

대형 Community 건물의 연료전지 구동 지열원 히트펌프 냉·난방 시스템 성능에 관한 해석적 연구

변재기, 정동화, 최영돈^{*†}, 조성환^{**}

고려대학교 대학원 기계공학과, ^{*}고려대학교 기계공학과, ^{**}전주대학교 기계자동차공학과,

Analytical Study on the Performance of Fuel Cell Driven Ground Source Heat Pump Heating and Cooling System of a Large Community Building

Jae Ki Byun, Dong Hwa Jeong, Young Dong Choi^{*†}, Sung Hwan Cho^{**}

Graduate School of Mechanical Engineering, Korea University, Seoul 136-713, Korea

^{*}Department of Mechanical Engineering, Korea University, Seoul 136-713, Korea

^{**}Department of Mechanical and Automotive Engineering, Jeonju University, Jeonju 560-759, Korea

(Received November 26, 2007; revision received June 4, 2009)

ABSTRACT: In the present study, fuel cell driven ground source heat pump system is applied to a large community building and performance of the heat pump system is computationally analyzed. Conduction heat transfer between brine pipe and ground is analyzed by TEACH code to predict the performance of heat pump system. Predicted COP of the heat pump system and the energy cost were compared with variation of the location of the objective building the water saturation rate of soil and the driven powers of heat pump system. Significant reduction of energy cost can be accomplished by employing the fuel cell driven heat pump system in comparison with the late-night electricity driven system. It is due to the low electricity production cost of fuel cell system and the application of recovered waste heat generated during electricity production process to the heating of large community building.

Key words: Ground Source(지열원), Fuel Cell(연료전지), Heat Pump(히트펌프)

기 호 설 명

COP : Coefficient of Performance	D_{pe} : 등가 관직경 [m]
F : Correction factor	k : 열전도도 [W/m · K]
q : 단위길이당 열전달량 [W/m]	k_y : 토양 유효열전도도 [W/m · K]
C_p : 비열 [J/kg · K]	k_{fe} : 유체 유효열전도도 [W/m · K]
D_B : 그라우트 직경 [m]	k_s : 흙알갱이 열전도도 [W/m · K]
D_p : 배관 직경 [m]	k_a : 공기 열전도도 [W/m · K]
D_S : 계산영역 등가직경 [m]	k_w : 수분 열전도도 [W/m · K]
	r : 반경좌표 [m]
	S : 보어홀 피치 [m]
	S_a : 토양 수분포화도 [%]
	T : 온도 [°C]
	t : 시간

[†] Corresponding author

Tel.: +82-2-3290-3355; fax: +82-2-928-1607

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

z : 땅속 깊이 방향 좌표 [m]

그리스 문자

a : 열확산계수(= $k/\rho c_p$) [m^2/s]

ρ : 밀도 [kg/m^3]

Φ : 공극율

ε : 토양의 수분함유율 [%]

하첨자

b : 보어홀

g : 그라우트

f : 유체

s : 흙

1. 서 론

지열원 히트펌프 시스템(Ground Source Heat Pump System, GSHPs)은 공기열원 히트펌프 시스템에 비해서 열원의 온도가 계절의 변화에 크게 영향 받지 않는 장점을 가지고 있다. 지열원 히트펌프 시스템은 지중열교환기 설치를 위해 비교적 높은 설치비용이 수반되나 히트펌프의 성능향상에 따른 운전비용의 절감과 재생에너지 사용에 따른 정부 보조금 등에 의해서 생애전주기비용(Life Cycle Cost, LCC)을 절감시킬 수 있다.

특히, 난방부하가 냉방부하 보다 큰 국내의 기후조건에서 겨울철 난방에 의해서 하락된 지중온도를 여름철 냉방기간 동안 회복하기 어렵다. 지열원 히트펌프 시스템을 지속적으로 가동할 경우 지중온도가 지속적으로 변화하여 시스템 성능의 저하를 초래할 수 있다. 이러한 문제점을 해결하기 위한 방안으로 동절기 보일러, 열병합 발전을 적용할 경우 연소 과정 동안 CO_2 가 발생되어 환경적인 문제 발생과 시스템 설치에 따른 과다비용 및 주기적인 장비 보수와 교체 문제점을 가지고 있다.

연료전지 시스템은 화학 에너지를 직접 전기 에너지로 변환시켜 줌으로써 타 발전 기술 보다 높은 발전효율을 확보할 수 있을 뿐만 아니라 자체 전력생산으로 심야전력 비용보다 저렴하고 또한 연료전지 시스템 구동시 발생하는 폐열을 축열조로 회수시켜 난방열원으로 사용함으로써 히트펌

프 시스템의 난방 COP를 상승시킬 수 있는 장점을 가지고 있다. 수소와 산소에서 전기를 만들기 때문에 발전과정에서 부산물로 물만 배출되는 무공해 시스템이며 연료 변환기 즉 개질기에 의해 화석연료를 이용하여 수소를 생성할 수 있는데 이 경우에는 부산물로 CO_2 가 발생할 수 있으나 종래의 열기관에 비해 에너지 효율이 두 배 이상 높은 만큼 적은 연료로 동일한 에너지를 얻을 수 있기 때문에 그만큼 CO_2 의 배출량이 억제될 수 있다. 연료전지의 연료인 수소는 개질 과정이나 물 분해 등 보다 광범위한 연료로부터 전환이 가능하다. 손쉽게 운반이 가능한 프로판, 천연가스, 메탄올, 디젤, 가솔린 등과 석탄가스 등에서 생성된 디메틸에테르, 천연가스 등에서 생성된 액체 합성연료 등이 사용될 수 있으며 이들 연료는 가솔린을 제외하고는 석유대체에너지원이다. 수소가 포함된 모든 종류의 탄화수소계통의 연료가 연료전지에 사용될 수 있다. 재생에너지로 바이오 가스나 에탄올 등을 연료로 이용할 수 있으며, 수소는 풍력발전, 태양광 발전, 지열 발전 등의 재생 가능한 에너지에 의한 전기분해에 의하여 얻을 수 있으며, 수소를 연료전지의 연료로 사용할 경우 환경친화적이며 안정화된 전력을 발전을 통하여 공급할 수 있다.

이에 본 연구에서는 지열원 히트펌프와 연료전지 시스템을 복합 구성하여 히트펌프 운전을 통하여 외기조건, 냉·난방 및 급탕 부하패턴에 따른 각 열원의 부하 추종성, 일간 에너지 분석 및 연간 에너지 분석, 열원간 연계성 등을 검토하여 연료전지 구동 지열원 히트펌프 시스템의 적용 가능성을 고찰하고자 한다.

2. 전산 시뮬레이션을 위한 히트펌프 냉·난방 시스템을 적용한 대형 Community 건물 선정

본 연구의 전산시뮬레이션 대상 건물은 현재 설치 가동 되고 있는 건물이며, 자세한 사항은 Table 1에 나타나 있다.

이 대상건물은 다른 건물에 비하여 일중 부하 변동이 적으며, 연중부하가 크기 때문에 히트펌프 시스템을 적용하였을 경우 경제성 측면에서 유리하기 때문에 시뮬레이션 대상으로 선정하였으며, 건물면적을 10,000평으로 확대 적용하여 지

Table 1 The details of the object

Object	Oak Valley Resort
Location	Munmak, Gangwon-do
Area(m ²)	27,028
Number of persons	Maximum : 2,260

역에 따른 소요에너지 변환과 에너지 경제성의 변화를 조사하기 위해서 대상 건물의 내용은 변하지 않고 건물 설치 위치를 문막, 대전, 부산으로 변환 시켜 전산해석을 수행하였다.

3. 건물의 냉·난방 부하 동적 해석과 히트펌프 시스템 시뮬레이션

3.1 연료전지 구동 지열원 히트펌프 건물 냉·난방 시스템의 구성

본 연구에서 전산시뮬레이션을 수행할 연료전지 구동 지열원 히트펌프 건물 냉·난방 시스템 구성은 Fig. 1과 같다. 히트펌프 건물 냉·난방 시스템은 수축열식 지열원 히트펌프와 욕탕 폐열회수 수열원 히트펌프를 복합한 시스템이다. 2대의 히트펌프로 구성할 수도 있고 히트펌프 1대로 지열원과 폐열을 가변적으로 이용할 수도 있다. 그

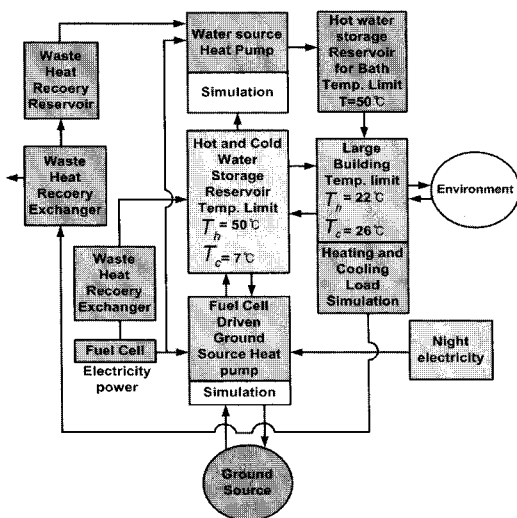


Fig. 1 Schematic diagram of the fuel cell driven ground source heat pump heating and cooling system.

구성을 살펴보면 난방의 경우 심야전력과 연료전지 구동을 통하여 히트펌프로 열을 수축열조에 저장하여 난방에 사용하고, 샤워나 욕탕에서 나온 폐수열을 수열원 히트펌프로 퍼 올려서 급탕조에 저장한다. 냉방의 경우 수축열조의 열을 수열원 히트펌프로 퍼올려서 급탕 축열조에 저장함으로써 냉열과 온열을 동시에 사용하여 복합부하를 실현함으로써 히트펌프 시스템 COP를 상승시키고 있다. 이 시스템들의 전산해석을 위해서 건물의 냉·난방 부하 계산, 히트펌프의 용량 계산, 히트펌프의 에너지 평형방정식을 해석하였고 지중온도의 변화를 예측하기 위한 부프로그램을 이용하여 2차원 열전도 방정식을 해석하였다.

3.2 연료전지 시스템의 열 회수 장치

본 연료전지 시스템에서 열 회수는 단순히 에너지 효율을 향상 시키는 것 이상의 중요성을 가진다. 열회수 시스템을 설치할 경우 에너지 비용 절감을 통하여 연료전지 발전설비 비용과 연료비를 회수할 경우 미국 DOE 보고서에 따르면 약 30%의 연료대비 전기 효율을 갖는 PEM형 연료전지 시스템의 열회수 시스템이 65% 효율로 동작하는 가스온수기를 대체할 경우 가스 연료비의 40% 이상을 절감 할 수 있다. 실제 연료전지 시스템의 경우 최적의 운전온도를 유지하기 위하여 물이나 공기를 이용하여 냉각 하고 있으며 이를 위한 배관설비가 이미 설치되어 있으므로 간단한 열교환기 등을 추가하여 연료전지 시스템의 발전 과정에서 발생하는 열을 효과적으로 회수할 수 있도록 Fig. 1과 같이 구성하였다.

3.3 건물 냉·난방부하의 동적 해석

본 연구에서 건물 냉·난방부하 계산을 위해서 열저항-열용량법^(1, 2)을 사용하였다. 전체 건물을 1실의 등가모형으로 변환하고 이 등가모델의 비정상 열전달 방정식을 풀어 시간에 따라 변화하는 실내공기 온도와 벽체의 온도를 계산하는 방법이다. 태양열에 의한 복사부하⁽³⁾와 창문의 태양 복사 투과율⁽⁴⁾은 ASHRAE Fundamentals에 제시된 방법을 적용하였다. 또한 침입외기부하, 인체부하, 기타부하⁽⁵⁾를 구하기 위해 대상 건물의 운영 특성을 고려하여 계산하였다.

3.4 프로그램 신뢰성 검증

건물 냉·난방부하의 동적해석 시뮬레이션 연구로는 DOE, BLAST, TRNSYS⁽⁶⁻⁸⁾ 등 많이 있으나 이들 프로그램은 구성이 복잡하여 간편하게 건물 냉·난방부하 계산에 적용하기 어렵고 계산시간도 많이 든다.

본 연구에서는 건물 냉·난방부하 계산을 위해서 열저항-열용량법(thermal resistance capacitance)를 확대 적용하였다. 이창선과 최영돈⁽¹⁾은 열저항-열용량법을 사무실 건물의 소비에너지 해석에 적용한 결과 response factor법을 적용한 동적해석 결과와 그 정확도가 같고 건물 열부하 계산에서 TRACLOAD⁽⁸⁾ 코드와 5% 이내의 오차를 보여주었다. 특히 열저항-열용량법은 항공산업에 널리 사용하고 있다. 최영돈 등⁽²⁾은 열저항-열용량법으로 모형온수온도를 해석하여 실험에 일치하는 열성능을 얻었고, 고층 아파트 연속난방 열공급제어 시뮬레이션을 수행한바도 있다.

본 연구에서는 열저항-열용량법에 의한 건물의 동적 열부하 계산으로 히트펌프 냉·난방 시스템을 간단하게 해석할 수 있는 프로그램을 개발하였다.

3.5 히트펌프 사이클 해석

히트펌프 시스템 시뮬레이션 해석을 위해서는 공기열원 히트펌프와 수열원 히트펌프의 사이클 해석을 해야 한다. 본 연구에서는 EES 히트펌프 사이클 해석 코드를 도입하였다. EES 코드에 의한 히트펌프 시뮬레이션 과정은 다음과 같다.⁽⁹⁾

(1) 증발기 온도와 응축기 온도를 정한 후 R-22 냉매 히트펌프 시스템의 COP를 EES 프로그램으로 계산한다.

(2) 지중열교환기는 난방시 증발기가 되고 냉방시는 응축기가 되며 지중부동액배관의 온도를 지중열전도 해석을 해서 배관전체에서 흡수, 방출되는 열량이 $2RT$ 가 될 때까지 변화시킨다. 건물 쪽 응축기 혹은 증발기의 온도는 정해져 있으므로 지중배관온도가 정해지면 EES 프로그램으로 COP를 계산한다.

(3) 히트펌프 축열조 혹은 냉축열조 열교환기에서 증발기 혹은 응축기와 물의 온도차는 $\pm 5^\circ\text{C}$ 로 한다.

(4) 증발 혹은 응축 시 물-공기 열교환의 경우 외기와 증발기, 응축기의 온도차는 $\pm 10^\circ\text{C}$ 로 한다.

3.6 지중열교환기 해석

본 연구에서는 전산해석을 간편하게 하기 위해서 Fig. 2와 같이 두 개의 관을 하나의 등가관으로 대체 시켰고, 정사각형의 계산영역을 원형으로 전환 시켰다. 지중열교환기 주위로 열이 열전달될 수 없으므로 지상으로 열전달과 지중 열전달 때문에 완전히 분리된 시스템이 아니라는 것을 설명할 수 있다. 따라서 깊이 100m인 경우 대기중의 손실과 지중으로의 손실은 크지 않으므로 전산해석 계산시 큰 영향을 미치지 않는다.

따라서 보어홀의 피치는 4.5m로 가정하였고 보어홀 깊이는 지하 100m로 하였다. 지반을 구성하고 있는 토양 수분의 물성치와 보어홀을 채워줄 벤토나이트의 물성치를 Table 2와 같이 설정하였고, 식(1)을 사용하여 토양의 유효열전도도를 계산하였다. 여기서 지중에 함유되어 있는 지중토양의 및 수분함유량을 각각 35%, 75%로 가정하였다.⁽¹⁰⁾

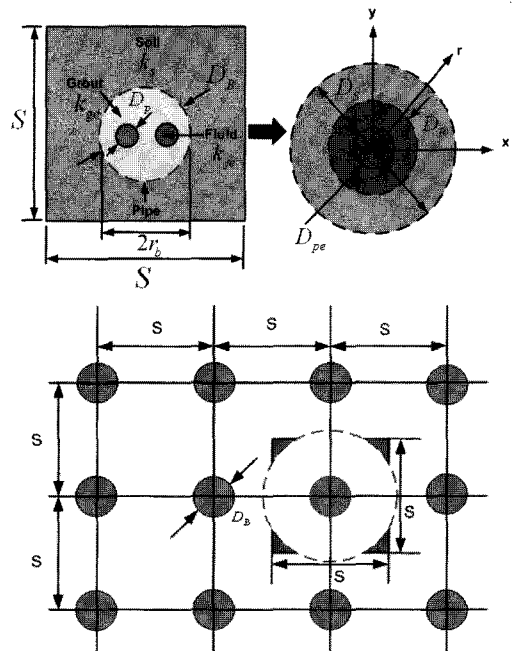


Fig. 2 Transformation of a square domain to an equivalent concentric domain.

Table 2 Properties of the element of ground heat exchanger

Material	Soil	Water	Grout (Bentonite)
ρ (kg/m ³)	2,600	1,000	1,800
C_p (J/kg · K)	837	4,187	500
k (W/m · K)	3.1	0.594	2.66

토양 유효열전도도는 다음과 같다.⁽¹⁰⁾

$$\frac{1}{k_g} = \frac{1-\phi}{k_s} + F \cdot \frac{\phi}{(1-S_a)k_a + S_a k_w} \quad (1)$$

$$F = 0.5(\varepsilon + 0.014)^{0.25}, \quad \varepsilon = S_a \cdot \phi$$

여기서, k_s, k_a, k_w 는 흙알갱이, 공기 및 수분의 열전도도이며 ϕ 는 지중토양의 공극율, S_a 는 포화도이다. 지중 열교환기의 한 모듈은 Fig. 2에 나타난 것과 같이 한 번의 길이가 S 인 정사각형 영역으로 하였다. D_B 는 그라우트 직경이고, D_p 는 지중배관 직경이다. 이 정사각형 영역을 등가직경 D_S 인 원형 영역으로 전환하였고, 직경 D_p 의 2개의 원관을 등가직경 D_{pe} 의 등가 원관으로 전환하였다. 이 때 등가관직경 D_{pe} 는 $\sqrt{2} D_p$ 로 계산하였고, 지중 전산영역의 등가직경 D_S 는 $\sqrt{2} S$ 이다.

Fig. 3는 지중의 온도분포를 해석하기 위해 생성한 격자이다. 시스템 가동의 영향으로 온도가 급

격히 변할 것으로 예상되는 부분에 조밀한 격자를 생성하였다. 지중열전도 방정식⁽¹¹⁾을 TEACH 코드 프로그램을 이용하여 전산해석 하였다. 관의 깊이를 100m로 하였을 때 150m 지중까지 해석하였고, 보어홀의 피치 S 는 가변으로 변화시켰다.

3.7 지중배관과 토양사이의 열전도

본 연구에서는 지중 열교환기의 성능을 해석하기 위해서 냉매관과 지중 사이의 열전달을 전산 해석 하였다. 지중의 열전달은 매설 배관 주변의 토양에 의하여 형성되는 반무한(semi-infinite) 원통 내부의 열확산에 의하여 생성된다고 고려하여 해석하였다.⁽¹⁰⁾

Fig. 3에서 나타난 미소구간에 대하여 지중냉매배관의 열전도 문제를 고려하면 다음식과 같이 나타낼 수 있다.

$$\frac{\partial^2 T(r, t)}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T(r, t)}{\partial r} = \frac{1}{\alpha} \frac{\partial T(r, t)}{\partial t} \quad (2)$$

경계조건과 초기조건은 다음과 같다.

$$T(r, 0) = T_e \quad (3)$$

$$T(\infty, t) = T_e$$

$$-k \frac{\partial T(r, t)}{\partial r} = q'' \quad (r = R, t > 0)$$

3.8 지배방정식과 경계조건

두 개의 관을 Fig. 2와 같이 하나의 튜브로 등가화 시켰고 이 등가튜브의 중심에서 열유속이 발생되어 그라우트를 통하여 지중으로 전달된다고 가정하였다. 열유속의 냉매관에서 지중으로 전달될 때는 양의 값, 지중에서 냉매관으로 전달될 때는 음의 값을 갖게 된다.

축대칭 좌표에서의 열전도 방정식은 다음과 같다.⁽¹¹⁾

$$\rho C_p \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r k \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(k \frac{\partial T}{\partial z} \right) \quad (4)$$

그라우트에 대한 열전도 방정식은

$r_{fe} < r < r_b$ 에서

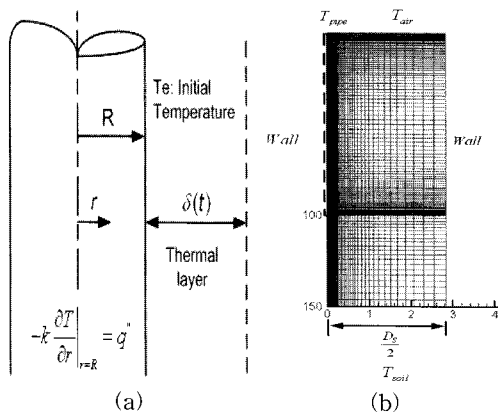


Fig. 3 Grid of computational domain.

$$(\rho C_p)_g \frac{\partial T_g}{\partial t} = \frac{k_g}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T_g}{\partial r} \right) + k_g \frac{\partial^2 T_g}{\partial z^2} \quad (5)$$

이다.

여기서, r_{fe} 는 등가 냉매관 반경이며 r_b 는 그라우트 반경이다.

$r_b < r < \infty$ 에서

$$\frac{k_s}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T_s}{\partial r} \right) + k_s \frac{\partial^2 T_s}{\partial z^2} = (\rho C_p)_s \frac{\partial T_s}{\partial t} \quad (6)$$

해석 영역의 최외각부 경계조건은

$$\left. \frac{\partial T}{\partial r} \right|_{r = \frac{D_s}{2}} = 0 \quad (7)$$

냉매관 표면에서의 경계조건은

$$T \Big|_{r = \frac{D_w}{2}} = T_{pipe} \quad (8)$$

초기 $T_{pipe} = 14.2 \text{ }^\circ\text{C}$ 이다.

지표면 경계조건은

$$T_s \Big|_{z=0} = T_{air} \quad (9)$$

최하부 영역 경계조건은

$$T_s \Big|_{z=150} = T_{s,\infty} \quad (10)$$

식(4)~식(10)을 유한차적법으로 차분화하여 전산해석을 하였다. 지중온도는 깊이에 따라 시간에 따라 끊임없이 변화한다. 그러나 어느 일정 깊이 이하의 지중에서는 시간에 따라 지중온도 변화가 거의 없이 연중 일정한 온도를 유지한다.⁽¹¹⁾

본 연구에서는 이러한 깊이를 150m로 산정하였고, 그 깊이에서의 온도를 $T_{s,\infty} = 14.2 \text{ }^\circ\text{C}$ 로 가정하였다.⁽¹¹⁾ 지중열교환기는 축대칭이므로 전산해석은 2차원 해석을 하게 된다. 보어홀을 중심으로 이런 경우 대칭면에서의 경계조건은 대칭조건으로

Table 3 Cost of late-night electricity power

Basic cost (won/kWh) ($cost_b$)	$5,890 \times \frac{\text{day and evening time used watt-hour}}{\text{monthly used watt-hour}}$		
Electric power cost (won/kWh) ($cost_e$)	night time	winter	42.9
		etc.	33.1
	day and evening times	72.8	

서 온도의 구배가 0이라고 가정하였다.⁽¹²⁾ 지중 열전도 차분방정식을 해석하기 위해서는 경계조건뿐만 아니라 지표면조건도 필요하다. 따라서 본 연구에서는 지역별 연중 기상자료를 외기조건⁽¹³⁾으로 사용하고 공기의 상태는 외기와 같다고 가정하였다.⁽¹⁴⁾

3.9 전력요금과 연료요금 계산

본 히트펌프 시스템의 운전비용을 계산하기 위하여 사용한 심야전력요금은 Table 3와 같다. 그리고 연료전지 시스템에 의해서 발생한 전기요금은 수소가격 46 won/kWh과 연료전지 효율 40%를 기준으로 하여 계산하였다.

본 연구에서는 연료전지 설치비를 제외한 수소가격과 연료전지 효율에 의해서 단순하게 에너지 비용을 산출하였으며 또한, 기기의 운전비를 제외하고 순수 에너지 비용만 계산하였다. 심야전력의 기본요금 $cost_{base}$ 는 다음의 식으로 계산한다.

식(11)에서 COP_{bath} 는 급탕 히트펌프의 평균 COP이고 $COP_{heating}$ 은 히트펌프의 난방 평균 COP이다.

$$cost_{base} = (0.746 \times (4.73 \times (\frac{\text{bath heat pump capacity}}{COP_{bath}} + \frac{\text{cooling and heating heat pump}}{COP_{heating}}) + \text{fan power} + \text{circulating cooling and heating pump} + \text{light load})) \times cost_{base} \times 12 \quad (11)$$

3.10 숙박인 1인당 급탕 사용량 계산

숙박업소 투숙인의 1인당 급탕 사용량은 다음과

같이 계산한다.

공중목욕탕은 입소 인원의 80%가 이용한다고 가정하고 목욕(샤워포함)의 경우 180 L/인으로 계산하였고, 온수욕조의 경우 1개당 10.0 ton으로 계산하였다. 객실은 사용량 전체 투숙객의 50%가 이용한다고 가정하였으며 샤워의 경우 110 L/인으로 계산하였고 세면기의 경우는 전체 급탕량의 10%로 계산하였다.

3.11 히트펌프 용량과 축열조의 계산

히트펌프 용량(HPC)은 냉·난방부하 프로그램으로 계산할 1년 중 최대일일부하를 계산하여 식(12)와 같이 계산하였고 축열조 용량(RC)는 식(13)과 같이 계산하였다.

$$HPC(kJ/hr) = PL(kJ/day) \times \frac{SR}{OT(hr)} \quad (12)$$

$$RC(m^3) = \frac{HPC(kJ/hr) \times NT(hr) \times SR - NL(kJ)}{RT(^{\circ}C) \times RE \times 1000(kJ/m^3)} \quad (13)$$

여기서 PL 은 최대일일부하를 나타내며 SR 은 여유율, OT 는 열원기운전시간, NT 는 야간운전시간, NL 은 야간부하, RT 는 축열조이용 온도차, RE 는 축열조 효율을 의미한다.

축열조 이용 온도차는 5 °C로 하였고 야간운전시간을 10 hr, 축열조 효율은 95%, 여유율은 10%로 하였다. 폐수량은 일일급탕량의 1.8배로 하였고 급탕축열조 크기는 1일 급탕량과 같게 하였으며 폐수조의 크기는 급탕축열크기의 1.8배로 한다.

4. 대상 건물의 냉·난방 부하 및 히트펌프 시스템 시뮬레이션 결과

4.1 히트펌프 시스템 시뮬레이션 결과

4.1.1 지역별 지중 온도변화

우리나라는 난방부하가 냉방부하에 비해서 크게 나타남에 따라서 여름철에 지중에 열을 저장한 열원보다 겨울철에 사용하는 열원이 많으므로 지중온도가 지속적으로 하강한다.

Fig. 4는 지역별 지중 평균 온도변화를 전산해석을 통하여 얻은 결과이다. 지역별 초기 지중온

도의 차이가 발생하는 것은 히트펌프 시스템 가동을 통하여 1년 후 지열원을 사용할 경우 지중 열원의 저장된 열원에 비하여 사용한 열원이 많아져 5년 후 지중온도의 온도차가 크게 발생함에 따라 지열원 히트펌프 사용시 남부 지역의 경우 북부지역에 비하여 지중온도 하락이 적게 나타나는 데 반면, 북부지역은 지중온도 변화가 크게 나타나고 있다. 남부지역의 경우 난방시 지중열원을 사용할 경우 난방 부하가 적게 나타나게 되므로 지열원 이용시 지중열원이 회복할 수 있는 반면 북부지역의 경우 난방시 지열원을 사용함에 있어 회복하는 양보다 사용하는 양이 많아져 부산의 경우 1년 후 약 1.5 °C, 대전의 경우 약 2 °C, 문막의 경우 약 3 °C 지중온도의 하락이 발생하는 것을 전산해석을 통하여 알 수 있었으며 장기간 지열원 히트펌프 사용시 온도의 하락이 크게 발생하는 결과를 얻을 수 있었다.

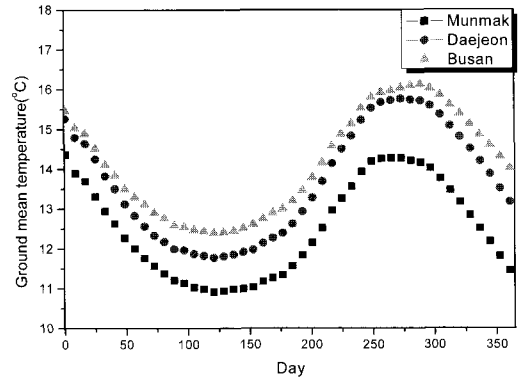


Fig. 4 Variation of ground mean temperature.

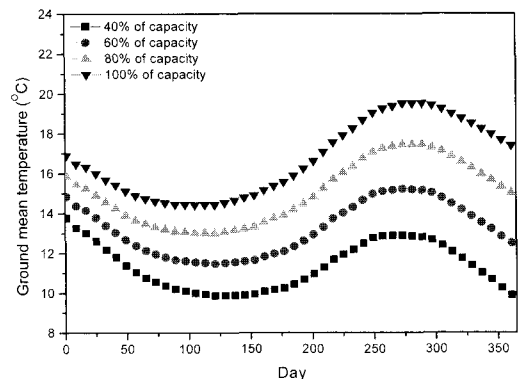


Fig. 5 Effect of occupancy on the ground mean temperature(Munmak).

Table 6 Heat pump system simulation results for heating and cooling resort building(total floor area 33,000 m², Heat recovery, Fuel-cell driven heat pump system)

Location	Munmak		Deajeon		Busan	
	Air	Ground	Air	Ground	Air	Ground
hourly maximum cooling load(kcal/hr)	-1,045,364	-1,045,364	-1,167,537	-1,167,537	-1,505,430	-1,505,430
hourly maximum heating load(kcal/hr)	1,428,346	1,428,346	1,220,615	1,220,615	1,089,050	1,089,050
annually maximum cooling load(kcal/year)	-1.11×10 ⁹	-1.11×10 ⁹	-1.47×10 ⁹	-1.47×10 ⁹	-1.56×10 ⁹	-1.56×10 ⁹
annually maximum heating load(kcal/year)	2.49×10 ⁹	2.49×10 ⁹	2.00×10 ⁹	2.00×10 ⁹	1.49×10 ⁹	1.49×10 ⁹
heating and cooling heat pump capacity(kcal/hr)	397.2	397.2	337.7	337.7	388.4	388.4
bath heat pump capacity(RT)	267.6	267.6	267.6	267.6	267.6	267.6
total energy cost (ten thousand won)	11,669	8,324	11,511	8,111	10,821	7,970
COP(heating)	4.62	5.34	4.68	5.44	4.73	5.51
COP(cooling)	5.84	8.68	5.69	7.85	5.90	7.93
COP(bath)	4.21	4.18	4.21	4.18	4.21	4.18
thermal storage reservoir for bath(ton)	511	511	511	511	511	511
waste heat recovery storage reservoir(ton)	919	919	919	919	919	919
thermal storage reservoir for cooling and heating(ton)	2,209	2,209	1,879	1,879	2,161	2,161
pump power (heating and cooling)	46.1	46.1	39.4	39.4	48.8	48.8
pump power(bath)	6.2	6.2	6.2	6.2	6.2	6.2
fan power(ventilation)	17.9	17.9	17.9	17.9	17.9	17.9

Table 7 Energy cost of gas absorption cooler-heater system for a resort building(total floor area = 33,000 m²)

Location		Munmak		Daejeon		Busan	
Bath existence		Non-exist	Exist	Non-exist	Exist	Non-exist	Exist
Heat Recover	absorption cooler-heater gas cost(ten thousand won)	38,988	38,988	37,464	37,464	34,594	34,594
	absorption cooler-heater electric cost(ten thousand won)	24,966	24,973	24,003	23,997	22,166	22,159
	absorption cooler-heater total cost(ten thousand won)	63,954	63,961	61,467	61,416	56,760	56,753
No. Heat Recovery	absorption cooler-heater gas cost(ten thousand won)	53,300	53,300	51,776	51,776	48,906	48,906
	absorption cooler-heater electric cost(ten thousand won)	24,189	23,280	23,213	22,346	21,372	20,537
	absorption cooler-heater total cost(ten thousand won)	77,489	76,580	74,989	74,122	70,281	69,443

따라서 지열원 히트펌프 시스템 사용시 지중온도의 지속적 하강을 어떻게 보강 하느냐가 가장 중요한 문제이다. 이러한 지중온도 하락 문제를 해결하기 위한 방안으로 시스템 가동 시기를 조정하는 방법으로 히트펌프 운전 시기를 여름철 냉방시 방출되는 열원을 지중에 열원을 저장함으로써 겨울철 난방시 여름철 냉방 동안 저장한 열원을 이용함으로써 단기간 겨울철 난방으로 사용함으로써 지중온도의 하락을 막을 수 있으나 장기간 사용할 경우 지중온도의 지속적인 하락으로 인하여 복합열원을 이용하는 방안이 요구된다.

4.1.2 건물 내 재실률 변화에 따른 지중온도 변화

건물 내 재실률 변화에 따라 인체에서 발생하는 열량이 많아져 히트펌프 시스템 성능에 영향을 미치게 된다.

Fig. 5는 지역별 재실률 변화에 따라 지중 평균 온도 변화에 따른 건물 냉·난방 부하의 영향으로 히트펌프 시스템 성능에 영향을 미치게 된다. 리조트의 연평균 재실률이 60% 일 경우 지중온도 하락으로 인하여 히트펌프 시스템 성능이 저하되는 것을 Table 4를 통하여 예상할 수 있다. 따라서 지역별 지중 평균온도를 유지 시켜주는 적절한 운전 기술이 요구된다.

4.1.3 열원별 히트펌프 시스템 성능 비교

본 연구의 결과로서 심야전력에 의해 구동되는 공기열원과 지열원 히트펌프 시스템의 표준모델해석을 위하여 33,000 m²로 전환시켰으며 재실률 60%로 가정하였으며 문막, 대전, 부산의 세 곳에 있다고 가정하여 각각에 대해서 전산시뮬레이션을 수행하였다.

계산 내용은 시간최대 냉·난방부하와 연간 냉·난방부하, 히트펌프용량, 급탕히트펌프용량, 총 에너지 비용, 각 히트펌프 시스템의 COP, 급탕조, 폐열회수조, 축열조의 크기, 펌프동력과 팬동력이다. 냉·난방 히트펌프의 용량은 시간최대 냉·난방부하 중 절대치가 큰 값으로부터 계산한다.

Table 5, Table 6은 심야전력과 연료전지 구동을 통한 공기열원, 지열원 히트펌프 시스템 성능을 비교하여 나타낸 결과이다. 연간 냉·난방 최대 부하를 보면 냉방부하인 경우 문막의 리조트가 가장 크고 대전, 부산 순이며 난방부하로 부산

리조트가 가장 크고 대전, 문막 리조트 순이다. 그런데 각 경우 히트펌프 용량은 냉·난방 부하 중 일일최대부하에 의해서 결정된다. 따라서 냉방 부하의 최고치가 큰 부산이 가장 큰 히트펌프 용량을 요구하게 된다. 그에 따라 전기요금의 기본료가 상승한다. 히트펌프는 그 용량의 면에서 냉방부하와 난방부하의 크기가 비슷한 경우에 가장 유리하다. 냉방부하나 난방부하의 어느 한편이 상대적으로 크면 그 큰 값에 따라 히트펌프 용량이 증가되고 축열조의 크기가 증가되어 초기 설치비용 및 전기요금이 증가하게 된다. 우리나라의 경우 북부지방은 난방부하 최고치가 냉방부하 일일 최고치보다 크고 남부지방은 냉방부하 일일 최고치가 난방부하 일일최고치보다 큰데 이것은 히트펌프 시스템 적용에 불리한 요소로 작용한다. 또한, 난방부하가 냉방부하에 비해서 크므로 여름철에 지중에 열원을 저장한 열원보다 겨울철에 사용하는 열원이 많으므로 지중온도가 계속적으로 하강한다. 남부 지방 경우 북부지역에 비하여 지중온도 하락은 적게 나타내는데 반면, 북부지역은 지중온도 변화가 크게 나타나고 있다. 지열원 히트펌프에서 지열원의 지속적 상승 혹은 하강을 어떻게 보강 하느냐가 가장 중요한 문제이다. 따라서 겨울철 난방의 경우 연료전지 구동을 통하여 발생하는 폐열을 회수하여 시스템 난방에 이용함으로써 난방 COP를 최대 1.5정도 상승시킬 수 있으며, 자가 발전을 통하여 발생하는 전력은 히트펌프 구동원으로 공급하게 됨으로써 에너지 비용 절감을 얻을 수 있다.

4.1.3 에너지 비용

히트펌프 건물 냉·난방 시스템의 에너지 비용은 냉·난방 히트펌프 동력, 급탕히트펌프 동력, 팬 동력, 펌프동력에 대한 전기요금의 합으로 계산한다. 축열식 히트펌프 시스템에서 총 비용은 약간의 차이는 있으나 문막, 대전, 부산의 경우 위치 변화에 따른 총 에너지 비용의 차이는 적다. 부산 지역의 경우 냉방부하 에너지 비용이 가장 크나 난방부하 에너지 비용이 적고 문막 지역의 경우 반대로 난방부하 에너지 비용이 크고 냉방부하 에너지 비용이 적어서 그 합은 서로 비슷한 결과를 얻고 있다.

Table 7은 건물에 히트펌프 시스템 대신 흡수식 냉온수기를 사용할 때 목욕탕 설치 유무, 폐열

Table 8 Comparison of operation costs

heating and cooling	Location		
	Munmak	Daejeon	Busan
gas absorption cooler-heater(ten thousand won)	76,579	74,122	69,444
gas absorption cooler-heater + waste heat recovery(ten thousand won)	63,961	61,461	56,753
Night-electricity driven air source heat pump water storage(ten thousand won)	25,743	24,238	24,052
Night-electricity driven ground source heat pump water storage (ten thousand won)	25,128	23,808	23,822
Fuel cell driven air source heat pump water storage(ten thousand won)	7,562	7,338	6,636
Fuel cell driven ground source heat pump water storage(ten thousand won)	7,327	7,140	6,521

회수 유무에 따라 전기세와 가스비 그리고 그 합을 나타낸다. 대중 목욕이 있는 경우는 없는 경우보다 총 에너지 비용이 약 10% 증가함을 알 수 있다.

Table 8은 각종 열원을 사용할 경우 리조트 건물에서의 총에너지 비용을 비교한 도표이다. 가스 흡수식 냉온수기의 에너지 가격이 높은 것은 비싼 연료 가격과 일반전기 요금의 복합에 기인된 것이다. 에너지 가격 비용이 가장 크게 나타나며 심야전력을 이용한 공기열원, 지열원 히트펌프 시스템의 경우 에너지 비용은 지역별 차이가 크지 않다. 시스템 성능계수가 크고 발전단가가 낮은 연료전지 구동 히트펌프 시스템 에너지 비용이 낮음을 알 수 있다.

4. 결 론

본 연구에서는 연료전지에 의해 구동되는 지열원 히트펌프 냉·난방 시스템을 전산해석을 통하여 히트펌프 시스템 성능과 에너지 경제성을 고찰하였고 그 결과로서 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 연료전지 구동 히트펌프 시스템은 발전 시스템 설치를 위한 초기비용이 크게 소요되나 앞으로 연료전지 기술의 발전에 따라 그 비용이 점차 하락될 것으로 예상되며, 심야전력의 요금은 점차 상승할 것으로 예측되어 연료전지 구동 히트펌프 시스템은 심야전력 구동 히트펌프 시스템에 대한 경쟁력을 확보할 것으로 생각된다. 뿐만 아니라 연료전지는 시간제한 없이 히트펌프 시스템을 작동시킬 수 있어서 심야전력 구동 히트펌프 시스템 보다 축열조의 크기를 감축시킬 수 있는 이점도 가지고 있다.

(2) 지열원을 이용한 히트펌프 냉·난방 시스템의 운전성능은 재실인원 등 외부조건에 영향을 받는다.

(3) 난방부하가 냉방부하 보다 큰 국내 기후조건에서 지열원 히트펌프 시스템을 연속적으로 가동할 경우 지중온도의 지속적인 하락을 막을 수 없으나 연료전지 구동 활용을 통하여 히트펌프 시스템에서는 발전 폐열 회수 활용을 통하여 COP를 상승시킬 수 있고 지중 열원의 온도하락을 최소화 시킬 수 있다.

(4) 연료전지 구동 지열원 히트펌프 시스템은 발전 폐열 회수를 통하여 난방 COP를 1.5정도 상승시킬 수 있다.

후 기

본 연구는 2007년 한국건설기술연구원 학·연 협력연구로 수행되었으며 이에 감사드립니다.

참고문헌

1. Lee, C. S. and Choi, Y. D., 1997, Analysis of energy consumption of office building by thermal resistance-capacitance method, Korea Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 9, No. 1, pp. 1-13.
2. Yoon, J. H., Hong, J. K., Lee, N. H. and Choi, Y. D., 1993, Simulation of thermal performance of model hot water panel house in consideration of radiant heat transfer, Korea Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 5, No. 4, pp. 295-305.
3. ASHRAE HANDBOOK, 1993, Fundamentals,

- pp. 9-11.
4. ASHRAE HANDBOOK, 1993, Fundamentals, pp. 27-28.
 5. Choi, Y.D., 2004, Study on the application of heat pump heating and cooling systems to resident and medical buildings, Ministry of Commerce, Industry and Energy, pp. 107-109.
 6. BLAST, 1998, BLAST simulation program reference manual, Univ. of Illinois.
 7. TRSYS, 1994, RTNSYS reference manual, Univ. of Wisconsin-Madison Solar energy lab.
 8. Lee, J.H., Choi, Y.D. and Cho, S.H., 1999, A comparison on simulation results of load analysis program, Proceeding of the SAREK, pp. 51-64.
 9. Choi, Y.D., Han, S.H., Cho, S.H., Kim, D. S., Um, C.J., 2008, Study on the simulation of heating and cooling system to resident building, Korea Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 20, No. 1, pp. 65-74.
 10. Jeong, D.H., Byun, J.K., Choi, Y.D., and Cho, S.H., 2008, Study on the Performance of Fuel Cell Driven Compound Source Heat Pump System to a Large Community Building, New and Renewable Energy, Vol. 4, No. 3, pp. 23-35.
 11. Patankar, S. V., 1980, Numerical Heat Transfer and Fluid Dynamics for Engineers, A. Publication of Engineering Education System.
 12. Choi, Y. D., An, J. S., Kim, W. K., Pak, H. S. and Jang, M. S., 1996, Analysis on the thermal performances of cool tube systems for one year, Proceedings of the KSME 1996 Fall Annual Meeting, pp. 725-731.
 13. Tromble, A., Serres, L., 1994, Air-earth exchanger study in real site experimentation and simulation, Energy and Building, Vol. 21, pp. 155-162.
 14. Krati, M. and Kreinder, J. F., 1989, Analytical model for heat transfer in an under ground air tunnel, Solar Engineering ASME, Vol. 2, pp. 878-888.