

응축기 배열회수에 의한 흡수식 냉동기의 고효율화에 관한 연구

박 찬 우[†]

국립익산대학 컴퓨터응용기계과

A Study on the COP Improvement of Absorption Chillers by Recovering Heat from the Condenser

Chan Woo Park[†]

Department of Computer Based Applied Mechanical Engineering, Iksan National College, Iksan 570-752, Korea

(Received May 22, 2006; revision received August 7, 2006)

ABSTRACT: In order to utilize the condensation heat of refrigerants in condenser on the absorption chiller system, the solution cooled condenser (SCC) was proposed using the weak solution of absorber as a cooling medium. The increase of *COP* with the increase of *UA* of the solution cooled condenser was approximately 0.009 in maximum with single effect one, and is about maximum 0.008 in occasion of double effect one with series flow compared to that without. In the case of heat exchanger, effectiveness is about 0.85, it's increments are 0.008 and 0.0072, respectively. And solution cooled condenser is more effective device in the single effect absorption system than double effect system for the principle of operation. On the other hand, as the solution split ratio increases when the value of *UA* is fixed, *COP* is increased and as the solution split ratio increases when the value of *UA* is fixed, *COP* is increased. If the flow rate of cooling water or the value of *UA* is reduced in order to increase the heat recovery of solution cooled condenser, heat recovery of solution cooled condenser is increased a little but *COP* is decreased as the system pressure is increased.

Key words: Absorption chiller(흡수식 냉동기), COP(성능계수), H₂O/LiBr(물/리튬브로마이드), Heat recovery(배열회수)

기 호 설 명

A : 전열면적 [m²]
Abs : 흡수기
Cond : 응축기
COP : 성능계수
Eva : 증발기
Gen : 재생기

HSX : 고온용액열교환기
HTG : 고온재생기
LMTD : 대수평균온도차 [°C]
LSX : 저온용액열교환기
LTG : 저온재생기
m : 질량유량 [kg/s]
P : 압력 [mmHg]
Q : 열량 [kW]
SCC : 용액냉각응축기
SR : 용액분리비
SX : 열교환기
U : 총괄 열전달계수 [kW/m²·°C]

[†] Corresponding author

Tel.: +82-63-850-0779; fax: +82-63-850-0774

E-mail address: cwpark@iksan.ac.kr

하첨자

- c* : 냉각수
- hg* : 고온재생기
- in* : 입구
- out* : 출구
- s* : 용액
- sat* : 포화용액온도
- 0 : 초기값

1. 서 론

최근 흡수식 선진국의 2중 효용 흡수식 고효율 제품들의 성능계수(COP)는 고위발열량 기준으로 1.35인 제품들이 대부분이다. 이러한 흡수식 냉동기의 고효율화를 위하여 제품에 적용되고 있는 방법^(1,2)으로는 고효율 고온/저온용액열교환기, 냉매드레인열교환기, 용액냉각흡수기, 배가스/용액 열교환기, 공기예열기, 2단 증발/흡수기 적용방안 등이 있다. 하지만 이러한 방안들 중 일부는 이미 기존 해외 흡수식 업체에서 특허권이 있는 상태이다. 최근 국내에서도 고효율 흡수식 냉동기 개발에 활발한 움직임이 있는데 기존의 특허를 벗어나고 보다 독자적인 모델을 개발을 위해서는 보다 새로운 고효율 기술개발이 필요하다.

지금까지 흡수식 냉동기의 고효율화와 관련된 연구로는 Shitara et al.,^(1,2) Saito et al.,⁽³⁾ Park et al.,⁽⁴⁾ Jeong et al.,⁽⁵⁾ Kim et al.,⁽⁶⁾ Summerer⁽⁷⁾ 등이 흡수식 사이클에 여러 가지 고효율 요소기기를 적용하여 성능계수의 고효율화를 효과적으로 구현하는 방법에 대한 연구를 하였다. 하지만 아직 알려지지 않은 고효율화 방법이 더 연구되어야 할 상황이다.

그동안 흡수식 시스템의 응축기에서 냉각되는 모든 열은 시스템 밖으로 버리는 무효에너지로 간주되어 왔다. 그래서 그동안 이 부분에 대한 배열회수에 대한 연구는 미미하였다. 그러나 응축기는 포화온도보다 높은 과열증기를 포화온도까지 응축냉각하므로 열역학적으로 버려야 하는 응축열을 제외한 과열증기의 냉각열 및 일부 응축열을 재회수하면 냉동기의 성능계수를 다소 높일 수 있다고 가정하였다. 이와 관련하여 용액냉각 응축기(Solution Cooled Condenser)라는 것을 시스템에 추가하고자 하며, 시스템에서 그 효과 및

특성을 수치적으로 연구하고자 한다.

2. 본 론

2.1 응축기 배열회수 원리

일반적으로 1중 효용 흡수식 냉동기의 응축기에서는 재생기에서 발생된 과열냉매증기의 냉각열 및 냉매응축잠열을 흡수기를 냉각 후 지나온 냉각수와 열교환을 한 다음에 시스템 외부로 버려지고 있다. 만약 이렇게 외부로 무효하게 버려지

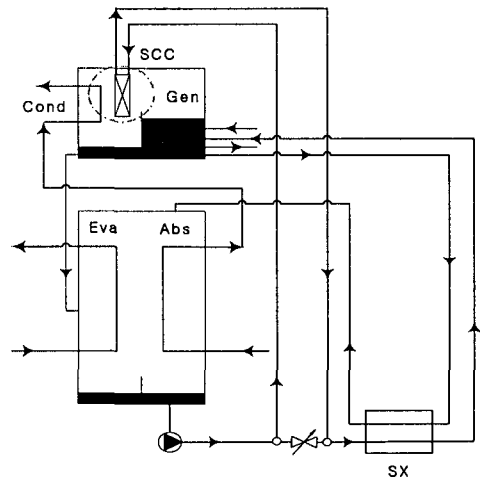


Fig. 1 Single effect absorption chiller with SCC.

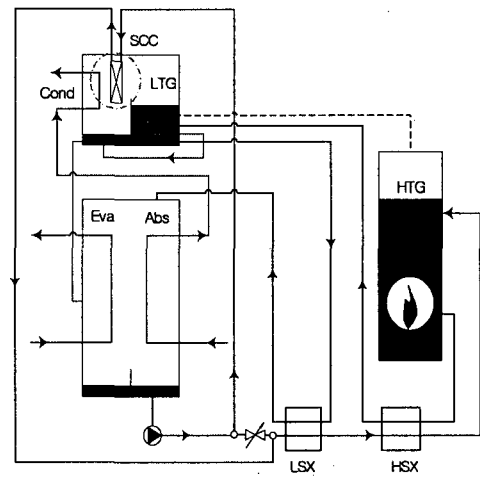


Fig. 2 Double effect series flow absorption chiller with SCC.

Table 1 Cycle conditions for simulation

Cycle		Single effect	Double effect
Heat duty [kW, USRT]	Evaporator	351.68 kW, 100 RT	738.54 kW, 210 RT
Flow rate [kg/s]	Cooling water	37.08	58.48
	Chilled water	16.8	35.28
	Weak solution	2.58	3.35
Temperature [°C]	Cooling water inlet	31.0	32.0
	Chilled water outlet	8.0	7.0
UA [kW/°C]	Evaporator	115.50	124
	Absorber	62.5	120
	Condenser	93.0	170
	HTG	-	-
	LTG	-	145
	HSX	6.8	13.1
	LSX	6.8	11.3

는 열의 일부를 응축기의 냉매응축 포화온도보다 낮은 저온의 흡수기 출구 회용액과 열교환을 한다면 과열증기 냉각열을 포함한 응축기 응축배열의 일부를 회수하게 되므로 냉동기의 효율을 다소 높일 수 있다고 예상된다. Fig. 1은 H₂O/LiBr 1중 효용흡수식 냉동기에서 응축기 일부에 열교환기를 설치하여 흡수기 출구에서 나온 저온의 흡수액과 재생기에서 발생된 고온의 냉매증기와 열교환을 하게 한 시스템 개략도를 나타낸 것이다. 여기서 냉매증기와 저온의 회용액이 열교환하는 장치를 용액냉각응축기라 지칭하기로 한다.

Fig. 2는 H₂O/LiBr 2중 효용 직렬흐름 흡수식 냉동기에서 흡수기 출구의 저온의 회용액이 저온 재생기에서 발생하는 고온의 증기와 용액냉각응축기에서 열교환을 한 후 다시 저온 용액열교환기 입구로 들어가는 시스템 개략도를 나타낸 것이다.

2.2 사이클 모사

2.2.1 적용 사이클 및 용량

용액냉각응축기의 효과 및 특성을 파악하기 위하여 Fig. 1 및 Fig. 2에 나타낸 바와 같이 H₂O/LiBr

1중 효용 흡수식 냉동기와 H₂O/LiBr 2중 효용 직렬흐름방식의 냉동기에 적용하여 수치적 특성을 파악하였다. 1중 효용과 2중 효용 방식의 시스템 용량은 각각 100 RT, 210 RT급을 적용하였다. 계산시 적용된 보다 세부적인 조건 및 용량은 Table 1에 나타내었다.

2.2.2 해석 프로그램 및 변수

본 연구에서 적용된 흡수식 시스템 모사 프로그램은 흡수식 시스템 해석에서 대표적으로 사용되는 ABSIM(ABsorption SIMulation)을 사용하였다. 그리고 용액냉각응축기의 영향을 파악하기 위하여 계산시 고려되는 변수로는 용액냉각응축기의 UA와 흡수기 출구에서의 회용액 유량 중 용액냉각응축기로 분류되는 유량분배비율(Split Ratio)로 하며 그 정의는 다음과 같다.

$$SR = \frac{\dot{m}_{sc}}{\dot{m}_{abs, out}} \quad (1)$$

그리고 용액냉각응축기 부착시 수냉식 응축기 UA 감소율, 응축기 냉각수량 감소율 등이다. 세

Table 2 Parameters for simulation

Parameter	Unit	Value
UA of solution cooling condenser	kW/°C	0.5~30.0
Split ratio (SR)	-	0~1.0
Ratio of UA for condenser	-	0.3~1.0
Ratio of cooling water flow rate for condenser	-	0.3~1.0

부적인 계산범위는 Table 2에 나타내었다.

3. 결과 및 고찰

기존 시스템에 용액냉각응축기의 첨가에 따른 효과 및 기타 영향을 파악하는 것이 본 연구의 주요 관점이며, 이에 따른 결과 및 고찰을 보면 다음과 같다.

3.1 용액냉각응축기의 영향

과연 흡수식 시스템에서 흡수식 출구 회용액 온도가 응축기의 냉각 열매체로서 역할이 가능한지를 파악해 볼 필요가 있다. 일반적으로 2중 효율 직렬흐름 시스템의 저온재생기에서 발생하는 증기의 온도는 91℃ 정도이며 1중 효율 시스템은 80℃ 정도이다. 아울러 응축기 응축온도는 2중 효율과 2중 효율의 경우 모두 대략 39℃ 정도이며 흡수기 출구온도는 36℃ 정도이다. 이곳에서 흡수액 출구와 증기와 응축 열전달이 발생될 때의 대수평균온도차(LMTD)를 구할 수 있다. 용액냉각응축기의 대수평균온도차의 정의는 다음과 같다.

$$LMTD = \frac{T_{s,in} - T_{s,out}}{\ln \left[\frac{T_{sat} - T_{s,out}}{T_{sat} - T_{s,in}} \right]} \quad (2)$$

Fig. 3은 Table 1과 같은 기본조건에서 용액냉각응축기의 UA값 증가에 따른 용액냉각응축기에서 대수평균온도차와 용액냉각응축기의 용액측 입출구 온도차, 그리고 수냉식 응축기의 대수평균

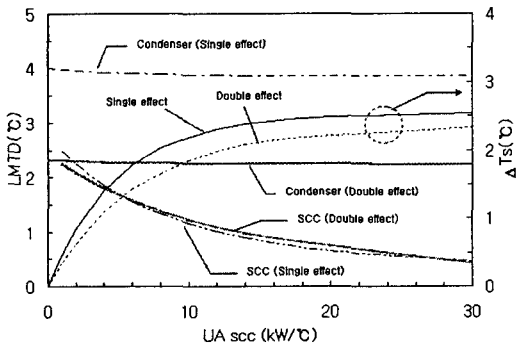


Fig. 3 LMTD & temperature difference of SCC vs. UA_{scc} (SR=1).

온도차를 나타낸 것이다.

그림에서 보듯이 두 시스템의 용액냉각응축기의 대수평균온도차는 UA가 증가함에 따라 점차 감소하는데 0.5kW/℃에서는 약 2.5℃ 정도이며 12kW/℃에서는 약 1℃ 정도였다. 용액냉각응축기 용액측 입출구 온도차는 UA가 증가함에 따라 초기에는 급격히 증가하다가 1중 효율은 대략 10kW/℃, 2중 효율일 경우에는 12kW/℃ 이후로는 그 증가폭이 둔화되며, 본 계산의 최대값인 30kW/℃에서는 1중 효율에서는 2.5℃로 거의 일정하였으며 2중 효율에서는 2.3℃ 정도에 다다르나 그 이후 증가추세는 매우 미미한 상태이다.

반면에 수냉식 응축기에서의 대수평균온도차의 변화는 용액냉각응축기 미부착시 1중 효율일 경우 약 4℃ 정도이고 2중 효율일 경우 2.3℃ 정도이다. 용액냉각응축기 UA가 증가함에 따라 그 값은 약간 감소하는 추세를 보이나 그 감소량은 매우 미미한 상태이다.

Fig. 4는 용액냉각응축기의 UA 증가에 따른 열교환기 유용도(effectiveness)를 나타낸 것이다. 본 조건에서는 흡수기 출구 회용액 유량이 전부 용액냉각응축기로 보내어지므로 식(1)에 의하여 용액분배비율(SR)은 1이다. UA가 작을 경우에는 그 값이 증가함에 따라 효율은 급격히 증가하나 그 증가량은 점차 둔화되어 1중 효율은 대략 10kW/℃, 2중 효율일 경우에는 약 12kW/℃ 경우에 그 값은 약 0.85 정도가 된다.

Fig. 5는 용액냉각응축기의 UA가 증가함에 따른 수냉식 응축기와 용액냉각응축기의 열량변화를 나타낸 것이다. 용액냉각응축기의 UA가 증가할수록 수냉식 응축기 열량은 감소하며, 용액냉각

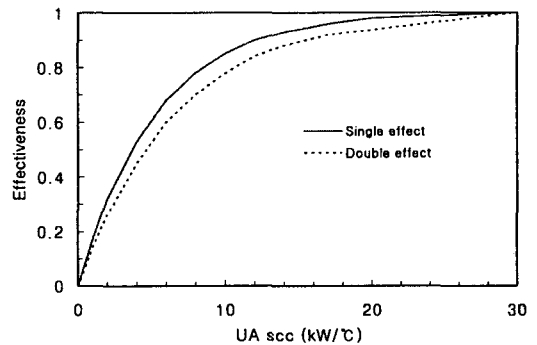


Fig. 4 SCC heat exchanger effectiveness vs. UA_{scc} (SR=1).

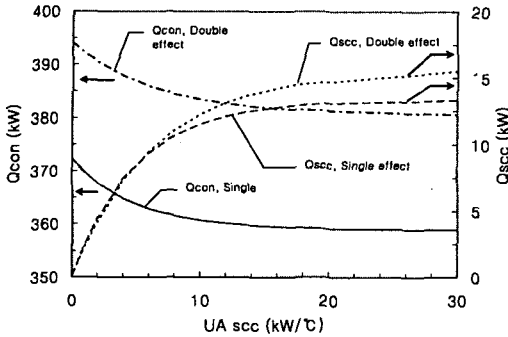


Fig. 5 Condenser & SCC heat duty vs. UA_{scc} ($SR=1$).

응축기의 열량은 증가하게 된다. 이는 응축기에서 제거하던 기존의 열량 중 일부를 용액냉각응축기에서 담당하게 됨을 의미한다. 본 계산의 경우 과열증기가 응축 전까지 냉각되는 현열열량과 응축시 잠열열량을 비교해 보면 현열열량은 전체 응축기 열량의 약 3.1%밖에 차지하지 않는다. 이는 현열 변화시 냉매기체의 엔탈피 차가 잠열 변화에 비해 매우 작기 때문이다. 그리고 용액냉각응축기에서 회수하는 열량은 수냉식 응축기에서 시스템 외부로 제거되는 배열용량의 3.2~4.0% 정도밖에 해당되지 않는다. 이는 수냉식 응축기 냉각수량이 회용액 유량에 비해 월등이 많기 때문에 생기는 현상이라고 판단된다.

Fig. 6은 용액냉각응축기의 UA_{acc} 증가에 따른 증발기 압력, 응축기 압력, 고온재생기 압력 등을 나타낸 것이다. 2중 효율 시스템의 경우에는 용액냉각응축기의 UA 가 증가함에 따라 고온재생기의 압력은 다소 감소함을 보이나 1중 효율, 2중 효율 시스템의 응축기와 증발기 압력은 미세하게는 감소하나 그 변화는 거의 미미함을 나타낸다. 이는 Fig. 3의 응축기 냉각수 대수평균온도차가 큰 변화가 없는 것과 상통하는 내용이다.

Fig. 7은 용액냉각응축기의 UA_{acc} 증가함에 따른 성능계수(COP)의 변화량을 나타낸 것이다. 용액냉각응축기를 장착하지 않았을 경우에 비하여 COP 증가량은 1중 효율의 경우 최대 0.009 정도이고, 2중 효율의 경우 0.008 정도이다. 열교환기 효율이 약 0.85일 정도일 경우에는 그 증가량은 각각 0.008, 0.0072 정도가 된다. 2중 효율 시스템이 1중 효율 시스템에 비해 그 증가량이 적은 이유는 1중 효율 시스템은 재생기의 증기발생열량의 전량을 응

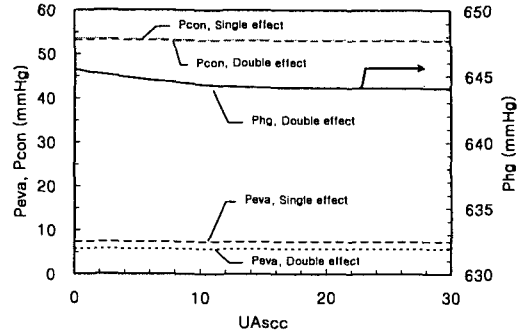


Fig. 6 System pressure vs. UA_{scc} ($SR=1$).

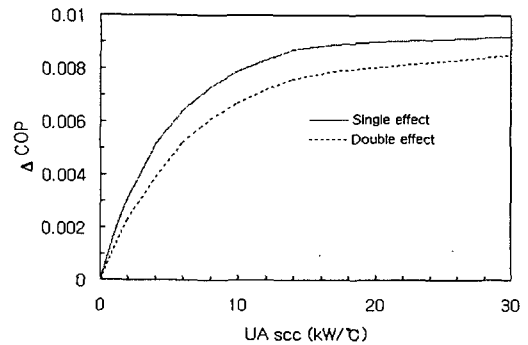


Fig. 7 ΔCOP vs. UA_{scc} ($SR=1$).

축기로 보내지만, 2중 효율에서는 시스템의 전체 냉매순환량 중 절반 이상이 넘는 약 53%의 재생 냉매증기열량을 응축기에서 처리하지 않기 때문이다. 즉, 고온재생기에서 발생한 냉매증기열량은 저온재생기에서 2차 냉매증기발생 열량원으로서 소모되고 응축액 상태로 응축기 하부의 냉매저장부를 통하여 증발기로 소모되어 버리기에 용액냉각응축기에서 활용할 수 있는 증기량은 시스템 전체 냉매량의 약 48%에 해당하는 저온재생기에서 발생한 냉매량뿐이기 때문이다. 이러한 것은 2중 효율 직렬흐름뿐만 아니라 병렬흐름에서도 마찬가지 현상일 것이라고 예상된다. 그러므로 이러한 측면에서는 용액냉각응축기는 2중 효율 시스템보다 1중 효율 시스템에서 보다 효과적인 요소기이다.

3.2 용액분배비의 영향

흡수기 출구의 회용액 중 일부만 용액냉각응축기로 분배하고 나머지 유량은 저온 열교환기 회용액 입구 전에서 용액냉각응축기에서 가열된 후

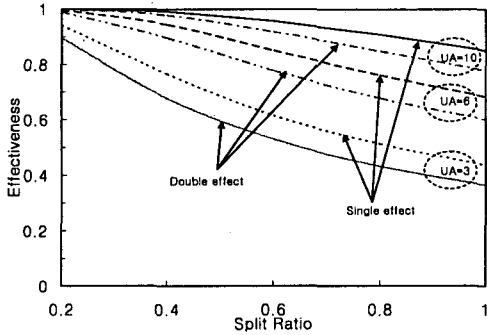


Fig. 8 SCC heat exchanger effectiveness vs. split ratio.

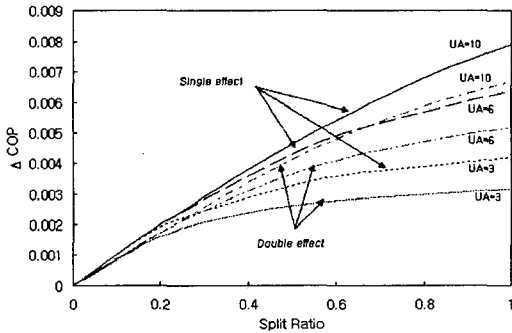


Fig. 9 ΔCOP vs. split ratio.

되돌아온 용액과 합류해서 저온 열교환기로 들어갈 경우에 흡수기 출구용액 중 용액냉각응축기로서의 비율이 성능변수가 될 수 있다. 이러한 경우로는 2중 효율 시스템에서 다른 고효율화 요소 기기로서 냉매드레인 열교환기를 부착할 경우에는 흡수기 회용액 출구의 일부 유량을 냉매드레인 열교환기로 보내기 때문이다.

Fig. 8은 용액분배를 변화에 따른 열교환기 유용도를 나타낸 것이다. UA가 일정할 경우에 분배비율이 증가함에 따라 용액냉각응축기 열교환 효율이 내려가며 분배비율이 일정할 경우엔 용액냉각응축기 UA가 클수록 열교환기 효율은 증가하게 된다.

Fig. 9는 용액분배를 변화에 따른 성능계수의 변화량을 나타낸 것이다. 총합 열전달계수가 일정할 경우에 분배비율이 증가함에 따라 성능계수의 변화량은 증가하며 분배비율이 일정할 경우엔 용액냉각응축기 UA가 클수록 성능계수의 변화량은 증가하게 된다. 시스템 설계시 만약 회용액 분배량과 열교환기 유용도가 정해진다면 Fig. 8과

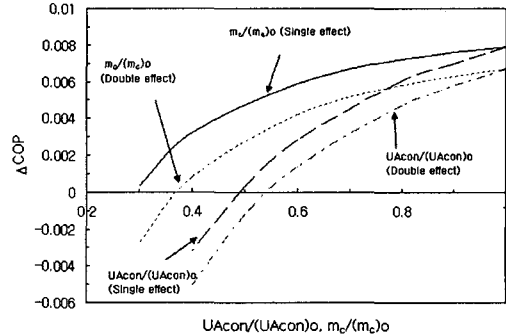


Fig. 10 ΔCOP vs. UA of Condenser, ΔCOP vs. cooling water flow rate of condenser ($UA_{sc} = 10 \text{ kW/}^\circ\text{C}$).

Fig. 9를 이용하여 용액냉각응축기의 UA값과 그에 따른 성능계수 증가를 예측할 수 있다.

3.3 수냉식 응축기의 영향

본 내용에서 언급했듯이 용액냉각응축기의 열회수량이 수냉식 응축기의 열량보다 적은 이유를 수냉식 응축기 냉각수량이 LiBr 회용액 유량에 비해 매우 많기 때문이라고 분석하였으며 이에 따라 흡수기측 냉각수량은 유지하고 응축기측 냉각수량을 줄이거나 응축기의 UA를 감소시킴에 따른 성능계수의 변화량을 파악하였다. Fig. 10에서 보듯이 응축기의 냉각수 유량이나 응축기 UA값이 줄어들에 따라 성능계수의 증가량은 오히려 감소함을 나타낸다. 그리고 응축기 UA를 감소한 경우가 냉각수량이 감소하는 경우 보다 더 크게 감소하는 경향을 보인다. 이렇게 예상과 달리 성능계수가 감소하는 이유는 응축기측 냉각용량을 감소함에 따라 용액냉각응축기의 회수열량은 다소 증가하였지만 전체 시스템 유지를 하기 위해 필요한 양만큼의 응축기 냉각열량을 제거하지 못하여 Fig. 11과 Fig. 12에서 보는 것과 같이 시스템 압력이 증가하기 때문이다. 즉, 1중 효율의 경우에는 재생기측 압력과 2중 효율일 경우에는 응축기와 고온재생기의 압력이 증가하여 증기발생량이 감소함과 동시에 응축기에서 냉각수와 의 대수평균온도가 감소하여 냉매응축량도 감소함으로써 전체적인 냉매순환량이 저조하게 되기 때문이다. 전체적으로 용액냉각응축기의 열회수량보다 압력증가에 따른 성능 손실량이 더 크다고 볼 수 있다.

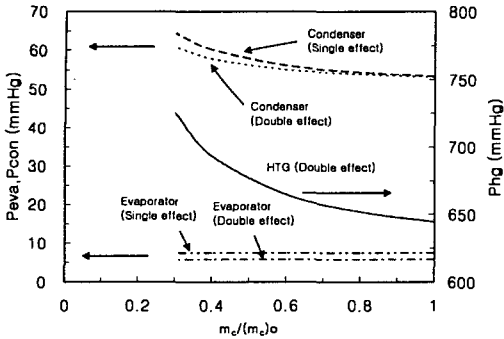


Fig. 11 System pressure vs. cooling water flow rate of condenser ($UA_{scc}=10 \text{ kW/}^\circ\text{C}$).

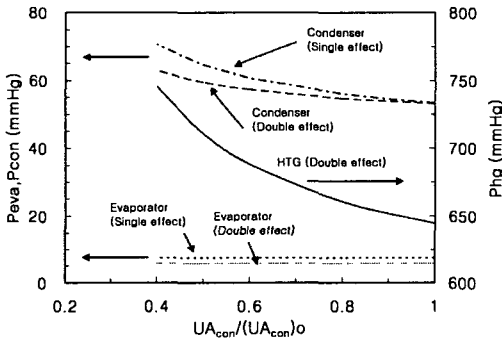


Fig. 12 System pressure vs. UA of condenser ($UA_{scc}=10 \text{ kW/}^\circ\text{C}$).

4. 결 론

흡수식 냉동기 시스템에서 일반적으로 버려지는 냉매 응축열 중 열역학적으로 버려야 하는 응축열을 제외한 과열증기의 냉각열 및 일부 응축열을 재회수하기 위하여 흡수기 회용액을 응축기 냉각용 열매체로 사용하는 용액냉각응축기라는 것을 제안하였다. 시스템 적용에 따른 효과와 그 특성을 수치적으로 파악하였으며 그 결론은 다음과 같다.

(1) 용액냉각응축기의 UA 값 증가에 따른 성능계수(COP)의 증가량은 용액냉각응축기를 장착하지 않았을 경우에 비하여 1중 효율의 경우 최대 0.009 정도이고, 2중 효율의 경우 0.008 정도이다. 열교환기 유용도가 약 0.85일 정도일 경우에는 그 증가량은 각각 0.008, 0.0072 정도가 된다.

(2) 용액냉각응축기는 2중 효율의 사이클 특성상 2중 효율 흡수식 시스템보다 1중 효율 시스템에서보다 효과적인 요소기이다.

(3) 용액냉각응축기 UA 가 일정할 경우에 용액냉각응축기로 분배되는 회용액의 분배비율이 증가함에 따라 성능계수의 변화량은 증가하며 분배비율이 일정할 경우엔 용액냉각응축기 UA 가 클수록 성능계수의 변화량은 증가하게 된다.

(4) 용액냉각응축기 열회수량을 증가시키기 위하여 응축기의 냉각수 유량이나 UA 값을 줄이면 용액냉각응축기 열회수량은 다소 증가하나 시스템 압력이 증가하게 되어 성능계수의 증가량은 오히려 감소하게 된다.

참고문헌

1. Shitara, A., Homma, R., Edera, M. and 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. and Fujimaki, S., 1998, Study on high COP absorption chiller-heater (Part 2: 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. and 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., 2003, The study of high efficiency cycle characteristics of the series flow-double effect absorption chiller, Proceedings of SAREK, pp. 782-786.
5. Jeong, S. Y., Cho, E. S. and Park, C. W., 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. and Yoon, J. I., 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.