



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.

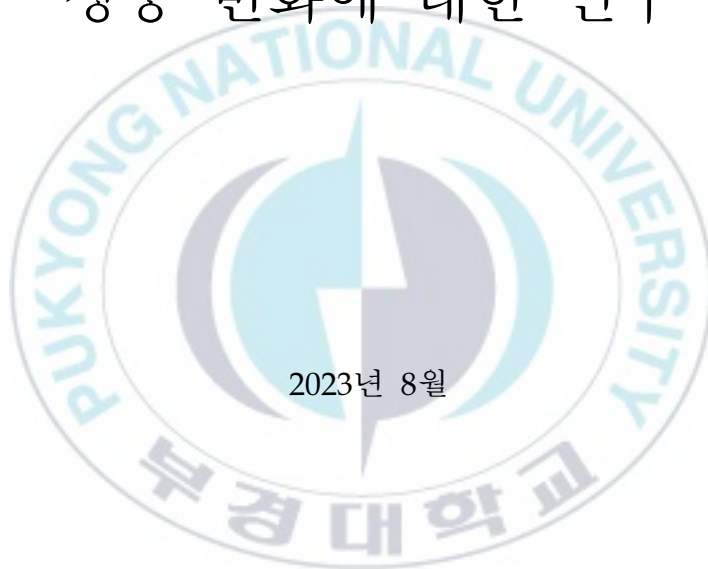
저작권법에 따른 이용자의 권리는 위의 내용에 의하여 영향을 받지 않습니다.

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

[Disclaimer](#)

공학석사 학위논문

냉매의 오염에 의한 냉동시스템의 성능 변화에 대한 연구



2023년 8월

부 경 대 학 교 대 학 원

냉동공조공학과

정 성 민

공학석사 학위논문

냉매의 오염에 의한 냉동시스템의 성능 변화에 대한 연구

지도교수 설 성 훈

이 논문을 공학석사 학위논문으로 제출함

2023년 8월

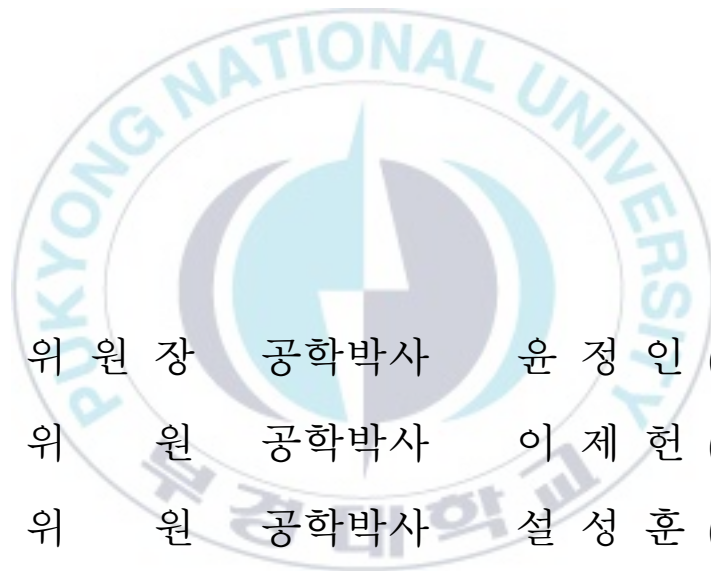
부경대학교 대학원

냉동공조공학과

정 성 민

정성민의 공학석사 학위논문을 인준함.

2023년 08월 18일



위 원 장 공학박사 윤 정 인 (인)

위 원 공학박사 이 제 현 (인)

위 원 공학박사 설 성 훈 (인)

목 차

TABLE OF CONTENTS	i
ABSTRACT	iii
LIST OF TABLES, FIGURES	v
NOMENCLATURES	vii
제 1 장 서 론	1
1.1 연구 배경	1
1.2 냉매의 규제	3
1.3 냉매 회수 현황	8
1.4 연구 목적 및 개요	10
제 2 장 이론적 배경	12
2.1 냉매의 오염	12
2.2 단단 압축 냉동 사이클	13
2.3 냉매의 회수	15
2.4 종래 연구	16
제 3 장 냉매 오염 실험	17
3.1 실험 장치	17
3.2 실험 조건 및 방법	20

3.3 실험 데이터 정리	23
제 4 장 실험 결과 및 고찰	25
4.1 불응축가스의 양에 따른 성능 변화	25
4.2 수분의 양에 따른 성능 변화	33
4.3 오일의 양에 따른 성능 변화	36
4.2.1 과열도를 고정한 상태에서의 성능 변화	36
4.2.2 과열도 및 증발온도를 고정한 상태에서의 성능 변화	45
4.2.3 장치 내 오일의 분포	51
4.5 재생 냉매 성능 실험	55
제 5 장 결 론	59
참고문헌	61

Experimental Research on Performance Change of Refrigeration System by
Refrigerant Contamination

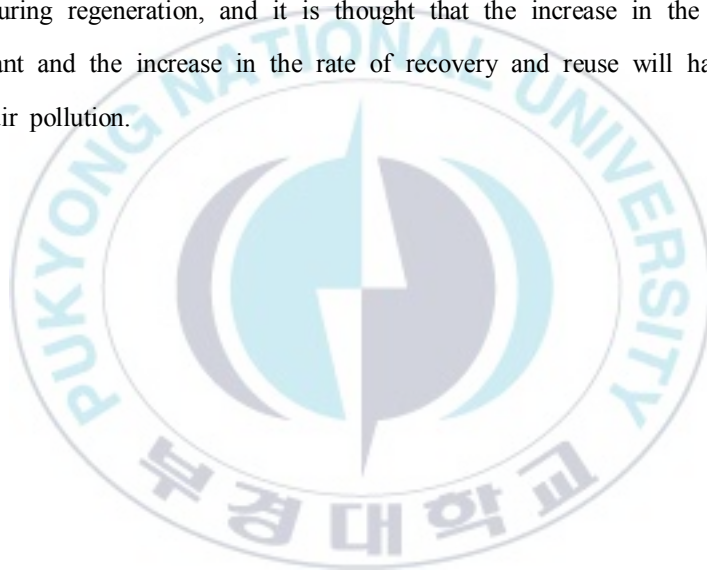
Seong-Min Jeong

Department of Refrigeration & Air-Conditioning Engineering,
The Graduate School, Pukyong National University

Abstract

Production and consumption of CFC, HCFC and HFC refrigerants, which have been found to destroy ozone layer and promote global warming, are regulated. In addition, used refrigerant must be properly recovered, but recovery rate is at a very low level. Refrigerant is contaminated by various contaminants during use, and causes deterioration in device performance such as increased energy consumption. Contaminated refrigerant after use must be properly recovered and regenerated, and through this process, it is expected to have a positive effect on air pollution caused by additional use and emission of the refrigerants. Therefore, in this study, the change in device performance due to refrigerant contamination was confirmed in the refrigerant contamination experiment, and performance of the recycled refrigerant was confirmed in the recycled refrigerant experiment, and finally, the feasibility of using recycled refrigerant was determined through comparison with the new refrigerant. The study was conducted with the goal of verifying. In the refrigerant contamination test, the contaminants were non-condensable gas, moisture, and oil, and after recording the standard performance data, the contaminant was injected and the data was recorded to confirm the change. First, in the non-condensable gas experiment, the discharge

pressure and temperature of the compressor increased, the compressor work increased, and the COP decreased. Next, there was no significant change in the moisture test, but it is thought that the results will vary depending on the presence or absence of the receiver. In the oil test, the cooling capacity decreased, the compressor work decreased, and the COP increased, but the results are expected to vary depending on the configuration and structure of the device. Finally, in the recycled refrigerant experiment, the recycled refrigerant did not show a significant difference in performance from the new refrigerant. Most of the contaminants seem to have been removed during regeneration, and it is thought that the increase in the recovery rate of refrigerant and the increase in the rate of recovery and reuse will have a positive effect on air pollution.



LIST OF TABLES

Table 1.1	Regulatory standards and reduction schedules for Group1 countries and Group2 countries
Table 1.2	Total refrigerant consumption and recovery by year
Table 1.3	Yearly recovery of major refrigerants
Table 4.1	Amount of non-condensable gas in the device
Table 4.2	Non-condensable gas test results
Table 4.3	Amount of moisture in the device
Table 4.4	Moisture test results
Table 4.5	Amount of oil in the device
Table 4.6	Refrigerant Quality Criteria
Table 4.7	Recycled refrigerant component analysis results

LIST OF FIGURES

Fig. 1.1	Satellite image of the ozone layer
Fig. 1.2	Trends in regulation of substances that destroy the ozone layer and global warming
Fig. 2.1	Schematic diagram of single stage refrigeration cycle
Fig. 3.1	Drawing of the experimental equipment
Fig. 3.2	Manufactured experimental equipment
Fig. 3.3	Installed experimental equipment
Fig. 3.4	compressor suction side
Fig. 3.5	Oil injector

Fig. 4.1	Compressor discharge temperature, pressure and condenser outlet temperature
Fig. 4.2	Expansion valve outlet temperature and evaporator inlet/outlet temperature
Fig. 4.3	Compressor discharge pressure and temperature
Fig. 4.4	Temperature of condensation and evaporation
Fig. 4.5	Compressor work and COP
Fig. 4.6	Heat transfer rate of condensation and evaporation
Fig. 4.7	Compressor discharge pressure and temperature
Fig. 4.8	Temperature of condensation and evaporation
Fig. 4.9	Pressure drop in condenser and evaporator
Fig. 4.10	Mass flow rate of refrigerant
Fig. 4.11	Heat transfer rate of condensation and evaporation
Fig. 4.12	Condenser outlet temperature and degree of subcooling
Fig. 4.13	Compressor work and COP
Fig. 4.14	Compressor discharge pressure and temperature
Fig. 4.15	Heat transfer rate of condensation and evaporation
Fig. 4.16	Mass flow rate of refrigerant
Fig. 4.17	Condenser outlet temperature and degree of subcooling
Fig. 4.18	Compressor work and COP
Fig. 4.19	Oil recovery pipe sight glass when the oil is adequate
Fig. 4.20	Oil recovery pipe sight glass in case of excess oil
Fig. 4.21	Cross-section of oil separator
Fig. 4.22	Compressor discharge pressure and temperature
Fig. 4.23	Heat transfer rate of condensation and evaporation
Fig. 4.24	Compressor work and COP

NOMENCLATURE

SYMBOLS

Q	Heat transfer	kW
$\dot{m}$	mass flow	kg/s
h	Enthalpy	kJ/kg
C	Specific Heat	kJ/kg·K
T	Temperature	K

SUBSCRIPTS

c	Condensor
r	Refrigerant
com	Compressor
o	Exit side
w	Water
p	Static pressure
i	Entrance side
e	Evaporator

제 1 장 서 론

1.1 연구 배경

CFC 및 HCFC계 화합물은 열역학적 성질과 화학적 성질이 우수하고 안정성이 높아 여러 분야에 다양하게 사용되어왔다. 그러나 1974년 CFC계 화합물이 성층권의 오존층을 파괴한다는 이론이 발표되고, 항공 관측을 통한 증거가 이루어졌으며, 몬트리올 의정서의 제정에 따라 전 세계적으로 오존파괴지수(Ozone Depletion Potential, ODP)가 높은 CFC의 사용 및 생산의 규제에 대한 법적 기준의 틀이 마련되었다. 구조적으로 안정성이 큰 CFC 화합물이 시스템 외부로 누설되면 소멸, 파괴되지 않고 성층권까지 도달하게 된다.

CFC 화합물의 결합을 파괴하는 190~225nm 파장의 자외선은 대류권에서는 세기가 약하지만 성층권에서는 강하게 나타난다. 성층권에 도달한 CFC 화합물이 190~225nm 파장의 자외선을 흡수하면 C-Cl 결합이 파괴되는 광화학 반응이 일어나 CFC 화합물이 함유하고 있는 염소 원자가 방출된다. 방출된 염소 원자가 오존과 충돌하면 ClO와 O₂가 생성되며 오존이 파괴된다. 그리고 생성된 ClO가 주변의 O원자와 충돌하면 염소 원자가 재생된다.^[1] 이러한 메커니즘으로 적은 수의 CFC 분자라 하더라도 오존 파괴에 큰 영향을 끼치게 된다.

HFC 화합물은 자연 분해가 빠르기에 오존층 파괴를 막는 데에 어느 정도 도움이 되지만, 반사층을 형성하여 온실처럼 열기를 가두기 때문에 지구온난화를 막는 데에 별다른 역할을 하지 못하는 것으로 밝혀졌다. 온실 가스는 지구로 들어오는 짧은 파장의 가시광선을 통과시키고, 지구에서 나

가려는 긴 파장의 복사 에너지를 흡수하여 대기의 기온을 높이는 역할을 하며, 이산화탄소 등이 있다. HFC 화합물의 경우, 지구온난화지수(Global Warming Potential, GWP)가 높으며, 이로 인해 지구온난화를 촉진시킨다. 지구온난화지수는 이산화탄소와 같은 온실가스가 지구온난화에 기여하는 정도를 나타낸 것으로 이산화탄소를 지구온난화지수 1로 본다.

정리하면 1980년대에 들어오면서 CFC계 및 HCFC계 냉매는 오존파괴물질로 지목되어 CFC계 냉매는 이미 생산이 중단되었고, HCFC계 냉매 또한 생산 및 소비가 규제되고 있다. 대체냉매로 개발된 HFC계 냉매는 오존 파괴지수는 없으나 지구온난화지수가 매우 높은 것이 문제가 되어 유럽을 중심으로 규제가 시작되어왔으며, 또 다른 대체냉매(HFO계 등)가 개발되고있는 실정이다. HFC계 냉매로 인한 연간 온실가스 배출량은 연간 약 930만 CO₂ 환산톤(Carbon dioxide equivalent)으로 추정되며, 이는 2018년 국가 배출량 기준 약 1.3%에 해당한다. 또한, 국내 연간 냉매 소비량이 35,000톤에 달 하지만 회수 및 처리되는 냉매의 양은 1% 수준에 불과하다.^[2]

냉동장치의 장기간 운전에 따른 냉매의 오염은 설비 효율의 저하 및 수명 단축, 에너지 소비 증가와 안전사고 등의 문제가 발생할 수 있다. 오염된 냉매의 무단 방출은 대기환경오염의 원인이 되어 국내외에서 대기환경보전법 등에 의해 금지되고 있다. 냉매의 오염으로 인한 냉동시스템의 성능 저하를 막기 위해서는 오염된 냉매가 적절하게 회수 및 재생되어야 하며, 이를 통해 소비에너지 절감효과 및 냉매의 신규 사용에 따른 환경오염을 예방하는 효과를 기대할 수 있다.

1.2 냉매의 규제

1.2.1 몬트리올 의정서 (Montreal Protocol)

몬트리올 의정서는 오존층 파괴 물질인 염화불화탄소(CFCI)의 생산과 사용을 규제하려는 목적에서 제정한 협약으로 공식 명칭은 ‘오존층 파괴물질에 관한 몬트리올 의정서(Montreal Protocol on Substances that Delete the Ozone Layer)’이다. 오존층 파괴물질에 의해 성층권의 오존층이 파괴되면 생명체에 큰 피해를 미치게 되는데, 통계상으로 오존의 농도가 1% 감소하면 유해자외선(UV-B)의 양이 2% 증가하여 피부암 발생률 3-4%, 백내장 발생률 0.6%의 증가를 가져온다. 몬트리올 의정서는 염화불화탄소 또는 프레온가스(CFCs), 할론(halon) 등 오존층을 파괴하는 물질에 대한 사용금지 및 규제를 통해 오존층의 파괴로부터 초래되는 인체 및 동식물에 대한 피해를 최소화하기 위해 1987년 9월에 채택되어 1989년 1월 발효되었다. 처음에는 46개국이 의정서에 서명하였으며, 현재는 200여 개국이 가입되어 있다. 우리나라는 1992년 2월에 가입하였다. 주요 내용은 염화불화탄소의 단계적인 감축, 비가입국에 대한 통상제재, 1990년부터 최소한 4년에 한 번 과학적 · 환경적 · 기술적 · 경제적 정보에 입각하여 규제수단을 재평가하도록 한 것이다. Fig. 1.1에서는 촬영된 오존층의 위성 사진을 나타내었다.

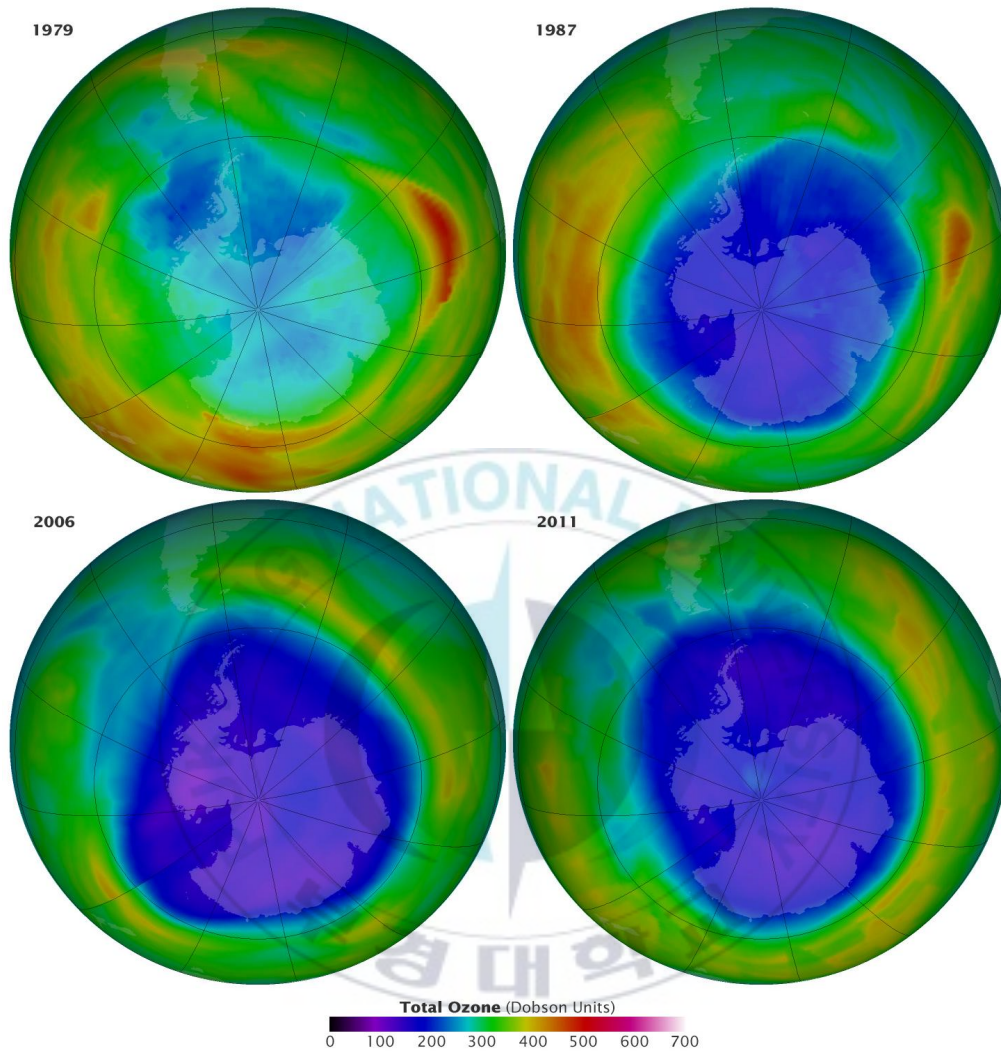


Fig. 1.1 Satellite image of the ozone layer^[3]

1.2.2 키갈리 개정서(Kigali Amendment)

키갈리 협약은 프랑스 파리 협약의 후속 조치로서 HFC계 화합물의 사용 및 배출을 단계적으로 금지하기 위한 협약이다. 몬트리올 의정서에서는 오존파괴물질인 CFC 화합물의 사용을 금지하였고, HFC계 화합물이 대체재로서 사용되었으나, 지구온난화에 미치는 영향이 매우 큰 물질이므로 몬트리올 의정서의 내용을 개정하여 HFC계 화합물 사용의 단계적 폐지를 촉구하는 키갈리 개정서가 마련되었다. 키갈리 개정서에는 규제 대상 물질인 HFC계 화합물의 생산량과 소비량 및 그 수량을 산출하는 방식의 산정치 등의 용어를 정의하는 제1조 정의규정과 규제 물질의 생산량과 소비량에 대한 단계적 감축 일정 및 감축 목표 등의 규제조치 수준을 명시하고 있는 제2조 규제조치가 있다. 제2조의 규제조치가 적용되는 선진국은 A2국으로 분류하고 있으며 개발도상국에 대해서는 제5조가 적용돼 A5국으로 분류되어 제2조가 적용되는 A2국 보다 완화된 규제 일정이 적용받는다. A5국은 다시 그룹 1과 그룹 2로 나뉘지며 생산량 및 소비량에 대한 감축 일정 및 감축 한도가 각각 다르게 적용된다. 우리나라의 경우 몬트리올 의정서에 개발도상국으로 분류되어 제5조 그룹1 국가의 생산량 및 소비량에 대한 감축 일정 및 감축 한도가 적용된다. 제3조에서는 규제물질의 생산량과 수출입량 및 소비량에 대한 규제치를 산출하는 방식을 명시하고 있으며, 각각의 산정치를 이산화탄소 환산량으로 표기하여 각 물질들의 지구온난화지수를 사용하고 있다. Fig. 1.2에서는 오존층파괴 및 지구온난화 물질 규제 동향을 나타내었으며, Table 1.1에서는 그룹1 및 그룹2 국가의 규제물질 기준 및 감축일정을 나타내었다.

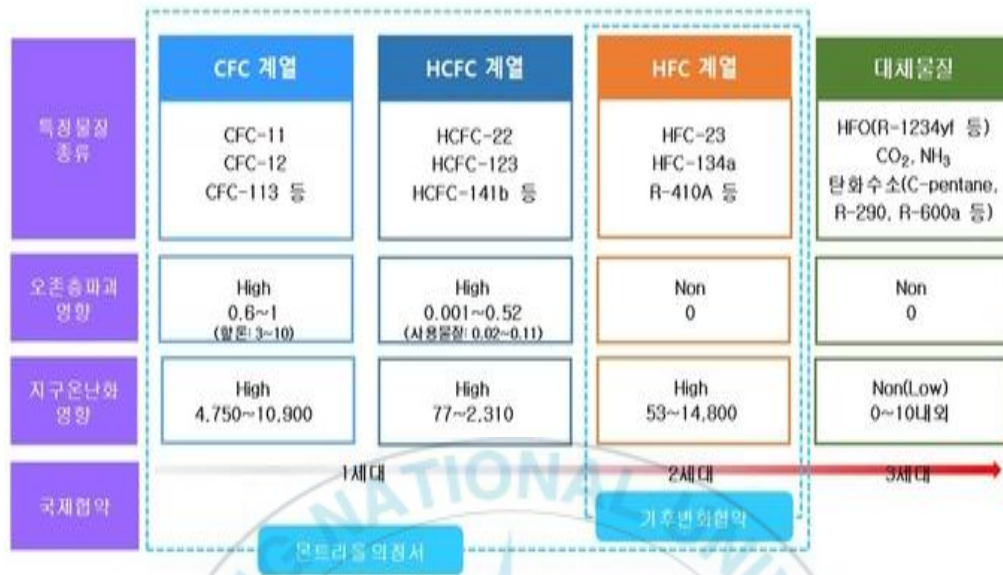


Fig. 1.2 Trends in regulation of substances that destroy the ozone layer and global warming^[4]

Table 1.1 Regulatory standards and reduction schedules for Group1 countries and Group2 countries^[4]

Category	A5 countries group 1		A5 countries group 2	
Target	All A5 countries including Korea outside Group 2 (137 countries)		GCC, India, Iran, Iraq, Pakistan (10 countries)	
Quantity	'20~'22 HFC Average production and consumption + HCFC 65% of standard quantity		'24~'26 HFC Average production and consumption + HCFC 65% of standard quantity	
Schedule	Freeze	'24	Freeze	'28
	10% reduction	'29	10% reduction	'32
	30% reduction	'35	20% reduction	'37
	50% reduction	'40	30% reduction	'42
	80% reduction	'45	85% reduction	'47

1.2.3 대기환경보전법

냉매는 기후·생태계 변화유발물질 중 열전달을 통한 냉난방, 냉동·냉장 등의 효과를 목적으로 사용되는 물질로서 냉동기의 내부에서 순환하며 열을 흡수하며 온도를 낮추고 오존층 파괴 및 지구온난화를 유발하는 물질이므로 기후변화 대응과 오존층의 보호를 위해서는 관리가 필수적이다. 따라서 정부에서는 대기환경보전법으로 냉매사용기기 및 냉매를 관리하고 있다.

냉매의 경우에는 대기환경보전법 중 제5장의 2에서 냉매사용기기의 냉매 관리기준에 의거하여 규정을 두고 있다. 냉매관리기준과 관련된 내용으로는 제3조 냉매사용기기의 유지 및 보수에서 냉매사용기기에 냉매가 충전되어있는 경우에는 냉매사용기기의 상태를 정기적으로 확인하여 냉매의 누출을 최소화하도록 하고 있고, 제4조 냉매의 회수 및 처리에서 냉매사용기기를 폐기, 유상 또는 무상으로 양도, 유지 및 보수하거나 이전 설치, 냉매를 사업장 내에서 재사용하려 하는 경우에는 소유자가 직접 회수하거나 냉매 회수업자에게 회수하게 하도록 되어있다. 또한, 냉매를 회수한 후에는 냉매 회수 결과를 냉매관리기록부에 기록 및 제출하거나 냉매정보관리전산망에 입력하도록 하고 있다.

1.3. 냉매 회수 현황

사후 폐냉매의 회수 및 처리는 환경부 업무로서 국내에 잔존되어 유통되는 냉매의 생애주기 관리와 감독이 부재한 상황이고, 현장에서 냉매의 회수와 재사용에 대한 체계적인 조사가 이루어지지 않고 있는 실정으로 제도적인 개선이 필요하다. 대기환경보전법에서 냉매의 회수 및 처리에 대한 관리를 하고 있으나 저압 냉매가 빠져있어 관리의 사각지대에 있는 상황이다. 저압 냉매는 몬트리올의정서 규제 대상이므로 생산 및 수입은 제한되고 있지만 이미 사용 중인 냉매의 경우, 제대로 된 관리 제도가 없는 상황이므로 무분별한 배출이 일어나고 있으며, 이로 인해 국내 잔존량을 정확하게 파악할 수 없는 구조이다. 또한 유지 보수 시간이 짧은 냉동 산업의 특성과 빠른 작업으로 보다 많은 작업을 하려 하는 유지 보수 업자의 수익성 추구가 맞물려 철저하게 회수가 되지 않고 있다.

보충용 냉매의 연간 소비량은 냉매 보유량의 약 15% 수준으로 상당한 양을 차지하고 있으나, 2019년 기준 생산 대비 회수 실적은 1% 미만에 그치고 있다.^[5] 또한, 냉매를 사용하는 냉장고, 정수기, 에어컨 등의 보급 대수를 확인할 수 없어 가전 제품의 냉매 보유 총량 및 통계가 없으며, 폐가전의 경우에는 생산자책임재활용제도를 적용하고 있으나, 폐가전의 폐냉매 회수 목표는 없는 상황이다.

국내의 냉매 소비 패턴은 중국 등 해외에서 대부분을 수입하는 상황이며 가격이 저렴하여 현장에서는 회수보다 방출을 우선시 하고 있다. CFC계 냉매 외의 HCFC계 냉매의 경우, 관세 이외에는 부과되는 비용이 없으며, 부과되더라도 미미할 것으로 예상되고 있다. 냉매의 회수 및 재생을 위해서는 잘 개발된 인프라가 필요하나 국내에는 이러한 인프라가 부족한 상황이다. 환경 보호를 위해 자연 냉매 또는 환경에 영향을 적게 주는 냉매로

전환할 필요가 있으나, 업계 및 소비자에게는 이러한 인식이 부족하고, 현장에서는 적절한 조치가 취해지지 않고 있다. Table 1.2에서는 연도별 전체 냉매의 소비량 대비 회수량을 나타내었고, Table 1.3에서는 주요 냉매의 연도별 회수량을 나타내었다.

Table 1.2 Total refrigerant consumption and recovery by year^[5]

Year	Manufacturing + Import [t]	recovery [t]	recovery rate [%]
2019	34,372	291	0.84
2018	37,439	251	0.68
2017	34,998	267	0.37

Table 1.3 Yearly recovery of major refrigerants^[6]

Year	Refrigerant Recovery [kg]				
	CFC-12	HFC-134a	HCFC-22	HCFC-410a	Sum
2019	17,421	45,660	18,763	5,347	87,191
2018	19,400	40,638	10,758	5,935	76,731
2017	21,123	37,678	9,265	6,626	74,692
2016	25,604	33,359	7,723	1,685	68,371
Sum	83,548	157,335	46,507	19,593	306,985

1.4 연구 목적 및 개요

본 논문에서는 냉매의 오염에 의한 냉동시스템의 성능 변화를 실험으로 확인하여 냉매의 오염에 의해 일어나는 성능의 변화 정도를 확인하고, 냉매의 재생에 대한 필요성을 판단하는 근거로써 제공하고, 재생 냉매를 적용한 시스템의 성능을 확인하여 최종적으로는 신품 냉매와의 성능 비교를 통해 재생 냉매의 사용에 대한 타당성을 검증하는 자료로 제공하려고 한다.

제1장에서는 연구의 배경과 각종 현황, 연구 목적 및 개요를 설명하였다.

과거에는 열역학적 성질과 화학적 성질이 우수한 CFC계 및 HCFC계 냉매를 사용하였으나, 오존층 파괴로 인해 생산 및 생산에 규제가 이루어졌고, 대안으로 HFC계 냉매가 사용되었으나, 이 또한 지구온난화를 막는 데에는 큰 영향을 주지 못하여 HFO계 냉매 등 다른 대체 냉매가 개발되고 있는 실정이다. 국내에서는 냉매는 몬트리올 의정서, 키갈리 개정서, 대기환경보전법 등에 의해 관리되고 있으나, 냉매의 회수는 잘 이루어지지 않는 실정이다.

제2장에서는 냉매의 오염에 의한 영향과 종래 연구 등 이론적 배경을 소개하였다.

냉매의 오염에서 오염 인자는 불용축가스, 수분, 오일이 대표적이며, 불용축가스는 응축기에서의 열교환 면적 감소로 인한 토출압력 상승과 토출 온도 상승 및 압축일량 증가 등의 영향이 있고, 수분은 팽창밸브의 막힘이 발생할 수 있다. 그리고 오일은 과도하게 충전 시, 냉매의 흐름을 방해하고 열교환기의 열교환을 방해할 수 있다.

제3장에서는 실험에 사용된 장치 및 실험 방법을 설명하였다.

냉매는 HCFC계 냉매인 R-22를 사용하였으며, 7.5kW급 압축기를 사용하였다. 응축기의 냉각수와 증발기의 냉수는 같은 물탱크에서 혼합한 후에 향온 칠리를 이용하여 15도로 냉각하여 다시 장치로 공급하는 형태이다.

제4장에서는 실험의 결과 및 고찰을 설명하였다.

불응축가스 실험에서는 압축기 토출압력 및 온도 상승과 압축일량의 상승에 따른 COP의 감소가 나타났고, 수분 실험에서는 유의미한 영향이 나타나지 않았다. 그리고 오일 실험에서는 압축일량이 감소하고 COP가 증가하였으나, 냉동기의 본래 목적인 피 냉각체의 냉각이라는 측면에서 보았을 때, 증발온도의 상승으로 인한 목표 온도 대를 얻을 수 없다는 점과 증발열량이 감소하는 것은 결과적으로 성능의 감소를 의미한다고 볼 수 있다. 그리고 재생 냉매를 적용한 실험에서는 신품 냉매와 성능에서 유의미한 차이가 발생하지 않았으며, 실제 사용에도 무리가 없을 것으로 보인다.

제5장에서는 실험 결과를 바탕으로 각 오염 실험에 의한 시스템의 성능 변화를 토대로 결론을 제시하였다.

제 2 장 이론적 배경

2.1 냉매의 오염

냉매가 오염되는 경우는 대표적으로 불응축가스 및 수분이 장치 내로 유입되는 경우와 적정량에 비해 많은 양의 오일이 충전되어있는 경우 등이 있다.

불응축가스는 냉매가 응축에 의해 응축기에서 기체에서 액체로 상이 변하는 성질을 이용하는 것과 달리 응축이 되지 않는 물질을 의미하며 공기, 질소 등이 대표적이다. 불응축가스가 응축기 내에 잔류하게 되면 응축기의 열교환 유효면적이 감소해 응축압력이 높아지고, 토출 가스의 온도 상승, 압축일량의 증가, 오일의 열화 및 탄화를 유발하며, 체적효율 감소와 냉동능력의 감소를 유발한다. 불응축가스가 유입 및 발생하는 원인으로는 냉매 충전 시 진공 작업 불충분, 저압 측의 진공 운전 시 누설 부위로 유입되는 공기, 오일의 가열 분해로 인한 오일의 증기, 냉매의 화학 분해 시 발생하는 증기(염산, 불화수소산 등), 냉매 및 윤활유 충전 시 부주의 등 여러 상황이 있다.

수분이 장치 내로 유입되면 팽창밸브 또는 모세관에서 동결되어 막힐 가능성이 있고, 이에 따른 저압의 감소 및 냉동능력의 감소를 일으킬 수 있으며, 동관을 사용하는 시스템에서는 동도금 현상을 일으킬 수 있다.

오일의 경우, 장치를 장기간 사용하면서 오일을 주기적으로 보충함에 따라 장치 내 오일의 양이 초기보다 많아지게 되고, 오일이 냉매와 장치 내로 유입되어 흐르면서 냉매의 순환에 지장을 주게 되고, 열교환기에 잔류하게 되면 열교환을 방해하게 된다.

2.2. 단단 압축 냉동 사이클

단단 압축 냉동사이클은 가장 기본적인 냉동사이클이다. 증발기에서 증발한 저온 저압의 냉매 가스를 압축기로 흡입하고 고온 고압의 가스로 압축하여 응축기로 보내면 냉매 가스는 응축기에서 냉각수와 열교환을 통해 냉각, 응축된다. 그 후에 고압의 액체 상태 냉매가 팽창밸브를 통과할 때, 급격히 좁은 단면을 통과하면서 냉매는 외부와의 열교환 없이 압력강하만 일어나게 되는 교축 과정 후에 증발기로 가게 된다. 이때, 액체 상태 냉매의 일부가 증발하여 온도가 감소하게 되는데, 마찰에 의해 감소되는 속도 에너지가 열에너지로 유체에 다시 회수되어 냉매의 엔탈피는 변하지 않은 상태로 팽창밸브를 통과한다. 증발기로 흐른 냉매는 증발 잠열을 통해 피 냉각체와 잠열 교환을 하는 방식으로 냉각이 이루어진다. 증발기를 통과한 가스 상태의 냉매는 다시 압축기로 흡입되어 위의 과정이 반복된다. 본 실험에서는 HCFC계 냉매인 R-22를 적용한 단단 압축 냉동사이클 장치에서 실험을 진행하였으며, Fig. 2.1에서는 압축기, 응축기, 팽창밸브, 증발기로 구성된 단단 압축 냉동 사이클을 나타내었다.

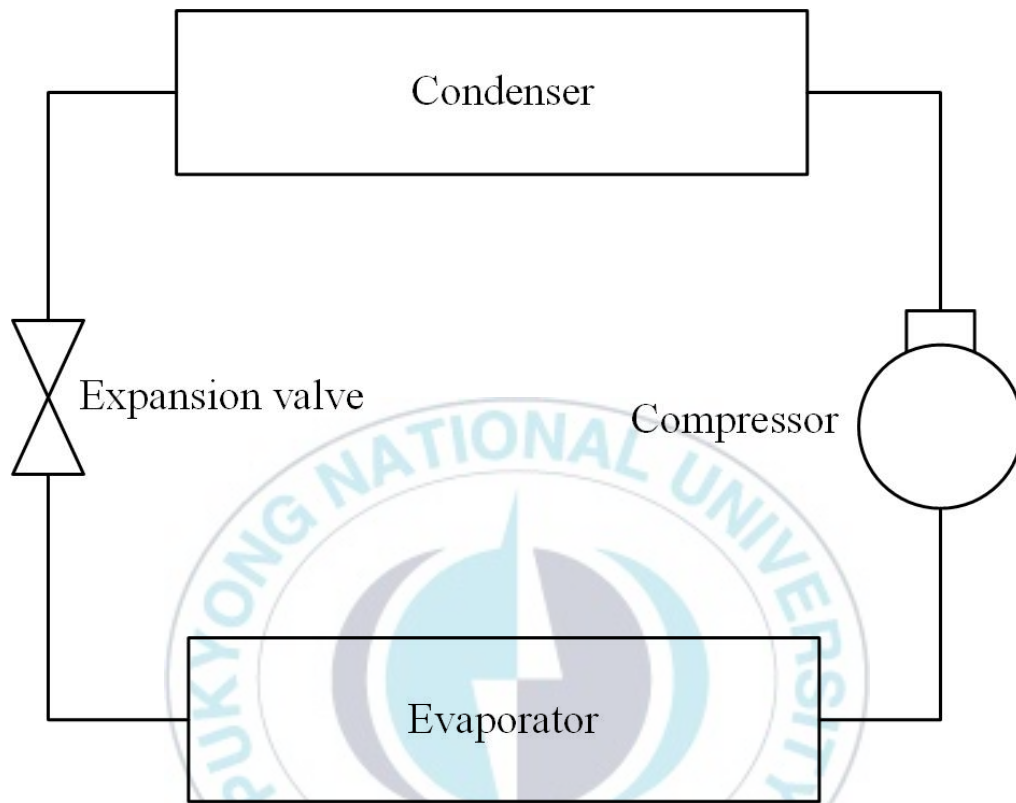


Fig. 2.1 Schematic diagram of single stage refrigeration cycle

2.3. 냉매의 회수

냉매를 회수하는 방식에는 여러 가지가 있다. 먼저 가스 상태의 냉매를 회수하는 방식으로 나누면 냉각방식과 압축방식이 있다. 냉각방식은 냉매회수장치 내부에 냉각기가 있으면서 회수 용기를 냉각시켜 보다 많은 냉매를 회수할 수 있는 방식이며, 압축방식은 냉매 가스를 압축하여 응축시켜 액으로 회수하는 방식으로 흔히 사용되는 방식이다. 냉매회수기 내부에는 압축기와 응축기가 있어 냉매를 회수할 때, 가스 상태의 냉매를 압축하고 응축시켜 액체 상태의 냉매로 회수하게 된다. 그리고 액체 상태의 냉매를 회수하는 방식에는 압축기 또는 저장된 고압의 냉매 가스로 장치를 가압하여 냉매를 밀어내는 방식으로 회수하는 가압 방식과 진공 펌프 등으로 장치에서 냉매를 흡입하는 흡입방식이 있다. 추가적으로 Push-Pull 방식이 있는데 냉매의 양이 많은 대형 냉동기에 적용하는 방식이며, 회수기를 이용해 회수 용기 내의 가스 상태 냉매를 냉동기로 밀어 넣고, 그 부피만큼의 액체 상태 냉매를 회수하는 방식이며, 가압 또는 흡입 만을 사용하는 방식과 달리 회수 용기 내의 냉매 가스를 다시 흡입하여 장치를 가압하는 과정이 반복되므로 좀 더 빠른 속도로 냉매를 회수하는 방법이다.

2.4. 종래 연구

냉매의 오염과 관련해서는 다양한 연구가 진행되었으며, 몇몇 연구를 요약하여 정리한 내용은 다음과 같다.

Hu 등^[7]은 냉동기에서의 여러 가지 결함에 의한 영향을 실험으로 확인하였는데, 불응축가스의 양을 대기압에 대한 불응축가스의 분압의 비율로 정의하였으며, 대기압의 0%, 49%, 105%의 비율에 해당하는 불응축가스에 의한 영향을 확인하였다. 장치 내에 불응축가스가 존재함에 따라 실험에서 증발열량이 감소하였고, COP가 감소하는 경향을 보였다.

Espindola 등^[8]은 질량의 비율로 불응축가스의 양을 설정하였으며, 불응축가스의 질량 비율을 0.53%까지 주입하였으며, 불응축가스의 양이 증가함에 따라 압축기의 토출압력이 증가하고 흡입압력이 감소하였다. 또한, COP가 감소하는 경향을 보였다.

Moon 등^[9]은 냉매 내 수분의 혼입이 차량용 에어컨의 냉각성능에 미치는 영향에 대한 연구를 진행하였는데, 냉매 내 수분 혼입량이 증가함에 따라 에어컨의 냉각성능이 저하되는 경향을 보였다. 또한, 시간에 따른 증발기 표면의 온도 변화를 확인하였는데, 수분의 혼입량이 증가하면 동결에 의한 팽창밸브 막힘과 해동으로 인한 정상 순환의 반복으로 불규칙한 주기의 변동 현상을 보였다.

Zou 등^[10]은 에어컨 시스템에서 오일의 양이 증가할 때의 성능 변화에 대한 연구를 진행하였으며, 장치 내의 오일의 질량 비율로 오일의 양을 나타내었다. 오일의 양이 증가하면 냉매와 혼합되어 순환하는 오일의 양이 함께 증가하는 경향 및 압력강하가 증가하는 경향을 보였고, 증발열량과 COP는 처음에는 오일의 증가에 따라 함께 증가하는 경향을 보였으나, 일정량 이후로는 감소하는 경향을 나타내었다.

제 3 장 냉매 오염 실험

3.1 실험 장치

본 연구에서 실험에 사용된 냉동기는 7.5kW급의 스크롤 압축기를 사용하였으며, 냉매로는 HCFC계 냉매인 R-22를 사용하였다. 증발기와 응축기에서 토출된 물은 물탱크에서 혼합시켜서 다시 장치로 공급하는 방식으로 실험을 진행하였으며, 혼합으로 인해 부족한 방열량은 항온칠러를 사용하여 물탱크의 수온을 일정하게 유지하였다. 그리고 냉수 및 냉각수의 유량 측정을 위해 수유량계를 설치하였으며, 각 주요 지점에서 온도 및 압력 측정을 위해 T-type 열전대와 압력 센서를 설치하였다. 또한, 오염 물질 및 오일을 주입하기 위해 압축기의 흡입단에 실린더를 설치하였고, 각 지점에서 작동 유체의 상(Phase)을 육안으로 확인하기 위해 사이트글라스를 설치하였다. 부속 기기는 압축기와 응축기 사이에 유분리기를 설치하였고, 증발기 응축기 출구에는 수액기, 압축기와 증발기 사이에는 기액분리기는 설치하였다.

Fig. 3.1에서는 장치의 도면을 나타내었으며, Fig. 3.2에서는 제작이 완료된 실험 장치를 나타내었고, Fig. 3.3에서는 설치가 완료된 실험 장치를 나타내었다.

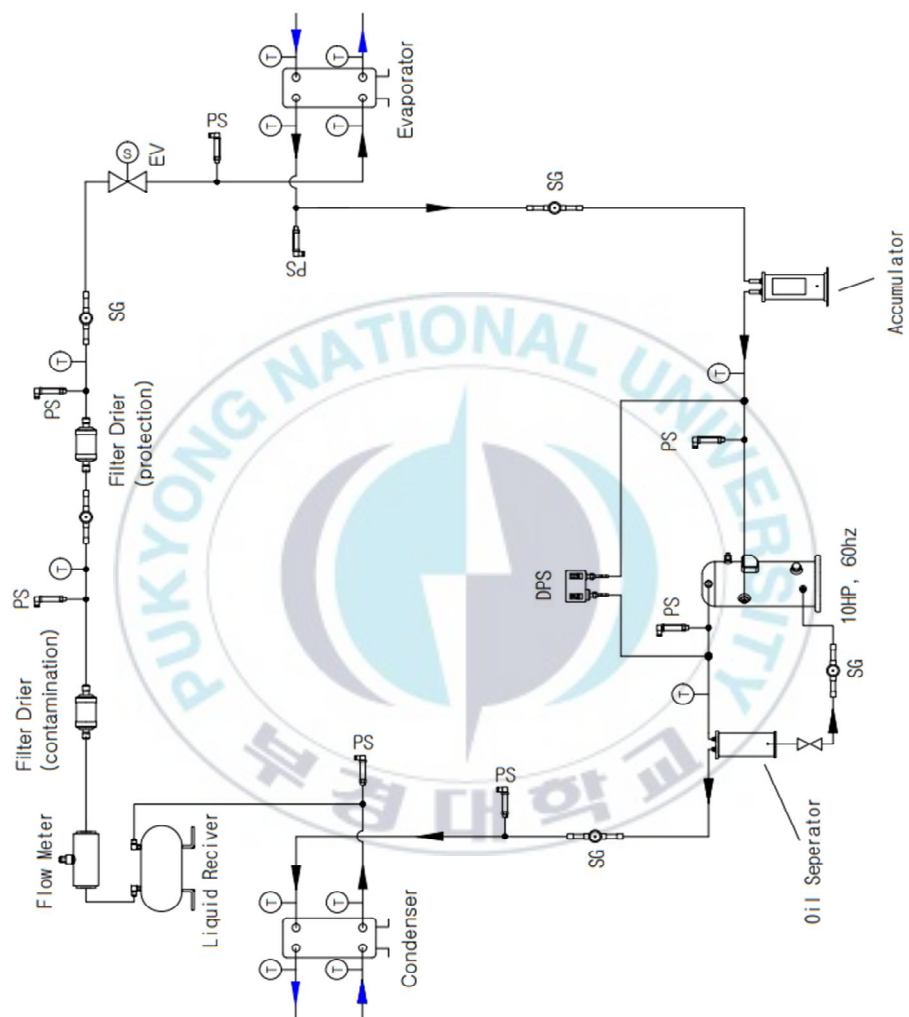


Fig. 3.1 Drawing of the experimental equipment



Fig. 3.2 Manufactured experimental equipment



Fig. 3.3 Installed experimental equipment

3. 실험 조건 및 방법

본 연구의 목적은 냉매의 오염에 의한 냉동시스템의 성능 변화와 재생 냉매의 사용에 따른 성능을 확인하는 것으로, 모든 실험은 비교의 기준이 될 기준 성능 실험을 먼저 진행한 후에 비교 실험을 진행하였으며, 비교 실험은 불응축가스 및 수분, 오일 주입 실험과 현장 회수 폐냉매 적용 실험, 재생 냉매를 적용하는 실험을 진행하였다. 냉매의 충전량은 17.0kg으로 설정하였으며, 팽창밸브의 개도 조절을 통해 과열도는 평균 6~7℃로 고정하였다. 물탱크의 물 온도는 15℃로 설정하였으며, 응축기 측 물 유량은 4.65CMH로 하였고, 증발기 측 물 유량은 수분에 의한 동결을 확인하기 위해 2.01CMH로 조절하여 증발온도를 저하시켰다.

불응축가스 주입 실험에서는 건조 공기를 모사하기 위해 질소를 주입하였다. 장치 내에 불응축가스가 유입 및 발생하는 경우는 여러 가지가 있으나, 본 실험에서는 진공 작업 불충분에 의한 불응축가스 유입을 기준으로 하고, 불응축가스의 분압이 대기압에 해당하는 만큼을 최대 주입량으로 설정하였다. 또한, 불응축가스의 주입은 압축기의 흡입측 밸브를 통해 주입하였으며, Fig. 3.4에서는 압축기의 흡입측 밸브를 나타내었다.

수분은 압축기의 토출 및 흡입 측에 연결된 Injector를 이용하였는데, Fig. 3.5에서는 수분 및 오일 주입에 사용된 Injector를 나타내었다. 고압측 밸브와 저압측 밸브의 개방을 통해 압력 차를 이용하여 Injector 내부의 수분을 압축기 흡입단으로 주입하였다. 수분의 유입은 단독으로 장치에 유입되기보다 공기 중에 포함된 수분이 함께 장치로 유입된다고 가정하는 것이 합리적이라고 볼 수 있다. 그러므로 해당 가정하에 수분 주입 실험에서는 각 불응축가스(공기)의 절대습도 만큼에 해당하는 수분을 주입하였다.

오일 또한 압축기의 토출 및 흡입 측에 연결된 Injector를 이용하였고, 고압 측 밸브와 저압 측 밸브의 개방을 통해 압력 차를 이용하여 Injector 내부의 오일을 압축기 흡입단으로 주입하였다. 오일 주입 실험의 경우, 냉동 장치를 장기간 사용 시에 오일을 주기적으로 보충함에 따라 장치 내 오일의 양이 초기보다 많아지는 것을 가정하고 실험을 진행하였으며, 실험에 사용된 압축기의 오일 권장 주입량 3.25L를 시작으로 오일을 주입하였다.

각 실험은 장치를 충분히 가동하여 정상 상태에 도달한 후에 30분간의 데이터를 기록하였고, 실험값의 안정성을 위해서 각 실험 당 3회의 반복 실험을 진행하고 평균값을 사용하였으며, 응축압력 및 증발열량과 압축일량은 측정된 냉매의 질량 유량과 실험데이터의 각 지점 값의 엔탈피를 이용하여 산출하였다.

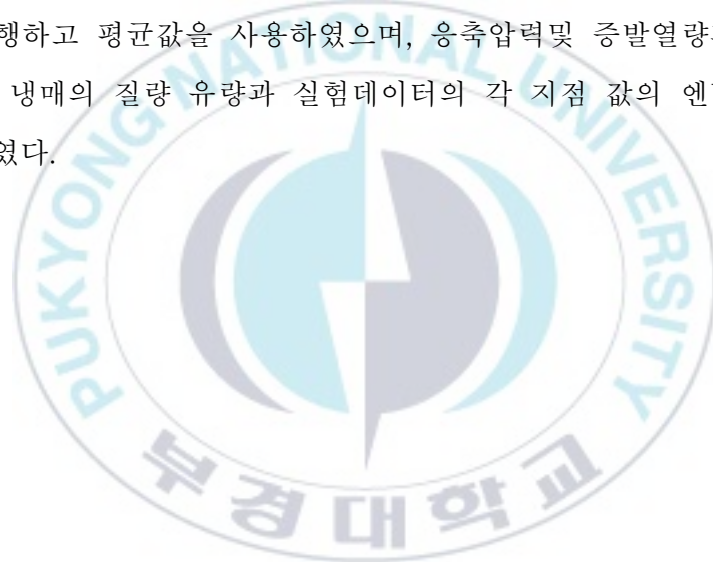




Fig. 3.4 Compressor suction side



Fig. 3.5 Oil injector

3.3 실험 데이터 정리

실험에서 기록한 데이터를 분석하기 위해서는 각 지점에서 냉매의 온도 및 압력을 이용하여 해당 상태 값을 구한 후에, 필요한 값을 산출하는 과정이 필요하다. 실험의 결과 분석에 앞서 증발 및 응축열량과 압축일량, COP를 산출한 식에 대한 소개는 다음과 같다.

시스템의 응축열량은 냉매의 각 지점 온도, 압력 값을 통해 구한 엔탈피로 구한 값 및 냉각수의 물성치를 이용하여 구한 값을 이용하여 데이터를 산출하였다.

$$Q_c = m_r \times (h_{\text{com},o} - h_{c,o}) \quad (1)$$

$$Q_c = m_w \times C_{p,w} \times (T_{w,o} - T_{w,i}) \quad (2)$$

시스템의 증발열량은 냉매의 각 지점 온도, 압력 값을 통해 구한 엔탈피로 구한 값 및 냉수의 물성치를 이용하여 구한 값을 이용하여 데이터를 산출하였다.

$$Q_e = m_r \times (h_{e,o} - h_{c,o}) \quad (3)$$

$$Q_e = m_w \times C_{p,w} \times (T_{w,i} - T_{w,o}) \quad (4)$$

시스템의 압축일량은 위에서 구한 열량 값을 토대로 응축열량과 증발열량의 차를 통해 산출하였다.

$$Q_{com} = Q_c - Q_e \quad (5)$$

시스템의 COP는 냉매의 각 지점 온도, 압력 값을 통해 구한 증발열량, 압축일량과 냉수의 물성치를 통해 산출하였다.

$$COP = \frac{Q_e}{Q_c - Q_e} = \frac{Q_e}{Q_{com}} \quad (6)$$



제 4 장 실험 결과 및 고찰

4.1 불응축가스의 양에 따른 성능 변화

Table 4.1에서는 장치에 주입할 불응축가스의 양을 나타내었다. 장치의 압력을 진공 상태로 만든 후에 불응축가스의 분압이 대기압에 해당하는 만큼의 불응축가스를 주입하고 그 양을 측정하였다. 이것은 장치 내 냉매의 mol 질량의 약 10%에 해당하는 양으로, mol 질량의 비율은 체적의 비율에 해당한다. 따라서 10%Vol을 최대 주입량으로 설정하고, 그 사이의 주입량을 단계별로 나누어 실험을 진행하였다.

Table 4.1 Amount of non-condensable gas in the device

Non-condensable gas		
%Vol	Mass [g]	Mass [mol]
0	0.00	0.00
2	9.69	0.33
4	19.37	0.67
6	29.06	1.00
8	38.74	1.34
10	48.43	1.67

Fig. 4.1, Fig. 4.2에서는 불응축가스 주입 실험에 앞서 기준이 될 기준 성능 실험의 실험 결과를 나타낸 것이다. Fig. 4.1에서는 시간에 따른 압축기 토출압력과 압축기 토출온도, 응축기 출구 온도를 나타내었다. 정상 상태가 된 후에 데이터를 기록하였으므로 시간에 따른 변화가 나타나지 않는다. Fig. 4.2에서는 시간에 따른 팽창밸브 직전 온도와 증발기 입구 및 출구의 온도를 나타내었다. 마찬가지로 정상 상태에 도달한 후에 데이터를 기록하였으므로 팽창밸브 입구 직전 온도에는 변화가 없다. 그러나 증발기 입출구 온도의 경우 시간에 따라 변동이 있는데 이는 장치에 사용된 전자식 팽창밸브가 장치의 과열도를 제어하기 위해 밸브의 개도를 조절하게 되고, 이에 따라 증발기 입구 및 출구 온도에 변동이 있다. 시간에 따른 변동이 있음에도 불구하고, 증발기 입구 온도의 변동 폭은 매우 작은 수준이며, 증발기 출구 온도의 경우에는 온도의 변동이 일정 범위 안으로 나타나므로 증발기 입출구 온도 차이의 평균값을 구하여 과열도로 설정하였다. 모든 데이터는 정상 상태에 도달한 후에 30분간 데이터를 기록하였다. R-22 냉매의 비열비 k 는 1.18로 상대적으로 낮은 편이며, 장치의 응축온도 또한 표준 냉동사이클의 30°C 에 비해 낮아 압축기 토출 측의 온도 수준이 낮게 나타나는 것이 특징이다. 기준 성능 실험과 동일한 조건에서 불응축가스를 주입한 후, 데이터를 통해 압축기의 토출 가스 온도 및 압력, 응축온도와 증발기의 입출구 온도 등을 분석하였다.

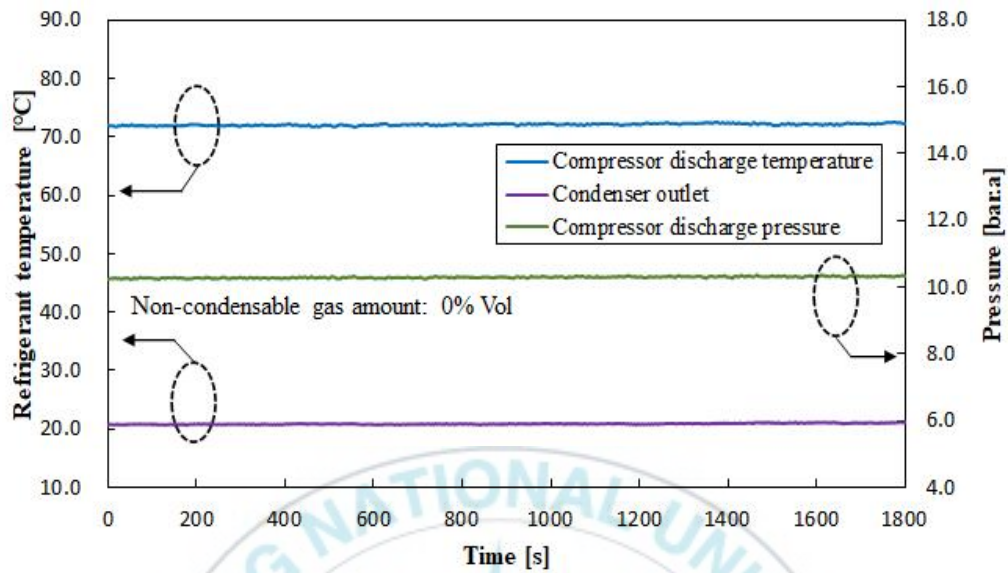


Fig. 4.1 Compressor discharge temperature, pressure and condenser outlet temperature

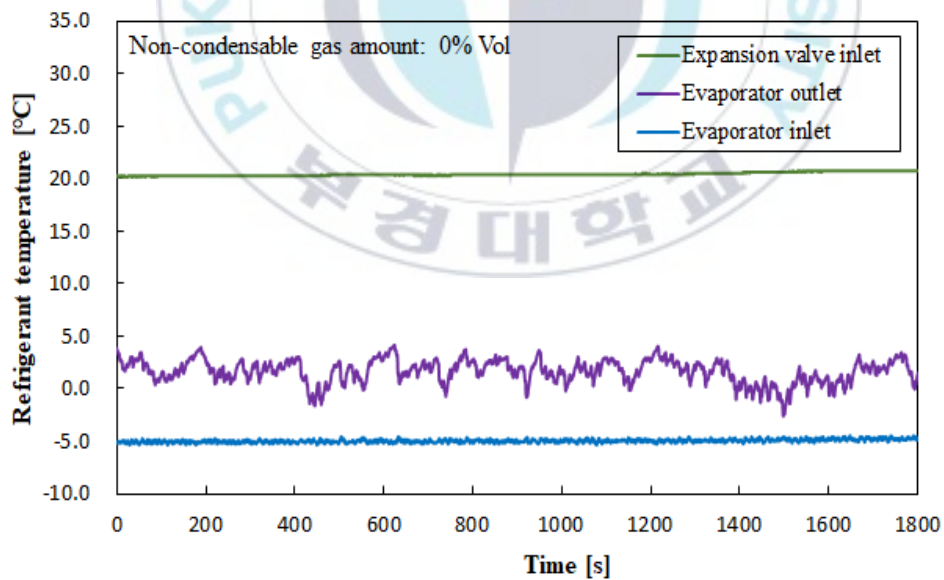


Fig. 4.2 Expansion valve outlet temperature and evaporator inlet/outlet temperature

장치 내 불응축가스의 양이 증가함에 따라 시스템의 고압 측에 유의미한 압력 및 온도 상승이 있었다. Fig. 4.3에서는 압축기의 토출 가스 압력 및 온도 변화를 나타내었다. 압축기 토출 가스의 압력 및 온도는 10.30bar.a, 72.02℃에서 11.99bar.a, 79.86℃로 1.68bar, 7.84℃ 상승하였다. 불응축가스가 시스템으로 유입되면 응축기에서 응축되지 못하고 잔류하게 되어 응축기의 유효 열교환 면적을 감소시켜 시스템의 고압이 상승하게 되는데, 이것이 원인이 되어 압축기의 토출 가스 압력 및 온도가 상승한 것으로 판단된다. 응축기는 압축기에서 토출된 냉매 가스가 응축기의 상부에 있는 입구로 들어간 후에 응축이 완료된 액체 상태의 냉매가 응축기의 하부로 나오는 구조로 되어있다. 그리고 응축기를 통과한 냉매는 수액기로 흘러가서 하부의 흡입관을 통해서 액체 상태의 냉매부터 출구로 나가게 된다. 이러한 구조에 의해서 불응축가스는 응축되지 않고 기체 상태로 존재함에 따라 고압 측인 응축기의 상부 혹은 냉매와 함께 흘러 응축기를 통과하더라도 수액기의 상부에 잔류하게 된다. 또한, 팽창밸브의 개도가 고정된 상태로 불응축가스에 의해 시스템의 고압이 상승하게 되면 시스템의 저압 또한 함께 상승하게 되고, 이에 따라 냉매의 유량이 다소 증가하면서 과열도가 감소하게 되며, 나아가 액압축이 일어날 가능성이 있다. 그러므로 각 실험 간의 합리적인 비교를 위해 팽창밸브의 개도가 과열도에 맞게 제어되도록 설정하여 실험 조건을 통일하였고, 이 과정에서 시스템의 저압 측 압력이 다시 감소하였을 것이며, 이로 인해 불응축가스의 유입에 의한 고압 측의 상승에도 불구하고 시스템의 저압 측에는 큰 변화가 나타나지 않았을 것으로 판단된다. 이 과정에서 토출압력의 상승에 의한 응축온도의 상승이 일어났고, 증발온도가 소폭 감소하는 현상이 나타났을 것으로 판단되며, Fig. 4.4에서는 응축온도 및 증발온도의 변화를 나타내었다. 응축온도는 23.53℃에서 30.23℃로 6.7℃ 증가하였고, 증발온도는 -4.94℃에서 -6.06℃로 1.12℃

감소하였다. 시스템의 저압에서는 큰 변화를 보이지 않았음에도 불구하고 고압 측의 압력 증가로 인해 압축기의 압축비 및 소요 동력이 증가하고 토출온도 또한 상승한 것으로 보이며, 이에 따라 COP가 감소하는 경향을 나타낸 것으로 판단된다. Fig. 4.5에서는 압축일량 및 COP의 변화를 나타내었다. 압축일량이 5.94kW에서 6.71kW로 0.78 증가하였고, COP는 4.18에서 3.76으로 0.41 감소하였다. 냉매의 비열비가 큰 경우에는 토출온도의 상승 폭이 더 크게 일어날 수 있으므로 특히 오일의 탄화 및 압축기 체적효율 감소로 이어질 수 있을 것으로 판단된다. 위에서 설명한 바와 같이 팽창밸브의 개도 조절로 인해 시스템의 저압 측과 냉매의 질량 유량에도 큰 변화가 없었는데, 증발기 측의 엔탈피 차이가 거의 없었고 냉매의 질량 유량에 큰 차이가 없었기 때문에 증발열량에는 큰 차이가 없었을 것으로 판단된다. 그러나 고압 측에서는 냉매의 질량 유량에는 큰 차이가 없었으나, 토출온도 및 압력이 상승함에 따라 응축기의 엔탈피 차이가 커져 응축열량이 증가한 것으로 판단된다. Fig. 4.6에서는 응축열량 및 증발열량의 변화를 나타내었다. 응축열량이 토출 측 엔탈피 상승에 따라 30.76kW에서 32.50kW로 5.67%(1.74kW) 증가하였으나, 증발열량에서는 유의미한 차이가 나타나지 않았다.

시스템에 불응축가스의 양이 증가할 때, 압축기의 토출압력 및 온도가 상승하였고, 압축일량이 증가하였다. 또한, 압축기 토출 가스 온도가 상승함에 따라 응축기 측 엔탈피 차이가 증가하여 응축열량이 증가하였다. 증발열량 및 냉매의 질량 유량의 경우에는 과열도 조절을 위해 팽창밸브 개도가 줄어들어 유의미한 차이가 없었다.

본 실험에서는 불응축가스가 및 발생하는 요인 중 진공 작업에서의 부주의로 불응축가스가 유입되는 경우로 한정하여 실험을 진행하였으며, 장치의 기밀이 불량하여 장치의 가동 중에 불응축가스가 장치 내로 유입되려면

시스템의 저압이 대기압보다 낮은 진공 상태가 되어야 하며, R-22 냉매의 포화 압력이 진공이 되기 위해서는 증발온도가 -40.81°C 미만이 되어야 한다. 그러나 시스템의 저압이 그 이상인 경우라도 펌프다운 시 진공이 형성되기도 하여 누설이 발생한 부위로 불응축가스가 유입될 가능성이 있다. 그리고 냉매나 오일이 압축기 내부의 고온에 장기적으로 노출되어 시스템에 축적되는 불응축가스에 의한 성능의 변화는 장치의 기밀 및 진공 운전 여부와 관계없이 발생할 수 있다. Table 4.2에서는 불응축가스의 양에 따른 압축일량 및 COP의 변화량과 변화율을 나타내었다.

Table. 4.2 Non-condensable gas test results

Non-condensable gas [%Vol]	Compressor work [kW]	Change rate [%]	COP [-]	Change rate [%]
0	5.94	-	4.18	-
2	6.06	2.09	4.13	-1.17
4	6.24	5.06	4.00	-4.18
6	6.33	6.59	3.95	-5.33
8	6.57	10.67	3.83	-8.15
10	6.71	13.09	3.76	-9.88

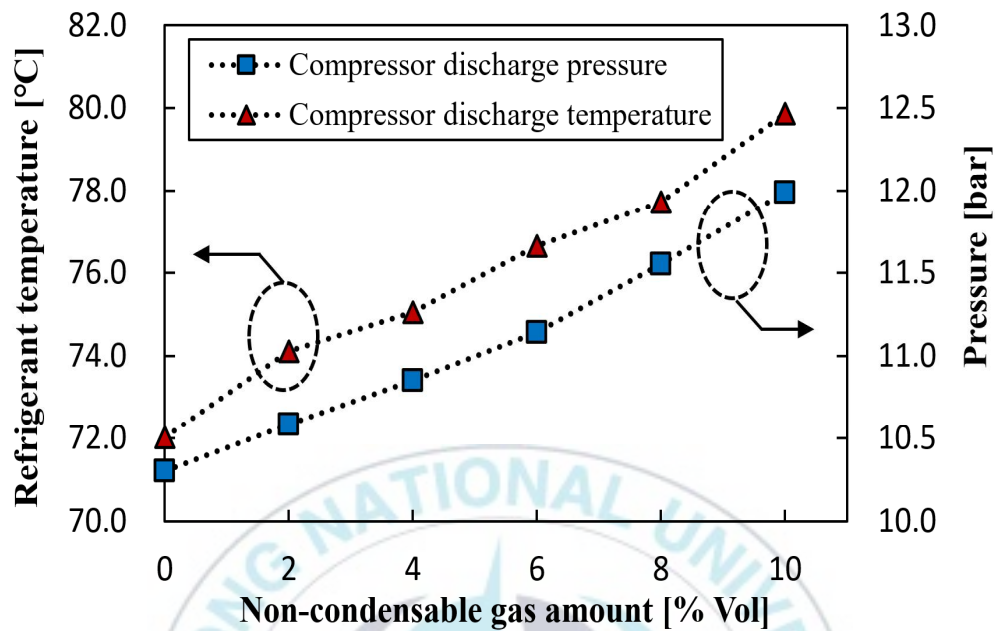


Fig. 4.3 Compressor discharge pressure and temperature

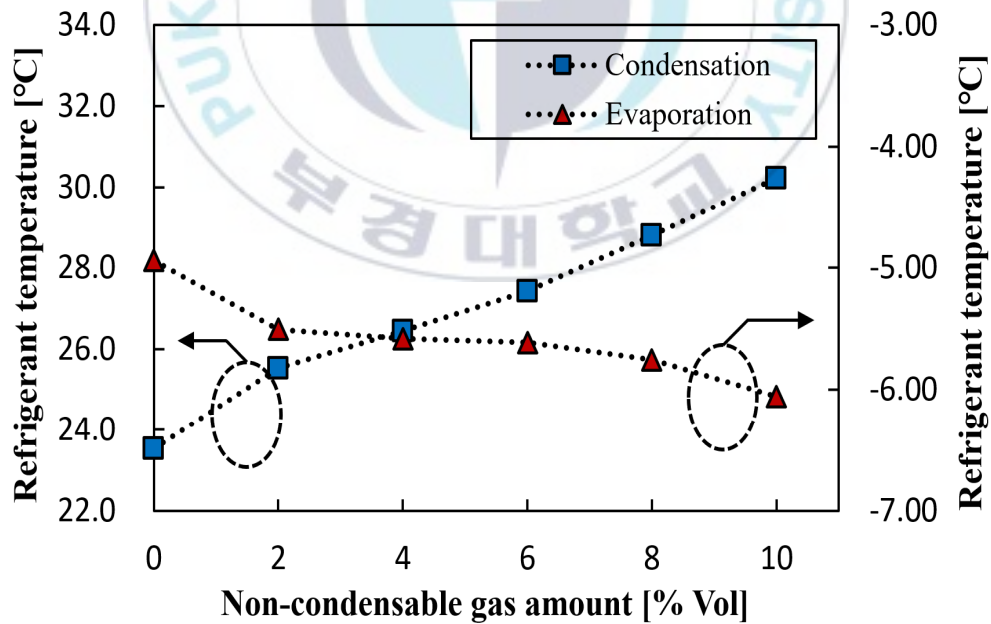


Fig. 4.4 Temperature of condensation and evaporation

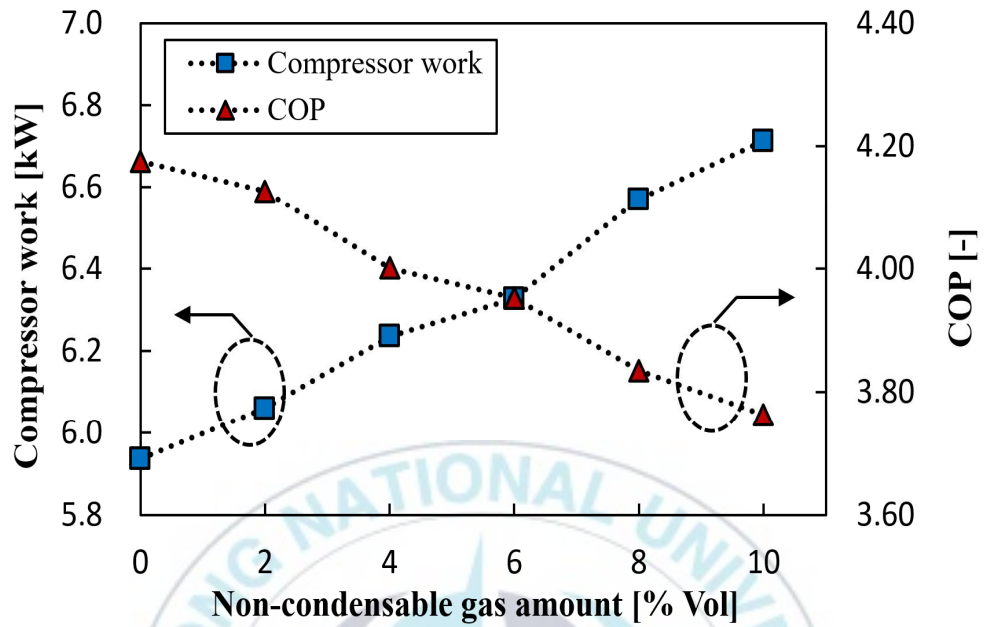


Fig. 4.5 Compressor work and COP

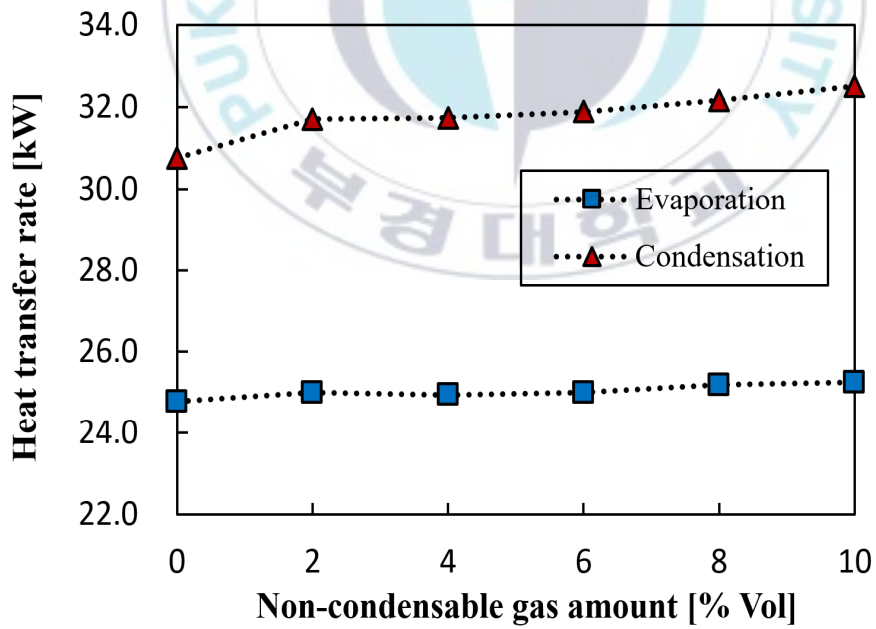


Fig. 4.6 Heat transfer rate of condensation and evaporation

4.2 수분의 양에 따른 성능 변화

본 실험에서는 수분이 공기의 유입에 따라 함께 유입된다는 가정 하에 실험을 진행하였으므로 공기 중에 포함된 절대 습도의 양을 수분이라고 두고 불응축가스 실험에서의 불응축가스에 해당하는 수분을 주입하였으며, Table 4.3에서는 수분 실험에서 수분의 양을 나타내었다.

Table 4.3 Amount of moisture in the device

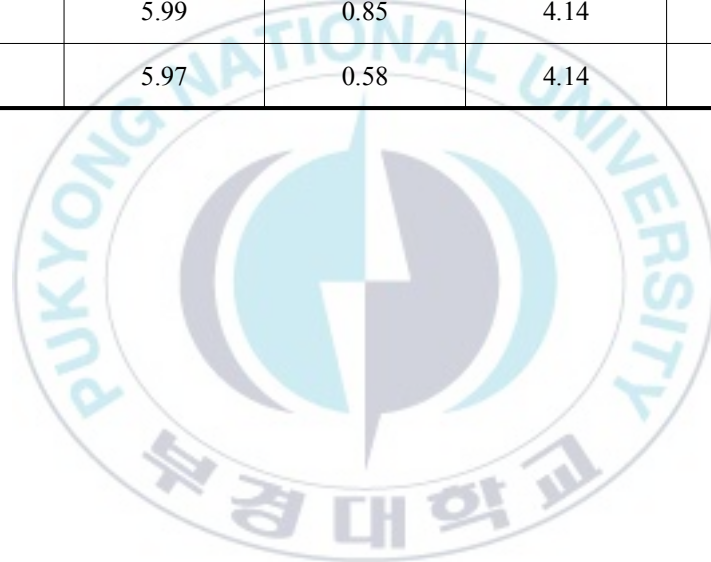
Moisture		
Non-condensabel gas [%Vol]	Non-condensabel gas [g]	Content [ppm]
0	0.00	0.00
2	9.69	6.27
4	19.37	12.53
6	29.06	18.80
8	38.74	25.06
10	48.43	31.33

각 실험의 불응축가스 양에 해당하는 수분을 주입하였으나 실험 결과에서 유의미한 차이가 발생하지 않았으며, Table 4.4에서는 수분 주입에 따른 압축일량 및 COP의 변화량과 변화율을 나타내었다. 일반적으로 시스템 내에 수분이 침입하게 되면 냉매를 따라 시스템 내부를 순환하게 되고, 팽창밸브에서 기포의 형태 또는 동결되어 팽창밸브에서의 냉매 흐름을 막게

되는데, 본 실험에서는 수분을 주입하였음에도 시스템에 유의미한 영향이 나타나지 않았다. 이는 주입된 수분의 양이 전체 냉매 충전량에 비해 대단히 미량인 점과 시스템 내부를 순환하는 미량의 수분마저도 액체 상태인 냉매의 밀도 차이에 의해 수분이 수액기에서 흘러나가지 못했을 점 등이 원인으로 판단된다. 수분의 양이 전체 냉매 충전량에 비해 미량인 점은 수분을 더 주입하는 것으로 보완할 수 있겠으나, 수분의 주입량을 본 실험 조건 이상으로 늘릴 근거가 부족하며, 종래 연구에서 200ppm(Goswami et al., 1996)^[11] 및 500ppm(Moon et al., 2011)^[9]의 수분이 유입되어도 큰 영향이 없는 결과를 보인 바 있다. 또한, 수분의 양을 증가시키더라도 수액기의 하부에서 흡입관을 통해 액체 상태의 냉매가 먼저 흡입되는 수액기의 구조상 비중이 큰 냉매(R-22의 비중 : 1.19)가 먼저 흡입되어 수분은 수액기의 상부에 잔류하게 되면서 시스템이 수분의 영향을 받지 않을 가능성이 크다. 그러나 수액기가 없는 소형 장치의 경우 냉매와 수분이 혼합되어 흐르며 장치에 영향을 줄 수도 있을 것으로 보이며, 종래의 연구에서 이와 같은 경향을 보인 바 있다.^[11]

Table 4.4 Moisture test results

Moisture [ppm]	Compressor work [kW]	Change rate [%]	COP [-]	Change rate [%]
0	5.94	-	4.18	-
6.27	5.90	-0.56	4.15	-0.57
12.53	5.94	0.06	4.13	-1.03
18.80	5.93	-0.09	4.19	0.25
25.06	5.99	0.85	4.14	-0.87
31.33	5.97	0.58	4.14	-0.93



4.3 오일의 양에 따른 성능 변화

4.3.1 과열도를 고정 한 상태에서의 성능 변화

오일 주입 실험은 냉동기의 장기간 사용 시 오일을 주기적으로 보충함에 따라 오일의 양이 초기보다 많아진다는 가정하에 실험을 진행하였으며, Table 4.5에서는 오일 주입 실험에서의 오일량 및 장치 내부에서의 비율을 나타내었다. 오일 주입 실험을 진행하기 전 장치를 분해하여 압축기 내부의 오일을 제거하고 각 부속에 잔류하고 있는 오일을 제거하기 위해 유분리기, 수액기, 기액분리기를 신품으로 교체하였으며, 실험에 사용된 압축기의 본체에 명시된 적정 충전량인 3.25L를 기준으로 장치 내의 오일 비율을 고려하여 오일을 주입하며 실험을 진행하였다.

Table 4.5 Amount of oil in the device

Oil		
Amount [L]	Excess [%]	Ratio [%]
3.25	0	16
3.95	22	19
4.65	43	21
5.35	65	24
6.05	86	26
6.75	108	28

오일 실험의 경우, 오일의 양을 주입함에 따라 증발온도가 증가하는 결과를 보였다. 따라서 과열도를 고정하는 방법을 통해 먼저 실험을 진행하고, 원하는 증발온도를 얻기 위해 과열도 및 증발온도를 고정하여 진행하는 두가지 경우를 기준으로 하여 실험을 진행하였다.

과열도를 고정하고 오일을 주입하였을 때, 압축기의 토출온도는 감소하는 경향을 보였으며, Fig. 4.7에서는 과열도를 고정한 상태로 오일을 주입하였을 때의 압축기 토출압력과 토출온도의 변화를 나타내었다. 압축기의 토출압력이 10.21bar.a에서 10.73bar.a로 0.52bar 상승하였으며, 압축기의 토출온도가 71.12℃에서 61.55℃로 9.57℃ 감소하였다. 오일은 압축기 내부를 순환하며 윤활, 냉각 등의 작용을 하는데, 오일의 양이 증가함에 이러한 냉각 작용이 더 원활하게 일어난 것이 원인으로 보인다. Fig. 4.8에서는 과열도를 고정한 상태로 오일을 주입하였을 때의 증발온도 및 응축온도의 변화를 나타내었으며, 증발온도가 -4.72℃에서 -2.47℃로 2.25℃ 증가하였고, 응축온도가 24.18℃에서 26.02℃로 1.84℃ 증가하였다. 증발압력 및 온도의 증가는 오일의 양이 증가함에 따라 압축기 내부의 용량을 초과한 오일이 냉매와 혼합되어 시스템 내부를 순환하다 기액분리기의 하부에 고이는 양이 증가하여 저압 측의 압력이 증가한 것, 시스템의 체적은 일정하므로 냉매의 양이 일정한 상태에서 오일을 추가로 주입하여 시스템의 전체 압력이 증가한 것이 원인이었을 것으로 판단되며, 이에 따라 압축기의 토출압력이 함께 증가한 것으로 보인다. 또한, 고압 측 압력이 증가함에 따라 응축온도 역시 함께 증가한 것으로 보인다. 그리고 유분리기와 연결된 유회수관에 사이트글라스를 부착하여 오일의 회수 상황을 육안으로 확인하였는데, 오일을 주입하기 전에는 유회수관 내에 오일의 흐름이 간헐적으로 일어나는 것으로 보았을 때, 오일의 양이 적정량일 때는 오일의 회수가 간헐적으로 일어나는 것으로 볼 수 있다. 그러나 오일을 주입하여 적정량을 초과한 오

일이 주입되었을 때는 유회수관 내의 오일 흐름이 빈번하게 일어나는 것을 확인할 수 있었으며, 최종적으로는 끊임없이 연속적으로 흐름이 일어나는 것을 확인할 수 있었다. 유분리기의 하부에는 플로팅 밸브가 있으며, 이것은 하부에 오일이 고이면 그 높이에 따라 플로팅 밸브를 개방하여 유회수관과 연결된 관을 개방하고, 시스템의 고압과 저압의 압력차로 유분리기 하부의 오일이 유회수관을 따라 압축기의 흡입단으로 회수가 되는 구조로 되어있다. 유회수관의 오일 흐름이 연속으로 일어난 것을 보았을 때, 유분리기 하부의 플로팅 밸브가 계속해서 개방되어 있을 것으로 예상할 수 있으며, 장치의 운전 중에 유분리기에는 항상 일정량의 오일이 고여 있을 것으로 판단된다. 이러한 유회수관 내 오일의 연속적인 흐름은 압축기 내부에 지속적으로 오일을 주입하게 되었고, 이것은 압축기 내부에서의 오일에 의한 냉각 작용을 더욱 원활하게 이루어지게 만들었으며, 압축기 토출온도의 감소에 영향을 주었을 것으로 판단된다. Fig. 4.9에서는 과열도를 고정된 상태로 오일을 주입하였을 때의 응축기 및 증발기에서 압력강하의 변화를 나타내었다. 응축기에서의 압력강하는 0.13bar에서 0.21bar로 0.08bar 증가하였고, 증발기에서의 압력강하는 0.18bar에서 0.22bar로 0.03bar 증가하였다. 적정량을 초과한 오일은 냉매와 혼합되어 시스템 내부를 순환하다 열교환기에 잔류하게 되는데, 이러한 오일이 냉매의 흐름을 방해하는 작용을 일으키게 되었고, 열교환기의 압력강하가 오일의 양이 증가함에 따라 증가하는 경향을 나타내게 되었을 것으로 판단되며, 냉매의 흐름이 방해받은 결과로 냉매의 질량 유량이 감소한 것으로 보인다. Fig. 4.10에서는 과열도만을 고정하고 오일의 양을 증가시켰을 때에 냉매의 질량 유량 변화를 나타내었다. 그리고 Fig. 4.11에서는 과열도를 고정된 상태로 오일을 주입하였을 때의 응축열량 및 증발열량의 변화를 나타내었는데, 시스템 내부에 오일의 양이 증가하면 냉매와 혼합되어 시스템 내부를 순환하는 오일의

양이 증가하고, 증가한 오일이 냉매의 순환을 방해하여 냉매의 질량 유량이 감소하며, 열교환기에서 열교환을 방해하여 열교환 유효 면적의 감소로 인해 증발열량의 감소로 이어지게 된다. 그러나 오일의 증가에 따른 압축기 내부 냉각이 더 원활하게 일어나 압축기의 토출온도가 감소함에 따라 응축기 출구 온도가 감소하였고, 이에 따라 응축기 출구 엔탈피가 감소하여 증발기 측 엔탈피 차가 커져 증발열량에는 큰 차이가 없는 것으로 판단된다. 또한, 압축기의 토출온도 감소에도 응축기 출구 온도가 감소하여 응축기 측 엔탈피 차이에 큰 차이가 없었고, 냉매의 질량 유량은 감소하였으므로 응축열량에서는 감소가 있었다. Fig. 4.12에서는 과열도를 고정한 상태로 오일을 주입하였을 때의 응축기 출구 온도 및 과냉각도를 나타내었다. 응축기의 출구 온도는 감소하고 과냉각도는 상승하는 경향을 보였는데, 압축기의 토출온도가 감소하면서 응축기 출구 온도가 감소하였고, 시스템의 고압이 상승하여 과냉각도가 증가한 것으로 보인다. Fig. 4.13에서는 과열도를 고정한 상태로 오일을 주입하였을 때의 압축일량과 COP의 변화를 나타내었는데, 압축일량이 5.70kW에서 4.20kW로 1.49kW 감소하였고, COP가 4.31에서 5.85로 1.54 증가하였다. 압축일량은 감소하는 경향을 나타내었는데, 증발압력이 상승한 것과 압축기 내부에서 오일에 의한 냉각 작용이 더 원활하게 일어나 토출온도는 감소한 것으로 인해 압축기의 흡입측과 토출측의 엔탈피 차가 감소한 것이 원인으로 보인다. 또한, 증발열량에서는 큰 변화가 없었던 것에 반해 압축일량이 감소하였다. 이러한 것들이 원인이 되어 시스템의 COP 증가로 이어진 것으로 보인다.

과열도 만을 고정한 상태로 오일의 양이 증가할 때, 시스템의 전체 압력이 상승하는 것을 확인할 수 있었고, 냉매의 질량 유량은 감소하는 경향을 보였다. 시스템의 압축일량이 감소한 것과, 증발열량에서 큰 변화를 보이지 않은 것이 COP의 증가로 나타나 효율이 증가하였지만, 압축일량의 감소와

COP의 증가에도 불구하고 증발온도가 상승하여 원하는 증발온도를 얻을 수 없었다. 이것은 냉동기의 본래 목적인 피 냉각체의 냉각이라는 측면에서 보았을 때, 원하는 온도대를 얻을 수 없게 됨을 의미한다고 볼 수 있고, 효율은 증가하였지만 결과적으로 냉동기의 본래 목적에서의 성능은 감소하였다고 볼 수 있을 것으로 판단된다.



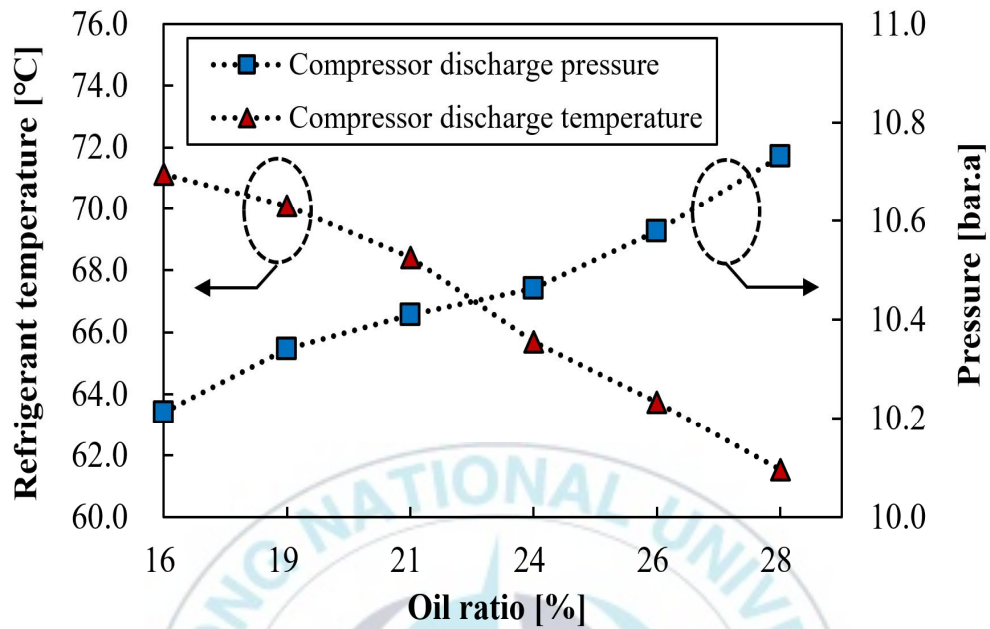


Fig. 4.7 Compressor discharge pressure and temperature

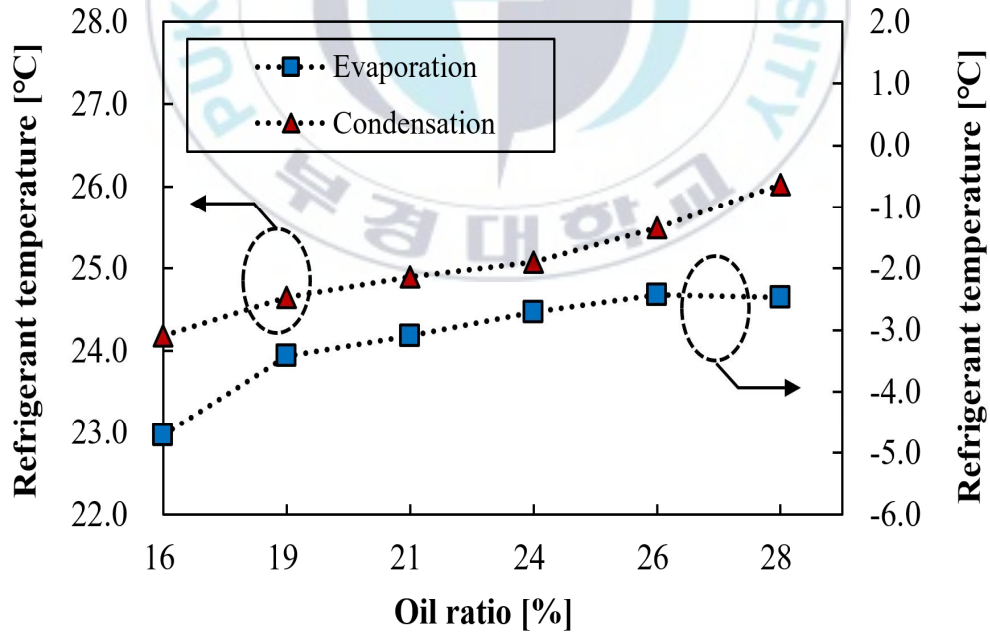


Fig. 4.8 Temperature of condensation and evaporation

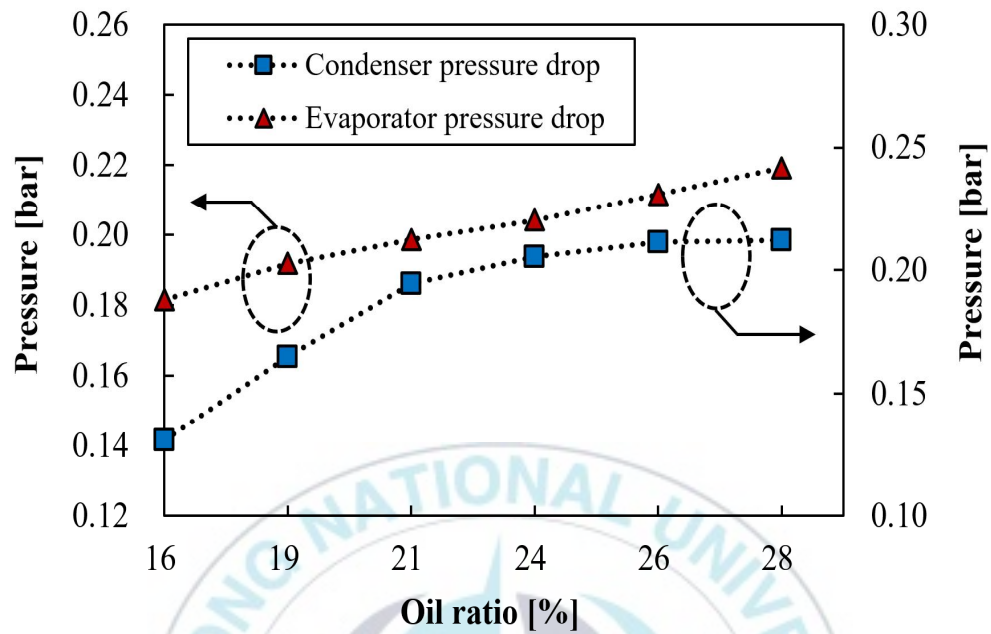


Fig. 4.9 Pressure drop in condenser and evaporator

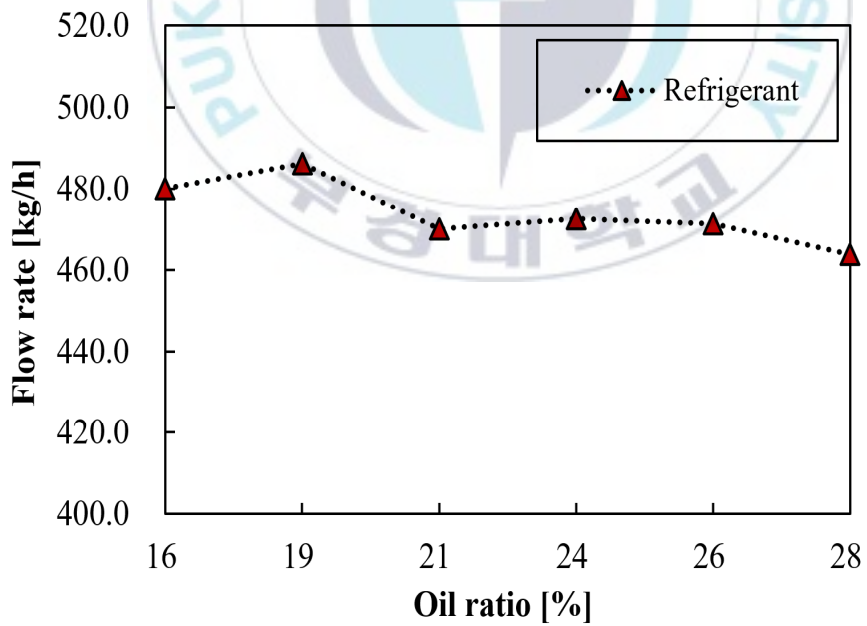


Fig. 4.10 Mass flow rate of refrigerant

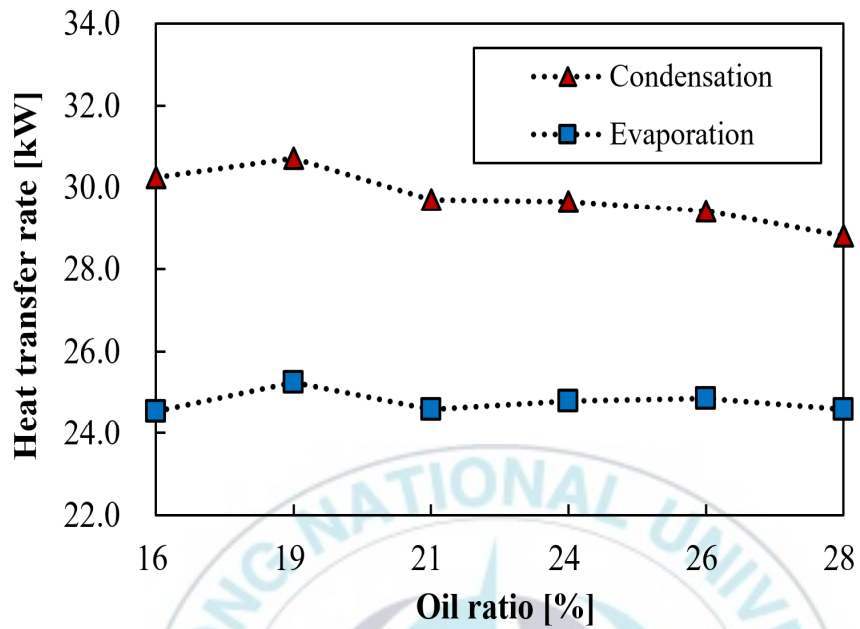


Fig. 4.11 Heat transfer rate of condensation and evaporation

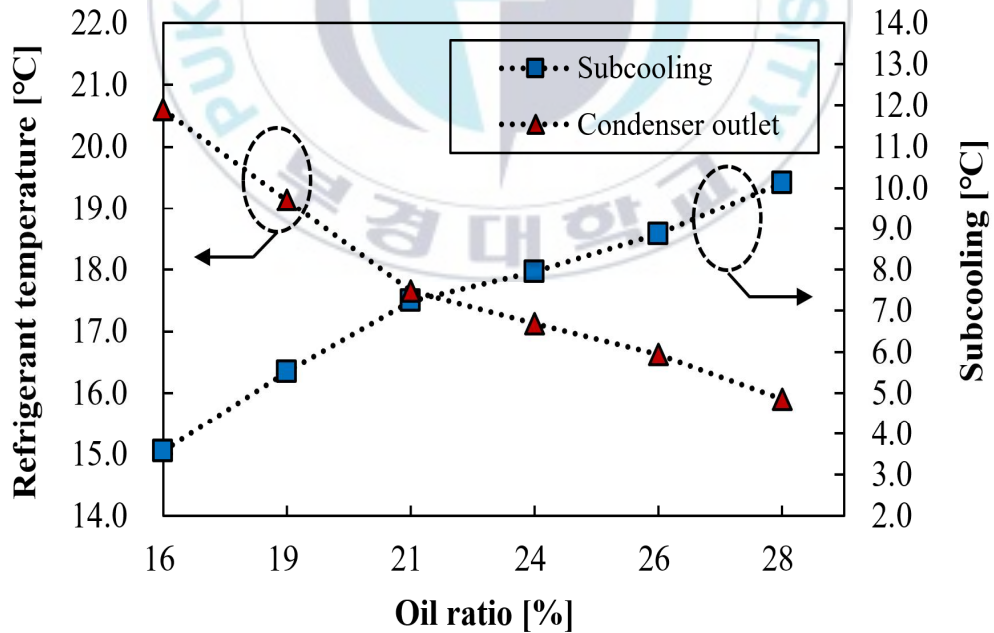


Fig. 4.12 Condenser outlet temperature and degree of subcooling

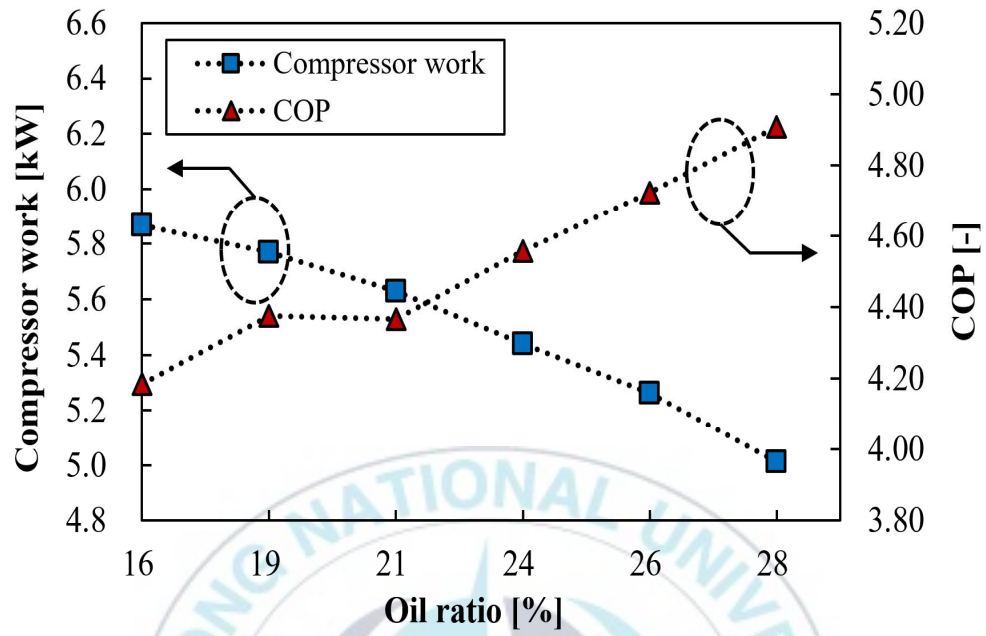


Fig. 4.13 Compressor work and COP

4.3.2 과열도 및 증발온도를 고정한 상태에서의 성능 변화

기존의 과열도만을 고정한 실험에서는 목표로 하는 증발온도를 얻을 수 없었기에 과열도와 증발온도를 고정한 상태에서 다시 실험을 진행하였다. Fig. 4.14에서는 과열도 및 증발온도를 고정한 상태로 오일을 주입하였을 때의 압축기 토출압력과 토출온도의 변화를 나타내었다. 압축기의 토출압력이 10.21bar.a에서 10.35bar.a로 0.14bar 상승하였으며, 압축기의 토출온도에서는 71.12℃에서 63.45℃로 7.67℃의 감소가 있었다. 압축기의 토출온도에서는 과열도만을 고정한 상태에서와 동일하게 토출온도가 감소하는 경향을 보였으며, 이것은 오일의 양이 증가하여 압축기 내부의 냉각 작용이 더 원활하게 일어난 것이 원인으로 보인다. 그러나 압축기의 토출압력에서는 차이를 보였는데, 토출압력이 상승하는 경향은 보였으나, 과열도만을 고정한 상태에서 진행한 실험에 비해 상승 폭이 현저하게 감소하였다. 이전의 실험에서는 과열도만을 고정하고 실험했을 때에 고압 측과 저압 측 압력이 함께 상승한 것에 비해 증발온도를 고정하고 실험을 진행하였으므로 증발압력의 감소에 따라 압축기의 토출압력이 함께 감소한 것이 원인으로 판단된다. Fig. 4.15에서는 과열도 및 증발온도를 고정한 상태로 오일을 주입하였을 때의 응축열량 및 증발열량의 변화를 나타내었는데, 응축열량은 30.25kW에서 26.82kW로 11.34%(3.43kW) 감소하였고, 증발열량은 24.55kW에서 22.58kW로 8.03%(1.97kW) 감소하였다. 압축기의 흡입 측 엔탈피가 동일한 상태에서 압축기의 토출온도가 감소하여 응축기 출구 온도가 감소하였고, 그에 따라 응축기 출구 엔탈피가 감소하여 증발기 측 엔탈피 차가 커졌으나, 과열도만을 고정한 실험에서 증발압력이 증가하였던 것과 비교해서 이번 실험에서는 증발압력의 조절에 따라 팽창밸브의 개도가 감소하였고, 증발압력이 이전 실험에 비해 감소하고 비체적이 증가하여

냉매의 질량 유량이 더 큰 폭으로 감소한 것으로 보이며, 그로 인해 결과적으로 증발열량이 감소하였을 것으로 판단된다. Fig. 4.16에서는 과열도 및 증발온도를 고정한 상태로 오일을 주입하였을 때, 냉매의 질량 유량 변화를 나타내었다. 또한, 압축기의 토출온도 감소에도 응축기 출구 온도의 감소로 응축기 측 엔탈피 차는 큰 차이가 없었으나, 냉매의 질량 유량 감소에 의한 응축열량 감소가 일어난 것으로 판단된다. Fig. 4.17에서는 과열도 및 증발온도를 고정한 상태로 오일을 주입하였을 때, 응축기 출구 온도와 과냉각도를 나타내었다. 오일의 양이 증가함에 따라 압축기의 토출압력은 상승하였는데, 압축기 내부의 냉각 작용이 더 원활하게 일어나, 압축기의 토출온도는 감소하였으며, 응축기 출구 온도의 감소로 과냉각도가 증가하였다. 압축일량에서는 이전의 실험과 같이 감소하는 경향을 나타내었으며, 이는 이전의 실험에 비해 증발압력이 감소하여 흡입압력이 감소하였음에도 불구하고, 고압 측의 압력도 함께 감소한 것과 오일의 증가에 의해 압축기 내부의 냉각 작용이 원활하게 일어나 압축기의 토출온도가 감소하여 압축기의 흡입 측과 토출 측의 엔탈피 차가 감소한 것이 원인으로 판단되며, Fig. 4.18에서는 과열도 및 증발온도를 고정한 상태로 오일을 주입하였을 때의 압축일량 및 COP의 변화를 나타내었다. 압축일량은 5.70kW에서 4.24kW로 25.59%(1.46kW) 감소하였고, COP가 4.31에서 5.33으로 23.60%(1.02) 증가하였다. 그리고 COP는 이전 실험과 마찬가지로 증가하는 경향을 보였으나, 증발열량의 감소로 인해 COP의 증가 폭은 이전의 실험에 비해 감소한 것으로 판단된다. 또한, COP는 큰 폭으로 증가하였는데, 장치의 구성 및 구조, 실험 조건 등에 따라 회수되는 오일, 순환하는 오일, 열교환기에 잔류하는 오일 수준에 차이가 있을 것이며, 그에 따라 다른 결과를 보일 것으로 생각된다. 이것은 종래의 연구에서도 COP의 경향이 여러 방향으로 나타나는 것으로 해당 사실을 확인할 수 있었다. 본 실험의

실험 장치에서는 유회수관을 통한 오일의 회수가 원활하게 일어난 것으로 보이고, 열교환기에 잔류하고 있는 오일의 양이 많지 않았을 것으로 생각되며, 그 결과로 토출온도의 감소 폭이 커지고, 오일의 증가에 비해 증발열량의 감소 폭이 작은 것으로 판단된다.

과열도와 증발온도를 고정한 상태로 오일의 양이 증가할 때, 압축기의 토출압력은 상승하는 경향을 보였으나, 증발압력을 고정하였으므로 고압측의 상승폭도 감소하였다. 또한, 압축기의 토출온도 감소로 인해 응축기 출구 온도가 감소하여 응축기 출구 엔탈피가 감소하였다. 그 결과로 증발기 측 엔탈피 차이가 증가하였으나, 증발압력이 이전의 시스템에 비해 감소한 것이 비체적의 증가로 이어져 냉매의 질량 유량이 더 큰 폭으로 감소하였으며, 이에 따라 증발열량이 감소한 것으로 판단된다. 시스템의 증발열량이 감소하였음에도 불구하고 압축일량에서 더 큰 폭의 감소가 일어나 결과적으로는 COP가 증가하는 경향을 보였다. 그러나 마찬가지로 효율이 증가하였음에도 불구하고 냉동기의 본래 목적인 피 냉각체의 냉각이라는 측면에서 보았을 때, 증발기 자체의 증발열량이 감소한 것은 결과적으로 성능의 감소로 볼 수 있을 것으로 판단된다.

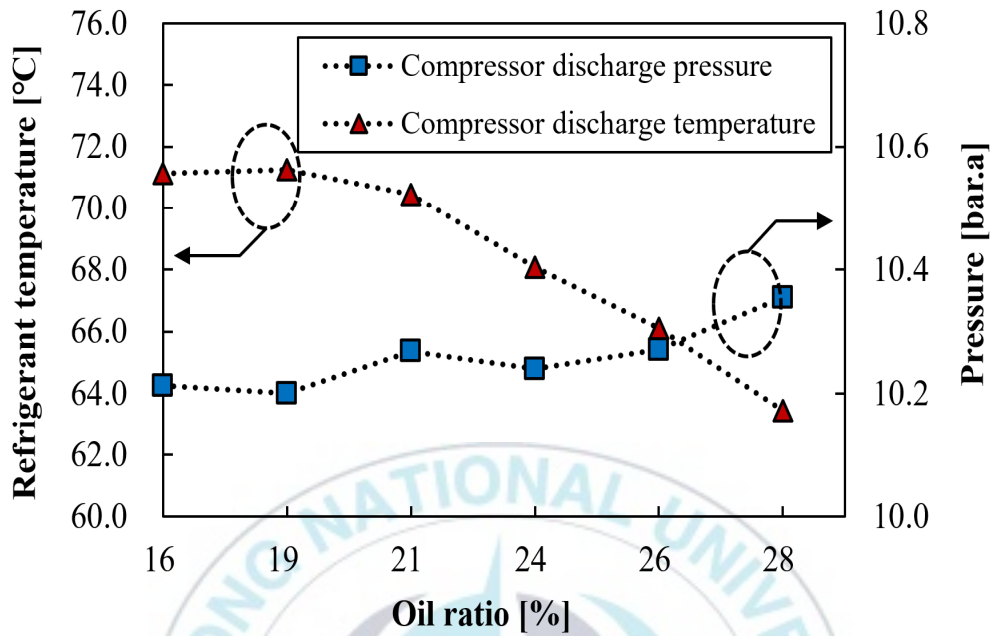


Fig. 4.14 Compressor discharge pressure and temperature

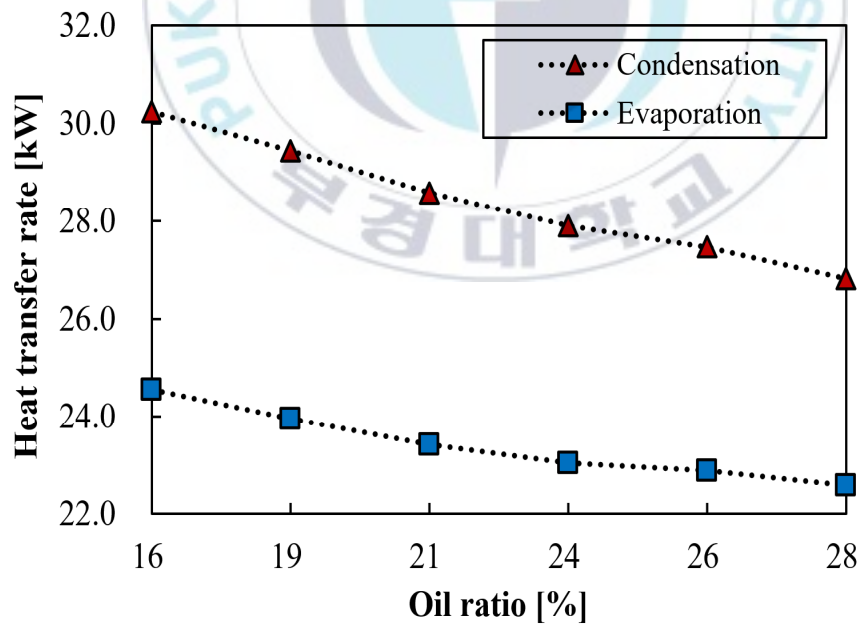


Fig. 4.15 Heat transfer rate of condensation and evaporation

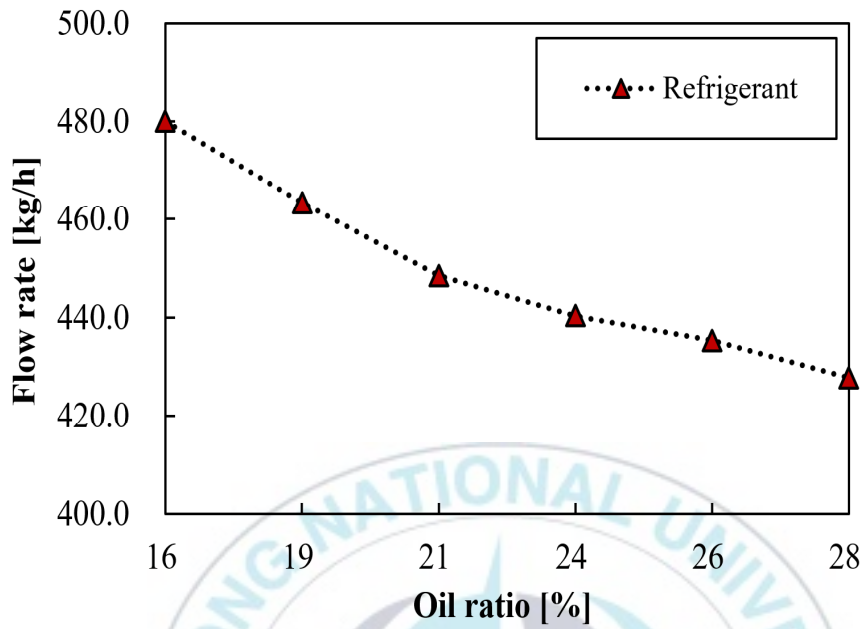


Fig. 4.16 Mass flow rate of refrigerant

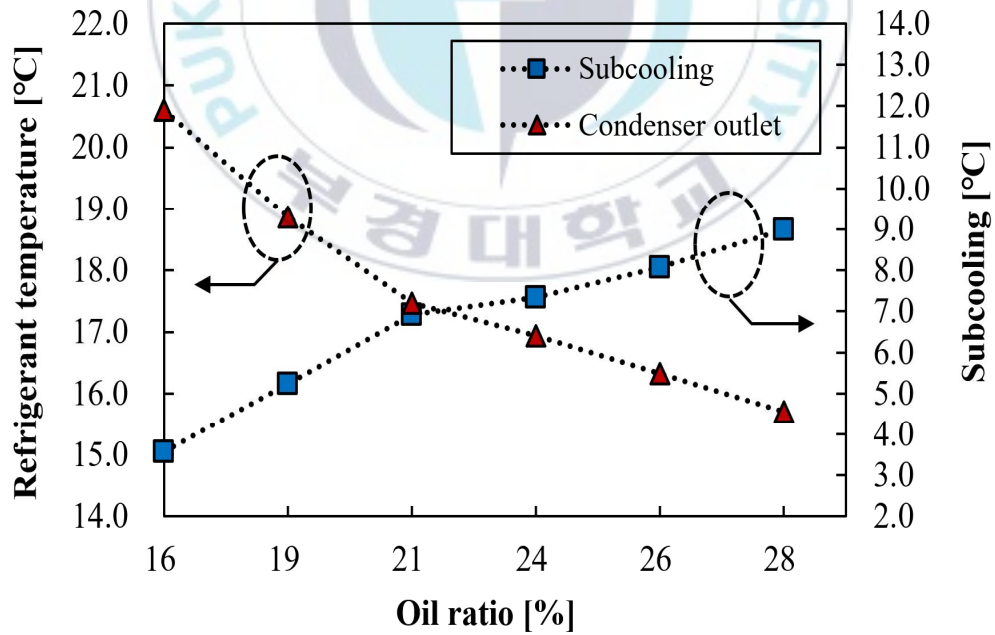


Fig. 4.17 Condenser outlet temperature and degree of subcooling

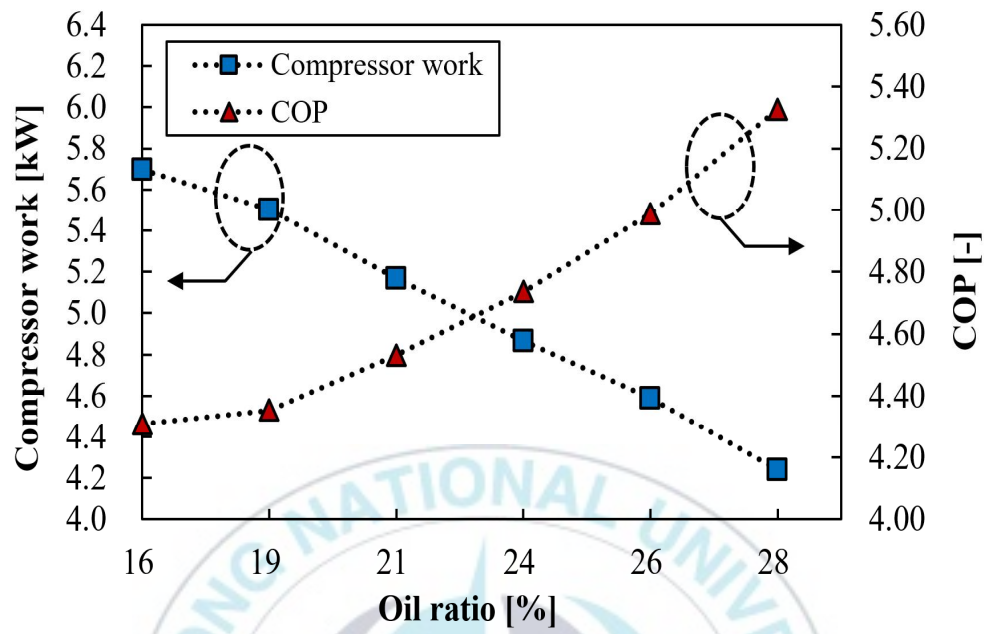


Fig. 4.18 Compressor work and COP

4.3.3 장치 내 오일의 분포

실험을 완료한 후, 다시 장치를 분해하여 오일을 제거하였고, 제거하는 과정에서 각 부속에 잔류하고 있는 오일의 양을 확인하였다. 먼저 압축기에서는 약 2.5L의 오일이 나왔는데, 이것은 점성에 의해 압축기 내부에서 나오지 않은 오일을 고려하더라도 충전량에 못 미치는 양이다. 이는 일정량을 초과하는 오일을 압축기에 주입하더라도 압축기에는 일정한 양의 오일만이 존재하고, 나머지 오일은 냉매와 혼합되어 장치로 흘러들어가 시스템 내부를 순환하게 된다는 것으로 판단된다. 유분리기에서는 약 200mL의 오일이 나왔다. 유분리기는 일정량 이상의 오일이 고이게 되면 플로팅 밸브에 의해 유회수관으로 이어지는관이 개방되는 구조로 되어있으며, Fig. 4.19에 유분리기의 구조를 나타내었다. 플로팅 밸브가 개방되면 시스템의 고압과 저압의 압력차로 인해 오일이 압축기로 회수되고, 다시 수위가 낮아지면관이 폐쇄되는 구조로 되어있다. 오일의 양이 증가하였을 때, 유회수관의 사이트글라스에서 오일의 흐름이 연속적으로 끊임없이 일어났고, 장치의 가동을 중단하고 나서도 오일의 흐름이 일정 시간 지속된 것을 보았을 때, 실제로 장치의 가동 중에는 200mL보다 많은 양의 오일이 유분리기에 잔류하였을 것으로 예상할 수 있다. 또한, 시간이 흐르면 플로팅 밸브가 폐쇄될 때까지 오일이 압축기로 회수되는 것으로 예상되며, 이로 인해 장치의 가동 중단 후에는 오일의 증가와 관계없이 일정한 양의 오일이 잔류하게 되는 것으로 판단된다. Fig. 4.19에서는 오일이 적정량일 때, 오일의 흐름이 간헐적으로 일어나는 상태의 유회수관 사이트글라스를 나타내었으며, Fig. 4.20에서는 적정량을 초과한 오일이 장치에 충전되어 있을 때, 오일의 흐름이 연속적으로 일어나는 상태의 유회수관 사이트글라스를 나타내었다. 기액분리기에서는 약 2L의 오일이 나왔다. 기액분리기는 증발기를 통과한

냉매가 액상태일 경우, 액 압축이 일어나지 않도록 가스 상태의 냉매와 액체 상태의 냉매를 분리하여 가스 상태의 냉매만이 상부의 출구를 통해 압축기 흡입단으로 흐르게 한다. 이 과정에서 오일이 하부로 모이게 되어 상당량 기액분리기에 잔류하게 된 것으로 판단된다. 또한, 압축기 및 각 부속의 오일을 제거하였음에도 주입한 오일의 양에 비해 그 양이 부족한 것은 오일의 점성에 의해 압축기 및 각 부속에서 나오지 않은 오일과 배관 및 열교환기에 잔류하는 오일의 양이 상당한 것이 원인으로 판단된다. Fig. 21에서는 유분리기의 구조를 나타내었다.





Fig. 4.19 Oil recovery pipe sight glass when the oil is adequate

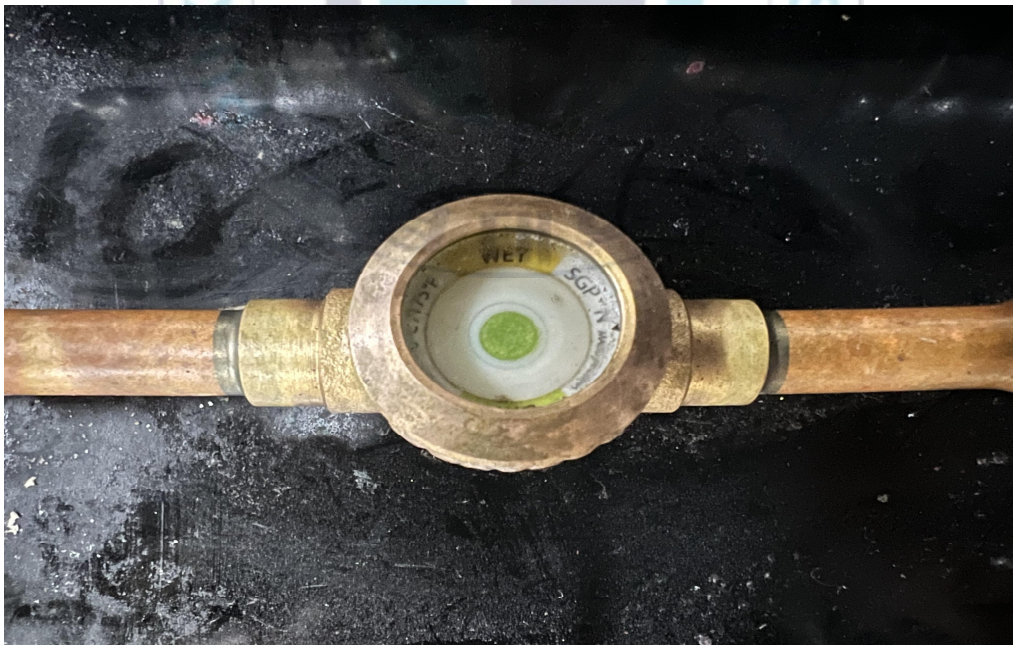


Fig. 4.20 Oil recovery pipe sight glass in case of excess oil



Fig. 4.21 Cross-section of oil separator

4.4 재생 냉매 성능 실험

회수된 냉매를 재생시킨 재생 냉매의 성능을 실험으로 확인하고, 신제품 냉매와의 성능을 비교하기 위해 업체에서 재생 냉매를 제공받아 실험을 진행하였다. 현장에서 회수되어 정제된 재생 냉매는 ‘고압가스안전관리법 가스 품질검사 기준 중 냉매로 사용되는 가스의 품질 기준’에 따라 주식회사 선진환경 자원순환환경연구소에서 성분 분석을 진행하였으며, Table 4.7에서는 냉매의 품질 기준을, Table 4.8에서는 재생 냉매의 성분 검사 결과를 나타내었다. 냉매가 정제되어 오염 물질인 불응축가스, 수분, 오일이 대부분 제거되어 ‘냉매로 사용되는 가스의 품질기준’에서 요구하는 수치를 만족하였다. 이는 신제품 냉매와도 비슷한 수준으로 시험결과 상으로 보았을 때, 사용에 있어 무리가 없을 것으로 판단된다.

Table. 4.6 Refrigerant Quality Criteria

Purity [%]	Non-condensable gas [%]	Moisture [ppm]	Oil [%]	Acidity [ppm]
99.50	1.50	10.00	0.01	-

Table. 4.7 Recycled refrigerant component analysis results

Purity [%]	Non-condensable gas [%]	Moisture [ppm]	Oil [%]	Acidity [ppm]
99.80	0.20	9.10	0.01	-

우선 신제품 냉매를 충전하여 성능을 기록하고, 회수 및 정제된 재생 냉매를 적용하여 성능을 기록하였다. Fig. 4.22에서는 신제품 냉매와 재생 냉매의

압축기 토출압력 및 토출온도를 나타내었다. 압축기의 토출압력에서는 10.18bar.a와 10.21bar.a로 0.03bar 상승하여 유의미한 차이가 없었는데, 냉매가 정제되어 불응축가스가 대부분 제거되었고, 그에 따라 압축기의 토출압력이 신품 냉매와 비슷한 수준인 것으로 보인다. 압축기의 토출온도는 71.60℃에서 70.87℃로 0.73℃ 감소하여 실험 오차 수준인 것으로 판단된다. 압축기의 토출온도 역시 토출압력과 마찬가지로 냉매가 정제되어 불응축가스가 대부분 제거되었고, 그에 따라 압축기의 토출온도가 신품 냉매와 비슷한 수준인 것으로 보인다. Fig. 4.23에서는 신품 냉매와 재생 냉매의 응축열량 및 증발열량을 나타내었다. 응축열량과 증발열량에서는 응축열량이 29.88kW와 30.16kW로 0.28kW 증가하고, 증발열량은 24.14kW와 24.35kW로 0.21kW 증가하여 신품 냉매와 재생 냉매의 차이가 거의 발생하지 않았다. 냉매가 정제되어 오염 물질들이 제거되었고, 그에 따라 응축열량 및 증발열량이 신품 냉매와 비슷한 수준으로 나타나는 것으로 보인다. Fig. 4.24에서는 신품 냉매와 재생 냉매의 압축일량 및 COP를 나타내었다. 압축일량은 0.08kW 증가하고, 그에 따라 COP가 0.02 감소하였으나, 유의미한 차이가 없는 수준인 것으로 판단된다.

신품 냉매와 현장에서 회수되어 정제된 재생 냉매의 성능을 비교하였는데, 정제되는 과정에서 냉매에 있던 오염 물질인 불응축가스, 수분, 오일이 대부분 제거되었고, 그에 따라 성능에 있어 신품 냉매와 유의미한 차이가 발생하지 않은 것으로 보인다. 또한, 실제 냉매를 회수하여 정제 후에 사용하는 것은 신품 냉매와 성능에서 차이가 없는 수준으로 나타났으며, 장치에 충전 후 사용하는 것에 있어 무리가 없을 것으로 판단된다. 앞서 살펴본 바와 같이 냉매의 회수율은 1%가 안되는 수준이므로 냉매의 회수율이 높아지고 다시 정제해서 사용할 시에 신품 냉매의 사용으로 인한 대기환경 오염에 있어 긍정적인 영향을 줄 수 있을 것으로 보인다.

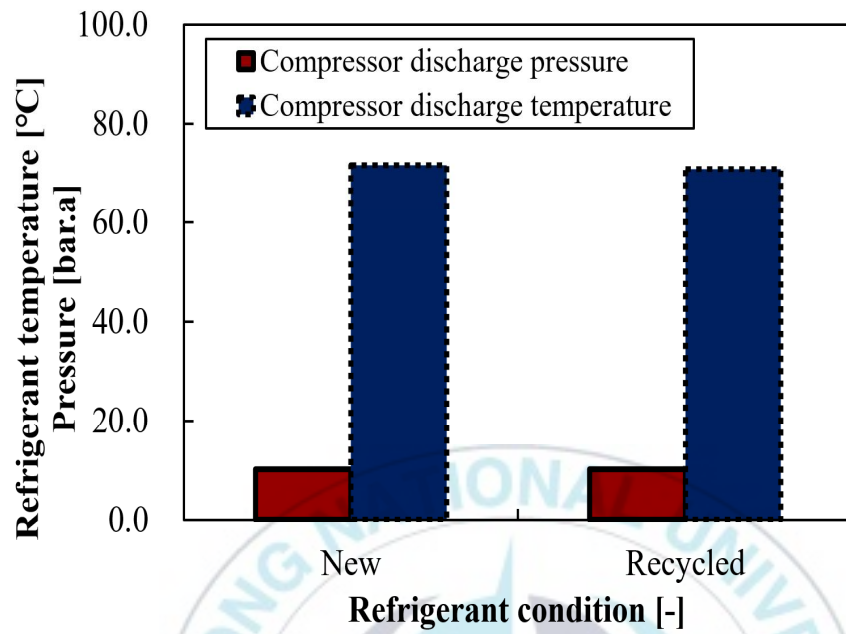


Fig. 4.22 Compressor discharge pressure and temperature

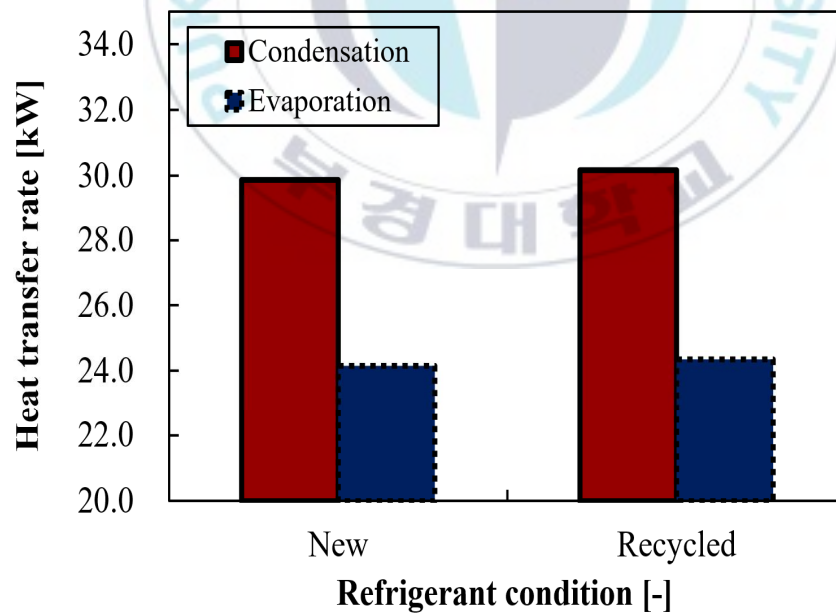


Fig. 4.23 Heat transfer rate of condensation and evaporation

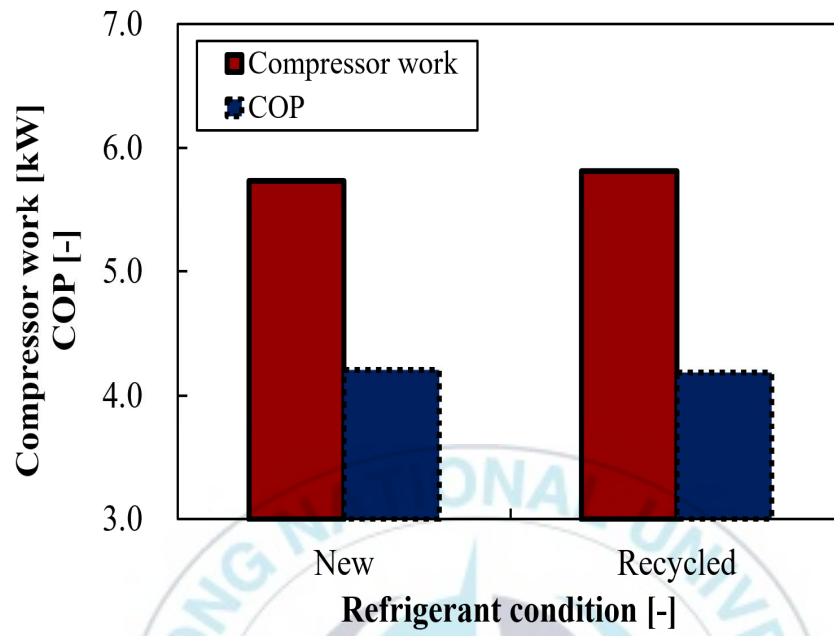


Fig. 4.24 Compressor work and COP

제 5 장 결 론

본 연구에서는 냉매의 오염에 의한 냉동시스템의 성능 변화를 실험으로 확인하였고, 재생 냉매를 적용한 냉동시스템의 성능을 실험을 통해 확인하여 냉매의 회수, 재생 및 재생 냉매의 사용에 대한 타당성을 검증하였으며, 실험을 통해 얻은 결과는 다음과 같다.

- (1) 불응축가스에 의한 냉매의 오염은 응축기 유효 열교환 면적의 감소를 유발한 것으로 보이며, 이것은 시스템 고압 측의 상승으로 이어졌다. 시스템의 고압 상승에도 불구하고 과열도 유지를 위해 팽창 밸브 개도를 감소시킨 결과로 저압 측이 큰 변화가 없었고, 이에 따라 압축일량이 증가하였고, 압축기의 토출 가스 온도가 상승하였으며, 그 결과로 COP가 감소하였다.
- (2) 수분은 단독으로 장치 내로 유입될 가능성보다 불응축가스 내에 포함된 수분이 불응축가스와 함께 유입된다고 보는 것이 합리적이다. 그러나 실험에서 설정한 불응축가스에 해당하는 수분을 주입하였음에도 그 양이 전체 냉매에 비해 대단히 미량이 점이 원인으로 보이며, 수분을 추가로 주입하더라도 하부에서 흡입되는 수액기의 구조상 수분에 비해 비중이 큰 냉매가 먼저 흡입되어 수분이 팽창 밸브까지 도달하지 못할 가능성이 크다. 그러나 수액기가 없는 소형 시스템의 경우, 수분이 냉매와 함께 유동하며 시스템에 영향을 줄 가능성이 있다.

(3) 오일은 장치의 장기간 사용 시, 주기적으로 충전함에 따라 그 양이 증가하게 되는데, 일정량을 제외한 오일은 냉매와 혼합되어 시스템 내부를 순환하였으며, 유분리기와 기액분리기에 잔류하였다. 그 외에도 상당량의 오일이 배관 및 열교환기에 잔류하고 있을 것으로 보인다. 또한, 과열도 만을 고정하였을 때, 시스템의 전체 압력이 증가하였으며, 그에 따라 증발온도가 증가하였고, 증발열량에는 큰 차이가 없었다. 과열도 및 증발온도를 고정하였을 때, 시스템의 전체 압력은 고압 측의 증가가 있었으나 증가 폭이 감소하였고, 증발열량은 감소하였다. 압축일량이 큰 폭으로 감소하여 COP는 증가하였으나, 장치의 구성 및 구조에 따라 결과는 달라질 것으로 생각되며, 냉동기 본래의 목적인 피 냉각체의 냉각에서 보았을 때, 증발열량의 감소는 결과적으로 성능의 감소를 의미한다고 볼 수 있을 것으로 판단된다.

(4) 회수되어 정제된 재생 냉매의 성분은 신품 냉매의 성분과 큰 차이가 없었으며, 압축기의 토출압력 및 온도, 응축열량 및 증발열량, 그리고 압축일량 및 COP에 유의미한 차이가 발생하지 않았다. 냉매가 정제되는 과정에서 오염 물질인 불응축가스, 수분, 오일이 대부분 제거되어 오염 물질에 의한 영향이 없는 수준까지 감소해 신품 냉매와의 차이가 발생하지 않은 것으로 보이며, 실제 사용에도 무리가 없을 것으로 판단된다. 또한, 냉매의 회수율이 증가하고 정제 후 다시 사용할 시에는 신품 냉매의 사용에 의한 대기의 환경오염에 긍정적인 영향을 줄 수 있을 것으로 판단된다.

참 고 문 헌

1. Tran, C., Chong, D., Keith, A., Shively, J. Depletion of the Ozone Layer. *Chemistry LibreTexts*. <https://chem.libretexts.org/>
2. 환경부. (2018). 온실가스통계. 온실가스종합정보센터.
<http://www.gir.go.kr/home/main.do/>.
3. Simmon, R. (2012, September 08). Watching the Ozone Hole Before and After the Montreal Protocol. *earthobservatory*. <https://earthobservatory.nasa.gov/>
4. 강은철. (2022, September 11). 키갈리 개정의정서, 국회 비준 통과. 냉난방공조 신재생 녹색건축 전문저널 '칸'. <http://www.kharn.kr/>.
5. 안호영 의원실 (2020, October). 2020년 10월 국감자료. 국회의원 안호영. <https://www.assembly.go.kr/members/21st/ANHOYOUNG>.
6. 순환자원정보센터. (2021). 연도별 냉매 종류에 따른 냉매 회수량 요약. 한국전 자제품자원순환공제조합. <https://www.re.or.kr/main.do>.
7. Hu, Y. (2021). Effects of multiple simultaneous faults on characteristic fault detection features of a heat pump in cooling mode. *Energy & buildings*. 251.
8. Espindola, R. S. Performance evaluation of household refrigerators running with R600a contaminated with non-condensable gases. *International Journal of Refrigeration*. 111, 86-93.
9. Moon, S. W. (2011). Effects of Water Amount in Refrigerant on Cooling Performance of Vehicle Air Conditioner. *Journal of Biosystems Engineering*. 36, 319-325.
10. Zou, H. (2023). Experimental Research on the Effect of Oil Charge Ratio on the Cooling Performance of CO2 Air Conditioning System for Electric Vehicles. *e-Prime - Advances in Electrical Engineering, Electronics and Energy*. 3.
11. Goswami, D. Y. (1996). An Experimental Investigation of The Effect of Moisture on The Performance of An Air-conditioning System. *Institute of Electrical and Electronics Engineers*. 2021-2026.