

# 제습냉방 시스템 소개

## 1. 서론

2011년 가을 대규모 단전 사태는 우리나라의 에너지 소비구조의 문제를 여실히 보여준 사건으로 이런 사태를 방지하기 위해서는 전기위주의 에너지 소비구조를 탈피할 필요가 있다. 이러한 노력으로 열을 이용하는 냉방기를 통한 열수요 확보로 동고 하저의 열수요 불균형을 해소하고자 하는 시도가



### 정재동

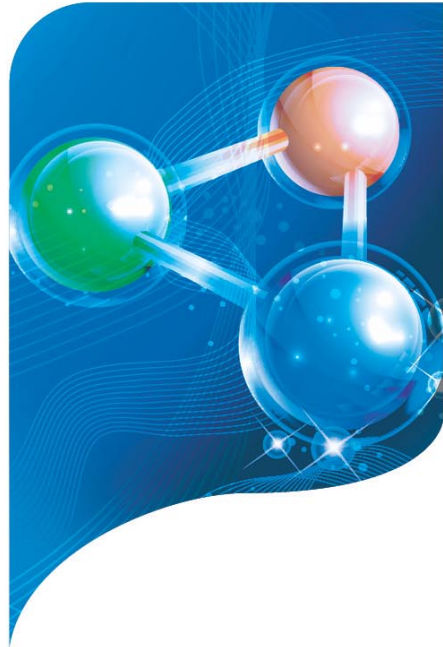
jdchung@sejong.ac.kr

서울대학교 기계공학과 학사  
서울대학교 대학원 기계공학과 석박사 졸업  
現 세종대학교 교수  
대한설비공학회 총무이사  
대한기계공학회 총무이사  
IJARA Editor

최근 각광을 받고 있다. 열을 이용하는 냉방 방식으로 흡수식 냉동기가 많이 사용되고 있으나, 이는 고온을 요구하며 저온의 온수를 활용하는 중대형의 집단에너지 망에 직접 연계하여 사용하기에는 곤란하고, 중소형의 태양열에서도 공급온도에 문제가 있다.

제습냉방이란 제습기를 이용하여 공기 중의 습기를 제거하여 잠열부하를 처리하며, 건조한 공기 속에서 물 증발이 활발히 일어나는 원리를 이용, 공기 온도를 낮추어 냉방을 공급하는 방법이다. 일반 증기압축식 냉동기와는

## Plant Technology



달리 압축기를 구동하는 에너지원 대신 제습기에 흡착/흡수된 수분을 날려 보내고 제습기를 재생시키기 위해 열을 이용한다. 이때 소요되는 열은 상대적으로 저온이 활용될 수 있기에 태양열, 지역난방수 등의 이용관점에서 장점을 가지고 있다. 또한 잠열부하는 흡습식 제습로터가, 현열부하는 증발냉각기가 담당하므로 공급공기의 습도와 온도를 서로 독립적으로 제어할 수 있는 장점이 있어 실내 공기질 문제에서 유리하며, 물의 증발잠열을 이용하여 냉방을 공급하므로, CFC 계열 냉매에 의한 오존층 파괴문제와도 전혀 관련이 없는 환경친화적인 냉방시스템으로 많은 주목을 받고 있다. 제습냉방의 장점을 요약하면 아래와 같다.

- 제습냉방 적용 시 국가적 측면에서의 장점

• 하절기 전력피크 완화:

하절기 평균부하와 최대부하간 편차를 상당부분 감소.

정량적 환산: 1,080 MW 저감(원자력 1기 상

당) (2020년 기준).  
발전소 투자비 절감: 7,152억 원 절감 (2020년 기준).

- 냉매 대체에 의한 온실가스 절감: 46억 3천 톤.
- 하절기 가스 공급조절  
천연가스 저장탱크 감소량: 21기 (기당: 6억 3천 톤).  
저장탱크 공사비 절감: 약 1조 7천억 원.

- 제습냉방 적용 시 사용자 측면에서의 장점
  - 전기 에어컨 대비 연간 냉방운영비용 50% 이상 절감 효과.
  - 전기 누진제 완화로 사용자 냉방요금 절감.
  - 하절기 다습한 우리나라 기후특성상 제습냉방을 통한 쾌적한 실내환경 조성.
  - 자체적인 실내 환기/청정 기능으로 별도의 환기시스템 설치 감소.

그림 1은 지역 열공급을 열원으로 이용한 제습냉방 시스템을 냉방용량 120 kW로 재생열원으로 지역난방(재생공기온도 70℃이하)을 사용하여 건물을 냉방한 사례이다. 본 고에서는 저자의 기존 연구논문들을 중심으로, 제습냉방의 개념 및 연구분야, 적용사례 등을 간략히

소개하고자 한다. 새로운 연구결과가 아니라 기존에 발표한 논문 및 관련 자료를 정리하여 제습냉방 시스템을 소개하는 것을 목적으로 한다.

## 2. 고체 제습냉방

고체 제습냉방 시스템은 그림 2에 나타난 바와 같이 제습로터, 현열교환기, 증발식 냉각기, 재생공기 가열기 등으로 구성된다. 공조공간으로 공급하기 위해 혼합된 공기는 (①+⑦)→② 제습로터를 지나며 고온건조해지고 (②)→③, 재생을 위해 유입된 공기와 열교환하며 냉각된다 (③)→④. 이 때, 재생을 위해 혼합된 공기를 재생형 증발식 냉각기를 통과시켜 습도변화없이 냉각시키고 (④)→⑤, 직접 증발식 냉각기로 추가 냉각되어 (⑤)→⑥ 공조공간으로 공급된다. 한편 외기는 현열교환기를 통과하여 열을 얻은 후 (⑦)→⑨, 제습로터의 재생을 위해 고온으로 가열된다 (⑨)→⑩. 제습로터의 재생부를 통과하면서 제습로터에 흡착된 수분을 증발시킨다 (⑩)→⑪).

### 2.1 제습로터

제습로터는 제습냉방 시스템의 가장 중요한 구성요소

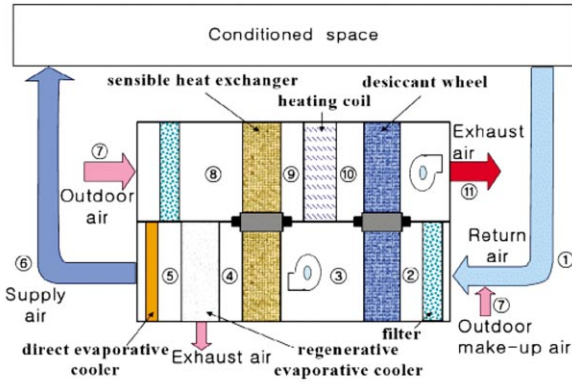


(a) Infracity Commercial Center

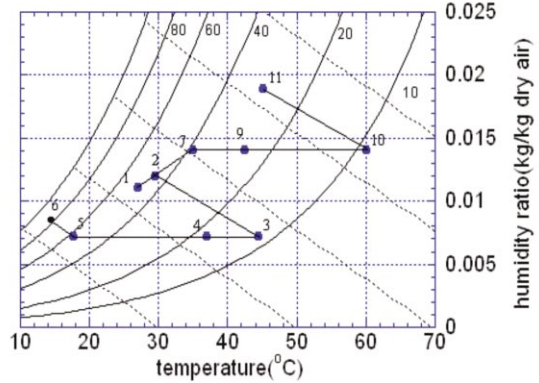


(b) 제습냉방 시스템

[그림 1] 스웨덴 스톡홀름의 제습냉방 시스템을 이용한 건물냉방



(a) System configuration



(b) Psychrometric chart

[그림 2] 고체 제습냉방 시스템

로서, 실리카겔이나 제올라이트 등의 고체 제습제를 벌집모양의 미소구조체를 가지는 휠에 함침시키거나 골판지처럼 생긴 성형지에 코팅한 후 이를 감아 말아서 휠 형태로 제작된다. 그림 3은 이의 개략적인 형태로서 매우 많은 관로로 구성되며, 전체적으로는 제습부와 재생부가 일정비율로 구분되어 있다. 수분을 흡수한 제습부는 낮은 속도로 회전하는 제습로터에 의해 고온의 재생부로 들어가 건조되어 제습능력을 회복한 후 다시 제습부로 돌아오는 과정이 반복되는 형태이다.

제습로터의 성능에 영향을 미치는 요인으로는 제습제의 등온선, 비열, 밀도 등 물성에 관련된 것, 제습로터의 다공도, 유로형상, 유로길이, 지름 등 형상에 관련된 것,

제습공기 온습도, 재생공기 온습도, 유량, 제습로터 회전 속도 등 운전조건에 관련된 것 등 매우 많은 인자가 관련된다. 이는 온도 차이에 의한 현열 열전달만이 있는 현열 교환기와는 달리 습도차이에 의한 물질전달과 이에 따른 잠열 열전달이 동시에 일어나므로 복잡한 해석이 요구된다. 제습로터의 성능에 영향을 미치는 요인은 매우 다양하여 전체적인 통찰이 매우 어려운 시스템이다. 제습로터를 해석하기 위한 지배방정식은 일차원, 축방향 확산 무시, 채널간 단열, 열·물질전달 계수가 일정하다는 가정하에 다음과 같다.

공기 질량균형식

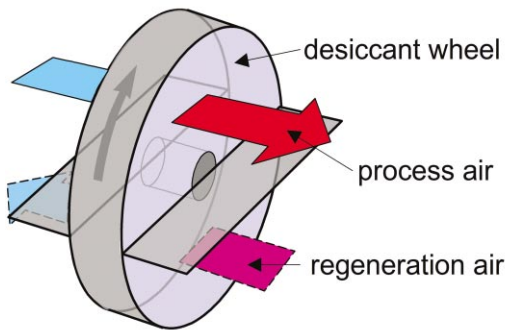
$$\frac{\partial Y_a}{\partial x} = \frac{h_m P_p}{u_a \rho_a A_p} (Y_w - Y_a) \quad (1)$$

공기 에너지균형식

$$(C_{pa} + Y_a C_{pv}) \frac{\partial T_a}{\partial x} = \frac{h P_p}{u_a \rho_a A_p} (T_w - T_a) \quad (2)$$

제습제 내에서 질량균형식

$$\frac{\partial W}{\partial t} = \frac{h_m P_w}{\rho_w f_m A_w} (Y_a - Y_w) \quad (3)$$



[그림 3] 제습로터

제습제 내에서 에너지균형식

$$(C_{pw} + f_m \cdot W \cdot C_{pl}) \frac{\partial T_a}{\partial t} = \frac{hP_w}{\rho_w A_w} (T_a - T_w) + \frac{h_m H_{sor} P_w}{\rho_w A_w} (Y_a - Y_w) \quad (4)$$

정상상태에서의 초기조건과 주기조건을 적용하면 경계조건은 다음과 같다.

제습구간 :

$$T_{ap}(t, 0) = T_{ap, in} \quad (5.a)$$

$$Y_{ap}(t, 0) = Y_{ap, in} \quad (5.b)$$

$$T_{wp}(0, x) = T_{wr}(t_r, L - x) \quad (5.c)$$

$$Y_{wp}(0, x) = Y_{wr}(t_r, L - x) \quad (5.d)$$

재생구간 :

$$T_{ar}(t, 0) = T_{ar, in} \quad (6.a)$$

$$Y_{ar}(t, 0) = Y_{ar, in} \quad (6.b)$$

$$T_{wr}(0, x) = T_{wp}(t_p, L - x) \quad (6.c)$$

$$Y_{wr}(0, x) = Y_{wp}(t_p, L - x) \quad (6.d)$$

위 지배방정식에서 미지수  $T_a, Y_a, Y_w, W$ 를 결정하기 위해서는 추가의 관계식, 등온선이 필요하다. 등온선은 제습제의 수분 양을 결정하는 식으로, 전형적인 제습제로서 실리카겔의 경우 식 (7)과 같이 표현된다.

$$\phi_w = 0.0078 - 0.0576 W + 24.2 W^2 - 124 W^3 + 204 W^4 \quad (7)$$

여기서 상대습도  $\phi_w$ 는 다음과 같은 관계식을 만족한다.

$$Y_w = \frac{0.622 \phi_w \cdot P_s}{P - \phi_w \cdot P_s} \quad (8)$$

여기서  $P_s$ 는 포화압력을 의미한다.

2.2 증발식 냉각기

재생형 증발식 냉각기는 냉각 시 습도변화가 없으므로 직접 증발식 냉각기와는 달리 제습로터의 제습부하가 크게 감소되며, 이에 따라 제습기의 재생열량 및 재생온도를 낮출 수 있어 시스템의 효율을 향상시킬 수 있다. 재생형 증발식 냉각기 출구에 직접 증발식 냉각기를 설치하여 공기의 온도를 더 낮출 수 있으며, 이는 상황에 따라 옵션으로 추가할 수도 있다.

재생형 증발식 냉각기의 유용도는 이상적으로 얻을 수 있는 최대 온도차에 대한 실제 입출구의 온도차로 정의된다. 냉각기 출구의 이상적인 최저온도는 입구공기의 이슬점온도이다.

$$\epsilon_{REC} = \frac{T_{in} - T_{out}}{T_{in} - T_{in, dew}} \quad (9)$$

2.3 현열교환기

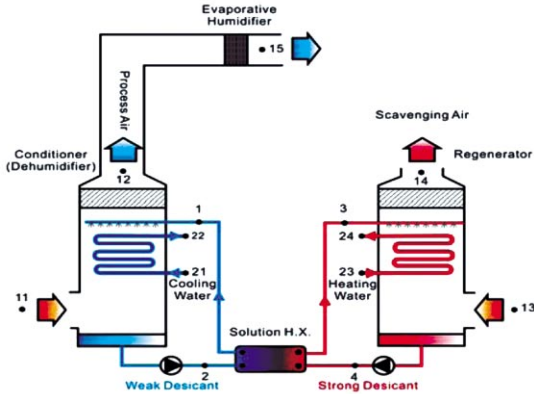
제습로터의 제습부 출구공기는 제습과 동시에 흡착열로 인해 온도가 올라간 상태이다. 따라서 공조공간에 공급하기 위해 온도를 내려야 할 필요가 있으며, 재생을 위해 유입된 실외공기는 온도를 높여서 재생공기를 가열하는데 필요한 열량을 줄일 필요가 있다. 이러한 목적에서 현열교환기가 사용된다. 현열교환기의 성능은 다음 식과 같이 정의된다.

$$\epsilon_{HX} = \frac{T_{p, HX, in} - T_{p, HX, out}}{T_{p, HX, in} - T_{r, HX, in}} \quad (10)$$

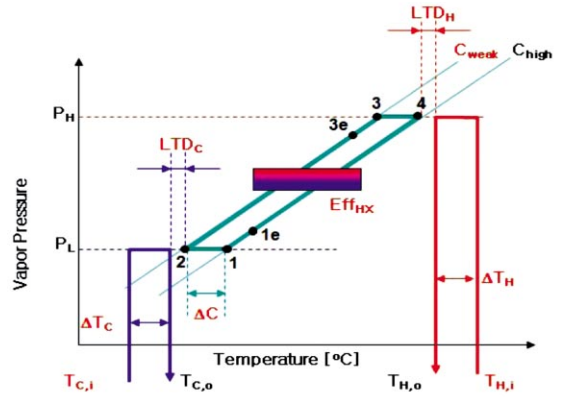
3. 액체 제습냉방

그림 4는 액체 제습식 냉방 사이클의 개략도를, 그림 5는 액체 제습식 냉방사이클을 Durhing선도 상에 나타내었다. 제습부에서 고농도의 LiCl 수용액은 냉각코일에 분사된 후 코일 표면을 따라 흘러내리며, 이때 제습부로 유입된 공기의 수분을 흡수하여 저농도의 LiCl 수용액이 된다. LiCl 수용액의 수분 흡수 과정에서는 흡수열이 발





[그림 4] 액체 제습냉방 시스템 개략도



[그림 5] LiCl 수용액 제습시스템의 Durhing 선도

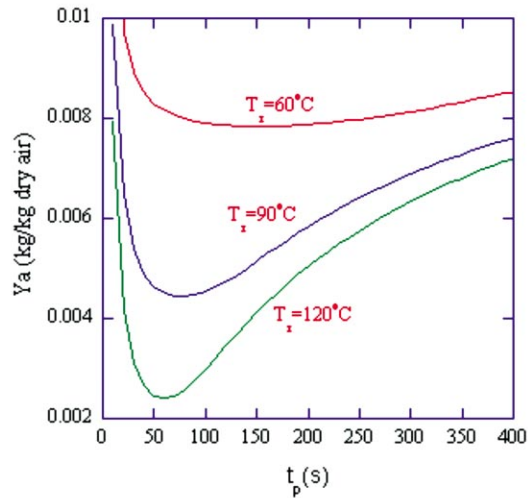
생하며, 수용액 내부의 수증기 분압 증가로 인하여 흡수 능력이 감소하게 된다. 따라서 지속적인 흡수능력 유지를 위해서는 LiCl 수용액에 대한 냉각이 요구된다. 수분을 흡수하여 농도가 묽어진 LiCl 수용액은 용액 열교환기를 거쳐 재생부로 유입되며, 재생열원인 지역난방수에 의해 가열된 LiCl 수용액은 수분을 방출하여 고농도의 LiCl 수용액이 된 후, 다시 제습부로 유입되는 순환 사이클을 구성한다. 한편, 제습부에서 수분이 제거되어 건조하게 된 공기는 기화식 증발기를 통과하면서 발생하는 물의 증발잠열에 의하여 냉방이 가능한 온도가 되어 부하공간에 공급된다.

본 고에서는 제습냉방 중에서도 고체 제습냉방 시스템에 국한하기로 한다. 액체 제습냉방 시스템은 많은 장점을 가지고 있는 것도 사실이지만, 공기 중의 먼지나 이물질로 인한 제습액의 오염가능성이 있고, 습도가 높아질수록 낮은 습도로 제습하기가 어렵기 때문에 습도가 매우 높은 해양성 기후 지방에서는 적용하기가 어렵다. 또한 제습제가 염화이온을 함유하고 있기 때문에 금속재질을 매우 쉽게 부식시키는 문제점이 있고, 시스템의 크기가 상대적으로 크고, 제습제의 비산에 의한 제습제 손실, 공급공기 오염 등의 위험이 있다.

## 4. 연구 사례

### 4.1 낮은 재생온도

과거 대부분 재생열원의 온도가 높은 시스템이 대상이었고 제습냉방 시스템이 여타 시스템에 비해 상대적인 장점을 가지는 저온 열원에 적용되었을 때 최적화에 대한 연구는 미흡한 실정이다. Chung et al.<sup>[13]</sup>은 재생온도를 60, 90, 120°C로 변화하여 그 영향을 살펴 보았다. 주목할 점으로 60°C의 재생온도는 에너지 밀도가 낮은 지역난방열, 태양열, 폐열 등으로부터 얻을 수 있는 충분히 낮은 온도라는 사실이다.

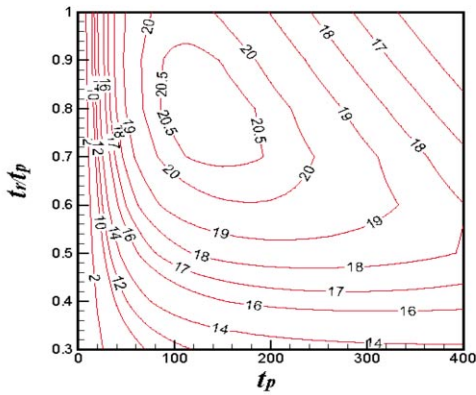


[그림 6] 재생온도에 따른 최적 로터 회전속도

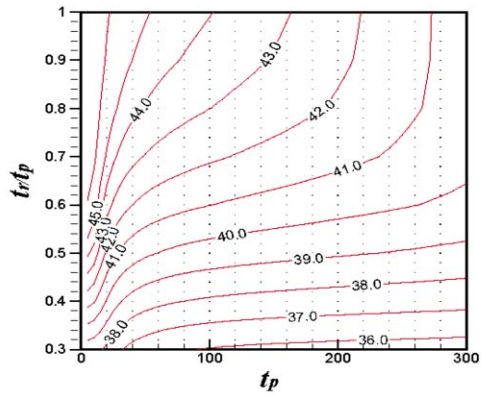
- 최적 회전속도

제습출구에서의 습도가 최소가 될 때를 최적의 로터 회전속도라고 할 때 재생부/제습부 면적비를 0.7로 고정하고, 재생온도가 60℃일 제습시간이 150s에서 최적의 회전속도  $w = 14$  rph를 보인다 (그림 6). 이는 선행 연구에서 살펴본 바와 같이 시스템 입장에서의 시스템의 성능(COP, 냉방용량)을 최대로 하는 로터 속도와 동일하다. 이러한 사실로부터 제습로터가 제습냉방 시스템의 성능을 좌우하는 핵심요소임을 알 수 있다.

재생온도가 90℃일 때는 제습시간이 80s에서 최적의 회전속도  $w = 26$  rph를 보이고, 120℃일 때는 제습시간이 60s에서 최적의 회전속도  $w = 35$  rph를 보인다. 재생온도가 높아짐에 따라 보다 원활한 재생이 이루어져서 최적 회전속도가 빨라지고 제습량도 많아지게 된다. 재생온도가 낮은 경우와 비교하여 로터 회전속도에 훨씬 민감하게 제습성능의 차이를 보인다. 재생온도가 높을 경우 로터 회전속도는 중요한 설계인자가 될 것이다. 하지만 재생온도가 낮은  $T_r = 60$ ℃ 경우는 로터 회

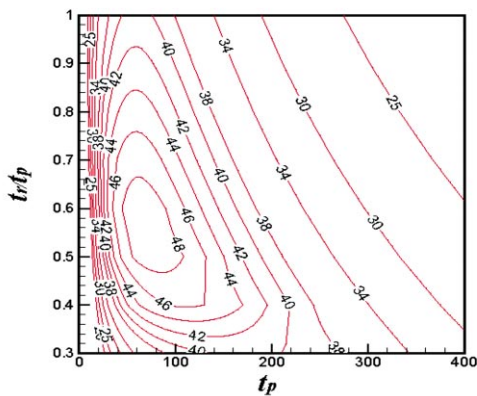


(a)

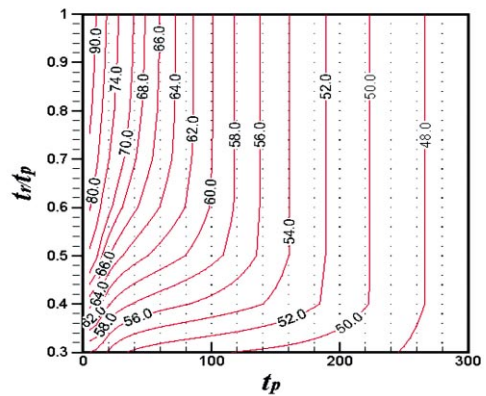


(b)

[그림 7] 60℃ 재생온도에서 (a) 제습량, (b) 제습과정 출구 온도



(a)



(b)

[그림 8] 120℃ 재생온도에서 (a) 제습량, (b) 제습과정 출구 온도

전속도가 시스템성능 변화에 미치는 영향이 크지 않아 회전속도는 선택의 폭이 매우 넓다.

- 최적 재생부/제습부 비율

일반적으로 재생온도가 높을 경우 재생부/제습부 =1/3을 적용하고 있다. 하지만 에너지 밀도가 낮은 경우에 제습냉방 시스템을 적용할 경우, 재생온도가 낮아 재생부 비율이 커져야 할 것이다. 하지만 이에 대한 일반적인 원칙이나 구체적인 해석이 이루어지지는 않았다. 그림 7과 그림 8에 재생온도 60℃, 120℃에서의 단위시간당 단위로터면적당 제습량과 제습출구에서의 평균 온도를 제습시간(회전속도)과 재생부/제습부 비율 ( $t_r/t_p$ )로서 표현하였다. 재생온도가 낮은 60℃의 경우 제습출구의 습도가 낮아지기 위해서는 재생부면적이 상대적으로 큰  $t_r/t_p$ 가 0.8에 가까워져야 함을 알 수 있다. 하지만 재생온도가 높아짐에 따라 최적의 로터 회전속도는 빨라지고 결과적으로 단위시간당 제습량도 커진다. 또한 재생부/제습부 비율은 줄어든다. 재생온도가 높은 120℃의 경우 제습량이 최대가 되는  $t_r/t_p$ 이 0.55 부근에서 결정되며, 이 때 제습량(48kg/h)은 재생온도 60℃(20.5kg/h)에 비해 2.3배 정도 커진다. 주목할 사

실은 고온의 재생온도에 비해 저온의 재생온도에서 로터 회전속도 선택이 상대적으로 자유로움을 알 수 있다.

4.2 제습제

제습제와 관련된 인자로는 등온선, 비열, 밀도와 제습제 질량비를 생각할 수 있다. 여기서 제습제 질량비를 제외하고는 모두 제습제 종류가 달라질 때 함께 변화하는 값이다. 최근 KIST에서는 초흡수성 폴리머(SAP)를 이용하여 실리카겔이나 제올라이트 등 기존의 고체 제습제보다 흡습능이 4 ~ 5배 이상 큰 제습제를 개발하였는데, 이러한 새로운 제습제를 제습로터에 적용하였을 때 각 인자의 영향을 살펴봄은 매우 중요할 것이다.

제습제와 관련된 인자로서 제습제 질량비, 비열, 밀도, 등온선을 각각 살펴본 결과, 제습제 질량비가 증가할수록, 제습제 비열이 작아질수록, 제습제 밀도는 커질수록, 제습제 최대 흡습량이 커질수록, 제습능력은 커지고 등온선 형상인자  $R$ 은 0.4에서 최대의 제습능력을 보인다. 제습능력에 가장 큰 영향을 미치는 인자는 제습제 등온선으로 판단된다.

4.3 시스템 해석

Chung et. al.<sup>[17]</sup>은 시스템의 구성요소(현열 열교환기, 증발식 냉각기), 외기조건(외기온도, 외기습도), 재생온도 및 제습로터 성능에 영향을 미치는 각종 인자들을 고려하여 총 11개의 인자를 선택한 후 각 인자가 미치는 영향을 살펴보았다. 총 11개의 인자들에 대해 3수준으로 실험계획법에 의해 수행되었다(표 1참조). 시스템 구성은 그림 9의 두 가지 시스템에 대해 각각 수행되었다.

ANOVA분석에 따르면(표 2) 시스템 A의 경우 재생온도가 가장 큰 영향이 미치며 그다음으로는 외기온도, 외기습도, 증발냉각기 효율 등의 차례로 영향력이 큰 인자인 것으로 해석되었다.

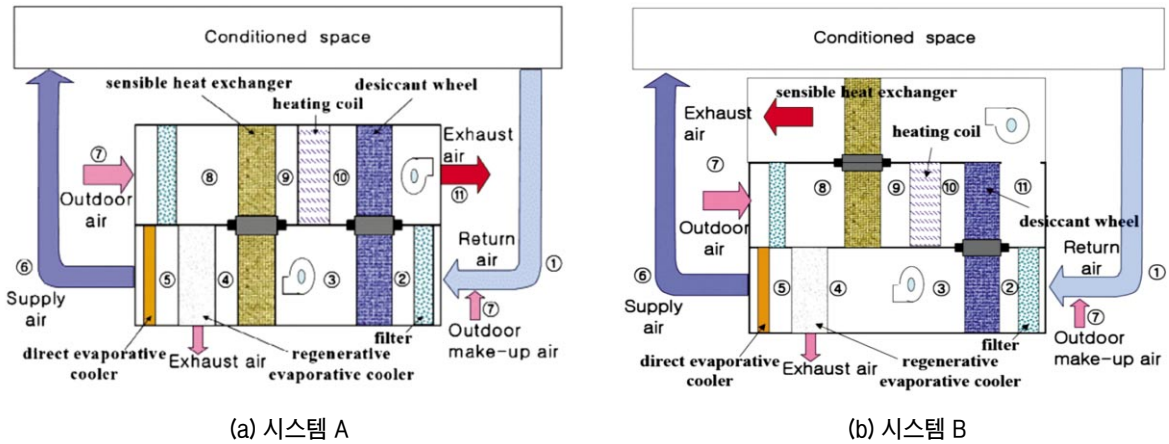
5. 적용 분야

5.1 하이브리드 시스템: 열병합 발전 배열

열병합 발전의 열배열을 이용하는 집단에너지 사업은

<표 1> 실험계획법 인자 및 수준

Factor	Level		
	1	2(base condition)	3
BP	-10%	0.3	+10%
$T_{air}$ [°C]	-10%	35	+10%
$\phi_{air}$ [%]	-10%	40	+10%
$\epsilon_{SHE}$ [-]	-10%	0.8	+10%
$\epsilon_{REC}$ [-]	-10%	0.8	+10%
$T_r$ [°C]	-30%	75	+30%
$t_p$ [s]	-30%	75	+30%
$f_d$ [-]	-30%	0.75	+30%
$c_{pd}$ [J/kg K]	-30%	921	+30%
$p_d$ [kg/m³]	-30%	720	+30%
$W_{max}$ [-]	-30%	0.4	+30%



[그림 9] 실험계획법 대상 시스템

<표 2> 시스템 A에 대한 ANOVA

	BP	$T_{air}$	$\varphi_{air}$	$\epsilon_{SHE}$	$\epsilon_{REC}$	$T_r$	$t_p$	$f_d$	$c_{p,d}$	$pd$	$W_{max}$	$e$
Sum of squares	0.01724	0.33964	0.13678	0.00131	0.10569	0.41927	0.01921	0.01930	0.05303	0.00610	0.03354	0.08172 (0.23145)
Degree of freedom	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	4(18)
Mean square	0.00862	0.16982	0.06839	0.00065	0.05284	0.20964	0.00960	0.00965	0.02652	0.00305	0.01677	0.02043 (0.012858)
$F_0$ (before pooling)	0.42193	8.31197	3.3474	0.03199	2.58648	10.26078	0.47007	0.47226	1.29790	0.14927	0.82081	
$F_0$ (after pooling)		13.2069	5.31877		4.10972	16.30360						
Contribution ratio		0.255	0.09		0.065	0.319					0.271	

하절기에는 열수요의 감소로 열병합 발전의 높은 종합 효율과 CO<sub>2</sub> 저감 등의 효과를 얻지 못하고 있다. 따라서 열을 이용하는 냉방기를 통한 하절기 열수요 확보로 동고하저의 수요 불균형을 해소할 필요가 있다. 지역난방 열원을 활용하는 냉방 방식으로서는 흡수식 냉동기가 많이 사용되고 있으나, 이는 고온을 요구하여 저온의 온수를 활용하는 집단에너지 망에 직접 연계하여 사용하기에는 곤란하다. 지역난방 열원을 활용할 수 있는 냉방 방식으로는 제습냉방 시스템이 제안되고 있다. 제습냉방 시스템은 제습로터를 통해 공기를 건조시킴으로서 잠열부하를 제거하고, 건조한 공기는 증발식 냉각기에

서 수분의 증발을 원활히 할 수 있도록 하여 냉방을 실시하는 장치이다. 집단에너지 망의 온수는 제습로터를 재생하는 과정에 활용할 수 있다. 제습냉방 시스템은 냉동기가 필요하지 않아 송풍기 소비전력을 제외하면 전기에너지를 거의 필요로 하지 않는다. 제습냉방이 하절기 배열수요처 창출과 함께 전기냉방 대비 운영비가 50% 이상 감소하므로 미국의 경우 2020년까지 에너지 소비 5%를 열병합 배열 제습냉방 추진하고 있으며, 지역난방공사는 오는 2013년 상용화를 목표로 제습냉방을 통해 하절기 열병합 발전배열 및 소각폐열 이용률을 향상시켜 열병합발전 보급을 촉진하여 전기 에어컨 대



비 연간 냉방운영비용을 50% 절감시키고 냉난방, 환기 통합설계로 쾌적한 생활환경을 창출할 계획이다.

## 5.2 하이브리드 시스템: 태양열

IEA는 국제공동연구로 태양열 냉난방 적용을 위해 제습냉방기술을 개발하여 상용화 프로젝트를 수행하고 있다. 국내에서는 한국생산기술연구원, 한라엔컴(주), 세종대 등에서 과제를 수행 중이다. OECD 국가간 에너지 기술협력 기구인 IEA(International Energy Agency)는 1974년에 발족하여 세계 최초로 국제협력 연구로 “태양열 냉난방기술”(1976)을 시행하였고, 이 과제의 중요 기술로 제습냉방기술을 연구진행 중이며, 현재 prototype 개발, 설치, 실증연구를 진행 중에 있는데 여기에는 독일, 프랑스, 영국, 이태리, 스페인, 멕시코, 이스라엘, 일본 등이 참여하고 있다. 또한 EC지원 프로그램인 “SACE(Solar Air Conditioning in Europe)”에서 국가지원과제의 통합화를 통하여, 다양한 태양열 이용 공조 기술의 장단점 비교, 에너지절약 효과 및 경제성 검토, 시장 진입 지원이 이루어지고 있고, 2008년 ROCOCO프로젝트에서는 태양열을 이용한 냉방 시스템에서 제습냉방이 흡수식에 비해 가장 경쟁력이 높은 것으로 평가하고 태양열을 이용한 제습냉방 시스템개발에 박차를 가하고 있다.

태양열 시스템은 일반적으로 가장 접근하기 쉬운 신재생에너지이며 타 대체에너지 시스템들에 비하여 상대적으로 높은 시장 경쟁력을 가지는 것으로 평가되고 있다. 실제 우리나라에서도 태양열 온수기 시장이 1997년에 연 7만대 이상에 이르는 등 급성장한 바 있다. 하지만 태양열 보급의 가장 큰 문제 중 하나는 사후 관리로서, 관리자가 상존하는 중대형규모 위주로 보급하여 이러한 문제점을 극복하고자 하는 시도가 있다. 덴마크, 스웨덴, 체코, 오스트리아, 독일 등 유럽 국가를 중심으로 추진되는 “태양열지역난방(SDH, Solar District Heating)”이 일례이고, 국내에서도 에너지관리공단 태양열분과에서는 “태양열 집단에너지 열공급시스템 시범보급사업”의 타당성을 검토하고 있다. 2007년부터 유럽에서는 “SOLAIR”프로젝트를 출범, 각국의 태양열

제습냉방 시스템 보급을 위한 기술지원 및 노하우 공유를 진행 중이며 IEE(Intelligent Energy Europe)에서는 2007년부터 2013년까지 약 730 million유로를 태양열 냉방시장의 시장형성 및 정책지원금에 배정하고 있다. 일본에서도 The New Sunshine 프로젝트 중 SHAC(태양열 냉난방 프로그램)를 통해 냉방시스템 개발에 박차를 가하고 있다.

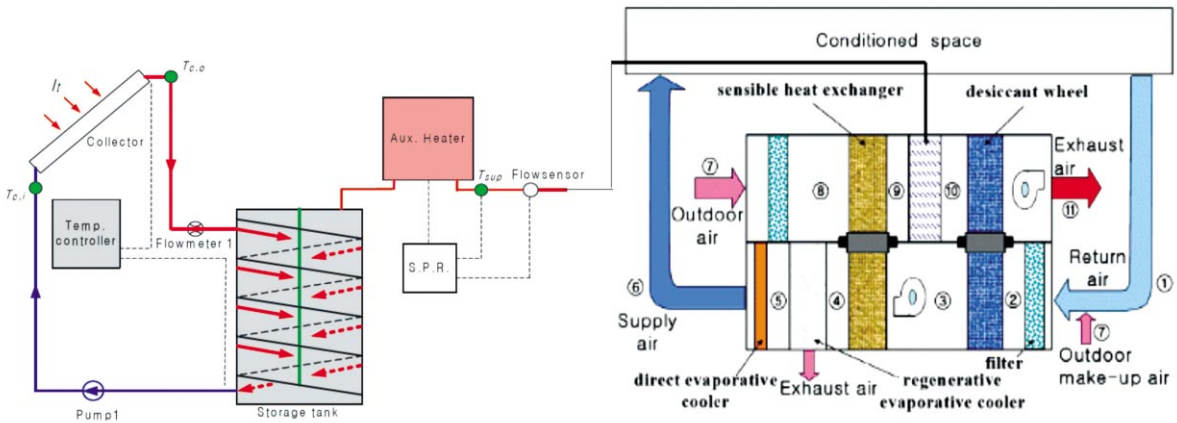
태양열 보급의 또 다른 본질적인 문제는 온열 사용량과 집열량의 시기적 불일치에 있다. 온열사용량은 겨울철에 훨씬 많음에도 불구하고, 여름철의 집열량이 훨씬 많아서 하절기의 과열도 방지를 위해서는 설치 용량을 겨울철 집열기준으로 할 수밖에 없다. 이는 지금까지 태양열 보급이 난방을 대상으로 하지 못하고 대부분 급탕에 대한 수요로 제한적일 수밖에 없었던 이유이다. 따라서 태양열 이용시스템의 보급을 활성화하기 위해서는 여름철의 큰 집열량을 이용할 수 있는 냉방시스템을 개발하는 것이 필요하다. 이는 신재생히팅의무화(RHO)사업과 연계하여 현시점에서 확보되어야 할 분야일 것이다. 하지만 식(11)과 같이 태양열 시스템은 집열온도가 높아질수록 집열효율이 감소하여 시스템 성능이 낮아지므로 높은 집열효율이란 관점과 비용측면에서의 고려를 한다면 저온형인 저가의 평판형 집열기와의 조합이 이상적일 것이다. 이러한 평판형 집열기의 온도 영역은 흡수식냉방에는 낮은 온도이지만, 제습냉방 시스템에서 재열에 필요한 온도로서는 충분하다. 그림 10은 태양열 시스템과 제습냉방 시스템의 조합을 개략적으로 도시한 것이다.

$$\eta_i = F_R(\tau\alpha) - \frac{F_R U_L (T_i - T_a)}{G_T} \quad (11)$$

여기서,  $F_R(\tau\alpha)$ ,  $F_R U_L$ 는 집열기 특성값이며,  $G_T$ 는 순간일사량,  $T_i$ 와  $T_a$ 는 집열기 입구온도 및 외기온도이다.

## 5.3 하이브리드 시스템: 히트펌프

제습냉각 시스템 보급의 가장 큰 문제는 증기압축식 냉동기에 비해 큰 부피와 낮은 성능계수이다. 현열로터



[그림 10] 데시칸드와 태양열 하이브리드 시스템

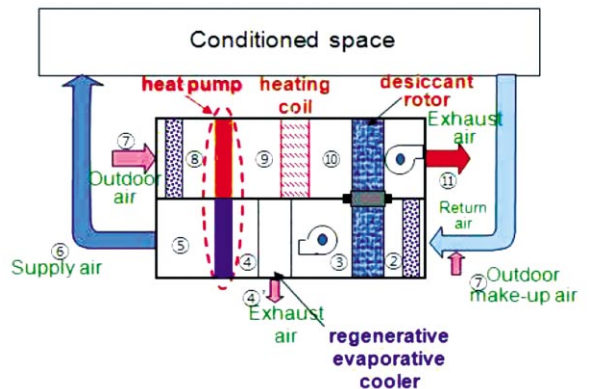
를 도입함으로써 시스템 성능은 향상되나 현열로터의 부피가 크기 때문에 전체 시스템의 체적을 증가시키고 가격도 매우 높기 때문에 단위세대 제습냉방 시스템에 적용하기에는 부적합하다. 그러므로 현열로터를 히트펌프로 대체한 하이브리드 시스템을 구축함으로써 기존 단점을 극복하고, 히트펌프의 응축기에서 방출되는 열 에너지를 제습로터의 재생열로 이용하게 된다면 기존 증기압축식 냉동기와 통상적인 제습냉방 시스템의 장점을 가지면서도 통상적인 제습냉방 시스템보다 높은 성능계수를 보일 것으로 기대된다.

Dhar and Singh과 Jia et al.<sup>[10]</sup>은 기존의 전기식 냉방시스템에 제습로터를 추가한 하이브리드 시스템이 기존 시스템에 비교하여 잠열부하처리가 용이하며 에너지 성능도 개선할 수 있음을 보였다. Jain et al.<sup>[19]</sup>, Lee et al.<sup>[21], [22]</sup> Goldsworthy and White<sup>[11]</sup> 등은 별도의 냉동기 없이 제습로터와 증발냉각기만으로 구성된 제습증발냉방 시스템을 연구하였다. 이 경우 송풍기 전력만으로 냉방을 공급할 수 있어 전력소비를 최소화 할 수 있으며, 냉매에 의한 오존층 파괴나 온난화 문제를 제거할 수 있는 장점이 있다. 반면 단위 냉방출력 당 소요 풍량이 커서 기존 시스템 대비 기기 크기가 커지는 문제가 있다.

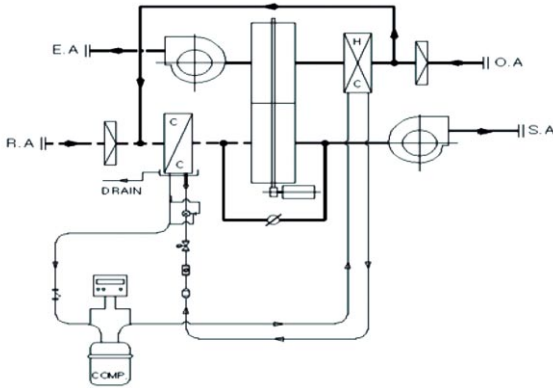
한편 제습냉방 시스템에 열펌프를 삽입하여, 증발기

열량으로 냉방출력을 보완하고 응축기 배열로 제습기 재생열량을 절감함으로써 냉방성능을 향상시키고, 기기 크기도 감축할 수 있는 가능성이 있다. 열펌프에 의한 냉방성능 향상이 전력소비 증가를 상회한다면, 열펌프를 삽입함으로써 제습냉방 시스템의 에너지효율 향상도 기대할 수 있다.

그림 11은 그림 9(a)의 시스템에서 현열로터를 제거하고 대신 열펌프를 추가하여 구성한 하이브리드 제습냉방 시스템이다. 제습로터의 제습부를 통과한 공기는 예냉없이 바로 재생증발식 냉각기에 유입 냉각되며, 열펌프 증발기를 통과하며 추가로 냉각된다. 열펌프 응축기 배열



[그림 11] 데시칸드와 히트펌프 하이브리드 시스템



[그림 12] 하이브리드 제습기 흐름도

은 제습로터 재생공기 예열(⑧-⑨)에 이용된다.

### 5.4 제습기

보건 공조에 있어서는 실내공기질(indoor air quality)을 중요시하고 있으며 산업공조에 있어서는 HACCP(Hazard Analysis and Critical Control Point)와 GMP(Good Manufacture Product)로 식품과 의약품에 대한 안전성과 유효성을 보증하고 있으나 현실에 있어서는 규정에 미치지 못하는 경우가 있다. 온도 관리규정은 명확하게 나타나 있으나 습도 관리규정에 있어서는 부족하게 느껴지고 있다. 국내 기후에 있어서는 여름철의 우기와 봄가을에는 일교차가 심하여 외기습도변화에 의해 결로 현상이 일어나 가정이나 산업현장에서 매우 곤란할 때가 많이 있으며, 부산, 광양 등 남부지방의 경우에는 아열대기후로 변화하여 제습기의 수요가 많이 증가하고 있는 실태이다. 제습기의 경우는 냉각제습기, 데시칸트 제습기, 하이브리드제습기가 있다.

대개는 냉각제습기를 쉽게 사용하고 있으나 하이브리드 제습기는 냉각제습과 데시칸트제습을 하나의 압축기로 운전하여 성능이 40% 이상 향상되는 것으로 알려져 있다. 하이브리드 제습기는 한 대의 압축기로, 증발기에서는 냉각제습을 응축기 폐열로 데시칸트제습을 하는 제품(그림 12 참조)으로 미국에서는 LEED(Leadership in

Energy and Environmental Design)인증을 받은 제품이 판매되고 있는 상태이다. LEED란 미국 그린 빌딩 위원회(USGBC)가 만든 자연친화적 빌딩·건축물에 부여하는 친환경 인증제도이다. 한국에는 국토해양부와 환경부가 주관하는 친환경 건물 인증제가 있다.

### 6. 맺음말

열을 이용하는 냉방기를 통한 열수요 확보로 동고하저의 열수요 불균형을 해소하고자 하는 시도가 최근 각광을 받고 있다. 이러한 시도의 일례로서 제습냉방은 흡수식냉동 대비 저온 열원으로도 냉방을 공급할 수 있는 가능성이 있으며, 흡수식과 달리 대기압 상태에서 운전되므로 시스템 구성이 간단하여 생산 비용을 크게 낮출 수 있을 것으로 기대된다. 본 고에서는 저자의 기존 연구논문 및 관련 자료를 정리하여, 제습냉방의 개념 및 연구분야, 적용사례 등을 간략히 소개하였다.

제습냉방 시스템에서는 온도와 습도의 독립적인 제어가 가능하며, 잠열부하가 크거나 외기 도입량이 큰 경우에도 쾌적한 냉방을 공급할 수 있다. 더군다나 제습냉방 시스템은 냉매를 사용하지 않으므로, 오존층 파괴나 온실효과 등이 전혀 없어 환경친화적이며, 구동에너지로 전기에너지 대신 열에너지를 사용하므로, 여름철 냉방기 가동에 의한 전력수급의 불균형 문제의 해결에 기여할 수 있다. 그러나 제습냉방 기술은 이러한 장점에도 불구하고, 현재까지 산업용이나 저습도가 필요하거나 잠열부하가 매우 큰 특별한 경우에 한정되어 있으며, 아직 일반 냉방기 시장으로의 진입은 이루어지지 않고 있다. 시장 확대 지연의 주요원인은 제습냉방 시스템의 설비가격이 1 cmm 당 \$180~\$300 정도로 기존의 냉방시스템(1 cmm 당 \$90~\$150)에 비하여 고가이고, 부피가 상대적으로 크기 때문인데, 이는 주로 제습로터에 기인한다. 저온열원 이용 냉방시스템의 실용화를 위해서는 제습로터의 성능을 향상시켜 소형화하고 생산가격을 낮추는 것과 제습냉방 사이클을 개선하여 제습부하를 경감하는 것이 필요하며, 이를 위한 활발한 연구 및 기술개발이 기대된다.

## 참고문헌

1. 이대영, 이창준, 2012, 열펌프 복합 하이브리드 제습냉방 시스템의 에너지 성능향상, 대한설비공학회 2012 하계학술대회 논문집, pp. 473-476.
2. 이대영, 장영수, 2011, 태양열 제습냉방기술, 설비저널, pp. 25-33.
3. 전동순, 이상재, 김선창, 김영률, 이창준, 2010, 액체 제습식 냉방 시스템의 최적설계, 설비공학논문집, 제 22권 제 7호, pp. 419-428.
4. 한국에너지기술평가원, 에너지기술개발사업 중장기 과제기획, 소형열병합분과 상세보고서, 2010.
5. 한국에너지기술평가원, 에너지기술개발사업 중장기 과제기획, 태양열분과 상세보고서, 2010.
6. 홍석균, 김영일, 이태호, 박승태, 이정호, 이정주, 2011, 그린 하이브리드 제습기, 대한설비공학회 2011 하계학술발표대회 논문집, pp. 980-983.
7. Analysis of advanced solar hybrid desiccant cooling systems for buildings, 1984, DOE.
8. Aristov, Yu.I., Tokarev, M.M., Gordeeva, L.G., Snytnikov, V.N. and Parmon, V.N., 1999, New Composite Sorbents for Sorbent-driven Technology of Fresh Water Production from Atmosphere, *Solar Energy*, Vol. 66, 165-168.
9. Dai, Y.J., Wang, R.Z. and Zhang, H.F., 2001, Parameter Analysis to Improve Rotary Desiccant Dehumidification Using a Mathematical Model, *Int. J. Therm. Sci.*, Vol. 40, pp. 400-408.
10. Dhar, P.L. and Singh, S.K., 2001, Studies on solid desiccant based hybrid air-conditioning systems, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 21, pp. 119-134.
11. Goldsworthy, M. and White, S., 2011, Optimisation of a desiccant cooling system design with indirect evaporative cooler, *Int. J. Refrigeration*, Vol. 34, pp. 148-158.
12. Hybrid desiccant cooling system, 2008, Italian research project and IEA Task 38.
13. Jae Dong Chung, Sung Hwan Cho, Choon Seob Tae, Hoseon Yoo, 2008, The Effect of Diffuser Configuration on Thermal Stratification in a Rectangular Storage Tank, *Renewable Energy*.
14. Jae Dong Chung, Dae-Young Lee, 2009, Effect of Desiccant Isotherm on the Performance of Desiccant Wheel, *International Journal of Refrigeration*.
15. Jae Dong Chung, Dae-Young Lee, Seok Mann Yoon, 2009, Optimization of Desiccant Wheel Speed and Area Ratio of Regeneration to Dehumidification According to Regeneration Temperature, *Solar Energy*.
16. Jae Dong Chung, Dae-Young Lee, Seok Mann Yoon, 2010, Effect of parameters related to channel and desiccant on the size of desiccant rotor, *International Journal of Air-Conditioning and Refrigeration*.
17. Jae Dong Chung, Dae-Young Lee, 2011, Contributions of System Components and Operating Conditions to the Performance of Desiccant Cooling System, *International Journal of Refrigeration*.
18. Jae Dong Chung, Younggy Shin, 2011, Integral Approximate Solution for the Charging Process in Stratified Thermal Storage Tanks, *Solar Energy*.
19. Jain, S., Dhar, P.L., and Kaushik, S.C., 1995, Evaluation of solid-desiccant-based evaporative cooling cycles for typical hot and humid climates, *Int. J. Refrigeration*, Vol. 18, pp. 287-296.
20. Jia, C.X., Dai, Y.J., Wu, J.Y., and Wang, R.Z., 2006, Analysis on a hybrid desiccant air-conditioning system, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 26, pp. 2393-2400.



21. Lee, G., Lee, D.-Y. and Kim, M.S., 2004, Development of a Linearized Model and Verification of the Exact Solution for the Analysis of a Desiccant Dehumidifier, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 16, pp. 811-819.
22. 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.
23. Liu, Y.F. and Wang, R. Z., 2003, Pore Structure of New Composite  $\text{SiO}_2 \cdot x\text{H}_2\text{O} \cdot y\text{CaCl}_2$  with Uptake of Water Air, Sci. China, Vol. 46, pp. 551-559.
24. ROCOCO (Reduction of Costs of Solar Cooling Systems) Project, 2008.
25. Saidi, M.H., and Vazirifard, S., 2007, Hybrid desiccant cooling systems, ASHRAE Journal, Vol. 49, pp. 44-49.
26. Sphaier, L.A. and Worek, W.M., 2004, Analysis of Heat and Mass Transfer in Porous Sorbents Used in Rotary Regenerators, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 47, pp. 3415-3430.
27. Zheng, W. and Worek, W.M., 1993, Numerical Simulation of Combined Heat and Mass Transfer Processes in a Rotary Dehumidifier, Numerical Heat Transfer, A23, pp. 211-232. 