

<論 文>

평판형 태양열 집열기를 설치한 자연순환식  
급탕시스템의 성능에 관한 연구

윤 석 범\* · 전 문 현\*\*

(1985년 6월 11일 접수)

Performance of Natural Circulation Hot Water System  
with Flat-Plate Solar Collectors

Suck Berm Yoon and Moon Hyun Chun

**Key Words:** Natural Circulation(자연순환), Thermosyphon Head(서어모사이폰 수두), Stratified Tank(성층형 탱크), Solar Collector(태양열 집열기), Reverse Flow(역류)

Abstract

The storage tank of the natural-circulation-solar-hot-water system equipped with flat-plate solar collectors is located at higher elevation than the solar collectors. Therefore, the heat loss from the system due to a reversed flow during the night-time is an important factor as well as the day-time thermal performanc of the system. The thermal performance of the natural-circulation-solar-hot-water system with flat-plate solar collectors during the day-time depends mainly on the heat collecting efficiency of the solar collectors, whereas its thermal performance during the night-time depends on the system configuraltion, such as the elevation of the water storage tank with respect to the solar collectors and the piping connections between the storage tank and the solar collectors, as well as the thermo-physical properties of the circulating fluid. In the present work, a computer program has been developed to simulate a typical natural-circulation-solar-hot-water-system, and a series of simulation tests have been carried out with the computer program to examine the thermal performance of the system during the day-time as well as the night-time. In addition, a seriees of experiment have been conducted under a real sun condition using a natural-circulation-solar-hot-water-system constructed and installed at the KAIST building to compare with the results obtained from computer simulations.

기 호 설 명

$A_c$  : 집열면적( $m^2$ )  
 $A_{r, d}$  : 상승관 및 하강관 둘레 면적( $m^2$ )  
 $A_T$  : 저장탱크 둘레면적( $m^2$ )

$B$  : 집열기 소관 사이의 간격(m)  
 $C_s$  : 소관과 집열관 사이의 본드 콘덕턴스( $W/m^{\circ}C$ )  
 $C_p$  : 비열( $J/kg^{\circ}C$ )  
 $d, di, do$  : 관직경, 내경, 외경(m)  
 $F$  : 편효율

\* 정회원, 단국대학교 대학원

\*\*정회원, 한국과학기술원 핵공학과

$F'$	: 집열기 판효율 계수
$F_R$	: 열제거 계수
$f$	: 관마찰 계수
$g$	: 중력 가속도(m/sec <sup>2</sup> )
$H$	: 수두(m)
$H_c, H_D, H_R, H_i$	: 집열기, 하강관, 상승관, 저장 탱크의 수직 높이(m)
$H_r, H_s$	: Fig. 1(m)
$h_c, h_i, h_o$	: 집열기 관내유체, 관내부, 외부 열전달 계수(W/m <sup>2</sup> °C)
$h_w$	: 바람의 열전달 계수
$I_t, I_{tmax}$	: 경사면 일사량, 최대 경사면 일사량(W/m <sup>2</sup> )
$k, k_{ins}$	: 열전도율, 단열재 열전도율(W/m°C)
$l$	: 관길이(m)
$\dot{m}$	: 순환 유체 유량(kg/sec)
$\dot{m}_s$	: 배출온수유량(kg/sec)
$P$	: 일조시간(hour)
$Qu$	: 유효집열량(W)
$r_i, r_o, r_{ins}$	: 관내측, 외측, 단열재의 반경(m)
$T$	: 온도(°C)
$T_a, T_{amax}, T_{amin}$	: 대기온도, 최고, 최저 대기온도(°C)
$T_i, T_o$	: 집열기 입구, 출구 유체 온도(°C)
$T_p$	: 집열판 평균온도(°C)
$T_t$	: 저장 탱크 내 유체의 평균 온도(°C)
$T_{cm}$	: 집열기 내유체의 평균 온도(°C)
$U_c, U_R, U_D, U_T$	: 집열기, 상승, 하강관, 저장 탱크의 열손실계수(W/m <sup>2</sup> ·°C)
$V, V_w$	: 속도, 풍속(m/sec)
$W_R, W_D, W_T$	: 상승, 하강관, 저장탱크 열용량(J/°C)
$\beta$	: 집열기 경사각(degree)
$\rho$	: 밀도(kg/m <sup>3</sup> )
$\rho_c, \rho_D, \rho_R$	: 집열기, 하강관, 상승관 내유체의 평균밀도(kg/m <sup>3</sup> )
$\epsilon_s, \epsilon_p$	: 유리덮개, 집열판의 방사율
$\theta, \Delta\theta$	: 시간, 시간 간격(sec)
$(\overline{\tau\alpha})$	: 유효 투과율과 흡수율의 곱

## 1. 서 론

자연순환식 급탕은 태양열에 의해서 가열된 유체의 밀도차에 의해서 순환이 이루어지므로 순환유체의 성질과 시스템의 온도 분포 및 형상에 따라 많은 영향을 받는다. 자연순환식 급탕시스템 각 부의 온도 분포는

실험에 의해서 대부분 밝혀졌다. Yellot<sup>(1)</sup>, Shitzer<sup>(2)</sup>, Ong<sup>(3)</sup> 등은 집열판과 집열기 내의 순환유체, 저장 탱크의 온도 분포 및 유량을 측정하였다. 이 결과에 의하면 낮 동안의 집열기 내의 유체의 온도와 저장 탱크 내 유체의 온도 분포는 선형에 가깝게 유지되고, 집열판과 순환 유체의 온도는 서로 차이를 나타내었다. 그리고 밤 사이에는 역류가 일어날 것으로 예측하였다.

급탕시스템의 저장 탱크에는 낮동안 수집된 에너지가 필요시 이용될 수 있도록 저장된다. 강제순환식 급탕시스템의 경우는 저장 탱크의 위치가 집열기보다 낮으므로 밤 사이의 유체순환에 대해서 신경쓸 필요가 없다. 그러나, 자연순환식 급탕 시스템의 경우는 저장 탱크가 집열기보다 높게 위치해야 하므로, 그 설치조건과 유체 성질에 따라 밤 사이에 유체 순환이 일어나 저장 탱크 내의 에너지를 밖으로 방출시키게 된다. 따라서, 자연순환식 급탕시스템은 낮 동안 뿐만 아니라 밤 사이의 성능도 중요하다.

지금까지 발표된 자연순환식 급탕 시스템의 몇가지 성능계산 방법중 Gordon<sup>(4)</sup>, Rao<sup>(5)</sup>, Morrison<sup>(6,7)</sup>의 논문은 시스템 일부분에 한정된 것으로 전체 시스템에 관한 것으로는 Close<sup>(8)</sup>, Mertol<sup>(9)</sup> 그리고 Young<sup>(10,11)</sup>의 모델이 있다.

Close<sup>(8)</sup>의 모델은 첫째, 집열기 및 저장 탱크 내의 유체 온도 분포는 선형적이며, 둘째, 집열판, 집열기 내의 순환 유체와 저장 탱크 내 유체의 평균온도는 서로 같다는 가정하에 시스템의 평균 온도를 정의하여 시스템 성능을 계산하였다. 이러한 가정에 의해서 이 해석을 실시하였으므로, Close의 모델을 이용할 경우 낮 동안의 시스템 성능은 어느 정도 정확하나 밤 사이는 모델에 적용한 가정이 맞지 않게 되므로, 성능 계산이 부정확하게 된다. 이와 같은 결과는 Close의 모델을 이용한 Gupta<sup>(12)</sup>, Ong<sup>(3,13)</sup> 등의 연구 논문에서도 찾을 수 있다. 이들의 논문은 모두 낮동안의 성능만 계산하였으며, Gupta<sup>(12)</sup>는 밤 사이에 실제로 일어나는 역류는 Close의 모델을 이용한 계산치보다 적은 것이라고 예측하였다. 그 밖의 Close의 모델을 이용한 것으로는 Tzafestas<sup>(14)</sup>, Sodha<sup>(15)</sup> 등의 논문이 있다.

Mertol<sup>(9)</sup>의 모델은 저장 탱크 내에 열교환기를 설치하여 순환 유체로 P-glycol 60% 부동액을 사용한 것으로 P-glycol은 물과는 성질이 다른 유체로서 Mertol<sup>(9)</sup>의 연구 결과를 물을 순환 유체로 하는 일반적인 자연순환식 급탕 시스템에는 적용할 수 없다.

Young<sup>(10,11)</sup>의 모델은 비교적 대용량 급탕 시스템에 적용하기 위한 것으로 저장 탱크 내의 온도 분포에 역

집을 두어 해석하였다. Young은 그의 모델을 이용하여 저장 탱크 내의 온도 분포만을 계산하여 제시하였다.

본 논문에서 실시한 연구 내용과 모의 실험에 사용한 자연순환식 급탕시스템의 특징은 다음과 같다. 자연순환식 급탕 시스템의 하루 동안의 성능을 계산하기 위해 먼저 시스템에 대한 이론적 해석을 실시한 후 그것의 정확성을 파악하기 위해 실제로 실험을 수행하여 그 결과를 서로 비교·검토하였다. 자연순환식 급탕 시스템에 대한 이론적 모의 실험(numerical simulation)에서는 밤 사이 자연순환식 급탕 시스템에서 일어나는 유체 순환을 조사하기 위해 첫째, 집열기 출구와 저장 탱크사이에 연결된 상승관의 위치와, 둘째, 탱크와 집열기의 높이를 변화시켜가며 모의 실험을 실시하였다. 상승관의 위치는 탱크의 하부, 중앙부, 최상부 등 세 가지로 변화시켰으며, 한편 저장 탱크의 위치는 집열기 상부를 기준으로 하여 저장탱크의 밑바닥이 -0.78m, 0m, 0.3m, 0.6m의 높이에 설치될 경우에 대해서 모의 실험의 실시하였다.

본 논문의 모의 실험에 사용한 자연순환식 급탕 시스템과 지금까지 발표된 것과의 차이점은 다음과 같다.

집열기의 집열성능 계산에 Close의 모델은 시스템의 평균 온도를 이용하였으며, Mertol의 모델은 집열기의 성능을 일정하게 하여 자연순환식 급탕 시스템의 성능을 계산하였다. 그리고, Young<sup>(10,11)</sup>의 모델은 집열기 입구 및 출구 유체의 평균 온도로 집열기의 집열 성능을 계산하였다. Shitzer<sup>(2)</sup>, Ong<sup>(3)</sup>의 연구에서 밝혀진 바와 같이 집열기 집열판의 온도와 유체 온도는 서로 다르므로, 본 논문에서는 이것들에서 오는 오차를 줄이기 위해 집열기 순환 유체의 평균 온도와 집열판의 온도를 해석적으로 구하여 집열기의 성능과 순환 유체의 성질 계산에 이용하였다.

## 2. 이론적 해석

Fig. 1은 전형적인 자연순환식 급탕시스템을 나타낸 것이다. 집열기에서 태양열에 의해 가열된 유체는 상승관을 타고 저장 탱크 속으로 흘러 들어가고, 한편 상대적으로 온도가 낮은 유체는 저장 탱크 하부로부터 하강관을 통하여 집열기 하부로 유입된다. 역류가 일어날 때는 그 반대 방향의 흐름이 형성될 것이다.

자연 순환식 급탕시스템의 성능을 해석하기 위해 사용된 가정은 다음과 같다.

(1) 저장탱크 내의 온도 구배는 수직 방향으로만 존재한다.

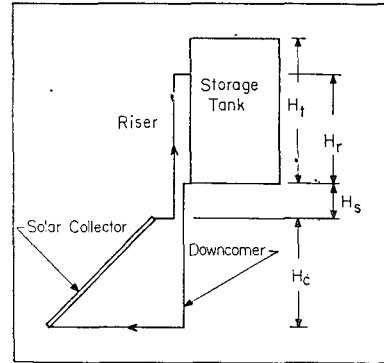


Fig. 1 Schematic diagram of the natural circulation hot water system

(2) 한 개의 요소 내에서는 유체가 완전 혼합되는 것으로 가정한다.

(3) 상승관에서 탱크로 유입되는 유체는 상승관의 위치에 관계없이 탱크 최상부로 유입되며 탱크 출구는 저장 탱크의 최하부에 설치되어 있다.

(4) 자연순환식 급탕 시스템에서 빼어내는 온수는 탱크 최상부로부터 나오고 보충은 탱크 최하부에서 이루어진다.

전체의 자연순환식 급탕 시스템을 (1) 집열기, 상승관 및 하강관, (2) 저장 탱크로 나누어 해석하면 다음과 같다.

### 2.1. 집열기 유효 집열량

평판형 집열기에서 얻을 수 있는 유효 집열량  $Qu$ 는 다음과 같이 표시된다.

$$Qu = A_c [I_i(\overline{\tau\alpha}) - U_c(T_p - T_a)] \quad (1)$$

식 (1)에 열제거 계수 ( $F_R$ )를 도입하면 다음과 같다.<sup>(16)</sup>

$$Qu = F_R A_c [I_i(\overline{\tau\alpha}) - U_c(T_i - T_c)] = \dot{m} C_p (T_o - T_i) \quad (2)$$

열제거 계수는 다음과 같다.

$$F_R = \frac{\dot{m} C_p}{U_c A_c} [1 - \exp(-U_c F' A_c / \dot{m} C_p)] \quad (3)$$

식 (3)에서  $F'$ 는 집열기 판효율 계수(plate efficiency factor)로 집열기형상 및 열손실 계수 등에 의해서 얻어진다<sup>(16)</sup>.

$$F' = \frac{1}{U_c B \left\{ \frac{1}{U_c [d_o + (B - d_o) F]} + \frac{1}{C_b} + \frac{1}{\pi d_i h_c} \right\}} \quad (4)$$

식 (4)에서 판효율  $F$ 는 전형적인 판 효율 계산식을 이용하여 계산할 수 있으며, 본드 콘덕턴스  $C_b$ 는 집열

기의 상태가 좋다고 가정하여  $100W/m^{\circ}C$ 로 하여 계산하였다.

$h_s$ 는 관내를 순환하는 유체의 열전달 계수로 이것의 계산에 사용한  $Nu$  수는 자연 대류의 경우 다음과 같이 표시된다<sup>(17)</sup>.

$$Nu = C(G, P_r)^m \quad (5)$$

여기서,  $C$ 와  $m$ 은 각각  $G, P_r$  수가  $10^4 \sim 10^9$  일 경우 0.59와 0.25이며,  $G, P_r$  수가  $10^9 \sim 10^{13}$  일 경우  $C$ 와  $m$ 은 각각 0.021과 0.4이다. 집열기 열 손실 계수  $U_c$ 는 집열기의 상부와 측면 후면의 손실의 합으로 상부 손실계수는 다음과 같다<sup>(16, 18)</sup>.

$$U_{c, up} = \left\{ \frac{1}{\frac{c}{T_p} \left[ \frac{T_p - T_a}{N + f} \right]^e} + \frac{1}{h_w} \right\}^{-1} + \frac{\sigma(T_p + T_a)}{(\epsilon_p + 0.00591Nh_w)^{-1}} + \frac{(T_p^2 + T_a^2)}{2N + f - 1 + 0.133\epsilon_p} - N \quad (6)$$

바람에 의한 열전달 계수  $h_w$ 는 McAdams<sup>(16)</sup>의 식  $h_w = 5.7 + 3.8V_w$  (7)

을 사용하였으며, 모의 실험기간 동안 풍속 ( $V_w$ )은 5m/sec로 하였다.

집열기 전체의 열손실 계수  $U_c$ 는 상부 손실  $U_{c, up}$ 보다 10~20%정도 많게 된다<sup>(19)</sup>. 따라서, 본 논문에서는 상부 손실보다 20% 많은 것으로 하여 계산하였다.

집열기 집열판의 평균 온도  $T_p$ 는 식 (1), (2)에 의해서 다음과 같이 된다.

$$T_p = T_i + Q_u(1 - F_R)/(A_c U_c F_R) \quad (8)$$

또, 집열기 내 유체의 평균 온도는 다음과 같이 구할 수 있다<sup>(16)</sup>.

$$T_{cm} = T_i + Q_u(1 - F_R/F')/(A_c U_c F_R) \quad (9)$$

집열기 출구 유체의 온도  $T_0$ 는 식 (2)에 의해서

$$T_0 = T_i + F_R A_c [I_r(\tau \alpha) - U_c(T_i - T_a)]/\dot{m}C_p \quad (10)$$

으로 표시된다.

### 2.2. 상승관 및 하강관의 에너지 평형 방정식

집열기의 입구측과 탱크 출구 사이를 연결한 관을 하강관, 집열기 출구와 탱크 입구 사이를 연결한 관을 상승관이라 한다. 상승관과 하강관을 몇 개의 요소로 나누어, 임의의 요소에서의 에너지 평형을 고려하면 다음과 같은 방정식을 얻을 수 있다.

$$W_{R, D} \frac{\partial T}{\partial \theta} = -\dot{m}C_p \frac{\partial T}{\partial x} dx - U_{R, D} A_{R, D} (T - T_a) \quad (\theta=0 \text{ 일 때 } T=T_a) \quad (11)$$

식 (11)을 수치 해법으로 풀기 위해 유한 차분법중에서  $\frac{\partial T}{\partial \theta}$ 는 Forward Difference 로  $\frac{\partial T}{\partial x}$ 는 Backward Difference 로 표시하면  $i$  요소에 대한  $n+1$  시간의 온도는 다음과 같이 표시된다.

$$T_i^{n+1} = \left[ T_i^n + \frac{\Delta \theta}{W_{R, D}} (\dot{m}C_p T_{i-1}^{n+1} + U_{R, D} A_{R, D} T_a) \right] / \left[ 1 + \frac{\Delta \theta}{W_{R, D}} (\dot{m}C_p + U_{R, D} A_{R, D}) \right] \quad (12)$$

순환 유체의 흐름이 역류일 경우는 반대가 되므로 다음과 같이 표시된다.

$$T_i^{n+1} = \left[ T_i^n + \frac{\Delta \theta}{W_{R, D}} (\dot{m}C_p T_{i+1}^{n+1} + U_{R, D} A_{R, D} T_a) \right] / \left[ 1 + \frac{\Delta \theta}{W_{R, D}} (\dot{m}C_p + U_{R, D} A_{R, D}) \right] \quad (13)$$

$U_{R, D}$ 는 원통으로 생각하여 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$U_{R, D} = \frac{1}{\frac{1}{h_0} + r_{ins} \frac{\ln(r_0/r_i)}{k_{ins}} + r_{ins} \frac{\ln(r_{ins}/r_0)}{k} + \frac{r_{ins}}{r_i} \frac{1}{h_i}} \quad (14)$$

### 2.3. 저장 탱크의 에너지 평형 방정식

자연순환식 급탕 시스템의 저장 탱크는 성층형 탱크(stratified tank)로 생각하여 해석할 수 있다. 성층형 탱크는 수직 방향으로 온도가 다르게 되므로 수치 해법으로 해석하기 위해 탱크를 Fig. 2와 같이 수직 방향으로 여러 개의 층(요소)으로 분할하였다. 성층형 탱크이므로 각 층의 온도는 다르고 한 개의 요소 내에서의 온도는 앞에 가정한 바와 같이 완전 혼합으로 본다.

한 개의 요소에 대한 에너지 평형을 고려하면 다음과 같은 방정식을 얻을 수 있다.

$$W_T \frac{\partial T}{\partial \theta} = -\dot{m}C_p \frac{\partial T}{\partial x} dx - U_T A_T (T - T_a) - \dot{m}_i C_p \frac{\partial T}{\partial x} dx \quad (\theta=0 \text{ 일 때 } T=T_a) \quad (15)$$

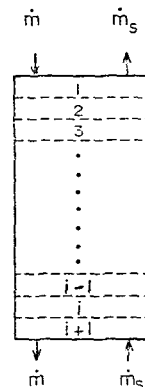


Fig. 2 Nodal points for the storage tank

$\dot{m}$ 가 정상 방향일 경우  $\dot{m}_s$ 는  $\dot{m}$ 와 반대 방향으로 흐른다고 볼 수 있다. 식 (15)를 순환 유체 흐름이 정상 방향일 경우와 역방향일 경우에 대해 유한 차분법으로 표시하면 다음과 같다.

순환유체 흐름이 정상 방향일 경우 :

$$T_i^{n+1} = \left[ T_i^n + \frac{\Delta\theta}{W_T} (\dot{m} C_p T_i^{n+1} + U_T A_T T_a + \dot{m}_s C_p T_i^n) \right] / \left[ 1 + \frac{\Delta\theta}{W_T} (\dot{m} C_p + U_T A_T + \dot{m}_s C_p) \right] \quad (16)$$

역방향일 경우 :

$$T_i^{n+1} = \left[ T_i^n + \frac{\Delta\theta}{W_T} (\dot{m} C_p T_i^{n+1} + U_T A_T T_a + \dot{m}_s C_p T_i^n) \right] / \left[ 1 + \frac{\Delta\theta}{W_T} (\dot{m} C_p + U_T A_T + \dot{m}_s C_p) \right] \quad (17)$$

첨자의 순서는 정상흐름과 같은 방향으로 된다.

### 2.4. 시스템의 유량

자연순환식 급탕 시스템의 유체 순환은 시스템 각부의 밀도차에 의해서 이루어지므로, 온도 분포에 따른 시스템의 서모사이폰 수두(thermosyphon head)는 다음과 같이 표시할 수 있다.

$$H = \int_{\text{storage}} \rho g dx + \int_{\text{down}} \rho g dx - \int_{\text{collector}} \rho g dx - \int_{\text{riser}} \rho g dx \quad (24)$$

$\int_{\text{storage}} \rho g dx$ 는 저장 탱크 각 요소의 수두를 합한 것으로

$$\int_{\text{storage}} \rho g dx = \rho_1 g \Delta x + \rho_2 g \Delta x + \dots + \rho_n g \Delta x = g \sum_{i=1}^n \rho_i \Delta x \quad (25)$$

로 표시된다. 상승관의 경우는 상승관의 수직 높이  $H_R = H_c + H_s$ 이므로 다음과 같다.

$$\int_{\text{riser}} \rho g dx = \rho_R g H_R \quad (26)$$

하강관의 수직 높이  $H_D = H_c + H_s$ 이므로

$$\int_{\text{down}} \rho g dx = \rho_D g H_D \quad (27)$$

이며, 집열기에 대해서는

$$\int_{\text{collector}} \rho g dx = \rho_c g H_c \quad (28)$$

로 표시된다. 위 식에 사용한 온도에 따른 유체 밀도는 최소자승법 (least square fit method)으로 표시하여 계산에 활용하였다.

유체의 흐름이 형성될 때 임의의 순간에서의 서모사이폰 수두는 유체 마찰등에 의한 손실 수두와 같다. 저장 탱크 내에서의 유체 유동에 따른 손실은 없는 것으로 간주하면 마찰 손실 수두는 다음과 같다.

$$H = f \frac{l}{d} \frac{V^2}{2g} \Big|_{\text{collector}} + f \frac{l}{d} \frac{V^2}{2g} \Big|_{\text{riser}} + f \frac{l}{d} \frac{V^2}{2g} \Big|_{\text{down}} + \lambda \frac{V^2}{2g} \Big|_{\text{etc}} \quad (29)$$

식 (29)의 관마찰 계수  $f$ 는 Reynolds 수에 의해서 결정된다.  $Re$  수가 2300 이하 즉 층류인 경우  $f=64/Re$ 이며,  $2300 < Re < 4000$ 의 경우는  $f=0.0243 + 3.85 \times 10^{-6} \times Re$ ,  $Re \geq 4000$ 의 경우는  $f=0.316/Re^{0.25}$ 으로 주어진다.  $\lambda \frac{V^2}{2g}$ 는 엘보우(elbow)나 관 연결시 사용되는 티(tee)등에 의한 손실이다. 유속  $V$ 를 유량  $\dot{m}$ 으로 표시하면  $V = \frac{\dot{m}}{\rho A}$ 이므로 식 (29)는 다음과 같이

$$H = K_c \dot{m}^2 + K_R \dot{m}^2 + K_D \dot{m}^2 + K_{etc} \dot{m}^2 = K \dot{m}^2 \quad (30)$$

표시된다.

위의 식 (24)과 식 (30)을 이용하여 시스템의 유량을 구하면 다음과 같다.

$$\dot{m} = \sqrt{H/K} \quad (31)$$

### 3. 자연순환식 급탕시스템의 모의 실험을 위한 전산 프로그램

자연순환식 급탕시스템의 성능을 수치 해법으로 해석하기 위해 컴퓨터를 사용하였다. 시스템에서 집열기, 상승관, 하강관은 전체를 한 개의 요소로 보았다. 더욱 정확한 계산을 원한다면 상승관이나 하강관도 몇 개의 요소로 분할하여 계산하면 될 것이다.

시스템 내의 유체 흐름이 정상 방향일 경우 유체는 집열기에서 가열되어 상승관으로 흐른다. 상승관의 유체는 탱크 상부로, 탱크 내의 유체는 상부에서 하부 쪽으로 그리고 하강관으로 흘러 다시 집열기에 유입된다. 집열기의 출구 온도는 상승관의 입구 온도가 되고 상승관 출구는 탱크 최상부층의 입력으로 되어 순차적으로 계산된다. 역류의 경우는 집열기에서 냉각된 유체가 집열기 하부 입구측으로 흘러 하강관을 따라 탱크로 유입되는 순서로 계산하였다. 집열기 출구온도는 주어진 입구 온도를 이용하여 집열 유체의 평균 온도와 집열관의 온도를 가정하고, 이것으로서 새로운 유체 평균온도와 집열관 온도를 계산하는 반복법을 이용하여, 출구 온도를 계산하였다. 이와 같이 해서 시스템의 온도 분포가 얻어지면 그것을 이용하여 서모사이폰 수두를 구하고 그것으로 유량을 계산하였다.

계산에 입력된 기상 자료는 실험에서 얻어진 것을 수식화한 것이다. Gupta<sup>(12)</sup>는 기상 자료를 Fourier 급수로, Ong<sup>(9,13)</sup>은 매분당 일사량을 입력시켜 보간법으로 계산하는 등 여러 가지 방법으로 이용하였다. 일사

량을 어떻게 표시하느냐는 일사량의 상태에 따라 달라질 것이다. 실험을 실시한 날은 매우 맑은 날씨로서 기상자료는 Fig. 3에 표시된 바와 같이 사인함수로 나타내었다.

$$I_t = I_{tmax} \sin(\pi\theta/\beta) \quad (32)$$

$$T_a = 0.5(T_{amax} + T_{amin}) - 0.5(T_{amax} - T_{amin}) \cos(\pi\theta/12) \quad (33)$$

본 논문에서는  $\theta\Delta$ 를 60 초로하여 모의실험을 실시하였다.  $\Delta\theta$ 를 더욱 작게 해주면 계산은 더욱 정확해질 것이다. 전체 프로그램은 13개의 부프로그램으로 구성하였으며, 프로그램 언어는 FORTRAN을 사용하였다. 계산에 사용된 흐름도는 Fig. 4와 같다.

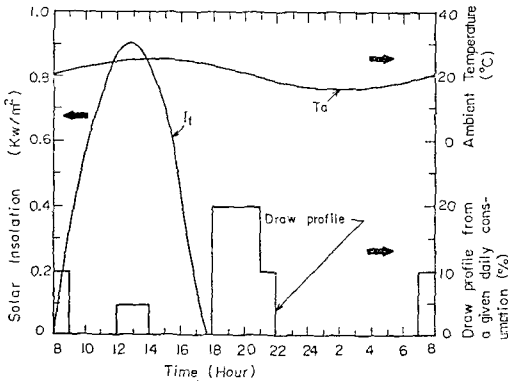


Fig. 3 Meteorological data(October, 1984) and hot water draw profile

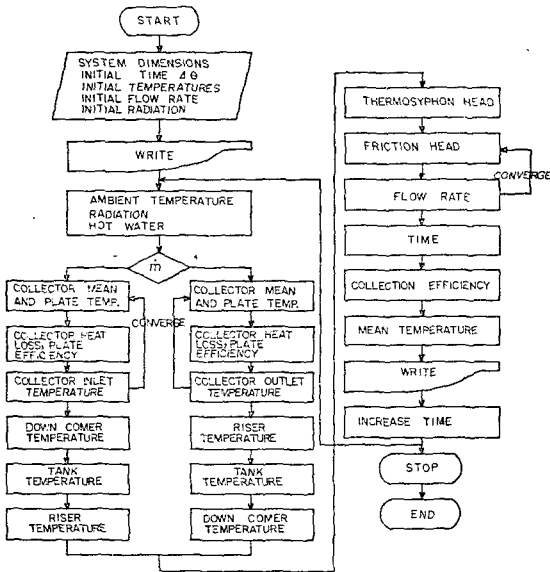


Fig. 4 Computer program flow chart

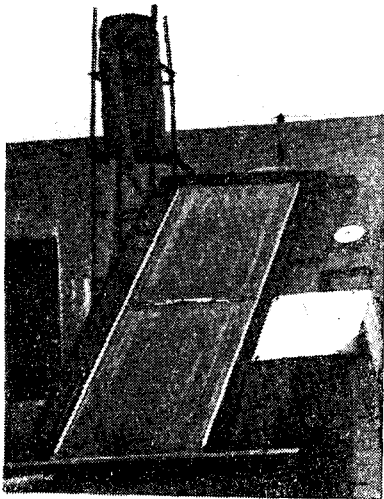
#### 4. 자연순환식 급탕시스템의 실험장치 및 실험 방법

모의 실험 결과에 대한 정확성을 파악하기 위해 실험을 실시하였다. 실험장치는 Fig. 1에 표시한 바와 같으며 Fig. 5(a), (b)는 실험 장치의 사진이다. 시스템에 사용한 집열기는 국내시판용으로 집열기 및 시스템 각 부의 제원은 Table 1과 같다. 시스템의 온도는 집열기의 입, 출구 저장 탱크 입, 출구와 Fig. 7에 표시된 바와 같이 탱크의 다섯 군데에서  $\pm 1^\circ\text{C}$ 의 측정 오차를 갖는 T형 열전대로 측정하였으며 대기 온도는 수은봉상온도계를 이용하였다. 시스템의 유량은 Gilmont사에서 제작한 유량계를 집열기 입구측에 설치하여 측정하였다. 유량계의 측정 범위는 0~1900ml/min이다. 집열판에 입사되는 일사량은 집열기의 좌측에 집열기와 같은 경사각( $38^\circ$ )으로 고정된 Epply사에서 제작한 Pyranometer를 이용하여 측정하였다. 측정된 일사량은 다중기록 장치가 부착된 스트립차트 기록계(strip chart recorder)에 의해서 기록하였다. 실험은 두 가지 방법으로 실시하였다. 첫번째는 저장 탱크 밑부분이 집열기 상부보다 40cm 높게 설치한 경우이며, 두번째는 집열기 출구가 탱크 입구와 같게 설치한 경우이다. 두 경우 모두 오전에 해가 뜨기 전에 물을 주입하고 오전 8시부터 오후 6시까지 온도 및 일사량을

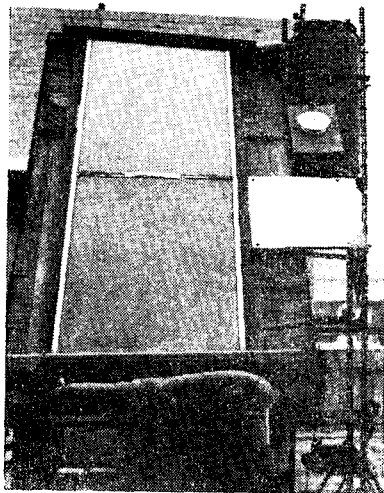
Table 1 Apparatus configuration

Collector	Flat-plate liquid type collector(one cover) Outer size : 900W×2700L×95T Aperture area : 2.25m <sup>2</sup> Absorber plate : Black N-Cr. Selective Surface, $\alpha_p \geq 0.93, \epsilon_p \leq 0.1$ , thick 1.4mm Tube : Aluminium rollbonded copper tube $d_o = 9.5\text{mm}, d_i = 8.5\text{mm}$ , No. of tube = 7, spacing between tubes (B) = 122mm Glass : 3mm thick
Storage tank	Material : 2mm thick steel plate Diameter : 0.4m Height : 1m Riser( $H_r$ ) : 0.78m Insulation : 5cm thick glass wool
Connecting pipe	Material : 2.5mm thick rubber hose Insulation : Glass wool, 5cm thick

측정하였다. 밤사이의 성능은 다음날 오전의 시스템 온도 분포로서 추정하였다. 실험기간동안 온수는 배출시키지 않았다.



(a) Close-up view of the natural circulation hot water system with a storage tank at Height elevation



(b) Close-up view of the natural circulation hot water system with a storage tank at low elevation

Fig. 5 Natural circulation hot water system

## 5. 결과 및 고찰

### 5.1. 실험 결과와 이론적 해석의 비교

모의 실험 결과의 정확성을 파악하기 위해 실시한 실험 결과는 Fig. 6, 7, 8, 9에 제시하였다. Fig. 6, 7, 8은 저장 탱크의 하부가 집열기의 출구보다 0.4m 높은 경우이며 Fig. 9는 집열기의 출구와 저장 탱크의 입구 높이가 같은 경우이다. Fig. 6, 7, 8의 기상 자료는 Fig. 3에 표시되어 있다.

실험에 사용한 집열기는 옥상에 4년간 설치한 것으로 실험 기간동안 유리덮개 내부에 심한 결로 현상이 나타났다. 식 (1)에 표시된 유리덮개의 유효 투과율과 흡수율의 곱( $\tau\alpha$ )은 이론적으로 계산하면<sup>(16,19)</sup> 0.86이나, 여기서는 결로 현상을 고려하여 70%로 감소된 0.60으로 계산하였다.

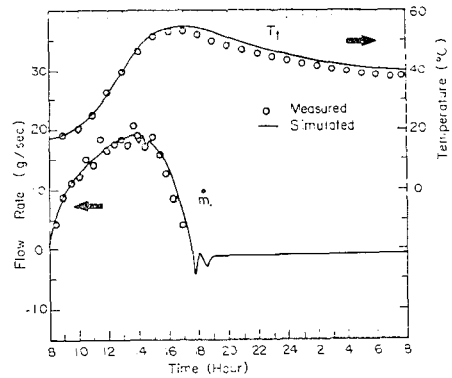


Fig. 6 Comparison between experimental results and theoretical prediction ( $H_s = 0.4m$ )

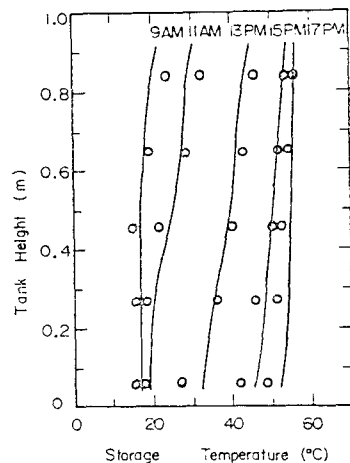


Fig. 7 Storage tank temperature distribution

Fig. 6, 9에 의하면, 저장탱크의 평균온도  $T_i$ 는 16시 이전까지는 이론치와 실측치가 거의 차이없이 유지되다가 16시가 넘어서면 최대 3°C정도의 차이를 나타내었다. 그리고, 두 경우 모두 양의 차이는 있으나 밤 사이에 역류가 일어났음을 알 수 있다. 그것은 실측한 다음날 아침의 온도와 계산한 유량에 의해서 명확해진다. Fig. 6은 일몰 직후 역류가 크게 일어났고, 그후는 계속해서 약 1g/sec의 역류가 일어났음을 알 수 있으며, 탱크 위치가 집열기 출구보다 0.78m나 낮은 Fig. 9는 밤 사이에 2.5~5g/sec의 역류가 계속해서 일어났음을 알 수 있다. Fig. 7은 Fig. 6의 경우에 대한 탱크 내의 유체온도 분포이다. 오전 중에는 탱크 상부에서 실측치와 이론치가 약간의 차이를 나타내다가 오후가 되면 하부측에서 오차가 발생하였다. 이 경우 최대 오차는 5°C정도이다. 낮 동안의 경우 탱크의 온도 분포는 선형적이지 않음을 알 수 있다. Fig. 8은 집열기 입구 및 출구 온도의 실측치와 이론치와의 비교이다. 집열기 입구측은 실측치보다 약간 높았으며, 출구측은

그 반대이다. 일몰시에는 집열기의 입출구 온도가 거의 같게 유지되었으나, 밤 사이에는 온도차가 10°C정도 계속 유지되었다. 이것은 역류가 일어났기 때문이다.

집열기 출구의 실측 온도는 낮 동안 계속해서 크게 흔들리고 있다. 이것은 Fig. 6의 유량에서도 알 수 있다. Shitzer<sup>(2)</sup>는 이와 같은 유량의 흔들림을 측정오차 또는 시스템의 불안정에 의한 것으로 추정하고 있으나 이 원인은 다음의 Fig. 9의 비교에서 알 수 있다. 유량이 흔들리는 것은 집열기와 탱크를 연결한 상승관의 수직 높기 때문이다. 집열기에서 가열된 유체가 상승관의 수직부 입구에 도달하면 상승관에 의해 유체는 가속된다. 그렇게 되면 유량은 증가하고 반대로 집열기 출구 온도는 낮아진다. 온도가 낮아지면 서어모사이폰 수두가 감소하여 유량은 다시 작아져 유체는 집열기 내에서 과열된다. 과열된 유체가 다시 상승관에 도달하면 유체 흐름은 가속되어 앞에서와 같은 현상을 되풀이한다. 이와 같은 현상은 Fig. 6의 시뮬레이션 결과에서도 약간 나타났다.

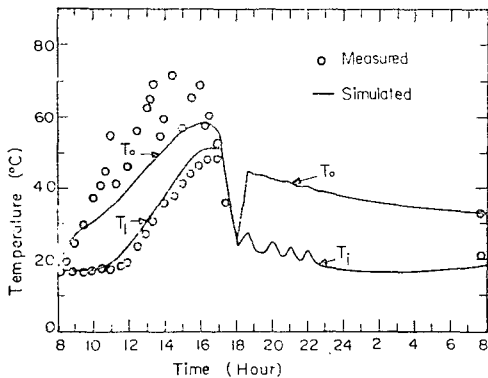


Fig. 8 Collector inlet and outlet temperatures

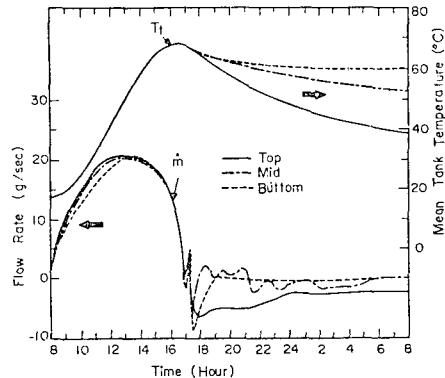


Fig. 10 System performance with various up riser

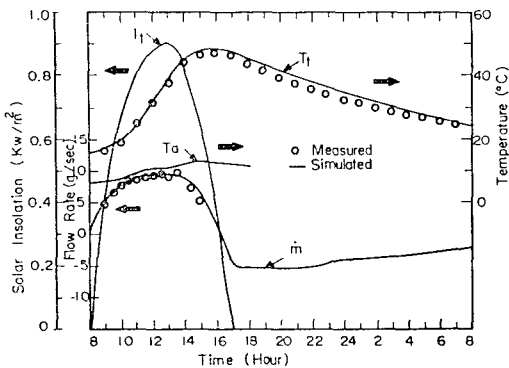


Fig. 9 Comparison between experimental results and theoretical prediction( $H_c = -0.78m$ )

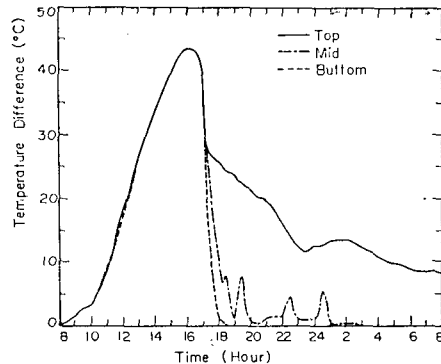


Fig. 11 Temperature difference between collector mean and ambient



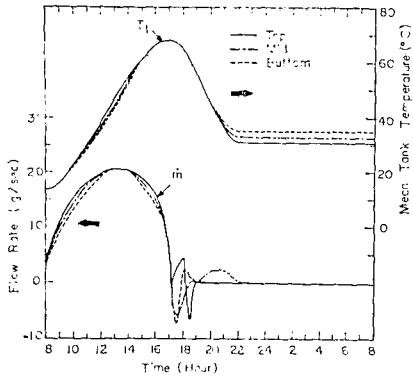


Fig. 12 System performance with hot water removal

이상의 결과로 보아 실측치와 이론치의 차이는 최대 10% 정도로 낮 동안은 물론 밤 사이에도 여기서 실시한 이론적인 방법으로 시스템 모의실험을 실시한다면 오차는 그렇게 크지 않을 것이다.

5.2. 상승관의 영향

Fig. 10, 11, 12는 상승관의 위치에 따른 시스템 성능을 나타내는 그림이다. 상승관의 위치는 탱크의 최상부 중간 그리고 탱크의 하부에서 0.1m 위에 설치하였을 경우이다. 탱크는 집열기 출구보다 0.3m 위에 설치하는 것으로 하였다. 이 때의 집열기와 저장 탱크의 크기 등은 실험용과 같다.

Fig. 10은 시스템에서 온수를 빼어내지 않을 경우이며, Fig. 11은 이 때의 집열기내 유체의 평균 온도와 대기 온도의 차이를 그래프로 나타낸 것이다. Fig. 12는 시스템에서 Fig. 3의 온수 공급 계획에 의해 하루 동안 0.126m<sup>3</sup>의 온수를 배출시키는 경우이다. Fig. 10에 표시된 바와 같이 낮 동안은 상승관의 위치에 관계 없이 거의 비슷한 성능이 유지되나, 일몰후에는 그 영향이 뚜렷하다. 낮 동안 69°C까지 올라간 탱크의 평균 온도는 상승관이 최상부의 경우 40°C로 중간에 있을 경우는 53°C 정도로 하부에 있을 경우는 60°C 정도로 낮아졌다. 상승관이 상부에 연결된 경우는 밤사이 계속해서 역류가 일어났으며, 중간의 경우는 간헐적으로 하부의 경우는 일몰직후 65°C 정도로 낮아진 후 거의 변동이 없었다. 이와 같은 결과는 Fig. 11에서도 알 수 있다. 일몰전까지는 상승관의 위치에 영향을 받지 않다가 일몰후는 그 현상이 현저히 다르다. 상승관이 상부에 설치된 경우는 집열기 내유체의 평균온도가 대기 온도보다 10~20°C 정도 높게 유지되고 있으나, 중간의 경우는 간헐적으로 변화하고 하부의 경우는 일몰 후 계속해서 대기온도와 같게 유지되어 역류가 없었음을

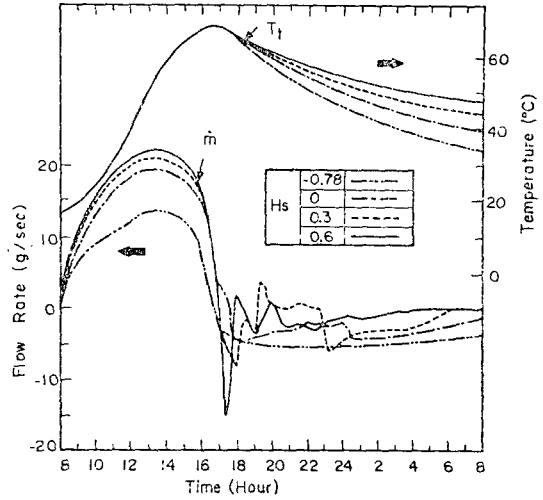


Fig. 13 System performance with various tank height ( $H_s=0.78m$ )

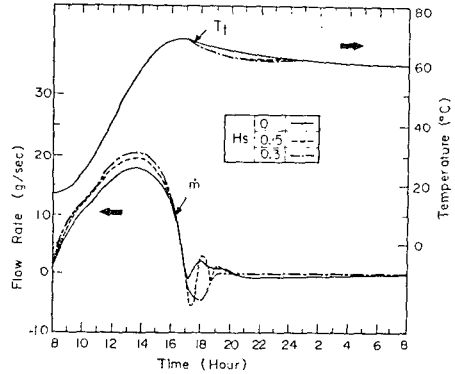


Fig. 14 System performance with various tank height ( $H_s=0.1m$ )

알 수가 있다.

Fig. 12의 경우는 온수 배출시 공급되는 물의 온도는 수도물의 온도와 같은 16.9°C로 계산한 것으로 시스템에서 온수를 배출시키면 성능이 현저히 달라지게 됨을 알 수 있다. 상승관을 하부에 설치한 경우가 상부에 설치한 경우보다 집열 온도는 1°C 정도 낮으며, 유량도 1~2g/sec 정도 작다. 일몰 후에는 약간의 역류가 있었는데 상부의 경우가 역시 가장 많았다.

Fig. 10, 11에서 탱크 하부에 상승관을 설치했을 때 역류가 적어진 이유는 상승관과 하강관 사이의 온도차를 줄였기 때문이다. Fig. 12의 이유는 탱크내에서 온수를 빼냄으로서 탱크온도를 낮추어 주었기 때문에 온수를 빼어내지 않은 경우보다 상승관과 하강관 사이의 온도차가 적어졌고 대기 온도와의 차이가 적어졌기 때

문이다.

### 5.3. 탱크 높이의 영향

Fig. 13, 14는 탱크 높이에 따른 시스템의 성능을 표시한 것이다. Fig. 13은 상승관이 탱크의 하부로부터 0.78m(탱크 직경 0.4m, 높이 1m) 높이에 위치한 경우의 탱크 하부와 집열기 수직거리( $H_s$ )가 -0.78, 0, 0.3, 0.6m인 상태의 성능이다. 탱크가 집열기보다 높을 경우는 낮동안의 성능이 비슷하나, -0.78인 경우는 유량이 현저히 작아졌다. 이것은 시스템 전체의 수직 높이 감소로 서어모사이폰 수두가 작아졌기 때문이다. 밤 사이의 역류도 그 영향이 뚜렷하다. 탱크 높이가 낮으면 그것에 비례하여 역류도 증가하였으며 0.6m 경우도 약간의 역류가 일어났다. Mertol<sup>(9)</sup>은 P-glycol을 사용할 경우 집열기보다 탱크가 높게 되면 역류가 일어나지 않는다고 하였다. 그것은 P-glycol의 점성이 물의 점성보다 현저히 크기 때문으로 여겨진다. Fig. 14는 상승관이 탱크 하부에 위치할 때 탱크 높이에 따른 시스템 성능이다. 탱크 높이가 0m일 경우 약간의 역류가 초저녁에 일어났을 뿐 Fig. 13과 같이 위치에 따른 큰 변화는 없다. 따라서, 상승관의 위치를 하부에 설치하면 탱크 높이에 큰 영향이 없게 됨을 알 수 있다. 또 Fig. 13, 14의 공통점은 초저녁 즉 일몰 직후에 역류가 일어난 것이다.

## 6. 결 론

이상의 실험 및 모의 실험 결과로부터 다음과 같은 결론을 얻을 수 있다.

- (1) 시스템의 유량은 상승관의 수직 높이에 영향을 받아 흔들린다.
- (2) 상승관을 저장탱크의 하부에 설치하면 낮 동안의 성능에는 영향을 미치지 않으나, 밤 사이의 역류는 크게 방지할 수 있다.
- (3) 상승관이 탱크 상부에 연결되면 자연순환식 급탕시스템의 성능은 저장 탱크의 위치에 따라 크게 영향을 받게 되나, 상승관이 하부에 연결되면 그 영향이 적다.
- (4) 자연순환식 급탕시스템에서 온수를 배출시키면 밤 사이에 시스템에서 일어나는 역류는 크게 감소한다.
- (5) 탱크 높이가 낮아지면 시스템의 순환 유량은 감소하지만, 최고 집열온도는 큰 변화가 없다.
- (6) 자연순환식 급탕시스템의 온도 강하는 일몰 직후가 가장 크다.

## 참 고 문 헌

- (1) J.I. Yellott and R. Sobotka, "An Investigation of Solar Water Heater Performance", Trans-Am. Soc. Heat Ref. Aircond. Eng. Vol. 70, pp.425~433, 1964
- (2) A. Shitzer, D. Kalmanoviz, Y. Zvirin and G. Grossman, "Experiments with a Flat Plate Solar Water Heating System in Thermosyphonic Flow", Solar Energy, Vol. 22, pp.27~35, 1979
- (3) K.S. Ong, "A Finite-difference Method to Evaluate the Thermal Performance of a Solar Water Heater", Solar Energy, Vol. 16, pp.137~147, 1974
- (4) J.M. Gordon and Y. Zarmi, "Thermosyphon Systems: Single vs. Multi-pass", Solar Energy, Vol. 27, No. 5, pp.441~442, 1981
- (5) S.K. Rao and R.K. Suri, "Optimization of Flat-Plate Solar Collector Area", Solar Energy, Vol. 12 pp.531~535, 1969
- (6) G.L. Morrison and D.B.J. Ranatunga, "Transient Response of Thermosypho Solar Collectors", Solar Energy, Vol. 24, pp.55~61, 1980
- (7) G.L. Morrison and D.B.J. Ranatunga, "Thermosyphon Circulation in Solar Collectors", Solar Energy, Vol. 24, pp.191~198, 1980
- (8) D.J. Close, "The Performance of Solar Water Heaters with natural Circulation", Solar Energy, Vol. 6, pp.33~40, 1962
- (9) A. Mertol, W. Place and T. Webster, R. Grief, "Detailed Loop Model(DLM) Analysis of Liquid Solar Thermosyphons with Heat Exchangers", Solar Energy, Vol. 27, No. 5, pp.367~386, 1981
- (10) M.F. Young and J.B. Bergquam, "The Performance Characteristics of a Thermosyphon Solar Domestic Hot Water System", J. of Solar Energy Engineering, Vol. 103, pp.193~200, 1981
- (11) M.F. Young and J.B. Bergquam, "The Performance of a Thermosyphon Solar Domestic Hot Water System with Hot Water Removal", Solar Energy, Vol. 32, No. 5, pp.655~658, 1984
- (12) C.L. Gupta and H.P. Garg, "System Design in Solar Water Heaters with Natural Circulation", Solar Energy, Vol. 12, pp.163~182, 1968

- (13) K.S. Ong, "An Improved Computer Program for the Thermal Performance of a Solar Water Heater", Solar Energy, Vol. 18, pp.181~183, 1976
- (14) S.G. Tzafestas, A.V. Spyridonos and N.G. Koumoutsos, "Finite-difference Modeling Identification and Simulation of a Solar Water Heater", Solar Energy, Vol. 16, pp.25~31, 1974
- (15) M.S. Sopha, S.N. Shukla and G.N. Tiwari, "Transient Analysis of a Natural Circulation Solar Water Heater with a Heat Exchanger", J. Energy, Vol. 7, No. 2, pp.107~111, 1983
- (16) J.A. Duffie and W.A. Beckman, "Solar Engineering of Thermal Processes", John Wiley & Sons, Inc. 1980
- (17) J.P. Holman, "Heat Transfer", McGraw-Hill, 1981
- (18) S.A. Klein, "Calculation of Flat-Plate Loss Coefficients", Solar Energy, Vol. 17, p.79, 1975
- (19) A. Whillier, "Prediction of Performance of Solar Collectors", ASHRAEGRP-170, 1977