

암모니아-물 흡수식 열교환 사이클의 운전 특성

강인석 · 김남진 · 김종보*

인하대학교 대학원, *인하대학교 기계공학과

Operating Characteristics of Ammonia-Water Absorber Heat Exchange Cycle

In-Seak Kang, Nam-Jin Kim and Chong-Bo Kim*

Graduate School, Inha University

*Department of Mechanical Engineering, Inha University

요 약

충진농도, 냉매 팽창밸브 개도, 그리고 약용액의 유량 변화에 따른 벤치타입 암모니아-물 흡수식 열교환 사이클에 대한 실험을 수행한 결과 시스템의 충진농도가 증가할수록 냉방능력이 증가하였으며, 최적의 충진농도가 존재함을 알았다. 그리고 냉매 팽창 밸브의 개도는 응축기 출구의 과냉도에 직접적인 영향을 주고 있으며 최적의 과냉도가 0~4°C임을 알았다. 또한 약용액의 유량이 증가시킬수록 증발압력과 강용액의 농도가 줄어들었으며, 냉방능력과 COP가 최대가 되는 최적의 약용액 유량이 존재하였다.

Abstract — A bench type ammonia-water absorber heat exchange cycle was tested by varying the system charging concentration, refrigerating valve opening and weak solution flow rate. It was observed that the cooling capacity was increased as the system charging concentration was increased. Optimum system charging concentration was found for the cooling capacity of the system. The opening rate of refrigerant expansion valve had a direct influence on the refrigerant sub-cooling at the condenser outlet. Optimum sub-cooling was found to be 0~4°C. As the weak solution flow rate increased the concentration of strong solution and the evaporating pressure decreased. There existed a optimum weak solution flow rate which maximized the cooling capacity and COP.

1. 서 론

암모니아는 흡수식 히트 펌프의 소형·공냉화에 적합한 특성을 가지고 있어 미국에서는 DOE와 ORNL를 중심으로 약 15년 전부터 실용화를 위한 연구가 활발히 진행되고 있다^{[1][4]}. 일본의 경우, 가정용 가스 냉난방기의 실용화 기술 개발을 위해 통산성 및 일본 가스협회 등이 주관하여 연구개발이 활발히 진행되고 있으며^{[5][6]}, 일본 린나이사에서는 수냉식 가정용 리튬브로마이드 흡수식 냉난방기를 최초로 출시하였다. 그리고 마츠시타전기, 히타치제작소, 미츠비시중공업에서는 암모니아 흡수식 시작기를 제작하여 시험운전 중에 있으며, 다이킨사에서는 GAX(Generator Absorber heat eXchange) 사이클을 구현한 시험기를 제작하여 냉방 COP 0.68을 얻었다^{[7][8]}.

우리 나라에서는 암모니아의 독성 및 가연성문제 등으로 인한 법적 제약으로 이에 대한 연구개발이 부진하였다. 최근들어 전기식 에어컨의 수요가 증가함에 따라 하절기 냉방 전력수요가 매년 급증하면서 전력 공급의 불균형이 점점 심화되고 있으며, CFC계 냉매에 의한 오존층 파괴 등 환경문제도 크게 대두되고 있는 실정이다. 이러한 문제점들을 해소할 수 있고, 에너지의 다양화 필요성 등을 만족시킬 수 있는 흡수식 냉난방기의 연구개발이 추진되고 있는 실정이나, 현재까지는 기초기술에 관련된 연구가 대부분이다.

따라서 본 연구의 목적은 3RT 벤치타입 AHE(Absorber Heat Exchange, 흡수기 열교환) 사이클로 구동되는 소형 암모니아 흡수식 히트 펌프에서 시스템의 암모니아 충진농도와 냉매 팽창밸브 개도, 약용액 유량변화에 따

른 시스템 운전성향 및 최적조건 등을 알아내는 것이다.

2. 실험장치 및 방법

2-1. 실험장치

Fig. 1은 실험장치의 개략도이다. 재생기에서 히터에 의해 초기 암모니아 수용액으로부터 발생된 암모니아 증기는 정류기 1(ANA, analyzer)과 정류기 2(REC, rectifier)에서 농축된 후 고순도의 암모니아 증기(냉매증기)가 된다. 냉매증기는 응축기(CON, condenser)에서 냉각수에 의해 응축(액냉매)되고 냉매 열교환기와 냉매 팽창밸브를 거친 후 증발기(EVA, evaporator)에 유입된다. 증발기에 유입된 액냉매는 냉수에 의해 증발하고 이 증발잠열에 의해서 냉수는 온도가 저하된 후 증발기에서 유출된다. 증발기에서 유출된 냉매증기는 다시 냉매 열교환기(PRC, precooler)를 거친 후 용액 냉각 흡수기(SCA, solution cooled absorber)와 수냉각 흡수기(HCA, hydronic cooled absorber)의 상부로 분배되어 유입된다. 한편 재생기에서 냉매증기를 발생시키고 농도가 낮아진 고온의 암모니아 수용액(약용액)은 용액 열교환기(SHD, solution heated desorber)와 감압밸브를 거쳐 용액 냉각 흡수기와 수냉각 흡수기로 유입되어, 냉매증기를 흡수한 후 농도가 높아진 초기의 암모니아 수용액(강용액)이 되고, 용액 펌프에 의해서 정류기를 거친 후 일부는 용액 냉각 흡수기와 용액 열교환기를 지나 정류기 1의 하부로, 다른 일부는 바로 정류기 1의 상부로 유입된 후 정류기 1을 거친 후 정류기 1의 하부로 유입된 용액과 합쳐져 재생기

상부로 유입된다. 이 후 상기 과정이 반복된다.

2-2. 실험방법

시스템을 진공펌프로 추기한 후 원하는 초기 실험조건의 증진농도를 맞추어 암모니아 수용액과 암모니아 가스를 시스템에 충전한다. 냉각수는 응축기와 수냉각 흡수기 내를 순환하도록 하고, 냉수는 증발기 내를 순환하도록 한다. 이 때 냉각수는 응축기와 수냉각 흡수기에 들어가기 전에 각각의 작동조건에 맞는 유량으로 분지하여 응축기와 수냉각 흡수기에 각각 유입하도록 한다. 재생기 히터 가열량, 응축기와 수냉각 흡수기의 냉각수 유입 온도 및 유량, 증발기의 냉수 유입온도 및 유량, 냉매 농도, 약용액 유량 등을 실험 조건에 맞추어 지속적으로 유지한다.

Fig. 1에 나타낸 바와 같이, 압력 측정은 응축기와 증발기에서 각각 측정하였으며, 질량 유량계를 사용하여 증발기 전단에 설치된 팽창변 전단에서 액냉매의 유량을 측정하였고, 용액 냉각 흡수기 전단에 설치된 감압변 전단에서 약용액 유량을, 또한 정류기 2에서 유출되어 용액 냉각 흡수기로 분지되는 강용액 유량을 용액 냉각 흡수기 전단에서 각각 측정하였다. 각각의 온도 측정점은 Fig. 1에 나타내었고, 냉수 유량과 응축기와 수냉각 흡수기의 냉각수 유량은 부유식 체적 유량계로 측정하였다. 냉수의 유입온도는 PID 제어를 이용하여 전기히터에 들어가는 전류값과 전압값을 측정하여 구하였다. 원하는 실험조건에서 시스템이 평형상태에 도달하면 일정 시간 데이터를 받고, 상기 측정값들을 기준으로 각각의 작동점 상태 및 용량들을 프로그램 상에서 계산하여 얻어내었다.

2-3. 실험조건

실험은 Table 1과 같이 3가지 경우에 대하여 실시하였으며 각각의 경우 일부 조건은 고정하여 그 영향을 줄이고자 하였다. 첫 번째 실험인 평균 증진농도 변화 실험에서는 시스템의 평균 증진농도를 변화시키면서 냉각수 유입온도와 유량, 냉수 유입온도와 유량 그리고 냉매농도 등은 기준조건으로 고정하고 재생기 가열량, 응축기 출구에서의 액냉매 과냉도와 약용액 유량 등은 적정 값에 고정하였다. 두 번째 실험인 냉매 팽창밸브의 개도 변화 실험에서는 냉매 팽창밸브의 개도를 변화시키면서 냉각수 유입 온도와 유량, 냉수 유입 온도와 유량은 기준 조건에 고정하고, 약용액 유로 상의 팽창밸브 개도와 재생기 가열량은 적정값에 고정하였다. 액냉매 유로의 팽창밸브 개도는 액냉매의 과냉도와 유량에 영향을 크게 되는데, 즉 팽창 밸브의 단으면, 냉매 유량이 감소하여 응축기에서의 액냉매 정체 시간이 늘면서

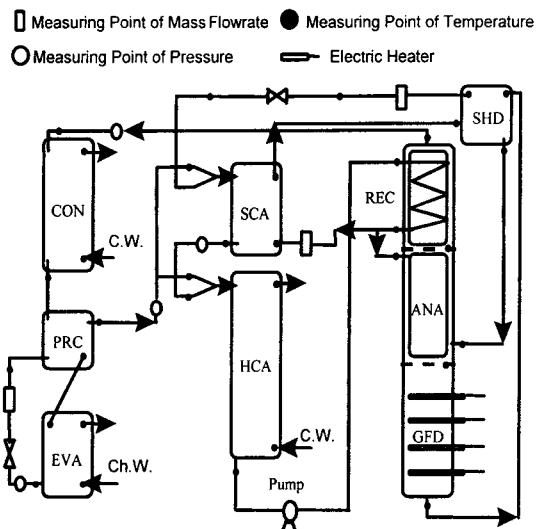


Fig. 1. Schematic diagram of the experimental apparatus.

Table 1. Experimental conditions.

	Fixed parameters	Changed parameters	
1	$Q_{gfd} : 15.3 \text{ kW}$ $m_{WEAK} : 65.0 \text{ kg/h}$ $T_{cwi} : 46.3^\circ\text{C}$ $dT_{sub} : 0.0^\circ\text{C}$	Charging concentration of system (%)	
		36, 38, 42	
2	$Q_{gfd} : 15.3 \text{ kW}$ $X_{sys} : 42\%$	$T_{cwi} (^\circ\text{C})$	$dT_{sub} (^\circ\text{C})$
		46	-1.9, -0.4, 1.5, 2.5, 3.0, 6.9, 9.4
		43	-1.5, -0.3, 0.0, 0.5, 4.3, 8.7, 10.2, 12.5
		40	-0.4, -0.3, -0.1, 0.5, 1.7, 6.5, 11.0, 13.2
3	$T_{cwi} : 46.3^\circ\text{C}$ $dT_{sub} : 1.0^\circ\text{C}$ $X_{sys} : 42\%$	$Q_{gfd} (\text{kW})$	$m_{WEAK} (\text{kg/h})$
		9.6	25.0, 35.0, 45.0, 55.0, 65.0
		14.3	40.0, 50.0, 60.0, 65.0, 70.0

**sub : 과냉도(응축기 압력에 대한 포화온도와 응축기 출구 온도와의 차).

과냉도가 증가하며, 반대로 팽창 밸브를 열어 주면, 냉매 유량이 증가하여 응축기에서 정체 시간이 짧아져 과냉도는 감소하게 된다. 그러므로 본 연구에서는 액냉매 과냉도와 냉매 팽창밸브의 개도가 직접적인 관계가 있으므로 실험 변수로 액냉매 과냉도를 팽창 밸브 개도로 조절하였다. 또한, 외부 조건 변화시의 영향 파악을 위해서 냉각수 온도를 46°C, 43°C 그리고 40°C로 변화하면서 같은 실험을 하였다. 마지막으로 세 번째 실험인 약용액 유량변화 실험에서는 약용액 유량을 변화하면서, 냉각수 유입온도와 유량, 냉수 유입온도와 유량을 기준 조건으로 고정하고, 재생기의 가열량과 응축기 출구에서의 액냉매 과냉도는 일정 값에 유지하였다. 액냉매 과냉도가 유지 되도록 실험 동안 액냉매 팽창밸브의 개도를 계속 조정하여 주었으며, 액냉매 유량에 따른 영향을 보기 위해서 재생기 가열량을 9.6 kW와 14.3 kW인 두 경우에서 같은 실험을 반복하였다.

3. 실험 결과 및 고찰

3-1. 시스템 충전농도 변화에 따른 영향

시스템 내의 충전농도(시스템에 충전된 전체 암모니아 수용액 질량에 대한 순수 암모니아 질량 비의 백분율)를 높일 경우, 동일한 재생기 가열량에서 냉매량이 증가하고 이에 따라 고압부와 저압부의 압력이 미세하게 상승하나, 냉매량의 증가폭이 점차 감소하므로 냉매량 상승에는 한계치가 있는 것으로 확인되었다.

Fig. 2와 3은 냉방능력과 시스템 냉방 COP(coefficients of performance, 재생기에 가해진 열량에 대한 증발기에서의 열교환량의 비)의 변화를 보여주는데, 전술한 바와 같이 충전농도가 증가함에 따라 사이클이 정상상태에 도달하면 같은 강용액 순환량에서 강용액의 농도가 높아짐을 의미하며, 이에 따라 강용액에 포함되어 있는 냉

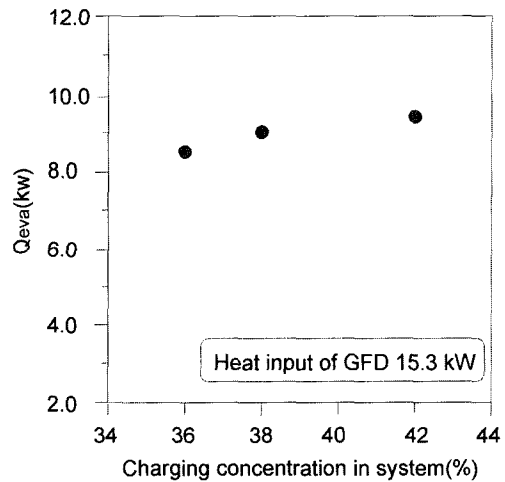


Fig. 2. Cooling capacity according to charging concentration of system.

매량이 많아지게 된다. 그러므로 순환되는 냉매량이 증가하면서 냉방능력 및 COP가 동일한 경향으로 증가함을 알 수 있고, 열교환기 용량 허용 한도로 인해 그 증가폭은 점차 감소함을 알 수 있다. 본 시스템에서는 시스템 냉방 용량인 3RT 냉방 능력을 얻기 위한 적정 순환 냉매량(32 kg/h)을 얻기 위한 시스템 충전 농도가 42%임을 발견하여 그 이상의 충전 농도 실험은 무의미하였으며, 실험 된 농도 영역 이외의 실험은 본 시스템의 설계 용량 한계에 따른 조절상의 문제로 수행하기 어려웠다.

3-2. 냉매 팽창밸브 개도에 따른 영향

시스템의 냉매 열교환기와 증발기 사이의 액냉매 유로상에 위치한 팽창밸브의 개도 변화에 따른 영향은 냉각수 온도에 따라 거의 유사한 경향을 보이고 있다. 즉 팽창밸브의 개도와 응축기 출구의 액냉매 과냉도는 직

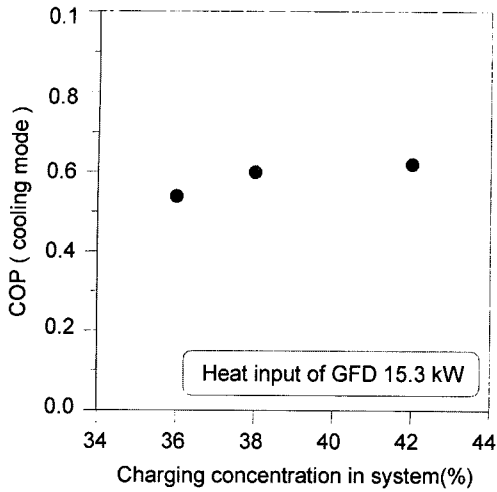


Fig. 3. Cooling COP according to charging concentration of system.

접적인 상관관계를 갖는다. 따라서 팽창밸브의 개도를 줄이면 응축기에서 증발기로 흐르는 액냉매 유량이 줄면서 응축기에 정제되는 냉매량이 많아지고 이에 따라 응축기 하부 액냉매 수위는 상승하여 이 부분에서 냉각수와 의 열교환에 의해 더욱 냉각되기 때문에 액냉매 과냉도는 증가하게 된다. 과냉도가 증가할수록 고압부의 압력은 증가하고, 저압부의 압력은 감소하게 되어 압력차는 증가하게 된다.

Fig. 4는 과냉도에 따른 증발기 냉방능력의 변화를 보여 주는데 과냉도가 0°C 이하는 응축기에서 액냉매가 완전히 응축되지 못하고 유출되기 때문에 증발기에서 증

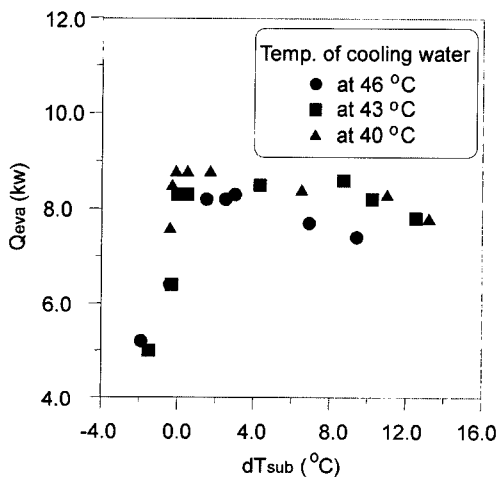


Fig. 4. Cooling capacity according to sub-cooling of condenser outlet.

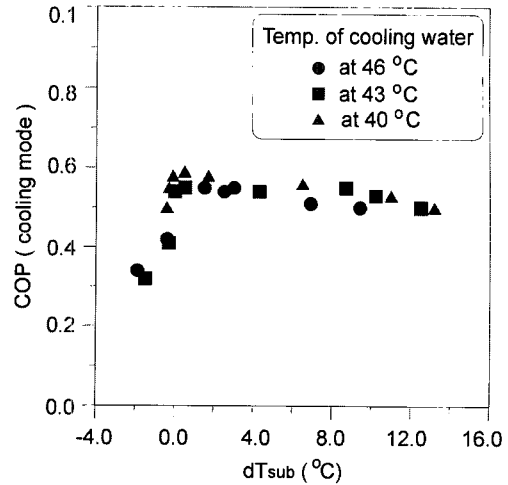


Fig. 5. Cooling COP according to sub-cooling at outlet of condenser.

발열량이 감소하게되며, 과냉도가 너무 크게 되면, 응축기에서 증발기로 흐르는 액냉매의 유량이 줄어 증발기에서의 증발 열량이 감소하게 된다. 그림에서 약 0°C dT_{sub} <math>< 4^{\circ}C</math>에서 최적 값을 갖는 것을 알 수 있다. 이 경우 응축기 및 흡수기에 유입되는 냉각수 유입 온도에 따른 변화를 살펴보기 위해 40°C, 43°C, 46°C로 변화시키면서 실험을 수행하였다.

시스템 냉방 COP값은 Fig. 5에 도시하였으며, 재생기 가열량이 고정되어 있기 때문에 COP는 증발기의 증발열량에 따라 결정됨을 알 수 있고, 냉각수 온도가 낮을 수록 전반적으로 높은 값을 보여주고 있음을 확인할 수 있었으나, 냉각수 온도가 높아질수록 그 경향은 감소한다.

3-3. 약용액 유량 변화에 따른 영향

시스템 가동 후 정상상태에서 약용액 감압 밸브의 개도를 조절하여 약용액 유량을 실험 조건에 맞춘 후 지속적으로 감압 밸브의 개도 조절을 통해 약용액 유량을 유지되도록 하면서 정상상태에 도달하도록 하였다. 약용액 유량이 증가하면 냉매량이 일정한 경우, 강용액의 농도가 낮아지게 되고 이에 따라 저압도 낮아지게 된다. 상대적으로 약용액 유량에 따른 고압부의 압력변화는 적었으며, 압력차는 저압부 압력 감소에 의해 증가하였다. 약용액 유량증가는 재생기에서 강용액의 정제 시간을 줄이는 결과를 가져와 약용액 농도와 냉매농도를 상승시키게 되고 강용액 농도 저하를 가져와 냉매량 감소를 가져오는 것으로 보인다. 약용액 유량 증가 시 냉매 감소량보다는 약용액 유량 증가가 상대적으로 크기 때문에

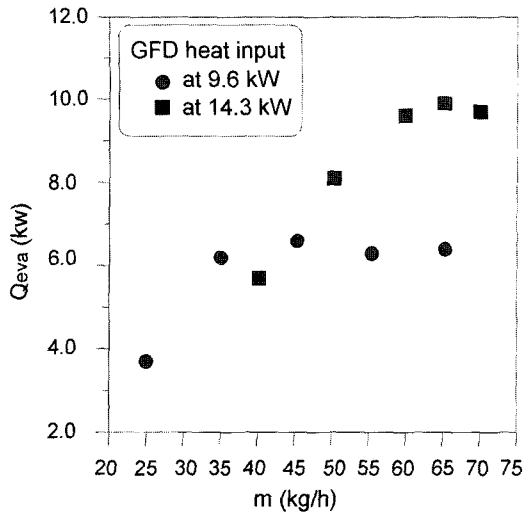


Fig. 6. Cooling capacity according to mass flowrate of weak solution.

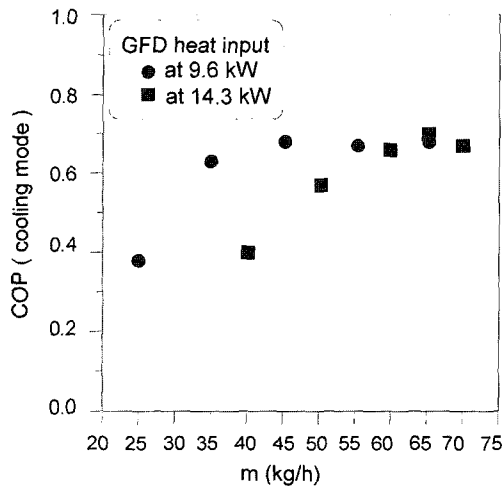


Fig. 7. Cooling COP according to mass flowrate of weak solution.

강용액 유량이 증가하게 되고 이는 재생기에서의 정제 시간이 짧아지는 것과 약용액 농도 상승이 연계되어 재생기 약용액 유출 온도가 감소된다.

Fig. 6과 7을 살펴보면 약용액 유량이 증가할 수록 흡수기에서 단위 냉매량에 대한 약용액 유량 증가에 따른 냉매증기와 약용액 막(film) 간의 계면에서의 평형 농도가 감소하여 흡수력이 증가되며, 이로 인해 흡수기에서의 흡수능력 상승 및 저압부 압력 감소, 이에 따른 증발 온도 저하 등 증발기의 능력 상승과 시스템 냉방 COP 상승을 가져오나, 약용액 유량 증가로 재생기에 유입되

는 강용액 농도 감소는 재생기에서의 냉매량 감소를 가져오므로 증발기의 냉방 용량과 시스템 냉방 COP의 감소 요인으로 역시 작용한다. 그러므로 그 한계치가 존재한다. 재생기 가열량 증가에 따른 영향을 보면 냉매량 증가에 따라 최적치 약용액 유량도 증가함을 알 수 있다. 전반적으로 재생기 가열량에 따라 거의 유사한 경향을 보임을 알 수 있다.

4. 결 론

3RT 벤치타입 AHE 사이클로 구동되는 소형 암모니아 흡수식 히트 펌프의 운전성향 및 최적조건 등에 대한 실험 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 시스템 내의 평균 충전농도가 증가할 수록, 시스템의 입력, 강용액 농도, 약용액 농도, 냉매량, 냉방능력, 시스템 COP가 증가하며, 증가폭은 감소하고, 또한 냉방 능력과 시스템 COP의 경우 최적의 평균 충전농도가 존재함을 알 수 있었다.

(2) 냉매 팽창밸브 개도를 줄일수록 응축기에서 증발기로 흐르는 액냉매의 유량이 줄어 액냉매의 응축기 정체가 커지고, 이에 따라 응축기 하단 액냉매 수위가 상승하여 이 부분에서의 냉각수와의 열교환에 따른 응축기 출구의 액냉매 과냉도는 증가하고, 고압부와 저압부와의 압력차 또한 압력 손실 증가로 증가하나, 저압부 압력과 강용액 농도, 냉매 증기 농도, 증발기로 흐르는 냉매량, 약용액 유량은 감소하였다. 또한 냉각수 온도 변화에 따라 냉매 팽창밸브 개도 변화의 영향은 거의 유사한 결과를 얻었다.

(3) 약용액 유량을 증가시킬수록, 고압부와 저압부 간의 압력차와 냉매 농도, 약용액 농도는 증가하고 저압부 압력과 강용액 농도, 냉매량, 재생기 출구에서의 약용액 온도는 감소하였고, 약용액 유량에 따라 냉방 능력과 시스템 COP의 최적점이 존재하며, 재생기 가열량 변화에 따라 약용액 유량 변화의 영향은 유사한 경향을 보였다.

기호설명

- ANA : 정류기 1
- CON : 응축기
- COP : 성적계수
- dT_{sub} : 응축기 출구에서의 액냉매 과냉도
- EVA : 증발기
- GAX : 재생기-흡수기 열교환기
- GFD : 재생기
- HCA : 수냉각 흡수기

m	: 유량[kg/h]
P	: 압력[Pa]
PRC	: 냉매 열교환기
Q	: 열량[kW]
REC	: 정류기 2
SCA	: 용액 냉각 흡수기
SHD	: 용액 열교환기
T	: 온도[°C]
X	: 농도[%]

하첨자

chi	: 냉수 유입구
con	: 응축기
CON-cw	: 응축기 냉각수
cwi	: 냉각수 유입구
eva	: 증발기
EVA-ch	: 증발기 냉수
gfd	: 재생기
HCA-cw	: 수냉각 흡수기의 냉각수
hca	: 수냉각 흡수기
high	: 고압부
low	: 저압부
REF	: 냉매
sys	: 시스템
SCA	: 용액 냉각 흡수기
WEAK	: 약용액

참고문헌

1. Phillips, B.A.: "Development of a High-Efficiency Gas-Fired Absorption Heat Pump for Residential and Small Commercial Application", Phase 1 Final Report, ORNL Report, ORNL/Sub/86-24610/1 (1990).
2. Phillips, B.: Proceedings of 2nd DOE/ORNL Heat Pump Conference (1988).
3. Bassols, J., Schneider, R., Veelken, H., Kuckelkorn, B. and Ohrt, D.: "1st Operation Results of a Gas-Fired 250kW Absorption Heat Pump with Plate-Fin Heat Exchanger", New Orleans: Proceedings of the International Absorption Heat Pump Conference, ASME AES-Vol. 31, 73-78 (1998).
4. Garimella, S. and Christensen, R.N.: "Gas-Fired Absorption System for Space Conditioning in Recreational Vehicles, New Orleans: Proceedings of the International Absorption Heat Pump Conference", ASME AES-Vol. 31, 287-294 (1994).
5. Fujimaki, S., Kawakami, R., Takei, T., Fujiwara, I. and Nakashima, Y.: "Analysis of Technical Tasks for Improving the Safety of Ammonia Absorption Heat Pumps", Proceedings of the International Absorption Heat Pump Conference, ASME AES-Vol. 31, 279-286 (1994).
6. Inoue, N., Iizuka, H., Ninomiya, Y. and Watanabe, K.: "COP Evaluation for Advanced Ammonia-Based Absorption Cycles", New Orleans: Proceedings of the International Absorption Heat Pump Conference, ASME AES-Vol. 31, 1-6 (1994).
7. Watanabe, K., Inoue, N., Iizuka, H. and Ninomiya, Y.: "Development of a Gas-Fired Ammonia Absorption Cooling System", the 29th Conference of the Society of Air-Conditioning and Refrigerating Engineers of Japan, 157-160 (1994).
8. Watanabe, K., Inoue, N., Iizuka, H. and Ninomiya, Y.: "Development of NH₃-H₂O Absorption Heat Pump Using GAX Cycle for Residential Use", Oji International Seminar, 23-28 (1997).