

〈논 문〉 SAE NO. 96370131

신냉매용 자동차 에어컨 시스템에서의 건조기 설계에 관한 연구 (온도감응식 팽창밸브의 개도에 따른)

Optimum Design Scheme of Receiver Dryer in an Automotive Air-Conditioning System using HFC-134a Refrigerant

송 유 호*, 김 경 훈**, 송 영 길***
Y. H. Song, K. H. Kim, Y. G. Song

ABSTRACT

Because an alternative refrigerant(HFC-134a) is being used instead of CFC-12 for automotive air-conditioning system, newly designed air-conditioning components are necessary due to changes in characteristics. Optimum design scheme for receiver dryer in an automotive air-conditioning system is described with emphases upon the volume of desiccant and container. The volume of the container, that is manufactured based on the study, is reduced down to one half of the existing receiver dryers.

주요기술용어 : Receiver dryer (건조기), Accumulator(수액기), HFC-134a(대체냉매), Water saturation quantity(수분포화량), Pressure vessel (압력용기), Desiccant(건조제)

1. 서 론

제2차 대전 이후 고급승용차를 중심으로 장착되기 시작했던 자동차용 에어컨은 이제 승용차량의 85% 이상에 장착되어 출고되고 있다. 자동차용 에어컨이 지금과 같은 형태로 장착되기 까

지 많은 변화가 있었고, 특히 냉매가 CFC-12에서 HFC-134a로 바뀌면서 에어컨 시스템 구성요소의 특성변화가 뚜렷하다.^{1)~5)}

이에 따라 HFC-134a를 냉매로 사용하는 자동차 에어컨의 COP 감소등을 해결하기 위하여 향후 고효율 압축기, 열교환기등에 대한 연구가 더욱 활발해질 것으로 예상되며, 이와 병행하여 연비감소등에 대한 문제를 해결하기 위하여 경량화, 소형화에 대한 연구는 물론 안락감을 극대화시키기 위한 제어부문의 연구가 기대된다.^{6),7)}

본 연구의 목적은 신냉매용 자동차 에어컨에

* 경희대학교 대학원

** 정회원, 경희대학교 공대 기계공학과, 레이저공학 연구소 제 4연구부

*** 정회원, (주) 삼성전기, 자동차부품 공조사업부

장착되는 건조기(receiver dryer : 이하 R. D.로 부름)의 최적설계에 대한 기초기술의 확립과 이를 토대로 한 국내의 자동차용 에어컨 부품 설계 기술을 재고하는데 있다.^{9,9)}

2. 실험장치

2.1 실험장치의 구성

본 연구의 목적인 건조기의 설계와 시험을 위하여 실험장치를 설계하였다. 실험장치의 받침대는 넓이와 길이가 1.2m×1.2m이고 높이를 0.85m로 한 철구조물위에 20t의 합판을 덮어 그 위에 에어컨 부품을 설치할 수 있도록 하였다. 이렇게 제작된 받침대위에 1,500cc~2,000cc급 승용차에 장착되는 대체냉매용 압축기, 증발기 및 응축기를 설치하고 이들을 연결하였다. 본 실험에서 사용된 자동차용 에어컨 시스템의 실험장치에 대한 구성도를 Fig.1과 같이 나타내었고 제작된 실험장치의 실물을 Fig.2에 보이고 있다.

압축기는 사판식(wobble type)의 용적형 압축기가 사용되었다.¹⁰⁾ 압축기의 구동은 V벨트로 연결된 7.5kw 삼상 교류 전동기에 의하여 구동 되도록 하였으며, 압축기의 속도를 조절하기 위하여 전동기의 회전수를 변환장치(inverter)에서의 출력 주파수를 변조함으로써 제어하였고, 이들의 제원을 Table 1에 제시하였다.

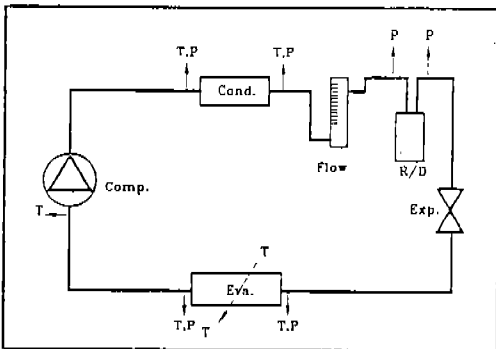
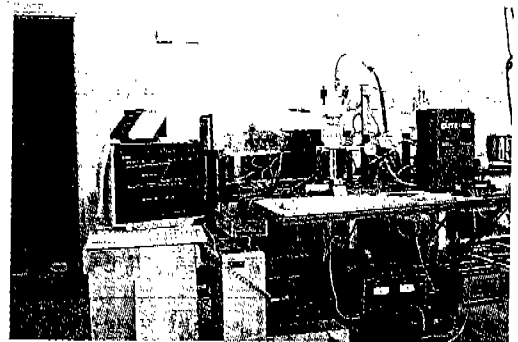
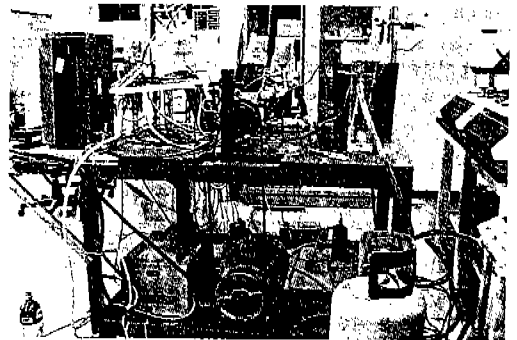


Fig.1 Schematic diagram of the test bench and data acquisition system(T : Temperature, P : Pressure)

응축기는 병렬형(parallel flow type)을 사용하였다.¹¹⁾ 기존의 자동차와 같이 공냉식으로 구성할 경우 응축기 출구에서의 냉매 온도제어에 어려움이 있을 것으로 예상되어 85×18×40mm의 아크릴 수조속에 응축기를 넣고 일반 상수도를 통하여 응축기의 응축온도를 조절하였다. 실제로 이 방법을 통하여 응축기 출구에서의



(a) Front view



(b) Side view

Fig.2 Components of the test bench

Table 1 Specification of the compressor and driving gear

ITEM	SPECIFICATION
Compressor	Wobble Typ : FX-15
Motor	3φ, 3400RPM : 7.5KW
Power Supplier	0~20V, 0~30A
Inverter	MCK-075A, 7.5KW, 10~60Hz

냉매온도를 26°C에서 40°C이상까지 자유롭게 제어할 수 있었다.

시험장치에 사용된 증발기는 인발컵형(drawn cup type)을 채택하였다.¹²⁾ 최근 몇 개의 증발기 제조업체에서 1탱크형 증발기를 선보이고 있으나, 본 실험에서는 자동차에 가장 많이 장착되고 있는 2탱크형 증발기를 사용하였다. 증발기와 같이 연결되어 있는 온도감응식 팽창밸브(T.X.V.)는 탈거하고, 이 부위를 알루미늄 파이프로 연결하여 수동식 팽창밸브를 통하여 감압된 습증기 냉매가 직접 증발기로 유입되어 냉매의 유량제어와 압력강하율을 임의로 조절할 수 있도록 하였다. 또한 증발기와 함께 송풍기를 설치하여 자동차에서의 냉방을 그대로 모사할 수 있도록 증발기 부분을 구성하였다.

자동차용 에어컨에 사용되는 팽창방식은 크게 두 가지 형으로서, 증발기 입구에 오리피스를 설치하여 증발기의 냉방부하에 관계없이 응축기로부터 유입되는 고압 액상의 냉매를 고축 팽창시켜 증발기에 보내주는 역할을 하는 오리피스(orifice)형과 증발기에서 증발되는 냉매량만큼의 액체냉매를 증발기에 보내주는 역할을 하는 온도감응식 팽창밸브(thermostatic expansion valve : 이하 T.X.V.로 부름)형으로 나뉜다. 본 연구에서는 오리피스 방식 대신에 T.X.V. 방식을 채택한 것으로서 냉매의 유량제어와 압력강하율을 임의로 조절하기 위해 T.X.V. 대신에 수동식 팽창밸브로 대체하였고 냉매충진량을 달리 하면서 응축기의 출구온도를 일정하게 유지시킨 상태에서 압축기의 회전수와 팽창밸브의 개도에 따른 각 장치의 입·출구의 압력과 온도, 냉매유량을 측정하였다.

2.2 데이터 처리장치

본 시험에서 측정된 변수로는 냉매의 온도, 압력, 유량 및 압축기 회전수 등이다. 온도는 K형 열전대를 사용하여 응축기 입·출구, 건조기 입·출구, 증발기 입·출구 등 6군데에 압력변환기와 함께 설치하여 측정되었다. 압력측정의 오차를 줄이기 위하여 저압측과 고압측 압력계를 구별하여 설치하였다. 또한 압축기의 회전수측정은 회

전계(tachometer)로 압축기의 플리에 부착한 반사 테이프에서 나오는 신호를 감지하여 측정하였으며, 냉매의 유량은 액체상태의 냉매를 측정해야 하므로 응축기와 건조기 사이에 유량계를 설치하여 측정하였다. 각종 데이터의 측정위치는 Fig.1의 T, P점과 같다.

각각의 측정부위에서 측정된 온도 및 압력신호는 적절한 이득(gain)값으로 조절되어 A/D 변환기에 보내졌다. A/D 변환기에 보내진 데이터는 본 연구팀에 의하여 제작된 소프트웨어를 통하여 실시간으로 컴퓨터 화면에 도시되며, 데이터가 저장되도록 하였다. 시험을 통하여 데이터를 얻는데 사용된 장비들에 대한 사양을 Table 2와 같이 정리하였다.

3. 건조기의 설계

자동차용 에어컨에는 일반 에어컨에 부착되는 수액기와 건조기가 복합된 형태의 건조기(R. D.)가 부착된다. 자동차 에어컨에 사용되는 압축기의 크기와 주입 냉매량이 상대적으로 소형이기 때문에 수액기와 건조기를 하나로 만들어 부착하는 것이 보통이다.

시스템의 종류에 따라 사용되는 수액기의 종류도 축적기(accumulator)형과 건조기(receiver

Table 2 Specification of the data sampling and acquisition system

ITEM	SPECIFICATION
Pressure Transducer	Input : 8 VDC, Output : 1~6 VDC High Side : 0~500 Psig Low Side : 0~100 Psig
Thermocouple	φ35, K-Type Thermocouple
Tachometer	High Side : 0~20000 rpm Low Side : 0~2000 rpm
Flowmeter	0~200 ℓ/hr(water)
A/D Board	100 k sample/sec. 8 Ch.(Diff.), Gain : 1, 2, 3, 8
Multiplexer	8 Ch. Indiv. Gain 1 2500

dryer)형의 두 종류로 나뉜다. 시스템에 오리피스가 장착된 경우에는 증발기와 압축기 사이에 축적기형 수액기가 사용되며, T. X. V.가 장착된 경우에는 응축기와 T. X. V.사이에서 건조기가 사용된다.

오리피스형 시스템에 장착되는 축적기는 증발기에서 미처 기화되지 못한 액상의 냉매가 압축기로 유입되는 것을 막기 위하여 저압 가스냉매 유로에 부착되며 크기가 건조기보다 약 2배 정도 크다.¹³⁾ 그러나 T. X. V.형 시스템과 함께 장착되는 건조기는 응축기에서 액화되어 나오는 냉매를 저장하여 증발기의 냉방부하가 급격히 증가할 때 냉매를 T.X.V.를 통하여 증발기에 보내주거나, 또는 증발기의 냉방부하가 감소할 때 액상의 잉여냉매를 저장하는 저장소의 역할을 담당한다.

건조기의 경우 응축기에서 액화된 냉매는 건조기의 윗부분을 통하여 유입되고 건조제를 지나는 동안 냉매에 함유된 수분이나 불순물이 제거된다. 건조제를 통과한 냉매는 아랫부분에 설치된 여과장치를 거쳐 불순물이 제거된 뒤, 액체상태로 저장된다. 냉매가 응축기에서 유출될 때 냉매량이 충분한지의 여부를 눈으로 확인하기 위하여 건조기의 윗부분에 관측유리를 설치하는 경우가 대부분이다.

Fig.1은 자동차용 에어컨의 시스템에 대한 개략도이다. 응축기를 지난 냉매는 응축기의 조건에 따라 완전한 액냉매가 아니라 습증기상태의 냉매가 될 수 있다. 따라서 습증기상태의 냉매가 응축기에서 나온다 할지라도 완전히 액화된 냉매만이 팽창기구로 유입될 수 있도록 하기 위하여 응축기와 팽창기구 사이에 Fig.1에 표시된 것과 같은 건조기를 설치한다. 건조기에 유입된 냉매는 비중이 무거운 액냉매만 밑에 고이고 비중이 가벼운 기체상태의 냉매는 건조기의 위에 존재하게 된다. 액냉매는 건조제를 거치는 동안 수분 및 불순물 등이 제거되고 건조기의 밑부분을 통하여 팽창기구로 보내진다.

본 장에서는 건조기내에 충전되는 건조제의 양과 순수 액냉매만을 증발기에 공급해주기 위하여 필요한 최적용적을 갖는 건조기의 설계방법과 과

정에 대하여 논하고자 한다.

3.1 건조제 충전량 계산

일반적으로 에어컨 시스템에 건조제를 사용하는 이유는 시스템내에 수분을 제거하여 주므로 수분에 의하여 발생하는 빙결현상이나 부식 등을 방지하기 위함이다. 시스템내에 수분이 생성되는 이유는 다음과 같다.

- (1) 부품가공상의 부주의
- (2) 조립공정상에서의 부주의
- (3) 저압측의 밀봉상태 불량
- (4) 수냉식 응축기 등에서의 누수
- (5) 탄화수소 성분을 함유한 윤활유의 산화
- (6) 윤활유, 냉매 등의 흡습작용(주입전)
- (7) 밀봉을 위한 재질의 섬유질 파괴
- (8) 비금속류인 재질(호스, 오링 등)을 통한 수분침투

시스템내에서 결빙이 일어나는 경우는 팽창기구를 지난 냉매와 윤활유에 혼합되어 있는 수분량이 이 상태에서의 최대수분용해도보다 클 때 최대용해량을 초과하는 수분은 냉매와 윤활유에서 이탈되어 H₂O 자체로 존재하게 된다. 이때 팽창기구 후류에서의 온도와 압력이 H₂O의 빙결점보다 낮으면 H₂O는 얼음의 상태로 존재하게 되어 팽창기구의 주위를 막는 등 시스템의 오작동을 유발하게 된다.

산화규소(SiO₂)를 주로 한 제오라이트성분의 건조제는 구냉매(CFC-12)의 경우 XH-5가 주로 사용되었으나 HFC-134a로 바뀌면서 XH-7이나 XH-9이 주종을 이루고 있다. XH-9은 XH-5와 마찬가지로 SiO₂기를 갖고 있으나 XH-5에 있는 Na₂O대신 (K·NA)₂O가 결합된 것이 특징이다. 수분흡착용면에서 볼 때 XH-9이 XH-5보다 15~20% 정도 떨어지나 마모강도가 높아서 자동차와 같이 지속적인 진동이 있는 환경에서는 오히려 적당하다.¹³⁾

시스템에 사용되는 냉매나 윤활유의 수분용해도는 압력과 온도에 의해 많은 차이가 있으나 압력보다는 온도의 변화에 따라 그 차이가 더 커진다. 냉매의 수분용해도가 클수록 시스템내에서 수분입자가 분리되어 액상이나 얼음의 상태로 존

재하기 어렵게 된다.

HFC-134a는 CFC-12보다 수분용해도가 중 발기부근의 온도에서 약 20배 이상 크다. 따라서 냉매 주입시에 같은 양의 수분을 함유하고 있다고 가정하면, CFC-12를 사용하는 시스템보다 HFC-134a를 사용하는 시스템이 빙결로 인한 문제점이 오히려 적다는 것을 알 수 있다.

에어컨의 냉매로 HFC-134a를 사용하는 시스템의 건조제 충전량을 계산하기 위해서 고려해야 할 사항은 (1) 시스템 내용적에 공기와 함께 함유되어 있는 수분의 양, (2) 주입냉매에 용해되어 있는 수분의 양, (3) 주입 냉동유허유에 용해되어 있는 수분의 양 등이다.

(1) 시스템 내용적내 수분 제거량 : 시스템 내용적에 있는 공기 중 수분의 양을 계산하려면 먼저 대기조건이 설계인자로 주어져야 한다. 본 연구에서 건조제량을 계산하기 위하여 이용된 대기조건은 ASHRAE Handbook(ASHRAE, 1989)¹⁴⁾에서 제시하는 1%의 빈도를 가진 기상데이터를 참조하였다. 여름철의 온도와 습도를 비교하여 본 결과, 미국 알라바마주의 타스카루사시의 여름철 1% 빈도 기상데이터(36.67°C/79% RH)가 가장 혹독한 것으로 판단되어 건조제 충전량 계산에 이용되었다. 이때 시스템의 전체 부피를 V [ℓ]라 하면 시스템내 수분제거량(HS)는 다음과 같이 계산된다.

$$HS = AH \times \rho \times V \cong 34.0V [\text{mg}] \quad (1)$$

여기서,

절대습도(AH) = 31.5 [mg H₂O/g air]

밀도(ρ) = 1.085 [g air/ℓ air]

(2) 주입냉매 및 유허유에 포함되어 있는 수분의 제거량 : 주입된 냉매와 유허유에 포함되어 있는 수분을 제거하기 위해서 몇 가지 가정을 설정하였다.

(i) 주입되는 냉매와 유허유는 시스템내 수분량 계산에서 사용되었던 기상조건 하에서 수분을 최대포화량만큼 함

유하고 있다.

(ii) 유허유는 항상 폐회로로 이루어진 시스템내에서 운행한다.

이상의 가정하에 먼저 냉매내의 수분제거량(HR)을 계산하였다.

$$HR = (HR_A - HR_E) / 1000 \times m_R \quad (2)$$

여기서,

HR_E = HR'_E · (1-x) + HR''_E · x [mg/kg]

HR_A : 설계조건에서의 냉매 최대 수분포화량 [mg/kg]

HR_E : 팽창기구 후류에서의 습증기 냉매 최대 수분포화량 [mg/kg]

HR'_E : 습증기 냉매중의 액냉매의 최대 수분포화량 [mg/kg]

HR''_E : 습증기 냉매중의 기체냉매의 최대 수분포화량 [mg/kg]

x : 기체 냉매의 건도(quality)

m_R : 냉매 주입량 [g]

냉매의 수분제거량과 함께 고려되는 유허유의 수분제거량(HO)은 다음 식에 의하여 계산된다.¹⁵⁾

$$HO = (HO_A - HO_E) / 1000 \times m_O \quad (3)$$

여기서,

HO_A : 설계조건에서의 유허유 최대 수분포화량 [mg/kg]

HO_E : 팽창기구 후류에서의 유허유 최대 수분포화량

m_O : 유허유주입량 [g]

따라서 건조기가 제거해야 하는 수분량(HT)은

$$\begin{aligned} HT &= HS + HR + HO \\ &= 34.0 V + [(HR_A - HR_E) \times m_R \\ &\quad + (HO_A - HO_E) \times m_O] / 1000 \end{aligned} \quad (4)$$

여기서, 주의해야 할 점은 HR과 HO의 계산

에 적용되는 단위의 분모가 HR의 경우에는 주입 냉매량의 단위이고, HO의 경우에는 주입 운활유의 단위가 된다는 것이다.

위의 계산방식에 의하여 Table 3과 같이 계산된 결과에 따라 건조제의 충전량이 결정되어야 한다. XH-9의 수분흡착성이 16 wt%(수분흡착용량-잔여수분량)이므로 이 값을 Table 3의 값과 연계하여 Table 3의 각각의 경우에 따른 필요 건조제량을 계산하고 그 결과를 Table 4에 나타내었다. Table 4의 값과 현재 시판되고 있는 건조기의 건조제 충전량(약 35g)을 비교하여 본 결과 ±10% 이내의 오차를 나타내었다.

Table 3 Amount of water to be removed from a system(mg)

		→ Lubricant(g)				
		100	150	200	250	300
↓ Refrigerant	600	2786	3636	4486	5336	6186
	650	2859	3709	4559	5409	6259
	700	2933	3783	4633	5483	6333
	750	3007	3857	4707	5557	6407
	800	3081	3931	4781	5631	6481
	850	3155	4005	4855	5705	6555
	900	3228	4078	4928	5778	6628
	(g) 950	3302	4152	5002	5852	6702

Table 4 Charging quantity of XH-9 desiccant in a system

		→ Lubricant(g)				
		100	150	200	250	300
↓ Refrigerant	600	17.4	22.7	28.0	33.4	38.7
	650	17.9	23.2	28.5	33.9	39.2
	700	18.3	23.6	29.0	34.3	39.6
	750	18.8	24.1	29.4	34.7	40.0
	800	19.3	24.6	29.9	35.2	40.5
	850	19.7	25.0	30.3	35.7	41.0
	900	20.2	25.5	30.8	36.1	41.4
	(g) 950	20.6	26.0	31.3	36.6	41.9

3.2 건조기 외피 설계

건조기의 외피를 설계하기 위하여 ASHRAE의 기계식 냉동기를 위한 안전규격(ASHRAE, 1989)을 참조하였다. 이 규격에서 정의하는 압력용기란 시스템내에서 냉매저장용적이 0.014m³ 이하이고, 증발기, 증발기 코일, 압축기, 응축기 코일, 제어변, 배관 등을 제외한 냉매를 저장하고 있는 용기이면 다 압력용기로 규정하고 있다. 따라서 건조기는 압력용기로 구분된다. 그러나 압력용기의 설계에 있어서 내경이 76.1mm 미만이고 내부용적이 0.085m³ 이하이면 압력용기에 안전을 위하여 반드시 부착하도록 되어 있는 압력안전장치나 가용플러그를 장착하지 않아도 좋도록 규정하고 있다. 따라서 본 연구에서는 건조기 외피의 내경이 76.1mm 미만이고 내부용적이 0.085m³ 미만이 되도록 하였다.

설계 최대압력은 규정에 의하면 임계압력을 넘을 필요는 없다고 규정하고 있다. HFC-134a의 경우 임계점에서의 압력과 온도가 각각 41.5kg/cm² 과 103℃이므로, 본 연구에서는 건조기의 설계압력을 임계압력보다 낮은 40kg/cm²으로 정하였다.

건조기 외피의 크기를 결정하기 위해서는 시스템의 운전조건에 따라 응축기에서 건조기로 유입되는 냉매의 형상을 실험을 통하여 관찰하여야 한다. 실험을 수행하기 전에 먼저菅野英男¹⁶⁾에 의하여 발표된 실험식을 참조하였다.菅野英男 등은 건조기에 존재하는 액냉매와 기포의 높이가 유입속도에 따라 달라진다고 하였다. 그들은 액냉매와 유입속도와의 상관관계를 $H=11.5 \times V^{1.125}$ 로 나타내었다. 여기서 H는 액냉매의 높이, V는 유입속도를 나타낸다.

위의 연구결과를 토대로 1500cc~2000cc급 자동차용 에어컨에 장착되는 건조기와 같은 크기의 건조기를 Fig.3와 같이 아크릴로 제조하여 실험장치에 설치한 후, 시스템을 Table 5와 같은 운전조건에 따라 운전하며 액면의 변화를 조사하였다. Table 5의 운전조건들은 각각 행렬로 조합되어 시스템 운전에서 사용되었다.

실험 결과를 바탕으로 운전조건에 따라 건조기 내에 액냉매가 차지하는 부피를 Fig.4에 도시하

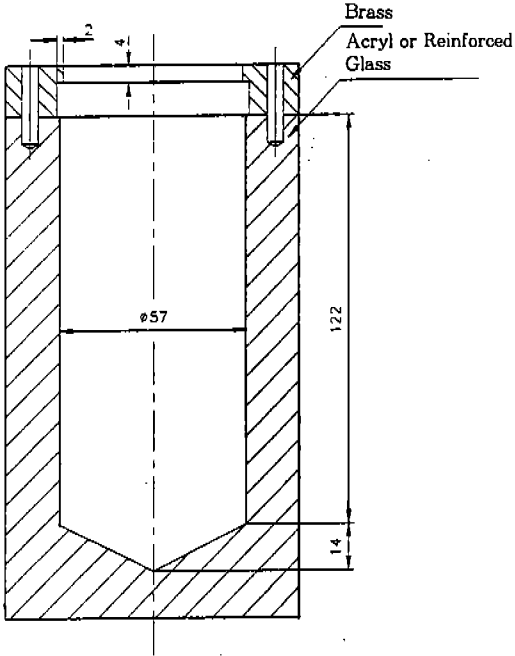
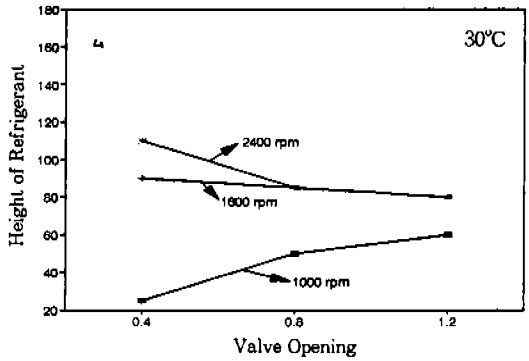


Fig.3 Receiver dryer used for the tests

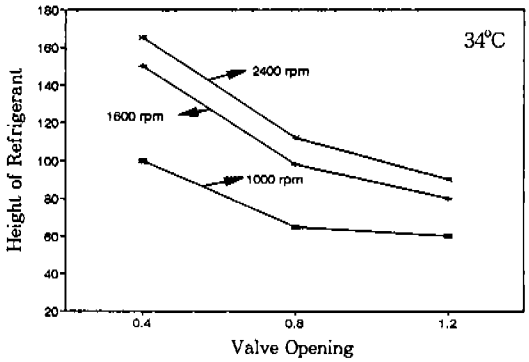
Table 5 Operation conditions used for the tests

Expansion valve Opening (mm)	Compressor RPM (rpm)	Condenser Exit Temp.(°C)
0.4	1000	30
0.8	1600	34
1.2	2400	38

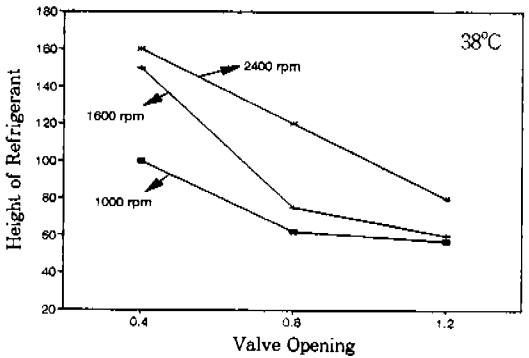
었다. 그런데 Fig.4(A)에서의 현상 중 특이한 것은 저속운전에서 밸브열림이 증가함에 따라 냉매 저장량이 다른 곡선과 달리 증가한다는 것이다. 이것은 저속운전에서 과냉각된 냉매가 팽창밸브로 유입될 경우 팽창밸브의 과다열림으로 인하여 냉매의 유량이 많아짐에 따라 증발기에서 요구되는 냉방부하보다 더 많은 양의 냉매가 흐르게 된다. 따라서 증발기를 거친 냉매는 순수기체 냉매가 아니기 때문에 자동적으로 압축기의 토출량이 작아지게 되고, 이 현상은 결국 증발기로 흐르는 냉매의 양을 감소시키는 결과를 초래한다. 그러므로 저속운전에서 과냉각된 냉매의 거



(A) : Condenser exit temp. = 30°C



(B) : Condenser exit temp. = 34°C



(C) : Condenser exit temp. = 38°C

Fig.4 Trend of the refrigerant height in R. D. according to various operation conditions

동은 건조기에 많은 양의 액냉매가 저장되며 이 현상이 Fig.4(A)의 1000rpm에서의 상태를 나타내고 있다. Fig.4에 도시된 결과를 비교하여 볼 때, 액냉매의 최대 저장용량은 약 175cc 정도이고, 최저용량은 약 25cc 이상임을 알 수 있다. 따라서 액냉매가 고이는 밑 부분을 될수록 좁게 하면 팽창기구로 유출되는 액냉매의 액면이 높아져 건조기의 크기를 줄일 수 있다. 실험에 사용된 건조기의 형상에 대하여 최대액저장량인 175cc에 대한 바닥에서 부더의 높이는 밑부분이 원추형상인 것을 감안할 때 약 78mm가 된다. 따라서 설계된 건조기는 액면의 높이가 78mm 이상이면서 최소의 용량을 가지면 된다.

이러한 결과를 바탕으로 Fig.5와 같이 건조기의 외피를 설계하였다. 윗부분의 내경은 기존의 건조기의 내경인 57mm를 그대로 사용하여 건조기의 윗판을 기존의 것으로도 사용할 수 있도록 하였다. 아래부분은 원추모양으로 하여 액냉매의 최저용량인 25cc이하에서도 액면의 높이가 액냉매를 T.X.V.에 공급하는 관의 밑부분에 장착된

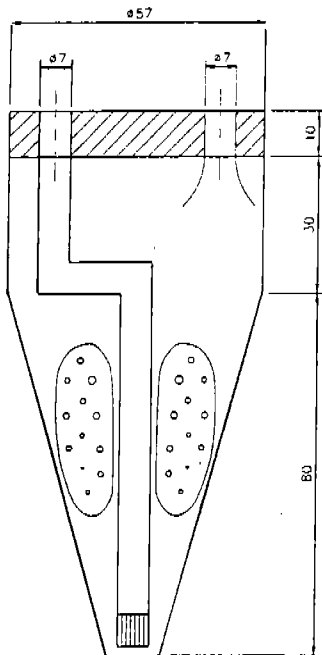


Fig.5 Schematic diagram of the optimally designed receiver dryer

스크린보다 항상 높게 위치하도록 하였다. 또한 용축기에서 냉매가 유입되는 입구에 확산관을 부착하여 냉매의 속도에너지를 줄여주고 건조기의 밑부분으로 떨어지는 냉매의 확산면적을 늘려주므로써 유입된 냉매가 고여있는 냉매와 충돌할 때 일어나는 거품현상을 될수록 적게 하였다. 본 연구를 통하여 설계된 건조기의 총 부피는 약 175cc로서 기존제품의 322cc에 비하여 1/2 이하의 수준이다.

주입되는 냉매량이 많을 경우 설계된 건조기의 총부피보다 많은 액냉매가 건조기에 쌓이는 현상이 있을 것으로 예상된다. 실제로 자동차 에어컨이 작동될 때 이와 같은 현상이 일어나는 경우는 냉매가 과충전되어 있고 냉방부하가 적은 상태에서 엔진이 고속으로 회전하다가 갑자기 속도를 낮추는 경우에 한한다. 그러므로 실제로는 극히 짧은 시간동안 이러한 상황이 벌어진다. 또한 실제 액냉매의 부피가 건조기의 부피보다 큰 경우, 건조기 입구와 연결된 파이프가 액냉매를 저장하는 저장소의 역할을 담당하게 되기 때문에 설계된 건조기(175cc)가 아무런 문제없이 작동할 수 있다. 따라서 건조기는 액냉매를 많이 저장하는 의미에서의 기능보다는 항상 팽창기구로 액냉매를 보내줄 수 있는 기능이 더 중요시된다고 하겠다.

4. 결 론

본 연구를 통하여 팽창기구를 사용하는 건조기의 설계가 수행되었다. 건조기의 설계는 크게 건조기내에 수분 및 불순물을 제거하기 위하여 충전하는 건조제의 충전량 설계와 습증기 상태의 냉매를 받아 액냉매만을 팽창기구로 보내는 건조기 외피의 설계로 나누어 진행되었다. 건조기 설계를 수행하면서 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) 건조제의 충전량은 시스템에 주입되는 냉매와 윤활유의 양에 따라 달라지며, 냉매와 윤활유의 주입량에 따른 건조제 충전량의 변화를 계산하였다.
- 2) 건조기의 외피는 기존의 제품을 시험하여 얻은 데이터와 참고문헌을 참조하여 설계

하였으며, 기존의 제품에 비하여 내용적이 약 1/2이하이다.

- 3) 냉매유입구에 확산관을 부착하여 유입되는 냉매의 속도에너지를 줄여주므로 기포의 발생을 최대한 억제하였다.

후 기

이 연구는 통상산업부의 공업기반기술개발사업에 의해 수행된 연구내용의 일부이며, 관계자 여러분께 진심으로 감사드립니다.

참 고 문 헌

1. Bateman, D., 1989, "Performance Comparison of HFC-134a and CFC-12 in an Automotive Air Conditioning system", SAE 890305, Soc. of Auto. Engrs..
2. Bateman, D., 1990, "Current Development Status of HFC-134a for Automotive Air Conditioning", SAE 900213. Soc. of Auto. Engrs..
3. 오명도, 1992. "CFC 대체용 자동차 A/C 개발 동향", 냉동부문 강연회 : CFC 규제에 대응한 냉매이용 기술, 공기조화 냉동공학회.
4. Mitsui, M., 1987. "Improvement of Refrigerant Flow Control Method in Automotive Air Conditioners", SAE 870029, Soc. of Auto. engrs..
5. Musoh, M, and kitahara, Y., 1990, "Refrigerant Saving Automotive Air-Conditioning System", Hitach Review, Vol. 39, No. 3. pp. 161~164. Hitach Corp..
6. EI-Bourini, R, Hayashi, K., and Adachi, T., 1990, "Automotive Air Conditioning Sstem Performance with HFC-134a Refrigerant", SAE 900214. Soc. of Auto. Engrs..
7. 송영길, 1994, "자동차용 신냉매 에어컨의 개발동향", 자동차공학회지, Vol. 16, No. 2. pp. 22~32, 한국자동차공학회
8. 장원우, 송영길, 김경훈, 1994, "신냉매용 자동차 에어컨 시스템에서 온도감응식 팽창 밸브의 특성해석", 공기조화냉동공학회 1994년도 동계학술발표논문집, pp. 100~106.
9. 송유호, 장원우, 김경훈, 송영길, 1995, "신냉매용 자동차 에어컨의 건조기 설계", 대한기계학회 1995년 춘계학술대회논문집(II), pp. 581~587
10. 김현진, 1992, "CFC 대체용 압축기 개발 동향", 공장방문 강연회, 공기조화 냉동공학회.
11. Goodremote, C. E., L. A. Guntly, and N. F. Costello, 1988, "Compact Air Cooled Air Conditioning Condenser", SAE 880445, Soc. of Auto. Engrs..
12. SAE, 1993, "A/C Evaporator Construction And Performance", Automotive Engineering, Vol. 101, No. 11.
13. 송영길, 1993, "자동차 에어컨용 Accumulator 개발에 따른 설계 및 제조기술", 상공자원부 기술선진화업체 지도보고서. 자동차부품연구원.
14. ASHRAE Standard, 1989, "Safety Code for Mechanical Refrigeration", ANSI/ASHRAE 15-1989. American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc.
15. Makita Tadoshi, et al., 1990, "Thermophysical Properties of Environmentally Acceptable Fluorocarbons-HFC-134a and HCFC-123-", Japanese Association of Refrigeration and Japan Flow Gas Association.
16. 菅野 蒼男, 1991, "Study on Automotive Air Conditioner System to Cope with CFCs Regulations", 三菱工技報, Vol. 28, No. 2.