

## 멀티형 인버터 열펌프의 냉방성능해석에 관한 연구

김 영 철, 박 근 우<sup>\*</sup>, 윤 영<sup>\*\*</sup>, 민 만 기<sup>\*\*\*</sup>, 최 영 돈<sup>\*\*\*</sup>

한라공조(주), <sup>\*</sup>(주)신성이엔지 기술연구소, <sup>\*\*</sup>LG전자 디지털 어플라이언스 연구소, <sup>\*\*\*</sup>고려대학교 기계공학과

### Performance Analysis of a Multi-type Inverter Heat Pump

Y. C. Kim, G. W. Park<sup>\*</sup>, Y. Youn<sup>\*\*</sup>, M. K. Min<sup>\*\*\*</sup>, Y. D. Choi<sup>\*\*\*</sup>

Halla Climate Control Corp., 1689-1, Shinil-Dong, Taedok Gu, Taejon 306-230, Korea

<sup>\*</sup>Institute of Technology Shinsung ENG, (B8-62) 824-4 Wonshi-Dong, Ansan-Si, Kyounggi-Do, Korea

<sup>\*\*</sup>Digital Appliance Research Laboratory 327-23, Gasan-Dong, Keumchun-Gu, Seoul 153-023, Korea

<sup>\*\*\*</sup>Department of Mechanical Engineering, Korea University, Seoul 136-701, Korea

(Received March 27, 2000; revision received November 20, 2000)

**ABSTRACT:** A system simulation program was developed for a multi-type inverter heat pump. Electronic expansion valve (EEV) was used to extend the capacity modulating range of the heat pump as expansion device. The program was also developed to calculate actual system performance with the building load variation with climate during a year. The performance variation of a multi-type heat pump with two EEV and an inverter compressor was simulated with compressor speed, capacity, and flow area of the EEV. As a result, the optimum operating frequency of the compressor and openings of the expansion device were decided at a given load. As compressor speed increased, the capacity of heat pump increased. Therefore flow area of EEV should be adjusted to have wide openness. Thus the coefficient of performance (COP) of the heat pump decreased due to increasement of compressor power input. The maximum COP point at a given load was decided according to the compressor speed. And under the given specific compressor speed and the load, the optimum openings point of EEV was also decided. Although the total load of indoor units was constant, the operating frequency increased as the fraction of load in a room increased. Finally as the compressor power input increased, the coefficient of performance decreased.

**Key words:** Multi(멀티), Inverter(인버터, 가변속), Heat pump(열펌프), COP(성능계수), EEV(전자팽창밸브), Building load(건물 부하)

#### 기 호 설 명

$T$  : 온도 [°C]  
 $P$  : 압력 [kPa]

$Q$  : 냉방부하 [kW]  
 $Hz$  : 압축기 운전 주파수 [Hz]  
 $W$  : 압축기 입력동력 [kW]  
 $\dot{m}$  : 질량유량 [kg/h]  
 $h$  : 엔탈피 [kJ/kg]  
 $COP$  : 시스템의 성능계수

<sup>†</sup> Corresponding author

Tel.: +82-31-495-4047; fax: +82-31-491-6684

E-mail address: gwpark@shinsung.co.kr

그리스 문자

$\epsilon$  : 수렴조건

하첨자

- eev* : 전자팽창밸브
- load* : 냉방부하
- cmp* : 압축기
- cmpo* : 압축기 토출
- c* : 응축기
- e* : 증발기
- sup* : 과열도
- 1 : 실내기 1
- 2 : 실내기 2

1. 서 론

생활 공간내 열환경의 쾌적성에 대한 요구가 높아짐에 따라 공공장소뿐만 아니라 가정에서도 공조 냉동기가 생활의 필수품으로 등장하였으며, 공조시스템에 대하여서도 '1집 1대'의 개념을 뛰어넘어 '1실 1대'의 유형으로 발전하고 있다. 그러나 한 집에 수 대의 단일 공조시스템을 설치하는 경우, 초기비용이 증가하고 도시지역에서는 많은 실외기를 설치할 경우의 공간 문제, 그리고 운전상에서도 소비전력의 증대 등의 문제들이 나타난다. 이러한 문제들을 극복해 주는 공조시스템이 멀티형(Multi-type)의 공조시스템이다. 멀티형 공조시스템은 여러 개의 실내유닛으로 구성되어 있으며 각 실에 설치되어 있는 이들 실내유닛의 부하 변동에 따라 전자팽창밸브를 사용하여 냉매유량을 조절함으로써 각 냉방 공간의 부하에 대하여 개별공조를 가능하도록 한 시스템이다. 이러한 멀티형 공조시스템은 공간의 절약, 기기 및 전원의 절약, 공간인테리어성의 향상, 공사기간 및 초기설치비용의 절약 등의 많은 장점을 가지고 있다.

기존의 열펌프의 해석 프로그램<sup>(1)</sup>은 정하여진 실내의 온도조건에서 시스템이 가지고 있는 냉난방 능력을 계산하는 구조로 되어 있으나 실제로 같은 크기의 공조 공간이라 할지라도 방위에 따른 일조량의 차이, 사무기기 등에 의한 발열 및

개인의 설정온도 선택기준의 다양화 등으로 멀티 열펌프의 각 실내기가 감당해야 하는 냉난방 부하는 다양하게 변화한다. 이에 따라 본 연구에서는 대상건물의 냉방부하를 시뮬레이션에 의해 계산하고 이를 감당하기 위한 멀티형 에어컨의 냉방성능 특성을 파악하고자 한다. 그리고 멀티형 시스템에서 각각의 서로 다른 부하에 대하여 전자팽창밸브의 냉매유량 분배를 고찰하고 압축기의 최적 운전주파수 및 전자팽창밸브의 개도를 결정하는 데 목적이 있다.

2. 멀티형 인버터 열펌프의 모델링

2.1 모델 열펌프의 구성도

Fig. 1은 본 연구에서 대상으로 한 멀티형 인버터 열펌프의 개략도이다. 1대의 실외기에 대하여 2대의 실내기를 사용하며 사방밸브는 냉방과 난방모드를 전환할 때 사용한다. 냉방모드로 운전할 경우 냉매가 압축기에서 토출되어 실외기에서 응축된 후 전자팽창밸브를 지나게 된다. 두 개의 실내기로 분지된 냉매는 실내기를 통과한 후 하나의 배관으로 합쳐져 다시 압축기 입구로 흡입되게 된다.

2.2 모델 열펌프의 제원

대상모델의 멀티형 인버터 열펌프의 제원은

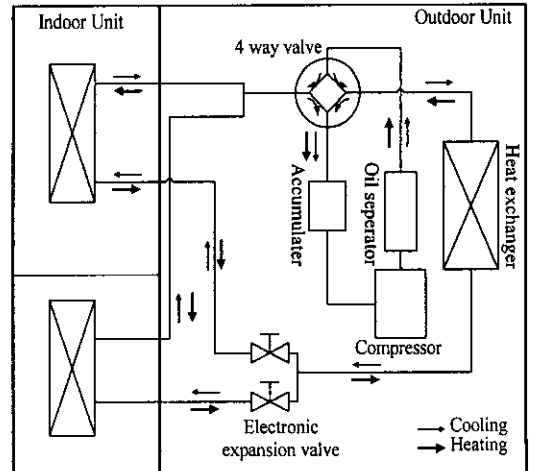


Fig. 1 Schematic of multi-type heat pump.

Table 1 Specification of a system

Compressor	Type	Rotary
	Rated frequency	60 Hz
	Frequency range	20~100 Hz
	Rated capacity	7.48 kW
	Rated inputpower	2.43 kW
Expansion device	EEV	Stepping motor
Heat exchanger (fin and tube type)		
	Condenser	Evaporator
Frontal area(m <sup>2</sup> )	0.84	0.36
No. of tube	3	4
No. of circuits	3	3
Row pitch(mm)	27.43	21.00
Step pitch(mm)	31.75	25.40
Fin pitch(FPI)	13	14
Fin thickness(mm)	0.152	0.127
O. D of tube(mm)	10.03	10.06
I. D of tube(mm)	9.42	9.42

Table 2 Operating conditions

	Temp.(°C)	Humid. ratio(%)
Indoor air	26.7	50
Outdoor air	35	40

Table 1과 같다. 또한 실내의 조건은 ARI 냉방표준조건으로 설정하였으며 그 값은 Table 2와 같다.

### 2.3 주프로그램의 흐름도

Fig. 2는 2실용 멀티형 인버터열펌프의 흐름도를 나타내고 있다. 입력조건 중 초기값은 증발온도와 응축온도, 각각의 전자팽창밸브 개도 및 과열도 등이고 고정값은 압축기의 운전주파수와 각실의 부하 등이다. 압축기와 응축기 등의 유량 및 상태를 계산하고 각각의 팽창장치에서 흐르는 냉매 질량유량을 구한다. 이때 압축기에서의 냉매 질량유량과 팽창장치에서의 유량이 일치하지 않으면 응축온도를 재설정해 준다. 냉매의 유량매칭(Matching)이 끝나면 각 증발기의 냉동능력과 출구 냉매상태를 구한다. 이때 정하여진 각실의 부하와 증발기의 냉방능력이 일치하지 않는 경우에는 전자팽창밸브의 개도를 수정하여 증발기가 실내부하를 만족하도록 한다. 전자팽창밸브

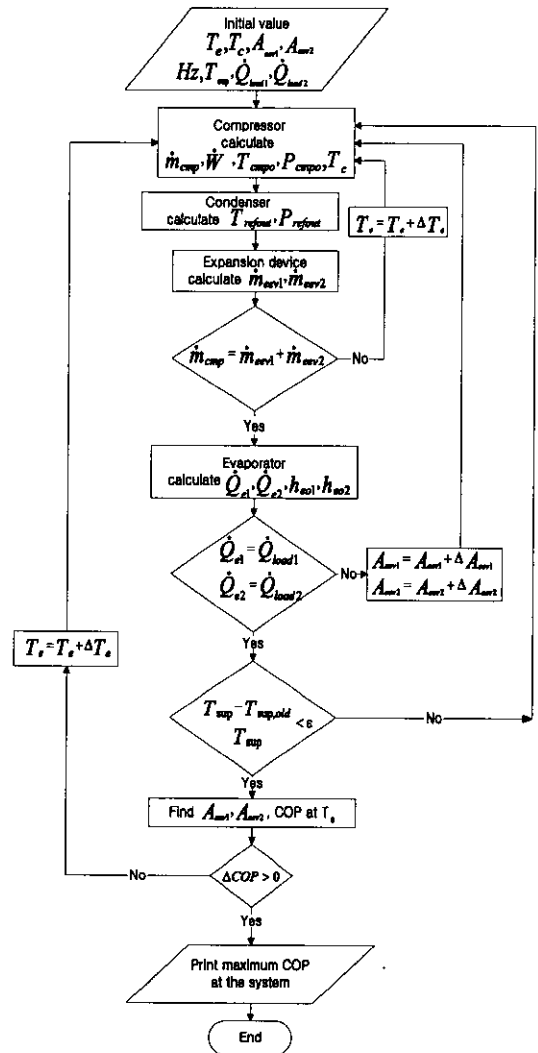


Fig. 2 Flow chart of main program for multi type heat pump simulation.

의 개도의 변경으로 실내 부하조건을 만족하지 못하는 경우 증발온도를 변화시켜 가며 전체 루프(loop)를 수렴시킨다. 결과값으로는 각 증발기의 전자팽창밸브 개도, 과열도, 성능계수(COP), 증발온도 등을 계산한다.

### 2.4 압축기 모델

압축기에 대한 모델은 맵데이터(Map data) 모델<sup>(1)</sup>을 사용하였고 각 계수값은 제조회사에서 제

공하는 압축기 성능 자료를 이용하여 작성하였다. 맵데이터 모델의 냉매질량유량( $\dot{m}$ )과 압축기 소비동력( $W$ )의 산출에 사용되는 식은 식(1)과 같으며 응축온도와 증발온도의 이차함수로 구성된다.

$$f(T_c, T_e) = C_1 T_c^2 + C_2 T_c + C_3 T_e^2 + C_4 T_e + C_5 T_c T_e + C_6 \quad (1)$$

### 2.5 열교환기 모델

열교환기 모델로서는 ORNL(Oak Ridge National Laboratory) 프로그램의 모델을 인용하였으며 열교환기 성능은  $\epsilon$ -NTU 방법으로 계산하였다.

### 2.6 팽창장치 모델

본 시뮬레이션에서는 부하변동에 따라 능동적으로 냉매유량을 조절하여 최적의 성능을 나타내도록 하기 위해 전자팽창밸브를 사용하였다.

전자팽창밸브는 스텝핑모터(Stepping motor)의 형식을 사용함으로써 팽창밸브의 개도를 냉매유량에 맞게 조절할 수 있는 장치이다. 이때 개도는 팽창밸브의 형상에 따라서 각각 변화하는 양상이 다르게 되나 일반적으로 팽창밸브의 오리피스를 흐르는 냉매의 유량은 R22의 경우 식(2)로 나타낼 수 있다.<sup>(3)</sup>

$$\dot{m}_{ev} = 5470 \cdot C_D \cdot A \cdot \sqrt{P_H - P_L} \quad (2)$$

$$C_D = 0.02\sqrt{\gamma_l} + 0.63v$$

여기서  $\dot{m}_{ev}$  : 냉매유량(kg/h)

$A$  : 밸브의 오리피스 최소면적( $cm^2$ )

$P_H$  : 밸브입구 냉매압력( $kg/cm^2$ )

$P_L$  : 밸브출구 냉매압력( $kg/cm^2$ )

$\gamma_l$  : 밸브입구 냉매액 비중량( $kg/m^3$ )

$v$  : 밸브출구 냉매습증기 비체적( $m^3/kg$ )

이다.

## 3. 결과 및 고찰

본 연구에서는 실내기가 2대인 멀티형 인버터

열펌프에 대한 성능 해석을 수행하였고 그 결과는 다음과 같다.

### 3.1 압축기 주파수에 따른 운전범위

Fig. 3은 냉방부하에 따른 최적 압축기 회전수의 변화를 나타낸다. 냉방부하가 커질수록 최적의 회전수가 2차곡선을 그리며 증가하는 것을 알 수 있다.

Fig. 4는 Fig. 3에서 결정된 각 주파수와 냉방부하조건에서 압축기의 소비동력, 성능계수 및 냉방용량을 나타낸 것으로서 압축기 주파수가 증가할수록 압축기 소비동력은 2차곡선의 형태로 점차 증가하고 성능계수는 2차곡선의 형태로 점차 감소하는 일반적인 인버터 열펌프의 성능특성을 나타내고 있다.<sup>(4-5)</sup> 전체 냉방부하가 2.2~3.5 kW이면 25 Hz에서 성능계수가 가장 높게 나타나

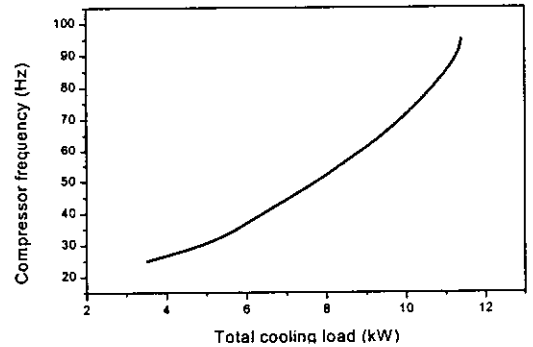


Fig. 3 Optimum compressor frequency corresponds to cooling load.

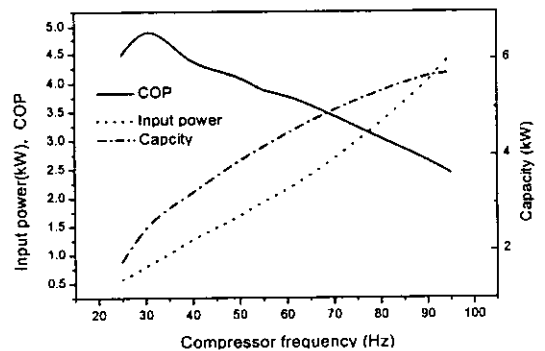


Fig. 4 COP, input power and capacity with frequency.

고 전체 냉방부하가 11~11.5kW이면 95 Hz에서 성능계수가 가장 높게 나타났다. 전체적으로 냉방부하가 증가함에 따라 최적주파수가 증가하고, 성능계수가 점차 낮아지는 경향을 나타낸다.

3.2 일정부하에서 압축기 회전수에 따른 특성

각 실의 냉방부하가 주어진 경우 실내기에서 냉방부하를 만족시키는 압축기 주파수가 여러개 존재한다. 각 방의 냉방부하가 각각 4kW일 때 각 주파수에 대하여 특성을 살펴보았다. Fig. 5는 동일한 냉방부하 조건에 대하여 압축기 회전수에 따른 압축기 소비동력과 성능계수를 보여주고 있으며 Fig. 6은 각 주파수에 대한 압력-엔탈피 선도에 대한 그래프이다. 이러한 선도들을 살펴보면 일정한 냉방부하조건에서 압축기 주파수가 증가하게 되면 증발온도가 낮아지고 과열도가 커지게

되어 압축기 소비동력이 증가하게 됨으로써 시스템의 성능계수는 감소하게 된다. 따라서 주어진 냉방부하를 만족는 운전되는 압축기의 운전회전수 범위 중 가장 저주파수에서 운전할 때 시스템의 성능계수가 가장 높아지는 것을 알 수 있다.

3.3 실내기의 냉방부하에 따른 특성

2실 멀티형 시스템은 단일형 시스템과 달리 한 대의 압축기에 두 개의 팽창장치와 두 대의 실내기가 연결되어 있고 각 실의 냉방부하가 서로 다른 경우가 일반적이다. 이때 각 실의 냉방부하의 차이에 의해 단일 유닛일 때와는 다른 사이클 특성을 나타내게 되므로 각 실내기가 담당하는 전체실내부하에 대한 개별실내부하의 비인 부하분담률을 달리하는 경우에 대하여 시스템 특성을 고찰하였다.

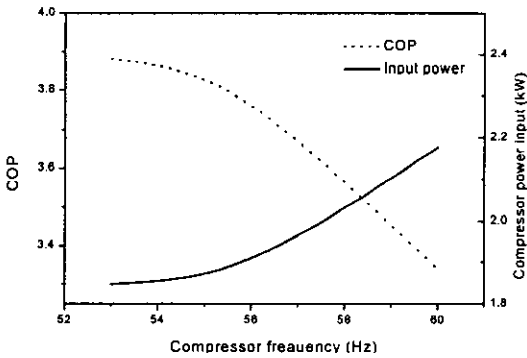


Fig. 5 Comparison of COP and compressor power input with frequency.

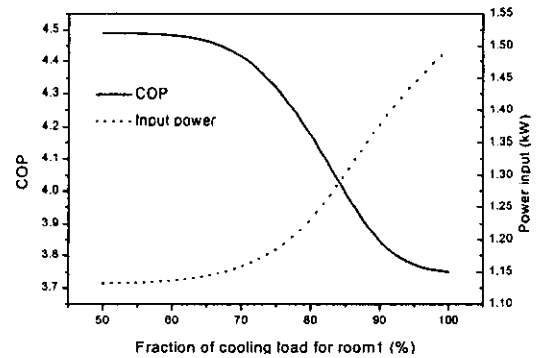


Fig. 7 Variation of COP and compressor power input with fraction of cooling load for room 1.

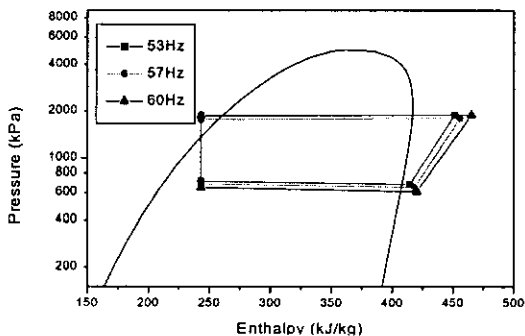


Fig. 6 P-h diagram with compressor frequency at a constant load (8 kW).

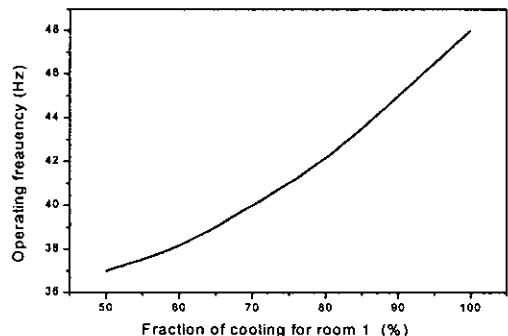


Fig. 8 Operating frequency with fraction of cooling load.

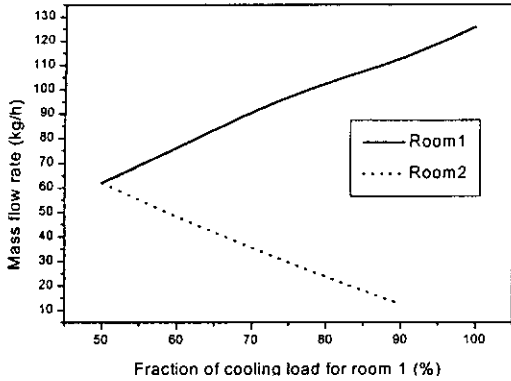


Fig. 9 Variation of mass flow rate with fraction of cooling load.

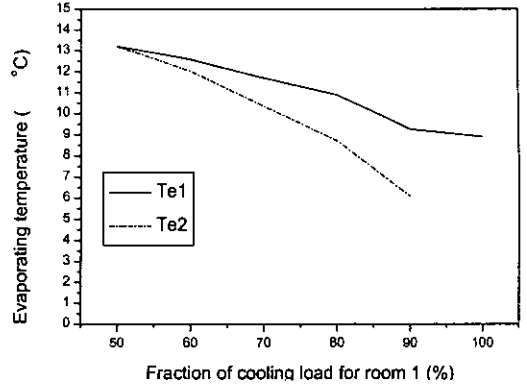


Fig. 11 Variation of evaporating temperature with fraction of cooling load.

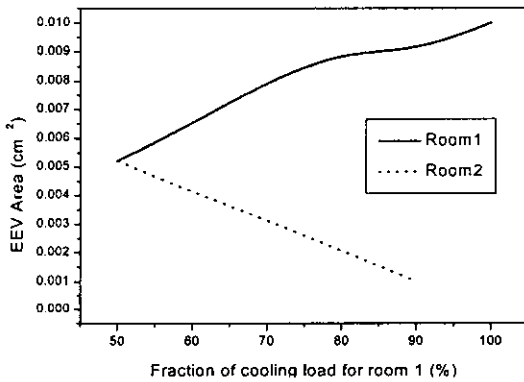


Fig. 10 Variation of EEV area with fraction of cooling load.

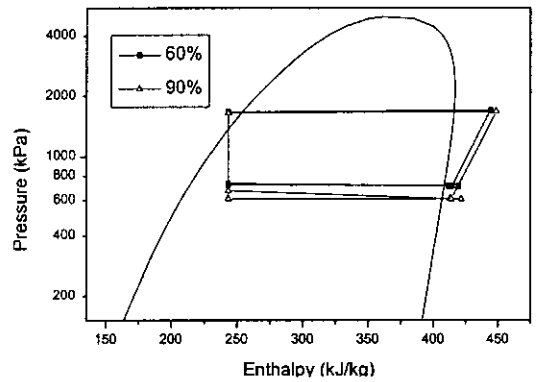


Fig. 12 P-h diagram with fraction of cooling load.

Fig. 7은 전체냉방부하가 6kW일 경우에 전체 부하에 대한 실내기 1의 냉방부하 분담률에 대하여 압축기의 소비동력과 시스템의 성능계수를 나타내고 있다. 각 방의 냉방부하차, 즉 분담률이 커질수록 압축기의 소비동력이 증가하여 시스템의 성능계수가 감소함을 알 수 있다. 그 이유는 Fig. 8에 나타난 바와 같이 한쪽 방의 부하가 증가함에 따라 압축기의 운전주파수가 증가하여 압축기의 소비동력이 증가하기 때문이다. 또한 압축기의 운전주파수의 증가에 따라 냉매질량유량이 증가하므로 전자팽창밸브의 개도를 증가시켜야 한다.

Fig. 9와 Fig. 10은 냉방부하 분담률에 따른 각 실내기의 냉매질량유량과 전자팽창밸브의 개도에 대해 나타내고 있다. 역시 각 방의 냉방부하를 만족시키는 방향으로 냉매분배와 개도가 진행될

을 알 수 있다. 또한 Fig. 11에서는 각 실의 냉방부하의 차이가 증가할수록 두 개의 실내기 사이의 증발온도 차이가 커짐을 알 수 있다. 그 이유는 실내기 1의 냉방부하의 분담률이 증가할수록 실내기 1은 냉방용량이 증가하고 실내기 2는 반대로 감소하여 두 실내기 사이의 냉매질량유량의 차이가 커지기 때문이다. 또한 실내기 2의 경우 흐르는 유량의 감소폭보다 냉방부하의 감소폭이 더 크게 되어 증발온도가 낮아지는 것으로 생각된다. 따라서 이처럼 두 실간의 냉방부하의 차이는 시스템의 성능계수를 감소시키는 원인이 된다.

Fig. 12는 총냉방부하가 6kW로 일정할 때 실내기 1의 부하분담률이 60%인 경우와 90%인 경우의 냉매 사이클의 P-h 선도를 보인 것이다. 동일한 냉방부하이지만 실내기 1의 부하분담률이 증가할수록 두 실내기의 증발온도 차이가 크고,

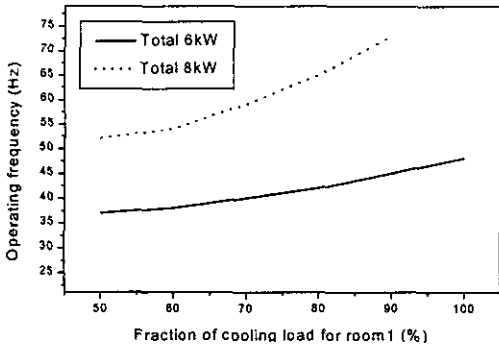


Fig. 13 Comparison of operating frequency with total load.

증발온도가 낮아짐을 알 수 있다. 이는 부하분담률이 커진 실내기에 냉매유량을 증가시키기 위하여 압축기의 운전주파수가 증가하여 응축압력과 증발압력의 차이가 증가하였기 때문이다.

Fig. 13은 총부하가 6kW일 때와 8kW인 경우에 대해 실내기 1에 있어서 냉방부하의 분담률에 따른 압축기의 운전주파수에 관해 고찰한 것이다. 8kW인 경우가 6kW인 경우보다 전체적으로 고주파수에서 운전되고 있고, 각 경우에 분담률이 커질수록 운전주파수의 증가폭이 커진다.

즉 각 방의 냉방부하의 차이가 커질수록 압축기의 운전주파수는 증가하며 따라서 성능계수는 감소하게 된다.

#### 4. 결 론

전자팽창밸브를 사용하는 2실용 멀티형 인버터 열펌프를 대상으로 각 실의 냉방부하의 변동에 따른 시스템의 특성을 파악하기 위해 시뮬레이션을 수행하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 멀티형 인버터 열펌프의 운전에 있어서 각 실의 부하가 결정되면 그것을 만족하는 최적의 운전조건이 존재하며 이를 시뮬레이션을 통하여 파악하였다. 전체부하가 2.2~3.5kW이면 25Hz에서 성능계수가 가장 높고, 전체부하가 11~11.5kW이면 95Hz에서 최고의 성능계수를 나타낸다.

(2) 일정한 전체냉방부하조건에서 두 실내기 사이의 부하분담비율의 차이가 커질수록 압축기의 운전주파수가 증가하여 압축기의 소비동력이 증가하고 시스템의 성능계수가 감소함을 알 수 있었다.

(3) 각 실의 냉방부하가 다를 경우 전체냉방부하는 압축기의 회전수에 의해 조절되며 각 실내기 사이의 냉방부하의 분담은 전자팽창밸브의 개도에 의하여 조절된다.

(4) 각 실의 냉방부하가 다를 경우 부하분담비율이 높은 실내기의 냉매증발온도가 더 낮게 나타나며, 압축기 운전주파수의 증가로 인해 전체적으로 두 실내기의 냉매증발온도가 낮아진다.

(5) 각 실의 냉방부하가 다를 경우 부하분담비율이 높은 실내기의 냉매증발온도가 더 낮게 나타난다.

(6) 본 연구를 통하여 각 실내 냉방부하조건에 따라서 최고의 성능계수를 나타내는 압축기의 운전회전수, 전자팽창밸브의 개도 등을 최적의 성능계수관점에서 결정할 수 있었다.

#### 후 기

본 연구는 학술진흥재단의 1997년도 대학부설연구소과제(멀티형 압축식 열펌프 시스템의 성능 시뮬레이션 및 시스템 제어기술 개발에 관한 연구)에 대한 지원으로 이루어졌으며 이에 감사드립니다.

#### 참고문헌

1. Fischer, S. K. and Rice, C. K., 1983, The Oak Ridge Heat Pump Models: I A Steady-State Computer Design Model for Air-to-Air Heat Pumps, ORNL/CON-80/R1.
2. ARI Standard 210/240, 1989, Unitary Air Conditioning Equipment, Air Conditioning and Refrigeration Institute.
3. B. D. Park, B. Y. Chung, D. Y. Ha, K. S. Im, 1998, Development of Simulation Program for Multi-Airconditioner, pp. 1370-1375.
4. Y. C. Park, 1996, Analysis and experiment on dynamic characteristics of an inverter heat pump, Ph. D. Thesis, Korea Univ. Mechanical eng.
5. Y. J. Hwang, 1997, A study on the transient characteristics of variable speed heat pump, Ph. D. Thesis, Korea Univ. Mechanical eng.