

혼합흐름 사이클용 흡수식 냉온수기의 성능특성

Performance Characteristics on the Mixed Flow Type Absorption Chiller-Heater

윤 정 인*, 신 기 부**, 박 석 호**
J. I. Yoon, G. B. Shin, S. H. Park

Key words : Absorption chiller-heater (흡수식 냉온수기), Coefficient of performance (성능계수), Mixed flow cycle (혼합흐름사이클), Parallel flow cycle (병렬흐름사이클)

Abstract

This study focuses on the development and evaluation of the high efficiency absorption chiller-heater, which can be applied to a direct gas fired, double effect system with 40RT (508,000kJ) cooling capacity. The performance of the absorption chiller-heater is investigated through cycle simulation and experiment to obtain the system characteristics with the inlet temperature of cooling, chilled water, and gas input flow rate. The efficiency of the different cycles has been studied and the simulation and experiment results show that higher coefficient of performance could be obtained for mixed flow cycle. The five percent difference was obtained from the comparison between experimental and cycle simulation results. As a result of this study, the optimum designs were determined based on the operating conditions and the coefficient of performance.

기 호 설 명

- G : 질량유량[kg/h]
- G_h : 고온재생기 발생냉매 질량유량[kg/s]
- G_l : 저온재생기 발생냉매 질량유량[kg/s]
- G_R : 냉매증기 총 질량유량[kg/s]
- G_s : 농용액 질량유량[kg/s]
- G_w : 희용액 질량유량[kg/s]
- h : 비엔탈피[kJ/kg]

- i : 냉매증기 비엔탈피[kJ/kg]
- j : 냉매액 비엔탈피[kJ/kg]
- P : 압력[kPa]
- T : 온도[°C]
- Q : 열량[kJ]
- α : 흡수용액 분배율[%]
- ζ : 질량농도[wt%]

첨 자

- A : 흡수기
- C : 응축기
- E : 증발기

* 부경대학교 냉동공학과
** 삼성중공업 기전연구소

G : 재생기
 H : 고온
 i : 입구, 입력
 L : 저온
 o : 출구, 출력
 R : 냉매
 X : 용액 열교환기

1. 서 론

흡수식 냉온수기는 전기 대신 가스나 오일을 주 에너지원으로 사용하므로써 하절기 전력난을 해소할 수 있고, 작동 유체로 프레온 대신 $H_2O/LiBr$ 을 사용하므로 환경오염을 방지할 수 있는 등의 장점으로 인해 도시가스 확대보급과 더불어 급속히 증대되고 있다. 그러나, 현재까지 국내의 흡수식 관련연구는 매우 미진하여 일부 연구자들에 의해 흡수사이클의 성능 해석^{1~3)}이 시도된 정도로 실험적 연구는 거의 없는 실정이다. 원¹⁾ 등은 작동매체에 따른 제1종 2중 효용 흡수식 시스템의 성능해석을 하였고, 김²⁾ 등은 저온폐열 회수를 위한 제2종 흡수식 열펌프의 성능해석에 관한 연구를 하였다. 그리고 서³⁾ 등은 병렬흐름방식 2중효용 흡수식 냉온수기의 설계인자와 운전변수에 따른 시스템의 특성을 분석하였고, 윤⁴⁾ 등은 3중 효용 흡수사이클에서 직렬흐름과 병렬흐름에 대한 특성을 시뮬레이션에 의해 비교평가하였다. 또, 윤⁵⁾ 등은 암모니아를 냉매로 한 트리플 사이클에 대해서도 시스템 특성을 분석하였다. 한편 오⁶⁾ 등은 공냉식 2중 효용 사이클에 대한 해석을, 그리고 정⁷⁾ 등은 흡수사이클의 동적인 특성을 파악하였다.

한편, 1945년 물-LiBr를 사용하는 흡수식 냉온수가 개발된 이후 오래전부터 해석연구는 물론 설계기술에 관한 광범위한 연구가 되어왔다. Trkada⁸⁾는 흡수식 사이클에 대한 해석을 개념적으로 수행하였고, Alefeld⁹⁾ 등은 다단 흡수식 사이클에 대한 연구를, Kunugi¹⁰⁾ 등은 소형 흡수식 냉온수기의 고효율화에 대한 연구를 하였다.

본 연구는 중소형 건물에 적합한 소형 흡수식 냉온수기의 개발을 위하여 고효율 용액흐름 사이클인 혼합흐름(mixed flow)방식을 개발하여 기존의 고

효율 사이클인 병렬흐름(parallel flow)방식과 시뮬레이션에 의한 해석을 통해, 결과 비교는 물론 40RT(508,00kJ) 실험장치의 실증실험으로 성능을 비교하였다. 또한, 이 2가지 사이클의 증발기, 흡수기, 응축기, 재생기등의 전열면적을 변화시켜 전열면적이 성능에 미치는 영향을 해석결과로 비교하였다. 그리고, 흡수식 시스템은 운전조건에 따라 성능이 좌우되므로 냉각수, 냉수, 연료량, 용액분배율 등의 각종 운전조건 변화에 따른 시스템 특성도 실증실험으로 분석하였다.

2. 사이클 시뮬레이션

2.1 작동 사이클의 개요

흡수식 냉온수기는 증발기, 흡수기, 재생기, 응축기 및 다수의 용액열교환기로 구성되어 있으며, 용액과 냉매가 밀폐사이클에서 기-액 2상유동을 반복하는 흡수작용이 동반된 복잡한 전열현상이다.

Fig.1은 종전방식인 병렬흐름방식을, Fig.2는 본 연구에 의한 혼합흐름방식을 나타낸 것이다. Fig.1에서 냉매는 냉매순환펌프에 의해 증발기 전열관 외면에 살포되어 관내를 흐르는 냉수로부터 증발잠열을 얻어 증발한다. 증발된 냉매증기는 흡수기에서 흡수용액에 의해 흡수되고, 냉매증기를 흡수한 흡수액은 농용액에서 희용액으로 농도가 묽어지며, 이때 발생한 흡수열은 흡수기 관내를 흐르는 냉각수에 의해 방열된다. 흡수가 종료되어 농도가 저하된 희용액은 저온열교환기를 거쳐 저온재생기와 고온재생기로 들어가 가열원에 의해 고온농용액이 되고 열교환기에서 저온용액과 열교환 후 흡수기로 이송되는 사이클을 반복한다. 한편, 냉매는 고온재생기에서 가열에 의해 증기로 분리되어 저온재생기로 보내지고 저온재생기 희용액을 가열한 후, 응축기에서 냉각수에 의해 응축되어 증발기로 들어가 증발하는 사이클을 반복한다. 흡수기와 증발기는 저압부로서 약 0.9kPa의 압력을 가지며 이 압력은 증발기내를 흐르는 냉수 입구온도 및 전열면 사이의 온도 강하량에 의해 결정된다. 응축기와 저온재생기는 고압부로서 약 7kPa의 압력을 가지며 이 압력은 응축기내를 흐르는 냉각수온도 및 전열면 사이의 온도 강하량에 의해 결정된다.

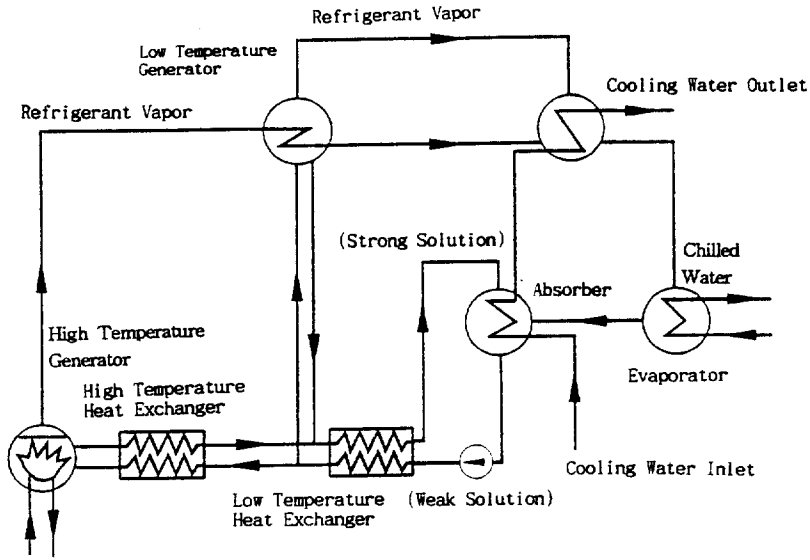


Fig.1 Schematic diagram of double effect parallel flow cycle

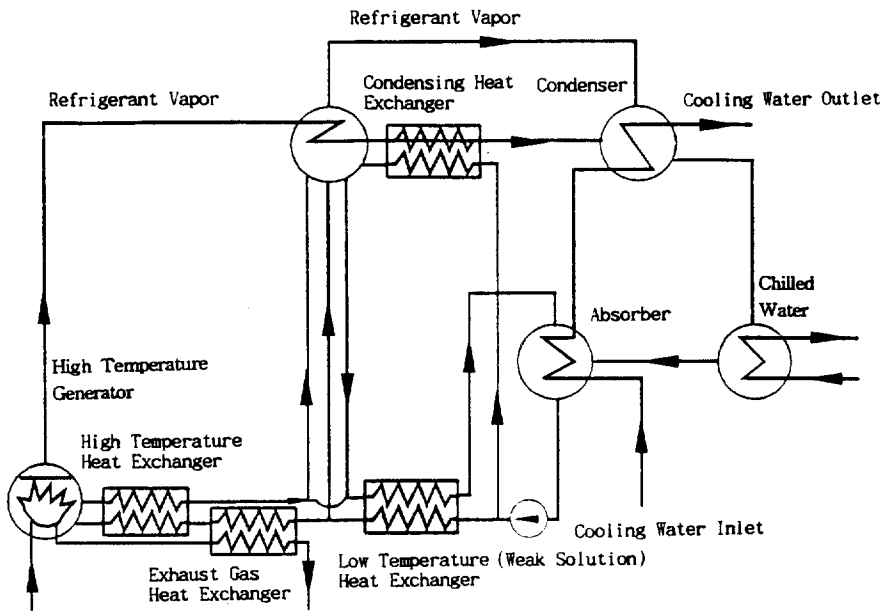


Fig.2 Schematic diagram of double effect mixed flow cycle

본 연구에서 개발한 혼합흐름방식은 Fig.2와 같으며 이는 흡수식 사이클에서 가용열원으로 이용되지 않는 열을 회수하고 부하변동에 따라 용액순환량이 조정되는 사이클로서, 저온재생기 출구의 응축냉매 잠열을 응축냉매 열교환기로 회수하여 흡수기 출구의 회용액을 가열하고, 고온재생기 출구 농용액을 저온 재생기에서 혼합하여 에너지 효율을 높인 사이클이다. 이때 부하변동에 따라 응축냉매 열교환기로 흐르는 회용액량이 조정되므로 압축식에 비해 흡수식의 가장 단점인 초기 정상부하 도달 시간이 대폭 단축된다. 또한 고온재생기의 배열을 회수하기 위해 배기가스 열교환기를 설치하였다.

2.2 기본 방정식

각 열교환기 사이의 상태점들은 다음의 질량 및 에너지 평형방정식과 상태방정식으로부터 구하였다.

전체 질량 평형식 및 LiBr 질량 평형식은 각각 다음과 같다.

$$\sum G_i - \sum G_o = 0 \quad (1)$$

$$\sum (G \cdot \zeta)_i - \sum (G \cdot \zeta)_o = 0 \quad (2)$$

에너지 평형방정식은 다음과 같다.

$$Q + \sum G \cdot h = 0 \quad (3)$$

$$\sum (G \cdot h)_i - \sum (G \cdot h)_o = 0 \quad (4)$$

H₂O-LiBr 용액의 상태방정식은 식 (5), (6), 냉매의 상태방정식은 식 (7)과 같다.

$$f_1(h, \zeta, T) = 0 \quad (5)$$

$$f_2(P, \zeta, T) = 0 \quad (6)$$

$$f_3(P, T) = 0 \quad (7)$$

각 열교환기의 열 및 물질평형을 병렬흐름방식에 대해 살펴보면 다음과 같다.

먼저, 냉매 및 흡수용액기에 관한 물질 평형은 식 (8)과 같다.

$$G_R = G_W - G_S \quad (8)$$

저온 재생기 용액 출구 농도 ζ_{LG0} 을 가정함에 따라

고온, 저온 재생기에서의 발생 냉매증기 질량유량은 다음 식으로 구할 수 있다.

$$G_I = (1 - \zeta_{AO} / \zeta_{LG0}) \cdot G_W \cdot (1 - \alpha) \quad (9)$$

$$G_R = G_R - G_I \quad (10)$$

여기서, 흡수식 용액 분배율 α 는 흡수기로부터 고온재생기에 들어가는 용액의 비율을 나타낸다. 위의 물질 평형으로부터 고온재생기의 용액 출구 농도 ζ_{HG0} 를 구할 수 있다.

$$\zeta_{HG0} = \frac{\zeta_{AI} \cdot G_S - \zeta_{LG0} \cdot ((1 - \alpha) \cdot G_W - G_I)}{\alpha \cdot G_W - (G_R - G_I)} \quad (11)$$

증발기, 흡수기, 응축기의 열평형식은 각각 다음과 같다.

$$Q_E = G_R \cdot (i_{Ei} - i_{Ci}) \quad (12)$$

$$Q_A = G_R \cdot (i_{Ei} - h_{Ao}) + G_S \cdot (h_{Ai} - h_{Ao}) \quad (13)$$

$$Q_C = G_A \cdot j_{HCR} + G_I \cdot i_{Ei} - G_R \cdot j_{Ci} \quad (14)$$

저온 및 고온 열교환기의 열평형식은 각각 다음과 같다.

$$Q_{XL} = G_W \cdot (h_{XL0} - h_{XH}) \quad (15)$$

$$Q_{XH} = G_W \cdot (h_{XH} - h_{XH0}) \quad (16)$$

고온재생기의 열평형식은 다음과 같다.

$$Q_{GH} = G_H \cdot (i_h - h_{G0}) + \alpha \cdot G_W \cdot (h_{G0} - h_{XH0}) \quad (17)$$

2.3 시뮬레이션 가정 및 해석

시뮬레이션에 의한 시스템의 성능해석을 용이하게 하기 위해서 다음과 같은 가정을 하였다.

- (1) 고온재생기에서 나오는 리튬브로마이드 용액상태는 고온재생기 내부의 온도, 압력과 같다.
- (2) 저온재생기를 통과하는 냉매증기는 저온재생기에서 응축되어 포화액 상태로 응축기로 들어간다.
- (3) 재생기, 응축기, 증발기, 흡수기에서 나오는 작동유체의 온도, 압력은 각각 열교환기 내부에서의 온도, 압력과 같다.

- (4) 증발기에서 흡수기로 넘어가는 냉매는 포화 증기이다.
- (5) 응축기내 냉매는 응축온도에서의 포화액이다.
- (6) 외부로의 열손실과 관내의 압력손실은 무시한다.

흡수기, 증발기, 응축기 및 저온재생기의 전열해석은 LMTD 방법에 의해 질량방정식, 에너지방정식, 상태방정식을 구하였고, 용액열교환기는 NTU 방법에 의해 구하였다. 관내 열전달 계수는 Dittus-Boelter식을 이용하였고, 관외 열전달계수는 실험값을 이용하였다. 그리고, 계산에 사용된 리튬브로마이드 수용액의 물성치는 McNeely¹¹⁾의 식을 사용하였다.

시뮬레이션을 위한 계산조건중 냉수 온도 조건은 입구 12℃, 출구 7℃, 냉각수 온도 조건은 입구 32℃, 출구 37.4℃, 냉동능력은 40RT, 증발기 어

프로치는 2℃를 기준조건으로 설정하였다. 또, 냉매가 흡수체에 흡수될 때는 반드시 흡수저항이 존재하기 때문에 흡수기내의 온도, 압력은 증발기내의 온도, 압력에 비해 ΔT만큼 저하함을 고려하였다.

3. 실험장치 및 방법

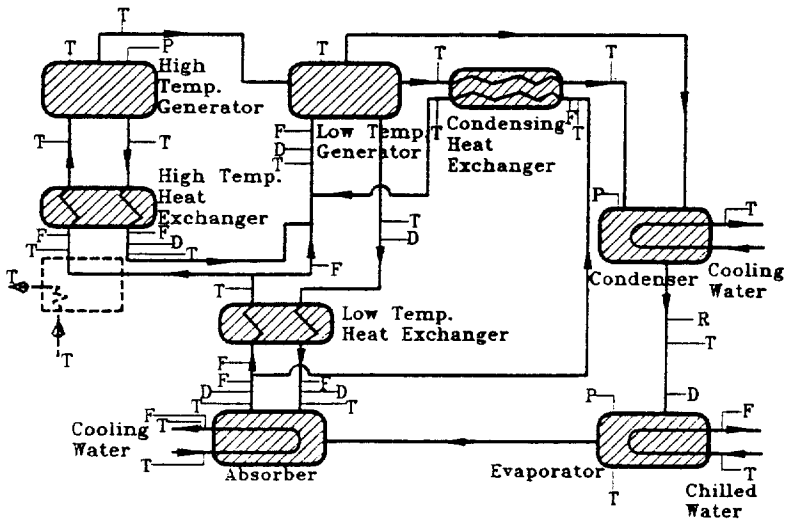
실험 장치의 세부사양은 Table 1과 같다. 냉동용량은 40RT(508,000kJ)로 설정하였으며 단동형 구조의 이중효용 사이클로서 증발기 입, 출구의 냉수온도는 각각 12℃, 7℃로 하였고, 냉각수 입출구 온도차는 유량을 고려하여 약 5℃로 하였다.

3.1 실험장치

혼합흐름방식의 운전특성을 평가하기 위한 실험장치를 Fig.3에 나타내었다. 온도, 압력, 유량, 농

Table 1 Detail of experimental apparatus

Chiller Capacity	Flow Type	High Generator	Purge System	Road Control	Control System
40RT(508,000kJ)	Mixed Flow	One Direction Type	Water-Ejector Type	Gas Flow Rate PI Control	PLC Control



T: Thermo Couple, F: Flow Meter, D: Densitometer, P: Pressure Gauge

Fig.3 Schematic diagram of experimental apparatus

도 등은 Fig.3에 나타난 각 부분에서 측정하였다. 본 실험장치는 냉수와 냉각수의 온도 및 유량을 조절하기 위해 2개의 판형 열교환기와 바이패스 배관 및 유량조절 밸브를 이용한 것으로, 온도는 0.1℃ 단위로 제어가 가능하며, 유량은 기준 유량에 대해 5% 단위로 제어가 가능하다. 정상상태에서 흡수식 냉온수기의 냉수열량과 냉각수열량의 비는 1:1.8 정도이므로 냉수열량을 판형 열교환기에서 냉각수열량과 열교환시키고 나머지는 냉각탑에서 방열하도록 되어 있다. 또한, 본실험장치는 냉온수기 본체의 용액배관을 멀티로 구성하여 병렬흐름방식과 직렬흐름방식, 그리고 혼합흐름방식 실험이 모두 가능한 다목적 실험장치이다.

3.2 실험방법

성능특성 평가를 위해 사이클 각 부분의 온도, 압력, 농도 및 유량을 측정하였으며, 특히, 온도는 실험의 정도를 좌우하므로 측정하기 전에 사용 온도계를 모두 보정하였다. 온도는 다점 온도 측정기(HR2500E)를 이용하여 컴퓨터로 처리하였다. 유량은 냉수량, 냉각수량, 연료량 및 용액순환량을 적산유량계와 초음파유량계로 측정하였으며, 농도는 샘플링 밸브에서 추출한 용액과 냉매의 온도, 비중을 측정하여 환산하였다.

실험은 각종 운전조건 변화에 따른 사이클 각부의 상태를 측정한 후, 최적 용액투입량 조건에서 실시 하였다. 냉각수 입구온도는 26℃~38℃ 범위에서 2℃씩 변화시켜 측정하였고, 냉수 입구온도는 8℃~18℃ 범위에서 1℃씩 변화시켜 측정하였다. 냉각수유량과 냉수유량은 기준 유량에 대해 ±20% 범위에서 5%씩 변화시켜 측정하였으며, 동시조건 변화시험은 냉수와 냉각수의 유량과 온도를 동시에 변화시켜 시험하였다. 연료량은 기준유량에 대해 -20%에서 +10% 범위까지 5%씩 변화시켜 측정하였다. 용액순환량의 변화는 용액량을 측정하기가 어렵기때문에 용액투입량을 측정하였고 초기 투입 용액량에 대해 5%, 10%, 15%씩 추가하여 측정하였다.

4. 결과 및 고찰

4.1 사이클 해석 결과 및 고찰

사이클해석 프로그램을 이용하여 병렬흐름방식과 혼합흐름방식의 성능을 비교하였다.

Fig.4는 증발기, 흡수기, 응축기 및 저온재생기의 전열면적이 성능에 미치는 영향을 비교한 것이다. 흡수식 시스템을 구성하고 있는 주요 열교환기 가운데 흡수기의 전열면적이 기기의 성능 변화에 가장 큰 영향을 미치고 있는 것을 알 수 있다. 따라서 고효율 기기 개발을 위해서는 흡수기의 전열 성능이 중요함을 알 수 있다. 또한 폐열 열교환기를 부착한 혼합흐름방식이 가장 고효율 사이클임을 알 수 있다.

4.2 실험 결과 및 고찰

Fig.5와 6 및 Table 2, 3은 실험 결과와 사이클 해석 결과를 비교한 것으로 Fig.5 및 Table 2는 병렬흐름방식의 성능 결과를 나타낸 것이며, Fig.6 및 Table 3은 혼합흐름방식의 성능 결과를 나타낸 것이다. 본 연구에서 개발한 혼합흐름방식이 기존 고효율 사이클인 병렬흐름방식보다 성능계수가 약 10% 더 높은 고효율임을 알 수 있다. 또한, 해석 결과와 실험결과는 냉방능력 기준 93~96% 정도로 대체로 잘 일치함을 알 수 있고, 4~7% 차이는 온도 및 유량의 측정오차, 단열손실, 전열계수 오차 등에 의한 것이라 생각된다.

Fig.7과 8은 냉각수 입구온도 변화 및 냉수 입구온도 변화에 따른 냉동능력 변화를 용액 투입량의 변화에 대하여 나타낸 것이다. 기준 용액 투입량은 295kg이며, 이를 5%씩 증가시키며 실험하였다. 냉각수 입구온도가 낮을 수록 냉동능력은 증가하고 있으며 냉각수 입구온도 상승에 따른 냉동능력 감소는 흡수기내 용액온도 상승에 따른 용액의 증가압 상승에 기인하기 때문이라 생각된다. 또 이는 고·저온 재생기의 온도, 압력 상승에 따른 안전 운전에도 영향을 미치게 된다.

Fig.9와 10은 냉각수 유량 및 냉수 유량의 변화에 따른 냉동능력의 변화를 용액 투입량의 변화에 대하여 나타낸 것이다. 기준이 되는 냉각수의 유량

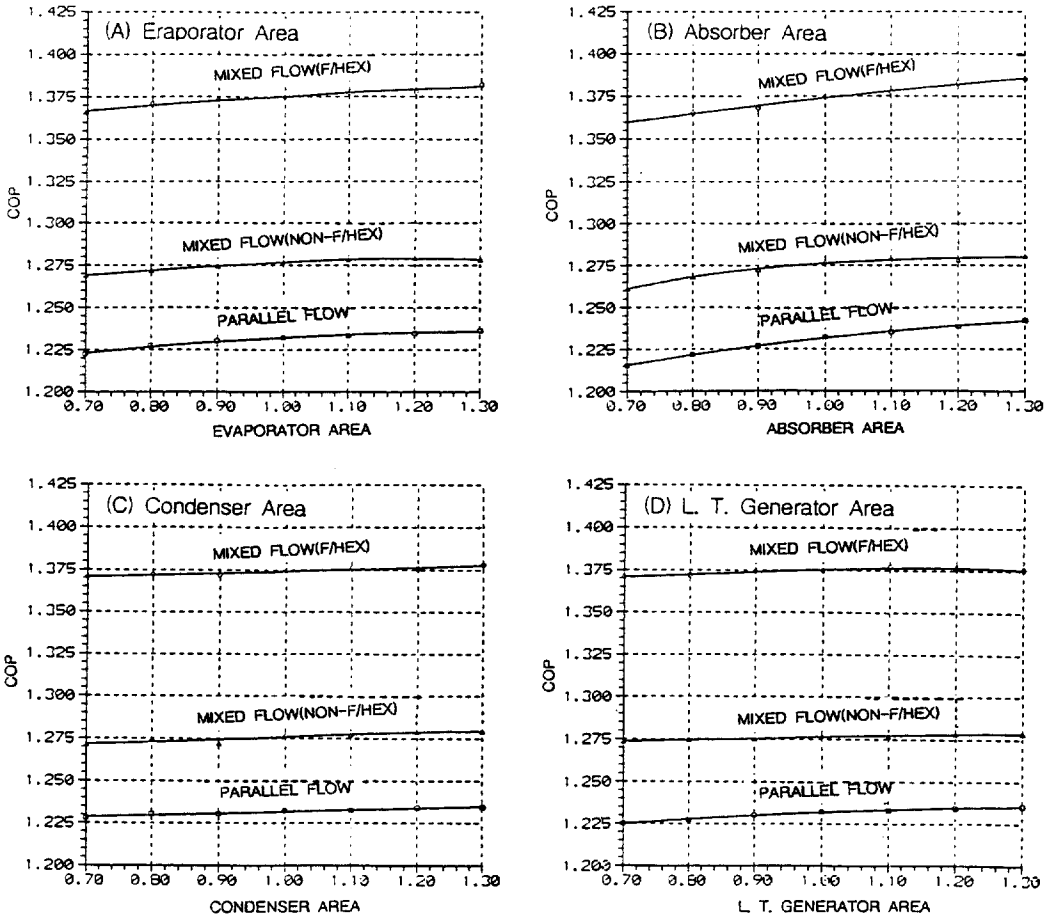


Fig.4 Relationship between COP and main heat exchanger areas

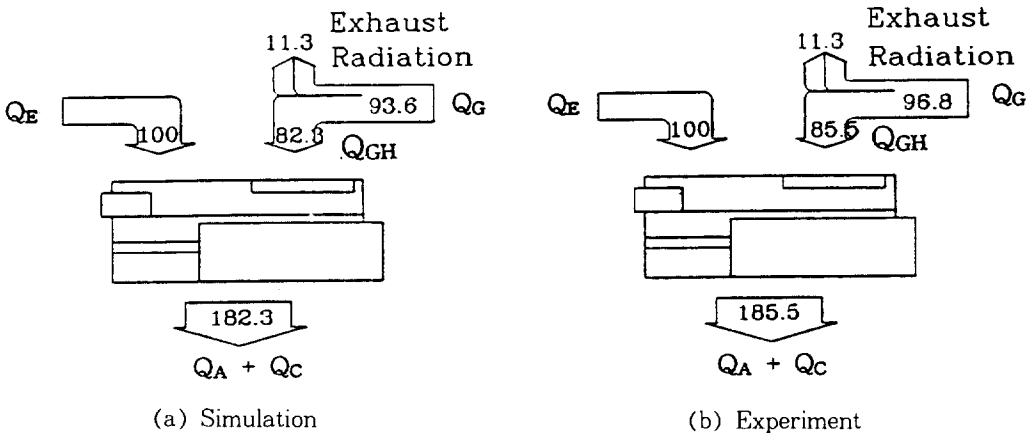


Fig.5 Performance results in parallel flow cycle

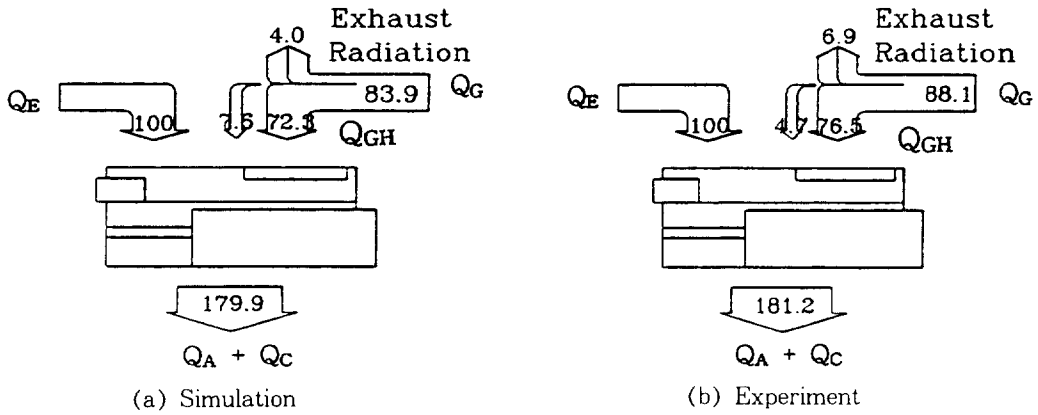


Fig.6 Performance results in mixed flow cycle

Table 2 Comparison between simulation and experiment in parallel flow cycle

	Simulation Results	Experimental Results	Remarks
Chiller Capacity (Q_E)	123,982 kcal/h	115,968 kcal/h	93.5%
Gas Input Quantity (Q_G)	116,038 kcal/h	112,299 kcal/h	
High Generator Quantity (Q_{GH})	102,039 kcal/h	—	
Absorber Load (Q_A)	162,711 kcal/h	173,420 kcal/h	
Condenser Load (Q_C)	61,166 kcal/h	52,780 kcal/h	
COP	1.068	1.033	96.7%

Table 3 Comparison between simulation and experiment in mixed flow cycle

	Simulation Results	Experimental Results	Remarks
Chiller Capacity (Q_E)	123,194 kcal/h	117,408 kcal/h	95.3%
Gas Input Quantity (Q_G)	103,437 kcal/h	103,437 kcal/h	
High Generator Quantity (Q_{GH})	89,045 kcal/h	—	
Absorber Load (Q_A)	163,332 kcal/h	160,544 kcal/h	
Condenser Load (Q_C)	59,772 kcal/h	52,177 kcal/h	
COP	1.191	1.135	95.3%

은 각각 $42.7\text{m}^3/\text{h}$ 와 $37.3\text{m}^3/\text{h}$ 이다. 냉각수 및 냉수의 유량변화가 냉동 능력에 미치는 영향은 온도 변화보다 크지 않음을 알 수 있다. 냉각수 유량의 감소에 따라 냉동능력은 점차 감소하고 있으나 이것은 흡수관내 평균온도증가에 따른 총괄 열전달 계수의 감소가 전열량 감소를 초래하여 흡수능력 부족 현상을 일으키기 때문이라 생각된다.

Fig.11은 연료량의 변화에 따른 냉동능력 변화

를 용액 투입량의 변화에 대하여 나타낸 것이다. 기준 연료 발열량은 $13,847\text{kcal}/\text{Nm}^3$ 이다. 연료량이 많을수록, 용액량은 적을수록 냉동능력은 증가하나, 적정 연료량 이상이 되면 연료량을 증가시켜도 냉동능력은 별로 증가하지 않음을 알 수 있다. 정격 연료량 이상인 경우는 고온재생기의 온도, 압력 상승으로 안전 운전 및 내구성에 영향을 미치게 되며, 농도가 높아져 결정의 위험도 생긴다. 부분

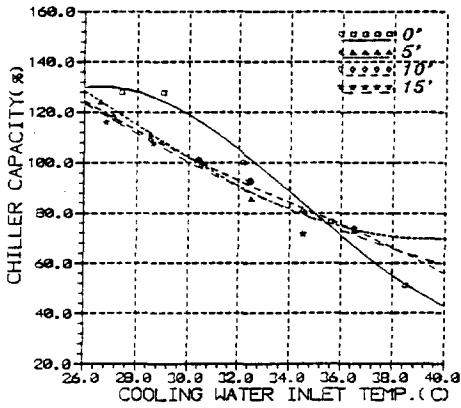


Fig.7 Change of chiller capacity rate by the cooling water inlet temperature

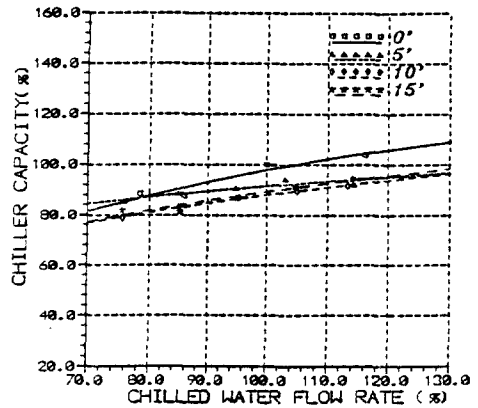


Fig.10 Change of chiller capacity rate by the chilled water flow rate

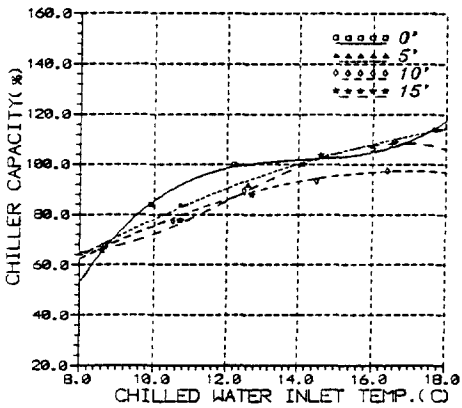


Fig.8 Change of chiller capacity rate by the chilled water inlet temperature

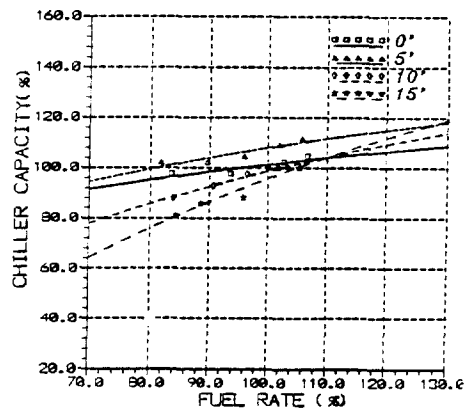


Fig.11 Change of chiller capacity rate by fuel rate

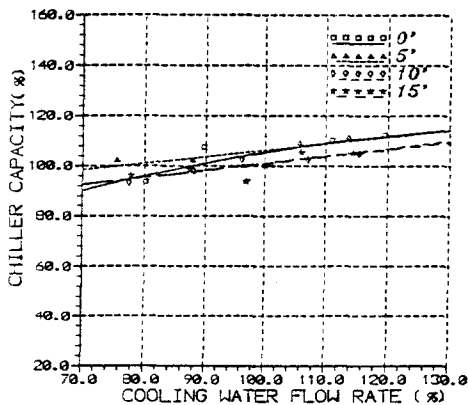


Fig.9 Change of chiller capacity rate by the cooling water flow rate

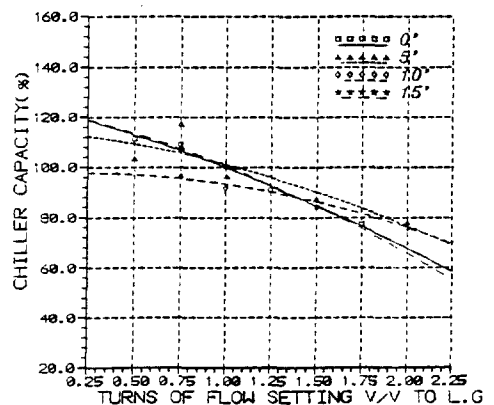


Fig.12 Change of chiller capacity rate by the weak solution distribution ratio to the low generation

부하 운전시에는 연료량 감소에 따른 냉동능력의 감소율이 낮아 흡수식 냉온수기의 특징인 부분부하 운전의 우수성을 확인 할 수 있었다.

Fig.12는 병렬흐름방식에서 고온재생기와 저온재생기의 용액분배율에 따른 냉동능력 변화를 나타낸 것이다. 저온재생기로 보내는 밸브의 개도를 조절하여 저·고온재생기로의 용액분배율을 변화시켰다. 저온재생기로 흐르는 용액의 양이 많을수록 냉동능력은 감소함을 알 수 있다. 이것은 고온 재생기에서의 가열열량 가운데 용액의 현열에 소비하는 부분이 증가하기 때문이라 생각된다. 부하도달 시간단축을 위해 저온재생기 용액량을 증가 할때 용액비율이 125% 이상이 되지 않도록 운전하는 것이 바람직함을 알 수 있다.

5. 결 론

본 연구에서는 중소형 규모 건물에 적합한 에너지 절약형 소형 흡수식 냉온수기 개발을 위한 사이클 해석과 실증실험을 통하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

1) 본 연구에서 개발한 혼합흐름방식(mixed flow cycle) 실험 결과 고효율 사이클인 병렬흐름방식 보다 에너지효율이 약 10% 더 높은 고효율 사이클임을 확인하였다.

2) 사이클 해석에 의한 성능예측결과와 실험에 의한 결과를 비교한 결과 5% 정도의 오차로 해석결과가 대체로 잘 일치함을 알 수 있었다.

3) 흡수기의 전열면적이 기기의 성능에 가장 영향을 크게 미치므로 이에 따른 최적설계가 필요함을 알 수 있었다.

4) 각종 운전조건 변화 결과 냉각수 입구온도와 냉수 입구온도가 냉동능력에 미치는 영향이 가장 크고, 용액투입량은 냉동능력에 미치는 영향이 별로 크지 않음을 알 수 있었다. 연료량은 냉동능력 변화와 비례하지만 적정량 이상이 되면 냉동능력 증가 효과가 적은 것을 알 수 있었다.

참 고 문 헌

1. 원승호, 이영수, 1991, “작동매체에 따른 2중

효용 흡수식 시스템의 성능해석”, 공기조화·냉동공학 논문집, 제3권, 제4호, pp. 250~255.

2. 김영인, 조승연, 1992, “수냉식 직렬방식 2중효용 흡수식 냉방기의 열해석과 최적설계”, 공기조화·냉동공학 논문집, 제4권, 제4호, pp. 332~341.

3. 서용석 외 3인, 1994, “병렬흐름식 2중효용 흡수식 냉온수기의 특성에 관한 연구”, Energy R&D, Vol. 16., No. 1

4. 윤정인 외 3인, 1995, “고성능 흡수냉동 사이클의 특성 시뮬레이션”, 대한기계학회 논문집, 제19권, 제1호, pp. 231~239.

5. 尹政仁, 柏木孝夫, 1994, “トリプル吸水サイクルの特性に関する研究 - NH₃/LiNO₃系, NH₃/LiNO₃+H₂O/LiBr係吸収サイクル”, 日本機械學會論文集(B編), Vol. 60, No. 578, pp. 304~309.

6. Oh, M. D., Kim S. D., Kim Y. L., and Kim Y. I., 1993, “Cycle Analysis of Air-cooled, Double-effect Absorption Heat Pump with Paralledl Flow Type”, Proceeding of the International Absorption Heat Pump Conference, New Orleans, Louisiana, U.S.A., 177.

7. Jung S. Y., Kang B. H., Lee C. S., and Karng S. W., 1993, “Computer Simulation on Dynamic Behavior of a Hot Water Driven Absorption chiller”, Proceedins of the International Absorption Heat Pump Conference, New Orleans, Louisiana, U.S.A., 333.

8. 高田秋一, 1989, “吸収冷凍機とヒートポンプ”, 日本冷凍協會.

9. Alefeld, G. and Ziegler, Z., 1987, “Coefficient of Performance of multistage Absorption cycles”, Rev. Int. Froid, Vol. 10, pp. 285~295.

10. 功功能文, 大内富久, 1987, “省スペース型吸収冷温水機”, 日本冷凍 第62巻 711號, pp. 57~62.

11. McNeely, L. A., 1989, “Thermodynamic Properties of Aqueous Solutions of Lithium Bromide”, ASHRAE Trans., Fundamentals.