

[논문] 한국태양에너지학회 논문집

Journal of the Korean Solar Energy Society

Vol. 27, No. 3, 2007

자연순환형 태양열 온수기 축열조의 압력식 설계 개조

부준홍*, 정의국**

*한국항공대학교 항공우주 및 기계공학부(jhboo@kau.ac.kr), **한국항공대학교 대학원

Design Modification of a Thermal Storage Tank of Natural-Circulation Solar Water Heater for a Pressurized System

Boo, Joon Hong*, Jung, Eui Guk**

*School of Aerospace and Mechanical Engineering, Korea Aerospace University(jhboo@kau.ac.kr)

Abstract

For a conventional natural-circulation type solar water heater, the pressure head is limited by the height between the storage tank and hot water tap. Therefore, it is difficult to provide sufficient hot water flow rate for general usage. This study deals with a design modification of the storage tank to utilize the tap-water pressure to increase hot-water supply. Based on fluid dynamic and heat transfer theories, a series of modeling and simulation is conducted to achieve practical design requirements. An experimental setup is built and tested and the results are compared with theoretical simulation model. The storage tank capacity is 240 l and the outer diameter of piping was 15 mm. Number of tube turns tested are 5, 10, and 15. Starting with initial storage tank temperature of 80°C, the temperature variation of the supply hot water is investigated against time, while maintaining minimum flow rate of 10 l/min. Typical results show that the hot water supply of minimum 30°C can be maintained for 34 min with tap-water supply pressure of 2.5 atm. The relative errors between modeling and experiments coincide well within 10% in most cases.

Keywords : 태양열 온수기(Solar water heater), 축열조(Thermal storage tank), 모사(Simulation), 실험(Experiment), 압력식 시스템(Pressurized system), 설계 개조(Design modification), 시수(City water)

접수일자 : 2007년 6월 8일, 심사완료일자 : 2007년 9월 13일

교신저자 : 부준홍(jhboo@kau.ac.kr)

기 호 설 명

A_i	: 시수관 단면적 (m^2)
C_p	: 유체의 비열 ($J/kg \cdot ^\circ C$)
d_b	: 축열조 외경 (m)
d_i	: 시수관 내경 (m)
d_o	: 시수관 외경 (m)
f	: 관 마찰계수
g	: 중력가속도 (m/s^2)
H	: 수두손실 (m)
H_f	: 마찰에 의한 손실수두(m)
H_b	: 굽힘에 의한 손실수두 (m)
\bar{h}_c	: 시수의 평균대류열전달 계수 ($W/m^2 \cdot ^\circ C$)
\bar{h}_h	: 수열매체 평균대류열전달 계수 ($W/m^2 \cdot ^\circ C$)
K_b	: 굽힘에 의한 관 손실계수
k_c	: 시수의 열전도도 ($W/m \cdot ^\circ C$)
k_h	: 수열매체의 열전도도 ($W/m \cdot ^\circ C$)
k_p	: 파이프 재료의 열전도도 ($W/m \cdot ^\circ C$)
L_b	: 축열조의 길이 (m)
L_p	: 곡관의 단위 길이 (m)
L_H	: 출구조건을 만족하는 열전달 길이 (m)
\dot{m}	: 시수의 질량유량 (kg/s)
M_h	: 수열매체의 질량 (kg)
n	: 곡관 수 (턴수)
Nu_c	: 시수의 Nusselt 수
Nu_h	: 수열매체의 Nusselt 수
p_i	: 시수관 입구 압력 (kPa)
p_o	: 시수관 출구 압력 (kPa)
P	: 젖은 둘레길이(m)
Pr_c	: 시수의 Prandtl 수
Pr_h	: 수열매체의 Prandtl 수
\dot{Q}_c	: 시수의 열전달율 (W)
\dot{Q}_h	: 수열매체의 열전달율 (W)
Ra	: Rayleigh 수
Re	: Reynolds 수
T_h	: 수열매체의 온도 ($^\circ C$)
T_{h-s}	: 수열매체와 시수관 표면의 경계온도 ($^\circ C$)
T_i	: 시수관 입구시수온도 ($^\circ C$)

T_m	: 시수의 입·출구 평균온도 ($^\circ C$)
T_o	: 시수관 출구시수온도 ($^\circ C$)
T_s	: 시수관 표면온도 ($^\circ C$)
T_{s-m}	: 시수관 표면과 시수사이의 경계온도 ($^\circ C$)
U	: 총합열전달 계수 ($W/m^2 \cdot ^\circ C$)
V	: 시수의 속도 (m/s)
\dot{V}	: 체적유량 (m^3/s)
α	: 수열매체의 열팽창 계수 (m^3/s)
β	: 수열매체의 체팽창 계수 ($^\circ C^{-1}$)
ρ	: 유체의 밀도 (kg/m^3)
ν	: 수열매체의 동점성 계수 (m^2/s)

1. 서 론

대부분의 자연순환형 태양열 온수기는 집열부가 아래쪽에 위치하며, 이곳에 집열된 열을 자연대류를 통하여 상부에 위치한 축열조 내부의 수열매체에 저장한다. 축열부에서 이용부로의 적당한 유량으로 온수를 공급하기 위해 일정한 압력차를 필요로 하므로, 이용부 탭 위치로부터 충분한 수두를 확보해야 한다. 따라서 이를 위해 축열조를 설치하는 위치가 일정 높이 이상이 되어야 한다는 제약조건이 존재한다. 또한 온수의 최소유량조건을 만족하기 위해서는 펌프와 같은 보조장치의 사용이 필요할 수도 있다. 이러한 이유에서 설치높이가 낮은 태양열 온수기의 적용도는 매우 제한적이다.

태양열 온수기의 구조는 집열부와 축열부가 일체로 된 구조와 집열부와 축열부가 분리된 구조의 두 가지로 나눌 수 있다. 전자의 경우에 축열부 형태가 매우 다양한 것으로 알려져 있다. 축열부 내부에 축열탱크를 다수로 설치하는 방법^{1,2)}, 집열부 내부에 실린더형 용기를 적당한 턴으로 배치하여 축열을 성취하여 이용부로 공급하는 방법¹⁾, 축열부에 시수관을 코일형태로 배치하여 이용부로 온수를 공급하는 구조³⁾와 축열부 내부에 많은 시트를 설치하여 수열매체가 시트를 따라 유동함으로써 축열을 성취하는 방법이 있다⁴⁾. 후자의 경우에는 집열부에서 집열한 태양열을 축열탱크에 저

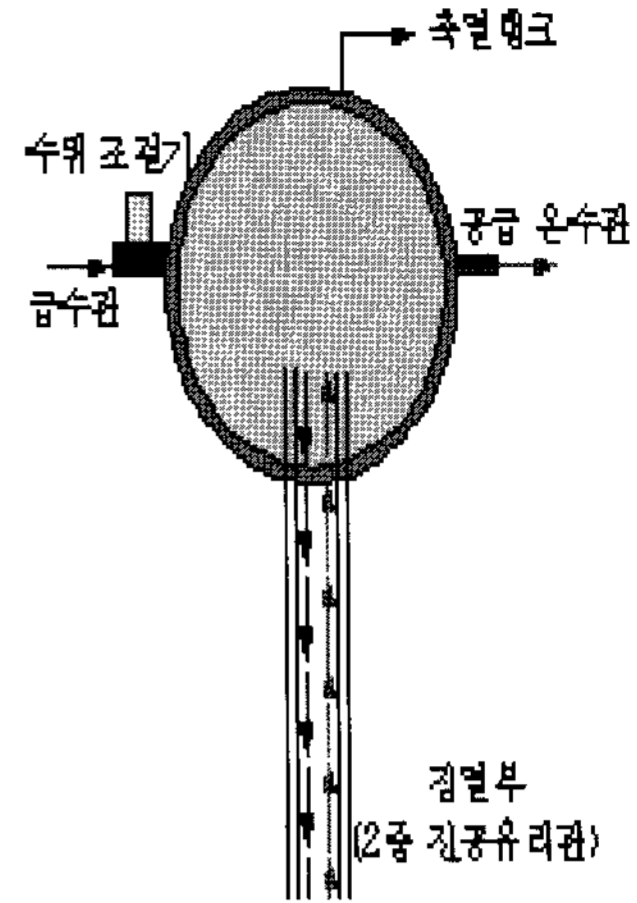
장된 수열매체에 공급한 후 중력보조에 의하여 이용부로 공급하는 방법이 일반적이다. 태양열 보일러의 경우에 축열조에 시수관을 코일형태로 온수를 공급하는 방법이 알려져 있다⁵⁾.

본 연구의 모델은 shell-and-tube 열교환 방법과 유사하며 이를 이중진공관형 집열부를 갖는 태양열 온수기의 축열조 내부의 열교환에 적용한 예는 아직 알려진 바 없다. 이 방식의 장점은 많은 직관부 영역으로 인해 압력강하 요인을 줄일 수 있고, 단위부피당 전열면적을 최대로 할 수 있으며, 축열조 내에 열성층화로 인한 온도차로 발생할 수 있는 열교환 효율의 저하를 방지할 수 있다는 것 등이다^{6,7,8)}.

그림 1은 본 연구에서 설계변경을 위한 기존의 태양열 온수기의 형상을 보이고 있다. 그림 1의 (a)는 외형 사진이며 그림 1의 (b)에서는 개략구조와 작동원리를 보이고 있다. 축열조는 집열부에서 가열된 온수가 저장되는 곳으로 외경 0.494 m, 길이 1.2 m, 두께 0.6 mm의 스테리스 스틸(STS 316 L) 재질이며, 축열조의 체적은 240 l이다. 이러한 온수기에서 샤워 탭의 경우에 충분한 유량(10 ~ 20 l/min)을 공급하려면 통상 3 기압 정도의 압력차가 필요한데, 설치 높이에 의한 수두만으로 이 압력을 얻으려면 이용부로부터 30 m 이상 위에 설치하여야 하므로 사용과 설치에 있어 많은 제한사항이 있다.



(a) 자연순환형 태양열온수기 모델



(b) 개략구조 및 작동원리

그림 1. 이중 진공관식 자연순환형 태양열온수기의 형상 및 구조

본 연구에서는 축열조의 수열매체는 온수로 이용되지 않고 축열조 내에만 있으며, 일정 압력으로 공급되는 시수가 축열조를 통과하면서 열교환하여 가열된 후 온수로 이용될 수 있는 방식을 채용하였다. 이 방식은 가열된 온수가 상당한 압력하에 있으므로 별도의 펌프가 없이도 이용성을 높일 수 있는 장점이 있다.

본 연구의 범위는 축열조 내 시수관의 형태와 배치 방법에 따른 열유체역학적 모델링을 수행하는 한편, 개조한 실제 축열조 시스템의 성능 실험을 통해 이들의 결과를 비교 분석하는 것이다.

2. 압력식 축열조의 모델링

2.1 유체역학적 해석

그림 2는 축열조 내부에 시수관을 배치하여 축열조 내부의 태양열을 흡수한 수열 매체로부터 시수관 내부를 흐르는 시수로 2차적인 열전달을 유도하여 일정한 압력을 갖는 온수를 이용부로 보낼 수 있는 시수관의 개념적 배치형상을 나타낸다.

그림 2에 도시된 바와 같이 축열조의 길이가 1.2 m 이므로 전열관 (압력 시수관)의 단위 길이는 1 m(Lp)로 하였으며, 전열면적의 필요에 따라

곡관의 개수(number of turns)를 증가시킬 수 있도록 하였다.

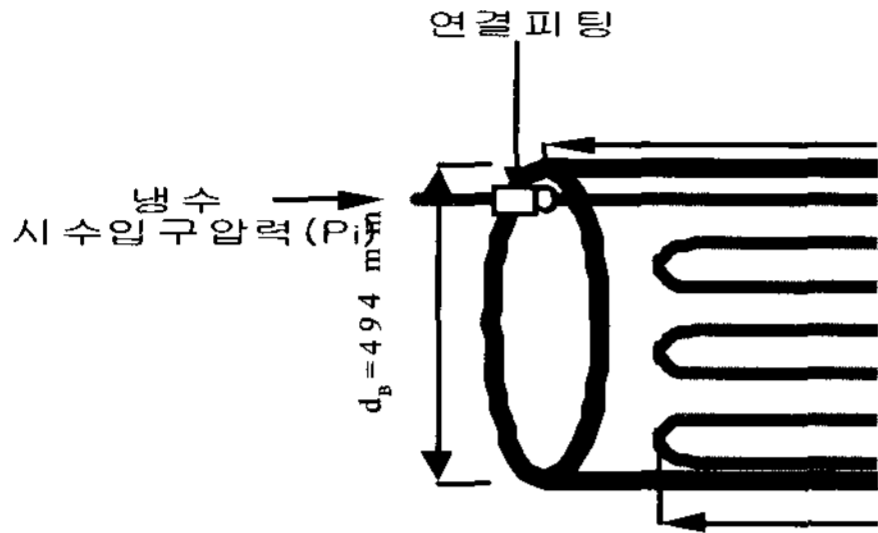


그림 2. 시수관의 개념적 배치형상

그림 3은 곡관 수(n)가 1인 경우에 시수관을 축열조에 배치한 형태를 나타내었다. 곡관 수(n)가 많을수록 열전달 효율은 증가하지만 압력강하가 증가하여 유량이 감소하며, 시수관이 차지하는 부피의 증가에 의해 축열조 내부의 수열매체의 양이 줄어들어 온수 공급 가능 시간이 감소한다는 것을 고려해야 한다. 전열관의 전체길이를 곡관수와 시수관의 단위 길이(L_p)로 나타내면 다음과 같이 계산된다.

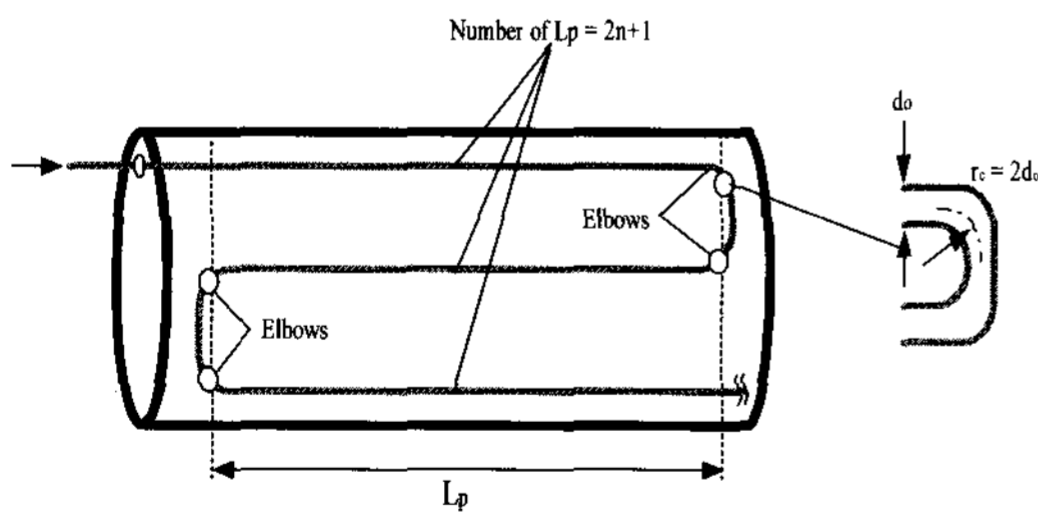


그림 3. 곡관(turn) 수가 1인 경우의 시수관 배치형태

$$L_t \approx (2L_p + 4\pi d_o) + L_p \approx (2n + 1)L_p + 4n\pi d_o \quad (1)$$

시수관 입·출구 또는 입구와 출구사이에서의 압력강하는 마찰에 의한 수두손실(H_f)와 관의 굽

힘에 의한 수두손실(H_b)로 나눌 수 있으며, 다음과 같다⁹⁾.

$$H_f = f \cdot \frac{L_t}{d_i} \cdot \frac{V^2}{2g} \quad (2)$$

$$H_b = \sum K_b \cdot \frac{V^2}{2g} \quad (3)$$

시수관 입·출구 속도가 같다고 가정하고 중력 효과를 무시한다면 시수의 압력강하 식(4)로 계산할 수 있다.

$$\Delta p = p_i - p_o = \sum_i H_i z \quad (4)$$

여기서, $\sum H$ 는 배관 내 모든 손실수두의 합이다.

2.2 열전달 해석

그림 4는 축열조 내부의 수열매체, 전열관 벽 그리고 전열관 내부를 유동하는 시수사이의 열유동 회로를 나타내었다.

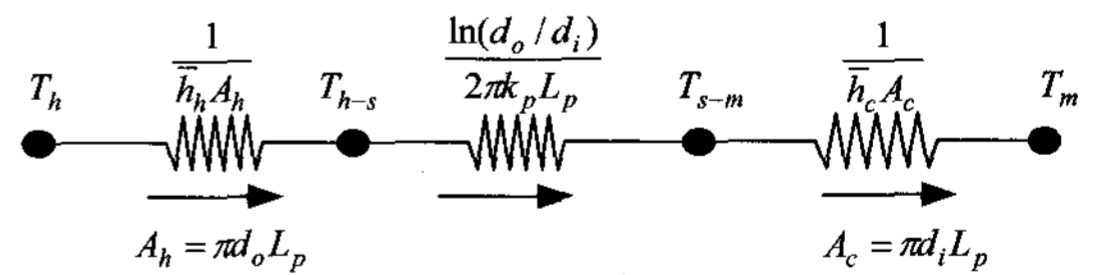


그림 4. 열유동 회로

난류조건에서 전열관 내부를 유동하는 시수와 관 내부표면의 강제대류 열전달계수는 다음과 같이 나타낸다¹⁰⁾.

$$Nu_c = 0.023 Re^{5/4} Pr^{0.4} \quad (5)$$

또한, 평균대류열전달계수는 식(6)과 같다.

$$\bar{h}_c = \frac{Nu_c k_c}{d_i} \quad (6)$$

그림 4에서 시수관 외벽과 축열조 내부의 수열매체 사이에는 자연대류에 의하여 열전달이 이루어지므로, 자연대류열전달 해석에 필요한 Rayleigh수는 식(7)로 구한다.

$$Ra = \frac{g\beta\Delta T d_o^3}{\nu_h \alpha_h} \quad \Delta T = T_h - T_s \quad (7)$$

수열매체와 시수관 내부를 유동하는 시수사이의 열전달 해석을 위한 Nusselt 수는 $Ra \leq 10^{12}$ 의 범위에서 식(7)로 계산 된다¹⁰⁾.

$$Nu_h = \left\{ 0.6 + \frac{0.387 Ra^{1/6}}{[1 + (0.559/Pr_h)^{9/16}]^{8/27}} \right\}^2 \quad (8)$$

이므로, 자연대류에 의한 대류열전달계수는 다음 식으로 구한다.

$$\bar{h}_c = \frac{Nu_h k_h}{d_o} \quad (9)$$

식(6)과 식(9)를 이용하여 수열매체에서 배출된 열량과 전열관 내부를 유동하는 시수에 유입하는 열량은 같으므로 에너지 평형식은 다음과 같다.

$$h_h d_o (T_s - T_h) \approx h_c d_i (T_s - T_m) \quad (10)$$

전열관 표면온도(T_s)를 가정한 후 식(9)가 만족되도록 반복계산에 의하여 자연대류에 의한 대류

열전달계수를 구한다. 그림 4를 이용하여 관 외부 표면을 기준으로 한 총괄열전달계수를 다음으로 나타낼 수 있다.

$$U = \frac{d_o}{h_c d_i} + \frac{d_o \ln(d_o/d_i)}{2k_p} + \frac{1}{h_h} \quad (11)$$

총괄열전달계수를 활용하여 전열관 출구온도 조건을 만족하는 열전달 길이를 대수평균온도차(LMTD)방법에 의하여 다음과 같이 나타낸다.

$$\frac{T_T - T_o}{T_T - T_i} = \exp\left(-\frac{UPL_t}{\dot{m}c_p}\right) \quad (12)$$

시수관을 흐르는 시수가 수열매체로부터 얻는 열전달량은

$$\dot{Q}_c = \dot{m}c_p(T_o - T_i) \quad (13)$$

이며, 축열조 내부 수열매체의 시간에 따른 온도 변화율은 다음 식으로 구한다.

$$\frac{dT_h}{dt} = \frac{\dot{Q}_h}{M_h c_p} \quad (14)$$

시간에 따른 축열조 내부 수열매체의 온도변화는

$$T_h(j+1) = T_h(j) - dt \times \frac{dT_h}{dt} \quad (15)$$

으로 계산하며, 시수관의 출구온수의 시간에 따른 온도변화는 다음으로 계산한다.

$$T_o(j+1) = T_h(j+1) - (T_h(j+1) - T_i) \times \exp\left(-\frac{UPL_H}{\dot{m}c_p}\right) \quad (16)$$

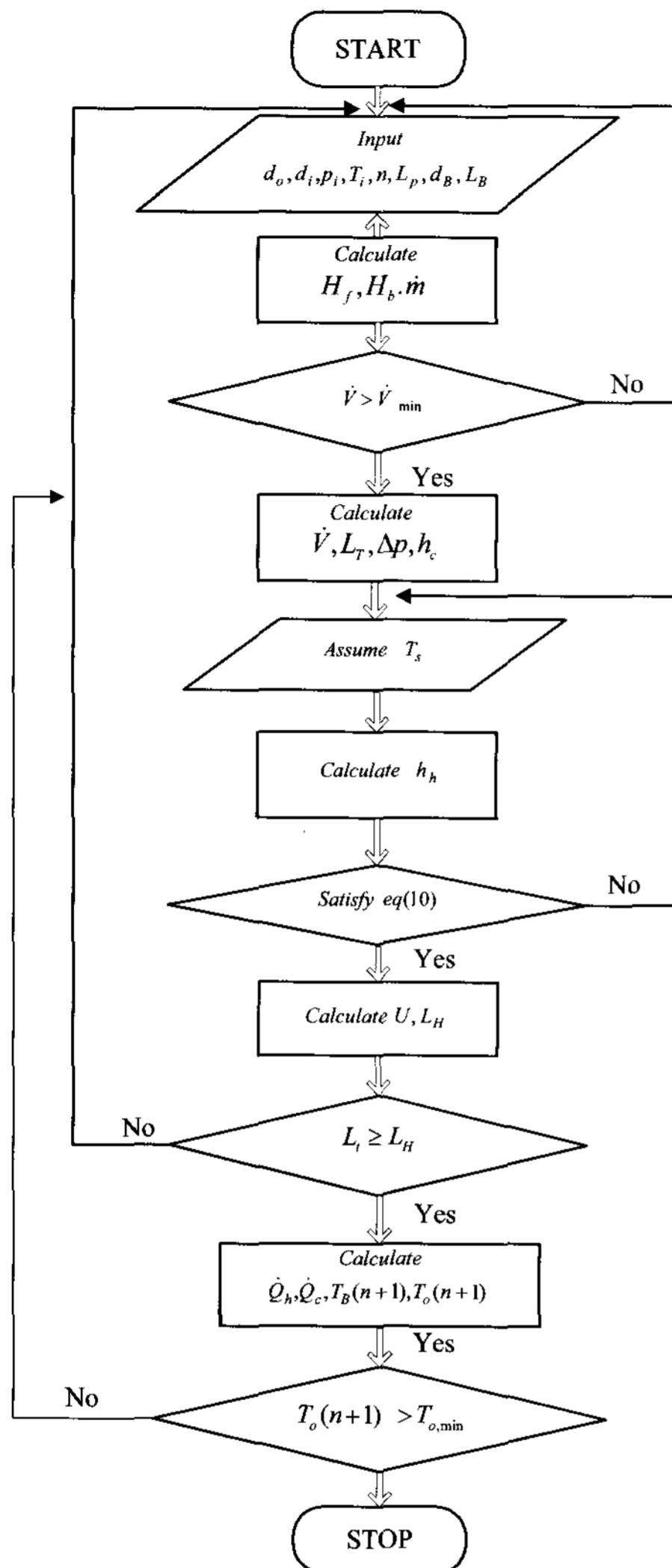


그림 5. 계산흐름도

이들의 계산을 수치적으로 진행하였으며 계산과정을 그림 5에 나타내었다.

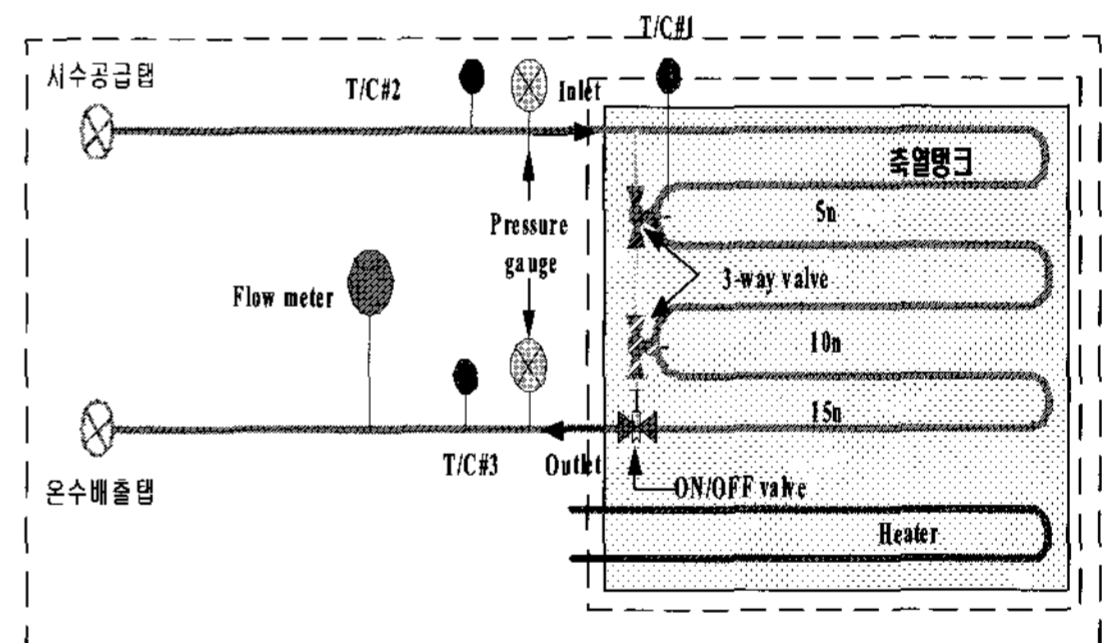
3. 압력식 축열조의 성능시험

그림 6은 실험 장치의 유동계통도(a)와 사진(b)을 나타낸다. 편의상 그림 2와는 달리 시수의 입구와 출구가 같은 방향에 위치하도록 제작하였다. 이와 같은 경우에 전체 파이프의 길이(식(1))는

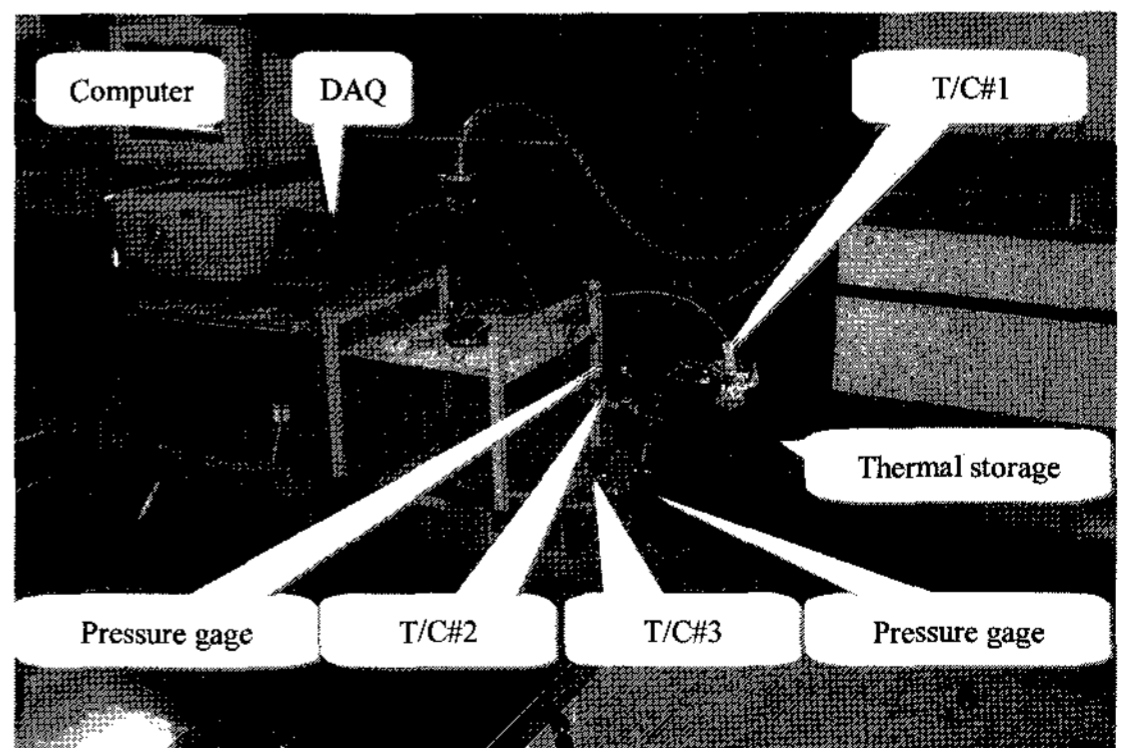
식(17)로 계산된다.

$$L_t \approx (4L_p + 6\pi d_o) \approx (2n + 2)L_p + 4\pi d_o(n + 1) \quad (17)$$

실험용 축열조는 그림 1의 (a)의 실제 축열조와 동일한 사양이며 내부에는 직경 15 mm, 곡관 수 15, 길이 32.5 m의 구리관이 그림 2와 같은 방식으로 설치되었으며, 곡관 수 5개 단위로 15개까지의 성능을 실험할 수 있도록 3-way 밸브 2개와 바이패스 라인을 설치하여 곡관 수에 따른 성능실험이 가능하도록 하였다. 이는 그림 7과 그림 8에서 곡관 수가 15에서 모든 설계조건(시수의 최소 유량 15 l/min, 출구 온수온도가 30°C 이상)을 만족하기 때문이다. 또한 축열조 내부에는 편의상



(a) Schematic of the pressurized storage tank system



(b) Photograph of experimental setup

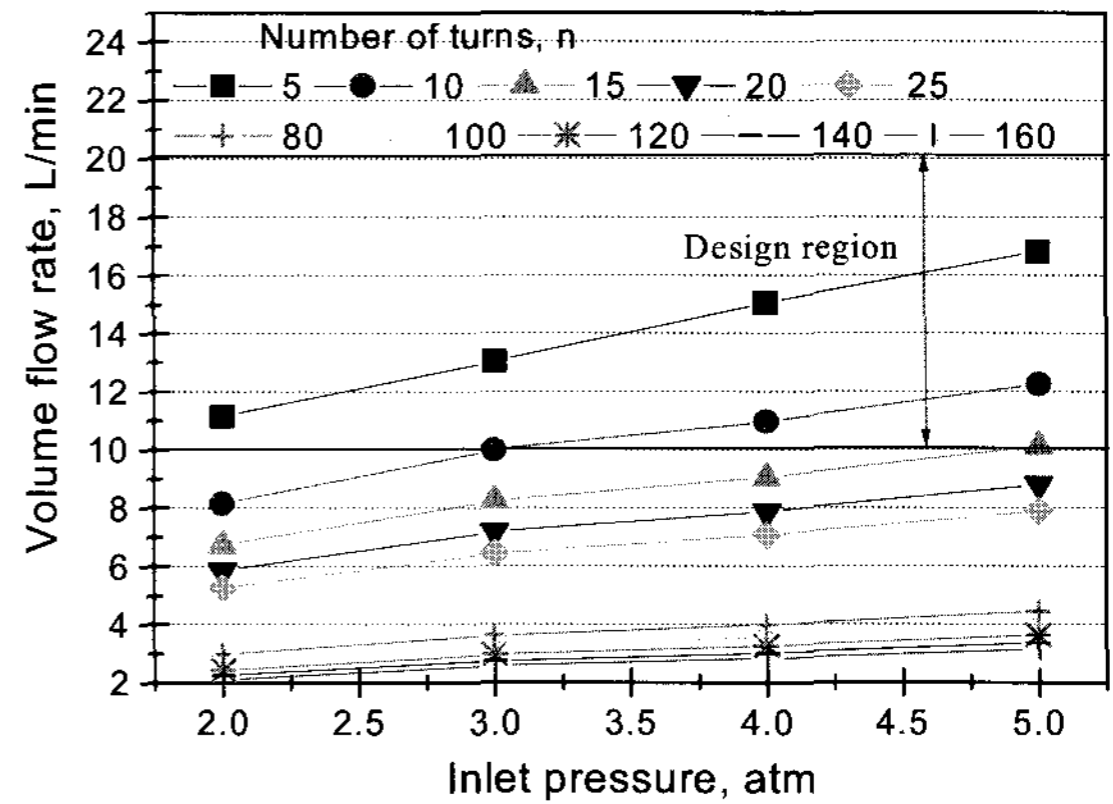
그림 6. 실험장치

태양열을 대신하여 정격용량 2.3 kW의 전기저항식 히터를 설치하여 축열조 내부의 수열매체를 일정온도까지 가열한 후 실험할 수 있도록 하였다. 시수관의 입·출구에는 압력과 온도변화를 측정하기 위하여 압력계(fullscale: 6 atm)와 열전대(T/C#2 and #3)를 부착하였으며, 축열조 내부에는 탐침형 열전대(T/C#1)를 삽입하여 수열매체 온도를 측정하였다. 또한 시수관 출구의 유량을 측정하기 위하여 유량계를 부착하였다. 실험과정에는 축열조 외부를 세라믹 울로 견고하게 단열하여 열손실을 최소화 하였다. 실험방법은 축열조의 수열매체온도를 최고 80°C로 올린 후, 히터를 끄고 압력이 있는 시수를 공급하면서 각 부의 온도와 압력을 측정하였다. 사용한 유량계는 용적식 유량계(SGK-1)로서 최대 0.28 l/min까지 측정할 수 있으며, 사용한 열전대는 K형으로서 오차는 $\pm 1.0^\circ\text{C}$ 이다.

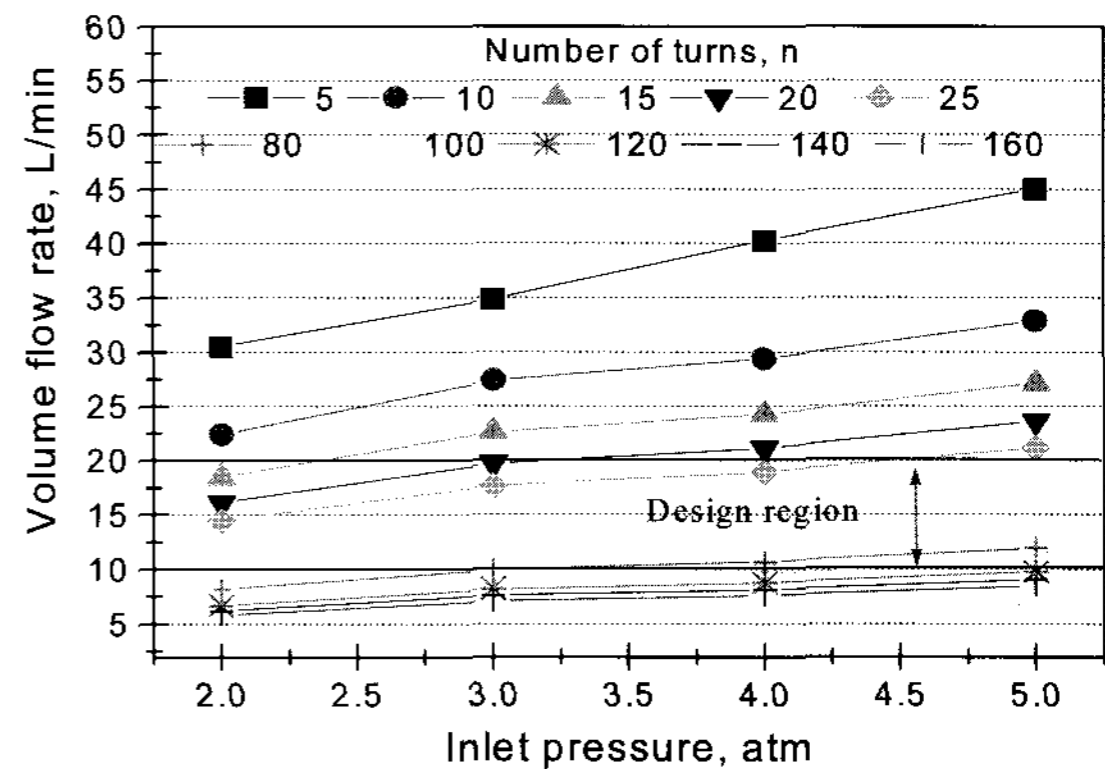
4. 계산 및 실험결과

그림 7에 시수관 입구압력에 따른 체적유량을 계산하였다. 시수관 입구압력 변화는 2 ~ 5 atm 까지 산정하였으며 시수관의 외경(d_o)이 12 및 15 mm인 경우에 대하여 계산하였다. 설계조건은 체적유량이 최소 15 l/min 이상을 만족하는 조건을 산정하였다. 외경 12 mm의 경우는 설계조건을 만족하는 시수의 체적유량은 곡관 수 5의 경우에 대하여 전 압력범위에서 설계조건을 만족하며, 곡관 수 10의 경우에는 압력 3 atm 이상에서 설계조건을 만족한다. 외경 15 mm의 경우에는 입구압력이 2 atm 이상이면 곡관 수 25 이내의 모든 경우에 최소 15 l/min 이상의 유량을 확보할 수 있다.

그림 8에 외경 15 mm, 시수관 출구온도 35°C와 80°C에서 계산한 출구조건을 만족하는 열전달 길이(LH) 및 턴수 증가에 따른 전체 시수관의 길이를 나타내었다. 평균온도가 높을수록 열전달 길



(a) $d_o = 12$ mm

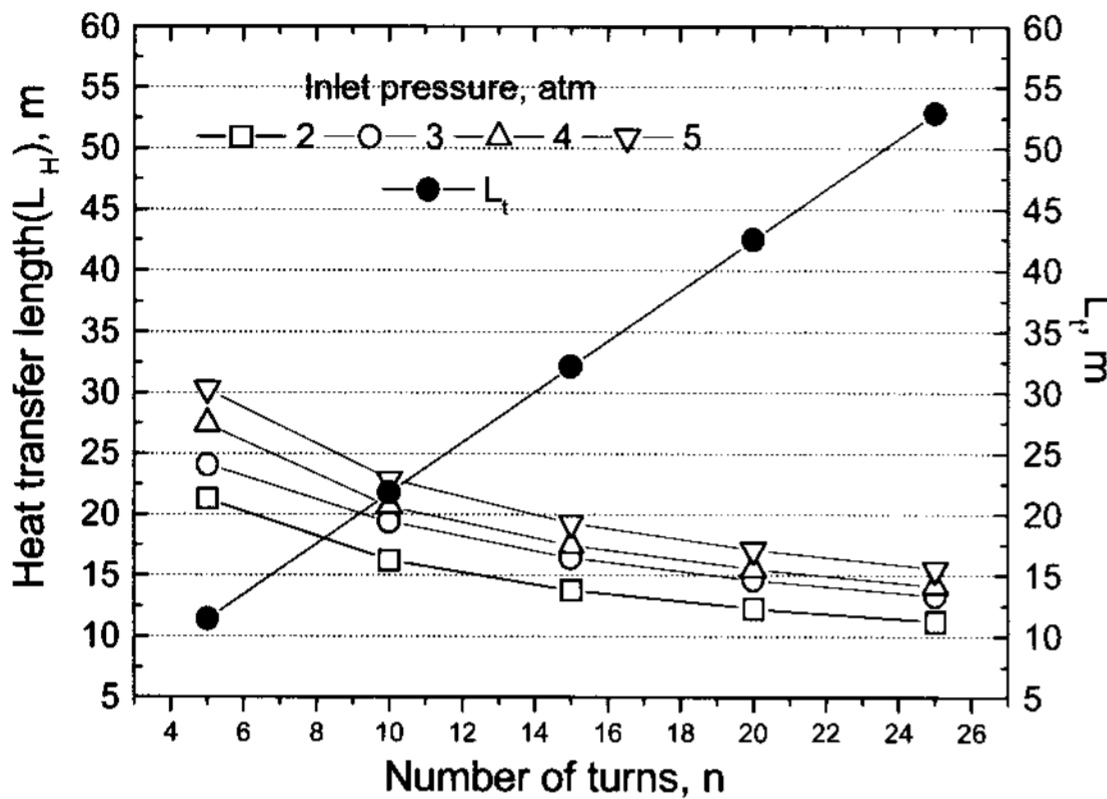


(b) $d_o = 15$ mm

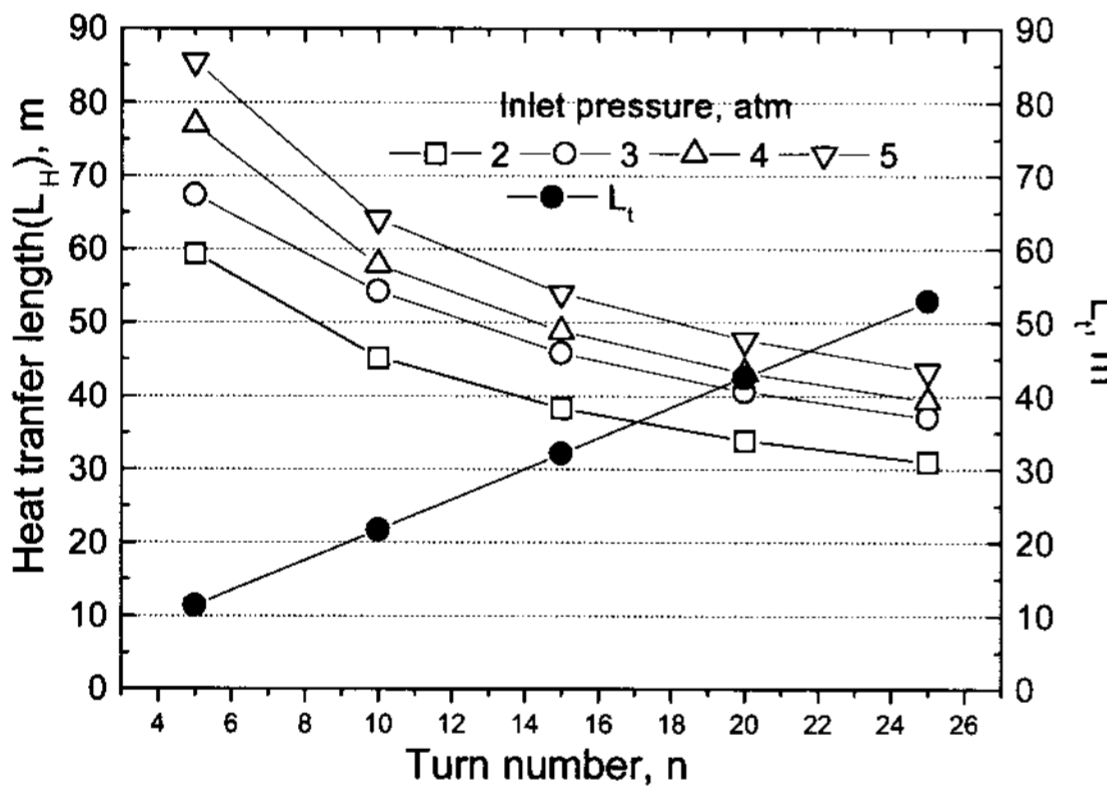
그림 7. Volume flow rate according to tube inlet pressure

이가 길어지므로 80°C의 경우를 설계조건으로 선택하였다. 열전달 길이는 곡관 수 증가에 따라 지속적으로 감소하며, 입구압력 증가에 따라 증가하게 된다. 입구압력이 증가하면 질량유량이 비례적으로 증가하며, 곡관 수가 증가함에 따라 총합 열전달 계수가 증가하여 이와 같은 경향을 나타낸다. 상기 그림의 모든 압력범위에서 곡관 수 증가에 따른 시수관 전체길이가 출구조건을 만족하는 열전달 길이보다 큰 범위가 설계영역이 된다. 한편, 한정된 수열매체의 열량을 시수의 가열에 이용하므로 이 두 유체의 온도는 시간에 따라 감소하는데, 예를 들어 시수의 출구온도 차이는 실제

로 제작한 곡관 수 5의 경우 바이패스 30°C 이상을 유지하면서 온수공급에 사용할 수 있는 시간 등을 계산하였다.



(a) $d_o = 15 \text{ mm}$, $T_o = 35^\circ\text{C}$



(b) $d_o = 15 \text{ mm}$, $T_o = 80^\circ\text{C}$

그림 8. Total length of pipe and heat transfer length satisfying tube outlet condition according to turn number

그림 9에는 시간에 따른 시수관 출구온도 및 축열조 온도변화의 계산결과와 실험결과를 비교하였다.

그림 9의 곡관 수가 5(a)의 경우에 대하여 실험 시각 20분 이전까지 축열조 온도의 계산결과와 실험결과 오차는 5% 미만이며 이후로 오차는 9% 까지 증가하였다. 시수관 출구온도의 경우 계산결

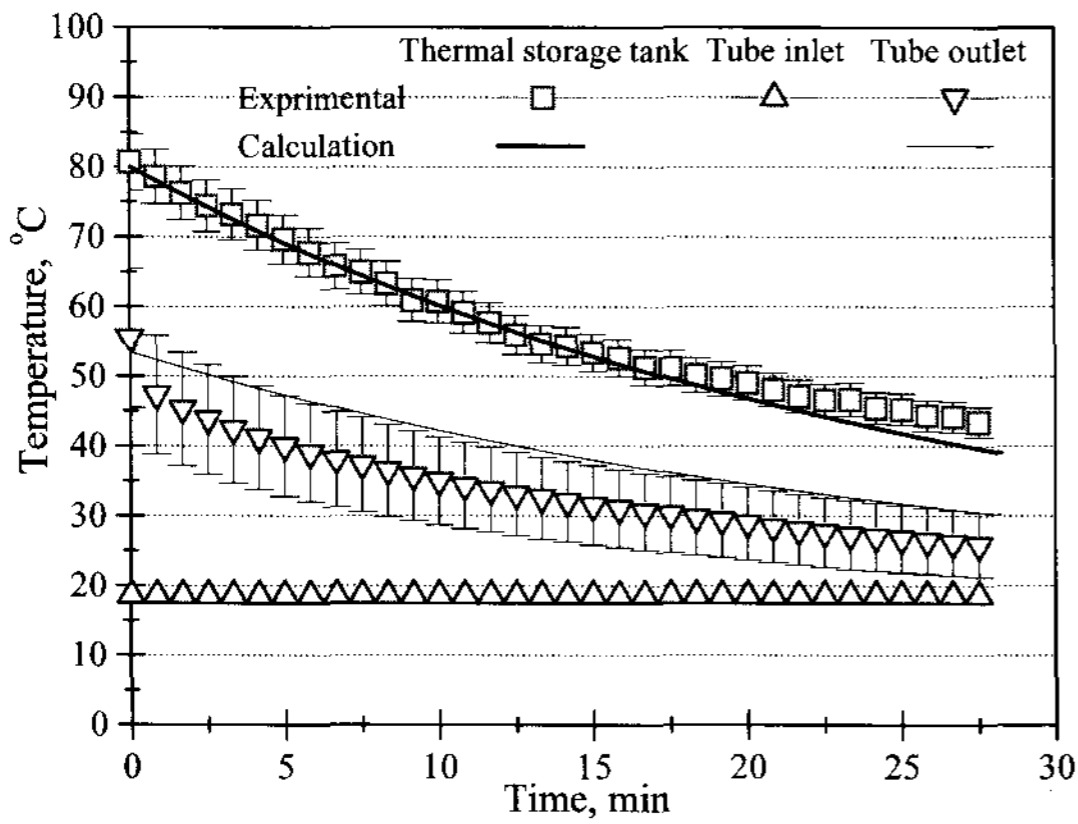
과와 실험결과는 18% 내에서 일치하였다. 시수관의 출구온도가 30°C 이상을 지속하는 시간은 실험과 계산결과에서 오차가 크게 나타났다. 이는 바이패스라인 및 피팅류가 곡관 5 영역에 직접 부착되어 있어 실험값이 이론값에 비하여 압력강하량이 32% 이상 크기 때문인 것으로 파악하였다 (그림 10).

그림 9의 곡관 수가 10(b)의 경우에 대하여 실험시각 20분 이전까지 시간에 따른 축열조 온도변화는 5% 미만이며 이후로 오차는 10%까지 증가하였다. 시수관 출구온도가 30°C 이상을 지속하는 시간은 실험결과와 계산결과 모두 약 35분으로 일치하고 있다. 실제로 곡관 수 10의 경우에 바이패스라인의 부착을 위하여 설치된 피팅에 의한 압력강하에 따른 체적유량의 감소가 나타나지 않아 다른 조건에서 보다 정확성이 높게 나타났으며(그림 10) 대체적으로 8% 내에서 일치하였다.

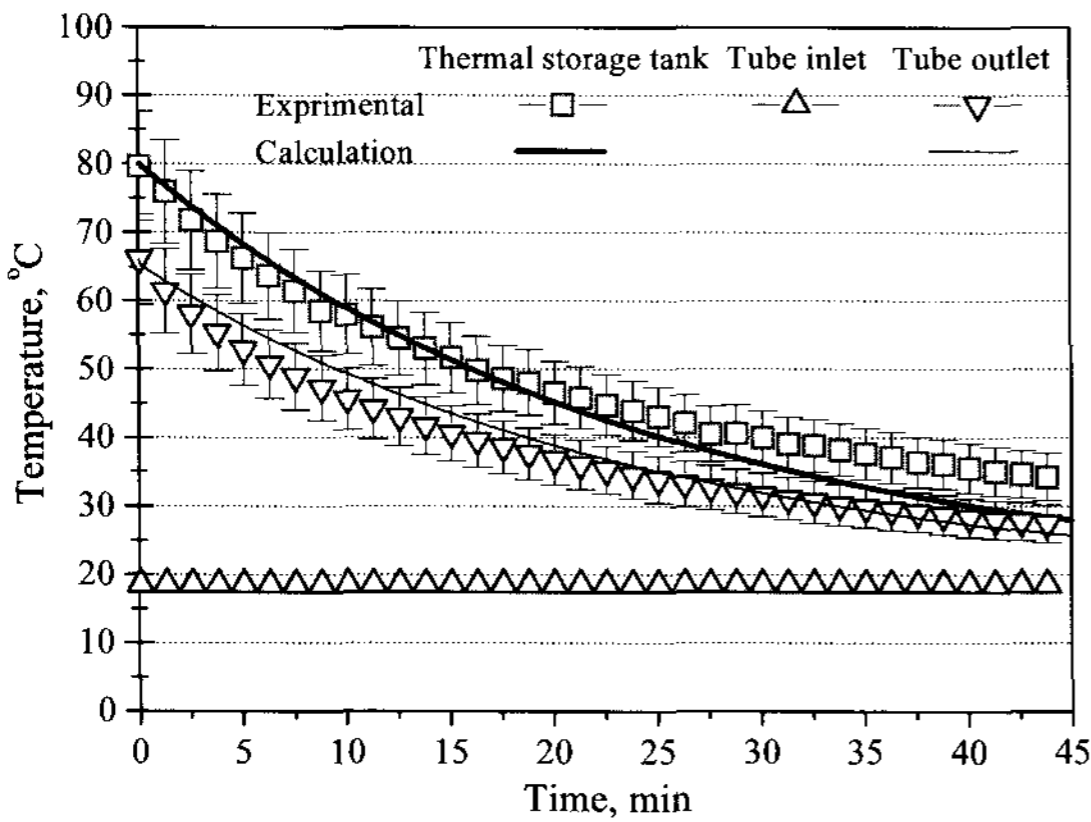
그림 9의 곡관 수가 15(c)의 경우에 대하여 시간에 따른 축열조 온도변화는 계산결과와 실험결과는 14% 내에서 일치하였다. 시수관 출구온도의 계산결과와 실험결과는 실험시각 22분 이전에는 9% 이내로 오차가 컸지만 그 이후로는 5% 내에서 일치 하였다. 시수관의 출구온도가 30°C 이상을 지속하는 시간은 실험결과와 계산결과 모두 약 35분으로 일치하고 있다.

그림 10은 곡관 수에 따른 압력차 및 유량변화에 대한 실험결과와 계산결과를 나타내었으며, 그림 11은 곡관수에 따라 시수관 출구에서 얻을 수 있는 최고온도와 최저온도(30°C)에 도달하는 시간을 보이고 있다.

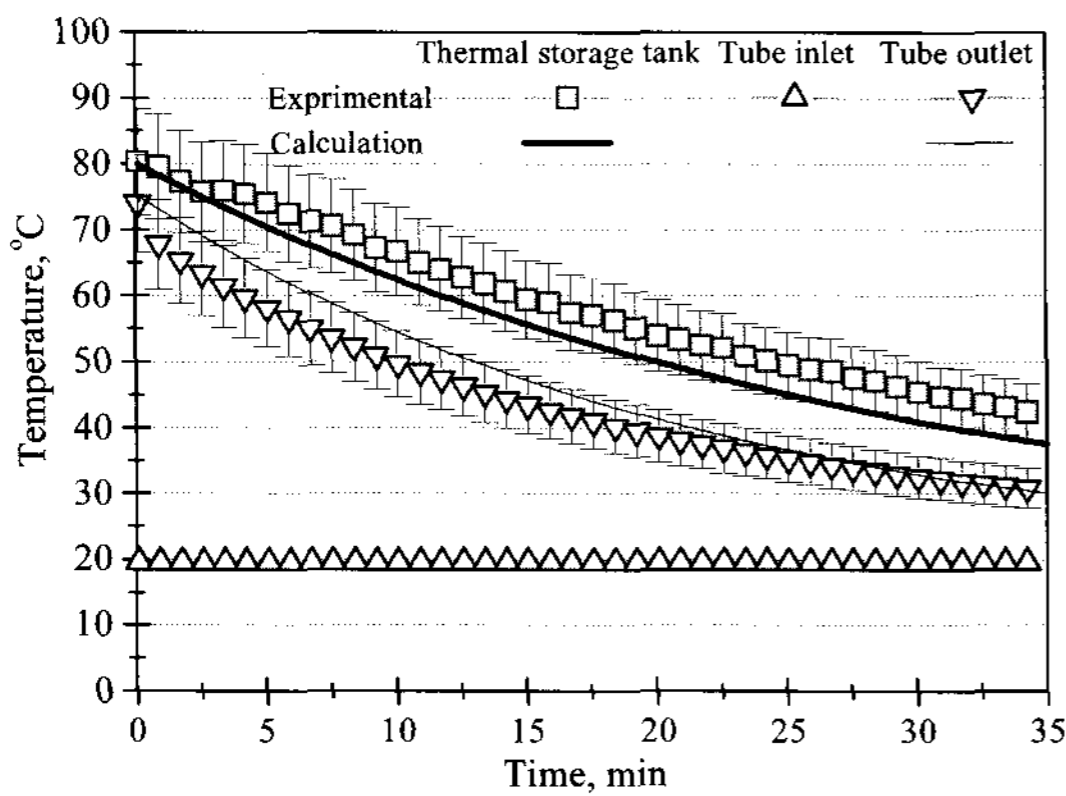
시수의 공급압력이 1.5 atm일 때, 곡관수를 5로 설정하였을 경우에 축열조 내에서 열교환시 시수관 출구 온수의 최고온도는 55°C이었으며, 온도를 30°C이상을 지속하는 시간은 17분으로써 계산결과에 비하여 2분 낮게 나타났다. 이때 시수관 출구로 공급되는 온수의 유량은 12.7 l/min으로 계산결과와 20%이내에서 일치하였다.



(a) Number of turns : 5



(b) Number of turns : 10



(c) Number of turns : 15

그림 9. Temperature variation of thermal storage medium and cold water as a function of time

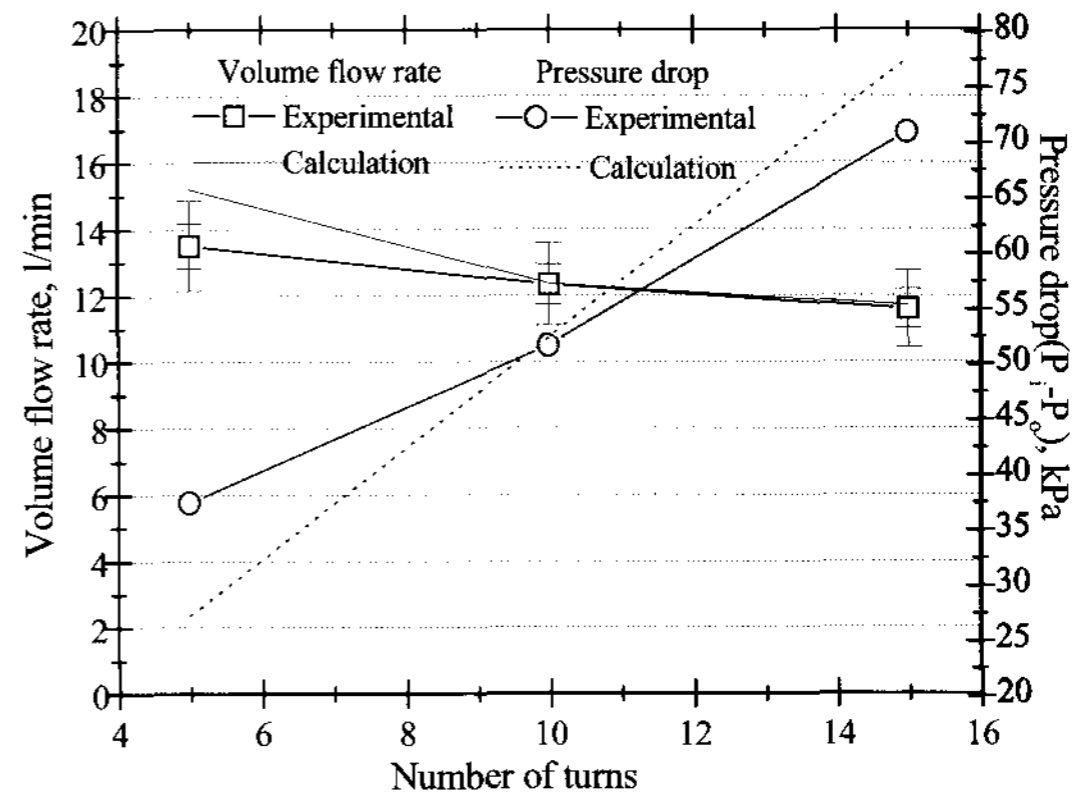


그림 10. Comparison of pressure difference and volume flow rate against number of turns

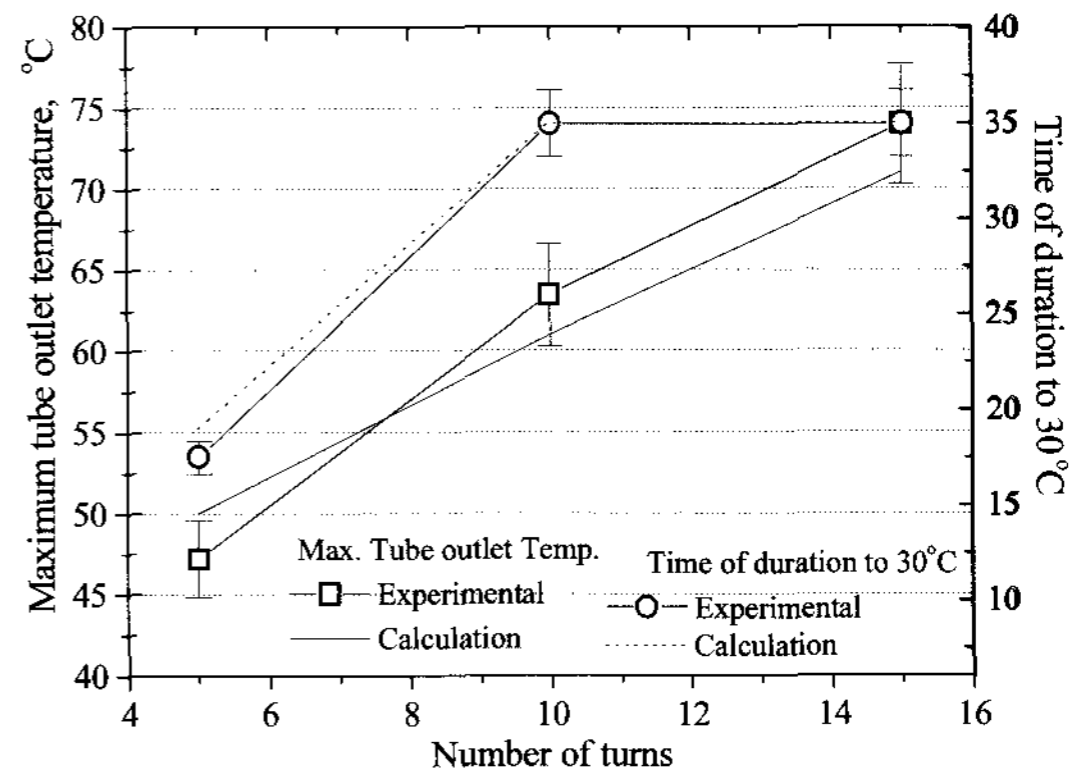


그림 11. Comparison of maximum outlet temperature and time of duration to 30°C against number of turns

시수의 공급압력이 1.61 atm일 때, 곡관 수를 10로 설정하였을 경우, 축열조 내에서 열교환시 전열관 출구온수의 최고온도는 67°C 이었으며, 30°C 이상을 지속하는 시간은 35분으로써 계산 결과와 비교적 일치하였다. 이때 전열관 출구로 공급되는 온수의 유량은 12.3 l/min으로 계산결과와 4%이내에서 일치하였다.

시수의 공급압력이 1.8 atm일 때 곡관 수를 15로 설정하였을 경우, 축열조 내에서 열교환시 전열관 출구온수의 최고온도는 74°C이였으며, 온수 온도가 30°C 이상을 지속하는 시간은 35분으로써 계산결과와 비교적 일치하는 것을 알 수 있다. 이때 시수관 출구로 공급되는 온수의 유량은 11.8

l/min으로 계산결과와 4% 이내에서 일치하였다.

5. 결론

자연순환형 태양열 온수기를 압력식으로 설계 변경하기 위한 연구로서 축열조의 설계 개조에 따른 이론적 계산과 성능실험을 수행하였으며 그 결과 본 연구에서 제안한 설계개조가 실용적으로 요구조건을 만족한다는 것을 검증하였다.

곡관 수가 15인 경우 최초 축열조 온도가 80°C 일 때 집열을 중단하고 압력이 2.5 atm인 시수를 공급하여 열교환 하면 10 l/min 이상의 유량으로 최저 30°C 이상의 온수를 35분 동안 지속적으로 사용 가능하다. 실제 태양열 집열을 지속하는 경우는 사용시간이 이보다 연장 될 것이다.

이론적 모델링과 실험결과의 오차는 곡관 수에 따라 차이를 보였지만, 대부분의 경우 유량에서는 최대 4%, 압력강하에서는 최대 8%, 그리고 출구 온수온도에서는 6% 이내로 대체로 잘 일치하였으며, 공급온수 온도가 30°C 이상을 지속되는 시간의 계산에서는 약 4% 이내, 그리고 축열조의 천이온도해석에서는 10% 내외로 일치하였다. 따라서 본 연구에서 개조된 축열조에 대한 이론적 모델링은 향후 유사한 설계개조에도 확장 적용이 가능할 것이다.

후 기

본 연구는 2005년도 경기도 산학연 공동기술컨소시엄 사업으로 수행되었으며, 중소기업청, 경기도 그리고 참여기업인 (주)코팩이티에스의 지원에 감사한다.

참 고 문 헌

1. Smyth, M., Eames, P. C., Norton, B., 2006, Integrated Collector Storage Solar

Water Heaters, Renewable & Sustainable Energy Reviews, Vol. 10, pp. 503-538.

2. Tripanagnostopoulos, M., Souliotis, M., 2006, ICS Solar Systems with Two Water Tanks, Renewable Energy, Vol. 31, pp. 1698-1717.
3. Al-Madani, H., 2006, The Performance of a Cylindrical Solar Water Heater, Renewable Energy, Vol. 31, pp. 1751-1763.
4. Ho, C. D., Chen, T. C., 2006, The Recycle Effect on the Collector Efficiency Improvement of Double-Pass Sheet-and-Tube Solar Water Heaters with External Recycle, Renewable Energy, Vol. 31, pp. 953-970.
5. 신승환, 1997, 태양열과 심야전력을 이용하는 난방 겸용 온수열교환시스템, 대한민국 특허번호. 10-1997-0070841.
6. Saunders, E. A. D., 1998, Heat Exchangers-Selection, Design & Construction, Longman Scientific & Technical, pp. 3-6, pp. 47 - 48, pp. 158 - 159.
7. Soumerai, H., 1987, Practical Thermodynamic Tools for Heat Exchanger Design Engineers, John Wiley & Sons, pp. 266.
8. Kakac, S., Bergles, A. E. and Mayinger, F., 1981, Heat Exchangers, Hemispheres Publishing, pp. 9-16.
9. Fox, R. W., McDonald, A. T., 1998, Introduction to Fluid Mechanics, Wiley, pp. 241-393.
10. Incropera, F. P. and DeWitt, D. P., 2001, Fundamentals of Heat and Mass Transfer, John Wiley & Sons, pp. 466-570.