

지열원 열펌프 시스템의 냉·난방 성능 평가

손병후[†], 조정식, 신현준, 안형준*

한국건설기술연구원 화재 및 설비 연구부, *(주) 코오롱건설

Cooling and Heating Performance Evaluation of a GSHP System

Byong Hu Sohn[†], Chung-Sik Cho, Hyun-Jun Shin, Hyung-Jun An*

Fire & Engineering Services Research Department, KICT, Goyang 411-712, Korea

**Kolong Engineering & Construction Co., LTD., Yongin 449-797, Korea*

(Received October 2, 2004; revision received November 26, 2004)

ABSTRACT: The main objective of the present study is to investigate the performance characteristics of a ground-source heat pump(GSHP) system with a 130 m vertical and 62 mm nominal diameter U-tube ground heat exchanger. In order to evaluate the performance analysis, the ground-source heat pump connected to a test room with 90 m² floor area in the Korea Institute of Construction Technology(37°39'N, 126°48'E) was designed and constructed. This ground-source heat pump system mainly consisted of ground heat exchanger, indoor heat pumps and measuring devices. The cooling and heating loads of the test room were 5.5 and 7.2 kW at design conditions, respectively. The experimental results were obtained from July 2, 2003 to July 1, 2004. The cooling and heating performance coefficients of the system were determined from the measured data. The average cooling and heating COPs for the system were obtained to be 4.90 and 3.96, respectively. The temperature variations in ground and the ground heat exchanger pipe surface at different depths were also measured.

Key words: Ground-source heat pump(GSHP, 지열원 열펌프), Performance evaluation(성능 평가), Ground heat exchanger(지중 열교환기), Coefficient of performance(COP, 성능계수)

기호설명

COP: 성능계수 [-]

c_p : 비열 [J/kgK]

I : 전류 [A]

m̄ : 질량유량 [kg/s]

Q : 열전달량 [W]

Q_e : 지중 열교환기의 열 흡수율 [W]

Q_r : 지중 열교환기의 열 방출률 [W]

T : 온도 [°C]

t : 일 [day]

V : 전압 [V]

W_{cp} : 압축기 소비전력 [W]

W_f : 펜 소비전력 [W]

W_p : 부동액 순환펌프 소비전력 [W]

z : 지면으로부터의 깊이 [m]

* Corresponding author

Tel. : +82-31-910-0246; fax : +82-31-910-0381

E-mail address: byonghu@kict.re.kr

그리스 문자

ϕ : 역률 [-]

a_s : 지중 토양의 열확산계수 [m^2/day]

하침자

air : 공기

c : 냉방

h : 난방

in : 입구

out : 출구

wa : 부동액

1. 서 론

지열원 열펌프 시스템(ground-source heat pump systems)은 크게 지중 열교환기(ground heat exchanger)와 열펌프로 구성된 냉·난방 겸용 시스템이다. 냉방 사이클의 지열원 열펌프 시스템은 실내에서 흡수한 열을 지중 열교환기를 통해 지중으로 방출한다. 반대로 난방 사이클의 경우, 지중 열교환기는 지중에서 열을 흡수하여 실내로 공급한다.

이 시스템의 장점은 사용되는 냉매의 양과 에너지 소비량이 상용 공기 열원 열펌프보다 상대적으로 적고, 또한 실외에 노출되는 기기가 없다는 것이다. 아울러 열펌프의 히트싱크(heat sink) 및 열원(heat source)의 역할을 하는 지열의 연중 온도변화는 외기의 그것보다 안정적이기 때문에 지열원 열펌프 시스템은 높은 효율과 우수한 성능을 갖는다. 반면, 지중 열교환기의 매설에 따른 높은 초기 설치비를 단점으로 들 수 있다.

미국과 북유럽 국가 등은 2000년을 기준으로 약 51만 2000대의 지열원 시스템을 설치하였으며, 특히 지난 십 년 동안 매해 9.7%의 설치 증가율을 보였다고 Lund and Freeston⁽¹⁾은 밝히고 있다. 또한 현재까지 지열원 열펌프 시스템과 관련된 다양한 주제의 연구가 여러 연구자들에 의해 수행되었다. 대표적인 것으로 지열원 열펌프 시스템의 설계⁽²⁾, 성능 및 경제성 분석⁽³⁾, 하이브리드 지열원 시스템의 성능분석⁽⁴⁾ 그리고 설계 및 시공기준⁽⁵⁾ 등에 대한 연구를 들 수 있다.

이와 같은 지열원 열펌프 시스템의 전체 성능은 연간 지중온도 변화, 지중 열교환기의 열교환 능력 그리고 토양의 조성 및 수분함유량 등에 크

게 영향을 받는다. 이에 대한 최근의 연구로 Hepbasli et al.⁽⁶⁾, Bi et al.⁽⁷⁾, Pahud and Matthey⁽⁸⁾ 그리고 Leong et al.⁽⁹⁾의 연구를 들 수 있다. 특히, Zhao et al.⁽¹⁰⁾은 지열원 열펌프 시스템에서 기존 냉매를 비공비 혼합냉매로 교체하였을 때, 이 혼합냉매의 성분비 및 유량변화가 시스템의 성능에 미치는 영향을 실험적으로 연구하였다. 반면, 국내에서 지열원 열펌프 시스템에 관심을 갖기 시작한 것은 최근의 일이다. Shin et al.⁽¹¹⁾에 의해 국내에서의 지열 에너지 이용 가능성이 확인된 후, 최근 들어 시스템 설치가 증가하고 있지만, 외국과 비교하였을 때 아직은 초기 단계라고 할 수 있다.

실제 시공된 지열원 열펌프 시스템을 대상으로 성능을 측정한 후, 이를 측정 데이터를 분석하여 정량적인 성능검증 결과를 사용자에게 제시한다면, 이 시스템의 신뢰도는 향상될 수 있을 것으로 본다. 이는 곧 본 시스템의 보급 활성화로 이어질 수 있을 것으로 판단된다. 이에 본 연구의 목적은 $90 m^2$ 의 공간에 설치된 열펌프와 외경 62 mm, 길이 130 m의 단일 U자 관 지중 열교환기로 구성된 지열원 열펌프 시스템의 냉·난방 성능을 분석하는 데 있다.

2. 실험장치 및 방법

지열원 열펌프 시스템의 냉·난방 성능을 분석하기 위한 전체 시스템의 개략도를 Fig. 1에 도시하였다. 시스템은 크게 열펌프, 지중 열교환기,

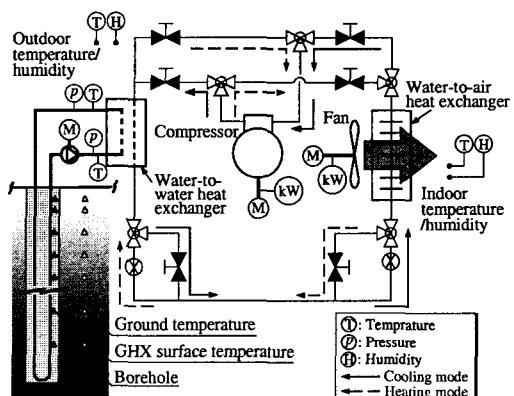


Fig. 1 Schematic diagram of the experimental setup.

작동유체 순환펌프 및 일련의 배관 그리고 테이터 획득 시스템 등으로 구성되어 있다.

실내에 설치된 열펌프는 1.5 RT급(GECA-015, Trane)으로 압축기, 열교환기, 사방밸브, 직접 팽창밸브 및 시스템 제어장치 등으로 구성되어 있다. 열펌프의 전체 배관은 동판이며, 냉매의 압축을 위해 로터리압축기가 사용되었다. 열펌프의 열교환기 중 냉매와 실내공기 사이의 열교환에 사용되는 물 대 공기 열교환기는 동판의 외면에 알루미늄 휜(fin)이 부착되어 있다. 또한 지중 열교환기 순환유체와 냉매간의 열교환이 이루어지는 물 대 물 열교환기는 2중관 형식으로 내부의 관은 플루티드 관(fluted tube)으로 되어있다. 열펌프의 작동유체로 R-22가 사용되었다.

지중 열교환기는 U자 관(single U-tube) 형상으로 파이프의 재질은 폴리에틸렌이며 외경이 62 mm, 길이가 130 m이다. 이 지중 열교환기 파이프를 직경 150 mm, 깊이 130 m로 천공된 보어홀(borehole)에 삽입한 후, U자 관과 보어홀 사이의 빈 공간에 벤토나이트와 규사를 물과 혼합하여 채웠다. 지중 열교환기 작동유체는 가압펌프(Type UP26-99, Grundfos)에 의해 지중 열교환기와 물 대 물 열교환기 사이에서 순환되며, 물(90%)과 메탄올(10%)을 질량비율로 혼합하여 사용하였다.

지중온도를 포함한 각종 온도 측정을 위해 T형 열전대(T-type thermocouple)가 사용되었으며, 실·내외 온도 및 습도는 디지털 온·습도계(TR-72S, T&D corporation)로 측정되었다. 또한 전체 시스템의 소비전력 측정을 위해 적산 전력

계(MX2040, Tektronix)를 부착하였으며, 열펌프 만의 소비전력 측정을 위해 별도의 전력계(Powermeter, AOIP)를 설치하였다.

온도, 소비전력 그리고 실·내외 온도와 습도 등의 데이터를 15분 간격으로 측정한 후, 데이터 획득 시스템에 기록하여 성능분석에 사용하였다. 실험결과의 불확실도 해석(uncertainty analysis)을 Kline⁽¹²⁾이 제안한 방법에 따라 수행하였다. 즉, 측정 데이터의 불확실도와 본 실험 결과에 영향을 미치는 이들 측정 데이터의 편차들을 조합하여 실험결과의 상대 불확실도를 계산하였으며, 그 결과를 Table 1에 나타내었다.

3. 데이터 해석

냉방 사이클로 작동하는 지열원 열펌프 시스템이 지중으로 전달한 에너지의 총량은 지중으로 방출한 열량과 시스템 운전에 투입된 에너지의 총합이다. 반면, 난방 사이클은 지중에서 흡수한 에너지와 시스템 운전에 소요된 동력을 실내로 전달한다. 지열원 열펌프 시스템의 냉·난방 성능계수는 다음의 식(1)과 식(2)로부터 계산된다.

$$\text{COP}_c = \frac{Q_c}{W_{cp} + W_f + W_p} \quad (1)$$

$$\text{COP}_h = \frac{Q_h}{W_{cp} + W_f + W_p} \quad (2)$$

식(1)과 식(2)에서 냉방성능 및 난방성능의 계산은 다음과 같다.

$$Q_c = \dot{m}_{air} c_{p, air} (T_{in, air} - T_{out, air}) \quad (3)$$

$$Q_h = \dot{m}_{air} c_{p, air} (T_{out, air} - T_{in, air}) \quad (4)$$

여기서, 하첨자 *in*과 *out*은 실내공기가 열펌프의 물 대 공기 열교환기로 유입되기 전과 통과한 후를 각각 의미한다. 또한 열펌프의 압축기 및 휘그리고 지중 열교환기 작동유체 순환펌프가 소비하는 전력은 다음의 식들로 계산된다.

$$W_{cp} = \frac{I_{cp} V_{cp} \cos \phi}{1000} \sqrt{3} \quad (5)$$

Table 1 Parameters and uncertainties

Parameters	Uncertainty
System temperature, T	$\pm 0.2^\circ\text{C}$
Indoor and outdoor temperature, T	$\pm 0.3^\circ\text{C}$
Power, W	$\pm 3.0\%$
Water/antifreeze solution flow rate, m	$\pm 2.0\%$
Heat transfer rate of the ground heat exchanger, Q	$\pm 2.84\% \sim \pm 5.92\%$
Cooling COP	$\pm 4.13\%$
Heating COP	$\pm 6.64\%$

$$W_f = \frac{I_f V_f \cos \phi}{1000} \quad (6)$$

$$W_p = \frac{I_p V_p \cos \phi}{1000} \quad (7)$$

실험에 앞서, 각 요소기기에 대한 전류 및 전압을 측정하였으며, 이 측정값으로 계산된 소비전력과 전력계에 의한 측정값 사이에 차이가 없음을 확인하였다.

냉방 또는 난방 사이클로 작동하는 지열원 열펌프 시스템에서 지중 열교환기 작동유체가 지중으로 방출 또는 지중으로부터 흡수하는 열량은 다음의 식(8) 또는 식(9)로부터 계산된다.

$$Q_r = \dot{m}_{wa} c_{p, wa} (T_{out, wa} - T_{in, wa}) \quad (8)$$

$$Q_e = \dot{m}_{wa} c_{p, wa} (T_{in, wa} - T_{out, wa}) \quad (9)$$

식(8)과 식(9)에서의 하침자 *in*과 *out*은 열펌프의 물 대 물 열교환기 입구(지중 열교환기 출구)와 출구(지중 열교환기 입구)를 각각 의미한다.

4. 결과 및 고찰

4.1 지중온도 및 외기온도 변화

지열원 열펌프 시스템의 전체 성능에 영향을 미치는 요인 중의 하나가 지중 열교환기의 열교환 능력이라고 할 수 있다. 지중 열교환기가 지중으로부터 열을 흡수하거나 또는 실내에서 흡수한 열을 지중으로 방출하는 과정은 지중 열교환기 작동유체와 지중의 온도차에 기인한다. 이에 본 연구는 Fig. 1에서 보는 바와 같이, 지중 열교환기 표면온도 측정 지점에서 6 m 떨어진 위치에 열전대를 매설하여 지중온도를 측정하였다. 또한 지중온도 측정과 동일한 시간에 외기온도를 측정하였으며, 그 결과를 Fig. 2에 나타내었다.

일일 평균 지중온도는 12.5°C에서 15.2°C의 범위에 분포하였으며, 연평균 12.9°C를 나타내었다. 지표면 아래 5 m 지점에서의 온도는 외기의 온도변화에 다소 영향을 받지만, 외기온도가 변동하는 것과 비교하면 상대적으로 안정적인 것을 볼 수 있다. 특히, 지중의 열용량이 매우 크기 때문에 지하 5 m 지점에서 지중온도의 최고 값과

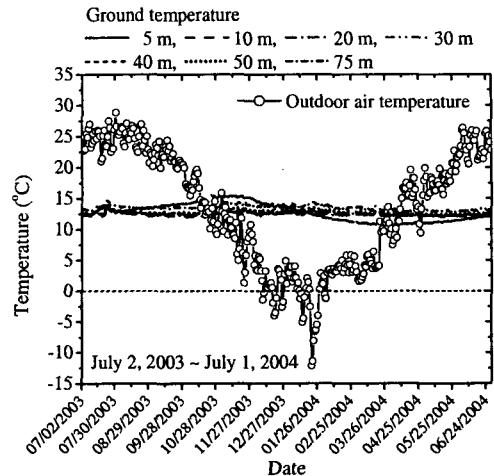


Fig. 2 The daily average ground and outdoor air temperature variations.

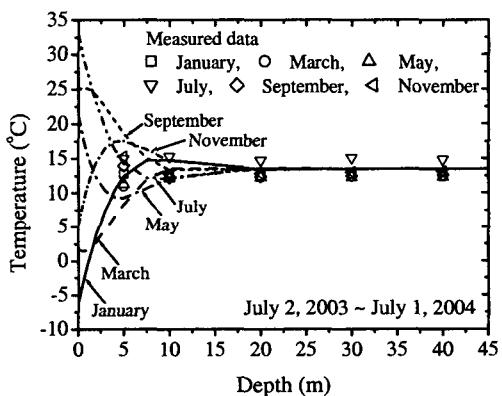


Fig. 3 Comparison of measured data and correlation for ground temperature.

최저 값은 여름과 겨울철에 나타나지 않는 것을 볼 수 있다. 또한 지표면 아래 10 m 지점부터의 지중온도는 깊이 및 외기온도의 변동에 거의 영향을 받지 않는 것을 확인할 수 있다.

Fig. 3은 연중 지중온도 측정결과를 Kusuda and Achenbach⁽¹³⁾가 제시한 지중온도 상관식, 식(10)에 의한 계산결과와 비교한 것이다.

$$T(z, t) = T_m - T_a \exp \left\{ -z \sqrt{\frac{\pi}{365 \alpha_s}} \right\} \times \cos \left\{ \frac{2\pi}{365} \times \left[t - t_0 - \frac{z}{2} \sqrt{\frac{365}{\pi \alpha_s}} \right] \right\} \quad (10)$$

식(10)의 계산을 위해 연평균 외기온도 T_m 에 측정결과를 평균한 값인 13.5°C를 대입하였다. 또한 T_a 를 계산하는 데 필요한 외기온도의 최고 값과 최저 값은 각각 27.3°C(2003년 8월 5일)와 -12.1°C(2004년 1월 20일)이었다. 따라서 최저 외기온도를 보이는 일(day)인 t_0 는 20이 된다. 본 측정결과와 계산결과는 ±3.9% 내에서 일치하였다. 또한 식(10)에 의한 연평균 지중온도는 13.4°C로 계산되었다.

지열원 열펌프 시스템의 최적 성능구현은 시스템 적용대상 건물의 냉·난방 부하에 합당하는 열펌프의 용량 선정 및 지중 열교환기 사양의 정확한 계산으로부터 나온다. 일반적으로 지중 열교환기를 설계하기 위해 상용 소프트웨어를 이용한다. 이 때, 입력 데이터의 일부로서 앞서 기술한 연중 지중온도와 외기온도가 필요하다. Kim and Kim⁽¹⁴⁾은 1991년부터 2000년까지의 서울지역 기상관측 데이터를 이용하여 외기온도를 예측할 수 있는 상관식을 다음과 같이 제시하였다.

$$T = A_0 + \sum_{n=1}^3 \left(A_n \cos \frac{2n\pi}{365} t + B_n \sin \frac{2n\pi}{365} t \right) \quad (11)$$

식(11)에서 A_0 는 시간대 별 상수이고 A_n 과 B_n 은 푸리에 급수의 차수 별 및 시간대 별로 주어지는 계수이다. 각각의 값은 Kim and Kim⁽¹⁴⁾의 문헌에 상세하게 제시되어 있기 때문에 본 논문에서는 생략하기로 한다. Fig. 4는 측정에 의한

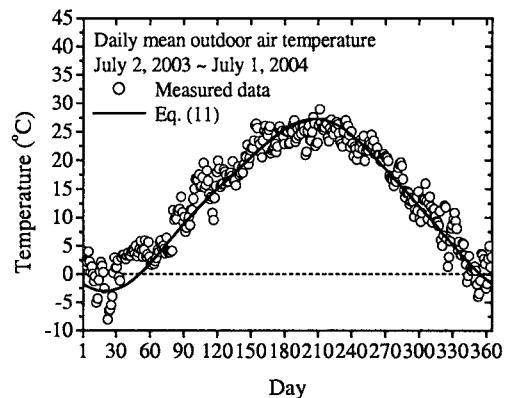


Fig. 4 Comparison of measured data and correlation for outdoor air temperature.

일일평균 외기온도와 식(11)에 의해 계산된 외기온도를 함께 나타낸 것이다. 상관식은 측정에 의한 외기온도를 ±20% 내에서 예측하였다.

4.2 지중 열교환기 파이프 표면온도 변화

전체 측정기간 동안 지중 열교환기 작동유체와 지중간의 열교환으로부터 야기되는 지중 열교환기 파이프 표면의 온도변화를 Fig. 5에 나타내었다. Fig. 5에서 지중 열교환기 파이프 표면을 편의상 GHX로 표현하였다.

앞서 언급한 것처럼, 냉방 및 난방 사이클로 작동하는 지열원 열펌프 시스템에서 지중 열교환기 작동유체는 지중 열교환기 파이프와 열펌프의

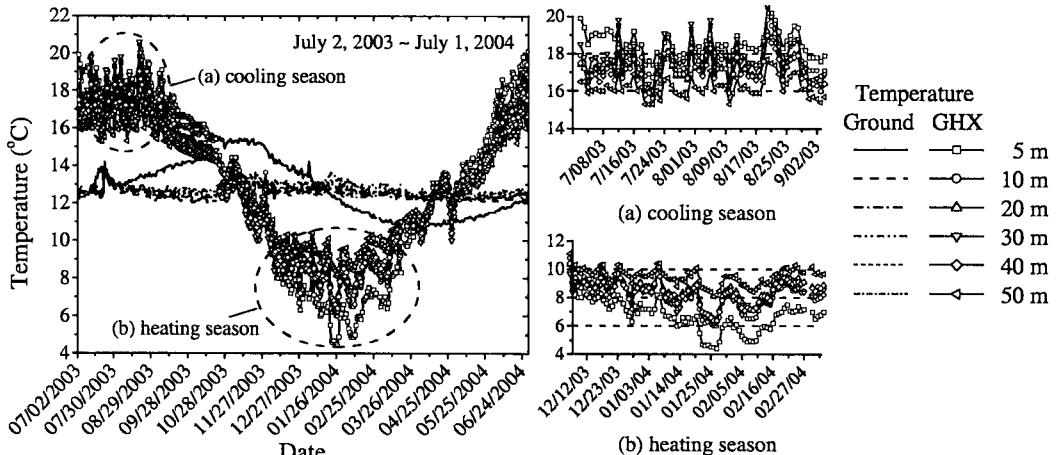


Fig. 5 The daily average ground heat exchanger pipe surface temperature variations.

물 대 물 열교환기를 순환한다. 냉방 사이클에서 이 열교환기는 응축기 역할을 하며, 난방 사이클인 경우에는 증발기 역할을 한다. 냉방 사이클의 응축기에서 냉매 증기는 상대적으로 온도가 낮은 지중 열교환기 작동유체와 열교환을 하면서 상이 변한다. 냉매를 응축하는 과정에서 온도가 상승한 지중 열교환기 작동유체는 그 열을 지중으로 방출한다. 따라서 Fig. 5에서와 같이 지중 열교환기 입구로부터 가까운 지점(5 m)의 온도가 가장 높고, 깊이 방향으로 갈수록 온도가 감소하는 것을 볼 수 있다.

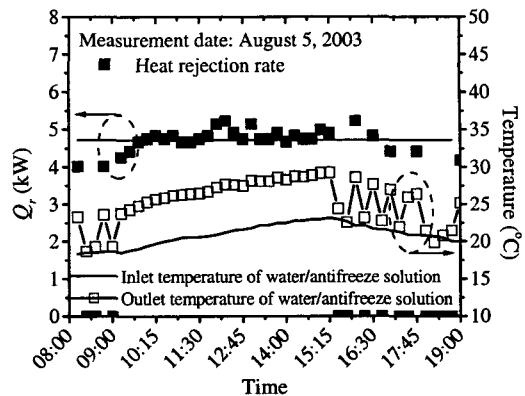
난방 사이클은 열펌프의 열교환기에서 냉매를 증발시키는 과정에 지중의 열을 이용하기 때문에 온도변화가 냉방 사이클과는 반대로 나타난다. 즉, 냉매를 증발시키면서 온도가 감소한 지중 열교환기 작동유체는 지중으로부터 열을 흡수하여 다시 증발기로 유입된다.

4.3 시스템의 냉방성능 특성

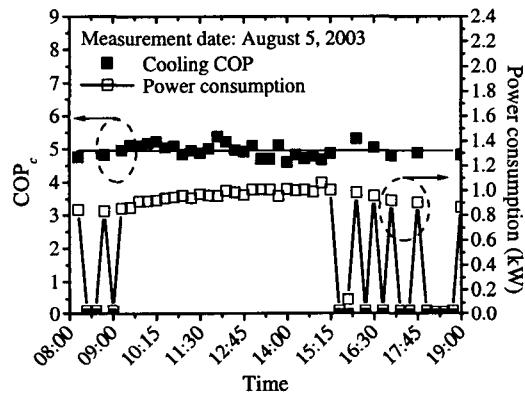
본 시스템이 적용된 건물은 2003년 8월 5일에 최대 냉방부하를 갖는 것으로 계산되었다. 따라서 이 때의 측정 결과를 성능측정에 대한 대표적인 데이터로 간주하고 시스템의 일일 냉방성능을 분석하였다.

또한, 본 시스템의 가압펌프가 0.19 kg/s의 유량으로 지중 열교환기 작동유체를 순환시키도록 설정하였으며, 전체 측정기간 동안 이 값을 유지하였다. 지중 열교환기 파이프 내 흐름을 난류유동으로 만들면 열전달은 향상되지만, 순환펌프의 소비동력이 증가한다. 따라서, 시스템 설계 단계에서 지중 열교환기 파이프의 크기와 작동유체의 순환유량에 따른 열펌프의 소비전력 및 성능 변화 등을 고려하여 적정유량으로 이 값을 선정하였다.

Fig. 6의 (a)는 지중 열교환기가 지중으로 방출하는 열량(heat rejection rate) 및 열펌프의 열교환기(응축기) 입·출구에서 지중 열교환기 작동유체의 온도 변화를 도시한 것이다. 이 때, 평균 입·출구 온도는 각각 21.0°C와 26.9°C로 5.9°C의 온도 차이를 보였으며, 지중 열교환기 작동유체가 지중으로 방출하는 열량은 평균 4.72 kW이었다. 또한 본 시스템은 재설자가 실내에서 설정한 온도에 따라 제어되기 때문에 15시 이후의 부동



(a) Heat rejection rate and water/antifreeze solution temperature



(b) Cooling COP and power consumption

Fig. 6 The variations of heat rejection rate, water / antifreeze solution temperature, cooling COP and power consumption.

액의 입·출구 온도변화는 그림과 같이 나타났다. 즉, 시스템이 정지되었을 때 부동액의 응축기 입·출구 온도는 거의 동일하였다. 따라서 시스템의 온도 응답특성은 매우 양호한 것을 확인할 수 있었다.

전체 시스템의 소비전력 및 식(1)에 의해 계산되는 냉방 성능계수 변화를 Fig. 6의 (b)에 나타내었다. 본 시스템의 일일 평균 냉방 성능계수는 4.95로 계산되었으며, 전체 시스템의 순간 소비전력은 평균 0.95 kW로 측정되었다.

Fig. 7은 전체 냉방기간(2003년 7월 2일~2003년 9월 2일) 동안 시스템의 일일 평균 냉방 성능계수 및 소비전력 변화를 보여주고 있다. 냉방기

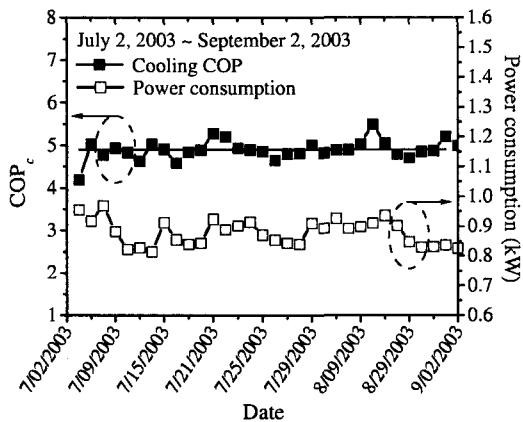


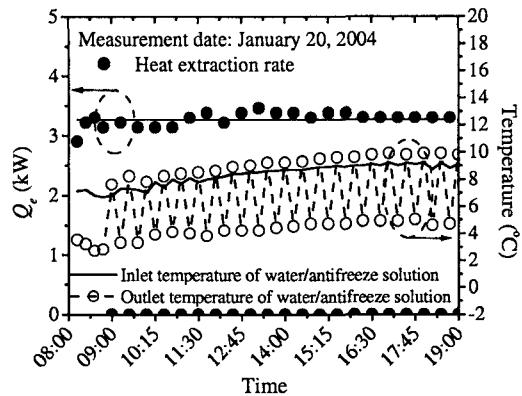
Fig. 7 Overall COP_c and power consumption during cooling season.

간 중, 각 일별 냉방특성은 앞서의 2003년 8월 5일의 경향 및 결과와 유사하게 나타났다. 본 시스템의 일별 냉방 성능계수는 4.19에서 5.49의 범위에 있었으며, 평균 4.90의 값을 나타내었다. 이는 상용 공기열원 열펌프나 기타 냉·난방 설비보다 매우 높은 값이라고 할 수 있다. 이 때 순간 소비전력은 평균 0.89 kW이었다.

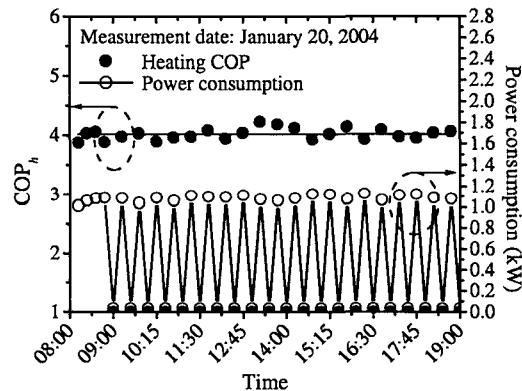
4.4 시스템의 난방성능 특성

전체 난방기간 동안(2003년 12월 2일~2004년 2월 27일) 본 시스템이 적용된 건물은 2004년 1월 20일에 최대 난방부하를 갖는 것으로 계산되었다. 따라서 이 때의 측정결과를 대표적인 데이터로 하여 시스템의 일일 난방성능을 분석하였으며, 그 결과를 Fig. 8의 (a)와 (b)에 나타내었다.

Fig. 8의 (a)는 지중 열교환기가 지중에서 흡수하는 열량(heat extraction rate) 및 열펌프의 열교환기(증발기) 입·출구에서 지중 열교환기 작동유체의 온도 변화를 도시한 것이다. 열펌프의 증발기에서 냉매증기와 열교환을 수행한 후 온도가 감소한 부동액은 지중 열교환기 파이프 내를 유동하면서 지중으로부터 열을 흡수한다. 본 성능측정에서 지중 열교환기의 일일 평균 열 흡수율은 3.27 kW이었으며, 이 때 증발기 입구와 출구에서 지중 열교환기 작동유체의 온도는 평균 8.2°C와 4.1°C로 4.1°C의 온도 차이를 보였다. 또한 냉방의 경우와 마찬가지로, 지중 열교환기의 온도 응답특성은 매우 양호한 것을 확인할 수 있



(a) Heat extraction rate and water/antifreeze solution temperature



(b) Heating COP and power consumption

Fig. 8 The variations of heat extraction rate, water/antifreeze solution temperature, heating COP and power consumption.

었다.

Fig. 8의 (b)는 지중 열교환기 작동유체 순환펌프를 포함한 전체 시스템의 소비전력과 식(2)에 의해 계산되는 일일 난방 성능계수의 변화를 도시한 것이다. 본 시스템의 2004년 1월 20일에 대한 일일 평균 난방 성능계수는 4.02로 계산되었으며, 전체 시스템은 순간 평균 1.08 kW의 전력을 소비하는 것으로 측정되었다.

시스템의 일별 난방특성 역시, 냉방운전에 의한 결과와 유사하였다. 전체 난방기간에 대한 시스템의 일별 난방 성능계수 및 소비전력 변화를 Fig. 9에 도시하였다. 난방성능 측정기간 중 본 시스템의 일별 난방 성능계수는 3.67에서 4.44의 범위에 있었으며, 평균 3.96의 값을 나타내었다.

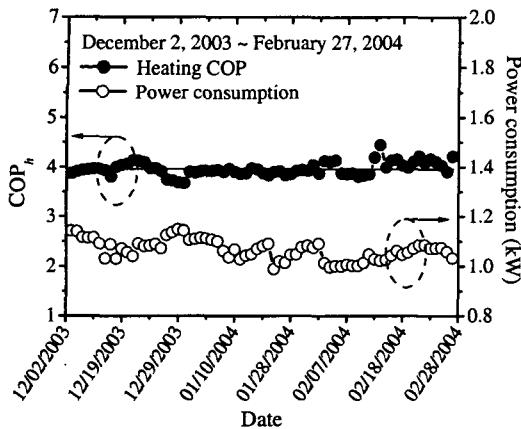


Fig. 9 Overall COP_h and power consumption during heating season.

이 때 시스템이 순간적으로 소비하는 전력은 평균 1.06 kW이었다. 이상의 측정 결과 및 이들 데이터를 이용한 시스템의 성능분석 결과를 Table 2에 정리하였다.

4.5 부동액의 열펌프 입구온도 변화의 영향

지열원 열펌프 시스템의 중요 구성요소인 열펌프의 냉·난방 능력이나 이를 열펌프가 소비하는 전력 등은 냉매의 응축온도나 증발온도의 변화에 영향을 받는다. 결국, 열펌프의 응축 또는 증발온도가 변한다는 것은 지중 열교환기 작동유체의 온도가 변한다는 것과 동일한 의미이다.

일반적으로 일정한 운전조건 및 기준 하에서

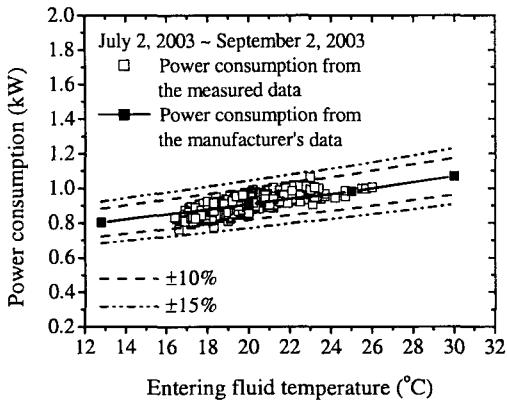
열펌프의 성능을 평가한 후 냉·난방 성능 및 소비전력 등이 표시된다. 특히, 지열원 열펌프 시스템에 사용되는 열펌프는 그 종류에 따라 열원(source)의 열펌프 입구온도, 유량 그리고 부하(load) 측의 출구온도 및 유량 등의 표준조건이 정해져 기기의 냉·난방능력 및 소비전력 등이 정격성능으로 표시되고 있다.⁽¹⁵⁾

Fig. 10과 Fig. 11은 냉방모드와 난방모드에서 지중 열교환기 순환유체의 열펌프 입구온도(지중 열교환기 출구온도) 변화가 열펌프만의 소비전력 및 성능계수에 미치는 영향을 각각 나타낸 것이다. 이는 전 절까지의 소비전력이 열펌프의 압축기 및 펀 그리고 순환펌프 등 전체 시스템의 소비전력을 의미하며, 이에 따른 시스템의 냉·난방 능력을 성능계수로 표현한 것과 차이가 있다. 또한 위에서 언급한 열펌프의 성능기준에 의해 제조사가 측정한 성능 데이터를 본 연구의 측정 결과와 비교하여 함께 나타내었다. 여기서, 제조사의 성능 데이터는 열펌프의 열원으로 물을 이용하여 측정한 데이터이다. 따라서, 본 실험결과와의 비교를 위해 지중 열교환기 작동유체(부동액) 사용에 따른 수정계수(correction factor)를 고려하였다.

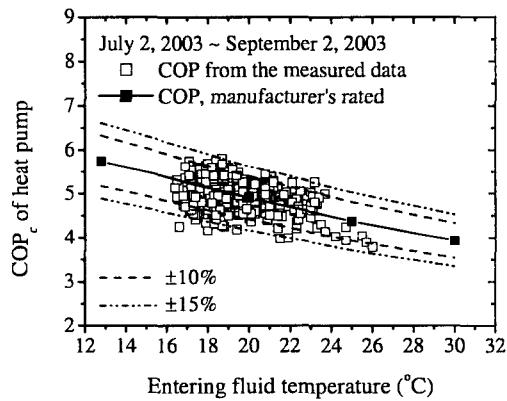
Fig. 10에서 보는 바와 같이 냉방모드로 작동하는 지열원 열펌프 시스템에서 지중 열교환기 작동유체의 응축기 입구온도 변화가 열펌프의 성능 특성에 미치는 일반적인 경향을 본 측정결과도 보이고 있다. 즉, Fig. 10의 (a)와 (b)에서 보듯이, 지중 열교환기 작동유체의 응축기 입구온도가 증가함에 따라 열펌프의 소비전력은 증가하고, 이

Table 2 Experimental results

Categories	Cooling season		Heating season	
	August 5, 2003	Overall	January 20, 2004	Overall
Average entering fluid temperature, T	21.0°C	19.1°C	8.2°C	8.1°C
Average leaving fluid temperature, T	26.9°C	24.5°C	4.1°C	4.2°C
Average heat transfer rate of the ground heat exchanger, Q	4.72 kW	4.30 kW	3.27 kW	3.15 kW
Average power consumption of the system, W	0.95 kW	0.89 kW	1.08 kW	1.06 kW
COP, averaged	4.95	4.90	4.02	3.96



(a) Power consumption vs. entering fluid temperature

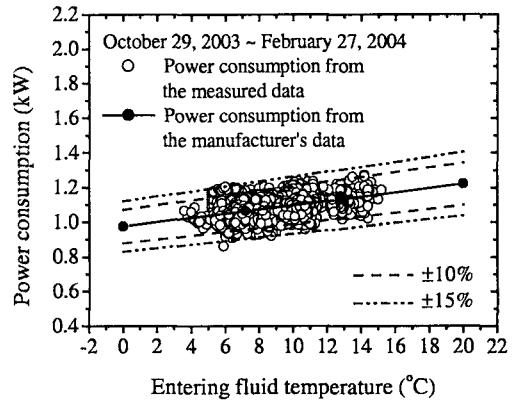


(b) Cooling COP vs. entering fluid temperature

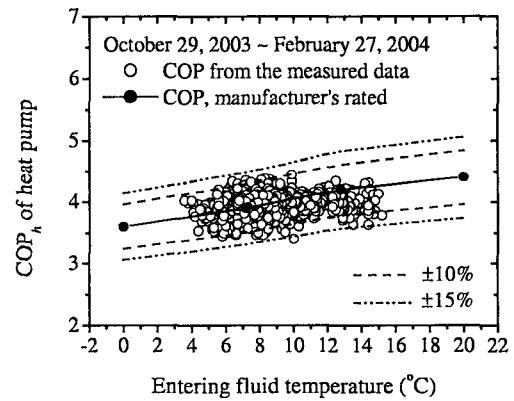
Fig. 10 Effect of entering fluid temperature to condenser unit on power consumption and performance of heat pump.

때 냉방 성능계수는 감소하였다. 이는 열펌프의 응축기에서 냉매와 열교환을 수행하는 지중 열교환기 작동유체의 온도가 증가하게 되면 냉매의 응축온도가 증가하게 되고, 결국 냉매의 압축에 더 많은 입력에너지를 필요로 하기 때문이다. 전체적으로 본 성능측정 결과와 제조사의 성능 데이터를 비교하였을 때, 소비전력은 ±10% 그리고 냉방 성능계수는 ±15% 내에서 일치하였다.

이상의 냉방인 경우와 마찬가지로, 난방모드로 작동하는 시스템에서 지중 열교환기 순환유체의 증발기 입구온도 변화가 열펌프의 소비전력 및 성능에 미치는 영향을 Fig. 11에 나타내었다. 본



(a) Power consumption vs. entering fluid temperature



(b) Heating COP vs. entering fluid temperature

Fig. 11 Effect of entering fluid temperature to evaporator unit on power consumption and performance of heat pump.

연구는 난방기간을 2003년 12월 2일부터 2004년 2월 27일로 하였지만, 이 기간 외의 간헐적 운전에 의한 측정 데이터도 모두 포함시켰다. Fig. 11의 (a)와 (b)에서 보는 바와 같이 지중 열교환기 작동유체의 증발기 입구온도가 증가함에 따라 소비전력과 난방 성능계수는 증가하였다. 또한 본 측정결과와 제조사가 제공하는 성능 데이터를 비교하였을 때, 소비전력과 난방 성능계수는 모두 ±15% 내에서 일치하였다.

또한, 별도로 측정된 지중 열교환기 작동유체 순환펌프의 소비전력은 전체적으로 41 W 이하의 값을 나타냈으며, 따라서 냉·난방 성능계수에

대한 순환펌프 소비전력의 영향은 미약하였다.

5. 결 론

본 연구는 90 m^2 의 공간에 설치된 1.5 RT급 물 대 공기 열펌프와 외경 62 mm, 길이 130 m의 단일 U자 관 지중 열교환기로 구성된 지열원 열펌프 시스템의 냉·난방 성능을 분석하였다. 본 연구를 통해 연간 지중온도 및 외기온도 변화, 시스템 운전에 따른 지중 열교환기 파이프 표면온도 변화 그리고 시스템의 냉·난방 성능계수 및 전력 소비량에 대한 결과를 얻을 수 있었다. 본 연구의 결론은 다음과 같다.

(1) 측정 깊이에 따른 지중온도는 연중 12.5°C 에서 15.2°C 의 범위에 있었으며, 연평균 12.9°C 를 나타내었다. 또한 지표면 아래 10 m 지점 이하부터의 지중온도는 깊이 및 외기온도의 변동에 거의 무관하였다.

(2) 지중온도와 외기온도를 예측할 수 있는 기존의 상관식인 식(10)과 식(11)은 측정결과를 $\pm 3.9\%$ 와 $\pm 20\%$ 내에서 예측하였다. 따라서 지열원 열펌프 시스템을 설계하는 데 이 상관식들이 효과적으로 사용될 수 있을 것이다.

(3) 냉방기간 중 지중 열교환기 파이프 표면온도는 지중 열교환기 입구로부터 가까운 지점(5 m)의 온도가 가장 높고, 깊이 방향으로 갈수록 온도가 감소하였다. 반면, 난방기간 중에는 반대의 결과가 나타났다.

(4) 냉방기간 중 대표적인 경우(2003년 8월 5일)에 대한 시스템의 일일 평균 냉방성능계수는 4.95의 값을 나타냈다. 또한 전체 냉방기간(2003년 7월 2일 ~ 2003년 9월 2일) 동안 일별 냉방 성능계수는 4.19에서 5.49의 범위에 있었으며, 평균 4.90의 값을 나타내었다.

(5) 난방기간(2003년 12월 2일 ~ 2004년 2월 27일) 동안 일별 난방 성능계수는 3.67에서 4.44의 범위에 있었으며, 평균 3.96의 값을 나타내었다. 대표적인 2004년 1월 20일에 대한 일일 평균 난방 성능계수는 4.02로 계산되었다.

(6) 냉방모드인 경우, 지중 열교환기 작동유체의 응축기 입구온도가 증가함에 따라 열펌프의 소비전력은 증가하였으며, 이 때 냉방 성능계수는 감소하였다. 본 성능측정 결과와 열펌프 제조사의 성능 데이터를 비교하였을 때, 소비전력은

$\pm 10\%$ 그리고 냉방 성능계수는 $\pm 15\%$ 내에서 일치하였다.

(7) 난방모드인 경우, 지중 열교환기 작동유체의 증발기 입구온도가 증가함에 따라 열펌프의 소비전력과 난방 성능계수는 증가하였다. 또한 성능측정 결과와 제조사의 성능 데이터를 비교하였을 때, 소비전력과 난방 성능계수는 $\pm 15\%$ 내에서 일치하였다.

본 연구는 비교적 작은 규모의 지열원 열펌프 시스템을 대상으로 장기간에 걸친 성능분석을 수행하였지만, 대용량의 시스템이나 또는 다양한 종류의 지열원 시스템을 대상으로 한 체계적인 성능분석 연구가 필요하다. 이와 같은 성능분석 결과를 이용하여 지열원 열펌프 시스템의 경제성에 대한 연구 및 초기 설치비를 줄이기 위한 연구가 지속적으로 수행되어야 할 것이다.

후 기

본 연구는 산업자원부 산하 에너지관리공단의 2003년도 대체에너지 실증 연구사업에 의해 수행되었으며 이에 감사 드립니다.

참 고 문 헌

- Lund, J. W. and Freeston, D. H., 2001, Worldwide direct use of geothermal energy 2000, Geothermics, Vol. 30, pp. 29–68.
- Kavanaugh, S. P. and Raffery, K., 1997, Ground-Source Heat Pumps: Design of Geothermal Systems for Commercial and Institutional Buildings, ASHRAE, Atlanta.
- Healy, P. F. and Ugursal, V. I., 1997, Performance and economic feasibility of ground-source heat pumps in cold climate, Int. J. Energy Research, Vol. 21, pp. 857–870.
- Phetteplace, G. and Sullivan, W., 1998, Performance of a hybrid ground-coupled heat pump system, ASHRAE Transactions, Vol. 104, pp. 763–770.
- Bose, J. E., Parker, J. D. and McQuiston, F. C., 1985, Design/data manual for closed-loop ground-coupled heat pump systems, ASHRAE, Atlanta.

6. Hepbasli, A., Akdemir, O. and Hancioglu, E., 2003, Experimental study of a closed loop vertical ground source heat pump system, Energy Conversion and Management, Vol. 44, pp. 527-548.
7. Bi, Y., Chen, L. and Wu, C., 2002, Ground heat exchanger temperature distribution analysis and experimental verification, Applied Thermal Engineering, Vol. 22, pp. 183-189.
8. Pahud, D. and Matthey, B., 2001, Comparison of the thermal performance of double U-pipe borehole heat exchangers measured in situ, Energy and Buildings, Vol. 33, pp. 503-507.
9. Leong, W. H., Tarnawski, V. R. and Aittomaki, A., 1998, Effect of soil type and moisture content on ground heat pump performance, Int. J. Refrigeration, Vol. 21, pp. 595-606.
10. Zhao, P. C., Zhao, L., Ding, G. L. and Zhang, C. L., 2002, Experimental research on geothermal heat pump system with non-azeotropic working fluids, Applied Thermal Engineering, Vol. 22, pp. 1749-1761.
11. Shin, H. J., Ahn, C. H. and Cho, C. S., 1995, Overview for the effective use of geothermal energy, Air-conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 24, No. 4, pp. 409-419.
12. Kline, S. J., 1985, The purpose of uncertainty analysis, J. Fluids Engineering, Vol. 107, pp. 153-160.
13. Kusuda, T. and Achenbach, P. R., 1965, Earth temperature and thermal diffusivity at selected stations in the United States, ASHRAE Transactions, Vol. 71, pp. 61-75.
14. Kim, S. S. and Kim, Y., 2002, Standard weather data of Seoul for energy simulation, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 14, No. 11, pp. 897-906.
15. ISO, 1998, ISO 13256-1 Water-source heat pumps-Testing and rating for performance-Part 1: Water-to-air and brine-to-air heat pumps, International Organization for Standardization.