

냉동·공조 시스템의 냉매유량 제어기술

오 후 규·김 재 돌

Refrigerant Flow Controlling Technology of the Refrigeration and Air Conditioning System

Hoo-Kyu Oh and Jae-Dol Kim



- 오후규(부산수산대학교 냉동공학과)
- 1947년생
- 냉동공학을 전공하였으며, 열교환기 및 각종 냉동·공조시스템에 관심을 가지고 있다.



- 김재돌(부산수산대학교 냉동공학과)
- 1965년생
- 냉동공학을 전공하였으며, 냉동·공조시스템 제어에 관심을 가지고 있다.

1. 머리말

2 차 대전 이후 산업분야에 적용되기 시작한 제어기술은 점의 자동화에서 선의 자동화를 거쳐 면의 자동화로 비약적인 발전을 계속하여 왔다. 이러한 제어기술은 한 가공분야의 자동화뿐만 아니라 공장 전체가 자동화되는 공장 자동화(factory automation)시대를 열었고, 사무실도 자동화되어 가고 있는 등 자동제어의 기본적인 이론 그 자체는 변화가 없지만 적용하는 상황에는 많은 변화를 가져왔다. 이러한 변화속에 오늘날 메카트로닉스(mechatronics)시대라 불리는 공학시스템은 기구, 전자, 정보 등 각종 기술의 복잡화, 융합화 없이는 존재할 수 없고, 이제까지의 아날로그(analog)방식에 가하여 마이크로 프로세스(micro-process)기술과 결합된 디지털(digital)방식에 의하여 고도의 복잡하고 다양한 제어가 이루어지고 있다.⁽¹⁾

특히 최근들어 급속한 발전을 하고 있는

냉동·공조분야에 있어서도 70년대 이후 마이크로 컴퓨터(micro-computer)가 냉동·공조기에 이용되면서부터 냉동 사이클의 각 요소에 있어서도 고도의 전기 전자제어가 필수적으로 되고 있다. 예를 들면, 증발기 출구 냉매 과열도의 단순한 피드백 제어(feed-back control) 등 고전적 수법에서 최근 새로운 제어이론을 기초로 장치의 상세한 응답특성이 파악되지 않아도 실현 가능한 제어수법 등, 각종 제어법이 실시되고 있다.⁽²⁾ 그러나 냉동·공조기의 성능을 높이기 위해서는 정상상태 운전시는 물론 증발기 열부하 등 각종 작동조건의 변화에 대응하여 운전의 평형점(balance point)추이를 적절하게 조정함과 동시에 냉동 사이클 각부의 냉매 상태를 과도적으로도 제어해야 한다.

이 글에서는 냉동·공조기의 자동제어에 있어서 가장 중요한 요소중의 하나인 냉매 계통의 모델화와 냉동 사이클의 응답 및 제어 등에 관해서 서술하고자 한다.

2. 냉동·공조기의 냉매유량 제어

2.1 제어기구

냉매유량의 제어를 목적으로 냉동·공조기에 사용되고 있는 교축 팽창기구로서는 모세관(capillary tube), 온도식 자동 팽창밸브(thermostatic expansion valve), 전자식 팽창밸브(electronic expansion valve) 등 여러 가지 종류가 있다. 제어면에서 이들의 특징을 서술하면 다음과 같으며, 그 요약은 표 1과 같다.

2.1.1 모세관

모세관은 관내의 흐름저항에 의해 냉매를

교축 팽창시키는 것이다. 따라서 어느 특정 치수(직경과 길이)의 모세관은 모세관 입구에서 냉매의 압력과 과냉각도에 따라 유량이 거의 결정되고, 모세관 출구 이전에서 냉매의 흐름이 임계상태에 도달할 경우에 유량은 증발압력의 영향을 거의 받지 않는다. 이와 같은 특징 때문에 모세관을 이용한 장치에서는 냉매의 유량제어가 응축기 출구 냉매의 상태에 따라 이루어지고, 증발기 출구 냉매 과열도를 제어할 수 없다. 따라서, 압축기에서의 액압축(liquid back) 현상이 발생하기 쉽고, 과도한 냉매 과열이 발생하기 쉬운 단점을 가지고 있다.⁽³⁾ 그러므로 모세관의 사용은 열부하 변동이 큰 증발기의 냉매 유량 제어에는 적절하지 못하고, 주로 가정용 전기 냉장고나 소형의 공조기 등에 사용되고

표 1 각종 팽창기구의 특징 비교

특성 \ 팽창기구	모세관	온도식 팽창밸브	전자식 팽창밸브
장치 사용냉매와 밸브의 선정	한정되지 않는다.	감온통 봉입냉매에 의해 한정된다.	한정되지 않는다.
냉매유량 제어범위	좁다.	약간 넓다.	넓다.
유량 조절기구	모세관 유동저항	밸브의 개도	밸브의 개도
냉매유량 피드백 제어에 있어서 신호	응축기 출구 과냉각도	증발기 출구 과열도	증발기 출구 과열도
제어대상 열교환기	응축기	증발기	증발기
증발기 과열도 제어 편차	크다.	작지만, 낮은 증발 온도에서는 크다.	극히 작다.
유량제어 특성 보상	곤란하다.	곤란하다.	가능하다.
증발기 출구 과열도의 과도 응답 특성	불량하다.	양호하다.	우수하다.
열부하 변동	작은 장치에 한정된다.	약간 커도 가능하지만, 가변 용량형에는 부적절하다.	극히 크고, 가변 용량형에도 적합하다.
유량 피드포워드 보상	곤란하다.	곤란하다.	가능하다.
가격	싼 가격	약간 고가	고가

있다.

2.1.2 온도식 자동 팽창밸브

온도식 자동 팽창밸브는 증발기내 냉매의 포화압력(이것에 따라 포화 증발온도가 결정)과 증발기 출구 냉매 과열증기 온도에 따라 결정되는 감온통내 봉입 냉매와의 압력차, 즉 증발기 출구 냉매 과열도 신호에 따라 밸브를 개폐하고, 증발기 유입 냉매를 피드백 제어하고 있다. 이와 같은 냉매유량 제어특성에 따라 증발기의 열부하가 변화하여도 증발기 출구 냉매 과열도를 설정값에 유지할 수 있으며, 증발기를 효율적으로 운전할 수 있어 오늘날 중소형 냉동장치에서 냉매 팽창 기기의 주류를 이루고 있다. 그러나 이 방식은 증발기내 입구에서 출구까지의 냉매 수송 지연과 증발기 각부의 온도 응답의 지연 등이 문제점이며, 증발기에 대한 열부하나 유입 냉매량의 변화에 따라 과도적인 출구 냉매 과열도의 응답지연을 발생시킨다.⁽⁴⁾ 여기에 또한 감온통에 의한 증발기 출구 냉매온도의 검출 지연이 추가된다. 그리고 증발기와 응축기 및 압축기의 응답지연을 동반하게 된다. 냉매유량의 피드백 제어계에 있어서는 유량제어가 적절하지 못 할 경우 증발기내의 냉매 상태량이 주기적으로 진동하는 소위 헌팅(hunting)현상이 발생한다. 헌팅현상의 발생 방지를 위해서는 팽창밸브의 용량(밸브 구경)을 증발기의 용량에 적합시

켜야 한다. 따라서, 압축기의 회전수를 가변시키는 장치에서는 장치의 용량이 크게 변화하고, 또한 팽창밸브의 유량 제어범위를 크게 할 필요가 있는 장치에서는 밸브의 용량 과부족현상이 발생되므로 온도식 자동 팽창밸브의 사용은 적절하지 못하다. 또, 저온용 냉동장치에서는 온도식 자동 팽창밸브의 감온통 봉입 냉매의 압력과 다이어프램의 변형한계로 인하여 증발기 출구 냉매 과열도가 작게 유지되므로 냉매유량을 적절하게 제어할 수 없는 결점을 가지고 있다. 그리고 최근 등장한 멀티형(multi type)공조기 등 증발기 입·출구의 배관이 긴 시스템에서는 비교적 높은 증발압력의 진동현상이 발생하는 등 여러가지 문제점이 있다.

2.1.3 전자식 팽창밸브

최근들어 냉동·공조장치의 고효율화, 인버터 구동 가변 용량형 공조기의 출현 등으로 광범위한 용량변화와 운전조건의 요구 등에 따라 팽창밸브의 냉매 유량 제어 특성향상과 유량제어 범위의 확대 등을 목적으로 전기적으로 유로저항을 가변할 수 있는 각종의 전자식 팽창밸브가 개발되어 실용화되고 있다.

전자식 팽창밸브에는 밸브의 개폐를 위한 액츄에이터(actuator)로서 아날로그형의 전기 신호를 이용한 바이메탈 구동형, DC솔레노이드 구동형, 봉입 왁스의 가열에 의한 체

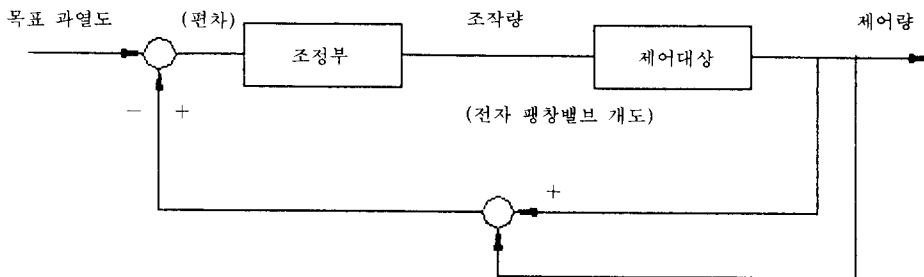


그림 1 전자식 팽창밸브의 시스템 제어를 위한 기본 블록선도

적 팽창형 그리고 디지털형의 전기 신호를 이용한 펄스모터 구동형 등이 있다. 이들 전자식 팽창밸브는 모두 증발기 입구 냉매 관벽과 증발기 출구 관벽에 서미스터(thermistor) 등의 온도 센서를 부착하고 이들 두 센서의 검출 온도차에 의해 증발기 출구 냉매 과열도를 구하고 있다. 따라서, 증발기 출구 냉매 과열도 신호에 의해 밸브를 개폐하고, 증발기에 유입하는 냉매량을 피드백 제어(feedback control)하고 있는 것으로, 제어면에서는 온도식 자동 팽창밸브와 동일한 시스템이다. 전자식 팽창밸브의 시스템 제어의 기본적 블록선도(black diagram)는 그림 1과 같다.

2.2 제어기술 현황

최근 급속하게 발전하고 있는 인버터 구동의 가변 용량형 냉동·공조기는 냉매유량의 제어에 전자식 팽창밸브를 이용한 것이 많다. 이것은 증발기 열부하 변화 입력시에 출구 냉매 과열도를 서미스터 등으로 검출하여 그 과열도 신호를 PI 또는 PID동작의 보상 요소에서 동적특성을 개선하여 팽창밸브에 입력하고, 증발기 유입 냉매유량을 피드백 제어하고 있다. 또한 증발기의 열부하 변화에 대응하여 압축기 회전수를 인버터에 의해 증감하여 냉동·공조기의 용량을 제어하고 있다. 이 때, 팽창밸브의 유량제어와 압축기의 용량제어는 각각 독립적으로 이루어지고 있다. 이 제어 시스템은 증발기에 따라서는 열부하의 외란과 압축기 회전수의 외란이 동시에 작용하게 되므로 증발기 출구 냉매 과열도의 제어는 적절하게 이루어지지 못하며, 과열도의 응답은 과도적으로 크게 된다. 이와 같은 제어 외에 냉동·공조기의 성적계수(COP)나 에너지 효율(EER, SEER) 등의 효율향상을 목적으로 작동상태의 정적인 평형점(balance point) 추이를 최적화하기 위한 제어도 이루어지고 있다.⁽⁵⁾ 이 평형점의

최적화 제어는 냉·난방능력, 증발온도, 응축온도 등 냉동 사이클의 특성을 모델화함으로써 환경조건의 변화에 대응하여 열교환기의 송풍량이나 압축기 회전수를 조절하고 있다. 이와 같은 최적 제어에는 증발기 과열도 제어 등의 냉매 상태량의 동적인 제어를 충분히 이룬 상태에서 실시되어야 한다. 이들 양자의 제어가 공동으로 이루어짐으로써 장치의 실질적인 효율향상과 고신뢰성이 얻어지게 된다.

일반적으로 제어계의 설계는 외란의 성질(열부하로서 증발기 유입 공기온도나 압축기 회전수 등)이나 냉동·공조기 구성 요소의 동특성을 나타내는 수학적 모델을 중심으로 진행되고 있으므로 이들 요소와 시스템 전체의 동특성이 충분히 파악되어야 한다. 그러나 실제의 냉동·공조기에 있어서는 이것을 정확히 파악하기가 어렵고, 파악할 수도 없는 것이 많다.

또한 환경조건이나 작동조건 등에 따라서도 동특성이 변화하는 경우도 많다. 따라서, 냉동·공조장치에 있어서는 압축기 회전수가 일정한 정용량형이고, 증발기 열부하 변동이 비교적 작은 경우에는 증발기 출구 냉매 과열도 신호에 의해 피드백 제어하는 종래의 제어 시스템에 대부분 만족하고 있다. 그러나 인버터 구동 냉동·공조기와 같은 가변 용량형이나 열부하 변동이 큰 장치에서는 냉매유량의 피드백 제어만을 행하는 종래의 시스템으로는 과도적으로 증발기 출구 냉매 과열도의 응답이 크게 된다. 따라서, 지금까지의 제어 시스템을 근본적으로 재검토할 필요가 있다. 이것을 실시하기 위해서는 (1) 냉동·공조기를 구성하는 각 요소의 동적 특성을 먼저 파악하고, (2) 각 요소가 조합된 냉동·공조기 시스템 전체의 동특성 파악이 필요하다. 이들이 실험적으로나 해석적으로 파악됨으로써 동적으로도 충분히 만족할 수 있는 제어 시스템의 설계가 가능하게 된다.

3. 냉동 사이클의 기본특성

냉동 사이클의 기본적인 응답특성을 조사하는 방법으로서는 전달 함수법(transfer function)을 이용하여 현재 존재하는 제어대상의 특성을 조사하고, 그 다음 제어대상에 대한 제어 시스템을 구성하여 컨트롤러(controller)의 기능을 설계하는 것이 일반적 방법이라 할 수 있다.

냉동 사이클 구성기기로서 증발기, 응축기, 압축기 및 팽창밸브 등은 어느 것이나 다중 입·출력(multi input-output)의 요소이다. 이들의 각 요소가 배관으로 연결되어 있으므로 냉매 계통의 동작은 극히 복잡하며, 구성 기기들은 서로간에 영향을 미치고 있다. 또, 증발기내나 응축기내의 냉매는 상변화를 동반하므로 이들 열교환기는 단독의 경우로도 그 특성이 파악되고 있다. 그래서 열교환기 중에서 냉매가 상변화를 일으키는 천이점의 위치와 응답, 내외면 열전달률과 전열관 재료의 열용량, 냉동 사이클 구성 기기내 각부에서 냉매의 상태와 그것의 응답, 그리고 각 구성기기가 서로간의 응답에 대해서 어떠한 영향을 미치고 있는가 등, 냉동 사이클 전체에 미치는 과도적인 응답과 주파수 응답의 특성을 가능한한 상세히 조사하여 냉동 사이클의 특성을 알 필요가 있다. 따라서, 전달 함수법에 의한 냉동·공조기 시스템의 모델화는 냉매계통의 제어 검토에도 이용할 수 있지만, 그것에 의해서 냉매 계통내 각 구성기기의 동작과 동시에 전체적인 동작의 파악이 가능하며, 그럼으로써 제어 시스템의 해석이나 설계에 유용할 것으로 판단된다.

3.1 구성 요소의 모델화

냉동·공조기의 동특성이나 제어특성을 고려할 때, 가장 기본적인 제어대상은 열교환기이다. 그러나 열교환기 내에서 일어나는

전열상태의 동적 거동을 정확히 파악하는 것이 곤란하므로 제어계의 설계와 검토가 어려워진다. 그 주요 이유는 증발기와 응축기는 그들의 입·출구에 배관으로 압축기와 팽창기구(팽창밸브 등)가 접속되어 서로간에 영향을 미치기 때문이다. 따라서 두 열교환기는 압축기와 팽창기구를 결합계로 하여 실험적 경험을 통해 동적인 응답특성을 나타내는 해석적인 전달함수로 모델화하는 경우가 많다. 또한 모델화를 할 때에는 냉동 사이클 각 구성기기의 응답에 미치는 상호간의 영향을 밝힘으로써 각 구성요소는 단일 입·출력 형태(single input-output)의 전달함수(transfer function)로 나타낼 수 있다. 이를 위한 증발기, 응축기 등 냉동·공조장치를 구성하는 중요 기기의 모델화 요령은 다음과 같다.

3.1.1 증발기의 모델

증발기에 가해지는 외란(disturbance)으로서의 유입냉매의 유량과 비엔탈피, 유입 공기(냉수)의 온도와 풍량(수량), 압축기 회전수와 응축압력 등을 고려하고, 또 응답으로서의 증발온도(압력), 증발기 출구의 냉매온도와 관벽온도 그리고 필요에 따라 대응하는 증발 완료점(천이점) 위치도 고려해야 한다. 이들 외란 입력과 응답의 관계는 단일 입·출력 형태로 전달함수를 구하여 블록선도(block diagram)로 표현할 수가 있다. 전달함수의 도출은 증발기 입구에서 액냉매 증발 완료점까지의 영역은 냉매와 관벽의 길이 방향 온도구배가 작으므로 집중계, 과열증기 영역을 분포계, 또 2상 영역의 냉매 건도는 선형의 분포로 가정할 수 있다. 이들 가정과 함께 냉매의 흐름에 관한 연속의 식, 냉매와 관벽에 관한 열에너지 평형식, 기타 열전달식이나 냉매 열물성식 등을 조합하여 선형화(linear)와 라플라스 변환(laplace transform)을 행하고, 입·출구 배관을 포함한 증발기 단독의 전달함수를 구한다. 여기에 압축기의 냉매 유량 특성식에서의 압축기 전

달함수를 조합하면 증발기 전체의 블록선도가 가능하게 된다. 이 전달함수에 의해 증발기와 압축기의 사양 및 작동조건을 고려하면, 그것에 가해지는 각종의 외란입력에 대해서 증발기의 동적응답(dynamic response)을 주파수 응답(frequency response), 또는 스텝응답(step response) 등의 형태로 계산이 가능하게 된다.

3.1.2 응축기의 모델

증발기의 경우와 동일한 형태로 응축기에 가해지는 외란으로서 유출하는 냉매의 유량, 유입공기(냉각수)의 온도와 풍량(수량), 압축기의 회전수와 흡입증기의 온도와 압력 등을 고려하고, 또, 응답으로서 응축온도(압력)와 응축기 출구 냉매의 온도(비엔탈피) 그리고 필요에 따라 대응하는 응축 완료점 위치의 응답도 고려한다. 이것의 전달함수 도출방법은 증발기의 경우와 동일한 형태이고, 이것에 압축기의 유량 특성식을 조합하여 하나의 입력, 하나의 출력 형태로 각각의 전달함수를 구하여 조합하면 응축기 전체 블록선도의 작성이 가능하게 된다. 이 전달함수에 의해 응축기와 압축기의 사양 및 작동조건을 고려하면, 응축기의 동적응답을 증발기와 동일한 형태로 구할 수가 있다.

3.1.3 팽창기구의 모델

팽창기구로서는 앞에서 언급한 바와 같이 모서관, 온도식 자동 팽창밸브, 전자식 팽창밸브 등이 있지만 여기서는 전자식 팽창밸브를 대상으로 설명한다.

팽창밸브의 목적은 응축기에서의 고온고압의 액냉매를 교축작용에 의해 저온저압의 기액 2상 상태로 팽창시켜 증발기로 보내며, 동시에 증발기의 열부하에 대응하여 증발기 출구 냉매 과열도가 일정하게 되도록 적정한 냉매의 공급량을 조절하는 것이다. 전자 팽창밸브의 경우도 그 목적은 동일하고, 모델화 시에는 증발기 출구 냉매 과열도 신호에

따라 전자 팽창밸브의 열림이 결정되며, 밸브의 열림이 결정되면 열림 면적 및 밸브 입구의 냉매 상태량과 밸브 출입구의 압력차(응축압력—증발압력)에 따라 전자 팽창밸브의 냉매유량이 결정된다. 즉, 비례요소로 간단히 고려할 수 있으며, 밸브 개폐신호의 입력에 대해서 개폐에 따른 냉매유량의 응답 지연이 없는 것으로 고려할 수 있다. 시스템의 정상상태에 있어서 전자 팽창밸브의 냉매유량 M 은 아래와 같은 식⁽⁶⁾으로 계산이 가능하며, 각 변화 입력에 대한 팽창밸브의 응답특성을 나타내는 전달함수를 구할 수 있다.

$$M = X_o \cdot C_R \cdot d_s \cdot \pi \cdot \sin d_v \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot \rho_R \cdot (P_{do} - P_{so}) \cdot 10^3}$$

여기서,

X_o : 밸브의 열림(mm)

C_R : 유량계수($R=12$, $R-22$: 0.75~0.85, NH_3 : 0.5~0.6)

d_s : 밸브의 노즐 구경(mm)

d_v : 밸브의 선단 각 반경(°)

g : 중력 가속도(cm/s^2)

P_{do} : 팽창밸브의 입구 압력(kg_f/cm^2)

P_{so} : 팽창밸브의 출구 압력(kg_f/cm^2)

ρ_R : 팽창밸브의 입구 냉매밀도(g/cm^3)

3.1.4 압축기의 모델

이론 냉동 사이클에서는 단열압축(등엔트로피 변화)으로 고려하지만, 압축기에 있어서 냉매 압축시에는 실린더에서 냉매로, 토출시에는 역으로 냉매에서 실린더로의 열이동이 있고, 압축 중에는 실린더에서 외부로 열방출이 있다. 따라서, 실제의 압축에서는 열의 출입을 동반하는 폴리트로프 압축으로 고려해야 한다. 폴리트로프 압축에서는 압력-엔탈피 선도상의 등엔트로피선에서 오른쪽으로 벗어나므로 토출 냉매가스의 온도는 이론 냉동 사이클 값보다 크게 된다. 이외에도 냉매가스의 상태, 압축기의 종류, 압축기의 응답지연이나 열용량 효과 등 여러가지를 고

려하여 압축기를 모델화하고 수식화 함으로써 응답특성을 나타내는 전달함수의 도출이 가능하다.

4. 증발기 과열도 제어

냉동·공조기의 효율을 높이고, 각부 냉매 상태량을 과도적으로도 적절하게 제어하기 위해서 많은 제어계가 고려되고 있지만, 그 중에서도 증발기 과열도 제어가 가장 중요하다.

일반적으로 증발기 과열도 제어 이외에 최근의 인버터 구동 가변 용량형 냉동·공조기에서는 압축기 회전수를 조작하여 용량제어를 하거나 고속 회전시의 압축기 과열 방지를 위한 제어, 증발온도의 제어, 증발기 열부하 외란을 검출하여 냉매 유량을 제어하는 피드포워드(feedforward) 제어 등, 많은 제어계가 고려되고 있다. 그러나 이들의 조작과 제어는 어느 것이나 기본적으로는 증발기를 제어대상으로 하고 있으며, 특히 증발기 과열도 제어가 적절하지 못하면, 응축기의 응답도 좋지 못하다. 따라서 여기서는 증발기 출구 냉매 과열도의 피드백 제어를 중심으로 서술한다.

4.1 과열도 제어의 실시 예와 문제점

증발기의 과열도 제어에 관해서는 지금까지 많은 연구가 이루어지고 있지만, 아직까지 만족할 정도로 해명되지 않은 것이 많다. 그 원인은 증발기와 팽창기구 등 각각의 응답특성, 또는 그들 결합계에 기인하는 것 등 여러가지가 있다. 이들을 명확하게 분류하여 설명하는 것은 곤란하지만, 지금까지 알려진 몇 가지를 서술한다.

4.1.1 온도식 자동 팽창밸브를 이용한 과열도 제어

1) 증발기내에서 냉매의 압력강하 온도식 자동 팽창밸브에 있어서 과열도 편

차는 증발기 출구 냉매의 상태에 있다. 즉, 과열도 신호를 증발기 입·출구 사이의 온도차로 하여 제어를 행하는 내부 균압형은 이것에 증발기내 냉매의 압력 강하량에 해당하는 과열도 증가분을 추가하여 고려해야만 한다. 물론 정지 과열도는 내부 균압형과 외부 균압형 모두 다이아프램 아래면에 동일하게 가해진 압력 상태에서 설정되고 있으므로 정지 과열도의 최소값은 동일하다. 그러므로 증발기의 열부하 변화에 따라 밸브의 열림이나 냉매유량이 증감하면, 증발기내의 냉매 압력강하의 크기가 변화한다. 따라서 증발기 출구 냉매 과열도는 없어지게 되므로 증발기 입·출구 사이의 냉매 과열도를 제어하고 있는 내부 균압형은 열부하 변화에 따른 과열도 편차가 외부 균압형보다도 크게 된다. 그러므로 이 과열도 편차의 증가가 외부 균압형보다도 과열도 제어를 어렵게 하는 원인이 된다.

2) 온도식 자동 팽창밸브의 시정수

온도식 자동 팽창밸브의 감온통 열용량에 기인하여 시정수가 큰 것은 증발기 과열도 피드백 제어의 과도응답이 나쁜 것을 허용하면 안정성에 있어서는 오히려 좋은 경우가 많다.

3) 증발기의 응답특성

플레이트 핀 코일형(plate fin coil) 공기 냉각용 증발기를 예로 들면, 작동조건이 일정하지 않고, 열부하, 증발온도, 설정 과열도 등의 값에 따라 냉매유량 변화 입력시의 증발기 응답특성은 다양하다. 또한 냉매유량의 증대시와 감소시에서는 응답의 시정수가 다르다. 따라서 이들에서 과열도의 피드백 제어가 어려운 근본적인 원인이 되며, 제어대상인 증발기가 지연시간(time lag)을 가졌거나, 응답지연이 큰 요소인 것 여러 요소에서 증발기 출구 냉매 과열도의 주파수 응답특성에 많은 문제점을 가지고 있다.

4) 증발기와 온도식자동 팽창밸브의 결합계 일반적으로 온도식 자동 팽창밸브의 정지

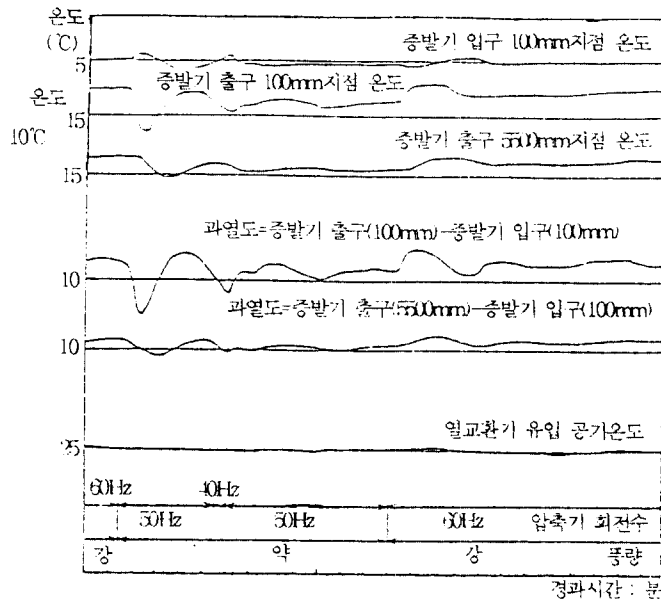


그림 2 온도식 자동 팽창밸브에 의한 과열도제어 (설정 과열도가 큰 경우)

과열도는 메이커 출하시 5~6°C로 설정되어 있고, 이것을 그대로 이용하여 장치를 운전 하면, 앞에서 서술한 밸브 열림의 증대에 따른 과열도 편차에 의해 그림 2에서와 같이 과열도가 10°C 정도로 된다. 이 정도의 과열도에서는 온도식 자동 팽창밸브의 내부 균압형과 외부 균압형의 차이는 응답에 그다지 관계하지 않고, 증발기 출구 냉매 과열도의 응답은 작으며, 과열도의 피드백 제어계의 안정성은 상당히 좋다. 그러나 열부하의 증대에 따라 과열도가 크게 되고, 온도식 자동 팽창밸브의 감온통이 30초 정도의 큰 시정수를 가지기 때문에 과도응답은 상당한 시간을 필요로 한다. 이 감온통의 시정수를 작게 하면 과도응답은 개선되지만, 과열도 피드백 제어계의 안정성은 나쁘게 되는 것이 많다.

4.1.2 전자식 팽창밸브를 이용한 과열도 제어

팽창밸브 자신이 응답지연과 과열도 편차의 특징을 가지고 있는 온도식 자동 팽창밸브의 경우와 달리, 전자식 팽창밸브는 응답

지연이 거의 없다. 이 때문에 전자식 팽창밸브를 이용한 과열도 피드백 제어계의 과도응답은 즉응성 면에서 상당히 우수하지만, 즉응성을 좋게 하는 이외에 피드백 제어계의 안정성은 나쁘게 되는 것이 일반적이다. 따라서 즉응성과 안정성의 양자를 만족시킬 수 있도록 개선하기 위해서 각종의 특성 보상이 이루어지고 있다. 특성보상의 목적과 각각의 특징을 고려하면 증발기 출구 냉매 과열도의 응답은 거의 (2차 지연계) + (지연시간)의 특성이다.⁽⁷⁾ 또 과열도의 설정값이 작게 되는 이외에 과열도 응답의 게인은 크게 된다. 이 과열도의 주파수 응답 특성이 원인이 되어 과열도 피드백 제어계의 안정한계에 있어서 위상여유(phase margin)와 게인여유(gain margin)가 충분하지 못하면, 불안정 조건에 있어서 헛팅현상이 발생하기 쉽다. 이 안정화를 위해서 어떤 특성보상을 행할 필요가 발생한다. 그러므로 증발기 출구 냉매 과열도의 제어는 팽창밸브에서 냉매 유량을 조작하여 행하는 것으로 증발기의 유입 냉매 유량변화 입력시의 응답특성이 중요하다. 이와

같이 증발기의 응답특성은 증발온도, 과열도 설정값, 열부하 및 입·출구 배관의 크기 등에 따라 상당히 변화한다. 따라서, 광범위한 운전조건에 걸쳐 과열도 피드백 제어계를 안정화하고, 과도응답을 개선하는 것은 제어계 내에 특성보상 요소를 투입하여 피드백 제어계의 위상여유와 게인여유를 충분히 이루어야 한다. 다음은 일반적으로 자주 사용되고 있는 몇가지 특성보상 방법에 대해 과열도 제어계의 특징을 서술한다.

1) PI보상

PI동작의 특성보상은 I동작에 의해 저주파수 대역에 있어서 일순 주파수 응답게인을 크게 하고, 과열도의 제어편차를 작게 하는 것이 주목적이다. 따라서, 고주파 대역의 게인을 낮추어 안정화해도 과열도의 제어 편차는 크게 되지 않는 반면, 과도응답의 개선은 그다지 기대할 수 없다.

2) PID보상

PID보상은 상기의 PI 외에 D동작의 특성보상을 추가한 것으로 이것에 의해 즉응성을

PI 보상의 경우보다도 개선할 수 있다. PID 보상을 행하면, 장치의 시동시도 포함하여 과도응답을 양호하게 할 수 있지만, I와 D의 2가지 시정수의 조합에 의한 것으로 증발기의 작동조건이 광범위에 미칠 경우에는 과열도 제어특성의 개선에 한계가 생긴다. 그림 3은 PID보상을 행한 경우에 있어서 응답의 실측예이다.⁽⁶⁾ 이것은 앞에서 서술한 증발기 입·출구온도에 거의 동일한 위상의 온도변동이 있고, 압축기 회전수와 풍량을 동시에 큰 스텝상 외란으로서 입력한 것이다. 그림에서와 같이 열부하 증대시의 과열도 제어는 상당히 양호하지만, 열부하 감소시에는 과도응답이 좋지 못하다. 이 이유는 급격한 열부하 감소에 의해 냉매액의 증발 억제가 과열도의 급격한 감소를 동반하고, 이것에 과열도 피드백 제어계의 일순게인이 과대하여 밸브의 열림이 과도적으로 응답한 것에 의해 큰 과도응답이 발생하고 있다. 이와 같이 제어계가 안정하고, 과도응답이 양호해도 예상 이상의 외란이 입력될 경우도 고려하여

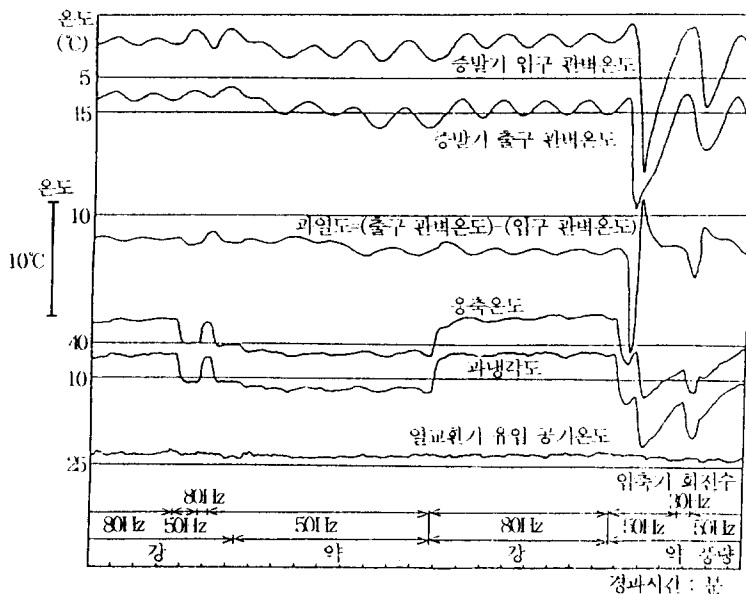


그림 3 PID동작 보상기 투입에 있어서 외란 입력시의 응답특성

계인을 설정해야 한다.

(3) 위상 진행요소에 의한 특성보상 :

증발기 유입 냉매 유량변화 입력시 과열도 응답의 지연이 큰 것에서 과열도 피드백 제어계를 안정화하고, 과도응답 특성을 양호하게 하는 데에는 고주파 대역에서 어느 정도의 위상 지연을 회복시킬 수 있는 특성 보상이 필요하다. 이것을 실현하기 위해서 그림 4에서와 같이 마이너스(-) 시정수를 가진 위상 진행 보상 요소를 투입하면, 이 보상 요소는 단독으로는 상당히 불안정한 특성을 가지고 있지만, 과열도 피드백 제어계를 안정화할 수 있다. 이 보상법은 상당히 고주파 대역이 이르기까지 과열도 피드백 제어계의 계인여유와 위상여유를 크게 하여 안정화하고, 그것에 따라 시동시도 포함하여 과도응답 특성의 우수한 제어가 가능하다. 그림 5는 재기동시의 응답에 있어서 일순계인을 50에서 10으로 작게 한 경우의 응답으로 과열도의 진동은 약간 크게 되지만 기동시의 과도응답은 상당히 양호하다. 이와 같이 기동

시나 큰 열부하 외란 입력시의 과도응답의 즉응성이 좋고, 또 시정수의 설정이 용이(일반적으로 큰 시정수가 좋음)한 등의 특징을 가지고 있다. 하지만, 이 보상요소 자신이 상당히 불안정한 특성을 가지고 있으므로 취급에 있어서는 결점을 가지고 있다.

4.2 과열도 제어의 중요성

과열도 제어시 증발기에서 헤팅현상이 발생하면, 그림 6과 같이 냉매 유량이 감소하고, 증발기의 냉각능력이 저하된다. 또한 헤팅현상이 심하게 될수록 이 경향이 강하게 되므로 과열도 제어를 충분히 검토하고, 적절하게 해야 한다. 또, 그림 3, 4의 응축기 응답에서와 같이 증발기 출구 냉매 과열도 제어가 양호하면 응축기의 응답은 단순히 응축부하의 변화에 대응한 응답이므로 특별한 제어를 필요로 하지 않는다. 그러나 증발기 출구 냉매 과열도의 제어가 부적절하면, 그림 3과 같이 응축기의 응답이 증발기의 응답

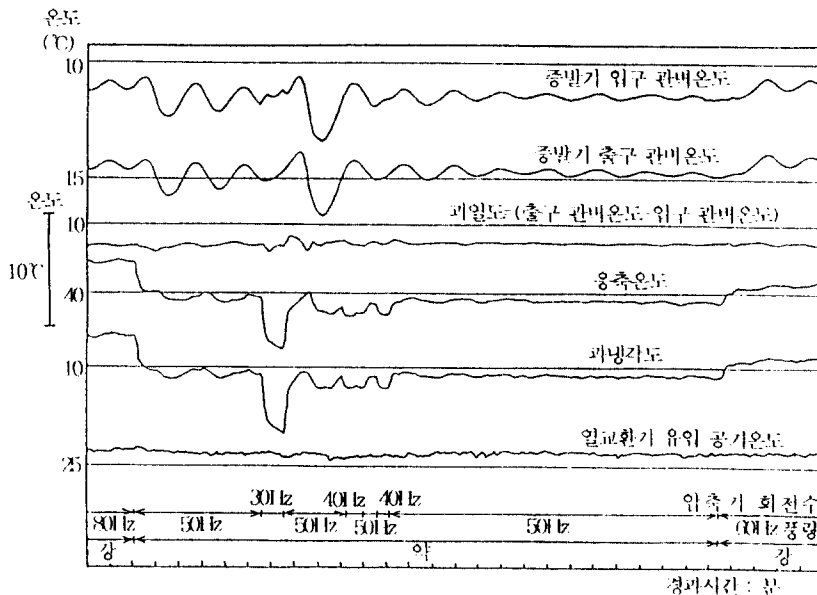


그림 4 마이너스(-)시정수를 가진 보상기 투입에 있어서 외란 입력시의 응답특성

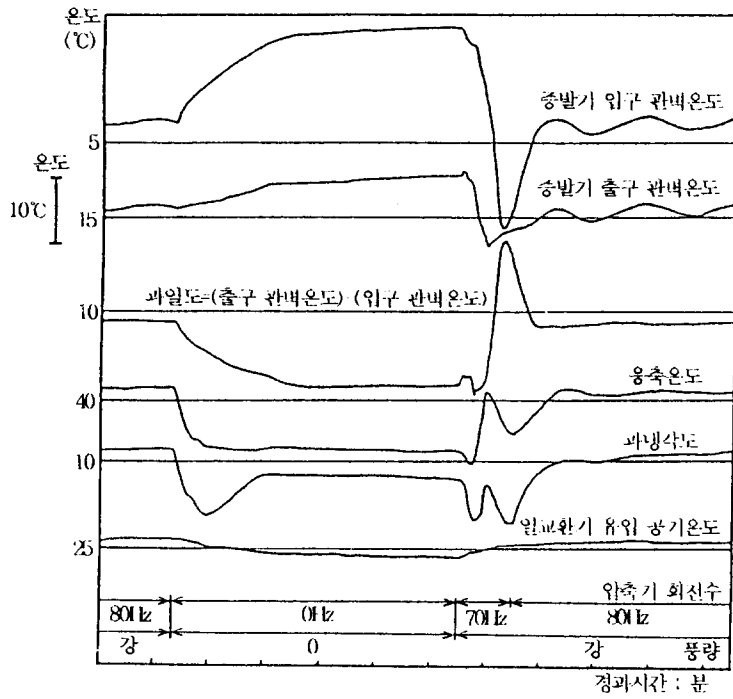


그림 5 마이너스(-)시정수를 가진 보상기 투입에 있어서 재기동 운전시의 응답특성

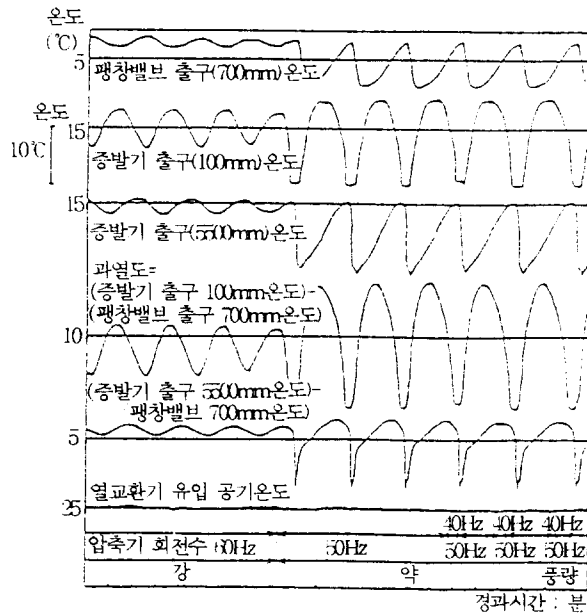


그림 6 온도식 자동 팽창밸브에 의한 현딩현상 (설정 과열도가 작은 경우)

에 따라 크게 되고, 이와 같은 경우에는 응축기의 제어만으로는 그다지 효과가 없다. 이상에서와 같이 냉동 사이클에 있어 냉매계통 제어는 증발기 출구 냉매 과열도 제어가 상당히 중요한 요소이다.

5. 맺음말

냉동·공조기의 제어에 있어 증발기 출구 냉매 과열도 제어가 가장 중요한 요소임을 알 수 있다. 과열도 제어를 적절하게 하기 위해서는 냉동 사이클에 있어서 냉매계통의 응답특성을 파악해야 하지만 이것은 상당히 복잡하므로 스텝 응답법 등의 간단한 실험적 수법으로 충분히 설명하는 것은 불가능에 가깝다. 따라서 실험적 수법과 해석적 방법을 통한 주파수 응답 특성도 포함하여 검토할 필요가 있다. 이와 같은 응답은 장치내 냉매의 종류나 운전조건이 달라도 정량적인 차이는 있겠지만 정성적으로는 거의 변화가 없는 냉동·공조장치의 고유 특성이다. 그리고 증발기 출구 냉매 과열도 제어로서 일반적인 특징은 과도응답을 좋게 하면 안정성이 나빠지고, 또, 안정성을 좋게 하면 과도응답이 나쁘게 되며, 이들 양자는 서로 상반되는 특징을 가지고 있다. 이 특성이 과열도 피드백 제어계의 설계를 어렵게 하고 있다. 최근 종래의 피드백 제어 방법을 대신하여 각종의 제어 수법이 연구되고 있는 것도 이러한 이유에 의한 것으로 생각된다.

앞으로 시스템의 고효율화, 고성능화, 다기능화 및 에너지 절약적 측면에서 소형의 에어컨을 중심으로 가정용 냉·난방기기는 더욱더 신장세를 나타낼 것으로 생각된다. 이에 따라 제어기술이 복합된 다양한 상품들의 시장 점유율이 증가할 것이다. 이와 같은 수요에 대처하기 위해서는 우선적으로 냉동·공조장치의 정확한 동적인 특성파악과 이에 따른 제어 기술적 측면에서도 관심과 연구가 진행되어야 할 것으로 생각된다.

참고문헌

- (1) 平野陽二, 1990, “冷凍空調の計装と制御マニュアル.”
- (2) 通口, 崎田, 1986, “電子膨脹弁を用いた空調機システム,” 空氣調和冷凍聯合講演會論文集, pp. 85~92.
- (3) 通口金次郎, 1986, “蒸發器の制御システム,” 冷凍, Vol. 61, No. 701, pp. 1~8.
- (4) 김재돌, 오후규 외 3명, 1994, “증발기 과열도 제어에 따른 냉동시스템의 동특성에 관한 연구,” 공기조화냉동공학회 하계 학술강연집, pp. 207~211.
- (5) 松剛文雄·永友秀明, 1988, “空調機の過渡應答と動的電子制御,” 日本冷凍協會論文集, Vol. 5, No. 1, pp. 43~54.
- (6) 日本冷凍協會, 1985, “冷凍用自動制御機器.”
- (7) 近藤功, 三宅齊和, 相良正志, 1986, “電子膨脹弁のインバータによる冷凍サイクルの2變數制御,” 日本冷凍協會學術講演論文集, Vol. 11, No. 19, pp. 77~80.
- (8) 通口金次郎, 1987, “壓縮ヒートポンプの動的シミュレーション,” ヒートポンプ調査研究報告書, pp. 87~104.
- (9) 김재돌, 오후규 외 3명, 1994, “증발기 과열도 제어에 따른 냉동장치의 동특성 및 성능특성에 관한 연구,” 대한기계학회 부산지부 추계 학술강연집, pp. 83~88.
- (10) 安田弘, 1986, “蒸發器の過熱度制御,” 冷凍, Vol. 61, No. 701, pp. 22~26.
- (11) James, R. W., 1986, “Dynamic Analysis of Refrigeration Systems,” Australian Refrigeration Air Conditioning and Heating, pp. 31~38.
- (12) Votsis, P. P., Tassou, S. A., Wilson, P. R. and Marquand, C. J., 1992, “Dynamic Characteristics of Air-to-Water Heat Pump System,” Rev. Int. Froid, Vol. 15,

- No. 2, pp. 89~94.
- (13) 이동기, 1994, "자동제어의 이론과 실무적 개념," 설비기술, 62호, pp. 2~10.
- (14) 이대우, 조진호, 1989, "주파수변조장치를 이용한 열펌프식 공기조화기의 냉방-난방에 관한 실험적 연구," 공기조화·냉동공학 논문집, 제1권, 제3호, pp. 203~209. 