

착상을 수반한 멀티 가변속 열펌프의 동특성

박 병 덕[†], 이 주 동^{*}, 小山 繁^{*}, 황 일 남^{**}, 장 세 동^{**}, 황 정 하^{***}
 상주대학교 기계공학부, ^{*}큐슈대학 대학원, ^{**}LG전자 디지털어플라이언스연구소, ^{***}상주대학교 건축공학부

A Dynamic Characteristic of the Multi-Inverter Heat Pump with Frosting

Byung-Duck Park[†], Joo-Dong Lee^{*}, Shigeru Koyama^{*},
 Il-Nahm Hwang^{**}, Se-Dong Chang^{**}, Jung-Ha Hwang^{***}

School of Mechanical Engineering, Sangju National University, Sangju 742-178, Korea

^{}Institute for Materials Chemistry and Engineering, Kyushu University, Fukuoka 816-8580, Japan*

*^{**}LG Electronics Inc., Digital Appliance Research Laboratory, Seoul 153-023, Korea*

*^{***}School of Architectural Engineering, Sangju National University, Sangju 742-178, Korea*

(Received October 21, 2002; revision received March 15, 2003)

ABSTRACT: In the case of heat exchangers operating under frosting condition, the growth of frost layer causes the heat exchanger to increase the thermal resistance and pressure loss of the air flow. In this paper, a transient characteristic prediction model of the heat transfer for multi inverter heat pump with frosting on its surface was presented taking into account the change of the fin efficiency due to the growth of the frost layer. In this dynamic simulation program, which was performed for a basic air conditioning system model, such as evaporator, condenser, compressor, linear electronic expansion valve (LEV) and bypass circuit. The theoretical model was driven from the obtained heat transfer coefficient and mass transfer coefficient, independently. And we consider heat transfer performance was only affected by a decrease of the wind flow area. The calculated results were compared with some cases of experiments for frosting conditions.

Key words: Frosting(착상), Multi-inverter heat pump(멀티 인버터 열펌프), Transient(비정상)

기 호 설 명

a_F : 핀 표면적 [m^2]
 a_p : 관 표면적 [m^2]
 C_p : 공기 정압비열 [kJ/kgK]
 d_i : 직경 [m]
 f : 마찰계수 [-]
 Fr : Froude 수 [-]

G_a : 공기질량유량 [kg/min]
 G_r : 냉매의 질량유속 [kg/m^2s]
 h : 공기측 열전달률 [W/m^2K]
 h_D : 공기측 물질전달률 [kg/m^2s]
 h_w : 관내 열전달률 [W/m^2K]
 L : 열교환기 1패스당 길이 [m]
 m : 질량 [kg]
 n : 리턴 밴드수
 Nu : Nusselt 수 [-]
 P : 압력 [MPa]
 Pr : Prandtl 수 [-]
 ΔP : 유동손실 [Pa]

[†] Corresponding author

Tel.: +82-54-530-5335; fax: +82-54-530-5407

E-mail address: bdpark@sangju.ac.kr

- Q : 난방능력 [kW]
 q : 공기측 열유속 [kW/m^2]
 q' : 냉매측 열유속 [kW/m^2]
 Re : Reynolds 수 [-]
 t : 공기온도 [$^{\circ}\text{C}$], 착상 경과시간 [s]
 t_f : 핀부에서의 얼음층 표면온도 [$^{\circ}\text{C}$]
 t_p : 관부에서의 얼음층 표면온도 [$^{\circ}\text{C}$]
 t_s : 핀 표면온도 [$^{\circ}\text{C}$]
 Δt_w : 냉매의 온도변화 [$^{\circ}\text{C}$]
 U_f : 단위 전면적당 풍속 [m/s]
 x : 공기 절대습도 [$\text{kg/kg}'$], 건도
 x_f : 핀부 얼음층 절대습도 [$\text{kg/kg}'$]

그리스 문자

- δ_f : 착상 높이 [m]
 γ : 잠열 [kJ/kg]
 ρ : 밀도 [kg/m^3]
 ρ_f : 착상 밀도 [kg/m^3]
 λ_F : 핀 열전달률 [$\text{W/m}^2\text{K}$]
 λ_f : 착상 열전달률 [$\text{W/m}^2\text{K}$]
 ϕ : 핀효율 [-]
 Φ : Lockhard-Martinelli parameter
 ζ : 무차원 저항계수 [-]

하첨자

- 1 : 공기입구
 2 : 공기출구
 c1 : 관내표면
 c2 : 관외표면
 l : 액상
 m : 평균혼합
 sh : 과열도(deg)
 w1 : 냉매입구
 w2 : 냉매출구

1. 서 론

생활환경의 향상에 따라 공조기의 사용은 증가

되고 있다. 초기의 공조기는 실내온도를 설정온도로 유지하기 위해서 온도조절장치의 조작에 따라 압축기를 on/off하는 제어방식을 통해 시스템의 용량을 조절하였다. 그러나 기존의 압축기 on/off 조절방식은 기동시나 정지시 압축기에 큰 토크가 필요하게 되어 에너지의 효율적인 이용관점에서 바람직하지 않다. 인버터를 사용한 공조기는 압축기가 일정속도로 운전되는 기존의 공조기에 비하여 효율향상을 꾀할 수 있고 실내온도와 설정온도의 차이를 극소화하여 안정된 운전을 이룰 수 있으며 쾌적성의 향상을 꾀할 수 있어 널리 사용되고 있다.

최근 공조기는 한 가구당 한 대에서 일 실당 한 대로 가구당 복수대의 공조기 설치로 변화되는 추세에 있다. 업무용에 있어서도 에너지절약의 관점에서 개별공조 방식으로 바뀐에 따라 한 대의 실외기에 대해 복수대의 실내기가 설치 가능한 멀티형 공조기의 설치요구가 점점 더 높아지고 있다. 이러한 멀티형 공조기는 냉방전용만으로 사용되던 기존의 공조기와는 달리 에너지절약과 편리함의 관점에서 히트펌프로써 개발 판매되고 있다. 멀티형 히트펌프는 하나의 실외기에 다수의 실내기가 연결되므로 실내기와 실외기가 1 대 1의 경우와는 달리 실내기의 접속상황에 따라 냉매유량제어, 열교환량제어와 함께 시스템의 안정화를 위한 각 변수들의 설정 등이 필요하기 때문에 개발시에 방대한 양의 실험이 필요하다. 따라서 이들 멀티 히트펌프의 구성요소들의 설계 개발을 지원함은 물론 각 구성요소의 제어변수를 설정함에 있어서 멀티 히트펌프의 성능해석은 필수적으로 이에 관한 연구는 Park et al.^(1,2)에 의하여 수행된 바 있다. 하지만 히트펌프에서는 동계 운전시에 발생하는 착상에 따른 운전특성의 변화를 파악하여 적당한 제어를 하여야만 히트펌프로써 제반 문제를 발생하지 않고 작동이 가능하나 이들은 실험에 의존하여 착상과 제상에 관한 제어상태를 대부분 결정하고 있다.

착상과 제상에 관한 연구는 비교적 많이 수행되어 열교환기 단품으로서의 착상의 진행, 열전달특성 등을 규명하고 있으나,⁽³⁻⁷⁾ 착상을 동반한 히트펌프의 사이클특성 해석은 Aoki⁽⁸⁾에 의하여 수행된 바 있으나 그 수가 극히 적다.

본 연구에서는 기존의 착상에 따른 열교환기 단품의 열전달특성 등을 이용하여 멀티 히트펌프

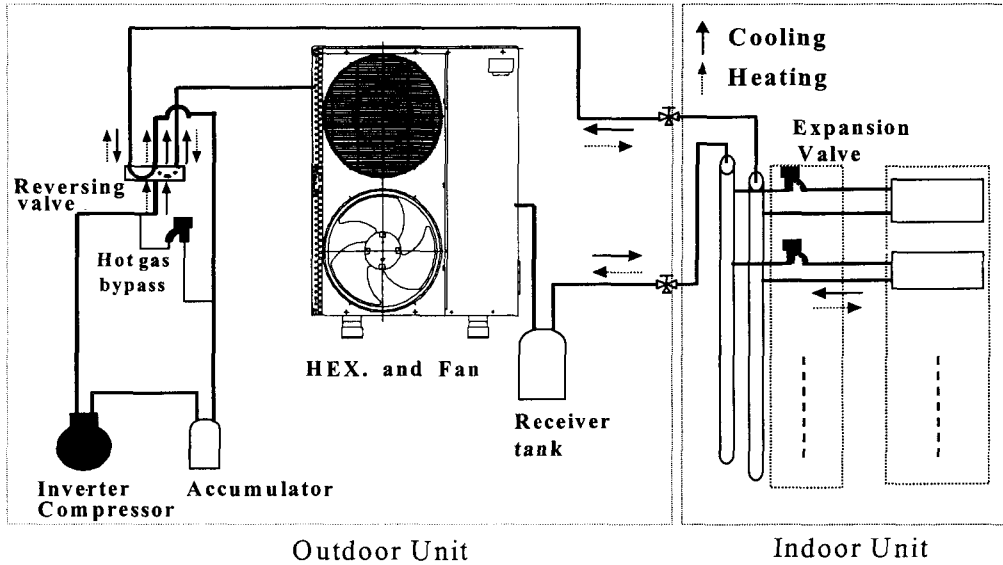


Fig. 1 Schematic diagram of a multi-heat pump system.

의 난방운전 중 착상시의 열전달과 물질전달을 고려한 착상현상을 예측할 수 있는 계산모델을 개발하였고 이를 바탕으로 멀티히트펌프의 설계시 제어인자 등을 결정하기 위하여 설계현장에서 적용 가능한 해석프로그램을 개발하였다.

해석프로그램은 Visual Basic 6.0을 이용하여 개발하였고 사용자의 입장에서 고려된 입력창과 출력창을 갖추고 있다. 대상냉매는 현재 널리 사용되고 있는 R22 냉매를 사용하였다.

2. 해석모델

Fig. 1은 성능해석에 사용된 멀티 히트펌프 시스템의 구성도를 나타낸다. 시스템의 기본구성은 실외기와 실내기로 실외기는 압축기, 열교환기(응축기 혹은 증발기), 팬, 어큐뮬레이터, 리시버, 오

일분리기, 사방밸브로 구성되고 실내기는 열교환기(응축기 혹은 증발기), 팬, 팽창밸브로 구성되어 있다. 압축기는 인버터형 스크롤압축기, 열교환기는 핀-관 형태의 열교환기를 사용하였다. 특히 팽창장치로는 전기적인 펄스 수에 따라 팽창밸브의 개도가 변화하는 전자팽창밸브(linear electronic expansion valve, LEV)를 채택하였다. 본 해석에서는 냉동기의 성능에 큰 영향을 미치는 기본적인 구성요소에 대해서만 고려하여 Okawa⁽⁹⁾의 모델기법을 사용하여 해석모델의 비정상상태를 파악하였다. Table 1에 시스템을 구성하는 요소들의 사양을 나타내고, Table 2에 본 착상 시 물레이션에 사용된 실외기의 사양을 나타낸다.

2.1 착상모델

착상시의 열교환기는 얼음층의 성장에 따라 열

Table 1 Specifications of the multi inverter heat pump unit

Component		Specification
Outdoor unit	Compressor	Scroll type Frequency : 30~110 Hz
	Heat exchanger	Plate fin and tube type
Indoor unit	A Type	Capacity : 2.3 kW
	B Type	Capacity : 3.3 kW
	C Type	Capacity : 4.1 kW

Table 2 A specification of outdoor unit

Type	2 lines, 44 rows
Tube arrangement	In line
Tube outer diameter	9.50 [mm]
Tube row pitch	19.05 [mm]
Tube line pitch	25.4 [mm]
Fin thickness	0.105 [mm]
Fin pitch	1.59 [mm]

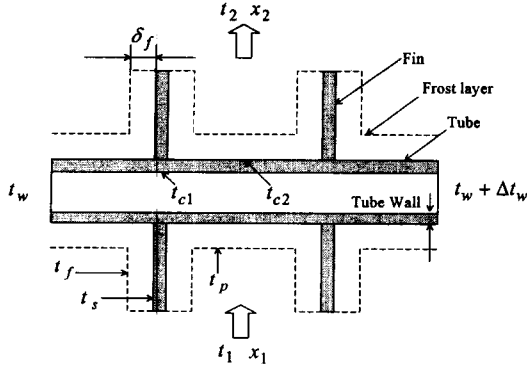


Fig. 2 Schematic of simulation model for the fin and tube type HEX.

저항이 증가하고, 풍로가 좁아짐에 따라 열전달 특성 및 물질전달 특성은 시간의 경과에 따라 변화한다. 본 연구에서는 열전달률과 물질전달률을 독립적으로 구하여 착상시의 전열성능을 파악하였다. 또 착상이 전열성능에 주는 영향으로써 공기측 유로가 좁아지는 것만을 고려하였다.

본 착상모델은 핀-관형 열교환기를 단순화하여 공기의 흐름과 관내의 냉각액의 흐름은 직교하고 입구공기의 온도와 습도 그리고 출구공기의 온도와 습도는 국소적으로 다르다. 해석모델은 Fig. 2와 같이 하나의 전열관으로 취급하고 각 핀간을 하나의 요소로 하여 공기상태는 t_1, x_1 에서 t_2, x_2 로 변화하고 냉매온도는 Δt_w 만큼 변화한다. 착상현상의 모델화에는 다음과 같은 가정을 하였다.

- (1) 착상두께는 원관부, 핀부 동일하게 일정하다.

(2) 관내 표면온도 t_{c1} , 관외 표면온도 t_{c2} , 핀 표면온도 t_s 는 각 요소 내에서 일정하다.

(3) 냉매 열전달률 h_w , 물질전달률 h_D , 공기의 열전달률 h 는 각 요소에서 일정하다.

(4) 얼음층 열전달률 λ_f 는 얼음층 밀도 ρ_f 만에 의해 결정되어지는 것으로 생각한다.

(5) 착상속도는 완만하고 착상현상은 준정상상태로 생각한다.

(6) 얼음층 표면의 공기온도는 포화공기이다.

이상과 같은 모델기법과 가정을 이용하여 핀각부의 관계식을 유도하였다. 또, 열교환기의 냉매는 냉·난방운전 및 운전주파수에 따라 액, 기체의 단상과 이상(two phase)으로 존재하며, 이때마다 각각 다른 열전달계수와 압력강하식을 적용하였는데, 사이클 계산에 사용된 기본적인 식들은 Table 3과 같다. 여기에서 열전달상관식과 압력강하식은 실험데이터와 각각 최대 $\pm 21\%$, $\pm 35\%$ 의 오차범위에서 개발되었다.

2.1.1 핀부의 관계식

핀부에서 얼음층의 열 및 물질전달관계식은 식(1)과 같다.

$$h(t - t_f) + h_D \gamma (x - x_f) = \lambda_f \frac{t_f - t_s}{\delta_f} \quad (1)$$

핀부에서의 얼음층 표면온도 t_f 와 핀 표면온도 t_s 의 관계는 식(1)과 같으나 핀 뿌리온도에 상당하

Table 3 Lists of correlations for the heat transfer coefficient and pressure drop

Heat transfer coefficient correlation		
Refrigerant side	Single phase	$Nu = (0.1189 - 1.541 \times 10^{-3} T_{sh}) Re^{0.8} Pr^{0.4}$
	Two phase (condenser)	$Nu = 0.0824 Re^{0.68} \cdot Pr^{0.4} \cdot Fr^{-0.15}$
	Two phase (evaporator)	$Nu = 2.867 (Re^2 \cdot K_f)^{0.2}, K_f = \frac{426.9 \cdot \Delta x \cdot L_H}{L}$
Air side	$\alpha_a = 52.7 \times U_f^{0.2955}$	
Pressure drop correlation		
Single phase flow	$\Delta P = \left[\frac{2f \cdot G_r^2 \cdot L}{d_i \cdot \rho} \right], f = 0.046 Re^{-0.2}$	
Two phase flow (condenser)	$\Delta P = 2f \cdot G_r^2 (1 - x^2) L \cdot \frac{\Phi}{d_i \rho_l}$	
Two phase flow (evaporator)	$\Delta P = \left\{ f \frac{L}{d_i} + \left(\frac{\Delta x}{x_m} + \frac{n}{2} \zeta \right) \right\} G_r^2 \cdot v_m$	

는 t_{c2} 와 핀부 얼음층온도 t_f 의 관계에 대해서는 핀 효율의 식을 이용하여 식(2)로 나타낸다.

$$\phi = \frac{\int h(t-t_f)da_F + \int h_D\gamma(x-x_f)da_F}{\int h(t-t_{c2})da_F + \int h_D\gamma(x-x_{c2})da_F} \quad (2)$$

식(2)에서 분자는 실제의 열교환량, 분모는 핀 표면온도가 핀 뿌리온도 t_{c2} 와 동일하다고 할 때의 열교환량이다. 식(2)에서 열전달률 h 와 물질전달률 h_D 가 기지의 값이면 핀 효율도 결정된다. 핀 효율이 결정되면 t_f 와 t_{c2} 의 관계식이 얻어지고, 식(1)에서 얻어지는 t_f 와 t_s 의 관계식, 식(3)에서 얻어지는 t_p 와 t_{c2} 의 관계식, 그리고 핀 효율의 식(2)에서 얻어지는 t_f 와 t_{c2} 의 관계식을 모두 이용하면 t_f , t_s , 그리고 t_{c2} 의 상호관계가 모두 결정되게 된다.

2.1.2 관부의 관계식

관부에 있어서 얼음층의 전열관계식은 식(3)과 같다.

$$h(t-t_p) + h_D\gamma(x-x_p) = \frac{\lambda_f}{\delta_f}(t_p-t_{c2}) \quad (3)$$

식(3)을 이용하여 관 표면온도 t_p 와 핀 뿌리온도 t_{c2} 의 관계 및 관 표면습도 x_p 와 핀 뿌리습도 x_{c2} 의 관계를 유도하기 위해 온도와 포화절대습도의 관계는 식(4), (5), (6)과 같은 1차식으로 근사시킨다.

$$t = P_1x + P_2 \quad (P_1, P_2 : \text{정수}) \quad (4)$$

$$t_p = P_1x_p + P_2 \quad (5)$$

$$t_{c2} = P_1x_{c2} + P_2 \quad (6)$$

식(6)에서 핀 뿌리온도 t_{c2} 와 핀 뿌리습도 x_{c2} 의 관계를 P_1 과 P_2 의 1차식으로 나타낼 수 있다면 식(4)에서 핀 사이의 공기온도 t , 공기습도 x 를 근사시켜 구할 수 있고, 또 식(5)에서도 동일한

방법으로 관 표면온도 t_p 와 관 표면습도 x_p 를 구할 수 있다.

2.1.3 공기측의 전열관계식

공기측에서 각 요소의 열교환량 q 는,

$$q = G_a C_p(t_1 - t_2) + G_a \gamma(x_1 - x_2) \quad (7)$$

2.1.4 냉매측의 전열관계식

냉매가 관 벽으로부터 받는 열량 q' 는,

$$q' = h_w a_p(t_{c1} - t_w) \quad (8)$$

2.1.5 착상 열전달률

착상 열전달률 λ_f 는 착상구조에 의존하는 경우가 많고, 착상 높이에 따른 열전달률을 실험으로 구할 수 없는 어려움이 있기 때문에 본 연구에서는 얼음층 열전달률 λ_f 를 얼음층의 밀도 ρ_f 만의 함수로 하여 실험치와 약 $\pm 15 \sim \pm 20\%$ 의 오차범위에서 개발된 Ishihara⁽¹⁰⁾의 실험식을 이용하였다.

3. 계산방법

Fig. 2에 적용된 모델에 있어서 미지의 값은 최종적으로 얼음층 높이 δ_f 와 온도 t_{c1} , t_{c2} , t_p , t_f 이고, 포화습도 x_p , x_f 는 t_p , t_f 가 결정되어지면 습 공기 선도로부터 얻을 수 있다. 앞절에서 기술한 각부에서의 관계식과 식(4)~(6)의 1차 근사식을 이용하면, 미지수는 공기의 열전달률 h 와 물질전달률 h_D , 그리고 δ_f 의 3개가 된다. 본 해석 모델에 의해 실험에서 얻어진 값을 이용하고, 얼음층 높이 δ_f 를 가정한 후, 출구 공기온도 t_2 와 출구 공기습도 x_2 의 2개가 실험치에 일치할 수 있도록 공기의 열전달률 h 와 물질전달률 h_D 를 결정한다.

Fig. 3에 전체 시뮬레이션의 개략도를 나타내었고, 각 과정은 다음과 같다.

- (1) 실험에서 얻어진 값들을 입력한다.
- (2) 얼음층 높이 δ_f 를 가정한다.
- (3) 열전달계수 h 와 물질전달계수 h_D 를 가정한다.
- (4) 가정된 h 와 h_D 에 따라서 핀부에서의 얼음층 표면온도 t_f 를 가정한다.

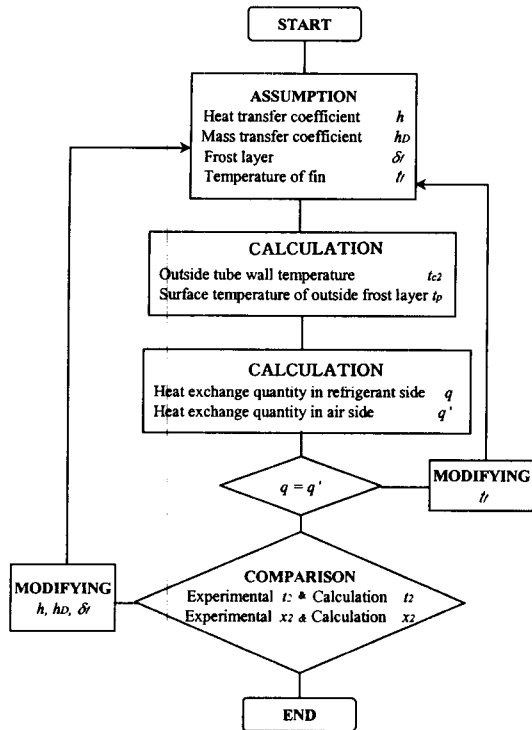


Fig. 3 Flow chart of a present simulation.

(5) 가정된 위의 값에 따라서 얼음층의 핀부 온도 (t_{c2})와 관부 온도 (t_p)를 계산한다.

(6) 각 미소요소에 따라서 위의 과정((2)~(5))을 반복한다.

(7) 가정된 열전달계수, 물질전달계수, 핀 온도와 계산된 핀부 온도, 관부 온도에 따른 공기측 열교환량과 냉매측 열교환량이 밸런스가 맞을 때까지 위의 과정((2)~(5))을 반복한다.

(8) 공기측 열교환량과 냉매측 열교환량의 밸런스가 맞다면 각 미소요소에 대한 온도와 습도를 평균하여 실험값과 일치하는지를 검정하고 얼음층 높이 δ_f 를 저장하고 계산을 마친다. 만약, 일치하지 않는다면 다시 (2)의 과정으로 가서 얼음층 높이 δ_f 를 새로이 가정된 후 위의 전 과정을 반복한다.

4. 결과 및 고찰

앞절의 이론모델을 이용하고 실내기의 접속방법과 공기조건을 달리한 실험을 통해 획득한 멀티 인버터 열펌프의 착상현상에 대한 실험치와

계산치를 비교하였다.

실험에 사용된 시스템은 해석모델에 사용된 Fig. 1와 같다. 실험은 여러 개의 실내기실을 갖는 멀티형 사이크로메트릭 챔버(psychrometric chamber)를 설치하고 수행하였다. 시험은 KS9306⁽¹¹⁾의 온·습도 조건 중에서 착상과 제상의 조건인 건구온도와 습구온도를 각각 2.0/0.8°C와 2.0/1.5°C 하에서 정상상태 및 과도응답특성의 실험을 수행하였다. 또, 실험자료들은 ±3.0% 이내의 오차범위에서 측정되었다.

Figs. 4, 5, 8, 9는 A형의 열교환기 2대, B형의 열교환기 2대를 접속하여 운전하였을 때 각각 응축·증발압력(Fig. 4), 난방능력(Fig. 5), 공기풍량(Fig. 8), 착상높이(Fig. 9)를 나타낸다. 이때 전자 팽창밸브의 개도는 A형의 경우에 70펄스로 운전하고, B형의 경우에는 100펄스로 운전하였다. 압축기 주파수는 기동시에는 30 Hz로 운전하였고, 약 2분 후에 목표 주파수인 105 Hz로 증가시켜 운전하였다. 한편, Figs. 6, 7, 10, 11은 A형의 열교환기 3대, B형의 열교환기 1대, C형의 열교환기 1대를 접속하여 운전하였을 때 각각 응축·증발압력(Fig. 6), 난방능력(Fig. 7), 공기풍량(Fig. 10), 착상높이(Fig. 11)를 나타낸다. 이때 전자 팽창밸브의 개도는 A형의 경우에 70펄스, B형의 경우 100펄스로 운전하고, C형의 경우에는 80펄스로 운전하였다. 압축기 주파수는 역시 기동시에는 30 Hz로 운전하였고, 약 2분 후에 목표 주파수인 105 Hz로 증가시켜 운전하였다.

4.1 압력특성과 난방능력

Fig. 4는 건구온도/습구온도가 2.0/0.8°C일 때 A형의 열교환기 2대, B형의 열교환기 2대를 연결하여 운전하였을 때 응축압력과 증발압력의 계산치와 실험치를 비교한 것이고, Fig. 6은 건구온도/습구온도가 2.0/1.5°C일 때의 A형의 열교환기 3대, B형의 열교환기 1대, C형의 열교환기 1대를 연결하여 운전하였을 때의 응축압력과 증발압력을 계산치와 실험치를 비교한 것이다.

Fig. 4와 비교하여 Fig. 6은 기동시부터 압력이 극대치, 극소치에 도달하기까지 현저한 시간 지연이 존재한다. 이는 난방부하가 증가되어 냉매가 균일하게 분포되어 정상 운전이 될 때까지 시스템의 안정에 더 많은 시간이 필요함을 나타낸다 하겠다. 또한 Fig. 6에서는 공기조건이 포화상태

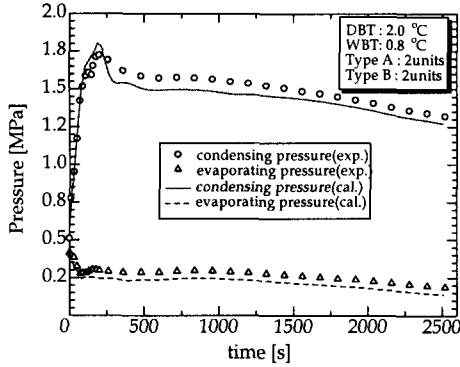


Fig. 4 The pressure characteristic at DBT/WBT=2.0/0.8°C.

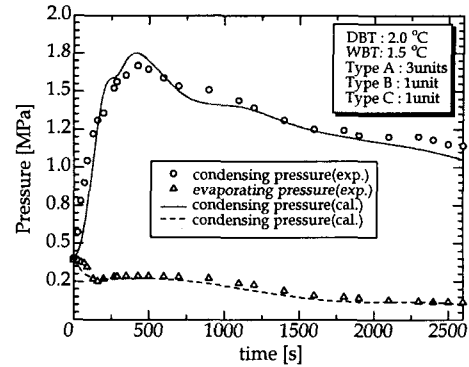


Fig. 6 The pressure characteristic at DBT/WBT=2.0/1.5°C.

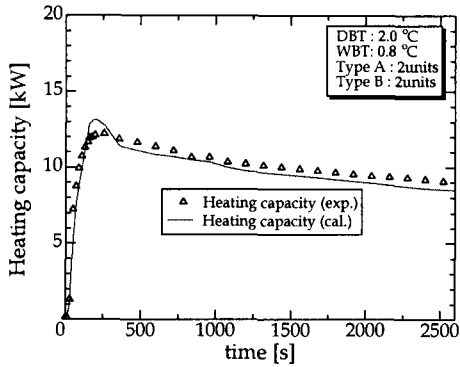


Fig. 5 The heating capacity at DBT/WBT=2.0/0.8°C.

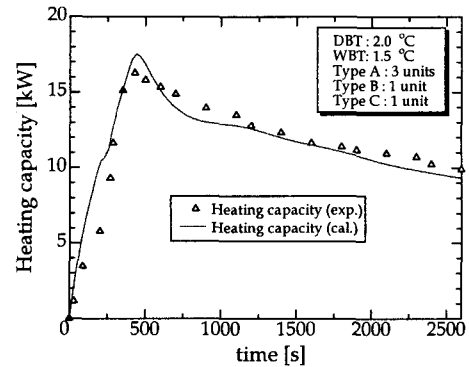


Fig. 7 The heating capacity at DBT/WBT=2.0/1.5°C.

이어서 핀과 핀 또는 핀과 관 사이에 착상층이 생기기 쉬운 조건으로 인하여 Fig. 4의 조건과 비교하여 응축압력과 증발압력이 모두 급격하게 감소함을 보여주고 있다.

Fig. 5와 Fig. 7은 각 운전조건에서의 난방능력의 변화를 시간에 따라 표시한 것으로 기동시에는 전체적으로 과대 예측하고 정상운전시에는 약간 과소 예측하는 경향을 나타내고 있다. 특히 극대치를 예측한 후 실제 시스템과 비교하여 약 2~5분간에 걸쳐 계산치가 실험치의 최대 25%의 오차로 과소 예측하는 경향을 보이고 있다. 이는 Fig. 4와 Fig. 6에서 예측 계산한 압력변화의 결과와 동일한 예측결과로 보이며 역시 공기조건이 습하면 습할수록 난방능력이 급속히 떨어지는 것을 잘 예측하고 있다.

압력특성(Figs. 4, 6)과 난방능력특성(Figs. 5, 7)에서 나타내는 것과 같이 계산치는 실험치와 비

교하여 전체적인 경향은 잘 예측하고 있지만 고압(응축압력), 저압(증발압력)과 난방능력 모두 실험치보다 과소 예측하고 있다. 이는 계산치는 냉매측에서 냉매의 질량이동에 따른 변화를 계산에 직접 반영하여 실제의 현상보다 다소 급격히 예측 계산상에 반영하는 경향이 있고, 얼음층 열전달률과 얼음층의 밀도변화, Table 3에 표시된 각종 실험식의 오차, 시스템의 열용량 지연 등의 종합적인 오차가 반영된 결과로 판단된다. 그러나 실험치와 계산결과에서 보여진 오차요인에 대한 영향은 명확히 밝혀져야 할 것이다.

4.2 공기순환량과 얼음층의 성장

착상현상을 다루면서 얼음층의 성장과 더불어 중요하게 다루어야 할 현상은 얼음층의 성장과 밀접한 관계가 있는 공기측의 압력강하이다.

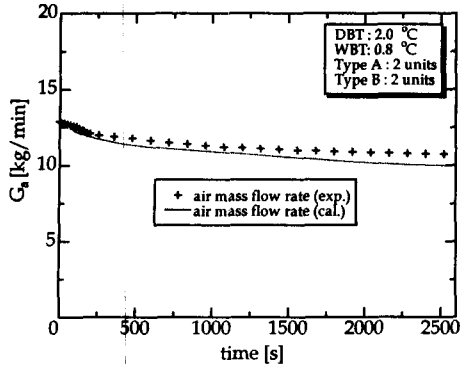


Fig. 8 The air mass flow rate at DBT/WBT = 2.0/0.8°C.

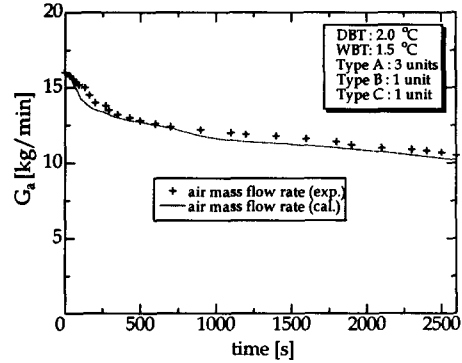


Fig. 10 The air mass flow rate at DBT/WBT = 2.0/1.5°C.

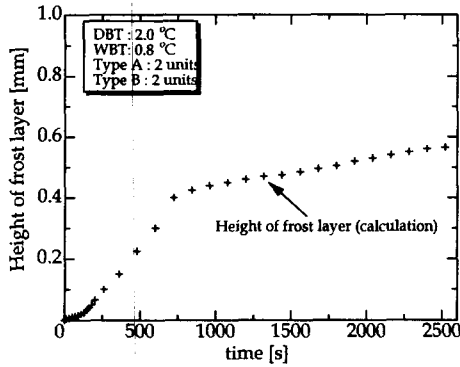


Fig. 9 The growth of the frost layer at DBT/WBT = 2.0/0.8°C.

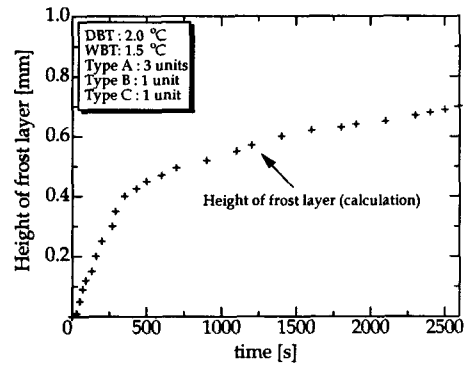


Fig. 11 The growth of the frost layer at DBT/WBT = 2.0/1.5°C.

Fig. 8과 Fig. 10은 얼음층의 성장에 따른 공기의 순환유량을 실험치와 예측치를 앞 절과 동일한 운전조건에서 비교한 결과이고, Fig. 9와 Fig. 11은 얼음층의 성장을 본 시뮬레이션에서 예측한 값만을 이용하여 표현하였다. 특히 핀과 핀, 핀과 관 사이에 착상하는 얼음층의 성장을 실험적으로 측정하는 것은 상당한 어려움이 따르므로 공기층의 압력강하에 따른 순환유량을 제대로 예측할 수 있다면 얼음층의 성장은 열교환기의 형상과 연결된 기하학적 변수로 처리할 수 있는 가능성을 가지고 있다.

Fig. 9와 Fig. 11에서 얼음층의 성장은 운전시작과 함께 보여지고 이에 따른 유로의 감소로 인해 공기순환량은 Fig. 8와 Fig. 10에서와 같이 서서히 감소하는 것으로 예측하였다. 특히 공기의 습한 정도에 따라 감소하는 기울기를 달리하고 있는데 이는 충분히 예견된 결과이다. 얼음층의 성장 역

시 공기의 습한 정도에 따라 성장의 기울기를 달리하여 예측하는 것을 보여주고 있다. 그러나 실제 시스템에서는 운전시작과 함께 얼음층의 성장은 발견되지 않았는데 이는 본 착상모델이 Fig. 2에서 나타낸 것과 같이 열전달률과 물질전달률을 독립적으로 구하는 방법을 사용하였기 때문으로 판단된다. 향후 열전달률과 물질전달률의 상호관계를 좀더 명확히 할 필요가 있는 것으로 사료되나 공기층의 공기의 순환유량을 잘 예측하고 있으므로 시스템의 전체적인 설계기법을 확립하는 데는 만족스러운 결과를 보여주고 있다.

5. 결 론

멀티 가변속 열펌프의 착상현상을 예측하기 위하여 해석모델을 핀-관형의 열교환기를 대상으로 모델링하여 개발하였고, 개발된 모델을 이용한 시

물레이션 프로그램을 작성하였다. 본 해석모델은 열전달률과 물질전달률을 독립적으로 구하여 열교환기 각 부분의 미소요소에 적용하였고, 기본적인 변수를 실험치에 상당량 의존하는 모델이므로 적용시에 많은 제한이 따를 것으로 판단되나 실험시 측정이 어려운 착상높이를 예측할 수 있고 이에 따른 공기측의 압력손실을 고려한 설계가 가능한 것이 장점이라 하겠다. 제한된 경우의 실험치와 비교하여 본 시뮬레이션 기법의 타당성을 검토하였고 개발된 프로그램은 사용자입장에서 고려된 입력창과 출력창을 가지고 있으므로 사용이 용이할 것이다. 향후에는 열전달률과 물질전달의 상호관계를 검증하여 이들 두 파라메트를 관련시키는 것이 가능하다면 더욱 단순화되어진 방법으로 착상현상을 규명할 수 있을 것으로 생각된다. 착상현상은 실험조건의 설정과 측정상의 어려움으로 인해 설계현장에서 많은 애로가 있기 때문에, 이러한 해석기법의 개발은 앞으로 도 계속되어져야 할 것이다.

참고문헌

1. Park, B. D., Chung, B. Y., Ha, D. Y. and Im, K. S., 1998, Development of simulation program for multi-airconditioner, SAREK Summer Annual Conf. pp.1370-1375.
2. Park, B. D., Lee, J. D., Koyama, S., Hwang, I. N., Chang, S. D. and Chung, B. Y., 2001, Development of the dynamic simulation program for the multi-inverter heat pump air-conditioner, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Eng., Vol. 13, No. 11, pp. 1079-1088.
3. Aoki, K., 1986, Frost formation and defrosting for heat pump systems, Trans. of the JAR, Vol. 3, No. 2, pp. 1-9.
4. Aoki, K. and Hattori, M., 1990, Heat exchanger operating with frosting, J. of Refrigeration, Vol. 65, No. 758, pp. 42-47.
5. Aoki, K., 1989, Characteristic on heat pump system due to frosting, J. of Refrigeration, Vol. 64, No. 742, pp. 917-923.
6. Kim, C. H., Shin, J. M. and Ha, S. C., 2002, A study of frost formation on different hydrophilic surface, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Eng., Vol. 14, No. 6, pp. 519-524.
7. Choi, B. J. and Shin, J. M., 2002, The frost and defrost performance of fin-and-tube exchangers with different surface characteristics, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Eng., Vol. 14, No. 6, pp. 525-530.
8. Aoki, K., Hattori, M. and Akiyoshi, K., 1990, Characteristics of heat pump cycle with frosting, Proc. of the 24th JAR, pp. 57-60.
9. Okawa, K., 1987, Analysis of Heat and Mass Transfer of Air Cooling Heat Exchanger with Frosting, Report of MELCO, DRR-87-197.
10. Ishihara, I., 1978, A Study on Heat Transfer under Frosting Conditions, Doctor thesis, Kansai University, p. 278.
11. KSI, 1999, KSC9306, Air conditioner, p. 44.