

[논문] 태양에너지

Solar Energy

Vol. 20, No. 4, 2000

태양열 및 외기 열원식 히트펌프 시스템 시뮬레이션

백남춘*, 박준언*, 송병하*, 이진국*, 김홍제*

*한국에너지기술연구소

Simulation of Solar and Ambient-air-assisted Heat Pump

N. C. Baeck*, J. U. Park*, B. H. Song*, J. K. Lee*, H. J. Kim*

*Korea Institute of Energy Research

Abstract

Thermal performance of a SAAHPS (Solar and Ambient-air-assisted Heat Pump System) located in KIER is simulated with TRNSYS 14.2^{*1)}. The SAAHPS is composed of dual evaporators, each of which is used as a solar fluid heat source and an air fluid heat source. Polynomial coefficients data for the SAAHPS is supplied with Frigosoft^{*2)}, a program widely used for heat pump modeling. In general, collector area and storage volume are 2 key parameters in SAAHPS thermal performance. A parametric study is performed in this study to assess sensitivity of collector area and storage volume in SAAHPS. We concluded that firstly collector area and storage volume are the primary variables in SAAHPS thermal performance, secondly COP of SAAHPS is higher than that of conventional heat pumps. Therefore, collector efficiency can be enhanced with SAAHPS during a heating season.

기 호 설 명

η : Collector efficiency
 T_i : Collector inlet temperature
 T_a : Dry bulb temperature

I_T : Incident radiation
 Q_i : Rate of energy input by the heater
 m'_h : Mass flow rate to tank
 m'_L : Mass flow rate to load
 C_{pf} : Fluid specific heat

- UA_i : Conduction for heat loss
 S_h : Number of the tank segment to which the fluid from the heat source enters
 S_L : Number of the tank segment to which the fluid replacing that extracted to supply the load enters
COP : Coefficient of performance
 T_{con} : Condenser inlet temperature
 T_{eva} : Evaporator inlet temperature
 $T_{c,o}$: Collector outlet temperature
 $T_{c,i}$: Collector inlet temperature
 γ_{hp} : Heat pump ON-OFF control function
 T_{hw} : Average hot water storage tank temperature
 $T_{s,o}$: Solar storage tank outlet temperature
 $T_{source,min}$: Minimum solar storage outlet temperature for evaporator source
 ΔT : Dead band temperature for heat pump operation

1. 서론

태양열에너지는 열에너지 밀도가 낮기 때문에 외기조건에 따라 집열 방법 및 온도가 다르다. 국내는 물론이고 전세계적으로 가장 많이 사용되고 있는 평판형 태양열 집열기는 집열온도와 외기온도와의 차가 클수록 집열효율이 크게 저하된다는 단점이 있다. 이러한 현상 때문에 태양열이 적용되는 분야는 주로 온수를 사용하는 저온분야에 국한되어 있으며, 이 경우도 외기온이 낮은 동절기에는 효율이 저하되어 태양열 집열량이 감소된다. 따라서 평판형 집열기를 이용한 태양열 시스템은 가능한 낮은 온도로 집열되도록 운전 및 적용되는 것이 효율적이다. 압축식 히트펌프는 저온의 열원(heat source)이 효과적으로 사용되기 때문에 태양열시스템과 적절히 조합된다면 태양열을 저온으로 집열한 다음 적은 보조를 추가하

여 요구되는 온도로 승온시켜 사용할 수 있는 효율적인 기기이다.

그런데 적절한 저온열원만 있으면 높은 COP로 작동될 수 있는 압축식 히트펌프는 우리나라의 경우 주로 외기를 열원으로 사용하고 있기 때문에 동절기 외기온이 너무 낮아서 작동이 어렵거나 COP가 너무 낮게 된다. 그 결과 효율적인 에너지가 임에도 불구하고 우리 나라에서는 사용이 극히 제한적이다. 따라서 태양열을 저온으로 집열하여 히트펌프의 열원으로 사용해서 온수를 생산하거나 난방을 할 경우 1)태양열 집열효율을 크게 향상시킬 수 있고 2)히트펌프가 높은 COP로 작동되기 때문에 적은 보조에너지(압축기 소요동력)로 많은 양의 온수를 생산할 수가 있게 되어 태양열 및 히트펌프 시스템의 경제성 및 효율성을 크게 향상시키게 되고 3)동절기 태양열 시스템으로 난방 C 및 온수급탕이 어렵다는 지금까지의 관념을 이 시스템으로 제거할 수가 있게 된다. 이러한 개념^{*3)~5)}은 1978년 Mitchell, Freeman, and Beckman 등의 연구에 의해서 최초 제안되었으며, 그 이후 Andrews, Catan, and Ledoux(1982)에 의해서 구체화되었다. 본 연구는 태양열 저온축열조와 고온의 온수축열조의 이중축열조를 갖는 온수급탕 시스템에 대한 실험적 선행연구를 바탕으로 수행되었으며, 에너지의 효율성을 향상 시키기 위하여 하계때 외기 열 소스를 적극적으로 이용할 수 있도록 2중 증발부를 갖는 열펌프의 개념을 도입하였다.

본 연구는 ① SAAHPS 열성능 평가를 위한 TRNSYS 14.2 전산해석 모델링 개발, ② 기존 평판형 집열기 대비 SAAHPS의 도입에 따른 집열효율 특성 분석에 목적을 둔다.

2. 시뮬레이션 모델 및 작동

2.1 시스템 모델 개요

그림 1에 태양열과 외기를 이중 열원으로 하는

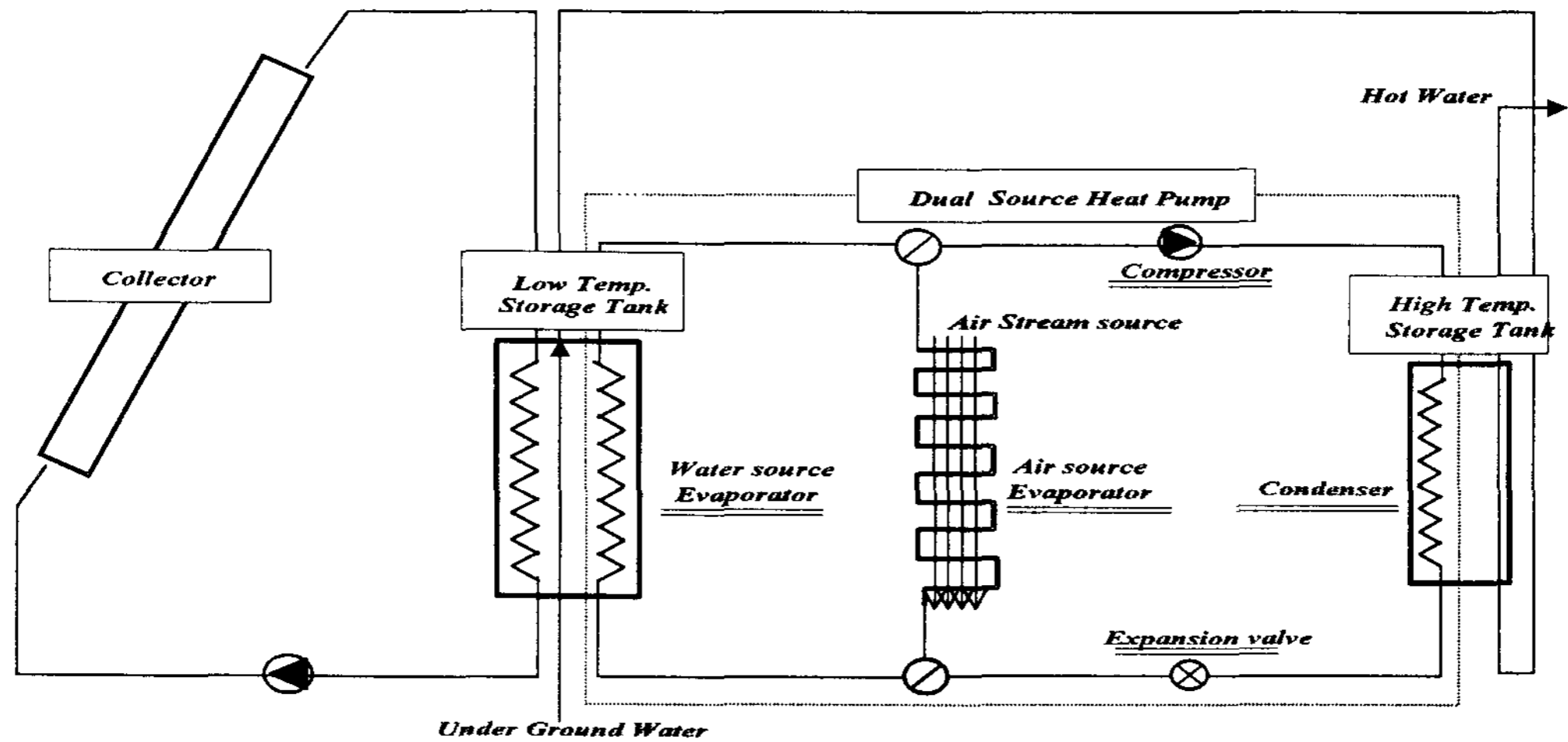


Fig. 1. Model of solar assisted heat pump hot heating system

온수급탕용 히트펌프 시스템을 표시하였다. 태양열 집열기에서 집열된 태양열을 저장할 수 있는 태양열축열조와 이 축열조에 저장된 저온의 온수를 열원으로 해서 보다 높은 온도의 온수를 생산하는 히트펌프, 이것으로부터 생산된 온수를 저장할 수 있는 온수축열조가 있다. 증발기는 태양열 축열조로부터 열을 회수하는 증발기(Evap1)와 태양열 축열조(저온축열조)에 축열량이 없거나 부족할 경우 대기로부터 열을 회수하는 증발기(Evap2)가 있다. Evap1과 응축기는 필요에 따라서 축열조 내부에 삽입시킬 수도 있고 외부에 두고 열매체를 순환시킬 수도 있다. 온수의 공급은 축열조의 온도에 관계없이 태양열축열조의 하단부로 시수가 들어가 온수축열조 상단부에서 공급된다. 이 과정에서 시수는 태양열축열조에서 예열되게 함으로써 최대한 효율적으로 태양열을 이용할 수 있도록 하였다.

2.2 작동매체(Working Fluid) 선정

본 시뮬레이션에서 히트펌프의 냉매로는 R-22와 R134a, 그리고 R-410C와 R-410A를 참고로 검토하였다. 이 들 4가지 작동매체에 대해 외기열

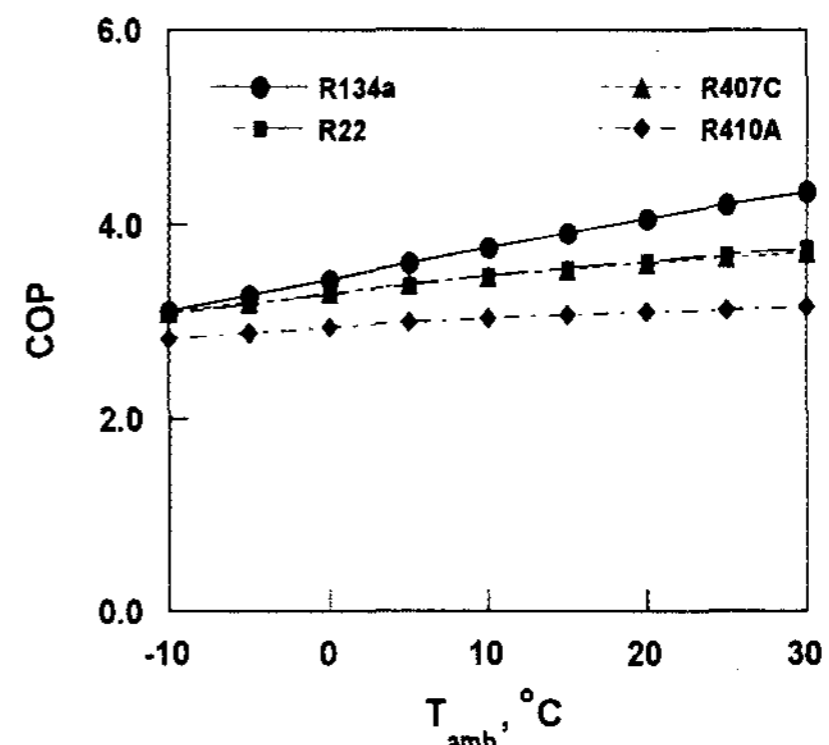


Fig. 2. Variation of COP with respect to ambient temperature for different refrigerant

원 히트펌프 온수가열장치에 적용하였을 때의 시뮬레이션 결과를 그림 2에 나타내었다. 시뮬레이션 조건은 표 1에 있는바와 같이 증발기와 응축기에서 총합열전달계수와 UA값이 일정하다고 가정하는 모델을 채택하였고, 증발기와 응축기의 2차유체의 입출구 온도, 과열도, 등엔트로피 효율을 일정하게 주었다. 또한 2차유체 응축기 입출구 온도는 각각 10°C 및 55°C인 정상상태로 가정하였다.

이들 4가지 작동매체에 대해 열원온도에 따른

Table 1. Simulation conditions of heat pump

Variables	Value
UA of condenser (kW/°C)	0.25
UA of evaporator (kW/°C)	0.2
Secondary fluid temperature at condenser inlet (°C)	10
Secondary fluid temperature at condenser inlet (°C)	55
Temperature difference of secondary fluid between inlet and outlet at evaporator (°C)	8.0
Degree of superheat (°C)	5.0
Degree of subcooling (°C)	5.0
Isentropic efficiency of compressor	0.8

COP를 계산한 결과를 보면 열원온도가 높아질수록 R-134a의 COP의 증가율이 높음을 알 수 있다. 또한 R-410C와 R-410A는 아직 범용적으로 사용하기에는 어려움이 있는 점을 고려하여 본 연구에서는 HFC계인 R-134a를 작동매체로 선택하였다.

3. 시스템 시뮬레이션

3.1 시뮬레이션 방법

그림 1에 나타낸 태양열 히트펌프시스템 모델에 대한 시뮬레이션은 시스템 구성요소는 물론이고 기상자료, 열부하량 및 분포, 시스템 규모 및 형태 등 여러가지 요소들에 의해 변화가 크기 때문에 비정상(transient) 해석이 필요하다.

특히 기상자료 및 열부하가 계절에 따라 변화가 크기 때문에(이 시스템의 작동주기는 1년) 열적분석을 위한 시스템 작동 기간은 최소한 1년 정도는 되어야 한다. 복잡한 태양열 및 공조시스템 등의 시스템을 시간적으로 분석하는데 적합한 컴퓨터

시뮬레이션 프로그램 중에 하나가 TRNSYS (Transient System Simulation Program)이다. 이 프로그램은 이미 70년대 말부터 전세계적으로 널리 쓰이면서 그 타당성이 입증되었고 현재까지도 새로운 요소(Component)가 지속적으로 추가되고 있다. 본 시뮬레이션에서는 최신판인 TRNSYS 14.2를 사용하였다.

3.2 시스템 components 모델

3.2.1 집열기

집열기는 저온에서 집열효율이 높은 평판형 집열기를 사용하였으며, 이 집열기는 다음과 같은 집열성능 곡선식으로 표시될 수 있다.

$$\eta = F_R(\tau\alpha)_n - F_R U_L \frac{(T_i - T_a)}{I_T} \quad (1)$$

여기서 $F_R(\tau\alpha)_n$ 와 $F_R U_L$ 은 ASHRAE 93-77 Standard에 의한 성능측정으로부터 결정되는 값으로 각각 집열기의 투과 흡수율과 열손실율을 의미한다. 비교적 성능이 우수한 집열기의 경우가 값은 대략 0.77과 $5.4W/m^2\text{°C}$ 정도가 된다.

3.2.2 축열조

태양열축열조와 온수축열조는 현열 축열조로 온도성층화를 고려하였다. 이 축열조의 i 번째 층에서의 열평형 방정식은 다음과 같이 표시될 수 있다.

$$\begin{aligned} M_i C_{pf} \frac{dT_i}{dt} &= \alpha_i m'_h C_{pf} (T_h - T_i) \\ &+ \beta_i m'_L C_{pf} (T_L - T_i) + UA_i (T_{env} - T_i) \\ &+ \gamma_i (T_{i-1} - T_i) C_{pf} \quad \text{if } \gamma_i > 0 \\ &+ \gamma_i (T_{i-1} - T_i) C_{pf} \quad \text{if } \gamma_i > 0 \\ &+ Q_i \quad \text{for } i=1, N \end{aligned} \quad (2)$$

여기서 제어함수 $\alpha_i, \beta_i, \gamma_i$ 는 다음과 같이 정의된다.

$$\alpha_i = \begin{cases} 1 & \text{if } i = S_h \\ 0 & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$\beta_i = \begin{cases} 1 & \text{if } i = S_l \\ 0 & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$\gamma_i = \dot{m}_h \sum_{j=1}^{i-1} \alpha_j - \dot{m}_L \sum_{j=i+1}^N \beta_j$$

3.2.3 히트펌프

TRNSYS에서 히트펌프의 해석은 히트펌프의 성능데이터가 필요하다. 이 성능데이터는 노르웨이 SINTEF에서 개발한 Frigosoft로 시뮬레이션을 수행하여 구하였다. 이 프로그램은 TRNSYS와 같이 Modular Structure로 되어있기 때문에 여러 가지 종류의 히트펌프 시스템을 자유롭게 구성하여 분석할 수 있다. 본 연구에서 사용한 히트펌프모델에 대한 제원을 Table 2.에 나타내었다.

히트펌프의 성능(COP)은 일반적으로 증발온도와 응축온도에 좌우된다. 증발온도는 열원의 온도와 증발기의 성능 및 용량에 응축온도는 온수온도와 응축기의 성능 및 용량에 따라 달라진다. 따라서 증발기 및 응축기의 열교환 성능이 고정

Table 2. Specification of heat Pump

Compressor	Compressor Nominal shaft power	1kW
	Swept volume flow	0.0013m ³ /s
Evaporator	Area	2.5m ²
	Overall heat transfer coefficient	1.8KW/m ² °C
	UA value	4.5KW/K
Condenser	Area	2.5m ²
	Overall heat transfer coefficient	2.4KW/m ² °C
	UA value	6KW/K

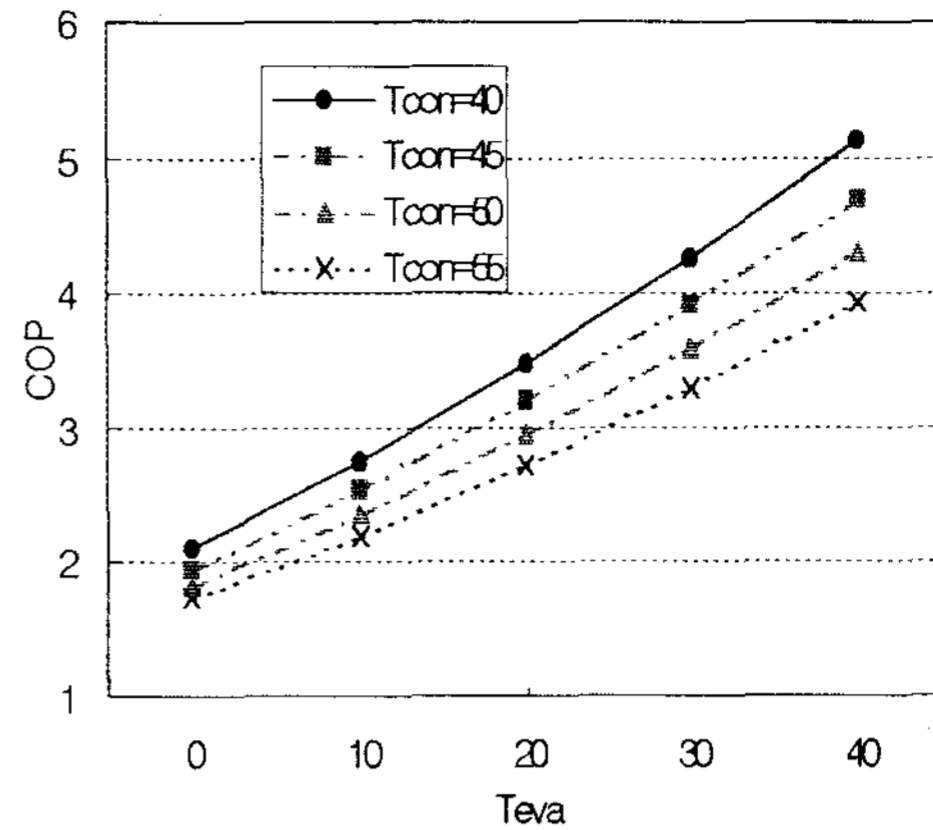


Fig. 3. Effect of evaporator & condenser inlet temperature on COP

되었다면 COP는 결국 열원의 온도와 온수온도만의 함수라고 볼 수 있다. 그림 3에 Frigosoft를 이용해서 시뮬레이션을 수행한 결과를 열원온도와 온수온도에 따른 COP 변화를 나타내었다. 이 결과로부터 COP는 태양열 축열조 상단 또는 공기 온도 $T_{source,i}$ 와 온수축열조 하단부 온도 $T_{hw,i}$ 의 함수로 다음과 같은 형태로 표시하였다*6.

$$COP = A_0 + A_1 T_{con} + A_2 T_{con}^2 + A_3 T_{eva} + A_4 T_{eva}^2 + A_5 T_{con} T_{eva} \quad (3)$$

여기서 각 계수의 값은 아래와 같다.

- $A_0 = 5.305216072792$
- $A_1 = -8.300007271759E-02$
- $A_2 = 4.800007343267E-04$
- $A_3 = 1.248228459358E-01$
- $A_4 = 3.178572654724E-04$
- $A_5 = -1.387999820709E-03$

3.2.4 열부하

태양열 온수급탕시스템은 시간별 온수사용 패턴에 따라 시스템 효율이 달라진다. 일사량 분포와 유사한 온수 사용 패턴을 가질 때 가장 좋으며, 축열조 용적도 최소화 될 수 있다. 본 분석에

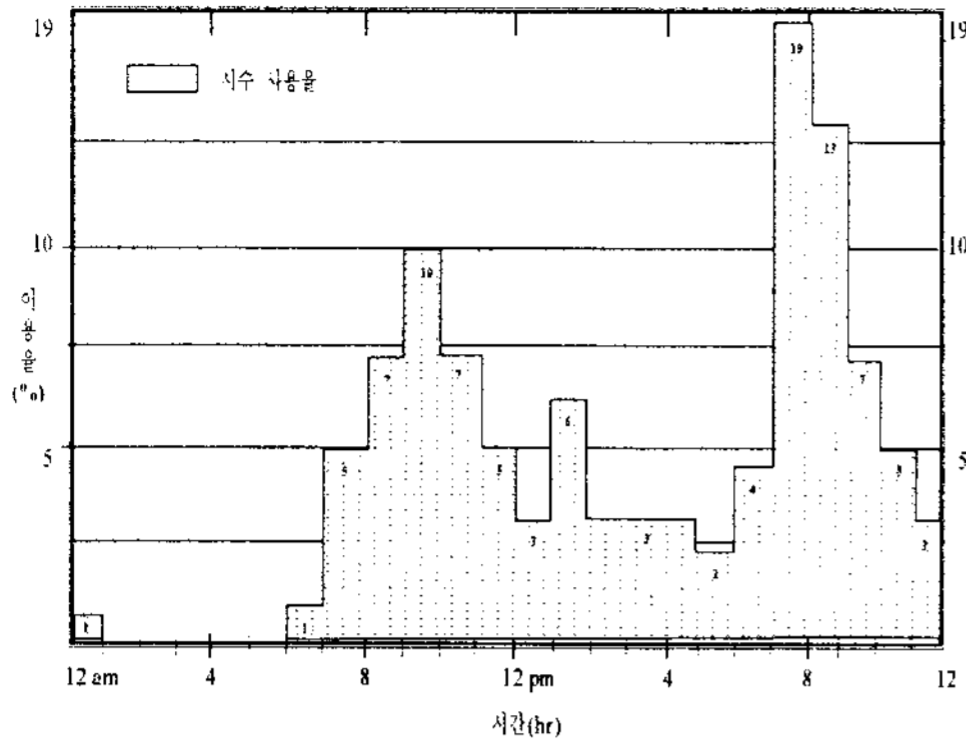


Fig. 4. Hourly distribution of hot water load

서는 건물의 시간별 온수 사용 패턴을 그림 4에 있는 바와 같이 가정하였다. 동절기에는 60°C 온수를 1000 l/day를 사용하는 것으로 하였으며 하절기(7~9월)에는 이 양의 50%를 사용하는 것으로 하였다.

3.2.5 일사량 및 기상자료

일사량을 포함한 기상자료는 1995년도 서울지방의 시간별 자료를 사용하였으며, 시수온도는 지하 1m의 지중온도와 같다고 가정하였다.

3.3 시스템 작동 및 제어

3.3.1 집열순환펌프(P_{sol})의 ON-OFF 제어

이 시스템의 작동은 우선 태양열 집히트펌프가 작동조건이 되면 집열해서 축열조에 저장된다.

이때 집열순환펌프의 ON-OFF 제어는 차온제어방식을 사용하였으며, 다음과 같다.

- 펌프 P_{sol}이 OFF 상태일 때

$$T_{c,o} - T_{c,i} > 20^{\circ}\text{C} \rightarrow \text{ON}$$

$$T_{c,o} - T_{c,i} \leq 20^{\circ}\text{C} \rightarrow \text{계속 OFF}$$

- 펌프 P_{sol}이 ON 상태일 때

$$T_{c,o} - T_{c,i} > 3^{\circ}\text{C} \rightarrow \text{계속 ON}$$

$$T_{c,o} - T_{c,i} \leq 3^{\circ}\text{C} \rightarrow \text{OFF}$$

3.3.2 히트펌프의 ON-OFF 제어

태양열축열조를 열원으로하는 히트펌프의 ON-OFF 작동은 열원온도(온수축열조와 외기)와 태양열축열조의 온도에 따라서 다음과 같이 제어하였다.

● 히트펌프 ON상태일 때($\gamma_{hp} = 1$ 일 때)

- 고온축열조 온도(T_{hw})가 최고온도 설정치($T_{hw, max}$)보다 높거나 저온축열조 온도($T_{s, o}$)가 최저온도 설정치($T_{source, min}$)보다 낮아지면 히트펌프는 OFF 된다.

- 이 이외의 조건이면 히트펌프는 계속 ON 상태로 된다.

● 히트펌프 OFF상태일 때($\gamma_{hp} = 0$ 일 때)

- T_{hw} 가 ($T_{hw, max} - \Delta T$) 보다 같거나 낮아지고 $T_{s, o}$ 가($T_{source, min} + \Delta T$) 보다 같거나 커지면 다시 히트펌프는 ON된다. 여기서 ΔT 는 히트펌프의 빈번한 ON-OFF 작동을 방지하기 위해, 즉 Hysteresis를 고려하여 준 값으로 3°C로 하였다.

- 이 이외의 조건이면 히트펌프는 계속 OFF 상태이다.

● 열원(Evap 1 및 Evap 2)의 선택

- 태양열원(Evap 1)의 선택조건
($T_{s, o} > T_{s, min}$) and

$$(T_{s, o} > T_a \text{ or } T_a < T_{a, min})$$

- 외열원(Evap 2)의 선택조건

$$(T_a \geq T_{a, min}) \text{ and}$$

$$(T_a > T_{s, o} \text{ or } T_{s, o} < T_{s, min})$$

3.4 시뮬레이션 결과

태양열을 열원으로 하는 히트펌프 시스템의 성능을 분석하기 위해서 집열면적을 10m²에서 50m²까지, 태양열축열조 용적은 일반적으로 사용되는 범위인 0.03m³/m²Ac에서 0.09m³/m²Ac까지 변화시켜가면서 시뮬레이션을 수행하였다. 각각에 대해

서 열부하는 60°C 온수를 1000 (liter/day) 사용하는 것으로 가정하였으며, 다음과 같이 정의된 지표를 이용하여 분석 하였다.

$$\text{태양열 이용율(\%)} : Fr_{sol} = \frac{Q_{hp, sol}}{Q_{load}} \times 100$$

$$\text{공기열원 이용율(\%)} : Fr_{air} = \frac{Q_{hp, air}}{Q_{load}} \times 100$$

$$\text{보조열원 이용율(\%)} : F_{aux} = \frac{Q_{aux}}{Q_{load}} \times 100$$

여기서 Q_{aux} 는 히트펌프에 소모된 전기에너지와 추가로 소요된 보조에너지를 의미한다. 즉,

$$Q_{aux} = P_{hp} + Q_{conv}$$

$$\text{태양열 의존율} : F_{sol} = \frac{Q_{load} - Q_{aux}}{Q_{load}} \times 100$$

● 집열면적이 미치는 영향

집열면적에 따른 히트펌프의 태양열원 이용율을 그림 5와 그림 6에 나타내었다. 태양열 집열면적이 증가함에 따라 증가하다가 어느정도 이상이 되면 오히려 감소하는 경향을 보이고 있다. 이것은 집열면적이 어느 정도 이상이 되면 태양열 축열조의 온도가 높아져 히트펌프의 열원으로 사용되기보다는 직접 온수로 공급되기 때문이다. 이 이용율은 외기온도와 태양열축열조 온도에 주로 의존하며 또한 열원으로 이용 가능한 최저이용온도 및 직접이용 온도를 어떻게 설정하느냐에 따라서 달라지므로 이용율 값 자체가 절대적인 의미를 갖는다고는 볼 수 없다. 그러나 태양열을 히트펌프의 열원으로 사용하는 경우 열부하에 대한 집열면적과 히트펌프 용량 등을 결정하는 하나의 지표는 된다고 볼 수 있다. 따라서 이 결과는 시스템 설계시 적용 분야의 열부하에 대한 시스템의 규모 및 히트펌프의 용량 등을 결정하는 중요한 인자가 된다.

그림 6은 집열면적과 히트펌프에 공급되는 전력량(P_{hp})을 포함한 보조열원 사용량(Q_{aux})과의

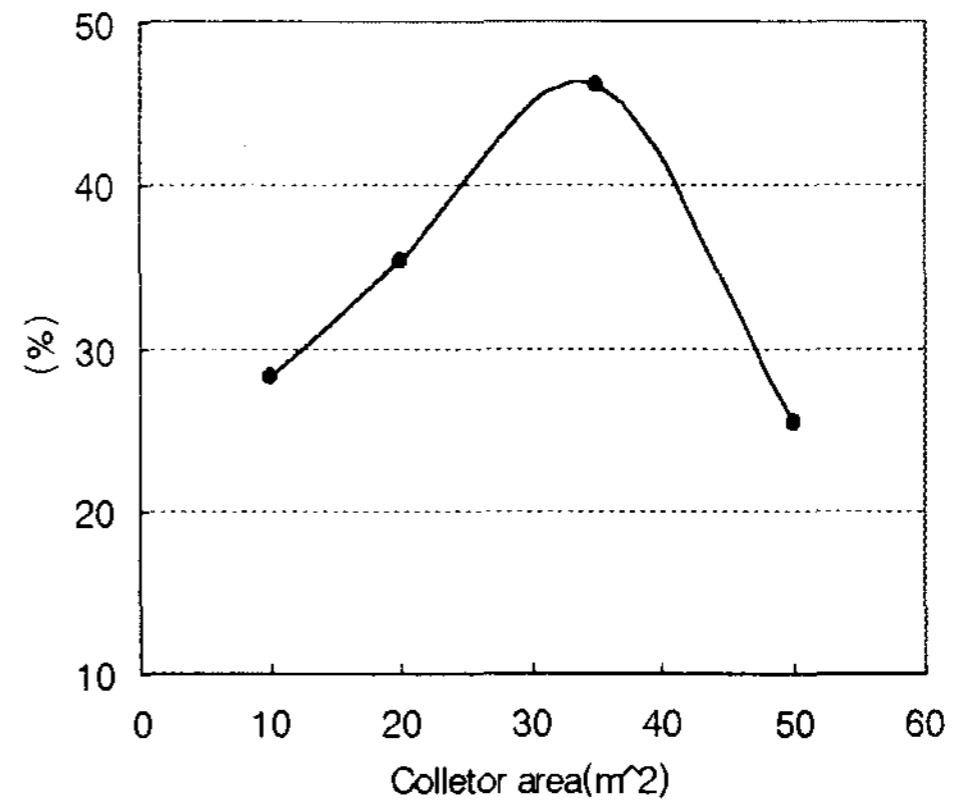


Fig. 5. Solar energy using rate for heat pump heat source versus solar collector area

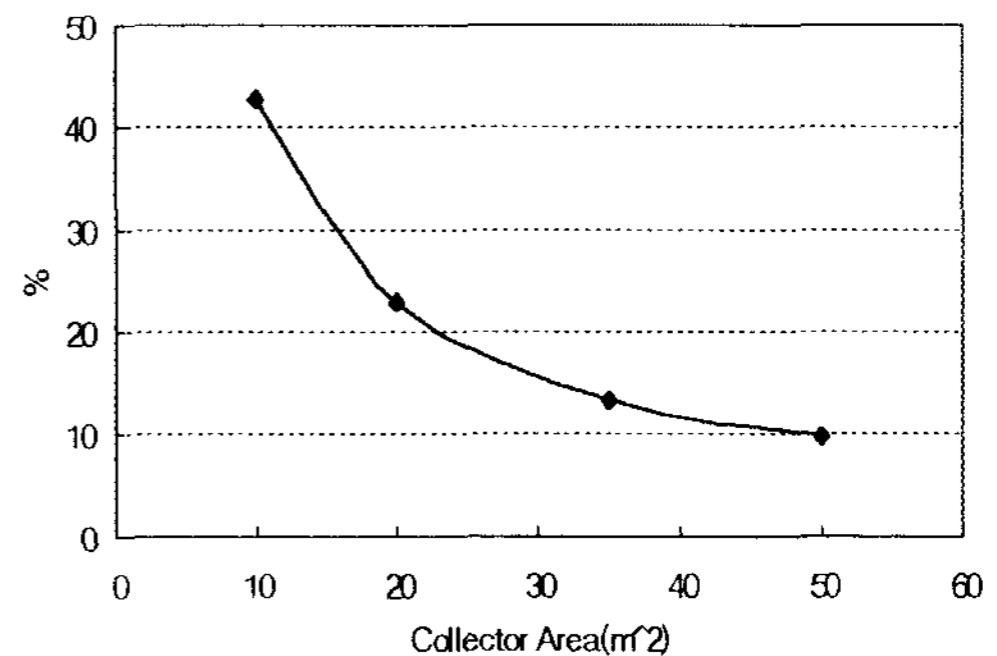


Fig. 6. Auxiliary energy using rating various solar collector area

관계를 나타낸 그림이다. 보조열원사용량은 운전 비용이라고 할 수 있고 그 경향은 경제성 평가에 중요한 영향을 미치기 때문에 역시 시스템 최적화에 중요한 영향을 미치게 된다.

태양열 시스템에서 적정 집열기의 면적을 결정하는 것은 설계에서 가장 중요한 것 중에 하나이다. 집열기의 면적이 증가하면 태양열 의존율은 증가되지만 집열효율은 떨어지게 된다. 즉, 집열면적이 증가되면 보조열원 비용은 감소되지만 태양열시스템 효율이 저하되고 초기투자 비용이 증가되므로 최적치를 찾는 것이 중요하게 된다. 결국 최적 집열 면적 값은 경제성 분석을 통하여 이루어지게 된다.

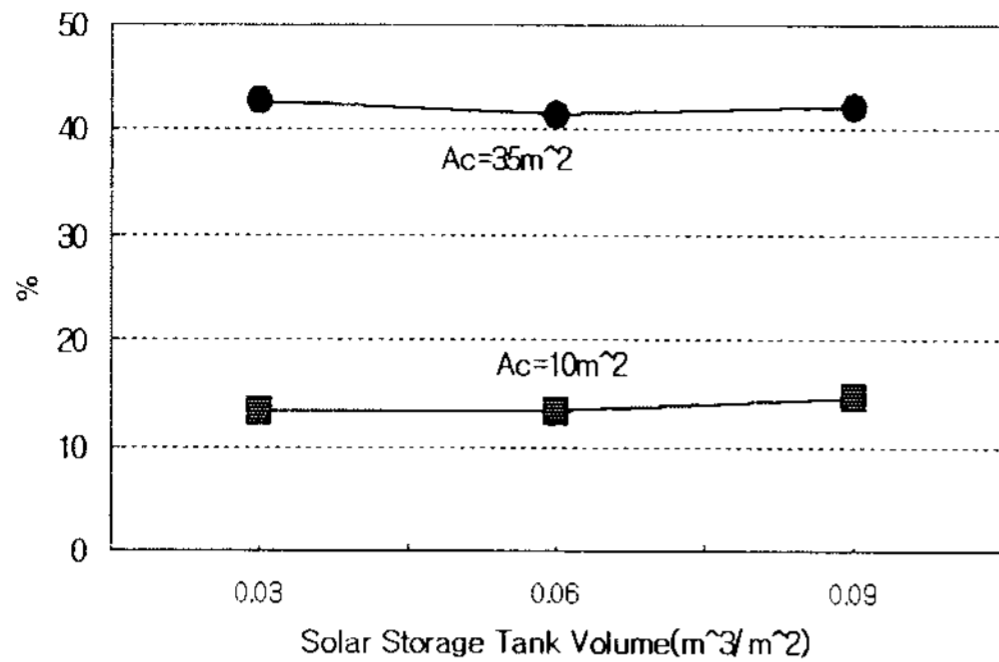


Fig. 7. Effect of Low Temp. storage tank volume on solar fraction

● 축열조 용적이 미치는 영향

태양열축열조 용량에 대한 영향을 2가지 집열 면적에 대해서 분석한 결과를 그림 7에 나타내었다. 이 결과로부터 축열조 용적은 보조열원 사용율에 별 영향을 주지 않는다는 것을 알 수 있다. 이러한 현상은 태양열원을 바로 히트펌프의 열원으로 이용하여 온수축열조에 저장을 할 수 있기 때문에 온수축열조도 결국 태양열축열조의 역할을 하기 때문이다. 따라서 시스템 최적화시 축열조 용적은 최소값을 택해도 무방하다.

4. 결 론

태양열 및 외기열원식 히트펌프 온수급탕 시스템에 대한 TRNSYS의 시뮬레이션을 수행하였다. 태양열을 효과적으로 사용하면서 태양열이 없을 때는 외기를 열원으로 해서 작동될수 있는 시스템을 설계하였다. 이 시스템에 대한 시뮬레이션으로부터 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 태양열시스템에 히트펌프를 적용함으로써 태양열 집열 효율을 전형적인 태양열 시스템에서의 집열효율에 비하여 약 2배 전후까지 높일 수 있다.
- 동절기라 할지라도 히트펌프는 태양열 저온축열조로부터 안정적인 Heat Source가 공급되므

로 히트펌프는 높은 COP 상태로 운전이 가능하다.

- 이 때 히트펌프의 COP는 대략 4~5까지도 가능한 것으로 분석되었다.
- 특히 이 시스템은 태양열이 난방용으로 사용할 경우 기존의 시스템 집열효율이 크게 떨어진다는 단점이 보완될 수 있으며, 따라서 난방용으로도 사용이 기대된다.
- 이 시스템은 여러 가지 형태로 운전이 가능하기 때문에 이에 대한 충분한 시뮬레이션을 수행해서 용도에 적합한 방법의 운전 형태 선정 및 시스템 설계가 이루어져야 한다.
- 현재 국내 일사량 조건에 적합한 평판형 집열기를 이용하는 기존의 태양열 시스템은 외기 온이 낮은 동절기에 집열 효율이 크게 저하되는 단점이 있으나 히트펌프와의 조합으로 이러한 단점을 어느 정도 보완할 수 있을 것으로 사료된다.
- 값싼 심야전기를 사용할 수 있도록 시스템을 구성하면 운전비가 더욱 적게 들것으로 기대된다.

참 고 문 헌

1. "TRNSYS MANUAL" Univ, of Wisconsin Madison, Solar energy laortory, 1944.
2. "Frigosoft Manual", SINTEF, Frigosoft, 1997.
3. George Lof, "Active Solar System", The MIT Press Cambridge London, 1993.
4. H.P. Garg, "Advances in solar Energy Technology", D. REIDEL PUBLISHING CO., 1987.
5. J. A. Duffie and W. A. Beckman, "Solar Energy Thermal Processs", Wiley, New York, 1974.
6. Keith E. Herold, Reinhard R., S. A. Klein, "Absorption chillers and Heat Pump", CRC Press, 1995.