

1·2단 팽창장치 내장 분리형 에어컨 냉매 배관 특성 실험

이 동 훈, 이 호 생, M.M.A. Sarker, 김 재 돌*, 한 인 근**, 윤 정 인***
부경대학교 대학원, 동명대학, (주)AR, 부경대학교

An experiment on characteristics of refrigerant tube for the separated type air-conditioner including one and two phase expansion device

Lee Dong-Hoon, Lee Ho-Saeng, M.M.A Sarker, Kim Jae-Dol*, Han In-Geon**, Yoon Jung-In***
Graduate School of Pukyong National University, Tongmyong College*, AR corp.**,
Pukyong National University***

1. 서 론

에어컨은 개별식 공조기의 주역으로 가정, 사무실, 산업용에 이르기까지 광범위하게 사용되고 있다. 과거 에어컨은 단순히 냉방만이 요구되었으나 최근에는 고효율, 저소음에 대한 정부차원의 규제와 소비자의 욕망을 충족시키기 위해 끊임없이 기술 개발이 이루어지고 있다.

에어컨 시스템에 있어서 냉매를 수송하기 위한 배관은 냉동·공조시스템의 압축기, 응축기, 증발기, 팽창밸브 및 각종 부속 기기등을 서로 연결하여 사이클이 이루어지게 하는 중요한 부분으로 배관의 좋고 나쁨은 냉동기의 성능이나 기능, 운전의 안전성 및 경제성 등에 큰 영향을 미치게 되므로 가장 합리적으로 설계되어야 한다. 그러나 최근에는 건물의 고층화 및 밀집화로 실외기의 설치 공간 확보가 어려워 건물의 옥상이나 지상 등 설치여건에 좌우되어 일반적으로 길어지고 있다.

에어컨 시스템에 있어서 냉매의 배관이 길어지면 마찰 손실에 의한 압력손실이 증가하고, 액관에서는 플래쉬 가스의 발생, 가스관에서는 냉매의 과열이 더욱 증가된다. 이와 같은 원인으로 열교환기인 증발기나 응축기의 압력과 온도가 변화되어 장치의 능력이 설계 용량에 미치지 못하거나 시스템이 불안정하게 운전되어 압축기의 동력이 증가되고 최종적으로 시스템의 성능계수의 감소를 초래하게 된다.

냉매배관은 관내 냉매의 상태에 따라 크게 가스관과 액관으로 분류할 수 있으며, 이들 배관들은 냉매의 종류 및 상태, 사용온도나 압력, 시스템의 능력 및 설치장소 등에 따라 적정관경과 길이가 결정된다. 특히, 현재 가정용 및 산업용 에어컨들과 같이 압축기와 응축기, 증발기와 팽창밸브가 각각 실외기와 실내기로 하나의 유니트로 구성되어 있는 장치들은 상기의 배관들 가운데 압축기와 응축기를 연결하는 고온 고압의 가스 배관과 팽창밸브와 증발기를 연결하는 저온 저압의 액·가스 배관의 길이는 다른 배관들에 비해 무시해도 좋을 정도로 짧다. 그러나 팽창장치인 모세관을 실내 소음 발생의 원인이 되어 압축기, 응축기와 함께 실외기에 일체화되어 하나의 유니트로 구성되고, 증발기가 실내기로 유니트화된 룸 에어컨들에 있어서는 각 유니트를 연결하는 저온 저압의 액 가스 배관과 저온 저압의 가스 배관의 길이는 상대적으로 길어지고, 이들 배관은 장치의 성능에도 큰 영향을 미치게 된다. 따라서, 본 연구에서는 분리형 에어컨을 대상으로 팽창장치인 모세관을 증발기인 실내기측에 상대적으로 직경이 크고, 증발기와 압축기를 연결하는 저온 저압의 가스 배관 내에 삽입함으로써 배관의 기능과 열교환 기능을 동시에 수행할 수 있고 소음 감소의 효과도 기대할 수 있는 1단 팽창장치 내장형과 동일한 팽창장치를 중간에 기 액 분리장치를 설치하여 2단 팽

장이 가능하도록 한 냉매 배관을 개발하고자 수행되었다. 그리고 고온의 액 냉매와 저온의 가스 냉매가 2중관 구조에서 역류로 순환할 때, 온도차에 의한 열교환의 효과를 기존의 액 가스배관 및 가스배관을 별도 설치시와 비교하여 팽창장치 삽입형 1단 팽창장치 내장형 및 2단 팽창장치 내장형과 비교 실험을 통하여 이들 개발 배관이 어느 정도 장치의 성능특성에 영향을 미치는가에 대한 실험을 수행하여 새로운 분리형 에어컨용 냉매배관을 개발하고자 하는 데 목적을 두었다.

2. 실험장치 및 방법

룸 에어컨의 냉매 배관은 실외기와 실내기를 연결하여 실외기 내 응축기로부터 응축된 고온 고압의 액 냉매가 모세관에서 팽창되어 순환되는 액 가스관과 실내기인 증발기로부터 증발한 저온 저압의 가스를 압축기로 흡입할 수 있는 가스관으로 구분된다. 이들 배관은 현장 설치시 제조회사로부터 실내외기 유니트와 함께 별도로 하나의 상자에 드레인관 및 전선 등과 같이 단열 포장되어 공급된다. 동일한 용량과 길이에 있어서 냉매 배관의 관경은 고온 고압의 액관이 저온 저압의 가스관에 비해 작다. 이는 관내로 순환하는 냉매의 비체적에 기인하는 것으로 일반적으로 장치의 용량이나 설치 위치에 따른 배관 길이에 따라 적절한 액관과 가스관이 결정된다. 액·가스 열교환 겸용 배관은 Fig. 1과 같이 상기의 냉매 비체적에 따른 관경 차이를 이용하여 그림과 같이 상대적으로 관경이 큰 저온 저압의 가스관 내에 고온 고압의 액관을 삽입하는 이중구조로 제작하여 배관의 기능을 수행할 수 있게 하였다. 또한, 저온 저압의 가스관과 고온 고압의 액관이 서로 역류로 순환하게 되어 온도차에 의한 열교환기의 기능도 겸용할 수 있으며, 기존의 실외기인 응축기 출구에 설치되는 팽창

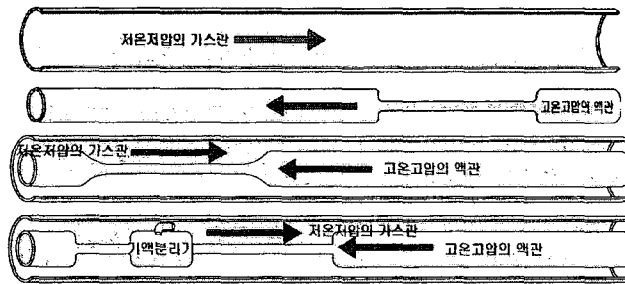


Fig. 1 A flow chart of refrigerant piping

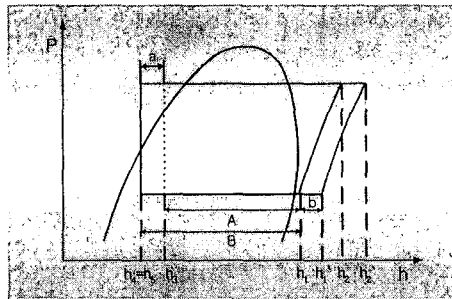


Fig. 2 Schematic diagram of pressure - enthalpy

장치를 증발 측에 위치시켜 관내 삽입하는 구조이다.

Fig 2. 는 기액 분리용 배관을 사용할 경우 고온의 액 냉매와 저온의 가스 냉매가 열교환을 함으로서 냉동사이클의 특성 변화를 p-h 선도 상에 나타낸 것이다. 그림에서 기존배관으로 설치 할 경우 냉동효과(r_c) 및 냉방능력(Q_{ec})은 다음 식과 같다.

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

$$Q_{ec} = \alpha(h_1 - h_3) \quad (2)$$

여기서, h_1, h_3 는 증발기 입·출구의 엔탈피를 나타내며, G 는 장치 내로 순환하는 냉매순환량을 나타낸다. 그리고 액·가스 열교환 겸용 배관을 설치할 경우에 있어서 냉동효과(r_n) 및 냉방능력(Q_{en})은 다음과 같다.

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

$$Q_{en} = \alpha(h_1' - h_{4=5}) \quad (4)$$

여기서, $h_{4=5}$ 는 액·가스에 의해 과냉각된 액 냉매의 팽창밸브 입구 엔탈피를 나타낸다.

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.

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

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

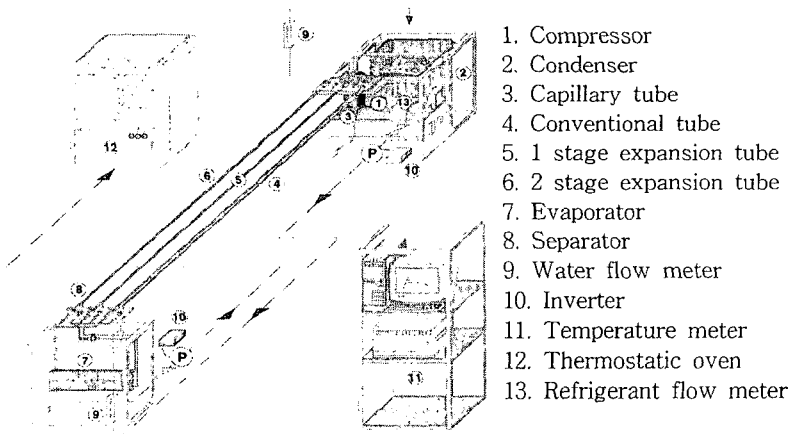


Fig. 3 Schematic diagram of experimental apparatus

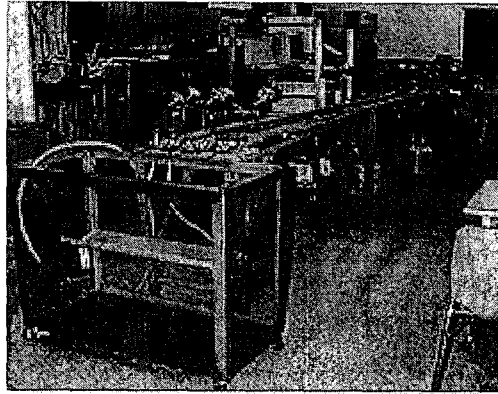


Fig. 4 Photograph of overall experimental apparatus |

여기서, $AW_c=h_2-h_1$ 과 $AW_n=h'_2-h'_1$ 은 기존 및 액·가스 열교환 겸용 배관에 있어서 압축기의 소요 동력을 각각 나타낸다.

Fig 3과 Fig 4는 실제 장치사진관 개통도를 나타낸 것이다. 실험은 우선 증발기 및 응축기에 일정한 조건의 열원수 및 냉각수를 공급하고, 장치를 운전하여 안정한 상태가 된 후 데이터를 획득하였다. 실험은 냉매 유량 조건을 2가지로 나누어 실시 하였으며, 각각의 배관을 대상으로 3시간 동안 운전하여 데이터를 획득하였다. 각 배관은 5m의 길이로 관 입구측과 출구측에는 온도 및 압력계를 설치하여 각 운전시 온도와 압력을 측정하였으며, 측정된 데이터는 PC로 전송하여 처리하였다. 그리고 각 수조의 입구측에 유량계를 설치하여 열원수와 냉각수의 순환 유량을 측정하였으며, 수조 입·출구측에도 열전대를 설치하여 입·출구 온도차를 측정하여 냉방능력과 응축능력을 계산할 수 있도록 하였다. 또한, 파워미터를 설치하여 각 운전조건에 따라 압축기가 소비하는 동력을 측정하였다.

응축기 출구측에는 냉매 유량계를 설치하여 순화 냉매량을 측정하였으며, 동일한 조건으로 각 배관으로 교체 운전이 가능하도록 하였다.

3. 실험결과 및 고찰

Fig 5는 냉매 유량 36kg/h, 43.2kg/h 일때 기존의 배관과 1, 2단 팽창장치 내장형 배관에 의 시간에 따른 냉방능력의 변화를 나타낸 결과이다. 그림에서와 같이 기존배관에 비해 1단 팽창 배관의 경우는 평균 94~108kcal/h 정도 냉방능력이 높게 측정되었다. 이와 같은 결과는 고온의 액관과 저온의 가스관과의 열교환에 의해 증발기 입구에서 냉매의 과냉각 발생에 따른 냉방능력의 증대로 판단되며, 이와 같은 결과는 냉매 유량이 증가 할수록 더 증가하는 경향을 나타내었다. 그리고 2단 팽창장치 내장형의 경우에는 기존관에 비하여 470~850kcal/h 정도 냉방능력이 높게 측정되었다. 이는 2단 팽창의 경우 내부 기액 분리 장치에서 프래쉬 가스를 증발기 전에서 분리함으로써 증발기 입구 건도 감소에 따른 냉방능력의 증대로 판단된다.

Fig 6은 냉매 유량이 각각 36kg/h 와 43.2kg/h 일때, 압축기가 소비한 동력을 파워미터로 측정된 실제 소비동력을 나타낸 결과이다. 그림에서와 같이 기존 배관은 1단 팽창장치 내장형 배관보다 미소하게 높게 나타났으며, 냉매량이 증가하면 소요 동력도 미소하게 상승하였다. 그리고 2단 팽창장치 내장형 배관은 기존 배관에 비하여 0.3kW~0.4kW 정도 높게 나타났다. 이는 압축기 입구측의 비체적이 줄어 나타난 결과로 판단된다.

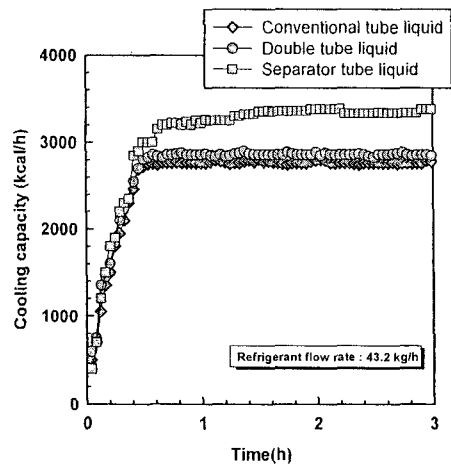
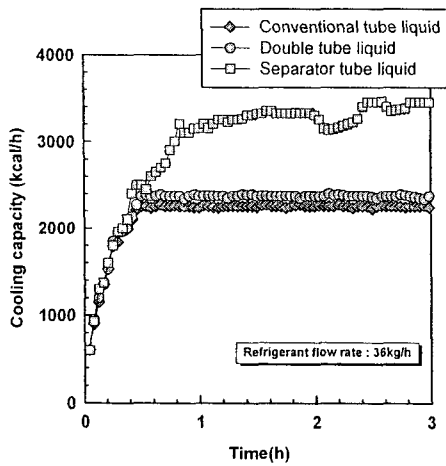


Fig. 5 Comparison of cooling capacity

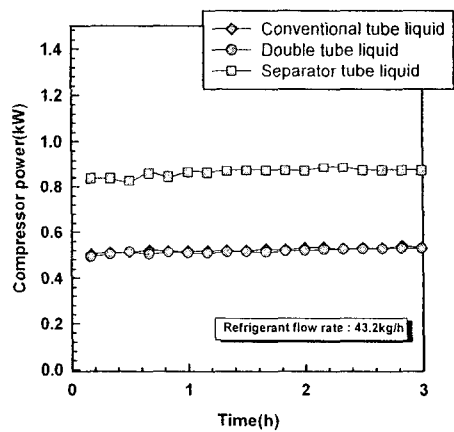
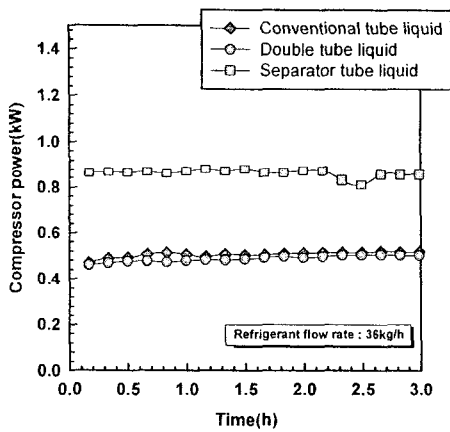


Fig. 6 Comparison of compressor power

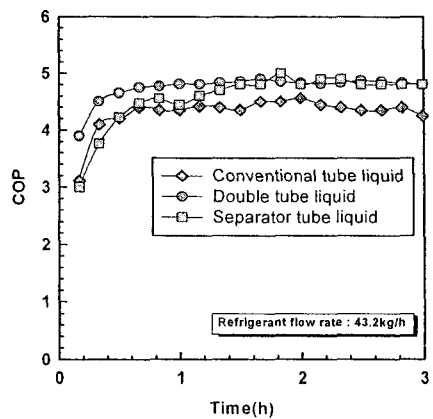
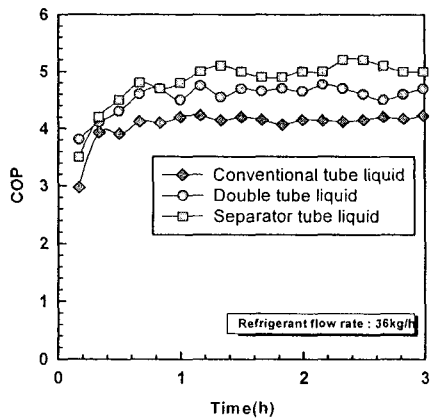


Fig. 7 Comparison of COP

Fig 7은 동일한 운전조건에 있어서 시스템의 성능계수를 나타낸 결과이다. 그림에서와 같이 1단 팽창장치 내장형 배관은 기존 배관에 비해 7~8%정도 성능 계수가 높게 나타났으며, 2 단 팽창장치 내장형은 22%~25%정도 COP가 높게 계산되었다. 이와 같은 결과는 1,2 단 팽창장치 내장형 배관의 경우에는 액과 가스의 열교환에 의한 과냉각도의 증가로 냉방능력이 커진 반면, 압축기의 소요 동력은 기존관과 별차이가 없음에 기인하는 결과라고 판단된다. 특히 2단 팽창장치 내장형의 경우에는 열교환에 의한 과냉각도의 증가와 모세관 직후의 플래쉬 가스의 제거로 인하여 냉방능력이 커졌으며, 압축기의 소요 동력이 다소 높게 측정되었으나, 냉방능력이 기존관이나 1단 팽창장치 내장형의 경우보다 상당히 높은 관계로 COP 가 월등히 높게 나타난 것으로 판단된다.

4. 결 론

에어컨용 1단 및 2단 팽창장치 내장형 냉매배관의 특성을 파악하기 위하여 기존배관과 비교 실험한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 1, 2단 팽창장치 내장형 배관의 경우에는 배관내에서 액 냉매 및 가스냉매의 상당한 열교환이 이루어지는 것을 확인 할 수 있었다.
- (2) 냉방능력은 1, 2단 팽창장치 내장형 배관이 기존 배관에 비해 증발기 입구의 과냉각도 증가에 따라 높게 나타났다.
- (3) 장치 성능계수는 1단 팽창장치 내장의 배관이 기존 배관에 비하여 7~8%정도 높게 나타났으며, 2단 팽창장치 내장형의 경우는 약 10~22%정도 높게 나타났다.

후 기

본 논문은 한국과학재단 지정 부경대학교 친환경첨단에너지기계연구센터의 지원(과제번호 : R12-2003 -001-00002-0, 특별과제)에 의하여 연구되었으며 이에 감사드립니다.

5. 참고문헌

1. Frank M. White, Fluid Mechanics, McGraw Hill 3th Edition, pp. 361-410.(1995) |
2. ASHRAE, Refrigeration Systems and Applications, pp. 3.1-3.25(1990) |
3. 방덕제, 김재돌, 윤정인, HCFC 22 냉동공조장치의 배관결정, 공기조화 냉동공학회 96 하계학술발표회 논문집, pp. 282-286.(1996)
4. 池元眞佐美, 山本泰司, 黒河通匡, 名迫賢二, 片岡久典, HFC冷媒・冷凍サイクルシミュレーション, 第30回空気調和・冷凍聯合講演論文集, pp. 173-176.(1996)
5. 설원실, 방덕제, 신진규, 김재돌, 윤정인, 냉매배관길이가 냉동장치의 성능에 미치는 영향, 한국박용기관학회 1997년도 추계학술대회 논문집, pp. 68-73.(1997)
6. 이종필, 최인수, 방덕제, 김재돌, 윤정인, 실외기 설치위치가 냉동시스템의 성능에 미치는 영향, 공기조화 냉동공학회 97동계학술발표회 논문집, pp. 313-318.(1997)
7. 日本冷凍協會, 冷凍空調便覽, 2券, pp. 63~68.(1993)
8. 윤정인, 김재돌, 냉동설비공학, 태훈출판사, pp. 53~222.(1997)
9. 김태현, 김진국, 이건우, 이재효, 저소음패키지 에어컨 실내기 개발에 관한 연구, 공기조화·냉동공학회 2000하계학술발표회 논문집, pp.314~320(2000)