



저작자표시-비영리-변경금지 2.0 대한민국

이용자는 아래의 조건을 따르는 경우에 한하여 자유롭게

- 이 저작물을 복제, 배포, 전송, 전시, 공연 및 방송할 수 있습니다.

다음과 같은 조건을 따라야 합니다:



저작자표시. 귀하는 원저작자를 표시하여야 합니다.



비영리. 귀하는 이 저작물을 영리 목적으로 이용할 수 없습니다.



변경금지. 귀하는 이 저작물을 개작, 변형 또는 가공할 수 없습니다.

- 귀하는, 이 저작물의 재이용이나 배포의 경우, 이 저작물에 적용된 이용허락조건을 명확하게 나타내어야 합니다.
- 저작권자로부터 별도의 허가를 받으면 이러한 조건들은 적용되지 않습니다.

저작권법에 따른 이용자의 권리는 위의 내용에 의하여 영향을 받지 않습니다.

이것은 [이용허락규약\(Legal Code\)](#)을 이해하기 쉽게 요약한 것입니다.

[Disclaimer](#)

공학석사 학위논문

전자식과 온도식 팽창밸브를 적용한 히트펌프의 냉·난방 성능과 경제성 비교



2019년 2월

부경대학교 대학원

냉동공조공학과

최 대 호

공학석사 학위논문

전자식과 온도식 팽창밸브를 적용한 히트펌프의 냉·난방 성능과 경제성 비교

지도교수 손 창 호

이 논문을 공학석사 학위논문으로 제출함

2019년 2월

부경대학교 대학원

냉동공조공학과

최 대 호

최대호의 공학석사 학위논문을 인준함

2019년 2월



주	심	공 학 박 사	최 광 환
위	원	공 학 박 사	윤 정 인
위	원	공 학 박 사	손 창 효



목 차

Abstract	iii
List of tables	v
List of figures	v
Nomenclature	vii
제 1 장 서 론	1
1.1 연구 배경	1
1.2 종래 연구	4
1.3 연구 목적	5
제 2 장 실험 장치 및 방법	6
2.1 실험 장치	6
2.1.1 실험 장치의 구성	7
2.1.2 주요 기기	8
2.1.3 부속 기기	13
2.1.4 제어기 및 계측 기기	14
2.2 실험 방법 및 조건	18
2.3 데이터 해석 방법	23
제 3 장 결과 및 고찰	24
3.1 냉·난방 성능 특성	24
3.2 과열도 반응 속도 비교	34

3.3 경제성 분석	35
제 4 장 결 론	39
참고 문헌	42



Comparison of Heating and Cooling Performance and Economic Analysis of a Heat Pump with Electronic and Thermal Expansion Valves

Dae-Ho Choi

Department of Refrigeration and Air-conditioning Engineering
The Graduate School, Pukyong National University

Abstract

The structure consists of compressors, evaporator, condenser, expansion valve, etc. The principle of operation is to evaporate the refrigerant compressed by high temperature and then send it to the condenser to form a cycle where high temperature heat is emitted outside the low temperature. In contrast, the condenser operates as an evaporator and the evaporator operates as a condenser to reduce the temperature of the hot outside heat exchanger and the temperature of the refrigerant to cool down. As a result, due to the increase of interest in the heat pump, many researches have been conducted on the performance of single expansion valve in the heat pump, comparison of the temperature equation and electronic expansion valve. Heat moves from high temperature to low temperature. But in heat pump, on the other hand, pick up heat from low temperature to high temperature. At first, heat pump was developed to evaporate the compressed refrigerant through absorbing surrounding heat such as refrigerator, freezer, air conditioner. Currently, it is used for cooling device that transfers a low-temperature heat source to a high temperature by using heat of a refrigerant or condensation heat, heating device that transfers a high-temperature heat source to a low temperature, and combined cooling and heating device. Depending on the driving method, it can be divided into electric and engine type, and it also

can be divided into air heat source, hydrothermal source and geothermal type depending on the heat source. In addition, for the heat supply method, it is classified into hot air, the cold air, warm water and cold water type, and it is also classified into heating, cooling, dehumidification, and both heating and cooling for the range of pump's usage. However, study of the performance of the two types of expansion valves in the heat pump is lacking. Therefore, the purpose of this paper is to compare and analyze the performance characteristics of electronic and thermostatic expansion valves in the heat pump, to check the characteristics of the two expansion valves, provide other basic data for selecting expansion valves, and to conduct a preliminary study of existing market products for developing orifice replaceable electronic expansion valves. Comparison of mass flow rate, compressor power consumption, cooling and heating capacity, and COP was compared between the thermostatic expansion valve and the electronic expansion valve. The results of the experiment are as follows. During cooling mode, when the temperature of the indoor unit increased, the temperature of the outdoor unit decreased, the efficient increased. During heating mode the lower the temperature of the indoor unit, and the higher the temperature of the outdoor unit, efficient increased. And the result of response speed about degree of superheat control between the electronic expansion valve and the thermostatic expansion valve, the electronic expansion valve showed faster response speed due to the thermostatic expansion valve. Finally, according to the economic analysis, the initial investment cost can be recovered after about 11 years using the electronic expansion valve instead of the thermostatic expansion valve.

LIST OF TABLES

Table 2.1	Specification of compressor
Table 2.2	Specification of condenser and evaporator
Table 2.3	Type and specification of expansion valves
Table 2.4	Specification of 4-way valve
Table 2.5	Specification of additional equipment
Table 2.6	Specification of controller and measurement equipment
Table 2.7	Installation pictures according to expansion valve
Table 2.8	Experimental conditions(Cooling)
Table 2.9	Experimental conditions(Heating)
Table 3.1	Calculation of the operation time per day through reference load
Table 3.2	Calculated electricity price
Table 3.3	Electricity consumption charges by passing year(TEV)
Table 3.4	Electricity consumption charges by passing year(EEV)

LIST OF FIGURES

Fig. 1.1	Photograph of thermostatic expansion valve
Fig. 1.2	Photograph of electronic expansion valve
Fig. 2.1	Schematic diagram of an experimental apparatus(Cooling)
Fig. 2.2	Schematic diagram of an experimental apparatus(Heating)
Fig. 2.3	Installation photograph of bulb

- Fig. 2.4 Refrigerant flow diagram of 4-way valve
- Fig. 2.5 Photograph of experimental apparatus
- Fig. 3.1 Refrigerant mass flow rate of each expansion valve according to inlet temperature of chilled water into indoor unit(Cooling)
- Fig. 3.2 Refrigerant mass flow rate of each expansion valve according to inlet temperature of chilled water into indoor unit(Heating)
- Fig. 3.3 Compressor power of each expansion valve according to inlet temperature of chilled water into indoor unit(Cooling)
- Fig. 3.4 Compressor Power of each Expansion Valve according to inlet temperature of chilled water into indoor unit(Heating)
- Fig. 3.5 Cooling capacity of each expansion valve according to inlet temperature of chilled water into indoor unit(Cooling)
- Fig. 3.6 Heating capacity of each expansion valve according to inlet temperature of chilled water into indoor unit(Heating)
- Fig. 3.7 COP of each expansion valve according to inlet temperature of chilled water into indoor unit(Cooling)
- Fig. 3.8 COP of each expansion valve according to inlet temperature of chilled water into indoor unit(Heating)
- Fig. 3.9 Comparison of response by superheat control(Cooling)
- Fig. 3.10 Comparison of response by superheat control(Heating)
- Fig. 3.11 Economic comparison of thermostatic and electronic expansion valves

NOMENCLATURE

SYMBOLS

T	Temperature	°C
P	Pressure	bar
Q	Cooling capacity	kW
C_p	Specific heat	$\text{kJ/kg} \cdot ^\circ\text{C}$
W	Compressor power consumption	kW
COP	Coefficient of performance	-
f	Frequency	Hz
G	flow rate	kg/h
m	Mass flow rate	kg/h

SUBSCRIPTS

e	Evaporator
c	Condenser
w	Water
com	Compressor
in	Inlet
out	Outlet
sub	Subcooling
sup	Superheating
r	refrigerant

제1장 서론

1.1 연구 배경

열은 온도가 높은 곳에서 낮은 곳으로 이동하는 성질이 있는데, 히트 펌프는 반대로 낮은 온도에서 높은 온도로 열을 끌어 올리는 역할을 한다. 처음에는 냉장고·냉동고·에어컨과 같이 압축된 냉매를 증발시켜 주위의 열을 빼앗는 용도로 개발되었으나, 지금은 냉매의 열을 흡수 또는 방출하는 것을 이용하여 냉·난방을 겸용하는 장치를 포괄하는 의미로 사용된다.⁽¹⁾ 구동방식에 따라 전기식과 엔진식, 열원에 따라 공기 열원식, 수열원식, 지열원식 등으로 구분된다. 구조는 압축기, 증발기, 응축기, 팽창밸브 등으로 이루어져 있으며, 작동원리의 경우, 난방 시에는 압축기에서 고온·고압으로 압축된 냉매를 응축기를 통과하면 응축열을 방출하고 응축하게 된다. 응축된 냉매 액은 팽창밸브를 지나 저압이 된 다음, 증발기를 들어가서 증발열을 얻어 증발하게 된다. 난방 시에는 이와 반대로 응축기는 증발기로, 증발기는 응축기로 작동하도록 하여 난방 운전할 수 있도록 시스템이 구성되어 있다.⁽²⁾ 히트펌프는 다음과 같은 장점을 가지고 있다. 첫 번째로 에너지의 효율이 높다. 두 번째는 연료의 연소가 수반되지 않으므로 깨끗하고 안전하며 무공해다. 세 번째는 각종 배열 등 미활용에너지를 이용하여 에너지절약에 도움이 되며, 겨울철에는 전력 사용의 감소로 인하여 전력으로 난방을 이용할 수 있어, 에너지의 균형 있는 이용에도 도움이 된다. 마지막으로 히트펌프는 1가지의 장치로 냉·난방을 겸할 수 있어 설비의 이용효율이 높다.⁽³⁾ 하지만 보통 공기 열원식은 외부온도가 5℃ 이하가 되면 성능이 떨어지고, 기계적 손상도 발생해 작동이 원활하지 않게 되는 단점이 있다. 반면 수열원식이나 지열

원식은 혹한 지역에서도 지속적으로 열을 공급할 수 있고, 에너지 효율도 높아 공기 열원식을 대체하는 새로운 히트펌프로 주목받고 있다. 히트펌프를 구성할 때, 기존의 전자식 팽창 밸브는 팽창 밸브 내 유체의 흐름이 단일 방향성이기 때문에 추가적인 바이패스 배관의 제작이 필수적이며, 역방향으로 유체가 지나갈 때 역류를 방지하기 위한 체크 밸브가 반드시 필요하다. 이로 인해 히트펌프의 효율이 떨어지게 된다. 이를 개선하기 위해 바이패스 배관 및 체크밸브를 필요로 하지 않는 전자식 팽창 밸브가 필요하다.⁽⁴⁾

팽창 밸브에는 크게 온도식 팽창 밸브와 전자식 팽창 밸브가 있다. 온도식 팽창밸브는 Fig. 1.1과 같이 구성 되어 있다. 감온통이 증발기 출구 배관에 밴드로 고정되어 증발기 출구 냉매의 과열도를 감지하여, 과열도를 감지한다. 균압관을 통하여 냉매 압력을 다이어프램으로 전달하여 개도를 조절한다. 전자식 팽창 밸브는 가장 널리 보급되어 있는 스텝핑 모터 구동 방식을 단순히 전자식 팽창 밸브라 칭하고 있다.⁽⁵⁾

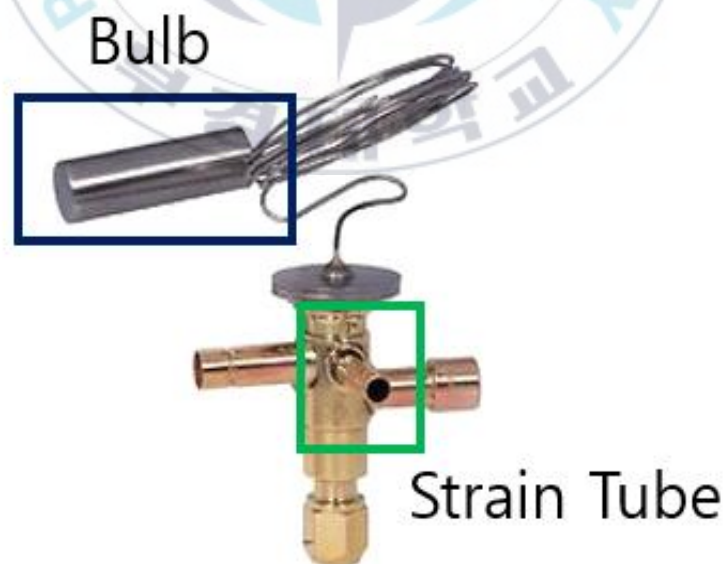


Fig. 1.1 Photograph of thermostatic expansion valve



Fig. 1.2 Photograph of electronic expansion valve

1.2 종래 연구

히트펌프에 대한 관심이 많아짐에 따라 오늘 날 까지 많은 연구들이 진행되어 왔다. 또한, 전자식과 온도식 팽창밸브에 대한 관련 연구들도 상당히 많이 진행되어진 상태이다. 본 연구와 관련된 종래 연구들에 대해서 살펴보면 다음과 같다.

먼저, Renato 등⁽⁶⁾은 전자식과 온도식 팽창밸브의 용도와 외기 온도에 따른 비교와 그에 따른 경제성 평가를 하였다. 그 결과, 온도식 팽창밸브를 대신하여 전자식 팽창밸브는 쇼케이스와 같이 부하변동이 많은 시스템에 적용하는 것이 성능적인 측면에서 유리하다. 이와 같이 부하 변동이 많은 시스템에 온도식 팽창밸브를 대신하여 전자식 팽창밸브를 적용하게 되면 에너지를 절약하고, 투자회수기간을 단축시킬 수 있다고 하였다.

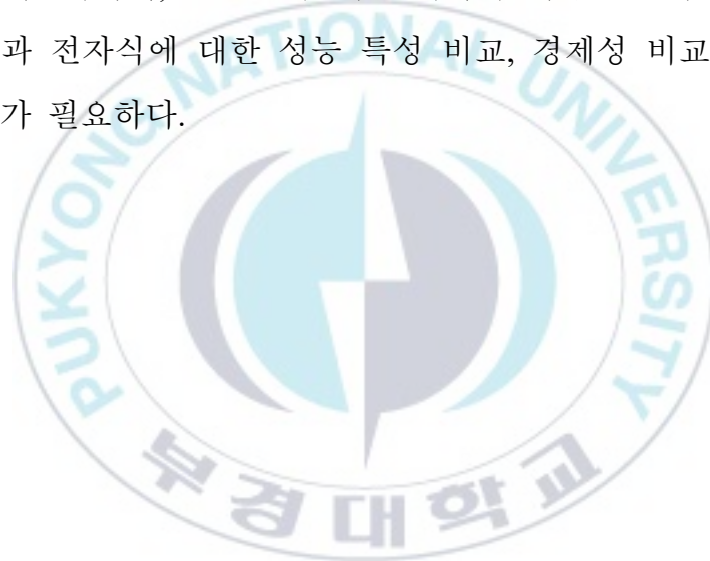
Han 등⁽⁷⁾은 온도식 팽창밸브를 전자식 팽창밸브로의 대체 가능성에 대해 연구하였다. 전자식 팽창밸브는 증발기 출구의 온도와 압력을 측정하기 때문에 감온통을 이용한 온도식 팽창밸브 보다 신속하고 정확하게 과열도를 측정하고 제어 할 수 있으며, 압력강하에 따른 보정이 필요 없게 되고, 상대적으로 전자식 팽창밸브의 초기 설비투자비가 온도식 팽창밸브의 초기 설비투자비보다는 높지만 생산 및 관리가 용이하다고 하였다.

Lee 등⁽⁸⁾은 압축기 주파수의 변화폭이 큰 경우 시스템이 안정화되는데 오랜 시간이 소요되었으며, 복수의 실내기 중에 냉매 유량이 큰 실내기의 냉방용량 안정화 시간이 증가했고, 전자식 팽창밸브의 개도 변화에 따른 시스템 안정화 시간은 압축기 주파수 변화시에 비하여 짧게 나타났으며, 전자식 팽창밸브의 개도 증가 및 감소시에 안정화 시간은 유사하

게 나타났다고 하였다.

Bruderer 등⁽⁹⁾은 온도식 팽창밸브와 비교한 전자식 팽창밸브의 효율성에 대한 주요 이점은 변화에 대한 빠른 응답 시간, 안정적인 과열도 제어에 있다고 한다. 공기-물 히트펌프에서 COP 및 계절에 따라 변화되는 외기조건에서 전자식 팽창밸브의 장점이 더욱 커진다고 나타난다.

이상의 종래 연구로부터, 온도식과 전자식 팽창밸브에 대한 비교가 많은 진행되었다. 하지만, 공기-물 히트펌프, 지열원식히트펌프에서의 비교와 전자식과 온도식 팽창밸브의 냉동기에서의 비교에 대한 내용이 다수를 차지하였다. 따라서, 물-물 히트펌프에서의 다양한 실험 조건들을 통하여 온도식과 전자식에 대한 성능 특성 비교, 경제성 비교에 대한 실용적인 데이터가 필요하다.



1.3 연구 목적 및 개요

본 논문에서는 물-물 히트펌프에서의 전자식 팽창밸브와 온도식 팽창밸브의 다양한 조건의 변화를 통한 성능 특성을 분석하고 과열도 제어에 대한 응답속도를 확인하고 경제성 분석을 통하여 물-물 히트펌프에서의 전자식과 온도식 팽창밸브에 대한 비교와 히트펌프 전용 양방향 전자식 팽창밸브 개발을 위한 기존의 시장 제품에 대한 사전 연구가 목적이다. 따라서 본 논문은 아래와 같이 4장으로 구성된다.

제 1장에서는 연구 배경과 전반적인 연구 내용에 대해 설명하였다.

제 2장에서는 실험장치의 설계, 실험 장치의 구성과 실험 방법, 데이터 해석방법에 대하여 자세히 설명하였다.

제 3장에서는 실험을 통한 다양한 조건에서 히트펌프 운전시의 전자식 팽창 밸브와 온도식 팽창 밸브의 냉·난방 특성, 히트펌프에서의 전자식 팽창 밸브와 온도식 팽창 밸브의 과열도 응답 속도 비교, 마지막으로 전자식 팽창밸브와 온도식 팽창 밸브의 경제성 분석을 하고 그 결과를 고찰하였다.

제 4장에서는 본 연구를 통해 얻어진 결과를 분석하고, 최종적으로 결론을 도출하였다.

제 2 장 실험장치 및 방법

2.1 실험 장치

2.1.1 실험 장치의 구성

본 논문의 실험 장치는 물-물 히트펌프 시스템으로, 전자식 팽창밸브와 온도식 팽창밸브를 적용하여 그 성능 특성을 비교하고, 경제성 분석을 하기 위한 것이다. Fig. 2.1은 히트펌프의 냉방 운전시의 개략도를 나타낸 것이고, Fig. 2.2는 히트펌프의 난방 운전시의 개략도를 나타낸 것이다. 실험 장치는 압축기, 응축기, 증발기, 팽창 밸브, 사방밸브 등의 주요 기기로 구성된다. 본 연구의 히트펌프 실험장치는 사방밸브를 이용하여 냉·난방 운전 전환이 가능하다.

Fig. 2.1은 냉방 운전시의 개략도를 나타낸 것이다. 개략도를 보면, 압축기에서 외부로부터 일을 받아 냉매증기를 압축하여 고온·고압의 냉매가 된다. 이는 사방밸브를 지나 응축기를 통과하면 응축열을 방출하고 응축하게 된다. 응축된 냉매 액은 팽창밸브를 지나 저압이 된 다음, 수액기, 필터드라이어를 지나 증발기로 들어가서 증발열을 취하여, 증발하게 된다. Fig. 2.2는 난방 운전시의 개략도이다. 이는 사방 밸브를 이용하여, 냉방 운전시의 흐름을 반대로 바꾸어서 운전하게 된다. 파워 미터를 이용하여 압축기 소비동력을 측정하여, COP 계산을 할 수 있도록 하였다. 또한, 냉·온수의 온도를 유지하기 위해 증발기와 응축기에 투입되는 냉·온수를 항온조를 통하여 일정하게 유지하여 실험을 진행하였다.

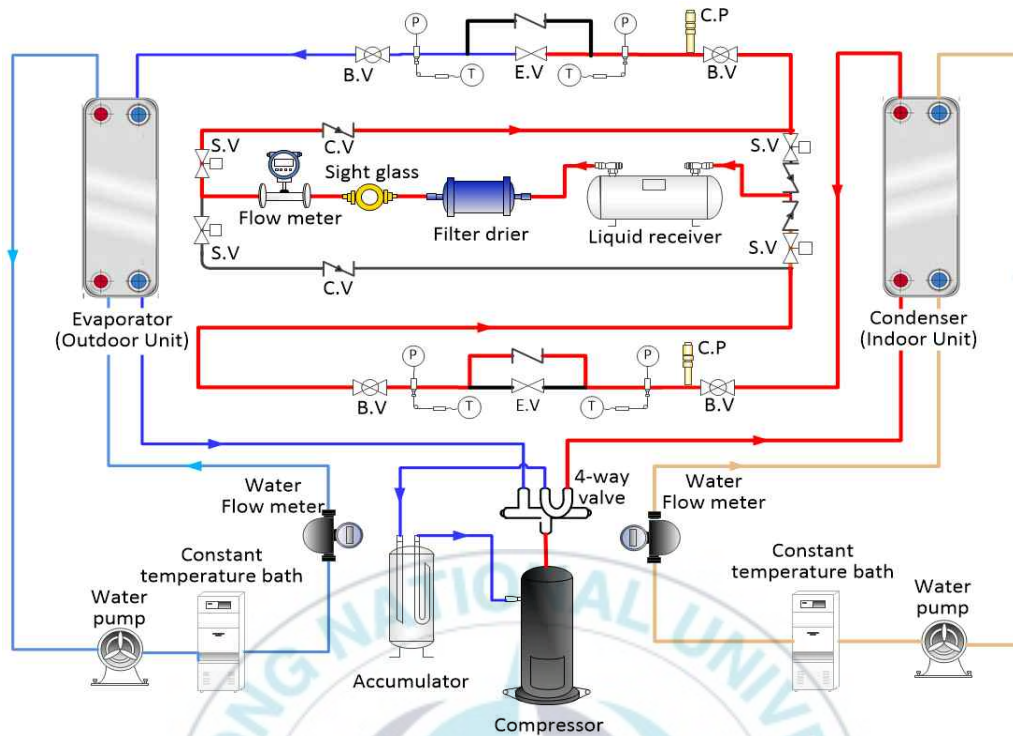


Fig. 2.1 Schematic diagram of an experimental apparatus(Cooling)

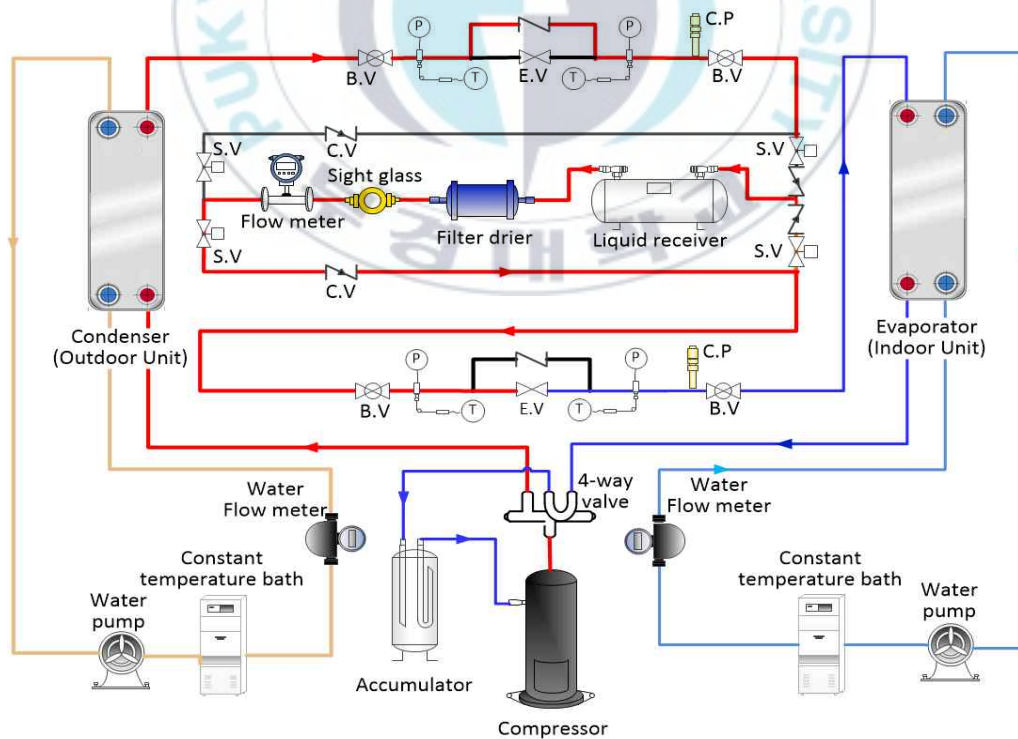


Fig. 2.2 Schematic diagram of an experimental apparatus(Heating)

2.1.2 주요 기기

가. 압축기

본 히트펌프 시스템에서 압축기는 냉매의 증발 온도 7°C, 응축 온도 35°C일 때, 냉방 용량이 3RT 이상이 되도록 선정하였다. Table 2.1은 압축기의 사양에 대해 나타낸다.

Table 2.1 Specification of compressor

Compressor		
	Manufacturer	Emerson Copeland Scroll
	Model	ZP50K3E-TFD-522
	Type	Scroll compressor
	Available refrigerants	R410A
	Rated power (kW)	2.5 kW

나. 응축기 및 증발기

응축기와 증발기의 선정은 응축 열량은 증발 열량보다 크고, 냉·난방 운전 시에 증발기와 응축기의 역할이 바뀌기 때문에 열교환기의 용량을 응축 열량을 소화할 수 있는 3RT(11.58 kW)로 선정하였고, 시스템의 간소화를 위하여 판형열교환기를 설치하였다. Table 2.2는 응축기와 증발기의 사양을 나타낸 것이다.

Table 2.2 Specification of condenser and evaporator

Condenser and evaporator		
	Manufacturer	Swep
	Model	B25TH
	Type	Plate
	Capacity (kW)	11.58

다. 팽창 밸브

본 논문에서는 팽창 밸브의 종류에 따른 히트펌프의 냉방 성능 특성을 파악하기 위해 2가지의 팽창 밸브를 사용하였고 아래의 Table 2.3은 여러 팽창밸브의 사양을 나타낸다. 온도식 팽창 밸브에는 감온통이 있다. 감온통은 증발기 출구의 수평배관에 금속밴드로 밀착시켜서 설치해야하며, 감온통 설치 시에 감온통의 위치도 중요하다. 일반적으로 증발기 출구 측에 감온통을 부착하는 관의 외경이 1/2 - 5/8 inch이면 감온통을 관의 12시 방향에 설치하고 3/4 - 1과1/4 이면 감온통은 3시 방향, 9시 방향 또는 아래 쪽 방향으로 45° 위치에 설치한다. 이는 오일이 압축기 흡입관을 흘러갈 때 관 하부에 오일이 모이기 때문에 오일의 온도를 측정하지 않고 냉매 가스의 온도를 측정하기 위함이다.⁽¹⁰⁾ 본 히트펌프에서 감온통 부착 위치에 있는 관의 외경이 3/4 inch이므로 3시 방향에 감온통을 설치하였다. Fig. 2.3은 감온통을 설치한 사진이다.

Table 2.3 Type and specification of expansion valves

Electronic expansion valve		
	Manufacturer	Dotech
	Model	DPF(o)-3.2C
	Type	Electronic Expansion Valve
	Capacity (kW)	10.56 (3USRT)
Thermostatic expansion valve		
	Manufacturer	Danfoss
	Model	068U1714
	Type	Orifice Replacement Thermostatic Expansion Valve
	Capacity (kW)	10.56 (3USRT)



Fig. 2.3 Installation photograph of bulb

라. 사방밸브

사방밸브는 반드시 고·저압이 형성되어 있는 곳에서 쓰이며, 가운데 아래쪽은 고압, 가운데 위쪽은 저압으로 고정되어 있으며, 두 부분 다 유체의 흐름 방향도 고정되어 있다. 사방밸브는 전류의 인가 여부에 따라서 반달 모양의 피스톤 어셈블리가 움직이게 되면서 관 내측의 유체의 흐름이 바뀐다. 히트펌프에서는 사방밸브의 이러한 작용을 통해 실내기가 증발기 또는 응축기로 전환되어 냉방 또는 난방이 가능하다. Table 2.4는 사방밸브의 사양과 사진을 나타낸 것이며, Fig. 2.4은 냉·난방 운전 시의 사방밸브 내 냉매의 흐름을 나타낸 것이다.

Table 2.4 Specification of 4-way valve

4-way valve			
		Manufacturer	
		Saginomiya	
		Model	
		STF-0401G	
Tube size	Discharge(in)		1/2
	Suction(in)		3/4

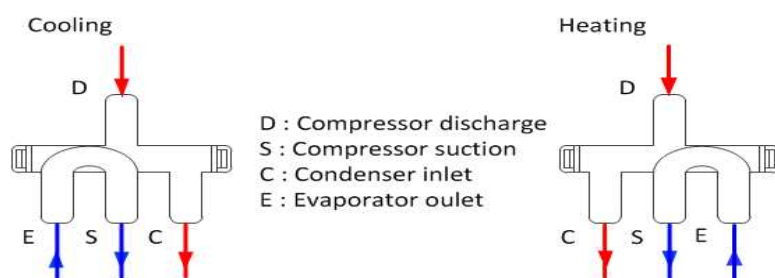


Fig. 2.4 Refrigerant flow diagram of 4-way valve

2.1.3 부속 기기

Table 2.5 Specification of additional equipment

Receiver tank			
	Manufacturer		Kyungan thermotec
	Model		EVC10B-00
	Capacity (kW)		7.1L
	Available refrigerants		R12, R134a, R22, R404A, R407C, R410A, R500, R502, R507
Solenoid valve			
	Manufacturer		Danfoss
	Model		018F7301
	Tube size	Inlet(")	1/2
		Outlet(")	1/2
Check valve			
	Manufacturer		Danfoss
	Model		NRVH-12s
	Tube size	Inlet(")	1/2
		Outlet(")	1/2

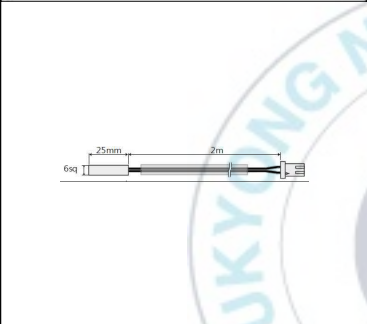
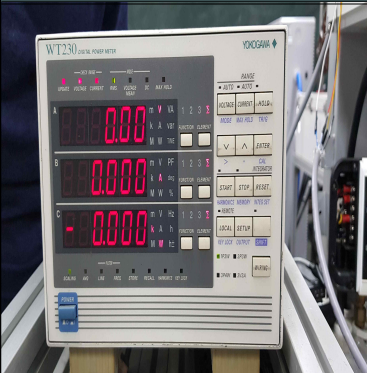
Sight glass			
	Manufacturer		Danfoss
	Model		SGN-12s
	Tube size	Inlet(in)	1/2
		Outlet(in)	1/2

Filter drier			
	Manufacturer		Danfoss
	Model		DML-084
	Tube size	Inlet(in)	1/2
		Outlet(in)	1/2

Water pump			
	Manufacturer		Wilo
	Model		PU-S600M
	Power		220V (400W)
	Rate flow rate (Max)		160L/min

2.1.4 제어기 및 계측기기

Table 2.6 Specification of controller and measurement equipment

Electronic expansion valve controller		
	Manufacturer	Dotech
	Model	EVC10B-00
	Rated power	Max 4W at 24V dc
	Model	DPR-TH1-ST-XHP (NTC 5K Ω)
	Range	-50 ~ 50°C
	Accuracy	$\pm 0.3^{\circ}\text{C}$
	Model	DP512-G7-XHP
	Range	-1 ~ 15 bar
	Accuracy	$\pm 1.0\%$
Power meter		
	Manufacturer	Yokogawa
	Model	WT 230
	Range	Voltage 15 ~ 600V
		Current 0.5A ~ 20A
	Accuracy	$\pm 0.1\%$

Water mass flow meter		
	Manufacturer	Corea Flow
	Model	TBN-II-AD
	Range	600L/h ~ 6000L/h
	Accuracy	$\pm 0.5\%$
Constant temperature bath I		
	Manufacturer	P.K. tec
	Power	3phase, 380V
	Capacity (kW)	11.58kW
Constant temperature bath II		
	Manufacturer	P.K. tec
	Power	3phase, 380V
	Capacity (kW)	11.58kW
Absolute pressure sensor		
	Manufacturer	Flow & Sensor
	Type	din
	Connecting Size (")	1/8 PT
	Range	0 ~ 50 bar (0V ~ 5V)
	Accuracy	$\pm 0.25\%$

Absolute pressure sensor		
	Manufacturer	Daeyoung sensor
	Type	T
	Range	-270°C ~ 400°C
	Size	1.6 ∅ x 10cm
	Accuracy	± 0.3% (-20°C ~ 150°C)
Multi-channel recorder		
	Manufacturer	Yokogawa
	Model	Dr-230
	Maximum Input Channels	60
	Accuracy	± 0.05%

Table 2.7 Installation pictures according to expansion valve

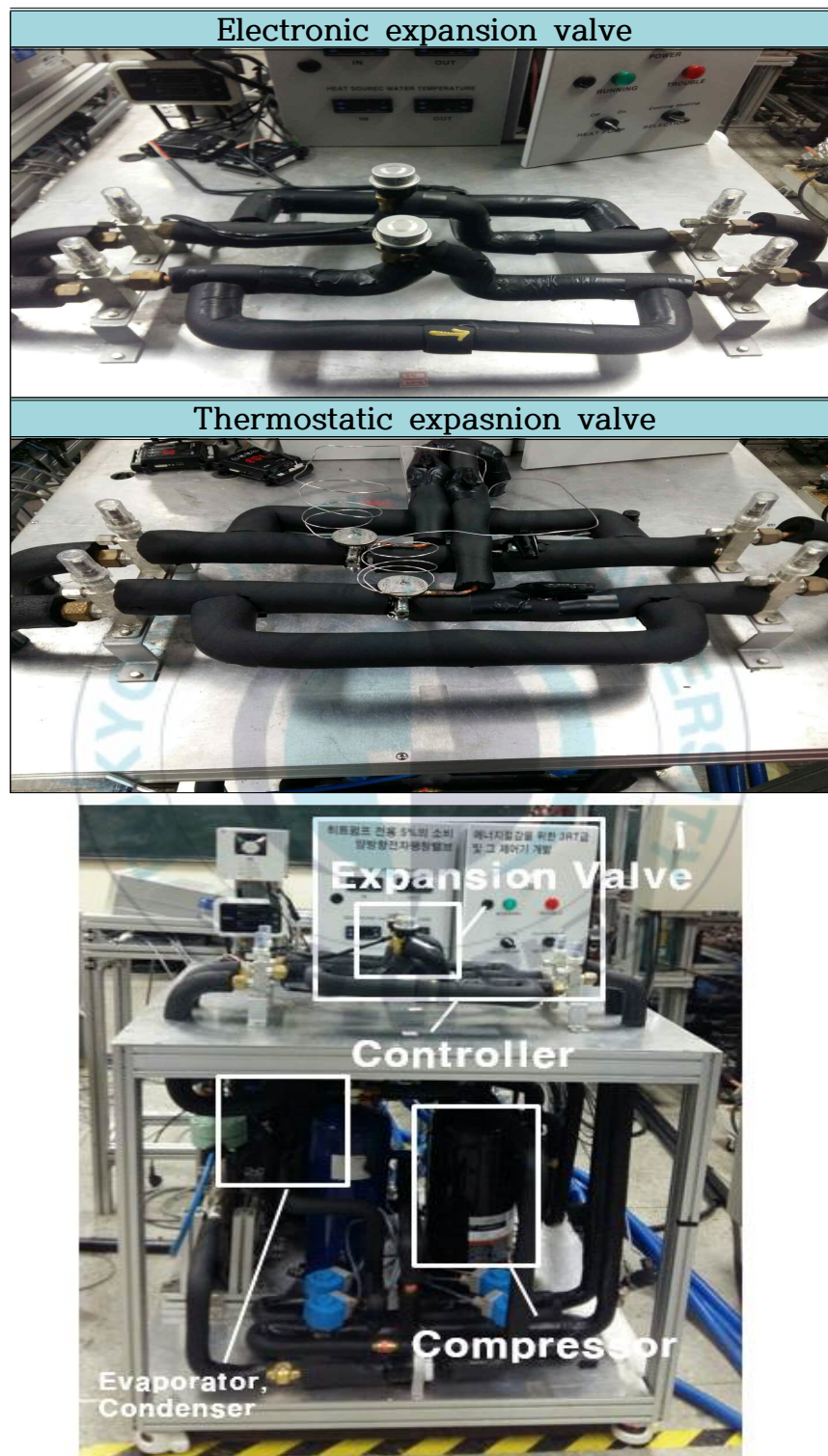


Fig. 2.5 Photograph of experimental apparatus

2.2 실험 방법 및 조건

먼저, 실험 장치의 누설 되는 곳이 없는지 확인하기 위해 히트펌프 시스템에 질소를 주입하여 기밀시험을 한다. 시스템의 고압을 예측하여 질소를 그 이상의 압력으로 주입하고 2~3 일의 경과를 지켜본다. 그 후 이상이 없을 시에 내부 진공 및 냉매 가압을 3 회 이상 실시하여 시스템 내부 불순물을 제거하고 냉매를 액상으로 충전 한다. 시스템을 가동하기에 있어 실험 조건에 맞는 냉·온수의 온도는 2 개의 항온조를 이용하여 설정한다.

본 실험은 다음과 같은 순서에 의해 진행하였다.

- (1) 2 개의 항온조와 연결된 수조의 물을 펌프를 이용하여 항온조에 흐르게 한다.
- (2) 증발기와 응축기 측에 들어가는 냉·온수의 온도를 실험 조건에 맞게 항온조를 통하여 필요 온도까지 설정 한다.
- (3) 냉·온수 펌프의 유량을 실험 조건에 맞는 유량을 조절한다.
- (4) 전자식 팽창밸브를 실험 조건에 맞게 제어기를 통해서 설정하고 온도식 팽창밸브의 경우 스프링 압력을 조절하여 설정한다.
- (5) 히트펌프를 가동하여, 데이터로거의 프로그램(DARWIN DAQ 32 Plus)을 통해 각 계측기의 온도, 압력, 유량 등을 확인한다.
- (6) 시스템을 작동하여 정상상태(20분 동안의 온도의 변화가 $\pm 1^{\circ}\text{C}$ 이내, 압력의 변화가 $\pm 0.5 \text{ bar}$ 이내, 질량 유량의 변화가 $\pm 0.5 \text{ kg/min}$ 이내가 되면 정상상태로 간주)에 도달한 이후 냉매의 온도와 압력, 질량 유량, 냉·온수의 온도, 수유량, 압축기 소비동력을 30분동안 측정한다.
- (7) 측정된 데이터의 평균 값을 계산한다.

(8) 실험이 종료되면 팽창밸브를 교체할 시에는 처음의 누설 검사부터 다시 시작한다. 냉매의 충전량은 이전과 동일하게 한다.

팽창밸브에 따른 히트펌프의 성능 특성을 파악하기 위한 실험 조건은 KS B 2327의 물-물 히트펌프에 근거하여 정하였으며, 이후 실험의 이해를 위해 증발기와 응축기를 대신하여 실내기와 실외기로 명명하였다. 세부 실험 조건은 Table 2.8, 2.9와 같다.

Table 2.8 Experimental conditions(Cooling)

Parameter	Value	Unit
Inlet temperature of chilled water into indoor unit : T_I	12*, 17	℃
Inlet temperature of cooling water indoor unit : T_O	30*, 35	℃
Chilled water flow rate in indoor unit : G_I	2,000*	kg/h
Cooling water flow rate in outdoor unit : G_O	2,000*	kg/h
Inverter frequency : f	60*	Hz
Superheating degree : T_{sup}	6*	℃
Subcooling degree : T_{sub}	1.5*	℃
Refrigerant	R410A*	-
Expansion valve	A, B	-

* Standard condition

Table 2.9 Experimental conditions(Heating)

Parameter	Value	Unit
Inlet temperature of chilled water into indoor unit : T_I	7, 12*	℃
Inlet temperature of cooling water indoor unit : T_O	30*, 35	℃
Chilled water flow rate in indoor unit : G_I	2,000*	kg/h
Cooling water flow rate in outdoor unit : G_O	2,000*	kg/h
Inverter frequency : f	60*	Hz
Superheating degree : T_{sup}	6*	℃
Subcooling degree : T_{sub}	1.5*	℃
Refrigerant	R410A*	-
Expansion valve	A, B	-

* Standard condition

2.3 데이터 해석 방법

본 연구의 냉매 R410A와 냉·온수의 열 물 성치 값 계산은 NIST에서 개발한 냉매 물성치 계산 프로그램인 REFPROP(version 10.0)⁽¹¹⁾를 이용하였다. 팽창밸브에 따른 히트펌프의 성능 특성을 파악하기 위해 다음과 같은 계산식을 사용하였다. 먼저, 히트펌프의 냉방 및 난방 능력은 식 (2.1)으로 계산할 수 있다.

그리고 압축기에서 소요되는 압축기 소비동력은 파워 미터로 측정된 값을 사용한다. 식 (2.1)과 파워 미터로부터 측정된 압축기 소비동력을 통해 COP(Coefficient of performance)를 구하는 식은 다음과 같다.

$$Q_e = G_I \cdot c_{p,w} \cdot \int_{T_{I,out}}^{T_{I,in}} dt \cdot \frac{1}{3600} \quad (2.1)$$

$$COP = \left(\frac{Q_e}{W_{com}} \right) \quad (2.2)$$

제 3 장 결과 및 고찰

본 연구에서는 전술한 온도식 팽창밸브와 전자식 팽창밸브를 적용한 히트펌프의 성능 특성을 실험적으로 파악 및 분석하기 위해서, 히트펌프 운전시의 전자식 팽창 밸브와 온도식 팽창 밸브의 냉·난방 성능 특성, 과열도 응답 속도 비교, 경제성 분석을 알아보았다.

3.1 냉·난방 성능 특성

(1) 질량 유량

Fig. 3.1은 냉방 운전시의 실내기 측 냉각수 온도와 실외기 측 냉각수 온도 변화에 따른 질량 유량을 나타낸 것이다. 질량 유량의 경우, 온도식 팽창 밸브와 전자식 팽창 밸브가 비슷한 경향이 나타났다. 냉방 운전 시에 실내기 측 냉각수 온도가 12 °C에서 17 °C로 증가함에 따라, 실외기 측 냉각수 온도가 30 °C일 때, 온도식 팽창 밸브의 질량 유량은 4.638 kg/min에서 4.746 kg/min으로, 전자식 팽창 밸브에서는 4.868 kg/min에서 4.970 kg/min으로 증가하였다. 실외기 측 냉각수 온도가 35 °C일 때, 온도식 팽창 밸브의 경우, 4.569 kg/min에서 4.740 kg/min, 전자식 팽창 밸브는 4.836 kg/min에서 4.91 kg/min으로 증가하였다. 이는 실내기 측 냉각수의 온도가 증가하면 실내기 측 압력이 증가하게 되고, 이에 따라 팽창 밸브의 개도가 열리게 되어 질량 유량이 증가되는 것으로 생각 된다. 그리고 실외기 측 냉각수의 온도가 증가하게 되면 실외기 측 압력이 증가하게 되고 그로 인해 팽창 밸브의 개도가 닫히게 되어 질량유량이 감소하는 것으로 사료 된다. Fig 3.2는 난방 운전시의 질량 유량을 나타낸 것

이다. 난방 운전 시에는 실내기 측의 냉각수 온도가 25 °C에서 30 °C로 증가하는데 질량유량은 실내기 측 냉각수의 온도가 증가 할수록 온도식 팽창 밸브에서 실외기 측 온도가 7 °C일 때, 4.454 kg/min에서 4.380 kg/min 감소하고 전자식 팽창 밸브의 경우, 4.477 kg/min에서 4.430으로 감소한다. 실외기 측 온도가 12 °C일 때는 온도식 팽창 밸브에서 4.467 kg/min에서 4.396 kg/min으로 전자식 팽창 밸브의 경우, 4.505 kg/min에서 4.450 kg/min으로 감소하는 경향이 나타났다. 이는 실외기 측 냉각수의 온도가 증가할수록 실외기 측 압력이 증가하여 팽창 밸브의 개도가 열리게 되고 질량 유량이 증가하는 것으로 생각되고, 실내기 측 냉각수가 증가함에 따라, 실내기 측 압력은 증가하게 되고 팽창 밸브의 개도는 닫히게 되어 질량 유량은 감소하는 것이라 사료된다.

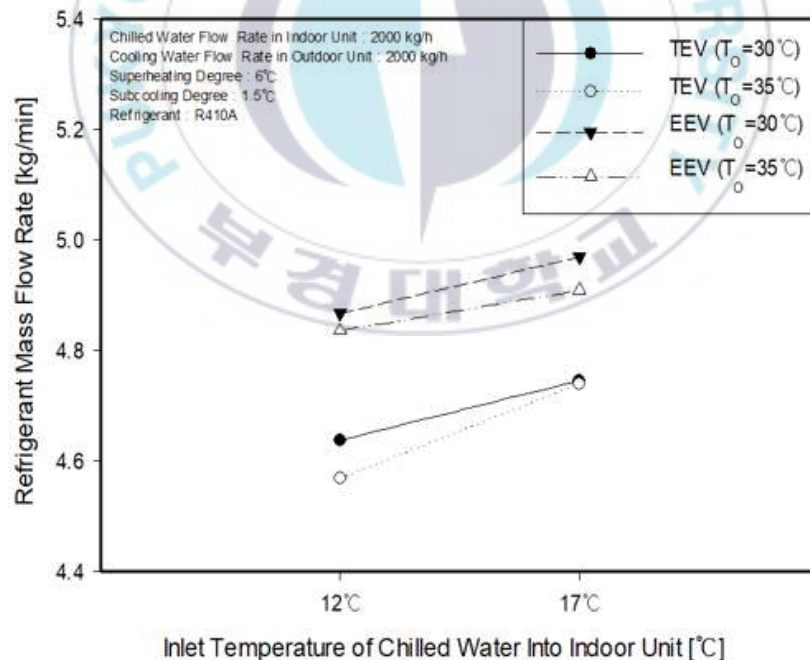


Fig. 3.1 Refrigerant mass flow rate of each expansion valve according to inlet temperature of chilled water into indoor unit(Cooling)

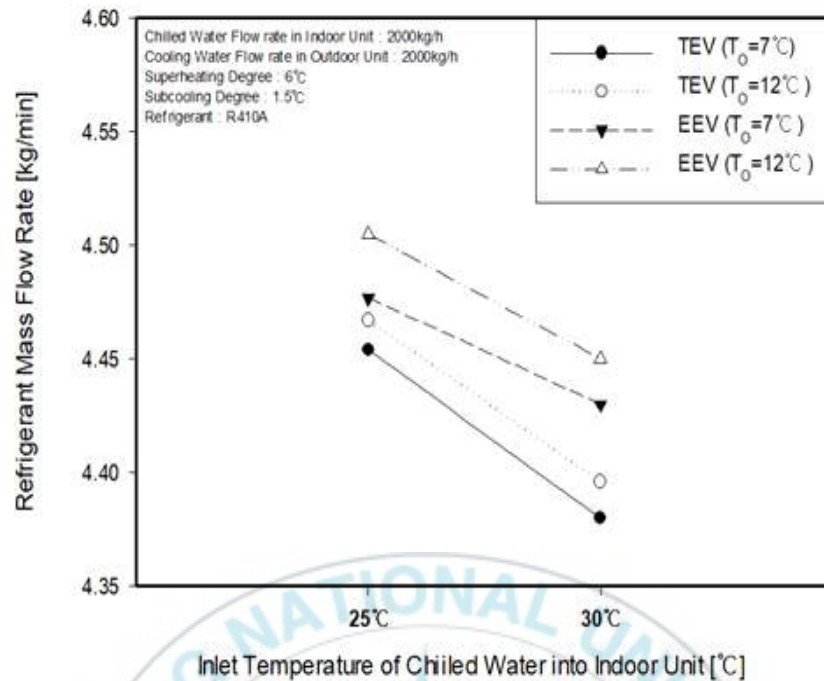


Fig. 3.2 Refrigerant mass flow rate of each expansion valve according to inlet temperature of chilled water into indoor unit(Heating)

(2) 압축기 소비동력

Fig. 3.3은 냉방 운전시의 실내기 측 냉각수 온도와 실외기 측 냉각수 온도 변화에 따른 압축기 소비동력을 나타낸 것이다. 압축기 소비동력의 경우, 질량 유량에 관계가 있으므로 질량 유량과 비슷한 경향이 나타났다. 냉방 운전 시에 실내기 측 냉각수 온도가 12 °C에서 17 °C로 증가함에 따라, 실외기 측 냉각수 온도가 30 °C일 때, 온도식 팽창 밸브의 압축기 소비동력은 3.646 kW에서 3.710 kW으로, 전자식 팽창 밸브에서는 3.580 kW에서 3.610 kW으로 증가하였다. 실외기 측 냉각수 온도가 35 °C일 때, 온도식 팽창 밸브의 경우, 4.138 kW에서 4.174 kW, 전자식 팽창 밸브는 4.096 kW에서 4.126 kW으로 증가하였다. 이는 실내기 측 냉각수의 온도가 증가하면 실내기 측 압력이 증가하게 되고, 이에 따라 팽

창 밸브의 개도가 열리게 되어 질량 유량이 증가하여 압축기 소비동력이 증가되는 것으로 생각 된다. 그리고 실외기 측 냉각수의 온도가 증가하게 되면 실외기 측 압력이 증가하게 되고 그로 인해 압축기의 압축비가 증가하여 압축기의 소비동력이 증가하는 것으로 사료 된다. Fig 3.4는 난방 운전시의 압축기 소비동력을 나타낸 것이다. 난방 운전 시에는 실내기 측의 냉각수 온도가 25 °C에서 30 °C로 증가함에 따라 압축기 소비동력은 실내기 측 냉각수의 온도가 증가 할수록 온도식 팽창 밸브에서 실외기 측 온도가 7 °C일 때, 3.420 kW에서 3.830 kW으로 증가하고 전자식 팽창 밸브의 경우, 3.400 kW에서 3.822 kW으로 증가한다. 실외기 측 온도가 12 °C일 때는 온도식 팽창 밸브에서 3.422 kW에서 3.804 kW으로 전자식 팽창 밸브의 경우, 3.420 kW에서 3.800 kW으로 증가하는 경향이 나타났다. 이는 실외기 측 냉각수의 온도가 증가할수록 실외기 측 압력이 증가하여 팽창 밸브의 개도가 열리게 되고 질량 유량이 증가하여 압축기 소비동력이 증가되는 것으로 생각되고, 실내기 측 냉각수가 증가함에 따라 실내기 측 압력은 증가하게 되고 압축기의 압축비가 증가하게 되어 압축기 소비동력이 증가하는 것으로 사료 된다.

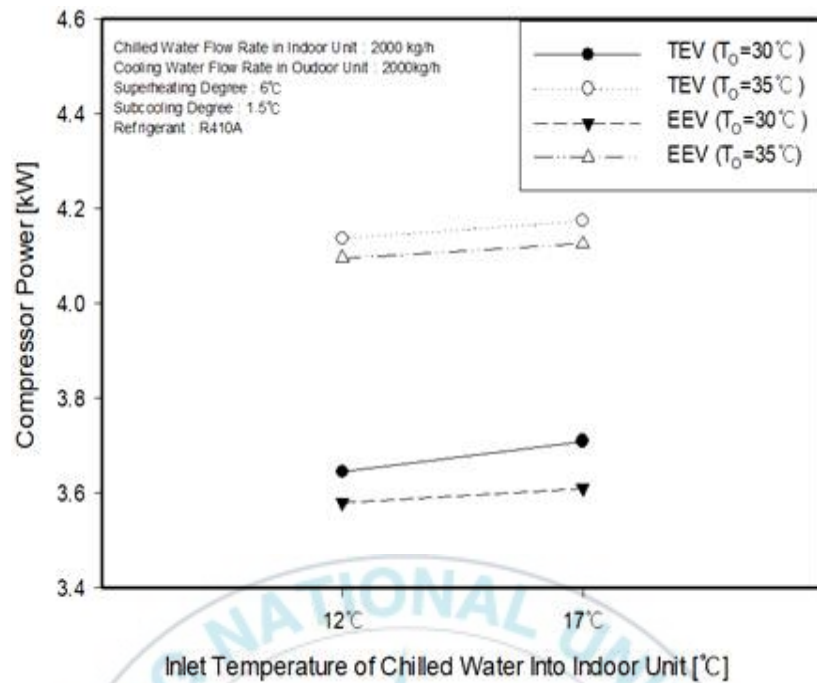


Fig. 3.3 Compressor power of each expansion valve according to inlet temperature of chilled water into indoor unit(Cooling)

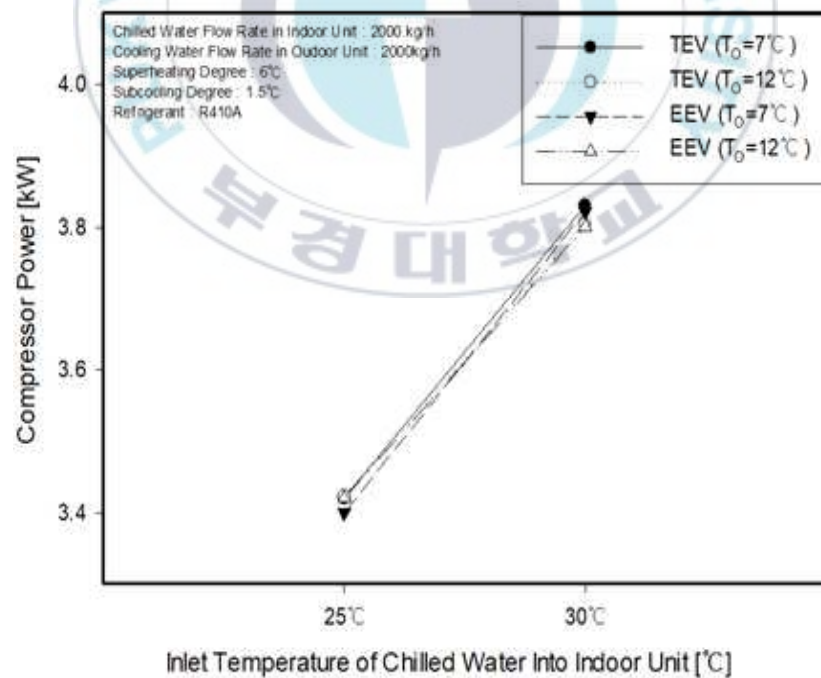


Fig. 3.4 Compressor power of each expansion valve according to inlet temperature of chilled water into indoor unit(Heating)

(3) 냉·난방 능력

Fig. 3.5는 냉방 운전시의 실내기 측 냉각수 온도와 실외기 측 냉각수 온도 변화에 따른 냉방 능력을 나타낸 것이다. 냉방 능력의 경우, 질량 유량에 관계가 있으므로 질량 유량과 비슷한 경향이 나타났다. 냉방 운전 시에 실내기 측 냉각수 온도가 12 °C에서 17 °C로 증가함에 따라, 실외기 측 냉각수 온도가 30 °C일 때, 온도식 팽창 밸브의 냉방 능력은 11.64 kW에서 13.36 kW으로, 전자식 팽창 밸브에서는 12.70 kW에서 13.41 kW으로 증가하였다. 실외기 측 냉각수 온도가 35 °C일 때, 온도식 팽창 밸브의 경우, 11.22 kW에서 11.43 kW, 전자식 팽창 밸브는 11.34 kW에서 11.59 kW으로 증가하였다. 이는 실내기 측 냉각수의 온도가 증가하면 실내기 측 압력이 증가하게 되고, 이에 따라 팽창 밸브의 개도가 열리게 되어 질량 유량이 증가하여 냉방 능력이 증가되는 것으로 생각된다. 그리고 실외기 측 냉각수의 온도가 증가하게 되면 실외기 측 압력이 증가하게 되고 그로 인해 질량 유량이 감소하여 냉방 능력이 감소하는 것으로 사료 된다. Fig 3.6은 난방 운전시의 난방 능력을 나타낸 것이다. 난방 운전시에는 실내기 측의 냉각수 온도가 25 °C에서 30 °C로 증가함에 따라 난방 능력은 실내기 측 냉각수의 온도가 증가 할수록 온도식 팽창 밸브에서 실외기 측 온도가 7 °C일 때, 15.11 kW에서 14.76 kW으로 감소하고 전자식 팽창 밸브의 경우, 15.61 kW에서 14.98 kW으로 감소한다. 실외기 측 온도가 12 °C일 때는 온도식 팽창 밸브에서 15.59 kW에서 14.93 kW으로 전자식 팽창 밸브의 경우, 16.01 kW에서 15.35

kW으로 감소하는 경향이 나타났다. 이는 실외기 측 냉각수의 온도가 증가할수록 실외기 측 압력이 증가하여 팽창 밸브의 개도가 열리게 되고 질량 유량이 증가하여 난방 능력이 증가되는 것으로 생각되고, 실내기 측 냉각수가 증가함에 따라 실내기 측 압력은 증가하게 되고 질량 유량은 감소하여 난방 능력은 감소하는 것으로 사료 된다.

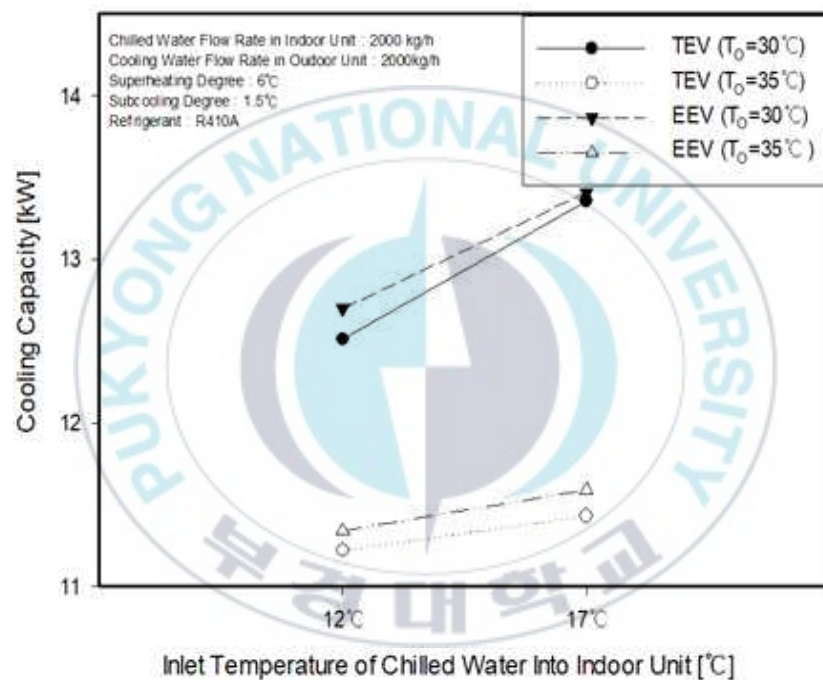


Fig. 3.5 Cooling capacity of each expansion valve according to inlet temperature of chilled water into indoor unit(Cooling)

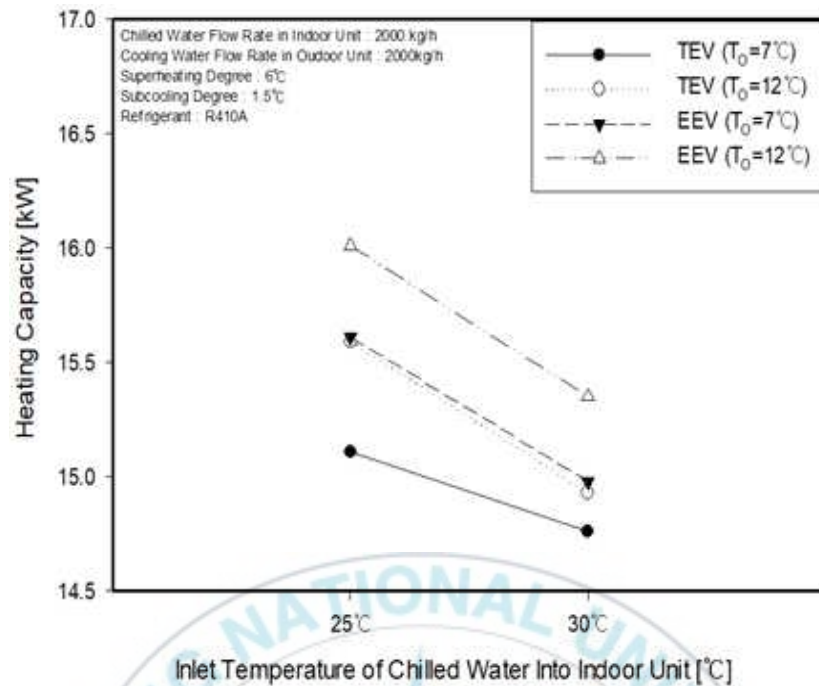


Fig. 3.6 Heating capacity of each expansion valve according to inlet temperature of chilled water into indoor unit(Heating)

(4) 성능 계수

Fig. 3.7은 냉방 운전시의 실내기 측 냉각수 온도와 실외기 측 냉각수 온도 변화에 따른 성능계수(COP)를 나타낸 것이다. 냉방 운전 시에 실내기 측 냉각수 온도가 12 °C에서 17 °C로 증가함에 따라, 실외기 측 냉각수 온도가 30 °C일 때, 온도식 팽창 밸브의 COP는 3.428에서 3.601으로, 전자식 팽창 밸브에서는 3.547에서 3.715으로 증가하였다. 실외기 측 냉각수 온도가 35 °C일 때, 온도식 팽창 밸브의 경우, 2.711에서 2.738, 전자식 팽창 밸브는 2.769에서 2.809로 증가하였다. 이는 실내기 측 냉각수의 온도가 증가하면 실내기 측 압력이 증가하게 되고, 이에 따라 팽창 밸브의 개도가 열리게 되어 질량 유량이 증가하여 냉방 능력이 증가되는

것으로 생각 된다. 그리고 실외기 측 냉각수의 온도가 증가하게 되면 실외기 측 압력이 증가하게 되고 그로 인해 질량 유량이 감소하여 냉방 능력이 감소하는 것으로 사료 된다. Fig. 3.8은 난방 운전시의 실내기 측 냉각수 온도와 실외기 측 냉각수 온도 변화에 따른 COP를 나타낸 것이다. 난방 운전 시에 실내기 측 냉각수 온도가 25 °C에서 30 °C로 증가함에 따라, 실외기 측 냉각수 온도가 7 °C일 때, 온도식 팽창 밸브의 COP는 3.428에서 3.601으로, 전자식 팽창 밸브에서는 4.418에서 3.854로 전자식 팽창밸브의 경우, 4.591에서 3.919로 감소하였다. 실외기측 냉각수 온도가 12 °C일 때, 온도식 팽창밸브의 경우, 4.556에서 3.925, 전자식 팽창 밸브는 4.681에서 4.039로 감소하였다. 이는 실외기 측 온도가 증가함에 따라 질량 유량이 증가하고 난방능력이 증가하게 되고, 실내기 측 온도가 증가함으로써 질량 유량이 감소하고 난방 능력 또한 감소하는 것으로 생각된다.

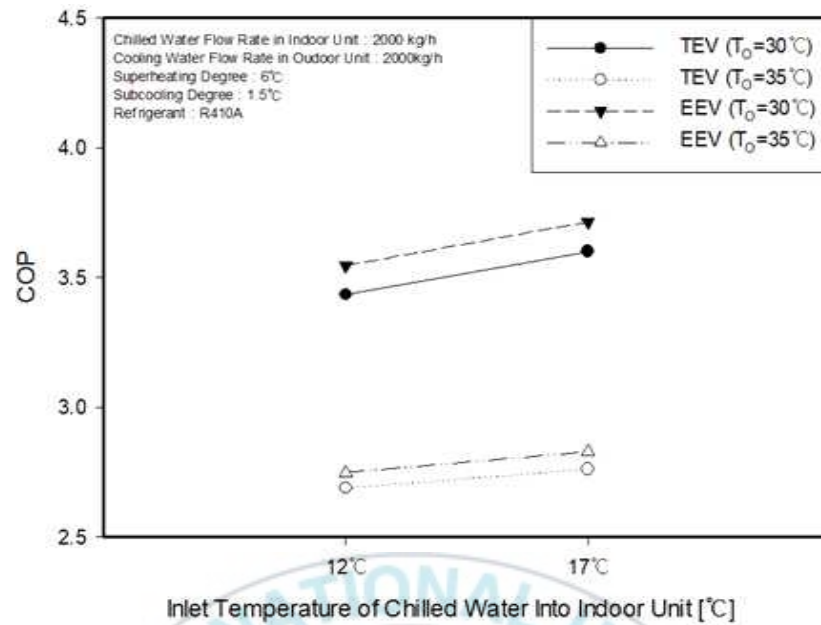


Fig. 3.7 COP of each expansion valve according to inlet temperature of chilled water into indoor unit(Cooling)

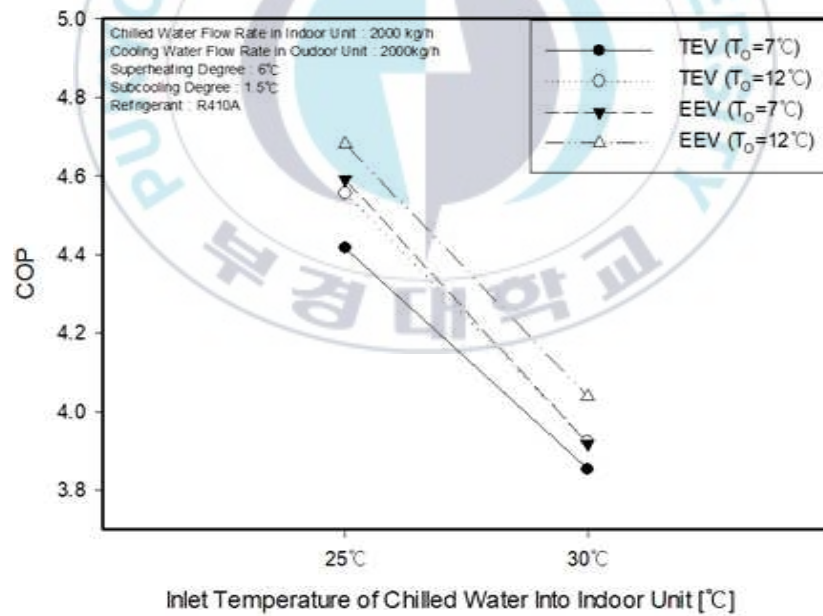


Fig. 3.8 COP of each expansion valve according to inlet temperature of chilled water into indoor unit(Heating)

3.2 과열도 반응 속도 비교

Fig. 3.9는 냉방 운전시의 과열도 반응 속도 비교를 나타낸 것이고, Fig. 3.10은 난방 운전시의 과열도 반응 속도 비교를 나타낸 것이다. 설정 과열도에 도달 하게 되면 과열도를 0°C로 설정하여 다시 과열도를 설정하는 방법으로 실험을 진행하였다. 냉방 운전시와 난방 운전시의 설정 과열도까지 정상상태에 도달 하는 시간은 전자식 팽창밸브의 경우 약 110초, 온도식 팽창밸브의 경우 약 150초가 지나게 되면 설정 정상상태에 도달하게 된다. 이는 온도식 팽창밸브는 냉매의 온도와 압력을 검출하여, 이들로부터 과열도를 산정, 과열도가 일정하도록 냉매유량을 제어하는 반면에, 전자식 팽창밸브는 증발기 입·출구에 온도센서를 설치하여, 양쪽 센서의 검출 온도차에 의해 증발기 출구 냉매의 과열도를 측정하여 이 신호에 따라 밸브를 개폐하며 증발기에 유입하는 냉매유량을 제어한다. 이러한 이유 때문에 온도식 팽창밸브보다 전자식 팽창밸브가 설정 과열도에 도달 하는 시간이 빠르게 된다.

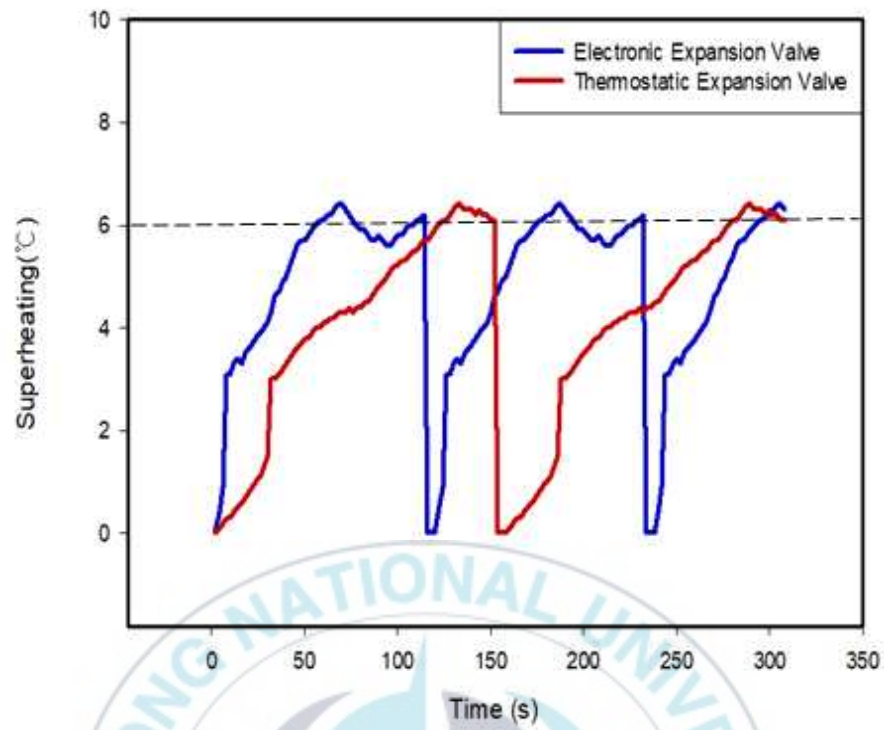


Fig. 3.9 Comparison of response by superheat control(Cooling)

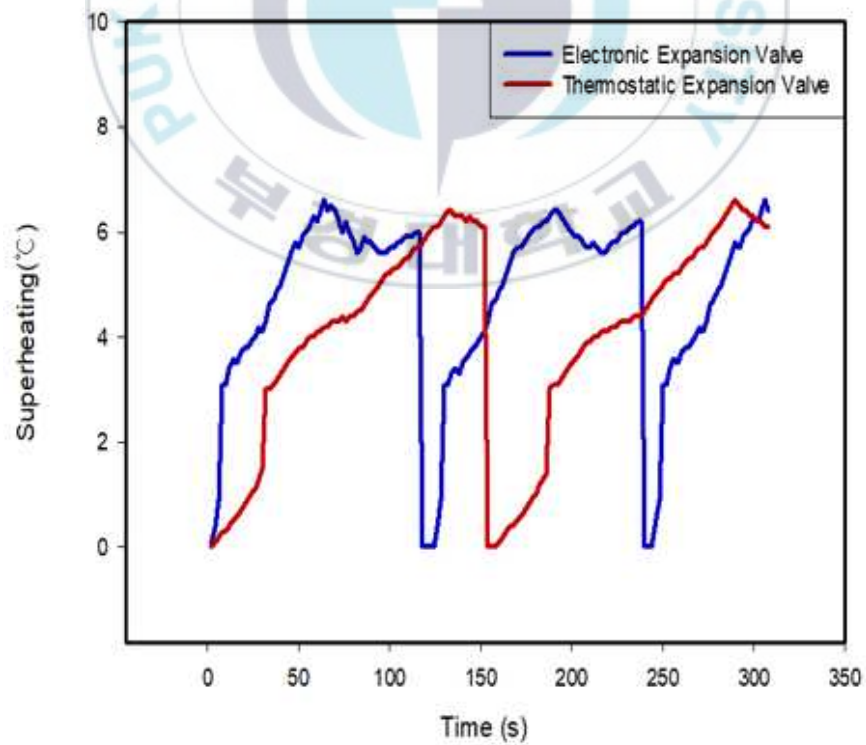


Fig. 3.10 Comparison of response by superheat control(Heating)

3.3 경제성 분석

Fig. 3.10은 한국 전력에서의 산업용 전기를 계산하는 표이다. 이 실험에서 적용한 히트펌프의 용량은 3 RT급이다. 이는 가정에서 사용하기에는 용량이 큰 시스템이기에 산업용 히트펌프이다. 이에 따라 한국 전력 기준의 산업용(갑) I을 적용하였다. 히트펌프의 운전 기간은 난방 운전기간을 10월 ~ 3월, 냉방 운전 기간을 4월 ~ 9월로 정하였다. 이는 여름철, 봄·가을철, 겨울철의 전력량 요금의 차이가 있어 기간을 다음과 같이 정하였다. 기준부하는 3 RT 용량의 히트펌프이므로 하루에 물 20 Ton의 온도를 5 °C 냉각·가열한다고 가정하였다. 이는 3 RT 히트펌프를 10시간 정도 가동하였을 때의 능력과 비슷하기 때문에 다음과 같이 선정 하였다. 계약 전력은 펌프, 제어기 등의 기기들을 포함하여 5 kW로 생각하고, 주 5일을 기준으로 1달에 20일 가동하는 것으로 정하고 계산하였다. 위의 조건들을 기준으로 기준부하를 계산 한 결과는 418,400 kJ이다. Table 3.1은 경제성 평가의 조건들을 나타낸다.

초기 투자비용은 시스템에서 차이가 나는 부분이 팽창밸브이기 때문에 다른 설비에 대한 금액은 동일하고, 팽창밸브 가격에 대한 차이만 있으므로, 전자식 팽창밸브 2개의 가격 300,000원, 온도식 팽창밸브 2개의 가격 140,000원이라 하였다. 전기요금은 계약 전력과 기본요금의 곱과 계절별 전력량 요금과 압축 일량, 하루 가동 시간의 합의 곱으로 계산이된다. 계산한 전력 요금은 Table 3.2와 같다.

여름철에는 난방 운전을 하지 않고 겨울철에는 냉방 운전을 하지 않는다고 하였기에 전기요금이 책정되지 않았다. 한달 기준의 전기요금으

로 각각의 운전 달 수 만큼 곱하여 전체 전기요금을 계산할 수 있다. 경제성 평가를 하는 방법에는 많은 것들이 있다. 그중에서 팽창 밸브의 비교에 있어서는 생애주기법과 현금법을 적용하는 것이 가장 적절할 것이라 생각되어 적용하여 계산하였다.⁽¹²⁾ 다음의 방법들을 적용한 결과 값은 Table 3.3, 3.4에 나타내었다. PV는 경과연수별 소비요금이고 PWAF는 현재가치 계수, I.P는 불변가, I는 할인율, n은 경과연수, Charge는 연도별 소비요금을 나타낸다. Fig 3. 10은 경과연수별 소비요금을 보기 쉽게 그래프로 나타낸 것이다. 그래프에서 보다시피 약 11년을 사용하였을 때, 온도식은 914만원, 전자식은 913만원의 총 요금이 계산이 되어 11년이 지나면 초기투자비용을 회수 할 수 있다.

Table 3.1 Calculation of industrial electricity price by KEPCO⁽¹³⁾

Classification	Basic fare [Won/kW]	Electric charges [Won/kwh]		
		Summer (June ~ August)	Spring and Fall (March ~ May, September ~ October)	Winter (November ~ February)
Low voltage power	5,550	81.0	59.2	79.3

Table 3.1 Calculation of the operation time per day through reference load

	Cooling		Heating	
	TEV	EEV	TEV	EEV
Compressor Power [kW]	3.646	3.58	3.804	3.8
Capacity [kW]	12.51	12.7	14.93	15.35
Reference Load [kJ]	418,400			
A Day's Running Time [h]	9.29	9.15	7.78	7.57

Table 3.2 Calculated electricity price

Season	Price [Won]			
	Cooling		Heating	
	TEV	EEV	TEV	EEV
Summer	82,624	80,824		
Spring and Fall	67,855	66,540	62,811	61,816
Winter			74,715	73,382

* On a monthly basis

Table 3.3 Electricity consumption charges by passing year(TEV)

TEV					
PV	PWAF	IP	I	n	Charge
865,959	0.988631	875,917	0.0115	1	865,959
1,722,072	1.966021	875,917	0.0115	2	856,113
2,568,452	2.9323	875,917	0.0115	3	846,380
3,405,210	3.887593	875,917	0.0115	4	836,757
4,232,454	4.832024	875,917	0.0115	5	827,244
5,050,293	5.765719	875,917	0.0115	6	817,839
5,858,834	6.688798	875,917	0.0115	7	808,541
6,658,182	7.601382	875,917	0.0115	8	799,348
7,448,442	8.50359	875,917	0.0115	9	790,260
8,229,718	9.395542	875,917	0.0115	10	781,276
9,002,111	10.27735	875,917	0.0115	11	772,393
9,765,722	11.14914	875,917	0.0115	12	763,612
10,520,652	12.01101	875,917	0.0115	13	754,930
11,266,999	12.86308	875,917	0.0115	14	746,347

Table 3.4 Electricity consumption charges by passing year(EEV)

TEV					
PV	PWAF	IP	I	n	Charge
849,482	0.9886307	859,251	0.0115	1	849,482
1,689,306	1.9660215	859,251	0.0115	2	839,824
2,519,582	2.9323	859,251	0.0115	3	830,276
3,340,418	3.8875927	859,251	0.0115	4	820,836
4,151,922	4.8320245	859,251	0.0115	5	811,504
4,954,200	5.7657187	859,251	0.0115	6	802,278
5,747,357	6.6887975	859,251	0.0115	7	793,157
6,531,496	7.6013816	859,251	0.0115	8	784,139
7,306,720	8.5035903	859,251	0.0115	9	775,224
8,073,130	9.3955416	859,251	0.0115	10	766,410
8,830,826	10.277352	859,251	0.0115	11	757,697
9,579,908	11.149137	859,251	0.0115	12	749,082
10,320,474	12.01101	859,251	0.0115	13	740,566
11,052,620	12.863085	859,251	0.0115	14	732,146

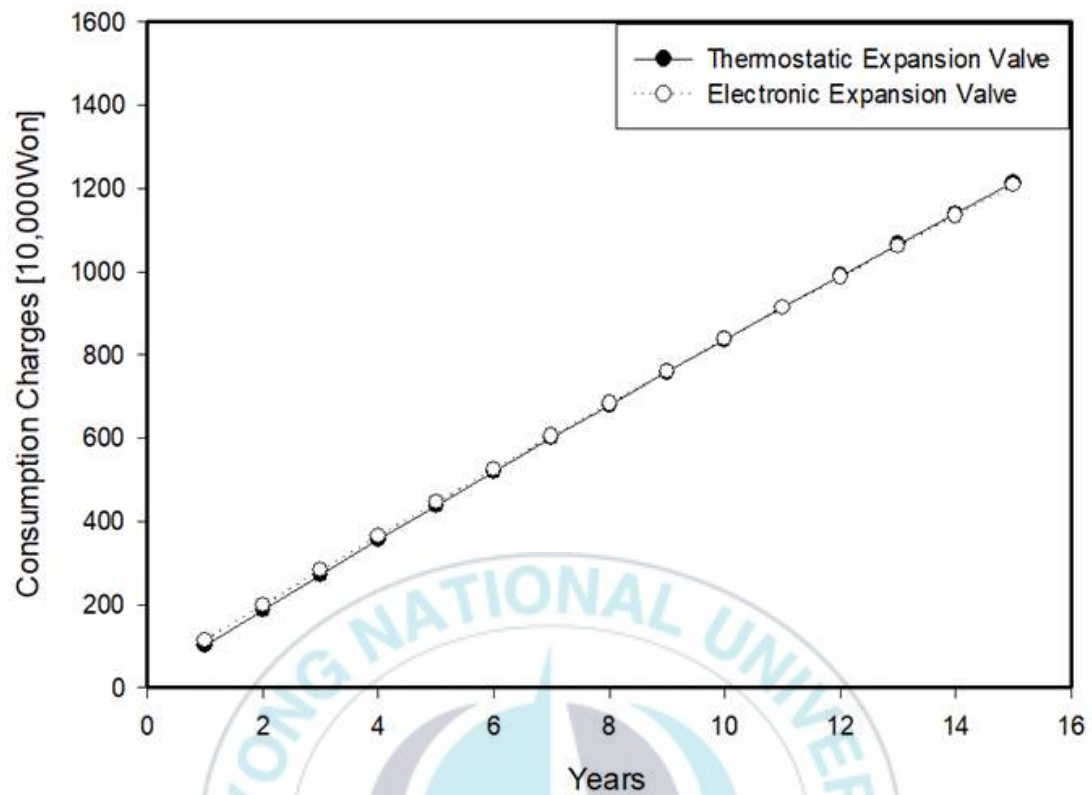


Fig. 3.11 Economic comparison of thermostatic and electronic expansion valves

제 4 장 결 론

본 연구에서는 R410A를 작동유체로 사용하는 물/물 히트펌프에서 온도식 팽창 밸브와 전자식 팽창 밸브의 히트펌프의 냉·난방 성능 특성, 과열도 제어에 따른 반응 속도 비교, 경제성 평가를 통해 얻은 결과를 요약하면 다음과 같다.

- (1) 히트펌프에서 냉방 운전 시 실내기에 들어가는 온도가 높을수록 효율이 좋았고, 실외기에 들어가는 온도가 낮을수록 효율이 좋았다. 난방 운전시에는 실내기에 들어가는 온도가 낮을수록 효율이 좋았고, 실외기에 들어가는 온도가 높을수록 효율이 좋았다. 히트펌프 운전 중에는 외기온도와 설정 내부온도의 차이가 중요하여 적정 온도를 설정해 효율적인 운전이 가능하도록 해야 한다.
- (2) 전자식 팽창 밸브와 온도식 팽창 밸브의 과열도에 따른 반응속도의 비교는 전자식 팽창 밸브가 온도식 팽창 밸브보다 과열도에 대한 반응속도가 더 빠르게 나타났다. 이는 부하 변동이 많은 시스템의 경우, 전자식 팽창밸브를 적용하는 것이 유리하다.
- (3) 온도식 팽창 밸브를 대신하여 전자식 팽창 밸브를 적용할 경우, 초기 투자 비용을 회수하는 기간은 약 11년이 걸렸다. 이는 부하 변동이 많지 않고, 과열도 제어의 변화가 작은 장치에서는 초기 투자 비용이 적은 온도식 팽창 밸브를 적용하는 것이 유리하다.

본 연구를 통해 히트펌프를 설계할 때에는 온도식 팽창밸브와 전자식 팽창밸브의 장·단점을 확인하여 필요에 따라 적용하는 것을 고려해야 한다. 또한, 전자식 팽창밸브와 온도식 팽창밸브를 통하여 개발 진행 중인 양방향 전자식 팽창밸브의 보완을 진행해야 된다. 새롭게 개발 될 양방향 전자식 팽창밸브의 효율을 높이는 방안과 적용 가능성이 높은 장치에 대하여 분석할 필요가 있다고 사료된다.



참고문헌

1. 오후규, 오종택, 손창효, 개정 3판 실무자를 위한 완성 냉동공학, 2014.
2. 윤정인, 양영명, 설원실, 김재돌, 에너지 시스템, 2000.
3. www.ieme.co.kr.
4. 최종민, 강신형, 히트펌프 성능 평가 동향과 국내 지열원 히트펌프 성능 평가 규격 및 제도 분석, 2017, Vol. 13, No. 4, pp. 31-38.
5. 윤정인, 김재돌, 장재은, 공조·냉동장치의 제어시스템 개발을 위한 팽창밸브 특성, 1998, Vol. 2, No. 3, pp. 34-40.
6. Renato Lazzarin, Daniele Nardotto, Marco Noro, Electronic Expansion Valves VS. Thermal Expansion Valves, ASHRAE Journal, February 2009, pp. 34-38.
7. 한도영, 정성욱, 온도식 팽창밸브의 전자식 팽창밸브로의 대체 가능성에 관한 연구, 대한설비공학회 2006년 하계학술발표대회, pp.695-700.
8. 이상혁, 최종민, 시스템 히트펌프의 압축기 주파수 및 전자팽창밸브 개도 변화에 따른 과도성능 특성, 한국지열에너지학회, 2013, Vol. 9, No. 3, pp. 11-18.
9. H. Bruderer, Effects of Electronic Expansion Valves on Heat Pump Performance, International IEA Heat Pump Conference, 2008, pp. 1-8.
10. 박성현, 팽창밸브 종류에 따른 히트펌프의 냉방 성능 비교, 2018.
11. Lemmon. E. W, Huber. M. L, Mcliden. M. O, NIST Standard Reference Database 23: Reference Fluidthermodynamic and Transport Properties-REFPROP, National Institute of Standards and Technology, 2013.
12. cyber.kepco.co.kr.
13. 김선용, 확률론적 생애주기비용-이익분석 기반 수명관리 최적화 기

법, Journal of the Korea Academia-Industrial, 2016, Vol. 17, No. 4, pp. 19-25. 오후규, 오종택, 손창효, 개정 3판 실무자를 위한 완성 냉동공학, 2014.

