

# 제습냉방시스템에서 요소성능이 시스템성능에 미치는 영향

장 영 수, 이 대 영<sup>†</sup>  
 한국과학기술연구원 에너지메카닉스

## Effects of Individual Components on the System Performance in a Desiccant Cooling System

Young-Soo Chang, Dae-Young Lee<sup>†</sup>

Energy Mechanics Research Center, Korea Institute of Science and Technology, Seoul 136-791, Korea

(Received August 8, 2007; revision received September 10, 2007)

**ABSTRACT:** Cycle simulation is performed for two types of the desiccant cooling system incorporating a regenerative evaporative cooler. The cooling capacity and COP are evaluated at various effectiveness values of the regenerative evaporative cooler, the desiccant rotor and the sensible heat exchanger. As either of the effectiveness of the regenerative evaporative cooler or the humidity effectiveness of the desiccant rotor increases, both the cooling capacity and COP increase, but the enthalpy leak ratio gives the opposite effect on the system performance. It is found that COP of cycle A mainly depends on the humidity effectiveness of the desiccant rotor, while for cycle B enthalpy leak ratio of desiccant rotor has the major impact on COP. The effect of the sensible heat exchanger on the cooling capacity is small about 1/10 compared with those of other components.

**Key words:** Desiccant cooling system(제습냉방시스템), Regenerative evaporative cooler(재생 증발냉각기), Desiccant rotor(제습로터), Component performance(요소성능)

기 호 설 명

COP : 성적계수

$D$  : 이슬점온도 [°C]

$f_m$  : 제습로터 제습제 분율

$i$  : 엔탈피 [kJ/kg]

$N$  : 제습로터 Ntu

$\dot{m}$  : 공기유량 [kg/s]

$Q$  : 열량 [kW]

$q$  : 제습부 단위유량당 냉방용량 [kJ/kg]

$r_{ex}$  : 외기 도입률

$S$  : 영향지수

$T$  : 온도 [°C]

그리스 문자

$\epsilon$  : 유용도

$\epsilon_r$  : 재생 증발냉각기 공칭 유용도

하첨자

$cool$  : 냉방

$h$  : 현열교환기

$i$  : 엔탈피

<sup>†</sup> Corresponding author

Tel.: +82-2-958-5674; fax: +82-2-958-5689

E-mail address: ldy@kist.re.kr

- pro : 제습부
- REC : 재생 증발냉각기
- reg : 재생부
- sup : 공급공기
- w : 습도

1. 서 론

흡착식 제습기는 주로 산업용 공기제습기로 이용되어 왔으며, 공조용으로 응용하는 예는 최근의 일이다. 제습기와 증발냉각기를 조합하여 고온 다습한 공기를 제습기를 이용하여 제습한 후 증발 냉각으로 온도를 낮추어 냉방을 공급할 수 있는 제습냉방시스템을 고안할 수 있다. 이 시스템은 기본적으로 흡착식 제습기와 증발냉각기의 장점을 취합한 시스템으로, 전기구동 냉방기 없이 열에너지만으로 냉방공급이 가능하다. 따라서 CFC계열의 냉매 사용에 의한 오존층 파괴 및 하절기 냉동기 가동에 의한 첨두 전력부하의 증가 등 기존의 냉방시스템에 의한 여러 가지 문제를 해결할 수 있다.<sup>(1,2)</sup>

직접 증발냉각기를 이용한 제습냉방시스템에서는 제습 후 다시 가습하여 냉각하는 과정으로 인하여 제습기가 처리하여야 하는 제습부하가 공조 공간에서 발생하는 잠열부하보다 상당히 크다. 따라서 습도가 높은 지역에서는 제습부하가 매우 커져서 냉방성능이 현저히 감소하게 된다. 반면에 공급공기의 습도증가 없이 증발 냉각효과를 얻을 수 있는 재생 증발냉각기를 적용한 제습냉방시스템은 외기조건 변화에 따른 시스템의 성능

변화가 상대적으로 작으며, 증발냉각기를 적용한 제습냉방시스템보다 동일한 냉방효과를 얻기 위한 시스템의 크기를 약 1/3로 줄일 수 있으며, 성적계수는 3배 이상 증가하는 것으로 알려져 있다.<sup>(2)</sup>

재생 증발냉각기를 적용한 제습냉방시스템은 재생 증발냉각기, 제습로터, 현열교환기, 가열기 등으로 구성되며, 전체 시스템의 성능은 각 구성요소의 성능에 의하여 결정된다. 본 연구에서는 현열교환기의 설치 위치가 다른 2가지 제습냉방시스템에 대하여 사이클 시뮬레이션을 수행하였다. 2가지 시스템의 장단점을 비교하며, 각 구성요소의 성능이 전체 시스템에 미치는 영향을 비교 분석한다.

2. 시스템의 구성

재생 증발냉각기(Regenerative Evaporative Cooler, REC)는 건채널과 습채널이 쌍을 이루는 구조로 되어있으며, 건채널을 통과한 공기의 일부가 습채널을 통과하도록 구성된다. 습채널 표면에서 물이 증발되어 냉각되며, 상대적으로 온도가 높은 건채널로부터 열을 흡수한다. 결과적으로 건채널을 통과하는 공기는 습도 증가 없이 최대 이슬점온도까지 냉각될 수 있다.<sup>(3-5)</sup>

제습로터, 현열교환기, 재생 증발냉각기 등을 이용하여 구성요소의 배치가 다른 2가지 제습냉방시스템을 Fig. 1에 나타내었으며, 이 시스템에서의 공기상태 변화를 Fig. 2의 습공기선도에 나타내었다.

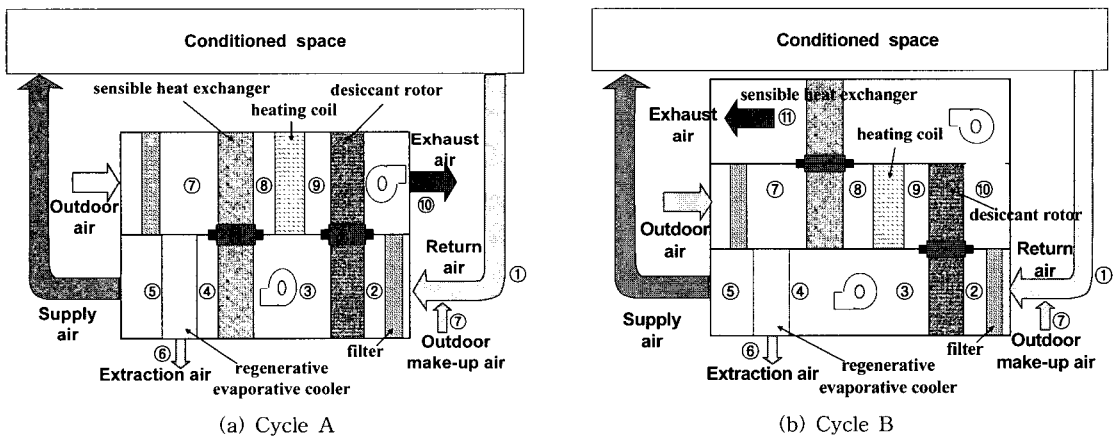


Fig. 1 Desiccant cooling system incorporating a regenerative evaporative cooler.

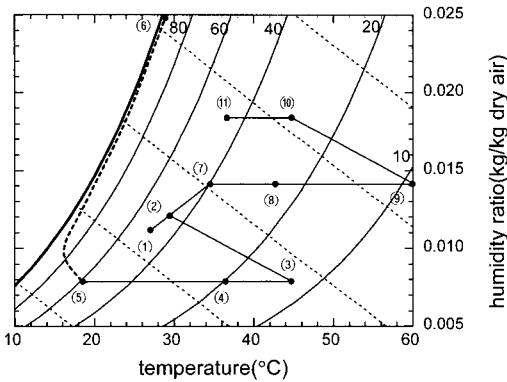


Fig. 2 Psychrometric chart of the desiccant cooling system.

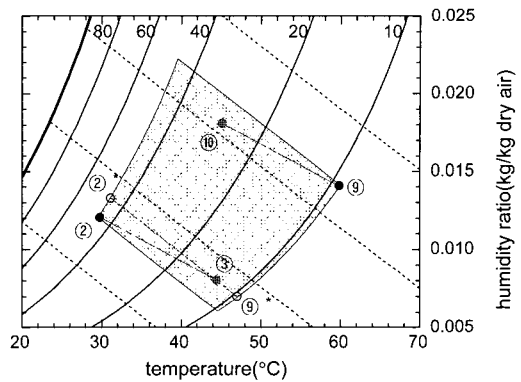


Fig. 3 Psychrometric variation of the air through of a desiccant rotor.

실내 흡입공기(①)와 실외공기(⑦)를 일정비율로 혼합한 공기(②)가 제습로터의 제습부로 흡입되며, 재생측으로는 100% 외기가 흡입된다. Cycle A의 구성은 다음과 같다. 제습로터의 제습부로 흡입된 공기(②)는 제습로터를 지나며 고온건조해지고(②→③), 제습로터의 재생부로 흡입되는 외기와 열교환하며 냉각된다(③→④). 주된 냉각효과는 재생 증발냉각기를 통과하는 동안(④→⑤) 일어나며, 습채널측으로 추가되어 배기되는 공기(⑥)를 제외한 공기가 공조공간에 공급된다. 실외에서 흡입되어 실내 흡입공기와 혼합되는 공기의 양이 추가 유량과 동일하면 실내 정압이 일정하게 유지된다. Cycle B는 Cycle A와 유사하나, 재생공기를 예열하기 위한(⑦→⑧) 현열교환기의 고온부 흡입유체로 제습로터 재생부 출구의 배기를 이용하는(⑩→⑪) 점이 다르다.

### 3. 각 구성요소의 모델링

제습로터는 제습부분과 재생부분으로 이루어지며, 제습로터에서의 공기상태 변화는 Fig. 3에 나타낸 바와 같다.<sup>(6,7)</sup> 제습로터에서는 온도와 습도가 모두 변하므로, 제습로터의 출구 공기상태를 나타내기 위해서는 두 개의 성능지수가 필요하다. Lee et al.<sup>(7)</sup>은 다음과 같은 성능지수를 제안한 바 있다.

$$\epsilon_w = \frac{w_{2*} - w_3}{w_{2*} - w_{9*}} \quad (1)$$

$$\epsilon_i = \frac{i_3 - i_2}{i_9 - i_2} \quad (2)$$

위 식에서  $w_{2*}$ 와  $w_{9*}$ 는 Fig. 3에 나타낸 바와 같이, 제습부 출구 상태점을 통과하는 등엔탈피선이 각각 제습부 입구 상대습도선과 재생부 입구 상대습도선과 만나는 점의 절대습도를 의미한다.  $\epsilon_w$ 는 이상적으로 얻을 수 있는 제습량에 대한 실제 제습량의 비로 습도 유용도를 의미하며,  $\epsilon_i$ 는 재생부로부터 제습부로의 엔탈피 누설률을 의미한다. 이 성능지수들은 이상적인 경우 각각 1과 0이 된다. 재생부 출구 상태는 제습부 유동과의 에너지 및 물질평형 관계에 의해 결정된다. 본 연구에서는 제습부와 재생부의 공기유량이 동일한 경우를 고려하였다.

재생 증발냉각기의 유용도는 이상적으로 얻을 수 있는 최대 온도차에 대한 실제 온도차로 정의하였다. 재생 증발냉각기 출구의 이상적인 최저 온도는 유입공기의 이슬점온도이다.

$$\epsilon_{rec} = \frac{T_4 - T_5}{T_4 - D_5} \quad (3)$$

재생 증발냉각기의 냉각 성능은 습채널로의 추기율에 의존한다. 습채널로의 추기율이 커지면 냉각 유용도는 커지지만 공급유량은 감소하므로, 냉각용량을 최대로 하는 최적의 추기율이 존재하며, 대략 0.3 근처인 것으로 알려져 있다.<sup>(3-5)</sup>

재생 증발냉각기의 냉각성능은 유입공기의 온

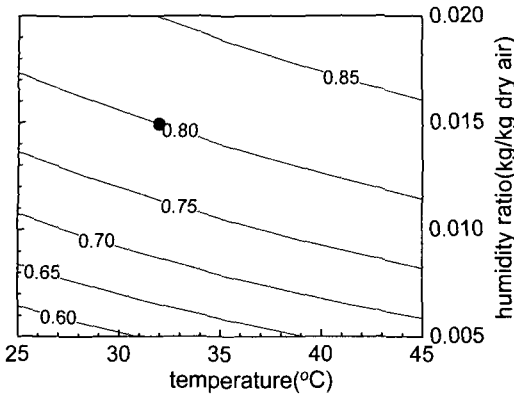


Fig. 4 Effectiveness variation of the REC when the nominal effectiveness is 0.8 and the extraction ratio is 0.3.

습도에도 의존한다. 제습로터 성능지표가 달라지면 재생 증발냉각기 유입공기의 온습도 조건이 변화하므로, 이에 따른 재생 증발냉각기의 냉각 성능 변화를 반영할 수 있어야 한다. Lee et al.<sup>(4,5)</sup>의 선행 연구결과를 이용하여, 추기율이 0.3이고, 유입공기 조건 32 °C, 50% RH에서 유용도가 0.8인 재생 증발냉각기의, 유입공기 온습도 조건 변화에 따른 유용도 변화를 Fig. 4에 나타내었다. 유입조건 변화에 따라 유용도가 상당히 많이 변화함을 알 수 있다. 본 연구에서는 추기율 0.3, 유입공기 조건이 32 °C, 50% RH인 경우의 유용도를 재생 증발냉각기의 공칭 유용도로 하고  $\epsilon_r$ 로 표기한다.

현열교환기의 성능은 고온부 입구온도와 저온부 입구온도 차이에 대하여, 고온부 또는 저온부의 입출구 온도차의 비로 정의한다.

$$\text{Cycle A : } \epsilon_h = \frac{T_8 - T_7}{T_3 - T_7} \quad (4)$$

$$\text{Cycle B : } \epsilon_h = \frac{T_8 - T_7}{T_{10} - T_7} \quad (5)$$

시스템의 냉방용량은 실내 공급공기의 질량유량과 실내공기와 공급공기의 엔탈피차를 이용하여 다음 식과 같이 구할 수 있다.

$$Q_{cool} = \dot{m}_{sup}(i_1 - i_5) \quad (6)$$

재생공기를 재생온도까지 가열하는 데 소모되는 재생열량은 다음 식과 같이 구하였다.

$$Q_{reg} = \dot{m}_{reg}(i_9 - i_8) \quad (7)$$

제습부와 재생부의 공기유량이 동일하므로, 시스템의 제습부 또는 재생부 공기유량과 실내 공급 공기유량과의 관계는 다음과 같다.

$$\dot{m}_{pro} = \dot{m}_{reg} = \frac{\dot{m}_{sup}}{1 - r_{ex}} \quad (8)$$

여기서  $r_{ex}$ 는 추기율 또는 외기공기의 도입비율을 의미하며, 본 연구에서는 0.3으로 일정하게 유지하였다.

제습부 단위 유량당 냉방용량과 성적계수를 다음과 같이 정의하였다.

$$q = \frac{Q_{cool}}{\dot{m}_{pro}} = (1 - r_{ex})(i_1 - i_5) \quad (9)$$

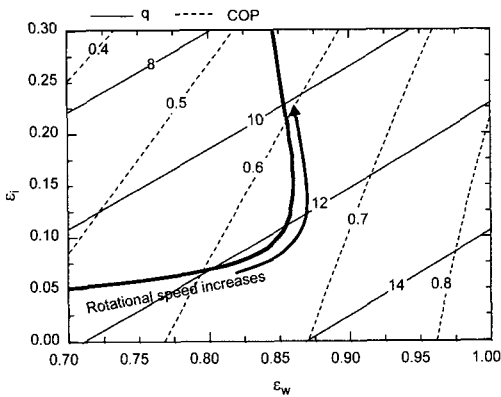
$$\text{COP} = \frac{Q_{cool}}{Q_{reg}} = (1 - r_{ex}) \frac{i_1 - i_5}{i_9 - i_8} \quad (10)$$

#### 4. 성능해석 결과 및 분석

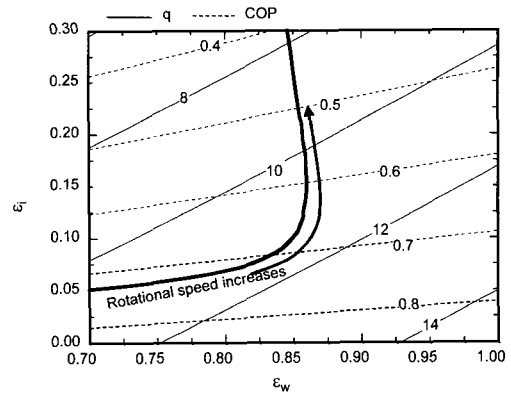
실내공기는 27°C, 50% RH, 실외공기는 35°C, 40% RH로 일정하게 유지하고, 재생온도 60°C인 경우에 대하여 시스템 성능을 해석하였다. 외기공기의 도입비율은 전체 공급공기의 30%로 두 시스템에 일정하게 적용하였다.

재생 증발냉각기의 공칭유용도가 0.8이고, 현열교환기의 유용도가 0.8인 경우, 제습로터의 습도 유용도와 엔탈피 누설률에 따른 냉방용량과 성적계수의 등고선을 Fig. 5에 나타내었다. 이 그림에는 Lee et al.<sup>(6)</sup>의 연구를 참조하여 제습로터의 회전수 변화에 따른 제습로터 성능지수의 변화 궤적도 함께 나타내었다. 제습제 제습제는 실리카겔, 제습제 분율  $f_m$ 은 0.5, Ntu  $N$ 은 7이며, 제습로터 회전수는 분당 10회전에서 100회전까지 증가한다.

사이클 A와 B에서 제습로터 성능지수의 변화



(a) Cycle A



(b) Cycle B

Fig. 5 Effects of desiccant rotor performance ( $\epsilon_r = 0.8$  and  $\epsilon_h = 0.8$ ).

에 따른 냉방용량의 변화는 유사한 경향을 보이며, 사이클 A가 B에 비하여 5~10% 정도 크다. 제습로터의 습도 유용도가 클수록, 엔탈피 누설률이 작을수록 냉방용량이 증가한다. 습도 유용도가 증가하거나 엔탈피 누설률이 감소하면, 제습로터 제습부 출구습도  $w_3$ 이 감소하고 결과적으로 공급공기의 엔탈피가 감소하여 냉방용량이 증가하게 된다.

한편 성적계수가 제습로터 성능인자에 의존하는 형태는 두 사이클이 전혀 다른 모습을 보인다. 사이클 A의 경우 습도 유용도가 증가하면 제습부 출구온도  $T_3$ 이 상승하는데, 그 결과 현열교환기를 통한 재생측의 열회수가 증가하여 공기가 열기 입구온도  $T_8$ 이 증가하고, 이로 인해 재생 열공급이 감소하게 된다. 결과적으로 냉방용량은 증가하고 재생 열공급은 감소하므로 성적계수는 크게 증가한다. 엔탈피 누설률이 감소하는 경우, 냉방용량은 증가하지만, 제습부 출구온도  $T_3$ 이 감소하여,  $T_8$ 이 감소하고 결과적으로 재생 열공급이 증가하게 되므로, 성적계수는 완만하게 증가하는 경향을 보인다.

사이클 B의 경우, 엔탈피 누설률이 감소하면, 재생부 출구온도  $T_{10}$ 이 증가하고, 이로 인해 현열교환기 열회수율이 증가하여, 재생열공급이 감소하게 된다. 이 경우 냉방용량은 증가하므로 성적계수는 크게 증가한다. 반면 습도 유용도가 증가하는 경우에는 냉방용량은 증가하지만, 재생부 출구온도  $T_{10}$ 이 감소하여 재생열공급이 증가하

로 성적계수의 변화는 상대적으로 작다.

전술한 바와 같이 Fig. 5에는 제습로터 회전속도 변화에 따른 성능지수의 변화 궤적을 함께 나타내었다. 제습로터의 재질, 형상 등이 주어졌을 때, 제습로터 회전속도가 저속인 경우에는 엔탈피 누설률이 작고 습도 유용도가 회전속도에 비례하여 증가하다가, 회전속도가 빨라지면 습도 유용도는 거의 일정한 상태에서 엔탈피 누설률만 증가하게 된다. 이 제습로터를 적용하는 경우 사이클 A가 사이클 B보다 최대 냉방용량은 크지만 성적계수는 작다. 제습로터 회전속도 증가에 따른 냉방용량 변화 경향은 사이클 A와 B가 동일한 반면, 성적계수의 변화는 상이하다. 사이클 A에서는 성적계수가 최대가 되는 회전속도가 존재하고 회전속도가 커지면 성적계수가 완만하게 감

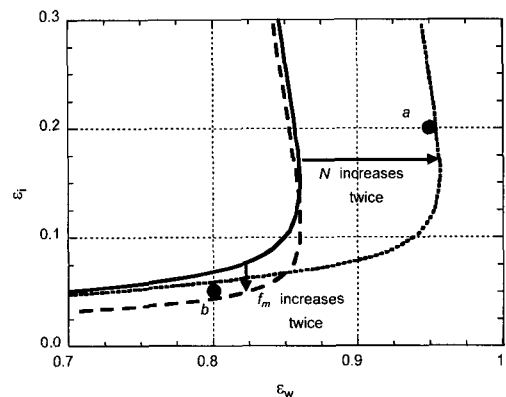


Fig. 6 Change of desiccant rotor performance in cases of  $N$  and  $f_m$  increasing twice.

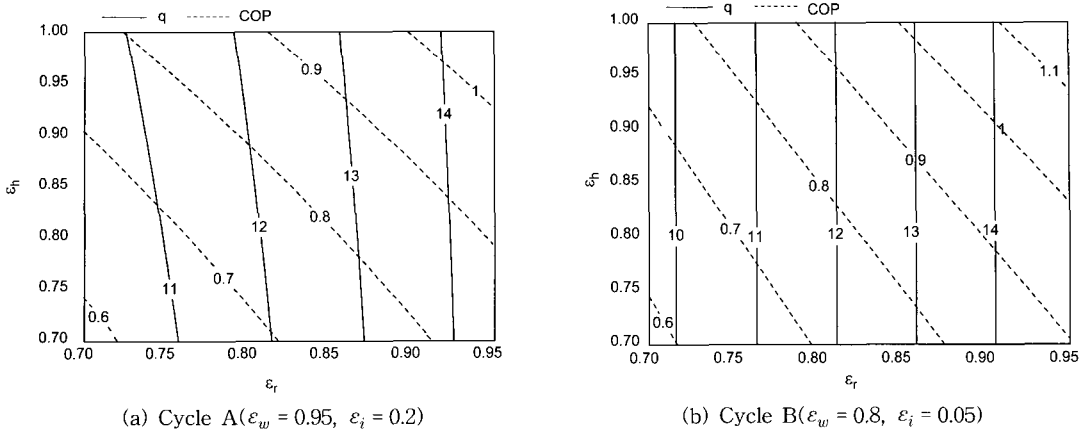


Fig. 7 Effects of regenerative evaporative cooler and sensible heat exchanger.

소한다. 사이클 B에서는 회전속도가 작을 때 성적계수가 거의 일정하다가, 회전속도가 빨라지면 급격히 감소하게 된다.

제습로터의  $Ntu$   $N$ 와 제습제 분율  $f_m$ 이 기준 조건으로부터 각각 2배로 증가하는 경우의 성능지수 변화 궤적을 수치해석으로 구하여 Fig. 6에 나타내었다.  $Ntu$ 가 2배로 증가하는 경우 습도 유용도는 증가하지만 엔탈피 누설률의 변화는 상대적으로 작으며, 제습제 분율이 증가하는 경우는 그 반대로 습도 유용도 변화는 거의 없으며, 엔탈피 누설률이 감소한다.

제습냉방시스템의 성적계수 향상을 위해서 사이클 A에서는 습도 유용도를 증가시키는 것이 효과적인 반면, 사이클 B에서는 엔탈피 누설률을 감소시키는 것이 필요하며 습도 유용도의 영향은 크지 않음을 Fig. 5에서 알 수 있다. 이러한 사실을 Fig. 6의 결과와 종합할 때, 제습냉방시스템의 성능향상을 위해서 사이클 A에서는 제습로터의  $Ntu$ 를 증가시키는 것이 효과적이며, 사이클 B에서는  $f_m$ 을 증가시키는 것이 필요하다.

재생 증발냉각기의 공칭유용도와 현열교환기 유용도가 시스템 성능에 미치는 영향을 Fig. 7에

나타내었다. 사이클 A에서는 제습로터의 습도 유용도와 엔탈피 누설률을 각각 0.95, 0.2로 일정하게 하였으며, 사이클 B에서는 0.8, 0.05로 일정하게 하였다. 이 값들은 Fig. 6에 각각 a, b로 표시한 지점이다.

사이클 A와 B 모두에서, 재생 증발냉각기의 유용도 증가에 따라 냉방용량이 증가하며 재생열량은 변함없으므로 성적계수는 냉방용량에 비례하여 증가한다. 현열교환기의 유용도가 증가하면, 사이클 A에서는 증발냉각기 입구온도가 감소하여 공급온도가 감소하기는 하지만 냉방용량의 증가는 크지 않으며, 사이클 B에서는 냉방용량에 전혀 영향을 미치지 않는다. 한편 현열교환기의 유용도 증가는 재생 열공급을 감소시키는 효과가 있으므로 성적계수는 현열교환기 유용도 증가에 따라 사이클 A와 B 모두에서 증가한다.

제습냉방시스템 주요 구성요소의 성능이 시스템 성능에 미치는 영향의 크기를 비교하기 위하여 다음과 같이 영향지수를 정의한다.

$$S_q = \frac{1}{q} \frac{\Delta q}{\Delta \epsilon} \tag{11}$$

Table 1 Comparison of the effects of individual component performance

Cycle	$S_{q_w}$	$S_{q_i}$	$S_{q_r}$	$S_{q_h}$	$S_{COP_w}$	$S_{COP_i}$	$S_{COP_r}$	$S_{COP_h}$
A	1.20	-1.46	1.52	0.115	2.00	-0.543	1.52	0.866
B	1.03	-1.57	1.80	0	0.247	-2.52	1.80	0.838

$$S_{COP} = \frac{1}{COP} \frac{\Delta COP}{\Delta \epsilon} \quad (12)$$

$S_q$ 는 각 성능지수의 미소 변화가 냉방용량의 변화에 미치는 영향을 나타내며,  $S_{COP}$ 는 성적계수의 변화에 미치는 영향을 나타낸다.

사이클 A와 B에서 주요 구성요소의 냉방용량 영향지수와 성적계수 영향지수를 Table 1에 정리하였다. 영향지수 계산은 사이클 A, B에 대하여 각각 다음의 조건에서 성능지수를 0.01만큼 증가시킨 경우의 성능변화로부터 구하였다.

Cycle A :  $\epsilon_w = 0.95$ ,  $\epsilon_i = 0.2$ ,  $\epsilon_r = 0.8$ ,  $\epsilon_h = 0.8$

Cycle B :  $\epsilon_w = 0.8$ ,  $\epsilon_i = 0.05$ ,  $\epsilon_r = 0.8$ ,  $\epsilon_h = 0.8$

사이클 A, B 모두에서 재생 증발냉각기의 유용도가 냉방용량에 가장 큰 영향을 미치며, 제습로터 엔탈피 누설률과 습도 유용도의 영향이 그 다음이다. 이 세가지 성능인자가 냉방용량에 미치는 영향의 정도에 큰 차이는 없으나, 현열교환기의 영향은 매우 작은 것으로 나타났다.

성적계수에 대하여는, 사이클 A에서는 제습로터 습도 유용도가 미치는 영향이 가장 크고, 그 다음이 재생 증발냉각기, 현열교환기의 순서이며, 사이클 B에서는 제습로터 엔탈피 누설률, 재생 증발냉각기, 현열교환기의 순서이다. 사이클 A에서 제습로터 습도 유용도와 재생 증발냉각기가 성적계수에 미치는 영향의 크기는 현열교환기가 미치는 영향의 대략 2배 이상이며, 사이클 B에서는 제습로터 엔탈피 누설률과 증발냉각기의 영향이 현열교환기의 2배 이상이다.

## 5. 결 론

재생 증발냉각기를 적용한 제습냉방시스템에서 열회수 현열교환기의 위치가 다른 2가지 시스템의 성능을 시뮬레이션을 통하여 비교하였으며, 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 주요 구성요소의 일반적인 성능 범위에서 사이클 A가 사이클 B보다 냉방용량은 5~10% 크고, 성적계수는 5~10% 정도 작다.

(2) 성능향상을 위해서 사이클 A에서는 제습로

터의 Ntu를 향상시키는 것이 효과적이며, 사이클 B에서는 제습재료 흡습성능 향상이 효과적이다.

(3) 사이클 A, B 모두에서 재생 증발냉각기의 유용도가 냉방용량에 가장 큰 영향을 미치며, 제습로터의 영향이 그 다음이다.

(4) 성적계수에 미치는 영향은 사이클 A에서는 제습로터 습도 유용도와 재생 증발냉각기가 가장 크며, 사이클 B에서는 제습로터 엔탈피 누설률과 증발냉각기가 가장 크다.

(6) 현열교환기의 유용도가 냉방용량에 미치는 영향은 사이클 A에서는 다른 요인들의 1/10 이하이며, 사이클 B에서는 아무 영향도 미치지 않는다.

## 참고문헌

1. Daou, K., Wang, R. Z. and Xia, Z. Z., 2006, Desiccant cooling air conditioning : a review, Renewable and Sustainable Energy Reviews, Vol. 10, pp. 55-77.
2. Lee, J. W., Lee, D. Y. and Kang, B. H., 2004, Cycle simulation of a desiccant cooling system with a regenerative evaporative cooler, Korean J. Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 16, pp. 566-573.
3. Maclaine-Cross, I. L. and Banks, P. J., 1983, A general theory of wet surface heat exchangers and its application to regenerative evaporative cooler, Journal of Heat Transfer, Vol. 103, pp. 579-585.
4. Lee, D. Y., Yoon, Y. I. and Lee, J. H., 2002, Optimal design and performance evaluation of a finned regenerative evaporative cooler, Proc. 12th IHTC, pp. 261-266.
5. Song, G. E. and Lee, D. Y., 2006, Development of a compact regenerative evaporative cooler, Proc. 13th IHTC, HEX-30.
6. Kodama, A., Hirayama, T., Goto, M., Hirose, T. and Critoph, R. E., 2001, The use of psychrometric charts for the optimisation of a thermal swing desiccant wheel, Applied Thermal Engineering, pp. 1657-1674.
7. Lee, D. Y., Lee, G. and Kim, M. S., 2007, A

- proposal for new definition of performance indices of a desiccant rotor, Korean J. Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 19, pp. 537-544.
8. Lee, G., Kim, M. S. and Lee, D. Y., 2005, Derivation and analysis of dimensionless parameters dominating the dehumidification characteristics of a desiccant Rotor, Korean J. Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 17, pp. 611-619.