

열교환방식에 따른 지열히트펌프의 난방특성에 관한 연구

차동안, 권오경[†], 박차식*

한국생산기술연구원 에너지시스템연구그룹, *호서대학교 기계공학부

A Study on Heating Characteristics of Ground Source Heat Pump with Variation of Heat Exchange Methods

Dong An Cha, Oh Kyung Kwon[†], Cha Sik Park*

Energy System R&D Group, Korea Institute of Industrial Technology, Cheonan 330-825, Korea

*School of Mechanical Engineering, Hoseo University, Asan, 336-795, Korea

Abstract

The objective of this study is to investigate the influence on the heating performance for a water-to-water 10RT ground source heat pump by using the water switching and refrigerant switching method. The test of water-to-water ground source heat pump was measured by varying the compressor speed, load side inlet temperature, and ground heat source side temperature. The heating capacity and COP of the heat pump increased with increasing ground heat source temperature. As a result, compared to a refrigerant switching method, the water switching method with counter flow improves the heating capacity and COP by approximately 5% in average, respectively.

Key words: Ground Source Heat Pump(지열히트펌프), Heating Characteristics(난방특성), Refrigerant Switching(냉매질환), Water Switching(수질환)

기 호 설 명

A_w : 압축기 소비전력, [kW]
 COP : 성능계수,
 c_p : 비열, [J/kg·°C]
 \dot{m} : 온수유량, [kg/min]
 Q_H : 시스템 난방능력, [kW]
 T_i : 온수입구온도, [°C]
 T_o : 온수출구온도, [°C]

1. 서 론

산업사회의 발달과 생활환경의 개선으로 쾌적한 환경의 요구가 증가됨에 따라 자원고갈 및 지구온난화, 온실효과 등과 같은 심각한 환경변화가 발생하고 있다. 이에 대응하기 위해 1차 에너지의 사용을 줄이고 환경친화적인 산업구조의 형태를 갖는 에너지이용기술의 도입이 필요하다. 이를 위해 다양한 형태의 신재생에너지 즉, 태양열, 태양광, 풍력, 수력, 지열 등을 이용하는 것은 에너지 절약 뿐만 아니라 환경개선의 측면에서도 가치가 높다고 할 수 있다.

지열에너지의 경우 장소, 기후, 시간에 관계없이 적용이 가능하고 실효성 및 안정성에서 우수한 장점이 있다. 그리고 다른 신재생에너지 설비

[†] Corresponding author

Tel.: +82-41-589-8528, Fax: +82-41-589-8330

E-mail: kwonok@kitech.re.kr

접수일 : 2012년 4월 9일

심사일 : 1차:2012년 4월 20일, 2차:2012년 5월 14일

채택일 : 2012년 5월 18일

에 비해 설비투자비용 및 설비공간 활용이 용이하여 지열시스템의 보급이 해마다 증가하는 실정이다.

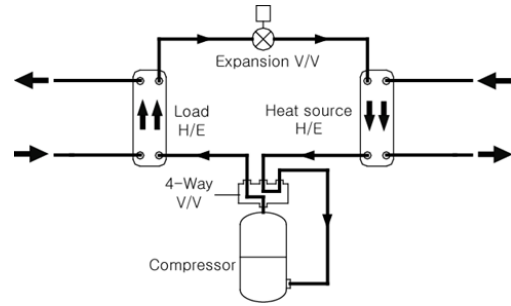
지열에너지는 지하 수백미터에서 연중 온도변화가 없으므로 동절기에는 공기열원보다 온도가 높고 하절기에는 온도가 낮아 혹서기나 혹한기에도 안정적인 열원확보가 가능해 안정적인 냉난방 운전이 가능하다. 열원의 확보는 지하 10~200m 깊이에 지열교환기를 매설하여 12°C~17°C의 지열에너지를 히트펌프와의 열교환으로 냉난방열원으로 사용이 가능하다. 이와 같은 지열에너지의 원활한 사용을 위하여 냉방과 난방을 동시에 구현할 수 있는 히트펌프 시스템의 사용이 보편화되어 있다.

지열히트펌프 전체시스템은 지열히트펌프 유니트와 지중열교환기로 나눌 수 있는데, 히트펌프 시스템에 관한 연구로 Baek 등과 Lee 등은 해수와 지열을 열원으로 사용한 히트펌프를 연구하였고^{1),2)}, Lian 등은 수열원과 공기열원 히트펌프를 시뮬레이션을 수행하여 비교분석하였다.³⁾ 그리고 Choi et al.⁴⁾는 지열원 물대공기 멀티히트펌프의 난방에 대한 실증연구를 진행하였고, Chen 등은 지하수를 열원으로 사용하는 히트펌프를 적용하여 공기열원 히트펌프와 비교를 통해 약 20~30%의 에너지절감효과가 있는 것으로 보고하였다.⁵⁾

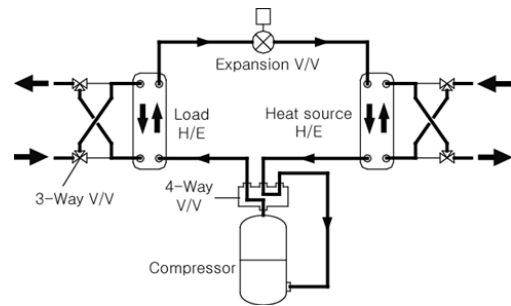
지중열교환기를 적용한 연구로는 Hepbasli⁶⁾와 Hepbasli et al.⁷⁾는 수직밀폐형 지중열교환기를 적용한 지열히트펌프 시스템의 성능 특성에 관한 연구를 수행하였으며, Sohn et al.⁸⁾은 수직밀폐형 지열히트펌프의 장기간 운전에 따른 성능분석 및 지중온도 변화에 대한 실증연구를 진행하였다. 하지만 냉매절환 및 수절환 열교환방식에 대한 연구는 전무한 실정이다.

지열히트펌프 시스템은 4-way 밸브를 이용하여 냉방과 난방을 겸용으로 운전할 수 있는 시스템으로, 설계기준에 따라 냉매와 열원의 열교환 방식이 냉방을 대향류로 유지하게 되면 난방운전시에도 평행류로 전환되고, 난방을 대향류로 유지하게 되면 냉방운전시에도 평행류로 전환되어 열교환 성능이 저하된다.⁽⁹⁻¹⁰⁾

Fig. 1은 히트펌프 시스템의 냉매절환과 수절환 방식을 적용한 난방운전의 개략도를 나타낸 것으



(a) Parallel flow



(b) Counter flow

Fig. 1 Schematic diagram of ground source heat pump.

로 3-way 밸브를 이용하여 평행류와 대향류로 운전되는 흐름을 도시하였다.

본 연구에서는 지열을 이용하는 히트펌프의 성능향상을 위한 방안으로 난방운전에서 열교환 방식을 3-way 밸브를 이용하여 온수, 열원수와 냉매의 열교환을 대향류와 평행류로 운전이 가능하도록 시스템을 설계, 제작하여 성능을 비교분석하였다.

2. 실험장치 및 실험방법

2.1 실험장치

Fig. 2는 실험대상인 지열을 이용하는 히트펌프에 증발기와 응축기의 열교환 방식을 대향류, 평행류로 비교실험하기 위한 난방사이클의 개략도이다. 실험에서 지중열원에 해당되는 열원측의 온도는 정밀항온조로 모사하였으며, 부하측의 온도도 마찬가지로 항온조를 통하여 부하를 제어하였다.

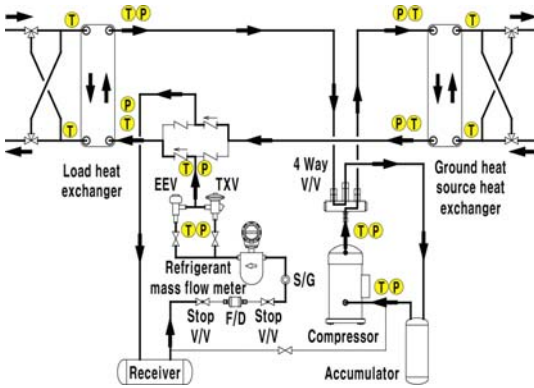


Fig. 2 Schematic diagram of experimental setup for ground source heat pump.

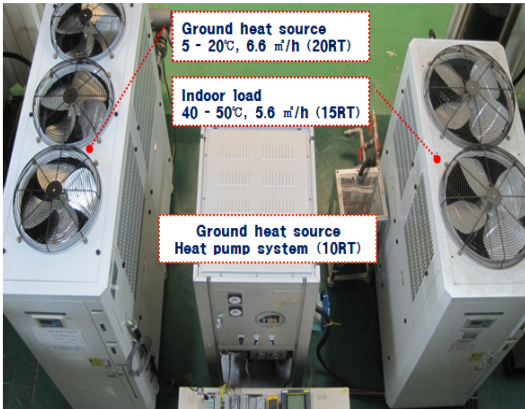


Fig. 3 Ground heat source and Indoor load unit.

배관의 구성은 3-way 밸브의 조작으로 인한 유량변화를 최소화하기 위하여 평행류와 대항류의 입구 및 출구 배관부품의 사용과 길이를 2m로 동일하게 설치하였다.

Fig. 3은 실험에 사용된 히트펌프 및 열원측과 부하측의 온도조절에 사용된 항온조를 나타낸 것이다. 그림에서 실험장치는 크게 압축기, 증발기, 응축기, 팽창밸브와 압축기의 회전수 변화를 위하여 인버터 등으로 구성된 히트펌프 파트와 열원측과 부하측의 온도를 제어하기 위한 항온조 파트로 구성되어 있다.

열원수의 경우 20 RT, 히터용량 12 kW의 항온조를 사용하였고, 온수측의 부하는 15 RT, 히터용량 8 kW의 항온조를 설치하여 온수와 열원수의 온도를 일정하게 유지되도록 하였다.

Table 1 System specification

Dimension	700×800×1700 mm
Refrigerant	R-410A, 10 kg
Compressor	COPELAND : ZP 154KCE 31 kW (50Hz)
Evaporator	DANFOSS : B3-095-52 (35 kW)
Condenser	DANFOSS : B3-095-52 (35 kW)
Expansion valve	TXV : TGELI3, 45 kW (DANFOSS)
Inverter	LS : SV110-iG5A (0-400 Hz)

Table 1은 본 실험에 사용된 지열히트펌프 시스템의 상세사항을 나타낸 것이다. 냉매는 R-410A를 사용하였으며, 압축기는 용량 31 kW의 밀폐형 스크롤타입을 선정하였으며, 회전수를 제어하기 위해 인버터(0~400 Hz)를 설치하였다. 응축기와 증발기는 히트펌프 시스템의 특성상 냉난방운전을 감안하여 35 kW로 동일한 용량의 관형열교환기를 설치하였으며, 팽창밸브는 용량 45 kW의 TXV를 사용하여 상용화 설비에 가깝게 운전되도록 하였다. 수액기는 5 kg 용량을 설치하여 난방 운전과 냉방운전에서의 냉매 부족현상을 보완하도록 설계, 제작하였다.

측정장비로 압축기 구동에 필요한 소비전력을 측정하는 전력분석계 및 온수, 열원수 입·출구에 열전대와 마그네틱 전자유량계(유량범위:10 m³/h)를 설치하였다. 냉매 질량유량계를 설치하여 시스템 내부의 냉매유량을 측정하였다. 이를 통해 부하측의 온수와 열원수의 온도 및 유량과 냉매의 온도, 유량으로 시스템의 열평형을 측정하여 실험에 반영하였으며, 시스템 각 부분의 정확한 압력과 온도를 측정하기 위해 고·저압 압력계와 T-type 열전대를 설치하였다.

각 측정장비는 보정(calibration)을 수행한 후 유량, 온도 및 압력 등을 다채널 온도기록장치(40CH)와 RS-232C 케이블을 통해 PC로 전송하여 처리하였다. 계측장비의 오차로써 유량은 ±0.1%, 온도는 ±0.15%, 압력은 ±0.1%이다.¹¹⁾

2.2 실험방법

Table 2는 지열히트펌프 시스템의 난방 실험조

Table 2 Experimental conditions

Parameter	Conditions
Heat exchanger	Parallel flow Counter flow
Load inlet temperature (°C)	40*, 50
Load flow rate (m ³ /h)	5.6
Heat source inlet temperature (°C)	5*, 10, 15, 20, 25
Heat source flow rate (m ³ /h)	6.6
Compressor RPM (Hz)	40, 45, 50, 55, 60

* : heating reference temperature

건을 나타낸 것이다. 실험은 지중루프의 온도기준인 난방인증기준(KS B ISO13256-2)⁽¹²⁾에 따라 수행하였다.

실험은 대향류와 평행류 형태의 열교환 방식 변화를 기준으로 압축기 회전수 변화에 따른 난방능력, 소비전력, COP를 파악하였고, 지역, 계절별로 상이한 열원수의 유입온도의 변화에 따른 냉매순환량과 COP의 변화를 파악하였다.

실험은 먼저 열원수(heat source)입구의 온도와 유량을 설정하고, 온수(load)입구의 온도와 유량을 일정하게 유지되도록 한 후 히트펌프 열교환기에 유입되도록 하였다. 히트펌프 시스템의 운전은 열원수와 온수측 열교환기의 입구 출구의 온도가 정상상태 즉, 온도의 변화가 $\pm 0.5^{\circ}\text{C}$ 이내, 유량의 변화가 $\pm 0.01\text{ m}^3/\text{h}$ 이내에 도달하면 압축기를 가동하여 인버터를 이용해 일정한 회전수로 설정하였다.

압축기 회전수 변화에 따른 대향류와 평행류의 비교실험은 지열히트펌프 실험기준 중 지중루프 방식을 기준으로 온수온도와 유량은 40°C , $5.6\text{ m}^3/\text{h}$, 열원수의 온도와 유량은 5°C , $6.6\text{ m}^3/\text{h}$ 로 일정하게 유지하고, 압축기의 회전수를 $40\sim 60\text{ Hz}$ 로 변화시켜 정상상태에 도달했을 때 시스템의 성능을 비교하여 검증하였다.

열원수 유입온도 변화에 따른 대향류와 평행류의 비교실험은 동일한 조건에서 열원수의 유입온도를 5°C 씩 상승시켜 비교하였고, 압축기 정격운전(60 Hz)에서 난방부하의 증가에 따른 시스템 성능변화를 파악하기 위해 부하측의 설정온도를 40°C 에서 50°C 로 증가시켜 시스템 성능변화도 함께 비교 검증하였다.

2.3 실험결과처리

실험에서 지열히트펌프의 난방능력은 식 (1)을 이용하였으며 냉매와 온수의 열평형을 비교하여 시스템 열손실을 최소화하고자 하였다.

$$Q_H = \dot{m}_H c_p (T_{H,o} - T_{H,i}) \quad (1)$$

여기서, \dot{m}_H 와 c_p 는 온수의 질량유량과 정압비열이며 $T_{H,i}$, $T_{H,o}$ 는 온수열교환기의 온수 입구, 출구온도를 나타낸다.

히트펌프의 COP는 난방능력(Q_H)과 압축기 소비전력(A_w)를 이용하여 식 (2) 와 같이 구하였다.

$$COP = \frac{Q_H}{A_w} \quad (2)$$

3. 실험결과 및 고찰

3.1 압축기 회전수변화

Fig. 4는 압축기 회전수 변화에 따른 대향류와 평행류 열교환 방식의 난방능력 및 압축기 소비전력을 나타낸 것이다.

압축기의 회전수가 증가함에 따라 난방능력과 소비전력이 증가하는 경향으로 나타났다. 난방능력은 대향류가 최소 28.4 kW , 최대 38.0 kW 로 측정되었고, 평행류는 최소 26.8 kW , 최대 34.6 kW 로 대향류 방식이 평균 5.1% 증가하는 경향으로 나타났다. 이는 냉매의 과냉구간이 커짐에 따라 온수와의 열교환 성능이 높아지는 것으로 판단된다. 소비전력은 대향류와 평행류에서 비슷한 경향으로 최소 8.3 kW , 최대 12.1 kW 의 분포로 나타났다. 대향류가 평균 0.2 kW 높게 나타났다.

Fig. 5는 압축기 회전수 변화에 따른 대향류와 평행류 열교환 방식의 COP와 냉매유량의 변화를 나타낸 것이다.

압축기의 회전수가 증가함에 따라 COP는 점차 감소하고 냉매유량은 증가하는 경향으로 나타났다. COP는 대향류가 최소 3.15 , 최대 3.42 로 평행류보다 평균 6.4% 의 성능향상이 있는 것으로 나

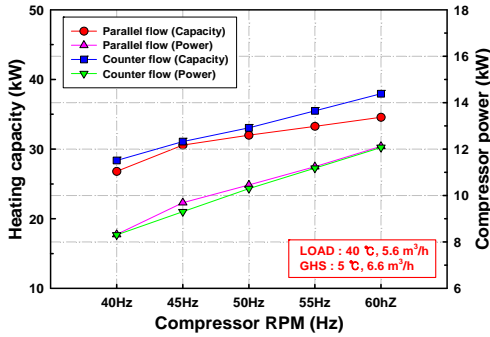


Fig. 4 Variation of heating capacity and compressor power with compressor RPM.

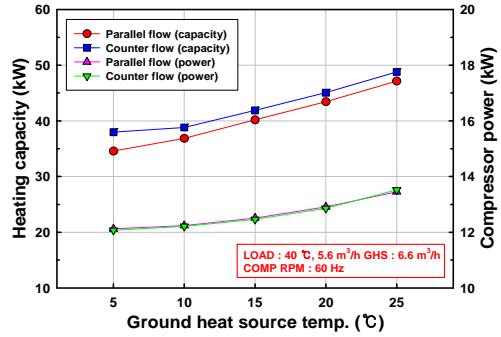


Fig. 6 Variation of heating capacity and compressor power with heat source temperature.

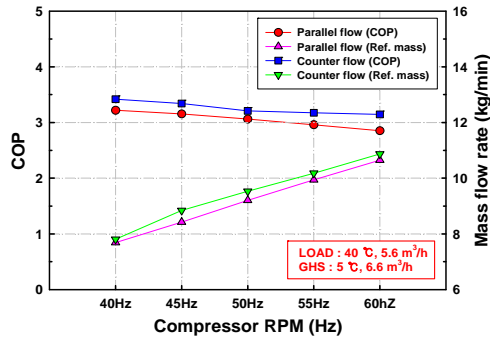


Fig. 5 Variation of COP and refrigerant mass flow rate with compressor RPM.

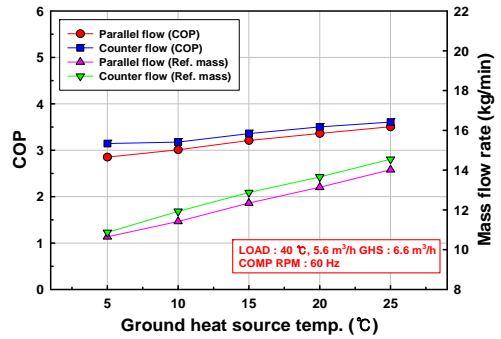


Fig. 7 Variation of COP and refrigerant mass flow rate with heat source temperature.

타났다. 냉매유량은 압축기 회전수가 증가함에 따라 최소 7.7 kg/min에서 최대 10.8 kg/min으로 크게 증가하는 것으로 나타났으며, 대항류가 평행류보다 평균 0.3 kg/min 정도 증가하는 것으로 측정되었다. 이는 열교환 구간이 길어지면서 냉매의 과냉과 과열구간이 커지게 되고 이에 따라 냉매유량도 미세하게 증가하는 것으로 판단된다. 시스템 성능은 난방능력과 냉매유량이 증가하는 것에 반해 압축기 소비전력의 변화는 크지 않으므로 대항류 열교환 방식의 성능이 높게 나타난 것이라고 판단되어진다.

3.2 열원수 유입온도변화

Fig. 6은 온수온도 40°C, 압축기 회전수 60 Hz 기준에서 열원수 유입온도 변화에 따른 대항류와 평행류 열교환 방식의 난방능력 및 압축기 소비

전력을 나타낸 것이다.

열원수 유입온도가 높을수록 난방능력과 압축기 소비전력은 증가하는 경향을 보였다. 난방능력은 대항류가 최소 38.0 kW, 최대 48.8 kW로 측정되었고, 평행류는 최소 34.6 kW, 최대 47.2 kW로 대항류 방식이 평균 4.9% 증가하는 것으로 나타났다. 압축기 소비전력은 대항류와 평행류에서 비슷한 경향으로 최소 12.1 kW, 최대 13.5 kW의 분포로 나타났으며, 대항류가 평균 0.15 kW 높게 나타났다.

Fig. 7은 기준 운전조건에서 열원수 유입온도 변화에 따른 COP와 냉매유량의 변화를 나타낸 것이다.

열원수 유입온도가 증가할수록 COP와 냉매유량이 증가하였다. COP는 대항류가 최소 3.15, 최대 3.61로 평행류보다 평균 5.1%의 성능향상이 있는 것으로 나타났다. 냉매유량은 열원수 유입온도

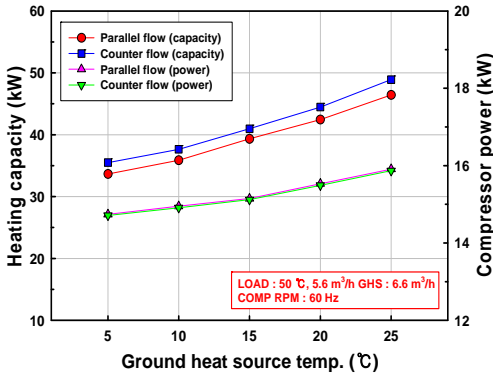


Fig. 8 Variation of heating capacity and compressor power with heat source temperature.

가 증가함에 따라 최소 10.7 kg/min에서 최대 14.5 kg/min으로 증가하는 것으로 나타났으며, 대향류가 평행류보다 평균 0.45 kg/min 증가하는 것으로 측정되었다.

Fig. 8은 난방부하의 증가에 따라 온수입구 설정 온도 50°C, 압축기 회전수 60 Hz 기준에서 열원수 유입온도 변화에 따른 대향류와 평행류 열교환 방식의 난방능력 및 압축기 소비전력을 나타낸 것이다.

열원수 유입온도가 높을수록 난방능력과 압축기 소비전력은 온수입구온도 40°C 설정과 동일하게 증가하였다. 난방능력은 대향류가 최소 35.5 kW, 최대 48.9 kW로 측정되었고, 평행류는 최소 33.7 kW, 최대 46.4 kW로 대향류 방식이 평균 4.7% 증가하는 것으로 나타났다. 압축기 소비전력은 대향류와 평행류에서 비슷한 경향으로 최소 14.7 kW, 최대 15.9 kW의 분포를 보였으며, 대향류가 평균 0.07 kW 높게 나타났다. 또한 부하측의 온수입구온도가 40°C에서 50°C로 상승하면서 압축기 소비전력은 평균 16% 증가하는데 비해 난방능력은 평균 2.5% 감소하는 경향을 보였다.

Fig. 9는 부하측 온수입구온도 50°C기준의 운전조건에서 열원수 유입온도 변화에 따른 COP와 냉매유량의 변화를 나타낸 것이다.

열원수 유입온도가 증가할수록 COP와 냉매유량이 증가하였다. COP는 대향류가 최소 2.41, 최대 3.08로 평행류보다 평균 4.9%의 성능향상이 있는 것으로 나타났다. 부하측 온수입구온도 50°C

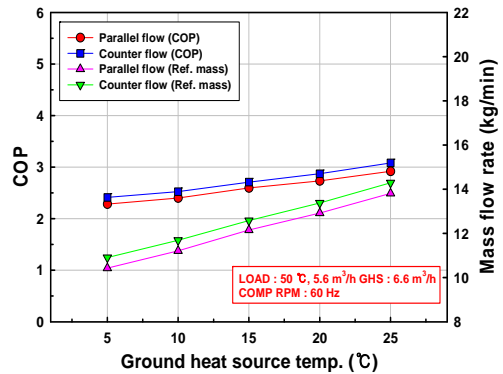


Fig. 9 Variation of COP and refrigerant mass flow rate with heat source temperature.

설정에서의 냉매유량은 열원수 유입온도가 증가함에 따라 최소 10.5 kg/min에서 최대 14.1 kg/min으로 증가함을 보였으며, 대향류가 평행류보다 평균 0.42 kg/min 증가하는 것으로 측정되었다. 그리고 난방능력과 압축기 소비전력을 감안한 전체적인 성능은 온수입구온도 40°C 설정보다 평균 23% 감소되는 것으로 나타났다.

4. 결론

열교환 방식에 따른 지열히트펌프의 난방특성에 관한 실험적 연구를 통해 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 압축기 회전수가 40Hz에서 60Hz로 증가할수록 난방능력과 압축기 소비전력, 냉매유량은 증가하지만 COP는 저하하는 경향을 보였다. 난방능력은 대향류가 최소 28.4 kW, 최대 38.0 kW로 평행류에 비해 평균 5.1% 향상되었으며, COP는 대향류가 최소 3.15, 최대 3.42로 평행류보다 평균 6.4%의 성능향상이 있음을 확인하였다.
- (2) 열원수의 유입온도가 높아질수록 난방능력과 COP는 증가하였으며, 난방능력은 대향류가 최소 38.0 kW, 최대 48.8 kW로 측정되어 평행류에 비해 평균 4.9% 향상되었으며, COP는 대향류가 최소 3.15, 최대 3.61로 평행류보다 평균 5.1%의 성능향상이 있음을 확인하였다.

- (3) 부하측의 온수입구온도가 40℃에서 50℃로 설정온도가 높아지면 난방능력과 압축기 소비전력을 감안한 전체적인 성능은 온수 입구온도 40℃ 설정보다 평균 23% 감소되는 것으로 나타났다.

후 기

본 연구는 2010년도 지식경제부의 재원으로 한국에너지 기술평가원의 지원을 받아 수행한 연구 과제이며, 이에 감사드립니다.(No. 20103030110030)

참고문헌

1. Baek, N.C., 2001, Development of Off-Peak Electric Water Heater using Heat Pump, Energy R&D, Vol. 11, pp. 3-7.
2. Lee, J. Y., Chung, J. T., Woo, J. S. and Choi, J. M., 2010, Influence of the Secondary Fluid Flow Rate on the Performance of a GSHP System, Korean Journal of Air-conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 22, No. 10, pp. 649-656.
3. Lian Z, Park S, Qi H, 2005, Analysis on Energy Consumption of Water-Loop Heat Pump System in China, Applied Thermal Engineering, Vol. 25, pp. 73-85.
4. Choi, J. M., Kang, S. H., Moon, J. M. and Kim, R. H., 2009, Daily Heating Performance of a Ground Source Multi-heat Pump at Heating Mode, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 21, No. 9, pp. 527-535.
5. Chen C, Sun F, Feng L, Liu M, 2005, Underground Water-Source Loop Heat-Pump Air-Conditioning System Applied in a Residential Building in Beijing, Applied Energy, Vol. 82, pp. 331-344.
6. Hepbasli, A., 2002, Performance Evaluation of a Vertical Ground-source Heat Pump System in Izmir, Turkey, Int. Journal of Energy Res., Vol. 26, pp. 1121-1139.
7. Hepbasli, A., Akdemir, O., Hancioglu, E., 2003, Experimental Study of a Closed Loop Vertical Ground Source Heat Pump System, Energy Conversion and Management, Vol. 44, pp. 527-548.
8. Sohn, B. H., Cho, C. S., Shin, H. J. and An, H. J., 2005, Cooling and Heating Performance Evaluation of a GSHP System, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 17, No. 1, pp. 71-81.
9. Cha, D. A., Kwon, O. K., and Park, S. G., 2011, A Study on Heating Characteristics of Ground Source Heat Pump using Water Switching Methods, Proceeding of the KSME, pp. 465-470.
10. Cha, D. A., Kwon, O. K., Kim, H. J., Park, S. G. and Oh, M. D., 2011, The Performance Characteristics of Ground Source Heat Pump with Change of Cooling and Heating, Proceedings of the SAREK, pp. 49-52.
11. Holman, J.P., 2000, Experimental Method for Engineer, 7th ed., McGraw-Hill pp. 51-60.
12. KS B ISO13256-2, 2003, Water-source heat pump testing and rating for performance - Part 2 : Water to water and brine to water heat pumps, Korean Standards Association.