

멀티형 냉동 시스템의 정상상태 및 과도응답 특성 해석

이길봉, 유근중, 김민수†

서울대학교 기계항공공학부

Analysis of the steady state and transient characteristics of a multi-type refrigeration system

Gilbong Lee, Keun Joong Yoo, Min Soo Kim†

Seoul National University, Seoul 151-742, Korea

ABSTRACT: Steady state simulation and dynamic simulation were performed to analyze the operational characteristics of a multi-type refrigeration system. Fully distributed model was adopted to simulate the steady state and transient responses of the system. The main aim was to see the effect of one indoor unit on the other unit. Numerical simulations were carried out for various operation conditions of an indoor unit - secondary fluid inlet temperature, mass flow rate and expansion valve opening. The results showed that the inlet temperature and mass flow rate of the secondary fluid of one indoor unit had minor effect on the operation of the other unit. However, the opening of the expansion valve had significant effect on the performance of the other unit.

Key Words: Transient characteristics (과도특성), Fully distributed model (다중격자모델)

기호설명

- A : 면적, m^2
- C_d : 유량계수, m^2
- C_p : 비열, $kJ/kg \cdot K$
- h : 엔탈피, kJ/kg
- m : 간극체적비
- \dot{m} : 질량유량, kg/s
- P : 압력, kPa
- P : 관 둘레, m
- U : 총 열전달 계수, $kJ/m^2 \cdot K \cdot s$
- V : 체적, m^3
- v : 비체적, m^3/kg

그리스 문자

- η : 효율
- ρ : 밀도, kg/m^3

하첨자

- 1 : 압축기입구, 실내기 1
- 2 : 압축기출구, 실내기 2
- 3 : 응축기출구
- i : 입구
- $isen$: 등엔트로피과정
- o : 출구
- r : 냉매
- v : 체적
- w : 2차유체

† Corresponding author

Tel.: +82-2-880-8362

E-mail address: minskim@snu.ac.kr

1. 서론

쾌적한 주거환경과 작업환경에 대한 관심이 증가하면서 각 가정과 사무실에 공조기기의 보급이 증가하고 있다. 최근에는 하나의 실외기에 여러 실내기를 연결된 멀티형 시스템이 보급이 확대되고 있다. 멀티형 시스템은 공조기기를 개별적으로 설치하는 것 보다 설치 공간 및 비용에서 많은 이점을 가지고 있기 때문에 시스템 보급은 앞으로 점차 증대될 것이다. 하지만 하나의 실외기에 여러 개의 실내기가 연결되어 있기 때문에 시스템 구현, 효율적인 운전, 시스템을 분석 및 해석에 많은 어려움이 존재하고 있다. 점차 공조기기 운전 시 에너지 소비효율에 대한 중요성이 강조되고 있기에 멀티형 시스템을 분석하고 해석하는 작업은 큰 중요성을 가지게 되었다.

여러 시스템 해석 방법 중 수치해석을 이용하는 방법은 시스템을 실제 제작하기 이전에 설계에 필요한 정보를 미리 얻을 수 있기 때문에 제품 개발비용 및 개발시간에 있어서 많은 장점을 가지고 있다. 냉동 시스템에 대한 수치해석은 정상상태 성능해석이 주로 이루어졌다. 새로운 냉매를 시스템에 적용하거나 시스템의 구성 요소를 변경할 때 정상상태 성능 해석은 반드시 거쳐야 되는 과정이다. 하지만 정상상태 성능해석 외에도 과도응답특성을 분석할 필요성이 있는데, 이는 시스템이 한 정상상태 점에서 다른 상태 점으로 이동하는 데 수 분에서 수십 분의 시간이 소요되며 이러한 과도응답 시 예상치 못하였던 성능 변화가 시스템에서 발생할 수 있기 때문이다. 따라서 멀티형 냉동 시스템 설계를 위해서는 정상상태해석과 과도응답 해석이 동시에 수행되어야 할 것이다.

냉동 시스템 과도상태 해석을 위해 여러 해석 방법이 제안되었다. 다중시간상수법¹⁾, 집중변수모델 (lumped parameter model)²⁾, 다중격자모델 (fully distributed model)³⁾ 등이 이러한 해석방법들이다. 다중시간상수법은 과도응답시 초기상태의 시스템 특성과 정상상태에 근접하였을 때의 특성이 다른 점을 이용하여 시간상수를 여러 개로 설정하여 시스템을 응답을 분석하는 방법이다. 집중변수모델은 냉동 시스템 각 요소에 대하여 입력과 출력을 정하고 요소의 경계에서 일정한 반응특성을 가진 것으로 전체 시스템을 묘사

하는 방법으로 성능해석 뿐만 아니라 제어시스템을 설계 및 분석에도 이용된다.⁴⁾ 열교환기를 보다 엄밀하게 해석하기 위하여 MacArthur 등은 유한체적법을 이용한 다중격자모델을 사용하였는데 이러한 모델은 열교환기의 비선형성을 잘 모사할 수 있는 장점을 가지고 있지만 계산과정이 복잡하고 많은 계산 시간을 요구하는 단점을 가지고 있다. 하지만 다중격자모델의 도입으로 냉동 시스템의 과도응답 예측이 향상되었으며 많은 연구에서 이 방법을 적용하여 해석을 수행하고 있다.⁵⁾

본 연구에서는 다중격자모델을 이용하여 실내기가 2기인 멀티형 냉동 시스템의 정상상태 및 과도응답 특성을 분석하였다. 수치해석은 실내기 운전 조건 변화가 다른 실내기에 미치는 영향을 분석하는 것을 주 목적으로 하였다.

2. 멀티형 냉동 시스템 모델링

2.1. 멀티형 냉동 시스템의 구성

본 연구에서 사용한 멀티형 냉동 시스템의 개략도를 Fig. 1에 나타내었다. 냉동 시스템은 압축기, 응축기, 증발기, 팽창장치로 구성되어 있다. 응축기와 증발기는 모두 2중관 대향류 열교환기라 가정하였으며, 내관은 외경 9.53 mm, 외관은 외경 15.9 mm의 구리관이라 하였다. 2기의 증발기는 동일하게 이루어졌으며 총 길이는 10 m로 하였으며 응축기 총 길이는 13 m로 하였다. 냉매로는 R410A를, 2차 유체로는 물을, 팽창장치로는 유량 제어가 용이한 선형팽창밸브 (Linear Expansion Valve, LEV)를 사용하였다. 냉매의 물성을 계산하기 위하여 REFPROP 7.0을 이용하였다.

2.2. 시스템 구성요소 모델링

2.2.1 압축기

압축과정을 해석하기 위하여 사용한 식은 식 (1)과 같다. 등엔트로피 효율을 이용하여 압축기 토출부를 계산하였으며 압축일 및 냉매의 질량유량은 체적효율을 이용하여 계산하였다.

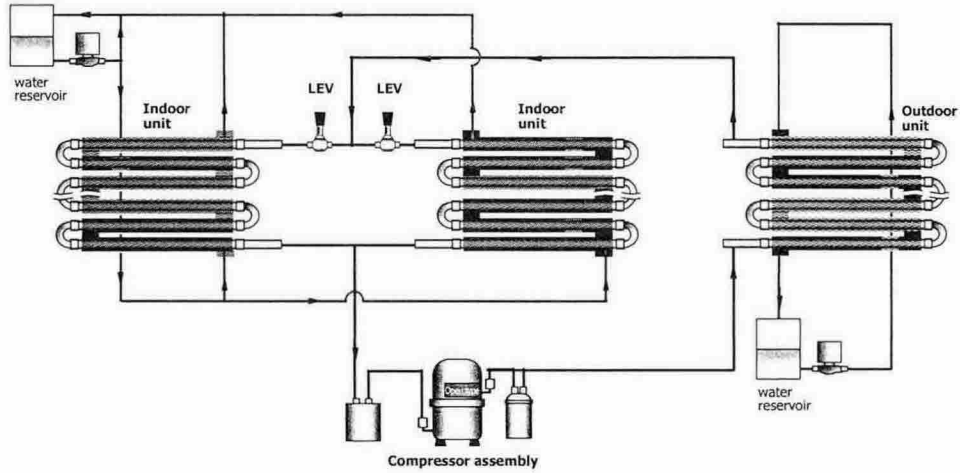


Fig. 1 Schematic diagram of the multi-type refrigeration system for the simulation

$$h_2 = h_1 + \frac{h_{2,isen} - h_1}{\eta_{isen}}, \quad \eta_v = 1 - m \left(\frac{v_1}{v_2} - 1 \right)$$

$$V_{comp} = V \cdot \eta_v, \quad \dot{m}_r = \frac{V_{comp}}{v_1} \quad (1)$$

하첨자 1과 2는 각각 압축기 흡입부와 토출부를 의미한다.

2.2.2 열교환기

냉매와 2차유체를 1차원 유동이라 가정하고 관 내 압력강하를 무시하면 열교환기 내의 연속 방정식 및 에너지 방정식은 다음과 같다.⁽⁵⁾ 여기서 관벽의 열용량은 냉매과 2차유체에 비해 매우 작기에 고려하지 않았다.

$$A_r \frac{\partial \rho_r}{\partial t} + \frac{\partial \dot{m}_r}{\partial x} = 0 \quad (2)$$

$$A_r \frac{\partial \rho_r h_r}{\partial t} + \frac{\partial \dot{m}_r h_r}{\partial x} = Up(T_w - T_r) \quad (3)$$

$$\rho_w A_w C_{pw} \frac{\partial T_w}{\partial t} + \dot{m}_w C_{pw} \frac{\partial T_w}{\partial x} = Up(T_r - T_w) \quad (4)$$

p 는 관의 둘레이며 U 는 총 열전달 계수를 나타낸다. 하첨자 r 과 w 는 각각 냉매와 2차 유체를 의미한다. 다중격자모델을 사용하기 위하여 열교환기를 Fig. 2처럼 격자로 나누어서 각 격자에 대하여 지배방정식을 차분화하여 엔탈피 및 질량 유량을 계산하였다.

2.2.3 팽창장치

팽창장치로는 선형팽창밸브를 가정하였다. 선형팽창밸브 입력값의 범위는 0 Hz에서 500 Hz이며 0 Hz 시 최대 개방, 500 Hz 시 최소 개방 상태가 된다. 팽창밸브를 통과하는 냉매유량 계산을 위해 식 (5)의 오리피스 유량식 사용하였다.

$$\dot{m} = C_d \sqrt{2\rho_3(P_1 - P_2)} \quad (5)$$

C_d 는 유량계수이며 계산에 앞서 실험적으로 구하였다. 팽창밸브 전후의 엔탈피는 일정하게 하여 해석을 수행하였다.

3. 정상상태 특성 분석

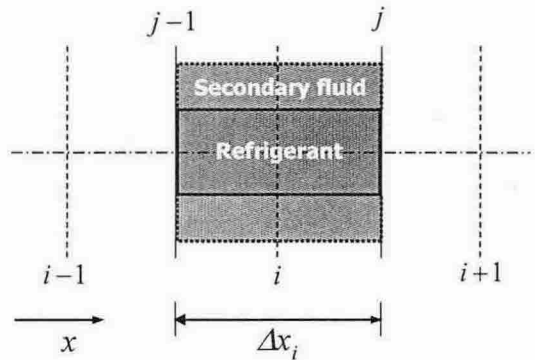
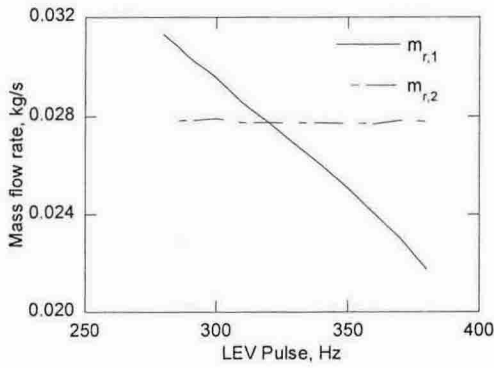
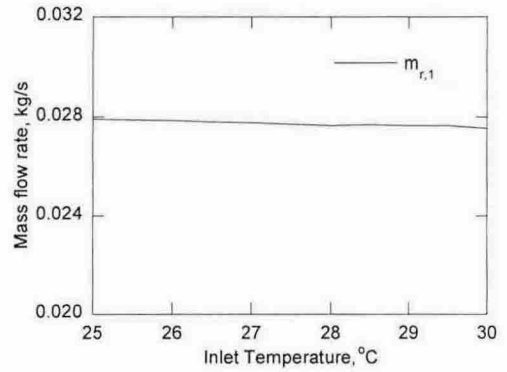


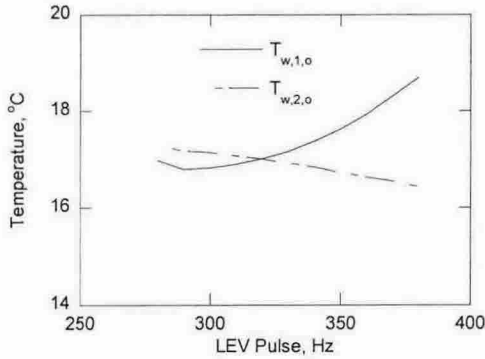
Fig. 2 Numbering convention of control volumes at heat exchanger



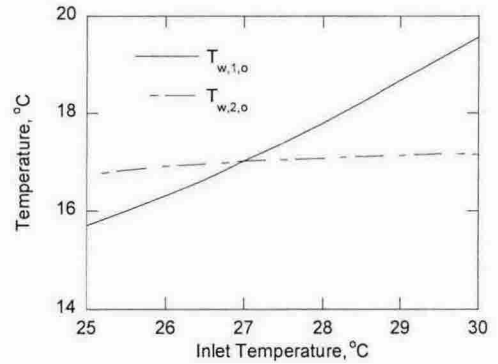
(a) refrigerant mass flow rates of indoor units



(a) refrigerant mass flow rate of indoor unit



(b) outlet temperatures of secondary fluid



(b) outlet temperatures of secondary fluid

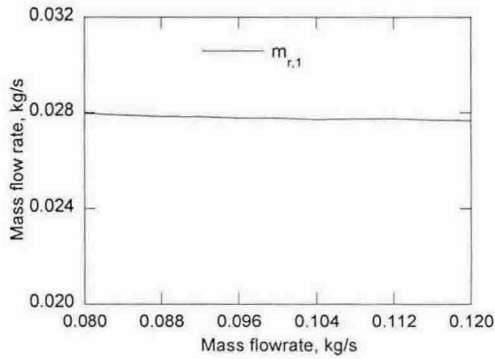
Fig. 3 The results of the steady state simulation when the input pulse to the LEV of indoor unit 1 was changed from 280 Hz to 380 Hz

Fig. 4 The results of the steady state simulation when $T_{w,i}$ was changed from 25°C to 30°C

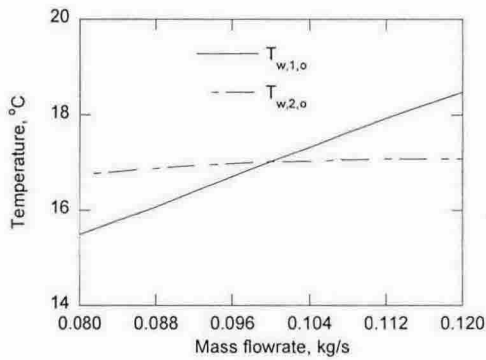
성능해석을 위한 기준으로 팽창밸브 입력값은 320 Hz, 실내기 2차유체 유량 및 입구 온도는 각각 0.100 kg/s 와 27°C, 응축기 2차유체의 유량 및 입구 온도는 0.160 kg/s 와 35°C 로 정하였다. 정상상태 성능해석은 실내기 1 팽창밸브의 개도 변화, 2차유체 입구 온도 변화 및 2차유체 유량 변화에 대하여 수행하였으며 각각의 경우에 있어서 압축기 회전수, 실내기 2차 유체 조건, 응축기 2차 유체 조건은 일정하게 하였다.

감소함에 따라서 실내기 1로 유입되는 냉매는 점차 감소하지만 실내기 2로 유입되는 냉매는 거의 일정함을 그림에서 볼 수 있다. 냉매의 질량유량이 감소하기 때문에 실내기 1을 통과하는 2차유체의 출구온도는 상승하였다. Fig. 4는 2차유체 입구온도가 25°C에서 30°C로 증가할 때의 냉매 질량 유량 변화와 2차유체 출구 온도 변화이다. 그래프를 통하여 냉매 질량유량은 거의 변화가 없으며 실내기1의 2차유체 입구온도변화가 실내기 2의 성능에 미치는 영향은 미비함을 볼 수 있다. Fig. 5는 실내기 1을 지나는 2차유체 유량이 증가할 때의 그래프이며 Fig. 4와 유사한 경향을 보여주고 있다.

Fig. 3은 실내기 1 팽창밸브의 입력 Hz가 280Hz에서 380Hz로 순차적으로 증가할 때, 즉 팽창밸브 개도가 감소할 때 각 실내기의 냉매 질량 유량과 2차 유체 출구 온도 변화이다. 개도가



(a) refrigerant mass flow rate of indoor unit



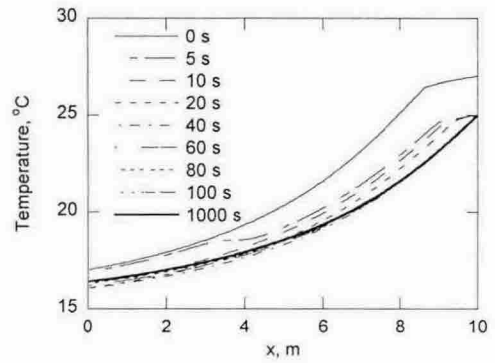
(b) outlet temperatures of secondary fluid

Fig. 5 The results of the steady state simulation when $\dot{m}_{w,1}$ was changed from 0.080 kg/s to 0.120 kg/s

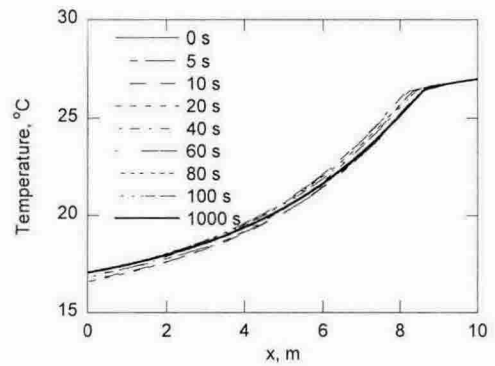
4. 과도응답 특성 분석

과도응답 특성 분석은 정상상태 성능 분석과 비슷하게 2차유체 입구온도 변화와 팽창밸브 개도 변화에 대하여 수행하였다.

Fig. 6은 2차유체 입구온도가 27°C에서 25°C로 감소할 때, 실내기 2차유체의 유동방향 온도 분포 변화를 보여주고 있다. 실내기1의 경우 40 초 부근에서 출구 공기온도가 가장 낮아졌다가 시간이 지나면서 조금씩 증가하여 100 초 부근에서 정상상태 값에 근접해졌다. 실내기2는 과도상태 초기에 출구온도가 감소하였다가 점차 초기 상태 부근의 값으로 이동하였다. Fig. 7은 팽창밸브 개도가 감소할 때의 그래프로써 2차유체 상태 변화



(a) indoor unit 1



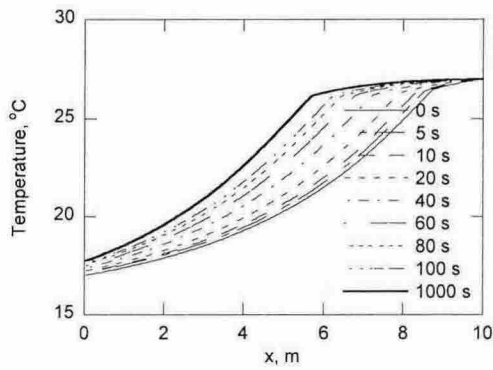
(b) indoor unit 2

Fig. 6 The transient response of the secondary fluid temperature profiles of indoor units when $T_{w,1,i}$ was changed from 27°C to 25°C

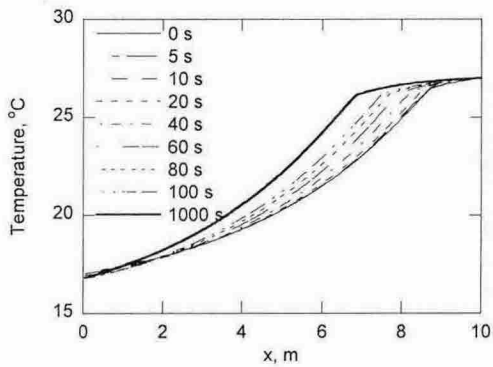
시보다 더 큰 시스템 변화를 겪게 된다. 실내기1이 실내기2에 미치는 영향도 Fig. 6보다 컸으며 시스템이 정상상태로 이동하기 위해 더 많은 시간이 요구되었다.

5. 결론

멀티형 냉동시스템의 정상상태 및 과도응답 특성을 해석하기 위하여 본 연구에서는 집중변수모델을 이용하여 성능해석을 수행하였다. 해석은 실내기를 지나는 2차유체의 온도 및 유량 변화와 팽창밸브 개도 변화에 대하여 수행하였다. 정상상태 성능해석을 통해서 한 실내기의 2차유체 조



(a) indoor unit 1



(b) indoor unit 2

Fig. 7 The transient response of the secondary fluid temperature profiles of indoor units when the input pulse to the LEV of indoor unit 1 was changed from 320 Hz to 350 Hz

건 변화가 다른 실내기의 성능에 미치는 영향이 적음을 볼 수 있었다. 과도응답특성 해석에서도 이와 유사한 결과를 얻을 수 있었는데 실내기 1의 2차 유체 조건이 변화할 때 실내기 2의 2차 유체 온도 분포는 시간에 따라 거의 일정한 모습을 띄고 있었다. 하지만 팽창밸브 개도 변화는 각 실내기의 성능에 많은 영향을 끼치게 되며 따라서 멀티형 시스템을 설계함에 있어서 2차유체 보다는 팽창장치에 더 큰 비중을 두어야 할 것이다. 본 연구는 수치해석기법을 이용 실내기가 2

개인 멀티형 냉동 시스템의 성능을 분석하였으며 본 연구의 결과는 시스템을 해석하고 설계하는데 있어서 많은 도움이 될 것이라 사료된다.

후 기

본 연구는 에너지관리공단과 마이크로열시스템 연구센터의 지원으로 수행되었으며, 이에 감사하는 바이다.

참고문헌

1. Tree, D. R. and Weiss, B. W., 1985, Two time constant modeling approach for residential heat pumps, Proceedings of the American Control Conference, pp. 276-281.
2. Chi, J. and Didion, D., 1982, A simulation model of the transient performance of a heat pump, Int. J. Refrig., Vol. 5, No. 3, pp. 176-184.
3. MacArthur, W. J. and Grald, E. W., 1989, Unsteady compressible two-phase flow model for predicting cyclic heat pump performance and a comparison with experimental data, Int. J. Refrig., Vol. 12, No. 1, pp. 29-31.
4. He, X., Liu, S., Asada, H. H., and Itoh, H., 1998, Multivariable control of vapor compression systems, HVAC&R Research, Vol. 4, No. 3, pp. 205-230.
5. Kim, M., Kim, M. S., and Baek, N. C., 2001, Numerical simulation on dynamic characteristics of a water heater system driven by a heat pump, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 14, No. 1, pp. 10-21.
6. Rasmussen, B. P. and Alleyne, A. G., 2004, Control-oriented modeling of transcritical vapor compression systems, Trans. of the ASME, Vol. 126, pp. 54-64.