

재생입구 직접증발냉각기 적용이 제습냉방시스템 성능에 미치는 영향

다쉬 울찌우타스, 성 상 철, 오 명 도^{*}, 이 대 영^{**}

서울시립대학교 대학원 기계정보공학과, ^{*}서울시립대학교 기계정보공학과, ^{**}한국과학기술연구원

Effects of Performance Analysis of a Desiccant Cooling System with a Direct Evaporative Cooler in the Inlet of Regeneration Process

Dash-Ulziutas, Sang-Chul Sung, Myung-Do Oh^{*}, Dae-Young Lee^{**}

Graduate school of Mechanical and Information Engineering, University of Seoul, Seoul 130-743, Korea

^{*}Department of Mechanical and Information Engineering, University of Seoul, Seoul 130-743, Korea

^{**}Energy Mechanics Research Center, KIST, Seoul 120-700, Korea

(Received February 2, 2010; revision received April 20, 2010)

ABSTRACT: The purpose of this study is to make an analysis of influence on the cooling capacity and COP of a desiccant cooling system with a regenerative evaporative cooler when a direct evaporative cooler was applied to the inlet of regeneration process of this system. We used cycle simulation in order to analyze the performance of this system. From the cycle simulation, we knew that the optimal rotation time of desiccant rotor was between 160s and 220s and hardly ever affected cooling capacity of desiccant cooling system when this system was operated at the outdoor air condition of 35 °C and 40% RH and low regeneration temperature of 60 °C. Also there was optimal area ratio of regeneration to dehumidification between 0.7 and 1.0. Our results showed that it had a small effect on the system's cooling capacity to install direct evaporative cooler at the inlet of regeneration process.

Key words: Desiccant cooling system(제습냉방시스템), Regeneration evaporative cooler(재생증발냉각기), Direct evaporative cooler(직접증발냉각기), Desiccant rotor(제습로터)

기 호 설 명

COP : 성적계수
 D : 제습로터의 직경 [m]
 I : 엔탈피 [J/kg]
 f_m : 제습제 질량비
 h : 대류열전달계수 [$W/m^2 \cdot K$]
 h_m : 물질전달계수 [$kg/m^2 \cdot s$]

H_{sor} : 착열 [kJ/kg]
 \dot{m} : 질량유량 [kg/s]
 P : 채널 둘레길이 [m]
 Q_{cool} : 냉방열량 [kW]
 Q_{reg} : 재생열량 [kW]
 r_{BP} : 외기도입비율 및 추기율
 reg_ratio : 제습로터의 재생과 제습면적비
 T : 온도 [°C]
 t : 시간 [s]
 U_a : 전면속도(face velocity) [m/s]
 W : 제습제 흡습량 [$kg_{water}/kg_{desiccant}$]
 x : 좌표 [m]
 Y : 절대습도 [$kg_{moisture}/kg_{dry\ air}$]

† Corresponding author

Tel.: +82-2-2210-2756; fax: +82-2-2248-5110

E-mail address: mdoh@uos.ac.kr

그리스 문자

- ϵ : 성능지표
- ρ : 밀도 [kg/m^3]

하첨자

- a : 공기
- id : 실내유입공기
- p : 제습과정 측
- r : 재생과정 측

1. 서 론

독립형 제습냉방시스템은 고온 다습한 공기를 제습기를 이용하여 제습한 후 증발냉각기로 온도를 낮추어 냉방을 공급 할 수 있는 시스템이다. 이 시스템은 추가적인 전기구동냉동기 없이 열에너지만으로 냉방공급이 가능하여 CFC 계열의 냉매 사용에 의한 오존층 파괴 및 하절기 냉동기 가동에 의한 첨두전력부하의 증가 등 기존의 냉방시스템에 의한 여러 가지 문제를 해결 할 수 있는 장점이 있다. 또한 재생을 위한 공급열원으로 60℃ 정도의 낮은 열원을 사용할 수 있으므로, 태양열이나 지역난방에서 나오는 열등을 이용할 수 있는 친환경적인 시스템이다.⁽¹⁻⁴⁾

독립형 제습냉방시스템은 증발식냉각기, 제습로터, 현열교환기, 가열기 등으로 구성되며 이 중 시스템의 냉방용량은 증발식냉각기의 성능에 의해 대부분 결정된다.^(2,3)

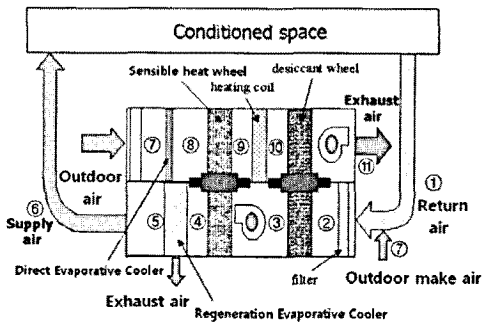
현재 적용되고 있는 제습냉방시스템의 냉각방식으로는 직접형 증발냉각 방식과 재생형 증발냉각

방식이 있다. 직접증발방식의 경우 공조되는 공기와 수분의 직접 접촉을 통한 수분의 증발현상을 이용하여 공급공기의 온도를 낮추는 방식으로 습도가 낮은 유럽지역의 경우는 적용이 적합하나 습도가 높은 지역에서는 잠열부하가 크므로 적용에 어려움이 있다.⁽⁴⁾

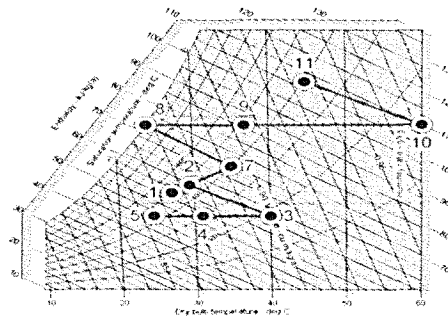
재생형 증발냉각 방식은 건체널과 습체널이 쌍을 이루는 구조로, 건체널을 통과한 공기의 일부가 습체널을 통과하도록 구성되어있다. 이때, 습체널 표면에서 물이 증발되어 냉각되며, 상대적으로 온도가 높은 건체널로부터 열을 흡수함에 따라 건체널을 통과하는 공기는 습도 증가 없이 최대 이슬점 온도까지 냉각될 수 있는 장점이 있어 재생형 증발냉각방식을 적용한 제습냉방시스템에 대한 연구가 활발히 진행되고 있다.⁽²⁻⁷⁾

현재 냉방기로서 제습냉방시스템의 적용은 기존 냉방 시스템보다 높은 설비가격 및 상대적으로 큰 부피로 인해 저습도가 필요하거나 잠열부하가 매우 큰 특별한 경우 외에 일반 냉방기 시장으로의 진입은 이루어지지 않는 실경이다. 이에 따라 제습냉방시스템의 가격인하와 소형화 및 성능향상을 위한 연구가 활발히 이루어지고 있다.⁽⁸⁾

이와 관련하여 Lee et al.⁽²⁾은 사이클 시뮬레이션을 이용해 직접증발냉각기(Direct Evaporative Cooler, 이하 DEC)가 재생입구와 제습출구에 설치된 기존의 제습냉방시스템과 재생입구에 직접증발기의 설치 없이 제습출구에만 재생증발냉각기(Regenerative Evaporative Cooler, 이하 REC)를 적용한 제습냉방시스템의 냉방용량과 COP 비교를 통하여 동일한 냉방효과를 얻기 위한 시스템의 크기를 REC를 이용한 시스템이 DEC를 이용한 시스템보다 약 1/3로 줄일 수 있으며, COP는 3배 이상



(a) System configuration



(b) Psychrometric chart

Fig. 1 Desiccant cooling system incorporating a regenerative and direct evaporative coolers.

증가시킬 수 있다는 연구결과를 얻었다.

이에 본 연구에서는 사이클 시뮬레이션을 이용하여 Lee et al.⁽²⁾에서 대상으로 한 재생 증발냉각기가 적용된 제습냉방시스템의 냉방용량 향상을 위해, 제습냉방시스템의 재생공기 도입부에 직접증발냉각기 설치에 따른 제습냉방시스템의 냉방용량 및 COP 변화에 대한 연구를 수행하였다. 이를 통해 기존 제습냉방시스템의 재생공기 도입부에 직접증발냉각기의 적용성에 대한 평가를 수행하였다.

2. 시스템 개요

Fig. 1의 (a)는 본 연구에서 해석 대상으로 한 재생과정 입구부분에 DEC가 설치된 제습냉방시스템을 나타낸 것이다. 이 시스템은 DEC, 현열열교환기, 제습로터, 가열기, REC로 구성되어 있으며, Fig. 1의 (b)는 이 시스템의 각 구성요소별 공기 상태변화를 습공기선도상에 나타낸 것이다.

Fig. 1의 (b)를 살펴보면 실내에서 재순환된 공기(①)와 실외공기(⑦)를 일정비율(전체 유입공기의 30%)로 혼합한 공기(②)를 제습로터에 통과시키면 고온 건조한 공기(③)가 된다. 이렇게 고온 건조해진 공기는 현열교환기를 통해 재생부로 흡입되는 외기와 열교환하여 냉각(④)된다. 이때, 재생부로 흡입되어 제습부의 공기와 열교환하는 외기는 재생부 측에 설치된 DEC를 통과하면서 온도가 낮아지고(⑦→⑧), 이로 인해 REC로 유입되는 공기의 온도(④)를 더 낮추어 제습냉방시스템의 냉방용량을 증가시키는 역할을 한다. 현열교환기를 통과한 공급공기는 REC를 지나면서 추가적으로 냉각되어 실내로 공급(⑤)되며 이때 실내로 공급되는 공기의 유량은 습채널측으로 추기되어 배기되는 공기의 양을 제외한 공기가 공급된다.^(2,3)

재생과정은 100%의 외기가 재생영역으로 공급(⑦)된 후 DEC를 통과하면서 냉각(⑧)되고 현열열교환기를 통과하면서 제습과정에서 유입되는 공기와 열교환하여 온도를 상승(⑨)시킨다. 이후 가열기를 이용하여 60℃까지 재생공기의 온도를 상승(⑩)시켜 제습로터를 재생시킨 후 고온다습한 상태로 외부로 배출(⑪)된다.

3. 시스템 구성요소 성능모델링

재생공기 도입부에 직접 증발냉각기가 설치된 제

습냉방시스템의 성능을 시뮬레이션하기 위하여 각 구성요소의 성능을 아래와 같이 모델링하였다.

증발식 냉각기의 유용도는 이상적으로 얻을 수 있는 최대 온도 차이에 대한 증발식 냉각기의 입출구 온도차로 정의하였으며 REC(ϵ_{REC})와 DEC의 유용도(ϵ_{DEC})는 각각 식(1)과 식(2)와 같이 나타낼 수 있다. 이때, 각 증발냉각기 출구의 이상적인 최저온도는 REC의 경우 유입공기의 이슬점온도($T_{4,dew}$)이며 DEC는 입구공기의 습구온도($T_{7,wb}$)이다.^(2,3,9)

$$\epsilon_{REC} = \frac{T_4 - T_5}{T_4 - T_{4,dew}} \quad (1)$$

$$\epsilon_{DEC} = \frac{T_7 - T_8}{T_7 - T_{7,wb}} \quad (2)$$

여기서 T_4 와 T_5 는 각각 REC 입구와 출구의 온도를 나타내며 T_7 과 T_8 은 DEC 입구와 출구의 온도를 나타낸다.

현열 열교환기의 성능(ϵ_{SHX})은 식(3)과 같이 고온부와 저온부의 입구온도차와 고온부 또는 저온부의 입·출구 온도차의 비로 정의하였다.^(2,3)

$$\epsilon_{SHX} = \frac{T_9 - T_8}{T_3 - T_8} = \frac{T_3 - T_4}{T_3 - T_8} \quad (3)$$

여기서 T_8 과 T_9 는 각각 재생부의 현열교환기 입·출구 온도를 나타내며, T_3 과 T_4 는 제습부의 현열교환기 입·출구 온도를 나타낸다.

제습로터는 제습냉방시스템의 가장 중요한 구성요소로서 실리카겔이나 제올라이트 등의 고체제습제를 벌집모양의 미소구조체를 가지는 휠에 함침시키거나 골판지 처럼 생긴 성형지에 코팅한 후 이를 감아말아서 휠 형태로 제작되며, 전체적으로 제습부와 재생부가 일정비율로 구분되는 형태를 가지고 있다. 수분을 흡수한 제습로터의 제습부는 낮은 속도로 회전하는 제습로터에 의해 고온의 재생부로 들어가 건조되어 제습능력을 회복한 후 다시 제습부로 돌아오는 과정이 반복되는 형태를 가진다.⁽¹²⁾ 본 연구에서는 제습로터의 입구상태에 따른 출구상태를 계산하기 위해 일차원, 축방향 확산무시, 채널간 단일, 열 물질전달 계수가 일정하다는 가정 하에 다음과 같이 제습로터의 열 및 물질전달 방정식⁽¹⁰⁾을 Table 1의 사양을 가진 제습로터를 대상으로 Chung et al.⁽¹²⁾의 논문에서 사용

Table 1 The specification of desiccant wheel⁽¹²⁾

Channel shape	sinusoidal
Channel base	3.5×10^{-3} m
Channel height	3.5×10^{-3} m
Channel wall thickness	0.15×10^{-3} m
Rotor length	0.3582 m
Facing area	1 m^2
Face velocity	2m/s
Desiccant material	silicagel
Mass fraction of sorbent, f_m	0.8

Table 2 Input data used in the simulation

Indoor air condition ⁽¹³⁾	
Temperature	27 °C
RH	50%
Outdoor air condition ⁽¹³⁾	
temp.	35 °C
Relative humidity	40%
The condition of system component	
DEC effectiveness	0~1.0
REC effectiveness	0.4~0.8
Sensible heat exchanger effectiveness	0.8
The area ratio of regeneration to dehumidification ⁽¹¹⁾	0.7
Regeneration temp. ⁽¹¹⁾	60 °C

한 수치해석 방법을 이용하여 미지수 T_a , Y_a , T_w , Y_w , W 를 결정하였다.

공기 질량균형식

$$\frac{\partial Y_a}{\partial x} = \frac{h_w P_p}{u_a \rho_a A_p} (Y_w - Y_a) \quad (4)$$

공기 에너지균형식

$$(C_{pa} + Y_a C_{pv}) \frac{\partial T_a}{\partial x} = \frac{h P_p}{u_a \rho_a A_p} (T_w - T_a) \quad (5)$$

제습제 내에서의 질량균형식

$$\frac{\partial W}{\partial t} = \frac{h_m P_w}{\rho_w f_m A_w} (Y_a - Y_w) \quad (6)$$

제습제 내에서의 에너지균형식

$$(C_{pw} + f_m \cdot C_{pl}) \frac{\partial T_a}{\partial t} = \frac{h P_w}{\rho_w A_w} (T_a - T_w) + \frac{h_m H_{sor} P_w}{\rho_w A_w} (Y_a - Y_w) \quad (7)$$

시스템의 냉방용량(Q_{cool})은 실내공급공기의 질량유량과 실내공기와 공급공기의 엔탈피차를 이용하여 식(8)과 같이 구할 수 있다.

$$Q_{cool} = \dot{m}_{id} (i_1 - i_5) \quad (8)$$

$$\dot{m}_{id} = \dot{m}_p (1 - r_{BP}) \quad (9)$$

여기서 \dot{m}_{id} 는 실내공급공기의 유량(kg/s)을 나타내며, i_1 과 i_5 는 각각 실내온도와 실내공급공기의 엔탈피를 나타낸다. \dot{m}_p 는 제습과정에 공급되는 공기유량을 나타내며 r_{BP} 는 \dot{m}_p 의 유량을 기준으로 도입외기의 비율(30%)과 추기율을 나타낸다. 이 중, 추기율은 Lee et al.^(6,7)의 선행 연구결과를 이용하여 도입공기의 30%로 설정하였다.

재생공기를 재생온도까지 가열하는데 소모되는 재생열량(Q_{reg})은 다음 식을 이용하여 구할 수 있다.

$$Q_{reg} = \dot{m}_r (i_{10} - i_9) \quad (10)$$

여기서 \dot{m}_r 는 재생과정에 공급되는 공기유량, i_9 와 i_{10} 는 가열기 입·출구에서의 엔탈피를 나타낸다.

제습부와 재생부의 공기유량을 구하는 식은 다음과 같다

$$\dot{m}_p = \frac{\pi}{4} D^2 \left(\frac{1}{1 + reg_ratio} \right) \rho_a u_a \quad (11)$$

$$\dot{m}_r = \dot{m}_p \cdot reg_ratio \quad (12)$$

전체 시스템의 COP는 다음식과 같이 정의하였다.

$$COP = \frac{Q_{cool}}{Q_{reg}} \quad (13)$$

4. 성능해석 결과 및 분석

Table 2의 조건을 대상으로 REC의 유용도가 각각 0.4와 0.8일 때, DEC의 유용도와 제습로터가 한 바퀴 도는데 걸리는 시간인 제습로터 회전주기에 따른 제습냉방 시스템의 냉방용량과 COP변화를 Fig. 2와 Fig. 3에 나타냈다. Fig. 2와 3에 나타낸 것처럼 제습로터의 회전주기가 증가함에 따라 냉방용량과 COP 모두 증가하다가 감소하여 냉방용량과 COP를 최대로 하는 최적회전주기가 있는 것을 알 수 있다. 이는 제습로터가 제습냉방시스템의 성능을 결정하는 핵심인자로서 제습로터의 회전주기가 짧을 경우 제습제의 열용량 효과로 제습과 재생이 충분히 일어나지 않아서 제습로터의 제습량이 감소하고 회전주기가 길 경우에는 제습제가 점차 포화상태에 이르러 제습량이 증가하기 때문

에 제습로터의 성능이 떨어지기 때문이다.^(14,15)

Fig. 2(a)와 Fig. 3(a)에 표시된 굵은 점선은 DEC 유용도가 0(DEC가 설치 안된 상태)에서 1까지 변할 때 냉방용량이 최대가 되는 제습로터 회전주기를 나타낸 것으로 REC의 유용도가 0.4와 0.8일 때 모두 약 160s와 220s사이의 값을 가지는 것으로 나타났다. 또한 DEC 유용도가 일정할 때 제습로터 회전주기가 160s와 220s사이에서 냉방용량의 변화가 크지 않은 것으로 판단된다.

Fig. 2(b)와 Fig. 3(b)에 표시된 굵은 실선은 위와 같은 조건에서 COP가 최대가 되는 제습로터의 회전주기를 나타낸 것이다. 그 결과 약 120s와 200s사이의 구간에서 최대값을 가지며 냉방용량과 유사하게 COP가 최대로 나타나는 제습로터 회전주기인 120s와 200s사이에서 제습로터 회전주기에 따른 COP의 변화가 크지 않은 것으로 나타났다.

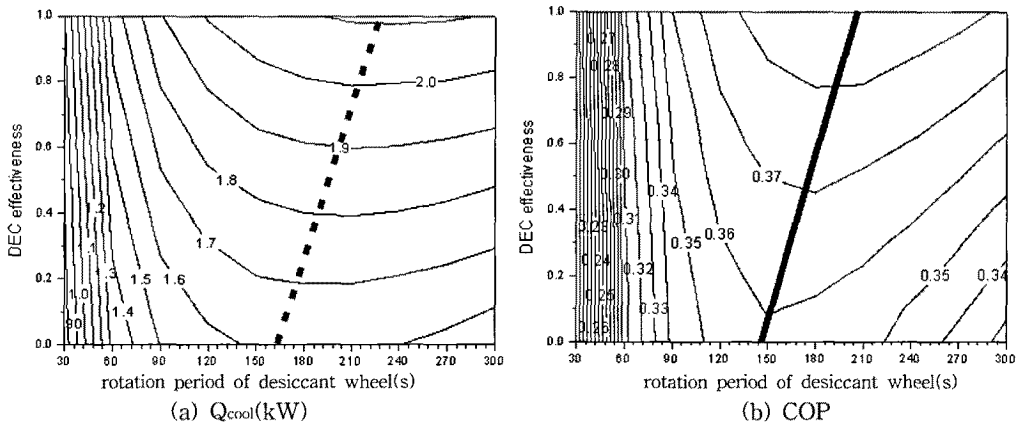


Fig. 2 Contour of cooling capacity and COP of desiccant cooling system($\epsilon_{REC} = 0.4$).

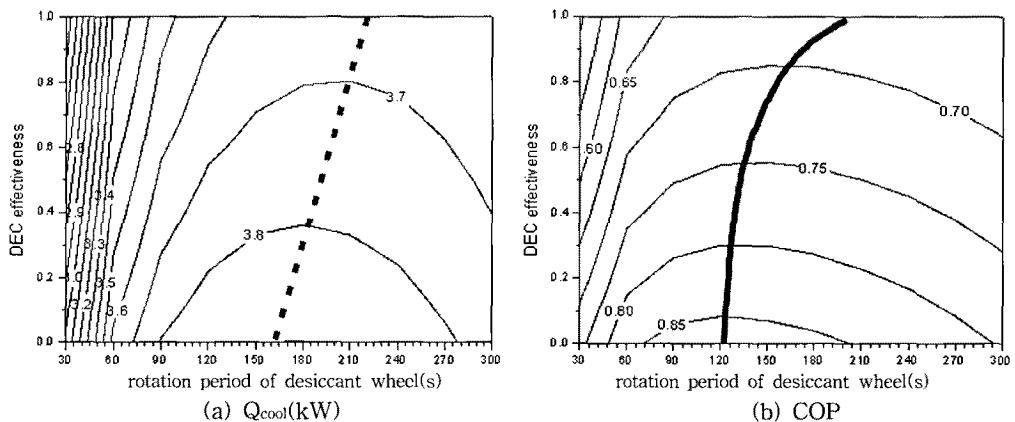


Fig. 3 Contour of cooling capacity and COP of desiccant cooling system($\epsilon_{REC} = 0.8$).

위의 연구결과를 토대로 최적 제습로터 회전주기를 180s로 일정하게 고정시킨 후 REC 유용도가 0.4에서 0.8까지 변할 때, 재생부와 제습부의 면적비에 따른 시스템의 냉방용량을 Fig. 4에 나타냈다. Fig. 4에 나타난 굵은 실선은 REC 유용도에 따라 냉방용량이 최대가 되는 제습로터의 면적비를 나타낸 것으로 면적비가 0.7일 때의 냉방용량과 약 0.7에서 1사이에서 위치한 최적 면적비에서의 냉방용량과의 차이가 최대 0.2 kW 정도로 면적비가 0.7이상에서는 면적비의 증가에 따른 냉방용량 변화가 크지 않은 것으로 판단된다.

제습공기 도입부에 DEC를 설치했을 경우 제습

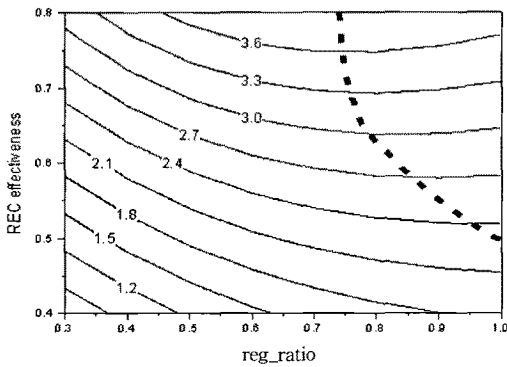
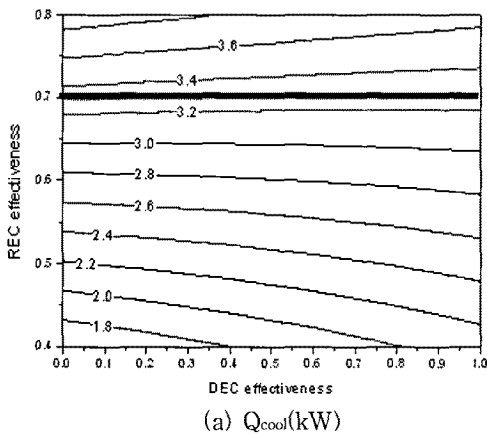


Fig. 4 Contour of cooling capacity of desiccant cooling system according to the area ratio of regeneration to dehumidification (rotation period of desiccant wheel = 180s).

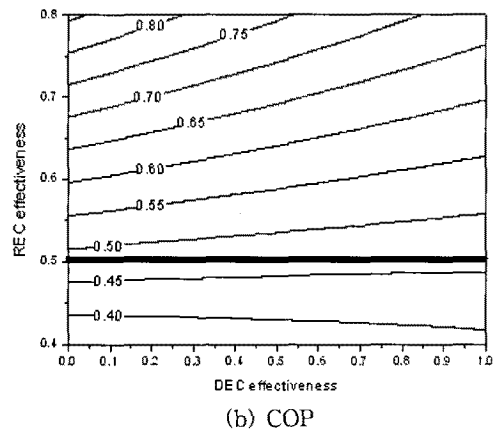


(a) $Q_{cool}(kW)$

냉방시스템에 미치는 영향을 예측하기 위해 제습로터의 최적재생시간과 재생부와 제습부의 최적 면적비에 관한 위의 연구결과를 이용하여 Fig. 5에 제습로터의 회전주기가 180s, 제습로터의 면적비가 0.7일 때, Table 2의 실내외의 온도도 조건에서 DEC와 REC의 유용도에 따른 시스템의 냉방용량과 COP의 변화를 나타냈다. Fig. 5의 (a)에 나타난 것처럼 시스템 냉방용량의 경우 REC 유용도가 0.7일 때를 기준으로 0.7이상일 때 DEC 유용도가 증가할수록 냉방용량이 감소하고, 0.7이하에서는 그 반대인 것을 알 수 있으며 REC 유용도가 작을수록 냉방용량의 증가폭이 커지는 것을 알 수 있다. 하지만 전체적으로 DEC 유용도에 따른 냉방용량의 변화가 크지 않아 제습냉방시스템의 재생부 입구에 DEC 설치에 의한 시스템 냉방용량에 미치는 영향은 크지 않은 것으로 판단된다. Fig. 5(b)는 냉방시스템의 COP 변화를 나타낸 것으로 냉방용량을 나타낸 것과는 달리 REC 유용도가 0.5를 기준으로 0.5이상에서는 DEC 유용도가 증가할수록 오히려 COP는 떨어지는 것을 알 수 있으며, 그 영향은 시스템의 냉방용량에 미치는 것보다 큰 것으로 나타났다. REC 유용도가 0.5이하에서는 DEC 증가에 따라 소폭으로 COP가 증가하는 것으로 나타났으나 그 영향도는 크지 않은 것으로 판단된다.

5. 결 론

본 연구에서 대상으로 한 제습냉방시스템의 사



(b) COP

Fig. 5 Contour of cooling capacity and COP of desiccant cooling system according to DEC and REC effectiveness.

이클 시뮬레이션을 이용하여 냉방용량의 향상을 위해 재생공기 도입부에 직접증발냉각기 설치 시에 따른 제습냉방시스템의 성능변화에 관한 연구를 수행하였으며 다음과 같은 결과를 얻을 수 있었다.

- (1) 기준 외기조건에서 재생온도가 60℃인 제습냉방시스템의 재생공기 도입부에 DEC를 설치한 경우 이때의 제습로터 최적 회전주기는 160s와 200s사이인 것으로 판단된다. 이때 DEC의 유용도가 일정할 때 제습로터의 최적 회전주기사이에서 냉방용량의 변화가 크지 않은 것으로 나타났다.
- (2) 재생공기 도입부에 DEC가 설치된 제습냉방시스템의 제습로터 회전주기가 180s 일 때, 재생부와 제습부의 최적 면적비는 0.7과 1.0 사이에서 나타났으며, 면적비가 0.7보다 보다 큰 경우 면적비가 시스템의 냉방용량에 미치는 영향은 크지 않은 것으로 판단된다.
- (3) 본 논문에서 대상으로 한 제습냉방시스템의 재생공기 도입부에 DEC 설치에 따른 시스템 냉방용량 변화는 설치된 REC 유용도가 0.7보다 작을수록 냉방용량을 증가시키는 것으로 나타났다. 하지만, 전체적으로 냉방용량의 증가량은 크지 않은 것으로 판단된다.
- (4) DEC 설치에 따른 COP 변화는 REC 유용도가 0.5이상일 경우 REC가 증가 할수록 제습냉방시스템의 COP를 감소시키는 것으로 나타났으며 0.5이하에서는 COP를 상승시키나 그 영향도는 미미한 것으로 판단된다.
- (5) 본 논문에서 대상으로한 제습냉방시스템의 재생공기 도입부에 DEC를 설치하는 것은 제습냉방시스템의 성능향상에 미치는 영향이 거의 없는 것으로 판단된다.

후 기

이 논문은 2008년도 서울시립대학교 교내학술연구비에 의하여 연구되었으며 이에 감사드립니다.

참고문헌

1. Daou, K., Wnag, 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. Chang, Y. S. and Lee D. Y., 2007, Effects of individual components on the system performance in a desiccant cooling system, *Korean J. Air-Conditioning and Refrigeration Engineering*, Vol. 19, pp.687-694.
4. Lee, D. Y., 2008, Small-capacity solar cooling system by desiccant cooling technology, *Magazine of the SAREK*, Vol. 37, No. 12, pp. 30-36.
5. 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.
6. 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.
7. Song, G. E. and Lee, D. Y., 2006, Development of a compact regenerative evaporative cooler, *Proc. 13th IHTC*, HEX-30.
8. Lee, D. Y., 2006, District cooling method for apartment houses by desiccant cooling technology, *Magazine of the SAREK*, Vol. 35, No. 9, pp. 19-29.
9. Jain, S. and Dhar, P. L., 1995, Evaluation of solid desiccant-based evaporative cooling cycles for typical hot and humid climates, *Int. J. Refig.* Vol. 18, pp. 287-296.
10. Kodama, A., Hirayama, T., Goto, M., Hirose, T. and Critoph, R. E., 2001, The use of psychrometric charts for the optimization of a thermal swing desiccant wheel, *Applied Thermal Engineering*, pp. 1657-1674.
11. Dai, Y. J., Wnag, 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.

12. Chung, J. D., Lee, D. Y., Yoon, S. M., 2007, Optimization of the area ratio of regeneration to dehumidification and rotor speed on the condition of low regeneration temperature, Korean J. Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 7, pp. 521-528.
13. KS B ISO 15042, 2006, Multiple split-system air-conditioners and air-to-air heat pumps testing and rating for performance.
14. Lee, G. B., Kim M. S. 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, No. 7, pp. 611-619.
15. Lee, D. Y. and Song, G. E., 2009, Theoretical derivation of the optimum rotation speed of a desiccant rotor, Korean J. Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 21, No. 10, pp. 575-582.