

상용 흡수식 냉동기에서 LiBr 수용액 유량변화에 따른 영향

최승학*, 정봉철*, 남임우*, 정종수**, 진성민**

Effect of LiBr solution flow rates in commercial absorption chiller

S. H. Choi, B. C. Chung, L. W. Nam, J. Jurng, S. Chin

Key Words: absorption(흡수식), superheat(과열), flashing(플래싱), flow rate(유량)

Abstract

This paper discusses the effect of varying LiBr solution circuits flow rates for a direct fired double effect commercial absorption chiller in the parallel flow configuration. The effects of solution flow rates have been investigated for generator, condenser, solution heat exchanger, absorber and evaporator. According to the result of this work, it was found that sensible heat rate of generator increases and refrigerant vapor generated in that decreases when inlet solution flow rate of that increases. As solution flow rate of absorber increases, the degree of superheat increases because of decreasing solution heat exchanger efficiency. The flashing vapor at the top of absorber increases in proportion to the degree of superheat whileas decreases cooling capacity inversely.

기호설명

A : 전열길이, m
 C : 유동 열용량(=mC_p), kcal/(°C · h)
 C_p : 정압비열, kcal/(kg°C)
 E : 용액열교환기 효율, %
 HTG : 고온 재생기
 HHX : 고온 용액열교환기
 LTG : 저온 재생기
 m : 질량유량, kg/h
 P : 압력, mmHg
 Q : 열량, kcal/h
 SG : 비중
 T : 온도, °C
 x : LiBr 수용액 농도, %

c : 차가운 부분
 eq : 평형상태
 f : 플래싱(flashing)
 h : 뜨거운 부분
 i : 입구
 max : 최대
 min : 최소
 o : 출구
 s : 현열
 sp : 과열
 t : 총합
 v : 증기

하첨자

* (주) 센추리 기술연구소

** 한국과학기술연구원

1. 서론

여름철 냉방 수요증가에 따른 급격한 전력소비 증대와 겨울철에 수요가 편중된 에너지원인 천연 가스와 온수를 상호보완적으로 운영하는 에너지 정책에 부합하여 흡수식 냉동기의 수요는 국내외에서 꾸준히 증가되고 있다.^(1,2)

흡수식 냉동기 및 열·물질 특성에 관한 최근

국내연구로 소형 공냉화를 위한 연구와 상용화된 중대형 냉동기에 관한 연구가 진행되고 있다.⁽³⁾ 상용화된 중대형 흡수식 시스템에 관한 연구로는 Koepfel 등⁽⁴⁾은 이중효용 병렬흐름 상용 흡수식 냉동기에 대한 모델을 제시하였고 용액분배율에 따른 최대부하와 부분부하의 성능특성에 관하여 제작사에서 제시한 결과와 비교하였다. Michel 등⁽⁵⁾은 과열도와 표면장력간의 비례관계에 있음을 확인하였고 12 RT급 히트펌프에서 계면활성제의 첨가는 만액식 재생기에서 성능향상과 최대 용액 농도가 재생기용량의 주요인자임을 관찰하였다. Jung 등⁽⁶⁾은 40 RT급 수평관군 흡수기에서 관군 별 농도를 측정하고 흡수량을 각 단별로 흡수량을 조사하였다. 또한 흡수기의 용액 입구조건에 따라 플래싱(flashing)에 의한 냉매증발로 인하여 흡수기 1단 관군 하단의 농도가 흡수기 입구농도 보다 더 높아지는 것을 관찰하였다. 이처럼 흡수식 시스템 중, 흡수식 냉동기와 제1종 열펌프에서 흡수기 용액입구조건은 과열상태로 유입된다. 이에 관하여 흡수기의 열전달 계수는 용액유량에 증가에 따라 증가하거나 감소하는 상반된 결과^(7,8)가 나타나 아직 논란의 여지가 있다. 이외의 과열도에 관한 연구로 김선창 등⁽⁹⁾은 수직관형 흡수기에서 과열도에 따른 열·물질특성을 유한 요소법을 이용하여 수행한 바가 있다. 그러나 흡수식 시스템의 내부조건에 따른 연구가 부족하고 특히 흡수기의 입구조건에 따른 영향을 정성적, 정량적인 분석이 미흡한 단계이다.

따라서 본 연구는 상용화된 흡수식 냉동기에서 용액유량의 변화에 따른 열·물질 특성을 파악하고 흡수기 입구용액의 과열도가 냉동능력에 미치는 영향에 관하여 실험적으로 수행하였다.

2. 실험장치 및 실험방법

2.1 실험장치

본 실험기는 100 RT급 직화식 병렬흐름 흡수식 냉동기를 사용하였다. Fig. 1은 사이클의 구성과 온도, 유량, 농도의 측정위치를 나타낸다. 온도는 보정된 열전대로 17곳에서 측정하였고 냉수와 냉각수의 입출구온도는 백금저항온도계(PT100: A class, CHINO사)로 확인하였다. 고온재

생기와 흡수기 셀내 압력은 전자식 절대 압력계(Baratron, MKS사), 저온재생기와 응축기 셀내 압력은 마노미터(HVM절대진공계, YOULIM사)로 측정하였다. 냉수와 냉각수 유량은 마그네틱 유량계(COPA-XA, FISHER PORTER사), 용액 및 냉매 유량은 보정된 로터미터 유량계(FLG, FLOWCELL사), 가열원인 오일유량은 체적유량계(DHO-G, 대흥계량기제작소)로 측정하였다. 용액 농도는 굴절률계(RX-5000, ATAGO사)를 사용하여 5곳에서 측정하였다.

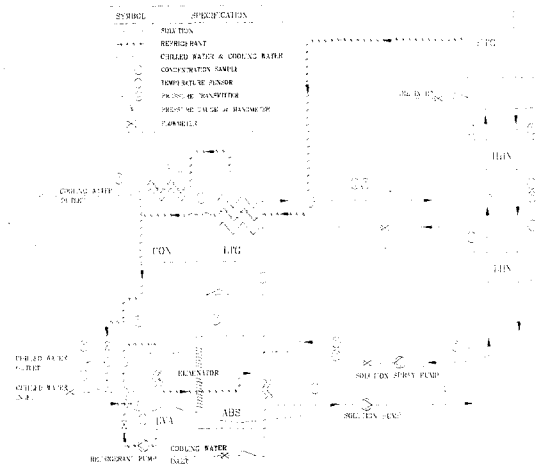


Fig. 1 Schematic diagram of direct fired double effect absorption chiller in parallel flow

온도와 압력 데이터는 2초 간격으로 데이터로거(ADAM, ADVANTECH사)와 RS-232를 통해 컴퓨터에 저장된다.

2.2 실험방법

냉동기 기동전에 누설시험을 수행하고 냉수와 냉각수 유량은 Table 1에 나타난 조건을 유지하였다. 냉동기 기동 후에 자동추기와 강제추기 방법으로 추기탱크내 압이 20 mmHg이하로 유지하였고 냉수 출구온도와 냉각수 입구온도를 각각 7 °C, 32 °C를 유지시킨 상태에서 실험을 수행하였다. 실험중 각 측정부의 온도조건은 ±0.2 °C내로 일정하게 유지됨을 확인하였고 각 실험에 대한 열평형은 ± 5 %이내였다.

2.3 데이터분석

고온재생기와 저온재생기의 출구용액유량과 발생 냉매증기량은 LiBr과 LiBr 수용액의 질량보전 방정식을 이용하여 다음 식으로 계산하였다.

$$m_i x_i = m_o x_o \quad (1)$$

$$m_i = m_o + m_v \quad (2)$$

Table 1. Experimental Condition

냉수 출구온도	7 °C (±0.2 °C)
냉각수 입구온도	32 °C (±0.2 °C)
냉수 유량	60 m ³ /h (±1 %)
냉각수 유량	114 m ³ /h (±1 %)
오일 소비량	28.5 kg/h
오일 저위발열량	10,200 kcal/kg (SG: 0.82)

고온재생기와 저온재생기의 용량과 현열량은 엔탈피⁽¹⁰⁾를 기초한 에너지방정식으로 계산하였다.

$$Q_t = m_i h_i - m_o h_o + m_v h_v \quad (3)$$

$$Q_{sen} = m_i h_i - m_o h_o \quad (4)$$

용액열교환기의 효율⁽¹¹⁾은 대향류형 열교환기에서 최대 열교환량에 대한 실제 열교환량의 비로 다음 식으로 정의된다.

$$\begin{aligned} \epsilon &= \frac{Q}{Q_{max}} \\ &= \frac{C_h(T_{h,i} - T_{h,o})}{C_{min}(T_{h,i} - T_{c,i})} \end{aligned} \quad (5)$$

흡수기 입구에서 용액의 과열도 식(6)으로 정의되고 플래싱 잠열량과 플래싱 냉매 발생증발량은 식(7)에서 상대오차 0.1 % 내로 수렴한 값으로 하였다.

$$T_{sp} = T_i - T_{eq} \quad (6)$$

$$Q_f = m_i h_i - (m_i - m_f) h_{eq} \quad (7)$$

3. 실험결과

3.1 고온재생기 입구유량변화

Fig.2와 Fig.3은 고온재생기의 입열량은 228,500 kcal/h (±1.5 %)이고 저온재생기의 입구 용액유량은 3,870 kg/h (±1.5%)인 조건에서 고온재생기 유입유량이 2,879 kg/h에서 4,600 kg/h로 약 60.6 % 증가한 경우에 대한 성능특성을 나타낸 것이다. 이때 고온재생기 입구 용액엔탈피는 53.2±0.8

kcal/kg으로 유지되었다.

Fig.2는 고온재생기 입구 용액유량이 증가함에 따라 고온재생기의 현열량 비율은 약 11.9 % 증가하였고 발생 냉매증기량은 약 14.5%로 감소하였다. 또한 용액출구 온도와 엔탈피는 각각 154.1, 151.6, 145.2, 143.8 °C와 85.1, 82.1, 78.4, 76.4 kcal/kg 감소하여 고온재생기 평형상태는 변화하였다.

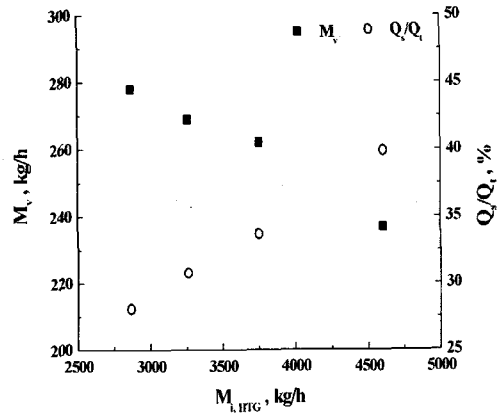


Fig.2 Variation of the generated refrigerant vapor and sensible heat capacity portion for inlet solution flow rate in the HTG

따라서 고온재생기 입출구 용액엔탈피 차는 감소하나 용액유량의 증가로 현열량 비율은 증가하였으며 이는 용액의 유동 열용량에 지배적인 영향을 받았기 때문이다.

Fig.3은 고온재생기의 입구농도는 58.0 ±0.5 %로 유지된 상태에서 고온재생기 입구용액유량이 증가함에 따라 고온재생기 출구농도는 각각 64.9에서 61.3 %로 3.6 % 감소하고 고온재생기 압력은 약 11.2 % 감소하였다.

이는 용액유량이 증가함과 발생증기량이 감소함에 따라 농도 폭이 감소한 것이며 용액농도가 감소함에 따라 평형압력은 증가하나 고온재생기 압력 감소로 나타나는 것은 용액유량의 증가에 따라 농도보다 용액온도가 평형상태에 더 영향을 주는 것으로 사료된다.

3.2 저온재생기 입구유량변화

Fig.4와 Fig.5는 고온재생기 입구유량은 2,970 kg/h ($\pm 0.5\%$)와 고온재생기 입열량은 215,510 kcal/h ($\pm 2.5\%$)로 일정하게 유지된 조건에서 저온재생기 입구유량이 2,610 kg/h에서 4,200 kg/h로 약 60.9% 증가한 경우를 나타낸 것이다. 이때 저온재생기 입구 용액엔탈피는 36.2 ± 1.9 kcal/kg로 유지되었다.

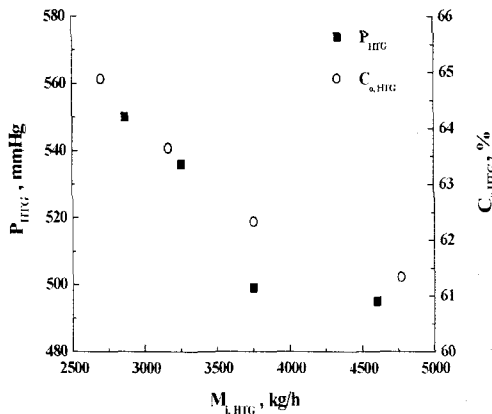


Fig. 3 Variation of the pressure and the outlet solution concentration for inlet solution flow rate in the HTG

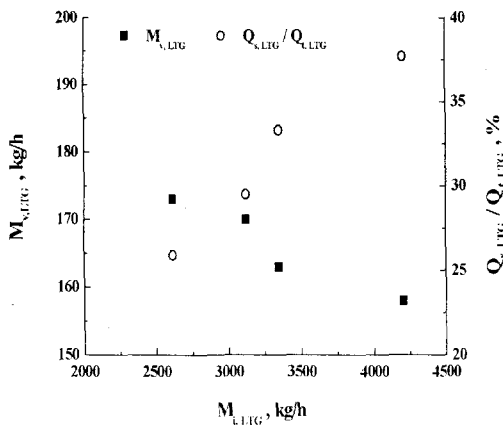


Fig. 4 Variation of the generated refrigerant vapor and sensible heat capacity portion for inlet solution flow rate in the LTG

Fig.4에 나타냈듯이 저온재생기 입구용액유량이 증가함에 따라 저온재생기의 현열량 비율은 약 11.8% 증가하였고 발생 냉매증기량은 약 8.6%

감소하였다.

Fig.5는 저온재생기 입구용액유량이 증가함에 따라 고온재생기의 압력과 발생 냉매증기량의 변화를 나타낸 것으로 고온재생기 압력은 약 29.1%가 감소하였고 고온재생기의 발생 냉매증기량은 약 8.3% 증가하였다. 이때 고온재생기의 출구온도는 160.5, 159.0, 156.3, 152.3 $^{\circ}\text{C}$ 로 감소하였다. 이는 저온재생기 입구용액유량이 증가함에 따라 저온재생기 열량이 증가하며 이에 따라 고온재생기 응축냉매량이 증가한 것이다. 이때 고온재생기의 발생 냉매증기는 저온재생기를 거쳐 응축하는데 이때 저온재생기의 용액유량이 증가함에 따라 응축온도는 98.1, 96.0, 93.5, 91.4 $^{\circ}\text{C}$ 로 감소하여 고온재생기내 압력도 감소한 것으로 사료된다. 또한 고온재생기의 발생냉매증기량 증가로 고온재생기의 현열량 비율은 약 1.9%정도 감소하였다.

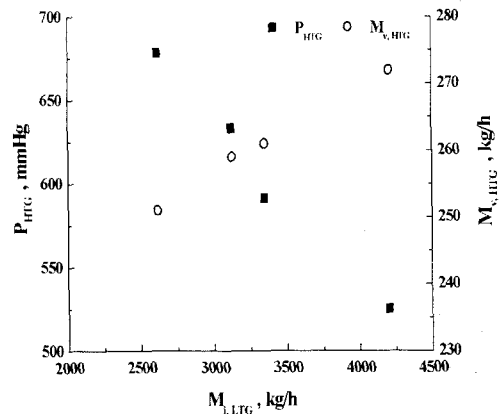


Fig. 5 Variation of the generated refrigerant vapor of the HTG and the pressure of the HTG for inlet solution flow rate in the LTG

3.3 응축기 응축냉매 유량변화

응축기용량은 고온재생기에서 발생된 냉매증기는 저온재생기를 가열한 후에 응축되어 응축기의 현열량을 감당하고 저온재생기에서 발생된 냉매증기는 평형상태로 유입되어 응축기의 잠열량을 감당한다.

Fig. 6은 고온재생기와 저온재생기 발생 냉매증기량 비율과 응축기의 현열량과 잠열량 비율을

나타내었다. 총 발생 냉매증기량이 증가함에 따라 저온재생기 발생 냉매증기량의 비율은 약 8.1% 증가하였고 이에 따른 잠열량 비율은 약 3.3% 증가하였다.

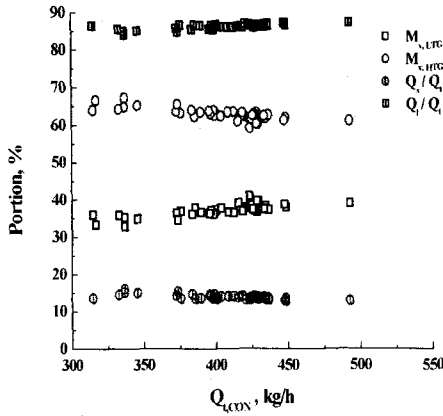


Fig. 6 Variation of latent and sensible heat portion and the generated refrigerant vapor portion of the LTG and the HTG in condenser

3.4 용액열교환기 효율과 전열특성

Fig. 7은 레이놀드 수가 9.5에서 24로 증가함에 따라 고온 용액열교환기의 총괄 열전달율(UA)과 열교환기 효율을 나타내었다.

레이놀드 수가 증가함에 따라 용액열교환기의 UA 값은 약 115% 선형적으로 상승하였고 고온 용액열교환기 효율은 약 9.8% 정도 감소하는 경향을 나타내었다.

3.5 흡수기 입구유량변화

Fig. 8과 Fig. 9는 흡수기 입구 용액유량에 대한 입구조건에 따른 성능특성을 나타낸다.

Fig. 8은 증발기 냉매 분사량이 7200 kg/h로 유지된 상태에서 흡수기 입구 용액유량에 따른 과열도와 플래싱 증발량의 변화를 나타낸다. 과열된 상태로 흡수기에 유입된 용액은 평형상태를 이루기 위해 냉매를 증발시키므로 과열도와 평형증발량은 비례관계를 나타낸다. 또한 용액유량의 증가에 따른 저온 용액열교환기 효율의 저하로 흡수기 입구온도가 증가하며 이에 따라서 과열도와 플래싱 증발량은 증가하는 것이다.

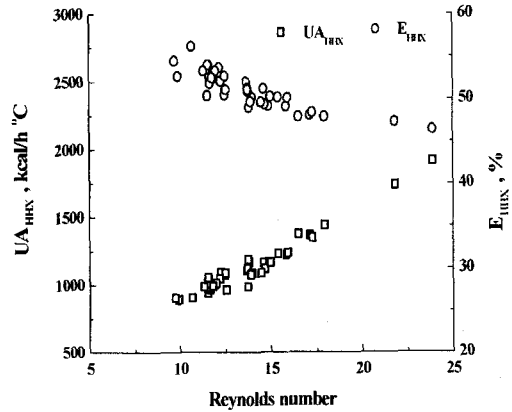


Fig. 7 Variation of UA and efficiency with Reynolds number in the HHX

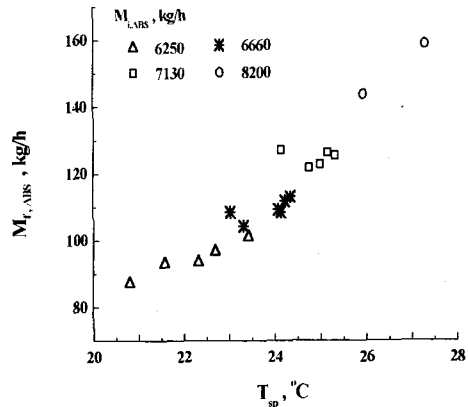


Fig. 8 Flashing vapor vs. degree of superheat with solution flow rate in the absorber inlet

Fig. 9은 증발기 냉매 분사량이 7200 kg/h로 유지된 상태에서 흡수기 입구유량에 따른 평형증발량과 냉동용량을 나타낸다.

플래싱 증발량이 증가함에 따라 냉동용량이 감소함을 나타내는데 이는 플래싱 증발량으로 인하여 증발기에서 냉매증기의 증발과 흡수기 입구부의 관군에서 냉매흡수를 억제하기 때문이다.

4. 결론

상용화된 병렬흐름 이중효용 흡수식 냉동기에 대한 용액유량의 변화에 따른 열·물질 특성을

파악하고 흡수기 입구조건에 따른 성능특성에 대하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 고온과 저온 재생기의 입구용액유량이 증가함에 따라 고온과 저온 재생기의 현열량 비율을 증가하고 발생 냉매증기량은 감소한다.
- (2) 저온 재생기의 입구용액유량 증가함에 따라 고온재생기의 발생냉매증기의 응축온도와 압력을 감소하고 고온재생기의 발생 냉매증기량을 증가한다.
- (3) 고온과 저온 재생기에서 발생한 총 냉매증기량이 증가함에 따라 저온재생기의 발생 냉매증기량의 비율이 증가하고 이에 따라 고온재생기의 잠열량 비율이 증가한다. 이때 저온재생기의 평균 발생 냉매증기량의 비율은 약 37 % 였고 평균 잠열량비율은 약 86 % 이었다.
- (4) 고온 용액열교환기에서 레이놀드 수의 증가에 따른 UA는 선형적으로 증가하였고 열교환기 효율은 감소하는 경향을 나타내었다.
- (5) 흡수기 입구의 용액유량이 증가함에 따라 용액열교환기 효율저하로 과열도와 플래싱 증발량이 증가하며 이에 따라 냉동용량이 감소하게 나타났다.

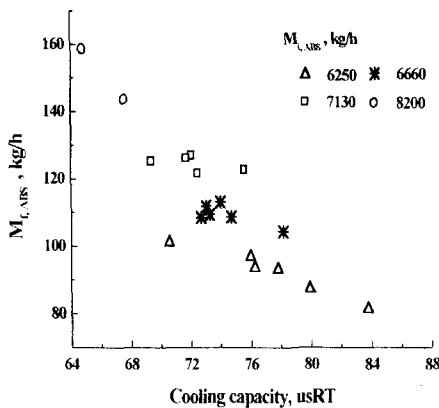


Fig. 9 Flashing capacity vs. cooling capacity with solution flow rate in absorber inlet

참고문헌

(1) L. W. Burgett, M. D. Byars, K. Schultz. 1999, "Absorption systems: The future, more than a niche?", International Sorption Heat Pump

Conference, Munich, Germany, pp.13~23.

- (2) 최성식, 2000, "가스냉방 보급촉진방안", 공기조화냉동공학회 하계학술발표회 논문집, pp.1051~1062.
- (3) 이재현, 김광우, 김병주, 이재효, 김우승, 조형희, 김민수, 2000, "공기조화, 냉동분야의 최근 연구 동향", 설비공학논문집, Vol.12, No.12, pp.1098~1125.
- (4) E. A. Koepfel, S. A. Klein, J. W. Mitchell, 1994, "Commercial absorption chiller models for evaluation of control strategies", ASHRAE Trans., Part B, CH-95-18-2, pp.1175~1185.
- (5) J. W. Michel, H. Perez-Blanco, 1985, "Influence of a surfactant additive on absorption heat pump performance", ASHRAE Trans., HI-85-36 No. 5, pp.1847~1856.
- (6) J. Jurng, S. M. Chin, C. W. Park, S. H. Choi, B. C. Chung, 2000, "LiBr concentration distribution in a falling-film type absorber measured by a refractometer", JSME-KSME Thermal Engineering Conference, Kobe, Japan, Part.3, pp. 645~649.
- (7) 엄기찬, 이동호, 최국광, 柏木孝夫, 서정윤, 1993, "수직관내를 흘러내리는 액막식 흡수기의 흡수 및 열전달특성: 제2보 열전달특성", 공기조화냉동공학회 논문집, Vol.5, No.4, pp.257~264.
- (8) 조현철, 김중보, 정시영, 강상우, 이춘식, 1995, "LiBr계 용액을 사용한 수직관 흡수기의 열 및 물질 전달에 관한 연구", 공기조화냉동공학회 논문집, Vol.7, No.2, pp.196~206.
- (9) 김선창, 오명도, 이재현, 1997, "공냉형 흡수식 냉방 시스템에서 LiBr 수용액의 과열도가 증기 흡수에 미치는 영향", 공기조화냉동공학회 논문집, Vol. 9, No.2, pp.122~133.
- (10) McNeely, L. A., 1979, "Thermodynamic properties of aqueous solution of lithium bromide", ASHRAE Trans., PH-79-3, No3, pp.413~434.
- (11) A. F. Mills, 1992, "Heat transfer", IRWIN, INC.