〈 논문 〉

냉각면 평판에서 착상 지연을 위한 임계공기온도 상관식

김정수* · 김유일*,** · 이관수† · 김욱중**

(2006 년 7 월 14 일 접수, 2006 년 9 월 30 일 심사완료)

Correlation of Critical Air Temperature for Frost Delay on a Cold Plate

Jung-Soo Kim, Yoo-Yil Kim, Kwan-Soo Lee and Ook-Joong Kim

Key Words : Correlation of Critical Air Temperature(임계공기온도 상관식), Frosting Delay(착상 지연), Frosting Formation(착상), Non-frosting Region(비착상 영역)

Abstract

This paper examines the critical air temperature at which frost formation does not occur on a cold plate in order to improve the efficiency of a heat pump. The critical air temperature on test points is obtained from numerical analysis and a correlation of the critical air temperature is derived as a function of frosting factors (air absolute humidity, air velocity, and cold plate temperature) by least square method. Experiments are carried out to verify the correlation proposed in this study, and the prediction obtained with the correlation agrees well with the experimental data. Based on the correlation, we propose the non-frosting regions according to frosting factors.

기호설명

c_p : 정압비열 [kJ/kgK]
D_w : 확산계수 [m^2/s]
k_a : 공기의 열전도계수 [W/mK]
$k_{f,eff}$: 유효열전도계수 [W/mK]
H : 유동 단면적의 높이 [m]
h_m : 물질전달계수 [kg/m^2s]
h_{sv} : 승화 잠열 [kJ/kg]
L_c : 냉각면 길이 [m]
m_w : 수증기의 질량분율
Re_L : Reynolds number ($u_{a,in}L/\nu$)
S : 생성항
T : 온도 [K]
u, v : x-, y- 방향 속도 [m/s]
w : 절대 습도 [kg/kg_a]

그리스 문자
α_f : 흡수계수 [s^{-1}]
μ : 점성계수 [kg/ms]
ρ : 밀도 [kg/m^3]
σ : 확산계수
Φ : 종속변수

상첨자
$*$: 무차원
new, old : 새로운값, 이전값

하첨자
a : 공기
c : 냉각면
cr : 임계점
f : 서리층
fs : 서리층 표면
grid : 격자
in : 입구
sat : 포화상태
tp : 물의 삼중점
w : 수증기

† 책임저자, 회원, 한양대학교 기계공학부
Email : ksleehy@hanyang.ac.kr
TEL : (02)2220-0426 FAX : (02)2295-9021
* 회원, 한양대학교 대학원 기계공학과
** 회원, 한국기계연구원 에너지기계연구센터

1. 서 론

최근 고유가 시대를 맞이하여 고효율 냉·난방 공조기기의 사용이 증가하고 있다. 이러한 추세에 따라 간단한 방향전환 밸브 하나로 냉난방 기능을 수행할 수 있는 에너지 절약형 압축식 열펌프가 각광을 받고 있다. 압축식 열펌프 중 전기구동식 열펌프(Electric-driven Heat Pump, EHP)의 경우, 동절기 난방 시 낮은 외기 온도로 인해 증발기 표면에 착상 현상이 일어나 시스템의 난방능력이 저하된다. 이러한 열펌프 시스템의 열적 성능을 향상시키기 위하여 증발기에서의 착상 예방을 통해 운전 시간을 증가시키는 것이 무엇보다도 중요하다.

착·제상 조건하에서 냉동 및 열펌프 등에 사용되는 다양한 형상의 열교환기에 대한 성능 평가는 활발하게 연구되어 왔지만,[1-9] 착상에 의한 문제점을 직접 해결하기 위하여 열교환기에서의 착상 지연(frost delay) 및 억제에 관한 연구는 다소 미흡한 실정이다. 먼저, 그 대안 중 하나는 열교환기의 표면 특성 변화에 따른 착상 지연에 관한 연구이다.[10,11] 이들은 표면 접촉각이 열교환기 착상 거동에 미치는 영향을 파악하기 위하여 친수성(hydrophilic) 또는 발수성(hydrophobic) 표면에 대하여 각각 실험을 수행하였다. 그 결과, 열교환기 표면 처리가 착상 거동에 미치는 영향은 미미한 것으로 나타났다. 최근에는 열펌프 증발기의 착상 방지를 위한 새로운 개념으로 제습을 통한 열교환기의 성능 평가가 소수의 연구자에 의해 진행되고 있다.[12,13] 이는 증발기 입구로 유입되는 공기의 습도를 감소시키기 위해 건조제(desiccant)나 흡착제(adsorbent)를 증발기 입구에 장착하였으며, 이를 통해 변화된 외기 조건에 의해 시스템의 착상 지연 및 열적 성능 향상을 기대할 수 있었다. 여기서 주목해야 할 사항은 기존의 연구자들은 착상 지연 대안으로 건조제의 흡습 과정을 고려하였는데, 이는 등온상태에서 상대습도 변화에 따른 영향을 조사한 것이다. 이러한 제습만을 통한 방법은 외기 온도가 낮은 지역에서 여전히 착상 지연의 한계성을 가질 수 밖에 없다. 이를 보완하기 위하여 보조가열장치를 사용하여 외기 저온 공기를 예열하고, 이 예열된 고온 공기를 이용하여 착상 지연을 유도할 수 있다. 그러나 이와 관련된 연구는 거의 전무한 실정이다.

따라서 본 연구에서는 열펌프 증발기에서의 착상을 사전에 방지하기 위하여 고온 공기에 의한 열교환기 휜에서의 착상 거동을 예측하고자 한다. 이를 위해 냉각면 평판에서 다양한 외기 조건에 따른 착상이 일어나지 않는 임계 공기 온도(critical air temperature)를 파악한다. 이 때, 냉각 평판에서 임계 공기 온도에 대한 상관식은 공기 절대습도, 공기 유속 및 냉각면 온도의 함수로 유도한다.

2. 수학적 모델링

고온 공기에 의한 냉각 평판에서의 착상 거동 및 착상 유무를 파악하기 위하여 수치 해석을 수행하였으며, 이 때 해석 영역은 Fig. 1 과 같다. 냉각면 길이 (L_c)와 유동 단면적은 각각 300 mm 와 150×150 mm 이다. 냉각면 위를 흐르는 공기의 온도가 노점 온도(dew point temperature)에 이르면, 수증기는 냉각 표면에서 응축되기 시작한다. 냉각면 온도가 빙점 이하를 유지하고, 공기 절대 습도가 냉각면 온도에서 포화 습도보다 높을 경우, 착상 현상이 일어난다.

2.1 공기 및 서리층

본 연구에서는 공기의 열·유동 및 수증기의 질량분율 방정식을 해석하였으며, 이 때 사용된 일반형 지배방정식은 다음과 같다.

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i \phi) = \frac{\partial}{\partial x_i}\left(\sigma_\phi \frac{\partial \phi}{\partial x_i}\right) + S_\phi \tag{1}$$

식 (1)에서 연속, 운동량, 에너지 방정식 및 수증기의 질량분율 방정식에 대한 ϕ, σ_ϕ 및 S_ϕ 는 Table 1 에 각각 정리하였다.

공기층으로부터 서리층으로의 착상 메커니즘 규명은 경계면에서의 열 및 물질 전달로 인해 매우

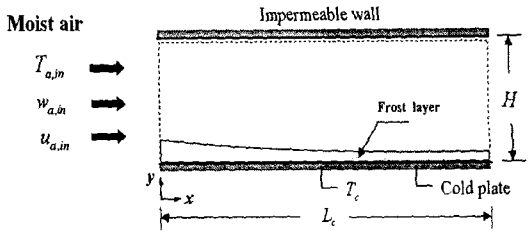

Fig. 1 Physical domain of interest

Table 1 ϕ, σ_ϕ and S_ϕ for general governing equation

Equations	ϕ	σ_ϕ	S_ϕ
Continuity	1	-	0
u-momentum	u	μ	$-\partial p/\partial x$
v-momentum	v	μ	$-\partial p/\partial y$
Energy	T	k_a/c_p	0
Mass concentration	m_w	ρD_w	0

복잡하다. 이를 간단화하기 위하여 공기의 유동은 2 차원, 비압축성, 층류 유동이고, 점성 소산과 중력의 영향은 무시할 만하며, 모든 과정은 준정상상태(quasi-steady state)로 간주하였다.

다공성 서리층 내로 흡수되는 수증기는 수증기 밀도에 비례한다고 가정하였을때, 수증기의 확산 방정식은 다음과 같다.[14]

$$D_w \left.\frac{d^2\rho_w}{dy^2}\right|_{fs} = \alpha_f \rho_w \tag{2}$$

습공기로부터 서리층 내부로 전달되는 물질 유속($\dot{m}_f''$)의 일부($\dot{m}_y''$)는 서리층 두께를, 나머지 일부($\dot{m}_\rho''$)는 서리층 밀도를 증가시킨다.

$$\begin{aligned}\dot{m}_f'' &= h_m(w_a - w_{fs}) \\ &= \rho_f \frac{dy_f}{dt} + y_f \frac{d\rho_f}{dt} = \dot{m}_y'' + \dot{m}_\rho''\end{aligned} \tag{3}$$

임의의 시간에서 서리층 두께와 밀도는 다음과 같이 구할 수 있다.

$$y_f\big|_{t+\Delta t} = y_f\big|_t + \left.\frac{\dot{m}_y''}{\rho_f}\right|_t \Delta t\,,\quad \rho_f\big|_{t+\Delta t} = \rho_f\big|_t + \left.\frac{\dot{m}_\rho''}{y_f}\right|_t \Delta t \tag{4}$$

본 연구에서 α_f 는 비례상수로 도입된 흡수계수(absorption coefficient)이며, 서리층의 유효열전도계수($k_{f,eff}$)는 Lee 등이 제안한 서리층 밀도의 함수로 정의된다.[15] 수증기의 확산계수 (D_w) 는 *ASHRAE handbook* 을 참조하였으며,[16] 물질전달계수(h_m)는 Chilton-Colburn 상사로부터 얻어진다.

지배방정식을 해석하기 위한 경계조건은 Table 2 와 같다. 입구 조건은 해석하려는 운전 조건에 따라 결정되며, 출구는 0 구배 조건(zero gradient condition)을 가진다. 냉각면 온도는 일정하게 유지되며, 냉각면에서의 수증기는 포화상태에 있다고 가정한다. 덕트 표면에서는 점착조건(no slip condition)이 적용되며, 덕트는 외부와 단열되어 있다. 비투과성 덕트 및 냉각면 표면에서의 수증기 농도 구배는 없다. 또한, 착상으로 인해 생성되는 공기-서리층 경계면에서는 열 및 물질전달에 대한 에너지 평형을 만족시켜야 하며, 이 상관식은 다음과 같다.

Table 2 Boundary conditions

Inlet	$u = u_{a,in}$, $v=0$, $T = T_{a,in}$, $m_w = m_{w,in}$
Outlet	$\frac{\partial u}{\partial x}=0$, $\frac{\partial v}{\partial x}=0$, $\frac{\partial T}{\partial x}=0$, $\frac{\partial m_w}{\partial x}=0$
Cold Plate	$T = T_c$, $m_w = m_{w,sat}(T_c)$, $\frac{\partial m_w}{\partial y}=0$
Duct surface	$u=0$, $v=0$, $\frac{\partial T}{\partial y}=0$, $\frac{\partial m_w}{\partial y}=0$

$$k_{f,eff}\left.\frac{\partial T}{\partial y}\right|_{y=y_f^-} = k_a \left.\frac{\partial T}{\partial y}\right|_{y=y_f^+} + \rho h_{sv} D_w \left.\frac{\partial m_w}{\partial y}\right|_{y=y_f^+} \tag{5}$$

2.2 수치해석

본 연구에서는 유한체적법을 이용하여 지배방정식을 이산화하고, SIMPLER 알고리즘을 적용하여 수치해석을 수행하였다. 해의 안정성 및 수렴성을 고려하여 각각 81×65 격자계와 10 초의 계산 시간 간격을 유지하였다. 공기-서리층 경계면 에서 에너지 평형을 만족시키기 위하여 서리층 표 면 온도을 반복 계산하였다. 이 때, 모든 격자에 서 최대 서리층 표면 온도의 백분율 상대오차가 유효숫자(significant digit) 5 자리 이내에 있으면 수 렴된 것으로 판정하였다.

$$\max_{i=grid}\left[\left|\frac{T_{fs}^{new} - T_{fs}^{old}}{T_{fs}^{new}}\right| \times 100\%\right] \le \frac{1}{2}\times 10^{-3} \tag{6}$$

3. 실 험

본 연구에서는 열교환기 휜에서의 착상 예방과 동시에 열펌프 시스템의 열적 성능 향상을 도모하

고자 다양한 운전 조건 하에서 냉각 평판에서의 착상 실험을 수행하였다. 이에 적용된 범위는 $4 \le T_{a,in} \le 24°C$, $0.00331 \le w_{a,in} \le 0.00431\ kg/kg_a$, $u_{a,in} = 2\ m/s$ 및 $T_c = -10°C$ 이며, 실험에서 얻어진 자료는 해석을 통해 얻어진 임계 공기 온도 상관식의 검증 자료로 활용된다. 정상 상태 이전의 착상 현상과 측정 오차를 감안하여 실험 종료 후 서리층 두께가 0.1 mm 이하일 때, 착상이 일어나지 않는 것으로 간주하였다.

3.1 실험 장치

본 연구에서 사용된 실험 장치는 Fig.2 와 같이 항온항습실(climate chamber), 시험부(test section), 냉각부 및 순환부로 구성되어 있으며, 각 부분은 독립적으로 제어할 수 있다.[17] 항온항습기는 시험부로 유입되는 공기의 온·습도를 제어하는 부분이다. 시험부는 냉각 평판에서의 착상 실험을 수행하는 곳으로, 입·출구에서는 공기의 온·습도를 측정하기 위해 각각 9 개의 T-type 열전대, 6 개의 비드를 갖는 thermopile 및 습도 센서를 설치하였고, 공기의 균일한 흐름을 위해 허니컴과 스크린을 부착하였다. 냉각부는 냉매의 온도 및 유량을 조절하는 곳이며, 냉매는 에틸렌글리콜(ethylene-glycol)과 증류수를 5:5 의 중량비로 혼합한 에틸렌글리콜 수용액을 사용하였다. 순환부는 각 부분을 연결하고, 공기의 순환을 담당하는 부분으로, 노즐형 유량계로 공기의 차압을 측정하였고, 인버터가 부착된 송풍기를 설치하여 공기의 유량을 조절하였다.

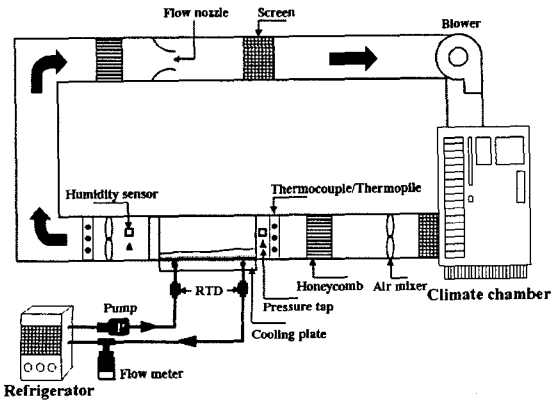

Fig. 2 Schematic diagram of experimental apparatus

3.2 실험 방법

실험에 앞서 공기 온·습도 및 냉각면 설정 온도가 정상 상태에 이르기 전 착상 예방을 위하여 사전에 냉각 평판을 비닐랩으로 감쌌다. 착상 조건이 정상 상태에 도달하면 신속히 비닐랩을 제거하고, 1 시간 동안의 착상 실험을 진행하며, 이 때 공급되는 냉매의 유량은 3 kg/min 이다. 서리층 두께는 냉각면 선단으로부터 50, 100, 150, 200 및 250 mm 만큼 떨어진 위치에서, 폭 방향으로 50, 75, 100mm 의 위치에서 마이크로미터 게이지를 이용하여 측정하였으며, 측정값의 신뢰도를 향상시키기 위해 5 번 반복 측정하여 산술 평균을 취하였다. 이 때, 마이크로미터게이지 탐침(probe)이 서리에 닿을 때 얇은 서리층의 액화 현상을 막기 위해 열전도계수가 낮은 아크릴 막대를 이용하였고, 측정 오차를 줄이기 위하여 돋보기 사용 및 탐침의 끝부분에 검게 색을 입혔다. 측정된 공기의 온·습도, 유량, 냉매의 온도 및 유량 등은 자료기록계와 GPIB 카드를 통하여 PC 로 전송· 저장되었다.

4. 결과 및 고찰

본 연구에서는 고온 공기에 따른 열펌프 증발

Table 3 $L_{80}(5 \times 4^2)$ orthogonal arrays

Run	Humidity Ratio [kg/kg$_a$]	Velocity [m/s]	Cold plate [℃]
1	H*	1.5	-8
2	H	1.5	-10
3	H	1.5	-12
4	H	1.5	-14
5	H	2.0	-8
6	H	2.0	-10
7	H	2.0	-12
8	H	2.0	-14
9	H	2.5	-8
10	H	2.5	-10
11	H	2.5	-12
12	H	2.5	-14
13	H	3.0	-8
14	H	3.0	-10
15	H	3.0	-12
16	H	3.0	-14

* H: Humidity ratio value with 5 levels (0.00331, 0.00356, 0.00381, 0.00406, 0.00431 kg/kg$_a$)

Table 4 Frost formation with test conditions

Run	Temperature [℃]	Humidity Ratio [kg/kg$_a$]	Velocity [m/s]	Cold plate [℃]	Frost formation	
					Experiment	Correlation
1	4	0.00331	2	-10	F*	F
2	8	0.00331	2	-10	F	F
3	12	0.00331	2	-10	F	F
4	16	0.00331	2	-10	N*	N
5	20	0.00331	2	-10	N	N
6	24	0.00331	2	-10	N	N
7	4	0.00381	2	-10	F	F
8	8	0.00381	2	-10	F	F
9	12	0.00381	2	-10	F	F
10	16	0.00381	2	-10	F	F
11	20	0.00381	2	-10	F	F
12	24	0.00381	2	-10	N	N
13	4	0.00431	2	-10	F	F
14	8	0.00431	2	-10	F	F
15	12	0.00431	2	-10	F	F
16	16	0.00431	2	-10	F	F
17	20	0.00431	2	-10	F	F
18	24	0.00431	2	-10	F	F

* F: Frosting, N: Non-frosting

기에서의 착상 지연 및 서리층 성장 거동을 파악하기 위하여 냉각 평판에서 착상이 일어나지 않는 임계 공기 온도 상관식(correlation of critical air temperature)을 제시하였다. 이 상관식을 유도하기 위하여 실험계획법에 의해 설정된 $L_{80}(5\times4^2)$ 직교 배열표(orthogonal arrays)를 Table 3 에 나타내었고, 80 가지의 후보점에 대하여 수치 해석을 수행하였다. 임계 공기 온도 상관식은 입구 공기 절대습도 ($w_{a,in}$), 냉각면 온도 (T_c), 입구 공기 유속 ($u_{a,in}$), 물의 삼중점 온도 (T_{tp}) 및 평판 길이 (L)로 구성된 무차원 변수들의 함수로 표현되며, 다음과 같다.

$$T^*_{a,cr} = \frac{T_{a,cr}}{T_{tp}} = f\left(\frac{T_c}{T_{tp}}, w_{a,in}, \mathrm{Re}_L \right) \tag{7}$$

여기서 Re_L 는 $u_{a,in}L/\nu$ 를 의미하며, $T_{a,cr}$ 은 냉각 평판에서 착상이 일어나지 않는 임계 공기 온도를 일컫는다.

주어진 운전 조건 하에서 냉각 표면에서의 임계 공기 온도는 수치해석을 통해 얻어지며, 임계 공기온도 상관식은 최소제곱법(least square method)을 이용하여 유도하였다. 즉,

$$\frac{T_{a,cr}}{T_{tp}} = 2.8506 w_{a,in}^{0.190} \mathrm{Re}_L^{-0.0051} \left(\frac{T_c}{T_{tp}} \right)^{-3.834} \tag{8}$$

여기서 임계 공기 온도 상관식의 결정계수(coefficient of determination)는 0.99이며, 적용 범위는 $0.00331 \le w_{a,in} \le 0.00431$ kg/kg$_a$, $-8 \le T_c \le -14$°C 및 $1.5 \le u_{a,in} \le 3.0$ m/s 이다.

Table 4 와 Fig. 3 은 운전 조건에 따른 착상 유무(frosting or non-frosting)와 서리층 성장 거동에 대하여 실험과 해석 결과를 비교· 분석한 것으로, 1 시간 동안의 운전 시간이 경과한 후의 결과를 나타내고 있다.

Table 4 는 운전 조건 및 그에 따른 착상 유무에 대하여 실험과 임계 공기 온도 상관식으로부터 얻어진 결과를 나타낸 것이며, 표에서 F와 N은

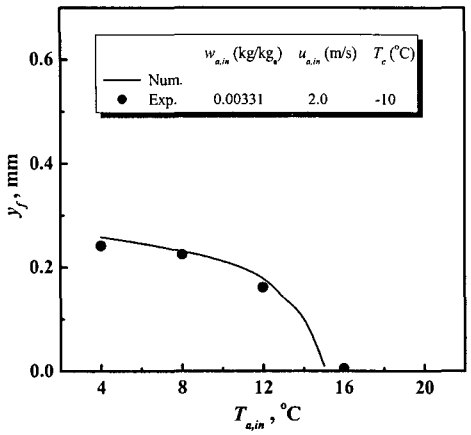

Fig. 3 Comparison of experimental and numerical results for frost thickness after 1 hour

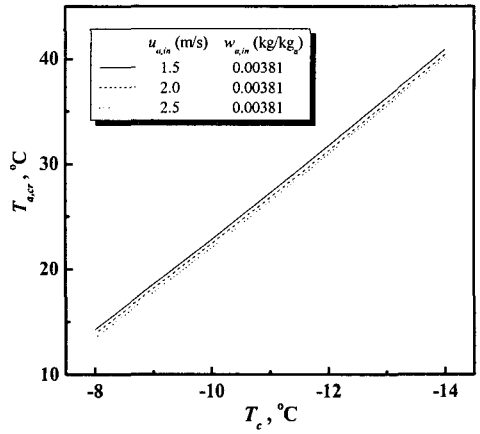

Fig. 4 Critical air temperature for air velocity and cold plate temperature

착상 및 비착상을 각각 의미한다. 예를 들면, 운전 조건 4 번의 경우, 실험은 유입 공기가 16°C 이상일 때(임계 공기 온도 상관식은 외기 공기가 15°C 이상일 때), 착상이 일어나지 않는다. 표에서 보듯이, 착상 유무에 대하여 실험과 임계 공기 온도 상관식으로부터 얻어진 결과는 잘 일 치하고 있다.

Fig. 3 은 입구 공기에 따른 서리층 성장 거동과 착상 유무에 대하여 실험 및 해석 결과를 도시한 것이다. 먼저, 서리층 거동을 살펴보면, 외기 공기 온도가 상승할수록, 서리층 두께는 거의 선형적으로 감소하지만, 공기 온도가 12°C 이상일 때, 서리층 두께는 급격히 감소한다. 이러한 현상은 주어진 조건 하에서 서리층 두께에 대한 임계 공기 온도가 존재한다는 것을 의미한다. 착상 유무를 살펴보면, 해석으로부터 얻어진 임계 공기 온도는 15°C 이며, 실험의 경우, 입구 공기 온도가 16°C 일 때, 서리층 성장은 거의 감지되지 않았다. 이상에서 살펴본 바와 같이, 서리층 성장 거동 및 착상 유무에 대하여 해석과 실험 결과는 전반적으로 거의 동일한 경향성을 보였다.

4.1 제 인자의 영향

앞서 유도한 임계 공기 온도 상관식을 이용하여 냉각면 온도와 유속이 임계 공기 온도에 미치는 영향을 조사하여 Fig. 4 에 도시하였다. 냉각면 온도가 하강하면 냉각면에서 물질전달력을 증가시켜 임계 공기 온도는 높아지고, 공기 유속이 감소할

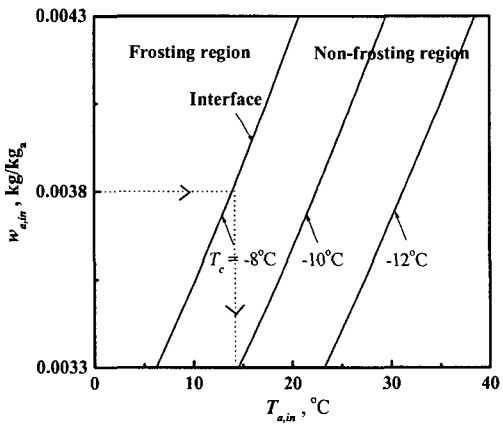

Fig. 5 Frosting and non-frosting regions for frosting parameters

경우 임계 공기 온도 또한 높아진다. 특히, 임계 공기 온도에 대한 유속의 영향은 다른 착상 인자에 비해 아주 미미하였다.

4.2 비착상 영역

Fig. 5 은 공기 유속을 제외한 착상 인자(공기 온도, 공기 절대습도 및 냉각면 온도)에 따른 비착상 영역를 나타낸 것이며, 3 개의 실선은 주어진 냉각면 온도 하에서 착상· 비착상 영역의 경계면(interface)을 의미한다. 공기 절대 습도가 증가하거나 냉각면 온도가 하강함에 따라 임계 공기 온도는 거의 선형적으로 상승한다. 즉, 냉각면 온도가 -8°C 이고, 공기 절대 습도가 0.00381kg/kg$_a$ 인 경우, 입구 공기 온도를 15°C 이상으로 유지해야만

착상이 일어나지 않는다. 이러한 외기 조건에 따른 임계 공기 온도를 정량적으로 파악하는 것은 착상 예방과 더불어 시스템의 효율을 극대화할 수 있다.

5. 결 론

본 연구에서는 열펌프 증발기에서의 착상 지연를 통해 시스템의 열적 성능을 향상시키기 위하여 냉각 평판에서 착상이 일어나지 않는 임계 공기 온도를 조사하였다. 임계 공기 온도는 실험계획법에 의해 설정된 후보점에 대하여 수치해석을 통해 얻어지며, 임계 공기 온도 상관식은 최소제곱법을 이용하여 착상 인자(공기 절대습도, 냉각면 온도 및 공기 유속)의 함수로 유도하였다. 즉,

$$\frac{T_{a,cr}}{T_{tp}} = 2.8506 w_{a,in}^{0.190} \mathrm{Re}_L^{-0.0051} \left(\frac{T_c}{T_{tp}} \right)^{-3.834}$$

적용 범위는 $-8.0 \le T_c \le -14\,^{\circ}\mathrm{C}$, $1.5 \le u_{a,in} \le 3.0$ m/s 및 $0.00331 \le w_{a,in} \le 0.00431$ kg/kg$_a$ 이다. 이 유도된 상관식을 검증하기 위하여 다양한 운전 조건 하에서 착상 실험을 수행하였으며, 착상 유무에 대하여 실험과 상관식으로부터 얻어진 결과는 전반적으로 동일한 경향성을 보였다. 임계 공기 온도에 대한 유속의 영향은 다른 착상 인자에 비해 아주 미미하였으며, 외기 조건에 따른 정량적인 임계 공기 온도를 파악하여 비착상 영역을 제시하였다.

후 기

본 연구는 에너지관리공단(KEMCO)의 지원에 의해 수행되었습니다.

참고문헌

(1) Seker, D., Karatas, H. and Egrican, N., 2004, "Frost Formation on Fin-and-tube Heat Exchangers, Part I – Modeling of Frost Formation on Fin-and-tube Heat Exchangers," *Int. J. Refrigeration,* Vol. 27, pp. 367~374.

(2) Kondepudi, S. N. and O'Neal, D. L., 1993, "Performance of Finned-tube Heat Exchangers Under Frosting Conditions. I. Simulation Model," *Int. J. Refrige-ration,* Vol. 16(3), pp. 175~180.

(3) Yang, D. K., Lee, K. S. and Song, S., 2006, "Modeling for Predicting Frosting Behavior of a Fin-tube Heat Exchanger," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 49, pp. 1472~1479.

(4) Ameen, F. R., Coney, J. E. R. and Sheppard, C. G. W., 1993, "Experimental Study of Warm-air Defrosting of Heat-pump Evaporators," *Int. J. Refrigeration,* Vol. 16(1), pp. 13~18.

(5) Kaygusuz, K., 1994, "Performance of an Air-to-air Heat Pump Under Frosting and Defrosting Conditions," *Applied Energy,* Vol. 48, pp. 225~241.

(6) Miller, W. A., 1983, "Frosting Experiments for a Heat Pump Having a One-row Spine-fin Outdoor Coil," *ASHRAE Journal* - American Society of Heating Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Vol. 25(12), pp. 74~74.

(7) Votsis, P. P., Tassou, S. A., Wilson, D. R. and Marquand, C. J., 1989, "Investigation of the Performance of a Heat Pump Under Frosting and Defrosting Conditions," *Heat Recovery Systems & CHP* 9(5), pp. 399~406.

(8) Martinez-Frias, J. and Aceves, S. M., 1999, "Effects of Evaporator Frosting on the Performance of an Air-to-air Heat Pump," *Transactions of the ASME* 121, pp. 60~65.

(9) Tantakitti, C. and Howell, R. H., 1986, "Air-to-air Heat Pumps Operating Under Frosting Conditions on the Outdoor Coil," *ASHRAE Transaction*-American Society of Heating Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, pp. 827~841.

(10) Jhee, S., Lee, K. S. and Kim, W. S., 2002, "The Effect of Surface Treatments on the Frosting/defrosting Behavior of a Fin-tube Heat Exchanger," *Int. J. Refrigeration*, Vol. 25, No. 8, pp. 1047~1053.

(11) Wang, C. C. and Chang, C. T., 1998, "Heat and Mass Transfer for Plate and Tube Heat Exchangers, with and Without Hydrophilic Coating," *Int. J. of Heat and Mass Transfer*, Vol. 41, pp. 3109~3120.

(12) Wang, S. W. and Liu, Z. Y., 2005, "A New Method for Preventing HP from Frosting," *Renewable Energy,* 30, pp. 753~761.

(13) Martinez-Frias, J. and Aceves, S. M., 1999, "Modeling of a Heat Pump with Evaporator Air Dehumidification for Reduced Frost Formation," *Journal of Energy Resources Technology* – Transactions of the ASME, 121(3), pp. 189~195.

(14) Lee, K. S., Kim, W. S. and Lee, T. H., 1997, "A

One Dimensional Model for Frost Formation on a Cold Flat Surface," *Int.J. Heat Mass Transfer,* Vol. 40, No. 18, pp. 4359~4365.

(15) Yang, D.K., Kim, J.S. and Lee, K.S., 2004, "Modeling for Prediction of Frost Formation Phenomena on a Cold Plate," *Transactions of the KSME (B)*, Vol. 28, pp. 665~671.

(16) *ASHRAE HANDBOOK*, 1993, Fundamentals. *ASHRAE* Atlanta.

(17) Yang, D. K. and Lee, K. S., 2004, "Dimensionless Correlations of Frost Properties on a Cold Plate," *Int. J. Refrigeration*, Vol. 27, pp. 89~96.