

상부 코일히터를 갖춘 나선재킷형 태양열 축열조의 성능예측을 위한 CFD 해석모델 개발 및 검증[§]

백승만* · 종일명** · 남진현*** · 정재동*** · 홍희기****

* 서울대학교 기계항공공학부, ** 대구대학교 기계자동차공학부,
*** 세종대학교 기계항공우주공학부, **** 경희대학교 기계공학과

Computational Fluid Dynamics Model for Solar Thermal Storage Tanks with Helical Jacket Heater and Upper Spiral Coil Heater

Seung Man Baek*, Yiming Zhong**, Jin Hyun Nam***, Jae Dong Chung*** and Hiki Hong****

* Sch. of Mechanical and Aerospace Eng., Seoul Nat'l Univ., ** Sch. of Mechanical and Automotive Eng., Daegu Univ.,
*** Sch. of Mechanical and Aerospace Eng., Sejong Univ., **** Dept. of Mechanical Eng., Kyung Hee Univ.

(Received June 7, 2012 ; Revised December 30, 2012 ; Accepted January 8, 2013)

Key Words: Solar Domestic Hot Water System(태양열 온수급탕 시스템), Thermal Storage Tank(축열조), Computational Fluid Dynamics(전산유체역학), Helical Jacket Heater(나선재킷히터), Thermal Storage Efficiency(축열효율), Thermal Stratification(온도 성층화)

초록: 태양열 온수급탕 시스템에서는 태양열 에너지가 집열판에서 획득되고 열매체로 전달되어 최종적으로 온수의 형태로 축열조에 저장된다. 본 연구에서는 상부 코일히터를 갖춘 나선재킷형 축열조의 축열성능 특성을 정확하게 해석할 수 있는 전산유체역학 모델을 개발하였다. 본 연구에서 고려한 축열조는 벽면에 열매체의 나선유로가 형성된 맨틀형 축열조의 일종으로 시스템 설계 단순화, 저유량 운전, 성층화 촉진 등의 장점을 지닌다. 또한 축열조 내부에 추가적인 코일히터가 장착되어 축열성능과 성층화의 추가적인 향상을 도모할 수 있다. 본 연구에서 개발된 해석모델의 검증은 실제 태양열 온수급탕 시스템의 실증실험 결과와 비교를 통하여 수행되었으며, 온수의 온도변화, 열매체의 온도변화, 성층화 온도분포의 측면에서 잘 일치하는 결과를 얻었다.

Abstract: In a solar domestic hot water (SDHW) system, solar energy is collected using collector panels, transferred to a circulating heat transfer fluid (brine), and eventually stored in a thermal storage tank (TST) as hot water. In this study, a computational fluid dynamics (CFD) model was developed to predict the solar thermal energy storage in a hybrid-type TST equipped with a helical jacket heater (mantle heat exchanger) and an immersed spiral coil heater. The helical jacket heater, which is the brine flow path attached to the side wall of a TST, has advantages including simple system design, low brine flow rate, and enhanced thermal stratification. In addition, the spiral coil heater further enhances the thermal performance and thermal stratification of the TST. The developed model was validated by the good agreement between the CFD results and the experimental results performed with the hybrid-type TST in SDHW settings.

- 기호설명 -

c_p : 정압 비열 (kJ/kg-K)
 De : 딘(Dean) 수
 G_t : 집열기 투사 일사량 (kW/m²)
 K : 유동 투과율 (m²)

\dot{m} : 열매의 질량 유량 (kg/s)
 Nu : 누셀(Nusselt) 수
 R : 열저항 (°C/W)
 T : 온도 (°C)
 t : 시간 (hr)
 UA : 총합 열전달 계수 (W/°C)
 u_j : 유체 속도 (m/s)

§ 이 논문은 2012년도 대한기계학회 열공학부문 춘계학술대회(2012. 5. 23.-26., 용평리조트) 발표논문임.

† Corresponding Author, jhnam@daegu.ac.kr

© 2013 The Korean Society of Mechanical Engineers

그리스문자

ρ : 밀도 (kg/m³)
 μ : 점도 (Pa-s)

η_c : 집열효율

상첨자/하첨자

- 0 : 초기 상태
- a : 대기 조건
- b : 열매체
- c : 태양열 집열판 또는 코일 히터
- in/out : 입구측/출구측 또는 내측/외측
- j : 나선 재킷
- old : 이전 시간 간격
- s : 스파이럴 코일
- w : 축열조 내부 온도

1. 서론

화석 연료의 고갈과 환경 문제의 해결을 위하여 선진국을 중심으로 신재생 에너지에 대한 연구 개발 및 보급이 정책적 추진되고 있다. 에너지관리공단의 2010년 신재생 에너지 보급 통계에 따르면 현재 우리나라의 신재생 에너지 발전량 비중은 대략 1.3% 정도로, 여러 선진국과 비교하여 큰 격차를 보이고 있다.⁽¹⁾ 국내 실정에 맞는 신재생 에너지의 개발과 활용은 환경 보전과 에너지 자급의 관점에서 매우 중요하다. 태양열은 낮은 유지/보수 비용과 활용 가능성 측면에서 매우 매력적인 청정 신재생 에너지 자원으로 평가된다.⁽²⁾

현재 국내에는 보급되고 있는 태양열 온수급탕 시스템은 비교적 간단한 구조의 자연순환형이 다수를 차지하지만 겨울철 동파의 위험성이 큰 취약점을 가지고 있다. 반면에 강제순환형 시스템의 경우에는 복잡한 배관 계통으로 인해 시공비 상승

의 문제점을 가지고 있다.⁽³⁾ 이러한 해결책의 일환으로 배관 구조가 단순하면서도 효율이 높은 나선재킷형 축열조를 적용한 강제순환형 태양열 시스템이 제안되어 이에 대한 연구가 진행되어 왔다.⁽⁴⁻⁷⁾ 나선재킷형 축열조의 실효성은 기존의 강제순환형 태양열 시스템에 설치되어 수행된 실증실험을 통해서도 입증되었다.

해외에서도 나선재킷형 축열조와 유사한 구조의 맨틀형(mantle type or tank-in-tank type) 열교환기가 설치된 축열조에 대한 연구가 진행되어 왔다.⁽⁸⁻¹¹⁾ 맨틀형 열교환기는 열전달 면적이 넓어 저유량 운전조건에 적합하며, 따라서 열매체 유동을 위한 부가적인 전력 소모가 매우 낮다. 또한 축열조 내부의 온도 성층화를 촉진하고 유지하는 장점도 가지고 있다. 나선재킷형 축열조는 이러한 맨틀형 축열조의 장점을 유지하면서 기존의 맨틀형보다 열전달 효율을 크게 향상시킬 수 있는 장점을 가지고 있다.

본 연구에서는 기존에 연구되었던 나선재킷형 축열조 내 상부에 코일 히터(coil heater)가 추가적으로 설치된 경우에 대하여 축열 성능과 내부 유동, 열전달 특성을 평가하기 위한 해석 모델을 개발하였다. 상부 코일 히터를 장착한 나선재킷형 축열조는 실증 실험을 통해 실제 제작, 실험되어 효율 향상 및 온도 성층화 촉진의 가능성이 확인된 바 있다.⁽¹²⁾ 이러한 해석을 위하여 이전의 연구^(6,7)에서 개발되었던 나선재킷형 축열조에 대한 모델을 확장하여 스파이럴 코일 히터를 통한 열전달까지 고려하도록 CFD 해석 모델을 구성하였으며, 실증 실험의 결과와의 비교를 통해 본 해석 모델의 타

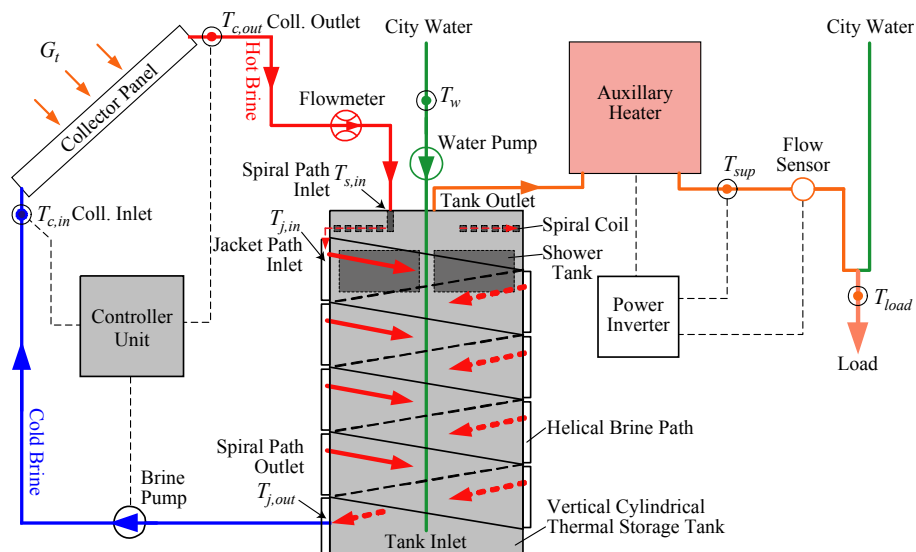


Fig. 1 Schematic diagram of an SDHW system with a TST equipped with a spiral coil and a helical jacket heater

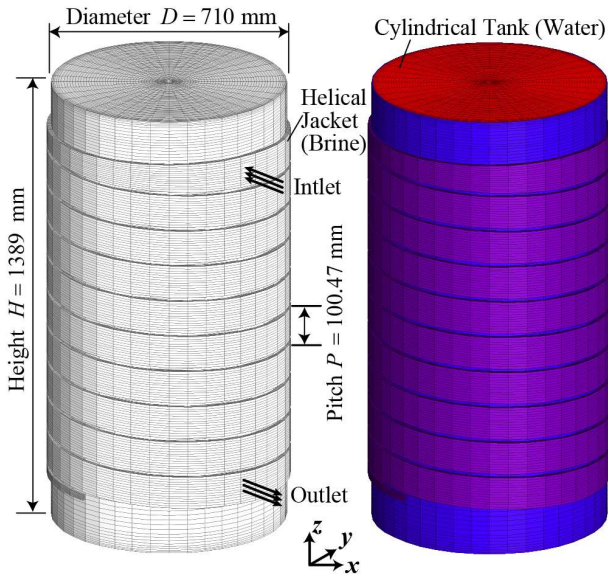


Fig. 2 Configuration and numerical grid used for CFD simulation of the TST

당성을 검증하였다. 본 연구에서 개발된 해석 모델은 향후 성능 향상을 위한 축열조 형상 설계와 시스템의 운전 조건의 최적화를 위한 해석에 사용될 것이다.

2. 해석

2.1 나선재킷형 축열조 시스템

Fig. 1에서는 실증 실험에서 사용된 상부 스파이럴 코일 히터를 갖춘 나선재킷형 태양열 축열조가 설치된 온수급탕 시스템 개략도를 나타내고 있다. 태양열 온수급탕 시스템은 태양열 집열부, 온수를 저장하는 축열부, 그리고 저장된 온수를 적절하게 이용하기 위한 이용부로 구성 요소를 구분할 수 있다. 이때 열매체(brine)는 순환 펌프를 통해 집열부와 축열부 사이를 오가면서 태양열 에너지를 온수로 전달하는 역할을 한다. 나선재킷형 축열조에서는 열교환기와 축열조를 일체형으로 결합한 단순한 구조로 되어 있다. 제어기는 구성 요소를 조절하여 시스템이 원활하게 작동하도록 한다.

나선재킷형 축열조에서는 수직 원통의 축열조를 둘러싸면서 나선형으로 회전하며 흐르는 열매체의 유로를 도입함으로써 추가적인 열교환기가 필요치 않으며, 따라서 시스템의 설치 및 유지, 보수 측면에서 장점이 있다. 본 연구에서 고려한 나선재킷형 축열조에는 Fig. 1과 같이 상부에 스파이럴 코일 히터⁽¹¹⁾가 추가적으로 설치되어 있다. 집열기

Table 1 Physical Properties of fluids in the TST

Water ^a
$\rho_w = 749.62 + 1.6383T - 0.0032179T^2$
$c_{pw} = 7175.5 - 24.950T + 0.0675448T^2 - 5.8838 \times 10^{-5}T^3$
$k_w = 0.79643 + 0.0077171T - 1.0092 \times 10^{-5}T^2$
$\mu_w = 0.071196 - 5.8892 \times 10^{-4}T + 1.6439 \times 10^{-6}T^2 - 1.5413 \times 10^{-9}T^3$
PG/Water (40 wt.%) ^b
$\rho_b = 1009$
$c_{pb} = 3800$
$k_b = 1.1889 - 1.4911 \times 0.4 - 0.69682(273.15/T) + 1.1368 \times 0.4(273.15/T) + 0.06735(273.15/T)^2$
$\mu_b = \exp[-1.0280 - 10.033 \times 0.4 - 0.69682(273.15/T) + 14.658 \times 0.4(273.15/T) + 14.620(273.15/T)^2]$

^a from NIST webbook⁽¹³⁾

^b from M. Conde Engineering⁽¹⁴⁾

에서 배출된 고온의 열매체가 우선 스파이럴 코일 히터를 통과하면서 축열조 내부에서 상부의 온수를 가열하고 이후 나선재킷 유로를 통과하면서 축열조 측면을 통해 열전달을 하게 된다. 따라서 추가적인 상부 코일 히터의 설치를 통해 열교환 효율의 향상과 축열조 내부의 온도 성층화 촉진 효과를 기대할 수 있다.

2.2 축열조 모델

본 연구에서 고려한 나선재킷형 축열조는 실증 실험에서 사용된 550 L 용량의 상하부 돔(dome)형상의 끝단을 가진 원통형 구조이다. 본 연구에서는 복잡한 형상을 단순화 하여 Fig. 2와 같이 수직 원통형의 축열조로 가정하였다. 수직 원통형 축열조의 직경은 710 mm, 높이는 1389 mm로, 물 550 L를 저장할 수 있도록 설정되었다.

축열조의 외벽에는 열매체의 유로로 구성된 나선재킷 히터(helical jacket heater)가 설치되어 있다. 일반적으로 이러한 형태는 맨틀형 열교환기라 지칭되며, 열매체로부터 축열조 내부의 온수로 태양열 에너지를 전달하는 열교환기의 역할을 수행한다. 본 연구에서 고려된 나선재킷의 유로는 높이가 낮은 직사각형 단면으로, 실제 실증 실험의 축열조 치수에 따라 폭 100.47 mm, 높이 12.25 mm, 유로간 간격 12.7 mm로 원통형 축열조를 나선으로 10회 감는 형상으로 설정되었다.

축열조 내부는 물로 가득 채워져 있으며, 축열이 시작되는 초기에는 내부 유동은 거의 없는 상

태($u_j = 0$)로 온도도 실증 실험과 부합하게 $T_0 = 27.5$ °C의 균일한 상태로 가정하였다. 축열이 시작되면 태양열에 의해 가열된 열매체가 나선재킷을 통해 순환하면서 축열조 벽면을 통해 내부로 열전달이 일어나게 되며, 이로 인하여 벽면 근처에서 가열된 물이 상승하여 중심부 근처를 통해 하강하는 전형적인 자연 대류 유동이 형성된다.

나선재킷을 흐르는 작동 열매체는 동절기에 동파를 방지하기 위하여 물보다 빙점이 낮은 프로필렌 글리콜(propylene glycol)을 물과 40 wt.%로 혼합한 수용액이 사용된다. 태양열 시스템의 실제 작동 온도 범위인 20~90°C에서의 물과 열매체의 물성치가 Table 1에 정리되어 있다. 축열조의 구조를 담당하는 금속의 물성은 실증 실험과 동일하게 SUS 304 재질을 선정하여, 밀도 8030 kg/m³, 비열 503 J/kg-K, 열전도도 16.27 W/m-K로 설정되었다. 이 열전도도는 해석을 위해 샤워 탱크와 축열조 사이에 설정된 배플(baffle)의 열저항 산정(두께 1.5 mm)에도 사용되었다.

축열조 내 상부에는 추가적인 열교환기로서 동관(열전도도 400 W/m-K)이 나선 형태로 감겨진 스파이럴 코일 히터가 설치되어 있다. 스파이럴 코일 히터의 형상은 매우 복잡하여 이를 모두 CFD를 통해 고려하기에는 격자 구성의 어려움 및 해석 시간 상의 문제가 있다. 따라서 본 연구에서는 스파이럴 코일 히터를 통한 유동과 열전달을 CFD 해석의 일부로 직접 포함하는 대신에 적절한 모델링을 통하여 고려하는 방식을 취하였다. 즉, 중간이 비어있는 디스크(disk) 형상의 스파이럴 코일 히터 영역을 다공성 영역(porous zone)으로 설정하여 유동 투과율을 통해 형상에 의한 유동 저항을 고려하였다. 또한 스파이럴 코일 히터를 통한 열전달은 대류 열전달 계수 상관식을 통해 이 영역에서의 열 소스/싱크로 처리하였다.

2.3 지배방정식 및 해석방법

본 해석에서는 원통형 축열조 내부의 물의 자연 대류 유동과 나선재킷을 따라 흐르는 열매체의 유동 특성에 따라 서로 다른 지배방정식을 도입하였다. 축열조 내부 물의 유동은 이전의 연구^(6,7)에서와 같이 층류 해석을 수행하였으며, 반면에 일정한 곡률을 가진 나선재킷 유로에서의 열매체의 유동은 2000 이상의 레이놀즈 수와 곡선 유로에서 나타나는 2차 유동(secondary flow)를 고려하여 난류 해석을 수행하였다.

비압축성 뉴턴 유체에 대한 질량, 운동량, 에너

지 보존의 지배방정식은 층류 유동의 경우 다음의 식 (1)~(3)과 같이 표현된다.

$$\frac{\partial u_j}{\partial x_j}(\rho_w u_j) = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial u_i}{\partial t}(\rho_w u_i) + u_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j}(\rho_w u_i) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu_w \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) - \rho_w g_i + F_i \quad (2)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho_w c_{pw} T) + u_j \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho_w c_{pw} T) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(k_w \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) + q_{sc} \quad (3)$$

식 (2)의 우변의 체적력 F_i 는 부시네스크 근사를 사용하는 대신 Table 1에 제시된 온도에 따른 밀도 변화를 직접 고려하여 부력항을 처리하는 방식으로 자연 대류를 해석하였다. 또한 앞서 언급한 다공성 영역으로 설정된 중심이 빈 디스크 형상의 스파이럴 코일 히터 영역에서는 유동 투과율에 의한 유동 저항을 체적력의 형태로 F_i 에 포함시켰다. 식 (3)의 에너지 보존식에서도 우변의 열생성항 q_{sc} 를 통하여 스파이럴 코일 히터에서의 열전달량을 체적 가열의 형태로 고려하였다.

나선재킷을 따라 흐르는 열매체의 유동은 형상적인 특성으로 인해 난류의 생성이 강하며, 또한 열매체의 온도가 높아짐에 따라 점도가 급격히 감소하면서 레이놀즈 수가 증가하여 난류로 천이하게 된다. 따라서 $k-\varepsilon$ 난류 모델을 이용하여 재킷 유로에서의 열매체의 유동과 열전달 해석을 수행하였다. 다음은 비압축성 뉴턴 유체에 대한 질량, 운동량, 에너지 보존 및 난류운동에너지(k), 난류에너지소산(ε)의 보존식이다.

$$\frac{\partial u_j}{\partial x_j}(\rho_b u_j) = 0 \quad (4)$$

$$\frac{\partial u_i}{\partial t}(\rho_b u_i) + u_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j}(\rho_b u_i) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\mu_b + \mu_t) \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right] \quad (5)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho_b c_{pb} T) + u_j \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho_b c_{pb} T) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(k_b + \frac{\mu_t}{\sigma_T} \right) \frac{\partial T}{\partial x_j} \right] \quad (6)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho_b k) + u_j \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho_b k) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu_b + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + \rho_b (P + G) - \rho_b \varepsilon \quad (7)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho_b \varepsilon) + u_j \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho_b \varepsilon) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu_b + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \frac{\rho_b C_{\varepsilon 1} (P + G) - \rho_b C_{\varepsilon 2} \varepsilon}{T_s} \quad (8)$$

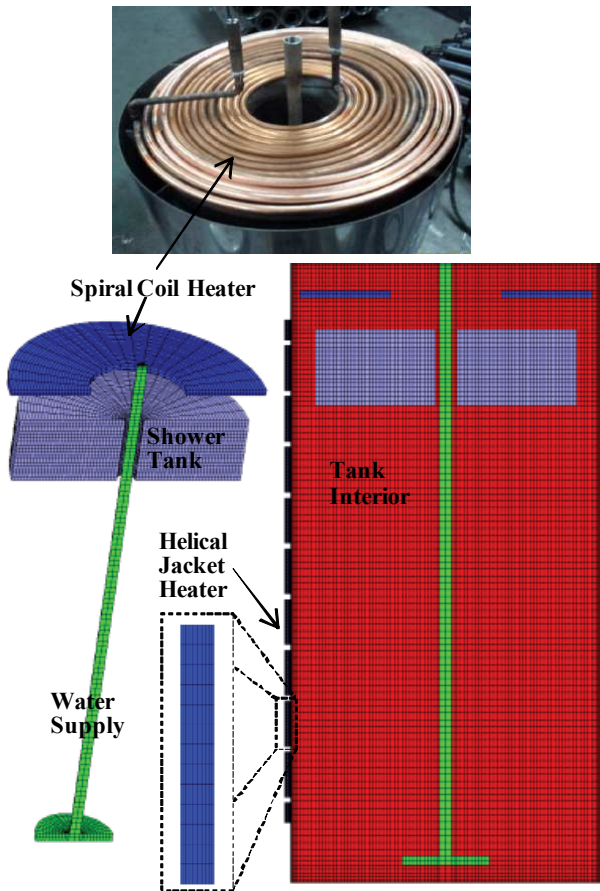


Fig. 3 Sectional view of numerical grid of the TST

여기서 난류 점도(μ_t), 난류 프란틀 수(σ), 난류 운동에너지 생성항(P , G) 및 각 계수들은 다음과 같이 $k-\varepsilon$ 모델의 표준적인 값으로 설정되었다.

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon}, \quad \sigma_k = 1.0, \quad \sigma_\varepsilon = 1.3$$

$$P = \frac{\mu_t}{\rho_b} \left(\frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) \frac{\partial u_j}{\partial x_i}, \quad G = -\beta g_i \overline{\theta u_i}, \quad T_s = \frac{k}{\varepsilon} \quad (10)$$

$$C_\mu = 0.09, \quad C_{\varepsilon 1} = 1.44, \quad C_{\varepsilon 2} = 1.92$$

이상의 지배방정식은 유한체적법에 기초한 상용 CFD 코드 Star-CD (CD-Adapco Inc.)⁽¹⁵⁾를 사용하여 해석되었다. 지배방정식의 공간차분에는 2차 정확도의 MARS(monotone advection and reconstruction scheme) 도식이, 시간차분에는 1차 정확도의 암시도식 (implicit Euler method)이 사용되었다. 또한 비정상상태 해석을 위한 유동장 및 압력장의 커플링은 PISO(pressure implicit with splitting of operators) 알고리즘을 사용하여 계산되었다.

2.4 격자 생성

해석을 위한 격자는 축열조 내부, 나선재킷 유

로 그리고 이들을 분리하는 축열조 격벽의 세 부분으로 나누어 생성되었다. 또한 축열조 내부에는 샤워 탱크, 중심부의 급수관 및 분배기, 스파이럴 코일과 같은 부분을 포함하고 있다. 축열조 벽면 근처에서는 자연대류 경계층의 정확한 해석을 위하여 벽면에 가까울수록 조밀하게 격자(최소 격자 크기 2 mm)를 배치하였다. 본 해석에 사용된 격자계 구성에 대한 상세한 그림이 Fig. 3에 제시되어 있다. 과도 해석을 위한 시간 간격은 6초로 설정되었으며, 이러한 격자계 및 시간 간격은 이전의 연구^(6,7)에서 자연 대류를 적절히 해석할 수 있음을 확인한 바 있다.

Fig. 3에서 축열조 내부에는 온수, 샤워 탱크, 급수관 및 분배기, 상부 스파이럴 코일 히터로 영역을 구분하여 격자를 생성하였다. 샤워 탱크와 축열조 내부 온수 영역 사이에는 배플(baffle)이 설정되어 서로 간의 유동 간섭은 없으며 단지 SUS 304 격벽의 열저항을 대입하여 열교환만을 고려하게 된다. 나선재킷 유로의 격자는 축열조 둘레를 회전하면서 흐르는 열매체의 유동을 효율적으로 해석하기 위하여, 유로의 폭 방향으로 13개, 높이 방향으로 10개의 체적셀을 사각형 단면에 배치하고, 이를 유동 방향으로 진행시킨 정렬 격자(structured grid)로 구성하였다.

해석에 사용된 격자수는 축열조 내부에 196,200개, 나선재킷 유로에 54,600개 및 축열조 격벽에 4,360개의 체적셀이 배치되어 총 255,160개의 체적셀이 사용되었다.

2.5 집열판 모델링

본 연구에서 고려된 실증 실험은 2011년 7월 20일 오전 8시 46분부터 오후 4시 46분(6시간)까지의 수원지역에서 수행되었던 실험 결과이다. 실증 실험에서는 36초 간격으로 집열기에 투사된 일사량(G_t)과 대기온도(T_a)를 측정하였다. 측정된 일사량과 대기온도로부터 다음과 같이 시간 t (hr)에 대한 3차 다항식 형태의 상관식을 구하여 사용하였으며 G_t 에 대한 식 (11)의 상관계수(R^2)는 0.999, T_a 에 대한 식 (12)는 0.988이다.

$$G_t(t) = 461.89 + 221.44t - 30.04t^2 + 0.17004t^3 \quad (11)$$

$$T_a(t) = 28.198 + 0.680t + 0.02775t^2 - 0.005575t^3 \quad (12)$$

실증 실험과의 정확한 비교를 위하여서는 해석 조건을 실험 조건과 최대한 동일하게 설정하여 수치해석을 수행할 필요가 있다. 실증 실험에서는 가로×세로×높이가 1,180 mm×2,400 mm×90 mm

규격의 태양열 집열판 4장을 직렬 연결하여 사용하였다. 집열판 1장의 집열 면적은 전면적 기준 2.83 m², 투과면적 기준 2.67 m², 흡수면적 기준 2.57 m²이다. 본 연구에서는 총 집열판 면적은 흡수면적을 기준으로 4×2.57 = 10.28 m²으로 설정하였다. 식 (13)은 평판형 집열판 4장의 직렬 연결을 고려하여 보정⁽²⁾된 집열 효율 η_c 의 상관식으로서, 무손실 효율 $F_R(\tau\alpha)$ 는 0.7111로 손실 계수 $F_R U_L$ 은 6.1021 W/m²-K로 설정되었다.

$$\eta_c = \frac{\dot{m}c_p\Delta T_c}{G_t A_c} = F_R(\tau\alpha) - F_R U_L \frac{T_{c,in} - T_a}{G_t} \quad (13)$$

$$= 0.7111 - 6.1021 \frac{T_{c,in} - T_a}{G_t}$$

본 연구에서는 집열판과 축열조를 연결하는 열매체의 배관에서의 열손실을 무시하였다. 따라서 집열판의 입구에서의 열매체의 온도 $T_{c,in}$ 은 축열조의 나선재킷 유로 출구에서의 온도 $T_{j,out}$ 과 동일하며, 또한 집열판 출구에서의 열매체의 온도 $T_{c,out}$ 은 축열조 내부에 설치된 스파이럴 코일 히터의 입구에서의 온도 $T_{s,in}$ 과 동일한 것으로 가정되었다. 실제 CFD 해석에서는 매 시간 간격(time step)의 계산에서 얻어진 나선재킷 유로의 출구에서의 온도 $T_{j,out}$ 에 집열판 입출구 온도차인 ΔT_c 를 더하여, 다음 시간 간격에서의 스파이럴 코일 히터 입구에서의 온도 $T_{s,in}$ 을 결정하였다.

$$T_{s,in} = T_{j,out}^{old} + \Delta T_c \quad (14)$$

집열판 입출구의 온도차 ΔT_c 는 집열판에서 획득되어 열매체로 전달된 태양열 에너지에 비례하는 온도 증가분으로 집열기에 투사되는 일사량 G_t 및 대기온도 T_a 의 함수로 계산된다.

$$\Delta T_c = \frac{T_{c,out} - T_{c,in}}{\dot{m}c_{pb}} = \frac{G_t A_c F_R(\tau\alpha) - F_R U_L A_c (T_{c,in} - T_a)}{\dot{m}c_{pb}} \quad (15)$$

2.6 스파이럴 코일 히터 모델링

스파이럴 코일 히터 영역은 Fig. 3의 복잡한 동관의 형상을 CFD 내에서 직접 해석하는 대신, 이를 다공성 영역으로 설정하여 적절한 유동 저항과 열전달 모델링을 통해 고려하였다. 스파이럴 코일 영역에서는 반경(r) 방향의 유동은 거의 불가능하며, 반면에 원주(θ) 방향 및 높이(z) 방향으로 비교적 자유로운 유동이 가능하다. 이러한 스파이럴 코일 히터의 형상 특성을 고려하여 적절한 유

동저항을 줄 필요가 있으며, 이러한 유동저항은 식 (2)의 F_i 항으로 포함된다.

본 연구에서는 Darcy 법칙에 기초하여 유동 투과율을 간단히 산정하여 스파이럴 코일 히터의 유동 저항을 적용하였다.

$$F_r = -(\mu/K)_r u_r = -10^8 u_r \quad (16)$$

$$F_\theta = -(\mu/K)_\theta u_\theta = -10^4 u_\theta \quad (17)$$

$$F_z = -(\mu/K)_z u_z = -2500 u_z \quad (18)$$

여기서 설정된 $(\mu/K)_z = 2500 \text{ N}\cdot\text{s}/\text{m}^4$ 은 물의 점도를 폭 h 가 2 mm인 2차원 채널에서의 유동 투과율($K = h^2/12$)로 나눈 값과 비슷하다. 원주(θ) 방향으로는 $(\mu/K)_\theta = 10^4 \text{ N}\cdot\text{s}/\text{m}^4$ 를 적용하여 조금 더 큰 저항을 설정하였으며, 반면에 반경(r) 방향으로는 $(\mu/K)_r = 10^8 \text{ N}\cdot\text{s}/\text{m}^4$ 를 적용하여 이 방향으로의 유동을 억제하도록 하였다.

스파이럴 코일 영역에서 물로 전달되는 열전달량은 적절한 대류 열전달 상관식을 이용하여 총합 열전달계수 UA 를 계산하고, 이를 통해 식 (3)에 포함된 체적 기준 열생성항 q_{sc} 을 다음과 같이 계산하여 스파이럴 코일 영역에 적용하였다.

$$q_{sc} = UA(T_{s,in} - T_w)/V_{sc} \quad (19)$$

여기서 V_{sc} 는 스파이럴 코일 영역의 체적을 의미하며, 구성된 해석 격자에서 약 4.86 L에 해당하는 디스크 형상의 영역이다.

총합열전달계수의 계산을 위해서는 (i) 코일 내측의 열저항, (ii) 동관의 열저항, (iii) 코일 외측의 자연대류 열저항, (iv) 코일을 통한 열매체 온도 변화의 고려가 필요하다.

우선 코일 내측에서의 열저항을 계산하기 위하여 일정 곡률을 가진 관내에서의 누셀 수(Nusselt number)를 다음과 같이 표현되는 Kalb and Seader 상관식⁽¹⁶⁾을 사용하여 계산하였다.

$$\text{Nu}_{c,in} = 0.836 \text{De}^{0.5} \text{Pr}^{0.1} \quad (20)$$

위에서 De 는 딘 수(Dean number)로 레이놀즈수를 관 직경(d)대 곡률 직경(D)의 비의 제곱근으로 곱하여 $\text{De} = \text{Re}\sqrt{d/D}$ 로 계산된다. 스파이럴 코일의 내직경 d 는 13.40 mm, 곡률 직경 D 는 최소 254 mm, 최대 670 mm이다. 열매체의 유량이 실증 실험과 같이 10.5 liter/min로 일정한 경우, 열매체의 온도에 따른 스파이럴 코일 내측 열전달에 대한 평균 누셀 수 $\text{Nu}_{c,in}$ 와 대류 열전달 계수

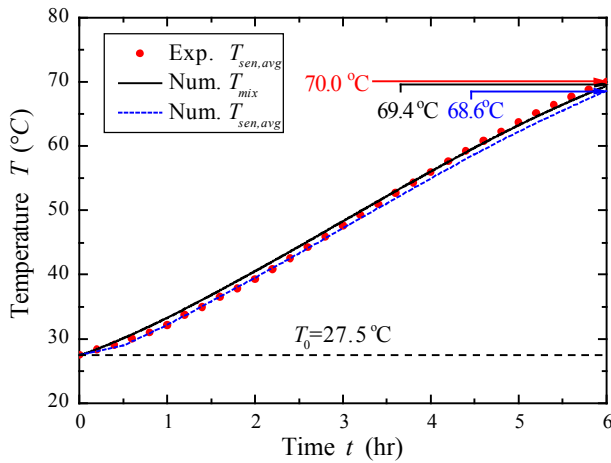


Fig. 4 Comparison of average temperature histories in the TST between experiment and simulation

$h_{c,in}$ 를 결정하고 이를 이용하여 코일 내측 열저항 $R_{c,in}$ 을 아래와 같이 계산한다.

$$R_{c,in} = \frac{1}{h_{c,in} A_{c,in}}, \quad R_{c,out} = \frac{1}{h_{c,out} A_{c,out}} \quad (21)$$

스파이럴 코일 동관 벽을 통한 열저항 $R_{c,w}$ 은 다음과 같이 계산되었다.

$$R_{c,w} = \frac{\ln(d_o / d_i)}{2\pi k_w L} \quad (22)$$

여기서 동관의 외직경 d_o 는 15.88 mm, 내직경 d_i 는 6.7 mm, 열전도도 400 W/m-K, 전체 길이 L 은 21 m를 대입하면 $R_{c,w}$ 는 $3.22 \times 10^{-6} \text{ }^\circ\text{C/W}$ 가 된다.

스파이럴 코일 관외측의 자연 대류 열전달 계수는 다음의 Churchill and Chu 상관식⁽¹⁷⁾을 통해 계산되었다.

$$\text{Nu}_{c,out} = \left[0.6 + \frac{0.387 \text{Ra}_D^{1/6}}{\left(1 + (0.559/\text{Pr})^{9/16}\right)^{8/27}} \right]^2 \quad (23)$$

온도에 따라 물의 물성이 상당히 많이 변화하므로 물의 평균 온도와 물과 열매체의 온도차에 따른 레일리 수(Rayleigh number)를 고려하여 누셀 수를 계산하여야 한다. 물의 물성을 이용하여 대류 열전달 계수 $h_{c,out}$ 을 결정한 후 식 (22)를 이용하여 코일 외측의 열저항 $R_{c,out}$ 을 구하였다.

코일 내측, 벽면, 코일 외측의 열저항을 모두 더하여 총합 열전달 계수 hA 를 계산할 수 있다. 여기에 축열조 내부의 물의 온도는 고정된 것으로 가정하고 코일 히터를 통한 열매체의 온도 강하를

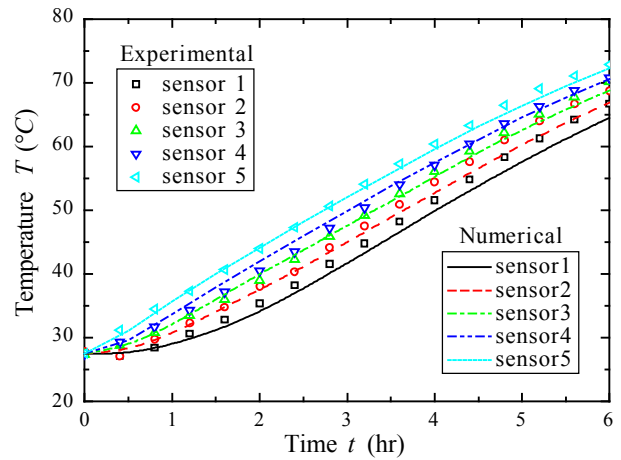


Fig. 5 Comparison of sensor temperature histories in the TST between experiment and simulation

고려하여, 최종적으로 다음과 같이 스파이럴 코일 입구 온도($T_{s,in}$) 기준 총합 열전달 계수 UA 를 결정하였다.

$$UA = \dot{m} c_{pb} \left[1 - \exp\left(-\frac{hA}{\dot{m} c_{pb}}\right) \right] \quad (24)$$

3. 결과 및 토의

본 연구에서는 원통형 축열조 내부 물의 자연 대류 유동을 층류 모델로 해석하였고 반면에 나선 재킷을 따라 흐르는 열매체의 강제대류 유동은 난류 모델로 해석하였다. 전체 해석 시간은 열매체 유동의 난류 해석의 영향으로 단일 프로세서 계산 (Intel Xeon CPU X5355 @ 2.66GHz 4.00GB RAM)에 대략 100.5 hr가 소요되었다. 추가적으로 수행한 열매체 유동을 층류로 해석하는 경우, 계산 시간이 대략 27.3 hr까지 감소하는 것으로 나타났다.

3.1 평균 온도

Fig. 4에서는 축열조 내부 물의 평균 온도인 혼합 온도 $T_{w,mix}$ 의 실험 결과 및 해석 결과를 비교하였다. 실증 실험에서는 혼합 온도를 측정할 수 없으므로 축열조의 중심선 근처를 따라 설치된 5개의 센서 온도 측정값을 식 (25)와 같이 평균한 센서 평균 온도를 참고하였다. CFD 해석에서는 식 (26)와 같이 체적 셀에 대한 평균을 통해 $T_{w,mix}$ 를 결정하였다. 또한 5개의 센서 위치에서의 해석된 온도를 평균한 센서 평균 온도 $T_{sen,avg}$ 의 계산 값도 함께 Fig. 4에서 비교하였다.

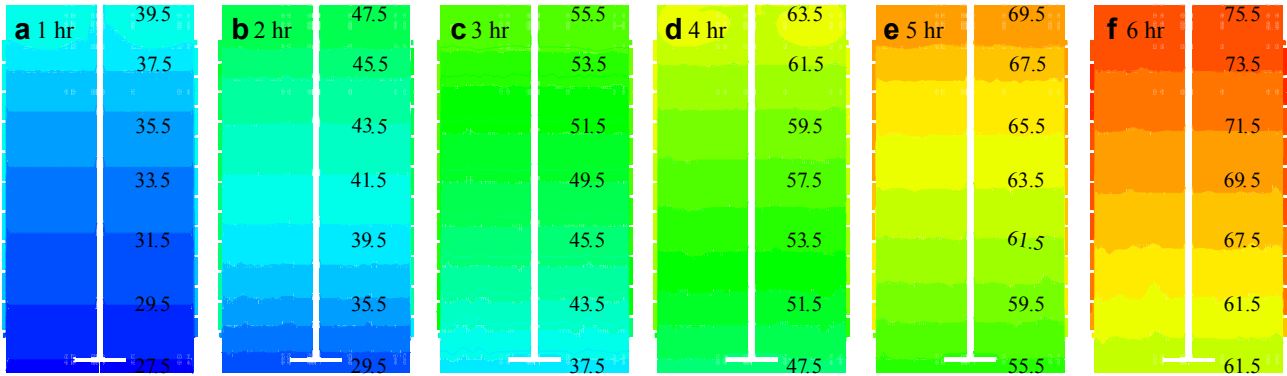


Fig. 6 Distribution of temperature in the mid-plane of the TST: (a) 1 hr, (b), 2 hr (c), 3 hr, (d) 4 hr, (e) 5 hr, (f) 6 hr

$$T_{sen,avg} = \frac{\sum_i T_{sen,i}}{5} \quad (25)$$

$$T_{w,mix} = \frac{\sum_i T_{w,i} \Delta V_i}{\sum_i \Delta V_i} \quad (26)$$

Fig. 4에서 센서의 평균 온도 $T_{sen,avg}$ 를 비교하여 살펴보면, 축열 시작 3시간까지는 해석 결과와 실험 결과가 매우 잘 일치하는 경향을 보이지만 최종 6시간에 도달하면 그 온도차가 최대 1.4°C 까지 증가하는 것으로 나타났다. 이러한 결과는 본 해석이 실험에 비해 더 적은 태양열 에너지를 축열하는 것으로 예측함을 의미한다. 물의 혼합 온도 $T_{w,mix}$ 의 해석 결과를 실험에서 얻어진 $T_{sen,avg}$ 와 비교하면, $T_{w,mix}$ 가 축열 시작 4시간까지는 최대 1.5°C 만큼 더 높게 예측되지만 이후 최종 6시간에 도달하면 약 0.6°C 정도 더 낮게 예측됨을 보여준다.

물의 평균 온도에 대한 오차 발생의 원인으로는 식 (13)에서 제시된 집열판 효율 관계식이 열매체의 온도가 너무 높아지는 경우에 오차가 커지기 때문인 것으로 판단된다. 그러나 전반적으로 해석 결과는 실험 결과와 비교하여 상당히 만족스러운 결과를 도출하고 있으며, 따라서 본 연구에서 개발된 스파이럴 코일 히터와 나선재킷 히터를 장착한 축열조에 대한 전산유체역학 모델링의 타당성을 일정 부분 검증할 수 있다.

Fig. 5에서는 실험 및 해석으로 얻어진 5개의 센서 위치에서의 온도 이력을 비교하였다. 센서는 축열조 중심 근처 아래 부분에 1번이 위치하고 있으며 번호 순서에 따라 위로 일정 간격을 두고 설치되어 있다. 전체적인 온도 변화의 경향은 잘 맞는 것으로 확인할 수 있으나, 앞서 언급한 대로

대략 3시간 이후부터는 해석 결과가 실험에 비해 조금 낮은 온도를 예측하고 있다. 이러한 결과의 원인 중 하나는 축열조 내부 금속 재질의 고체 구조물, 즉, 급수관과 분배기 벽면, 샤워탱크 벽면 등을 통한 열전달이 CFD 해석에서 무시되면서 축열조의 내부적인 온도 확산이 실제보다 저해되었기 때문인 것으로 판단된다.

3.2 온도 분포

축열조 단면에 대한 온도 분포의 해석 결과를 Fig. 6에 나타내었다. 중심선 근처에서의 빈 영역은 고체 영역(solid zone)으로 처리된 급수관과 분배기를 나타낸다. 축열조 내 분리된 유체 영역(fluid zone)인 샤워 탱크 내부의 온도 분포 또한 함께 나타내었다. Fig. 6에서 축열조 내부의 자연대류에 의한 온도의 성층적 분포를 잘 확인할 수 있다. 초기 1시간 시점에서는 축열조 상하부 온도차가 대략 12°C 정도였지만, 시간이 지나 2시간, 3시간 시점에서는 최대 18°C 까지 변화하고 최종 6시간 시점에서는 대략 14°C 정도를 유지한다. 그럼에서는 또한 나선재킷을 통한 열매체의 온도 분포도 볼 수 있는데, 특히 재킷의 하부에서도 여전히 접하고 있는 축열조 내부의 물의 온도보다 상당히 높음을 확인할 수 있다.

다음으로 Fig. 7에서는 축열조 내부 중심선 근처에서의 물의 온도 분포를 30분 간격으로 나타내었다. 실험이 시작된 초기에는 스파이럴 코일 히터가 장치된 상부를 중심으로 빠르게 가열이 일어나는 데 비하여, 3시간이 지난 시점 이후부터는 온도 곡선의 형태가 거의 비슷하게 유지되면서 축열조 상부 보다는 하부의 온도 상승이 빠르게 된다. 대략 높이 1200 mm 이상의 위치에서는 온도가 거의 일정하게 유지되는 것으로 나타나는데, 이러한 온도 변곡점의 위치는 샤워탱크가 끝나는 위치(높이

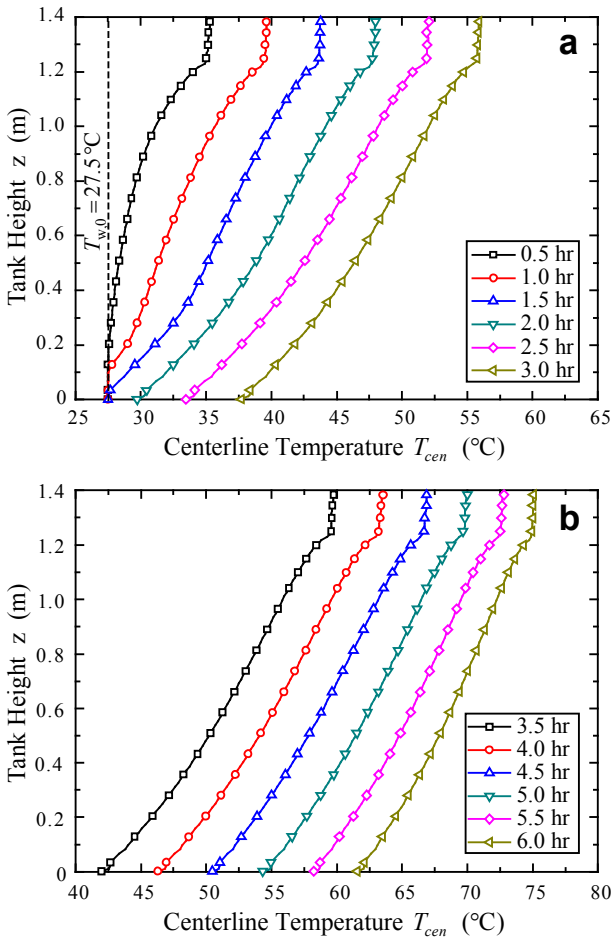


Fig. 7 Temperature distribution along the centerline of the TST

1234 mm)와 스파이럴 코일 히터의 위치(1304~1320 mm)와 연관되어 설명할 수 있다. 즉, 샤워탱크 구조물에 의해 탱크 벽면을 통해 가열되어 상승된 자연대류 유동이 1200 mm 이상의 위치에서 머무르게 되고, 게다가 스파이럴 코일 히터에 의해 추가적인 가열이 일어나 온도가 평균 보다 높은 수준으로 거의 일정하게 유지되게 된다.

3.3 열매체 온도

본 전산유체역학 해석의 타당성을 검증하기 위하여 시간에 따른 열매체의 온도 변화를 Fig. 8에서 살펴보았다. 열매체는 집열판과 축열조 사이를 유동하면서 집열판에서 태양열 에너지를 흡수하여 축열조 내부의 온수로 전달하는 중요한 역할을 수행한다. 따라서 태양열 시스템의 각 부분에서의 열매체의 온도 비교를 통해 본 해석의 정확도를 검토할 수 있다.

Fig. 8은 전산유체역학 해석의 결과가 스파이럴 코일의 입구($T_{s,in}$), 나선재킷의 입구($T_{j,in}$)와 출구

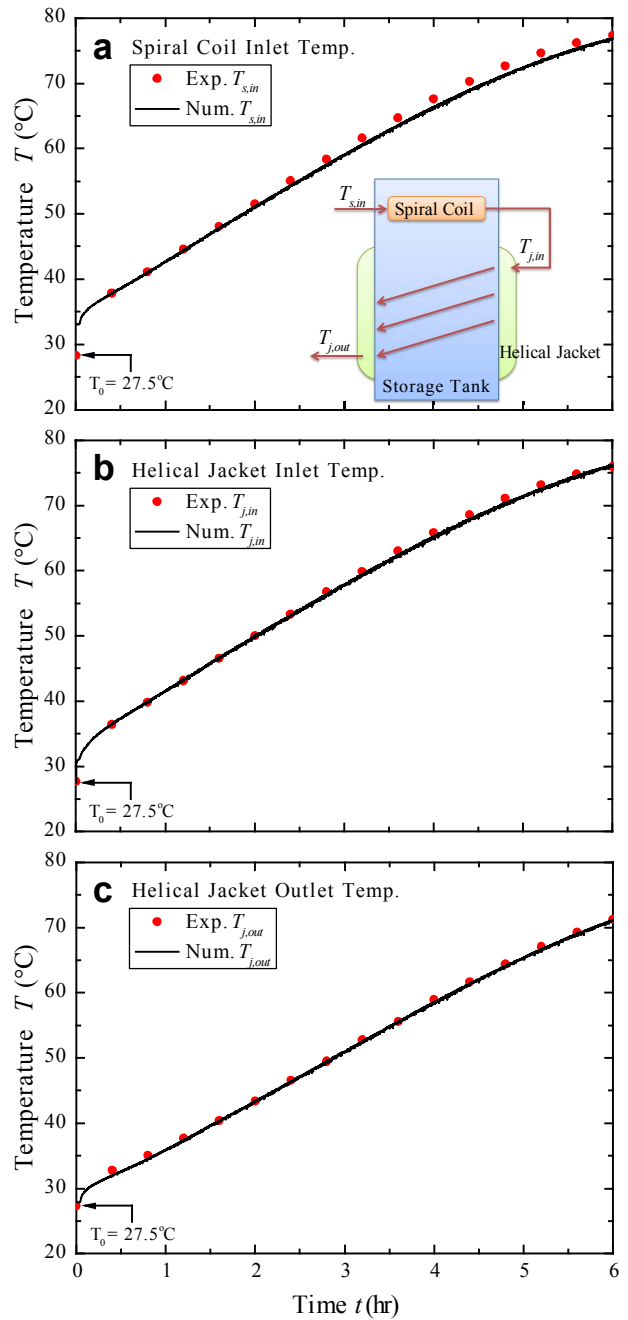


Fig. 8 Comparison of brine temperature histories in the TST between experiment and simulation: (a) spiral coil inlet, (b) helical jacket inlet, (c) helical jacket outlet

($T_{j,out}$) 모두에서 실험값과 비교적 잘 맞음을 보여 준다. 특히 나선재킷의 출구 온도인 $T_{j,out}$ 은 실험과 거의 정확하게 맞는 것을 확인할 수 있다. 반면에 스파이럴 코일 입구 온도인 $T_{s,in}$ 이 가장 오차가 크게 나타나고 있다. 해석 모델을 다시 살펴보면 $T_{j,out}$ 과 $T_{s,in}$ 의 온도차는 집열판에서의 태양

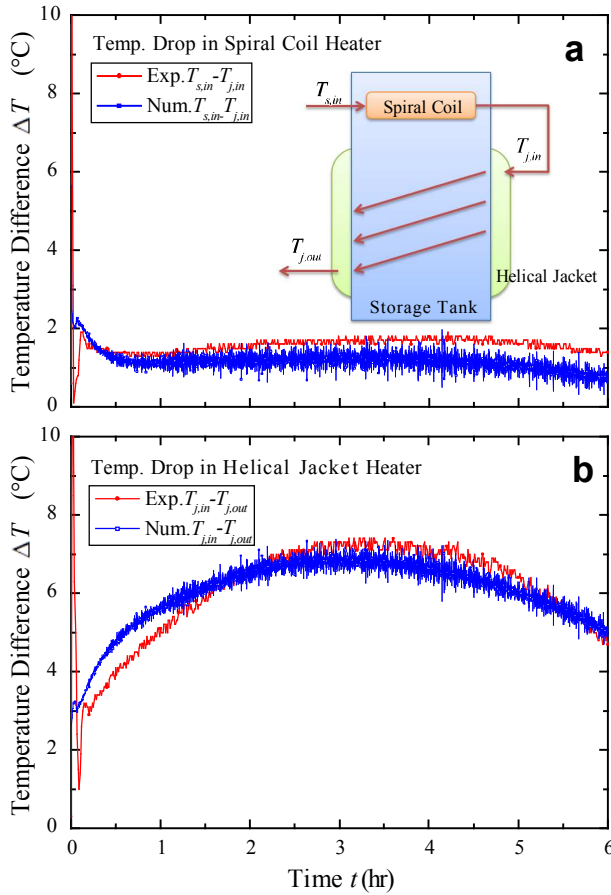


Fig. 9 Comparison of brine temperature drops in the TST between experiment and simulation: (a) spiral coil, (b) helical jacket

열 에너지 획득에 의해 결정되며, 이것은 앞서 식 (14)와 식 (15)에서 설명한 대로 $\Delta T_c \equiv T_{s,in} - T_{j,out}$ 로 계산된다. 다시 말하면, 위의 Fig. 8에서 $T_{j,out}$ 이 거의 정확한 상황에서 $T_{s,in}$ 이 실험과 비교하여 3시간이 지나면서 눈에 띄게 작아진다는 의미는 열매체의 온도가 높아짐에 따라 식 (13)의 태양열 집열판의 효율 산정식의 오차가 커지기 때문인 것으로 판단된다. 따라서 열매체의 온도에 따라서 보다 정확한 집열판 효율식을 사용한다면 본 수치해석의 정확도를 더욱 향상시킬 수 있을 것으로 판단되며, 향후 추가적인 연구가 필요할 것이다.

마지막으로 스파이럴 코일 히터를 통한 열매체의 온도 강하, $\Delta T_{b,sc} \equiv T_{s,in} - T_{j,in}$ 과 나선재킷 히터를 통한 열매체의 온도 강하, $\Delta T_{b,hj} \equiv T_{j,in} - T_{j,out}$ 를 Fig. 9에서 검토하였다. 각각의 히터를 통한 온도 강하는 태양열 에너지가 축열조로의 전달되는 양에 비례하여 증가하게 되므로, 열전달량의 시간적 변화나 어떤 히터를 통한 열전달이 지배적인가 등

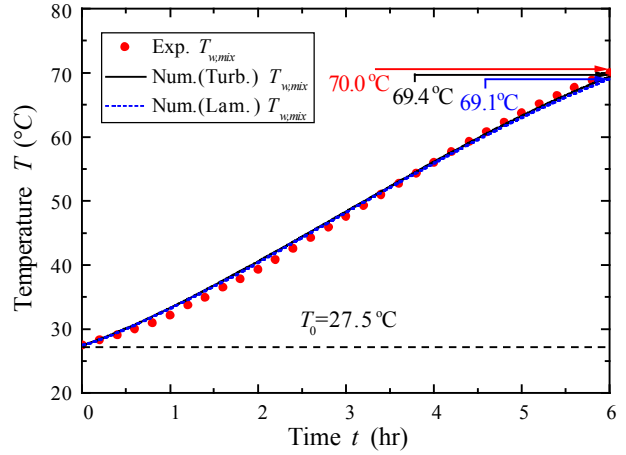


Fig. 10 Comparison of average temperature histories in the TST between turbulent and laminar simulation

의 정보를 확인하는 데 사용될 수 있다.

Fig. 9에서 전체적으로는 해석 결과가 실험 결과와 비슷한 경향을 가지는 것을 확인할 수 있다. 그러나 전산해석은 스파이럴 코일 히터를 통한 열매체 온도 강하 보다는 나선재킷 히터를 통한 열매체의 온도 강하를 더욱 정확히 예측하는 것으로 보인다. 이러한 예측은 본 연구에서는 격자 구성의 어려움 및 계산 시간의 단축을 위해 스파이럴 코일 히터 부분을 다공성 영역으로 설정하였고, 적절한 모델링을 통해 생성항으로 열전달을 처리하는 간접적인 해석 방식을 취하였기 때문이다. 따라서 코일 히터 형상에 따른 복잡한 유동 패턴 등이 고려되지 못하여 정확도가 낮아지게 된 것으로 판단된다.

Fig. 9에서 실증 실험에서는 스파이럴 코일 히터를 통한 태양열 에너지의 전달량이 축열의 초기에는 나선재킷 유로를 통한 전달량과 거의 비슷하지만, 전체적으로는 약 1/4 정도의 수준이 됨을 보여준다. 반면에 해석에서는 스파이럴 코일 히터의 열전달 기여가 실험 결과 보다 더 적은 것으로 예측하고 있다.

3.4 층류 해석

본 CFD 해석은 나선재킷에서의 열매체의 유동을 난류 모델을 통해 계산하는 것을 기본으로 하였다. 반면에 나선재킷에서의 유동을 층류 해석하는 경우 대략 1/4 정도의 계산 시간 단축 효과가 있는 것으로 나타났다. Fig. 10에서 두가지 해석 방법에 따른 축열조 내 평균 온도의 변화를 나타내었다. Fig. 10에서 층류 해석의 경우 최종 6시간에서의 $T_{w,mix}$ 가 대략 69.1°C 정도로 계산되어 난류 해석에 비하여 약 0.3°C 낮게 예측되었다.

따라서 이 정도의 오차(6시간 동안의 축열조 내 물의 평균 온도 상승을 42°C와 비교할 때 대략 0.7% 차이)를 무시할 수 있다면 층류 모델을 이용한 CFD 해석을 통해 축열조의 성능을 평가하여도 큰 무리가 없을 것을 판단된다. 그 외의 다른 결과들은 평균 온도와 비슷하게 1°C 이내의 오차만을 나타낼 뿐, 그 경향에 있어서는 동일한 결과를 나타내는 것으로 확인되었다. 따라서, 향후 여러 번의 CFD 해석을 통해 형상 설계나 작동 조건을 변경하는 최적화 연구에서는 층류 해석을 통해 수행하는 것이 적절할 것으로 판단된다.

4. 결 론

본 연구에서는 태양열 온수급탕 시스템에 적용된 나선재킷형 축열조 내부의 유동 및 열전달 특성을 해석하고 축열 효율을 평가하기 위한 CFD 해석 모델을 개발하였다. 이 해석 모델에서는 원통형 축열조의 형상, 샤워 탱크, 급수관과 분배기 형상을 고려하였으며, 축열조 벽면에 장착된 나선재킷 유로에서의 열매체의 유동에 따른 열전달을 상세하게 고려하였다. 또한 축열조 내부 상단에 설치된 스파이럴 코일 히터를 통한 온수의 가열을 열전달 모델링을 통해 포함시켜 그 효과를 검토하였다. 해석 결과는 실험 결과와 비교하여 매우 잘 일치하는 것으로 확인되었으며 이로써 본 CFD 해석 모델의 타당성을 검증할 수 있었다. 향후 개발된 해석 모델을 기본으로 상부 코일 히터를 장착한 나선재킷형 축열조의 형상 설계 및 운전 조건 최적화에 활용할 것이다.

참고문헌

(1) 2011, *Overview of New and Renewable Energy in Korea 2010*, Korea Energy Management Corporation.
 (2) Duffie, J.A. and Beckman, W.A., 1991, *Solar Engineering of Thermal Process*, 2nd Ed., John Wiley & Sons, New York.
 (3) Kim, S.S. and Hong, H., 2008, "Measures and Proposal for Korean Solar Water Heating System," *Kor. J. Air-Cond. Refrigeration Eng.*, Vol. 20, No. 9, pp. 631~636.
 (4) Kim, J.H., Choi, B.S., Hong, H. and Kim, Y.S., 2005, "Experimental Verification for a Spiral-Jacketed Storage Tank Applied to Solar Thermal System," *Kor. J. Air-Cond. Refrigeration Eng.*, Vol. 17, No. 4, pp. 285~396.

(5) Reindl, D., Kim, S.K., Kang, Y.T. and Hong, H., 2008, "Experimental Verification of a Solar Hot Water Heating System with a Spiral-Jacketed Storage Tank," *J. Mech. Sci. Technol.*, Vol. 22, No. 11, pp. 2228~2235.
 (6) Nam, J.H., Kim, M.C., Kim, C.J. and Hong, H., 2008, "CFD Analysis for Spiral-Jacketed Thermal Storage Tank in Solar Heating Systems" *Kor. J. Air-Cond. Refrigeration Eng.*, Vol. 20, No. 10, pp. 645~653.
 (7) Baek, S.M., Nam, J.H., Hong, H. and Kim, C.J., 2011, "Effect of Brine Flow Rate on the Performance of a Spiral-Jacketed Thermal Storage Tank used of SDHW Systems: A Computational Fluid Dynamics Study," *Appl. Therm. Eng.*, Vol. 31, No. 14-15, pp. 2716~2725
 (8) Shah, L.J., Morrison, G.L. and Behnia, M., 1999, "Characteristics of Vertical Mantle Heat Exchangers for Solar Water Heaters," *Solar Energy*, Vol. 67, No. 1-3, pp. 79~91.
 (9) Knudsen, S. and Furbo, S., 2004, "Thermal Stratification in Vertical Mantle Heat-Exchangers with Application to Solar Domestic Hot-Water Systems," *Appl. Energy*, Vol. 78, No. 3, pp. 257~272.
 (10) Kenjo, L., Inard, C. and Caccavelli, D., 2007, "Experimental and Numerical Study of Thermal Stratification in a Mantle Tank of a Solar Domestic Hot Water System," *Appl. Therm. Eng.*, Vol. 27, No. 11-12, pp. 1986~1995.
 (11) Soo Too, Y.C., Morrison, G.L. and Behnia, M., 2009, "Performance of Solar Water Heaters with Narrow Mantle Heat Exchangers," *Solar Energy*, Vol. 83, No. 3, pp. 350~362.
 (12) Kwon, J.W. and Hong, H., 2011, "Enhancement of Stratification for Solar Water Storage Tank with Spiral Jacket and Coil - Part 1 Verification Experiment," *Kor. J. Air-Cond. Refrigeration Eng.*, Vol. 24, No.4, pp. 336~342.
 (13) *Thermophysical Properties of Fluid Systems*, NIST Webbook, "http://webbook.nist.gov/chemistry/fluid".
 (14) *Thermophysical Properties of Brines - Models*, M. Conde Engineering, 2002.
 (15) *STAR-CD Ver. 3.26 User's Manual*, CD-Adapco, 2004.
 (16) Naphon, P. and Wongwises, S., 2002, "An Experimental Study on the In-Tube Convective Heat Transfer Coefficients in a Spiral Coil Heat Exchanger," *Int. Comm. Heat Mass Transfer*, Vol. 29, No. 6, pp. 797~809.
 (17) Incropera, F. and Dewitt, D., 2001, *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, 5th Ed., John Wiley & Sons, New York.