

PID 제어를 이용한 멀티형 열펌프의 용량조절

정대성, 김민성, 김민수[†], 이원용^{*}

서울대학교 기계항공공학부, ^{*}한국에너지기술연구소 대체에너지연구부

Capacity Modulation of a Multi-Type Heat Pump System Using PID Control

Dae Sung Jung, Minsung Kim, Min Soo Kim[†], Won-Yong Lee^{*}

School of Mechanical and Aerospace Eng., Seoul National University, Seoul 151-742, Korea

^{*}Department of New and Renewable Energy, Korea Institute of Energy Research, Taejon 305-600, Korea

(Received December 15, 1999; revision received February 9, 2000)

ABSTRACT: Performance of a water-to-water multi-type heat pump system using R22 has been experimentally investigated. Total refrigerant flow rate was adjusted with a variable speed compressor and the refrigerant flow rate for two indoor units were controlled by electronic expansion valves. Evaporator outlet pressure of refrigerant and indoor unit outlet temperatures of secondary fluid were selected as controlled variables. Experiments were carried out for both cooling and heating modes using PID control method. Results show that the multi-type heat pump system can be adequately controlled by keeping control gains at certain levels for various operating conditions.

Key words: Multi-type heat pump(멀티형 열펌프), Capacity modulation(용량조절), PID control(PID 제어), Variable speed compressor(가변속 압축기), Electronic expansion valve(전자팽창 밸브)

기호 설명

e : 오차 신호(error signal)
 K_p : 비례상수(proportional gain)
 K_i : 적분상수(integral gain)
 K_d : 미분상수(derivative gain)
 P : 압력 [kPa]
 T : 온도 [°C]
 t_s : 샘플링 시간 간격[s]
 u : 제어 신호
 V : 전압 [Volt]

하첨자

set : 설정값
 e : 증발기
 i : 시간 스텝

1. 서론

열펌프는 저온 열원으로부터 열을 흡수해서 고온으로 방출하는 시스템으로, 전기에너지를 열에너지의 형태로 변환하는데 효과적으로 사용된다.⁽¹⁾ 특히, 하나의 압축기에 대하여 각 실마다 개별적인 실내 열교환기를 설치하는 멀티형 열펌프 시스템으로 구성할 경우, 에너지를 효율적인 이용할 수 있을 뿐만 아니라 설치비용과 공간을 줄일 수 있는 장점이 있다.

[†] Corresponding author

Tel.: +82-2-880-8362; fax: +82-2-883-0179

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

많은 장점에도 불구하고 멀티형 열펌프 시스템에 대한 연구가 미흡하고, 실생활에서의 적용이 제대로 이루어지지 않았던 주요 이유는 시스템이 복잡함으로 인하여 용량조절에 어려움이 있었기 때문이다. 멀티형 열펌프 시스템의 압축기는 모든 실내의 최대 부하에 대비한 용량으로 설계되어야 하지만, 방의 일부분만 냉·난방을 시키는 부분 부하 운전에서는 용량이 크게 줄어야 한다. 따라서 냉매유량이나 압력을 능동적으로 조절해서 부하 변동에 대응해야 한다. 또한 각각의 방들에 대한 높이 차가 있어서 위치수두에 차이가 생기거나, 배관 길이가 달라서 마찰압력손실의 차이가 생겨 냉매분배가 제대로 이루어지지 않으면, 용량조절을 제대로 할 수 없기 때문에 냉매 유량분배를 잘 하여야 한다. 멀티형 열펌프 시스템의 운전에서 중요한 사항 중의 하나는 냉매의 유량을 적절하게 조절하여 각 실에 필요한 용량을 제어하는 것이다.

제어의 입력변수로는 압축기의 회전수 및 팽창밸브의 개도가 이용될 수 있다. 제어방법으로는 필요한 부하를 초기에 예측하여 예비실험에서 구한 제어상수들을 토대로 구동시의 설정값을 정하거나,⁽²⁾ 2차유체의 온도로부터 계산된 부하에 대응하여 단계적으로 압축기의 회전수를 조절하는 방법이 있다. 유량제어를 위한 팽창밸브로는 보통 전자팽창밸브를 많이 사용하고 있는데, 응답이 빠르고, 과열도 설정이 쉬우며, 초기 구동시에 부하를 빠르게 변화시킬 수 있는 장점이 있다.⁽³⁾

본 연구에서는 실내기가 2개인 열펌프 시스템을 대상으로 자동제어에 의해 냉난방 용량을 조절하면서 동특성을 분석하였다. 열펌프의 실내기 2차유체 출구온도는 팽창 밸브의 개도에 따라 변하는 공급 냉매의 유량으로 제어하였으며, 각각의 실내기에 공급되는 냉매의 유량에 연동하여 압축기에서 내보내는 냉매의 유량을 변화시킬 수 있도록 가변속, 개방형 압축기의 회전수를 제어하였다. 압축기 제어를 위한 입력변수로서 2차유체의 온도보다는 응답이 빠른 열교환기 내의 압력을 이용하였으며, 제어방법은 비례-적분-미분(PID)제어를 사용하였다. 하나의 열펌프에 실내기가 복수개로 연결되어 있으므로 한 실내기의 부하 변화에 따른 냉매의 유량 변화가 다른 실내기에 공급되는 냉매의 유량에 영향을 미칠 수 있다.⁽⁴⁾ 이러한 문제점을 해결하기 위하여 압축기의

회전수를 변화시켜 응답특성이 빠른 열교환기 내의 냉매압력을 제어함으로써 유량 변화를 보상할 수 있도록 하였다. 따라서 본 연구에서는 독립적인 세 개의 제어회로를 구성하고 각각의 제어회로에 대한 변수들을 설정함으로써 멀티형 열펌프를 제어하였다.

2. 멀티형 열펌프 실험장치 및 방법

2.1 실험장치

본 실험에서 구성한 멀티형 열펌프 시스템 개략도를 Fig. 1에 나타내었다. 실험 장치에 사용된 압축기는 배체체적의 변화가 가능한 왕복동식 개방형으로서, 가변속 모터를 사용하여 구동하였다. 가변속 모터를 PC로 제어하기 위해, PC에서 출력되는 신호를 디지털-아날로그(digital-analog) 변환기를 이용하여 직류전압으로 변환하고, 모터 구동에 적합한 전압으로 상승시키기 위해 증폭기를 사용하였다. 가변속 모터는 0~1750 rpm, 5마력 정격출력이며, 입력전압은 0~10 V이다. 가변속 모터와 압축기 구동부 사이에는 유체 커플링을 사용하였는데, 입력신호와 압축기 회전수간의 선형성이 보장되지 않아 압축에 소요된 순동력을 계산하기는 어렵다. 따라서 압축에 소요된 일은 압축기 입출구에서 냉매의 엔탈피 차이로 계산하였다. 이 때 압축기 및 커플링에서의 손실은 고려하지 않았다.

실내기와 실외기를 구성하는 열교환기는 모두 구리관을 사용한 2중관 형태의 대향류 열교환기이다. 내관으로는 냉매가 흐르도록 설계하였으며, 환상공간으로는 2차유체가 흐르도록 하였다. 각 실내기의 냉매 유량은 질량유량계(Oval, D012S-SS-200)로 측정하였다.

팽창장치로서는 실험조건 변화에 따라서 유량 및 압력의 제어가 용이한 미터링 밸브(Hoke, 1315G4B)를 사용하였다. 자동으로 제어가 가능하도록 하기 위해서 컴퓨터를 이용한 구동이 가능하도록 하였고, 이를 위해 스텝핑 모터(steping motor)를 사용하였다. 스텝핑 모터로의 출력을 보다 크게 하기 위해 유니폴라(unipolar)구동보다는 L297, L298N칩을 사용한 바이폴라(bipolar)구동을 사용하였으며, 펄스는 디지털 입출력 보드에 내장되어 있는 8253칩과 1 MHz 발진기를 이

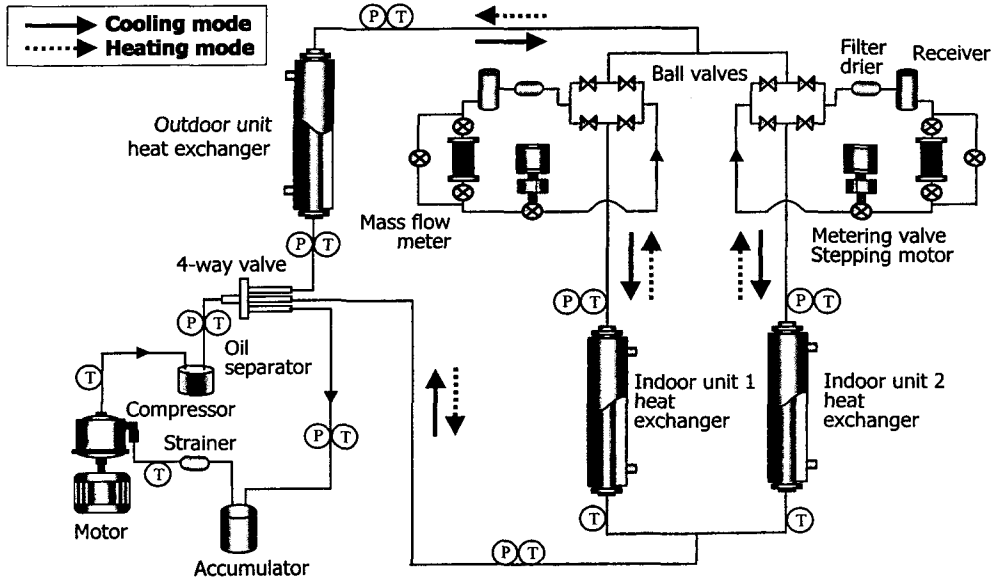


Fig. 1 Schematic diagram of dual evaporator heat pump system.

용하였다. 20 Hz의 펄스(50 ms)를 스텝핑 모터 구동용 회로에 인가하여 원하는 시간동안 프로그램에서 지속시간(time duration)을 주면 원하는 펄스 개수가 출력되어 스텝핑 모터의 회전각을 제어하는 방법을 사용하였다.

2.2 운전 조건

에어컨 및 열펌프에 대한 기준 시험조건으로서 본 연구에서는 Table 1에 표시된 KS조건을 이용하였으며,⁽⁵⁾ 냉매는 R22를 사용하였다. 실내기가 1개일 경우의 제어실험에서는 설정온도의 변화폭을 ±0.2℃ 이내에서 유지하였고, 실내기가 2개인 경우에는 ±0.4℃ 이내로 유지하였다.

Table 1 Test conditions of air conditioners⁽⁵⁾

| Test condition | Inlet temperature of indoor unit (dry bulb temperature) | Inlet temperature of outdoor unit (water inlet temperature) |
|-------------------|---|---|
| Cooling condition | 27℃ | 30 ± 0.3℃ |
| Heating condition | 20℃ | 15 ± 0.3℃ |

2.3 제어기 구성

실내기가 2개인 멀티형 열펌프 시스템의 제어 회로를 Fig. 2와 같이 구성하였다. 각 실의 온도(2차유체 출구온도로 표시함)는 각각의 실내기에 연결된 팽창밸브를 이용하여 제어하였으며, 실내기 제어에 따른 영향을 보상해 주기 위하여 별도

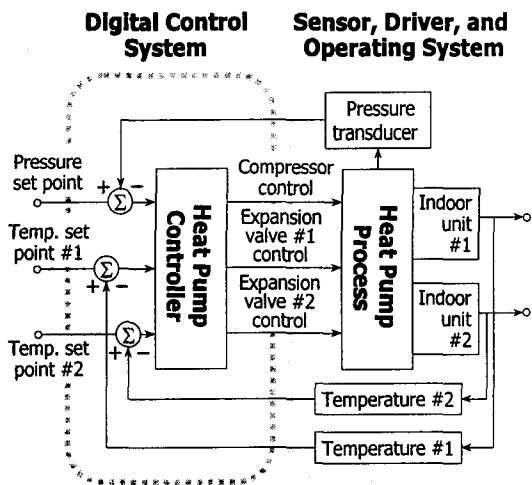


Fig. 2 Control strategy for a multi-type heat pump system.

로 압축기를 제어하였고, 부하에 따라 정해진 값으로 열펌프의 증발기 압력을 일정하게 유지하도록 하였다. 이와 같이 밸브 제어에 따른 영향을 압축기로 보상해 줄 경우 하나의 실내기 부하 변동에 따른 냉매 유량 변화 효과가 다른 실내기에 미치는 영향을 줄일 수 있으므로 주어진 부하범위에서 실내기를 독립적인 시스템으로 운전할 수 있다. 즉, 팽창 밸브의 개도에 관계없이 증발기의 압력을 일정하게 유지하기 위해 압축기의 회전수를 제어하여, 팽창밸브 개도 변화에 따른 냉매의 유량변화에 신속하게 대처할 수 있도록 하였으며, 각 실내기 간의 간섭 효과를 최소화하도록 하였다. 이는 열관성으로 인해 천천히 변화하는 온도에 비해 신속하게 반응하는 압력 변화를 이용하여 열펌프를 제어하고자 함이다.

본 연구에서는 PID 알고리즘을 이용하여 제어를 구성하였다. PID 제어기는 적용이 간편하고 안정성이 우수하여 공정 제어에서 전통적으로 많이 사용되는 방법으로, 공조기나 열시스템 제어에도 많이 사용되고 있다. 본 연구에서는 속도형 PID 제어기가 사용되었으며, 기본적인 차분식의 형태를 식(1)에 나타내었다.

$$u_i = u_{i-1} + K_p(e_i - e_{i-1}) + K_i \frac{e_i}{t_s} + K_d \frac{e_i - 2e_{i-1} + e_{i-2}}{t_s} \quad (1)$$

여기서 e 와 u 는 각각 오차 신호와 제어 신호를 나타내며, t_s 는 신호를 검출하는 샘플링 시간 간격을 표시한다.

3. 실험결과

3.1 제어변수 변화에 따른 시스템 특성

멀티형 열펌프의 PID 제어를 위한 비례, 적분 및 미분상수를 결정하는 방법으로는 Ziegler-Nichols PID 튜닝법을 사용하였는데, 이는 대상 시스템에 대한 지배방정식이 알려져 있지 않거나, 지배방정식이 복잡하여 전달함수를 구하는 것이 용이하지 않을 때 실험자료를 토대로 하여 각 제어상수를 결정하는 방법이다.⁽⁶⁾ 열펌프 시스템은 비선형 시스템으로서 이론적인 전달함수를

구하기 어려우므로 설계점 근처에서 실험적으로 동특성을 구하여 제어기의 계수를 설정하는 것이 보다 효과적이다.

열펌프 시스템을 제어하는 경우 제어를 위한 입력변수로는 압축기 회전수와 팽창밸브 개도를 들 수 있다. 압축기 회전수 조절을 통한 냉매의 유량 제어는 팽창밸브의 조절보다 유량의 변화에 대한 응답특성을 빠르게 하는데 유리하다. 반면에 냉매량의 미세한 조절은 팽창밸브의 개도조절로 이루어지며, 팽창밸브의 개도 조절을 통해 각 실의 유량을 분배할 수도 있다. 제어운전 중에 팽창밸브의 개도가 너무 작다면 압축기의 회전수가 과도하게 커질 수도 있다. 또한, 단일 실내기로 운전이 될 때에도 압축기의 회전수 변화만으로는 용량제어에 한계가 있으며, 추가적으로 팽창밸브의 개도가 조절되지 않는다면 단일 실내기 운전에서 제어가 원만하지 않게 된다. 한편, 제어변수의 설정은 시스템 제어에 있어 대단히 중요한 것으로 부적절한 제어변수 값의 설정으로 인해 시스템의 제어가 불가능해질 수도 있다. 기존 열펌프 제어에 많이 사용되는 제어변수로는 과열도가 많이 쓰이고 있으나,⁽⁷⁾ 본 연구에서는 증발압력과 실내기 2차유체 출구온도를 제어변수로 설정하였다.

Fig. 3에서는 제어상수 변동에 대한 응답 특성을 나타내었다. 기준값은 Ziegler-Nichols 튜닝에 의해 결정된 제어상수들이다. 적분제어상수 K_i 의 증가는 오차에 대한 직접적인 보상을 빠르게 하려는 특성이 있으므로, 초기에 크게 진동하다가 안정화되는 경향이 있다. 미분제어상수 K_d 가 증가할수록 압축기의 회전수는 서서히 변화하게 되는데, 이는 오차값에 즉각 반응하지 않고, 오차의 차이에 반응하는 값이기 때문이다. 즉, K_d 의 증가는 오버슈트(overshoot)를 줄여주고, 응답의 대역폭을 증가시킨다. 비례제어상수 K_p 의 증가는 응답특성을 빠르게 해주지만, 그 값이 너무 클 경우 시스템이 불안정하여 발산할 위험이 있다.

Fig. 4에서는 실내기가 한 개만 운전되는 경우에 압축기 회전수만으로 적절한 실내온도에 도달할 수 있는지를 살펴보았다. Fig. 4(a)에는 압축기의 회전수만으로 증발기 2차유체 출구온도를 제어한 경우와 압축기의 회전수 및 팽창밸브의 개도를 이용하여 제어한 경우를 나타내었으며, 2차유체 출구의 설정온도를 19℃에서 15℃로 재설

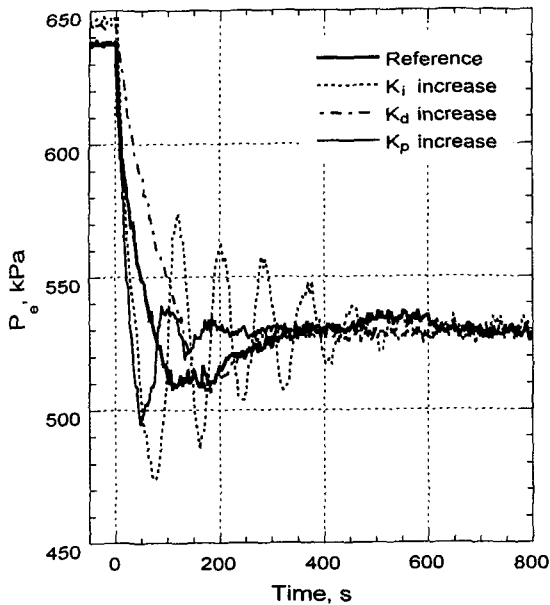
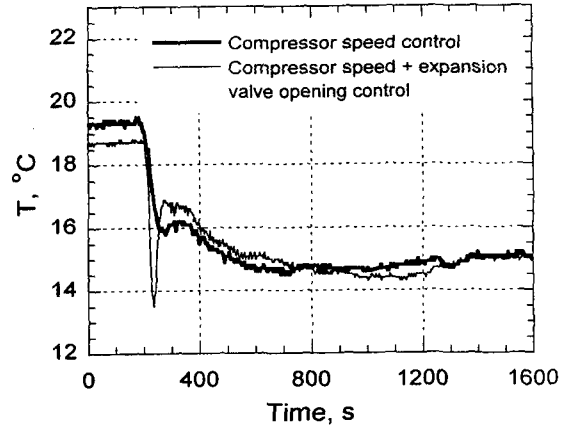
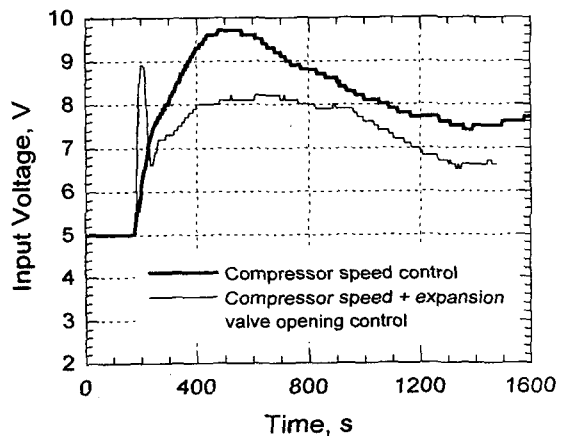


Fig. 3 Variation of evaporator pressure influenced by the change in PID control parameters for compressor (Reference: $K_p=-0.001$, $K_i=-0.0005$, $K_d=-0.0005$; K_i increase: $K_p=-0.001$, $K_i=-0.005$, $K_d=-0.0005$; K_d increase: $K_p=-0.001$, $K_i=-0.0005$, $K_d=-0.01$; K_p increase: $K_p=-0.01$, $K_i=-0.0005$, $K_d=-0.01$).

정하였을 때 시간에 따른 온도변화를 나타낸 것이다. 초기에 팽창밸브의 개도가 작아서 과열도가 큰 경우, 제어를 시행하면 압축기는 2차유체 출구온도가 설정온도에 미치지 못하므로 회전수를 높여서 냉매유량을 늘리지만, 개도가 유량에 비해 상대적으로 작아져 팽창밸브 전후 압력강하가 커지게 된다. 결국, 회전수는 증가하지만, 냉매 유량이 증가하지 않아서 제어가 되지 않는다. 팽창밸브의 개도가 위의 경우보다 작은 경우, 2차유체 출구온도에 대한 설정값이 어느 한계 이상의 온도라면 압축기 회전수만으로도 제어가 충분하지만, 이보다 낮은 온도라면 불가능할 것이다. 같은 단일 실내기의 2차유체 출구 온도제어에서 압축기 회전수 제어와 팽창밸브 제어를 동시에 실행하였을 때, 설정온도에 도달하는 시간은 비슷하지만, Fig. 4(b)에서와 같이 압축기 회전수 제어에 필요한 입력 전압은 각 경우마다 많

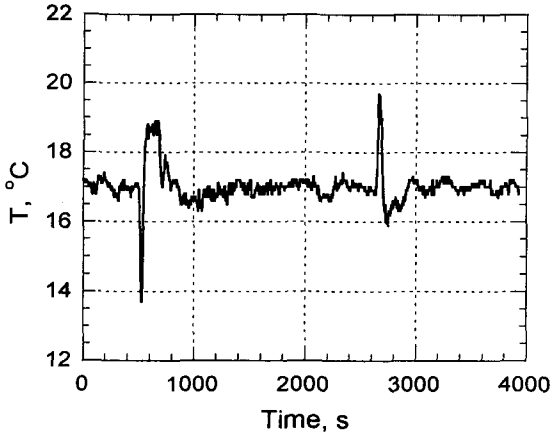


(a) Variation of secondary fluid temperature at the outlet of the first indoor unit

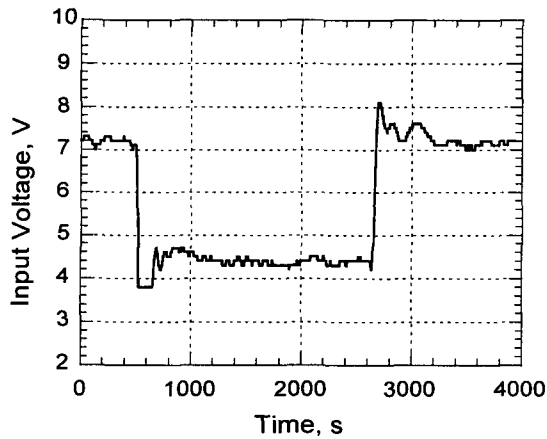


(b) Comparison of required voltage input to the inverter for compressor speed change

Fig. 4 PID control of secondary fluid outlet temperature at the first indoor unit when only one indoor unit is operating in a heat pump system (parameters for compressor speed control: $K_p=-0.02$, $K_i=-0.009$, $K_d=-0.009$; parameters for compressor speed + expansion valve opening control: $K_p=-0.005$, $K_i=-0.001$, $K_d=-0.01$; expansion valve: $K_p=-200$, $K_i=-5$, $K_d=-2000$).



(a) PID control of secondary fluid temperature at the outlet of the second indoor unit



(b) Variation of compressor input voltage

Fig. 5 PID control of secondary fluid outlet temperature for the second indoor unit when the first indoor unit is shut down and turned on (control parameters for compressor: $K_p=-0.005$, $K_i=-0.001$, $K_d=-0.01$; expansion valve: $K_p=-200$, $K_i=-5$, $K_d=-2000$).

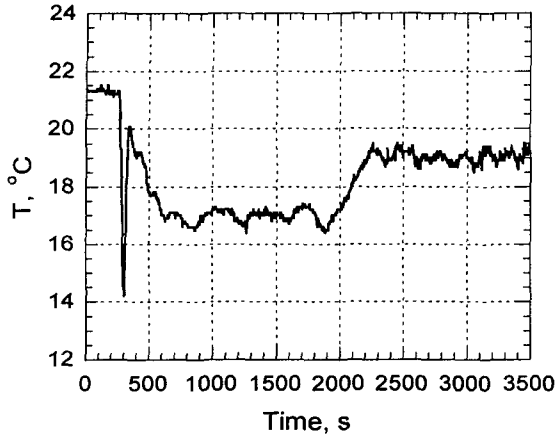
은 차이가 있다. 압축기 회전수 변화와 함께 팽창밸브의 개도를 같이 변화시켰을 때에는 상대적으로 적은 압축기 회전수 변화로도 설정온도에 도달할 수 있음을 알 수 있다.

3.2 냉방 운전조건에서의 용량조절 특성

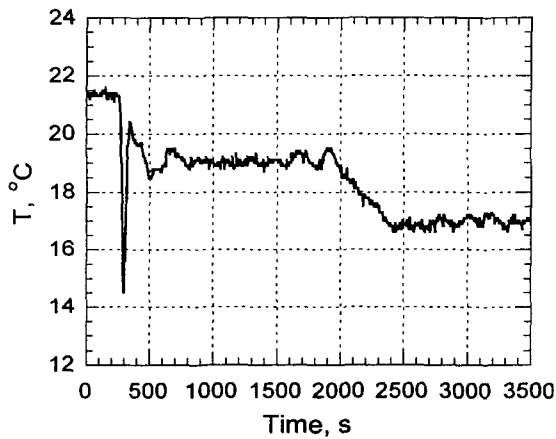
Fig. 5는 열펌프 시스템을 운전하던 도중에 갑자기 실내기 한 개가 냉방을 필요로 하지 않아 정지된 경우에 대한 실험 결과이다. Fig. 5(a)는 실내기 2개가 모두 작동되다가 500초에서 한 개의 실내기를 정지시킨 후 2600초에서 다시 작동시켰을 때, 시스템이 지속적으로 설정온도 17°C를 유지하는지 살펴본 것이고, Fig. 5(b)는 그 상태에서 압축기에 인가되는 입력전압이 어떻게 변하는지를 살펴본 것이다. Fig. 5로부터 부하의 갑작스런 변화에 대해 압축기 회전수 및 팽창밸브의 개도 조절로 적절한 제어가 가능함을 알 수 있다.

Fig. 6은 각 실내기 2차유체 출구온도의 설정값을 서로 바꿀 때, 설정온도의 추종성을 나타낸 것이다. Fig. 6(a)는 첫 번째 실내기의 온도가 초기 설정온도 21°C를 유지하다가 설정온도가 17°C로 변경된 후 다시 19°C로 변경될 때의 온도분포를 나타낸 것이다. Fig. 6(b)는 두 번째 실내기의 온도가 초기상태 21°C에서 19°C로, 다시 17°C로 첫번째 실내기와 동시에 온도설정을 변경한 경우 제어 실험을 수행한 결과이다. 설정온도를 21°C에서 각각 19°C, 17°C로 낮추었을 경우는 총부하가 증가하여, 압축기 회전수의 변화에 의해 응축기 압력이 언더슈트(undershoot)되는 헛팅(hunting) 현상이 일어나는 것을 알 수 있다. 2000초에 각 실내기의 온도설정을 대칭적으로 변화시킨 경우는 총 부하의 차이가 없어서 압축기 회전수변화는 거의 없으며, 팽창밸브 개도만이 대칭적으로 변화하여 헛팅 현상이 적게 발생하였다.

Fig. 7은 시스템의 전체적인 입출력은 단일변수입출력으로 유지시키고 변수를 부분적으로 상호 연계시켰을 때 온도제어의 경향을 살펴본 것이다. 최종적인 제어대상은 실내기의 2차유체 출구온도이므로 압축기의 제어를 위한 변수로서 증발기 압력을 선택할 때 보다 더욱 직접적인 값을 제어변수로 삼는 경우이다. 압축기의 회전수를 변화시키기 위한 제어변수로서 2개의 실내기에 대한 2차유체 온도 설정값의 평균을 택하고, 각각의 2차유체 출구온도를 제어하였다. 여기서 제어상수들은 압축기에 인가되는 단위 입력의 전압에 대한 2차유체 온도변화의 평균값으로써 결정



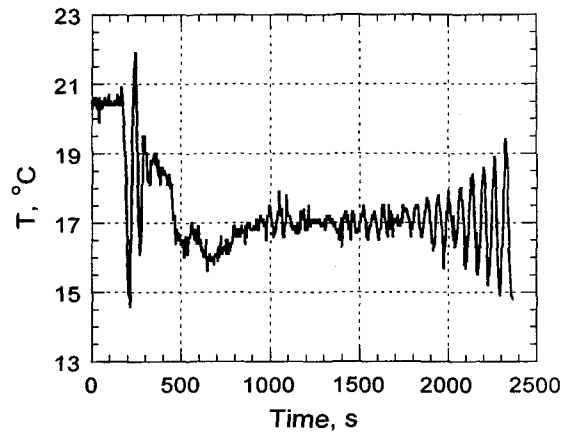
(a) Variation of secondary fluid temperature at the outlet of the first indoor unit when T_{set} is changed from 17°C to 19°C



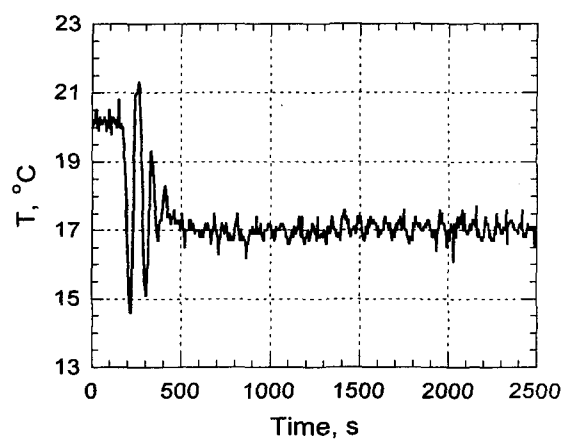
(b) Variation of secondary fluid temperature at the outlet of the second indoor unit when T_{set} is changed from 19°C to 17°C

Fig. 6 PID control of secondary fluid outlet temperature of indoor units (control parameters for compressor: $K_p=-0.005$, $K_i=-0.001$, $K_d=-0.01$; expansion valve: $K_p=-200$, $K_i=-5$, $K_d=-2000$).

하였고, 이를 토대로 한 제어수행 결과가 Fig. 7(a)에 나타나 있다. 안정화되던 2차유체 출구온도가 어느 순간 진동하기 시작하며 발산하는 불안정한 결과를 가져왔다. Fig. 7(b)에는 K_p 와 K_d 의 값을 반으로 줄여 실험하였다. 단시간에 설정



(a) Control parameters for compressor: $K_p=-0.4$, $K_i=-0.05$, $K_d=-0.8$; expansion valve: $K_p=-200$, $K_i=-5$, $K_d=-2000$



(b) Control parameters for compressor: $K_p=-0.2$, $K_i=-0.05$, $K_d=-0.4$; expansion valve: $K_p=-200$, $K_i=-5$, $K_d=-2000$

Fig. 7 PID control of secondary fluid outlet temperature of the first indoor unit when compressor speed is controlled directly by the mean temperature of two indoor units

값을 따라가지만, 압축기의 회전수 변화에 대해 온도의 변화 폭이 크며, 온도가 안정되지 않아 압축기도 계속 불안정한 상태로 운전되었다.

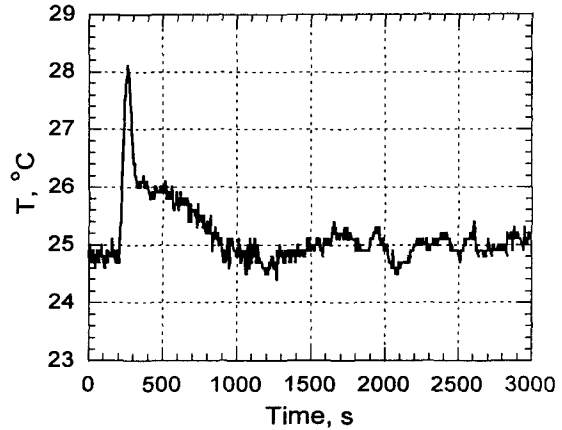
2차유체의 평균 온도를 제어변수로 택한 경우에도 어느 정도 제어는 가능했으나, 진동이나 잡

음의 영향에 의한 불안정한 온도값이나 부적절한 제어상수가 압축기에 인가되는 전압신호를 불안정하게 만든다면 발산할 위험도 존재한다. 이 경우의 제어상수는 시스템의 안정에 중점을 두어서 조절해 주고, 온도추정에 외란이 가해지지 않도록 해야 한다. 즉, 시스템의 2차유체 출구설정온도를 유지하기 위해서는 제어변수들의 영향이 모두 고려되어, 최적의 성능을 나타낼 수 있는 방향으로 제어해야 함을 알 수 있다. 본 실험의 구성요소들은 상호 연계된 시스템이므로, 보다 향상된 온도제어를 위해서는 궁극적으로는 단일변수입출력(SISO, single input single output) 시스템보다는 다변수입출력(MIMO, multi input multi output) 시스템으로 해석해야 하며, 앞으로 이에 대한 연구가 더 필요하다.

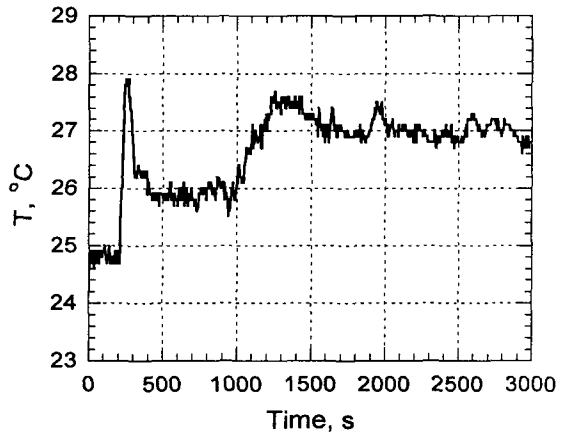
3.3 난방 운전조건에서의 용량조절 특성

난방 운전조건에서의 실험은 냉방 운전조건에서보다 외기조건이 낮은 온도에서 이루어지며, 그 경향은 대체로 냉방 운전조건에서와 비슷하게 나타났다. 냉방 운전조건에서 응축기의 온도가 중요한 변수였듯이 난방 운전조건에서는 실외기에 해당하는 증발기의 2차유체 입구조건에 따라서 성능에 많은 영향을 미친다. 증발온도가 상승하면 압축기 입구에서 냉매의 비체적이 작아지게 되어 냉매의 질량유량은 증가한다.^(8, 9)

Fig. 8은 실내기 하나의 2차유체 출구온도를 25°C로 유지하며, 다른 하나의 실내기 2차유체 출구온도를 25°C에서 27°C로 재설정된 경우에 각 실내기 2차유체 출구온도의 변화를 나타낸 것이다. 이 경우 냉방조건에서보다 설정온도에 도달하는 시간이 더 많이 걸렸다. 난방용량은 보통 냉방용량보다 큰 값을 가지지만, 실제 열펌프에서 얻을 수 있는 난방용량은 오히려 작아진다. 이는 냉방조건에 대한 실험에서보다 응축기 및 증발기 내의 압력차가 커져서 냉매유량이 작아지기 때문이며, 이로 인해 2차유체 출구온도 변화에 시간이 더 걸리기 때문이다. Fig. 8에서 초기에 급격한 온도 상승이 일어난 이유는 부하가 증가하면서 팽창밸브 개도와 압축기 회전수가 지나치게 증가하였기 때문이다. 이는 팽창밸브와 압축기가 개별적으로 제어되는 상황에서 제어 초기에 과도한 용량초과가 발생하였기 때문이다. 이



(a) Secondary fluid outlet temperature for the first indoor unit when $T_{set}=25^{\circ}\text{C}$

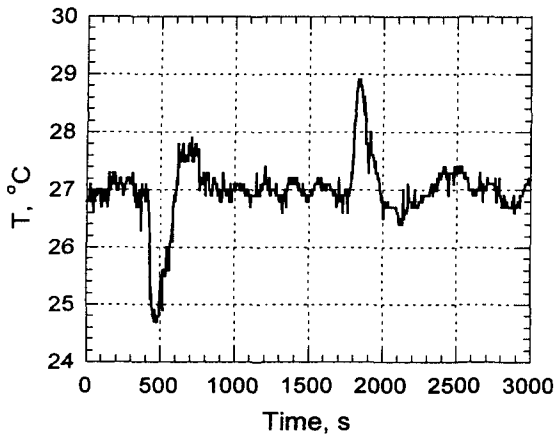


(b) Variation of secondary fluid temperature at the outlet of the second indoor unit when T_{set} is changed from 25°C to 27°C

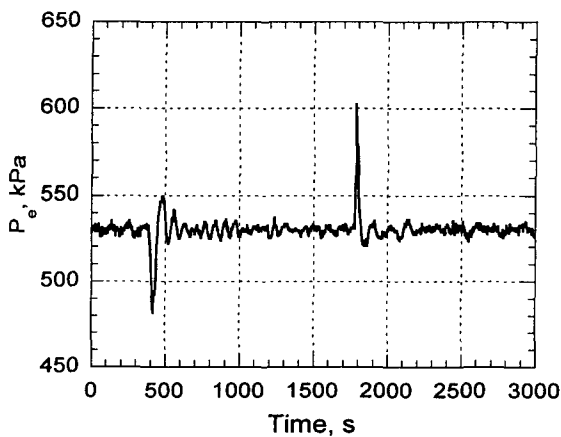
Fig. 8 PID control of secondary fluid outlet temperature of indoor units at heating mode test (control parameters for compressor: $K_p=-0.01$, $K_i=-0.0005$, $K_d=-0.01$; expansion valve: $K_p=200$, $K_i=20$, $K_d=6000$).

영향을 감소시키려면, 미분제어상수 K_d 를 증가시켜주는 방법이 있으나 응답특성이 느려진다.

Fig. 9(a)는 실내기 2개가 모두 제어를 수행하는 중에 실내기 한 개를 정지시킨 후 일정시간이



(a) Variation of secondary fluid temperature at the outlet of the first indoor unit



(b) Pressure variation in the first indoor unit

Fig. 9 PID control of secondary fluid outlet temperature of the first indoor unit at heating mode test when the second indoor unit is shut down and turned on (control parameters for compressor: $K_p = -0.01$, $K_i = -0.0005$, $K_d = -0.01$; expansion valve: $K_p = 400$, $K_i = 10$, $K_d = 6000$).

지난 다음, 다시 켜질 때의 온도안정성을 나타낸 것이고, Fig. 9(b)는 압축기의 회전수 변화에 의해 제어되고 있는 증발기 출구 압력의 변화를 나타낸다. 부하의 갑작스런 변동에 대하여 증발기 출구압력은 증발기 출구온도에 비해 비교적 빠른

속도로 안정되었음을 알 수 있다. 이것을 통해 볼 때, 증발기 출구압력을 제어변수로 택하였을 때 시스템의 안정성 및 응답특성의 개선에 기여하는 이점이 있다는 것을 알 수 있다.

4. 결론

본 연구에서는 실내기가 2개인 멀티형 열펌프 시스템을 대상으로 외부조건들이 변화할 때의 냉난방 특성과 제어성능을 실험적으로 고찰하였다.

PID 제어상수는 냉난방 운전 조건에서 그 부호가 바뀌었으며, 크기는 2차유체 입출구 조건에 관계없이 비슷한 값을 보였다. 이로부터 시스템의 운전상태 변화에 따라 제어상수를 조절하면서 응답특성을 개선하였다.

압축기의 회전수 제어를 위한 변수로서 2차유체의 온도를 이용하는 경우보다 변화가 빠르게 나타나는 증발기 출구압력을 이용하는 것이 바람직하다. 팽창밸브의 개도 변화에 따라 압력의 변화가 생기는 경우에도 이를 이용하여 신속하게 압축기 제어를 할 수 있으며, 특히 실내기 부하가 갑작스럽게 변하는 경우에는 부하 변동에 따른 압력의 변화를 감지하여 압축기 회전수를 변화킴으로써 설정값을 유지하는 것이 필요하다. 이와 같은 방법을 사용하면 온도 제어기 사이의 간섭을 최소화시킬 수 있어서 시스템의 안정에도 기여할 수 있다.

실내기가 여러 개일 경우에는 냉매의 적절한 배분이 매우 중요하며 응답시간이 비슷한 실내기가 많을수록 서로의 간섭 효과가 커지게 된다. 이와 같은 시스템에서 각 실내기를 상호 연계되지 않은 것으로 가정하고 보상제어 없이 운전할 경우 제어 온도의 변화폭이 커지는 등 온도제어계가 불안정해 질 수 있다. 그러나 압축기와 팽창밸브가 연동되어 제어되면 넓은 범위에서 냉매유량의 조절이 가능하여 부하에 관계없이 적절하게 실내온도를 유지시킬 수 있음을 알 수 있었다. 결국 압축기가 연계되어 총유량을 보상해 주는 경우 실내기가 여러 개인 경우에도 설정값을 유지할 수 있음을 본 연구를 통해 확인하였다.

이상의 실험에서 얻은 제어변수 결정과 제어상수조절에 대한 자료는 실내기의 개수를 더 증가시킨 멀티형 열펌프 시스템의 설계 및 운전을 위한 기초자료로 사용될 수 있을 것이다.

후 기

본 연구는 한국과학재단(과제번호 96-0200-12-01-3) 및 과학기술부(과제번호 I-03-079)의 지원으로 수행되었으며, 서울대학교 정밀기계설계 공동연구소 및 본 논문의 편집에 도움을 준 김주혁 군에게 감사하는 바이다.

참고문헌

1. Kim, M. S., Kim, T. S., Won, S. P. and Ro, S. T., 1990, Performance analysis of a heat pump using refrigerant mixtures (II), Korean J. Air-Cond. Ref. Eng., Vol. 2, No. 3, pp. 218-225.
2. Masuda, M., Wakahara, K. and Matsuki, 1991, Development of a multi-system air conditioner for residential use, ASHRAE Trans., Vol. 97, Pt. 1, pp. 127-131.
3. Tassou, S. A. and Al-Nizari, H. O., 1993, Investigation of the effects of thermostatic and electronic expansion valves on the steady-state and transient performance of commercial chillers, Int. J. Refrig., Vol. 16, No. 1, pp. 49-56.
4. He, X., Liu, S. and Asada, H., 1995, Multivariable feedback design for regulating vapor compression cycle, Proc. of the American Control Conf., Seattle, Washington, June, pp. 3664-3668.
5. Korean Standards, 1999, Room air conditioners, KS C 9306, Korean Standards Association.
6. Franklin, G. F., Powell, J. D. and Emami-Naeini, A., 1994, Feedback control of dynamic systems, 3rd Ed., Addison-Wesley Publishing Co., pp. 191-196.
7. Wang, Y. T., Wilson, D. R. and Neale, D. F., 1983, Heat-pump control, IEE Proc., Vol. 130, No. 6, pp. 328-332.
8. Kim, T. S., Shin, J. Y., Kim, M. S. and Ro, S. T., 1994, Cycle analysis and heat transfer characteristics of a heat pump using R22/R142b refrigerant mixtures, Int. J. Refrig., Vol. 17, pp. 391-399.
9. Chang, Y. S., Kim, M. S. and Ro, S. T., 2000, Performance and heat transfer characteristics of hydrocarbon refrigerants in a heat pump system, Int. J. of Refrig., Vol. 23. (to appear)