

## H<sub>2</sub>O/LiBr+HO(CH<sub>2</sub>)<sub>3</sub>OH계 공냉형 이중효용 흡수식 냉방시스템의 사이클 해석

권오경\* · 문춘근\* · 윤정인\*\*  
(1998년 9월 9일 접수)

### Cycle Analysis of Air-Cooled Double-Effect Absorption Cooling System Using H<sub>2</sub>O/LiBr+HO(CH<sub>2</sub>)<sub>3</sub>OH

Oh-Kyung Kwon, Choon-Geun Moon and Jung-In Yoon

**Key Words:** New Working Fluid(신작동매체), Air-Cooled System(공냉형 시스템), Double-Effect Cycle(이중효용 사이클), Parallel Flow Type(병렬흐름 방식), COP(성능계수)

#### Abstract

A cycle analysis was achieved to predict the characteristics by comprehensive modeling and simulation of an air-cooled, double-effect absorption system using a new H<sub>2</sub>O/LiBr+HO(CH<sub>2</sub>)<sub>3</sub>OH solution. The simulation results showed that the new working fluid may provide the crystallization limit 8% higher than the conventional H<sub>2</sub>O/LiBr solution. With a crystallization margin of 3wt%(weight%), the optimal solution distribution ratio was found in the range of 36 to 40%. Variation of cooling air inlet temperature has a sensitive effect on the cooling COP and corrosion problem. The simulation of heat exchangers with UA value revealed that the absorber and the evaporator are relatively important for an air-cooled system compared with the condenser and the low temperature generator. The effect of cooling air flow rate, circulation weak solution flow rate and chilled water inlet temperature were also examined. The new working fluid may provide the COP approximately 5% higher than the conventional H<sub>2</sub>O/LiBr solution.

#### 기호설명

<i>A</i>	: 전열면적, m <sup>2</sup>
<i>COP</i>	: 성능계수
<i>C<sub>p</sub></i>	: 비열, kJ/kg · K
<i>F</i>	: 체적유량, m <sup>3</sup> /h
<i>G<sub>S</sub></i>	: 농용액 질량유량, kg/s
<i>G<sub>W</sub></i>	: 희용액 질량유량, kg/s
<i>G<sub>R</sub></i>	: 냉매중기 총질량유량, kg/s
<i>G<sub>HG</sub></i>	: 고온재생기 발생냉매 질량유량, kg/s
<i>G<sub>LG</sub></i>	: 저온재생기 발생냉매 질량유량, kg/s
<i>i</i>	: 냉매중기 엔탈피, kJ/kg

<i>j</i>	: 냉매액 엔탈피, kJ/kg
<i>h</i>	: 흡수용액 엔탈피, kJ/kg
<i>U</i>	: 총괄열전달계수, W/m <sup>2</sup> · K
<i>P</i>	: 압력, kPa
<i>Q</i>	: 열량, W
<i>T</i>	: 온도, °C
<i>X</i>	: 농도, wt%
<i>a</i>	: 용액분배율, %

#### 하첨자

<i>A</i>	: 흡수기
<i>air</i>	: 냉각공기
<i>C</i>	: 응축기
<i>CH</i>	: 냉수

\* 회원, 부경대학교 대학원 냉동공조공학과

\*\* 회원, 부경대학교 냉동공조공학과

- E : 증발기
- HG : 고온재생기
- LG : 저온재생기
- q : 고온용액 열교환기
- r : 저온용액 열교환기
- W : 회용액
- 1~14 : 상태점

1. 서 론

생활수준의 향상으로 쾌적한 생활공간을 추구함에 따라 냉난방 설치율이 날로 증가하고 있으며 특히 냉방기의 설치가 매년 급격히 증가하게 되어 에너지 수요가 증가하고 있는 실정이다. 이러한 하절기의 냉방 수요 증가에 따른 전력 수급 불균형 문제의 해결과 지구환경 보호차원에서 동력원을 석유나 전기로부터 청정연료인 가스를 사용하는 흡수식 냉난방기가 공조분야를 중심으로 크게 주목을 받고 있다. 현재 국내에서는 H<sub>2</sub>O/LiBr를 작동매체로 사용하는 흡수식 냉방기가 주로 보급되고 있으며, 냉방용량에 있어서도 주로 중대형 건물을 대상으로 한 30RT급 이상의 중대형 수냉형 시스템이 대부분이다. 소형인 경우에는 2~3년 전부터 소량 보급되고 있으나 아직 기술이 완벽하지 못하고 보급을 위한 정책적인 지원과 홍보가 제대로 되어 있지 않아 보급이 저조한 실정이다. 또한 국내에서 소형 흡수식 냉난방기의 보급이 이루어지지 않는 큰 이유는 소형 기종에 맞게 흡수식 냉난방기를 설계하지 못하여 RT당 가격이 높고, 대형 흡수식 냉난방기에 비해 몸체 진공유지기술이 어렵기 때문이다.

특히 소형 흡수식 냉방기를 사용하는 곳은 주로 가정용 냉방장치이기 때문에 실제적으로 냉각탑을 설치 운용하기 어려워 가정용을 위해서는 냉각탑을 사용하지 않는 공냉형 소형 흡수식 냉방기의 개발이 필수적이므로 현재 국내외의 여러 연구기관에서 많은 연구<sup>(1-4)</sup>가 수행되고 있다. 그러나 공냉형 소형 흡수식 냉방기는 냉각유체로 공기를 사용하기 때문에 수냉형에 비하여 흡수기의 온도가 10~15℃정도 높게 되므로 작동매체로서 H<sub>2</sub>O/LiBr를 사용하는 흡수식 시스템의 경우, 흡수제인 LiBr이 고농도에서 결정 되기 때문에 작동범위 측면에서 많은 제약이 있으며, 또한 공기의 열전달계수가 물보다 매우 낮기 때문에 흡

수기의 전열면적이 대단히 커져서 열전달을 극대로 하는 고효율 핀부착 전열면을 개발해야 하는 등 기술적으로 시스템의 소형화 및 공냉화에 많은 어려움이 따르고 있다<sup>(5-7)</sup>.

이와 같이 H<sub>2</sub>O/LiBr가 갖는 특성상 소형화 및 공냉화에 따르는 여러 제한요소로 인하여, 최근에는 고농도에서 결정화 문제가 없는 안정한 새로운 흡수용액의 개발에 기존 흡수식 관련 공조업체에 화학업체가 가세하여 부식억제제의 개선 및 결정석출을 방지하고 나아가서는 COP를 높일 수 있는 새로운 흡수용액/냉매개발에 역점을 두고 있다.

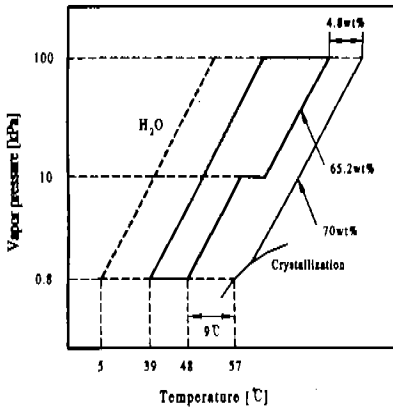
흡수용액 및 그 성능에 관한 연구는 일본을 중심으로 활발히 진행되고 있으나<sup>(8-11)</sup>, 국내의 경우에는 Park<sup>(12)</sup>, 노<sup>(13)</sup> 등의 연구외에는 기존의 LiBr에 계면활성제와 부식억제제를 첨가하여 설계·제작하고 있을 뿐이며, 흡수용액에 대한 기초연구 및 응용연구는 대단히 부족한 실정이며 특히 시스템의 최적설계 조건을 예측하기 위하여 그 성능해석을 위한 시스템 시뮬레이션의 연구의 필요성이 중요하다고 생각되나 지금까지 실험수용액을 이용한 공냉형 성능 시뮬레이션에 대한 구체적인 연구결과는 보고된 바가 없다.

본 연구에서는 흡수식 냉난방기의 공냉화를 위해 국내에서 최근 개발된 신작동매체 H<sub>2</sub>O/LiBr+HO(CH<sub>2</sub>)<sub>3</sub>OH를 선정하였으며, 이 매체는 기존의 H<sub>2</sub>O/LiBr계에 제 3의 물질인 HO(CH<sub>2</sub>)<sub>3</sub>OH를 첨가하였으며, LiBr과 HO(CH<sub>2</sub>)<sub>3</sub>OH의 첨가비율은 적절한 저압의 중기압을 가지면서도 고농도에서 결정화하지 않은 넓은 작동영역을 가지는 즉, 용해도 상승효과가 가장 크게 나타나는 질량비 3.5:1을 선택하였다. 본 고에서는 선정된 신작동매체 H<sub>2</sub>O/LiBr+HO(CH<sub>2</sub>)<sub>3</sub>OH(질량비 3.5:1)에 대한 이중효용 병렬방식의 시스템 시뮬레이션을 통해 사이클의 성능특성을 파악하고 기존의 H<sub>2</sub>O/LiBr와 비교하여 흡수식 냉난방기의 공냉화를 위한 적용성을 검토하고자 한다.

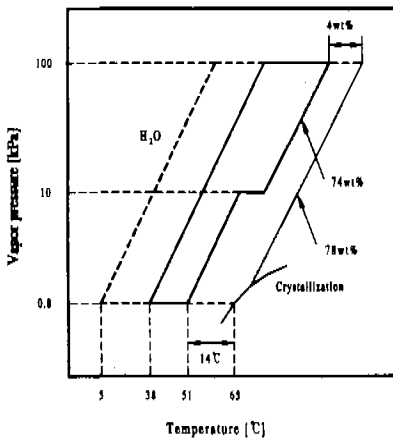
2. 실험수용액의 특성

H<sub>2</sub>O/LiBr+HO(CH<sub>2</sub>)<sub>3</sub>OH 혼합용액<sup>(12)</sup>을 본 시뮬레이션에서 실험수용액으로 결정하였다. Fig. 1은 공냉형 흡수식 사이클의 기준상태에서 H<sub>2</sub>O/LiBr+HO(CH<sub>2</sub>)<sub>3</sub>OH계와 H<sub>2</sub>O/LiBr계의 Dühring선도를

비교하여 나타낸 것이다. 그림으로부터 H<sub>2</sub>O/LiBr + HO(CH<sub>2</sub>)<sub>3</sub>OH계는 중기압력 0.8kPa에서 그 결정 온도를 비교하면 H<sub>2</sub>O/LiBr용액보다 높은 흡수기 온도에서 작동되므로 냉각매체와의 온도차를 크게 할 수 있어 흡수 성능의 저하를 막을 수 있다. 또한 결정선이 H<sub>2</sub>O/LiBr계보다 8wt%정도 오른쪽으로 이동하여 고농도에서도 결정의 위험이 없으므로 공냉화에 적합한 사이클임을 알 수 있으며 신흡수용액은 용액의 결정농도를 기존의 LiBr 수용액보다 넓게 사용할 수가 있어서 흡수용액의 유량을 줄임으로써 높은 성능을 기대할 수 있다.



(a) H<sub>2</sub>O/LiBr



(b) H<sub>2</sub>O/LiBr+HO(CH<sub>2</sub>)<sub>3</sub>OH

Fig. 1 Comparison of crystallization between H<sub>2</sub>O/LiBr and H<sub>2</sub>O/LiBr+HO(CH<sub>2</sub>)<sub>3</sub>OH.

### 3. 시뮬레이션 모델

#### 3.1 이중효용 사이클의 개요

흡수식 냉난방기에서 이중효용 사이클이란 냉매증기를 발생시키는 재생기를 이단으로 설치하여, 고온재생기에서 발생한 냉매증기를 저온재생기의 열원으로 사용하여 냉매증기를 발생시킴으로써 효율을 증가시키는 사이클을 말한다.

이중효용 사이클은 용액의 순환방식에 따라 직렬흐름방식(series flow type)과 병렬흐름방식(parallel flow type)으로 나눌 수 있다. 병렬흐름방식에서는

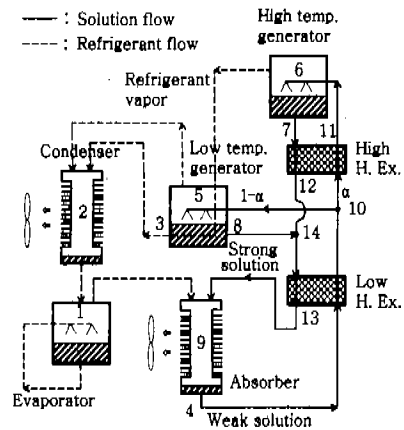


Fig. 2 Schematic diagram of double effect parallel absorption refrigerating machine.

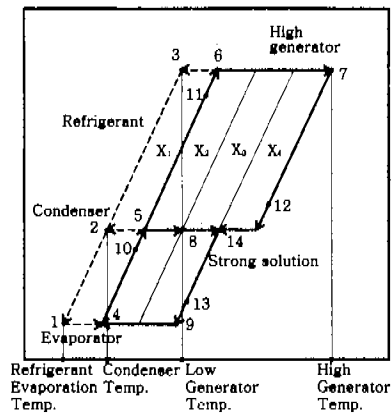


Fig. 3 Dühring diagram of double effect parallel flow cycle.

직렬흐름방식에 비해 흡수기 입구부근의 농도가 결정한계선으로부터 좀 더 떨어져 있으므로 용액 결정화의 염려가 상대적으로 적으며, 고온재생기의 압력이 직렬방식보다 낮아지는 장점이 있으므로 공냉화에 적합한 방식으로 본 시뮬레이션에서는 병렬흐름방식을 대상으로 하였다. 병렬흐름방식의 원리는 흡수기에서 농도가 떨어진 희용액이 저온용액 열교환기를 거쳐 일부는 고온재생기( $\alpha$ )로, 다른 일부는 저온재생기( $1-\alpha$ )로 흐르게 되며 고온재생기에서 재생된 농용액과 저온재생기에서 재생된 중간농도용액이 혼합되어 흡수기로 되돌아오는 방식이다.

Fig. 2는 본 연구에서 사용된 공냉형 병렬흐름방식 흡수식 냉방사이클의 개략도를 Fig. 3은 이 사이클의 각 상태점을 표시한 듀링(Dühring)선도를 나타낸 것이다.

3.2 시뮬레이션의 계산조건

본 시뮬레이션은 가정용 냉방기를 기준으로 하여 1RT급(3.516kW)으로 계산하였으며 흡수기 및 응축기의 냉각원으로 공기를 사용하고, 냉수의 입구온도는 12℃로 하였다. Table 1에 본 연구에 사용된 시뮬레이션의 계산조건을 나타내었다.

LiBr의 열물성치는 McNeely<sup>(14)</sup>의 식을 참고하였으며, 신흡수용액은 Park 등<sup>(12)</sup>의 열물성치를 이용하였다.

3.3 시뮬레이션의 가정

정상상태에서의 시뮬레이션을 용이하게 하기 위해 다음과 같이 가정하였다.

- ① 사이클상의 각 점에서 온도, 압력, 용액농도는 평형상태이다.
- ② 각 열교환기는 향류형으로 하며, 온도차는 대수평균온도차를 이용한다.
- ③ 순환냉매는 증발기내에서 완전히 증발하여 흡수기의 흡수용액에 흡수된다.
- ④ 기기로부터의 열손실과 관내에서의 압력강하는 무시한다.
- ⑤ 고온재생기에서 발생한 냉매증기의 응축열은 모두 저온재생기내 중간농도용액의 농축을 위해 사용된다.
- ⑥ 펌프동력은 무시한다.

Table 1 Nominal conditions of simulation parameters.

Investigated conditions	Nominal conditions
Refrigeration capacity	1RT[=3.516kW]
Solution distribution ratio	0.38
Chilled water inlet temperature	12℃
Cooling air inlet temperature	35℃[DB], 24℃[WB]
Chilled water flow rate	0.605m <sup>3</sup> /h
Cooling air flow rate	2,880m <sup>3</sup> /h
Weak solution flow rate	H <sub>2</sub> O/LiBr : 0.05m <sup>3</sup> /h
	H <sub>2</sub> O/LiBr+HO(CH <sub>2</sub> ) <sub>3</sub> OH : 0.044m <sup>3</sup> /h

3.4 기본방정식

사이클 해석을 위해 주어진 조건에서의 각 상태점들은 질량 평형방정식, 에너지 평형방정식 및 상태방정식으로부터 구하였다. 첨자의 번호는 Fig. 2와 Fig. 3에 나타낸 번호와 일치한다.

병렬사이클의 냉매 및 흡수용액에 관한 물질평형은 식 (1)과 같다.

$$G_R = G_W - G_S \tag{1}$$

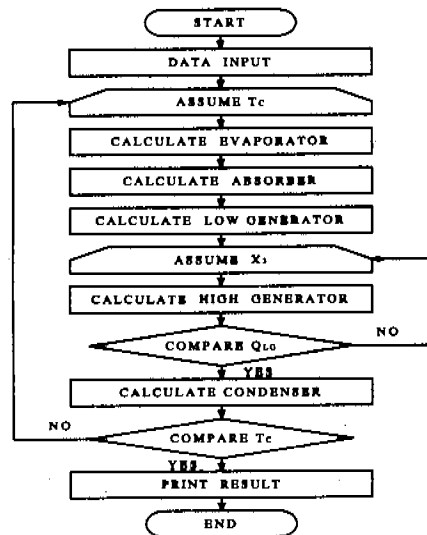


Fig. 4 Flow chart of the simulation on double effect parallel flow absorption cycle.

저온재생기 용액출구 농도  $X_3$ [wt%]를 가정하므로써 고온·저온재생기에서의 발생냉매증기의 질량유량은 식 (2), (3)과 같다.

$$G_{LG} = (1 - X_1/X_3) \cdot G_W \cdot (1 - a) \quad (2)$$

$$G_{HG} = G_R - G_{LG} \quad (3)$$

이 물질수지에 의해 고온재생기 용액출구 농도  $X_4$ [wt%]는 식 (4)와 같다.

$$X_4 = (X_2 \cdot G_S - X_3 \cdot ((1 - a) \cdot G_W - G_{LG})) / (a \cdot G_W - (G_R - G_{LG})) \quad (4)$$

증발기의 열평형은 냉수의 입구, 출구온도를 각각  $T_{CH1}$ ,  $T_{CH2}$ 라 하면 식 (5)와 같다.

$$Q_E = G_R \cdot (i_1 - i_2) = G_{CH} \cdot C_{PCH} \cdot (T_{CH1} - T_{CH2}) \quad (5)$$

흡수기의 열평형은 냉각공기 입구, 출구온도를  $T_{air1}$ ,  $T_{air2}$ 라 하면 식 (6)과 같다.

$$Q_A = G_R \cdot (i_1 - h_4) + G_S \cdot (h_{13} - h_4) = G_{air} \cdot C_{Pair} \cdot (T_{air2} - T_{air1}) \quad (6)$$

용축기의 열평형은 냉각공기의 용축기 입구, 출구온도를  $T_{air3}$ ,  $T_{air4}$ 라 하면 식 (7)과 같다.

$$Q_C = G_{HG} \cdot j_3 + G_{LG} \cdot i_{LG} - G_R \cdot j_2 = G_{air} \cdot C_{Pair} \cdot (T_{air4} - T_{air3}) \quad (7)$$

저온·고온용액 열교환기는 흡수기에서 회석된 용액과 저온·고온재생기에서 농축된 용액이 대향류로 열교환하는 요소로서 저온용액 열교환기의 열평형은 식 (8), (9)와 같다.

$$Q_r = G_W \cdot (h_{10} - h_4) \quad (8)$$

$$Q_r' = (G_W - G_{HG} - G_{LG}) \cdot (h_{14} - h_{13}) \quad (9)$$

고온용액 열교환기의 열평형은 식 (10), (11)과 같다.

$$Q_a = G_W \cdot (h_{11} - h_{10}) \quad (10)$$

$$Q_a' = (G_W - G_{HG}) \cdot (h_7 - h_{12}) \quad (11)$$

저온재생기의 열평형은 식 (12)와 같다.

$$Q_{LG} = G_{LG} \cdot i_{LG} + ((1 - a) \cdot G_W - G_{LG}) \cdot h_8 - (1 - a) \cdot G_W \cdot h_{10} \quad (12)$$

고온재생기의 열평형은 식 (13)과 같다.

$$Q_{HG} = G_{HG} \cdot (h_{HG} - h_7) + a \cdot G_W \cdot (h_7 - h_{11}) \quad (13)$$

### 3.5 계산 수행과정

열·물질평형과 기본가정들을 이용하여 다음과 같은 과정을 통해서 계산을 수행하였다.

(1) 냉각공기온도, 냉수온도, 흡수용액유량, 각 열교환기의 성능(UA) 등 사이클에 영향을 주는 것들을 초기입력 파라메타(parameter)로 설정한다.

(2) 용축온도를 가정하고 증발기, 흡수기, 저온용액 열교환기 및 저온재생기의 열량을 계산한다.

(3) 농도  $X_3$ 를 가정하고 고온용액 열교환기 및 고온재생기의 열량을 계산한다.

(4) 고온재생기에서 발생한 냉매증기의 용축열량과 저온재생기내 교환열량을 비교하여 그 오차가 0.1%이하가 될 때 까지  $X_3$ 의 가정을 반복한다.

(5) 용축기 계산에서 구한 용축온도와 가정된 용축온도와 오차가 0.1%이하로 수렴할 때까지 용축온도를 변화시키며 계산을 반복한다.

(6) 결정 판정 및 열평형 계산을 행한다.

위에서 설명한 병렬사이클의 시뮬레이션에 관한 순서도를 Fig. 4에 나타내었다.

4. 결과 및 고찰

4.1 용액분배율의 영향

Fig. 5는 용액분배율( $\alpha$ )의 변화에 따른 COP, 고온재생기의 압력 및 농도의 변화를 나타낸 것이다. 여기서 용액분배율은 흡수기에서 나온 회용액을 고온재생기로 보내는 비율을 의미한다. 그림에서 용액분배율이 증가하면 고온재생기에 유입하는 용액이 증대하여 COP가 감소하고 있다. 이것은 고온재생기로의 가열량중 용액이 포화온도에 이르기 위한 현열상승에 소비되는 부분이 커지기 때문이라고 생각된다. COP는 용액분배율이 낮을수록 높은 냉방성능을 나타내지만, 두 작동매체에서 고온재생기의 농도가 결정한계를 넘어서 결정이 생성되므로 적정용액분배율을 찾아야 한다. 용액결정의 위험은 결정선으로부터 여유율 3%을 고려하여 H<sub>2</sub>O/LiBr의 경우 67%<sup>(14)</sup>, H<sub>2</sub>O/LiBr+HO(CH<sub>2</sub>)<sub>3</sub>OH의 경우 75%<sup>(12)</sup>를 결정한계로 잡았다. 고온재생기의 압력은 H<sub>2</sub>O/LiBr에서는 전반적으로 대기압이하로서 용액분배율 변화에 따른 급격한 압력상승은 나타나고 있지 않지만, H<sub>2</sub>O/LiBr+HO(CH<sub>2</sub>)<sub>3</sub>OH의 경우에는 용액분배율이 45% 이상이 되면 대기압을 넘게 된다.

따라서 높은 COP값을 가지며 고온재생기의 압력한계 및 결정한계를 고려해볼 때 적정한 용액분배율은 H<sub>2</sub>O/LiBr, H<sub>2</sub>O/LiBr+HO(CH<sub>2</sub>)<sub>3</sub>OH의 경우 36~40%일 때로 판단된다. H<sub>2</sub>O/LiBr+HO(CH<sub>2</sub>)<sub>3</sub>OH

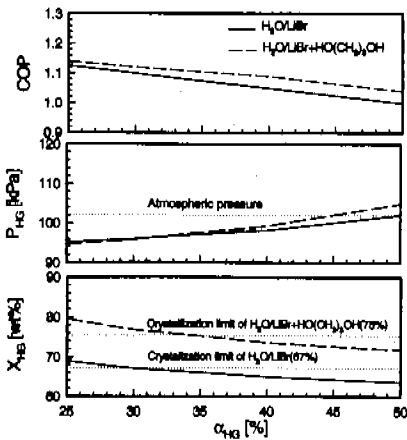


Fig. 5 Influence of weak solution distribution ratio on the COP, pressure and concentration of the high generator.

의 경우가 적정용액분배율에서 H<sub>2</sub>O/LiBr보다 COP에 있어서 5%정도 높게 나타났다.

4.2 냉각공기 입구온도의 영향

Fig. 6은 흡수기와 용축기의 냉각원으로 사용되는 냉각공기의 입구온도가 하절기 기후조건에 따라 변동하므로 그 변화가 COP 및 고온재생기의 온도, 농도에 미치는 영향을 나타낸 것이다. 냉각공기온도가 증가할수록 COP는 감소하였으며, 고온재생기의 온도 및 농도는 증가하는 경향을 나타내었다. 이것은 냉각공기의 온도가 증가함에 따라 전체의 시스템 온도와 농도가 상승하는 현상 즉 사이클이 평형선도상에서 우측결정선에 접근하는 결과를 보이며 냉매증기의 발생과 회수능력이 떨어지고 극부적으로 결정이 생성될 위험이 있기 때문이다. 특히 냉각공기의 온도가 36°C 이상에서는 H<sub>2</sub>O/LiBr, H<sub>2</sub>O/LiBr+HO(CH<sub>2</sub>)<sub>3</sub>OH 작동매체 모두 고온재생기의 온도가 170°C를 넘게 되어 부식율이 증가하게 될 것으로 예상된다.

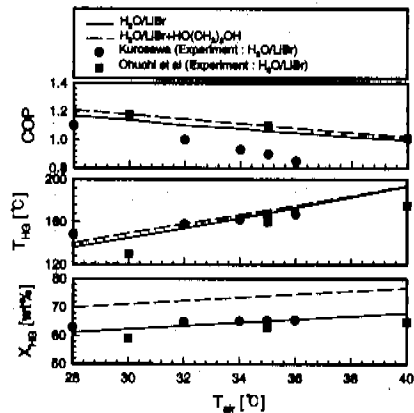


Fig. 6 Influence of cooling air inlet temperature on the COP, temperature and concentration of the high-temperature generator.

수냉형 시스템의 경우에는 냉각탑 용량의 조절로 냉각수의 온도 조절이 가능하여 냉각수 입구 온도 변동에 의한 영향에 대응할 수 있지만 공냉형인 경우, 냉각공기의 입구온도는 운전시의 하절기 기후조건에 의존하는 것이므로 이로 인한 성능저하의 예측이 필요하며, 실제 시스템의 설계에도 충분히 고려되어야 할 것이다. 시뮬레이

선의 타당성을 검증하기 위해서 공냉 흡수식 시스템의 작동매체로서 H<sub>2</sub>O/LiBr를 이용한 냉동능력 20RT급의 Kurosawa<sup>(6)</sup>와 2RT급의 Ohuchi 등<sup>(7)</sup>의 실험데이터와 비교하였다. 시뮬레이션의 결과와 실험데이터의 값들이 전반적으로 일치하는 결과를 보여 본 시뮬레이션의 모델링은 적절하다고 판단된다. H<sub>2</sub>O/LiBr+HO(CH<sub>2</sub>)<sub>3</sub>OH의 경우가 H<sub>2</sub>O/LiBr보다 약 5%정도 높은 COP를 나타냈으며, 고온재생기의 온도 및 농도가 높게 나타났다.

4.3 냉각공기 유량의 영향

Fig. 7은 냉각공기 유량의 변화가 COP 및 고온재생기의 온도, 농도에 미치는 영향을 나타낸 것이다. 냉각공기유량이 증가할수록 COP가 증가하는 경향이 나타나며 고온재생기의 압력 및 농도는 낮아지고 있다. 이것은 냉각공기 유량이 증가하게 되면, 흡수기 흡수용액의 온도가 낮아져 흡수능력의 증가로 압력이 크게 낮아지기 때문이라 생각된다. 두 작동매체에 있어서 기준조건보다 20%의 냉각공기 유량을 증가시켜도 COP 및 농도에는 거의 변화가 없다는 것을 알 수 있지만 압력은 크게 낮아진다는 것을 알 수 있다.

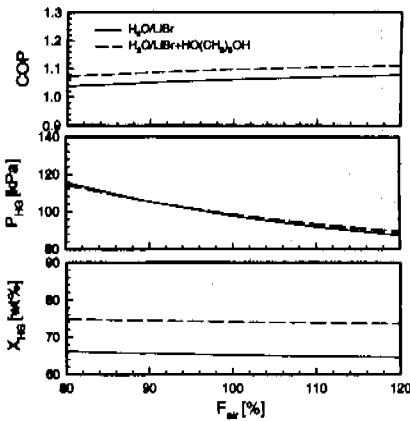


Fig. 7 Influence of cooling air flow rate on the COP, pressure and concentration of the high-temperature generator.

4.4 회용액순환량의 영향

Fig. 8은 회용액순환량 변화가 COP 및 고온재생기 온도, 농도에 미치는 영향을 나타낸 것이다. 여기서 H<sub>2</sub>O/LiBr에서 회용액순환량의 기준값 100%는 0.05m<sup>3</sup>/h이며, H<sub>2</sub>O/LiBr+HO(CH<sub>2</sub>)<sub>3</sub>OH에

서는 0.044m<sup>3</sup>/h를 기준조건으로 하여 비교하였다. H<sub>2</sub>O/LiBr+HO(CH<sub>2</sub>)<sub>3</sub>OH의 적정 회용액유량은 H<sub>2</sub>O/LiBr계와 비슷한 상태인 고온재생기의 압력과 결정 여유율을 고려하여 결정하였으며, 신흡수용액은 용액의 결정온도를 기존의 LiBr수용액보다 넓게 사용할 수가 있어서 흡수용액의 유량을 줄이는 것이 가능하다. 그림에서 COP는 회용액순환량이 증가함에 따라 감소하게 된다. 이것은 회용액순환량이 증가하면 결국 용액순환비가 커져서 가열량중 고온재생기나 저온재생기에서의 용액의 온도상승에 사용되는 비율이 커지므로 냉매의 증발에 유효하게 사용되는 용액의 비율이 적어져서 COP는 저하한다. 그러나 회용액순환량이 증가하면 고온재생기의 온도 및 농도를 낮게 억제할 수 있음을 알 수 있다.

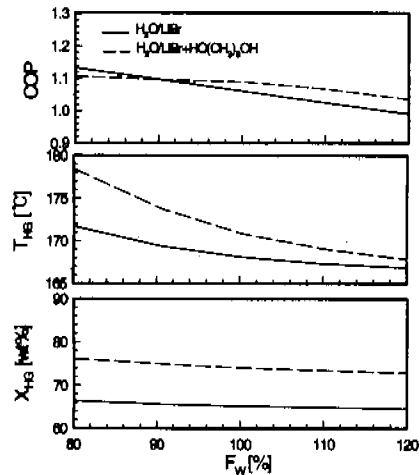


Fig. 8 Influence of circulation weak solution on the COP, temperature and concentration of the high-temperature generator.

4.5 냉수입구온도의 영향

Fig. 9는 냉수입구온도의 변화가 COP 및 고온재생기의 압력, 농도에 미치는 영향을 나타낸 것이다. 냉수입구온도의 변화는 냉동부하의 변동에 의하여 발생된다. 그림에 의하면 냉수입구온도의 상승에 의해 COP의 상승, 고온재생기의 압력 및 농도가 감소함을 알 수 있다. 이것은 냉수입구온도의 상승, 즉 증발온도의 상승이 계 전체의 흡수용액농도를 저하시켜 저온재생기에서의 냉매 용축온도의 저하에 따라 고온재생기의 온도, 압

력이 저하되기 때문이라고 생각된다. H<sub>2</sub>O/LiBr+HO(CH<sub>2</sub>)<sub>3</sub>OH의 경우가 H<sub>2</sub>O/LiBr의 경우보다 약 5%정도 높은 COP를 나타나고 있다.

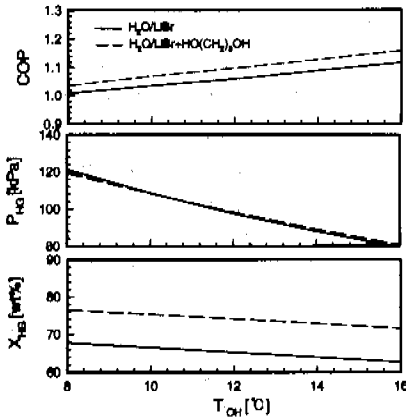


Fig. 9 Influence of chilled water inlet temperature on the COP, pressure and concentration of the high-temperature generator.

4.6 각 열교환기 전열성능의 영향

Fig. 10 및 11은 H<sub>2</sub>O/LiBr와 H<sub>2</sub>O/LiBr+HO(CH<sub>2</sub>)<sub>3</sub>OH의 경우에 있어서 각 열교환기의 전열성능의 변화가 COP 및 고온재생기의 압력, 농도에 미치는 영향을 나타낸 것이다. UA(총괄열전달계수×전열면적) 100%는 흡수기 733W/K, 증발기 977W/K, 응축기 600W/K, 저온재생기 272W/K를

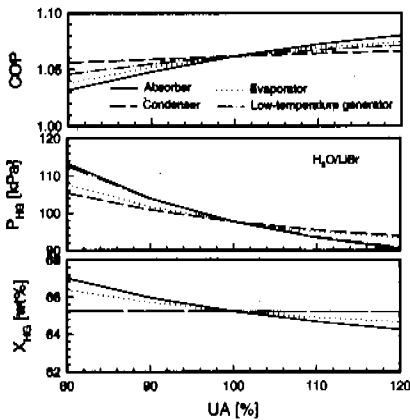


Fig. 10 Influence of heat exchanger performance in H<sub>2</sub>O/LiBr.

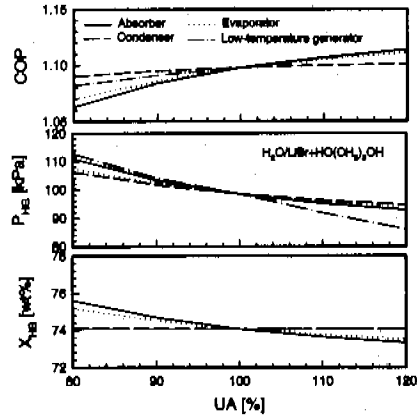


Fig. 11 Influence of heat exchanger performance in H<sub>2</sub>O/LiBr+HO(CH<sub>2</sub>)<sub>3</sub>OH.

기준으로 하였다<sup>(15)</sup>. 두 작동매체에서 각 열교환기의 전열성능 UA값이 증가할수록 COP는 증가하는 경향을 보이며 고온재생기 압력 및 농도는 낮아지고 있다. 냉각탑을 이용하는 일반적인 수냉 흡수식 냉난방기와 마찬가지로 네 개의 주요 열교환기 중에서 흡수기의 성능변화의 영향이 가장 현저하게 나타났으며, 다음으로 증발기, 저온재생기, 응축기의 순으로 성능에 영향을 미침을 알 수 있다. 따라서 공냉식 흡수식 냉난방기의 고효율화 및 소형화를 위해서는 흡수기의 성능향상이 가장 큰 과제라 할 수 있다.

5. 결론

H<sub>2</sub>O/LiBr+HO(CH<sub>2</sub>)<sub>3</sub>OH 작동매체를 이용한 사이클 시뮬레이션을 통해 현재 상용화되고 있는 H<sub>2</sub>O/LiBr작동매체와 성능특성을 비교한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) H<sub>2</sub>O/LiBr+HO(CH<sub>2</sub>)<sub>3</sub>OH계는 H<sub>2</sub>O/LiBr계보다 8wt%의 낮은 작동범위를 가짐으로써 공냉화가 가능한 용액임을 알 수 있었으며, COP에 있어서 전체적으로 5%정도 성능이 향상된 결과를 보였다.

(2) 용액분배율은 냉방성능 최대구간이 있으나 고온재생기의 압력 및 결정한계 등을 고려해 볼 때 적절한 용액분배율은 H<sub>2</sub>O/LiBr, H<sub>2</sub>O/LiBr+HO(CH<sub>2</sub>)<sub>3</sub>OH의 경우에 36~40%일 때였다.

(3) 냉각공기 입구온도는 커질수록 냉방성능이 저하되며, 36℃ 이상이 되면 H<sub>2</sub>O/LiBr, H<sub>2</sub>O/LiBr+



HO(CH<sub>2</sub>)<sub>3</sub>OH 두 작동매체 모두 고온재생기의 온도의 증가로 부식율이 커질것이므로 이에 대한 대책이 필요하다.

(4) 두 작동매체에서 냉각공기량을 증가시키면 고온재생기의 압력은 크게 낮아지지만, COP 및 고온재생기의 농도에는 거의 변화가 없다는 것을 알 수 있었다.

(5) 두 작동매체에서 각 열교환기의 전열성능 UA값이 증가할수록 COP는 증가하였으며 고온재생기 압력 및 농도는 낮아지는 경향을 나타내었다. 네 개의 주요 열교환기 중에서 흡수기가 성능변화에 가장 큰 영향을 주었으며, 공냉식 흡수식 냉난방기의 고효율화 및 소형화를 위해서는 흡수기의 성능향상이 가장 큰 과제라 할 수 있다.

## 후 기

본 연구는 산업자원부 에너지절약기술개발사업의 지원으로 수행되었으며 관계자 여러분께 감사드립니다. 그리고 물성자료를 제공해 준 한국과학기술원 이훈 교수님께도 감사드립니다.

## 참고문헌

- (1) 尹政仁, 吳厚圭, 柏木孝夫, 1995, "排熱利用吸收사이클의特性シミュレーション", 日本冷凍協會論文集, Vol.12, No.1, pp. 43~52.
- (2) 윤정인, 오후규, 권옥배, 이용화, 1995, "고성능 흡수냉동 사이클의 특성 시뮬레이션", 대한기계학회논문집, 제 19권, 제 1호, pp. 231~239.
- (3) 원승호, 이영수, 1991, "작동매체에 따른 2중효용 흡수식 시스템의 성능해석", 공기조화·냉동공학논문집, 제 3권, 제 4호, pp. 250~255.
- (4) 조현철, 김종보, 정시영, 강상우, 이춘식, 1995, "LiBr계 용액을 사용한 수직관 흡수기의 열 및 물질 전달에 관한 연구", 공기조화·냉동공학논문집, 제 7권, 제 2호, pp. 196~206.
- (5) 오명도, 김선창, 김영률, 김영인, 이홍원, 1993, "공랭형 병렬방식 2중효용 흡수식 냉방시

스템의 사이클 해석", 대한기계학회논문집, 제 17권, 제 8호, pp. 2099~2109.

- (6) Kurosawa, S., Fujimaki, S., 1989, "Development of air-cooled double-effect gas-fired absorption water chiller-heater", Refrigeration, Vol.64, No.739, pp. 39~49.
- (7) Ohuchi, T., Kunugi, Y., Aizawa, M. and Kawakami, R., 1991, "Development of Absorption Air-conditioners", Proceedings of Absorption Heat Pump Conference '91 Tokyo, Japan, pp. 219~224.
- (8) 西山教之, 眞井康, 1994, "新作動媒体を用いた吸收ヒートポンプの研究開発" 空気調和・衛生工学, Vol.67, No.5, pp. 313~318
- (9) 伊与木茂樹, 植村正, 1987, "吸收冷凍機及び吸收ヒートポンプ用作動媒體-吸收劑系について", 冷凍, Vol. 62, No.711, pp. 38~47.
- (10) Koseki, Y., Ito, K., Ito, M. and Takahashi, S., 1991, "Study on the Possibility of Air Cooling-type Absorption Refrigerating Cycle Using LiBr-CaCl<sub>2</sub> Mixture Absorbent", Air-Conditioning and Sanitary Engineering Journal, No.47, pp. 51~57.
- (11) 植村正, 1993, "各作動媒體の研究動向", 冷凍, Vol. 68, No.789, pp. 21~31.
- (12) Park Young, Kim Jin-Soo, and Lee Huen, 1997, "Physical properties of the lithium bromide + 1, 3propanediol + water system", Int J. Refrig., Vol.20, No.5, pp. 319~325.
- (13) 노상용, 장영훈, 구기갑, 정시영, 김용원, 김수경, 1997, "H<sub>2</sub>O/(LiBr+CaCl<sub>2</sub>) 3성분계 흡수용액의 용해도 및 증기압 특성평가", 공기조화·냉동공학 논문집, Vol.9, No.2, pp. 163~170.
- (14) McNeely, L.A. 1979, "Thermodynamic Properties of Aqueous Solution of Litium Bromide", ASHRAE Transactions, Vol.85, Part 1, pp. 413~434.
- (15) 澤田範雄, 1987, "小型空冷吸收冷温水機の實測解析(冷房)", 三洋電氣株式會社總括報告書, pp. 252~263.