

자동차용 에어컨 성능실험과 엑서지 해석

오 상 한, 윤 중 갑*, 원 성 필**†

울산대학교 기계기술 연구소, *울산대학교 대학원, **울산대학교 기계자동차공학부

Performance Experiment and Exergy Analysis of an Automotive Air-conditioning System

Sang-Han Oh, Jong-Gap Youn*, Sung-Pil Won**†

Institute of Machinery Research Center, University of Ulsan, Ulsan 680-749, Korea

**Graduate School, University of Ulsan, Ulsan 680-749, Korea*

***Department of Mechanical Engineering, University of Ulsan, Ulsan 680-749, Korea*

(Received July 20, 1999; revision received January 17, 2000)

ABSTRACT: Experiments have been performed, using pure refrigerant R134a and a zeotropic refrigerant mixture R290/R600a(60%/40%) and their performances have been analyzed by the first and second laws(exergy method) of thermodynamics. From the experimental results, variations of compressor speed and air temperature have a great effect on the performance of the system. The sum of exergy losses in compressor and evaporator is about 60% of total exergy loss, using refrigerant R134a, so it is necessary to improve the performance of compressor and evaporator. According to the experimental results using refrigerant mixture of R290/R600a(60%/40%), the exergy losses in heat exchange processes are decreased but the exergy loss in throttling process is increased. The performance of the system has been improved by 20~30% compared with that of R134a and exergy losses have been also reduced.

Key words: Exergy(엑서지), Exergy efficiency(엑서지 효율), Refrigerant mixture(혼합냉매), COP(성능계수), Subcooling(과냉도), Superheating(과열도)

———— 기 호 설 명 ————

COP : 성능계수
 Ex : 엑서지 [J/kg]
 i : 엔탈피 [J/kg]
 q : 열전달량/질량유량 [J/kg]
 Q : 열전달량 [W]
 s : 엔트로피 [J/kg · K]

T : 온도 [K]
 w : 일/질량유량 [J/kg]
 W : 일 [W]

그리스 문자

η_{ex} : 엑서지 효율

하첨자

c : 응축기

† Corresponding author

Tel.: +82-52-259-2133; fax: +82-52-259-1680

E-mail address: spwon@uou.ulsan.ac.kr

<i>comp</i>	: 압축기
<i>cond</i>	: 응축
<i>desup</i>	: 응축기의 과열부
<i>e</i>	: 증발기
<i>evap</i>	: 증발
<i>in</i>	: 입구
<i>loss</i>	: 손실
<i>o</i>	: 기준조건(reference condition)
<i>out</i>	: 출구
<i>sink</i>	: 방열원
<i>sub</i>	: 과냉
<i>sup</i>	: 과열
<i>thr</i>	: 교축

1. 서론

현대사회는 경제발전과 더불어 일상생활에 있어서 편리함과 쾌적함을 추구하고 있으며, 자동차에서도 마찬가지로 단순한 운송수단이 아니라 탑승자에게 쾌적하고 편안하고 안락한 제 3의 생활환경이 요구되고 있기 때문에 자동차에 에어컨을 장착하고 있으며 그 장착율이 95% 이상을 상회하고 있다. 자동차용 에어컨의 요구조건은 냉매유량과 압축일은 작아야 하며, 효율은 높아야 한다. 자동차용 에어컨에 지금까지 독점적으로 사용되어 온 냉매는 CFC(Chloro-Fluoro-Carbon)계열인 R12인데, 이 냉매는 오존파괴와 지구온난화에 심각한 영향을 끼치므로 1987년 몬트리올 의정서⁽¹⁾에 따라서 더 이상 사용할 수 없다. 현재 R12의 대체냉매로는 오존파괴지수(Ozone Depletion Potential, ODP)가 0인 HFC (Hydro-Fluoro-Carbon)계열의 R134a가 주로 사용되고 있으나, 이 냉매의 지구온난화지수(Global Warming Potential, GWP)가 CO₂를 대비 3200 배로 상당히 크므로 결국 HFC 계열의 냉매도 장기적인 대체냉매가 아니라는 사실을 암시하고 있다. 따라서 대체냉매로 천연냉매인 CO₂, 공기 등의 냉매나 GWP가 작은 탄화수소(Hydro-Carbon, HC)계열의 혼합냉매에 대한 연구가 매우 활발하게 이루어지고 있다.⁽²⁻⁷⁾

따라서 본 연구의 목적은 실험과 엑서지해석이 포함된 열역학적 사이클해석을 통하여 자동차용

에어컨 성능특성을 검토하는 것이며, 이를 위해서 실제로 자동차에서 사용되고 있는 에어컨 시스템을 이용하여 실험 장치를 직접 제작하고 증진량 실험을 비롯하여 작동조건 변화 실험 및 과도기적 냉매라 할 수 있는 HC 계열의 혼합냉매(R290/R600a, 60%/40%)를 사용하는 실험 등을 수행하고 성능 특성을 검토하고자 한다.

2. 냉동 사이클의 해석

실제 냉동사이클에서 압축은 비가역적으로 이루어지고 압력손실이 있으며 증발기와 응축기에서의 열전달이 역시 비가역적으로 일어나고 일정량의 과냉과 과열을 하게 된다. 일반적으로 압력손실은 냉동사이클의 에너지 해석에 큰 영향을 끼치지 않으므로 무시하면 실제 사이클의 $P-i$ 선도와 $T-s$ 선도는 Fig. 1에서와 같이 된다.

냉동 사이클의 효율은 성능계수(Coefficient of Performance, COP)라 하며 다음과 같이 정의된다.

$$COP = \frac{q_e}{w} = \frac{i_1 - i_4}{i_2 - i_1} \quad (1)$$

시스템의 효율성을 파악하고 설계시의 기준이나 방향을 정립하기 위해서 열역학 제 2 법칙에 입각한 엑서지 해석을 본 연구에서 적용하였다.

엑서지는 “질량을 가진 물질이 주어진 기준 조건(reference condition)으로 상태가 변화될 때 할 수 있는 유용한 일”로 정의된다. 중력과 운동량에 의한 양을 고려하지 않으면 일반적으로 어떤 물질이 가진 엑서지는

$$Ex = i - i_o - T_o(s - s_o) \quad (2)$$

가 되며, 여기서 하첨자 o 는 기준조건을 나타낸다.

한편 열출입량 q 에 의한 엑서지가 존재하며 이 양은 다음과 같이 정의된다.

$$Ex(q) = \left| q \frac{T - T_o}{T} \right| \quad (3)$$

아울러 일출입에 의한 엑서지도 존재하며 일은 순에너지(pure energy)이므로

$$Ex(w) = w \quad (4)$$

이 된다.

그러므로 질량출입에 의한 엑서지와 시스템 경계를 통과하는 열 q 와 일 w 에 기인한 엑서지를 고려하면 시스템의 정상상태 엑서지 손실 ΔEx_{loss} 는 다음과 같이 표현된다.

$$\begin{aligned} \Delta Ex_{loss} &= Ex_{in} - Ex_{out} \\ &= \sum Ex_i + \sum Ex(q_i) + \sum Ex(w_i) \end{aligned} \quad (5)$$

Fig. 1(a)에서 보는 것처럼 방출열은 세가지로, 흡수열은 두가지로 분류하면 실제 냉동사이클에 관련되는 엑서지 손실은 다음과 같다.

압축기에서 비가역 압축에 의한 엑서지 손실은

$$\Delta Ex_{comp} = T_o(s_2 - s_1) \quad (6)$$

으로 계산된다.

응축기에서 냉매온도와 방열원의 온도차에 기인한 엑서지 손실은 q_{desup} 에 의한 과열부 손실, q_{cond} 에 의한 응축부 손실, q_{sub} 에 의한 과냉부 손실로 구분할 수 있으며 과열부 손실은

$$\begin{aligned} \Delta Ex_{desup} &= q_{desup} \frac{T_o}{T_{sink}} - T_o(s_2 - s_b) \\ &\approx q_{desup} \frac{T_o}{T_{sink}} \frac{T_{2-b} - T_{sink}}{T_{2-b}} \end{aligned} \quad (7)$$

이 되고 응축부 손실은

$$\begin{aligned} \Delta Ex_{cond} &= q_{cond} \frac{T_o}{T_{sink}} - T_o(s_b - s_c) \\ &\approx q_{cond} \frac{T_o}{T_{sink}} \frac{T_{cond} - T_{sink}}{T_{cond}} \end{aligned} \quad (8)$$

이 되고, 과냉부 손실은

$$\Delta Ex_{sub} = q_{sub} \frac{T_o}{T_{sink}} - T_o(s_c - s_3)$$

$$\approx q_{sub} \frac{T_o}{T_{sink}} \frac{T_{c-3} - T_{sink}}{T_{c-3}} \quad (9)$$

이 된다. 팽창밸브에서의 교축과정에서의 엑서지 손실은

$$\Delta Ex_{thr} = T_o(s_4 - s_3) \quad (10)$$

가 된다.

증발기에서 냉매온도와 열원의 온도차에 기인한 엑서지 손실은 q_{evap} 에 의한 증발부 손실과 q_{sup} 에 의한 과열부 손실로 구분되며, 증발부 손실은

$$\begin{aligned} \Delta Ex_{evap} &= T_o(s_d - s_4) - q_{evap} \frac{T_o}{T_{source}} \\ &\approx q_{evap} \frac{T_o}{T_{source}} \frac{T_{source} - T_{evap}}{T_{evap}} \end{aligned} \quad (11)$$

이 되며, 과열부 손실은

$$\begin{aligned} \Delta Ex_{sup} &= T_o(s_1 - s_d) - q_{sup} \frac{T_o}{T_{source}} \\ &\approx q_{sup} \frac{T_o}{T_{source}} \frac{T_{source} - T_{d-1}}{T_{d-1}} \end{aligned} \quad (12)$$

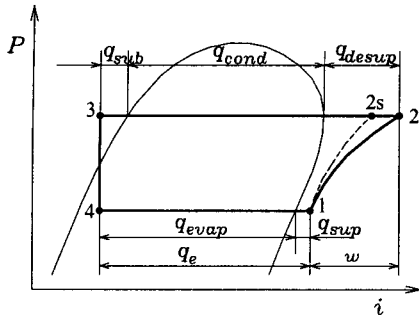
가 된다.

방열원의 온도 T_{sink} 와 기준온도 T_o 가 같을 필요는 없지만 쉽게 엑서지 손실을 표시하기 위해 같다고 놓으면, 각종 손실 A, B, ..., G는 Fig. 1(b)에서 빗금친 부분의 면적으로 각각 표시된다. 이 때 흡수된 엑서지는 면적 e-f-g-h-e로 표시되며 실제 냉동사이클의 엑서지(유용일)에 해당되며 그 값은

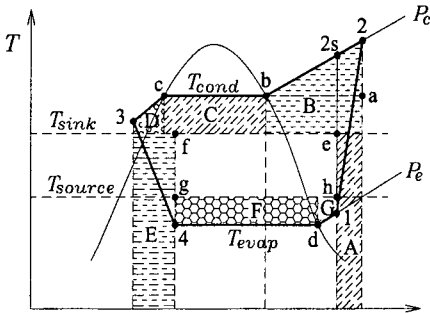
$$Ex_e = \frac{q_e}{COP_{e-f-g-h-e}} \quad (13)$$

으로 계산된다. 한편 엑서지 효율은 다음과 같이 정의된다.

$$\eta_{ex} = \frac{\text{absorbed exergy}}{\text{cycle exergy demand}}$$



(a) $P-i$ diagram



(b) $T-s$ diagram

Fig. 1 $P-i$ and $T-s$ diagrams of actual vapor compression cycle.

$$= \frac{Ex(q_e)}{Ex(q_e) + \sum \Delta Ex_{loss}} \quad (14)$$

3. 실험장치 및 방법

실험장치의 구성도는 Fig. 2에서 보여주는 것과 같이 압축기, 응축기, 팽창밸브, 증발기 및 보조 부속품으로 이루어져 있다.

압축기는 사판식이며, 회전수를 정확하게 변화시킬 수 있도록 4극 7.5 kW 용량의 모터를 인버터에 연결하고 주파수를 변화시킴으로써 최대 3600 rpm까지 가능하도록 하였다.

응축기는 덕트내에 설치되며 응축기입구의 공기온도는 14 kW 용량의 핀-히터가 설치되어 입력 전압을 조절함으로써 변화시키며, 공기유량은 설치되어 있는 4개 팬 각각에 3개의 고정 저항을 달고 이를 변화시킴으로써 저-중-중상-고(low-medium-medium high-high)의 4단계로 조절된다.

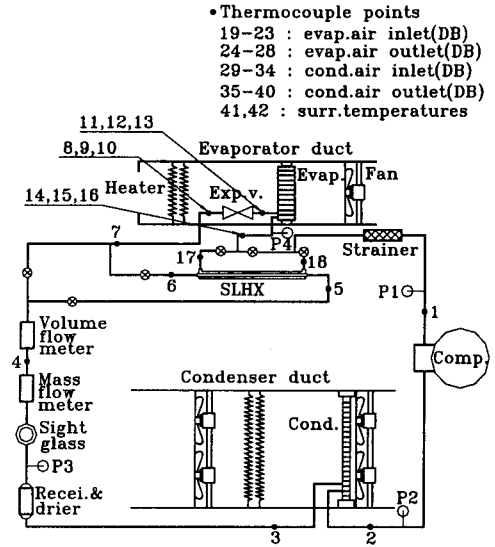


Fig. 2 Schematic diagram of the experimental apparatus and measured points.

증발기도 역시 덕트내에 설치되며 증발기 입구 공기온도는 8.5 kW 용량의 핀-히터의 입력 전압을 조절함으로써 변화시키게 되고, 공기유량은 1개의 직류모터 팬의 입력 전압을 조절함으로써 연속적으로 변화시킬 수 있도록 하였다.

한편 증발기출구의 저온 냉매증기와 응축기출구의 고온 냉매액과 열교환시켜서 효율을 높이기 위한 흡입선 열교환기(Suction Line Heat Exchanger, SLHX)도 장착되는 데, 이중관 형태이며 밸브의 개폐를 이용하여 사용할 때와 사용하지 않을 때를 구분하게 된다. 이밖에 장착되는 것들로서 외부 균압식 자동온도조절 팽창밸브, 리시버/드라이어(receiver/drier), 액면경(sight glass), 스트레이너(strainer), 질량유량계 및 체적유량계가 있다.

Fig. 2에는 본 장치에서 측정되는 냉매질량유량, 냉매측의 온도와 공기측의 온도 및 냉매와 공기의 압력 등 그 측정지점을 자세히 나타내고 있다. 우선 냉매질량유량은 매질에 관계없이 최대 유량(12.5 kg/min)에 대해서 $\pm 0.12\%$ 오차를 나타내는 Smith Meter Inc.사 제품(Model S25)을 사용하여 측정하며, 만약을 위해 로타미터 형태의 체적유량계도 설치하였다. 온도는 동-콘스탄탄 열전대를 사용하여, Fig. 2에서 보는 바와 같이 냉매와 공기측 42개 지점에서 측정되며, 압

력은 4개 지점에서 측정된다. 한편 증발기측 공기습도는 실험실 공기습도를 조절하고 증발기 입구에 습도계를 설치하여 측정하며 공기유량은 입구에 설치된 오리피스로부터 측정하고 응축기측 공기유량은 피토판을 사용하여 측정하였다.

4. 실험결과 및 고찰

현재 사용하고 있는 냉매인 R134a를 사용하여 충전량 실험을 하여 최적 충전량을 결정한 후 본 실험을 수행하였다. 본 실험은 압축기의 회전수, 증발기의 입구공기온도 및 공기량, 응축기의 입구공기온도 및 공기량 등의 변화가 성능에 미치는 영향을 알아보기 위한 실험과 HC계열 혼합냉매의 교체에 따른 실험을 각각 수행하여 그 성능을 비교 검토하였다. Table 1에 사용된 냉매 R134a와 혼합냉매 R290/R600a(60%/40%)의 기본성질 비교를 나타내었다. 이 냉매는 오존층 파괴지수(ODP)가 0이고 지구 온난화지수(GWP)가 3(CO₂기준)으로 환경 친화적인 냉매로 알려져 있다. 분자량이 57.9로서 다른 냉매보다 작고 단위 질량당 증발잠열이 크고 압력비가 작아서 R134a보다 유리할 것으로 생각된다.

4.1 성능실험 결과

본 실험을 하기 전에 에어컨 시스템의 최적 냉매 충전량을 결정하기 위한 실험을 수행하였다. 충전량 실험조건은 보통 자동차 에어컨의 작동조건을 기준으로 설정하였는데 다음과 같다.

<기준 조건>

- 압축기 회전수: 1600±5 rpm
- 증발기 입구공기온도 및 상대습도와 공기량: 35.0±0.5℃, 34±3%, 400±5 m³/hr
- 응축기 입구공기온도와 공기량: 35.0±0.5℃, 3536±30 m³/hr
- 실험실 기온과 상대습도: 25.0±1.0℃, 60±5%

이 조건을 유지하면서 R134a 냉매 충전량을 600g에서 1300g까지 100g씩 증가시켜 가면서 실험을 하였으며 그 결과를 Fig. 3에서 보여주고 있다. 1000g까지는 액면경에 기포가 나타나므로 적충진량이 R134a의 절반 정도인 550g이었다.

이와 같은 최적의 냉매량을 충전하여 위의 기

Table 1 Properties of R134a and R290/R600a (60%/40%)

Refrigerants	R134a	R290/R600a (60%/40%)
Molecular	102.0	57.9
Latent heat at 5℃ (kJ/kg)	197.6	361.1
Normal boiling point (℃)	-26.2	-34.5
Evap. pressure at 5℃ (MPa)	0.349	0.413/0.326
Volume of vapor at 5℃ (m ³ /kg)	0.0592	0.131
Cond. pressure at 55℃ (MPa)	1.494	1.456/1.273
Compressor ratio at 5℃ and 55℃	4.28	3.91
ODP(CFC-11 = 1)	0.0	0.0
GWP(CO ₂ = 1)	3200	3

의미가 없으며, 1100g에서부터 액체상태가 되므로 고려의 대상이 된다. 냉매가 과충진되면 응축압력이 급격히 상승하며 과냉도가 급증하게 되는데 본 실험에서 1300g 충진을 했을 때 이 현상이 나타나는 것을 Fig. 3에서 확실히 볼 수 있다. 과냉도 7-8℃, 과열도 2-3℃가 보통 자동차용 에어컨의 적정조건임을 미루어 볼 때 1200g정도가 현 장치에서의 최적 충전량으로 생각된다. 한편 R290/R600a(60%/40%) 혼합냉매 사용시에도 R134a와 같은 방법으로 충전량 실험을 하여 최

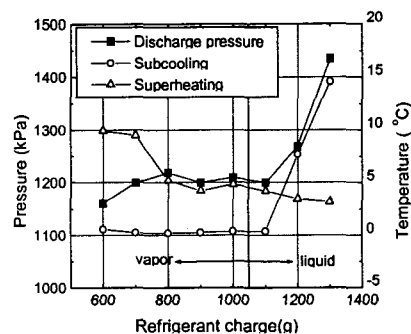


Fig. 3 Variations of discharge pressure, subcooling, and superheating for R134a with respect to refrigerant charge.

준 조건을 유지하며 압축기 속도변화(800-2400 rpm), 증발기입구 공기온도(30-55℃) 및 유량(250-450 m³/hr), 응축기 입구 공기온도(25-45℃) 및 유량(1500-5500 m³/hr) 등을 변화시켜가며 R134a와 혼합냉매에 대해서 실험을 각각 수행하였다. 대표적으로 자동차 에어컨의 가장 중요한 성능 변수인 압축기 속도에 대한 결과를 Fig. 4에서 보여주고 있다. 전반적으로 압축기 속도가 증가되면 냉매량이 증가하게 되어 증발용량은 증가되나 냉매량 증가와 압축일(사이클 상) 증가의 상승효과 때문에 압축기 소요동력이 크게 증가되므로 R134a인 경우에 성능계수는 2000 rpm에서 800 rpm 대비 약 50% 정도 감소함을 알 수 있다. 그럼으로 나타내지 않았지만 증발기와 응축기에서의 압력손실은 회전수에 비례하여 커지고, 과냉도는 다소 증가하며, 과열도는 거의 비슷한 값을 나타낸다. 결국 과냉, 과열에 의한 냉동효과의 증가는 미미하다고 할 수 있다. 혼합냉매 사용시 전반적인 경향은 동일하고 압축기의 흡입압력과 토출압력이 높아지나 압력비는 낮아지며 냉매유량이 40% 정도 줄어들어 소요동력이 20% 정도 작아진다. 한편 냉매유량은 작아지나 과냉도가 커져 냉동효과가 커지므로 증발용량이 10% 정도 증가하게 되어 성능계수는 평균 30% 이상 향상됨을 알 수 있다.

다른 작동조건의 변화에 대한 결과를 나타내지는 않았지만, 혼합냉매 R290/R600a를 사용할 때 소요동력의 감소, 증발용량의 증가 및 성능계수의 증가 등의 현상이 모든 작동조건에서 나타남

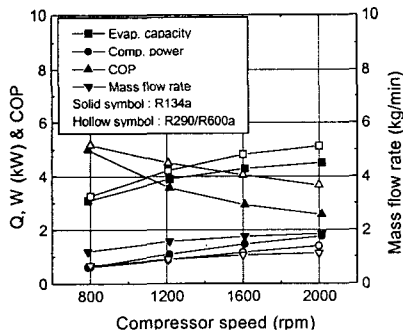


Fig. 4 Comparisons of significant performance variables between R134a and R290/R600a according to the variation of the compressor speed.

을 볼 수 있었으며, 이는 R290/R600a가 가연성이 있긴 하지만 성능의 향상을 가져온다는 사실과 단순 대체 가능성이 매우 높은 냉매라는 사실을 나타내고 있다. 그러나 응축온도의 상승에 따라 응축압력이 높아지면서 탄소 알갱이 같은 것이 로타미터에 약간 끼는 것이 관찰되었다.

4.2 엑서지 해석 결과

자동차 에어컨의 전체 시스템 및 각 구성요소의 효율성을 파악하기 위해서 앞에서 언급된 실험데이터를 이용하여 엑서지 손실율을 계산하여 비교하고자 한다.

우선 냉매 R134a를 사용한 경우의 결과를 살펴보자. Fig. 5는 압축기 속도를 변화시킬 때의 계산결과를 보여주고 있다. 압축기 속도가 증가하면서 총 엑서지 손실율과 모든 구성요소의 엑서지 손실율이 증가하며, 특히 압축에 기인한 손실이 커지며 총 엑서지 손실에 대한 비율이 2400 rpm의 경우에 무려 45%에 달함을 볼 수 있다. 압축과정에서의 손실은 압축기의 등엔트로피 효율과 직접적인 관계가 있는데, 손실비가 커진다는 것은 등엔트로피 효율이 크게 감소한다는 것을 나타낸다. 평균적으로 볼 때 압축기에서의 손실율과 증발기에서의 손실율의 합이 총 손실율의 60% 이상을 차지하고 있음을 알 수 있다. 이러한 사실은 압축기 효율을 증가시키는 것뿐만 아니라 증발기에서의 손실율을 줄이기 위한 대책이 매우 필요하다는 사실을 반영하고 있다. 결국 작은 온도차에서도 성능을 충분히 발휘할 수 있는 고효율 증발기의 개발이 필요하다고 할 수 있다.

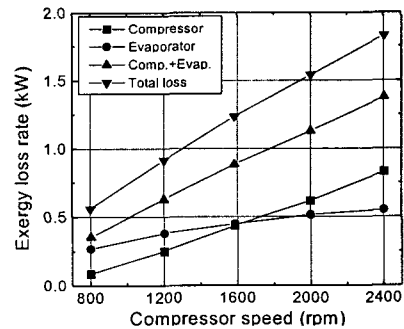


Fig. 5 Variations of exergy losses for R134a with respect to the compressor speed.

Fig. 6은 증발기 입구공기온도의 변화(증발온도 1.4℃→6.6℃ 변화에 대응)에 따른 엑서지 손실율과 효율을 나타내고 있다. 공기온도(열원)가 20℃ 가까이 증가할 때 대응되는 증발온도는 5℃ 정도 증가에 그치기 때문에 온도차가 커져 열전달에 기인한 엑서지 손실율이 증가하고 엑서지 효율이 감소한다. 증발기에서의 엑서지 손실율의 증가가 총 엑서지 손실율의 증가를 주도하고 있음을 알 수 있는 데, 이는 나머지 구성요소에서는 뚜렷한 증가가 없음을 반증하고 있으며 결국 증발기측 공기온도 변화에 기인한 다른 요소에 있어 간접적인 효과는 크지 않다는 것을 나타낸다. 증발용량이 증가함에 따라 COP는 오히려 증가하므로 엑서지 효율이 감소하는 것과 상반된 현상을 아울러 보여주고 있다. 이 결과에서도 마찬가지로 압축기와 증발기에서의 손실이 전체 손실의 60% 이상을 차지하고 있음을 알 수 있으며, 증발온도의 증가는 증발용량과 성능계수의 증가 등 일반적인 성능향상을 가져온다는 열역학 제 1법칙을 적용한 일반적인 사이클 해석결과와는 상반되는 결과를 보여주고 있다.

Fig. 7은 응축기 입구공기온도의 변화(응축온도 42℃→54℃ 변화에 대응)에 따른 엑서지 손실율과 효율을 보여주고 있다. 그림에서 공기온도(방열원)가 15℃ 증가하면 대응되는 응축온도는 약 12℃ 증가하며 총 엑서지 손실율이 감소하고 엑서지 효율은 증가하나 COP는 감소하는 것을 명백하게 보여주고 있는 데, 이 역시 응축온도가 증가하면 냉동효과는 작아지고 압축일은 증가하기 때문에 성능계수가 감소하는 데 엑서지 효율은 오히려 커지므로 일반적인 사이클 해석결과에 상반되는 결과를 보여준다고 할 수 있다.

Fig. 8은 혼합냉매 R290/R600a를 사용한 경우 압축기 속도변화에 따른 증발기, 응축기 및 팽창밸브에서의 엑서지 손실율의 변화를 R134a의 경우와 비교한 것이다. R290/R600a 사용시 증발기에서의 손실율이 증발용량의 증가에도 불구하고 R134a 사용시 보다 크게 작아진 것을 볼 수 있으며, 팽창밸브에서의 손실율은 냉매유량의 감소에도 불구하고 오히려 더 큰 데, 이는 교축과정의 비가역성이 크게 증가한 것으로 볼 수 있으며 혼합냉매 사용시의 한 단점으로 보여진다.

Fig. 9는 압축기 속도변화에 따른 총 엑서지 손실율과 엑서지 효율을 서로 비교한 것이다.

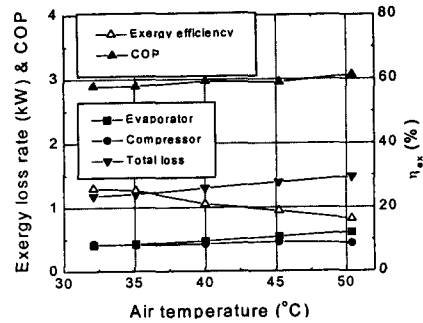


Fig. 6 Variations of exergy losses for R134a with respect to the evaporator-side inlet air temperature.

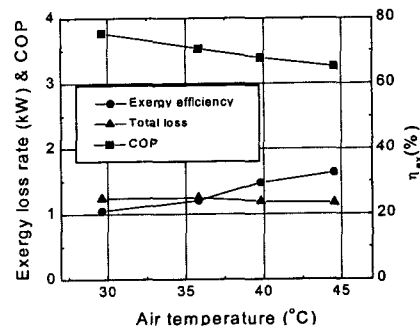


Fig. 7 Variations of exergy losses for R134a with respect to the condenser-side inlet air temperature.

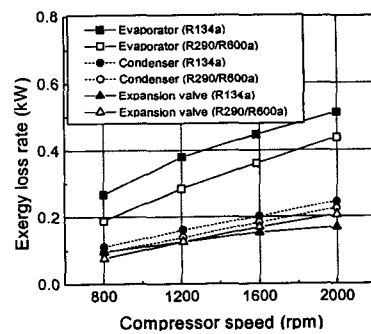


Fig. 8 Comparisons of exergy loss rates between R134a and R290/R600a(60%/40%) according to the variation of the compressor speed.

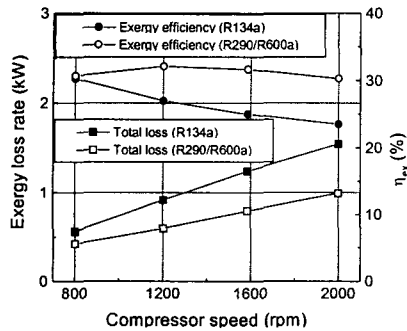


Fig. 9 Comparisons of total exergy loss rates and exergy efficiency between R134a and R290/R600a(60%/40%) according to the variation of compressor speed.

R290/R600a 사용시 총 엑서지 손실율이 작아지며, 따라서 엑서지 효율이 R134a의 경우보다 크게 나타나며, 압축기 속도가 증가할수록 그 차이가 커진다는 것을 알 수 있다. 더욱이 800 rpm에서 2000 rpm 사이의 속도에서는 엑서지 효율의 증감이 크지 않은 것에 반하여 R134a 사용시에는 크게 감소한다는 사실도 알 수 있다. 그리고 R290/R600a의 경우 엑서지 효율의 최대점이 1200 rpm에서 나타나는 것을 볼 수 있다.

결국 혼합냉매 R290/R600a 사용시 소요동력의 감소, 증발용량의 증대, COP의 증대 등 전반적으로 성능이 향상될 뿐만 아니라 엑서지 손실율이 감소하고 엑서지 효율 또한 증가하므로 R134a 보다는 월등한 성능을 나타낸다고 할 수 있다. 아울러 시스템이나 오일과의 적합성에서도 문제가 없기 때문에 R12나 R134a용 시스템의 과도기적 대체냉매로서 단순대체 이상의 결과를 기대할 수 있다.

5. 결론

자동차용 에어컨 시스템에 대한 성능실험과 엑서지 해석이 포함된 열역학적 사이클해석을 통하여 에어컨의 성능특성을 검토한 결과 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

(1) 작동조건의 변화중 압축기 속도와 공기온도의 변화가 성능에 큰 영향을 끼친다.

(2) 엑서지 손실중 압축기와 증발기에서의 손실의 합이 총 손실에 대해 60% 내외이므로 이의 개선이 성능향상을 위해 가장 필요하며, 응축기의 영향은 크지 않았다.

(3) 혼합냉매를 사용하면 증발기에서의 엑서지 손실은 줄어드나 교축과정에 의한 손실이 커진다.

(4) R290/R600a(60%/40%)와 같이 적당한 혼합냉매를 사용하면 성능의 증대뿐만 아니라, 엑서지 손실도 크게 줄일 수 있다.

참고문헌

1. UNEP, 1987, Montreal Protocol on substance that depletes the ozone layer, Final Act., New York.
2. Atkinson, W., 1998, A summary of the mobile A/C comfort evaluation-phoenix alternate refrigeration forum, Proceedings, The Earth Technologies Forum, pp. 112-120.
3. Neksa, P., Zakeri, G. R., Aarli, R., and Jakobsen, A., 1998, Carbon dioxide as working fluid in air conditioning and heat pump systems, Proceedings, The Earth Technologies Forum, pp. 215-224.
4. Hwang, Y., 1997, Comprehensive Investigation of Carbon Dioxide Refrigeration Cycle, Ph.D. thesis, University of Maryland, MD, U.S.A.
5. Clodic, D., 1998, Major technical options aiming to the limitation of ozone depleting substances consumption in commercial refrigeration", Proceedings, The Earth Technologies Forum, pp. 247-253.
6. Keller, F.J., 1998, An overview of the UNEP technical options committee report on air-conditioners and heat pumps, Proceedings, The Earth Technologies Forum, pp. 254-263.
7. Rose, R.J., 1992, Experimental Study of the Lorenz-Meutzner Cycle for Domestic Refrigerator, M.S. thesis, University of Maryland, MD, U.S.A.