



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 원 저작자를 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 권리와 책임은 위의 내용에 의하여 영향을 받지 않습니다.

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

[Disclaimer](#)



2017 年 2 月
碩士學位論文

R134a와 R1234yf를 적용한
상용탑차용 냉동시스템의
성능비교 연구

朝鮮大學校 產業技術融合大學院
融合自動車 工學科
姜 昱 錫

R134a와 R1234yf를 적용한
상용탑차용 냉동시스템의
성능비교 연구

Comparison study on the performance of refrigeration
system in a refrigeration truck using R134a and R1234yf

2017 年 02 月 24 日

朝鮮大學校 產業技術融合大學院
融合自動車 工學科
姜 昊 錫

R134a와 R1234yf를 적용한
상용탑차용 냉동시스템의
성능비교 연구

指道教授 : 曹 弘 錄

이 論文을 工學碩士 學位申請 論文으로 提出함

2016 年 10 月

朝鮮大學校 產業技術融合大學院
融合自動車 工學科
姜 昊 錄

姜昗錫의 碩士學位論文을 認准함

委員長 朝鮮大學校 教授 曹 弘 鉉 (印)

委 員 朝鮮大學校 教授 金 志 勳 (印)

委 員 朝鮮大學校 教授 朴 說 賢 (印)



2016年 11月

朝鮮大學校 產業技術融合大學院

Contents

Contents	i
List of Figures	v
List of Tables	vii
Nomenclature	viii
ABSTRACT	x
제 1 장 서 론	1
제 1 절 연구배경	1
1.1.1 자동차 공조시스템 냉매의 변천사	1
1.1.2 오존층파괴 및 기후변화	5
제 2 절 자동차 공조시스템의 대체냉매 연구동향	11
1.2.1 국내 자동차 공조시스템의 대체냉매 연구동향	11
1.2.2 국외 자동차 공조시스템의 대체냉매 연구동향	14
1.2.3 상용탑차 냉동시스템의 연구동향	15
제 3 절 연구 목적	17
제 2 장 자동차 공조시스템 관련이론	19
제 1 절 증기압축 냉동시스템	19
제 2 절 R134a, R1234yf 냉매의 특성	20
2.2.1 R134a 냉매의 특성	20
2.2.2 R1234yf 냉매의 특성	21

제 3 절 R134a, R1234yf 냉매의 열역학적 물성치 비교	22
2.3.1 증기압 (Vapor Pressure)	25
2.3.2 증발잠열 (Latent Heat of Vaporization)	26
2.3.3 밀도 (Density)	27
2.3.4 열전도율 (Thermal Conductivity)	28
제 4 절 기타사항	30
2.4.1 윤활유의 작용	30
2.4.2 냉매의 부품적합성	32
2.4.3 냉매의 화재위험성	34
제 3 장 실험장치, 실험방법 및 조건	35
제 1 절 실험장치	35
3.1.1 상용탑차 냉동시스템 실험장치	35
3.1.2 온습도 제어장치	39
3.1.3 풍량측정장치	40
가. 풍량측정	40
나. Calorimeter의 원리	40
3.1.4 상용탑차 냉동시스템의 구성	43
가. 압축기(Compressor)	43
나. 응축기(Condenser)	44
다. 전자 팽창밸브(Electronic Expansion Valve)	45
라. 증발기(Evaporator)	46

제 2 절 측정 장치 및 데이터 수집 · 처리장치	47
3.2.1 측정 장치	47
가. 압력 측정	47
나. 온도 측정	48
다. 유량 측정	49
라. 압축기 소비동력 측정	50
마. 인버터	51
3.2.2 데이터취득 및 처리장치	52
제 3 절 실험방법 및 실험조건	53
3.3.1 실험방법	53
3.3.2 실험조건	54
3.3.3 냉동용량의 계산	55
제 4 장 실험결과 및 고찰	56
제 1 절 R134a, R1234yf냉매를 적용한 냉동시스템 성능실험 결과 및 고찰	56
4.1.1 냉매충전량 변화에 따른 성능실험 결과 및 고찰	56
4.1.2 EEV 개도 변화에 따른 성능실험 결과 및 고찰	58
4.1.3 냉동탑차 실외온도 변화에 따른 성능실험 결과 및 고찰 ..	60
4.1.4 냉동탑차 실내온도 변화에 따른 성능실험 결과 및 고찰 ..	62
4.1.5 압축기 회전속도 변화에 따른 성능실험 결과 및 고찰 ..	64

제 5 장 결 론 66

Reference 69

List of Figures

Fig. 1.1 Change of ozone hole by year.	5
Fig. 1.2 Influence of ozone layer destruction.	8
Fig. 1.3 Generation process of greenhouse effect.	9
Fig. 2.1 Cycle configuration of automotive air conditioning system.	19
Fig. 2.2 Comparison of the vapor pressures of R-134a and R-1234yf.	25
Fig. 2.3 Comparison of latent heat of vaporization of R134 and R1234yf.	26
Fig. 2.4 Liquid Density Comparison of R134a and R1234yf Refrigerants.	27
Fig. 2.5 Comparison of vapor density of R134a and R1234yf.	28
Fig. 2.6 Comparison of Vapor Thermal Conductivity of R134a and R1234yf.	29
Fig. 2.7 Comparison of Liquid Thermal Conductivity of R134a and R1234yf.	29
Fig. 2.8 Photograph of compressor, condenser, EEV, evaporator.	33
Fig. 3.1 Schematic of the refrigeration system of refrigerator truck.	36
Fig. 3.2 Schematic of experimental equipment with psychrometric chamber.	36
Fig. 3.3 Outside of psychrometric chamber.	38
Fig. 3.4 Control panel of psychrometric chamber.	38
Fig. 3.5 Air sampler indoor side.	39
Fig. 3.6 Air sampler and blower.	39
Fig. 3.7 Photograph of the calorimeter.	41
Fig. 3.8 Calorimeter with an evaporator.	41
Fig. 3.9 Photograph of Swash plate compressor.	43
Fig. 3.10 External view of the condenser.	44
Fig. 3.11 Internal schematic of condenser.	44
Fig. 3.12 Photograph of Electronic Expansion Valve.	45
Fig. 3.13 Photograph of evaporator.	46
Fig. 3.14 Photograph of pressure gauge.	47
Fig. 3.15 Photograph of T-Type Thermocouple.	48

Fig. 3.16 Photograph of mass flow meter.	49
Fig. 3.17 Photograph of power meter.	50
Fig. 3.18 Photograph of inverter.	51
Fig. 3.19 Photograph of MX100.	52
Fig. 4.1 Variations of compressor work and refrigeration capacity with refrigerant charging amount in the R134a and R1234yf system.	57
Fig. 4.2 Variations of COP with refrigerant charging amount in the R134a and R1234yf system.	57
Fig. 4.3 Variations of compressor work and refrigeration capacity with EEV opening in the R134a and R1234yf system.	59
Fig. 4.4 Variations of COP with EEV opening in the R134a and R1234yf system.	59
Fig. 4.5 Variations of compressor work and refrigeration capacity with outdoor air temperature in the R134a and R1234yf system.	61
Fig. 4.6 Variations of COP with outdoor air temperature in the R134a and R1234yf system.	61
Fig. 4.7 Variations of compressor work and refrigeration capacity with indoor air temperature in the R134a and R1234yf system.	63
Fig. 4.8 Variations of COP with indoor air temperature in the R134a and R1234yf system.	63
Fig. 4.9 Variations of compressor work and refrigeration capacity with compressor rotating speed in the R134a and R1234yf system.	65
Fig. 4.10 Variations of COP with compressor rotating speed in the R134a and R1234yf system.	65

List of Tables

Table 1.1 Regulation of refrigerant by year.	4
Table 2.1 Regulations of Directive 2006/40/EC.	20
Table 2.2 Comparison of thermodynamic properties of R-134a and R-1234yf.	23
Table 2.3 Requirement condition of lubricating oil.	31
Table 2.4 Comparison of parts suitability of R134a and R1234yf.	32
Table 2.5 Flammability Limit Comparison of R134a and R1234yf.	34
Table 3.1 Specification space air conditioning handling unit.	37
Table 3.2 Specification of code tester in fan tester.	42
Table 3.3 Specification of suction fan.	42
Table 3.4 Specification of Swash plate compressor.	43
Table 3.5 Specification of Condenser.	45
Table 3.6 Specification of evaporator.	46
Table 3.7 Specification of Pressure gauge.	47
Table 3.8 Specification of T-Type Thermocouple.	48
Table 3.9 Specification of mass flow meter.	49
Table 3.10 Specification of power meter.	50
Table 3.11 Specification of inverter.	51
Table 3.12 Specification of data logger.	52
Table 3.13 Test conditions for measuring of performance.	54

Nomenclature

A	: area (m ²)
C	: flow coefficient (-)
CFC	: chloro-fluoro-carbons (-)
CH ₄	: methane (-)
Cl	: chlorine (-)
CO ₂	: carbon dioxide (-)
COP	: coefficient of performance (-)
DBT	: dry-bulb temperature (°C)
DC	: direct current (V)
DU	: dobson unit (-)
EEV	: electric expansion valve (-)
GWP	: global warming potential (-)
H	: height (mm)
h	: enthalpy (kcal/kg)
HCHC	: hydro-chloro-fluoro-carbon (-)
HFC	: hydro-fluoro-carbon (-)
HFO	: hydro-fluoro-olefin (-)
IHX	: internal heat exchanger (-)
L	: length (mm)
LFL	: lower flammability limit (vol.%)
\dot{m}	: mass flow rate (kg/s)
N ₂ O	: nitrous oxide (-)
O ₂	: oxygen (-)
O ₃	: ozone (-)
ODP	: ozone depletion potential (-)
p	: pressure (kPa)
PAG	: poly-alkylene glycol (-)

PFC	: per-fluorinated compound (-)
Q	: refrigeration capacity (kW)
SF ₆	: sulfur hexa-fluoride (-)
T	: temperature (°C)
UFL	: upper flammable limit (vol.%)
UV	: ultraviolet rays (-)
v	: velocity (m/s)
W	: width (mm)
WBT	: wet-bulb temperature (°C)
GWP	: global warming potential (-)

Greeks

ρ : density (kg/m³)

Subscripts

air	: air
DB	: dry bulb
evap	: evaporator
exit	: exit
indoor	: indoor
inlet	: inlet
outdoor	: outdoor
WB	: wet-bulb

ABSTRACT

Comparison study on the performance of refrigeration system in a refrigeration truck using R134a and R1234yf

Oh-Seok, Kang

Advisor : Prof. Cho, Hong-hyun,
MSd. Department of Mechanical
Engineering, Graduate School of
Chosun University

Number of cars is increased gradually due to development of automobile industry and improvements of living level. To satisfy the demand of consumers and to solve the environment problems such global warming and depletion of the ozone layer, the development competition of eco-friendly future cars such as an electric car and hydrogen fuel cell vehicle is actively studied. Besides, shopping and eating out culture have developed rapidly and purchase of goods through On-line have increased, therefore, the demand for food of frozen and refrigeration have also increased.

Recently, R134a refrigerant has been used mainly as the refrigerant of automobile air conditioning system. However, it is classified as global warming gas by the 1997 Kyoto Protocol. To substitute the R134a refrigerant, many companies tried to develop the alternative refrigerant like R1234yf refrigerant. GWP of R1234yf refrigerant is just 4 which is lower than GWP of R134a refrigerant(GWP=1430). In addition, ODP of R1234yf is 0.

In this study, the performance characteristics of refrigeration system using R134a and R1234yf in a refrigeration truck was investigated and compared. As a result, the optimal charging amounts of R134a and R1234yf system

were 1.4 kg and 1.3 kg, respectively. Charging amounts of R134a system were 7.2% more than that of R1234yf system. Under optimal charging amounts, COP and cooling capacity of R134a system were 2.63 and 4.23 kW, and those of R1234yf system were 2.49 and 3.93 kW, respectively. To find optimal EEV opening, EEV opening of R134a system was varied. The optimal EEV openings of R134a and R1234yf system was 60% and 50%, respectively, and COP of R134a and R1234yf system at this EEV opening was 2.69 and 2.49, respectively. When the outdoor air temperature increased from 25°C to 35°C, the power consumption of R134a and R1234yf system increased by 8.2% and 5.5%, while cooling capacity of R134a and R1234yf system decreased by 7.9% and 6.7%, respectively. Accordingly, COP of R134a and R1234yf system decreased by 15% and 11.6%, respectively. When the indoor air temperature increased from 5°C to 9°C, cooling capacity of R134a and R1234yf system increased by 13.1% and 6.8%, while the power consumption of R134a and R1234yf system decreased by 2.9% and 1.5%, respectively. Accordingly, COP of R134a and R1234yf system increased by 16.5% and 7.7%, respectively. As the compressor rotating speed increased from 1000 rpm to 2000 rpm, cooling capacity of R134a and R1234yf system increased by 21.7% and 18.9%, respectively, resulting in 37.5% and 35.9% decrease COP for each system.

Overall, the performance of R1234yf system was lower than that of R134a system. Under various operating conditions, the performance variation rate of R134a system was higher than that of R1234yf system. Through the results of this study, it can provide the basic information on the performance of a refrigeration system in a refrigeration truck by application of alternative refrigerant.

제 1 장 서 론

제 1 절 연구 배경

1.1.1 자동차 공조시스템 냉매의 변천사

생활수준의 향상 및 자동차산업의 발달로 인하여 자동차의 생산대수는 증가하고 있으며 소비자의 요구에 부합하는 자동차를 생산하기 위한 글로벌 자동차 기업들의 미래자동차 개발경쟁이 치열한 상황이다[1]. 지구온난화 및 오존층파괴와 같은 환경보전에 대한 문제점이 크게 집중되면서 각 나라의 정부는 환경, 연비, 안전에 대한 법규를 강화함에 따라 화석연료 사용비중을 줄이고 전기자동차 (Electric Vehicle, EV), 하이브리드 자동차(Hybrid Vehicle), 수소연료전지자동차 (Hydrogen Fueled Cell Vehicle, HFCV)등의 친환경미래자동차에 대한 연구, 개발이 진행되고 있으며 자동차공기조화 시스템의 경우 자연환경보전과 궤적하고 안락한 실내공간을 유지하기 위한 기술개발이 진행되고 있다. 특히 최근 사람들의 삶의 질이 개선되고 식생활이 변화함에 따라 문화생활과 외식문화가 증가하고 있다. 이에 따라 프랜차이즈 음식점, Fast-food음식점, 대형마트의 이용이 늘어나고 있고 지역 농산물, 수산물, 축산물센터의 이용이 증가하는 상황이다. 따라서 상용냉동·냉장 탑차를 이용한 Cold chain system 시스템이 발달하면서 신선한 제품을 즉각적으로 공급하고 구입 할 수 있게 되었다. 이렇게 자동차의 생산대수 증가와 상용냉동·냉장 탑차의 증가로 시스템에 사용하는 냉매는 오존층 파괴 및 지구온난화를 발생하는 환경오염을 일으키는 요인으로 알려지면서 환경 친화적인 냉매를 개발하기 위한 각 국가들의 국제적 환경협약의 체결이 이루어지고 있다.

차량용 공조장치는 1928년 미국의 GM(General Motors)社가 CFC-22를 사용하는 1냉동톤 정도의 냉동시스템을 개발하면서 본격적인 연구를 시작하였고, 1939년 Cadillac社에서 트렁크 설치 형 제품을 만들었다. 1939년 Packard Motors社에서는 여름에는 냉방을, 겨울에는 난방을 할 수 있는 4계절 공조시스템을 개발하였으며 지난 50년간 모든 차량용 공기조화 시스템에 CFC-12 냉매가 사용되었다 [2]. 1974년 California 대학의 Rowland 교수 등이 Nature지에 자동차 공기조화

에 사용하는 CFC계 냉매에 포함된 염소 성분이 성층권의 오존층을 파괴한다는 문제를 지적하였고[3], 1987년 오존층 파괴 물질의 생산, 사용을 규제하기 위한 몬트리올 의정서가 체결되었다. 의정서에 따라 1996년 1월 1일 부로 CFC를 전면 폐기하였고 개발도상국의 경우 2010년 1월부터 전면 폐기하게 되었다. CFC 냉매가 오존층파괴의 주된 원인임을 밝히고, CFC를 대체할 냉매를 개발하기 위해 공기조화 및 냉동 장치에 사용할 오존층 파괴 지수(Ozone Depletion Potential, ODP)가 낮으면서 단일 성분 냉매를 개발하기 위해 국제적 협력으로 1992년부터 선진국을 배경으로 한 염소성분을 함유하지 않은 HFC계의 HFC-134a 냉매가 신 냉매로 개발되어 증기압 및 성능 면에서 기존의 CFC-12 냉매와 열역학적 물성치가 같아 현재 산업용, 가정용, 자동차 공기조화 장치에 현재까지 사용되어 왔다. 하지만, HFC-134a 냉매 또한 지구 온난화 지수 (Global Warming Potential, GWP)가 1430으로 매우 높아 1997년 교토의정서에 의해 지구온난화 가스로 분류되었고 규제대상 냉매가 되었다[4]. 최근 유럽연합의회 EC(European Commission) 에서는 2011년부터 생산되는 신규 형식, 승인 차량에 대하여 지구 온난화 지수(Global Warming Potential, GWP)가 150이하인 냉매를 사용하도록 결의 하였고, 2017년 1월부터 생산되는 모든 차량에 적용하도록 검토하고 있으며 글로벌 자동차 회사 및 공조기 생산 업체는 지구온난화지수(Global Warming Potential, GWP)가 150이하인 냉매를 생산하기 위한 연구, 개발에 노력하고 있다 [5].

지구온난화 방지 및 환경규제에 적합하며 현재까지 개발, 사용되어온 대체냉매로 R744(CO₂), R152a, R1234yf로 분류되며 R744(CO₂)냉매는 오존층파괴지수 (Ozone Depletion Potential, ODP)가 0이며 지구온난화지수(Global Warming Potential, GWP)가 1인 천연냉매(Natural refrigerant)이나 운전한계가 높은 고압 조건을 견뎌야하는 열역학적물성치를 띠고 있다. 따라서 공기조화시스템의 재설계를 통한 구조변경으로 인하여 원가상승으로 이어지며 고압의 안정성 또한 고려되어야 한다. R152a냉매는 잠열은 높고, 동점성계수가 작아 열전달, 열역학적 특성이 좋으며 오존층파괴지수(Ozone Depletion Potential, ODP)는 0이며 지구온난화지수(Global Warming Potential, GWP)가 124로서 유럽연합의회 EC(European Com-mission)에서 결의한 150기준에 적합하고 기존장치의 구조변

경 없이 사용가능하며 냉동유와의 호환성이 좋고 소요동력이 작으며 성능계수가 우수하나 약간의 가연성이 있는 단점이 있다[6]. 이에 따라 지구온난화지수 및 오존층파괴 지수를 낮추기 위한 노력으로서 미국의 냉매 제조업체인 Honeywell社와 Dupont社는 HFC-134a냉매를 대체하기 위한 대안으로 HFO-1234yf냉매를 연구 및 개발하였다. HFO-1234yf는 R134a와 비교하여 오존층파괴지수는 0이고 지구온난화지수는 4로서 HFC-134a냉매의 지구온난화지수 1430와 비교하여 매우 낮은 특징이 있다. 또한 HFC-134a와 열역학적 물성치가 비슷하며 무독성이며 대기 중에서 분해속도가 빨라 환경적 측면에서도 유리해 향후 자동차공기조화 시스템 및 상용냉동·냉장탑차의 HFC-134a 대체냉매로 적용될 것으로 기대된다 [7]. Table. 1.1은 연대별 냉매사용 및 환경규제를 통한 냉매의 변화과정을 나타내고 있으며 앞으로 친환경냉매의 사용을 필요로 함에 따라서 국제적 협약을 통하여 지구온난화지수 및 오존층파괴지수가 낮은 냉매를 적용해야 한다는 내용을 포함하고 있다.

Table. 1.1 Regulation of refrigerant by year.

Specify \ Period	1900s	1990s	2000s	2010s
Refrigerant	Particular freon CFC	Particular freon HCFC	Substitution Freon HFC	Non-freon HFO Natural refrigerant
Ozone Depletion Potential (ODP)	High	High	Low	Low
Global Warming Potential (GWP)	High	High	High	Low
International convention	-	MONTREAL protocol		Kyoto protocol
Substance of regulation	-	Cuts of ozone layer depletion Substance		Cuts of greenhouse gas
Regulation materials	-	CFC	HCFC	Investigation of alternative materials

1.1.2 오존층파괴 및 기후변화

최근 국제사회는 지구온난화 및 오존층파괴 문제가 글로벌 문제로 대두됨에 따라서 각나라는 국제적 협약을 통한 환경규제와 법률을 제정함으로서 화석연료에서 배출되는 CO₂ 및 산업용, 가정용 냉매가스의 배출을 저감하거나 점차 줄이기 위한 방안을 끊임없이 연구하고 있다. 특히 이산화탄소(CO₂), 메탄(CH₄), 아산화질소(N₂O), 수소불화탄소(HFC), 파불화탄소(PFC), 육불화황(SF₆)과 같은 6대 온실가스(GHG: Greenhouse Gases)는 온실가스의 농도가 증가할수록 지구 표면의 온도가 점차 상승하는 지구온난화현상의 주범으로서 온실가스를 줄이기 위한 각 나라의 노력은 계속되어왔다. 현재까지 사용되고 있는 HFC-134a냉매는 열역학적 물성치가 뛰어나고 냉동효과 좋으며 오존층파괴지수(ODP)가 0이나 지구온난화지수(GWP)가 1430으로 매우 높아 2011년에 유럽연합의회 EC(European Commission)에서 제정한 150보다 높기 때문에 이를 줄이기 위한 노력으로 새로운 대체냉매의 개발 및 적용이 필요한 전환점의 시기이다.

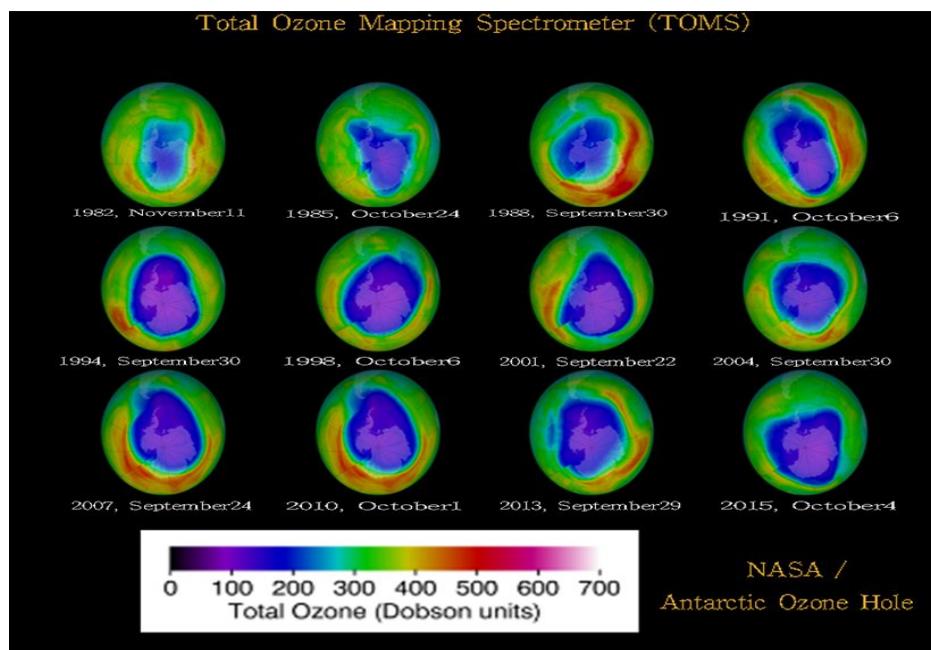
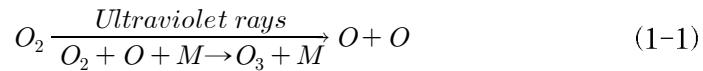
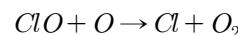
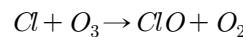
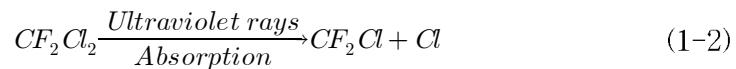


Fig. 1.1 Change of ozone hole by year.

Fig. 1.1은 연도별 오존층파괴에 따른 오존홀의 변화과정을 보여주고 있다. 성 층권(15~30KM)의 오존층은 동물, 식물의 DNA를 파괴하며 사람의 피부암을 유 발하는 주요 요인으로 직접 영향을 받는 자외선을 흡수하여 지구의 생명을 보호하고 각종 질병을 예방하는 역할을 하고 있다. 1979년 이전 과학자들은 220Dobson(대기의 오존 총량 측정 단위)에 대하여 크게 우려하지 않았으나 1980년대 위성을 통해 측정한 결과 과학자들은 남극의 천연자외선 차단제가 봄에 급격히 없어진다는 것을 알았으며 얇은 오존구멍이 발생하게 된다는 것을 알았다. 사진은 1979년부터 2015년까지 3년 단위로 오존홀의 크기 및 형상의 변화를 측정한 사진으로 미국항공우주국(NASA)이 1979년부터 2003년까지 Total Ozone Mapping Spectrometer (TOMS) 장치를 이용하여 측정하였고, 2004년부터 2015년까지는 Royal Netherlands Meteorological Institute (KNMI)에서 오존 모니터링 기구 Ozone Monitoring Instrument (OMI)에 의하여 측정한 사진으로 보라색과 진한 파란색은 오존 구멍의 일부를 나타내고 있다. 1979년부터 측정된 오존홀은 194DU에서 시작하여 몇 년 동안 190DU에 머물렀으며 1982년 173DU, 1983년 154DU, 1985년 123DU로 측정되었고, 그 이후에는 100DU를 유지하다가 가장 깊은 오존구멍 농도가 1994년 9월 30일 73으로 떨어졌다. 주로 1930년대 염화불화탄소(CFC)는 자동차에어컨, 냉장고, 스프레이의 용도로 사용되었으며 오존층파괴의 주범이었다. 염화불화탄소(CFC)는 화학적으로 안정하여 대기로 배출된 이후에 성층권에 도달하여 분해되며 오존층과 화학적 반응을 일으켜 오존층을 파괴한다. 이후에 1989년 국제협약인 몬트리올 의정서가 체결됨에 따라서 오존층파괴 물질의 생산을 금지하는 조항을 만들었다. 최근 Massachusetts 대학의 수잔 솔로몬 교수와 안자 슈미트 박사는 2050년까지 남극의 오존층이 완전히 회복될 것이라고 발표하였으며 몬트리올 의정서에 의한 환경문제를 해결하는데 큰 도움이 되고 있다고 보고하였다. 지구는 광합성 작용을 하는 남조류(blue-green algae) 수중식물이 증가함에 따라 대기 중의 산소가 증가하였고, 이 산소들이 성층권에 포집되어 오존층의 주요성분이 구성되었다. 성층권 오존은 산소분자가 태양으로부터 방출되는 강력한 자외선을 받아 두 개의 산소원자로 분해되면서 발생된 산소원자가 다시 산소분자와 결합하여 생성된다. 다음 식(1-1)은 오존의 생성과정을 화학식으로 나타낸 것이다.



지상으로부터 15~30 km 높이의 성층권에 있는 오존층의 오존이 파괴되어 그 밀도가 낮아지는 현상을 오존층 파괴라고 한다. 남극과 북극의 오존층 파괴에 가장 큰 영향을 주는 주된 물질은 염화불화탄소(CFC)로서 1928년 미국의 Thomas Midgley에 의해 발견되었고 주로 자동차 및 냉장고 냉매, 스프레이, 세정제의 용도로 사용되었다. CFC는 화학적 탄소원자를 염소와 불소원자가 둘러싸고 있는 형태로서 대기애 방출되어 성층권에 도달하여 자외선을 받아 분해가 되면서 염소분자(Cl)를 방출하게 되며, 염소원자가 결집력이 약한 오존분자를 파괴하게 된다. 식(1-2)는 오존층파괴 과정을 화학식으로 나타내었다.



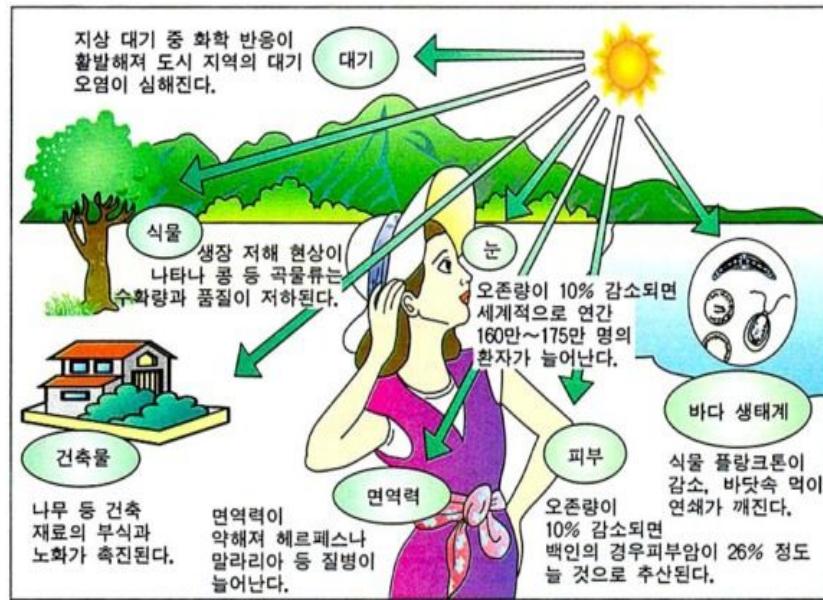


Fig. 1.2 Influence of ozone layer destruction.

Fig. 1.2는 오존층 파괴에 의한 영향을 나타낸 그림으로 오존층 파괴에 의해 지구로 전달되는 UV-B(280~320 nm)는 인체에 해로우며 면역 체계와 비타민 D 합성에 영향을 미친다. 일반적으로 성충권의 오존농도가 1% 감소하면 UV-B의 양은 2% 증가하고 비 Melanoma계 피부암의 발생률은 약 4% 증가하며, 백내장은 0.6% 증가하여 시력을 잃는 사람이 매년 10만 명 이상 증가할 것으로 예상되고 있다. 또한 과도한 자외선 노출은 인체의 면역 기능을 저하시켜 폐결핵 등 전염병의 예방이 어렵게 된다. 또한 UV-B가 증가할 경우 해양생태계의 벽이사슬에 중요한 역할을 맡고 있는 플랑크톤의 체질을 변화시켜 생산량 감소에 따른 해양의 먹이 사슬이 파괴되며 육상 식물에는 개화 감소, 잎 크기 감소, 엽공의 운동 조직에 나쁜 영향을 미쳐 돌연변이 발생과 농산물 수확 감소를 초래한다.

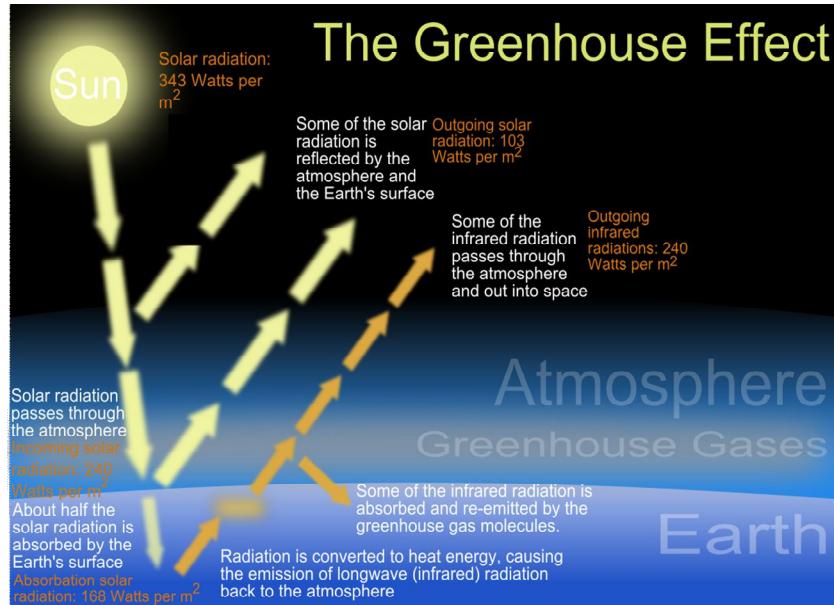


Fig. 1.3 Generation process of greenhouse effect.

Fig. 1.3은 온실효과의 발생과정을 나타낸 그림이다. 1930년대 염화불화탄소(CFC)물질이 50년 동안 사용되어 오다가 오존층파괴 물질로 분류되어 1989년 몬트리올 의정서가 체결됨에 따라 CFC물질의 생산 및 사용을 전면 중단하게 되면서 새로운 대체냉매 HFC-134a냉매가 등장하게 된다. HFC-134a냉매는 CFC-12 냉매와 다르게 독성과 인화성이 없고 염소원자를 생성하지 않고 다른 물질과도 반응하지 않는 안정된 분자구조로서 열역학적 물성치가 CFC-12냉매와 비슷해 대체냉매로 사용되어 왔으나 지구온난화지수(GWP)가 1430으로 매우 높아 1997년 교토의정서에서 지구온난화 가스로 분류된 규제대상 냉매로 지정되었다.

지구온난화는 산업화에 따라 화석연료의 사용이 증가하였고, 농업개발에 따라 숲의 파괴로 온실효과의 영향이 가장 크게 나타났다. 정부 간 패널(IPCC)에서 수렴한 의견은 19세기 후반 지구의 연평균기온이 0.6°C 정도 상승하였다고 보고하였으며 20세기 전반에는 자연의 영향을 받았고, 후반에는 산업 활동이 온난화를 가중시켰다고 하였다. 주요인으로서 온실기체의 이산화탄소, 메탄, 수증기이며 현대에 들어 프레온가스가 한 분자에서 온실효과가 가장 크다고 보고하였다. 지구온난화의 가장 큰 문제점은 빙하가 녹으면서 해수면이 상승하는 문제로 2000년

7월 NASA는 지구온난화로 그린란드의 빙하가 녹아내려 지난 100년 동안 해수면이 약 23 cm 상승하였다고 발표하였다. 해수면이 상승되면 해안가나 섬마을 사람들의 자연재해의 영향을 받으며, 북극곰을 볼 수 없는 상황에 이를 수 있다. 또한 태풍, 가뭄의 자연재해가 증가하며 사막화 현상을 야기할 수 있다.

이러한 지구 환경문제를 극복하는 가장 큰 방법은 온실효과 가스의 감축이며, 에너지사용을 절감하고, 재활용, 친환경제품 사용과 같은 작은 것부터 실천하고, 신에너지 및 재생에너지 개발에 대한 투자와 연구가 선행되어져야 한다고 사료된다.

제 2 절 자동차 공조시스템의 대체냉매 연구동향

최근 자동차보급이 증가하고 화석연료의 사용 및 냉매사용 증가로 인하여 지구온난화 및 오존층파괴 문제가 국제적인 사회문제로 대두됨에 따라서 현재사용 중인 HFC-134a냉매를 대체하기 위한 노력으로 대체냉매 및 친환경냉매를 개발 중에 있으며 미국의 냉매 제조업체인 Honeywell社와 Dupont社가 협작하여 개발한 HFC-134a냉매를 대체하기 위한 대안으로 HFO-1234yf냉매를 연구, 개발하였으며, 해외의 일부 자동차 제조회사는 신 냉매인 HFO-1234yf냉매를 사용하고 있다. HFO-1234yf냉매는 오존층파괴지수가 0이며 지구온난화지수가 4로서 HFC-134a냉매인 1430과 비교하여 매우 낮으며, 열역학적 물성치도 HFC-134a와 비슷하나 증발잠열 구간이 작아 동일 에어컨 시스템을 이용할 경우에 냉방성능이 약간 저하하는 단점이 있다. 이러한 단점을 보완하기 위해서 국내외적으로 다양한 연구가 활발히 진행하고 있다.

1.2.1 국내 자동차 공조시스템의 대체냉매 연구동향

Park et al.(2010)은 자동차 공조기의 냉매로 사용되어 온 R134a를 대체할 수 있는 냉매로 R1234yf을 Base로 하여 소량의 R134a를 혼합한 R1234yf/R134a 혼합냉매의 성능을 여름철 냉방조건과 겨울철 난방조건에서 측정하였고, R134a냉매와 성능을 비교, 분석하였다. 실험조건은 여름철에는 증발온도가 7°C, 응축온도가 45°C에서 진행되었고, 겨울철에는 증발온도가 -7°C, 응축온도가 41°C에서 실험을 진행하였다. 혼합냉매의 경우 R134a냉매의 질량비에 따라 5%, 10%, 15%의 혼합비율로 진행하였다. 실험결과에서 R1234yf냉매의 성능계수(COP)는 R134a냉매에 비하여 2.7%정도로 낮았으며, 냉동용량은 R1234yf냉매가 R134a냉매에 비하여 4.0%정도 용량이 감소하였지만 난방 조건에서는 R134a와 거의 비슷한 결과를 나타내었다. 혼합냉매의 성능계수는 R134a에 비하여 3.9% 정도 낮았으며, 혼합냉매 용량은 R134a와 비슷하거나 3.5%정도 높은 것으로 나타났다. R1234yf와 혼합냉매의 압축기 토출온도는 R134a에 비해 4.1~6.7°C 정도 낮아서 시스템의 안정성과 신뢰성에 큰 문제가 없을 것으로 판단하였다. R1234yf와 혼합냉매의 충전양은 R134a에 비해 최대 11%까지 감소한 것으로 나타났다. 또한 혼합냉매

는 R1234yf냉매에 비하여 가연성도 낮고 기존의 R134a 냉매와 호환성이 좋으며 환경 지수도 유럽 연합의 규정에 적합해 장기대안으로 R134a냉매를 대체하는데 좋을 것이라고 보고하였다[8]. Lee et al.(1988)은 자동차용 에어컨에 대하여 냉매 충전량 변화가 에어컨 성능에 미치는 영향 등을 실험을 통하여 분석하고 적정냉매 충전량을 얻고자 하였으며, 자동차용 에어컨의 성능을 평가할 수 있는 실험장치를 설계 및 제작하였다. 증발기 입구공기온도, 습도, 풍속이 각각 30°C, 60%, 2.5 m/s이고 응축기 입구공기온도, 풍속이 각각 30°C, 5 m/s이며, 압축기 회전수가 1,800 rpm인 운전 조건하에서 냉매 충전량 변화에 따른 실험을 행하였다. 그 결과 적정냉매 충전량은 700 g~900 g 정도이며 이 범위는 리시버드라이어에 의해 결정되었다. 냉매충전량이 적정 냉매충전량보다 10% 부족하면 냉방능력은 10% 감소되었지만 10% 과다하여도 냉방능력의 변화는 거의 없었다. 에어컨 가동 시에 에어컨 내에 포함하고 있는 냉매의 80% 이상이 응축기와 팽창밸브에 분포되어 있으며 실제 에어컨 시스템에서 요구되는 냉매충전량은 360 g에서 560 g으로 보고하였다[9]. Lee et al.(2010)은 신 냉매와 유사한 열역학적 특성을 가지고 있는 기존 냉매에 내부열교환기를 적용했을 경우에 성능 변화에 대한 영향을 분석하기 위하여 실험적 방법으로 연구를 수행하였다. 성능 변화를 알아보기 위해 실차 조건의 운전 모드에 대해서 시스템 성능에 미치는 영향도를 분석하였다. R134a 냉방시스템에 내부열교환기를 적용한 경우와 그렇지 않은 경우에 대하여 비교했을 때 냉방성능은 높아지고 압축기 소요 동력은 줄어들어 시스템 효율은 증가하였으며 과냉도와 과열도를 확보할 수 있어 안정적인 시스템 운전을 할 수 있었다. 기존냉매 R134a냉매에 내부열교환기를 적용한 경우 10%정도의 시스템 효율이 향상되었으며 대체냉매에 내부열교환기를 적용하면 열역학적 물성치의 부족한 성능 저하를 보완할 수 있다고 보고하였다[10]. Lee et al.(2010)은 현재 사용 중인 R134a냉매를 대체할 수 있는 냉매들의 물성치 특성을 분석하고 대체냉매 물성치에 따른 성능 특성을 알아보기 위하여 Drop-in 성능평가를 하여 에어컨 성능 변화 분석을 수행하였다. 그 결과 대체냉매의 Drop-in시험에서 R134a의 대체냉매로 R1234yf냉매와 R152a냉매가 적절한 냉매라는 것을 알았으나 냉방성능에 대한 열역학적 물성치 분석 시에 증발열과 저압축의 가스 비체적 특성으로 R1234yf냉매는 열세를 보일 것으로 예상했고 R-152a는 우세의 성능을 보일 것으로 판단하

였다. 냉방성능 평가 결과 실내측 Cool-Down 성능측면에서 R-1234yf는 10%의 성능 향상이 필요하고, R-152a는 성능은 만족하지만, 가연성부분에 대한 해법이 필요하다고 보고하였다[11]. Yoo et al.(2009)은 여러 대체냉매 중 이산화탄소 R-744(CO₂), HFO-1234yf 냉매의 장단점을 비교하고 에어컨 이론 성능, 실차성능 및 환경 영향성 평가 등을 수행하여 지구 온난화 방지에 가장 유리한 냉매를 선정하고 에어컨 이론 성능비교 및 실차 에어컨 성능 비교평가 LCA 과정을 수행하였다. R-744냉매를 사용하는 에어컨 시스템은 고온 에어컨 성능 불리로 사용 단계에서 지구온난화 영향이 HFO-1234yf보다 커으며 HFO-1234yf냉매는 R134a/R744 대비 가연성을 제외하고 열역학적 물성치는 동등하거나 유리하다고 판단하였다. 미소가연성 문제는 차량 상태에서 발생 가능한 위험 상황에서 안전함을 확인하였고 유럽의 법규에 대응하여 글로벌 솔루션 냉매로 R-744 냉매보다 HFO-1234yf냉매가 더 적합하다고 보고하였다[12]. Yoon et al.(2009)은 HFC-134a 냉매 충전량에 따른 자동차 에어컨 성능을 측정하기 위하여 압축기 회전수 변화에 따른 각 장치의 온도, 압력, 열교환량의 변수들을 알아내었다. 적정 냉매 충전량은 800 g이고 압축기 회전수는 1700 rpm으로 확인되었으며 증발기의 결빙을 방지하기 위하여 증발기 코어 표면온도가 -4°C에서 펁 서모센서가 작동함을 확인하였다. 냉매 충전량 증가에 따라 동일압력인 2.0 bar로 했을 때 냉매 충전량이 증가할수록 성능계수가 높은 특성을 보였고 압축기일과 성능계수는 서로 상반관계임을 확인하였다. 실제 소나타Ⅱ 차량의 에어컨 냉매 충전량 규격을 750 g으로 보았을 때 실험에서 800 g정도의 적정수준으로 나타나 신뢰 할 수 있다고 보고하였다[13].

1.2.2 국외 자동차 공조시스템의 대체냉매 연구 동향

Zilio et al.(2011)은 자동차용 공조시스템에 R1234yf 냉매를 적용하여 기존의 R134a 냉매 사이클의 특성을 비교하였고 성능향상을 위하여 팽창장치인 TXV와 가변용량 압축기의 내부조절밸브를 변경하여 압축기 토출온도와 성능을 개선하였다고 보고하였다[14]. Zilio et al.(2009)은 자동차 에어컨시스템에서 R1234yf와 R134a에 대한 열역학적 사이클 시뮬레이션 분석을 수행하여 성능계수와 냉동용량을 계산하였고 R1234yf의 성능이 R134a에 비하여 2~4%정도 낮다는 것을 발표하였다[15]. Minor and Spatz.(2008)는 소형 자동차의 공기조화 시스템을 이용하여 R1234yf의 냉동용량과 에너지효율이 R134a와 비교하여 4~8%정도 낮은 것으로 나타났지만 이 정도의 성능 저하는 시스템 최적화를 통해 극복할 수 있다고 보고하였다[16]. Baker et al.(2003)은 자동차 에어컨시스템의 대체냉매 HFC-152a냉매를 적용하여 실차 상태에서 성능 실험을 하였다. HFC-134a에어컨 시스템과 비교하여 팽창밸브, 건조제를 변경하였으며 냉매누설 감지센서 및 안전밸브를 고압측과 저압측에 설치하고 냉매 주입량을 HFC-134a냉매와 비교하여 64%정도 주입하여 시험한 결과 화재로부터의 위험성에 큰 문제가 없었으며 HFC-134a에어컨 시스템대비 실내 온도가 2~3°C 낮았고 압축기 토출압력과 흡입압력이 낮으며 성능계수가 향상됨을 보고하였다[17]. Ghodbane et al.(1999)은 자동차 공기조화 장치의 대체냉매 HFC-152a와 탄화수소 냉매를 이용하여 성능 평가 시뮬레이션을 진행하였고 이차회로(Dual loop) 시스템에서 냉방성능을 비교 및 분석하였다. 또한 지구온난화의 직접적인 원인은 냉매의 누설에 의한 것이며 간접적인 원인으로는 에어컨의 작동과 냉매 이동에 소비되는 에너지에 원인이 있다고 분석하였다[18]. Xiao Hong Han et al.(2013)은 “M5”로 명명된 HFC-161/HFC-134a (0.6/0.4 질량분율)의 혼합냉매가 자동차 공조시스템에 사용되는 HFC-134a 대체물질로 제안하였다. M5와 HFC-134a에 대한 이론적 및 실험적 사이클 성능은 응축온도 50°C~65°C, 증발온도-5°C~10°C에서 수행되었다. 이론적 결과는 M5의 COP가 HFC-134a의 COP에 가장 가까웠으며 M5의 비 냉동용량과 체적냉동용량은 HFC-134a보다 훨씬 높았다. 실험적 결과는 M5의 COP가 HFC-134a의 COP보다 약간 높게 나타났다. M5의 압축기 토출 온도는 HFC-134a보다 약 15% 높게 나타났으며, 압력비는 약 10.9% 낮게 나타났다. 기

존 시스템의 우수한 성능 및 호환성을 고려하여, M5는 HFC-134a에 대한 향후 잠재적인 대체 냉매임을 보고하였다[19]. Gustavo Pottker et al.(2015)은 동일한 작동조건에서 R134a와 R1234yf냉매로 작동하는 자동차공기조화 시스템의 응축과냉각도의 영향에 대한 실험적 연구를 수행하였다. 두 냉매 모두 응축과냉각도가 증가함에 따라 냉동효과와 비 압축일이 증가하여 COP가 최댓값을 나타냈으며, 시스템의 COP는 R134a가 9% 증가하였고, R1234yf냉매가 18% 증가하였다. 이 결과는 R1234yf냉매로 작동되는 시스템이 R134a냉매 시스템보다 과냉각도로부터 많은 이점이 있고, 이론적 분석을 통하여 얻은 경향과 비슷했다. 실험결과로서 내부열교환기 시스템을 적용하였을 경우 과냉각도로 인한 COP증가가 현저히 감소하였으며 이는 스토클 손실을 줄이기 위해 작용하기 때문이라고 하였다. L.H.X와 과냉각도 사이의 영향 외에 동시에 두 가지 모두의 사용은 R1234yf에 대하여 더욱 효율적인 공조 시스템을 얻을 수 있다고 보고하였다[20].

1.2.3 상용탑차 냉동시스템의 연구동향

Kang, S, H(2016)은 잡열축냉식 냉동탑차내 온도유지를 위한 실험적 연구에서 냉장실과 냉동실이 분리된 잡열축냉식 냉동탑차의 용적율이 5:5일 때 충진된 잡열재로 18시간정도의 고내온도를 유지할 수 있으며 개방실험에서 송풍기를 작동하지 않을 경우 적정온도를 유지하는데 85분이 소요되며 반면 송풍장치를 작동하였을 경우 25분으로 단축되었고 송풍기의 제어를 통하여 0°C 이상의 온도로 유지할 수 있으며 냉동실과 냉장실 내부온도는 냉기투출이후 11시간까지 일정한 온도를 유지하였다고 하였다. 이는 설정온도인 $5\pm1.5^{\circ}\text{C}$, -18°C 를 9시간정도 충분히 만족하는 것으로 확인하였다. 냉장실과 냉동실이 분리된 잡열축냉식 냉동탑차의 냉장실이 확장되어 온도 유지가 어렵거나 외기환기를 통하여 온도가 상승할 경우에는 송풍기를 사용하여 식품의 동결피해가 없이 짧은 시간에 고내온도를 회복 할 수 있다고 보고하였다[21].

Mon, J, C.,(2009)은 열저장 매체로 물을 이용하였을 때 냉각시간은 열저장 장치를 사용하지 않았을 때의 냉각시간보다 부하에 상관없이 30%단축되었다고 하였고, 열저장 매체에 다른 냉각시간을 비교결과 물을 사용했을 때가 파라핀을 사용했을 때보다 50%의 냉각시간이 단축되었다고 하였다. 또한 열저장장치를 이용한 Hot-gas 제상시간이 열저장 장치를 사용하지 않는 Hot-gas제상 시간보다 20%단축되고, 열저장 매체로 파라핀을 사용했을 때의 제상시간은 물을 이용했을 때보다 제상시간이 20%단축되었다고 보고하였다. 일반 냉동탑차와 열저장 냉동 탑차의 고내 온도변화를 비교한 결과는 On-Off운전에 따라서 일반 냉동탑차는 8°C로 변화가 컼고, 열저장 장치를 적용한 탑차의 고내 온도는 2°C범위로 정밀한 운전이 가능하다고 보고하였다[22]. Shin, Y, C.,(2014)은 상용냉동탑차의 성능실험결과 기본실험조건에서 R404a의 최적 냉매충전량과 최적 개도량 및 성능계수는 각각 1.3Kg, 75%, 2.07로 나타났으며 R134a시스템의 경우 최적 냉매충전량과 최적 개도량 및 성능계수는 각각 1.4Kg, 60%, 1.60으로 나타났다. 실내공기온도가 상승함에 따라서 R404a시스템의 성능계수는 40분에서 최대가 되었고, R134a 시스템은 60분에서 최대로 나타났으며 두 시스템모두 성능계수는 증가하였다. 실외측 공기온도는 25°C~35°C로 상승함에 따라서 두 시스템 모두 용축온도와 용축압력이 상승하여 압축기 소요동력이 증가하였으며 이에 따라 성능계수는 감소하였다. 압축기회전수 변화에 따라서는 R404a시스템과 R134a시스템은 압축기 소비동력 증가가 냉동용량의 증가율보다 더 커짐에 따라 성능계수는 감소하였다고 보고하였다[23].

제 3 절 연구 목적

공기조화 및 냉동분야는 주로 시설의 냉동창고, 공장의 공기조화 시스템설비 및 인간의 쾌적하고 안락한 환경을 위한 공기제어 기술로 현재까지 많은 발전을 이루어 왔다. 특히 상용탑차용 냉동·냉장 시스템은 인간의 생활수준 향상 및 문화생활 증가로 많은 변화를 이루어 왔다. 이에 따라서 외식산업이 크게 발전하고 On-line과 Off-line을 이용한 냉장식품, 냉동식품의 이송서비스가 크게 증가해왔고 앞으로 더욱더 발전할 것으로 예측하고 있다. 냉동시스템에 관한 연구는 현재 많이 없는 상태이고 대체냉매를 적용한 시스템의 성능향상 및 최적화에 관한 연구도 부족한 상황이다. 따라서 상용탑차용 냉동시스템의 성능특성을 연구하고자 열환경챔버(psychrometric chamber) 시스템에 상용탑차용 냉동시스템을 구성하여 기존냉매인 R134a냉매와 신냉매인 R1234yf냉매를 적용하여 실험을 진행하였다. 압축기, 응축기, 전자팽창밸브, 증발기의 각 배관 사이에는 압력계, 온도계, 유량계를 설치하였고 데이터 취득장치를 통하여 데이터를 수집하여 분석, 저장하도록 하였다. 우선 냉동탑차 시스템의 적정 냉매충전량을 찾기 위하여 충전량 변화에 따른 성능특성 실험을 수행하고 이후에 최적의 충전량이 결정되면 전자팽창밸브의 개도량을 증가시키면서 적정 개도량을 찾았다. 상용냉동탑차의 성능은 내부 및 외부 온도의 변화에 따라 성능이 크게 변화하므로 내부 및 외부온도 변화를 변화하면서 실험을 진행하였고, 응축기의 방열을 위하여 풍속의 변화와 압축기의 회전수를 1000 rpm에서 2000 rpm으로 단계적으로 증가하면서 성능변화를 알아보았다. 따라서 상용냉동탑차의 운전조건의 변화에 따라서 성능의 변화를 비교 및 분석하여 냉동시스템의 최적의 상태를 알고자 한다.

최근 지구온난화 및 오존층파괴의 환경문제는 국제사회의 큰 과제로 떠오르고 있다. 이에 따라서 각 국가의 정부는 환경규제에 관한 법률을 제정하여 실천하려는 노력들이 이루어지고 있다. 특히 자동차용 공기조화 시스템에 사용하던 R134a냉매가 지구온난화지수가 1430으로 매우 높아 환경문제에 대하여 영향을 끼친다고 인식함에 따라서 냉매제조회사 및 자동차제작회사는 대체냉매인 R1234yf냉매를 개발하였고 해외의 일부 자동차제조 회사는 이를 사용하고 있다. 이에 따라 본 실험에서는 R134a냉매와 R1234yf냉매를 상용냉동시스템에 적용하여 냉동시스템의 성능을 측정하고 향상시키기 위한 실험장치를 구성하고 환경문

제를 해결하기 위하여 대체냉매인 R1234yf냉매의 적용 가능성을 목적으로 하며 이를 통하여 시스템의 성능을 분석 및 고찰하여 상용탑차 및 자동차 공기조화 시스템의 연구 및 개발에 도움이 될 것으로 기대한다.

제 2 장 자동차 공조시스템 관련이론

제 1 절 증기압축 냉동시스템

액체가 증발하면서 주위의 열을 빼앗고 기체가 되면서 주변을 냉각시키는 물질을 냉매라고 한다. 낮은 온도에 도달하기 위해서는 낮은 온도에서 증발하는 냉매를 필요로 한다. 증발된 냉매기체를 대기 중으로 방출하면 경제적인 문제 및 환경적인 문제가 발생하기 때문에 냉매를 다시 포집하여 응축 및 증발시키기 위해서는 압축기, 열교환기 및 팽창장치를 이용하여 냉매를 압축, 응축, 팽창, 증발의 과정을 반복적으로 수행해야 하며 이러한 과정을 통하여 하나의 사이클이 형성된다. 주로 냉매를 압축시키는 방법으로는 기계적인 압축방법과 열 구동압축방법이 있는데 주로 자동차용 공기조화 장치는 기계적인 압축방법인 증기압축 냉동 사이클을 기본으로 작동된다. Fig. 2.1은 자동차 공기조화 장치의 각각의 시스템을 보여주는 개략도이다. 냉동사이클은 냉매가 압축기에서 압축되어 응축기 를 거쳐 응축되고 응축된 냉매는 팽창장치를 통해 저온저압의 냉매로 된다. 이러한 저온저압의 냉매는 증발기로 이동하여 주위의 열을 흡수함으로써 하나의 사이클이 완성된다.

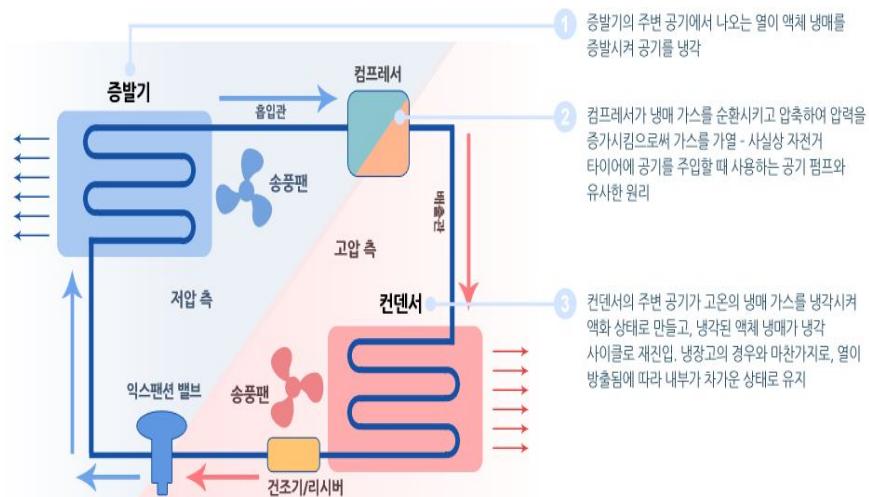


Fig. 2.1 Cycle configuration of automotive air conditioning system.

제 2 절 R134a, R1234yf 냉매의 특성

2.2.1 R134a 냉매의 특성

염화불화탄소(CFC)는 60년 전에 개발되어진 독특한 특징을 지닌 냉매로서 낮은 독성, 불연성, 비부식성이며 재료와 호환성이 있는 냉매이고 열역학적 물성치와 물리적 특성이 뛰어나지만 오존층파괴 물질로 알려지면서 대체냉매인 R134a 냉매가 개발되어 현재까지 사용되고 있다. R134a는 염소를 포함하지 않으며 오존층 파괴지수(Ozone Depletion Potential, ODP)가 0인 냉매이다. 또한 CFC-12 냉매의 대체냉매로서 냉동장치에 사용되었고 물리적 특성, 열역학적 물성치가 뛰어나고 낮은 독성, 불연성, 낮은 광화학 반응, 낮은 증기 열전도 성질을 갖는 효율적이며 안전한 대체냉매로 사용되어 왔다. 특히 자동차 공기조화 시스템에 주로 사용되었고 가전제품, 소규모냉동장치, 중간온도 슈퍼마켓 Show Case와 상업용 냉각 장치에 사용되었다. 그러나 R134a 냉매는 지구온난화지수(Global Warming Potential, GWP)가 1430정도로 매우 높아 1997년도에 교토의정서 협약에 의하여 규제가스로 분류되었으며 2005년 12월에 EU(European Union)에서 Directive 2006/40/EC 법규를 발효하였다. 이 법규는 GWP가 150이상인 냉매 사용 금지와 냉매 누출량을 제한하는 내용을 담고 있다. Table. 2.1은 Directive 2006/40/EC 법규에 대한 내용을 표로 나타낸 것이다.

Table. 2.1 Regulations of Directive 2006/40/EC.

Classify		Refrigerant leakage regulation		GWP Regulation
Regulation content		Single evaporator	40g/year	GWP 150 or More disabled
		Dual evaporator	60g/year	
Regulation time	New Automobiles	From 2008.6.21		From 2011.1.1
	Existing Automobiles	From 2009.6.21		From 2017.1.1

2.2.2 R1234yf냉매의 특성

2011년부터 자동차 제작회사들은 EU(European Union)에서 결의한 MAC (Mobile air Conditioning) Directive 2006/40/EC 규제법을 적용하였으며 새로운 자동차에는 지구온난화지수(Global Warming Potential, GWP)가 150이하인 냉매를 사용하도록 하였다. 냉매제조 회사 및 자동차제작회사들은 오랜 기간 동안 연구와 투자를 통하여 R134a냉매의 대체냉매를 개발하기 위하여 많은 연구를 시도해 왔으며 지금도 환경 친화적이고 화학적으로 안전한 냉매를 개발하기 위해 노력하고 있다. R1234yf냉매는 R134a냉매와 호환성이 좋으며 Drop-in이 가능한 대체냉매로서 R-744(CO₂)냉매보다 에너지 효율이 좋으며 높은 외기온도에서 연료 소비율, 온실가스의 배출이 작아 오존층파괴지수 (Ozone Depletion Potential, ODP)가 0이며 지구온난화지수(Global Warming Potential, GWP)가 4로서 친환경냉매로 각광받고 있다. R1234yf 공기조화 시스템은 현재 R134a 시스템과 통합되어 있어 공조시스템의 설계, 변경 및 교체 없이 사용가능하므로 생산비용의 절감과 새로운 규제를 만족할 수 있다. 또한 R1234yf냉매의 대기수명은 11일로서 13년인 R134a냉매보다 아주 짧으며 R-744(CO₂)냉매의 대기수명인 100년보다 매우 작은 수치이다. HFC, CFC는 대기 중에서 분해되는데 수십 년이 걸리는데 비해 R1234yf는 대기 중에서 분해기간도 짧으며, 자동차 공기조화 시스템에 적용시에 간단하면서도 에너지 효율적이며 온실가스도 줄일 수 있는 이점이 있어 미래 대체냉매로 기대되는 냉매이다.

제 3 절 R134a, R1234yf냉매의 열역학적 물성치 비교

Table. 2.2는 R134a와 R1234yf냉매의 열역학적 물성치를 비교한 표이다. 대체 냉매로 개발된 R1234yf냉매는 R134a냉매와 서로 열역학적 물성치가 비슷하며 호환성이 있어 Drop-in이 가능한 냉매이나 약간의 가연성이 있으며 증발압력이 높고 응축압력은 낮아 압축비가 낮으며 임계온도, 임계압력, 증발압력이 낮아서 증발잠열 감소로 인하여 자동차공기조화 시스템의 냉방효율이 20%정도 낮아지는 경향이 있다. 중기밀도의 경우 R1234yf냉매가 R134a냉매에 비하여 높아서 압축기 입구를 지나는 냉매 유량이 증가하며, 압력강하를 초래하고 공기조화 시스템의 성능저하 문제를 발생할 수 있다. R1234yf 에어컨 시스템은 압력비가 10% 낮아지고 압축기 효율이 향상되면 6%의 성능계수(COP)가 감소하게 된다. 기존에 사용하고 있는 R134a냉매 공기조화시스템을 R1234yf냉매 시스템에 적용할 경우 냉동 시스템의 성능이 10%정도 감소할 수 있다. 그러나 최근에 R-1234yf 냉매의 성능을 향상시키고자 내부열교환기 I.H.X(Internal heat exchange)가 적용된 시스템을 사용하여 응축기 측의 고온, 고압냉매와 증발기 측의 저온, 저압냉매를 서로 열교환 하여 과열도(Super heat)와 과냉도(Super cooling)를 상승시킴으로서 자동차 중기압축 시스템의 냉방성능 향상에 기여하고 있으며 대체냉매를 적용하여 성능을 향상하기위해 자동차 제조회사 및 냉매 제조회사는 끊임없는 연구와 개발을 시도하고 있다.

Table. 2.2 Comparison of thermodynamic properties of R-134a and R-1234yf.

Refrigerant	HFC-134a	HFO-1234yf
Material Property		
Chemical Name	1,1,1,2 - Tetrafluoroethane	2,3,3,3 - Tetrafluoprop-1-ene
Molecular Formula	CH ₂ FCF ₃	CH ₂ CFCF ₃
Molecular 3-D Structure		
Molecular Weight[g/mol]	102.03	114
Boiling Point[°C] at 1atm	-26.05	-29.5
Freezing Point[°C] at 1atm	-96.6	-150
Critical Temperature[°C]	101.06	94.7
Critical Pressure[kPa]	4,059.3	3,380
Critical Density[kg/m ³]	511.9	475.6
Vapor Density[kg/m ³]	5.26	5.98
Liquid Density[kg/m ³]	1207.0	1091.9
Liquid Heat Capacity [kJ/kg·K]	1.425	1.392
Vapor Heat Capacity [kJ/kg·K] at 1atm	0.851	0.91
Heat of Vaporization[kJ/kg] at 1atm	216.98	180.25
Vapor Pressure[kPa]	665.0	683
Liquid Thermal Conductivity[W/m·k]	81.1	63.59

Vapor Thermal Conductivity [W/m·k]	13.8	13.97		
Liquid Viscosity [$\mu\text{pa}\cdot\text{s}$]	194.9	155.5		
Vapor Viscosity [$\mu\text{pa}\cdot\text{s}$]	11.7	12.3		
Liquid Enthalpy [kJ/kg] at 20°C	227.47	226.6		
Vapor Enthalpy [kJ/kg] at 20°C	409.75	375.9		
Liquid Entropy [kJ/kg] at 20°C	1.0962	1.0931		
Vapor Entropy [kJ/kg] at 20°C	1.7180	1.6024		
Toxicity	Non-Toxic	Non-Toxic		
Flammability/ Flammability rating	Non- Flammable	A1	Flammable	A2L UFL: 12.3(vol.%) LFL: 6.2(vol.%)
Ozone Depletion Potential	0	0		
Lubricating Oil	PAG, Ester	PAG		
Global warming potential	1,430	4		
Atmospheric Life Time	14-year	12-day		

2.3.1 증기압 (Vapor Pressure)

포화증기압은 고체나 액체가 평형상태가 되었을 때를 뜻한다. 액체는 항상 기체로 증발하려는 성질이 있으며 밀폐 시스템의 경우에 일정한 증발이 일어나면 그 후에 증발이 일어나지 않고 시스템 내의 액체는 변동이 없게 된다. 이것은 증발된 분자와 액체로 유입되는 기체분자의 수가 비례하게 되어 증발이나 액화가 발생하지 않는 동적평형상태가 되기 때문이다. 동적평형상태가 되었을 때의 기체를 포화증기라 하며 이때의 압력을 포화증기압이라고 한다. 차량용 공기조화시스템의 냉매증기압이 대기 압력보다 낮을 경우에는 공조장치 내로 공기유입 문제가 발생할 수 있고 높을 경우 비접이 낮아지고 압축일이 감소하게 된다. 비접이 낮은 냉매의 경우에는 압축비가 감소하고, 높을 경우 공조시스템의 설계압력을 상승해야 하며 압축기 방출온도 상승으로 냉동오일의 성질이 변화하고 냉동효율이 급격히 감소할 수 있다. Fig. 2.2는 134a와 1234yf증기압을 비교한 것으로 두 냉매의 증기압이 서로 비슷한 것을 알 수 있다.

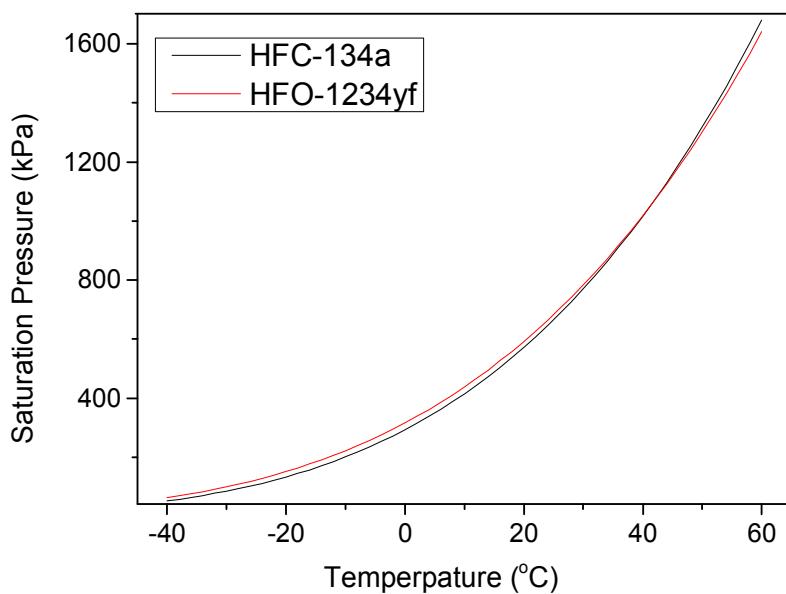


Fig. 2.2 Comparison of the vapor pressures of R-134a and R-1234yf.

2.3.2 증발잠열 (Latent Heat of Vaporization)

증발잠열은 냉매가 증발할 때 외부의 열을 흡수하여 열 교환을 하는 열량을 말한다. 증발잠열이 클수록 열 교환을 더욱 많이 하며 탑차 내부의 온도를 빠르게 낮출 수 있게 된다. 냉매의 증발잠열은 일정한 온도와 압력에서의 포화증기와 포화액체의 엔탈피 차이를 의미한다. Fig. 2.3은 HFC-134a냉매와 HFO-1234yf냉매의 증발잠열을 비교한 그래프로 HFO-1234yf냉매가 HFC-134a냉매보다 증발 잠열이 20%정도 더 낮다. 대체냉매인 HFO-1234yf냉매의 경우 증발잠열 구간이 작아 자동차 공조시스템의 Drop-in성능 평가 시에 냉동효율 차이가 있기 때문에 내부 열교환기를 적용한 시스템 및 혼합냉매를 이용하여 성능을 향상시킬 수 있을 것으로 기대된다.

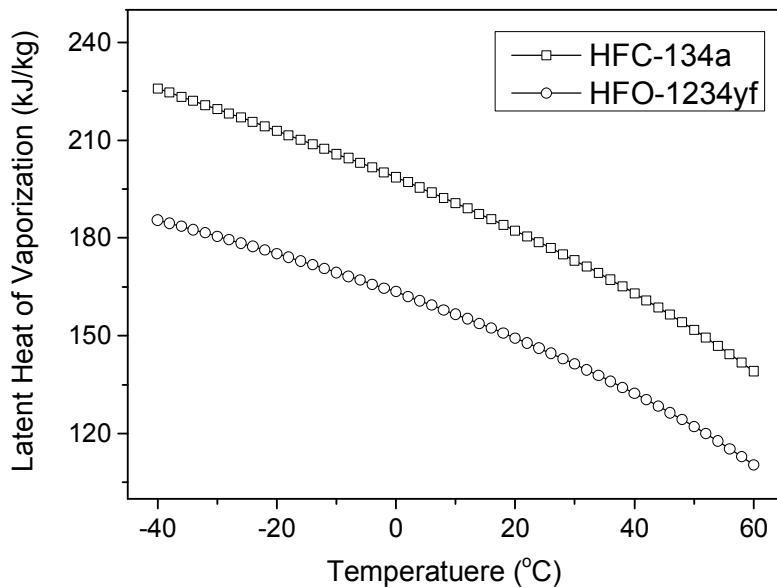


Fig. 2.3 Comparison of latent heat of vaporization of R134 and R1234yf.

2.3.3 밀도 (Density)

밀도는 단위체적당 질량을 의미하며 물질의 분자가 얼마나 조밀하게 밀집되어 있는가를 나타낸다. 냉매의 경우 액체밀도와 증기밀도로 구분할 수 있다. Fig. 2.4는 HFC-134a냉매와 HFO-1234yf냉매의 액체밀도를 비교한 그래프로 HFO-1234yf냉매가 11%정도 작다. HFO-1234yf냉매의 액체밀도가 11%정도 작기 때문에 자동차 공기조화 시스템의 충전양이 감소하여 냉매의 누설량 감소로 대기 중으로 누출되는 냉매양이 줄어들게 되어 대기환경에 큰 영향을 미치지 않을 것으로 판단된다. Fig. 2.5는 두 냉매의 증기밀도를 서로 비교한 그래프로서 증기상태 밀도는 HFO-1234yf냉매가 HFC-134a냉매보다 증기밀도가 14%~20% 정도 높다. 증기밀도가 높기 때문에 가스의 비체적은 낮아지고 Drop-in 성능 평가 시에 냉매의 유량상승 효과가 있다. 따라서 HFO-1234yf냉매가 HFC-134a냉매와 비교하여 증발잠열 구간은 작으나 증기밀도 증가에 따른 냉매유량 상승함으로서 비슷한 냉방효과를 얻을 수 있다. 또한 낮은 온도에서 포화압력이 상승하고, 높은 온도에서는 포화압력이 감소함에 따라서 압축일이 낮아져 자동차 공기조화 시스템의 효율은 비슷할 것으로 사료된다.

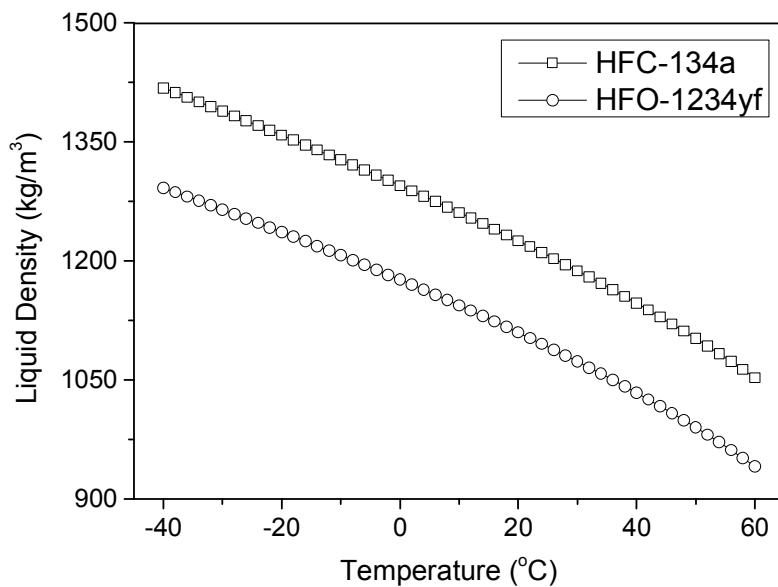


Fig. 2.4 Liquid Density Comparison of R134a and R1234yf Refrigerants.

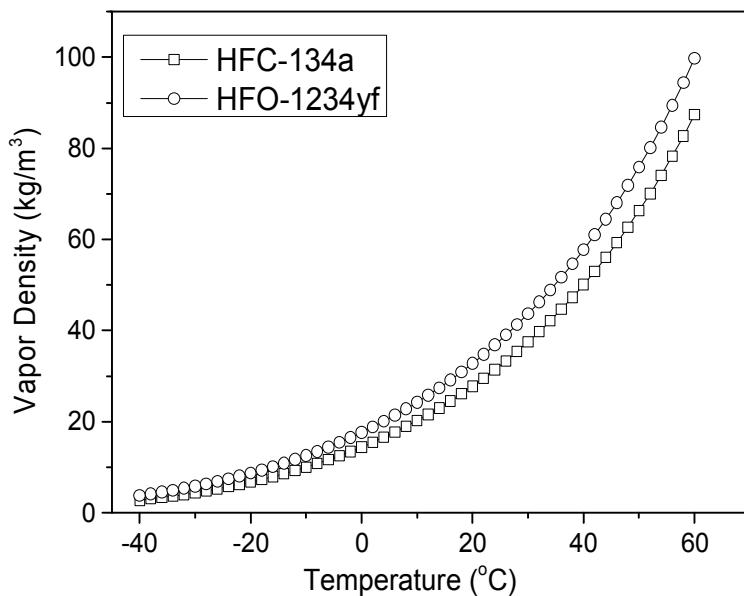


Fig. 2.5 Comparison of vapor density of R134a and R1234yf.

2.3.4 열전도율 (Thermal Conductivity)

열전도율은 물질 내부에서 열이 발생하여 분자운동에 의하여 한 지점에서 다른 한쪽방향으로 연속적으로 열이 전달되는 현상을 열전도라 하며, 단위면적 (1m^2)당 단위시간(1Sec)동안 수직방향(1m)으로 흐르는 열량과 이때의 방향에서 온도의 기울기 비를 의미한다. 단위는 $\text{W}/\text{m}\cdot\text{K}$ 또는 $\text{mW}/\text{m}\cdot\text{K}$ 를 사용한다. Fig. 2.6과 Fig. 2.7은 HFC-134a냉매와 HFO-1234yf냉매의 증기, 액체 열전도율을 나타낸 것으로 기존의 실험된 각 냉매의 열역학적물성치 데이터에서 각 -40°C , -20°C , 0°C , 20°C , 40°C , 60°C 에서 측정된 6가지 온도에서의 열전도율을 그래프로 나타낸 것이다. Fig. 2.6에서 두 냉매의 증기 열전도율은 HFO-1234yf냉매가 1~4%의 근소한 차이로 약간 높게 나타났다. Fig. 2.7은 HFC-134a냉매와 HFO-1234yf냉매의 액체 열전도율을 그래프로 나타낸 것으로 HFO-1234yf냉매가 20%~23%의 열전도율이 낮은 것을 보이고 있다. 이것은 공조냉동시스템의 기능상 설계, 변경을 고려하여야 하며 열전도율이 높은 냉매는 자동차공기조화 시스템의 냉매 액의 열전달 특성을 향상시켜 냉동효과를 증가시킬 수 있다.

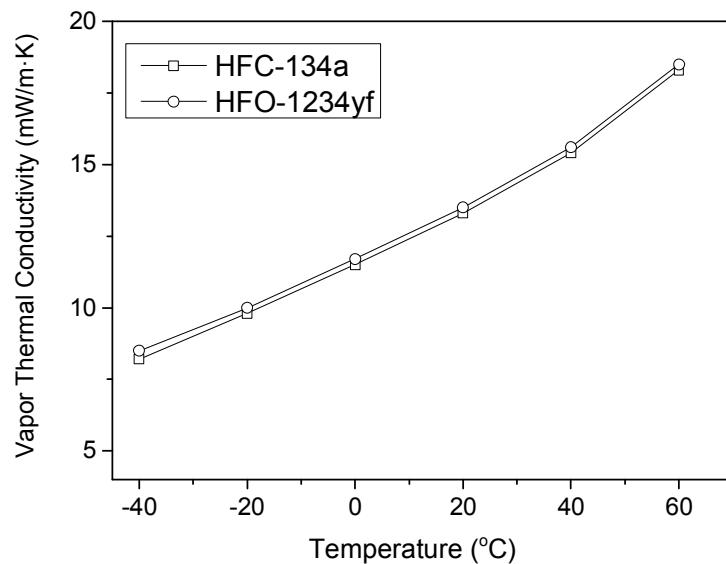


Fig. 2.6 Comparison of Vapor Thermal Conductivity of R134a and R1234yf.

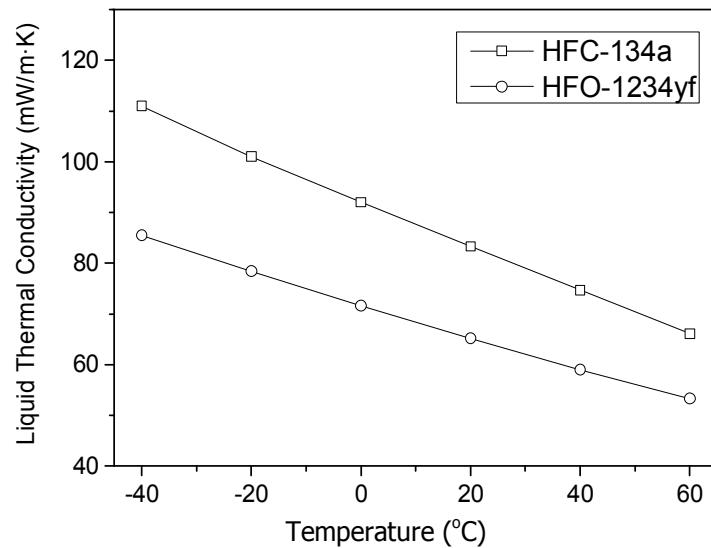


Fig. 2.7 Comparison of Liquid Thermal Conductivity of R134a and R1234yf.

제 4 절 기타사항

2.4.1 윤활유의 작용

자동차공기조화 시스템에서 사용하는 냉동기유는 압축기 및 마찰이 발생하는 곳에서 윤활작용을 하며 냉매와 혼합하여 시스템 내를 순환하기 때문에 윤활작용 및 냉매에 적합한 윤활유를 사용하도록 고려하여야 한다. HFC-134a 냉매에는 주로 PAG(Poly-alkylene Glycol Oil)와 Ester계 오일을 주로 사용하였으며 신 냉매로 개발된 HFO-1234yf 냉매에도 PAG오일이 적용되고 있다. Table. 2.3은 윤활유의 구비조건에 관한 사항을 표로 나타낸 것이다.

Table. 2.3 Requirement condition of lubricating oil.

Contents	Requirements
Essential Requirements	It should be non-toxic.
	It should be environmentally friendly.
	The flash point should be high.
	The viscosity should be adequate. The wax should not be separated at low temperatures. Carbonization should not occur at high temperatures.
Factors affecting machinery and equipment reliability	It is easy to separate from refrigerant and should not cause chemical reaction. It should not contain impurities such as moisture, acidic substances and the like. Electrical insulation should be excellent. Oxidation should not occur even after prolonged use.
Requirements at using	The solidifying point should be low.
	It should be recyclable
	Price must be appropriate

2.4.2 냉매의 부품적합성

Table. 2.4는 HFC-134a 냉매와 HFO-1234yf 냉매의 플라스틱 및 탄성중합체에 대한 적합성을 나타낸 것이다. 미국의 Honeywell社와 국제기업이 협력하여 자동차공기조화시스템에 사용하는 여러 가지 재료에 대하여 냉매와의 호환성 테스트를 수행하였으며 적합성, 부적합성, 일부적합성을 판별하였다. 또한 금속재료인 Steel, Copper, Brass, Aluminum 등도 두 냉매에 대한 호환성이 있어 기존의 자동차공조냉동 시스템에 사용되었고 Drop-in 성능 테스트 시에 이상반응이 없을 것으로 사료된다. Fig. 2.8은 상용탑차 냉동시스템의 실험에 사용된 재료의 사진을 보여주고 있다.

Table. 2.4 Comparison of parts suitability of R134a and R1234yf.

Substance \ Refrigerant	HFC-134a	HFO-1234yf
HNBR	Suitable	Suitable
Nylon	Suitable	Suitable
Epoxy	Suitable	Suitable
Polyimide	Suitable	Suitable
Neoprene	Suitable	Suitable
EPDM	Suitable	Suitable
Butyl Rubber	Suitable	Suitable with some exceptions
Silicone	Unsuitable	Suitable
Polyvinylidene Fluoride and Copolymer of Vinylidene Fluoride and Hexafluoropropylene	Unsuitable	Unsuitable



Fig. 2.8 Photograph of compressor, condenser, EEV, evaporator.

2.4.3 냉매의 화재위험성

자동차 공기조화시스템에 사용하는 냉매는 안전성 부분에 있어 가연성을 고려해야 한다. 반세기동안 사용해온 HFC-134a냉매의 경우 미국 공조냉동학회(ASHRAE)에서는 가연성 등급을 A1으로 규정하였고, 미연방 교통부(Department of Transportation, DOT)에서도 비 가연성 냉매로 정하였다. 신 냉매로 개발된 HFO-1234yf냉매의 경우 미국 공조냉동학회에서는 안전성 등급을 A2L로 규정하였다. 이 등급은 HFO-1234yf냉매가 약간의 가연성이 있음을 뜻한다. Table. 2.5는 HFO-1234yf냉매와 HFC-152a냉매의 가연성 한계를 비교한 표이다. 두 냉매를 비교했을 때 HFO-1234yf냉매의 연소하한계(LFL)지수가 6.2 Vol.%로 HFC-152a의 3.9 Vol.%보다 높아 가연성이 보다 낮은 것을 알 수 있다. HFO-1234yf냉매는 미국자동차기술학회(SAE)의 CRP1234프로그램에 의하여 가연성 및 위험성 평가를 실현하였고, 이에 따른 결과로 자동차 공기조화 시스템에 적용 가능한 대체냉매라고 평가하였다.

Table. 2.5 Flammability Limit Comparison of R134a and R1234yf.

Refrigerant \ Flammability Property	LFL (Vol.%)	UFL (Vol.%)	Different (Vol.%)	Minimum Ignition Energy (MJ)	Burning Velocity (m/s)
HFC-152a	3.9	16.9	13	0.38	23
HFO-1234yf	6.2	12.3	5.8	5,000~10,000	1.5

제 3 장 실험장치, 실험방법 및 조건

제 1 절 실험장치

3.1.1 상용냉동차 냉동시스템 실험장치

본 연구에서는 HFC-134a, HFO-1234yf 냉매의 성능특성을 비교 및 분석하고자 상용냉동차 시스템의 단품인 압축기, 응축기, 증발기, 전자팽창밸브 이용하여 실험장치를 구성하였다. 프로파일 테이블에 고정된 5.5 kW 3상유도 전동모터가 사판식(Swash Plate Type) 압축기와 V-belt로 연결되어 인버터에 의하여 압축기 회전수를 조정할 수 있도록 제작하였으며 Fig. 3.1은 자동차 공조시스템의 구성을 보여주고 있다. Fig. 3.2는 3S코리아社가 제작한 실내측(Indoor Side)과 실외측(Outdoor Side)로 나뉘지는 열환경챔버(Psychrometric Chamber)내의 건구온도(Dry-bulb temperature)와 습구온도(Wet-bulb temperature)를 각각 제어할 수 있는 개략도를 나타내고 있다. 실외측은 압축기, 응축기, 질량유량계로 구성되어 있으며 실내측은 전자팽창밸브, 증발기로 구성되어 있다. 실외측의 응축기 풍속과 실내측의 증발기 풍속은 DC전압조정 장치를 이용하여 풍속을 단계적으로 제어할 수 있도록 하였다. Table. 3.1은 열환경챔버 실내측과 실외측의 냉동기, 히터, 가습기의 용량을 표로 나타내었다. 상용냉동차 시스템의 운전특성을 파악하기 위하여 압력계, 온도계, 질량유량계를 설치하였다. 압력계는 고압측인 압축기 출구와, 저압측인 압축기 입구에 설치하였으며 질량유량계는 증발기 출구와 압축기 입구 사이에 동관 피팅을 이용하여 연결하였다. 온도계는 증발기, 응축기 사이와 배관의 각 구간에 설치하였다. 압축기의 소요동력은 전동모터와 인버터중간에 전력적산계(Power Meter)를 설치하여 측정하도록 하였다. Fig. 3.3과 Fig. 3.4는 열환경챔버 장치의 외관 및 컨트롤 패널의 사진을 나타낸 것이다.

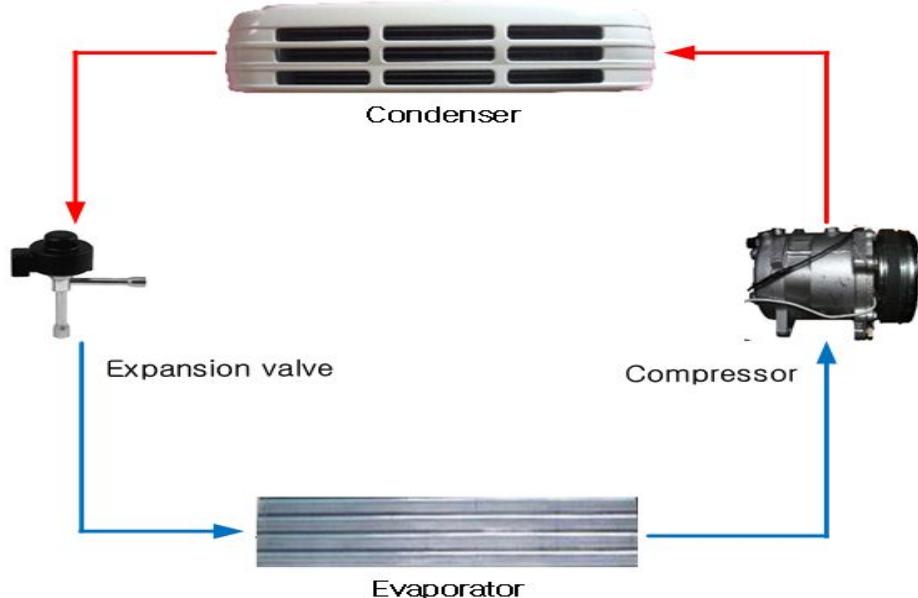


Fig. 3.1 Schematic of the refrigeration system of refrigerator truck.

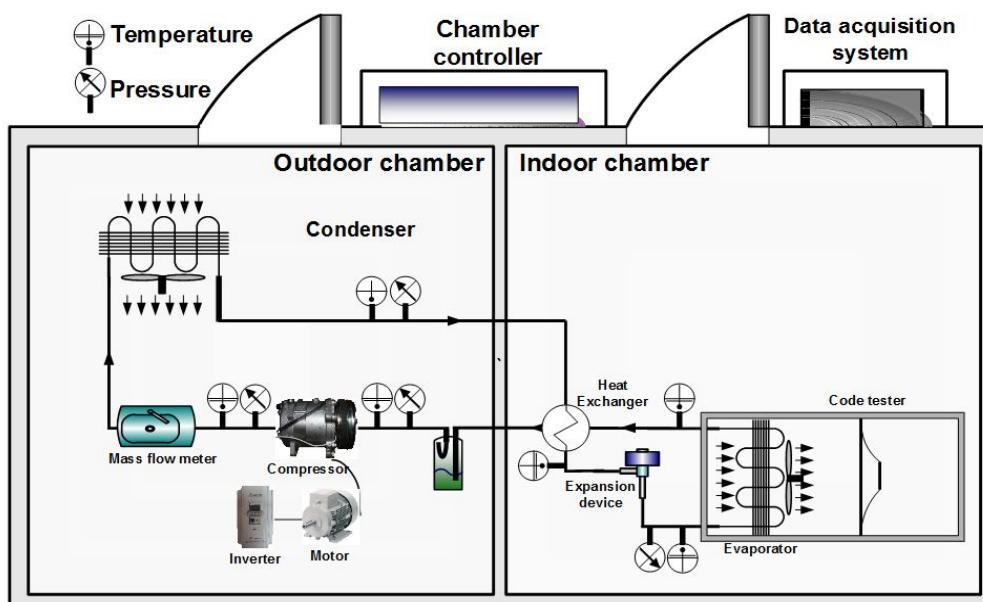


Fig. 3.2 Schematic of experimental equipment with psychrometric chamber.

Table 3.1 Specification space air conditioning handling unit.

Space	Control system	Capacity(kW)
Indoor side	Heating heater No.1	15
	Heating heater No.2	15
	Humid No.1	16
	Humid No.2	8
	Refrigerator No.1	3.7
	Refrigerator No.2	2.2
Outdoor side	Heating heater No.1	17.5
	Heating heater No.2	17.5
	Humid No.1	20
	Humid No.2	10
	Refrigerator No.1	3.7
	Refrigerator No.2	3.7



Fig. 3.3 Outside of psychrometric chamber.



Fig. 3.4 Control panel of psychrometric chamber.

3.1.2 온습도 제어장치

열환경챔버 내의 실외측과 실내측의 공조장치로 유입되는 공기의 건구온도와 습구온도의 측정을 위하여 응축기와 증발기의 공기 유입 부분에 샘플러를 설치하였으며 공조장치로 흡입되는 공기를 송풍기에 의하여 샘플링(sampling)하여 건구온도(DBT)와 습구온도(WBT)를 측정하고 이 값을 기준으로 열환경챔버 내의 온도와 습도의 제어가 가능하도록 구성하였다. 실험에 사용한 공기샘플러(air sampler)는 세부분으로 나뉘지며 샘플러의 구성요소는 Duct와 연결되어 공조장치의 흡입구에서 흡입된 공기의 측정오차를 최대한 줄이기 위하여 샘플러와 연결된 Duct는 단열처리 하였다. 정밀한 온도를 측정하기 위하여 RTD-Type Thermocouple을 사용하였으며 습구온도의 측정을 위하여 수위조절장치를 설치하여 종류수를 보충할 수 있도록 되어있다. Fig. 3.5는 증발기 입구측에 설치된 샘플러의 공기흡입부를 사진으로 나타낸 것이며 Fig. 3.6은 흡입된 공기의 건구온도(DBT)와 습구온도(WBT)를 측정할 수 있는 측정부의 모습을 사진으로 나타낸 것이다.



Fig. 3.5 Air sampler indoor side.

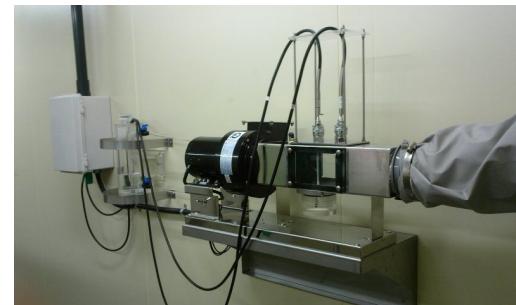


Fig. 3.6 Air sampler and blower.

3.1.3 풍량측정장치

가. 풍량측정

Fig. 3.7은 열량측정 장치인 Calorimeter로서 중발장치의 풍량과 열교환량을 측정할 수 있다. 열량측정 장치는 Code tester, 흡입송풍기, 온도측정 장치, 컨트롤 패널로 구성되어 있다. 중발장치와 Calorimeter의 설치는 Fig. 3.8과 같이 챔버내의 실내측(Indoor)의 공기와 중발기의 열교환을 통하여 공기측 열량을 측정하여 냉동용량의 계산이 이루어지도록 설치하였다. Table. 3.2는 풍량측정 장비의 사양을 표로 나타낸 것이며 Table. 3.3은 흡입식 송풍기의 사양을 표로 나타낸 것이다. 자동차공기조화 시스템의 중발기를 Calorimeter에 연결하여 중발기 성능의 측정을 목표로 하였고 중발기측에 부착된 팬에 의하여 Calorimeter 내부의 압력 차를 0으로 조정하여 중발장치 팬의 풍량을 측정하여 중발기의 용량을 계산할 수 있도록 되어있다. 공기조화 시스템의 성능측정을 위하여 데이터 취득장치 (MX100-Yokogawa)에 연결하였으며 시스템의 성능변화를 Psychrocal 프로그램을 사용하여 PC와의 통신을 통하여 데이터를 기록 및 분석하고 저장할 수 있도록 하였다.

나. Calorimeter의 원리

팬이 부착되어 있는 중발기를 칼로리미터에 장착한 경우 중발기에 장착된 팬이 Calorimeter 내부로 공기를 불어주게 된다. 이때 Calorimeter 내부에 압력차가 생기게 되며 이 압력차이가 0으로 설정될 만큼의 공기량을 송풍기를 이용해 배출하게 된다. 이러한 방법으로 중발기의 풍량이 계산이 되며 중발기 입구로 들어오는 공기의 조건과 중발기 출구의 공기상태를 기준으로 중발기의 용량이 계산되게 된다. Calorimeter 내부에는 $\varnothing 45$, $\varnothing 55$, $\varnothing 65 \times 2$ 의 직경을 가지는 노즐이 총 4개가 존재한다. 이 노즐은 중발기 팬의 송풍량에 따라 개방수를 조절해야 하며 송풍량이 클수록 많은 수의 노즐을 개방시켜야 한다. 이때 노즐의 허용 전후 차압은 20 mmAq~60 mmAq사이를 유지하도록 해야 한다.

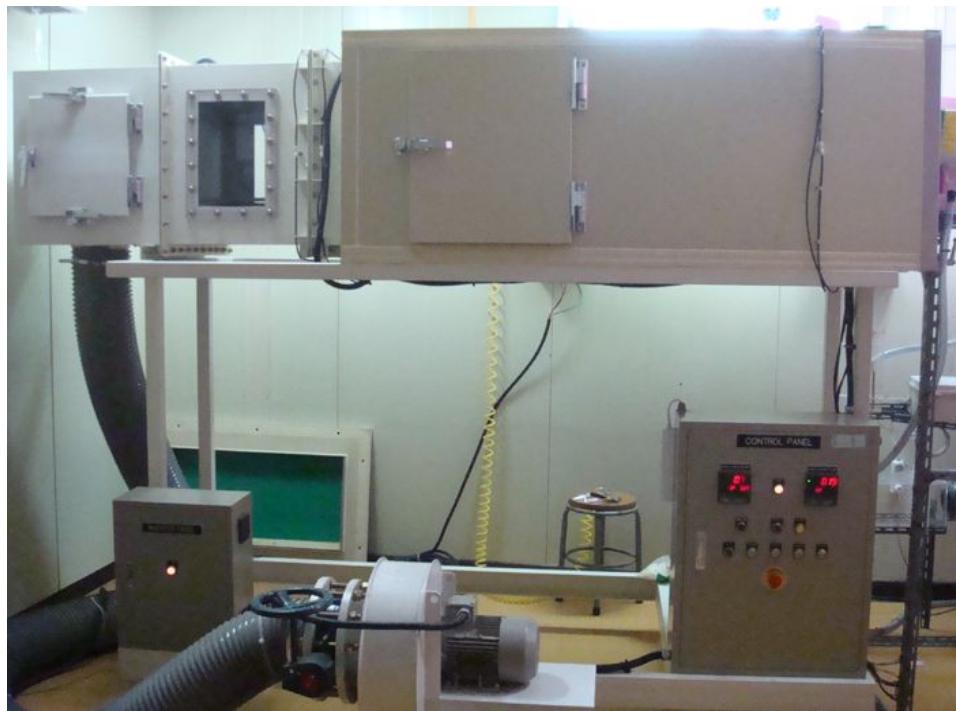


Fig. 3.7 Photograph of the calorimeter.

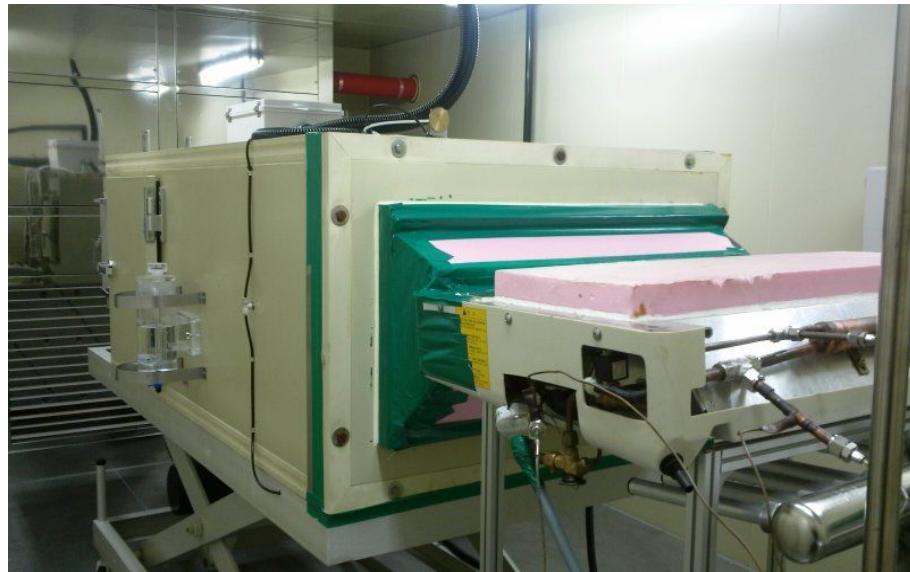


Fig. 3.8 Calorimeter with an evaporator.

Table. 3.2 Specification of code tester in fan tester.

Item	Specification
Total size	1,100W × 700H × 3,000L
Tester anemometer size	400W × 600H
Insulating material	50 mm Urethane
Temperature range	Dry bulb ~ 1
Body material	STS 2.3t, SUS-304 정류 다공판 ~ 2
Nozzle	45Ø×1, 55Ø×1, 65Ø×2(Air cylinder open and shut)
Test size	900 × 450

Table. 3.3 Specification of suction fan.

Item	Specification
Type	#2 1/2 Single suction Turbo fan
Capacity	20 m ³ /min × 180 mmAq
Number of motor	3

3.1.4 상용탑차 냉동시스템의 구성

가. 압축기(Compressor)

압축기는 증발기에서 증발한 저온, 저압력의 냉매기체를 흡입하여 고온, 고압력 상태로 압축한 뒤 응축기로 이송하여 응축이 이루어지도록 하는 장치이다.

Fig. 3.9는 사판식 압축기 SD5L14의 모습을 사진으로 나타낸 것으로 공기조화시스템의 출력에 따라서 압축기의 사판각도가 변화하여 토출용량의 변화를 줄 수 있는 압축기이다. Table. 3.4는 사판식 압축기 SD5L14의 사양을 표로 나타낸 것이다.



Fig. 3.9 Photograph of Swash plate compressor.

Table. 3.4 Specification of Swash plate compressor.

Composition	Measure	Value
Cylinder bore	mm	35
Cylinder stroke	mm	28.6
Displacement per revolution	cc/rev	138
Number of cylinders	-	5
Pulley Type	-	V-belt
Lubricating oil	-	PAG

나. 응축기(Condenser)

응축기는 공조시스템에서 발생한 증발열과 압축기 구동 시에 발생한 열에너지 를 저온의 물체 및 대기와 열교환 하며 이때 온도가 감소하면서 응축하여 팽창 벨브로 이송시키는 장치이다. Fig. 3.10은 탑차 외부에서 봤을 때의 응축기 모습을 나타내었고, Fig. 3.11은 응축기의 모습을 개략도로 모사하였다. Table. 3.5는 응축기의 제원을 표로 나타낸 것이다.



Fig. 3.10 External view of the condenser.

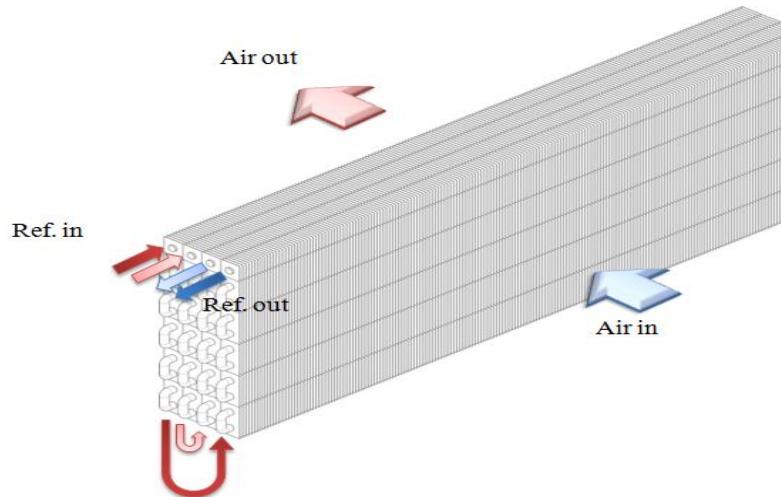


Fig. 3.11 Internal schematic of condenser.

Table. 3.5 Specification of Condenser.

Specification	Unit	Value
Fin interval	[mm]	2.1
Fin height	[mm]	25.78
Fin width	[mm]	24.83
Tube diameter	[mm]	9.5
Tube thickness	[mm]	0.5
Total size	[mm]	760(L)×284(H)×100(W)

다. 전자 팽창밸브(Electronic Expansion Valve)

팽창밸브는 응축기에서 응축된 고온 고온압력의 냉매를 증발할 수 있는 압력으로 감압하며 증발기에서 열교환이 원활이 이루어질 수 있도록 냉매유량을 조절하는 역할을 한다. 자동차 공기조화 시스템은 자동차의 속도와 공기조화시스템의 출력 변화에 의하여 밸브의 개폐를 조절하여 냉매의 양을 조절하는 역할을 한다. Fig. 3.12는 전자 팽창밸브의 모습을 나타낸 것으로서 Solenoid에 전기적 신호를 주어 밸브의 개폐량을 조절하거나 방향을 제어하는 역할을 한다.



Fig. 3.12 Photograph of Electronic Expansion Valve.

라. 증발기(Evaporator)

Fig. 3.13은 본 실험에서 사용한 Louver fin type 증발기의 모습을 사진으로 나타내었으며 증발기는 응축기에서 응축된 고온, 고압의 액체냉매가 팽창밸브를 통과할 때 교축작용을 하면서 저온, 저압의 기상냉매로 변하고 증발기의 관을 통하여 외부의 고온의 공기로부터 열을 흡수하여 주위를 냉각시키는 역할을하게 된다. Table. 3.6은 실험에 사용한 증발기의 사양을 표로 나타낸 것이다.



Fig. 3.13 Photograph of evaporator.

Table. 3.6 Specification of evaporator.

Specification	Unit	Value
Fin interval	[mm]	4.56
Fin height	[mm]	22.64
Fin width	[mm]	26.13
Tube diameter	[mm]	9.5
Tube thickness	[mm]	0.5
Total size	[mm]	865(L)×136(H)×209(W)

제 2 절 측정 장치 및 데이터수집 · 처리장치

3.2.1 측정 장치

가. 압력 측정

상용냉동탑차 시스템의 실험장치를 구성하여 압력의 변화를 알아보기 위하여 고압라인과 저압라인에 압력계를 설치하였다. 압력계는 압축기입구라인(저압)과 출구라인(고압)에 설치된 동판 피팅 사이에 연결하여 압력의 변화를 살펴보았다. Fig. 3.14는 실험에 사용된 Setra사의 C206압력계의 모습이며 Table. 3.7은 압력계의 사양을 표로 나타내었다.



Fig. 3.14 Photograph of pressure gauge.

Table. 3.7 Specification of Pressure gauge.

Item	Specification
Company	Setra
Model	C206
Pressure range	-14.7~3000 psig
Input	24 VDC
Output	4~20 mA

나. 온도 측정

냉동시스템의 온도 특성을 알아보기 위하여 압축기 입·출구, 응축기 입·출구, 팽창장치 입·출구, 증발기 입·출구에 각각 T형 열전대(T-Type Thermocouple)을 냉매배관 표면에 단열을 하여 단단히 부착하였다. 응축기와 증발기로 유입되는 온도측정을 위해서 건구 및 습구온도계를 구성하였으며 건구온도와 습구온도를 측정하기 위하여 RTD 온도센서를 사용하였다. T-Type Thermocouple과 RTD 온도센서는 물의 어는점에서의 오차를 $\pm 0.1^{\circ}\text{C}$ 로 보정하였다. Fig. 3.15는 T-type Thermocouple의 모습을 사진으로 나타낸 것이며, Table. 3.8은 온도계의 사양을 표로 나타낸 것이다.



Fig. 3.15 Photograph of T-Type Thermocouple.

Table. 3.8 Specification of T-Type Thermocouple.

Item	Specification
Type	T-type
Temperature range	-200 to 300°C
Ansi standard limits of error	0.75%
Ansi special limits of error	0.40%

다. 유량 측정

냉동탑차 시스템의 운전조건 변화에 따른 특성을 알아보기 위하여 증발기 출구와 압축기 입구사이에 질량유량계를 설치하여 유량을 측정할 수 있도록 하였다. 질량유량계를 움직이지 않도록 고정하기 위하여 프로파일을 제작하여 고정할 수 있도록 하였다. 질량유량계는 Rheonik사의 RHE08(ATEX, CSA Optional)모델의 코리올리스(Coriolis) 질량유량계를 사용하였다. Fig. 3.16은 RHE08모델의 질량유량계와 유량데이터취득 장치를 사진으로 나타내었으며 Table. 3.9는 질량유량계의 사양을 표로 나타내었다.

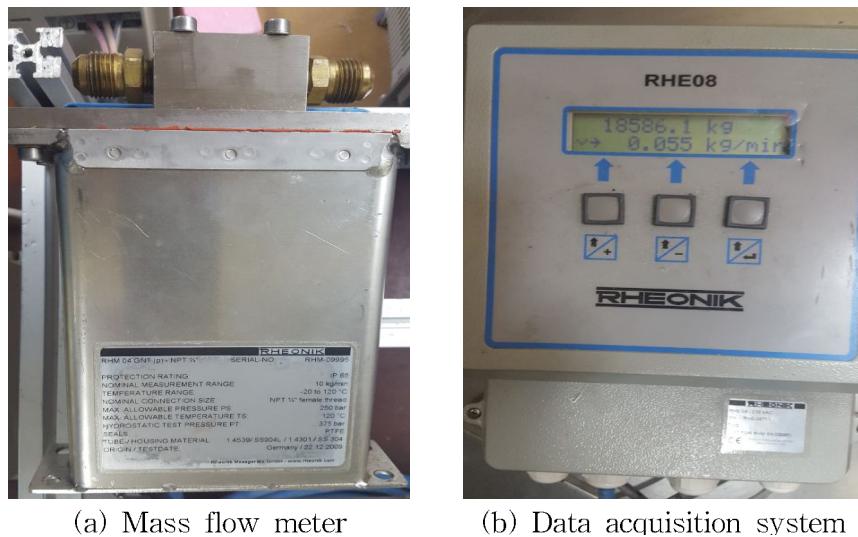


Fig. 3.16 Photograph of mass flow meter.

Table. 3.9 Specification of mass flow meter.

Item	Specification
Max pressure	250bar
Max temp	120°C
Mass flow rate	10 kg/min

라. 압축기 소비동력 측정

성능계수(COP)는 시스템 운전 시의 소비동력과 증발기에서 발생하는 냉동용량의 비로 계산되며 공조시스템의 소비동력은 주로 압축기에서 발생되어진다. 압축기에서 소비하는 전력을 측정하기 위하여 인버터와 구동모터 중간에 전력적산계를 설치하여 압축기 운전시에 소비되는 전력량 측정이 가능하도록 하였다. Fig. 3.17은 압축기 소비동력을 측정하기 위한 적력적산계(Yockgawa-WT230)의 모습을 나타낸 것이며 Table. 3.10은 전력적산계의 사양을 표로 나타내었다.



Fig. 3.17 Photograph of power meter.

Table. 3.10 Specification of power meter.

Item	Specification
Channels	2
Freq. Range (low)	500 mHz
Freq. range (high)	100 KHz
Computer Interface	GPIB or RS-232-C
Sensors	751574 Current transducer

마. 인버터

차량이 주행할 때 주행속도 변화에 따라서 엔진의 회전수가 변화하며 크랭크축 풀리와 연결된 압축기 풀리는 엔진 회전수 변동에 비례하여 압축기 회전수가 변화하게 된다. 압축기의 회전수 변화는 자동차 공조시스템의 성능을 좌우하게 된다. 따라서 압축기 회전수의 변화가 자동차공기조화 시스템에 미치는 영향을 알아보기 위하여 전기모터의 주파수의 변화에 따라 압축기의 회전수를 변화하면서 실험을 진행하였다. Fig. 3.18은 인버터의 사진이며 Table. 3.11은 인버터의 사양을 표로 나타낸 것이다.



Fig. 3.18 Photograph of inverter.

Table. 3.11 Specification of inverter.

Item	Specification
Model number	VFD-037M
Max Applicable Motor Output	3.7 kW (5HP)
Input	3-Phase 200~240VAC, 50/60Hz
Output	0.1~400Hz

3.2.2 데이터취득 및 처리장치

냉동탑차 시스템의 성능특성을 알아보기 위하여 시스템의 중요위치에 열전대, 압력계, 질량유량계, 풍량을 측정하여 데이터를 수집하기 위하여 데이터로거(Data logger-Yokogawa MX100)를 연결하였다. 데이터취득장치(Data logger-Yokogawa MX100)는 각 센서에서 측정된 신호를 PC로 전송하여 처리 및 분석하고 컴퓨터프로그램을 사용하여 저장할 수 있도록 하였다. 데이터로거는 측정부위에서 감지된 전류신호를 취득하여 PC로 전송하는 역할을 한다. PC로 전송된 데이터는 MX100 Standard 프로그램을 사용하여 Excel파일 형식으로 저장되도록 하였다. Fig. 3.19는 실험에 사용한 데이터로거의 모습을 사진으로 나타낸 것이며 Table. 3.12는 데이터로거의 사양을 표로 나타낸 것이다.



Fig. 3.19 Photograph of MX100.

Table. 3.12 Specification of data logger.

Item	Specification
Manufacturer	Yokogawa
Model	MX100
Measurement interval	500ms
Input voltage	AC 100~240V
Max voltage	70VA

제 3 절 실험방법 및 실험조건

3.3.1 실험방법

본 실험에서는 상용냉동탑차 시스템의 성능특성을 연구하고자 실험조건(ISO-15502)[24]을 바탕으로 Drop-in테스트를 통하여 공기조화 시스템의 구조, 변경 없이 R134a와 R1234yf냉매의 냉장성능에 관한 실험을 진행하였다. 시스템 내에 존재하는 공기 및 불순물을 제거하고 압력의 누설을 확인하기 위하여 진공펌프를 사용하여 시스템 내부를 진공상태로 만들고 압력의 변화가 없음을 확인한 뒤 냉매를 주입하여 1000 rpm의 상태에서 실내측과 실외측의 건구온도(dry-bulb temperature)와 습구온도(wet-bulb temperature) 및 압축기 회전속도를 변수로 적용하여 실험을 수행하였다. 공기측과 냉매측의 시스템의 열평형을 파악하기 위하여 일정한 양의 R134a와 R1234yf냉매를 각각 충전하였으며 공기측과 냉매측의 열평형을 조사한 뒤 본격적인 실험을 진행하기 전에 냉매의 유량을 증가하여 공기측에 대하여 열용량을 계산하였다. 냉동시스템의 성능실험을 위하여 최적 냉매충전량을 찾기 위하여 내부온도 5°C 외부온도를 25°C로 일정하게 맞춘 뒤 냉매를 1.1 kg~1.5 kg까지 100 g단위로 증가시키며 최적 냉매량을 찾은 상태에서 전자팽창밸브의 개도를 R134a냉매의 경우 50%~70%, R1234yf냉매는 40%~60%까지 5%단위로 증가시키며 실험을 진행하였다. 냉동탑차 실내온도의 변화에 따른 성능을 파악하기 위하여 내부온도를 5°C~9°C범위에서 2°C씩 증가시키며 실험을 하였고 외부온도 변화에 따른 성능특성을 파악하기 위하여 25°C~35°C까지 2.5°C씩 증가시키면서 실험을 진행하였다. 또한 압축기 회전수 변화에 따른 성능특성을 파악하기 위하여 1000 rpm~2000 rpm까지 회전속도를 변화하면서 실험을 진행하였다.

3.3.2 실험조건

본 연구에서 상용냉동탑차의 성능을 알아보기 위한 실험조건을 Table 3.13에 나타내었다. 냉동탑차의 성능을 변화시키는 요인은 냉매충전량, EEV 개도, 실외온도, 실내온도, 압축기회전수이며 이러한 변수들을 변화시키면서 시스템의 성능을 측정 및 분석하였다.

Table 3.13 Test conditions for measuring of performance.

Composition	Unit	Value
Refrigerant charging amount	kg	1.1, 1.2, 1.3, 1.4, 1.5
Indoor side air temperature	°C	5*, 7, 9
Outdoor side air temperature	°C	25*, 30, 35
Compressor rotating speed	rpm	1000*, 1500, 2000
Indoor side and outdoor side relative humidity	%	50±0.1
Electronic expansion valve Valve opening amount	%	R134a: 50, 55, 60, 65, 70 R1234yf: 40, 45, 50, 55, 60

*Standard condition

3.3.3 냉동용량의 계산

증발장치에서 열전달양은 열교환기를 통과하는 실내측 열교환기 전후의 건습구 온도 및 노즐의 압력차에 의하여 공기의 풍량을 측정하여 계산할 수 있다. 증발기 입구에서 공기 취득 장치를 이용하여 항온실의 건구와 습구온도를 측정하여 증발기 입구 공기 엔탈피를 계산하였으며 증발기 출구의 건구와 습구온도를 측정하기 위하여 풍량측정 장치의 내부에 공기 취득 장치를 이용하여 증발기를 통과한 공기의 건구온도와 습구온도를 측정하여 증발기 출구 측 공기 엔탈피를 계산하였다.

이와 함께 Duct에 설치한 공기 차압계를 사용하여 노즐의 압력차를 측정하였고 노즐에 관한 관계식을 적용하여 공기의 질량유량을 계산하고 증발기 입구 및 출구의 공기 엔탈피 차를 구한 뒤 질량유량을 곱하여 냉동용량을 계산하였다. (3-1)~(3-4)의 식은 냉동용량의 계산과정을 나타내었으며 다음과 같다.

$$h_{evap, inlet, air} = fn(T_{DB}, T_{WB}) \quad (3-1)$$

$$h_{evap, exit, air} = fn(T_{DB}, T_{WB}) \quad (3-2)$$

$$\dot{m}_{air} = \rho V_1 A_1 = \rho V_2 A_2 = CA_2 \sqrt{\frac{2\rho(p_1 - p_2)}{1 - \beta^4}} \quad (3-3)$$

$$\dot{Q}_{Evap} = \dot{m}_{air} (h_{evap, inlet, air} - h_{evap, exit, air}) \quad (3-4)$$

제 4 장 실험결과 및 고찰

제 1 절 R134a, R1234yf냉매를 적용한 냉동시스템 성능 실험 결과 및 고찰

4.1.1 냉매충전량 변화에 따른 성능실험 결과 및 고찰

상용냉동탑차 시스템의 최적의 냉매충전량을 찾기 위하여 R134a냉매와 R1234yf냉매를 1.1 kg에서 1.5 kg까지 100 g단위로 증가하면서 충전량 실험을 진행하였다. 실험진행시 전자팽창밸브(Electronic Expansion Valve, EEV)의 개도는 50%로 일정하게 고정하였다. Fig. 4.1은 냉매충전량 증가에 따른 R134a와 R1234yf시스템의 압축기 소비동력과 냉동용량의 변화를 그래프로 나타낸 것이다. 냉매충전량이 증가함에 따라 R134a시스템의 압축기 소비동력은 1.48 kW에서 1.65 kW로 약 11.5% 증가하였으며, R1234yf시스템은 1.50 kW에서 1.62 kW로 약 8% 증가하였다. 냉매충전량이 증가함에 따라 압축기 소비동력이 증가하였는데, 이는 흐르는 냉매의 유량이 증가하기 때문이다. R134a시스템의 냉매충전량이 1.1 kg에서 1.4 kg으로 증가할 때 냉동용량은 4.23 kW로 나타났으며, R1234yf냉매를 적용한 시스템의 경우 냉매충전량이 1.1 kg에서 1.3 kg까지 증가할 때 냉동용량은 3.93 kW로 나타났다. R134a와 R1234yf시스템의 냉매충전량이 각각 1.4 kg과 1.3 kg으로 나타났으며, 이후의 냉매충전량 에서는 냉동용량이 감소하였다. 이는 시스템 내부의 냉매 과다로 인하여 공기축의 증발기 내부에 많은 냉매가 축적되어 적절한 열전달 면적을 확보하지 못한 것으로 사료된다.

Fig. 4.2는 냉매충전량 증가에 따른 R134a와 R1234yf시스템의 COP 변화를 그래프로 나타낸 것이다. R134a 시스템의 COP는 1.4 kg에서 2.63으로 최댓값으로 나타났으며, R1234yf시스템의 COP는 1.3 kg에서 2.49로 최댓값으로 나타났다. R134a시스템과 R1234yf시스템의 냉매충전량이 100 g의 차이로 7.2%로 나타났는데 이는 R1234yf냉매의 액체밀도가 R134a냉매의 액체밀도보다 작기 때문이다.

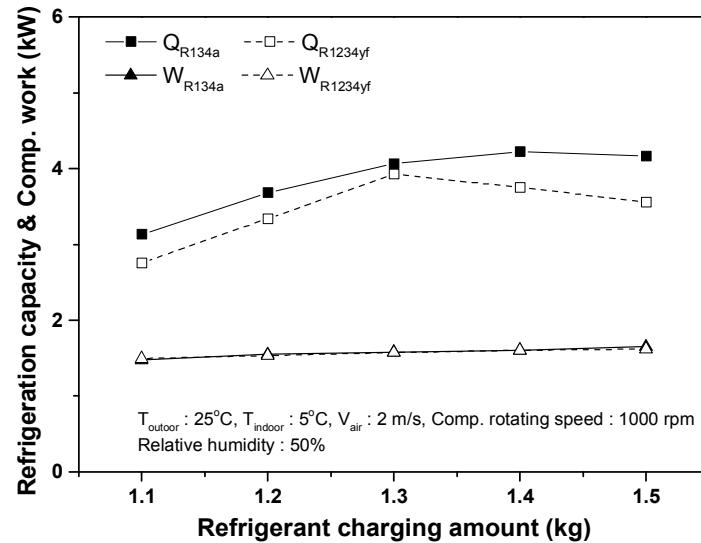


Fig. 4.1 Variations of compressor work and refrigeration capacity with refrigerant charging amount in the R134a and R1234yf system.

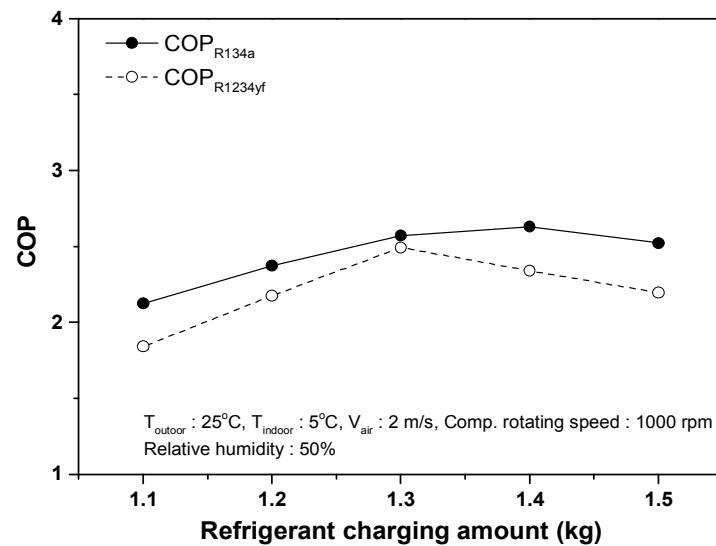


Fig. 4.2 Variations of COP with refrigerant charging amount in the R134a and R1234yf system.

4.1.2 EEV 개도 변화에 따른 성능실험 결과 및 고찰

냉매의 최적냉매 충전량 실험결과를 바탕으로 R134a와 R1234yf냉매를 적용한 시스템의 최적의 EEV 개도를 결정하기 위해 개도량 변화 실험을 진행하였다. R134a냉매시스템의 경우 개도량을 50%에서 70%까지 5%씩 증가하면서 실험을 진행하였고, R1234yf냉매를 적용한 시스템은 40%에서 60%까지 5%씩 증가시키면서 실험을 진행하였다. Fig. 4.3은 최적 냉매충전량에 대한 EEV 개도량 변화에 따른 냉동용량과 압축기 소비동력 변화를 그래프로 나타낸 것이다. 냉동용량의 경우 R134a를 적용한 시스템은 EEV 개도가 60%에서 4.36 kW로 최댓값을 나타내었고 R1234yf를 적용한 시스템은 50%에서 3.93 kW로 최댓값을 나타내었으며, 이후의 개도량 에서는 감소하였다.

Fig. 4.4는 최적 냉매충전량에 대한 EEV 개도량 변화에 따른 COP 변화를 나타낸 것이다. R134a시스템의 COP는 최적의 EEV개도 60%에서 2.69로 나타났으며, R1234yf시스템의 COP는 최적의 EEV 개도 50%에서 2.49로 나타났다. R1234yf냉매가 R134a냉매보다 최적 냉매충전량과 최적의 EEV개도에서 냉동용량이 11.9%정도 낮은 것을 알 수 있는데 이는 R1234yf냉매의 증발잠열 구간이 R134a의 증발잠열 구간보다 작기 때문으로 나타났다.

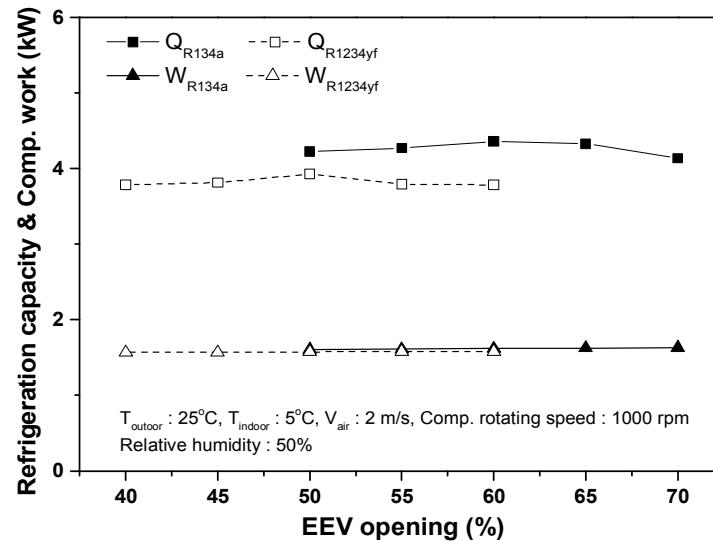


Fig. 4.3 Variations of compressor work and refrigeration capacity with EEV opening in the R134a and R1234yf system.

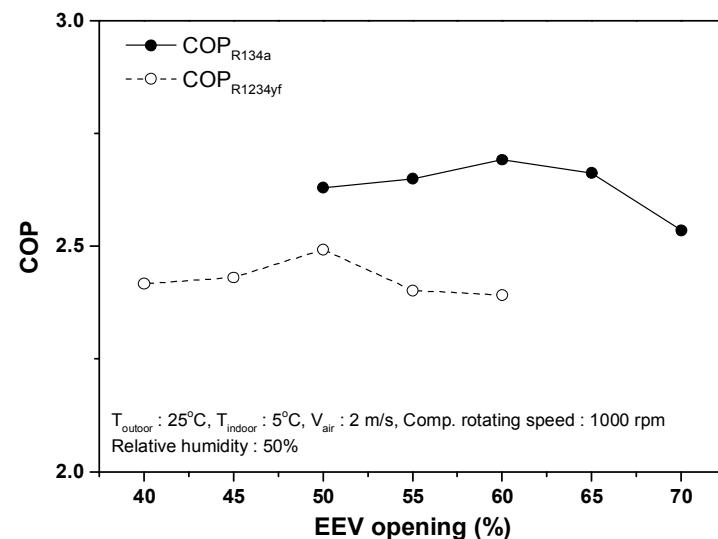


Fig. 4.4 Variations of COP with EEV opening in the R134a and R1234yf system.

4.1.3 냉동탑차 실외온도 변화에 따른 성능실험 결과 및 고찰

상용냉동탑차 시스템은 주변의 온도변화에 큰 영향을 받는다. 특히 하절기의 외부온도 상승으로 인하여 냉동탑차의 문을 열고 닫으면 외부의 공기유입으로 인한 냉동탑차 내부의 온도가 상승하게 되고 성능이 떨어지기 때문에 실외온도가 증가함에 따라서 냉동탑차 내부의 온도를 낮추기 위한 방안이 필요하다. 따라서 실외온도 변화에 따른 성능변화를 파악하기 위해 R134a냉매와 R1234yf냉매를 사용하여 외부온도가 25°C에서 35°C까지 2.5°C씩 증가시키며 성능실험을 진행하였다.

Fig. 4.5는 실외온도 변화에 따른 냉동용량과 압축기소비동력의 변화를 그래프로 나타낸 것이다. 외부공기온도가 상승함에 따라서 R134a 시스템의 소비동력은 8.2% 증가하였고, R1234y시스템의 소비동력은 5.5% 증가하였다. 이것은 외부온도 증가에 따른 응축온도와 응축압력이 올라감에 따라서 압축압력의 증가로 인해 압축비가 증가하였기 때문이다. R134a시스템의 냉동용량은 4.36 kW에서 4.02 kW로 약 7.9% 감소하였으며, R1234yf 시스템의 냉동용량은 3.93 kW에서 3.66 kW로 약 6.7% 감소하였다. 이는 냉동탑차 시스템의 냉매온도와 실외측 공기온도의 온도차의 감소로 인하여 응축기 출구지점에서 냉매 엔탈피 저하로 장치내의 질량유량이 감소하였기 때문으로 사료된다.

Fig. 4.6은 실외온도 변화에 따른 COP 변화를 그래프로 나타낸 것이다. 실외측 공기온도가 25°C에서 35°C로 증가함에 따라 압축기 소비동력이 증가하고 냉동용량이 감소하였다. 이에 따라 R134a시스템과 R1234yf시스템의 COP는 각각 15%와 11.6%로 감소하였다.

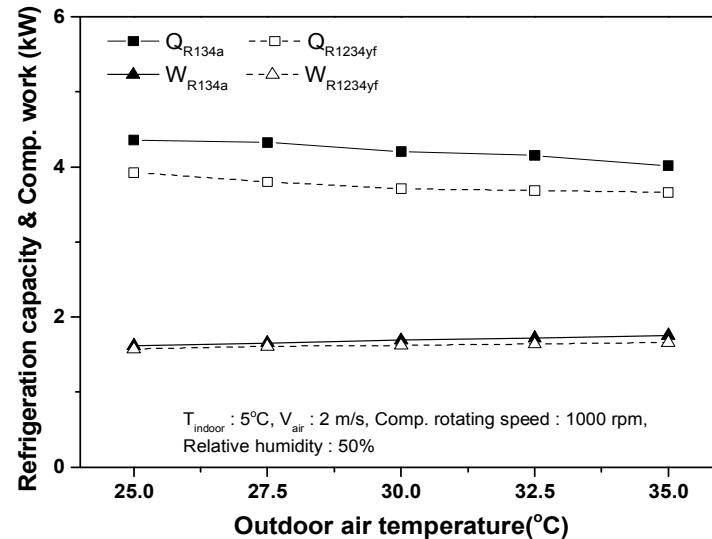


Fig. 4.5 Variations of compressor work and refrigeration capacity with outdoor air temperature in the R134a and R1234vf system.

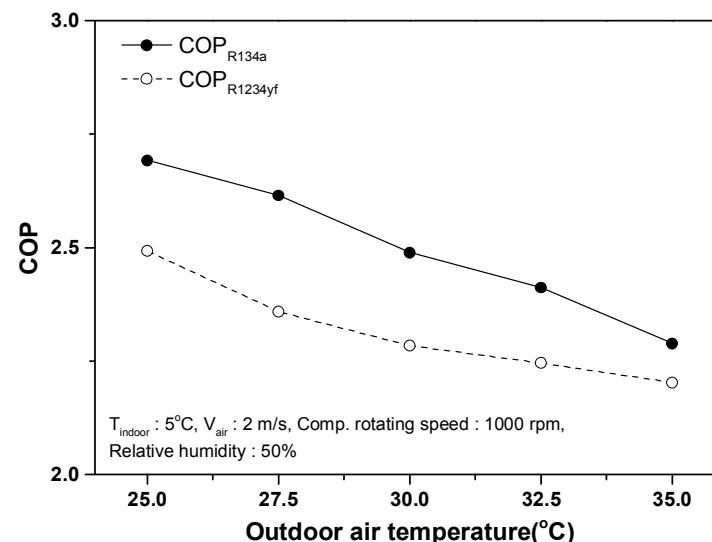


Fig. 4.6 Variations of COP with outdoor air temperature in the R134a and R1234vf system.

4.1.4 냉동탑차 실내온도 변화에 따른 성능실험 결과 및 고찰

냉동탑차 내부에 저장하는 가공식품, 유제품, 야채 및 과일, 축산물, 수산물의 경우 적정한 온도를 유지하지 못하면 품질이 저하하거나 부패하기 쉽다. 따라서 실내측 공기온도 변화에 대한 냉동탑차 시스템의 성능을 알아보기 위한 실험을 수행하였다. 실험조건은 5°C에서 9°C까지 2°C씩 증가시키며 실험을 진행하였다. Fig. 4.7은 냉동탑차 실내측 공기온도 변화에 따른 냉동용량과 압축기 소비동력의 변화를 그래프로 나타내었다. 실내측 공기온도가 상승함에 따라서 R134a시스템의 냉동용량은 4.36 kW에서 4.93 kW로 약 13.1% 증가하였고, R1234yf시스템의 냉동용량은 3.93 kW에서 4.17 kW로 약 6.8% 증가하는 경향을 보였다. 이는 탑차내부 온도와 냉매측의 온도차가 증가하면서 증발기의 열교환이 원활하게 이루어져 증발기 출구측 냉매의 엔탈피가 증가하였기 때문이다. 실내측 공기온도가 증가함에 따라 R134a시스템의 압축기 소비동력은 2.9% 감소하였고 R1234yf 시스템의 압축기 소비동력은 1.5% 감소하는 경향을 보였다. 이는 실내측 공기온도가 증가하면서 압축기의 비체적이 감소하였기 때문이다.

Fig. 4.8은 냉동탑차의 실내측 공기온도 변화에 따른 R134a와 R1234yf시스템의 COP 변화를 나타낸 것이다. 실내측 공기온도가 증가함에 따라 R134a 시스템의 COP는 16.5% 증가하였고, R1234yf시스템의 COP는 7.7% 증가하였다.

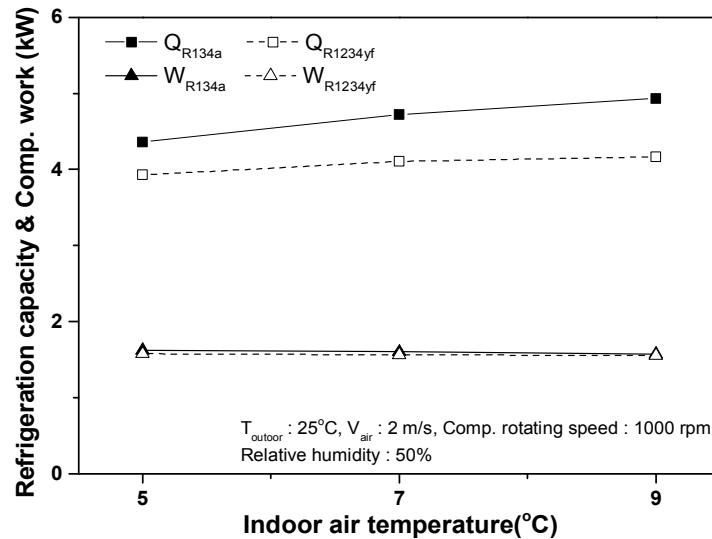


Fig. 4.7 Variations of compressor work and refrigeration capacity with indoor air temperature in the R134a and R1234vf system.

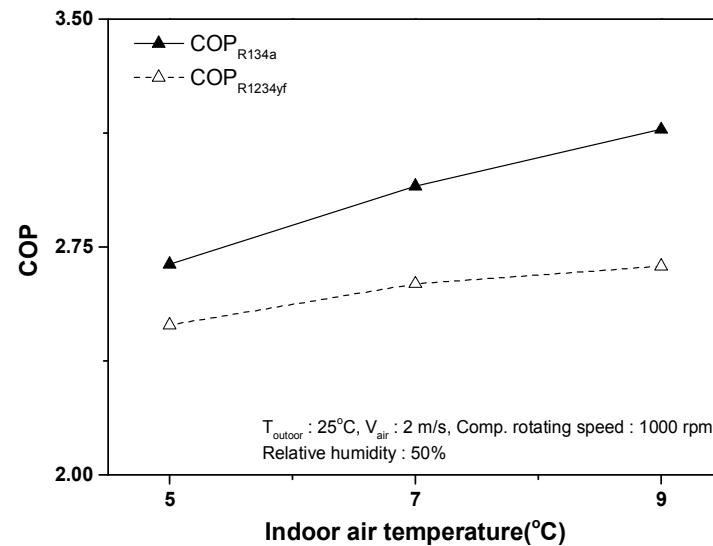


Fig. 4.8 Variations of COP with indoor air temperature in the R134a and R1234vf system.

4.1.5 압축기 회전속도 변화에 따른 성능실험 결과 및 고찰

상용냉동탑차에 사용되는 압축기 회전수는 엔진의 회전수 변화에 따라서 변화하게 되어 냉장성능을 좌우하게 된다. 본 실험에서는 압축기 풀리와 전동모터 풀리가 벨트로 연결되어 전동모터의 회전수의 변화에 따라서 압축기 회전속도가 변화되도록 하였으며 기본회전수인 1000 rpm부터 2000 rpm까지 회전속도를 증가함에 따라서 냉동용량, COP, 압축기소비동력의 변화를 알아보았다.

Fig. 4.9는 압축기 회전속도에 따른 냉동용량과 압축기소비동력의 변화를 그래프로 나타낸 것이다. 압축기 회전수가 1000 rpm에서 2000 rpm으로 증가함에 따라 R134a시스템의 냉동용량은 4.36 kW에서 5.31 kW로 약 29% 증가하였으며, R1234yf시스템은 3.93 kW에서 4.67 kW로 약 18.8% 증가하였다. 압축기 회전수가 증가함에 따라 R134a시스템의 압축기 소비동력은 1.62 kW에서 3.15 kW로 증가하였으며, R1234yf시스템의 압축기 소비동력은 1.58 kW에서 2.92 kW로 급격하게 증가하는 경향을 보였다. 압축기 회전수가 증가함에 따라 냉동용량 및 압축기 소비동력이 증가하였는데, 이는 회전수 증가에 따라 냉매의 유량 및 압축비가 상승하였기 때문이다.

Fig. 4.10은 압축기 회전속도에 따른 COP 변화를 그래프로 나타낸 것이다. 압축기 회전속도가 증가함에 따라 R134a시스템의 COP는 2.69에서 1.68로 약 37.5% 감소하였으며, R1234yf시스템의 COP는 2.49에서 1.60으로 약 35.9% 감소하는 것으로 나타났다. 이는 냉동용량의 증가율에 비하여 압축기 소비동력이 증가율이 더 크기 때문이다. 두 시스템을 비교해보면 R134a 냉매를 적용하였을 경우가 R1234yf 냉매를 적용했을 때보다 성능이 우세하였지만 성능 저하율은 R134a 시스템이 큰 것으로 확인되었다.

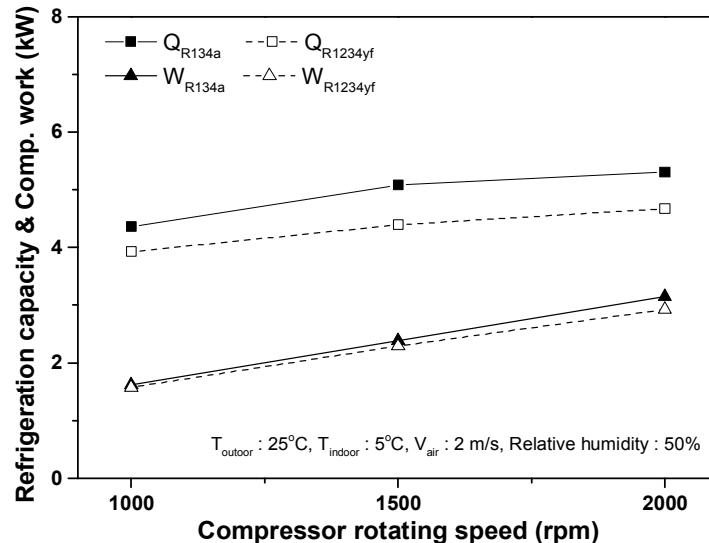


Fig. 4.9 Variations of compressor work and refrigeration capacity with compressor rotating speed in the R134a and R1234yf system.

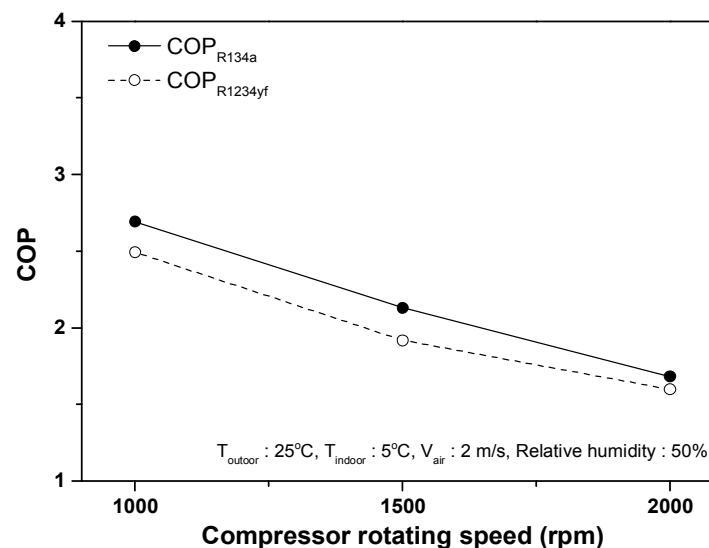


Fig. 4.9 Variations of COP with compressor rotating speed in the R134a and R1234yf system.

제 5 장 결 론

인간의 생활수준 향상과 문화생활이 증가함에 따라서 외식산업 및 식품산업이 날로 증가하고 있다. 이에 따라서 On-line과 Off-line을 통한 냉동·냉장제품의 판매 및 구입이 활발히 이루어지고 있다. 이러한 수요에 맞추기 위해 냉동·냉장 산업계는 상용탑차의 생산대수를 점차 늘리고 있는 추세이다. 주로 육류, 어류, 채소 및 과일, 유제품, 체인점의 Fast-food 식품의 이송서비스를 하고 있으며 제품을 신선하고 부패하지 않게 하기 위해서는 탑차 내부의 온도를 적정 온도로 일정하게 유지하는 것이 중요하다. 따라서 본 연구에서는 탑차 시스템의 연비향상 및 성능을 측정하기 위하여 상용탑차용 냉동시스템의 실험 장치를 구성하였고 기존에 사용하던 R134a냉매를 사용하여 탑차의 성능특성을 알아보았고 지구온난화 및 오존층 파괴 문제로 인한 환경문제가 대두됨에 따라서 대체냉매인 R1234yf냉매를 사용하여 Drop-in 테스트를 실시하여 냉매의 적용가능성을 파악하였으며 이에 다음과 같은 결론을 얻었다.

상용냉동탑차에 적용한 최적의 냉매충전량을 결정하기 위해서 기본 EEV개도량이 50%인 상태에서 R134a냉매와 R1234yf냉매를 이용하여 1.1 kg부터 1.5 kg 까지 100 g단위로 충전량 실험을 한 결과 R134a시스템의 최적 냉매충전량은 1.4 kg으로 시스템의 COP는 2.63으로 나타으며, R134a시스템의 최적 냉매충전량은 1.3 kg으로 시스템의 COP는 2.49로 나타났다. 이후의 냉매충전량에서 장치내의 냉매가 과다하여 실내측 증발기에 냉매가 축적되고 흐름이 원활하지 못해 열전달 면적의 확보 부족으로 인하여 시스템의 COP는 감소하였다. R134a 시스템과 R1234yf시스템의 최적 충전량이 100 g의 차이로 7.2%의 비율을 보였는데 이는 R1234yf 냉매의 액체밀도가 R134a냉매의 액체밀도보다 작기 때문이다.

최적의 냉매충전량에서 EEV의 최적 개도량을 결정하기 위하여 R134a시스템은 50%에서 70%까지 5%씩 증가하면서 실험을 진행하였고, R1234yf시스템은 40%에서 60%까지 5%씩 증가하면서 실험을 진행하였다. 실험결과 R134a시스템의 최적 EEV개도는 60%로 나타났으며, 이때 시스템 COP는 2.69로 나타났다. 또한, R1234yf시스템은 EEV개도 50%에서 시스템 COP가 2.49로 최댓값을 나타내었다. 최적의 냉매충전량과 최적의 EEV개도량에서 R1234yf시스템의 냉동용량이

R134a시스템보다 11.9% 낮은 경향을 보이는데 이는 R1234yf냉매의 증발점열 구간이 R134a냉매의 증발점열 구간보다 작기 때문으로 나타났다.

실외온도의 변화에 따른 성능변화를 살펴보기 위해 실외온도를 25°C에서 35°C 까지 2.5°C씩 변화하면서 성능실험을 진행하였다. 실외온도 변화에 따라서 R134a 시스템의 압축기소비동력은 8.2%증가하였고, 냉동용량은 4.36 kW에서 4.02 kW로 약 7.9% 감소하는 경향을 보였다. R1234yf 시스템의 압축기소비동력은 5.5% 증가하였고, 냉동용량은 3.93 kW에서 3.66 kW로 약 6.7% 감소하는 것으로 나타났다. 이에 시스템 R134a와 R1234yf시스템의 COP는 각각 15%와 11.6% 감소하였다. 이는 냉동탑차 시스템의 냉매측 온도와 실외측 공기온도의 온도차 감소로 인하여 응축기에서 열교환량이 감소하였기 때문이다.

실내온도의 변화에 따른 성능을 비교분석하기 위하여 실내온도 범위를 5°C에서 9°C까지 2°C씩 증가하며 실험을 진행하였으며, 냉동용량과 압축기 소비동력의 변화를 관찰한 결과 탑차내부 공기온도가 상승함에 따라서 R134a와 R1234yf시스템의 냉동용량은 각각 13.1%와 6.8% 증가하였으며, 압축기 소비동력은 각각 2.9%, 1.5% 감소하는 경향을 나타내었다. 이에 따라 R134a와 R1234yf시스템의 COP는 각각 16.5%, 7.7% 증가하는 것으로 나타났다.

상용냉동탑차에 사용되는 압축기 회전수는 엔진의 회전수 변화에 따라서 변화하게 되어 냉장성능을 좌우하게 되며, 압축기 회전수를 1000 rpm에서 2000 rpm으로 500 rpm으로 변화하면서 시스템의 성능실험을 진행하였다. R134a와 R1234yf시스템의 냉동용량과 압축기 소비동력은 증가하는 경향을 나타내었다. 이는 압축기 회전수가 증가함에 따라서 냉매의 질량유량과 압축비가 상승하였기 때문이며, 이에 따라 시스템의 COP변화는 R134a시스템은 약 37.5%감소하였고, R1234yf시스템은 약 35.9%의 감소율을 보였다. 시스템의 COP 감소는 냉동용량의 증가율보다 압축기 소비동력의 증가율이 더 크기 때문이다. R134a시스템과 R1234yf시스템을 비교했을 때 R134a시스템이 R1234yf시스템보다 성능면 에서는 우수하였지만 성능 저하율은 R134a시스템이 더 큰 것으로 나타났다.

본 실험에서는 기존냉매인 R134a냉매와 대체냉매인 R1234yf냉매를 이용한 상용냉동탑차 냉장시스템의 성능특성을 알아보았으며 위와 같은 연구결과를 바탕으로 향후 대체냉매를 적용한 냉장·냉동시스템 및 자동차공기조화 시스템의 운

전특성에 관한 연구를 진행할 때에 기본적인 자료로 활용될 것으로 기대하는 바이다.

Reference

- [1] Lee, J., I., Park, J., K., Ha, O., N., "A Study on Characteristics of alternative Refrigerant in vehicle" The Society Of Air-Conditioning And Refrigerating Engineers Of Korea, Vol. 2000 No. 2000, pp.530–535. (2000)
- [2] Kim, S., H., J., H., J., "[집중기획 : 차량공조] 자동차 공조의 역사" The Magazine of the Society of Air-Conditioning and Refrigerating Engineers of Korea, Vol. 29, No. (10), pp.9–13. (2000)
- [3] Choi, J., W., Nam, S., B., Scott, B., "A Study on the Fluid H in Automotive Air Conditioning System as an Alternative Refrigerant, Transactions of KSAE, Vol. 15, No. 6, pp.170–176. (2007)
- [4] Kang, N., G., 2010 "Performance of HFC152a, HFC134a, and HC20 Mixtures as Alternative Refrigerants for HFC134a", Graduate school of INHA university.
- [5] Choi, J., W., Nam, S., B., Scott, B., "A Study on the Fluid H in Automotive Air Conditioning System as an Alternative Refrigerant, Transactions of KSAE, Vol. 15, No. 6, pp.170–176 (2007)
- [6] Cho, H., H., Lee, H., S., Park, C., S., " Performance Characteristics of a Drop-in System for a Mobile Air conditioner Using Refirgerant R1234yf, Korean J. Air-Conditioning and Ref. Eng. Vol. 24, No. 12, pp.823–829. (2012)
- [7] Nielsen, O. J., Javadi, M. S., Sulbaek Andersen, M. P., Hurley, M. D., Wallington, T. J. and Singh, R., Atmospheric chemistry of CF₃CF = CH₂ : Kinetics and mechanisms of gas-phase reactions with Cl atoms, OH radicals,

and O3, Chemical Physics Letters, Vol. 439 pp. 18–22. (2007)

[8] Park, K., J., LEE, Y., H., Choe, D., S., Jung, D., S "Performance of R1234yf and R1234yf/R134a Mixture under Mobile Air-conditioner Operating Conditions.", Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering. Vol. 22 No. 12 pp.837–844. (2010)

[9] LEE, G., H., Jung, J., D., Choi, K., H., Yoo, J., Y., "An Experimental Study on the Performance of Automobile Air Conditioning System with Variations of Charging Conditions.", Transactions of Korea Society of Automotive Engineers, Vol. 6 No. 2 pp.203–211. (1988)

[10] Lee, H., S., Won, J., P., Cho, C., W., Jung, Y., C., " An Experimental Study on Performance Characteristics of Vehicle Air Conditioning System with internal heat exchanger.", The Korean Society Of Automotive Engineers, Vol. 2010 No. 5 pp.1841–1846. (2010)

[11] Lee, H., S., Won, J., P., Cho, C., W., Lim, T., K., Jung, Y., C., Kim, Y., C., "An Experimental Study on Alternative Refrigerant's Drop-In Performance of Mobile Air Conditioning System.", The Korean Society Of Automotive Engineers, Vol. 2010 No. 11 pp.1027–1032. (2010)

[12] Yoo, J., Y., Scott B., Fortier R., Bae, Y., J., Sung, N., S., " Alternative refrigerant MAC system to prevent a global warming.", The Korean Society Of Automotive Engineers, Vol. 2009 No. 4 pp.298–305. (2009)

[13] Yoon, J., K., Lim, J., H., Kim, C., S., "A Study on the Performance of Automotive Air Conditioning System with variations of Charging HFC-134a Refrigerant.", Jou. of Korean Soc. of Mechanical Technology, Vol. 11 No. 1

pp.1-7. (2009)

[14] Zilio, C., Steven Brown, J., Schiochet, G., and Cavallini, A., "The refrigerant R1234yf in air conditioning systems", Energy, Vol. 36, pp.6110-6120. (2011)

[15] Zilio, C., Brown, J. S. and Cavallini, A., Simulation of R-1234yf performance in a typical automotive system, 3rd IIR Conference on Thermophysical Properties and Transfer Processes of Refrigerants, Boulder, CO, USA, IIR-1280. (2009)

[16] Minor, B. and Spatz, M., HFO-1234yf low GWP refrigerant update, Proceedings of International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue, West Lafayette, Indiana, USA, 2349. (2008)

[17] Baker, J. A., R-152a refrigeration system for mobile air conditioning, SAE, 2003-01-0731. (2003)

[18] Ghodbane, M., An investigation of R-152a and hydrocarbon refrigeration in mobile air conditioning, SAE, 1999-01-0874. (1999)

[19] Xiao H, H., Peng, L., Ying, J, X., Yu, J, Z., Qin, W., Guang, M, C., "Cycle performances of the mixture HFC-161 + HFC-134a as the substitution of HFC-134a in automotive air conditioning systems.", Original Research Article International Journal of Refrigeration, Vol. 36, No. 3, pp. 913-920. (2013)

[20] Gustavo P., Pega H., "Experimental investigation of the effect of condenser subcooling in R134a and R1234yf air-conditioning systems with and

without internal heat exchanger.", Original Research Article International Journal of Refrigeration, Vol. 50, pp. 104-113. (2015)

[21] Kang, S, H., 2016 "Experience study for maintaining the temperature in latent heat storage system refrigerator truck", Graduate school of INHA university.

[22] Mon, J, C., 2009 "Development of High Efficient Refrigerated Vehicle using Thermal Storage", Graduate School Chonnam National University.

[23] Shin, Y, C., 2014 "Study on the Performance of Refrigerating System with Alternative Refrigerant for Refrigeration Truck", Graduate School of Chosun University.

[24] ISO 15502, 2005, Household refrigerating appliances - Characteristics and test methods, International Organization for Standardization, Geneva, Switzerland.

감사의 글

비록 실험실에 한해 늦게 들어와 실험실 형들, 친구, 동생들과 어색하고 적응도 느리고 많은 부족함을 느꼈지만 시간이 지나면서 가족 같은 편안한 분위기를 느낄 수 있어서 좋았고, 석사학위 논문을 작성하게 되어 항상 기쁘고 감사하게 생각합니다. 파트타임으로 지내는 동안 시간과 노력이 많이 부족한 저에게 배려 해주시고 잘못된 점이 있으면 지적해 주신 조홍현 지도교수님께 대단히 감사의 말씀을 드립니다. 또한 대학원에 들어와서 수업관련과 논문작성 과정에 대하여 친절하고 상세하게 알려주신 박설현 주임교수님께 감사의 말씀 전합니다. 논문내용에 대하여 부족함이나 잘못된 점을 알려주신 김지훈 교수님께도 감사의 말씀을 드리며, 2년 동안 전공 관련 수업을 진행해주신 양인영 교수님, 심재기 교수님, 박정우 교수님, 양세문 교수님, 유관종 교수님께도 감사한 말씀을 드립니다.

대학원에 같이 들어와서 졸업할 때까지 서로 쟁겨주며 덕담 한마디씩 할 수 있는 동기형님들께 감사한 마음을 전합니다. 항상 사위라고 장난치신 수철이형님(큰형님), 배출가스 검사의 전문가이신 일석이형님(채검사님), 새로운 Shop을 오픈하신 창현이형님, 항상 즐거운 분위기를 이어주시는 민수형님(분위기 메이커), 2년 동안 방장 겸 총무역할을 충실히 진행해주신 명호형님께 감사드리며 앞으로 좋은 일만 가득하시길 기원합니다. 또한 이미 졸업을 하신 유재용 선배님, 백영조 선배님, 유찬옥 선배님의 큰 영광이 있기를 기대하며 이제 시작하시는 김진혁 형님의 대학원 과정동안 좋은 결과 있기를 기대하겠습니다.

신재생에너지 실험실에 들어와서 따끔한 충고를 해주며 모르는 것 하나하나 상세히 알려주시고 특히 (초코우유, 핫바)를 좋아하시는 저의 사수인 윤찬이형 많은 도움 주셔서 감사합니다. 이미 졸업하신 김진현 박사님, 광현이형, 가끔 모르는 점에 대하여 친절히 설명해주시고 가끔(자주) 하소연 하시는 정균이형, 실험실에 들어와서 많이 알려주고 술한잔 하면서 많은 이야기 나눈 단짝친구(술친구) 형민이 그동안 친구로서 고마웠고 좋은 직장 취직 잘하고, 약간 어색한(많이 어색한) 우빈이에게 고맙다는 말 전하며 이제 막 실험실 들어온 학부생 수연이, 민정이의 앞날에 즐겁고 행복한 일만 가득하길 기원합니다.

마지막으로 항상 애恸하게 지켜봐주신 아버지, 어머니와 형에게 감사의 말을 전합니다.

2017 年 1 月 5 日 丁酉年
어느 겨울 햇빛이 드는 창가의
신재생에너지 연구실에서
강 오석