



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](#)

2014 年 2 月
碩士學位論文

대체냉매 적용 상용탑차용
냉동시스템 성능연구

鮮大學校 大學院

機 械 工 學 科

申 潤 燦

대체냉매 적용 상용탑차용
냉동시스템 성능연구

Study on the Performance of Refrigerating System with
Alternative Refrigerant for Refrigeration Truck

2014年 2月 25日

朝鮮大學校 大學院

機械工學科

申潤燦

대체냉매 적용 상용탑차용
냉동시스템 성능연구

指導教授：曹 弘 鉉

이 논문을 공학석사 학위신청 논문으로 제출함

2013 年 10 月

朝鮮大學校 大學院

機 械 工 學 科

申 潤 燦

申潤燦의 碩士學位 論文을 認准함

委員長 朝鮮大學校 教授 洪明錫 ①

委員 朝鮮大學校 教授 金志勳 ①

委員 朝鮮大學校 教授 曹弘鉉 ①

2013 年 11 月

朝鮮大學校 大學院

Contents

Contents	i
List of Figures	iv
List of Tables	vii
Nomenclature	viii
ABSTRACT	xii
제 1 장 서 론	1
제 1 절 연구 배경	1
제 2 절 기존의 연구 동향	4
1. 상용탑차에 대한 연구 동향	4
2. 대체냉매에 대한 연구 동향	5
3. 착상에 대한 연구 동향	7
제 3 절 연구 목적	8
제 2 장 실험장치 및 방법	10
제 1 절 실험장치	10
제 2 절 측정장비	15
1. 온도측정	15
2. 압력측정	17
3. 인버터	18
4. 압축기 소비동력 측정	19
5. 냉매의 질량유량 측정	20

6. 온·습도 sampler	21
7. 냉동용량의 계산	22
8. 풍량측정장치	23
9. 자료 수집 및 처리 프로그램	27
제 3 절 실험조건 및 방법	29
제 3 장 탑차용 냉동사이클 모델링	31
제 1 절 압축기 모델링	33
제 2 절 열교환기 모델링	34
1. 냉매측 열전달 상관식	37
2. 공기측 열전달 상관식	43
3. 서리층 해석	46
제 3 절 팽창장치 모델링	48
제 4 절 해석 조건	50
제 4 장 결과 및 고찰	51
제 1 절 기존냉매(R404A, R134a) 시스템의 성능 실험 결과 및 고찰	51
1. 냉매충전량에 따른 성능 고찰	51
2. EEV 개도 변화에 따른 성능 고찰	54
3. 실내온도 변화에 따른 성능 고찰	57
4. 실외온도 변화에 따른 성능 고찰	60
5. 압축기 회전속도 변화에 따른 성능 고찰	63
제 2 절 R404A와 R134a 시스템의 해석 모델의 검증	66
1. 실내온도 변화에 따른 성능 검증	67

2. 실외온도 변화에 따른 성능 검증	70
3. 압축기 회전속도 변화에 따른 성능 검증	73
제 3 절 대체냉매(R744, R1234yf) 시스템의 성능 해석 결과 및 고찰	76
1. 실내온도 변화에 따른 성능 해석	77
2. 실외온도 변화에 따른 성능 해석	80
3. 실외 풍속 변화에 따른 성능 해석	83
4. 압축기 회전수 변화에 따른 성능 해석	86
 제 5 장 결 론	 88
 REFERENCE	 91

List of Figures

Fig. 2.1 Schematic of the refrigeration system of refrigerator car.	11
Fig. 2.2 Schematic of experimental equipment with psychrometric chamber.	12
Fig. 2.3 Outside of psychrometric chamber.	14
Fig. 2.4 Control panel of psychrometric chamber.	14
Fig. 2.5 Photograph of thermocouple T-type.	16
Fig. 2.6 Photograph of pressure gauge.	17
Fig. 2.7 Photograph of inverter.	18
Fig. 2.8 Photograph of power meter.	19
Fig. 2.9 Photograph of mass flow meter.	20
Fig. 2.10 Air sampler of indoor side.	21
Fig. 2.11 Air sampler and blower.	21
Fig. 2.12 Photograph of the calorimeter.	24
Fig. 2.13 Calorimeter with an evaporator.	25
Fig. 2.14 Photograph of MX100.	28
Fig. 3.1 Flow chart for the refrigerator cycle.	32
Fig. 3.2 Schematic of heat exchanger for modeling.	35
Fig. 4.1 Variations of performance with R404A refrigerant charge amount	53
Fig. 4.2 Variations of performance with R134a refrigerant charge amount	53
Fig. 4.3 Variations of performance with EEV opening of the R404A system	56
Fig. 4.4 Variations of performance with EEV opening of the R134a system	56
Fig. 4.5 The effect of the indoor air temperature on the R404A system with operating time.	59

Fig. 4.6	The effect of the indoor air temperature on the R134a system with operating time.	59
Fig. 4.7	The effect of the outdoor air temperature on the R404A system with operating time.	62
Fig. 4.8	The effect of the outdoor air temperature on the R134a system with operating time.	62
Fig. 4.9	The effect of the compressor rotating speed on the R404A system with operating time.	65
Fig. 4.10	The effect of the compressor rotating speed on the R134a system with operating time.	65
Fig. 4.11	Comparison of the experimental and theoretical performance on the R404A system with indoor air temperature variation.	69
Fig. 4.12	Comparison of the experimental and theoretical performance on the R134a system with indoor air temperature variation.	69
Fig. 4.13	Comparison of the experimental and theoretical performance on the R404A system with outdoor air temperature variation.	72
Fig. 4.14	Comparison of the experimental and theoretical performance on the R134a system with outdoor air temperature variation.	72
Fig. 4.15	Comparison of the experimental and theoretical performance on the R404A system with compressor rotating speed variation.	75
Fig. 4.16	Comparison of the experimental and theoretical performance on the R404A system with compressor rotating speed variation.	75
Fig. 4.17	Variations of compressor work, refrigeration capacity, and COP with indoor air temperature.	79
Fig. 4.18	Variations of compressor work, refrigeration capacity, and COP with	

outdoor air temperature.	82
Fig. 4.19 Variations of compressor work, refrigeration capacity, and COP with front air velocity.	85
Fig. 4.20 Variations of compressor work, refrigeration capacity, and COP with compressor rotating speed.	87

List of Tables

Table 1.1 Refrigerant properties	3
Table 2.1 Specification space air conditioning handling unit	13
Table 2.2 Specification of thermocouple	16
Table 2.3 Specification of pressure gauge	17
Table 2.4 Specification of inverter	18
Table 2.5 Specification of power meter	19
Table 2.6 Specification of mass flow meter	20
Table 2.7 Specification of code tester in fan tester	26
Table 2.8 Specification of suction fan	26
Table 2.9 Specification of data logger	29
Table 2.10 Test conditions for measuring the performance	30
Table 3.1 Specification of heat exchanger	36
Table 3.2 Coefficient B	42
Table 3.3 Constants in EEV correlation	49
Table 3.4 Simulation conditions	50

Nomenclature

A	: area (m ²)
A _T	: heat transfer area (m ²)
A _{t,m}	: minimum throat area (m ²)
C ₁ ~C ₅	: coefficients in eq.(3-50)
C _p	: specific heat (J/kg·K)
d _e	: equivalent diameter (-)
D	: diameter (m)
D _c	: diameter of cylinder (m)
D _m	: hydraulic diameter at orifice throat (m)
D _{ori}	: orifice diameter (m)
EEV	: Electronic expansion valve (-)
f	: friction factor (-)
F	: fin (-)
Fo	: Fourier number ($\alpha t/L^2$)
Fr	: Froude number (-)
g	: gravitational acceleration (m/s ²)
G	: mass flux (kg/m ² ·s)
h	: heat transfer coefficient (W/m ² ·K)
k	: thermal conductivity (W/m·K)
L	: length (m)
n	: number of cylinder (-)
M	: molecular weight (kg/kmol)

N	: compressor rotating speed (rpm)
P	: pressure (Pa)
P_c	: refrigerant critical pressure (Pa)
P_{in}	: EEV inlet pressure (Pa)
Pr	: Prandtl number (-)
Q	: heat capacity (kW)
q	: heat flux (W/m^2)
Re	: Reynolds number (-)
S	: space (m)
S_p	: piston stroke length (m)
\overline{S}_p	: Relative piston stroke length (m)
SH	: Superheat (K)
T_c	: refrigerant critical temperature (K)
T_{in}	: EEV inlet of refrigerant temperature (K)
R_T	: overall heat transfer coefficient ($W/m^2 \cdot K$)
v	: specific volume (m^3/kg)
v_s	: refrigerant specific volume at the suction end (m^3/kg)
V_{max}	: air velocity through minimum area (m/s)
We	: weber number (-)
x	: quality (-)
X_{tt}	: martinelli parameter (-)

Greeks

\dot{m}	: mass flow rate (kg/s)
γ	: specific heat ratio (c_p/c_v)

η	: efficiency (-)
η_k	: overall surface efficiency (-)
ρ	: density (kg/m ³)
ε	: pressure ratio (-)
μ	: viscosity (kg/m·s)
σ	: surface tension (kg/s ²)
δ_f	: frost thickness (m)

Subscripts

*	: dimensionless
---	-----------------

Subscripts

a	: air
avg	: average
c	: compressor, cylinder
f	: frost
h	: height, hot fluid side
i	: isentropic, inside
max	: maximum
min	: minimum
l	: liquid
o	: outside
tu	: tube
r	: refrigerant
s	: surface, sensible heat

sp : single phase
t : thickness
tp : two phase
v : volumetric, vapor
w : tube wall

ABSTRACT

Study on the Performance of Refrigerating System with Alternative Refrigerant for Refrigeration Truck

Shin, Yun-chan

Advisor: Prof. Cho, Hong-hyun, Ph. D.

Department of Mechanical Engineering,

Chosun University

The request for the high quality has been increased because of the improvement of the dietary life and diversification. The refrigeration vehicle equipped with a refrigerator for the long and short distances transportation of this food is widely used. CFCs are used in the existing refrigeration truck because of stabilized chemistry and excellent thermodynamic properties. However, in the 1970s, it was regulated in the Montreal Protocol because of destroying the ozone layer of the stratosphere. HCFC refrigerant as the substitute refrigerant of CFC refrigerant was used in the cryogenic freezing industry. Using the HCFC refrigerant is globally limited because it would destroy the ozone layer and lead to global warming. Since, the scale of new cars which equipped with refrigerant over GWP 150 is under the anticipation, GWP of the R404A and R134a refrigerant are higher than the

standard value. In order to solve these problems, the research of alternative refrigerant has actively carried out.

In this study, Refrigeration truck refrigeration system applying the R404A and R134a was conducted experimentally and analytically studies. As the indoor side air temperature rose from 5°C to 9°C, the COP of R404A and R134a system increased. As the indoor side air temperature rose from 25°C to 35°C, the COP of R404A and R134a system decreased. With the increase of time and indoor air temperature's change, COP decrease of R404A system is larger than that of R134a system. With the increase of time and outdoor air temperature's change, COP decrease of R404A system is larger than that of R134a system. With the increase of time and compressor rotating speed's change, COP decrease of R404A system is larger than that of R134a system. In various operating conditions, R404A system was more sensitive than R134a system.

A model of commercial truck refrigeration cycle applying R744 and R1234yf as a alternative refrigerant was established and analytical study was conducted in various operating conditions. The COP increasing rate of the R134a and R1234yf system is bigger than the R404A and R744 system as the indoor temperature increased. The COP decreasing rate of the R404A and R744 system is bigger than the R134a and R1234yf system as the outdoor temperature increased. As the outdoor air velocity increased, the COP increased rapidly to 2m/s, and then the COP increasing rate was small due to enough heat exchange in the condenser. As the compressor rotating speed increased, the COP of every system decreased.

제 1 장 서 론

제 1 절 연구 배경

식생활의 향상 및 다양화로 고품질의 물품에 대한 요구가 증대되면서 인스턴트 식품류, 육류, 냉동 생선류 및 채소류, 청과물 등의 저온유통이 날로 증가되고 있으며, 이러한 식품의 장단거리 운송을 위한 냉동기를 탑재한 냉동(장) 차량이 널리 사용되고 있다. 통계에 의하면 세계적으로 육상 냉동(장)수송 차량은 100만대 이상인 것으로 보고되고 있으며 냉동탑차의 수요는 지속적으로 증가하고 있는 추세이다. 이러한 냉동탑차는 고내의 온도를 항상 일정하게 유지하기 위해 냉동장치를 사용함으로써 일반 탑차에 비하여 더 많은 에너지를 소비한다.

기존의 냉동산업에 사용되었던 냉매는 주로 안정된 화학적 성질과 우수한 열역학적 성질을 가진 CFC계 냉매이며, 일반적으로 CFC계 냉매는 자동차 에어컨, 냉장고, 냉장창고와 식품가공 등의 다양한 분야에서 사용되어 왔다. 그러나 1970년대에 CFC계 냉매들이 대기권에서 분해되지 않은채 오랜 기간 체류하여 오존층을 파괴하는 원인으로 주목되어 몬트리올 의정서(1989)에 의해 규제되기 시작하였으며, 한국과 같이 개발도상국으로 분류된 국가의 경우에는 10년의 유예 기간을 갖고 점진적으로 폐기하고 있다. 이와 같이 CFC 전면 폐기로 인한 공백을 메우기 위해 지난 몇 년간 냉동/공조 산업계는 오존층파괴지수(ODP : Ozone Depletion Potential) 가 매우 낮거나 전혀 없는 단일 성분 냉매들을 개발하는데 초점을 맞추어 연구 및 개발을 수행해왔다. 그 결과 R22를 대체할 수 있는 R404A, R12를 대체할 수 있는 R134a 등의 대체냉매가 등장하게 되었고, 이러한 냉매는 증기압 및 성능 면에서 기존의 냉매와 유사하다. 이에 따라 R404A와 R134a 냉매가 현재 상업용 냉장고 및 냉동탑차 등 다양한 냉동분야에 사용 중이다. 그러나 자동차 공조시스템에 사용되는 냉매에 관련하여 유럽공동체위원회(EC)에서는 냉매 규제에 대한 법규를 제정 및 공포하였고, 지구

온난화지수(GWP : Global Warming Potential) 가 150 이상인 냉매 이용 에어컨 시스템을 장착한 차량을 대상으로 2017년 신규 차량에 대한 규제가 이루어질 것으로 예상되고 있다. R404A와 R134a의 GWP는 각각 4700, 1300으로 기준치보다 높아, 사용이 제한됨으로 이러한 문제를 해결하기 위해 궁극적인 대체냉매에 대한 연구가 활발히 진행 중이다. 대체냉매에 관한 연구는 크게 두 가지 방향에서 연구되고 있다. 그 중 첫 번째는 기존 냉매를 대체할 수 있는 신물질을 개발하는 것이며, 두 번째는 자연냉매를 시스템에 적용하는 것이다. 지금까지 개발된 냉매 중에 R404A, R134a를 대체하고 지구온난화 방지를 위한 환경규제를 만족할 수 있는 냉매는 크게 R744, R152a, R1234yf로 나눌 수 있다.

Table 1.1은 본 연구에서 적용한 냉매들의 물성치를 보여주고 있다. R152a는 ODP=0, GWP=140인 HFC계 물질로 R134a와 유사한 특성을 가지고 있으며 미국에서 주로 검토되고 있다. ASHRAE 기준으로 약 가연성 냉매지만 그 정도가 상대적으로 높아서 직접팽창시스템을 사용하지 못하고 secondary-loop 시스템을 적용해야 한다. 자연냉매 중의 하나인 R744는 ODP=0, GWP=1로 친환경적이며 열역학적 물성치가 뛰어나고 독성이 없으며 연소 및 폭발성이 없는 물질로서 안정성이 뛰어나며 비체적이 작아 장치의 소형화가 가능하며 비등점도 기존의 R134a, R404A에 비하여 매우 낮기 때문에 저온용으로 사용이 가능하다. 그러나 기존의 냉매를 이용한 시스템에 비해 낮은 성능을 보이며 작동압력이 기존 시스템보다 월등히 높다는 단점이 있다. 따라서 이산화탄소를 이용한 냉동 시스템을 개발하기 위해서는 각각의 구성요소들이 이산화탄소 사이클의 특성에 맞게 재설계되어야 한다. R1234yf 냉매는 탄화불화올레핀(HFO : hydrofluoroolefin) 계열의 약 가연성 물질로 독성과 폭발성이 없으며 지구온난화 지수가 4이고, 오존층 파괴지수도 0이어서 유럽 환경법규에서 요구되는 GWP 150이하를 만족하는 환경 친화적인 냉매이다. 또한, R1234yf 냉매는 현재 냉동 공조시스템에 사용되는 R134a 냉매와도 열역학적 특성이 비슷하다. 그러나 최근에 개발되어 가격이 고가이며 성능평가에 대한 연구가 많지 않은 단점이 존재한다.

Table 1.1 Refrigerant properties

Refrigerant	Unit	R404A	R134a	R1234yf	R744
Molecular Weight		97.6	102.03	114.04	44.01
Boiling Point	K	319.15	247.08	243.7	194.65
Critical Temp	K	345.1	374.2	367.85	304.25
Critical Pressure	MPa	3.73	4.06	3.38	7.38
Density -Saturated Liquid (25°C)	kg/m ³	1,043	1,207	1,092	711.8
Latent Heat of Vaporization (25°C)	kJ/kg	140.3	177.8	145.7	119.9
Flammability	-	Inflamma ble	Inflamma ble	Inflamma ble	flammabl e
Ozone Depletion Potential	-	0	0	0	0
Global Warming Potential	-	4700	1300	4	1

제 2 절 기존의 연구 동향

1. 상용탑차에 대한 연구 동향

냉동(장)탑차 운송중에 식품의 신선도를 유지하기 위한 기술들이 많이 연구가 되어왔으며, 기존의 상용탑차에 대한 연구를 살펴보면 백종현(2002)은 일반식 냉동차와 축냉식 자동차의 성능특성, 운전비 등, 두 시스템 사이의 장단점을 비교하기 위해 한국의 여름철 낮 기온 32℃~33℃에서 성능실험을 수행하였으며, 축냉식 냉동차의 온도유지 특성은 시간당의 변화폭은 작으나 초기 -17.7℃에서 종료시 -12.0℃까지 선형적으로 변화하였으며 일반식 탑차의 경우에는 전 시간대에 걸쳐 최고 -16.7, 최소 -12℃까지 시간당 4~5회를 반복하는 경향을 나타내었다. 또한, 축냉식과 일반식 냉동차의 운전비를 통한 유지비용의 경제성을 검토하였으며 축냉식 냉동차의 월 유지비용은 42,900원, 일반식 냉동차는 207,900원으로 일반식 대비 냉동차의 운전비용은 산업용 경부하 전력과 비교할 경우 10%, 평균 전력 요금 적용시 20%, 일반용 전력요금을 적용하여도 30%에 불과하다고 보고하였으며^[1], 문제철(2009)은 싱싱회 수송을 위한 냉동(장) 탑차를 개발을 위해 열저장 방식을 적용하여 냉각시간 및 제상시간을 단축시키고, 제상 후 고내온도 변화를 최소화 시켜 에너지를 절약시키는 냉동(장)탑차를 개발하여 냉동(장)탑차의 제상시간 단축, 제상 시 냉동(장)탑차 컨테이너의 온도상승 억제 및 냉각시간 단축 등에 대해 실험한 결과 열저장 매체로 물을 이용했을 때에 열저장장치를 이용하지 않았을 때의 냉각시간보다 부하여부에 관계없이 30% 단축됨을 보고하였다^[2].

2. 대체냉매에 대한 연구 동향

현재 지구온난화에 대한 문제가 제기되면서 대체냉매에 대한 연구가 활발히 진행되고 있으며, 기존의 대체냉매에 대한 연구를 살펴보면 김상훈(2012)은 열교환기에 생성되어 공기의 유동면적을 줄이는 서리의 차단비를 이용하여 현재 냉동탑차에 쓰이고 있는 냉매인 R404A와 대체 냉매로 거론되고 있는 R744를 적용시켜 해석적 연구를 통해 성능을 비교 및 분석하였다. 고내온도, 실외온도, 압축기 회전수 변화 조건에서 해석을 진행하였으며 해석결과 R744를 이용한 냉장시스템의 성능변화가 서리에 더 민감하게 반응하였음을 보고하였다^[3]. 이장석(2011)은 R134a 대체냉매인 R1234yf를 적용한 가정용 냉동/냉장고의 성능 평가를 실시하였다. 실험결과 최적 냉매량은 기존 R134a 냉매량과 유사하였으며 고온 가혹조건(43°C)에서도 소비 전력 및 Cycle의 성능 면에서 유사한 특성을 나타내었다고 보고하였다^[4].

또한, Cho et al.(2013)은 대체냉매 R1234yf를 적용한 자동차용 에어컨 시스템의 성능 향상에 관한 연구를 위해 냉매 R134a와 R1234yf의 기본 성능 평가를 실시하였고 대체냉매 R1234yf 적용 시스템의 성능 개선을 위하여 내부열교환기를 적용하여 성능을 비교분석하였다. 동일한 시스템에서 R1234yf와 R134a를 적용할 경우 R1234yf 적용 시스템에서 압축기 토출온도는 최대 8.3°C 감소하고 냉매 질량유량은 최대 17% 증가한다고 보고하였으며 COP는 R1234yf 시스템이 R134a 시스템보다 약 3.6~4.5% 정도 낮게 나타났고 내부열교환기를 적용하였을 경우, 0.3~2.9%의 COP 감소를 나타내어 성능개선에 효과가 있음을 확인하였으며^[5], 정동수(2011)는 열교환기 및 응축기 설계를 위해서 R134a와 R1234yf의 외부 응축 열전달계수를 평활관과 낮은 핀관 및 3차원 형상의 모습을 하고 있는 Turbo-C 축진관을 사용해서 측정하여 그 특성을 살펴보았다. 세 가지 형상의 응축관에서 측정한 응축 열전달계수는 벽면 과냉도가 증가할수록 열전달계수가 감소하는 전형적인 결과를 보였으며 R1234yf의 응축 열전달계수는 세 관 모두 R134a의 열전달계수와 거의 비슷하였으며, R134a를

대체하기 위해 개발된 R1234yf를 동일한 표면 형상을 가진 응축기에 적용할 경우 R134a와 거의 동일한 성능을 낼 수 있을 것으로 보고하였다^[6].

3. 착상에 대한 연구 동향

냉동시스템에서 사용되는 증발기는 저온에서 작동되며, 이로 인해 착상이 발생하게 된다. 이러한 착상으로 인해 공기의 유로면적이 줄어들고 열저항의 발생으로 인해 증발기의 성능이 저하된다. 이러한 착상 거동에 대한 예측은 냉동사이클을 설계할 때 중요하며, 이러한 착상에 대한 연구를 살펴보면 Chen et al.(2000)은 핀의 열전도를 고려한 핀 표면에서의 착상 현상을 해석하였고, 이를 실험적 데이터와 비교하였다^[7]. Tso et al.(2006)은 직선 핀을 환형 핀(angular fin)으로 증가하여 핀에 따라 불균일한 서리층 성장을 갖는 핀-튜브 열교환기의 성능 예측 모델을 제시하였지만^[8], 이들의 연구는 서리층 성장에 대한 공기 유동 변화의 영향을 고려하지 않았다. Schneider는 수평원관에서 서리층 두께에 대한 실험 상관식을 제시하였고 서리층 두께가 원관 지름으로 정의된 Re수와 무관하다고 하였으며^[9], Cremers와 Mehra는 자연 대류 조건하에서 수직 원관에 형성된 서리층의 두께를 시간, 관 표면온도, 서리표면온도의 함수로써 관계식을 제시하였다^[10].

제 3 절 연구 목적

기존의 연구들은 대부분 냉동장치와 자동차용 공조 시스템에 국한되어 연구가 진행되어 왔다. 일반 상용차 냉동시스템의 경우 점차 이용이 증대되고 있지만 이에 비해 기존의 연구가 많이 부족하며 대부분의 연구가 소규모로 진행되었기 때문에 최적화와 성능에 관한 연구나 실험이 매우 부족한 실정이다. 최근에는 아이들링(idling) 시에도 냉동고 안의 온도 상승을 억제하는 고품질의 전력제어시스템에 대한 연구가 진행 중에 있으며, 냉동냉장차의 냉각시스템은 종래의 냉각용 콤프레서를 엔진에 직접부착방식에서 발전기를 이용한 발전 구동방식으로 이동해 가고 있다.

자동차용 냉동시스템의 다양한 조건에서 성능측정 실험을 수행하기 위하여 냉동시스템의 운전조건을 제어 할 수 있는 열환경 챔버(psychrometric chamber)에 시스템을 구축하였다. R404A, R134a 냉매를 사용하는 상용 탑차용 냉동시스템을 구축하고 각각의 구성요소에 대한 성능을 측정하기 위해 계측기를 부착하여 실험장치를 구성하였다. 먼저, 냉동 시스템의 최적 충전량을 찾기 위해 냉매의 충전량에 따른 성능변화 실험을 수행하여 시스템에 최적의 충전량을 파악하고, 이후 최적의 충전량에 따른 최적 개도를 선정하였다. 또한, 자동차용 냉동시스템의 특성상 실외에 자주 노출되기 때문에 시스템의 성능변화에 영향을 미치는 요소인 실외기의 온도 변화에 따른 시스템의 성능변화, 실내기의 온도변화에 따른 시스템의 성능변화, 응축기로 유입되는 공기의 풍속변화, 압축기 회전수 변에 따른 시스템의 성능특성을 고찰하였다. 또한, 각각의 조건에 따른 서리층 성장과 이에 따른 성능변화를 고찰하여 실험결과를 바탕으로 해석적 연구와 비교 분석하였다. 운전특성에 따른 성능 고찰의 결과를 바탕으로 냉동시스템의 최적화와 이를 고려한 운전방식에 대한 고찰을 통해 에너지 최적화에 대한 연구를 진행하고자 한다.

지구온난화 문제에 대해 가장 궁극적인 해결책으로 대체냉매에 대한 연구가 진

행 중이며 대체냉매인 이산화탄소(R744)냉매와 R1234yf 냉매를 적용한 냉동(장)시스템에 대한 해석적 모델링의 개발은 기존 R404A 및 R134a의 냉동시스템을 구성하는 압축기, 응축기, 팽창장치, 증발기에 대한 각각의 구성 모델링하고 이를 활용하여 대체냉매 사이클의 모델링을 수행하여 운전조건 변화에 대한 성능변화를 예측함으로써 기존의 시스템을 대체할 수 있는지에 대한 해석적 연구를 진행하려 한다. 기존의 냉매인 R404A, R134a에 대한 성능 해석 모델개발과 성능 특성을 측정하여 비교고찰하고 나아가 대체냉매인 R744 및 R1234yf 시스템에 대한 해석적 모델을 만들고 이를 통하여 운전조건 변화에 따른 성능을 예측 및 고찰하는데 목적이 있다.

따라서, 본 연구는 주행 시에 연비저하에 직접적인 영향을 미치는 냉동기의 성능개선을 위해 상용탑차용 냉동시스템의 성능측정을 위한 실험장치를 구축하고, 지구온난화문제에 발맞춰 대체냉매에 대한 적용성을 판단하기 위해 이산화탄소 냉매와 R1234yf 냉매를 이용한 상용탑차용 냉동사이클을 모델링하여 대체냉매의 적용가능성여부를 고찰하는데 그 목적이 있다. 이를 통하여 상용탑차용 냉동시스템의 성능측정 및 문제점을 파악할 수 있을 것으로 판단되며, 개발된 시뮬레이션 모델링을 활용해 대체냉매적용 상용탑차 냉동시스템에 대한 개발에 이바지 할 수 있을 것으로 기대된다.

제 2 장 실험장치 및 방법

제 1 절 실험장치

본 연구에서 사용된 실험장치는 1톤용 상용탑차 냉동시스템으로, 압축기, 응축기, 증발기, 팽창밸브, 열교환기, 수액기(receiver), 냉매저장기(accumulator)로 구성되어 있다. 작동냉매를 가압하는 압축기는 사판식 압축기로 운전조건 따른 압축기 회전수를 조절할 수 있도록 인버터가 부착된 전기 모터를 사용하여 구동시키는 시스템으로 설계하였다. 본 연구에서 사용한 냉동시스템의 개략도를 Fig. 2.1에 도시하였으며, Fig. 2.2는 열환경챔버(psychrometric chamber)의 실내측과 실외측에 설치한 실험장치의 개략도를 보여주고 있다. 성능실험을 실시하기 위해 사용된 열환경챔버는 3S Korea 제품으로 각각의 공간의 건구, 습구 온도를 독립적으로 제어 가능하다. 각각의 공간은 실내측(indoor) 및 실외측(outdoor)으로 구성되어 있어 각각의 공간마다 독립된 냉동기, 히터, 가습기가 설치되어 있으며 각각의 공간을 구성하는 공기조화 유닛에 대한 사양을 Table 2.1에 나타내었다.

실험을 위한 냉동시스템을 구성하기 위해 각 구성요소의 연결 부분은 동관 및 피팅(fitting)을 이용하여 연결하였으며 냉매유량 변화에 능동적으로 대처하기 위해 응축기 출구에 수액기(receiver)를 설치하였다. 냉매계통 중에 수분과 이 물질이 존재하게 되면 냉동장치에 여러 가지 악영향이 발생되므로 이를 방지하기 위해 팽창밸브와 수액기 사이에 필터드라이어(filter drier)를 장착하였다. 시스템 작동시 각각의 구성요소의 작동 특성을 파악하기 위하여 시스템의 각 부분에 열전대와 압력계를 설치하였고, 시스템의 순환되는 냉매의 질량유량을 확인하기 위해 압축기 출구측에 질량유량계(mass flow meter)를 설치하고, 압축기 소요되는 동력을 측정을 위해 인버터와 전기모터사이에 전력적산계(power meter)를 설치하였다. 시스템이 지속적으로 운전되게 되면 냉동기의 증발기에 많은 서리가 생성되고 이는 시스템의

성능저하로 이어진다. 본 연구에 사용된 시스템은 냉동기 가동시 증발기에 생성된 서리를 제거하기 위한 제상방식으로 핫가스 바이패스(hot-gass bypass)제상방식을 사용하였으며 이를 위하여 압축기 출구에서 팽창장치로 별도의 제상을 위한 관이 설치하였다. 실험 장치는 실제 판매되고 있는 상용 탑차용 냉동장치를 이용하여 구성하였으며 일반적인 경우 냉동시스템과 차량의 에어컨 시스템을 동시에 작동시키는 구조로 이루어져 있으며, 솔레노이드 밸브를 이용하여 차량운전석의 공기조화장치로 냉매의 유입과 차단을 제어하는 방식으로 공기조화가 이루어진다. 하지만 본 연구에서는 차량내부 운전석 부분을 제외하고 냉동기만을 고려하여 연구를 진행하였다.

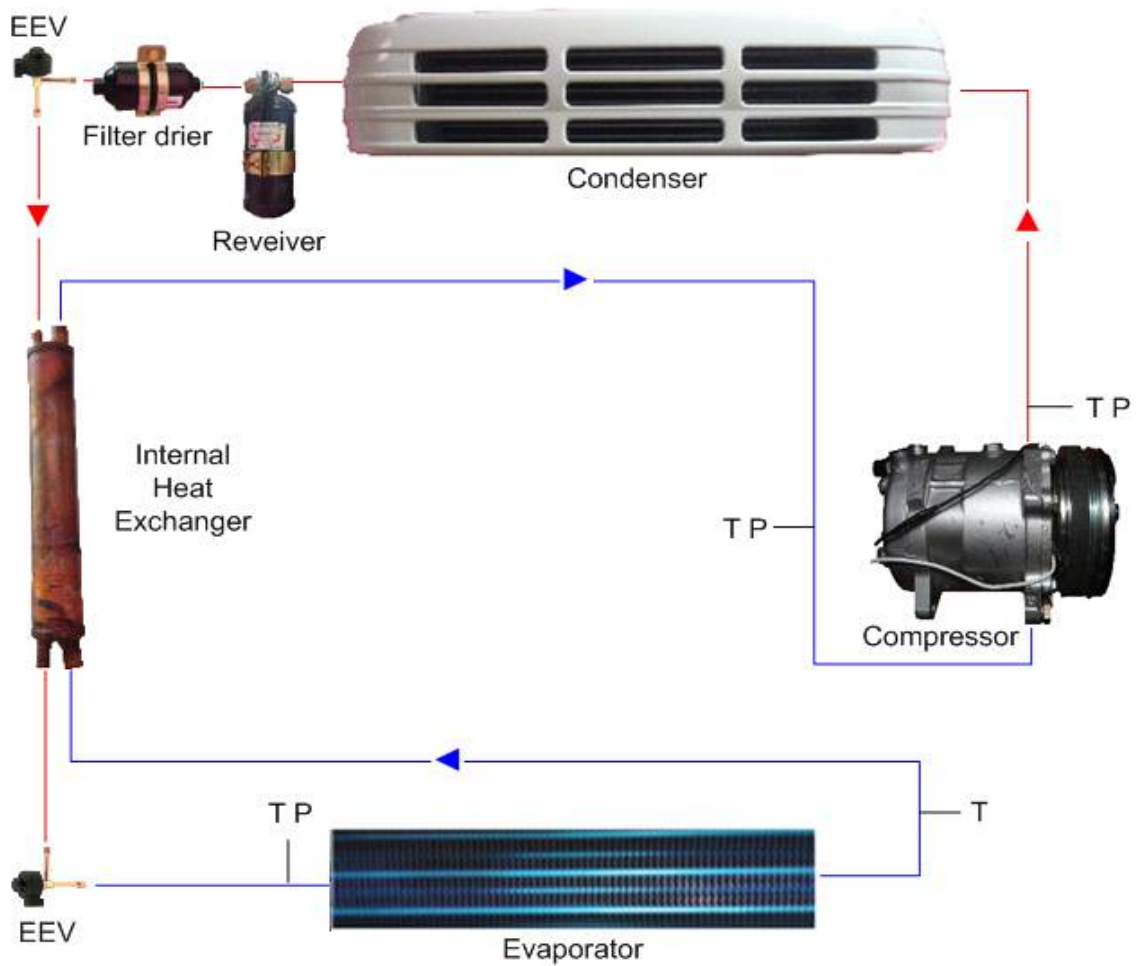


Fig. 2.1 Schematic of the refrigeration system of refrigerator car.

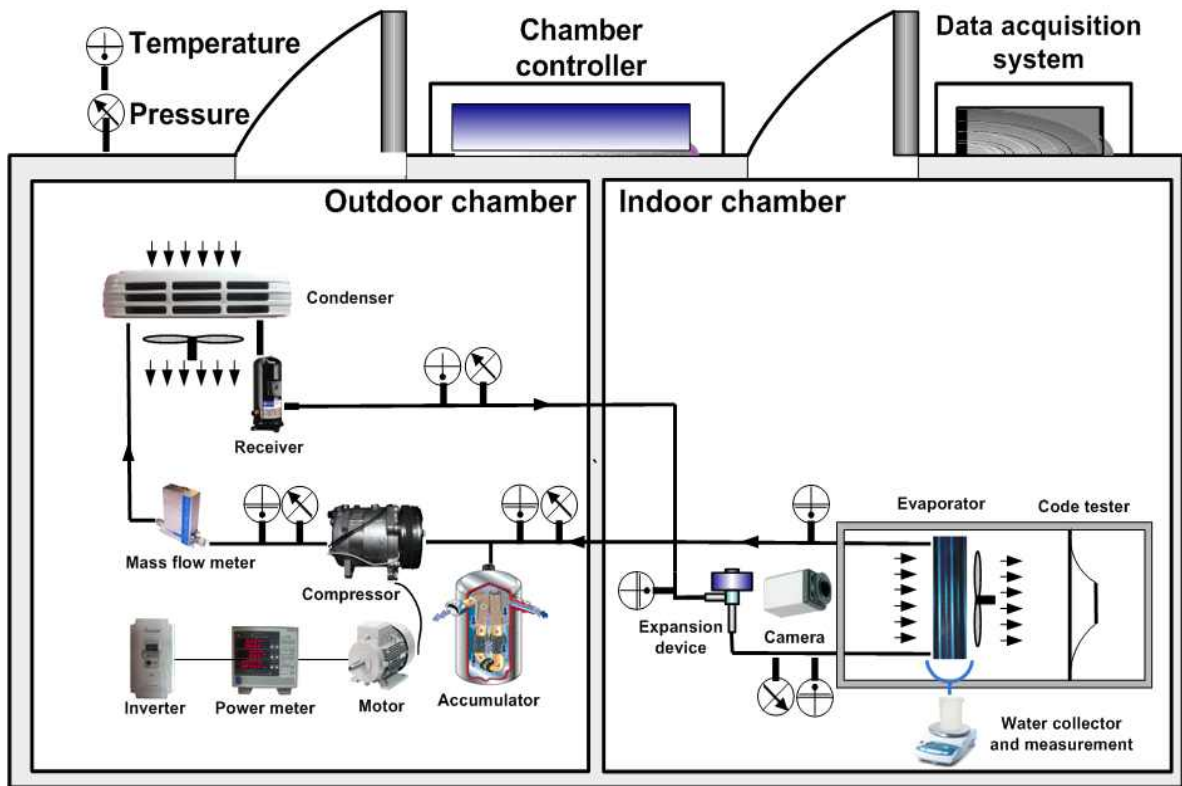


Fig. 2.2 Schematic of experimental equipment with psychrometric chamber.

Table 2.1 Specification space air conditioning handling unit

Space	Control system	Capacity(kW)
Indoor	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	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. 2.3 Outside of psychrometric chamber.



Fig. 2.4 Control panel of psychrometric chamber.

제 2 절 측정장비

1. 온도측정

시스템의 각 컴포넌트의 작동 특성을 알아보기 위해 시스템의 각 주요부분에 냉매의 온도를 측정하기 위해 냉매관내에 온도 프루브(probe)를 만들어 T형 열전대(T-type thermocouple)를 설치하였다. 응축기 및 증발기로 흡입되는 온도를 측정하기 건습구 온도측정 기구를 구성하여 건구온도와 습구온도를 측정하기 위해 RTD를 사용하였다. 열전대를 설치한 부분은 Fig. 2.1에 나타낸 것과 같이 압축기 출구, 응축기 출구, 팽창장치 입구, 팽창장치 출구, 증발기 출구, 압축기 입구, 제상부분에 열전대를 설치하였다.

공기측은 증발기 입구 공기의 건구온도 및 습구온도와 증발기 입출구 공기의 건구 및 습구온도를 측정하였다. T형 열전대 및 RTD는 각각 물의 어는점에서 보정하였으며 $\pm 0.1^{\circ}\text{C}$ 오차 이내의 값을 출력하는 것을 사용하였다. 본 실험에서 냉매 측의 온도측정에 사용한 열전대를 Fig. 2.5에, 그리고 열전대의 제원을 Table 2.2에 나타내었다.



Fig. 2.5 Photograph of thermocouple T-type.

Table 2.2 Specification of thermocouple

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

2. 압력 측정

시스템 작동시에 시스템의 압력변화를 파악하기 위해 각 부분의 냉매의 압력을 측정하기 위해서 압력계(pressure transducer)를 사용하였다. 정압을 측정하기 위해 모세관을 배관에 용접하여 압력계를 설치하였으며 압력계의 설치 부분은 압축기 흡입 및 토출부, 팽창기 입구 및 출구로 이에 해당하는 부분에 정밀 압력계를 설치하였다. 본 연구에서 사용된 압력계의 모습을 Fig. 2.6에 나타내었고 압력계의 사양을 Table 2.3에 나타내었다.



Fig. 2.6 Photograph of pressure gauge.

Table 2.3 Specification of pressure gauge

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

3. 인버터

차량의 주행속도에 따라 엔진의 회전수가 변화하게 되고, 엔진의 크랭크축과 연결된 압축기는 엔진 회전수 변화에 따라 즉각적으로 압축기 회전수가 변동하게 된다. 압축기의 회전수 변화는 냉동시스템의 성능과 밀접한 관련이 있다. 이러한 압축기 회전수 변화에 따른 상용탑차용 냉동시스템의 성능 관찰을 위하여 본 실험 장치에서는 주파수의 변화를 구현하기 위하여 전기모터를 이용해 압축기를 구동시키고, 아래의 Fig. 2.7과 같이 제작된 인버터를 이용해 모터의 주파수를 변화시켜 압축기 회전속도를 제어한다. Table 2.4는 본 연구에서 사용된 인버터의 사양을 나타내고 있다.



Fig. 2.7 Photograph of inverter.

Table 2.4 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

4. 압축기 소비동력 측정

시스템의 성능지수인 COP는 냉동기 작동시에 소비되는 동력과 증발기에서 발생하는 냉동용량의 비로 계산되는데, 냉동기의 주된 소비동력은 압축기에서 발생된다. 압축기에서 소비되는 소비전력을 측정하기 위해서는 인버터와 전동모터 사이에 전력적산계를 설치하여 압축기 구동시 소비되는 전력량을 측정하도록 설치하였다. Fig. 2.8은 본 실험에서 사용한 전력적산계(Yokogawa-WT230)를 나타내고 있으며 전력적산계의 자세한 사양을 Table 2.5에 나타내었다.



Fig. 2.8 Photograph of power meter.

Table 2.5 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

5. 냉매의 질량유량 측정

상용탑차용 냉동사이클의 성능특성을 파악하고 운전조건 변화에 따른 시스템의 성능특성 변화를 고찰하기 위해 냉동시스템을 순환하는 냉매의 질량유량을 측정해야 한다. 질량유량 측정을 위해 정밀한 질량유량 측정장치인 OVAL사의 질량유량계를 사용하였다. 질량유량계는 냉매의 단상영역에서 측정값을 신뢰할 수 있으므로 기체상태로 존재하는 압축기 출구에 설치하였다. 본 연구에서 사용된 질량유량계는 Fig. 2.9와 같으며, OVAL 질량유량계의 시스템 사양을 Table 2.6에 나타내었다.



Fig. 2.9 Photograph of mass flow meter.

Table 2.6 Specification of mass flow meter

Item	Specification
Max pressure	85.6 kg_f/cm^2
Max temp	105°C
Mass flow rate	36~360 kg/h

6. 온습도 Sampler

본 열환경 챔버 내에서 실험시 실내측과 실외측의 열교환기로 유입되는 공기의 건구온도와 습구온도를 측정하기 위해 응축기 및 증발기의 공기 흡입 부분에 샘플러를 설치하여 열교환기로 흡입되는 공기를 송풍기를 이용해 샘플링(sampling)하여 건구온도(DBT) 및 습구온도(WBT)를 측정한 값을 기준으로 열환경 챔버의 온도제어 및 습도제어가 이루어지도록 구성되어 있다. 본 실험에서 사용한 공기샘플러(air sampler)는 크게 세부분으로 나뉜다. 샘플러를 구성하는 각각의 요소들은 덕트로 연결 되어 열교환기 흡입구에서 흡입된 공기의 측정오차를 줄이기 위해 샘플러의 연결 덕트는 단열시켰다. 정밀한 온도 측정을 위해 RTD type의 열전대를 사용하고, 습구온도를 측정시 증류수의 일정한 공급을 위해 수위조절 장치가 설치되어 있다. 증발기 입구에 설치한 샘플러의 공기흡입부의 모습을 Fig. 2.10에 나타내었으며 흡입된 공기의 건구온도(DBT) 및 습구온도(WBT)를 측정하는 측정부의 모습을 Fig. 2.11에 나타내었다.



Fig. 2.10 Air sampler of indoor side.



Fig. 2.11 Air sampler and blower.

7. 냉동용량의 계산

증발기에서 열전달량은 열교환기를 통과하는 공기측의 열교환기 전후의 건습구 온도와 노즐의 차압으로 통한 공기의 풍량을 측정하여 계산할 수 있다. 증발기 입구측에서 공기 샘플러(air sampler)를 이용하여 항온실의 공기의 건구와 습구온도를 측정하여 증발기 입구측 공기의 엔탈피를 계산하였다. 또한 증발기 출구측 공기의 건구와 습구온도를 측정하기 위해 풍량측정장치(Fan taster) 내부에 공기 샘플러를 이용하여 증발기를 통과한 공기의 건구와 습구온도를 측정하여 증발기 출구측 공기의 엔탈피를 계산하였다. 동시에 덕트에 설치한 공기 차압계를 이용하여 노즐의 차압을 측정하였으며, 노즐 관계식을 이용하여 공기의 질량유량을 계산해 증발기 입출구의 공기 엔탈피 차와 곱하여 냉동용량을 계산하였다. 식(2-1) ~ (2-4)에 냉동용량 계산과정을 나타내었다.

$$h_{evap, inlet, air} = fn(T_{DB}, T_{WB}) \quad (2-1)$$

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

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

$$\dot{Q}_{Evap} = \dot{m}_{air} (h_{evap, inlet, air} - h_{evap, exit, air}) \quad (2-4)$$

8. 풍량측정장치

증발기의 풍량과 열교환량을 측정하기 위해 Fig. 2.12와 같은 열량측정장치 - Calorimeter를 사용하였다. 본 실험에 사용된 열량측정 장치는 Code tester, 흡인송풍기, 온도측정 장치, 제어반으로 구성이 되어 있으며 증발기의 설치는 Fig. 2.13과 같이 챔버의 실내측(indoor)의 공기를 흡입하여 열교환 후에 열량측정장치를 통해 냉동용량이 계산되는 방식으로 설치하였다. 풍량 측정기기 사양을 Table 2.7에 나타내었고, 흡인식 송풍기의 사양을 Table 2.8에 나타내었다.

상용탑차용 냉동시스템의 증발기를 열량측정장치에 장착하여 증발기의 성능측정을 목표로 사용되며 작동방법은 증발기에 부착된 팬을 이용해 칼로리메타 내부의 차압을 0으로 맞춰 줌으로써 증발기 팬의 풍량을 측정해 증발기의 용량을 계산한다. 또한 시스템의 성능을 측정하기 위한 센서들과 측정 장치를 데이터 로거(MX100-Yokogawa)에 연결하여 전체적인 시스템의 성능특성 변화를 Psychrocal 프로그램을 이용하여 컴퓨터와 통신을 통한 데이터를 기록 및 저장할 수 있도록 설치하였다. 다음은 본 연구에 사용된 열량측정장치(calorimeter)의 측정원리에 대해 나타내고 있다.

- 열량측정장치(calorimeter) 작동원리

팬이 부착되어 있는 증발기를 칼로리미터에 장착한 경우 증발기에 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 증발기의 풍량이 계산이 되며, 증발기 입구로 들어오는 공기의 조건과 증발기 출구의 공기상태를 기준으로 증발기의 용량이 계산되게 된다. calorimeter내부에는 $\varnothing 45$, $\varnothing 55$, $\varnothing 65$, $\varnothing 65$ 의 직경을 가지는 노즐이 총 4개가 존재한다. 이 노즐은 증발기 팬의 송풍량에 따라 개방수를 조절해야 하며 송풍량이 클수록 많은 수의 노즐을 개방시켜야 한다. 이때 노즐의 허용 전후 차압은 20 mmAq에서 60 mmAq사이를 유지하도록 해야 한다.

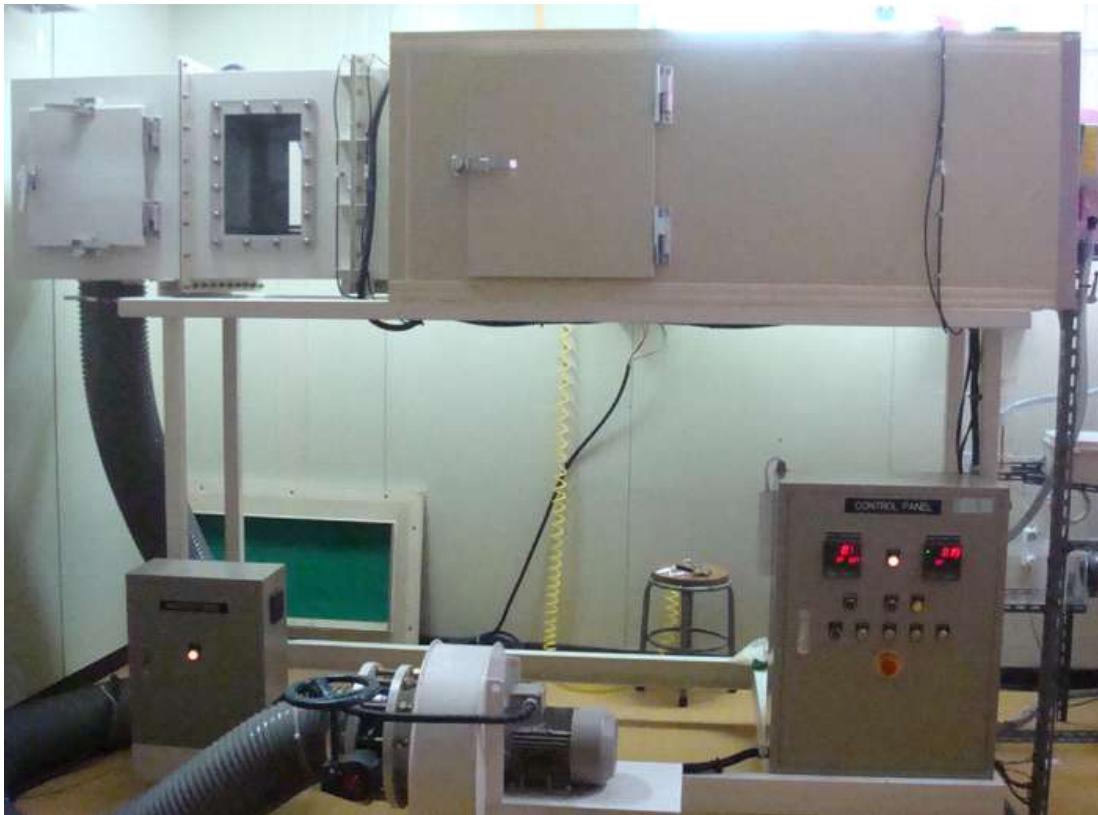


Fig. 2.12 Photograph of the calorimeter.



Fig. 2.13 Calorimeter with an evaporator.

Table 2.7 Specification of code tester in fan tester

Item	Specification
Size	1,100W × 700H × 3,000L
Tester anemometer size	400W × 600H
Insulating material	50 mm 우레탄
Temperature	건구 ~ 1
Body material	STS 2.3t, SUS-304 정류 다공판 ~ 2
Nozzel	45∅~1, 55∅~1, 65∅~2(Air Cylinder 개폐)
Test size	900 × 450

Table 2.8 Specification of suction fan

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

9. 자료 수집 및 처리 프로그램

상용탑차용 냉동시스템의 성능실험을 위해 시스템을 설치하고 시스템의 성능특성 파악을 위해 시스템의 중요 위치에 설치한 열전대, 압력계, 질량유량계, 풍량변화 장치 등 다양한 측정센서들에 대한 데이터를 수집하기 위해 데이터 수집 장치로서 데이터로거(Data logger-Yokogawa MX100)를 사용하였다. 데이터로거는 각각의 센서에서 측정된 신호를 컴퓨터로 전송하고 전체적인 시스템의 성능에 관한 데이터를 컴퓨터프로그램을 이용해 저장할 수 있도록 하였다. 데이터로거는 측정부에서 오는 전류신호를 감지하여 원하는 데이터로 컴퓨터로 전송하는데 사용된다. 컴퓨터로 전송된 자료는 MX100 standard 프로그램을 통하여 엑셀 파일 형태로 저장되도록 하였으며 본 실험에서 사용된 데이터로거는 Fig. 2.14와 같고, 데이터로거의 사양을 Table 2.9에 나타내었다.



Fig. 2.14 Photograph of MX100.

Table 2.9 Specification of data logger

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

제 3 절 실험조건 및 방법

본 논문에서는 냉동탑차 냉동시스템의 성능특성을 파악하기 위해 공회전(Idle)상태인 1000 rpm에서 냉동실험조건(ISO-15502)^[11]을 기준으로 하여 실내측과 실외측의 건구온도(dry-bulb temperature), 습구온도(wet-bulb temperature) 및 압축기 회전속도를 매개변수로 적용하여 실험을 수행하였다. 공기측과 시스템의 열평형을 알아보기 위해 냉매의 유량을 일정한 범위에서 실험을 수행하였고, 공기측과 냉매의 열평형을 알아본 후 본 실험에서는 냉매의 유량을 증가시킨 후 공기측에 대해서만 열량을 계산했다.

Table 2.10은 상용 탑차용 냉동시스템의 성능을 측정하기 위한 실험조건을 나타내고 있다. 시스템의 성능에 영향을 미치는 요소는 다양하나 그 중 중요한 요소인 냉매 충전량과 팽창장치 개도, 실내온도, 실외온도, 압축기 회전수를 변화시켜 시스템의 성능을 측정하고 고찰한다. 먼저 냉동시스템의 성능 실험을 위해 시스템에 적합한 최적 냉매 충전량을 결정하기 위해 기본조건(basic condition)인 실내온도 5°C와 외기 온도를 25°C로 고정한 상태에서 냉매의 유량을 100 g씩 증가시켜 실험을 진행 하였으며, 최적의 냉매 충전량에 따른 팽창장치 최적개도 선정을 위해 전자팽창밸브(Electronic expansion valve)의 개도를 5%씩 증가시켜 실험을 수행하였다. 실험을 통해 최적 냉매충전량에 따른 팽창장치의 최적개도를 설정한 이후 Table 2.11에 나타낸 변수를 기준으로 성능변화 실험을 수행하였다. 고내온도 변화에 대한 성능특성을 고찰하기 위해 고내온도를 5°C에서 9°C까지 2°C씩 증가시켜 실험하였으며, 실외측 공기온도 변화가 미치는 영향을 고찰하기 위해 실외온도를 25°C에서 35°C까지 5°C씩 증가시켜 실험을 수행하였다. 또한, 탑차용 냉장시스템이기 때문에 압축기 회전수 변화에 따른 성능 고찰의 실험이 요구된다. 따라서 본 실험에서는 압축기 회전수를 1000 rpm에서 2000 rpm까지 변화시켜 실험을 수행하였으며 자세한 매개변수는 Table 2.11에 나타내었다.

Table 2.10 Test conditions for measuring the performance

Parameters	Unit	Specification
Refrigerant charging amount	kg	1.1, 1.2, 1.3, 1.4, 1.5
Electronic expansion valve	%	50, 55, 60, 65, 70, 75, 80
Indoor air temperature	°C	5*, 7, 9
Outdoor air temperature	°C	25*, 30, 35
Compressor speed	rpm	1000*, 1500, 2000

*Basic condition

제 3 장 탑차용 냉동사이클 모델링

본 연구에서는 탑차용 냉동사이클의 해석적 연구를 통하여 실험으로 확인할 수 없는 부분이나 실험적 연구 결과를 미리 예측할 수 있도록 냉동사이클을 구현하는데 목적이 있다. 이는 실험을 통하여 소진되는 비용이나 시간을 줄이는 이점이 있으며 나아가 탑차용 냉동시스템의 성능 예측을 통해 시스템의 효율을 개선할 수 있다. 본 연구에 사용된 탑차용 냉동시스템은 실험에 이용된 압축기와 응축기, 팽창장치, 증발기의 사양을 적용하였으며, 개발된 시스템의 구성은 Fig. 2.1에서 Filter drier, Receiver를 제외하였다. 냉동시스템의 해석적 연구를 위해 EES(Engineering equation solver) 프로그램을 이용하여 Fig. 3.1의 순서도를 이용하여 해석적 연구를 진행하였다. 시스템의 질량유량은 압축기와 EEV를 통과하는 질량균형(mass balance)에 의해 결정된다. 시스템의 해석 방법으로 압축기의 초기 입구조건을 가정한 후 압축기에서 토출된 고온, 고압의 냉매가 응축기 입구로 들어가 열교환이 이루어진 저온 고압의 냉매가 팽창장치를 통해 저온 저압의 냉매로 토출된다. 이때 압축기와 팽창장치의 질량유량을 비교하여 시스템의 질량유량이 결정되며, 질량유량이 일치하지 않았을 경우 압축기 토출압력을 변경시켜 질량유량이 일치할 때까지 반복된다. 질량유량이 일치 되었을 경우 저온, 저압의 냉매는 증발기 입구로 들어가 열교환하게 되며 열교환후의 냉매의 조건을 초기 가정한 압축기 입구조건과 비교하여 성능변화가 없을 때 전체시스템이 수렴하도록 설계하였으며, 기본조건에서 시스템의 냉동용량은 2.5 kW를 기준으로 설계하였다.

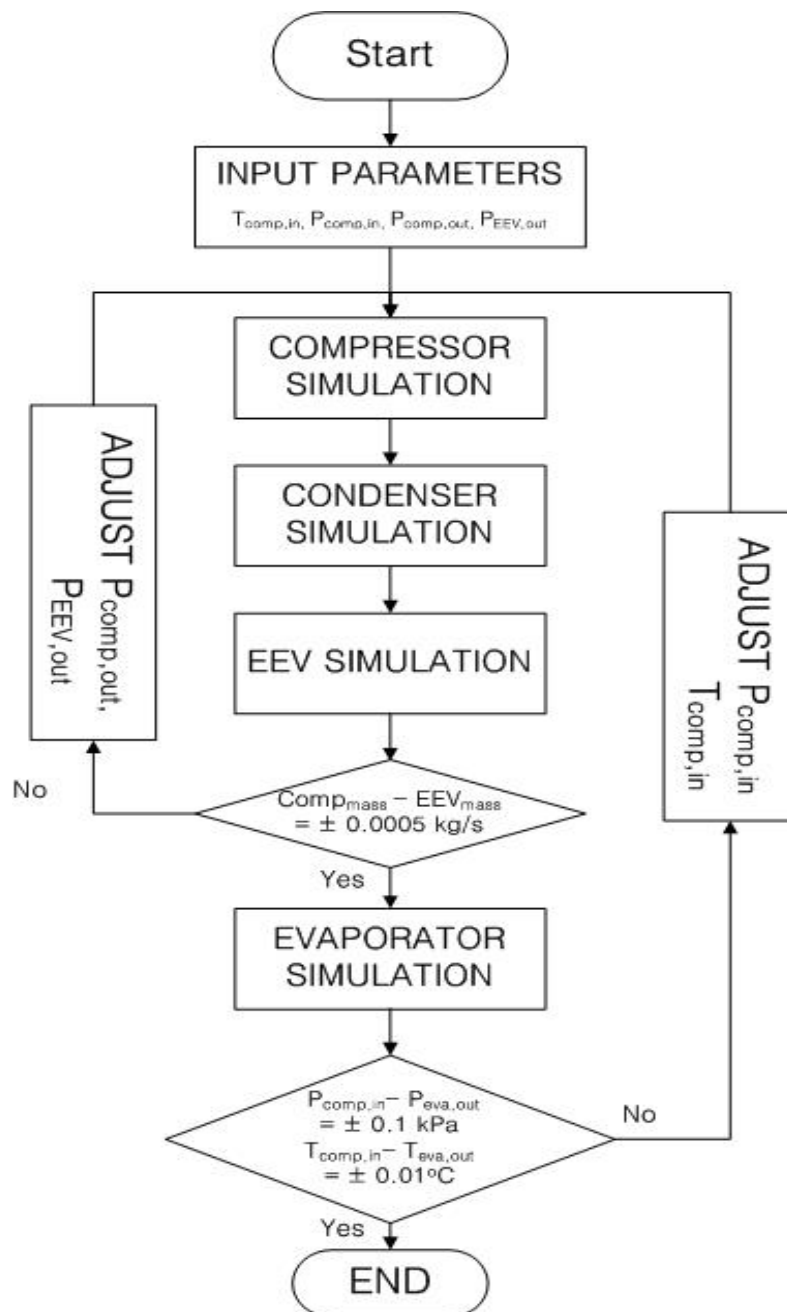


Fig. 3.1 Flow chart for the refrigerator cycle.

제 1 절 압축기 모델링

본 연구에서 설계된 압축기는 내구성이 우수하여 자동차 공조시스템의 압축기로써 가장 널리 사용되고 있는 사판식 압축기(SD5L14)를 해석 모델로 선정하였다. 압축기에서 토출되는 냉매의 질량유량은 식(3-1)을 이용하여 계산하였고, R404A 시스템의 압축기의 체적효율과 등엔트로피 효율은 식(3-2)와 (3-3)을 이용하였으며, R134a 시스템의 체적효율과 등엔트로피 효율은 식은 식(3-4)와(3-5)를 이용하여 계산하였다. R744 시스템의 경우 열용량이 크기 때문에 기존시스템과 유사한 냉동용량을 얻기 위해 압축기의 체적을 다시 설계해야하며 Idle 실험조건 상태에서 2.5 kW의 냉동용량을 가지는 압축기 체적을 결정한 후 성능해석을 수행하였으며 체적효율과 압축효율은 식(3-6)과 식(3-7)을 이용하여 계산하였다. R1234yf 시스템의 압축기 모델은 R134a 시스템과 동일한 식을 적용하였다^[12-14].

$$\dot{M}_r = n \frac{\pi}{4} D_c^2 S_p N_c \frac{\eta_v}{v_s} \quad (3-1)$$

$$\eta_{v, R404A} = 0.3596 + 1.1072 \times \overline{S}_p - 0.08132 \times \varepsilon + 0.0001175 \times N - 0.4025 \times \overline{S}_p^2 - 2.449 \times 10^{-8} N^2 \quad (3-2)$$

$$\eta_{i, R404A} = 0.2402 + 1.4187 \times \overline{S}_p - 0.09698 \times \varepsilon + 0.000123 \times N - 0.5852 \times \overline{S}_p^2 - 2.457 \times 10^{-8} N^2 \quad (3-3)$$

$$\eta_{v, R134a, R1234yf} = 0.8263 \left[1 - 0.09604 \left(\varepsilon^{\frac{1}{\gamma}} - 1 \right) \right] \quad (3-4)$$

$$\eta_{i, R134a, R1234yf} = 0.9343 - 0.04478 \times \varepsilon \quad (3-5)$$

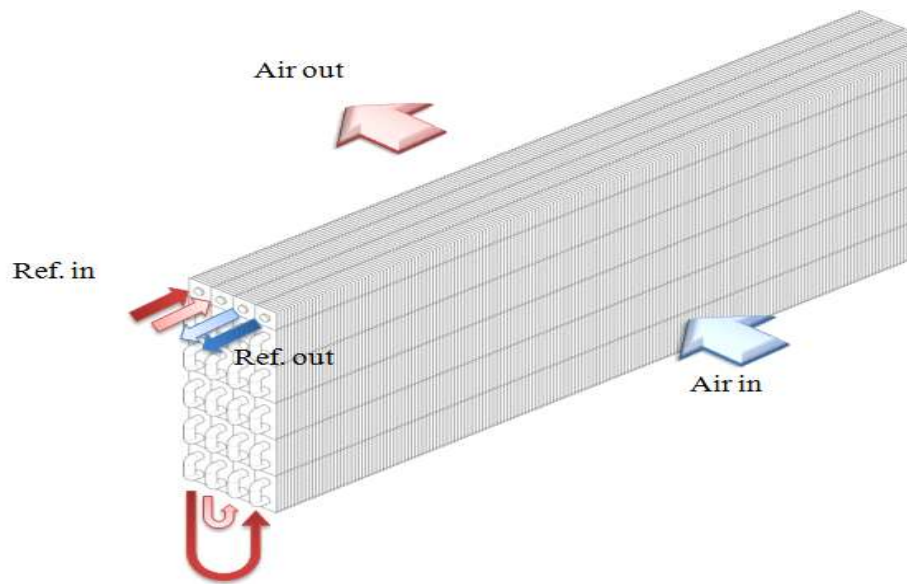
$$\eta_{v, R744} = 1.149768 + 0.001025 \times P_{c, in} - 0.003592 \times P_{c, in} - 13.660815 \times v_s + 0.000059 \times N \quad (3-6)$$

$$\eta_{c, R744} = 0.781749 - 0.000956 \times P_{c, out} - 0.003812 \times SH_{c, s} - 0.003565 \times T_{c, s} + 0.000033 \times N \quad (3-7)$$

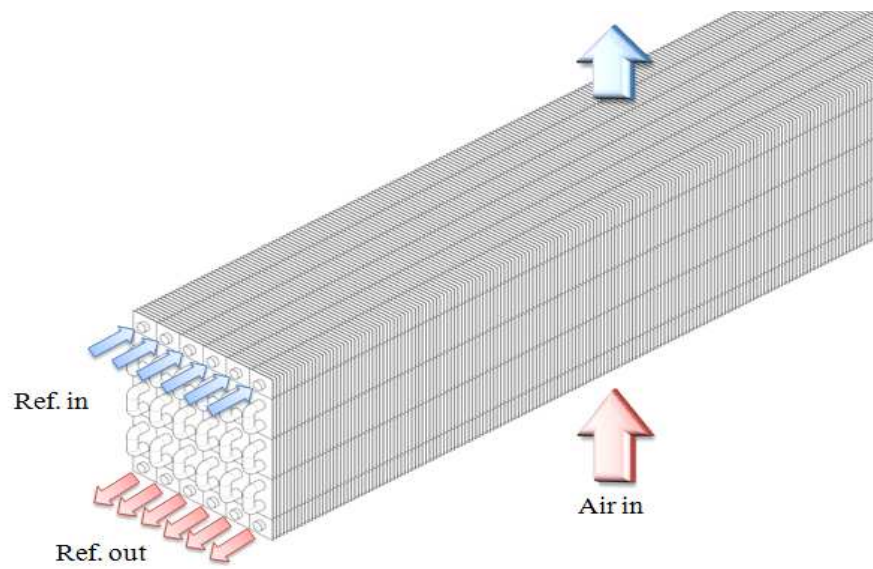
제 2 절 열교환기 모델링

시스템의 성능을 향상시키기 위한 방법 중 압축기의 효율 상승에 관한 연구는 진행이 느리고 어려워 열교환기의 형태나 분배 등으로 인한 성능향상에 대한 연구가 활발히 진행되고 있다. 본 연구에서 사용된 냉동시스템의 열교환기는 실험에 사용된 핀-튜브 열교환기(DM-050S)를 해석적 모델로 선정하였으며 자세한 사양은 Table 3.1에 나타내었다. 탑차용 냉동시스템의 열교환기 모델링을 수행하기 위해 개발된 응축기와 증발기의 형태를 Fig. 3.2에 나타내었다. (a)는 탑차용 냉동시스템의 열교환기 모델링을 수행하기 위해 개발된 실외기(condenser or gascooler)의 모습을 보여주고 있고 (b)는 증발기(evaporator)의 형태를 보여준다. 응축기(가스쿨러)의 경우 냉매가 세 번째 열과 네 번째 열로 들어가 첫 번째 열과 두 번째 열로 토출되는 형식으로 2개의 관이 4개의 열로 이루어진 핀-관 열교환기를 사용하였고, 증발기의 경우 팽창장치에서 토출된 냉매가 6개의 관으로 분배되고 총 8열로 이루어진 열교환기 형태를 가지고 있다. 본 연구에서는 열교환기를 관순법(section by section method)을 이용하여 해석적 연구를 수행하였다^[15,16]. 냉매측의 열전달율을 계산하기 위해 냉매의 유량과 정압비열 및 미소체적의 입출구의 냉매 온도를 이용한 식(3-8)을 이용해 계산하였다.

$$Q = \dot{m} c_p (T_{in} - T_{out}) \quad (3-8)$$



(a) Condenser(Gas cooler)



(b) Evaporator

Fig. 3.2 Schematic of heat exchanger for modeling.

Table 3.1 Specification of heat exchanger

Specification	Unit	Condenser	Evaporator
Fin interval	[mm]	2.1	4.56
Fin height	[mm]	25.78	22.64
Fin width	[mm]	24.83	26.13
Tube diameter	[mm]	9.5	9.5
Tube thickness	[mm]	0.5	0.5
Configuration size	[mm]	760(L) × 284(H) × 100(W)	865(L) × 136(H) × 209(W)

1. 냉매측 열전달 상관식

본 연구에서 냉매 404A와 R134a, R1234yf는 단상상태와 2상 상태로 존재하기 때문에 각각의 상태를 고려하여 적용하였으며, 단상영역에서 R404A 시스템의 열전달 계수는 식 (3-9)을 이용하였으며^[17], R134a 시스템의 열전달계수는 (3-10)의 식을 이용하여 계산하였다^[18]. R1234yf 시스템의 단상유동 열전달계수는 R134a 시스템의 열전달계수와 동일한 식을 사용하였다.

$$h_{sp,R404A} = 0.04086 Re_{v,l}^{0.8} Pr_{v,l}^{0.4} \frac{k_{v,l}}{D_i} \quad (3-9)$$

$$h_{sp,R134a, R1234yf} = 0.023 Re_{v,l}^{0.8} Pr_{v,l}^{0.4} \frac{k_{v,l}}{D_i} \quad (3-10)$$

$$Re_{v,l} = \frac{GD_i}{\mu_{v,l}}, \quad Re_{v,l} > 17,900 \quad (3-11)$$

$$G = V_r \rho_r = \frac{m_r}{A_r} \quad (3-12)$$

위 식에서 $Pr_{v,l}$, $k_{v,l}$, $\mu_{v,l}$, D_i , G , m_r , A_r 은 각각 과열증기와 과냉각액에서 프란틀 수, 열전도계수, 점성계수, 관내 직경, 질량유속, 질량유량, 관내의 단면적을 의미한다.

또한 2상유동에서 R404A 시스템의 열전달계수는 Traviss(1972)의 식을 사용하였으며, 식 (3-13)에 나타내었다^[19]. R134a 시스템의 2상유동에 대한 열전달계수는 Gungor and Winterton(1986)의 식을 사용하여 계산하였으며 식 (3-14)에 나타내었다^[20]. R1234yf 시스템의 2상유동 열전달계수는 R134a 시스템의 열전달계수와 동일한 식을 사용하였다.

$$h_{tp,R404A} = Pr_l Re_l^{0.9} k_l \frac{F_1(X_{tt})}{F_2(Re_l Pr_l)} \quad (3-13)$$

$$Re_l = \frac{G(1-x)D_i}{\mu_l} \quad (3-14)$$

$$F_1 = 0.15 \left[\frac{1}{X_{tt}} + \frac{2.85}{X_{tt}^{0.476}} \right] \quad (3-15)$$

$$F_2 = 0.707Pr_l Re_l^{0.5}, \quad Re_l \leq 50 \quad (3-16)$$

$$F_2 = 5Pr_l + 5 \ln [1 + Pr_l(0.09636Pr_l^{0.585} - 1)], \quad 50 < Re_l \leq 1125 \quad (3-17)$$

$$F_2 = 5Pr_l + 5 \ln(1 + 5Pr_l) + 2.5 \ln(0.00313Re_l^{0.812}), \quad Re_l > 1125 \quad (3-18)$$

$$h_{tp, R134a, R1234yf} = E \times h_{sp} + S \times h_{pool} \quad (3-19)$$

$$h_{pool} = 55 \times Pr^{0.12} (-\log_{10} Pr)^{-0.55} \times M^{-0.5} \times q^{0.67} \quad (3-20)$$

$$E = 1 + 2400 \times Bo^{1.16} + 1.37 \times X_{tt}^{-0.86} S = (1 + (1.15 \times 10^{-6}) \times E^2 \times Re^{1.17})^{-1} \quad (3-21)$$

단상유동에서 R404A 시스템의 압력강하는 관내 유체의 속도 수두에 마찰계수를 곱하여 식 (3-22)와 같이 표현된다. 마찰계수 f 는 유체의 유속과 관내 표면 거칠기의 함수로 정의된다. 본 연구에서 단상 상태의 마찰계수를 구하기 위하여 Blasius가 제안한 식 (3-23)를 사용하였다^[21]. R134a 시스템의 단상유동에 대한 압력강하는 Fanning and Pierre(1964)가 제안한 식 (3-24)을 이용하여 계산하였으며 마찰계수는 식 (3-25)을 사용하였다^[22]. R1234yf 시스템의 단상유동 압력강하는 R134a 시스템의 압력강하와 동일한 식을 사용하였다.

$$\Delta P_{R404A} = \frac{f_{R404A} G^2 v}{2d_i} \quad (3-22)$$

$$f_{R404A} = 0.079 \left[\frac{Gd_i}{\mu_r} \right]^{-0.25} \quad (3-23)$$

$$\Delta P_{R134a} = \frac{2f_{R134a} \times G^2 \times L}{D_i \times \rho} \quad (3-24)$$

$$f_{R134a} = 0.046 \times Re^{-0.2} \quad (3-25)$$

2상유동에서 R404A 시스템의 압력강하는 Friedel(1979)의 상관식을 적용하여 계산하였다^[23]. Friedel(1979)의 상관식은 단상유동의 압력강하에 보정계수를 곱하여 2상유동의 압력강하를 계산하는 방법으로 보정계수는 다음과 같이 정의된다.

$$\phi = A_1 + \frac{3.24 \cdot A_2 A_3}{Fr^{0.045} We^{0.035}} \quad (3-26)$$

$$A_1 = (1-x)^2 + x^2 \left(\frac{\rho_f \cdot f_g}{\rho_g \cdot f_f} \right) \quad (3-27)$$

$$A_2 = x^{0.78} (1-x)^{0.224} \quad (3-28)$$

$$A_3 = \left(\frac{\rho_f}{\rho_g} \right)^{0.91} \left(\frac{\mu_g}{\mu_f} \right)^{0.19} \left(1 - \frac{\mu_g}{\mu_f} \right) \quad (3-29)$$

$$Fr = \frac{G^2}{gD\rho^2} \quad (3-30)$$

$$We = \frac{G^2 D}{\rho\sigma} \quad (3-31)$$

2상유동에서 R134a 시스템의 압력강하는 Fanning and Pierre(1964)가 제안한 식을 사용하였으며 식 (3-32)에 나타내었다.^[22] R1234yf 시스템의 2상유동 압력강하는 R134a 시스템의 압력강하와 동일한 식을 사용하였다.

$$\Delta P_{tp, R134a, R1234yf} = \left(f_{R134a} \frac{L}{D_i} + \frac{\Delta x}{x} \right) G_r^2 \times v_m \quad (3-32)$$

$$f_{R134a, R1234yf} = 0.0185 \left(\frac{K_f}{Re} \right)^{0.25} \quad (3-33)$$

$$K_f = \frac{\Delta i}{Lg} \quad (3-34)$$

증발기의 해석에 사용된 이상상태의 냉매측 열교환계수의 경우 이산화탄소 냉매의 임계건도식 (3-35)을 이용하여 임계건도 이전에 이후로 나누어 열전달 상관식을 개별적으로 적용하였다.

$$x_{cr,t} = 0.0012 Re_{lo}^{2.79} (1000Bo)^{0.06} Bd^{-4.76} \quad (3-35)$$

임계건도 이전의 열전달 상관식은 Liu and Winterton(1991)의 상관식을 모델로 기초로 하고 임계건도 이후의 열전달 상관식은 Kattan et al.(1998)의 상관식을 모델로 기초로 한 Yoon et al.(2004)에 의해 개발된 상관식을 사용하였다^[25]. 본 연구에서 $x < x_{cr,t}$ 의 영역에서 사용될 냉매의 열전달상관식을 식(3-36)에 나타내었다.

$$h_{tp, R744} = \left[(S \cdot h_{nb})^2 + (E \cdot h_l)^2 \right]^{1/2} \quad (3-36)$$

$$h_{nb} = 55 P^{*0.12} (-\log P^*)^{-0.55} M^{-0.56} q^{0.67} \quad (3-37)$$

$$h_l = 0.023 Re_l^{0.8} Pr_l^{0.4} \frac{k_l}{D_i} \quad (3-38)$$

$$S = \frac{1}{1 + 1.62 \times 10^{-6} E^{0.69} Re_l^{1.11}} \quad (3-39)$$

$$E = \left[1 + 9.36 \times 10^3 \text{Pr}_l \left(\frac{\rho_l}{\rho_g} - 1 \right) \right]^{0.11} \quad (3-40)$$

$x \geq x_{cr,t}$ 의 영역에서 사용된 상관식은 다음과 같다.

$$h_{tp} = \frac{\theta_{dry} h_g + (2\pi - \theta_{dry}) h_{wet}}{2\pi} \quad (3-41)$$

$$\frac{\theta_{dry}}{2\pi} = 36.23 Re^{3.47} Bo^{4.84} Bd^{-0.27} \left(\frac{1}{X} \right)^{2.6} \quad (3-42)$$

$$h_g = 0.023 Re_g^{0.8} \text{Pr}_g^{0.4} \frac{k_g}{D_i} E = 1 + 3000 Bo^{0.86} + 1.12 \left(\frac{x}{1-x} \right)^{0.75} \left(\frac{\rho_l}{\rho_g} \right)^{0.41} \quad (3-43)$$

이상유동계수($\Phi_{f,lo}^2$)는 Yoon et al.(2004)이 개발한 압력강하 상관식을 이용하여 계산하였으며 이는 식 (3-41)과 같다^[16].

$$\Phi_{f,lo}^2 = 1 + 4.2(\Gamma^2 - 1) \times \left[\frac{B}{We_D} x^{0.875} (1-x)^{0.875} + x^{1.75} \right] \quad (3-44)$$

특히, Yoon et al.(2004)은 이산화탄소의 물성치 특성을 고려하기 위하여 관성력과 표면장력의 비로 정의되는 Weber number를 상관식에 다음과 같이 포함시켰다.

$$We_D = \frac{\rho_l v^2 D_i}{\sigma} \quad (3-45)$$

상관식에 사용된 계수 B는 Table 3.2에 나타내었으며 물성계수 Γ^2 은 다음 식과 같이 정의된다.

$$\Gamma^2 = \frac{(dP/dz)_{f,go}}{(dP/dz)_{f,lo}} = \frac{f_{go}v_g}{f_{lo}v_l} \quad (3-46)$$

Table 3.2 Coefficient B

Γ	G	B
$\Gamma \leq 9.5$	$G \leq 500$	4.8
	$500 < G < 1900$	$2400/G$
	$G \geq 1900$	$55/G^{0.5}$
$9.5 < \Gamma < 28$	$G \leq 600$	$520/\Gamma G^{0.5}$
	$G > 600$	$21/\Gamma$
$\Gamma \geq 28$	-	$15000/\Gamma^2 G^{0.5}$

2. 공기층 열전달 상관식

공기층에서 냉매와 열전달을 계산하기 위해 각 미소체적에 대하여 공기층의 열전달 계수는 식(3-47)을 사용하였다. 냉매와 열교환하는 Slit fin 적용 열교환기의 시뮬레이션은 Wang et al.(2001)이 제안한 Slit fin 열교환기의 공기층 j-factor와 f-factor는 식(3-49)과 식(3-50)와 같이 표현된다^[27].

$$h = j \frac{C_p G_{\max}}{Pr^{2/3}} \quad (3-47)$$

$$G_{\max} = \frac{\dot{m}_{air}}{A_{\min}} \quad (3-48)$$

Coburn *j*-factor :

$$j = \begin{cases} 0.9047 Re_{D_c}^{j_1} \left(\frac{F_s}{D_c}\right)^{j_2} \left(\frac{P_t}{P_l}\right)^{j_3} \left(\frac{S_s}{S_h}\right)^{-0.0305} N^{0.0782} \\ \text{for } N > 2 \text{ and } Re_{D_c} < 700, \\ 1.0691 Re_{D_c}^{j_4} \left(\frac{F_s}{D_c}\right)^{j_5} \left(\frac{S_s}{S_h}\right)^{j_6} N^{j_7} \\ \text{for } N = 1, 2 \text{ or } N > 2 \text{ and } Re_{D_c} > 700, \end{cases} \quad (3-49)$$

$$j_1 = -0.2555 - \frac{0.0312}{(F_s/D_c)} - 0.0487N \quad (3-50)$$

$$j_2 = 0.9703 - 0.0455 \sqrt{Re_{D_c}} - 0.4986 \left(\ln \frac{P_t}{P_l}\right)^2 \quad (3-51)$$

$$j_3 = 0.2405 - 0.003 Re + 5.5349 \left(\frac{F_s}{D_c}\right) \quad (3-52)$$

$$j4 = -0.535 + 0.017 \left(\frac{P_t}{P_l} \right) - 0.0107N \quad (3-53)$$

$$j5 = 0.04115 + 5.5756 \sqrt{\frac{N}{Re_{Dc}}} \ln \frac{N}{Re_{Dc}} + 24.2028 \sqrt{\frac{N}{Re_{Dc}}} \quad (3-54)$$

$$j6 = 0.2646 + 1.0491 \left(\frac{S_s}{S_h} \right) \ln \frac{S_s}{S_h} - 0.216 \left(\frac{S_s}{S_h} \right)^3 \quad (3-55)$$

$$j7 = 0.3749 + 0.0046 \sqrt{Re_{Dc}} \ln Re_{Dc} - 0.0433 \sqrt{Re_{Dc}} \quad (3-56)$$

Fanning friction factor f :

$$f = 1.201 Re_{Dc}^{f1} \left(\frac{F_s}{D_c} \right)^{f2} \left(\frac{P_t}{P_l} \right)^{f3} \left(\frac{S_s}{S_h} \right)^{f4} (N)^{f5} (S_n)^{f6} \quad (3-57)$$

$$f1 = -0.1401 + 0.2567 \ln \left(\frac{F_s}{D_c} \right) + 4.399 e^{-S_n} \quad (3-58)$$

$$f2 = -0.383 + 0.7998 \ln \left(\frac{F_s}{D_c} \right) + \frac{5.1772}{S_n} \quad (3-59)$$

$$f3 = -1.7266 - 0.1102 \ln(Re_{Dc}) - 1.4501 \left(\frac{F_s}{D_c} \right) \quad (3-60)$$

$$f4 = 0.4034 - 0.199 \left(\frac{S_s/S_h}{\ln(S_s/S_h)} \right) + 0.4208 \left(\frac{\ln(S_s/S_h)}{(S_s/S_h)^2} \right) \quad (3-61)$$

$$f5 = -9.0566 + 0.6199 \ln Re_{Dc} + \frac{32.8057}{\ln Re_{Dc}} - \frac{0.2881}{\ln N} + \frac{0.9583}{N^{1.5}} \quad (3-62)$$

또한 핀 효율(fin efficiency)과 표면 효율은 다음과 같이 표현된다.

$$\eta_f = \frac{\tanh(ml)}{ml}, \quad m = \sqrt{\frac{2h_{aw}}{k_f\delta_f} \left(1 + \frac{\delta_f}{F_d}\right)}, \quad l = \frac{H}{2} - \delta_f \quad (3-64)$$

$$\eta_{ow} = 1 - \frac{A_f}{A_{ow}}(1 - \eta_f) \quad (3-65)$$

또한 시스템의 열저항은 관내부와 관 관외부의 열저항으로 나뉘며 서리층을 제외한 전체 열저항을 나타내는 식은 다음과 같다.

$$\frac{1}{UA} = R_{total} = R_i + R_{wall} + R_o = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{\ln(D_o/D_i)}{2\pi k L} + \frac{1}{\eta_{s,a} h_a A_a} \quad (3-66)$$

3. 서리층 해석

열교환기에 생성된 서리는 공기 유로를 차단하여 공기의 흐름을 방해하며, 열저항을 증가시켜 열교환 효율을 떨어뜨리는 주된 원인이 된다. 습공기로 인한 서리의 성장은 다공성의 서리를 형성하고 확산현상으로 인하여 고밀도의 서리층을 형성하게 된다. 이로 인하여 냉동시스템의 열교환기 표면에 생성된 서리의 영향을 고려하기 위하여 서리층 열전달계수를 해석에 반영하였다. 시스템의 서리층 열전도도와 서리밀도는 이관수(2008)가 제안한 식 (3-67)과 식 (3-68)를 이용하여 계산하였다^[28].

$$k_f = k_{ice} \times 0.26259 (Re_d)^{0.49406} (Fo)^{0.18733} (w_a)^{-0.25087} \times (T_a^*)^{-7.20328} (T_c^*)^{5.50054} \quad (3-67)$$

$$\rho_f = \rho_{ice} \times 0.00008 (Re_d)^{0.44785} (Fo)^{0.21083} (w_a)^{-0.53939} \times (T_a^*)^{23.90830} (T_c^*)^{5.69576} \quad (3-68)$$

$$y_f = d \times 3.40165 (Re_d)^{0.04316} (Fo)^{0.55559} (w_a)^{1.28181} \times (T_a^*)^{-15.05470} (T_c^*)^{-8.53718} \quad (3-69)$$

이슬점 온도 이하로 작동되는 증발기 표면온도 조건에서 열교환기 표면에 서리가 생성되어 공기측 압력강하는 크게 증가한다. 이를 해석하기 위해 공기측 압력강하는 Aoki et al.이 제안한 식(3-70)을 사용하여 계산하였다^[29].

$$\Delta P_a = \frac{f}{2} \rho_a V_{\max}^2 \frac{4S_{p,1}}{de} \quad (3-70)$$

$$f = 58.7 Re_{de}^{-0.44} de^{0.83} \quad (3-71)$$

$$Re_{de} = \frac{\rho_a V_{\max} de}{\mu} \quad (3-72)$$

$$de = \frac{4A_{\min} S_{p,1}}{A_T} \quad (3-73)$$

또한, 열교환기에서 서리의 열저항을 고려한 총 저항은 식 (3-74)와 같이 나타낼 수 있다.

$$R_T = \frac{1}{h_r A_r} + \frac{\ln(d_o/d_i)}{2\pi kl} + \frac{1}{h_a A_a} + \frac{\ln((d_o + 2\delta_f)/d_o)}{2\pi kl} + \frac{1}{\eta_s h_a A_f} \quad (3-74)$$

제 3 절 팽창장치 모델링

전자팽창밸브는 크게 오리피스(orifice), 니들(needle), 구동 스텝핑모터(steping motor) 3가지로 구성되어 있다. R404A의 경우 냉매의 질량유량을 고려하여 오리피스 직경은 1.6 mm를 가지는 팽창장치로 모델링하였고, R744 시스템의 오리피스 직경은 0.8 mm를 가지는 팽창장치로 모델링 하였다. EEV를 통과하는 냉매의 질량유량은 6개의 물리적 변수와 4개의 기하학적인 변수로 표현되며 Buckingham π 정리를 바탕으로 제시된 Hwang and Kim(2007)에 의해 제안된 식(3-75)을 이용해 계산하였다.^[30] R134a 시스템의 오리피스 직경은 1.4 mm의 직경을 가지며 R1234yf 시스템의 오리피스 직경은 1.6 mm 가지도록 팽창장치를 모델링하였다. R134a와 R1234yf 시스템의 팽창장치는 Jin Taek Chung et al.(2004)에 의해 제안된 식 (3-76)을 이용해 계산하였다^[31]. 이에 사용된 상수 값들은 Table 3.3에 나타내었다.

$$\left(\frac{\dot{m}_{R404A, R744}}{A_{t.m} \sqrt{\rho \Delta p}} \right) = c_1 \left(\frac{L}{D_m} \right)^{C_2} \left(\frac{D_m}{D_o} \right)^{C_3} \left(\frac{p_{in}}{p_c} \right)^{C_4} \left(\frac{T_{in}}{T_c} \right)^{C_5} \quad (3-75)$$

$$\dot{m}_{R134a, R1234yf} = CA \sqrt{2\rho_{in}(P_{in} - P_{out})} \quad (3-76)$$

$$C = 0.1378 \times C_1^{-0.950} C_2^{0.033} C_3^{0.769} C_4^{0.082} C_5^{-0.099} C_6^{-0.104} C_7^{0.554} C_8^{-0.034} \quad (3-77)$$

Table 3.3 Constants in EEV correlation

Constant	R404A, R744 Value	R134a, R1234yf Value
C ₁	1.17×10^0	$\frac{P_c - P_{in}}{P_c}$
C ₂	-3.99×10^{-2}	$\frac{P_c - P_{down}}{P_c}$
C ₃	-7.27×10^{-2}	$\frac{P_c - P_{sat}}{P_c}$
C ₄	3.86×10^{-1}	$\frac{\Delta T_{sc}}{T_c}$
C ₅	-4.55×10^0	$\frac{L}{D}$
C ₆	-	$\frac{\rho_f}{\rho_g}$
C ₇	-	$\frac{\mu_f - \mu_g}{\mu_g}$
C ₈	-	$\frac{\sigma}{DP_{in}}$

제 4 절 해석 조건

냉동탑차의 냉동시스템의 성능특성을 파악하기 위해 공회전상태인 1000 RPM에서 냉동 실험조건 (ISO 15502)을 기본조건으로 하여 성능해석을 수행하였다. 운전조건 변화에 따른 성능해석을 수행하기 위해 탑차의 엔진 회전속도, 실내측과 실외측 공기온도를 각각 변화시켜 해석적 연구를 수행하였다. 또한, 서리조건에 따른 성능변화를 실험과 해석적 연구로 비교 분석하기 위하여 20분 간격으로 열교환기에 생성된 서리의 두께를 응축액으로 측정하였으며 해석적 연구에 적용하였다. 탑차용 냉동시스템의 성능해석을 위해 설정된 해석조건을 Table 3.4에 나타내었다.

Table 3.4 Simulation conditions

Test condition	Unit	Parameters
Indoor air temperature	℃	1, 3, 5*, 7, 9
Outdoor air temperature	℃	25*, 27.5, 30, 32.5, 35
Compressor rotating speed	rpm	1000*, 1500, 2000, 2500, 3000
Relative humidity	%	50*
Outdoor front air velocity	m/s	1, 2*, 3, 4, 5

*Basic condition

제 4 장 결과 및 고찰

제 1 절 기존냉매(R404A, R134a) 시스템의 성능실험 결과 및 고찰

1. 냉매 충전량에 따른 성능 고찰

탑차용 냉동시스템의 최적의 냉매 충전량을 찾기 위해 R404A와 R134a 냉매의 충전량을 1.1 kg부터 1.5 kg까지 0.1 kg 씩 증가시켜 실험을 수행하였다. 이때 EEV 개도는 70%로 일정하게 유지하였다. R404A 시스템의 냉매 충전량에 따른 성능변화를 Fig 4.1에 나타내었다. R404A 시스템을 보면 냉동용량은 냉매의 충전량 증가에 따라 일정하게 증가하였고, 이에 따라 압축기 소비동력 또한 증가하는 경향을 나타내었다. 냉매의 질량유량이 1.1 kg일 때 작동시간 40분 근처에서 냉동용량과 압축기 소비동력은 각각 2.62 kW, 1.56 kW로 측정되었으며, 이에 따라 성능계수는 1.67로 측정되었다. 냉매의 충전량이 증가함에 따라 냉동용량과 압축기 소비동력이 증가하였으며, 냉매의 충전량이 1.3 kg일 때 40분 근처에서 냉동용량과 압축기 소비동력은 각각 2.99 kW, 1.65 kW로 측정되었고 이에 따라 성능계수는 1.81로 가장 크게 측정되었다.

Fig. 4.2에 R134a 시스템의 냉매 충전량에 따른 성능변화를 나타내었으며 R134a 시스템의 냉동용량은 1.1 kg에서 1.4 kg까지는 증가하였으나 1.5 kg에서부터 감소하였고, 압축기 소비동력은 냉매의 충전량 증가에 따라 증가하는 경향을 나타내었다. 1.1 kg일 때 작동시간 40분 근처에서 냉동용량과 압축기 소비동력은 각각 1.45 kW, 1.19 kW로 측정되었으며, 이에 따라 성능계수는 1.22로 측정되었다. 냉매의 질량유량이 1.4 kg일 때 40분 근처에서 냉동용량과 압축기 소비동력은 각각 2.04 kW, 1.32 kW로 측정되었고 이에 따라 성능계수는 1.56으로 가장 크게 측정되었다. 냉매의 충전량이 점차 증가할수록 R404A 시스템의 냉동용량은 증가하는 경향이 나타났

으며, 이는 냉매의 양이 증가하기 때문이다. 그러나 R134a 시스템의 냉동용량은 냉매충전량 1.4 kg 까지는 증가하였고 그 이후에서는 감소하는 모습을 보이는데, 이는 시스템 내의 냉매가 많아 실내측의 증발기 내에 냉매 액이 과다 적재되어 충분한 증발열전달 면적을 제공하지 못하였기 때문이다. 초기의 40분까지는 시스템의 안정화로 인해 성능이 증가하였으며, 그 이후에는 서리의 생성으로 인하여 시스템의 성능이 감소하였다. R404A 시스템의 성능계수는 시스템이 안정된 40분 이후 180분까지 운전시 약 20.3% 감소하였고, R134a 시스템의 성능계수는 시스템이 안정된 40분부터 120분까지 운전시 약 2.7% 감소하였다.

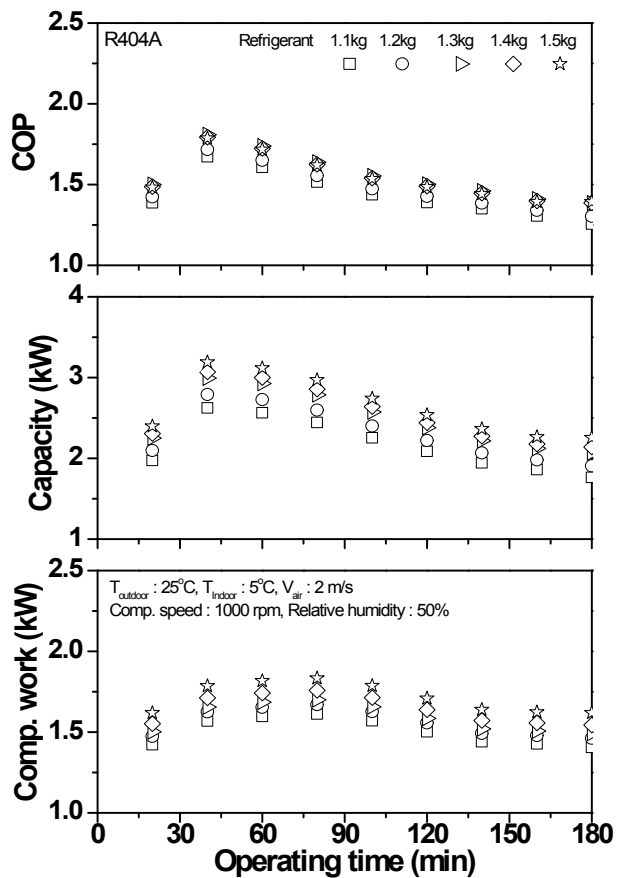


Fig. 4.1 Variations of performance with R404A refrigerant charge amount.

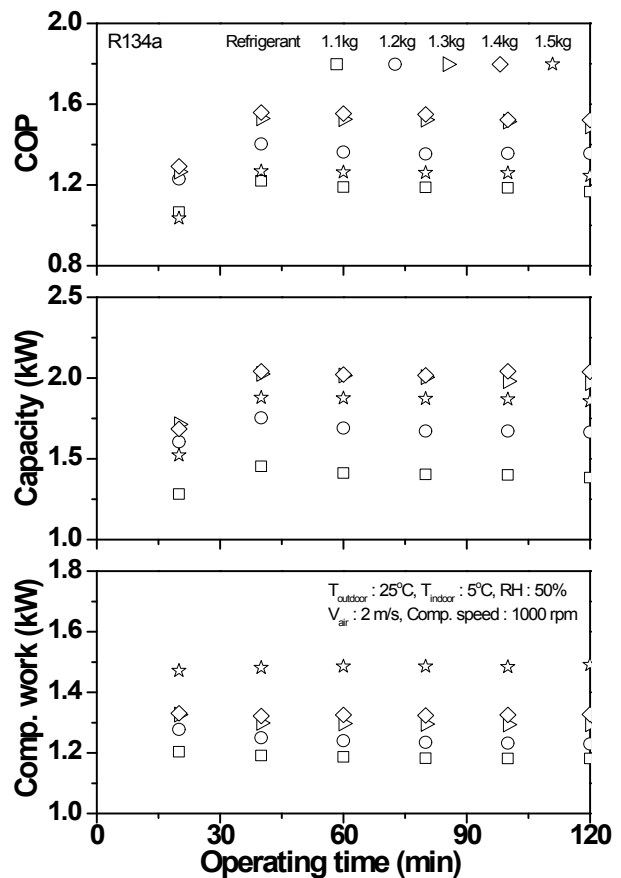


Fig. 4.2 Variations of performance with R134a refrigerant charge amount.

2. EEV 개도 변화에 따른 성능 고찰

Fig. 4.3은 최적의 냉매충전량 조건에서 R404A 시스템의 최적의 EEV 개도를 찾기 위해 EEV 개도를 60%부터 80%까지 5%씩 증가시켜 실험을 진행한 결과를 보여주고 있다. EEV 개도에 따라 시스템을 유동하는 냉매의 질량유량이 변화되기 때문에 냉동시스템의 성능변화에 영향을 미치게 된다. EEV의 개도가 증가함에 따라 시스템을 유동하는 냉매의 질량유량은 증가하게 되고 이로 냉동용량 및 압축기 소비동력 또한 증가하게 된다. EEV 개도변화에 따라 작동시간 40분에서 냉동용량은 2.29 kW에서 2.61 kW까지 증가하였으며, 압축기 소비동력 또한 1.19 kW에서 1.35 kW까지 점차 증가하는 경향을 나타내었다. 이에 따라 R404A 시스템의 성능계수는 EEV의 개도가 60%일 때 1.93로 측정되었으며 EEV 개도가 증가함에 따라 점차 증가하여 75%에서 2.07로 가장 크게 측정되었다. 반면 EEV 개도 80%인 경우에는 너무 큰 EEV 개도로 인하여 충분한 응축압력이 형성되지 못하고 증발압력의 상승으로 인하여 냉동용량 및 성능계수가 감소하는 것으로 나타났다.

Fig. 4.4는 최적의 냉매충전량 조건에서 R134a 시스템의 최적의 EEV 개도를 찾기 위해 EEV 개도를 50%부터 70%까지 5%씩 증가시켜 실험을 진행한 결과를 보여주고 있다. R134a 시스템은 EEV 개도가 50%에서 60%까지 냉동용량은 증가하였지만 60% 이후에서는 감소하는 경향을 나타냈으며, 반면에 압축기 소비동력은 증가하는 경향을 나타내었다. 이에 따라 작동시간 60분인 경우, R134a 시스템의 성능계수는 EEV 개도가 60%일 때 1.60으로 가장 크게 측정되었으며, 작동시간 40분에서 R404A 시스템의 최적의 EEV 개도 75%일 때의 성능계수보다 약 29.4% 낮게 나타났다. EEV 개도가 점차 증가할수록 R404A 시스템의 냉동용량은 증가하는 경향이 나타났으며, 이는 증발기 출구압력의 상승으로 인해 냉매순환량이 증가하게 되어 냉동용량 또한 증가하였다. 그러나 R134a 시스템의 냉동용량은 EEV 개도 60%까지는 증가하였고 그 이후에서는 감소하였다. R404A 시스템은 40분, R134a 시스템

은 60분까지 시스템의 안정화로 인해 성능이 증가하였으며, 그 이후에는 서리의 생성으로 인하여 시스템의 성능이 감소하였다. R404A 시스템의 성능계수는 시스템이 안정된 후 180분까지 운전시 약 22.6% 감소하였고, R134a 시스템의 성능계수는 시스템이 안정된 후 120분까지 운전시 약 1.2% 감소하는 것으로 나타나 R404A가 조금 더 성능감소율이 큰 것으로 나타났다.

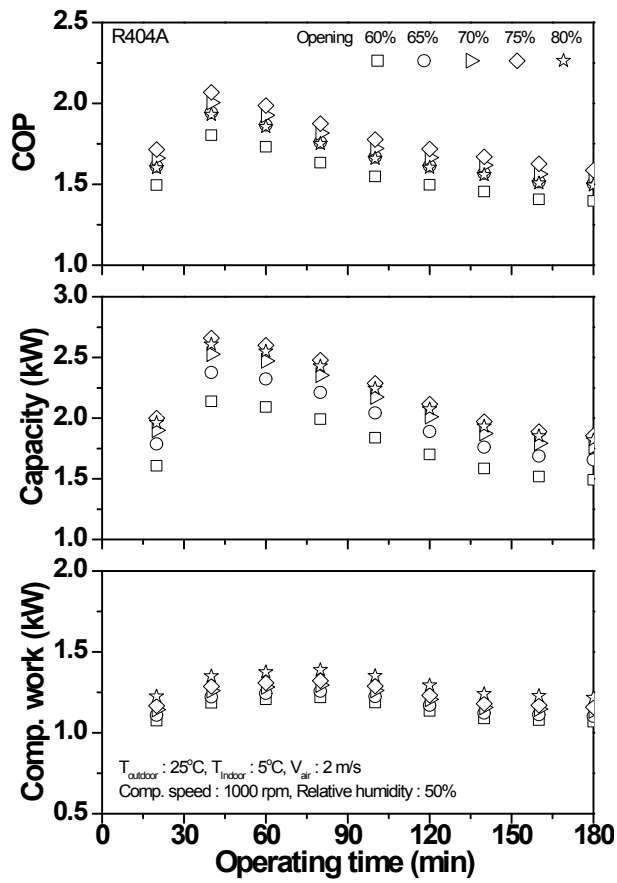


Fig. 4.3 Variations of performance with EEV opening of the R404A system.

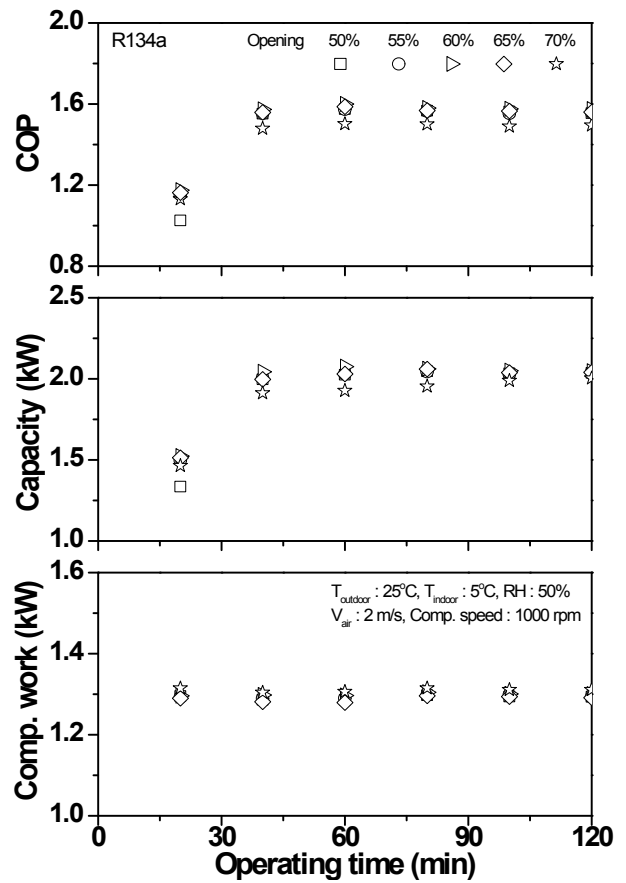


Fig. 4.4 Variations of performance with EEV opening of the R134a system.

3. 실내온도 변화에 따른 성능 고찰

냉동탑차 냉장실의 공기온도는 외부의 공기가 유입되거나 식품을 넣는 경우 냉장실의 온도가 변화한다. 이러한 변화에 대하여 기존의 냉매인 R404A와 R134a 시스템의 고내 온도가 탑차용 냉동시스템의 성능에 미치는 영향을 고찰하기 위해 고내 온도를 5°C에서 9°C까지 2°C씩 증가시켜 실험을 수행하였다. Fig. 4.5는 R404A 시스템의 작동시간에 따른 압축기소비동력, 냉동용량, 성능계수 변화를 나타내고 있다. 작동시간에 대하여 실내측 공기온도 5°C, 7°C, 9°C의 운전조건에서 40분쯤 최대 성능계수가 측정되었고 각각 2.07, 2.10, 2.14의 값을 나타내었다. 실내측 공기온도가 5°C에서 9°C까지 증가함에 따라 냉동용량과 성능계수는 각각 9.0%, 3.4% 증가하였다. 40분 이후, 실내측 공기온도가 5°C에서 시간이 지남에 따라 R404A 시스템의 냉동용량과 성능계수는 각각 20.5%, 16.9% 감소하였다. Fig. 4.6은 R134a 시스템의 작동시간에 따른 압축기소비동력, 냉동용량, 성능계수 변화를 나타내고 있다. 작동시간에 대하여 실내측 공기온도 5°C, 7°C, 9°C의 운전조건에서 60분쯤 최대 성능계수가 측정되었고 각각 1.60, 1.61, 1.63의 값을 나타내었다. 60분 이후, 실내측 공기온도가 5°C에서 시간이 지남에 따라 R134a 시스템의 냉동용량과 성능계수는 실험결과 각각 1.35%, 1.58% 감소하였다. 작동시간에 따라서 시스템의 냉동용량 및 성능계수가 감소한 이유는 증발기에 서리가 생성되어 열교환량이 감소하여 압축기 입구의 비체적은 감소하기 때문이며, 실내측 공기온도가 5°C에서 9°C까지 증가함에 따라서 냉동용량 및 성능계수가 증가하는 이유는 냉매와의 실내측 온도와 냉매와의 온도차의 증가로 인해 열교환기에서 열전달 성능이 향상되기 때문이다. R404A 시스템은 40분, R134a 시스템은 60분까지 시스템의 안정화로 인해 성능이 증가하였으며, 그 이후에는 서리의 생성으로 인하여 시스템의 성능이 감소하였다.

시스템이 안정화된 후 120분까지 R404A와 R134a 시스템의 성능계수는 각각 17.0%, 2.3% 정도 감소하였다. 실내측 공기온도 9°C에서 R404A 시스템은 작동시간

40에서 최대의 냉동용량 2.90 kW와 성능계수 2.14를 나타내었으며 R134a 시스템은 작동시간 60분에서 최대의 냉동용량 2.1 kW 및 성능계수 1.63으로 나타났다. 이때 R404A 시스템의 성능계수는 R134a 시스템보다 23.8% 높게 측정되었으며, 시간이 지남에 따라 R404A 시스템의 성능감소율이 R134a 시스템보다 크게 나타났다. 실내 측 공기온도 9℃일 때 120분의 작동시간 후 R404A 시스템의 성능계수가 R134a 시스템보다 11.1% 높게 나타났다.

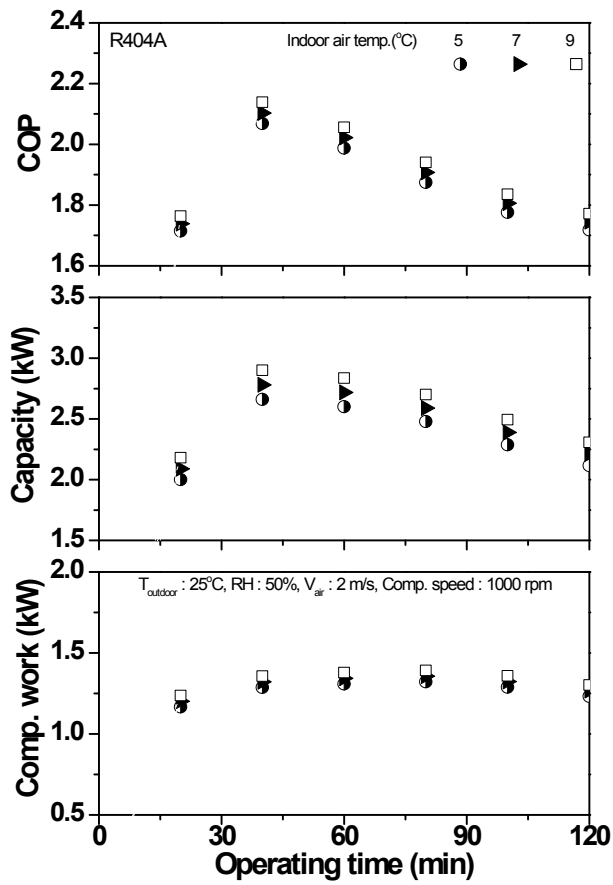


Fig. 4.5 The effect of the indoor air temperature on the R404A system with operating time.

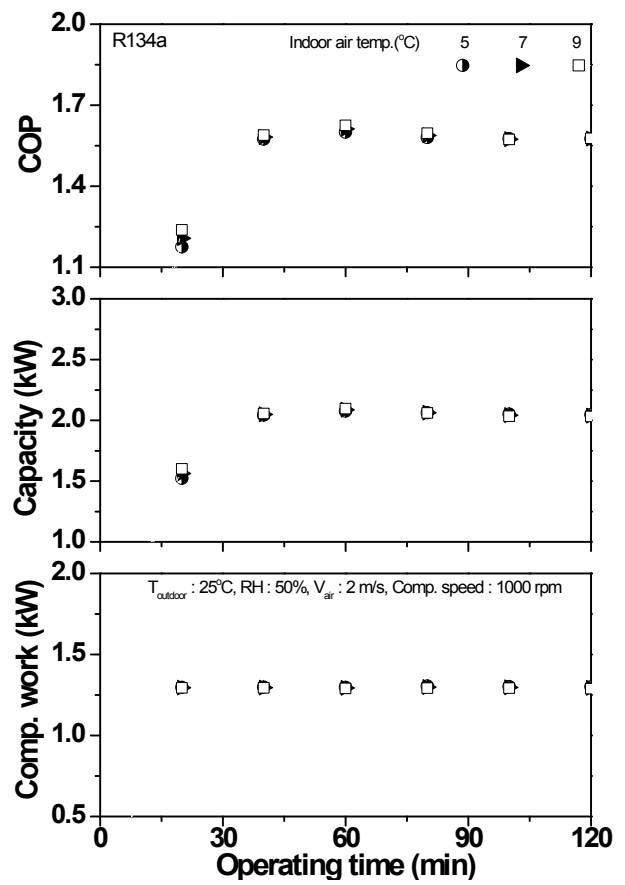


Fig. 4.6 The effect of the indoor air temperature on the R134a system with operating time.

4. 실외온도 변화에 따른 성능 고찰

최근 고온 현상으로 인한 여름철 무더운 날씨는 공기를 열전달 매개체로 사용하는 냉동탑차의 냉장시스템에서 열교환기의 성능에 큰 영향을 미치게 된다. 본 연구에서는 실외온도가 탑차용 냉동시스템의 성능에 미치는 영향을 고찰하기 위해 실외온도를 25℃에서 35℃까지 5℃씩 증가시켜 이에 따른 차단비와 냉동용량, 성능계수 변화를 실험결과로 나타내었다.

Fig. 4.7은 R404A 시스템의 작동시간에 따른 압축기소비동력, 냉동용량, 성능계수 변화를 나타내고 있다. 작동시간에 대하여 실외측 공기온도 25℃, 30℃, 35℃의 운전조건에서 40분쯤 최대 성능계수가 측정되었고 각각 2.07, 1.52, 1.10의 값을 나타내었다. 실외측 공기온도가 35℃에서 시간이 지남에 따라 R404A 시스템의 냉동용량과 성능계수는 실험결과 각각 20.4%, 21.8% 감소하였다.

Fig. 4.8은 R134a 시스템의 작동시간에 따른 압축기소비동력, 냉동용량, 성능계수 변화를 나타내고 있다. 작동시간에 대하여 실외측 공기온도 25℃, 30℃, 35℃의 운전조건에서 60분쯤 최대 성능계수가 측정되었고 각각 1.60, 1.53, 1.39의 값을 나타내었다. 실외측 공기온도가 35℃에서 시간이 지남에 따라 R134a 시스템의 냉동용량과 성능계수는 실험결과 각각 1.4%, 0.9% 감소하였다.

냉동용량의 경우 실외온도 증가로 응축기에서 냉매와 공기와의 온도차가 감소되어 열교환량이 줄어들고 응축기에서 토출되는 냉매의 온도와 엔탈피를 증가시켜 냉동용량은 저하되었다. 냉동시스템의 응축기로 들어오는 공기의 온도가 상승하면 압축기에서 냉매의 높은 압축비로 인해 토출되는 냉매의 양은 감소하지만 압축기 소비동력은 상승하여 성능계수가 감소한다. R404A 시스템은 40분, R134a 시스템은 60분까지 시스템의 안정화로 인해 성능이 증가하였으며, 그 이후에는 서리의 생성으로 인하여 시스템의 성능이 감소하였다. 시스템이 안정화된 후 120분까지 R404A와 R134a 시스템의 성능계수는 각각 18.7%, 2.3% 정도 감소하였다. 25℃의 실외온

도에서 평균적으로 R404A 시스템의 성능계수는 R134a 시스템보다 14.3% 높게 측정되었다. 실외측 공기온도가 25℃에서 35℃로 증가함에 따라 R404A 시스템의 성능감소율이 R134a 시스템보다 크며, 35℃의 실외온도에서 평균적으로 R404A 시스템의 성능계수는 R134a 시스템보다 40.6% 낮게 나타났다.

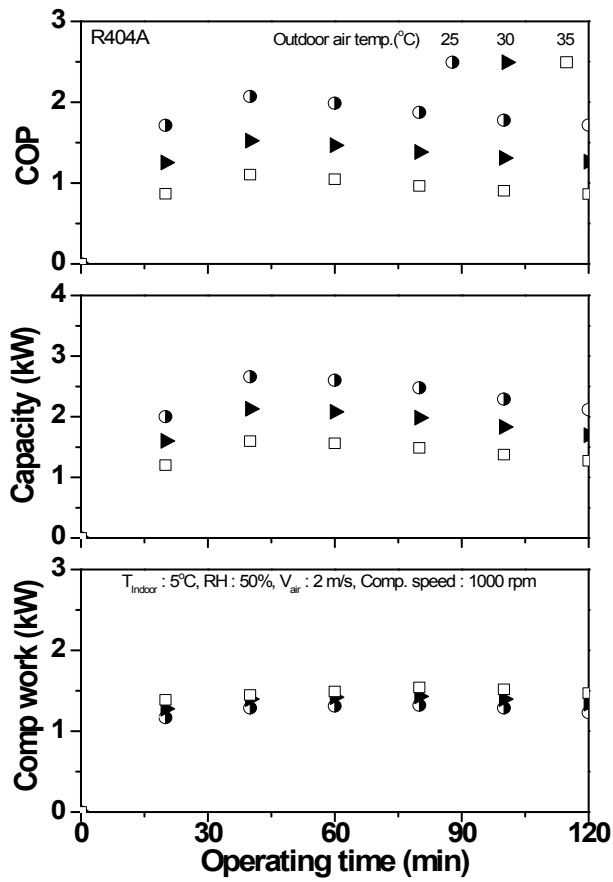


Fig. 4.7 The effect of the outdoor air temperature on the R404A system with operating time.

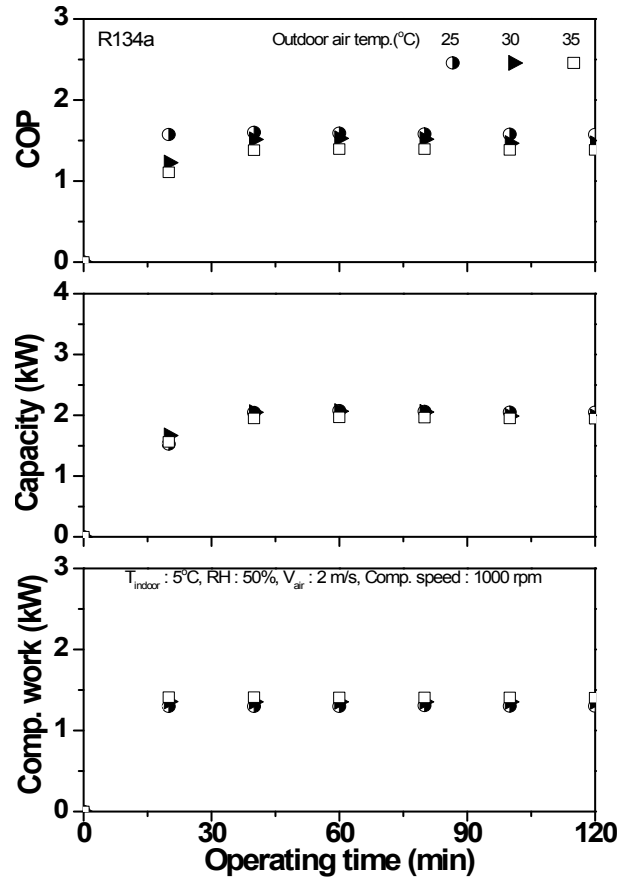


Fig. 4.8 The effect of the outdoor air temperature on the R134a system with operating time.

5. 압축기 회전속도 변화에 따른 성능 고찰

상용탑차용 공조기에서 압축기는 대부분 엔진과 연결되어 운전되므로 주행속도 변화에 따른 성능변화가 시스템에 큰 영향을 미친다. 따라서 압축기 회전수를 1000 rpm에서 2000 rpm까지 500 rpm씩 증가시켜 냉동시스템의 성능 변화를 고찰하였다.

Fig. 4.9에 R404A 시스템의 작동시간에 따른 압축기소비동력, 냉동용량, 성능계수 변화를 나타내었다. 작동시간에 대하여 압축기 회전수 1000 rpm, 1500 rpm, 2000 rpm의 운전조건에서 40분쯤 최대 성능계수가 측정되었고 각각 2.07, 1.86, 1.78의 값을 나타내었다. 압축기 회전수가 2000 rpm에서 시간이 지남에 따라 R404A 시스템의 냉동용량과 성능계수는 실험결과 각각 20.4%, 18.3% 감소하였다.

Fig. 4.10은 R134a 시스템의 작동시간에 따른 압축기소비동력, 냉동용량, 성능계수 변화를 나타낸 것이다. 작동시간에 대하여 압축기 회전수 1000 rpm, 1500 rpm, 2000 rpm의 운전조건에서 60분쯤 최대 성능계수가 측정되었고 각각 1.60, 1.45, 1.40의 값을 나타내었다. 압축기 회전수가 2000 rpm에서 시간이 지남에 따라 R134a 시스템의 냉동용량과 성능계수는 실험결과 각각 20.0%, 20.0% 감소하였다.

압축기 회전수의 증가에 따라 시스템의 성능은 감소하였는데, 이는 압축기의 회전속도가 증가함에 따라 압축기에서 토출되는 냉매의 유량이 증가하여 냉동용량 및 압축기의 소비동력 또한 증가하지만 압축기 소비동력의 증가폭이 냉동용량의 증가폭에 비해 크기 때문에 시스템의 성능계수는 점차 감소하는 경향을 나타내었다. R404A 시스템은 40분, R134a 시스템은 60분까지 시스템의 안정화로 인해 성능이 증가하였으며, 그 이후에는 시스템의 성능이 감소하였다. 시스템이 안정화된 후 120분까지 전반적으로 R404A 시스템의 성능은 약 17.7% 감소하였고, R134a 시스템의 성능은 약 10.6% 감소하였다. 2000 rpm의 압축기 회전수에서 평균적으로 R404A 시스템의 성능계수는 R134a 시스템보다 23.3% 높게 측정되었으며, 압축기 회전수

가 1000 rpm에서 2000 rpm으로 증가함에 따라 R134a 시스템의 성능감소율이 R404A 시스템보다 크게 나타났다.

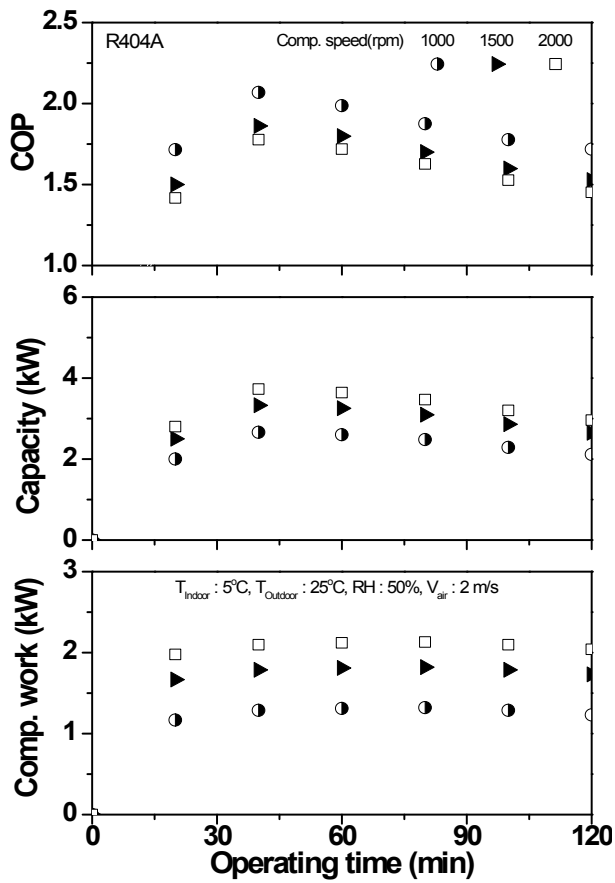


Fig. 4.9 The effect of the compressor rotating speed on the R404A system with operating time.

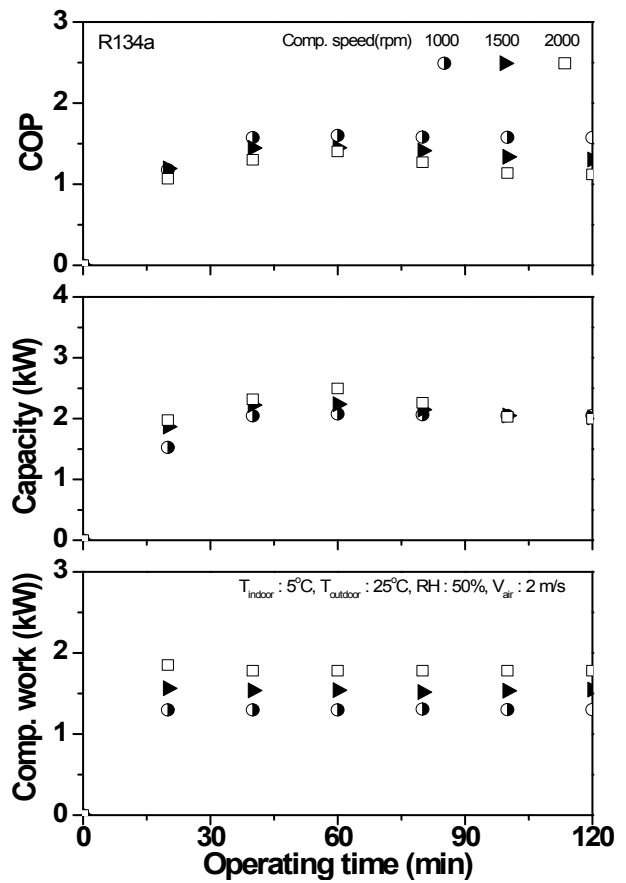


Fig. 4.10 The effect of the compressor rotating speed on the R134a system with operating time.

제 2 절 R404A와 R134a 시스템의 해석 모델의 검증

저온에서 작동하는 냉동기의 열교환기는 열교환기에 생성되는 서리의 영향으로 열교환기의 효율이 점차 감소하게 된다. 이러한 서리를 제거하기 위해 여러 가지 냉동 사이클 방식(역사이클 hot gas 방식, by pass 방식, 축열 방식)이나 비냉동 사이클 방식(전열방식, 물·브라인 분사 방식, 기계적 제거 방식)의 제상방법이 고안되어 현재 적용 중에 있다. 하지만, 열교환기에서 제상 작업 중에는 시스템의 운전을 중지하여야 하므로 쾌적성이나 온도 유지의 문제가 발생하며 냉동과 제상 작업의 반복 운전으로 제품의 수명이 단축될 우려가 있다. 또한, 제상으로 인한 공기측 온도가 상승하므로 제상 종료 후 열을 제거하기 위한 추가적인 에너지를 소비하게 된다. 다른 방법으로 서리의 생성을 줄이거나 늦추기 위한 목적으로 열교환기에 친수성 또는 발수성으로 표면처리를 하는 방법이 활발히 진행 중에 있으며, 열교환기의 배열이나 핀의 형태 또는 각도를 조절하는 등 열교환기의 효율을 향상시키기 위한 다양한 방법들이 연구되고 있다. 이처럼 열교환기의 성능 향상을 위한 설계를 위해서는 서리성장을 억제시켜야 하며, 서리 물성치의 변화에 대한 예측이 필요하다. 따라서 본 연구에서는 앞선 실험의 조건을 기초로 서리 성장에 대한 모델을 개발하고, 이러한 개발된 모델을 적용한 R404A와 R134a 시스템의 성능변화를 비교고찰하기 위해 해석적 연구를 수행하였다.

1. 실내온도 변화에 따른 성능 검증

R404A와 R134a 시스템의 고내 온도가 탑차용 냉동시스템의 성능에 미치는 영향을 예측하기 위해 고내 온도를 5°C에서 9°C까지 2°C씩 증가시켜 실험과 예측된 성능을 비교하였다. Fig. 4.11은 실내측 온도변화에 따른 R404A 시스템의 실험과 해석적 연구에 대한 압축기 소비동력, 냉동용량, 성능계수의 변화를 비교하여 나타내고 있다. 실험에 대한 결과에서 작동시간 40분까지 시스템이 안정화되기 위해 냉동용량이 증가하였고 시스템의 안정화가 이루어진 후에는 착상으로 인하여 냉동용량이 감소하였다. 해석적 연구에서 성능은 무착상상태인 작동시간 0분에서 최대의 냉동용량을 나타내었고 작동시간과 함께 서리층의 생성으로 인하여 시스템의 성능이 감소되는 것으로 예측되었다. 또한, 실험적 연구에서 시스템이 안정화 된 작동시간 40분 이후부터 해석적 연구와 경향성이 일치하였으며, 시스템이 안정된 작동시간 40분 이후 실험과 해석적 연구에 대한 냉동용량과 성능계수의 평균 오차율은 각각 11.7%, 3.2%로 일치함을 보였다. 실내측 공기온도가 5°C에서 시간이 지남에 따라 시스템이 안정된 40분부터 120분까지 R404A 시스템의 냉동용량과 성능계수는 실험 결과 각각 20.5%, 16.9% 감소하였고, 초기시간부터 120분까지 해석결과 각각 25.0%, 22.9% 감소하였다.

Fig. 4.12는 실내측 온도변화에 따른 R134a 시스템의 실험과 해석적 연구에 대한 압축기 소비동력, 냉동용량, 성능계수의 변화를 비교하여 나타내고 있다. 실험에 대한 결과에서 작동시간 60분까지 시스템이 안정화되기 위해 냉동용량이 증가하였고 시스템의 안정화가 이루어진 후에는 착상으로 인하여 냉동용량이 감소하였다. 해석적 연구에서 성능은 무착상 상태인 초기에 최대의 냉동용량을 나타내었고 작동시간과 함께 서리층의 생성으로 인하여 시스템의 성능이 감소되는 것으로 예측되었다. 또한, 실험적 연구에서 시스템이 안정화 된 작동시간 60분 이후부터 해석적 연구와 경향성이 일치하였으며, 실험적 연구에서 시스템이 안정화 된 작동시간 60분

이후부터 해석적 연구와 경향성이 일치하였으며, 시스템이 안정된 작동시간인 60분에서 실험과 해석적 연구에 대한 냉동용량과 성능계수의 평균 오차율은 각각 10.5%, 28.9%을 일치함을 보였다. 실내측 공기온도가 5℃에서 시간이 지남에 따라 R134a 시스템의 냉동용량과 성능계수는 실험결과 각각 1.35%, 1.58% 감소하였고 해석결과 각각 23.0%, 9.7% 감소하였다. 본 연구에서 실험과 해석적 연구에서 오차가 발생하였는데, 이는 시스템의 모델링에서 각 부품을 연결하는 배관에서의 마찰 및 압력강하를 무시하였고, 해석적 연구에서는 여러 가지 가정을 하였기 때문이다. 또한, 증발기 내에서 서리의 형성에 대하여 정확한 예측이 어렵기 때문이다.

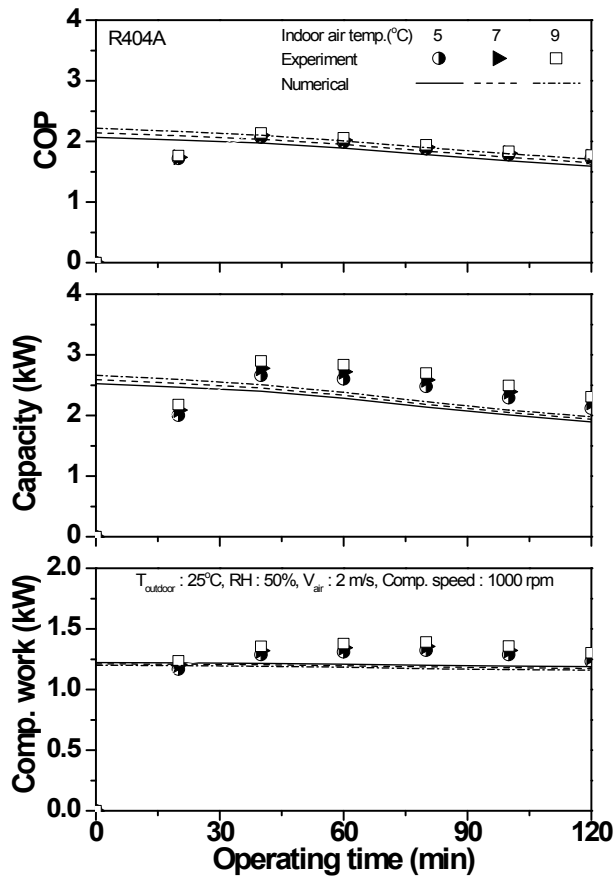


Fig. 4.11 Comparison of the experimental and theoretical performance on the R404A system with indoor air temperature variation.

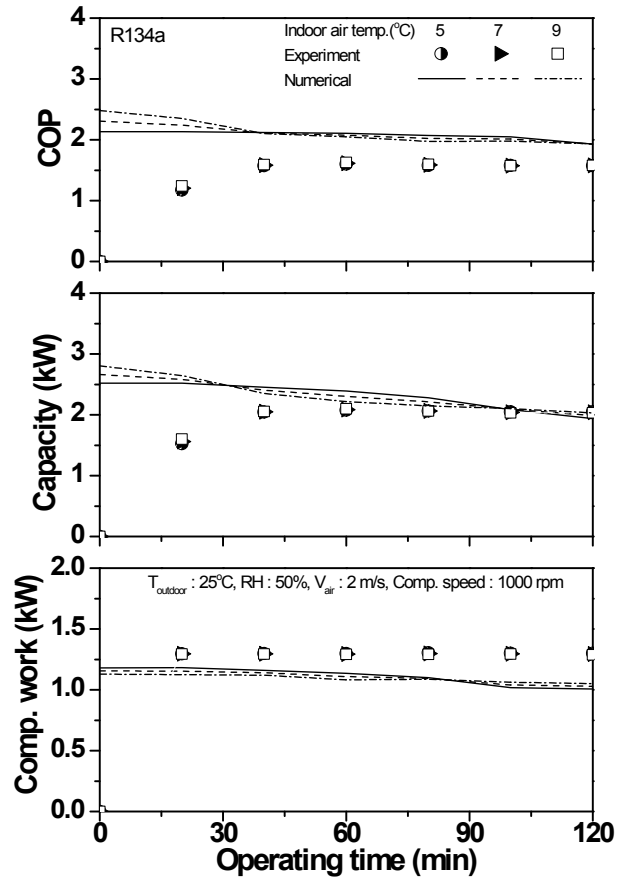


Fig. 4.12 Comparison of the experimental and theoretical performance on the R134a system with indoor air temperature variation.

2. 실외온도 변화에 따른 성능 검증

R404A와 R134a 시스템의 실외온도가 탑차용 냉동시스템의 성능에 미치는 영향을 예측하기 위해 실외온도를 25°C에서 35°C까지 5°C씩 증가시켜 실험과 예측된 성능을 비교하였다. Fig. 4.13은 실외측 온도변화에 따른 R404A 시스템의 실험과 해석적 연구에 대한 압축기 소비동력, 냉동용량, 성능계수의 변화를 비교하여 나타내고 있다. 실험에 대한 결과에서 작동시간 40분까지 시스템이 안정화되기 위해 냉동용량이 증가하였고 시스템의 안정화가 이루어진 후에는 착상으로 인하여 냉동용량이 감소하였다. 해석적 연구에서 성능은 초기상태인 0분에서 최대의 냉동용량을 나타내었고 작동시간과 함께 서리의 형성으로 인하여 시스템의 성능이 감소되는 것으로 예측되었다. 또한, 실험적 연구에서 시스템이 안정화 된 작동시간 40분 이후부터 해석적 연구와 경향성이 일치하였으며, 시스템이 안정된 작동시간 40분 이후에서 실험과 해석적 연구에 대한 냉동용량과 성능계수의 평균 오차율은 각각 4.3%, 2.8%로 일치하였다. 25°C에서 35°C까지 실외측 온도가 증가함에 따라 R404A 시스템의 냉동용량과 성능계수는 실험결과 각각 40.0%, 46.6% 감소하였고 해석결과 각각 30.1%, 43.1% 감소하였다.

Fig. 4.14는 실외측 온도변화에 따른 R134a 시스템의 실험과 해석적 연구에 대한 압축기 소비동력, 냉동용량, 성능계수의 변화를 비교하여 나타내고 있다. 실험에 대한 결과에서 작동시간 60분까지 시스템이 안정화되기 위해 냉동용량이 증가하였고 시스템의 안정화가 이루어진 후에는 착상으로 인하여 냉동용량이 감소하였다. 해석적 연구에서 성능은 무착상 상태인 초기에 최대의 냉동용량을 나타내었고 작동시간과 함께 서리층의 생성으로 인하여 시스템의 성능이 감소되는 것으로 예측되었다. 또한, 실험적 연구에서 시스템이 안정화 된 작동시간 60분 이후부터 해석적 연구와 경향성이 일치하였으며, 시스템이 안정된 작동시간 60분에서 실험과 해석적 연구에 대한 냉동용량과 성능계수의 평균 오차율은 각각 14.6%, 25.7%를 나타냈다.

25℃에서 35℃까지 실외측 온도가 증가함에 따라 R134a 시스템의 냉동용량과 성능 계수는 실험결과 각각 5.4%, 12.5% 감소하였고 해석결과 각각 8.2%, 20.2% 감소하였다.

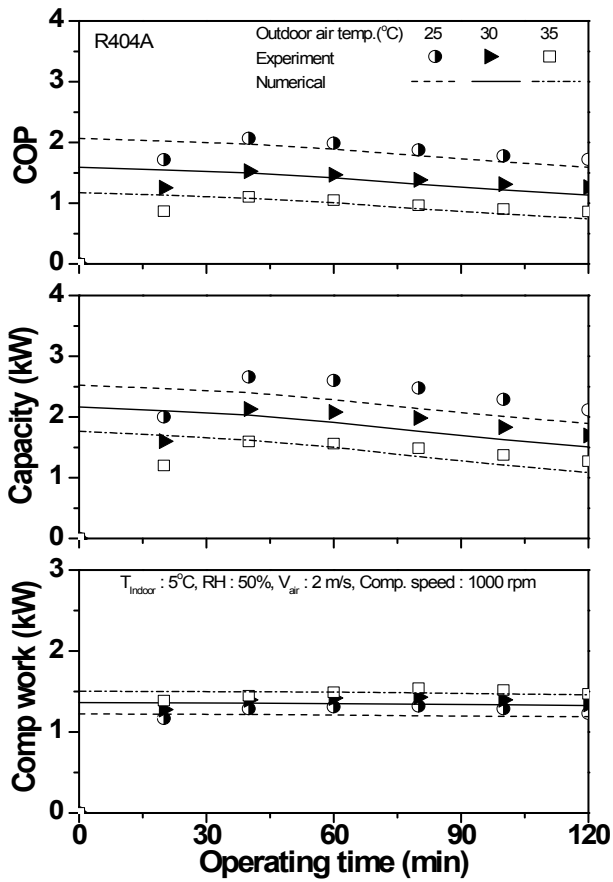


Fig. 4.13 Comparison of the experimental and theoretical performance on the R404A system with outdoor air temperature variation.

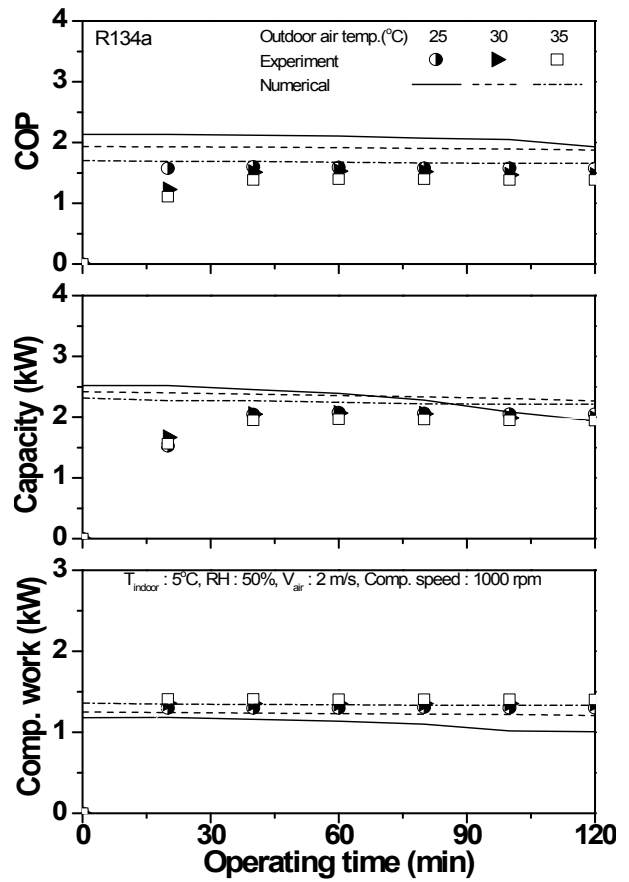


Fig. 4.14 Comparison of the experimental and theoretical performance on the R134a system with outdoor air temperature variation.

3. 압축기 회전수 변화에 따른 성능 검증

R404A와 R134a 시스템의 주행속도가 탑차용 냉동시스템의 성능에 미치는 영향을 예측하기 위해 압축기 회전수를 1000 rpm에서 2000 rpm까지 500 rpm씩 증가시켜 실험과 예측된 성능을 비교하였다. Fig. 4.15는 압축기 회전수 변화에 따른 R404A 시스템의 실험과 해석적 연구에 대한 압축기 소비동력, 냉동용량, 성능계수의 변화를 비교하여 나타내고 있다. 실험에 대한 결과에서 작동시간 40분까지 시스템이 안정화되기 위해 냉동용량이 증가하였고 시스템의 안정화가 이루어진 후에는 착상으로 인하여 냉동용량이 감소하였다. 또한, 실험결과 최대 성능계수는 1000 rpm에서 측정되었고 해석적 연구에서 최대의 성능계수는 1500 rpm으로 나타났다. 이때 최대 성능계수는 각각 2.07, 2.3으로 나타났고 시간에 따라 성능은 각각 16.9%, 14.4% 감소하였으며, 실험적 연구에서 시스템이 안정화 된 작동시간 40분 이후부터 해석적 연구와 경향성이 일치하였으며, 시스템이 안정된 작동시간 40분 이후 각 rpm별 실험과 해석적 연구에 대한 냉동용량과 성능계수의 오차율은 각각 24.8%, 10.6%로 일치함을 보였다.

Fig. 4.16은 압축기 회전수 변화에 따른 R134a 시스템의 실험과 해석적 연구에 대한 압축기 소비동력, 냉동용량, 성능계수의 변화를 비교하여 나타내고 있다. 실험에 대한 결과에서 작동시간 60분까지 시스템이 안정화되기 위해 냉동용량이 증가하였고 시스템의 안정화가 이루어진 후에는 서리의 영향으로 냉동용량이 감소하였다. 해석적 연구에서 성능은 무착상 상태인 초기에 최대의 냉동용량을 나타내었고 작동시간과 함께 서리층 조건으로 인하여 시스템의 성능이 감소되는 것으로 예측되었다. 또한, 실험적 연구에서 시스템이 안정화 된 작동시간 60분 이후부터 해석적 연구와 경향성이 일치하였으며, 시스템이 안정된 작동시간 60분 이후 실험과 해석적 연구에 대한 냉동용량과 성능계수의 평균 오차율은 각각 25.1%, 15.7%로 일치하였다. R404A 시스템과 달리 R134a 시스템은 실험과 해석적 연구 모두 1000 rpm

에서 최대의 성능계수를 나타냈다. 이때 최대 성능계수는 각각 1.60, 1.57로 나타났고 시간에 따라 성능은 각각 1.6%, 9.7% 감소하였다.

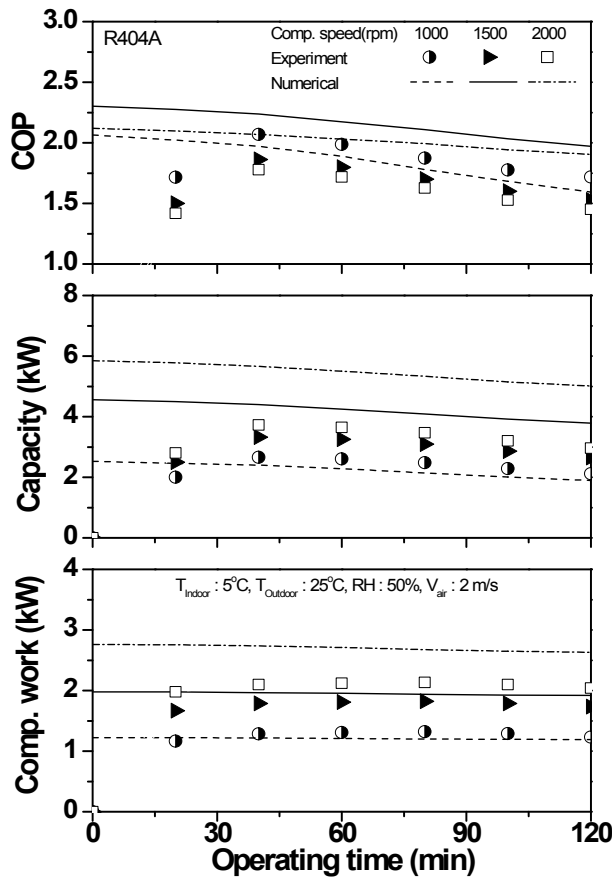


Fig. 4.15 Comparison of the experimental and theoretical performance on the R404A system with compressor rotating speed variation.

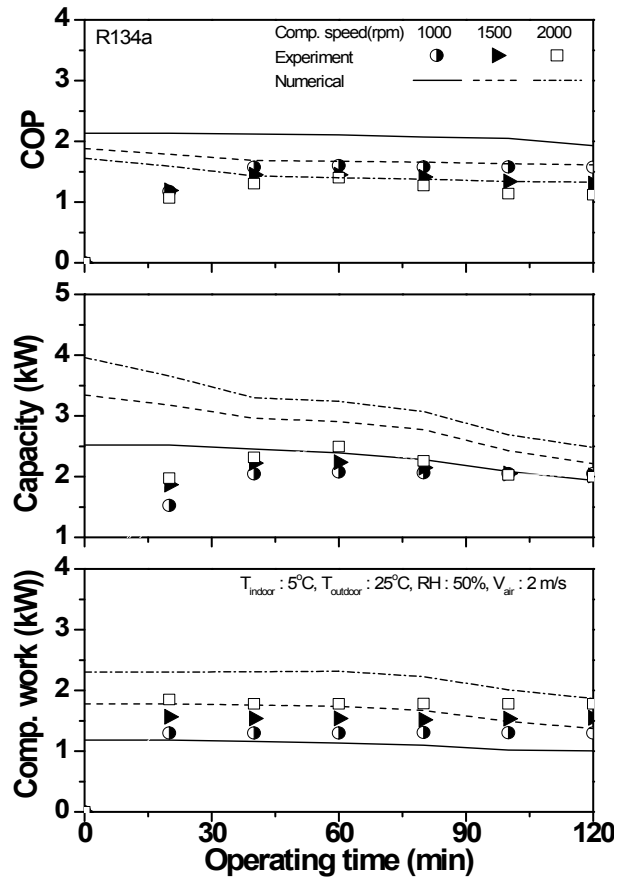


Fig. 4.16 Comparison of the experimental and theoretical performance on the R134a system with compressor rotating speed variation.

제 3 절 대체냉매(R744, R1234yf) 시스템의 성능 해석 결과 및 고찰

현재 지구온난화 문제로 야기되고 있는 HCFC계열의 냉매인 R404A와 R134a 냉매를 대체하기 위한 대체냉매의 연구가 활발히 진행 중에 있다. 대표적인 대체냉매로써 자연냉매인 R744와 최근에 개발된 R1234yf 냉매가 있으며, 이러한 대체냉매들은 지구온난화지수(GWP : Global Warming Potential) 가 150 이상인 냉매의 사용에 대한 규제를 만족한다. 따라서 본 연구에서는 앞선 연구와 같은 조건을 바탕으로 기존에 사용되고 있는 R404A, R134a 냉매와 대체냉매인 R744, R1234yf 냉매를 적용한 상용탑차용 냉장시스템의 성능특성을 파악하고 R1234yf 시스템은 R134a 시스템보다 성능이 낮기 때문에 내부열교환기를 추가하여 R1234yf 시스템의 성능향상을 위한 해석적 연구를 수행하였다. 이때 본 시스템은 냉장조건으로 운전됨으로써 서리의 성장이 약하고 운전특성에 미치는 영향이 상대적으로 적음으로 열교환기에서 무착상 조건을 가정하여 성능해석을 진행하였다.

1. 실내온도 변화에 따른 성능 해석

무착상 상태에서 기존 냉매와 대체냉매를 적용한 탑차용 냉동시스템의 실내온도 변화에 따른 냉동용량, 압축기 소비동력, 성능계수를 Fig. 4.17에 나타내었다. 실내측 온도를 1°C에서 9°C까지 2°C씩 증가시켜 가면서 성능해석을 진행하였다. R744 시스템은 실내측 공기온도 변화에 따라 전반적으로 R404A 시스템과 비슷한 냉동용량을 가지며 R404A 시스템보다 0.9% 높게 측정되었다. 낮은 실내측 공기온도 1°C에서 R134a, R1234yf, 내부열교환기를 추가한 R1234yf 시스템의 냉동용량은 R404A 시스템보다 2.4%, 2.2%, 2.5% 낮게 나타났지만, 실내측 공기온도가 상승함에 따라 냉동용량이 크게 증가하였다. 9°C의 실내측 공기온도에서 R744와 R134a 시스템의 냉동용량은 R404A 시스템보다 0.5%, 3.4% 높게 나타났으며, R1234yf와 R1234yf, 내부열교환기를 추가한 R1234yf 시스템의 냉동용량은 1.6%, 0.6% 낮게 나타났다. 실내측 공기온도가 1°C에서 9°C까지 증가함에 따라 R404A 시스템의 냉동용량은 2.42 kW에서 2.66 kW로 10.0% 증가하였고 성능계수는 1.97에서 2.22로 12.7% 증가하였으며, R134a 시스템의 냉동용량은 2.36 kW에서 2.75 kW로 16.4% 증가하였고 성능계수는 1.91에서 2.44로 27.7% 증가하였다. 대체냉매인 R744 시스템의 경우, 실내측 온도가 1°C에서 9°C까지 증가함에 따라 냉동용량은 2.44 kW에서 2.68 kW로 9.6% 증가하였고 성능계수는 1.78에서 2.04로 14.3% 증가하였다. 반면에 R1234yf 시스템의 경우 실내측 공기온도가 1°C에서 9°C까지 증가함에 따라 냉동용량은 2.24 kW에서 2.62 kW로 17.1% 증가하였고 성능계수는 1.66에서 2.13으로 28.0% 증가하는 것으로 나타났다. R1234yf 시스템 성능계수는 R134a 시스템의 성능계수보다 약 12.0% 낮게 나타났고 R1234yf 시스템의 성능향상을 위해 내부열교환기를 적용한 경우, R1234yf 시스템의 성능계수보다 약 7.6% 향상되었으며, R134a 시스템과의 성능차이는 약 4.4%로 줄어들었다. 실내온도가 증가함에 따라 냉매와 공기의 온도차가 증가하며 증발기 입구와 출구 측의 엔탈피 차가 증가하게 되어 냉동용량은 증

가하였고, 증발기 입구로 유입되는 냉매의 비체적이 증가하여 시스템에 흐르는 질량유량이 감소함으로써 압축기 소비동력은 감소하였다. 그 결과 시스템의 성능계수는 증가하게 된다. 또한, 실내측 공기온도가 변화함에 따라 R134a와 R1234yf 시스템이 R404A와 R744 시스템보다 더욱 민감하게 반응하였으며, 이는 5°C 에서 R134a와 R1234yf 냉매가 R404A와 R744 냉매보다 증발잠열 및 비열이 작기 때문으로 사료된다.

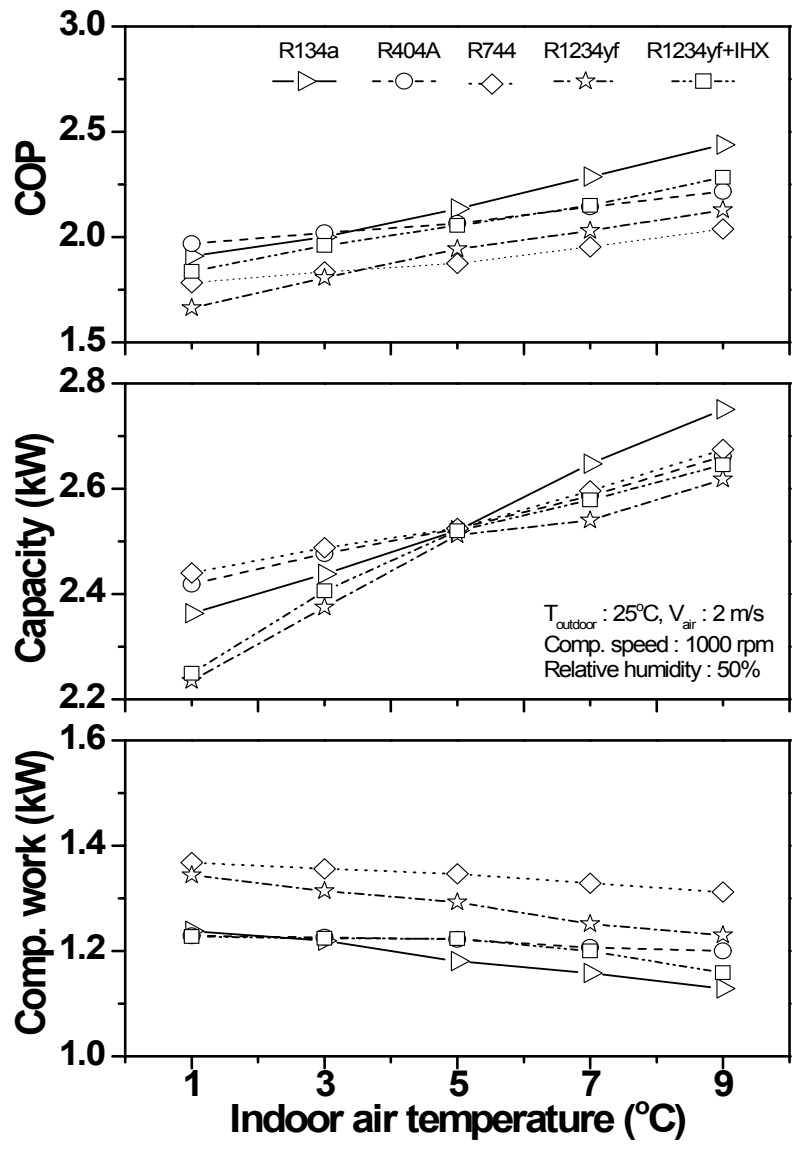


Fig. 4.17 Variations of compressor work, refrigeration capacity, and COP with indoor air temperature.

2. 실외온도 변화에 따른 성능 해석

실외온도 변화에 따른 기존 냉매와 대체냉매를 적용한 탑차용 냉동시스템의 냉동용량, 압축기 소비동력, 성능계수의 변화를 Fig. 4.18에 나타내었다. 본 연구에서는 실외측 온도를 25℃에서 35℃까지 2.5℃씩 증가시켜 해석적 연구를 진행하였다. R744 시스템은 실내측 공기온도 변화에 따라 R404A 시스템과 비슷한 냉동용량을 가지며 전반적으로 R404A 시스템보다 0.6% 높게 측정되었지만, R744 시스템의 압축기 소비동력 크게 증가하여 성능계수는 R404A 시스템이 7.4% 높게 나타났다. 실외측 공기온도가 상승함에 따라 냉동용량이 크게 감소하였고 35℃의 실외측 공기온도에서 R744 시스템의 성능계수는 R404A 시스템보다 6.1% 낮게 나타났다. R134a, R1234yf, 내부열교환기를 추가한 R1234yf 시스템의 성능계수는 R404A 시스템보다 45.0%, 27.3%, 39.5% 높게 나타났다.

일반적으로 실외온도가 증가함에 따라 응축온도와 압력이 상승하며 이에 압축기에서 압축비의 증가로 이어져 압축기 소비동력은 증가하게 되며 압축기에서 토출된 냉매와의 온도차 감소로 응축기 출구에서 냉매의 온도가 증가하고 이에 따라 시스템의 냉동용량은 감소하게 된다. 실외측 온도가 25℃에서 35℃까지 증가함에 따라 R404A 시스템의 냉동용량은 2.53 kW에서 1.76 kW까지 30.4% 감소하였고 성능계수는 2.07에서 1.17까지 43.5% 감소하였으며, R134a 시스템의 냉동용량은 2.52 kW에서 2.31 kW로 8.3% 감소하였고 성능계수는 2.13에서 1.70으로 20.2% 감소하였다. 또한, R744 시스템의 경우, 실외측 온도가 25℃에서 35℃까지 증가함에 따라 냉동용량은 2.53 kW에서 1.79 kW로 29.2% 감소하였고 성능계수는 1.87에서 1.10으로 41.2% 감소하였다. R1234yf 시스템은 실외측 온도가 25℃에서 35℃까지 증가함에 따라 냉동용량은 2.51 kW에서 2.17 kW로 13.5% 감소하였고 성능계수는 1.94에서 1.50으로 22.7% 감소하였다. R1234yf 시스템 성능계수는 R134a 시스템의 성능계수보다 약 12.5% 낮게 나타났으며 R1234yf 시스템의 성능향상을 위해 내부열교환

기를 적용한 경우, R1234yf 시스템의 성능계수보다 약 8.2% 향상되었으며, R134a 시스템과의 성능차이는 약 5.3%로 감소하였다. 실외측 공기온도가 상승함에 따라 R404A와 R744 시스템이 R134a와 R1234yf 시스템보다 성능감소율이 더 크게 나타났다.

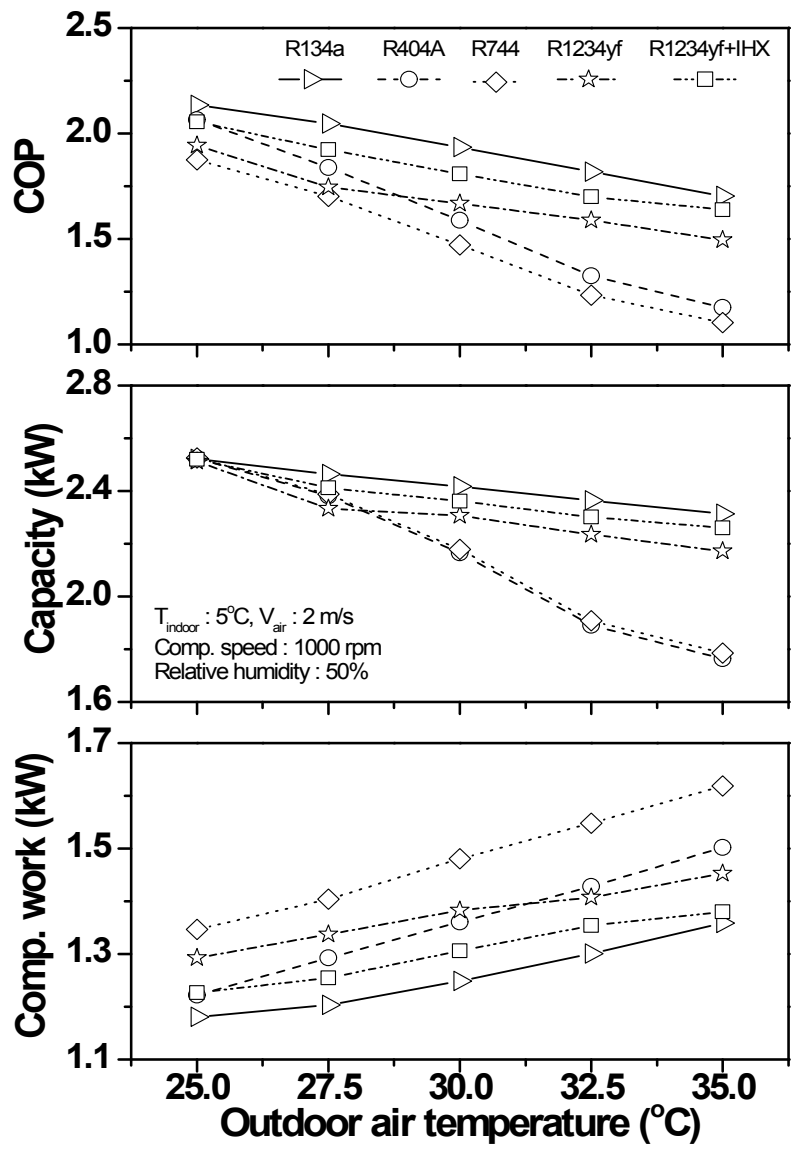


Fig. 4.18 Variations of compressor work, refrigeration capacity, and COP with outdoor air temperature.

3. 실외풍속 변화에 따른 성능 해석

실외기 전면에서 불어오는 공기의 속도 변화에 따른 성능 변화를 Fig 4.19에 나타내었다. 실외 풍속이 증가함에 따라 응축기에서 냉매와의 열교환량이 증가하여 응축기에서 토출되는 냉매의 온도가 감소하여 시스템의 냉동용량은 증가하고, 압축기에서 냉매의 토출압력이 낮아져 압력비가 감소해 압축기 소비동력은 감소하게 된다. 본 연구에서는 실외기측 풍속변화에 따른 성능 변화를 고찰하기 위해 실외측 공기의 풍속을 1 m/s에서 5 m/s까지 1 m/s씩 증가시켜 해석적 연구를 수행하였다. R744 시스템은 실외풍속 변화에 따라 R404A 시스템과 비슷한 경향을 나타냈으며, 전반적으로 R404A 시스템의 냉동용량보다 7.0% 높게 측정되었지만, R404A 시스템의 압축기 소비동력이 낮게 나타나 성능계수는 R404A 시스템이 8.9% 높게 나타났다. 실외풍속이 1 m/s에서 2 m/s까지 증가할 때, R404A 시스템의 냉동용량은 2.05 kW에서 2.52 kW까지 약 22.9% 증가하였고, 압축기 소비동력은 1.38 kW에서 1.22 kW까지 약 11.4% 감소하여 성능계수는 1.49에서 2.07까지 약 38.8% 증가하였으며, R134a 시스템의 냉동용량은 2.39 kW에서 2.52 kW까지 약 5.7% 증가하였고, 압축기 소비동력은 1.21 kW에서 1.18 kW까지 약 2.1% 감소하여 성능계수는 1.98에서 2.13까지 약 8.0% 증가하였다. 또한, R744 시스템의 경우 실외풍속이 1 m/s에서 2 m/s까지 증가함에 따라 냉동용량은 2.08 kW에서 2.53 kW로 약 21.6% 증가하였고, 압축기 소비동력은 1.53 kW에서 1.32 kW로 약 11.8% 감소하여 성능계수는 1.36에서 1.87 약 37.8% 증가하였다. 동일한 조건에서 R1234yf 시스템의 냉동용량은 2.35 kW에서 2.51 kW로 약 6.7% 증가하였고, 압축기 소비동력은 1.37 kW에서 1.29 kW로 약 4.7% 감소하여 성능계수는 1.74에서 1.94로 약 12.0% 증가하였으며, R1234yf 시스템에 내부열교환기를 적용한 경우, 냉동용량은 2.47 kW에서 2.52 kW로 약 2.0% 증가하였고, 압축기 소비동력은 1.28 kW에서 1.23 kW로 약 4.2% 감소하여 성능계수는 1.93에서 2.05로 약 6.5% 증가하였다. R404A와 R744 시스템은 2 m/s 이후

에도 냉동용량이 약 8.1% 증가하였고 압축기 소비동력은 약 3.6% 감소하였으며 이에 성능계수는 약 11.5% 증가하였지만, R134a, R1234yf, 내부열교환기를 추가한 R1234yf 시스템은 풍속이 2 m/s 이상 증가하게 될 경우 응축기에서 충분한 열교환으로 인해 압축기 부분에 의한 영향이 적어 냉매의 질량유량의 변화가 미미해 냉동용량과 압축기 소비동력의 변화는 작게 나타났다.

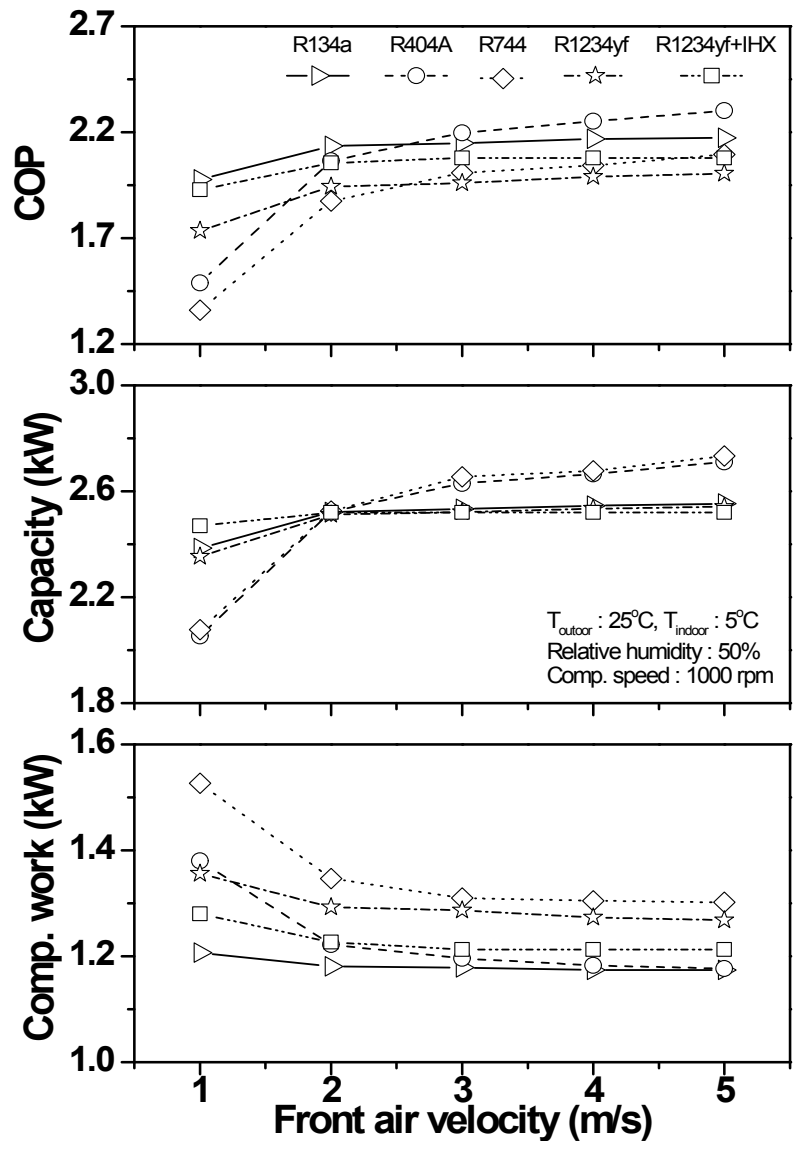


Fig. 4.19 Variations of compressor work, refrigeration capacity, and COP with front air velocity.

4. 압축기 회전수 변화에 따른 성능 해석

차량용 냉동기의 특성상 기어의 변속이나 주행속도 등에 의해 급변하는 압축기의 회전수가 급변하게 된다. 엔진의 회전수가 변할 경우 압축기에서 토출되는 냉매의 유량이 변해 압축기의 소비동력과 냉동용량에 영향을 미치게 된다. 따라서 압축기 회전수 변화에 대한 해석적 연구를 1000 rpm에서 3000 rpm까지 500 rpm씩 증가시켜 수행하여 Fig. 4.20에 나타내었다. R744 시스템은 압축기 회전수 변화에 따라 R404A 시스템과 비슷한 경향을 가지며 전반적으로 R404A 시스템의 성능계수보다 6.2% 낮게 나타났다. R404A 및 R744 시스템의 압축기 회전수 변화에 따른 냉동 시스템의 성능계수는 1500 rpm에서 가장 크게 나타났으며 시스템의 냉동용량은 각각 4.56 kW, 4.58 kW로 측정되었으며, 이때의 성능계수는 각각 2.30, 2.17로 계산되었다. 압축기 회전수가 1500 rpm에서 3000 rpm으로 증가함에 따라 두 시스템의 성능계수는 각각 30.0%, 29.1% 감소하였다. 압축기 회전수 변화에 따른 R134a, R1234yf, 내부열교환기를 추가한 R1234yf 시스템의 성능계수는 1000 rpm에서 가장 크게 나타났으며, 이때의 냉동용량과 성능계수는 각각 2.52 kW와 2.13, 2.51 kW와 1.94, 2.52 kW와 2.05를 나타냈다. 압축기 회전수가 1000 rpm에서 3000 rpm으로 증가함에 따라 성능계수는 각각 27.1%, 43.5%, 41.8% 감소하였다. 압축기 회전수가 증가함에 따라 시스템에 흐르는 냉매의 유량이 증가하여 냉동용량은 증가하지만, 압축기에서 토출되는 냉매의 증가로 압축비가 증가해 압축기의 소비동력은 상승하며 압축기 소비동력의 증가폭이 냉동용량의 증가폭에 비해 크기 때문에 시스템의 성능계수는 감소하게 된다.

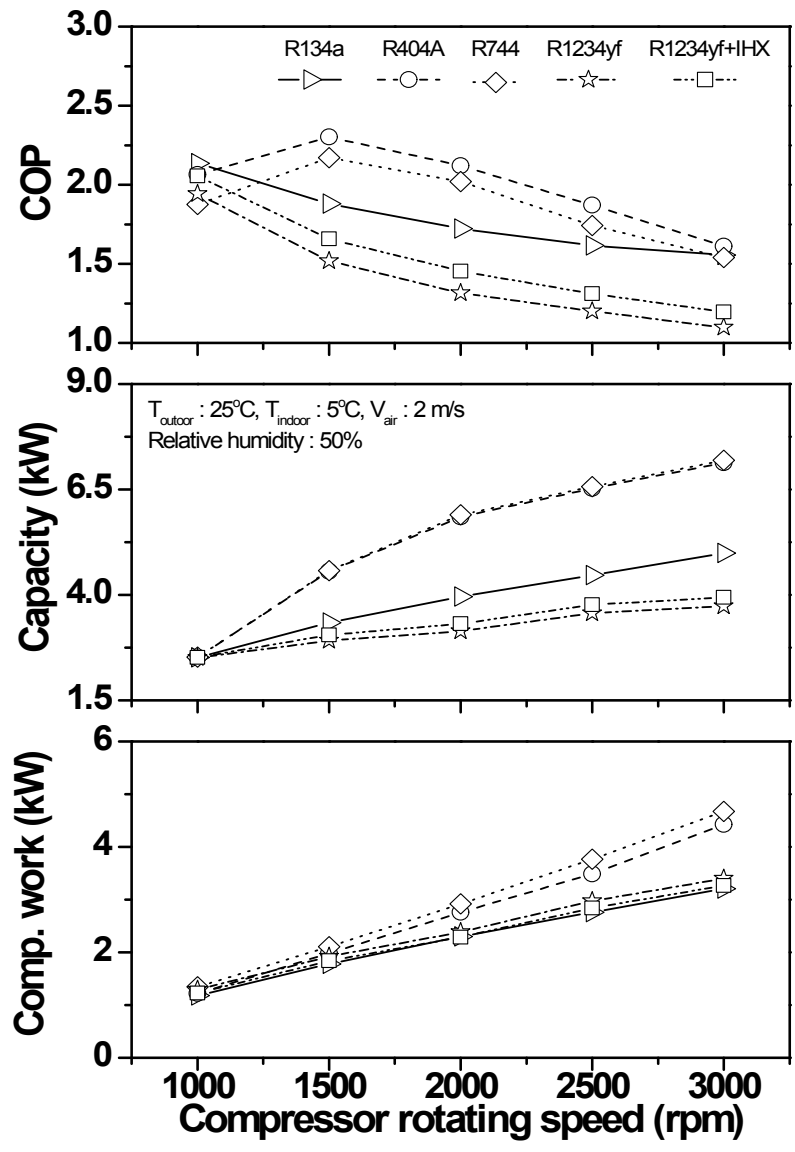


Fig. 4.20 Variations of compressor work, refrigeration capacity, and COP with compressor rotating speed.

제 5 장 결 론

식생활의 향상 및 다양화로 고품질의 물품에 대한 요구가 증대되면서 인스턴트 식품류, 육류, 냉동 생선류 및 채소류, 청과물 등의 저온유통이 날로 증가되고 있으며, 식품의 장단거리 운송을 위해 냉동기를 탑재한 냉동(장) 차량이 널리 사용되고 있다. 이러한 냉동탑차는 고내의 온도를 항상 일정하게 유지하기 위해 냉동장치를 사용함으로써 일반 탑차에 비하여 더 많은 에너지를 소비한다. 따라서 본 연구는 주행 시에 연비저하에 직접적인 영향을 미치는 냉동기의 성능개선을 위해 상용탑차용 냉동시스템의 성능측정을 위한 실험장치를 구축하고, 기존의 냉매인 R404a와 R134a를 적용하여 특성을 파악하고 지구온난화문제의 해결방안으로 대체냉매의 적용성을 판단하기 위해 R744(CO₂) 냉매와 R1234yf 냉매를 이용한 상용탑차용 냉동 사이클을 모델링하여 대체냉매의 적용 가능성여부에 대한 해석적 연구를 수행하였으며, 이에 다음과 같은 결론을 얻었다.

탑차용 냉동시스템의 실험적 연구를 수행하기 위해 기본조건에서 R404A 시스템의 최적 냉매 충전량과 최적개도는 1.3 kg과 75%에서 가장 최적의 성능을 나타냈으며, 성능계수는 각각 2.07로 측정되었으며, R134a 시스템의 최적 냉매 충전량과 최적개도는 1.4 kg과 60%에서 가장 최적의 성능을 나타냈으며, 이때 성능계수는 1.60으로 측정되었다. 실내측 공기온도가 증가함에 따라 R404A 시스템은 40분쯤 최대 성능계수가 측정되었고 R134a 시스템은 60분쯤 최대 성능계수가 나타났으며 두 시스템의 성능계수는 증가하였다. 실외측 공기온도 25℃에서 35℃로 상승함에 따라 R404A와 R134a 시스템 모두 응축온도와 압력이 상승하며 압축기 소요동력의 증가로 인해 성능계수는 감소하였다. 압축기 회전수가 증가함에 따라, R404A와 R134a 시스템 모두 압축기 소비동력의 증가율이 냉동용량 증가율보다 더 크기 때문에 성능계수는 감소하였다.

앞선 실험조건을 기초로 서리성장에 대한 시스템 성능을 예측하고, 이를 기존냉

매(R404A, R134a) 시스템에 적용하여 실험과 해석결과를 비교하였으며, 실내온도가 증가함에 따라 성능계수는 모두 증가하였고 실외온도가 증가함에 따라 성능계수가 감소하였다. 압축기 회전수가 증가함에 따라 R404A 시스템의 최대 성능계수는 실험과 해석결과 각각 1000 rpm, 1500 rpm으로 나타났으며, R134a 시스템의 최대 성능계수는 실험과 해석결과 모두 1000 rpm으로 확인되었다. 실험적 연구에서 시스템이 안정되는 작동시간에는 성능이 증가하였고 이후에는 서리의 형성으로 인해 시스템의 성능이 감소하였으며, 이때의 실험과 해석결과에 대한 경향성은 일치하였다. R404A 시스템의 안정된 작동시간 40분 이후에서 실내측 공기온도, 실외측 공기온도, 압축기 회전수 변화에 대한 실험과 해석적 연구의 평균 오차율은 각각 3.2%, 2.8%, 10.6%로 나타났고 R134a 시스템의 안정된 작동시간 60분 이후에서 실내측 공기온도, 실외측 공기온도, 압축기 회전수 변화에 대한 실험과 해석적 연구의 평균 오차율은 각각 28.9%, 2.6%, 15.7%로 일치하였으며, 실험과 해석적 연구에서 R404A 시스템이 R134a 시스템보다 성능이 잘 예측되었다.

무착상 상태로 가정하여 대체냉매를 적용한 냉동시스템의 해석결과 실내측 온도가 1℃에서 9℃로 증가함에 따라 모든 시스템의 성능계수는 증가하였다. 또한 대체냉매의 경우 R1234yf 시스템이 R744 시스템보다 더욱 민감하게 반응하였다. 실외측 온도를 25℃에서 35℃까지 2.5℃씩 증가시켜 해석적 연구를 진행한 결과 모든 시스템에서 성능계수는 감소하였으며, R744 시스템이 R1234yf 시스템보다 더욱 민감하게 반응하였다. 실외풍속이 1 m/s에서 5 m/s까지 증가함에 따라 모든 시스템의 성능계수는 증가하였으며, 2 m/s까지는 냉동용량 및 성능계수가 급격히 증가하였으며, 2 m/s 이후에서는 공기와 냉매와의 열교환이 충분히 이루어져 시스템의 냉동용량 및 성능계수의 증가율은 감소하였다. 압축기 회전수가 1000 rpm에서 3000 rpm에 따라 R404A 및 R744 시스템의 압축기 회전수 변화에 따른 냉동시스템의 성능계수는 1500 rpm에서 가장 크게 나타났으며 이때 시스템의 성능계수는 각각 2.30, 2.17로 측정되었다. R134a, R1234yf, 내부열교환기를 추가한 R1234yf 시스템의

성능계수는 1000 rpm에서 가장 크게 나타났으며, 이때 각 시스템의 성능계수는 2.13, 1.94, 2.05이다. 또한, 압축기 회전수가 증가함에 따라 모든 시스템에서 냉동용량 증가율보다 압축기 소비동력의 증가율이 더 크기 때문에 성능계수는 감소하였다. R1234yf 시스템은 R134a 시스템보다 약 12% 성능이 낮게 나타났으며, 내부열교환기를 추가한 R1234yf 시스템은 R134a 시스템과의 성능차이는 약 4.4%까지 줄어들었다.

본 연구를 통하여 대체냉매에 대한 상용탑차 냉동시스템의 성능을 알아보았으며, 이러한 연구결과는 차세대 대체냉매를 적용한 냉동시스템의 운전특성에 대한 기초적인 자료를 제공하고자 한다.

REFERENCE

- [1] Peck J. H., Park S. S., Kim Y. L., Kim S. C., 2002, Study on the performance characteristics of mechanical refrigeration truck vs. hold-over refrigeration truck, SAREK Conference, pp. 339-344.
- [2] Moon J. C., 2009, Development of high efficient refrigerated vehicle using thermal storage, Graduate school of Chonnam national university.
- [3] Kim S. H., Cho H. H., 2012, Performance comparison between R404A and R744 refrigeration system in refrigerating conditions, SAREK Conference, pp. 199-202.
- [4] Lee J. S., Han J. S., Lee M. R., Jeon S. M., 2011, Performance evaluation of HFO-1234yf as a substitute for R-134a in a Household Freezer/Refrigerator, Korean Society of Mechanical Engineers B, Vol. 35, No. 7, pp. 743-748.
- [5] Cho H. H., Lee H. S., Park C. S., 2013, Study on the performance improvement for an automobile air-conditioning system using alternative refrigerant R1234yf, Korean Journal of Air-conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 25, No. 4, pp. 201-207.

- [6] Park K. J., Kang D. G., Jung D. S., 2011, Condensation heat transfer, coefficients of R1234yf on plain, low fin, and turbo-C tubes, International journal of refrigeration, Vol. 34, Issue. 1, pp. 317-321.
- [7] Chen H., Thomas L., Besant R., 2000, Modeling frost characteristics on heat exchanger fins: Part II, Model validation and limitations ASRAE Trans. pp.368-376.
- [8] Tso C. P., Cheng Y. C., Lai A. C. K., 2006, An improved model for predicting performance of finned tube heat exchanger under frosting condition with frost thickness variation along fin, Int. J. of Applied Thermal Engineering, Vol. 26, pp. 111-120.
- [9] Schneider H. W., 1978, Equation of the growth rate of frost forming on cooled surfaces, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 21, pp. 1019-1024.
- [10] Cremers C. J. and Mehra V. K., 1980, Frost formation on vertical cylinders in free convection, ASME J. Heat Transfer, Vol. 104, No. 1, pp. 3-7.
- [11] ISO 15502, 2005, Household refrigerating appliances - Characteristics and test methods, International Organization for Standardization, Geneva, Switzerland.
- [12] Changqing, T., Yunfei, L., Xianting, L., 2006, A mathematical model of variable displacement swash plate compressor for automotive air conditioning system, International Journal of Refrigeration, Vol. 29, pp. 270-280.

- [13] Steven Brown, J., Samuel. F., Yana-Motta., Piotr A. Domanski., 2002, Comparative analysis of an automotive air conditioning system operating with CO₂ and R134a, International of Refrigeration, Vol. 25, Issue 1, pp. 19-32.
- [14] Sanchez, D., Torrella, E. and Cabello, R., Liopis, R., 2010, Influence of the Superheat Associated to a Semihermetic Compressor of a Transcritical CO₂ Refrigeration Plant, Applied Thermal Engineering, Vol. 30, Issue 4, pp. 302-309.
- [15] Chi, J., 1979, A computer Model HTPUMP for Simulation of Heat Pump Steady state Performance, NBS, Washington D.C.
- [16] Domanski, P. A., 1989, EVSIM: An Evaporator Simulation Model Accounting for Refrigerant and One Dimensional Air Distribution, NISTIR 89-4133, NIST, Washington D.C.
- [17] Wang, C. C., 2001, A Comparative Study of Compact Enhanced Fin-and-Tube Heat Exchangers, Heat and Mass Transfer, Vol. 44, pp. 3565-3573.
- [18] Dittus F. W., Boelter L. M. K., 1930, Public Eng. 2, University of California, Berkeley.
- [19] Traviss, D. P., Rohsenow W. M., Baron A. B., 1972, Force convection condensation inside tube : a heat transfer equation for condenser design, ASHRAE Transactions, Vol. 79, pp. 157-165.

[20] Gungor, K. E., Winterton, R. H. S., 1986, A general correlation for boiling in tubes and annuli, *International Journal of Heat Transfer*, Vol. 19, pp. 351-358.

[21] Kang, T. H., 2010, Experimental and analytical study on the heat transfer characteristics of a spiral fin-tube evaporator under non-frosting conditions, *Korea* 2010, pp. 47-50.

[22] Pierre B., 1964, Flow resistance with boiling refrigerants-part1, *ASHRAE Journal*, pp. 58-65.

[23] Friedel L., 1979, Improved friction pressure drop correlation for horizontal and vertical two-phase pipe flow, *European two-phase flow group meeting*, pp. E2.

[24] Gnielinski, V., 1976, New Equation for Heat and Mass Transfer in Turbulent Pipe and Channel Flow, *Int. J. Chemical Engineering*, Vol. 16, pp. 359-368.

[25] Yoon, S. H., Cho, E. S. and Kim, M. S., 2004, Characteristics of Evaporative Heat Transfer and Pressure Drop of Carbon Dioxide and Correlation Development Near the Critical Point, *Proceedings of the SAREK*, Vol. 16, No. 6, pp. 530-534.

[26] Churchill, S., 1997, Friction Factor Equation Spans all Fluid Flow Regimes, *Journal of Chemical Engineering*, Vol. 7, Issue 24, pp. 91-92.

[27] Wang C. C., 2001, A Comparative Study of Compact Enhanced Fin-and-Tube Heat Exchangers, *Int. J. Heat and Mass Transfer*, Vol. 44, pp.3565-3573.

[28] Lee K. S., Kim J. S., Yang D. K., 2008, Dimensionless correlations of frost properties on a cold cylinder surface, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 51, pp. 3946-3952.

[29] Aoki K., Hattori M., Akita K., 1990, A Study of Extended Surface Heat Exchanger with Frosting; 2nd Report, Heat Transfer and Pressure Drop for Each Row, *JSME*, 97:793-802.

[30] Hwang Y. W., Kim O. J., 2007, Experimental Study on the CO₂ Flow through Electronic Expansion Valves, *SAREK*, pp. 1237-1241.

[31] Choi J. M., Chung J. T., Kim Y. C., 2004, A generalized correlation for two-phase flow of alternative refrigerants through short tube orifices, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 27, pp. 393-400.

감사의 글

실험실에 처음 들어왔던 날이 엇그제 같은데 벌써 3년이라는 시간이 흘러 석사 학위 논문을 쓰게 되다니 감회가 새롭습니다. 긴 시간동안 저의 미숙함을 항상 격려해주시고 배려와 관심으로 지도해 주신 조흥현 교수님께 깊은 감사를 드립니다. 아직 부족한 부분이 많지만 교수님을 생각하며 더욱 발전하는 사람이 노력하겠습니다. 또한, 논문에 대한 지도와 많은 가르침으로 저를 깨우쳐 주신 홍명석 교수님과 김지훈 교수님께도 심심한 감사의 말씀 전합니다.

또한 학부과정부터 석사과정동안 같이 동거동락한 선·후배들께도 감사의 말을 전합니다. 저의 사수이신 진현이형과 저의 직속선배인 변이형은 처음에 나이도 어리고 어리숙한 후배 한명을 가르치고 키워주셔서 감사드리고, 친구이자 후배인 중국친구 Tim, Jerry는 힘든 유학생생활에도 항상 밝은 모습과 열심히 해주는 모습에 저 또한 열심히 해야겠다는 다짐을 할 수 있었습니다. 이 두 친구에 앞날에 무궁한 발전을 기원합니다. 또한 나보다 나이는 많지만 후배인 재경이형은 나이도 어린 제가 선배여서 힘들었을 수도 있지만, 내색않고 참아줘서 고맙습니다. 그리고 이번에 석사과정 들어온 지호와 진환이형은 초심을 잃지 말고 열심히 할 것으로 생각하고 더 분발해주길 바랍니다. 또한 학부과정 정균이형, 광현이, 내 부사수 대원이, 운동 친구 형민이까지 앞날의 행복을 기원합니다.

마지막으로, 사랑하는 가족, 아버지, 어머니, 쌍둥이 형에게 깊은 감사의 마음 전합니다.

2014年 2月

신재생에너지실험실

신 윤 찬