

향상된 열교환기를 위한 기하학적 비대칭 사다리꼴 핀의 성능 해석

송년주¹⁾ · 강형석^{*2)}

강원대학교 대학원 기계·메카트로닉스학과¹⁾ · 강원대학교 기계의용공학과²⁾

Performance Analysis of a Geometrically Asymmetric Trapezoidal Fin for an Enhanced Heat Exchanger

Nyeonjoo Song¹⁾ · Hyungsuk Kang^{*2)}

¹⁾Graduate School Department of Mechanical & Mechatronics Engineering, Gangwon University, Gangwon 200-701, Korea

²⁾Department of Mechanical and Biomedical Engineering, Gangwon University, Gangwon 200-701, Korea

(Received 10 May 2010 / Accepted 26 January 2011)

Abstract : Performance of the asymmetric trapezoidal fin with various upper lateral surface slopes is investigated by using the two-dimensional analytic method. For a fin base boundary condition, convection from the inner fluid to the inner wall, conduction from the inner wall to the fin base and conduction through the fin base are considered. Heat loss and fin efficiency are represented as a function of the fin base thickness, base height, inner fluid convection characteristic number, fin tip length and fin shape factor. One of the results shows that heat loss increases while fin efficiency decreases as the fin shape factor increases.

Key words : Performance(성능), Trapezoidal fin(사다리꼴 핀), Fin tip length(핀 끝 길이), Convection characteristic number(대류특성계수), Fin base thickness(핀 바닥 두께), Fin shape factor(핀 형상계수)

Nomenclature

A	: fin surface area, m ²	M	: ambient convection characteristic number, $h \cdot l_c/k$
h	: ambient heat transfer coefficient, W/m ² ·°C	M _f	: inner fluid convection characteristic number, $h_f \cdot l_c/k$
h _f	: inner fluid heat transfer coefficient, W/m ² ·°C	q	: heat loss from the fin, W
k	: thermal conductivity, W/m·°C	Q	: dimensionless heat loss from the fin, $q/(kl_w \phi_f)$
l _b	: fin base thickness, m	q _{id}	: ideal heat loss from the fin, W
L _b	: dimensionless fin base thickness, l_b/l_c	Q _{id}	: dimensionless ideal heat loss from the fin, $q_{id}/(kl_w \phi_f)$
l _c	: characteristic length, m	s	: upper lateral surface slope, $(1-\xi)l_h/(l_c-l_b)$
l _e	: fin tip length, m	T	: fin temperature, °C
L _e	: dimensionless fin tip length, l_e/l_c	T _f	: inner fluid temperature, °C
l _h	: fin base height, m	T _∞	: ambient temperature, °C
L _h	: dimensionless fin base height, l_h/l_c	x	: length directional variable, m
l _w	: fin width, m	X	: dimensionless length directional variable, x/l_c

*Corresponding author, E-mail: hkang@kangwon.ac.kr

- y : height directional variable, m
- Y : dimensionless height directional variable, y/l_c
- η : fin efficiency
- θ : dimensionless temperature, $(T - T_\infty)/(T_f - T_\infty)$
- ξ : fin shape factor, $1 - s(l_c - l_b)/l_h$ ($0 < \xi \leq 1$)
- φ_f : adjusted inner fluid temperature, $^\circ\text{C}(= T_f - T_\infty)$
- λ_n : eigenvalues, $n=1,2,3,\dots$

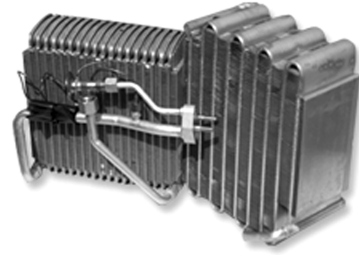


Fig. 1 Evaporator of the car air conditioner

Subscripts

- b : fin base
- c : characteristic
- e : fin tip
- f : inner fluid
- h : fin height at the base
- id : ideal
- w : fin width
- ∞ : ambient

1. 서론

최근 우리나라의 도로는 자동차로 넘친다고 하여도 과언이 아닐 정도로 자동차의 증가 추세는 기하급수적이라 할 수 있다. 2009년 9월 현재 우리나라 자동차 등록대수는 1700만대라고 하며, 우리나라 인구 3명당 1대를 보유하고 있는 실정이다. 점차 자동차의 안전성과 쾌적함에 관하여 관심이 높아 질 수밖에 없다. 자동차의 쾌적함을 만족시키기 위해서는 자동차가 가지고 있는 냉각 및 냉난방 장치의 성능이 중요하다고 생각된다. 냉각 및 냉난방 장치와 열교환기에서 열전달을 촉진시키는 핀의 사용에는 Fig. 1과 같이 자동차 에어컨의 증발기에 사용되어지고 있다. 자동차에는 플레이트 핀, 코루게이트 핀, 셀룰러 핀 등이 주로 사용되고 있다.¹⁾

핀은 형상에 따라 단면이 균일한 직선 핀, 환형 핀, 핀 핀 등이 있으며 이 외에도 많은 다양한 형상의 핀이 있다. 핀의 사용되는 예를 들면 전자제품의 방열 핀, 열교환기, 자동차의 라디에이터, 최첨단 비행기, 인공위성, 냉난방기, 공기조화기 등 광범위한 분야에서 사용되고 있다.

자동차의 냉각 및 냉난방장치와 열교환기에 사용되는 핀에 관하여 연구결과가 많이 발표되어 지고 있다.²⁻⁴⁾ 자동차에 사용되는 핀도 교체와 인접한 유체 사이의 열전달을 촉진시키기 위한 확장 표면의 핀을 이용하여 열전달을 증가 시킬 수 있는 방법을 생각할 수 있다. 확장된 핀에 관한 연구는 계속하여 끊임없이 연구가 되어 지고 있으며, 연구결과도 지속적으로 발표되어 지고 있다. Kim과 Kang은 평판 핀 열교환기의 성능을 향상을 위한 변형된 평판 핀에 대한 해석을 연구했으며,⁵⁾ Kang은 고정된 핀 바닥 높이에 기준한 기하학적 비대칭 사다리꼴 핀의 최적 설계에 관하여 연구 했으며,⁶⁾ Kundu와 Das는 외접원형튜브 타원형 핀의 최적화와 성능해석에 관하여 연구 했으며,⁷⁾ Jo와 Cho는 열평형적분법에 의한 사다리꼴 단면의 직선 환에서의 열전달을 연구 했으며,⁸⁾ Khani와 Aziz는 열전도와 열전달계수에 대한 사다리꼴 핀의 열해석⁹⁾을 하였다.

본 연구는 자동차기관에서 사용되는 핀의 열전달을 촉진시키기 위하여 핀의 형상계수 변화에 따른 즉, 삼각 핀으로부터 사각 핀으로 변화하는 확장 표면 핀에 대하여 핀 내부 유체의 온도를 기준으로 내부 유체로부터 핀 내벽까지의 열대류, 내벽부터 핀 바닥까지의 전도 열전달, 그리고 핀 바닥을 통한 열전도를 동시에 고려하면서 열교환기의 성능향상을 위한 비대칭 사다리꼴 핀을 2차원적으로 해석하였다. 이와 같은 비대칭 사다리꼴 핀에 대한 연구로는 Kang과 Look이¹⁰⁾ 핀 바닥두께의 변화를 고려하지 않았을 때에 고정된 핀 바닥 높이에 기준하여 핀의 최적화를 다루었다. 본 연구에서는 핀 바닥두께와 핀 바닥높이가 변화할 때 비대칭 사다리꼴 핀의 성능을 해석하였다.

2. 2차원 해석적 방법

이 논문의 수치해석을 위하여 2차원 해석적 방법이 사용된다.

2.1 지배 방정식 및 경계조건

형상이 변하는 기하학적 비대칭 사다리꼴 핀의 개요는 Fig. 2와 같다. 이 핀의 형상은 s 값의 변화에 따라 비대칭 삼각 핀으로부터 비대칭 사다리꼴 핀을 거쳐 사각 핀까지 변화되는데 정상상태에서 이러한 핀을 위한 2차원 지배방정식은 식 (1)로 주어진다.

$$\frac{\partial^2 \theta}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial Y^2} = 0 \quad (1)$$

핀의 위면 경사값 s 는 식 (2)로 표현된다.

$$s = (1-\xi)l_h / (l_e - l_b) \quad (0 \leq s \leq \frac{l_h}{l_e - l_b}) \quad (2)$$

식 (2)에서 핀 형상계수 ξ 의 범위가 0에서 1사이로, s 가 1 또는 ξ 가 0이면 삼각 핀, s 가 0 또는 ξ 가 1이면 사각 핀이 된다. 무차원 지배방정식(1)을 풀기 위하여 필요한 경계조건식은 식 (3), (4), (5)의 3개식과 에너지 균형조건식 (6)의 1개가 필요하다.

$$-\frac{\partial \theta}{\partial X} \Big|_{X=L_b} = \frac{1-\theta|_{X=L_b}}{M_f + L_b} \quad (3)$$

$$-\frac{\partial \theta}{\partial Y} \Big|_{Y=0} - M \cdot \theta \Big|_{Y=0} = 0 \quad (4)$$

$$-\frac{\partial \theta}{\partial X} \Big|_{X=L_e} + M \cdot \theta \Big|_{X=L_e} = 0 \quad (5)$$

$$-\int_0^{L_h} \frac{\partial \theta}{\partial X} \Big|_{X=L_b} dY = M \sqrt{\frac{1}{s^2} + 1} \int_{L_y}^{L_h} \theta dY$$

$$-\int_0^{L_y} \frac{\partial \theta}{\partial x} \Big|_{x=L_e} dY + \int_{L_b}^{L_e} \frac{\partial \theta}{\partial Y} \Big|_{Y=0} dX \quad (6)$$

여기서,

$$L_y = L_h - s(L_e - L_b) \quad (7)$$

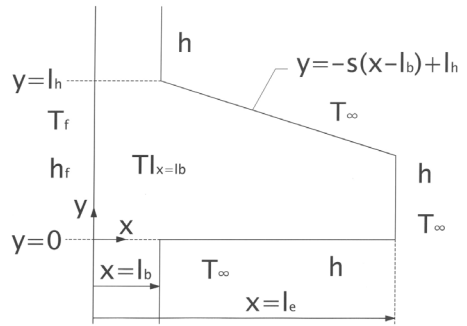


Fig. 2 Schematic diagram of a geometrically asymmetric trapezoidal fin

물리적으로 경계조건(3)은 내부 유체로부터 핀 내벽으로 전달되는 대류에 의한 열전달과 핀 내벽으로부터 핀 바닥까지 전도 열전달과 핀 바닥을 통하여 흐르는 전도 열전달이 모두 같다는 의미이고, 경계조건(4)은 핀 아래 표면을 통하여 흐르는 전도 열전달이 핀 아래 표면을 통하여 외부로 나가는 전도 열전달과 같다는 것을 나타내는 것이며, 경계조건(5)은 핀 끝을 통하여 흐르는 전도 열전달이 핀 끝을 통하여 외부로 나가는 전도 열전달과 같다는 것을 나타내는 것이다. 에너지 균형 조건식(6)은 핀 바닥을 통하여 전도로 들어오는 열전달은 핀 위 경사면을 통하여 대류로 나가는 열전달과 핀 끝 면과 아래 수평면을 통하는 전도 열전달의 합과 같음을 의미한다.

2.2 Fin의 온도분포 및 열전달

지배방정식(1)을 변수분리법을 이용하여 풀 후 경계조건(3), (4), (5)을 적용하면 온도 분포식은 식 (8)로 계산할 수 있다.

$$\theta = \sum_{n=1}^{\infty} N_n (\cosh \lambda_n X + f_n \sinh \lambda_n X) \cdot (\cos \lambda_n Y + b_n \sin \lambda_n Y) \quad (8)$$

여기서,

$$N_n = \frac{f_1(\lambda_n)}{[f_2(\lambda_n) - (1/M_f + L_b)f_3(\lambda_n)]A(\lambda_n)} \quad (9)$$

$$f_1(\lambda_n) = 4\{\lambda_n \sin \lambda_n L_h + M(1 - \cos \lambda_n L_h)\} \quad (10)$$

$$f_2(\lambda_n) = \cosh \lambda_n L_b + f_n \sin \lambda_n L_b \quad (11)$$

$$f_3(\lambda_n) = \lambda_n \sinh \lambda_n L_b + \lambda_n f_n \cosh \lambda_n L_b \quad (12)$$

$$A(\lambda_n) = f_4(\lambda_n) + f_5(\lambda_n) + f_6(\lambda_n) \quad (13)$$

$$f_4(\lambda_n) = 2\lambda_n^2 L_h + \lambda_n \sin 2\lambda_n L_h \quad (14)$$

$$f_5(\lambda_n) = 2M(1 - \cos 2\lambda_n L_h) \quad (15)$$

$$f_6(\lambda_n) = M^2 \left(2L_h - \frac{\sin 2\lambda_n L_h}{\lambda_n} \right) \quad (16)$$

$$f_n = \frac{\lambda_n \sinh \lambda_n L_e + M \cosh \lambda_n L_e}{\lambda_n \cosh \lambda_n L_e + M \sinh \lambda_n L_e} \quad (17)$$

$$b_n = \frac{M}{\lambda_n} \quad (18)$$

위의 식들에서 나타나는 고유값 λ_n 은 에너지 균형 식 (6)을 풀어서 정리한 식 (19)로부터 구할 수 있다.

$$f(\lambda_n) = \frac{M}{\lambda_n^2 \sqrt{1+s^2}} (G_1 + G_2) - G_3 + G_4 \quad (19)$$

여기서,

$$G_1 = g_1(g_2 - g_3) + g_4 - g_5 \quad (20)$$

$$G_2 = g_6(g_7 + g_8) \quad (21)$$

$$G_3 = g_1(g_9 + g_{10}) \quad (22)$$

$$G_4 = g_6(g_{11} + g_{12}) \quad (23)$$

$$g_1 = \lambda_n \cosh \lambda_n L_e + M \sinh \lambda_n L_e \quad (24)$$

$$g_2 = \sin \lambda_n L_h (s \lambda_n \cosh \lambda_n L_b - M \sinh \lambda_n L_b) \quad (25)$$

$$g_3 = \cos \lambda_n L_h (\lambda_n \sinh \lambda_n L_b + s M \cosh \lambda_n L_b) \quad (26)$$

$$g_4 = \lambda_n s M \cos \lambda_n L_Y - \lambda_n M \cos \lambda_n L_Y \quad (27)$$

$$g_5 = s \lambda_n^2 \sin \lambda_n L_Y + M^2 \sin \lambda_n L_Y \quad (28)$$

$$g_6 = \lambda_n \sinh \lambda_n L_e + M \cosh \lambda_n L_e \quad (29)$$

$$g_7 = \cos \lambda_n L_h (\lambda_n \cosh \lambda_n L_b + s M \sinh \lambda_n L_b) \quad (30)$$

$$g_8 = \sin \lambda_n L_h (M \cosh \lambda_n L_b - s \lambda_n \sinh \lambda_n L_b) \quad (31)$$

$$g_9 = g_{13} \sinh \lambda_n L_e \quad (32)$$

$$g_{10} = g_{14} \sinh \lambda_n L_b \quad (33)$$

$$g_{11} = g_{14} \cosh \lambda_n L_b \quad (34)$$

$$g_{12} = g_{13} \cosh \lambda_n L_e \quad (35)$$

$$g_{13} = \sin \lambda_n L_Y - \frac{M}{\lambda_n} \cos \lambda_n L_Y \quad (36)$$

$$g_{14} = \frac{M}{\lambda_n} \cos \lambda_n L_h - \sin \lambda_n L_h \quad (37)$$

고유 함수 식 (19)가 너무 복잡하여 이 식으로부터 모든 고유 값을 구하는 것이 곤란하므로 첫 번째 고유값 λ_1 은 직접 식 (19)로부터 incremental search method를 사용하여 구한다음 나머지 고유값들 $\lambda_n (n=2, 3, 4, \dots)$ 은 식 (38)로부터¹¹⁾ Newton-Raphson method를 사용하여 구한다.

$$\lambda_n = (2\lambda_1 + \lambda_n) - 2(\lambda_1 + \lambda_n) \frac{\tan(\lambda_n L_h)}{\tan(\lambda_1 L_h) + \tan(\lambda_n L_h)} \quad (38)$$

핀으로부터 열손실은 핀 바닥을 통하여 전도로 들어가는 열전달과 같으며, 다음과 같은 식 (39)로 표현된다.

$$q = \int_0^{l_b} \left[-k \frac{\partial T}{\partial x} \Big|_{x=l_b} \right] l_w dy = -k \varphi f l_w \int_0^{L_h} \frac{\partial \theta}{\partial X} \Big|_{X=L_h} dY \quad (39)$$

식 (39)를 계산하여 무차원 형태의 열손실로 나타 내면 식 (40)으로 썩어진다.

$$Q = - \sum_{n=1}^{\infty} N_n H_1 f_n H_2 \quad (40)$$

여기서,

$$H_1 = \sinh \lambda_n L_b + f_n \cosh \lambda_n L_b \quad (41)$$

$$H_2 = \sin \lambda_n L_h + b_n (1 - \cos \lambda_n L_h) \quad (42)$$

2.3 핀 효율

핀 효율은 핀 전체가 핀 바닥 온도와 같다는 가정

아래 구한 핀으로부터의 이상적 열손실에 대한 실제 핀으로부터의 열손실의 비로 식 (43)으로 정의된다.

$$\eta = \frac{Q}{Q_{id}} \quad (43)$$

무차원 형태의 핀으로부터의 이상적 열손실 Q_{id} 는 식 (44)로 주어진다.

$$Q_{id} = \frac{q_{id}}{k_f \phi_f l_w} = M \left[(\sqrt{1+s^2}+1)(L_e - L_b) + \{L_h - s(L_e - L_b)\} \right] \theta|_{X=L_e} \quad (44)$$

2.4 핀 표면적

무차원 핀 표면적은 식 (45)로 나타낼 수 있다.

$$\frac{A}{l_c l_w} = \left\{ \sqrt{(L_e - L_b)^2 + L_h^2 (1 - \xi)^2} + (L_e - L_b) \right\} + \xi L_h \quad (45)$$

3. 결과 및 고찰

보통 냉각기의 응축기나 증발기의 외부는 공기이며 내부에는 냉매가 과열 기체 상태와 과냉각 액체 상태사이에서 상변화가 일어난다. 본 연구에서는 자동차용 냉각기의 운전조건도 일반 냉각기의 운전조건과 크게 다르지 않다는 가정을 한다. 따라서 핀 주위의 바깥 상태는 자연대류나 강제대류나에 따라 열대류 계수가 약 2W/mK부터 250W/mK 사이에서 변하며 응축기나 증발기 내부는 강제대류라고 볼 때 약 25W/mK부터 20,000W/mK사이에서 변할 수 있다. 핀의 재질과 특성길이는 내부유체 대류특성계수와 핀 주위 대류특성계수에 공통으로 사용되므로 본 연구에서 잡아준 내부유체 대류특성계수의 범위 1-20은 핀 주위 대류특성계수의 범위 0.001-0.3의 약 3배부터 20000배로 현실적인 범위 내에 있음을 나타낸다. 또한 증발기나 응축기 그리고 핀의 재질은 사용하는 재질에 따라 다르겠지만 보통 열전달 text에 따르면 각기 다른 물질들의 열전도도는 약 12W/mK부터 400W/mk사이에서 변화됨을 보여준다. 따라서 주어진 열대류계수와 열전도도의 범위 내의 값과 본 논문에서 나타난 특성길이 l_c 에 임의의 적절한 값을 적용하면 실제 주어진 운전조건하

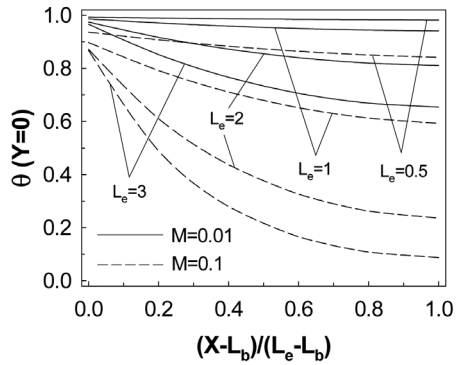


Fig. 3 Temperature variation along the fin length ($\xi=0.5, L_h=0.2, L_b=0.1, M_f=20$)

에서 본 연구의 결과를 적용할 수 있으리라 생각된다. 한 예로 핀 주위의 $h=100$ W/(m K), 특성길이 $l_c=0.04$ m 그리고 핀의 열전도율 $k=200$ W/(m K)로 놓으면, 핀 주위특성계수는 0.02가 되고 핀 바닥 높이는 0.04mm부터 4cm 사이에서 변화한다.

Fig. 3은 4개의 핀 끝 길이와 2개의 핀 주위 대류 특성계수에 대하여 핀 길이 방향 거리변화에 따른 핀의 온도 변화를 나타내고 있는 것이다. 핀 끝 길이가 길어짐에 따라 핀 주위 대류 특성 계수 M 이 0.1 일 때는 핀의 온도는 급속히 감소하고, M 이 0.01에서는 핀의 온도가 서서히 감소하는 것을 보여주고 있다. 가로 좌표는 변형된 핀 길이 좌표를 나타내는 것으로 1은 X 가 L_e 를 의미하며, 가로 좌표가 0은 X 가 L_b 임을 의미하는 것이다. 여기서 핀의 길이가 길어짐에 따라 온도가 떨어지는 이유는 계속하여 핀으로부터 주위로 열손실이 발생하고 있기 때문이다.

Fig. 4는 핀 바닥 두께의 변화가 열손실과 효율에 미치는 영향을 나타내는 것이다. 핀 바닥 두께가 늘어나는 만큼 핀 끝 길이도 똑같이 늘어나서 핀 길이 자체의 변화는 없도록 하였다. 효율은 핀 바닥 두께의 변화에 따라 변화가 거의 없는 것으로 나타나고 있으나, 열손실은 핀 바닥 두께의 변화에 따라 선형적으로 서서히 감소함을 보여주고 있다. 열손실을 2 M 으로 나누어 주는 이유는 열손실과 효율의 값을 같은 그래프에 함께 나타내어 그 변화를 보여 주기 위한 것이다.

Fig. 5는 핀 바닥 높이의 변화가 열손실과 효율의 변화에 미치는 영향을 나타내는 것이다. 효율과 열

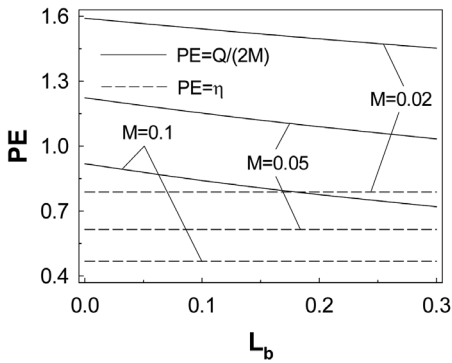


Fig. 4 Fin performance versus the fin base thickness ($\xi=0.5, L_h=0.2, L_e=2+L_b, M_f=20$)

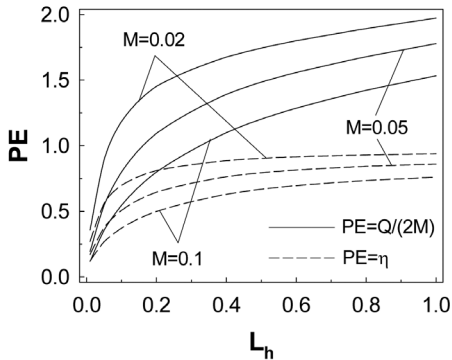


Fig. 5 Fin performance versus the fin base height ($\xi=0.5, L_b=0.15, L_e=2, M_f=20$)

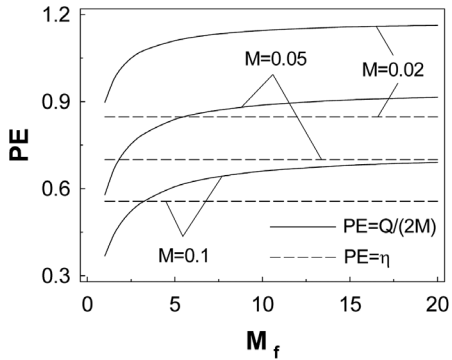


Fig. 6 Fin performance vs. inner fluid convection characteristic number ($\xi=0.5, L_h=0.15, L_b=0.1, L_e=1.5$)

손실 모두 L_h 가 커짐에 따라 처음에는 급속히 증가하다가 그 이후부터 효율은 거의 일정하게 진행되며, 열손실은 계속 해서 서서히 증가함을 보여주고 있다.

Fig. 6은 내부유체 대류특성계수 변화에 따른 핀의 열손실과 효율을 보여주고 있다. 내부유체 대류 특성계수가 증가함에 따라 열손실은 M_f 가 5까지는 급격히 증가하다가 점차 서서히 증가하는 반면, 효율은 내부유체 대류특성계수에 따라 거의 변화가 없음을 보여주고 있다. 이는 내부유체 대류 특성계수의 변화가 핀 효율과는 무관함을 의미한다.

Fig. 7은 핀 끝 길이 변화에 따른 열손실과 효율의 변화를 보여주고 있다. 핀 끝 길이가 증가함에 따라 M 이 0.05와 0.1인 경우에는 열손실은 급격히 증가하다가 L_e 가 2부터는 서서히 증가하고 있음을 보여주고 있다. 그러나 M 이 0.02의 경우에는 L_e 가 2까지 급격히 증가하며 그 이후 L_e 가 4까지 지속적으로 증가함을 보여주고 있다. 반면, 효율은 핀 끝 길이가 증가함에 따라 지속적으로 감소하는 현상을 보여주고 있다.

Table 1은 사각핀에서 주위 대류특성계수가 0.01과 0.05인 경우 Q/Q_{max} 가 0.9와 0.98일 때 핀 길이에 대한 1차원해석과 2차원해석을 비교하였다. 1차원

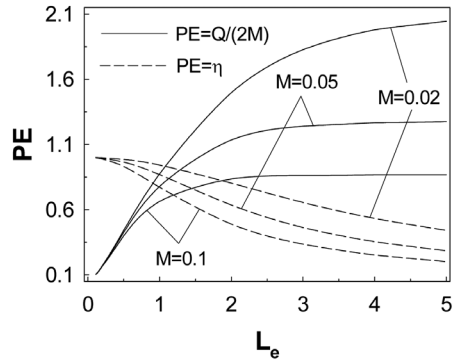


Fig. 7 Fin performance versus the fin tip length ($\xi=0.5, L_h=0.15, L_b=0.1, M_f=20$)

Table 1 Comparison of fin length for Q/Q_{max} between 1-D and 2-D analysis ($\xi=1, L_h=0.15, L_b=0.1, M_f=10$)

L_e for Q/Q_{max}			
Q/Q_{max}	M	1-D	2-D
0.9	0.01	3.9655	3.9654
	0.05	1.7406	1.7416
0.98	0.01	6.2202	6.2215
	0.05	2.7470	2.7488

해석 값은 Reference⁶⁾으로 부터 인용하였으며, 2차원 해석 값은 본 연구의 해석으로부터 구하였다. 대류특성계수가 0.01일 때는 Q/Q_{max} 가 0.9일인 경우만 1차원 해석일 때가 크고, 대류특성계수가 0.05일 때는 Q/Q_{max} 가 0.9와 0.98의 모두 2차원해석에서 크게 나타나고 있으나 결과 값은 거의 일치하고 있다.

Table 2는 핀 형상계수의 변화에 따른 무차원 핀 표면적의 변화와 각각 1차원 해석과 2차원 해석으로부터 구한 열손실의 변화를 나열한다. 핀 형상계수가 커질수록 핀 표면적은 증가하며 이에 따라 열손실도 증가하는데 예상한바와 같이 핀 바닥 높이가 높아질수록 핀 표면적과 열손실에 미치는 핀 형상계수의 효과가 현저함을 보여준다. 특히 주어진 변수들의 범위 내에서 2차원 해석에 대한 1차원 해석의 열손실 상대오차는 최대 4.6%내에 있음을 보여준다.

Fig. 8은 핀의 형상계수 변화에 따른 열손실과 효율의 변화를 보여주고 있다. 핀의 형상계수 ξ 가 0.0일 때는 핀의 형상이 삼각형 핀을 의미하고 1.0일 때는 핀의 형상이 사각형 핀을 나타낸다. 핀의 형상계수가 커짐에 따라 열손실은 M 이 0.1에서는 거의 일직선으로 변화가 없으나, M 이 0.05에서는 약간 증가하며, M 이 0.02인 경우에는 열손실의 증가가 다소 현저함을 보여준다. 그러나 효율은 핀의 형상이 삼각형 핀에서 사각형 핀으로 변화됨에 따라 효율은 전체적으로 서서히 감소함을 보여 준다.

Fig. 9는 3개의 L_e 값의 변화에 대하여 핀 주위 대류특성계수 변화에 따른 열손실과 효율의 변화를 나타내고 있다. M 이 증가함에 따라 열손실은 $L_e=0.2$ 일 때 선형적으로, $L_e=1, L_e=2$ 일 때는 곡선으로 급격히 증가하나, 효율은 $L_e=0.2$ 일 때 거의 변화가 없으나, $L_e=1, L_e=2$ 일 때는 곡선으로 급격히 감소하고 있음을 나타내고 있다.

Fig. 10은 핀 형상계수가 0.5, 핀 바닥 높이가 0.4를 기준으로 하여 핀 형상계수의 변화에 따라 열손실이 같도록 하기 위한 핀 형상계수와 핀 바닥 높이의 관계를 나타내고 있다. 핀 형상계수가 증가하면 L_h 는 $L_e=2.1$ 일 때는 선형적으로 서서히 감소하나, $L_e=0.6$ 일 때는 급속히 감소하는 것을 나타내고 있다.

Table 2 The effect of ξ on the fin surface area and heat loss ($L_e - L_b=1.0, L_b=0.1, M_f=10, M=0.05$)

$L_h = 0.2$			
ξ	$A/(l_c l_w)$	Q for 1-D	Q for 2-D
0.01	2.0214	0.0758	0.0794
0.5	2.1050	0.0803	0.0817
0.99	2.2000	0.0844	0.0843
$L_h = 0.6$			
ξ	$A/(l_c l_w)$	Q for 1-D	Q for 2-D
0.01	2.1691	0.0965	0.0980
0.5	2.3440	0.1041	0.1047
0.99	2.6000	0.1146	0.1142

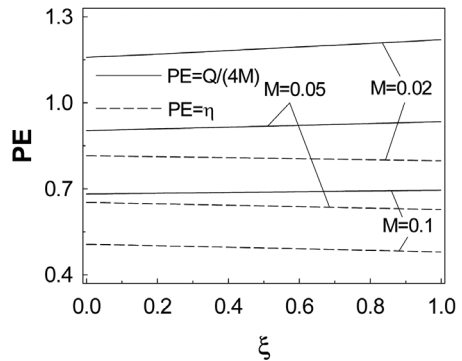


Fig. 8 Fin performance versus the fin shape factor ($L_e=3, L_h=0.5, L_b=0.1, M_f=20$)

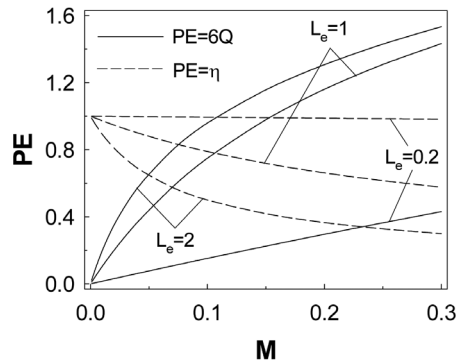


Fig. 9 Fin performance versus ambient convection characteristic number ($\xi=0.5, L_h=0.2, L_b=0.15, M_f=20$)

이러한 현상은 물리적으로 핀 길이가 짧을수록 같은 열손실을 발생하기 위한 핀 형상계수가 핀 바닥 높이 변화에 미치는 영향이 현저함을 의미한다.

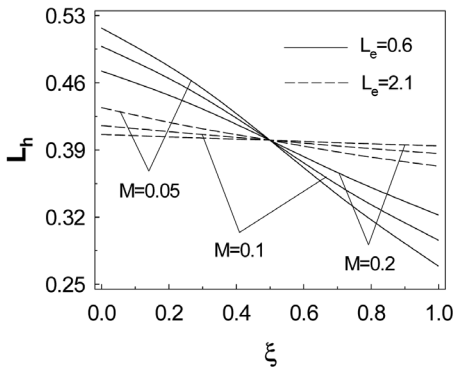


Fig. 10 Relationship between the fin base height and shape factor for equal amounts of heat loss based on $\xi=0.5$, $L_h=0.4$ ($L_b=0.1$, $M_f=10$)

4. 결론

앞에서의 결과 및 고찰로부터 다음과 같은 결론을 얻을 수 있다.

- 1) 핀 끝 길이가 길어짐에 따라 그리고 대류 특성 계수가 증가함에 따라 핀의 온도는 급속히 감소하다가 점차 서서히 감소하였다. 변형된 핀 길이가 길어지면서 온도가 떨어지는 이유는 더 넓은 전열 면적으로부터 주위로 더 많은 열이 전달되기 때문이다.
- 2) 효율은 핀 바닥 두께의 변화에 따라 변화가 거의 없는 것으로 나타나고 있으나, 열손실은 핀 바닥 두께의 변화에 따라 선형적으로 서서히 감소함을 보여 준다.
- 3) 핀 바닥 높이의 변화에 따라 효율과 열손실은 급속히 증가하다가 이후부터 효율은 거의 일정하게 진행되며, 열손실은 서서히 증가함을 보여주고 있다.
- 4) 내부 유체 특성계수가 증가함에 따라 열손실은 처음에는 급격히 증가하다가 점차 서서히 증가하는 반면, 효율은 내부 유체 특성계수에 따라 거의 선형적으로 변화함을 보여주어주고 있다.
- 5) 핀의 형상계수가 커짐에 따라 열손실은 증가하나, 효율은 전체적으로 서서히 감소하는 것으로 보인다.

References

1) C. W. Kim, Automotive Air Conditioner,

Jungwonsa, pp.59-116, 1997.
 2) S. H. Kim and T. W. Han, "Fluid Flow and Transfer Characteristics in Louvered Fin Arrays for Automotive Air-conditioner Cooler," Bull. I. I. S. Vol.21-1, Keimyung University, pp.73-84, 1998.
 3) Y. L. Lee and S. H. Hwang, "A Study of Dust Effect on Performance of Heat Exchangers with Louver and Wavy Fins," Transactions of KSAE, Vol.17, No.4, pp.126-132, 2009.
 4) K. M. Kwak and H. Y. Lee, "Characteristics of Fin-side Heat-transfer and Pressure Drop in a Condenser for Automobile," Transactions of KSAE, Vol.12, No.3, pp.152-158, 2004.
 5) Y. H. Kim and H. S. Kang, "Analysis of a Modified Plate Fin for Enhanced Performance of a Plate Fin Heat Exchanger," Transactions of KSAE, Vol.9, No.3, pp.84-91, 2001.
 6) H. S. Kang, "Optimum Design of a Geometrically Asymmetric Trapezoidal Fin Based on the Fixed Fin Base Height," Transactions of KSAE, Vol.16, No.6, pp.81-87, 2008.
 7) B. Kundu and P. K. Das, "Performance Analysis and Optimization of Elliptical Fins Circumscribing a Circular Tube," Int. J. Heat Mass Transfer, Vol.50, pp.173-180, 2007.
 8) J. C. Jo and J. H. Cho, "Heat Transfer Analysis in a Straight Fin of Trapezoidal Profile by Heat Balance Integral Method," Journal of the SAREK, Vol.11, No.3, pp.1-8, 1982.
 9) F. Khani and A. Aziz, "Thermal Analysis of a Longitudinal Trapezoidal Fin with Temperature-Dependent Thermal Conductivity and Heat Transfer Coefficient," Commun Nonlinear Sci Number Simulat, Vol.15, No.3, pp.590-601, 2010.
 10) H. S. Kang and D. C. Look, Jr., "Optimization of Thermally and Geometrically Asymmetric Trapezoidal Fins," AIAA J. of Thermophysics and Heat Transfer, Vol.18, No.1, pp.52-57, 2004.
 11) H. S. Kang, "Analysis of a Reversed Trapezoidal Fin Using a 2-D Analytic Method," J. of the Korean Society for Industrial and Applied Mathematics, Vol.14, No.3, pp.151-161, 2010.