

〈논 문〉

분리형 인버터 에어컨의 운전조건에 따른 성능 연구

김 만 회*

(1997년 7월 19일 접수)

A Study on the Performance of a Split System Inverter Air-Conditioner at Different Operation Conditions

M. H. Kim

Key Words : Inverter Air-Conditioner(인버터 에어컨), Compressor(압축기), Evaporator(증발기), Condenser(응축기), Capillary Tube(모세관)

Abstract

The performance evaluation of a residential split system inverter air-conditioner has been conducted analytically and experimentally at different system operating conditions. A simulation program for modelling an air-conditioning system which consists of a compressor, a condenser, a capillary tube, an evaporator and related attachments was developed on the basis of the Oak Ridge heat pump design model, MARK III. The accuracy of the simulation results for the compressor frequencies of 32, 68 and 79 Hz for the residential split system inverter air-conditioner has been estimated by comparing calculation results to the experimental data and parametric study has been performed to investigate the effect of design parameters and operation conditions on the system performance.

1. 서 론

산업의 고도화와 생활수준의 향상으로 에어컨의 사용이 크게 증가하고 있으며 이에 따른 에너지자원의 부족과 환경문제가 심각하게 대두되고 있어 시스템의 고효율화와 제품의 재활용성의 증대를 통한 친환경 제품의 개발에 대한 중요성이 크게 부각되고 있다.^(1~3) 현재 가정 및 산업전반에 걸쳐 많이 사용되고 있는 에어컨은 증기압축시스템으로 압축기, 증발기, 응축기, 감압장치, 열교환용 송풍기 및 기타 부속부품으로 구성되어 있다. 에어컨의 성능을 향상시키기 위해서는 시스템을 구성하는 요소 부품의 최적 설계를 통한 고효율화와 시스템의 각

설계인자 및 운전 조건에 따른 시스템의 작동 상태 및 성능 파악으로 구성 요소의 균형 조합을 통한 전체 시스템의 최적 설계 기술이 필요하다.^(4,5) 이는 실제의 시스템 및 구성 요소를 수학적으로 정확히 모델링하여 컴퓨터 시뮬레이션하면 비교적 쉽게 접근할 수 있으며, 이를 통해 설계 변경에 따른 성능을 설계 단계에서 예측할 수 있고 개발효율도 증대시킬 수 있게 된다.

증기 압축 냉동 사이클을 이용하는 냉동시스템에 관한 수학적 모델 및 시뮬레이션에 관한 연구는 그동안 많은 사람들에 의해 수행되어 왔다. Hiller and Glicksman,⁽⁶⁾ Ellison and Creswick⁽⁷⁾은 왕복동 압축기를 채용한 열펌프의 정상 상태의 시뮬레이션 모델을 개발하였으며 Chi and Didion⁽⁸⁾은 과도 상태의 열펌프 시뮬레이션을 수행하였다. Domanski⁽⁹⁾는 팽창장치로 모세관을 사용하는 공기

*회원, 삼성전자 기술총괄 생활시스템연구소

열원 열펌프에 대한 성능해석 프로그램을 개발하였으며 열교환기의 해석에 관순법(Tube by tube method)을 이용하였다. Fisher and Rice⁽¹⁰⁾는 압축기를 제조업체에서 제공하는 성능곡선을 이용하여 시뮬레이션하는 정상상태의 열펌프 성능해석 프로그램을 개발하였으며 Fisher, Rice and Jackson⁽¹¹⁾은 이를 보완하여 MARK III 프로그램을 개발하였다. Rice⁽¹²⁾는 MARK III 프로그램을 수정 보완하여 능력 가변형 열펌프의 특성을 냉매보입량에 따라 해석할 수 있는 설계모형을 개발하였다. Farzad⁽¹³⁾는 MARK III 프로그램을 기초로 하고 열교환기의 해석은 Domanski가 사용한 관순법⁽⁹⁾을 적용한 열펌프의 특성 해석 프로그램을 개발하여 팽창장치의 종류와 냉매 보입량이 시스템의 성능에 미치는 영향을 분석하였다. Chen and Lin⁽¹⁴⁾은 소규모 냉동시스템의 과도 상태를 시뮬레이션하여 실험 결과와 비교하였다.

본 연구에서는 미국 Oak Ridge 국립연구소

(ORNL)에서 개발한 정상 상태의 열펌프 시뮬레이션 모델인 MARK III 프로그램을 수정 보완하여 가정용 분리형 R22 에어컨 시스템의 성능을 해석한다. 인버터 에어컨의 압축기의 최저 운전 주파수(32Hz), 정격 운전 주파수(68Hz) 및 최고 운전 주파수(79Hz)에 대해 냉방능력, 소비전력 및 성능계수(COP) 등의 시스템 특성을 시뮬레이션하고, 해석 결과를 에어컨 칼로리미터에서 측정된 시스템의 성능 실험결과와 비교한다. 모델의 정확도를 검증한 후 열교환기 핀 피치, 실내의 공기 풍량 및 모세관 사양 변화 등에 대한 매개변수 해석을 수행하여 운전조건 및 설계변수 변경에 따른 시스템의 성능 특성을 분석한다.

2. 에어컨 성능 해석

본 연구에 적용된 에어컨 시스템과 증기 압축 냉동사이클을 Fig.1에 도시하였다. 그림에서 볼 수

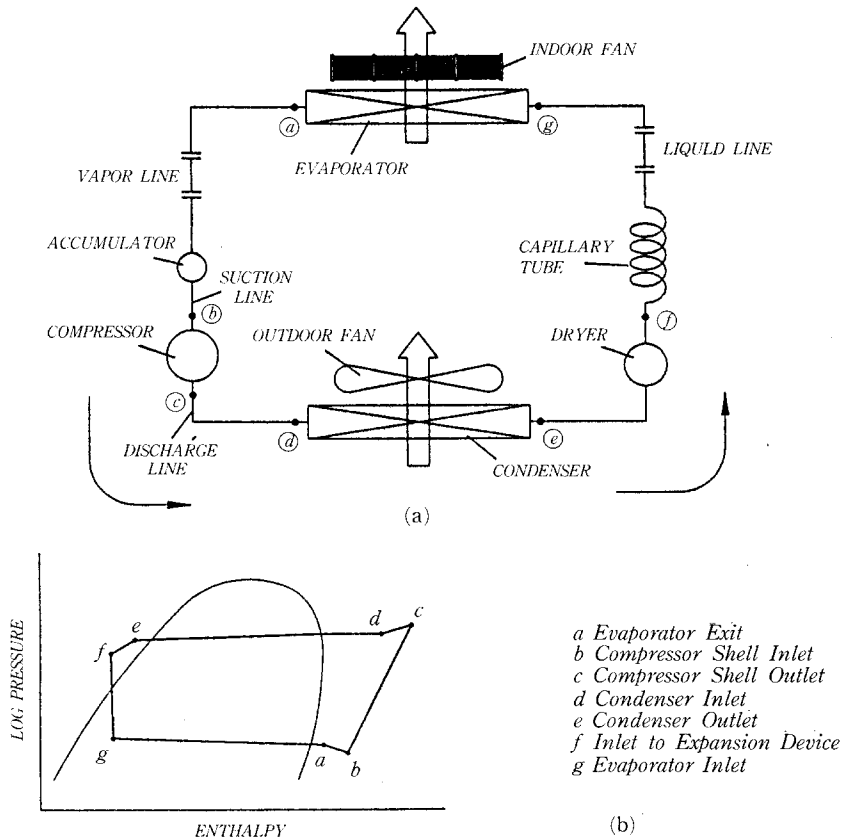


Fig. 1 Schematic diagram of a split system air-conditioner : (a) System diagram, (b) p-h diagram.

있듯이 에어컨 시스템은 압축기, 응축기 및 모세관으로 이루어지는 고압단과 증발기의 저압단으로 구성되며, 시스템 해석 모형은 고압단의 계산 완료 후 저압단을 계산하여 시스템의 평형이 이루어질 때까지 반복 계산하도록 되어 있고 냉방 및 난방 운전에 대한 해석이 가능하다.

여기서 $W_{cm,actual}$ 는 압축기 소비전력, $m_{r,actual}$ 은 냉매의 질량유량을 h_{in} 은 압축기 입구의 엔탈피를 나타낸다. 그리고 Q_{can} 은 압축기에서 주위로의 열손실을 나타내는데, 이는 실험치에 의해 직접 열손실량을 입력하거나 또는 압축기의 소비동력에 대한 비율로 지정할 수 있다.

2.1 압축기 해석

압축기 해석은 압축기의 제조업자가 제공하는 성능 곡선을 이용하는 선도 근거 압축기 모형(Map-based compressor model)을 사용한다. 성능곡선은 주어진 시험조건(주위 공기온도, 과열도 및 과냉도 등)에 대해 증발 및 응축 온도의 변화에 따른 압축기의 능력, 냉매의 질량유량, 소비전력 및 전류 등을 나타내는 그래프이다. 본 모형에서는 압축기의 소비전력 및 냉매의 질량유량을 압축기 입구 및 출구의 압력에 해당하는 포화온도(T_{is} , T_{os})의 복2차 함수(Bi-quadratic functions)로 하기와 같이 표시하고

$$f(T_{is}, T_{os}) = C_1 T_{os}^2 + C_2 T_{os} + C_3 T_{is}^2 + C_4 T_{is} + C_5 T_{os} T_{is} + C_6 \quad (1)$$

계수 C_1, C_2, \dots, C_6 는 압축기의 성능곡선에서 얻은 자료로부터 최소자승법을 이용하여 구할 수 있다. 본 연구에 사용된 압축기에 대한 계수가 Table 1에 나타나 있다.

식 (1)은 성능 곡선을 구할 때 주어진 시험조건(과냉도 및 과열도)에서의 모형으로 실제의 운전조건이 다를 경우는 수정계수를 적용하여 사용한다.⁽¹⁵⁾ 압축기의 소비전력과 냉매의 질량유량을 실제 운전조건으로 보정한 후 압축기 출구의 엔탈피(h_{out})는 다음 식으로 계산한다.

$$h_{out} = (W_{cm,actual} - Q_{can}) / m_{r,actual} + h_{in} \quad (2)$$

2.2 열교환기 해석

에어컨의 열교환기는 증발기와 응축기로 구분된다. 냉방 운전시 증발기는 실내 공기와 직접 접촉하여 열교환을 행함은 물론 제습작용도 하게 되어 쾌적한 실내의 분위기를 조성하는데 직접적인 역할을 하는 중요한 요소이며 응축기는 실외로 열을 방출하는 역할을 한다.

열교환기의 모형은 공기측과 냉매측에 대한 열전달계수 및 압력강하 계산모델로 구분되며, 공기측의 경우 증발기와 응축기의 해석방법은 동일하며 증발기에 대해서는 제습현상만 추가로 고려하면 된다. 냉매측에서 보면 일반적으로 응축기는 과열증기영역, 응축영역, 과냉영역으로 삼분되고 증발기의 경우는 증발영역, 과열증기영역으로 구분할 수 있으며 전체 열교환기의 성능은 유효도-NTU 방법⁽¹⁶⁾을 이용하여 구한다. 열교환기의 해석은 Hiller and Glicksman⁽⁶⁾의 MIT 모형을 기초로 하였으며, 냉매관의 그루브 형상에 따른 열전달계수와 압력강하는 Schlager, Pate and Bergles⁽¹⁷⁾와 Hitachi^(18,19)의 자료를 근거로 하여 수정계수를 적용하여 구한다.

공기측의 열전달계수(h_a)는 Gray and Webb⁽²⁰⁾의 상관식을 이용하여 하기와 같이 계산한다.⁽²¹⁾

$$h_a = C_0 G_a c_{pa} Pr^{-2/3} J_4 \quad (3)$$

$$J = 0.99 \{ 2.24 Re^{-0.092} (Nt/4)^{-0.031} \}^{0.607(4-Nt)}$$

Table 1 Sets of coefficients of C_1, C_2, \dots, C_6 for bi-quadratic functions.

		C_1	C_2	C_3	C_4	C_5	C_6
32 Hz	Power	6.750E-06	1.220E-02	-5.580E-05	-1.320E-02	2.830E-04	6.890E-02
	Mass	-1.560E-03	-2.240E-03	2.390E-02	1.120E+00	-1.120E-04	3.790E+01
68 Hz	Power	5.730E-05	2.209E-02	-2.307E-05	-2.565E-02	5.338E-04	2.418E-01
	Mass	-8.468E-04	-2.562E-01	4.504E-02	3.361E+00	-7.804E-03	9.695E+01
79 Hz	Power	2.540E-05	2.890E-02	-1.780E-04	-2.540E-02	5.630E-04	1.720E-01
	Mass	-6.530E-04	-3.230E-01	4.280E-02	4.100E+00	-9.530E-03	1.150E+02

$$J_a = 0.14 \text{ Re}^{-0.328} (\text{St}/\text{Wt})^{-0.502} (\text{s}/\text{D})^{0.0312},$$

$$500 < \text{Re} < 24,700$$

여기서 $\text{Re} = G_a D / \mu$, $\text{Nt} = \text{열 수}$, $\text{St} = \text{단 피치}$, $\text{Wt} = \text{열 피치}$, $s = \text{핀 피치}$, $D = \text{관 외경}$ 이고, G_a 는 공기의 질량유속을 나타내며 C_0 는 핀의 형상에 관한 수정계수이다.

증발기의 경우는 제습현상을 고려하여 하기 식으로 보정할 열전달 계수 ($h_{a,w}$)를 사용한다.

$$h_{a,w} = 0.626 (Q/A)^{0.101} h_a \quad (4)$$

여기서 Q 는 전열량을 A 는 열교환기의 전열면적을 나타낸다. 열교환기의 출구 공기 온도는 입구 공기의 온도 ($T_{a,in}$)로부터 다음과 같이 계산한다.

$$T_{a,out} = T_{a,in} + (\sum Q_i / m_a c_{pm}) \quad (5)$$

$$\sum Q_i = Q_{tp} + Q \quad (6)$$

여기서 Q_{tp} 및 Q 는 각각 2상영역과 단상영역에서의 열전달량이고 m_a 는 공기의 질량유량, c_{pm} 은 습공기에 대한 정압비열을 나타낸다.

2.3 모세관 해석

모세관의 해석은 ASHRAE 핸드북⁽²²⁾에서 제시한 모세관 내경 및 길이의 함수로 주어지는 유량계수와 모세관 입구의 냉매압력 및 과냉도로 주어지는 표준 질량유량을 이용한다. 모세관을 통과하는 실제의 냉매 질량유량은 유량계수 (ϕ)와 모세관수 (N_{cap})를 이용하여 다음 식으로 구한다.

$$m_r = \phi N_{cap} m_r^1 \quad (7)$$

여기서 m_r^1 은 표준 질량유량으로 모세관 입구의 냉매압력 (P)과 과냉도 (ΔT)의 함수로 나타낼 수 있는데 이는 ASHRAE 핸드북의 특성곡선⁽²²⁾으로부터 구할 수 있다.

$$m_r^1 = m_o (P/1500)^k \quad (8)$$

$$m_o = 356 + 0.641 [(\Delta T - 31)/10]^{3.56}$$

$$k = 0.4035 + 0.4175 \exp(-0.04 \Delta T)$$

그러나 상기 해석방법은 응축기 출구의 냉매가 과냉 상태일 때만 적용할 수 있으며 과냉상태가 아닐 경우는 과냉도를 0°C로 가정하여 해석하게 되는 문제점이 있다.

2.4 배관의 압력 및 열손실 해석

에어컨 시스템의 배관은 크게 다음과 같이 구분

할 수 있으며

- 압축기 입구의 흡입관
- 압축기 출구에서 응축기 입구까지의 토출관
- 모세관에서 증발기 입구까지의 배관
- 증발기 출구에서 흡입관까지의 배관

각각의 경우에 대한 압력손실은 냉매 배관의 등가 길이와 내경을 이용하여 냉매의 상태에 따른 압력손실 계산식을 참조하여 구한다.⁽¹⁰⁾ 배관에서의 열손실은 실험값을 근거로 하여 적정량을 지정한다.

3. 실험

본 실험에서는 분리형 인버터 에어컨의 압축기 주파수에 따른 성능특성을 조사하고 해석 결과와 비교하는 기준자료를 제시한다. 실험에 사용된 기본모델은 냉매가 R22이고 공칭 냉방능력은 4.13 kW (3,550 kcal/hr)인 가정용 냉방전용 분리형 인버터 에어컨이며 로터리압축기, 응축기, 모세관, 증발기 등의 증기압축시스템의 기본사이클의 구성요소와 어큐뮬레이터 및 실내외 열교환용 송풍기 등의 부속장치로 구성되어 있다. 본 실험에 사용된 기본모델의 간단한 사양을 Table 2에 간단히 나타내었다.

공조기의 성능은 열교환기의 입/출구 공기의 엔탈피와 풍량을 측정하여 능력을 평가하는 공조기 열량계 (Psychrometric calorimeter)를 이용하였는

Table 2 Specifications of the test unit

Items	Specifications
Rated cooling capacity	4.13 kW
Refrigerant/Oil	R22/Mineral oil (VG56)
Compressor	Inverter rotary type (Model : 2KV196N5AA02)
Evaporator	$\phi 7$ mm, 2-row 14 tubes (660 × 294 mm)
Condenser	$\phi 7$ mm, 2-row 24 tubes (710 × 504 mm)
Expansion devise	Capillary ($\phi 1.6$ mm, L=630 mm)
Indoor fan	Cross flow fan ($\phi 91$ mm, L=654 mm)
Outdoor fan	Propeller fan

데, 이는 실내측 및 실외측의 온도와 습도 분위기를 유지시키는 두개의 항온항습조로 구성되어 있다. 실내외측 모두 열교환기의 입구공기의 건구온도 및 습구온도를 측정하여 실험조건에 맞도록 제어하게 되며 실내측의 경우 열교환기를 통과하는 풍량 및 토출공기의 건구온도 및 습구온도를 동시에 측정한다. 열량계에서 측정하는 건구온도 및 습구온도의 오차한계는 0.1℃ (KS규격: 건구온도 1.0℃, 습구온도 0.5℃) 이며 공조기의 능력은 실내측 열교환기를 통과하는 공기의 엔탈피 차와 풍량을 이용하여 구한다. 실험장치의 정확도는 온도 ±0.1℃, 공기유속 ±1% 정도이고, R22 냉매와 공기의 물성치에 대한 불확실성은 매우 작으므로 실험값은 3% 이내의 오차에서 신뢰성을 갖는다.

실험은 Table 3에 나타난 한국공업규격(KS B-6369)에 따라 고온냉방조건에 대해서만 진행하였다. 먼저 정격 주파수인 68Hz에 대해 냉매 봉입량 최적화 실험을 수행하여 모세관 사양과 냉매봉입량을 선정한 후 압축기의 최저 운전주파수 32Hz와 최고 운전주파수 79Hz에 대해서 실험을 진행한다.

4. 결과 및 고찰

냉방용 인버터 에어컨의 성능해석 결과를 Table 4와 Figs. 2~9에 나타내었다. Table 4와 Figs. 2~4에는 압축기 회전 주파수 별 성능 특성을 나타내었고, Figs. 5~9에는 정격운전시(68Hz)의 시스템 운전조건 및 설계요소의 변화에 따른 성능 해석 결과를 도시하였다.

Table 4에 냉방용 인버터 에어컨의 실험과 계산 결과를 압축기 회전 주파수별로 비교하여 나타내었다. Table 4에서 알 수 있듯이 냉방능력, 소비전력, 성능계수(COP)는 32Hz를 제외하면 3%의 오차 내에서 잘 맞는다. 또한 사이클링의 주요부분의 압력과 온도는 압축기의 입/출구 압력을 제외하면 비교적 잘 일치하는데, 이 오차는 측정시의 타점 위치와 계산치에서의 위치가 정확히 일치하지 않는 데서 일부 기인한다고 볼 수 있다. 그리고 압축기 해석시 성능자료가 30, 60, 90Hz의 것만 있어서 본 연구에서 고려한 운전 주파수에 대해서는 보간

Table 3 Test conditions(KS B-6369).

Conditions	Indoor (°C)		Outdoor (°C)	
	Dry bulb	Wet bulb	Dry bulb	Wet bulb
High temperature cooling test	27.0±1.0	19.5±0.5	35.0±1.0	24.0±0.5
Low temperature cooling test	21.0±1.0	15.5±0.5	21.0±1.0	15.5±0.5
Standard heating test	21.0±1.0	15.5±0.5	7.0±1.0	6.0±0.5

Table 4 Summary of test and simulation results.

Items	32 Hz		68 Hz		79 Hz	
	Test	Simulation	Test	Simulation	Test	Simulation
Cooling capacity (kW)	2.370	2.172	4.012	3.900	4.111	4.202
Power consumption (kW)	0.718	0.710	1.660	1.669	1.940	1.922
COP	3.30	3.06	2.42	2.34	2.12	2.19
Suction pressure (MPa)	0.696	0.726	0.500	0.539	0.451	0.500
Discharge pressure (MPa)	1.608	1.657	1.942	2.020	1.991	2.108
Condenser inlet temperature (°C)	52.8	53.7	95.8	95.7	104.6	102.4
Condenser outlet temperature (°C)	39.8	42.8	38.8	40.1	39.1	39.8
Evaporator inlet temperature (°C)	15.2	14.4	12.2	12.2	11.8	12.2
Evaporator outlet temperature (°C)	12.0	12.1	4.7	4.7	4.0	4.3

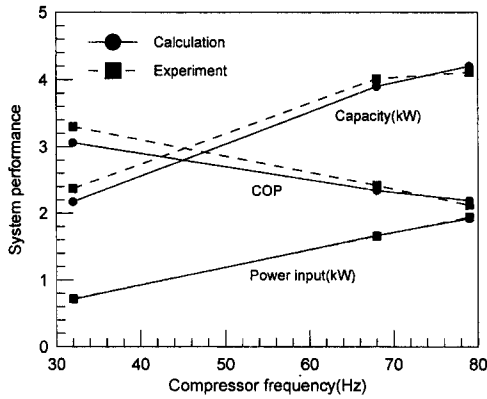


Fig. 2 System performance at different compressor frequencies.

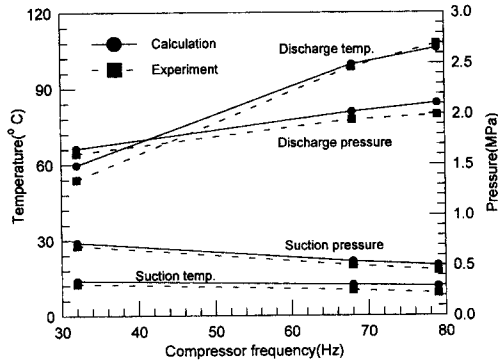


Fig. 3 Discharge/suction temperatures and pressures with different compressor frequencies.

법을 이용하여 계산한 결과에도 기인하는 것으로 판단된다.

Fig. 2에는 압축기 회전 주파수 별 성능결과를 실험치와 비교하여 도시하였는데 냉방능력은 압축기 주파수의 증가에 따라 상승하나 소비전력도 거의 비례하여 증가하여 성능계수(COP)는 감소하는 경향을 보였다. 정격운전(68Hz)을 기준으로 최소 주파수(32Hz) 운전시 냉방능력은 약 40%가 감소하였으며 성능계수는 36%정도 증가하였다. 반면에 최고 주파수(79Hz)로 운전시는 능력이 정격운전에 비해 3%정도 증가하였으나 성능계수는 12%정도 감소하여 고 주파수로 운전시 시스템의 성능이 크게 저하하는 것을 알 수 있다.

압축기 주파수에 따른 토출 및 흡입부에 대한 압력과 온도 특성을 Fig. 3에 나타내었는데 실험결과와 해석결과가 비교적 잘 일치함을 볼 수 있다. 압축기의 주파수의 증가에 따라 토출압력은 증가하고

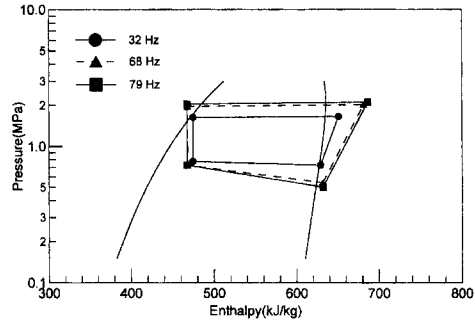


Fig. 4 P-h diagram at different compressor frequencies(calculation).

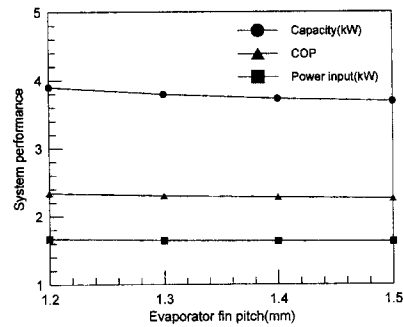


Fig. 5 System performance with different evaporator fin pitches(Comp. frequency: 68Hz).

흡입압력은 감소하여 압축기의 소비전력은 증가하게 된다. 토출압력이 증가하는 것은 압축기의 회전수 증가에 따라 냉매의 질량유량이 커지고 응축기 출구의 액 냉매가 증가하여 생기는 현상이며 흡입압력이 감소하는 것은 냉매유량의 증가에 따른 증발기에서의 압력강하가 증가하기 때문으로 판단된다. 압축기의 성능과 신뢰성에 영향을 많이 주는 압축기의 토출온도는 주파수의 증가에 따라 거의 선형적으로 증가 하였다.

Fig. 4에 각 운전 주파수 별 사이클을 P-h 선도에 도시하였는데, 압축기의 회전 주파수 증가에 따른 사이클의 변화 특성을 잘 파악할 수 있다. 68 Hz 이상에서는 사이클 작동상태가 양호하나 32Hz에서는 사이클형상이 이상적이지 않음을 알 수 있는데, 이는 한 개의 모세관으로는 넓은 영역의 압축기 주파수에 대한 시스템의 적정 사이클매칭이 어렵다는 것을 나타내는 하나의 실 예로 판단된다.

Fig. 5에는 증발기의 핀 피치 변화에 따른 성능을 나타내었다. 핀 피치의 증가에 따라 냉방능력의 감소 폭은 비교적 크며 소비전력은 비교적 완만하

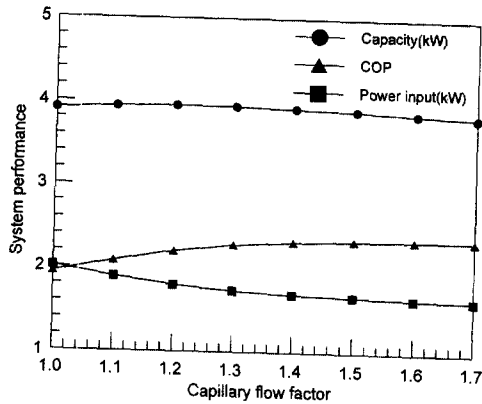


Fig. 6 System performance with different capillary flow factors(Comp. frequency: 68Hz).

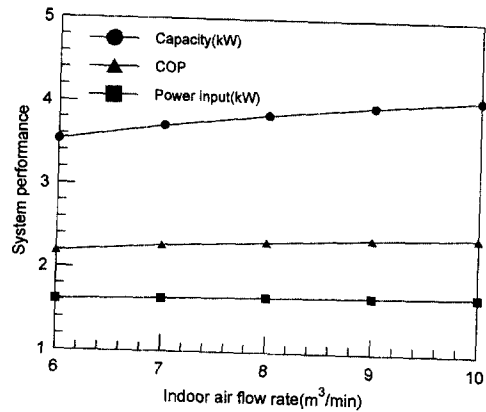


Fig. 8 System performance with different indoor air flows(Comp. frequency: 68Hz).

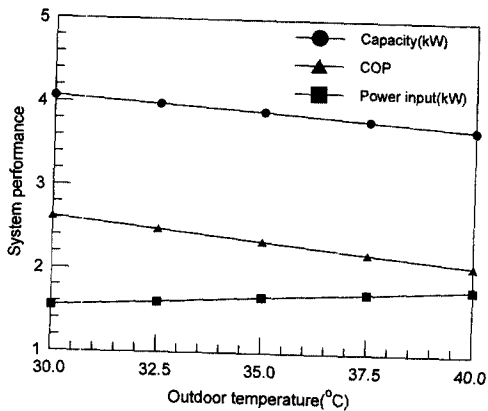


Fig. 7 System performance with different outdoor temperatures(Comp. frequency: 68Hz).

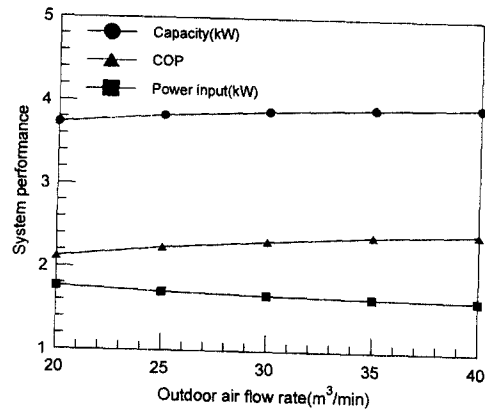


Fig. 9 System performance with different outdoor air flows(Comp. frequency: 68Hz).

게 감소하여 성능계수도 약간 감소함을 알 수 있다. 실제로 핀 피치가 1.2 mm에서 1.5 mm로 증가될 경우 냉방능력은 5.4% 정도 감소하나 성능계수는 약 3.4% 만 감소하였다.

Fig. 6에는 모세관의 사양(유량계수) 변화에 따른 성능을 도시하였다. 냉방능력은 유량계수 1.0~1.2 사이에서는 유량계수의 증가에 따라 증가하다가 유량계수 1.2 이상에서는 다시 감소함을 알 수 있다. 소비전력은 유량계수의 증가에 따라 계속 감소하며 성능계수는 유량계수 1.5 까지는 유량계수에 따라 증가하고 그 이상에서는 거의 일정하게 유지된다.

에어컨의 실외온도 변화에 따른 성능을 Fig. 7에 나타내었다. 그림에서 볼 수 있듯이 실외측 온도가 상승함에 따라 에어컨의 냉방능력이 거의 비례적으로 떨어지고 소비전력은 반대로 증가하였는데 그

증가폭이 능력의 감소율에 비해 크게 나타나 성능계수의 실외측 온도에 따른 변화폭이 크게 나타났다. 즉, 고온 냉방 시험조건인 실외온도 35℃를 기준으로 5℃가 낮은 30℃의 경우 능력은 4.3% 증가하나 성능계수는 12% 정도 향상되었으며 실외온도가 5℃ 증가한 40℃의 경우는 능력과 성능계수가 각각 5% 및 11.5% 정도 감소하였다. 실외측 온도의 상승은 하절기의 경우 냉방부하가 증가하는 것을 의미하는데 에어컨의 성능은 저하하는 결과를 초래하는 것이 된다. 따라서 인버터 에어컨의 경우 실외측의 온도를 감지하여 운전을 제어할 필요가 있으며 에어컨의 설계시 외부온도에 따른 압축기의 적정 주파수 설정이 중요한 설계요소가 된다.

Fig. 8에 실내측 풍량 변화에 따른 성능계산 결과를 도시하였다. 전반적으로 풍량이 증가함에 따라 냉방능력은 증가하며 소비전력도 증가하지만 능

력의 상승 폭 보다는 작게 증가하기 때문에 성능계수는 완만하게 증가함을 알 수 있다. 이는 증발기의 열교환량이 증가할 경우 압축기 입구의 과열도가 증가하여 압축기의 소요동력이 증가하기 때문이다.

Fig. 9에는 실외측 풍량 변화에 따른 성능을 도시하였는데 냉방능력 및 성능계수가 풍량의 증가에 따라 향상되는 경향을 보였으며 소비전력은 오히려 감소하는 경향을 나타냈다. 이는 풍량이 증가하면 응축기의 전열능력이 증가하여 응축 온도와 압력이 저하하여 일어나는 현상으로 볼 수 있다. 시스템의 성능에 미치는 실내외측의 풍량의 영향을 살펴보면, 실내측의 경우는 풍량의 증가에 의한 냉방능력의 증가율이 실외측의 경우 보다 크게 나타났으며 성능계수는 실외측의 경우 보다 작게 나타났다. 따라서 냉방능력의 부족시는 실내측 열교환을 증가시키는 것이 필요하고 시스템의 에너지효율을 증가시키는 것이 더 중요한 경우는 실외측의 열교환량을 증가시키는 방향으로 시스템을 설계하는 것이 필요할 것으로 사료된다. 그러나 동일 송풍기를 사용할 경우 풍량을 증가시키기 위해서는 송풍기 모터의 회전수를 증가시키는 것이 필요한데 이는 에어컨의 소음을 증가시키는 직접적인 요인이 될 수 있다.

5. 결 론

에어컨의 성능해석 프로그램을 이용하여 가정용 분리형 인버터 에어컨의 성능을 해석하고 계산결과를 실험결과와 비교하여 정확도를 검증한 후 에어컨의 운전조건 및 설계변수에 대한 매개변수 연구를 수행하였다. 개발된 모형을 이용한 계산결과를 실험값과 비교적 잘 일치하였는데 에어컨의 냉방능력, 소비전력 및 성능계수 등 성능의 경우는 사이클 매칭이 잘 되지 않는 저 주파수 영역을 제외하면 3% 이내에서 잘 맞는다. 따라서 본 모형은 기존 에어컨의 성능해석 및 신규 에어컨의 설계시 보조 설계 도구로 사용할 수 있다. 압축기의 운전조건에 따른 성능은 압축기의 회전 주파수가 증가하면 냉방능력은 증가하나 소비전력도 급격히 증가하여 성능계수는 오히려 감소한다. 또한 인버터 에어컨의 경우 하나의 모세관으로는 넓은 영역의 압축기 주파수에 따른 적정 사이클의 매칭이 어려워져 전자팽창 밸브 등 용량제어가 가능한 팽창밸브의

사용이 요구된다. 본 연구에 사용된 시스템의 경우 실내 열교환기의 핀 피치 증가에 의한 전열면적 감소는 성능계수에는 큰 영향을 미치지 않는다. 실내측 풍량은 시스템의 성능계수 보다는 냉방능력에 더 큰 영향을 미치며 실외측의 경우는 냉방능력 보다는 오히려 시스템의 효율에 큰 영향을 미친다. 그리고 에어컨의 경우 하절기의 냉방부하의 증가에 따라 시스템의 능력 및 성능계수가 거의 비례적으로 감소하므로 실외의 온도에 따른 절적인 압축기의 운전 주파수를 찾아 제어하는 것이 요구된다.

후 기

본 연구의 일부는 아주대학교 기계공학과와 산학으로 진행된 것이며 이에 깊이 감사 드린다. 또한 MARK III 프로그램을 제공하고 열교환기 상관식을 제안한 ORNL의 C. K. Rice 박사에게 감사 드린다.

참고문헌

- (1) Turiel, I. and Levine, M. D., 1989, "Energy-Efficient Refrigeration and the Reduction of Chlorofluorocarbon Use," *Annu. Rev. Energy*, Vol. 14, pp. 173~204.
- (2) Turiel, I. et al, 1991, "U. S. Residential Appliance Energy Efficiency: Present Status and Future Directions," *Building Equipment and Appliances*, pp. 213~234.
- (3) Granryd, E., 1992, "Energy Savings in Vapor Compression Refrigerating System," *Proceedings from the Int. Symposium on Refrigeration and Environment*, pp. 43~60.
- (4) Dossat, R. J., 1981, *Principles of Refrigeration*, 2nd edition, John Wiley & Sons, pp. 301~324.
- (5) Japanese Association of Refrigeration, 1988, "Recent Developments in Heat Pump Technology," *JAR International Symposium*, pp. 17~34
- (6) Hiller, C. C. and Glicksman, L. R., 1976, *Improving Heat Pump Performance Via Compressor Capacity Control-Analysis and Test*, MIT-EL 76-001, Vol. 1, pp. 46~99.
- (7) Ellison, R. D. and Creswick, F. A., 1978, *A Computer Simulation of Steady-State Perfor-*

- mance of Air-to-Air Heat Pumps, ORNL/CON-16.
- (8) Chi, J. and Didion, D. A., 1982, "A Simulation Model of the Transient Performance of a Heat Pump," *Int. Journal of Refrigeration*, Vol. 5, pp. 176~184.
- (9) Domanski, P. A., 1982, Computer Modeling and Prediction of Performance of an Air Source Heat Pump with a Capillary Tube, Ph. D. Thesis, The Catholic University of America, Washington, D. C., USA.
- (10) Fisher, S. K. and Rice, C. K., 1983, A Steady-State Computer Design Model for Air-to-Air Heat Pump, ORNL/CON-80/RI.
- (11) Fischer, S. K., Rice, C. K. and Jackson, W. L., 1988, The Oak Ridge Heat Pump Design Model: MARK III Version Program Documentation, ORNL/TM-10192.
- (12) Rice, C. K., 1988, "Capacity Modulation Component Characterization and Design Tool Developments," Proceedings of the 2nd DOE/ORNL Heat Pump Conferences, pp. 23~33.
- (13) Farzad, M., 1990, "Modeling the Effect of Refrigerant Charging on Air-Conditioner Performance Characteristics for Three Expansion Devices," Ph. D. Thesis, Texas A&M University, Texas, USA.
- (14) Chen, Z. J. and Lin, W. H., 1991, "Dynamic Simulation and Optimal Matching of a Small-Scale Refrigeration System," *Int. Journal of Refrigeration*, Vol. 14, pp. 329~335.
- (15) Dabiri, A. E. and Rice, C. K., 1981, "A Compressor Simulation Method with Correction for the Level of Suction Gas Superheat," *ASHRAE Transactions*, Vol. 87, Part II, pp. 771~782.
- (16) Kays, W. M. and London, A. L., 1984, *Compact Heat Exchangers*, 3rd ed., McGraw-Hill Book Company.
- (17) Schlager, L. M., Pate, M. B. and Bergles, A. E., 1990, "Evaporation and Condensation Heat Transfer and Pressure Drop in Horizontal, 12.7 mm Microfin Tubes with Refrigerant 22," *Journal of Heat Transfer, Trans. of ASME*, Vol. 112, pp. 1041~1047.
- (18) Yasuda, K. et al, 1990, "Development of Condensing THERMOFIN-HEX-C Tube," Hitachi Cable Review, No. 9, pp. 27~30.
- (19) Hitachi Cable America Inc., 1992, "Development of New Compact Heat Exchanger Applying 7mm O. D. Grooved Tube and New Louver Fin for Room Air Conditioning Units," Hitachi
- (20) Gray, D. L. and Webb, R. L., 1986, "Heat Transfer and Friction Correlations for Plate Finned Tube Heat Exchangers Having Plain Fins," *Proceedings 8th International Heat Transfer Conferences*, Vol. 6, pp. 2745~2750.
- (21) Rice, C. K., Oak Ridge National Laboratory, TN, USA, Private communications.
- (22) ASHRAE, 1983, ASHRAE Equipment Handbook, pp. 20.19~20.28.