

# 주거용 태양열 하이브리드 이산화탄소 열펌프 시스템의 성능특성에 관한 해석적 연구

김 원 석, 조 홍 현\*<sup>†</sup>  
 조선대학교 대학원, \*조선대학교 기계공학과

## Simulation Study on the Performance Characteristics in the Solar Hybrid R744 Heat Pump for Residential Applications

Won-Seok Kim, Honghyun Cho\*<sup>†</sup>  
 Graduate School of Chosun University, Gwangju 501-759, Korea  
 \*Department of Mechanical Engineering, Chosun University, Gwangju 501-759, Korea  
 (Received July 26, 2011; revision received September 15, 2011)

**ABSTRACT:** Simulation study on the operating characteristics in the solar hybrid R744 heat pump system for residential applications was carried out with heat pump operating temperature, outdoor temperature and solar radiation. As a result, collector operating time is decreased by 1.5 hours due to the increase of water temperature in the heat storage tank when the heat pump operating temperature rises. Heat pump operating time is reduced by 19.4% owing to the high temperature of a heat storage tank. Besides, indoor heating time is decreased from 10.3 to 5.5 hours as the indoor temperature increases from 3°C to 11°C. In addition to, when the solar radiation rises from 10 to 20 MJ/m<sup>2</sup>, the maximum outlet temperature of a solar collector is increased from 65°C to 71°C.

**Key words:** Heat pump(열펌프), R744(이산화탄소), Solar collector(태양열 집열기), COP(성능계수), Solar radiation(일사량)

기 호 설 명			
$A$	: 면적 [m <sup>2</sup> ]	$p$	: 압력 [kPa]
$c_1 \sim c_5$	: 식(6)의 계수	$\dot{Q}_{mot}$	: 모터에 의한 열전달률 [kW]
$D$	: 직경 [m]	$U_L$	: 열 손실계수 [W/m <sup>2</sup> · °C]
$F_R$	: 열전달비	$\dot{V}_G$	: 간극체적 [m <sup>3</sup> /h]
$F_{R\tau\alpha}$	: 효율 곡선의 절편	$W$	: 소비동력 [kW]
$I_t$	: 일사량 [W/m <sup>2</sup> ]	$\rho$	: 밀도 [kg/m <sup>3</sup> ]
$\dot{m}$	: 질량유량 [kg/s]	$\eta_c$	: 압축효율(%)
		$\eta_v$	: 체적효율(%)

<sup>†</sup> Corresponding author  
 Tel.: +82-62-230-7050; fax: +82-62-230-7055  
 E-mail address: hhcho@chosun.ac.kr

### 1. 서 론

최근 생활수준의 향상에 따른 생활환경과 산업의

발달에 따른 작업환경의 쾌적성에 대한 요구가 증가됨에 따라 냉·난방기기의 사용이 급증하였으며 냉동공조 산업은 국내 5대 산업으로 성장하였다. 그러나 현재 보급되어 있는 대부분의 시스템은 CFC, HCFC 및 HFC 계열의 냉매를 사용하고 있으며 이는 오존층파괴 및 지구온난화 등의 환경문제로 인하여 세계 각종 단체에서 여러 가지 규약들이 발효되어 규제가 가속화되고 있으므로 이러한 국제적 동향에 발맞춰 환경친화적인 천연냉매를 적용한 시스템에 대한 연구는 다양하게 요구되고 있다. 또한, 최근 유가 상승으로 인하여 석유를 생산하지 못하는 대다수의 나라에 경제적으로 심각한 영향을 받게 되었으며, 이후 각국에서는 에너지 위기론의 대두와 화석연료의 절감 및 한계성 때문에 새로운 에너지 자원 및 대체에너지 개발의 필요성에 많은 관심을 갖게 되었다. 이러한 현실을 극복하기 위해 최근 들어 주거용 하이브리드 이산화탄소 열펌프 시스템에 대한 다양한 연구가 활발히 진행되고 있다.

Kuang and Wang<sup>(1)</sup>은 R-22를 냉매로 사용하는 열펌프에서 평판형 태양열 집열기를 증발기로 사용함으로써 급탕 및 난방 부하를 공급하는 DX-SAHP (Direct-expansion solar assisted heat pump system)에 대하여 연구를 하였으며, Park et al.<sup>(2)</sup>은 축열탱크의 열원을 일정온도 이상일 때는 바로 난방과 급탕열원으로 사용하고 일정온도 이하일 때에는 열펌프의 증발열원으로 사용하는 시스템의 성능에 대하여 연구를 진행하였다. 또한 태양열 및 외기를 열원으로 이용하는 하이브리드 열펌프 시스템의 성능에 관하여 Back et al.<sup>(3)</sup>은 실험적 연구를 수행하여 시뮬레이션 해석 결과와 성능을 비교하였으며 태양열을 열펌프의 열원으로 사용할 경우 집열효율이 높으며 혹한기에 보조열원으로 사용하면 효과적임을 확인하였다. 또한, Sun et al.<sup>(4)</sup>은 R-22와 R-407C 냉매를 적용한 태양열 열펌프 시스템의 태양열 집열기 및 팽창장치의 성능에 대한 연구를 진행하여 난방에 적합한 태양열 열펌프 시스템을 최적화에 대한 연구를 진행하였다. Kim et al.<sup>(5)</sup>은 태양열원 열펌프 이용 난방시스템의 적용을 위하여 열펌프의 응축기 및 증발기를 통과하는 난방수의 온도 및 유량이 미치는 영향에 대하여 실험을 수행하였으며 그 결과 증발기의 입구조건이 열펌프 성능에 미치는 영향은 미미한 반면 응축기의 입구조건이 열펌프 성능에 큰 영향을 받은 것으로 확인하였다.

하지만 일반적인 주거용 태양열 하이브리드 열펌프 시스템의 성능특성에 관한 연구와 냉매로 이산

화탄소 적용에 따른 열펌프 시스템 연구는 아직 부족한 편이다. 특히, 천연냉매와 신재생 에너지를 접목한 하이브리드 형태의 시스템의 성능특성에 대한 기존의 연구는 거의 찾아보기 힘들다. 따라서 본 연구에서는 태양열 시스템을 접목한 주거용 하이브리드 이산화탄소 열펌프 시스템의 성능특성 변화를 고찰하기 위해 열펌프 작동온도, 실외온도 그리고 일사량을 변화시켜 사이클의 성능해석을 수행하였다. 본 연구를 통하여 신재생에너지를 접목한 하이브리드 이산화탄소 열펌프 시스템 개발에 필요한 시스템 성능특성에 관한 기본적인 데이터를 제공할 수 있을 것으로 사료된다.

## 2. 모델링 및 해석조건

Fig. 1은 본 연구에서 설계된 주거용 하이브리드 이산화탄소 열펌프 시스템의 개략도를 나타내고 있다. 시스템은 크게 태양열 시스템과 이산화탄소 열펌프 시스템으로 나눌 수 있다. 태양열 시스템은 이중진공관형 집열기, 축열탱크 그리고 실내 공간의 난방을 담당하는 FCU(fan coil unit)로 구성되어 있으며, 열펌프 시스템은 2개의 이중관형 열교환기(고온용, 저온용), 핀-관 열교환기, 전자팽창밸브(EEV, electronic expansion valve), 그리고 반밀폐형 왕복동식 압축기로 구성되어 있다. 난방운전 중에는 핀-관 열교환기는 공기와 열교환하여 증발기 역할을 하고 2개의 이중관식 열교환기는 가스쿨러(gas cooler) 역할을 하도록 설계하였다. 압축기 출구에 설치된 고온용 이중관식 열교환기는 축열탱크 중부의 중온수와 직접 열교환을 하여 축열탱크 상부에 고온수를 공급하며 저온용 이중관식 열교환기는 축열

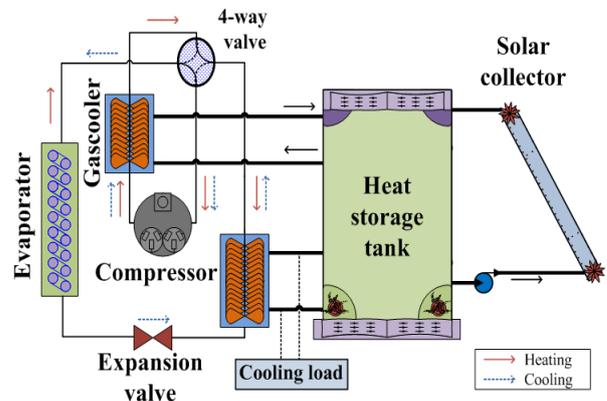


Fig. 1 Schematic diagram of a solar hybrid R744 heat pump system.

탱크 하부의 저온수와 열교환을 한다. 열펌프에서 제공되는 열량은 태양열 집열기에서 축열탱크로 공급되는 열량 함께 축열탱크에 저장되고 온도별 성층화를 이룰 수 있도록 설계 되어 있다. 반면 냉방 운전 중에는 압축기를 지난 고온 고압의 냉매는 고온용 이중관식 열교환기를 지나면서 급탕열원을 보조하고 다시 핀-관 열교환기를 지나면서 가스냉각 과정을 거치게 된다. 이후 팽창밸브를 지난 냉매는 저온 저압의 상태가 되고 다시 한 번 저온용 이중관식 열교환기와 열교환을 하면서 냉방 부하를 담당하도록 하였다. Table 1은 본 시뮬레이션 연구에 적용된 태양열 하이브리드 이산화탄소 열펌프 시스템의 주요 사양을 나타내고 있다.

2.1 태양열 시스템 모델링

태양열 집열기는 중온범위에서 안정적으로 작동하며 건물의 난방 및 냉방용으로 적합한 이중 진공관형 집열기를 8개 사용하였으며 작동유체로써는 물-프로필렌글리콜 혼합액(Water : Propylene glycol = 80 : 20)을 사용하였다. 태양열 집열기는 한국에너지기술연구원에서 평가한 이중 진공관형 태양열 집열기(TZ58/1800-20U)의 시험 성적서<sup>(6)</sup>를 바탕으로 모델링 하였으며 설계된 집열기 효율은 식(1)과 같이 표현된다.

$$\eta_{collector} = F_R \tau \alpha - F_R U_L \left[ \frac{(t_i - t_a)}{I_t} \right] \quad (1)$$

$$= 0.7410 - 2.7469 \left[ \frac{(t_i - t_a)}{I_t} \right]$$

또한 일반적인 태양열 시스템에서 태양열 획득 시점과 실제 사용시점이 달라 시스템을 안정적으로 운영하기에 많은 어려움이 있다. 따라서 이러한 문제점을 해결하기 위해 축열탱크를 설계하였으며 각 구성요소에서 열출입은 축열탱크를 기준으로 아래와 같은 식(2)를 이용하여 해석하였다.

$$\int_j^{j+1} Q_{storage} = \int_0^j Q_{storage} + \int_0^j Q_{collector} \quad (2)$$

$$+ \int_0^j Q_{heat\ pump} - \int_0^j Q_{hot\ water} - \int_0^j Q_{heating}$$

겨울철 실내의 난방부하를 설계하기 위해 실내공

Table 1 Specification of the solar hybrid R744 heat pump system

Parameter		Specification
Collector	Area	1.98 m <sup>2</sup> /EA
	Unit	8
	Slop	45°
	F <sub>R</sub> (τ <sub>α</sub> )	0.773
	F <sub>R</sub> U <sub>L</sub>	2.284
Storage tank	Type	Vertical cylinder
	Capacity	1.5 ton
Compressor	Displacement	3.48 m <sup>3</sup> /h
	R.P.M.	1450
	Capacity	3 RT
Fan coil unit	Heating capacity	8,722 W
	Cooling capacity	5,466 W
	Unit	3 EA

Table 2 Heating load design

Parameter	Specification
Indoor space	189 m <sup>3</sup>
Thermal conductivity	Brick : 0.53 W/m°C Styrofoam : 0.02 W/m°C Glass : 0.5 W/m°C
Window	0.9 m×1.5 m×7 EA Glass : 0.015 m
Wall	Brick : 0.15 m Styrofoam : 0.05 m
Roof	Brick : 0.2 m

간을 189 m<sup>3</sup>(7.5×8.7×2.9)로 설정하였다. 실내부하는 창문이 있는 외벽과 천장으로의 열손실만을 고려하여 설계하였으며 아래층과 좌·우 공간에는 실내설정온도와 동일한 온도로 설정되어 다른 부분으로의 열손실은 무시하였다. 난방부하 설계를 위해 설계된 실내공간에 대한 상세한 설계사양을 Table 2에 나타내었다.

2.2 열펌프 시스템 모델링

이산화탄소 열펌프 시스템은 초임계 사이클로서 높은 압력에서 작동하게 된다. 따라서 본 연구에서는 고압에서 높은 효율과 신뢰성을 가지는 반밀폐형

왕복동식 압축기를 해석의 대상으로 선정하였다. 압축기의 소요동력은 압축기 입·출구의 엔탈피 차와 질량유량을 이용하여 구하였으며 아래의 식(3)~식(5)에 나타내었다. 여기서 사용되는 압축효율, 체적효율 그리고 압축기의 출구온도는 Sanchez et al.<sup>(7)</sup>가 제안한 상관식을 사용하였다.

$$W_{comp} = \frac{\dot{m} \times (h_{Dis,isen} - h_{Suc})}{\eta_c} + \dot{Q}_{mot} \quad (3)$$

$$\dot{Q}_{mot} = \dot{m} \times (h_{Suc} - h_{mot}) \quad (4)$$

$$\dot{m} = \frac{\eta_v \times \dot{V}_G}{v_{suc}} \quad (5)$$

열교환기의 모델링은 Table 3의 상관식을 이용하여 가스냉각 과정과 증발과정에서의 냉매, 물 그리고 공기의 압력강하 및 열전달계수를 구하였다. 시스템의 냉매의 유량을 결정하는 팽창장치는 Hwang et al.<sup>(8)</sup>이 실험적 연구를 통해 얻은 상관식을 적용하였다. 또한 본 연구에서는 EEV의 오리피스 직경 1.6 mm를 사용하였으며 팽창과정은 등엔탈피 과정으로 가정하였다. 여기서 EEV를 통과하는 냉매의 질량유량은 다음과 같이 해석된다.

$$\left( \frac{\dot{m}}{A_{t,m} \sqrt{\rho \Delta p}} \right) = c_1 \left( \frac{L}{D_m} \right)^{c_2} \left( \frac{D_m}{D_o} \right)^{c_3} \left( \frac{p_{in}}{p_c} \right)^{c_4} \left( \frac{T_{in}}{T_c} \right)^{c_5} \quad (6)$$

### 2.3 해석 조건 및 방법

시스템의 운전조건 변화에 따른 성능특성을 고찰하기 위해 Table 4에서 나타난 바와 같이 열펌프 작동온도, 실외온도 그리고 일일 일사량을 변화시켜가면서 성능해석을 수행하였다. 일반적으로 겨울철 열펌프의 성능에 가장 큰 영향을 미치는 실외온도 및 열펌프의 작동온도를 운전변수로 선정하였으며 태양열 시스템의 경우 일사량의 변화가 성능에 미치는 영향 또한 큼으로 이를 변수로 하여 성능을 해석하였다. 또한 급탕부하 설계의 경우 일일 급탕량은 ASHRAE 설계조건<sup>(16)</sup>을 고려하여 4인 가족을 기준으로 하루에 280 L로 설정하고 Table 5와 같이 시간별 급탕부하를 설계하였다. 본 연구에서는 시스템의 모든 과정을 정상상태로 가정하였으며 시뮬레이션에 필요한 각종 열역학적 물성치와 시스템 모델은 EES 프로그램<sup>(17)</sup>을 이용하여 해석하였다.

Table 3 Correlations used in the simulation

	Gascooler	Evaporator
Type	Double pipe heat exchanger	Fin-tube heat exchanger
Ref. heat transfer coefficient	Yoon et al. <sup>(9)</sup>	Thome et al. <sup>(10)</sup>
Ref. pressure drop		Yoon et al. <sup>(11)</sup>
Water heat transfer coefficient	Dittus and Boelter <sup>(12)</sup>	-
Water pressure drop	Blasius <sup>(13)</sup>	-
Air j-factor	-	Wang et al. <sup>(14)</sup>
Air f-factor	-	Wang et al. <sup>(15)</sup>

Table 4 Simulation conditions

Parameters	Conditions
Heat pump operating temp.(°C)	40, 42, 44*, 46, 48
Outdoor temp.(°C)	3, 5, 7*, 9, 11
Indoor temp.(°C)	20*
Daily radiation(MJ/m <sup>2</sup> )	1, 5, 10*, 15, 20

Note) \* Basic condition.

Table 5 Hot water load design

Time	Capacity(L)
09 : 00	100
13 : 00	80
18 : 00	100

## 3. 시뮬레이션 결과 및 고찰

### 3.1 열펌프 작동온도 변화에 따른 성능특성 고찰

Fig. 2는 열펌프 작동온도 변화에 따른 난방성능, 난방시간, 열펌프 작동시간 그리고 집열기 운전시간을 나타내고 있다. 열펌프 작동온도의 상승은 축열탱크 내에 저장된 유체의 온도가 높아짐을 의미한다. 열펌프 작동온도가 상승함에 따라 집열기로 공급되는 열매체의 온도가 상승하고 이는 집열기 운전시간에 큰 영향을 미친다. 해석 결과 동일한 일사량과 실외온도에도 불구하고 집열기 입구로 들어

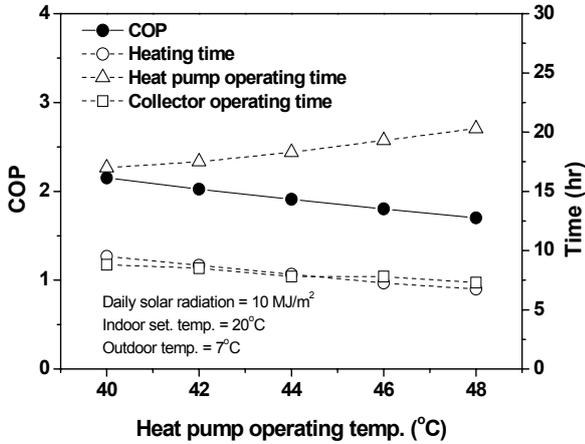


Fig. 2 Variations of COP, heating time, heat pump operating time and collector operating time with heat pump operating temperature.

오는 열매체의 온도 상승으로 인하여 집열 운전시간이 8.8시간에서 7.3시간으로 감소하는 것으로 나타났다. 열펌프 작동온도 상승에 따라 열펌프의 난방성능계수는 2.15에서 1.7로 감소하는 경향을 보인다. 이는 높은 축열탱크의 유체온도로 인하여 가스냉각 과정에서 열교환량이 감소하여 난방성능이 감소하는 것으로 판단된다. 또한 열펌프 작동온도가 상승함에 따라 축열탱크 내 유체의 온도가 열펌프 설정온도와 비례하여 상승하게 되므로 실내공간으로 공급되는 난방수의 온도 또한 높아지게 된다. 따라서 동일한 난방부하량이 발생하였지만 실내공간으로 공급되는 난방수의 온도가 높기 때문에 실내공간에서 난방을 담당하는 FCU의 작동시간은 9.5시간에서 6.8시간으로 크게 감소하게 된다. 반면에 열펌프 작동시간의 경우 높게 설정된 축열탱크의 온도를 유지하기 위해 열펌프가 지속적으로 운전되므로 열펌프 작동시간이 17시간에서 20.3시간으로 증가함을 확인할 수 있다.

Fig. 3과 Fig. 4는 열펌프 작동온도가 40°C와 48°C 일 때의 열펌프의 난방용량, FCU의 공급열량 그리고 난방성능계수 변화를 보여주고 있다. 열펌프의 1회 운전시 난방용량은 열펌프 작동온도 40°C일 때 약 11.1 kW로 나타났으나 열펌프 작동온도가 48°C로 상승함에 작동시 발생하는 난방용량은 9.4 kW 정도로 감소하였다. 이는 축열탱크 유체의 높은 설정온도로 인해 가스냉각 과정에서 냉매로부터 충분한 열교환이 이루어지지 않았기 때문이다. 또한 열펌프 작동온도 상승에 따른 난방용량의 감소와 압

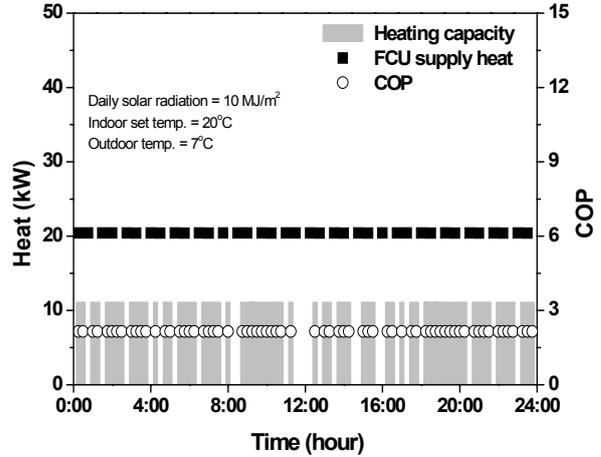


Fig. 3 Variations of heating capacity, FCU supply heat and COP with the time (heat pump operating temp. = 40°C).

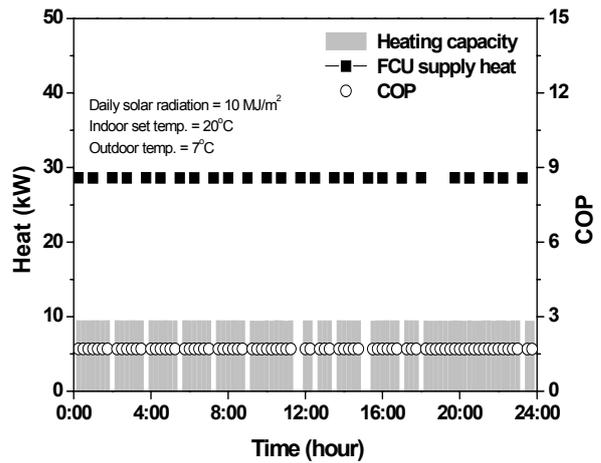


Fig. 4 Variations of heating capacity, FCU supply heat and COP with the time (heat pump operating temp. = 48°C).

축기 소비동력의 증가로 인해 난방성능 계수가 2.15에서 1.7로 감소하는 것으로 나타났다. 특히 열펌프 작동온도 변화에 따라 상승된 축열탱크 온도를 유지하기 위해 열펌프의 작동 주기가 매우 짧아진 것을 확인할 수 있다. 해석 결과 열펌프 작동온도가 40°C일 때와 48°C일 때 열펌프의 일일 공급열량은 약 189 kWh로 유사하게 나타났으나 열펌프 1회 운전시 얻어지는 난방용량의 차이로 인하여 열펌프 작동시간은 17시간에서 20.3시간으로 약 3.3시간 정도 증가하는 것으로 나타났다. 또한 높은 열펌프 작동온도로 인하여 실내공간으로 공급되는 난방수의 온도가 높아지게 되고 이에 따라 필요한 열량을 공급하기 위해 운전되는 난방운전 시간이 줄어들게 되

었다. 본 연구에서는 실내의 난방을 위한 FCU의 작동시간이 9.5시간에서 6.8시간으로 약 29% 감소하는 것으로 나타났다. 시뮬레이션 결과 열펌프 작동온도 변화가 실내 난방시간과 열펌프 작동시간에 영향을 끼침을 확인할 수 있었으며 특히 열펌프 작동온도가 높아짐에 따라 열펌프 작동시간이 크게 증가하여 열펌프 운전에 따른 전력소모량이 증가할 것으로 예상된다. 따라서 열펌프 작동온도에 따른 전력소모량과 고온의 급탕 및 난방수를 요구하는 사용자의 편의를 고려한 적절한 열펌프 작동온도의 설정이 중요한 변수임을 확인하였다.

### 3.2 실외온도 변화에 따른 성능특성 고찰

Fig. 5는 실외온도 변화에 따른 난방성능계수, FCU 작동으로 인한 난방시간, 열펌프 작동시간, 집열기 작동시간을 보여주고 있다. 실외온도가 3°C에서 11°C로 증가할수록 실내공간의 온도와 실외온도와의 온도차가 줄어들어 난방부하량이 감소하게 되고 난방부하 감소로 인해 실내기의 운전시간이 10.3시간에서 5.5시간으로 약 51% 정도 줄어들게 된다. 이와 비례하여 열펌프의 작동시간 역시 23.8시간에서 11.8시간으로 약 51.3% 감소하는 것으로 확인되었다. 실외온도가 2°C 상승함에 따라 실내의 난방시간이 약 1시간 정도씩 감소하는 경향을 나타내고 있으며, 열펌프 작동시간은 평균 3시간 정도 감소하는 것으로 나타났다. 또한 실외온도가 높아짐에 따라 열펌프의 난방성능계수는 지속적으로 증가함을 확인하였다. 이는 실외온도 상승으로 인한 증발기 출구의 온도가 높아지고 이에 따라 압축기 토출온도가 상승하여 열펌프의 난방용량이 증가하기 때문이다. 본 연구에서는 실외온도 변화에 따라 열펌프의 난방성능계수는 1.73(3°C)에서 2.12(11°C)로 향상되었으며 실외온도 2°C 감소에 난방성능계수가 평균 약 5% 감소함을 확인할 수 있었다. 또한 일반적으로 집열기 효율은 실외온도의 상승에 비례하는데 본 연구에서도 실외온도가 높아질수록 집열기 효율이 증가하고 이는 동일한 일사량 조건에서 시간당 집열량의 증가로 나타남으로 동일한 일사량이라 할지라도 집열기 효율이 높아져 긴 시간동안 집열운전이 가능할 것으로 예상된다.

Fig. 6과 Fig. 7은 실외온도가 3°C와 11°C일 때 열펌프의 난방용량, 집열기 효율 그리고 난방성능계수의 변화를 작동시간에 따라 보여주고 있다. 실외온도가 3°C에서 11°C로 상승함에 따라 열펌프 1

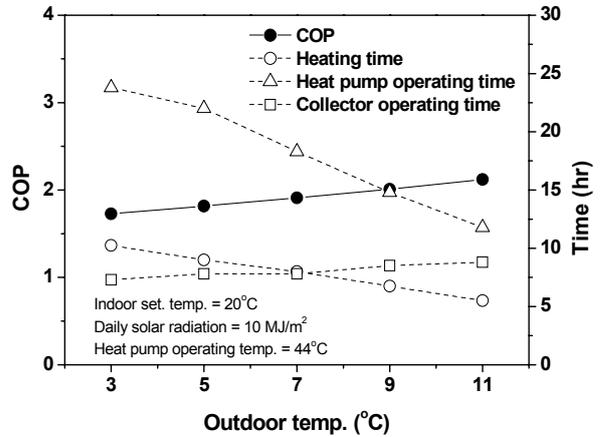


Fig. 5 Variations of COP, heating time, heat pump operating time and collector operating time with outdoor temperature.

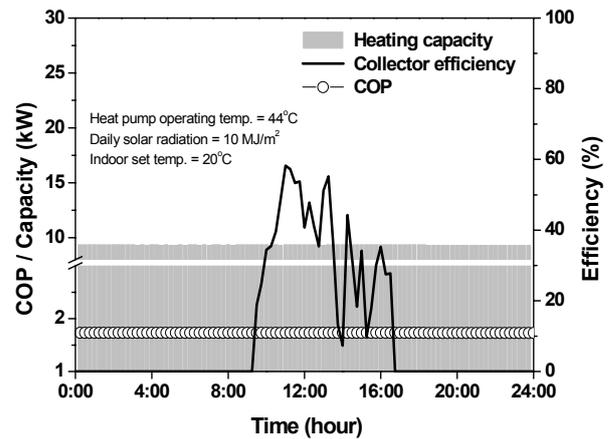


Fig. 6 Variations of heating capacity, collector efficiency and COP with the time(outdoor temp. = 3°C).

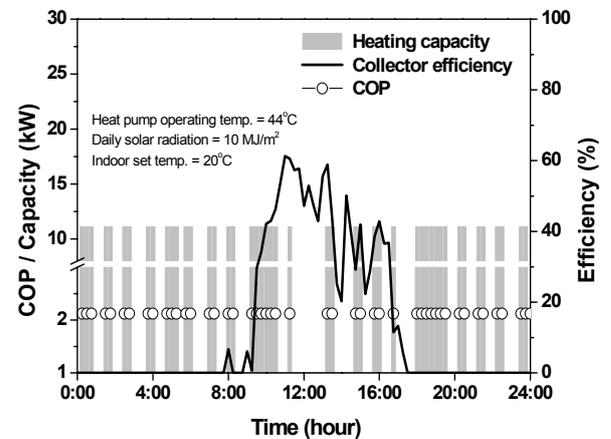


Fig. 7 Variations of heating capacity, collector efficiency and COP with the time(outdoor temp. = 11°C).

회 운전시 발생하는 난방용량이 9.31 kW에서 11.1 kW로 증가한다. 이는 실외온도 상승으로 인한 증발기 출구의 온도가 높아져 고온의 압축기 토출온도를 얻을 수 있으며 이에 열펌프에서의 발생 열량이 증가하기 때문이다. 또한 열펌프의 난방용량의 증가로 인하여 난방성능계수 역시 증가하게 되는데 본 연구에서는 실외온도 3°C에서 난방성능계수가 1.73으로 나타났으며 실외온도 11°C로 증가함에 따라 약 2.12로 22.5% 정도 증가하였다. 또한 외기온도가 증가함에 따라 실내 설정온도와의 온도차이가 감소하게 되어 시스템에 요구되는 난방부하량이 감소하는데 이러한 난방부하량 감소로 인하여 열펌프의 작동주기가 증가하고 실외온도 3°C에서 11°C로 상승할 때 하루기준 열펌프 운전비율이 약 99%에서 49%로 50% 정도 크게 감소하는 것을 알 수 있다. 또한 집열기 효율의 경우 실외온도가 3°C에서 11°C로 상승함에 따라 36%에서 43%로 약 8% 정도 증가하였으며 높아진 집열기 효율로 인하여 집열열량 및 집열기 운전시간이 상대적으로 증가하는 것으로 나타났다.

**3.3 일사량 변화에 따른 성능특성 고찰**

Fig. 8은 일일 일사량 변화에 따른 태양열 의존율, 난방시간, 열펌프 작동시간 그리고 집열기 운전시간을 나타내고 있다. 일사량이 증가함에 따라 많은 열량을 장시간 집열기에서 얻을 수 있어 주어진 해석조건하에서 집열운전시간이 최대 10.3시간으로 증가하는 것을 확인할 수 있다. 반면 일사량 증가에 따른 시간당 집열기에서 공급되는 열량이 커지게 되기 때문에 집열기 출구의 열매체의 온도가 상승하게 되고 이에 따라 태양열 하이브리드 이산화탄소 열펌프 시스템의 태양열 의존율이 최대 22.7%까지 증가하게 된다. 따라서 태양열 집열기에서 공급 받은 열원으로 모든 부하를 감당할 수 없을 경우 작동하는 열펌프의 작동시간이 일사량 증가에 따른 태양열 집열기의 집열량 증가로 인하여 크게 감소하게 된다. 하지만 축열탱크의 온도의 영향을 직접적으로 받는 난방운전 시간의 경우 하루 8시간으로 일정하게 나타나 일사량 변화에 따른 영향은 없는 것으로 확인되었다. 특히 난방시간에 영향을 끼치는 난방부하량은 실내측과 실외측 온도차에 의해 크게 영향을 받으므로 일사량 변화에 따른 난방시간은 거의 유사한 것으로 나타났다. 본 연구에서는

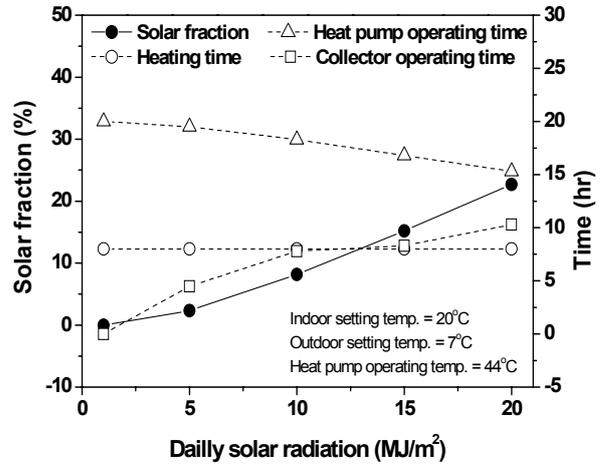


Fig. 8 Variations of solar fraction, heating time, heat pump operating time and collector operating time with daily solar radiation.

일사량이 증가함에 따라 열펌프의 작동시간은 최대 20시간에서 15.3시간으로 약 5시간 줄어드는 것으로 나타났으며 이는 일사조건이 좋은 지역에서는 태양열 이용 시스템 운용시 전력 소비를 크게 줄일 수 있으며 이에 경제적인 관점에서 많은 이점이 있음을 나타낸다.

Fig. 9와 Fig. 10은 일일 일사량이 각각 10 MJ/m<sup>2</sup>과 20 MJ/m<sup>2</sup>일 때의 시간에 따른 일사량, 집열기 출구온도 그리고 열펌프의 난방성능계수의 변화를 보여주고 있다. 일사량이 10 MJ/m<sup>2</sup>일 때와 20 MJ/m<sup>2</sup>일 때를 비교하여 보면 일사량 증가 유무에 따라 집열기 출구온도가 다르게 나타나는 것을 알 수 있다. 특히 일사량이 최대인 시간에서 비교해보면 일일 일사량이 10 MJ/m<sup>2</sup>으로 나타났을 때 집열기 출구온도는 65.3°C로 나타났으며 20 MJ/m<sup>2</sup>일 경우에는 71°C로 약 5.7°C 정도 높게 나타났다. 또한 일사량 변화에 따라 집열기 운전시간 역시 크게 영향을 받는 것으로 나타났다. 특히 일사량이 존재하여 집열운전이 원활하게 진행되는 시점에는 열펌프의 작동이 크게 줄어드는 것을 확인할 수 있었다. 일사량이 10 MJ/m<sup>2</sup>에서 20 MJ/m<sup>2</sup>로 증가할 때 집열이 진행되는 7:00~18:00를 기준으로 열펌프 운전시간을 비교하면 열펌프 운전시간은 7.3시간에서 4.3시간으로 약 41.4% 정도 감소하는 것으로 나타났다. 반면에 난방성능계수의 경우에는 일사량 변화에 상관없이 약 1.9로 거의 일정하게 운전되는 것으로 확인되었다.

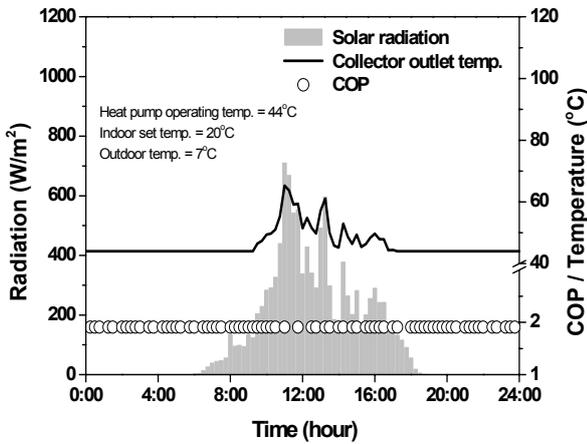


Fig. 9 Variations of solar radiation, collector outlet temperature and COP with the time(daily solar radiation = 10 MJ/m<sup>2</sup>).

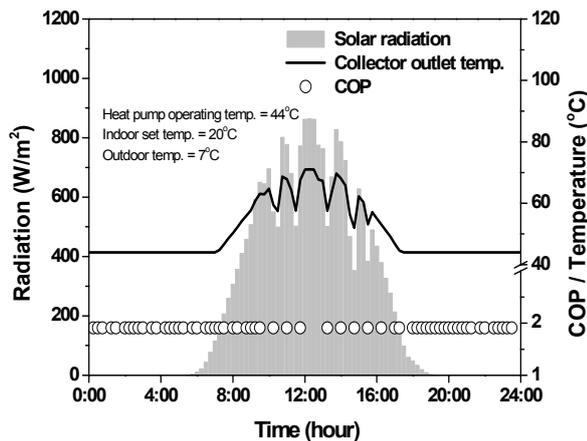


Fig. 10 Variations of solar radiation, collector outlet temperature and COP with the time(daily solar radiation = 20 MJ/m<sup>2</sup>).

#### 4. 결 론

본 연구에서는 주거용 태양열 하이브리드 이산화탄소 열펌프 시스템의 성능 특성 변화를 해석적으로 고찰하기 위해 각각의 운전 변수 변화에 따른 성능 해석을 수행하였다. 이를 통해 얻은 결과는 다음과 같다.

(1) 열펌프 작동온도가 40°C에서 48°C로 상승됨에 따라 축열탱크 온도가 상승되어 집열 운전시간이 8.8시간에서 7.3시간으로 감소하였으며 높은 축열탱크의 온도를 유지하기 위해 열펌프 작동시간이 17시간에서 20.3시간으로 지속적으로 증가함을 확인할 수 있었다.

(2) 실외온도가 3°C에서 11°C로 증가할수록 실내

기의 난방시간이 10.3시간에서 5.5시간으로 약 50% 줄어들게 되며 이에 보조열원인 열펌프의 작동시간 비율이 약 99%에서 49%로 감소하였다. 실외온도가 2°C 상승함에 따라 실내의 난방시간이 약 1시간 정도씩 감소하는 경향을 나타내었으며, 열펌프 작동시간은 평균 3시간 정도 감소하는 것으로 나타났다.

(3) 일사량이 10 MJ/m<sup>2</sup>에서 20 MJ/m<sup>2</sup>으로 증가함에 따라 집열기 출구온도는 65.3°C에서 71°C로 약 5.7°C 정도 높게 나타났으며 집열운전 시점을 기준으로 열펌프 운전시간은 약 41.4% 정도 감소하는 것으로 나타났다. 이에 열펌프의 작동시간이 최대 5시간 단축될 수 있어 일사조건이 좋은 지역에서는 태양열 이용 시스템 운용 시 시스템의 성능을 크게 향상시킬 수 있을 것으로 판단되었다.

#### 후 기

이 논문은 2010년도 정부(교육과학기술부)의 재원으로 한국연구재단의 지원을 받아 수행된 기초연구사업(2010-00-04369)이며 이에 감사드립니다.

#### 참고문헌

1. Kuang, Y. H. and Wang, R. Z., 2006, Performance of a multi-functional direct-expansion solar assisted heat pump system, Journal of Korean Solar Energy Society, Vol. 80, No. 7, pp. 795-803.
2. Park, Y. C., Kim, J. Y. and Ko, G. S., 2007, A study on performance characteristics on hybrid heat pump system with solar energy as heat pump, Journal of Korean Solar Energy Society, Vol. 27, No. 1, pp. 47-54.
3. Back, N. C., Lee, J. K., Kim, H. J., Yang, Y. S., and Song, B. H., 2000, Experimental study on the solar assisted heat pump system, Proceeding of Korean Solar Energy Society Fall Annual Conference, pp. 76-82.
4. Sun, K. H., Jung, H. C., Kim, K. S., and Kim, Y. G., 1988, Performance characteristics of expansion part solar panel of rool bond type on solar heat pump system with R-22 and R-407 refrigerant for school classroom heating, Proceeding of the Korean Solar Energy Society Conference, pp. 105-109.

5. Kim, Y. K., Hwang, I. J., and Lee, T. W., 2005, A study on the application and design of the heating system with a solar assisted heat pump, Proceeding of the Korean Solar Energy Society Conference, pp. 83-99.
6. Test report, 2007, Thermal siphon type vacuum tube solar collector(TZ58/1800-20U), Korea Institute of Energy Research, KIER-07-4-005.
7. Sanchez, D., Torrella, E., Cabello, R., and Llopis, R., 2010, Influence of the superheat associated to a semihermetic compressor of a transcritical CO<sub>2</sub> refrigeration plant, Applied Thermal Engineering, Vol. 30, pp. 302-309.
8. Hwang, Y. W. and Kim, O. J., 2007, Experimental study on the CO<sub>2</sub> flow through electronic expansion valves, International Congress of Refrigeration, Beijing, pp. 1-8.
9. Yoon, S. H., Kim, J. H., and Kim, M. S., 2004, Experimental studies on heat transfer and pressure drop characteristics during gas cooling process of carbon dioxide in the supercritical region, Journal of Korean Air-Conditioning and Refrigerating Engineering, Vol. 16, No. 6, pp. 538-545.
10. Thome, J. R., El Hajal, J., and Cavallini, A., 2003, Condensation in horizontal tubes, Part 2 : new heat transfer model based on flow regimes, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 46, pp. 3365-3387.
11. Yoon, S. H., Cho, E. S., and Kim, M. S., 2004, Characteristics of evaporative heat transfer and pressure drop of carbon dioxide and correlation development near the critical point, Journal of Korean Air-Conditioning and Refrigerating Engineering, Vol. 16, No. 6, pp. 530-537.
12. Dittus, F. W. and Boelter, L. M. K., 1930, Heat transfer in automobile radiators of the tubular type, University of California publications of engineering, Vol. 2, pp. 443-461.
13. Incropera, F. P. and DeWitt, D. P., 1996, Introduction to Heat Transfer, 3rd ed., John Wiley and Sons.
14. Wang, C. C., Lee, W. S., and Sheu, W. J., 2001, A comparative study of compact enhanced fin-and-tube heat exchangers, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 44, pp. 3565-3573.
15. Wang, C. C., Lee, W. S., Sheu, W. J., and Chang, Y. J., 2002, A comparison of the air-side performance of the fin-and-tube heat exchangers in wet conditions; with and without hydrophilic coating, Applied Thermal Engineering, Vol. 22, pp. 267-278.
16. ASHRAE, 1983, Methods of testing for seasonal efficiency of unitary air-conditioner and heat pumps, ASHRAE Standard 116.
17. Klein, S. A., 2004, Engineering Equation Solver(EES). IN : Klein, S. A.(Ed.), F-Chart Software, Madison.