

냉동사이클의 최적 제어를 위한 증발기 동특성 해석 Dynamic Analysis of Evaporator for Optimum Control in Refrigeration System

정석권 · LI HUA · 최광환 · 윤정인 · 김은필

S. K. Jeong, LI HUA, K. H. Choi, J. I. Yoon and E. P. Kim

Key Words : Dynamic characteristics(동특성), Mass flow rate(질량유량), Two phase region(2상 영역), Superheat region(과열 영역), Evaporator (증발기), Superheat(과열도)

Abstract : This paper presents numerical study on dynamic characteristics of evaporator to control evaporator superheat and compressor capacity with optimum condition in refrigeration system. It is very important to reduce energy consumption and to keep room temperature within a very restricted range with minimum oscillation in some special applications of the refrigeration system. Heat exchange is mainly happened in the evaporator. So, making mathematical model of evaporator and analyzing evaporator characteristics are necessary in order to control the superheat and the capacity of the system. A mathematical model based on the one dimensional partial differential equations representing mass and energy conservation and a tube-wall energy is described. A set of ordinary differential equation is formulated by integrating separately over the two regions(two-phase and vapor) generally presented in a heat exchanger.

기호설명

- A : 면적 [m^2]
- D : 직경 [m]
- G : 질량유속 [$kg/m^2 \cdot s$]
- h : 엔탈피 [kJ/kg]
- L : 배관의 길이 [m]
- \dot{m} : 질량유량 [kg/s]
- P : 압력 [MPa]
- T : 온도 [K]
- t : 시간 [sec]
- C_w : 관벽의 열용량 [J/K]
- U : 열전달계수 [$W/m^2 \cdot K$]
- w : 유체 속도 [m/s]
- v : 공기 풍속 [m/s]
- x : 전도

- z : 배관 축 방향의 위치
- ρ : 밀도 [kg/m^3]
- μ : 점도 [$kg/s \cdot m$]
- q : 열유속 [$kJ/m^2 \cdot s$]
- Q : 열량 [kJ]
- P_r : 프란트 수
- Re : 레이놀즈 수

하첨자

- a : 공기
- i : 관내 또는 입구
- o : 관외 또는 출구
- 1 : 2상 영역
- 2 : 과열 영역
- w : 관벽
- v : 기체
- l : 액체

접수일 : 2004년 12월 31일
 정석권(책임저자) : 부경대학교 기계공학부
 E-mail : skjeong@pknu.ac.kr Tel. 051-620-1507
 LI HUA : 부경대학교 대학원 냉동공조공학과
 최광환, 윤정인, 김은필 : 부경대학교 기계공학부

1. 서 론

산업시설의 고도화, 고 기능화에 따라 냉동공조 시스템의 운전 성능 향상 및 소요 에너지 최소화

를 위한 최적제어의 필요성이 증대되고 있다. 최적제어를 실현하기 위해서는 제어대상에 대한 동특성 파악과, 적절한 평가함수의 도입, 그리고 제어기의 설계 과정이 순차적으로 필요하게 된다.

제어대상인 증기 압축식 냉동공조기는 압축기, 응축기, 팽창밸브, 증발기가 그 주된 구성 요소이며 이들은 배관을 통해 상호 영향을 미치는 간접계를 이루고 있어 전체 시스템의 동특성 파악이 우선 쉽지 않다¹⁾.

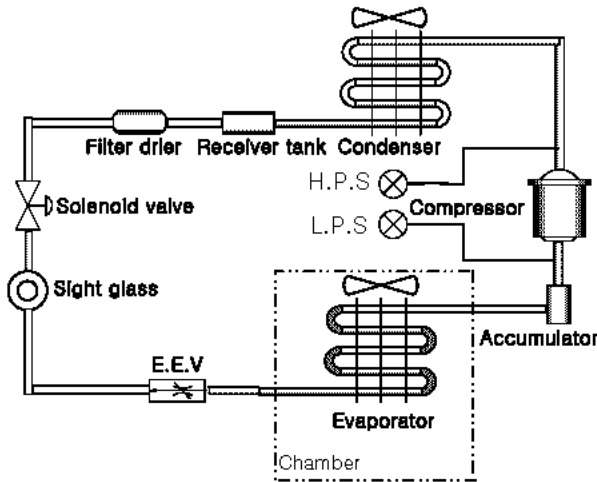


Fig. 1 Refrigeration system

Fig. 1은 냉동사이클의 냉매회로 계통도이다. 냉동사이클에서 제어가 가능한 액추에이터로는 압축기 회전수, 전자팽창밸브(Electronic Expansion Valve)의 개도, 증발기와 응축기의 팬 회전수이다.

냉동사이클의 효율을 높이고 각부 냉매의 상태량을 적절히 제어하기 위해 많은 제어 시스템이 고려되어 왔다. 그 중에서 압축기의 회전수를 가변하여 용량제어를 하거나, 전자팽창밸브의 개도 조절에 의한 증발기의 과열도 제어가 주류를 이루고 있다. 즉, 고속 회전시의 압축기의 과열 방지를 위한 제어, 증발온도의 제어, 증발기의 열 부하에 따른 냉매 유량 제어 등이 그 대표적이다. 그러나, 용량제어와 과열도 제어를 동시에 행함으로써 에너지 절감과 COP(Coefficient Of Performance) 향상을 도모하는 제어 방법은 아직 제시되지 않고 있다²⁵⁾. 열 부하가 계속적으로 변동하는 냉동시스템을 최적으로 운전하기 위해서는, 팽창밸브를 통한 증발기의 적절한 과열도 제어와 동시에 운전 조건을 안정적으로 유지할 수 있도록 압축기의 회전수 제어도 병행되어야 한다.

증발기의 과열도와 압축기의 회전수를 최적으로

제어하기 위한 선행 단계로서, 냉동사이클에 대한 모델 구축과, 수치 시뮬레이션을 통한 모델의 동특성 해석이 필수적이다. 그러나 과열도 제어와 용량 제어에 쓰이고 있는 모델은 대부분이 응답특성을 단순 일차지연요소로 가정하고 실험적인 방법으로 모델링을 하였을 뿐 제어적인 관점에서 전체 시스템에 대해 수학적인 미분방정식을 이용한 모델링에는 미치지 못하고 있다³⁾.

본 논문에서는 수학적인 방법으로 냉동공조시스템에서의 주요 열교환 장치인 증발기를 모델링하였다. 동시에 수치 시뮬레이션을 통해 모델의 동특성을 해석하였고 그 결과로부터 과열도 제어와 용량 제어의 필요성을 명확히 하였다.

2. 증발기 모델링

냉동사이클에서 외부와 열교환을 일으키는 주된 장치는 증발기이므로 시스템의 효율을 높이려면 압축기가 하는 일도 줄여야 하지만 증발기에서 충분한 열교환이 이루어져야 한다. 그러므로 증발기의 동특성에 대한 파악은 필수적이다.

증발기내에서 열유체 거동은 본질적으로 비선형이므로 이런 증발기의 동특성을 해석하기 위해서는 증발기의 정특성 해석을 통하여 입구에서 출구까지 냉매 상태량 등을 충분히 파악하여야만 열적 모순이 없는 동적 모델을 작성할 수 있다. 그러므로 동특성 해석에서 우선 해결해야 할 문제는 증발기의 정특성을 해석하는 것이다.

2.1 증발기의 정특성 해석

Fig. 2는 플레이트 핀 코일형 증발기의 개략도를 나타내고 Fig. 3은 증발기 입구에서 출구까지 냉매의 상태 분포도를 나타낸다. 입구 경계 0에서 경계 1을 증발 영역(기·액의 2상 영역), 경계 1에서 경계 2를 과열증기 영역으로 분할하여 각 영역에 대하여 해석하였으며, 해석의 편의를 위해 다음과 같은 사항을 가정하였다.

- (1) 관외를 직교하여 흐르는 냉각매체인 공기는 동일한 풍속으로 온도분포 없이 유입한다.
- (2) 공기측 열전달계수는 공기온도와 습도의 영향을 받지 않는 대류 열전달로 간주한다.
- (3) 관 길이 방향의 열전도는 무시하고, 관내에서의 냉매는 액체와 기체 상태로 분리되어 존재한다.
- (4) 증발기 배관 내에서의 압력강하는 작기 때문에 무시한다.

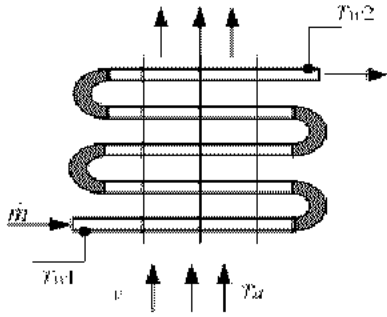


Fig. 2 Schematic diagram of evaporator

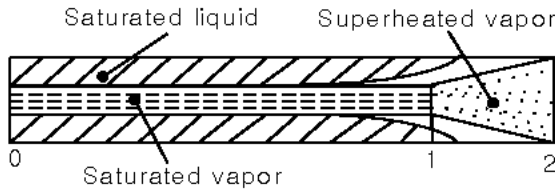


Fig. 3 Model of temperature in evaporator

2상 영역에서의 열전달 현상은 냉매가 관 내부를 어떤 속도를 가지고 흘러가면서 상변화를 하는 강제대류비등(forced convection boiling)이므로 열전달계수는 주로 실험식을 이용하여 구해진다. 또한, 과열영역은 단상 기체상태이므로 이 영역에서의 열전달계수는 강제대류 열전달계수를 구하는 방법으로 구할 수 있다.

2.1.1 기·액 2상 영역에서의 열전달계수

기체와 액체가 공존하는 2상 영역에서의 대류 열전달계수는 핵비등, 강제대류 등을 고려하여 Kandlikar 상관식 (1)에 의해 구할 수 있다.

$$\frac{U_1}{U_l} = C_1 \cdot Co^{C_2} \cdot (25Fr)^{C_3} + C_3 \cdot Bo^{C_4} F_{gl} \quad (1)$$

식(1)에서의 대류 수(convection number) Co , 프루드 수(Froude number) Fr 과 비등 수(boiling number) Bo 에 대한 관계식 및 각 계수들의 값들은 다음과 같다.

$$Co = \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0.8} \left(\frac{\rho_a}{\rho_l}\right)^{0.5} \quad (2)$$

$$Co < 0.65, C_1 = 1.136, C_2 = -0.9, C_3 = 667.2, C_4 = 0.7$$

$$Co > 0.65, C_1 = 0.6683, C_2 = -0.2, C_3 = 1058, C_4 = 0.7$$

$$Bo = \frac{q}{G \cdot h_{fg}} \quad (3)$$

$$Fr = \frac{G^2}{\rho_l^2 \cdot g \cdot d} \quad (4)$$

단상 액상 대류 열전달계수는 Dittus-Boelter 상관식을 사용하여 식 (5)와 같이 구한다.

$$U_l = 0.023 \left[\frac{G \cdot (1-x) \cdot D}{\mu_l} \right]^{0.8} \cdot \frac{Pr^{0.4} k_l}{D} \quad (5)$$

Fig. 3의 경계 0부터 1까지에서 공기로부터 관 내벽으로의 열전달, 액막의 열전달, 냉매 엔탈피 변화를 고려하면 각각 식 (6)~(8)과 같다. 그리고 이 들로부터 증발 구간의 길이를 구할 수 있다.

$$Q_{01} = U_a \pi d_o L_1 (T_{w1} - T_a) \quad (6)$$

$$Q_{01} = U_{tp} \pi d_i L_1 (T_1 - T_{w1}) \quad (7)$$

$$Q_{01} = \dot{m} (h_o - h_i) \quad (8)$$

2.1.2 과열증기 단상 영역에서의 열전달계수

과열증기 단상영역에서의 대류 열전달계수도 Dittus-Boelter 상관식을 사용하여 구할 수 있다.

$$U_2 = 0.023 \cdot Re_{12}^{0.8} \cdot Pr_{12}^{0.4} \cdot \frac{k_{12}}{d} \quad (9)$$

여기서, $Re_{12} = \frac{G \cdot D}{\mu_{12}}, Pr_{12} = \frac{c_{pv12} \cdot \mu_{12}}{k_{12}}$

c_{pv12} : 산술평균 냉매온도 T_{12} 로 구한 정압비열

k_{12} : 산술평균 냉매온도 T_{12} 로 구한 열전도율

μ_{12} : 산술평균 냉매온도 T_{12} 로 구한 점성계수

이 구간의 길이는 식 (10)으로부터 계산하였고 냉매온도 분포와 관벽온도 분포는 각각 식 (11), (12)로부터 계산하였다.

$$L_{12} = \left(\frac{1}{U_2} + \frac{A_i}{A_o U_a} \right) \frac{\dot{m}}{A_i} c_{pv} \ln \left(\frac{T_a - T_{2i}}{T_a - T_{2o}} \right) \quad (10)$$

$$T_2 = T_a - (T_a - T_{2i}) e^{(-\alpha_1 \frac{L_2}{L_2})} \quad (11)$$

$$T_{w2} = T_a - \gamma_1 (T_a - T_{2i}) e^{(-\alpha_1 \frac{L_2}{L_{12}})} \quad (12)$$

$$\text{여기서, } \alpha_1 = \frac{U_2 A_i U_a A_o}{U_2 A_i + U_a A_o} \frac{L_2}{\dot{m} c_{pv}}, \quad \gamma_1 = \frac{U_2 A_i}{U_2 A_i + U_a A_o}$$

$$(c_w \rho_w A_w) \frac{dT_w}{dt} = U_1 \pi D_i (T_1 - T_{w1}) + U_a D_o (T_a - T_{w1}) \quad (18)$$

2.2 증발기의 동특성 해석

Fig. 1과 같은 증발기에서의 냉매는 팽창밸브의 교축작용에 의하여 기·액의 2상상태로 증발기에 유입된 다음 공기측과의 열교환에 의해 과열증기 상태로 유출된다. 증발기내에서 일어나는 열유체 거동은 본질적으로 비선형이므로 동특성 해석을 위한 특성방정식의 선형화와 전달함수의 도출이 매우 복잡하고 곤란하다.

증발기 내 열유체의 동적 거동은 질량과 에너지 평형방정식, 그리고 뉴턴의 냉각법칙에 의해 유도된 식 (13)~(15)와 같은 평형방정식을 이용하여 파악될 수 있다.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial \rho w_z}{\partial t} = 0 \quad (13)$$

$$\frac{\partial (\rho h - P)}{\partial t} + \frac{\partial \rho w_z h}{\partial t} = \frac{4}{D_i} U_i (T_w - T) \quad (14)$$

$$(c_w \rho_w A_w) \frac{\partial T_w}{\partial t} = U_i \pi D_i (T - T_w) + U_a \pi D_o (T_a - T_w) \quad (15)$$

본 논문에서는 위의 평형방정식을 이용하여, 증발기의 2상 및 과열증기 영역에 대한 질량, 에너지 및 열 평형방정식을 각각 유도하였다.

2.2.1 기·액 2상 영역

Fig. 3에서 경계 0에서 1까지는 액체와 증기가 공존하는 2상 증발영역에 해당한다. 평형방정식 (13)~(15)를 이용하여 이 영역의 동특성을 나타내는 미분방정식 (16)~(18)을 도출하였다.

$$A L_1 \left[\frac{d\rho_v}{dP} \gamma + \frac{d\rho_l}{dP} (1-\gamma) \right] \frac{dP}{dt} + A (\bar{\rho}_1 - \rho_1) \frac{dL_1}{dt} = \dot{m}_0 - \dot{m}_1 \quad (16)$$

$$A L_1 \left[\frac{d\rho_v h_v}{dP} \gamma + \frac{d\rho_l h_l}{dP} (1-\gamma) - 1 \right] \frac{dP}{dt} + A (\bar{\rho}_1 h_1 - \rho_1 h_1) \frac{dL_1}{dt} = \dot{m}_0 h_0 - \dot{m}_1 h_1 + U_1 \pi D_i L_1 (T_{w1} - T_1) \quad (17)$$

2.2.2 과열 영역

Fig. 3에서 경계 1부터 2까지는 과열증기 영역에 해당한다. 위의 평형방정식 (13)~(15)로부터 이 영역의 동특성을 나타내는 미분방정식 (19)~(21)을 유도하였다.

$$A (\rho_1 - \bar{\rho}_2) \frac{dL_1}{dt} + A (L - L_1) \frac{d\bar{\rho}_2}{dt} = \dot{m}_1 - \dot{m}_o \quad (19)$$

$$A (L - L_1) \left[\bar{\rho}_2 \frac{d\bar{h}_2}{dt} + \bar{h}_2 \frac{d\bar{\rho}_2}{dt} - \frac{dP}{dt} \right] - A (\bar{\rho}_2 \bar{h}_2 - \rho_1 h_1) \frac{dL_1}{dt} = \dot{m}_1 h_1 - \dot{m}_o h_2 + U_1 \pi D_i (L - L_1) (T_{w2} - T_2) \quad (20)$$

$$(c_w \rho_w A_w) \left[(L - L_1) \frac{dT_w}{dt} + (T_{w1} - T_{w2}) \right] = U_2 \pi D_i (L - L_1) (T_1 - T_{w1}) + U_a D_o (L - L_1) (T_a - T_{w1}) \quad (21)$$

$$\text{여기서, } \bar{h}_2 = \frac{h_1 + h_2}{2}, \quad \bar{\rho}_2 = \rho(P, \bar{h}_2)$$

식 (16)~(21)을 정리하여 간단한 미분방정식 형태로 나타내면 식 (22)~(26)과 같다.

$$a_{11} \dot{L}_1 + a_{12} \dot{P} + a_{13} \dot{h}_2 = b_{14} T_{w1} + k_{11} \dot{m}_0 + k_{12} T_1 \quad (22)$$

$$a_{21} \dot{L}_1 + a_{22} \dot{P} + a_{23} \dot{h}_2 = b_{25} T_{w2} + k_{21} \dot{m}_0 + k_{23} T_2 \quad (23)$$

$$a_{31} \dot{L}_1 + a_{32} \dot{P} + a_{33} \dot{h}_2 = 0 \quad (24)$$

$$a_{44} \dot{T}_{w1} = b_{44} T_{w1} + k_{42} T_1 + k_{44} T_a \quad (25)$$

$$a_{51} \dot{L}_1 + a_{55} \dot{T}_{w2} = b_{55} T_{w2} + k_{53} T_2 + k_{54} T_a \quad (26)$$

미분방정식 (22)~(26)을 행렬로 표시하면 동특성 파악을 위한 식 (27)이 얻어진다.

$$\begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} & a_{13} & 0 & 0 \\ a_{21} & a_{22} & a_{23} & 0 & 0 \\ a_{31} & a_{32} & a_{33} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & a_{44} & 0 \\ a_{51} & 0 & 0 & 0 & a_{55} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{L}_1 \\ \dot{P} \\ \dot{h}_2 \\ \dot{T}_{w1} \\ \dot{T}_{u2} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & b_{14} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & b_{25} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & b_{44} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & b_{55} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} L_1 \\ P \\ h_2 \\ T_{w1} \\ T_{u2} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} k_{11} & k_{12} & 0 & 0 \\ k_{21} & 0 & k_{23} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & k_{42} & 0 & k_{44} \\ 0 & 0 & k_{33} & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} m \\ T_1 \\ T_2 \\ T_a \end{bmatrix} \quad (27)$$

3. 시뮬레이션 및 수치해석

본 수치해석에서는 대상 모델을 가정용 룸에어컨에 사용되고 있는 증발기로 가정하였다. 대상 모델은 관의 축 방향에 수직으로 핀이 부착되어 있으며, 개략적인 사양과 작동조건은 Table 1과 같다. 모델 해석 시에는 곡간부(bending part)의 열전달률과 이 부분이 압력강하에 미치는 영향을 무시하고 증발기를 수평 전열판으로 가정하였다.

Table 1 Operating condition and parameters

Tube inside diameter	6.5[mm]
Tube outside diameter	7[mm]
Number of row	2
Saturated temperature	280[K]
Inlet quality	0.3
Air velocity	0.8[m/s]
Air temperature	300[K]

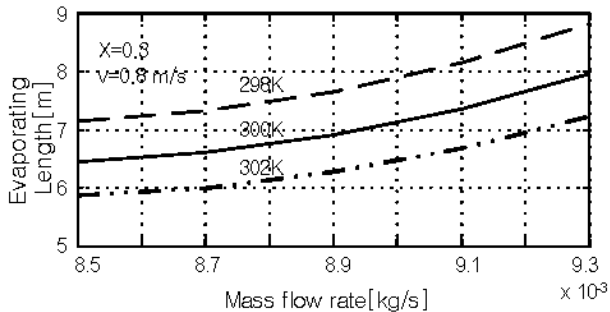


Fig. 4 Change in evaporating length with respect to the mass flow rate

Fig. 4~6은 증발기의 정특성 해석 결과를 나타낸다. Fig. 4는 냉매 유량 변화에 따른 증발완료까지의 거리를 유입 공기 온도에 따라 표현한 것이

다. 그림에서와 같이 냉매 유량이 증가할수록 유입 공기 온도가 낮을수록 증발 길이가 증가함을 알 수 있다. 그것은 냉매 유량이 증가할수록 유입 공기 온도가 낮을수록 냉매의 흡열량에 영향을 미치기 때문에 증발 완료까지의 거리가 길어짐을 의미한다. 증발 완료길이가 커지면 증발기의 출구 과열도는 작아진다.

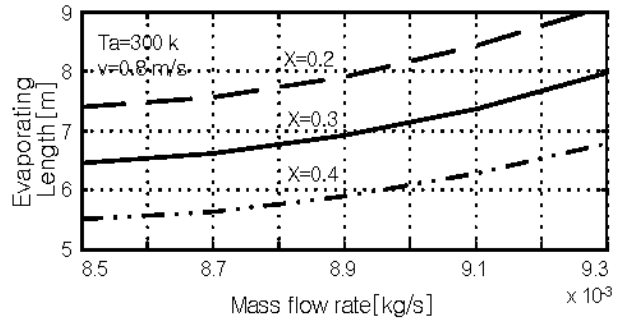


Fig. 5 Change in evaporating length with respect to the mass flow rate

Fig. 5는 증발기 입구 건도의 변화에 따른 증발 길이를 냉매 유량 변화에 따라 나타낸 것이다. 그림에서 알 수 있는 바와 같이 냉매 건도가 감소할수록, 냉매 유량이 증가할수록 증발 길이가 길어짐을 볼 수 있다. 이것은 증발기 입구 건도가 증가하게 되면 동일한 냉매 유량일 경우, 증발기에 유입하는 냉매 가운데 포화증기의 비율이 증가하므로 증발 길이가 작아지게 된다.

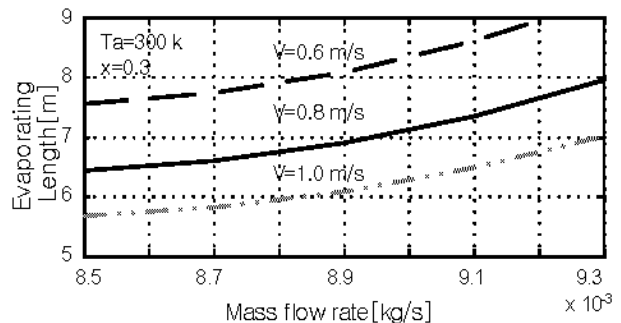


Fig. 6 Change in evaporating length with respect to the mass flow rate

Fig. 6은 증발기의 송풍기 풍속 변화에 따른 증발 길이의 변화를 냉매 유량의 변화에 따라 나타내었다. 증발 길이는 송풍기 풍속이 작을수록, 냉매 유량이 많을수록 증가함을 알 수 있다. 이것은 송풍기 풍속의 영향을 받는 공기측 열전달 계수가 풍

속이 증가할수록 커지므로 열교환량도 커지게 되어 동일 냉매 유량에서 증발 길이가 짧아지게 된다.

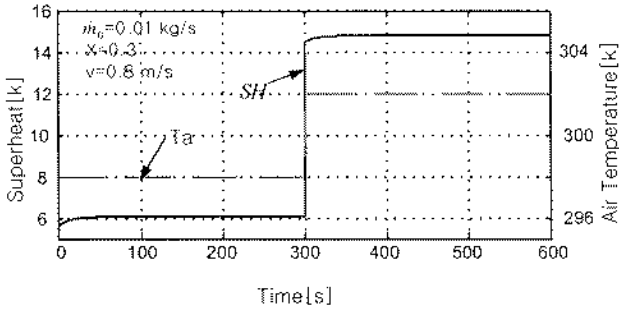


Fig. 7 Change in superheat with respect to the air temperatur

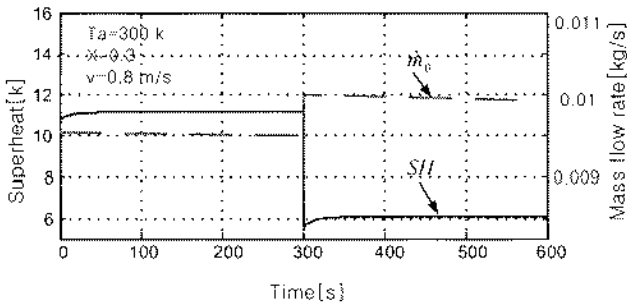


Fig. 8 Change in superheat with respect to the mass flow rate

Fig. 7과 Fig. 8은 냉매 유량과 냉방부하를 각각 스텝상으로 변화시켰을 때 그에 따른 증발기 출구 과열도의 변동 특성을 나타낸다.

Fig. 7은 증발기에 유입되는 냉매 유량, 건도 그리고 풍속을 일정한 것으로 하고, 냉방부하만이 변할 때의 증발기 출구 과열도의 변동 특성을 나타낸다. 냉방부하가 증가하면 증발기 출구 과열도는 커지므로 냉방부하에 따른 냉매의 유량제어 혹은 용량제어가 필요하게 됨을 알 수 있다.

Fig. 8은 냉방부하, 건도와 풍속이 변하지 않는 조건 하에서 증발기에 유입되는 냉매 유량만 변화시켰을 때의 증발기의 과열도 변동 특성을 나타낸다.

증발기에 유입되는 냉매 유량이 과열도에 아주 큰 영향을 미치므로 증발기에 유입되는 냉매 유량을 제어함으로써 증발기 출구 과열도를 제어하여 냉동 사이클의 효율을 높일 수 있음을 알 수 있다.

4. 결 론

본 논문에서는 냉동사이클의 주요 열교환 장치인

증발기의 동특성을 파악하기 위한 수학적 모델을 구축하였다. 그리고, 제안된 모델의 수치 시뮬레이션을 통해 증발기의 특성을 파악한 결과는 다음과 같다.

(1) 증발기의 정특성 해석 결과, 증발기의 증발완료 길이는 증발기에 유입되는 냉매 유량, 열부하 그리고 냉매 건도에 의해 크게 좌우됨을 알 수 있다.

(2) 증발기의 동특성 해석 결과, 증발기의 냉매 유량이 증가하면 증발기의 출구측 온도가 하강하고 동시에 과열도도 저하한다. 또한 실내의 열 부하가 증가하면 증발기 과열도도 그에 따라 증가함을 알 수 있다.

이상의 결과로부터 압축기의 회전수와 팽창밸브의 개도 제어로 증발기에 유입되는 냉매 유량을 제어함으로써 냉동사이클의 효율을 높일 수 있을 것으로 기대된다.

후 기

본 논문은 한국과학재단 지정 부경대학교 친환경 첨단에너지기계연구센터의 지원(과제번호 : R12-2003-001-00004)에 의하여 연구되었음.

참고 문헌

1. Li Hua, 윤정인, 정석권, 2004, “냉동사이클의 과열도와 용량 제어를 위한 동특성 해석”, 한국동력기계학회 2004춘계학술발표대회 논문집 pp. 170~174.
2. 김재철, 오후규, 윤정인, 1995, “증발기 과열도 제어에 따른 냉동장치의 동특성에 관한 연구”, 대한기계학회, Vol. 19, No. 8, pp. 2012~2021.
3. A. Outtagarts, P. Haberschill and M. Lallemand, 1997, “The transient response of an evaporator fed through an electronic expansion valve”, International Journal of energy research. Vol. 21, pp. 793~807.
4. 양현석, 김환성, 김정훈, 김상봉, 김종수, 1993, “인버터를 이용한 냉동용 압축기의 용량 제어”, 공기조화냉동공조공학 논문집, Vol. 5, No. 2, pp. 94~101.
5. 최순오, 김정훈, 양현석, 김종수, 1994, “전자식 팽창밸브를 이용한 증발기의 냉매 유량 제어 및 과열도 특성에 관한 연구”, 공기조화냉동공

- 조공학 논문집, Vol. 6, No. 4, pp. 380~387.
6. M. Willatzen, N. B. O. L. Pettit and L. Ploug Sorensen, 1998, "A general dynamic simulation model for evaporators and condensers in refrigeration. Part I: moving-boundary formulation of two-phase flows with heat exchange", *Int. J. Refrig.* Vol. 21, No. 5, pp. 398~403.
 7. M. Willatzen, N. B. O. L. Pettit and L. Ploug Sorensen, 1998, "A general dynamic simulation model for evaporators and condensers in refrigeration. Part II: simulation and control of an evaporator", *Int. J. Refrig.* Vol. 21, No. 5, pp. 404~414.
 8. H. Wang and S. Touber, 1991, "Distributed and non-steady modelling of an air cooler", *Int. J. Refrig.* Vol. 14, pp. 98~111.
 9. J. V. C. Vargas, J. A. R. Parise, 1995, "Simulation in transient regime of a heat pump with closed-loop and on-off control", *Int. J. Refrig.* Vol. 18, No. 4, pp. 235~243.
 10. Li Hua, 정석권, 2004, "냉동사이클의 최적제어를 위한 동특성 해석", 대한설비공학회 2004동계학술발표대회 논문집, pp. 464~468.