

<학술논문>

DOI:10.3795/KSME-B.2008.32.4.307

냉장고용 핀-튜브 증발기의 착상 성능해석에 관한 연구

이무연* · 이호성** · 장용희* · 김용찬†

(2007년 11월 30일 접수, 2008년 2월 4일 심사완료)

Numerical Analysis on the Frosting Performance of a Fin-tube Evaporator for a Refrigerator

Mooyeon Lee, Hosung Lee, Yonghee Jang and Yongchan Kim

Key Words : Fin-tube Evaporator(핀 튜브 증발기), Fin Pitch(핀 피치), Frost(서리), Frost Growth(서리 성장), Pressure Drop(압력강하)

Abstract

The objective of this study is to provide numerical and experimental data that can be used to investigate the performance characteristics of a flat plate fin-tube evaporator in household and commercial refrigerators under frosting conditions. Computer simulations with variations of operating conditions such as air inlet temperature, relative humidity, and geometries were performed to find out optimal design parameters of a fin-tube evaporator for household and commercial refrigerators. The tube-by-tube method was used in the simulation and the frost growth model was considered under frosting conditions. The developed analytical model predicted the decreasing rates of heat transfer capacity and air flow rate ratio within $\pm 10\%$ compared to the experimental results for a refrigerator under real operating conditions. As a result, the frost thickness at $3\text{ }^{\circ}\text{C}$ & 80% is increased 40% than that of $-3\text{ }^{\circ}\text{C}$ & 80% , and the frost thickness at $3\text{ }^{\circ}\text{C}$ & 90% is increased 30% than that of $3\text{ }^{\circ}\text{C}$ & 60% . Accordingly, the operating time of the evaporator in the refrigerator was reduced with the increase of the decreasing rate of air flow rate ratio at each condition.

기호설명

A : 면적 (m^2)
 Bo : oiling 수
 C_p : 비열 ($\text{kJ/kg}\cdot\text{K}$)
 D : 직경 ($D=2r$, mm), 열확산계수
 G : 질량유속 ($\text{kg/m}^2\text{s}$)
 f : 마찰계수
 Fr : Froude 수
 h : 열전달계수 ($\text{W/m}^2\text{K}$), 엔탈피 (kJ/kg)
 Δh : 엔탈피 차 (kJ/kg)

J : Colburn factor
 k : 열전도도 (W/mK)
 Le : Lewis 수
 M_v : 수증기의 분자량 (g/mol)
 \dot{m} : 질량유량 (kg/s)
 Pr : Prandtl 수
 P : 압력 (Pa)
 ΔP : 압력차 (Pa)
 $\frac{dp}{dz}$: 압력강하 (Pa/m)
 Q : 열전달량 (W)
 q : 단위면적 당 열전달량 (W/m^2)
 R : 기체상수, 등가핀팁반경 (mm)
 r : 기본반경 (mm)
 Re : Reynolds 수
 Sc : Schmidt 수

† 책임저자, 회원, 고려대학교 기계공학과
 E-mail : yongckim@korea.ac.kr
 TEL : (02) 3290- 3366 FAX : (02) 921- 5946

* 고려대학교 기계공학과
 ** 회원, 자동차 부품 연구원

T	: 온도 ($^{\circ}\text{C}$, K)
ΔT	: 온도차 ($^{\circ}\text{C}$, K)
τ	: 시간 (S)
U	: 총괄 열전달계수 ($\text{W}/\text{m}^2 \text{K}$)
V_{\max}	: 최소유량면적에서 속도 (m/s)
ν	: 비체적 (m^3/kg)
We	: Weber 수
w	: 비습도 (kg/kg_a)
X	: 서리 두께 (mm)
x	: 건도
Y	: 육각형 핀의 가로길이 ($Y \geq y$)
y	: 육각형 핀의 세로길이
$\frac{d}{dt}$: 시간 변화량

그리스문자

β	: 무차원길이 (육각핀 가로길이/세로)
ϕ	: 핀효율
ϕ_{fo}	: 액상에서 마찰손실 배수
φ	: 무차원길이 (육각핀 세로길이/반경)
μ	: 동점성계수(Ns/m^2)
θ	: 무차원길이 (등가핀팁반경/튜브반경)
ρ	: 밀도 (kg/m^3)
σ	: 표면장력 (N/m)

하첨자

A	: 공기
an	: 환상류
c	: 자유 통로 (Free path)
f	: 서리, 액체, 핀
g	: 기상
i	: 입구, 내부
l or fo	: 액체
m	: 재료, 평균, 분류류
o	: 출구, 외부
$pool$: 비등
p	: 판 (Plate)
ref	: 냉매 (Refrigerant)
max	: 최대 (Maximum)
t	: 튜브, 두께, 전체
s	: 표면, 포화
ice	: 얼음
v	: 증기

1. 서 론

일반적으로 냉장고는 음식물의 저장/신선 보관을 위하여 냉장실과 냉동실로 구성되고, 각 저장실의 온도를 제어하기 위하여, 압축기, 응축기, 팽창장치,

증발기로 구성된 증기압축식 냉동사이클을 채택하고 있다. 일반적으로 냉장고용 증발기는 평판 핀-튜브 증발기가 많이 사용되고 있으며, 고내 공기와 공기 노점온도보다 낮은 냉매 사이에 열 및 물질 전달이 이루어진다. 이러한 열전달 과정 중에 증발기 표면에서는 필연적으로 서리가 생성되고 성장하여 열저항으로 작용한다. 이러한 서리성장은 증발기내 공기 유로를 감소시켜 풍량 감소와 열전달 성능저하를 야기시킨다. 따라서 냉장고를 장시간 운전시키는 경우 시스템 성능 유지를 위해서는 서리 제거를 위한 제상운전이 필요하게 된다. 그러나 제상운전은 서리 제거를 위해 필요하지만 부가적인 열원(히터)이 필요하고, 제상 후 잔열을 제거하기 위한 추가적인 에너지 사용으로 시스템 효율 및 제품 단가 측면에서 좋지 않다. 즉, 냉장고의 성능 향상을 위해서 착상 과정에 대한 근본적인 이해를 통해 저 착상을 실현할 수 있는 효율적인 증발기의 개발이 필요하고 착상 성능을 예측할 수 있는 해석기법이 필요하다.

Hiller and Glicksman 은 ϵ -NTU 방법을 사용하여 용량해석 제어를 통한 응축기에서의 열전달 성능 향상을 연구하였고, Fisher and Rice 는 공기 대 공기 heat pump 의 열교환기에 대한 정상상태 컴퓨터 설계모델을 개발하였다.^(1,2) Chi 는 관순법을 이용하여 heat pump 의 정상상태를 해석할 수 있는 HTPUMP 모델을 개발하였다.⁽³⁾ Domanski 는 관순법을 이용하여 냉매와 1 차원 공기 배분 (distribution)에 대한 증발기 시뮬레이션 모델인 EVSIM 을 개발하였다.⁽⁴⁾ 위에서 언급한 연구자들에 의해 증발기 모델링에 관한 연구가 이루어 졌으나 냉장고용 열교환기 보다는 공조용 열교환기에 대해 더 많은 연구가 이루어졌고, 수렴 시간이 오래 걸리고 착상운전 조건에서 잘 맞지 않는다. 또한, 냉장고에 사용되는 증발기는 사이즈가 작고 필요로 하는 용량이 작으며 착상 시 성능예측이 어려워 연구가 쉽지 않은 것이 사실이다. 따라서 냉장고에 사용되는 증발기는 냉장고를 장시간 동안 운전시켜 증발기 내의 착상 과정을 관찰하고, 경험적으로 착상에 의해 유로 감소가 가장 심각하게 진행되는 부분을 예측하여 핀 피치나 열 간격을 조절하는 등 실험과 경험을 통하여 문제를 해결해 왔다. 그러나 과도한 핀 간격이나 열 간격을 갖는 증발기가 제작되거나, 열교환 효과에 대한 예측이 잘못되어 최적화되지 않은 증발기가 사용되기도 하는 것이 현실이다.

따라서 본 연구에서는 일반 가정용 냉장고의 실 사용 조건인 착상 운전조건에서 증발기의 성능을 예측할 수 있는 모델링을 수행하였고, 증발기 운전 조건 변화 및 증발기 형상변수 변화에 따른 열전달 성능 변화를 알아 보았다. 또한, 냉장고 세트 실험결과와의 검증을 통하여 모델링에 대한 신뢰성을 확보하였고, 궁극적으로 냉장고용 증발기 설계

에 활용될 수 있는 기초적인 자료를 제공하고자 한다.

2. 착상 성능 해석 모델링

2.1 모델링

핀-튜브 열교환기 모델링 방법에는 ϵ -NTU 방법, 관순법, 유한차분법 등이 있다. 본 연구에서는 Chi와 Domanski가 제시한 관순법을 이용하여 열교환기를 모델링하였다.^(3,4) 각 열을 등간격으로 나누어 검사체적으로 설정하고 에너지 보존법칙과 열전달 관계를 이용하여 독립적으로 해석하고, 각 검사체적의 출구조건은 다음 검사체적의 입구조건으로 사용하여 냉매가 흐르는 순서에 따라 분석을 진행해 가는 방식이다. 또한, 관순법에 의한 열교환기 해석 방법은 열교환기의 과열, 과냉 영역과 건표면 및 습표면이 함께 존재하는 경우에도 해석이 가능하다.

2.2 서리성장 모델링

착상과정을 보다 잘 이해하기 위해서 서리성장 메커니즘을 파악하는 것이 중요하며, 착상조건에서 열전달량 계산을 위하여 열교환기 표면에서 서리성장으로 인한 열전달량 감소 효과를 고려해야 한다.

Fig. 1 (a)에 서리성장 모델링에 사용된 제어체적과 Fig. 2 (b)에 서리층에서 에너지 및 물질전달 관계를 나타내었다. 착상 운전조건에서 제어체적 내 에너지 및 물질전달 방정식은 식 (1) ~ (3)과 같다. 에너지 방정식과 물질전달 방정식을 풀기 위하여 Jones and Parker가 고안한 서리성장 모델링 해석방법을 사용하였다.⁽⁵⁾ 서리표면에서 일어나는 수증기의 물질전달은 서리를 성장시키는 역할과 서리의 밀도를 증가시키는 역할로 구분하여 식 (1)과 같이 표현되었고, 에너지 방정식은 공기와 서리표면 사이의 온도 및 습도 차로 인한 현열전달과 잠열전달 부분으로 구분하여 식 (2)~(3)으로 표현되었다.

$$\dot{m}_f = h_m(\omega_a - \omega_s) = \frac{d}{dt}(X_f \rho_f) = \rho_f \frac{dX_f}{dt} + X_f \frac{d\rho_f}{dt} \quad (1)$$

$$q_t = h(T_a - T_s) + \dot{m}\Delta h_s \quad (2)$$

$$h(T_a - T_s) + \rho_f \frac{dX_f}{dt} \Delta h = k_f \left(\frac{dT}{dx} \right)_s \quad (3)$$

서리두께($\frac{dX_f}{dt}$) 및 밀도($\frac{d\rho_f}{dt}$) 변화는 서리표면에 생성되는 얼음결정의 온도를 예측하여 식 (4) ~ (5)로 계산된다. 이 때, 식 (4)의 τ_s 는 서리성장 시 방향성을 고려한 수정계수로

Bryan and Brian의 연구에 의해 제시된 1.1을 사용하였다.⁽⁶⁾

$$\frac{dx_f}{dt} = \frac{h_m(w_a - w_s) - \frac{M_v D_s (1 - \rho_f / \rho_{ice})}{RT_s \tau_s} \left(\frac{dP_v}{dT} \right)_s \left(\frac{dT}{dx} \right)_s}{\rho_f} \quad (4)$$

$$\frac{d\rho_f}{dt} = \frac{M_v D_s (1 - \rho_f / \rho_{ice})}{RT_s \tau_s x_f} \left(\frac{dP_v}{dT} \right)_s \left(\frac{dT}{dx} \right)_s \quad (5)$$

공기측 열확산계수 (D_s) 및 물질전달량 계산시 사용되는 서리표면의 비습도(w_s)는 Sahin이 제시한 식 (6) ~ (7)을 이용하여 계산하였다.⁽⁷⁾ 즉, 열확산계수는 공기측 온도만의 함수로 표현되었고, 비습도는 서리표면 온도에 따른 증기압의 함수로 표현되었다. 또한, 서리성장애 따른 서리의 열전도계수는 변화는 Sanders가 제시한 식 (8)을 이용하여 계산하였다.⁽⁸⁾ 서리의 열전도계수를 서리밀도만의 함수로 나타내었다.

$$D_s = 2.11 \times 10^{-5} \cdot \left(\frac{T_a [K]}{273.15} \right)^{1.94} \quad (6)$$

$$w_s = 0.622 \times 10^{-2} \cdot P_g \quad (7)$$

$$k_f = 0.001202 \cdot \rho_f^{0.963} \quad (8)$$

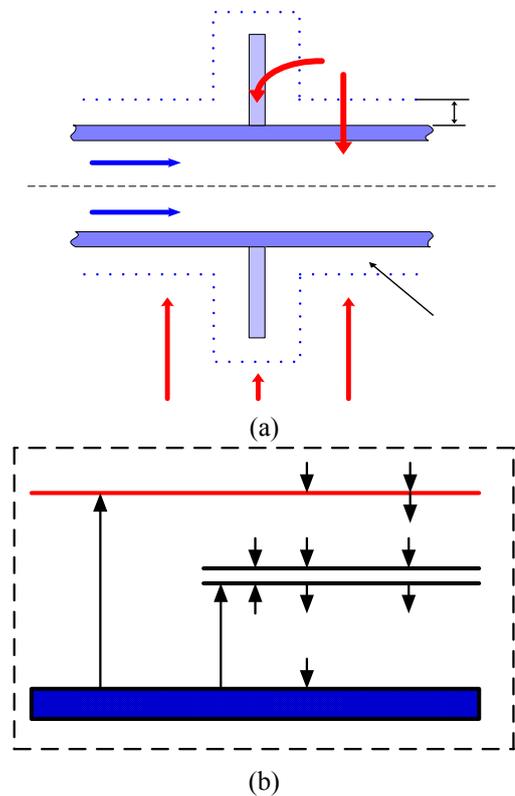


Fig. 1 (a) Control volume of the frost growth model, (b) Energy and mass balance for frost layer

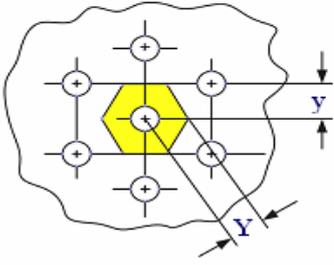


Fig. 2 Definition of fin geometry

2.3 핀-튜브 열교환기 열량 계산

2.3.1 직교류에서 튜브의 열전달

직교류 배열을 가진 열교환기의 열전달량은 식 (9)로부터 구할 수 있다. 열교환하는 유체 중 하나의 유체온도가 변하지 않는 경우 예는, 대수평균온도차 (ΔT_m)는 식 (10)을 이용하여 계산하고, 유체온도가 모두 변하는 경우는, 식 (11)을 이용하여 계산한다.

$$Q = UA\Delta T_m \quad (9)$$

$$\Delta T_m = \frac{T_{a-i} - T_{a-o}}{\ln\left(\frac{T_{a-i} - T_{ref}}{T_{a-o} - T_{ref}}\right)} \quad (10)$$

$$\Delta T_m = \frac{(T_{a-i} - T_{ref-o}) - (T_{a-o} - T_{ref-i})}{\ln\left(\frac{T_{a-i} - T_{ref-o}}{T_{a-o} - T_{ref-i}}\right)} \quad (11)$$

유체의 엔탈피 변화량은 식 (12)와 (13)의 관계를 이용하면 계산할 수 있다.

$$Q = \dot{m} \cdot (h_o - h_i) \quad (12)$$

$$Q = \dot{m} \cdot C_p \cdot (T_o - T_i) \quad (13)$$

2.3.2 핀-튜브 열교환기의 총괄 열전달계수

열전달량 계산을 위하여 총괄 열전달계수 (U)는 튜브내측 열저항, 튜브재료 열저항, 착상 조건에서 서리에 의한 열저항, 핀과 튜브 사이의 접촉 열저항, 그리고 공기측 열저항 등을 고려하여 식 (14)과 같이 표현하였다. 핀 효율 (ϕ) 및 공기측 열전달계수 (h_a)는 Schmidt 가 제시한 식을 이용하여 식 (15)~(18)로 계산하였다.⁽⁹⁾

$$U = \left[\frac{A_o}{A_{p,i} h_i} + \frac{A_o x_p}{A_{p,m} k_p} + \frac{A_o x_s}{A_{p,m} k_f} + \frac{A_o}{A_{p,o} h_{cf}} + \frac{1}{h_a \left[1 - \left(\frac{A_f}{A_o} \right) (1 - \Phi) \right]} \right]^{-1} \quad (14)$$

$$\phi = \frac{\tanh(M \cdot r_o \cdot \theta)}{M \cdot r_o \cdot \theta} \quad (15)$$

$$M = \left[\frac{2 \cdot h_a}{k_f \cdot t} \right]^{0.5} \quad (16)$$

$$\theta = (R/r_o - 1)(1 + 0.35 \cdot \ln(R/r_o)) \quad (17)$$

$$h_a = h_{c,o} \left[1 + \frac{i_{fg,w}(w_a - w_w)}{C_{p,a}(T_a - T_w)} \right] \quad \text{for } w_a > w_w$$

$$h_a = h_{c,o} \quad \text{for } w_a \leq w_w \quad (18)$$

여기서 엇갈린 배열을 가진 평판핀 표면의 경우, Fig. 2 과 같이 육각형 모양의 핀으로 해석할 수 있으며, 식 (19)로 계산된다.

$$R/r_o = 1.27 \cdot \phi \cdot (\beta - 0.3)^{0.5} \quad (19)$$

$$\text{where } , Y \geq y$$

$$\phi = y / r_o$$

$$\beta = Y / y$$

핀과 튜브사이의 접촉 열저항은 Sheffield 가 제시한 식 (20)을 이용하여 계산하였다.⁽¹⁰⁾ 냉각고용 핀-튜브 증발기는 튜브를 확관하여 핀에 기계적으로 접촉시키는 방식으로 제작되므로 접촉 열저항을 반드시 고려해야 한다.

$$h_{cf} = \exp[6.902 + 2.889 \cdot \left(\frac{I \cdot FPI \cdot d}{D} \right)^{0.75} (t \cdot FPI)^{1.25}] \quad (20)$$

여기서 I 는 확관시키는 간격, FPI 는 인치 당 핀의 수, t 는 핀 두께, 그리고 d 는 비커스 (Vickers) 경도 실험결과 중 25 g의 하중이 가해졌을 때 홈의 지름을 (μm) 단위로 표시한 것이다.

2.3.3 공기측 상관식

공기측 열전달 상관식은 Wang 와 Chi 이 제시한 상관식을 사용하여 식 (21)와 (22)와 같이 계산하였다.^(11,12) 착상조건에서는 공기와 증발기 표면 사이의 물질전달이 발생하기 때문에, 공기측 물질전달은 식 (23)에서 계산된다. 일반적으로 Le 수는 물질전달과 열전달의 상사성을 나타내는데, 습공기에서는 1로 가정한다.

$$J = \frac{h_a}{\rho V_{\max} C_{p,a}} Pr^{2/3} \quad (21)$$

$$f = \frac{A_c \rho_m}{A_o \rho_i} \left[\frac{2\Delta p \rho_i}{G^2} - (1 + \sigma^2) \left(\frac{\rho_i}{\rho_o} - 1 \right) \right] \quad (22)$$

$$\frac{h_a}{\rho_a c_{p,a} h_m} = \left(\frac{Sc}{Pr} \right)^{2/3} = Le^{2/3} \quad (23)$$

2.3.4 냉매측 상관식

냉매측 열전달 상관식은 Gungor 와 Winterton 이 제시한 상관식을 이용하여 식 (24) ~ (29)과 같이 계산하였다.⁽¹³⁾ 건도가 0.85 이하인 환상류와 0.85 이상인 분무류로 나누어 해석을 진행하

였다. 환상류의 경우, 이상상태의 비등 열전달 계수 h_{an} , 단상 대류열전달계수(convective single-phase heat transfer coefficient) h_l , 풀 비등 열전달 계수 (pool boiling heat transfer coefficient) h_{pool} 각각의 가중치를 곱한 합의 형태로 나타냈다.

$$h_{an} = E \cdot h_l + S \cdot h_{pool} \quad (24)$$

$$h_l = 0.023 \cdot \text{Re}_l^{0.8} \cdot \text{Pr}_l^{0.4} \cdot k_l / D_i \quad (25)$$

$$h_{pool} = 55 \cdot \text{Pr}^{0.12} (-\log_{10} \text{Pr})^{-0.55} \cdot M^{-0.5} \cdot q^{0.67} \quad (26)$$

$$h_m = (1.0 - x)h_{an} + (x - 0.85)h_l \quad (27)$$

$$E = 1 + 24000 \text{Bo}^{1.16} + 1.37 \cdot x^{-0.86} \quad (28)$$

$$S = (1 + 1.15 \times 10^{-6} \cdot E^2 \cdot \text{Re}^{1.17})^{-1} \quad (29)$$

수평관에서 Fr (Froude 수) ≤ 0.05 인 경우, E 와 S 는 식 (30)와 (31)을 각각 곱해서 계산하였다.

$$E_2 = Fr^{(0.1-2 \cdot Fr)} \quad (30)$$

$$S_2 = Fr^{0.5} \quad (31)$$

분무류의 경우, 열전달계수 h_m 은 식 (32)을 이용하여 계산하였다. 전열 촉진관의 경우 Khanpara 가 제시한 보정계수 1.45 를 곱하여 계산하였다.⁽¹⁴⁾

$$h_m = (1.0 - x)h_{an} + (x - 0.85)h_l \quad (32)$$

2.3.4 압력강하 상관식

압력강하의 경우 마찰에 의한 압력강하와 운동량 변화에 의한 압력강하, 그리고 중력에 의한 압력강하의 합으로 구성된다. 대부분의 증발기는 중력에 의한 압력강하는 무시할 수 있어 마찰에 의한 압력강하와 운동량 변화에 의한 압력강하만을 고려하여 식 (29)로 나타내었다.

단상영역에서 마찰에 의한 압력강하는 식 (30)로 계산되고, 이상영역에서 압력강하는 Friedel 이 제시한 보정계수를 이용하여 식 (31)로 계산된다.⁽¹⁵⁾ 단상영역에서 마찰계수는 Blasius 방정식에 의해서 식 (32)로 계산된다.⁽¹⁶⁾

$$-\left(\frac{dP}{dz}\right) = -\left(\frac{dP}{dz}F\right) + G^2 \frac{d}{dz} \left[\frac{x^2 v_g}{\alpha} + \frac{(1-x)^2 v_f}{1-\alpha} \right] \quad (29)$$

$$-\left(\frac{dP}{dz}F\right) = -\left(\frac{dP}{dz}F\right) \phi_{fo}^2 = \left[\frac{2f_{fo} G^2 v_f}{D} \right] \phi_{fo}^2 \quad (30)$$

$$\phi_{fo}^2 = A_1 + \frac{3.24 \cdot A_2 A_3}{Fr^{0.045} We^{0.035}} \quad (31)$$

$$f_{fo} = 0.079 \left[\frac{GD_f}{\mu_f} \right]^{\frac{1}{4}} \quad (32)$$

2.4 시뮬레이션 계산순서

Fig. 3 는 본 연구에서 개발된 시뮬레이션의 순서도를 보여주고 있다. 본 시뮬레이션은 크게 착상조건과 무착상조건 계산으로 나누어지고, 시뮬레이션의 입력으로는 열교환기 형상 조건, 냉장고 운전조건 그리고 시간 증분 (time step) 등 3 가지로 나눌 수 있다. 열교환기 형상조건은 증발기 종류, 제상히터, 냉매관 배열, 핀 재질, 핀 형상, 핀 피치와 핀 배열 등이 있고, 운전조건으로는 냉매측과 공기측 열전달량을 계산하기 위해 공기 입구온도, 상대습도 변화 등이 있다. 마지막으로 무착상조건에서는 시간에 따른 시스템 내 풍량 감소가 없으므로 시간 증분을 고려할 필요가 없고, 착상조건에서 시간에 따른 서리성장으로 인한 풍량 및 열교환량 감소 등을 반영하기 위한 시간 조건 (time step)이 입력조건으로 고려되었다. 즉, 착상조건에서 초기 풍량값이 가정되고 열교환량 및 온도조건 등을 계산하고 착상에 의한 압력강하를 계산하는 로직을 포함시켜, 초기에 가정한 풍량값으로 압력강하량을 계산하고 새롭게 계산된 풍량값과 초기 풍량값을 비교하여 수렴여부를 계산하도록 하였다.⁽¹⁷⁾ 수렴을 위해서 초기에 가정한 풍량값이 계속 변화하게 되고 수렴이 완료되면 계산이 종료된다. 하나의 시간 증분에 대해서 계산이 완료되면, 첫 시간 증분에서의 서리두께, 열교환량, 그리고 냉매와 공기 온도조건 등이 계산되고, 나머지 시간 증분에 대해서도 반복 계산을 통하여 최종적인 풍량값이 결정되고, 착상 지속 시간까지의 시간 증분을 통하여 서리두께 변화, 풍량변화 그리고 시간에 따른 열교환량이 계산된다.

3. 시뮬레이션 검증

본 연구에서 개발된 증발기 시뮬레이션 모델의 검증은 냉장고 세트 실험결과와 비교를 통하여 진행하였다. 냉장고 세트 실험의 경우, 착상에 의한 시스템 성능 특성을 파악하기 위하여 공기와 수면의 접촉 넓이가 0.06 m² 인 용기에 3 ℃ 물을 300 g 씩 담아서 냉장고 고내에 5 개씩 넣고 3 시간 마다 물을 교체 하면서 실험을 진행하였다. 착상조건에서 시간에 따른 풍량 및 열교환량 감소율의 변화를 비교하여 시뮬레이션의 정확도를 검증해 보았다. 착상에 따른 풍량변화량은 열교환기 성능측정 및 착상가시화가 가능한 실험장치에서 측정하였다. Fig. 4 은 열교환기 실험장치로 내부에 장착된 열교환기에서 일어나는 열전달 및 물질전달에 의한 서리성장을 관찰할 수 있을 뿐만 아니라 착상에

따른 풍량감소를 측정하였다. 또한, 시스템의 소비전력량은 전력량측정장치(power meter, YOKOGAWA WT1030)을 이용하여 측정하였고, 이를 이용하여 열교환량 감소량을 계산하였다. Fig. 5 (a)와 (b)은 착상이 진행됨에 따른 풍량 감소율과 열교환량 감소율에 대한 실험 데이터와 시뮬레이션을 통한 예측 데이터를 가지고서 비교한 것이다. 시뮬레이션을 통해 예측한 결과 값은 실험 값 대비 $\pm 10\%$ 의 정확도를 가지고 예측되었다. 이러한 오차의 원인으로는 서리 상태량을 구하기 위한 정확한 상관식의 부재, 냉장고 세트 실험에서의 By-pass의 영향 무시, 그리고 공기 및 냉매측 열전달 상관식의 부정확성 때문인 것으로 판단된다.

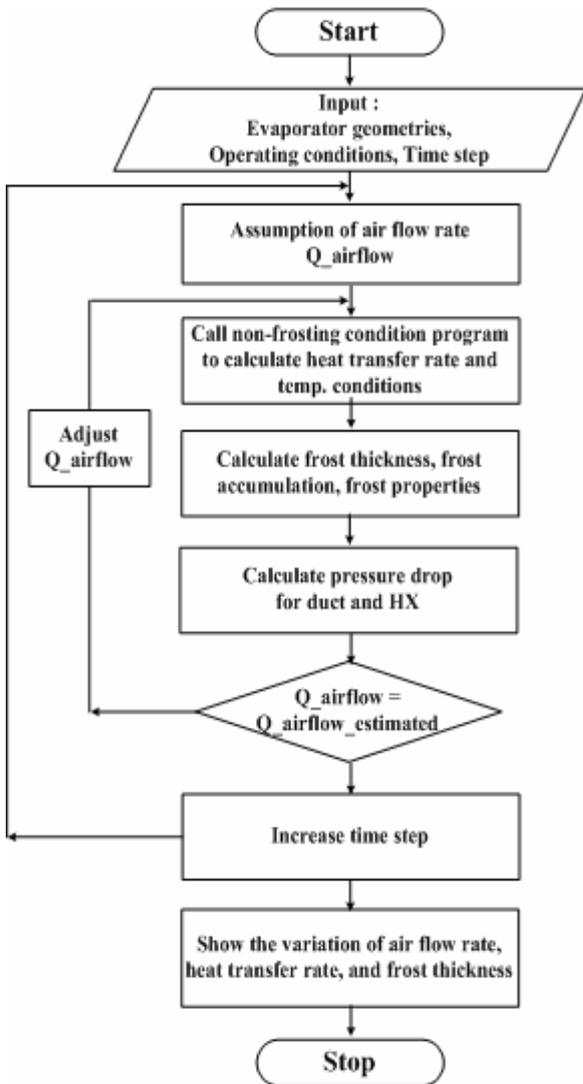


Fig. 3 Flow chart of the main program at frosting conditions

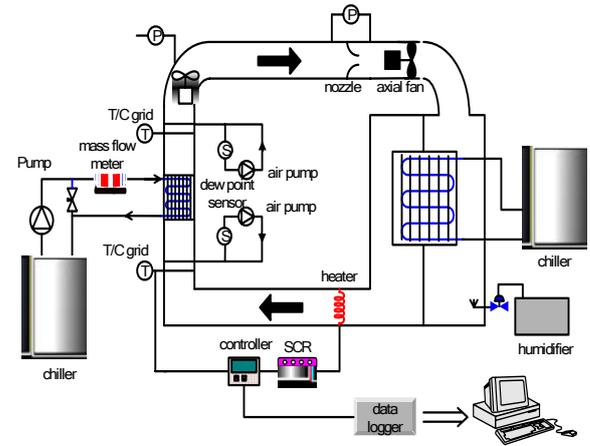
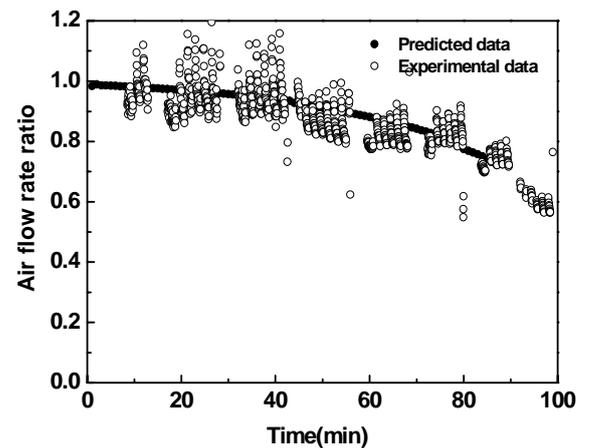
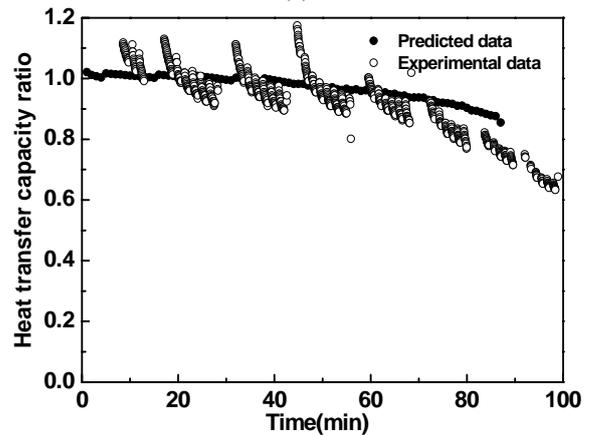


Fig. 4 Schematic of experimental setup for component test



(a)



(b)

Fig. 5 (a) Comparison of the predicted air flow rate ratio with the experimental data at frosting conditions, (b) Comparison of the predicted heat transfer capacity ratio with the experimental data at frosting conditions

4. 결과 및 고찰

본 연구에서는 냉장고에 사용되고 있는 핀-튜브 증발기의 성능해석 시뮬레이션을 수행하였고, 공기 입구온도 및 상대습도 변화 등의 증발기 운전조건 변화에 따른 성능 변화와 냉매 환경 및 제상코일 유무 등의 증발기 형상 조건 변화에 따른 성능 변화를 고찰하였다.

4.1 운전조건 변화에 따른 착상 성능 고찰

Fig. 6 (a)에서 (c)는 공기온도에 따른 서리두께, 풍량 그리고 열교환량의 변화를 나타내었다. Fig. 5 (a)는 공기 입구온도에 따른 서리두께의 변화를 보여주고 있다. 본 연구에서는 상대습도를 모두 80%로 고정하고 시뮬레이션을 수행하였기 때문에, 공기온도가 증가할 수록 절대습도가 증가하여 서리두께의 증가율이 큰 것으로 판단된다. 일반적으로 서리두께의 증가율은 절대습도를 고정시키고, 핀 표면의 온도가 일정할 경우 순환되는 공기의 온도가 증가함에 따라 감소하는 경향을 보인다.⁽¹⁸⁾

Fig. 6 (b)에 나타낸 바와 같이, 공기 입구온도가 높을수록 풍량 감소율은 크게 나타났다. 이는 공기온도가 높을 경우, 낮은 온도의 공기에 비해 더 많은 수분을 포함하게 되어 응축량이 증가하기 때문이다. 응축은 공기가 낮은 온도의 핀을 지나가면서 열을 잃고 노점온도에 도달하게 되었을 때 발생함으로 공기온도가 높을수록 착상률이 높아진다. 따라서 공기온도가 높을수록 착상이 많이 이루어져 유로감소 효과가 커져 풍량 감소율이 크게 나타났다.

Fig. 6 (c) 에 나타낸바와 같이, 열교환량의 경우 일반적으로는 무착상조건에서 공기 입구온도가 증가할수록 냉매 온도와의 차이가 증가하여 열교환량이 증가하나, 착상조건에서는 풍량 감소율과 비슷한 경향으로 감소한다. 즉, 공기 입구온도에 따라 열교환량 감소율은 모두 감소하나 공기 입구온도가 낮을수록 착상의 진행과정이 늦어지는 것을 확인할 수 있다.

Fig. 7 (a)에서 (c)는 상대습도 변화에 따른 서리두께, 풍량 그리고 열교환량의 변화를 각각 나타내었다. Fig. 7 (a)는 상대습도 변화에 따른 서리두께의 변화를 보여주고 있다. 상대습도가 증가할수록 서리두께는 증가하는 것을 확인할 수 있었다. 이러한 이유로는 공기 내에 수분이 많이 포함되어 있을수록 노점온도가 상승하게 되고, 노점온도가 낮은 경우보다 더 많은 물질 전달을 수반하게 되므로 서리두께는 증가하게 된다. 이러한 서리두께의 증가는 증발기내에서 공기유로를 차단하게 되고 풍량감소의 원인이 된다.

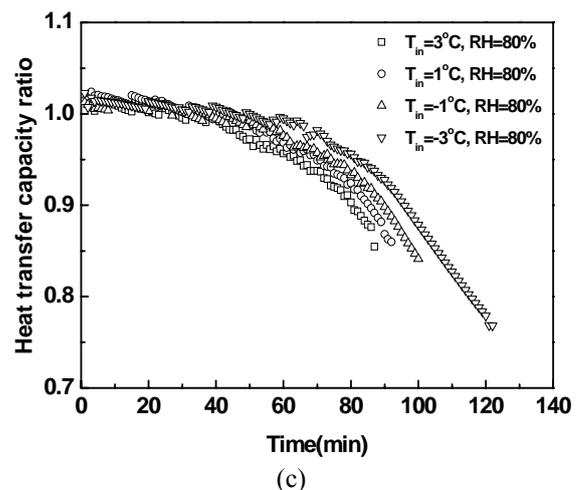
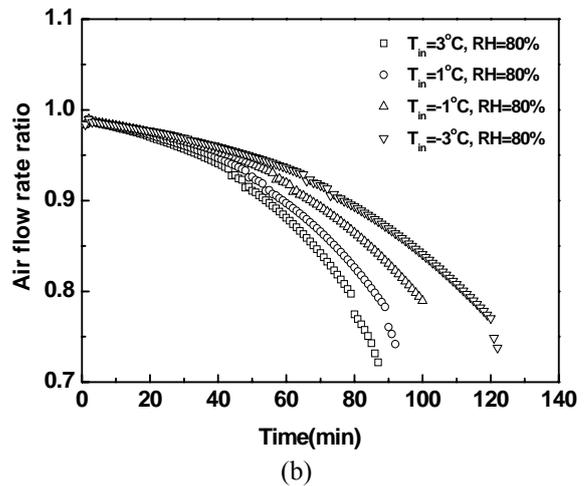
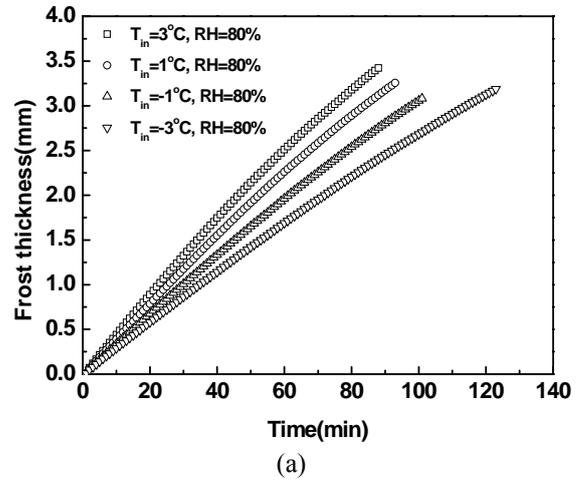
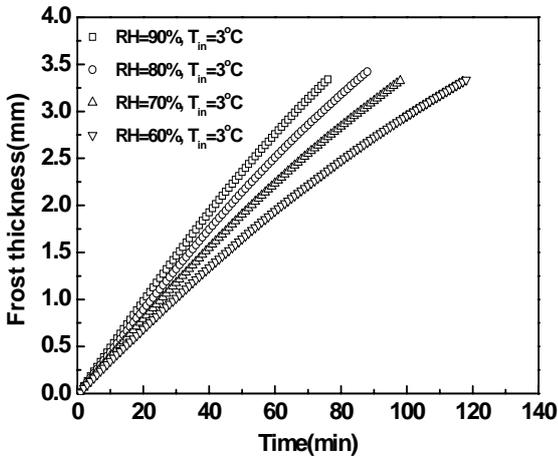
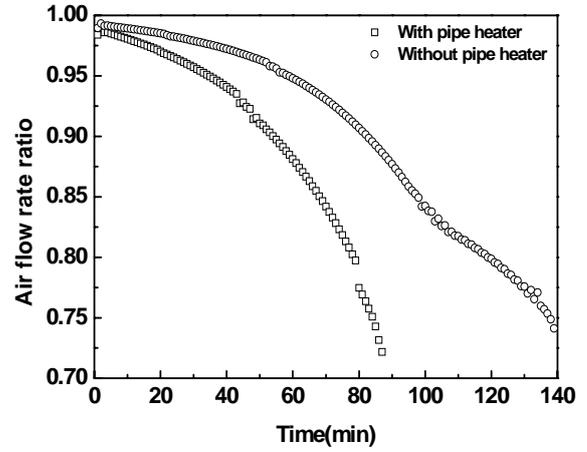


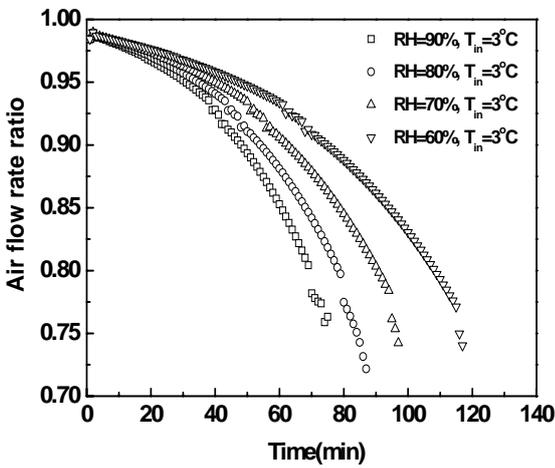
Fig. 6 (a) Effect of inlet air conditions on frost thickness, (b) Air flow rate ratio with respect to inlet air conditions, (c) Heat transfer capacity ratio with respect to inlet air conditions



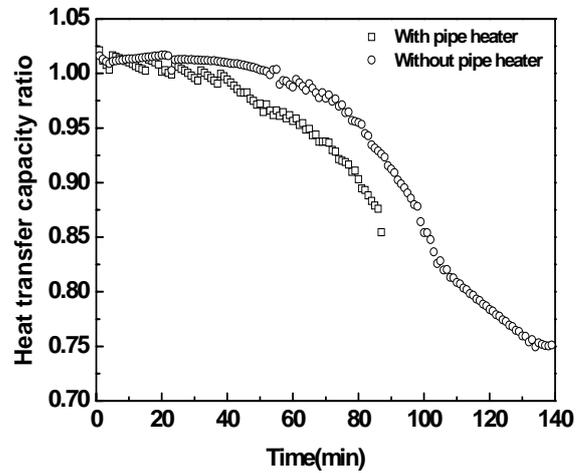
(a)



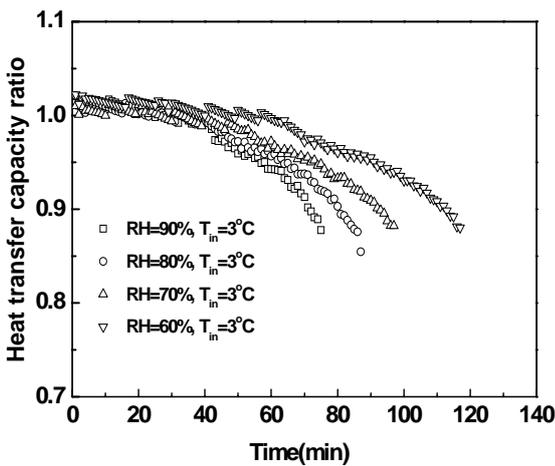
(a)



(b)



(b)



(c)

Fig. 7 (a) Effect of air relative humidity on frost thickness, (b) Air flow rate ratio with the variation of relative humidity ratio, (c) Heat transfer capacity ratio with the variation of relative humidity ratio

Fig. 8 (a) Comparison of the air flow rate ratio between with pipe heater and without pipe heater, (b) Comparison of the heat transfer capacity ratio between with pipe heater and without pipe heater

Fig. 7 (b)에 나타난 바와 같이, 상대습도 증가에 따라 풍량 감소율이 증가하는 경향을 보인다. 즉, 상대습도가 증가할 수록 서리두께가 증가하여 풍량 감소율이 증가하는 것을 확인하였다. Fig. 7 (c)에 나타난 바와 같이, 상대습도가 증가할수록 열교환량의 감소폭은 증가하는 것을 보여주고 있다. 이러한 이유로는 상대습도 증가에 따라 서리두께가 증가하여 풍량 감소의 영향뿐만 아니라, 서리층의 열저항의 증가한 열 전달량 감소에도 기인한다. 즉, 상대습도가 높을수록 초기에 서리의 성장 과정이 기둥 형태가 뚜렷해지고 서리밀도는 작은 값을 갖게 되나 한정된 열교환기 내의 공간으로 인해 지속적인 착상이 일어나게 될 경우 시간이 지남에

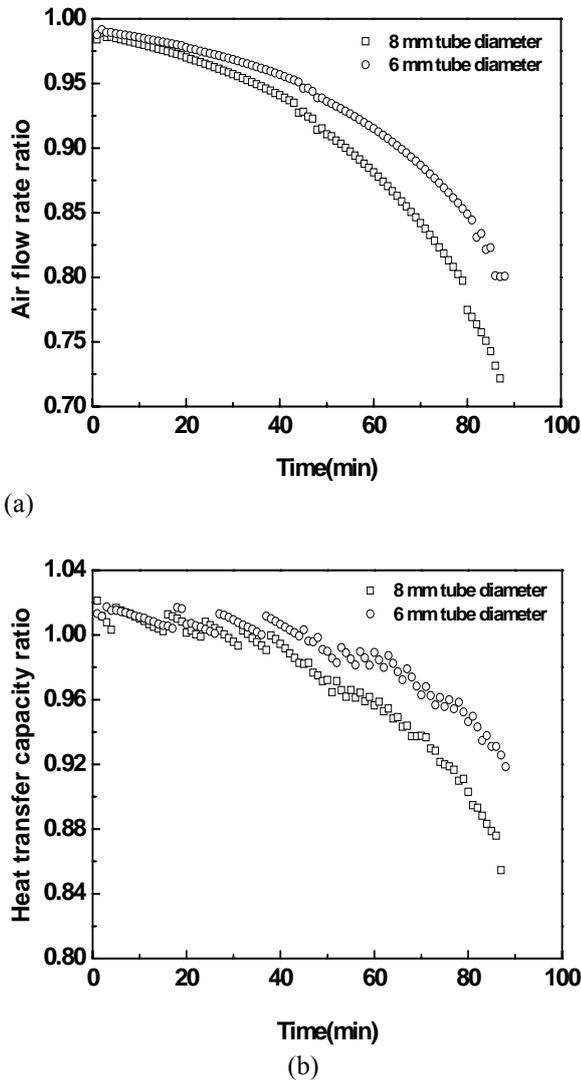


Fig. 9 (a) Comparison of the air flow ratio for tube diameter between 8 and 6 mm, (b) Comparison of the heat transfer capacity ratio for tube diameter between 8 mm and 6 mm

따라 서리 기둥 사이의 공간이 채워지게 되어 밀도가 상대적으로 더 큰 값을 갖게 된다. 서리 밀도의 증가는 서리의 열전도계수를 감소시켜, 결국 서리로 인한 열저항을 증가시키는 효과를 가져온다.

4.2 운전변수에 따른 착상 성능 고찰

Fig. 8 (a)에서 (b)는 증발기 제상코일의 유무에 따른 풍량과 열교환량 감소율의 변화를 나타내었다. 그림에서 보는 바와 같이 제상히터를 사용하는 증발기의 경우 그렇지 않은 경우에 비해 풍량 감소율과 열전달량 감소율이 모두 증가하는 경향을 나타내었다. 착상조건에서 제상히터의 사용은 제상

을 가장 빨리시킬 수 있는 장점을 가지고 있으나 서리두께의 증가에 따른 유로 막힘 현상이 더 빠르게 진행되기 때문에, 운전 시간이 짧아지게 된다. Fig. 8 (b)의 열교환량 감소의 경우를 보면, 착상진행에 따른 열교환량 감소율은 풍량 감소율에 비해서 약간 적은 것을 볼 수 있는데, 이는 제상히터를 가진 경우 공기측 유속을 증가시키는 효과를 가져와 공기측 열전달계수를 증가시켜, 풍량 감소율의 감소를 보상하기 때문인 것으로 판단된다.

Fig. 9 (a)와 (b)는 냉매 관경의 변화에 따른 풍량과 열교환량 감소율의 변화를 나타내었다. 일반적으로 냉매 관경을 8 mm 에서 6 mm 로 감소시키면 질량유속이 증가하여 냉매측 내부 열전달계수는 증가하는 경향을 갖는다. 기존의 냉장고에 사용되는 증발기는 대부분 8 mm 의 관경을 가지고 있어 본 연구에서는 6 mm 의 관경을 갖는 증발기에 대해서 시뮬레이션을 수행하고 이를 비교하였다. 냉매 관경이 8 mm 에서 6 mm 로 줄어들게 되면, 착상진행에 따른 풍량 감소율은 줄어들고, 열교환량 감소율도 줄어드는 것을 확인할 수 있다. 이는 냉매 관경이 줄어들게 되면, 착상에 따른 유로면적 감소효과가 작아지게 되어 풍량 감소율이 줄어들기 때문이다. 열교환량 감소율의 경우는 풍량 감소율이 작은 영향뿐만 아니라 관경이 줄어들면서 관내측 열전달계수의 증가를 가져와 열전달성능을 증가시키기 때문으로 판단된다.

5. 결론

본 연구에서는 일반 가정용 냉장고의 실사용 조건인 착상 운전조건에서 증발기의 성능을 예측할 수 있는 모델링을 수행하였고, 증발기 운전조건 및 증발기 형상변수 변화에 따른 열전달 성능변화를 고찰하였다. 다음은 본 연구를 통해 얻은 결론이다.

- (1) 증발기 공기 입구온도가 -3 ℃에서 3 ℃로 증가할수록 서리두께는 40% 정도 증가하였고, 풍량 감소율은 공기유로 차단 영향으로 증가하여, 25% 정도의 운전시간이 감소하였다.
- (2) 상대습도가 60% 에서 90%로 증가함에 따라 서리두께는 30% 정도 증가하였고, 운전시간은 40% 정도 감소하였다.
- (3) 착상 운전조건에서 증발기의 성능 감소는 상대습도, 공기 입구온도 순으로 성능을 저감시키는 것으로 나타났다.
- (4) 증발기 제상방법으로, 파이프 히터를 사용할 경우가 사용하지 않을 경우 보다 풍량 감

소율이 평균 10% 정도 더 큰 것으로 나타났다. 이로 인해, 운전시간은 43% 정도 감소하였다.

(5) 냉매 관경이 8 mm 에서 6 mm 로 감소 함에 따라 풍량 감소율과 열교환량 감소율은 평균 5% 정도 줄어들었다. 이는 착상에 의한 공기유로 차단의 진행이 관경 8 mm 보다 느리게 진행되기 때문이다.

참고문헌

- (1) Hiller, C. C. and Glicksman L. R., 1976, "Improving Heat Performance Via Capacity Control-Analysis and Test," Vol. I, MIT-EL 76-001, Energy Laboratory, Massachusetts Institute of Technology, pp. 87~98.
- (2) Fisher, S. K. and Rice, C. K., 1983, "The Oak Ridge Heat Pump Models: I. A Steady-state Computer Design Model for Air-to-air Heat Pumps," ORLN/CON-80/RI, Energy Division, Oak Ridge National Lab, pp. 47~64.
- (3) Chi, J. 1979, "A Computer Model HTPUMP for Simulation of Heat Pump Steady State Performance," NBS, Washington D.C.
- (4) Domanski, P. A., 1989, "EVSIM-An Evaporator Simulation Model Accounting for Refrigerant and One Dimensional Air Distribution," NISTIR 89-4133, NIST, Washington D.C.
- (5) Jonse, B. W. and Parker, J. D., 1975, "Frost Formation with Varying Environmental Parameters," *Journal of Heat Transfer*, Transaction of the ASME, pp. 255~259.
- (6) Bryan, R. B. and Brian, A. F., 1997, "Modeling Transport Process in Heat and Mass Releasing Porous Media," *Int. Comm. Heat Mass Transfer*, Vol. 24, pp. 439~448.
- (7) Sahin, A. Z., 2000, "Effective Thermal Conductive of Frost During Crystal Growth Period," *Int. J. of Heat and Mass Transfer*, Vol. 43, pp. 539~553.
- (8) Sanders, C. T., 1974, "The Influence of Frost Formation and Defrosting on the Performance of Air Coolers," Ph. D. Thesis, Delft Technical University.
- (9) Schmit, Th. E., 1949, "Heat Transfer Calculations for Extended Surfaces," *Refrigerating Engineering*, pp. 351~357.
- (10) Sheffield, J. W., Wood, R. A. and Sauer, Jr., H. J., 1989, "Experimental Investigation of Thermal Conductance of Finned Tube Contacts," *Experimental Thermal and Fluid Science*, pp. 894-1777.
- (11) Wang, C. C. and Chi, K. Y., 2000, "Heat Transfer and Friction Characteristics of Plain Fin-and-tube Heat Exchangers, Part I: New Experimental Data," *Int. J. of Heat and Mass Transfer* Vol. 43, pp. 2681~2691.
- (12) Wang, C. C., Chi, K. Y. and Chang, C. J., 2000, "Heat Transfer and Friction Characteristics of Plain Fin-and-tube Heat Exchangers, Part II: Correlation," *Int. J. of Heat and Mass Transfer* Vol. 43, pp. 2693~2700.
- (13) Gungor, K. E. and Winterton, R. H. S., 1986, "A General Correlation for Flow Boiling in Tubes and Annuli," *Int. J. Heat and Mass Transfer*, Vol. 29, No. 3, pp. 351~358.
- (14) Khanpara, J. C., Pate, M. B. and Bergles, A. E., 1987, "Local Evaporative Heat Transfer in a Smooth and a Micro-fin Tube Using R-22 and R-113," *Winter Annual Meeting of ASME*, Boston, Ma., December 13-18.
- (15) Friedel L., 1979, "Improved Friction Pressure Drop Correlations for Horizontal and Vertical Two-Phase Pipe Flow," *European Two-Phase Flow Group Meeting*, Italy, Paper E2.
- (16) McAdams, W. H., 1954, *Heat Transmission*, 3rd ed., McGraw-Hill, New York.
- (17) Kim Y. H., 2004, "Study on the Frosting and Defrosting Performance of Finned Tube Heat Exchangers," Ph. D. Thesis, Korea University, pp.117~127.
- (18) Lee H. S., 2005, "Study on the Performance Analysis of Fin-tube Heat Exchangers Under Frosting Conditions," Master. Thesis, Korea University.