

## 제습냉방시스템의 제습로터 회전주기변화에 따른 제습성능해석

피창현\* · 강병하\*\* · 장영수\*\*\*†

\* 국민대학교 대학원 기계시스템공학부, \*\* 국민대학교 기계시스템공학부, \*\*\* 국민대학교 발효융합학과

### Performance Analysis of a Desiccant Rotor for Rotational Period in a Desiccant Cooling System

Chang Hun Pi\*, Byung Ha Kang\*\* and Young Soo Chang\*\*\*†

\* Dept. of Mechanical Engineering, Graduate School, Kookmin Univ.

\*\* School of Mechanical Systems Engineering, Kookmin Univ.

\*\*\* Dept. of Advanced Fermentation Fusion Science and Technology, Kookmin Univ.

(Received December 27, 2011 ; Revised February 27, 2012 ; Accepted February 28, 2012)

**Key Words:** Desiccant Rotor(제습로터), Optimum Rotational Period(최적 회전주기), Moisture Removal Capacity(제습량)

**초록:** 제습냉방시스템에서 주요 구성부품인 제습로터의 성능을 극대화 시키기 위한 방법으로 제습로터의 회전 주기의 제어에 대한 연구를 수행하였다. 결과 물질전달의 과정을 모델화하여 얻은 수치해를 바탕으로 제습로터 성능 시뮬레이션 프로그램을 구성하여, 재생공기 온도, 풍량 등의 운전조건에 대하여 회전 주기에 따른 제습로터의 제습량을 구하였다. 성능 시뮬레이션 결과 검증에 위하여, 실험을 통해 측정된 값과 성능해석 모델을 이용하여 계산된 값을 비교함으로써 성능 시뮬레이션 모델의 타당성을 보였다. 각 운전조건에서 제습량이 최대가 되는 제습로터의 회전주기를 최적 회전주기로 정의하였고, 회전주기를 고정(400s)할 때의 제습성과 비교하여, 최적 회전주기제어가 제습성에 미치는 영향을 분석하였다. 그리고 회귀분석법을 이용하여 재생온도, 외기상대 습도, 풍량을 변수로 하는 최적 회전주기의 예측상관식을 개발하고 시뮬레이션 값과 비교하여 검토하였다.

**Abstract:** The performance simulation of a desiccant rotor, which is a core component of a desiccant cooling system, was conducted on the basis of a theoretical solution of the heat and mass transfer process in the rotor. The simulation model was validated by comparing simulation results with experimental data; reasonable agreement was observed. The effect of the rotation speed on the performance of the desiccant rotor was investigated for various operation conditions: temperature (50 to 70°C), humidity ratio (0.01 to 0.02 kg/kg DA), and flow rate of regeneration air. The optimum rotation speed was determined from the maximum moisture removal capacity (MRC) of the desiccant rotor, and it was found to vary with the operation conditions. Further, the correlation for the optimum rotation speed was determined by regression analysis.

- 기호설명 -

$C_p$  : 비열(J/kg·K)

$D$  : 로터직경(mm)

$f_m$  : 제습제 질량비

$h$  : 대류열전달계수(W/m<sup>2</sup>K)

$h_D$  : 대류물질전달계수(kg/m<sup>2</sup>s)

$i_{fg}$  : 흡착열(J/kg)

$L$  : 로터길이(m)

$\dot{m}$  : 질량유량(kg/h)

MRC : 제습측에서 제거되는 수분의 양(kg/h)

MRR : 재생측에서 재생되는 수분의 양(kg/h)

$P$  : 회전주기(s)

$R$  : 상대습도(%)

$T$  : 온도(°C)

$t$  : 시간, 주기(s)

$u$  : 속도(m/s)

$V$  : 전면풍속(m/s)

$W$  : 제습제 흡습량(kg/kg)

$x$  : 로터 길이방향(m)

$Y$  : 절대습도(kg/kg)

그리스문자

$\alpha$  : 단위체적당 표면적(m<sup>2</sup>/m<sup>3</sup>)

† Corresponding Author, [yschang@kookmin.ac.kr](mailto:yschang@kookmin.ac.kr)

© 2012 The Korean Society of Mechanical Engineers

$\epsilon$  : 공극률  
 $\rho$  : 밀도( $\text{kg/m}^3$ )

하첨자

$a$  : 공기  
 $i$  : 입구, 엔탈피  
 $l$  : 물  
 $o$  : 출구  
 $p$  : 제습과정  
 $r$  : 재생과정  
 $v$  : 수증기  
 $w$  : 제습기

1. 서론

화학, 제약 등의 산업분야에서 제품 품질 향상 및 생산성개선을 위한 습도제어와 다중이용시설 등의 실내 공기질 유지를 목적으로 하는 제습제(Desiccant)를 이용한 제습냉방시스템이 주목을 받고 있다. Fig. 1에 나타낸 제습냉방시스템은 송풍기의 전기 입력을 제외하면 전혀 전기에너지를 필요로 하지 않으며, 흡수식 냉동기에 비하여 저온열원(80℃ 이하)으로 냉방을 공급할 수 있으므로, 열병합 발전소의 증온수나 폐열을 이용한 냉방이 가능하다. 또한 온도와 습도의 독립적인 제어가 가능하며, 외기 도입량이 큰 경우에도 충분한 성능을 발휘할 수 있는 장점이 있다.<sup>(1)</sup>

제습로터는 제습냉방시스템의 가장 중요한 구성요소로서, 실리카겔이나 제올라이트 등 고체 제습제를 벌집모양의 미소구조체를 가지는 휠에 함침 시키거나 골판지처럼 생긴 성형지에 코팅한 후 이를 감아 말아서 휠 형태로 제작된다.<sup>(2)</sup> 제습로터의 성능에 영향을 미치는 요인에는 제습제의 물성치와, 제습로터의 다공도 유로길이, 지름 등의 형상에 관련된 것, 제습/재생공기의 온습도, 유량, 제습로터의 회전속도 등의 운전조건과 관련된 것 등의 많은 인자들이 포함된다.<sup>(3,4)</sup> 제습로터의 이용측면에서는, 제습로터의 회전속도에 따라 제습성능이 달라지므로, 유량, 입구 온습도 등 운전조건에 따라 제습로터의 회전속도를 최적으로 조절하는 것이 중요하다.

최적 회전속도와 관련된 연구로서, Zheng 등<sup>(5)</sup>은 무차원 시간과 길이 변수를 제시하고 수치해석을 통하여 최적 회전속도의 존재를 설명하였고,

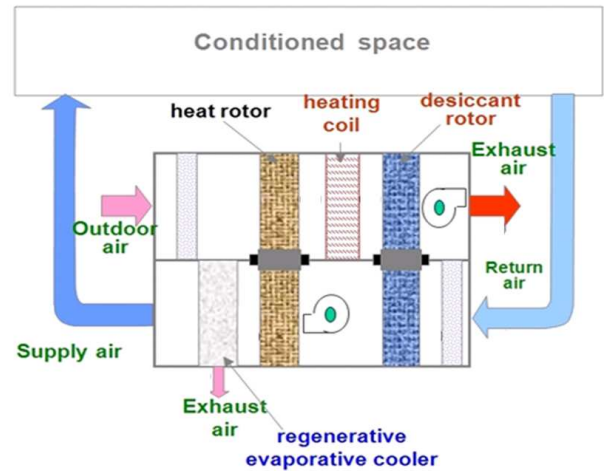


Fig. 1 Schematic diagram of the desiccant cooling system

Kodama 등<sup>(6)</sup>은 제습로터 실험을 통하여, 최적 회전속도의 존재와 실험결과를 바탕으로 얻은 예측식을 제시하였다.

본 연구에서는 제습로터에서 열 및 물질전달과정의 수치해석 결과를 이용하여, 제습로터 회전주기 변화에 따른 성능해석을 수행하였다. 수치해석 결과를 검증하기위해 제습로터 성능 실험장치를 구성하고, 성능 실험을 수행한 결과와 수치해를 비교하였다.

수치해석을 통해 제습기에서 제거되는 수분의 양(MRC)이 최대가 되는 최적 회전주기를 다양한 작동조건에서 구하였다. 제습로터의 회전주기를 일정하게 유지하는 고정 회전주기조건과 최적 회전주기조건에서 제습량을 비교함으로써, 회전주기가 제습로터 성능에 미치는 영향을 분석하였다.

최적 회전주기를 예측하기 위해 회귀분석기법을 적용하여, 재생공기 온도와 상대습도, 전면풍속을 변수로 하는 최적 회전주기 예측 상관식을 개발하였다. 상관식의 변수 선정에서 제습부로 유입되는 실내공기의 온습도는 배제하였는데, 이는 제습냉방시스템의 경우 실내 온습도의 독립적인 제어가 가능하므로, 다른 조건들에 비해 상대적으로 변화가 작아서, 성능변화에 미치는 영향이 작기 때문이다.

2. 제습로터 수치해석 모델

제습로터에서 일어나는 열 및 물질전달과정을 Zheng and Worek<sup>(5)</sup>과 Lee 등<sup>(6)</sup>이 정리한 바와 같이 다음의 식들로 나타낼 수 있다.

$$\rho_a \left( \epsilon \frac{\partial Y_a}{\partial t} + u_a \frac{\partial Y_a}{\partial x} \right) = \alpha h_D (Y_w - Y_a) \quad (1)$$

$$(C_{pa} + Y_a C_{pv}) \rho_a \left( \epsilon \frac{\partial T_a}{\partial t} + u_a \frac{\partial T_a}{\partial x} \right) = \alpha h (T_w - T_a) \quad (2)$$

$$f_m \rho_w (1 - \epsilon) \frac{\partial W}{\partial t} = \alpha h_D (Y_a - Y_w) \quad (3)$$

$$\rho_a (1 + \epsilon) \frac{\partial (C_{pw} + f_m W C_{pl}) T_w}{\partial t} = \alpha \{ h_D (Y_a - Y_w) i_{fg} + h (T_a - T_w) \} \quad (4)$$

주기정상(cyclic steady)상태에 도달한 경우, 경계조건은 다음과 같다.

- 제습구간 ( $0 < t < t_p$ )

$$T_{a,p}(t,0) = T_{a,p,i} \quad (5)$$

$$Y_{a,p}(t,0) = Y_{a,p,i}$$

$$T_{w,p}(0,x) = T_{w,r}(t_r, L-x) \quad (6)$$

$$Y_{w,p}(0,x) = Y_{w,r}(t_r, L-x)$$

- 재생구간 ( $0 < t < t_r$ )

$$T_{a,r}(t,0) = T_{a,r,i} \quad (7)$$

$$Y_{a,r}(t,0) = Y_{a,r,i}$$

$$T_{w,r}(0,x) = T_{w,p}(t_p, L-x) \quad (8)$$

$$Y_{w,r}(0,x) = Y_{w,p}(t_p, L-x)$$

제습구간과 재생구간에서 유동방향에 일치하도록  $x$ 축의 방향을 변경하여, 제습 및 재생구간에서 동일한 지배방정식이 적용되도록 하였다. Zheng and Worek<sup>(5)</sup>과 Lee 등<sup>(6)</sup>의 방법을 적용하여 다양한 운전조건에서 수치해를 도출하였다.

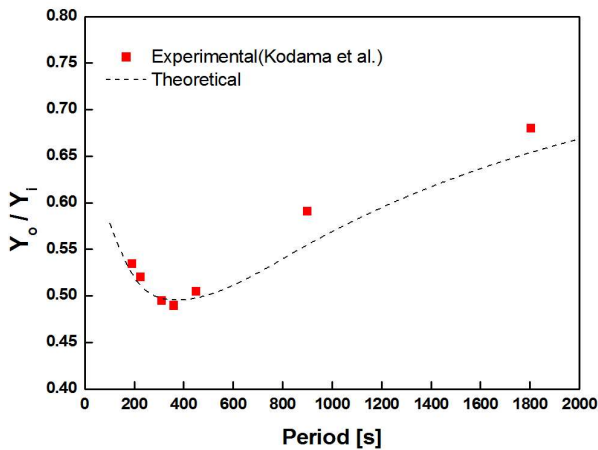


Fig. 2 Comparison of the numerical results with existing experimental data

Kodama 등<sup>(7)</sup>의 측정 결과 중, 제습로터의 제습/재생 면적비 1:1, 유속 1 m/s, 로터길이 0.2 m, 제습입구온도 26℃, 재생온도 60℃, 입출구 절대습도 13.5 g/kg DA인 경우를 수치해와 비교하여 Fig. 2에 나타내었다. 제습로터의 최적 회전주기 부근에서 실험값과 거의 유사함을 확인할 수 있었다. 수치해석 결과의 추가적인 검증을 위해, 제습로터 성능 실험을 수행한 결과와 수치해를 비교하였다.

### 3. 수치해석 모델의 검증

#### 3.1 제습로터 성능 실험 장치 및 방법

Fig. 3은 제습로터 성능 실험 장치의 개략도이다. 실험에 사용된 제습로터는 초흡수성 폴리머(super desiccant polymer, SDP)로터<sup>(8)</sup>이며, 로터의 제습/재생 면적비는 1:0.7, 로터길이는 0.15 m이다. 로터의 특성값을 Table 1에 나타내었다.

제습로터 성능 실험 장치는 원하는 조건의 온도와 습도를 일정하게 유지할 수 있는 열환경챔버 내에 설치하였으며, 건습구 온도계를 이용하여 제습, 재생부의 입출구 온도와 습도를 측정하였으며, 온수열교환기에 공급하는 온수의 온도와 유량을 조절하여 재생 공기 온도를 조절하였다. 제습 및 재생측 입구공기온도와 상대습도를 각각 32℃, 45%, 재생 공기온도 55-70℃, 제습, 재생부의 전면풍속을 1 - 2 m/s의 조건에서, 제습로터의 회전수 변화(100-400s)에 따른 제습성능 실험을 수행하였다.

#### 3.2 제습로터 성능실험 결과와 수치해 비교

측정된 공기풍량과 제습로터 입출구의 온도와 습도로부터, 제습측에서 제거되는 수분의 양(MRC)과 재생측에서 재생되는 수분의 양(MRR)은 다음

Table 1 The specification of the SDP rotor

Parameter	Unit	Value
$\rho_{pw}$	kg/m <sup>3</sup>	720
$C_{pw}$	J/kg·K	921
$f_m$	-	0.1
$\epsilon$	-	0.8
$L$	m	0.15
$D$	mm	470

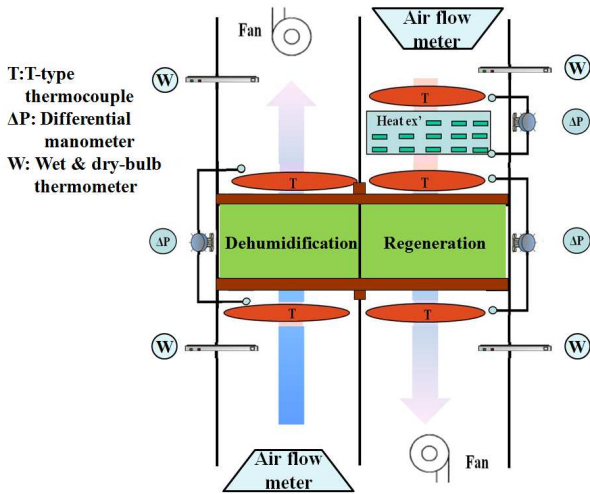


Fig. 3 Schematic diagram of desiccant rotor performance experimental apparatus

과 같이 공기의 질량유량과 각 부분의 입출구 절대습도차로 나타낼 수 있다.

$$MRC = \dot{m}_p \times (Y_{a,p,i} - Y_{a,p,o}) \quad (3)$$

$$MRR = \dot{m}_r \times (Y_{a,r,o} - Y_{a,r,i}) \quad (4)$$

각각의 제습량과 재생량을 비교하여 Fig. 4에 나타내었으며, 오차가 5% 이내로 실험결과의 신뢰도를 확인할 수 있다.

Fig. 5에 제습공기 입출구의 이슬점 온도차를 전면풍속이 1.4 m/s인 경우, 회전주기와 재생온도 변화에 따라 나타내었다. 재생온도와 회전주기에 따른 제습로터의 성능 특성곡선은 수치해와 비슷한 경향성을 보인다. 각 재생온도에서 수치해에 의한 제습량이 최대가 되는 최적 회전주기를 실선으로 이어서 나타내었다. 수치해를 검증하기 위하여 제습로터 성능실험 결과와 수치해의 결과를 비교하여 Fig. 6에 나타내었다. 오차가 10% 이내로 수치해와 실험결과 값이 비교적 잘 일치하는 것을 확인함으로써, 수치해석 결과의 신뢰도를 검증할 수 있었다.

#### 4. 제습로터 성능 해석

##### 4.1 회전주기 변화에 따른 성능 해석

제습로터의 회전주기 변화에 따른 성능을 수치해석을 통해 분석하였다. 전면풍속 1.5 m/s, 재생공기온도 60°C, 절대습도 0.014 kg/kg 조건에서 최대 제습성능을 보이는 회전주기(400s)를 고정

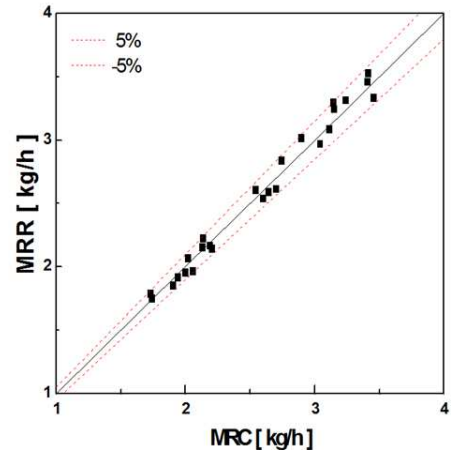


Fig. 4 Mass balance at the desiccant rotor

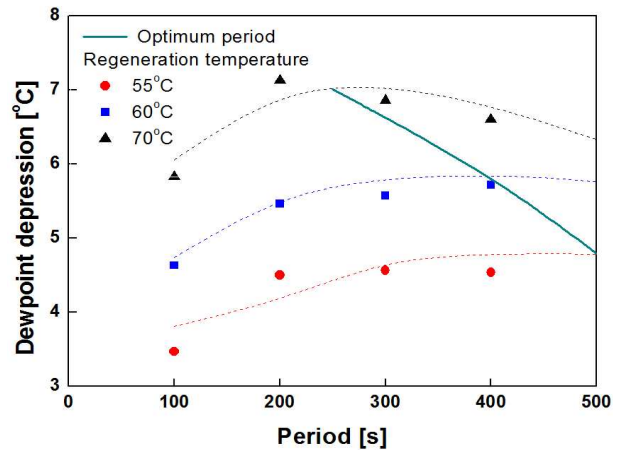


Fig. 5 Comparison of dewpoint depression with respect to the regeneration temperature between experiment and simulation results

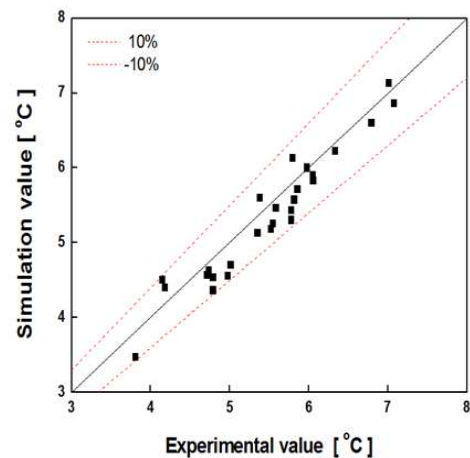


Fig. 6 Comparison of dewpoint depression between experiment and simulation results

회전주기로 선정하여 최적 회전주기에서 제습량과 비교를 통해 성능을 고찰하였다. 계산에 사용

된 인자들의 고정 값과 변화되는 범위를 Table 2에 제시하였다.

Fig. 7에 재생공기 절대습도가 0.014 kg/kg인 경우, 전면풍속과 회전주기 변화에 따른 제습량을 재생온도에 대하여 나타내었다. 굵은 실선과 굵은 점선은 각각 최적 회전주기와 고정 회전주기의 제습량을 연결한 선이다. Table 3에 전면풍속이 2 m/s일 경우, 최적 회전주기, 고정 회전주기와 최적 회전주기에서 제습량을 정리하였다.

재생온도가 높아질수록 제습량은 증가하며, 최적 회전주기도 짧아지는 것을 알 수 있다. 전면풍속이 2.0 m/s인 경우, 재생온도가 50°C에서 70°C로 증가할 때, 최적회전주기는 400 s에서 200 s로 감소하고, 최적 회전조건에서 제습량은 3.21 kg/h에서 5.46 kg/h으로 증가한다.

전면풍속 증가에 따라서도 제습량이 커지며, 최적 회전주기는 짧아진다. 재생온도 70°C에서 전면풍속이 1 m/s에서 2 m/s로 증가할 때, 최적 회전주기는 약 400 s에서 200 s로 감소하였고, 전면풍속이 2.0 m/s인 경우, 고정주기와 최적 회전주기조건에서 제습량은 각각 4.99 kg/h, 5.46 kg/h로 약 9%의 차이를 보였다.

Table 2 Parameter values used in simulation

Parameter	Unit	Range
$T_{a,p,i}$	°C	27
$T_{a,r,i}$	°C	50-70
$Y_{a,p,i}$	kg/kg	0.011
$Y_{a,r,i}$	kg/kg	0.01-0.02
$V$	m/s	1-2
Rotational period	s	100-700

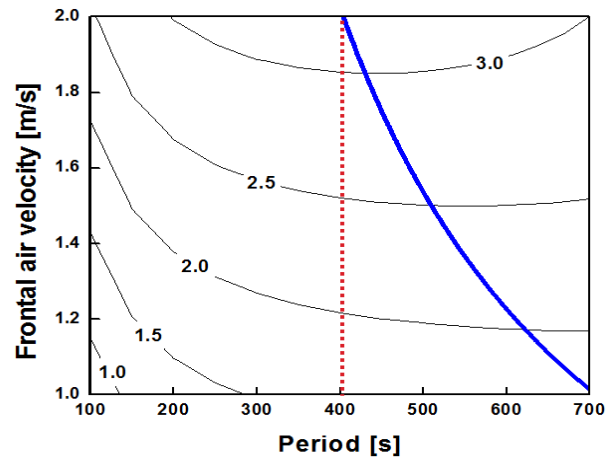
Table 3 Simulation results with respect to regeneration air temperature

$T_{a,r,i}$ (°C)	50	70
Optimum rotational period (s)	400	200
MRC at optimum rotational period condition (kg/h)	3.21	5.46
MRC at constant rotational period condition (kg/h)	3.21	4.99

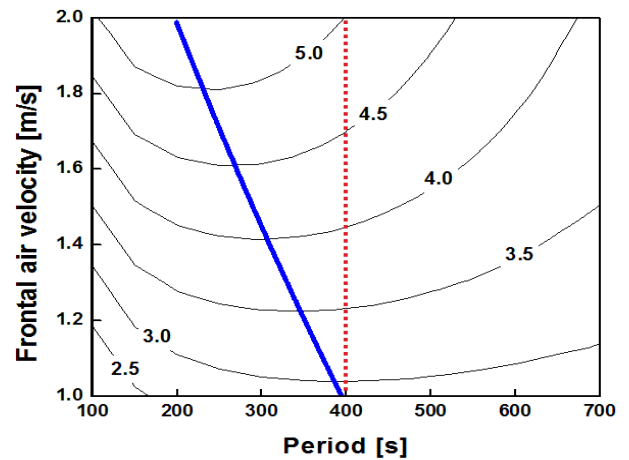
Fig. 8은 재생온도가 60°C인 경우, 전면풍속과 회전주기 변화에 따른 제습량을 재생공기 절대습도 변화에 따라 나타낸 것이다. Table 4에 전면풍속이 2 m/s일 경우, 최적 회전주기, 고정 회전주기와 최적 회전주기에서 제습량을 정리하여 나타내었다.

재생공기 절대습도가 증가하면 제습량은 감소하며, 최적회전주기는 증가한다. 전면풍속이 2.0 m/s일 경우, 재생공기 절대습도가 0.01 kg/kg에서 0.02 kg/kg로 증가할 때, 최적회전주기는 247 s에서 400 s로 증가한다. 공기절대습도가 0.01 kg/kg, 전면풍속이 2 m/s인 경우, 고정주기와 최적 회전주기조건에서 제습량은 각각 4.97 kg/h, 5.27 kg/h로 약 6%의 차이를 보인다.

각 운전조건에 대하여 최적 회전주기로 제습로터를 조절할 때와 고정 회전주기로 조절할 때, 전면풍속변화에 따른 제습량을 Fig. 9에 나타내었다.



(a)  $T_{a,r,i}$  50°C



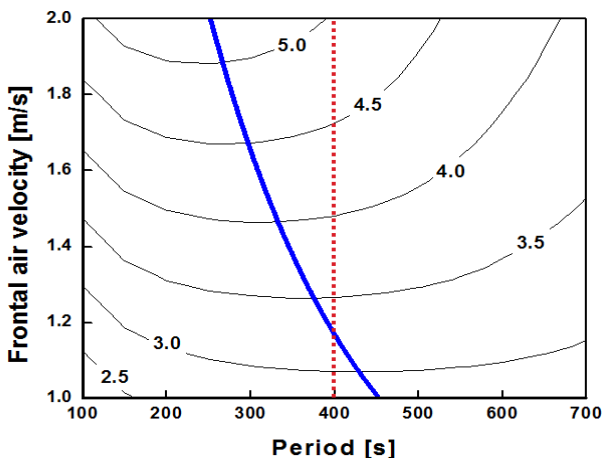
(b)  $T_{a,r,i}$  70°C

Fig. 7 MRC with respect to the frontal air velocity and regeneration air temperature when humidity ratio is 0.014 kg/kg

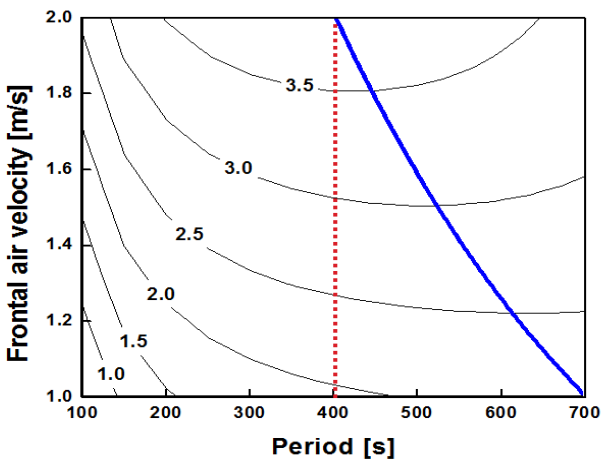


**Table 4** Simulation results with respect to regeneration air humidity

$Y_{a,r,i}$ (kg/kg)	0.01	0.02
Optimum rotational period (s)	247	400
MRC at optimum rotational period condition (kg/h)	5.27	3.81
MRC at constant rotational period condition (kg/h)	4.97	3.81



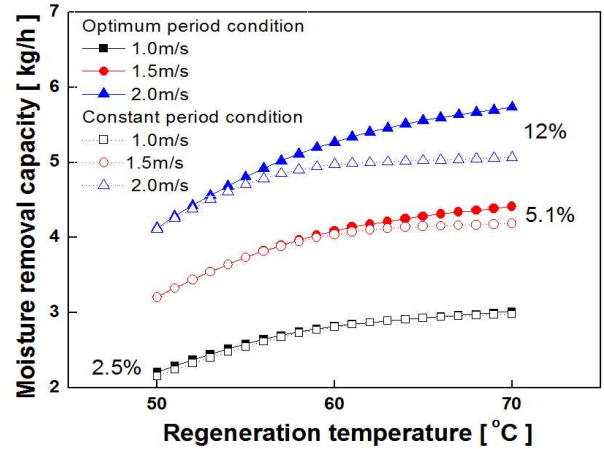
(a)  $Y_{a,r,i}$  0.01 kg/kg



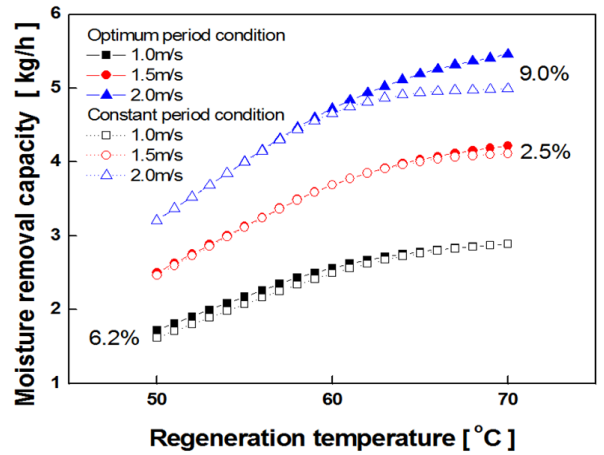
(b)  $Y_{a,r,i}$  0.02 kg/kg

**Fig. 8** Moisture removal capacity with respect to the frontal air velocity and outdoor humidity ratio when regeneration air temperature is 60°C

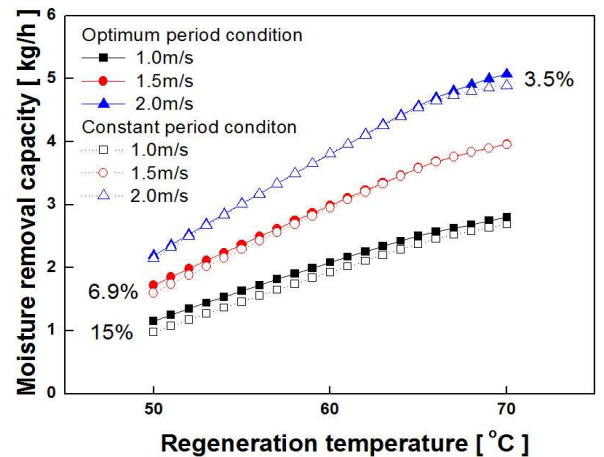
재생공기 절대습도가 0.01 kg/kg인 Fig. 9(a)에서 재생온도 70°C, 전면풍속 2 m/s의 경우 고정 회전주기에 비하여 회전주기의 최적화로 인한 제



(a) MRC with respect to the regeneration air temperature at  $Y_{a,r,i}$  0.01 kg/kg



(b) MRC with respect to the regeneration air temperature at  $Y_{a,r,i}$  0.014 kg/kg



(c) MRC with respect to the regeneration air temperature at  $Y_{a,r,i}$  0.02 kg/kg

**Fig. 9** Comparison of moisture removal capacity between optimal and constant rotational period

습성능 증가율이 12%이며, 전면풍속이 작아질수록, 제습성능 증가율이 감소하였다.

재생온도가 50℃, 전면풍속이 1m/s의 조건에서 공기절대습도가 0.01 kg/kg일 때, 제습 성능 증가율이 2.5%로 작은 값을 보이지만, 동일한 재생온도와 전면풍속 조건에서 재생공기 절대습도가 증가할수록 제습성능증가율이 증가하는 것을 확인할 수 있다.

Fig. 9의 결과로부터 최적 회전주기로 제습로터의 회전속도를 제어하면, 일정 회전주기로 고정하였을 경우보다 작동조건에 따라 최대 15% 제습량을 증가시킬 수 있음을 알 수 있다. 그러나, 실제 제습로터의 작동조건이나, 제습로터 회전주기의 제어를 위한 비용 증가를 고려하여, 제습로터의 회전주기 제어방법의 선정이 필요하다.

4.2 최적 회전주기 상관식 개발

최적 회전주기(P)의 예측을 위한 상관식은 재생온도(T), 재생공기 상대습도(R), 그리고 전면풍속(V)을 판정변수로 선정하여 2차식의 형태로 다음과 같이 나타내었다.

$$y = A + Bx_1 + Cx_2 + Dx_3 + Ex_1^2 + Fx_2^2 + Gx_3^2 + Hx_1x_2 + Ix_1x_3 + Jx_2x_3 \quad (5)$$

$$y = \frac{P}{P^*}, x_1 = \frac{T_r}{T_r^*}, x_2 = \frac{R}{R^*}, x_3 = \frac{V}{V^*}$$

여기서 상첨자 \*는 기준조건을 나타낸 것으로, 회전주기와 재생공기 온도, 상대습도 그리고 전면풍속의 값은 각각 400 s, 60℃, 11.3%, 1.5 m/s이다. 전체 운전조건에서 수치해석을 통해 얻은 값을 토대로 모든 인자에 대한 회귀분석 결과를 Table 5에 나타내었다.

회귀분석은 선택인자에 대한 반응표면법<sup>9)</sup>을 적용하여 수행하였다. 주효과항(main effect)들과 제곱항(square), 그리고 교호효과항(interaction)의 P-value 값은 모두 0에 근접한 값을 보여, 모든 항들이 유의함을 알 수 있었다. 따라서 회귀식에서 모든 항을 생략 없이 사용하였다.

Fig. 10에 수치해석을 통해 얻은 최적 회전주기와 회귀분석기법을 적용한 최적 회전주기 예측 상관식에 의한 결과를 비교하였다. Table 2에 제시된 시뮬레이션 범위 내 대부분의 영역에서 오차를 10%의 정확도를 보이고 있다.

Fig. 9에서 고정 회전주기 제어와 최적 회전주기 제어의 제습성능 차이가 가장 큰 영역인 외기

Table 5 Results of regression analysis

Parameter	Coef.
Constant	9.4496
x <sub>1</sub>	-12.6671
x <sub>2</sub>	-0.6321
x <sub>3</sub>	-3.2594
x <sub>1</sub> <sup>2</sup>	5.1114
x <sub>2</sub> <sup>2</sup>	-0.08413
x <sub>3</sub> <sup>2</sup>	0.8125
x <sub>1</sub> x <sub>2</sub>	1.7040
x <sub>1</sub> x <sub>3</sub>	0.7191
x <sub>2</sub> x <sub>3</sub>	-0.1494

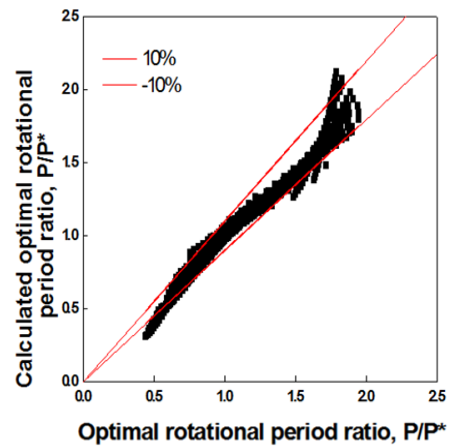


Fig. 10 Comparison of optimal rotational period between simulation and calculated value

절대습도 0.01 kg/kg, 재생온도 70℃, 전면풍속 2 m/s (case A)와 외기절대습도 0.02 kg/kg, 재생온도 50℃, 전면풍속 1 m/s (case B)의 운전 조건에서 최적 회전주기 운전 대비 회귀분석을 통해 개발한 상관식을 바탕으로 예측된 최적 회전주기 제어에 의한 제습량의 감소율을 Table 6에 나타내었다.

A 조건에서 상관식을 이용한 회전수 제어가 최적 회전주기 대비 1.8% 성능이 작았으며, 고정 회전주기(400 s)보다는 약 10% 정도 성능이 향상되었다. B 조건의 경우에도 최적회전주기 대비

**Table 6** Decrease in MRC for various control methods compared with optimum rotational period condition

Case	Constant	1st	2nd	3rd
A	12%	2.0%	<b>1.8%</b>	0.9%
B	15%	5.0%	<b>3.1%</b>	2.2%

제습성능 감소율이 3.1%로, 고정 회전주기보다 약 12% 증가하였다.

회귀분석을 통해 상관식을 1차식과 3차식의 형태로 개발한 경우, 최적 회전주기 운전 대비 상관식으로 예측된 최적 회전주기 제어에 의한 제습량의 감소율을 Table 6에 나타내었다. 상관식의 형태가 복잡할수록 최적 회전주기에 근접한 운전이 가능하므로 성능 감소율이 작아진다. 가장 복잡한 형태의 3차식의 최적 회전수 예측 상관식의 경우 B 조건에서 제습성능 감소율이 2.2%로 최적 회전주기에 가장 근접하는 것을 알 수 있다.

## 5. 결론

본 연구에서는 제습로터 성능 시뮬레이션을 통하여 각 운전조건에 대한 제습로터의 회전주기 변화에 따른 성능변화 연구를 수행하였으며, 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

(1) 제습로터의 제습량은 재생공기 온도, 습도, 그리고 전면풍속에 영향을 크게 받으며, 재생공기 습도가 낮아질수록, 재생온도가 증가할수록, 전면풍속이 빠를수록 제습량이 커진다.

(2) 제습량이 최대가 되는 최적 회전주기는 재생공기 습도가 낮아질수록, 재생온도가 높을수록, 전면풍속이 빠를수록 감소한다.

(3) 고정 회전주기(400s) 운전 대비 최적 회전주기 운전시 제습량의 증가율은 저습도영역에서, 재생온도와 전면풍속이 높을수록 증가하며, 고습도영역에서는 재생온도와 전면풍속이 낮을수록 증가한다.

(4) 회귀분석기법을 통해 재생공기 온도, 상대습도, 전면풍속을 이용한 최적 회전주기 예측 상관식을 개발하였으며, 이를 이용한 제습로터의 회전주기 제어운전을 통해 고정 회전주기 운전보다 제습성능을 향상시킬 수 있으며, 최적 회전주

기 운전에 근접한 제습성능을 보였다.

## 후 기

본 연구는 2010년도 지식경제부의 재원으로 한국에너지기술평가원(KETEP)의 지원(No 2010T100200270)과 2012년도 국민대학교 교내연구비를 지원받아 수행한 연구입니다.

## 참고문헌

- (1) Daou, K., Wang, R. Z. and Xia, Z. Z., 2006, "Desiccant Cooling Air Conditioning: A Review," *Renewable and Sustainable Energy Review*, Vol. 10, pp. 55~77.
- (2) Lee, J., K., Lee, D., Y. and Oh, M., D., 2010, "The Study of the Performance Enhancement by Operating Parameter of Low Temperature Regeneration Polymeric Desiccant Rotor," *Proceeding of the SAREK Summer Annual Conference*, pp. 690~694.
- (3) Lee, J., J., Kim, S., H. and Kang, B., H., 2010, "An Experimental Study on the Effectiveness for Operating Conditions of a Desiccant Rotor," *Proceeding of the SAREK Winter Annual Conference*, pp. 550~557.
- (4) Kang, B. H., Pi, C. H. and Chang, Y. S., 2012, "An Experimental Study on Development of Air Leakage Model and Performance Characteristics of a Desiccant Rotor," *Trans. of the KSME B*, Vol. 36, No. 1, pp. 37~45.
- (5) Zheng, W. and Worek, W. M., 1993, "Numerical Simulation of Combined Heat and Mass Transfer Process in a Rotary Dehumidifier," *Numerical Heat Transfer, Part A*, Vol. 23, pp. 211~232.
- (6) 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, No. 9, pp. 811~819.
- (7) Kodama, A., Hirayama, T., Motonobu, G., Tsutomu, H. and Critoph, R. E., 2001, "The Use of Psychrometric Charts for the Optimisation of a Thermal Swing Desiccant Wheel," *Applied Thermal Engineering*, Vol. 21, pp. 1657~1674.



- (8) White, S. D., Goldsworthy, M., Reece, R., Spillmann, T., Gorur, A. and Lee, D.-Y., 2011, "Characterization of Desiccant Wheels with Alternative Materials at Low Regeneration Temperatures," *International Journal of Refrigeration*, Vol. 34, pp. 1786~1791.
- (9) Han, H. T., 2001, "Mechanical Measurements," Goomibook, pp. 41~76.