라질 수 있음을 의미한다. 따라서 Pareto 최적해는 방열판 등 열교환기의 최적설계 변수값을 얻기 위한 설계자에게 매우 유용하게 이용될 수 있다.

### 5. 결론

체적이 일정한 평판-원형 방열판의 최적 형상을 수치적으로 구하였다. 원의 하부 폭( $B_2$ )이 열전달률과 압력강하에서 가장 영향을 많이 미쳤으며

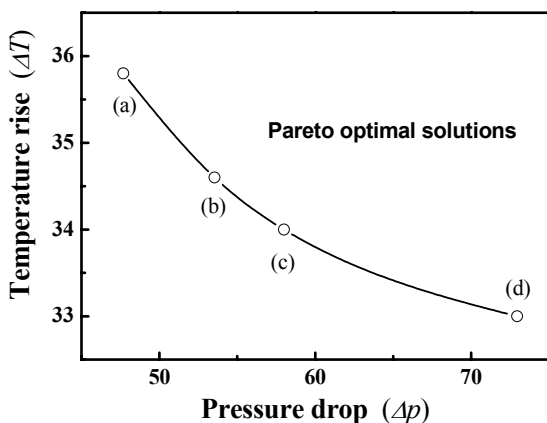


Fig. 6 Relationship between objective functions

핀 두께의 영향은 그다지 크지 않았다. 온도상승을 34.6 K로 제한할 경우 최적 설계값은  $B_1 = 2.47$  mm,  $B_2 = 1.37$  mm, 그리고  $t = 10.96$  mm 이다. 이때 최적모델은 기준모델에 비하여 온도상승은 9.8% 감소한 반면 압력강하는 약 0.6% 증가에 지나지 않았다. 또한 압력강하와 온도상승간의 관계를 나타낸 Pareto 최적해를 구했으며, 이는 설계자들이 더 관심을 갖는 목적함수에 상응하는 최적 설계 변수를 선택하는 데 도움을 줄 수 있을 것이다.

### 후 기

이 연구는 한국과학재단 지정 한양대학교 최적설계신기술연구센터(iDOT)의 지원으로 수행되었습니다.

### 참고문헌

- [1] D.B. Tuckerman, R.F.W. Peace, 1981, High-performance heat sinking for VLSI, IEEE Electron Dev. Letter, vol.2, pp.126-129.
- [2] G. Ledezma, A. Bejan, 1996, Heat sinks with sloped plate fins in natural and forced convection, Int. J. Heat Mass Transfer, vol.39, no.9, pp.1773-1783.
- [3] J.Y. Jang, M.C. Wu, W.J. Chang, 1996, Numerical and experimental studied of three-dimensional plate-fin and tube exchangers, Int. J. Heat Mass Transfer, vol.39, no.14, pp.3057-3066.
- [4] H.B.Ma, G.P. Peterson, 2002, The influence of the thermal conductivity on the heat transfer performance in a heat sink, ASME J. of Electronic Packaging, vol.124, pp.164-169.
- [5] J.H. Ryu, D.H. Choi, S.J. Kim, 2003, Three-dimensional numerical optimization of a manifold micro channel heat sink, Int. J. Heat Mass Transfer, vol. 46, pp. 1553-1562.
- [6] K. Park, D.H. Choi, K.S. Lee, 2003, Optimum design of plate heat exchanger with staggered pin arrays, Numerical Heat Transfer Part A, in press.
- [7] W. Rodi, 1984, Turbulence models and their applications in hydraulics – a state-art-of review, Book Publication of International Association for Hydraulic Research, Delft, Netherlands.
- [8] K.Abe, T.Kondoh, Y.Nagano, 1996, A two-equation heat transfer model reflecting second-moment closures for wall and free turbulent flows, Int. J. Heat and Flow Flow, vol.17, pp.228-237.
- [9] FLUENT 5 User's Guide, FLUENT Inc., 1998.
- [10] S.V. Patankar, 1980, Numerical Heat Transfer and Fluid Flow, Hemisphere, Washington.
- [11] G.N. Vanderplaats, 1984, Numerical optimization techniques for engineering design with application, Chap.2, McGraw-Hill, New York.