

흡수식 냉온수기의 부분부하에 따른 냉각수 변유량시 성능특성에 관한 연구

박 찬 우[†], 조 현 철^{*}, 강 용 태^{**}

LG전선(주) 기계연구소, ^{*}경희대학교 대학원 기계공학과, ^{**}경희대학교 기계산업시스템공학부

A Study on the Performance Characteristics of an Absorption Chiller for Variable Cooling Water Flow Rate at Partial Load Conditions

Chan Woo Park[†], Hyun Churl Cho^{*}, Yong Tae Kang^{**}

LG Cable Ltd., Machinery Research Center, Kyung-gi 431-080, Korea

^{*}Department of Mechanical Engineering, Graduate School, Kyung Hee University, Suwon 449-701, Korea

^{**}School of Mechanical and Industrial Systems Engineering, Kyung Hee University, Suwon 449-701, Korea

(Received September 16, 2002; revision received November 5, 2003)

ABSTRACT: In general, an absorption chiller or heat pump is operated under the constant cooling water flow rate condition even though the system works with a partial load. The objective of this paper is to study the effect of the cooling water flow rates and the temperature of cooling water on the system performance to find the energy saving method for the partial load operation of the double effect H₂O/LiBr absorption chiller. It is found that the performance of the system is sensitive to the temperature of cooling water than the cooling water flow rate, so the decrease of the performance due to reducing the cooling water flow rate can be overcome with the reduction of the cooling water temperature by 1°C. The flow rate of the cooling water flow rate ranges from 50% to 100% of the flow rate at normal conditions with a partial load. It is also found that the operation cost of the cooling water pump and the cooling tower can be reduced by 23%.

Key words: Partial load(부분부하), Cooling water(냉각수), Running cost(운전비), Absorption(흡수식), H₂O/LiBr(물/리튬브로마이드)

기 호 설 명

COP : 성적계수

H : 수두 [m]

\dot{m} : 유량 [kg/sec]

P : 동력 [kW]

p : 압력 [mmHg]

Q : 열전달량 [kW]

T : 온도 [°C]

그리스 문자

γ : 비중량 [kgf/m³]

ρ : 밀도 [kg/m³]

η : 효율

[†] Corresponding author

Tel.: +82-31-450-8344; fax: +82-31-450-8361

E-mail address: cwpark@cable.lg.co.kr

하첨자

- air : 공기
- cw : 냉각수
- e : 증발기
- F : fan
- in : 유입
- o : 기준값
- p : pump
- s : 공급

1. 서론

흡수식 냉동기는 냉매로 물 또는 암모니아와 같은 자연냉매를 사용하므로 환경오염에 대한 염려가 없는 환경친화형 시스템이다. 또한 동력 대신 열을 에너지원으로 사용하여 발전소 또는 소각장 등지에서 버려지는 폐열을 구동원으로 사용할 수 있고, 여름철에 상대적으로 가격이 저렴한 가스를 사용하므로 전기에너지의 소모를 줄여 에너지를 절약할 수 있는 시스템이다. 현재 중대형의 공조용으로는 물/리튬브로마이드 시스템이 널리 사용되고 있다. 흡수식 냉동기는 주 에너지원으로 가스 또는 폐열을 사용하지만 용액 및 냉매, 냉각수 순환에 필요한 펌프를 구동하기 위해 전기에너지를 필요로 한다. 증기압축식 시스템에 비해서 전기소모량은 극히 적으나 동일한 성능을 유지하면서 펌프동력에 소요되는 전기에너지 소모를 최소화할 수 있다면 생산단가 및 운전비용

을 상당량 절감할 수 있다.

흡수식 냉동기는 부분부하 운전시의 성능이 증기압축식 시스템에 비해 상대적으로 높다는 장점이 있다. 실제 작동시에는 최대부하보다는 부분부하에서 작동하는 시간이 더 많으므로 부분부하의 운전특성을 각 단계별로 파악하고 분석하여 설계에 적용하면 성능향상을 기대할 수 있다. 냉각수 순환유량 및 조건이 흡수식 시스템 성능에 미치는 영향에 대한 연구⁽¹⁻³⁾는 있지만, 전체적인 에너지 절감효과에 대한 연구는 극히 미미한 실정이다.

본 연구에서는 현재 가장 널리 사용되고 있는 738 kW급 물/리튬브로마이드 흡수식 냉온수기의 부분부하 운전특성을 성능에 영향을 미치는 변수에 따라 분석하고, 각 단계별 부분부하 운전시 냉각수 순환량 및 냉각수 입구온도의 변화에 따른 특성을 파악하여 냉각 순환수의 유량감소에 따른 펌프동력의 절감을 정량적으로 분석하는 데 목적이 있다.

2. 본론

흡수식 냉온수기 시스템은 냉각수의 유량과 냉각수의 온도에 영향을 받는다. 부분부하 운전에서 냉각수의 온도 및 유량변화가 흡수식 시스템의 성능에 미치는 영향과 냉각탑의 운전부하를 파악하기 위해서 적절한 실험장치를 설치하였다.

2.1 실험장치

Fig. 1에 나타낸 것과 같이 본 실험과 관련된 흡수식 냉온수기용 시스템은 738 kW급 냉온수

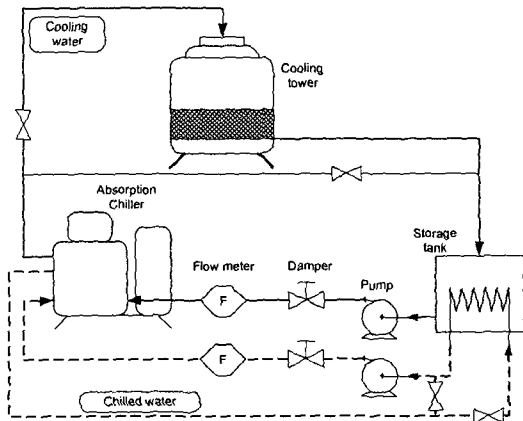


Fig. 1 Experimental apparatus.

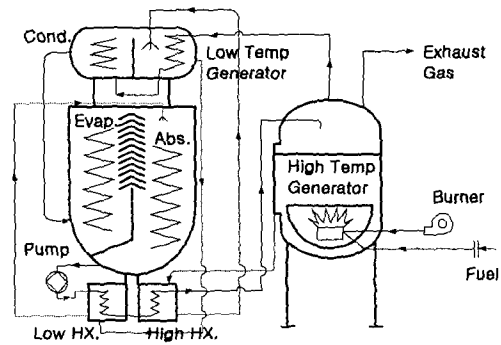


Fig. 2 Serial flow type absorption chiller.

Table 1 Test specification

Item	Standars	Case 1	Case 2
Pump efficiency	0.6	0.6	0.6
Head (H) [m]	30	30	30
Chilled water flow rate [m^3/h]	127	127	127
Heat supply [kW]	281~703	281~703	281~703
Chilled water outlet temp. [$^{\circ}\text{C}$]	7	7	7
Cooling water inlet temp. [$^{\circ}\text{C}$]	32	32	31
Cooling water flow temp. [$^{\circ}\text{C}$]	210	104~210	104~210

시스템 유닛과 냉각탑, 그리고 냉수 및 냉각수 온도조절용 밸브 등으로 이루어져 있다. 그리고 Fig. 2에 나타난 것과 같이 실험용 냉온수 흡수식 유닛은 738 kW급의 직렬 흐름방식 냉온수기이다.

2.2 실험조건

본 실험과 관련하여 738 kW급 흡수식 냉온수기의 실험조건은 Table 1과 같다. 실제 냉온수기에서는 부분부하일 경우에도 냉각수 입구온도 32 $^{\circ}\text{C}$ 기준으로 냉각탑이 가동된다. 냉각수의 유량을 부분부하에 따라 비례적으로 감소시키고 냉각수의 온도를 32 $^{\circ}\text{C}$ 혹은 31 $^{\circ}\text{C}$ 로 나누는 것에 따라 case 1, case 2로 분리하였다. 단, 50% 미만의 부분부하 운전시 냉각수의 유량은 최대 50%만 감소시켜 운전하였다.

2.3 냉각수 펌프, 냉각탑 동력

냉각수를 순환시키기 위한 펌프동력⁽⁴⁾은 다음과 같이 정의된다.

$$P_p(\text{kW}) = \frac{\gamma_{cw} \dot{m}_{cw} H}{102 \eta_p} \quad (1)$$

738 kW급 냉동기 기준으로 냉각수 유량과 양정을 Table 1과 같이 정의하였다. 냉각탑은 60 $^{\circ}$ 각도의 골 파인 플라스틱(Munters M12060, 피치 0.03 m) 충전재를 넓이 10 m^2 로 사용한 사각기계식 대향류 냉각탑에서 주위공기가 28 $^{\circ}\text{C}$, 1 atm이고 상대습도가 60%인 경우에 그 냉각팬의 소요동력을 계산하였다. 냉각탑의 열 수력학적 성능계산은 Merkel의 이론식을 적용한 냉각탑 설계 프로그램⁽⁵⁾을 사용하였고 충전재 성능에 대한 자료

는 EPRI GS-6370⁽⁶⁾과 Lowe and Christie⁽⁷⁾로부터 채택하였다. 냉각탑의 소요동력계산⁽⁵⁾은 다음과 같다.

$$P_F(\text{kW}) = \frac{\dot{m}_{air} \Delta p}{\rho_{air} \eta_F} \quad (2)$$

여기서 공기의 밀도는 냉각탑 입구온도를 기준으로 계산하였으며, Δp 는 공기유량에 따른 충전재 압력강하 및 기타 구조물의 압력강하의 합이다. 팬효율은 75%라고 가정하였다.

2.4 사이클 모델링 및 시뮬레이션

본 실험과 관련지어서 실험의 오류 및 정성적 변화를 파악하기 위해서 사이클 모사를 병행하였다. 이를 위하여 흡수식 시스템의 해석에 주로 사용하는 ABSIM(ABsorption SIMulation)을 사용하여 738 kW급 2중 효율 직렬흐름 물/LiBr 냉온수기를 모델링하였고 실험과 관련된 주요 인자 변화에 따라 실험과 계산을 동시에 수행하였다.

3. 결과 및 고찰

3.1 냉각수 유량 및 입구온도의 영향

Fig. 3은 냉각수의 입구온도와 유량의 변화에 따른 증발열량의 변화를 수치해석의 결과로 나타냈다. 냉각수 입구온도가 감소하면 흡수기에서 LiBr 수용액의 온도가 감소하게 된다. 이에 따라 흡수용액의 포화압력이 감소하므로 증발압력도 감소하여 냉매증발량이 증가하게 된다. 동일 유량조건에서 냉각수 입구온도의 변화에 따른 증발열량은 온도가 감소할수록 선형적으로 증가하는 것을

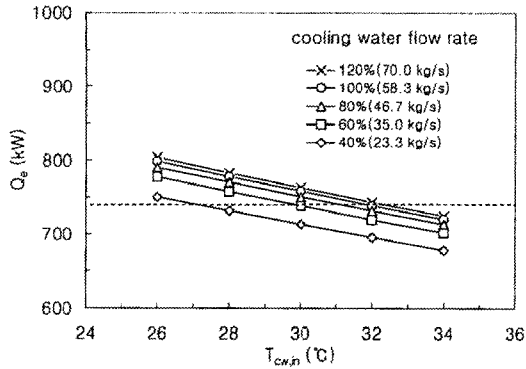


Fig. 3 Simulation result of cooling water temperature and flow rate effects.

볼 수 있으며, 이는 전 유량범위에서 동일하다. 그 이유는 냉각수 온도가 감소하면 내부 열전달 계수는 거의 일정한 반면, 냉각수와 흡수기 내 흡수액의 대수온도차(LMTD)는 증가하여 열전달 변화량은 온도변화에 비례하여 증가한다. 그림에서 보듯이 냉각수 입구온도를 고정시키면 냉각수 유량의 변화에 따른 성능변화를 알 수 있는데, 그 변화율은 냉각수량 120%에서 60%까지는 냉각수 온도변화에 비해 성능 변화폭이 작다. 그 이유는 냉각수 유량이 증가함에 따라 전열관 내부 열전달계수가 증가하여 총합 열전달계수값은 증가하나 냉각수와 흡수기 내 흡수액의 대수온도차는 감소하게 되어 두 값의 곱은 큰 변화가 없게 된다. 마찬가지로 유량이 감소함에 따라 내부 열전달계수가 감소하여 총합 열전달계수값은 감소하나 대수온도차는 증가하게 되어 열전달량은 큰 변화가 없게 된다. 하지만 냉각수 Re 수 0.8승에 비례하여 내부 열전달계수가 감소하기 때문에 냉각수 유량이 더욱 줄면 총합 열전달계수값의 감소가 커져서 전체 열전달량은 작아지게 된다.

그림에서 보듯이 점선으로 표시한 동일한 증발열량은 냉각수 입구온도와 냉각수 유량을 동시에 조절하여 얻을 수 있음을 알 수 있다. 예를 들어, 기준조건인 기준유량 상태인 58.5 kg/s와 온도 32°C에서의 증발열량과 기준유량의 60%인 35 kg/s와 온도 30°C의 조건에서의 증발열량은 차이가 없음을 알 수 있다. 즉, 냉각수 유량이 약 40% 줄더라도 냉각수 입구온도를 2°C 정도 내리면 냉방 성능이 회복됨을 알 수 있다.

Fig. 4는 표준 운전상태의 기준값으로 무차원화된 냉각수 유량 및 냉각수의 입구온도변화에 따

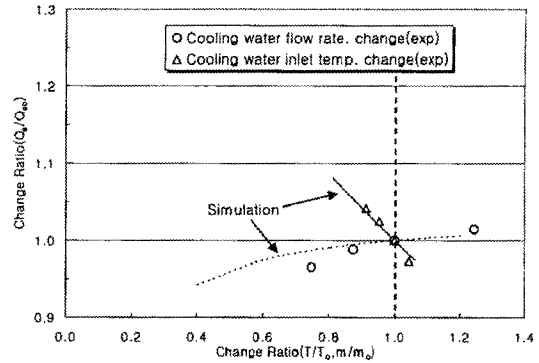


Fig. 4 Effect of cooling water temperature and flow rate.

른 증발기 성능변화를 나타낸 실제 실험값 및 수치해석값이다. 앞에서 설명하였듯이 증발기 성능은 냉각수 유량변화보다 냉각수 입구온도에 더 민감함을 알 수 있다. 그림에서 보듯이 실험값에 의하면 냉각수 유량변화를 50% 감소시 증발기 성능변화는 5% 감소를 나타내는 반면에 냉각수 온도변화 13% 감소에 성능은 7% 증가하는 값을 나타내었다. 실험결과와 수치계산결과는 다소 차이가 있으나, 실험에서 검증되듯이 냉각수 유량 변화보다 냉각수 입구온도변화에 성능이 민감함을 알 수 있다.

3.2 부분부하에 따른 냉각수 유량 및 입구온도 영향

Fig. 5는 본 실험에서 사용한 부분부하에 따른

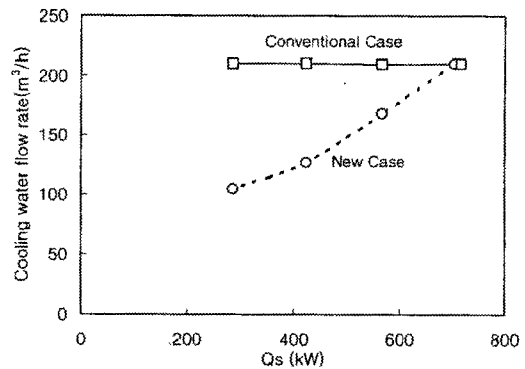


Fig. 5 Mass flow rate of the cooling water for standard and case 1, 2 with the partial load variation.

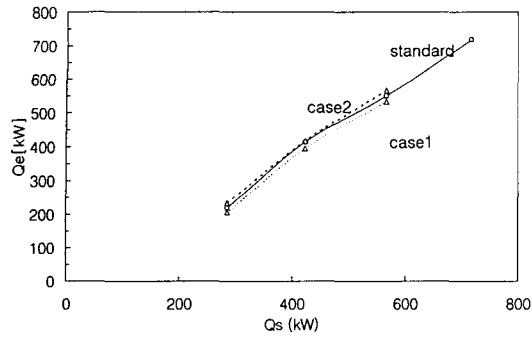


Fig. 6 Cooling capacity variation vs. heat supply.

냉각수 냉각유량을 나타낸다. 그림에서 위의 실선부분은 기존 운전방식에서의 냉각수 유량이고 아래 점선은 부분부하에 따른 냉각수 변유량 부분이다. 그림에서 보듯이 기존 운전방식은 부분 부하이더라도 냉각수 유량이 일정하므로 고정 운전동력으로 간주되어 왔다. 본 연구에서 채택한 새로운 운전방식은 부분부하에 따른 냉각수 유량 감소율을 부분부하에 따라 기존대비 비례적으로 줄였으며 부분부하가 50% 이하일 경우에는 Fig. 3에서 보듯이 성능이 총합 열전달계수의 감소영향이 크므로 이를 고려하여 냉각수 유량을 정격 대비 50% 이하로는 줄이지 않았다.

Fig. 6은 부분부하율에 따른 냉방용량변화의 실험결과이다. 냉각수 입구온도가 32℃인 case 1의 경우는 기존방식에 비해 냉방용량에서는 크게 차이가 나지는 않지만 전반적으로 다소 감소하는 경향을 보이고 있고, 냉각수 입구온도가 31℃인 case 2의 경우에는 전반적으로 기존 운전방식과 냉방용량이 동일하거나 유량 감소율이 적은 80%의 부분부하에서는 오히려 냉방열량은 커진다. 그 이유는 80%의 부분부하에서는 Fig. 4에서 언급했듯이 냉각수의 유량 저하보다 냉각수 입구온도 저하효과가 크기 때문이다.

Fig. 7은 부분부하 운전에 따른 증발압력의 변화를 나타낸 것이다. 부하량이 증가할수록 증발압력은 내려가며 냉각수 유량만 줄어든 case 1의 경우에는 기존 운전압력보다 다소 증가하는 결과를 보인다. 반면, 냉각수 유입온도를 내린 case 2의 경우에는 동일하거나 80% 부하에서는 더 내려감을 알 수 있다. 역시 이는 냉각수 유량감소 비율보다 온도감소 비율이 효과가 더 높아서 나온 결과이다.

Fig. 8은 표준의 경우와 case 1, case 2 경우의

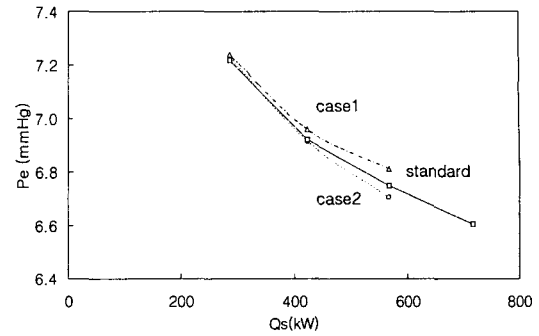


Fig. 7 Evaporator pressure vs. heat supply.

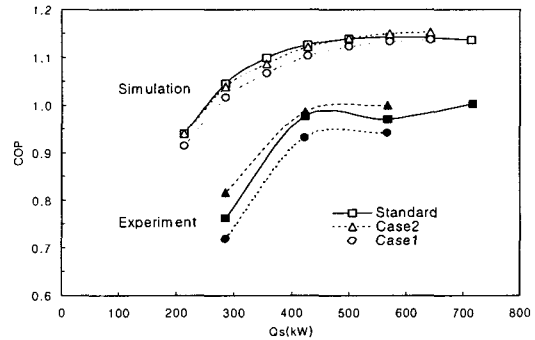


Fig. 8 COP variation vs. heat supply.

부분부하 운전에 따른 COP의 변화를 나타낸 것이다. 수치해석의 결과에서 표준조건인 경우 부분부하에 따른 COP의 변화는 냉각수의 입구온도가 부분부하에 따라 비례적으로 내려가는 일반적인 부분부하 특성과 달리 정격부하에서 60%까지는 큰 감소가 없다가 60% 이하에서는 급격히 감소하는 경향을 보이고 있다. 냉각수 유량이 비례적으로 줄어든 case 1의 운전에 따른 COP는 기존방식에 비해 다소 낮은 성능을 보이고 있는데 유량이 많이 줄어드는 부분부하 50%에서 그 차이가 더욱 커진다. 한편, 냉각수 입구온도가 낮은 case 2의 경우에는 case 1과 비슷한 경향을 나타내지만 냉각수 온도가 낮아 case 1보다 절대값이 다소 상승한 경향을 나타낸다. 냉각수 감소율이 적은 80% 이상의 부분부하에서는 오히려 높은 값을 나타낸다. 50% 부분부하에서는 기준조건보다 약간 낮은 값을 나타낸다. 하지만 50% 이하 부분부하에서는 냉각수 유량이 기준유량의 50%로 일정하므로 그 감소율은 다소 줄어든다. 실험에서도 계산결과와 비슷한 경향을 나타내고 있지만 case 2의 40% 부분부하에서는 실험오차에 의

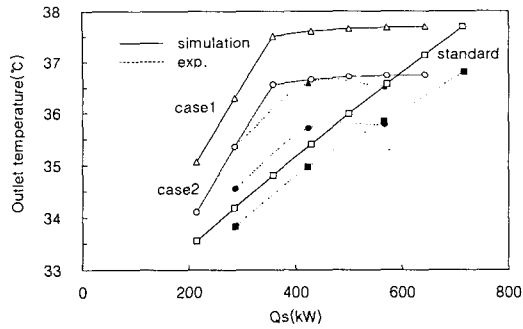


Fig. 9 Cooling water outlet temperature vs. heat supply.

해 수치해석과 다른 경향을 나타냈다. 실제 냉방 COP와 이론계산에 의한 COP는 차이가 나는데, 이는 이론 COP가 방열손실을 고려하지 않아서 나오는 것으로 판단된다.

Fig. 9는 부분부하에 따른 냉각수 출구온도의 변화를 나타낸 것이다. 기존방식의 냉각수 출구온도는 부분부하 감소에 따라 비례적으로 감소하는 것을 보이고 있고 계산에서도 동일한 경향을 나타낸다. 한편 실험결과에서 냉각수 유량만 감소한 case 1에서 냉각수 출구온도는 기존방식에 비해 출구온도는 최대 1.6°C 정도 높았으며, case 2에서는 최대 0.7°C 높았다. 계산의 경우에서도 동일한 경향을 보였다. 계산결과에서 정격부하와 부분부하 50%의 사이에서 냉각수 출구온도가 부하가 감소함에 따라 약간 감소하지만 비슷한 경향을 나타내는데 그 이유는 부하에 따른 냉각수 유량변화 비율이 냉각수 온도변화 비율과 비슷하기 때문이라고 판단된다. 부분부하 40% 경우에는 기존유량의 50% 유량으로 고정되어 있어 부하감소 비율이 냉각수량 감소 비율보다 더 크므

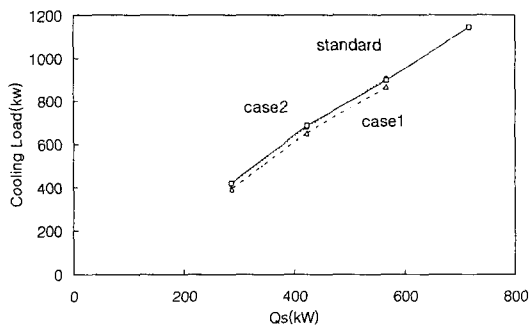


Fig. 10 Cooling tower heat duty vs. heat supply.

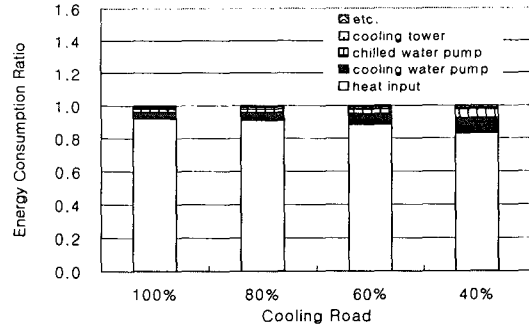


Fig. 11 Energy consumption ratio with cooling road.

로 냉각수 온도는 내려간다. 전체적으로 case 1과 case 2의 경우 냉각수 유량감소에 따라 냉각수 출구온도의 과도한 상승은 없다고 판단된다.

Fig. 10은 변유량에 따른 부분부하 운전시 냉각탑의 부하변동을 나타낸 그림이다. 부하가 증가함에 따라 냉각탑의 제거열량 부하는 거의 선형적으로 증가함을 알 수 있다. Case 2는 기존운전과 거의 비슷하지만 case 1은 기존운전에 비해 제거열량 부하가 전체적으로 다소 감소함을 보이는데 이는 비례적으로 냉방용량이 줄어드는 것과 관련되어 있다.

Fig. 11은 기존운전방식일 경우 정격 및 부분부하에서 운전소요동력을 항목별로 나타낸 것이다. 운전소요동력으로는 가열원인 가스, 냉각수펌프, 냉수펌프, 기타(용액 및 냉매펌프)로 나타낼 수 있다. 정격부하 및 부분부하 운전시 각각의 경우 소모되는 전체 에너지를 1로 보고 그중 항목별 소모에너지의 비율을 나타내었을 때 가스에너지가 가장 비중이 크나 낮은 부분부하로 갈수록 냉각수펌프 동력의 비중이 점점 커지며 전체적으로 냉각탑의 운전비용은 상대적으로 미미함을 알 수 있다. 따라서 냉각수펌프 동력을 감소하면 부분부하시 전체 운전비의 상당부분을 감소할 수 있다.

Fig. 12는 기존 운전방식 대비 냉각수량과 냉각수 온도를 내린 case 2의 냉각탑과 냉각수펌프의 운전동력을 부분부하별로 비교한 것이다. 그림에서 보면 기준부하일 경우 냉각수펌프 운전동력은 냉각탑 운전동력보다 대략 4배 정도 높게 운전이 된다. 따라서 냉각탑 운전동력보다 냉각수 운전동력을 줄이면 에너지 절감효과는 커지게 된다. 기존 운전방식에서는 부분부하에 따라 냉각수 유량이 변하지 않으므로 냉각수 펌프운전 비용은

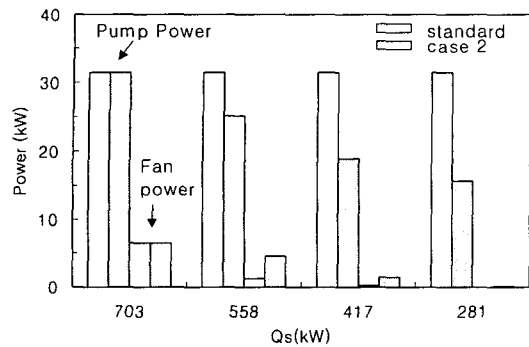


Fig. 12 Cooling water pump and cooling tower fan energy consumption with heat supply variation.

어는 경우든 일정하다. 반면 냉각수 유량이 비례적으로 줄어드는 냉각수 변유량 운전시에는 냉각수 동력이 비례적으로 감소하는 반면, 냉각탑 운전동력은 소량 증가하므로 전체적으로 에너지 절약효과는 커진다. 기존운전의 냉각수 출구온도를 32℃에서 냉각수 유량이 감소한 case 2의 31℃로 더 냉각할 경우에는 부분부하에서 냉각탑 운전동력이 평균 1.6 kW 더 증가하는데 그 양은 기존 부분부하 운전시 냉각탑과 냉각수펌프 소요 총동력의 4.9% 정도 증가한 것이다. 반면, 펌프 운전동력 11.5 kW의 감소는 기존 부분부하 운전소요 총동력의 37.6%의 감소를 의미한다. 100%에서 40% 범위에서 부분부하 운전시 case 2로 운전할 경우 기존과 동일한 성능을 유지하면서 냉각수 순환펌프와 냉각탑 팬의 소요동력을 기존대비 평균 약 23% 정도 절약할 수 있다.

4. 결 론

본 연구에서의 흡수식 냉온수기 시스템에서 부분부하시 냉각수 변유량 시스템의 특성에 대한 연구로부터 다음의 결론을 얻었다.

(1) 흡수식 시스템에서 냉각수 유량변화가 냉방성능에 미치는 영향보다 냉각수 입구온도 변화의 영향이 더 큼을 알 수 있다.

(2) 정격부하 표준운전에서 냉각수 유량이 약 60% 줄더라도 냉각수 입구온도를 2℃ 하강시키면 냉방성능이 회복됨을 알 수 있다.

(3) 부분부하 운전에 따라 냉각수의 유량을 비례적 줄였을 경우에 성능저하 현상은 냉각수 입

구온도를 1℃를 내림으로 기존운전과 비슷한 수준으로 회복할 수 있다.

(4) 냉각수펌프의 운전소비동력이 냉각탑 운전의 소비동력보다 약 4배 높으며, 기존 운전방식에서는 정격부하에서 낮은 부분부하로 갈수록 냉각수펌프 동력의 비중이 점점 커진다.

(5) 부분부하 운전시 냉각수 유량을 부하에 따라 비례적으로 변경하고 냉각수 입구온도를 1℃ 내렸을 경우 기존과 동일한 성능을 유지하면서 냉각수펌프와 냉각탑의 소요동력을 기존대비 평균 약 23% 정도 절약할 수 있다.

참고문헌

1. Hiroshi Ishino, Shigeru Kwasaki and Akinari Takeda, 2001, Analysis of Energy-Saving Effect for Absorption Air-Conditioning Systems by Means of Cooling Water Flow Rate Control, Japan Mechanics 11th Environment Engineering Symposium.
2. Chin, S.M., Jurng, J.S., Chung, B.C. and Choi, S.H., 2000, The system characteristics of hot water driven absorptin chiller for cooling water flow rates, Proceedings of the SAREK 2000 Summer Annual Conference, Vol. III, pp. 960-964.
3. Choi, B.K., Kim, J.D., Moon, C.G. and Yoon, J.I., 2001, Performance of the small-sized absorptin chillers by the temperature of the cooling water, Proceedings of the SAREK 2001 Summer Annual Conference, Vol. III, pp. 1329-1333.
4. Janna, W.S., 1993, Design of Fluid Thermal Systems, PWS-KENT Publishing Company.
5. Mills, A.F., 1995, Basic Heat and Mass Transfer, Richard D. IRWIN, Inc.
6. Johnson, B.M., 1990, Cooling tower performance prediction and improvement, Vols. 1 and 2, EPRI GS-6370, Electric Power Research Institute, Palo Alto, Calif.
7. Lowe, H.J. and Christie, D.G., 1961, Heat transfer and pressure drop data on cooling tower packings, and model studies of the resistance of natural draft towers to airflow,

- Paper 113, International Developments in Heat Transfer, Proceedings of the International Heat Transfer Conference, Boulder, Colo., August, ASME, New York.
8. Grossman, G., DeVault, R. and Creswick, F., 1995, Simulation and performance analysis of an ammonia-water absorption heat pump based on GAX cycle, ASHRAE Transaction, Vol. 101, No. 1, pp. 1189-1196.