

[논문] 태양에너지  
*Solar Energy*  
Vol. 18, No. 4, 1998

## 자연 대류형 태양열 온수기 최적 설계에 관한 연구

강용혁\*, 곽희열\*, 이동규\*\*, 강명철\*\*

\* 한국에너지기술연구소

\*\* 제주대학교 대학원

## Optimum Design of Thermosyphon Solar Hot Water System

Y. H. Kang\*, H. Y. Kwak\*, D. G. Lee\*\*, M. C. Kang\*\*

\* *Korea Institute of Energy Research*

\*\* *Graduate School, Cheju Nat'l Univ.*

### ABSTRACT

It was compared with experimental data to verify TRNSYS Model of the thermosyphon hot water system and the various simulations were conducted to optimize the component parameters of the system. To obtain consistent simulation results the system model, which could accurately describe the thermal storage tank temperature stratification and the friction head for mass flow rate, was used.

The optimization of collector parameters (collector aspect ratio, riser numbers per header unit length), thermal storage tank parameters (ratio of tank length to tank diameter, heat exchanger type), system parameters (ratio of tank volume to collector area) was simulated by TRNSYS program.

The simulation results indicate that the system performance is more effected by collector aspect ratio and the ratio of tank volume to collector area than the other parameters.

## 1. 서 론

설비형 시스템에 비해서 자연 대류형 시스템은 집열기내 열매체 유량과 축열 탱크내 성층화 현상을 묘사하기가 매우 어렵기 때문에 자연 대류형 시스템 설계는 지금까지 실험에 의한 시행착오에 의해서 개발되어 왔다. 그러나 최근 G. L. Morrison이 개발한 자연 대류형 태양열 온수 시스템 모델<sup>[1]</sup>로 인하여 많은 실험을 하지 않고 시스템 성능 평가가 가능해 졌다.

자연 대류형 시스템 성능은 시스템 구조와 재질에 의해서 결정된다. 그리고 자연 대류형 시스템의 성능 평가는 크게 두 가지 방향으로 이루어진다. 첫 번째는 시스템을 이루고 있는 구성요소(집열기, 축열조, 열교환기) 각각에 대한 최적 크기(dimension)를 찾는 것이고 두 번째는 기존 모델의 연간 일사량 조건에 의해서 년 성능을 평가하는 방법이다.

두 번째 방법에 의한 시뮬레이션은 기존 시스템 사양이 정해지면 연간 일사량, 온수사용 형태와 보조 열원 공급에 따른 년 성능 평가가 주로 이루어진다. 또한, 최근에는 시스템 최적 성능 시뮬레이션을 통해서 집열기내 열매체 유량과 온수사용 유량과의 관계를 규명하였다.<sup>[2]</sup>

그러나, 대부분의 시뮬레이션은 기존 모델의 년 성능 평가나 설비형 시스템과의 비교, 축열조 형태에 따른 성능 비교만을 보여주고 있다.<sup>[1,2,3,4]</sup> 본 연구에서는 보다 정밀한 시스템 구성요소에 대한 디자인 변수 최적화를 얻기 위해서 TRNSYS 시뮬레이션을 수행하였다.

## 2. 자연대류형 태양열 온수기 시뮬레이션 모델

자연대류형 태양열 온수기는 설비형 시스템에 비해 집열기유량을 묘사하는데 매우 복잡하고 축

열조내의 성층화 현상을 집열기 유량에 대해서 정확히 설정해 주는데 어려움이 있다. G. Morrison이 개발한 자연대류형 태양열 온수기 모델은 다른 모델에 비해서 예측치와 실험치가 일치하고 특히 유량예측이 정확하므로 본 연구에 적용되었다.

### 2.1 집열기

집열기의 열성능 묘사는 집열기를 똑같은 크기의 노드(node)로 분할해서 해석을 한다. 집열기의 열성능은 Hottel-Whillier 방정식에 의해서 묘사되고 분할된  $i$ 번째 노드에서의 중앙온도는 다음의 식으로 표현된다.

$$T_k = T_a + \frac{I_T F_R(\tau\alpha)}{F_R U_L} + (T_i - T_a - \frac{I_T F_R(\tau\alpha)}{F_R U_L}) \exp(-\frac{F U_L A_c}{\dot{m} C_p} \frac{(k-1/2)}{N_c}) \quad (1)$$

집열기 변수  $F U_L$ 은 시험 유량  $\dot{m}_T$ 에서 계산된  $F_R U_L$ 로부터 결정된다.

$$F U_L = -\frac{\dot{m}_T C_p}{A_c} \ln(1 - \frac{F_R U_L A_c}{\dot{m}_T}) \quad (2)$$

변수  $F_R(\tau\alpha)$ 는 수직 입사각에 대한 효율식에서 효율측 절편값,  $F_R(\tau\alpha)_n$ 과 입사각 수정계수  $\frac{(\tau\alpha)}{(\tau\alpha)_n}$ 로부터 계산된다. 그러므로 집열기로부터 총괄 이용가능한 에너지는,

$$Q_u = r A_c [F_R(\tau\alpha) I_T - F_R U_L (T_{ci} - T_a)] \quad (3)$$

로 표현되고 여기서  $r$ 은 다음과 같다.

$$r = \frac{F_R |_{use}}{F_R |_{test}} = \frac{\dot{m}(1 - \exp(-\frac{F U_L A_c}{\dot{m} C_p}))}{\dot{m}_T(1 - \exp(-\frac{F U_L A_c}{\dot{m}_T C_p}))}$$

### 2.2 축열조

자연대류형 태양열 온수기의 축열조내 온도분포는 집열기 입구 온도와 유량에 주요한 영향을 끼친다. 그러므로 축열조내의 성층화 현상을 정확히 묘사해 주어야만 집열기 입구 온도와 유량에 측이 정확해 진다. 자연대류형 루프에서 유량은 비교적 낮고 이러한 유량에 적합한 모델로서 plug flow 모델을 사용하였다. 이러한 모델은 축열조내로 들어오는 유체와 축열조내에 있는 유체는 혼합되지 않는다고 가정을 한다. 이런 가정을 함으로 해서 에너지 평형식은 움직이는 부분 요소에 대해서 대류항이 나타나지 않는다.

Fig. 1은 plug flow 탱크 모델의 개념을 보여 준다. 탱크는 처음에 온도  $T_i$ , 체적  $V_i$ 를 네 개의 부분으로 나눈다. 한 간격 시간 동안에 집열기에서 온도  $T_h$ , 체적  $\dot{m}_h \Delta t / \rho$ 와 같은  $V_h$ 가 전달된다. 이러한 체적은 탱크의 상층부에 더해지게 되고 이러한 시간 간격전에 형성되었던 온도 분포는 새로운 온도 분포로 바뀌게 된다. 그리고 같은 시간에 온도  $T_L$ , 체적  $\dot{m}_L \Delta t / \rho$ 와 같은  $V_L$ 이 탱크의 하부로 들어오게 된다.

이러한 시간동안 탱크 온도 분포의 순수한 전의는 집열기로부터 들어오는 체적,  $V_h$ 와 시수량으로 들어오는 체적,  $V_L$ 의 차와 같다. 탱크 모델의 경계면을 벗어나는 부분은 집열기 입구로 들어가는 부분과 온수 사용량으로 회수된다.

이러한 모델의 장점은 장시간 일정한 상수값을 갖는 요소들(열손실 계수, 열전도도) 과 시간에 따라 변화량이 심한 요소들(집열기내의 열매체 유량과 부하유량)를 분리해서 해석할 수 있다. 단지 열손실과 열전도만을 포함한 에너지 평

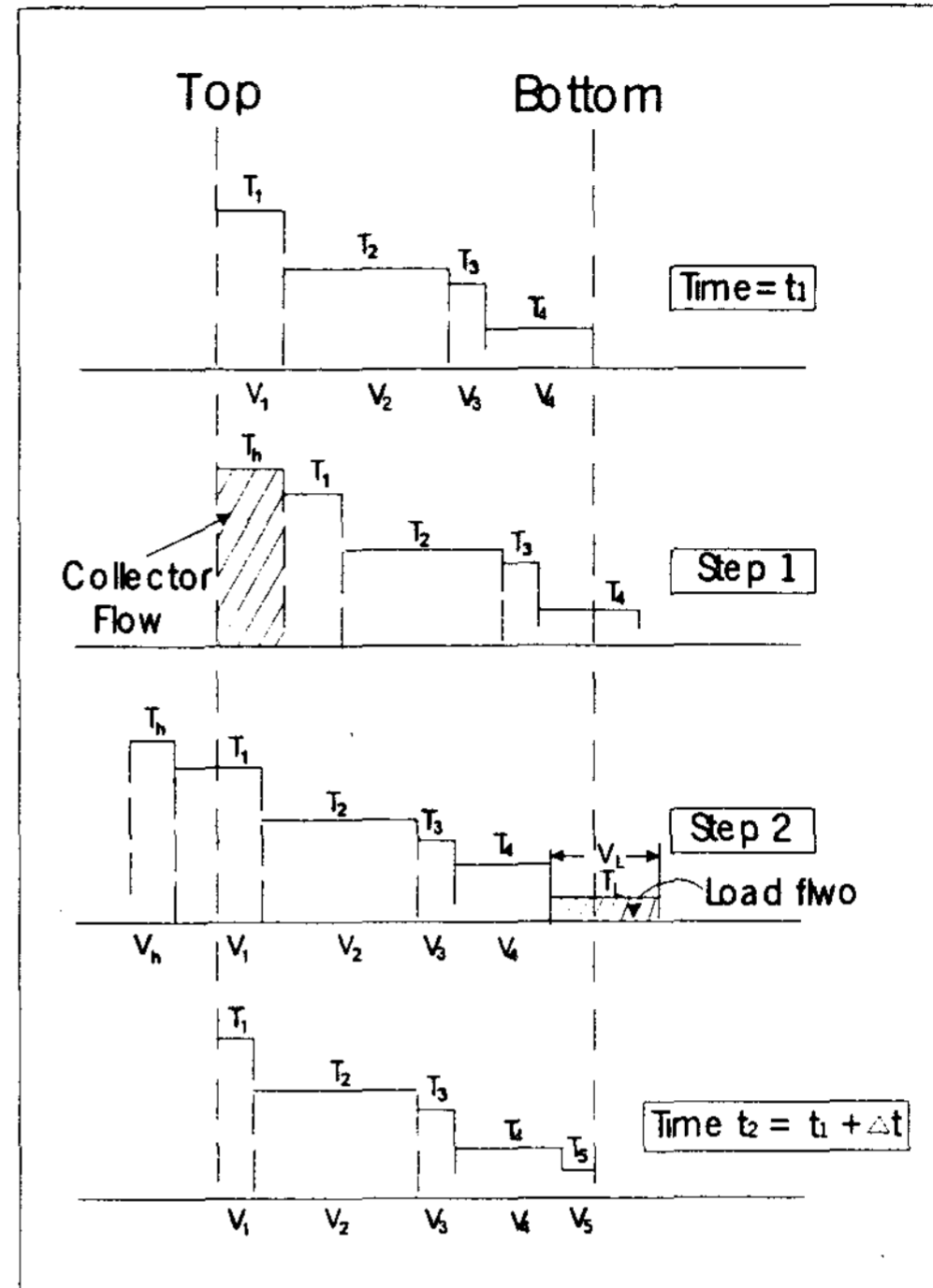


Fig. 1. Plug flow tank model solution sequence

형식에 대류항이 포함될 때 발생할 수 있는 수치적 오차 문제없이 1시간까지 시간 간격을 갖고 풀 수 있다.

### 2.3 자연대류회로에서의 마찰손실 수두

집열기 노드,  $i$ 에 대해서 베르누이 방정식을 적용하면 자연대류회로에서 압력강하는 다음과 같이 표현된다.

$$\Delta p_i = \rho_i g h_{fi} + \rho_i g H_i \tag{4}$$

여기에서  $h_{fi}$ 는 마찰에 의한 손실수두이고  $H_i$ 는  $i$ 번째 노드의 수직 높이이다. 전체 자연대류 루프에 대한 압력변화는 0과 같으므로,

$$\sum_{i=1}^{N_c} \rho_i h_{fi} = \sum_{i=1}^{N_c} \rho_i H_i \tag{5}$$

와 같이 된다.

식(5)는 전계산과정에서 자연대류 현상에 의한 유량에 적용되고 만족시켜줘야 한다. 각 노드에서의 온도변화에 의한 밀도는 다음과 같은 수정계수를 도입해서 계산했다.

$$f(T) = 1.00026 - 4.05 \times 10^{-6} T^2 - 3.906 \times 10^{-5} T \quad (6)$$

상승관과 파이프에서의 마찰손실 수두는 다음과 같이 계산된다.

$$H_p = \frac{fLv^2}{2d} + \frac{kv^2}{2} \quad (7)$$

여기에서 마찰계수  $f$ 는

$$f = \frac{64}{Re} \quad : Re \leq 2000$$

$$f = 0.032 \quad : Re > 2000$$

자연대류회로 각 부분에서의 마찰수두는 다음과 같은 계산절차에 의해서 결정된다.

- 1) 탱크로부터 집열기 연결파이프 입구

$$k = 0.5$$

- 2) 집열기 상승관에서의 developing flow

$$f = \frac{64}{Re} \left[ 1 + \frac{0.038}{\left(\frac{L}{dRe}\right)^{0.96}} \right]$$

- 3) 연결 파이프와 헤더의 접합부에서의 단면적 변화(상승관과 헤더 접합부에서의 단면적 변화)

- a) 확장

$$k = 0.667(D_1/D_2)^4 - 2.667(D_1/D_2)^2 + 2.0$$

- b) 수축

$$k = -0.3259(D_1/D_2)^4 - 0.1748(D_1/D_2)^2 + 0.5$$

### 3. 시뮬레이션과 실험데이터 비교

자연대류형태양열 온수기의 TRNSYS모델 검증을 위하여 Fig. 2와 같은 시스템의 실험데이터와 비교하였다.

실험된 시스템은 집열면적이 2.55m<sup>2</sup>을 갖는 집열기 3개가 평행하게 연결되어 있고 집열기당 11개로 되어있는 상승관 직경이 9.52mm이고 헤더 직경이 22.2mm로 되어 있다. 집열기는 직경이 25mm인 연결 파이프에 의해서 360 l의 체적을 갖는 축열조(UA=0.8W/°C)와 연결되어 있다. 0.02kg/s.m<sup>2</sup>의 유량에서 얻은 집열기 성능데이터로부터  $F_R(\tau\alpha) = 0.78$ ,  $F_R U_L = 5.6W/m^2C$ 가 시뮬레이션 변수로 사용되었다.

Fig. 3은 이러한 성능데이터로부터 시뮬레이션 모델의 타당성을 검증하기 위해서 실험값과 시뮬레이션 결과를 비교한 그림이다. Fig. 3을 보면 실험값과 시뮬레이션 결과가 비교적 일치함을 알 수 있다. 이러한 결과로 시뮬레이션 모델의 적합함을 알 수 있었고 시스템의 구성요소를 최적화하기 위한 도구로 사용하였다.

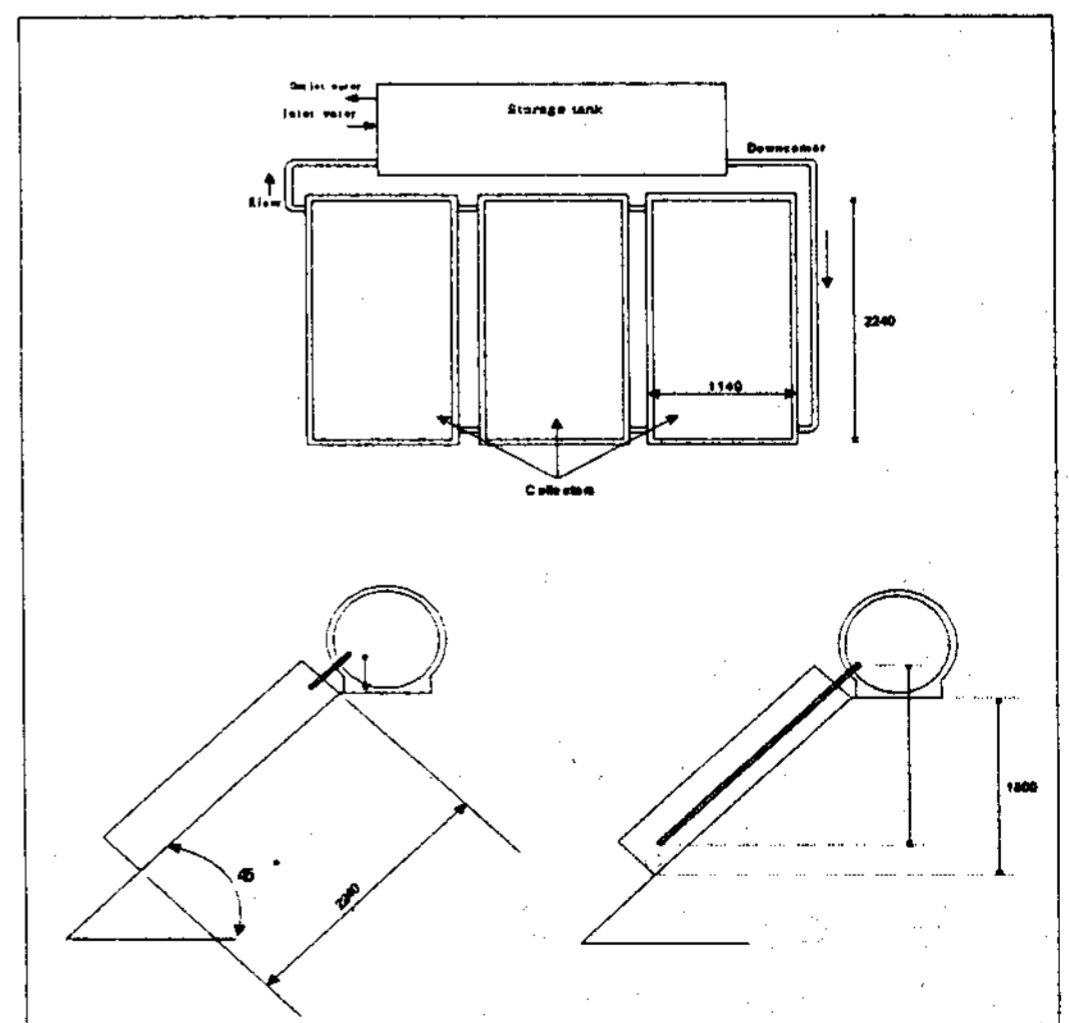


Fig. 2. Thermosyphon solar water system configurations tested in KIER

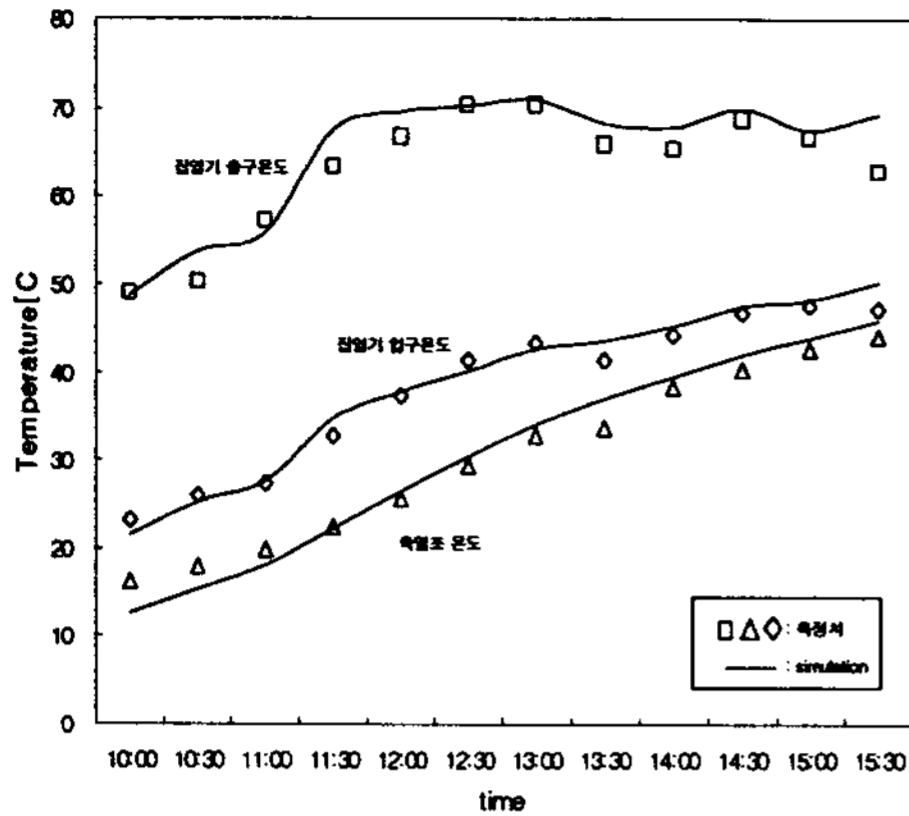


Fig. 3. Comparison of measured and simulated collector inlet, outlet and tank temperature

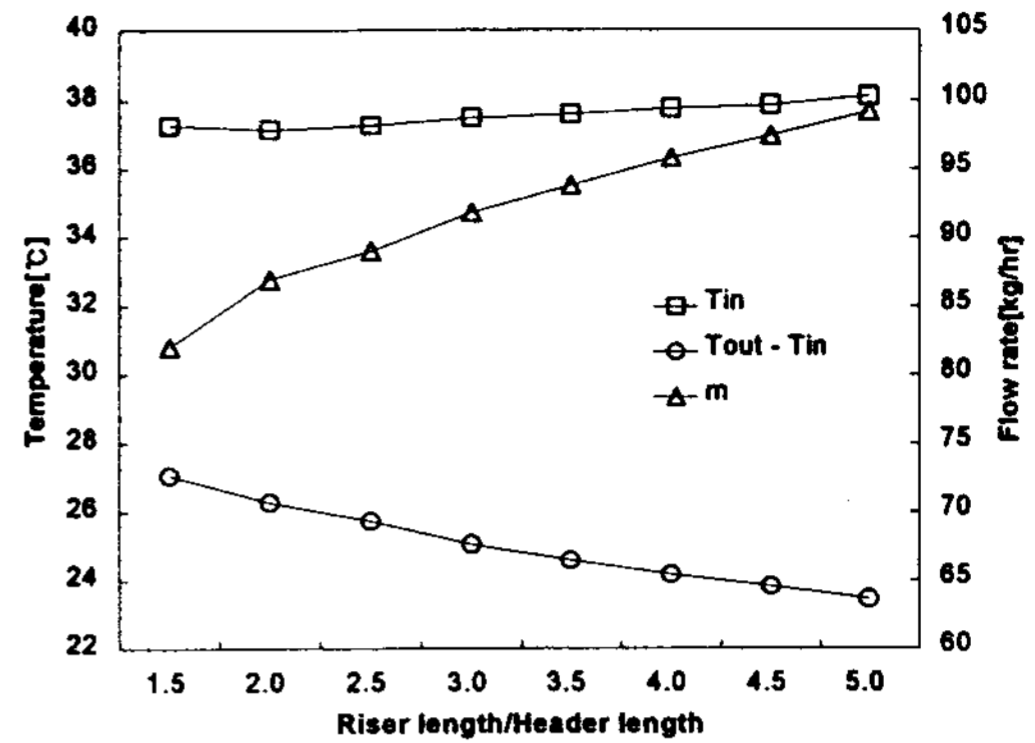


Fig. 4. Change of collector inlet temperature,  $\Delta T$ , mass flow rate for collector aspect ratio

#### 4. 시뮬레이션 결과

시스템 구성 요소의 최적화를 위한 시뮬레이션을 위해서 크게 3부분(집열기 최적화, 축열조 최적화, 시스템 최적화)으로 나누어 계산을 수행하였다.

##### 4.1 집열기 최적화

집열기 최적화는 집열기 aspect ratio와 헤더 단위 길이 당 상승관 개수에 대한 변화를 살펴 보았다. 집열기 aspect ratio는 집열기 상승관 길이에 대한 헤더 길이 비율로 정할 수 있다.

자연 대류형 집열기에서 유량,  $\Delta T$ 와 집열 효율의 관계는 매우 복잡하다. 일반적으로 집열기내 상승관을 통한 열전달 매체의 유량이 감소하면 평균 작동 온도가 더 높아지고 집열 효율은 감소한다. 그러나, 탱크내에서의 성층화는 집열기 출구에서의 유량이 낮고 온도가 높을 수록 뚜렷해 지므로 탱크 하층부 온도는 감소하고 결국 집열기 입구 온도가 낮아진다.

Fig. 4는 상승관 길이와 헤더 길이의 비율에 따라서  $\Delta T$ , 집열기 입구 온도, 유량 변화를 보

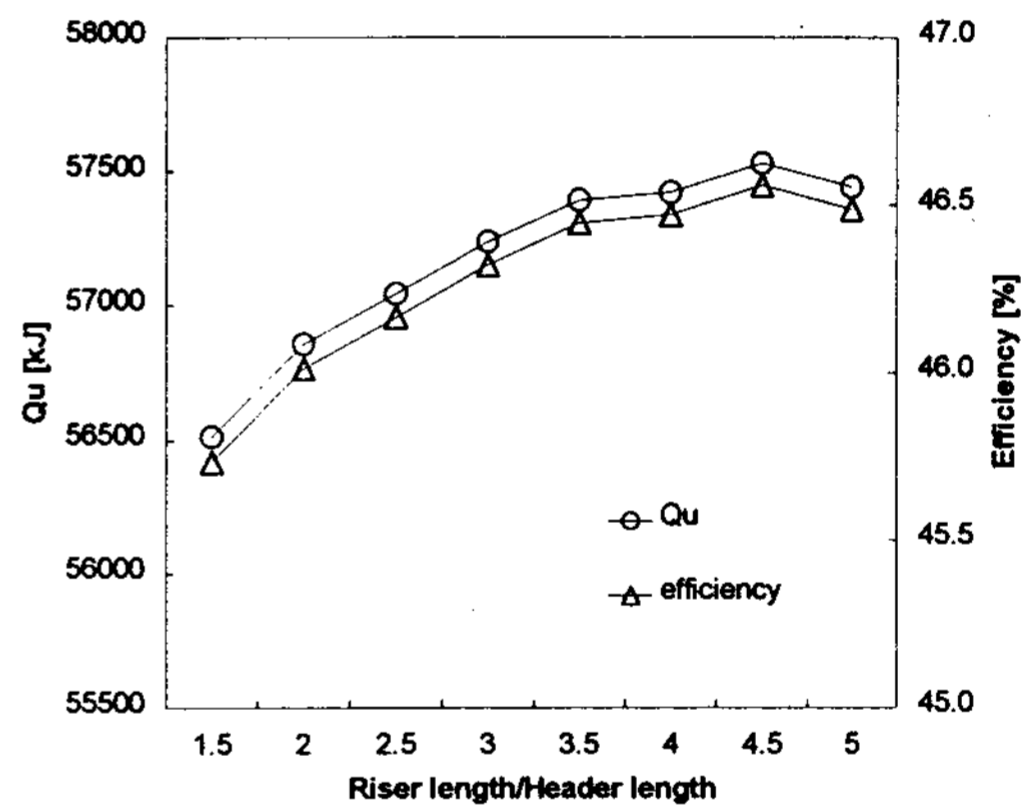


Fig. 5. Useful energy and Efficiency for collector aspect ratio

여주는 그림이다. 일정한 집열 면적을 갖는 집열기에서 상승관이 길어짐에 따라 상승관내의 마찰계수는 감소하고 마찰손실수두는 작아지므로 상승관 길이에 따라 유량이 증가한다. 이러한 유량 변화로 인한  $\Delta T$ 의 변화는 거의 없다. 그러나 입구 온도의 변화는 유량 변화에 매우 민감함을 알 수 있다.

Fig. 5는 이러한 비율이 변화할 때 가용에너지와 집열효율을 보여주는 그림이다. 헤더길이에 대한 상승관길이의 비율이 약 4.5일 때 최대값을

보여주고 있다. 이는 Fig. 4에서도 알 수 있는 것처럼 집열효율은 집열기 입구온도와 유량변화의 함수임을 알 수 있다.

Fig. 6은 헤더 단위길이당 상승관 개수의 변화에 따라서  $\Delta T$ 와 입구온도 변화를 보여주는 그림이다. 그리고 Fig. 7은 이러한 변화에 큰 가용에너지 변화와 유량변화를 나타낸 그림이다. 이러한 결과는 상승관 길이와 헤더 길이의 최적 비율을 갖는 값에서 헤더길이에 따른 상승관의 개수

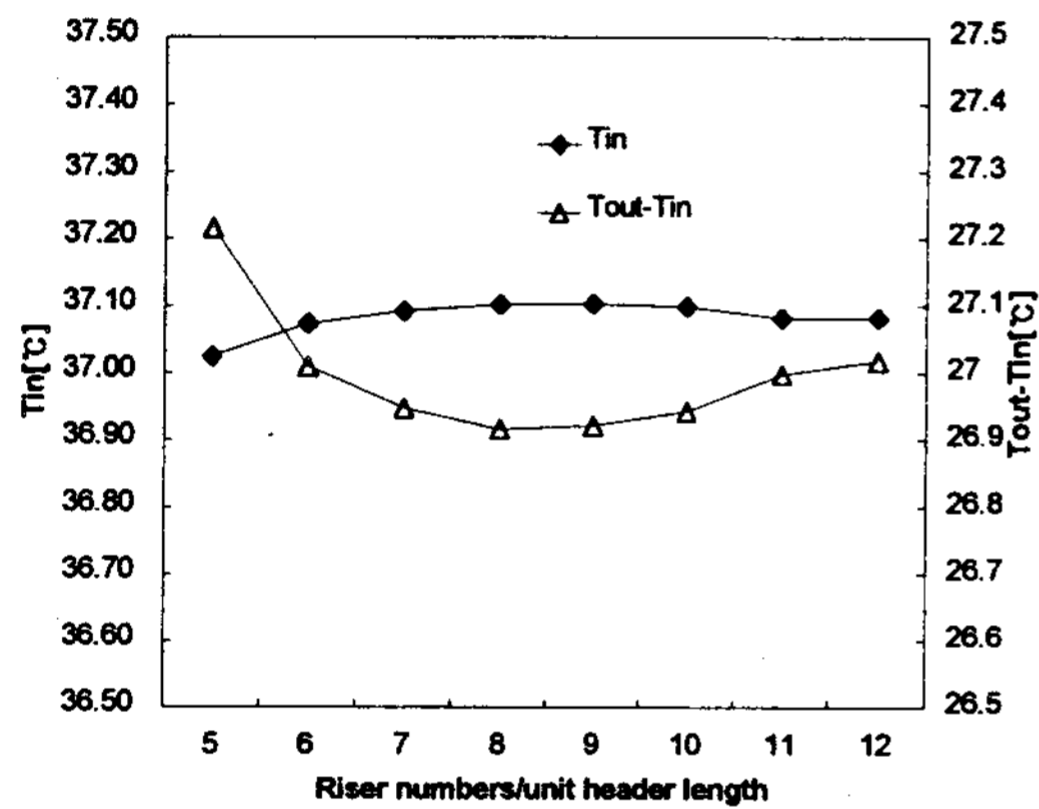


Fig. 6. Change of collector inlet temperature and  $\Delta T$  for riser numbers per unit header length

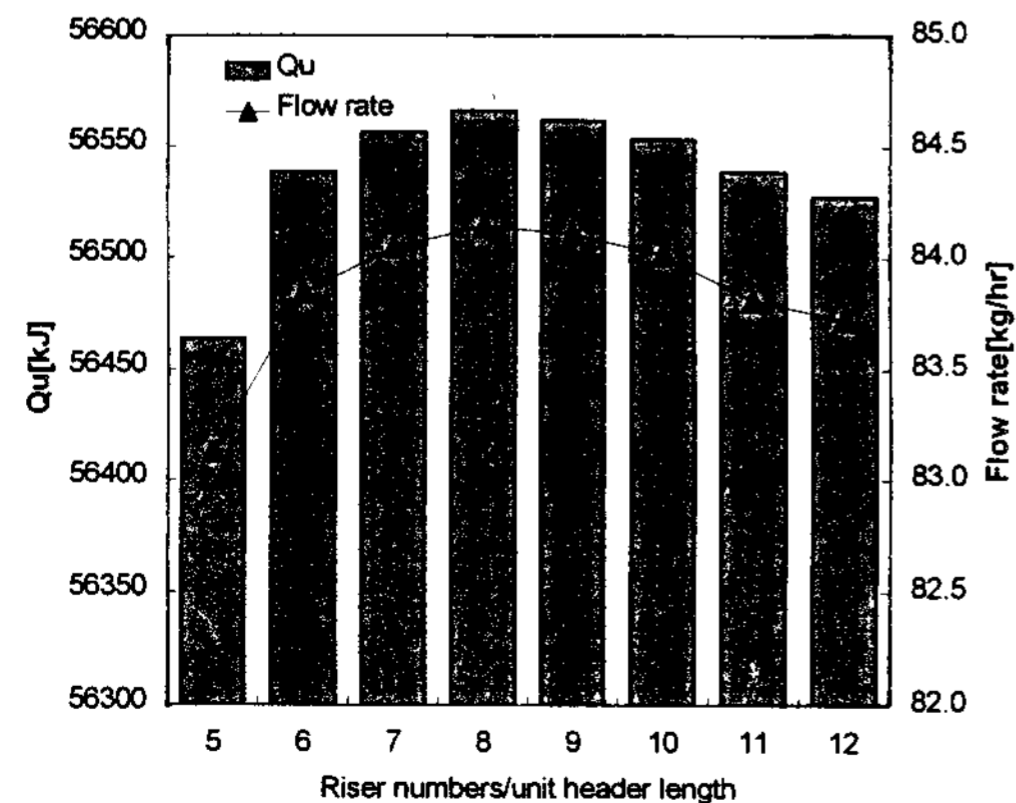


Fig. 7. Useful energy and Efficiency for riser numbers per unit header length

를 변화시킴으로 해서 얻은 결과이다. 헤더 단위 길이당 상승관 개수가 약 8~9개일때 유량은 최대값을 보여주고  $\Delta T$ 는 최소값을 나타내었다. 유량변화에 따라 입구온도는 거의 변화가 없으나  $\Delta T$ 는 유량에 반비례함을 알 수 있고 가용에너지는  $\Delta T$ 보다는 유량변화에 더 민감했다. 이러한 결과는 상승관 개수에 따라서  $\Delta T$ 의 변화보다는 유량 변화가 더 급격하게 일어난다는 증거이다.

#### 4.2 축열조 최적화

축열조는 수직 축열조와 수평 축열조로 구분할 수 있다. 일반적으로 수직 축열조가 수평 축열조 보다 성층화 현상이 뚜렷해서 시스템 성능이 더 좋다.<sup>[1]</sup> 그러나 본 연구에서는 수평 축열조에 대한 최적화만을 고려하였다. 축열조에 대한 L/D값은 탱크내 성층화에 중요한 영향을 미치는 요소이다. 이러한 요소에 의해서 성층화 정도는 달라지고 따라서 집열기 입구 온도도 변하게 된다. Fig. 8은 일정한 체적을 갖는 축열조에 대한 L/D값에 따라서 가용에너지와 집열기 입구 온도 변화를 보여준다. 비율값이 3까지 증가함에 따라 가용에너지는 증가하는 반면에 집열기 입구 온도는 감소한다. 그 이후 값에서는 변화의 값이 거의 없다. 기존 모델의 L/D값은 4.4이고 Fig. 8의 결과로 미루어 보아 축열조 부피를 증가 시켜도 시스템 성능은 크게 저하되지 않을 것으로 사료된다.

Fig. 9는 열교환기 형태에 대해서 축열 성능과 효율을 보여주는 그림이다. 열교환기는 열전달 매체와 축열 매질 사이를 분리시킬 필요가 있을 때 필요한 장치이다. 우리나라도 겨울철 집열기 동파가 우려됨으로 태양열 온수 시스템은 열교환기를 축열조내에 장착되어 있다. 그러나 이러한 열교환기 형태에 따라서 시스템 성능은 크게 달라지게 된다. Fig. 9는 2중 탱크 형태의 열교환기와 코일 형태의 열교환기를 사용했을 때의 효율, 가용에너지, 보조열원 사용량을 나타낸 그림이다.

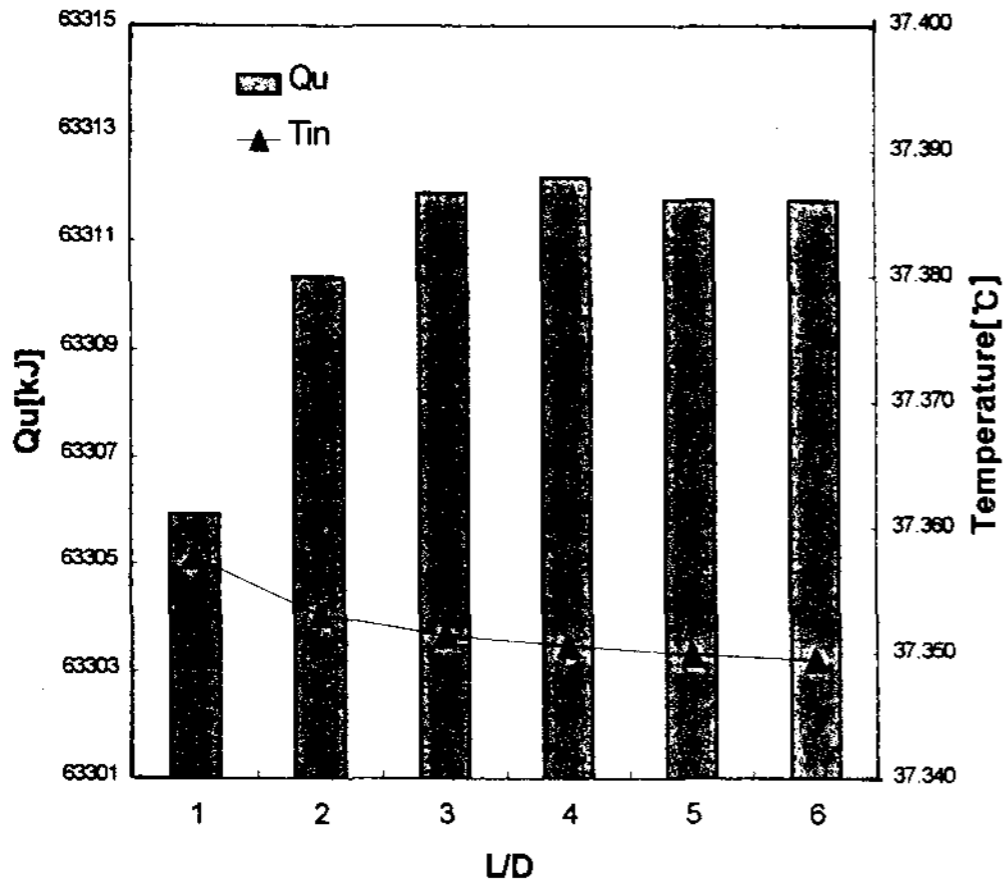


Fig. 8. Change of Efficiency and collector inlet temperature for the ratio of tank length to tank diameter

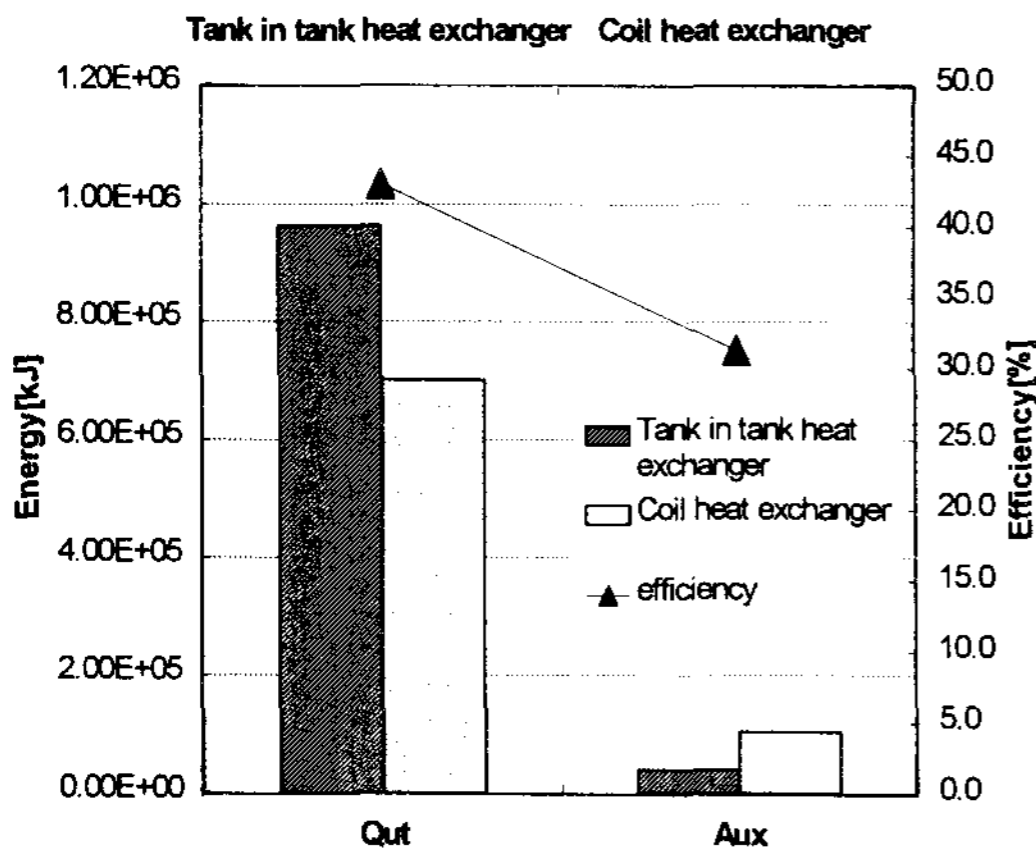


Fig. 9. Efficiency, Useful energy and Auxiliary heat by heat exchanger type

효율은 2중 탱크 형태의 열교환기가 코일형태의 열교환기 보다 약 8%정도 더 높게 나타났고 보조 열원 사용량은 연간 약 64MJ정도 절약 할 수 있는 것으로 나타났다.

#### 4.3 시스템 최적화

시스템 성능은 집열기의 집열 효율, 축열조내 성층화 정도, 온수 사용형태등 많은 변수들에 의

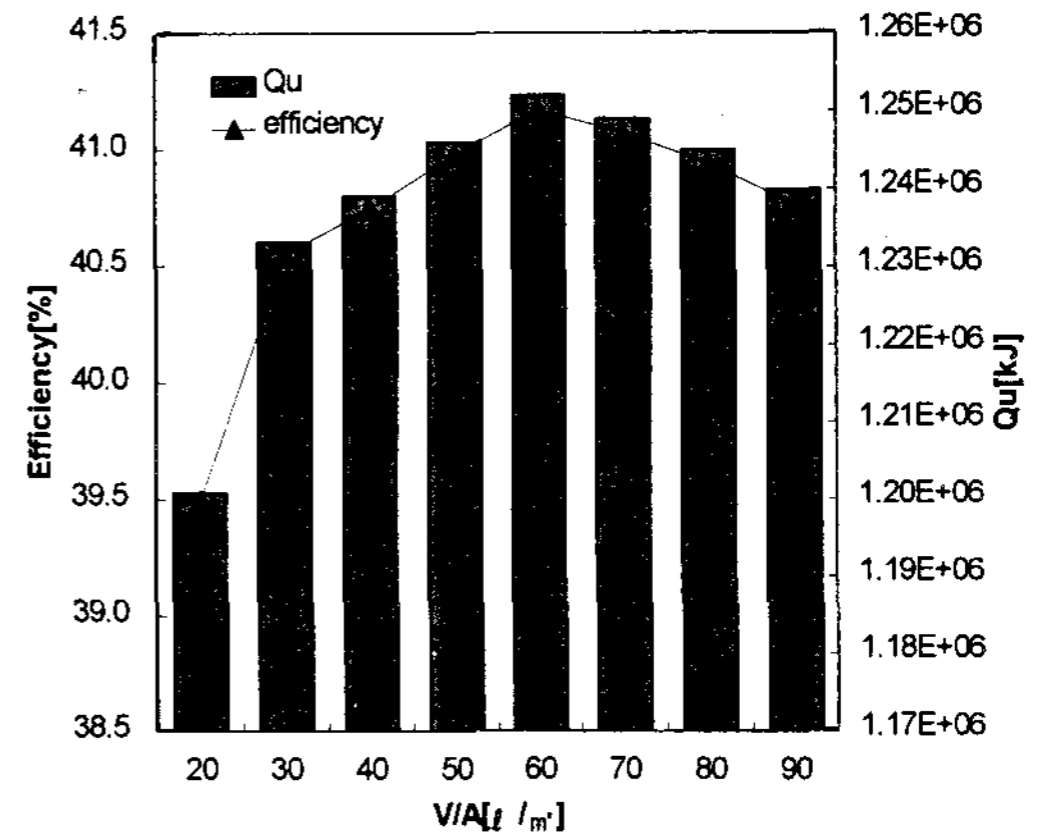


Fig. 10. Efficiency and Useful energy for the ratio of tank volume to collector area

해서 좌우된다. 그러나 특히 집열기의 집열 면적에 대한 적당한 탱크 크기를 결정하는 것은 매우 중요하다. Fig. 10은 탱크 체적에 대한 집열 면적 비율에 따라서 시스템 효율과 가용 에너지 변화를 보여주는 그림이다. V/A의 비가 약 60 l/m²에서 시스템 성능은 최고값을 나타내었다.

V/A의 비가 너무 낮으면 탱크에서 사용될 수 있는 에너지가 감소되어 외부환경으로 버려지는 에너지가 많아지고 V/A비가 너무 높으면 집열기에서 집열된 에너지가 탱크내 축열 매질에 축열되는 에너지량이 부족하여 별도의 보조열원이 증가하게 된다.

#### 5. 결 론

시스템 구성요소(집열기, 축열조, 열교환기) 최적화를 위해서 TRNSYS 시뮬레이션을 수행한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 집열기 헤더길이에 대한 상승관 길이의 비가 증가함에 따라서 집열효율은 증가하고 이 비율이 약 4.5일때 최고 효율값을 보였다. 그리고 헤더 단위 길이당 집열기 상승관 개수 약

8~9일때 효율이 제일 높았다.

- (2) 축열조 L/D비율이 5까지는 가용에너지가 증가하나 그 이후 값에서는 가용에너지의 변화 폭이 거의 없었다. 열교환기 형태는 2중 탱크 형태의 열교환기를 사용했을때 효율이 연간 12% 더 상승하는 것으로 나타났다.
- (3) 시스템 성능은 축열탱크 체적/집열면적 비가 약 60 l/m<sup>2</sup>일때 약 41%로 최고치를 보였다.

### 참 고 문 헌

1. G. L. Morrison and C. M. Sapsford, 1983, "Long Term Performance of Thermosyphon solar water heaters", Solar Energy, Vol. 30, pp.341~350
2. G. L. Morrison and H. N. Tran, 1984, "Simulation of the Long Term Performance of Thermosyphon Solar Water Heaters", Solar Energy, Vol. 33, No. 6, pp.515~526
3. Afif Hasan, 1997, "Thermosyphon Solar Water Heaters: Effect of Storage Tank Volume and Configuration on Efficiency", Energy Cnvers. Mgmt., Vol. 38, No. 9, pp.847~854
4. 강용혁, 1991, "자연대류형 태양열 온수급탕 시스템의 열성능 및 실증실험", 태양에너지, Vol. 11, No. 1,
5. TRNSYS, A Transient Simulation Program, 1996, Solar Energy Laboratory, University of Wisconsin, Madison, U.S.A.