

자동차 에어컨용 냉매 압축기 성능시험 장치 개발

Development of a Calorimeter

이 성 진

S. J. Lee

한국기계연구원 열유체시스템연구부



- 1965년생
- 열펌프 시스템, 열교환기, 압축기시험 장치 분야에 관심을 가지고 있다.

김 욱 중

O. J. Kim

한국기계연구원 열유체시스템연구부



- 1960년생
- 열펌프등 각종 열기계 개발과 열교환 촉진분야에 관심을 가지고 있다.

최 태 민

T. M. Choi

현면기술연구소(주)



- 1951년생
- 열전달을 전공하며 열유체 기계 성능시험 장치 개발에 관심이 있다.

이 기 룡

K. R. Lee

대우기전공업(주) 기술연구소

1. 서론

우리 생활에 있어 자동차는 이미 없어서는 안될 필수품이 되었으며 사회, 경제가 발달함에 따라 보다 쾌적한 승차감을 갖기 위해 여러 장치가 부착되게 되었다. 현재는 특히 승용차의 경우 기본적인 난방기(heater)

와 더불어 무더운 여름철에 대비한 냉방기(cooler)의 장착도 보편화된 실정이며, 이에 따라 이들의 성능을 규격화시켜야 할 필요가 대두되게 되었다. 자동차 냉방 시스템(car cooler system)중 핵심 부품인 압축기는 차량의 경량화, 소형화 추세에 맞추어 보다 소형화되고 콤팩트(compact)한 형태에

저소음 특성이 요구됨에 따라 엄격한 성능 시험을 거치도록 되어 있다. 동 제품의 성능 시험에 대해서는 이미 ASHRAE STANDARD 23-78에 규정되어 있고, 보다 광범위 하계는 KS R1053, JIS D1618에 “자동차용 냉방기시험 방법”으로 규정되어 있다. 최근 자동차의 수출이 국내의 수출 산업에 큰 몫을 차지하고 있고, 또한 냉방기 장착율도 계속 증가함에 따라 선진 외국의 규정에 준하는 보다 엄격한 조건을 만족하는 성능 시험이 필요한 실정이다.

또한 1987년의 Montreal Protocol로부터 시작된 CFC(Chloro Fluoro Carbon)계 냉매의 사용에 대한 규제 때문에 지금까지 자동차용 에어컨에 이용되었던 냉매(R12)의 사용이 금지되고 있어 새로운 냉매를 사용하는 압축기의 성능 시험 장치가 필요하게 되었다. 특히 CFC 대체 냉매를 사용하지 않을 경우 자동차의 수출이 막힐 우려가 있어 이에 대한 준비가 자동차 조립업체 및 부품업체를 중심으로 활발히 진행되고 있다.

본 고에서는 이러한 상황하에서 대체 냉매(R-134a)를 이용하고 정해진 규격에 적합한 자동차 냉방기용 냉매 압축기의 성능 시험 장치를 설계하고, 실제 제작하여 성능 시험을 수행한 내용에 대하여 언급하고자 한다.

2. 성능 시험 장치의 개요 및 특징

본 장치는 ASHRAE STANDARD, KS, JIS등에 규정된 2차 냉매 열량계법에 기초하여 설계하였으며, 486급 컴퓨터에 의해 임의로 설정된 조건에 따라 운전하고, 그 결과의 기록, 연산, 출력등을 자동으로 수행하는 전자동 시스템으로 제작하였다. 그리고 본 장치는 압축기 구동 장치를 비롯한 냉동 사이클부와 데이터의 처리 장치를 각각 하나의 콘솔(console)로 구성하여 콤팩트화하고 진동에 의해 영향을 받지 않는 구조로 제작하였다. 본 시험 장치를 이용한 압축기의 성

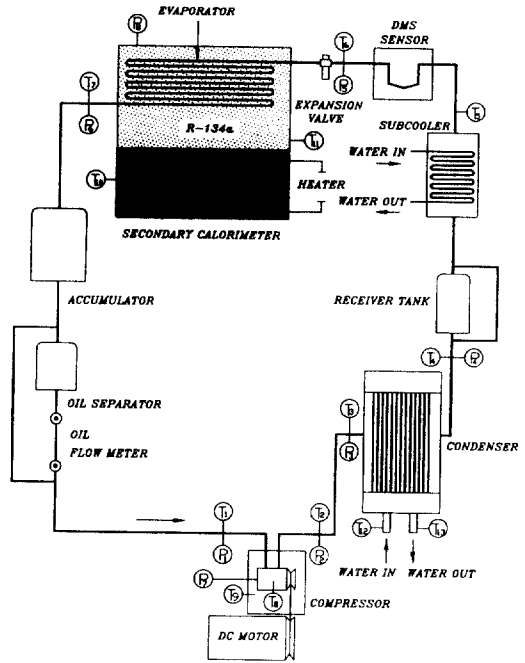


그림 1 냉동 사이클 구성 및 측정점

능 시험은 1차적으로 2차 열량계법에 의해 수행되며, 질량 유량계를 이용한 냉매 순환량의 직접 측정에 의해 다시 보정할 수 있도록 구성하였다.

3. 시험 장치의 구성

3.1 압축기 구동부

압축기 구동 장치는 50마력의 DC모터와 동력 전달 장치로 구성하였으며 PID 제어기로써 압축기의 회전수를 600-4500rpm의 범위에서 무단변속이 가능하도록 하였다. 그리고 시험하고자 하는 압축기의 착탈, 위치 조정을 위해 공압으로 작동하는 X-Y 테이블을 설치하였으며, 축의 토크(torque), 회전수, 압축기의 회전수를 측정하기 위한 센서를 설치하였다. 또한 시험 압축기의 주위에 단열된 챔버를 구성하여 PID 제어기로써 압축기의 주위 온도를 상온에서 최고 120℃까지 조절이 가능하도록 하였다.

3.2 냉동 사이클부

그림 1은 본 실험 장치의 냉동 사이클 구성도를 나타낸 것이다. 그림에서 보는 바와 같이 냉동 사이클부는 압축기, 응축기, 수액기, 필터/드라이어, 과냉각기, 팽창 밸브, 증발기 역할을 하는 2차 열량계, 어큐물레이터 및 냉매 오일 순환량을 측정하기 위한 오일 분리기등으로 구성되어 있다. 여기서 주요 구성품의 사양과 특징을 살펴보면 다음과 같다.

1) 응축기

응축기는 용량이 15,000kcal/h급인 수냉 셀-튜브형의 열교환기 두 개를 병렬로 사용하였다. 이는 용량이 큰 압축기를 시험할 때 응축기 두개를 사용하며 작은 경우에는 하나만 사용할 수 있도록 하였다. 응축기로 공급되는 냉각수의 유량은 PID 제어기와 고정밀 연속 제어 밸브(electric valve)로 조절하여 시험시 설정한 압축기 토출 압력(6-30kg/cm²)을 조절할 수 있도록 하였다.

2) 과냉각기

용량 3,000kcal/h급 수냉 이중관식 열교환기를 사용하였으며, 별도로 설치한 가열장치와 칠러(chiller)를 통한 냉각수를 연속 제어 밸브와 PID 제어기를 사용하여 3-20℃ 정도의 과냉각도를 얻을 수 있도록 하였다.

3) 자동 팽창 밸브

주어진 압축기 회전 속도에서의 압축기의 흡입 가스 압력의 조절을 위해 공압으로 작동되는 자동팽창 밸브를 사용하였다. 이 자동 팽창 밸브의 개도는 PID 제어기와 고분해 및 고응답 특성을 갖는 공압 제어기로 조절함으로써 원하는 흡입 가스 압력(0~7kg/cm²)을 얻을 수 있도록 구성하였다.

4) 2차 열량계

압축기의 성능 계산에 가장 중요한 부분으로서 증발기를 내장한 일종의 압력 용기이다. 2차 열량계는 내부에 2차 냉매(R-134a 사용)와 20kW 용량의 열평형용 히터가 들어 있다. 이 2차 열량계에서는 압

축기로 흡입되는 냉매 가스 온도를 검출하여 PID 제어기를 통해 용기내의 열평형용 히터로 공급되는 전력량을 연속 제어하여 압축기의 흡입 가스 온도를 조절하며, 정상 운전에 도달하면 이 전력량이 곧 압축기의 냉방 능력이 된다. 여기서 전력량의 제어는 SCR(saturable core reactor) 방식으로 하였으며, SCR의 제어는 출력 전압이 조정되는 DC 전원장치를 이용하였다. 또한 열량계에는 열손실 측정용 온도 센서와 냉매 액면 감지 센서, 압력 경보기, 안전 밸브, 액면계 등의 보호 장치를 설치하였으며, 용기 본체에서의 열손실을 최소화하기 위해 충분한 단열을 하였다.

3.3 측정

압축기의 성능을 시험하기 위해서는 다음에 설명한 바와 같이 냉동 사이클을 흐르는 R-134a 냉매의 사이클 각 부분에서의 온도와 압력, 2차 열량계의 열평형용 전기 히터의 소비 전력량, 동력 전달 장치의 토오크, 압축기의 회전수, 냉매 순환량, 윤활유 순환량, 클러치 전압등의 측정이 필요하다.

1) 온도 측정

온도는 3선식의 백금선 저항 온도계(pt 100Ω)를 사용하였으며 앞의 그림 1에 나타난 바와 같이 냉동 사이클에서 7개와 압축기 몸체 온도, 항온실의 실내 온도, 2차 열량계 용기의 표면 온도, 2차 열량계 단열재 속의 온도 및 응축기 냉각수 입출구 온도 등 모두 13개의 온도 센서를 설치하였다.

2) 압력 측정

압력은 정도 0.1%급의 스트레인 게이지형 압력변환기(pressure transducer)를 그림 1에 보이는 바와 같이 냉매 사이클 배관에 6개, 압축기 크랭크 케이스에 1개, 2차 열량계 냉매 용기에 1개등 모두 8개를 설치하여 측정하였다. 압력 측정점에서 압력 변환기까지는 테프론 튜브를 사용하였으며, 압력 변환기로 들어오는 끝부분은 퀵 콘넥터(quick connector)를 이용하여 압력 변환

기의 교정 및 보수등이 용이하도록 중간 단자함을 설치하였다. 또한 압축기 입출구의 압력은 직경이 약 150mm인 부르돈 게이지를 콘솔에 장착하여 압력을 눈으로 쉽게 확인할 수 있게 하였다. 그리고 냉동 사이클부에서의 온도와 압력 센서의 부착을 위해 측정용 블록을 별도로 제작하여 설치하였다.

3) 전압, 전류 및 전력 측정

2차 열량계의 2차 냉매 가열용 전기 히터에 공급되는 교류 전원의 전압, 전류 및 전력량은 측정이 동시에 가능한 전력계를 이용하여 측정하였다. 전력계의 측정 범위(20A)를 넘는 전류를 측정하기 위하여 12:1 비율의 CT(current transformer)를 사용하였다. 한편 클러치에는 별도의 직류 전원 공급 장치에서 발생된 직류 전원이 공급되며 이때의 전압과 전류는 소형 전압계와 전류계로 측정하였다.

4) 회전수 측정

본 실험 장치에서의 회전수는 압축기와 동력 전달용 중간축에서 측정하였다. 압축기 회전수는 광센서를 이용하여 압축기 풀리에서 측정하였으며, 동력 전달 장치의 회전수는 토크 센서에 함께 내장되어 있는 전자장 회전 센서와 기어를 이용하여 측정하였다.

5) 토크 측정 장치

동력 전달용 중간축에 토크 센서를 설치하여 압축기에 걸리는 토크를 측정하였다. 이때의 토크는 압축기의 무부하 토크를 포함하고 있기 때문에 시험하고자 하는 각각의 회전수에 대하여 무부하 토크를 미리 구

한 다음 실제의 토크를 계산할 수 있도록 시스템을 구성하였다.

6) 냉매 유량 측정

냉동 사이클을 순환하는 냉매와 윤활유(PAG 오일)의 혼합물 유량을 액체 상태에서 질량 유량계(mass flowmeter)를 이용하여 측정하였으며, 이때 혼합액의 밀도, 온도를 동시에 측정하였다. 측정된 유량, 온도 및 밀도를 이용하여 DMS(density monitoring system)로 냉매와 오일의 유량을 계산하였다. 또한 오일 분리기 출구에 2개의 관찰구(sight glass)와 밸브로 구성된 체적 유량계를 설치하여 윤활유의 순환량을 별도로 측정하여 이를 유량계의 검증에 활용하였다.

7) 냉각수 유량 측정

응축기에 들어 가는 냉각수 유량은 유량 조절용 전동 밸브 전에 설치된 터빈 유량계(turbine flowmeter)를 이용하여 측정하였다. 여기서 측정된 응축기의 유량과 응축기 전 후의 온도로 응축기에서의 방열량을 계산할 수 있으며, 이 데이터는 압축기의 능력 계산에 대한 검증 데이터로 활용하였다.

3.4 측정 데이터의 처리

앞에서 언급된 여러가지 형태의 측정 장치들로부터 측정된 데이터는 신호 처리와 컨디셔너 및 제어가 동시에 가능한 Daytronic 데이터 처리 장치와 컴퓨터를 이용하여 처리하였다. 그림 2는 데이터 처리의 계통도를 보인 것으로 모든 측정 신호는 데이터 처리 장치로 들어 오며, 데이터 처리 장치에서는 이들을 각각의 데이터에 적합한 물리적인 값으로 변환한 다음 그 결과를 컴퓨터와 표시용 패널에 보내 준다. 한편 컴퓨터와 데이터 처리 장치는 대표적인 직렬 인터페이스인 RS-232C로써 통신하며, 시험 조건의 선정과 제어를 위한 PID 제어기와 PC와의 통신은 RS-422 시스템을 이용하였다. 여기서 RS-422 통신을 위해서는 인터페이스 카드가 필요한데, 본 시스템에서

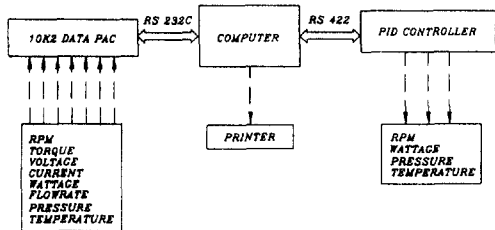


그림 2 데이터 처리 장치 계통도

는 “MULTI-422/485” multi 채널 / multi drop 보드를 컴퓨터의 옵션 슬롯에 장착하여 사용하였다.

3.5 제어 방법

앞에서 이미 언급하였듯이 본 시험 장치는 원하는 시험 조건에 대하여 압축기 회전수, 흡입 온도 및 압력, 토출 압력, 과냉도,

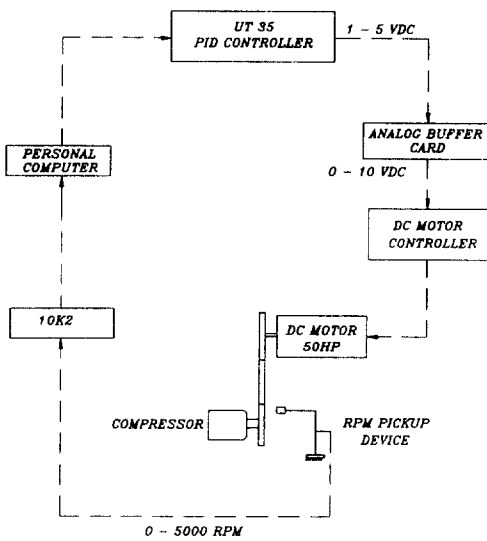


그림 3 압축기 회전수를 제어하는 방식

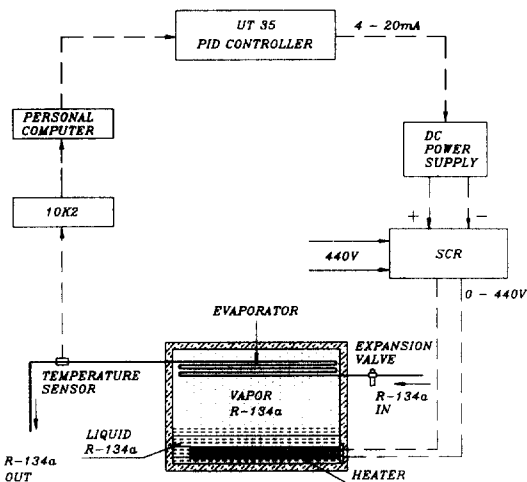


그림 4 압축기 흡입 온도를 제어하는 방식

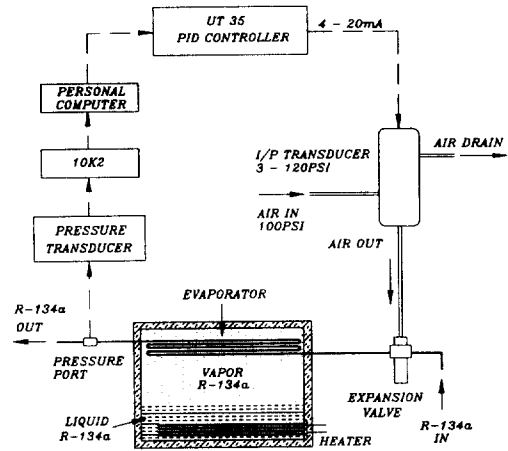


그림 5 압축기 흡입 압력을 제어하는 방식

압축기 주위 온도가 자동으로 제어되며 이들은 모두 컴퓨터와 데이터 처리 장치 및 PID 제어를 이용하여 이루어진다. 또한 시스템을 수동으로 제어할 수 있으나 본 논문에서는 자동 제어 방법에 대하여 언급하기로 한다.

1) 압축기 회전수 조절 장치

압축기의 회전수는 압축기 구동용 직류 모터의 회전수를 제어하여 조절한다. 이 직류 모터의 회전수 범위는 0~2300rpm이며, 0~10V의 전압에 의해 회전수를 미세하게 조정하는 제어반이 별도로 설치되어 있다. 회전수를 감시하는 센서에서 나온 신호는 데이터 처리 장치로 입력되어 회전수로 환산되며 이 값은 다시 전압(0~5V)의 형태로 PID 제어로 보내진다. 이 때 PID 제어기에서는 이미 설정된 값과 현재 값을 비교하여 보정에 필요한 출력 값을 전압의 형태로써 데이터 처리 장치에 보내며 여기서 다시 직류 모터 제어반으로 제어 신호를 보내 회전수를 조절한다. 그림 3은 압축기 회전수를 제어하는 방식을 나타낸다.

2) 흡입 온도 조절 장치

냉매의 압축기 흡입 온도는 2차 열량계에서 2차 냉매를 가열하는 히터에 공급되는 전압 즉 전력량을 변화시켜 조절한다. 회전

수의 경우와 마찬가지로 증발기 출구에서 측정된 냉매의 온도가 데이터 처리 장치에 입력되며 이 값은 전압의 형태로 PID제어기에 현재 값으로서 입력된다. 흡입 온도 조절용 PID 제어기에서는 이미 설정된 값과 현재 값을 비교하여 보정에 필요한 출력 값을 데이터 처리 장치를 거쳐 직류 전원 장치로 보낸다. 이 직류 전원 장치는 입력된 전압에 의해 0~80V까지 출력이 변화하며 이

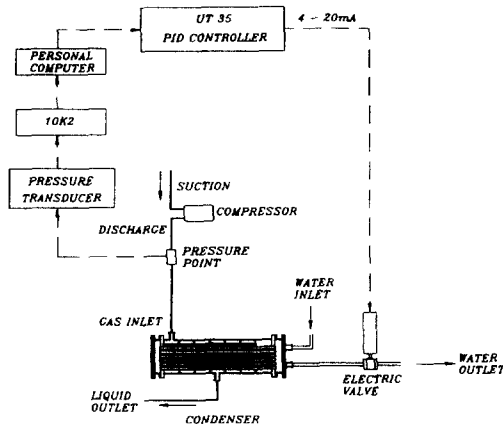


그림 6 압축기 배출 압력을 제어하는 방식

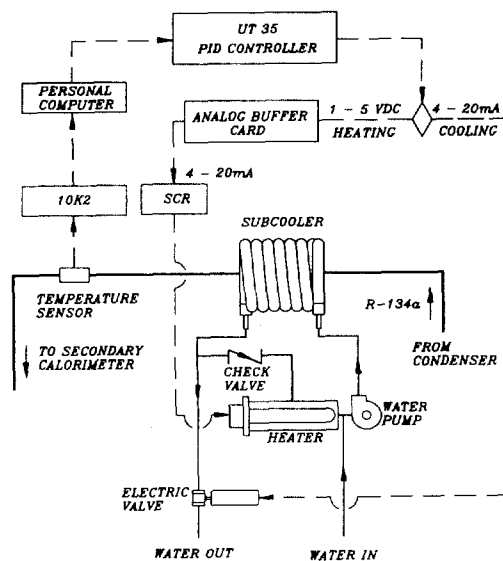


그림 7 과냉도를 제어하는 방식

출력의 세기에 비례하여 SCR에서 히터로 들어가는 전압과 전류가 제어되어 흡입 온도를 조절한다. 그림 4는 흡입 온도를 제어하는 방식을 나타낸다.

3) 흡입 압력 조절 장치

흡입 압력은 자동 팽창 밸브를 제어하여 조절한다. 흡입 압력 역시 앞의 두 경우와 동일하게 데이터 처리 장치와 PID 제어기에서 제어되는데 다만 변환된 제어 신호(4~20mA)가 공압을 조절하는 I/P 변환기에 입력되는 점이 다르다. I/P 변환기는 이 제어 신호에 따라 팽창 밸브로 들어가는 공기압력을 조절하며, 최종적으로 조절된 공기 압력에 비례하여 자동 팽창 밸브의 개도가 커지면서 흡입 압력을 낮추게 된다. 그림 5는 흡입 압력을 제어하는 방식을 나타낸다.

4) 토출 압력 조절 장치

냉매의 압축기 토출 압력은 응축기에 공급되는 냉각수의 유량을 제어하여 조절한다. 측정된 토출 압력은 앞에서의 경우와 동일한 방법으로 데이터 처리 장치와 PID 제어기를 거쳐 최종적인 제어신호(4~20mA)가 물 배관에 설치된 전동 밸브로 입력된다. 이 전동 밸브는 입력된 신호에 의해 밸브의

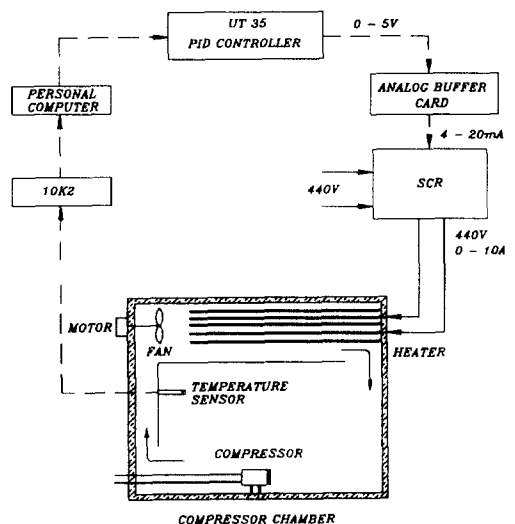


그림 8 압축기 주위 온도를 제어하는 방식

개도가 조절되는데 이 때 밸브를 많이 열면 응축기로 들어가는 물의 유량이 많아져 토출 압력이 낮아지게 된다. 그림 6은 토출 압력을 제어하는 방식을 나타낸다.

5) 과냉도 제어 장치

과냉도는 먼저 팽창 밸브 전에서 측정된 압력에서의 포화 온도를 구하여 이 온도를 기준으로 현재의 온도와 설정치를 비교하여 조절하였다. 여기서의 PID제어기는 설정된 과냉도로 유지하기 위하여 냉각(전동 밸브) 과 가열(전기 히터) 시스템을 제어한다. 즉 PC에서 측정된 압력에 해당하는 포화 온도를 기준으로 현재의 과냉도가 계산되면 이 값이 PID 제어기에 입력된다. 이 PID 제어

기에서는 현재 값과 설정값을 비교하여 제어에 필요한 출력을 보내게 되는데 먼저 현재의 과냉도가 설정값보다 큰 경우에는 전동 밸브로 출력(4~20mA)을 보내 밸브를 연다. 이렇게 밸브를 열면 과냉각기에 흐르는 냉각수의 유량이 많아져 과냉도를 낮출 수 있다. 반대로 현재의 과냉도가 설정값보다 작게 되면 별도의 SCR로 출력을 보내 히터에 들어가는 열량을 제어하여 과냉도를 올릴 수 있다. 그림 7은 과냉도를 제어하는 방식을 나타낸다.

6) 압축기 주위 온도 조절 장치

실차에서와 같은 압축기의 주위 환경을 만들어 주기 위하여 압축기 주위를 항온실

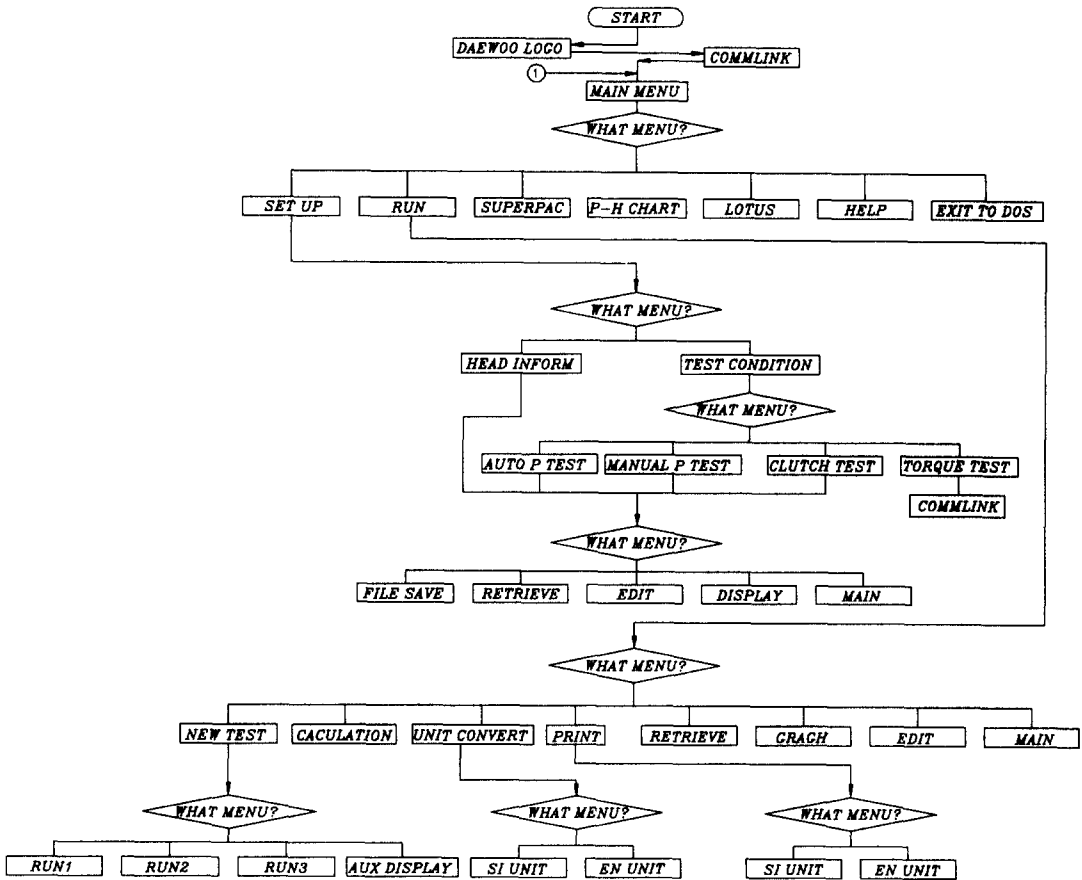


그림 9 프로그램의 흐름도

Daeoo Automotive Components		Calorimeter Test LAB.
Test #	Maker	
Test Data	Model	
Operator	Volume	
Engineer	Serial #	
Project #	Comments	
TEST CONDITION		
COMP OUT PRESS	1620.0 kPa	SUB-COOLING TEMP 2.8℃
COM IN PRESS	241.0℃	COMP SPEED 1000rpm
COMP IN TEMP	24.0℃	COMP AMB TEMP 40.0℃
Drive Speed	rpm	1794
Compressor Speed	rpm	3000
Drive Torque	kg-m	2.940
Compressor Torque	kg-m	1.739
Compressor Horse Power	PS	7.3
Pressure		
Discharge	kPa	1622.0
Liquid	kPa	1666.0
2nd Cal Body	kPa	565.0
Suction	kPa	242.0
Crankcase	kPa	230.0
Temperature		
Discharge	℃	112.0
Liquid	℃	56.4
2nd Cal Body	℃	24.7
Suction	℃	22.7
Comp Body	℃	103.5
Comp AMB	℃	51.2
Heater Wattage	kW	10.100
Comp Capacity(ASHRAE)	kW	8.621
Volume Efficiency	%	70.0
Isentropic Efficiency	%	45.3
COP		1.9
Refrigerant Weight Flow	kg/min	3.96
Oil Circulation-Percent	%	0.01
Test Started		
Test Finished		

그림 10 시험결과의 프린트 형태

로 제작하여 온도를 제어하였다. 항온실에 설치된 온도 센서에서 감지되는 온도를 현

재 값으로 사용하여 앞의 경우와 동일한 방법으로 압축기 주위의 온도를 제어하는데

최종적인 제어 신호는 SCR로 보내져 전기 히터에 들어가는 열량을 조절하게 된다. 그림 8은 압축기 주위 온도를 제어하는 방식을 나타낸다.

4. 성능 시험

성능 시험은 크게 자동 성능 시험, 수동 성능 시험, 클러치 성능 시험, 정적 트크 시험 등 4개로 나누어져 실시하도록 구성되어 있는데 여기서는 앞의 두가지의 경우에 대해서 그 결과를 언급하기로 한다. 본 장치는 이러한 시험 방법에 적합한 프로그램을 C-언어를 이용하여 풀 다운 메뉴(pull down menu) 방식으로 작성하였다. 그림 9는 이러한 프로그램의 개략도로서 운전 방식의 선택과 현재의 시험 상태등을 다양하게 볼 수 있으며, 성능 계산과 압력-엔탈피 선도등의 그래프 및 단위 환산등이 가능하도록 구성하였다. 먼저 자동 성능 시험은 컴퓨터를 통하여 시험 조건을 입력하고 프로그램을 실행시키면 앞에서 설명한 바와 같은 제어 장치들에 의해 시스템 전체가 자동으로 운전되며, 최종적인 평형 상태에 도달하면 결과를 수록하고, 시험 조건의 변경을 통한 시험의 계속 혹은 시험의 종료를 사용자에게 요구한다. 이때 시험 장비의 모든 전원은 PLC(programmable logic circuit)에 의해 조작이 이루어지도록 되어 있다. 한편 수동 성능 시험은 시험 조건에 따른 제어 방식은 앞의 경우와 동일하나 시험 장비의 부분별로 전원을 수동 공급하므로 각 부분에 대해 독립적으로 조작이 가능하다. 따라서 시험 장비의 교정, 부분적 작동 시험을 할 경우나 압축기의 성능 시험의 조건을 임의로 조작할 필요가 있을 경우에 편리하다. 그림 10은 본 장치를 이용하여 수행한 시험결과의 한 예이며 시험결과 성능이 이미 확인된 표준 압축기(master compressor)의 기준 성능에

대해 3% 이내의 오차를 보였다.

5. 결론

본 연구의 결과 2차 열량계법을 이용하여 800~15,000Kcal/hr 용량의 자동차용 냉매 압축기를 시험할 수 있는 성능 시험 장치를 개발하였다. 모든 측정과 제어는 컴퓨터와 데이터 처리 장치 및 PID제어기를 포함한 콘트롤 패널에서 자동과 수동으로 할 수 있으며, 특히 자동 운전은 PLC를 이용하여 장비 운전자가 시스템을 편리하게 운전할 수 있도록 하였다. 완성된 성능 시험 장치는 성능이 이미 확인된 표준 압축기(master compressor)를 사용하여 교정을 하였으며 시험 장치의 편리한 운전성, 데이터의 정확도, 시험 결과의 신뢰도 등에서 최초의 목표를 모두 만족하는 결과를 얻었다.

참고문헌

1. "Method of Testing for Rating Positive Displacement Refrigerant Compressors", ASHRAE Standard 23-78, 1978
2. "Automotive Air Conditioning Compressor Test Code for Reciprocating Compressors", GENERAL MOTORS, 1972.
3. Guidebook of Datapac System 10, DAYTRONIC
4. Van Wylen, G.J., Sonntag, 1978 "Fundamentals of Classical Thermodynamics," JOHN WILEY & SONS, 2nd ED.
5. Wilson, D.P., Basu, R.S., 1988 "Thermodynamic Properties of a New Stratospherically Safe Working Fluid-Refrigerant 134a", ASHRAE Transaction, Vol.94, Part II, pp.2095-2118.