

동시냉난방 열펌프 시스템의 운전모드별 성능특성에 관한 실험적 연구

강 훈, 이 선 일*, 주 영 주*, 정 현 준*, 김 용 찬†, 최 종 민**

고려대학교 기계공학과, *고려대학교 기계공학과 대학원, **한밭대학교 기계공학과

Experimental Study on the Performance Characteristics of a Simultaneous Heating and Cooling Heat Pump System at Each Operating Mode

Hoon Kang, Sunil Lee*, Youngju Joo*, Hyunjoon Chung*, Yongchan Kim†, Jongmin Choi**

Department of Mechanical Engineering, Korea University, Seoul 136-701, Korea

*Graduate School of Mechanical Engineering, Korea University, Seoul 136-701, Korea

**Department of Mechanical Engineering, Hanbat National University, Daejeon 305-701, Korea

(Received April 26, 2007; revision received September 5, 2007)

ABSTRACT: The cooling load in winter season is significant in many commercial buildings and hotels because of the usage of office equipments and the high efficiency of wall insulation. The development of a multi-heat pump that can cover heating and cooling simultaneously for each indoor unit is required. In this study, a 4-room simultaneous heating and cooling heat pump system was designed and its performance was measured at each operating mode. The system used R-410A and adopted variable speed compressor. The problems on the designed system were analyzed and defined. In addition, the solutions of the problems were suggested to improve system efficiency and to obtain the stable operation.

Key words: Simultaneous cooling and heating(동시냉난방), Heat pump(열펌프), Heat recovery(열회수), System design(시스템 설계), Operating mode(운전모드)

기 호 설 명

하첨자

COP : 시스템 성능계수
C.R : 압축비
h : 엔탈피 [kJ/kg]
IDU : 실내유닛
m : 질량유량 [kg/h]
ODU : 실외유닛
P : 압력 [kPa]
Q : 열전달률 [kW]
W : 소비전력 [kW]

a : 평균
c : 냉방
d : 압축기 토출
h : 난방
s : 압축기 흡입
t : 총합

1. 서 론

최근 건축공학의 발전과 건축자재의 기술발전에 따른 단열성능의 상승과 함께 사무자동화 기기의 보급이 증가됨에 따라, 냉방이 필요한 기

† Corresponding author

Tel.: +82-2-3290-3366; fax: +82-2-921-5439

E-mail address: yongckim@korea.ac.kr

간이 장기화될 뿐만 아니라 겨울철에도 난방과 냉방이 동시에 요구되는 건물이 증가되고 있는 추세이다. 또한, 호텔 등과 같이 부하특성이 다양한 공간에서의 동시냉난방에 대한 요구도 꾸준히 증가되고 있다. 현재, 에너지절약 및 공간적인 측면에서의 이점으로 인해 멀티열펌프의 적용이 증가하고 있는 추세이지만, 기존의 멀티열펌프에서는 동시에 냉방과 난방운전이 병행될 수 없기 때문에, 호텔 또는 전산실과 같이 동시에 냉방과 난방이 요구되는 조건에서 소비자들의 다양한 요구를 만족시키는 힘든 실정이다. 멀티열펌프의 새로운 공조시장으로의 확대를 위해서는 다양한 소비자들의 요구를 만족시킬 수 있는 동시냉난방 시스템의 개발이 필요한 실정이다.

현재까지의 연구동향을 살펴보면, 냉방 또는 난방전용 운전조건에서의 시스템 운전특성에 관한 연구에 집중되어 왔으며 동시냉난방 열펌프 시스템에 관한 연구는 전무한 실정이다. 따라서, 본 연구에서는 멀티열펌프의 최신 기술동향을 검토하여, 동시냉난방 시스템의 개발에 적용하고자 한다. 최근 멀티열펌프에 적용되는 주요 기술은 압축기 용량제어, 냉매 유량제어 및 대체냉매 적용 등으로 요약될 수 있다. 압축기의 용량제어 방법으로 주로 회전수 제어형을 채용하고 있다. 초기에는 AC 인버터 방식에서 주종을 이루었으나, 현재에는 DC 인버터 방식의 채용이 증가하고 있는 추세이다.⁽¹⁾ 냉매 유량제어 기술의 발전에 가장 큰 영향을 준 것으로 전자팽창밸브를 들 수 있다. 다수의 실내기를 동시 또는 개별제어하는데 있어서, 전자팽창밸브는 냉매의 균등분배 및 압력에 따른 정밀한 제어가 가능하기 때문에 멀티열펌프에 있어서는 필수부품으로 자리잡고 있다.^(2,3) 일본과 유럽시장의 경우에는 2004년부터 대부분 R-410A를 적용한 제품들이 출시되고 있으며,^(4,5) 향후 국내에서도 R-410A 제품들이 주종을 이룰 것으로 판단된다.

본 연구에서는 R-410A를 적용한 용량가변형 멀티열펌프를 동시에 냉방과 난방운전을 수행할 수 있는 시스템으로 설계·제작하여, 각 운전모드에서의 성능실험을 통해 동시냉난방 시스템으로의 가능성을 확인하고자 한다. 또한, 동시냉난방 열펌프 시스템 설계를 위한 기본 데이터를 확보함과 동시에, 각 운전모드에서의 운전특성 및 시스템 성능을 비교·분석함으로써 설계상의 문

제점 도출 및 시스템 효율을 개선하기 위한 방안을 제시하고자 한다.

2. 동시냉난방 열펌프 시스템의 설계

기존의 멀티열펌프는 중앙제어기의 명령에 의해 냉방 또는 난방으로만 운전되며, 실내유닛별로 개별적인 냉난방 운전은 불가능하다. 또한, 기존의 멀티열펌프는 실내유닛과 실외유닛 사이에 양방향성을 가지는 가스관과 액관, 두 개의 배관만이 필요하지만, 동시냉난방 시스템을 구성하기 위해서는 가스관이 토출가스관과 흡입가스관으로 분리되어야 하기 때문에 연장배관의 추가가 필요하게 된다. 각 실내유닛별로 냉난방운전을 개별적으로 수행하기 위해서는 각 실내유닛별로 운전상태를 전환시킬 수 있는 운전모드 전환유닛(MCU, Mode Changing Unit)가 필요하며, 운전모드 전환유닛 내부는 토출가스 분배관, 흡입가스 집합관, 응축액 분배·집합관 및 냉난방 전환용 솔레노이드 밸브들로 구성되어 있다. Fig. 1에 본 연구에서 설계·제작한 4실형 동시냉난방 시스템 및 운전모드 전환유닛의 구성도를 나타내었다.

기존의 멀티열펌프에서는 냉방운전과 난방운전의 두 가지 운전모드만을 가지고 있지만, 동시냉난방 시스템에서는 총 5가지 운전모드로 나눌 수 있다. 실내유닛이 냉방 또는 난방으로만 운전되는 냉방·난방전용모드, 동시냉난방 운전시 냉방운전 실내유닛수가 많은 냉방주체모드, 그 반대인 난방주체모드, 그리고 난방운전 실내유닛과 냉방운전 실내유닛의 운전대수가 일치하거나 실외유닛으로의 냉매 흐름이 없는 전열회수모드로 나누어진다.

냉방전용 운전모드에서 압축기로부터의 토출가스는 실외열교환기에서 응축된 후, 액관을 통해 전환유닛을 통과하여 냉방운전 실내유닛으로 공급된다. 실내유닛에서 증발된 냉매가스는 전환유닛 내부의 냉방용 솔레노이드 밸브를 통과하여 흡입가스관을 통해 압축기로 흡입되게 된다. 전환유닛 내부의 난방용 솔레노이드 밸브는 모두 닫힌 상태로 되며, 냉방용 솔레노이드 밸브는 실내유닛의 운전여부에 따라 선택적으로 열리게 된다. 이 때, 실내유닛들 중 한 대가 난방운전으로 선택되는 냉방주체 운전모드에서는 난방운전 실내유닛과 연결된 난방용 솔레노이드 밸브는 열리

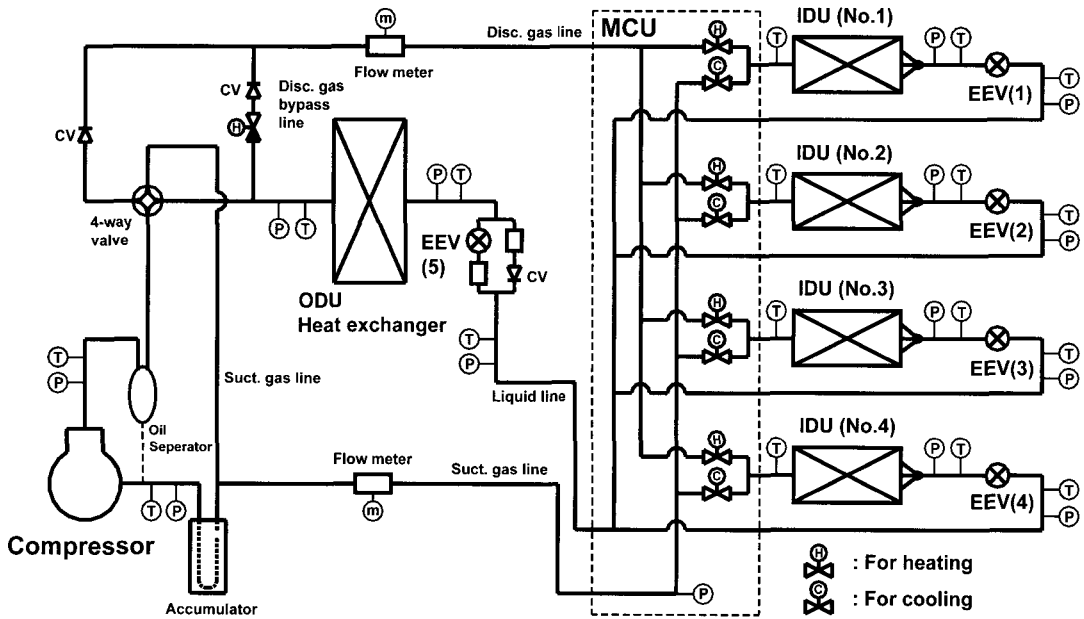


Fig. 1 Schematic of prototype simultaneous cooling and heating system.

고, 냉방용 솔레노이드 밸브는 닫히게 된다. 동시에 실외유닛에서 토출가스 바이패스를 위한 솔레노이드 밸브도 함께 열리게 되어, 압축기 토출가스의 일부분은 토출가스관을 통해 난방운전 실내유닛으로 공급된다. 이 때, 난방운전 실내유닛에서 응축된 냉매액은 전개(full-opened)된 팽창밸브를 통과하여 절환유닛 내부에서 실외유닛으로부터의 액상의 냉매와 합쳐져 냉방운전 실내유닛으로 공급된다.

난방전용 운전모드에서는 압축기로부터 토출된 냉매가스는 토출가스관을 통해 절환유닛 내부의 난방용 솔레노이드 밸브를 통과하여 실내유닛으로 공급된다. 실내유닛에서 응축된 냉매액은 전개된 팽창밸브를 통해 다른 실내유닛으로부터의 액상의 냉매와 합쳐져 실외유닛으로 공급되며, 실외유닛에서 증발된 냉매가스는 4방향밸브를 거쳐 압축기로 흡입되게 된다. 난방전용 운전모드에서 한 대의 실내유닛이 냉방운전으로 선택되는 난방주체 운전모드로 변경되는 경우, 냉방운전 실내유닛과 연결된 난방용 솔레노이드 밸브는 닫히게 되고 냉방용 솔레노이드 밸브가 열리게 되어, 난방운전 실내유닛에서 응축된 일부의 액냉매는 팽창밸브를 거쳐 냉방운전 실내유닛으로 공급된다. 냉방운전 실내유닛에서 증발된 냉매가스

는 냉방용 솔레노이드 밸브를 통과하여 흡입가스관을 통해 압축기로 흡입되게 되며, 실외유닛에서 증발된 냉매가스는 4방향밸브를 통과하여 압축기로 흡입되게 된다.

전열회수 운전특성은 기본적으로 난방주체 운전모드와 유사하지만, 난방운전 실내유닛에서 응축된 냉매액은 실외유닛으로는 공급되지 않고, 냉방운전 실내유닛으로만 공급되는 냉매 흐름을 가지고 있다. 실외유닛에 장착된 팽창밸브는 전개(full-closed)된 조건으로 운전되어지며, 외기와 열교환없이 실내공간들에서만 열교환이 이루어지는 구조를 가지고 있다.

본 동시냉난방 열펌프 시스템의 설계기준은 R-410A를 작동냉매로 하여, 냉방전용 운전모드에서 냉방능력 및 COP가 각각 8.0 kW 및 3.2이다. 압축기는 완전밀폐형 BLDC 로터리 압축기로서, 정격운전 회전수인 3,500 rpm에서의 압축기 단품성능은 ARI 시험조건(증발온도 7.2 °C, 응축온도 54.4 °C)에서 냉방능력 및 소비전력이 각각 8.03 kW 및 2.54 kW이며, 이 때의 냉방 COP는 3.16이다. 팽창밸브는 스텝모터와 니들밸브로 구성된 전자팽창밸브(Electronic Expansion Valve, EEV)를 이용하여 조절하였다. 전자팽창밸브는 4상 24극 스텝모터 구동방식으로 1~2상 여자방식에 의해 500스

Table 1 Operating status of indoor units in system operating modes

| Operating mode | IDU (No.1) | IDU (No.2) | IDU (No.3) | IDU (No.4) |
|----------------------|------------|------------|------------|------------|
| Cooling-only | Cooling | Cooling | Cooling | Cooling |
| Cooling-main | Cooling | Cooling | Cooling | Heating |
| Entire-heat recovery | Cooling | Cooling | Heating | Heating |
| Heating-main | Cooling | Heating | Heating | Heating |
| Heating-only | Heating | Heating | Heating | Heating |

렘까지 개도가 조절된다. 전자팽창밸브의 오리피스 직경은 실내 및 실외 유닛이 각각 1.4 mm 및 1.8 mm, 최대변위는 2.65 mm, 한 스텝당 변위는 0.0053 mm이다. 실내열교환기는 핀튜브 방식의 열교환기를 적용하였으며, 냉방성능은 증발온도 7.2 °C, 통과풍량 6.0 m³/min에서 2.15 kW이다. 실외열교환기도 핀튜브방식의 열교환기를 채용하였으며, 응축성능은 응축온도 54.4 °C, 통과풍량 37.5 m³/min에서 11.34 kW이다. 배관 내부에 압축기 윤활유의 정제 가능성이 높기 때문에 압축기 토출배관에 오일분리기를 설치하였으며, 압축기에서의 역압축 방지를 위한 어큐뮬레이터를 압축기 흡입배관에 설치하였다.

3. 실험장치의 구성

동시냉난방 열펌프 시스템의 성능은 실내유닛의 능력을 개별적으로 측정하여 그 총합과 평균값을 구하여 비교·평가하였다. 각 실내·외 유닛별 입구조건을 설정 온습도로 제어하기 위한 항온항습시스템이 실외유닛과 각 실내유닛에 개별적으로 부착되었다. 또한, 각 실내유닛에 풍량을 측정하기 위한 장치를 개별적으로 설치하여, 냉난방능력을 공기열량계법으로 측정하였다.⁽⁶⁾ 입·출구 습공기의 건구 및 습구온도는 3선식 Pt 100 Ω의 축온저항체를 사용하여 측정하였으며, 정밀

도는 ±0.15 °C이다. 실내열교환기의 풍량은 노즐법⁽⁷⁾으로 측정하였으며, 사용 노즐경은 76.2 mm로서 측정범위 4.2-9.7 m³/min이다. 노즐전후의 차압은 디지털 차압계를 사용하였으며, 정밀도는 ±0.25 %이다. 시스템의 소비전력은 전력계로 측정하였으며, 전력계의 최대 측정범위는 4,000 W, 정밀도는 측정값의 ±0.2 %이다.

성능 실험은 5가지 운전모드에서 실시하였으며, 각 운전모드별 실내유닛의 운전상태를 Table 1에 나타내었다. 동시냉난방 시스템에 대한 실험조건은 EN⁽⁸⁾ 및 ISO 규격⁽⁹⁾을 참고하였으며, Table 2와 같이 설정하여 진행하였다. 각 실내유닛의 풍량 및 냉난방능력은 ASHRAE Standard 37⁽⁶⁾에 의거하여 계산하였으며, 동시냉난방 시스템의 COP는 식(1)과 같이 계산하였다.

$$COP = \frac{Q_{total\ cooling} + Q_{total\ heating}}{W} \quad (1)$$

냉매사이클의 분석을 위하여 사이클 주요 운전점에서의 온도, 압력 및 유량을 측정하였다. 배관 표면온도는 T-타입의 열전대를 사용하여 측정하였으며, 정밀도는 ±0.3 °C이다. 냉매압력은 디지털식 냉매압력계를 사용하였으며, 압력계의 정밀도는 전체 측정범위에서 ±0.13 %이다. 냉매유량은 코리올리식 질량유량계를 사용하여 측정하였

Table 2 Test conditions

| Operating mode | IDU for cooling | IDU for heating | ODU |
|----------------------|-----------------|-----------------|-----------------|
| Cooling-only | 27.0°C/47.0% RH | — | 35.0°C/40.4% RH |
| Cooling-main | 27.0°C/47.0% RH | 20.0°C/59.0% RH | 35.0°C/40.4% RH |
| Entire-heat recovery | 27.0°C/47.0% RH | 20.0°C/59.0% RH | — |
| Heating-main | 27.0°C/47.0% RH | 20.0°C/59.0% RH | 7.0°C/86.9% RH |
| Heating-only | — | 20.0°C/59.0% RH | 7.0°C/86.9% RH |

으며, 정밀도는 측정값의 $\pm 0.1\%$ 이다. 계측된 실험데이터는 모두 하이브리드 레코더로 전송되며, 레코더의 정밀도는 측정값의 $\pm 0.05\%$ 이며, 스캔타입은 2초이다.

4. 실험결과 및 고찰

4.1 냉방전용 및 냉방주체 운전모드

냉방주체 운전모드에서의 운전특성 및 성능을 냉방전용 운전모드에서의 결과와 비교·평가하였다. 냉매충전량별 성능실험을 통해 냉방전용 운전모드에서는 냉매충전량 3,900 g인 조건에서 시스템 효율이 최고값을 나타냄을 알 수 있었다. 냉매충전량을 3,900 g, 압축기 회전수를 정격회전수인 3,500 rpm에서 운전시키면서, 전자팽창밸브 개도를 냉방운전 실내유닛은 110 steps, 난방운전 실내유닛은 500 steps(full-opened) 조건에서 냉방전용 및 냉방주체 운전모드에서의 성능실험을 수행하였다.

Fig. 2는 냉방전용 및 냉방주체 운전모드에서의 시스템 운전특성을 $P-h$ 선도상에 나타낸 것이다. 냉방운전 실내유닛 운전대수가 4대에서 3대로 감소함으로써 증발압력이 크게 감소함을 알 수 있다. 또한, 실내유닛 1대가 응축기로서의 역할을 함으로써 시스템 응축능력의 증가로 인해 응축압력도 감소하였다. 이 때, 증발압력의 감소폭이 응축압력의 감소폭보다 크기 때문에 냉방주체 운전모드에서의 압축비는 냉방전용 운전모드보다 11.4%

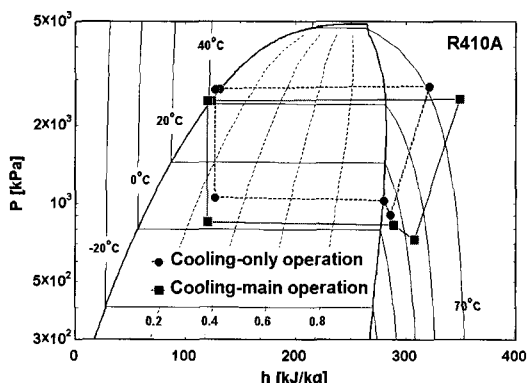


Fig. 2 Comparison of the operating characteristics between cooling-only and cooling-main operation.

증가하였다. 압축기 토출가스 온도도 냉방전용 운전모드에서 72.2 °C, 냉방주체에서 91.1 °C로 크게 상승함을 알 수 있었다.

Fig. 3은 냉방전용과 냉방주체 운전모드에서의 시스템 주요 성능을 비교한 것이다. 성능 변화율은 냉방전용 운전모드 대비 냉방주체 운전모드에서의 변화량을 백분율로 표시하였다. 냉매유량은 냉방전용 운전모드에서 190.9 kg/h, 냉방주체 운전모드에서 134.8 kg/h로, 증발압력 감소에 따른 압축기 체적효율의 감소로 냉방주체 운전모드에서 약 29.4% 낮게 나타났다. 압축비의 증가에도 불구하고, 냉매유량의 감소로 인해 냉방주체 운전모드에서의 소비전력은 냉방전용 운전모드의 90.2% 수준인 2,379.9 W로 나타났다. 냉방전용 운전모드에서 총 시스템능력 및 평균 냉방능력은 각각 8,248.9 W 및 2,062.2 W를 나타내었다. 냉방주체 운전모드에서는 총 시스템능력이 7,534.6 W로 냉방전용 운전모드보다 약 9.7% 감소했으며, 평균 냉방능력은 2,102.5 W로 냉방전용 운전모드과 비슷한 수준으로 나타났다. 하지만, 난방능력은 1,227.2 W로서 냉방전용 운전모드의 평균 냉방능력보다 40.5% 감소하였다. 이것은 냉방주체 운전시, 난방운전 실내유닛으로 바이패스되는 토출가스량이 전체유량의 16.9% 수준으로 매우 낮기 때문이다. COP는 냉방전용에서 3.125, 냉방주체에서 3.165로 큰 편차를 나타내지 않았다.

본 실험결과와 분석을 통해, 냉방주체 운전모드에서 난방운전 실내유닛의 난방성능을 향상시키기 위해서는 난방운전 실내유닛으로 바이패스되는 토출가스량을 증가시켜야 한다. 향후, 난방운전 실내유닛으로의 토출가스 바이패스량을 조

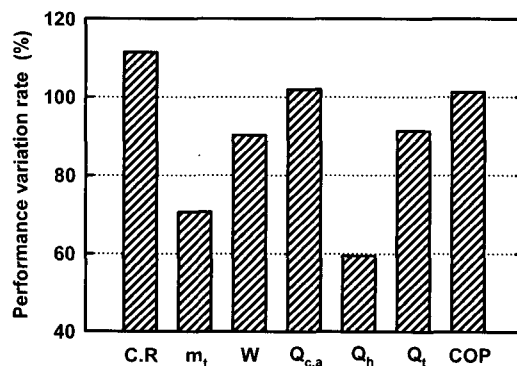


Fig. 3 Performance variation with respect to cooling-only and cooling-main operations.

절하기 위한 장치의 개발 및 제어 알고리즘에 대한 지속적인 연구가 필요하다고 판단된다.

4.2 난방전용 및 난방주체 운전모드

난방전용 및 난방주체 운전모드에서의 시스템 운전특성 및 성능을 비교·평가하였다. 실외유닛용 팽창밸브의 최적 개도를 확인하기 위하여, 난방전용 운전모드에서 냉매충전량을 3,900 g, 압축기 운전회전수는 3,500 rpm, 난방운전 실내유닛의 전자팽창밸브 개도를 500 steps(full-opened)으로 고정시키고, 실외유닛에 부착된 전자팽창밸브 개도를 변화시키면서 성능실험을 수행하였으며, 개도 300 steps에서 시스템 효율이 최대값을 나타냄을 알 수 있었다. Fig. 4는 난방전용과 난방주체 운전모드에서의 시스템 운전특성을 $P-h$ 선도상에 도시한 것이다. 난방운전 실내유닛 운전대수가 4대에서 3대로 감소함에 따라, 시스템 응축능력의 감소로 응축압력이 증가함을 알 수 있다. 또한, 실내유닛 1대가 증발기로서의 역할을 함에 따라 증발부하 증가로 인해 증발압력도 함께 상승하게 된다. 이 때, 응축압력의 상승이 증발압력의 상승보다 크게 때문에, 난방주체 운전모드에서의 압축비는 난방전용 대비 5.3% 상승함을 알 수 있었다.

Fig. 5에 난방전용 및 난방주체 운전모드에서의 시스템 주요 성능을 비교하였다. 성능 변화율은 난방전용 운전모드 대비 난방주체 운전모드에서의 변화량을 백분율로 나타내었다. 증발압력의 상승은 압축기 체적효율을 상승시켜 시스템 유량을 증가시키기 때문에, 난방주체 운전모드에서의

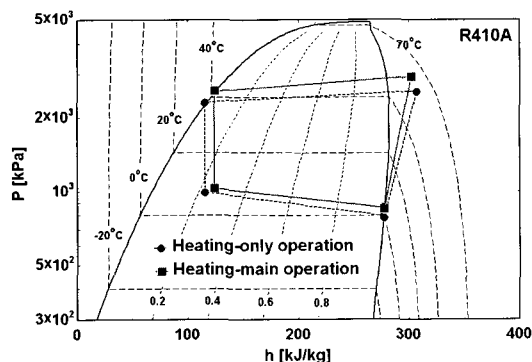


Fig. 4 Comparison of the operating characteristics between heating-only and heating-main operation.

총 냉매유량은 189.4 kg/h로서, 난방전용 운전모드에서의 172.1 kg/h보다 10.1% 높은 수준으로 나타났다. 이 때, 냉방운전 실내유닛으로의 냉매유량은 전체유량의 19.8% 수준인 37.5 kg/h이다. 난방주체 운전모드에서의 소비전력은 2,695.1 W 수준으로, 압축비와 유량의 상승으로 인해 난방전용 운전모드에서의 2,411.2 W보다 11.8% 증가함을 알 수 있다. 난방주체 운전모드에서 평균 냉방 및 난방능력은 각각 1,877.3 W, 2,648.5 W로서, 응축압력 상승으로 인해 평균 난방능력이 냉방능력보다 41.1% 높게 나타났다. 난방전용 및 난방주체 운전모드에서의 총 시스템능력은 각각 7,946.6 W 및 9,822.9 W로 나타났으며, 난방능력의 상승으로 인해 난방주체 운전모드에서 23.6% 높게 나타남을 알 수 있다. 난방주체 운전모드에서의 COP는 3.645로서, 난방전용 운전모드에서의 3.295보다 10.6% 높게 나타났다.

난방주체 운전모드에서는 냉방능력과 난방능력의 편차가 크게 발생할 뿐만 아니라, 난방능력이 정격능력보다 과도하게 상승하는 현상이 발생함을 알 수 있었다. 실외유닛 또는 냉방운전 실내유닛에 부착된 전자팽창밸브의 개도 제어를 통해 냉방운전 실내유닛으로의 냉매유량을 증가시키거나 실외유닛의 풍량 및 압축기 회전수 제어의 최적화를 통해, 난방주체 운전모드에서의 실내유닛간 성능편차를 최소화시키고, 시스템의 운전안정성을 확보할 수 있을 것으로 판단된다. 향후, 이러한 제어변수들에 따른 시스템 운전특성 변화에 관한 정량적 실험을 통해, 난방주체 운전모드에서의 최적 제어알고리즘 개발에 관한 연구가 수

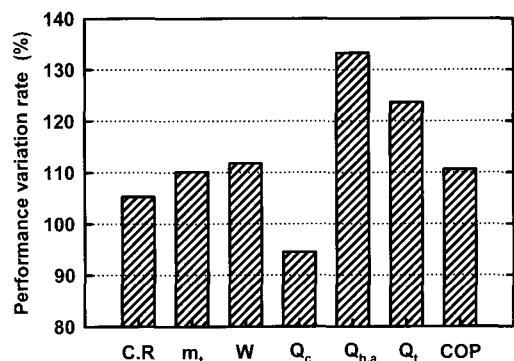


Fig. 5 Performance variation with respect to heating-only and heating-main operations.

행되어야 할 것으로 판단된다.

4.3 전열회수 운전모드

전열회수 운전모드에서는 냉방운전 실내유닛을 통해 실내에서 흡입된 열은 난방운전 실내유닛을 통해 전부 실내로 방출된다. 따라서, 전열회수 운전모드에서의 시스템 효율은 다른 모드에서의 효율보다 높을 것으로 기대된다. 전열회수 운전모드에서 압축기를 정격주파수인 3,500 rpm으로 운전시켰을 경우, 압축기 토출압력이 4,500 kPa 이상으로 상승할 뿐만 아니라 압축비가 비정상적으로 증가하여 정상적인 운전이 불가능하였다. 전열회수 운전모드에서는 최적 압축기 운전주파수가 정격주파수보다 낮은 영역에서 존재할 것으로 판단된다. 본 실험에서는 전열회수 운전모드에서의 성능변화를 압축기 운전회전수를 변화시키면서, 냉방전용 및 난방전용에서의 성능변화와 비교·평가하였다. 냉매충진량은 3,900 g, 팽창밸브의 개도는 냉방운전 실내유닛 110 steps, 난방운전 실내유닛 500 steps(full-opened)인 조건에서 실험하였으며, 압축기 운전회전수는 정격인 3,500 rpm에 대한 비로 표시하였다.

Fig. 6에 압축기 운전회전수 변화에 따른 냉난방성능 및 소비전력의 변화를 나타내었다. 전열회수 운전모드에서는 압축기 정격회전수의 50%수준인 1,750 rpm에서의 평균 냉방능력이 2,232.6 W, 평균 난방능력이 2,367.1 W로서, 냉방전용에서의 정격 평균값보다 8.3%, 난방전용에서의 정격 평

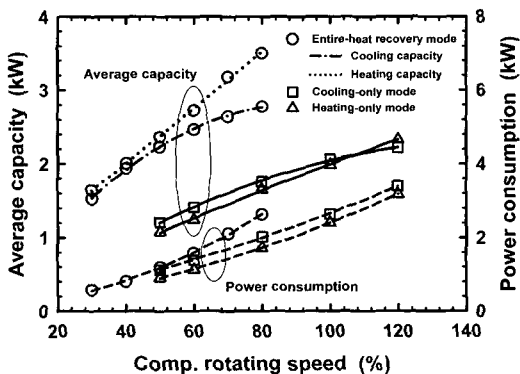


Fig. 6 Variations of average capacity and power consumption with compressor rotating speed.

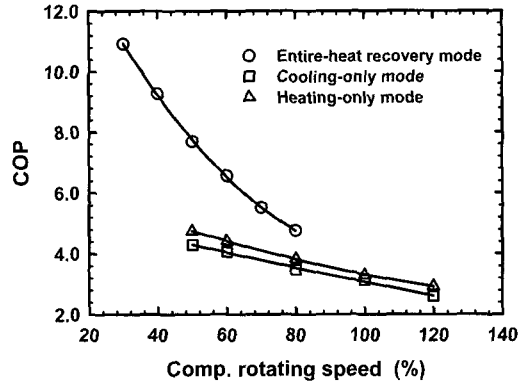


Fig. 7 Variation of COP with compressor rotating speed.

균값보다 19.1% 상승하였다. 이 때, 전열회수 운전모드에서의 소비전력은 1,196.6 W로서, 냉방전용 및 난방전용에서의 정격 소비전력보다 각각 45.3% 및 49.6% 감소하였다. 전열회수 운전모드에서의 COP는 Fig. 7에서 나타난 것처럼, 냉방전용 및 난방전용 운전모드에서의 정격 COP보다 246.0% 및 233.3% 상승함으로써, 열회수 운전을 통해 시스템 COP가 크게 상승함을 알 수 있다. 전열회수 운전모드에서 압축기 운전회전수 변화에 따른 난방성능, 소비전력 및 COP 변화가 상대적으로 크게 나타남을 알 수 있다. 전열회수 운전모드에서 압축기의 단위 회전수변화에 대한 운전특성 변화가 다른 운전모드에서의 변화량보다 크기 때문에 판단된다. 따라서, 동시냉난방 시스템의 제어 알고리즘을 개발시, 전열회수 운전모드에서 압축기 회전수와 같은 변수들의 제어량에 대한 고려가 필요할 것으로 판단된다.

5. 결론

본 연구에서는 동시냉난방 열펌프 시스템의 설계·제작 및 성능실험을 통해, 5가지 운전모드에서의 운전특성 및 문제점을 분석하였고, 그 개선안을 제시하였다.

1) 냉방주체 운전모드에서의 냉방능력 및 COP는 냉방전용 운전모드와 비교하여 동일한 수준으로 나타나지만, 난방능력은 크게 감소함으로써 정상적인 난방운전을 기대하기는 어려웠다. 난방운전 실내유닛으로의 토출가스 바이패스량의 증가에 의한 난방능력의 상승 방안 및 그 제어 알

고리즘에 대한 연구가 필요할 것으로 판단된다.

2) 난방주체 운전모드에서의 난방능력은 난방 전용 운전모드와 비교하여 크게 증가하였지만, 냉방능력은 평균 난방능력보다 41.1% 낮게 나타났다. 전자팽창밸브의 개도제어를 통한 냉매량 분배의 최적화 및 압축기 운전회전수의 최적화를 통해, 냉방능력의 감소 및 난방능력의 과도한 상승을 방지할 수 있을 것으로 판단되며, 난방주체 운전모드에서의 최적제어를 위한 알고리즘 개발이 필요할 것으로 판단된다.

3) 전열회수 운전모드에서는 압축기 정격회전수의 50%에서 목표 냉난방성능이 나타났으며, 냉방전용 및 난방전용 운전모드에서의 정격 COP보다 246.0% 및 233.3% 상승함으로써 전열회수에 따른 에너지절약 효과가 큼을 알 수 있었다. 또한, 압축기 회전수 변화에 따른 성능 변화량이 다른 모드에서보다 크게 나타나기 때문에, 제어 알고리즘 개발시 압축기 회전수와 같은 변수들의 제어량에 대한 고려가 필요할 것으로 판단된다.

후 기

본 연구는 에너지관리공단의 에너지·자원기술 개발 사업(2006-E-CM11-P-05-0-000)의 지원에 의하여 수행되었으며, 이에 감사드립니다.

참고문헌

1. Nagatomo, S., 1998, Positive displacement compressor technology for air conditioners, Transactions of the JSRAE, Vol. 15, No. 4, pp. 305-326.
2. Han, D. and Kwon, H., 1999, Zone temperature control of the multi-type heat pump system, Proceedings of the SAREK, pp. 611-616.
3. Outtagarts, A., 1997, The transient response of an evaporator feed through an electronic expansion valve, Int. J. of Energy Research, Vol. 21, pp. 793-807.
4. Murphy, F. T., Low, R. E., Gilbert, B. E., Linton, J. W., Snelson, W. K. and Hearty, P. E., 1995, Comparison of R407C and R410A with R22 in a 10.5 kW residential central air-conditioner, Proceeding of International CFC and Halon Alternative Conference, pp. 31-40.
5. Park, T. J., Lee, M. K., Jeong, J. H. and Chang, K. S., 2003, Comparison of performance variation between R-22 and R410A refrigeration systems, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 15, No. 3, pp. 166-176.
6. ASHRAE Standard 37-78, 1978, Methods of testing for rating unitary air conditioning and heat pump equipment.
7. ASHARE Standard 51-75, 1975, Laboratory methods of testing fans for rating.
8. EN 14511-3, 2004, Air conditioners, liquid chilling packages and heat pumps with electrically driven compressors for space heating and cooling-Part 3: Test methods.
9. ISO/FDIS 15042, 2005, Multi-split air-conditioners and air-to-air heat pump- testing and rating for performance.