

병렬식 하이브리드 흡수식 냉온수기 동특성 시뮬레이션 연구

신 영 기^{*†}, 서 정 아^{*}, 우 성 민, 김 효 상

^{*}세종대학교 기계공학과, 삼중테크(주)

A Study on Dynamic Simulation of a Hybrid Parallel Absorption Chiller

Younggy Shin^{*†}, Jung-A Seo^{*}, Sung Min Woo, Hyo Sang Kim

^{*}Department of Mechanical Engineering, Sejong University, Seoul 134-747, Korea

SamjungTech Co., Seoul 135-080, Korea

ABSTRACT: A dynamic model has been developed to investigate the operability of a single and double-effect solar energy assisted parallel type absorption chiller. In the study, main components and fluid transport mechanism have been modeled. Flow discharge coefficients of the valves and the pumps were optimized for the double-effect mode with solar-heated water circulated. The model was run for the single mode with solar energy supply only and the solar/gas driving double effect mode. And the cases of the double mode with and without the solar energy were compared. From the simulation results, it was found that the present configuration of the chiller is not capable of regulating solution flow rates according to variable solar energy input. And the single mode utilizing the solar energy only is not practical. It is suggested to operate the system in the double mode and the flow rate control system adaptive to variable solar energy input has to be developed.

Key words: absorption(흡수식), dynamic model(동특성 모델), 태양열 (solar energy), shell-tube heat exchanger(셸-튜브 열교환기), absorber(흡수기)

기 호 설 명

c : 농도 [moles/m ³]
c_p : 정압 비열 [J/kg°C]
c_v : 정적 비열 [J/kg°C]
G_f : 비중 (water = 1.0)
L : 열교환기 길이 [m]
h : 엔탈피[J/kg], 열전달계수[W/m ² °C]
\dot{m} : 질량 유량 [kg/sec]
\dot{m}'_v : 단위길이당 냉매질량 유량 [kg/sec-m]
MC' : 단위 길이당 열용량 [W/m°C]
N : 세그먼트 수

N_1 : 액체 유량 단위 환산 계수
p : 압력 [Pa]
P : perimeter [m]
T : 온도 [K]
t : 시간 [sec]
u : 유속 [m/s]
UP : 단위길이당 전체 열전달 계수[W/m°C]
x : 농도 [%]

그리스 문자

ρ : 밀도 [kg/m ³]
τ : 시간적분 매개변수 [sec]

하첨자

i : segment index
k : 대향류 유체 0 또는 1

† Corresponding author

Tel.: +82-2-3408-3284; fax: +82-2-3408-4333

E-mail address: ygshin@sejong.ac.kr

1. 서론

태양열을 이용한 흡수식 시스템에 대한 많은 연구가 진행되어 왔지만 저온의 태양열 온수에 기인한 낮은 성적계수 (COP)와 고가의 시설비용으로 인하여 시장 경쟁력을 갖춘 제품은 아직 출시되지 않았다. 그러나 재생에너지 활용 잠재력이 우수한 흡수식 냉온수기 실용화를 위한 연구를 전세계적으로 진행하고 있으며 대표적인 형태는 태양열과 가스열을 동시에 이용하는 이중효용 하이브리드 흡수식 시스템이다⁽¹⁾. 아직 상품화된 시스템이 없는 관계로 정상상태에서의 열평형 해석이거나^(1,2), 실험장치 형태로 태양열을 이용한 단일효용 시스템 성능측정⁽³⁾이 대부분이다.

문제는 그러한 하이브리드 시스템을 제작하여 운전하는 경우 하드웨어적인 구축조건으로 인하여 발생할 수 있는 제어상의 문제점들이 충분히 고찰될 수 없다는 점이다. 많은 비용과 시간이 소요되는 시제품 제작에 앞서 설계된 하이브리드 시스템을 가상 운전하여 문제점을 파악할 수 있는 가상의 시뮬레이터 개념이 유용하다. Fu 등⁽⁴⁾은 Modelica라는 객체지향 언어를 이용하여 동특성 모델을 개발하고 정상상태에서 부하변동을 주어 실험 데이터와 상관성을 확인한 바 있으나 시뮬레이터 개념까지는 확장하지 못하였다. 본 연구에서는 직렬식 이중효용 냉온수기 시뮬레이터

를 개발한 경험⁽⁵⁾을 활용하여 태양열을 이용한 병렬식 이중효용 하이브리드 흡수식 시스템의 시뮬레이터를 개발하였다. 태양집열기는 연구가 진행 중이므로 일정 유량의 온수로 대체하였다.

2. 동특성 모델링

2.1 시스템 구성

Fig. 1은 병렬식 하이브리드 LiBr-H₂O 흡수식 냉온수기의 구조를 나타낸다.

기존 병렬식 흡수식에 태양열 온수를 이용하기 위한 solar generator (STG)와 solar condenser (SC)가 추가되고 냉방부하에 따라 이중효용 운전이 가능하도록 하기 위한 유량 제어 밸브들이 추가 되었다. 본 연구에서는 90°C의 태양열 온수가 이용가능하다는 가정 하에 시스템 운전 특성을 고찰하였다.

냉온수기 모델은 크게 4개의 영역으로 나눌 수 있다. 첫 번째로 발생기, 응축기, 흡수기 및 증발기는 셀-튜브 방식의 열교환기로 모델링 된다. 이 모델은 셀 측의 작동유체를 상변화를 포함하는 열평형 방정식으로 표현하는 단일 열용량 시스템(lumped system)을 적용하였다. 두 번째는 용액열교환기(Fig. 1의 HSX, LSX, Drain HX)로서 두 개의 대향류 간의 열교환으로 유동방향 온도변화가 존재하는 단상의 현열교환 시스템으로

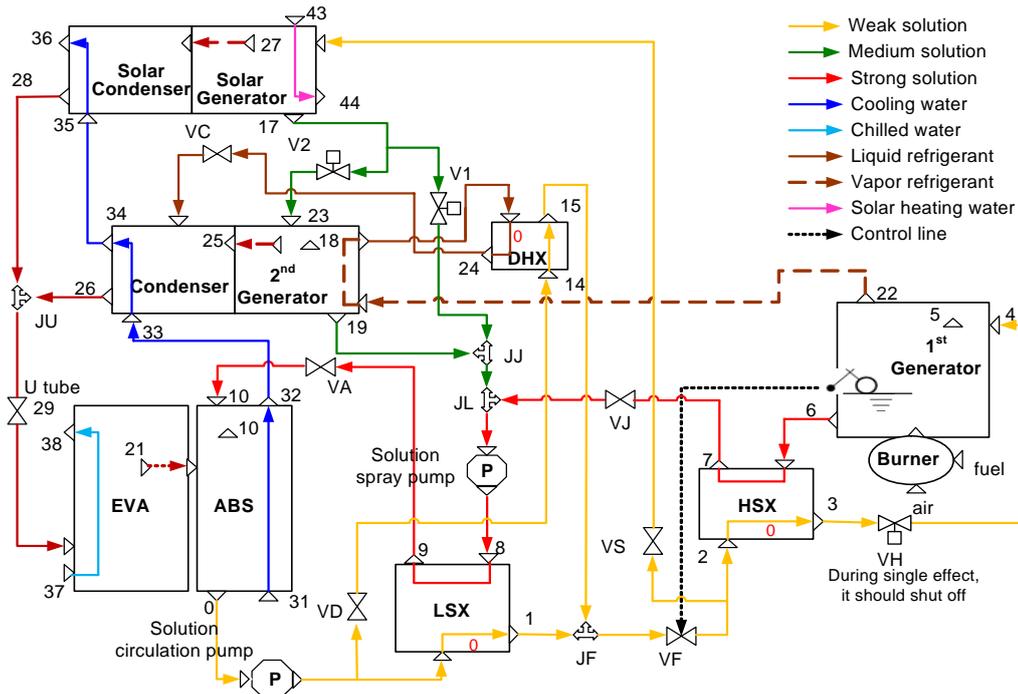


Fig. 1 Schematic of a hybrid parallel type absorption chiller

모델링 된다. 세 번째는 액막형 열교환기인 태양열 발생기(STG)의 모델링이다. 마지막으로 유체이송 메카니즘이 있으며, 병렬식의 경우 그 과정이 복잡하기 때문에 펌프의 유량 특성과 연계하여 모델링하였다.

보일러에서의 열 발생은 일반적인 연소방정식을 적용하여 반응물과 배기 생성물의 엔탈피 차이로부터 발열량을 계산하고 일반적인 보일러 효율만큼의 열량은 고온재생기에 공급되고 나머지 열량은 배기가스 온도 결정에 기여하는 것으로 가정하였다.

2.2 주요 구성요소 모델링

전 절에서 언급한 헬-튜브 방식의 열교환기 및 대향류 현열 열교환기는 관련 연구문헌에서 다룬 바 있으므로 본 연구에서는 상세한 서술은 생략한다. 이 두 가지 모델은 과도 응답특성 모사를 위하여 열용량을 고려한 질량 및 에너지 보존 방정식으로 구성하였다. 해는 물성치 계산루틴과 연계하여 이분법(bisection method)과 같은 수치 해석 방법을 적용하여 구하였다.

2.2.1 액막 열교환기 모델

태양열 발생기는 일반적으로 액막형 열교환기로 구성된다. 액막형 발생기에 관한 모델링 연구 문헌을 찾을 수 없었기 때문에 본 연구에서는 다음과 같이 모델링을 하였다. 액막형은 수평으로 구성된 다수의 온수 배관에 용액이 액막을 구성하여 열교환을 하지만 모델의 단순화를 위하여 단일 수직관에 액막이 흐르는 것으로 가정하였다. 이 가정은 실제와 다소 차이가 있으나 본 연구에서 해석적 모델을 구성한 후 추후 연구를 통하여 모델을 개선할 수 있다고 판단된다. Fig. 2는 수직관의 미소 분할요소에 대한 질량 및 에너지 보존 관계를 나타낸다. 그림에서 유체 0은 태양열 온수, 유체 1은 용액 액막을 나타낸다. 해석의 단순화를 위해 액막 내 유체속도는 선형분포를 가정하였다.

$$u = \frac{y}{\delta} u_{\max} \quad (1)$$

$$\dot{m} = \int_0^{\delta} \rho u P dy = \rho u_{\max} P \delta \quad (2)$$

$$\tau_w = \mu \left. \frac{du}{dy} \right|_{y=0} = \rho g \delta \quad (3)$$

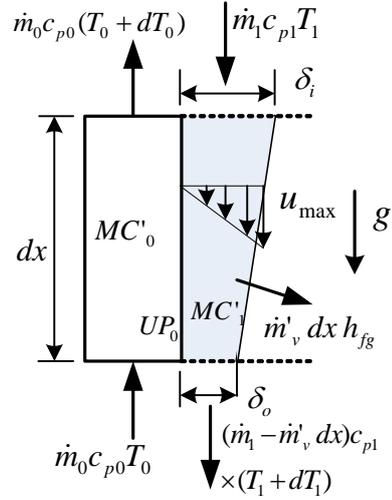


Fig. 2 Element analysis of the film-type heat exchanger

$$\delta = \left(\frac{2\nu \dot{m}}{\rho g P} \right)^{1/3} \quad (4)$$

$$MC'_0 \frac{\partial T_0}{\partial t} = -\dot{m}_0 c_{p0} \frac{\partial T_0}{\partial x} - UP_0 (T_0 - T_1) \quad (5)$$

$$MC'_1 \frac{\partial T_1}{\partial t} = -\dot{m}_1 c_{p1} \frac{\partial T_1}{\partial x} + UP_0 (T_0 - T_1) + \dot{m}'_v c_{p1} T_1 - \dot{m}'_v h_{fg} \quad (6)$$

위 식은 다음 관계를 갖는 유한차분 방정식으로 변환 될 수 있다.

$$\Delta x = \frac{L}{N} \quad (7)$$

$$\frac{\partial T_i}{\partial t} = \frac{T_{i,k} - T_{i,k,old}}{\Delta t} \quad (8)$$

$$\Delta T_i = T_{i,k} - T_{i,k-1} \text{ or } T_{i,j} - T_{i,j-1} \quad (9)$$

$$Ax = y \quad (10)$$

$$A = \begin{bmatrix} \frac{MC'_0}{\Delta t} + \frac{\dot{m}_0 c_{p0}}{\Delta x} + UP_0 & -UP_0 \\ -UP_0 & \frac{MC'_1}{\Delta t} + \frac{\dot{m}_1 c_{p1}}{\Delta x} + UP_1 - \dot{m}'_v c_{p1} \end{bmatrix}$$

$$y = \begin{bmatrix} \frac{\dot{m}_0 c_{p0}}{\Delta x} T_{0,k-1} + \frac{MC'_0}{\Delta t} T_{0,k,old} \\ \frac{\dot{m}_1 c_{p1}}{\Delta x} T_{1,j-1} + \frac{MC'_1}{\Delta t} T_{1,j,old} - \dot{m}'_v h_{fg} \end{bmatrix}$$

$$x = \begin{bmatrix} T_{0,k} \\ T_{1,j} \end{bmatrix} \quad (11)$$

배관 단위길이당 냉매 기화를 \dot{m}'_v 는 다음의 관계식을 적용하고 열 및 물질전달의 상사성^(6,7)

을 이용하여 물질전달계수 h_D 를 구하였으며 STG 설계조건에서의 증기발생량에 맞도록 보정 상수를 곱하였다.

$$\dot{m}_v = h_D P \Delta c \quad (12)$$

$$\Delta c = \frac{M_w}{R_v T_s} (p_s - p_\infty) \quad (13)$$

$$\frac{h}{h_D} = \rho c_p L e^{2/3} \quad (14)$$

$$\frac{hd}{k_v} = a \left[\frac{\rho_v (\rho - \rho_v) g (h_{fg} + 0.4 c_{pw} (T_s - T_\infty)) d^3}{k_v \mu_v (T_s - T_\infty)} \right]^{1/4} \quad (15)$$

2.2.2 용액 이송 메커니즘

병렬식은 펌프 수두, 플로우트 밸브(VF in Fig. 1) 개도 및 발생기 압력과 연관하여 용액 유량 배분이 이루어진다. 따라서, 이들의 상관관계를 모사하는 모델링이 이루어져야 한다. 용액순환 펌프를 통과한 용액은 HTG 내 용액 액위 플로우트에 기계적으로 연동되어 개도가 조절되는 VF 개도에 의해 일차적으로 유량이 조절되고 이후에는 밸브 VH와 VS의 후단 압력과의 차이에 따라 유량이 결정된다. 펌프는 인버터가 없는 단순 ON/OFF 식이므로 펌프 양단의 압력 차에 따른 펌프 유량곡선 특성에 따라 유량이 결정된다. 플로우트 밸브는 펌프의 연속운전이 가능하도록 액위가 높은 경우에도 최소 개도만큼 열려 있게 되어 있다. 밸브 유량 상관식⁽⁸⁾은 다음과 같다.

$$\dot{m} = \rho N_1 C_v \theta \sqrt{\frac{p_1 - p_2}{G_f}} \quad (16)$$

펌프의 유량과 압력차 관계식은 3차 다항식으로 근사되었다. 용액순환 펌프에 의해 STG와 HTG로 분배되는 유량을 구하기 위해서는 HTG의 현재 액위에 의한 VF의 개도를 계산한 후 Fig. 3에서 VF 양단의 압력을 구해야 한다. 밸브 유량 식이 압력에 관하여 비선형이므로 이분법과 같은 수치해석 방법을 적용해야 한다. 일반적으로 한 개의 미지수는 수치해석이 간단하지만 Fig. 3의 경우처럼 2개의 미지수에 대해서 연산 시간이 길어질 수 있으나 시뮬레이션 결과 안정적으로 수렴함을 확인할 수 있었다. 용액 spray pump 및 연관된 밸브에 대해서도 유사한 계산 방법을 적용하였다.

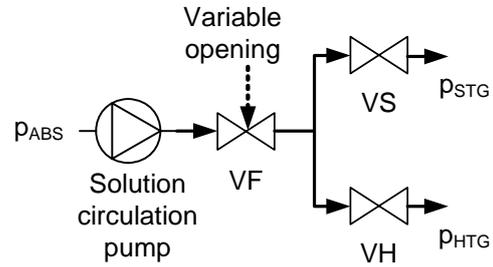


Fig. 3 Schematic of weak solution flow mechanism

2.3 시뮬레이션 조건

일일중 겸용 하이브리드 흡수식 시스템 시제품을 만드는 것이 용이하지 않기 때문에 시뮬레이션 연구를 통하여 시스템 운전의 타당성을 검토하였다. 시뮬레이션의 경우 최초 30분은 태양열 온수만 이용하는 일중 효용모드로 운전하였고 나머지 1시간은 이중 효용 모드로 운전하였다. 제어방법은 Fig. 1의 VH, V2 밸브를 닫고 V1 밸브를 열면 일중효용 운전모드가 되고 이중효용은 밸브를 반대로 동작하는 것이다. 시뮬레이션 전 기간에 걸쳐 0.15kg/sec, 90°C의 온수가 STG를 통과하였고, HTG에는 최대 18.3 kW의 열량을 1,800초부터 2,100초의 기간 중 0 kW부터 선형적으로 증가시켰다.

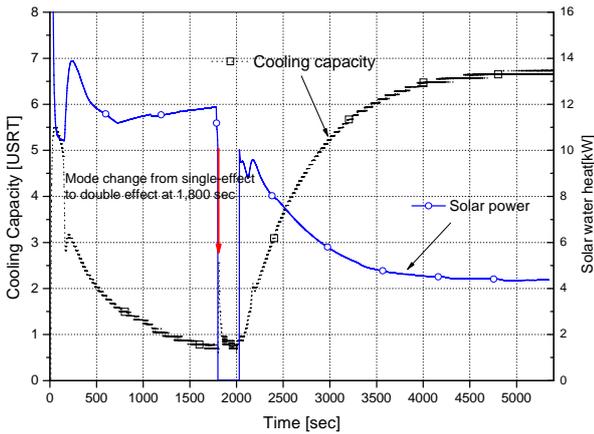
LiBr-H₂O 용액과 냉매인 물의 열역학적 물성치 계산은 각각 Kaita⁽⁹⁾와 NIST의 REFPROP libraries⁽¹⁰⁾의 결과를 이용하였다. 프로그램 언어는 객체지향 구조인 Microsoft사의 Visual C++를 사용하였고 GUI 구성 및 행렬 연산 등을 위하여 National Instruments사의 Visual Studio를 활용하였다. 지배 방정식 계산을 위한 연산 시간간격은 2초로 설정하였으며 전체 연산시간은 시뮬레이션 운전시간의 약 1/8정도로 짧았으므로, 실제 제어기 인터페이스를 위한 가상 실시간 시뮬레이터 구현이 가능하다.

3. 동특성 모델 시뮬레이션 결과 및 고찰

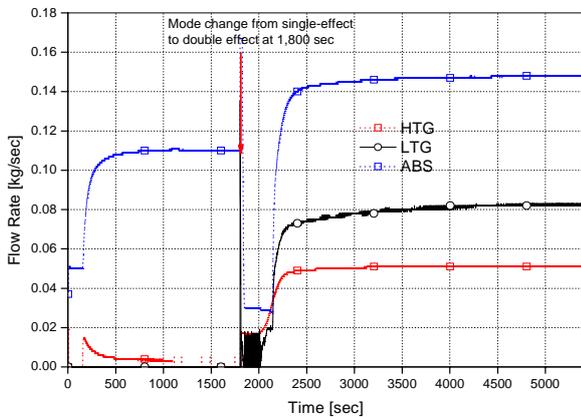
3.1 일중이중 겸용 운전

Fig. 4는 운전모드에 따른 냉방능력 특성을 보여준다. 결과에 의하면 초기 30분의 일중 모드 중 냉방능력이 1 RT보다 작은 값까지 감소하고 있는데 이는 용액순환비가 너무 커서 희석운전에 가깝게 운전되고 있기 때문이다. 용액순환비가 큰 이유는 Fig. 1의 펌프 용량과 밸브 유량계수

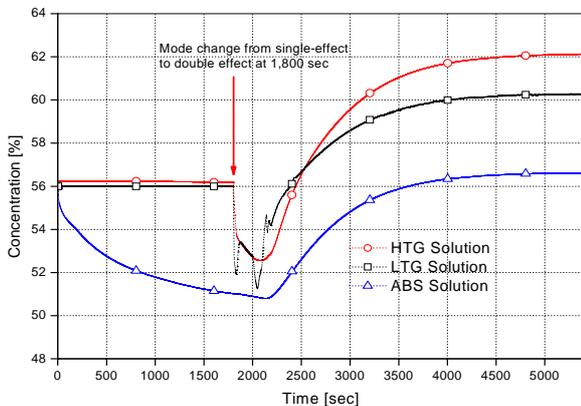
등이 이중효용 운전에 최적화되어 있어 Fig. 4(b)에서 보는 바와 같이 일중 운전에는 상대적으로 많은 용액이 순환되는 문제점이 있다. 그리고 고도한 순환량과 태양열 온수가 열교환 하는 관계로 많은 열량이 소모됨을 알 수 있다. 시뮬레이션 결과 정상상태에서 용액순환비가 일중 및 이중 모드에 대하여 각각 47.0과 14.7에 해당하였



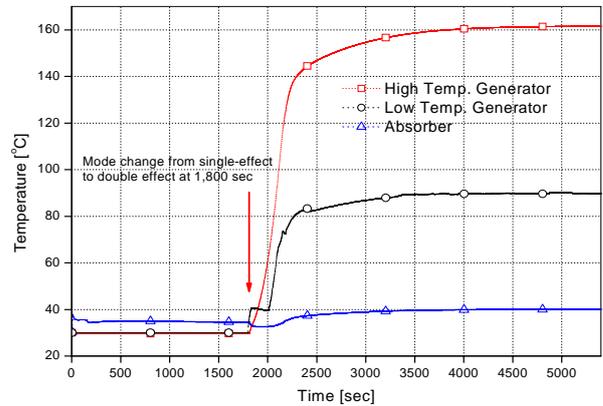
(a) Cooling capacity and solar energy



(b) Solution Flow rates



(c) Concentrations



(d) Solution temperatures

Fig. 4 Simulation results of the chiller

다. 일중모드에 맞게 용액순환비를 조절하려면 Fig. 1의 시스템에서 펌프 관로에 전자식 개도가변밸브를 설치하거나 별도의 펌프를 설치해야 하는데 이는 이중효용의 유용성에 비해 장치가 복잡하고 비싸지는 단점이 있다.

Fig. 5는 LSX에서 열교환되는 용액들의 입출구 온도 거동을 나타낸다. Fig. 1을 보면 LSX 출구의 회용액이 STG에 공급되게 되어 있는데 용액온도가 90°C를 약간 상회하고 있다. 이는 태양열 온수가 90°C인 점을 감안하면 STG에 유입된 용액은 오히려 약간 냉각이 되었다가 용액 중의 냉매 증발열을 보충하는 정도의 에너지를 태양열 온수로부터 얻게 된다. 그 결과 Fig. 1(a)에서 워업 기간 중에는 많은 태양열 온수 열교환이 일어나지만 실제로 많은 열교환이 필요한 고부하 영역에서는 약 4.4 kW 정도의 열량만 교환된다.

3.2 태양열 온수와 이중효용 운전

이중효용 운전 중 태양열이 부족하여 온수 공급이 안되는 경우와 태양열이 공급되는 경우의 운전 성능을 Fig. 6에 도시하였다. 태양열 온수가 있는 경우에는 COP가 약 1.3을 넘지만 온수가 없는 경우에는 0.9에 불과하다. 이는 하이브리드 시스템에 태양열 온수가 충분히 공급된다는 가정하에 최적화 설계를 하였기 때문에 태양열 온수 공급이 부족하면 HTG의 최고온도가 저하되고 용액순환비도 최적치보다 과도하게 된다. 태양열 온수 열원이 부족하게 되면 가스량을 증량하여 COP를 개선할 수 있는 제어 알고리즘 설계가 요구된다.

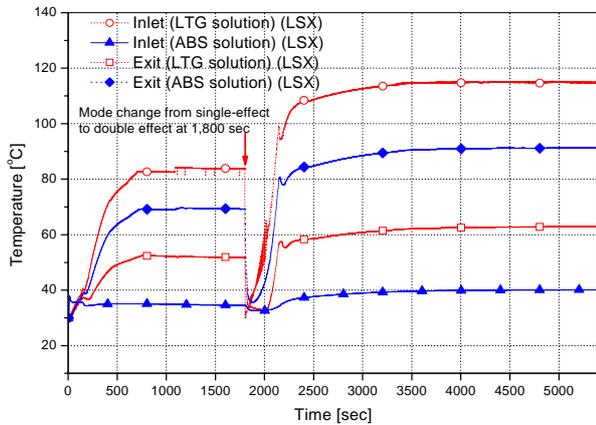


Fig. 5 Solution temperatures in LSX

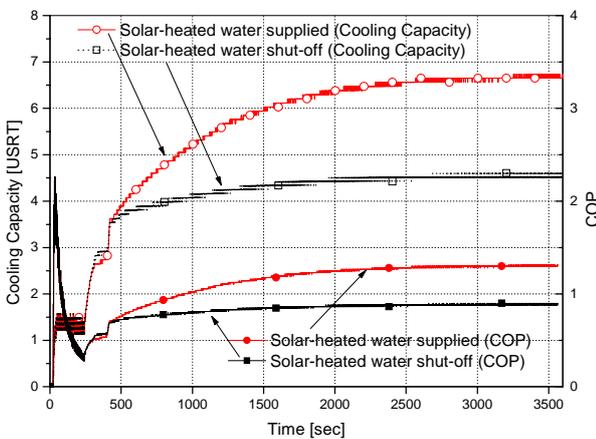


Fig. 6 Effect of solar energy on chiller performance

4. 결론

일일중 겸용 하이브리드 시스템 동특성 모사를 통하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

병렬식 이중효용 시스템은 태양열 일중모드에 부족한 태양열을 보충할 수 있는 용량으로 보일러를 설계해야 한다. 태양 열원이 충분한 경우에는 냉방부하도 커서 일중효용만으로는 건물 냉방이 불가능하므로 일중운전보다는 태양열원을 최대한 활용하는 이중효용 하이브리드 시스템이 실용적인 접근방법으로 판단된다. 적합한 용액순환량을 제어할 수 없고 그 개선방안은 새로운 용액순환 시스템 설계를 요구한다. 이중효용 운전의 경우에도 가변하는 태양열 열원에 따른 시스템 성능저하를 막기 위해서는

후 기

본 연구는 에너지관리공단의 신재생에너지에

너지자원기술 개발 사업의 일환으로 지원되었다.

참고문헌

1. Y.L. Liu, R.Z. Wang, 2004, Performance prediction of a solar/gas driving double effect LiBr-H₂O absorption system, *Renewable Energy*, Vol. 29, 1677-1695.
2. N. Velázquez and R. Best, 2002, Methodology for the energy analysis of an air cooled GAX absorption heat pump operated by natural gas and solar energy, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 22, 1089-1103.
3. J. Yu, Y. Wang and C.F. Ma, 2008, Experimental research on a novel generator for solar absorption chiller, *International Sorption Heat Pump Conference*, Seoul KOREA.
4. D.G. Fu, G. Poncia, Z. Lu, Implementation of an object-oriented dynamic modeling library for absorption refrigeration systems, *App. Therm. Eng.* 26 (2006) 217 - 225.
5. Y. Shin, J.A. Seo, H.W. Cho, S.C. Nam and J.H. Jeong, 2008, Development of a Dynamic Model for Double-Effect LiBr-H₂O Absorption Chillers and Comparison with Experimental Data, *SAREK Summer Conference*, 109-114.
6. J.P. Holman, 1981, *Heat Transfer*, McGraw_Hill Co., 5th ed., pp. 486-499.
7. N.V. Suryanarayana and Ö. Arici, 2003, *Design & simulation of thermal systems*, McGraw_Hill Co., pp. 136.
8. ISA, 202, *Flow Equations for Sizing Control Valves: The Instrumentation, Systems and Automation Society*, ISA-75.01.01-2002.
9. Y. Kaita, 2001, Thermodynamic properties of lithium bromide - water solutions at high temperatures, *IJR* 24(5),374-390.
10. E. W. Lemmon, M. O. McLinden, and M. L. Huber, 2006, REFPROP, Version 7.1, NIST.