

CO₂ 자동차 에어컨 시스템의 최적 고압 설정 알고리즘 개발에 관한 연구

이종봉* · 이준경

경남대학교

Development of Optimum High Pressure Algorithm for a Transcritical CO₂ Mobile Air-Conditioning System

Jong Boong Lee* · Jun Kyoung Lee

School of Mechanical Engineering and Automation, Kyungnam University, Gyeongnam 631-701, Korea
(Received 19 October 2007 / Accepted 9 January 2008)

Abstract : This paper deals with the optimum high pressure control algorithm for a transcritical CO₂ mobile air-conditioning system with belt-driven compressor to achieve the maximum COP. The experiments were performed to find out the maximum COP conditions with various operating conditions. The experimental results showed that the COP was increased and then decreased with increase of the refrigerant high pressure for the system. Therefore the value of high pressure which has maximum COP could be selected. Furthermore, the strong (linear) relation between the optimum high pressure and the gas cooler outlet temperature was revealed, which suggests the use of a simple controller with only one parameter for the transcritical CO₂ cycle.

Key words : Mobile air conditioning system(자동차 에어컨), Transcritical CO₂ cycle(초임계 이산화탄소 사이클), Coefficient of performance(성적계수), Control algorithm(제어 알고리즘)

Nomenclature

COP	: coefficient of performance	[-]
h	: enthalpy	[KJ/kg]
P	: pressure	[bar]
Q	: cooling capacity	[kW]
RH	: relative humidity	[%]
T	: temperature	[°C]
V	: velocity	[m/s]
W	: volume flow rate	[m ³ /s]
w	: work	[kW]

Subscripts

G/C	: gas cooler
Eva	: evaporator
S	: entropy

1. 서론

온실가스에 의한 지구온난화 문제에 세계가 공동으로 대처하기 위해 1997년 교토의정서(Kyoto Protocol)를 채택, 지구온난화 지수가 높은 HFC계 냉매를 배출가스 억제물질로 분류하였다. 이후, 유럽공동체 위원회에서는 플루오르화 온실 가스에 대한 규제 제정(Regulation on certain fluorinated greenhouse gases)이 추진되어, 신개발 승용차 및 소형 상용차를 대상으로 온난화지수(GWP)가 150 이상인

*Corresponding author, E-mail: jblee99@kyungnam.ac.kr

플루오르화 온실 가스(즉, 현재의 HFC-134a)를 사용하는 에어컨 시스템에 대한 최대 누출량을 년차별로 규제하고, 2011년 형식승인차량 및 2017년 신차에 대한 규제가 이루어질 것으로 예정되어 있어, 이를 대체할 수 있는 냉매를 사용하는 에어컨 시스템에 대한 연구는 필수적이다.

대체냉매 중 가장 눈에 띄는 냉매는 자연냉매인 CO₂이고, 이는 무해하고, 독성이 없으며, 화학적으로 안정적이어서 플루오르화 온실가스에 대한 규제에서 자유롭다. 또한 증기 상태의 비중량과 잠열이 크기 때문에 체적 대비 냉방 용량(22,545 kJ/m³ at 0 °C)이 HFC 냉매들 보다 310배 정도 높기 때문에 기존의 HFC-134a를 대체할 수 있는 차세대 냉매로써 각광받고 있다.¹⁻⁶⁾

그러나 CO₂의 임계온도는 31.1°C이고, 대기 온도보다 낮은 임계 온도를 가지는 냉매는 대기로의 열방출 과정에 있어, 응축과정을 거치지 않고, 대신 초임계 상태에서의 단상 가스냉각 과정을 거쳐 열방출을 하게 된다. 초임계 상태에서는 포화(saturation) 조건은 존재하지 않고, 압력과 온도가 독립적인 관계가 된다. 따라서 고압부의 조절을 통해 냉각 용량 및 압축일 그리고 시스템 성능계수(COP)에 영향을 줄 수 있게 된다.

Fig. 1은 CO₂사이클의 P-h 선도 예를 나타내고 있다. 시스템의 고압이 P이고, 대기의 온도가 35°C이며, 단위 질량당 냉방 용량과 압축일이 각각 q와 w로 나타나고 있다. 대기의 온도가 일정할 때, 고압이 P₁으로 떨어졌다고 하면, q와 w는 각각 q₁과 w₁으로 감소하고, 반대로 P₂로 높아졌을 때는 각각 q₂와 w₂로 증가하게 된다. 따라서 냉방 용량 변화(dq)와 압축일 변화(dw)의 비인 시스템 COP는 고압의 변화에 따라 증가할 수도 감소할 수도 있는 것이다.

1928년, Inokuty⁶⁾는 초임계 냉매 사이클에 대해, 최대 COP를 가지는 최적 고압을 찾는 방법을 선도로부터 구하는 방법을 보여주었다. 즉, 특정한 고압 조건에 대해, 등온선도의 기울기가 등엔트로피의 기울기와 COP의 곱과 같은 경우에 대해, 최대 COP를 얻을 수 있다(Fig. 1). 이를 식으로 나타내면 다음과 같다.

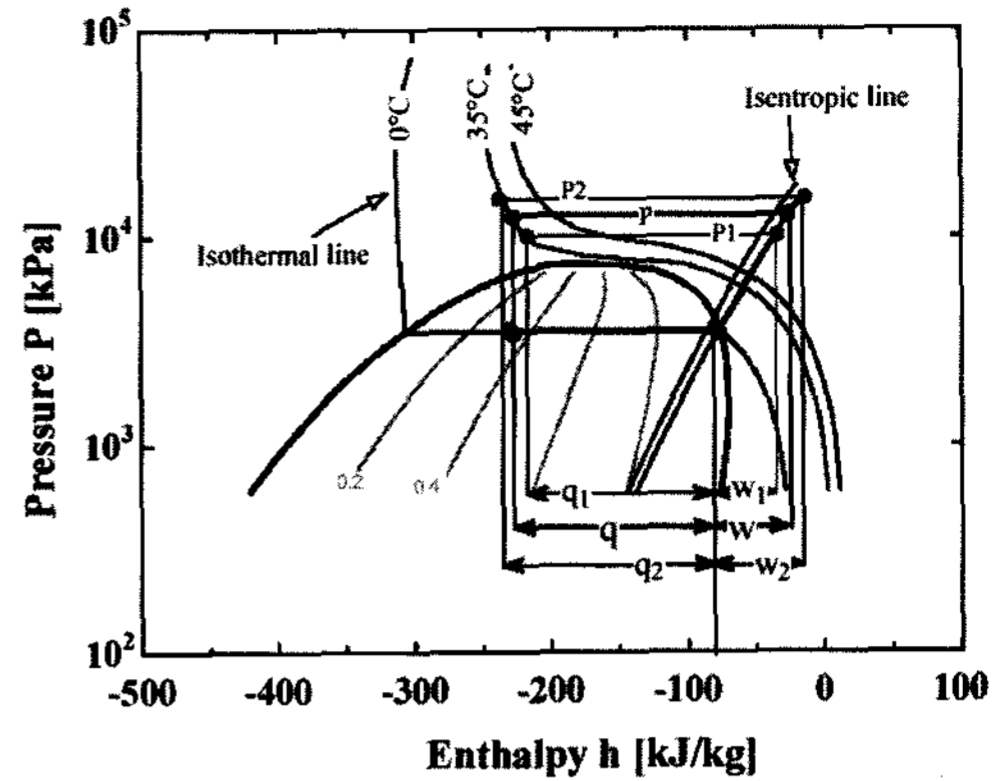


Fig. 1 Effect of high pressure on transcritical CO₂ air conditioning system performance

$$\left. \frac{dq}{dp} \right|_T = COP \cdot \left. \frac{dw}{dp} \right|_s \quad (1)$$

그러나 위의 방법은 시간이 너무 많이 소요되고, 실제 시스템의 경우에 등온이나 등엔트로피는 거의 나타나지 않는다.^{7,8)} 따라서 최대 COP를 얻기 위한 조건은 실험을 통해서 찾는 것이 효과적이라 할 수 있다.

McEnaney 등⁹⁾은 CO₂시스템에서 성능계수를 최적으로 제어하기 위해 가스냉각기(gas cooler) 출구 냉매온도에 따른 압축기의 토출압력을 도표화하여 최적 성능계수를 갖도록 시스템을 제어 할 것을 제안하였고, 이러한 방법으로 CO₂시스템에서 대략 20%의 성능계수를 향상시켰다. 그러나 시험 조건이 한정적이고, 시스템의 주요 구성 부품이 변경되었을 경우에는 그대로 적용할 수 없다는 단점이 있다. Kim et al.¹⁰⁾은 전동식 압축기 이용 CO₂시스템에 대해, 최대 COP를 얻을 수 있는 조건으로 가스 냉각기 출구 냉매 온도와 가스 냉각기 출구 압력과의 관계가 선형적인 관계임을 제시하였다. 그러나 그 조건이 제한적이고, 전동식 압축기의 경우도 개발이 진행 중인 것으로, 그 결과를 일반화하기에는 무리가 있다. 또한 현재 완제품의 개발이 완료된 벨트 구동 왕복동식 압축기를 이용한 시험 결과가 적용 및 활용에 있어 큰 의미를 가질 수 있을 것이다.

그러므로 본 연구에서는 우리나라의 기후 조건을 고려한 보다 다양한 시험 조건을 바탕으로, 벨트 구동 가변식 압축기를 이용한 실험 결과를 해석하

고, 그 결과를 이용하여 CO₂시스템에 대한 최대 COP를 얻을 수 있는 조건을 찾는 고압 설정 알고리즘을 제시하고자 한다.

2. 실험 장치 및 실험 방법

본 연구에서는 자동차용 CO₂ 에어컨 시스템의 성능을 측정하기 위한 실험 장치를 Fig. 2와 같이 제작하였다. 성능평가 실험 장치의 전체 구성은 벨트 구동 가변식 압축기, 오일분리기, 가스냉각기, 팽창밸브, 증발기, 어큐뮬레이터, 그리고 내부 열교환기로 구성되어 있다. 각각의 구성 부품에 대한 상세 사양은 Table 1과 같다. 성능평가는 에어컨 칼로리미터에서 핵심 구성부품 성능 시험과 에어컨 시스템의 성능 시험을 동시에 실시하였다.

실험장치의 압축기 구동장치에서 압축기 회전속도는 고주파 발전형 근접 형태의 태코미터(Tachometer)로 측정하고 인버터 컨트롤(Inverter Control)에 의해서 회전수를 제어하는 방식으로서, 연속 측정 및 제어가 가능하도록 하였다.

또한 Coriolis 타입의 0.15%의 정밀도와 680 kg/h 까지 측정 가능한 질량유량계를 내부열교환기 고압측 출구와 팽창밸브 입구사이의 구간에 설치하여 질량유량 측정의 오차를 최소화하였으며, 팽창밸브 근접위치에는 질량유량계에 의한 압력강하 및 온도 측정 오차를 최소화하면서 냉방 사이클 특성에

Table 1 Specifications of each component

Components	Specifications
Compressor	Variable displacement type Reciprocating type Displacement : 33 cc/rev
Gas cooler	Micro-channel, Al tubes 3&4 pass, Parallel flow type Core size(mm): 698W×372H×16D Frontal area: 0.26 m ²
Evaporator	Micro-channel, Al tubes 7-pass, Parallel flow type Core size(mm): 220W×190H×90D Frontal area: 0.042 m ²
Internal heat exchanger	Micro-channel, counter flow length 0.2 m
Expansion device	Manually controlled expansion valve

대해서 보다 정확히 계산하기 위하여 온도센서와 압력센서를 각각 장착하였다.

가스냉각기와 증발기 항온항습 실내에는 항온기와 가습기를 설치하여 전면에서 유입되는 공기 온도와 습도를 항상 일정하게 유지, 제어가 가능하도록 하였다. 또한 가스냉각기, 내부열교환기, 증발기의 입구와 출구에는 절대압력 160 bar 및 100 bar까지 측정 가능한 정밀도 ±0.1%의 압력센서를 사용하였으며 고압 유동 배관 내에서의 온도측정을 위해 초절연성, 고내압성의 T 타입 열전대들이 측정 개소

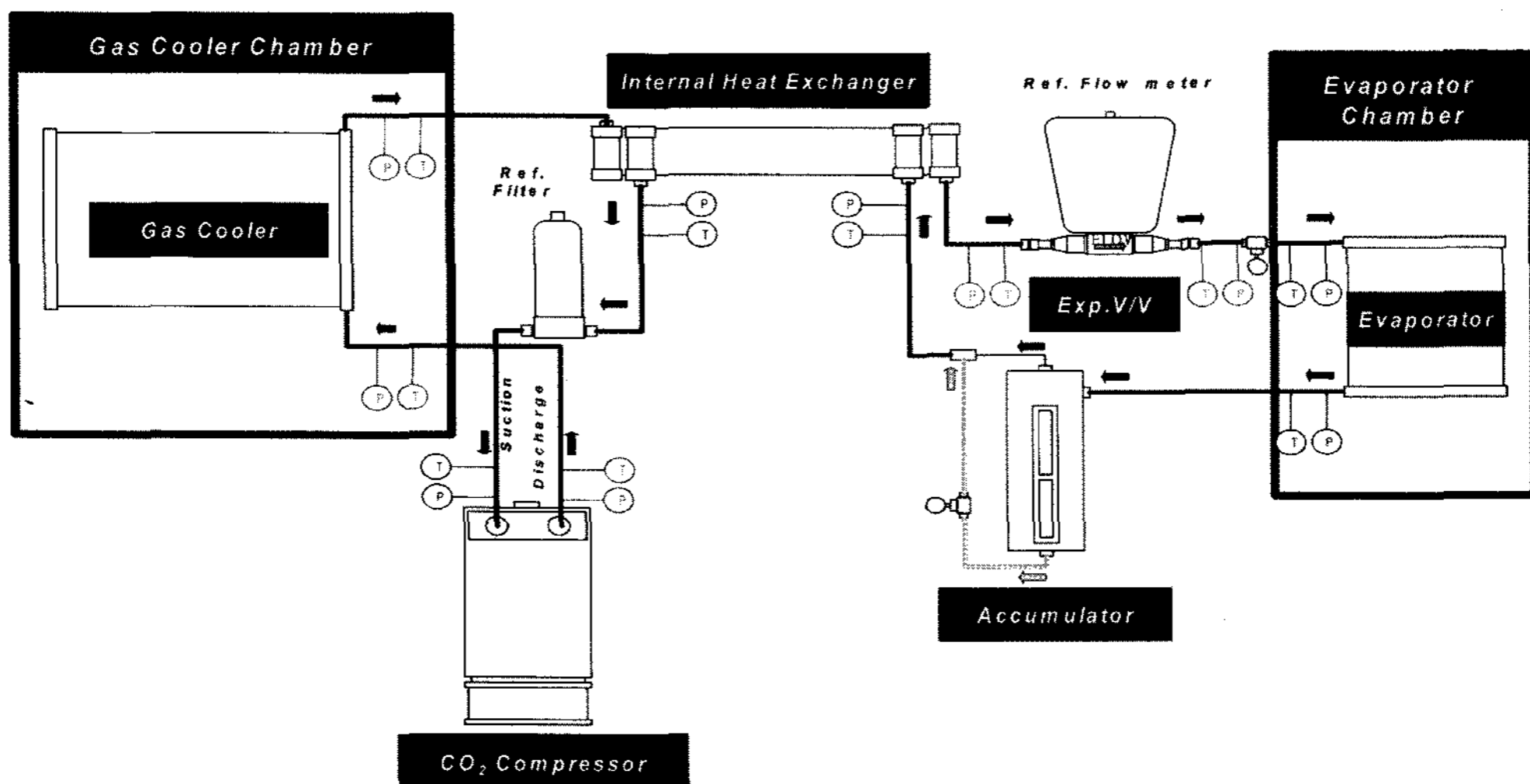


Fig. 2 Schematic diagram of experimental setup for CO₂ air conditioning performance test

의 라인 내에 직접 삽입된 형태로 각각 부착하여 각 상태점에서의 온도와 압력을 측정하였다.

3. 실험 결과

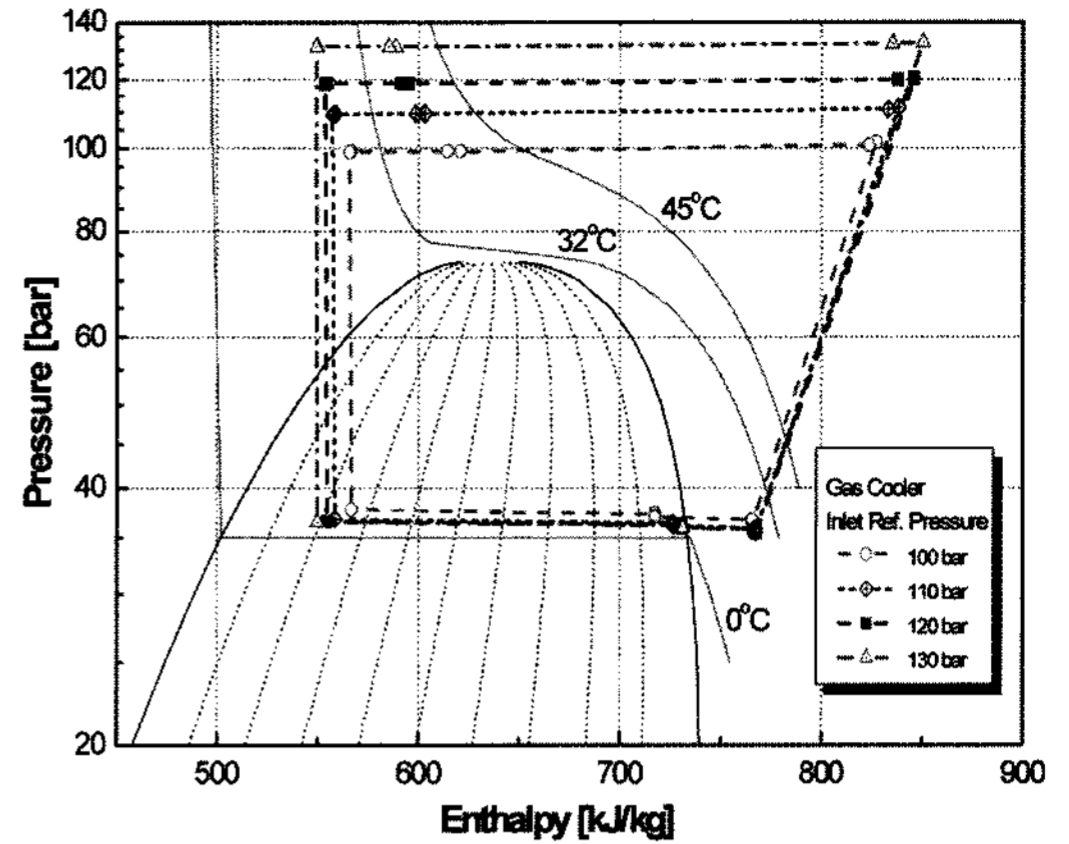
본 연구에서는 여러 조건에서의 최대 COP조건을 찾기 위해서 Table 2와 같은 실험 조건을 만들고 이를 바탕으로 실험을 수행하였다. Table 2의 실험조건은 우리나라의 여름철 실제차량(SUV)에서 관측되는 값들을 바탕으로 구성하였다.

3.1 최적 고압 선정

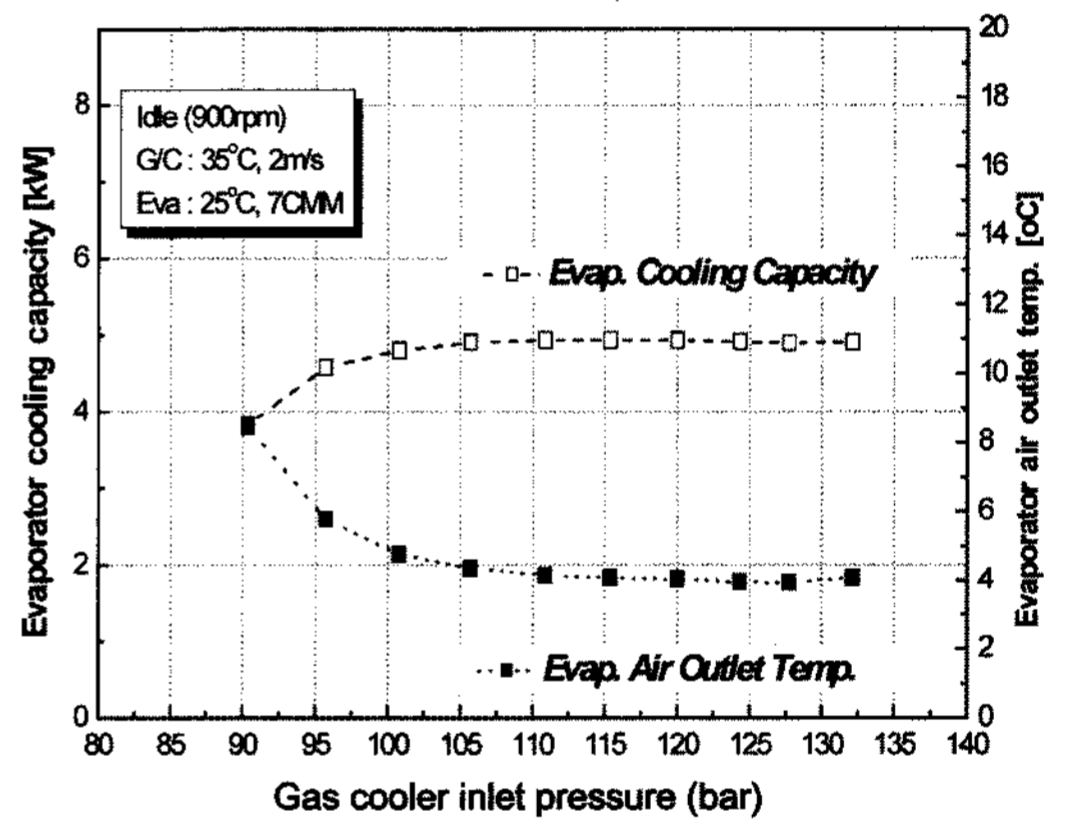
시스템 실험의 최종 목표는 최대의 효율 및 최대의 냉방 성능을 가지는 작동 조건을 찾아내는 것이고, 그러한 조건을 찾기 위해 Table 2의 시험 조건에 대해 가스냉각기 입구의 압력을 변화시켜가면서 실험을 수행하였다. 가스냉각기 및 증발기의 외기 온도 조건을 설정하고, 팽창변의 계도를 조정하여 가스쿨러 입구의 압력을 변화시켰으며, 증발기의 압력은 그에 따라 맞추어지도록 하였다. Fig. 3(a)는 그렇게 변화시켰을 경우에 대한 시스템의 P-h 선도를 나타내주고 있다.

Fig. 3(b) 및 (c)에 시스템 COP 및 냉방성능에 대한 결과를 나타내었다. 시스템 COP의 경우, 대부분의 경우 2.1을 넘고 있으며, 가스냉각기 입구 압력의 변화에 대해 최대의 COP를 가지는 압력이 존재함을 알 수 있다(Fig. 3(c)).

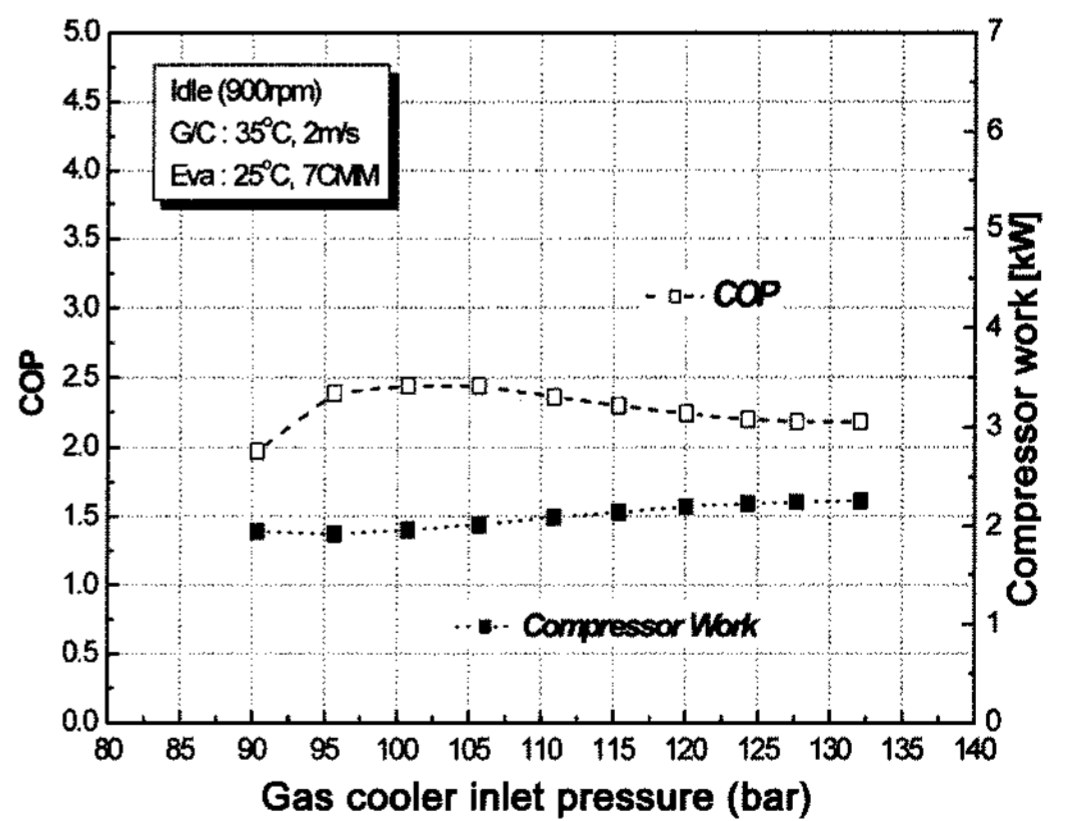
냉방 성능의 경우에는 대부분 5kW를 넘고 있다. 가스냉각기 입구 압력이 증가할수록 냉방 성능도 증가하지만, 어느 이상이 되면 더 이상 증가하지 않는다. 이는 압축기의 운전 특성이 등엔트로피 과정으로 고압이 증가할수록 가스쿨러의 방열량은 증가



(a) P-h diagram



(b) Cooling capacity & evaporator air outlet temperature



(c) COP & compressor work

Fig. 3 System performance for various gas cooler refrigerant inlet pressure
($T_{G/C,inlet} = 35^{\circ}C$, $V_{G/C,inlet} = 2m/s$, $T_{Eva,inlet} = 25^{\circ}C$, $W_{Eva,inlet} = 7m^3/min$, $RH_{Eva} = 50\%$, Comp.speed = 900rpm)

Table 2 Air conditions for system performance test

$T_{G/C,inlet}$ [°C]	RPM	$V_{G/C,inlet}$ [m/s]	RH_{Eva} [%]	$T_{Eva,inlet}$ [°C]	$W_{Eva,inlet}$ [m ³ /min]
27(25)	900	2	50	27(25)	7,4
	1800	3			
35	900	2		35,27(25)	
	1800	3,5			
42(45)	900	2		42(45), 35,27(25)	
	1800	3			

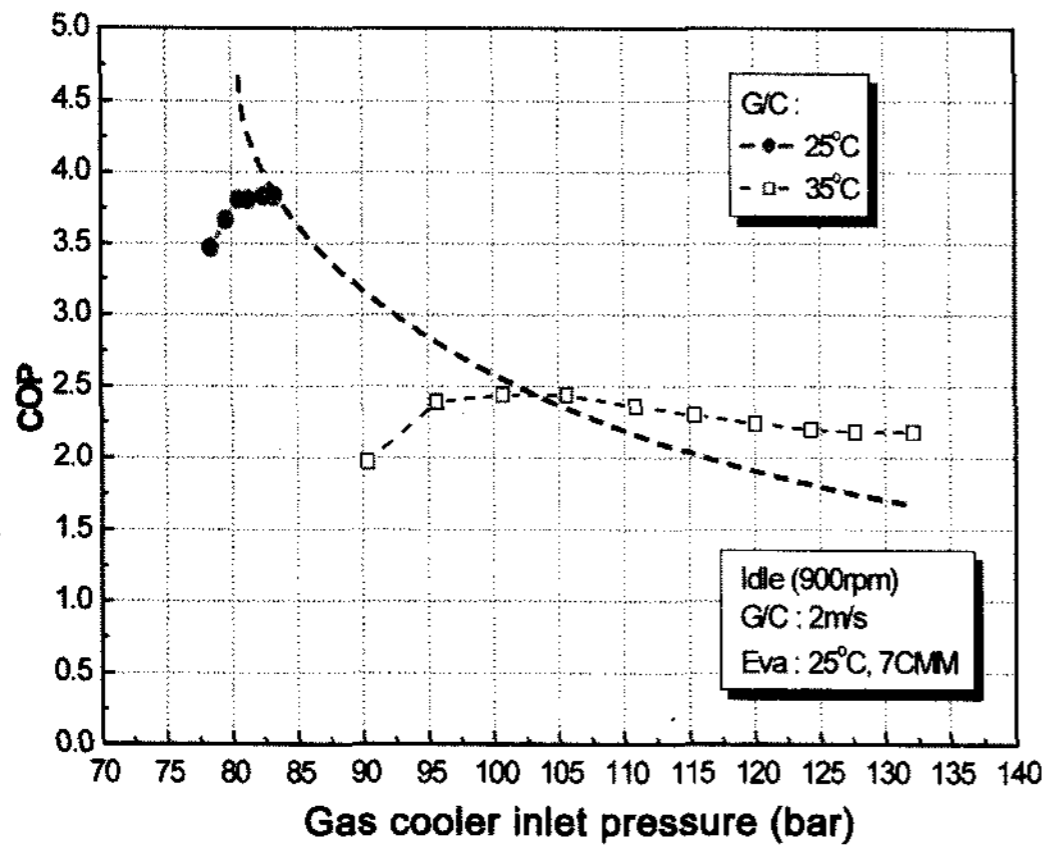


Fig. 4 Effect of gas cooler air inlet temperature
 ($T_{G/C,inlet} = 25, 35^{\circ}\text{C}$, $V_{G/C,inlet} = 2 \text{ m/s}$, $T_{Eva,inlet} = 25^{\circ}\text{C}$,
 $W_{Eva,inlet} = 7 \text{ m}^3/\text{min}$, $\text{RH}_{Eva} = 50\%$, $\text{Comp. speed} = 900 \text{ rpm}$)

하지만, 증발기 냉방 성능은 그다지 증가하지 않기 때문이다.

Fig. 4는 가스 냉각기 외기입구온도의 변화에 따라 COP가 어떻게 변화하는지를 나타내고 있고, 온도가 증가할수록 최대 COP를 가지는 최적 고압도 증가함을 알 수 있다. 또한 낮은 외기 온도일 경우, 고압 변화의 범위도 좁아지고, COP 선도의 변화가 급격함을 알 수 있다. 이 외에도 여러 조건들을 변경시키면서 실험을 수행하였고, 그에 대한 결과는 Lee et al.¹¹⁾에 정리되어 있다. 시스템 실험 결과를 바탕으로, 각각의 운전조건에 대해 최대의 COP를 가지는 최적의 고압 조건이 존재함을 확인하였지만, 냉방 성능과 관련하여서는 최대냉방성능을 나타내는 조건을 찾기 힘들었다. 그러므로 최대 COP를 구현하기 위한 시스템의 설정에 관한 알고리즘의 개발을 중점적으로 다루어 보았다.

4. 시스템 고압 설정 알고리즘

성능에 가장 크게 영향을 미치는 인자는 가스냉각기 입구공기 온도임을 실험 및 기존 연구를 통해서 알 수 있었고,⁹⁻¹¹⁾ 따라서 가스냉각기 출구 냉매의 온도나 가스냉각기 입구공기의 온도를 측정하고, 그에 따라 가스냉각기 입구 또는 압축기 출구의 압력을 변화시켜주면 된다는 것을 알 수 있다. 그러나 측정 지점의 경우, 측정 요소의 정확성과 균일성, 측

정의 용이성을 고려하여 선정해야 하는데, 가스냉각기 입구공기 온도보다는 출구 냉매의 온도를 측정하는 것이 좋다고 볼 수 있다. 즉, 가스냉각기 입구 공기온도의 경우는 가스냉각기 전면에 걸쳐 있는 공기의 온도를 측정하고, 그에 대한 평균값을 이용하는 것으로, 균일한 온도 분포의 공기가 가스냉각기 전면으로 유입되면 문제가 되지 않지만, 보통의 경우, 그렇지 못하고, 따라서 가스냉각기 전면에 걸쳐 다수의 지점에 대한 온도를 측정해 이를 평균해야 하는 번거로움이 있다. 이에 반해, 가스냉각기 출구 냉매온도의 경우, 배관 단면 내 온도는 거의 일정하므로 한 지점에 대해서 온도를 측정하면 되는 간편함이 있다. 따라서 이를 측정하여 시스템 성능 계수가 최대가 되는 가스냉각기 입구 압력을 설정해주면 된다는 것을 알 수 있고, 그러한 개념으로부터 Kim et al.¹⁰⁾은 가스냉각기 출구 냉매 온도와 출구 최적 고압의 관계를 선형적인 관계로 나타내었고, 본 논문에서도 그와 같은 개념으로 Fig. 5와 같은 결과를 얻을 수 있었다.

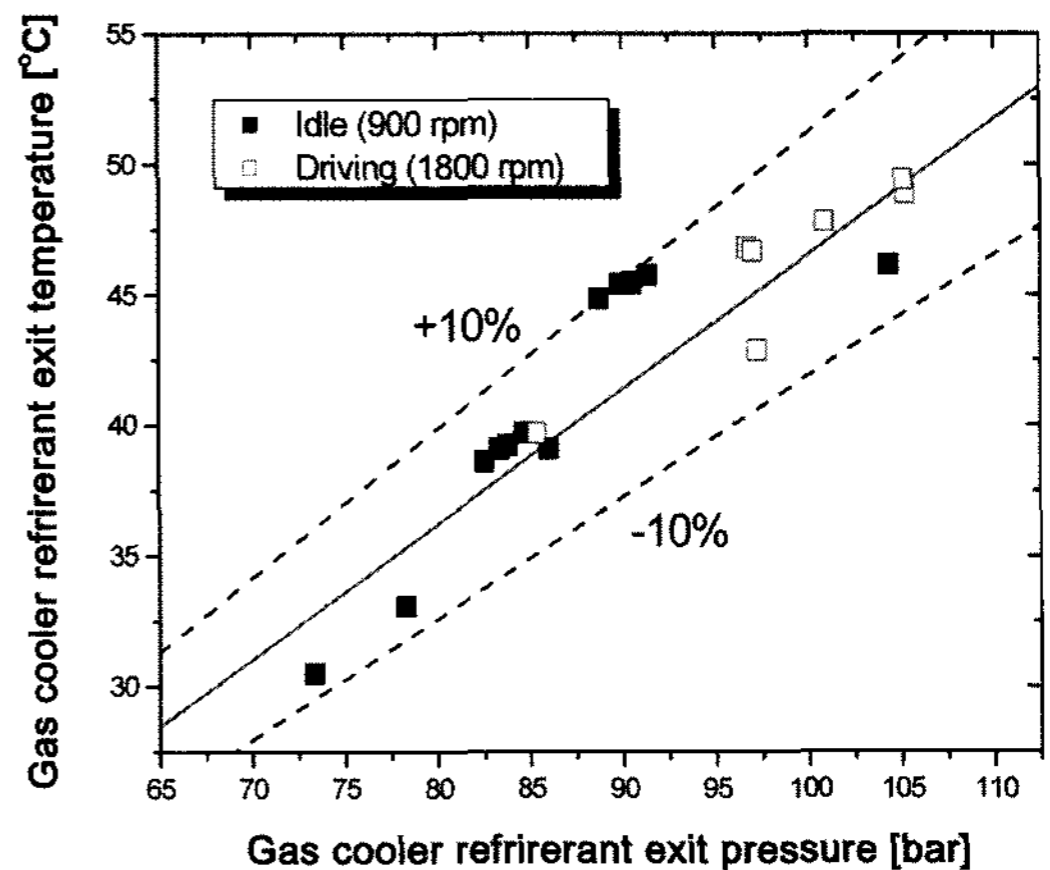


Fig. 5 Relation between refrigerant temperatures and COP-maximizing pressures at gas cooler exit

즉, 각 시험 조건에 대해, 가스냉각기 출구 냉매 온도와 출구 최적 고압의 관계를 나타내었고, 다음의 식과 같은 $\pm 10\%$ 이내에서 선형적인 관계로 나타낼 수 있음을 알 수 있다.

$$P_{opt} \text{ (bar)} = \frac{T_{G/C,ref.outlet} \text{ (}^{\circ}\text{C)} + 5.094}{0.516} \quad (2)$$

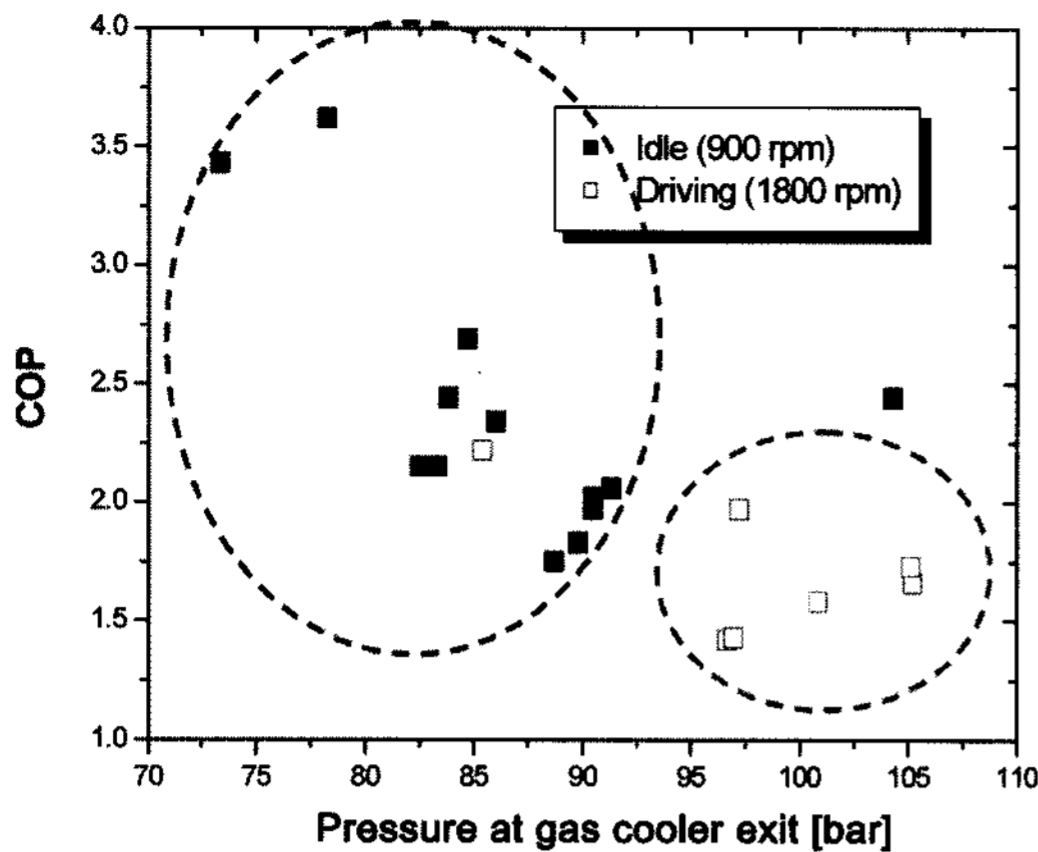


Fig. 6 Maximum COP in each condition

위의 식을 이용하여, 가스냉각기 출구 냉매 온도를 측정하여, 팽창변을 조절, 가스냉각기 출구의 압력을 맞추어주면 된다. 그리고, 전동식 압축기를 사용한 Kim et al.¹⁰⁾과 본 연구의 결과를 통해, 압축기의 특성과는 크게 상관없이, CO₂ 냉방 시스템에 있어 가스 냉각기 출구 냉매 온도와 최적의 고압 관계를 선형으로 표현할 수 있음을 확인할 수 있었다.

최대가 되는 COP와 그 때의 압력을 참고로 Fig. 6에 나타내었다. 차량 정지시 (Idle 시), 시스템의 COP는 대부분 2.0을 넘었으며, 비교적 저압인 경우에 최대 COP 조건이 형성된다. 그러나 차량 운전시 (Driving 시), 시스템의 COP는 떨어지게 되고, 비교적 고압에서 최대 COP 조건이 형성되게 된다. 이는 압축기의 회전수와 가장 큰 연관이 있고, 압축기의 회전수가 큰 경우인 차량 운전시는 COP가 작게 되고, 반대인 상황에서는 COP가 높게 된다.

5. 결론

- 1) 벨트 구동 방식의 차량용 CO₂ 냉방 시스템의 여러 운전 조건에 대해 COP가 최대가 되는 최적 고압이 존재함을 이용하여, 여러 조건에서의 실험을 통해 최고 COP에서의 최적 고압을 찾아내어 정리하였다.
- 2) 가스냉각기 출구 냉매 온도에 대한 가스냉각기 출구 압력과의 관계가 기존의 연구와 유사하게 선형이 될 수 있음을 확인하였고, 그에 대한 관계식을 제시하였다. 그러한 관계식은 전자제어식

의 스크롤 압축기나 벨트구동의 왕복동식 압축기 등 압축기 종류와는 상관없이 성립함을 기존 연구 결과와의 비교를 통해 확인할 수 있었다.

- 3) 본 연구의 결과는 실험 결과를 바탕으로 하여 도출된 것으로, 주요 구성품(증발기나 가스쿨러 등)의 변경시 그 결과를 그대로 사용할 수 없다는 한계가 있다. 그러므로 주요 구성품에 대한 성능 예측 및 그를 바탕으로 한 시스템 성능 예측을 통해, 가스 냉각기 출구 온도와 압력의 선형 관계를 도출하는 것이 좋으며, 그렇게 되면 시험 수행에 필요한 노력을 줄일 수 있다.

후 기

이 연구결과물은 2007학년도 경남대학교 학술진흥연구비 지원에 의한 것입니다.

References

- 1) Montreal Protocol on Substances That Deplete the Ozone Layer, Final Act. United Nation Environment Program, 1989.
- 2) Global Environment Change Report, "A Brief Analysis of the Kyoto Protocol," Vol.9, No.24, 1997.
- 3) G. Lorentzen, "The Use of Natural Refrigerants: a Complete Solution to the CFC/HCFC predicament," Int. J. Refrig., Vol.18, No.3, pp.190-197, 1995.
- 4) J. Pettersen, "An Efficient New Automobile Air-Conditioning System based on CO₂ Vapor Compression," ASHRAE Transactions, Symposia, pp.657-665, 1994.
- 5) K. F. Steven, "Total Environmental Warming Impact (TEWI) Calculations for Alternative Automotive Air-Conditioning Systems," SAE 970526, 1997.
- 6) H. Inokuty, "Graphical Method of Finding Compression Pressure of CO₂ Refrigerating Machine for Maximum Coefficient of performance," Int. Congress of Refrigeration, Rome, pp.185-192.
- 7) K. Kauf, "Determination of the Optimum High Pressure for Transcritical CO₂ Refrigeration

- Cycles,” Int. J. of Ther. Sci., Vol.38, pp.325-330, 1999.
- 8) Y. Hwang, “Comprehensive Investigation of the Carbon Dioxide Refrigeration Cycle,” Dissertation of Univ. of Maryland, 1997.
- 9) R. P. McEnaney and P. S. Hrnjak, “Control Strategy for Transcritical R744 Systems,” SAE 2000-01-1272, 2000.
- 10) S. C. Kim, D. H. Lee, H. S. Lee, J. P. Won, D. W. Lee, and W. S. Lee, “Studies on the Performance Characteristics of Electronically Controlled CO₂ A/C System for Fuel Cell Electric Vehicle (FCEV),” Transactions of KSAE, Vol.16, No.2, pp.150-157, 2008.
- 11) J. K. Lee, D. H. Lee and J. P. Won, “Effects of Operating Parameters on Cooling Performance of a Transcritical CO₂ Mobile Air-Conditioning System,” Transactions of KSAE, Vol.15, No.4, pp.1-9, 2007.