이중효용 흡수식 냉온수기 동특성 모델 개발 및 실험결과 비교

신 영 기†, 서 정 아, 조 현 욱*, 남 상 철*, 정 진 희*
세종대학교 기계공학과, *LS 전선(주)

Development of a Dynamic Model for Double-Effect LiBr-H_2O Absorption Chillers and Comparison with Experimental Data

Younggy Shin†, Jung-A Seo, Hyun-Wook Cho*, Sang-Chul Nam*, Jin-Hee Jeong*
Department of Mechanical Engineering, Sejong University, Seoul 134-747, Korea
**Machinery Technology Group, R&D Center Research and Technology Headquarters, Gyunggi-Do 431-080, Korea*

(Received July 4, 2008; revision received October 27, 2008)

ABSTRACT: A dynamic model has been developed to simulate dynamic operation of a real double-effect absorption chiller. Dynamic behavior of working fluids in main components was modeled in first-order nonlinear differential equations based on heat and mass balances. Mass transport mechanisms among the main components were modeled by valve throttling, 'U' tube overflow and solution sub-cooling. The nonlinear dynamic equations coupled with the sub-routines to calculate thermodynamic properties of working fluids were solved by a numerical method. The dynamic performance of the model was compared with the test data of a commercial medium chiller. The model showed a good agreement with the test data except for the first 5,000 seconds during which different flow rates of the weak solution caused some discrepancy. It was found that the chiller dynamics is governed by the inlet temperatures of the cooling water and the chilled water when the heat input to the chiller is relatively constant.

Key words: Absorption(흡수식), Dynamic model(동특성 모델), LiBr-H_2O(리튬브로마이드 수용액), Shell-tube heat exchanger(쉘-튜브 열교환기), Absorber(흡수기)

기 호 설 명

c_p	: 정압 비열 [J/kg℃]
c_v	: 정적 비열 [J/kg℃]
G_f	: 비중 [water = 1.0]
L	: 열교환기 길이 [m]
h	: 엔탈피 [J/kg]
$\dot{m}$	: 질량 유량 [kg/sec]
M	: 질량 [kg]
MC	: 열용량 [W/℃]
MC'	: 단위 길이당 열용량 [W/m℃]
N	: 세그먼트 수
N_1	: 액체 유량 단위 환산 계수
Q	: 열 [J]
T	: 온도 [K]
t	: 시간 [sec]
U	: 내부에너지 [J]
UA	: 전체 열전달 계수 [W/℃]
UP	: 단위길이당 전체 열전달 계수[W/m℃]
x	: 농도 [%]

† Corresponding author
Tel.: +82-2-3408-3284; fax: +82-2-3408-4333
E-mail address: ygshin@sejong.ac.kr

그리스 문자

ρ : 밀도 [kg/m³]
τ : 시간적분 매개변수 [sec]

하첨자

c : 용기 [container]
$coolant$: 냉각수
HTG : 고온 발생기
i : segment index
in : 입구
k : 대향류 유체 0 또는 1
out : 출구
t : 튜브측 [tube-side]

1. 서 론

흡수식 냉온수기의 고급제어 및 고장진단 기능을 개발하기 위해서는 실제 공조기 동특성을 대체할 수 있는 동특성 모델이 요구된다. 특히 제어의 최적화를 위해서는 수많은 시행착오 방식의 시험개발이 필요한데 이는 비효율적이고 개발비용이 과도하다. 본 연구는 실제 공조기를 대체할 수 있는 가상 실시간 시뮬레이터 개발을 위한 전단계로서 동특성 모델을 개발하고 시험데이터와 비교를 통해 유용성을 검증하고자 한다. 이러한 용도의 가상 실시간 시뮬레이터는 화력발전소와 같은 대규모 플랜트에서는 일반적인 관례이지만 흡수식 냉동기 동특성 모델에 관련된 대부분의 연구[1-4]는 정상상태 운전조건에서 약간의 부하변동을 주는 조건하에 진행 되었거나, 시스템 전체 모델의 검증을 위한 충분한 실험 데이터를 제시하지 못하였다. 예컨대, Köhlenbach 등[1]은 소형 단일효용 흡수식 냉온수기의 동특성 모델을 개발하고 실험결과와 비교하였으나 검증을 위한 데이터가 충분하지 못하였다. Fu 등[2]은 Modelica라는 객체지향 언어를 이용하여 동특성 모델을 개발하고 정상상태에서 부하변동을 주어 실험 데이터와 상관성을 확인하였으나, 열교환기 자체의 열용량을 고려하지 않았고, 기동 및 정지시의 과도응답 특성에 대해서는 실험데이터와의 비교가 없다. 용량이 큰 흡수식 냉온수기는 일반적으로 10분보다 긴 과도응답 시간을 갖으며 많은 동력 소비를 요하기 때문에 성능 및 제어향상을 위한 개발업무는 고가의 실험설비와 막대한 시간 및 비용을 소비하게 된다. 따라서 동특성 시뮬레이터를 대규모 플랜트와 같이 활용하여 이러한 요소를 줄여나갈 필요가 있다.

본 연구는 기동과 정지를 포함한 흡수식 냉온수기의 실제 운전을 모사하는 동특성 모델을 제안하고 실험데이터와의 검증을 위해 가스 유량과 같은 시험 측정데이터를 모델에 직접 적용하여 그 결과를 시험 데이터와 비교하였다.

2. 동특성 모델링

2.1 동특성 모델링

Fig. 1은 이중효용 LiBr-H_2O 흡수식 냉온수기의 구조를 도시하였다.

냉온수기 모델은 크게 3개의 영역으로 나눌 수 있다. 첫 번째로 발생기, 응축기, 흡수기 및 증발기는 쉘-튜브 방식의 열교환기로 모델링 된다. 이 모델은 쉘 측의 작동유체를 상변화를 포함하는 열평형 방정식으로 표현하는 단일 열용량 시스템(lumped system)을 적용하였다. 두 번째는 용액열교환기(Fig. 1의 HSX, LSX, SCA, Drain HX)로서 두 개의 대향류 간의 열교환으로 유동방향 온도변화가 존재하는 단상의 현열교환 시스템으로 모델링 된다. 마지막으로 유체 이송 메카니즘이 있으며 실제 시스템에서와 같이 유량제한 밸브와 U자관으로 모델링된다. 보일러에서의 열발생은 일반적인 연소방정식을 적용하여 반응물

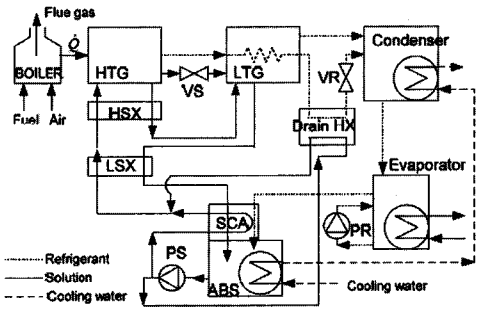


Fig. 1 Schematic of a double-effect LiBr-H_2O absorption chiller.

과 배기 생성물의 엔탈피 차이로부터 발열량을 계산하고 일반적인 보일러 효율만큼의 열량은 고온재생기에 공급되고 나머지 열량은 배기가스 온도 결정에 기여하는 것으로 가정하였다.

2.1.1 집중 열용량 쉘-튜브 열교환기 모델링

쉘 내부 작동유체의 각성분에 j에 대한 전체 질량 Mj의 평형 방정식은 다음 식(1)과 같다.

$$\frac{dM_j}{dt} = \sum_{i=1}^{n} \dot{m}_i x_{i,j} \tag{1}$$

여기서 $\dot{m}_i$는 관로 i를 통하여 체적에 들어오거나 떠나는 유체의 질량 유속이고, $x_{i,j}$는 i번째 경계에서의 성분 j의 질량 분율이다. 전체 내부에너지의 평형관계는 다음 식(2)와 같다.

$$\frac{dU}{dt} = \sum_{i=1}^{n} (\dot{m}_i h_i) + \dot{Q} \tag{2}$$

여기서 h_i는 i번째 관로를 통과하는 엔탈피이고 $\dot{Q}$는 작동유체에 전달되는 열량이다. 쉘 측의 내부에너지 U와 혼합물 M_{shell}의 질량은 다음 식(3), 식(4)와 같이 표현 된다.

$$U = MC_c T_{shell} + M_{shell}(h_{shell} - p_{shell} v_{shell}) \tag{3}$$

$$M_{shell} = M_{shell,0} + \sum_{j=1}^{m} \left(\int_{T=0}^{t} \frac{dM_j}{d\tau} d\tau \right) \tag{4}$$

여기서 MC_c는 용기의 열용량이고 T_{shell}는 쉘 측의 작동유체 온도이다. 집중열용량 가정으로부터 쉘 측 작동유체와 용기는 열적 평형상태에 있으며, LiBr-H_2O 용액의 열역학적 상태를 결정하기 위해서는 3개의 강성상태량 (intensive properties)을 알고 있어야 한다. 성분 및 에너지 보존 법칙으로부터 식(1), 식(2)만이 알려져 있으므로 한 개의 추가 관계식이 필요하다. 해당 관계식을 얻기 위해 Fig. 1에서 HTG, 응축기 및 증발기 내 작동유체는 포화상태에 있다고 가정하면 온도에 해당하는 포화압력을 알 수 있고 온도 정보로부터 압력을 알 수 있다. LTG와 흡수기의 경우에는 이들의 압력이 각각 응축기와 증발기의 압력으로부터 결정되는데 이는 인접한 기기들이 한 용기 내에서 공간을 공유하기 때문이다. 식(2)의 열전달량 $\dot{Q}$는 다음 식과 같이 계산되며 작동유체는 상변화가 있는 LTG내의 열교환기를 제외하고 현열변화만을 고려한다.

$$\frac{T_{t,in} - T_{t,out}}{T_{t,in} - T_{shell}} = 1 - \exp\left(-\frac{UA}{\dot{m}_t c_{p,t}}\right) \tag{5}$$

$$\dot{Q} = -\dot{m} c_{p,t} (T_{t,out} - T_{t,in}) \tag{6}$$

LTG 관내에서는 냉매가 포화액 상태로 관을 떠난다고 가정하면 열전달량 $\dot{Q}$는 식(7)과 같이 표현된다.

$$\dot{Q} = -\dot{m}(h_{t,out} - h_{t,in}) \tag{7}$$

2.1.2 용액열교환기 모델링

작동유체와 용기자체의 열용량을 고려하기 위하여 열교환기 열전달 면은 유동방향으로 여러 개의 세그먼트(segment)로 분할되고 각 세그먼트에 집중 열용량 변수들을 할당한다. Fig. 2로 세그먼트의 변수 표기를 나타내었다.

용액열교환기의 지배방정식은 다음 식(8), 식(9) 같다.

$$MC_0' dx \frac{\partial T_0}{\partial t} = -\dot{m}_0 c_{p0} dT_0 - (T_0 - T_1) UP_0 dx \tag{8}$$

$$MC_1' dx \frac{\partial T_1}{\partial t} = -\dot{m}_1 c_{p1} dT_1 - (T_1 - T_0) UP_0 dx \tag{9}$$

위 식은 다음 관계를 갖는 유한차분 방정식으로 변환 될 수 있다.

$$dx = \frac{L}{N} \tag{10}$$

$$\frac{\partial T_i}{\partial t} = \frac{T_{i,k} - T_{i,k,old}}{\Delta t} \tag{11}$$

$$dT_i = T_{i,k} - T_{i,k-1} \tag{12}$$

유한차분 방정식은 선형이므로 다음의 행렬 형태로 변환 될 수 있다.

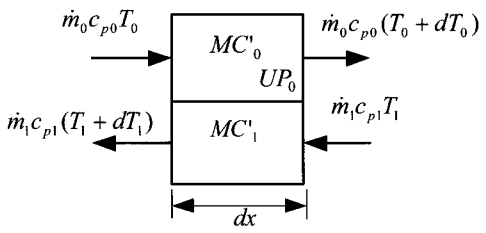


Fig. 2 Notation for heat transfer at an arbitrary segment surface of the model of a counter-flow heat.

$$Ax = y \tag{13}$$

여기서,

$$A = \begin{bmatrix} \frac{MC_0}{N\Delta t} + \dot{m}_0 c_{p0} + \frac{UA_0}{N} & -\frac{UA_0}{N} \\ -\frac{UA_0}{N} & \frac{MC_1}{N\Delta t} + \dot{m}_1 c_{p1} + \frac{UA_0}{N} \end{bmatrix} \tag{14}$$

$$y = \begin{bmatrix} \dot{m}_0 c_{p0} T_{0,\,k-1} + \frac{MC_0}{N\Delta t} T_{0,\,k,\,old} \\ \dot{m}_1 c_{p1} T_{1,\,j-1} + \frac{MC_1}{N\Delta t} T_{1,\,j,\,old} \end{bmatrix} \tag{15}$$

$$x = \begin{bmatrix} T_{0,\,k} \\ T_{1,\,j} \end{bmatrix} \tag{16}$$

쉘-튜브 열교환기 간의 압력차는 U자관이나 감압 노즐에 의해 유지되며 LTG나 응축기를 넘쳐흐르는 용액은 U자관으로 흘러들고 설계된 압력차를 넘어서는 액체는 반대편 끝으로 흘러넘치게 된다. 모델링의 경우 상위 용기에서 U자관 입구위치를 넘는 양을 계산한 후 하위 용기와의 압력 및 수두 차를 감안하여 이송량을 계산하였다. U자관은 서로 연결된 쉘-튜브 열교환기 사이의 압력차를 유지시키게 되며 설계 한계를 넘는 큰 압력차에 대해서는 감압노즐과 펌프가 사용된다. 용액 펌프 유량은 냉방능력에 각각 비례 및 반비례 관계에 있는 HTG 용액온도와 냉각수 입구온도에 대하여 냉방능력에 따라 증가하도록 설계되어 있다. HTG내 용액 레벨이 작동범위 내에 있도록 펌프 유량을 제어 하여야 하며 실제로 냉온수기 제조사는 펌프 유량제어를 위한 자체 알고리즘을 보유하고 있다.

$$\dot{m}_{pump} = fn(T_{HTG},\, T_{coolant,\,in}) + offset \tag{17}$$

Fig. 1의 유량 제한 밸브의 통과유량은 다음 식 (18) 같이 표현된다.[5]

$$\dot{m} = \rho N_1 C_v \sqrt{\frac{p_1 - p_2}{G_f}} \tag{18}$$

2.2 실험 및 시뮬레이션 조건

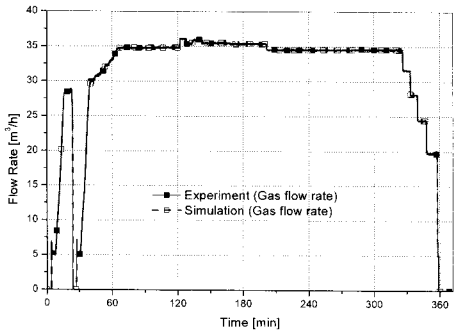
냉각수는 냉각탑을 통해 냉각되며 보일러를 이용하여 인위적인 냉방부하를 만들어 이중효용 LiBr-H_2O 흡수식 냉온수기를 통해 시험데이터를 얻었다. 냉온수기 각부의 데이터를 측정하기 위하여 48개 위치에 Pt-100 센서를 설치하여 매 5초마다 온도를 측정하였으며 성능평가를 위한 유량과 압력도 같은 간격으로 측정하였다. 성능평가 시험은 수동으로 운전되었고, 총 22,300초 동안 운전하였다. 시뮬레이터 구현을 위하여 모델에 요구되는 임의 변수 수를 최소화하고 열역학적 상태 업데이트 루틴을 빠른 시간에 연산할 수 있도록 하였다. 이를 위해 복잡한 배관과 밸브 감압에 따른 압력강하 및 유동제한 현상을 단순화하기 위한 밸브 VR, VS(Fig. 1)의 유량계수 c_v를 제외하고 열교환기의 열전달 계수 등 입력되는 모든 데이터는 실제 냉온수기와 같이 적용하였다.

실험결과와의 비교를 위해, 가스 유량, 냉각수 및 냉수의 입구온도와 유량 시험데이터들은 시뮬레이션 프로그램에 그대로 적용하였다. LiBr-H_2O 용액과 냉매인 물의 열역학적 물성치 계산은 각각 Kaita[6]와 NIST의 REFPROP libraries[7]의 결과를 이용하였다. 프로그램 언어는 객체지향 구조[8]인 Microsoft사의 Visual C++를 사용하였고 GUI 구성 및 행렬 연산 등을 위하여 National Instruments사의 Visual Studio의 dll을 활용하였다. 지배 방정식 계산을 위한 연산 시간간격은 2초로 설정하였으며 전체 연산시간은 시뮬레이션 운전시간 22,300초의 약 1/8정도로 짧았으므로, 실제 제어기 인터페이스를 위한 가상 실시간 시뮬레이터 구현이 가능하다.

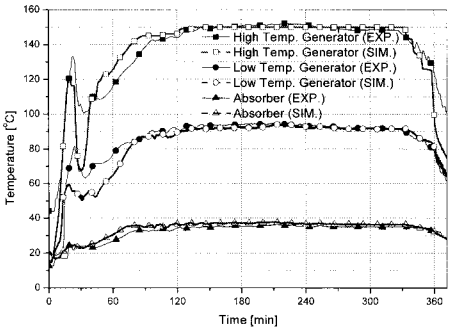
3. 동특성 모델 시뮬레이션 결과 및 고찰

3.1 시험데이터와 시뮬레이션 결과 비교

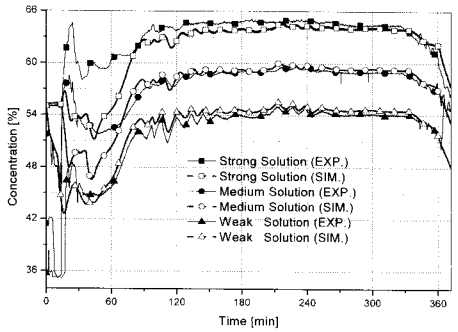
시뮬레이션에 적용한 가스 소비율(Fig. 3(a))은



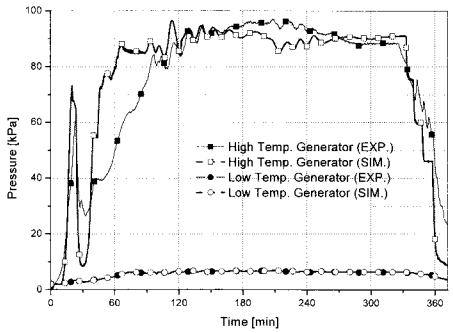
(a) Gas flow rate



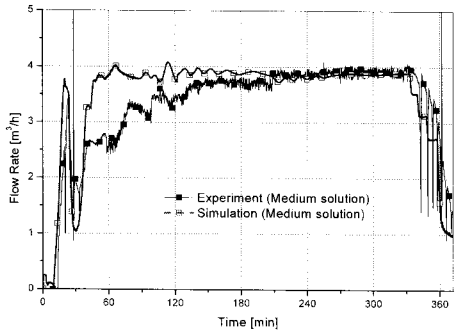
(b) Temperatures



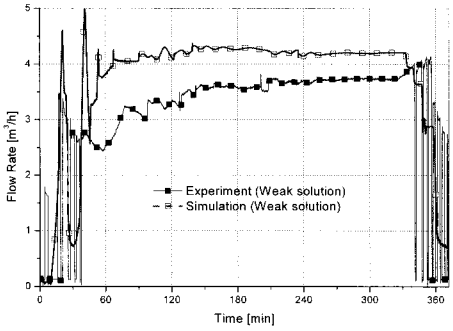
(c) Concentrations



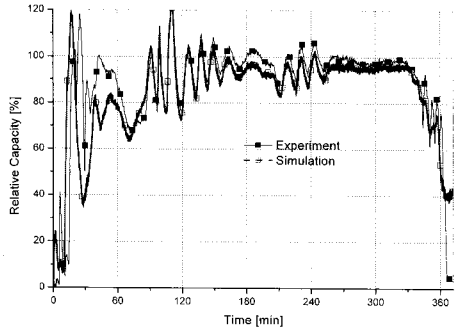
(d) Pressure



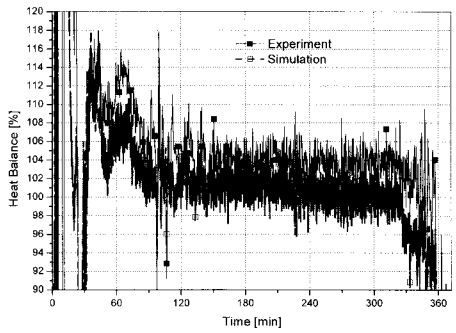
(e) Flow rate of medium solution



(f) Flow rate of weak solution



(g) Relative Cooling Capacity

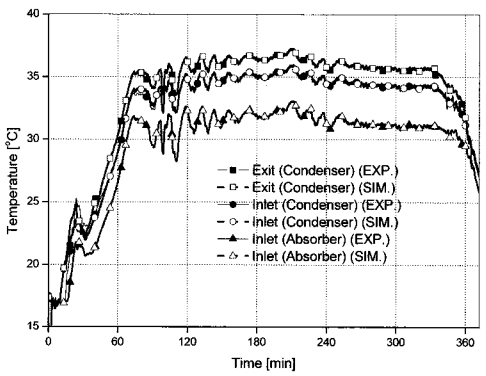


(h) Heat Balance

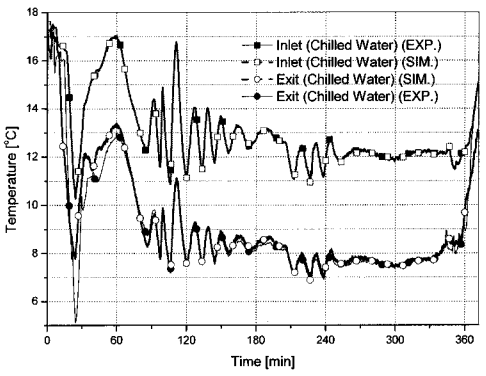
Fig. 3 Comparison of experimental data with simulation results.

실제 시험에서 얻은 데이터를 그대로 적용하였으며, 온도, 농도 및 압력(Fig. 3(b)~Fig. 3(d)) 거동이 처음 5,000초를 제외하고는 경향이 일치함을 알 수 있다. 기동 후 5,000초에 대하여서는 Fig. 3(e)의 중용액 유량 거동에서 보이는 순환유량의 차이와 집중 열용량 가정으로 인하여 상이한 과도응답이 나타났을 것으로 판단된다. 그러나 이후의 운전시간에 대해 냉각수 및 냉수 입구온도 변화가 급격함에도 불구하고 과도거동에 있어 시뮬레이션과 시험데이터의 거동이 거의 일치하는 점으로 보아 열용량 문제는 크지 않은 것으로 판단된다. 희용액 유량의 경우, 펌프가 정지와 기동을 빈번히 반복하는 반면 시뮬레이션의 경우에는 그렇지 않다는 것을 Fig. 3(f)에서 확인 할 수 있다. 실제 냉온수기는 HTG의 용액 레벨이 안전운전을 위해 설치된 액위제한 리미트 스위치에도달 할 경우 펌프가 정지하도록 되어있다. 그러나 동특성 모델에 적용한 희용액 펌프의 작동 알고리즘에서는 이 리미트 스위치의 정보를 펌프 유량을 정상범위로 되돌리기 위한 피드백 제어용 학습신호로 사용하였다. 그 결과 모든 운전최적 유량제어가 가능하였다. 희용액 유량 오차가 큰 이유는 측정 오차에 기인한다. 이 점은 희용액 유량이 중용액 순환량보다 커야한다는 점과 측정된 농도로부터 계산된 냉매에 대한 희용액 유량의 순환비가 5.9정도가 되어야 한다는 점으로부터도 희용액 유량 측정에 오차가 있음을 확인할 수 있다.

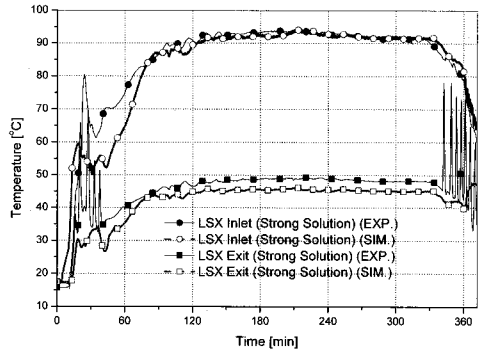
Fig. 3(g)는 대표값으로 정규화된 상대 냉방능력 비교를 나타낸다. 측정치가 시뮬레이션 결과보다 다소 높지만 전체적인 거동에 있어서 거의일치하고 있다. 약간의 차이에 대한 원인의 분석하고 시뮬레이션 결과의 타당성을 확인하기 위해 다음과 같은 관계식에 의한 열수지 분석을 수행하였다.



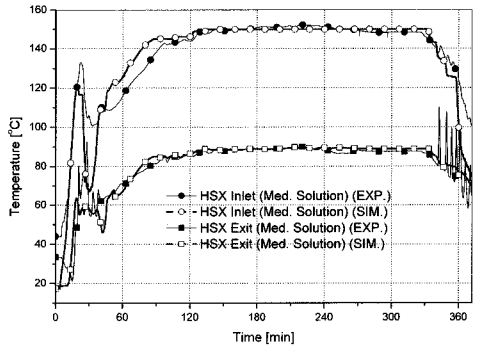
(a) Cooling water temperatures



(b) Chilled water temperatures



(c) LSX solution temperatures



(d) HSX solution temperatures

Fig. 4 Temperatures of waters and heat exchangers.

$$\text{Heat balance [\%]} = (\text{보일러 공급열량} + \text{냉방능력})/(\text{냉각열량}) * 100 \quad (19)$$

Fig. 3(h)에 의하면 실험 데이터 열수지가 약 104%인 반면 시뮬레이션의 경우는 101%이다. 시뮬레이션의 경우 열수지가 100%에서 벗어나는 이유는 과도운전에 따른 열용량 항의 변화 때문이다. 식(19)에 사용한 열수지 관계식은 완전 정상상태의 경우에만 유효한 식이기 때문이다. 실험 열수지가 더 큰 차이를 나타낸 이유는 Fig. 3(g)에서의 상대적으로 큰 냉방용량과 관련이 있다. ±5% 내의 실험오차는 성능평가에서 허용되므로 실험결과는 희용액 유량 측정결과를 제외하고는 충분히 정확하다고 결론 내릴 수 있다.

Fig. 4(a)는 냉각수 온도 비교를 나타낸다. 이미 서술한 바와 같이 냉각수 입구온도는 실험 데이터와 동일하게 설정되었다. 이 때 냉각수 출구온도도 거의 동일하였으며 이는 열전달 모델로 적용한 식(5), 식(6)의 쉘-튜브 열교환기 모델 가정이 타당함을 입증한다. 같은 열교환기 모델이 냉수에 대해서도 적용되었으며 그 결과는 Fig 4(b)와 같다. 냉수에서도 같은 정도의 예측정확도를 나타내었다. 냉수온도 오차를 15,000초와 20,000초 구간에서 면밀히 비교한 결과 측정된 출구온도가 약 0.15 ℃ 낮았으며 이는 냉방용량의 2.7% 증가에 해당한다. 온도센서로 사용되는 Pt-100 센서의 일반적 측정오차 범위가 0.1 ℃인 점을 감안할 때, 시뮬레이션에 적용된 열교환기 모델은 충분히 정확한 것으로 판단된다.

Fig. 4(c)와 Fig. 4(d)는 용액열교환기 온도 비교를 나타낸다. 온도 및 동특성 거동에 있어서도 우수한 일치를 보여주고 있으며 이는 Fig. 2에서 제안된 현열열교환기 모델이 적합하고 유용하다는 것을 입증한다.

4. 결 론

이중효용 LiBr-H_2O 흡수식 냉온수기에 대한 동특성 모델을 개발하였다. 동특성 모델은 크게 쉘-튜브 열교환기, 대향류 현열 열교환기, 물질이동 메카니즘으로 유형화할 수 있으며, 객체지향 구조에 의해 모델의 효율성을 높였다. 희용액 유량이 다른 초기 5,000초의 구간을 제외한 모든 영역에서 거동이 거의 일치함을 확인하였다. 그 이후에는 냉각수 및 냉수 입구온도의 급격한 변동에도 불구하고 시뮬레이션 예측 정도가 높은 점으로 보아 집중 열용량 가정은 동특성 거동 모사에 미치는 오차가 작고 용액 및 냉매 순환량의 동특성 모사가 매우 중요하다고 판단된다. 웜업 후 동특성은 주로 냉수와 냉각수 온도 변화에 의해 지배되며 실제 데이터와 거의 유사하고 연산시간이 운전시간보다 짧아 가상 실시간 시뮬레이터로 할 수 있는 예측성능을 확보하였다.

제안된 동특성 모델의 타당성과 유용성 검증을 위하여 후속연구에서는 냉방부하 변동이 동특성에 미치는 영향을 추가로 연구할 필요가 있다.

후 기

본 연구는 에너지관리공단의 신재생에너지 에너지자원기술 개발 사업의 일환으로 지원되었다.

참고문헌

1. Köhlenbach, P. and Ziegler, F., 2008, A dynamic simulation model for transient absorption chiller performance, Part I : The model, IJR, Vol. 31, No. 2, pp. 217-225.
2. Fu, D. G., Poncia, G. and Lu, Z., 2006, Implementation of an object-oriented dynamic modeling library for absorption refrigeration systems, App. Therm. Eng., Vol. 26, pp. 217-225.
3. Jeong, S., Kang, B. H. and Karng, S. W., 1998, Dynamic simulation of an absorption heat pump for recovering low grade waste heat, Applied Thermal Engineering, Vol. 18, No. 1, pp. 1-12.
4. Takagi, Y., Nakamaru, T. and Nishitani, Y., 1999, An absorption chiller model for HVACSIM+, IBPSA Conference, Kyoto, Japan, September 13-15.
5. ISA, 2002, Flow Equations for Sizing Control Valves : The Instrumentation, Systems and Automation Society, ISA-75.01.01-2002.
6. Kaita, Y., 2001, Thermodynamic properties of lithium bromide-water solutions at high temperatures, IJR 24-5, pp. 374-390.

7. Lemmon, E. W., McLinden, M. O. and Huber, M. L., REFPROP, Version 7.1, NIST.
8. Shirakawa, M., 2006, Development of a thermal power plant simulation tool based on object orientation, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A : Journal of Power and Energy, Vol. 220, No. 6, pp. 569-579.