

착상시 핀-관 열교환기의 열적 성능 예측을 위한 해석

An Analysis for Predicting the Thermal Performance of Fin-Tube Heat Exchanger under Frosting Condition

이 태 회*, 이 관 수**, 김 우 승**
T. H. Lee, K. S. Lee, W. S. Kim

Key words : Frost(서리), Frost formation(착상), Fin-tube heat exchanger(핀-관 열교환기), Modified LMTD method(수정 LMTD법), LMED(대수평균엔탈피차)

Abstract

This work presents an analytical model, so called modified LMTD method, to predict the thermal performance of finned-tube heat exchanger under frosting conditions. In this model, the total heat transfer coefficient and effective thermal conductivity of the frost layer were defined as a function of frost surface temperature. The surface temperature of the frost layer formed on the heat exchanger was calculated through the analysis of the heat and mass transfer process in the air and frost layer. To examine the validity of this analytical model, the computed results from the present model, such as heat transfer rate, frost mass and thickness of frost, were compared with the ones of the experimental work and LMED method.

기 호 설 명

A_T : 열교환기의 표면적 [m^2]
 C_p : 정압비열 [$kJ/kg^\circ C$]
 D : 확산계수 [m^2/s]
 h_a : 열전달계수 [$W/m^2^\circ C$]
 h_m : 물질전달계수 [$kg/m^2 \cdot s$]
 i : 엔탈피 [kJ/kg]
 k : 열전도 계수 [$W/m^\circ C$]

Le : Lewis 수
 L_m : 승화 잠열 [kJ/kg]
 \dot{m} : 질량 유량 [kg/s]
 Q : 열전달 [W]
 R : 열저항 [$^\circ C/W$]
 Re : Reynolds 수
 T : 온도 [$^\circ C$]
 t : 시간 [s]
 U_T : 총합열전달계수 [$W/m^2^\circ C$]
 V : 속도 [m/s]
 w : 절대습도 [kg/kg']
 x : 두께 [m]

* 정회원, 한양대학교 대학원

** 정회원, 한양대학교 기계공학과

그리스 문자

- α_f : 흡수계수 [s^{-1}]
- Δ : 차이 (difference)
- ρ : 밀도 [kg/m^3]

상 첨 자

- q : 유속 (flux)

하 첨 자

- O : 초기, 무착상
- a : 공기측, 공기
- abs : 흡수
- f : 서리
- i : 입구
- l : 잠열
- o : 출구
- r : 냉매, 냉매측
- s : 표면, 현열
- sat : 포화상태
- T : 총열전달
- t : 관
- W : 수증기
- x : 두께
- ρ : 밀도

1. 서 론

냉동 사이클에서 증발기로서 사용되는 핀-관 열교환기에서의 열 및 물질전달 현상을 정확히 규명하기 위해서는 착상 문제에 대한 해석이 필수적이다. 그러나 착상을 고려한 핀-관 열교환기의 열 및 물질전달 해석은 서리층의 성장으로 인하여 열교환기의 형태가 시시각각 변화할 뿐만 아니라, 현열전달과 잠열전달이 동시에 일어나기 때문에 해석상에 많은 어려움이 따르게 된다. 현열전달은 공기와 냉매사이의 온도차와 총합열전달계수를 사용하여 계산될 수 있지만, 잠열전달은 공기와 서리층 표면사이의 습도 차에 의해 일어나므로 LMTD법이나 ϵ -NTU법 등과 같은 열교환기 해석방법에 사용되는 총합열전달계수를 직접적으로 적용하는 것

이 불가능하다. 따라서 잠열전달량을 구하기 위해서는 서리층 표면 온도를 정확히 계산하여야 하므로 공기와 서리층 내부에서 일어나는 열 및 물질전달을 해석하여야 한다.

Oskarsson 등^(1~2)은 착상조건하에서 운전되는 열교환기의 성능해석을 수행할 때 필수적인 서리층 성장 해석을 단순한 실험식⁽³⁾에 의존하였으며, 서리층 내부의 온도 분포를 선형이라 가정하여 서리층 표면 온도를 계산하였다. O'Neill 등⁽⁴⁾은 공기측의 습도변화를 무시하고 온도변화만을 고려하여 단순히 LMTD법을 적용하여 열교환기의 성능 평가를 수행하였다. 그리고 이 관수 등⁽⁵⁾과 Kondupudi 등^(6~7)은 열 및 물질전달의 상사성을 적용하고 Lewis수가 1이라고 가정한 LMED법을 이용하여 착상조건하에서의 핀-관 열교환기를 해석하였다. 또한 이들은 서리층의 성장에 관한 해석에는 Jones 등⁽⁸⁾이 제안한 확산 모델을 적용하였다. 이 LMED법은 물질전달 및 잠열전달의 계산에 있어서 그 추진력을 따로 구하지 않고 열 및 물질전달의 상사성을 적용하여 산출하였다.

따라서 본 연구에서는 착상조건하에서 운전되는 핀-관 열교환기의 열적 성능 해석을 위해 현열 및 잠열로 구성된 총열전달의 추진력을 공기와 냉매의 온도차로 정의한 수정 LMTD법을 적용한다. 이 때, 잠열전달을 고려하기 위하여 서리층 표면 온도의 함수로 정의된 총열전달계수와 유효열전도계수로 구성된 총합열전달계수를 사용하고, 서리층

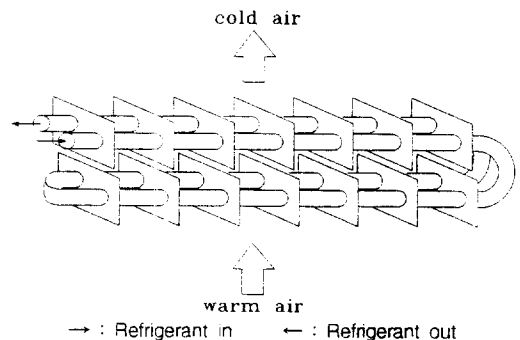


Fig.1 Schematic diagram of fin-tube heat exchanger

성장과정의 해석을 위하여 이 관수 등⁽⁹⁾이 제안한 방법을 적용한다.

2. 이 론

이 연구에서는 Fig.1과 같은 in-line type의 핀-관 열교환기의 열전달 해석을 수행하고자 한다. 핀-관 열교환기의 핀과 핀 사이를 흐르는 공기와 관 내부를 흐르는 냉매 사이에서의 총열전달은 공기와 서리층 표면 사이에서의 대류에 의해 일어나는 현열전달과 잠열전달, 서리층과 핀에서의 전도 열전달, 그리고 관과 냉매 사이의 대류 열전달로 구성되어 있다. 이러한 열전달과정을 해석하기 위해서 다음과 같은 가정을 도입한다.

- (1) 공기 및 냉매의 유동성질은 그 유동방향으로만 변한다.
- (2) 관 벽에서 열저항은 무시한다.
- (3) 냉매의 유동방향으로의 전도는 무시한다.
- (4) 단위관의 핀 및 관의 표면에는 등질의 서리가 분포되어 있다.
- (5) 열 및 물질전달과 공기·냉매의 유동은 준정상상태이다.

2.1 공기와 서리층 표면 사이에서의 열전달 해석

공기와 서리층의 표면 사이의 열전달은 현열과 잠열로 이루어져 있으며 식으로 표현하면 다음과 같다.

$$Q_T = Q_S + Q_L$$

$$= h_a \cdot \eta_s \cdot A_T \cdot (T_a - T_{f,s}) + h_m \cdot \eta_s \cdot A_T \cdot (w_a - w_{f,s}) \cdot L_H$$
(1)

여기서, η_s 는 열교환기의 표면효율이다. 위 식은 열전달과 물질전달의 상사성을 적용하면 아래와 같이 표현될 수 있다⁽¹⁰⁾.

$$Q_T = h_T \cdot \eta_s \cdot A_T (T_a - T_{f,s}) = \frac{T_a - T_{f,s}}{R_{a,f}}$$
(2)

여기서 $R_{a,f}$ 는 공기와 서리층 표면사이의 대류열저항이며, 다음 식으로 표현된다.

$$R_{a,f} = \frac{1}{A_T \cdot \eta_s \cdot h_T}$$
(3)

그리고, 식 (2)에서 총열전달계수로 정의된 h_T 는 잠열에 의한 열전달을 포함하고 있으며, 수식으로 표현하면 다음과 같다.

$$h_T = h_a \cdot \left(1 + \frac{L_H}{C_{p,a}} \cdot Le^{1-n} \cdot \frac{w_a - w_{f,s}}{T_a - T_{f,s}} \right)$$
(4)

이 연구에서 h_a 는 참고문헌⁽¹¹⁾로부터 얻을 수 있다. 여기서, n 은 Nusselt수를 Reynolds수와 Prandtl수의 함수로 나타낼 때 Prandtl수의 지수이다.

2.2 서리층 내부의 해석

서리층은 다공성의 구조이기 때문에 그 내부에서는 수증기의 확산과 승화, 그에 따른 열생성이 동시에 일어난다. 따라서 서리층이 가지는 열저항을 계산하기 위해서는 물질전달과 수증기의 승화에 의한 열생성을 동시에 고려하여 서리층 내부의 온도 분포를 구하여야 한다. 이 관수 등⁽⁹⁾은 서리층 내부에서 일어나는 수증기의 확산 과정을 해석하여 서리층의 표면 온도와 흡수계수를 다음과 같이 얻었다.

$$T_{f,s} = T_t + \frac{Q_T}{k_f \cdot \eta_s \cdot A_T} x_f$$

$$- \frac{\alpha_f L_H \rho_{w,sat}(T_t)}{k_f r^2} (\cosh r x_f - 1)$$
(5)

$$\alpha_f = D \cdot \left[\frac{1}{x_f} \cosh^{-1} \left\{ \frac{\rho_{w,sat}(T_{f,s})}{\rho_{w,sat}(T_t)} \right\} \right]^2$$
(6)

여기서, r 는

$$r = \sqrt{\frac{\alpha_f}{D}}$$
(7)

이고, D 는 공기 중에서의 수증기의 확산계수이다⁽¹²⁾.

식 (6)과 식 (7)을 식 (5)에 대입하고, 1차원 정상상태 열전도 방정식의 형태로 표현하면 다음과 같다.

$$Q_T = A_T \cdot \eta_s \cdot k_{f,eff} \frac{T_{f,s} - T_t}{x_f} = \frac{T_{f,s} - T_t}{R_f} \quad (8)$$

여기서, R_f 는 서리층의 열저항으로 다음과 같다.

$$R_f = \frac{x_f}{k_{f,eff} \cdot \eta_s \cdot A_T} \quad (9)$$

식 (8)의 $k_{f,eff}$ 는 서리층의 유효열전도계수로서 서리층 내부에서 일어나는 수증기의 확산과 이로 인한 열생성을 포함하고 있으며 수식으로 표현하면 다음과 같다.

$$k_{f,eff} = k_f + D \cdot L_H \cdot \frac{\rho_{w,sat}(T_{f,s}) - \rho_{w,sat}(T_t)}{T_{f,s} - T_t} \quad (10)$$

여기서, k_f 는 서리층의 열전도계수로 다음과 같다⁽¹¹⁾.

$$k_f = 0.001202 \cdot \rho_f^{0.963} \quad (11)$$

2.3 관 내부의 열전달 해석

관 벽의 열저항을 무시하면 냉매가 흐르는 관 내부에서의 열전달 관계식은 다음과 같이 표현된다.

$$Q_T = A_r \cdot h_r \cdot (T_i - T_r) \quad (12)$$

여기서, A_r 는 관 내부 면적, h_r 는 냉매 측의 열전달계수이다.

2.4 총합열전달계수

식 (2), 식 (8) 그리고 식 (12)을 조합하면 다음과 같이 총합열전달계수에 관한 열전달 관계식을 도출할 수 있다.

$$Q_T = U_T \cdot A_T \cdot (T_a - T_r) \quad (13)$$

여기서, 총합열전달계수는

$$\frac{1}{U_T} = \frac{1}{h_T \cdot \eta_s} + \frac{x_f}{k_{f,eff} \cdot \eta_s} + \frac{A_T}{h_r \cdot A_r} \quad (14)$$

이다.

2.5 열교환기 해석

이 연구에서는 단위관에 대한 해석을 총열전달계

수(식 (4))와 서리층의 유효열전달계수(식 (10))를 적용하여 총합열전달계수를 정의하고, 이를 이용하여 열교환기에서의 총열전달을 LMTD법으로 계산한다.

$$Q_T = U_T \cdot A_T \cdot \Delta T_{lm} \quad (15)$$

여기서,

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_{a,i} - T_{r,i}) - (T_{a,o} - T_{r,o})}{\ln[(T_{a,i} - T_{r,i}) / (T_{a,o} - T_{r,o})]} \quad (16)$$

이다. 이 연구에서는 각각의 단위관에서 열전달량 및 물성치를 계산한 후, 전체 열교환기에 대한 해석을 수행하는 tube-by-tube법⁽⁵⁾을 적용한다.

2.6 서리층의 성장

열전달해석을 통하여 계산된 잠열전달량을 기초로 하여 다음과 같이 물질전달량을 계산한다.

$$w_{a,o} = w_{a,i} - \frac{Q_l}{L_H \cdot \dot{m}_a} \quad (17)$$

$$\dot{m}_f = \dot{m}_a \cdot (w_{a,i} - w_{a,o}) \quad (18)$$

공기로부터 서리층 표면으로 전달된 수증기 중 일부는 서리층의 두께를 증가시키고, 일부는 서리층의 밀도를 증가시키는데, 밀도 증가에 기여하는 수증기의 양은 서리층 내부 해석으로부터 얻어진 수증기 밀도 분포와 흡수계수를 이용하여 다음과 같이 구할 수 있다.

$$\dot{m}_\rho = A_T D \left. \frac{d\rho_w}{dx} \right|_{f,s} = A_T \int_{x=0}^{x=x_f} \alpha_f \rho_w dx \quad (19)$$

따라서 서리층의 두께 증가에 기여하는 수증기의 양은 다음과 같다.

$$\dot{m}_x = \dot{m}_f - \dot{m}_\rho \quad (20)$$

식 (19)와 식 (20)으로부터 구하여진 각각의 질량유속을 이용하여 다음과 같이 각 시간에서의 서리층의 밀도와 두께를 구한다.

$$\rho_f^{t+\Delta t} = \rho_f^t + \frac{\dot{m}_\rho}{x_f \cdot A_T} \Delta t \quad (21)$$

$$x_f^{t+\Delta t} = x_f^t + \frac{\dot{m}_x}{\rho_f \cdot A_T} \Delta t \quad (22)$$

2.7 수치해석

이 연구에서 개발된 착상조건하에서 운전되는 핀-관 열교환기의 해석방법은 다음과 같다.

(1) 서리층 표면온도를 이용하여 총열전달계수 (h_T)와 유효 열전달계수 ($k_{f,eff}$)를 각각 계산하고,

이를 이용하여 총합열전달계수 (U_T)를 구한다.

(2) 총합열전달계수와 서리층 표면온도를 이용하여 총열전달량 (Q_T), 현열전달량 (Q_s), 그리고 잠열전달량 (Q_l)을 계산한다.

(3) 현열전달량을 이용하여 서리층 표면온도를 개선한다.

(4) 서리층 표면온도가 수렴할 때까지 과정 ①~③을 반복한다.

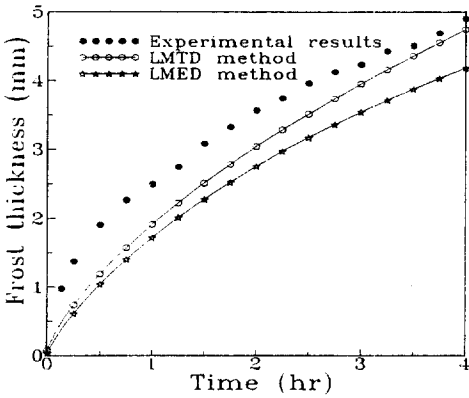


Fig.2 The variation of frost thickness with time

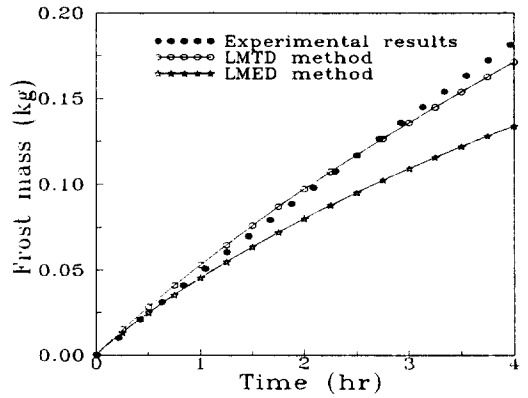


Fig.3 The variation of frost mass with time

Table 1 Geometry of evaporator for this study

Component	Specification	Component	Specification
Number of tubes	4	Longitudinal tube spacing	30mm
Number of rows	2	Tube material	Aluminium
Tube ID	6mm	Fin spacing	20mm
Tube OD	8mm	Fin thicnkss	0.2mm
Tube length	370mm	Fin material	Aluminium
Transverse tueb spacing	27mm	Fin type	Flat type

Table 2 Average heat transfer rate and percent relative error

	Total heat transfer rate	Sensible heat transfer rate	Latent heat transfer rate
Experimental result	129.0W	97.6W	31.4W
LMTD method	134.8W	102.0W	32.8W
	4.5%	4.5%	4.5%
LMED method	136.6W	113.2W	23.5W
	5.9%	15.9%	25.3%

3. 결과 및 고찰

이장에서 적용된 핀-관 열교환기의 기하학적인 형상은 Table 1에 나타내었다. 온도가 -30°C 인 냉매가 유량 $0.6\text{m}^3/\text{h}$ 로 관 내부를 흐르고, 온도 6°C 상대습도가 70%인 공기가 1m/s 의 속도로 흐르는 Fig.1과 같은 구조의 2단 2열의 핀-관 열교환기를 성능해석의 기본모델로 설정하였다.

실험결과⁽⁴⁾와 수정 LMTD법 및 LMED법⁽⁵⁾에 의해 산출된 서리층의 두께와 착상량을 Fig.2와 Fig.3에 각각 도시하였다. 여기서 서리층의 두께는 관 및 핀의 표면에 생성된 서리층의 평균 두께이다. 4시간 동안 운전하였을 때, LMED법의 결과는 실험 결과와의 오차가 서리 두께에 있어서 14.7%, 착상량에 있어서 26.8%이지만, 수정 LMTD법을 이용한 해석의 결과는 두께는 3.3%, 착상량은 6.4%의 오차를 보였다.

Table 2에는 실험 결과와 LMED법에 따른 결과, 그리고 이 연구를 통하여 개발된 수정 LMTD법의 결과로부터 산출된 열전달량을 각각 나타내었다. 4시간 평균 총열전달량의 경우, LMED법에 의한 결과가 실험 결과와 5.9%의 오차를 보이고 수정 LMTD법의 결과는 4.5%의 오차를 보였다. 현열전달량의 경우 LMED법은 15.9%, 그리고 수정 LMTD법은 4.5%의 오차를 보였으며, 잠열전달량은 각각 25.3%와 4.5%의 오차를 나타내었다.

총열전달량의 경우, 두 가지 해석 방법에 의한 결과의 오차가 비슷하지만, 총열전달을 구성하는 현열 및 잠열전달의 구성비는 서로 다르게 나타났다. 즉, 현열 및 잠열의 경우는 LMED법의 결과가 수정 LMTD법의 결과보다 큰 오차를 보이고 있다. 이러한 현상의 이유는 각각의 방법에 적용되는 Lewis수가 서로 다르고, 서리층의 표면온도를 계산하는 방법이 다르기 때문이다. 특히, LMED법이 잠열전달의 계산에서 큰 오차를 유발함으로써 착상량과 서리층의 두께 등의 서리층 성장에 대한 예측을 부정확하게 한 직접적인 원인이 되었다.

수정 LMTD법은 잠열전달을 서리층 표면온도를 기준으로 계산하고 Lewis수를 주어진 운전조건에 적합한 값을 사용하였기 때문에 서리층의 두께, 착

상량, 그리고 각각의 열전달을 비교적 정확히 계산할 수 있었다. 그러나 LMED법은 Lewis수를 단지 1로만 고정하여 잠열전달을 계산하였기 때문에 서리층의 성장과 각각의 열전달에 대한 계산 결과가 비교적 큰 오차를 수반하게 된 것이다.

수정 LMTD법과 LMED법의 결과가 차이를 보이는 또다른 이유는 Fig.4에서 보는 바와 같이 서리층 표면 온도가 다소간의 차이가 있기 때문이다. 이로 인하여 물질전달의 추진력이 서로 다르게 산출되어 서리층의 성장과 열전달에 대한 해석 결과가 차이를 보이게 되었다. 이처럼 서리층 표면온도의 계산에 있어서 차이를 보인 것은 다음 세가지 이유로 설명될 수 있다.

첫번째 이유는 수정 LMTD법의 경우는 공기와 서리층 내부에서의 일어나는 열 및 물질전달을 해석하여 열전달과 서리층 표면 온도를 반복법으로 정확히 계산하는 반면, LMED법은 열 및 물질전달의 상사성을 이용하여 다음의 식과 같이 서리층 표면의 엔탈피를 구하고, 이 값에 공기의 건습관계식을 적용하여 서리층의 표면 온도를 계산하기 때문이다.

$$i_{r,s} = i_a - (i_a - i_r) \cdot (E/\eta_s h_a) \quad (23)$$

여기서,

$$E = \left[m \cdot \left(\frac{A_T}{h_r A_r} + \frac{x_r}{\eta_s k_f} \right) + \frac{1}{\eta_s h_a} \right]^{-1} \quad (24)$$

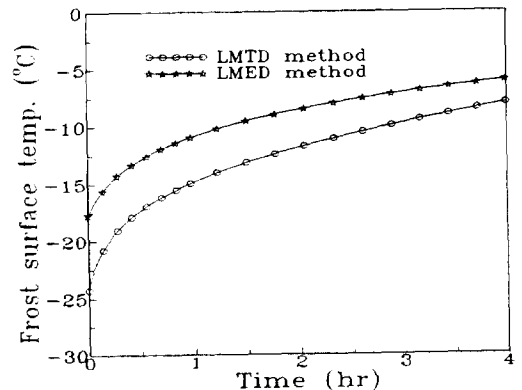


Fig.4 The variation of frost surface temperature with time

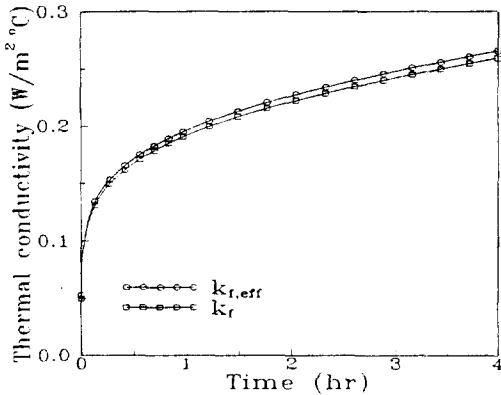


Fig.5 Comparison of thermal conductivity and effective thermal conductivity of frost layer

이 때, m 은 서리층 표면온도에서의 포화공기의 엔탈피 구배이다⁽⁵⁾.

두번째 이유는 수정 LMTD법은 이 관수 등⁽⁶⁾이 제안한 방법을 적용하여 서리층 내부를 해석하고 이를 바탕으로 식 (10)의 유효열전도계수를 계산하여 서리층의 열저항을 산출한 반면, LMED법은 서리층의 열저항을 식 (11)의 열전도계수를 이용하여 구한데 있다. Fig.5에는 수정 LMTD법에 적용된 서리층의 열전도계수와 유효 열전도계수를 나타내었다. 4시간 동안의 평균 값을 비교하면 두 값의 차이가 2.4%로 비교적 작지만, 착상초기에는 5.7%의 비교적 큰 차이를 보인다. 두 값이 착상초기에 큰 차이를 보이는 것은 이 시기에는 식 (10)으로 나타나는 서리층의 유효열전도계수 중 우변의 두번째 항이 차지하는 비율이 크기 때문이다. 서리층 두께는 초기에 급격히 증가하므로 착상 초기에 대한 해석의 정확도는 매우 중요하다. Fig.4로부터 알 수 있듯이 착상초기에 두 가지 해석 방법으로 계산한 서리층의 표면 온도가 큰 차이를 보이는데, 이것은 서리층의 두께와 착상량, 그리고 열전달량 등이 전 시간에 걸쳐 큰 차이를 보이게 하는 원인 중 하나라고 생각된다. 마지막 이유는 서리층 성장에 대한 해석 방법이 다른데 있다. 공기로부터 서리층 표면으로 전달된 수증기 중 일부는 서리층 내부로 스며들어 밀도를 증가시키고, 나머지는 서리층의 두께를 증가시킨다. 서리층의 밀도를 증가

시키는 수증기의 양을 수정 LMTD법은 서리층 내부에서 일어나는 수증기 확산을 풀이하여 식 (19)와 같이 구하였고, LMED법은 단지 서리층 표면에서의 온도구배를 이용하여 다음과 같이 구하였다⁽⁸⁾.

$$\dot{m}_\rho = A_r D \left[\frac{1 - (\rho_v/\rho_{ice})}{1 + (\rho_v/\rho_{ice})^{0.5}} \right] \left. \frac{d\rho_w}{dx} \right|_{r,s} \quad (25)$$

이 때, 수증기 밀도구배 $(d\rho_w/dx)_{r,s}$ 는 수증기를 이상기체라 가정하여 온도구배로부터 계산하였다. 따라서 두 방법은 서리층의 밀도 증가와 두께 성장에 대한 계산이 서로 다르다.

앞에서 설명한 세가지의 이유로 수정 LMTD법은 LMED법에 비하여 서리층 표면온도 정확하게 계산한 것으로 판단되며, 이로 인하여 해석 결과의 신뢰도가 향상된 것으로 생각된다.

5. 결 론

이 연구를 통하여 착상조건하에서 운전되는 핀-관 열교환기의 성능해석을 위한 수정 LMTD법을 제시하였다. 이 방법은 서리층 내부에서 일어나는 수증기의 확산과 승화를 고려하여 서리층 표면온도와 서리층 성장률을 계산하였다. 그리고 서리층 표면온도의 함수로 정의된 총열전달계수와 서리층의 유효 열전도계수를 이용하여 총합열전달계수를 계산하였으며 총합열전달계수와 서리층 표면 온도를 이용하여 열전달을 구하였다. 또한 물질전달의 추진력을 공기와 서리층 표면의 습도 차를 기준으로 하여 계산하였다.

본 연구에서 개발된 수정 LMTD법은 열전달과 착상량 그리고 서리층의 두께를 기존의 LMED법에 비해 비교적 정확히 예측하였다.

참 고 문 헌

- Oskarson, S. P., Krakow, K. I., and Lin, S., 1990, "Evaporator Models for Operation with Dry, Wet, and Frosted Finned Surfaces Part I; Heat Transfer and Fluid Flow Theory", ASHRAE Transactions, Vol. 96, Part 1, pp. 373~380.

2. Oskarson, S. P., Krakow, K. I., and Lin, S., 1990, "Evaporator Models for Operation with Dry, Wet, and Frosted Finned Surfaces Part II; Evaporator Models and Verification", ASHRAE Transactions, Vol. 96, Part 1, pp. 381~392.
3. Malhammar, A., 1988, "Monitoring Frost Growth in Evaporators is a Complex Process", Australian Refrigeration, Air Conditioning and Heating, pp. 21~29.
4. O'Neill, P. J., and Crawford, R. R., 1994, "Thermal Performance Analysis of Finned Tube Heat Exchanger at Low Temperatures and Air Flow Rates", ASHRAE Transactions, Part 2, pp. 224~260.
5. 이관수, 박희용, 이육용, 이태희, 이수엽, 이명렬, 1995, "착상조건하에서 핀-관 열교환기의 성능 예측을 위한 컴퓨터 시뮬레이션", 공기조화·냉동공학회 논문집, Vol. 7, No. 1, pp. 161~170.
6. Kondepudi, S. N. and O'Neal, D. L., 1993, "Performance of Finned-Tube Heat Exchangers under Frosting Conditions: I. Simulation Model", Int. J. Refrig., Vol. 16, No. 3, pp. 175~180.
7. Kondepudi, S. N. and O'Neal, D. L., 1993, "Performance of Finned-Tube Heat Exchangers under Frosting Conditions: II. Comparison of Experimental Data with Model", Int. J. Refrig., Vol. 16, No. 3, pp. 181~184.
8. Jones, B. W., and Parker, J. D., 1975, "Frost Formation with Varying Environmental Parameters", ASME, J. of Heat Transfer, Vol. 97, pp. 255~259.
9. 이관수, 이태희, 허정희, 1996, "착상 거동 예측을 위한 이론적 모델", 대한기계학회 논문집, Vol. 20, No.3, pp. 1096~1105.
10. Incropera, F. P., and Dewitt, D. P., 1990, Fundamentals of Heat and Mass Transfer, 3rd ed., New York, John Wiley & Sons, Inc.
11. 이관수, 1995, "Fin-Tube 증발기의 착상시 성능 모델링 및 해석", LG전자(주), p. 147.
12. ASHRAE, 1993, ASHRAE HANDBOOK-Fundamentals, Atlanta, American Society of Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning Engineers, Inc., pp. 6.15.
13. 이관수, 박희용, 이태희, 이남교, 이수엽, 이명렬, 1995, "착상조건하에서 핀-관 열교환기 성능에 관한 실험적 연구", 공기조화·냉동공학회 논문집, Vol. 7, No. 2, pp. 319~328.