

# 냉수 대온도차 흡수식 냉동기용 2단 증발기/ 흡수기 최적 설계

박찬우<sup>†</sup>, 임익태\*, 강용태\*\*

<sup>†,\*</sup> 전북대학교 기계설계공학부, <sup>\*\*</sup>경희대학교 기계산업시스템공학부

## Optimum design of the Characteristics of Double Stage Evaporator/Absorber for Large temperature Difference Absorption System

Chan Woo Park<sup>†</sup>, Ick Tae Im\*, Yong Tae Kang\*

<sup>†,\*</sup>Chonbuk National University, School of Mechanical Design Engineering, 664-14,1 Ga, Deokjin-Dong, Deokjin-Gu, Jeonju, Jeonbuk, Korea

<sup>\*\*</sup>School of Mechanical and Industrial System Engineering, Kyung Hee University, Yong In, Gyeong-gi 449-701, Korea

**ABSTRACT:** The optimal design of two stage evaporation & absorption system which is related to the large temperature difference system was investigated numerically in the absorption refrigeration system. The concentrations at inlet & outlet of absorber are 62.9% and 56.9%, but in two stage absorption system the values are 62.2% and 56.2%. Therefore strong solution & weak solution became diluted than the standard value. The amount of weak solution circulation can be reduced in absorption refrigeration system, and the sensible heat load is more reduced to enhance the COP of system. As UAR is increased, COP becomes larger, and this means the role of top section is more important than bottom section in two stage evaporation & absorption system. But the increase of COP becomes slower at 0.7 of UAR ratio. The performance of Type2 is higher than Type1 in COP with the flow direction of cooling waters. This phenomena is due to the active absorption of vapor -absorption & lower temp. cooling water is more effective. The pressure at bottom section becomes higher & that at top section becomes lower and therefore the circulation rate can be diminished more.

**Key words:** Absorption chiller(흡수식 냉동기), COP(성능계수), H<sub>2</sub>O/LiBr (물/리튬브로마이드), Absorber(흡수기), Evaporator(증발기)

### 기 호 설 명

A : 전열면적[m<sup>2</sup>]

COP : 성능계수

*m* : 질량 유량 [kg/s]

MRCH : 냉수 유량변화율

MRS : 회용액 유량변화율

*U* : 총괄 열전달계수 [kW/m<sup>2</sup> · °C]

UAR : UA분배율

UARA : 흡수기 UA분배율

<sup>†</sup> Corresponding author

Tel.: +82-63-270-2452; fax: +82-63-270-2460

E-mail address: cw-park@chonbuk.ac.kr

UARE : 증발기 UA분배율  
 x : 농도 [%]

**하첨자**

0 : 초기값  
 abs : 흡수기  
 evap : 증발기  
 ch : 냉수  
 co : 냉각수  
 in : 입구  
 lower : 하부  
 out : 출구  
 ref : 냉매  
 s : 농용액  
 sol : 용액  
 upper : 상부  
 fuel : 연료

**1. 서론**

흡수식 냉동기의 고효율화를 위하여 제품에 적용되고 있는 방법<sup>(1,2)</sup>으로는 고효율 고온/저온용액 열교환기, 냉매드레인열교환기, 용액냉각흡수기, 배가스/용액 열교환기, 공기예열기, 2단 증발/흡수기 적용 방안 등이 있다. 이와 관련된 흡수식 냉동기의 고효율화와 관련된 연구로는 Shitara et al.<sup>(1,2)</sup>, Saito and Fujimaki<sup>(3)</sup>, Park et al.<sup>(4)</sup>, Jeong et al.<sup>(5)</sup>, Kim et al.<sup>(6)</sup>, Summerer<sup>(7)</sup> 등이 흡수식 사이클에 여러 가지 고효율 요소기기를 적용하여 성능계수의 고효율화를 효과적으로 구현하는 방법에 대한 연구를 하였다.

최근에는 공조시스템에서 에너지 절감 방안으로 대온차 시스템에 대한 관심이 높아지고 있다. 냉수나 냉각수의 순환유량 감소하여 펌프동력을 감소할 수 있기 때문이다. 특히 증발기 냉수 입구 온도가 높아짐에 따라 흡수식 시스템에서 대온차 시스템을 적절히 구현하기 위해서는 2단 증발/흡수기를 채택하여야만 그 성능을 보장할 수 있다. 그러나 대온차 시스템과 연계하여 2단 증발/흡수식 시스템에 대한 심층적인 연구는 거의 없는 상황이다.

본 연구에서는 흡수식 냉동 시스템에서 대온차 공조시스템과 연계하여 2단 증발/흡수기 시

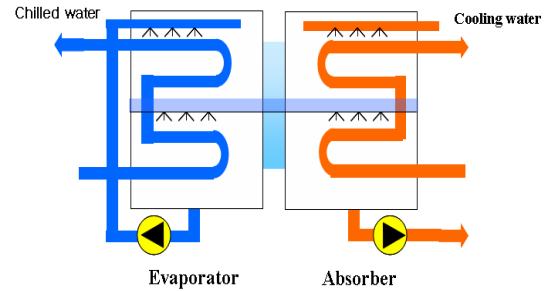


Fig. 1 Double stage Evaporator /Absorber

스템에 대한 성능 특성 파악하고 이에 대한 최적 설계를 수치적으로 수행하고자 한다.

**2. 본론**

**2.1 대온도차 시스템과 2단 증발기/흡수기 원리**

Fig. 1은 2단 증발/흡수기의 상세한 그림을 나타낸 것이다. 그림에서 보듯이 기존 하나의 shell로 이루어진 증발기와 흡수기를 상하 두 개의 shell로 나누어 놓은 형상을 하고 있다. 이에 따라 상부와 하부에 다른 압력 이 형성된다. 이는 하부로 들어오는 15℃의 냉수가 상부로 나가는 냉수(7℃) 보다 비교적 고온이어서 하부측 증발기의 증발 압력이 높고 하부측 흡수기의 흡수액 농도도 상부보다 묽어진 상태이기 때문이다. 이러한 이유로 냉수 입출구 온도차가 큰 대온도차 시스템이 2단 증발/흡수식 시스템에서 적절한 시스템이 된다. 이렇게 상부는 저압이고 하부는 고압인 두 개의 영역으로 나누어지면 하부에서는 높은 압력의 영향으로 보다 묽게 흡수액의 농도를 낮출 수 있어 전체 시스템에서 흡수액 순환량을 줄이더라도 용액 열교환기등에서 흡수용액의 결정현상을 피할 수 있게 된다. 이렇게 되면 고온 재생기의 현열 부하가 더욱 감소하여 시스템 COP 향상에 도움이 된다. Fig. 2는 이단 증발 흡수기를 장착한 H<sub>2</sub>O/LiBr 2중 효율 흡수식 냉동기를 나타낸 그림이다.

**2.2 사이클 모사**

**2.2.1 사이클 모델링**

2단 증발 흡수기의 효과 및 특성을 파악하기 위하여 Fig. 2에 나타낸 바와 같이 H<sub>2</sub>O/LiBr 2중 효율 직렬흐름 방식의 냉동기에 적용하여 수치적 특성을 파악하였다. 시스템 용량은 80 RT급을 적용하였다. 계산 시 적용된 보다 세부적인 조건 및

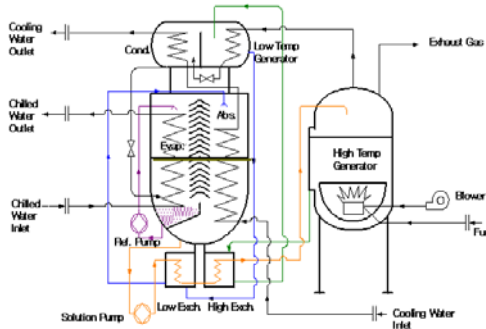


Fig. 2 Double-effect series-flow absorption chiller

용량은 Table 1에 나타내었다. 2단 증발/흡수기 시스템 설계 시에는 냉수측에만 대온도차 시스템을 적용하였다. 본 연구에서 적용된 흡수식 시스템 모사 프로그램은 공학용 프로그램인 EES (Engineering Equation Solver)를 사용하였다.

Table 1 Cycle conditions for Simulation.

Cycle		Conventional	Double stage, Large temperature difference	
Heat [kW,U SRT]	Evaporator	281.1kW, 80RT		
Flow rate [kg/s]	Cooling water	22.0	22.0 (MRCO=1.0)	
	Chilled water	13.0	8.45 (MRCH=0.625)	
	Weak solution	1.28	0.96(MRS=0.75)	
Temperature [°C]	Cooling water inlet	32.0		
	Chilled water inlet/outlet	12.0/7.0	15.0/7.0	
UA [kW /°C]	Evaporator	47.2	23.6/23.6	UAR =0.5
	Absorber	43.8	21.9/21.9	
	Condenser	64.8		
	HTG	0.7		
	LTG	18.7		
	LSX	4.3		
Fuel	LNG (CH <sub>4</sub> :0.89, C <sub>2</sub> H <sub>6</sub> :0.07, C <sub>3</sub> H <sub>8</sub> :0.03, C <sub>4</sub> H <sub>10</sub> :0.01)			

### 2.2.2 계산 변수

2단 증발/흡수기의 최적 설계를 위하여 계산 시 고려되는 변수 중에는 상부 흡수기 증발기와 하부 흡수기 증발기 면적비가 있다. 이에 대한 정의는 식 (1), (2), (3)과 같다. 여기서 UAR은 흡

수기 증발기를 동일한 비율로 상하 분리할 경우의 변수이다. UARE, UARA는 각각 증발기측과 흡수기측의 상하부 분리 비율을 뜻한다.

$$UAR = \frac{UA_{upper}}{UA_{upper} + UA_{lower}} \quad (1)$$

$$UARE = \frac{UA_{evap, upper}}{UA_{evap, upper} + UA_{evap, lower}} \quad (2)$$

$$UARE = \frac{UA_{abs, upper}}{UA_{abs, upper} + UA_{abs, lower}} \quad (3)$$

아울러 다른 계산 변수로는 대온도차 시스템에서의 냉수 입구 온도 변화( $T_{ch,in}$ )와 냉수 유량( $\dot{m}_{ch}$ ) 변화가 있다. 냉수 측 대온도차 시스템 특성상 입구 온도가 변함에 따라 냉수측 유량이 동시에 비례적으로 변하게 된다. 이러한 냉수측 유량 변화율을 MRCH 라고 칭하고 그 정의를 식 (4)에 표기하였다. 냉수 대온도차 온도 시스템의 냉수 입구가 변함에 따라 냉수측 유량 변화율(MRCH)은 Table 2에 표기하였다.

아울러 적절한 농용액의 농도를 유지하기 위한 변수로서 희용액 순환량(MRS)을 설정하였으며 그 정의를 식(5)와 같이 표기하였다. Table 3.에는 계산 시 변수들과 그 변화 범위를 정리하였다.

$$MRCH = \frac{\dot{m}_{ch}}{\dot{m}_{ch,0}} \quad (4)$$

$$MRS = \frac{\dot{m}_s}{\dot{m}_{s,0}} \quad (5)$$

계산의 목적 변수로서 직화식 흡수식 냉동기의 성능 계수(COP)는 다음 식과 같이 나타낸다.

$$COP = \frac{Q_{Eva}}{Q_{fuel}} \quad (6)$$

Table 2 Flow rate ratio Vs.  $T_{ch,in}$

$T_{ch,in}$	$T_{ch,o}$	$\Delta T$	MRCH
12.0	7.0	5.0	1.00
13.0		6.0	0.83
14.0		7.0	0.71
15.0		8.0	0.63
16.0		9.0	0.56
17.0		10.0	0.50

Table 3. Parameters for Simulation.

No	Parameter		Value	
1	Ratio of UA	UAR	0.1-0.9	
2		UARA	0.1-0.9	
3		UARE	0.1-0.9	
4	Large temperature difference	Chilled water	T <sub>ch,in</sub>	12.0-17.0
5			MRCH	1.0-0.5
6	Cooling water	MRCO	1.0-0.7	
		MRS	1.0-0.55	

### 3. 결과 및 고찰

#### 3.1 사이클 특성

##### 3.1.1 기존 시스템과의 비교

Fig. 4는 회용액 순환량이 동일할 경우 기존 방식의 1단 증발/ 흡수 시스템과 2단증발/흡수시스템에 냉수 대온도차 시스템을 적용하였을 경우 대온도차 시스템의 증발기 냉수 입구 온도에 따른 증발기/ 흡수기 압력 변화를 나타낸 것이다. Table 1에서 언급하였듯이 냉수입구 온도가 변함에 따라 냉수유량은 비례적으로 변동하고 냉각수측의 냉각수 유량은 변하지 않게 하였다. 그림에서 보듯이 기존방식인 1단 증발/ 흡수 시스템에서는 냉수 입구/출구 온도가 7°C/12°C 일 경우 증발기/흡수기 압력이 약 5.8 mmHg 정도이다. 그러나 냉수 입구 온도가 증가함에 따라 기내 압력은 점점 증가하여 15°C, 17°C 일 경우는 각각 약 6.2 mmHg, 6.4 mmHg 정도가 된다. 이는 증발기 냉수 유량이 감소함에 따라 냉수 출구 온도가 높아지며, 이에 따라 냉수측 입출구 평균온도가 증가하여 이와 열교환하는 증발기 냉매의 증발온도도 증가하여 냉매 증기 포화압력이 증가하기 때문이다. 2단 증발/ 흡수 시스템에서는 상부와 하부의 압력이 상이하게 된다. 즉 상부에 비해 비교적 고온의 냉수가 유입되는 하부는 이와 열교환하는 증발기 냉매의 증발온도가 증가하여 상부보다 증기 포화압력이 증가하게 된다. 이에 따라 하부의 압력은 상부보다 높게 형성된다. 한편 상부의 압력은 이미 하부에서 냉각되어진 저온의 냉수가 유입하므로 이와 열교환하는 증발기 냉매의 증발 온도가 감소하여 하부보다 증기 포화압력이 감소하게 된다. 대온도차 시스템의 냉수 입구 온도가 증가함에 따라 기내 압력은 점점 증가하여 12°C, 15°C, 17°C 일 경우는 상부/하부 각각 약 5.4/6.3 mmHg, 5.8/7.1 mmHg, 6.0/7.6 mmHg 정도가 된다. 냉수 입구 온도가 증가함에 따라

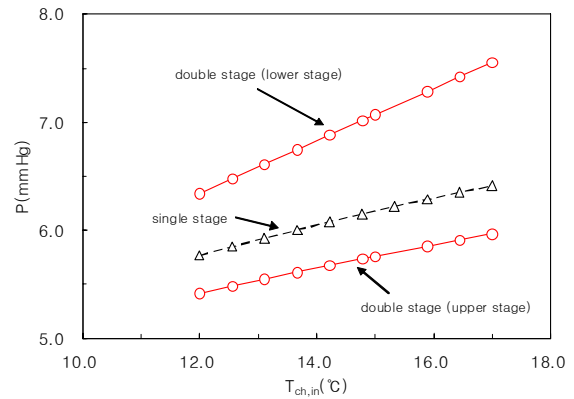


Fig. 4 Pressure of absorber/evaporator Vs. T<sub>ch,in</sub>. (Solution flow rate fixed, UAR=0.5)

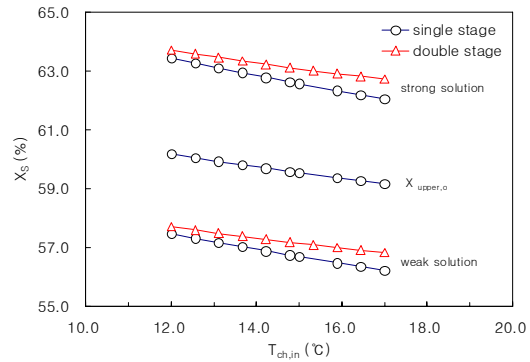


Fig. 5 Solution concentrations Vs. T<sub>ch,in</sub>. (Solution flow rate fixed, UAR=0.5)

상하부의 압력차도 점점 증가하게 된다. 그림에서 보듯이 1단 증발/흡수시스템의 압력은 UAR의 비가 0.5일 경우의 2단증발/흡수시스템의 상하부의 평균 압력보다 낮음을 알 수 있다.

Fig. 5는 회용액 순환량이 동일할 경우 기존 방식의 1단 증발/ 흡수 시스템과 2단 증발/흡수시스템에 냉수 대온도차 시스템을 적용하였을 경우 증발기 냉수 입구 온도에 따른 흡수기 입출구의 농도 변화를 나타낸 것이다. 그림에서 보듯이 기존방식인 1단 증발/ 흡수 시스템에서는 냉수 입구/출구 온도가 12°C/7°C 일 경우 흡수기 입/출구 농도는 63.7%/ 57.7% 이다. 그러나 냉수 입구 온도가 증가함에 따라 기내 압력이 증가하여 입/출구 흡수액 농도는 점점 묽어지게 된다. 이단 증발/흡수 시스템에서도 그림에서 보듯이 냉수 입구 온도가 12°C일 경우에는 63.4%/57.5% 이나 15°C, 17°C 일 경우는 각각 약 62.6%/56.7%, 62%/ 56.2% 로 용액의 농도가 묽어짐을 알 수

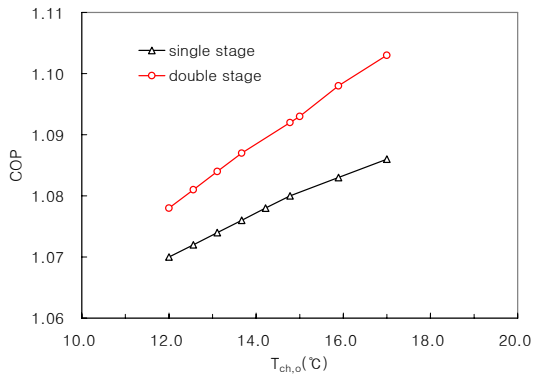


Fig. 6 COP Vs.  $T_{ch,in}$  (Solution flow rate fixed, UAR=0.5)

있다. 2단 증발/흡수시스템에서는 흡수기 입/출구농도가 1단 증발/흡수식 시스템보다 묽음을 알 수 있는데 이는 2단증발/흡수시스템의 상부 하부의 상이한 압력의 영향으로 기존 시스템과 그 평형 농도가 다르기 때문에 발생하는 현상이다. 즉, 흡수기 출구 하부의 농도가 고압인 하부 흡수기 측 영향으로 묽어지게 되고 묽게된 흡수액의 농도가 시스템을 재순환하여 흡수액의 입구 농도에 영향을 주게 된다. 이렇게 2단 증발/흡수 시스템 흡수액의 흡수기 입구 농도가 1단 증발/흡수 시스템 농도보다 묽어지기 때문에 흡수액의 순환량을 줄여서 농용액의 농도를 높일 수 있는 여유가 발생되게 된다.

Fig. 6은 회용액 순환량이 일정할 경우 기존 방식의 1단 증발/흡수 시스템과 2단증발/흡수시스템에 냉수 대온도차 시스템을 적용하였을 경우 증발기 냉수 출구 입도에 따른 흡수식 냉동기의 성적계수의 변화를 나타낸 것이다. 위 그림에서 보듯이 2단증발/흡수시스템일 경우가 1단 증발/흡수 시스템보다 전반적으로 COP가 우수함을 알 수 있다. 아울러 냉수입구의 온도가 점점 높아짐에 따라 COP의 향상율이 1단 증발/흡수 시스템보다 점점 증가하는데 이러한 경향은 Fig. 4의 2단 증발기/흡수기 하부의 압력 상승과 유사한 경향을 나타내고 있다. 이는 냉수 입구의 온도가 점점 높아짐에 따라 흡수기 하부의 압력이 증가하고 이에 따른 하부 용액 평형농도가 증가하여 증발기 증발량이 증가하기 때문이다. 아울러 흡수기 측 출구 회용액 농도가 묽어짐에 따라 재순환하여 돌아오는 농용액의 농도도 묽어지므로 농용액의 농도를 높이기 위하여 흡수액 순환량을 줄

일 수 있게 된다. 이에 따라 추가적으로 고온 재생기의 흡수액 가열을 위한 현열 부하를 줄일 수 있는 계기를 마련 되게 해준다. 이러한 이유로 흡수식 냉동기에 냉수 대온도차 시스템을 적용시 2단 증발/흡수시스템을 적용해야 특성상 효율적인 시스템이 된다.

### 3.1.2 용액 유량 감소에 따른 성능 변화

Fig. 7은 2단증발/흡수시스템에 냉수 대온도차 시스템을 적용하였을 경우 회용액 순환량 변경에 따른 흡수식 냉동기의 성적계수의 변화 및 흡수기 입구 농용액 농도를 변화를 나타낸 것이다. 위에서 언급하였듯이 2단 증발/흡수 시스템을 적용하면 기존 방식보다 흡수기 측 용액의 농도가 묽어지며 냉동기의 성적계수도 증가함을 알 수 있었다. 그러기에 흡수액의 순환량을 감소시키면 농용액의 농도를 기존 시스템과 동일한 63.7% 정도로 유지시키면서 회용액의 농도를 묽게 할 수 있어 흡수기내 농도차를 확대 시킬 수 있다. 즉 흡수액이 고온재생기에서 용액을 가열하는데 소비되는 현열 부하를 감소시킬 수 있으므로 성적계수향상에 큰 도움이 된다. 그림에서 보듯이 기존 시스템에서 농용액 농도가 63.7% 일 경우로 동일하게 2단 증발/흡수기 시스템에서 회액의 순환량을 줄이면 냉수 입구가 12°C, 15°C, 17°C일 경우 각각 COP가 약 1.11, 1.19, 1.24으로 4.1%, 12.0%, 16.4% 정도 증가 하게 된다. LiBr 수용액의 결정화를 고려하여 농액의 운전농도를 약 64% 까지 농도를 상승시키면 보다 높은 COP 상승을 기대해 볼 수 있다.

### 3.1.3 사이클 선도 비교

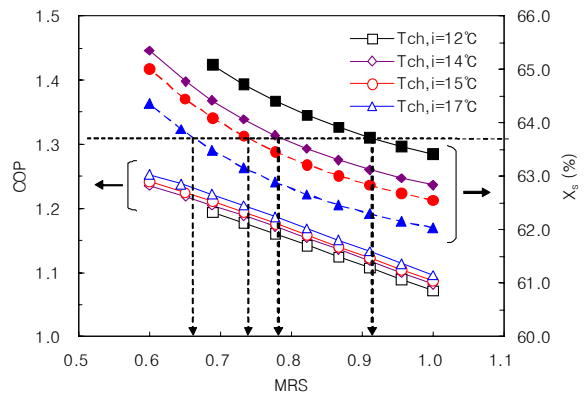


Fig 7 COP &  $X_s$  Vs. MRS

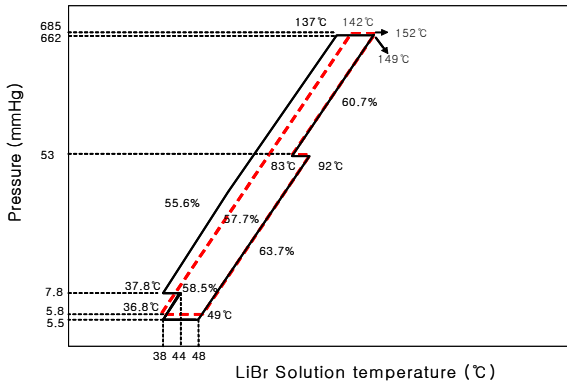


Fig. 8 During diagram. ( $T_{ch,i}=15^{\circ}\text{C}$ ,  $MRS=0.75$ )

Fig. 8은 1단 증발/흡수기 시스템과 2단증발/흡수시스템의 듀링 선도를 비교한 것이다. 1단 증발기/흡수기 시스템은 냉수 입 출구 온도가  $12.0^{\circ}\text{C}/7.0^{\circ}\text{C}$  이고 2단 증발/흡수기 시스템은  $15.0^{\circ}\text{C}/7.0^{\circ}\text{C}$ 의 냉수 대온도차 시스템을 나타낸 것이다. 그림에서 보듯이 1단 증발/흡수 시스템은 흡수액 농도는 희용액/농용액 각각 63.7%, 57.7% 정도를 차지하고 있다. 증발기/흡수기 압력은 5.8 mmHg정도이며 고온재생기 압력은 685 mmHg를의 압력을 차지하고 있다. 고온재생기 출구 용액 온도는 약  $152^{\circ}\text{C}$ , 흡수기 입구 포화용액 온도는  $49^{\circ}\text{C}$  이고 흡수액 출구 용액 온도는  $36.8^{\circ}\text{C}$  정도가 된다. 2단증발/흡수시스템은 흡수액 농도는 희용액/농용액 각각 63.7%, 55.6% 정도로 1단 증발/흡수기 시스템보다 넓은 농도폭을 차지하고 있다. 상단 흡수기 출구의 농도는 58.5% 정도를 갖게 된다. 증발기/흡수기 압력은 상단의 경우 5.5 mmHg정도이며 하단의 경우 7.8mmHg 정도가 된다. 고온재생기 압력은 기존시스템보다 희용액의 농도가 다소 묽기 때문에 662 mmHg정도로 약간 낮아지게 된다. 같은 이유로 고온재생기 출구 용액온도는 약  $149^{\circ}\text{C}$  정도로 약간 낮으며, 흡수기 상부의 낮은 압력으로 흡수기 입구 포화용액 온도는  $48^{\circ}\text{C}$  이고 흡수기 상단부 출구온도는  $38^{\circ}\text{C}$ , 하단부 흡수기 입구온도는 하부압력의 포화온도에 해당하는  $44^{\circ}\text{C}$ 까지 상승했다가 흡수액 흡수기 출구 용액 온도는  $37.8^{\circ}\text{C}$  정도가 된다.

### 3.2 2단 증발기/흡수기의 상하 UA 비율 영향

2단 증발/흡수기 시스템에서 흡수기와 증발기의 상부와 하부의 적절한 면적비를 결정할 필

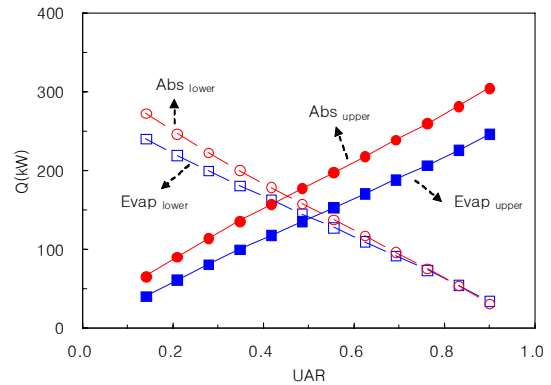


Fig. 9 Heat duty of absorber/evaporator vs. UAR ( $T_{ch,i}=15^{\circ}\text{C}$ ,  $MFS=0.75$ )

요가 있다. 이에 따라 흡수기와 증발기의 상하부 면적비에 따른 성능 특성을 연구하였다. 일차적으로 흡수기와 증발기를 같은 비율로 분리할 경우 즉, 증발기 흡수기의 UAR이 동일한 비율로 분리될 경우에 대해서 그 특성을 파악하였다.

#### 3.2.1 증발기/흡수기를 등 비율로 분할한 경우

Fig. 9는 2단증발/흡수시스템에 냉수 대온도차 시스템을 적용하였을 경우 UAR의 값이 변화에 따라 상하부 흡수기/증발기의 열량 변화를 나타낸 것이다. UAR이 증가함은 정의상 전체 면적에서 상부의 면적이 증가하는 것을 의미한다. UAR이 증가하면 전열면적의 변화에 따라 당연히 상부측 증발기/흡수기의 열전달량은 증가하고 하부측의 열전달은 감소하는 경향을 나타내고 있다.

Fig. 10은 2단증발/흡수시스템에 냉수 대온도차 시스템을 적용하였을 경우 UAR의 값이 변화에 따라 상하부 흡수기 입구/출구 및 내부의 흡수용액 온도를 변화를 나타낸 것이다. 그림에서 보듯이 UAR이 증가함에 따라 흡수기 전체 면적에서 상부의 열전달 면적이 증가하므로 상부 흡수기 출구 온도와 하부 흡수기 입구온도는 점점 낮아지게 된다. 흡수기 하단 입구에서는 흡수기 하부 압력이 높기에 온도가 급상승하는 것처럼 평형온도가 증가하게 된다. 반면 흡수기 하부 출구온도는 UAR이 증가함에 따라 증가하는데 이는 UAR이 증가함에 흡수기 하부의 압력이 증가하여 흡수액의 평형 출구 온도가 증가하여 발생하는 현상으로 설명된다.

Fig. 11은 2단증발/흡수시스템에 냉수 대온도차 시스템을 적용하였을 경우 UAR의 값이 변화



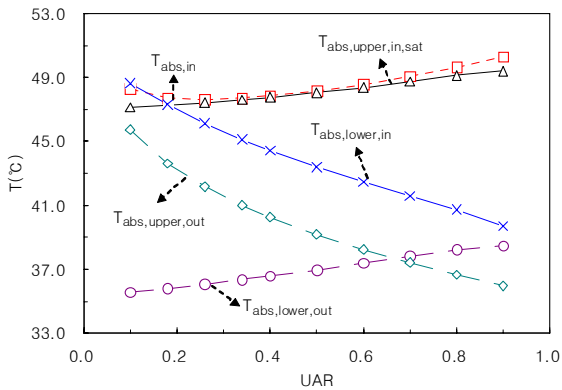


Fig. 10 Temperature of Solution in absorber vs. UAR ( $T_{ch,i}=15^{\circ}\text{C}$ ,  $MRS=0.75$ )

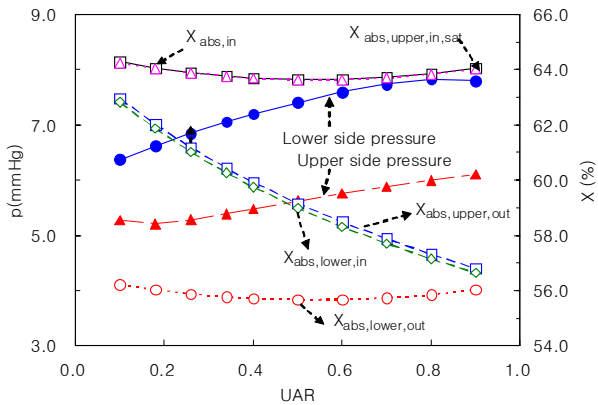


Fig. 11 Absorber/evaporator pressure &  $X(\%)$  vs. UAR ( $T_{ch,i}=15^{\circ}\text{C}$ ,  $MFS=0.75$ )

에 따라 상하부 흡수기/증발기의 압력 변화 및 흡수기 각단의 입구/출구에서 흡수용액 농도 변화를 나타낸 것이다. UAR이 증가함에 따라 상부와 하부의 압력이 증가함을 나타내고 있다. 이는 UAR이 증가함에 따라 하부의 면적이 작아지면 냉수측 상류에 해당하는 하부의 열전달량이 감소하여 하부압력이 증가하므로 고온의 냉수가 발생하여 냉수측 하류에 해당하는 흡수기 상부에도 압력상승에 영향을 준다. 그러나 상부측 압력 상승 현상은  $UAR=0.6$  이후에서는 약간 둔화된다. 이는  $UAR=0.6$  이후에서는 상부측 흡수기가 전체 냉매 흡수량의 상당부분을 차지하게 되어 압력상승이 둔화된다고 본다. 흡수액의 농도의 변화를 보면 상단 출구의 농도와 하단 입구의 농도는 UAR이 증가함에 따라 농도가 점차적으로 감소하게 된다. 이는 UAR의 증가에 따라 상부 흡수기측의 열전달 면적이 증가하여 흡수기 상

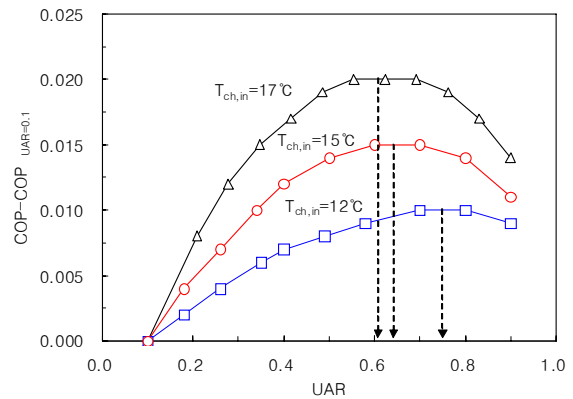


Fig. 12 COP VS. UAR ( $[T_{ch,in}=12^{\circ}\text{C}$ ,  $MFS=0.91]$ ,  $[T_{ch,in}=15^{\circ}\text{C}$ ,  $MFS=0.75]$ ,  $[T_{ch,in}=17^{\circ}\text{C}$ ,  $MFS=0.66]$  )

단 출구의 흡수액 농도도 묽어지기 때문이다. 흡수기 하단 출구 농도는  $UAR=0.1-0.55$ 까지는 UAR이 증가함에 농도가 묽어지다가  $UAR=0.55-0.9$  지역에는 UAR의 농도가 다시 농후해지는 현상이 발생한다. 이는 하단부의 압력 변화가  $UAR=0.5$ 이후를 지나면 상승율이 다소 둔화되어지는 반면에 용액 온도의 상승률은 증가하기 때문에 이때의 포화 용액 농도는 다시 증가하게 되기 때문이다. 흡수기 상부 입구의 농도도 재순환되는 흡수기 하부 출구의 농도 영향을 받으므로 UAR의 변화에 따른 농도의 변화 경향은 비슷하다.

Fig. 12는 2단증발/흡수시스템에 냉수 대온도차 시스템을 적용하였을 경우 UAR의 값이 변화에 따른 성적계수 증가량 변화( $UAR=0.1$  기준)를 나타낸 것이다. 농용액의 농도를 약 63.7%로 유지하였을 경우 냉수대온도차 시스템의 냉수 입구 온도가  $12^{\circ}\text{C}$ ,  $15^{\circ}\text{C}$ ,  $17^{\circ}\text{C}$ 인 경우를 비교한 것이다. 그림에서 보듯이 대온도차 냉수입구온도가  $17^{\circ}\text{C}$ 인 경우의 성적계수는 UAR이 증가함에 따라  $UAR=0.6$  부근까지는 증가하다가 그 이후에는 감소하는 경향을 나타낸다. 대온도차 냉수입구온도가  $15^{\circ}\text{C}$ 인 경우의 성적계수는  $UAR=0.65$ 근처에서 성적계수가 최적점을 나타내고 있다. 이는 Fig 11의 흡수기 출구 하부 농도의 변화 경향과 비슷한 경향을 나타낸다. 냉수 입구온도가  $12^{\circ}\text{C}$ 인 경우는 UAR이 0.75 인경우에 최적점이 나타난다. 즉 냉수 대온도차시 냉수 입구온도가 증가함에 따라 최적점은 0.6 영역으로 가까워짐을 알 수 있

다. 즉, 대온도차 냉수 입구 온도에 따라 이러한 최적 UAR의 값은 다소 변경이 된다.

### 3.2.2 증발기/흡수기를 다른 비율로 분할한 경우

2단 증발/흡수기 시스템에서 흡수기와 증발기의 상부와 하부의 적절한 면적비를 결정하기 위하여 흡수기와 증발기를 다른 비율로 분리할 경우 즉, 증발기 흡수기의 UAR이 서로 다른 비율로 조합되어질 때 그 성능 특성을 파악하였다.

Fig. 13은 냉수 입구온도가 15°C인 냉수 대온도차 2단증발/흡수시스템에서 흡수기와 증발기의 UAR의 값이 서로 다른 비율로 변화 하였을 경우 성적계수와 농용액 농도 변화를 나타낸 것이다. 그림에서 보듯이 농용액의 농도가 기존시스템인 약 63.7% 정도로 유지할 경우 흡수기와 증발기의 UA의 최적의 혼합비는 UARE=0.6, UARA=0.7정도이며, 그 다음으로는 UARE=0.5, UARA=0.6정도일 경우가 우수하다. 그리고 UARE=0.4, UARA=0.5는 그다음 순이 된다. 그림에서 보듯이 LiBr 수요액의 결정현상을 고려한 농용액의 한계 농도내에서 증발기와 흡수기의 최적 UA비를 구할 수 있다.

Fig. 14는 냉수 입구온도가 15°C인 냉수 대온도차 2단증발/흡수시스템에서 흡수기와 증발기의 UAR의 값이 서로 다른 비율로 변화 하였을 경우 흡수기 상하단 압력차와 흡수기 입/출구 농도차 변화를 나타낸 것이다. 그림에서 보듯이 UA의 최적의 혼합비인 UARE=0.6, UARA=0.7 정도일 경우의 흡수기 상하단 압력차와 농도차는 2.5mmHg, 8.23% 정도 이며, UARE=0.5일 경우

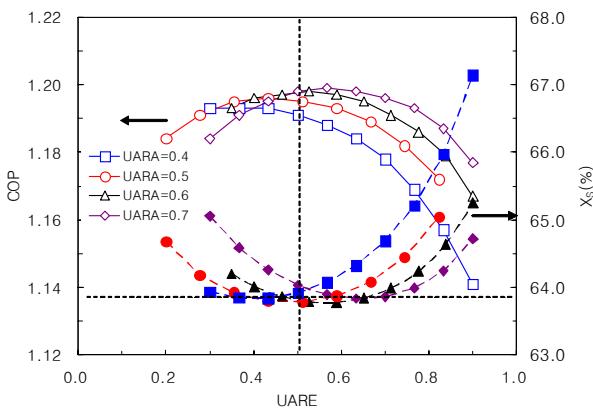


Fig. 13 COP & Xs VS. UARE (Tch,in=15°C, MFS=0.73)

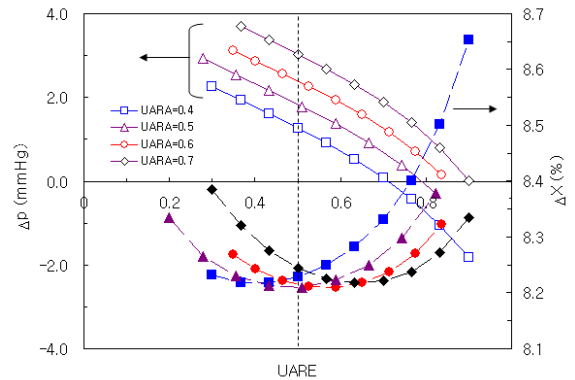


Fig. 14 DP and (Xs-Xw) VS. UARE (Tch,in=15°C, MFS=0.73)

UARA=0.6일 경우 흡수기 상하단 압력차와 농도차는 2.3mmHg, 8.22% 이었다. UARE=0.4, UARA=0.5일 경우 흡수기 상하단 압력차와 농도차는 2.2mmHg, 8.21%이다. Fig. 13와 14를 이용하면 흡수기와 증발기의 각각의 UA 비에 따라 상하단 차압조건과 농도폭, 농액 농도와 성적계수를 알 수 있다.

## 4. 결론

본 연구에서는 흡수식 냉동 시스템에서 대온도차 공조시스템과 연계하여 2단 증발/ 흡수기 시스템에 대한 성능 특성 파악하고 그에 대한 최적 설계를 수치적으로 수행하였다.

- (1) 회용액 순환량이 동일할 경우 2단증발/흡수 냉수 대온도차 시스템은 기존방식인 1단 증발/ 흡수 시스템보다 흡수기 하부 압력이 높아지게고 흡수 용액 농도가 묽어진다. 흡수기 측 출구 회용액 농도가 묽어짐에 따라 재순환하여 돌아오는 농용액의 농도도 묽어지므로 농용액의 농도를 높이기 위하여 흡수액 순환량을 줄일 수 있게 된다. 이러한 이유로 흡수식 냉동기에 냉수 대온도차 시스템을 적용시 2단 증발/흡수시스템을 적용해야 특성상 효율적인 시스템이 된다.
- (2) 농용액 농도를 기존 시스템과 동일하게 유지 하면서 2단 증발/흡수기 시스템에서 회용액의 순환량을 줄이면 냉수 입구가 15°C 경우 COP가 약 1.19으로 기존대비 12.0% 정도 크다.



(3) 증발기/흡수기의 UA를 상하부 동일 비율로 분활한 경우 대온도차 냉수입구온도가 15℃인 경우의 성적계수는 UAR=0.65근처에서 성적계수가 최적점이며, 냉수 입구온도가 증가함에 따라 최적점은 UAR=0.6 영역으로 가까워짐을 알 수 있다.

(4) 증발기/흡수기의 상하동을 서로 다른 비율로 분활할 경우 농용액의 농도가 기존시스템인 약 63.7% 정도로 유지할 경우 흡수기와 증발기의 UA의 최적의 혼합비는 UARE=0.6, UARA=0.7정도이며 흡수기 상하단 압력차와 농도차는 2.5mmHg, 8.23%정도이다, 그 다음으로는 UARE=0.5, UARA=0.6 이며 2.3mmHg, 8.22%이 된다.

#### 참고 문헌

1. Shitara, A., Homma, R., Edera, M., Fujimaki, S., 1997, Study on high COP absorption chiller-heater, Tokyo Gas, Institute of Energy Technology, Report No.7, pp. 87-93.
2. Shitara, A., Fujimaki, S., 1998, Study on high COP absorption chiller-heater (Part2: Examination and optimization of high efficiency cycle), Tokyo Gas, Institute of Energy Technology, Report No.7, pp. 143-152.
3. Saito, K, Sunggun, H. Kimijima, S, Kawai, S, 1998, Study on the improvement of COP for absorption refrigerator, Japan Mechanics 8th Environment Engineering Symposium. pp. 360-363.
4. Park C. W., Cho H. U., Cho H. C., and Kang Y. T., The study of high efficiency cycle characteristics of the series flow-double effect absorption chiller, 2003, Proceedings of SAREK, pp. 782 -786.
5. Jeong S. Y., Cho. E. S., Park C. W., et al. 2003, Effect of the installation position and capacity of a exhaust gas heat exchanger on the performance of an absorption chiller, Proceedings of SAREK, pp. 772 - 777.
6. Kim, J. M., Kwon, O. K., Yoon, J. I., et al, 1999, A study on advanced performance of the absorption heater/chiller using waste gas, Proceedings of SAREK, pp. 470 - 474.
7. Summerer, F., 1996, Evaluation of absorption cycle with respect to COP and economics, Int J. Refrig. Vol.19. No.1. pp.19-24.