

[논문] 한국태양에너지학회 논문집

Journal of the Korean Solar Energy Society

Vol. 24, No. 3, 2004

등축 유로를 가진 이중진공관형 태양열 집열기의 열성능에 관한 시뮬레이션 연구

이상진*, 현명택**, 박윤철**, 천원기***†, 이정호***

*한양대학교, **제주대학교, ***(주)KOPAC ETS, †교신저자, 제주대학교 에너지공학과

The Performance Simulation of All-Glass Vacuum Tubes with Coaxial Fluid Conduit

Lee, Sang-Jin*, Hyun, Myung-Taek**, Park, Youn-Cheol**, Chun, Won-Gee***†, Lee, Jung-Ho***

*Hanyang University, **Cheju National University, ***KOPAC ETS, Inc.

Abstract

A numerical investigation has been carried out for a solar system, which consists of all glass solar vacuum tubes. Water is heated as it flows through the coaxial fluid conduit inserted in each tube. The space between the exterior of the fluid conduit and the glass tube is filled with antifreeze solution. This is to facilitate heat transfer from the solar heated absorber surface to water and to prevent the functional problems due to freezing in frigid weather conditions. A one-dimensional steady state model is fully described which will be used to develop three-dimensional model using STAR-CD. These models could be used efficiently in designing all-glass solar collector tubes with different geometrical parameters other than those considered in the present analysis. Results show good agreement when compared with other experimental data demonstrating the reliability of the present model.

Keywords : 태양에너지(Solar energy), 이중진공관(All-glass vacuum tube), 등축 유로(Coaxial fluid conduit), 시뮬레이션(Simulation)

기 호 설 명

α : 흡수율

β : 체적팽창계수 (1/K)

ε : 방사율

τ : 투과율

C_p : 정압비열 (J/kgK)

\dot{m} : 질량유량 (kg/s)

- P : 표면적 (m^2)
- S_{eff} : 튜브 1개의당 유효일사량(W/m^2)
- U_L : 열손실계수 ($W/m^2\text{ }^\circ C$)
- h : 대류열전달계수 ($W/m^2\text{ }^\circ C$)
- T : 온도 ($^\circ C$)

하 첨 자

- 1, 2, 3 : Regional parameters
- i, in : 내부
- o, out : 외부
- B : 선형화

1. 서 론

국내 대체에너지의 활용은 약 90% 이상이 공장 또는 대형 소각장에서 쓰레기와 폐기물 등을 태워 얻은 열원을 이용하여 온수를 만들거나 또는 난방 등에 집중되어 있으며 세계적으로 개발에 역점을 두고 있는 풍력, 태양열, 수소에너지 등과는 거리가 멀다. 대체에너지 개발 및 활용도에서 OECD 가입국 중 최하위권에 머물고 있는 우리나라는 대체에너지의 개발을 통한 에너지 자립도를 획기적으로 높이지 않는 한 멀지 않은 장래에 에너지 후진국으로 전락할 위험에 처한 상황에 있다. 국제 유가가 치솟기 시작한 최근에는 태양에너지 개발 등에 더욱 박차를 가하고 있는 것이 세계적인 추세이다. 태양에너지의 활용은 태양열을 그대로 난방 또는 온수용으로 사용하거나 태양광을 받아 전기를 만들어 내는 두 가지 방식이 있다. 본 연구에서는 전자에 중점을 둔 보다 효율적인 태양열 집열시스템의 최적 설계를 위한 초기 단계로 이중진공관형 태양열 집열기의 효율을 3차원적 수치해법으로 해석하였다. Eberlein⁽¹⁾은 공기를 작동유체로한 진공관형 태양열 집열기의 열성능을 1차원적으로 해석하였고, Yadav⁽²⁾는 평판형 집열기와 원통형 집열기가 통합된 형태의 모델에 대한 1차원 비정상 상태의 성능해석을 수행하였다. 이

중진공관형 집열튜브로 구성된 태양열시스템의 집열 효율을 극대화 할 수 있는 모델을 개발하기 위해서는 집열시스템의 마찰 저항 감소와 열성능 제고를 위한 모듈의 최적배열과 축열조로부터 차가운 열매체가 집열 튜브 내로 흐를수록 태양열 집열 효과가 커지므로 이에 대한 이론적 분석⁽³⁾ 등이 필요하다. 본 연구에서는 이를 위해 먼저 단일의 이중진공관형 태양열 집열튜브에 대한 열성능 분석을 수행하고 이를 바탕으로 시스템 전체에 대한 열성능을 예측하고자 한다. 따라서 태양열 집열튜브의 선형화된 1차원 모델을 이용하여 정상상태에서의 집열튜브 열성능을 예측하고 이를 바탕으로 신뢰성 있는 3차원 모델을 개발하여 최적의 설계 인자들을 도출하고자 한다.

2. 이론 및 수치해석

2.1 해석대상

그림 1은 제주계간 단지에 설치되어 있는 50 모듈 태양열 집열 시스템을 것이다. 태양열 집열 시스템의 기본적인 작동 개념은 그림 2에 나타나 있다. 시스템의 구성은 크게 집열 모듈, 축열조 그리고 제어부로 구성되어 있다. 집열 튜브내에 있는 부동액은 태양의 복사열에 의해 가열되고 부동액에 흡수된 열은 순차적으로 금속파이프로 전도되어 결국 내부유동관 내의 물로 전달된다. 모터에 의해 강제 순환되는 물은 집열기에서 얻은 열을 축열조로 전달하는 매개체 역할을 한 후 다시 집열튜브 속으로 유입되게 된다. 축열조의 용량은 300l이고, 직경 및 길이는 각각 0.5m 와 1.53m 이다. 유리 집열튜브의 외경 및 내경은 각각 58mm 와 47mm이고, 길이 및 두께는 각각 1.8m 와 1.8mm이다. 태양열 집열부는 여러 개의 집열 모듈로 구성되어 있고 한 개의 집열 모듈은 18개의 집열튜브로 구성되어 있다. 그림 3은 본 연구의 해석 대상인 단일 집열튜브를 나타낸 것이다.

최적효율의 태양열 집열 시스템을 얻기 위해서는

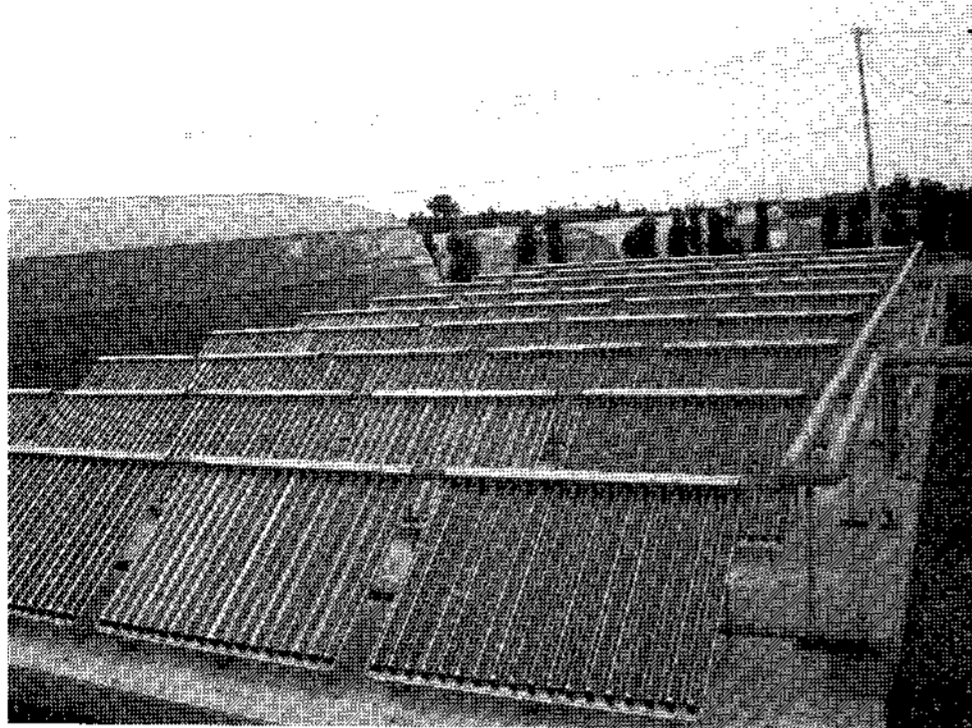


그림 1. 50 모듈 태양열 집열기가 설치된 제주계간 단지

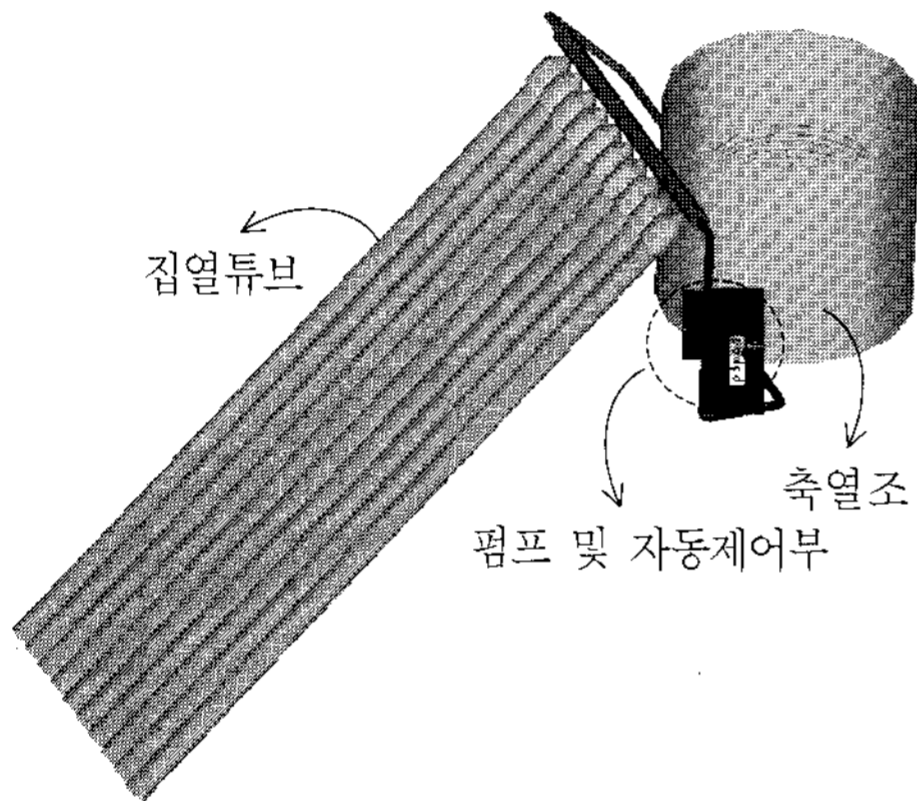


그림 2. 태양열 집열 시스템의 기본 작동 개념도

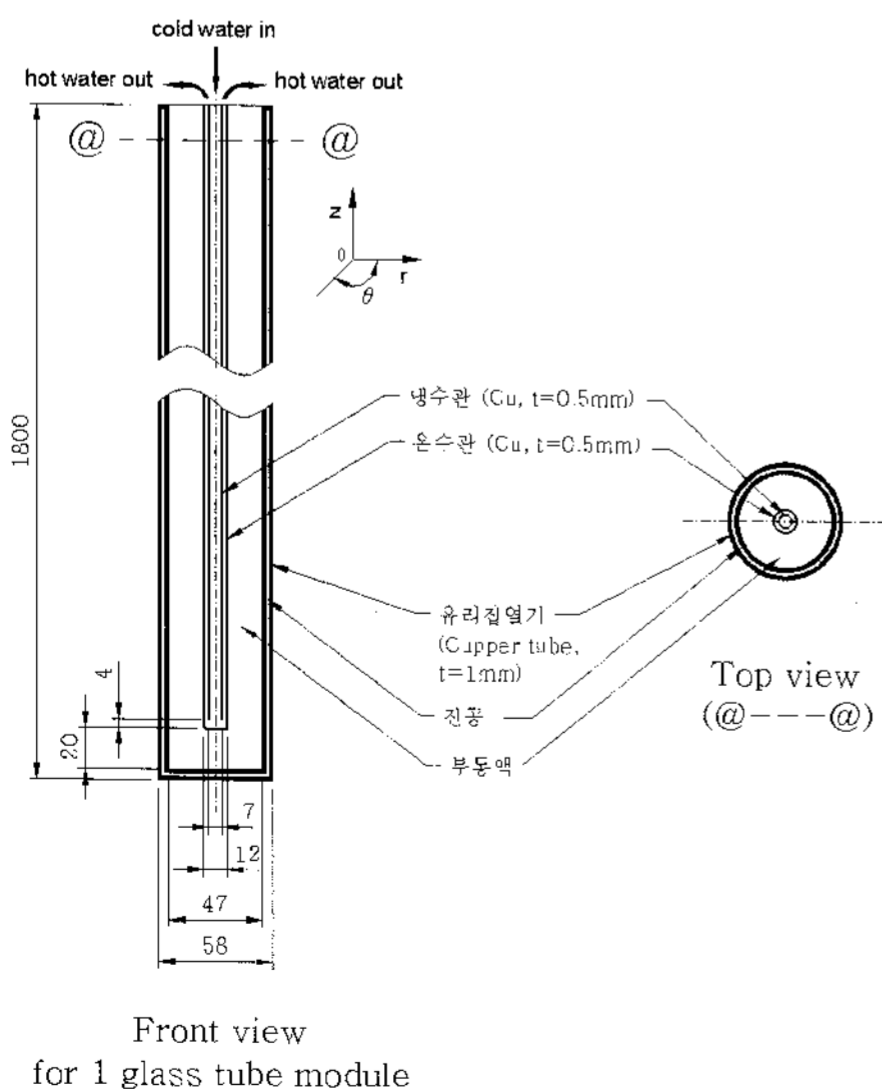


그림 3. 이중진공관형 태양열 집열튜브의 상세도

집열시스템의 마찰 저항 감소와 열성능 제고를 위한 모듈의 최적배열, 축열조로부터 차가운 열매체가 집열 튜브 내로 흐를수록 태양열 집열 효과가 커지므로 이에 대한 이론적 분석 등이 필요하다. 이를 위해서는 먼저 하나의 이중진공관형 태양열 집열튜브에 대한 열성능 분석이 필수적이어야 한다. 그림 4는 이중진공관형 태양열 집열튜브의 열적 기본원리를 열저항 네트워킹을 이용하여 나타낸 것이다. 대기에서 복사과 대류에 의해 태양열 집열튜브로 유입되는 열에너지는 그림 4와 같은 프로세스를 통하여 최종적으로 이중관 내부로 흐르는 물에 전달되게 된다.

이중진공관형 태양열 집열모듈의 열성능 해석을 3차원으로 수행하기에 앞서 선행연구에 대한 1차원 선형화 모델 해석을 수행하고 이를 통하여 해석에 대한 신뢰성을 확보하였다. 또한 실제의 태양열 집열튜브와 같이 부동액층을 포함시켜 작동유체의 온도변화를 보다 정확하게 얻을 수 있었다. 이를 바탕으로 3차원 해석에 대한 결과를 어느 정도 예측함과 동시에 태양열 집열시스템의 효율을 보다 명확히 예측하고자 하였다.

2.2 집열튜브에 대한 열해석

태양열 집열튜브의 선형화된 1차원 모델에 대한 온도분포를 정상상태로 구하고 이를 STAR-CD⁽⁴⁾를 이용한 3차원 해석 결과와 비교하여 예측된 결과의 신뢰성을 확보하고자 한다. 따라서 본 연구는 다음과 같은 순서로 해석을 수행하였다.

- ① 1차원 선형화 모델을 이용하여 작동유체의 유량 및 흡수부의 흡수율 변화에 따른 집열튜브 출구에서의 수온 변화를 정상상태에서 예측
- ② 부동액층이 포함된 1차원 선형화 모델 해석
- ③ STAR-CD를 이용한 3차원 모델 해석

2.2.1 1차원 선형화 모델

그림 5는 1차원 선형화 모델을 열저항 네트워킹을 이용하여 나타낸 것이다. 태양에너지 집열튜브의

열적 현상을 해석하는데 있어서 실제적인 현상을 기술하는 열평형 방정식은 집열튜브의 각부분에 대한 열저항 네트워킹을 이용하였고 아래의 가정을 도입하여 단순화 하였다.

- ① 흡수표면의 안쪽과 바깥쪽온도는 같다.
- ② 유리에서 흡수되는 태양에너지는 무시한다.
- ③ 흡수표면, 유리관표면 모두 회색체로 간주 (diffusely reflecting surface)
- ④ 모든 물성치는 길이 따라 변하지 않는다.
- ⑤ 흡수 표면에서 흡수되는 태양에너지는 표면에 균일하게 입사된다.

집열튜브 내부를 순환하는 작동유체는 공기이며 시스템 해석에 사용된 각 재질에 대한 열평형 방정식은 위에서 도입된 가정을 고려하여 식 (1)~(4)에 나타내었다. 해석에 사용된 각 재질의 물성치는 Eberlein의 논문⁽¹⁾에 잘 나타나 있다.

Absorbing surface

$$\alpha\tau S_{eff} + U_L(T_a - T_3) + h_3(T_2 - T_3) + h_{r3}(T_w - T_3) = 0 \quad (1)$$

Inside glass

$$h_2(T_2 - T_w) + h_{rw}(T_3 - T_w) + U_1(T_1 - T_w) = 0 \quad (2)$$

Inner flow of air

$$m\dot{c}_p \frac{dT_2}{dx} + h_3 P_3(T_2 - T_3) + h_2 P_1(T_2 - T_w) = 0 \quad (3)$$

Outer flow of air

$$-m\dot{c}_p \frac{dT_1}{dx} + U_1 P_1(T_1 - T_w) = 0 \quad (4)$$

Where, T_1 : 내부유동온도,
 T_2 : 외부유동온도
 T_3 : 흡수표면온도,
 T_w : 유동관표면온도
 T_a : 대기온도(30°C)

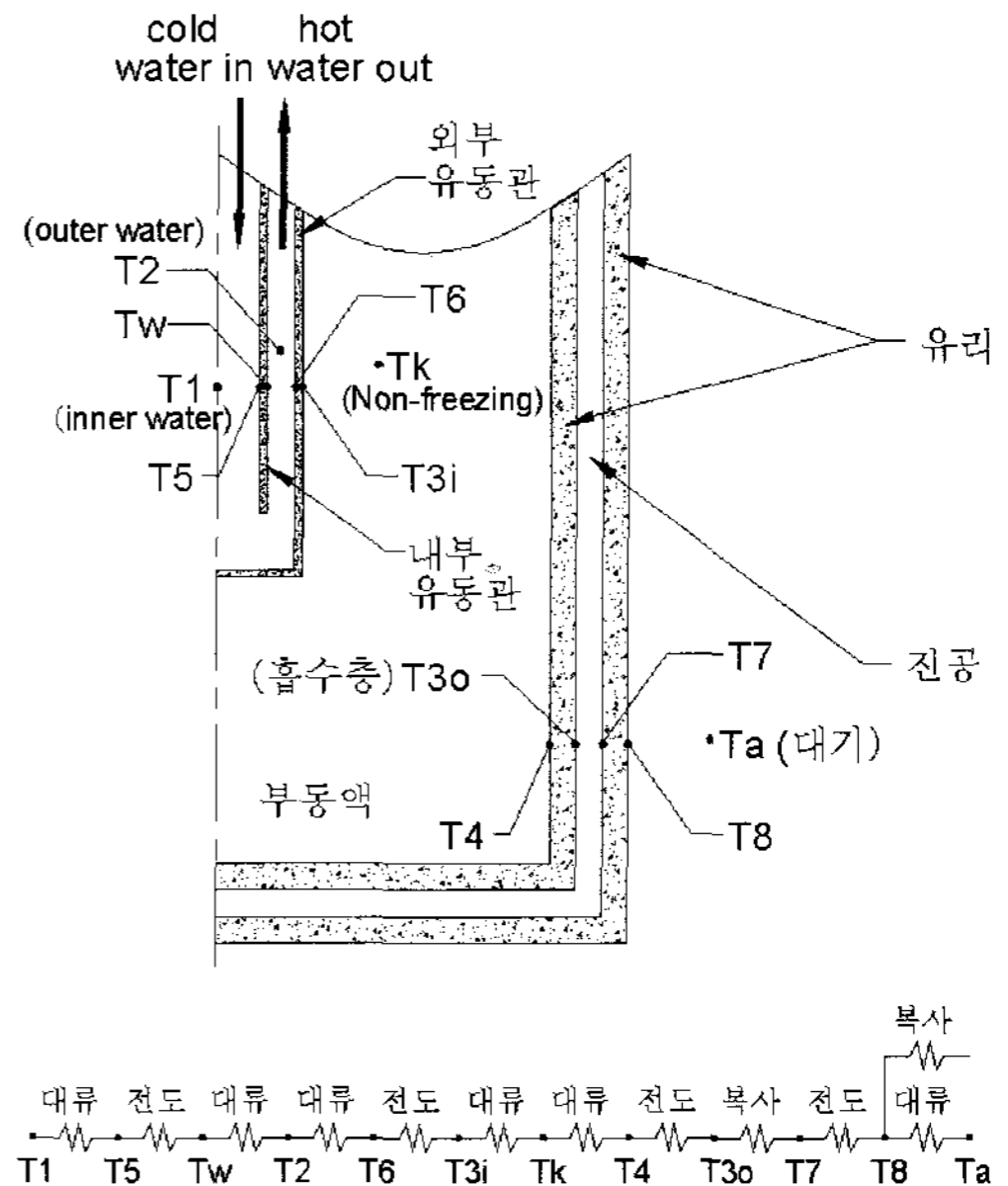


그림 4. 이중진공관형 태양열 집열튜브의 열저항 네트워킹

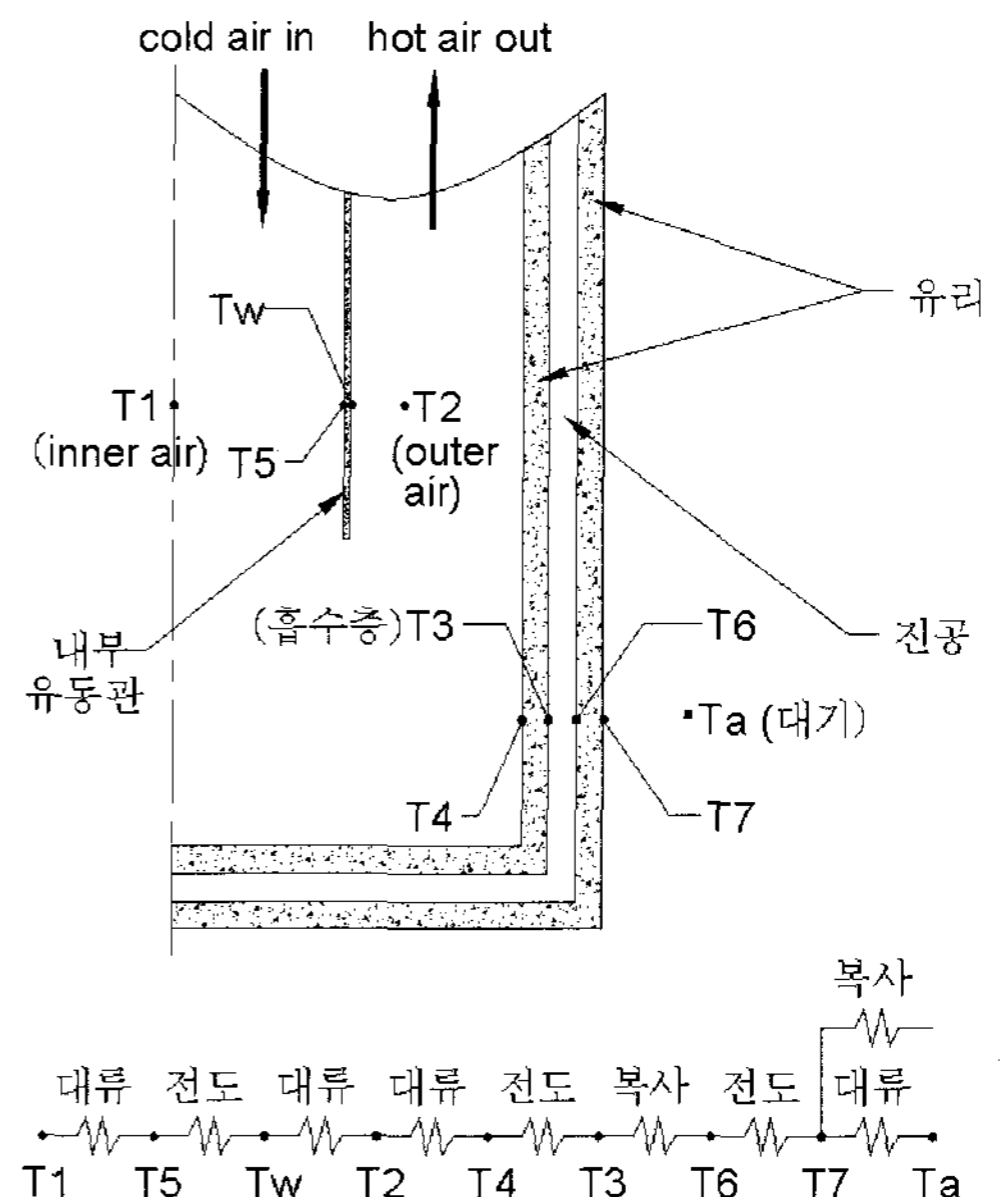


그림 5. 1차원 선형화 모델의 열저항 네트워킹

작동유체(공기)의 온도 T_1 과 T_2 을 선형화하여 식 (3)과 식(4)의 길이에 따른 온도변화를 선형화하면 식(1)~(4)는 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$\alpha S_{eff} + U_L(T_a - T_3) + h_3(T_{2B} - T_3) + h_{r3}(T_w - T_3) = 0 \quad (5)$$

$$h_2(T_{2B} - T_w) + h_{rw}(T_3 - T_w) + U_L(T_{1B} - T_w) = 0 \quad (6)$$

$$\dot{m}c_p(T_{2in} - T_{2out}) + U_1P_1(T_{1B} - T_w) = 0 \quad (7)$$

$$\dot{m}c_p(T_{2out} - T_{2in}) + h_3P_3(T_{2B} - T_3) + h_2P_1(T_{2B} - T_w) = 0 \quad (8)$$

$$T_{1B} = \frac{T_{1in} + T_{2in}}{2}, \quad T_{2B} = \frac{T_{2in} + T_{2out}}{2}$$

Where, T_{1B} : 내부유동 Bulk 온도
 T_3 : 흡수표면온도
 T_{2B} : 외부유동 Bulk 온도
 T_a : 대기온도
 T_{1in} : 내부유동 in 온도
 T_w : 유동관표면온도
 T_{2in} : 외부유동 in 온도
 T_{2out} : 외부유동 out 온도

2.2.2 1차원 선형화 모델(부동액 포함)

부동액을 포함한 1차원 선형화 모델은 그림 4와 동일한 열저항 네트워크 시스템을 가진다. 부동액을 포함한 모델의 작동유체는 3차원 실제 모델과 동일한 물을 사용하였다. 시스템 해석에 사용된 각 재질에 대한 열평형 방정식은 위에서 언급한 1차원 선형화 모델에 부동액에 관한 관계식을 첨가하여 식 (9)~(14)에 나타내었다.

Absorbing surface

$$\alpha\tau S_{eff} + U_L(T_a - T_{3o}) + h_3(T_k - T_{3o}) + h_{3oi}(T_{3i} - T_{3o}) = 0 \quad (9)$$

Outside flow pipe

$$U_2(T_2 - T_{3i}) + h_{3io}(T_{3o} - T_{3i}) + h_3(T_k - T_{3i}) = 0 \quad (10)$$

Inner flow pipe

$$U_1(T_1 - T_w) + h_2(T_2 - T_w) = 0 \quad (11)$$

Outer flow of water

$$\dot{m}c_p \frac{dT_2}{dx} + U_2P_{3i}(T_2 - T_{3i}) + h_2P_w(T_2 - T_w) = 0 \quad (12)$$

Inner flow of water

$$-\dot{m}c_p \frac{dT_1}{dx} + U_1P_w(T_1 - T_w) = 0 \quad (13)$$

Flow of non-freezing

$$h_3P_{3o}(T_k - T_{3o}) + h_3P_{3i}(T_k - T_{3i}) = 0 \quad (14)$$

Where, T_1 : 내부유동온도
 T_2 : 외부유동온도
 T_{3o} : 흡수표면온도
 T_{3i} : 외부유동관표면온도
 T_k : 부동액온도
 T_a : 대기온도(10°C)

위의 식들을 길이에 따른 온도변화를 선형화 하면 식 (15)~(21)과 같이 나타낼 수 있다.

$$\alpha\tau S_{eff} + U_L(T_a - T_{3o}) + h_3(T_k - T_{3o}) + h_{3oi}(T_{3i} - T_{3o}) = 0 \quad (15)$$

$$U_2(T_{2B} - T_{3i}) + h_{3io}(T_{3o} - T_{3i}) + h_3(T_k - T_{3i}) = 0 \quad (16)$$

$$U_1(T_{1B} - T_w) + h_2(T_{2B} - T_w) = 0 \quad (17)$$

$$\dot{m}c_p(T_{2in} - T_{2out}) + U_1P_w(T_{1B} - T_w) = 0 \quad (18)$$

$$\dot{m}c_p(T_{2out} - T_{2in}) + U_2P_{3i}(T_{2B} - T_{3i}) + h_2P_w(T_{2B} - T_w) = 0 \quad (19)$$

$$h_3P_{3o}(T_k - T_{3o}) + h_3P_{3i}(T_k - T_{3i}) = 0 \quad (20)$$

$$T_{1B} = \frac{T_{1in} + T_{2in}}{2}, \quad T_{2B} = \frac{T_{2in} + T_{2out}}{2} \quad (21)$$

Where, T_{1B} : 내부유동 Bulk 온도
 T_{3o} : 흡수표면온도
 T_{2B} : 외부유동 Bulk 온도

- T_a : 대기온도
- T_{1in} : 내부유동in온도
- T_w : 내부유동관표면온도
- T_{2in} : 외부유동 in 온도
- T_{3i} : 외부유동관표면온도
- T_{2out} : 외부유동 out 온도
- T_k : 부동액온도

2.2.3 집열튜브의 3차원 열해석

본 연구에서는 원통형의 집열튜브를 해석대상으로 선정하였으며 집열튜브는 태양의 움직임에 관계없이 항상 동일한 면적에 동일한 양의 복사에너지를 받는다고 가정하였다. 따라서 흡수 표면에 실제 흡수되는 태양에너지는 유리의 투과율과 흡수 표면의 흡수율을 곱한 값으로 다음과 같이 나타낼 수 있다.

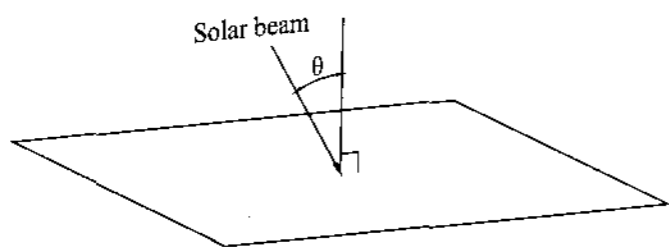
$$H(w/m^2) = \alpha \times \gamma \times S \tag{22}$$

Where, S : 조사되는 태양에너지(w/m^2)

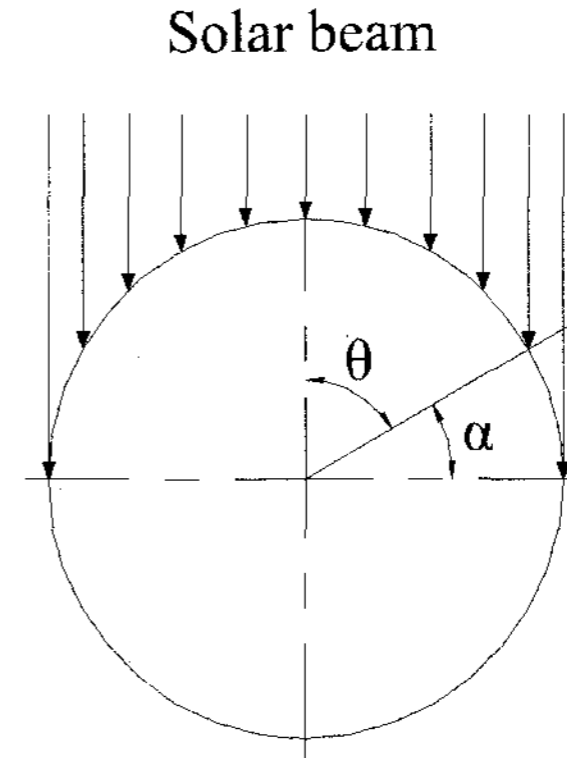
γ : 유리의 투과율

α : 흡수표면의 흡수율

그림 6은 (a)평면과 (b)원통형 집열튜브에 조사되는 태양열의 조사각을 각각 나타낸 것이다. 일사량의 세기는 조사표면의 수직선과 이루는 각 θ 에 따라 달라진다. 태양의 위치변화를 고려하여 흡수표면의 둘레 방향으로 일사량을 적분 하면 집열튜브에 조사되는 총 에너지 양을 얻을 수 있고 이를 요약하면 다음과 같다.



(a) 평면에 조사되는 solar beam



(b) 집열튜브에 조사되는 solar beam

그림 6. 흡수표면으로 조사되는 Solar beam

$$I = H \times \cos \theta \tag{23}$$

$$P = 2 \int_0^{\pi/2} H \cos\left(\frac{\pi}{2} - \alpha\right) \cdot r \cdot L \cdot d\alpha$$

$$= 2H \cdot r \cdot L \int_0^{\pi/2} \sin \alpha \, d\alpha \tag{24}$$

집열튜브에 조사되는 총 에너지는 식 (25)와 같이 표현할 수 있다. 따라서 집열튜브의 흡수표면에 흡수되는 태양에너지는 식 (26)과 같다.

$$P = r \times \pi \times L \times G \tag{25}$$

$$G = \frac{2H}{\pi} \tag{26}$$

Where, P : 조사되는 총 에너지(W)

G : 흡수표면에 흡수되는 에너지 (W/m^2)

그림 7은 본 연구에서 사용한 해석 모델의 격자시스템 및 단면도를 나타낸 것이다. 집열튜브는 이중의 유리관으로 되어 있으며 바깥쪽 유리관과 안쪽 유리관사이에는 진공으로 처리되어 대류에 의한 열손실을 근본적으로 차단하였다. 태양열 흡수층은 내부

유리관의 외부표면에 검은색으로 코팅되어 태양열이 집열기에 조사되면 이 내부 유리관의 외부표면이 가열되게 된다. 가열된 외벽은 다시 전도에 의해 튜브 내부로 열이 전달되고 이로 인해 유리관의 내부에 들어 있는 부동액을 다시 가열하게 된다. 이때 이중관 유리의 사이는 진공으로 처리되어 있기 때문에 가열된 내부 유리관으로부터 외부로의 열손실은 복사에 의한 것밖에 없는데 이 열손실도 낮은 방사율로 인해 그리 커지는 않다. 해석모델의 적합한 격자생성을 위하여 여러가지 비균일 격자계를 적용한 후 작동유체의 출입구에서 온도변화가 거의 없었던 총 격자수 384,200개의 비균일 격자를 사용하였다.

3차원 집열튜브 열적 현상을 해석하는데 있어서 실질적인 현상을 기술하는 지배방정식을 다음과 같은 가정을 도입하여 단순화 하였다.

- ① 집열튜브를 구성하는 모든 재료의 열물성치는 온도와 무관하게 일정하다.
- ② 흡수표면에서 흡수되는 태양에너지는 표면에 균일하게 조사된다.
- ③ 온수 및 냉수관의 복사효과는 무시 한다.

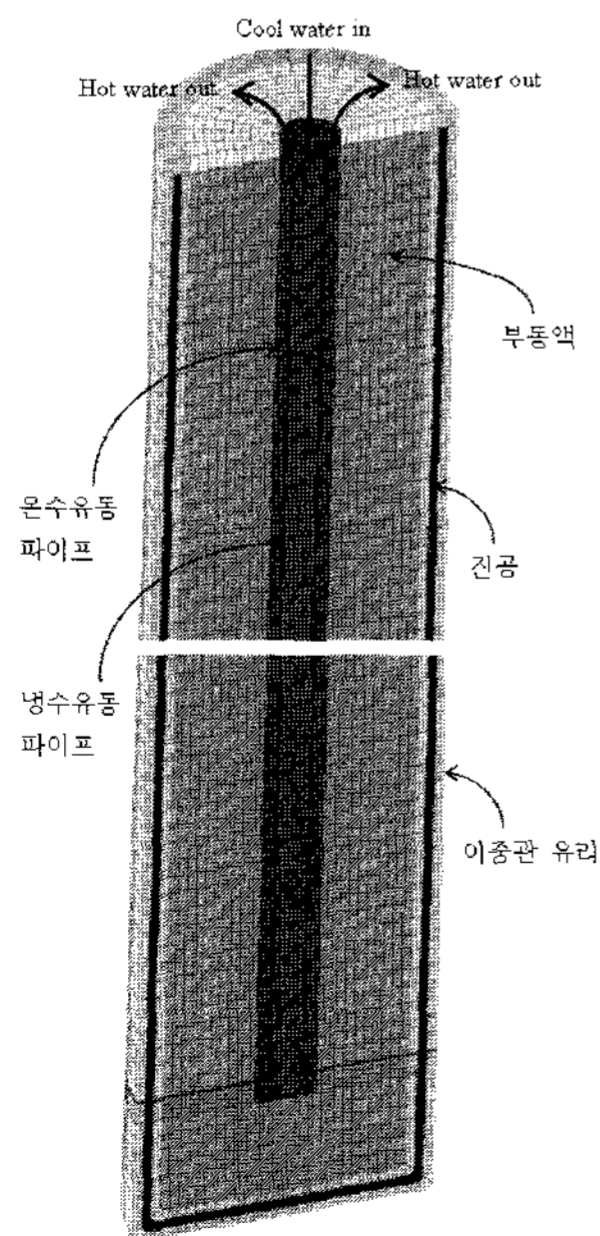


그림 7. 태양열 집열튜브의 격자시스템 및 단면도

시스템 해석에 사용된 각 재료에 대한 3차원, 정상 상태 지배방정식은 위에서 도입된 가정을 고려하여 식 (27)~(29)에 나타내었다. 해석에 사용된 각 재료의 물성치 및 복사관련물성치를 표 1과 표 2에 각각 나타내었다.

Continuity

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (\rho r v_r) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \theta} (\rho v_\theta) + \frac{\partial}{\partial z} (\rho v_z) = 0 \quad (27)$$

Momentum

r component

$$\rho \left(v_r \frac{\partial v_r}{\partial r} + \frac{v_\theta}{r} \frac{\partial v_r}{\partial \theta} + v_z \frac{\partial v_r}{\partial z} - \frac{v_\theta^2}{r} \right) = \mu \left[\frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (r v_r) \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 v_r}{\partial \theta^2} - \frac{2}{r^2} \frac{\partial v_\theta}{\partial \theta} + \frac{\partial^2 v_r}{\partial z^2} \right] - \frac{\partial p}{\partial r} \quad (28)$$

θ component

$$\rho \left(v_r \frac{\partial v_\theta}{\partial r} + \frac{v_\theta}{r} \frac{\partial v_\theta}{\partial \theta} + v_z \frac{\partial v_\theta}{\partial z} - \frac{v_r v_\theta}{r} \right) = \mu \left[\frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (r v_\theta) \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 v_\theta}{\partial \theta^2} + \frac{2}{r^2} \frac{\partial v_r}{\partial \theta} + \frac{\partial^2 v_\theta}{\partial z^2} \right] - \frac{1}{r} \frac{\partial p}{\partial \theta} - \cos \theta \cdot S_b$$

z component

$$\rho \left(v_r \frac{\partial v_z}{\partial r} + \frac{v_\theta}{r} \frac{\partial v_z}{\partial \theta} + v_z \frac{\partial v_z}{\partial z} \right) = \mu \left[\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial v_z}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 v_z}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 v_z}{\partial z^2} \right] - \frac{\partial p}{\partial z} - \sin \theta \cdot S_b$$

Energy

$$\rho \left[v_r \frac{\partial h}{\partial r} + \frac{v_\theta}{r} \frac{\partial h}{\partial \theta} + v_z \frac{\partial h}{\partial z} \right] = \alpha \left[\frac{1}{r} \frac{\partial (r \partial T / \partial r)}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 T}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right] \quad (29)$$

2.3 경계조건 및 수치해석

전 모델의 경우에 대하여 작동유체의 출입구를 제외한 전 경계영역을 대기온도와 같은 10°C로 설정하였다. 작동유체의 입구에서의 유속은 유량의 변화에 따라 달리 하였으며 이를 요약하여 표 3에 나타내었으며, 출구의 경우는 압력경계 조건을 사용하였다. 흡수층의 경우는 870 W/m²의 태양 복사에너지가 조사될 때 실제로 집열튜브에 집열되는 양, 즉 식 (26)에 의하여 424 W/m²의 열유속이 유입되도록 하였다. 식 (27)~(29)의 3차원 지배방정식들을 계산하기 위하여 유한체적법을 사용하는 상용 프로그램인 STAR-CD⁽⁴⁾를 사용하였다. 이때 대류항 및 비정상항의 차분은 상류차분법 및 완전 암시도식을 각각 사용하였고 압력장과 속도장의 연계를 위하여 SIMPLE 알고리즘을 사용한 경과 후 정상상태에 도달 한 경우를 가정하여 정상상태의 해를 구하였다. 하루동안의 태양 에너지의 강도변화 및 축열조의 온도 변화의 등은 이 후 계속될 연구에서 고려할 예정이다.

표 1. 부동액을 포함한 1차원 선형화 모델의 물성치

Material	Thermal Conductivity [W/m·K]	Density [kg/m ³]	Specific Heat [J/kg·K]	Viscosity [kg/m·s]	S _b
Water	0.62027	997.56	4181.72	8.887×10 ⁻³	0
Non-freezing liquid	0.46242	1044.3	3475.03	6.818×10 ⁻³	$\rho g \beta \cdot (T - T_{ref})$
Vacuum	0.01948	28.96 Ideal-f(T)	1006	1.809×10 ⁻⁵	$\rho g \beta \cdot (T - T_{ref})$
Cu tube	401	8933	385	.	0
Glass tube	1.4	2500	750	.	0

표 2. 흡수표면 및 유리의 복사 물성치

Material	Radiation property	
	흡수율(α)	0.9
흡수표면	방사율(ϵ)	In(0.9) Out(0.07)
	투과율(τ)	0.92
유리	방사율(ϵ)	0.9

표 3. 냉수유동관 유량에 따른 속도 변화

유량 (ℓ/min)	냉수유동관 내경 (mm)	냉수유동관 입구속도 (m/s)
1	6	0.0231
2		0.0462
3		0.0693
4		0.0924

3. 결과 및 고찰

3.1 1차원 선형화 모델

태양열 집열튜브의 열해석을 위해 본 연구에서 사용한 해석 프로그램의 검증은 Eberlein의 해석 결과를 이용하여 상호 비교하였다. 그림 8은 정상상태 1차원 선형화 모델의 국부적인 온도변화를 Eberlein의 결과와 비교하여 나타낸 것이다. 보다 자세한 내용은 Eberlein의 논문에 나타나 있으며 30°C로 집열튜브에 진입한 공기의 온도는 집열튜브 끝부분에서 약 3°C의 온도 차이를 보였고 외부유동관으로 진입하면서부터는 온도차가 조금씩 줄어들어 집열튜브 출구에서는 약 2°C의 온도차를 보였다. 이 온도차의 주요 원인은 계산에 사용된 집열튜브의 총 열손실 계수가 동일하지 않기 때문인 것으로 추

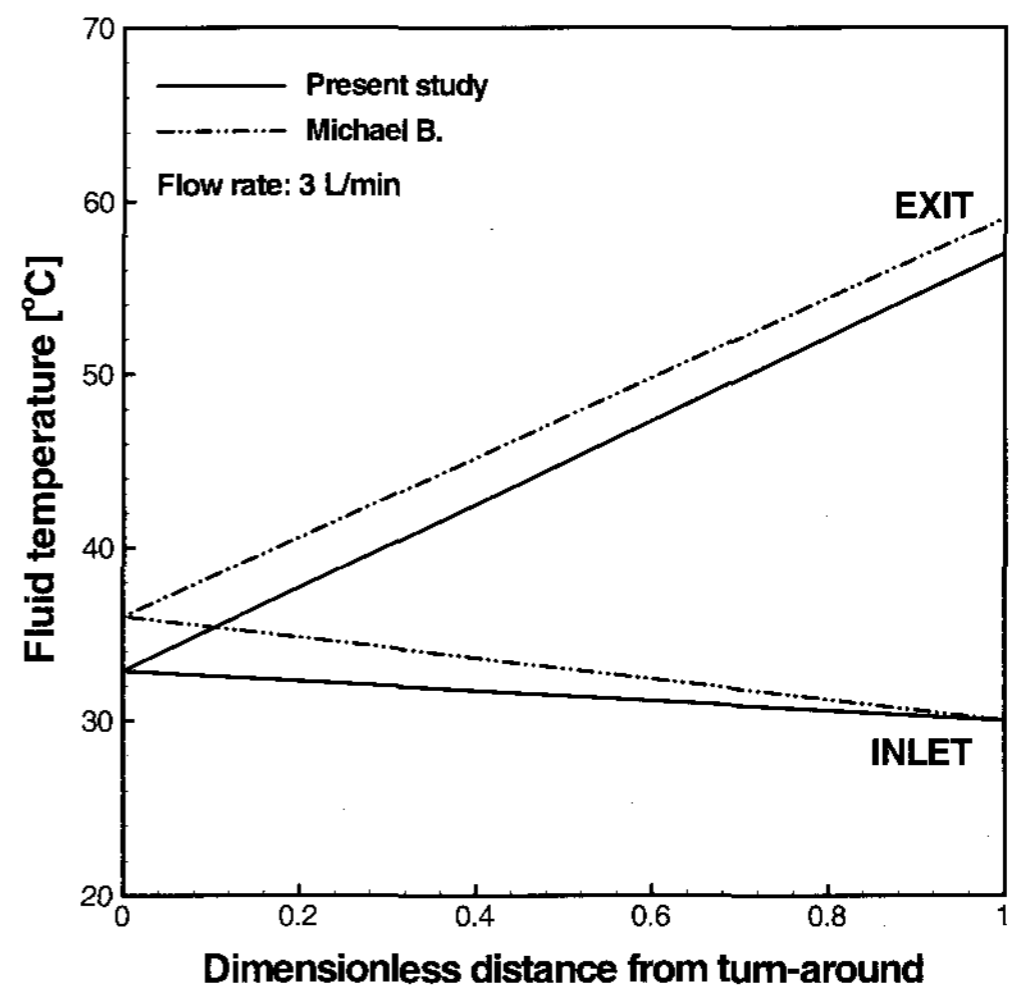


그림 8. 태양열 집열튜브 내의 공기온도분포

정된다. Eberlein은 흡수층의 온도에 따라 총 열손실 계수를 달리 부여 하였지만 계산에 사용된 값은 정확히 명시하지 않았으므로 본 연구서는 정상상태로 수렴된 후의 총 열손실 계수를 사용하였다. 그러나 오차율 3.44% 이내로 만족할만한 결과를 얻었다.

3.2 1차원 선형화 모델(부동액 포함)

본 연구에서는 1차원 선형화 모델에 부동액을 포함시켜 실제의 집열튜브와 같은 조건에서 작동유체(물)의 온도변화를 예측하였다. 그림 9는 초기온도 10°C로 집열튜브 내를 흐르는 작동유체의 유량을 변경하였을 때의 수온변화를 나타낸 것이다. 유속이 가장 빠른 4 l/min의 경우는 물의 온도가 약 17.81°C로 집열튜브를 돌아 나오며 3 l/min, 2 l/min 그리고 1 l/min는 각각 약 20.42°C, 25.6°C 그리고 40.83°C로 돌아 나와 유속이 낮을수록 충분한 열교환을 하여 고온의 물을 얻을 수 있었다. 또한 집열튜브에서의 반환점, 즉 내부유동관의 출구에서의 수온은 유속이 빠를 경우 집열튜브의 출구온도에 비하여 상대적으로 낮고, 유속이 느릴 경우는 집열튜브의 출구온도에 비하여 상대적으로 높게 나타났다. 여기서 유량이 1 l/min와 2 l/min인 경우를 비교해 보면 1 l/min인 경우 내부유동관의 출구온도가 집열튜브의 출구온도보다 오히려 높게 나타났다. 이는 집열튜브 내의 작동유체가 어느 일정 유량 이하로 흐르게 되면 내부유동관 출구의 온도가 집열튜브 출구의 온도보다 더 높게 나타나는 임계점이 존재함을 나타내고 있는 것이다. 그림 10은 집열튜브 내의 입출구 및 내부유동관 출구에서의 유량변화에 따른 온도변화를 나타낸 것이다. 본 연구에서 사용한 1차원 선형화 모델의 경우는 유량이 약 1.7 l/min일 때 집열튜브 출구에서 약 28.5°C의 수온을 가지는 임계점이 있음을 알 수 있다.

그림 11은 집열튜브의 이중관 유리 내부표면에 코팅되어 있는 흡수층의 흡수율 변화가 집열튜브 내의 수온에 미치는 영향을 나타낸 것이다. 초기온

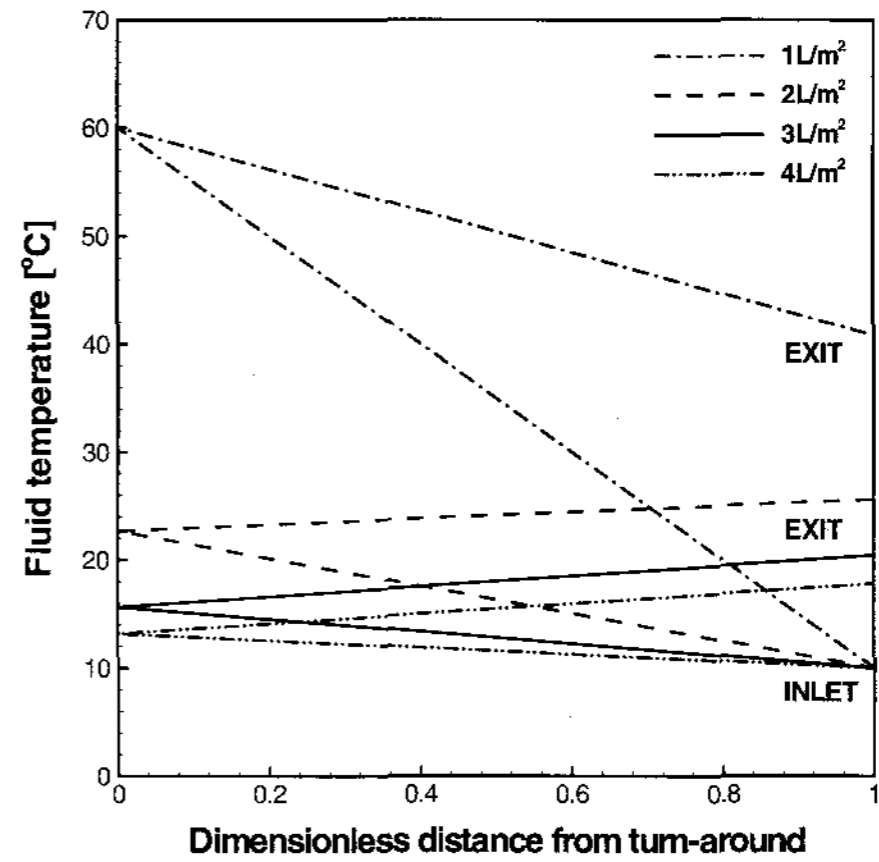


그림 9. 유량변화에 따른 집열튜브내의 수온변화

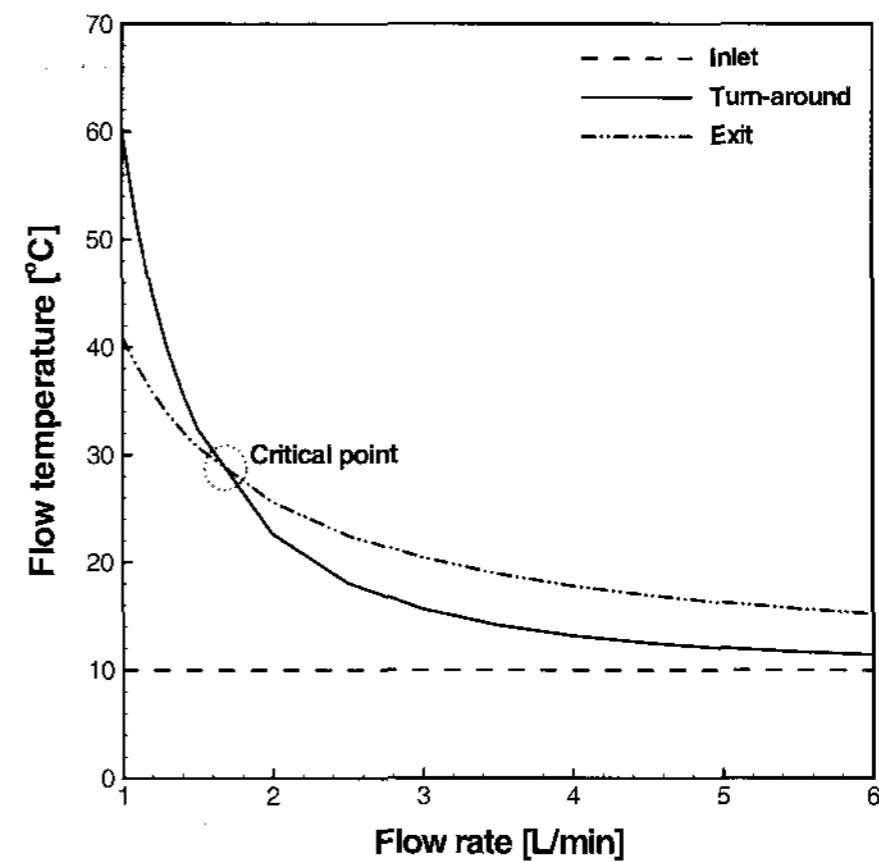


그림 10. 유량변화에 따른 집열튜브 입출구의 수온변화

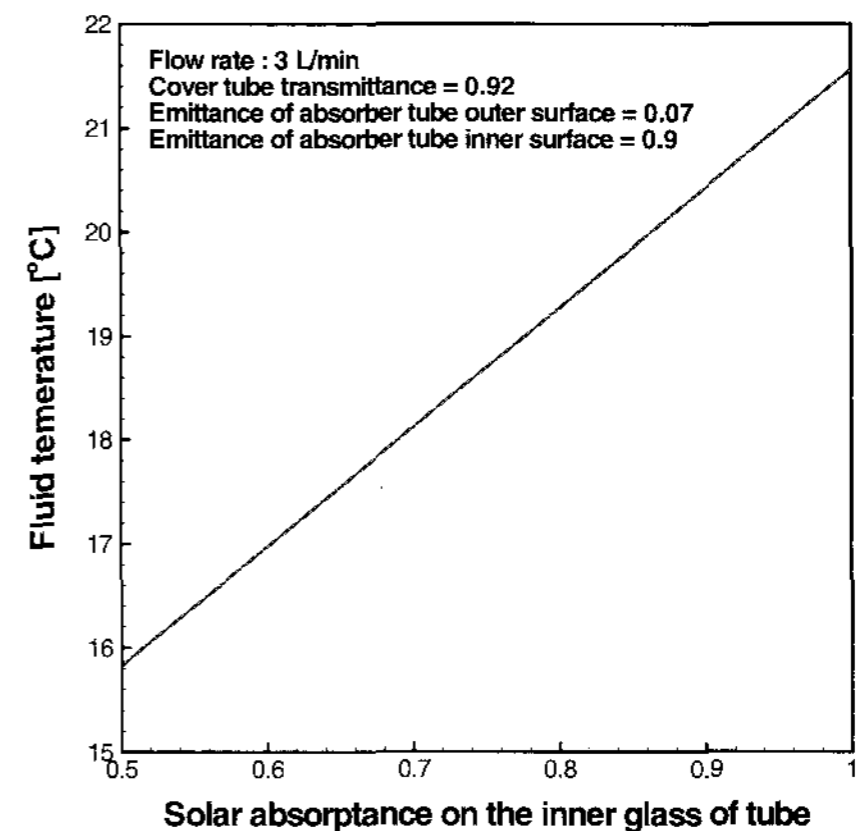


그림 11. 태양열 흡수층의 흡수율 변화에 따른 집열튜브 출구의 수온변화

도 10°C로 집열튜브에 진입하는 물은 흡수층의 흡수율이 50% 일 때 집열튜브 출구온도가 약 15.8°C로 5.8°C의 온도 상승을 보였고 흡수율이 100%일 경우는 집열튜브 출구온도가 약 21.6°C로 5.8°C의 두배인 11.6°C의 선형적인 온도 상승을 나타내었다.

3.3 3차원 모델 해석

태양열 집열시스템의 효율 향상은 그림 2에서와 같이 궁극적으로 집열모듈과 연결되어 있는 축열조 내 제2의 유체에 더 많은 열 에너지를 전달할 수 있게 한다. 그러나 이러한 전 과정을 모사하기에는 계산 소요시간과 메모리 용량 초과 등의 문제점이 있으므로 집열모듈을 통과한 작동유체가 축열조로 유입되어 축열조 내 제 2의 유체와 열교환한 후 다시 집열모듈로 재 유입 되기 전까지의 사이클 부분은 본 연구에서는 제외 시켰고 차후 계속 되는 연구에서 고려될 것이다.

집열튜브 각 재질간의 경계면에서 발생하는 열교환 현상을 고려하고 있는 3차원 모델의 경우는 1차원 선형화 모델과 달리 내부유동관 출구를 나온 작동유체가 집열튜브의 출구로 흘러나가는 동안에도 집열튜브 내부유동관 내부를 흐르고 있는 작동유체와 지속적인 열교환을 하게 되므로 유속 및 일사량(태양에너지)의 강도 등에 따라 작동유체의 최고 온도 위치가 다양하게 나타났다. 그림 12는 초기온도 10°C로 유입되는 물의 유량변화에 따른 집열튜브 입출구의 수온변화를 나타내고 있으며 1차원 선형화 모델과 3차원 모델의 해석 결과를 비교하여 나타낸 것이다. 두 모델 모두 유량이 1~2 l/min로 변할 때 집열튜브 내부 작동유체의 온도변화가 급격히 일어나고 있음을 알 수 있다. 3차원 모델의 경우 작동유체의 온도 최고점은 유량이 3 l/min일 때는 집열튜브의 출구부에서 나타났으나 유량이 2 l/min일 경우는 최고점의 위치가 점점 집열튜브 출구부에서 멀어져 유량이 1 l/min이 되면 집열튜브의 중간부로 이동되었음을 알 수 있다. 또한 집열

튜브 내부유동관의 출구부 온도는 유량이 낮아질수록 내부유동관 내·외부 작동유체간의 열교환 시간이 길어져 두 모델간의 온도차는 더 커지는 것으로 나타났다.

하루 중의 태양열은 사인과 형태와 유사한 경향으로 집열튜브에 조사되나 본 연구에서는 정상상태에서의 집열튜브 성능을 예측하는 것이 주요 목적이므로 사인과 형태의 조사 대신에 태양열의 강도를 변경하며 해석을 수행하였다. 그림 13은 일사량의 강도 변화에 따른 집열튜브 입출구의 수온변화를 나타낸 것이다. 집열튜브 입출구에서의 온도차는 하루 중 일사량이 가장 강한 경우를 300W/m²이라고 가정할 때 약 4°C로 나타났다. 이는 일사량의 강도가 강할수록 작동유체가 내부유동관의 출구에서 집열튜브의 출구를 지나는 동안 더 많은 열교환이 발생하기 때문이다.

집열튜브는 작동유체가 대향류로 흐르는 하나의 열교환기와 같은 역할을 한다. 따라서 유량에 따른 집열튜브의 효율을 비교하기 위해 각 경우에 대하여 집열튜브 출입구에서 전체길이의 80% 되는 지점까지의 온도변화를 열 교환기의 고전적 해석 방법인 대수평균온도차법(Log Mean Temperature Difference Method)을 이용하여 분석하였다. 유량변화에 따른 LMTD의 변화는 표 4에 나타내었다. 작동유체가 집열튜브 내부에서 머무르는 시간이 길수록 열교환을 많이 하게 되어 유량이 낮아질수록 LMTD는 더 높게 나타났고 두 모델간의 오차는 줄어들었음을 알 수 있다.

그림 14 초기온도가 10°C이고 유량이 3 l/min인 작동유체가 870W/m²로 조사되는 태양열을 받아 정상상태에 도달하였을 때 집열튜브 내부의 작동유체 (a)속도 및 (b)온도 변화와 (c)각 재질에 대한 온도 분포를 나타낸 것이다. 그림 14의 (a)를 살펴보면 작동유체인 물은 초기속도 0.098m/s로 내부유동관에 진입하여 정상상태에 도달한 물의 온도가 제일 높은 지점의 근방에서 초기속도의 약 두배인 0.17m/s로 유속이 증가 되다가 내부유동관의 출

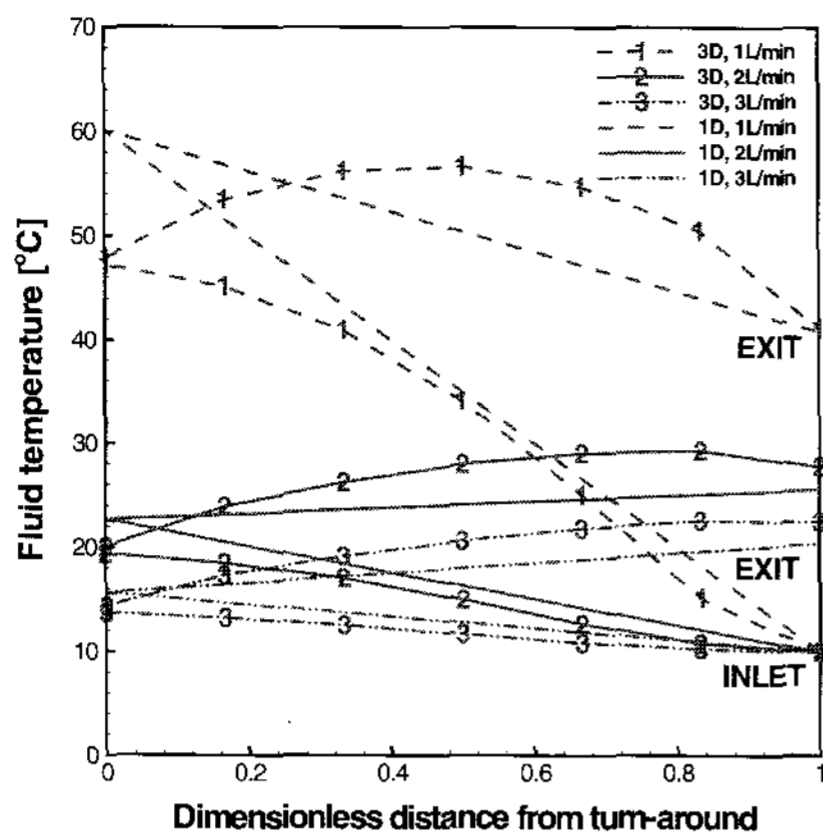


그림 12. 유량변화에 따른 집열튜브 입출구 수온변화의 1차원 및 3차원 해석 결과 비교

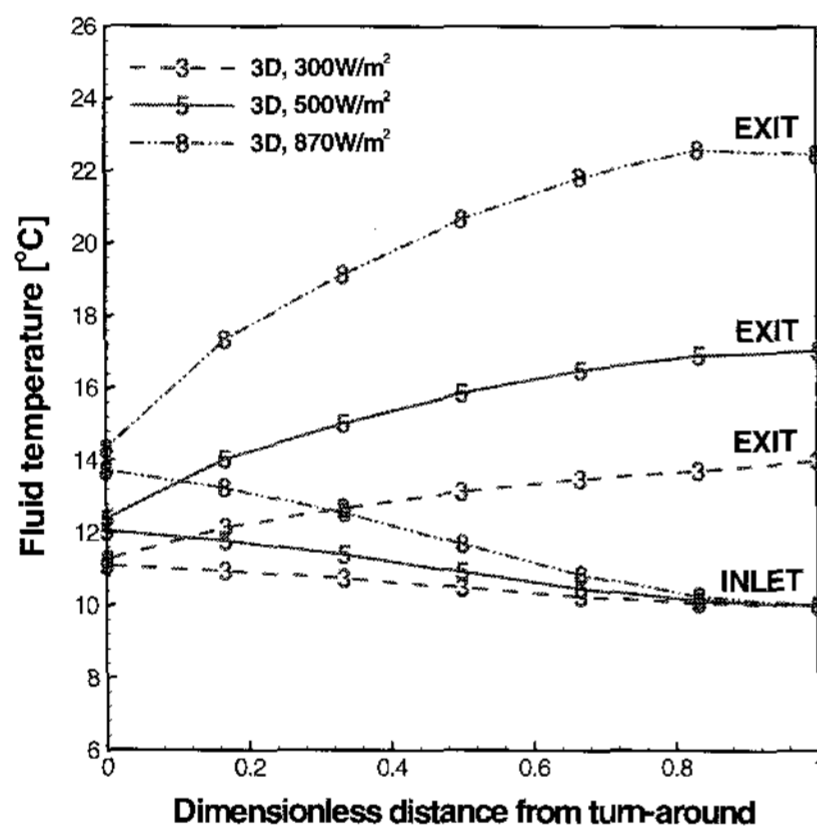


그림 13. 일사량의 강도 변화에 따른 집열튜브 입출구의 수온 변화

표 4. 유량변화에 따른 LMTD의 변화

유량 (l/min)	LMTD [°C]		Error (%)
	ID 선형 모델	3D 모델	
1	15.3	17.3	11.6
2	7.8	10.4	25
3	5.2	7.5	30.6

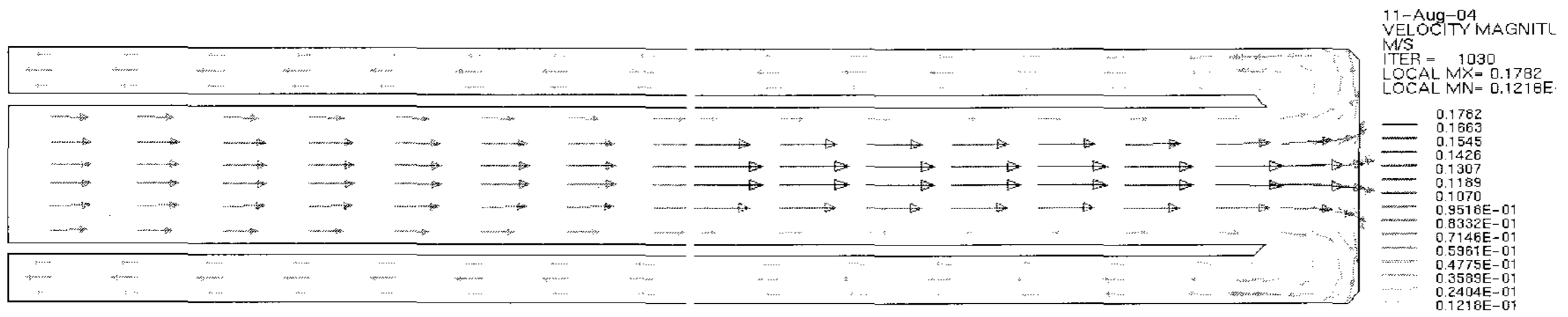
구 근방에서는 초기속도의 절반수준인 약 0.05m/s 정도로 낮게 나타나고 있음을 알 수 있다. 집열튜브 입출구 근방에서는 내부유동관 내·외부의 수온이 약 12.5°C의 큰 차이를 보였으나 내부유동관 출구 근방에서는 약 13.5°C의 온도를 유지하고 있었고,

물 온도 최고점에서는 약 23.5°C까지 온도가 상승하고 있음을 그림 14의 (b)에서 알 수 있다. 부동액은 에틸렌 글리콜과 물의 비율이 40 : 60인 혼합액으로 되어 있고 이중유리관을 통하여 조사된 태양에너지는 이 부동액을 먼저 충분히 가열하게 되므로 작동유체에 대한 열적 완충작용을 하게 된다. 그림 14의 (c)에서 부동액은 약 18~55°C의 온도 범위를 나타내었다. 이중유리관의 내부관 표면에는 흑체로 코팅된 흡수부가 있으므로 태양에너지가 이 부분으로 흡수된다. 따라서 흡수부의 온도는 약 74°C까지 올라가 집열모듈의 최고 온도변화 부분임을 알 수 있다.

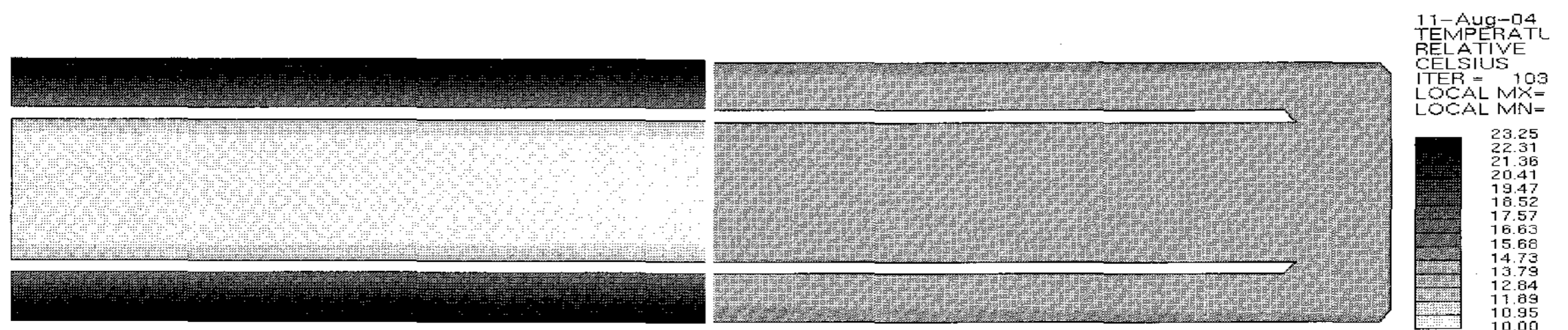
4. 결 론

본 연구에서는 등축유로를 장착한 all-glass solar vacuum tube의 열성능 예측을 위하여 선형화된 1차원 모델에 대한 온도분포를 정상상태에서 구하였고 아울러 이를 바탕으로 유량, 태양열 흡수율 및 강도 변화에 대한 태양열 집열튜브의 성능을 예측하기 위하여 3차원 모델에 대한 열유동 해석을 수행하였다. 그에 대한 결론은 다음과 같다.

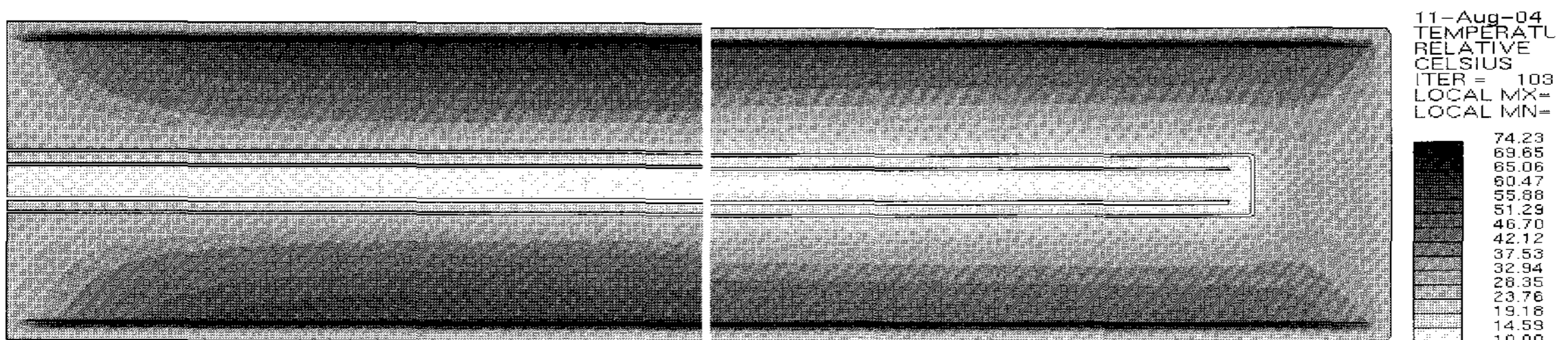
1. 공기를 작동유체로 사용한 Eberlein의 결과와 비교하여 오차율 3.44% 이내로 1차원 선형화 모델의 신뢰도를 확보하였다.
2. 본 연구에서 사용한 1차원 선형화 모델의 경우는 유량이 약 1.7 l/min일 때 집열튜브 출구에서 약 28.5°C의 수온을 가지는 임계점이 있음을 알 수 있었고, 흡수층의 흡수율 변화로 집열튜브 내의 작동유체(물)는 선형적인 온도상승을 나타냈다.
3. 3차원 모델의 경우는 1차원 선형화 모델과 달리 내부유동관 출구를 나온 작동유체가 집열튜브의 출구로 흘러나가는 동안에도 집열튜브 내부유동관 내부를 흐르고 있는 작동유체와 지속적인 열교환을 하게 되므로 유속 및 일사량의 강도 등에 따라 작동유체의 최고 온도 위치



(a) 작동유체(물)의 속도변화



(b) 작동유체(물)의 온도변화



(a) 집열튜브내의 온도분포

그림 14. 태양열 집열튜브 내부의 작동유체 속도 및 온도 변화와 집열튜브 내의 온도분포
(Solar intensity: $870W/m^2$, Flow rate: $3\ell/min$, Initial temperature water: $10^\circ C$)

가 다양하게 나타났고, 유량이 $1\sim 2\ell/min$ 로 변할 때 집열튜브 내부 작동유체의 온도변화가 급격히 일어나고 있음을 알 수 있었다.

- 본 연구는 설계 파라미터로서 유량, 유로의 형상 등이 집열 성능에 미치는 영향을 분석하였으며 아울러 집열튜브 내에 충전된 부동액의 역할과 최적 작동을 위한 조건을 살펴보았다.

후 기

본 연구는 에너지관리공단 학술진흥사업의 지원을 받아 수행하였으며 관련 제위께 감사드립니다.

참 고 문 헌

- Michael B.Eberlein. "Analysis and performance predictions of evacuated tubular solar collectors using air as the working fluid", 1976
- Y.P.Yadav, "Transient analytical solution of a solar still integrated with a tubular solar energy collector", 1998
- Beckmann, R. A., and Duffie, B. D., "Solar Thermal Engineering", 1980.
- STAR-CD Ver.3.15 Manual, Computational Fluid Dynamics Ltd., 2001