



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](#)

공 학 석 사 학 위 논 문

CO₂ 냉매용 압력제어밸브의
비선형 특성 분석 모델 개발



부 경 대 학 교 대 학 원

기 계 시 스템 공 학 과

김 보 현

공 학 석 사 학 위 논 문

CO₂ 냉매용 압력제어밸브의
비선형 특성 분석 모델 개발



지도교수 장 지 성

이 논문을 공학석사 학위논문으로 제출함.

2019년 2월

부 경 대 학 교 대 학 원

기 계 시 스템 공 학 과

김 보 현

김보현의 공학석사 학위논문을 인준함.

2019년 2월



주 심 공학박사 김 영 복 (印)

위 원 공학박사 서 진 호 (印)

위 원 공학박사 장 지 성 (印)

목 차

List of Figures	iv
List of Tables	vi
Nomenclature	vii
Abstract	ix
제 1 장 서 론	1
1.1 연구 배경 및 목적	1
1.2 연구 방법 및 논문의 구성	3
제 2 장 압력제어밸브의 개요	4
2.1 연구의 개요	4
2.2 압력제어밸브의 형상 및 구조	5
2.2.1 압력제어밸브의 구조	5
2.2.2 압력제어밸브의 작동 원리	7
2.3 냉매 특성	8
2.3.1 이산화탄소 특성	8
2.3.2 압력제어밸브 작동 환경	8

제 3 장 시뮬레이션 모델 개발	9
3.1 연구의 개요	9
3.2 압력제어밸브 초기상태 설정	10
3.2.1 밸브 내부 초기상태	10
3.2.2 스프링력 계산 및 설정	10
3.3 AMESim 모델 개발	11
3.4 시뮬레이션 모델 적용 방정식	12
3.4.1 실기체 상태방정식	12
3.4.2 열전달식	12
3.4.3 운동방정식	12
3.5 시뮬레이션 결과	13
3.5.1 파라미터 변화에 따른 밸브 변위.....	13
3.5.2 파라미터 변화에 따른 내부 온도 변화	15
3.5.3 파라미터 변화에 따른 내부 압력 변화	16
3.5.4 파라미터 변화에 따른 내부 유량 변화	17
제 4 장 실험 및 시뮬레이션 모델 보정	20
4.1 연구의 개요	20
4.2 실험 장치 및 실험 방법	20

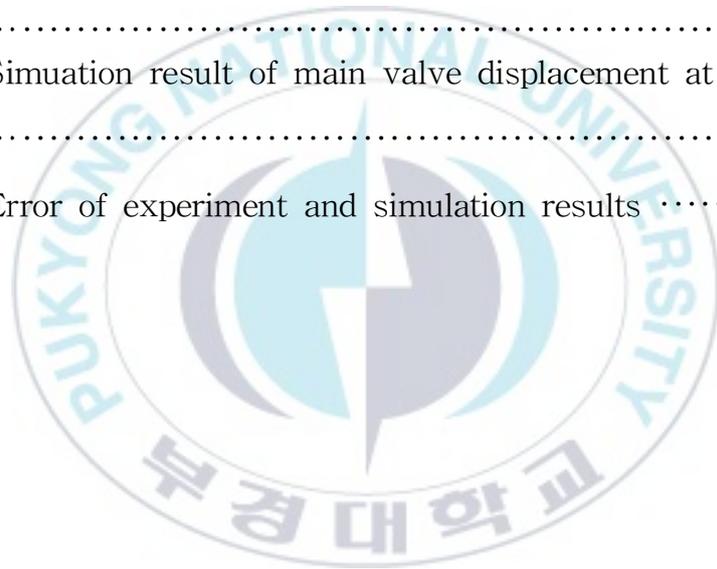
4.2.1 실험 장치 구성	20
4.2.2 실험 방법	21
4.3 시뮬레이션 모델 수정	22
4.4 시뮬레이션 모델 보정	23
4.4.1 실험 및 시뮬레이션 결과 비교	23
4.4.2 고찰	29
제 5 장 결 론	30
참고 문헌	32
부 록	34



List of Figures

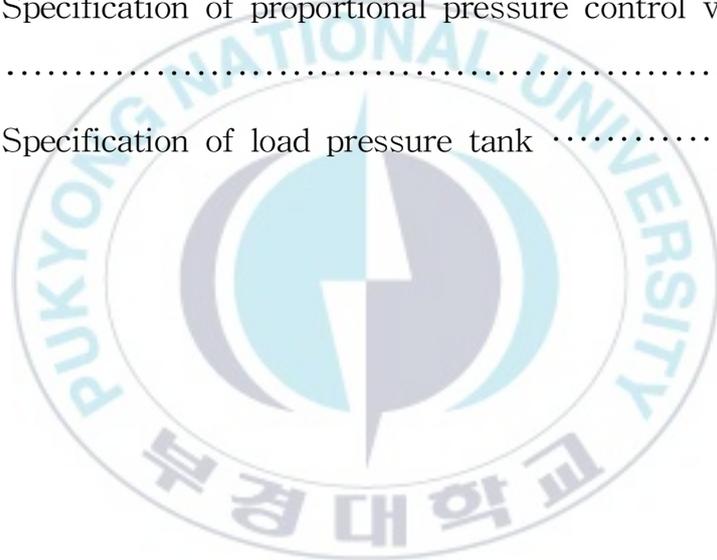
Fig. 2-1 Front view of pressure control valve	5
Fig. 2-2 Internal structure of pressure control valve	6
Fig. 2-3 Phase curve of CO ₂ refrigerant	8
Fig. 3-1 Simulation model of main valve	11
Fig. 3-2 Displacement of main valve by change of parameters ·	14
Fig. 3-3 Temperature by change of parameters	15
Fig. 3-4 Pressure by change of parameters	16
Fig. 3-5 Mass flow rate by change of spring stiffness	17
Fig. 3-6 Mass flow rate by change of piston diameter	18
Fig. 4-1 Experimental apparatus for dry air	20
Fig. 4-2 Schematic of experimental apparatus	21
Fig. 4-3 Modified simulation model for experiment	22
Fig. 4-4 Comparison of experiment and simulation results at 0.5MPa	23
Fig. 4-5 Simulation result of main valve displacement at 0.5MPa	23
Fig. 4-6 Error of experiment and simulation results	24
Fig. 4-7 Comparison of experiment and simulation results at 0.4MPa	25

Fig. 4-8 Error of experiment and simulation results	25
Fig. 4-9 Comparison of experiment and simulation results at 0.3MPa	26
Fig. 4-10 Error of experiment and simulation results	26
Fig. 4-11 Comparison of experiment and simulation results at 0.2MPa	27
Fig. 4-12 Error of experiment and simulation results	27
Fig. 4-13 Comparison of experiment and simulation results at 0.1MPa	28
Fig. 4-14 Simulation result of main valve displacement at 0.1MPa	28
Fig. 4-15 Error of experiment and simulation results	29



List of Tables

Table 2-1 Symbol of each part in valve	6
Table B-1 Specification of air tank	36
Table B-2 Specification of regulator	37
Table B-3 Specification of pressure control valve	38
Table B-4 Specification of pressure sensor	39
Table B-5 Specification of proportional pressure control valve	40
Table B-6 Specification of load pressure tank	41



Nomenclature

A_1	area at the bottom of valve plate	[m ²]
A_2	area at the top of piston	[m ²]
A_3	area at the bottom of piston	[m ²]
A_4	area at the top of valve plate	[m ²]
p_1	pressure at the bottom of valve plate	[MPa]
p_2	pressure at the top of piston	[MPa]
p_3	pressure at the bottom of piston	[MPa]
p_4	pressure at the top of valve plate	[MPa]
M_p	mass of moving object	[kg]
k	spring stiffness	[N/m]
g	gravitational acceleration	[m/s ²]
$F_{spring0}$	initial spring force	[N]
R	gas constant	
T	temperature	[K]
V	volume	[m ³]
a	Van der Waals constant	[L ² ·bar/mol ²]
b	Van der Waals constant	[L/mol]
\dot{Q}	heat transfer rate	[J/s]

k_{th}	heat transfer coefficient	[J/m ² /K/s]
S_{th}	heat transfer area	[m ²]
T_{ext}	valve external temperature	[K]
T_w	valve internal temperature	[K]
s	laplace operator	
x_p	displacement of main valve piston	[mm]

Subscripts

1	bottom of valve plate
2	top of piston
3	bottom of piston
4	top of valve plate
p	piston
0	equilibrium state

Development of nonlinear characteristics analysis model of pressure control valve for CO₂ refrigerant

Bo-Hyun Kim

*Department of Mechanical System Engineering,
The Graduate School, Pukyong National University*

Abstract

Recently, industrial system using natural refrigerants have been actually researched. Among them, carbon dioxide is attracting attention due to high stability through high pressure and low critical point. CO₂ refrigerant can be widely used for controlling overall pressure and temperature control.

In this paper, I will develop a simulation model of pressure control valve for CO₂ refrigerant. This model is a model for a valve that reflected the characteristics of CO₂ real gas. I will analyze the characteristics of valve according to the change of some parameters such as diameter of orifice in the valve. Typically, I will analyze the response characteristics of the valve according to changes in a diameter of orifice at the piston of main valve and each areas of piston.

This paper is composed of 5 chapters, and the summary of each chapter is as follows.

In chapter 2, the structure, operating principle, and refrigerant characteristics of valve is studied. In order to develop simulation model of valve, the structure such as flow path inside the valve and operation principle of each part were confirmed.

In chapter 3, "Development of simulation model", Simulation model is developed using AMESim based on valve structure and operating principle. The cross sectional area of the main valve piston and valve

plate were modeled and the initial pressure of each volume element was set. The pressure of the inlet side of the valve and the top of the piston was set to be applied. The initial equilibrium state was set by calculating the initial spring force according to operating principle of the valve. The refrigerant characteristics are based on the Van der Waals equation, not the ideal gas equation. This equation helped to consider the interaction between the gas molecules and the volume of the gas itself. This is to obtain results closer to the experimental results. The response characteristics of the valve according to the temperature change in the volumetric element were investigated according to the heat transfer equation in AMESim. The overall motion equation is presented. The response characteristics of the valve according to the change of piston diameter and spring stiffness are analyzed through simulation results. It was confirmed that the displacement, temperature, pressure, and flow rate of the valve were affected by the parameters change.

In chapter 4, experiment is conducted to verify the validity of the simulation model and the model was calibrated by comparing the experiment results with the simulation results. Experiment was conducted using compressed dry air instead CO₂ refrigerant. The simulation model was modified by considering added volume components and flow path inside the valve. The trends of graphs of the experimental and simulation results were similar. After the valve is closed, it can be confirmed that the pressure inside the valve is balanced and maintained a constant value.

제 1 장 서 론

1.1 연구 배경 및 목적

압력제어밸브는 유압, 공기압 회로에서 압력을 제어하고 유지하는 기능을 담당한다. 1차 압력 설정용으로는 릴리프 밸브, 2차 압력 설정용으로는 감압 밸브, 안전 밸브 등으로 널리 사용된다. 냉동 시스템에서 압력제어밸브는 설정압력 이상의 과도한 압력의 인가 방지와 부하의 작동으로 인해 감소된 시스템 내부 압력의 회복을 위해 필수적으로 사용된다. 현재까지 주로 사용된 CFC계, HFC계 등의 프레온 냉매는 높은 효율로 인해 널리 사용되었으나 지구온난화, 오존층 파괴 등의 환경문제들로 인해 국제적으로 규제가 되고 있다. 이에 대한 대안으로 천연냉매에 대한 연구 및 개발이 최근들어 활발하게 진행되고 있다. 천연냉매 중에서 이산화탄소는 프레온계 냉매에 비해 높은 안정성과 높은 냉동능력, 그리고 낮은 비등점을 가지고 있다. 적은 양으로도 시스템을 운용할 수 있고, 고압냉매이기 때문에 체적 냉동 능력이 매우 커서 시스템을 소형화 할 수 있다. CO₂ 냉매를 이용한 밸브는 냉동공조 시스템에서 유량, 압력, 온도 등의 주요 요인들을 제어하는데 광범위하게 사용될 수 있다.

밸브는 다양하고 무수한 시행착오들을 통해 개발, 제작된다. 밸브의 개발을 위해 각 부품의 파라미터에 따른 밸브의 성능을 미리 예측하고 그 경향을 파악하는 것은 매우 중요한 과정이다. 사용 목적에 맞는 밸브의 응답 특성, 비선형 특성 분석과 밸브의 구동조건에 따른 밸브의 응답 확인 등 많은 시간이 소요되는 작업들이 필요하다. 이러한 특성들을 분석하기 위해서는 일일이 실험을 통해서 확인하는 것이 정확하지만 이는 시간과 비용이

많이 투자되어야 한다. 가장 효율적인 방법으로는 시뮬레이션 툴을 이용하여 짧은 시간에 많은 자료를 얻고 응답 특성을 분석 및 예측하는 것이다.

AMESim(Advanced Modeling Environment for Simulation of engineering systems)은 스케치 모드(Sketch mode)에서 시뮬레이션 모델을 구성하여 기존의 텍스트 기반 프로그래밍 언어를 이용한 모델 구성에 비해 빠르고 정확하게 해석할 수 있다는 장점을 가지고 있다. 그러므로 부품 및 시스템의 개발과정에서 성능 검증과 성능 향상을 위한 도구로 활용함으로써 설계 및 개발에 걸리는 시간을 단축할 수 있고, 실제 시스템의 검토 단계에서도 설계 최적화와 성능 향상을 위한 도구로 유용하게 이용될 수 있다.

본 연구에서는 CO₂ 냉매용 압력제어밸브에 대하여 유공압 상용 시뮬레이션 툴인 AMESim을 이용하여 각 파라미터에 따른 밸브의 비선형 특성을 분석할 수 있는 모델을 개발하고자 하였다. 밸브의 구동 조건과 밸브의 내부 초기 상태를 고려하여 파라미터를 설정하였고, CO₂ 냉매의 실기체 모델을 적용하여 보다 정확한 시뮬레이션을 진행하였다. 최종적으로 개발한 모델의 타당성을 검증하기 위해 실험을 통해 실험 결과와 시뮬레이션 결과를 비교하여 시뮬레이션 모델을 보정하였다.

1.2 연구 방법 및 논문의 구성

본 연구에서는 CO₂ 냉매용 압력제어밸브의 비선형 특성 분석을 위한 시뮬레이션 모델 개발을 목적으로, 파일럿 조작식 압력제어밸브 모델을 사용하여 시뮬레이션 모델을 개발한다. 밸브의 구동 조건에 따른 밸브의 응답 특성을 확인하고 시뮬레이션 결과를 통해 비선형 특성을 분석한다. 마지막으로 실험 결과와 시뮬레이션 결과를 비교하여 시뮬레이션 모델을 보정하고자 한다.

상기와 같은 연구를 수행하기 위해 본 논문은 총 5개의 장으로 구성되었으며, 각 장에 대한 요약은 다음과 같다.

제 1장에서는 본 연구의 배경 및 목적, 그리고 각 장의 주요 내용을 간략하게 기술하였다.

제 2장에서는 압력제어밸브의 형상과 구조, 그리고 작동원리에 대해서 기술하고 사용되는 냉매에 대한 설명을 기술하였다.

제 3장에서는 제 2장에서 제시한 압력제어밸브의 구조와 작동원리를 바탕으로 시뮬레이션 모델을 개발하였다. 시뮬레이션 모델의 내부 상태와 적용되는 방정식에 대한 내용을 기술하였다.

제 4장에서는 실험장치의 구성을 제시하고 실험결과와 시뮬레이션 결과를 비교하여 시뮬레이션 모델을 보정하였다.

제 5장에서는 본 연구에서의 전체적인 결론을 정리하였다.

제 2 장 압력제어밸브 개요

2.1 연구의 개요

본 연구대상 밸브는 파일럿 조작식 압력제어밸브이다. 기본적으로 밸브 내부의 스프링에 의해 초기의 평형 상태를 유지하고 시스템의 목적에 따라 설정압력만큼 압력을 제어하는 밸브지만, 밸브의 헤드측에 파일럿 유닛들이 장착되어 사용자의 의도, 시스템의 목적에 따라 유량 제어, 압력 제어 등 다양한 기능을 수행할 수 있는 밸브이다.

AMESim(Advanced Modeling Environment for Simulation of engineering systems)을 사용하여 시뮬레이션 모델을 개발하였다. 연구 대상 밸브의 구조와 형상을 제시하고 밸브 내부 부품들을 형상화 하여 시뮬레이션 모델을 구성하였다. 밸브의 작동원리에 따라 밸브가 거동하도록 수계산을 통해 파라미터를 설정하였다. 이산화탄소 냉매 특성과 밸브의 작동 환경에서의 냉매 상태를 고려하여 파라미터를 설정하였다.

2.2 압력제어밸브의 형상 및 구조

2.2.1 압력제어밸브의 구조

본 연구대상 밸브는 파일럿 조작식 압력제어밸브이다. 밸브의 헤드측에 압력 조절 유닛, 솔레노이드 유닛 등의 파일럿 유닛이 장착되어 사용자의 의도 또는 시스템의 목적에 따라 유량 제어, 압력 제어 등의 다양한 기능을 수행한다. 다음은 본 연구의 대상인 압력제어밸브의 단면도이다.

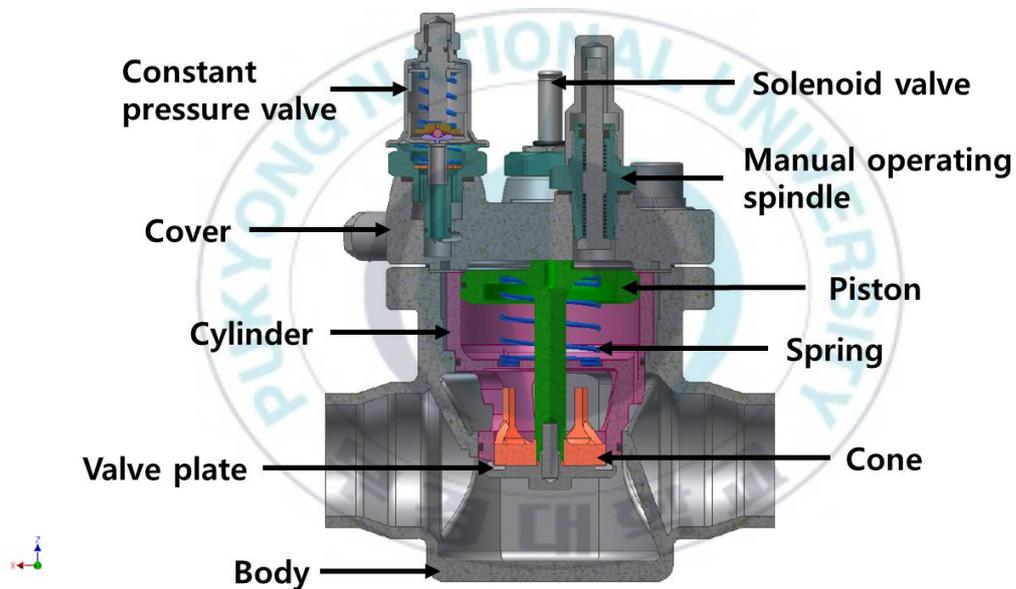


Fig. 2-1 Sectional view of pressure control valve

밸브는 크게 Cover, Cylinder, Body 세 부분으로 구성되어 있다. 밸브의 Cover(헤드측)에 Constant pressure valve(정압 조절 유닛), Solenoid valve(솔레노이드 유닛)가 장착되어 있다. 밸브 헤드측에는 파일럿 유닛을 장착할 수 있도록 포트와 유로가 만들어져 있다. Cylinder 내부에는 피스톤과 스프링, 그리고 밸브플레이트로 구성된 작동 모듈이 있다. 밸브 바디

내부 구조를 더 자세히 보기 위해 내부 구조도를 다음 Fig. 2-2에 나타냈다.

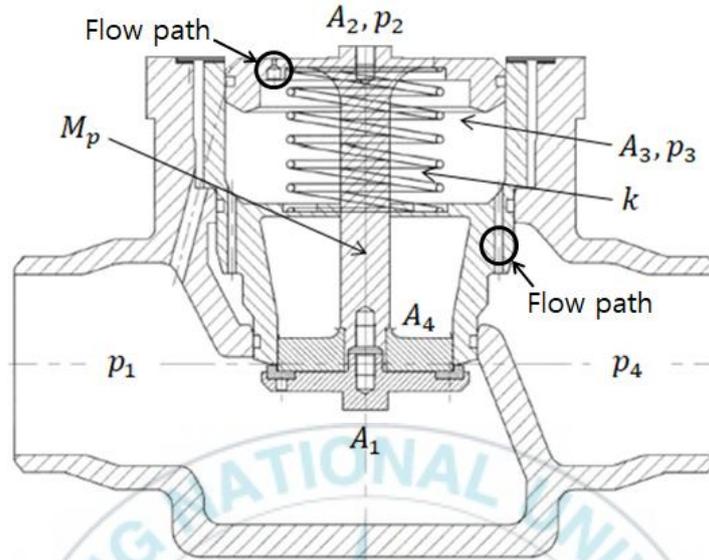


Fig. 2-2 Internal structure of pressure control valve

Table 2-1 Symbol of each part in valve

Symbol	Parameter
A_1	Area at the bottom of valve plate
A_2	Area at the top of piston
A_3	Area at the bottom of piston
A_4	Area at the top of valve plate
p_1	Pressure at the bottom of valve plate
p_2	Pressure at the top of piston
p_3	Pressure at the bottom of piston
p_4	Pressure at the top of valve plate
M_p	Mass of moving object
k	Spring stiffness

유체가 작용하는 각 부분의 단면적과 압력, 그리고 가동부 질량과 스프링 상수를 위 Fig. 2-2와 Table 2-1에 나타냈다. 피스톤 상부와 하부를 연결하는 유로는 ‘균압홀’이고, 피스톤 하부와 밸브 출구측을 연결하는 유로는 ‘피드백홀’이다. 메인 밸브의 응답특성과 그에 따른 비선형 특성 분석을 위해 밸브 헤드측에 장착되는 파일럿 유닛에 의한 영향은 생략하였다.

2.2.2 압력제어밸브의 작동 원리

밸브 내부 초기압력은 균압홀과 피드백홀을 통해 모두 동일하게 평형을 이루고 있다. 평형상태에서 밸브 출구측에 연결된 부하의 작동으로 인해 밸브 출구측 압력이 감소하게 되면 그에 따라 피스톤 하부의 압력이 감소하게 되고, 이 때 피스톤 상부와 하부의 압력차에 의해 메인 밸브 피스톤이 아래로 움직여서 밸브가 개방된다. 밸브가 개방되면 밸브 입구측에서 출구측으로 냉매가 흐르게 되며 감소했던 밸브 출구측 압력이 회복된다. 밸브 출구측 압력이 회복되면서 피드백홀을 통해 피스톤 하부 압력도 회복된다. 이 때 피스톤 상부와 하부의 압력차가 줄어들면서 메인 밸브는 닫히게 된다.

피스톤 상부와 하부의 압력차가 0bar에서 0.07bar일 때는 밸브는 닫힌 상태를 유지한다. 압력차가 0.07bar를 초과할 때부터 밸브가 개방되며, 0.2bar 까지 압력차에 비례하여 개방된다. 0.2bar이상 압력차가 발생하면 Full open 상태가 되어 유지된다.

2.3 냉매 특성

2.3.1 작동 유체

본 연구대상 밸브의 작동 유체는 CO₂ 냉매(R744)이다. CO₂ 냉매는 천연냉매 중에서 높은 안정성과 적은 양으로도 시스템을 운용할 수 있다는 장점으로 인해 각광받고 있다. CO₂ 냉매의 상곡선을 다음 Fig. 2-3에 나타냈다.

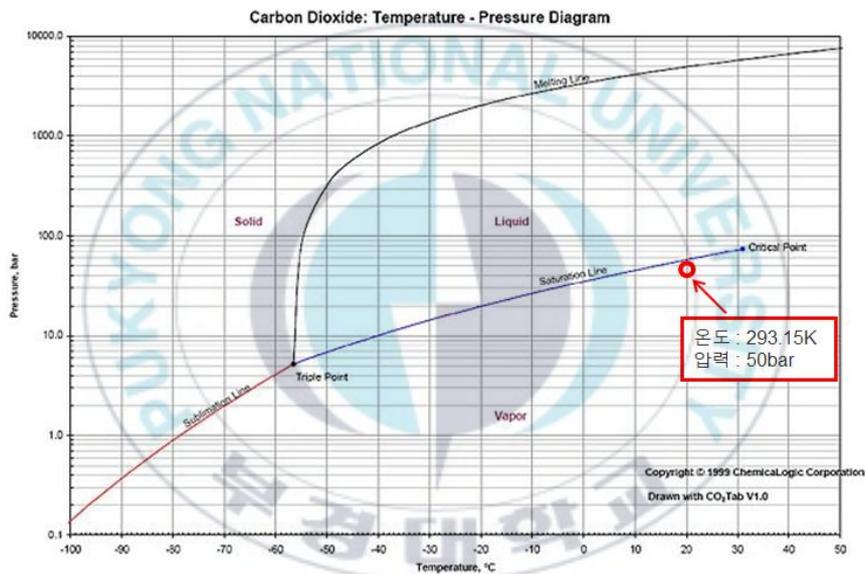


Fig. 2-3 Phase curve of CO₂ refrigerant

2.3.2 압력제어밸브의 작동 환경

본 연구대상 밸브는 293.15K의 온도와 5MPa의 압력에서 작동하는 것으로 가정하여 진행하였다. 이 때 냉매의 상태는 기체상태이며, 이산화탄소의 기체상수는 8.31J/mol·K이다.

제 3 장 시뮬레이션 모델 개발

3.1 연구의 개요

AMESim은 스케치 모드에서 형상화를 통해 시뮬레이션 모델을 구성한다. 제 2장에서 기술한 연구 대상 밸브의 구조와 형상을 고려하여 밸브 내부 부품들을 형상화 하였고, 밸브의 작동원리와 냉매 특성을 고려하여 시뮬레이션 모델을 설정, 개발하였다. 균압홀과 피드백홀로 인해 밸브 내부 초기압력은 모두 동일함을 고려하였고, 스프링력에 의해 힘평형 상태를 유지하고 있음을 고려하여 파라미터를 설정하였다. 이상기체 상태방정식이 아닌 Van der Waals 실기체 상태방정식을 적용하였다. 기체 분자 사이의 상호작용과 기체 자체 부피를 고려하였기 때문에 실험 결과에 더욱 근접한 결과를 얻을 수 있기 때문이다.

3.2 압력제어밸브 초기 상태 설정

3.2.1 밸브 내부 초기 상태

밸브 내부는 균압홀과 피드백홀을 통해 냉매가 흐르기 때문에 밸브가 개방되지 않아도 압력이 동일하게 유지된다. 초기압력은 Table 2-1에 제시한 파라미터를 적용하였고 초기온도는 밸브 작동환경인 293.15K로 설정하였다.

3.2.2 스프링력 계산 및 설정

밸브 내부는 스프링에 의해 힘 평형상태를 유지한다. 피스톤 상부와 하부의 압력차가 0.07bar 이하일 때는 개방되지 않고, 0.07bar를 초과하면 밸브가 개방되기 때문에 0.07bar를 기준으로 초기 스프링력을 계산하였다. 다음은 초기 스프링력을 계산하는 힘 평형식이다.

$$A_2p_2 - A_3p_3 + A_4p_4 - A_1p_1 + M_p g = F_{spring0} \quad (3-1)$$

Table 2-1에 제시한 단면적과 설정압력, 가동부 질량을 사용하여 계산하였다.

3.3 AMESim 모델 개발

제 2장에서 기술한 압력제어밸브의 형상과 내부 구조, 작동원리, 그리고 냉매 특성을 반영하여 시뮬레이션 모델을 개발하였다.

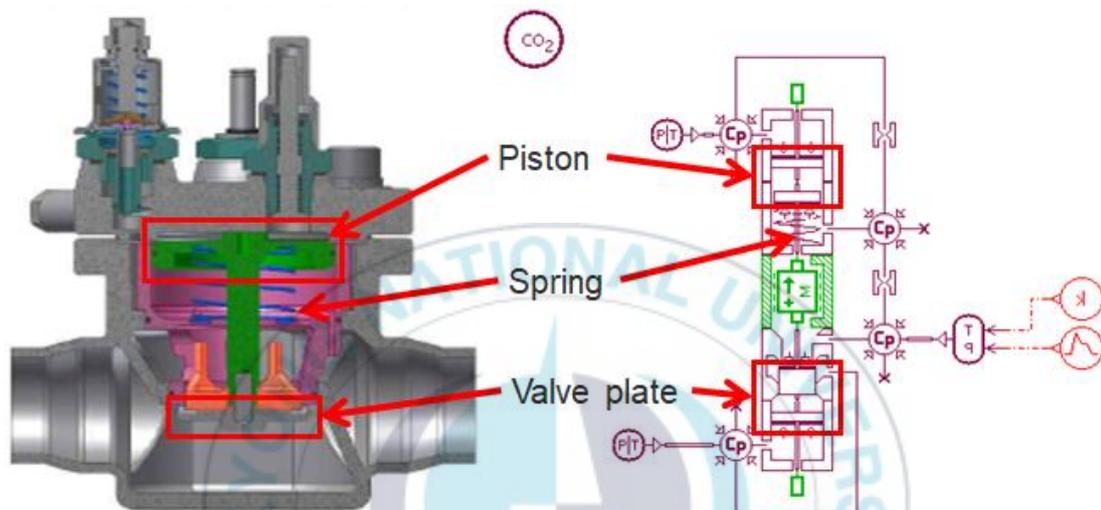


Fig. 3-1 Simulation model of main valve

밸브 내부 구조를 고려한 시뮬레이션 모델을 Fig 3-1에 나타냈다. 냉매에 의해 힘을 받는 피스톤 상부와 하부, 밸브플레이트 상부와 하부를 구현하였다. Table 2-1에 제시한 파라미터와 위에서 계산한 초기 스프링력을 파라미터로 설정하였다. 균압홀과 피드백홀은 오리피스 형태로 가정하였다. 밸브 출구측에 연결된 부하의 압력을 조절하여 시뮬레이션을 진행하였다.

시뮬레이션 모델 내부 파라미터는 부록에 기재하였다.

3.4 시뮬레이션 모델 적용 방정식

3.4.1 실기체 상태방정식(Van der Waals식)

$$p = \frac{RT}{V-b} - \frac{a}{V^2} \quad (3-2)$$

p 는 압력, R 은 기체상수, T 는 온도, V 는 체적, a 와 b 는 반데르발스 상수이다. 반데르발스 상수는 각 기체별로 실험적으로 구해지는 값이다. 통상적으로 $a : 3.640 \text{ [L}^2 \cdot \text{bar/mol}^2]$, $b : 0.04267 \text{ [L/mol]}$ 이 사용된다.

3.4.2 열전달식

$$\dot{Q} = k_{th} \cdot S_{th} \cdot (T_{ext} - T_w) \quad (3-3)$$

\dot{Q} 는 열전달률, k_{th} 는 열전달계수, S_{th} 는 열전달면적, T_{ext} 와 T_w 는 각각 외부온도와 내부온도이다. 위 열전달식은 AMESim 내부에서 적용되는 열전달식이다. 열전달계수, 열전달면적, 그리고 온도는 파라미터로 직접 입력하여 열전달률을 계산할 수 있다.

3.4.3 운동방정식

$$A_2 p_2 - A_3 p_3 + A_4 p_4 - A_1 p_1 + M_p g = M_p s^2 x_p + k x_p \quad (3-4)$$

x_p 는 메인밸브의 변위이다. 점성마찰, 쿨롱마찰 등의 마찰력은 0으로 가정하여 진행하였기 때문에 마찰력을 고려한 인자는 생략하였다.

3.5 시뮬레이션 결과

시뮬레이션은 압력이 일정한 초기상태에서, 밸브 출구측에 연결한 부하의 압력을 감소시키도록 설정하여 진행하였다. 밸브 출구측 압력이 감소함에 따라 밸브 내부의 비선형 응답특성의 변화를 보고, 파라미터 변화에 따른 응답 특성 변화를 분석하였다.

3.5.1 파라미터 변화에 따른 밸브 변위

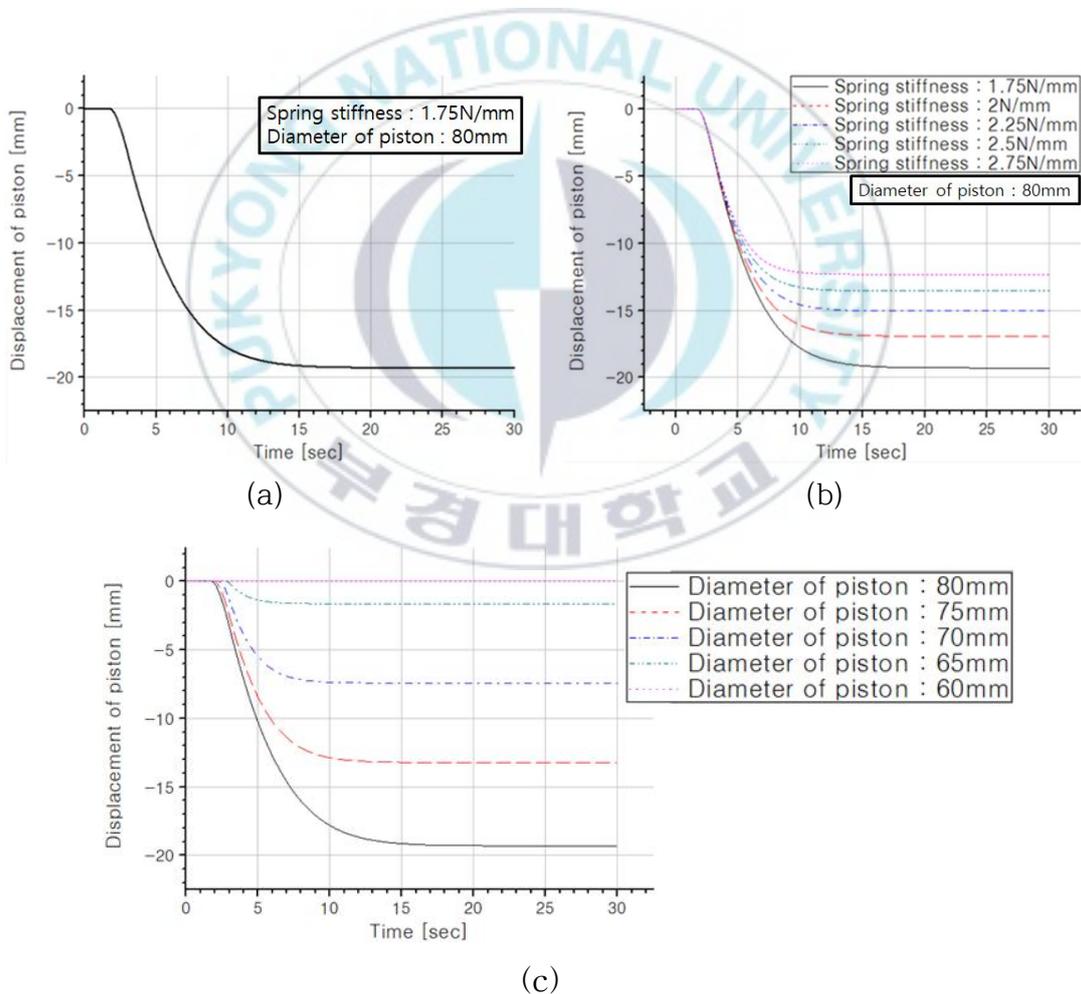


Fig. 3-2 Displacement of main valve by change of parameters

스프링 상수와 피스톤 직경을 변화시켰을 때의 변위 그래프를 Fig. 3-2에 나타냈다. (a)는 파라미터 변화가 없을 때의 그래프, (b)는 피스톤 단면적이 일정할 때 스프링 상수의 변화에 따른 변위 그래프이다. 스프링 상수가 커질수록 변위가 감소하는 것을 확인할 수 있다. 이는 스프링 상수가 커질수록, 밸브가 열릴 때 반대방향으로 스프링력이 그만큼 크게 작용하기 때문에 변위가 감소하게 된다. (c)는 스프링 상수를 1.75N/mm로 고정한 상태에서 피스톤 직경을 변화시켰을 때의 결과 그래프이다. 피스톤 직경이 작아질수록 밸브의 변위가 큰 폭으로 감소하는 것을 확인할 수 있다. 이는 피스톤 단면적이 감소하면서 그만큼 작용하는 힘이 작아지기 때문에 변위가 감소하기 때문이다.



3.5.2 파라미터 변화에 따른 내부 온도 변화

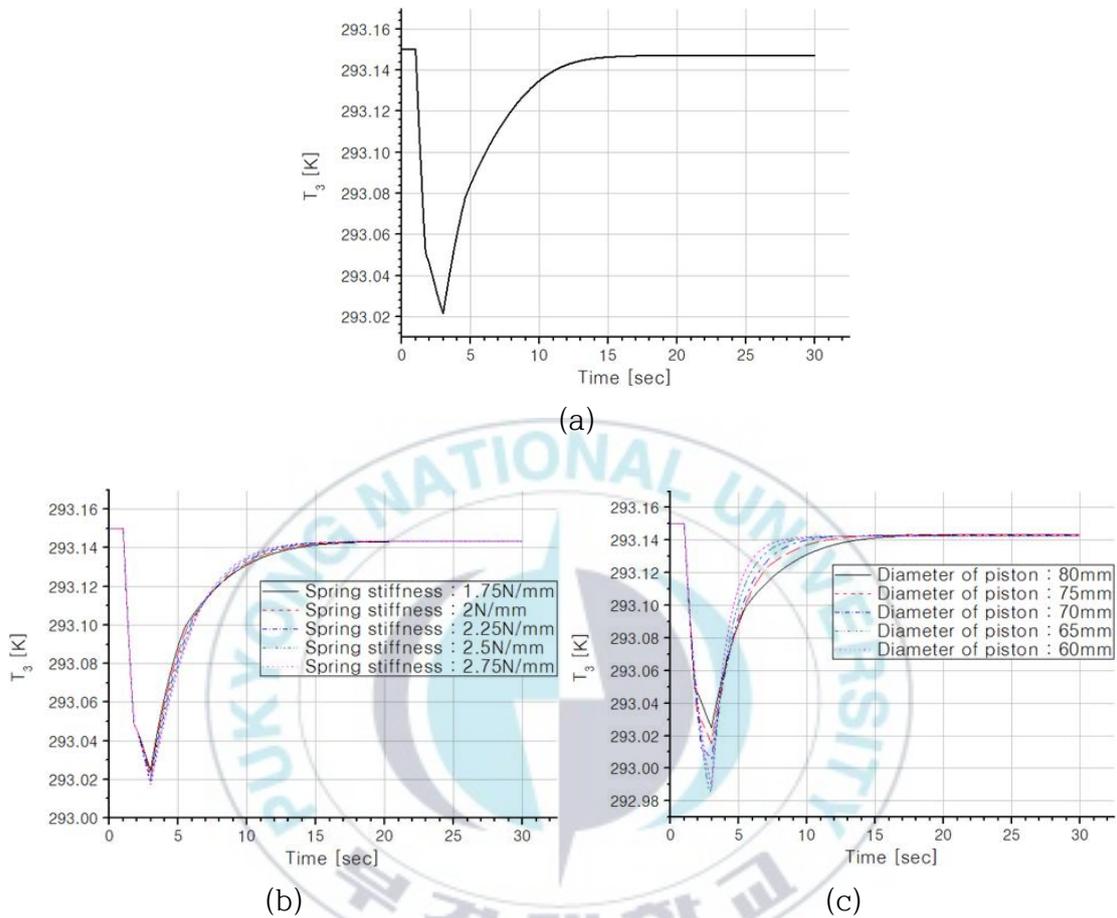


Fig. 3-3 Temperature by change of parameters

파라미터 변화에 따른 온도 그래프를 Fig. 3-3에 나타냈다. (a)는 파라미터의 변화가 없을 때의 그래프, (b)는 피스톤 단면적이 일정할 때 스프링 상수의 변화에 따른 온도 그래프이다. 스프링 상수가 커질수록 밸브의 변위가 줄어들기 때문에 피스톤 하부의 체적 변화가 감소하여 온도의 변화속도가 빨라짐을 확인할 수 있다. (c)는 스프링 상수를 고정한 상태에서 피스톤 직경을 변화시켰을 때의 그래프이다. 피스톤 직경이 작아질수록 온도의 변화가

크를 확인할 수 있다. 이는 단면적이 작아지면 그에 따라 체적도 작아지기 때문에 내부 공기량이 작아져서 온도변화량이 커지고 온도 변화속도도 빨라지게 된다.

3.5.3 파라미터 변화에 따른 내부 압력 변화

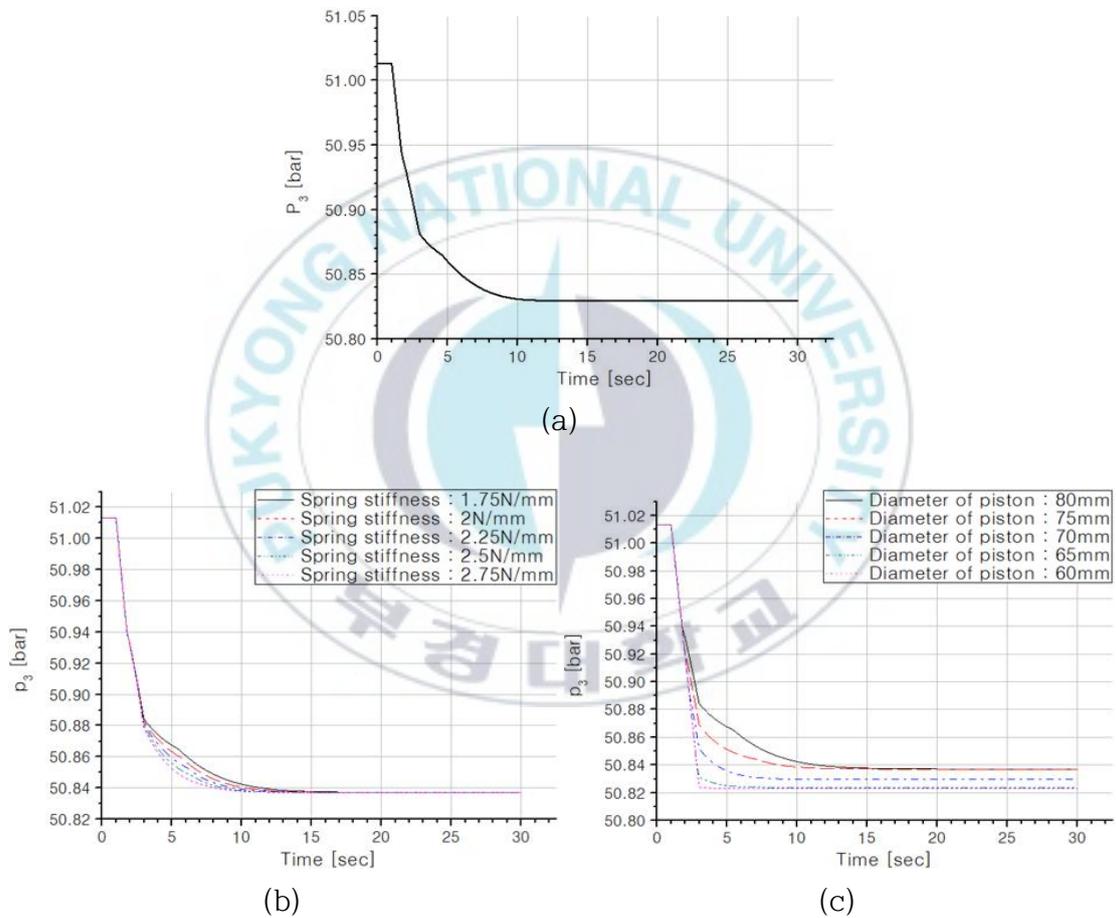


Fig. 3-4 Pressure by change of parameters

파라미터 변화에 따른 압력 그래프를 Fig. 3-4에 나타냈다. (a)는 파라미터 변화가 없을 때의 그래프, (b)와 (c)는 각각 스프링 상수와 피스톤 단면

적의 변화에 따른 온도 그래프이다. 스프링 상수가 커지고 피스톤 직경이 작아질수록 밸브가 평형상태에 도달하는 시간이 빨라짐을 확인할 수 있다 이는 스프링 상수가 커지고 피스톤 직경이 작아질수록 밸브가 닫히는 방향으로 작용하는 힘이 더 커지기 때문에 그만큼 피드백홀을 통한 피스톤 하부의 압력회복이 빨라지기 때문이다.

3.5.4 파라미터 변화에 따른 내부 유량 변화

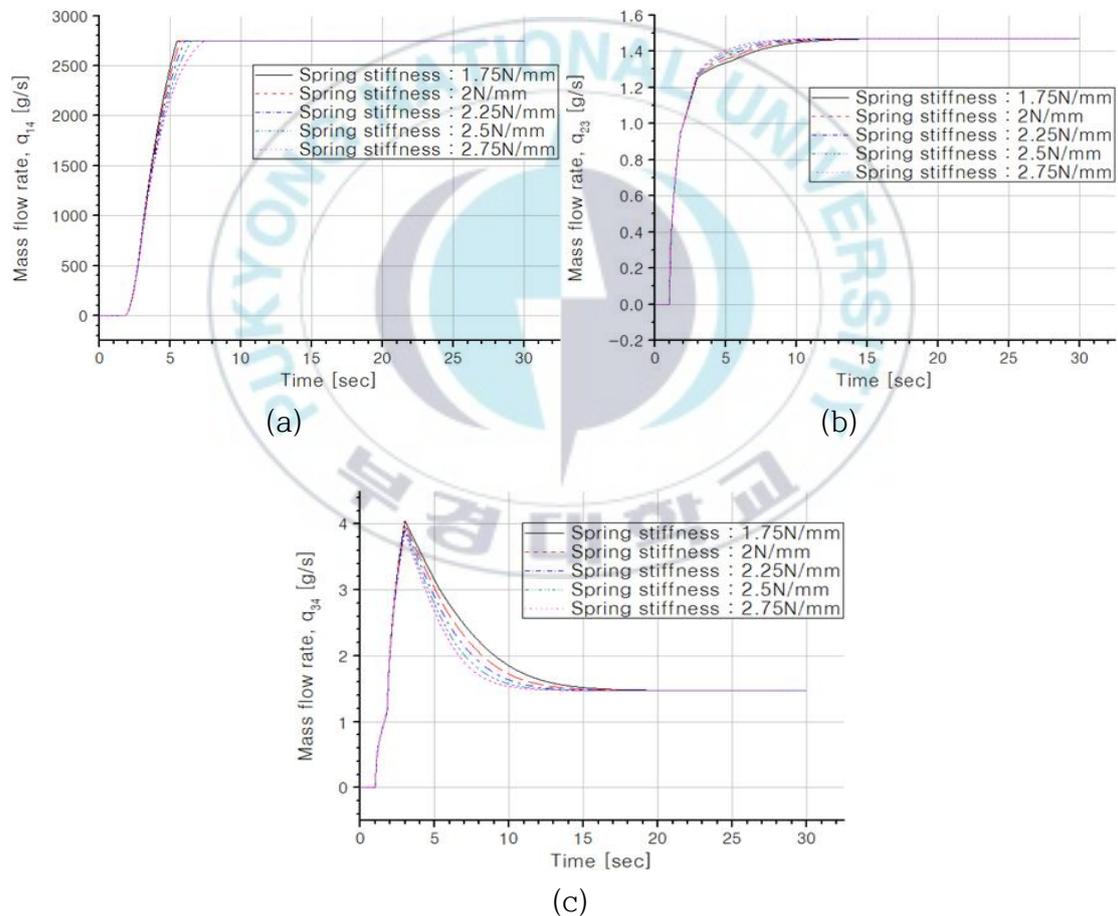


Fig. 3-5 Mass flow rate by change of spring stiffness

스프링 상수 변화에 따른 유량 그래프를 Fig. 3-5에 나타냈다. q_{14} 는 밸브 입구측에서 출구측으로 흐르는 유량이다. q_{23} 는 피스톤 상부와 하부를 연결하는 균압홀의 유량이고, q_{34} 는 피스톤 하부와 밸브 출구를 연결하는 피드백홀의 유량이다. 스프링 상수가 변하면 유량의 변화율이 영향을 받는다는 것을 확인할 수 있다. 스프링 상수가 커질수록 메인밸브의 이동속도가 느려지기 때문에 q_{14} 의 변화율은 작아짐을 확인할 수 있다. 그리고 메인밸브가 정지상태에 도달하는 시간이 더 빠르고, 그만큼 밸브 내부가 평형상태에 빠르게 도달하기 때문에 q_{23} 과 q_{34} 의 변화율은 커지게 됨을 확인할 수 있다.

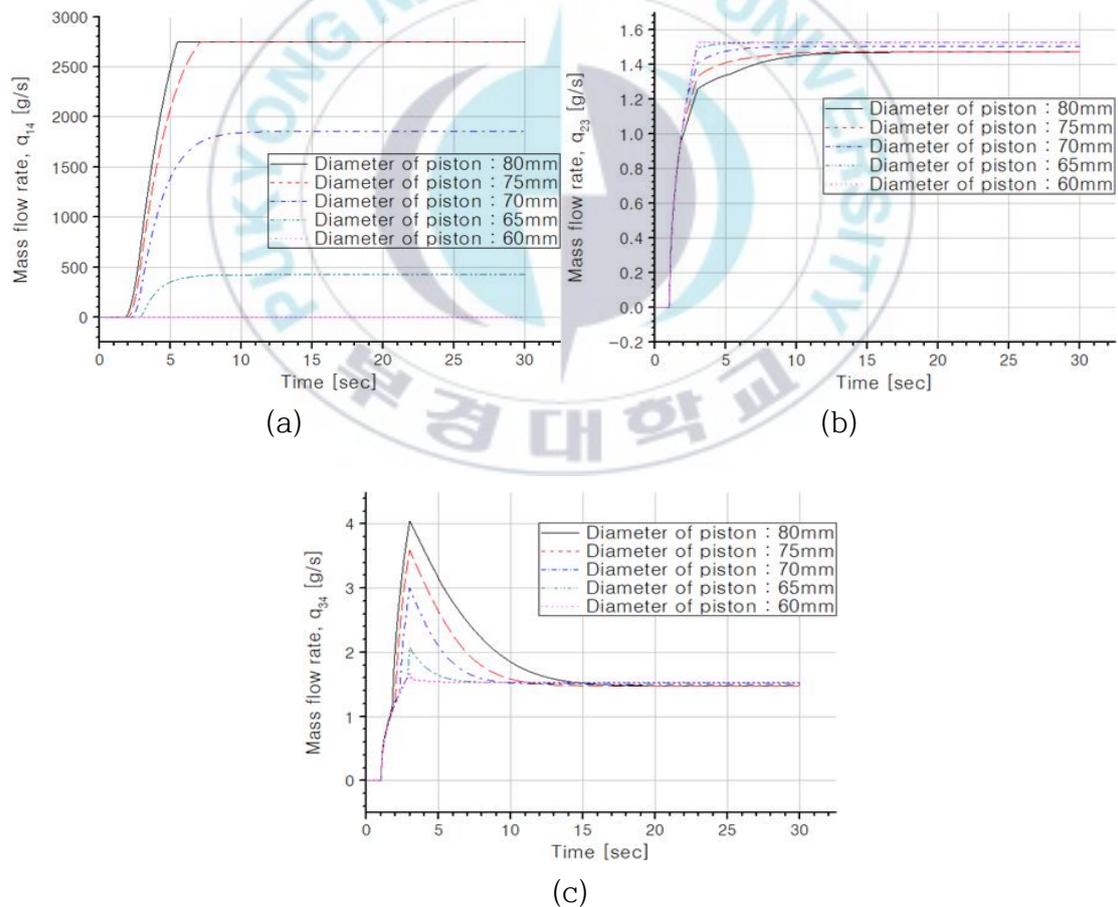


Fig. 3-6 Mass flow rate by change of piston diameter

피스톤 직경 변화에 따른 유량 그래프를 Fig. 3-6에 나타냈다. 피스톤 직경이 작아질수록 유량이 감소하는 것을 확인할 수 있다. 피스톤 직경이 작아질수록 밸브가 닫히는 쪽으로 힘이 크게 작용하기 때문에 q_{14} 는 감소하게 된다. 피스톤 직경이 작아질수록 메인 밸브가 정지상태에 도달하는 시간이 더 빠르고 그만큼 밸브 내부가 평형상태에 빠르게 도달하기 때문에 q_{23} 의 변화율은 커지게 된다. q_{34} 는 밸브 입구측에서 출구측으로 냉매가 흐르게 되면서 피드백홀을 통해 피스톤 하부의 압력이 감소하였다가 회복되기 때문에 증가하다가 감소하는 추세를 보인다. 하지만 피스톤 직경이 작아질수록 회복되는 압력이 작아지기 때문에 유량의 증가 이후의 감소량이 작아지게 된다.



제 4 장 실험 및 시뮬레이션 모델 보정

4.1 연구의 개요

제 3장에서 개발한 시뮬레이션 모델의 타당성을 확인하기 위해 실험을 진행하였다. 교내에서 이산화탄소 냉매를 사용한 실험이 불가능하였기 때문에 공기압축기를 이용한 압축공기를 사용하여 실험을 진행하였다. 기존에 가정하였던 5MPa의 이산화탄소 냉매를 대신하여 0.5MPa의 건조 공기 냉매를 사용하였다. 실험 조건을 고려하여 시뮬레이션 모델을 수정하였고 실험 결과와 시뮬레이션 결과를 비교하여 시뮬레이션 모델을 보정하였다.

4.2 실험 장치 및 실험 방법

4.2.1 실험 장치 구성

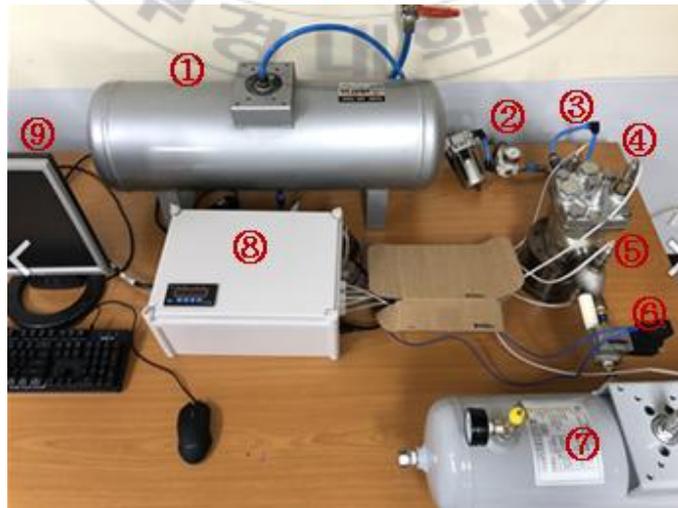


Fig. 4-1 Experimental apparatus for dry air

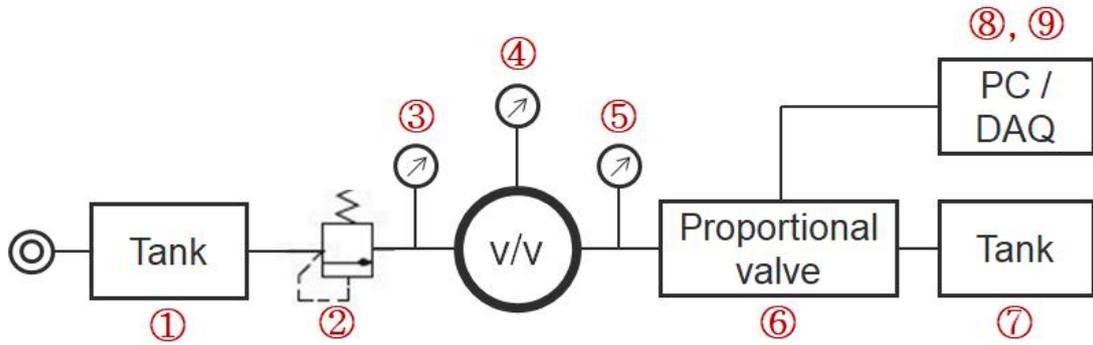


Fig. 4-2 Schematic of experimental apparatus

실험장비 사진과 개략도를 Fig. 4-1, 4-2에 나타냈다. 본 실험에서 사용된 부품은 ① 에어탱크(38L), ② 레귤레이터, ③ 밸브 입구 압력 센서, ④ 피스톤 상부 압력 센서, ⑤ 밸브 출구 압력 센서, ⑥ 비례 압력 제어밸브, ⑦ 부하 탱크(20L), ⑧ DAQ 컨트롤 박스, ⑨ PC로 구성되어 있다. 주요 실험 부품은 부록에 기재하였다.

4.2.2 실험 방법

밸브 내부의 초기압력을 레귤레이터(②)를 사용하여 0.5MPa로 설정한 상태에서 비례 압력 제어밸브(⑥)를 사용하여 밸브 출구측 압력을 제어하였다. 이는 밸브 출구측 압력이 감소함에 따라 밸브 내부 압력의 변화를 보기 위함이다. 초기압력을 0.5MPa부터 0.1MPa까지 감소시키면서 5회차의 실험을 진행하였다.

4.3 시뮬레이션 모델 수정

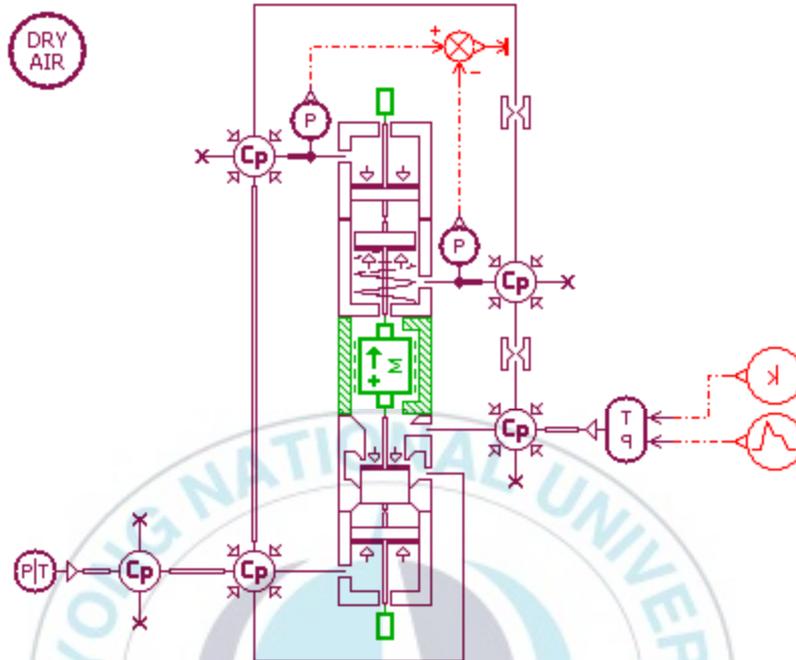


Fig. 4-3 Modified simulation model for experiment

실험 조건과 동일하게 시뮬레이션 조건을 맞추기 위해 모델을 수정하여 Fig. 4-3에 나타냈다. 냉매를 일반 건조 공기로 설정하였으며 피스톤 상부에 직접적으로 압력을 인가하지 않고 밸브 입구측 압력을 인가받도록 유로를 설정하였다. 밸브 전단에 설치한 에어탱크를 고려하여 체적요소를 추가하였다. 밸브 출구측 압력을 초기압력 0.5MPa에서 감소시키도록 설정하여 진행하였다. 이를 5단계로 나누어 0.5MPa, 0.4MPa, 0.3MPa, 0.2MPa, 0.1MPa일 때로 나누어 진행하였다. 수정한 시뮬레이션 모델의 내부 파라미터는 부록에 기재하였다.

4.4 시뮬레이션 모델 보정

4.4.1 실험 및 시뮬레이션 결과 비교

(1) 밸브 내부 초기압력 : 0.5MPa

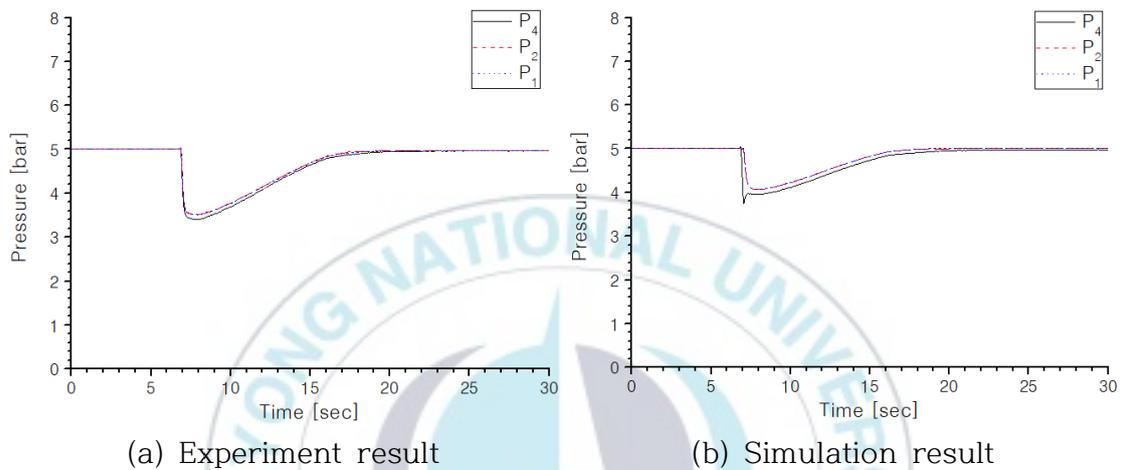


Fig. 4-4 Comparison of experiment and simulation results at 0.5MPa

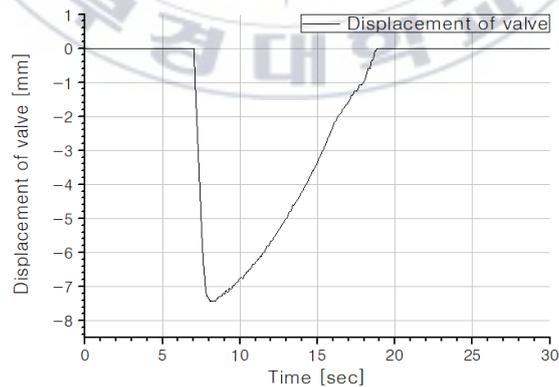


Fig. 4-5 Simulation result of main valve displacement at 0.5MPa

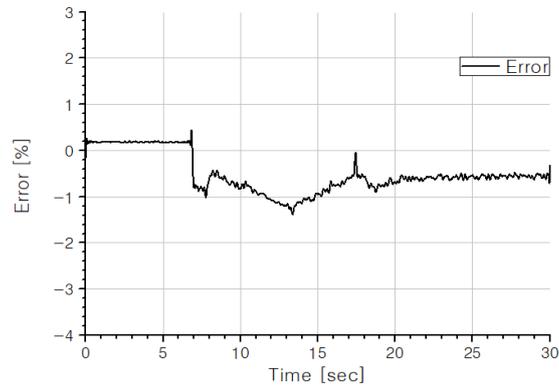


Fig. 4-6 Error of experiment and simulation results

초기압력이 0.5MPa일 때의 실험 결과와 시뮬레이션 결과를 Fig. 4-4에 각각 (a), (b)에 나타냈고 밸브 변위 그래프를 Fig. 4-5에 나타냈다. 실험 결과와 시뮬레이션 결과의 오차율을 Fig. 4-6에 나타냈다. P_1 과 P_2 는 거의 같은 결과값을 나타내므로 오차 계산은 P_2 를 사용하여 계산하였다. 실험과 시뮬레이션 결과 그래프의 동향이 유사함을 확인할 수 있고, 밸브가 닫히면서 밸브 내부 압력이 평형을 이루어 일정한 값을 유지하는 것을 확인할 수 있다. 오차는 최대 1.4%이다.

(2) 밸브 내부 초기압력 : 0.4MPa

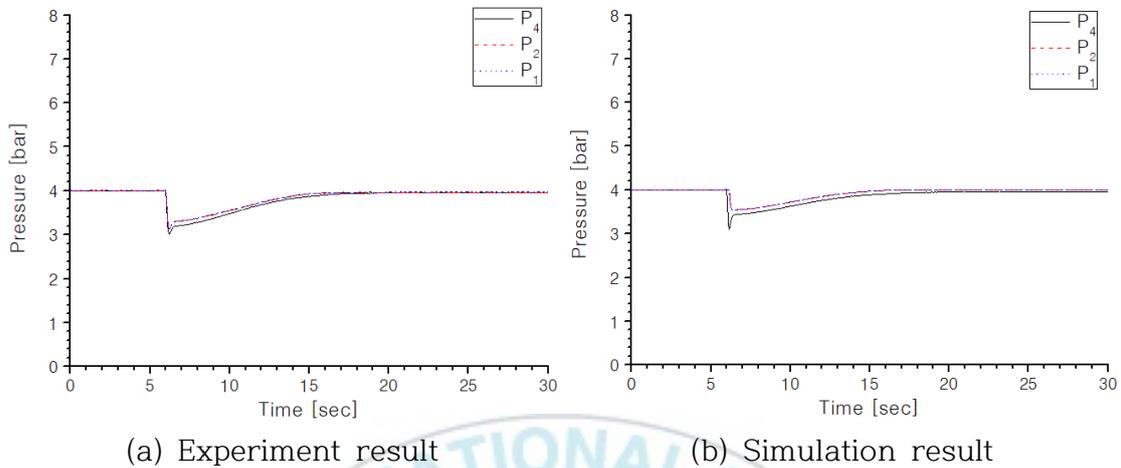


Fig. 4-7 Comparison of experiment and simulation results at 0.4MPa

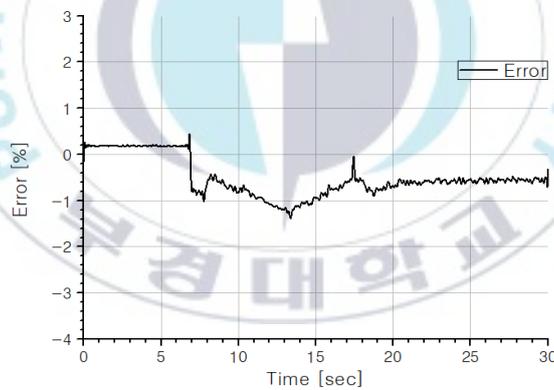


Fig. 4-8 Error of experiment and simulation results

초기압력이 0.4MPa일 때의 실험 결과와 시뮬레이션 결과를 Fig. 4-7에 각각 (a), (b)로 나타냈고 그 오차율을 Fig. 4-8에 나타냈다. 실험과 시뮬레이션의 결과 그래프 동향이 유사함을 확인할 수 있다. 오차는 최대 1.47%이다.

(3) 밸브 내부 초기압력 : 0.3MPa

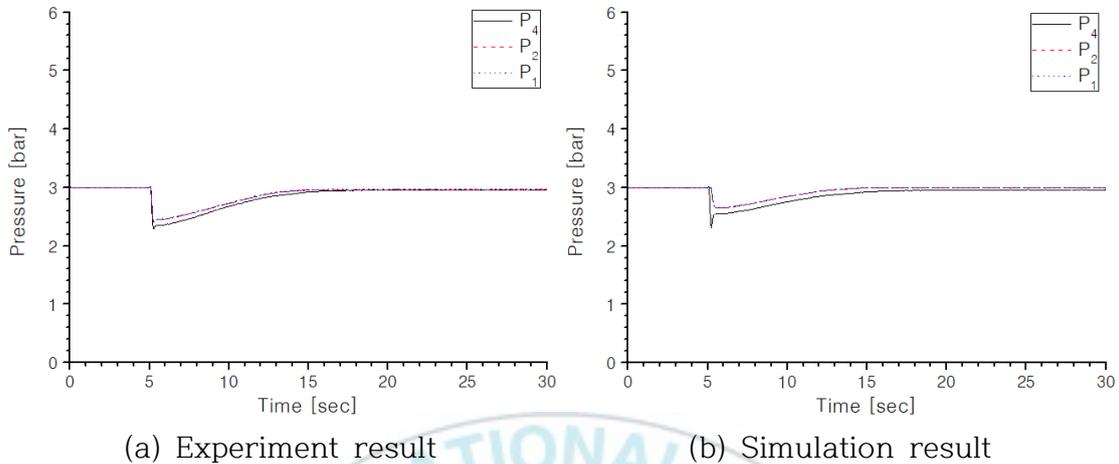


Fig. 4-9 Comparison of experiment and simulation results at 0.3MPa

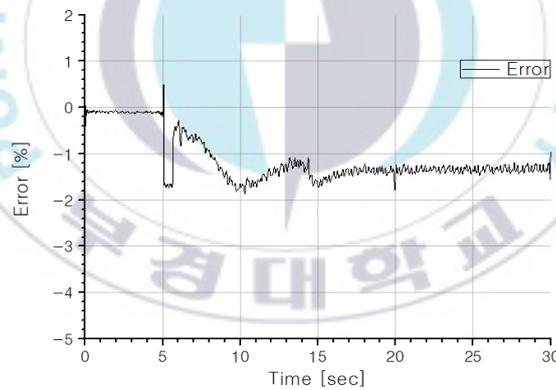


Fig. 4-10 Error of experiment and simulation results

초기압력이 0.3MPa일 때의 실험 결과와 시뮬레이션 결과를 Fig. 4-9에 각각 (a), (b)로 나타냈고 그 오차율을 Fig. 4-10에 나타냈다. 실험과 시뮬레이션의 결과 그래프 동향이 유사함을 확인할 수 있다. 오차는 최대 1.73%이다.

(4) 밸브 내부 초기압력 : 0.2MPa

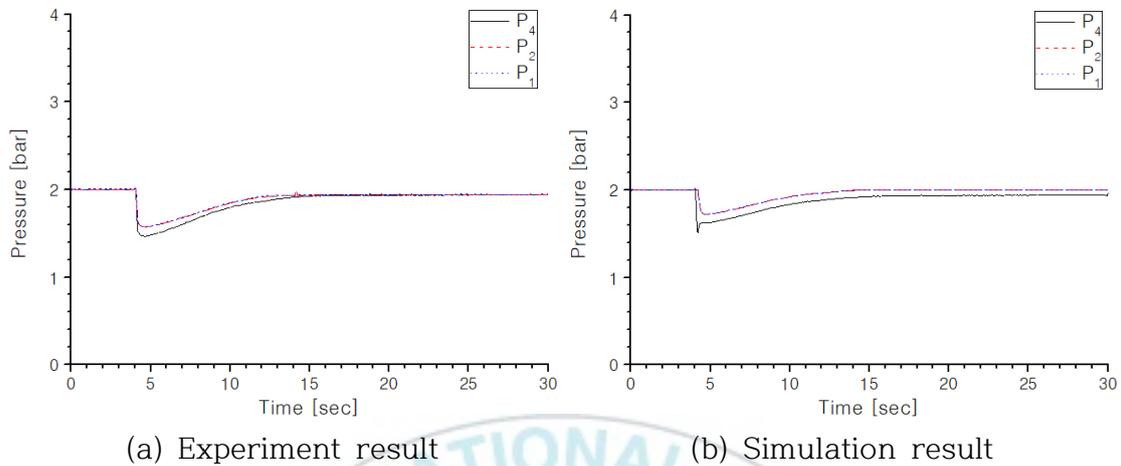


Fig. 4-11 Comparison of experiment and simulation results at 0.2MPa

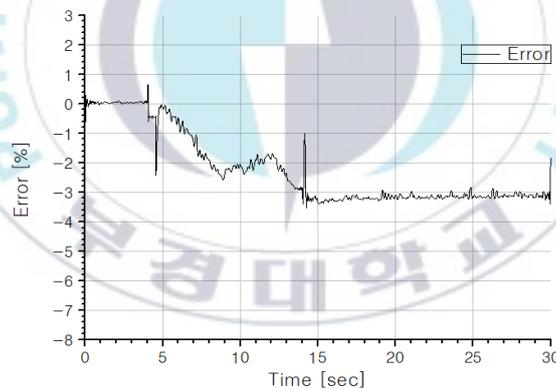


Fig. 4-12 Error of experiment and simulation results

초기압력이 0.2MPa일 때의 실험 결과와 시뮬레이션 결과를 Fig. 4-11에 각각 (a), (b)로 나타냈고 그 오차율을 Fig. 4-12에 나타냈다. 실험과 시뮬레이션의 결과 그래프 동향이 유사함을 확인할 수 있다. 오차는 최대 3.3%이다.

(5) 밸브 내부 초기압력 : 0.1MPa

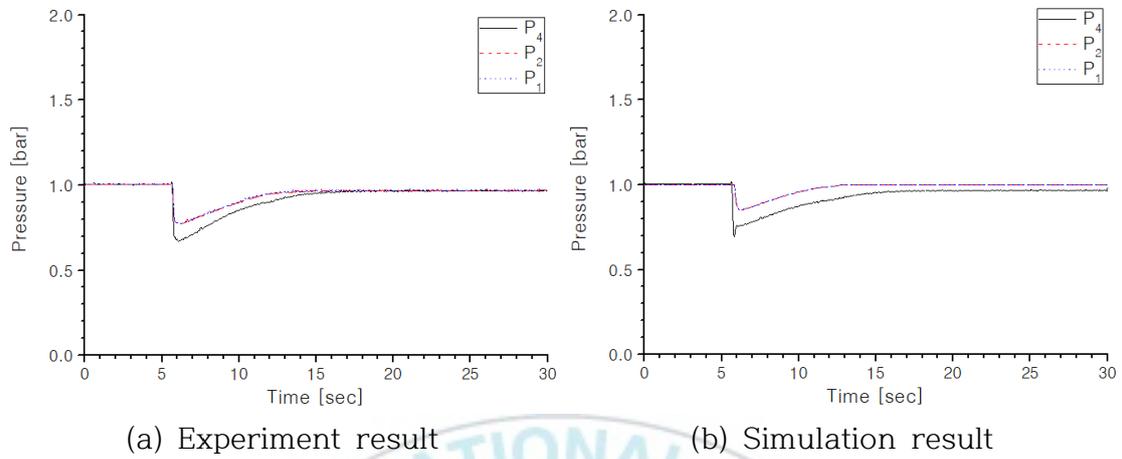


Fig. 4-13 Comparison of experiment and simulation results at 0.1MPa

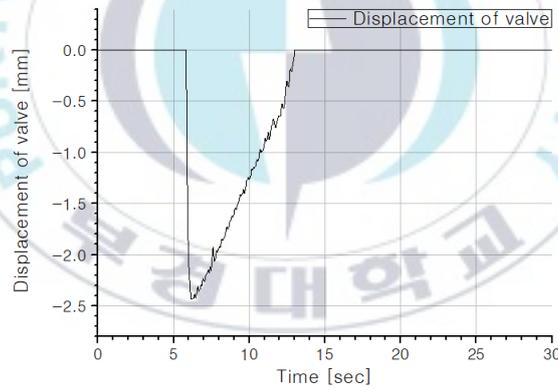


Fig. 4-14 Simulation result of main valve displacement at 0.1MPa

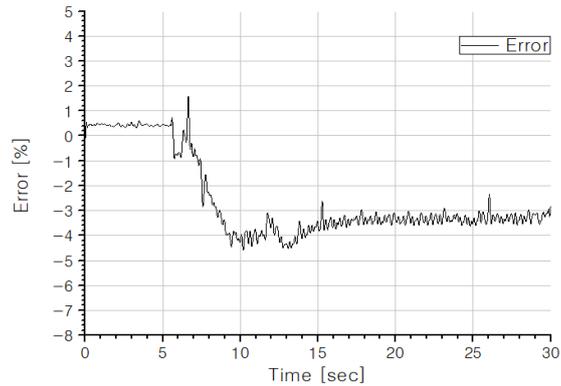


Fig. 4-15 Error of experiment and simulation results

초기압력이 0.1MPa일 때의 실험 결과와 시뮬레이션 결과를 Fig. 4-13에 각각 (a), (b)로 나타냈고 밸브 변위 그래프를 Fig. 4-14에 나타냈다. 실험 결과와 시뮬레이션 결과의 오차율을 Fig. 4-15에 나타냈다. 실험과 시뮬레이션 결과 그래프의 동향이 유사함을 확인할 수 있고, 밸브가 닫히면서 밸브 내부 압력이 평형을 이루어 일정한 값을 유지하는 것을 확인할 수 있다. 오차는 최대 4.4%이다.

4.4.2 고찰

시뮬레이션 결과에서 작동압력이 작아질수록 피스톤 상부와 밸브 출구측과의 압력차가 약 0.04bar부터 0.06bar까지 발생함을 확인할 수 있다. 이는 균압홀을 통해 밸브 출구측으로 흐르는 유량보다 밸브 입구측에서 인가받는 압력에 따라 회복되는 유량이 더 크기 때문이다. 이는 밸브 내부의 복잡한 유로를 원통형 직관으로 가정하여 설정하였기 때문이라고 생각된다. 압력차가 발생하지만 밸브는 닫힌 상태를 유지하고 있음을 Fig. 4-5와 Fig. 4-14를 통해 확인할 수 있다. 이는 압력차가 메인 밸브 작동 조건의 최소 압력인 0.07bar를 초과하지 않기 때문임을 알 수 있다.

제 5 장 결 론

본 논문에서는 밸브의 사용 환경, 구동 조건, 냉매 특성 등을 고려하여 AMESim을 사용하여 CO₂ 냉매용 압력제어밸브의 비선형 특성 분석 모델을 개발하였다. 시뮬레이션 모델의 타당성을 검증하기 위해 압축공기를 사용한 실험을 통해 실험 결과와 시뮬레이션 결과를 비교하여 시뮬레이션 모델을 보정하였다. 본 논문의 연구 결과를 요약하여 정리하면 다음과 같다.

제 2장에서는 연구 대상 밸브의 구조와 작동 원리, 그리고 냉매 특성에 대해 기술하였다. 시뮬레이션 모델을 만들기 위해 밸브 내부의 유로와 각 부품들의 구조 및 작동원리를 확인하였고, 내부 구조도를 제시하여 각 부위별 기호를 나타냈다.

제 3장에서는 2장에서 확인한 밸브의 구조와 작동원리를 바탕으로 AMESim을 사용하여 시뮬레이션 모델을 개발하였다. 메인 밸브 피스톤과 밸브 플레이트의 각 수압면적을 형상화하였으며 각 체적요소들의 초기압력을 설정하였다. 밸브 입구측과 피스톤 상부에 각각 압력을 인가하도록 설정하였으며 밸브의 작동원리에 따라 초기 스프링력을 계산하여 밸브 내부의 초기 평형상태를 설정하였다. 냉매 특성은 이상기체 상태방정식이 아닌 Van der Waals식을 사용하여 기체 분자 사이의 상호작용과 기체 자체 부피를 고려하였다. 이는 실험 결과에 더욱 근접한 결과를 얻기 위함이다. AMESim 내부의 열전달식에 따라 체적요소에서 온도 변화에 따른 밸브의 응답특성을 보고자 하였고, 밸브의 전체적인 운동방정식을 제시하였다. 피스톤 단면적과 스프링 상수의 변화에 따른 밸브의 응답특성을 시뮬레이션 결과를 통해 분석하였다. 파라미터의 변화에 따라 변위, 온도, 압력이 영향을 받는 것을 확인하였다.

제 4장에서는 시뮬레이션 모델의 타당성을 검증하기 위해 실험을 진행하였고 실험 결과와 시뮬레이션 결과를 비교하여 시뮬레이션 모델을 보정하였다. CO₂

냉매 대신 일반 압축공기를 사용하여 실험을 진행하였다. 실험을 위해 추가된 체적요소와 각 부품들을 고려하여 시뮬레이션 모델을 수정하였고, 실험과 시뮬레이션 결과를 비교하였다. 실험과 시뮬레이션 결과 그래프의 동향이 유사함을 확인할 수 있었고, 밸브가 닫히면서 밸브 내부 압력이 평형을 이루어 일정한 값을 유지하는 것을 확인할 수 있다. 시뮬레이션 결과에서 작동압력이 작아질수록 피스톤 상부와 밸브 출구측과의 압력차가 약 0.04bar부터 0.06bar까지 발생함을 확인할 수 있었다. 이는 메인 밸브가 개방되면서 피스톤 상부에서 균압홀을 통해 밸브 출구측으로 흐르는 유량보다 밸브 입구측에서 인가받는 압력에 따라 회복되는 유량이 더 크기 때문이다. 이는 밸브 입구측과 메인 밸브 피스톤 상부를 연결하는 복잡한 유로를 단순 원통형 직관으로 가정하여 시뮬레이션 모델에 적용하였기 때문이라 생각된다. 최종상태에서 피스톤 상부와 밸브 출구측과의 압력차가 발생하지만 밸브는 닫힌 상태를 유지하고 있는 것을 확인할 수 있었다. 이는 압력차가 메인 밸브 작동 조건의 최소 압력인 0.07bar를 초과하지 않기 때문임을 알 수 있다.

참고 문헌

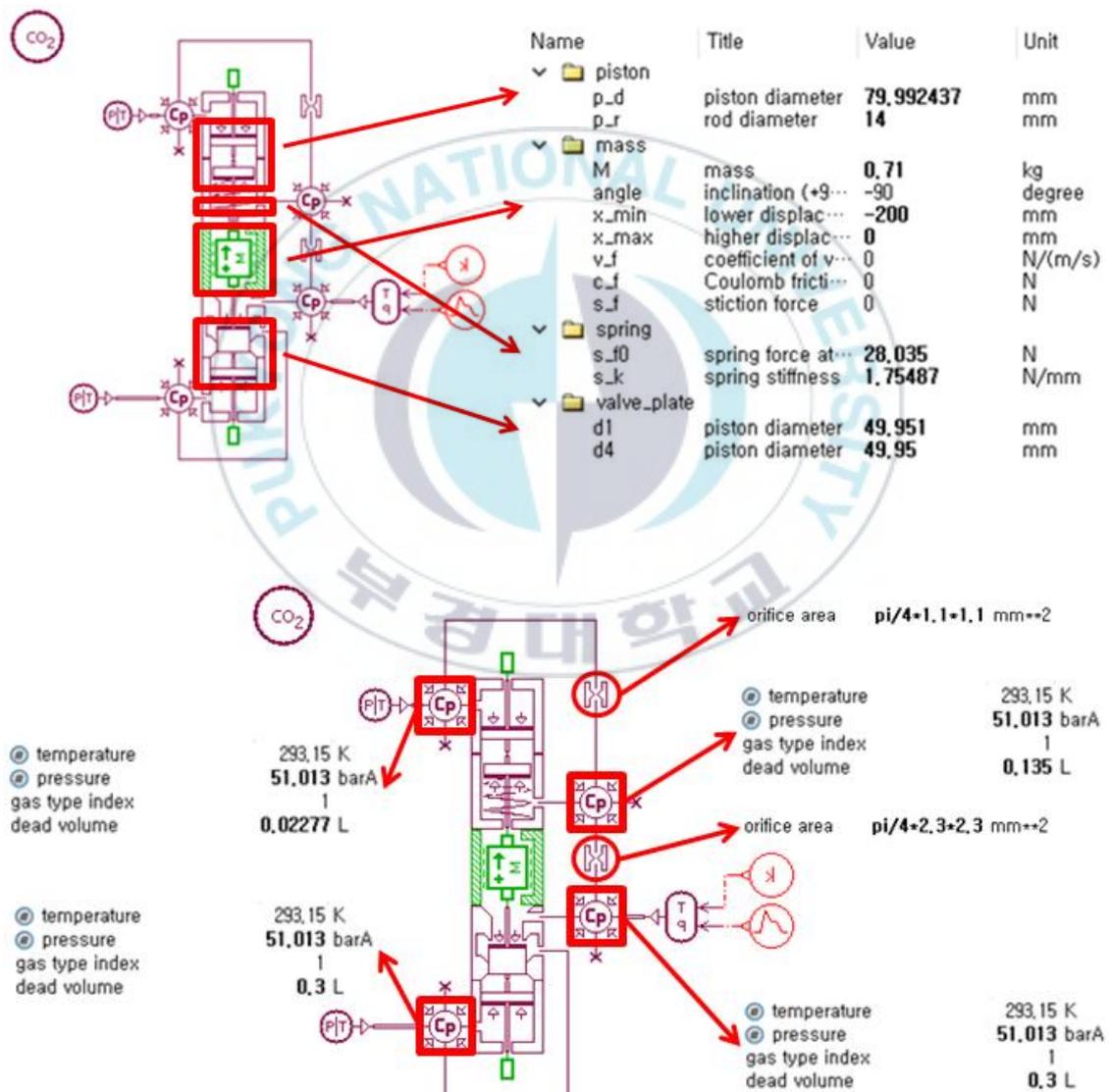
- (1) J. Pettersen, "An Efficient New Automobile Air-Conditioning System Based on CO₂ Vapor Compression", ASHRAE Transactions, Vol.100, Pt.2, pp.657-665, 1994.
- (2) N. Stulgies et al., "Developing Flow Correlations for Different Valve Geometries Using Reference Media for R-744", HVAC&R RE-SEARCH, Vol.14, No.3, pp.417-433, 2008.
- (3) M. S. Kim, "Heat Pump and Refrigeration Systems Using Natural Refrigerants", Magazine of the SAREK, Vol.26, No.3, pp.171-182, 1997.
- (4) M. A. Saad, Compressible Fluid Flow, Prentice Hall, Inc., New Jersey, 1993.
- (5) S. H. Han and J. S. Jang, "Design of a Robust Controller for a Watertight Damper Driving System", Journal of Drive and Control, Vol.14, No.2, pp.45-51, 2017.
- (6) S. H. Han, S. W. Ji and J. S. Jang, "Effect of Control Valve Flow Rates Characteristics on the Performance of an Air Spring", Journal of Drive and Control, Vol.13, No.3, pp.8-14, 2016.
- (7) J. D. van der Waals, On the Continuity of the Gaseous and Liquid States, Dover Publications, Inc., New York, 2004.
- (8) C. T. Lee, "A Study on the Optimal Design of Automotive Gas Spring", Journal of Drive and Control, Vol.14, No.4, pp.45-50, 2017.
- (9) ASNI/ISA-75.02, "Control Valve Capacity Test Procedures", 2008, International Society of Automation(ISA).

- (10) Anthony Exposito, “Fluid Power with Applications 7th edition”, Pearson.
- (11) 지상원, “공기압 밸브의 유량계산식”, 2006, 드라이브·컨트롤, 3(2), 20-25.
- (12) 장지성, 지상원, 2007, “공기압 밸브의 유량특성 측정법”, 드라이브·컨트롤, 4(3), 28-32.
- (13) J. S. Jang, “Analysis of Dynamic Characteristics of Pneumatic Driving Solenoid Valve”, 2011, KSPE Fall Conference.
- (14) B. H. Kim, J. S. Jang, “Transient Response Analysis of a Control Valve for CO₂ Refrigerant”, 2018, Journal of Drive and Control, Vol. 15, No.4, pp.11-16.
- (15) Y. K. Chung, S. H. Park, C. S. Jeong, Y. M. Jeong and S. Y. Yang, “A Study on Modeling and Simulation of Hydraulic System for a Wheel Loader using AMESim”, 2010, 유공압시스템학회 논문집 제7권 제4호 pp.1-8.
- (16) T. H. Lim, J. W. Choi, S. Y. Yang, B. R. Lee, K. K. Ahn, “A Study on Analysis of Main Control Valve for Hydraulic Excavator using AMESim”, 2003, 한국공작기계학회, pp.105-110
- (17) MS TODAY 2014, “Hysteresis and dead band”.
- (18) Yunus A. Cengel, John M. Cimbala,, “Fluid Mechanics-Fundamentals and Applications”, McGrawHill, 2005.

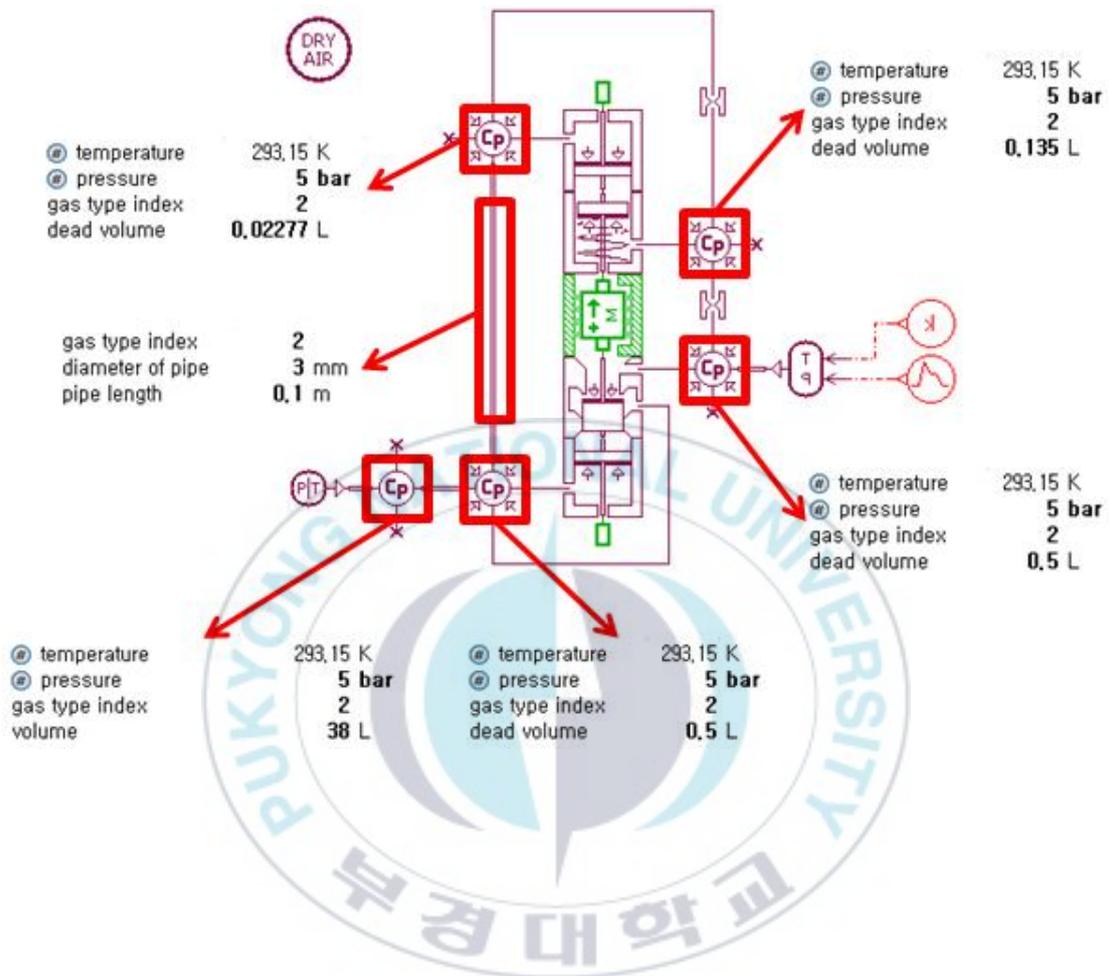
부 록

A. Parameters of simulation model

A.1 Parameters of simulation model for CO₂ refrigerant



A.2 Added parameters of simulation model for dry air



B. Experimental equipment

B.1 Air tank

Table B-1 Specification of air tank



Name	Air tank
Model No.	VBAT 38
Capacity	0.038m ³
Max pressure	1.0MPa
MFR	SMC

B.2 Regulator

Table B-2 Specification of regulator



Name	Regulator
Model No.	IR2020-02BG
Max support pressure	1.0MPa
Output pressure	0.005 ~ 0.8MPa
MFR	SMC

B.3 Pressure control valve

Table B-3 Specification of pressure control valve



Name	Pilot controlled servo valve
Model No.	ICS 50-50D
Max pressure	52 bar g / 754 psi g
Temperature range	-60 / +120°C
MFR	Danfoss

B.4 Pressure sensor

Table B-4 Specification of pressure sensor



Name	Pressure sensor
Model No.	PSE560-02
Pressure range	0 ~ 1MPa
Max pressure	1.5MPa
MFR	SMC

B.5 Proportional pressure control valve

Table B-5 Specification of proportional pressure control valve



Name	Proportional pressure control valve
Model No.	VEP 3121-2-03
Max pressure	1.0MPa
Power Amp model	VEA 250
MFR	SMC

B.6 Load pressure tank

Table B-6 Specification of load pressure tank



Name	Air receiver tank
Model No.	KPBT-20L
Capacity	0.018m ³
Design Pressure	0.97MPa
Design Temperature	75℃
MFR	(주) 한국에어브레이크