

회전수 상승폭 변화에 따른 인버터열펌프의 비정상 운전특성

A study on the transient characteristics during speed up of inverter heat pump

황 윤 제*, 김 호 영**
Y. J. Hwang, H. Y. Kim

Key words : Variable speed heat pump(가변속 열펌프), Inverter driven(인버터 구동), Scroll compressor(스크롤 압축기), Transient(비정상), Capillary tube(모세관 팽창 장치), Cycle simulation(사이클 해석), Driving frequency(운전주파수)

Abstract

The transient characteristics of a 4.0kW inverter driven heat pump was investigated by theoretical and experimental studies. The heat pump used in this study consists of a high side scroll compressor and $\Phi 7$ compact heat exchangers with two capillary tubes. A series of tests was performed to examine the transient characteristics of heat pump in heating and cooling mode when the operating speed was varied from 30Hz to 102Hz. One of the major issues that has not been addressed so far is transient characteristics during speed modulation. A cycle simulation model has been developed to predict the cycle performance under frequency rise-up conditions, and the results of theoretical study were compared with the results of experimental study. The theoretical model was driven from mass conservation and energy conservation equations to predict the operation points of refrigerant cycle and the performances at various operating speeds. For transient conditions, the simulated results are in good agreement with the experimental results within 10%. The transient cycle migration of the liquid state refrigerant causes a significant dynamic change in system. Thus, the migration of refrigerant is the most important factor whenever An experimental analysis is performed or A simulation model is developed.

기 호 설 명

A : 전열면적(m^2)

$c_{p,a}$: 공기의 정압비열(kcal/kg $^{\circ}C$)

d : 관 직경(mm)

f : 관 마찰계수

G_a : 공기의 질량유량(kg/h)

g : 중력가속도(m/s^2)

H : 엔탈피(kJ/kg)

* 정회원, LG전자, 리빙시스템 연구소

** 정회원, 고려대학교 기계공학과

h	: 열전달계수(W/m ² K)
i_{fg}	: 증발열(kJ/kg)
j	: 서쪽경계
$j-1$: 동쪽경계
K	: 열전도계수(W/mK)
L	: 길이(mm)
ℓ	: 모세관 길이(mm)
m	: 질량(kg)
\dot{m}	: 냉매질량유량(kg/h)
Q	: 열량(W)
P_d	: 토출압력(MPa)
P_s	: 흡입압력(MPa)
q	: 냉매열유속(W/hr.m ²)
t	: 시간(s), 두께(mm)
T	: 온도(°C)
U	: 총괄열전달 계수(W/m ² K)
u	: 냉매속도(m/s)
V	: 체적(m ³)
v	: 비체적(m ³ /kg)
W	: 압축기가 한일(W)
x	: 길이(m), 건도(quality)
Z	: 길이방향
$\bar{\omega}$: 관내평균유속(m/s)
Γ	: 일의 열당량(=1/427kcal/kgm)

1. 서 론

일정 냉난방능력을 유지하도록 설계된 정속운전 공조기는 냉난방기간 중 시간에 따라 연속적으로 변하는 외기부하에 적절히 대응하지 못하여 실내온도가 설정온도에 도달하면 압축기운전이 정지하고 외기부하의 증가에 의해 다시 실내온도가 변하면 압축기운전이 시작되는 반복시동 및 정지(on-off) 운전방식을 갖는다. 압축기의 종류에 따라 약간의 차이가 있지만 모터의 기동시 토크(torque)는 운전시의 약 2~3배에 이르므로 시동 및 정지운전에 따른 소비전력 증가가 공조기의 운전비용을 증대시키는 주원인이 된다. 따라서 외기부하에 적절히 대응하고 완전한 난방기능을 수행하기 위한 방법으로 가변속 압축기를 사용한 시스템이 확대되고 있는 추세이다. 이와 같이 인버터회로를 이용하여 회전속도를

변화시키는 압축기를 사용함으로써, 냉·난방운전이 가능한 공조기를 “인버터열펌프(variable speed or modulating heat pump)”라 한다. 인버터 압축기를 사용한 공조기는 외기부하에 따라 압축기 회전수를 조절하므로 시동 및 정지시 발생하는 기동토크에 의한 소비전력 증가를 줄일 수 있고 외기부하가 크게 변하지 않는 운전조건일 때는 설정온도 근처에서 회전수를 감소시켜 정지되지 않고 계속 운전할 수 있도록 제어함으로써 절전성능을 개선할 수 있다. 그리고 난방운전의 경우 실내기가 응축기 역할을 하여 상대적으로 응축기 크기가 작아져 불리한 면과, 낮아진 외기온도 때문에 운전사이클이 P-h선도상의 아래로 이동하여 냉매 질량유량이 감소해 결국 성능이 저하하는 현상에 대하여 역시 회전수를 증가시키는 것으로 그 문제를 해결할 수 있다. 적상(積霜)조건 운전중에 서리발생이 감지되면 회전수를 줄여 증발온도를 올림으로써 적상 자체를 근본적으로 방지할 수 있도록 사이클 운전점을 설정할 수 있는 것도 인버터 열펌프의 장점이다. 이 외에 기동시 회전수를 증가시켜 적정 온도와 압력에 신속히 도달할 수 있는 등 정속사이클이 가진 한계를 여러면에서 극복할 수 있는 가능성이 있다. 이에 대하여 현재까지의 연구동향을 검토한 결과 비정상 상태의 시스템적 접근은 주로 운전 시작시(start up) 또는 운전 정지후(shut down) 냉매의 비정상이동에 의한 온도 및 압력의 급격한 변화를 추적하여 측정하거나 예측하는 것이 대부분이었다.^(1~3) 그러나, 인버터압축기를 사용하는 시스템에서는 정속시스템의 시동 및 정지시와 달리 주파수변화에 따른 비정상운전이 발생하므로 시동, 정지상태의 모델과 다른 각도에서 냉동사이클의 비정상상태를 예측할 수 있는 모델을 개발하여 시간에 따른 냉매 거동과 온도, 압력의 변화를 분석하여 설계에 반영할 필요가 있다. 물론 인버터열펌프에 대해서도 많은 연구가 진행되고 있지만, 주파수변화시 비정상 거동을 자세히 관찰한 연구는 松岡文雄⁽⁴⁾, 安田 弘⁽⁵⁾ 등 소수에 불과하며 이들도 모두 제어를 목적으로 연구한 것이다. Vargas 등⁽⁶⁾ 역시 가변속열펌프의 수학적모델을 개발하여 power law scheme 피드백 제어와 on-off 제어를 비교하였지만 이 수학적 모델은 전체시스템을 비정상

에너지방정식과 질량보존방정식만으로 비교적 간단히 구성하여 제어방법에 따른 특성을 비교한 것이다.

결론적으로 인버터열펌프 사이클을 설계하려면 시동 또는 정지시의 비정상상태 보다는 가변속시에 냉매와 시스템의 비정상 거동을 이해하는 것이 중요하기 때문에 다양한 조건에서 가변속시의 특성을 실험과 모델을 통하여 자세히 밝히는 연구가 필요함을 알 수 있다.

따라서 본 연구는 압축기 회전수가 가변됨에 따른 사이클의 불안정상태 분석을 통하여 인버터 사이클에 대한 체계적인 설계방법(design process)을 정립함과 동시에 기초설계가 가능한 설계 프로그램을 제작하는 것이 목적이다.

2. 해석 모델

사이클을 구성하는 요소부품에 순차적으로 해석 모델을 적용하여 주파수변화에 따른 시스템의 비정상특성을 예측할 수 있는 수치모델을 다음과 같이 개발하였다.

2.1 압축기

스크롤 압축기헤에 유입된 냉매가스는 스크롤이 형성하는 최외곽 포켓에 냉매가스가 유입된 후 크랭크각의 증가에 따라 선회스크롤이 회전하여 스크롤쌍의 중앙부로 밀려가면서 압축과정이 수행되며, 압축된 가스는 고정스크롤 중앙부에 위치한 토출구를 통해 토출된다. 압축과정을 거치는 동안 냉매가스가 만드는 경로에 대하여 에너지방정식, 질량보존 방정식, 기체상태 방정식을 적용하여야 한다. 또한 비정상 모델링을 위해서는 에너지 방정식, 질량보존 방정식으로부터 얻어지는 냉매측 온도변화식 및 실제기체 방정식으로부터 얻은 압력변화식과 모터 회전수에 따른 냉매의 질량유량식이 추가로 필요하다. 열역학 제1법칙으로부터 유도한 온도의 변화식을 시간에 대하여 미분한 후 질량과 체적의 변화율로 표현하면 식(1)과 같다.

$$\frac{dT}{dt} = \frac{Q + \sum(H_i - H) \frac{dm_i}{dt} - \left(\frac{dV}{dt} - v \frac{dm}{dt} \right) \left(\frac{\partial H}{\partial v} \right)_T - \frac{\partial P}{\partial v} \cdot v}{m \left[\left(\frac{\partial H}{\partial T} \right)_c - \frac{\partial P}{\partial T} \right] \cdot v} \quad (1)$$

체적변화에 대한 기하이론식으로부터 회전각에 따른 체적곡선을 구하여 체적변화값을 얻을 수 있고, 또한 시간변화에 따른 스크롤 체적내의 유입유량을 식(2)와 같이 나타낼 수 있다.

$$\frac{dm_i}{dt} = \frac{dm_o}{dt} + \frac{dm}{dt} \quad (2)$$

압력의 시간에 따른 변화는 상태방정식을 시간에 대하여 미분하여 얻을 수 있다.

$$\frac{dp}{dt} = P \left\{ \frac{1}{m} \frac{dm}{dt} + \frac{1}{T} \frac{dT}{dt} - \frac{1}{V} \frac{dV}{dt} \right\} \quad (3)$$

2.2 열교환기

실험 및 모델링에 사용된 열교환기는 관 내부의 냉매와 외부공기가 핀과 관에 의해 열교환하는 핀-튜브형으로, 동일한 유닛이 운전목적에 따라 응축기와 증발기의 기능을 동시에 수행하도록 되어 있으므로 계산모델을 개발하려는 때 큰 차이가 없고 단지 공기측에서 증발기 계산시 잠열전달에 대한 고려가 필요하고 냉매측에서 응축기측에 과냉영역이 포함된다는 것이다. 본모델은 MacArthur⁽⁷⁾가 제안한 균질격자모델(lumped parameter model)과 Domanski와 Didion⁽⁸⁾의 사이클모델을 수정 보완하여 개발하였다. MacArthur의 열교환기 모델은 냉매, 공기, 배관벽에 대하여 비정상 연속방정식과 에너지방정식만으로 온도와 냉매질량, 속도 등을 계산하며 이때 압력강하는 무시한 후 열교환기 내 냉매의 비체적을 계산하여 포화압력이나 과열영역 압력을 열교환기 압력으로 대체한 후 압력강하에 대한 고려를 함으로서 운동량보존방정식을 생략할 수 있는 장점이 있다. 따라서 1차원 비정상 유동에 대한 연속방정식과 운동에너지항이 무시된 에너지방정식을 전개한 후 차분화된 연속방정식에 i 번째 검사체적 출구면의 엔탈피 H'_i 를 곱한 후 정리하면 엔탈피 차이의 향으로 표현된 새로운 비정상 차분방정식을 얻을 수 있다.

$$\begin{aligned} (H'_i - H'_i) \frac{\rho_i V_i}{\Delta t} &= \dot{m}'_i (H'_i - H'_i) \\ &+ \dot{m}'_{i-1} (H'_{i-1} - H'_i) + (UA) (T'_{air, i} - T'_{ref, i}) \end{aligned} \quad (4)$$

관내 냉매의 흐름에 따른 열전달은 대류의 영향이 매우 커서 확산항을 무시할 수 있기 때문에 오류확산(false diffusion)에 의한 오차 가능성이 없으므로, 상류법(upwind scheme)을 적용하였고 비정상항의 처리는 상류의 영향이 매우 커서 i 점을 계산할 때 $j-1$ 의 값을 사용하는 완전음해법(fully implicit scheme)을 사용하였다. 냉매의 에너지 방정식은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$a_P \phi_P = a_E \phi_E + a_W \phi_W + S \quad (5)$$

여기서

$$a_P = a_E + a_W = [[\dot{m}'_{j-1}, 0]] + [[-\dot{m}'_j, 0]] + \frac{\rho_i V_i}{\Delta t}$$

$$S = -(UA)_i (T'_{air,i} - T'_{ref,i}) + \frac{\rho_i V_i}{\Delta t} H_i^o$$

격자점 i 에서 동일한 방법을 적용하여 공기측 온도에 대하여 식(6)과 같이 정리하여 나타낼 수 있다.

$$T'_{air,i} = \frac{(G_a c_{p,a}) T'_{air,i+1} + (UA)_i T'_{ref,i} + \frac{(G_a c_{p,a}) T_{air,i}^o}{\Delta t}}{\frac{(G_a c_{p,a})}{\Delta t} + (G_a c_{p,a}) + (UA)_i} \quad (6)$$

열교환기를 계산하기 위해서는 식(5), (6)에 포함된 총괄열전달 계수 U 를 알아야 하므로 냉매측의 열전달계수 및 압력강하와 공기측의 열전달계수에 대한 상관식이 필요하다. 그러나 열교환기내의 냉매는 냉, 난방의 역할 및 운전주파수에 따라 액(liquid) 또는 기체(vapor)의 단상(single phase)과 이상(two phase)으로 존재하게 되며 냉매상태에 따라 열전달 양식이 다르므로 각각 다른 열전달계수를 적용해야 한다. 또한 열교환기에 있어서 공기측의 열저항은 전체 열저항(I/UA)의 70% 이상을 차지하므로 공기측에 대한 정확한 정보가 계산 결과에 큰 영향을 미치게 된다. McQuiston(1978), Nakayama(1983), Gray와 Webb(1986), Nagaka(1990) 등이 평판핀 및 고효율핀(enhanced fin)을 적용한 핀-튜브 열교환기에 대한 열전달계수에 대하여 일반식을 제시하고 있으나, 대부분 핀의 형상

이 다양하고 핀을 통과하는 공기의 유동이 복잡하므로 공기측의 열전달을 정확히 예측하기 매우 힘든 것이 보통이다. 본 실험에 사용된 $\phi 7$ -LG핀 역시 독자의 형상과 배열을 갖고 있어 이론 상관식을 통한 정확한 예측이 어렵기 때문에 본 모델에서는 실험을 통하여 구한 열전달계수의 상관식을 이용하였다. Fig.1은 실내기의 공기측 열전달계수를 공기질량유량의 변화에 대하여 나타낸 것이다.

2.3 팽창장치

본 연구에서 적용한 모델은 Domanski⁽⁸⁾가 제안한 파노유동(fanno flow)에 따른 유량조절과 마찰에 의한 압력강하 개념을 기초로 하였다. 모세관입구는 대부분 포화액선을 지난 과냉의 상태지만 주파수가 변화할 때 급격히 유량변동이 발생하여 순간적으로 과냉을 상실하기도 하므로 이상 입구상태에 대한 고려도 필요하다. 응축기에서 계산한 출구 압력에 해당하는 포화온도가 입구온도 보다 낮으면 이상영역으로 계산하고 입구온도점 보다 높으면 과냉영역상태로 입구조건을 설정하여 계산한다. 냉방 및 난방용 모세관의 팽창을 해석하기 위한 모델은 열역학적 비평형 효과를 고려하지 않은 단순선형모델로서 유체유동은 1차원 단열수평이며 압력강하는 마찰의 영향이 매우 크다는 가정을 적용하였다.

임의의 검사체적에 대하여 지배방정식을 세운 후 운동량방정식을 다시쓰면 식(7)과 같고 에너지 방정식은 식(8)과 같다.

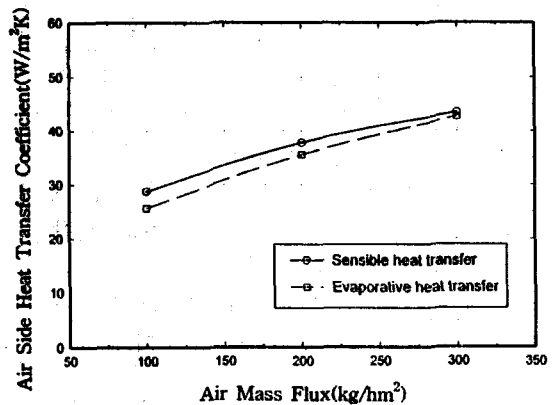


Fig.1 Experimental heat transfer coefficient for indoor heat exchanger with 2 Row, 19Fpi

$$\left(\frac{A}{\dot{m}_r}\right)^2 \int_{P_i}^{P_{i+1}} \rho dP + \frac{2}{d_{ci}} \int_{Z_i}^{Z_{i+1}} f dZ + \ln \frac{\rho_i}{\rho_{i+1}} = 0 \quad (7)$$

$$H + \Gamma \cdot \frac{\bar{\omega}^2}{2g_o} = H_{inlet} \quad (8)$$

계산순서를 간단히 설명하면 압력이 강하되면서 새로 구한 엔트로피와 모세관입구에서 계산한 엔트로피의 차이가 "0"보다 작아 엔트로피가 감소하는 유동폐쇄(choked flow)가 발생하는지 검사한다. 유동폐쇄가 발생하지 않을 경우 유량을 늘려 반복 계산하고 유동폐쇄가 발생한 경우 모세관길이를 검사한다. 모세관길이를 미소량 늘려가면서 계산한 길이가 모세관 사양보다 짧을 경우 유량을 일정량 줄이고 계산한 길이가 모세관 사양보다 길고 유동폐쇄 조건(가장 압력이 낮은 상태)에서 구한 압력이 압축기입구에서 계산된 압력보다 크면 유량을 일정량 증가시켜 계산한다. 유동폐쇄 조건이면서 이때 구한 압력이 압축기입구에서 계산된 압력보다 작고 계산 모세관길이와 실제사양이 일치하면 이때가 모세관출구의 조건이 되어 전도, 압력, 온도, 엔탈피, 냉매질량유량을 계산한다.

2.4 4방향밸브

4방향밸브는 열펌프에 적용하여 실내외기를 바꾸지 않고도 실내기를 여름엔 증발기, 겨울엔 응축기로 사용할 수 있도록 내부적으로 냉매의 흐름을 전환하여 주는 밸브이다. 4방향밸브는 고온, 고압의 냉매와 저온, 저압의 냉매가 인접하기 때문에 온도차에 의한 전도(conduction)와 주위와의 온도차에 의한 대류(convection) 및 복사(radiation)가 발생할 뿐 아니라 다소 복잡한 구조를 지나가기 때문에 압력강하가 발생하게 된다. Nguyen⁽⁹⁾에 의하면 열전달 측면에서는 전도가 가장 큰 영향을 미치고 대류와 복사는 영향을 무시할 수 있으며 압력강하는 유량이 증가할수록 선형적으로 증가한다고 하였다. 또한 냉방보다 난방시의 영향이 다소 크다고 보고하였으나 궁극적으로는 두 유체온도차와 냉매속도에 의해 영향을 받는다. 본 연구에서는 4방향밸브 전후단(증발기 출구-압축기 입구)에 압력계를 부착하여 측정된 시험결과를 식(9)와 같이

선형 1차식을 만들어 사용하였다.

$$\Delta P = \alpha_1 + \alpha_2 \dot{m}_r / (\alpha_3 + \dot{m}_r) \quad (9)$$

두 유체간의 온도차에 의한 대류에 의해 흡입가스는 온도가 상승하는 효과가 있고 토출측은 온도가 하강하게 되는데 이때 4방향밸브와 주변과의 대류 및 복사의 영향은 매우 적으므로 냉난방에 따른 값의 차이는 무시하고 선형 1차식으로 나타내 사용하였다.

$$\Delta T_{suc} = \beta_1 \cdot Hz + \beta_2 \quad (10)$$

$$\Delta T_{dis} = \beta_3 \cdot Hz + \beta_4 \quad (11)$$

2.5 사이클 모델

가변속 사이클의 비정상특성은 시스템 기동 및 정지뿐 아니라 운전 주파수 변화에 의해 발생하며 본 모델은 운전주파수 변화시의 비정상 특성을 예측하는 것이 주 목적이다. 각 중요부품에 대해 비정상 항이 포함된 지배방정식을 이용하여 미소 시간에서 시스템의 변화를 나타낼 수 있도록 부 프로그램을 작성하였으며 이들 요소에 수학적 해법을 적용하여 해를 얻는다. 냉매물성은 Downing(1974)이 제시한 식을 기초로 Domanski⁽⁸⁾가 작성한 부 프로그램을 사용하였고 공기물성은 ASHRAE Fundamentals(1989)의 데이터를 참고로 부 프로그램을 작성하였다. 비정상 시스템을 풀어가는 대표적인 방법으로서 각 요소 부품에서 얻은 전체 지배방정식을 미소시간에 대한 종속변수로 나열하여 한 시간 간격에 대하여 동시에 풀어나가는 방법이 있는데 공간이나 시간에 대한 1차원 미분식이기 때문에 4차 룬계쿠타법을 이용하여 풀 수 있다. 이 방법은 수렴성이 우수한 반면 정확성이 다소 떨어지는 단점이 있으므로 각 요소부품에서 얻은 비정상 지배방정식을 요소부품 별로 미소 시간에 대해 풀고 각 요소의 결과를 모아 밸런스를 맞춘 후 다음 시간 단계로 넘어가면서 순차적으로 계산하는 방법을 선택하였다. 실험은 기동 후 특정 주파수에서 정상상태를 확인한 후 목표주파수로 이동하기 때문에 각 주파수에서의 정상 냉매분포를 초기치로 이용하였다. 이때 초기의 시스템 냉매분포 입력이 계산결과에 영향을 미치므로 정확한

Table 1 Initial conditions at typical frequencies.

Input name	Start frequency	Rotating speed	Evaporating pressure	Condensing pressure	Compressor surface temperature
Unit	(Hz)	(rpm)	(MPa)	(MPa)	(℃)
Cooling	30	1,800	0.82	1.55	44
	90	5,400	0.53	1.91	82
Heating	30	1,800	0.55	1.23	38
	90	5,400	0.44	2.04	93

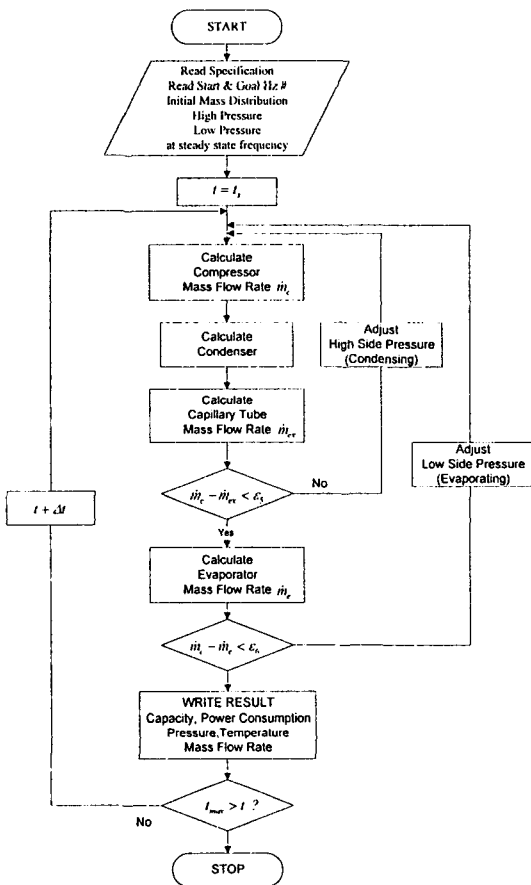


Fig.2 Flow chart for cycle simulation

초기치를 얻기 위하여 관련문헌을 참조하면서 실험으로부터 측정한 냉매물성 데이터를 이용하여 계산하였다. 액이나 기상영역인 경우 식(12)를 이용하고 포화기체선부터 포화액체선까지의 이상역은 온도 또는 압력을 알고 있는 상태에서 전도가 1→

0까지 선형적으로 변한다고 가정한 후 열교환기 체적에 곱하여 식(13)처럼 계산한다.

$$\rho_{cs} = f(P_d, T_{cs})$$

$$m_{c1} = \bar{\rho}_{cs} V_c \tag{12}$$

$$\rho_{cs} = f(P_d, T_{cs}, x) = \rho_2 x + \rho_1 (1 - x)$$

$$m_{c2} = \int_{x=0}^{x=1} \rho_{cs}(x) \cdot V_c dx \tag{13}$$

목표 주파수까지의 계산값을 얻기 위하여 특정 주파수에서의 정상운전 실험값을 초기값으로 입력하였고 지정된 초기값은 Table 1에 나타내었다. 회전수는 30Hz~102Hz영역에서 모터의 슬립이 없다고 가정하여 입력치로 사용했으며 증발 및 응축압력으로부터 구한 포화온도를 이용하여 계산하였다. 압축기 표면온도는 운전주파수에 따라 차이가 나지만 정상운전 상태에서는 크게 변하지 않으므로 정상값을 초기값으로 사용하였다.

계산순서의 개략도는 Fig.2에 나타내었다.

3. 실험

사이클 최적화란 사이클을 구성할 때 각 구성요소 가 최적의 성능을 발휘할 수 있도록 하는 것이며 주로 열교환기의 경로 설계로부터 분지 성능을 높이는 부분과 모세관의 길이, 직경, 냉매량을 변경하여 시스템 유닛이 최고의 효율을 갖도록 하는 작업이다. 본 연구에서는 냉매경로(pass)구조를 개선하여 분지(分支)성능을 향상시킨 실내유닛(LS-090C)과 모세관의 최적사양과 냉매량을 실험과 계산을 통하여 결정한 실외유닛(CS-G40R2)으로 시

시스템을 구성하여 공기 엔탈피식 열량계에 설치한 후 운전 가변속에 따른 시스템특성을 관찰하였다.

실험장치 개략도를 나타낸 Fig.3에서와 같이 열량계의 실내측에 시스템 실내기를 풍동(wind tunnel)에 연결하여 풍량을 측정할 수 있도록하고 연결배관으로 실외측과 연결한 후 열전대와 압력계를 부착하여 시스템유닛 중요부위의 냉매물성을 측정하였고 질량유량계로 냉매유량을 측정하였다. 압축기와 팬을 원하는 회전수로 운전하기 위하여 압축기는 3상 AC 인버터 드라이브로 회전수를 조절하였으며 실내·외 팬은 전압의 변화에 따라 회전수가 변하는 AC 유도 모터의 특성을 이용하여 전압변환기를 사용하였다. 또한 4방향밸브는 단순히 전원의 투입에 의해 개방되므로 온/오프 스위치를 설치하여 작동시켰다. Fig.3에서 사용한 기호 중 (P)는 압력측정점, (T)는 온도측정점이고 그 외 각각 소비전력(W), 공기풍량(G), 엔탈피(H), 열량(Q), 질량유량(FM) 등을 나타낸다.

실험방법을 간단히 설명하면 인버터 드라이브를 이용하여 일정회전수로 고정한 후 건구온도($\pm 0.3^{\circ}\text{C}$)와 습구온도($\pm 0.2^{\circ}\text{C}$)가 일정 범위내에서 변하고 열량과 소비전력을 비롯한 사이클 온도와 압력이 $\pm 2\%$ 이내로 들어오면 측정을 시작하여 2분 후 원하는 회전수로 변경시켜 비정상 데이터를 5초마다 파일에 저장하여 처리하였다. 측정점은 온도 24개와 압력 2개, 유량신호 1개로 구성되어 있고, 그 외 열량과 압축기 소비전력, 풍량 등을 측정할 수 있도록 구성하였다.

냉방시 응축기는 4개의 경로로 구성되어 있는데

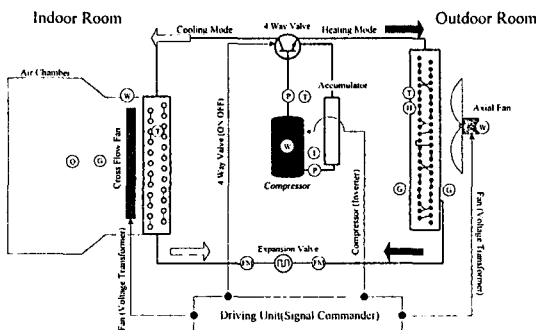


Fig.3 Schematic diagram of the system unit set up

각 경로의 유량이 잘 분배된다면 각 경로의 증압에서 응축온도를 나타내므로 응축기 입구와 경로 증압, 응축기 출구를 측정하였고 증발기는 2개 경로지만 2열로 되어있으므로 경로 중간위치에서 온도를 측정하였다. 과냉도를 알기 위하여 모세관 입구온도를 측정하였고 과열도를 측정하기 위하여 압축기 입구온도와 압력을 측정하였다. 압력은 열교환기에서의 압력강하를 예측할 수 있기 때문에 압축기 입·출구만 측정하였다.

R-22처럼 증발이나 응축시 온도구배가 없는 공비(azeotropic)냉매는 이상영역에서 응축, 증발온도와 압력선이 일치하므로 응축기의 압력강하는 압축기 출구의 압력과 응축온도에 해당하는 포화압력선의 차이로 구하며 증발기의 압력강하는 증발온도에 해당하는 포화압력에서 압축기입구의 압력을 빼서 구할 수 있다. 과냉도는 냉방시 응축온도와 포화액점의 온도가 유사하므로 모세관입구온도를 빼서 구하였고 과열도는 압축기 흡입온도와 증발기 출구온도의 차이를 무시하고 증발기 출구온도에서 증발온도의 포화증기점의 온도를 빼서 얻었다. 냉매질량 유량은 시스템 회로 내에서 실제 냉동효과를 나타내는 중요변수지만 압축기회전수가 낮아 응축기출구에서 과냉을 얻지 못하면 계속치는 심한 흔들림(fluctuating)이 발생하므로 계산치와 비교하여 계속값을 수정하였다.

모든 계측은 압축기를 구동하기 위한 인버터 드라이브에서 발생하는 잡음(noise)에 노출되어 있으므로 잡음감쇄를 위한 시스템 측면의 대책이 필요하다. 이 대책으로는 크게 접지(earth)와 전해콘덴서를 이용한 필터링으로 나눌수 있는데, 잡음에 가장 취약한 질량유량계 주위와 압축기 입·출구는 접지용 구리선을 감았으며 온도계나 압력계의 신호선을 타고 들어오는 잡음을 필터링하기 위하여 103~104pF 용량의 전해콘덴서를 HR-2500E 계측기의 각채널에 부착하였다. 전해콘덴서는 잡음신호인 고주파를 필터링하여 평활(flattening)시키는 작용을 하기 때문에 잡음에 효과적으로 대응할 수 있으며 GPIB를 통하여 컴퓨터에서 읽은 계속값의 정당성 여부는 별도의 표준장치(reference device)에서 직접 읽은 값과 비교하여 잡음의 제거 여부를 판단하였다.

Table 2는 본 실험에 사용한 시스템의 사양을

Table 2 Specification of heat pump unit

Component	Specification	Unit
Cycle	Cooling capacity : 3,570(1,474~3,766)	kcal/h
	Heating capacity : 4,300(1,381~4,660)	kcal/h
	Cooling power consumption : 1,455(491~1,703)	W
	Heating power consumption : 1,700(430~2,086)	
	Refrigeration oil : 4GS	
	Charging amount : 850	g
	Dehumidification : 2.3	l/h
Compressor	Type : high side scroll	
	Stroke volume : 15.6	m ³ /rev.
	Frequency : 30~110	Hz
	Power : 1 ϕ -200V-60Hz	
Indoor unit	Air flow rate : 10.0/10.5	m ³ /min.
	Fan type : cross flow	
	Motor : 6-pole induction motor	
	Power consumption : 24	W
	Size : 880×302×183	mm
	Production maker : LG electronics	
	Type : 2row-2path-12step	
Outdoor unit	Air flow rate : 26.4/28.3	m ³ /min.
	Fan type : axial	
	Motor : 4-pole induction motor	
	Power consumption : 50	W
	Size : 800×530×270	mm
	Production maker : matsushita electronics	
	Type : 2row-4path-24step	
Expansion device	Type : capillary tube	
	Diameter : 1.7~1.9	mm
	Length : 1,000~1,100	mm

나타낸다.

4. 결과 및 고찰

4.1 실험결과

Fig.4는 회전수 상승시 흡입압력과 토출압력의 변화를 시간에 따라 표시한 것이다. 회전수가 상승하면 토출압력은 올라가고 흡입압력은 내려가지만

고압측에 비하여 저압측의 하강은 사이클에 큰 영향을 미친다. 흡입압력이 급격히 감소하면 액상태의 냉매가 흡입측에 유입된 후 압축기 내에서 증발하므로 순간적인 압력상승이 발생하게 된다. 가시화 실험을 통하여 압축기입구를 관찰하면 순간적인 액 냉매 유입(flooding 현상)이 있고 수초 후(數秒後) 기상의 냉매가 통과하다가 다시 액 냉매가 유입되는 현상을 볼 수 있다. 30Hz에서 70Hz

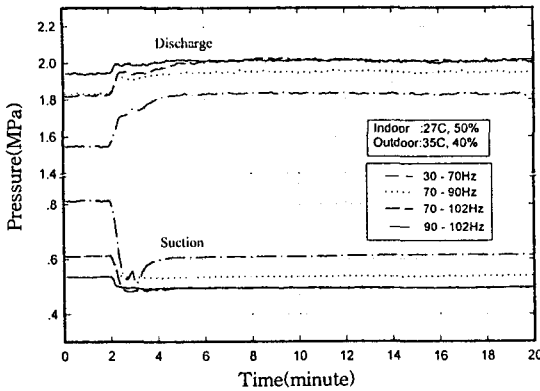


Fig.4 Measured refrigerant pressure under raise up frequency conditions in cooling mode

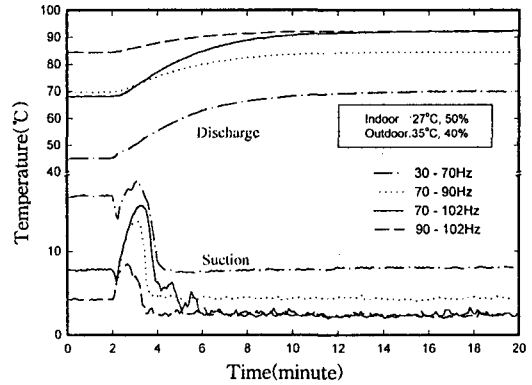


Fig.5 Measured refrigerant temperature at compressor suction and discharge under raise up frequency conditions in cooling mode

로 상승시 두 곳에 나타난 날카로운 정점(spike)은 이러한 이유 때문이다. 비정상운으로 인한 저압측의 변화는 저회전 영역에서 40Hz폭 만큼 상승시킬 때 특히 크게 나타났으며 그 외의 상승 주파수에서는 완만한 1회의 상승만을 볼 수 있었으나 고주파수 운전이라도 70Hz에서 102Hz로의 상승처럼 30Hz폭이 생기면 날카로운 정점이 관찰되고 동시에 고압측의 파도현상도 발생하였다. 70Hz에서 102Hz로 상승하는 경우 토출압력 순간상승 및 하강 원인은 압축기내부 흡입측에서 증발이 발생하여 완전히 비등(boiled off)됨에 따라 압력이 순간 상승하였다가 액 유입에 의하여 다시 하강하기 때문이다.

Fig.5는 회전수 상승시 압축기 입·출구의 온도 변화를 시간에 따라 나타낸 것으로 출구온도는 주파수 상승에 따라 서서히 증가하며 주파수 상승폭이 클수록 정상값에 도달하는 시간이 길었다. 70Hz에서 102Hz에 도달하는 시간이 90Hz에서 102Hz에 도달하는 시간보다 2배(12분)이상 길었으며 흡입측의 온도분포는 전술한 대로 압축기 내에서 발생한 비등 때문에 온도가 큰폭으로 상승하다가 하강하였다. 90Hz에서 102Hz로 가는 경우는 다른 경우와 달리 회전수 상승 후 발생하는 액 냉매 유입현상 없이(2분10초대의 흡입온도 하강현상) 즉시 비등으로 인한 온도상승이 관찰된 후 하강하는 경향을 나타냈는데, 그 이유는 비교적 고회전인 90Hz에서의 냉매 질량유량이 매우 크므로 회전수 상승

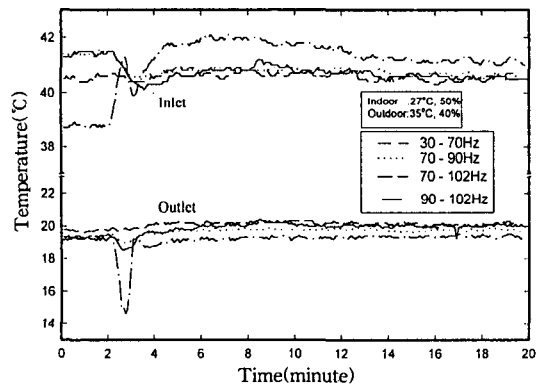


Fig.6 Measured refrigerant temperature at capillary inlet and outlet under raise up frequency conditions in cooling mode

에 해당하는 유량증가에 기여할 여유 냉매가 부족하기 때문에 발생하는 현상으로 생각된다.

Fig.6은 회전수 상승시 모세관 입·출구 온도변화를 시간에 따라 표시한 것이다. 모세관 입구는 정상상태일 때 포화액선을 지나 과냉상태를 유지하다가 회전수 상승에 따른 흡입압력의 급격한 저하로 순환중인 냉매가 어큐뮬레이터(accumulator)에 축적되어 모세관입구는 순간적인 냉매부족 상태에 놓이게 된다. 따라서 모세관입구는 포화액상태 또는 낮은 건도(乾度, quality)의 이상(二相)상태가 되므로 결과적으로 압력-엔탈피 선도상의 오른쪽으로 이동하고 그 후 압력차 증가에 따른 고

압축의 상승을 반영하기 위하여 온도가 상승한다. 같은 시간일 때 모세관 출구의 온도가 급격히 하강한 이유는 모세관입구의 압력이 상승함에도 유량은 순간적으로 감소하였으므로 모세관을 통과한 냉매는 즉시 팽창하여 급격히 온도와 압력이 떨어진다. 이 순간은 액상에 의한 압력강하가 거의 없고 이상류의 압력강하가 발생하기 때문에 압력강하가 액상에 비하여 급격히 증가한다. 회전수 상승 30초 후 어큐뮬레이터에 모였던 냉매가 서서히 시스템을 순환하면 과냉도가 증가해야하므로 모세관 입구점이 액포화선의 오른쪽으로 이동하여 입구온도는 다시 하강하는 반면 출구는 압력강하의 감소로 온도가 상승하면서 회복된다. 상승 3분이 지나면 압력상승 효과가 나타나고 순환유량이 안정되면서 과냉도가 확보되어 입구온도는 상승하고 출구온도는 하강한 후 거의 변화하지 않는다. Fig.6과 같이 각각 다른조건에서의 회전수 상승시 모세관 입·출구온도의 과도특성과 경향을 파악하기 어려운 이유는 회전수가 상승할 때 과냉도 증가와 동시에 고압축이 상승하는 두가지 요소가 복합적으로 작용하기 때문이다.

Fig.7은 회전수 상승시 증발온도와 응축온도 변화를 시간에 따라 표시한 것이다. 응축온도는 냉방과 유사하지만 증발온도는 4개분지의 평균값임에도 불구하고 특히 70에서 102Hz로 상승하는 경우 계속 떨어지는 것으로부터 적상에 의한 증발온도

저하임을 알 수 있으며 주파수가 상대적으로 낮은 영역인 30Hz에서 70Hz로 상승하는 경우를 제외한 모든 상승조건에서 적상의 가능성이 커진다. 적상이 발생하려면 다음 조건을 만족해야 한다.

$$T_p < T_{dew} \text{ and } T_p < 0^\circ\text{C}$$

$$T_{dew} = f(T_{db}, RH) \tag{14}$$

실험에 의하면 상대습도 70%이상과 공기온도 5°C이하인 조건에서는 적상발생 가능성이 증가한다고 보고되고 있는데, R-22냉매를 사용하는 시스템에서 공기온도가 5°C이하이면 증발온도는 0°C이하로 되어 식(13)의 조건을 만족시키기 때문이다. 본 실험에서도 상대습도 86%인 난방표준조건(KS 표준)에서 증발온도가 -1°C이하로 내려갔기 때문에 적상이 발생하였으며 4개 경로인 경우 분지불량으로 각 경로에 흐르는 냉매유량이 틀리기 때문에 불균일하게 적상이 발생한다.

4.2 실험과 이론결과의 비교

냉방운전 조건에서 정상상태의 주파수를 목표주파수로 변경할 때 시스템의 냉방능력, 순환유량, 응축 및 증발압력, 응축 및 증발온도의 변화를 이론모델을 사용하여 예측하였으며, 70Hz인 경우는 실험값이 있으므로 계산결과와 비교가 가능하다. 2분 전까지는 정상운전의 실험값을 이용하기 때문에 실

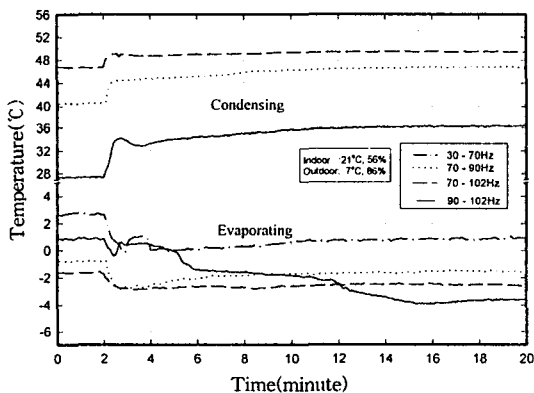


Fig.7 Measured refrigerant temperature at indoor and outdoor heat exchanger under raise up frequency conditions in heating mode

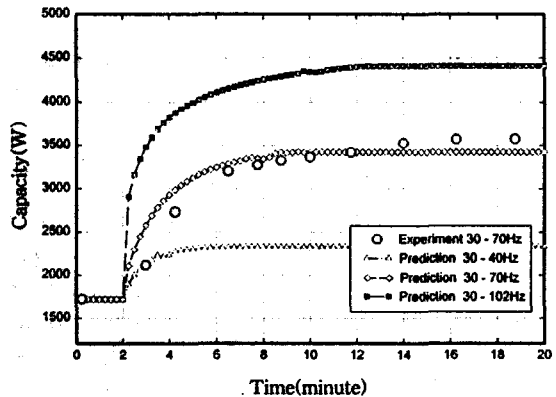


Fig.8 Calculation results of capacity for various system frequencies according to time under standard cooling condition (30Hz Start/ 40, 70, 102Hz Goal)

협값과 차이가 없고 2분째에 목표주파수에 대한 계산을 시작하였다.

Fig.8은 냉방운전 조건에서 30Hz로 정상운전 중 40, 70, 102Hz로 주파수를 순간적으로 증가시켰을 때 냉방능력의 변화를 나타내었다. 열량은 냉매순환량과 증발기 입출구의 엔탈피 차이로 계산되는데 엔탈피차이는 증발압력 및 온도의 예측 정확도에 따라 좌우되므로 사이클 전체적으로 질량평형과 에너지평형이 특정값(ϵ) 이하가 되어야 정확한 예측을 할 수 있게 된다. 70Hz일 때 6분까지의 계산값은 과도예측되어 기술기가 가파르지만 그 이후 모든 시간영역에서 실험값과 비교적 잘 일치하고 있으며 목표주파수 값의 변화폭이 클수록 정상값 도달에 많은 시간이 소요되는 것으로부터 주파수 변화폭이 시스템의 비정상 시간에 큰 영향을 미치는 인자임을 확인할 수 있다. 실험시의 열량값은 공기측에서 얻은 값이므로 열량계의 열용량 지연 특성 때문에 다소 완만한 곡선으로 정상값에 도달하지만, 계산값은 냉매측에서 냉매의 질량이동에 따른 변화를 계산하였으므로 다소 급격히 목표값에 도달하고 도달시간 역시 실험값보다 빠르다.

Fig.9는 냉방운전 조건에서 30Hz로 정상운전 중 50, 70, 102Hz로 주파수를 순간적으로 증가시켰을 때 냉매 순환유량의 계산결과를 나타내었다. 순환유량은 운전중(30Hz)일 때 주파수증가에 따라

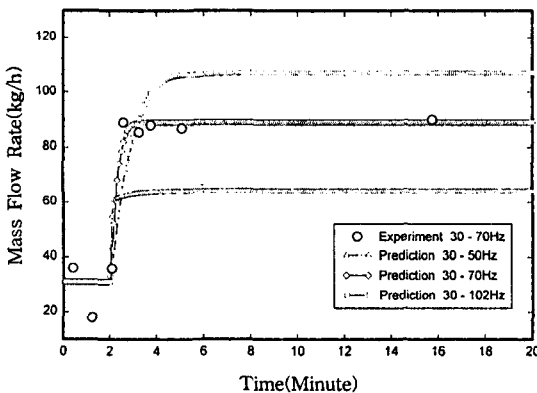


Fig.9 Calculation results of mass flow rate for various system frequencies according to time under standard cooling condition (30Hz Start/ 50, 70, 102Hz Goal)

매우 빠르게 정상값에 도달하는데 주파수 상승폭이 작을수록 더 급속히 목표주파수로 이동하여 정상값을 갖는다. 30Hz의 정상운전시 실험값은 응축기출구 과냉도 상실로 매우 심하게 흔들리고 있고 계산값과 비교할 수 없지만 70Hz로 이동시의 실험값과 비교하면 예측이 정확함을 알 수 있다. 또한 초기주파수와 목표주파수의 차이가 클수록 주파수변화 후 정상값에 도달하는 시간이 길어짐을 확인할 수 있다.

Fig.10은 냉방운전 조건에서 30Hz로 정상운전 중 50, 70, 102Hz로 주파수를 순간적으로 증가시켰을 때 압축기 입·출구압력의 변화를 나타낸 것으로, 주파수상승에 따라 고압측은 상승하고 저압측은 하강하는 특성이 잘 나타나 있고 70Hz인 경우 실험치에 비하여 약간씩 과소예측되나 전체적인 변화경향은 잘 일치하고 있다. 30Hz에서 102Hz로 이동했을 때의 특징은 50Hz로 이동했을 때 나타나지 않은 증발온도 저하현상이 크게 나타난 것을 볼 수 있는데, 이것은 회전수 증가에 따라 증가된 다량의 액 냉매가 증발기 내부로 유입되었기 때문이며 압축기에서의 냉매증발에 의한 순간적인 압력상승은 예측하지 못하였다.

Fig.11은 냉방운전 조건에서 30Hz로 정상운전 중 70, 102Hz로 주파수를 순간적으로 증가시켰을 때 증발온도의 변화를 나타내었다. 주파수증가에 따라 증발압력이 급격히 하향 이동하고 그에 따라

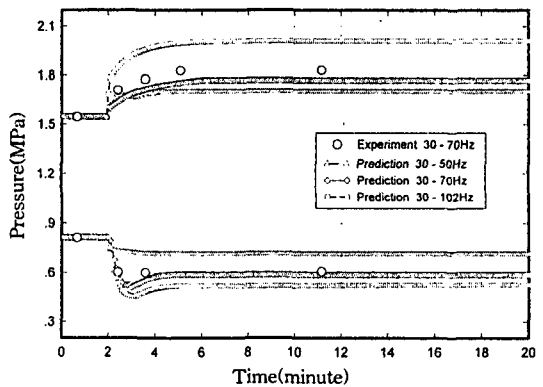


Fig.10 Calculation results of suction and discharge pressure for various system frequencies according to time under standard cooling condition(30Hz Start/ 50, 70, 102Hz Goal)

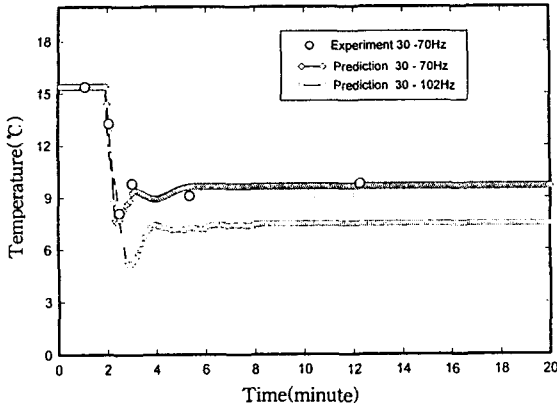


Fig.11 Calculation results of evaporating temperature for various system frequencies according to time under standard cooling condition(30Hz Start/70, 102Hz Goal)

증발온도가 하강하는 현상이 발생한다. 증발온도는 급격히 하강 후 증발기 내부의 냉매부족이 곧 발생하여 온도가 상승한 후 증발기내 냉매가 다시 순환하기 시작하면 서서히 하강하면서 정상값으로 접근한다. 이러한 온도변화 현상은 증발기 내부 이상영역의 보이드율(void fraction) 예측에 따라 정확도가 좌우된다고 할 수 있으며 냉방능력 계산에 영향을 미친다. 시스템 회전수 증가시의 예측은 전반적으로 잘 예측되지만 응축기 역할을 하는 실외기의 온도, 압력이 과소예측되고 압축기출구 압력도 과소예측된다. 이와 같이 현열전달만 있는 응축기가 과소예측 되는 것은 열교환기 모델의 부정확성 보다는 압축기출구가 과소예측되어 나타난 현상이므로 압축기해석에 더욱 정확한 모델을 적용할 필요가 있다고 판단된다.

5. 결론 및 향후과제

회전수변화에 따른 비정상특성을 관찰한 후 회전수상승 특성을 예측할 수 있는 모델을 개발하였으며 실험결과와 비교연구를 통하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

1) 회전수 상승실험의 결과 냉방운전 중 저속에서 고속으로 운전조건을 바꾸는 경우, 70Hz이상에서의 과도현상은 크지 않으나 저주파수 영역에서

상승시에는 과도현상이 증가하며 고주파수 영역이라 하더라도 상승폭을 크게 하면 과도현상이 두드러진다. 과도현상의 주 원인은 증가된 냉매유량과 흡입압력 저하로 인하여 다량의 냉매가 압축기로 유입되기 때문에 증발기와 모세관 입구측 냉매부족 현상에 의한 큰 폭의 온도변화이다. 난방인 경우 냉방에 비해 흡입압력 저하 폭이 적어 비정상시간이 상대적으로 짧지만 102Hz의 고속운전시 증발기표면에 적상이 발생하므로 운전제어를 통해 증발온도를 -1°C 이상 유지할 필요가 있다.

2) 회전수가 상승하는 경우에 대하여 실험으로부터 얻은 응축 및 증발압력을 초기치로 사용하는 비정상 사이클모델을 실험과 비교한 결과 10% 이내로 일치하였다.

3) 실험과 계산의 비교결과, 액냉매의 이동이 시스템의 과도현상을 유발하는 주원인이기 때문에 액냉매의 이동을 정확하게 추적하는 것이 비정상 예측모델의 정확도를 높이는 주요인자가 된다.

본 연구를 마친 후 향후과제로는 냉난방 모두 정적온도 조건에 대한 연구만 수행되었으므로 냉방과 난방의 과부하 조건을 비롯한 다양한 실내·외 온도조건에서 시스템의 비정상 특성이 어떻게 달라지는지에 대한 연구가 필요하다. 또한 10~130Hz운전 시스템의 성능을 극대화시키려면 전자팽창장치를 사용해야 하므로 전자팽창장치를 적용한 시스템의 비정상특성을 규명하기 위한 추가연구를 진행하여야 한다.

참고 문헌

1. Murphy, W. E. and Goldschmidt, V. W., 1985, "Cyclic Characteristics of a Typical Residential Air Conditioner-Modeling of Start-Up Transients," ASHRAE Transactions, No. 2A, pp. 427~444.
2. Murphy, W. E. and Goldschmidt, V. W., 1984, "Transient Response of Air Conditioners - A Qualitative Interpretation Through a Sample Case," ASHRAE Transactions, No. 1B, pp. 997~1008.
3. Murphy, W. E. and Goldschmidt, V. W., 1986, "Cycling Characteristics of a Resi-

- dential Air Conditioner-Modeling of Shut-down Transients," ASHRAE Transactions, No. 1A., pp. 186~202.
4. 山下浩司, 松岡文雄, 永友秀明, 1989, "冷凍サイクルの過渡冷媒分布", 第23回 空気調和冷凍 聯合講演論文集, 4月, pp. 29~32.
 5. 安田 弘, 柳澤徹邇, 出石峰敏, 1994, "蒸氣壓縮式冷凍サイクルの動特性モデル", 日本冷凍協會論文集, Vol. 11, No. 3, pp. 263~275.
 6. Vargas, J. V. C., 1995, "Simulation in transient regime of a heat pump with closed-loop and on-off control," Int. J. Refrigeration, Vol. 18, No. 4, pp. 235~243.
 7. MacArthur, J. W. and Grald, E. W., 1989, "Unsteady Compressible Two Phase Flow Model for Predicting Cyclic Heat Pump Performance and a Comparison With Experimental Data," Int. J. of Refrigeration, Vol. 12, No. 1, pp. 29~41.
 8. Domanski, P. A. and Didion, D. A., 1983, "Computer Modeling of The Vapor Compression Cycle with Constant Flow Area Expansion Device," Report No. NBS Building Science Series 155, NBS.
 9. Nguyen, H. V., 1986, "Reversing valve heat transfer and pressure drop and their effects on the steady-state performance of a heat pump," Ph. D. Dissertation, Purdue University.
 10. 황윤제, 1994, "공기열원 열펌프 성능예측," 한국열펌프연구회 춘계학술대회.
 11. Miller, W. A., 1988, "Laboratory efficiency comparisons of modulating heat pump components using adjustable speed drives," ASHRAE Transactions, Vol. 95, pp. 874~891.
 12. Rice, C. K., 1988, "Efficiency Characteristics of Speed Modulated Drives at Predicted Torque Conditions for Air-to-Air Heat Pumps," ASHRAE Transactions, DA-88-6-3.
 13. Rice, C. K., 1991, "The ORNL Modulating Heat Pump Design Tool MODCON-User's Guide," ORNL-CON-343.
 14. 中澤 昭, 伊東 正太郎, 今須 賢一郎, 1981, "冷凍サイクル要素の合理的組せ", Vol. 56, No. 649, pp. 59~67.