

판형 회를 갖는 열교환기의 회효율에 관한 수치해석적 연구

Numerical study for the fin efficiency of the heat exchanger having plate fins

강 희 찬*
H. C. Kang

Key words: Heat exchanger(열교환기), Heat transfer coefficient(열전달계수), Fin efficiency(회효율), Thermal resistance(열저항)

ABSTRACT

This study is discussed about the heat transfer coefficient and the fin efficiency of the heat exchanger having plate fins. A new definition for the fin efficiency of the heat exchanger is proposed. More than one hundred cases were tested numerically for the plate fins having uniform and non-uniform heat transfer coefficient. The previous models for the fin efficiency and the pure heat transfer coefficient were applicable to the heat exchanger only when the NTU is very small. It was found that the fin efficiency of the heat exchanger was nearly the same as the normalized fin temperature. The present model could estimate the pure heat transfer coefficient within a few percent in the present test range of $0 < NTU < 2.5$.

기 호 설 명

A : 회 표면적 [m^2]
 A_c : 회 단면적 [m^2]
 Bi_t : 회 두께방향 Biot 수, ht/k
 Bi_w : 회 두께방향 Biot 수, hW/k
 c_p : 비열 [$J/kg.K$]
 h : 열전달계수 [$W/m^2.K$]
 \hat{h} : 기저의 열전달계수 [$W/m^2.K$]
 h_{cal} : 모델로 계산된 열전달계수 [$W/m^2.K$]
 k : 회 열전도율 [$W/m.K$]
 L : 회 길이 [m]
 m : 매개변수 [$1/m$]
 \dot{m} : 질량유량 [kg/s]

NTU: 열전달 단위 수, $2WLh/\rho sL Vc_p$
 P : 회 주변길이 [m]
 Q : 열전달율 [W]
 s : 회 간격 [m]
 t : 회 두께 [m]
 T : 온도 [K]
 V : 유체의 전면 풍속 [m/s]
 W : 회 너비 [m]
 x : 회 길이방향 좌표
 y : 유체 유동방향 좌표

그리스 문자

ϵ : 유용도
 η_{HEX} : 열교환기 회효율
 η_{th} : 이론적 회효율

* 정회원, 군산대학교 공과대학 기계공학부

ρ : 유체의 밀도 [kg/m^3]

상첨자

- : 평균
* : 무차원

하첨자

a : 유체
 ex : 출구
 f : 핀
 in : 입구
 w : 핀의 기저부

1. 서론

열교환기, 특히 공기를 대상으로 하는 공조기용 열교환기에서는 전열성능을 향상시키기 위하여 핀(fin)의 사용이 필수적이다. 핀은 열전달면적과 열전달계수의 곱(Ah)을 증가시키는 데 그 목적이 있다.⁽¹⁾ 따라서 열교환기의 설계 및 해석에 있어서 열전달계수와 핀의 성능 및 평가는 아무리 강조하여도 지나치지 않다. 핀 붙이 열교환기에서 핀은 두께, 길이, 재질 등에 따라 그 성능이 결정된다. 열교환기를 변경 설계하는 경우에 핀에 관련한 많은 인자를 변화하면서 다시 실험하는 것은 매우 비효율적이다. 따라서 환효율(fin efficiency)과 핀의 재질과 두께 등과에 무관한 순수열전달계수(pure heat transfer coefficient)를 정확히 예측하는 것은 매우 중요하다.

열교환기의 전열성능 평가 즉, 열전달계수는 여러 가지 방법으로 예측되어 왔다. Wang 등⁽²⁾ 그리고 여러 연구자⁽³⁻⁷⁾들은 실제 또는 모형열교환기의 시료에 대하여 가열 또는 냉각조건에서 열전달계수를 예측하였다. 최근에 윤준원 등⁽⁸⁾은 매우 복잡한 형상을 갖는 핀-관 열교환기에 대하여 수치해석을 성공적으로 수행하였다. Goldstein과 Sparrow⁽⁹⁾는 열전달-물질전달의 상관관계를 이용한 승화법을 사용하여 순수열전달계수 또는 국부열전달계수(local heat transfer coefficient)를 구하였다. Beecher와 Fagan⁽¹⁰⁾, Ali와 Ramadhyani⁽¹¹⁾ 그리고 Ito 등⁽¹²⁾은 핀 표면이 일정온도 또는 일정열속 경계조건을 주고 열전달계

수를 구하였다.

위에서 열거한 해석방법을 환효율 관점에서 대별하면 핀의 기저부에 열원이 있는 경우⁽²⁻⁸⁾(기저부 일정온도 조건, constant base temperature)와 핀 자체가 열원인 경우⁽⁹⁻¹²⁾(핀 일정온도 조건, constant fin temperature)로 구분할 수 있다. 후자의 경우인 핀 자체가 열원인 경우에는 환효율이 100%이므로 측정된 열전달계수가 순수열전달계수가 된다. 그러나 전자의 경우인 핀의 기저부에 열원이 있는 경우에는 환효율을 예측하려면 순수열전달계수가 계산 가능하다. 그러나 이전의 순수열전달계수를 구한 연구에서는 다음과 같은 이상적인 조건하에 얻어진 기존의 환효율이론을 적용하였다.

- (1) 유체의 온도는 일정하다.
- (2) 열전달계수는 핀의 전표면에 대하여 균일하다.
- (3) 핀 내부에서의 열전도는 1 차원이다.

그러나 불행하게도 열교환기의 해석에 사용해진 기존의 환효율이론은 위의 3가지 가정을 모두 만족시키지 못한다. 지금까지 기존의 핀이론이 열교환기에 타당한가에 대한 연구는 찾기 어렵다. 그럼에도 불구하고 Webb⁽¹³⁾은 기저부 일정온도 조건과 핀 일정온도 조건에서 얻어진 순수열전달계수에 대한 결과를 가지고 실험관계식을 도출한 바 있다. 또한 Wang 등⁽⁵⁾은 현열열전달에서도 검증되지 않은 핀이론을 제습열전달(dehumidified heat transfer)인 경우에도 순수열전달계수를 구하기 위하여 확대하여 적용하고 있다.

본 연구에서는 기존의 핀 이론이 열교환기의 해석 즉, 환효율과 순수열전달계수의 예측에 적합한지를 판별하는 것을 주목적으로 하였다. 이를 위하여 환효율을 명확히 알고 있는 가장 간단한 형태의 열교환기에 대하여 수치실험을 수행하였다. 수치계산 결과를 토대로 열교환기에서의 환효율의 정의와 그 타당성을 검토하였다. 또한 열교환기에서 순수열전달계수를 예측하기 위한 기존의 모델을 검토하고 보다 타당한 모델을 제시하였다.

2. 해석 대상 및 환효율

2.1 해석 대상

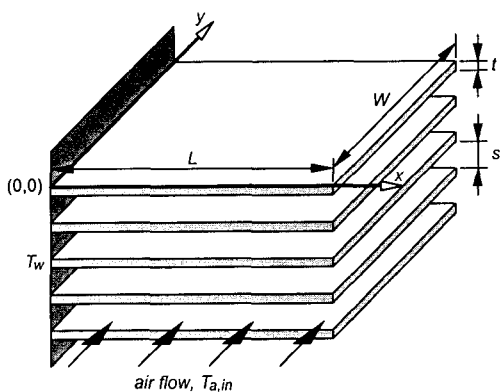


Fig. 1 Schematic diagram of the test model.

본 연구의 해석 대상은 Fig. 1과 같다. 주된 열전도 방향으로 일정한 단면적을 갖는 다수의 판형 환이 일정한 온도(T_w)를 갖는 기저부에 부착되어 있다. 유체의 흐름은 면과 평행하게 흘러서 환 내부에서 열전도와 유체 흐름에서의 대류열전달은 직교류의 형태이다. 열교환기의 규격은 가정용 공조기의 환-관 열교환기(finned-tube heat exchanger)의 성능과 규격을 판형 환으로 변환할 경우 유사한 성능을 갖도록 기준 시료의 규격과 조건을 정하였다. 본 연구의 기준시료의 조건과 수치실험 범위는 Table 1과 같다. 수치실험의 영역은 기준시료의 조건으로부터 일반적인 열교환기의 적용 범위에 맞도록 무차원수를 조절하기 위하여 유체의 속도, 환의 두께, 환의 열전도율을 변화시켰다.

2.2 이론적 환효율

Fig. 1과 같이 환의 단면(A_c)이 길이방향으로 일정한 형상에 대하여 주위의 유체온도($T_{a,in}$)와 열전달계수(h)가 일정한 경우 아래와 같은 경계 조건에 대하여 이론적 환효율(η_{th})은 다음과 같이 구해진다.⁽¹⁴⁾

$$x=0 : T_f = T_w \quad (1)$$

$$x=L : \frac{\partial T_f}{\partial x} = 0 \quad (2)$$

$$\eta_{th} = \frac{\tanh mL}{mL} \quad (3)$$

여기서 T_f , T_w , L 은 환의 온도, 환 기저부의 온도

Table 1 Dimensions and test conditions of the heat exchangers in the present work

Parameter	Unit	Dimension or range
Length of fin, L	mm	5.0
Width of fin, W	mm	5.0
Thickness of fin, t	mm	0.03, 0.05, 0.085, 0.1*
Space between fins, s	mm	1.0
Thermal conductivity of fin, k	W/m.K	40, 80, 160, 200*
Heat transfer coefficient, h	W/m ² .K	100
Density of fluid, ρ	kg/m ³	1.0
Velocity of fluid, V	m/s	0.4, 0.6, 1.0*, 10.0
Heat capacity of fluid, c_p	J/kg.K	1000
Wall temperature, T_w	°C	1.0
Inlet fluid temperature, $T_{a,in}$	°C	0.0

* Reference condition

및 환의 길이를 나타낸다. 이론적 환효율은 다음과 같이 정의된 것이다.⁽¹⁴⁾

$$\eta_{th} = \frac{Q}{Q_{max}} \quad (4)$$

$$= \frac{\text{actual heat transfer}}{\text{maximum possible heat transfer}}$$

식(3)에서 이론적 환효율에 관련된 무차원 매개인자(mL)는 다음과 같이 정의된다.

$$mL = \left(\frac{hP}{kA_c} \right)^{1/2} L \quad (5)$$

여기서 h , P , k 는 각각 주위 유체와 환사이의 열전달계수, 한 단면에서 환의 주변길이, 환의 열전도율이다.

3. 수치실험

본 수치실험의 기본 개념은 열교환기에서 식(3)으로 표현된 기존의 환 이론이 적용가능하나 그리고 기존의 환 이론에 사용한 세 가지 가정이 유효한 것인가를 판별하기 위한 것이다. Fig.1과 같은 일정단면을 갖는 다수의 환이 고체벽면에 부착된 단순한 형상을 갖고 있는 판형 열교환기

의 모형에 대하여 아래와 같이 가정하였다.

- (1) 환과 유체사이의 열전달계수는 알고 있으며,
- (2) 열전달계수는 환의 전표면에 대하여 균일하거나 또는 환의 길이방향(y)으로 -0.5 지수의 관계를 갖으며,
- (3) 환 내부에서는 2차원 열전도이며,
- (4) 유체의 온도는 흐름방향으로 에너지균형에 의하여 변화하며,
- (5) 유체는 열적으로 혼합되지 않고,
- (6) 모든 물성치는 일정하다.

위의 가정(3)에서 열전달계수에 대한 표현식이 일반적인 것은 아니지만 본 연구에서는 가장 간단한 불균일 열전달계수의 경계조건을 주기 위하여 층류평판유동에 대한 식을 적용하였다. 환에 스트립(strip) 또는 루버(lover)가 있는 실제의 열교환기에서는 국부열전달계수가 매우 불균일하다.

환과 유체흐름에서 에너지균형식은 각각 다음과 같다.

$$\frac{\partial^2 T_f}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T_f}{\partial y^2} - 2 \frac{\hat{h}}{kt} (T_f - T_a) = 0, \quad (6)$$

$$\rho V s c_p \frac{\partial T_a}{\partial y} = 2 \hat{h} (T_f - T_a) \quad (7)$$

여기서 ρ, V, s, c_p, t 는 각각 유체의 밀도와 속도, 환 사이의 간격, 유체의 비열과 환의 두께를 나타낸다. 그리고 \hat{h} 는 수치계산에서 주어진 기지의 열전달계수이다. 환과 유체의 경계조건은 다음과 같다.

$$x=0 : T_f = T_w = 1, \quad y=0 : T_a = T_{a,in} = 0 \quad (8)$$

$$x=L : \frac{\partial T_f}{\partial x} = 0 \quad (9)$$

$$y=0 \quad \text{and} \quad y=W : \frac{\partial T_f}{\partial y} = 0 \quad (10)$$

여기서 좌표와 환의 규격은 Fig. 1과 같다. 기저부를 제외한 환의 가장자리 면에서의 실제의 열전달면적은 없다고 가정하여 식(9) 및 (10)과 같이 단열조건을 적용하였다.

위에서 제시한 환과 유체의 온도는 유한차분법(finite difference method)으로 계산하였다. 계산

방식은 Patanker⁽¹⁵⁾의 알고리즘을 이용하였다. 직교좌표계에 대하여 유체의 입구와 환의 기저부 근처에서 조밀하게 하는 불균일격자계를 이용하였다. 환과 유체의 온도에 대하여 엇갈림 격자를 사용하였고 격자의 수에 따른 오차의 검토를 통하여 격자 수는 30 X 30을 기본으로 하였고, 낮은 환효율과 높은 NTU에 대하여서는 60 X 60으로 하였다. 수렴 판별은 에너지균형식의 잔류량이 10^{-6} 이하이고 환과 유체 측의 총 에너지균형이 0.01 % 이하인 조건으로 하였다.

4. 결과 및 고찰

4.1 환 및 유체의 온도 분포

Fig. 2는 기존의 환 이론의 적용 조건과 같이 균일한 열전달계수에 대하여 환에 외부유동이 있는 경우에 대한 환 표면온도분포이다. 여기서 무차원 환 평균온도는 다음과 같이 정의된다.

$$\overline{T_f^*} = (\overline{T_f} - T_{a,in}) / (T_w - T_{a,in}) \quad (11)$$

계산된 온도분포는 환의 길이방향(x)으로만 변화하며 이론적 환효율(η_{th})과 무차원 환의 평균 온도($\overline{T_f^*}$)는 0.924로 서로 같다. 따라서 기존의

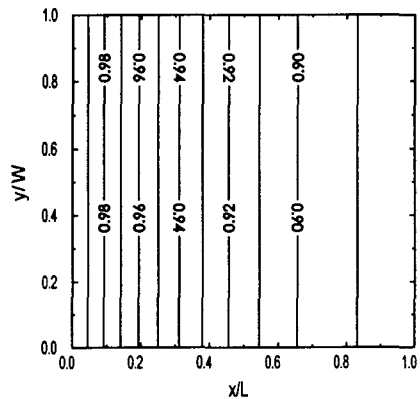


Fig. 2 Fin temperature distribution of external flow condition(NTU→0, $B_{iW}=1.25 \times 10^{-3}$, $B_{iL}=5.0 \times 10^{-5}$, $\hat{h}=100 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$, $\eta_{th} = \eta_{HEX} = 0.924$, $\overline{T_f^*} = 0.924$.)

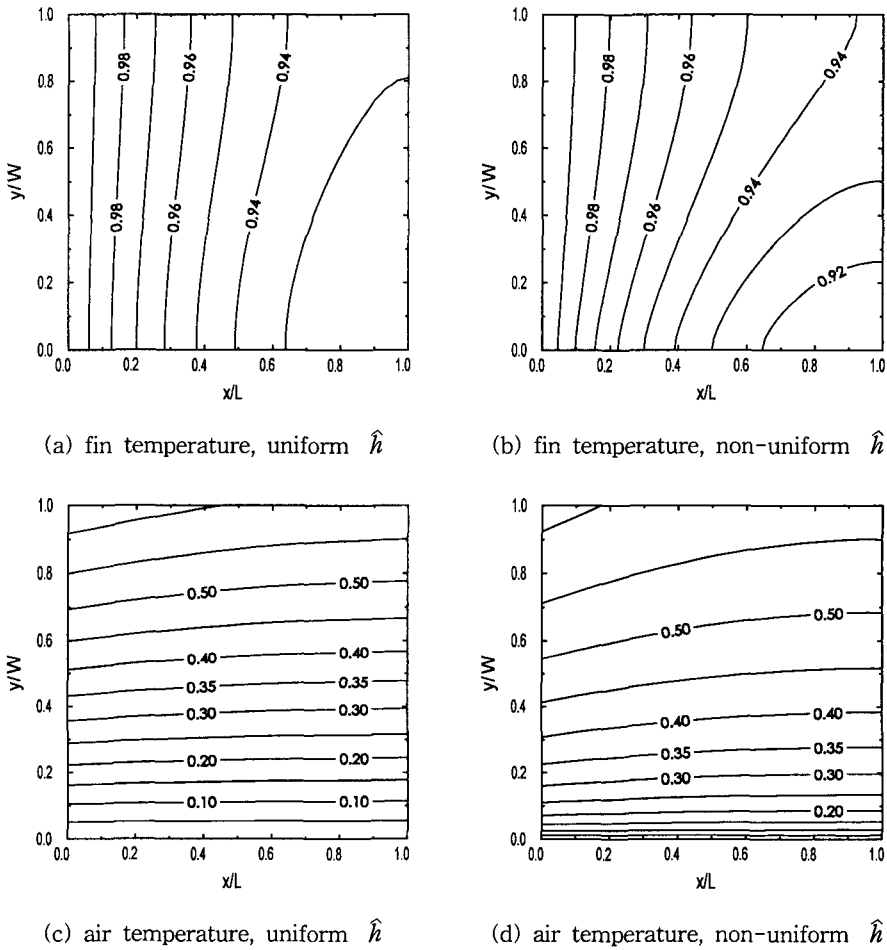


Fig. 3 Fin and air temperature distribution at $NTU=1.0$, $Bi_f=1.25 \times 10^{-3}$, $Bi_r=5.0 \times 10^{-5}$, $\eta_{th}=0.924$, $\hat{h}=100 \text{ W/m}^2\text{K}$, which have conditions of (a and c) uniform heat transfer coefficient ($\eta_{HEX} = 0.952$, $\overline{T}_f^*=0.953$), (b and d) non-uniform heat transfer coefficient $\hat{h}=3.54 y^{-0.5}$ ($\eta_{HEX}=0.948$, $\overline{T}_f^*=0.952$).

환 이론은 외부유동($NTU \rightarrow 0$)인 경우에 잘 일치한다.

Fig. 3(a-d)은 Fig.2와 동일한 열전달계수를 갖되 환 표면에 균일한 경우(a, c)와 불균일한 경우(b, d)에 대하여 환과 유체의 온도분포를 나타낸 것이다. 그림에서 환의 온도는 2차원 분포를 갖는다. 열전달계수가 불균일한 경우가 균일한 경우보다 환의 선단($y \rightarrow 0$)에서 보다 온도가 낮으며 Fig. 2의 외부유동($\overline{T}_a=0$)에 비교할 때 그 차이가 크다. 무차원 환 평균온도는 외부유동의 경

우($\overline{T}_f^*=0.924$)보다 실제 열교환기의 경우($\overline{T}_f^*=0.952$ 또는 0.953)가 높다. 또한 유체의 온도는 열전달계수가 불균일한 경우가 균일한 경우보다 입구영역($y \rightarrow 0$)에서 급하게 변화하는 것을 알 수 있다. 이로부터 식(3)으로 표현되는 기존의 환 이론은 외부유동($NTU \rightarrow 0$)에만 적용할 수 있고 그렇지 않은 경우에는 무차원 환 평균온도와 환효율은 일치하지 않는다는 것을 알 수 있었다.

4.2 열교환기에서 환효율의 정의

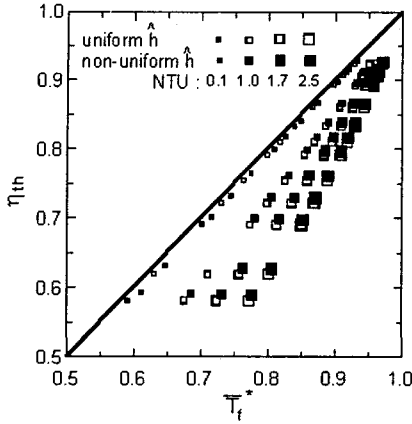


Fig. 4 Comparison of the theoretical fin efficiency and the normalized fin temperature for the uniform and non-uniform heat transfer coefficients.

Fig.4는 실제 열교환기에서 무차원 흰 평균온도(\overline{T}_f^*)와 이론적 흰효율(η_{th})과의 관계를 표시한 것이다. 무차원 흰 평균온도는 이론적 흰효율보다 크거나 같다. 그 편차는 NTU가 증가할수록 커짐을 알 수 있다.

식(4)에서 정의된 흰효율을 열교환기에 적용한다면 다음과 같이 정리할 수 있다. 주어진 흰을 가지고 최대한 열전달할 수 있는 양은 흰의 열전도율이 무한대($k \rightarrow \infty$)일 때의 열전달량($Q_{k \rightarrow \infty}$)이 되는 것이 자명하다. 흰의 열전도율이 무한대이면 흰의 온도는 전표면이 기저부의 온도 T_w 로 일정한 온도가 된다. 이는 상변화가 있는 유체와 열용량($\dot{m}c_p$)이 상대적으로 작은 유체간의 열전달과 상응한다. 흰의 열전도율이 무한대인 경우 흰을 상변화가 있는 유체로 가정할 수 있고, 유용도는 유동양식(예: 대향류, 평행류, 직교류 등)에 무관하다.⁽¹⁴⁾ 이를 임계유용도($\epsilon_{k \rightarrow \infty}$)라 하면 다음과 같이 표현된다.

$$\epsilon_{k \rightarrow \infty} = \frac{Q_{k \rightarrow \infty}}{Q_{\max}} = 1 - e^{-NTU} \quad (12)$$

실제 열교환기에서의 유용도는 다음과 같다⁽¹⁴⁾.

$$\epsilon = \frac{Q}{Q_{\max}} = \frac{(T_{a,ex} - T_{a,in})}{(T_w - T_{a,in})} \quad (13)$$

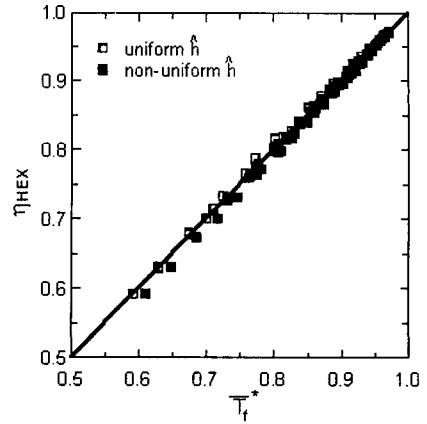


Fig. 5 Comparison of the fin efficiency of heat exchanger and the normalized fin temperature for the uniform and non-uniform heat transfer coefficients.

따라서 열교환기의 흰효율은 다음 식으로 표시할 수 있다.

$$\begin{aligned} \eta_{HEX} &= \frac{Q}{Q_{k \rightarrow \infty}} \\ &= \frac{\epsilon}{\epsilon_{k \rightarrow \infty}} \\ &= \frac{(T_{a,ex} - T_{a,in})}{(1 - e^{-NTU})(T_w - T_{a,in})} \end{aligned} \quad (14)$$

식(4)의 흰효율에 대한 기술은 열교환기에 대하여 열교환기에 대하여 아래의 식으로 표현하면 보다 명확하다.

$$\eta_{HEX} = \frac{\text{actual heat transfer}}{\text{heat transfer when the thermal conductivity of fin is infinite}} \quad (15)$$

본 연구에서 단위 흰 당 실제 열전달량은 유체의 입구와 출구온도로부터 다음과 같이 표현된다.

$$Q = \rho L s V c_p (T_{a,ex} - T_{a,in}) \quad (16)$$

Fig. 5는 Table 1의 본 수치실험 조건에 대하여 식(14)로 구한 열교환기의 흰효율을 무차원 흰 평균온도와 비교한 것이다. 그림에서 무차원 흰 평균온도는 실제 열교환기의 흰효율과 잘 일

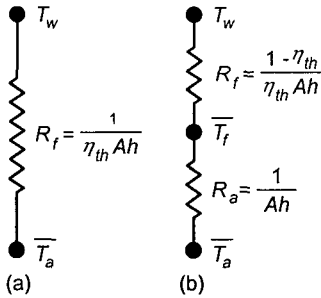


Fig. 6 Models to estimate the pure heat transfer coefficient, (a) previous model, (b) present model.

치하는 것을 알 수 있다. 본 수치실험 범위에서 두 값의 표준편차는 균일한 열전달계수인 경우에는 0.5% 이었고 불균일 열전달계수인 경우에는 0.9% 이었다. 또한 두 값의 차이는 환효율이 낮을수록 증가하는 경향을 보였다. 이로부터 다음과 같은 근사식을 얻을 수 있다.

$$\eta_{HEX} \approx \overline{T}_f^* \quad (17)$$

4.3 순수열전달계수의 예측모델

환으로부터 열전달을 도식화하면 Fig.6과 같다. 그림에서 좌측은 기존의 모델⁽¹⁴⁾이며 우측의 그림은 본 연구에서 제시한 모델을 도식화한 것이다. 기존의 이론에서 환을 통한 열전달은 다음과 같이 표현하고 있다.

$$Q = \eta_{th} Ah (T_w - \overline{T}_a) \quad (18)$$

여기서 $(T_w - \overline{T}_a)$ 는 유체의 입구와 출구온도 및 기저부의 온도로 정의된 대수평균온도차이다. 식(18)에서 환의 열저항(R_f)은 $1/\eta_{th} Ah$ 로 정의된다. 본 연구에서는 기저부와 환사이의 전도열저항(R_f)과 환과 유체사이에 대류열저항(R_a)이 직렬로 연결된 것으로 가정하였다. 기저부의 온도와 유체 평균온도사이에는 다음과 같이 표현된다.

$$Q = \frac{\eta_{th} Ah (T_w - \overline{T}_f)}{1 - \eta_{th}} \quad (19)$$

$$Q = Ah (\overline{T}_f - \overline{T}_a) \quad (20)$$

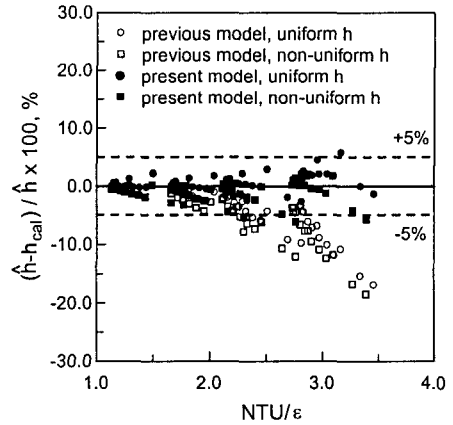


Fig. 7 Comparison of errors in the prediction of the heat transfer coefficient according to the models and the uniform and non-uniform heat transfer coefficients.

본 연구에서는 기저의 열전달계수(\hat{h})를 가지고 수치실험을 수행하여 열전달량, 유체의 입구와 출구온도를 계산하였다. 실제 열교환기의 실험에서는 열전달량(Q), 기저부의 온도(T_w), 유체의 입구($T_{a,in}$)와 출구온도($T_{a,ex}$)를 가지고 순수열전달계수(h_{cal})를 계산할 것이다. 본 수치실험의 결과(즉 열전달량, 기저부의 온도, 유체의 입구와 출구온도)로 순수열전달계수(h_{cal})의 예측에서 기저의 열전달계수(\hat{h})와 비교하여 두 모델의 타당성을 검증할 수 있다. 기존의 모델(식(3)과 식(18))과 본 연구의 모델(식(3), 식(17)과 식(19, 20))을 이용하여 열전달계수를 예측하여 그 오차를 Fig. 7에 비교하였다. 본 계산에서 식(3)으로 표현된 η_{th} 는 열전달계수의 함수이므로 반복계산이 필요하다. 비교 결과 기존의 모델은 열전달계수의 균일 또는 불균일에 관계없이 NTU/ϵ 가 작은 경우에는 오차가 무시할 만 하지만 큰 경우에는 참값과 비교할 때 20%까지 차이를 보였다. 이는 기존의 순수열전달계수의 예측에 오차가 있음을 부인할 수 없다. 불행하게도 실제의 열교환기는 NTU 가 큰 경우이므로 기존의 실험결과에서 측정된 순수열전달계수는 재검토가 절실히 필요하다. 본 연구에서 제안한 모델은 열전달계수를 본 연구의 범위에서 열전달계수의 균일 및 불균일과 관계없이 약 5% 이내의 오차를 보였다. 대부분의 경우에는 3% 이내의 오차를 보이고 있어서 열교

환기의 순수 열전달계수의 예측에 크게 기여할 것으로 사료된다.

특기할 것은 기존의 모델을 사용하였다 할지라도 흰 불이 열교환기의 유사한 범위에서 사용하여 역계산(열전달계수로부터 열전달량의 추산)의 경우에는 오차가 없을 수도 있다. 그러나 열전달계수가 도출된 조건과 상이한 조건으로 환산하는 경우에는 각별한 주의가 요구된다.

5. 맺음말

본 연구에서는 열교환기에서 기존의 흰효율의 정의와 순수열전달계수의 예측에서 그 타당성을 검토하기 위하여 단면이 일정한 판형 흰에 직교하여 흐르는 유체의 120 가지의 경우($0 \leq NTU < 2.5$, $0.5 < mL < 2$)에 대하여 수치실험을 수행하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) NTU가 0에 근접하는 경우에는 기존의 이론으로 구한 흰효율은 무차원 흰 평균온도와 거의 같으며 순수열전달계수도 잘 예측할 수 있다.

(2) 실제 열교환기와 같이 NTU가 큰 경우에는 기존의 이론적 흰효율은 흰 내부의 부차적인 열전도, 유체의 온도변화, 열전달계수의 불균일 등의 영향으로 실제의 흰효율을 예측하는 데는 어려움이 있다.

(3) 열교환기에서의 흰효율은 흰의 열전도율이 무한대인 경우의 열전달에 대한 실제 열전달율의 비로 정의하는 것이 보다 명확하다. 이와 같이 정의된 흰효율은 NTU와 열전달계수의 불균일 등에 관계없이 무차원 흰 평균온도와 거의 같다.

(4) 기존의 외부유동으로 가정하여 도출된 흰효율만으로 예측한 순수열전달계수는 NTU/ϵ 가 큰 경우에는 20%까지 오차를 유발할 수 있다. 본 연구에서 제안한 순수열전달계수 예측모델은 약 5% 이내로 예측이 가능하였다.

본 연구결과는 본 연구와 유사한 열교환기에 유용하며 적용범위를 확대하기 위해서는 보다 다양한 형태의 열교환기에 대하여 검토가 필요할 것이다.

참고문헌

1. Webb, R. L., 1994, Principles of Enhanced Heat Transfer, John Wiley and Sons, pp. 125-159.
2. Wang, C. C., Fu, W. L., and Chang, C. T., 1997, Heat transfer and friction characteristics of typical wavy fin-and-tube heat exchanger, Experimental Thermal and Fluid Science, Vol. 14, No.2, pp. 174-186.
3. Hatada, T., Ueda, U., Oouchi, T., and Shimizu, T., 1989, Improved heat transfer performance of air coolers by strip fins controlling air flow distribution, ASHRAE Transactions. Vol. 95, Part 1, pp. 166-170.
4. Wang, C. C., Chen, P. Y., and Jang, J. Y., 1996, Heat transfer and friction characteristic of convex-louver fin-and-tube heat exchanger, Experimental Heat Transfer, Vol. 9, pp. 61-78.
5. Wang, C. C., Lee, W. S., and Chang, C. T., 1997b, Heat and mass transfer for plate fin-and-tube heat exchanger with and without hydrophilic coating, Working Paper.
6. 강희찬, 김무환, 1997, 2열 흰 튜브 열교환기의 공기측 압력강하 및 열전달 특성 고찰을 위한 확대모형실험, 대한기계학회 논문집, 제 21권, pp. 113-124.
7. Kang, H. C. and Kim, M. H., 1996, An experimental study on the thermohydraulic characteristics of actual plane and strip fins for air-conditioner, Proceedings of the 3rd KSME-JSME Thermal Engineering Conference, Vol. 3, pp. 139-144.
8. 윤준원, 윤점열, 김무환, 1995, 흰-관 열교환기의 공기측 유동 및 전열특성에 관한 수치해석적 연구, 공기조화 냉동공학회 동계학술발표논문집, pp. 74-79.
9. Goldstein, L. Jr. and Sparrow, E. M., 1976, Experiments on the transfer characteristics of a corrugated fin and tube heat exchanger configuration, J. of Heat Transfer, Vol. 98, pp. 23-34.
10. Beecher, D. T. and Fagan, T. J., 1987, Effect of fin pattern on the air-side heat transfer coefficient in plate finned-tube heat exchangers, ASHRAE Transactions, Vol. 93,

- Part 2, pp. 1961-1984.
11. Ali, M. M. and Ramadhyani, S. 1992, Experiment on connective heat transfer in corrugate channels, *Experimental Heat Transfer*, vol. 5, pp. 175-193.
 12. Ito, M., Kimura, H. and Senshu, T., 1977, Development of high efficiency air-cooled heat exchanger, *Hitachi Review*, Vol. 26. pp. 323-327.
 13. Webb, R. L., 1990, Air-side heat transfer correlations for flat and wavy plate fin-and-tube geometries, *ASHRAE Transactions*, vol. 96, Part 2, pp. 445-449.
 14. Mills, A. F., 1995, *Heat and Mass Transfer*, Irwin.
 15. Patanker, S. V., 1980, *Numerical Heat Transfer and fluid Flow*, McGraw-Hill Inc.