

한랭지용 열펌프의 저온난방 성능에 관한 실험적 연구

주 정 동, 배 경 수, 황 영 규^{†*}, 이 윤 용^{*}, 정 규 하^{**}, 오 상 경^{**}

성균관대학교 대학원, *성균관대학교 기계공학부, **삼성전자 DA총괄DA연구소

An Experimental Study on the Performance of a Heat Pump for the Cold Climate

Jeong-Dong Ju, Kyung-Su Bae, Young-Kyu Hwang^{†*}, Yun-Yong Lee^{*}, Gyoo-Ha Jeong^{**}, Sang-Kyong Oh^{**}

Graduate School, Sungkyunkwan University, Suwon 440-746, Korea

^{*}School of Mechanical Engineering, Sungkyunkwan University, Suwon 440-746, Korea

^{**}Digital Appliance R&D Center, Samsung Electronics, Suwon 442-746, Korea

(Received August 27, 2004; revision received November 11, 2004)

ABSTRACT: The present study concerns an experimental study of a R-22 heat pump system consisted of liquid and liquid heat exchangers. The test was performed for various systems of a single-, tandem-, and two stage-cycle at the same environmental conditions of temperature. Various experiments of the heat pump system were performed to compare the heating capacity and COP, when the outdoor temperature is near -15°C and the indoor temperature is 20°C. As the results of the present study, the system of Tandem(parallel) cycle showed the best heating performance, while the discharge temperature of refrigerant was too high. In case of the system of two stage cycle, the performance characteristics were significantly improved by employing the inter cooler.

Key words: Heat pump(열펌프), EEV(전자팽창밸브), Tandem Cycle(병렬 사이클), Heating capacity(난방능력), COP(성적계수)

기 호 설 명

Q : 2차 유체 체적유량 [m³/s]
 \dot{q} : 난방능력 [kW]
 ΔT : 온도차 [°C]
 COP : 성적계수 [-]
 W_c : 압축기 소비동력 [kW]
 P : 압력 [bar]

C_p : 비열 [kJ/kg · K]

T : 온도 [°C]

그리스 문자

ϵ : 압력비

ρ : 밀도 [kg/m³]

하첨자

[†] Corresponding author

Tel.: +82-31-290-7437; fax: +82-31-290-5849

E-mail address: ykhwang@skku.edu

comp. : 압축기

evap. : 증발기

- h : 고압
- L : 저압
- w : 2차유체
- i : 입구
- o : 출구

1. 서론

열펌프(heat pump)는 저온의 열원에서 에너지를 흡수하여 이를 고온의 열원으로 옮겨주는 장치로 높은 에너지 이용 효율 때문에 오랜 기간 연구되어 왔다. 1852년 Kelvin은 냉동장치가 가열을 위해 유효하게 이용될 수 있음을 지적하고, 저열원과 고열원을 공기로 한 공기-공기 열펌프를 제안하였다(Reay and MacMichael⁽¹⁾).

McMullan and Morgan⁽²⁾과 Gutierrez et al.⁽³⁾은 열펌프에 대한 연구문헌들을 정리 요약하였고 열펌프 사이클에 대한 개념적 해석을 하였으며, 물을 열원으로 하는 열펌프의 성능에 관하여 연구하였다. 또한 Mitchell and Audit⁽⁴⁾과 O'Dell et al.⁽⁵⁾은 태양열을 열원으로 하는 열펌프를 연구하였다.

특히, 현재 난방용으로 가장 넓게 보급되어 있는 보일러나 온풍기 등은 화석에너지 연소 시 발생하는 유해물질로 인해 환경오염의 주원인이 되고 있으며, 자원 고갈로 인한 에너지 절약의 필요성으로 인해 열펌프에 대한 관심과 수요가 증가하고 있다. 열펌프의 열원은 지열, 물, 태양, 공장의 폐수 등 다양하며 이에 대한 많은 연구가 수행되었고 실용화되었다. 그러나 이러한 방법들은 초기투자 및 유지보수비가 많이 들고 지형이나 기후 등의 제약을 받게 된다.

반면 공기열원 열펌프는 Baxter et al.⁽⁶⁾이 언급한 바와 같이 작은 설치공간과 유지보수의 편리성, 그리고 도시지역 등 지형제약이 많은 곳에서도 사용 가능하다는 장점이 있다. 그러나 공기열원 열펌프는 착상(frost)에 의한 운전율 저하 문제와 외기온도가 감소하면 난방부하는 증가하지만 난방능력이 감소하여 부가적인 난방장치가 필요하거나 필요 이상의 큰 용량의 장치가 요구되어 경제적 측면에서 문제가 된다는 것을 Sami et al.⁽⁷⁾이 지적하였다.

본 연구에서는 추가적인 열원 없이 2대의 압축기를 병렬로 연결한 병렬형(tandem) 열펌프와 2

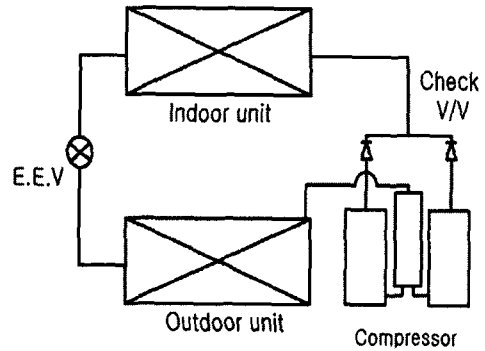


Fig. 1 Schematic diagram of tandem heat pump system.

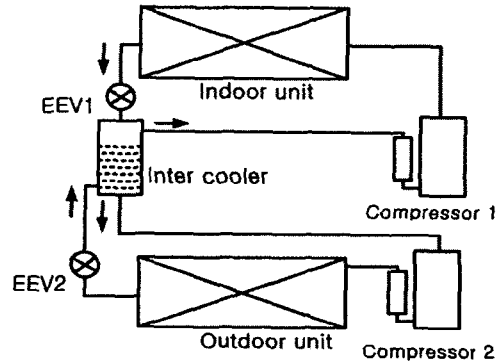


Fig. 2 Schematic diagram of 2-stage heat pump system.

단 팽창-2단 압축 열펌프의 성능 및 효율에 대해 실험적으로 고찰하였다. 실외 및 실내 온도조건은 항온조를 이용하여 설정해 주었고 주어진 실내온도 조건에서 실외온도를 변경해 주면서 이에 대한 압력, 온도, 난방능력 그리고 성적계수(COP) 변화를 측정하였다.

2. 실험장치 및 방법

2.1 실험장치

본 연구에 사용된 열펌프 시스템은 R-22 냉매를 사용한 물 대 물 시스템이며 병렬형과 2단 팽창-2단 압축 시스템의 개략도를 Figs. 1과 2에 각각 나타내었다.

시스템은 크게 압축기, 응축기, 팽창밸브, 그리

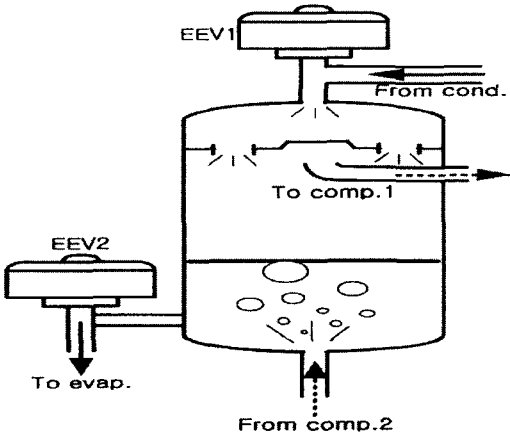


Fig. 3 Schematic diagram of inter cooler.

고 증발기로 구성된 기본 사이클과 외부의 온도 조건을 설정해 주는 항온조 그리고 데이터의 측정과 수집을 하는 측정부로 구성되어 있다. 열펌프 시스템의 압축기는 로터리 압축기를 사용하였으며, Fig. 1 에서와 같이 병렬형 열펌프 시스템은 3.0 kW와 3.6 kW용량의 두 가지 경우에 대하여 단일 압축기를 사용한 경우와 동일압축기 2개를 병렬로 연결한 경우에 대하여 각각 실험하였다. 병렬연결의 경우 압축기 입구에서의 냉매의 분배를 같게 해주기 위해서 각 압축기의 흡입구를 동일 액분리기(accumulator)에 연결하였다. 2단 팽창-2단 압축 열펌프 시스템은 Fig. 2와 같이 직접 열교환식 중간 냉각기를 갖도록 하여 압축기 토출 온도를 감소시키는 방법을 적용하였다. 압축기는 저압축과 고압축으로 직렬로 배열하였다. 중간 열교환기는 상부에 1차 전자팽창밸브를 연결하여 중간압으로 감압된 냉매를 유입시키고 그 출구를 용기 하부 측면에 설치하여 항상 일정량의 액이 용기에 차있도록 설계하였다(Fig. 3 참조).

팽창밸브는 외부 부하변동에 쉽게 대응할 수 있도록 전자팽창밸브(EEV, electronic expansion valve)를 사용하였으며, 제어를 이용하여 수동으로 조절하였다. 증발기 출구의 과열도를 측정하여 제어기에서 펄스신호를 전자팽창밸브의 바깥쪽에 있는 코일에 보내면 내부에 있는 로터(rotor)가 나사산을 따라 회전하게 되고, 0~480 단계로 냉매 유동 유효면적을 증감시킬 수 있게 하였다.

응축기 및 증발기는 판형 열교환기를 사용하였

Table 1 Experimental test conditions

Evaporator inlet temperature of secondary fluid	5°C ~ -15°C
Condenser inlet temperature of water	20°C
Water flow rate	5.5 LPM
Refrigerant charging	2 kg
Compressor capacity	3.0 kW, 3.6 kW
Data acquisition interval	2 sec

고, 2차 유체의 온도조건을 일정하게 유지시키기 위하여 항온조를 사용하였다. 냉매와의 열교환을 위한 2차 유체는 -15°C의 실험조건에서도 얼지 않도록 50% 에틸렌글리콜 수용액을 사용하였다. 2차 유체의 온도는 열교환기의 입출구에 열전대를 삽입하여 측정하였다. 2차 유체의 유량측정은 로터메타(rotameter, 0 ~ 7.5LPM)를 사용하여 측정하였다. 온도는 T-type 열전대를 실리콘 튜브(silicon tube) 내부에 삽입하여 직접 측정하였으며, 열전대의 정확도는 ±0.3°C이다. 측정부위는 판의 외벽에 접촉시켜 측정하였다. 압력측정은 고압부에 40 bar, 저압부에 25 bar 범위이고, 정확도는 ±0.5%의 압력센서 4개를 이용하여 측정하였다. 본 실험장치를 통한 난방능력과 성능계수는 ±5% 오차 내에서 신뢰성을 갖는다. 본 연구에서 측정한 온도와 압력데이터는 자료 획득 장치를 통하여 0.5 sec 단위로 측정된 후 실험결과를 분석하였다.

2.2 실험결과 처리 방법

본 연구에서는 냉매 R-22를 이용하여 실험을 수행하였으며, 주요 실험 변수로는 증발부의 외기조건, 압축기 수 및 열용량이다. 실험장치의 주요 구성요소(압축기, 응축기, 팽창밸브, 증발기)의 입출구에 열전대와 압력센서를 설치하여 온도와 압력을 측정하였다. 외부온도 조건은 Table 1에 나타낸 것과 같이 실내측 항온조의 온도는 응축기 입구의 온도가 20°C가 되도록 고정하였으며, 실외측은 증발기 입구의 온도가 5°C ~ -15°C

로 변화시키면서 이에 따른 난방능력과 성적계수를 각각 측정하였다. 시스템의 난방능력(\dot{q})은 식 (1)을 이용하여 계산하였다.

$$\dot{q} = \rho Q C_p \Delta T \quad (1)$$

여기서 ρ 와 C_p 는 2차 유체의 각 온도에서의 밀도와 비열을, Q 는 순환유량을 그리고 ΔT 는 2차 유체의 응축기 입구와 출구의 온도차를 나타낸다. 온도는 오차가 $\pm 0.2^\circ\text{C}$ 이내로 들어왔을 때를 정상 상태로 보고 5초 간격으로 100회 측정된 평균값을 사용하였으며, 2차 유체의 유량은 5.5 LPM으로 고정하였다. 열펌프의 성적계수는 식 (2)와 같이 난방능력과 압축기의 총소비동력(W_c)의 비로 나타내었다.

$$COP = \frac{\dot{q}}{W_c} \quad (2)$$

이때 압축기의 소비동력은 동력계(power meter)를 이용하여 측정하였다. 각각의 압축기 소비동력을 측정하여 합산하였다. 코리올리(coriolis)효과를 이용한 질량유량계(mass flow meter, 0~18 kg/min)를 응축기 출구측에 설치하여 유량을 측정하였다. 정확도는 $\pm 0.5\%$ 이다. 본 연구에서는 모든 경우에 대하여 과열도를 $3^\circ\text{C} \sim 5^\circ\text{C}$ 로 고정하였고, 이를 위하여 압축기 입구에

서의 압력과 온도를 측정하고 이에 맞게 전자팽창밸브의 개도를 수동으로 미세 조정하여 과열도를 조절하였다.

3. 실험결과 및 고찰

3.1 병렬 시스템의 압력과 온도특성

본 연구에서는 가열이 아닌 압축부의 용량을 확대하여 전체 사이클의 유량을 증가시킴으로써 열펌프의 성능을 향상시키는 방법을 실험하였다. 이를 위하여 병렬형사이클을 적용하였으며 이를 싱글사이클의 경우와 비교하였다.

열펌프의 냉매 순환유량은 실내 및 실외온도와 열교환기의 성능, 그리고 압축기의 압축성능에 영향을 받는다. Fig. 4는 각 압축기의 싱글사이클과 병렬사이클의 고압을, Fig. 5는 저압을 나타낸 것이다. 전체적으로 병렬사이클은 싱글사이클에 비해 고압은 높고 저압은 낮게 나타나는 것을 알 수 있다. 압축기의 용량증가로 냉매유량이 증가하지만 증발기 용량과 2차 유체의 유량이 고정되어 있으므로 냉매와 2차 유체간의 충분한 열교환이 이루어지지 못하게 된다(Fig. 10 참조). 그 결과 과열도는 감소하게 되므로 전자팽창밸브의 개도를 감소시켰다. 그러한 이유로 압축기 입구의 압력은 감소하게 되었다. 냉매와 2차 유체간의 충분한 열교환을 위해서는 더 큰 온도구배가 필요하므로 병렬의 경우에는 저압이 낮게 형성되어

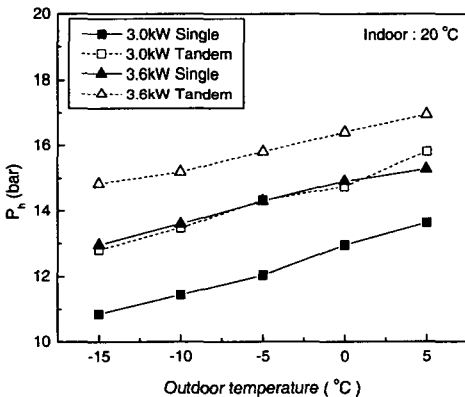


Fig. 4 Discharge pressure vs. outdoor temperature.

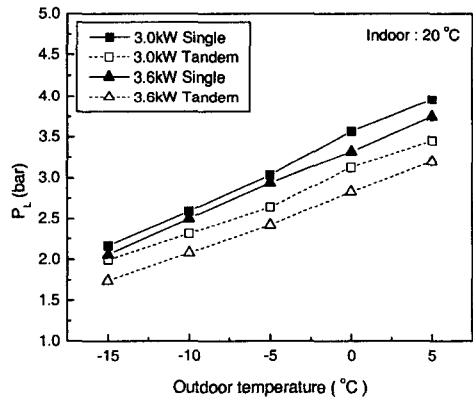


Fig. 5 Suction pressure vs. outdoor temperature.

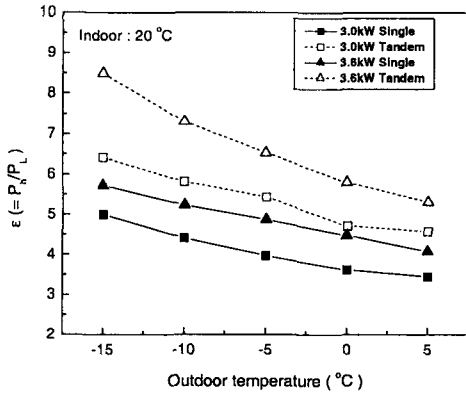


Fig. 6 Pressure ratio vs. outdoor temperature.

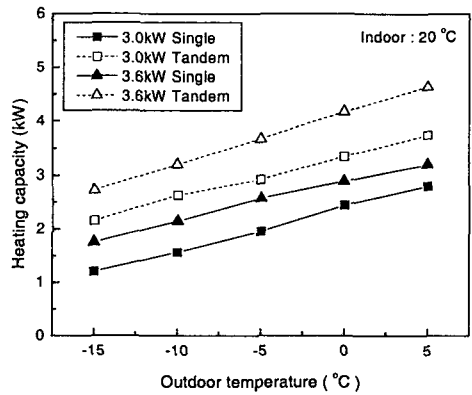


Fig. 8 Heating capacity vs. outdoor temperature.

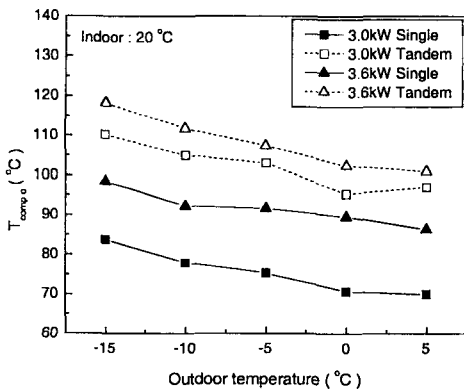


Fig. 7 Discharge temperature vs. outdoor temperature.

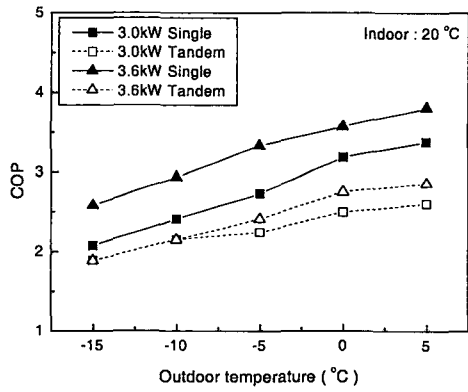


Fig. 9 COP vs. outdoor temperature.

야 한다. 용량이 큰 압축기의 경우, 작은 용량에 비해 저압이 낮아짐을 유추할 수 있다.

병렬사이클을 적용하여 고압을 상승시키는 것은 가능하였지만 저압은 더욱 낮게 나타났다. 압축비는 Fig. 6과 같이 병렬사이클인 경우 더욱 크게 나타났다. 압축비 증가율은 용량이 큰 압축기의 경우가 더욱 크게 나타났다. 압축비의 증가는 압축기 출구에서의 토출냉매를 과열시키는 원인이 된다.

싱글사이클과 병렬사이클의 실외온도별 압축기 토출 냉매의 온도분포를 Fig. 7에 나타내고 있다.

3.0 kW 압축기 사이클의 경우 110°C까지 상승

하였으며 3.6 kW의 경우는 118°C로 냉매가 열화될 수 있는 온도까지 상승하였다. 이러한 현상을 방지하기 위해서는 압축부의 용량증대와 함께 증발기의 성능 또는 용량을 증대시켜서 저압을 상승시켜야 함을 나타내주고 있다.

3.2 병렬 시스템의 난방능력 및 성적계수

병렬사이클 및 싱글사이클의 난방능력과 성적계수는 Figs. 8과 9에 각각 나타내었다. 3.0 kW 용량 압축기 병렬사이클의 경우, 실외측 온도가 -15°C에서 난방능력이 싱글사이클에 비하여 약

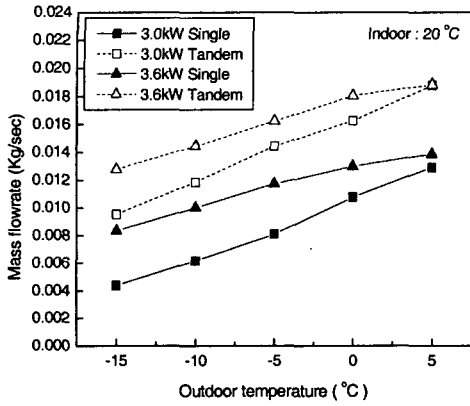


Fig. 10 Mass flow rate of refrigerant vs. outdoor temperature.

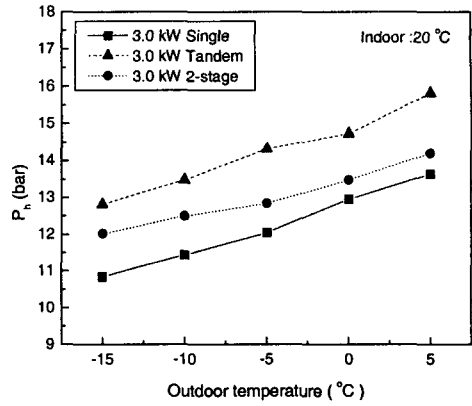


Fig. 11 Discharge pressure with outdoor temperature.

79% 증가하였으며, 이는 실외측 온도가 5°C인 경우, 싱글사이클의 난방능력인 2.47 kW의 약 77%를 나타낸다. 반면, Fig. 9에서 성적계수가 1.89로 싱글사이클인 경우보다 약 9% 감소하였다. 그리고 Fig. 8에서 3.6 kW용량 압축기의 경우, 난방능력은 약 55%증가하였고 성적계수는 약 17%감소하였다.

난방능력 증가율은 실외온도가 낮을수록 낮거나 같으며, 압축기의 용량이 큰 경우가 대체적으로 낮게 나타나고 있다. 이는 주어진 크기의 열교환기에서 실외온도가 감소하여, 열교환기의 성능은 저하된 것으로 판단된다. 또한 실외온도가 낮아질수록 열교환기 주변의 온도차가 크므로 완전한 단열조건이 아닌 영향으로 판단된다.

냉매 유량 증가는 압축기의 소비동력을 증대시키고 이로 인해 높은 실외온도 조건에서 성적계수의 절대치는 높지만 병렬사이클 적용에 따른 성적계수 감소율은 더 크게 한다.

병렬사이클을 적용함으로써 압축기의 용량이 증가되고 Fig. 10과 같이 전체 냉매의 질량유량도 증가하여 난방능력을 향상시킬 수 있었다. 그러나 고압의 상승과 저압의 감소로 인한 압축비상승은 토출온도를 높이고 압축일을 상승시켜 성적계수를 감소시켰다. 3.6 kW 싱글사이클에 비해 3.0kW 병렬사이클은 5°C 조건에서 질량유량은 30% 증가하였고, COP는 33% 감소하였다. 이는 압축기의 용량의 증대와 함께 질량유량을 최적으로 처리할 수

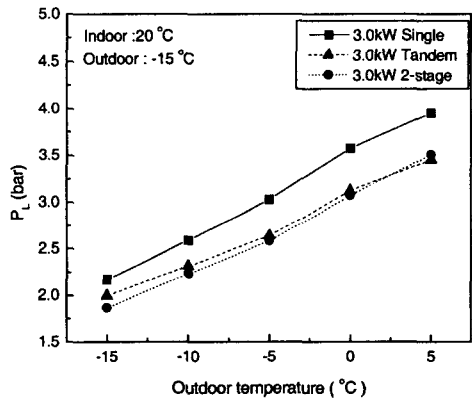


Fig. 12 Suction pressure vs. outdoor temperature.

있는 배관의 설계가 중요한 파라미터이다. 중간 냉각기와 하부(저압)압축기의 토출부 그리고 상부(고압)압축기의 흡입부는 중간압력에서 형성되며 중간압력은 중간냉각기 상부에서 측정하였다.

3.0 kW용량 압축기의 싱글사이클, 병렬사이클 그리고 2단 팽창-2단 압축 사이클의 고압과 저압 분포를 Figs. 11과 12에서 나타냈다. 병렬과 2단 팽창-2단 압축 사이클은 싱글사이클에 비해 고압이 높고 저압은 낮게 형성되었으며 병렬사이클은 2단 팽창-2단 압축 사이클보다 고압과 저압이 모두 높게 나타났다. 2단 팽창-2단 압축 시스템의 고압부 압력은 병렬사이클에 비해서 낮게 나타났지만, 싱글사이클의 경우에 비해 높게 나타났다.

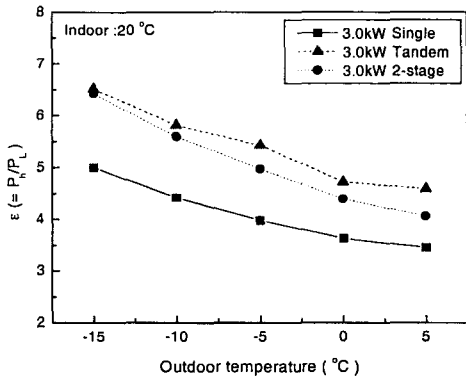


Fig. 13 Pressure ratio vs. outdoor temperature.

이로써 압축기를 직렬로 배열한 2단 팽창-2단 압축 사이클도 압축비를 높이는 효과를 나타냈고 전체 냉매유량도 증가하였다.

압축비는 Fig. 13과 같이 병렬사이클과 2단 팽창-2단 압축이 유사하지만 실외온도가 높을수록 차이를 보이고 있다. 냉매의 토출온도는 2단 팽창-2단 압축 사이클의 경우가 가장 낮았다. Fig. 14는 각 사이클의 동일 실내의 온도조건에서의 토출 온도의 분포를 나타낸다. 2단 팽창-2단 압축 사이클의 경우 압축비가 싱글사이클보다 높지만 후부 압축기를 통과한 냉매가 중간냉각기에서 액냉매를 통과함으로써 냉각되어 최종 토출온도를 크게 낮출 수 있으며 이는 냉매의 열화방지와 압축기 효율을 증대시키는 장점이 있다.

3.3 2단 팽창-2단 압축시스템의 난방능력 및 COP

상부와 하부에 동일한 압축기를 사용한 2단 팽창-2단 압축 사이클을 사용함으로써 난방능력을 향상시킬 수 있었다. Fig. 15에 3.0 kW 압축기의 난방능력과 성적계수를 나타내었다. 실외온도 -5°C 조건에서의 병렬사이클은 2단 팽창-2단 압축 사이클에 비해 난방능력은 약 8% 증가하였지만, 성적계수는 약 30% 감소하였다. 병렬사이클을 적용한 경우가 난방능력 증가에 조금 유리하지만, 압력비 상승으로 양 압축기의 압축일이 증가하고 토출냉매 온도가 상승하여 압축효율이 감소하여 성적계수가 싱글사이클에 비하여 낮게 나타났다.

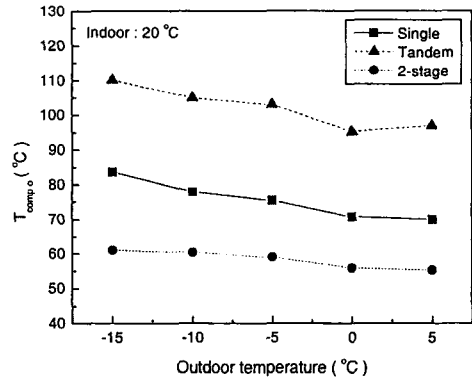


Fig. 14 Discharge temperature vs. outdoor temperature.

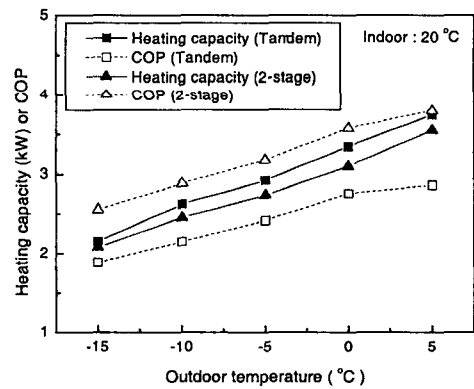


Fig. 15 Heating capacity and COP vs. outdoor temperature.

2단 팽창-2단 압축 사이클은 일반적으로 알려진 것과 같이 효율면에서 가장 높은 성적계수를 나타냈다.

4. 결론

외기온도가 -15°C인 경우 열펌프의 난방능력이 급격히 감소하는 문제를 보완하는 방법으로 병렬 사이클과 2단 팽창-2단 압축사이클을 이용하여 물 대 물 시스템의 압력, 온도특성과 난방능력 및 성적계수변화를 알아보기 위하여 실험을 수행

하였다. 본 연구를 수행한 결과, 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 2대의 압축기를 병렬로 사용한 결과 난방 능력은 향상시킬 수 있었지만 성적계수는 감소하였다.

(2) 실내온도가 고정되고 실외온도가 감소하는 경우, 압축기를 병렬로 사용했을 때 시스템의 고압이 상승하고 저압은 감소하여 압축비가 커지고 압축기 토출부의 냉매가 과열되었다.

(3) 병렬사이클의 경우 저압이 감소하여 증발기에서의 냉매와 2차 유체와의 온도차이가 커졌으며, 저압을 상승시키기 위해서 냉매유량의 증대와 열전달 성능을 향상시킬 수 있는 열교환기 및 배관의 설계가 필요하다고 판단된다.

(4) 중간냉각기를 가지는 2단 팽창-2단 압축 사이클을 적용함으로써 난방능력과 성적계수를 증가시킬 수 있었다.

(5) 2단 팽창-2단 압축 사이클은 압축비가 증가하였지만 중간냉각과정에 의해 토출냉매가 과열되는 것을 막을 수 있었다. 저압이 감소하는 현상이 나타났으며 이를 증가시키기 위해서는 증발기 용량의 증가가 수반되어야 할 것으로 사료된다.

후 기

이 논문은 2004년도 두뇌한국21사업과 성균관대학교-삼성전자 미래가전연구센터의 연구비에서 수행되었으며, 이에 관계자 여러분께 감사드립니다.

참고문헌

1. Reay, D. A. and MacMichael, D. B., 1949, Heat Pumps, Theory, Design and Application, Pergamon Press, Oxford, pp. 302.
2. McMullan, J. T. and Morgan R., 1981, Heat Pumps, Adam Hilger Ltd., Bristol, pp. 1-3
3. Gutierrez A. G., El-meniawy, S. A. K., Watson, F. A., and Holland, F. A., 1979, A Study of the Operating Characteristics of a Water-Water Heat Pump System using R12, Indian Engineer, Vol. 21, No. 4, pp. 2-15.
4. Mitchell, J. S. and Audit, T. E., 1979, Performance of Combined Solar Heat Pump System, Solar Energy, Vol. 22, pp. 125-135.
5. O'Dell, M. P., Mitchell, J. W. and Beckman, W. A., 1984, Design Method and Performance of Heat Pumps with Refrigerant Filled Solar Collectors, J. Solar Energy, Vol. 106, pp. 203-210.
6. Baxter, V. D., Abbatiello, L. A. and Minturn, R. E., 1982, Comparison of Field Performance to Steady State Performance of Two dealer-installed Air-to-Air Heat Pumps, ASHRAE Trans, Vol. 88, Part 2, pp. 22-24.
7. Sami, S. M. and Tulej, P. J., 1995, A new design for an air-source heat pump using a ternary mixture for cold climates, Heat Recovery & CHP, Vol. 45, No. 6, pp. 521-529.