

CFD를 이용한 접시형 태양열 집열기의 Transient 열전달 성능 해석

*오 상준¹⁾, 이 주한, 서 주현, 이 진규, 조 현석, **서 태범²⁾

Analysis of Transient Heat Transfer Characteristics of a Receiver for a Dish Type Solar Thermal System by using CFD

*Sangjune Oh, Juhan Lee, Joohyun Seo, Jingyu lee, Hyunseok Cho, **Taebeom Seo

Key words : Dish type solar thermal system(접시형 태양열 시스템), Air receiver(공기식 흡수기),
Transient analysis(Transient 해석)

Abstract : A numerical and experimental studies are carried out to investigate the transient heat transfer characteristics of 5kWth dish type solar air receiver. Measured solar radiation and temperatures at several different locations are used as boundary conditions for numerical simulation. Many parameters' effects (reflectivity of the reflector, the thermal conductivity of the receiver body, transmissivity of the quartz window, etc.) on the thermal performance are investigated. Discrete Transfer Method is used to calculate the radiation heat exchange in the receiver. A transient heat transfer model is developed and the rate of radiation, convection and conduction heat transfer are calculated. Comparing the experimental and numerical results, good agreement is obtained. Using the numerical model, the transient heat transfer characteristics of volumetric air receiver for dish type solar thermal systems are known and the transient thermal performance of the receiver can be estimated.

Nomenclature

t : time, sec
 x_i : Cartesian coordinate
 u_i : Absolute fluid velocity component in direction x_i , m/s
p : Piezo metric pressure, N/m^2
 ρ : Density, kg/m^3
 τ_{ij} : Stress tensor components, N/m^2
 S_m : Mass source
 S_i : Momentum source components, $kg \cdot m/s$
 F_{hj} : Diffusional energy flux in direction x_j , W/m^2
 S_h : Energy source
H : Total enthalpy, kJ/kg
h : Static enthalpy, kJ/kg
MHF : Maximum Heat Flux, W/m^2

subscrip

i, j : i, j=1,2,3

1. 서론

다양한 신·재생에너지 중에서 태양열을 이용한 발전 시스템은 화석연료를 대체할 수 있는 매우 경쟁력이 있는 분야이다. 태양열 발전을 실현시키기 위해서는 저밀도의 태양열을 반사경과 같은 장치를 통해 고밀도의 에너지로 만들기 위한 태양열 고집광 관련 기술이 필요하다. 현재 태양열 고집광 관련 기술은 매우 빠른 성장기에 있으며 이를 통해 고온 태양열 에너지의 이용이 가능하게 되었다.

이러한 고집광 관련 기술의 종류에 따라 고온 태양열 에너지 시스템을 접시형 태양열 집열기와

-
- 1) 인하대학교 기계공학과 대학원
E-mail : smilensmile@gmail.com
Tel : (032)874-7327 Fax : (032)868-1716
2) 인하대학교 기계공학과
E-mail : seotb@inha.ac.kr
Tel : (032)874-7327 Fax : (032)868-1716

솔라 타워 등으로 분류 할 수 있다. 본 연구에서는 Transient 해석을 통하여 집시형 태양열 시스템의 흡수기에 대한 열전달 성능을 분석하였다.

선행연구사례로 흡수기 외부의 공기 유동에 대한 자연대류 열전달 실험 및 수치해석이 진행되었다.¹⁾²⁾³⁾ 또한, 2차원 흡수기 내부에서의 층류 자연대류 및 내부벽면에 위치한 토출부의 크기 비율, 작동유체에 따른 표면 방사율과 표면 복사 열전달의 결합에 대한 수치해석적 연구가 진행되었다.⁴⁾

흡수기 형상에 대한 연구 또한 진행되었다. 흡수기 체적에 대한 실험결과를 바탕으로 태양열 흡수기의 대류 열전달에 대한 간단한 모델 연구가 진행되었다.⁵⁾ 또한 흡수기 입구의 크기와 표면온도, 각도를 고려한 원통형 형상의 흡수기를 제안하였다.⁶⁾ 그리고 2차원 흡수기에서의 자연대류 및 복사 열전달에 대한 수치해석에 대한 연구도 진행되었다.⁷⁾ 불연속적으로 가열된 흡수기 내부에서의 자연대류와 전도 및 복사 열전달을 수치해석과 실험을 비교 분석하였다.⁸⁾

본 연구에서는 다공성 물질이 삽입된 흡수기의 3차원 형상에 대하여 시간에 따라 변화하는 유입 열유속을 경계 조건으로 하여 흡수기 내부의 열전달 성능을 분석하였다. 또한 수치해석의 정확도를 높이기 위하여 실험결과 값과 비교 분석하였다.

2. 실험 장치

2.1 공기식 흡수기

Fig. 1은 공기식 흡수기의 외부 형상이다. 흡수기의 모든 재질은 고온에서 견딜 수 있는 306 SS 를 사용하였다. 흡수기의 입구는 태양열 집열기의 초점지역 플럭스 분포에 의해 태양복사열을 90% 이상 흡수할 수 있도록 10cm로 정하였다. Fig. 1(a)에서와 같이 2번 방향으로 공기가 유입되어 1번 방향으로 토출된다. 공기식 흡수기 내부에서 와류를 형성하기 위하여 세 방향으로 공기가 유입된다.

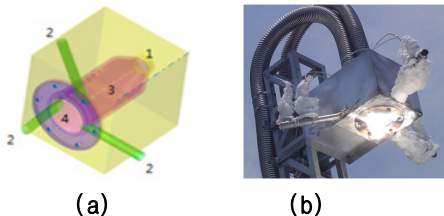


Fig. 1 공기식 흡수기의 외부 형상

공기식 흡수기의 대류 열손실을 최대한으로 줄이기 위해 흡수기 입구에 투과율이 높고, 고온에서 견딜 수 있는 석영유리를 설치하였다. 그리고 흡수기 내부를 지나는 공기의 거주시간 및 열전

달 면적을 최대한 늘리기 위해서 니켈 합금으로 이루어진 다공성 물질을 삽입하였다.

3. 수치해석 방법

3.1 유동 및 열전달 모델링

CFD 해석은 상용코드인 STAR-CCM+ Version 3.02를 사용하였다. 공기식 흡수기 내부의 유동 및 열전달 성능해석은 지배 방정식의 simultaneous solution에 기초한다. 공기식 흡수기 내부의 지배 방정식은 다음과 같다.

Continuity equation

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial} (\rho u_j) = s_m$$

Momentum equation

$$\frac{\partial \rho u_i}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j u_i - \tau_{ij}) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + s_i$$

Energy equation

$$\frac{\partial \rho H}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho H u_j + F_{h,j} - u_i \tau_{ij}) = \frac{\partial p}{\partial t} + s_i + s_h$$

Where,

$$H = \frac{1}{2} u_i u_i + h$$

Transient 해석은 Implicit unsteady 방법을 이용하였고, 실험으로 측정된 불규칙적인 열유속을 경계 조건으로 하였다.

3.2 경계 조건

공기식 흡수기의 외부는 단열 조건을 적용하였다. 집시형 태양열 집열기를 통해 측정된 유입 열유속은 해석 모델의 열원에 대한 경계조건으로 사용되었다. 해석에 사용된 기본적인 경계 조건을 정리하여 Table 1에 나타내었다.

Table 1 경계 조건

Variable	Values
유입 공기 속도	10m/s
유입 공기 온도	296K
석영유리의 투과율	0.95
다공성 물질의 다공도	94-97%

4. 결과 및 고찰

공기식 흡수기의 열성능을 분석하기 위해 시간 변화에 따른 공기식 흡수기의 열전달 특성을 수치해석적으로 분석하였다.

Fig. 2은 다공성 물질의 유무에 따라서 흡수기 내부의 온도분포를 비교하였다. Fig. 2(a)는 흡수기 내부에 다공성 물질이 없는 경우이며, Fig. 2(b)는 흡수기 내부에 다공성 물질이 있는 경우의 온도 분포이다. 이것은 유입 열유속이 0.406 MW/m² 일때 정상상태에서의 결과이다. 같은 조건에서 다공성 물질이 삽입된 흡수기의 출구 온도는 다공성 물질을 삽입하지 않은 흡수기의 출구 온도보다 매우 높게 나타난다.

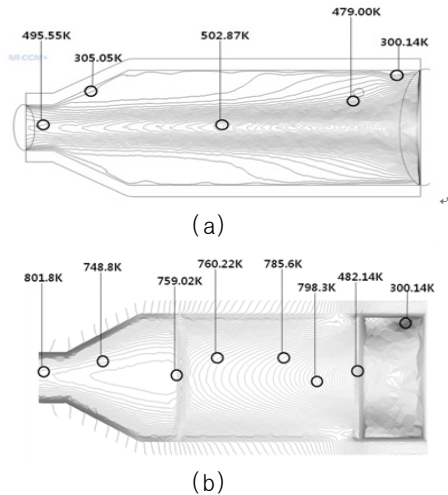


Fig. 2 다공성 물질의 유무에 따른 흡수기 내부 온도 비교
(a) 다공성 물질을 삽입하지 않은 경우,
(b) 다공성 물질을 삽입한 경우

다공성 물질을 삽입하지 않은 경우, 흡수기 내부로 유입되는 공기는 흡수기 내부 면에 충분히 접촉할 수 없기 때문에 충분한 열전달이 일어나지 않는다. 이와 반대로 다공성 물질이 삽입되어진 경우에는 흡수기 개구부로 유입되는 태양 복사 에너지에 의해 다공성 물질의 온도가 상승되고 이에 접촉하는 유입 공기의 온도도 상승된다.

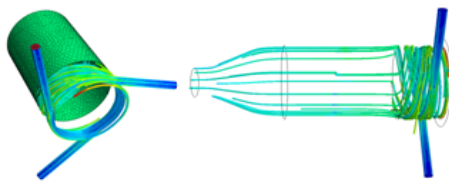


Fig. 3 흡수기 내부의 유동 흐름

흡수기 내부의 유동 흐름은 Fig. 3에 나타내었다. 세 방향으로 유입되는 입구는 원주방향으로 설계되었고 유입된 공기는 흡수기 내부에서 와류를 형성한다. 본 연구에서 제안한 흡수기 형상은 흡수기 개구부에서 가장 높게 측정된 열유속 분포를 최대한 이용하기 위해 설계 하였다. 흡수기 개구부에서 와류를 형성시키고 거주 시간을 높여 충분한 열전달이 일어날 수 있도록 입구의 형상

을 위와 같이 설계하였다. 따라서 유입된 공기는 첫 번째 위치한 다공성 물질을 통과하기 전에 와류를 형성하게 되고 일정한 온도 분포를 나타낸다.

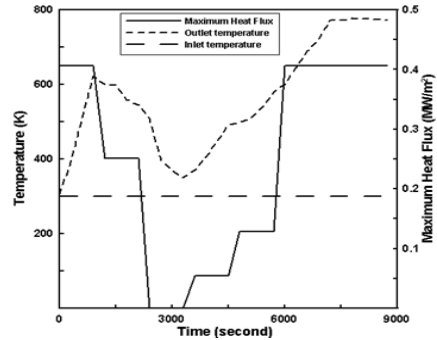


Fig. 4 플럭스 변화에 따른 출구 온도

Fig. 4는 플럭스의 범위가 0.406 MW/m²에서 0 MW/m²일때 시간 변화에 따른 흡수기 입구, 출구 온도를 그래프로 나타내었다. 흡수기 출구의 온도는 유입 열유속의 영향에 따라 변화하는 것을 알 수 있으며 최대 열유속이 주어졌을 때 정상 상태에서의 흡수기 출구온도는 약 775K이 나왔다. 흡수기 입구로 태양복사에너지가 유입되어 내부 온도가 정상상태로 도달한 후 흡수기 출구 온도가 정상상태에 이르는 시간은 약 2200초라는 것을 알 수 있다.

Table 2 흡수기 출구온도 비교

시간	6000	7200	8400
MHF(W/m ²)	0.406	0.406	0.406
출구온도 (계산, K)	600.9	771.5	774.9
출구온도 (실험, K)	581.8	754.4	759.5
오차율(%)	3.17	2.26	1.98

Table 2은 Fig. 4에서 나타낸 최대 유입 열 유속 조건(0.406MW/m²)일때 6000~8400초 동안의 흡수기 출구온도를 나타낸 것이다. 수치해석 결과와 실험 결과를 비교해 보면 최대 오차율은 3.17%로 계산되었고 이를 통해 수치해석 결과는 실험 결과와 일치한다고 할 수 있다.

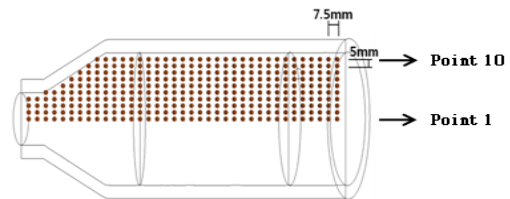


Fig. 5 가상프로브를 이용한 흡수기 내부 온도 측정 포인트

Fig. 5은 수치해석 시 특정 위치의 온도를 측정하기 위한 열전대의 역할을 하는 가상의 프로브이다. 가상의 프로브는 흡수기 개구부의 중심으로부터 5mm간격으로 지정되어 있으며 길이 방향으로 7.5mm간격으로 지정하였다.

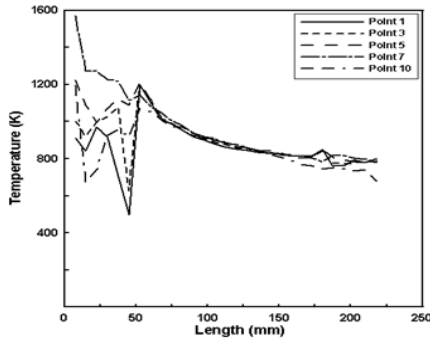


Fig. 6 흡수기 축방향에 대한 온도 분포

Fig. 6은 유입 열 유속이 0.406MW/m^2 일때 Fig. 5에서 지정한 가상의 프로브 위치에 따라 각 포인트 별 길이 방향의 온도 분포를 나타낸 것이다. 석영 유리를 통해 유입된 열유속은 석영유리 전면부의 공기를 고온 상태로 만들지만 세 방향의 입구에서 유입된 비교적 저온의 공기의 영향으로 온도가 급감한다. 그러나 공기가 다공성 물질에 접촉하였을 경우에는 복사 열전달에 의해 온도가 급격히 증가한다. 다공성 물질을 통과하는 동안 공기의 온도는 점차 감소한다.

5. 결론

본 연구에서는 시간 변화에 따른 열전달, 자연 대류 열전달, 복사 열전달 및 전도 열전달 현상등을 포함하고 있는 3차원의 모델을 이용하여 다공성 물질을 삽입한 공기식 흡수기의 열성능을 분석하였다. 연구의 결론은 다음과 같다.

- (1) 흡수기 내부에 다공성 물질을 삽입하였을 경우가 다공성 물질을 삽입하지 않았을 경우보다 열전달률이 매우 높다.
- (2) 흡수기 입구에 일정한 태양 복사 에너지를 투입시킨 후 일정한 출구 온도를 얻기 위해서는 약 2200초가 소요된다.
- (3) 흡수기 내부로 유입된 공기는 다공성 물질에 접촉하였을 경우에는 온도가 급격히 증가한다. 또한 다공성 물질을 통과하면서 공기의 온도는 점차 감소한다.
- (4) 최대 열유속이 0.406MW/m^2 일때 흡수기 출구 온도의 실험값과 계산값을 비교하였다. 최대 오차율과 최소 오차율은 각각 3.52%와 1.98%이다.

후 기

본 연구는 산업자원부 출연금으로 수행되었음.(과제번호: 005-N-S014-P-01-0-000)

References

- [1] S. Yasuaki, K. Fujimura, T. Kunugi, N. Akino, 1999, "Natural convection in a hemispherical enclosure heated from below," Heat Mass Transfer, Vol. 37, pp.1605-1617.
- [2] J.M. Khubeiz, E. Radziemska, W.M. Lewandowski, 2002, "Natural convective heat transfer from an isothermal horizontal hemispherical cavity," Apply Energy, Vol. 73, pp.261-275.
- [3] W.M. Lewandowski, P. Kubski, J.M. Khubeiz, H. Bieszk, T. Wilczewski, S. Szymanski, 1997, "Theoretical and experimental study of natural convection heat transfer from isothermal hemisphere," Heat Mass Transfer, Vol. 40, pp.101-109.
- [4] S.N. Singh, S.P. Venkateshan, 2004, "Numerical study of natural convection with surface radiation in side-vented open cavities," Int. J. Thermal Sci. Vol. 43, No. 4, pp.865-876.
- [5] D.L. Siebers, J.S. Kraabel, 1984, "Estimating convective energy losses from solar central receivers," Sandia Laboratory Report, SAND84-8717.
- [6] C.G. McDonald, 1995, "Heat loss from an open cavity," Sandia Laboratory Report, SAND95-2939.
- [7] J.L. Lage, J.S. Lim, A. Bejan, 1992, "Natural convection with radiation in a cavity with open top end," ASME J. Heat Transfer, Vol. 114, pp.479-486.
- [8] A.A. Dehghan, M. Behnia, 1996, "Combined natural convection-conduction and radiation heat transfer in a discretely heated open cavity," ASME J. Heat Transfer, Vol. 118, pp.56-64.
- [9] P.S. Cumber, 1995, "Improvements to the discrete transfer method of calculating radiative heat transfer." Heat Mass Transfer, pp.2215-2258.