

냉동탑차용 냉장시스템의 착상 및 무착상 상태에서의 성능변화에 관한 해석적 연구

김 상 훈, 명 치 욱, 조 홍 현*[†]
 조선대학교 기계공학과 대학원, *조선대학교 기계공학과

Numerical Study of Performance Variation Under Frost and Non-frost Condition of Refrigerating System in the Refrigerator Truck

Sanghun Kim, Chiwook Myung, Honghyun Cho*[†]
 Graduate School of Chosun University, Gwangju 501-759, Korea
 *Department of Mechanical Engineering, Chosun University, Gwangju 501-759, Korea
 (Received August 22, 2011; revision received October 6, 2011)

ABSTRACT: To analyze the cooling performance in the refrigerator truck according to frost growth, the analytical model of refrigeration system was developed under frost and non-frost condition using EES. The system performance was analyzed with outdoor temperature, storage temperature, outdoor front air velocity and compressor speed in order to investigate the system performance characteristics with operating conditions. Besides, the system performance under frost condition was compared with that under non-frost condition. As a result, the frost thickness was 0.9 mm when the refrigerating capacity of frost condition was decreased by 30%. The maximum of the system COP was shown at compressor speed of 1500 rpm for non-frost and frost condition, simultaneously. The performance under frost condition was more sensitive to the operating condition compared to that under non-frost condition.

Key words: Refrigerator truck(냉동탑차), COP(성능계수), Frost(서리), R404A

기 호 설 명	
<p>A : 면적 [m^2]</p> <p>$c_1 \sim c_5$: 식(28)의 상수</p> <p>D : 직경 [m]</p> <p>f : 마찰계수</p> <p>Fr : Froude 수</p> <p>h : 열전달계수 [W/m^2K]</p> <p>k : 열전도도 [$W/m \cdot K$]</p>	<p>L : 유효 오리피스 직경 [m]</p> <p>M : 질량유량 [kg/s]</p> <p>N : 회전수 [RPM]</p> <p>n : 실린더 수</p> <p>P : 압력 [Pa]</p> <p>Pr : Prandtl 수</p> <p>Re : Reynolds 수</p> <p>S : 간격 [m]</p> <p>S_p : 스트로크 길이 [m]</p> <p>T : 온도 [K]</p> <p>v_s : 압축기 냉매 비체적 [m^3/kg]</p> <p>ΔP : 압력강하 [Pa]</p> <p>We : Weber 수</p>

[†] Corresponding author
 Tel.: +82-62-230-7050; fax: +82-62-230-7055
 E-mail address: hhcho@chosun.ac.kr

x : 건도

그리스 문자

η : 효율
 ε : 압축비
 ρ : 밀도 [kg/m^3]
 μ : 점성계수 [$\text{kg}/\text{m} \cdot \text{s}$]
 σ : 표면장력 [kg/s^2]

하첨자

a : 공기
 c : 실린더, 임계점
 f : 서리
 g : 가스
 i : 등엔트로피
 in : 입구
 m : 최소
 o : 오리피스
 p : 관
 r : 냉매
 s : 표면
 sp : 단상
 t, m : 최소 오리피스
 tp : 2상
 v : 체적

1. 서 론

현대사회에 있어 생활필수품 중 하나인 냉장고는 가정용, 상업용, 공업용 등의 다양한 형태로 발전되어 왔다. 이 중 상업용 냉장장치는 변질의 우려가 있는 온도에 민감한 식료품들을 적정 온도를 유지시켜 원하는 곳까지 안전하게 운반하는데 사용된다. 이러한 목적을 달성하기 위한 냉장장치 중의 하나로 냉동탑차가 주요하게 사용되고 있다. 냉동탑차는 경제가 발전하고 생활수준의 향상으로 온라인과 오프라인을 이용한 냉동, 냉장 식품의 택배수요가 증가함에 따라 그 필요성이 점점 커지고 있는 추세이다. 또한 농수산물과 식료품 등이 점차 대형화, 집중화, 지역화가 되어가는 추세이므로 저운을 유지하면서 장거리 이동을 할 수 있는 냉동탑차의 필요성은 점차 커져가고 있다. 이에 냉동탑차가 소비하는 에너지의 양이 크게 증가하고 있으며 따라서 냉동탑차의 냉장시스템에서 고

효율과 고성능을 얻기 위한 연구가 절실히 필요한 실정이다.

냉동탑차의 냉장시스템은 작동시 증발기로 들어오는 습공기 중의 수증기가 차가운 열교환기의 표면과 접촉하여 냉각면이 어는점 이하로 내려갈 경우 다공성의 서리가 형성되고, 서리 성장에 따라 서리층 두께가 증가하게 되면 증발기를 통과하는 풍량을 감소시켜 열교환기의 성능을 저하시킨다. 또한 서리의 성장은 열저항을 증가시켜 냉매와 공기의 열전달률을 감소시킨다. 따라서 서리로 인한 성능저하의 연구는 냉장시스템의 성능을 유지하여 물품을 신선하게 유지하기 위해 반드시 고려되어야 할 사항이다.

지금까지 환-관 열교환기의 착상현상에 대한 해석적 연구로 Lee(1)는 상대습도와 핀 피치에 따른 시뮬레이션을 수행하여 핀 피치가 작을수록 열전달율의 감소가 크고 일정 착상 후에 습도가 낮을수록 높은 열전달을 가짐을 보였다. 또한, Lee and Yang(2)은 수학적 모델링을 통하여 착상 조건하에서 운전되는 다단 다열의 환-관 열교환기의 열적 성능을 평가하기 위한 수학적 모델을 제시하였다. Huang et al.(3)은 환-관 열교환기에서 서리 두께에 의한 효과를 고려한 해석적 연구를 수행하였다. 하지만 이전의 연구는 사이클이나 열교환기에서 일부분만을 해석의 대상으로 연구하였으며 서리의 성장은 고려한 열교환기 전체나 이의 영향을 받은 사이클 성능저하에 대한 고찰은 수행되지 않았다. 특히 냉동탑차 시스템에서 서리성장에 따른 성능의 감소정도에 관한 연구는 거의 찾아보기 힘들다.

따라서 본 연구에서는 증발기에 생성되는 서리가 냉동탑차 냉장시스템의 성능변화에 미치는 영향을 파악하기 위해 무착상상태일 때의 성능과 비교하여 냉방용량이 30% 감소했을 때의 성능을 비교 및 분석하였다. 본 연구를 통하여 서리성장에 의한 냉동탑차 냉장시스템의 성능변화를 해석하고 시스템 효율향상을 위한 방안과 시스템 성능을 유지시킬 제어법 개발을 위한 기초적인 성능 데이터를 제공할 것으로 기대된다.

2. 모델링 및 해석 방법

본 연구에 사용된 냉동탑차 냉장시스템은 현재 도로에서 운전되고 있는 냉동탑차를 주 해석 모델

로 선정하여 개발하였고 개발된 시스템의 구성은 Fig. 1과 같이 압축기, 응축기, 팽창장치, 증발기로 구성되어 있다. 또한 냉장시스템의 성능해석을 위해 EES(Engineering equation solver) 프로그램을 이용하여 Fig. 2와 같은 방법으로 성능해석을 수행하였다.

2.1 압축기 모델링

본 연구에서 설계된 압축기는 내구성이 우수하여 자동차 공조 시스템의 압축기로써 가장 널리 사용되고 있는 사판식 압축기(SD5L14)를 해석 모델로 선정하였으며 압축기에 대한 사양은 Table 1에 나타내었다. 압축기에서 토출되는 냉매의 질량유량은 식(1)을 이용하여 계산하였고, 압축기의 체적효율과 등

엔트로피 효율은 식(2)와 식(3)을 이용하여 계산하였다.⁽⁴⁾

$$M_r = n \frac{\pi}{4} D_c^2 S_p N_c \frac{\eta_v}{v_s} \tag{1}$$

$$\eta_v = 0.3596 + 1.1072 \times \overline{S_p} - 0.08132 \times \varepsilon + 0.0001175 \times N - 0.4025 \times \overline{S_p}^2 - 2.449 \times 10^{-8} N^2 \tag{2}$$

$$\eta_i = 0.2402 + 1.4187 \times \overline{S_p} - 0.09698 \times \varepsilon + 0.000123 \times N - 0.5852 \times \overline{S_p}^2 - 2.457 \times 10^{-8} N^2 \tag{3}$$

2.2 열교환기 모델링

시스템의 성능을 향상시키기 위한 방법 중 압축기의 효율 상승에 관한 연구는 진행이 느리고 어려우며 이에 열교환기의 형태나 분배 등으로 인한 성능향상에 대한 연구가 활발히 진행되고 있다. 본 연구에서 사용된 냉매인 R404A를 이용한 냉장시스템의 열교환기는 흰-관 열교환기(DM-050S)를 해석적 모델로 선정하였으며 자세한 사양은 Table 2에 나타내었다. 흰-관 열교환기는 응축기의 경우 2개의 관이 4개의 열로 이루어져있고, 증발기의 경우 6개의 관이 각각 8열로 구성되어 있다. 열교환기의 해

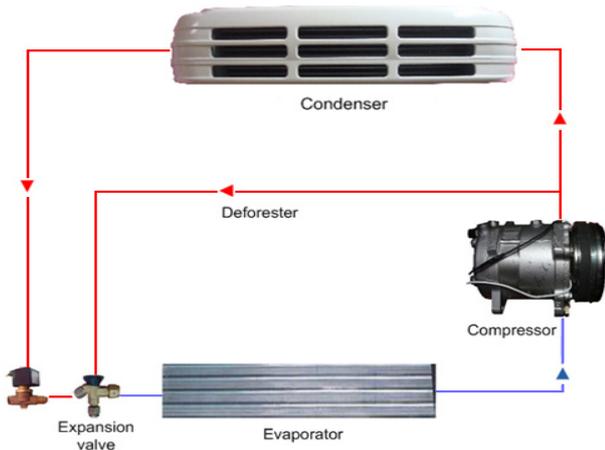


Fig. 1 Refrigeration cycle of refrigerator truck.

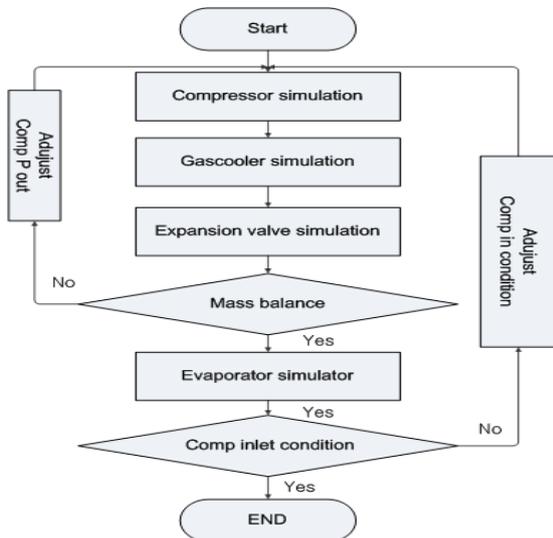


Fig. 2 Flow chart for the refrigerator cycle.

Table 1 Specification of compressor

Elements	Value
Bore[mm]	35
Stroke[mm]	28.6
Displacement per revolution[cc/rev]	138
Number of cylinders	5

Table 2 Specification of heat exchanger

Elements	Condenser	Evaporator
Fin interval[mm]	2.1	4.56
Fin height[mm]	25.78	22.64
Fin width[mm]	24.83	26.13
Tube diameter[mm]	9.5	9.5
Tube thickness[mm]	0.5	0.5
Total size[mm]	760.2(L)×283.5(H)×99.3(W)	864.6(L)×135.8(H)×209(W)

석을 수행하기 위해 응축기와 증발기에 미소체적법을 사용해 해석하였다.

2.2.1 냉매측 열전달

본 연구에서 사용된 냉매 R404A의 경우 관내에서 과열증기, 2상유동, 과냉각액 상태로 상변화를 한다. 그러므로 과열증기와 과냉각액의 영역에서는 단상의 응축열전달계수 식인 Wang⁽⁵⁾이 제안한 관계식을 적용하여 계산하였다.

$$h_{sp} = 0.04086 Re_{v,l}^{0.8} Pr_{v,l}^{0.4} \frac{k_{v,l}}{D_i} \quad (4)$$

$$Re_{v,l} = \frac{GD_i}{\mu_{v,l}}, \quad Re_{v,l} > 17,900 \quad (5)$$

$$G = V_r \rho_r = \frac{m_r}{A_r} \quad (6)$$

위 식에서 $Pr_{v,l}$, $k_{v,l}$, $\mu_{v,l}$, D_i , G , m_r , A_r 은 각각 과열증기와 과냉각액에서 프란틀 수, 열전도계수, 점성계수, 관내 직경, 질량유속, 질량유량, 관내의 단면적을 의미한다.

또한 2상유동의 응축열전달계수는 Travis⁽⁶⁾의 식을 사용하여 계산하였다. Travis는 X_{tt} (Marti-nelli parameter)와 응축액막내의 속도분포에 따른 열전달 변화도 함께 고려하여 아래와 같은 식을 제안하였다.

$$h_{tp} = Pr_l Re_l^{0.9} k_l \frac{F_1(X_{tt})}{F_2(Re_l Pr_l)} \quad (7)$$

$$Re_l = \frac{G(1-x)D_i}{\mu_l} \quad (8)$$

$$F_1 = 0.15 \left[\frac{1}{X_{tt}} + \frac{2.85}{X_{tt}^{0.476}} \right] \quad (9)$$

$$F_2 = 0.707 Pr_l Re_l^{0.5}, \quad Re_l \leq 50 \quad (10)$$

$$F_2 = 5 Pr_l + 5 \ln [1 + Pr_l (0.09636 Pr_l^{0.585} - 1)] \quad (11)$$

$$50 < Re_l \leq 1125 \quad (11)$$

$$F_2 = 5 Pr_l + 5 \ln (1 + 5 Pr_l) \quad (12)$$

$$+ 2.5 \ln (0.00313 Re_l^{0.812})$$

$$Re_l > 1125$$

2.2.2 서리층 열전달

환-관 열교환기 해석에 사용된 냉장시스템의 경우 운전시 어는점 이하의 열교환기 표면온도와 습공기

의 접촉으로 인하여 증발기에 다공성의 서리가 생성되고 그 양은 점차 늘어나 서리층을 발달시켜 시스템의 성능을 저하시킨다. 이러한 서리의 영향은 무시할 수 없을 정도로 시스템의 성능저하에 큰 영향을 미치므로 서리의 영향을 고려하기 위해 서리층의 열저항과 열전달계수를 해석에 반영하였다.⁽⁷⁾ 서리층 열전달계수는 Sanders⁽⁸⁾가 제안한 식(13)를 이용하여 계산하였고, 서리의 밀도는 Hayashi et al.⁽⁹⁾가 제안한 식(14)를 사용하였다.

$$k_f = 1.202 \cdot 10^{-3} \rho_f^{0.963} \quad (13)$$

$$\rho_f = 650 \exp^{(0.227 T_f)} \quad (14)$$

2.2.3 냉매측 압력강하

단상유동에서 압력강하는 관내 유체의 속도 수두에 마찰계수를 곱하여 식(15)과 같이 표현된다. 마찰계수 f 는 유체의 유속과 관내 표면 거칠기의 함수로 정의된다. 본 연구에서 단상 상태의 마찰계수를 구하기 위하여 Blasius⁽¹⁰⁾가 제안한 식(16)을 사용하였다.

$$\Delta P = \frac{f G^2 v}{2 d_i} \quad (15)$$

$$f = 0.079 \left[\frac{G d_i}{\mu_r} \right]^{-0.25} \quad (16)$$

2상유동에서 냉매의 압력강하는 Friedel⁽¹¹⁾의 상관식을 적용하여 계산하였다. Friedel의 상관식은 단상유동의 압력강하에 보정계수를 곱하여 2상유동의 압력강하를 계산하는 방법으로 보정계수는 다음과 같이 정의된다.

$$\phi = A_1 + \frac{3.24 \cdot A_2 A_3}{Fr^{0.045} We^{0.035}} \quad (17)$$

$$A_1 = (1-x)^2 + x^2 \left(\frac{\rho_f \cdot f_g}{\rho_g \cdot f_f} \right) \quad (18)$$

$$A_2 = x^{0.78} (1-x)^{0.224} \quad (19)$$

$$A_3 = \left(\frac{\rho_f}{\rho_g} \right)^{0.91} \left(\frac{\mu_g}{\mu_f} \right)^{0.19} \left(1 - \frac{\mu_g}{\mu_f} \right) \quad (20)$$

$$Fr = \frac{G^2}{g D \rho^2} \quad (21)$$

$$We = \frac{G^2 D}{\rho \sigma} \quad (22)$$

2.2.3 공기측 열전달 및 압력강하

본 연구에서 흰-관 열교환기의 해석을 위해 공기측 열전달계수는 Wang et al.⁽¹²⁾이 제안한 식을 사용하였다. 또한 공기측 압력강하는 냉장시스템의 작동시간이 증가할수록 증발기에 발생하는 서리의 양은 점차 증가하여 공기의 유동 면적을 감소시켜 공기와 열교환기의 전열면적을 감소시키며, 공기측 압력강하를 증가시킨다. 이에 착상시의 공기측 압력강하는 Aoki et al.⁽¹³⁾이 제안한 식을 사용하였으며 이는 아래와 같다.

$$\Delta P_a = \frac{f}{2} \rho_a V_{max}^2 \frac{4S_p}{de} \quad (23)$$

$$f = 58.7 Re_{de}^{-0.44} de^{0.83} \quad (24)$$

$$Re_{de} = \frac{\rho_a V_{max} de}{\mu} \quad (25)$$

$$de = \frac{4A_{min} S_p}{A_T} \quad (26)$$

여기서 V_{max} , A_{min} , A_T 는 최소유동면적을 지나는 공기의 속도, 최소유동면적, 열교환기의 전열면적을 의미한다.

2.3 팽창장치 모델링

본 연구에서 사용된 전자팽창밸브의 오리피스(Orifice)의 직경은 1.6 mm이고 등엔탈피 과정으로 가정하였다. 냉매의 질량유량은 6개의 물리적 변수와 4개의 기하학적인 변수로 표현된다. Buckingham π 정리를 바탕으로 식(27)과 Table 3에 나타난 상수들을 사용하였다.⁽¹⁴⁾

$$\left(\frac{\dot{m}}{A_{t,m} \sqrt{\rho \Delta P}} \right) = C_1 \left(\frac{L}{D_m} \right)^{C_2} \left(\frac{D_m}{D_o} \right)^{C_3} \left(\frac{P_{in}}{P_c} \right)^{C_4} \left(\frac{T_{in}}{T_c} \right)^{C_5} \quad (27)$$

2.4 해석조건 및 방법

냉동탑차의 냉장시스템의 성능특성을 파악하기 위해 공회전상태인 1000 RPM에서 냉장 실험조건(ISO 15502)을 기본조건으로 하여 성능해석을 수행하였다. 착상상태를 고려한 열교환기를 시뮬레이션으로 해석하는 것은 매우 까다로운 조건 중 하나이다. 그러므로 본 연구에서는 시뮬레이션 해석을 위해 열교환기에 형성된 서리는 균일한 상태이며, 서리층 열

Table 3 Constants in EEV correlation

Constant	Value
C1	1.17×10^0
C2	-3.99×10^{-2}
C3	-7.27×10^{-2}
C4	3.86×10^{-1}
C5	-4.55×10^0

Table 4 Simulation conditions

Simulation condition	Parameters
Compressor speed [RPM]	1000*, 1500, 2000, 2500, 3000
Outdoor air velocity[m/s]	1, 2*, 3, 4, 5, 6
Outdoor temperature[°C]	25*, 27.5, 30, 32.5, 35
Indoor temperature[°C]	1, 3, 5*, 7, 9

Note) * Basic operating condition.

전달계수는 서리밀도의 함수라 가정하였다.⁽¹⁵⁾

무착상상태와 착상상태의 성능을 비교하기 위해 무착상상태의 열전달량과 비교해 착상상태의 열전달량이 70%가 되는 시점을 제상시점으로 선정하여 고내의 온도와 실외측 공기 온도 변화, 압축기 회전수변화, 실외측 풍속변화에 따라 시뮬레이션을 수행하였다. 본 연구에서 성능특성 비교를 위하여 설정된 해석조건을 Table 4에 나타내었다.

3. 결과 및 고찰

착상상태와 무착상상태의 성능변화를 비교하기 위해 열교환기에 생긴 서리두께를 0~1.0 mm 까지 0.1 mm씩 증가시켜 성능해석을 수행하였으며 그 결과를 Fig. 3에 나타내었다. 서리층의 두께가 증가함에 따라 시스템의 냉방용량은 지속적으로 감소되고, 공기측 압력강하는 증가한다. 또한 서리층이 두꺼워질수록 증가폭이 점차 커지는 경향을 보인다. 이는 서리층의 성장으로 인한 열저항의 증가로 공기와 냉매와의 열전달량이 감소하고 공기의 유동면적이 점점 줄어들기 때문이다. 본 연구에서는 해석결과를 바탕으로 무착상 상태에서의 냉방용량 2.524 kW의 약 70%가 되는 1.767 kW의 냉방용량을 보이는 서리두께 0.9 mm를 착상상태의 해석조건으로 선정하였다. 또한 무착상상태와 서리두께 0.9 mm의 착상상태에서의 시스템 성능특성을 운전조건에 따

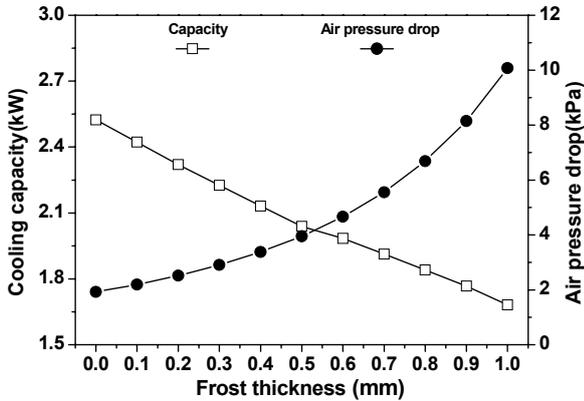


Fig. 3 Variations of cooling capacity and air pressure drop with frost thickness.

라 비교 분석하였다.

Fig. 4는 고내온도 변화에 따른 압축기 소요동력, 냉방용량, 그리고 냉방성능계수의 변화를 보여주고 있다. 고내에 식품을 넣거나 문을 개폐하였을 경우 고내의 온도는 쉽게 변하게 된다. 이러한 고내온도 변화가 시스템에 미치는 영향을 알아보기 위해 고내온도를 1°C에서 9°C까지 2°C씩 증가시켜 착상상태와 무착상상태의 해석 결과를 비교하였다. 고내온도가 상승함에 따라 냉매의 온도와 열교환기를 지나는 공기 온도와의 차이가 증가하여 열교환량이 증가하므로 냉방용량은 증가하는 경향을 보인다. 본 연구에서 고내온도가 1°C에서 9°C로 증가함에 따라 시스템의 성능계수와 냉방용량은 무착상상태의 경우 각각 7.7%, 7.9% 증가하였고, 착상상태의 경우 각각 8.1%, 8.3% 증가하는 것으로 나타났다. 고내온도가 상승하였을 때 무착상상태와 착상상태의 성능의 증가율은 큰 차이를 보이지 않았는데 이는 증발기의 길이가 충분하기 때문에 무착상상태와 착상상태 모두 냉매의 출구온도가 고내온도와 큰 차이가 없는 온도로 토출되어 증발기에서 열교환을 충분히 수행하였기 때문이다.

계절이나 기후의 변화 등으로 인한 실외온도 상승은 냉동탑차 냉장시스템의 성능에 큰 영향을 미친다. Fig. 5는 이러한 실외온도 변화에 따른 무착상상태와 착상상태에 따른 압축기 소요동력, 냉방용량, 성능계수의 변화를 비교하여 보여주고 있다.

실외온도가 25°C에서 35°C로 상승함에 따라 응축기에서 토출되는 냉매의 출구온도가 증가하게 되고 이로 인해 증발기로 유입되는 냉매의 건도와 엔탈피도 상승하게 되어 두 조건 모두에서 냉방용량은 감소하는 경향을 보인다. 또한 착상상태와 무착상상

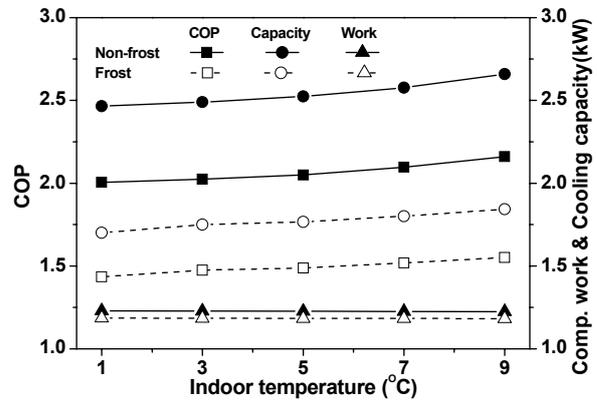


Fig. 4 Variations of compressor work, capacity, COP with storage temperature.

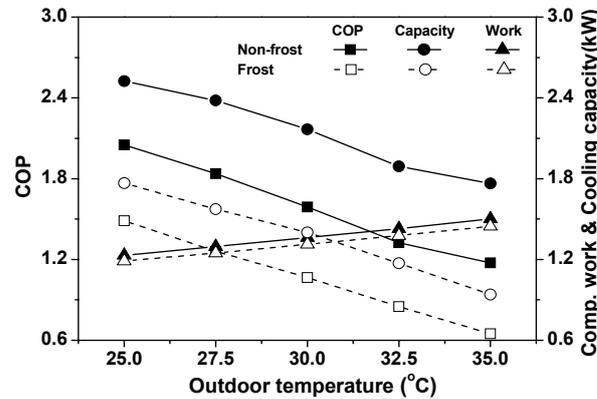


Fig. 5 Variations of compressor work, capacity, COP with outdoor temperature.

태 모두 시스템의 압축비가 증가하며 압축기로 유입되는 냉매의 비체적이 증가하고 압축기의 체적효율의 감소로 인해 압축기 소요동력은 증가한다. 본 연구의 해석결과 실외측 공기의 온도가 25°C에서 35°C로 증가함에 따라 시스템의 냉방용량은 무착상상태에서 30%, 착상상태에서 46.9% 정도 감소하였고, 성능계수는 무착상상태에서 42.7%, 착상상태에서 56.4% 감소하여 실외측 온도변화에 따른 착상상태가 더 민감한 것으로 나타났다. 이는 서리층의 성장으로 인한 열교환기에서의 열저항이 증발기에서 공기로의 열 방출효과를 감소시켜 증발기 출구의 온도가 감소되기 때문이다.

Fig. 6은 실외기로 유입되는 공기속도 변화에 따른 압축기 소요동력, 냉방용량 및 성능계수의 변화를 보여주고 있다. 실외측 공기 속도가 증가함에 따라 무착상상태와 착상상태의 냉방용량은 각각 32.7%, 32.2% 증가하였고 압축기 소비동력은 각각 14.9%, 9.7% 감소하였다. 따라서 시스템의 성능계수는 무착

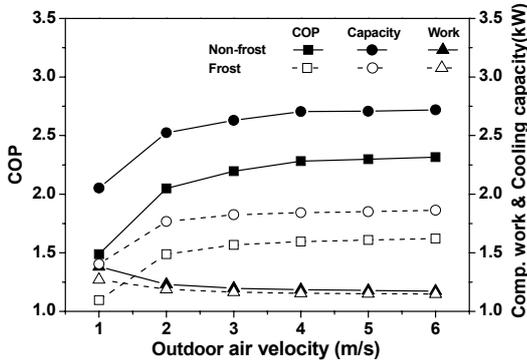


Fig. 6 Variations of compressor work, capacity, COP with outdoor air velocity.

상상태에서 55.6%, 착상상태에서 48.0% 증가하는 것으로 나타났다. 이는 유입되는 공기 속도변화에 따라 응축기로 들어오는 공기의 유량이 증가해 냉매와 공기의 열교환량이 증가하므로 증발기 입구로 들어가는 냉매의 건도와 엔탈피를 크게 낮추며 압축기 소요동력의 경우 압축비가 감소하여 시스템의 성능은 증가하기 때문이다. 하지만 실외측 공기의 속도가 4 m/s 이후로는 설계된 열교환기에서 열교환이 충분히 이루어져 시스템이 더 이상 성능은 크게 증가하지 않는 경향을 보인다.

Fig. 7은 압축기 회전수 변화에 따른 무착상상태와 착상상태의 압축기 소비동력, 냉방용량, 성능계수의 변화를 보여주고 있다. 압축기의 회전수가 증가함에 따라 냉매의 질량유량 증가로 무착상상태와 착상상태 모두 압축기 소비동력은 각각 1.23 kW에서 4.28 kW, 1.19 kW에서 4.02 kW로 증가하였으며, 냉방용량의 경우 2.52 kW에서 7.14 kW, 1.77 kW에서 4.52 kW까지 증가하는 것으로 나타났다. 또한 무착상상태와 착상상태의 최대 성능계수는 모두 1500 RPM에서 나타났으며 이때 최대의 성능계수는 각각 2.30, 1.87로 나타나 성능의 증가율은 각각 12.3%, 25.9%로 확인되었다. 이는 1500 RPM 이상의 회전수에서는 냉방용량의 증가폭에 비해 압축기 소비동력의 증가폭이 더욱 커 시스템의 성능계수는 점차 감소하는 것으로 확인되었다.

4. 결 론

무착상상태와 착상상태에서 냉동탑차용 냉장시스템의 성능변화를 고내온도, 실외온도, 압축기 회전수, 실외풍속 변화에 따라 해석하였으며 각각의 성능변

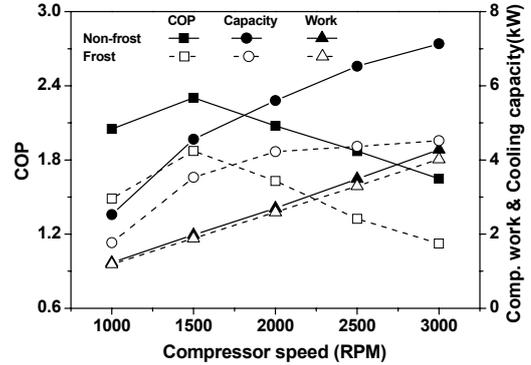


Fig. 7 Variations of compressor work, capacity, COP with compressor speed.

화를 해석적 연구를 통해 비교하였다. 이를 통하여 얻은 결론은 다음과 같다.

(1) 무착상상태와 착상상태의 시스템은 고내온도가 증가함에 따라 각각의 성능계수는 7.9%, 8.3% 증가하였으며, 실외온도 상승으로 인한 무착상상태와 착상상태 성능계수는 각각 42.7%, 56.4%씩 감소하는 결과를 보였다.

(2) 실외측 풍속변화에 따른 시스템의 성능계수는 무착상상태에서 55.6%, 착상상태에서 48% 증가하였으며 4 m/s 이후로는 증가폭이 점차 감소하는 경향성을 나타내었다.

(3) 압축기 회전수 변화에 따른 성능변화는 무착상상태와 착상상태 모두 1500 RPM에서 냉방용량의 증가폭과 압축기 소비동력의 증가폭으로 인하여 가장 높은 성능계수 2.30과 1.87을 나타내었으며 냉방용량은 각각 7.14 kW, 4.52 kW까지 상승하였다.

(4) 냉장시스템의 다양한 조건변화에서의 해석결과 무착상상태의 냉장시스템이 착상상태의 냉장시스템보다 더 민감하게 반응하였다.

후 기

본 과제(결과물)는 교육과학기술부의 재원으로 한국연구재단의 지원을 받아 수행된 광역경제권 선도산업 인재양성사업의 연구결과입니다.

참고문헌

1. Lee, J. D., Numerical Analysis of Heat Exchanger under the Frosting Formation, Thesis for the Degree of Master, Hanyang University.
2. Yang, D. K. and Lee, K. S., 2005, Analysis of

- Frosting Performance of a Fin-Tube Heat Exchanger, SAREK, Vol. 17, pp. 965-973.
3. Huang, J. M., Hsieh, W. C., Ke, X. J., and Wang, C. C., 2008, The effects of frost thickness on the heat transfer of finned tube heat exchanger subject to the combined influence of fan types, *Appl. Thermal Eng.*, Vol. 28, pp. 728-737.
 4. Changqing, T., Yunfei, L., and Xianting, L., 2006, A mathematical model of variable displacement swash plate compressor for automotive air conditioning system, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 29, pp. 270-280.
 5. Wang, C. C., 2001, A Comparative Study of Compact Enhanced Fin-and-Tube Heat Exchangers, *Heat and Mass Transfer*, Vol. 44, pp. 3565-3573.
 6. Traviss, D. P., Rohsenow, W. M., and Baron, A. B., 1972, Force convection condensation inside tube : a heat transfer equation for condenser design, *ASHRAE Transactions*, Vol. 79, pp. 157-165.
 7. Deniz, S., Hakan, K., and Nilufer, E., 2004, Frost formation on fin and tube heat exchangers. Part I-Modeling of frost formation on fin and tube heat exchangers, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 27, pp. 367-374.
 8. Sanders, C., 1977, The influence of frost formation and defrosting on the performance frost formation types. *Journal of Heat Transfer*, Vol. 99, pp. 239-44.
 9. Hayashi, Y., Aoki, A., Adachi, S., and Hori, K., 1974, Study of frost properties correlating with of air coolers, PhD Dissertation. The Netherlands : Delft University.
 10. Kang, T. H., 2010, Experimental and analytical study on the heat transfer characteristics of a spiral fin-tube evaporator under non-frosting conditions, pp. 47-50.
 11. Friedel, L., 1979, Improved friction pressure drop correlation for horizontal and vertical two-phase pipe flow, *European two-phase flow group meeting*, p. E2.
 12. Wang, C. C., Chi, K. Y., and Chang, C. J., 2000, Heat transfer and friction characteristics of plain fin-and-tube heat exchanger, part I I : Correlation, Vol. 43, pp. 2693-2700.
 13. Aoki, K., Hattori, M., and Akita, K., 1990, A Study of Extended Surface Heat Exchanger with Frosting: 2nd Report, Heat Transfer and Pressure Drop for Each Row, *JSME Trans., Ser. B*, Vol. 97, pp. 793-802.
 14. Hwang, Y. W. and Kim, O. J., 2007, Experimental Study on the CO₂ Flow through Electronic Expansion Valves, SAREK, pp. 1237-1241.
 15. Yang, D. K. and Lee, K. S., 2005, Analysis of Frosting Performance of a Fin-Tube Heat Exchanger, SAREK, pp. 965-973.