

시설원예용 수평형 지열 히트펌프 시스템의 성능분석

박 용 정[†], 강 신 형*

(주) 공간코리아 기술연구소, *건양대학교 기계공학과

Performance Analysis of the Horizontal Ground Source Heat Pump for Greenhouse

Yong-Jung Park[†], Shin-Hyung Kang*

R&D center Kongkankorea Co. Ltd., Kyeongbuk 718-913, Korea

*Department of Mechanical Engineering, Konyong University, Chungnam 320-711, Korea

ABSTRACT: Greenhouses should be heated during nights and cold days in order to fit growth conditions in greenhouses. Ground source heat pump(GSHP) or geothermal heat pump system(GHPs) is recognized to be outstanding heating and cooling system. Horizontal GSHP system is typically less expensive than vertical GSHP system but requires wide ground area to bury ground heat exchanger(GHE).

In this study, a horizontal GSHP system with thermal storage tank was installed in greenhouse and investigated as performance characteristics. In the daytime, heating load of greenhouse is very small or needless because solar radiation increases inner air temperature.

The results of study showed that the heating coefficient of performance of the heat pump (COP_h) was 2.9 and the overall heating coefficient of performance of the system(COP_{sys}) was 2.4. Heating energy cost was saved 76% using the horizontal GSHP system with thermal storage tank.

Key words: reenhouse(시설원예, 온실), Ground source heat pump(지열히트펌프), Performance(성능), Ground heat exchanger(지중열교환기), Thermal storage tank(축열조)

기 호 설 명

W : power [W]

V : voltage [V]

I : current [A]

PF : power factor

T : temperature [°C]

Q : heating load [kW]

\dot{m} : mass flow rate [kg/min]

C_p : specific heat of circulating fluid [kJ/kg · °C]

COP : coefficient of performance

하첨자

c : condenser

e : evaporator

I : inlet

o : outlet

[†] Corresponding author

Tel.: +82-54-975-6383; fax: +82-54-975-6388

E-mail address: yjpark@kongkankorea.com

sys : system
 comp : compressor
 pump : circulating pump
 fcu : fan coil unit

1. 서론

최근의 고유가와 환경문제로 인해 대체에너지에 대한 중요성이 대두되면서 정부기관을 중심으로 하여 지열시스템에 대한 관심이 증가하는 실정이다. 지열에너지는 태양열, 풍력 등 다른 대체에너지에 비하여 초기투자비가 적게 들고 소규모 이용이 가능하며, 지중열교환시스템의 수명이 50년으로 반영구적이다. 농업분야에서 실용화가 가장 유망한 대체에너지 자원으로 평가되고 있다.

우리나라 시설원에 재배면적은 2006년 말 98,885ha이며, 농업용으로 공급되는 석유에너지의 60% 이상이 온실의 난방에 소비되고 있다. 최근 국제 유가의 상승에 따라 재배면적은 감소 경향을 나타내고 있다. 환경규제 강화에 따라 화석에너지에 대한 사용의 어려움이 가중되고 있는 시기에 청정에너지인 지열을 농업적으로 이용할 수 있는 연구는 시급한 과제이다.

현재 우리나라에서도 지열에 대한 관심이 커지면서 설치가 증가하고 있는데 주로 주거공간을 대상으로 하는 반면 온실과 같이 겨울철 작물을 대상으로 지열원 히트펌프 시스템이 설치된 사례는 많지 않다. John W. Loud⁽¹⁾는 지열직접 이용 중 시설원에는 2005년 7.5%의 이용률을 보이며, 지열히트펌프는 33.2%를 차지한다고 보고하였다. 온실에 지열을 적용한 외국사례로 Ozgener et al.⁽²⁾⁽³⁾는 지열과 태양열을 결합한 온실난방시스템에 관하여 연구를 한 바 있는데 지중열교환기는 수직형을 사용하였다. Inall and Esen⁽⁴⁾는 수평형 지열원 히트펌프 시스템의 지중열교환기 매립 깊이를 다르게 했을 때의 계절별 지중온도분포와 시스템 성능을 조사하였다. Woo et al.⁽⁵⁾은 수평형 지중열교환기의 입출구 온도차를 측정하여 계절별 운전특성을 보고하였다.

지금까지 국내 연구는 수직형 방식이 대부분이며 수평형에 대한 연구는 미약한 실정이다. 온실은 넓은 면적을 가지고 있기 때문에 수평형 지열원 히트펌프 시스템설치가 가능하다.

본 연구에서는 수평형 지열원 히트펌프 시스템

을 온실에 적용하였다. 축열조를 채용한 수평형 지열원 히트펌프 시스템을 온실에 적용하였을 때 지열원 히트펌프시스템의 난방부하대응능력과 성능을 알아보려고 하였다.

2. 실험장치 및 방법

2.1 실험장치

본 연구는 비닐하우스 전체면적 30 m × 73 m(약 650평) 중 보온덮개 내부면적 28 m × 69.5 m(약 600평)를 대상으로 하였다. 재배 작물은 완숙토마토이며 필요한 실내유지온도는 14℃ 내외이다

실증시험 장소인 영천지방의 기후자료를 직접 이용하기가 불가능하여 가까운 대구지방의 기상 데이터 중에서 11월, 12월, 1월, 2월, 3월의 값을 적용하였다. 실내온도가 14℃일 때의 난방부하 값을 계산하였는데 계산방법은 시간별 설계 외기 온도를 작성한 후 일몰이후 야간에는 보온커튼이 있는 상태로 난방부하를 계산하였다. 일출이후 주간에는 상부의 보온커튼이 없고 비닐을 투과한 태양복사가 실내온도를 상승시키는 것으로 계산하였다. 설계난방부하 값은 1월 21일 일출직전에 최고치로 나타난 125.4 kW값을 선정하였고, 이날의 24시간 동안 필요한 난방에너지는 5,561 MJ로 나타났다. 설계난방부하를 Fig. 1에 나타내었다.

하루 동안의 필요한 전체 난방에너지를 실시간의 평균부하로 환산하면 64.4 kW인데, 이를 초과하는 실시간 난방부하는 축열조로 대처하게 하였다. 하루 중 평균부하와 각 시간의 피크값과의

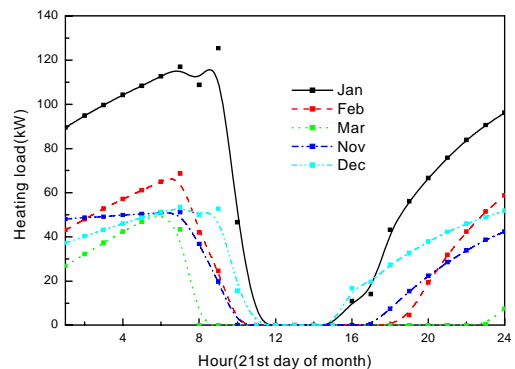
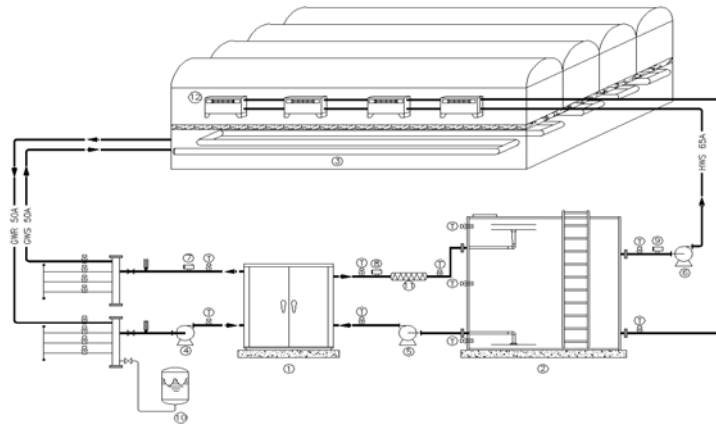


Fig 1. Heating load of greenhouse.



- | | |
|---------------------------------------|---------------------------------|
| 1 : Heat pump | 7 : Geothermal water flow meter |
| 2 : Thermal storage tank | 8 : Condenser water flow meter |
| 3 : Geothermal heat exchanger | 9 : Fan coil unit flow meter |
| 4 : Geothermal water circulation pump | 10 : Closed expansion tank |
| 5 : Condenser water circulation pump | 11 : Electric heater |
| 6 : Fan coil unit circulation pump | 12 : Fan coil unit |

Fig 2. Schematic diagram of ground source heat pump

차이를 합산하면 1,702 MJ이 된다. 축열조 물의 온도 폭을 10℃, 안전율 20%를 감안하여 축열조의 용량은 50 m³으로 선정하였다.

본 연구에서 적용한 지중열교환방식은 수평매립방식이다. 비닐하우스 내부에 70 m(L) x 0.4 m(W)의 트렌치를 한 동에 5개씩 총 1400 m(70 m x 5 trench/동 x 4동)의 지중열교환기를 설치하였다. 지중열교환기는 PE(Poly Ethylene, SDR11, 0.04 m)로 하여 한 트렌치에 4개의 파이프를 직렬로 연결하였고 매설 깊이는 1.2 m로 선정하였다.

본 실험에서 지중열교환기 순환유체는 누설이나 유지보수 시 유출 될 수 있는 점을 감안하여, 작물에 영향이 없는 Ethanol 20%를 첨가하였다. 히트펌프의 작동유체는 R-22를 사용하였고, 증발기 및 응축기는 판형 열교환기를 사용하였다. 실내에는 FCU 24대를 설치하여 내부온도를 가능한 균일하게 유지하도록 하였다. 히트펌프의 흡수열과 방출열을 측정하기 위하여 물용 유량계와 PT 100Ω을 설치하였으며, 히트펌프장치는 압력센서, 온도센서, 냉매유량계를 설치하여 실시간 작동상태를 확인하였다. 모든 측정 데이터는 MX100을 통해서 PC에 저장된다. 데이터 취득간격은 5초이며, 측정 프로그램은 DAQWORX를 사용하였다. 데이터 취득시스템은 Fig. 2 같다. 제작된 히트펌

프시스템의 개략도는 Fig. 3와 같다. 실증시험장치는 지중열교환기, 히트펌프, 축열조, 팬코일유닛(FCU: Fan Coil Unit)으로 크게 4개의 시스템으로 구성하였다.

2.2 실험 방법

실내의 온도가 설정치 이하가 되면 난방이 필요한 것으로 하고 축열조의 온수를 실내에 설치된 FCU로 공급되게 하였는데 유량은 21m³/h로 일정하게 하였다.

축열조의 설정온도는 50℃로 하였다. 압축기는 축열조의 온도가 설정온도 미만이 되면 기동이 되게 하였다. 지중에서 열을 회수하여 증발기로 들어가는 지열수의 온도가 3℃ 미만이면 압축기가 정지되고 지열수가 4℃ 이상이 되면 압축기가 다시 기동된다. 축열조 온도가 설정온도에 도달하면 압축기 및 응축기측 순환펌프는 정지한다. 지열측 순환펌프는 축열조의 축열이 완료 될 때까지 계속 운전되게 하였고 전체 시스템 운전은 PLC로 제어하였다.

소요동력 산출은 식(10)~식(2)를 사용하였다.

$$W = V \times I \times \sqrt{3} \times PF \text{ (3상일 경우)} \quad (1)$$

$$W = V \times I \times PF \text{ (단상일 경우)} \quad (2)$$

열량계산은 식(3)~(6)을 사용하였다.

$$Q_{load} = \dot{m}_{fcu} C_{P,fcu} (T_{i,fcu} - T_{O,fcu}) \quad (3)$$

$$Q_e = \dot{m}_{ew} C_{P,e} (T_{i,e} - T_{o,e}) \quad (4)$$

$$Q_c = \dot{m}_{cw} C_{P,c} (T_{i,c} - T_{o,c}) \quad (5)$$

성능계수(COP)는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$COP_{sys} = Q_{load} / (W_{comp} + W_{pump} + W_{fcu}) \quad (6)$$

3. 실험결과 및 고찰

실증비닐하우스 내의 작물은 2006년 12월 20일에 정식을 하였다. 이때부터 히트펌프 시스템을 가동하였으며, 자동적인 연속운전을 충분히 확인한 후 데이터를 취득하였다. 데이터 분석기간은 2007년 1월 28일 15시부터 30일 15시까지 48시간이다.

Fig. 3은 실내온도와 외기온도 변화를 나타낸다. 실증하우스의 난방 설정온도는 14°C이며, 편차를 1°C로 설정하였다. 그림에서 보는 바와 같이 28일 16시 이후부터 외기온도는 서서히 낮아지기 시작하였는데 이때의 실내온도는 외기온도 하강속도에 비해서 급격히 내려감을 볼 수 있다. 주간에는 온실내부의 온도는 외기온도보다는 운량에 의한 일사의 영향이 클 것으로 사료된다. 실내온도가 설정온도 이하로 되면서 난방이 시작이 되었고 난방운전 이후는 외기온도 변화에 영향 없이 평균 14°C로 비교적 일정하게 유지되었다.

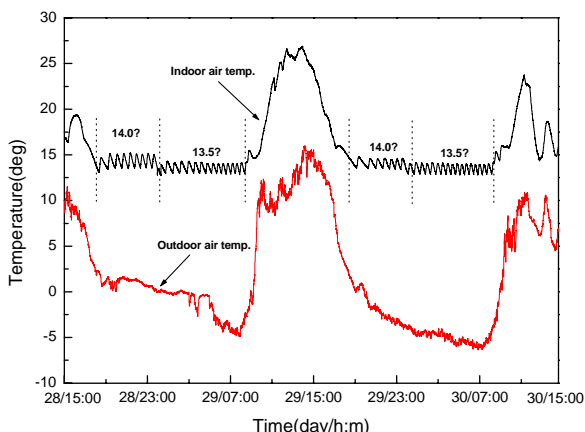


Fig. 3 Indoor and outdoor air temperature.

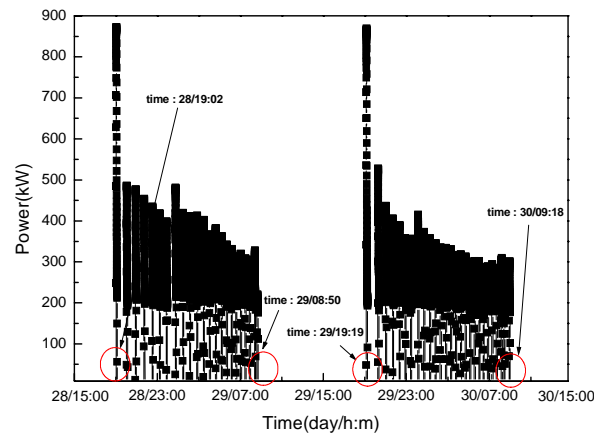


Fig. 4 Power supply to the greenhouse.

다음날 일출이 시작되면서 외기온도가 상승하기 시작하였고 얼마 후 실내온도도 급상승하여 난방 공급이 불필요하게 됨을 알 수 있다. 29일의 일출시간은 7시 28분으로 나타났는데 외기온도는 8시 전후로 상승하기 시작하였다. 전체 난방기간 동안 실내온도와 외기온도의 차이는 일출 직전에 가장 크게 나타났다.

Fig. 4는 실시간 실내에 공급된 열을 나타낸다. 초기 난방개시 때 투입 열량이 크게 나타났는데 이는 실내의 난방수 공급배관 속에 차여있는 물의 온도가 낮아져 있는 상태에서 난방수 출구수온으로 나타났기 때문이다. 설정온도를 유지하기 위하여 주기적인 난방열이 공급되었는데, 28일 난방시작시간은 19시 02분이며 이때의 축열조 온도는 50.4°C이었고, 난방종료시간은 29일 08시 50분이며 축열조 온도는 47.1°C이었다. 29일 난방시작시간은 19시 19분이며 축열조 온도는 50.1°C이고, 난방종료시간은 익일 09시 18분이며 축열조 온도는 45.3°C로 난방수행시간은 각각 13시간 48분과 13시간 59분이었다. Fig. 5의 그림에서 보는 바와 같이 초기에는 난방이 간헐적으로 공급되다가 시간이 지나면서 공급 횟수가 점점 빨라짐을 볼 수 있다. 이는 외기온도가 하강하면서 비례적으로 난방부하가 증가하기 때문으로 사료된다.

Fig. 5는 히트펌프가 축열조로 실시간 공급한 열을 나타낸 것인데 지열수 온도변화에 대해서 난방공급이 주기적으로 일어남을 볼 수 있다. 히트펌프 작동시 축열조로 공급되는 열은 평균 83.6 kW이다.

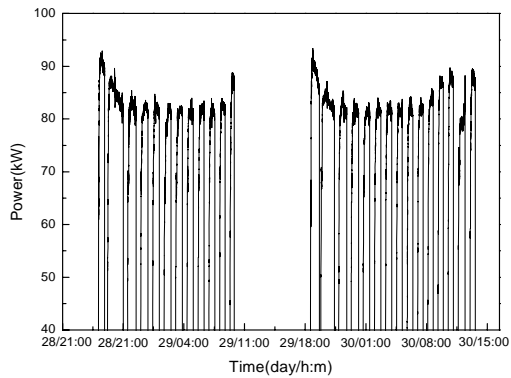


Fig. 5 Rejection heat of heat pump.

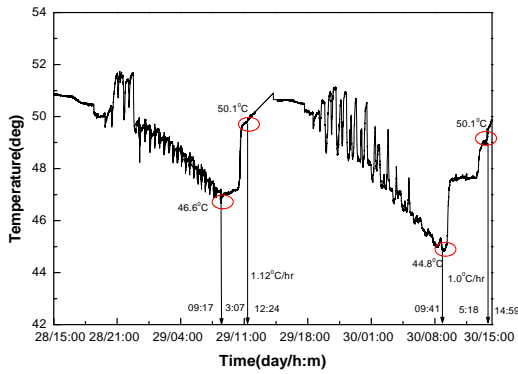


Fig. 6 Thermal storage tank temperature.

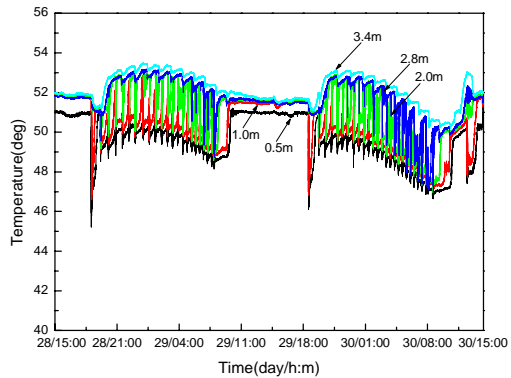


Fig. 7 Thermal storage tank temperature.

Fig. 6, 7은 축열조 내부의 높이별 온도변화를 나타내었다. 그림에서 보는 바와 같이 초기에는 축열조 하부온도가 급격히 낮아지는 것을 볼 수 있다. 이는 난방에 사용된 열원이 방열 후 축열조 하부로 유입되어 급격한 온도 변화가 나타난 것이다. 그림에서 좌측 28일 야간 축열조 온도변화를 살펴보면 하부 2.0 m, 우측 29일은 2.8 m 지점의 온도변화가 급격히 일어남을 알 수 있다. 28일 야간난방부하는 2.0 m 지점의 열량으로 대응

을 할 수 있었다. 29일은 야간난방부하가 증가되면서 2.8 m 지점까지의 열량을 사용하여 부하에 대응한 것을 알 수 있다.

Fig. 8은 난방을 시작하면서 소요된 열량과 히트펌프가 축열한 열을 적산하여 나타낸 것이다. 그림에서 좌측 29일 04시 46분까지, 우측은 30일 03시 35분까지는 축열조에서 소비되는 에너지와 축열되는 에너지가 거의 같음을 볼 수 있다. 시간이 더 지나면서 축열량에 비해서 소비되는 에너지가 커짐을 볼 수 있다. 난방이 종료되는 시점의 총 소비에너지와 그 때의 축열량과의 차이도 비례함을 볼 수 있다. 이때의 적산에너지 차이는 축열조의 열저장량으로 볼 수 있다. 이처럼 실시간의 난방에너지와 축열에너지의 차이를 축열조가 감당하면서 난방이 이루어짐을 볼 수 있었다.

Fig. 9는 히트펌프 시스템의 성능을 알아보기 위해서 실내 난방부하에 소요된 에너지와 압축기

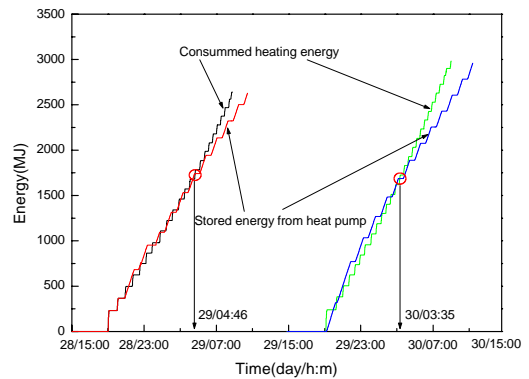


Fig. 8 Energy balance in thermal storage tank.

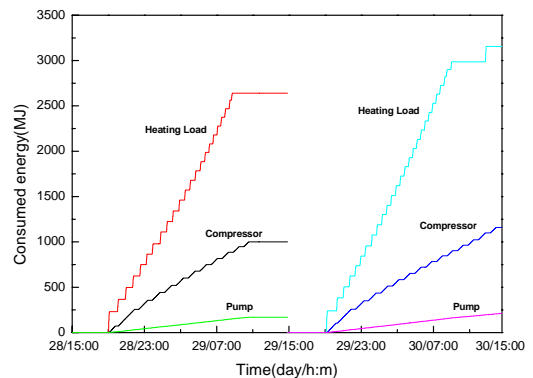


Fig. 9 Consumed energy of the heat pump system.

동력 그리고 순환펌프(지열순환, 응축순환, 실내순환) 및 FCU의 소요에너지를 적산하여 나타내고 있다. 28, 29일에 걸친 난방부하는 2,640 MJ이고, 29, 30일의 난방부하는 3,156 MJ이었다. 여기서 압축에 소요된 에너지는 난방부하에 비해서 평균 37.5%이고, 순환펌프 및 FCU에 소요된 에너지는 평균 6.8%이었다. 시설원예용 수평형 지열히트펌프 시스템의 성능계수(COP_{sys})는 평균 2.4의 값을 보였다. 본 시스템의 응축압력은 평균 2.07 MPa이었고 증발압력은 평균 0.42 MPa으로 나타났다.

4. 결 론

시설원예용 수평형 지열히트펌프 시스템 실증연구를 수행한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 히트펌프의 성능계수(COP)는 2.9이며, 순환펌프 동력을 감안한 전체 시스템 성능계수(COP_{sys})는 2.4로 나타났다.

(2) 온실바닥의 토양 면적에서 채열을 하여 실내로 열을 공급 하였을 때 실내온도를 14℃로 비교적 일정하게 유지하며 난방을 할 수 있었다. 따라서 온실에 수평식 지열히트펌프시스템의 난방적용가능성을 확인하였다.

(3) 지열히트펌프시스템의 실시간 열공급능력보다 큰 난방부하를 축열조를 채용함으로써 대응할 수 있었다.

후 기

본 연구는 산업자원부 에너지관리공단의 2005년 제2차 신재생에너지 기술개발사업 “시설원예용 지열 히트펌프 시스템 실증연구”의 일부 결과이며, 이를 지원하는 관계자 여러분들께 감사의 말씀을 드립니다.

참 고 문 헌

1. John W. Loud, 2005, “World-Wide Direct Uses of Geothermal Energy 2005”, World Geothermal Congress 2005.
2. Ozgener, O., Hepbasli, A., 2005, Experimental performance analysis of a solar assisted

ground-source heat pump greenhouse heating system, Energy and Buildings, 101-110.

3. Ozgener, O., Hepbasli, A., 2005, Exergoeconomic analysis of a solar assisted ground-source heat pump greenhouse heating system, Applied Thermal Engineering, 1459-1471.
4. M. Inall I and H. Esen, 2004, “Experimental thermal performance evaluation of a horizontal ground-source heat pump system,” Applied Thermal Engineering, Vol. 24, pp. 2219-2232.
5. Lee, S. N., Kang, T. H., Yu, C. K., and Kim, J. S., 2006, study on the performance analysis of long-term field test for protected horticulture heating system using solar thermal energy, Korean Journal of New and Renewable Energy, Vol. 1, No. 2, pp. 53-59.