

운전조건 변화가 CO₂ 자동차 에어컨 시스템의 냉방성능에 미치는 영향에 대한 실험적 연구

이 준 경*

경남대학교 기계자동차공학부

Effects of Operating Parameters on Cooling Performance of a Transcritical CO₂ Mobile Air-Conditioning System

Jun Kyoung Lee*

School of Mechanical Engineering and Automation, Kyungnam University, Gyeongnam 631-701, Korea

(Received 26 September 2006 / Accepted 30 January 2007)

Abstract : This paper deals with the research for the effects of the operating parameters that could be used for a transcritical CO₂ mobile air-conditioning system on the cooling performance. The experimental conditions of the performance tests for a system and components such as a gas cooler and an evaporator were suggested to compare the performance of each with the standardized test conditions. And this research presents experimental results for the performance characteristics of a CO₂ mobile air conditioning system with various operating conditions such as different gas cooler inlet pressures and frontal air velocities/temperatures passing through an evaporator and a gas cooler. Experimental results show that the cooling capacity was more than 5kW and coefficient of performance (COP) was more than 2.1, also. Therefore, we checked that the mobile air-conditioning system using CO₂ has good performance compared to that using HFC-134a.

Key words : Mobile air conditioning system(자동차에어컨), Transcritical CO₂ cycle(초임계 이산화탄소 사이클), Cooling capacity(냉방능력), Coefficient of Performance(COP, 성적계수), Operating parameters(운전조건)

Nomenclature

COP : coefficient of performance
Q : cooling capacity
RH : relative humidity
T : temperature
V : velocity
W : volume flow rate

Subscripts

G/C : gas cooler
Eva : evaporator
in : inlet
out : outlet
Ref : refrigerant side

1. 서론

온실가스에 의한 지구온난화 문제에 세계가 공동으로 대처하기 위해 1997년 교토의정서(Kyoto Protocol)를 채택, 지구온난화 지수가 높은 HFC계 냉매

*Corresponding author, E-mail: jklee99@kyungnam.ac.kr

를 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 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 3~10배 정도 높기 때문에 기존의 HFC-134a를 대체할 수 있는 차세대 냉매로써 각광받고 있다.^{1,4)}

그러나 CO₂는 냉매특성상 임계온도가 매우 낮고(31.1°C), 임계압력이 매우 높아(7.38 MPa), 주위 온도가 높은 자동차용 에어컨 시스템 구성시 고압부분은 초임계압력 상태에서 작동되며, 그에 의해 고압측에서는 가스 상태로 존재하므로 수액기(Receiver) 대신 저압측에 기액분리기(Accumulator)를 설치하고, 열부하가 높아졌을 경우 성능저하가 현저하기 때문에 고압측 냉매와 저압측 냉매를 열교환 하는 내부열교환기가 추가로 구성되는 점이 기존의 에어컨 시스템과 다른 점이다(Fig.1).

CO₂는 1900년도 초부터 선박용 냉동시스템에 적용되었지만 고압 시스템이라는 약점 때문에 사용이 되지 않았다가, 지구온난화라는 환경문제가 본격적으로 대두되었던 1990년 초부터 노르웨이의 SINTEF 연구소에서 자동차용 에어컨 시스템의 작동매체로서의 적합성에 대한 연구를 시작하였고,⁴⁾ 이후 유럽, 미국, 일본 등 기술선진국에서는 이산화탄소 에어컨 시스템을 위한 기술개발을 꾸준히 수행하였지만,^{5,7)} 국내에는 아직도 그 연구가 미진한 것이 사실이다.⁸⁻¹⁰⁾

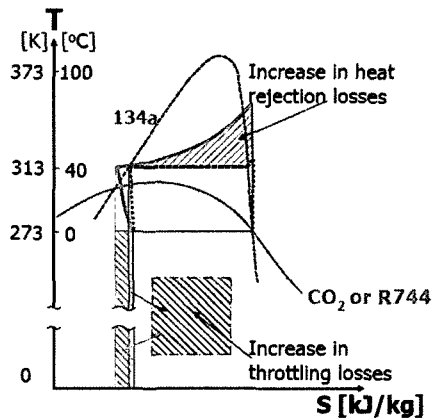


Fig. 1 Comparison of characteristics between HFC-134a and CO₂ cycle

따라서 지구온난화 방지 및 국내 자동차산업의 지속적인 발전과 수출 증대를 위해서는 친환경 자연냉매인 이산화탄소를 이용한 자동차 에어컨 시스템 개발은 반드시 필요하다고 하겠다. 이에 본 연구는 향후 CO₂ 에어컨 시스템 개발에 있어 반드시 필요한 시스템 주요 구성 부품의 성능 시험 조건을 제시하고, 결과를 제시하였다. 그리고 실제 차량 적용에 있어 중요하다고 할 수 있는 다양한 운전조건에 대한 시스템 성능시험을 수행하고, 시스템 성능에 크게 영향을 미치는 인자를 정리, 도출하고자 하였다.

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 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 방식으로, 연속 측정 및 제어가 가능하도록 하였다.

또한 Coriolis 타입의 0.15%의 정밀도와 680 kg/h

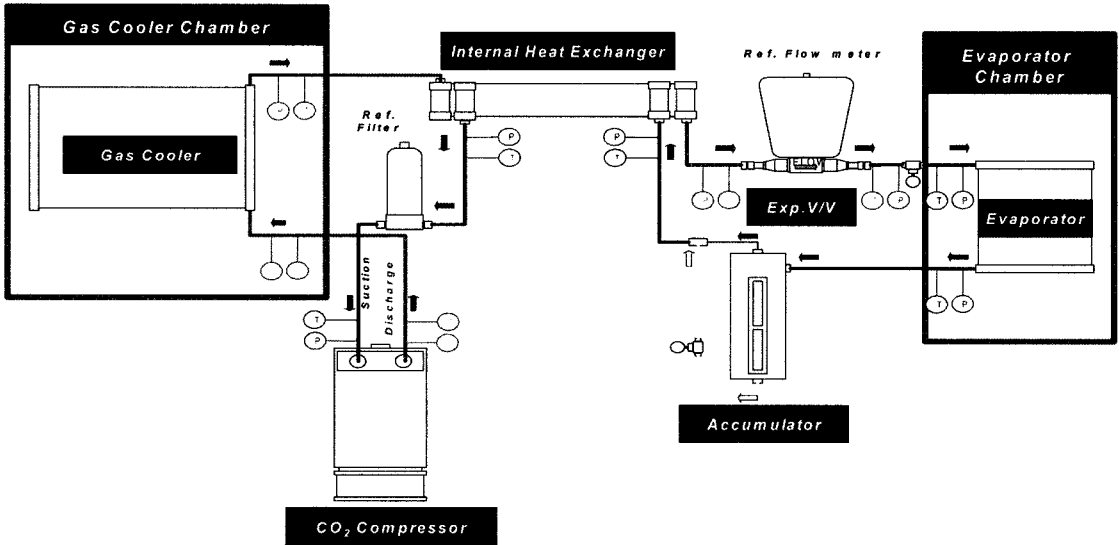


Fig. 2 Schematic diagram of the calorimeter system for air conditioning performance test

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 |

까지 측정 가능한 질량유량계를 내부열교환기 고압 측 출구와 팽창밸브 입구사이의 구간에 설치하여 질량유량 측정의 오차를 최소화하였으며, 팽창밸브 근접위치에는 질량유량계에 의한 압력강하 및 온도 측정 오차를 최소화하면서 냉방 사이클 특성에 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 개소의 라인 내에 직접 삽입된 형태로 각각 부착하여 각 상태점에서의 온도와 압력을 측정하였다.

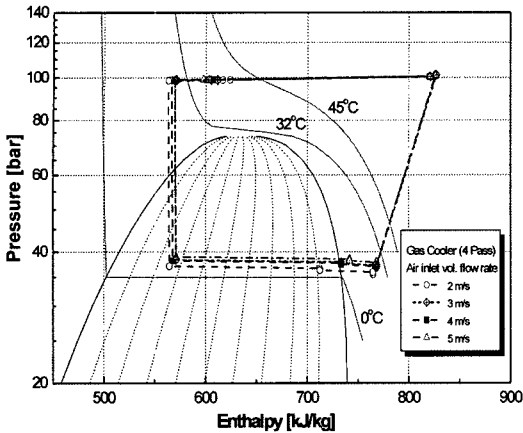
3. 성능 시험 결과

3.1 단품 성능 시험

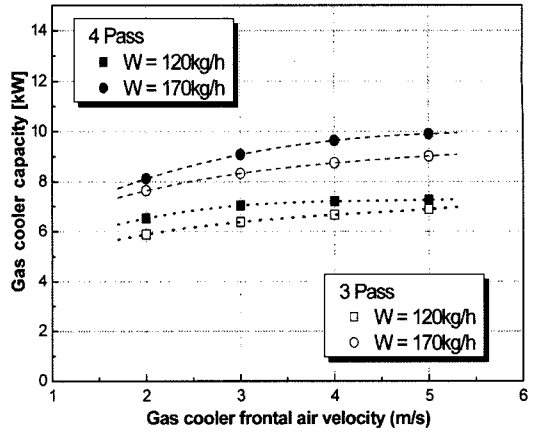
시스템의 운전 조건에 대한 영향을 살펴보기 전에 가스냉각기 및 증발기 각각에 대한 실험을 수행하였다. 그를 위해 단품 시험 조건을 설정할 필요가 있었고, 현재 대부분의 자동차 공조 시스템에서 사용하고 있는 R134a 냉매 사이클의 조건과 유사한 조건을 CO₂ 시스템에서도 반영하여 설정하였다.

3.1.1 가스냉각기

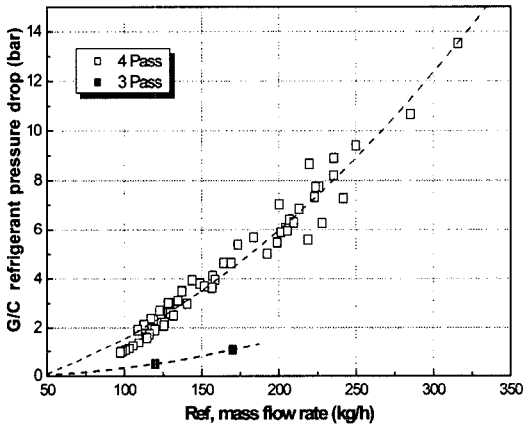
기존 R134a의 경우, 열방출을 하는 응축기에 대해 입구 냉매 과열도 및 과냉도를 각각 25°C 및 5°C 정도로 설정하는 것이 일반적이라고 할 수 있으나, CO₂ 시스템의 경우, 임계점 이상의 영역에서 열방출이 발생하고, 따라서 기존의 설정값들을 이용하기는 불가능하다. 그러므로, CO₂ 시스템에서 가스냉각기의 성능을 가장 잘 표현할 수 있는 조건을 고



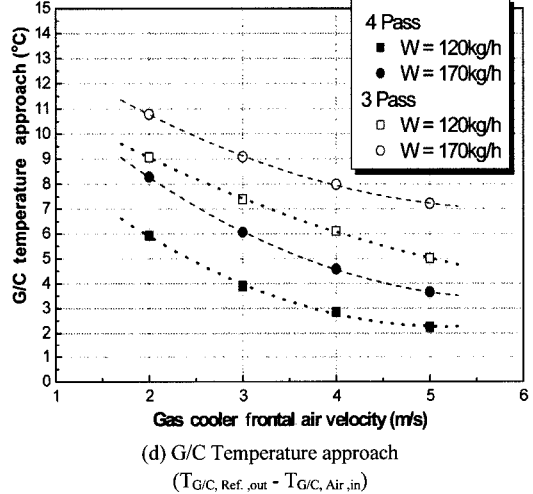
(a) P-h diagram



(b) Heat dissipation



(c) Pressure drop



(d) G/C Temperature approach
($T_{G/C, Ref, out} - T_{G/C, Air, in}$)

Fig. 3 Experimental results for gas cooler performance test (3 & 4 Pass)

려하여 Table 2에 가스 냉각기의 성능 시험 조건을 정리하였고, Fig. 3(a)에 조건에 따른 시험 결과를 P-h 선도에 나타내었다. 그리고 Fig. 3(b), (c) 그리고 (d)에는 가스 냉각기 튜브의 배열이 각각 3열과 4열인 경우에 대하여 시험을 수행하여 얻은 방열량, 압력 강하 그리고 접근 온도(Approach Temperature)를 각각 나타내었다. 여기서 접근 온도는 가스 냉각기 출구 냉매 온도와 가스 냉각기 외기입구 온도와의 차이를 나타내는 것으로, 이에 대한차이가 작을수록 냉매가 가진 열량을 많이 방출할 수 있는 가능성을 나타낸다.

3열 보다는 4열이 냉매 유로의 길이가 길고, 공기와의 접촉 면적도 크기 때문에 방열량 및 압력강하

Table 2. Test conditions for gas cooler performance test

| Parameters | Conditions |
|----------------------------------|---|
| Air inlet temperature (°C) | 35 |
| Air velocity (m/s) | 2, 3, 4, 5 |
| CO ₂ inlet conditions | T _{in} : 110°C, P _{in} : 100 bar |
| CO ₂ mass flow (kg/h) | 120, 170 |

가 큼을 볼 수 있다(Fig. 3(b), (c)). 접근 온도의 경우도 4열의 경우가 열교환이 더 크기 때문에 작음을 알 수 있다(Fig. 3(d)). 그리고 냉매의 질량 유량이 작으면, 공기와의 접촉시간이 커지기 때문에 접근 온도가 낮아짐을 알 수 있다. 최저 접근 온도가 4열의 경우 2°C에 가까워 성능이 나쁘다고 할 수 없으나,

더 낮출 수 있도록 설계의 개선이 요구된다고 할 수 있다.

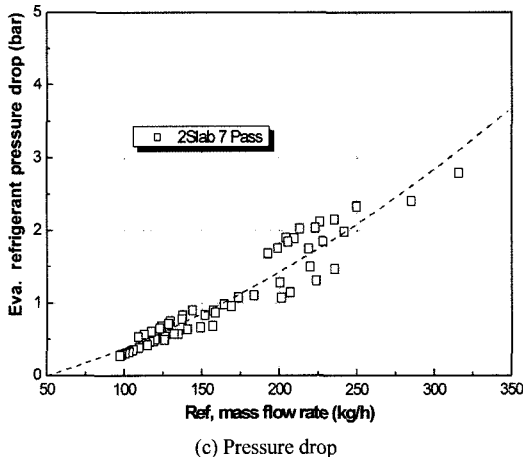
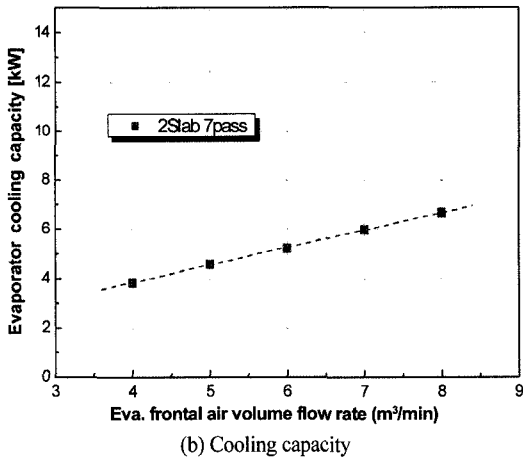
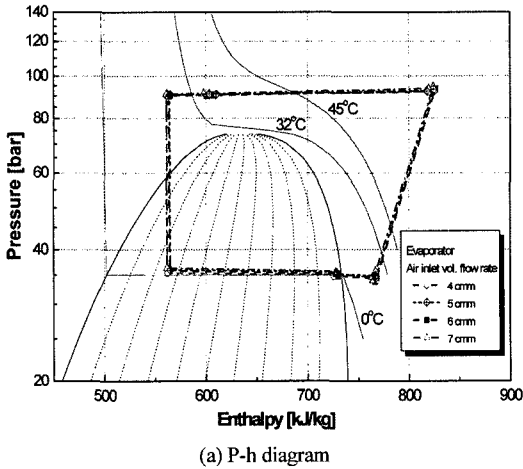


Fig. 4 Results for evaporator performance test

3.1.2 증발기

증발기의 경우, R134a 시스템과 같이 임계점이하에서 차 내부의 열을 흡수하게 되는데, R134a 증발기의 경우는 입구 냉매의 과냉도 및 출구 냉매의 과열도를 각각 5°C 정도로 설정하는 것에 반해, CO₂ 시스템의 경우, 팽창변 입구부와 증발기 출구부에 각각 내부 열교환기가 연결되어 있어, 기존 R134a의 설정치를 사용하기에는 불가능하다. 따라서, 증발기 입구 조건을 설정하기 위해서는 팽창변 입구의 상태를 설정하고, 증발기 출구는 증발기가 최대 냉방 성능을 나타낼 수 있도록 냉매 건도를 1, 출구 냉매 압력을 35 bar로 설정, 냉매의 온도를 0°C로 유지하여 증발기 표면에 서리가 생기지 않도록 하는 조건을 선정, Table 3에 증발기 성능 시험 조건을 정리하였고, Fig. 4(a)에 조건에 따른 시험 결과를 P-h 선도에 나타내었다.

Fig. 4(b) 그리고 (c)에 실험에 따른 증발기 냉방 성능 및 압력강하 결과를 나타내었다. 냉방 성능이 4~7 kW의 범위에 있어 좋은 성능을 가지고 있지만, 폭이 90 mm에 달해 현재의 R134a 증발기보다 2배 이상의 폭을 가지고 있다. 그러므로 증발기의 설계 개선에 의한 성능 개선이 필요하다고 할 수 있다.

단품 성능 시험도 중요하지만, 그것보다는 그러한 주요부품을 연결한 시스템이 자동차에 그대로 장착이 되므로, 실제로 시스템의 통합 성능 시험이 좀 더 중요한 의미를 가진다고 할 수 있다. 그에 본 연구에서는 자동차 운전조건, 차실내 및 외부조건에 따른 에어컨 시스템의 성적계수(COP), 각 요소부품의 열교환량 변화 특성을 파악하고자, 가스냉각기 고압측 압력 변화, 외부 공기온도변화 그리고 증발기 풍량변화 및 입구공기온도변화, 그리고 압축기 속도를 변화시키면서 실험을 수행하였다. Table 4

Table 3 Test conditions for evaporator performance test

| Parameters | Conditions |
|---|---|
| Air inlet temperature (°C) | 25 |
| Air flow rate (m ³ /min) | 4, 5, 6, 7 |
| CO ₂ Inlet conditions | 30 oC / 90 bar (Expansion valve inlet) |
| CO ₂ Outlet vapor fraction | 0.95 ~ 1 |
| Evaporation outlet CO ₂ pressure (bar) | 35 |

Table 4 Conditions for system performance test

| TG/C, inlet [°C] | RPM | VG/C, inlet [m/s] | RHEva [%] | TEva, inlet [°C] | WEva, inlet [m ³ /min] |
|------------------|------|-------------------|-----------|------------------|-----------------------------------|
| 27(25) | 900 | 2 | 50 | 27(25) | 7,4 |
| | 1800 | 3 | | | |
| 35 | 900 | 2 | | | |
| | 1800 | 3,5 | | | |
| 42(45) | 900 | 2 | | | |
| | 1800 | 3 | | | |

4에 그러한 실험 변수의 변화를 정리하였다.

3.2 시스템 성능 시험 결과

시스템 성능에 영향을 미치는 인자를 찾아내는 것 외에, 최대의 효율 및 최대의 냉방 성능을 가지는 작동 조건을 찾아내기 위해 Table 4의 각 변수를 변화시켜가면서 실험을 수행하였다. 가스쿨러 및 증발기의 외기 조건을 설정하고, 팽창변의 궤도를 조정하여 가스쿨러 입구의 압력을 변화시켰으며, 증발기의 압력은 그에 따라 맞추어 지도록 하였다. Fig. 5는 그렇게 변화시켰을 경우에 대한 시스템의 P-h 선도도에 대한 예를 나타내주고 있다.

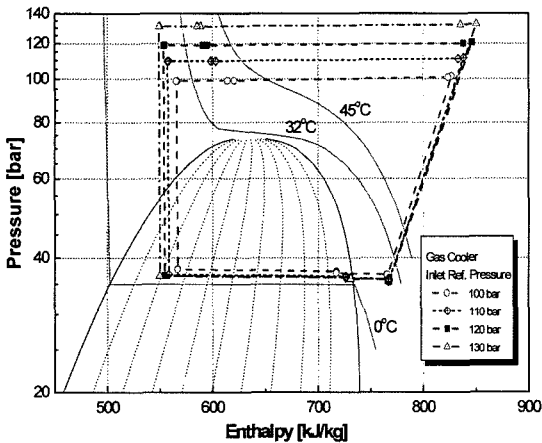
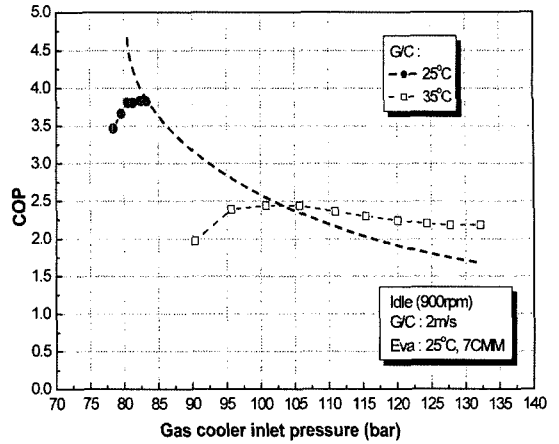


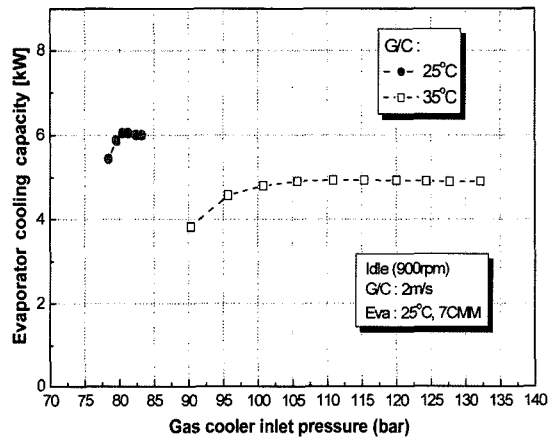
Fig. 5 P-h Diagram ($T_{G/C, \text{inlet}} = 35^\circ\text{C}$, $V_{G/C, \text{inlet}} = 2 \text{ m/s}$, $T_{Eva, \text{inlet}} = 25^\circ\text{C}$, $W_{Eva, \text{inlet}} = 7 \text{ m}^3/\text{min}$, $RHEva = 50\%$, $\text{Comp. speed} = 900 \text{ rpm}$)

3.2.1 가스냉각기 입구공기온도 변화의 영향

외기의 온도에 따라 가스 냉각기 입구공기온도는 변하게 되고, 이에 대한 영향을 살펴보았다. 다른 모



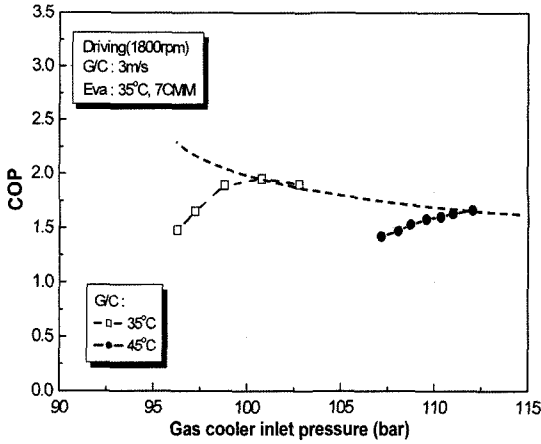
(a) COP



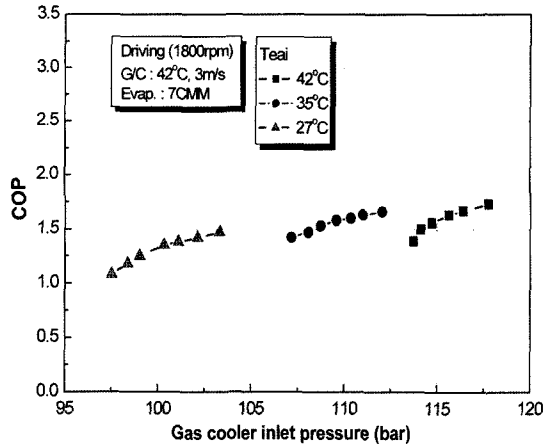
(b) Cooling capacity

Fig. 6 Effect of Gas cooler Air inlet Temperature ($T_{G/C, \text{inlet}} = 25, 35^\circ\text{C}$, $V_{G/C, \text{inlet}} = 2 \text{ m/s}$, $T_{Eva, \text{inlet}} = 25^\circ\text{C}$, $W_{Eva, \text{inlet}} = 7 \text{ m}^3/\text{min}$, $RHEva = 50\%$, $\text{Comp. speed} = 900 \text{ rpm}$)

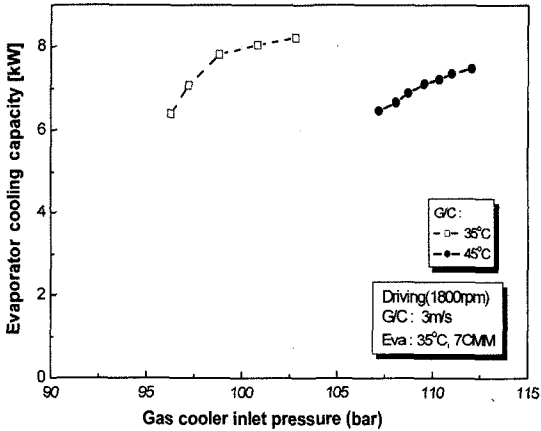
든 조건은 동일하게 하고, 입구 공기온도가 25 및 35 °C 그리고 35 및 45°C로 변화했을 때, 각각의 COP 및 냉방 성능을 Fig. 6 및 Fig. 7에 나타내었다. 외기의 온도가 증가할수록 COP와 냉방 용량은 감소하게 된다. 이것은 외기 온도가 증가할수록 가스 냉각기와의 열교환이 작아지고, 그에 의해 냉방 성능도 감소하기 때문이다. 각각의 외기 온도 조건에 대해 최대 COP가 존재하고 이것이 최적의 압력값이다. Fig. 6(a) 및 Fig. 7(a)에 나타난 바와 같이 외기의 온도가 증가할수록 최적 고압도 증가함을 알 수 있다. 또한 낮은 외기 온도일 경우, COP 선도의 변화가 급격함을 알 수 있다.



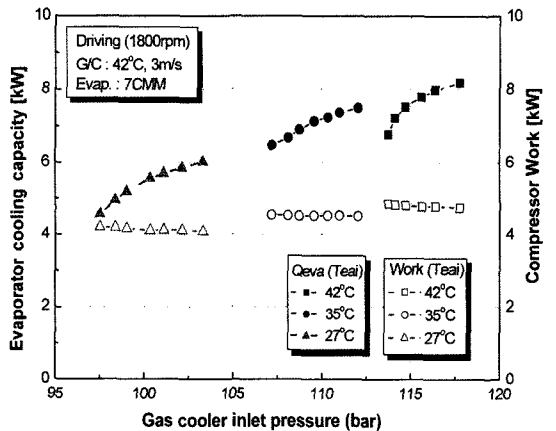
(a) COP



(a) COP



(b) Cooling capacity



(b) Cooling capacity

Fig. 7 Effect of Gas cooler Air inlet Temperature (2) ($T_{G/C, \text{inlet}} = 35, 45^\circ\text{C}$, $V_{G/C, \text{inlet}} = 3 \text{ m/s}$, $T_{\text{Eva, inlet}} = 35^\circ\text{C}$, $W_{\text{Eva, inlet}} = 7 \text{ m}^3/\text{min}$, $\text{RH}_{\text{Eva}} = 50\%$, Comp. speed = 1800 rpm)

Fig. 8 Effect of Evaporator Air inlet Temperature ($T_{G/C, \text{inlet}} = 42^\circ\text{C}$, $V_{G/C, \text{inlet}} = 3 \text{ m/s}$, $T_{\text{Eva, inlet}} = 42, 35, 27^\circ\text{C}$, $W_{\text{Eva, inlet}} = 7 \text{ m}^3/\text{min}$, $\text{RH}_{\text{Eva}} = 50\%$, Comp. speed = 1800 rpm)

냉방 성능과 관련해서는 고압이 증가할수록 냉방 성능은 증가하고, 더욱 증가할수록 더 이상 냉방 성능이 증가하지 않음을 알 수 있다. 이를 통해 최대 냉방 성능을 가지는 최적 압력은 존재하지 않음을 알 수 있다.

3.2.2 증발기 입구공기온도 변화의 영향

외기에 따라 증발기 입구공기온도도 변하게 되고, 따라서 이에 대한 영향도 살펴보았다. 가스 냉각기 입구 공기의 온도를 42°C로 고정시키고, 증발기 입구 공기 온도를 42, 35 및 27°C로 변화시키며 실험을 수행하였고, 그 결과를 Fig. 8에 나타내었다. 증발

기 외기 온도가 증가할수록 COP 및 냉방성능은 증가하게 된다. 그러나 외기 온도의 변화에 대해 COP의 변화량은 크지 않음을 알 수 있다(Fig. 8(a)). 그에 반해 냉방 성능은 외기 온도가 증가할수록, 증가함을 알 수 있다(Fig. 8(b)). 이는 증발기 외기의 온도가 증가함에 따라 냉매와의 온도차가 커지게 되고, 그에 의해 열교환량이 커져서 냉방성능이 커지게 되는 것으로 볼 수 있다. 그리고 증발기 외기의 온도가 커짐에 따라 열교환량이 증가하며, 그에 따라 시스템 내의 냉매 질량 유량도 증가하기 때문에, 그에 따른 압축기 일의 증가로, 시스템 COP의 증가는 그리 크지 않음을 알 수 있다.

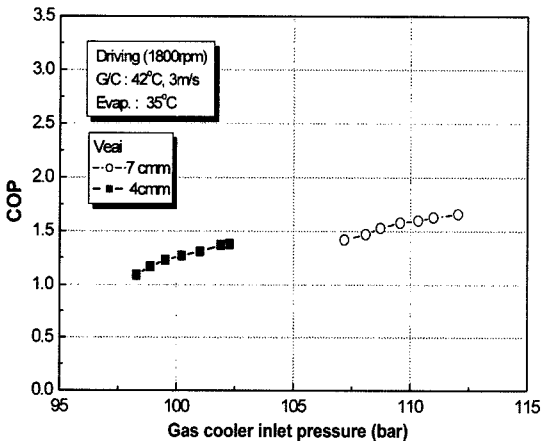
3.2.3 증발기 입구공기속도 변화의 영향

운전자의 세팅치에 따라 증발기 입구 공기 속도는 달라지게 되고, 여기서는 그의 변화에 따른 영향을 살펴보았다. 4.2 절의 증발기 입구공기온도 변화의 영향과 유사한 결과를 얻을 수 있었다(Fig. 9). 이는 증발기 입구 풍량이 증가하여, 증발기 쪽의 열전달량이 증가하게 됨에 따라서 나타나는 결과이고, 결과적으로 증발기 입구 공기 온도가 커져서 열전달량이 증가하는 것과 정성적으로 같으므로, 그러한 경향이 같게 된다.

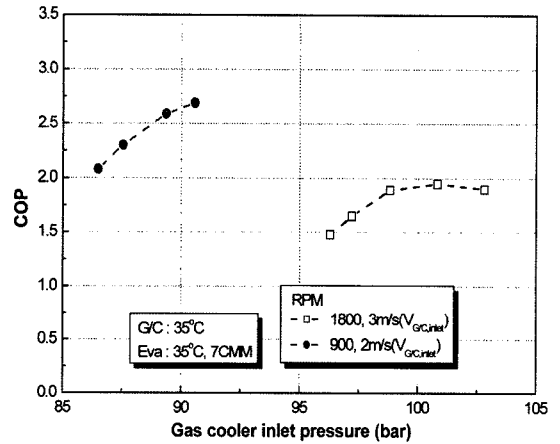
3.2.4 압축기 회전속도변화의 영향

차량의 속도에 따라 엔진의 회전속도가 변하고,

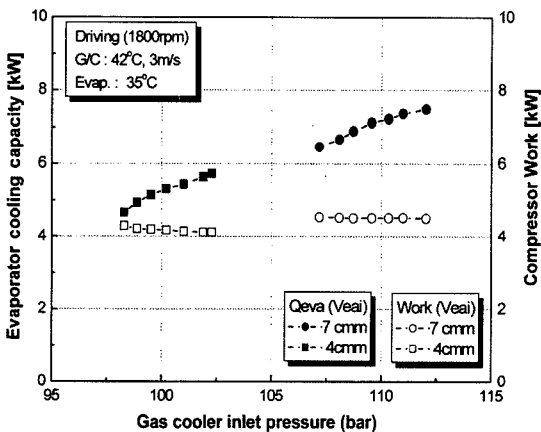
벨트 구동 방식으로 회전하는 압축기는 그에 의해 회전속도가 변하게 된다. 차속과 압축기 회전속도를 고려하여 가스쿨러 입구공기속도를 정하고, 그에 따라 실험을 수행하였다. 원종필 등⁸⁾ 및 Park et al.⁷⁾의 실험 결과에서, 가스쿨러 입구공기속도의 영향은 거의 없음을 알 수 있었고, 따라서 여기서는 그에 대한 영향은 무시하고, 압축기 속도에 대한 영향만 있다고 가정하고 이에 대한 영향을 살펴보면 다음과 같다. 압축기의 속도가 증가함에 따라 COP는 크게 감소하고, 냉방 성능은 크게 증가함을 알 수 있다(Fig. 10). 이는 압축기의 회전속도가 증가함에 따라 압축기 일도 크게 증가하기 때문이다.



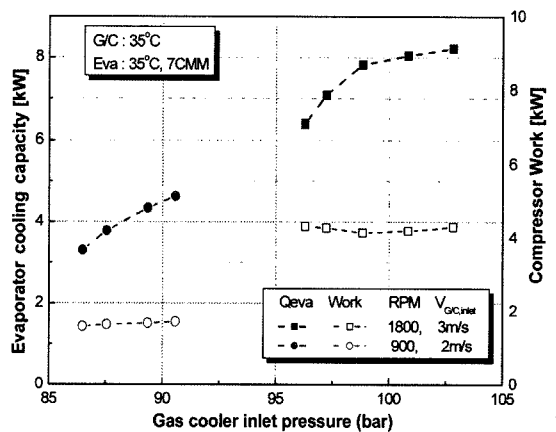
(a) COP



(a) COP



(b) Cooling capacity



(b) Cooling Capacity

Fig. 9 Effect of evaporator air inlet velocity ($T_{G/C, \text{inlet}} = 42^\circ\text{C}$, $V_{G/C, \text{inlet}} = 3 \text{ m/s}$, $T_{\text{Eva, inlet}} = 35^\circ\text{C}$, $W_{\text{Eva, inlet}} = 4, 7 \text{ m}^3/\text{min}$, $\text{RH}_{\text{Eva}} = 50\%$, Comp. speed = 1800 rpm)

Fig. 10 Effect of compressor speed ($T_{G/C, \text{inlet}} = 35^\circ\text{C}$, $V_{G/C, \text{inlet}} = 2, 3 \text{ m/s}$, $T_{\text{Eva, inlet}} = 35^\circ\text{C}$, $W_{\text{Eva, inlet}} = 4, 7 \text{ m}^3/\text{min}$, $\text{RH}_{\text{Eva}} = 50\%$, Comp. speed = 900, 1800 rpm)

4. 결론

- 1) CO₂ 냉방 시스템의 단품 및 시스템 성능 시험에 대해, 객관적으로 비교할 수 있는 시험 조건을 제시하였고, 이를 바탕으로 실험을 수행하였다.
- 2) 가스 냉각기 외기입구온도 및 증발기 외기 입구 유량 및 온도, 압축기 속도에 대한 영향을 살펴보았다. 그 중, 가스 냉각기 외기입구온도 및 압축기 속도에 의한 영향이 가장 크게 나타났다.
- 3) 가스 냉각기 외기입구온도가 증가할 경우, COP와 냉방용량이 감소하였다.
- 4) 압축기 속도가 증가할수록 COP가 감소하고, 냉방 성능은 증가하였다.
- 5) COP 값의 경우, 고압의 변화에 대해, 가스 냉각기 외기 입구온도 및 압축기 회전 속도가 변할 때의 경향이 뚜렷하게 나타났다. 고압이 증가할수록 증가, 감소하는 경향을 보였고, 외기의 조건이 주어졌을 경우, 최고 COP 값을 만족하는 고압이 존재함을 볼 수 있었다.

후 기

본 연구는 2006년 산업자원부가 지원하는 자동차 기반기술개발사업 기술개발 결과의 일부임을 밝힙니다. 도움을 주신 관계자 여러분께 감사드립니다.

References

- 1) 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.
- 2) J. Pettersen, "An Efficient New Automobile Air-Conditioning System based on CO₂ Vapor Compression," *ASHRAE Transactions, Symposia*, pp.657-665, 1994.
- 3) K. F. Steven, "Total Environmental Warming Impact (TEWI) Calculations for Alternative Automotive Air-Conditioning Systems," SAE 970526, 1997.
- 4) M. H. Kim, J. Pettersen and C. W. Bullard, "Fundamental Process and System Design Issues in CO₂ Vapor Compression Systems," *Progress in Energy and Combustion Science*, Vol.30, pp.119-174, 2004.
- 5) J. Pettersen, A. Hafner, G. Skaugen and H. Rekstad, "Development of Compact Heat Exchangers for CO₂ Air-Conditioning Systems," *Int. J. Refrigeration*, Vol.21, No.3, pp.180-193, 1998.
- 6) R. P. McEnaney, Y. C. Park, J. M. Yin and P. S. Hrnjak, "Performance of the Prototype of a Transcritical R744 Mobile A/C System," SAE 1999-01-0872, 1999.
- 7) Y. C. Park, J. M. Yin, C. W. Bullard and P. S. Hrnjak, "Experimental and Model Analysis of Control and Operating Parameters of Transcritical CO₂ Mobile A/C System," *VTMS-4 Conference*, London, England, pp.163-170, 1999.
- 8) J. P. Won, Y. S. Kim, H. K. Lee and D. H. Lee, "Experimental Study on the Performance Characteristics of the Mobile Air-conditioning System Using a CO₂ Refrigerant," *Fall Conference Proceedings*, Vol.I, KSAE, pp.433-439, 2004.
- 9) J. K. Lee, D. H. Lee, H. K. Lee and J. P. Won, "Development of Optimum High Pressure Algorithm for a Transcritical CO₂ Mobile Air-Conditioning System," *Spring Conference Proceedings*, Vol.IV, KSAE, pp.2453-2459, 2006.
- 10) D. Han and K. Jang, "Dynamic Models and Intelligent Control Algorithms for a CO₂ Automotive Air Conditioning System," *Transactions of KSAE*, Vol.14, No.4, pp.49-58, 2006.