

가변속 열펌프의 냉매 유량제어에 의한 난방성능 변화에 관한 실험적 연구

김 봉 훈[†]

대구대학교 자동차·산업·기계공학부

An Experimental Investigation on the Variation of Heating Performance Due to the Refrigerant Flow Control in a Variable-Speed Heat Pump

Bong-Hun Kim[†]

Automotive, Industrial and Mechanical Eng. Dept., Taegu University, Taegu 705-714, Korea

(Received February 16, 2001; revision received April 30, 2001)

ABSTRACT: An experimental study was conducted to investigate the effect of refrigerant flow control on the performance of a variable-speed heat pump operating in both cooling and heating mode. For this purpose, cooling and heating capacity, EER and refrigerant mass flow rate corresponding to an electronic valve as well as a capillary tube were measured as functions of compressor speed, length of capillary tube (or valve opening of the electronic valve), refrigerant charge, and outdoor temperature.

From the comparison of experimental results, it was found that the performance variation due to the electronic valve opening became significant as the operating conditions (outdoor temperature and compressor speed) deviated from the standard condition at which heating capacity and EER were rated for the indicated capillary tube.

Key words: Variable-speed heat pump(가변속 열펌프), Electronic valve(전자팽창변), Capillary tube(모세관), Optimum cycle(최적사이클), Heating performance(난방성능)

기 호 설 명

Er : 오차 [%]
h : 엔탈피 [kcal/hr]
 \dot{m} : 질량유량 [kg/hr]
P : 압력 [kgf/cm²]
Q_c : 냉방능력 [kcal/hr]
Q_h : 난방능력 [kcal/hr]
T : 온도 [°C]

W : 소비입력 [W]

하첨자

a : 공기측
c : 냉방운전
comp : 압축기
e : 출구
h : 난방운전
i : 입구
r : 냉매측
sat : 포화상태
SC : 과냉
SH : 과열

[†] Corresponding author

Tel.: +82-53-850-6682; fax: +82-53-850-6549

E-mail address: bhkim@taegu.ac.kr

1. 서 론

가변속 열펌프는 난방 및 냉방부하에 따라서 압축기의 회전수를 가변시켜서 부하에 적합하도록 시스템의 능력을 조절한다.⁽¹⁾ 따라서 정속도 열펌프에 비하여 시스템의 열효율 및 실내 쾌적성 향상 등을 기대할 수 있다.

국내 외적으로 90년대 중반까지 가변속 열펌프에 대한 연구개발은 박윤철 등,⁽²⁾ Rice et al.⁽³⁾과 최중민 등⁽⁴⁾에 의하여 활발히 진행되어 왔으나, 90년대 후반에 일본의 기업(Hitachi사)에서 한랭지향형 열펌프가 개발 및 시판되기 시작함으로써 그동안 동절기 난방운전상의 제반 문제점 및 요소기술들(냉난방 냉동사이클 최적제어, 난방능력 및 효율 저하, 압축기 내구성 저하 등)을 해결하여 열펌프 시장을 활성화시킬 수 있는 전기가 되고 있다.

이러한 측면에서 볼 때 가변속 열펌프용 팽창장치는 보다 넓은 회전수 및 실외온도 영역에서 냉난방 냉동사이클을 제어하여 냉난방 성능과 압축기의 내구성을 유지시켜야 한다.

따라서 Farzad,⁽⁵⁾ Krakow et al.⁽⁶⁾과 Kuehl et al.⁽⁷⁾에 의하여 연구된 기존의 냉방전용 공조기나 정속 열펌프용 팽창장치(주로 모세관 사용)와는 달리 냉동사이클의 작동조건들(증발온도, 응축온도, 과냉도, 과열도 등)에 따라 유량 조절(즉, 교축 단면적 조절)이 가능한 가변면적 전자 팽창장치(Electronic Valve)의 적용이 요구되고 있다.

본 논문에서는 정격 난방능력 5,100 kcal/hr의

가변속 열펌프(냉방기준 9평형)에 대하여 압축기 회전수, 모세관 길이 및 전자팽창변의 개도(Opening Angle), 냉매량 및 실외온도 조건 등을 변화시키고 난방운전의 냉동사이클 특성(압력-엔탈피선도)의 변화를 고찰하였다. 특히 기존의 모세관과 선진사에서 적용중인 전자팽창변의 난방성능(난방능력, EER)과 냉매유량 및 과열도 등을 냉매량, 회전수, 실외온도 등의 함수로 비교 분석하였다. 이를 통하여 가변속 열펌프의 냉매 유량제어가 난방성능 및 압축기 내구성에 미치는 영향을 파악하여 향후 한랭형 열펌프용 마이크로 개발을 위한 기초적인 팽창장치 설계용 자료를 제시하고자 한다.

2. 실험장치 및 방법

2.1 실험장치

본 연구에 사용된 시험장치는 Fig. 1과 같이 크게 성능측정을 위한 칼로리미터(Psychrometric Calorimeter) 및 시료용 가변속 열펌프로 나눌 수 있다. Psychrometric 방식 칼로리미터는 실내 및 실외측 시험실로 구성되어 있으며, 각 실에는 온도 및 습도를 조절할 수 있는 공기조화기가 설치되어 있다.⁽⁸⁻¹⁰⁾

실내측 시험실에는 시료용 열펌프의 성능을 공기엔탈피법⁽⁸⁻⁹⁾으로 측정하기 위하여 실내기 입구 및 출구에서 공기를 샘플링하여 건구 및 습구온도를 측정할 수 있는 수풍실이 설치되어 있으며,

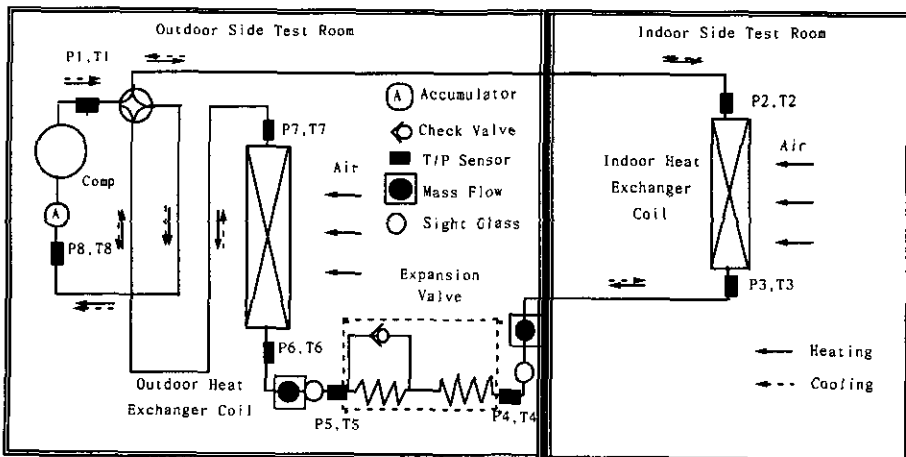


Fig. 1 A schematic diagram of the heat pump test set-up.

실내기로부터 노즐을 통과하는 공기의 유량은 노즐 전후의 압력차 등으로 측정할 수 있도록 하였다.

Fig. 1에는 본 연구의 시료인 R-22를 적용한 가변속 열펌프(회전수 범위 : 30 Hz(1,800 rpm)~110 Hz(6,600 rpm))의 냉매 순환회로 및 냉매측 변수를 측정하기 위한 계측기들의 측정위치들이 표시되어 있다. 시험의 정확도를 높이기 위해 냉매의 온도와 압력을 각 유니트의 입출구 8개소에서 측정하였다. 유량제어용 팽창장치는 4점과 5점 사이에 설치되며, 모세관과 전자팽창변(DKV14)을 사용하여 열펌프의 난방성능을 비교하였다. 모세관 팽창장치는 냉방 및 난방운전을 위하여 두 개의 모세관과 체크밸브로 구성된다.

시스템 내부를 순환하는 냉매의 질량유량은 질량유량계(OVAL)를 사용하여 측정하였다. 냉방운전의 경우에는 5점과 6점 사이에 설치되며, 난방운전시에는 응축기 출구에 해당되는 3점과 4점 사이에 설치되어 과냉액 상태의 냉매의 질량유량을 측정한다. 시료용 가변속 열펌프는 정격 난방능력이 5,100 kcal/hr(5,931 W)인 분리형 유니트로서 압축기는 단일 로터리 압축기를 사용하고 있다. 실내기는 2열 12단 4패스 구조의 흰-튜브 열교환기이며, 실외 열교환기는 2열 24단 3패스 구조를 가지고 있다.

Fig. 2는 전자팽창변의 개략도를 나타내고 있으며, 본 연구에 적용된 전자팽창변은 스테핑 모터의 회전을 나사에 의해 직선운동으로 변환하여 오리피스(Orifice)와 니들(Needle)과의 간극을 제어함으로써 유량을 제어한다. 본 연구에서 사용된 전자팽창변의 개도구경(Port Size)은 $\phi 1.8\text{ mm}$ 로 전폐상태인 0 PLS에서 전개상태인 약 500 PLS의 영역에서 압축기 회전수에 따라서 사용영역이 결정된다. 저온 난방운전의 경우에 해당되는 영역은 대략 100에서 300 PLS로 PLS의 증가에 따라서 유량은 거의 선형적으로 증가되도록 오리피

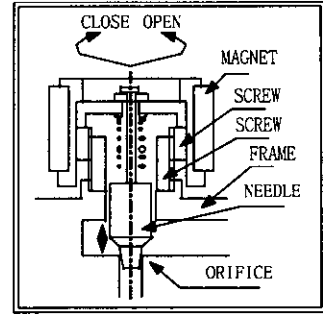


Fig. 2 Cross-sectional view of the electronic valve.

스와 니들 간의 간격(개도)이 조절된다.

2.2 실험조건 및 측정방법

가변속 열펌프의 성능특성 시험은 크게 4가지 경우에 대하여 실시하였다.

- (1) 냉매량의 변화에 따른 냉난방사이클 성능 분석 시험(세부내용은 3.1절 참조)
- (2) 전자팽창변 개도의 변화에 따른 난방사이클 특성분석 시험(세부내용은 3.2절 참조)
- (3) 전자팽창변과 모세관의 난방사이클 특성비교 시험(세부내용은 3.3절 참조)
- (4) 실외온도 변화에 따른 난방사이클 특성비교 시험(세부내용은 3.4절 참조)

변수분석을 위하여 본 연구에서 적용한 시험조건들은 Table 1에 표시되어 있다. 냉방 및 난방 표준조건(KSC 9306)에서도 최적의 성능을 나타내는 냉매량, 정격회전수, 모세관 길이를 측정하였다. 냉난방 표준시험을 통하여 냉매량은 냉방의 경우 1,300 g이고 난방인 경우 1,350 g으로 결정되었다. 또한 냉방 정격회전수는 47 Hz이며 난방 정격회전수는 65 Hz로 지정되었으며 모세관의 길이는 냉방과 난방에 대하여 각각 공칭 직경 3.2 mm인 동관 500 mm와 1,400 mm가 결정되었

Table 1 Test conditions for the heat pump experiments

| | Heating Mode | Cooling Mode |
|--------------------------|------------------------------|------------------|
| Outdoor Temperature (°C) | 7, 0, -5, -10, -15 | 35 |
| Compressor Speed (Hz) | 30, 65, 75, 90, 95, 103, 110 | 30, 47, 60 |
| Opening Angle (PLS) | 150~250 (interval : 10) | 330, 350 |
| Capillary Length (mm) | 1400, 1600, 1800 | 500, 700, 800 |
| Refrigerant Charge (g) | 1330, 1350, 1390 | 1170, 1300, 1360 |

다. 난방 표준조건은 실내 건습구 : 27/19.5°C, 실외 : 35/24°C이고 난방 표준조건은 실내 : 21/15.5°C, 실외 : 7/6°C이다. 난방 표준 이외의 조건에서는 실내는 21/15.5°C이고 실외습도는 상대습도 기준으로 50%를 유지하였다. 서리가 발생하여 난방 능력 및 소비입력이 변동되는 경우 지정시간 동안의 평균값을 적용한다(통상 제상률 10%를 적용하여 54분간의 평균값을 취함).

변수분석 실험에서는 냉매량, 회전수, 전자팽창변개도, 실외온도 등의 변동이 난방능력, EER 및 각각의 사이클 특성(압력-엔탈피 선도)에 미치는 영향에 대하여 고찰하였다. 난방표준조건에서 최적성능(난방능력이 9평형 열펌프의 표준난방능력인 5,100 kcal/hr의 95% 이상을 유지하면서 EER이 최대인 경우)을 나타내는 냉매량 또는 모세관 길이를 적용하여 Table 1에 명시된 바와 같이 회전수 또는 실외온도를 변화시켰을 때, 모세관과 전자팽창변의 난방능력, EER 및 각각의 사이클 특성(압력-엔탈피 선도) 데이터를 측정하였다.

최적성능을 나타내는 전자팽창변의 개도를 측정하기 위하여 압축기 회전수에 따라 초기개도가 설정되었다. 초기개도는 회전수의 증가에 따라서 상승하며, 60 Hz 이상으로 난방운전할 경우 대략 200 PLS인 것으로 예비실험을 통하여 알 수 있었다(실외온도가 24°C 이하의 경우 압축기 회전수가 30 Hz 이하 : 100 PLS, 30~60 Hz : 160 PLS, 그리고 60 Hz 이상 : 200 PLS). 이 초기개도에서 PLS수를 단계적으로 증감시키면서 사이클 특성(고·저압, 과냉 및 과열도)과 성능(난방능력, EER)을 최적화시키는 최적의 개도를 찾아내었다.

실험의 재현성을 확보하기 위하여 칼로리미터의 데이터 수집 프로그램에서 실내의 온도, 습도에 대한 안정판단을 실시하여 ASHRAE 기준⁽⁸⁾을 만족시켜야 냉난방능력과 소비입력이 측정된다. 그리고 또한 적산 평균 프로그램에서는 성능을 20회 단위로 적산 평균하여 측정하였다. 이러한 1 set의 실험이 종료되면 그 set의 최초 실험 조건으로 되돌아가서 실험조건이 안정된 후에 재시험을 실시하였다. 이 시험에서 유량 및 성능의 차이가 2% 이내로 되는 경우 전후 데이터의 평균을 취하며, 2%를 상회하는 경우에는 재시험을 하여 3회에 대한 평균을 적용하였다. 모든 데이터는 KSC 9306의 전기공조기 성능측정을 위한 단위로 변환되어 분석되었다. 냉난방능력은 kcal/hr,

소비입력은 W, 그리고 압력은 kgf/cm² 단위를 사용하였다.

2.3 계측기 교정 및 오차해석

온도-압력 측정 유니트에 부착된 압력계는 SETRA사의 C206(500 PSIG)으로 DATA LOGGER(HR2500, YOKOGAWA)에 연결시키고 DRUCK사의 DEAD WEIGHT TESTER(M 4000/1)로 교정하여 측정오차를 ±0.1% 이내로 교정하였다. 온도계는 JIS A CLASS의 RTD SENSOR로 최종 교정 후의 편차를 ±0.25% 이내로 조정하였다. 또한 질량유량계는 OVAL사의 MICRO MOTION 미터로 정확도는 ±0.2% FS 이내이다.

한편 사이클 특성을 분석하는 데 있어서 난방시의 과냉도와 과열도는 팽창기 입구측과 압축기 흡입측에서 측정된 압력에 해당되는 포화온도와 각각의 위치에서 측정된 냉매측 온도와의 차이로부터 계산되었다.

$$\Delta T_{SC} = T_{sat}(P_4) - T_4 \quad (1)$$

$$\Delta T_{SH} = T_8 - T_{sat}(P_8) \quad (2)$$

본 연구에 사용된 열펌프의 공기측 난방능력을 공기엔탈피법으로 계산하면 다음과 같다.

$$Q_{h,a} = \dot{m}_a \{ (h_a)_i - (h_a)_e \} \quad (3)$$

또한 열교환기 입출구의 냉매측 엔탈피 차이로부터 난방능력을 계산하면

$$Q_{h,r} = \dot{m}_r \{ (h_r)_2 - (h_r)_3 \} \quad (4)$$

따라서 식(3)과 식(4)로부터 공기측과 냉매측 능력값의 오차는

$$\left| \frac{Q_{h,r} - Q_{h,a}}{Q_{h,a}} \right| \times 100 = Er \% \quad (5)$$

실내조건 21/15.5°C, 실외조건 0°C/50%, 압축기 회전수 65 Hz로 모세관을 적용한 경우 식(3)에 의하여 칼로리미터로부터 측정된 공기측 난방능력 $Q_{h,a} = 3,950$ kcal/hr이었다. Fig. 1의 2점의 온

도와 압력은 $T_2/P_2=61.6^\circ\text{C}/17.4\text{ kgf/cm}^2$ 이며, 3점의 온도와 압력 $T_3/P_3=39.9^\circ\text{C}/17.1\text{ kgf/cm}^2$ 이었다.

따라서 두 점의 엔탈피 $(h_r)_2/(h_r)_3=103.8/59.9\text{ kcal/hr}$ 와 측정된 냉매 질량유량 $\dot{m}_r=88.1\text{ kg/hr}$ 을 식(4)에 대입하면 냉매측 난방능력 $Q_{h,r}=3867.6\text{ kcal/hr}$ 이 된다. 식(5)에 의하면 양측 난방능력을 고려한 오차 $\text{Er}=2.1\%$ 정도가 된다. 이를 통하여 냉매측 데이터를 이용하여 실시한 과열도 및 압력-엔탈피 선도 분석상의 오차를 추정할 수 있다.

그리고 열펌프의 총소비입력은 디지털 전력계(HIOKE)로 측정되었으며, 압축기 소비입력과 일정한 값을 갖는 실내기 및 실외기용 송풍팬의 소비전력의 합으로 표시된다. 여기서 압축기 소비입력은 냉매 질량유량과 압축기 전후의 엔탈피차와의 곱으로 계산될 수 있다.

$$W_{\text{tot}} = W_{\text{comp}} + W_{\text{fan}} \quad (6)$$

$$W_{\text{comp}} = \dot{m}_r \{ (h_r)_1 - (h_r)_8 \} \quad (7)$$

$\text{EER}(\text{kcal/W} \cdot \text{hr})$ 은 난방능력(kcal/hr)의 총소비입력(W)에 대한 비율로 계산된다.

$$\text{EER} = \frac{Q_h}{W_{\text{tot}}} \quad (8)$$

이 $\text{EER}(\text{kcal/W} \cdot \text{hr})$ 에서 난방능력(kcal/hr)의 단위를 W 로 바꾸면 무차원화된 $\text{EER}^*(\text{W/W})$ 을 얻을 수 있으며 이 경우 변환상수는 1.163이다. 즉 $\text{EER}^*(\text{W/W})=1.163 \times \text{EER}(\text{kcal/W} \cdot \text{hr})$ 이다.

3. 실험결과 및 고찰

3.1 냉매량의 변화에 따른 냉난방능력 비교

Fig. 3은 실내 및 실외온도를 냉·난방 표준조건, 운전 회전수는 냉난방 표준조건에서 능력과 EER을 최적화시키는 각각의 정격 회전수(냉방: 47 Hz, 난방: 65 Hz) 조건으로 냉·난방 운전을 하였을 때 냉매량 변화에 따른 냉방 및 난방능력의 변화추이를 나타낸 그림이다.

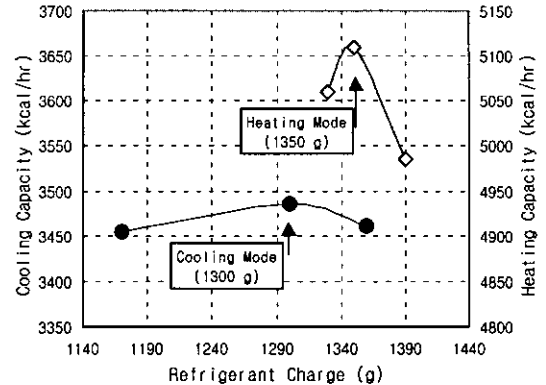


Fig. 3 Determination of the optimum charge: Variations of both cooling and heating capacity as a function of refrigerant charge at the rated compressor speed.

시료 열펌프의 에너지등급군(예를 들면 9평형 2등급)의 기준능력(냉방 3,550 kcal/hr, 난방 5,100 kcal/hr)의 95% 이상이 나오는 총진량은 냉방 1,300 g이고 난방의 경우 1,350 g이다. 난방 65 Hz에서 저압 및 고압은 각각 4.2, 20.1 kgf/cm²이며 과열도 및 과냉도는 각각 8, 10°C였다. 냉매가 부족한 상태에서부터 냉매량이 증가함에 따라 냉매유량 및 과냉도의 증가로 인해 성능이 향상되나, 적정 냉매량을 초과하여 냉매량을 충입시킬 경우 응축효율이 저하되고 과도한 고압의 상승으로 압축기 토출유량이 감소된다.

또한 저압(증발압력)을 상승시킴으로써 과열도는 냉매량 증가에 따라서 감소하게 되어 성능이 오히려 저하되는 현상이 발생한다. 그리고 증발기에서 냉매와 공기간의 LMTD의 감소를 초래하여 결국 냉방 또는 난방능력이 저하되는 부작용을 발생시킨다.⁽¹¹⁾

Fig. 3에서 알 수 있듯이 적정 냉매량 근처에서 냉매량 변동에 따른 냉방 또는 난방능력과 EER의 변화는 냉방운전에 비해 난방운전의 경우 그 변동량이 커짐을 알 수 있다. 냉방운전의 경우에는 냉매량이 다소 많아져도 실내 열교환기에 비해 상대적으로 큰 실외 열교환기(응축기, $\Phi 9.52$)에서 흡수함으로써 사이클의 성능에는 크게 영향을 주지 않으나 난방운전의 경우에는 상대적으로 작은 실내 열교환기($\Phi 7$ 열교환기)가 응축기 역할을 하므로 냉매량에 따른 응축효율의 급격한 변화가 성능변화로 직결되기 때문이다.

3.2 전자팽창변 개도 변화에 따른 사이클 특성

Fig. 4에서는 전자팽창변 개도의 변화가 시스템 성능 및 사이클 특성에 미치는 영향을 분석하기 위하여 난방 표준조건에서 최적의 성능을 나타내는 냉매량(1,350 g)을 충전하여 회전수와 실외온도가 일정한 상태에서 전자팽창변의 개도를 Table 1과 같이 변화시키며 시험을 수행하였다.

Fig. 4는 실외온도 0℃, 회전수 65 Hz(난방정격) 조건으로 난방운전을 하였을 때 전자팽창변 개도를 250 PLS와 190 PLS(해당 시험조건에서 최적성능을 나타내는 개도)로 변화시킨 경우에 대한 압력-엔탈피 선도를 나타낸 것이다.

전자팽창변의 개도를 250 PLS에서 190 PLS로 개도를 줄임에 따라 냉매유량의 감소로 인해 압축기 토출측과 응축기 입구의 냉매압력은 상승하고, 팽창장치 출구 및 증발기 입·출구의 냉매압력은 거의 동일수준을 유지하고 있다. 250 PLS에서의 냉매유량은 81.2 kg/hr이며 190 PLS로 개도를 줄임에 따라 76.5 kg/hr(Fig. 6 참조)로 감소되나 응축기 입출구의 엔탈피차가 증가되어 난방능력이 증가된다. 또한, 응축기 출구 및 팽창기 입구에서 고압의 상승으로 인하여 과냉도가 6.3℃에서 10.4℃로 증가하였고, 유량 감소로 인하여 과열도 역시 -1.3℃에서 7.6℃로 증가하였다.

3.3 회전수 변화에 따른 모세관 및 전자팽창변의 사이클 특성

Fig. 5와 Fig. 6은 팽창장치로 전자팽창변과 모

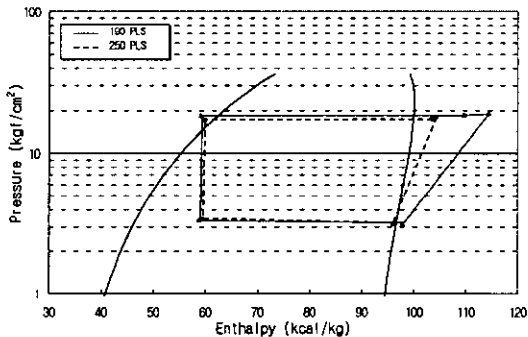


Fig. 4 Pressure-enthalpy diagrams for different opening angles of electronic valve (outdoor temperature=0℃, compressor speed=65 Hz).

세관을 각각 적용한 열펌프의 난방능력 및 EER, 냉매유량이 주어진 실외온도(0℃)에서 회전수에 따라 변화되는 경향을 보여준다. 이 경우 모세관의 길이는 난방 표준조건에서 최적성능을 발휘하는 1,400 mm가 적용되었고, 전자팽창변의 경우에는 지정된 회전수에서 개도 조절을 통하여 최적성능을 찾아내었다.

비교되는 두 종류의 팽창장치에 있어서 난방능력과 EER은 회전수의 변화에 따라서 모두 유사한 경향을 보인다. 즉, 회전수가 65 Hz로부터 90 Hz까지 증가될 때 난방능력은 거의 비례적으로 증가되나 EER은 급격히 감소되는 경향을 볼 수 있다. 그리고 전자팽창변이 모세관보다 전반적으

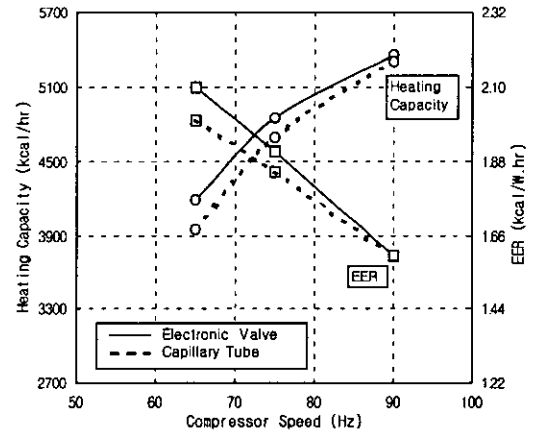


Fig. 5 Comparison of expansion devices: Heating capacity and EER versus compressor speed (outdoor temperature=0℃).

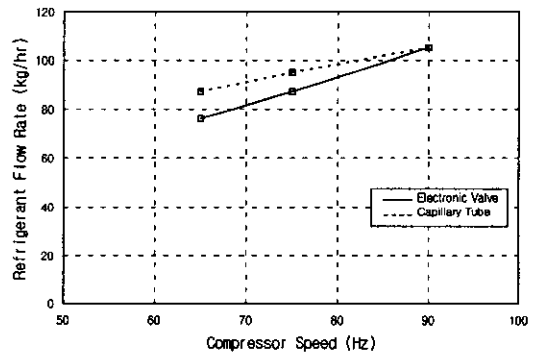


Fig. 6 Comparison of expansion devices: Variation of refrigerant flow rate as a function of the compressor speed (outdoor temperature=0℃).

로 높은 성능을 유지하지만 회전수가 증가됨에 따라서 전자팽창변의 효과가 감소되고 90 Hz에서는 무시할 수 있는 정도로 양쪽의 팽창장치가 동등한 성능을 보여준다.

냉매유량은 Fig. 6과 같이 회전수의 증가에 따라서 양쪽 모두 증가되나 회전수가 증가됨에 따라서 Fig. 5의 난방능력과 같이 두 팽창장치의 차이는 감소되면서 난방능력 및 EER과 동일한 경향을 보여준다. 그러나 전자팽창변에 의한 냉매유량은 모세관보다 전반적으로 낮은 값을 나타내고 있다.

이와 같이 유량이 낮음에도 불구하고 모세관보다 높은 난방능력을 유지하는 것은 식(4)에서 보는 것처럼 실내기(응축기) 입출구의 엔탈피차가 낮은 유량값을 상쇄시키고 남을 정도로 더 큰 값을 갖기 때문이다. 결국 전자팽창변의 개도를 감소시켜 과냉도 및 과열도를 증가시킴으로써 난방능력이 3,941 kcal/hr에서 4,181 kcal/hr로 6% 증가하였다. 반면에 소비전력도 2% 증가하였는데, 이는 시스템의 고압측이 상승하여 압력차가 커졌기 때문이다.

위의 Fig. 5와 Fig. 6에서 나타난 변화경향을 냉동사이클 측면에서 분석하기 위하여 Fig. 7, Fig. 8, 그리고 Fig. 9와 같이 압력-엔탈피 선도를 작성하였다. Fig. 7은 Fig. 5에서 적용한 실외온도와 모세관으로 주파수를 65 Hz에서 90 Hz로 변화시킨 경우에 대한 압력-엔탈피 선도를 나타낸다.

모세관을 적용했을 때 회전수가 증가되면서 저압은 거의 동일 수준을 유지하나 고압(응축 온도)이 크게 상승하고 과냉도와 압력차가 증가됨으로 결과적으로 냉매유량이 증가된다. 그리고 응축기 입출구에 해당되는 고압측의 엔탈피차가 증대되어 난방능력은 증가하게 된다.

한편, 회전수의 증가에 따른 냉매유량의 증가는 난방능력을 증대시키지만 다른 측면에서는 압축기의 소비입력도 증가되게 된다. 이는 Fig. 7에서와 같이 저압은 동일 수준을 유지하는 반면 고압이 상승하고 압축기 입출구의 엔탈피차가 커지기 때문에 식(8)과 같이 능력의 증가율에 비해 소비전력의 증가율이 크므로 EER은 감소된다.

Fig. 8에서는 Fig. 5와 동일한 실외온도와 난방정격 회전수로 운전되는 경우 전자팽창변과 모세관의 압력-엔탈피 선도를 비교하였다. 저압은 양

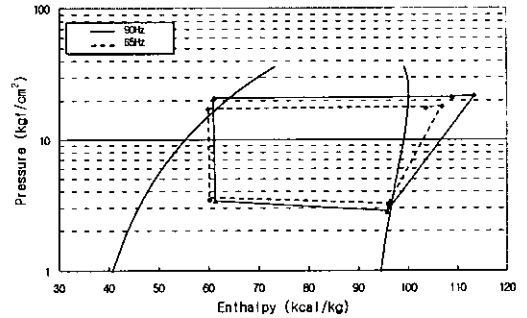


Fig. 7 Pressure-enthalpy diagrams for the different compressor speeds (capillary tube, Indoor: 21/15.5°C, Outdoor: 0°C).

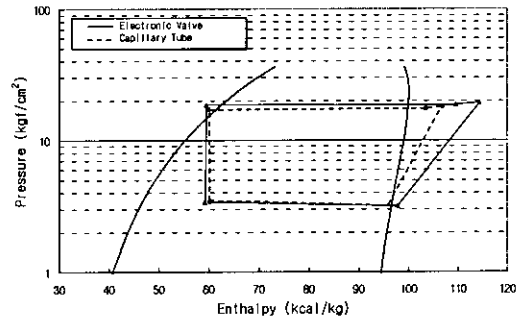


Fig. 8 Pressure-enthalpy diagrams for the capillary tube and electronic valve with compressor speed=65 Hz (Indoor: 21/15.5°C, Outdoor: 0°C).

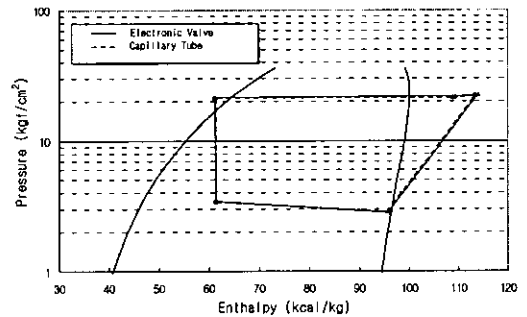


Fig. 9 Pressure-enthalpy diagrams for the capillary tube and electronic valve with compressor speed=90 Hz (Indoor: 21/15.5°C, Outdoor: 0°C).

쪽 모두 동일한 수준을 유지하며 고압은 전자팽창변의 경우가 약간 높은 것으로 나타나고 있다.

압축기 입구의 냉매상태를 보면 모세관은 적정 과열도를 유지하지 못하고 있다. 이는 압축기 입구로 액냉매가 유입되는 상태로 냉매의 비체적이 크게 감소하여 압축기를 통과하는 냉매유량은 증대되나 압축기의 효율을 크게 감소시키는 효과를 유발시켜서 압축기 출구의 엔탈피(즉, 실내기 입구 엔탈피)가 상대적으로 낮게 된다.

따라서 모세관의 난방능력은 식(4)에서 알 수 있듯이 실내기 입출구의 엔탈피차가 더 크게 감소함에 따라서 난방능력 측면에서 볼 때 열펌프의 성능이 저하된다. 결국 Fig. 6에서 나타난 것처럼 전자팽창변 적용시 유량조절을 통해 냉매유량은 감소하지만 과열도가 4.7°C에서 10.4°C, 과열도는 -0.5°C에서 7.6°C로 각각 증가하므로 난방능력과 EER이 향상됨을 알 수 있다.

Fig. 9는 Fig. 8과 동일한 실내온도에서 압축기 회전수를 90 Hz로 증가시킨 경우 모세관과 전자팽창변의 압력-엔탈피 선도를 나타낸다. Fig. 8과 Fig. 9를 비교하여 볼 때 모세관과 전자팽창변의 사이클이 회전수가 65 Hz에서 90 Hz로 증가됨에 따라서 양쪽이 서로 접근해 감을 알 수 있다.

이는 모세관 적용시 정격 주파수로 난방표준조건에서 최적화시킨 모세관의 길이는 동일 주파수에서 실외온도가 저하됨에 따라 최적의 사이클을 얻기 위해서 그 길이가 증가되어야 하며, 동일 실외온도에서 주파수가 증가됨에 따라 그 길이는 감소되어야 한다.

따라서 정격 표준조건에서 최적화된 모세관길이는 실외온도가 0°C로 감소되고 운전 주파수가 90 Hz로 증가됨에 따라 본 실험조건에서는 최적

사이클을 이루기 위한 적정 모세관 길이에 접근했다고 볼 수 있으며, 이로 인해 0°C, 90 Hz에서의 모세관과 전자팽창변의 사이클이 서로 근접한 것으로 추측된다.

3.4 실외온도 변화에 따른 모세관 및 전자팽창변 적용시의 사이클 특성

Fig. 10은 운전 주파수를 75 Hz로 고정하고 난방 표준조건에서 최적의 성능을 나타내는 모세관 길이를 적용하여 실외온도를 7°C에서 -15°C로 변화시킨 경우에 대한 압력-엔탈피 선도이다. 공기온도와 냉매온도 간의 LMTD값의 감소로 인하여 과열도가 감소하며, 고압(응축압력)의 감소로 실내기의 토출 공기온도가 떨어지므로 난방능력이 감소하게 된다. 따라서 소비입력은 줄어드는데 이는 고압과 저압이 떨어지고 그 압력차 역시 줄어들기 때문이며, 능력의 감소율이 소비입력의 감소율보다 크므로 식(8)과 같이 EER도 감소된다.

Fig. 11은 운전 주파수와 실외온도를 Table 1의 조건으로 변화시켜가며 실험하였을 때 나타나는 냉매유량의 변화추이에 관한 것이다. 난방 표준조건에서 설정된 모세관을 적용한 경우 주어진 실외온도에서 회전수가 증가되면 냉매유량은 전반적으로 순조롭게 증가되는 경향을 보인다.

압축기의 회전수가 75 Hz인 경우 실외온도를 7°C에서 -15°C로 변화시킨 경우 냉매유량은 110 kg/hr에서 46 kg/hr로 급격히 감소하며, 이는 해당 온도에서 압축기 흡입측의 포화기체에 대한 냉매의 밀도가 21.7 kg/m³에서 11.5 kg/m³으로 감

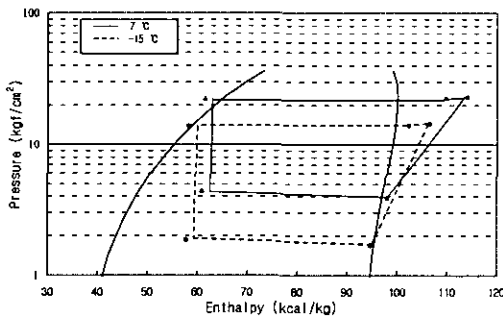


Fig. 10 Pressure-enthalpy diagrams for different outdoor temperatures (compressor speed=75 Hz).

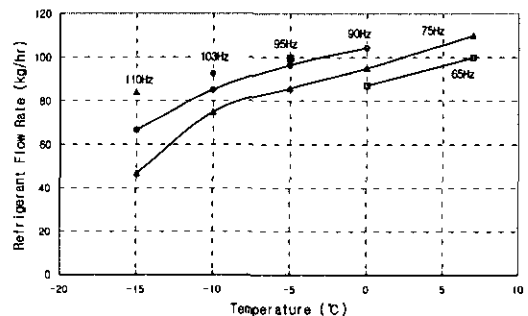


Fig. 11 Variation of refrigerant flow rate as a function of the outdoor temperature for different compressor speeds (capillary tube: 1,400 mm).

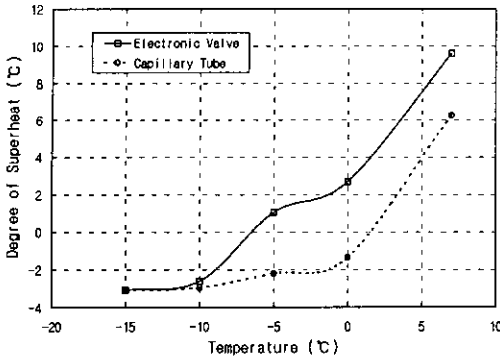


Fig. 12 Comparison of expansion devices: Variations of the degree of superheat as a function of the outdoor temperature for the given compressor speed 75 Hz.

소한데 기인한 것으로 사료된다. 또한 실외온도가 0°C 이하인 경우에는 90 Hz 이상으로 운전이 가능하나 이보다 높은 실외온도에서는 압축기 토출측의 냉매압력이 허용압력(25기압)보다 높아져 압축기 전원이 차단된다.

또한, 운전가능 최소 회전수가 급격히 상승하여 압축기의 운전가능 최대 회전수를 110 Hz 정도로 가정할 경우 운전가능 회전수 영역이 점점 좁아지게 된다. 운전가능 최소 회전수보다 낮은 조건으로 운전되는 경우에는 고압이 과냉을 유지할 수 있을 만큼 상승하지 못하여 팽창장치로 2상냉매(two-phase refrigerant)가 유입되고 결과적으로 사이클이 안정되지 못하게 된다.

Fig. 12는 모세관과 전자팽창변을 적용한 열펌프에 대하여 주어진 압축기 회전수(75 Hz)에서 식 (2)에 의하여 계산된 과열도의 변화경향이 실외온도의 함수로 표시되어 있다. -10°C 이하를 제외하고는 전자팽창변의 경우가 모세관보다 전반적으로 높은 과열도를 유지함을 볼 수 있다. -5°C 이상에서는 +4°C 정도, 그리고 -5°C 이하에서는 실외온도가 하강함에 따라서 감소하여 +0.5 ~ +3 정도의 개선효과가 나타나고 있다.

Fig. 13은 모세관과 전자팽창변에 대하여 Table 1과 같은 실험조건으로 실외온도와 회전수를 동시에 가변시킨 경우 난방능력과 EER의 변화를 나타내었다. 모세관의 길이는 앞에서 언급되는 것처럼 난방 표준조건에서 최적의 성능을 나타내는 길이(1,400 mm)를 적용했으며 전자팽창변의 경우에는 최적의 사이클을 형성하도록 각각의 실

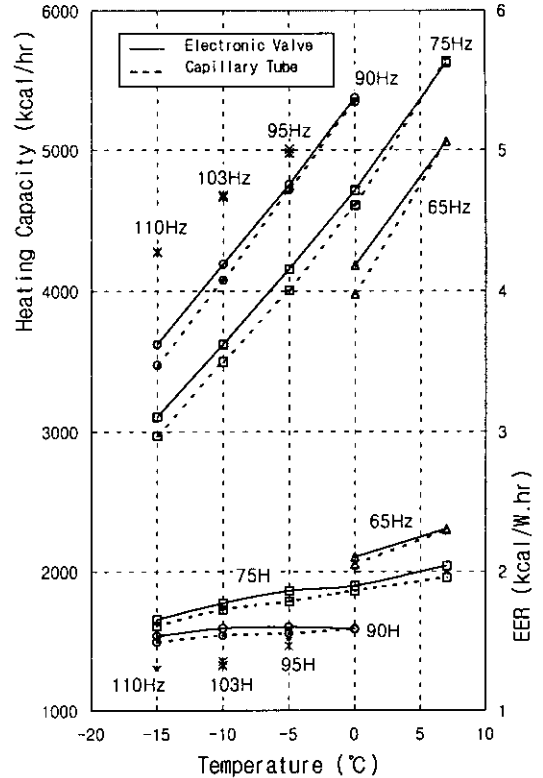


Fig. 13 Comparison of expansion devices: Variations of heating capacity and EER as functions of the outdoor temperature and compressor speed.

외온도와 회전수에 상응하여 전자팽창변의 개도를 조절하였다.

난방능력은 주어진 회전수에 대하여 실외온도의 하강에 따라서 Fig. 11에서 나타난 냉매유량의 변화추이와 유사하게 거의 직선적으로 감소함을 볼 수 있다. 그리고 전자팽창변을 적용한 경우가 모세관보다 전반적으로 높은 난방능력을 보여주며, 실외온도가 난방 표준조건인 7°C로부터 더욱더 많이 하강할수록 모세관 대비 전자팽창변의 개선효과는 증가되는 경향을 볼 수 있다. 이는 Fig. 8에서 본 것처럼 전자팽창변에 의한 과열도 및 실내기 입출구의 엔탈피차의 개선효과가 실외온도가 낮아질수록 증대된다는 사실로부터 알 수 있다.

그러나 회전수의 영향은 이와는 다른 경향을 나타내는데, 난방 정격회전수(65 Hz)로부터 더 많이 증가될수록 전자변에 의한 개선효과는 줄어들

Table 2 Performance enhancement by the electronic valve at low outdoor temperature

| Outdoor Temperature (°C) | Degree of Superheat (°C) | Heating Capacity (%) | EER (kcal/W · hr) (%) |
|--------------------------|--------------------------|----------------------|-----------------------|
| $T_{OD} > -5$ | +3~+4 | +2~+5 | +2~+4 |
| $-10 < T_{OD} < -5$ | +0.4~+3 | +1~+5 | +2~+5 |

어서 95 Hz 이상에서는 실외온도에 무관하게 양 팽창장치에 의한 난방능력의 차가 나타나지 않게 된다. 이것은 Fig. 9에서 파악된 것처럼 지정된 실외온도에서 회전수가 90 Hz 이상 증가하면 전자팽창변과 모세관의 압력-엔탈피 선도가 거의 같아지는 현상과 결부된다고 볼 수 있다.

EER도 난방능력과 유사하게 양쪽 모두 실외온도가 낮아질수록 감소되는 경향을 보이며, 주어진 회전수에서 전자팽창변이 전반적으로 높은 값을 보여주고 있다. 그리고 주어진 실외온도에서 난방능력은 반대로 회전수가 증가될수록 낮은 값을 갖게 된다. 이것은 주어진 실외온도에서 회전수의 상승은 앞의 Fig. 7, Fig. 8, 그리고 Fig. 9에서 나타난 것처럼 저압은 동일 수준을 유지하고 고압이 상승하여 압축기 소비입력이 증가되기 때문이다. 그러나 이러한 회전수 증가에 의한 EER 감소량도 Fig. 13에서 나타난 것처럼 실외온도가 -5°C 이하로 하강됨에 따라서 줄어들게 된다. 실외온도가 이렇게 한랭영역으로 들어가면 압축기 입구의 비체적이 급격히 감소되어 압축기 소비입력이 감소되는 경향을 보이기 때문이다.

회전수가 75 Hz인 경우 실외온도가 감소할수록 모세관 적용시의 난방능력 대비 전자팽창변 적용시의 난방능력의 향상률은 실외온도가 7°C 일 때 1%에서 실외온도가 -15°C 로 감소되면 5%로 그 향상폭이 증가하며, EER 역시 향상효과가 큼을 알 수 있다. 이는 실외온도가 감소할수록 전자팽창변의 개도조절을 통한 효율적인 유량제어가 가능하기 때문이다.

Table 2는 본 실험조건에서 실외온도 변화에 따른 모세관 대비 전자팽창변 적용시 능력, EER 및 과열도의 향상률을 나타낸 것이다. 본 실험조건에서는 실외온도가 -5°C 이상인 영역에서 모세관 대비 전자팽창변의 경우 개도를 조절함으로써 과열도의 향상폭이 $+4^{\circ}\text{C}$ 정도로 된다. 그러나 -5°C 이하의 영역에서는 과열도, 난방능력과 EER의 향상은 가능하나 Fig. 12에서 나타난 것처럼 전자팽창변 개도의 조절만으로는 0°C 이상의 과열도를 확보하기가 어렵게 된다. 따라서 -5

$^{\circ}\text{C}$ 이하의 저온 난방운전시에는 특히 압축기의 신뢰성의 향상이 요구된다.

4. 결 론

냉매 유량제어가 열펌프의 전체적인 난방성능에 미치는 영향을 분석하기 위하여 Psychrometric 방식 칼로리미터와 시료용 열펌프를 이용하여 Table 1과 같은 조건에서 실험을 실시하였다. 난방모드의 압력-엔탈피 선도를 통하여 전자팽창변과 기존의 모세관을 적용한 열펌프의 냉동사이클 특성을 비교 분석하였다.

전자팽창변에 의한 과열도의 개선효과는 75 Hz에 대하여 실외온도가 -5°C 이상인 경우 $+4^{\circ}\text{C}$ 정도이고 $-10 \sim -5^{\circ}\text{C}$ 영역에서는 $+0.4 \sim +3$ 이며, -10°C 이하에서는 개선효과가 무시될 수 있을 정도로 작다고 볼 수 있다.

난방능력과 EER은 특정 압축기 회전수(90 Hz)에서 직선적으로 감소하는 경향을 보여주었다. -10°C 이하의 실외온도에서 9평형의 난방 표준능력(5,100 kcal/hr)을 확보하기 위하여 EER의 급격한 저하에도 불구하고 회전수를 최대 허용회전수(110 Hz)에 가깝게 접근시켰으나 -15°C 에서는 82% 정도밖에 얻을 수가 없었다.

그러나 압축기의 회전수가 90 Hz 이하의 경우에는 전자팽창변에 의한 난방능력과 EER의 개선효과는 실외온도가 하강할수록 커졌다. 개선효과가 난방표준 실외온도(7°C)에서는 1%에 불과하였으나 -15°C 로 하강하면서 5% 정도로 높아졌다.

따라서 실외온도가 극히 낮고(-10°C 이하) 회전수가 90 Hz 이상으로 높은 경우에는 전자팽창변만으로는 열펌프의 난방성능과 내구성이 보장되기 어렵게 된다. 따라서 궁극적으로는 증발기의 저온 전열성능을 높여야 하나 추가적인 가열장치(압축기 흡입부 보조히터 또는 보조수액기 등)가 현실적인 대안이 될 수 있을 것으로 본다.

후 기

본 연구는 대구대학교의 학술연구지원비로 진행되었습니다.

참고문헌

1. Stoecker, W. F. and Jones, J. W., 1982, Refrigeration and Air Conditioning, McGraw-Hill, Inc.
2. Park, Y. C., Ha, D. Y. and Min, M. K., 1998, The effect on the seasonal performance of an inverter compressor with higher and lower operating range, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 10, No. 2, pp. 173-179.
3. Rice, C. K. and Fisher, S. K., 1985, A comparative analysis of single and continuously variable-capacity heat pump concepts, CONF-841231.
4. Choi, J. M., Kim, Y. C., Kim, J. Y. and Bae, Y. D., 1997, An experimental study on the performance of inverter heat pump with a variation of frequency and capillary size, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 9, No. 1, pp. 64-72.
5. Farzad, M., 1993, Influence of the expansion device on air-conditioner system performance characteristics under a range of charging conditions, ASHRAE Transaction, Vol. 99, Part 1, pp. 3-13.
6. Krakow, K. I., Lin, S. and Matsuki, K., 1987, A study of primary effects of various means of refrigerant flow control and capacity control on the seasonal performance of a heat pump, ASHRAE Trans., Vol. 93, pp. 511-524.
7. Kuehl, S. J. and Goldschmidt, V. W., 1991, Modeling of steady flows of R-22 through capillary tubes: test data, ASHRAE Trans., Vol. 97, Part 1, pp. 139-148.
8. ASHRAE, 1983, Methods of testing for seasonal efficiency of unitary air-conditioners and heat pumps, ASHRAE Standard ANSI/ASHRAE 116-1983.
9. JIS, Testing methods for unitary air conditioners, JIS B 8615-1884.
10. ARI, 1989, Unitary air-conditioning and air-source heat pump equipment, ARI Standard 210/240.
11. Robinson, J. H., 1996, The impact of charge on performance of an air-to-air heat pump for R22 and three binary blends of refrigerants 32 and 134a, MS thesis, Texas A&M University.