

## H<sub>2</sub>O/LiBr + HO(CH<sub>2</sub>)<sub>3</sub>OH를 이용한 2중효용 흡수식 냉동기 특성 해석

권오경\* · 문춘근\* · 윤정인\*\*

Characteristic Analysis of Double Effect Absorption Refrigeration Machine using H<sub>2</sub>O/LiBr + HO(CH<sub>2</sub>)<sub>3</sub>OH

O.K. Kwon · C.G. Moon · J. I. Yoon

**Key words** : New working solution(신흡수용액), Absorption refrigeration machine(흡수식 냉동기), Double-effect cycle(이중효용사이클), Series flow cycle(직렬흐름사이클), COP(성능계수)

### Abstract

Further improvement of existing H<sub>2</sub>O/LiBr absorption refrigeration machine is absolutely necessary to promote the utilization of gas - cooling system. Among various methods to improve the performance of the absorption refrigeration machine, this research has focused on the use of a new working fluid that has better properties than the existing H<sub>2</sub>O/LiBr working fluid. In the series of the research, H<sub>2</sub>O/LiBr + HO(CH<sub>2</sub>)<sub>3</sub>OH system was selected as the most promisable candidate. The absorption refrigeration machine is water - cooled, double - effect, H<sub>2</sub>O/LiBr + HO(CH<sub>2</sub>)<sub>3</sub>OH system with series flow type. In this study, we found out the characteristic of new working solution through the cycle simulation and compared the result with that of LiBr solution to evaluate. The optimum designs and operating conditions were determined based on the operating constraints and the coefficient of performance. Results demonstrate that new working fluid substantially increases COP by as much as 10% and has a wider working range with 8% higher crystallization limits compared to the conventional H<sub>2</sub>O/LiBr.

기호설명

A : 전열면적, m<sup>2</sup>

C<sub>P</sub> : 비열, kJ/kg · K

G : 질량유량, kg/s

H : 엔탈피, kJ/kg

\* 부경대학교 대학원(원고접수일 : 98년 6월)

\*\* 부경대학교

K	: 열전달계수, W/m <sup>2</sup> · K
P	: 압력, kPa
Q	: 열량, W
T	: 온도, ℃
X	: 농도, wt%

## 하 첨 자

A	: 흡수기
C	: 응축기
CH	: 냉수
CO	: 냉각수
E	: 증발기
EX	: 열교환기
h	: 고온측
HG	: 고온재생기
l	: 저온측
L	: 액
LG	: 저온재생기
G	: 재생기
S	: 흡수용액
SS	: 농용액
SW	: 희용액
V	: 증기
VR	: 냉매증기
W	: 냉매
WHG	: 고온재생기 냉매증기량
WLG	: 저온재생기 냉매증기량
1	: 입구
2	: 출구

## 1. 서 론

소득증대 및 생활수준 향상으로 인한 전기 냉방기의 사용급증으로 여름철인 경우 공급대비 순간 피크전력 수요율이 위험수위에 놓여 있고, 해마다 수요가 증가되는 가정용을 포함한 소형 전기냉방기가 연간 50만kW 정도 늘어나고 있어 이를 대체할 수 있는 기기의 출현이 국가적 차원에서 요구되고 있다. 또한 프레온계 냉매에 의한 오존층의 파괴, 이산화탄소에 의한 지구온난화 등 지구환경문

제가 커짐에 따라 환경보존의 관점에서 특정 프레온계 화합물의 사용을 금지하는 움직임이 고조됨으로써 비프레온계 시스템의 개발에 대한 관심도 높아지고 있다.

이와 같이 여름철 순간 피크전력문제, 가스 에너지의 계절별 수급 균형 유지 및 지구환경공해 측면에서 부각되고 있는 것이 흡수식 냉난방기이다. 그러나 국내에서는 30RT 이상의 중·대형 수냉 흡수식 냉난방기가 주류를 이루고 있고, 청정 가스 에너지의 장래 수요가 큰 3RT급 미만의 가정용 흡수식 냉난방기는 외국에서 개발완료되어 시판되고 있으나 국내에서는 시제품 단계에 들어서고 있는 실정이다.

대부분의 흡수식 냉난방시스템은 효율을 증대시키기 위하여 2중효용 흡수냉동 사이클을 채택하고 있으며 작동유체로는 H<sub>2</sub>O/LiBr를 사용하고 있다. 기존의 LiBr용액은 고농도에서 흡수용액이 결정되기 때문에 작동범위 측면에서 많은 제약이 있으며, 고온·고압에서 부식의 문제점이 있다<sup>(1-3)</sup>. 이와 같이 H<sub>2</sub>O/LiBr가 갖는 특성상 소형화, 고효율화에 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>(4-7)</sup>, 국내의 경우에는 Park<sup>(8)</sup>, 노<sup>(9)</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 신흡수용액을 이용한 성능 시뮬레이션에 대한 구체적인 연구결과는 보고된 바가 없다.

본 연구에서는 흡수식 냉동기의 성능향상 및 소형·공냉화를 위해 개발된 신작동유체 H<sub>2</sub>O/LiBr+HO(CH<sub>2</sub>)<sub>3</sub>OH(질량비 3.5:1)에 대한 이중효용 직렬방식의 시스템 시뮬레이션을 통해 기존의

LiBr용액과 신흡수용액의 각각의 성능특성을 비교하고 그 기본적인 특성을 밝혀내고자 한다.

### 2. 신흡수용액의 특성<sup>(8)</sup>

LiBr+HO(CH<sub>2</sub>)<sub>3</sub>OH 혼합용액<sup>(8)</sup>을 본 시뮬레이션에서의 신흡수용액으로 결정하였다. Fig. 1은 LiBr+HO(CH<sub>2</sub>)<sub>3</sub>OH 용액의 Düring선도를 LiBr 용액과 비교하여 나타낸 것이다. 그림으로부터 LiBr+HO(CH<sub>2</sub>)<sub>3</sub>OH 용액의 특성은 증기압 0.8 kPa에서 결정온도를 비교하면 LiBr용액보다 높은 흡수기 온도에서 작동되어 냉각매체와의 온도차를 크게 할 수 있으므로 흡수성능 저하를 막을 수 있으며, 결정선이 LiBr용액보다 8%정도 오른쪽으로 이동하여 고농도에서도 결정의 위험이 없는 사이클임을 알 수 있다.

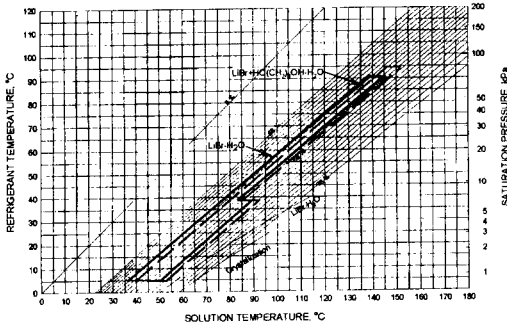


Fig. 1 Comparison of crystallization between LiBr+HO(CH<sub>2</sub>)<sub>3</sub>OH-H<sub>2</sub>O and LiBr-H<sub>2</sub>O

### 3. 시뮬레이션 모델

#### 3.1 이중효용 흡수사이클의 작동원리

이중효용 흡수식 냉동사이클은 용액의 순환방식에 따라 직렬방식과 병렬방식으로 나눌 수 있는데, 이들은 단효용 흡수식 냉동사이클을 기본구조로 하면서 고온재생기와 고온용액열교환기가 추가 설치된 구조로 되어 있다. 따라서 이중효용 흡수식 냉동사이클의 각 열교환기는 기본적으로 단효용 흡수식 냉동사이클과 같은 형식으로 작용한다.

Fig. 2에는 대표적인 직렬방식 이중효용 흡수식 냉동사이클의 개략도를 나타내었고, Fig. 3에는 이

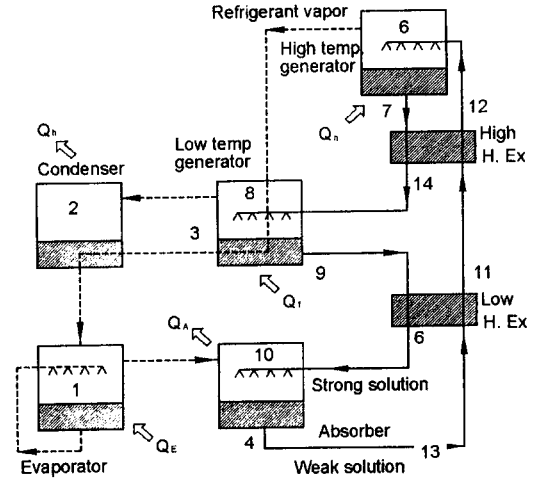


Fig. 2 System diagram of double-effect absorption refrigeration for series type.

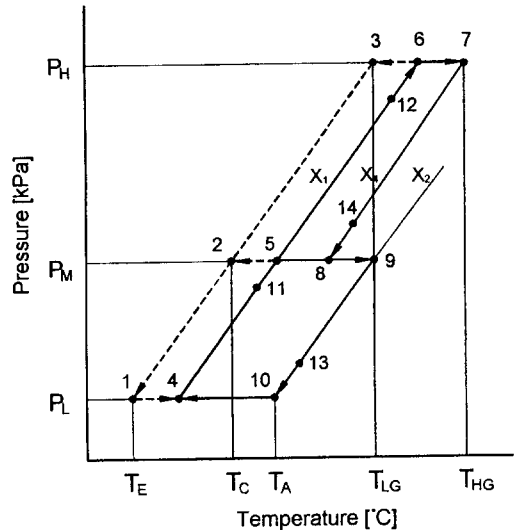


Fig. 3 Dühring diagram of double-effect absorption refrigeration system for series type.

사이클의 각 상태점을 듀링(Düring)선도상에 나타내었다. Fig. 3의 듀링선도에 나타낸 번호는 Fig. 2의 각 상태점 위치와 일치하며, 점선은 증발 응축하는 냉매의 사이클을 나타내고, 실선은 흡수 용액의 사이클을 나타낸다. 사이클의 작동원리를 냉매와 흡수용액의 흐름에 따라 살펴보면 다음과 같다.

우선 흡수용액의 흐름은, 증발기로부터 냉매 증기를 흡수하여 농도가 X<sub>1</sub>으로 된 용액이 흡수기에

서 나와 용액펌프에 의해 고·저온 용액열교환기를 거쳐 고온재생기와 저온재생기로 직렬로 들어가서 비등 농축한 후, 흡수기로 돌아와 증발기로부터의 냉매증기를 흡수한다.

또 냉매의 흐름은, 흡수기로부터 농도 X<sub>1</sub>인 용액이 고온재생기내에 들어와 관내로 흐르는 온수에 의해 가열되어 냉매증기를 분리하며 농축한 후, 냉매증기는 저온재생기의 전열관내로 들어가 고온재생기에서 농축한 농도 X<sub>4</sub>의 용액을 가열 농축하고 응축된다. 즉, 이 응축잠열에 해당하는 만큼 고온재생기에서 외부로부터의 공급열을 절감시킬 수 있는 이중효용 사이클을 구성한다.

한편 저온재생기내에서 발생한 냉매증기는 응축기로 들어가 냉각수에 의해 응축된 후 저온재생기에서의 냉매액과 응축기에서 모여 중력과 압력차에 의해 증발기로 들어가 증발기 관내를 흐르는 냉수와 열교환하여 증발한다. 증발한 냉매증기는 흡수기로 들어가 흡수기 전열관을 흘러내리는 농도 X<sub>2</sub>인 용액에 흡수된다.

### 3. 2 시뮬레이션의 가정

사이클 시뮬레이션의 대상은 냉매로는 물, 흡수용액으로는 LiBr+HO(CH<sub>2</sub>)<sub>3</sub>OH을 사용하는 수냉형 이중효용 직렬사이클로 하였으며, 정상상태에서의 시뮬레이션을 용이하게 하기 위해 다음과 같이 가정하였다.

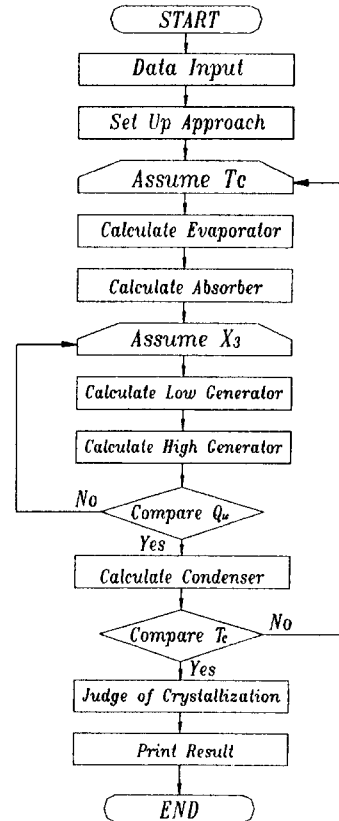
- ① 사이클상의 각 점에서 온도, 압력, 용액농도는 평형상태이다.
- ② 각 열교환기는 향류형으로 하며, 온도차는 대수평균온도차를 이용한다.
- ③ 순환냉매는 증발기내에서 완전히 증발하여 흡수기의 흡수용액에 흡수된다.
- ④ 기기로부터의 열손실과 관내에서의 압력강하는 무시한다.
- ⑤ 고온재생기에서 발생한 냉매증기의 응축열은 모두 저온재생기내 중간농도용액의 농축을 위해 사용된다.
- ⑥ 각 열교환기의 열통과율은 일정하다. 신흡수용액에 대한 열통과율도 기존 제품의 열통과율을 적용한다.
- ⑦ 보일러의 효율은 고려하지 않는다.

### 3. 3 시뮬레이션의 계산조건 및 방법

본 시뮬레이션은 가정용 냉방기를 기준으로 하여 1RT급(3.516kW)으로 계산하였으며, Table 1에 본 연구에 사용된 시뮬레이션의 계산조건을 Fig. 4에 사이클 시뮬레이션의 흐름도를 나타내었다. LiBr의 물성치는 McNeely<sup>10)</sup>의 식을 참고하였으며, 신흡수용액은 Park 등<sup>8)</sup>의 물성치를 이용하였다.

**Table 1 Nominal conditions of simulation parameters**

Investigated conditions	Nominal conditions
Refrigerating capacity	3.516 [kW]
Chilled water inlet temperature	T <sub>CH1</sub> = 12 [°C]
Chilled water outlet temperature	T <sub>CH2</sub> = 7 [°C]
Cooling water inlet temperature	T <sub>CO1</sub> = 32 [°C]
Absorber approach temperature	ΔT <sub>A</sub> = 4 [°C]
Evaporator approach temperature	ΔT <sub>E</sub> = 2 [°C]
Condenser approach temperature	ΔT <sub>C</sub> = 2 [°C]
Generator approach temperature	ΔT <sub>G</sub> = 5 [°C]



**Fig. 4 Flow chart of the simulation on double-effect absorption cycle**

3. 4 기본방정식

사이클 해석을 위해 주어진 조건에서의 각 상태 점들은 질량 평형방정식, 에너지 평형방정식 및 상태방정식으로부터 구하였다. 첨자의 번호는 Fig. 2 와 Fig. 3에 나타낸 번호와 일치한다. 직렬흐름사이클의 기본방정식을 아래에 나타내었다.

물질수지에서 고온재생기 용액출구농도  $X_4$ (wt%)를 가정하면 고온재생기에서의 발생냉매질량은 식 (1)~(3)과 같다.

$$G_{VR} = G_{WHG} + G_{WLG} \quad (1)$$

$$G_{WHG} = (1 - X_1/X_4) \cdot G_{LSW} \quad (2)$$

$$G_{WLG} = (1 - X_1/X_2) \cdot G_{LSW} - G_{WHG} \quad (3)$$

증발기의 열수지는 냉수의 입구, 출구온도를 각각  $T_{CH1}$ ,  $T_{CH2}$ 라 하면,

$$Q_E = G_{VR} \cdot (H_{VR1} - H_{LR2}) = C_{PCH} \cdot G_{CH} \cdot (T_{CH1} - T_{CH2}) \quad (4)$$

흡수기의 열수지는 냉각수 입구, 출구온도를  $T_{CO1}$ ,  $T_{CO2}$ 라 하면,

$$Q_A = G_{VR} \cdot (H_{VR1} - H_{LS4}) + G_{LSW} \cdot (H_{LS13} - H_{LS4}) = C_{PCO} \cdot G_{CO} \cdot (T_{CO2} - T_{CO1}) \quad (5)$$

응축기의 열수지는 냉각수의 응축기 입구, 출구온도를  $T_{CO3}$ ,  $T_{CO4}$ 라 하면 식 (6)과 같다.

$$Q_C = G_{WHG} \cdot H_{LR3} + (G_{WLG} + G_{W2}) \cdot H_{VRLG} - G_{VR} \cdot H_{LR2} = C_{PCO} \cdot G_{CO} \cdot (T_{CO4} - T_{CO3}) \quad (6)$$

저온·고온용액열교환기는 흡수기에서 희석된 용액과 저온·고온재생기에서 농축된 용액이 대향류로 열교환하는 요소로서 저온용액열교환기의 열수지는

$$Q_{LEX1} = G_{LSW} \cdot (H_{LS11} - H_{LS4}) \quad (7)$$

$$Q_{LEX2} = (G_{LSW} - G_{WHG} - G_{WLG}) \cdot (H_{LS9} - H_{LS13}) \quad (8)$$

고온용액열교환기의 열수지는

$$Q_{HEX1} = G_{LSW} \cdot (H_{LS11} - H_{LS12}) \quad (9)$$

$$Q_{HEX2} = (G_{LSW} - G_{WHG}) \cdot (H_{LS7} - H_{LS14}) \quad (10)$$

고온재생기의 열수지는

$$Q_{HG} = G_{WHG} \cdot H_{VRRHG} + (G_{LSW} - G_{WHG}) \cdot H_{LS7} - G_{LSW} \cdot H_{LS12} \quad (11)$$

단,  $H_{VRRHG} = (H_{LS6} + H_{LS7})/2$

저온재생기의 열수지는 식 (12)와 같다.

$$Q_{LG} = G_{WLG} \cdot H_{VRLG} + (G_{LSW} - G_{WHG} - G_{WLG}) \cdot H_{LS9} - (G_{LSW} - G_{WHG}) \cdot H_{LS14} = G_{WHG} \cdot (H_{VRRHG} - H_{LR3}) \quad (12)$$

단,  $H_{VRLG} = (H_{LS8} + H_{LS9})/2$

4. 결과 및 고찰

Fig. 5는 냉각수 입구온도의 변화에 따른 COP 및 흡수기입구의 농도를 신희수용액과 LiBr용액을 비교하여 나타낸 것이다. 냉각수 온도가 증가함에 따라 COP는 크게 감소하며, 흡수기입구 농도는 크게 증가하고 있다. 모든 운전조건하에서 COP는 신희수용액이 LiBr용액보다 10%정도 높게 나타나 우수한 성능향상을 보이고 있으며, 흡수기입구 농도는 LiBr용액의 직렬방식에서 결정한 계를 63%<sup>(11)</sup>, 신희수용액의 경우 70%<sup>(8)</sup>로 보면 결정의 위험이 없음을 알 수 있다.

Fig. 6은 냉각수 입구온도의 변화에 따른 흡수기 전열면적과 고온재생기 압력의 변화를 신희수용

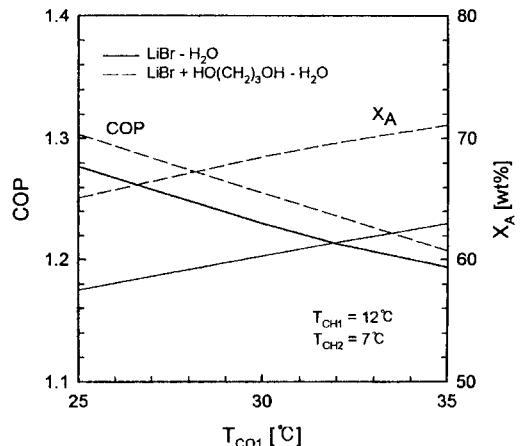


Fig. 5 Influence of cooling water temperature on the COP and the absorber concentration

액과 LiBr용액을 비교하여 나타낸 것이다. 냉각수 온도가 증가함에 따라 전열면적은 거의 변화가 없지만 고온재생기 압력은 크게 증가하고 있다. 전열면적은 신흡수용액의 경우가 LiBr용액 보다 10% 정도 흡수기의 전열면적이 작게 나타나고 있다. 이는 신흡수용액을 흡수식 시스템에 적용할 경우 흡수식 냉난방기를 구성하는 4개의 열교환기, 즉 증발기, 흡수기, 재생기, 응축기 중에서 전열면적 및 체적이 가장 큰 흡수기의 전열면적을 줄일 수 있어 시스템의 소형화가 가능함을 알 수 있다. 고온재생

기 압력은 신흡수용액이 LiBr용액보다 커서 냉각수 온도 33℃를 넘어서면 대기압을 넘어서므로 33℃이하에서 사용가능하다.

Fig. 7은 냉각수 유량의 변화에 대한 COP 및 고온재생기의 변화를 신흡수용액과 LiBr용액을 비교하여 나타낸 것이다. 여기서 냉각수 기준값 100%는 1.0m<sup>3</sup>/h를 기준으로 하고 있다. 냉각수 유량의 증가에 따라 COP는 거의 변화가 없으며, 고온재생기 압력은 크게 낮아지고 있다. Fig. 6의 경우와 같이 신흡수용액이 LiBr용액보다 COP와 압력이 높게 나타나고 있다.

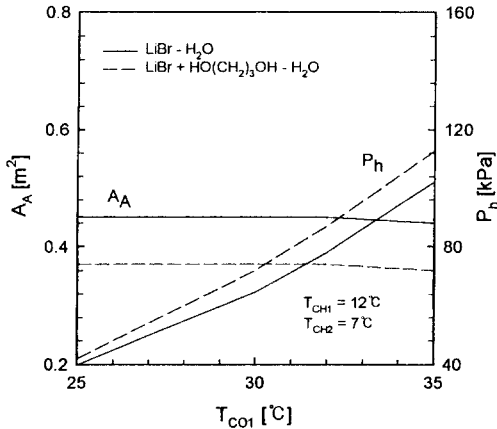


Fig. 6 Influence of cooling water temperature on the heat transfer area of absorber and the pressure of high - temp. generator

Fig. 8은 냉수출구온도의 변화에 대한 COP 및 고온재생기 온도를 신흡수용액과 LiBr용액을 비교하여 나타낸 것이다. 그림에 의하면 냉수출구온도의 상승에 의해 COP는 상승하고, 고온재생기의 온도는 크게 낮아지고 있다. 이것은 냉수출구온도의 상승, 즉 증발온도의 상승이 계 전체의 흡수용액농도를 저하시켜 저온재생기에서의 냉매응축온도의 저하에 따라 고온재생기의 온도, 압력이 저하되기 때문이라고 생각된다. 신흡수용액의 경우가 LiBr용액의 경우보다 COP 및 고온재생기 온도가 높게 나타나고 있다.

Fig. 9는 회용액순환비의 변화가 COP 및 고온재생기 압력에 미치는 영향을, Fig. 10은 회용액순환비의 변화가 흡수기입구 농도 및 고온재생기 온

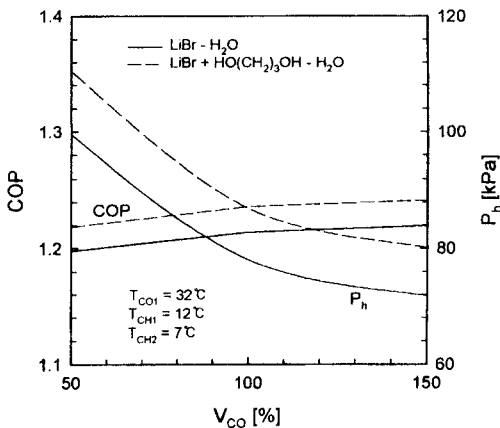


Fig. 7 Influence of flow rate of cooling water on the COP and the pressure of high - temp. generator

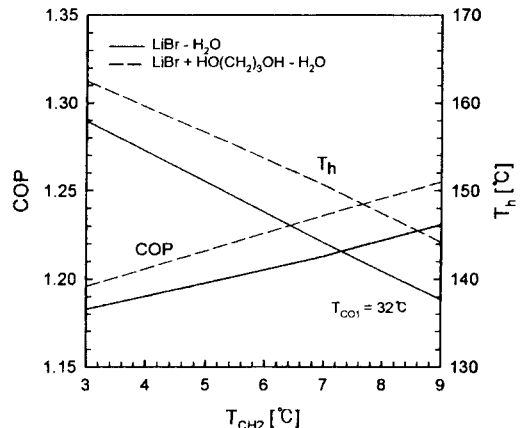


Fig. 8 Influence of chilled water outlet temperature on the COP and temperature of high - temp. generator

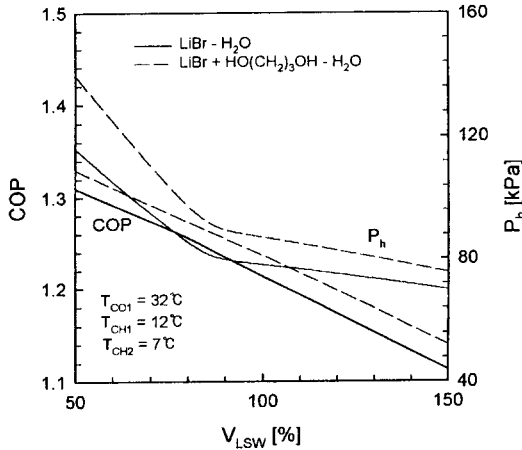


Fig. 9 Influence of circulation weak solution on the COP and pressure of high-temp. generator

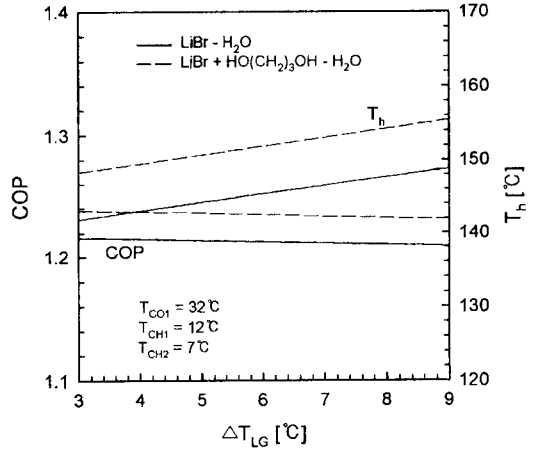


Fig. 11 Influence of low-temp. generator temperature difference on the COP and temperature of high-temp. generator

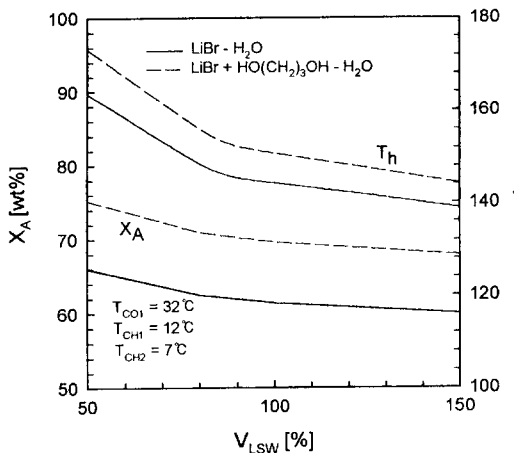


Fig. 10. Influence of circulation weak solution on the concentration of absorber and temperature of high-temp. generator

도에 미치는 영향을 신흡수용액과 LiBr용액을 비교하여 나타낸 것이다. 여기서 회용액순환비의 기준값 100%는 0.05m<sup>3</sup>/h이다. 그림에서 회용액순환비를 작게 하면 COP가 증가하고 있지만 고온재생기의 압력, 온도, 흡수기입구 농도가 높아지게 된다. 따라서 회용액순환비 80%이하에서 신흡수용액과 LiBr용액 모두 대기압을 넘어서고, 결정의 위험이 있으므로 회용액순환비를 80%이상으로 할 필요가 있다.

Fig. 11은 저온재생기 온도차(ΔT<sub>LG</sub>)의 변화에

대한 COP 및 고온재생기의 온도변화를 신흡수용액과 LiBr용액을 비교하여 나타낸 것이다. 여기서 저온재생기 온도차(ΔT<sub>LG</sub>)는 고온재생기에서 발생된 냉매증기의 온도와 저온재생기를 나온 농용액의 온도차를 말하며 5℃를 기준값으로 하고 있다. 저온재생기 온도차가 증가하면 고온재생기 온도는 약간 상승하며 COP는 거의 변화가 없음을 알 수 있다. 신흡수용액의 경우가 LiBr용액의 경우보다 COP 및 온도가 높게 나타나고 있다.

### 5. 결 론

LiBr+HO(CH<sub>2</sub>)<sub>3</sub>OH용액을 이용한 사이클 시뮬레이션을 통해 기존의 LiBr수용액과 성능특성을 비교한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) LiBr+HO(CH<sub>2</sub>)<sub>3</sub>OH용액은 기존의 LiBr용액보다 10%의 COP향상과 8%정도 결정라인이 완화되어 넓은 작동범위를 가지므로 공냉화에 적용 가능한 용액임을 알 수 있었다.
- (2) 흡수기의 전열면적은 LiBr+HO(CH<sub>2</sub>)<sub>3</sub>OH용액에 최적조건을 적용할 경우 약 10%정도 콤팩트화가 가능하다.
- (3) 회용액순환비를 감소시키면 COP는 증가하지만, 고온재생기의 온도와 압력이 높아지고 결정의 위험이 있으므로 LiBr+HO(CH<sub>2</sub>)<sub>3</sub>

OH용액과 LiBr용액 모두 회용액순환비를 80% 이상으로 할 필요가 있다.

- (4) COP는 LiBr, LiBr+HO(CH<sub>2</sub>)<sub>3</sub>OH용액에서 모두 회용액유량이 적을수록, 냉각수 입구온도가 낮을수록, 냉수출구온도가 높을수록 증가하였으며, 냉각수유량, 저온재생기 온도차의 변화에 대해서는 COP의 변화가 거의 없었다.

## 후 기

본 연구는 산업자원부 에너지절약기술개발사업 및 (주)삼원기계의 지원으로 수행되었으며, 이에 관계자 여러분께 감사드립니다.

## 참고문헌

- 1) 尹政仁, 吳厚圭, 柏木孝夫, "排熱利用吸收サイクルの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, 1995.
- 2) 이재승, 최인수, 설원철, 김태진, 한인근, 윤정인, "신용액 흡수식 사이클의 특성 시뮬레이션", 한국박용기관학회 1997년도 추계학술대회 논문집, pp.74~79, 1997.
- 3) 정용욱, 권오경, 문춘근, 윤정인, "신작동유체를 이용한 2중효용 흡수식 특성 해석", 대한기계학회부산지부 춘계학술대회 논문집, pp. 41~46, 1998.
- 4) 西山教之, 眞井康, "新作動媒を用いた吸収ヒートポンプの研究開発" 空氣調和・衛生工學, Vol.67, No.5, pp.313~318, 1994.
- 5) 伊木茂樹, 植村正, "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, 1987.
- 6) Koseki, Y., Ito, K., Ito, M., and Takahashi, S., "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, 1991.
- 7) 柏木孝夫, "吸收冷凍サイクルとその作動媒體", 冷凍, Vol. 68, No. 789, pp.1~4, 1993.
- 8) Park Young, Kim Jin Soo and Lee Huen, "Physical properties of the lithium bromide + 1,

3 propanediol + water system", Int J. Refrig., Vol.20, No.5, pp.319~325, 1997.

- 9) 노상용, 장영훈, 구기갑, 정시영, 김용원, 김수경, "H<sub>2</sub>O/(LiBr+CaCl<sub>2</sub>)<sub>3</sub>성분계 흡수용액의 용해도 및 증기압 특성평가", 공기조화·냉동공학 논문집, Vol.9, No.2, pp.163~170, 1997.
- 10) McNeely, L.A., "Thermodynamic Properties of Aqueous Solution of Lithium Bromide", ASHRAE Transactions, Vol.85, Pt.1, pp.413~434, 1979.
- 11) 高田秋一, "吸收冷凍機とヒートポンプ", 日本冷凍協會, 1989.

## 저 자 소 개



### 권오경(權五卿)

1969년 5월 19일생. 1992년 여수수산대학교 공대 냉동공학과 졸업. 1994년 부산수산대학교 대학원 냉동공학과 졸업(석사). 1997년~현재 부경대학교 대학원 냉동공조공학과 박사과정 재학중. 당학회 회원.



### 문춘근(文春根)

1971년 5월 7일생. 1997년 부경대학교 공대 냉동공학과 졸업. 1997년~현재 부경대학교 대학원 냉동공조공학과 석사과정 재학중. 당학회 회원.



### 윤정인(尹政仁)

1962년 9월 24일생. 1988년 부산수산대학교 공대 냉동공학과 졸업. 1990년 동대학원 냉동공학과 졸업(석사). 1995년 東京農工大 대학원 기계시스템공학과 졸업(공학박사). 1995년~현재 부경대학교 냉동공조공학과 조교수. 당학회 회원.