

< 학술논문 >

DOI <http://dx.doi.org/10.3795/KSME-B.2016.40.4.213>

ISSN 1226-4881(Print)  
2288-5324(Online)

## 듀얼 냉동사이클을 이용하는 특수목적 자동차용 에어컨 시스템의 냉방성능에 관한 연구<sup>§</sup>

서재형\* · 방유마\*\* · 이무연\*\*\*

\* 엔티에프 텍, \*\* 동아대학교 기계공학과

### Investigation on the Performance of Special Purpose Automotive Air-Conditioning System Using Dual Refrigeration Cycle

Jae-Hyeong Seo<sup>\*</sup>, You-Ma Bang<sup>\*\*</sup> and Moo-Yeon Lee<sup>\*\*\*†</sup>

<sup>\*</sup> NTF Tech. Co.

<sup>\*\*</sup> Dept. of Mechanical Engineering, Dong-A Univ.

(Received June 4, 2015 ; Revised January 15, 2016 ; Accepted February 7, 2016)

**Key Words** : Cooling Capacity (냉방용량), COP (냉방 성능), Refrigerant (냉매), R-134a, Vapor Compression Cycle (증기 압축 사이클)

**초록**: 본 연구의 목적은 열대 지방에서 사용되는 특수목적 자동차용 에어컨 시스템의 냉방성능 특성을 고찰하는 것이다. 이를 위하여 R-134a를 사용하는 듀얼 냉동사이클을 구성하였고 냉매량 및 실내온도를 변화시켜가면서 냉방성능을 비교하였다. 외기온도 40.0 °C에서 듀얼 냉동사이클의 실내 냉각속도 및 압축비(토출압력) 등을 고려하여 최적 냉매량을 1.5kg으로 선정하였다. 실내온도가 증가할수록 냉방부하가 증가하여 25.0 °C에서 32.5 °C로 실내온도를 높일 경우 15.0 °C에 도달하는데 걸리는 시간은 86.5% 증가하였고, 32.5 °C에서 40.0 °C로 증가할 경우 38.1% 증가하였다. 또한, 실내온도가 25.0 °C에서 40.0 °C로 증가할수록 냉방용량은 19.1 kW에서 20.5 kW로 7.3% 증가했으나 냉방성능(COP)은 4.67에서 5.1로 7.0% 감소하였다.

**Abstract**: The objective of this study is to investigate the cooling performance of an air-conditioning system for a special purpose vehicle under tropical and severe weather conditions. In order to evaluate and compare the cooling performances, the dual refrigeration cycle using R-134a was tested on a special purpose vehicle with various refrigerant charge amounts and indoor temperatures. The cycle was tested considering indoor cooling speed and compression ratio (discharge pressure), and was optimized at the refrigerant charge amount of 1.5 kg and outdoor temperature of 40.0 °C. The time to reach indoor temperature of 15.0 °C increased by 86.5% and 38.1%, at the indoor temperatures from 25.0 °C to 32.5 °C and from 32.5 °C to 40.0 °C, respectively. In addition, with the increase in indoor temperature from 25.0 °C to 40.0 °C, the cooling capacity increased by 7.3%, from 19.1 kW to 20.5 kW, but decreased by 7.0% from 4.67 to 5.1.

- 기호설명 -

C : 비열  
h : 엔탈피  
ṁ : 질량유량

Q : 열용량  
T : 온도  
V̇ : 체적 유량  
W : 일량  
ρ : 밀도

<sup>§</sup> 이 논문은 2015년도 대한기계학회 부산지회 춘계학술대회(2015. 5. 8., 동의대학교) 발표논문임.

<sup>†</sup> Corresponding Author, E-mail: mylee@dau.ac.kr

© 2016 The Korean Society of Mechanical Engineers

하첨자

air : 공기

comp : 압축기

evap : 증발기  
 in : 유입  
 out : 유출  
 ref : 냉매

## 1. 서 론

일반적인 자동차용 냉동공조기술은 자동차 내부의 공기 온/습도를 조절하여 탑승자 혹은 적재 물품의 상태를 최적으로 유지하는 기술이다. 냉동공조기술을 적용한 자동차용 냉방시스템은 자동차 실내 환경의 열 쾌적성(Thermal Comfort)을 위하여 충분한 냉방 성능을 가지도록 설계 한다.<sup>(1,2)</sup> 특히, 고온 다습한 동남아시아의 현지에서 사용되는 일반 승용자동차뿐만 아니라 시위 진압용 등의 특수 목적용 자동차의 경우 이러한 냉방시스템은 더욱 중요한 요소가 된다. 이러한 시위 진압용 자동차는 다수의 전투요원이 탑승 가능하도록 일반적으로 5톤급 이상의 상용자동차의 후방 공간을 개조하여 냉방시스템을 설치 및 제작하고 기존의 냉방시스템을 개조하여 사용하다 보니 HFC계열의 R-134a 냉매를 적용하고 있다. 특히 특수 목적 자동차의 특성상 좁은 공간에 많은 수의 전투 요원들의 탑승하여 내부 공간의 인체 발열량 증가와 철관 등으로 구성된 장갑판을 통하여 사시사철 더운 열대지역에서 전달되는 열은 특수 목적형 차량의 냉방부하 증가로 이어진다. 이러한 가혹한 환경조건으로 인하여 냉방시스템 설계는 전투요원의 열 쾌적성 확보를 위하여 더욱 중요하다.

R-134a 냉매는 ODP(Ozone Depletion Potential)가 전혀 없는 CFC 및 HCFC계의 대체냉매로서 냉동공조 냉매 중 가장 많이 사용되어 왔으나, 최근에는 지구온난화(GWP) 문제의 심각성으로 인하여 점차 사용이 제한되고 있다. 미국과 유럽 등 대부분의 선진국가들은 이미 부분적으로 법제화를 추진하여 사용을 규제하고 있으며 그 범위를 확대해가고 있다.<sup>(3,4)</sup> 그러나 개발도상국의 경우 HFC계 냉매의 사용규제가 비교적 약하여 현재까지 HFC계인 R-134a 냉매를 냉동공조 분야에 많이 사용하고 있어 대체 냉매 적용을 위한 냉방 시스템에 관한 연구뿐만 아니라 기존 R-134a 냉방시스템의 최적화를 위한 연구도 지속적으로 연구되고 있다. 김성철<sup>(5)</sup>은 흰 타입 내부열교환기 적용에 따른 자동차용 냉방시스템 성능 특성에 관하여 실험적 연구를 수행하였고, 라이너 및 세레이션 겸용 타입의 내부열교환기 장착 시 냉방 성능이 향상됨을 밝혔다. 신윤찬 등<sup>(6)</sup>은 R-404A 및 R-134a 냉매를 적용

한 냉동탑차 냉동시스템의 성능특성을 파악하였고 R-134a 시스템은 R-404A 시스템보다 높은 엑서지 효율을 나타낸다고 보고하고 있다. 이무연 등<sup>(7)</sup>은 R-134a를 이용한 인버터 스크롤 압축기를 적용한 루프형 전동공조시스템의 냉방성능 특성에 대한 실험적 연구를 수행하여 스크롤 압축기의 주파수 및 내기온도를 변화에 따른 증발용량, 냉방COP 및 인버터 작동효율을 분석하였다. 이와 같은 일련의 연구들은 기존의 R-134a를 적용한 일반적인 용도의 자동차용 냉방시스템의 효율향상과 최적화는 여전히 중요한 연구 및 개발과제임을 보여주고 있으며 많은 연구가 진행되고 있음을 알 수 있다. 그러나 열대지역의 고온 다습한 환경적 특수성 및 사용 목적상의 특이성 고려한 특수 목적 자동차용 냉방시스템에 관한 연구는 미비한 실정이다. 더불어, 기존의 고온 다습한 열대지역에 사용되는 특수목적 자동차에 적용된 냉방시스템은 지역적 특수성 및 사용상 특이성을 고려하지 않고 기존의 단일 냉방 사이클을 사용하고 있는 냉방 시스템을 개조하여 사용하고 있어 특수 목적 자동차가 필요로 하는 냉방성능 보다 부족하며 탑승 공간의 냉각속력 또한 부족하여 냉방 시스템의 사이클 추가 등을 통한 구조적 개선이 필요로 하다.

따라서 본 연구에서는 동남아시아 및 열대 지역에서 운영하고 있는 특수목적 자동차의 충분한 냉방성능을 확보하기 위하여 필요로 하는 요구 냉방용량을 계산하여 듀얼 냉방시스템을 구성하여 냉방성능을 실험적으로 고찰하였다.

## 2. 실험 장치 구성 및 방법

### 2.1 실험 장치

본 연구는 특수목적 자동차용 냉방시스템의 냉방성능을 분석하기 위하여 실내 및 실외 공간을 모사할 수 있는 실험장치를 설계하여 실험을 진행하였다. 일반적으로 시위진압용 특수목적 자동차는 6명의 전투요원이 탑승하며, Fig. 1은 본 연구에서 사용한 실험장치의 개략도이다. 먼저, 특수목적 자동차의 실내 공간의 크기는 2300.0 mm × 2300.0 mm × 4000.0 mm이며 실외 공간의 크기는 2300.0 mm × 2300.0 mm × 7000.0 mm이다. Fig. 2에 본 연구에서 사용된 증발기 개략도를 나타내었으며, 실내 공간을 냉각 시키기 위하여 사용된 증발기의 전체 크기는 920.0 mm × 1080.0 mm × 220.0 mm이며, 특수 목적 자동차의 승차 공간의 효율적인 냉방을 위하여 증발기1과 증발기2등 2개의 열교환기와 각 증발기 마다 2개의 증발기 팬이 장착되어

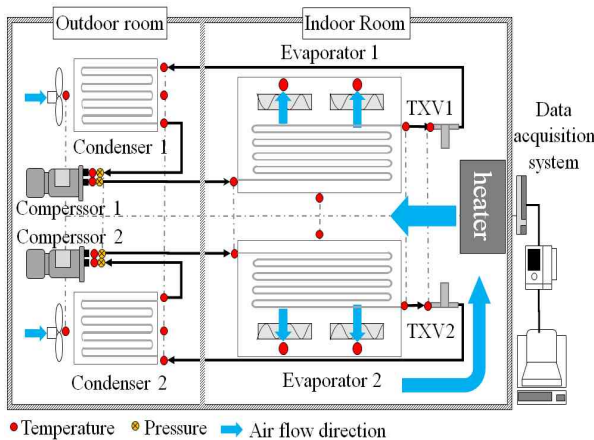
**Table 1** Specifications of the tested system

Components		Specifications
Compressor	Displacement rate (cm <sup>3</sup> /rev)	155.0
	Type	Reciprocating
Condenser part	Size : H, V, W (mm)	270.0×820.0×32.0
	Material	Aluminum
	Type	Groove
Evaporator Part	Size : H, V, W (mm)	140.0×850.0×163.0 (Fin pitch : 2.0)
	Material	Aluminum
	Type	Plate type
Receiver tank	Size : D, H (mm)	120.0×315.0
Accumulator (mm)	Size : D, H (mm)	120.0×175.0
Expansion devices	TXV (Thermostatic expansion valve)	

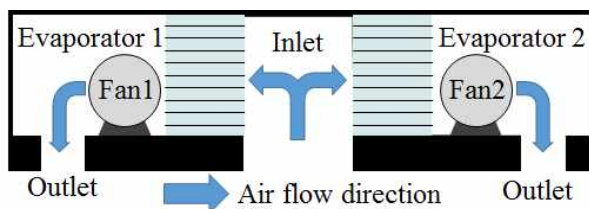
**Table 2** Specifications of the measuring equipment

Properties	Conditions
Thermocouple	T-type (±0.1 °C)
Pressure gage	Setra 206 (±0.13% Full scale)
Data logger	GL820, WS450 (GRAPHTEC Co.)

그루브(Groove) 핀을 사용하고 있으며, 응축기1과 응축기2등 2개의 열교환기와 2개의 응축기 팬으로 구성되어 있다. 한 개의 응축기 크기는 270.0 × 820.0×32.0 mm이고 전열 면적은 4.0 m<sup>2</sup>이다. Table 1은 본 연구에서 사용된 특수목적 자동차용 에어컨 시스템의 구성요소를 나타내고 있다. 듀얼 냉동사이클에 장착된 압축기 모델은 SANDEN Co.의 행정 체적155.0 cm<sup>3</sup>/rev의 왕복동식 압축기 2개를 사용하였고,<sup>(8)</sup> 내연기관 자동차에서 냉동사이클용 왕복동식 압축기는 엔진에 연결되어 구동되기 때문에 이것을 모사하기 위하여 7.5kW의 구동 모터를 사용하여 압축기를 구동하였으며, 정지 시 특수목적 자동차의 엔진 회전수인 1750 rev/min로 구동하였고, 팽창장치로는 TXV(Thermostatic expansion valve)를 사용하여 압축기 입구온도에 따라 능동적으로 제어되도록 하였다.<sup>(9)</sup> 적절한 과냉도 확보 및기(vapor)팽창을 방지하기 위하여 직경 120.0 mm이고 높이 315.0 mm 인 리시버(Receiver tank)를 장착하였고, 압축기 입구에 액냉매 유입을 방지하기 위하여 직경 120.0 mm 이고 높이 175.0 mm인 어큐뮬레이터(Accumulator)를 제작하여 적용하였다. 듀얼 냉동사이클의 냉방성능을 분석하기 위하여 실내 및 실외 공간 온도를 측정하고, 증발기와 응축기 입구 및 출구의 공기 온도와 냉매 온도를 측정하였으며, 압축기 입구 및 출구의 냉매 온도와 압력을 측정하였다. 실험 시 온도 측정을 위하여 정확도 ±0.1 °C의 T-type 열전대(Thermocouple)가 사용되었고 압력 측정을 위하여 정확도 ±0.13% (Full scale)의 Setra 206의 압력게이지가 사용되었다. 측정 및 데이터 저장을 위하여 GRAPHTEC Co.사의 데이터 로거(Data logger)가 사용되었다. Table 2는 본 연구에서 사용된 측정장비를 나타낸다.



**Fig. 1** Schematic diagram of the experimental set-up



**Fig. 2** Configuration of the evaporator part

총 4개의 multi-blade 타입의 원심형 증발기 팬이 사용되었다. 증발기는 알루미늄 재질의 평판 핀을 사용하였고, 핀 피치는 2.0 mm이고 한 개의 증발기의 크기는 140.0 mm×850.0 mm×163.0 mm이며, 전열 면적은 9.0 m<sup>2</sup>이다. 증발부에 장착된 팬 풍량은 10.0 m<sup>3</sup>/min이다.

실외 공간에 장착된 응축기는 알루미늄 재질의

2.2 실험 조건 및 성능 실험

열대지역인 동남아 지역의 혹서기 조건을 모사하기 위하여, 세계 기상기구에서 발표된 동남아 지역 혹서기 온도 37.0 °C와 중동지역 혹서기 온도 40.0 °C를 이용하여,<sup>(10)</sup> 본 연구에서는 실외 온도를

Table 3 Specifications of the test conditions

Properties		Conditions
Outdoor air temperature (°C)		40.0
Indoor	Air temperature (°C)	25.0, 32.5, 40.0
	Target temperature (°C)	15.0
Refrigerant charge amount (kg)		1.3 / 1.5 / 1.7

40.0 °C로 설정하였고, 실내온도는 25.0 °C, 32.5 °C, 40.0 °C로 변경하면서 실험을 진행하였다. 듀얼 냉동사이클의 사이클 매칭 실험은 실내 및 실외 공기온도 40.0 °C에서 냉매 주입량을 1.3 kg, 1.5 kg, 1.7 kg로 변화시켜가면서 진행하였고 실내측 공기온도 변화를 고찰하였다. 일반적인 승용자동차용 사이클 매칭 실험과 달리 혹서기 조건에서 사이클 실험을 진행한 이유는 특수목적 자동차의 사용 환경은 일반 자동차와 달리 높은 복사열, 탑승자인 전투요원들의 높은 신진 대사열과 자동차 외형의 특수재질 사용 등 가혹 조건에서 주로 사용되기 때문이다. 본 연구에서 사용된 냉매는 R-134a를 사용하였으며, 냉방실험은 실내 측 고내 온도가 15.0 °C까지 떨어지는 시간을 측정 및 평가하였다. 일반적인 승용자동차 승차공간의 실내 최저온도인 17.0 °C보다 낮게 설정한 이유는 본 연구에서 사용된 특수목적 자동차의 주요 탑승자인 전투요원들은 일반인이 여름철 착용하는 의류보다 두꺼운 방호복을 입고 있기 때문에 방호복을 착용한 상태에서 시원함을 느낄 수 있어야 하기 때문이다. 또한 목표 온도에 도달하는 시간이 짧을수록 난방에 소요되는 에너지가 적고 고온에서 빠른 난방을 통하여 장시간 움직이던 전투요원이 탑승 직후 체력 및 열쾌적성을 보존 및 향상시키는 것이 중요하다. Table 3은 본 연구에서 사용한 실험 조건을 나타낸다.

### 2.3 실험 계산

본 연구에서 듀얼 냉방시스템의 냉방성능을 분석하기 위하여 Fig. 3과 같이 시스템 내부 증발기를 통하여 공기 및 냉매 측 열량 이동에 대한 에너지 밸런스를 다음과 같은 그래프로 나타내었다. 주입된 냉매량이 1.3kg에서 시스템의 에너지 밸런스는 5% 이내로 일치하며 이를 통하여 사용된 듀얼 냉방시스템의 성능을 평가하기 다음의 식 (1)을 이용하였다.

공기 측 열량은 식 (1)에서 입출입 공기 온도와 유량, 공기 비열, 밀도를 이용하여 계산하였다. 그리고 공기와 냉매간의 교환된 열량은 동일하다.

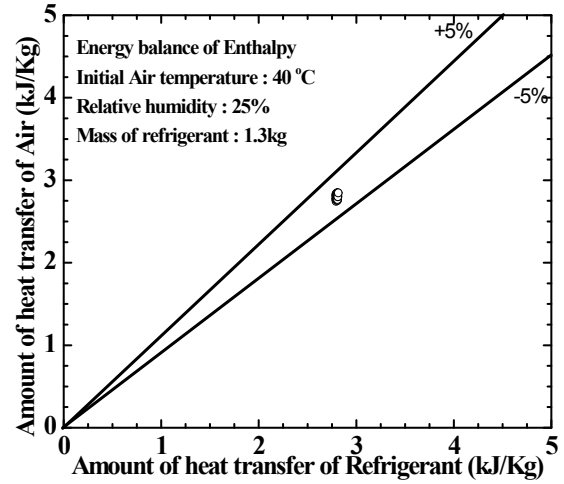


Fig. 3 Energy balance in Evaporator

$$Q_{evap} = C_{air} \times \dot{V}_{air} \times \rho_{air} \times (T_{air, out} - T_{air, in}) \quad (1)$$

냉매 측 열량은 물리에르 선도에서 냉매의 온도와 압력을 통한 엔탈피 차와 질량유량을 통하여 구할 수 있으며 공기 측 및 냉매 측 에너지 평형식을 이용하여 냉매 질량유량을 식 (2)와 같이 계산하였다.

$$\dot{m}_{ref} = C_{air} \dot{V}_{air} \times \rho_{air} \times \frac{(T_{air, out} - T_{air, in})}{(h_{evap, out} - h_{evap, in})} \quad (2)$$

압축기의 압축능력은 식 (3)의 냉매 측 엔탈피차를 이용하여 계산하였다.

$$W_{comp} = \dot{m}_{ref} (h_{comp, out} - h_{comp, in}) \quad (3)$$

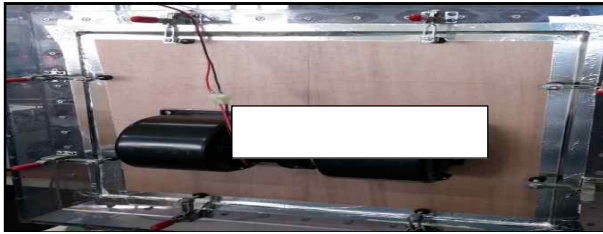
냉방시스템의 냉방성능계수인 COP (Coefficient of performance)는 식 (4)를 식 (1)과 식 (3)에서 구한 증발 열량과 압축기 일을 이용하여 계산하였다.

$$COP = \frac{Q_{evap}}{W_{comp}} \quad (4)$$

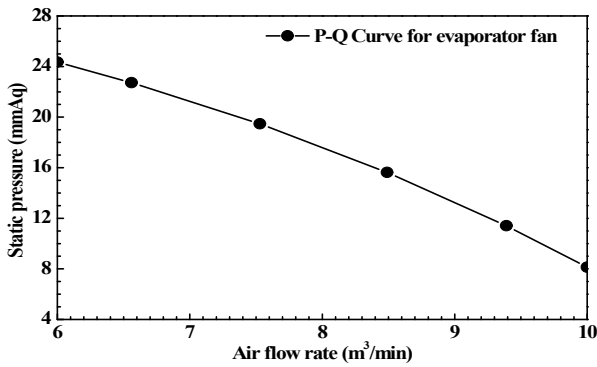
## 3. 결과 및 고찰

### 3.1 팬 풍량

Fig. 4는 본 연구에서 사용한 원심형 증발기 팬의 풍량실험장치 및 결과를 나타낸다. Fig. 4(a)는 증발기 팬 풍량 실험 장치이며, 정격전압 24.0 Volt에서 입력전류를 4.0A에서 5.7A로 변화시켜가면서 팬 풍량 실험을 진행하였다. 본 연구에서 사용한 증발기 팬의 P-Q성능곡선은 Fig. 4(b)와 같다. 팬 풍량이 6.0 m<sup>3</sup>/min에서 10.0 m<sup>3</sup>/min으로 증가할수록 정압은 66.6% 감소하였다. 본 연구에서 사용된



(a) Fan blower test equipment



(b) P-Q Curve

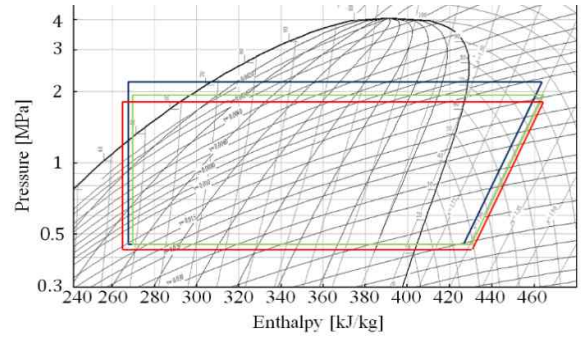
Fig. 4 Air flow rate test equipment and performance curve of the evaporator fan

증발기의 경우 최대 풍량은 10.6 m<sup>3</sup>/min로 나타났으며, 특수목적 자동차의 작동환경을 고려하여 본 연구에서 증발기 풍량은 10.0 m<sup>3</sup>/min로 설정하였다. Fig. 4에 나오는 풍량 실험의 경우 현재 최대 냉방속도를 위하여 최대 값을 사용하였지만 차후 최적화된 냉방 시스템 설계 및 연구를 위하여 Fan 풍량을 아는 것이 중요하다. 본 풍량값은 증발기에서 흡수되는 공기 측 열전달량을 계산할 때 공기 밀도와 함께 이용되었다.

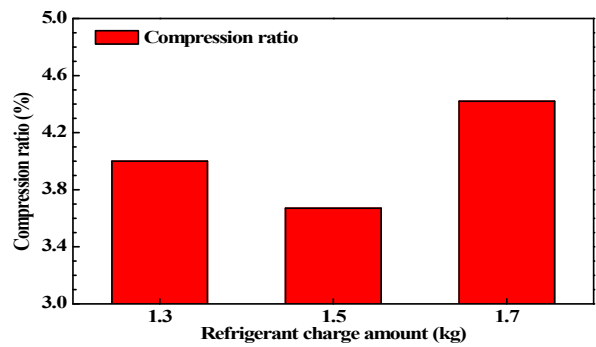
### 3.2 냉동사이클 최적화

본 연구에서는 특수목적 자동차용 에어컨 시스템을 위하여 구성된 듀얼 냉동사이클의 내부 체적을 고려하여 냉매량 변경실험을 진행하였다. 일반적으로 산업 현장에서 개발된 에어컨 시스템에 냉매량 주입 시 사용하는 방법인 냉방시스템에서 압축기를 가동한 후 저압 및 고압의 변화를 관찰하면서 냉매량을 주입하였고, 본 연구에서는 냉매량을 1.3 kg, 1.5 kg, 1.7 kg로 변경하면서 혹서기 작동조건인 외기온도 40.0 °C에서 실내온도를 40 °C로 안정화 시킨 후 사이클 최적화 실험을 진행하였다.

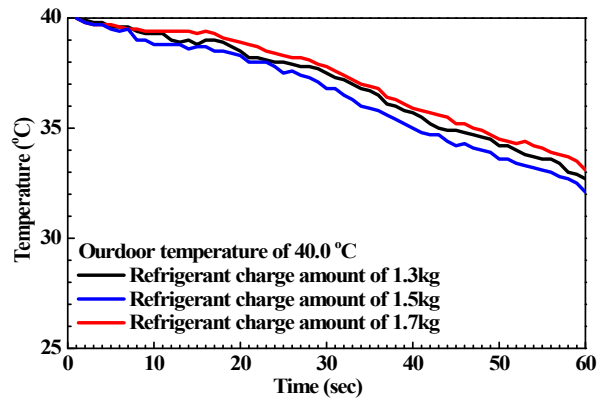
Fig. 5는 냉매량 변화에 따른 듀얼 냉동사이클의 압력-엔탈피 선도 및 실내온도 변화를 나타낸다. Fig. 5(a)에서 보는 것처럼, 특수목적 자동차용 에



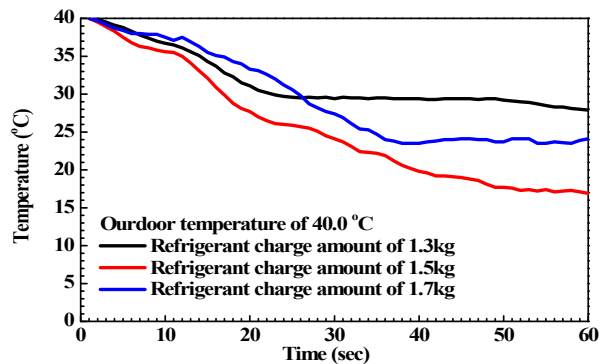
(a) P-H diagram



(b) Compression ratio



(c) Indoor temperature



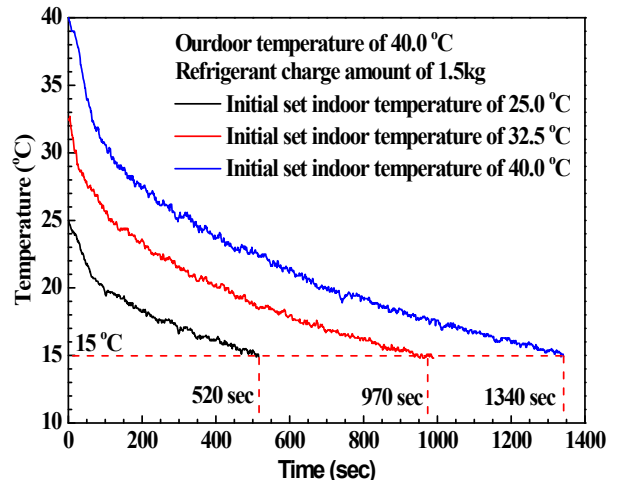
(d) Evaporating temperature

Fig. 5 Cycle characteristics of the dual refrigeration cycle with the refrigerant charge amounts

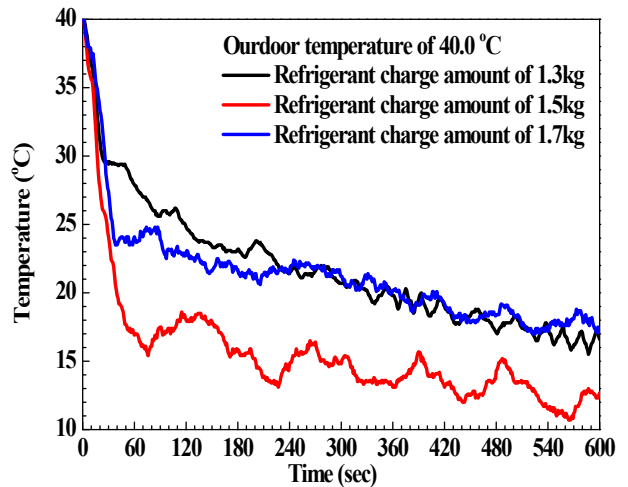
어컨 시스템을 위한 듀얼 냉방시스템은 냉매량이 증가할수록 압축기 토출압력이 증가하였고, 1.3 kg에서 1.5kg으로 증가할 때 5.24%증가하였으나 1.5kg에서 1.7kg으로 증가할 때 15.13%로 비교적 크게 증가하였다. 압축기 토출압력의 증가는 압축비 증가를 야기시켜 일반적으로 압축기의 비가역성을 증가시켜 압축기의 소요동력을 증가시킨다.<sup>(11)</sup> Fig. 5(b)에서 보듯이, 본 연구에서는 듀얼 냉방시스템의 압축비는 냉매량 1.5kg에서 3.67로 냉매량 1.3kg과 1.7kg에서 압축비인 4.0와 4.42에 비하여 낮게 나타났다. 압축비가 1.5 kg에서 낮은 이유는 냉매량이 적정량에 비하여 과할 경우 기존 증발기에서 냉매가 전부 기화되지 못하고 생성된 습증기가 압축기 전에 설치된 어큐뮬레이터에서 처리할 수 있는 용량보다 많은 양이 발생하게 되어 압축기로 액체와 기체가 함께 유입되어 압축비가 높아지고, 적정량에 비하여 모자랄 경우 과포화 증기 상태가 되어 높은 온도로 인한 냉매 부피 상승으로 압축기의 압축비 상승으로 이어진다. 또한, Figs. 5(c) 및 5(d)에서 보듯이, 듀얼 냉방시스템의 냉매량 변화에 따른 초기 10분 동안 실내온도 변화와 증발기의 증발온도 변화를 나타낸다. Fig. 5(c)에서 보듯이, 초기 10분 동안 냉매량 1.5kg에서 실내온도가 가장 빠르게 감소하였다. 이러한 이유로는 냉방 시스템에 주입된 냉매가 최적점을 기준으로 냉방성능이 줄어든다. 또한 압축비의 증가로 압축일이 증가하여 냉방시스템 효율이 줄어들게 된다.<sup>(12)</sup> 따라서 본 연구에서는 특수목적 자동차용 에어컨의 가장 중요한 성능요소라 할 수 있는 냉각속도 및 냉방시스템의 냉각성능 요소를 고려하여 최적 냉매량을 1.5kg으로 선정하였다. 특히, 특수목적형 자동차의 에어컨 시스템 개발관점에서 시위 진압 후 전투요원이 탑승하였을 경우 초기의 열쾌적성을 확보할 수 있는 초기 냉각속도에 초점을 맞추어 시스템 최적화를 진행하였다.<sup>(13)</sup>

3.3 냉방성능 (실내 온도 및 COP)

듀얼 냉동사이클의 냉방성능을 고찰하기 위하여 외기온도 40.0 °C에서 실내온도를 25.0 °C, 32.5 °C, 40.0 °C로 변경하면서 실내온도 변화 및 냉각속도 성능을 고찰하였다. Fig. 6은 냉매량 1.5 kg에서 듀얼 냉방시스템의 실내온도 변화를 나타내고 있으며, 각 실내온도에서 요구냉방 목표 온도인 15.0 °C에 도달하는데 걸리는 시간을 비교하였다. 듀얼 냉동사이클 초기 가동 시 실내온도에 상관없이 공기 온도가 급격히 떨어지는 구간이 존재하며,



(a) Temperatures with indoor temperatures at 15 °C



(b) Evaporating temperature

Fig. 6 Cooling speed and evaporating temperature of the dual refrigeration cycle with indoor temperatures

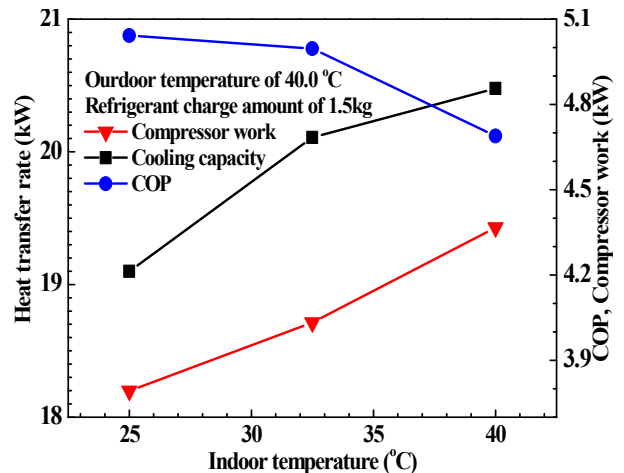


Fig. 7 Cooling capacity and the COP of the dual refrigeration cycle with indoor temperatures

실내온도가 높아질수록 그 구간이 증가함을 알 수 있다. 이는 냉매와 열교환하는 실내공기와 온도차가 커짐으로 발생하는 현상이고 가동시간이 증가할수록 기올기가 감소하여 정상상태에 도달 시까지 완만하게 감소함을 알 수 있다. 또한 25.0 °C에서 32.5 °C로 실내온도를 높일 경우 15.0 °C에 도달하는데 걸리는 시간은 520 sec에서 970 sec로 86.5% 증가하였고, 32.5 °C에서 40.0 °C로 실내온도를 높일 경우 15.0 °C에 도달하는데 걸리는 시간은 970 sec에서 1340 sec로 38.1% 증가하였다. 즉 실내온도가 증가할수록 냉방속도가 감소하는 이유는 실내온도 증가에 따라 듀얼 냉방시스템이 제거해야 할 냉방 부하가 증가하기 때문이다.<sup>(14)</sup>

Fig. 7은 냉매량 1.5 kg에서 실내온도변화에 따른 듀얼 냉방시스템의 냉방 용량 및 성능계수(COP)를 나타낸다. 실내온도가 25.0 °C에서 40.0 °C로 증가할수록 냉방용량은 19.1 kW에서 20.5 kW로 7.3% 증가했으나 냉방성능(COP)는 5.04에서 4.69로 7.0% 감소하였다. 이러한 이유는 실내온도 증가에 따른 냉방부하의 증가로 인하여 압축기 일이 3.8 kW에서 4.4 kW로 15.8W증가했기 때문이다.<sup>(12)</sup>

#### 4. 결 론

본 연구는 열대지방 및 혹서기 조건에서 사용하는 특수목적형 자동차용 에어컨 시스템의 성능특성을 파악하는 것이다. 이를 위하여 R-134a를 사용하는 듀얼 냉동사이클을 구성하였고 냉매량을 1.3kg, 1.5kg, 1.7kg로 변화시켜가면서 혹서기 조건인 외기온도 40.0 °C에 사용 가능한 최적 냉동사이클을 설계하였고 실내 온도변화에 따른 성능을 분석하여 다음과 같은 결과를 얻었다.

(1) 듀얼 냉방시스템의 압축비는 냉매량 1.5kg에서 3.67로 냉매량 1.3kg과 1.7kg에서 압축비인 4.0과 4.42에 비하여 낮게 나타났으며, 듀얼 냉각시스템의 냉각속도 및 압축기 토출압력을 고려하여 최적 냉매량을 1.5kg으로 선정하였다.

(2) 외기온도 40.0 °C 및 냉매량 1.5kg에서 듀얼 냉동사이클은 초기 가동 시 실내온도에 상관없이 공기 온도가 급격히 떨어지는 구간이 존재하며, 실내온도가 높아질수록 그 구간이 증가하였다.

(3) 실내온도가 25.0 °C에서 32.5 °C로 증가할 경우 15.0 °C에 도달하는데 걸리는 시간은 520 sec에서 970 sec로 86.5% 증가하였고, 32.5 °C에서 40.0 °C로 증가할 경우 15.0 °C에 도달하는데 걸리는 시간은 970 sec에서 1340 sec로 38.1% 증가하였다.

(4) 실내온도가 25.0 °C에서 40.0 °C로 증가할수록 냉방용량은 19.1 kW에서 20.5 kW로 7.3%증가했으나 냉방성능 (COP)는 5.04에서 4.69로 7.0%감소하였다.

#### 후 기

본 논문은 동아대학교 교내연구비 지원에 의하여 연구되었음.

#### 참고문헌 (References)

- (1) Yoon, S. H., Park, J. Y., Son, D. Y., Choi, Y. H. and Park, K. S., 2014, "A Numerical Study of Automotive Indoor Thermal Comfort Model According to Boarding Conditions and Parameters Related to HVAC," *Trans. Korean Soc. Mech. Eng. A*, Vol. 38, No. 9, pp. 979~988.
- (2) Jang, E. Y., Lee, J. W. and Lee, S. H., 2012, "Numerical Study of Thermal Comfort in a Vehicle Compartment Using the EHT model," *Proceedings of the KSME 2012 Annual Spring Conference*, pp. 130~131.
- (3) Won, J. P., 2010, "Response to the Convention on Climate Change Replacement Car Air Conditioning System Refrigerant Technology Trends," *Magazine of the SAREK*, Vol. 39, No. 2, pp. 10~16.
- (4) Cho, H. H., Lee, H. S. and 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.
- (5) Kim, S. C., 2013, "Performance Characteristics of Vehicle Air Conditioning System Using Internal Heat Exchanger with Inner Fin," *Journal of the Korea Academia-Industrial Cooperation Society*, Vol. 14, No. 1, pp. 69~73.
- (6) Shin, Y. C., Kim, T. J. and Cho, H. H., 2014, "Comparison of Exergy in a Refrigerating System Using R404A and R134a for a Refrigeration Truck with Operating Conditions," *Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering*, Vol. 26, No. 11, pp. 497~503.
- (7) Lee, M. Y., Won, J. P., Lee, D. Y. and Cho, C. W., 2011, "Study on the Performance Characteristics of the Roof Mounted Electrical Air Conditioning System Using Inverter Scroll Compressor," *Journal of the Korea Academia-Industrial Cooperation Society*, Vol. 12, No. 10, pp. 4308~4313.

- (8) SANDEN Co., "SD7H15 & SD7L14 Series," [Online] Available World Wide Web: <<http://www.sanden.com/I1NT7UT8.html#SD Series>>
- (9) Danfoss Co., "Counterfeit Products Brochure T2/TE2," [Online] Available World Wide Web : <<http://products.danfoss.com/productrange/documents/refrigeration/thermostatic-expansion-valves>>
- (10) World Weather Information Service, *World Meteorological Organization*, [Online] Available World Wide Web : <<http://worldweather.wmo.int/en/home.html>>
- (11) Chang, Y. S., Shin, J. Y. and Ro, S. T., 1994, "Performance of Refrigerator Using R134a, R152a and R22/142b," *Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering*, Vol. 6, No. 1, pp. 39~46.
- (12) Choi, E. S. and Park, I. G., 1998, "Effects of Charged Mass of Refrigerant on the Performance of a Home Air-conditioner," *Proceedings of the SAREK 1998 Winter Annual Conference*, pp. 204~208.
- (13) Lee, J. H., Kim, Y. J., Park S. K., Lee, J. C. and Kim, Y. J, 2006, "Effects of the Discharge Angle Variation of 4-Way Cassette A/C on the Indoor Thermal Comfort," *Journal of the Korean Society for Fluid Machinery*, Vol. 4, No. 2, pp. 1055~1058.
- (14) ASHRAE, 2013, *Handbook of Fundamentals*, American Society of Heating, Refrigeration and Air Conditioning Engineers, Atlanta, pp. 17.8~17.10.