

## 냉매충전량 변화에 따른 자동차에어컨 성능의 실험적 고찰

### An Experimental Study on the Performance of Automobile Air Conditioning System with Variations of Charging Conditions

이건호\*, 정종대\*\*, 최규환\*\*, 유정열\*\*\*  
G. H. Lee, J. D. Jung, K. H. Choi, J. Y. Yoo

#### ABSTRACT

The system performance of an automobile air conditioning system with variations of charging conditions has been investigated experimentally. An automobile air conditioning system was composed of laminated type evaporator, parallel flow type condenser, swash plate type compressor, externally equalized thermostatic expansion valve and receiver drier. The objective of this study was to quantify the influence of the refrigerant charge under the steady state operation of an automobile air conditioning system. The results indicated that a 10% undercharge caused a 10% reduction in the capacity of evaporator.

주요기술용어 : Automobile air conditioning system(자동차용 에어컨), Performance analysis(성능 해석), Refrigerant charge(냉매충전량)

#### 1. 서론

에어컨에서 찬바람이 나오지 아니할 경우, 가장 먼저 고려되어지는 요인은 에어컨 내에 들어 있는 냉매량이다. 냉매량이 부족하면, 냉매순환

량이 적어져서 증발능력을 저하시키게된다. 그러나 냉매량이 많아질수록 계속적으로 증발능력이 향상되는 것은 아니다. Mohsen & Dennis<sup>1)</sup>는 가정용 팩케이지 에어컨에 대하여 냉매충전량에 따른 에어컨 성능을 실험하였다. 그들은 주어진 운전조건하에서는 가장 적절한 냉매충전량이 존재함을 알아내었다. 또한 외기온도가 27℃인 경우, 냉매충전량이 적정냉매량 보다 10% 부족하면 냉방능력은 13% 감소되고, 10% 과다하면

\* 정회원, 두원공전 열냉동과

\*\* (주)두원공조

\*\*\* 정회원, 서울대학교 기계공학과

냉방능력은 3% 감소된다고 발표하였다.

본 연구에서 사용한 자동차용 에어컨은 증발기, 응축기, 압축기, 팽창밸브 및 리시버드라이어로 구성되어 있으며, 이들 구성품들은 알루미늄 배관 및 호스로 연결되어 있다. 자동차용 에어컨은 가정용 에어컨에 비해 냉방부하의 변동이 심하기 때문에 모세관 대신에 주로 팽창밸브가 사용되며, 팽창밸브는 냉방부하의 변화에 따라 냉매순환량을 조절함으로써 압축기로 냉매액의 유입을 막아주며, 시스템의 안정을 꾀한다. 또한 리시버드라이어는 에어컨내에서 냉매액을 저장하는 장치로서 응축부하의 변동에 대하여 시스템내에 적당한 냉매량을 공급시켜 주는 역할을 한다. 이러한 팽창밸브와 리시버드라이어는 냉매충전량과 매우 밀접한 관계가 있으며, 에어컨의 성능에도 큰 영향을 줄 것으로 사료된다. 따라서 본 연구는 자동차용 에어컨에 대하여 냉매충전량 변화가 에어컨 성능에 미치는 영향 등을 실험을 통하여 분석하고 적정냉매충전량을 얻고자 하였다.

## 2. 실험장치 및 실험방법

자동차 에어컨의 성능에 영향을 주는 운전변수들은 증발기 입구공기상태(공기온도, 공기습도, 공기풍량), 응축기의 입구공기상태(공기온도, 공기풍량)와 압축기 회전수 및 시스템 내에 충전되는 냉매충전량등이다. 따라서 자동차 에어컨

성능을 평가하기 위해서는 이들 운전변수들을 조절할 수 있는 실험장치가 필요하다. Fig.1은 증발기 입구공기 상태를 조절하기 위한 간이풍동장치를 보여주고 있다. 그림에서 보는 바와같이 증발기 입구공기 온도는 덕트입구에 히터를 설치하여 슬라이드로 조절하였고, 공기풍량은 D/C모터 드라이브로 송풍기 팬 속도를 변화시키면서 조절하였다. 또한, 공기습도는 덕트입구에 히타가 내장된 물탱크를 두어, 슬라이드로 히터를 조절하여 물의 증발량을 변화시키면서 습도를 맞추었다. 그리고 공기가 증발기에 균일한 속도로 유입되도록 덕트를 길게 제작하였으며, 중간에 4개의 망사를 설치하였다. Fig.2는 응축기 입구공기 상태를 조절하기 위한 간이풍동장치이다. 그림에서 처럼 응축기 입구공기 풍량은 인버터로 송풍기 팬의 회전속도를 변화시키면서 조절하였고, 공기온도는 덕트 입구에 난방기를 설치하여 난방기 출구공기의 흐름방향을 변화시키면서 조절하였다. 송풍기는 3kW급으로 공기속도가 10m/sec까지 가능하였다. 또한, 공기가 균일유동이 되도록 덕트를 확대-축소시켰으며, 중간에 여러개의 망사를 설치하였다. 압축기는 10마력급 모터로 구동시켰으며, 인버터로 모터 회전수를 변화시키면서 압축기 회전수를 조절하였다.

Table 1은 본실험에서 사용한 계측장비와 시스템 구성품들의 재원을 보여주고 있다. 증발기에서는 Fig.1에서 보여주는 바와 같이 덕트내에 습도계와 피토투브를 설치하여 증발기 입구공기

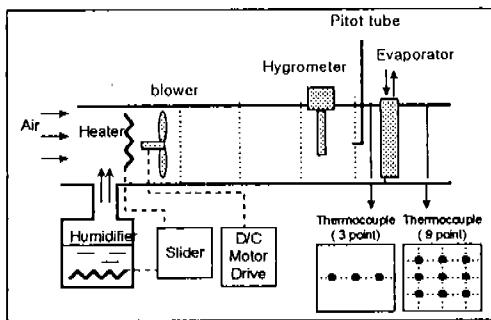


Fig.1 Experimental apparatus of evaporator

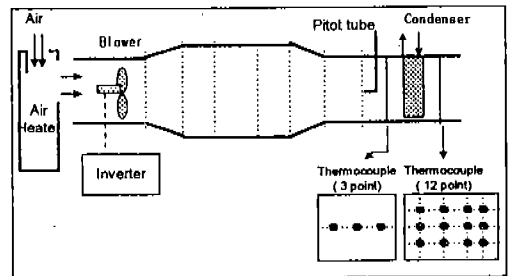


Fig.2 Experimental apparatus of condenser

Table 1 Specification of experimental apparatus

	Type	Model & Specifications
Measuring Instruments	Data acquisition system	HP E1302(by Hewlett Packard) : 96channel , 100kHz
	Data recorder	HR 2300(by Yocogawa) : 30channel
	Turbine flow meter	SP3/8-CB-PH7(by Sponsler) range : 0.5~10ACFM(for gas), linearity : 1.0%
	Pressure transducer	VPRQ(by Valcom) : range : 0~10kg/cm <sup>2</sup> , 0~30kg/cm <sup>2</sup> , accuracy : 0.5%
	Temperature transducer	Pt 100 resistance temperature sensor
	Hygrometer	FG 80H(by Galltec) range : from -40℃ to 80℃, accuracy : 2.5%
	Digital manometer	FCO-12(by Furnece Controls Limited) : 0~18m/sec
	Inverter	MOSCON-G3(by Samsung) : 18.5kW
Air-conditioner System	Evaporator	Laminated type evaporator with one-tank size : 235x224x74mm, pass : 4 , louvered fin
	Condenser	Parallel flow type condenser size : 567x306x20mm, pass : 9-8-5-5, louvered fin
	Compressor	Swash plate type compressor piston number : 10, displacement : 150cc
	Receiver Drier	Daehan Brazing Co., LTD. , displacement : 250cc
	Expansion Valve	Externally equalized thermostatic expansion valve (by Hujikoki), capacity : 1.0RT
	Pipe	Aluminum duct, diameter : 3/8", 12mm, 1/2", 5/8"

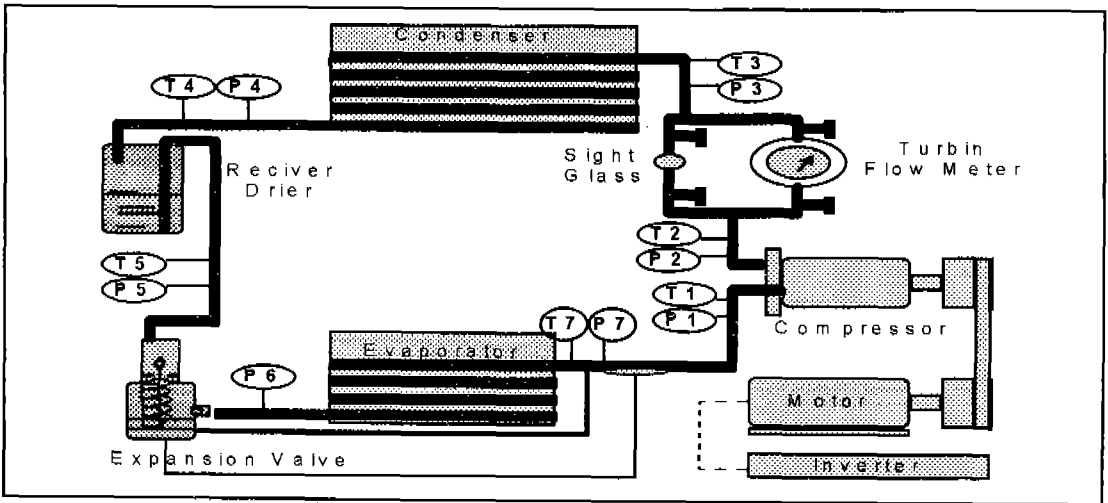


Fig.3 Schematic diagram of air-conditioner system

의 습도와 유속을 각각 측정하였고, 또한 증발기 입구와 출구에 3개와 9개의 온도센서를 설치하여 증발기 입출구 공기온도를 측정하였다. 응축기에서는 Fig.2에서처럼 덕트내에 피토투브를 설치하여 응축기 입구공기 유속을 측정하였고, 응축기 입구와 출구에 각각 3개와 12개의 온도센서를 설치하여 응축기 입출구 공기온도를 측정하였다. Fig.3은 에어컨시스템의 구성도를 보여주고 있다. 여기에서 응축기는 Fig.1에서 보여준 간이풍동 내에 설치되어 있고 증발기는 Fig.2에서 보여준 간이풍동 내에 설치되어 풍량 및 온도가 조절된다. 그리고 에어컨 시스템내의 냉매 상태를 측정하기 위하여 각 구성품의 입출구 배관에 온도센서 6개와 압력센서 7개를 설치하였다. 온도센서는 백금저항 온도계를 사용하였고,

압력센서는 저압부에는 최대 10kg/cm<sup>2</sup>, 고압부에는 최대 30kg/cm<sup>2</sup>인 압력센서를 사용하였다. 또한, 압축기와 응축기 사이의 배관에 터빈유량계를 설치하여 단위시간당 흐르는 냉매유량을 측정하였다. 이 모든 측정센서들은 데이터처리장치에 연결시켰으며, 컴퓨터에서 데이터를 저장 및 분석할 수 있도록 데이터 처리장치의 전용어인 VEE S/W을 사용하였다. 본 실험에서 사용한 냉매충전기는 냉매의 충전, 회수, 재생 및 재충전이 가능하며, 사용냉매는 R-134a이다.

Table 2는 실험에서의 운전조건들을 보여주고 있다. 운전 변수인자로는 냉매충전량이 사용되었고, 냉매충전량은 초기에 500g을 충전한 후 실험을 행하고 다시 100g씩 추가시키면서 1,000g까지 실험을 행하였다.

Table 2 Experimental conditions

	Conditions	Values
Evaporator	Inlet Air Flow Velocity	2.5m/sec
	Inlet Air Temperature	30℃
	Inlet Air Humidity	60%
Condenser	Inlet Air Flow Velocity	5.0m/sec
	Inlet Air Temperature	30℃
Condenser	Rotation Number	1,800rpm
Refrigerant Charge	From 500g To 1,000g(100g adding)	

Table 3 Experimental data of air conditioning system for various refrigerant charge

Charge [g]	Refrigerant Side														Air Side	
	G[kg/h]	Pressure[kg/cm <sup>2</sup> , abs]							Temperature[℃]						Temperature	
		P <sub>1</sub>	P <sub>2</sub>	P <sub>3</sub>	P <sub>4</sub>	P <sub>5</sub>	P <sub>6</sub>	P <sub>7</sub>	T <sub>1</sub>	T <sub>2</sub>	T <sub>3</sub>	T <sub>4</sub>	T <sub>5</sub>	T <sub>6</sub>	Eva., out	Cond., out
500	116	1.96	11.8	11.2	10.9	10.7	2.41	2.11	26.6	91.8	85.2	41.9	40.9	25.9	14.1	35.6
600	129	2.25	12.5	11.7	11.5	11.3	2.76	2.44	21.5	95.7	92.4	44.1	42.9	21.5	10.7	36.3
700	165	2.64	13.7	12.9	12.4	12.2	3.31	2.95	14.3	87.6	83.0	45.8	44.8	13.8	9.7	37.2
800	164	2.61	13.9	13.0	12.7	12.5	3.27	2.90	11.7	86.0	83.6	46.0	45.4	11.5	9.5	37.7
900	160	2.56	13.8	13.0	12.6	12.4	3.21	2.86	11.5	86.2	83.0	44.8	44.2	11.4	8.6	37.7
1,000	159	2.60	14.7	13.9	13.6	13.4	3.22	2.89	10.7	88.2	85.7	38.8	38.2	10.3	9.2	38.6

Table 4 Results indicating air conditioner performance

Change [g]	Super-Heating [°C]	Sub-Cooling [°C]	$Q_{eva,air}$ [kcal/h]	R1* [%]	$Q_{cond,air}$ [kcal/h]	R2* [%]	$W_{comp.}$ [kW]	C.O.P
500	33.3	0.0	4,329	-5	6,420	11.2	2.78	1.81
600	25.2	0.0	4,826	-1	6,820	5	3.00	1.88
700	12.4	0.9	5,483	-5	7,623	-2	3.23	1.97
800	10.6	1.6	5,308	-5	7,722	1	3.23	1.91
900	10.9	2.5	5,388	-2	7,722	3	3.26	1.92
1,000	9.7	11.5	5,503	-5	7,700	2	3.33	1.92

•  $R1 = (Q_{eva,air} - Q_{eva,ref}) / Q_{eva,air} \times 100$ ,  $R2 = (Q_{cond,air} - Q_{cond,ref}) / Q_{cond,air} \times 100$

### 3. 실험결과 및 분석

Table 3은 냉매충전량 변화에 따라 에어컨 시스템 내의 냉매상태와 공기상태를 측정된 결과이다. 하첨자 번호는 Fig.3에서 보여주는 센서의 번호를 의미한다. 공기측 온도는 9개의 중발기 출구공기 온도와 12개의 응축기 출구공기 온도의 평균값을 각각 나타내고 있다. Table 4는 에어컨 성능에 대한 실험결과를 보여주고 있으며, 각각의 값들은 다음과 같이 구하였다. 공기측 중발능력은 중발기 입출구의 공기엔탈피차와 공기풍량과의 곱으로 구한다. 중발기 입출구공기 엔탈피는 공기온도와 습도에서 구할 수 있으며, 중발기 출구공기는 중발기 주위에서 응축수막이 형성됨으로 상대습도는 거의 100%가 된다. 냉매측 중발능력은 중발기 입출구 냉매엔탈피차와 냉매순환량과의 곱으로 구하였다. Table 4에서 나타낸 R1은 공기측 중발능력과 냉매측 중발능력과의 오차를 나타내는 것으로 거의 5%내에 있음을 알 수 있다. 이는 시스템이 매우 안정적임을 의미한다. R2는 공기측 응축능력과 냉매측 응축능력과의 오차를 나타낸 것으로 냉매충전량이 500g과 600g을 제외하고는 3%내에 있다. 여기에서 냉매충전량이 500g과 600g인 경우는 응축기 출구냉매가 포화증기상태이므로 건도를 알 수가 없으므로 냉매측 응축능력 계산이 부정확하기 때문으로 사료된다. 또한, 압축기 소요동력은 인버터에서 출력되는 전압과 전류를 측정

하여 모터 공칭효율을 고려해서 구하였다. 여기에서 모터의 공칭효율은 제조업체에서 제시한 85%를 적용하였으며, 압축기와 모터를 연결하는 벨트의 효율은 고려하지 않았다.

#### 3.1 냉매충전량과 팽창밸브에 의한 영향

본 실험에서 사용된 팽창밸브는 외부균압식 자동온도 팽창밸브로 과열도의 설정에 의해 개도크기가 결정되어지며, 냉매순환량은 팽창밸브의 개도와 팽창밸브 입출구의 압력차에 지배적인 영향을 받는다. Fig.4는 냉매충전량 변화에 따른 냉매순환량의 변화를 보여주고 있다. 그림에서 보는 바와같이 냉매충전량이 증가할수록 냉매순환량은 증가하다가 700g 부근부터는 냉매충전량의 증가에도 냉매순환량은 거의 일정함을 보여준다. Fig.5는 냉매충전량 변화에 따른 과열도의 변화를 보여주고 있으며, 냉매충전량 700g 이상부터는 과열도가 거의 10°C로 일정함을 알 수 있다. Fig.6은 냉매충전량 변화에 따른 팽창밸브 전후 압력차의 변화를 보여주고 있으며, 냉매충전량이 증가하면 계속적으로 커짐을 알 수 있다. 이는 냉매충전량이 700g 이하에서는 설정된 과열도와 관계없이 팽창밸브의 개도가 항상 최대로 열려져 있으므로 냉매충전량의 증가는 팽창밸브 전후의 압력차에 지배적이다. 따라서 냉매충전량의 증가는 냉매순환량을 증가시키므로 Fig.7에서 보는 바와같이 냉방능력이 커지게 된다. 반면에 냉매충전량이 700g 이상되면 팽창밸

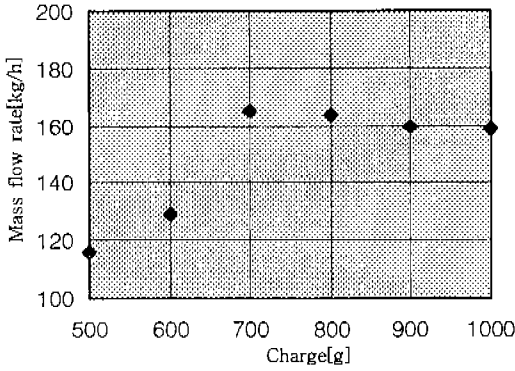


Fig.4 Effects of charge on refrigerant flow rate

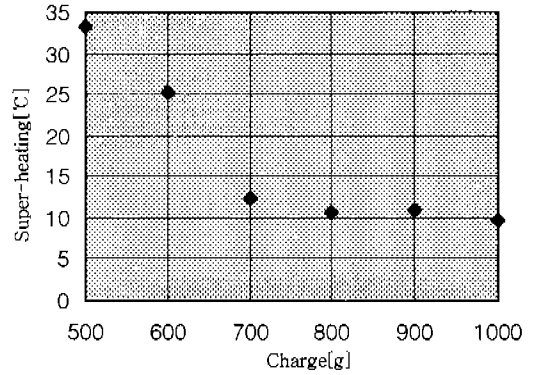


Fig.5 Effects of charge on super-heating temperature

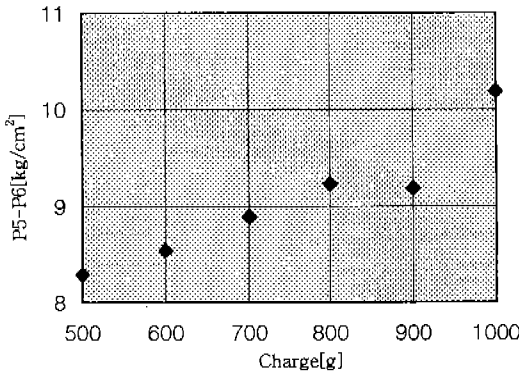


Fig.6 Effects of charge on the differential pressure between the inlet of evaporator and the outlet of receiver drier

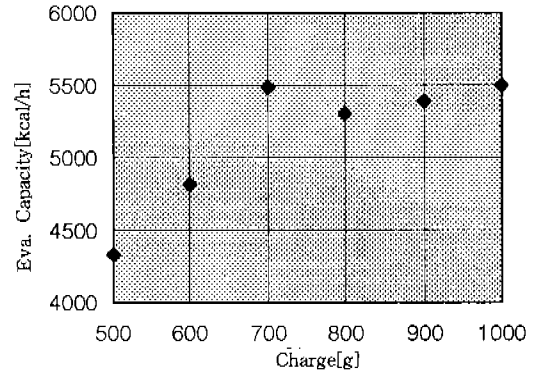


Fig.7 Effects of charge on the capacity of evaporator

브 전후의 압력차는 증가하지만 과열도에 의하여 팽창밸브의 개도가 조절됨으로서 냉매충전량이 증가하여도 냉매순환량과 냉방능력이 거의 일정함을 알 수 있다. 따라서 본 실험조건에서 적정냉매충전량의 최소는 700g임을 알 수 있고, 이보다 10% 부족한 경우는 냉방능력 또한 10% 감소하였다.

### 3.2 냉매충전량과 리시버 드라이어에 의한 영향

Fig.8과 Fig.9는 각각 냉매 충전량의 변화에 따른 증발압력과 응축압력 변화를 보여주고 있

다. 그림에서 보는 바와같이 냉매충전량이 700g에서 900g까지는 증발압력과 응축압력이 거의 변화가 없음을 알 수 있다. 이는 냉매충전량이 변화하여도 냉동사이클에는 거의 영향을 미치지 아니하며, 단지 추가된 냉매량은 리시버드라이어에 축적되고 있을 것으로 사료된다. 본 실험에서 사용한 리시버드라이어의 크기는 250cc로서 대략 280g의 냉매액을 저장할 수 있다. 냉매충전량이 1,000g에서는 Fig.9에서 보는 바와같이 응축압력이 갑자기 증가함을 보여주는데 이는 리시버드라이어내에 냉매액이 가득차게 되어 여분의 냉매가 응축기에 쌓이게 되므로 응축압력이

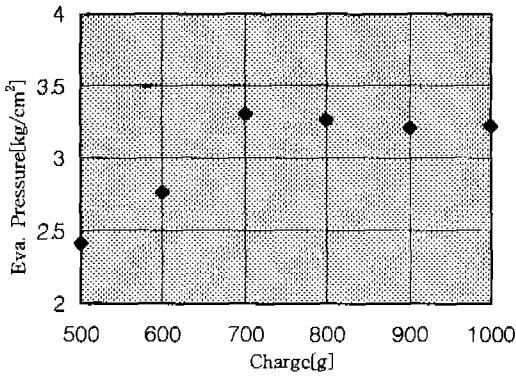


Fig.8 Effects of charge on the evaporating pressure

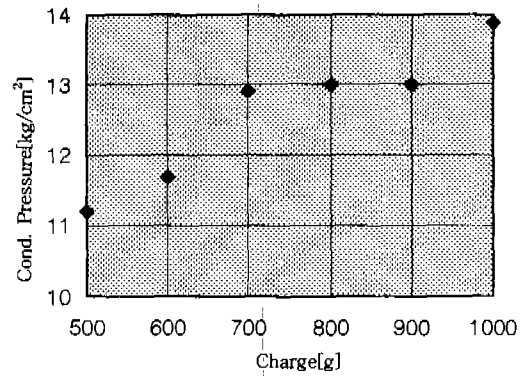


Fig.9 Effects of charge on the condensing pressure

커지는 것으로 사료된다. 이러한 응축압력의 증가는 압축기의 소요동력을 증가시켜 에어컨의 성능을 저하시키는 요인이 될 수 있다. 따라서 본 실험조건에서 적정냉매충전량의 최대는 900g 부근이며, 이는 리시버드라이어의 용량에 제한을 받는다. 또한 적정냉매충전량보다 냉매충전량이 과다하여도 냉방능력의 변화는 거의 없으며, 응축압력만이 커짐을 알 수 있었다.

#### 4. 에어컨 시스템내의 냉매량 계산

실험시에 주입된 냉매량은 실험장치에 설치된 보조관 및 충전호스에 있는 냉매와 주입기의 오차등을 모두 포함하고 있기 때문에 실제 에어컨 시스템에 영향을 주는 냉매량과는 다소 차이가 있다. 따라서 본연구에서는 실험결과에서 얻은 각 배관내의 온도와 압력을 기준으로 각 구성품이 차지하고 있는 냉매량을 계산하였다. 증발기 내부 체적은 990cc이며, 입구측 냉매 상태는 건도가 0.3부근으로 밀도는 약  $30\text{kg/m}^3$  정도이다. 증발기 내부 냉매는 외부에서 열을 받으므로 입구에서 출구로 흐르면서 밀도는 계속하여 감소하게된다. 본연구에서는 증발기 내의 압력강하비와 냉매엔탈피비가 일정하다고 가정하여 포화증기영역을 결정하였고, 또한 미소체적에 대하여 밀도를 구한후 이를 바탕으로 전체체적에 대해 합산하였다. 압축기내의 냉매량은 흡입실, 압축

실, 토출실로 구분하여 계산하였다. 흡입실 체적은 92cc이며, 압축기 입구냉매 밀도로 계산하였고, 토출실 체적은 150cc이며 압축기 출구냉매 밀도로 계산하였다. 압축실 내의 체적은 150cc이며, 내부 밀도는 압축기 입구냉매 밀도와 출구냉매 밀도의 평균값으로 계산하였다. 응축기에서는 냉매가 과열증기 상태로 들어가서 계속적으로 열을 빼앗김으로 인해 포화습증기 및 과냉액 상태로 변화되면서 응축기 출구로 나오게 된다. 따라서 응축기내에 함유하고 있는 냉매량을 얻기 위해서는 미소체적에 대한 냉매밀도 변화를 알아야하므로 미소체적에 대한 열전달량을 계산하였다. 본연구에서 사용된 응축기는 루버핀을 갖는 평행류형 응축기이므로 공기측 열전달계수는 Webb et al.<sup>2)</sup> 관계식을 사용하였고, 냉매측 열전달계수는 단상영역에서 Dittus & Boelter 관계식을, 이상영역에서는 Cavallini & Zecchin 관계식을 사용하였다. 또한 각 구성품을 연결시켜주는 배관 내에서의 냉매량은 배관입구와 출구에서의 냉매밀도 변화가 거의 없기 때문에 평균값으로 계산하였다. Table 5는 각 구성품과 배관에 함유하고 있는 냉매량을 계산한 결과로서, 전체 냉매량의 80% 이상이 응축기 내부와 응축기와 팽창밸브사이의 배관내에 분포되어 있음을 알 수 있다. 또한 실험장치에 사용된 보조관으로는 사이폰이 있다. 사이폰은 압력센서를 고온으로부터 보호하기 위하여 배관위에 설치한

Table 5 Refrigerants used in air conditioning system

charge [g]	system [g]	condenser [g]	evaporator		compressor			pipe				
			super [g]	satur- ion[g]	suct- ated[g]	dis- charge	com- pression	PL <sub>1</sub> [g]	PL <sub>2</sub> [g]	PL <sub>3</sub> [g]	PL <sub>4</sub> [g]	PL <sub>5</sub> [g]
500	151	54	1.3	8	0.7	6	2	3	13	21	41	1
600	184	66	1.2	10	0.8	7	2	3	14	37	41	2
700	264	98	0.8	13	1	8	3	4	16	78	40	2
800	269	104	0.7	13	1	8	3	4	16	77	40	2
900	277	111	0.7	13	1	8	3	4	16	77	40	2
1,000	365	194	0.6	14	1	9	3	4	17	79	41	2

Table 6 Refrigerants in the siphon

charge [g]	siphon[g]							sum [g]
	P1	P2	P3	P4	P5	P6	P7	
500	0.4	39	39	60	22	1.1	0.4	162
600	0.4	39	41	59	22	1.1	0.5	163
700	0.6	44	43	59	22	1.3	0.6	171
800	0.6	48	46	59	22	3.2	0.6	179
900	0.6	45	44	59	22	1.4	0.6	173
1,000	0.6	48	45	60	22	1.4	0.6	178

Table 7 Refrigerant distributions

charge [g]	error [g]	siphon [g]	system [g]	R/D [g]
500	168	162	151	19
600	168	163	184	84
700	168	171	264	96
800	168	179	269	182
900	168	173	277	282
1,000	168	178	363	288

보조관으로 본 실험장치에서는 내부용적이 50cc 짜리 6개와 25cc짜리 1개를 설치하였다. 사이폰 내부의 냉매는 순환하지 아니하므로 압축기출구에서 배관내의 냉매는 과열증기 상태이지만 출구에 설치된 사이폰내의 냉매는 대부분 액상으로 존재하게 된다. Table 6은 사이폰내에 들어 있는 냉매량을 계산한 결과이다. 고압측에 설치

된 사이폰에는 냉매량이 매우 많음을 알 수 있다. Table 7은 실제 에어컨 시스템에 사용된 냉매량을 계산한 결과이다. 앞서 살펴본 바와 같이 냉매충전량이 900g인 경우에는 리시버드라이어 내는 냉매액으로만 가득함으로 리시버드라이어가 함유하는 냉매량은 대략 282g이 된다. 따라서 냉매충전기가 에어컨에 900g을 충전시켰지만 실제 에어컨 시스템에 영향을 준 냉매량은 리시버드라이어내의 냉매량을 포함하여 559g 정도이다. 따라서 사이폰에 들어있는 냉매량 173g을 제외한 나머지 냉매량인 168g은 냉매주입시 저울의 오차 및 냉매주입 호스등에 남아있는 냉매량으로 사료된다. 그러므로 본 실험의 운전조건하에서 실제로 에어컨시스템에 필요한 적정냉매충전량은 360g에서 560g 정도로 사료된다.

## 5. 결 론

자동차용 에어컨의 성능을 평가할 수 있는 실



험장치를 설계 및 제작하였다. 또한, 증발기 입구공기온도, 습도, 풍속이 각각 30℃, 60%, 2.5m/sec이고 응축기 입구공기온도, 풍속이 각각 30℃, 5m/sec이며, 압축기 회전수가 1,800rpm인 운전 조건하에서 냉매충전량 변화에 따른 실험을 행하여 아래와 같은 결론을 얻었다.

- 1) 적정냉매충전량은 700g에서 900g 정도이며, 이 범위는 리시버드라이어에 의해 결정되었다.
- 2) 냉매충전량이 적정냉매충전량보다 10% 부족하면 냉방능력은 10% 감소되었지만 냉매충전량이 적정냉매충전량보다 10% 과다하여도 냉방능력의 변화는 거의 없었다.
- 3) 에어컨 가동시에는 에어컨내에 함유하고 있는 냉매량의 80% 이상이 응축기와 팽창밸브사이에 분포되어 있었다.
- 4) 실제 에어컨 시스템에서 요구되는 냉매충전량은 360g에서 560g으로 사료된다.

## 참고 문헌

1. Mohsen Farzad and Dennis L. O'Neal, "System performance characteristics of an air conditioner over a range of charging conditions", Int. J. Refrig., Vol. 14, November, pp. 321~328, 1991.
2. A. Sahnoun and R.L. Webb, "Prediction of heat transfer and friction for the louver fin geometry", ASME Journal of Heat Transfer, Vol. 114, November, pp. 893~900, 1992.
3. 이진호, 정종대, 최규환, "냉매충전량 변화에 따른 자동차에어컨의 성능변화", 공기조화냉동공학회 동계학술대회 논문집, pp. 301~306, 1996.
4. 이진호, "스크롤 압축기를 사용한 자동차용 에어컨 시스템의 성능해석 및 시뮬레이션", 박사학위논문, 서울대학교