

핀-관 열교환기의 공기측 습표면 열전달계수 계산

The Air Side Heat Transfer Coefficient on the Wetted Surface of Fin and Tube Heat Exchanger

한 창 섭
C. S. Han
만도기계(주) 아산연구소



• 1955년생
• 냉동공조분야를 전공하고 공조용 열교환기에 관심을 갖고 있다.

김 규 완
K. W. Kim
만도기계(주) 아산연구소



• 1965년생
• 냉동공조분야를 전공하고 공조용 열교환기에 관심을 갖고 있다.

1. 서 론

공기조화용으로 사용하는 일반적인 형태의 열교환기는 핀-관(Fin and Tube) 열교환기이다. 이의 설계 및 생산은 국내의 전문 중소기업이나 대기업에서 10여년 이상을 지속해 온 것으로 새로운 고성능, 고밀도 핀개발 시의 성능평가를 위해서는 열교환기의 열전달성능을 비교 평가하는 일관된 과정이 필요하다. 새로이 개발한 핀을 적용하는 열교환기의 성능을 실험적으로 평가하는 방법으로는 평행평판 사이를 지나는 공기의 비정상 열전도 미분방정식의 해를 적용하는 방법, 상상법칙을 이용한 확대모델을 실험해석하는 방법과 실제의 열교환기를 제작하여 주어진 운전조건 하에서 공기측의 열전달계수를 평가하는 방법 등이 있다. 앞의 두 방법은 상대적으로 저가의 시료를 신속하게 제작하여 실험할 수 있는 장점이 있어,

아이디어의 확인이나 개발 타당성 여부를 결정하는데 유효하다. 일단 새로운 형태의 핀에 대한 타당성을 확인한 후에는 실제 크기의 열교환기 견본품을 제작하여 실험하고, 이의 결과가 앞서 실시한 개발타당성 검토결과와 잘 일치하면 본격적으로 새로운 형태의 핀을 열교환기 생산에 적용할 수 있다. 또한, 열교환기의 성능을 평가하는 방법은 열교환기만을 전문으로 제작하는 업체와 이를 구매하여 공조제품을 제조하는 회사로서도 다른 경우에 양자간 거래의 품질기준으로서도 필요하다.

공기측의 열전달계수를 결정하는 열전달구조는 동일한 열교환기를 응축기로 사용하는 경우와 증발기로 사용하는 경우가 서로 다르다. 증발기의 경우에는 열교환기 표면의 운전온도가 대부분 노점온도보다 낮아 제습과정을 동반하므로, 열교환기의 공기측 외표면에 응축수가 발생한다. 응

축수 발생이 없는 경우의 열전달은 공기의 건구 온도와 냉매온도 사이의 온도차가 지배적인 요인이 되지만, 열전달표면에서 응축수가 발생하는 경우에는 유입공기의 엔탈피와 표면온도에서의 포화습공기엔탈피의 차이에 의존하는 구조가 된다. 따라서 응축기에서는 열교환기의 표면에서 응축이 발생하지 않는 건코일에 대한 해석이 가능하지만 증발기에서는 응축이 발생하는 습코일에 대해 해석해야 한다.

본고에서는 습표면에서의 열전달계수를 구하는 과정에 대해 이론전개를 정리하기 위하여, 첫째, 대항류(Counter Flow)열교환기에 대한 대수평균온도차(LMTD : Log Mean Temperature Difference)를 직교류(Cross Flow)열교환기에 적용하기 위한 수정계수를 설명하고, 둘째, 핀에서 발생하는 열전달을 고려하기 위해서 핀효율을 이용하는 과정과 원형핀의 핀효율 계산식을 이용하여 연속형 핀-관 열교환기의 열전달계수를 계산하는 방법을 설명하며, 셋째, 건표면 핀상의 열전달구조와 습표면 핀상의 열전달구조 사이의 유사성을 이용하여 습표면 핀의 공기측 열전달계수를 계산하는 방법을 설명한다. 그리고, 열전달계수의 실험결과를 설계에 적용하기 위해 필요한 추가적인 내용을 살펴보도록 한다.

본문에서, 응축수 발생이 있는 증발기의 공기측 열전달표면을 핀의상 습표면이라 하고 응축수 발생이 없는 공기측 열전달표면을 건표면이라 한다. 핀은 일반적으로 두께 0.1mm 정도의 얇은 알

미늄 또는 구리재질 박판(Foil)에 표면성형한 것을 의미한다.

2. 건표면 핀의 열전달 해석

2.1 대수평균 온도차

그림 1과 같은 대항류열교환기의 대수평균온도차에 관한 식은 다음의 두가지 가정으로부터 출발한다.

- (1) 두 유체의 유량과 비열은 일정하고 상변화는 없다.
- (2) 열전달계수의 온도에 따른 변화는 없으므로 U_0 는 일정하다.

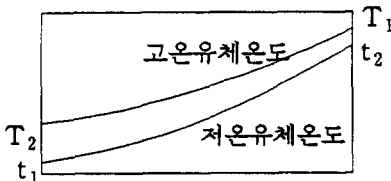
이러한 가정하에서 이중동심원관의 내관과 외관을 대항류로 흐르는 두 작동유체간의 방열량 q , 두 유체의 입출구온도차 ΔT 와 Δt , 기준 열전달면적 A_0 등을 알 때 총합열전달계수 U_0 의 계산식과 대수평균온도차는 다음과 같이 나타낸다.

$$U_0 = \frac{q}{A_0 \cdot \Delta t_m}$$

$$\Delta t_m = \frac{(T_2 - t_1) - (T_1 - t_2)}{\ln\left(\frac{T_2 - t_1}{T_1 - t_2}\right)} = \frac{\Delta T_A - \Delta T_B}{\ln\left(\frac{\Delta T_A}{\Delta T_B}\right)} \quad (1)$$

식 (1)을 재정리하기 위해서 R, P를 정의하면

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} \quad P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} \quad (2)$$



T_1, T_2 : 고온측 입출구온도
 t_1, t_2 : 저온측 입출구온도
 M, C_p : 고온측유량, 비열
 m, c_p : 저온측유량, 비열

그림 1 대항류열교환기의 온도변화

와 같고, 앞서 구한 대항류열교환기의 대수평균 온도차는 식 (3)이 된다.

$$\Delta t_{m,cf} = \frac{(t-t_1)(R-1)}{\ln\left(\frac{1-P}{1-R\cdot P}\right)} \quad (3)$$

대수평균온도차를 그림 2와 같은 직교류열교환기에 이용하기 위해서는 수정계수 F를 도입하여야 한다.

$$\Delta t_m = F \cdot \Delta t_{m,cf} \quad (4)$$

여기서 $\Delta t_{m,cf}$ 은 대항류열교환기의 대수평균온도차이다.

직교류열교환기의 유체간 열교환온도차를 구하기 위해서는 대항류에서의 기본가정 외에 다음과 같은 추가적인 가정이 필요하다.

(1) 습공기출구온도 t_2 는 각 핀사이를 지나온 모든 공기의 완전혼합평균온도이다. 또한, 핀상의 온도변화는 y축 방향으로만 존재하는 1차원 열전도과정이다.

(2) 관내 유동유체의 온도는 임의의 x지점 단면에서 완전혼합평균온도이다.

그림 3에서 x축방향 임의위치에서의 고온유체와 y축방향으로 유동하는 공기와의 미소열전달을 고려하면 평형식은 다음과 같다.

$$U_o \cdot dA_o \cdot (T-t) = \dot{m} \cdot \frac{dx}{L_x} \cdot c_p \cdot dt$$

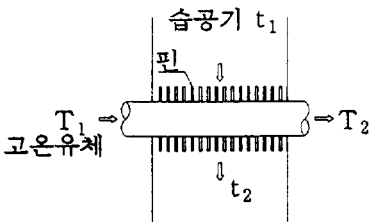
$$dA_o = A_o \left(\frac{dx}{L_x} \right) \left(\frac{dy}{L_y} \right) \quad (5)$$

이 식의 양변을 적분하면 다음식이 된다.

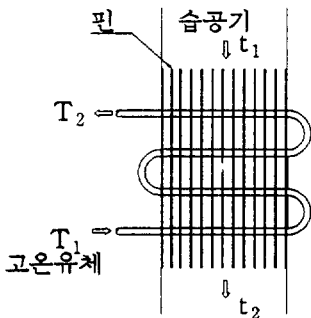
$$\int_{t_1}^{t_2} \frac{dt}{T-t} = \frac{U_o \cdot A_o}{\dot{m} \cdot c_p \cdot L_y} \int_0^{L_x} dy \quad (6)$$

적분을 풀어 t_2 대해 정리하면 x축 임의 지점에서 관의 대표온도가 T인 dx면을 통과하는 습공기의 온도변화에 관한 식을 얻는다. 이후 x축 방향의 온도 T의 변화를 구하기 위해 대항류에 대한 대수평균온도차 유도과정과 동일한 과정으로 정리하면 직교류열교환기에 대한 대수평균온도차를 얻는다.

$$\Delta t_m = \frac{t_2 - t_1}{\ln\left[\frac{R}{R + \ln(1 - R \cdot P)}\right]} \quad (7)$$



(a) 순수직교류(Pure-Cross-flow)열교환기



(b) 항직교류(Counter-Cross-flow)열교환기

그림 2 직교류형 열교환기의 개념도

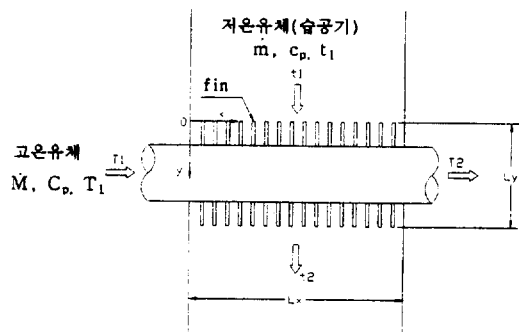


그림 3 1열의 순수직교류(pure-cross-flow) 핀-관열교환기에 대한 LMTD

순수대향류 LMTD와의 관계를 이용하여 직교류열교환기에 대한 수정계수 F를 얻는다.

$$F = \frac{\Delta t_m}{\Delta t_{m,cf}} = \frac{\ln\left[\frac{1-P}{1-R \cdot P}\right]}{(R-1) \cdot \ln\left[\frac{R}{R + \ln(1-R \cdot P)}\right]} \quad (8)$$

따라서 $\dot{q} = U_o \cdot A_o \cdot \Delta t_m$ 의 관계로부터 방열량 \dot{q} , 입출구온도 T_1, T_2, t_1, t_2 와 열교환기 형상에 관한 기준열전달면적 A_o 를 알면 총합열전달계수 U_o 를 계산할 수 있다.

식 (8)은 순수직교류 열교환기에 대한 수정계수식이다. 한 직교류의 경우에도 해당 수정계수식을 유도할 수 있다. 한 유체의 온도가 일정한 증발열전달 과정의 경우에는 순수대향류, 평행류 또는 순수직교류의 구분없이 대수평균온도차는 다음과 같다.

$$\Delta t_m = \frac{t_2 - t_1}{\ln\left(\frac{T - t_2}{T - t_1}\right)} \quad \text{또는,}$$

$$\Delta t_m = \frac{(T - t_1) - (T - t_2)}{\ln\left(\frac{T - t_2}{T - t_1}\right)} \quad (9)$$

2.2 건표면 핀에서의 핀효율 및 총합열전달 계수

건표면 핀의 열전달과정과 습표면 핀의 열전달 과정은 상사성이 존재한다. 따라서 건표면열전달 과정에 대한 기본적인 이론을 이해하면 습표면 핀의 열전달과정에 이를 쉽게 적용할 수 있다.

즉, 건표면 핀에 대한 열전달 지배방정식과 경계조건을 얻은 후 습표면 핀에 대한 지배방정식과 경계조건을 동일한 형태로 정리하여 습표면열전달에 대한 전체적인 해석과정을 간략화하는 방법이 가능하다. 공기측 열전달계수의 정리에는 핀의 효율계산이 필수적이며 이와 관련한 개념의 이해가 필요하다.

그림 4와 같은 bar핀의 평균유효온도를 $t_{f,m}$ 으로하고 핀의 밑뿌리(Prime or Base Surface) 온도는 $t_{f,B}$ 이며 공기의 전구온도가 t 일 때 핀효

율은 다음과 같이 정의한다.

$$\phi_{b,f} = \frac{t_{f,m} - t}{t_{f,B} - t} = \frac{\Delta t_{f,m}}{\Delta t_{f,B}} \quad (10)$$

평균핀온도 $t_{f,m}$ 의 정의는 식 (11)로 정리할 수 있다.

$$\dot{q}_F = h_{c,o,d} \cdot A_F \cdot (t_{f,m} - t) = 2 \cdot h_{c,o,d} \cdot L \cdot \Delta t_{f,m} \quad (11)$$

$h_{c,o,d}$: 핀표면 공기측 국소대류열전달계수

A_F : 핀의 열전달 외표면적

L : 핀의 밑뿌리로부터 핀끝단까지의 거리

미소핀요소 dx 에 대한 핀상의 열전도 에너지 평형식을 세우고 미분형식으로 정리하면 건표면 bar핀의 지배방정식은 다음과 같이 된다.

$$\frac{d^2(\Delta t_F)}{dx^2} = \frac{h_{c,o,d}}{k_F \cdot y} \cdot \Delta t_F \quad (12)$$

이 미분방정식의 경계조건은

$$x=0 \text{에서} \quad \Delta t_F = \Delta t_{f,B}$$

$$x=L \text{에서} \quad \frac{\Delta t_F}{dx} = 0$$

이 되고, 식 (12)의 해를 구하면 핀표면상의 온도분포를 얻을 수 있다. 이 온도로부터 핀표면 전체에 대하여 열전달량을 적분하면 핀의 열전달량을 구할 수 있다. 이로부터 식 (11)에 의해 핀의 평균온도를 구하여 bar핀에 대한 핀효율을 구하면 다음과 같다.

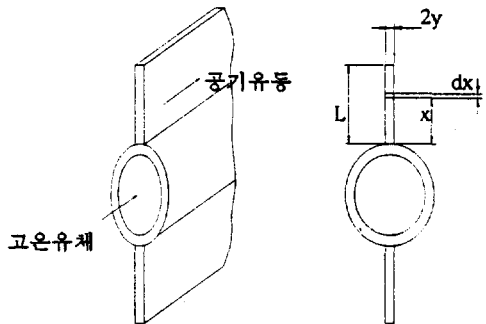


그림 4 Bar핀의 개념도

$$\phi_{b,f} = \frac{\tanh(m \cdot L)}{m \cdot L} = \frac{t_{F,m} - t}{t_{F,B} - t} = \frac{\Delta t_{F,m}}{\Delta t_{F,B}}$$

$$m = \sqrt{\frac{h_{c,o,d}}{k_F \cdot y_F}} \quad (13)$$

한편, 그림 5와 같은 형태인 원형 핀의 핀효율 (1), (2)은 식 (14)로 구한다.

$$\phi_{c,f} = \frac{2}{m \cdot L \cdot (r_1/r_1 + 1)} \frac{I_1(mr_1)K_1(mr_1) - I_0(mr_1)K_1(mr_1)}{I_1(mr_1)K_1(mr_1) + I_0(mr_1)K_0(mr_1)} \quad (14)$$

I_0, I_1 : 제 1종 0차, 1차 수정 베셀함수
 K_0, K_1 : 제 2종 0차, 1차 수정 베셀함수
 식 (14)는 사용상의 편의를 위해 곡선맞춤 (Curve Fitting)한 식을 사용하기도 한다.(3).

$$\phi_{c,f} = \frac{\tanh(m \cdot r_1 \cdot \phi')}{(m \cdot r_1 \cdot \phi')}$$

$$\phi' = \left(\frac{r_1}{r_1} - 1\right) \left[1 + 0.35 \cdot \ln\left(\frac{r_1}{r_1}\right)\right] \quad (15)$$

곡선맞춤근사식을 이용하여 핀효율을 계산하기 위해서는 $(m \cdot L)$ 값이 가능한 한 1.0부근, 또는 1.0보다 작은 범위내에 있어야 한다. $(m \cdot L)$ 값이 1.0을 넘어서면 식 (14)에 의한 결과와의 오차가 점차 커진다. 핀의 효율을 계산하기 위해서는 대류열전달계수 $h_{c,o,d}$ 와 핀두께 2δ , 핀

높이 L , 관중심으로부터 밑뿌리 열전달표면에 이르는 거리 r_1 을 알아야 한다. 이 중에서 $2\delta, L, r_1$ 는 설계치수로 주어지는 값으로 이미 알고 있으며 $h_{c,o,d}$ 는 실험결과를 이용하여 계산에 의해 구한다.

실제 사용하는 핀-관열교환기의 구조는 그림 6과 같은 연속형 핀-관 구조이다. 이 핀에 대한 핀효율을 수학적인 관계에 의해서 유도하는 것이 어렵기 때문에 그림 6과 같이 동일한 핀열전달 면적을 갖는 등가원형핀에 대한 가상반경개념을 도입한다.

$$\pi \cdot r_2^2 = a \cdot c \Rightarrow \therefore r_2 = \sqrt{\frac{a \cdot c}{\pi}} \quad (16)$$

실험결과로부터 공기측 열전달계수를 계산하기 위해서는 두 열교환유체의 입출구온도에 의해 계산한 대수평균온도차, 공기측 열전달면적과 열교환량을 알면 외표면적기준 총합열전달계수 U_o 를 구할 수 있다. 하나의 핀과 이에 해당하는 관 길이만므로 이루어진 가상의 열교환기 모델을 생각한다. 공기측 열전달면, 관내측 열전달면과 관벽을 통한 열전달은 다음의 식들로 정리한다. 공기측에서의 열전달평형식을 고려하면

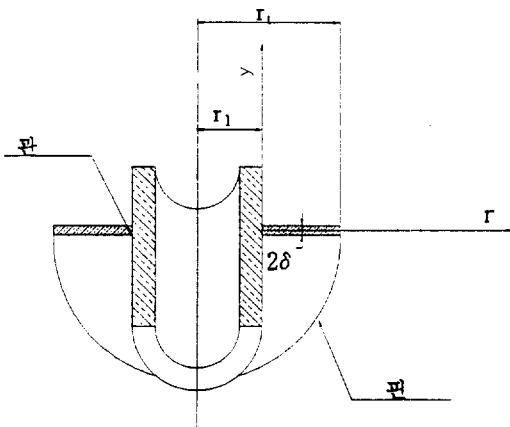


그림 5 원형핀의 개념도

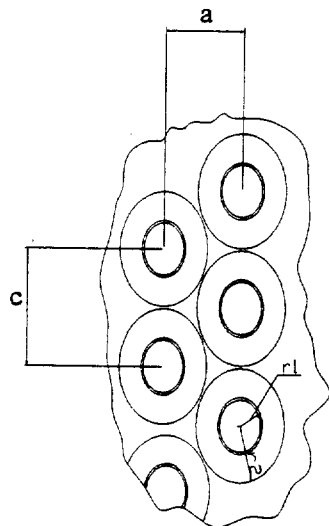


그림 6 연속형 핀-관열교환기 핀의 등가반경

$$\dot{q} = h_{c,o,p} \cdot A_{p,o} (t_{p,o} - t) + h_{c,o,F} \cdot A_F (t_{F,m} - t)$$

이다. 우변 첫째항은 관외표면만의 열전달이고 두번째항은 핀만의 열전달이다. 핀표면의 열전달 계수와 관외표면의 국소표면열전달계수가 같다고 가정하면 식 (17)이 된다.

$$\begin{aligned} \dot{q} &= h_{c,o,d} (A_{p,o} + \phi_{c,i} \cdot A_p) (t_{p,o} - t) \\ h_{c,o,p} &= h_{c,o,F} = h_{c,o,d} \end{aligned} \quad (17)$$

관내측에서의 열량평형을 고려하면 식 (18)이 된다.

$$\dot{q} = h_i \cdot A_{p,i} \cdot (t_i - t_{p,i}) \quad (18)$$

관벽면을 통한 열전도에 의한 열량평형을 고려하면 식 (19)가 된다.

$$\dot{q} = k_p \cdot A_{p,m} \cdot (t_{p,i} - t_{p,o}) \quad (19)$$

공기와 냉매의 온도차에 의한 열량평형을 고려하면 식 (20)이 된다.

$$\dot{q} = U_o \cdot A_o \cdot (t_i - t) \quad (20)$$

식 (17)~(20)을 연립하여 총합열전달계수를 구하면,

$$U_o = \frac{1}{\frac{A_o}{A_{p,i} \cdot h_i} + \frac{A_o x_p}{A_{p,m} \cdot k_p} + \frac{1 - \phi_{c,i}}{h_{c,o,d} \left(\frac{A_{p,o}}{A_F} + \phi_{c,i} \right)} + \frac{1}{h_{c,o,d}}}$$

$$\therefore \begin{cases} \frac{A_o}{h_{c,o,d} (A_{p,o} + \phi_{c,i} \cdot A_F)} = \frac{A_{p,o} + \phi_{c,i} \cdot A_F - \phi_{c,i} \cdot A_F + A_F}{h_{c,o,d} (A_{p,o} + \phi_{c,i} \cdot A_F)} \\ = \frac{1}{h_{c,o,d}} + \frac{A_F (1 - \phi_{c,i})}{h_{c,i,d} (A_{p,o} + \phi_{c,i} \cdot A_F)} \end{cases} \quad (21)$$

이 된다. 식 (21)에서 분모의 첫째항은 관내측 열저항을, 두번째항은 관두께로 인한 열저항을, 세번째항은 핀을 포함한 관외측 열저항을 나타낸다. 관두께로 인한 열저항은 일반적으로 핀과 관의 재질이 구리나 알루미늄인 경우는 무시할 수 있다⁽¹⁾. 또는 대표적으로 주어진 값을 사용하여도 좋다⁽⁴⁾. 단, 실험결과로부터 계산하여 구한 U_o 또는, $h_{c,o,d}$ 를 이용하여 다른 치수의 열교환기의 예상방열량을 계산하는 경우에는 설계

프로그램에서 자동적으로 재산입하도록 한다.

관내측의 열저항은 일반적으로 잘 알려진 상관식을 사용하였다. 단상의 물, 과냉상태 냉매나 과열상태 냉매인 경우에는 다음의 식을 권장하고 있다^{(2)~(4)}. 예를 들어 물인 경우 식 (22)는 4°C ~ 104°C 사이에서 사용할 수 있다⁽²⁾.

$$NU = 0.023 \cdot (Re_{Dh})^{0.8} \cdot (Pr)^{0.4} \quad (22)$$

프레온냉매를 사용하는 2상의 열교환기에서는 적당한 평균열전달계수식이나 국소열전달식을 적분한 평균값을 사용한다. 열교환기에 대한 실험결과는 일반적으로 열전달에 관계한 두가지 작동유체의 입출구조조건과 전체적인 형상자료들을 포함한다. 따라서 열전달 성능실험의 측정값으로부터 식 (21)에 의해 U_o 와 $h_{c,o,d}$ 를 구할 수 있다.

이 과정은 핀효율 $\phi_{c,i}$ 의 계산식이 또한 $h_{c,o,d}$ 의 함수이므로 U_o 를 구한 후, $h_{c,o,d}$ 를 다시 계산하여 수렴시키는 반복계산 작업이다. 핀 하나만으로 이루어진 이상적인 열교환기는 존재하지 않으며 실제의 열교환기는 다수의 핀으로 이루어진다. 또한 관내측의 온도가 열교환기 전체에 걸쳐 일정하지 않은 경우가 일반적이다. 관내측 온도가 일정한 증발열교환기도 입출구 견도와 질량유속의 변화에 의해서 냉매측 열전달계수 h_i 의 값을 하나의 값으로 고정할 수 없다. 결론적으로 U_o 값은 일정하지 않다. 그러나 다행스럽게도 열전달현상을 주도하는 쪽은 공기측이므로 관내측의 온도변화가 있는 경우에도 관내측 상대량계산을 위한 기준온도는 입출구조건의 산술평균온도를 사용할 수 있다. 상변화시의 냉매측 열전달값은 관내측 평균열전달 계수값을 사용한다. 수증기를 관내 작동유체로 사용하는 경우, 하나의 대표값을 사용하여도 무방하나, 실험자료표(data sheet)에 이 값을 반드시 명기해야 한다⁽⁴⁾.

공기측의 열전달계수 $h_{c,o,d}$ 를 각 유속에 대하여 구한 후, 결과를 나타내는 방법은 $h_{c,o,d} - V_a$ 또는, $j - Re_{Dh}$ 의 좌표를 사용할 수 있다. 이때, j 는 다음과 같이 정의 된다.

$$j = \left(\frac{h_{c,o,d}}{G_a \cdot c_{p,a}} \right) \cdot \left(\frac{c_{p,a} \cdot \mu_a}{k_a} \right)^{\frac{2}{3}} = St \cdot Pr^{\frac{2}{3}} \quad (23)$$

여기서 G_a 는 공기측 최소통과단면적을 기준으로 계산한 질량유속으로 다음과 같다.

$$G_a = \frac{\dot{m}_{air}}{A_c}$$

$$Re_{Dh} = \frac{G_a \cdot D_h}{\mu_a} \begin{cases} D_h = 4L \cdot \frac{A_c}{A_o} \\ r_h = L \cdot \frac{A_c}{A_o} \end{cases}$$

이 때, L 은 공기유동방향 길이로 관과 관 사이의 간격 또는 단위 列當 간격을 의미하며 공기측 물성치 계산은 다음과 같이 정의한 평균온도 t_m 을 기준한다. 식 (24)의 $-$ 는 응축기의 경우이며 $+$ 는 증발기의 경우이다.

$$t_m = t_{refrigerant} \pm \Delta t_m \quad (24)$$

3. 습표면 핀에서의 열전달

3.1 대항류 수직평판 수막표면에서의 열전달

열교환기에서 물방울이 열전달표면에 맺히는 현상은 단순히 온도차에 의존하는 특성이 아니므로 응축수생성에 대한 열전달관련식을 정리한다.

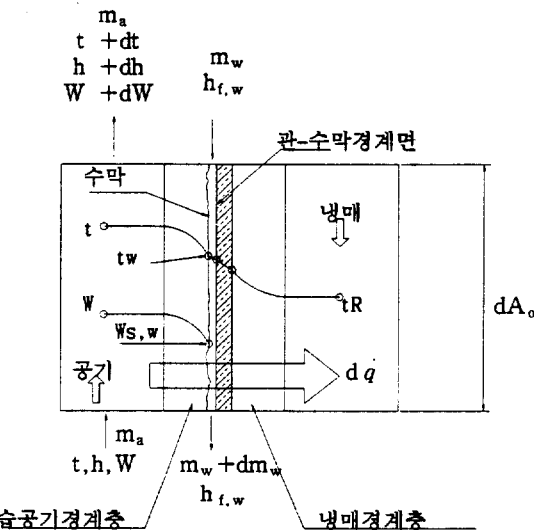


그림 7 대항류 수직평판의 열전달-응축수생성 과정

그림 7에서 발생한 열전달 과정을 설명하기 위해서 몇가지 가정을 도입한다. 즉, 응축수는 미소구간 dx 내에서 일정두께의 수막(water film)으로 존재하며, 공기와 냉매의 유동은 경계층 밖에서는 하나의 균일평균속도이며, 수막과 습공기의 접면지점 공기의 상태는 수막의 대표온도 t_w 에서의 포화습공기와 같다고 가정한다.

그림 7의 미소열전달 평면 dA_o 의 열전달 평형 방정식과 수막과 습공기 경계면에서의 전달현상으로 인한 열량평형은 다음과 같다.

$$-m_a \cdot dh = dq - m_a \cdot dW \cdot h_{f,w} \quad (25)$$

$$dq = h_{c,o,d} \cdot dA_o (t - t_w) + h_{D,o,d} \cdot dA_o (W - W_{s,w}) (h_{g,t} - h_{f,w}) \quad (26)$$

식 (26)의 우변 제1항은 공기와 수막간 온도차에 의한 대류열전달을, 우변 제2항은 응축수의 증발잠열에 의한 열량분을 나타낸다. 수증기가 응축수로 변화한 응축수량을 고려한 질량평형식은 식 (27)과 같다.

$$-m_a \cdot dW = h_{D,o,d} \cdot dA_o (W - W_{s,w}) \quad (27)$$

Lewis수의 정의를 이용하여 식 (26)을 재정리하면 식 (28)과 식 (29)가 된다.

$$Le = \frac{h_{c,o,d}}{h_{D,o,d} \cdot c_{p,a}} \quad (28')$$

$$h - h_{s,w} = c_{p,a} \cdot (t - t_w) + 2501.3 \cdot (W - W_{s,w}) + 1.86 \cdot (W \cdot t - W_{s,w} \cdot t_w) \quad (28'')$$

$$dq = \frac{h_{c,o,d} \cdot dA_o}{c_{p,a}} \left[c_{p,a} (t - t_w) + \frac{(W - W_{s,w}) (h_{g,t} - h_{f,w})}{Le} \right] \quad (28)$$

$$dq = \frac{h_{c,o,d} \cdot dA_o}{c_{p,a}} \left[(h - h_{s,w}) + \frac{(W - W_{s,w}) (h_{g,t} - h_{f,w} - 2501.3 \cdot Le)}{Le} \right] \quad (29)$$

습도에 대한 엔탈피변화율은 다음과 같다.

$$\frac{\text{식(28)}}{\text{식(29)}} = \frac{dh}{dW} = \frac{d\dot{q} - m_a \cdot dW \cdot h_{r,w}}{h_{D,o} \cdot dA_o \cdot (W - W_{s,w})}$$

$$= \frac{d\dot{q} + h_{D,o} \cdot dA_o \cdot (W - W_{sw}) \cdot h_{r,w}}{h_{D,o} \cdot dA_o \cdot (W - W_{sw})} \quad (30)$$

$$\frac{dh}{dW} = Le \frac{(h - h_{s,w})}{(W - W_{s,w})} + (h_{s,t} - 2501.3 \cdot Le) \quad (31)$$

이 식은 공기와 응축수가 대항류로 흐르면서 직접접촉에 의해 열과 질량전달이 있는 경우에 유효한 식이다. 이 식을 직접 습공기관계식에 의한 1차 미분방정식으로 하여 수치해석적으로 풀어 내면 수직평판상의 열전달량과 응축수량을 알 수 있다.

식 (31)의 우변 둘째 항은 첫째 항과 크기비교(Order of Magnitude)를 하면 무시할 수 있으므로 해석의 단순화를 위해 이 항을 생략하면 식 (31)은 다음과 같이 표현된다.

$$d\dot{q} = \frac{h_{c,o,a} \cdot dA_o}{c_{p,a}} (h - h_{s,w}) \quad (32)$$

이는 응축수가 없는 평판(Dry Flat Surface)에서의 열전달 관계식과 같은 형태이다.

$$d\dot{q} = h_{c,o,a} \cdot dA_o (t - t_{wall}) \quad (33)$$

즉, 건표면에서의 열전달은 두 매체간의 온도 차에 의해 지배되지만, 응축현상이 수반되는 열전달에서는 공기의 엔탈피와 수막면 대표온도로 계산한 포화습공기 엔탈피간의 차이가 열전달을 지배한다. 핀-관 열교환기의 습표면 열전달해석을 위해서 습공기의 포화엔탈피 계산식을 선형화할 필요가 있다. 따라서 이후의 해석과정에서 포화습공기엔탈피 계산은 선형식으로 하고, 충분히 적은 온도범위(±2.5°C)에서 선형관계식 $h_s = a + b \cdot t_s$ 의 계수 a, b는 일정하다고 가정한다.

3.2 핀이 일정두께 응축수막으로 쌓여 있을 때의 열전달

그림 8은 일정두께 수막으로 둘러 쌓인 bar핀에 대한 개념도이다. 그림 8에서 핀뿌리로부터

임의지점 x에서 핀을 통한 열전도관계식은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\dot{q}_F = h_F \cdot 2\delta \cdot \frac{dt_F}{dx} \quad (34)$$

위식에서 하첨자 F는 금속핀을 의미한다. 미소구간 내에서의 열전도열량의 변화는 응축수막을 통해 공기로부터 받은 열량과 같으므로 식 (35)와 같이 나타낼 수 있다.

$$d\dot{q}_F = -2 \frac{k_w}{y_w} (t_w - t_F) dx \quad (35)$$

습공기의 포화엔탈피에 대한 선형간략식을 이용해서 식 (35)를 포화엔탈피형식으로 바꾸면 식 (36)을 얻는다.

$$d\dot{q}_F = -\frac{2k_w}{b_w \cdot y_w} (h_{s,w} - a_w - b_w \cdot t_F) dx$$

$$= -\frac{2k_w}{b_w \cdot y_w} (h_{s,w} - h_F) dx \quad (36)$$

단, $h_F = a_w + b_w \cdot t_F$

계수 a_w 와 b_w 는 수막과 습공기의 전면온도 t_w 에서의 포화습공기엔탈피를 선형식으로 간략화했을 때의 계수들이다. 또한, $h_F = a_w + b_w \cdot t_F$ 는 실제 엔탈피는 아니지만 엔탈피차원을 갖고 있으

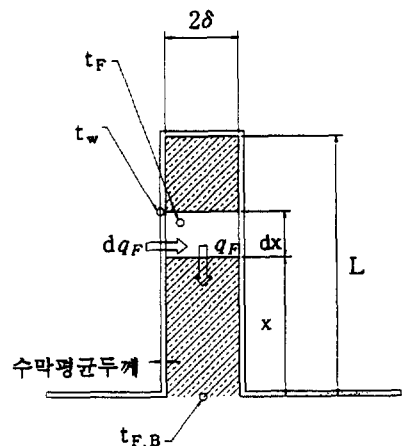


그림 8 일정두께 응축수막으로 둘러 쌓인 Bar-핀의 개념도

므로 모의공기엔탈피(Fictitious Air Enthalpy)라고 한다. 동일한 내용을 응축수막 표면에서 습공기와 수막간에 발생한 열전달에 대해 정리하면 식 (32)에 의해 다음과 같다.

$$dq_F = -\frac{2 \cdot h_{c.o.d}}{C_{p,a}}(h-h_{s,w})dx \quad (37)$$

위의 식 (36)과 식 (37)을 연립하여 $h_{c.o.w}$ 에 대해 풀면

$$h_{c.o.w} = \frac{1}{\frac{C_{p,a}}{(b_w \cdot h_{c.o.d})} + \frac{y_w}{k_w}} \quad (38)$$

을 구하고, $\Delta h_F = (h-h_F)$ 라 하면 식 (37)과 식 (38)로부터 dq_F 를 다음과 같이 정리한다.

$$\begin{aligned} dq_F &= -\frac{2 \cdot h_{c.o.w}}{b_w}(h-h_F)dx \\ &= -\frac{2 \cdot h_{c.o.w}}{b_w} \cdot \Delta h_F \cdot dx \end{aligned} \quad (39)$$

식 (34)를 편온도기준 모의공기엔탈피 형태로 변형하여 양변을 변수 x 에 대해서 미분하면 다음과 같다.

$$\dot{q}_F = \frac{k_F \cdot y_F}{b_w} \cdot \frac{dh_F}{dx} = -2 \frac{k_F \cdot y_F}{b_w} \cdot \frac{d\Delta h_F}{dx} \quad (40)$$

$$dq_F = -2 \frac{k_F \cdot y_F}{b_w} \cdot \frac{d^2 \Delta h_F}{dx^2} \cdot dx \quad (41)$$

식 (39)와 식 (41)을 연립하면 습표면 bar핀에 대한 지배방정식을 얻는다.

$$\frac{d^2 \Delta h_F}{dx^2} = \frac{h_{c.o.w}}{k_F \cdot y_F} \cdot \Delta h_F \quad (42)$$

미분방정식에 대한 경계조건은 다음과 같다.

$$X=0 \text{에서 } \Delta h_F = \Delta h_{F,B}$$

$$X=L \text{에서 } \frac{d\Delta h_F}{dx} = 0$$

식 (42)는 응축현상이 없는 건표면 Bar핀의 효율을 구하기 위해 정리한 식 (12)와 같은 형태의 미분방정식이고 경계조건인 형태도 같다는

것을 알 수 있다. 한편, 응축이 발생하고 있는 습표면 핀의 효율은 식 (43)으로 정의한다.

$$\phi_{w-bar-fin} = \frac{h-h_{F,m}}{h-h_{F,B}} = \frac{\Delta h_{F,m}}{\Delta h_{F,m}} \quad (43)$$

식 (42)에 대한 해는 식 (13)과 같은 형태이므로 습표면 bar핀의 핀효율을 이용하면 식 (44)와 같은 형태로 정리된다.

$$\phi_{w-bar-fin} = \frac{\tanh(m \cdot L)}{(m \cdot L)} \quad (44)$$

$$\text{단, } m = \sqrt{\frac{h_{c.o.w}}{k_F \cdot y_F}}$$

따라서 핀에서 발생한 열전달을 간략하게 식 (45)와 같이 정리할 수 있다.

$$\dot{q}_{w-bar-fin} = \frac{h_{c.o.w}}{b_{w,m}} \cdot A_F \cdot (h-h_{F,m}) \quad (45)$$

여기서 $b_{w,m}$ 의 계수 a_w 와 b_w 는 수막-습공기 접면온도를 기준으로 하고 $h_{F,m}$ 의 계산온도는 수막의 평균유효온도를 이용한다.

이제까지 건표면 상태의 연속 핀-관열교환기의 실험결과를 정리하기 위해 등가원형핀의 개념을 도입하는 것과, 겉표면과 습표면 열전달 현상 간의 상사성에 의해 식 (14)의 원형핀에 대한 핀 효율관계를 습표면해석에서도 이용할 수 있음을 알았다. 다른 점은 식 (14)의 원형핀 효율계산에 $h_{c.o.d}$ 가 아닌 $h_{c.o.w}$ 를 이용하는 것이다.

3.3 습표면 열교환기의 총합열전달계수 $U_{o,w}$ 의 계산

하나의 핀과 이에 해당하는 관부분만으로 이루어진 가상의 열교환기 모델에 대해서 아래와 같은 가정을 한다.

- (1) 관벽면의 열전도저항을 무시하여 온도 t_p 는 하나의 값으로 한다.
- (2) 냉매의 온도 t_R 은 혼합평균온도로 취급한다.
- (3) 응축수막의 두께는 일정하다.

관내벽과 냉매간의 열전달 관계식은

$$\dot{q} = h_i \cdot A_{p,i} \cdot (t_p - t_R) \quad (46)$$

이고, 여기에서 b_R' 를 정의한다.

$$b_R' = \frac{h_{s,p} - h_{s,R}}{t_p - t_R} \quad (47)$$

이 b_R' 를 이용하여 식 (46)을 정리하면

$$\dot{q} = \frac{h_i \cdot A_{p,i}}{b_R'} \cdot (h_{s,p} - h_{s,R}) \quad (48)$$

이 되고, 공기측 관외표면과 핀에 의한 열전달 관계식은

$$\dot{q} = \frac{h_{c,o,w}}{b_{w,p}} \cdot A_{p,o} \cdot (h - h_{s,p}) + \frac{h_{c,o,w}}{b_{w,m}} \cdot A_F \cdot (h - h_{F,m}) \quad (49)$$

이 된다. 단순화를 위해 $b_{w,p} = b_{w,m}$, $h_{s,p} = h_{F,m}$ 라고 하고 정리하면

$$\dot{q} = \frac{h_{c,o,w}}{b_{w,m}} (A_{p,o} + \phi_{c,f} \cdot A_F) (h - h_{s,p}) \quad (50)$$

이 되어, 총합열전달계수는 다음과 같이 표현된다.

$$\dot{q} = U_{o,w} \cdot A_o \cdot (h - h_{s,R}) \quad (51)$$

식 (48), 식 (50) 및 식 (51)을 연립하여 풀면

$$U_{o,w} = \frac{1}{\frac{A_o \cdot b_R'}{A_{p,i} \cdot h_i} + \frac{b_{w,m} \cdot (1 - \phi_{c,f})}{h_{c,o,w} \cdot \left(\frac{A_{p,o}}{A_F} + \phi_{c,f}\right)} + \frac{b_{w,m}}{h_{c,o,w}}} \quad (52)$$

을 얻는다. 식 (52)에서 총합열전달계수를 결정하려면 식 (38)에서 응축수막의 $h_{c,o,w}$ 계산시 y_w 을 알아야 한다. 이 응축수막의 두께를 실험으로 정하기 위해서는 응축수 유량을 측정하여 전체열전달면적으로 나눈 값을 취한다. 다른 하나의 미지수 값은 $b_{w,m}$ 로서 이 값을 결정하기 위해서는 수막과 공기접면의 평균대표온도 $t_{w,m}$ 를 알아야 한다. 이 값은 아래와 같은 반복계산에 의해 구한다.

(1) 관과 핀뿌리의 대표온도 t_p 와 평균수막 표면온도 $t_{w,m}$ 을 공기의 건구온도와 냉매 온도의 적당한 중간값으로 가정한다.

(2) 가정된 온도값으로 $b_{w,m}$ 값을 계산하고 기지값인 t_R 로 b_R' 를 계산한다.

식 (52)의 나머지 항들은 실험결과들과 열교환기의 수치들을 이용하여 계산한다. 가정값 t_p , $t_{w,m}$ 에 대한 $U_{o,w}$ 와 $h_{c,o,w}$ 를 반복계산한다. $U_{o,w}$ 와 $h_{c,o,w}$ 을 구하는 반복계산과정의 수렴판정 조건을 얻기 위해 식 (46)과 식 (51)을 연립하여 t_p 에 대한 식을 얻는다.

$$t_p = t_R + \frac{U_{o,w} \cdot A_o \cdot (h - h_{s,R})}{h_i \cdot A_{p,i}} \quad (53)$$

식 (53)으로 초기 가정된 관의 대표온도 t_p 의 수렴성을 조사한다. 그러나 이식에서도 $h_{s,R}$ 의 계산을 위해서는 냉매온도 t_R 과 평균수막표면온도 $t_{w,m}$ 이 필요하다. 식 (36)과 식 (37)을 연립하면 h_F 와 $h_{s,w}$ 의 국소열전달 표면에서의 관계식을 얻는다.

$$\frac{h_{c,o,d}}{c_{p,a}} \cdot \frac{b_w}{h_{c,o,w}} = \frac{h - h_F}{h - h_{s,w}} \quad (54')$$

따라서 이의 적분결과인 평균값들 간의 관계에 대해서 다음과 같이 정리할 수 있다.

$$\frac{h_{c,o,d}}{c_{p,a}} \cdot \frac{b_{w,m}}{h_{c,o,w}} = \frac{h - h_{F,m}}{h - h_{s,w,m}} \quad (54)$$

또한, 식 (48)과 식 (51)을 연립하여 풀면 식 (55')를 얻는다.

$$h - h_{s,p} = \left(1 - \frac{b_R' \cdot U_{o,w} \cdot A_o}{h_i \cdot A_{p,i}}\right) (h - h_{s,R}) \quad (55')$$

수막평균온도 $t_{w,m}$ 로 계산한 모의공기엔탈피의 평균값 $h_{s,w,m}$ 에 대한 식을 정리하면

$$h'_{s,w,m} = h - \frac{c_{p,a} \cdot h_{c,o,w} \cdot \phi_{c,f}}{b_{w,m} \cdot h_{c,o,d}} \cdot \left(1 - \frac{b_R' \cdot U_{o,w} \cdot A_o}{h_i \cdot A_{p,i}}\right) (h - h_{s,R}) \quad (55)$$

이 된다. $t_{w,m}$ 을 가정하여 계산한 $h_{s,w,m}$ 값과 관련식으로부터 유도한 식 (55)를 이용하여 t_p 와 $t_{w,m}$ 값으로부터 계산한 $h'_{s,w,m}$ 결과가 일정 수렴 범위 안에 들면 가정된 t_p 와 $t_{w,m}$ 를 구하고자 하

는 수렴해로 취한다. 건표면에 대해서 사용한 대수평균온도차를 습표면에서는 적용하지 못하므로 이제까지의 습표면 식들을 사용할 수 있도록 건표면의 대수평균온도차에 해당하는 대수평균온도차를 구하는 과정과 동일하게 구할 수 있다. 대항류의 습표면 열교환기에 대해서 대수평균엔탈피차는 다음식으로 구한다.

$$\Delta h_m = \frac{(h_1 - h_{s,R,2}) - (h_2 - h_{s,R,1})}{\ln\left(\frac{h_1 - h_{s,R,2}}{h_2 - h_{s,R,1}}\right)} \quad (56)$$

h_1, h_2 : 유입공기의 엔탈피
 $h_{s,R,1}, h_{s,R,2}$: 냉매측 입출구 온도에 해당하는 포화습 공기 엔탈피

식 (56)을 사용하기 위한 냉매측 입출구간의 온도차는 5°C 이하여야 한다. 이는 식 (56)의 유도과정에서 $h_{s,R} = a_R + b_R \cdot t_R$ 의 계수값들을 상수로 하여 정리하여 구하였기 때문이다.

열전달자료를 결정하기 위한 식은 앞서의 대수평균온도차와 동일하게 적용한다.

$$q = U_{o,w} \cdot A_o \cdot \Delta h_m \quad (57)$$

3.4 습표면과 건표면의 경계조건

이제까지 실험측정자료를 이용하여 공기측 열전달계수 $h_{c,o,w}$ 를 계산하는 방법에 대해서 알아보았다. 이 절에서는 이렇게 구한 $h_{c,o,w}$ 값을 이용하여 실제로 열교환기를 설계할 때 추가적으로 고려하여야 하는 사항들과 습표면과 건표면의 경계를 구분하는 방법에 대해서 살펴본다. 냉매측의 조건이 공기측의 열전달계수의 독립성에 어느 정도 영향을 주는가를 알아보기 위해서는 대수좌표상에 실험결과를 도시하여 선도의 성향을 살펴보는 것이 필요하다. 또한, 최종적으로 얻은 공기측 열전달계수를 이용하여 각 열저항의 크기비교를 해두면 유용하다.

(1) 불결계수의 고려

식 (52)와 (57)의 총합열전달계수 $U_{o,w}$ 를 계산할 때 실제적인 관점에서 식(52)는 완전히 깨끗한 열전달면에 관한 것이다. 사용상의 문제점을 고려하면 보통 총합열전달계수에 추가적으로

녹이나 기름 등의 이물질 침적을 고려한 항을 열저항으로 추가한다. 이를 보통 침적계수(Deposit factor) 또는 불결계수(Fouling Coefficient)라 부르고 $h_d = \frac{1}{R_d}$ 로 표시한다.

온수나 냉수 또는 에틸렌 글리콜을 사용하는 열교환기에 대해서는 각종 설계편람에 나와 있는 자료를 참고하여 총합열전달계수의 산정에 추가한다.

(2) $\frac{y_w}{k_w}$ 의 처리

식 (38)에서 응축수막의 $h_{c,o,w}$ 계산시 $\frac{y_w}{k_w}$ 값을 응축수의 경우에는 공기측 전체열저항에 포함시켜 계산할 수 있으나 적상의 경우 이를 실험적으로 구해야 한다.

(3) $h_{c,o,d}$ 와 $h_{c,o,w}$ 의 차이

식 (52)에서 습표면 열전달의 주요 인자는 여전히 공기측 대류열전달 계수 h 이다. 이 값은 동일한 열교환기에 대해서 습표면과 건표면이 서로 다른 값을 갖는다. Myers의 상관식은 임의의 열교환기에 대해서 다음과 같다⁽¹⁾.

$$\frac{h_{c,o,w}}{h_{c,o,d}} = 0.626 \cdot V_{s,f}^{0.101} \quad (58)$$

$h_{c,o,d}$: 동일전면풍속조건 건표면에 대한 공기측 대류열전달 계수

$h_{c,o,w}$: 동일전면풍속조건 습표면에 대한 공기측 대류열전달 계수

$V_{s,f}$: 표준공기 조건에서의 前面풍속

이 두값의 차이는 주로 응축수의 유로 폐쇄효과에 기인하는 것으로 설명할 수 있다. 식 (58)을 이용하면 건표면의 열전달계수가 이미 알려진 열교환기의 습표면 열전달계수의 어렵 계산하는데 이용할 수 있다. 따라서 습표면열전달계수를 계산하기 위한 반복계산의 초기값의 추정에 식 (58)을 이용한다.

(4) $b_{w,m}$ 에 관한 사항

$b_{w,m}$ 의 정의와 관련하여 온도 t_s 와 h_s 의 관계를 선형으로 단순화하여 해석하였다. 이 선형관계의 타당성은 대략 5°C 범위 내에서 유효하므로 응축

수막의 평균표면온도가 전체열교환기에 대해서 5°C 이상의 온도차가 있는 경우는 열방향으로 단위 열마다 분리하여 해석하여야 한다. 식 (52)에서 $b_{w,m}$ 은 모두 $\frac{b_{w,m}}{h_{c,o,w}}$ 형태로 존재하므로 $b_{w,m}$ 의 영향은 서로 상쇄하는 형태이다. 따라서 $b_{w,m}$ 은 이와 같은 근사계산으로도 충분하다.

(5) 건표면과 습표면의 경계

유입공기온도와 냉매온도에 따라서 열교환기의 공기유입측 끝단 근처에서 건표면상태로 존재하다가 공기유동방향으로 일정깊이 이후에서 비로서 응축수가 발생하는 경우가 있다. 응축수 발생의 경계를 판단하기 위해서 건표면편의 평균유효온도 $t_{f,m}$ 이 유입공기의 노점온도와 같을 때를 기준한다. 유입공기의 건구온도와 냉매온도에 대해서 식 (17)~(21)을 판별면을 통과하는 열전도저항을 무시하고 식 (53)와 식 (55)의 유도과정과 비슷한 방식으로 정리하여 $t_{f,m}$ 에 대하여 나타내면

$$t_{f,m} = t - \phi_{c,r} \cdot \left(1 - \frac{U_o \cdot A_o}{h_i \cdot A_{p,i}}\right) \cdot (t - t_R) \quad (59)$$

이 되고, $t_{f,m}$ 을 유입공기의 노점온도 $t_{d,i}$ 으로 치환하고 t 에 관한 식으로 정리한다.

$$t = \frac{t_{d,i} - \phi_{c,r} \cdot \left(1 - \frac{U_o \cdot A_o}{h_i \cdot A_{p,i}}\right) \cdot t_R}{1 - \phi_{c,r} \cdot \left(1 - \frac{U_o \cdot A_o}{h_i \cdot A_{p,i}}\right)} \quad (60)$$

공기측 건구온도 t 는 유동방향으로 열이 늘어남에 따라 낮아진다. 공기측 건구온도는 핀의 유효평균온도에 영향을 미치고 있으므로 식 (60)을 풀어 내면 응축수가 처음 생성하기 시작하는 열의 위치를 알 수 있다. 좀더 세밀하게 임의의 열 중간에서 응축수가 발생하는 경우를 다루고자 한다면 응축수생성 습표면적과 건표면적의 비율 계산한다. 전체열전달 면적에 대한 건표면부분의 비율이 95% 이상이면 건표면으로 취급하여도 좋다⁽⁴⁾. 건표면의 면적비가 95% 미만인 경우는 부분별 비율계산에 의해 습표면과 건표면을 나누어 계산한 후 각각의 열전달 결과를 면적비 비례로 합산한다.

3.5 출구공기의 상태결정

식 (60)까지의 결과로는 공기측 입출구의 엔탈피만을 알 뿐이다. 단순히 방열량의 계산을 위해 실험결과를 정리하고 이를 이용하여 열교환기를 설계한다는 측면에서만 생각한다면 충분하다. 그러나 열수가 많은 열교환기의 평균수막온도가 차가 5°C 이상이 되는 다수열의 열교환기를 열별로 나누어서 해석하거나 서로 다른 열교환기를 직렬로 사용할 때, 그리고 냉방공간의 제어문제 등을 풀어야 하는 경우에는 출구공기의 상태결정을 위해서 습도비(Humidity Ratio)가 필요하다. 이제까지는 열교환기의 방열량 자료를 열전달계수로 정리하기 위해 관련식들을 정리하는 과정에서 수막두께를 풀어내는 항을 생략하였기 때문에 기존의 유도식에서 응축수량을 계산할 수는 없다. 출구상태의 결정을 위한 두가지 상태량 h_2 , W_2 을 구하기 위해서는 먼저 출구공기의 엔탈피 h_2 를 결정하여야 한다. 식 (56)을 식 (57)에 대입하여 h_2 에 대해 나타내면 다음과 같다.

$$h_2 = \frac{h_{s,R,1} \cdot (1 - e^{-(1-c_1) \cdot C_2}) + h \cdot (1-c) \cdot e^{-(1-c_1) \cdot C_2}}{1 - c_1 \cdot e^{-(1-c_1) \cdot C_2}} \quad (61)$$

- m_a : 건공기 유량
- M : 냉매의 유량
- C_p : 냉매의 비열

$$c_1 = \frac{m_a \cdot b_R}{M \cdot C_p}$$

$$c_2 = \frac{U_{o,w} \cdot A_o}{m_a}$$

$$\frac{\dot{q}}{m_a} = h_1 - h_2$$

냉매측 상변화조건을 이용하여 식 (61)을 다시 정리하면 다음 식을 얻는다.

$$h_2 = h_{s,R} + (h_1 - h_{s,R}) \cdot e^{-U_{o,w} \cdot \frac{A_o}{m_a}} \quad (62)$$

출구엔탈피 h_2 를 계산한 후 출구습도비는 식 (31)의 미분방정식을 수치적분하여 얻은 습공기의 통과과정곡선(Processing Curve)과 식 (62)

에서 구한 출구엔탈피선이 습공기선도상에서 만나는 점이 된다. 식 (31)을 다시 쓰면

$$\frac{dh}{dW} = Le \frac{(h - h_{s,w})}{(W - W_{s,w})} + (h_{g,1} - 2501.3 \cdot Le) \quad (31)$$

이 식은 1차 상미분방정식이고, 이를 수치적분한 궤적이 습공기의 통과과정곡선이다. 초기조건이 $h = h_1, W = W_1$ 일 때 $h = h_2$ 에 해당하는 W 를 구하는 과정이 된다. 식 (31)을 수치적분하는 과정은 다음과 같다.

(1) 식 (55)를 간략하게 표현하면 h 에 대한 1차식의 형태이다.

$$h_{s,w,m} = C_1 \cdot h + C_2 \quad (63)$$

식 (63)은 열교환기의 공기측 엔탈피차, 냉매 온도와 열교환면적 등의 전체적인 효과에 관한 것이다. 이에 대한 미분표현은 식 (64)이다.

$$\Delta h_{s,w,m} = C_1 \cdot \Delta h \quad (64)$$

식 (64)를 통해 공기유동방향으로 각 차분구간에서 출입공기 사이의 엔탈피차와 수막평균은 도로부터 계산한 모의공기엔탈피차의 상대비는 상수임을 알 수 있다. 즉 일정비율의 관계이기 때문에 다음 순번의 차분구간에서 사용할 평균수막온도 또는 그 온도에 해당하는 포화습공기엔탈피를 식 (64)로 계산할 수 있다.

(2) $h_{g,1}$ 는 h 와 W 에 해당하는 건구온도에서의 포화수증기의 엔탈피이고 Le 는 $t_{w,m}$ 을 기준한 포화습공기의 값 $Le_{s,w,m}$ 을 이용한다.

이상으로 출구공기의 상태를 결정할 수는 있으나 이 과정을 선도와 자(scale)만으로 해석하는 것은 일관성을 유지하기 어렵다는 문제와 오류개입의 가능성이 있으므로 이에 대한 일련의 과정을 전산프로그램으로 작성하여 이용하는 것이 바람직하다.

4. 결 어

본고에서는 실험결과로부터 응축수 발생이 있는 습표면에 대한 공기측 열전달계수를 도출하는 과정을 살펴보았다. 핀의 열전달분석은 내용의 가장 중요한 부분으로, bar핀에 대한 개념적인 이론전개과정의 비교를 통해 습표면핀에서의 상사성을 유추하였으며, 원형핀의 핀효율을 이용하여 실제에 사용하는 연속형핀의 핀효율을 근사적으로 계산하는 방법을 살펴보았다. 또한 열교환기에 대한 실험결과를 이용하여 공기측 열전달계수를 결정하기 위해 총재열전달계수식과 핀효율식을 반복적으로 적용하는 과정을 설명하였다. 총재열전달계수식의 각 항들에 대한 의미와 자료정리를 위해 사용한 변수와 무차원수 등을 계산하는 온도기준을 살펴보았으며 끝으로 건표면의 대수평균온도차에 해당하는 습표면의 대수평균엔탈피차의 의미를 살펴보고 이의 이용방법에 관한 사항을 논의하였다.

참 고 문 헌

1. James L. Threlkeld, 1970 "Thermal Environmental Engineering", 2nd ed., Chap. 10 ~12, Englewood Cliffs, New Jersey, USA, Prentice Hall.
2. ASHRAE Handbook Fundamental, 1985, chap. 3, Heat transfer, section 3. 17.
3. Faye C. McQuiston, Jerald D. Parker, 1988. Heating, Ventilating and Air Conditioning-Analysis and Design, 3rd ed., chap. 14-3, 558p, John Wiley & Sons, Inc.
4. Air-conditioning & Refrigeration Institute (ARI), ARI-standard 410-1987, "Forced circulation air-cooling and air-heating coils", USA.