

# 인버터 열펌프의 주파수 및 모세관 길이 변화에 따른 시스템 성능특성의 실험적 연구

## An experimental study on the performance of inverter heat pump with a variation of frequency and capillary size

최종민\*, 김용찬\*\*, 김종업\*\*\*, 배영돈\*\*\*  
J. M. Choi, Y. C. Kim, J. Y. Kim, Y. D. Bae

**Key words** : Inverter heat pump(인버터 열펌프), Capillary tube(모세관), Optimum cycle(최적 사이클)

### Abstract

An experiment study was performed to investigate the optimum cycle of an inverter heat pump as a function of frequency. The performance of the inverter heat pump with the rated cooling capacity of 4141W(3550Kcal/h) was measured with a variation of frequency, indoor and outdoor temperature, and length of capillary tube in the psychrometric test room. As a base case, the inverter heat pump with the standard capillary length of 1000mm which was optimum size for the frequency of 60Hz and ARHRAE Test condition A was tested by varying frequency from 30Hz to 80Hz. Then, the optimum cycle was investigated by varying the length of capillary tube at each frequency levels of 30,60 and 80Hz. Based on the experimental data, the change of system characteristics between the optimum and the base case were analyzed for each selected frequency levels. Generally,for low frequency level(30Hz),the longer length of the capillary tube compared with the standard size showed the higher EER, while for high frequency level(80Hz) the shorter length of the capillary tube showed the higher EER.

### 1. 서론

일정속도 열펌프는 압축기 기동·정지의 사이클 운전을 통하여 부하변동에 따른 용량을 조절하며, 가동시간(on-time)과 정지시간(off-time)의 비인

가동시간율은 부하에 비례하여 증가한다. 그런데 열펌프의 사이클 운전은 기동 및 정지시의 손실 때문에 시스템의 평균효율이 저하되므로 가능한 사이클 운전의 횟수를 감소시키므로써 시스템의 효율 및 신뢰도를 향상시킬 수 있다.<sup>(1)</sup>

인버터 열펌프는 부하에 따라 압축기의 회전수를 조절하여 시스템의 용량을 부하와 일치하도록 하므로써 압축기의 연속운전을 가능하게 하며 시스템의 고효율화, 신뢰성확보 및 실내 환경의 쾌적성 향상

\* 고려대학교 기계공학과 대학원  
\*\* 고려대학교 기계공학과  
\*\*\* 삼성전자 생활시스템연구소

등을 가능하게 한다.<sup>(2,3)</sup> 또한 인버터 열펌프가 난방운전을 하는 경우 낮은 외기 온도에서 압축기의 회전속도를 증가시켜 난방부하와 열펌프의 난방용량과의 평형점을 일정속도의 열펌프에 비하여 낮은 온도에서 형성하므로, 부족한 난방용량을 보충하기 위한 보조 열원기기의 용량을 감소시켜 침투전력을 감소시킬 수 있다<sup>(3)</sup>. 이러한 여러 장점 때문에 90년대초부터 일본에서는 인버터 열펌프가 약 40% 정도의 시장점유율을 나타내고 있으며 수요가 날로 증가하고 있는 추세이다. 현재 국내에서는 인버터 가격과 열펌프에 대한 인식의 부족으로 인버터 열펌프가 널리 보급되고 있지는 않지만, 실내환경의 쾌적성 및 에너지 절약에 대한 기여도를 감안하면 앞으로 그 수요가 증가될 전망이다.

현재 인버터 열펌프와 관련하여 저소음, 저진동 및 고효율의 스크롤 압축기<sup>(4)</sup>와 HFC계 냉매의 적용에 따른 시스템의 성능특성 및 설계변화<sup>(5)</sup>등이 많이 연구되고 있다. 본 논문에서는 정격 난방용량 4141W(3550Kcal/h)의 인버터 열펌프를 주파수

(압축기 회전수 변화), 모세관 길이 및 실내의 온도조건을 변화시키면서 시스템의 성능을 측정하여 각 주파수 별로 시스템 성능을 비교함으로써 시스템의 최적사이클 조건을 고찰하였다. 특히 주파수를 30, 60 및 80Hz로 변화 시키면서<sup>(6)</sup> 각주파수에서 모세관의 길이 변화에 따른 시스템의 사이클이동을 고찰함으로써, 현재 인버터 열펌프의 팽창장치로 적용되고 있는 모세관이 주파수 변화에 따라 시스템을 최적으로 운전하고 있는지를 분석하였다. 또한 모든 주파수에서 최적 사이클을 이룰 수 있는 팽창장치의 요구조건을 고찰하여, 인버터 열펌프의 주파수 변화에 따른 성능 향상을 위해 새로운 형태의 팽창장치 개발 및 적용의 기초자료를 제시하고자 한다.

2. 실험 장치 및 실험 방법

본 연구에 사용한 실험장치는 크게 항온항습 시험실 및 시험용 인버터 열펌프로 나눌 수 있다. 항

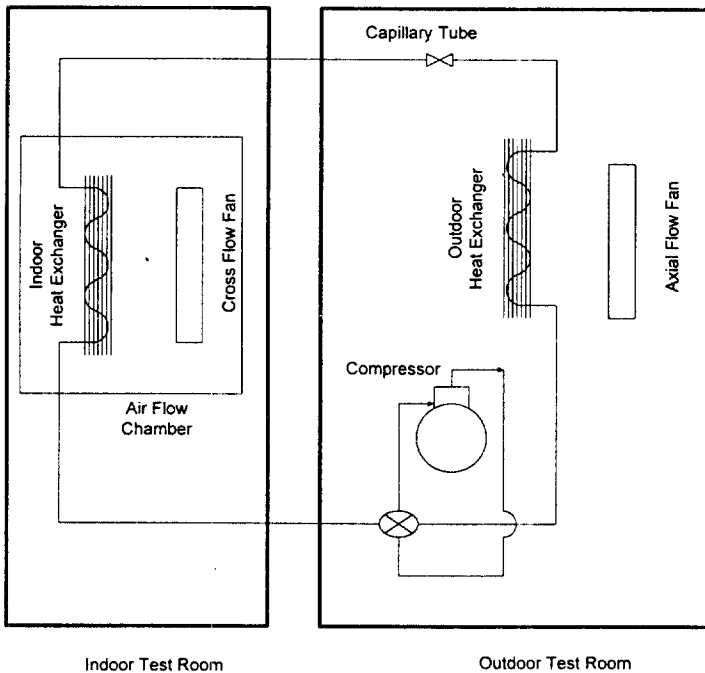


Fig.1 Schematic of Refrigeration Test Loop

온습도 시험실은 실내 및 실외의 운전조건을 정확히 조절하면서 열펌프의 성능을 측정할 수 있다. Fig.1은 본 실험에 사용한 냉매의 순환회로를 나타내고 있다. 시험장치는 실내 및 실외측 시험실로 구성되어 있으며, 각 실에는 온도 및 습도를 조절할 수 있는 공기조화기가 설치되어 있다. 실내측 시험실에는 시험용 열펌프의 용량을 공기엔탈피법으로 측정하기 위하여 실내기 입구 및 출구에서 공기를 샘플링하여 온도 및 습도를 정확히 측정할 수 있는 수풍실을 설치하였고, 실내기로부터 노즐을 통과하는 공기의 유량은 노즐 전후의 압력차, 절대압력, 노즐출구의 온도 및 노즐에서의 습도를 측정할 수 있도록 하였다. Fig.2는 덕트 설비의 개략도이다. 실외측 시험실에는 압축기 및 실외코일이 포함된 실외기가 설치되어 있으며, 실외측의 온도 및 습도 측정은 덕트를 설치하지 않고 실외기의 공기를 직접 샘플링하여 측정하였다.

시험용 인버터 열펌프는 정격 냉방능력이 4141W (3550Kcal/h)인 분리형 유닛으로서 압축기는 단일 로터리 압축기를 사용하고 있으며, 실내기는 2

열 14단 3패스 구조의 핀-튜브 열교환기이며, 실외 열교환기는 2열 24단 2패스 구조를 가지고 있다. 팽창장치로는 모세관을 사용하고 있으며, 인버터의 주파수 변화에 따라 모세관의 길이를 변화시키면서 시험을 실시하도록 하였다. 모세관 길이와 주파수는 바뀌었지만 실제 운전시 시스템 충전량은 일정하므로 본 연구에서도 정격주파수, ASHRAE 실험조건 A에서 최적의 성능을 나타낸 1250g을 시스템에 충전하여 실험하였다. 인버터 열펌프의 성능과 사이클 특성을 파악하기 위하여 시스템의 주요 부위에서 압력과 온도, 냉매의 유량, 압축기 소비전력 및 팬 소비전력 등을 측정하였으며 측정 자료는 데이터 로거를 이용하여 수집하였다.

인버터 열펌프의 성능특성 시험은 크게 두 가지로 분류하여 실시 하였다. Table 1에 나타난 바와 같이 시스템의 실내조건과 실외조건을 고정한 상태에서 주파수(30, 60 및 80Hz) 및 모세관 길이의 변화에 따른 시스템의 특성 변화를 살펴보았다. 또한 주파수를 60Hz(정격)로 고정한 상태에서 실내 및 실외 운전조건의 변화와 모세관 길이 변화에 따른 시스템의 특성 변화에 대하여 실험을 수행하였다. 성능시험은 냉방운전 모드에서 냉매 R-22를 적용하여 실시하였으며, 본 연구에서 설정한 구체적인 시험조건은 Table 1에 나타나 있다.

정격 운전조건인 60Hz 및 ASHRAE 시험조건 A(실내조건: 27°C db, 19.5°C wb, 실외조건: 35°C db, 24°C wb)<sup>(7,8)</sup>에서 인버터 열펌프의 최적성능을 나타내는 모세관의 크기를 기준 모세관으로 선정하였다. 본 연구에 사용된 시험용 열펌프의 경우, 기준 모세관의 직경은 1.7mm, 길이는 1000mm이다. 기준모세관을 적용하여 ASHRAE 시험조건 A에서

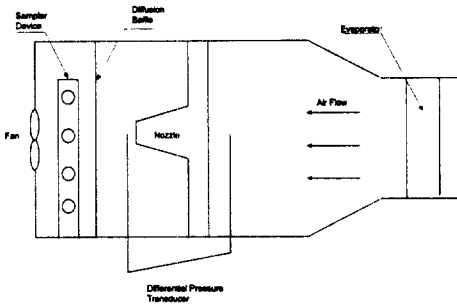


Fig.2 Schematic of duct system

Table 1 Test conditions

Frequency (Hz)	Capillary Length(mm)	Indoor Temperature(°C)		Outdoor Temperature(°C)	
		Dry Bulb	Wet Bulb	Dry Bulb	Wet Bulb
60	1000, 950	27	19.5	27	24
30, 60, 80	620, 950, 1000, 2200	27	19.5	35	24
60	1000, 950	27	19.5	43	25.5
60	1000, 950	21	15.5	35	24
60	1000, 950	32	22.5	35	24

주파수를 30, 60 및 80Hz로 변화시키면서 성능시험을 실시한 후, 모세관의 직경은 고정하고 길이만 변화시키면서 각 주파수에서 성능특성을 측정하였다. 각 주파수에서 모세관 길이를 변화시킬 때 최대의 EER을 나타내는 조건을 최적 사이클로 선정하였으며 이를 기준 모세관의 경우와 비교하였다. 다음 주파수를 60Hz로 고정하고 실내 및 실외조건을 변화시키면서(Table 1)모세관 길이 1000mm 및 950mm에 대하여 각각 성능시험을 실시하였다.

### 3. 실험 결과 및 고찰

#### 3.1 실내 및 실외조건 변화에 따른 열펌프의 특성

본 논문에서는 먼저, 주파수를 60Hz로 고정하고 실내 및 실외조건과 모세관 길이를 변화시키면서 각각 성능시험을 실시하여 모세관 길이 변화에 따른 사이클의 변화에 대하여 실내 및 실외조건이 어떤 영향을 미치는지 고찰하였다. 그리고 ASHRAE 시험조건 A에서 모세관 길이를 변화시키면서 측정 한 성능시험 결과를 활용하여 각 주파수에서 최대 EER를 나타내는 최적 사이클을 선정하였으며, 이를 기준 모세관(직경 1.7mm, 길이 1000mm)에 대한 실험결과와 비교하였다.

Fig.3은 주파수 60Hz, 실외온도 35°C db, 24°C wb, 모세관 길이 1000mm로 고정한 후 실내온도의 변화에 따른 냉방용량 및 소요동력을 나타내고 있다. 실내온도가 증가함에 따라 시스템의 냉방용량 및 소요동력은 증가하지만 소요동력의 증가에 비해

여 냉방용량의 증가가 더 크므로 시스템의 EER은 증가하였다. Fig.4는 실내온도의 변화에 따른 사이클의 상태변화를 압력-엔탈피(p-h)선도상에 나타내고 있다. 실외온도를 고정한 상태에서 실내온도를 증가시키면 증발기의 압력은 증가되고 주파수가 일정한 경우 응축기의 압력 또한 약간 상승한다. 응축기의 압력증가와 모세관 입구의 과냉도 증가로 인하여 시스템을 흐르는 냉매유량은 증가하여 시스템의 냉방용량이 증가하게 된다. 소요동력은 입구의 과열도 및 압력증가로 인하여 증가하지만 냉방용량 증가에 비하여 증가율이 낮다. 실내온도를 21°C db, 15.5°C wb에서 32°C db, 22.5°C wb로 증가시켰을 때, 냉방용량은 3564.8W에서 4304.3W로 20.7% 증가하였고 소요동력은 1506.4W에서 1557.0W로 3.4% 증가하여 EER은 2.37에서 2.76로 16.5% 증가하였다.

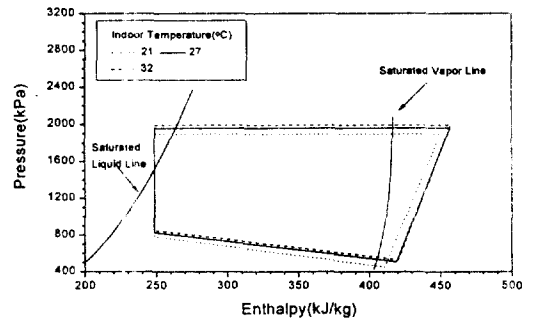


Fig.4 Pressure-enthalpy diagram with a variation of indoor temperature at 60Hz

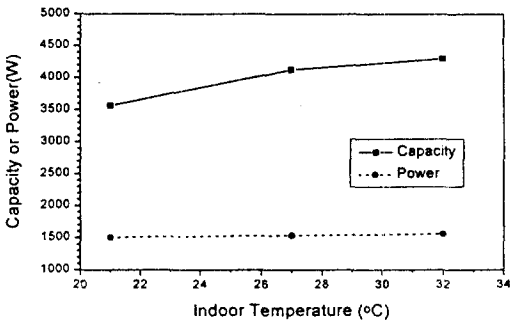


Fig.3 Capacity and power input as a function of indoor temperature at 60Hz

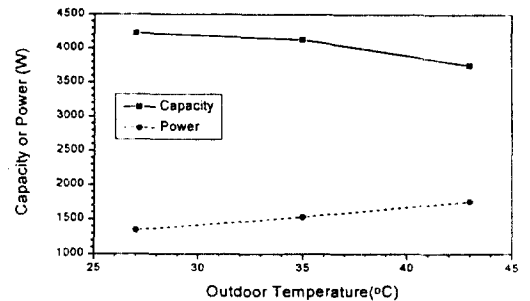


Fig.5 Capacity and power input as a function of outdoor temperature at 60Hz

Fig.5는 주파수 60Hz, 실내온도 27°C db, 19.5°C wb, 모세관 길이 1000mm로 고정한 후 실외온도의 변화에 따른 시스템의 냉방용량 및 소요동력을 나타내고 있다. 실외온도의 증가에 따라 냉방용량은 감소하지만 소요동력은 증가하여 시스템의 EER이 감소하는 경향은 나타내고 있다. Fig.6은 실외온도의 변화에 따른 사이클의 상태변화를 압력-엔탈피 선도상에 나타내고 있다. 실외온도의 증가에 따라 응축압력은 증가하고, 압축기와 모세관의 냉매유량의 균형점을 찾아 증발기의 압력이 약간 상승되면서 시스템을 흐르는 냉매유량은 증가하게 된다. 실외온도의 증가에 따라 냉매유량은 증가하지만, 응축압력의 증가 및 과냉도의 감소로 인하여 증발기 입출구에서의 엔탈피 차이가 감소하여 냉방용량은 감소하게 된다. 실외온도를 27°C db, 24°C wb 에서 43°C db, 25.5°C wb로 상승시켰을 때 냉방용량은 4226.2W에서 3751.7W로 11.2% 감소하였지만 소요동력은 1345.2W에서 1765.3W로 31.2% 증가하므로 시스템의 EER은 3.14에서 2.13으로 32.2% 감소하였다.

Table 2는 주파수를 60Hz로 고정한 후 실내 및 실외 온도조건이 성능에 미치는 영향을 모세관 길이의 함수로 나타낸 것이다. 실내온도를 27°C ab, 19.5°C

wb로 고정하고 실외온도를 35°C db, 24°C wb에서 43°C db, 25.5°C wb로 증가시킬 때, 950mm 경우는 1000mm에 비하여 냉방용량의 감소가 크며 냉방용량 및 EER이 전체적으로 낮게 나타났다. 실외온도를 35°C db, 24°C wb로 고정하고 실내온도를 27°C db, 19.5°C wb에서 21°C db, 15.5°C wb로 감소시킬 때, 모세관 길이 950mm 경우는 1000mm에 비하여 냉방용량의 감소가 약간 크며 냉방용량 및 EER이 모두 낮게 나타났다. 그러므로 60Hz, ASHRAE 시험조건 A에서 최대의 효율을

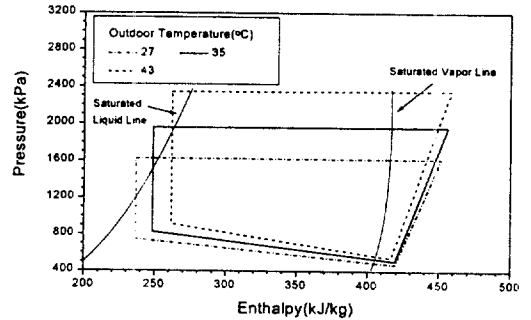


Fig.6 Pressure-enthalpy diagram with a variation of outdoor temperature at 60Hz

Table 2 Experimental results of the inverter heat pump as a function of indoor and outdoor temperature at 60Hz

Capillary Length	Item	Indoor :	Indoor :	Indoor :
		27°C db, 19.5°C wb	27°C db, 19.5°C wb	21°C db, 15.5°C wb
		Outdoor :	Outdoor :	Outdoor :
		35°C db, 24°C wb	43°C db, 25.5°C wb	35°C db, 24°C wb
1000 mm	Capacity(W)	4129.9	3751.7	3564.7
	EER	2.7	2.13	2.36
	Flow Rate(kg/h)	102.08	105.87	97.87
	Subcooling(°C)	10.86	9.04	9.26
	Superheat(°C)	13.95	9.13	3.97
950 mm	Capacity(W)	4078.9	3602.8	3480.9
	EER	2.6	2.04	2.31
	Flow Rate(kg/h)	107.61	111.08	102.03
	Subcooling(°C)	9.36	6.80	6.98
	Superheat(°C)	4.31	3.24	2.87

나타내고 있는 기준 모세관은 동일 주파수에서 실내 및 실외 온도조건을 변화시켰을 때 모세관의 길이를 감소시킨 경우보다 높은 성능을 나타내고 있음을 알 수 있다.

3.2 주파수 변화에 따른 열펌프의 성능 특성

주파수 변화에 따른 성능 특성 시험을 실시하기 전에, ASHRAE 시험조건 A, 60Hz정격조건에서 구한 기준모세관(길이 1000mm)을 기준으로 하여 저주파수(30Hz)와 고주파수(80Hz)에서 마이크로 팽창밸브를 조절하면서 시스템이 최대성능을 나타내는 유량을 측정한다. 각 주파수에서 측정된 최적 유량 조건을 입력으로 모세관 시뮬레이션 프로그램<sup>(9)</sup>을 수행하여 모세관의 길이를 선정하고, 선정된 모세관이 마이크로 팽창밸브와 동일한 시스템 최적성능을 나타내는지 실험을 통하여 확인한다. Fig.7은

각 주파수에서 최적성능을 나타내는 모세관의 길이를 나타낸 것이다. 최적 시스템을 갖는 모세관의 길이는 저주파수 영역에서는 기준 모세관에 비하여 증가하였으며 고주파수 영역에서는 기준 모세관에 비하여 감소하였다. 이러한 경향은 각 주파수에 대하여 모세관의 길이에 따른 사이클의 변화를 고찰해 봄으로서 쉽게 이해될 수 있을 것이다. Fig.8은 기준 모세관의 경우 주파수의 변화에 따른 사이클의 변화를 나타내고 있으며, Fig.9는 각 주파수에서 모세관의 길이가 최적일 때 사이클의 변화를 나타내고 있다.

저 주파수(30Hz)에서 모세관 길이(2200mm)가 최적이 되면 기준 모세관에 비하여 증발압력은 약간 감소하고 응축압력은 증가하여 과냉도 및 과열도는 증가한다(Fig.10 및 Fig.11). 과냉도의 증가 및 응축압력의 증가는 냉매유량을 증가시키지만 모세관의 길이 증가로 인하여 저항이 커지므로 냉매 유량은 거의 일정하거나 약간 증가하는 경향을 나타내고 있다(Fig.12). 최적 모세관의 경우 기준 모세관에 비하여 모세관 입구의 과냉도 및 증발기 출구의 과열도가 증가하여 증발기 입출구의 엔탈피 차이가 커지므로 시스템의 냉방용량이 증가된다. ASHRAE 시험조건 A에서 주파수 30Hz인 경우, 모세관 길이를 1000mm에서 2200mm로 증가 시키므로서 소요동력은 850.1W에서 863.1W로 1.5% 증가하지만 냉방용량 2002.3Kcal/h에서 2140.9Kcal/h로 6.9% 증가하여 결과적으로 EER은 2.36 (Kcal/h)/W에서 2.48(Kcal/h)/W로 5.1% 증가하였다(Fig.13 및 Fig.14).

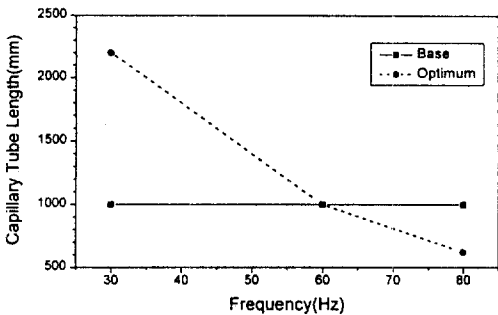


Fig.7 Optimum capillary tube length as a function of frequency

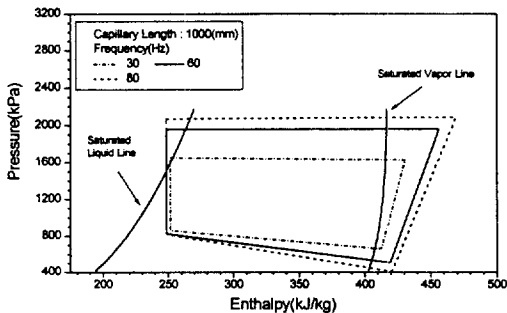


Fig.8 Cycle variation as a function of frequency applying the standard capillary

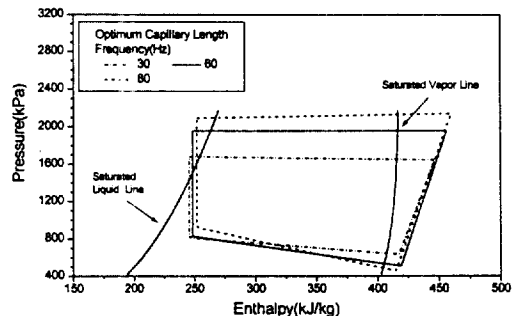


Fig.9 Cycle variation as a function of frequency applying the optimum capillary

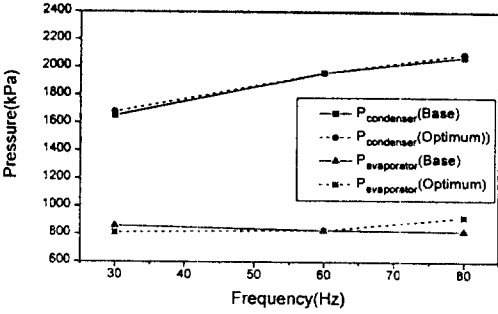


Fig.10 Variation of condenser and evaporator pressure as a function of frequency

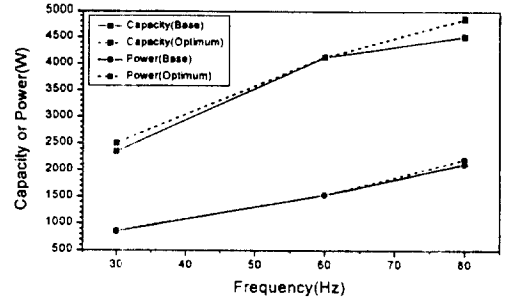


Fig.13 Variation of capacity and power input as a function of frequency

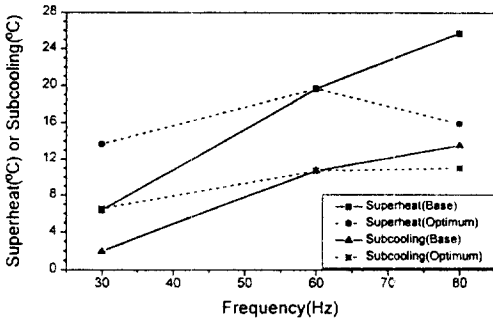


Fig.11 Levels of superheat and subcooling as a function of frequency

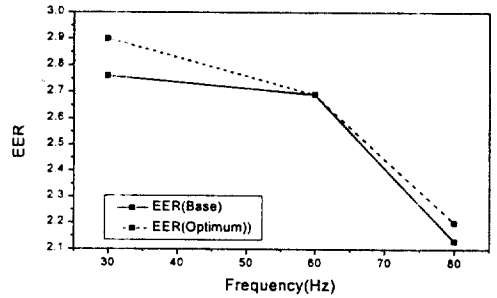


Fig.14 Variation of EER as a function of frequency

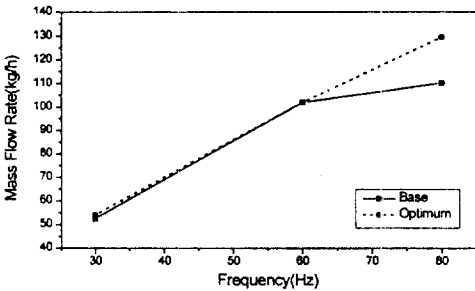


Fig.12 Variation of mass flow rate as function of frequency

고주파수(80Hz)에서 모세관의 길이(620mm)가 최적이 되면 기준 모세관에 비하여 증발 및 응축압력은 증가하고(Fig.10) 과열도 및 과냉도는 감소한다(Fig.11). 증발압력의 증가로 인하여 압축기가 공급하는 냉매유량이 증가하며 모세관의 길이 감소

로 인한 저항 감소 및 응축압력의 증가로 모세관을 통과하는 냉매유량이 증가하여 시스템의 냉매유량은 크게 증가한다. Fig.12에 나타난 것처럼 고주파수에서 모세관의 길이가 감소한 경우 냉매유량은 110.2kg/h에서 129.5kg/h로 17.5% 증가하였다. 모세관의 길이가 감소하는 경우 증발압력의 증가와 과열도 감소로 인하여 증발기 입출구의 엔탈피 차이는 감소하였지만 그 감소율이 냉매유량의 증가에 비하여 적으므로 시스템의 냉방용량은 증가하였다(Fig.13). 증발압력의 증가로 압축기 소요동력은 증가하였지만 냉방용량의 증가가 소요동력의 증가에 비하여 더 크므로 최적 시스템의 EER은 기준 모세관에 비하여 증가하였다(Fig.14). ASHRAE 시험조건 A에서 주파수 80Hz인 경우, 모세관 길이를 1000mm에서 620mm로 감소시키므로서 소요동력은 2117.2W에서 2202.6W로 4% 증가하지만 냉방용량은 3860.4Kcal/h에서 4145.9Kcal/h로



7.4% 증가하여 결과적으로 EER은 1.82(Kcal/h)/W에서 1.88(Kcal/h)/W로 3.3% 증가하였다 (Fig.13 및 Fig.14).

Fig.13 및 Fig.14에 나타난 것처럼 주파수를 30Hz에서 60Hz 및 80Hz로 증가시키면 최적 및 기준 모세관 모두 냉방용량과 소요동력은 증가하고 EER은 감소하였다. 주파수가 증가함에 따라 응축 압력, 과열도 및 냉매유량이 증가하였으며 이로 인하여 압축기의 소요동력이 증가되었다(Fig.10 과 Fig.11). 시스템의 냉매유량 증가는 모세관 입구의 응축압력 또는 과냉도의 증가에 기인한다. 그리고 냉매유량 증가 및 증발기 입출구 엔탈피 차이의 증가로 인하여 냉방용량이 증가되었다. 그러나 냉방용량의 증가보다 소요동력의 증가가 더 커서 결과적으로는 주파수가 증가함에 따라 EER은 감소하였다. 주파수가 30Hz에서 60Hz, 80Hz로 증가할 때 소요동력은 850.1W에서 1537.7W, 2117.2W로 각각 80.9%, 149.1% 증가하였고, 냉방용량은 2002.3Kcal/h에서 3529.8kcal/h, 3860.38Kcal/h로 각각 76.3%, 92.8% 로 증가하였다.

이상에서 살펴본 것처럼 기준 모세관을 선정하여 사용하는 경우 부하의 변동에 따라 인버터의 주파수가 변할 때 최적 사이클을 이루지 못함을 알 수 있었다. 고주파수 영역에서는 정격조건에 비하여 모세관에서의 저항감소를 요구하므로써 모세관 길이를 감소하여야 최적 사이클을 이룰 수 있었다. 반대로 저주파수 영역에서는 정격조건에서 선택한 1000mm의 모세관을 사용할 경우, 모세관 입구 과냉도가 너무 낮고 증발기 출구가 포화조건에 가까워 냉방용량이 감소하여 모세관으로의 2상상태 냉매의 유입을 야기할 수 있다. 그러므로 인버터 열펌프에 적용할 팽창장치는 기준모세관과 비교하여 저주파수 영역에서는 저항이 증가하고 고주파수 영역에서는 저항이 감소하는 특성을 가져야 할 것이다. 최적조건을 만족하도록 팽창장치를 설계하여 정격조건 이외의 고주파수 및 저주파수의 범위에서 시스템의 성능특성을 향상시키면 계절성능을 크게 향상시킬 수 있으며, 인버터 열펌프의 효율 및 신뢰도를 향상시킬 수 있을 것이다.

#### 4. 결 론

본 연구에서는 주파수 60Hz 정격조건과 ASHRAE 시험조건 A에서 기준 모세관을 선정한 후 인버터 주파수, 실외온도 및 모세관 길이를 변화시키면서 시스템의 운전특성과 최적 사이클 조건을 실험을 통하여 측정하고 기준 모세관의 결과와 비교 및 고찰 하였다. 본 연구에서 얻은 결론은 다음과 같이 요약할 수 있다.

- 1) 주파수 60Hz, ASHRAE 시험조건 A에서 최대의 효율을 나타내고 있는 기준 모세관은 동일 주파수에서 실내 및 실외 온도조건이 변하여도 최적 사이클 조건을 만족하였다.
- 2) 주파수를 증가시키면 최적 및 기준 모세관 모두 냉방용량과 소요동력은 증가하고 EER은 감소하였다.
- 3) 기준 모세관을 선정하여 사용하는 경우 부하의 변동에 따라 인버터의 주파수가 변할 때 최적 사이클을 이루지 못하였다. 최적 사이클을 얻기 위하여 고주파수 영역에서는 기준 모세관에 비하여 모세관 길이를 감소하여야 하며, 저주파수 영역에서는 모세관의 길이를 기준 모세관보다 증가시켜야 한다.
- 4) 인버터 열펌프를 모든 주파수에서 최적으로 운전하여 성능 및 신뢰도를 향상시키기 위해서는 모세관과 비교하여 저주파수 영역에서는 저항이 증가하고 고주파수 영역에서는 저항이 감소하는 팽창장치의 개발이 요구된다.

#### 후 기

본 연구는 삼성전자 및 한국과학재단의 연구비 지원(과제번호 : 96-1-1006-049-2)에 의하여 수행된 연구결과와 일부로서, 관계자 여러분께 감사드립니다.

#### 참 고 문 헌

1. 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," *Applied Energy*, Vol. 14, pp. 241~256.
2. Benton, R., 1982, "Heat Pump Setback: Computer Prediction and Field Test Verification of Energy Savings with Improved Controls," *ASHRAE Journal*, pp. 23~29.
  3. Lorentzen, G., 1986, "Heat Pump—Where are Improvements Possible? An Exercise in Energy," *International J. of Refrigeration* Vol. 9, pp. 105~107.
  4. Senshu T., Arai A., Oguni K., Harada F., 1985, "Annual Energy-saving Effect of Capacity-Modulated Air Conditioner Equipped with Inverter Driven Scroll Compressor," *ASHRAE Trans.*, Vol. 91, Part 2B, pp. 1569~1584.
  5. Bivens. D.B., 1994, "HCFC-22 Alternatives for the Air Conditioners and Heat Pumps," *ASHRAE Transactions*, Vol. 100, Part 2, pp. 566~572.
  6. Domanski, P.A., 1988, "Recommended Procedure for Rating and Test of Variable Speed Air Source Unitary Air Conditioners and Heat Pumps," NBSIR 88-3781.
  7. ASHRAE, 1983, "Methods of Testing for Seasonal Efficiency of Unitary Air-Conditioners and Heat Pumps," *ASHRAE Standard ANSI/ASHRAE 116-1983*.
  8. ARI, 1989, "Unitary Air-Conditioning and Air-Source Heat Pump Equipment," *ARI Standard 210/240*.
  9. 김용찬, 최종민, 1995, "모세관과 오리피스 팽창 장치의 성능 특성 비교", *공기조화 냉동공학회 동계 학술발표 논문집*, pp. 242~247.