

# 분리형 에어컨용 2중 열교환 배관 특성에 관한 실험적 연구 Experimental Study of Characteristics on Double Heat Exchange Pipe Used Separation Type Air-Conditioner

김재돌  
J. D. Kim

**Key Words** : Air-conditioner(에어컨), Liquid pipe(액 배관), Gas pipe(가스 배관), Compressor(압축기), Condenser(응축기), Evaporator(증발기), Capillary tube(모세관), Heat exchange(열교환)

**Abstract** : In this study, the ability for the function of double pipe inserted liquid pipe with small diameter in the gas pipe with large diameter for the circulating of liquid of high temperature and high pressure and low temperature and low pressure at the same time is presented. And in this double pipe, liquid pipe of high temperature and pressure is used to connect condenser and expansion valve and gas pipe of low temperature is used to connect evaporator and compressor. Also, when liquid refrigerant of high temperature and gas refrigerant of low temperature is circulated by reversed flow in the double pipe. The contribution of liquid gas heat exchange pipe is studied by comparison of the effect of heat transfer by temperature difference when liquid pipe and gas pipe is installed separately.

### 기 호 설 명

- AW : 압축기 소요동력 (kW)
- COP : 성능계수
- G : 냉매순환량 (kg/h)
- h : 엔탈피 (kJ/kg)
- Q : 냉방능력 (kJ/h)
- r : 냉동효과 (kJ/kg)
- S<sub>c</sub> : 과냉각도 (°C)
- S<sub>h</sub> : 과열도 (°C)

### 하첨자

- c : 기존배관
- n : 액·가스배관

### 1. 서 론

냉매를 수송하기 위한 배관은 냉동·공조시스템의 압축기, 응축기, 증발기, 팽창밸브 및 각종 부속기기 등을 서로 연결하여 사이클이 이루어지게 하

는 중요한 부분으로 배관의 좋고 나쁨은 냉동기의 성능이나 기능, 운전의 안전성 및 경제성 등에 큰 영향을 미치게 되므로 가장 합리적으로 설계되어야 한다<sup>1~3)</sup>. 그러나 최근에는 건물의 고층화, 밀집화 및 법적인 규제 등으로 실외기의 설치 공간 확보가 어려워 건물의 옥상이나 지상 등 설치여건에 좌우되어 일반적으로 길어지고 있다.

냉매 배관은 어느 배관이나 짧으면 짧을수록 유리하지만 설치장소 등에 따라 다양하게 변화될 수 있다.

냉매의 배관이 길어지면 마찰손실에 의한 압력손실이 증가하고, 액관에서는 플래쉬 가스(flash gas)의 발생, 가스관에서는 냉매의 과열이 더욱 증대된다. 이와 같은 원인으로 열교환기인 증발기나 응축기의 압력과 온도가 변화되어 장치의 능력이 설계용량에 미치지 못하거나 시스템이 불안정하게 운전되어 압축기의 동력이 증가되고 최종적으로 시스템의 성능계수(COP)의 감소를 초래하게 된다<sup>4~7)</sup>.

냉동·공조장치에서 냉매 배관은 관내 냉매의 상태에 따라 크게 가스관과 액관으로 분류할 수 있으며, 이들 배관들은 냉매의 종류 및 상태, 사용온도나 압력, 시스템의 능력 및 설치장소 등에 따라 적정 관경과 길이가 결정된다.

특히, 현재 가정용 및 산업용 에어컨들과 같이 압

접수일 : 2006년 6월 13일, 채택확정 : 2006년 10월 17일  
김재돌(책임저자) : 동명대학교 공과대학 환경설비공학과  
E-mail : kjd@tu.ac.kr Tel. 051-620-3537

축기와 응축기, 증발기와 팽창밸브가 각각 실외기와 실내기로 하나의 유니트로 구성되어 있는 장치들은 상기의 배관들 가운데 압축기와 응축기를 연결하는 고온 고압의 액 배관과 팽창밸브와 증발기를 연결하는 저온 저압의 액 배관의 길이는 다른 배관들에 비해 무시해도 좋을 정도로 짧다. 그러나 대부분 압축기와 응축기, 증발기와 팽창밸브가 일체화된 유니트들에 있어서는 각 유니트를 연결하는 고온 고압의 액 배관과 저온 저압의 가스 배관의 길이는 상대적으로 길어지고, 이들 배관은 장치의 성능에도 큰 영향을 미치게 된다.

최근 건물의 고층화 및 밀집화로 압축기와 응축기가 일체화된 실외기 유니트의 설치 공간의 확보가 어려워지고 이에 따라 실외기 유니트의 설치 위치가 건물의 옥상이나 지상 등에 설치됨으로서 증발기와 팽창밸브가 일체화된 실내기 유니트와의 거리가 상당히 떨어져 설치됨으로서 상대적으로 고온 고압의 액 배관과 저온 저압의 가스 배관인 이들 두 배관의 길이도 길어지고 있어 장치의 성능에 여러 가지 문제를 야기시키고 있다<sup>8)</sup>.

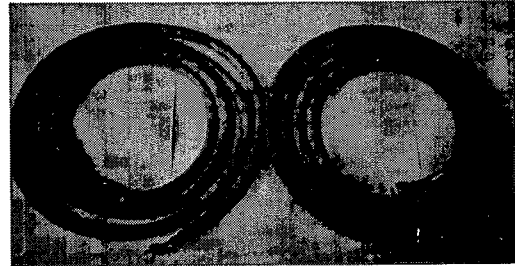
본 연구는 상기와 같이 냉동·공조장치의 주요 구성기기를 연결하는 배관에 있어 응축기와 팽창밸브를 연결하는 고온 고압의 액 배관과 증발기와 압축기를 연결하는 저온 저압의 가스 배관을 대상으로 고온 고압의 액과 저온 저압의 가스가 동시에 순환할 수 있도록 배관의 직경이 큰 가스 배관 내에 상대적으로 직경이 작은 액 배관을 삽입하여 2중관 구조로 하여 배관의 기능을 수행할 수 있는 구조로 하였다. 그리고 고온의 액 냉매와 저온의 가스 냉매가 2중관 구조에서 역류로 순환할 때, 온도차에 의한 열교환의 효과를 기존의 액 배관 및 가스배관 별도 설치시와 비교하여 액·가스 열교환 겸용 배관의 온도차와 장치의 성능에 어떠한 영향을 미치는가에 대한 기초 자료를 획득하여 새로운 냉매배관 개발에 관한 자료를 얻고자 하였다.

## 2. 냉매 배관

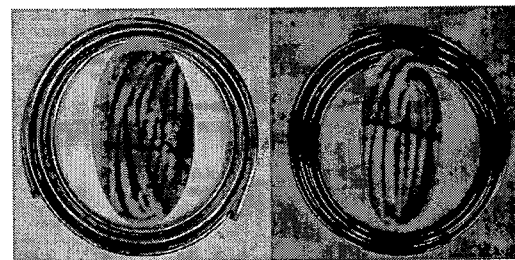
### 2.1 기존 배관

Fig. 1은 벽걸이형(a) 및 패키지형(b) 에어컨의 냉매 배관을 나타낸 것으로 이들 배관은 실외기와 실내기를 연결하여 실외기 내 응축기로부터 응축된 고온 고압의 액 냉매가 모세관에서 팽창되어 순환하는 액관과 실내기인 증발기로부터 증발한 저온 저압의 가스 냉매가 순환하는 가스관으로 구분된다.

이들 배관은 현장 설치시 제조회사로부터 실내기 유니트와 함께 별도로 하나의 상자에 드레인관 및 전선 등과 같이 단열 포장되어 공급된다.



(a) Liquid and gas pipe of wall type



(b) Liquid and gas pipe of package type

Fig. 1 Photograph of liquid and gas pipe on wall and package type air-conditioner.

### 2.2 액·가스 2중 열교환 겸용 배관

냉동장치에서 냉매 배관은 장치의 용량과 길이에 따라 관경이 달라지며, 또한 동일한 용량과 길이에 있어서도 배관 내로 순환하는 냉매의 상태에 따라 그 관경이 달라진다.

상기의 냉매배관에 있어서 일반적으로 고온 고압의 액관과 저온 저압의 가스관은 설치위치에 따라 그 길이도 달라지고, 또한 관경도 관내 냉매의 상태에 따라 다르다. 동일한 용량과 길이에 있어서 관경의 차이는 고온 고압의 액관이 저온 저압의 가스관에 비해 작다. 이는 관내로 순환하는 냉매의 비체적에 기인하는 것으로 일반적으로 장치의 용량이나 설치 위치, 배관 길이에 따라 적정 액관과 가스관이 결정된다.

액·가스 열교환 겸용 배관은 Fig. 2와 같이 냉매 비체적에 따른 관경 차이를 이용하여 그림과 같이 상대적으로 관경이 큰 저온 저압의 가스관 내에 고온 고압의 액관을 2중관 구조로 삽입하여 제작함으로써 배관의 기능을 수행할 수 있는 구조로 된다. 또한, 저온 저압의 가스관과 고온 고압의 액관이 서로 역류로 순환하게 됨으로서 온도차에 의한 열교환의 기능도 겸용할 수 있는 구조이다.

Fig. 3은 분리형 에어컨에 있어서 기존의 액관과 가스관이 분리되어 설치되는 경우(a)와 액관이 가스관 내에 삽입되어 2중관 구조로 제작된 액·가스 열교환 겸용 배관(b)으로 설치한 경우를 나타낸다.

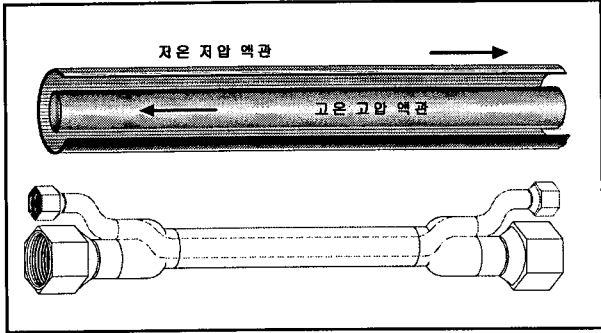
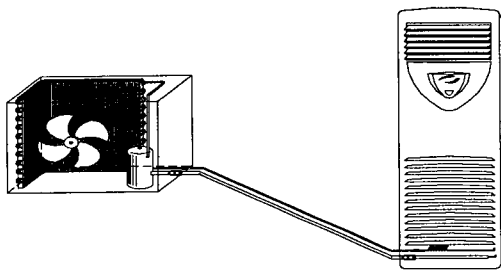
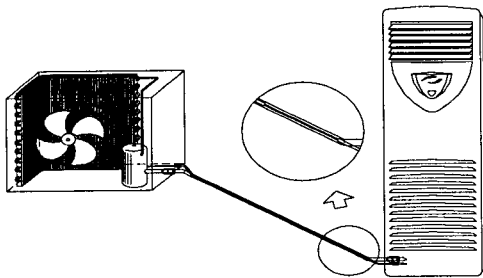


Fig. 2 Schematic diagram of liquid and gas pipe.



(a) Conventional pipe equipment



(b) New pipe equipment

Fig. 3 Schematic diagram of pipe equipment in separation type air-conditioner.

### 2.3 액·가스 2중 열교환 겸용 배관 이론 해석

Fig. 4는 액·가스 2중 열교환 겸용 배관을 사용할 경우 고온의 액 냉매와 저온의 가스 냉매가 열교환을 함으로서 냉동사이클의 특성 변화를 p-h 선도 상에 나타낸 것이다. 그림에서 기존 배관으로 설치할 경우 냉동효과( $r_c$ ) 및 냉방능력( $Q_c$ )은 다음 식과 같다.

$$r_c = (h_1 - h_3) = A \quad (1)$$

$$Q_c = G(h_1 - h_3) \quad (2)$$

여기서,  $h_1, h_3$ 은 증발기 입·출구 냉매 엔탈피를 나타내며,  $G$ 는 장치 내로 순환하는 냉매 순환량을 나타낸다. 그리고 액·가스 열교환 겸용 배관을 설치할 경우에 있어서 냉동효과( $r_n$ ) 및 냉방능력( $Q_n$ )은 다음과 같다.

$$r_n = (h_1 - h_{4=5}) = B \quad (3)$$

$$Q_n = G(h_1 - h_{4=5}) \quad (4)$$

여기서,  $h_4$ 는 액·가스에 의해 과냉각된 액 냉매의 팽창밸브 입구 엔탈피를 나타낸다.

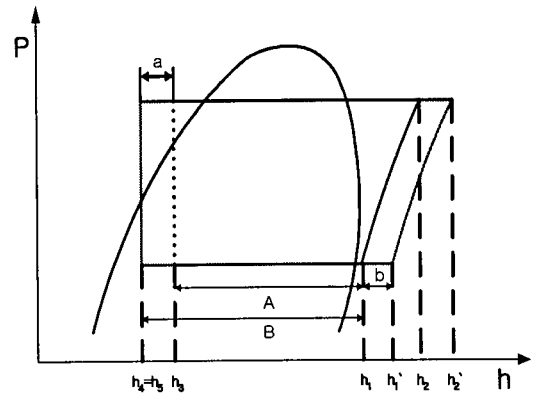


Fig. 4 Schematic diagram of pressure-enthalpy.

상기와 같이 기존 배관과 액·가스 열교환 겸용 배관에 의한 사이클 상의 차이는 액·가스 열교환 겸용 배관에 있어 열교환에 의한 고온 고압액 냉매의 과냉각도( $S_c$ ) 및 저온 저압 가스냉매의 과열도( $S_h$ )는 각각 다음과 같다.

$$S_c = (h_3 - h_{4=5}) = a \quad (5)$$

$$S_h = (h_1' - h_1) = b \quad (6)$$

여기서, a 및 b는 과냉각도 및 과열도의 증가를 각각 나타낸다.

기존 배관 및 액·가스 열교환 겸용 배관에 있어서 장치의 성능계수(COP)는 각각 다음과 같다.

$$COP_c = \frac{Q_c}{AW_c} \quad (7)$$

$$COP_n = \frac{Q_n}{AW_n} \quad (8)$$

여기서,  $AW_c = h_2 - h_1$ 와  $AW_n = h_2' - h_1'$ 는 기존 및 액·가스 열교환 겸용 배관에 있어서 압축기의 소요동력을 각각 나타낸다.

### 3. 실험장치 및 방법

#### 3.1 실험장치

Fig. 5는 본 연구에 사용된 실험장치의 개략도를 나타낸다. 실험장치는 크게 압축기, 응축기, 증발기 및 배관부분으로 구성되는 장치부분과 증발기와 응축기의 열부하를 조절하기 위한 물 순환부분으로 구성되어 있다. 증발기와 응축기의 열부하는 실험의 편의 및 열량계산의 정확도를 높이기 위해 물로서 조절할 수 있도록 하였으며, 증발기와 응축기는 단열 수조 내에 각각 설치하였다.

두 수조를 연결하는 배관, 즉 압축기와 증발기를 연결하는 가스 배관과 응축기와 모세관을 연결하는 액 배관은 기존 분리형 에어컨을 설치할 때 이루어지는 액 및 가스 배관 각각의 경우와 액·가스 2중 열교환 겸용 배관 2종류를 포함하여 총 3가지 형태의 배관을 설치하였다.

증발기와 응축기가 설치된 단열 수조 내로 순환하는 열원수 및 냉각수는 각각의 수조 입구측에 항온조를 설치하여 일정한 온도로 조절된 열원수와 냉각수가 순환할 수 있도록 하였다. 또한, 열원수와 냉각수의 수량은 물펌프로 순환시킬 수 있도록 하였으며, 물펌프는 인버터에 의해 일정하게 작동시킬 수 있도록 하였고, 증발기 수조 및 응축기 수조 입구측에 수유량계를 설치하여 일정 수량을 측정할 수 있도록 하였다. 그리고 각 배관 및 각 수조의 입·출구에는 열전대를 설치하여 입·출구의 온도를 측정할 수 있도록 하였으며, 각 배관의 입·출구에는 압력계를 설치하여 배관 내 액 및 가스 냉매의 압력을 측정할 수 있도록 하였다.

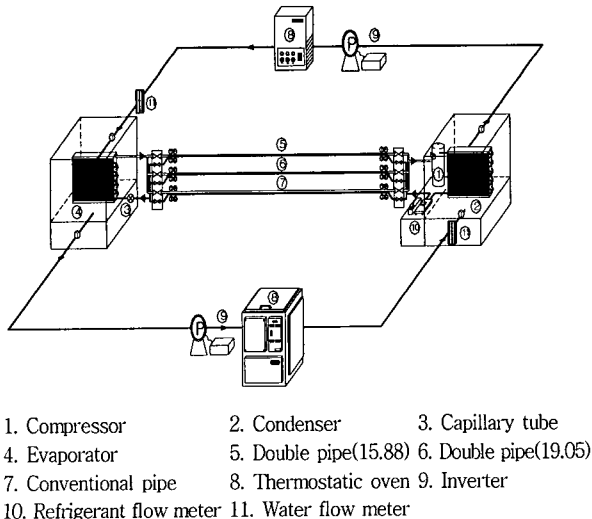


Fig. 5 Schematic diagram of experimental apparatus.

본 연구에 사용된 압축기, 응축기, 증발기는 25,620 kJ/h용량의 실제 분리형 에어컨을 사용하였다.

냉매 배관은 Fig. 6과 같이 전체 길이는 12m로 동일하게 하였으며, 기존 냉매 배관에 사용되는 액관의 관경은 6.35mm, 가스관의 관경은 15.88mm를 사용하였다.

액·가스 2중 열교환 겸용 배관은 2가지 형태로 제작하여 사용하였으며, 전체 배관의 길이는 12m로 액관의 관경은 2가지 형태 모두 6.35mm로 하였고, 가스관을 각각 15.88mm, 19.05mm로 달리하여 실험하였다.

Fig. 7은 실험장치의 실제 사진을 나타낸다.

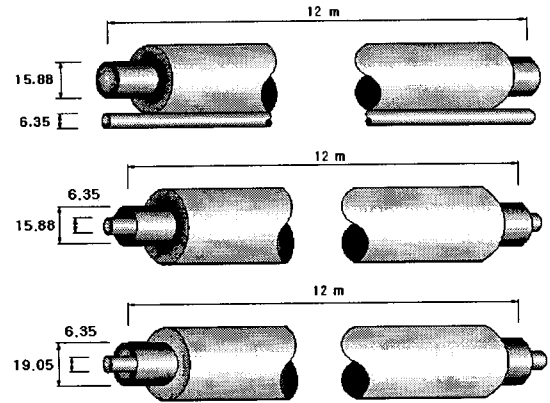


Fig. 6 Detail diagram of liquid and gas pipe.

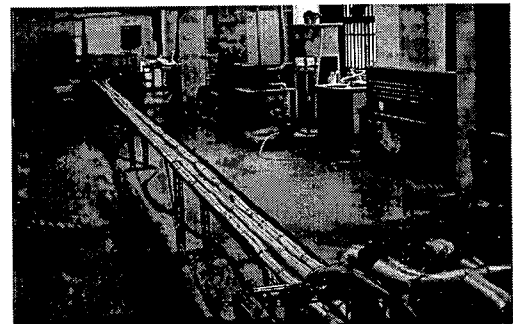


Fig. 7 Photograph of overall experimental apparatus.

#### 3.2 실험방법

실험은 먼저 증발기 및 응축기에 일정한 조건의 열원수 및 냉각수를 공급하고, 장치를 운전하여 장치가 안정한 상태가 된 후 데이터를 획득하였다.

실험은 냉매 유량조건을 2가지로 나누어 실시하였으며, 먼저 기존 배관을 대상으로 4시간 동안 운전하여 데이터를 획득하였다. 각 배관은 12m의 길이로 관 입구측과 출구측에 온도 및 압력계를 설치

하여 각 운전시 온도와 압력을 측정하였으며, 측정된 데이터는 PC로 전송하여 처리하였다. 그리고, 각 단열수조 입구측에 유량계를 설치하여 열원수와 냉각수의 순환 유량을 측정하였으며, 수조 입·출구측에도 열전대를 설치하여 입·출구온도차를 측정하여 냉방능력과 응축능력을 계산할 수 있도록 하였다. 또한, 파워미터를 설치하여 각 운전조건에 따라 압축기가 소비하는 동력을 측정하였다.

응축기 출구측에는 냉매 유량계를 설치하여 순환 냉매량을 측정하였으며, 각 배관으로의 냉매 유입은 증발기측 및 응축기측 각 배관에 냉매유량계를 설치하여 교체 운전이 가능하도록 하였다.

#### 4. 실험결과 및 고찰

##### 4.1 온도차 변화

Fig. 8은 냉매유량 108kg/h에 있어서 기존 및 액·가스 열교환 겸용 배관의 압축기 입구 및 증발기 출구와 응축기 출구 및 모세관 입구에 있어서 각 배관 냉매의 온도차를 나타낸 결과이다. 그림에서와 같이 기존 배관의 경우에는 액관 및 가스관의 길이 12m에 있어서 온도차는 평균 약 0.6℃ 정도의 온도차가 발생되었다. 그러나 액·가스 열교환 겸용 배관의 경우에는 가스관의 관경이 19.05mm의 경우, 액관의 액 냉매는 약 2.7℃, 가스관의 가스 냉매는 5.0℃ 정도의 온도차가 발생되었다. 즉, 응축기 출구 액 냉매는 약 2.7℃ 정도 과냉각 되며, 증발기 출구 가스 냉매는 약 5.0℃ 정도 과열이 되는 것으로 나타났다.

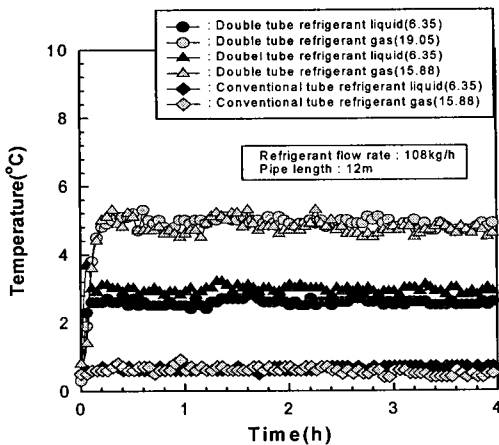


Fig. 8 Temperature difference distribution of liquid and gas pipe on condenser outlet and compressor inlet(refrigerant flow rate 108kg/h)

가스관의 관경이 15.88mm의 경우에는 액관 내 액 냉매는 약 2.9℃ 정도의 과냉각이 발생되었고, 가스 냉매는 약 4.9℃ 정도 과열이 발생되었다.

따라서, 상기의 결과를 종합하면, 기존 배관에 비해 액·가스 열교환 겸용 배관은 약 2.1~2.3℃ 정도 액의 과냉각이 발생되고, 약 4.3~4.4℃ 정도 가스 냉매의 과열이 발생하는 것으로 나타났다.

Fig. 9는 냉매유량 126kg/h에 있어서 기존 및 액·가스 열교환 겸용 배관의 압축기 입구 및 증발기 출구와 응축기 출구 및 모세관 입구에 있어서 각 배관 냉매의 온도차를 나타낸 결과이다. 그림에서와 같이 기존 배관에 있어서 액관 및 가스관 내의 액 및 가스 냉매의 온도는 약 0.5℃ 정도 차이가 발생되고 있다. 그러나 액·가스 열교환 겸용 배관의 경우에 있어 가스관의 관경이 19.05mm인 경우에는 액관 및 가스관 내의 액 냉매 및 가스 냉매의 온도차는 각각 약 4.5℃와 6.7℃ 정도의 온도차가 발생되었다. 그리고 가스관의 관경이 15.88mm인 경우에 있어서는 액 냉매는 각각 5.6℃와 7℃ 정도의 온도차가 발생되었다. 즉, 가스관의 관경이 19.05mm인 경우 액 냉매는 약 4.5℃ 정도의 과냉각이 발생되었고, 증발기 출구의 가스 냉매는 6.7℃ 정도 과열이 되어 압축기에 흡입된다. 그리고 가스관의 관경이 15.88mm인 경우에 있어서는 약 5.6℃ 정도의 과냉각이, 약 7℃ 정도의 과열이 발생하는 것으로 나타났다.

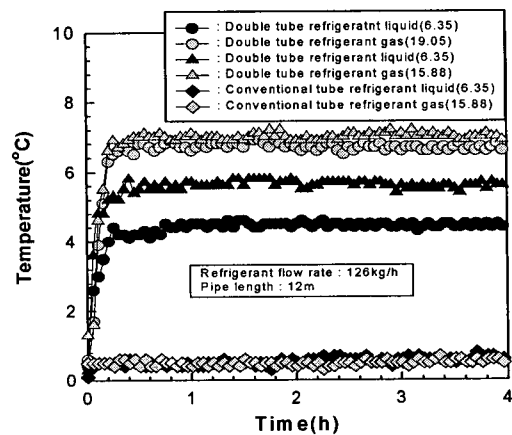


Fig. 9 Temperature difference distribution of liquid and gas pipe on condenser outlet and compressor inlet (refrigerant flow rate 126kg/h)

이와 같은 결과는 냉매 순환량이 108kg/h의 경우와 비교하여 기존 배관에서는 거의 차이가 없지만

가스관의 관경이 19.05mm인 경우에는 액 냉매는 약 1.8℃, 가스 냉매는 1.7℃정도 더 과냉 및 가열이 발생되었다. 그리고 가스관의 관경이 15.88mm인 경우에는 액 냉매는 약 2.7℃, 가스 냉매는 2.1℃정도 더 과냉 및 가열이 발생되어 냉매 순환량이 증가할수록 더 많은 과열과 과냉이 발생하는 것으로 나타났다.

#### 4.2 냉방능력 변화

Fig. 10, 11은 냉매유량 108kg/h, 126kg/h 일 때, 각 배관에 따른 냉방능력을 나타낸 결과이다. 그림에서와 같이 기본 배관에 비해 액·가스 열교환 겸용 배관의 경우가 미소하게 냉방능력이 높게 나타나고 있다. 이와 같은 결과는 액관의 과냉각에 의한 결과로 판단된다. 그리고 액·가스 열교환 겸용 배관에 있어서는 냉매유량이 증가할수록 가스관의 관경이 작은 15.88mm가 19.05mm보다 미소하게 높게 나타나는 결과를 얻을 수 있었다.

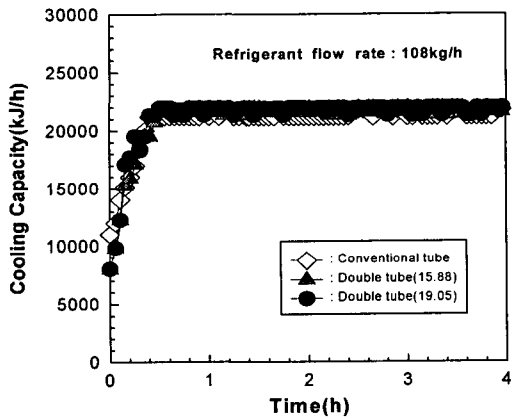


Fig. 10 Comparison of cooling capacity(refrigerant flow rate 108kg/h)

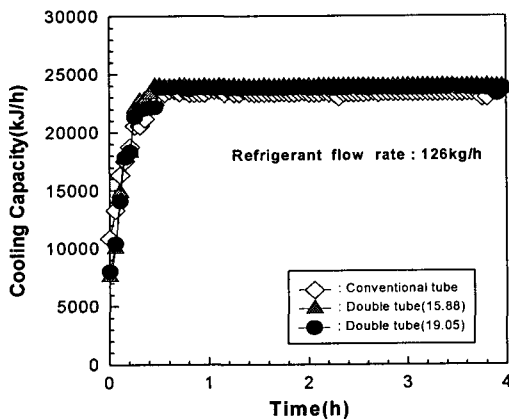


Fig. 11 Comparison of cooling capacity(refrigerant flow rate 126kg/h)

#### 4.3 성능계수 변화

Fig. 12, 13은 상기의 각 운전조건에 따른 시스템의 성능계수를 나타낸 결과이다. 성능계수는 장치의 냉방능력과 소비동력을 기준으로 식 (7), (8)로부터 계산하였다.

Fig. 12의 냉매유량이 108kg/h인 경우에 있어서는 기존 배관에 비해 액·가스 열교환 겸용 배관의 경우가 4.5~8.1%정도 성능계수가 높게 나타났다. 그리고 액·가스 열교환 겸용 배관에 있어서는 상대적으로 가스관의 관경이 큰 19.05mm인 경우가 15.88mm에 비해 약 3.4%정도 높게 나타났다. 이와 같은 결과는 액·가스 열교환 겸용 배관의 경우 액관과 가스관의 열교환에 의한 과냉각도의 증가로 냉방능력이 증대하여 기존배관에 비해 상대적으로 성능계수가 다소 증가하는 결과를 나타내는 것으로 판단된다.

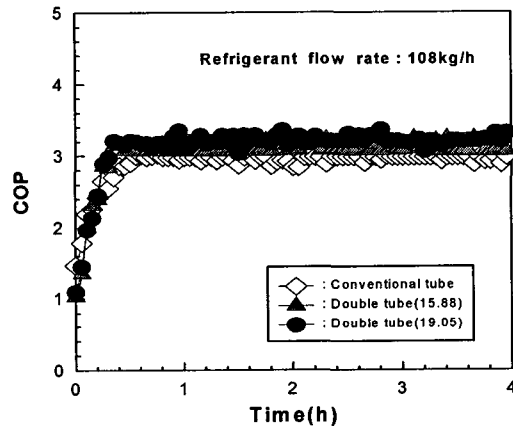


Fig. 12 Comparison of coefficient of performance (refrigerant flow rate 108kg/h)

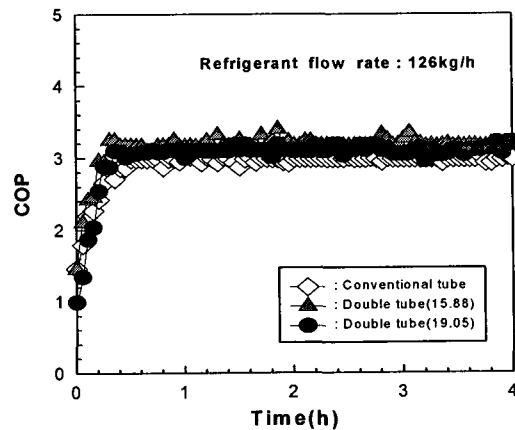


Fig. 13 Comparison of coefficient of performance (refrigerant flow rate 126kg/h)

Fig. 13은 냉매유량이 126kg/h인 경우에 있어 각 배관으로 운전한 경우 장치의 성능계수를 나타낸 결과이다. 그림에서와 같이 전체적으로 기존 배관에 비해 액·가스 열교환 겸용 배관의 경우가 높게 나타나고 있다. 이 경우에는 기존 배관에 비해 액·가스 열교환 겸용 배관의 경우가 약 3.8%~7.7%정도 높게 나타났다. 그리고 액·가스 열교환 겸용 배관의 경우에는 냉매유량 108kg/h에 비해 가스관의 관경이 작은 18.55mm관이 19.05mm관에 비해 약 3.8%정도 높게 나타났다.

### 5. 결 론

분리형 에어컨용 액·가스 2중 열교환 겸용 배관의 특성을 평가하기 위해 기존 방식으로 배관을 설치한 경우와 기존 배관을 2중관 구조로 하여 액관과 가스관의 관경이 기존 배관과 동일한 경우와 가스관을 기존 배관 보다 한 단계 크게 하여 실험한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. 압축기 입구측에서의 저압 가스 냉매와 모세관 입구측 고온의 액 냉매의 온도는 기존 배관 방식의 경우에는 큰 온도차가 발생되었다. 그러나 액·가스 열교환 겸용 배관에 있어서는 고온의 냉매 액과 저온의 가스 냉매의 열교환에 의해 모세관 입구측에서의 액 냉매의 온도차는 냉매유량이 108kg/h인 경우에는 기존 배관에 비해 약 2.1~2.3℃정도 액의 과냉각이 발생되었고, 압축기 입구측에서 가스 냉매는 약 4.4~4.3℃정도 과열이 발생하는 것으로 나타났다. 그리고 냉매유량 126kg/h인 경우에는 기존 배관에 비해 액 냉매는 4~5.1℃과냉각이 발생되었고, 가스관은 6.2~6.5℃정도 더 과열이 발생되었다. 따라서, 상대적으로 액·가스 2중 열교환 겸용 배관은 배관 내에서 상당한 열교환이 이루어지는 것을 확인할 수 있었다.

2. 장치의 냉방능력은 냉매유량에 관계없이 기본 배관방식에 비해 액·가스 열교환 겸용 배관의 경우가 약간 높게 나타났으며, 액·가스 열교환 겸용 배관에 있어서는 냉매유량이 증가할수록 가스관의 관경이 작은 경우가 미소하게 높게 나타났다.

3. 장치의 성능계수는 냉매유량이 108kg/h인 경우에는 기존 배관에 비해 액·가스 열교환 겸용 배관이 4.5~8.1%정도 높게 나타났으며, 액·가스 열교환 겸용 배관에 있어서는 상대적으로 가스관의 관경이 큰 경우가 작은 관에 비해 약 3.4%정도 높

게 나타났다. 그러나 냉매유량이 126kg/h에서는 기존 배관에 비해 열교환 겸용 배관이 약 3.8%~7.7% 정도 높게 나타났으며, 두 종류의 열교환 겸용 배관에서는 가스관의 관경이 작은 경우가 큰 관에 비해 약 3.8%정도 높게 나타났다.

### 참고 문헌

1. Frank M. White, 1995, "Fluid Mechanics", McGraw Hill 3th Edition, pp. 361~410.
2. ASHRAE, 1990, "Refrigeration Systems and Applications", pp. 3.1~3.25.
3. 방덕제, 김재돌, 윤정인, 1996, "HCFC 22 냉동 공조장치의 배관결정", 공기조화 냉동공학회 '96 하계학술발표회 논문집, pp. 282~286.
4. 방덕제, 김재돌, 윤정인, 1996, "냉동공조시스템의 액·가스관 선정에 관한 연구", 공기조화 냉동공학회 부산·경남지부/대한기계학회 부산지부 1996년도 공동학술대회논문집, pp. 110~114.
5. 池元眞佐美, 山本泰司, 黒河通匡, 名迫賢二, 片岡久典, 1996, "HFC冷媒·冷凍サイクルシミュレーション", 第30回 空氣調和·冷凍聯合講演論文集, pp. 173~176.
6. 설원실, 방덕제, 신진규, 김재돌, 윤정인, 1997, "냉매배관길이가 내동장치의 성능에 미치는 영향", 한국박용기관학회 1997년도 추계학술대회 논문집, pp. 68~73.
7. 이종필, 최인수, 방덕제, 김재돌, 윤정인, 1997, "실외기 설치위치가 냉동시스템의 성능에 미치는 영향", 공기조화 냉동공학회 '97동계학술발표회 논문집, pp. 313~318.
8. 日本冷凍協會, 1993, "冷凍空調便覽", 2券, pp. 63~68.