

## 서브쿨링향상을 위한 차량공조 시스템의 냉방성능에 관한 연구

박 만 재\*

국민대학교 자동차공학전문대학원

### A Study on Refrigeration Performance of Vehicle HVAC System for Sub-Cooling Improvement

Manjae Park\*

Graduate School of Automotive Engineering, Kookmin University, Seoul 136-702, Korea

(Received 14 August 2002 / Accepted 1 November 2003)

**Abstract** : The general method which changes sub-cooling of refrigerant is to control the expansion valve in the state of mixing with liquid and gas phase. In this study, the performance of vehicle air conditioning system is to control either changing the expansion valve or adding the sub condenser. Therefore, this research finally is tested in case of the fourth test procedure, the second test was suitable for a valve opening area due to adjusting valve slope in comparison with the other test. The other test except for the second test happened to do liquid back due to the excessively liquified refrigerant into the system. In conclusion, the second test was appeared not to be influenced upon liquid back, and it is to expect positive performance by controlling an expansion valve. Therefore, it will be also useful to research for an increase of compressor efficiency. Performance improvement of an air conditioner is to reinforce the suction performance of the evaporator and increase the sub-cooling, which make use of the sub-cooling system.

**Key words** : Compressor efficiency(압축기효율), Expansion valve(팽창밸브), Liquid back(액상냉매), Sub-condenser(보조응축기), Sub-cooling(과냉도)

#### 1. 서론

최근 생활환경의 변화는 에너지소비가 급증하고 있으며, 각국은 에너지 절약과 대체에너지 개발을 추진 중에 있다. 또한, 차량용 공조 시스템은 환경문제와 관련되는 것이며, 자동차 연비를 향상시키기 위한 경량화가 가능한 시스템을 추구하고 있다. 최근의 공조시스템 개발추세는 증발기코어(core)의 고효율화, 경량화 및 가변형 컴프레서를 이용하여 실내 냉방 부하에 따른 동력소모의 최소화<sup>1)</sup>를 통한 연료절감을 꾀하는 것이다. 냉방성능향상 방법으로

는 증발기나 응축기의 크기 변경과 냉각핀의 형상 변경을 통한 효율증대<sup>2)</sup>와 송풍기나 응축기의 팬풍량 증대 방법, 팽창밸브 설정치를 변경<sup>3)</sup>하거나 리시버 드라이어를 응축기에 일체화시켜 서브쿨링을 향상<sup>4)</sup>시키는 방법 등이 있다.

서브쿨링이란 팽창밸브를 거쳐 응축기로 들어가는 냉매의 온도와 압력을 낮추어 냉매 중 가스의 양을 줄이고 액상 냉매량을 증대시켜 과냉도 영역을 확대함으로써 냉방성능을 향상시키는 것이다.<sup>5)</sup>

공조 시스템 내에 액상냉매의 증가는 잉여냉매로 남을 수 있는 영역이 커지므로 어느 정도까지 냉매량을 감소시킬 수 있다. 응축기내에서 잉여냉매의 감소는 환경보호의 관점에서 적절한 효과를 거둘

\*To whom correspondence should be addressed.

pwmj@honmail.net

수 있다. 또한 증발기 내에서도 팽창밸브를 적절히 조절함으로써 냉방효율 향상 및 압축기소비동력의 감소<sup>4)</sup>를 기대할 수 있다.

그러나 과도한 냉매유량이 통과하면 과열증기를 만들기 어렵고 시스템 전체의 성능에 악 영향을 미친다. 따라서 본 연구는 시스템 효율을 향상시킬 수 있는 방법으로 보조응축기 적용 및 팽창밸브 설정치 변경에 의한 서브쿨링을 향상시키는 방법을 부분적으로 채택하여 실험하였으며 실차 상태에서 공조시스템의 성능향상과 압축기 고착원인이 될 수 있는 액상냉매의 발생 유무확인 및 냉동사이클상에서 본 실험의 이론적 고찰을 통해 적용가능성을 확인하는데 목적을 두고 있다.

## 2. 실험장치 및 방법

### 2.1 실험장치의 구성

Fig. 1에 나타낸 본 실험장치는 풍동 실험장치로서 송풍기 및 동력흡수장치, 속도 조절장치 그리고 공기의 온도 및 습도 풍속을 제어한다. 풍동시험 시 차량을 터널내부에 투입하여 차량속도를 조절하면, 터널내부 온도 및 습도를 일정하게 유지할 수 있다.

실험차량은 온·습도 및 풍속조절장치, 동력흡수장치, 배기 장치와 일사 장치 등을 갖춘 환경풍동하에서 팽창밸브 설정치를 조절하여 실험하였다.

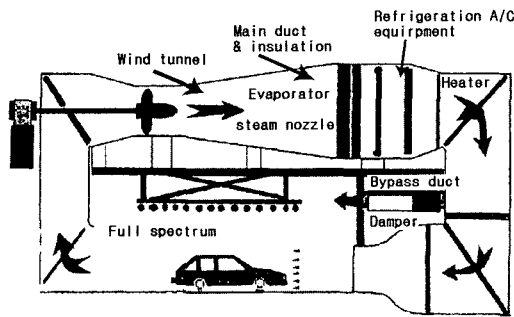


Fig. 1 Environment wind tunnel

### 2.2 실험장치의 제원

팽창밸브 설정치 및 보조응축기를 적용한 차량공조시스템의 제원을 Table 1에 나타내었다. 공조시스템의 제어방식은 반 자동제어(Semi-auto control) 방식이고 증발기 형태는 적층형(laminator type) 2탱크

Table 1 Specifications of air conditioner component

Items	Specifications	
Control type	Semi-auto control	
Evaporator	18 row, 2 tank	
Thermo couple	Cabin room: 12, Engine room: 11	
Expansion valve	setting and slope change	
Compressor	Type	FK-Ⅱ DKV 14C
	Capacity	140.5 cc/rev
	Pulley Dia	φ143.0
Radiator fan	ENG cooling fan	
Condenser fan	Valve fan(φ280, 200W)	
Condenser	22(P,F) 0.220m <sup>2</sup>	
Receiver drier	250cc	
Refrigerent quantity(g)	700g	

18열의 구조이다. 엔진룸과 실내의 온도를 측정하기 위해 토출구 4개소, 다리부분 4개소, 허리부분 2개소, 발부분 2개소 등에 열전대(thermo couple)를 설치<sup>3,5)</sup>하였으며, 열전대와 압력분포의 측정위치를 Fig.4에 나타내었다. 또한 압축기는 vane-rotary type 인 FK-Ⅱ로 토출량은 140.5cc/rev이며 전체 시스템의 냉매량은 기준량인 700g으로 하였다.

### 2.3 실험 조건 및 과정

#### 2.3.1 실험 조건

Table 2는 풍동(Wind tunnel)내부에서 실차 상태의 실험상태에서 자연채광(Sun load)을 통해 차량실내온도를 60°C로 가열한 후 공조시스템을 최대로 작동한다. 송풍기 및 응축기는 차량전압을 이용하였고, 송풍기의 경우에 내기순환, 히터 컨트롤은 최대냉방(cold), 공기 유로는 탑승자의 벤트부(vent)를 기준으로 설정하였다. 이 때 차량주행 형태는 40km/h로 40분 동안, 100km/h로 20분 동안 실험했으며, 공회전상태로 20분 동안을 기본모드로<sup>6,7)</sup> 하여 전 구간 80분으로 실험하였다.

Table 3과 4는 차량 공조 시스템의 냉방성능을 평가하기 위한 것으로 1차 시험을 기준으로 하여 2차, 3차, 4차 시험은 팽창밸브구배와 설정치를 변경하여 시험하였다. 또한 최고 속도인 100km/h일 때의 실내평균온도(room average temperature)를 확인하였다.

Table 2 Vehicle test condition

Ambient temperature (°C)	35.0 2
Relative humidity (%)	70
Sun load (kW/m2Hr)	0.84
Soaking (room average)	60°C
Blower voltage(V)	Vehicle voltage(12~13)
Condenser fan voltage (V)	Vehicle voltage(12~13)
Mode	Recirculation-cool-ventilation
Vehicle speed	40kph 40min, 100kph 20min, each idle 20min

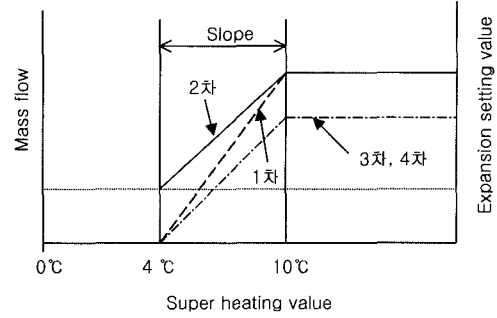


Fig. 2 Expansion Valve Performance characteristics

Table 3 Expansion valve test procedure

No	Expansion valve setting value			Room Ave temp °C	Remark
	0°C	10°C	slope		
1 test	1.5kg/cm <sup>2</sup>	2.75kg/cm <sup>2</sup>	1.05	22.2	Road test
2 test	1.3kg/cm <sup>2</sup>	2.55kg/cm <sup>2</sup>	0.7	21.3	Road test
4 test	1.5kg/cm <sup>2</sup>	2.75kg/cm <sup>2</sup>	0.7	23	Road test

Table 4 Sub condenser test procedure

No	Expansion valve setting value			Room Ave temp °C	Remark
	0°C	10°C	slope		
3 test	1.5kg/cm <sup>2</sup>	2.75kg/cm <sup>2</sup>	0.7	20.7	Road test

2.3.2 팽창밸브 설정 기준

팽창밸브는 증발기출구에서 압력을 취하여 감온통에 감지한 온도와 평형한 압력의 위치에서 흡입공기조건이나 압축기 회전수 변화에 대해 보다 정확한 개도를 조절할 수 있고 비교적 압력손실이 작은 외부 균압식을 적용하였다.

1차와 2차, 3차 및 4차 시험의 팽창밸브 설정기준을 Table 3과 Table 4를 기준으로 하여 Fig. 2에 나타내었다. 팽창밸브를 통과한 냉매의 온도는 4°C~10°C사이로서 팽창밸브와 연결된 감온통을 증발기출구에 부착하여 출구온도를 감지할 수 있고, 팽창밸브의 상부를 누르는 압력은 밸브의 설정치인 스프링의 힘으로 제어한다.<sup>3,6)</sup> 또한 차량 실내부하가 증가하면 상부에서 밸브를 누르는 힘이 커져 냉매의 질량유량도 함께 증가하며 10°C를 기준으로 밸브는 최대로 개방됨을 알 수 있다.

팽창밸브는 Fig. 2와 같이 기울기와 밸브 설정치에 의한 질량유량이 변화함에 따라 냉매의 과열도<sup>1,3)</sup>에 영향을 미치는 것을 알 수 있다. Table 3은 팽창

밸브만을 변경하였고, Table 4는 보조응축기를 장착한 3차 시험의 조건을 나타낸다. 보조응축기를 장착하지 않은 상태의 냉매유량은 2차가 가장 크고, 1차와 4차 순위이며 3차 시험은 보조응축기의 장착을 고려하여 유량을 작게 조정하였다. 본 실험은 1차 시험을 기준으로 하였으며 Table 3 및 Table 4와 같이 각 조건을 변화시킴으로써 실내평균온도(Room Ave. Temp)는 1차 시험을 기준으로 할 때 2차 시험이 약 1°C, 3차 시험이 약 1.5°C향상되었고, 4차 시험은 오히려 1°C감소되었다.

2.3.3 서브쿨링에 의한 영향

서브쿨링 온도는 응축기에서 압축되어 포화될 때까지의 온도를 포화응축온도라 하며 응축기출구로부터 약 5°C정도의 과냉도를 유지하도록 하였다.

서브쿨링은 증발기로 투입되는 냉매의 양을 증가시키고 엔탈피는 감소시켜 더 많은 액상냉매가 증발기표면을 적게 하여 열전달효율을 증가시킨다.

서브쿨링은 냉방효율을 증가시키며 압축기토출온도와 압력을 낮게 유지시켜 에너지 소비를 감소시킬 뿐만 아니라, 팽창밸브를 통과하는 냉매유동에 장애가 되는 플래쉬(flash)가스를 방지한다.<sup>8,9)</sup>

Fig. 3은 보조응축기를 응축기와 일체화 한 4차 실험조건을 나타내고 있으며, 그 하단부의 그래프는 서브쿨링에 대한 벤치(bench)시험결과를 압축기 회전수를 기준으로 나타낸 것이다. 본 실험은 응축기온도 40°C, 응축기 전면풍속 2m/s, 증발기 입구측 온도 35°C, 습도 60%상태에서 수행하였다. Fig.3과 같이 서브쿨링 시에 서의 냉방효율은 일반적으로 약 5% 향상될 수 있고, 소요동력은 약 10%나 감소됨을 나타내고 있다.

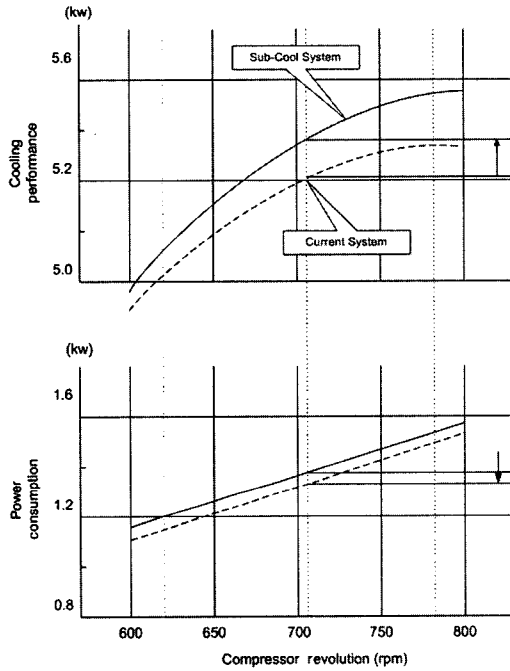
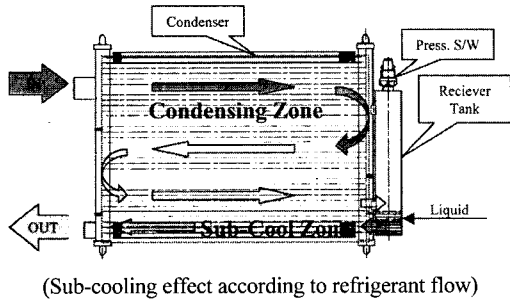


Fig. 3 Sub cooling condenser & cooling performance

## 2.4 실험방법

### 2.4.1 실험장비

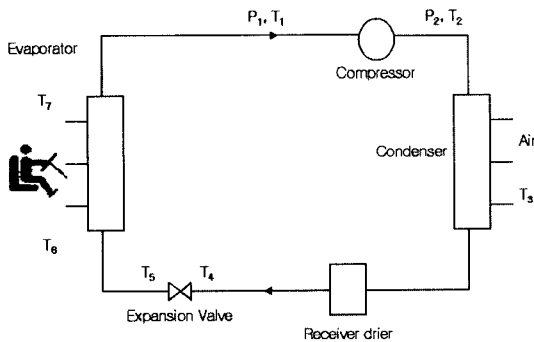


Fig. 4 Air conditioner system components

### 2.4.2 실차 실험방법

Fig. 4는 차량공조 시스템을 도식화하였으며 여기에 설명할 수 있는 DATA 포인트들을 차량에 설치한 후 추가적인 시스템 변수들을 모니터링하였고, 압력-엔탈피 선도상에 입력하여 차량의 속도에 따라 냉방능력 및 성적계수 등을 산출하였다.<sup>7)</sup>

P1, T1, 그리고 P2, T2는 저압측과 고압측의 압력 및 온도이다. T3는 응축기로 들어가는 외기온도이며 T4는 팽창밸브 직전의 온도이고, T5는 팽창밸브를 통과한 후의 온도를 나타낸다. T6는 공조시스템 덕터를 통해 토출되는 평균온도이며, T7은 자동차 실내 평균온도를 나타낸다.

## 3. 실험결과

### 3.1 냉동사이클에 의한 실험결과

압축기의 흡입압력과 배기압력, 증발기 입구 및 출구측 온도, 압축기입구 및 출구측 온도, 팽창밸브 직전온도를 구하여 냉동 사이클 상에서 결과를 예측하였다.<sup>3)</sup>

냉동사이클상의 실험결과는 4.1에 나타내었다.

### 3.2 실차 실험결과

Fig. 5는 실차 조건에서 차량주행 상태를 시간에 따라 분류하고 온도와 압력 변화를 시험결과로 나타낸 것이다. 실내평균온도는 1차와 4차 시험에 비해 2차와 3차 시험이 맨트(vent)토출온도가 낮게 유지되었다.

특히 공회전의 경우, 2차와 3차 시험이 실내평균 온도가 가장 낮게 나타났다. 차량에서 맨트부는 운전자나 승객의 가슴부분과 일치하는 위치인 대쉬보드(dash board)에 장착되어있고, 맨트 토출온도가 차량 공조 시스템에서 실내온도에 직접적으로 영향을 미친다.<sup>7)</sup> Fig. 5에서 고압(discharge pressure)부는 1차, 3차, 4차에서 미세한 liquid back이 발생되었고, 2차의 경우는 40~100km/h에서 약간의 압력변화가 일어났다. 또한 2차와 3차 실험은 서브 쿨링 영역이 확대되어 증발기의 흡열 능력을 크게 하여 실내온도를 낮게 유지할 수 있었으나, 3차 시험의 경우는 압축기 입구측의 압력 및 온도가 매우 낮아 적당한 과열도를 유지할 수 없으므로 Fig. 5와 같이 liquid

back이 발생하였다.<sup>4)</sup>

Fig. 5에서 압축기의 압력 분포를 보면 저압 (suction pressure)측은 1차 및 2차, 3차 및 4차 시험이 균일하게 나타났으며 2차의 경우 40~100km/h에서 약간의 변화를 보이는 것이 냉매유량의 변화에 의한 것으로 냉매 사이클에 그다지 큰 영향을 미치지 않았다. 따라서 시험결과는 냉방성능 측면에서 3차 시험이 2차 시험에 비해 다소 우수 하였지만, 소요 마력과 냉방성능을 동시에 고려하면 2차 시험이 안정적이었다.<sup>7)</sup>

Fig. 6은 데이터 상에서 압축기 입구측에서 주행 속도에 따라 액상냉매 발생유무를 확인한 것으로 2차 시험의 경우에, Fig. 6과 같이 부분적으로 액상냉매가 발생하였지만 1차 및 3차와 4차 시험결과에 비해 2차 시험이 액상냉매에 의한 압축기의 액압축의 영향을 받지 않을 것으로 판단된다.<sup>4)</sup>

#### 4. 결과 및 고찰

본 실험에서 팽창밸브 설치치 변경이나 서브 콘덴서 변경을 통해 액상냉매의 발생유무와 속도에 따른 공조시스템의 압력 및 온도가 안정적인 지를 확인할 수 있었다.

그러나 이러한 실차 시험만으로 타당성을 검증하기가 어렵기 때문에 시험 데이터를 기준으로 한 각 위치의 온도, 압력을 냉방선도 상에서 이론적인 값을 산출하여, 그 결과를 실차시험과 함께 비교 검토하였다.

Fig. 5와 Fig. 6은 환경풍동시험실에서 얻은 데이터이며 공조업체의 사양에 준하여 시험하였고,<sup>6)</sup> 냉방선도상의 이론적 시험은 Ashare Handbook을 참조하였으며, 모든 데이터는 실차시험에서 구해진 값을 냉방선도상에 대입하여 산출하였으므로, 신뢰성 측면에서 다소간의 오차를 감안하여야 한다.

또한, 시험결과에 대한 판단은 공조업체 사양에 준하여 주관적인 입장을 배제하는 방향으로 하였다.

##### 4.1 냉방선도 상의 실험결과

###### 4.1.1 평가기준

아래의 각 그래프는 실차 실험에서 냉방선도를

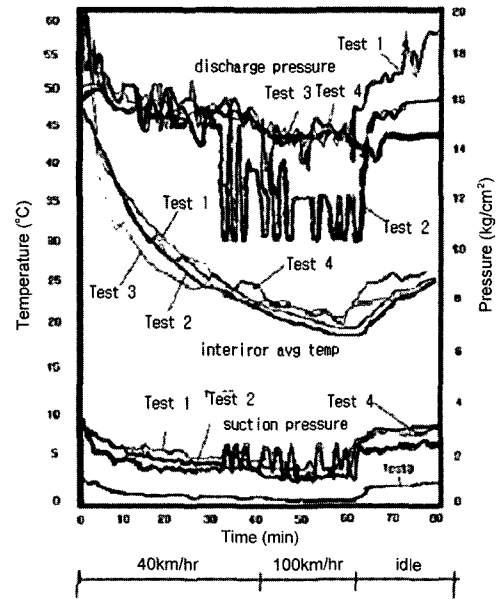


Fig. 5 Temperature and pressure of vehicle

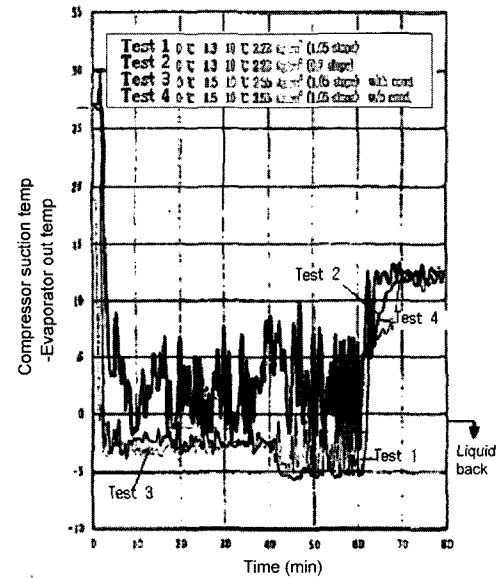


Fig. 6 Results of liquid back

통해 압축기 회전수를 계산 값에 직접 대입하여 나온 결과 값이다. 그 결과에 의해 압축기 체적효율, 냉방효과, 냉매성적계수 및 압축일<sup>1)</sup>을 평가하였다. 체적효율은 압축기의 성능을 예측할 수 있는 기본으로 질량유량에 비례하고, 응축온도의 증가는 체적효율의 감소를 초래한다.

또한 냉방능력<sup>1)</sup>은 냉방효과와 질량유량의 곱으로 나타내며, 공회전시에는 응축온도의 상승에 따라 고압부가 상승하고 압축기 입구측의 비체적이 감소하며, 응축효과와 증발기의 냉방효과가 감소하지만, 냉매유량이 증가되어 압축기의 실 체적효율이 증가한다. 압축기에 의하여 요구되는 동력은 고속회전 시에 저압측 및 고압측이 공회전 및 중속에 비해 큰 압력 차이를 보이므로 압력 차이에 의한 소요마력이 커진다. 성적계수는 식 (4)에 나타냈으며 증발기의 냉방효과를 압축기의 압축일로 나누어 곱해서 일반적으로 증발기의 냉방능력이 증가하면 함께 증가함을 알 수 있다. 또한 압축기 회전수의 증가에 의해 압축일이 커지면 전체적으로 Fig. 9와 같이 성적계수는 감소하는 경향을 보이게 된다.<sup>1)</sup> 즉 압축일이 작아지고 증발능력이 커지면 성적계수는 증가하게 된다. Fig.10에서 냉방효과는 냉매가 팽창밸브를 통과하는 순간 과열도가 효과적으로 조절되어 적절한 기화조건이 되어야 하며 압축기 회전수가 증가하면 압축기의 저압측 압력과 고압측 압력이 함께 감소하여 저압측의 증발기 흡열능력이 증가되어 Fig.10과 같이 냉방효과도 함께 증가하는 경향을 보였다.

## 4.2 이론적 계산근거

### 4.2.1 계산방법

Fig.7과 같이 압력-엔탈피 선도 상에서 실차주행 조건에 따라 압축기의 고압과 저압을 선도상에 각각 표시하고 증발기 출구온도 및 압축기 입구온도, 응축기 입구온도와 응축기 출구온도 그리고 팽창밸브 직전의 온도를 선도 상에 표시하여 Fig.7과 같은 압력-엔탈피선도를 각각 도시한 후 계산근거<sup>1)</sup>에 의해 각 값을 산출하였다. 먼저 압축기 회전수를 800rpm에서 400rpm씩 등 간격으로 하여 식 (1)에 대입하여 이론 토출량을 산출한 후 공회전, 40km/h, 100km/h 상태에서 팽창밸브 직전의 온도와 저압 및 고압을 함께 구한다. 속도에 따른 선도는 DATA Acquisition로부터 모니터링 된 모든 변수를 공회전, 40km/h, 100km/h로 분류하여 평균하며, 그 평균값을 이용하여 Fig.7의 1~6의 온도와 압력, 비체적을 산출하며, 각각은 1차~4차까지 반복과정을 거친다.

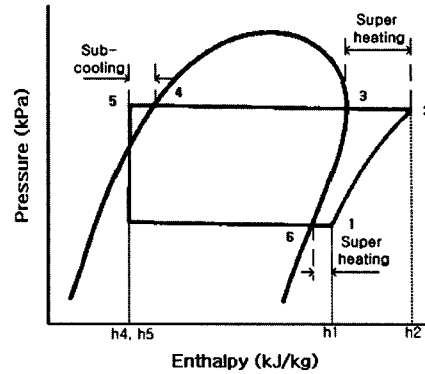


Fig. 7 Pressure-enthalpy diagram

### 4.2.2 계산근거

냉매의 실제적 효율을 구하기 위해 압축기 이론 토출량, 냉매유량 및 압축기 실제 토출량을 산출하여야 하므로, 베인 로타리 압축기에서의 압축기 이론 토출량은

$$V_g = \frac{\pi}{4} (A^2 - B^2) L N R \quad (1)$$

where  $V_g$  : Ideal displacement, A : Diameter of cylinder, B : Diameter of roller, L : Length of cylinder, N : Revolution per minute, R : Number of vane

압축기의 실제 토출량은 냉매순환량과 비체적의 곱이므로

$$V_a = \frac{Q_e}{q_2} \times v = G \times v \quad (2)$$

where  $V_a$  : Actual displacement,  $Q_e$  : Cooling capacity,  $q_2$  : Refrigerating effect,  $v$  : Specific volume, G : Refrigerant flow rate

체적효율은 이론토출량에 대한 실제 토출량으로 산출하면

$$\eta_v = \frac{V_a}{V_g} \quad (3)$$

압축기성적계수는 압축기일에 대한 냉방효과이므로

$$COP = \frac{q_2}{AW} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (4)$$

where COP : The coefficient of performance, AW :

Compressor work, h: Enthalpy

냉방효과는 압력-엔탈피 선도상에서 증발기 능력으로 나타내면

$$q_2 = h_1 - h_4 \quad (5)$$

압축기 소요마력은 냉매순환량과 압축일의 곱이므로

$$G \times AW = \frac{Q_c}{q_2} \times AW \quad (6)$$

압축기성적계수는 냉방능력을 압축기일로 나눈 값이다.

#### 4.2.3 압축기의 체적효율<sup>6,7)</sup>

실험기관의 작동조건은 압축기의 회전수를 800rpm에서 2600rpm까지 실시하였으며, 이에 따른 압축기의 체적효율은 Fig. 8과 같다.

Fig. 8에서 보면 회전수의 증가에 따라 전체적인 체적효율은 감소하는 경향을 보이고 2차와 3차 실험이 다소 양호하게 나타났다.

특히 2차 실험과 3차 실험은 전체 회전수 영역에서 이론적 계산근거 (3)에 의해 냉매유량의 증가에 따라 압축기의 실제 토출량이 증가하였으며 그 결과 2차 실험과 3차 실험이 다소 높은 체적효율을 보여주고 있다.

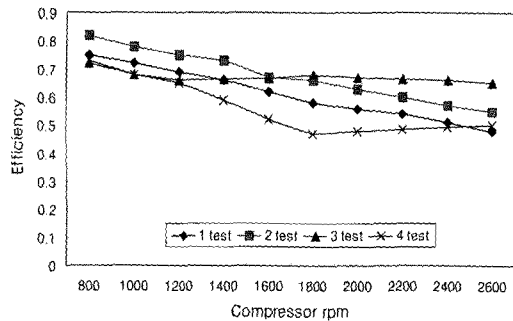


Fig. 8 Volumetric efficiency to compressor rpm

#### 4.2.4 압축기의 성적계수<sup>6,7)</sup>

압축기의 성적계수(COP)를 Fig. 9에 나타내었다. 압축기 회전속도를 증가시킬 때 전체적인COP는 감소하는 경향을 나타낸다. 그럼에서와 같이 1차, 3차, 4차 실험에 비해 2차 실험이 전체 회전수 영역에서 냉매성적계수가 다소 높게 나타났다.

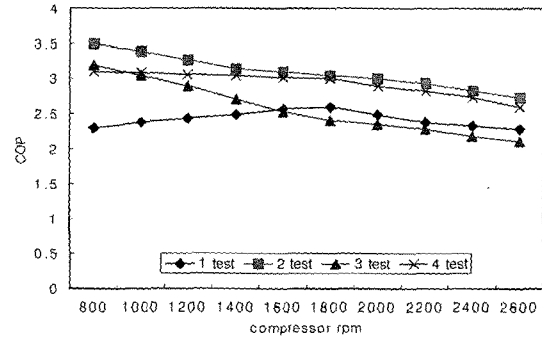


Fig. 9 Performance coefficient of refrigeration system to compressor rpm

이는 Fig. 5에서와 같이 2차 실험에서 저압압력이 낮아짐에 따라 이론적 계산근거(4)에 의해 증발기의 흡열능력이 증가되고 압축기의 일은 감소되어 성적계수의 향상을 가져온 것으로 판단된다.

#### 4.2.5 냉방효과<sup>6,7)</sup>

실험기관의 작동조건은 압축기의 체적효율에 좌우되며, 이에 따른 냉방효과를 Fig. 10에 나타내었다. 압축기 회전수의 증가는 Fig. 10에서와 같이 전체적인 영향은 압축기 회전수 증가에 의해 냉방효과가 함께 증가하며 특히 2차 실험이 양호한 경향을 보였다. 그러나 3차 실험은 Fig. 5와 같이 압축기의 회전수가 증가할 때, 저압측이 낮고 고압측이 높아 소요마력의 증가로 냉방효과는 감소하게 된다.

이는 서브쿨링을 향상시켜 액압축이 발생되지 않는 범위에서 증발기의 효율을 증가시켜 압축기 입구측의 온도와 압력을 낮게 유지함으로써 나타난 결과로 판단된다.

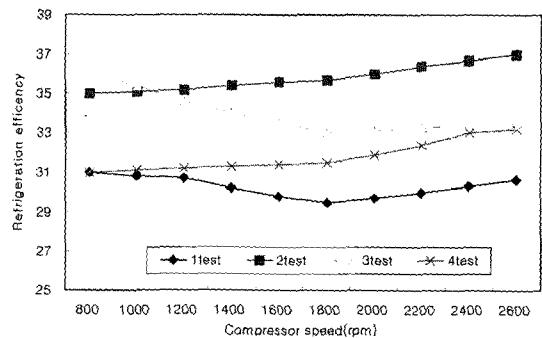


Fig. 10 Refrigeration efficiency of refrigerant to compressor rpm

4.2.6 냉방시스템의 압축기 소요마력<sup>6,7)</sup>

냉방시스템의 압축일을 Fig. 11에 나타내었다. 회전수 증가에 따라 전체적인 경향은 압축기 소요마력이 증가하는 경향을 보인다. 특히 3차 실험은 압축기의 회전수 증가에 따라 소요마력이 가장 큰 폭으로 증가 하여 저속영역과 고속영역 사이의 소요마력차이가 크게 나타났다. Fig.11에서 전체적인 경향은 2차 및 4차 실험이 마력손실이 작고 안정적인임을 알 수 있다.

이는 2차 실험의 경우는 팽창밸브 설정치 조절로 적당한 냉매순환량(6)을 유지하였을 뿐만 아니라 증발기냉방능력에 의한 냉방효과의 증대로 전체 회전수 영역에서 다소 양호한 결과가 나타난 것으로 판단된다.

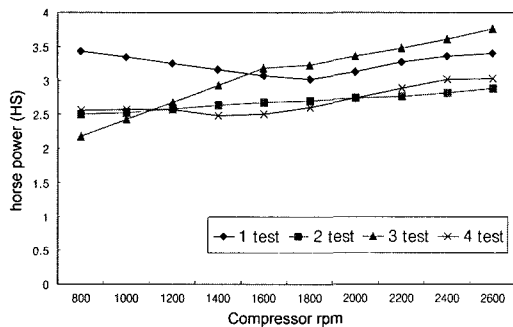


Fig. 11 Horse power of a refrigeration system to compressor rpm

5. 결론

Fig. 8은 압축기의 실제 토출량을 증가된 2차 및 3차 실험은 체적효율을 향상시키는 것이지만, 3차 실험의 경우, 실제 토출량은 Fig. 11과 같이 냉매순환량의 증가로 곧, 압축기의 일을 증가되는 문제점이 있었으며, 2차 실험은 Fig. 9와 같이 압축기의 실제 토출량이 크지만 압축기의 일을 적게 하면서 성적계수를 향상시킬 수 있었던 것은 적절한 과열도를 유지에 의한 서브쿨링효과에 의한 것이다. 또한 2차 실험은 증발기의 입구 및 출구측의 온도와 압력을 낮게 유지하여 액상냉매영역을 줄인 상태에서 Fig. 10과 같이 공조시스템의 냉방효과를 다소 증대시켰다.

따라서 본 연구에서는 서브쿨링에 역점을 두어 공조시스템의 성능 향상에 미치는 영향을 평가한 것으로서 Table 3 및 Table 4와 같이 1차 시험은 팽창밸브 설정치를 1.5kg/cm<sup>2</sup>, 2차 시험은 1.3kg/cm<sup>2</sup> 하였고, 3차 시험은 팽창밸브 설정치 1.5kg/cm<sup>2</sup>에 보조축축기를 부착하였으며, 4차 시험은 팽창밸브 설정치 1.5kg/cm<sup>2</sup>와 함께 기울기를 변경하여 시험한 결과로 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) 실차 시험을 통해 Table 3과 Table 4의 실내평균 온도로부터 1차 및 4차 실험에 비해 2차 및 3차 시험이 서브쿨링의 영향으로 약 1~2°C향상됨을 알 수 있었다.
- 2) 실차 조건에서 1, 2, 3, 4차의 실험을 통해 압축기의 고착 원인이 되는 liquid back 현상의 영향을 확인하였다.
- 3) 이론적 고찰에서 냉방선도 상의 압축기 소요마력이 다른 세 가지 경우에 비해 2차 실험결과가 다소 양호함을 알 수 있었다.
- 4) 냉방선도 상에서 실제시험을 근거로 하여 이론적인 계산 근거와 함께 냉방성능이 차량에 미치는 영향을 알 수 있었다.

후 기

이 논문은 2002년도 두뇌 한국 21 사업에 의하여 지원되었으며, 이 시험에 협조해주신 쌍용자동차와 한라공조, 대한칼소닉의 관계자 분께 감사를 드립니다.

References

- 1) "Ashare Handbook," HVAC Systems and Equipmint Volume American Society of Heating, Refrigeration and Air Conditioning Engineers Inc. Atlanta, GA, 1992.
- 2) H. J. Chang, B-H. Kang, H-K. Kim, C-S Han, "An Experimental Study on Performance Enhancement of Parallel flow for the Automotive Air-conditioner," Summer Annual Conference of SAREK, Vol.6, pp.1366-1371, 2002.
- 3) K. H. Kim, S. H. Park, W. Kang, "A Design of the Block Type Expansion Valve in Auto-



- motive Air Conditioning System using HFC-134a," Transactions of KSAE, Vol.11, No.4, pp.196-203, 2003.
- 4) V. C. Mei, D. M. Kyle, or F. C. Chan, "R-134a Liquid over-feeding Mobile Airconditioning System," Oak Ridge National Lab. SAE 931126, 1993.
  - 5) S. S. Kim, K. H. Bang, "An Experimental Study on the Effects of Liquid Injection into the Compressor Cylinder of a Heat Pump," Summer Annual Conference of SAREK, Vol.2, pp.606-611, 2002.
  - 6) HFC-134a, a High Efficiency Heat Exchanger of an Automotive Air Conditioning System, Department of Basic Technical Development, DaeHan Calsonic, 1997.
  - 7) Technical Data File of the Automotive Air-conditioner, Halla Climate Control Corp., 1997.
  - 8) K. H. Kim, J. S. Jang, J. I. Park, "Development on the Sub-cooled Hybrid Condenser in Automotive Air-Conditioning System," Transactions of KSAE, Vol.11, No.5, pp.70-76, 2003.
  - 9) Y. Y, H. M, K. T. T, Development of Sub-cooling System, Denso Corp, Yoji Nishimura Toyota Motor, 1996.