

工學碩士 學位論文

냉동사이클의 최적제어에 관한

기초 연구



이 論文을 工學碩士 學位論文으로 提出함

2005 年 8 月

釜慶大學校 大學院

冷凍空調工學科

李 花

李 花의 工學碩士 學位論文을 認准함

2005年 6 月 23 日

主 審 工學博士 吳 厚 圭



委 員 工學博士 琴 鍾 洙



委 員 工學博士 鄭 碩 權



목 차

Abstract	iii
List of Tables	iv
List of Photographs	iv
List of Figures	v
Nomenclature	vii
제 1 장 서론	1
1.1 연구배경	1
1.2 연구목적	3
1.3 연구내용	5
제 2 장 냉동사이클의 모델링	6
2.1 압축기 모델링	8
2.2 팽창밸브 모델링	9
2.2.1 모세관 팽창밸브	9
2.2.2 온도식 팽창밸브	10
2.2.3 전자식 팽창밸브	10
2.3 증발기 모델링	12
2.3.1 증발기 정특성 해석	14
2.3.2 증발기 동특성 해석	20

제 3 장 최적 레귤레이터 제어를 이용한 최적제어-----	26
제 4 장 시뮬레이션 및 수치해석 -----	31
제 5 장 실험 및 고찰-----	39
5.1 실험장치 -----	39
5.2 제어장치 -----	42
5.3 계측 및 데이터 수집 시스템 -----	45
5.4 실험방법 -----	46
5.5 실험결과 -----	47
제 6 장 결론 -----	54
참고문헌 -----	56
부 록 -----	59
A-1 정특성 해석 프로그램 -----	59
A-2 동특성 해석 프로그램 -----	61
B 증발기 동특성 해석 상태방정식 유도 -----	65
C 상태방정식의 계수 -----	67
감사의 글 -----	68

A study for optimum control of refrigeration system

LI HUA

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

Abstract

According to the development of industrial technology, refrigeration system is widely used today. To obtain high efficiency, high intelligence, and energy saving for refrigeration system, the optimum control of the refrigeration system is inevitable.

The conventional control schemes are mainly based on representative two control methods. One is capacity control for room temperature control and energy saving by compressor speed variation. The other is superheat control for enhancing coefficient of performance of the refrigeration system by varying opening angle of an electronic expansion valve. They have been controlled not be coupled but be separated. Moreover, the refrigeration system's elements are deeply connected with the pipe each other, so optimum control is not easy.

This paper is divided in three parts. At first numerical analysis on dynamic characteristics of the system is performed. Next, an introduction of optimum regulator control is introduced. Finally, experimental results for heat dynamic analysis of the refrigeration system are discussed.

In order to optimum control the refrigeration system, a mathematical model of the system is necessary. The mathematical model is based on the one dimensional partial differential equations representing mass and energy conservation and a tube wall energy equation. The optimum regulator controller, which was designed for multi input multi output system using the state space method, was introduced to control evaporator superheat and compressor capacity with optimum. Some experiments were conducted to consider the affection according to the variation of the electronic expansion valve opening angle and compressor speed.

List of tables

Table 4.1	Operating condition and parameters -----	32
Table 5.1	Specification of a test unit -----	40
Table 5.2	Specification of control system -----	44

List of photographs

Photo. 5.1	Refrigeration system for experiments-----	41
------------	---	----

List of figures

Fig. 2.1	Refrigeration system -----	7
Fig. 2.2	Structure of typical electronic expansion valve -----	12
Fig. 2.3	Schematic diagram of an evaporator -----	13
Fig. 2.4	Model of temperature in the evaporator -----	13
Fig. 2.5	Calculation flow chart in two phase evaporating region -----	17
Fig. 2.6	Calculation flow chart in superheated region -----	19
Fig. 3.1	Optimum regulator system -----	30
Fig. 4.1	Air side heat transfer coefficient with evaporating temperature -----	33
Fig. 4.2	Refrigeration side heat transfer coefficient with evaporating temperature -----	33
Fig. 4.3	Change in evaporating length with respect to the mass flow rate -----	34
Fig. 4.4	Change in evaporating length with respect to the mass flow rate -----	34
Fig. 4.5	The variation of enthalpy with the inlet quality in the evaporator -----	36
Fig. 4.6	The variation of enthalpy with mass flow rate in the evaporator -----	36
Fig. 4.7	The variation of enthalpy with mass flow rate in the evaporator -----	37
Fig. 4.8	Change in superheat with respect to the mass flow rate -----	38
Fig. 4.9	Change in superheat with respect to the air temperature-----	38

Fig. 5.1	Schematic diagram of the refrigeration system -----	41
Fig. 5.2	Control system of the refrigeration system -----	42
Fig. 5.3	Variations of suction and discharge pressure according to the compressor speed -----	48
Fig. 5.4	Variations of suction and discharge pressure according to the E.E.V opening angle -----	48
Fig. 5.5	Variations of compressor outlet pressure according to a step change compressor speed -----	50
Fig. 5.6	Variations of compressor inlet and E.E.V outlet pressure according to a step change compressor speed -----	51
Fig. 5.7	Variations of compressor inlet and E.E.V outlet pressure according to a step E.E.V opening angle -----	53

Nomenclature

A	면적	[m ²]
D	직경	[m]
G	질량유속	[kg/m ² · s]
h	엔탈피	[kJ/kg]
k	열전도율	[W/m · k]
L	배관의 길이	[m]
\dot{m}	질량유량	[kg/s]
P	압력	[MPa]
T	온도	[K]
t	시간	[s]
C_w	관벽의 열용량	[J/K]
q	열유속	[kJ/m ² · s]
Q	열량	[kJ]
Pr	프란트 수	
Ra	Rayleigh number	
Re	레이놀즈 수	
Nu	Nusselt number	
α	열전달계수	[W/m ² · K]

w	유체 속도	[m/s]
x	건도	
z	배관 축 방향의 위치	
ρ	밀도	[kg/m ³]
μ	점도	[kg/s · m]

Subscripts

a	공기
i	관내 또는 입구
o	관외 또는 출구
1	2상 영역
2	과열 영역
w	관벽
v	기체
l	액체

제 1 장 서 론

1.1 연구배경

산업시설이 고도화됨에 따라 냉동·공조 시스템의 수요가 폭발적으로 증가하고 소비자들의 기호 또한 다양해 지고 있다. 따라서 장치에 대한 고 성능, 고 기능이 요구되면서 정교한 제어가 필수적으로 요구되고 있다. 또한, 에너지 측면에서 볼 때, 에너지의 최소화 역시 중요한 과제로 되고 있다.

현재, 냉동·공조 시스템은 증기 압축식 냉동사이클을 가장 많이 사용하고 있다. 제어대상인 증기 압축식 냉동사이클은 압축기, 응축기, 팽창 밸브, 증발기가 그 주된 구성 요소이다. 이들은 배관을 통해 상호 영향을 미치는 간섭계를 이루고 있어 전체 시스템의 동특성 파악이 우선 쉽지 않다. 따라서 이제까지의 연구에서는 냉동사이클의 각 구성 부분에 대해 그 응답 특성을 단순 일차지연요소로 가정하고 실험적인 방법으로 모델링을 하였을 뿐, 열 평형 방정식에 근거한 수학적인 모델링에는 미치지 못하고 있다.¹⁾

기존에 많이 연구되고 있는 제어기 설계에 있어서는 주로 제어대상을 특정 요소로 단순화하여 단일 입·출력(SISO, Single Input Single Output) 시스템으로 가정한 후, 실험적 방법으로 모델링하여 PID(Proportional Integral Differential) 제어칙을 적용한 경우가 대부분이다. 그러나 이런 제

어 방법은 모델의 불확실성으로 인해 정교한 제어가 불가능하며 에너지를 최소화하는 제어책은 아니다. PID 제어기의 게인도 시행착오적으로 설정하고 있으며, 제어기를 포함한 전체 시스템의 안정성에 대한 검토도 결여되어 있다.^{2,3,4)}

최근에는 모델링의 어려움을 피하고 시스템이 갖는 비선형성, 시스템 파라미터의 가변성 등을 고려하여 퍼지 제어책을 적용한 사례도 자주 보고되고 있다. 퍼지 제어는 제어가 쉽고 전문가의 경험을 적극 반영할 수 있으나 정교한 제어가 불가능하고 에너지 최소화를 직접적으로 다루지 못한다.^{5,6)}

냉동사이클에서의 주된 제어로는 COP(Coefficient Of Performance) 향상을 위한 과열도 제어와 실내온도를 일정하게 유지하도록 하기 위한 용량 제어이다. 과열도 제어는 주로 전자식 팽창밸브를 이용하여 팽창밸브의 개도를 변화시켜 냉매유량을 제어하여 증발기의 출구 과열도를 일정한 값으로 제어함으로써 냉동효과를 높이는 것이다. 용량 제어는 설정온도, 열교환기 능력 및 열부하의 상호 관계에 의하여 주로 On-Off 운전을 행해 왔다. 그러나, 이 방법은 빈번한 On-Off 운전으로 인하여 시스템 자체의 신뢰성이 떨어지고 소음이 커지는 문제가 있으며 장치의 수명을 단축시키고 정교한 제어가 불가능하다. 이러한 문제점을 해결하기 위해, 최근에는 인버터를 이용하여 압축기의 회전수를 연속적으로 제어하는 연구가 활발히 진행되고 있다. 인버터를 이용한 압축기의 회전수 제어는 제어

목표로 정한 실내온도를 일정하게 유지하기 위해 허용 과열도 범위 내에서 압축기의 회전수를 연속적으로 변화시키는 방법이 많이 행해지고 있다.

그러나 앞에서 설명한 용량 제어와 과열도 제어는 각기 독립적으로 행해져 왔다. 용량 제어와 과열도 제어를 동시에 병행하여 에너지 절감과 COP 향상을 도모하는 제어 방법은 아직 제시되지 않고 있다. 열부하가 계속적으로 변동하는 냉동·공조 시스템을 최적으로 운전하기 위해서는, 팽창밸브를 통한 증발기의 적절한 과열도 제어와 동시에 운전 조건을 안정적으로 유지할 수 있도록 압축기 회전수의 제어도 병행되어야 한다. 따라서, ① 전체 구성 요소의 동특성 해석을 통한 냉동·공조기의 수학적 모델링 ② 제어 오차와 투입 에너지를 동시에 최소화 하는 평가함수의 도입 ③ 안정성 검토 ④ 비간섭제어 실현 및 다중 입·출력(MIMO, Multi Input Multi Output) 시스템으로 간주한 다변수 제어계의 설계 ⑤ 다른 제어법과의 성능 비교 등에 대한 검토가 절실히 요구되고 있다.

1.2 연구목적

냉동사이클에서 제어가 가능한 액츄에이터와 제어량으로는 압축기의 회전수, 전자식 팽창밸브(E.E.V, Electronic Expansion Valve)의 개도, 증발기와 응축기의 팬 회전수이다.

COP를 향상시키고 열부하에 적절히 대응하여 실내온도를 일정하게 유

지하는 동시에 에너지 투입을 최소화 하는 최적제어의 선행 단계로서, 냉동사이클에 대한 모델 구축과 수치 시뮬레이션을 통해 모델에 대한 동특성 해석이 필수적이다.

냉동·공조 시스템의 각 구성 요소들이 배관을 통해 간접계를 이루고 있고, 시스템은 작동 과정에 냉매의 상태가 실시간으로 변화하므로 파라미터의 변동을 동반하고 있다. 그러므로 전체 시스템의 수학적 모델을 구축하는 것이 하나의 난제로 되고 있다.

본 연구에서는 전체 시스템을 다중 입·출력(MIMO)계로 간주하고 각 구성 요소 별로 질량 평형방정식, 에너지 평형방정식과 뉴턴의 냉각 법칙에 근거하여 각 상태량에 대한 상태방정식을 세워 수학적 모델링을 구축한다. 또한, 이 상태방정식을 이용하여 수치 시뮬레이션을 진행함으로써 동특성을 파악하는 동시에 기초 실험을 통해 냉동사이클의 열역학적 특성도 고찰하였다.

냉동사이클에서 과열도 제어와 용량 제어를 상호 연동적으로 수행해야만 COP를 향상시키고 실내온도를 일정하게 유지하는 동시에 에너지 투입을 최소화할 수 있다. 이런 상호 연동제어를 실현하려면 평가함수를 도입하여 평가함수를 최소화하는 최적제어법을 이용한 제어기 설계가 필수적이다. 따라서, 본 연구에서는 제안한 상태방정식에 근거하여 평가함수를 제안하고 이를 최소화 하는 제어책을 유도한다.

1.3 연구내용

본 연구에서는 수학적 방법으로 냉동사이클에서의 주요 열교환 장치인 증발기를 모델링하였다. 동시에 수치 시뮬레이션을 통해 모델의 동특성을 해석하였고 그 결과로부터 과열도 제어와 용량 제어의 필요성을 명확히 하였다. 그리고 평가함수를 도입하여 제어기를 설계함으로써 냉동사이클의 최적제어를 위한 기초 연구를 수행하였다. 이를 위해, 본 논문은 전체 6장으로 구성되어 있으며, 각 장의 개요는 다음과 같다.

제 1 장에서는 본 연구의 배경, 연구 목적 및 연구 내용을 밝혔다.

제 2 장에서는 전체 냉동사이클의 주요 구성 부분인 압축기, 전자팽창밸브에 대해 수학적 모델링을 하였고, 열교환기에 대해서는 질량 평형방정식, 에너지 평형방정식과 뉴턴의 냉각법칙을 이용하여 각 상태량에 대한 상태방정식을 구축하였다.

제 3 장에서는 최적제어의 이론과 최적제어 방법을 이용한 과열도 제어 설계법에 대해 간략히 소개하였다.

제 4 장에서는 수치 시뮬레이션을 통해 증발기의 정특성과 동특성을 파악하였다.

제 5 장에서는 본 연구를 위해 제작한 실험장치를 소개하였고, 기초 실험을 통하여 냉동사이클의 열역학적 특성을 파악하였다

제 6 장에서는 본 연구에서 얻어진 결과를 정리하여 최종 결론을 도출하였으며, 향후의 추가적인 연구방향에 대해서도 기술하였다.

제 2 장 냉동사이클의 모델링

Fig. 2.1은 냉동사이클의 냉매회로 계통도이다. 냉동사이클에서 과열된 냉매가 압축기에 유입되면 압축기는 냉매 가스를 액화하기 쉽도록 압축시키고, 응축기에서 냉각된 액체냉매는 팽창밸브의 교축 팽창작용에 의해 저온 저압의 2상냉매로 되어 증발기로 유입된다.

냉동사이클에서 제어가 가능한 액츄에이터로는 압축기의 회전수, 팽창밸브의 개도, 증발기와 응축기의 팬 회전수이다. 냉동사이클의 효율을 높이고 각부 냉매의 상태량을 적절히 제어하기 위해 많은 시스템이 고려되고 있는데 그 중에서 압축기 회전수를 가변하여 용량 제어를 하거나, 고속 회전시의 압축기의 과열 방지를 위한 제어, 증발온도의 제어, 증발기 열부하에 따른 냉매유량 제어 등이 주로 연구되고 있다. 이런 제어들은 어느 것이나 기본적으로는 증발기를 제어 대상으로 하고 있으므로 증발기에 대한 동특성 파악은 각별히 중요해 지고 있다. 냉동사이클의 이와 같은 특성을 고려하여 각 구성 요소들을 모델링한다.

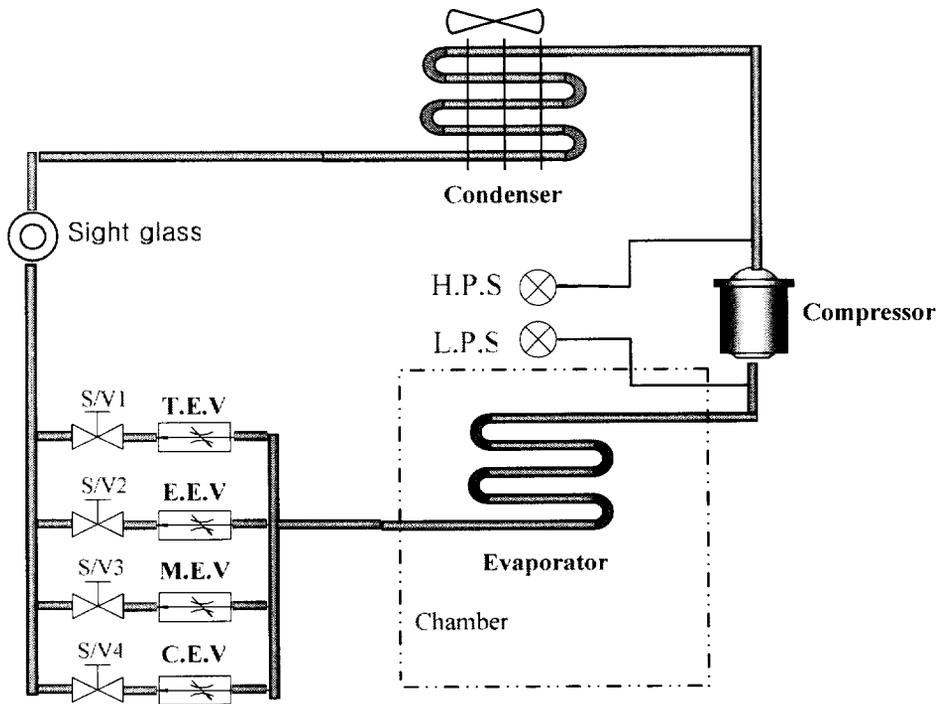


Fig. 2.1 Refrigeration system

2.1 압축기

압축기는 왕복동식으로 가정하여 모델링하였고 압축기 내부의 냉매는 단상과열증기 상태로서 이상기체이고, 압축기 실린더 내에서 냉매가 폴리트로픽(polytropic) 변화를 하는 것으로 가정한다. 압축기에서 토출되는 냉매의 질량유량은 다음과 같다.

$$\dot{m} = V_{st} \cdot \rho_g \cdot \eta_v \cdot f \quad (2-1)$$

V_{st} : 압축기 행정용량 (m^3)

ρ_g : 압축기 입구 냉매밀도 (kg/m^3)

$\eta_v = 1 - \frac{V_c}{V_d} \left[\left(\frac{P_d}{P_s} \right)^k - 1 \right]$: 체적효율 (약 0.8~0.9 정도)

f : 압축기 회전수 (Hz)

압축기의 회전수를 변화시키는 방법으로 용량 제어를 하면 온도 제어를 할 수 있는 동시에 증발기의 과열도와 COP에 영향을 미치게 된다. 압축기의 회전수를 크게 하면 증발기의 출구 과열도는 높아지고 COP는 하강하게 된다. 그러므로 온도 제어, 과열도 제어와 COP 향상을 동시에 실현하기 위해서는 압축기의 회전수를 제어함과 동시에 팽창밸브의 개도에 대한 제어도 이루어져야 한다

2.2 팽창밸브

팽창밸브는 응축기로부터 공급되는 고온 고압의 냉매액을 증발압력까지 교축현상에 의하여 감압하여 증발기로 보내는 감압장치의 역할과 냉동부하 용량에 대응하여 냉매의 유량을 적절히 조절하는 역할을 한다.

팽창밸브의 원리는 유체가 흐르는 유로내에 갑작스런 단면 변화가 있는 단면을 통과할 때, 외부와 에너지 교환없이 압력이 감소하는 교축현상을 이용한 것이다. 유체가 유동 중에 교축되면 난류 현상으로 압력과 유속이 감소하고, 이 감소에너지는 열에너지로 변환되어서 유체에 다시 회수되어, 유체의 엔탈피는 교축 전후가 같아지는 등엔탈피 과정이 된다.

현재 사용되는 교축 팽창기구로는 모세관(C.E.V), 온도식 팽창밸브(T.E.V), 수동식 팽창밸브(M.E.V), 전자식 팽창밸브(E.E.V) 등이 있다.

2.2.1 모세관 팽창밸브

모세관은 관내의 흐름 저항에 의해 냉매를 교축 팽창시키는 장치인데 내경이 0.75 ~ 2.50mm인 동관으로서 적당한 길이가 필요하다. 높은 압력은 그 관내를 통해서 냉매액을 압입하는 힘으로 소비되며, 감압된 냉매는 이미 정해진 양을 증발기로 유입되도록 한다. 이 능력은 모세관 튜브의 직경과 길이 등에 의해 결정된다. 이 길이 결정에는 계산만이 아닌 많은 경험과 실험을 필요로 하기 때문에 공장 생산품에만 적용 가능하고 대단히 저가인 장점이 있다. 그러나 모세관을 이용한 장치는 냉매의 유량이

응축기의 출구 냉매의 상태에 따라 이루어지므로 증발기의 출구냉매의 과열도를 제어하는 목적으로는 사용할 수 없다.

2.2.2 온도식 팽창밸브

온도식 팽창밸브는 증발기내 냉매의 포화압력과 증발기 출구냉매의 과열증기 온도에 따라 결정되는 감온통 내의 봉입된 냉매와의 압력차에 따라 밸브를 개폐하고, 증발기 유입냉매를 피드백제어한다. 이와 같은 냉매 유량 제어 특성에 따라 증발기의 열부하가 변하더라도 증발기의 출구냉매 과열도를 설정 값으로 유지할 수 있으며, 증발기를 효율적으로 운전할 수 있어 중·소형 냉동·공조 시스템에 많이 사용되고 있다. 그러나 냉매유량의 피드백제어에 있어서는 유량 제어가 적절하지 못할 경우, 증발기내의 냉매 상태량이 주기적으로 진동하는 헛팅현상이 발생한다. 이 헛팅현상을 방지하기 위해서는 팽창밸브의 용량이 증발기의 용량에 적합해야 한다. 따라서, 팽창밸브의 유량 제어 범위를 크게 할 필요가 있는 장치에서는 밸브의 용량 과부족 현상이 발생하므로 온도식 팽창밸브의 사용은 적절하지 못하다.

2.2.3 전자식 팽창밸브

최근에 들어 냉동·공조 시스템의 고 효율화, 인버터형 공조시스템, 멀티형 시스템의 출현 등으로 광범위한 용량 변화와 온도 조건의 요구 등

에 따라 전자식 팽창밸브가 개발되어 실용화 되고 있다. 또한 정밀유량 제어는 시스템 효율을 최대화 하는데 없어서는 안될 부분이므로 부하 변동에 대응하여 냉매유량을 정밀하게 조절하는 능력은 다양한 용량 시스템에 필수 요소이다. 전자식 팽창밸브는 증발기 2상영역 및 출구측 관벽에 온도센서를 부착하여 두 센서의 온도차에 의해 증발기 출구냉매 과열도를 구하여 증발기에 유입되는 냉매를 피드백제어한다.

Fig. 2.2는 스텝모터 구동형 전자식 팽창밸브의 구조이다. 고정자는 자기적으로 회전자와 한 쌍이 되어 전기적 펄스에 의해 연속적으로 회전자를 시계 방향이나 또는 반 시계 방향으로 회전시킨다. 회전자는 마찰이 작은 나사산을 갖는 니들이 직접 연결되어 있다. 회전자가 단계적으로 회전함으로써 밸브의 시트로부터 니들의 거리가 조절되면서 팽창밸브가 열고 닫힌다.

시스템이 정상상태일 경우, 전자식 팽창밸브의 냉매유량과 밸브 개도와의 관계는 식 (2-2)와 같다.

$$\dot{m} = C\sqrt{2g\rho_{in}(P_{in} - P_{ou})} D_v \quad (2-2)$$

C : 상수

ρ_{in} : 팽창밸브 입구냉매 밀도 (kg/m^3)

P_{in}, P_{ou} : 팽창밸브 입·출구 압력 (MPa)

D_v : 밸브 변위 (m)

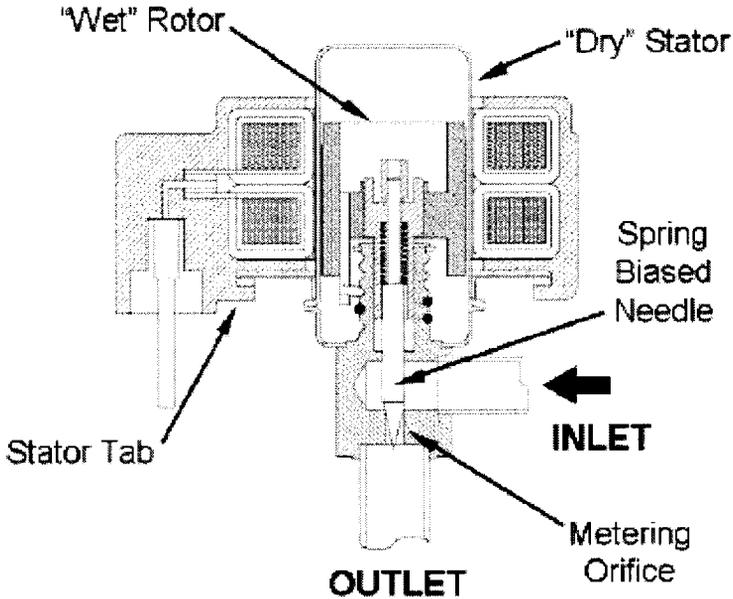


Fig. 2.2 Structure of a typical electronic expansion valve

2.3 증발기 모델링

냉동사이클에서 외부와 열교환을 일으키는 주된 장치는 증발기이므로 시스템의 효율을 높이려면 압축기가 하는 일도 줄여야 하지만 증발기에서 충분한 열교환이 이루어져야 한다. 그러므로 증발기의 동특성에 대한 파악은 필수적이다.

증발기 내에서 열유체 거동은 본질적으로 비선형이므로 이런 증발기의 동특성을 해석하기 위해서는 증발기의 정특성 해석을 통하여 입구에서 출구까지 냉매 상태량 등을 충분히 파악하여야만 열적 모순이 없는 동적

모델을 작성할 수 있다. 그러므로 동특성 해석에서 우선 해결해야 할 문제는 증발기의 정특성을 해석하는 것이다.

Fig. 2.3은 실험에 사용한 증발기의 코일 현상을, Fig. 2.4는 증발기의 온도 모델로써 증발기 입구에서 출구까지 냉매의 상태 분포를 각각 보여주고 있다.

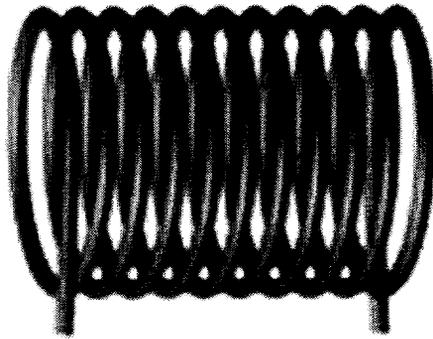


Fig. 2.3 Schematic diagram of an evaporator

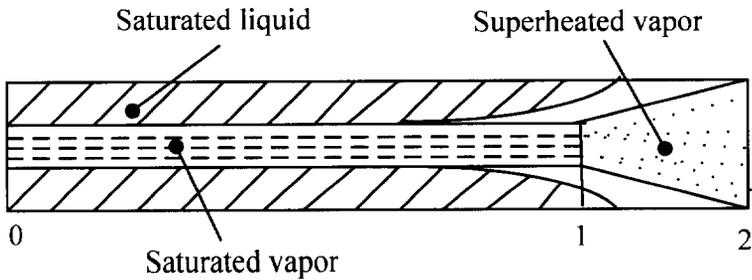


Fig. 2.4 Model of temperature in the evaporator

2.3.1 증발기 정특성 해석

증발기에 대해서는 Fig. 2.4에서 입구 경계 0부터 경계 1까지를 증발영역(기·액 2상영역), 경계 1부터 경계 2까지를 과열증기영역으로 분할하여 각 영역에 대하여 정특성을 해석하였으며, 해석의 편의를 위해 다음과 같은 사항을 가정하였다.

- (1) 공기측 열전달계수는 공기온도와 습도의 영향을 받지 않는 대류 열전달로 간주한다.
- (2) 관 길이 방향의 열전도는 무시하고, 관내에서의 냉매는 액체와 기체 상태로 분리되어 존재한다.
- (3) 증발기 배관 내에서의 압력강하는 작기 때문에 무시한다.

2상영역에서의 열전달 현상은 냉매가 관 내부를 어떤 속도를 가지고 흘러가면서 상변화를 하는 강제대류비등(forced convection boiling)이므로 열전달계수는 주로 실험식을 이용하여 구해진다. 또한, 과열증기 영역은 단상 기체상태이므로 이 영역에서의 열전달계수는 강제대류 열전달계수를 구하는 방법으로 구할 수 있다.

기체와 액체가 공존하는 2상영역에서의 대류 열전달계수는 핵비등, 강제대류 등을 고려하여 Kandlikar 상관식 (2-3)에 의해 구할 수 있다.

$$\frac{\alpha_2}{\alpha_1} = (1-x)^{0.8} C_1 (Co)^{C_2} (25Fr_l)^{C_3} + C_3 (Bo)^{C_4} F_{gl} \quad (2-3)$$

식 (2-3)에서의 대류 수(Co , Convection number), 프루드 수(Fr , Froude number)와 비등 수(Bo , Boiling number)에 대한 관련식 및 각 계수들의 값은 다음과 같다.

만약 $Co < 0.65$ 이면,

$$C_1 = 1.136, C_2 = -0.9, C_3 = 667.2, C_4 = 0.7, C_5 = 0.3$$

$Co > 0.65$ 이면,

$$C_1 = 0.6683, C_2 = -0.2, C_3 = 1058.0, C_4 = 0.7, C_5 = 0.3$$

으로 된다. 그리고, 수평관이면 $C_5 = 0$ 로 된다.

$$Fr = \frac{G}{\rho_l^2 g D} \quad (2-4)$$

$$Bo = \frac{q}{G h_{fg}} \quad (2-5)$$

여기서, $q = \alpha_l (T_w - T_l)$

$$Co = \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0.8} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0.5} \quad (2-6)$$

단상 액상 대류 열전달계수는 Dittus-Boelter 상관식을 사용하여 식 (2-7)과 같이 구한다.

$$\alpha_l = 0.023 \left(\frac{G \cdot D}{\mu_L} \right)^{0.8} \cdot \frac{\text{Pr}^{0.4} k_f}{D} \quad (2-7)$$

Fig. 2.4의 경계 0부터 1까지 공기로부터 관 내벽으로의 열전달, 액막의 열전달, 냉매 엔탈피 변화를 고려하면 각각 식 (2-8) ~ (2-10)과 같다. 그리고 이들 식으로부터 증발 구간의 길이를 구할 수 있다.

$$Q_{01} = \alpha_o \pi d_o L_1 (T_{w1} - T_a) \quad (2-8)$$

$$Q_{01} = \alpha_i \pi d_i L_1 (T_1 - T_{w1}) \quad (2-9)$$

$$Q_{01} = \dot{m}(h_o - h_i) \quad (2-10)$$

Fig. 2.5는 증발영역에서 T_{w1} , α_i , L_1 을 계산하는 flow chart이다. 초기치 설정과 T_{w1} 의 가정치는 Appendix A-1에 기술하였다.

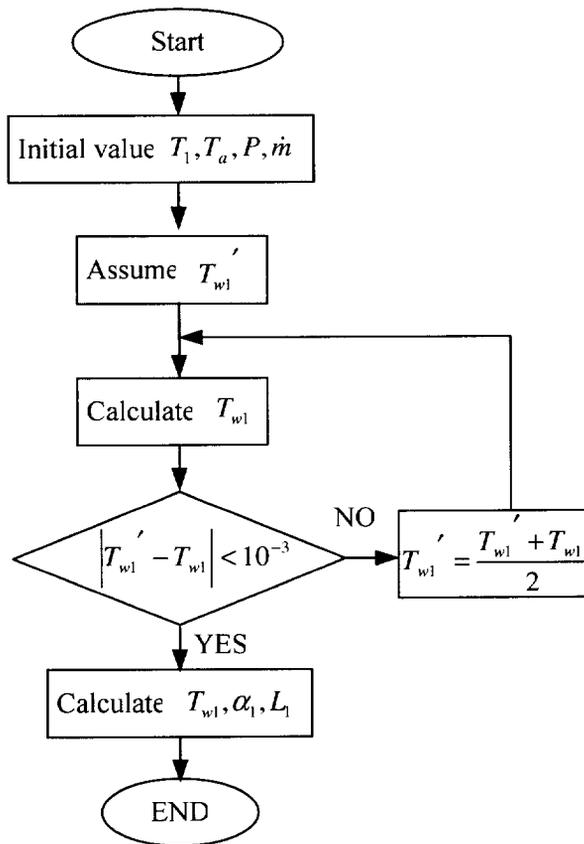


Fig. 2.5 Calculation flow chart in two phase evaporating region

과열증기 영역에서는 식 (2-11)로 열전달계수를 구할 수 있다.

$$\alpha_2 = 0.023 \cdot \text{Re}_{12}^{0.8} \cdot \text{Pr}_{12}^{0.4} \cdot \frac{k_{12}}{D} \quad (2-11)$$

여기서, $\text{Re}_{12} = \frac{G \cdot D}{\mu_{12}}$, $\text{Pr}_{12} = \frac{c_{pv12} \cdot \mu_{12}}{k_{12}}$

c_{pv2} : 산술평균 냉매온도 T_{12} 로 구한 정압비열

k_{12} : 산술평균 냉매온도 T_{12} 로 구한 열전도율

μ_{12} : 산술평균 냉매온도 T_{12} 로 구한 점성계수

이 구간의 길이는 식 (2-12)로부터 계산하였고 냉매온도 분포와 관벽온도 분포는 각각 식 (2-13), (2-14)로부터 계산하였다.

$$L_{12} = \left(\frac{1}{\alpha_2} + \frac{A_i}{A_o \alpha_a} \right) \frac{\dot{m}}{A_i} c_{pv} \ln \left(\frac{T_a - T_{2i}}{T_a - T_{2o}} \right) \quad (2-12)$$

$$T_2 = T_a (T_a - T_{2i}) e^{(-\beta_1 \frac{L_2}{L_{12}})} \quad (2-13)$$

$$T_{w2} = T_a - \gamma_1 (T_a - T_{2i}) e^{(-\frac{L_2}{L_{12}})} \quad (2-14)$$

여기서, $\beta_1 = \frac{\alpha_2 A_i \alpha_o A_o}{\alpha_2 A_i + \alpha_o A_o} \frac{L_2}{\dot{m} c_{pv}}$, $\gamma_1 = \frac{\alpha_2 A_i}{\alpha_2 A_i + \alpha_o A_o}$

Fig. 2.6은 과열증기영역에서 T_{w2} , α_2 , h_2 를 구하는 flow chart이다. 초기치 설정과 T_2 의 가정치는 Appendix A-1에 기술하였다.

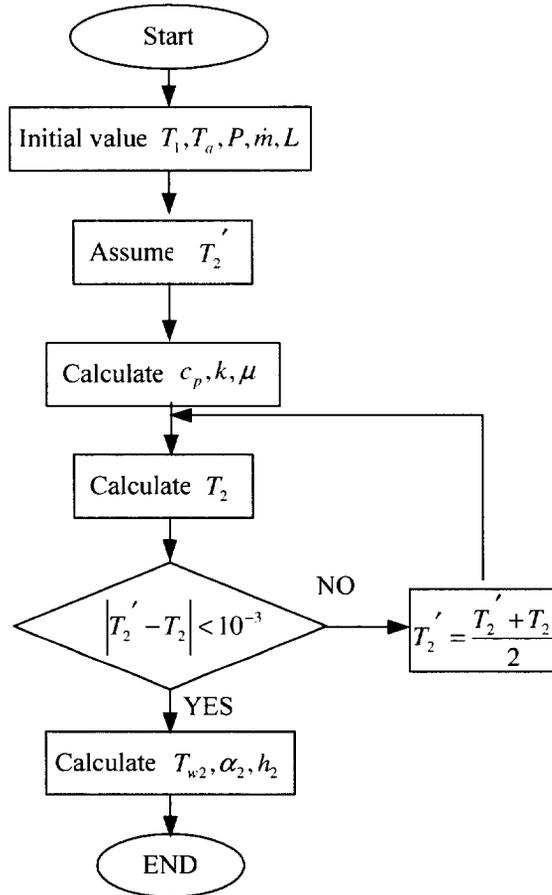


Fig. 2.6 Calculation flow chart in superheated region

한편, 공기측 열전달계수는 다음과 같이 구하였다. 증발기는 Fig. 2.3과 같이 동관을 감아 만든 원통형이다. 배관이 공기측에 드러나 있으므로 증발기와 공기사이의 열교환은 자연대류 열교환으로 간주한다.

$$Ra = \frac{g\alpha_v\Delta T D^3}{\alpha\nu} \quad (2-15)$$

여기서, α 는 열확산율을 나타낸다.

$$\alpha_v = -\frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_p \quad (\text{용적 팽창계수}) \quad (2-16)$$

$$Nu = \left\{ 0.6 + \frac{0.589 Ra^{1/6}}{[1 + (0.559/Pr)^{9/16}]^{8/27}} \right\}^2 \quad (2-17)$$

$$\alpha_a = Nu \frac{k}{D} \quad (2-18)$$

2.3.2 증발기 동특성 해석

증발기에서의 냉매는 팽창밸브의 교축작용에 의하여 기·액의 2상상태로 증발기에 유입된 다음 공기측과의 열교환에 의해 과열증기 상태로 유출된다. 증발기 내에서 일어나는 열유체 거동은 본질적으로 비선형이므로 동특성 해석을 위한 특성방정식의 선형화와 전달함수의 도출이 매우 복잡하고 곤란하다.

증발기 내 열유체의 동적 거동은 질량 평형방정식, 에너지 평형방정식, 그리고 뉴턴의 냉각법칙에 의해 유도된 식 (2-19) ~ (2-21)과 같은 평형방

정식을 이용하여 파악될 수 있다.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial \rho w_z}{\partial t} = 0 \quad (2-19)$$

$$\frac{\partial(\rho h - P)}{\partial t} + \frac{\partial \rho w_z h}{\partial t} = \frac{4}{D_i} \alpha_i (T_w - T) \quad (2-20)$$

$$(c_w \rho_w A_w) \frac{\partial T_w}{\partial t} = \alpha_i \pi D_i (T - T_w) + \alpha_a \pi D_o (T_a - T_w) \quad (2-21)$$

본 논문에서는 위의 평형방정식을 이용하여, 증발기의 2상 및 과열증기 영역에 대한 질량, 에너지 및 열 평형방정식을 각각 유도하였다.

Fig. 2.4에서 경계 0에서 1까지는 액체와 증기가 공존하는 2상 증발 영역에 해당한다. 평형방정식 (2-19) ~ (2-21)을 이용하여 이 영역의 동특성을 나타내는 미분방정식 (2-22) ~ (2-24)를 도출하였다.

$$AL_1 \left[\frac{d\rho_v}{dP} \gamma + \frac{d\rho_l}{dP} (1 - \gamma) \right] \frac{dP}{dt} + A(\bar{\rho}_1 - \rho_1) \frac{dL_1}{dt} = \dot{m}_0 - \dot{m}_1 \quad (2-22)$$

$$\begin{aligned} & AL_1 \left[\frac{d\rho_v h_v}{dP} \gamma + \frac{d\rho_l h_l}{dP} (1 - \gamma) - 1 \right] \frac{dP}{dt} + A(\bar{\rho}_1 \bar{h}_1 - \rho_1 h_1) \frac{dL_1}{dt} \\ & = \dot{m}_0 h_0 - \dot{m}_1 h_1 + \alpha_1 \pi D_i L_1 (T_{w1} - T_1) \end{aligned} \quad (2-23)$$

$$(c_w \rho_w A_w) \frac{dT_{w1}}{dt} = \alpha_1 \pi D_i (T_1 - T_{w1}) + \alpha_a \pi D_o (T_a - T_{w1}) \quad (2-24)$$

여기서, $\bar{\rho}_1 = \gamma \rho_v + (1 - \gamma) \rho_l$, $\bar{h}_1 = \gamma h_v + (1 - \gamma) h_l$, $T_1 = T(P)$

$$\gamma = \frac{1}{1 + \frac{\rho_v}{\rho_l} \frac{1-x}{x}}$$

Fig. 2.4에서 경계 1부터 2까지는 과열증기 영역에 해당한다. 평형방정식 (2-19) ~ (2-21)로부터 이 영역의 동특성을 나타내는 미분방정식 (2-25) ~ (2-27)을 유도하였다.

$$A(\rho_1 - \bar{\rho}_2) \frac{dL_1}{dt} + A(L - L_1) \frac{d\bar{\rho}_2}{dt} = \dot{m}_1 - \dot{m}_2 \quad (2-25)$$

$$\begin{aligned} A(L - L_1) \left[\bar{\rho}_2 \frac{d\bar{h}_2}{dt} + \bar{h}_2 \frac{d\bar{\rho}_2}{dt} - \frac{dP}{dt} \right] - A(\bar{\rho}_2 \bar{h}_2 - \rho_1 h_1) \frac{dL_1}{dt} \\ = \dot{m}_1 h_1 - \dot{m}_2 h_2 + \alpha_1 \pi D_i (L - L_1) (T_{w2} - T_2) \end{aligned} \quad (2-26)$$

$$\begin{aligned} (c_w \rho_w A_w) \left[(L - L_1) \frac{dT_{w2}}{dt} + (T_{w1} - T_{w2}) \frac{dL_1}{dt} \right] \\ = \alpha_2 \pi D_i (L - L_1) (T_2 - T_{w2}) + \alpha_a \pi D_o (T_a - T_{w2}) \end{aligned} \quad (2-27)$$

여기서,

$$\bar{h}_2 = \frac{h_1 + h_2}{2}, \quad \bar{\rho}_2 = \rho(P, \bar{h}_2), \quad T_2 = T(P, \bar{h}_2) \quad (2-28)$$

그러므로, $\frac{d\bar{h}_2}{dt}$ 와 $\frac{d\bar{\rho}_2}{dt}$ 에 관한 다음 식이 얻어진다.

$$\frac{d\bar{h}_2}{dt} = \frac{1}{2} \frac{dh_1}{dP} \frac{dP}{dt} + \frac{1}{2} \frac{dh_2}{dt} \quad (2-29)$$

$$\begin{aligned} \frac{d\bar{\rho}_2}{dt} &= \frac{d(\rho, \bar{h}_2)}{dt} = \frac{\partial \rho_2}{\partial P} \frac{dP}{dt} + \frac{\partial \rho_2}{\partial h} \frac{d\bar{h}_2}{dt} \\ &= \left[\frac{\partial \rho_2}{\partial P} + \frac{1}{2} \frac{\partial \rho_2}{\partial h} \frac{dh_1}{dt} \right] \frac{dP}{dt} + \frac{1}{2} \frac{\partial \rho_2}{\partial h} \frac{dh_2}{dt} \end{aligned} \quad (2-30)$$

각 상태량과 입력을 $x_1 = T_{w1}$, $x_2 = T_{w2}$, $x_3 = L_1$, $x_4 = h_2$, $x_5 = T_2$, $u_1 = \dot{m}_0$, $u_2 = T_a$, $u_3 = T_1$ 라고 가정한다. 여기서 증발기 배관내의 압력강하는 무시하므로 $\dot{P} = 0$ 이다.

식 (2-24)으로부터 식 (2-31)을 얻었다.

$$a_{11}\dot{x}_1 = b_{11}x_1 + c_{12}u_2 + c_{131}u_3 \quad (2-31)$$

식 (2-27)으로부터 식 (2-32)를 얻었다.

$$a_{22}\dot{x}_2 + a_{23}\dot{x}_3 = b_{22}x_2 + b_{25}x_5 + c_{22}u_2 \quad (2-32)$$

식 (2-23)에서 식(2-22)에 h_v 를 곱한 것을 빼면 (2-33)을 얻을 수 있다.

$$a_{33}\dot{x}_3 = b_{31}x_1 + c_{31}u_1 + c_{33}u_3 \quad (2-33)$$

식 (2-26)에서 식 (2-25)에 h_v 를 곱한 것을 빼면 (2-34)를 얻을 수 있다.

$$a_{43}\dot{x}_3 + a_{44}\dot{x}_4 = b_{42}x_2 + b_{45}x_5 + c_{41}u_1 \quad (2-34)$$

식 (2-28)로부터 식 (2-35)를 얻을 수 있다.

$$a_{54}\dot{x}_4 + a_{55}\dot{x}_5 = 0 \quad (2-35)$$

식 (2-31) ~ (2-35)로부터 $X = [x_1 \ x_2 \ x_3 \ x_4 \ x_5]^T$, $U = [u_1 \ u_2 \ u_3]^T$ 로 표시하면 중간 과정인 (2-36)을 거쳐 최종적으로 식 (2-37)과 같은 상태방정식을 얻을 수 있다.

$$\tilde{A}\dot{X} = \tilde{B}X + \tilde{C}U \quad (2-36)$$

여기서, $A = \tilde{A}^{-1}\tilde{B}$, $B = \tilde{A}^{-1}\tilde{C}$ 라고 하면

$$\dot{X} = AX + BU \quad (2-37)$$

여기서 \tilde{A} , \tilde{B} , \tilde{C} 는 각각 식 (2-38), (2-39), (2-40)과 같다.

$$\tilde{A} = \begin{bmatrix} a_{11} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & a_{22} & a_{23} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & a_{33} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & a_{43} & a_{44} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & a_{54} & a_{55} \end{bmatrix} \quad (2-38)$$

$$\tilde{B} = \begin{bmatrix} b_{11} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & b_{22} & 0 & 0 & b_{25} \\ b_{31} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & b_{42} & 0 & 0 & b_{45} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (2-39)$$

$$\tilde{C} = \begin{bmatrix} 0 & c_{12} & c_{13} \\ 0 & c_{22} & 0 \\ c_{31} & 0 & c_{33} \\ c_{41} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (2-40)$$

제 3 장 최적 레귤레이터 제어기를 이용한 최적제어

냉동사이클에서 COP를 향상시키고 실내온도를 일정하게 유지하는 동시에 에너지 투입을 최소화 하려면 과열도 제어와 용량 제어를 동시에 실현해야 한다. 그러므로 전자식 팽창밸브의 개도와 압축기 회전수를 상호 연동적으로 제어해야 한다. 이런 상호 연동제어를 실현하려면 다중 입·출력 시스템 제어에 적합한 상태공간 기법에 근거한 제어기 설계가 바람직하다.

상태공간법에서 상태변수는 측정가능한 물리량일 수도 있고 측정할 수 없으나 시스템의 거동을 나타내는 값일 수도 있다. 상태공간상에서의 제어를 위해서는 제어기의 조작량 및 플랜트의 출력값으로부터 필요한 상태변수를 추정하여야 하며 이런 일련의 과정을 상태관측이라고 하며, 이 기능을 위해 설계된 관측기를 상태관측기라 한다.

제어기 설계에서 시스템의 가관측성과 가제어성은 동적 시스템을 제어하는데 있어서 최우선적으로 확인해야 할 기본사항이다. 시스템의 가관측성이란 입·출력 신호로부터 시스템의 상태를 재구성 할 수 있다는 것을 의미한다. 최종시간까지의 입력 및 출력의 측정값으로부터 임의의 고정된 초기상태를 계산할 수 있으면 시스템이 관측가능하다고 한다. 시스템의 초기상태와 최종상태에 대해서 유한시간 사이에서 부분 연속 함수로 제어기의 입력값을 알면 시스템은 제어가능하다고 한다.

복수의 입력과 출력을 가정할 경우, 냉동사이클은 다중 입·출력 시스템으로 표현된다. 그러므로 MIMO 시스템에 적합한 상태공간 기법을 적용한 최적 레귤레이터 제어가 설계되어야 한다. 최적 레귤레이터 제어 시스템이란 물리적인 제약 조건하에서 제어대상 시스템의 평가함수를 최적화시킨 시스템을 의미한다. 다중 입·출력 시스템을 최적 레귤레이터 제어를 적용하여 최적제어를 실현하려면 전체 시스템을 상태변수, 제어 입력, 출력으로 표시되는 상태공간 모델로 표현해야 한다. 그 일반적인 표현은 식 (3-1), (3-2)와 같다. 최적 레귤레이터 제어기의 조작량은 평가함수 (3-3)을 최소함으로써 얻어진다.

$$\dot{x}(t) = A(t)x(t) + B(t)u(t) \quad (3-1)$$

$$y(t) = C(t)x(t) \quad (3-2)$$

여기서,

$x(t) \in R^n$ 는 상태벡터(state vector), $y(t) \in R^p$ 는 출력벡터(output vector)

$u(t) \in R^m$ 는 입력벡터(input vector), $A(n \times n)$ 는 고유행렬(state matrix)

$B(n \times m)$ 는 입력행렬(input matrix), $C(p \times n)$ 는 출력행렬(output matrix)

최적 레귤레이터 시스템 설계 시, 시스템이 주어진 조건하에서 제어량을 설계자가 요구하는 출력으로 유도하기 위해 시스템에 가해주는 제어 입력을 결정해주는 기준이 필요하게 된다. 이때 평가함수를 최소화(최대

화)될 수 있도록 제어 입력을 산정한다. 그러므로 적절한 평가함수의 선정은 제어기의 성능을 결정한다.

$$J = \int_{t_0}^{t_f} [x^T(t)Qx(t) + u^T(t)Ru(t)]dt \quad (3-3)$$

여기서, Q 는 $Q=Q^T \geq 0$ 인 양의 반한정 대칭행렬로써 상태변수들의 상대적 중요성을 나타내는 상태가중 행렬이며, R 는 $R=R^T > 0$ 인 양의 한정 대칭행렬로써 제어입력들의 상대적 중요성을 나타내는 제어가중 행렬이다. 식 (3-3)에서 첫째 항은 상태들의 순간오차를 나타내며 둘째 항은 투입 에너지를 각각 나타낸다.

평가함수 (3-3)을 최소로 하는 입력 $u(t)$ 는 Riccati 방정식 (3-4)의 유일한 해인 양의 한정 대칭행렬 $P(t)$ 를 사용하여 식 (3-5)로 주어진다.¹⁹⁾ 행렬 Riccati식 (3-4)는 비선형이므로 해의 존재유무와 유일성에 대해 조사해야 한다. 식 (3-1) 및 (3-2)에서 시스템 $[A, B]$ 가 제어가능하고, $[A, C]$ 가 관측가능하다면 $P(t)$ 는 양의 한정 대칭행렬이고, $\lim_{t \rightarrow \infty} P(t)$ 가 유일하고 일정한 값을 가지며, 식 (3-4)는 유일한 해를 갖는다.

$$\dot{P}(t) = -P(t)A(t) - A^T(t)P(t) + P(t)B(t)R^{-1}(t)B^T(t)P(t) - Q(t) \quad (3-4)$$

$$u(t) = -R^{-1}(t)B^T(t)P(t)x(t) \quad (3-5)$$

$$K(t) = -R^{-1}(t)B^T(t)P(t) \quad (3-6)$$

$$u(t) = K(t)x(t) \tag{3-7}$$

여기서, $K(t)$ 는 상태 피드백의 계인에 해당하며, 식 (3-7)은 평가함수 값이 최소가 되는 최적의 제어입력이다.

최적 레귤레이터 설계에서는 설계 파라미터인 상태가중 행렬 Q 와 제어가중 행렬 R 을 선정하는 것이 중요한 문제가 된다. 이 Q 와 R 을 체계적으로 설정하는 통일된 방법은 아직까지 없다. Bryson의 방법¹⁹⁾ 등을 이용하여 설계 파라미터 Q 와 R 을 선정하여 레귤레이터 설계의 첫 시도를 해 본 후 만족스러운 해를 얻지 못하면 경험을 바탕으로 설계 파라미터 값을 적당히 수정하여 만족스러운 해를 얻을 때까지 시행착오적인 방법으로 반복 수행한다.

$$Q = \begin{bmatrix} (1/x_{1m})^2 & \cdots & 0 \\ 0 & \ddots & 0 \\ 0 & \cdots & (1/x_{nm})^2 \end{bmatrix} \tag{3-8}$$

$$R = \begin{bmatrix} (1/u_{1m})^2 & \cdots & 0 \\ 0 & \ddots & 0 \\ 0 & \cdots & (1/u_{mm})^2 \end{bmatrix} \tag{3-9}$$

여기서, x_{im} 은 i 번째 최대 허용 상태변수 값이고 u_{im} 은 i 번째 최대 허용 제어량을 의미한다.

Fig. 3.1은 출력 최적 레귤레이터 시스템을 표시한 것이다.

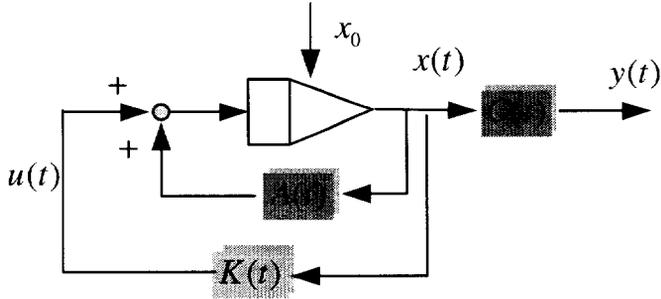


Fig. 3.1 Optimum regulator system

본 논문에서는 냉동사이클의 과열도와 실내온도의 오차를 최소로 하고 투입 에너지를 최소화 하는 것을 제어 목표로 한다. 그러므로, 평가함수 (3-3)을 제어 오차와 투입 에너지를 모두 최소화 시키는 형식으로 변형시켜야 한다.

$e(t) = x_r(t) - x(t)$ 혹은 $e(t) = y_r(t) - y(t)$ 로 오차를 표시하면 식 (3-3)은 식 (3-10)과 같이 표시될 수 있다.

$$J = \int_{t_0}^{t_f} [e^T(t)Qe(t) + u^T(t)Ru(t)]dt \quad (3-10)$$

본 논문에서 고려하고 있는 냉동사이클의 제어 가능한 제어 입력은 압축기 회전수와 전자식 팽창밸브의 개도이다. 그러므로, 식 (3-10)을 최소화하는 제어 입력을 구하는 것이 최적제어의 설계문제로 된다.

제 4 장 시뮬레이션 및 고찰

증발기의 특성을 해석하기 위하여 3장에서 구축한 모델 방정식에 근거하여 시뮬레이션을 진행하였다. 본 시뮬레이션에 사용된 대상 모델의 개략적인 사양은 Table 4.1과 같다.

Fig. 4.1은 증발기의 증발온도와 열부하가 공기측 열전달계수에 미치는 영향을 나타낸다. 같은 공기온도에서 증발온도가 낮아지거나 같은 증발온도에서 공기온도가 높아질수록 공기와 냉매사이의 온도 차이가 크므로 공기측 열전달계수는 커진다.

Fig. 4.2는 열부하와 증발온도가 냉매측 열전달계수에 미치는 영향을 보여준다. 냉매측 열전달계수는 증발온도와 냉매유량의 영향을 많이 받는데 열부하가 미치는 영향은 아주 적다고 볼 수 있다.

Fig. 4.3은 냉매유량 변화에 따른 증발완료까지의 거리를 유입 공기 온도에 따라 표현한 것이다. 그림에서와 같이 냉매유량이 증가할수록 유입 공기 온도가 낮을수록 증발길이가 증가함을 알 수 있다. 그것은 냉매유량이 증가할수록 유입공기 온도가 낮을수록 냉매의 흡열량에 영향을 미치기 때문에 증발 완료까지의 거리가 길어짐을 의미한다. 증발 완료길이가 커지면 증발기의 출구 과열도는 작아진다.

Table 4.1 Operating condition and parameters

Tube inside diameter	13.8 [mm]
Tube outside diameter	15.9 [mm]
Saturated temperature	260 [K]
Inlet quality	0.1 ~ 0.3
Mass flow rate	0.008 ~ 0.012 [kg/s]
Air temperature	296 ~ 302 [K]

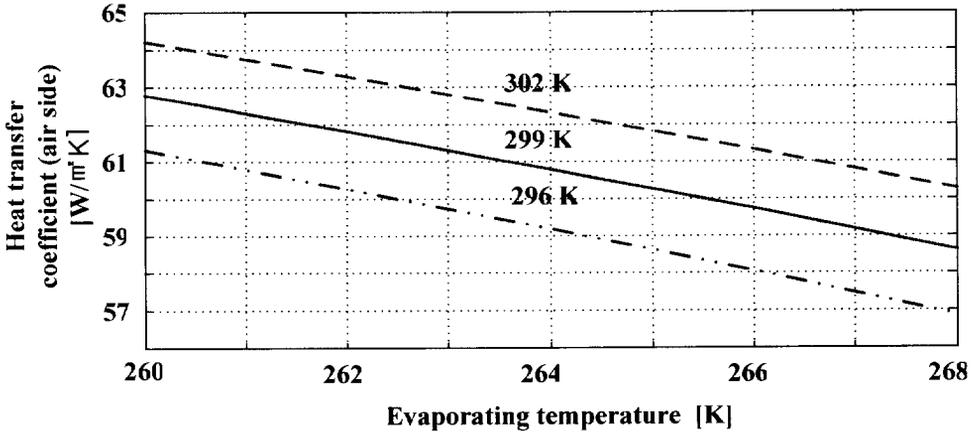


Fig. 4.1 Air side heat transfer coefficient with evaporating temperature

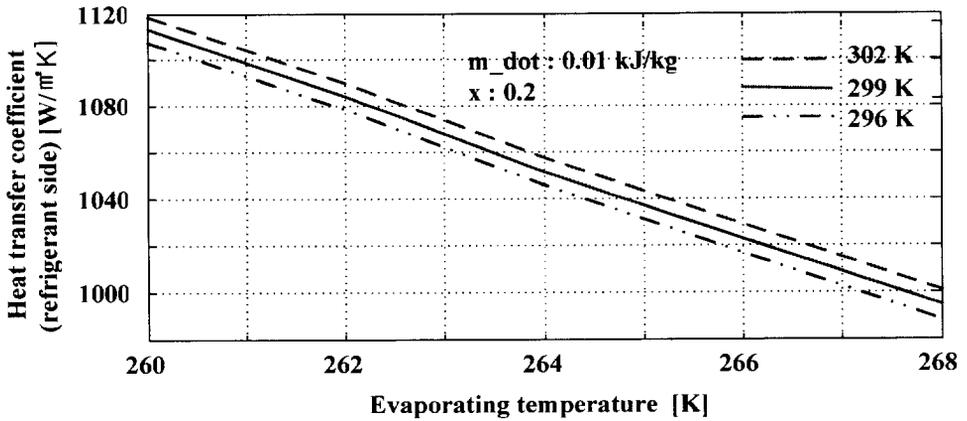


Fig. 4.2 Refrigerant side heat transfer coefficient with evaporating temperature

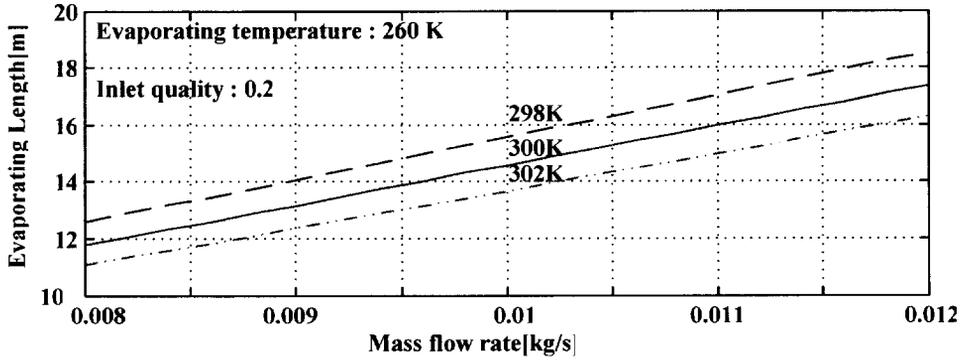


Fig. 4.3 Change in evaporating length with respect to the mass flow rate

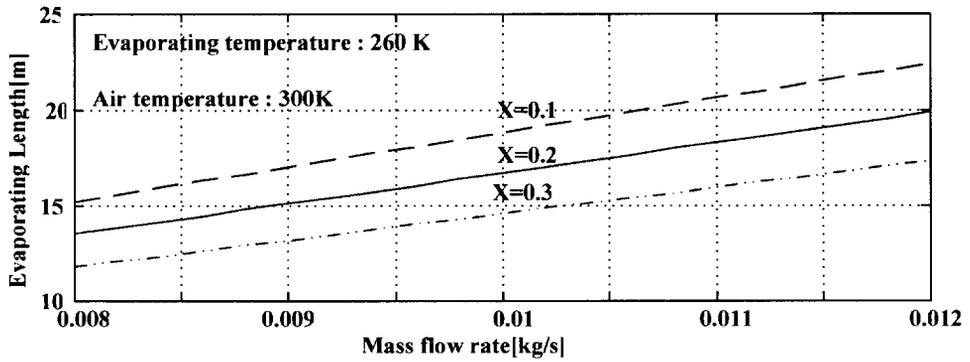


Fig. 4.4 Change in evaporating length with respect to the mass flow rate

Fig. 4.4는 증발기의 입구 건도의 변화에 따른 증발길이를 냉매유량 변화에 따라 나타낸 것이다. 그림에서 알 수 있는 바와 같이 냉매 건도가 감소할수록, 냉매유량이 증가할수록 증발길이가 길어짐을 볼 수 있다. 이것은 증발기의 입구 건도가 증가하게 되면 동일한 냉매유량일 경우 증발기에 유입하는 냉매 가운데 포화증기의 비율이 증가하므로 증발길이가 작아지게 된다.

Fig. 4.5는 증발기의 입구 건도에 따르는 증발기 배관 각 위치에서의 엔탈피량을 표시한다. 그림에서 알 수 있는 바와 같이 건도가 클수록 증발이 빨리 완료되고 전체 배관에서의 엔탈피 변화량이 작아지므로 냉동효과가 떨어진다는 것을 알 수 있다.

Fig. 4.6은 증발기에 유입되는 냉매유량에 따른 증발기 배관 각 위치에서의 엔탈피를 표시한다. 그림으로부터 알 수 있는 바와 같이 냉매유량에 따라 증발기 내에서의 열교환량이 다른데 냉매유량이 너무 적거나 많아도 열교환량이 적다. 다만 적절한 냉매유량을 흘려줘야만 냉매가 증발기 내에서 충분한 열교환을 할 수 있어 증발기의 냉동효과도 높일 수 있다.

Fig. 4.7은 열부하에 따른 증발기 내 엔탈피 변화를 표시한다. 열부하가 클수록 배관 내에서의 증발이 빨리 완료되며 부하가 너무 작으면 배관 내에서 냉매가 증발이 충분히 완성되지 않으며 부하가 커질수록 엔탈피 변화율은 작아진다.

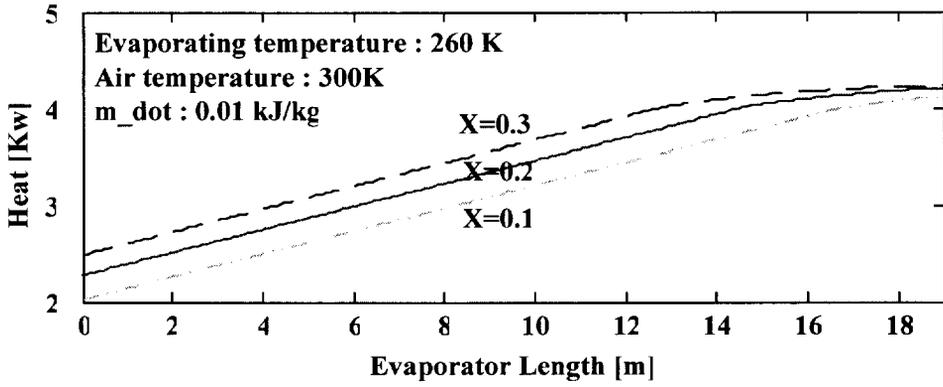


Fig. 4.5 The variation of enthalpy with the inlet quality in the evaporator

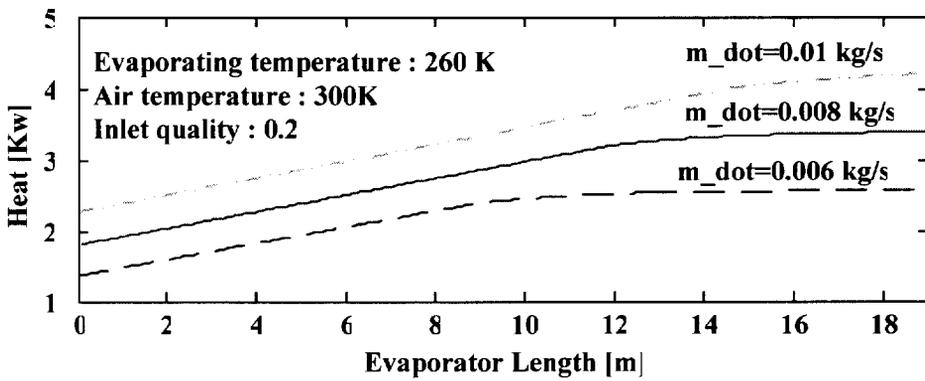


Fig. 4.6 The variation of enthalpy with mass flow rate in the evaporator

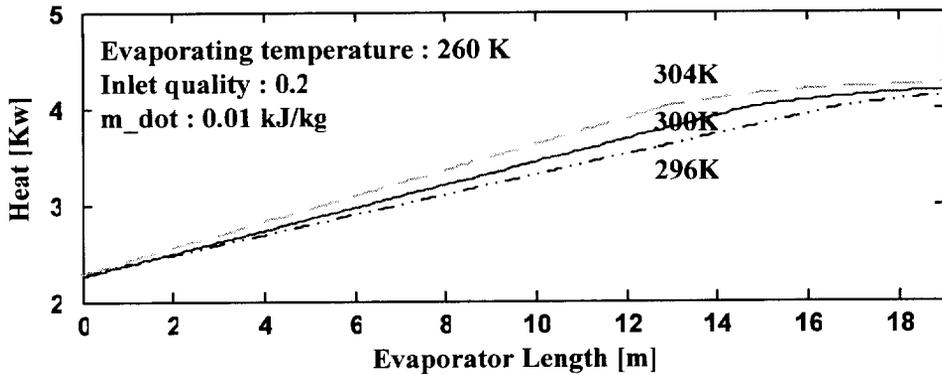


Fig. 4.7 The variation of enthalpy with mass flow rate in the evaporator

Fig. 4.8과 Fig. 4.9는 냉매유량과 냉방부하를 각각 스텝상으로 변화시켰을 때 그에 따른 증발기 출구 과열도의 변동 특성을 나타낸다.

Fig. 4.8은 냉방부하, 건도 등이 변하지 않는 조건 하에서 증발기에 유입되는 냉매유량만 변화시켰을 때의 증발기의 과열도 변동 특성을 나타낸다.

증발기에 유입되는 냉매유량이 과열도에 아주 큰 영향을 미치므로 증발기에 유입되는 냉매유량을 제어함으로써 증발기 출구 과열도를 제어하여 냉동사이클의 효율을 높일 수 있음을 알 수 있다.

Fig. 4.9는 증발기에 유입되는 냉매유량, 건도가 일정한 것으로 하고, 냉방부하만이 변화할 때의 증발기 출구 과열도의 변동 특성을 나타낸다. 냉방부하가 증가하면 증발기 출구 과열도는 커지므로 냉방부하에 따른 냉매유량 제어 혹은 용량 제어가 필요하게 됨을 알 수 있다

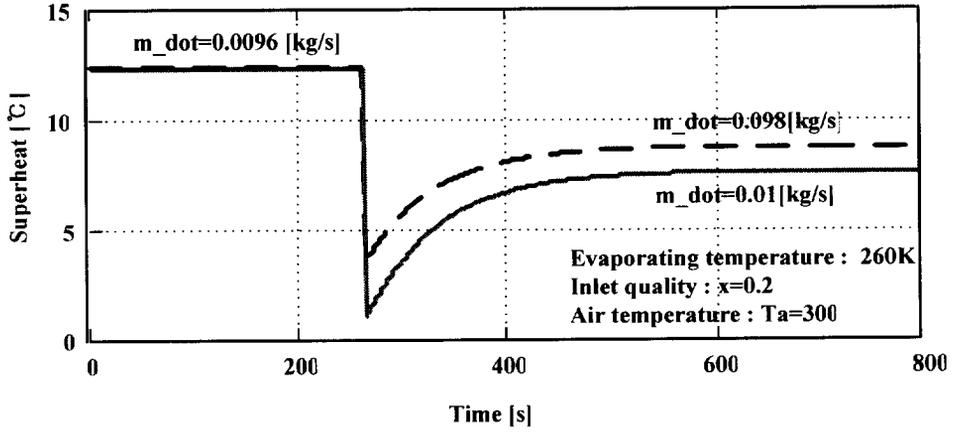


Fig. 4.8 Change in superheat with respect to the mass flow rate

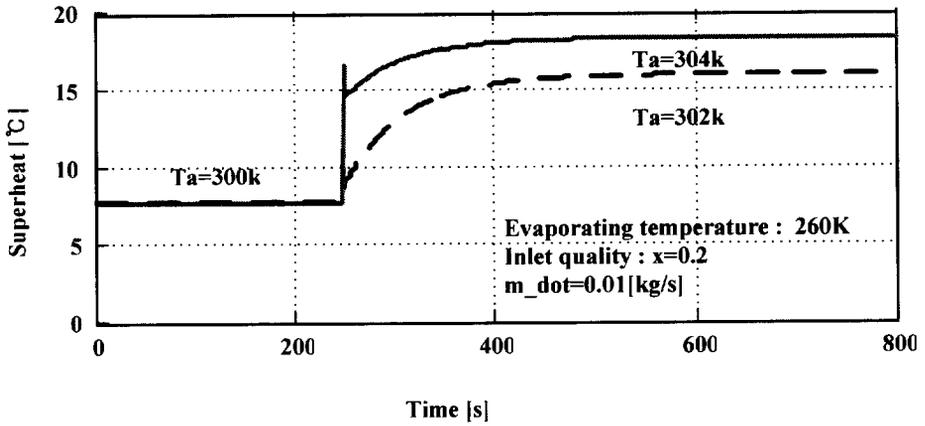


Fig. 4.9 Change in superheat with respect to the air temperature

제 5 장 실험 및 고찰

냉동사이클의 열역학적 특성 파악과 최적 레귤레이터 제어기의 성능을 평가하기 위하여 냉동사이클 실험장치와 제어시스템을 설계 제작하였다.

5.1 실험장치

냉동사이클 실험장치의 구성은 Photo. 5.1과 같다. 이 시스템은 압축기, 응축기, 수액기, 전자밸브(solenoid valve), 각종 팽창밸브, 증발기로 구성되어 있다. 양식이 다른 팽창밸브들의 성능을 비교해 보기 위해 온도식(T.E.V), 수동식(M.E.V), 전자식(E.E.V)과 모세관식 팽창밸브(C.E.V)를 상호 병렬로 연결하여 부착하였다. 시스템의 운전 상태를 확인하기 위하여 주요 부위에 열전대와 압력계를 부착하여 압력 및 온도를 측정하였다. 그들의 주요 설치 위치는 Fig. 5.1와 같다. 각 구성 부분의 구체적인 사양은 Table 5.1과 같다.

Table 5.1 Specification of test unit

Compressor	Type	Vertical, Reciprocating
	Power	ϕ 3-380V-60 Hz-2.6Kw
Condenser	Fan type	Axial flow
	Motor	100 W
	Condensing capacity	3450 kcal/h
	Air velocity	30 m ³ /min
Evaporator	Type	Copper coil
	Tube size	1/2 inch
Expansion Valve Device	Type	E.E.V
	Model	JHEV 14A
	Port size	ϕ 14
	Operating pulse range	0 ~ 506 pulse
	Rated voltage	DC 12V
Refrigerant	Type	R22

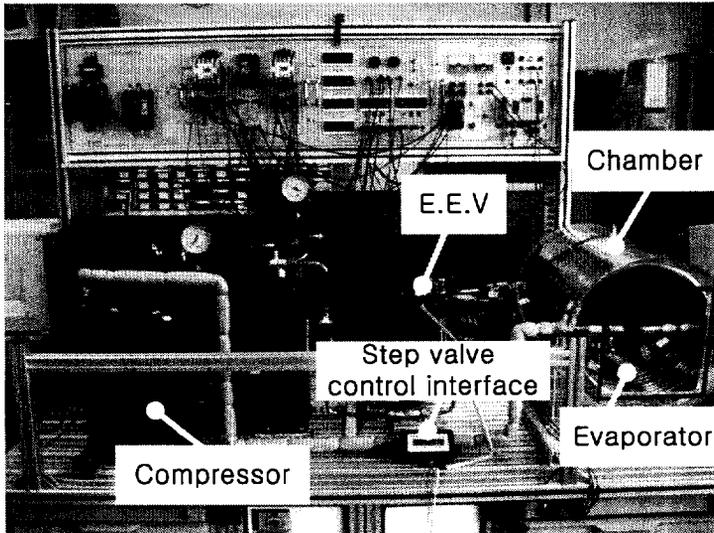


Photo. 5.1 Refrigeration system for experiments

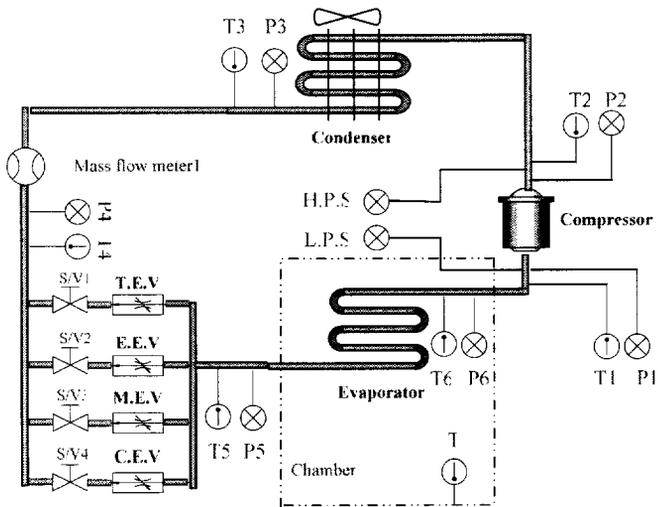


Fig. 5.1 Schematic diagram of the refrigerant system

5.2 제어장치

냉동사이클의 과열도와 용량 제어를 동시에 수행하기 위해 제어 시스템을 Fig. 5.2와 같이 꾸몄다.

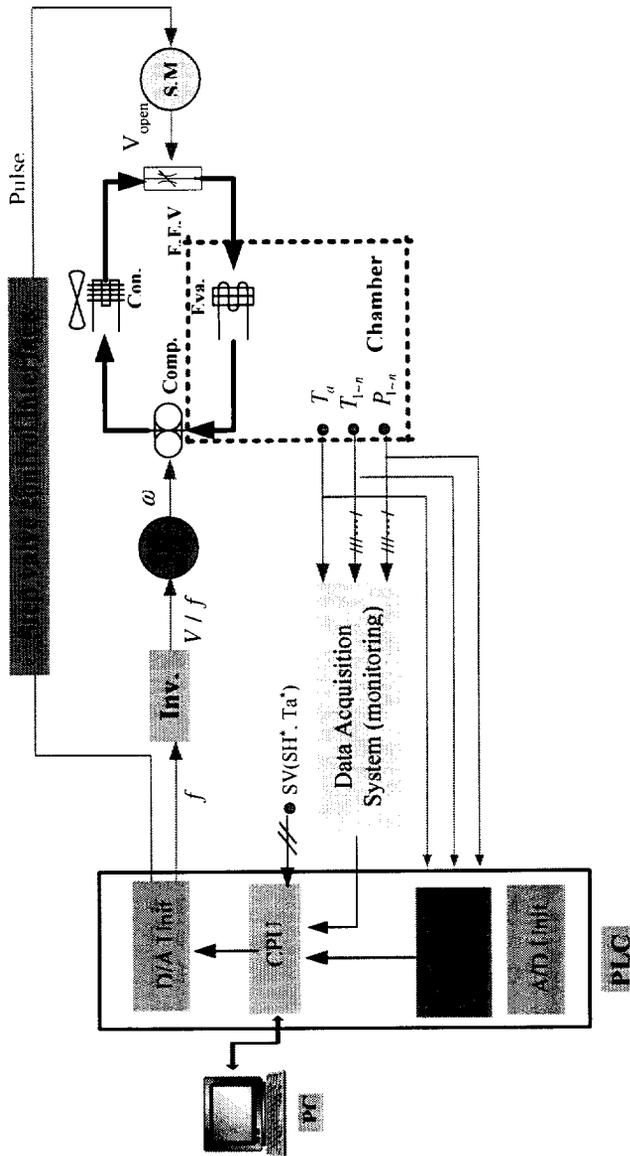


Fig. 5.2 Control System of the refrigeration system

압축기의 회전수를 변화시키기 위하여 범용 인버터($v/f=\text{const. type}$)와 PLC(Programmable Logic Controller)를 이용하여 주파수 가변 제어 시스템을 제작하였다. 온도 센서와 압력 센서로 측정된 아날로그 데이터들은 PLC의 A/D 모듈로 입력되어 디지털 데이터로 변환된다. 이 데이터들은 PLC의 CPU에서 연산을 거친 후, 다시 아날로그 신호로 변화되어 인버터에 지령신호로 입력된다. 입력된 아날로그 지령치(전압 혹은 전류)에 대응하는 주파수 지령에 의해 인버터의 압축기 회전수가 제어된다. 압축기 구동장치(I.M; 유도전동기)의 회전수 제어를 위해서는 범용 인버터(SViG5)를 이용하였으며 회전수 제어 범위는 0.1Hz ~ 400Hz이고, 정격전류 8A, 가속 시간은 초당 40Hz로 하였다. 인버터의 캐리어 주파수(carrier frequency)는 3kHz로 설정하였다.

증발기에 유입되는 냉매유량을 변화시키기 위해서는 스텝모터를 구동 시스템으로 하는 전자식 팽창밸브를 이용하였다. 전자식 팽창밸브의 개도는 PLC와 스텝모터 드라이버로 제어할 수 있다. 각 센서에서 측정된 데이터들은 PLC에 입력되어 제어 로직에 의한 연산을 거친 후 아날로그 신호로 출력된다. 이 신호는 모터 구동 드라이버 제어 입력으로 인가되며 입력 전류(전압)에 대응하는 스텝 수(펄스 수)로 전자팽창밸브의 개도를 0% ~ 100%까지 제어한다. 전자식 팽창밸브의 개도 제어를 위한 펄스수를 출력하기 위해 스텝밸브컨트롤러(S.V.C)를 사용하였다. 개도 0% ~ 100%는 지령 스텝 0 ~ 400 step에 대응하며 지령 신호로는 0 ~ 5 V를 인가

하였다.

제어장치의 각 구성 부분의 구체적인 사양은 Table 5.2와 같다.

Table 5.2 Specification of control system

Inverter	Type	PWM
	HP	5
	Input power	Φ 3-380~460V-50~60 Hz
	Output	0~10VDC or 4~20 mA
Step valve control interface	Input voltage	DC 12V
	Input control signal	0~5VDC or 4~20 mA
	Output	0~400 step
Data acquisition	Model	MV200
	Channel	20CH
PLC	CPU	GM3
	A/D module	8CH
	D/A module	8CH
	TC module	16CH

5.3 계측 및 데이터 수집 시스템

계측 시스템은 냉매측 및 공기측의 상태량을 구하고 각종 제어 출력치들을 측정할 수 있도록 설계 및 제작하였다. 시스템의 기본적인 성능을 계산하고 평가하기 위하여 온도, 압력, 유량 및 전력 측정장치를 사용하였다.

냉동사이클의 주요 부위의 온도를 측정하기 위하여 T-type 열전대(thermocouple)를 사용하였으며, 챔버 내의 온도 측정에는 Pt-100을 사용하였다. 또한, 필요한 부위의 압력을 측정하는 데는 PTD 모델(센시스템기술회사)의 압력계를 사용하였다. 각 센서로 측정된 데이터들을 데이터 로거(data logger)로 수집하였으며 이 정보들은 필요에 따라 모니터링용 또는 제어용으로 가공된다. 데이터 로거에서 제어에 알맞은 크기로 가공된 정보들은 PLC의 A/D변환 모듈을 거쳐 CPU의 제어로직에 전달된다.

5.4 실험방법

냉동사이클에서 각 구성 요소 가운데서 어느 하나의 특성이 변동하면 다른 요소에 영향을 미치게 되므로 시스템을 최적의 조건으로 운전하는 것은 결코 용이하지 않다. 특히, 냉동사이클 제어에서 중심적인 역할을 수행하는 압축기 회전수 제어 및 전자 팽창밸브 개도 변화 시의 동특성을 엄밀히 고찰할 필요가 있다.

증발기 과열도와 압축기의 회전수를 최적으로 제어하기 위한 선행 연구로서, 압축기의 회전수 변화와 전자식 팽창밸브의 개도 변화가 전체 시스템에 미치는 영향에 대해 실험적인 방법으로 연구했다.

본 실험에서 사용한 실험장치의 구체 사양은 앞에서 설명한 바와 같으며, 부하로는 265W의 코일형 전열기 두 개를 증발기 코일 내부에 장착하여 사용하였다.

압축기 회전수 변화가 각 부위에 미치는 영향을 고찰하기 위해, 팽창밸브의 개도를 고정하고, 압축기가 설정한 회전수로 운전될 때 각 부위의 압력을 측정하였다.

그리고 전자식 팽창밸브의 개도 변화가 전체 사이클에 미치는 영향을 고찰하기 위해, 압축기의 회전수를 고정하고, 팽창밸브의 개도를 조절하여 각 부위의 압력을 측정하였다.

5.5 실험결과

Fig. 5.3과 Fig. 5.4는 압축기 회전수와 전자 팽창밸브의 개도 변화에 따른 압축기의 흡입 압력, 토출 압력 및 팽창밸브 출구 압력을 각각 나타낸 것이다.

Fig. 5.3에서는 전자 팽창밸브의 개도를 50%(200 step)로 하였을 때, 압축기 회전수 변화에 따른 각 부분의 압력 변화를 나타낸다. 압축기 회전수가 변하면 압축기 흡입 압력, 토출 압력에 큰 영향을 미칠 뿐만 아니라 팽창밸브 출구 압력에도 영향을 미친다. 압축기 회전수 변화 시 각 구성 요소의 입·출구 조건이 바뀌게 되어 시스템의 각 물리량도 변화한다. 압축기 회전수가 변화하면 시스템의 고압과 저압이 모두 변화하므로 압축기의 압축비가 변한다. 압축기의 회전수가 증가할수록 압축비가 증가하면서 압축기의 체적효율은 떨어진다. 또한, 압축기 회전수가 상승할수록 증발기 배관에서의 압력 강하가 더 크다.

Fig. 5.4에서는 압축기 회전수를 50Hz로 하고 전자식 팽창밸브의 개도가 압축기 흡입압력, 토출압력 및 전자식 팽창밸브 출구 압력에 미치는 영향을 고찰하였다. 전자식 팽창밸브의 개도의 변화는 고압측에는 거의 영향을 미치지 않지만 저압측에는 영향을 미친다. 저압측 압력은 개도가 커질수록 압력이 커지는 경향을 볼 수 있으며 배관 내 압력 강하도 커진다는 것을 알 수 있다.

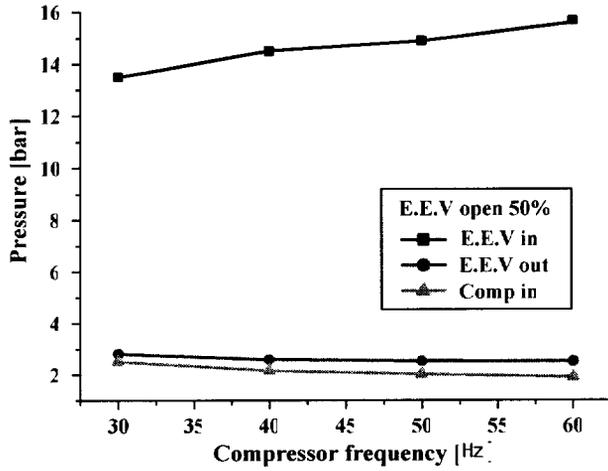


Fig. 5.3 Variations of suction and discharge pressure according to the compressor speed

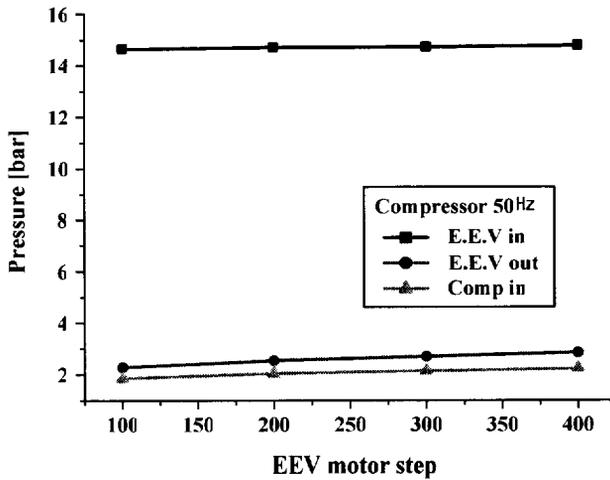
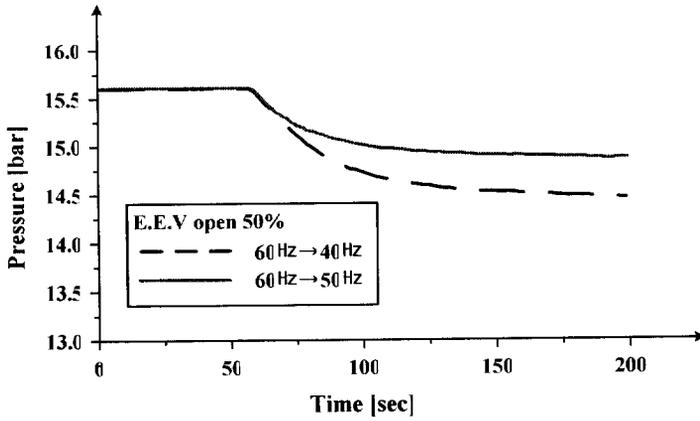


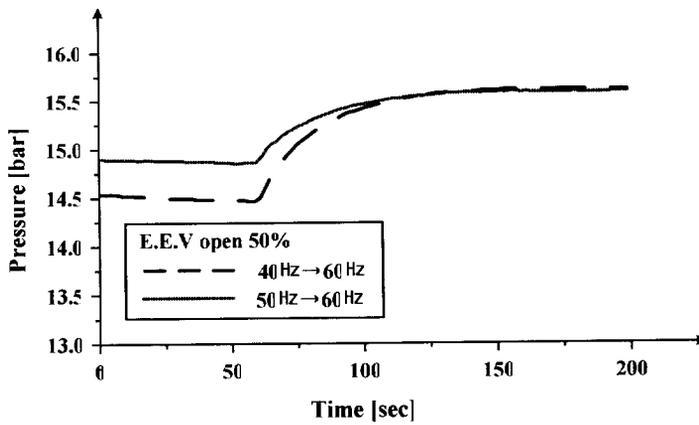
Fig. 5.4 Variations of suction and discharge pressure according to the E.E.V opening angle

Fig. 5.5는 E.E.V의 개도를 50%(200 step)로 고정하고 압축기 회전수를 변화시켰을 때의 압축기 토출압력을 나타낸다. Fig. 5.5(a)는 압축기 회전수를 각각 60Hz→40Hz, 60Hz→50Hz로 감소시켰을 때 압축기 토출압력의 응답 특성을 나타내고, Fig. 5.5(b)는 압축기 회전수를 각각 40Hz→60Hz, 50Hz→60Hz로 증가시켰을 때 압축기의 토출압력의 응답 특성을 나타낸다. 압축기의 회전수가 증가하면 압축기 토출압력은 상승하고 회전수가 하강하면 토출압력은 하강한다. 압축기 회전수 변화폭이 클수록 압력 변화폭도 크며, 정상상태에 도달하는 시간도 길어진다. 또한, 압력은 압축기 회전수를 상승할 때가 저하시키는 경우보다 정상상태에 도달하는데 걸리는 시간이 더 길다.

Fig. 5.6은 E.E.V의 개도를 50%로 고정하고 압축기 회전수를 변화시켰을 때의 압축기의 흡입 압력과 팽창밸브 출구 압력의 변화 특성을 나타낸다. Fig. 5.6(a)는 압축기의 회전수를 각각 60Hz→40Hz, 60Hz→50Hz로 감소시켰을 때 압축기의 흡입압력과 전자식 팽창밸브 출구 압력의 응답 특성을 나타내고, Fig. 5.6(b)는 압축기의 회전수를 각각 40Hz→60Hz, 50Hz→60Hz로 증가시켰을 때 압축기의 흡입압력과 전자식 팽창밸브 출구 압력의 응답 특성을 나타낸다. 압축기 회전수가 상승하면 압축기 흡입압력과 팽창밸브 출구 압력은 하강하게 되며, 반대로 회전수가 하강하면 흡입압력과 팽창밸브 출구 압력은 하강한다. 압축기 흡입압력과 팽창밸브 출구 압력은 주파수 변화폭이 클수록 정상상태에 도달하는데 더 긴 시간이 소

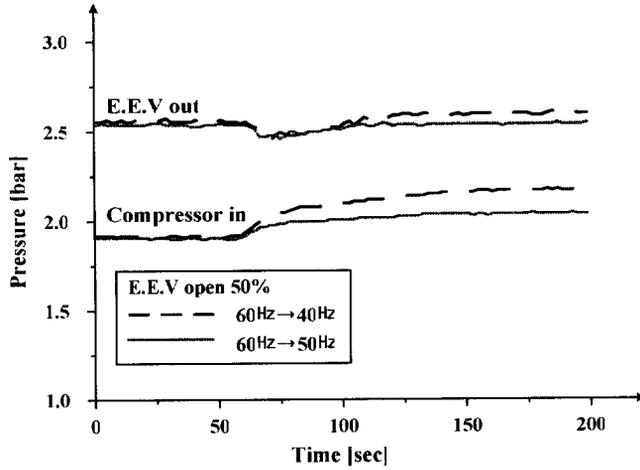


(a)

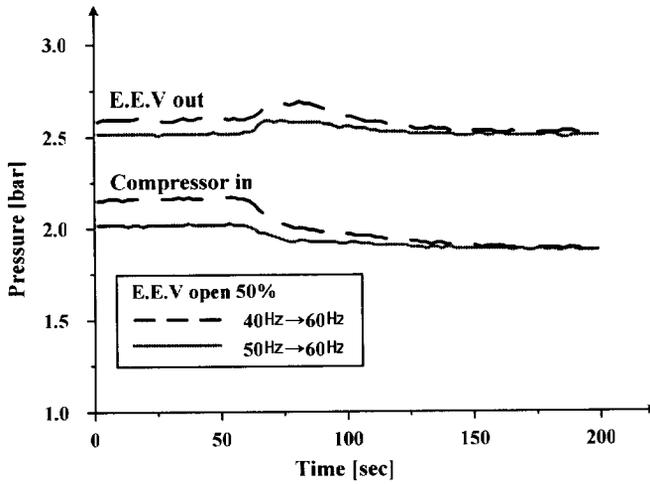


(b)

Fig. 5.5 Variations of compressor outlet pressure according to a step change of compressor speed



(a)



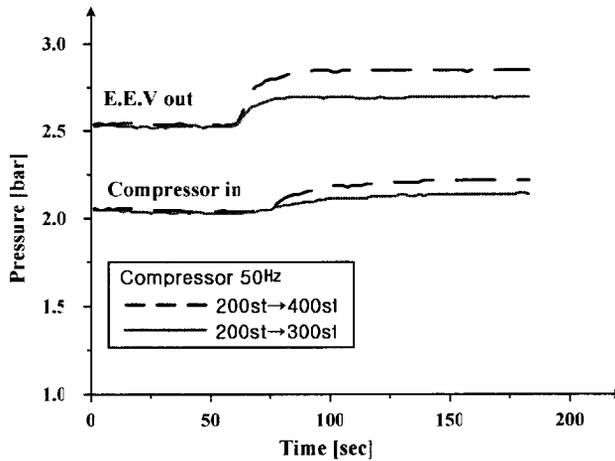
(b)

Fig. 5.6 Variations of compressor inlet and E.E.V outlet pressure according to a step change of compressor speed

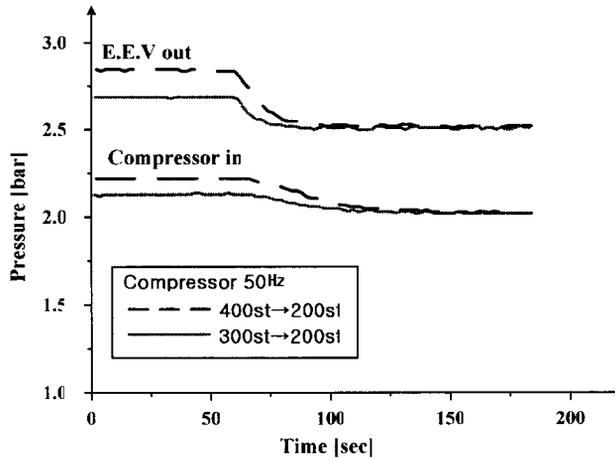
요되었다. 그리고 압력이 정상상태에 도달하는 시간은 압축기 회전수를 상승할 때가 저하시키는 경우보다 더 길다. 압축기 회전수가 상승 시에는 냉매의 급속한 이동으로 인하여 냉매가 수액기에 저장된 후 다시 천천히 이동하여 시스템이 평형상태에 도달하므로 정상상태에 도달하는 시간이 좀 길다. 하지만, 압축기 회전수 감소 시에는 냉매의 급속한 이동이 없으므로 정상상태에 도달하는 시간이 비교적 짧다. 또한, 압축기 회전수 변화 시에는 회전수에 의한 냉매유량 변화이므로 냉매의 흐름으로 인하여 전자 팽창밸브 출구의 압력 변화는 일정한 시간 지연을 갖는다.

Fig. 5.7은 압축기 회전수를 50Hz로 고정시키고 전자 팽창밸브의 개도를 변화시켰을 때의 압축기 흡입 압력과 팽창밸브 출구 압력 변화를 나타낸다. Fig. 5.7(a)는 전자 팽창밸브 인가되는 스텝모터의 스텝 수를 각각 200step→400step, 100step→200step으로 증가시켰을 때 압축기 흡입압력과 팽창밸브 출구 압력 변화를 나타낸다. 한편, Fig. 5.7(b)는 전자식 팽창밸브에 인가되는 스텝모터의 스텝 수를 각각 400step→200step, 200step→100step으로 감소시켰을 때 압축기 흡입압력과 팽창밸브 출구 압력을 나타낸다. 팽창밸브 개도가 증가하면 압축기 흡입압력과 팽창밸브 출구 압력은 모두 증가하고, 반대로 감소하면 그들도 감소한다. 그러나 팽창밸브 출구 압력의 변화폭은 압축기 흡입 압력의 변화폭에 비해 크다. 압축기 흡입압력이나 팽창밸브 출구 압력이 팽창밸브 개도 변화에 따른 응답 특성은 개도가 감소할 때가 증가 시에 비하여 정상상태에 도달하는 시간이

더 길다. 팽창밸브 개도가 변할 때 냉매가 배관 내에서 유동함으로 인하여 압축기 흡입압력 변화는 일정한 시간 지연을 갖는다.



(a)



(b)

Fig. 5.7 Variations of compressor inlet and E.E.V outlet pressure according to a step change of E.E.V opening angle

제 6 장 결 론

본 논문에서는 냉동사이클의 최적제어를 위해 아래와 같은 기초적인 연구를 진행하였다.

우선, 냉동사이클의 각 구성 부분에 대해 모델링을 하였고 냉동사이클에서 주요 열교환 장치인 증발기에 대한 정특성을 파악하였으며 동시에 그 동특성을 파악하기 위해 수학적 모델을 구축하였다. 그리고 제안된 모델로 수치 시뮬레이션을 통해 증발기의 특성을 파악하였다.

다음, 압축기 회전수 및 전자 팽창밸브 개도 변화 시 냉동시스템의 동특성을 파악하기 위하여 실험장치를 제작하고 기초 실험을 진행하였다.

본 논문에서 진행한 수치 시뮬레이션과 기초 실험을 통하여 다음과 같은 냉동사이클의 특성을 알 수 있었다.

(1) 증발기의 정특성 해석 결과, 증발기의 증발완료 길이는 증발기에 유입되는 냉매유량, 열부하 그리고 냉매 건도에 의해 크게 좌우됨을 알 수 있다.

(2) 증발기에 냉매가 너무 많이 흐르거나 적게 흘러도 증발기 내에서의 냉매가 충분히 증발하지 못하거나 과열되게 되므로 냉동사이클의 냉동효과는 떨어지게 된다. 그러므로 적당한 냉매유량으로 일정한 과열도를 유지 시키는 것이 냉동효과를 높이는 데 아주 중요하다.

(3) 증발기의 동특성 해석 결과, 증발기의 냉매유량이 증가하면 증발기

의 출구측 온도가 하강하고 동시에 과열도도 저하한다. 또한 실내의 열 부하가 증가하면 증발기 과열도도 그에 따라 증가함을 알 수 있다.

(4) 압축기 회전수가 변하면 고압측과 저압측 압력이 큰 변화를 일으키므로 각 구성 요소의 작동 조건이 바뀌게 되어 시스템의 각 물리량도 변화한다.

(5) 전자식 팽창밸브의 개도가 변하면 저압측 압력에는 영향을 미치지 않지만 고압측 압력에는 거의 영향을 미치지 않으므로 저압측의 각 구성 요소의 작동 조건만 변하게 된다.

(6) 압축기 회전수와 전자식 팽창밸브의 개도를 연동적으로 제어하려면 어느 하나가 변화할 때 그로 인해 수반되는 다른 하나의 변화를 억제할 수 있는 제어를 적극 고려할 필요가 있다.

이상의 결과들은 압축기의 회전수와 팽창밸브의 개도에 대한 연동 제어로 증발기에 유입되는 냉매유량을 최적으로 제어하기 위한 중요한 기초자료가 될 수 있을 것으로 기대된다.

향후, 냉동 사이클의 수학적 모델링을 근사화하여 비간섭 모델을 만들고, 실험으로 근사화시킨 모델의 정확성을 검증하고자 한다.

참 고 문 헌

- [1] A. Outtagarts, P. Haberschill and M. Lallemand, “The transient response of an evaporator fed through an electronic expansion valve”, International Journal of energy research, Vol. 21, pp. 793-807, 1997.
- [2] 김재돌, 오후규, 윤정인, “증발기 과열도제어에 따른 냉동장치의 동특성에 관한 연구”, 대한기계학회논문집, Vol. 19, No. 8, pp. 2012-2021, 1995.
- [3] 최순오, 김정훈, 양현석, 김종수, “전자 팽창밸브를 이용한 증발기의 냉매 유량 제어 및 과열도 특성에 관한 연구”, 공기조화냉동공학 논문집, Vol. 6, No. 4, pp. 380-387, 1994.
- [4] 양현석, 김환성, 김정훈, 김상봉, 김종수, “인버터를 이용한 냉동용 압축기의 용량 제어”, 공기조화냉동공학 논문집, Vol. 5, No. 2, pp.94-101, 1993.
- [5] 한도영, 권형진, “멀티형 냉방시스템의 압축기 제어”, 설비공학 논문집, Vol. 3, No. 8, 2001.
- [6] 한도영, 이상원, “퍼지로지적 과열도 재설정 알고리즘을 사용한 멀티형 냉방시스템의 전자 팽창밸브 제어”, 설비공학 논문집, Vol. 5, No. 5, 2003.
- [7] 정석권, LI HUA, 최광환, 윤정인, 김은필, “냉동사이클의 최적 제어를

- 위한 증발기 동특성 해석”, 한국동력기계학회, Vol. 9, No. 1, pp. 82-88, 2004.
- [8] LI HUA, 윤정인, 정석권, “냉동사이클의 과열도와 용량 제어를 위한 동특성 해석”, 한국동력기계학회 춘계학술발표대회 논문집 pp. 170-174, 2004.
- [9] LI HUA, 정석권, 2004, “냉동사이클의 최적제어를 위한 동특성 해석”, 대한설비공학회 동계학술발표대회 논문집, pp. 464-468, 2004.
- [10] LI HUA, 윤정인, 정석권, “냉동사이클의 최적제어를 위한 증발기 동특성 해석”, 한국동력기계학회 추계학술발표대회 논문집, pp. 65-70, 2004.
- [11] M. Willatzen, N. B. O. L. Pettit and L. Ploug Sorensen, “A general dynamic simulation model for evaporators and condensers in refrigeration. Part I: moving-boundary formulation of two-phase flows with heat exchange”, Int. J. Refrig. Vol. 21, No. 5, pp. 398-403, 1998.
- [12] M. Willatzen, N. B. O. L. Pettit and L. Ploug Sorensen, “A general dynamic simulation model for evaporators and condensers in refrigeration. Part II: simulation and control of an evaporator”, Int. J. Refrig. Vol. 21, No. 5, pp. 404-414, 1998.
- [13] H. Wang and S. Touber, “Distributed and non-steady modelling of an air cooler”, Int. J. Refrig. Vol. 14, pp. 98-111, 1991.

- [14] J. V. C. Vargas, J. A. R. Parise, "Simulation in transient regime of a heat pump with closed-loop and on-off control", *Int. J. Refrig.* Vol. 18, No. 4, pp. 235-243, 1995.
- [15] 김재돌, 윤정인, 樋口金次郎, "공조기 제어를 위한 응축기 동특성 해석", *공기조화냉동공학 논문집*, Vol. 8, No. 3, pp. 386-396, 1996
- [16] 김재돌, 윤정인, 김영수, 문춘근, "소형 공조형 증발기의 특성 해석", *한국박용기관학회지*, Vol. 25, No. 3, pp. 573-580, 2001
- [17] 정석권, "냉동사이클의 동특성과 제어(1)", *냉동·공조공학*, Vol. 22, No. 5, 2003
- [18] LI HUA, 이동우, 정석권, "냉동사이클의 열역학 특성에 관한 실험적 연구", *한국동력기계학회 춘계학술발표대회 논문집*, pp. 124-128, 2005.
- [19] 김종식, "선형 제어시스템 공학".

Appendix A 시뮬레이션 프로그램

A-1 정특성 해석 프로그램

```

% open air properties
fn=fopen('air.txt','r');
pro=fscanf(fn,'%g',[6 11]);
Air=pro';

rho_a=Air(m,2);alpha_a=Air(m,6)*
10^(-5);gamma_a=Air(m,3)*10^(-5);
Pr_a=Air(m,5);k_a=Air(m,4);
alpha_v=-(Air(m+1,2)-Air(m-1,2))/
((Air(m+1,1)-Air(m-1,1))*rho_a);
Ra=9.8*alpha_v*d_o^3*(Ta-T1)
*1000/(alpha_a*gamma_a);
Nu_a=(0.6+0.387*Ra^(1/6))/(1+
(0.559/Pr_a)^(9/16))^(8/27)^(4/9))^2;
u_a=Nu_a*k_a/d_o;

% open R22 properties
fn=fopen('R22_ss.txt','r');
pro=fscanf(fn,'%g',[6 45]);
R22_ss=pro';
fn=fopen('R22_p.txt','r');
pro=fscanf(fn,'%g',[46 62]);
R22_p=pro';

% two phase region
n1=(round((T1-273)/2)*2+42)/2;
P1=round(R22_ss(n1,2));
h_l=R22_ss(n1,5);
h_v=R22_ss(n1,6);
gamma_l=0.19*10^(-6);
mu_v=10.9*10^(-6);F=2.2;
Pr_l=2.78; k_l=0.1
rho_l=(1/R22_ss(n1,3))*1000;
rho_v=(1/R22_ss(n1,4));
mu_l=gamma_l*rho_l;
Re_l=G*d_i/mu_l;
u_l=0.023*Re_l^0.8*Pr_l^0.4*k_l/d_i;

% evaporating temperature=260 k;
T1=260;x_i=0.2;Ta=300;L=0;
m_dot=0.01;
y0=zeros(191,1);y0=[0:0.1:19];y1=y0;

d_i=0.0138; d_o=0.0159;
A_i=pi*(d_i^2)/4;A_o=(pi*d_o^2)/4;
G=m_dot/A_i;

% Air side heat transfer coefficient
m=round((Ta-240)/10);

```

```

h_fg=(R22_ss(n1,6)-R22_ss(n1,5)) ✓
*10^3;
Tw1=260; Tw1_1=264;
while abs(Tw1-Tw1_1)>0.001
    Tw1=(Tw1+Tw1_1)/2;
q=u_l*(Tw1-T1);
Bo=q/(G*h_fg);
c1=1.136;c2=-0.9;c3=667.2;c4=0.7;
x=(1+x_i)/2;
Co=((1-x)/x)^0.8*(rho_v/rho_l)^0.5;
u1=(1-x)^0.8*(c1*Co^c2+c3*Bo^c4 ✓
*F)*u_l;
Tw1_1=(u_a*d_o*Ta+u1*d_i*T1)/ ✓
(u_a*d_o+u1*d_i);
end
L1=(1-x_i)*m_dot*h_fg/(pi* ✓
d_i*u1*(Tw1-T1));

for s0=1:1:191
    if (L1-L)>0.001
        x=x_i+(1-x_i)*L/L1;
        h=h_v*x+h_l*(1-x);
    else
        T2_o=270;T2=260;

while abs(T2-T2_o)>0.001
    T2=(T2+T2_o)/2; Tm=(T1+T2)/2;
    m2=round(Tm)-273+31;
    c_p_v=R22_p(m2,5*P1-6)*1000;
    mu_v=R22_p(m2,5*(P1-1))*10^(-6);

    k_v=R22_p(m2,5*P1-4);
    Pr_v=c_p_v*mu_v/k_v;
    Re_v=G*d_i/mu_v;
    u2=0.023*Re_v^0.8*Pr_v^0.4 ✓
    k_v/d_i;
    T2_o=T1-d_o*u_a*(T1-Ta)/(d_i*u2);
    End

L2=(1/u2+d_i/(d_o*u_a))*m_dot ✓
670*log((Ta-T1)/(Ta-T2_o))/(pi*d_i);
alpha1=(u2*pi*d_i*u_a*d_o/(u2 ✓
d_i+u_a*d_o))*(L2/(m_dot*0.67 ✓
1000));
gamma1=u1*d_i/(u1*d_i+u_a*d_o);
T2=Ta-(Ta-T1)*exp(-alpha1 ✓
((L-L1)/L2));
Tw2=Ta+gamma1*(T1-Ta)* ✓
exp(-alpha1*((L-L1)/L2));
n2=round(T2-273+31);
h=R22_p(n2,5*P1-7);
end

L=L+0.1;
y1(s0,1)=h*m_dot;
end

figure(1)
subplot(2,1,1)
plot(y0,y1);
axis([0 19 1 5])

```

A-2 동특성 해석 프로그램

```

% open air properties
fn=fopen('air.txt','r');
pro=fscanf(fn,'%g',[6 11]);
Air=pro';

% open R22 properties
fn=fopen('R22_ss.txt','r');
pro=fscanf(fn,'%g',[6 45]);
R22_ss=pro';
fn=fopen('R22_p.txt','r');
pro=fscanf(fn,'%g',[46 62]);
R22_p=pro';

% evaporating temperature=260 k;
    quality:x_i=0.3
T1=260;x_i=0.2;m_dot=0.01;Ta=300;
L=17.5;

T_all=10*60;
T_model1=0.5;T_model2=0.0001;
n_model1=T_all/T_model1;
n_model2=T_model1/T_model2;

y0=zeros(n_model1*2+1,1);
y1=y0;y2=y0;y3=y0;y4=0;
y5=y0;y6=y0;
y0=[0:T_model1:T_all*2];

for s0=1:1:2
% d_i=0.0138; d_o=0.0159;
d_i=0.0138; d_o=0.0159;
A_i=pi*(d_i^2)/4;A_o=(pi*d_o^2)/4;
G=m_dot/A_i;
% Air side heat transfer coefficient
m=round((Ta-240)/10);
rho_a=Air(m,2);alpha_a=Air(m,6)*
10^(-5);gamma_a=Air(m,3)*10^(-5);
Pr_a=Air(m,5);k_a=Air(m,4);
alpha_v=-((Air(m+1,2)-Air(m-1,2))
/((Air(m+1,1)-Air(m-1,1))*rho_a);
Ra=9.8*alpha_v*d_o^3*(Ta-T1)
*1000/(alpha_a*gamma_a);
Nu_a=(0.6+0.387*Ra^(1/6))/(1+
(0.559/Pr_a)^(9/16))^(8/27))^2;
u_a=Nu_a*k_a/d_o;

% two phase region
n1=(round((T1-273)/2)*2+42)/2;
P1=round(R22_ss(n1,2));
gamma_l=0.19*10^(-
6);mu_v=10.9*10^(-6);F=2.2;
Pr_l=2.78;
k_l=0.1;
rho_l=(1/R22_ss(n1,3))*1000;
rho_v=(1/R22_ss(n1,4));

```

```

mu_l=gamma_l*rho_l;
Re_l=G*d_i/mu_l;
u_l=0.023*Re_l^0.8*Pr_l^0.4*k_l/d_i;

h_fg=(R22_ss(n1,6)-
R22_ss(n1,5))*10^3;
Tw1=260;Tw1_1=264;
while abs(Tw1-Tw1_1)>0.001
    Tw1=(Tw1+Tw1_1)/2;
q=u_l*(Tw1-T1);
Bo=q/(G*h_fg);

c1=1.136;c2=-0.9;c3=667.2;c4=0.7;
x=(1+x_i)/2;
Co=((1-x)/x)^0.8*(rho_v/rho_l)^0.5;
u1=(1-
x)^0.8*(c1*Co^c2+c3*Bo^c4*F)*u_l;

Tw1_1=(u_a*d_o*Ta+u1*d_i*T1)/
(u_a*d_o+u1*d_i);
End
L1=(1-x_i)*m_dot*h_fg/(pi*d_i*u1
*(Tw1-T1));

% superheat region
T2_o=270;T2=260;
while abs(T2-T2_o)>0.1
    T2=(T2+T2_o)/2;
Tm=(T1+T2)/2;
m2=round(Tm)-273+31;

c_p_v=R22_p(m2,5*P1-6)*1000;
mu_v=R22_p(m2,5*(P1-1))*10^(-6);
k_v=R22_p(m2,5*P1-4);
Pr_v=c_p_v*mu_v/k_v;
Re_v=G*d_i/mu_v;
u2=0.023*Re_v^0.8*Pr_v^0.4*
k_v/d_i;
T2_o=T1-d_o*u_a*(T1-Ta)/(d_i*u2);
end

L2=(1/u2+d_i/(d_o*u_a))*m_dot*
c_p_v*log((Ta-T1)/(Ta-T2_o))/
(pi*d_i);
alpha1=(u2*pi*d_i*u_a*d_o/(u2*
d_i+u_a*d_o))*(L2/(m_dot*c_p_v));
gamma1=u1*d_i/(u1*d_i+u_a*d_o);
T2=Ta-(Ta-T1)*exp(-alpha1*
((L-L1)/L2));
Tw2=Ta+gamma1*(T1-Ta)*
exp(-alpha1*((L-L1)/L2));

%h_v=h_l;rho_v;rho_2=h_2;rho_l:
    h_m;rho_m;h_i;

n1=(round((T1-273)/2)*2+42)/2;
P1=round(R22_ss(n1,2));
h_l=R22_ss(n1,5)*1000;
h_v=R22_ss(n1,6)*1000;
h_i=(x_i*h_v+(1-x_i)*h_l);
n2=round(T2-273+31);
h2=R22_p(n2,5*P1-7)*1000;

```

```

rho2=R22_p(n2,5*P1-8);
rho_m=(rho_v+rho2)/2;
h_m=(h_v+h2)/2;
gamma=1/(1+(rho_v/rho_l)*(1-x)/x);

% d1= rho_2/h
d1=(R22_p(n2-1,5*P1-8)-
R22_p(n2+1,5*P1-8))/((R22_p(
(n2-1,5*P1-7)-R22_p(n2+1,5*
P1-7))*1000);

% d2=T2/h
d2=-2/((R22_p(n2-1,5*P1-7)-R22_p(
(n2+1,5*P1-7))*1000);

a11=385*9833*(A_o-A_i);
a22=385*9833*(A_o-A_i)*(L-L1);
a23=385*9833*(A_o-A_i)*
(Tw1-Tw2);
a33=A_i*((1-gamma)*(rho_l*
h_l-rho_v*h_v)+(rho_v-rho_m)
*h_v);
a34=0.5*A_i*(L-L1)*h_v*d1;
a43=A_i*((rho_v*h_v-rho_m*
h_m)-h_v*(rho_v-rho_m));
a44=0.5*A_i*(L-L1)*(rho_m+h_m*
d1-h_v*d1);
a55=1;
a54=-0.5*d2;

b11=-u1*pi*d_i-u_a*pi*d_o;
b22=-u2*pi*d_i*(L-L1)-
u_a*pi*d_o*(L-L1);
b25=u2*pi*d_i*(L-L1);
b31=u1*pi*d_i*L1;
b42=u2*pi*d_i*(L-L1);
b45=-u2*pi*d_i*(L-L1);

c12=u_a*pi*d_o;
c13=u1*pi*d_i;
c22=u_a*pi*d_o*(L-L1);
c31=(h_i-h_v);
c33=-u1*pi*d_i*L1;
c41=(h_v-h2);

A=[a11 0 0 0 0;0 a22 a23 0 0;0 0
a33 a34 0;0 0 a43 a44 0;0 0 0
a54 a55];
B=[b11 0 0 0 0;0 b22 0 0 b25;
b31 0 0 0 0;0 b42 0 0 b45;0 0 0 0 0];
C=[0 c12 c13;0 c22 0;c31 0 c33;
c41 0 0;0 0 0];
A_inv=inv(A);
X=[Tw1;Tw2;L1;h2;T2];
U=[m_dot;Ta;T1];

for s1=1:1:n_model1+1
    m=n_model1*(s0-1)+s1;
    y1(m,1)=X(1);X(1);
    y2(m,1)=X(2);X(2);

```

```
        y3(m,1)=X(3);X(3);                y4(m,1)=X(4);X(4);
        y5(m,1)=X(5);                    End
        y6(m,1)=X(2)-X(1);
for s2=1:1:n_model2                       figure(1)
X_dot=A_inv*B*X+A_inv*C*U;               subplot(2,1,1)
X=X+X_dot*T_model2;                       plot(y0,y6);
end                                         axis([0 1200 0 20])
end                                         grid
Ta=Ta+2;
```

Appendix B 증발기 동특성 해석 상태방정식 유도

식 (2-18)을 $z=0$ 부터 $z=L_1$ 에서 적분하면 식 (B-1)을 얻을 수 있다.

$$\int_0^{L_1} \frac{\partial \rho}{\partial t} dz + \int_0^{L_1} \frac{\partial \rho w_z}{\partial t} dz = 0 \quad (\text{B-1})$$

$$\bar{\rho}_1 = \frac{1}{L_1} \int_0^{L_1} \rho dz \quad (\text{B-2})$$

$$\int_{\alpha_1(t)}^{\alpha_2(t)} \frac{\partial f(z,t)}{\partial t} = \frac{d}{dt} \int_{\alpha_1(t)}^{\alpha_2(t)} f(z,t) dz - f(\alpha_2(t),t) \frac{d\alpha_2(t)}{dt} + f(\alpha_1(t),t) \frac{d\alpha_1(t)}{dt} \quad (\text{B-3})$$

식 (B-1)을 다시 쓰면 식 (B-4)와 같다.

$$A \frac{dL_1}{dt} (\bar{\rho}_1 - \rho_1) + AL_1 \frac{d\bar{\rho}_1}{dt} + \dot{m}_1 - \dot{m}_0 = 0 \quad (\text{B-4})$$

식 (2-19)를 $z=0$ 부터 $z=L_1$ 에서 적분하면 식 (B-5)를 얻을 수 있다.

$$\int_0^{L_1} \frac{\partial \rho h}{\partial t} dz - \int_0^{L_1} \frac{\partial P}{\partial t} dz + \int_0^{L_1} \frac{\partial \rho w_z h}{\partial t} dz = \frac{4}{D_i} L_1 \alpha_1 (T_{w1} - T_1) \quad (\text{B-5})$$

$$\bar{h}_1 = \frac{1}{L_1} \int_0^{L_1} h dz \quad (\text{B-6})$$

식 (B-5)을 다시 쓰면 식 (B-7)과 같다.

$$\begin{aligned} & AL_1 \left(\frac{d\bar{\rho} \bar{h}}{dt} - \frac{dP}{dt} \right) + A(\bar{\rho}_1 \bar{h}_1 - \rho_1 h_1) \frac{dL_1}{dt} \\ & = \dot{m}_0 h_0 - \dot{m}_1 h_1 \alpha_1 \pi D_i L_1 (T_{w1} - T_1) \end{aligned} \quad (\text{B-7})$$

식 (2-20)을 $z = 0$ 부터 $z = L_1$ 에서 적분하면 식 (B-8)를 얻을 수 있다.

$$\int_0^{L_1} c_w \rho_w A_w \frac{\partial T_{w1}}{\partial t} dz = \int_0^{L_1} \alpha_i \pi D_i (T_1 - T_{w1}) dz + \int_0^{L_1} \alpha_a \pi D_o (T_a - T_{w1}) dz \quad (\text{B-8})$$

식 (B-8)을 다시 쓰면 식 (B-9)와 같다.

$$c_w \rho_w A_w \left[\frac{dT_{w1}}{dt} L_1 + (T_{w0} - T_{w1}) \frac{dL_1}{dt} \right] = \alpha_i \pi D_i L_1 (T_1 - T_{w1}) + \alpha_a \pi D_o L_1 (T_a - T_{w1}) \quad (\text{B-9})$$

Appendix C 상태방정식의 계수

$$a_{11} = c_w \rho_w A_w$$

$$a_{22} = c_w \rho_w A_w (L - L_1)$$

$$a_{23} = c_w \rho_w A_w (T_{w1} - T_{w2})$$

$$a_{33} = -AL_1(1 - \gamma)\rho_i h_{fg}$$

$$a_{43} = -\frac{1}{2} A \bar{\rho}_2 (h_2 - h_v)$$

$$a_{44} = \frac{1}{2} A(L - L_1) \left[\bar{\rho}_2 + \frac{1}{2} (h_2 - h_v) \frac{\partial \bar{\rho}_2}{\partial h} \right]$$

$$a_{54} = -\frac{1}{2} \frac{\partial T_2}{\partial h} \Big|_P$$

$$a_{55} = 1$$

$$b_{11} = -(\alpha_1 D_i + \alpha_a D_o) \pi$$

$$b_{22} = -(\alpha_2 D_i + \alpha_a D_o) \pi (L - L_1)$$

$$b_{25} = \alpha_1 D_i \pi (L - L_1)$$

$$b_{31} = \alpha_1 D_i \pi$$

$$b_{42} = \alpha_2 D_i \pi (L - L_1)$$

$$b_{45} = -\alpha_2 D_i \pi (L - L_1)$$

$$c_{12} = \alpha_a D_o \pi$$

$$c_{13} = \alpha_1 D_i \pi$$

$$c_{22} = \alpha_a D_o \pi (L - L_1)$$

$$c_{31} = (h_0 - h_v)$$

$$c_{33} = -\alpha_1 D_i \pi$$

$$c_{41} = h_v - h_2$$

감사의 글

선진적인 기술과 학문을 습득하기 위해 유학의 길을 선택하고 한국 땅을 밟은지 벌써 2년이란 시간이 흘렀습니다. 어느새 지나버린 소중한 시간 앞에 미흡한 논문 한편으로 대신하려니 안타깝고 부끄럽기만 합니다.

이 2년 동안 항상 자상하시면서도 엄하게 가르쳐주신 정석권 교수님께 진심으로 머리 숙여 감사 드립니다. 그 동안 지도교수님께서서는 저한테 학문지식만 가르치신 것이 아니라 인생의 참된 도리도 많이 깨우쳐 주셨습니다. 또한, 항상 묵묵히 AMCL에 지원을 아끼시지 않는 사모님께도 감사의 말씀을 올립니다. 그리고 이번 졸업논문의 심사를 맡아주시고 많은 가르침과 조언을 주신 오후규 교수님과 금종수 교수님께 진심으로 감사 드립니다. 한국에 온후 첫 수업을 해주시고 저한테 학문상에 많은 가르침을 주신 김종수 교수님께도 깊은 감사를 드립니다. 또한, 본 연구에 실험장치를 지원해 주신 (주)KT ENG의 김철수 사장님께도 진심으로 감사를 표시합니다.

유학생살이 평탄한 배움의 길은 아니었지만 저를 AMCL와 인연을 맺게 해준 이진국 박사가 있었기에 한국 생활에 빨리 적응할 수 있었고 가벼운 마음으로 연구에만 매진할 수 있었습니다. 이 2년 동안 저한테 생활뿐만 아니라 학문에도 많은 도움을 준 이진국 박사께 진심으로 되는

감사를 드립니다. 그리고 이번 논문에 많은 도움을 준 연구실의 멤버 이
 동우 군, 윤종수 군, 이제 곧 대학원에 진학할 김록훈 군, 이동규 군, 연
 구실에서 열심히 공부하고 있는 학부생 연두흠 군, 최정필 군, 일본 도호
 쿠대학에서 연구에 전념이실 최봉석 군, 열심히 직장생활을 하고 있는
 김성하 군, 이 외 AMCL에 몸담았었던 모든 이들에게 깊은 고마움을 전
 하면서 앞날에 좋은 일만 있기를 기원합니다. 그리고 같이 부경대학교에
 서 유학생활동을 하면서 가족처럼 뭉쳐 서로 도와주고 힘이 되어준 중국유
 학생들에게도 고마운 마음을 전합니다. 이 2년 동안 저한테 너무 큰 도
 움을 주셨던 연변대학의 지용수 교수님, 대련수산대학의 이화 교수님, 상
 해수산대학의 허철 교수님, 그리고 재학 중인 정보통신학과의 임춘단 선
 배님, 박영일 군, 에너지 시스템의 박일용 군, 냉동공조공학과와 이미화
 양을 비롯한 모든 중국유학생들이 열심히 연구하여 하루빨리 졸업하시기
 를 기원합니다.

끝으로, 이 2년 동안 묵묵히 절 지켜주시고 걱정해주시는 부모님, 그리
 고 늘 격려해주던 동생과 김명화 언니, 모든 가족과 친지 분들께 이 작
 은 결실을 바칩니다.

2005년 7월 李花 拜上