

멀티형 히트펌프 시스템 컴퓨터 시뮬레이션과 실험적 검증

Multi type heat pump system computer simulation and experimental verification

한 도 영*, 정 민 영**
D. Y. Han, M. Y. Chung

Key words: Multi type heat pump system(멀티형 히트펌프 시스템), Heat pump system simulation(히트펌프 시스템 시뮬레이션), Heat pump system design(히트펌프 시스템 설계), Experimental verification(실험검증), Energy savings(에너지절약)

ABSTRACT

The multi type heat pump system may provide more energy savings and better environmental conditions than the single type heat pump system may do. In order to design a multi type heat pump system, it may be recommended to develop the system simulation program, which can predict the characteristics of the system such as unit capacities, power consumptions, and system COP's. In this study, the steady state simulation program of the multi type heat pump system was developed. The results from the simulation program were compared with those from the experimental tests which were performed in the environmental chamber. Cooling tests show 3.11% and 0.94% of error in capacity and COP, and heating tests show 3.30% and 1.90% of error in capacity and COP, respectively. Therefore, the steady state simulation program developed for this study can effectively be used for the design and the performance prediction of the multi type heat pump system.

기 호 설 명

- A : 열전달 면적 [m^2]
- C : 공기와 냉매의 열용량률 [$W/^\circ C$]
- c_p : 비열 [$J/kg \cdot K$]
- f : 마찰계수
- h : 엔탈피 [J/kg]
- h : 열전달계수 [$W/m^2 \cdot K$]
- \dot{m} : 질량유량 [kg/s]
- P : 압력 [N/m^2]

- \dot{Q} : 열전달률 [J/s]
- T : 온도 [$^\circ C$]
- U : 총열관류계수 [$W/m^2 \cdot K$]
- \dot{W} : 압축기 동력 [W]

그리스 문자

- δ : 핀 두께 [m]
- ε : 유효도
- μ : 점성계수 [$kg/m \cdot s$]
- ρ : 밀도 [m^3/kg]
- ν : 비체적 [kg/m^3]

* 정회원, 국민대학교 기계·자동차공학부
** 국민대학교 기계공학과 대학원

1. 서 론

최근 산업의 고도화와 생활수준의 향상에 따라 에너지를 적게 소비하며 쾌적하고 안락한 생활환경을 제공하여 주는 개별 공조시스템에 관한 연구가 지속적으로 진행되고 있으며 특히 멀티형 히트펌프 시스템의 중요성이 강조되고 있다. 멀티형 히트펌프 시스템은 한 대의 실외기에 복수대의 실내기를 접속할 수 있으며 부분부하에 적절하게 대응할 수 있는 공기 대 공기 방식의 개별 공조시스템으로써 중소형 빌딩에 적합한 공조 시스템이다. 멀티형 히트펌프 시스템을 개발하기 위해서는 부분부하에 따른 각 실내기로의 적절한 냉매 분배 기술 등의 각종 제어 알고리즘의 개발이 필요하나 그에 앞서 한 대의 실외기에 복수대의 실내기를 접속함에 따른 각 유니트 간의 메칭 기술과 적절한 설계 기술이 바탕이 되어야 한다. 따라서, 본 논문에서는 한 대의 실외기에 네 대의 실내기를 접속할 수 있는 멀티형 히트펌프 시스템의 개발을 위하여 냉·난방용량, 소비전력, COP 등은 물론 시스템 각 부분의 상태를 예측할 수 있는 정적 시뮬레이션 프로그램을 개발하여 실험을 통해 타당성을 확인하는 것을 목적으로 하였다.

2. 멀티형 히트펌프 시스템

멀티형 히트펌프 시스템은 Fig. 1과 같이 압축기, 유분리기, 사방절환밸브, 실외 열교환기, 수액기, 액분리기, 전자팽창밸브 등을 포함한 실외기와 전자팽창밸브, 실내 열교환기 등을 포함한 실내기로 구성되어 있고 사방절환밸브의 위치에 따라 냉방모드와 난방모드로 구분되어 작동한다.

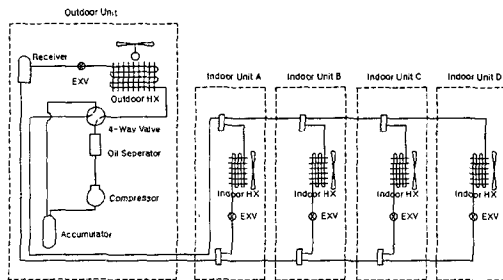


Fig. 1 Multi type heat pump system.

냉방모드시 멀티형 히트펌프 시스템의 냉매 유동은 압축기로부터 토출된 고온고압 상태의 냉매가 실외 열교환기로 유입되고 실외 열교환기에서 실외공기와 열교환되어 기상에서 액상으로 상변환을 일으키게 된다. 액상으로 된 냉매는 분기관을 거쳐 각 실내기로 분기되어 각각의 팽창장치를 거쳐 저온저압의 증발하기 쉬운 상태로 되어 실내 열교환기에 유입된 후, 각각의 실내 열교환기에서 실내공기와 열교환되어 증발된다. 실내 열교환기를 거쳐 나온 가스 상태의 냉매는 다시 분기관에서 합쳐져 압축기로 회수되어 사이클을 순환하게 된다. 난방모드의 경우 압축기에서 압축된 고온고압 상태의 냉매가 사방절환밸브를 지나 분기관을 거쳐 실내에 위치한 각각의 실내 열교환기로 분기되어 기상에서 액상으로 상변환을 일으키며 각각의 실내로 열을 방출하여 실내를 난방하게 된다. 실내 열교환기를 통과한 액상의 냉매는 분기관을 거쳐 합쳐져 실외 유니트에 장착된 팽창밸브를 지나 실외 열교환기를 통해 실외로부터 열을 흡수하여 기상으로 상변환을 한 후 사방절환밸브를 거쳐 다시 압축기로 보내져 사이클을 순환하게 된다.⁽¹⁾

3. 수학적 모델

멀티형 히트펌프 시스템의 정적 시뮬레이션 프로그램은 압축기, 열교환기, 팽창장치, 냉매배관 등의 모델로 구성되어 있다.

3.1 압축기

제조사로부터 제공되는 성능 데이터를 사용하여 압축기 모터의 실제동력값 $\dot{W}_{cm, actual}$ 과 냉매의 실제질량유량 $\dot{m}_{r, actual}$ 은 다음과 같은 식을 사용하여 계산할 수 있으며⁽²⁾

$$\dot{W}_{cm, actual} = \left[\frac{\dot{m}_{r, actual}}{\dot{m}_{r, map}} \right] \times \left[\frac{\Delta h_{isen, actual}}{\Delta h_{isen, map}} \right] \dot{W}_{cm, map} \quad (1)$$

$$\dot{m}_{r, actual} = \left[1 + 0.75 \left(\frac{\nu_{map}}{\nu_{actual}} - 1 \right) \right] \dot{m}_{r, map} \quad (2)$$

여기서 $\dot{m}_{r, \text{map}}$ 은 성능곡선에서의 냉매질량유량, $\dot{W}_{cm, \text{map}}$ 은 성능곡선에서의 압축기 모터동력, Δh 는 엔탈피변화, ν 는 비체적을 나타낸다. 또한 압축기 흡입구와 토출구에서의 엔탈피는 다음과 같은 식을 사용하여 계산할 수 있으며

$$h_{\text{inlet}} = 0.33 \frac{\dot{W}_{cm, \text{map}}}{\dot{m}_{r, \text{map}}} \quad (3)$$

$$h_{\text{outlet}} = \frac{\dot{W}_{cm, \text{actual}} - \dot{Q}_{\text{can}}}{\dot{m}_{r, \text{actual}}} + h_{\text{inlet}} \quad (4)$$

여기서 \dot{Q}_{can} 은 압축기표면에서의 열손실을 나타낸다.

3.2 열교환기

3.2.1 열교환기의 면적

핀 - 튜브 열교환기의 공기측 열전달 면적 A_a 는 다음식을 사용하여 계산할 수 있으며

$$\begin{aligned} A_a &= A_f + A_{\text{tubes}} \\ &= 2L \cdot \text{FP} \cdot \text{NR} \left[\text{ST} \cdot \text{WT} - \frac{\pi \text{Do}^2}{4} \right] \\ &\quad - \text{NR} \cdot \pi \text{Do} \cdot L_{\text{ex}} \end{aligned} \quad (5)$$

여기서 A_f 는 공기와 접촉하는 핀의 면적, A_{tubes} 는 공기와 접촉하는 튜브의 면적, L 은 수평길이, FP 는 단위길이당 핀수, NR 은 냉매 튜브수, ST 는 튜브간의 수직길이, WT 는 튜브간의 수평길이, Do 는 튜브의 외경, L_{ex} 는 핀과 접촉하지 않은 튜브의 수평길이를 나타낸다. 핀 - 튜브 열교환기의 자유 유동 전면 면적 $A_{\text{free-flow}}$ 는 다음과 같이 계산할 수 있으며

$$A_{\text{free-flow}} = A_{\text{fr}} - A_{\text{tubes}}^* - A_f^* \quad (6)$$

$$A_{\text{fr}} = H \cdot L \quad (7)$$

$$A_{\text{tubes}}^* = \text{NV} \cdot \text{Do} \cdot L_{\text{ex}} \quad (8)$$

$$A_f^* = \text{NF} \cdot H \cdot \delta \quad (9)$$

여기서 A_{fr} 는 유동 방향과 직각인 열교환기 면적, A_{tubes}^* 는 유동 방향과 직각인 튜브의 면적, A_f^* 는 유동 방향과 직각인 핀의 면적, H 는 수직 높이, NV 는 수평관수, NF 는 핀수, δ 는 핀 두께를 나타낸다. 따라서 핀-튜브 열교환기의 자유 유동 전면 면적에 대한 공기측 열전달 면적비 A_{min} 은 다음과 같이 계산할 수 있다.

$$A_{\text{min}} = \frac{A_a}{A_{\text{free-flow}}} \quad (10)$$

3.2.2 열전달계수

핀 - 튜브 열교환기의 공기측 열전달계수 h_a 는 다음과 같은 식을 사용하여 계산할 수 있으며⁽³⁾

$$\begin{aligned} h_a &= (1.75 G_a c_{pa} P_r^{-2/3}) \cdot j \\ &\quad \cdot \left[\frac{1 - 1280 \text{NT} \cdot \text{Re}^{-1.2}}{1 - 5120 \text{Re}^{-1.2}} \right] \end{aligned} \quad (11)$$

$$\begin{aligned} j &= 0.0014 + 0.2618 \left(\frac{1}{1 - F_a} \right)^{-0.15} \\ &\quad \cdot \left(\frac{G_a \text{Do}}{\mu} \right)^{-0.4} \end{aligned} \quad (12)$$

여기서 G_a 는 풍량, c_{pa} 는 공기비열, P_r 는 프란틀 수, NT 는 공기 유동방향의 튜브 수, Re 는 레이놀드 수, F_a 는 공기와 접촉하는 전체 면적에 대한 핀에 접촉하는 공기 면적 비율, μ 는 공기의 점성계수를 나타낸다. 핀 - 튜브 열교환기의 냉매측 열전달계수^(4,5)는 응축기의 경우 기상영역과 액상영역, 증발기의 경우 기상영역과 2상영역으로 구분하여 계산할 수 있다. 응축기 기상영역에서의 열전달계수 $h_{r,v}$ 는 다음식을 사용하여 계산할 수 있으며

$$h_{r,v} = C_1 \dot{m}_r c_{p,v} P_r^{-2/3} \text{Re}^{C_2} \quad (13)$$

$$C_1 = \begin{cases} 1.10647 & \text{for } \text{Re} < 3500 \\ 3.5194 \times 10^{-7} & \text{for } 3500 \leq \text{Re} < 6000 \\ 0.01080 & \text{for } \text{Re} \geq 6000 \end{cases}$$

$$C_2 = \begin{cases} -0.78992 & \text{for } \text{Re} < 3500 \\ 1.03804 & \text{for } 3500 \leq \text{Re} < 6000 \\ -0.13750 & \text{for } \text{Re} \geq 6000 \end{cases}$$

여기서 $c_{p,v}$ 는 냉매의 비열을 나타낸다. 응축기 액상영역과 증발기 기상영역에서의 열전달계수 $h_{r,b}$ 는 다음식을 사용하여 계산할 수 있으며

$$h_{r,b} = 0.023 \dot{m}_r c_{p,v} P_r^{(C-1)} R_e^{-0.20} \quad (14)$$

여기서 C는 열교환기가 증발기로 사용될 경우에는 0.3, 응축기로 사용될 경우에는 0.4를 사용하였다. 2상영역에서의 열전달계수 h_{tp} 는 다음식을 사용하여 계산할 수 있으며

$$h_{tp} = h_{ave} \left(1 + c_{p,v} \frac{T_{v,ds} - T_{sat,in}}{h_{fg}} \right)^{1/4} \quad (15)$$

여기서 h_{ave} 는 평균열전달계수, $T_{v,ds}$ 는 냉매의 응축이 시작되는 곳에서의 튜브의 온도, $T_{sat,in}$ 은 포화상태에서의 냉매온도, h_{fg} 는 잠열구간에서의 엔탈피를 나타낸다.

3.2.3 압력강하

운동량요소에 의한 압력강하는 다음 식을 사용하여 계산할 수 있으며⁽²⁾

$$\Delta P_{v,mom} = \pm \frac{\dot{m}_r^2 (\nu_o - \nu_i)}{(32.174)(3600)^2 (144)} \quad (16)$$

여기서 ν_o 은 열교환기 출구에서의 비체적, ν_i 는 열교환기 입구에서의 비체적을 나타낸다. 마찰요소에 의한 압력강하는 다음 식을 사용하여 계산할 수 있으며

$$\Delta P_{v,frict} = \frac{\dot{m}_r^2 f \frac{L}{D} 2 \nu_{ave}}{(32.174)(3600)^2 (144)} \quad (17)$$

여기서 f 는 마찰계수, D 는 배관내경, ν_{ave} 는 평균 비체적을 나타낸다. 리턴밴드에 의한 압력강하는 다음 식을 사용하여 계산할 수 있으며

$$\Delta P_{v,rb} = \left\{ 0.4338 \left[1 + 116 \left(\frac{S_T}{D} \right)^{-4.52} \right] \left(\frac{S_T}{D} \right)^{0.84} \right\} \cdot \left\{ \frac{Re^{-0.17} \dot{m}_r^2 N_{rb} \nu_{ave}}{2(32.174)(3600)^2 (144)} \right\} \quad (18)$$

여기서 S_T 는 배관 사이의 간격, N_{rb} 는 리턴밴드 수를 나타낸다.

3.2.4 전열량

열교환기에서 냉매와 공기 사이의 전열량 Q 는 $\epsilon - Ntu$ 방식에 의해 다음과 같이 계산할 수 있으며⁽⁶⁾

$$Q = \epsilon (mc_p)_{\min} (T_{h,in} - T_{c,in}) \quad (19)$$

여기서 ϵ 는 유용도, $T_{h,in}$ 는 고온측 입구온도, $T_{c,in}$ 는 저온측 입구온도, m 은 질량, c_p 는 비열을 나타내고, $(mc_p)_{\min}$ 은 고온측 질량과 비열의 곱과 저온측 질량과 비열의 곱 중 작은 값을 의미한다. 유용도 ϵ 는 열교환기에서의 냉매와 공기의 열교환 형태에 따라 대향류의 경우 다음 식으로 계산할 수 있으며

$$\epsilon = \frac{1 - e^{-Ntu(1 - C_{\min}/C_{\max})}}{1 - (C_{\min}/C_{\max})e^{-Ntu(1 - C_{\min}/C_{\max})}} \quad (20)$$

직교류의 경우 대향류 경우에 수정인자를 곱하여 다음 식과 같은 식을 사용할 수 있으며

$$\epsilon = \frac{1}{1 + 0.047(C_{\min}/C_{\max})Ntu^{(0.036C_{\min}/C_{\max})}} \cdot \frac{1 - e^{-Ntu(1 - C_{\min}/C_{\max})}}{1 - (C_{\min}/C_{\max})e^{-Ntu(1 - C_{\min}/C_{\max})}} \quad (21)$$

여기서 C_{\min} 은 $(\dot{m}c_p)_{\min}$, C_{\max} 은 $(\dot{m}c_p)_{\max}$ 을 의미하며 열전달 단위수 Ntu 는 다음과 같이 정의된다.

$$Ntu = \frac{A \cdot U}{C_{\min}} \quad (22)$$

3.3 팽창장치

멀티형 히트펌프 시스템의 팽창장치로 전자팽창밸브 사용을 가정하였으며 시스템이 정상상태로 운전될 때 전자팽창밸브에 의해 증발기 출구에서의 냉매상태는 일정한 과열도를 유지한다고 가정하여 모델을 개발하였다.

3.4 냉매배관

배관의 압력 손실 ΔP 는 Darcy의 비압축성 유동 관계식⁽⁷⁾을 사용하여 계산하였으며

$$\Delta P = \frac{2 f \frac{L_e}{D} \dot{m}^2}{\rho_m} \quad (23)$$

여기서 L_e 는 등가 길이, D 는 관경, ρ_m 는 평균 밀도를 나타낸다.

4. 시스템 시뮬레이션

개발된 수학적 모델을 사용하여 멀티형 히트펌프 시스템의 시스템 성능, 소비전력, COP, 시스템 각 부분의 냉매량, 엔탈피, 온도, 압력등을 예측할 수 있는 시뮬레이션 프로그램을 개발하였으며 시뮬레이션 순서도를 냉방모드의 경우에는 Fig. 2에 난방모드의 경우에는 Fig. 3에 나타내었다. 냉방모드의 경우 실외 온습도, 각각의 실내 온습도, 증발기 출구의 과열도, 응축기 출구의 과냉도등 각종 데이터를 입력값으로 사용하여 압축과 응축과정을 계산하고 팽창밸브 입구냉매온도 $T_{EXV,IN,N}$ 을 계산한 후 이전에 계산된 팽창밸브 입구냉매온도 $T_{EXV,IN,P}$ 와의 오차 E_{DIFF1} 이 주어진 오차한계 E_{INI1} 이내로 수렴하도록 시스템 고압측 압력을 조정하였다. 이 값이 수렴하면 네 대의 증발기 출구냉매온도 $T_{E,OUT,A,N}$, $T_{E,OUT,B,N}$, $T_{E,OUT,C,N}$, $T_{E,OUT,D,N}$ 을 계산한 후 이전에 설정한 증발기 출구 냉매온도 $T_{E,OUT,A,P}$, $T_{E,OUT,B,P}$, $T_{E,OUT,C,P}$, $T_{E,OUT,D,P}$ 와의 각각의 오차 $E_{DIFF2,A}$, $E_{DIFF2,B}$, $E_{DIFF2,C}$, $E_{DIFF2,D}$ 가 주어진 오차한계 E_{INI2} 이내로 수렴하도록 False Position Method와 Bisection Method⁽⁸⁾를 사용하여 냉매량을 변화시켜 가면서 각각의 증발기에서 필요한 냉매량 m_A , m_B , m_C , m_D 를 계

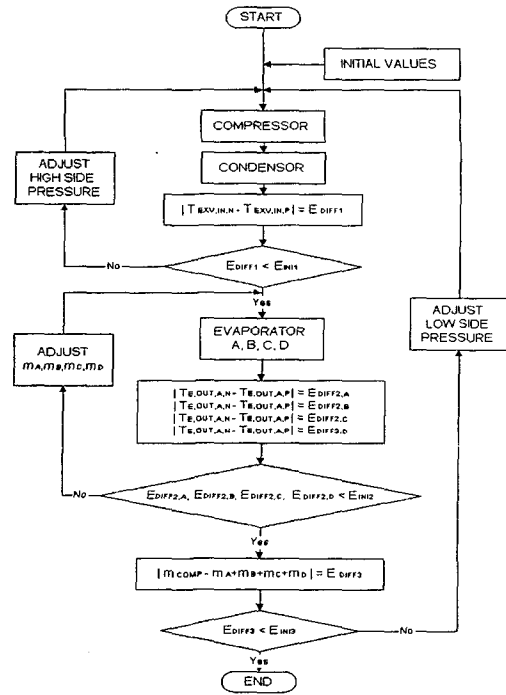


Fig. 2 Cooling mode system simulation.

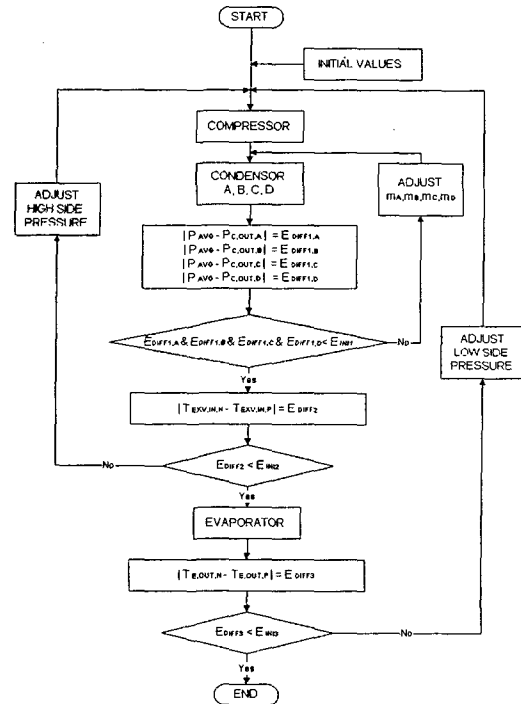


Fig. 3 Heating mode system simulation.

산하였다. 이 값이 수렴하면 압축기 토출냉매량 m_{COMP} 와 각 냉매량 합과의 오차 E_{DIFF3} 이 주어진 오차한계 E_{IN3} 이내로 수렴하도록 시스템 저압측 압력을 조정하였으며 이 값이 수렴하면 냉방모드 시뮬레이션을 종료하였다. 난방모드의 경우는 냉방모드와 마찬가지로 각종 데이터를 입력값으로 사용하여 압축과 응축과정을 계산하고 분기관이 합쳐지는 지점에서의 네 대의 응축기 출구압력 $P_{C,OUT,A}$, $P_{C,OUT,B}$, $P_{C,OUT,C}$, $P_{C,OUT,D}$ 와 그 평균값 P_{AVG} 와의 각각의 오차 $E_{DIFF1,A}$, $E_{DIFF1,B}$, $E_{DIFF1,C}$, $E_{DIFF1,D}$ 가 주어진 오차한계 E_{IN1} 이내로 수렴하도록 False Position Method 와 Bisection Method 를 사용하여 냉매량을 변화시켜 가면서 각각의 응축기에서 필요한 냉매량 m_A , m_B , m_C , m_D 를 계산하였다. 이 값이 수렴하면 팽창밸브 입구냉매 온도 $T_{EXV,IN,N}$ 을 계산한 후 이전에 설정한 팽창밸브 입구냉매온도 $T_{EXV,IN,P}$ 와의 오차 E_{DIFF2} 가 주어진 오차한계 E_{IN2} 이내로 수렴하도록 시스템 고압측 압력을 조정하였다. 이 값이 수렴하면 증발기 출구냉매온도 $T_{E,OUT,N}$ 을 계산한 후 이전에 설정한 증발기 출구냉매온도 $T_{E,OUT,P}$ 와의 오차 E_{DIFF3} 가 주어진 오차한계 E_{IN3} 이내로 수렴하도록 시스템 저압측 압력을 조정하였으며 이 값이 수렴하면 난방모드 시뮬레이션을 종료하였다.

5. 시뮬레이션 검증

5.1 실험장치

개발된 멀티형 히트펌프 시스템의 정적 시뮬레이션 프로그램의 타당성을 입증하기 위하여 Table 1과 같은 사양의 멀티형 히트펌프 시스템에 대한 각종 실험을 실시한 후 정적 시뮬레이션 프로그램으로부터 계산한 결과와 비교 검토하였다. 다양한 부하 변동에 대한 실험을 위하여 한 개의 실외기용 챔버와 네 개의 실내기용 챔버로 구성된 환경조성챔버⁽⁹⁾를 사용하였으며 멀티형 히트펌프 시스템과 챔버의 온습도, 압력, 풍량, 전력 등을 측정하였다.

5.2 시뮬레이션 검증

개발된 멀티형 히트펌프 시스템 시뮬레이션 프로그램의 검증을 위하여 Table 2와 같은 온습도

Table 1 Specification of multi type heat pump system

Outdoor Unit	Compressor	Inverter type scroll compressor
		Displacement = 21.85 m ³ /h
		Maximum Speed = 6750 rpm
	Power = 3.5 kW	
Heat Exchanger	Louvered fin tube type	
	Frontal area = 1.44 m ²	
	Pipe diameter = 0.00794 m	
Fan	Inverter type propeller fan	
	Air flow rate = 80 m ³ /min	
	Power = 160 W	
Expansion Device	Electronic expansion valve	
Indoor Unit	Heat Exchanger	Louvered fin tube type
		Frontal area = 0.56 m ²
		Pipe diameter = 0.00794 m
	Fan	Turbo fan
Air flow rate = 13 m ³ /min		
Power = 45 W		
Expansion Device	Electronic expansion valve	

Table 2 Test conditions

		Cooling mode			Heating mode		
		Case 1	Case 2	Case 3	Case 1	Case 2	Case 3
Indoor Unit A	Temp (°C)	27.7	29.5	33.1	17.4	15.2	18.8
	Humid (%)	37.1	34.3	34.1	37.4	36.1	37.2
Indoor Unit B	Temp (°C)	26.4	29.2	33.8	17.9	16.6	20.1
	Humid (%)	35.4	29.4	25.5	38.2	33.3	34.8
Indoor Unit C	Temp (°C)	24.9	27.7	31.4	18.7	17.1	20.8
	Humid (%)	34.8	27.2	28.9	36.3	34.9	36.7
Indoor Unit D	Temp (°C)	24.1	26.8	27.3	19.6	14.2	22.0
	Humid (%)	36.3	32.3	28.9	35.9	34.2	35.5
Outdoor Unit	Temp (°C)	28.4	30.7	34.1	4.4	7.2	11.0
	Humid (%)	49.3	54.2	47.2	42.8	45.0	43.6

Table 3 Extra input data used for system simulation

	Cooling mode	Heating mode
Heat Gain from Suction Line	70 kcal/h	200 kcal/h
Heat Loss from Discharge Line	45 kcal/h	10 kcal/h
Heat Loss from Liquid Line	130 kcal/h	40 kcal/h
Refrigerant Charge	9.57 kg	9.57 kg
Refrigerant	R-22	R-22

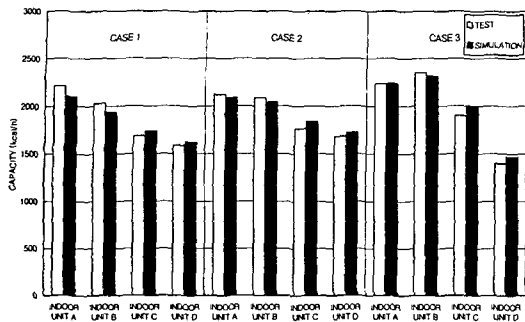


Fig. 4 Comparison of simulation results to test results for multi unit cooling capacities.

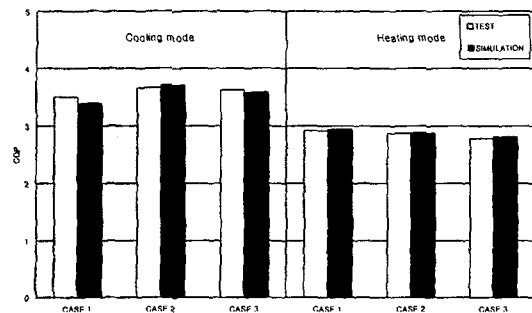


Fig. 6 Comparison of simulation results to test results for multi unit cooling & heating COP's.

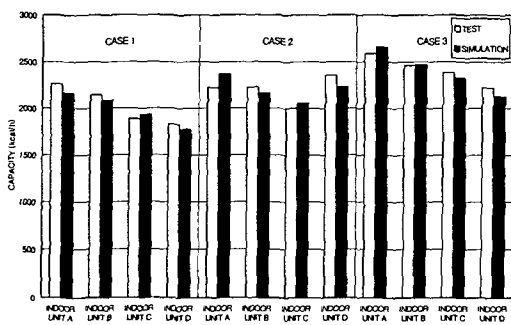


Fig. 5 Comparison of simulation results to test results for multi unit heating capacities.

조건에서 실험을 실시한 후 Table 1, Table 2, Table 3과 같은 입력 데이터를 사용하여 시뮬레이션 결과와 비교하였으며, 시스템 설계시 중요한 설계조건인 각 실내기의 냉방용량, 난방용량, COP의 비교결과를 Fig. 4, Fig. 5, Fig. 6에 도시하였다. 냉방모드의 경우 실험결과를 기준으로 하였을 때 냉방용량은 평균 3.11%의 오차를 나타내었고 COP는 평균 0.94%의 오차가 발생하였으며, 난방모드의 경우 실험결과를 기준으로 하였을 때 난방용량은 평균 3.30%의 오차를 나타내었고 COP는 평균 1.90%의 오차가 발생하였다. 따라서 개발된 시뮬레이션 프로그램을 멀티형 히트펌프 시스템의 설계와 개발을 위하여 적절히 사용할 수 있음을 확인하였다.

6. 결 론

멀티형 히트펌프 시스템 각 구성요소의 수학적

모델을 사용하여 정적 시뮬레이션 프로그램을 개발하였으며 이를 사용하여 한 대의 실외기와 네 대의 실내기로 구성된 멀티형 히트펌프 시스템의 각종 성능을 예측하였다. 시뮬레이션 프로그램을 통해 예측한 결과와 환경조성챔버에서 실제 측정 한 실험결과를 비교분석한 결과 실험값을 기준으로 하여 냉방모드시 냉방용량은 3.11%, COP는 0.94%, 난방모드시 난방용량은 3.30%, COP는 1.90%의 오차를 보여 잘 일치함을 확인하였다. 따라서 개발된 정적 시뮬레이션 프로그램을 멀티형 히트펌프 시스템의 설계와 성능예측에 효과적으로 사용하여 최적의 시스템을 개발할 수 있음을 확인하였다.

참고문헌

1. 한도영, 정민영, 1998, 멀티형 히트펌프 시스템시뮬레이션, 공기조화·냉동공학회 하계학술대회 논문집, pp. 375-380.
2. 한도영, 조영두, 1995, HFC-134a를 대체냉매로 사용한 자동차 냉방시스템의 성능해석, 공기조화·냉동공학논문집, 제7권, 제3호, pp. 406-420.
3. McQuiston, F. C., 1981, Finned Tube Heat Exchangers; State of the Art for the Air Side, ASHRAE Transactions, Vol.87, Pt. 1.
4. Hiller, C. C. and Glicksman, L. R., 1976, Improving Heat Pump Performance via Compressor Capacity Control; Analysis and Test, MIT Energy Laboratory, Mit-EL 76-001.
5. Rohsenow, W. M. and Hartnett, J. P., 1973,

- Handbook of Heat Transfer, McGraw-Hill.
6. 한도영, 박관준, 1997, 이중관 열교환기를 사용한 물 대 공기 열펌프 시스템의 설계와 성능해석, 공기조화·냉동공학논문집, 제9권, 제4호, pp. 462-471.
 7. Fischer, S. K. and Rice, C. K., 1983, The oak ridge heat pump models, ORNL, CON80/R1.
 8. Steven, C. C. and Raymond, P. C., 1990, Numerical methods for engineers, McGraw-Hill.
 9. 한도영, 김경훈, 1998, 동적환경조성챔버의 설계와 제어, 공기조화·냉동공학회 동계학술대회 논문집, pp. 656-661.