

멀티형 공조/냉동시스템의 증발기 과열도 제어

김태섭 · 홍금식* · 손현철

부산대학교 일반대학원 지능기계공학과

*부산대학교 기계기술연구소

Evaporator Superheat Control of a Multi-type Air-Conditioning/ Refrigeration System

Tae-Sub Kim, Keum-Shik Hong* and Hyun-Chul Sohn

Department of Mechanical and Intelligent Systems Engineering, Pusan National University

*School of Mechanical Engineering and Research Institute of Mechanical Technology,

Pusan National University

요 약

본 논문은 멀티형 공조/냉동시스템의 증발기의 과열도(증발기 2상영역과 출구영역의 냉매의 온도차) 제어를 위한 모델링과 PI제어에 관한 연구이다. 먼저, 제어기설계를 목적으로 하여 압축기, 응축기, 증발기 그리고 전자식 팽창밸브의 동특성이 수학적으로 모델링된다. 증발기에서의 일정한 크기의 과열도 발생을 제어 목적으로 한정된 후 전자식 팽창밸브의 전류입력으로부터 증발기의 2상영역과 과열영역에서의 관벽의 온도로의 전달함수들이 유도된다. 비례적분 제어기의 페루프시스템의 안정성과 제어성능은 Nyquist 안정성 판별법에 의해 분석된다. 시뮬레이션 결과가 제시된다.

Abstract — This paper investigates a PI control problem for the evaporator superheat, i.e., temperature difference between the two-phase region and the exit region of an evaporator, for multi-type air-conditioning/refrigeration systems. Mathematical models describing the characteristics of compressor, condenser, evaporator, and electronic expansion valve are first derived. Then, two transfer functions from the current input applied to an electronic expansion valve to the wall-temperatures of an evaporator tube at two-phase region and superheated region, respectively, are derived. The stability of the closed loop system with the PI controller designed is analyzed by using Nyquist stability criterion. Simulation results are provided.

1. 서 론

본 논문은 멀티형 공조/냉동시스템(이후 멀티형시스템으로 약칭함)의 증발기 과열도 제어(evaporator superheat control)에 관한 연구이다. 증발기의 과열도란 증발기 출구측의 기체상태의 냉매온도와 과열시작점의 2상영역의 냉매온도의 차로써, 과열도가 7~9°C를 유지하는 것이 공조/냉동시스템의 효율면에서 좋은 것으로 알려져 있다^{[1][2]}.

현대의 공조/냉동시스템은 온도제어 뿐만 아니라 공기청정 기능까지 포함하고 있다. 최근에는 에너지 절약 뿐만 아니라 실외기 설치공간 및 비용문제를 동시에 해결하고자, 하나의 실외기를 사용하되 다수의 방(다수의

실내기)들을 개별적으로 냉/난방할 수 있는 멀티형시스템이 등장하고 있다. 많은 장점에도 불구하고 멀티형시스템에 관한 연구는 매우 미흡한 상황이다. 이것은 멀티형시스템의 경우 개별 실내기로의 용량조절이 어렵고 복잡하기 때문이다.

멀티형시스템의 경우, 실외 압축기(1대)는 실내의 최대부하에 대비한 용량으로 설계되어야 하지만, 실내의 일부분만 냉방을 시키는 부분부하운전의 경우에는 냉매유량이나 압력을 능동적으로 조절해서 부분부하 변동에 대응할 수 있어야 한다. 멀티형시스템의 운전에서 중요한 사항 중의 하나는 냉매유량을 적절하게 조절하고, 각실에 분배되는 냉매의 유량을 제어하는 것이다.

본 논문에서는 다실(multiple rooms) 멀티형시스템의 운전조건(단독 및 동시운전)에 따른 냉매유동특성 및 온도변화에 대한 실험데이터를 바탕으로 증발기의 수학적 모델을 제시하고, 냉매의 유량을 조절함으로써 증발기의 과열도를 제어하고자 한다. 공조냉동시스템의 효율을 높이고, 과도기(transient period)를 최소화하기 위해 많은 시스템이 고려되고 있지만, 그 중에서도 증발기 과열도 제어가 가장 중요하다^{[1][2]}. 본 논문에서는 증발기의 과열도를 전자식 팽창밸브를 사용하여 제어하나, 최근의 인버터(inverter) 구동 냉매유량 조절형 공조시스템(인버터형 공조시스템으로 약칭함)에서는 압축기 회전수를 조절하여 유량제어를 하기도 한다. 또한 증발온도의 제어, 증발기 열부하 외란을 검출하여 냉매의 유량을 제어하는 앞먹임제어 등이 있다. 이러한 모든 제어방법들은 근본적으로 증발기를 제어대상으로 하고 있다. 특히, 증발기 과열도제어가 적절하지 못하면, 응축기의 응답도 좋지 못하게 된다^{[1][2]}. 압축기 및 증발기의 급격한 과열도 변화는 공조냉동시스템을 불안정(헌팅 또는 압축기의 파손)하게 한다. 현재 냉매유량의 제어를 목적으로 사용되는 교축 팽창기구로서는 모세관, 온도식 팽창밸브, 전자식 팽창밸브 등이 있다. 증발기 출구의 과열도 제어를 위하여 종래에는 모세관 및 온도식 팽창밸브가 널리 사용되었으나, 열부하 변동이 심한 대형시스템의 경우에는 신속한 유량제어가 어려워, 효율적인 과열도 제어가 불가능하다. 모세관 및 온도식 팽창밸브의 결점을 보완하고 공조냉동시스템의 효율적인 운전을 위하여 전자식 팽창밸브가 개발되었으나 멀티형시스템에 대한 적용에 관한 연구는 전무한 실정이다.

본 논문에서는 먼저 2실 멀티형시스템의 운전조건별로 증발기 관벽의 온도를 실제적으로 측정함으로써 냉매유동과 과열도의 특성을 분석한다. 이를 바탕으로 증발기의 경로의 최적화를 이루고 증발기의 수학적 제어 모델을 제시한다. 온도 측정으로 분석된 문제점(액상역류 등)을 개선하기 위하여 전자식 팽창밸브를 이용한다. 전자식 팽창밸브를 이용하여 멀티형시스템의 운전조건에 따른 증발기의 과열도를 제어한다.

본 논문의 목적은 첫째로 관벽의 온도측정을 통해 냉매의 유동특성과 과열시작점을 찾는 방법을 제시한다. 둘째로 증발기의 새로운 수학적 제어모델을 제시한다. 셋째로 비례적분 제어를 이용한 전자식 팽창밸브를 사용하여 증발기의 과열도 제어를 하고자 한다. 넷째로 실제 멀티형시스템의 최적설계를 위한 기초 자료를 제공하고자 한다.

2. 멀티형시스템의 구성

본 논문에서 연구되는 멀티형시스템은 Fig. 1과 같이 구성되며, 한 대의 실외기와 다수의 실내기로 이루어져 있다. 실내기와 실외기는 배관과 전선으로 연결되어 있으며 실내기는 열교환기(증발기), 직교류 팬(cross-flow fan), 제어상자(실내부분)로 구성되어지고, 실외기는 열교환기(응축기), 압축기, 냉각팬, 팽창기구, 제어상자(실외부분)로 구성된다. 멀티형시스템의 다실 동시 운전 시 냉매의 흐름은 압축기로부터 토출된 고온고압(85~95°C, 1.8~1.9 MPa) 상태의 냉매가 분지관을 거쳐 실외 열교환기(응축기)로 유입되고 실외 열교환기(응축기)에서

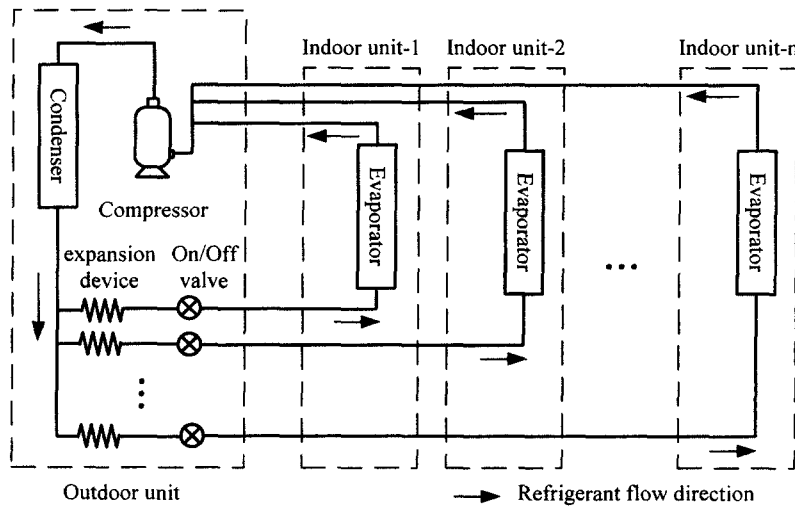


Fig. 1. Cycle diagram of the multi-type air-conditioning/refrigeration system.

실외공기와 열교환되어 기상에서 액상으로 상 변환을 일으키게 된다. 액상으로 된 냉매는 분지관을 거쳐 각각의 팽창기구와 솔레노이드 밸브(on/off type)를 거쳐 저온저압(2~8°C, 0.4~0.6 MPa)의 증발하기 쉬운 상태로 되어 각 실내기에 유입된 후, 각각의 실내 열교환기(증발기)에서 실내공기와 열교환되어 증발된다. 실내 열교환기(증발기)를 거쳐 나온 가스상태의 냉매는 다시 합지관에서 합쳐져 압축기로 회수되어 사이클을 순환하게 된다. 1실 단독 운전 시에는 그 실을 제외한 모든 실들의 솔레노이드 밸브를 닫음으로써 냉매가 1실로만 들어가게 할 수 있다. 그러나, 1실 운전 시 주의하여야 할 점은 1실로만 냉매가 유입되므로 냉매 봉입량의 증가에 따른 증발기의 결빙, 증발압력의 진동현상, 압축기의 과부하등의 문제점을 일으킬 수 있다. 이러한 문제점을 해결하기 위하여 증발기의 냉매유통특성을 파악하고 냉매유량 제어를 통한 증발기의 과열도 제어가 이루어져야 한다. 냉매는 HCFC-22를 사용하고 실내기 팬의 속도를 일정하게 유지한다. 멀티형시스템의 주요 구성요소는 압축기, 응축기, 증발기(n개), 팽창기구(n개)이다.

2-1. 압축기

압축기는 저온저압(8~16°C, 0.2~0.3 MPa)의 냉매를 고온고압(85~95°C, 1.8~1.9 MPa)의 냉매로 압축하는 역할을 한다. 일반적으로 압축기는 왕복형, 로타리형(rotary type), 원심형, 스크롤형(scroll type) 등이 있다. 본 연구에서는 왕복형 압축기를 사용한다.

2-2. 열교환기

열교환기는 응축기와 증발기로 나누어지며 냉매의 응축 및 증발을 일으킨다. 일반적으로 열교환기는 원통관(shell-tube)열교환기, 핀-관(fin-tube)열교환기 등이 많이 사용된다.

2-3. 팽창기구

팽창기구는 압력을 감소시켜 저온을 얻으며, 시스템을 순환하는 냉매유량을 조절하는 역할을 한다. 현재 사용되는 교축 팽창기구로는 모세관, 온도식 팽창밸브, 전자식 팽창밸브 등이 있다.

2-3-1. 모세관

모세관은 일정 면적식 팽창기구의 대표적인 것으로서 그 사용 역사가 길고, 신뢰성이 높고, 가격이 저렴하다. 모세관은 관내의 흐름저항에 의해 냉매를 교축 팽창시키는 것이다. 따라서 어느 특정치수(직경과 길이)가 정해지면 모세관 입구에서 냉매가 갖는 압력과 과냉각온도에 따라 유량이 거의 결정되고, 모세관 출구 이전에서 냉매의 흐름이 임계상태에 도달할 경우에 유량은 증

발압력의 영향을 거의 받지 않게 된다. 그러므로 모세관을 이용한 장치는 냉매의 유량이 응축기 출구 냉매의 상태에 따라 이루어지므로 증발기의 출구 냉매의 과열도를 제어할 목적으로 사용 할 수 없다. 따라서 압축기의 액상역류(liquid back) 현상이 발생하기 쉽고, 과도한 냉매 과열이 발생하기 쉬운 단점을 가지고 있다.

2-3-2. 온도식 팽창밸브

온도식 팽창밸브는 증발기내 냉매의 포화압력과 증발기 출구 냉매의 과열증기 온도에 따라 결정되는 감온통내의 봉입된 냉매와의 압력차에 따라 밸브를 개폐하고, 증발기 유입 냉매를 되먹임제어하고 있다. 그러나 증발기에 대한 열부하나 유입 냉매량의 변화에 따라 과도적인 출구 냉매 과열도의 응답지연을 발생시킨다. 또한, 감온통에 의한 증발기 출구 냉매온도의 검출지연이 발생된다. 그리고 증발기와 응축기 및 압축기의 응답지연을 동반하게 된다^[1]. 냉매유량의 되먹임제어에 있어서는 유량제어가 적절하지 못할 경우 증발기내의 냉매상태량이 주기적으로 진동하는 헌팅(hunting)현상이 발생한다. 이 헌팅현상을 방지하기 위해서는 팽창밸브의 용량(구경)이 증발기의 용량에 적합해야 한다. 따라서, 팽창밸브의 용량 제어범위를 크게 할 필요가 있는 장치에서는 밸브의 용량 과부족 현상이 발생되므로 온도식 팽창밸브의 사용은 적절하지 못하다^[2].

2-3-3. 전자식 팽창밸브

최근 들어 공조/냉동시스템의 고효율화, 인버터형 공조시스템, 멀티형시스템의 출현 등으로 광범위한 용량변화와 운전조건외의 요구 등에 따라 전자식 팽창밸브가 개발되어 실용화되고 있다. 전자식 팽창밸브는 증발기 2

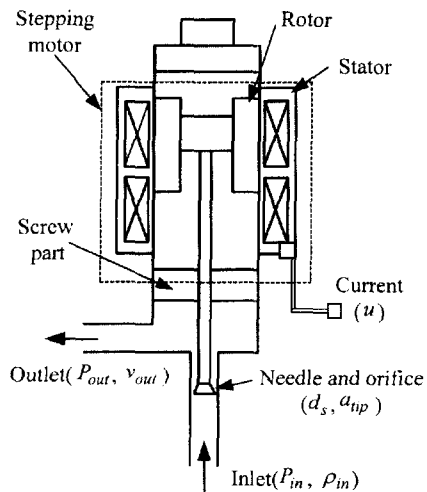


Fig. 2. Schematic of a typical electronic expansion valve.

상영역 및 출구측 관벽에 서미스터(thermistor) 등의 온도 센서를 부착한다. 두 센서의 온도차에 의해 증발기 출구 냉매 과열도를 구하여 증발기에 유입되는 냉매량을 되먹임제어하고 있다. Fig. 2는 스텝모터 구동형 전자식 팽창밸브의 구조를 보이고 있다. 전자식 팽창밸브는 냉매 통과 단면적을 구성하는 니들(needle)과 오리피스(orifice) 및 니들을 움직이는 스텝핑 모터 등을 주요 구성품으로 하고 있으며, 이들 회전자와 고정자 및 니들의 위치를 고정하는 나사부로 구성되어 있다. 모터와 회전자 축의 중간부분에 나사가 가공되어 있으며 맨 끝 단에는 오리피스의 단면적을 조정하는 니들부가 있다. 모터의 니들부가 회전하면 니들부가 상하로 이동하면서 오리피스의 단면적을 변화시켜 통과되는 냉매유량을 선형적으로 조절하게 된다. 회전자를 움직이는 모터는 스텝핑 모터로서 4개의 코일이 있고 이 코일에 순차적으로 펄스를 통전하면 통전된 펄스 수에 비례적으로 회전자는 회전하게 된다. 펄스를 인가하는 순서를 바꾸면 영역의 회전방향 전환이 가능하다¹⁾.

3. 증발기의 개로특성: 실험

본 절에서는 2실 멀티형시스템을 사용하여 2실 동시 운전 시의 증발기의 과열도특성과 1실 단독운전 시 액상역류의 발생을 실험을 통하여 확인하기로 한다. 최근 열교환기(증발기)의 경로(Fig. 3 참조)는 점점 더 복잡하게 만들어지고 있다. 코어1, 코어2, 코어3은 굽힘되어 ㄷ자 형태로 만들어진다. 열교환기의 열전달 성능은 2상 영역의 길이에 의존한다. 이것은 효율적인 열전달이 냉매가 기화되는 지역에서 발생하기 때문이다. 반면에 경로에서 과열된 기체는 거의 열전달을 일으키지 않으므로 높은 성능 수준을 얻기 위해서는 과열영역의 길이가 적정해야 한다¹⁶⁾.

3-1. 실험 장치 및 결과

실험장치는 Fig. 4와 같이 구성하였다⁶⁾. 냉매의 팽창을 위해서는 모세관을 이용하였다. 이 시스템은 2대의 동일한 증발기로 구성되어 있으며, Fig. 3에 나타난 것

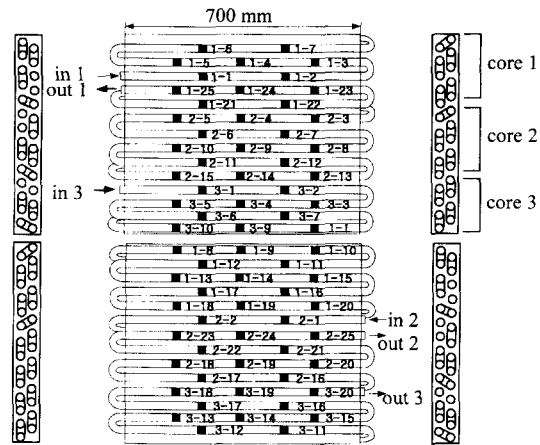


Fig. 3. Temperature measurement points of an evaporator.

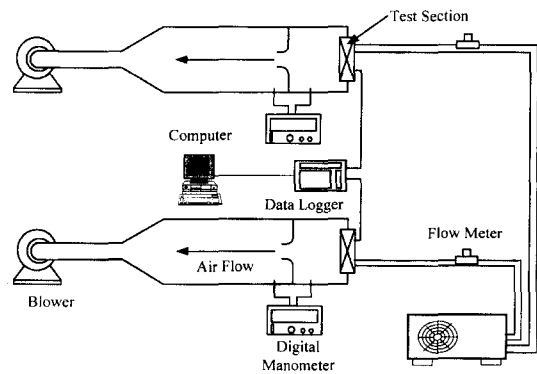


Fig. 4. Experimental apparatus.

처럼 증발기가 각각 세 개의 코어부분으로 구성되어 있다. 열교환기(증발기)의 기하학적 파라미터는 Table 1과 같다. 본 논문은 에어컨 및 열 펌프에 대한 기준 시험조건(Table 2의 KS조건)으로서 표준 멀티실에서 실험하였다¹⁷⁾. 냉매의 경로에 따라 관의 온도측정은 Fig. 3처럼 증발기 관의 표면에 열전대(thermocouple)를 부착하여 측정하였다.

Table 1. Geometrical parameters of a typical evaporator.

	Values
Size [mm]	286 H×700 L×38.1 W
Tubes arrangements	2 rows×28 tubes, return bend R=12.5 mm (core1 : 10tubes, core2 : 10tubes, core3 : 8tubes)
Tube type	Inner grooved copper tube
Tube diameter & thickness	6.35(D _o)mm, thickness=0.3 mm
Fin type	Louver fins, aluminum thickness=0.1 mm

Table 2. Test conditions.

Test condition	Inlet temperature of indoor unit	Inlet temperature of outdoor unit
Cooling condition	DB : 27°C WB : 19.5°C	DB : 35°C WB : 24°C

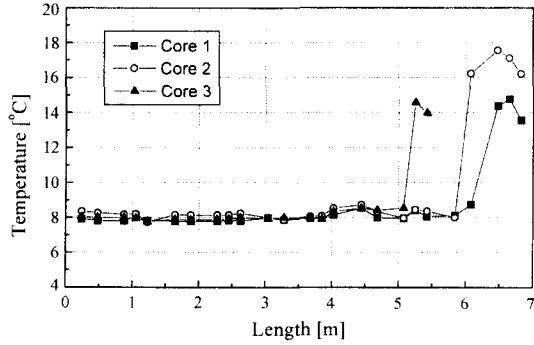


Fig. 5. Temperature distribution on the evaporator: simultaneous operation.

실험결과는 Fig. 5와 Fig. 6에서 보여진다. Fig. 5의 결과는 동시 운전 시에 측정된 두 실의 증발기의 관벽의 온도분포이다. 온도분포를 통해서 알 수 있듯이 두 영역이 존재함을 알 수 있다. 전반부의 영역은 온도의 변화가 거의 없는 액상과 기상이 공존하는 2상영역이고, 후반부의 영역은 온도가 급격하게 증가된 기상만이 존재하는 과열영역이다. 냉매의 온도가 급격하게 변화하는 지점이 2상영역에서 기상으로 변화하는 과열시작지점을 알 수 있다. 과열도는 7~9°C이며 증발기의 전체 냉각관 길이의 약 90~95% 지점에서 과열현상이 발생되었다. Fig. 6의 결과는 단독 운전 시에 측정된 증발기의 관벽의 온도분포이다. 온도의 분포를 통해서 알 수 있듯이

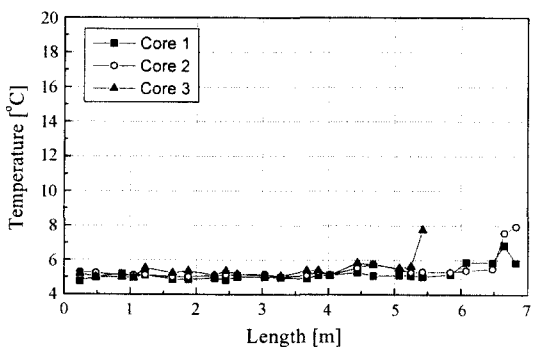


Fig. 6. Temperature distribution on the evaporator: single operating.

이 증발기의 전체 냉각관 길이의 약 95% 이상 지점에서 거의 과열현상이 발생하지 않는다. 과열도는 3~4°C 이므로 압축기 흡입부에 액냉매가 흡입되는 액상역류가 발생하고 있다고 할 수 있다. 그러므로 액상역류를 방지하고 열교환기의 열교환 면적을 최대화시켜 공조/냉동시스템의 효율을 높이기 위해서는 증발기의 과열도제어가 필요함이 대두된다.

4. 멀티형시스템의 모델링

4-1. 압축기

압축기 내부의 냉매는 단상과열증기로서 이상기체 상태를 유지하고, 실린더 내에서 냉매가 폴리트로프 변화(polytropic change)하는 것으로 가정한다. 압축기에서 토출되는 냉매의 질량유량의 변동(\dot{m})는 다음과 같다⁴⁾⁸⁾.

$$\dot{m} = \frac{V}{R} \cdot \frac{P_{suf}}{T_{suf}} \cdot \eta_v \quad (1)$$

여기서

$$\eta_v = 0.96 \left[1 - 0.04 \left\{ \left(\frac{P_{dis}}{P_{suf}} \right)^{\frac{1}{n_1}} - 1 \right\} \right] \quad (2)$$

$$\frac{T_{dis}}{T_{suf}} = \left(\frac{P_{dis}}{P_{suf}} \right)^{\frac{n_1-1}{n_1}} \quad (3)$$

이다. \dot{m} 은 냉매의 질량유량, V 는 압축기 내부의 체적, R 은 가스정수, T_{suf} 와 P_{suf} 은 압축기의 입구(suction)부의 온도와 압력, η_v 는 압축기의 체적효율, T_{dis} 와 P_{dis} 는 압축기의 출구(discharge)부의 온도 및 압력이다. 실린더 내부의 폴리트로프 변화는 (3)으로 나타내며, n_1 은 폴리트로프 지수(polytropic index)이다. 압축기가 정해지면, 즉 (T_{suf} , P_{suf} , T_{dis} , P_{dis})가 주어지면, (3)을 이용하여 n_1 을 계산할 수 있다. (2)에 나타나는 2종류의 계수 0.96과 0.04는 압축기의 누설수정계수 및 극간체적비로써 본 논문에서는 Domanski 및 McLinden⁸⁾의 결과를 사용한다. 멀티형시스템의 경우 다실 운전 시 압축기에서 토출되는 냉매의 질량유량(\dot{m})은 운전되는 각 실내기의 용량에 비례적으로 나누어져 증발기에 흡입된다.

4-2. 열교환기

열교환시 응축기를 식혀주는 실외공기와 증발기로부터 온도를 빼앗는 실내공기의 온도 및 풍량의 변화는 없다고 가정한다. 공기측의 대류 열전달률과 냉매측 열전달률은 각 영역에서 일정하고 2상영역의 전도분포와

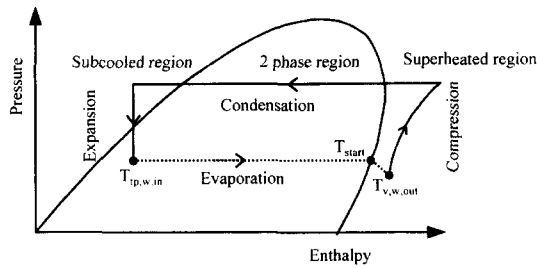


Fig. 7. Mollier diagram.

단상의 냉매온도변화는 선형인 것으로 가정한다. 또한 각 영역의 밀도, 비열등은 HCFC-22의 냉매 평균 물성치를 이용한다. Fig. 7에서 알 수 있듯이 응축기는 과열영역-2상영역-과냉영역의 3부분으로 나누어 모델링하고, 증발기는 2상영역-과열영역의 2부분으로 나누어 모델링한다.

4-2-1. 응축기

응축기의 과열영역의 냉매의 유동특성은 연속방정식, 에너지평형방정식, 그리고 열전달방정식을 이용하여 다음과 같이 3개의 상미분방정식으로 표현된다⁹⁾¹⁰⁾.

1) 연속방정식

$$\dot{m}_{v,in} - \dot{m}_{v,out} = A \left[\frac{d}{dt} (\rho_{v,m} L_v) - \rho_{v,out} \frac{dL_v}{dt} \right] \quad (4)$$

2) 에너지평형방정식

$$\begin{aligned} \dot{m}_{v,in} i_{v,in} - \dot{m}_{v,out} i_{v,out} - Q_c L_v \\ = A \left[\frac{d}{dt} (\rho_{v,m} i_{v,m} L_v) - \rho_{v,out} i_{v,out} \frac{dL_v}{dt} \right] \end{aligned} \quad (5)$$

3) 열전달방정식

$$\begin{aligned} C_w L_v \frac{dT_{v,w,m}}{dt} = h_v A_i L_v (T_{v,m} - T_{v,w,m}) \\ - h_{v,air} A_o L_v (T_{v,w,m} - T_{out,air}) \end{aligned} \quad (6)$$

여기서 $\dot{m}_{v,in}$ 과 $\dot{m}_{v,out}$ 은 응축기 과열영역(vapor state) 입구 및 출구측의 질량유량, A는 응축기 관의 단면적, $\rho_{v,m}$ 는 과열영역의 평균 냉매밀도, $\rho_{v,out}$ 는 과열영역 출구 냉매밀도, L_v 는 과열영역의 길이, $i_{v,in}$ 과 $i_{v,out}$ 는 과열영역 입구 및 출구측의 엔탈피(enthalpy), $i_{v,m}$ 는 과열영역의 평균 엔탈피, C_w 는 단위길이 당 열용량, h_v 및 $h_{v,air}$ 는 과열영역의 열전달계수 및 공기측 열전달계수, A_i 와 A_o 는 관의 내부 원주의 길이 및 관 외부 원주의 길이, $T_{v,w,m}$ 와 $T_{v,out}$ 는 과열영역에서 관벽의 평균온도 및 출구의 냉매온도, $T_{out,air}$ 는 실외측 공기의 온도이다. (5)의 좌변 세 번째 항에 나타나는 Q_c 는 냉매와 관벽의 온도차에 따른 열

량으로써 $Q_c = h_v A_i (T_{v,m} - T_{v,w,m})$ 이다. 위의 (4)-(6)들은 2상영역과 과냉영역도 각 영역의 열전달계수를 이용하여 동일한 형태로 표시될 수 있다.

4-2-2. 증발기

증발기의 2상영역은 응축기와 마찬가지로 3개의 상미분방정식으로 표현된다⁹⁾¹⁰⁾.

$$\dot{m}_{tp,in} - \dot{m}_{tp,out} = A \left[\frac{d}{dt} (\rho_{tp,m} L_{tp}) - \rho_{tp,out} \frac{dL_{tp}}{dt} \right] \quad (7)$$

$$\begin{aligned} \dot{m}_{tp,in} i_{tp,in} - \dot{m}_{tp,out} i_{tp,out} + Q_{tp} A_{tp} \\ = A \left[\frac{d}{dt} (\rho_{tp,m} i_{tp,m} L_{tp}) - \rho_{tp,out} i_{tp,out} \frac{dL_{tp}}{dt} \right] \end{aligned} \quad (8)$$

$$\begin{aligned} C_w L_{tp} \frac{dT_{tp,w,m}}{dt} = h_{tp,air} A_o L_{tp} (T_{in,air} - T_{tp,w,m}) \\ - h_{tp} A_i L_{tp} (T_{tp,w,m} - T_{tp,m}) \end{aligned} \quad (9)$$

여기서 $\dot{m}_{tp,in}$ 와 $\dot{m}_{tp,out}$ 는 증발기 2상영역 입구 및 출구측의 질량유량, $\rho_{tp,m}$ 는 2상영역의 평균 냉매밀도, $\rho_{tp,out}$ 는 2상영역 출구 냉매밀도, L_{tp} 는 2상영역의 길이, $i_{tp,in}$ 과 $i_{tp,out}$ 는 2상영역 입구 및 출구측의 엔탈피, $i_{tp,m}$ 는 2상영역의 평균 엔탈피, h_{tp} 와 $h_{tp,air}$ 는 2상영역의 열전달계수 및 공기측 열전달계수, $T_{tp,w,m}$ 는 2상영역에서 관벽의 평균온도, $T_{tp,air}$ 는 실내측 공기온도를 나타낸다. (8)의 좌변 세 번째 항에 나타나는 Q_{tp} 는 전열량으로써 $Q_{tp} = h_{tp} A_i (T_{tp,w,m} - T_{tp,m})$ 이다.

증발기의 과열영역은 다음과 같이 상미분방정식으로 표현된다⁹⁾¹⁰⁾.

$$\dot{m}_{v,in} - \dot{m}_{v,out} = A \left[\frac{d}{dt} (\rho_{v,m} L_v) - \rho_{v,out} \frac{dL_v}{dt} \right] \quad (10)$$

$$\begin{aligned} \dot{m}_{v,in} i_{v,in} - \dot{m}_{v,out} i_{v,out} + Q_{tp} A_v \\ = A \left[\frac{d}{dt} (\rho_{v,m} i_{v,m} L_v) - \rho_{v,out} i_{v,out} \frac{dL_v}{dt} \right] \end{aligned} \quad (11)$$

$$\begin{aligned} C_w L_v \frac{dT_{v,w,m}}{dt} = h_{v,air} A_o L_v (T_{in,air} - T_{v,w,m}) \\ - h_{i,v} A_i L_v (T_{v,w,m} - T_{v,m}) \end{aligned} \quad (12)$$

여기서 $Q_{tp} = h_{i,v} A_i (T_{v,w,m} - T_{v,m})$ 이고, $T_{v,w,m} \equiv (T_{v,w,in} + T_{v,w,out})/2$ 는 과열영역의 관벽의 평균온도이다.

4-2-3. 열전달계수

핀-관 열교환기의 공기측 대류 열전달계수 h_{air} 는 Gray 와 Webb¹¹⁾가 Colburn j-계수에 관한 실험식을 사용한다. 4열 이상의 열교환기는 4열의 열교환기와 동일한 j-계수 값을 가정하고 다음과 같이 계산할 수 있다¹¹⁾¹³⁾.

$$j_4 = 0.14 Re^{-0.328} \left(\frac{S_1}{S_2} \right)^{-0.502} \left(\frac{s}{D_o} \right)^{0.031} \quad (13)$$

여기서

$$j_4 = \frac{h_{air} Pr^{2/3}}{c_{p,air} G_{air,max}} \quad (14)$$

Re는 레이놀즈수(Reynolds number), S는 관 사이의 수평길이, S_n는 관 사이의 수직길이, s는 핀 사이 간격, D_o는 관 외경, G_{air}는 공기의 질량유량, c_{p,air}는 공기의 정압비열, Pr는 프란틀수(Prandtl number)를 나타낸다. 또한, 4열 이하의 경우에는 (13)의 j₄를 이용하여 수정한다.

$$j_N = j_4 \cdot 0.991 [2.24 Re^{-0.092} (N/4)^{-0.031}]^{0.607(4-N)} \quad (15)$$

여기서 N는 관의 열 수를 나타낸다.

핀-관 열교환기의 냉매측 열전달계수는 응축기의 경우 과열영역, 2상영역, 그리고 과냉영역에 대하여 각각 계산한다. 증발기의 경우는 2상영역과 과열영역에 대하여 계산한다. 단상영역의 경우에 응축기 과열영역의 열전달계수 h_v는 다음식을 사용하여 계산할 수 있다^{[13][14]}.

$$h_v = C_1 G \cdot c_{p,v} Pr^{-2/3} Re^{C_2}$$

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

$$C_2 \equiv \begin{cases} -0.78992 & \text{for } Re < 3500 \\ 1.03804 & \text{for } 3500 \leq Re < 6000 \\ -0.13750 & \text{for } Re \geq 6000 \end{cases} \quad (16)$$

여기서 G는 질량 유량(mass flux), c_{p,v}는 기체상태 냉매 비열을 나타낸다.

응축기 과냉영역과 증발기 과열영역의 열전달계수 h_v는 Dittus-Boelter식을 사용하여 다음과 같이 계산할 수 있다^{[12][13]}.

$$h_{l,v} = 0.023 G \cdot c_p Pr^{(C_3-1)} Re^{0.20} \quad (17)$$

여기서 C₃는 증발기일 경우에는 0.3, 응축기일 경우에는 0.4를 사용한다.

2상영역의 열전달계수 h_{ip}는 다음식을 사용하여 계산할 수 있다^{[12][13]}.

$$h_{ip} = h_m \left(1 + c_{p,v} \frac{T_{v,ds} - T_{sat,in}}{i_{fg}} \right)^{1/4} \quad (18)$$

여기서 h_m은 평균 열전달계수, T_{v,ds}는 응축기에서 과열 감소영역이 시작되는 냉매온도, T_{sat,in}은 포화상태의 냉매 온도, i_{fg}는 잠열구간의 엔탈피를 나타낸다.

4.3. 전자식 팽창밸브

팽창기구로서는 앞에서 언급한 바와 같이 모세관, 온도식 팽창밸브 등이 있지만 멀티형시스템에는 부적합하다. 따라서 본 논문에서는 전자식 팽창밸브를 사용한다. 팽창밸브의 목적은 냉매를 팽창시키 증발기로 보내며, 동시에 증발기의 열부하에 대응하여 증발기 출구 냉매의 과열도가 일정하게 되도록 적절한 냉매의 상태량을 조절하는 것이다. 모델링 시에는 증발기 출구 냉매 과열도 신호에 따라 전자식 팽창밸브의 변위가 결정된다. 시스템이 정상상태인 경우, 전자식 팽창밸브의 냉매유량 m_{ip,in}은 아래와 같다^[3]. 관계식을 1차방정식으로 간략히 표시하고, 밸브 개폐신호의 입력에 대해서 냉매유량의 응답지연이 없는 것으로 가정한다.

$$\dot{D}_v = -\frac{1}{\tau} D_v + C_4 u \quad (19)$$

$$m_{ip,in} = C_4 d \pi \sin a_{ip} \sqrt{2g \cdot \rho_{in} (P_{in} - P_{out})} D_v \quad (20)$$

여기서 D_v는 밸브의 변위, τ는 시정수, C₄는 상수, u는 전류, 유량계수 C₄ = 0.02√ρ_{in} + 0.63v_{out}, d는 밸브의 노즐 구경, a_{ip}는 밸브의 선단 각 반경, g는 중력 가속도, P_{in}, P_{out}는 팽창밸브의 입구 및 출구 압력, ρ_{in}는 팽창밸브의 입구 냉매밀도, v_{out}는 팽창밸브의 출구 냉매의 비체적을 나타낸다.

4.4. 냉매배관

배관의 압력 손실 ΔP는 Drancy의 비압축성 유동관계식을 사용하여 다음과 같이 계산한다.

$$\Delta P = \frac{2C_f (L_e/D_o) G^2}{\rho_m} \quad (21)$$

여기서 C_f는 패닝(Fanning)마찰계수, L_e는 등가길이, D_o는 배관 내경을 나타낸다.

5. 증발기의 과열도 제어

3절의 개로실험에서 나타난 것처럼, 멀티형시스템의 1실 단독운전 시에도 액상역류의 문제점을 해결하고 증발기 효율을 향상시키기 위해서는 균일한 증발기의 과열도 발생이 이루어져야 한다. 증발기의 과열도는 시스템의 신속성, 효율 및 안정성에 영향을 미친다. 너무 과열된 냉매가 압축기에 흡입되면 토출온도의 상승에 의해 압축기의 손상이 우려된다. 반대로 2상상태의 냉매가 압축기에 흡입되는 액상역류가 일어나면 압축 시 압축기 내부의 마모를 증가시킬 뿐만 아니라 압축기에 과도한 부하가 걸리게 된다.

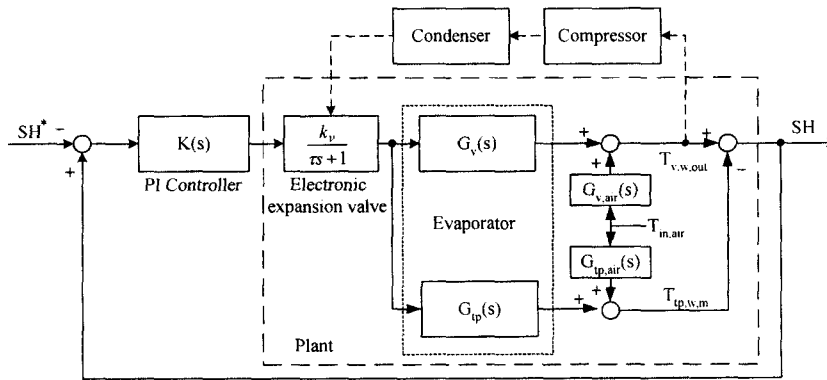


Fig. 8. Block diagram for evaporator superheat control.

4절의 모델링부분에서 이미 파악된 것처럼 공조시스템의 전반적인 냉방효율은 증발기뿐만 아니라 압축기 및 응축기의 동특성에도 관련되어 있다. 그러나 본 논문에서는 증발기에서의 과열도가 일정하게 유지될 때 그 후속 흐름인 압축기 및 응축기에서도 정상상태를 유지하게 되어 최적의 냉방효율을 얻을 수 있다^{[11][12]}는 가정 아래, 증발기 및 전자식 팽창밸브 부분만을 플랜트(제어대상)로 한정된 과열도제어를 제안한다(Fig. 8 참조). 이러한 경우에 응축기와 압축기의 동특성은 피드백제어루프에 작용하는 외란으로 취급된다.

5-1. 정상상태에서의 증발기 전달특성

과열도란 증발기 출구측의 기체상태의 냉매온도와 과열시작점의 2상영역의 냉매온도의 차로써, 과열도가 7~9°C를 유지하는 것이 효율면에서 최적인 것으로 알려져 있다^[13]. 본 논문에서는 기준과열도를 8°C로 정한다. 또한, 제어입력은 팽창밸브에 가해지는 전류입력이며 제어를 목적으로 측정하는 값은 증발기 2상영역 및 출구측 관벽에 부착된 온도이다. 4.2.2절에서 유도된 2상영역(혹은 과열영역)의 관벽의 온도를 나타내는 (9)를 살펴보면, 관벽의 온도는 냉매의 온도 $T_{tp,m}$ 에 따라 변하며 대기온도 $T_{m,air}$ 가 외란으로 작용하고 있음을 알 수 있다. 팽창밸브에 가해지는 전류량은 밸브의 변위를 (19)와 같이 결정하고, 밸브의 개폐는 냉매의 질량유량을 (20)과 같이 결정한다. 이제, 냉매의 질량유량과 관벽의 온도사이의 관계를 알면 제어입력으로부터 관벽의 온도(측정값)으로의 전달특성을 파악할 수 있다.

5-1-1. 2상영역

(7)의 $i_{tp,out}$ 을 (8)에 대입하면 다음의 관계식이 얻어진다.

$$i_{tp,in}(i_{tp,out} - i_{tp,in}) = h_{tp}A_1L_{tp}(T_{tp,w,m} - T_{tp,m})$$

$$+ A[(\rho_{tp,m}i_{tp,out}) - \rho_{tp,m}i_{tp,m}] \frac{dL_{tp}}{dt} + A \cdot i_{tp,out}L_{tp} \frac{d\rho_{tp,m}}{dt} - A \cdot L_{tp} \frac{d}{dt}(\rho_{tp,m}i_{tp,m}) \quad (22)$$

정상상태에서 냉매의 밀도변화 및 2상영역구간의 길이변화를 무시할 수 있다고 가정하면, 즉 $d(\rho_{tp,m})/dt=0$, $d(\rho_{tp,m}i_{tp,m})/dt=0$, $dL_{tp}/dt=0$ 을 가정하면, (22)는

$$m_{tp,in}(i_{tp,out} - i_{tp,in}) = h_{tp}A_1L_{tp}(T_{tp,w,m} - T_{tp,m}) \quad (23)$$

이 된다. 또한 정상상태에서 관벽의 온도변화를 무시할 수 있다고 가정하면, 즉 $d(T_{tp,w,m})/dt=0$ 을 가정하면, (9)로부터 냉매의 온도와 관벽의 온도사이에는 다음의 관계가 성립한다.

$$T_{tp,w,m} = \frac{h_{tp}A_1}{h_{tp}A_1 + h_{tp,air}A_o} T_{tp,m} + \frac{h_{tp,air}A_o}{h_{tp}A_1 + h_{tp,air}A_o} T_{m,air} \quad (24)$$

(24)를 (23)에 대입하여, 냉매의 질량유량과 냉매의 온도사이의 관계식을 유도하면

$$T_{tp,w,m} = \frac{(i_{tp,out} - i_{tp,in}) \cdot (h_{tp}A_1 + h_{tp,air}A_o)}{h_{tp}h_{tp,air}A_1A_oL_{tp}} i_{tp,in} + T_{m,air} \quad (25)$$

이 된다.

이제, 4.3절의 전자식 팽창밸브의 동특성 관계식(19)-(20)으로부터 전류입력 u 로부터 냉매의 질량유량으로의 전달특성은 다음과 같다.

$$i_{tp,in} = C_v d_v \pi \sin a_{tp} \sqrt{2g \cdot \rho_{in}(P_{in} - P_{out})} \frac{\tau \cdot C_4}{\tau s + 1} u = \frac{k_v}{\tau s + 1} u \quad (26)$$

여기서 $k_v = C_v d_v \pi \sin a_{tp} \sqrt{2g \cdot \rho_{in}(P_{in} - P_{out})} \tau \cdot C_4$ 으로써 본 논문에서는 실험을 통하여 구한 값 $k_v = 0.069$ 를 사용한다^[13]. $T_{tp,m}$ 으로부터 $T_{tp,w,m}$ 으로의 전달특성은 (9)를 Laplace

변환하면 다음과 같다.

$$T_{tp,w,m} = \frac{h_{tp}A_i}{C_w s + (h_{tp,air}A_o + h_{tp}A_i)} T_{tp,m} + \frac{h_{tp,air}A_o}{C_w s + (h_{tp,air}A_o + h_{tp}A_i)} T_{in,air} \quad (27)$$

이제 (25) 및 (26)을 (27)에 대입하여, 전류입력 u 로부터 관벽의 온도로의 전달함수를 구하면 다음과 같다.

$$T_{tp,w,m} = -e^{-15s} \left\{ \frac{(i_{tp,out} - i_{tp,in})(h_{tp,air}A_o L_{tp})}{(C_w s + h_{tp,air}A_o + h_{tp}A_i)(h_{tp,air}A_o + h_{tp}A_i)} \right\} \frac{k_v}{\tau s + 1} u \equiv -e^{-15s} G_{tp} \frac{k_v}{\tau s + 1} u + G_{tp,air} T_{in,air} \quad (28)$$

여기서

$$G_{tp} = \frac{(i_{tp,out} - i_{tp,in})(h_{tp,air}A_o L_{tp})}{\{(C_w s + h_{tp,air}A_o + h_{tp}A_i)(h_{tp,air}A_o + h_{tp}A_i)\}},$$

$$G_{tp,air} = \frac{h_{tp,air}A_o}{(C_w s + h_{tp,air}A_o + h_{tp}A_i)}$$

으로, 본 논문에서는

$$G_{tp} = 0.29/(14s+1),$$

$$G_{tp,air} = 1/(14s+1)$$

을 가정한다. 주목할 것은 (25) 및 (26)을 (27)에 단순히 대입하는 것 외에 e^{-15s} 항이 추가되었는데 이는 냉매의 수송지연으로써 팽창밸브의 개폐로부터 냉매가 배관을 따라 온도센서가 부착된 지점까지 도달하는 시간이다. 본 논문에서는 시간지연의 크기에 대해서는 Yasuda의 실험결과를 이용하기로 한다^[2].

5-1-2. 과열영역

먼저 2상영역과 과열영역의 경계부분에서 냉매의 질량유량이 같으므로 $\dot{m}_{v,out} = \dot{m}_{v,in}$ 이 된다. 따라서 (7)과 (10)에서 $\dot{m}_{v,in}$ 을 소거하면 $\dot{m}_{v,out}$ 을 $\dot{m}_{tp,in}$ 과의 관계를 구할 수 있고 이를 (11)에 대입한다. 2상영역과 동일한 방법으로 전류입력 u 로부터 관벽의 온도로의 전달함수를 구하면 다음과 같다.

$$T_{v,w,out} = -e^{-20s} \left\{ \frac{2(i_{v,out} - i_{v,in})h_{v,air}A_o L_v}{(C_w s + h_{v,air}A_o + h_v A_i)(h_{v,air}A_o + h_v A_i)} \right. \\ \left. \frac{(i_{tp,out} - i_{tp,in})h_{tp,air}A_o L_{tp}}{(C_w s + h_{tp,air}A_o + h_{tp}A_i)(h_{tp,air}A_o + h_{tp}A_i)} \right\} \frac{k_v}{\tau s + 1} u + \left\{ \frac{h_{v,air}A_o + h_v A_i}{C_w s + h_{v,air}A_o + h_v A_i} - \frac{h_{tp,air}A_o + h_{tp}A_i}{C_w s + h_{tp,air}A_o + h_{tp}A_i} \right\} T_{in,air} \equiv -e^{-20s} G_v \frac{k_v}{\tau s + 1} u + G_{v,air} T_{in,air} \quad (29)$$

여기서

$$G_v = \left\{ \frac{2(i_{v,out} - i_{v,in})(h_{v,air}A_o L_v)}{(C_w s + h_{v,air}A_o + h_v A_i)(h_{v,air}A_o + h_v A_i)} - \frac{(i_{tp,out} - i_{tp,in})(h_{tp,air}A_o L_{tp})}{(C_w s + h_{tp,air}A_o + h_{tp}A_i)(h_{tp,air}A_o + h_{tp}A_i)} \right\}$$

$$G_{v,air} = \left\{ \frac{h_{v,air}A_o + h_v A_i}{C_w s + h_{v,air}A_o + h_v A_i} - \frac{h_{tp,air}A_o + h_{tp}A_i}{C_w s + h_{tp,air}A_o + h_{tp}A_i} \right\}$$

으로써, 본 논문에서는

$$G_v = 3.551/(18.7s+1) - 0.29/(14s+1),$$

$$G_{v,air} = 2/(18.7s+1) - 1/(14s+1)$$

을 가정한다.

5-2. 제어기 설계

Fig. 8는 본 논문에서 제안된 멀티형시스템의 과열도 제어 블록선도를 나타내고 있다. 본 논문에 사용한 비례분 제어기는 증발기 2상영역 및 출구측의 관벽의 온도를 감지하는 온도센서로부터 과열도 신호를 되먹임하여 밸브의 변위를 전자식 팽창밸브에 전달한다. 제어시스템의 플랜트는 Fig. 8에 점선으로 표시되어 있다. 압축기의 회전수 및 응축기의 부하는 일정하며, 증발기에 유입되는 공기의 온도변화가 증발기의 과열도를 설정 값으로부터 변동시키는 외란으로 작용한다.

증발기의 과열도 SH(SuperHeat)는 2상영역 관벽의 평균온도($T_{tp,w,m}$)와 과열시작점온도(T_{start})가 같다고 가정하면 다음과 같이 계산된다^{[10][11]}.

$$SH \equiv T_{v,w,out} - T_{start} = T_{v,w,out} - T_{tp,w,m} \quad (30)$$

5-2-1. 개루프 전달특성

Fig. 8의 블록선도에서 되먹임이 이루어지지 않고 이라 가정할 때 시스템의 개루프 전달함수를 아래와 같이 유도할 수 있다.

$$SH(s) = (e^{-20s} G_v(s) - e^{-15s} G_{tp}(s)) \frac{k_v}{\tau s + 1} SH^*(s) + (G_{v,air}(s) - G_{tp,air}(s)) T_{in,air}(s) \quad (31)$$

일정한 외란으로 작용하는 실내 공기온도 $T_{in,air}$ 에 대한 과열도 SH으로의 전달특성은 $G_{v,air}(s)$ 와 $G_{tp,air}(s)$ 의 정상상태응답이 같으므로 시간이 지나면서 지수적으로 0에 수렴하는 천이영역 응답을 나타낸다. 그러므로 초기의 일정한 실내 공기온도는 정상상태에서의 개루프 응답에는 아무런 영향을 미치지 못한다.

(31)에서 일정한 기준입력 SH*에 대한 과열도 SH으로의 전달특성은 최종치 정리를 이용하여 계산되며, 개루프 전달함수의 정상상태오차는 아래와 같이 된다.

$$\lim_{s \rightarrow 0} s \cdot \lim_{s \rightarrow 0} (SH - SH^*)$$

$$= \lim_{s \rightarrow 0} \left((e^{-20s} G_v(s) - e^{-15s} G_{ip}(s)) \frac{k_v}{\tau s + 1} - 1 \right) \cdot \frac{8}{s}$$

$$= 8[(G_v(0) - G_{ip}(0))k_v - 1] = -6.36 \quad (32)$$

(32)에서 일정한 기준입력 SH^* 에 대한 정상상태오차를 없게 하기 위해 비례제어기($K(s)=K_p$)가 추가되면 (32)는 아래와 같이 전개된다.

$$\lim_{s \rightarrow 0} e_{ss} = (G_v(0) - G_{ip}(0))K_p k_v - 1 = 0 \quad (33)$$

그러므로 $K_p=4.88$ 로 설정하면 실내 공기온도와 일정한 기준입력에 대한 개루프의 정상상태오차는 존재하지 않는다. 그러나 모델링이 불확실하면 $G_v(0)$, $G_{ip}(0)$ 의 값이 정확하지 않아 개루프 시스템은 불안정해질 수 있으므로 증발기 2상영역과 출구측의 온도를 되먹임하는 페루프 시스템으로 구성되어야 한다.

5-2-2. 페루프 전달특성

Fig. 8에서 시스템의 페루프 전달함수를 유도하면 아래와 같다.

$$SH(s) = -\frac{G_p(s)K(s)}{1+G_p(s)K(s)} SH^*(s) + \frac{G_{v,air}(s) - G_{ip,air}(s)}{1+G_p(s)K(s)} T_{in,air}(s) \quad (34)$$

여기서 $G_p(s) \equiv (e^{-20s} G_v(s) - e^{-15s} G_{ip}(s)) \frac{k_v}{\tau s + 1}$ 이다. (34)에서 $K(s)=K_p$ 일 때 실내 공기온도와 일정한 기준입력 SH^* 에 대한 정상상태오차는 아래와 같다.

$$\lim_{s \rightarrow 0} e_{ss} \equiv \lim_{s \rightarrow 0} (SH - SH^*) = \lim_{s \rightarrow 0} \dots$$

$$\left[\frac{1}{1+G_p(s)K_p} SH^*(s) + \frac{G_{v,air}(s) - G_{ip,air}(s)}{1+G_p(s)K_p} T_{in,air}(s) \right] \quad (35)$$

실내 공기온도 $T_{in,air}$ 에 대한 과열도 SH 으로의 전달특성은 개루프 전달특성과 마찬가지로 시간이 지나면서 지수적으로 0에 수렴하는 천이영역 응답을 나타낸다. (35)에서 일정한 기준입력 SH^* 에 대한 과열도 SH 으로의 페루프 전달특성은 최종치정리를 이용하여 계산되며, 최종적인 정상상태오차는 다음과 같다.

$$e_{ss} \equiv \lim_{s \rightarrow 0} (SH^* - SH) = \lim_{s \rightarrow 0} \frac{-1}{1+k_p K_p (G_v(0) - G_{ip}(0))}$$

$$SH^* = \frac{-8}{1+2.971 \cdot k_v K_p} \quad (36)$$

(36)에서 비례제어기인 K_p 가 증가함에 따라 정상상태 오차 e_{ss} 는 0으로 수렴하게 되나, 큰 제어량이 필요할 뿐만 아니라 플랜트에 심한 진동을 발생시킨다. 그러므로 일정한 기준입력에 대한 정상상태오차를 없애기 위해서 제어기는 적분요소를 포함해야 하며 아래와 같이 설계한다.

$$K(s) = K_p + \frac{K_i}{s} \quad (37)$$

이와 같이 설계된 비례적분 제어기는 페루프시스템의 안정성 및 성능을 보장해야 한다.

5-2-3. 안정성(Stability)

페루프시스템의 안정성을 조사하기 위해 (34)의 페루프 전달함수의 특성방정식으로부터 극점을 조사해야 한다. 그러나 시간지연 항이 존재하여 특성방정식의 근을

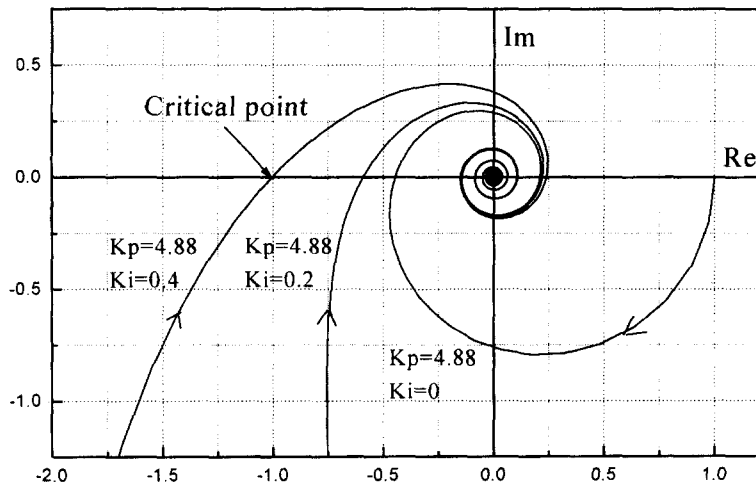


Fig. 9. Nyquist plots for system (38).

구하는 것은 상당히 어려우므로 Routh 안정성 판별법이나 근계적법으로 안정성을 판별하는 것은 적합하지 못하다. Nyquist 안정성 판별법은 특성방정식의 근을 직접 구하지 않아도 되므로 이 방법으로 폐루프시스템의 안정성을 판별하기로 한다.

Nyquist 안정성 판별법은 시스템의 개루프 전달함수를 이용하여 폐루프시스템의 안정성을 판별하는 것으로 (37)의 비례적분제어기에서 비례제어계인 $K_p=4.88$ 으로 고정하고 적분제어계인 K_i 를 변화시키면서 이에 대한 Nyquist 안정성 판별을 한다.

$$G_o(s) \equiv K_i \left(\frac{1 + K_p/K_i}{s} \right) (e^{-20s} G_v(s) - e^{-15s} G_{sp}(s)) \frac{k_v}{\tau s + 1} \quad (38)$$

Fig. 9에서 시스템은 시간지연 요소를 가지므로 원점근방에서 나선형 모양의 궤적을 나타낸다. Fig. 9에서 적분제어계인 K_i 가 증가함에 따라 시스템은 점점 불안정해지고 K_i 가 0.4에서 임계점 $(-1+j0)$ 을 통과하므로 이보다 작은 값으로 K_i 를 선정해야 한다.

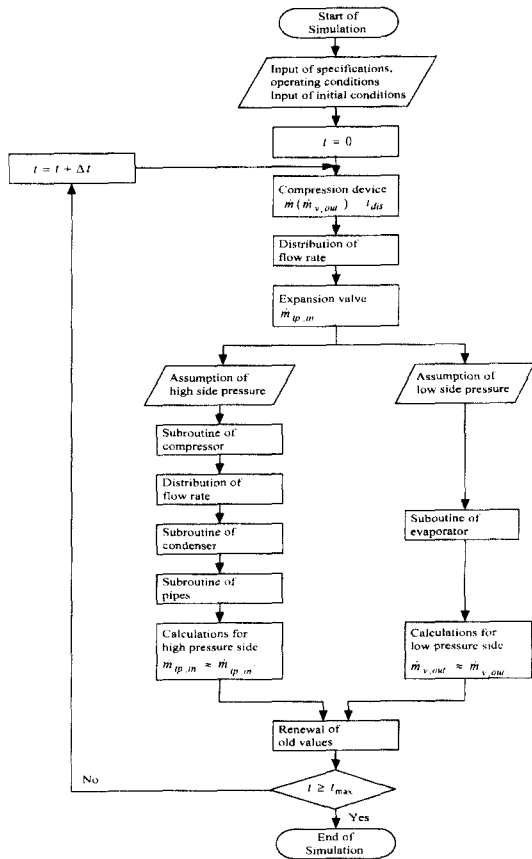


Fig. 10. Flow chart for control system simulations.

5-3. 시뮬레이션

본 절에서는 4절과 5절에서 구한 멀티형시스템의 각 부분 모델을 결합하여 전체 블록선도를 완성한 다음 증발기의 과열도제어를 시뮬레이션하기로 한다. 시뮬레이션은 Fig. 10의 순서도에 따라 5절에서 구한 증발기의 수학적 제어모델을 이용하여 수행된다. Fig. 10의 운전 초기조건과 시뮬레이션 수행시간을 결정하며, 미소시간 변동에 따라 압축기에서 토출되는 고압측과 증발기를 거친 저압측의 냉매질량유량이 순차적으로 구해진다. 냉매의 질량유량은 각 서브루틴에 의해 구해진다. 본 논문의 시뮬레이션은 액상역류에 의해 문제가 되는 단독 운전의 경우 수행한다. 단독 운전 시 발생한 액상역류가 전자식 팽창밸브를 이용하면 개선됨을 Fig. 11의 결과에 나타나 있다. Fig. 11은 $K_p=4.88$, $K_i=0.2$ 일 때의 과열도 특성을 보여주고 있다. Fig. 11에서 약 50초 이후에서는 기준입력 $SH^*=8^\circ\text{C}$ 에 잘 수렴함을 알 수 있다. 본 논문의 시뮬레이션 결과가 참고문헌 15와 16의 단일 공조/냉동시스템의 전자식 팽창밸브를 이용한 실제 실험결과와 시뮬레이션 결과가 동일한 경향을 나타내므로 본 논문의 시뮬레이션 결과를 신뢰할 수 있다 하겠다. 전자식 팽창밸브의 변위는 증발기의 과열도를 되먹임하여 비례적분 제어기를 통해 구현한다. Fig. 6의 결과에서 알 수 있듯이 모세관을 이용한 단독 운전 시의 과열도는 3-

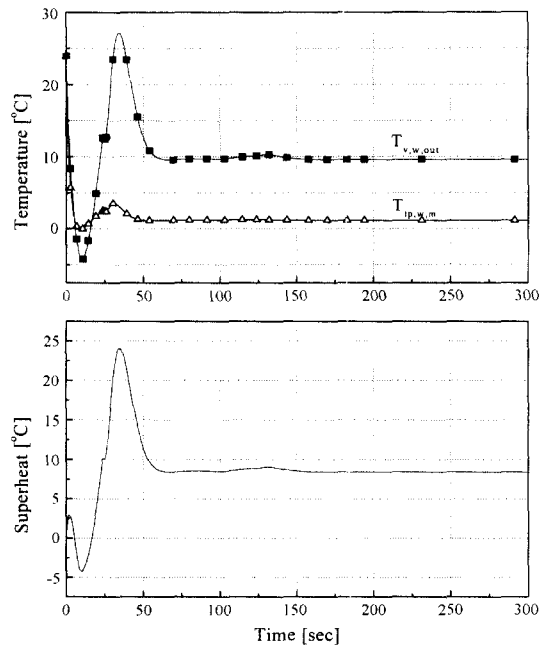


Fig. 11. Simulation results of a PI controller : $K_p=4.88$, $K_i=0.2$.

4°C 이므로 액상역류가 발생한다. 그러나 Fig. 11의 결과에서 전자식 팽창밸브를 이용한 과열도는 8이므로 액상역류가 발생하지 않음을 알 수 있다. 그러므로 멀티형시스템의 단독 운전 시의 상 변화의 부재에 따른 액상역류는 전자식 팽창밸브에 의한 증발기의 과열도를 제어함으로써 개선될 수 있다. 전자식 팽창밸브에 의한 과열도 제어가 멀티형시스템에 더 적합함을 알 수 있다.

6. 결 론

본 논문에서는 멀티형시스템의 증발기의 냉매유동특성 및 과열도제어에 관한 연구를 수행하였다. 먼저 증발기의 개로특성에 대한 파악으로써, 관벽의 온도를 측정함으로써 온도의 변화가 거의 없는 2상영역(액상과 기상)이 공존하는 영역과 온도가 급격하게 증가하여 기상만이 존재하는 과열영역이 존재함을 확인하였다. 또한 증발기의 과열시작점을 파악하는 방법을 제시하였다. 냉매유동특성을 파악하여 증발기를 2상영역과 과열영역으로 나눈 새로운 증발기의 수학적 제어모델을 제시하였다. 수학적 제어모델에 근거한 증발기의 과열도를 비례적분제어를 이용하여 제어하였다. 본 논문에서 얻어진 실험 결과는 멀티형시스템의 최적설계를 위한 기초자료로 사용될 수 있으며, 제안된 제어시스템은 액상역류 방지를 위한 과열도제어에 효과적으로 사용될 수 있다고 판단된다.

사용기호

A	: 열교환기(응축기, 증발기) 관의 단면적[m ²] 또는 원주길이[m]
a _{up}	: 밸브의 선단 각 반경(°)
C ₁₋₄	: 상수
C _f	: 패닝(Fanning)저항계수
c _p	: 냉매의 정압비열[kJ/kg · K]
C _r	: 유량계수
C _w	: 단위길이 당 열용량 [kJ/m · K]
D	: 관 직경[m]
D _v	: 밸브의 변위[m]
d _s	: 밸브의 노즐 구경[m]
e	: 오차 값[°C]
e ^{-15s}	: 냉매의 수송지연
G	: 질량 유량(mass flux)[kg/s · m ²] 또는 전달함수
g	: 중력 가속도[m/s ²]
h	: 열전달계수[W/m ² · K]
i	: 엔탈피[kJ/kg]
j	: Colburn j-계수
K _i	: 적분제어게인

K _p	: 비례제어게인
L	: 길이[m](예 : 과열영역의 길이)
L _e	: 등가(equivalent)길이[m]
m	: 냉매질량유량[kg/h]
N	: 관의 열 수
n _i	: 폴리트로프 지수(polytropic index)
P	: 압력[kPa]
Pr	: 프란틀수(Prandtl number)
Q	: 전열량[W]
R	: 가스정수
Re	: 레이놀즈수(Reynolds number)
s	: 핀 사이 간격[m] 또는 복소변수
S ₁	: 관 사이의 수평길이[m]
S ₂	: 관 사이의 수직길이[m]
SH*	: 냉매 과열도 설정 값[°C]
SH	: 과열도[°C]
t	: 시간[sec]
T	: 온도[°C]
u	: 전류[A]
V	: 체적[m ³]
v	: 비체적[m ³ /kg]
η _v	: 압축기의 체적효율(volumetric efficiency)
ρ	: 냉매밀도[kg/m ³]
τ	: 시정수[sec]
Δ	: 두 값 사이의 차이

하첨자

air	: 공기
fg	: 잠열 구간(latent region)
i	: 관내(inside)
in	: 입구 또는 실내측
m	: 평균(mean)
l	: 과냉영역(subcooled region, liquid state)
o	: 관외(outside)
out	: 출구 또는 실외측
ss	: 정상상태(steady state)
tp	: 2상영역(two-phase region)
v	: 과열영역(superheated region, vapor state)
w	: 관벽(wall)

참고문헌

1. Gruhle, W.-D. and Isermann, R.: "Modeling and control of a refrigerant evaporator", Trans. of ASME, Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, Vol. 107, pp. 235-240, December (1985).

2. Yasuda, H.: "Evaporator superheat control", Trans. of the Japanese Association of Refrigeration (in Japanese), 61(701), 22 (1986).
3. Toyounaka, J.: Automation and Control Instrument of Refrigeration (second edition), Japanese Association of Refrigeration, 1 (1985).
4. Stoecker, W.F. and Jones, J.W.: Refrigeration and Air-Conditioning, McGraw-Hill, New York (1984).
5. Votsis, P.P., Tassou, S.A., Wilson, D.R. and Marquand, C.J.: "Dynamic characteristics of air-to-water heat pump system", Int. J. Refrigeration, 15(2), 89 (1992).
6. LG Electronics Inc. Learning Centr. 냉동공조Cycle, LG전자 (1997).
7. Korean Standards: "Room air conditioners, KS C 9306", Korean Standards Association (1999).
8. Domanski, P.A. and McLinden, M.O.: "A simplified simulation for the performance rating of refrigerants and refrigerant mixtures", Int. J. Refrigeration, 15(2), 81 (1992).
9. Yasuda, H., Yanagisawa, T. and Izushi, M.: "A dynamic model of a vapor compression refrigeration cycle", Trans. of the Japanese Association of Refrigeration (in Japanese), 11(3), 263 (1994).
10. Nakashima, M., Ikegami, Y., Hirao, Y., Sudoh, G., Shingoh, M. and Uehara, H.: "Study on dynamic characteristics of ammonia refrigerator system", Trans. of the Japanese Association of Refrigeration (in Japanese), 15(4), 391 (1998).
11. Gray, D.L. and Webb, R.L.: "Heat transfer and friction correlation for plate finned-tube heat exchangers having plain fins", Proc. of 8th International Heat Transfer Conference, San Francisco: American Society of Mechanical Engineers, 2745 (1986).
12. Sahnoun, A. and Webb, R.L.: "Prediction of heat transfer and friction for louver fin geometry", ASME Journal of Heat Transfer, 114, 893 (1992).
13. Webb, R.L.: Principles of Enhanced Heat Transfer, John Willey & Sons, Inc., New York (1994).
14. Fischer, S.K. and Rice, C.K.: "A steady-state computer design model for air-to-air heat pump", ORNLICON-80/R1, Oak Ridge Nat'l Lab Tennessee (1983).
15. Tassou, S.A. and Al-Nizari, H.O.: "Investigation of the effects of thermostatic and electronic expansion valves on the steady-state and transient performance of commercial chillers", Int. J. Refrigeration, 16(1), 49 (1993).
16. Yasuda, H., Ishibane, K. and Nakayama, S.: "Evaporator superheat control by an electrically driven expansion valve", Trans. of the Japanese Association of Refrigeration (in Japanese), 9(2), 147 (1992).