

〈논 문〉

# 실내온도조절을 위한 인버터 열펌프의 주파수 제어에 관한 연구

박 윤 철\* · 민 만 기\*\*

(1996년 9월 2일 접수)

## A Study of Frequency Control of an Inverter Heat Pump for Indoor Air Temperature Adjustment

Youn Cheol Park and Man-Ki Min

**Key Words:** Inverter Heat Pump(인버터 열펌프), Frequency Control(주파수 제어), COP(성능 계수)

### Abstract

An experimental study on the frequency control of an inverter heat pump to get the desired indoor room temperature has been conducted for the performance characteristics during the steady, 4, 8, and 16 step frequency operations. The heat pump model used in this study was operated to meet the experimental conditions of ASHRAE standard. The performance of the system was tested by measuring the temperature and pressure of the refrigerant, and cooling capacity, power consumption, etc. of the system. As the controlling frequency steps increased, the running time of the compressor increased as well as the electric consumption of the system and the cooling energy due to the wall heating load. However, the average cooling COP was improved.

————— 기호설명 —————	$W$ : 비습도
$A_m$ : 노즐면적, $m^2$	하첨자
$C$ : 유량계수	$a$ : 공기
$c_{pa}$ : 공기의 정압비열, $kJ/kg \cdot c \cdot K$	$i$ : 실내
$E$ : 입력전원, kW	$in$ : 입구
$i$ : 엔탈피, $kJ/kg$	$l$ : 잠열
$\dot{m}$ : 질량유량, $kg/s$	$n$ : 노즐
$P$ : 압력, kPa	$out$ : 출구
$P_v$ : 노즐전후의 압력차, Pa	$r$ : 냉매
$q$ : 열전달률, kW	$s$ : 현열
$Q_{mi}$ : 풍량, $m^3/hr$	$t$ : 전체
$T$ : 온도, $^{\circ}C$	$ws$ : 포화상태
$v_n$ : 비체적, $m^3/kg$	

\*회원, Univ. of Ill., Urbana Champaign

\*\*회원, 고려대학교 공과대학 기계공학과

## 1. 서 론

공기조화기 및 열펌프는 에너지소비가 매우 크기 때문에 에너지 절약에 있어서 매우 중요한 연구과제가 되어 왔다. 앞으로 가정용 공기조화기의 보급이 점차 확산되어 공기조화기의 에너지소비가 증대됨에 따라 하절기의 에너지수급이 가일층 큰 영향을 주게 될 것이다. 공기조화 산업에서 보다 쾌적한 환경을 제공하는 일, 습도의 연속적인 조절에 대한 필요성 및 다른 주위의 환경 적인 요소들(공기의 상대적인 속도와 평균복사온도)에 대한 관심이 집중되고 있으며 그 중요성이 점차 증대되고 있다.

그러나 종래의 공기조화기의 용량조절은 자동온도조절장치에 의하여 전원을 끄고 켜는 단속조작을 통해서 시스템을 조절하였지만 인버터형 열펌프는 부하의 변동에 따라 압축기의 회전수를 단계적으로 조정하므로 단속사이클을 없애주고 있으며 이에 따라 한 계절 중에 소비하는 구동에너지의 소비량을 줄일 수 있다.<sup>(1,2)</sup>

인버터형 열펌프가 갖는 장점 중의 하나는 압축기의 회전수 조절을 통하여 쾌적한 실내환경을 유지할 수 있다는 것이다. 인버터를 사용한 열펌프에서는 마이크로컴퓨터(Micom)에 의하여 압축기의 회전속도를 변화시켜 여러가지의 미세한 조절을 해주며,<sup>(3)</sup> 재실자의 쾌적성을 높이는 방법 중의 하나로서 인버터형 열펌프에서는 설정된 온도와 실내의 온도차에 의하여 공기유량과 압축기의 용량을 바꾸고, 또한 쾌적한 범위를 유지하고 불필요한 작동을 막기 위한 여러가지 운전방법을 선택하여 높은 쾌적성을 제공하고 있다.<sup>(4)</sup> 이러한 제어를 하는 미세한 방법은 시스템마다 다르며 제조회사별로 여러가지가 있다.<sup>(5)</sup>

인버터 열펌프에 관한 연구는 1983년 Tassou et al. (1983)<sup>(6)</sup>의 열펌프의 용량제어방법으로 압축기의 회전수 조절방법을 사용한 이후로 많은 연구가 수행되고 있다. Tassou et al. 은 용량제어형 열펌프와 정속형 열펌프의 정상상태운전과 단속성능저하를 고려하여 계절성능을 실험적으로 구하였다. 실험결과 용량조절형 열펌프의 압축기가 갖는 최저속도를 정격상태하의 압축기 속도의 절반으로 제한할 때에도 10 % 정도의 에너지 절감효과가 있고,

마이크로컴퓨터를 사용한 완전자동제어를 실현할 때 정속 열펌프에 비하여 30 %의 에너지 절감효과를 가져온다고 하였다.

Hori et al. (1985)<sup>(7)</sup>은 일본에서 시판되고 있는 인버터 열펌프의 정상상태성능과 사이클운전, 제상/적상운전이 인버터 열펌프의 성능에 미치는 영향을 실험하였다. 실험은 압축기의 운전주파수, 실내·외기의 온도 및 실내유닛의 공기유량 등을 변수로 하였으며, 실험결과를 사용하여 동경의 기상자료로부터 계절성능을 계산하였다. 정속 열펌프에 비하여 인버터 열펌프의 계절성능이 15 % 향상되는 것을 확인하였고, 사이클운전과 적상/제상 손실을 제외하면 15 % 이외에 약 2 %내지 6 %의 계절성능의 향상이 있을 것으로 예측하면서 인버터 열펌프의 성능은 기존의 성능평가방법에 채택도를 판단할 수 있는 인자를 추가해야 할 것이라고 언급하고 있다.

Krakow et al. (1987)<sup>(8)</sup>은 열펌프에서 냉매의 용량제어방법과 용량제어 방법이 열펌프의 성능에 미치는 영향을 시뮬레이션하였다. 냉매의 용량조절방법으로는 오리피스와 개도를 변화시키는 적극적인 방법과 모세관과 냉매충전량의 변화를 사용하는 소극적인 방법을 사용하였으며, 빈법을 사용하여 미국북부의 세 개의 도시에 대하여 이러한 냉매조절방법이 계절성능에 미치는 영향을 계산하였다. 용량제어방법으로 인버터 열펌프를 사용할 때 약 5 % 정도의 에너지절약 효과가 있으며, 팽창장치의 조절을 사용할 때 계절성능의 향상은 거의 없다고 하였다.

Miller(1987)<sup>(9)</sup>는 약 3냉동톤의 용량을 갖는 공기 대 공기 분리형 열펌프에 대하여 정상상태 냉·난방운전에서 각 요소기기의 효율, 시스템용량 및 COP를 구하였다. 가변속 압축기의 각 회전수에서 응축기출구의 과냉도와 실내유닛의 풍량을 변화시켜 재실공간의 쾌적도 관점에서 최적의 COP를 찾는 실험을 수행하였다. 실험결과 15 Hz의 운전속도에서 냉방시 습도조절의 효과가 향상되고, 팽창장치 조절과 팬 풍량조절을 통해서 가변속열펌프는 정속열펌프보다 언제나 더 좋은 쾌적성을 유지한다고 하였다.

Ruohoniemi(1988)<sup>(10)</sup>은 회전피스톤형 로터리 압축기를 사용한 인버터 열펌프의 구동모터를 3상의 유도모터를 사용할 때와 최근에 활발한 연구가 진행중인 Brushless DC모터를 사용할 때의 열펌프의

냉·난방 용량과 COP를 구하였다. 실험결과 Rouhoniemi는 현재까지 미국에서 규정하고 있는 열펌프의 실험방법은 일정한 속도에서 성능실험을 수행하도록 되어 있으므로 인버터 열펌프와 같이 운전방법 및 압축기의 속도조절 등이 마이크로컴퓨터에 기록되어 있는 열펌프의 성능실험은 제품에 부착된 조절회로를 제거하고 수동의 조절장치를 구성하여야 하는 문제점 등을 지적하였다.

그러나 이제 생산을 시작한 국내의 인버터 열펌프 기술은 대부분 외국의 기술에 의존하고 있으며, 특히 인버터형 압축기와 시스템의 조절방법 등은 외국제품을 그대로 사용하거나 모방하는 단계에 머물고 있으므로 국내의 인버터 열펌프의 성능해석과 설계기술의 확보가 시급한 실정이다.<sup>(11)</sup>

본 연구에서는 인버터 열펌프의 시스템 조절방법 중에서 실내공간의 온도의 변동폭을 줄여서 쾌적성을 향상시키기 위하여 적용하고 있는 인버터형 열펌프의 주파수 제어에 있어서 주파수를 3~4 가지의 단계로 제어하는 경우와 주파수 제어 단계를 좀 더 세부적으로 나누어 제어할 때의 열펌프의 성능

을 측정하여 주파수 제어에 따른 에너지 사용량과 열펌프 시스템의 성능을 실험적으로 구하여 인버터 열펌프의 시스템조절방법의 기초자료를 제공한다.

## 2. 실험장치 및 실험방법

본 연구에서의 실험용 인버터 열펌프는 1냉동톤의 용량을 갖는 공기대공기 열펌프이며, 실내유닛은 열교환기, 응축수 받침대, 송풍기(blower), 모터 및 캐비넷 등으로 구성되어 있다. 팽창장치로 냉방시에는 두 개의 병렬로 연결된 모세관을 사용하고 난방시에는 직렬로 한 개, 병렬로 두 개의 모세관을 사용하고 있다. 실내 열교환기와 실외열교환기는 각각 스트립핀과 평판핀을 가진 환-튜브형 열교환기이며, 압축기는 인버터 전용의 회전피스톤형 로터리압축기로서 R-22 냉매를 작동유체로 사용한다. Fig. 1은 본 연구의 모델인 인버터 열펌프의 냉매 순환회로를 나타내고 있다.

본 연구에서는 열펌프의 기본 시스템 이외에 공기엔탈피법에 의한 열펌프의 성능을 구하기 위하여

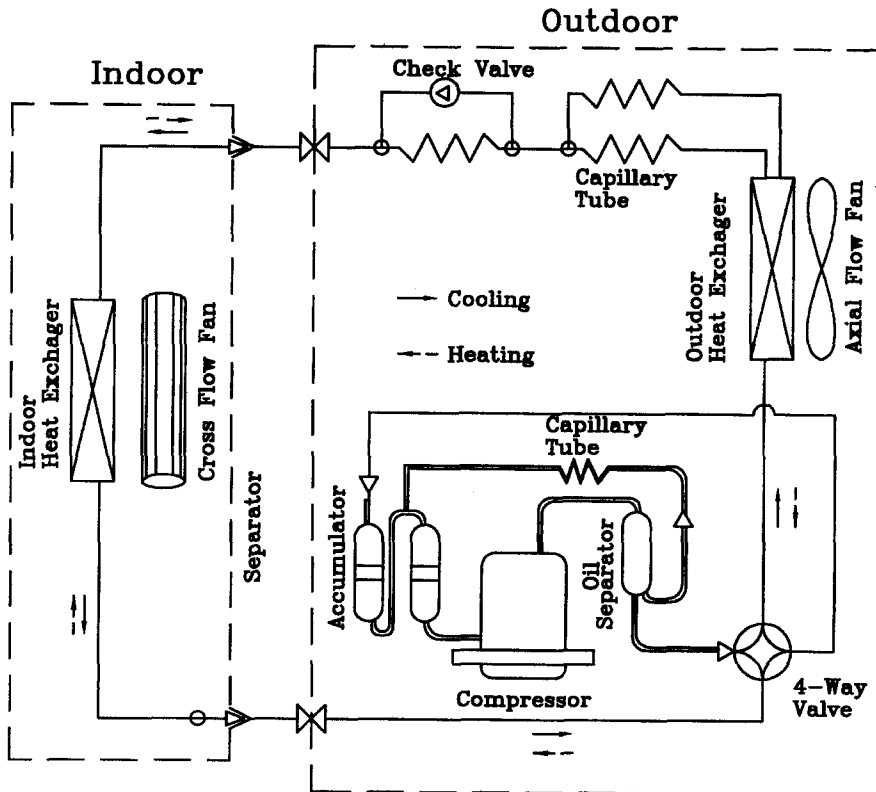


Fig. 1 Schematic of refrigerant loop

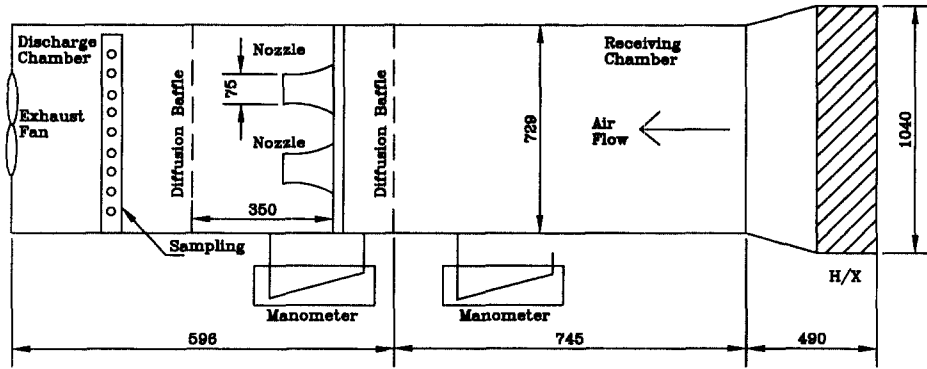


Fig. 2 Duct system for air flow rate measurement

Fig. 2와 같은 덕트를 제작하였다. 덕트에는 공기의 건구온도와 습구온도를 측정하기 위한 샘플추출장치와 공기의 유량을 측정하기 위한 노즐을 설치하였다. 노즐의 출구에는 덕트와 노즐의 설치로 인하여 열교환기의 뢰에 부가되는 압력을 회복시키기 위하여 블로어(blower)를 설치하였다. 블로어의 풍량은 열교환기와 노즐 사이의 수풍실(receiving chamber)압력이 대기압과 같아지도록 슬라이더스의 전압을 조절하여 풍량을 조절한다. 또한 열펌프의 성능실험을 위한 환경제어시험실을 ANSI/ASHRAE Standard 116-1983에 규정된 실험조건을 구현할 수 있도록 제작하였다.<sup>(12)</sup>

ANSI/ASHRAE Standard 116-1983의 냉방계절 성능(seasonal energy efficiency ratio, SEER)에 대한 실험조건은 Table 1에 나타낸 바와 같이 A, B, C 그리고 D의 네 가지가 있다. 이 조건에서 A와 B조건은 증발기에서 제습이 일어나는 정상상태 성능실험으로서 하나의 실내조건(건구온도 26.7℃, 습구온도 19.4℃)에 대하여 두 가지의 외기조건(건구온도 35℃와 27.8℃, 그리고 습구온도 23.9℃와 18.3℃)에 대한 것이고, C와 D는 증발기에서 제습이 발생하지 않는 상태의 실험조건이다. 따라서 C의 정상상태실험과 D의 사이클실험은 실내기가 건구온도 26.7℃ 및 습구온도 13.9℃인 상태에서의 실험조건이나 습구온도는 증발기에서 제습이 발생하지 않도록 충분히 낮은 상태면 된다. 이때의 실외기는 27.8℃의 일정한 건구온도이다.

모든 실험은 ANSI/ASHRAE Standard 116-1983의 터널형 공기엔탈피법으로 측정하였으며 냉매엔탈피법을 보조적으로 사용하였다. 이 두가지 시험방법은 시스템의 성능을 각각 독립적으로 측정

Table 1 ASHRAE test conditions for cooling (ANSI/ASHRAE Standard 116-1983)

Test	Indoor (°C)		Outdoor (°C)		Operation
	DB	WB	DB	WB	
A	26.7	19.4	35.0	23.9	SS cooling
B	26.7	19.4	27.8	18.3	SS cooling
C	26.7	13.9	27.8	-	SS cooling, Dry coil
D	26.7	13.9	27.8	-	Cyclic cooling, Dry coil

할 수 있으며 ASHRAE 규격에서는 두 방법의 오차가 6% 이내에 들도록 요구하고 있다.

공기엔탈피법에서는 건구온도와 습구온도로부터 구하는 실내유닛의 입출구 공기의 엔탈피 및 공기의 유량의 세 가지 변수를 알아야 하며, 냉매엔탈피법에서 시스템의 용량은 냉매의 질량유량과 실내유닛 입출구의 엔탈피를 사용하여 계산한다.

공기의 입출구 온도는 9개의 열전대로 만들어진 thermopile을 사용하여 공기가 지나가는 단면방향에 대하여 평균온도를 사용하였다. 실내유닛을 통과하는 공기의 유량측정의 신뢰성을 확보하기 위하여 열선유속계(hot-wire)와 피토투브(pitot tube)를 사용하여 노즐출구의 속도와 온도를 측정하여 노즐에서 구한 공기의 유량을 검증하였다.

냉매의 엔탈피는 냉매의 압력과 온도로부터 계산하며 열교환기를 통한 압력강하는 무시하고, 실내유닛의 입구엔탈피는 팽창장치 입구의 엔탈피를 사용하였다. 냉매의 온도측정은 냉매배관의 표면에 T형 열전대를 부착하고 외부공기의 영향을 배제시

키기 위하여 단열한 후 측정하였다. 압력측정은 고압측과 저압측의 각각 한 개씩의 압전형 압력변환기를 사용하여 측정하였으며, 모든 압력계는 표준 압력계를 사용하여 보정하였다.

실내유닛과 실외유닛의 팬 및 압축기의 소비전력은 전력변환기(watt transducer)와 적산전력계를 사용하여하였으며, 시스템 내를 순환하는 냉매의 유량 측정은 질량유량계(mass flowmeter)를 사용하였다.

### 3. 열펌프의 성능계산

열펌프의 성능은 크게 정상상태성능과 계절성능으로 나눌 수 있으며 정상상태실험에서 열펌프의 용량은 공기엔탈피법과 냉매엔탈피법으로 계산할 수 있다. 먼저 공기엔탈피법에서 열펌프의 용량(capacity,  $q_t$ )은 열교환기를 지나는 공기의 현열과 잠열에 의한 열교환량의 합으로 계산한다. 현열에 의한 열교환량은 공기의 유량( $Q_{mi}$ ), 실내유닛으로 유입되는 공기의 온도( $T_{ain}$ ) 및 실내유닛을 빠져나오는 공기의 온도( $T_{aout}$ )로부터 계산한다. 실내유닛으로부터 노즐을 통과하는 공기의 유량( $Q_{mi}$ )은 노즐에서의 공기의 압력차( $P_v$ ), 절대압력( $P_n$ ), 노즐 출구의 온도( $T_n$ ) 및 노즐에서의 습도( $W_n$ )로부터 계산한다.

노즐을 통과하는 공기의 유량은 식 (1)로부터 계산한다.

$$Q_{mi} = 1.414 C A_n (1000 P_v v_n^*)^{0.5} \quad (1)$$

여기서,  $C$ 는 노즐의 유량계수로서 본 연구에서 사용한 노즐의 유량계수는 0.97이고,  $A_n$ 은 노즐면적,  $P_v$ 는 노즐의 정압차이며  $v_n^*$ 은 식 (2)로부터 계산되는 노즐에서의 비체적이다.

$$v_n^* = 101 \frac{v_n}{P_n (1 + W_n)} \quad (2)$$

여기서,  $P_n$ 은 노즐에서의 압력이며,  $v_n$ 은 이상기 체방정식으로부터 표준대기압에서 계산되는 노즐에서의 비체적으로서 식 (3)과 같다.

$$v_n = \frac{0.287 (T_n + 273.15)}{101.325} (1 + 1.6078 W_n) \quad (3)$$

여기서,  $T_n$ 은 측정된 노즐 목부분에서의 온도이며 노즐에서의 비습도는 식 (4)를 사용하여 계산한다.

$$W_n = 0.622 \frac{P_{ws}}{(P_n - P_{ws})} \quad (4)$$

측정한 노즐에서의 온도와 압력차 등을 사용하여 식 (1)로부터 계산된 공기의 유량을 사용하여 실내 유닛의 현열에 의한 냉방용량은 식 (5)와 같다.

$$q_s = Q_{mi} c_{pa} (T_{a1} - T_{a2}) / [v_n^* (1 + W_n)] \quad (5)$$

잠열에 의한 열전달량은 실내유닛의 입·출구의 비습도차로부터 식 (6)으로 계산한다.

$$q_l = 2.47 \times 10^6 Q_{mi} (W_{ain} - W_{aout}) / [v_n^* (1 + W_n)] \quad (6)$$

냉매엔탈피법에 의한 열펌프의 성능은 냉매의 질량유량과 열교환기의 입출구의 엔탈피로부터 계산할 수 있다. 냉매의 질량유량은 질량유량계로부터 바로 구할 수 있고 엔탈피는 온도와 압력을 측정하여 계산한다. 따라서 냉매측으로부터 계산되는 열펌프의 용량(capacity)은 식 (7)과 같다.

$$\dot{q}_t = m (i_{rout} - i_{rin}) - E_i \quad (7)$$

여기서,  $m$ 는 냉매의 질량유량,  $i_{rin}$ 와  $i_{rout}$ 은 실내 유닛의 입·출구의 냉매 엔탈피이고,  $E_i$ 는 실내유닛의 팬 모터에 공급된 전력이다.

정상상태의 열펌프의 성능은 열펌프에 소비된 전력에 대한 실내공간에서 제거되는 열량의 비로써 식 (8)로부터 계산한다.

$$COP = \frac{q_a}{E} \quad (8)$$

## 4. 실험결과 및 고찰

### 4.1 최적냉매충전량의 실험

실험장치를 구성한 후 먼저 열펌프 시스템의 성능이 최대가 되는 냉매 충전량을 구하는 실험을 수행하였다. 최적의 냉매충전량을 찾는 실험은 환경 제어실험실의 조건을 ANSI/ASHRAE Standard 116의 A조건(실내기: 건구온도 26.7°C, 습구온도 19.4°C, 실외기: 건구온도 35.0°C, 습구온도 23.9°C)에 고정하고 냉매충전량을 1.05 kg에서 2.4 kg까지 50 g씩 증가시키면서 수행하였다. 최대의 COP와 최대의 냉방용량을 나타내는 냉매량은 서로 다를 수 있으나 본 연구에서는 최대의 COP를 갖는 냉매량을 최적의 충전량으로 선정하였다.

Fig. 3은 응축기 출구에서의 냉매가 과냉되지 시

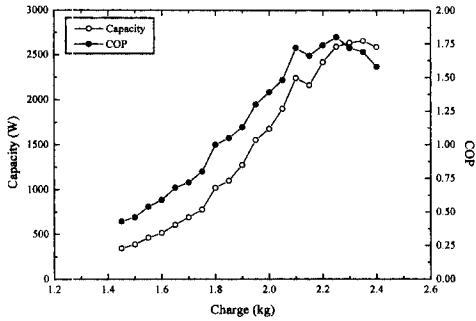


Fig. 3 Variation of capacity and COP with R22 charge

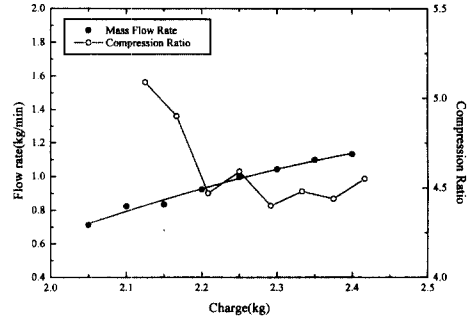


Fig. 4 Effect of charge on mass flow rate of refrigerant and compression ratio

작할 때부터의 냉매충전량의 증가에 따른 시스템의 COP와 냉방용량을 나타내고 있다.

충전량이 증가할수록 COP와 냉방용량은 증가하여 COP와 냉방용량이 최대점에 도달한 이후 감소한다. COP는 냉매량이 2.25 kg일 때 최대 값을 나타내며 냉방용량은 2.35 kg에서 최대 값을 나타낸다. 냉매충전량 2.25 kg에서 COP가 최대가 되는 이유는 냉방용량과 소비전력의 변화에 따른 결과이고, 냉매충전량 2.35 kg에서 냉방용량의 최대가 나타난 것은 냉매의 질량유량이 크고 응축기의 과냉도가 냉매충전량 2.35 kg에서 최대가 되며 증발기의 과열도의 변화가 거의 없기 때문에 응축기 출구의 과냉도의 증가로 인하여 증발기 입구의 엔탈피가 감소하며 증발기 입·출구의 엔탈피차가 증가하기 때문이다.

따라서 열펌프의 시스템에서 냉매충전량의 변화가 미치는 영향은 응축기 출구의 과냉도보다 증발기 출구의 과열도에 미치는 영향이 더 크다.

일반적으로 냉매의 과열도와 과냉도는 열역학적 측면에서 5~15 °C가 적당한 것으로 판단하고 있으며 본 연구에서 최대의 COP를 갖는 2.25 kg의 냉매량에서의 증발기 출구의 과열도는 7.12 °C이며 응축기 출구의 과냉도는 9.24 °C이다.

냉매의 충전량의 변화에 따른 열펌프시스템의 성능변화를 자세히 살펴보기 위하여 Fig. 4와 5에 냉매충전량의 증가에 따른 COP, 소비전력, 압축기의 압축비 및 냉매의 질량유량의 변화를 나타내었다.

냉매의 충전량이 증가할수록 전력소비율은 증가하며 소비전력의 증가기울기가 점점 더 커진다. 반면에 냉매의 질량유량은 충전되는 냉매량이 계속 증가하더라도 무한정 커지는 것은 아니므로 충전량이 많아질수록 질량유량은 증가하지만 증가기울기

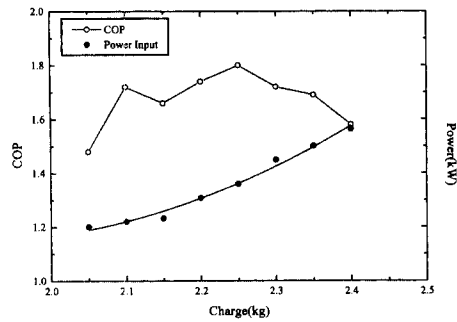


Fig. 5 Effect of charge on COP and power input

는 서서히 감소한다. 압축기의 흡입압력에 대한 토출압력의 비인 압축비는 냉매충전량이 증가할수록 시스템의 응축압력의 증가보다 증발압력의 증가가 크므로 압축비는 감소하여 최적의 냉매충전량에 가까워지면서 약 4.5정도에서 약간씩 변동하는 것을 알 수 있다.

냉매충전량인 2.25 kg에서 압축기의 압축비는 가장 작으며 전력입력의 증가 기울기는 계속해서 커지고 냉매의 질량유량의 증가기울기는 감소하여 냉매의 질량유량과 소비전력의 차이가 가장 작다. 따라서 2.25 kg에서 열펌프 시스템의 COP가 최대가 된다.

#### 4.2 공기엔탈피법과 냉매엔탈피법의 에너지평형

공기엔탈피법을 사용한 열펌프의 성능계산의 신뢰성을 확인하기 위하여 최적의 냉매충전량을 찾는 실험에서 얻은 결과를 사용하여 냉매엔탈피법과 공기엔탈피법으로 열펌프의 용량을 계산하여 공기엔탈피법과의 오차를 Fig. 6에 나타내었다. 냉매엔탈피법의 정확도는 냉매의 질량유량의 측정의 정확성에 달려있으므로 응축기 출구의 냉매가 완전히 액

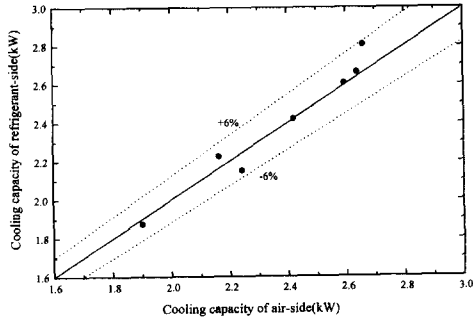


Fig. 6 Energy balance between air enthalpy method and refrigerant enthalpy method

체상태가 되는 경우의 실험결과에 대해서만 계산하였다. 본 실험에서 사용한 질량유량계는 Micro-Motion의 D25 질량유량계로서  $\pm 0.4\%$ 의 오차를 갖는다. 이 유량계의 유량범위는 0~10 kg/min이고 20℃의 물을 사용한 보정실험에서 0.27%의 정확도를 나타내었다. 실험결과 최대오차가 5.77%로서 ANSI/ASHRAE Standard의 터널형 공기엔탈피법과 냉매엔탈피법의 오차에 대한 허용범위인 6% 이내에서 일치함을 확인하였다.

4.3 정상상태에서의 압축기의 주파수 변화에 따른 시스템 성능

먼저 본 실험에 앞서 인버터 열펌프의 주파수 변화에 따른 열펌프의 정상상태성능을 ASHRAE 실험조건 A에서 측정하여 냉방용량, 소비전력 및 COP를 Fig. 7과 8에 나타내었다.

전력소비율과 열펌프의 용량은 압축기의 주파수가 높아질수록 증가하며 열펌프 용량의 증가보다 압축기의 소비전력의 증가가 더 크기 때문에 전체 시스템의 COP는 감소한다. 이와 같은 이유는 Fig. 9의 압력-엔탈피 선도에서 분명하게 파악할 수 있는 바와 같이, 인버터의 주파수가 증가하면 압축기의 흡입 및 토출밸브의 와이어드로우잉을 비롯하여 팽창밸브의 압력강하가 커지고 열교환기뿐만 아니라 사이클배관에서의 압력강하 등이 커져서 증발압력이 감소하고 응축기의 압력이 증가하여 압축기에서의 압축비가 커진다. 이에 따라 압축기의 구동동력은 선형적 증가 이상으로 증가한다. Fig. 9에서 열교환기에서의 냉매측의 압력강하는 고려하지 않았다.

인버터의 운전주파수가 증가하면 증발기에서의 엔탈피차이는 감소하지만 압축기의 회전수 증가로

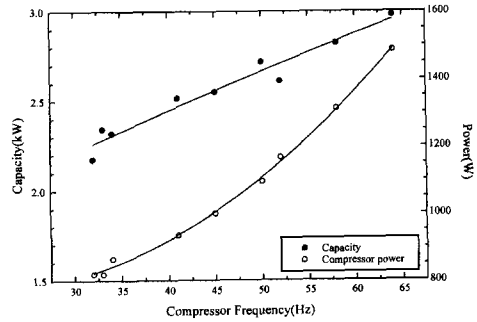


Fig. 7 Variation of capacity and compressor power input with compressor frequency

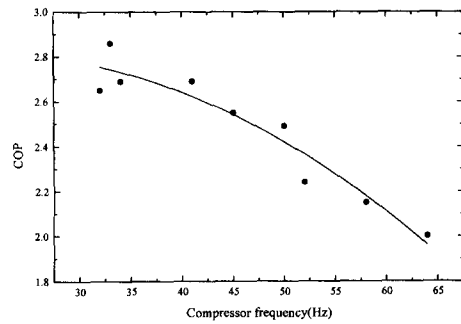


Fig. 8 Variation of COP with compressor frequency

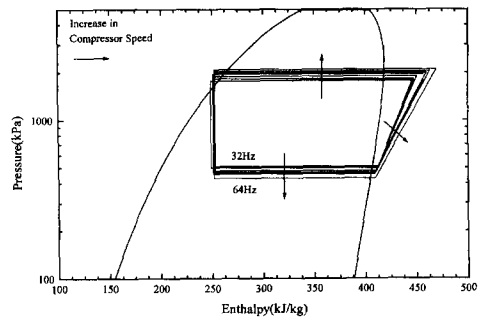


Fig. 9 Pressure-enthalpy diagram for compressor frequency

인하여 냉매유량이 증가하므로 전체적인 증발기의 냉방용량은 증가한다. 또한 증발압력이 낮아지면 압축기 입구의 엔트로피가 증가하고 이에 따라 압력-엔탈피선도상의 등엔트로피선의 기울기가 감소하므로 압축과정선이 우측으로 이동하여 압축기 출구의 엔탈피가 증가하고, 따라서 압축기의 소요동력이 증가한다.

Fig. 8의 압축기의 소요동력에 대한 열펌프의 냉방용량의 비인 COP는 Fig. 7에 나타낸 바와 같이

냉방용량은 압축기의 회전수가 32 Hz일 때 2177.0 W에서, 64 Hz일 때의 2977.4 W로 약 37% 증가하였지만 반면에 압축기의 소요동력이 820 W에서 1484.3 W로 81% 증가하므로 시스템의 COP는 압축기의 주파수가 증가할수록 감소하고 있다.

#### 4.4 실온제어를 위한 압축기 주파수변화에 따른 시스템성능

실내공간의 설정온도를 24°C로 유지하고자 할 때 외기부하에 의하여 실내온도가 27°C까지 상승하였다면 압축기의 회전수조절을 통하여 실내온도를 설정온도인 24°C까지 강하시켜야 한다. 이때 압축기의 회전수를 최대로 하여 빠른 시간 내에 실온을 설정온도인 24°C까지 강하시킬 수 있지만 재실자는 강력한 냉풍에 의해 불쾌감을 느끼므로 급속한 냉방은 피하여야 한다. 따라서 압축기의 회전수를 조절하여 냉방을 하고자하는 공간의 실내온도와 어느 온도까지 실내공간을 유지할 것인지를 나타내는 설정온도 사이의 온도차가 큰 경우에는 압축기를 고속으로 운전하여 실내온도를 신속하게 강하시키며 온도차가 감소할수록 회전수를 줄여서 실내온도를 설정온도에 근접시키는 방법을 사용하고 있다.

일반적인 제조사들의 인버터형 열펌프는 압축기의 회전수를 실내온도와 설정온도의 온도차의 함수로 약 4~5단계로 구분하여 단계적으로 조절하고 있다. 하지만 급속한 냉방에 의한 재실자의 불쾌감은 감소하지만 이 경우도 어느 정도의 급격한 온도변화는 마찬가지이다. 이론적으로는 이러한 온도변화를 재실자가 느끼지 못할 정도로 압축기의 회전수를 연속적으로 조절하여 미세한 온도조절을 하여야 한다.

실제적으로 인버터 열펌프에서는 설정온도와 실내온도차가 3°C인 경우에 압축기의 주파수 조절이 0.5°C마다 이루어지고 있다. 하지만 본 실험에서의 자료수집 시스템은 10초 간격으로 데이터를 기록하고 있으며, 또한 환경제어실험실이 협소하여 자료를 기록하는 10초 사이에도 실내온도가 약 0.7~0.8°C 정도로 변하는 경우도 있으므로 이 경우에 0.5°C의 온도변화에 대한 제어를 수행할 수가 없다. 따라서 본 실험에서는 실내온도와 설정온도의 온도차를 약 두배 정도 확대하고 실험상 구현 가능한 범위까지 주파수 조절을 더욱 세분화하여 열펌프 시스템의 압축기 회전수조절에 의한 실온제

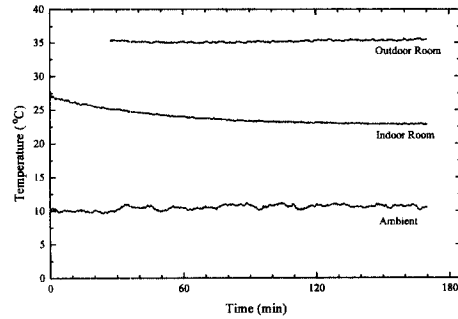


Fig. 10 Variation of air temperature in test rooms and ambient(laboratory in which test rooms are located)

어특성을 정성적으로 비교하였다. 압축기의 주파수 조절은 열펌프 시스템의 외부에서 범용 인버터를 사용하여 조절하기 때문에 자유롭게 제어할 수 있으며 범용 인버터의 주파수를 바꿀 때 반응시간은 약 2초 정도이다.

본 연구는 실내공간의 온도를 저하시키는 실험이므로 실내공간의 부하가 중요한 변수가 된다. 인버터 열펌프의 실내기를 설치한 향온향습실은 3600×3000×3000(mm<sup>3</sup>)의 공간으로써 외부와의 단열을 하였지만 약간의 침입공기와 외부로의 열전달로 인하여 열손실이 발생한다. 실내기 향온향습실과 실외기 향온향습실을 ASHRAE의 A조건의 온도에 고정된 후 실내기 향온향습실의 온도조절기를 정지시켜 실내공간의 열손실의 추이를 측정된 결과는 Fig. 10과 같으며, 실내공간에서 공간상의 4개의 지점에서의 온도편차는 평균 0.48°C로써 실내공간의 온도분포는 거의 일정하였다. 실내기의 설정온도가 35°C로 거의 일정하고 향온향습실의 외기온도는 10°C에서 약간 변동하고 있는 상태에서 3시간 동안 실내기 향온향습실의 온도강하는 약 4°C 정도 감소하며 3시간 이후에는 거의 변화가 없었다. 향온향습실의 4개의 벽면에 외부와 내부에 각각의 온도를 측정된 후 열전달률을 계산한 결과 실내온도와 외기온도차가 가장 큰 경우에도 2.22 W의 열손실이 발생하는 것으로 나타났다.

먼저 압축기의 주파수 변화에 따른 최대의 온도차를 6°C로 잡고 온도차에 의한 주파수 조절은 Fig. 11과 같이 실제 제조사가 제시하는 압축기의 5개의 주파수를 4단계로 조절할 때와 9개의 주파수를 8단계로, 그리고 17개의 주파수를 16단계로 조절을 하는 경우 등의 세 가지 경우에 대하여 주파



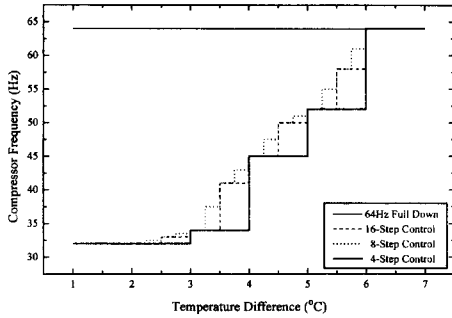


Fig. 11 Four types of frequency control

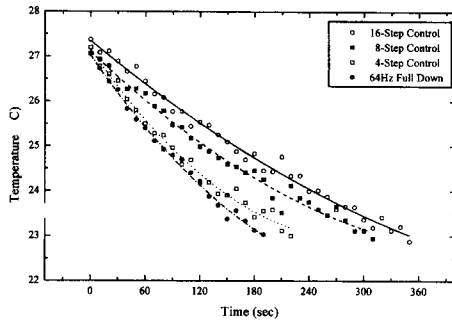


Fig. 13 Variation of room temperature with time for four types of frequency control

수 조절을 하였다. 또한, 압축기의 주파수조절을 하는 위의 세 가지 경우와 압축기의 주파수를 조절하지 않는 경우에 대한 성능을 비교하기 위하여, 압축기의 주파수제어의 최고주파수인 정격보다 약간 높은 64 Hz인 주파수를 고정한 상태에서 실내온도를 설정온도까지 강하시키는 실험을 수행하였다.

먼저 Fig. 12는 각각의 제어방법을 사용하였을 때 실내온도를 설정온도까지 강하시키는데 걸린 시간을 나타내고 있다. 압축기의 주파수를 64 Hz로 고정하고 계속운전하는 경우보다 주파수를 단계적으로 조절하는 경우에 실내온도를 설정온도까지 강하시키는데 많은 시간이 소요되며, 또한 주파수의 조절단계를 늘릴수록 온도강하시간은 더욱 길어진다. 압축기의 주파수 조절을 16단계로 세분화한 경우에, 실내온도의 강하시간은 360초 소요되었으며 일정주파수로 운전하는 경우에 실내온도의 강하시간은 190초이므로 약 2배의 시간이 더 소요되는 것으로 나타났다.

Fig. 13은 4가지의 시스템제어에 있어서 시간의 경과에 대한 실내온도의 변화를 나타내고 있다. 주

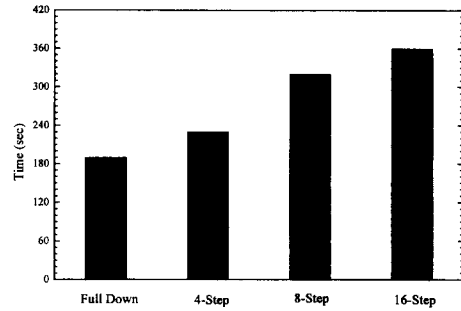


Fig. 12 Time intervals required to reach the set-point temperature with four types of frequency control

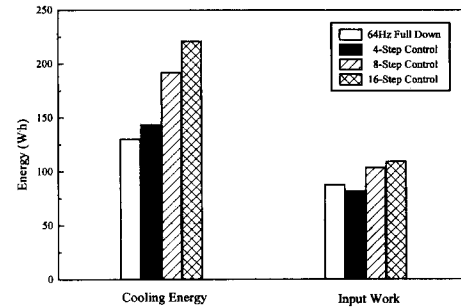


Fig. 14 Variation of cooling energy and input work with four types of frequency control

파수 조절 단계를 늘릴수록 초기부터 온도강하 기울기가 감소하여 최종설정온도까지 강하시키는 시간이 길어지는 것을 알 수 있다. 이때 네 가지 제어방법에 있어서 시간에 따른 압축기의 주파수 변화는 주파수를 4단계로 조절하는 경우와 8단계로 조절하는 경우에 압축기가 최고주파수 64 Hz에서 32 Hz까지 운전될 때 가장 오랜 시간 운전되는 주파수는 45 Hz이고, 16단계로 조절하는 경우에는 41 Hz와 48 Hz로써 거의 45 Hz 근처의 중간 주파수대였으며, 각 경우에 있어서 시간에 따른 압축기의 주파수의 변화 기울기는 거의 비슷하게 나타났다.

Fig. 14는 압축기의 주파수 제어를 사용한 실온 제어에서 실내온도를 설정온도까지 강하시키는데 소비된 총 전력량과 실내온도를 강하시키는데 소비된 총 에너지량을 나타내고 있다. 냉방에 필요한 에너지는, 주파수 조절의 단계를 세분화할수록 실내온도를 강하시키는데 걸리는 시간이 길어지므로 증가하는 경향을 나타내고 있다.

일정한 크기의 공간을 정해진 온도까지 강하시키

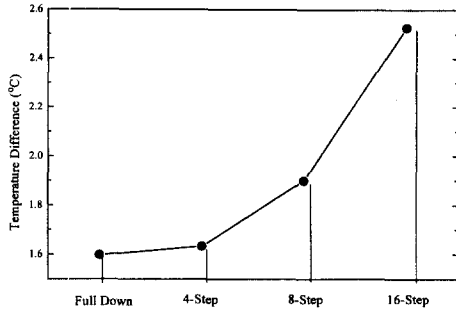


Fig. 15 Temperature difference of the wall throughout the test

는데 소비되는 냉방에너지량은 같아야 한다. 열펌프 시스템을 64 Hz로 운전하는 경우에 실내공기의 온도는 빠른 시간 내에 설정온도까지 강하하여 인버터 열펌프가 정지하지만 열펌프가 정지한 이후에 실내공기는 실내의 가구나 벽체 등에 대한 추가적인 냉방에너지가 존재하기 때문에 실제적으로 실내공기를 냉각시킬 때 필요한 에너지 이외에 재실공간의 벽체의 온도를 강하시키기 위하여 추가적인 냉방이 필요하다. 따라서 실내공기의 온도는 주파수의 조절단계를 많이 한 경우보다 일찍 설정온도보다 높아지게 되며 이때 인버터 열펌프는 설정온도와 재실공간의 온도차가 발생하기 때문에 열펌프가 재운전하게 된다. 그러나 주파수 조절단계가 많은 경우에는 실내온도가 설정온도까지 떨어지는 시간이 길어지므로 벽체나 가구와의 열전달시간이 많기 때문에 실내온도가 설정온도가 되었을 때 벽체의 온도가 64 Hz의 경우보다 낮아진다.

그러나 열펌프 시스템의 재운전을 고려하지 않고 실내온도가 설정온도까지 떨어져서 압축기가 정지하는 한 사이클의 경우에 있어서 주파수 조절을 세분화하여 압축기의 운전시간이 길어질수록 실내공기가 벽체와 열교환하는 시간이 길어지므로 벽체에 의한 냉방부하에 의하여 Fig. 14와 같이 전체적인 냉방에너지량은 증가한다.

Fig. 15는 위와 같은 벽체의 냉방부하를 확인하기 위하여 주파수 조절의 각 경우에 대하여 실험을 시작할 때와 끝났을 때 향온향습실의 네 벽면의 평균온도의 차이를 나타내고 있다. 압축기의 주파수를 16단계로 조절하는 경우에 있어서 압축기의 주파수를 64 Hz로 일정하게 하는 경우보다 실내온도를 강하시키는데 소요되는 시간은 약 2배 정도 더 걸리지만 온도차는 60% 정도가 크므로 실내공기

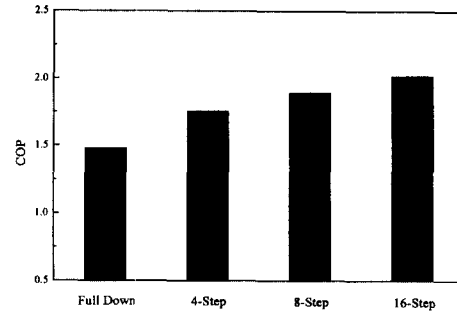


Fig. 16 Variation of COP with four types of frequency control

와 벽 사이의 열전달량이 증가하며, 따라서 주파수 조절을 세분화할수록 냉방부하가 커지므로 실내공기의 냉각에 필요한 냉방에너지는 증가한다.

주파수 조절의 경우에 열펌프 시스템의 전체적인 성능을 평가하기 위하여 실내온도를 설정온도까지 강하시킬 때의 평균 COP를 Fig. 16에 나타내었다. 64 Hz의 일정한 주파수의 COP가 1.5 정도인데 대하여 주파수를 가장 세분화하여 압축기를 조절할 16단계의 조절의 경우 COP가 2.0 정도 증가한다. 압축기의 주파수 조절을 세분화할수록 압축기가 낮은 주파수에서 운전하는 시간이 많아지고 본 실험에 앞서 수행한 정상상태의 실험에서 알 수 있는 바와 같이 낮은 주파수에서 시스템의 COP가, 높은 주파수의 COP보다 높으므로 주파수를 조절할 때 주파수의 단계를 세분화할수록 실내온도를 설정온도까지 강하시킬 때의 COP는 증가한다.

## 5. 결론

실내온도를 사용자가 원하는 온도까지 강하시킬 때 사용하는 인버터형 압축기의 주파수 제어에 관하여 주파수 제어 단계를 4단계, 8단계, 16단계 및 일정주파수로 운전할 때의 네 가지 경우에 대한 성능실험을 수행하였다. 실험장치는 ASHRAE Standard에서 요구하는 실험조건을 구현할 수 있도록 제작하였으며, 열펌프 시스템의 사이클의 냉방용량, 소비동력 및 냉매의 온도, 압력 등을 측정하여 시스템의 성능을 평가하였다.

본 실험에 앞서 제작한 실험장치에서 최대의 COP를 나타내는 최적냉매량을 구하는 실험을 수행하였으며 공기엔탈피법과 냉매엔탈피법으로 에너지 평형을 확인하여 결과의 정확성을 확보하였다.

압축기의 주파수를 변화시켜가면서 각 주파수에서 정상상태에서의 시스템성능을 측정할 결과 압축기의 주파수가 32 Hz에서 64 Hz로 증가할 때 냉방 용량도 증가하지만 압축기의 소요동력이 두배이상 증가하여 시스템의 COP는 주파수가 증가할수록 감소한다.

실내온도와 설정온도의 차이를 줄이기 위하여 사용하는 압축기의 주파수 조절에 있어서 압축기의 주파수 조절의 단계를 늘릴수록 실내온도를 설정온도까지 강하시키기 위한 압축기의 운전시간은 길어지며 따라서 냉방에 필요한 냉방에너지 및 시스템의 소비전력량이 증가한다. 이때 냉방에너지의 증가가 소비전력의 증가보다 크기 때문에 압축기 주파수를 일정한 주파수로 운전하는 경우에 비하여 압축기 주파수의 조절단계가 16단계로 늘렸을 경우에 시스템의 COP는 약 33% 정도 증가한다.

### 참고문헌

- (1) Lida, K., Yamamoto, T., Kuroda, T. and Hibi, H., 1982, "Development of an Energy Saving Operated Variable Capacity System Heat Pump," *ASHRAE Transaction*, Vol. 88, pp. 441-450.
- (2) Tassou S. A., Marquand C. J. and Wilson D. R., 1983, "Comparison of the Performance of Capacity Controlled and Conventional On/Off Controlled Heat Pumps," *Apply Energy*, Vol. 14, pp. 241~256.
- (3) Shimma, T., Tateuchi, T. and Sugiura, J., 1985, "Inverter Control Systems in the Residential Heat Pump Air Conditioner," *ASHRAE Trans.*, Vol. 91, pp. 1541~1554.
- (4) Masuda, N., Hara, M., Yasutsune, S., Yao, K., Noda, Y., Maeda, H., Inoue, Y. and Hiyoshi, K., 1985, "Air Conditioners Controlled with Power Electronics Modulated Device," *シヤフ 技報*, Vol. 31, pp. 111~118.
- (5) Kuroda, T. and Kitagaki, T., 1981, "Energy Saving by Compressor Capacity Control of Air Conditioners," *Toshiba Review*, Vol. 36, No. 9, pp. 849~852.
- (6) Marquand, C. J., Tassou, S. A., Wang, Y. T. and Wilson, D. R., 1984, "An Economic Comparison of a Fixed Speed, a Two Speed, and a Variable Speed Vapor Compression Heat Pump," *Applied energy*, Vol. 16, pp. 59~66.
- (7) Hori, M., Akamine, I. and Sakai, T., 1985, "Seasonal Efficiencies of Residential Heat Pump Air Conditioners with Inverter-Driven Compressors," *ASHRAE Trans.*, Vol. 91, pp. 1585~1595.
- (8) Krakow, K. I., Lin, S. and Matsuki, K., 1987, "A Study of the 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.
- (9) Miller, W. A., 1987, "Steady-State Refrigerant Flow and Airflow Control Experiments for a Continuously Variable Speed Air-to-Air Heat Pump," *ASHRAE Trans.*, Vol. 93, pp. 1191~1204.
- (10) Ruohoniemi, T. J., 1988, "Measured Efficiency of Variable Speed Drives in Heat Pumps," *ASHRAE Trans.*, Vol. 94, pp. 1229~1245.
- (11) 정시영, 1993, "소형 전기구동 압축식 열펌프," *공기조화 냉동공학*, 제22권, 제5호, pp. 307~314.
- (12) ASHRAE Standard ANSI/ASHRAE 116, 1983, Method of Testing For Seasonal Efficiency of Unitary Air-Conditioners and Heat Pumps," *American Society of Heating, Refrigeration and Air-Conditioning Engineers, Inc.*