

# 내벽에 유체가 있는 대류 사다리꼴 형상 Fin의 최적화

정 병 철, 이 성 주\*, 윤 세 창\*, 강 형 석\*\*

강원대학교 대학원 기계공학과, \*경기공업대학 공조냉동과, \*\*강원대학교 기계메카트로닉스 공학부

## Optimization of Convective Trapezoidal Profile Fin having Fluid inside the Wall

Byung-Cheol Jeong, Sung-Joo Lee\*, Sea-Chang Yoon\*, Hyung Suk Kang\*\*

Graduate School, Department of Mechanical Engineering, Kangwon University, ChunCheon 120-700, Korea

\*Department of Air Conditioning-Refrigeration, Kyonggi Institute of Tech, Sihung 429-450, Korea

\*\*Division of Mechanical and Mechatronics Engineering, Kangwon University, ChunCheon 120-700, Korea

(Received February 15, 2005; revision received September 23, 2005)

**ABSTRACT:** This study analyzes and optimizes a design for a trapezoidal profile straight fin using one-dimensional analytical method. The heat transfer, fin length and fin height are optimized as a function of fin volume, fin shape factor and fin base length. In this optimization, convection characteristic number over fin surface and that of fluid inside fin wall are considered. One of the results shows that the maximum heat loss increases as fin volume increases and both fin shape factor and fin base length decrease.

**Key words:** Optimization(최적화), Trapezoidal fin(사다리꼴 fin), Heat loss(열손실)

### 기 호 설 명

$A$  : 열전달에 수직인 fin 단면적 [ $m^2$ ]  
 $A_s$  : fin 둘레면적 [ $m^2$ ]  
 $b$  : fin의 기울기  
 $h$  : 열전달계수 [ $W/m^2\text{ }^\circ C$ ]  
 $k$  : 열전도계수 [ $W/m\text{ }^\circ C$ ]  
 $\ell$  : 무차원 fin 바닥의 절반 높이,  $\ell'/L_i'$   
 $\ell'$  : fin 바닥의 절반 높이 [m]  
 $L_b$  : 무차원 fin 바닥 길이,  $L_b'/L_i'$   
 $L_b'$  : fin 바닥 길이 [m]  
 $L_e$  : 무차원 fin 끝 길이,  $L_e'/L_i'$   
 $L_e'$  : fin 끝 길이 [m]  
 $L_i'$  : 유체 중심에서 내벽까지의 길이 [m]  
 $M$  : fin 표면 위의 대류특성계수,  $hL_i'/k$

$M_e$  : fin 끝 면의 대류특성계수,  $h_e L_i'/k$   
 $M_f$  : 유체의 대류특성계수,  $h_f L_i'/k$   
 $Q$  : 무차원 열손실,  $q/k\phi_f$   
 $q$  : 단위폭당 무차원 열손실 [ $W/m$ ]  
 $T$  : 온도 [ $^\circ C$ ]  
 $V$  : 무차원 fin 체적  
 $V'$  : fin 체적 [ $m^3$ ]

### 그리스 문자

$\phi_f$  : 변형된 유체온도,  $T_f - T_\infty$   
 $\theta$  : 무차원온도,  $(T - T_\infty)/(T_f - T_\infty)$   
 $\xi$  : fin 형상계수,  $\{\ell - b(L_e - L_b)\}/\ell$

### 상첨자

† Corresponding author  
 Tel.: +82-33-250-6316; fax: +82-33-242-6013  
 E-mail address: hkang@kangwon.ac.kr

\* : 최적화  
 ' : 차원변수

하첨자

- b : fin 바닥
- e : fin 끝
- f : 유체
- i : 내벽
- r : 사각 fin
- s : 들레
- t : 사다리꼴 fin
- ∞ : 주위

1. 서 론

Fin 또는 확장된 표면은 장비 또는 기계의 온도를 조절하고 열전달을 증가시키기 위한 수단으로 광범위하게 사용되고 있다. 그 응용 예로는 전자부품의 방열 fin, 열교환기, 응축기, 증발기, 자동차의 라디에이터 등에서부터 최첨단 항공 우주 분야에 이르기까지 매우 광범위한 분야에서 사용되고 있다.

현재까지 fin의 성능과 효율을 증대시키기 위해서 사각,<sup>(1)</sup> 환형<sup>(2)</sup> 등 다양한 fin에 대한 형상의 변화, 최적화된 fin의 배열<sup>(3)</sup> 및 재질의 선택 등 많은 연구가 이루어지고 있다. Fin에 대하여 발표된 논문들은 1차원,<sup>(4)</sup> 2차원 해석<sup>(5)</sup>이 주류를 이루어 왔으며 연구방법으로는 해석적인 방법,<sup>(6)</sup> 열평형적분법,<sup>(7)</sup> 유한차분법,<sup>(8)</sup> 유한요소법<sup>(9)</sup> 및 경계조건법<sup>(10)</sup> 등이 열전달 문제를 해석하기 위해 사용되었다. 본 연구의 대상은 형상이 변하는 사다리꼴 fin이고 1차원 조건으로 가정하여 해석하였다. 1차원 해석은 간편하고 비교적 짧은 시간이 소요되는 장점이 있으며, 실제 fin은 얇고 길이 방향의 온도변화가 높이 방향의 온도변화보다 훨씬 크기 때문에 큰 오차가 없음을 보여왔다.

본 연구에서는 사다리꼴 fin에 대하여 경계조건을 만족하는 지배방정식을 1차원 해석적인 방법을 통하여 fin의 최적설계를 수행하였다. 이때 fin의 최대 열전달, fin의 체적, fin의 형상에 관한 함수  $\xi$ , fin 바닥 길이 등의 변수에 따라 해석하였다. 여기서  $\xi$ 는 0.001~0.5로 fin의 형상이 삼각 fin에서 fin 끝 높이가 fin 바닥 높이의 절반이 되는 사다리꼴 fin으로 변화하고 fin 바닥 길이를 1.001~1.3으로 변화시킴으로써 fin 내부 벽면에서 실제 fin이 있는 곳까지의 내부 저항을 증가시키

fin의 최적 설계를 해석하였다.

2. 이론해석

2.1 지배방정식 및 경계조건

에너지 시스템의 열 설계에 있어서 검사체적 내에서의 열평형을 적용하고자 할 경우에는 준 평형상태를 고려하여 열역학 제 1 법칙(에너지보존법칙)을 적용하게 된다. Fin에 대한 일반적인 전도 분석을 위해서 에너지 보존조건을 적용하면 일반적인 형상에 대하여 식(1)과 같은 1차원 지배방정식이 얻어진다.

$$\frac{d^2 T}{dx^2} + \left( \frac{1}{A} \frac{dA}{dx} \right) \cdot \frac{dT}{dx} - \left( \frac{1}{A} \frac{h}{k} \frac{dA_s}{dx} \right) \cdot (T - T_\infty) = 0 \tag{1}$$

식(1)을 z 방향의 폭이 fin 바닥 높이를 무시할 정도로 크다는 가정 아래 Fig.1의 형상이 변하는 사다리꼴 fin에 적용하면 식(2)와 같은 무차원 지배방정식이 유도된다.

$$\frac{d^2 \theta}{dx^2} + \frac{-b}{\ell - b(x - L_b)} \cdot \frac{d\theta}{dx} - M \frac{\sqrt{1+b^2}}{\ell - b(x - L_b)} \cdot \theta = 0 \tag{2}$$

여기서, 기울기 b는 식(3)과 같은 범위에 있어야 한다.

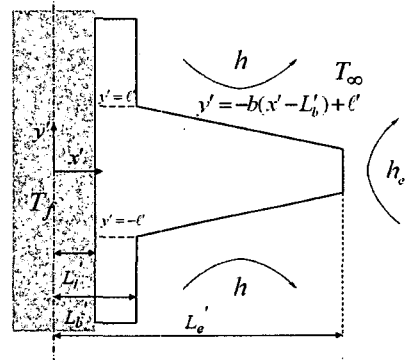


Fig. 1 Geometry of a trapezoidal fin.

$$0 \leq b \leq \frac{\ell}{L_e - L_b} \quad (3)$$

무차원 지배방정식(2)를 풀기 위하여 식(4), (5) 두 개의 경계조건이 요구된다.

$$-\frac{d\theta}{dx} \Big|_{x=L_b} = \frac{1 - \theta|_{x=L_b}}{\frac{1}{M_f} + (L_b - 1)} \quad (4)$$

$$\frac{d\theta}{dx} \Big|_{x=L_e} + M_e \cdot \theta|_{x=L_e} = 0 \quad (5)$$

여기서 경계조건식(4)는 fin 내부 유체의 대류에 의한 열전달은 fin 바닥을 통하여 전도되는 열전달과 같다는 것을 의미하며, 식(5)는 fin 끝에서 전도에 의한 열전달과 주위로 나가는 대류 열전달이 같음을 나타낸다.

### 2.2 Fin의 온도분포 및 열전달

경계조건식(4), (5)를 가지고 무차원 지배방정식(2)를 풀면 1차원 사다리꼴 형상 fin의 온도분포 식(6)을 얻게 된다.

$$\theta(x) = \frac{C_1 I_0\{f(x)\} + C_3 K_0\{f(x)\}}{C_1 C_2 + C_3 C_4} \quad (6)$$

여기서,

$$f(x) = 2p\sqrt{\ell - b(x - L_b)} \quad (7)$$

$$C_1 = \frac{pb}{D} K_1(2pD) + M_e \cdot K_0(2pD) \quad (8)$$

$$C_2 = I_0(2p\sqrt{\ell}) + \frac{Rpb}{\sqrt{\ell}} I_1(2p\sqrt{\ell}) \quad (9)$$

$$C_3 = \frac{pb}{D} I_1(2pD) - M_e \cdot I_0(2pD) \quad (10)$$

$$C_4 = K_0(2p\sqrt{\ell}) - \frac{Rpb}{\sqrt{\ell}} K_1(2p\sqrt{\ell}) \quad (11)$$

$$D = \sqrt{\ell - b(L_e - L_b)} \quad (12)$$

$$p = \left( \frac{M^2}{b^2 + b^4} \right)^{1/4} \quad (13)$$

$$R = \frac{1}{M_f} + (L_b - 1) \quad (14)$$

Fig. 1은 사다리꼴 fin으로서, fin 바닥으로 전도되어 들어가는 무차원 열전달량은 무차원 온도식(6)을 Fourier 열전도식(15)에 적용시켜 구하면 식(16)으로 나타내어진다.

$$q = -kA \frac{dT}{dx} \Big|_{x=L_b} \quad (15)$$

$$Q = \frac{2\ell p}{\sqrt{\ell}} \cdot \frac{C_1 I_1(2p\sqrt{\ell}) - C_3 K_1(2p\sqrt{\ell})}{C_1 C_2 + C_3 C_4} \quad (16)$$

### 2.3 사각 fin의 해석

사각 fin에 대한 무차원 지배방정식은 식(17)로 주어진다.

$$\frac{d^2\theta}{dx^2} - \frac{M}{\ell} \theta = 0 \quad (17)$$

식(17)을 경계조건식(4)와 (5)를 적용하여 풀면 fin 내의 온도분포는 식(18)로 표현된다.

$$\theta(x) = \frac{E_3 \sinh\left(\sqrt{\frac{M}{\ell}} x\right) - E_1 \cosh\left(\sqrt{\frac{M}{\ell}} x\right)}{E_1 E_2 + E_3 E_4} \quad (18)$$

여기서,

$$E_1 = \sqrt{\frac{M}{\ell}} \cosh(F) + M_e \sinh(F) \quad (19)$$

$$E_2 = G \cdot \sinh(H) - \cosh(H) \quad (20)$$

$$E_3 = M_e \cosh(F) + \sqrt{\frac{M}{\ell}} \sinh(F) \quad (21)$$

$$E_4 = \sinh(H) - G \cdot \cosh(H) \quad (22)$$

$$F = \sqrt{\frac{M}{\ell}} L_e \quad (23)$$

$$G = \sqrt{\frac{M}{\ell}} \left( \frac{1}{M_f} + L_b - 1 \right) \quad (24)$$

$$H = \sqrt{\frac{M}{\ell}} L_b \quad (25)$$

사각 fin으로부터의 무차원 열손실은 식(26)으로 주어진다.

$$Q = 2\sqrt{M\ell} \frac{E_1 \sinh(H) - E_3 \cosh(H)}{E_1 E_2 + E_3 E_4} \quad (26)$$

### 3. 결과 및 고찰

Fig. 2는 무차원 fin 길이가 4일 때 fin 길이에 따른 무차원 온도분포를 각각의  $M$ 에 대하여 나타낸 그림이다. 무차원 온도는  $x$ 가 증가함에 따라 처음에는 급격히 떨어지다가 그 이후 서서히 감소하며 기울기는  $M$ 이 클수록 커져서  $M=0.2$ 일 때 fin 바닥과 fin 끝 사이에서 가장 큰 온도 차이를 나타낸다.

Fin 바닥과 fin 끝 길이의 변화가 fin 바닥 온도에 미치는 영향이 Table 1에 나열된다. Fin 높이가 일정할 때( $\ell=0.2$ ) fin 바닥의 길이가 길어질수록 fin 바닥의 온도는 떨어지며 fin의 형상에 대한 함수  $\xi$ 가 증가함에 따라 역시 온도가 떨어지는 것을 볼 수 있다. 또 같은 fin 바닥 길이에서도 fin 끝 길이가 길어짐에 따라 온도가 떨어지는 것을 알 수 있다.

Fin 바닥 길이가 1.1, 체적이 0.2로 고정된 경우 fin 끝 길이의 변화에 따른 fin으로부터의 열손실 변화는 Fig. 3에서 볼 수 있다. 주어진 모든  $M$ 에 대하여 fin 끝 길이가 매우 짧아짐에 따라

열손실이 급격히 증가하는데 이는 체적이 고정되었기 때문에 열원에 가까운 fin 높이가 급격히 증가하고 fin 끝 길이는 짧아지는데 이와 같은 경우 fin의 의미는 없어진다. 그러므로 적절한 fin 길이를 고려할 때 먼저  $M$ 이 0.1인 경우 fin 끝 길이가 약 2.4 근처에서 최대 열손실이 발생하며  $M$ 이 0.3인 경우는 약 1.9 근처로 최대 열손실은 더 짧은 fin 끝 길이에서 일어난다.  $M$ 이 커져서 0.5인 경우에는 fin 길이가 증가할수록 열손실은 계속 감소하며 최대 열손실은 적절한 fin 길이에서 발생하지 않는다.

Fin 바닥 길이가 1.1로 고정되었을 때 최적 설계에 미치는 fin 체적의 영향이 Fig. 4와 Fig. 5에서 보여진다. 여기서 fin의 형상계수에 관한 함수  $\xi=0.25$ , 즉 fin 바닥의 두께가 fin 끝 두께의 4배가 되는 fin의 형상을 갖는다. 그리고 fin 내부에 흐르는 유체의  $M_f$ 는 1,000이며 이는 유체에서 내벽으로의 열전달이 매우 크다는 것을 의미한다. 먼저 Fig. 4는 체적의 변화에 따른 최대 열손실의 변화이며, 이때 체적이 증가할수록 최대 열손실이 증가하는데 처음에는 체적이 약간만 증가

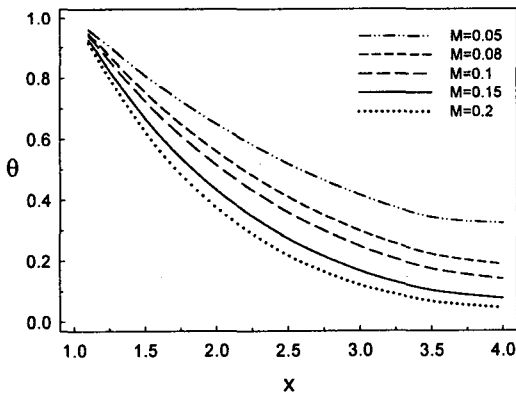


Fig. 2 Temperature profile along the fin length ( $L_b=1.1, M_f=1000, \xi=0.25$ ).

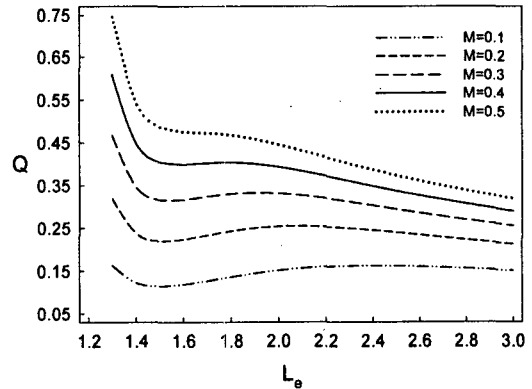


Fig. 3 Dimensionless heat loss as a function of fin tip length for a fixed fin volume,  $V=0.2$  ( $L_b=1.1, M_f=1000, \xi=0.25$ ).

Table 1 The effects of  $L_b$  and  $L_e$  on the fin base temperature for  $M=0.05$  ( $M_f=1000$ )

| $\theta(x=L_b)$ |             |           |           |             |           |           |
|-----------------|-------------|-----------|-----------|-------------|-----------|-----------|
|                 |             | $L_e=2$   |           |             | $L_e=4$   |           |
| $\xi$           | $L_b=1.001$ | $L_b=1.1$ | $L_b=1.3$ | $L_b=1.001$ | $L_b=1.1$ | $L_b=1.3$ |
| 0.001           | 0.99955     | 0.97928   | 0.95095   | 0.99919     | 0.96100   | 0.89414   |
| 0.5             | 0.99951     | 0.97737   | 0.94594   | 0.99913     | 0.95815   | 0.88690   |

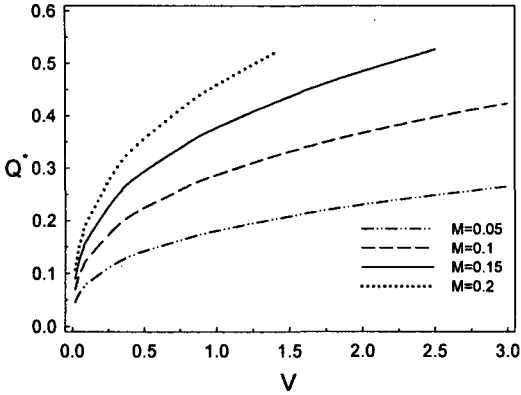


Fig. 4 Maximum heat loss vs. the fin volume ( $L_b=1.1$ ,  $M_f=1000$ ,  $\xi=0.25$ ).

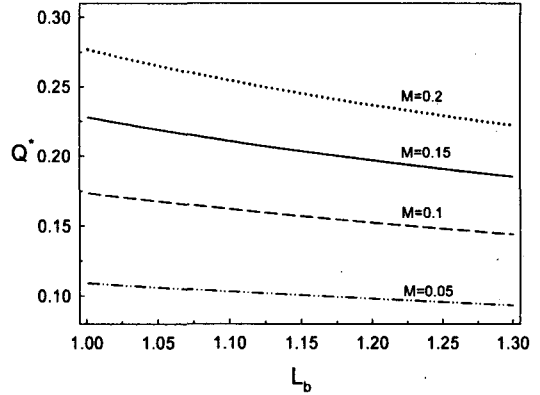


Fig. 6 Maximum heat loss vs. the fin base length ( $V=0.2$ ,  $M_f=1000$ ,  $\xi=0.25$ ).

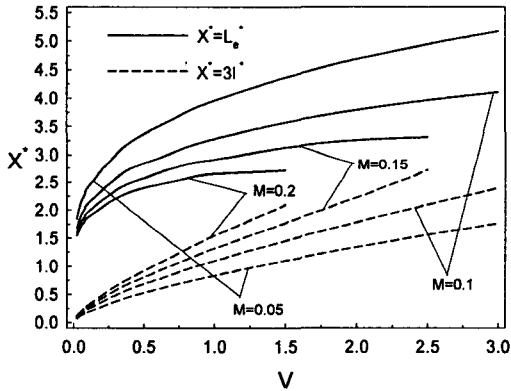


Fig. 5 Optimum dimensions vs. the fin volume ( $L_b=1.1$ ,  $M_f=1000$ ,  $\xi=0.25$ ).

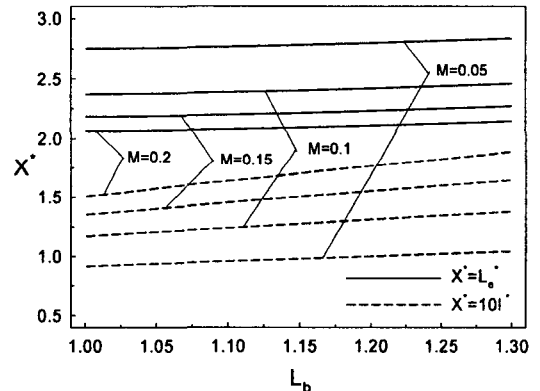


Fig. 7 Optimum dimensions vs. the fin base length ( $V=0.2$ ,  $M_f=1000$ ,  $\xi=0.25$ ).

하여도 최대 열손실이 급격히 증가하는 반면, 그 후로는 서서히 증가하는 것을 보여준다. 또  $M$ 이 증가할수록 최대 열손실이 증가하나 최대 열손실이 일어나는 체적의 범위는 점점 감소하여  $M=0.2$ 일 때는 체적이 1.4일 때까지만 최대 열손실이 존재한다.

Fig.5는 체적의 변화에 따른 최적의 fin 끝 길이와 높이의 변화를 나타낸다. 최적의 fin 끝 길이는 열손실이 최대가 되는 길이로 정의되며, 이 그림 역시 최대 열손실과 비슷한 경향으로 체적이 작은 부분에서의 fin 끝 길이가 급격히 길어지며 점점 완만한 증가를 보여준다. 또  $M$ 이 감소할수록 fin 끝 길이가 증가하는데 fin 끝 길이의 증가폭 역시  $M$ 이 작아질수록 커지며 체적이  $V=0.02 \sim 1$ 일 때  $M=0.05$ 일 때의 증가폭이 2.116이고

$M=0.2$ 일 경우는 1.166으로 약 1.8배 정도 증가함을 보여준다. 체적이 증가할수록 최적의 fin 높이는 거의 선형적으로 증가하는데,  $M$ 이 커질수록 그 기울기가 급격해지는 것을 볼 수 있고 최대 열손실과 마찬가지로  $M$ 이 증가할수록 최적 fin 바닥 높이가 증가하는 것을 알 수 있다.

Fig.6과 Fig.7은 fin의 체적이 0.2로 고정되었을 때 fin 바닥 길이의 변화가 최적 설계에 미치는 영향을 나타낸 그림들이다. 여기서  $\xi$ 와  $M_f$ 는 Figs.4~5에서 주어진 값과 같다. 먼저 Fig.6은 fin 바닥 길이의 변화에 대한 최대 열손실을 나타낸 것으로 fin 바닥 길이가 증가함에 따라 fin 내벽에서부터 fin 바닥까지의 전도에 의한 저항이 커지므로 최대 열손실이 감소하는 것을 보여준다. 또  $M$ 이 클수록 최대 열손실이 증가하는 것

을 알 수 있으며, 이때에 최대 열손실이 감소하는 기울기가 급격해짐을 보여준다. 그래서  $\text{fin}$  바닥이 매우 얇은 1.001일 경우에  $M$ 이 0.05일 때의 최대 열손실과 0.2일 때의 최대 열손실의 차이는 약 0.168이고  $\text{fin}$  바닥 두께가 1.3으로 매우 두꺼운 경우는 약 0.128의 최대 열손실 차이를 보인다.

최대 열손실이 일어날 때 최적의  $\text{fin}$  끝 길이와 높이가  $\text{fin}$  바닥 길이의 함수로 Fig. 7에서 보여진다.  $\text{Fin}$  바닥 길이가 증가할수록 최적의  $\text{fin}$  끝 길이가 증가하는데, 고정된  $M$ 에서  $\text{fin}$  바닥 길이가 길어진 만큼 최적의  $\text{fin}$  끝 길이( $L_e^*$ )가 길어지지 않음을 알 수 있다. 이는  $\text{fin}$  바닥 길이가 길어짐에 따라 실제 최적의  $\text{fin}$  끝 길이는 짧아짐을 의미한다. 그리고 고정된  $\text{fin}$  바닥의 길이에서  $M$ 이 증가할수록 최적의  $\text{fin}$  길이( $L_e^* - L_b$ )는 작아지는 것을 보여준다. 주어진 체적이 같을 때 최적의  $\text{fin}$  끝 길이가 증가하면서 최적의  $\text{fin}$  높이가 함께 증가한다는 것은 최적의  $\text{fin}$  길이가 작아진다는 것을 다시 한번 확인할 수 있다. 또 고정된  $\text{fin}$  바닥 길이에서  $M$ 이 증가할수록  $\text{fin}$  높이가 커지며 그 기울기 또한 증가하는 것을 보여준다.

Fig. 8은 세 경우의  $\text{fin}$  바닥 높이에 대하여 사다리꼴  $\text{fin}$ 에서  $\xi$ 의 변화에 따른 열손실과 사각  $\text{fin}$ 으로부터의 열손실을 나타낸다. 사다리꼴  $\text{fin}$ 의 경우  $\xi$ 는 0.00001부터(삼각  $\text{fin}$ ) 0.99까지(근사적인 사각  $\text{fin}$ ) 변한다. 사각  $\text{fin}$ 으로부터 직접 구한 열손실은 사다리꼴  $\text{fin}$ 의 경우  $\xi$ 가 1을 의미한

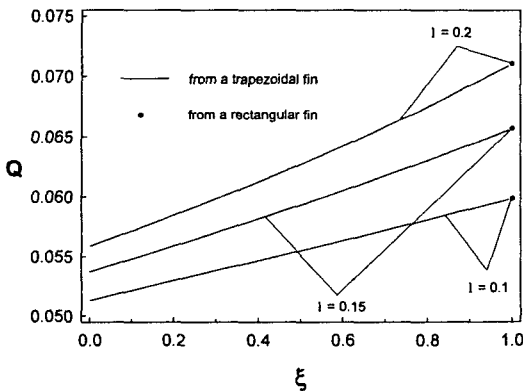


Fig. 8 Heat loss vs. fin shape factor for a trapezoidal fin and heat loss for a rectangular fin ( $L_b=1.05$ ,  $L_e=1.6$ ,  $M_f=1000$ ,  $M=0.05$ ).

다. 사다리꼴  $\text{fin}$ 에서  $\xi$ 가 0.99까지만 주어진 이유는 컴퓨터 프로그램에서 그 이상의 값은 Bessel 함수의 범위를 초과하기 때문이나 Fig. 8로부터 1로 수렴할수록 사각  $\text{fin}$ 으로부터의 열손실과 같아짐을 알 수 있다.

컴퓨터 프로그램에서  $\xi$ 는 대류특성계수가 작아질수록 더욱 1로 수렴 가능하며 이 경우에 대하여 사각  $\text{fin}$ 으로부터의 열손실과 사다리꼴  $\text{fin}$ 으로부터의 열손실의 상대오차가 Table 2에서 나열된다. 대류특성계수가 0.05부터 0.001로 감소함에 따라 본 프로그램에서 계산 가능한  $\xi$ 의 값은 0.99부터 0.999까지 증가한다. 이때 사각  $\text{fin}$ 으로부터의 열손실과 사다리꼴  $\text{fin}$ 의 해석에서 유도된 근사적인 사각  $\text{fin}$ 으로부터의 열손실 사이의 상대오차는 0.38%부터 0.00%로 감소함을 보여준다.

$\text{Fin}$ 의 체적이 0.2이고  $\text{fin}$  바닥 길이가 1.1로 고정되어 있을 경우  $\text{fin}$ 의 형상에 관한 함수  $\xi$ 가 최적 설계에 미치는 영향에 관해서 Figs. 9~10에서 보여진다. 본 해석의 컴퓨터 프로그램에서 대류 특성계수의 값이 0.2까지 계산이 가능하도록 최적의 열손실 및 최적의 차원을 구하기 위한  $\xi$ 의 범위는 0.001부터 0.5까지로 제한한다. Fig. 9는  $\text{fin}$ 의 형상에 관한 함수  $\xi$ 의 변화에 따른 최대 열손실을 나타낸 그림으로  $\xi$ 가 커질수록, 즉 삼각  $\text{fin}$ ( $\xi=0$ )에서  $\text{fin}$  끝 높이가  $\text{fin}$  바닥 높이의 1/2인 사다리꼴  $\text{fin}$ ( $\xi=0.5$ )으로 변화함에 따라 최대 열손실이 점차 감소하는 것을 알 수 있다. 또 고정된  $\xi$ 에 대하여  $M$ 수가 커질수록 최대의 열손실도 커지며 기울기 또한 급해지는 것을 알 수 있다.

Fig. 10은  $\text{fin}$ 의 형상에 관한 함수  $\xi$ 의 변화가 최대 열손실을 발생하는 최적의  $\text{fin}$  끝 길이와 높이에 미치는 영향을 보여준다.  $\xi$ 가 증가할수록 최적의  $\text{fin}$  끝 길이는 꾸준히 감소하는 것을 보여주고 같은  $\xi$ 에 대하여  $M$ 수가 작아질수록  $\text{fin}$  끝의 길이는 증가하는 것을 알 수 있다. 또한

Table 2 Relative error of heat loss ( $L_b=1.05$ ,  $L_e=1.6$ ,  $M_f=1000$ ,  $l=0.2$ )

| $M$   | $\xi$ | $\frac{Q_r - Q_t}{Q_r}$ (%) |
|-------|-------|-----------------------------|
| 0.05  | 0.99  | 0.38                        |
| 0.01  | 0.995 | 0.13                        |
| 0.001 | 0.999 | 0.00                        |

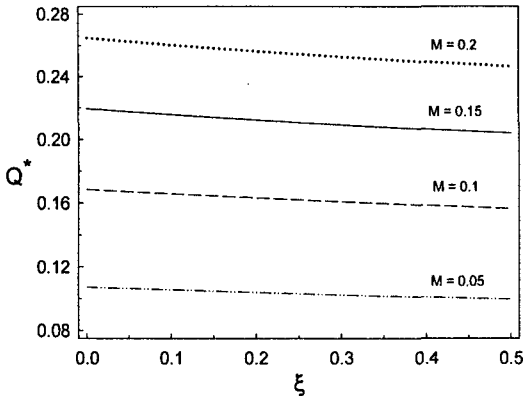


Fig. 9 Maximum heat loss vs. the fin shape factor ( $V=0.2, L_b=1.1, M_f=1000$ ).

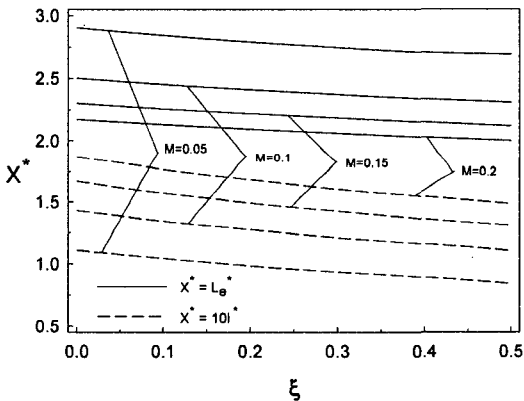


Fig. 10 Optimum dimensions vs. the fin shape factor ( $V=0.2, L_b=1.1, M_f=1000$ ).

$\xi$ 가 증가할수록 최적의 fin 높이도 감소하는데 그 감소율이 현저함을 알 수 있고, Figs. 9~10을 보면 열손실, fin 끝 길이, 그리고 최적의 fin 높이가 모두 감소하는 것을 알 수 있다.

#### 4. 결론

본 논문은 내벽에서 유체가 흐르는 경우 사다리꼴 fin에 대하여 해석적 방법을 사용하여 최대 열손실 및 최적화된 fin 끝 길이와 fin 높이에 대하여 해석하여 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

최대 열손실과 최적의 fin 끝 길이는 fin의 체적이 증가할수록 처음에는 급격히 증가하다 서서

히 증가하는 반면, 최적의 fin 높이는 지속적으로 증가한다. 또  $M$ 이 커질수록 역시 최대 열손실도 증가하지만 일정수준 이상이 되면 최대 열손실이 존재하지 않게 된다. 그리고 체적의 변화에 따른 최대 열손실의 급격한 증가를 고려할 때 가능하면 무차원 체적이 약 0.5 이하를 선택하는 것이 적절하다.

Fin 바닥 길이가 길어질수록 fin 바닥의 무차원 온도가 떨어지며 최대 열손실 역시 감소한다. 그리고 최적의 fin 길이는 길어지지만 fin 바닥 길이의 증가량만큼 길어지지 않는다. 즉, 실제 최적의 fin 길이는 감소하고 최적의 fin 높이는 증가하게 된다.

Fin의 형상함수  $\xi$ 가 증가할수록(i.e. fin의 형상이 삼각에서 fin 바닥에 대한 fin 끝 높이의 비가 커지는 사다리꼴로 변화함에 따라) 최대 열손실, 최적의 fin 끝 길이, 그리고 최적의 fin 높이가 모두 감소한다.

#### 참고문헌

1. Ju, Y. H., Chou, Y. S. and Hsiao, C. C., 1989, A new approach to the transient conduction in 2-D rectangular fin, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 9, pp. 1657-1661.
2. Kang, H. S. and Chung, B. T. F., 2003, Two dimensional analytical solutions for optimization of convective annular fin of rectangular profile, ASME, IMECE 2003-41508, Washinton, D. C., November 15-21.
3. Vollaro, A. L., Grignaffini, S. and Gugliermetti, F., 1999, Optimum design of vertical rectangular fin arrays, Int. J. Thermal Science, Vol. 38, No. 9, pp. 525-529.
4. Unal, H. C., 1987, Temperature distributions in fins with uniform and non-uniform heat generation and non-uniform heat transfer coefficient, Int. J. Heat and Mass Trans., Vol. 30, pp. 1465-1477.
5. Buccini, A. and Soliman, H. M., 1986, Optimum dimensions of annular fin assemblies, ASME J. of Heat Transfer, Vol. 108, pp. 459-462.
6. Lee, S. J. and Kang, H. S., 2000, Trapezoidal

- fin analysis by the 3-D analytical method, *Korean J. Air-Conditioning and Refrigeration Engineering*, Vol. 12, No. 4, pp. 388-397.
7. Sfeir, A. A., 1976, The heat balance integral in steady-state conduction, *ASME J. of Heat Transfer*, Vol. 98, pp. 466-470.
  8. Jeong, B. C., Kim, J. S. and Kang, H. S., 2004, Comparison between two dimensional analytic method and finite difference method for a rectangular fin, *Proceeding of the SAREK 2004 Winter Annual Conference*, November 24.
  9. Abrate, S. and Newnham, P., 1995, Finite element analysis of triangular fins attached to a thick wall, *Computer & Structures*, Vol. 57, No. 6, pp. 45-57.
  10. Marin, L., Elliott, L., Heegs, P. J., Ingham, D. B., Lesnic, D. and Wen, X., 2004, Analysis of polygonal fins using the boundary element method, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 24, No. 16, pp. 1321-1339.