

## 제습이 수반된 공조용 증발기 습표면의 열전달계수 데이터 리덕션

김 내 현<sup>†</sup>, 오 왕 규, 조 진 표, 박 환 영\*, 윤 백\*

인천대학교 기계공학과, \*삼성전자

### Data Reduction on the Air-side Heat Transfer Coefficients of Heat Exchangers under Dehumidifying Conditions

Nae-Hyun Kim<sup>†</sup>, Wang-Kyu Oh, Jin-Pyo Cho, Whan-Young Park\*, Beak Youn\*

Department of Mechanical Engineering, University of Incheon, Incheon 402-749, Korea

\*Samsung Electronics, Suwon 442-742, Korea

(Received July 6, 2002; revision received December 13, 2002)

**ABSTRACT:** Four different methods of reducing the heat transfer coefficients from experimental data under dehumidifying conditions are compared. The four methods consist of two different heat and mass transfer models and two different fin efficiency models. Data are obtained from two heat exchanger samples having plain fins or wave fins. Comparison of the data with the reduction methods revealed that the single potential heat and mass transfer model yielded the humidity independent heat transfer coefficients. Two different fin efficiency models – enthalpy model and humidity model – yielded approximately the same fin efficiencies and accordingly approximately the same heat transfer coefficients. The heat transfer coefficients under wet conditions were approximately the same as those of the dry conditions for the plain fin configuration. For the wave fin configuration, however, wet surface heat transfer coefficients were approximately 12% higher. The pressure drops of the wet surface were 10% to 45% larger than those of the dry surface.

**Key words:** Wet surface(습표면), Dehumidification(제습), Heat transfer coefficient(열전달계수), Data reduction(데이터 리덕션), Air-side(공기측)

#### 기 호 설 명

$A$	: 전열면적 [ $m^2$ ]	$i$	: 엔탈피 [ $kJ/kg$ ]
$b$	: 포화공기 엔탈피-온도 곡선의 기울기 [ $kJ/kgK$ ]	$j$	: Colburn $j$ 인자 [-]
$c_p$	: 비열 [ $kJ/kgK$ ]	$k$	: 열전도도 [ $W/mK$ ]
$f$	: 마찰계수 [-]	$Le$	: Lewis 수 [-]
$h$	: 열전달계수 [ $W/m^2K$ ]	$\dot{m}$	: 유량 [ $kg/s$ ]
		$N$	: 열수 [-]
		$NTU$	: 전달단위수 [-]
		$P$	: 둘레 [ $m$ ]
		$P_d$	: 절곡된 웨이브 길이 [ $m$ ]
		$P_f$	: 핀 핏치 [ $m$ ]
		$P_l$	: 흐름방향 튜브 핏치 [ $m$ ]

<sup>†</sup> Corresponding author

Tel.: +82-32-770-8420; fax: +82-32-770-8410

E-mail address: knh0001@incheon.ac.kr

$Pr$	: Prandtl 수
$P_t$	: 흐름에 직각방향 튜브 핏치 [m]
$q$	: 전열량 [W]
$r_c$	: 환을 포함한 튜브 반경 [m]
$Re_{eq}$	: 환형환의 상당직경 [m]
$Re$	: Reynolds 수
$RH$	: 상대습도
$t$	: 두께 [m]
$T$	: 온도 [K]
$U$	: 총괄열전달계수 [ $W/m^2K$ ]
$V$	: 열교환기 내부에서 공기 유속 [m/s]
$x$	: 열교환기 길이 [m]
$w$	: 절대습도 [ $kg/kg_{air}$ ]
$x_f$	: 웨이브 절곡 깊이[m]

#### 그리스 문자

$\Delta P$	: 압력손실 [Pa]
$\mu$	: 동점성계수 [ $kg/ms$ ]
$\eta$	: 환효율 [-]
$\eta_o$	: 표면효율 [-]
$\sigma$	: 축소계수 [-]

#### 하첨자

$a$	: 공기
$b$	: 환 기저부
$c$	: 환 칼라, 단면
$d$	: 건표면
$D$	: 관경, 확산
$db$	: 건구
$f$	: 환
$fg$	: 기액변화
$i$	: 관내측
$L$	: 잠열
$m$	: 평균
$ma$	: 공기-수증기 혼합물
$max$	: 최대
$min$	: 최소
$o$	: 관외측

$r$	: 관내측
$s$	: 표면, 현열
$t$	: 관벽, 환 상부
$w$	: 습표면, 물
$wb$	: 습구
$ww$	: 수증기

## 1. 서 론

환-관 열교환기는 구조가 간단하고 제작이 용이하여 가정용 및 산업용 공조기의 증발기 또는 응축기로 널리 사용된다. 이 경우 관 내로는 냉매가 흐르고 관 외측의 환 사이로는 공기가 흐른다. 열교환기가 증발기로 사용될 경우 환 표면의 온도가 입구 공기의 노점온도보다 낮게 되고 환 표면에는 결로에 의한 액막이 형성된다. 이러한 습표면의 열전달성능은 일반적으로 열 및 물질전달 해석을 통한 현열 열전달계수로 평가한다. 그런데 습표면의 경우는 건표면과 달리 해석에 여러 가지 가정이 포함되고 따라서 해석방법에 따라 최종 현열 열전달계수가 다른 값을 가질 수 있다.

습표면의 열 및 물질전달 현상과 환 효율 해석에는 여러 방법이 존재한다. 대표적인 열 및 물질전달 해석방법으로는 단일 포텐셜 모델과 이중 포텐셜 모델이 있다. 단일 포텐셜 모델은 열 및 물질전달이 공기와 습표면의 엔탈피 차에 의하여 이루어진다고 가정한 모델로 ARI에서 권장한 방법이다.<sup>(1)</sup> 이 방법에서는 현열 열전달계수가 총 전열량(현열과 잠열을 포함하는)으로부터 구해진다. 이중 포텐셜 모델은 McQuiston<sup>(2)</sup>에 의하여 제안되었는데 현열 전달은 온도차에 의하여, 잠열 전달은 습도차에 의하여 이루어진다고 생각하고 현열 전달량만을 가지고 현열 열전달계수를 구한다. 이 방법을 사용하면 잠열량으로부터 수증기 물질전달계수도 구할 수 있다.

환-관 열교환기 해석시 환효율이 필요하다. 습표면에서는 건표면과 달리 환 표면이 액막으로 덮여 있고 공기와 환 사이에서 열 및 물질전달이 동시에 일어난다. 습표면의 환효율에 대한 기존 모델은 크게 둘로 나눌 수 있다. 하나는 공기와 환 사이의 열전달이 엔탈피 차에 의해 이루어진다고 가정하고 엔탈피와 온도 사이의 관계를 규정한 엔탈피 모델이고 다른 하나는 공기와 환 사

Table 1 Previous studies on wet surface heat transfer of fin-and-tube heat exchangers

Investigators	Heat and mass transfer	Wet fin efficiency	Fin shape	Row	Fin pitch [mm]	Result
McQuiston <sup>(3)</sup>	Dual	Humidity	Plain	4	1.81~6.35	$h_d > h_w$ ( $P_f > 3.172$ mm) $h_d \approx h_w$ ( $P_f \leq 3.172$ mm)
Wang et al. <sup>(4)</sup>	Single	Enthalpy	Plain	2,4,6	1.82~3.2	$h_d \approx h_w$
Eckels and Rabas <sup>(5)</sup>	Single	Enthalpy	Wavy	3	1.97~3.13	$h_w > h_d$
Mirth et al. <sup>(6)</sup>	Single	Enthalpy	Wavy	4,8	1.61~3.2	$h_d \approx h_w$
Hong and Webb <sup>(7)</sup>	Dual	Humidity (Wu&Bong modification)	Wavy lanced louver	2,3	1.49~2.12	$h_d > h_w$

이의 열전달을 현열과 잠열로 나누고 잠열 해석시 습도와 온도 관계를 규정한 습도 모델이다. 엔탈피 모델은 ARI에서 추천하는 모델이고 습도 모델은 McQuiston에 의해 제안된 이후 다수의 연구자들에 의해 개선되어 왔다. 습표면 해석방법의 적절성을 확인하는 한 가지 방법은 시료입구의 습도를 변화시키며 실험한 후 이로부터 도출된 열전달계수가 습도의 영향을 받는지를 확인하는 방법이다. 일반적으로 강제대류 열전달계수가 구동 포텐셜(온도나 습도)에 무관함을 고려하면 적절한 습표면 해석을 통하여 도출된 열전달계수는 상대습도에 무관하게 일정하리라 판단된다. 습표면 현열 열전달계수( $h_w$ )와 건표면 열전달계수( $h_d$ )의 상대적 크기에 대해서는 기존 연구자들이 상이한 결과를 보고하고 있다. Table 1에 현-관 열교환기의 습표면 열전달에 관한 기존 연구결과들이 정리되어 있다. McQuiston<sup>(3)</sup>은 4열 평판 원 열교환기에 대한 습표면 실험에서 원 핏치가 3.172 mm 이상인 경우  $h_d$ 가  $h_w$ 보다 크다고 보고하였다. 이보다 작은 경우는 두 값이 유사하였다. 이때 열 및 물질전달 모델에는 이중 포텐셜 모델이 사용되었고 습표면 원 효율의 계산에는 습도 모델이 사용되었다. Wang et al.<sup>(4)</sup>은 2열, 4열, 6열 평판 원 열교환기에 대하여  $h_d$ 와  $h_w$ 가 유사하다고 보고하였다. 그들은 열 및 물질전달 모델에는 단일 포텐셜 모델을, 원 효율계산에는 엔탈피 모델을 사용하였다. Table 1에는

웨이브핀에 대한 습표면 실험자료<sup>(6-7)</sup> 나타나 있는데 각기 다른 경향을 보인다. 이러한 차이가 나는 중요한 이유로 데이터 리덕션시 사용된 열 및 물질전달과 원 효율 모델이 서로 다르다는 것을 지적할 수 있다.

본 연구에서는 열 및 물질전달 해석방법 두 가지(단일 포텐셜과 이중 포텐셜)와 원 효율 해석 방법 두 가지(엔탈피 모델과 습도 모델)의 총 네 가지 방법으로 열전달계수를 도출하고 그 결과를 비교, 검토하였다. 실험은 평판 원 열교환기와 웨이브 원 열교환기 두 종류에 대하여 수행하였다. Fig. 1에 본 연구에서 실험된 웨이브 핀의 형상이 나타나 있고 Table 2에는 본 연구에서 실험된 열

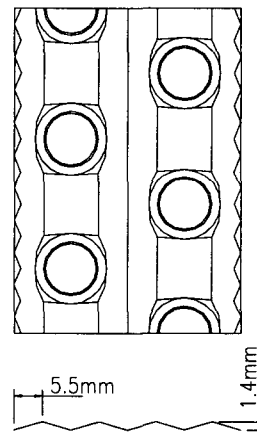


Fig. 1 Shape of the wave fin.

Table 2 Heat exchanger samples

Sample	$D_c$ [mm]	Fin shape	$P_t$ [mm]	$P_l$ [mm]	$P_f$ [mm]	$t_f$ [mm]	$N$	$x_f$ [mm]	$P_d$ [mm]
1	7.3	plain	21	12.5	1.49	0.115	2	-	-
2	10.3	wave	25.4	22	1.49	0.15	2	1.4	5.5

교환기 제원을 나타내었다. 흰 표면은 제습성을 향상시키기 위하여 실리카 계열 친수코팅 처리를 하였다. 건표면 실험도 수행하여 열전달계수의 상대적 크기를 비교하였다.

## 2. 실험장치 및 방법

실험장치의 개략도는 Fig. 2에 나타나 있다. 본 실험에 사용된 실험장치는 흡입식 풍동으로 물순환회로와 조절장치, 자료획득장치로 구성된다. 실험장치는 항온항습 챔버 내에 설치되어 입구측 온습도를 조절한다. 열교환기 입출구 온습도는 ASHRAE 41.1에 규정된 샘플링 방법에 의하여 측정된다. 관 내측 물의 온도와 유량은 챔버 외부에 설치된 항온조(5 RT급)에서 조절된다. 물과 공기의 온도는 교정된 Pt-100  $\Omega$  센서로 측정한다. 온도계의 정밀도는  $\pm 0.1^\circ\text{C}$ 이다. 물측 유량은 0.0015 L/s의 질량유량계로 측정된다. 열교환기 시료의 압력손실은 교정된 차압계로 측정한다. 공기측 풍량은 ASHRAE 41.2에 규정된 노즐차압을 이용하여 측정한다. 노즐차압계의 정도는  $\pm 1\text{ Pa}$ 이다. 실험중 물의 입구 온도는  $6^\circ\text{C}$ (건표면 실험시는  $60^\circ\text{C}$ )로 유지하였고 챔버의 온습도는  $27^\circ\text{C}$ , 60% RH(건표면 실험시는  $21^\circ\text{C}$ , 50% RH)로 유지하였다. 열교환기의 전방풍속은 0.3 m/s 에서 3.5

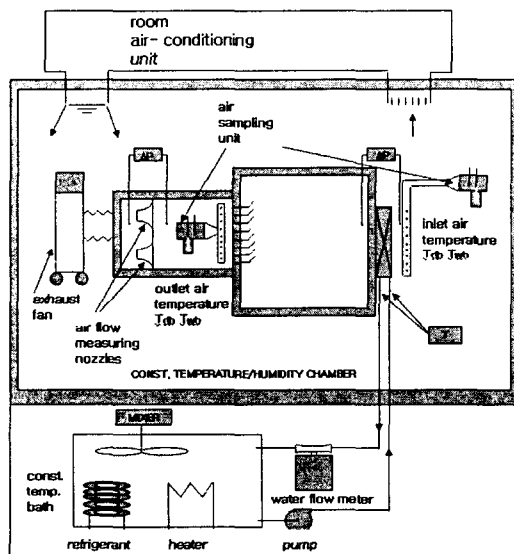


Fig. 2 Schematic drawing of the experimental setup.

Table 3 Experimental errors

Parameter	Max. uncertainties
Temperature	$\pm 1^\circ\text{C}$
Differential pressure	$\pm 1\text{ Pa}$
Water flow rate	$\pm 1.5 \times 10^{-6}\text{ m}^3/\text{s}$
$Re_{Dc}$	$\pm 2\%$
$f$	$\pm 10\%$
$j$	$\pm 12\%$

m/s로 14구간으로 나누어서 측정하였다. 실험중 공기와 물측 열평형은 풍속이 작을수록 증가하였는데 최대  $\pm 5\%$  이내에서 일치하였다. 실험중 계측기로부터의 신호는 자료획득장치(하이브리드 레코더)에서 처리되고 추후 계산을 위하여 PC에 저장되었다. ASHRAE 41.5에 따라 실험오차 해석을 수행하였고 그 결과가 Table 3에 나타나 있다. 마찰계수의 오차는 주로 차압계( $\pm 10\%$ )에 의한 것이었고 열전달계수의 오차는 주로 관 내측 상관식의 오차( $\pm 10\%$ )에 기인하였다. 실험오차는 Reynolds 수가 감소할수록 증가하였다.

## 3. 실험결과 처리방법

### 3.1 건표면

본 연구에 사용된 대향직교류 열교환기의 경우 공기측 열전달계수는 다음과 같이 구해진다.<sup>(11)</sup>

$$UA = \{(\dot{m}c_p)_{air}NTU_2\} \quad (1)$$

$$NTU_2 = -2 \ln(1 - K) \quad (2)$$

여기서  $K$ 는 열수에 따라 아래 식으로 구해진다.

$$2\text{열} : \frac{K}{2} + \left(1 - \frac{K}{2}\right) \exp(2KR) = \frac{1}{1 - RP} \quad (3)$$

$$3\text{열} : K \left[1 - \frac{K}{4} - RK \left(1 - \frac{K}{2}\right)\right] \exp(KR) + \left(1 - \frac{K}{2}\right)^2 \exp(3KR) = \frac{1}{1 - RP} \quad (4)$$

$$R = \frac{T_{r,in} - T_{r,out}}{T_{air,in} - T_{air,out}} \quad (5)$$

$$P = \frac{T_{air,out} - T_{air,in}}{T_{r,in} - T_{air,out}} \quad (6)$$

1열 열교환기의 경우 직교류의  $\epsilon$ -NTU 관계식을 사용한다.  $UA$ 가 구해지면 공기측 열전달계수는 아래 식으로 구한다.

$$\frac{1}{\eta_o h_o A_o} = \frac{1}{UA} - \frac{1}{h_i A_i} - \frac{t}{kA_t} \quad (7)$$

관 내측에는 평활관이 사용되었는데 Gnielinski<sup>(12)</sup> 식을 사용하여  $h_i$ 를 구한다. 식(7)의  $\eta_o$ 는 표면효율로 아래 식으로 구한다.

$$\eta_o = 1 - \frac{A_f}{A_o} (1 - \eta) \quad (8)$$

회효율은 Schmidt 식<sup>(13)</sup>을 사용하였다.

$$\eta = \frac{\tanh(mr_c \phi)}{mr_c \phi} \quad (9)$$

$$m = \sqrt{\frac{2h_o}{k_f t_f}} \quad (10)$$

$$\phi = \left( \frac{Re_{eq}}{r_c} - 1 \right) \left[ 1 + 0.35 \ln \left( \frac{Re_{eq}}{r_c} \right) \right] \quad (11)$$

1열 :

$$\frac{Re_{eq}}{r_c} = 1.28 \frac{P_t}{r_c} \left( \frac{\sqrt{(P_t/2)^2 + P_t^2}}{P_t} - 0.2 \right)^{0.5} \quad (12)$$

2열 이상 :

$$\frac{Re_{eq}}{r_c} = 1.27 \frac{P_t}{r_c} \left( \frac{\sqrt{(P_t/2)^2 + P_t^2}}{P_t} - 0.3 \right)^{0.5} \quad (13)$$

열전달계수는 관례상  $j$ 인자로 나타낸다.

$$Re_{Dc} = \frac{\rho_a V_{max} D_c}{\mu_a} \quad (14)$$

$$j = \frac{h_o}{\rho_a V_{max} c_{pa}} Pr_a^{2/3} \quad (15)$$

마찰계수는 아래 식으로 구한다.

$$f = \frac{A_c}{A_o} \frac{\rho_m}{\rho_{in}} \left[ \frac{2\Delta P \rho_{in}}{(\rho_m V_{max})^2} - (1 + \sigma^2) \left( \frac{\rho_{in}}{\rho_{out}} - 1 \right) \right] \quad (16)$$

### 3.2 습표면의 열 및 물질전달

#### 3.2.1 단일 포텐셜 모델

습표면의 열전달 과정에 대한 개략도가 Fig. 3에 나타나 있다. 습공기는 관 표면을 지나면서 냉각, 제습된다. 이때 미소면적  $dA$ 에 대해 전열량은 다음 식으로 나타낼 수 있다.

$$dq = [h(T_a - T_s) + h_D(w_a - w_s)(i_{wv}(T_a) - i_w(T_s))]dA \quad (17)$$

여기서  $h$ 는 현열 열전달계수이고  $h_D$ 는 물질전달 계수이다. 식(17)의 첫번째 항은 현열 열전달을, 두번째 항은 수증기를 냉각, 응축하는 데 필요한 열량을 의미한다. 두번째 항의  $[i_{wv}(T_a) - i_w(T_s)]$ 는 응축잠열  $i_{fg}$ 와 거의 같은 값을 가진다.

$$dq = [h(T_a - T_s) + h_D(w_a - w_s)i_{fg}]dA \quad (18)$$

만일  $h$ 와  $h_D$ 를 안다면 식(18)로부터 전열량을 구할 수 있다. 일반적으로  $h_D$ 는 잘 알려져 있지 않고 현열 열전달계수  $h$ 로부터 아래의 열 및 물질 전달 상사에 의해 구한다.

$$h_D = \frac{h}{c_{p,ma} Le^{1-n}} \quad (19)$$

여기서  $n$ 은 열전달 상관식에 나타나는 Prandtl 수의 지수로 일반적으로 1/3이 사용된다. 식(19)를 사용하면 식(18)은 다음과 같이 된다.

$$dq = \left[ h(T_a - T_s) + \frac{hi_{fg}}{c_{p,ma} Le^{1-n}} (w_a - w_s) \right] dA \quad (20)$$

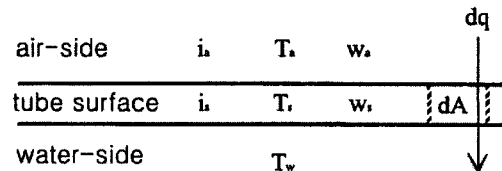


Fig. 3 A sketch illustrating the heat and mass transfer on the wet surface.

Table 4 Definition of  $\epsilon$  and NTU for wet surface heat transfer

	Sensible heat	Total heat	Latent heat
Driving potential	$\Delta T$	$\Delta i$	$\Delta w$
Effectiveness ( $\epsilon$ )	$\frac{Q_{sens}}{C_{min}(T_{r,in} - T_{a,in})}$	$\frac{Q_{tot}}{C_{min}(T_{a,in} - T_{r,in})}$	$\frac{Q_{lat}}{C_{min}(w_{a,in} - w_{s,in})}$
NTU	$\frac{UA}{C_{min}}$	$\frac{UA}{C_{min}}$	$\frac{UA}{C_{min}}$
C	$C_a = (\dot{m}c_p)_a$ $C_r = (\dot{m}c_p)_r$	$C_a = \dot{m}_a$ $C_r = \frac{(\dot{m}c_p)_r}{b_r}$	$C_a = \dot{m}_a i_{fg}$ $C_s = \dot{m}_a i_{fg} \frac{\Delta w_{air}}{\Delta w_{surface}}$

식(20)은 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$dq = \frac{h}{c_{p_{ma}}} \left[ \left\{ c_{p_{ma}} T_a + \frac{i_{fg} w_a}{Le^{1-n}} \right\} - \left\{ c_{p_{ma}} T_s + \frac{i_{fg} w_s}{Le^{1-n}} \right\} \right] dA \quad (21)$$

습공기의 엔탈피는 아래 식으로 나타낼 수 있다.

$$i_a = c_{p_{ma}} T_a + w_a i_{fg} \quad (22)$$

식(21)을 사용하면 식(22)는 다음의 식으로 정리된다.

$$dq = \frac{h}{c_{p_{ma}}} [(i_a - i_s) + (w_s - w_a) i_{fg} (1 - Le^{n-1})] dA \quad (23)$$

식(23)의 두번째 항은 전체의 3~4% 정도밖에 차지하지 않으므로 이 항을 생략할 경우 식(23)은 아래와 같이 된다.

$$dq = \frac{h}{c_{p_{ma}}} (i_a - i_s) dA \quad (24)$$

식(24)는 습표면 열전달이 공기와 습표면의 엔탈피 차이에 의해 구동된다는 것을 의미하는데 ARI<sup>(1)</sup>에서도 이 방법을 추천하고 있다.

습표면의 경우 열전달이 엔탈피 차에 의해 이루어지므로 온도차에 의해 열전달이 일어나는 건표면과는 다르게  $\epsilon$  과 NTU를 정의할 필요가 있다. Table 4에 이에 관해 정리하였다. 대향직교류형

열교환기의 경우 건표면과 마찬가지로 Taborek<sup>(11)</sup>의 식을 사용하여 열교환기를 해석한다. 하지만 이때 새롭게 정의된  $\epsilon$  과 NTU를 사용해야 한다.

$$UA = \dot{m}_a NTU_2 \quad (25)$$

$$NTU_2 = -2 \ln(1 - K) \quad (26)$$

$K$ 에 관한 식은 건표면의 경우 식(3), (4)와 같다. 하지만  $R$  과  $P$ 는 온도 대신 엔탈피를 사용해야 한다.

$$R = \frac{i_{r,in} - i_{r,out}}{i_{a,out} - i_{a,in}} \quad (27)$$

$$P = \frac{i_{a,out} - i_{a,in}}{i_{r,in} - i_{a,in}} \quad (28)$$

위 식에서  $i_r$ 은 관 내측 물 온도에서의 포화 습공기의 엔탈피이다.  $UA$ 가 구해지면 공기측 열전달계수를 아래 식으로 구할 수 있다.

$$\frac{b_{w,m}}{\eta_o h_w A_o} = \frac{1}{UA} - \frac{b_r}{h_i A_i} - \frac{b_t t}{k A_t} \quad (29)$$

여기서  $b_r$ ,  $b_t$ ,  $b_{w,m}$ 은 포화공기의 엔탈피-온도곡선의 구배로 각각 평균 물온도, 평균 관벽온도, 평균 액막온도에서의 값이다.

### 3.2.2 이중 포텐셜 모델

McQuiston<sup>(2)</sup>은 습표면에서의 열전달을 현열열전달과 잠열열전달로 나누어 고려하였다. 식(18)로부터

$$dq = dq_s + dq_L \quad (30)$$

$$dq_s = h(T_a - T_s)dA \quad (31)$$

$$dq_L = h_D(w_a - w_s)i_{fg} dA \quad (32)$$

총 현열열전달량은 다음 식과 같이 된다.

$$q_s = \dot{m}_a c_{p_a}(T_{a,in} - T_{a,out}) \quad (33)$$

대향 직교류의 경우  $\epsilon$ -NTU 관계식은 식(1)~(6)과 같고 이로부터 구해진  $UA$ 로부터 습표면 현열열전달계수는 다음과 같이 구해진다.

$$\frac{1}{\eta_o h_w A_o} = \frac{1}{UA} - \frac{1}{h_i A_i} - \frac{t}{kA_t} \quad (34)$$

$$\eta_o = 1 - \frac{A_f}{A_o}(1 - \eta_w) \quad (35)$$

### 3.3 습표면의 환 효율

#### 3.3.1 엔탈피 모델

식(24)를 환의 미소면적에 적용하면 다음과 같은 식이 된다.

$$dq = \frac{h}{c_{p_m}}(i_a - i_{s,f})dA_f \quad (36)$$

환에서 전도 열전달은 온도차로써 나타나므로 식(36)을 온도와 연관시킬 필요가 있다.

$$m' = \frac{i_a - i_{s,f}}{T_{wb,a} - T_{s,f}} \quad (37)$$

여기서,  $T_{wb,a}$ 는 공기의 습구온도이다. Fig. 4에  $m'$ 이 개략적으로 나타나 있다. 식(37)을 사용하면 식(36)은 식(38)과 같이 된다.

$$dq = \frac{hm'}{c_{p_m}}(T_{wb,a} - T_{s,f})dA \quad (38)$$

Ware and Hacha<sup>(14)</sup>는  $m'$ 을 하기의  $m''$ 으로 대체할 것을 제안한 바 있는데 이 값은 환 표면 평균 온도에서 엔탈피-포화 온도곡선의 기울기를 의미한다. Fig. 4에  $m''$ 이 나타나 있다.

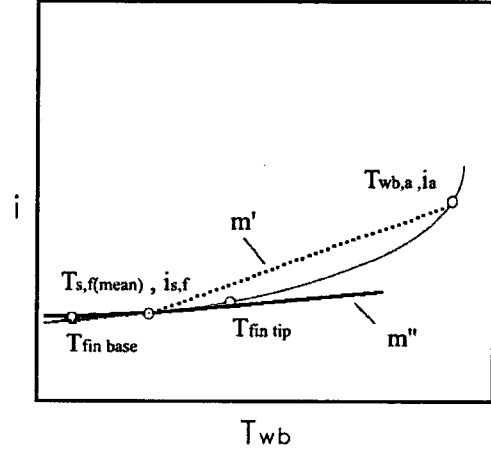


Fig. 4 Air enthalpy-saturation temperature curve illustrating  $m''$ .

$$m' \cong m'' \equiv \left[ \frac{di}{dT} \right]_{T_{i,m}} \quad (39)$$

식(38)은 식(39)를 사용하면 다음과 같이 된다.

$$dq = h_{eff}(T_{wb,a} - T_{s,f})dA \quad (40)$$

$$h_{eff} \equiv \frac{hm''}{c_{p_m}} \quad (41)$$

식(40)을 환의 미소면적에 적용하면 환의 온도분포에 대한 미분방정식을 다음과 같이 구할 수 있다.

$$\frac{d^2T}{dx^2} - \frac{h_{eff}P}{k_f A_c}(T_{wb,a} - T_f) \quad (42)$$

식(42)는 건구온도 대신에 습구온도가 사용되었다는 것을 제외하곤 건표면의 환 온도분포를 구하는 식과 동일하다. 따라서 환 효율은 다음과 같이 된다.

$$\phi = \frac{\tanh(mL)}{mL} \quad (43)$$

$$m^2 = \frac{h_{eff}P}{k_f A_c} \cong \frac{2h_{eff}}{k_f t} \quad (44)$$

#### 3.3.2 습도 모델

식(35)는 습표면 환 효율  $\eta_w$ 를 포함하고 있는

데 McQuiston<sup>(2)</sup>은 아래와 같은 방법으로 구할 것을 제안하였다. 식(18)을 미소 흰 면적에 적용하면 아래의 미분방정식을 얻는다.

$$\frac{d^2 T_f}{dx^2} - \frac{hP}{k_f A_c} (T_f - T_a) - \frac{h_D P i_{fg}}{k_f A_c} (w_f - w_a) = 0 \quad (45)$$

식(45)의 해를 구하기 위해서는 절대습도와 건구온도 사이의 관계식이 필요한데 McQuiston은 이를 아래의  $C$ 인자로써 나타내었다.

$$C \equiv \frac{w_f - w_a}{T_f - T_a} \quad (46)$$

식(46)을 사용하면 식(45)는 다음과 같이 정리된다.

$$M^2 = \frac{hP}{k_f A_c} \left[ 1 + \frac{C i_{fg}}{c_{p,m} Le^{1-n}} \right] \quad (47)$$

$$\frac{d^2 T}{dx^2} - M^2 (T_f - T_a) = 0 \quad (48)$$

일반적으로  $C$ 는 흰 길이 방향으로 다른 값을 가지게 된다. Fig. 5는 흰 기저부와 흰 상부에서  $C$  값이 다를 수 있음을 보여준다. McQuiston은  $C$ 를 흰 전체에 일정하다고 가정하고 기저부의 값을 사용할 것을 제안하였다. Wu and Bong,<sup>(15)</sup> Mirth

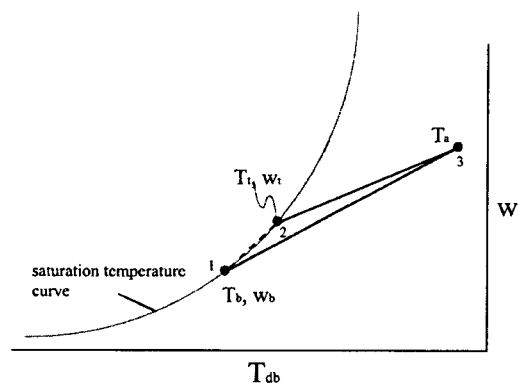


Fig. 5 Air humidity ratio-saturation temperature illustrating  $C$ .

and Ramadhyani<sup>(6)</sup>은 개선된 모델을 제안한 바 있다.

McQuiston 모델을 사용하면 물질전달계수  $h_D$  값도 실험자료로부터 구할 수 있다. 이때 사용되어야 할  $\epsilon$ 과  $NTU_2$ 는 Table 2에 정리한 것과 같다.

$$q_{lat} = q - q_{sens} \quad (49)$$

$$h_D A = (\dot{m} i_{fg})_{air} NTU_2 \quad (50)$$

$$NTU_2 = -2 \ln(1 - K) \quad (51)$$

이때  $R$ 과  $P$ 는 다음과 같이 정의된다.

$$R = \frac{w_{s,in} - w_{s,out}}{w_{a,out} - w_{a,in}} \quad (52)$$

$$P = \frac{w_{a,out} - w_{a,in}}{w_{s,in} - w_{a,in}} \quad (53)$$

여기서  $w_s$ 는 흰 표면에서의 수증기 농도로서 공기측과 냉수측 열저항비로부터 구할 수 있다.

#### 4. 실험결과 및 고찰

앞의 네 경우를 비교하기 위하여 두 종류의 환관 열교환기(평판 환과 웨이브 환)에 대하여 챔버내의 상대습도를 50%에서 90%까지 변화시켜 가며 시험을 수행하였다. 두 열교환기 모두 2열이고 671 fins per meter의 흰밀도를 가지고 있다. Fig. 6의 (a)는 열 및 물질전달 모델에는 단일 포텐셜 모델이, 흰 효율에는 엔탈피 모델이 사용된 경우이고, (b)는 동일한 단일 포텐셜 모델에 습도 모델이 흰 효율로 사용된 경우이다. 두 경우 모두 상대습도가 현열열전달계수에 미치는 영향은 거의 없음을 보여준다. Fig. 6의 (c)와 (d)는 열 및 물질전달 모델로 이중 포텐셜 모델이 사용된 경우인데 두 경우 모두 상대습도가 증가할수록 열전달계수가 감소함을 알 수 있다.

Fig. 7은 단일 포텐셜 모델과 이중 포텐셜 모델 사용시 공기측과 물측 온도 및 엔탈피 변화를 보여준다. 이중 포텐셜 모델에서는 공기와 물측 입출구 온도를 가지고 대수평균온도차를 계산하게 된다. 이때 공기측 온도변화는 현열만에 의해 발



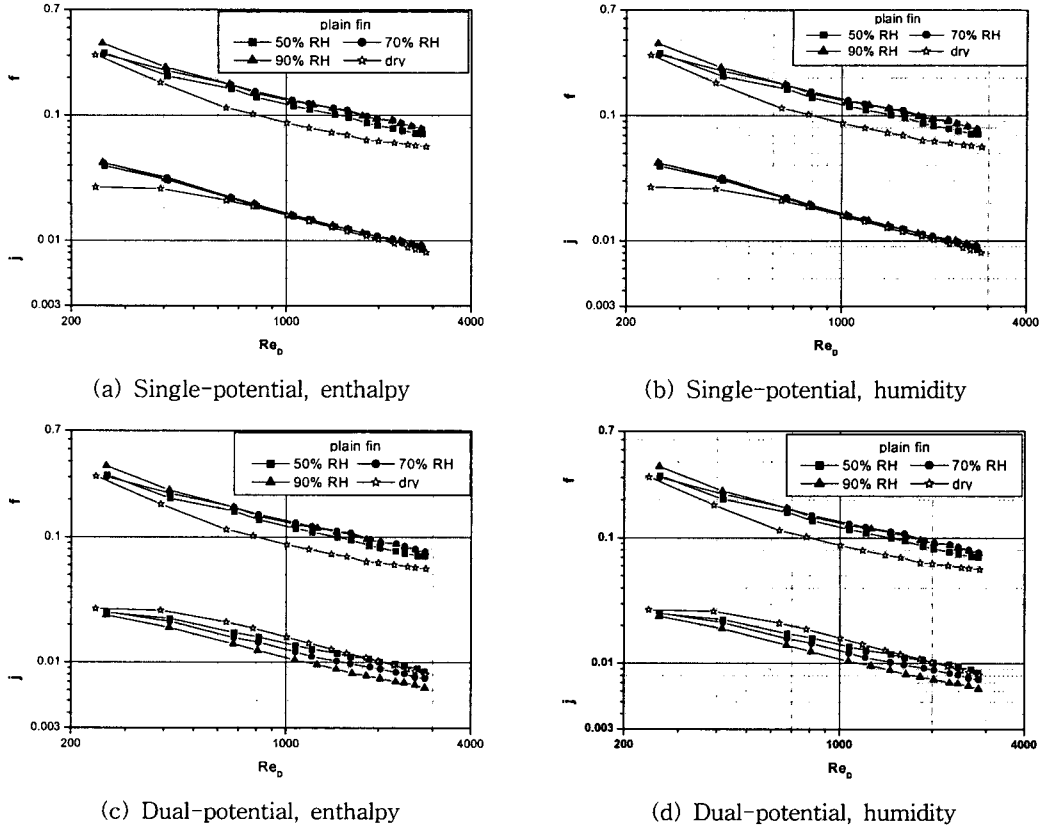


Fig. 6 The  $j$  and  $f$  factors showing the effect of relative humidity for the plain fin.

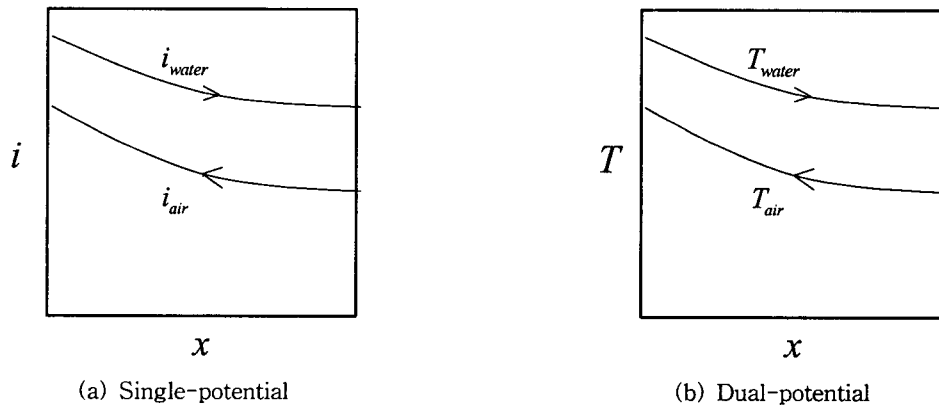


Fig. 7 Air and water property variation along the heat exchanger.

생되고 관 내측 물의 온도변화는 총 열전달량에 의해 일어나므로 공기측과 물측 열평형이 맞지 않는 문제가 발생한다. 이 경우 대수평균온도차는 실제보다 과대하게 계산되고 따라서 열전달계수는 과소평가되는 경향이 있다. 이러한 문제점

은 Mirth and Ramadhyani<sup>(6)</sup>에 의해서도 지적된 바 있다. 따라서 잠열전달량이 큰 경우에 이중 포텐셜 모델을 사용하면 큰 오차를 유발할 수 있는데 본 연구의 경우 잠열전달량은 총 열전달량의 10%에서 70% 가량되었다. 이 값은 상대습도

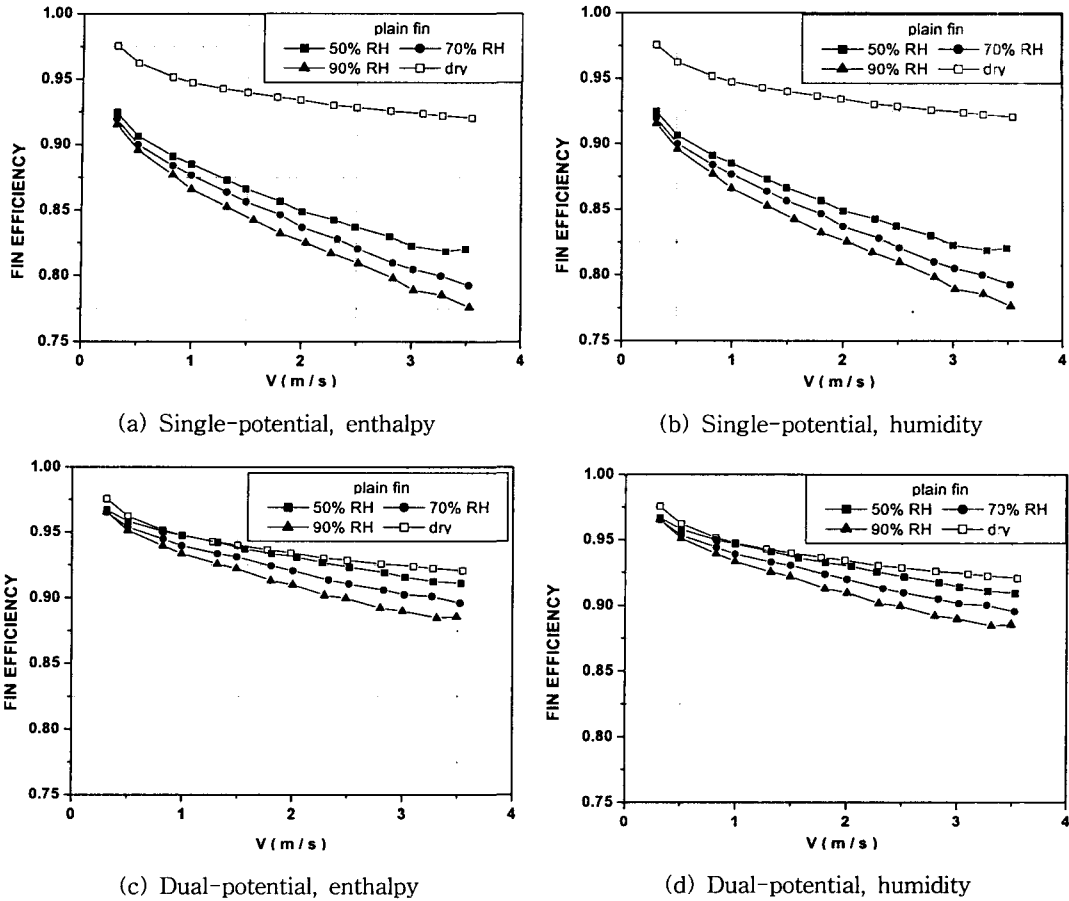


Fig. 8 Fin efficiency showing the effect of relative humidity for the plain fin.

가 높을수록 증가하였고, 이것이 Fig. 6의 (c)와 (d)에서 높은 상대습도에서 열전달계수가 감소하는 이유로 판단된다. 단일 포텐셜 모델에서는 Fig. 7의 (a)와 같이 공기층의 총 전열량(엔탈피)을 가지고 열전달을 평가하므로 이와 같은 문제는 없다.

Fig. 6은 흰 효율 모델에 따른 열전달계수의 차이는 거의 없음을 보인다. Fig. 8에 실험자료로부터 계산된 흰 효율을 나타내었다. Fig. 8의 (a)는 열 및 물질전달에는 단일 포텐셜 모델이, 흰 효율에는 엔탈피 모델이 사용된 경우이고, (b)는 동일한 단일 포텐셜 모델에 습도 모델이 흰 효율로써 사용된 경우이다. 두 경우 모두 습표면 흰 효율은 건표면보다 낮고 상대습도가 올라감에 따라 다소 감소함을 보인다.

Fig. 8의 (c)와 (d)는 이중 포텐셜 모델이 사용된 경우이다. 역시 흰 효율은 상대습도가 올라감

에 따라 다소 감소함을 보인다. 하지만 이 경우 흰 효율은 단일 포텐셜 모델을 사용했을 때보다 월등히 커서 건표면에 근접함을 보이는데 이는 공기층의 현열량만을 고려하여 열전달계수를 계산했기 때문으로 판단된다. 따라서 본 연구와 같이 잠열량이 큰 경우는 큰 오차를 유발할 수 있다. 습표면의 흰 효율에 대한 기존 연구<sup>(2,15-17)</sup>들은 건표면의 값보다 크게 감소함을 보고하고 있는데 이는 본 연구의 단일 포텐셜 모델의 경향과 일치한다. Fig. 8은 상대습도가 증가할수록 흰 효율이 다소 감소함을 보인다. 이는 기존의 연구 결과와 일치하는 경향으로 상대습도가 증가하면 응축량이 많아져 액막의 두께가 두꺼워지고 따라서 흰 효율이 다소 감소한 것으로 판단된다. Fig. 8은 흰 효율이 열 및 물질전달 모델에 따라서는 차이가 크나 흰 효율 모델에 따른 차이는 거의 없음을 보인다. 습표면 흰 효율에 대한 기존 연

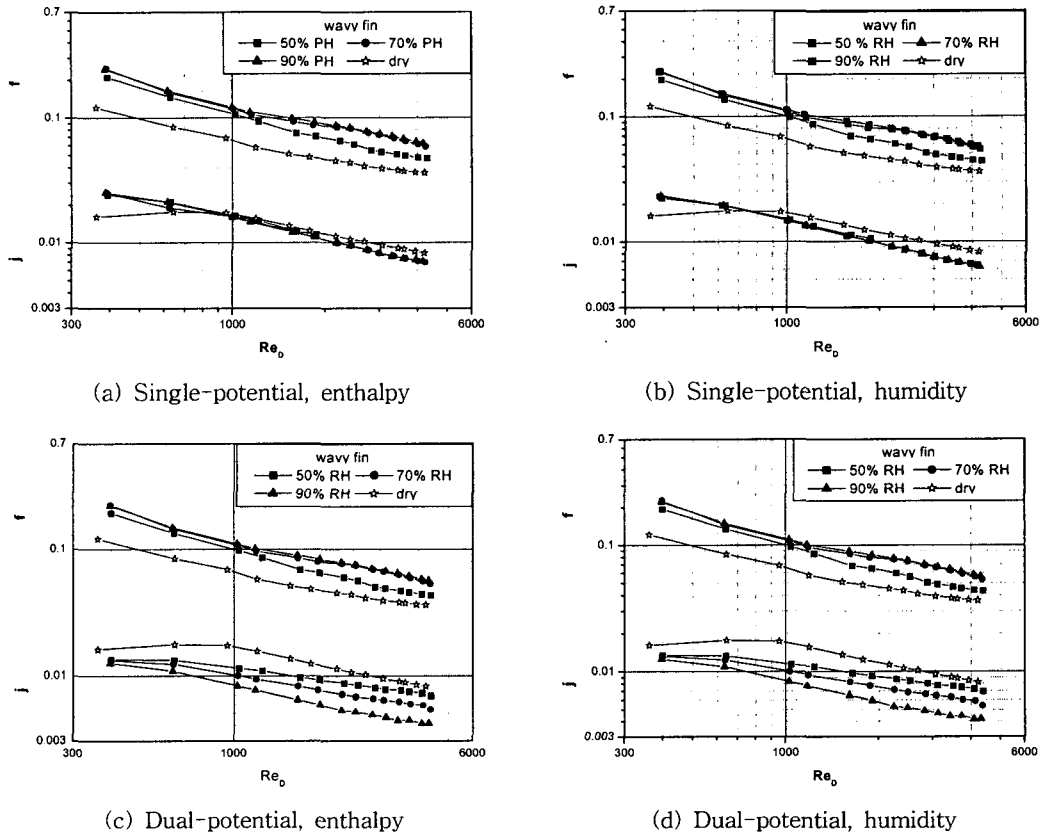


Fig. 9 The  $j$  and  $f$  factors showing the effect of relative humidity for the wave fin.

구들은 엔탈피 모델을 사용하면 환 효율이 상대 습도에 관계없이 거의 일정하고 습도모델을 사용하면 상대습도가 증가함에 따라 감소한다고 보고하고 있다. 본 연구의 결과는 제한적이긴 하지만 (2열, 669 fins per meter 시료) 환 효율 모델에 따른 차이는 거의 없음을 보이는데 그 차이를 규명하기 위해서는 추가적인 실험이 필요하다고 판단된다.

Fig. 6에는 건표면의 자료도 나타나 있다. 단일 포텐셜 모델과 비교했을 때 건표면의 열전달계수가  $Re_D > 1000$ 에서는 습표면과 유사한 값을 보이나 이보다 작은 Reynolds 수에서는 습표면값이 더 큼을 보인다. 또한 건표면에서 특징적으로 나타나는 낮은 Reynolds 수에서 열전달계수가 감소하는 현상이 습표면에서는 나타나지 않고 있다. Wang et al.<sup>(4)</sup>도 이와 유사한 경향을 보고한 바 있는데 그들은 습표면의 경우 튜브에 매달린 액적들이 원관 후방의 와류를 교란시키기 때문에

열전달계수 감소현상이 나타나지 않는다고 설명하였다. 압력손실은 습표면이 건표면에 비하여 10%에서 35%까지 증가하였다. 또한 상대습도가 증가하면 압력손실도 증가함을 알 수 있는데 상대습도 90%의 경우 50%보다 11~30% 증가하였다. 이는 높은 상대습도에서 두꺼워진 액막에 의해 공기층 유로가 좁아지기 때문으로 판단된다.

Fig. 9에는 웨이브 환의 습표면 열전달계수가 나타나 있다. 웨이브 환의 경우도 평판 환과 마찬가지로 단일 포텐셜 모델을 사용했을 때 열전달계수가 상대습도와 무관함을 보인다. 또한 건표면 열전달계수는 습표면보다 12% 정도 높고 평판 환처럼 낮은 Reynolds 수에서는 역전되는 현상을 보인다. 압력손실은 습표면에서 25%에서 45%까지 증가한다. 평판 환의 경우와 마찬가지로 상대습도가 증가하면 압력손실도 증가하는데 상대습도 90%에서는 50%보다 압력손실이 7~15% 증가하였다.

## 5. 결 론

본 연구에서는 습표면 열전달계수 데이터 리덕션 방법 정립의 일환으로 열 및 물질전달 해석방법 두 가지(단일 포텐셜 모델, 이중 포텐셜 모델)와 환 효율 해석방법 두 가지(엔탈피 모델, 습도 모델)를 비교 검토하였으며 그 결론은 다음과 같다.

(1) 열 및 물질전달 해석시 단일 포텐셜 모델을 사용하였을 때 상대습도에 관계없이 일정한 열전달계수를 얻을 수 있었다. 따라서 습표면 해석시 단일 포텐셜 모델을 사용하는 것이 바람직하다.

(2) 이중 포텐셜 모델에서는 현열량만을 사용하여 열전달계수를 계산하므로 잠열량이 아주 적은 경우를 제외하고는 열전달계수 리덕션에 부적합하다고 판단된다.

(3) 본 연구에 사용된 시료(2열, 671 fpm)의 경우 환 해석 모델에 따른 환 효율 또는 열전달계수의 차이는 거의 없었다. 이 부분은 좀더 많은 데이터를 통한 검증이 필요하다고 판단된다.

(4) 본 연구에 사용된 시료의 경우 습표면 열전달계수는 건표면과 비교해서 평판 환은 유사한 값을 보이고, 웨이브 환은 12% 정도 낮았다. 압력손실은 습표면에서 평판 환은 10%에서 35%까지, 웨이브 환은 25%에서 45%까지 높았다.

## 후 기

본 연구는 선문대 공조기술연구센터와 (주)삼성전자의 연구비 지원으로 수행되었습니다.

## 참고문헌

- ARI 410-81, Standard for forced-circulation air-cooling and air-heating coils, American Refrigeration Institute.
- McQuiston, F. C., 1975, Fin efficiency with combined heat and mass Transfer, ASHRAE Trans., Vol. 81, No. 1, pp. 350-355.
- McQuiston, F. C., 1978, Heat, mass and momentum transfer data for five plate-fin-tube surfaces, ASHRAE Trans., Vol. 84, Part 1, pp. 266-293.
- Wang, C-C., Hsieh, Y-C. and Lin, Y-T., 1997, Performance of plate finned tube heat exchangers under dehumidifying conditions, J. Heat Transfer, Vol. 119, pp. 109-117.
- Eckels, P. W. and Rabas, T. J., 1987, Dehumidification: on the correlation of wet and dry transport process in plate finned-tube heat exchangers, J. Heat Transfer, Vol. 109, pp. 575-582.
- Mirth, D. R., Ramadhyani, S. and Hittle, D. C., 1993, Thermal performance of chilled water cooling coils at low water velocities, ASHRAE Trans., Vol. 99, Pt. 1, pp. 43-53.
- Hong, K. and Webb, R. L., 1999, Performance of dehumidifying heat exchangers with and without wetting coatings, J. Heat Transfer, Vol. 121, pp. 1018-1026.
- ASHRAE Standard 41.1, 1986, Standard method for temperature measurement, ASHRAE.
- ASHRAE Standard 41.2, 1986, Standard method for laboratory air-flow measurement, ASHRAE.
- ASHRAE Standard 41.5, 1986, Standard measurement guide, engineering analysis of experimental data, ASHRAE.
- Taborek, J., 1998, F and  $\theta$  charts for cross-flow arrangements, in Heat Transfer Enhancement of Heat Exchangers, Eds., S. Kakac, A. E. Bergles, F. Mayinger, H. Yuncu, Kluwer Academic Press, pp. 141-162.
- Gnielinski, V., 1976, New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe flows, Int. Chem. Eng., Vol. 16, pp. 359-368.
- Schmidt, T. E., 1949, Heat transfer calculations for extended surfaces, J. ASRE, Refrigeration Engineering, Vol. 4, pp. 351-357.
- Ware, H. and Hacha, T., 1960, Heat transfer from humid air to fin and tube extended surface cooling coils, ASME Paper No. 60-HT-17.
- Wu, G. and Bong, T. Y., 1994, Overall efficiency of a straight fin with combined heat and mass transfer, ASHRAE Trans., Pt. 1, Vol. 100, pp. 367-374.

16. Lin, Y. T., Hsu, K. C., Chang, Y. J. and Wang, C. C., 2001, Performanace of rectangular fin in wet conditions: Visualization and wet fin efficiency, J. Heat Transfer, Vol. 123, pp. 827-836.
17. Hong, K. and Webb, R. L., 1996, Calculation of fin efficiency for wet and dry fins, Int. J. HVAC & R Research, Vol. 2, No. 1, pp. 27-41.