

이론적 방법에 의한 제습로터 최적 회전속도의 결정

이 대 영[†], 송 귀 은

한국과학기술연구원 에너지 메카닉스 연구센터*

Theoretical Derivation of the Optimum Rotation Speed of a Desiccant Rotor

Dae-Young Lee[†], Gwi-Eun Song

Energy Mechanics Research Center, KIST, Seoul 120-700, Korea

(Received August 11, 2009; revision received September 22, 2009)

ABSTRACT: The optimum rotation speed of a desiccant rotor is studied theoretically based on a theoretical solution to the heat and mass transfer processes in the desiccant rotor. A simple correlation equation for the optimum rotation speed is derived to show the effects of various parameters including the thermo-physical properties, the geometric dimension, and the operating condition of the desiccant rotor. The theoretical result is compared with existing experimental data to validate the linearization and simplification included in the solution procedure. Based on the theoretical solution, the effects of major parameters on the optimum rotation speed are studied and the fundamental mechanism of the influences is investigated.

Key words: Desiccant rotor(제습로터), Optimum rotation speed(최적 회전속도), Correlation(상관식), Theoretical solution(이론해)

기 호 설 명

C_p : 비열 [J/kg · K]
 C_{pm} : 흡착량포함 제습로터 비열 [J/kg · K]
 f_m : 제습제 질량비
 h : 대류 열전달계수 [W/m² · K]
 h_D : 물질 전달계수 [W/m²K]
 i_{fg} : 응축 잠열 [kJ/kg]
 L : 로터 길이 [m]
 N : NTU
 T : 온도 [°C]
 t : 시간 [s]
 t_o : 회전주기 [s]
 t_p : 제습주기 [s]
 t_r : 재생주기 [s]
 u_a : 전면 유속 [m/s]

W : 제습제 단위 질량당 흡습량 [kg/kg]
 Y : 절대습도 [kg/kg]

그리스 문자

α : 단위체적당 표면적 [m²/m³]
 γ : 제습제 등온선의 기울기
 ϵ : 공극률
 θ : 무차원 온도
 κ : 제습제의 무차원 열용량
 λ : 해석해의 지수
 ρ : 밀도 [kg/m³]
 σ : 제습제의 무차원 흡습용량
 τ : 무차원 시간
 ψ : 무차원화된 온도변화에 따른 습도변화율
 ϕ : 상대습도
 ω : 무차원 절대습도

그리스 문자

a : 공기

[†] Corresponding author

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

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

- i* : 입구, 엔탈피
o : 출구
p : 제습 과정
r : 재생 과정
v : 수증기
w : 제습기

1. 서 론

산업기술의 발전과 생활수준의 향상에 따라 생산성 증대 및 공기질 개선을 위한 적절한 습도 조절의 수요가 증가하고 있다. 습도조절을 위한 제습 방법으로 냉각식과 흡착식이 있으며, 흡착식은 냉각식에 비교하여 착상 문제나 재열 필요성이 없는 등의 이점이 있다. 흡착식에 사용되는 제습제는 습기에 대한 강한 친화력이 있는 물질로서 수증기를 흡수하여 공기를 제습할 수 있으며, 제습제에 열을 가하면 흡수된 수증기가 증발하여 제습제가 다시 건조되므로 반복하여 사용할 수 있다. 흡착식 제습기에서는 Fig. 1에 나타낸 바와 같이 제습제가 코팅된 별집구조의 제습로터를 제습 공기와 재생 공기가 분리되어 흐르는 덕트에 설치하고 제습로터를 회전시킴으로써 제습과 제습제 재생이 연속적으로 이루어진다.

제습로터의 성능에 영향을 미치는 요인으로는 제습제의 등온선(isotherm curve), 비열, 밀도 등 물성에 관련된 것, 제습기의 다공도, 유로형상, 유로길이, 지름 등 형상에 관련된 것, 제습공기 온습도, 재생공기 온습도, 유량, 제습기 회전속도 등 운전조건에 관련된 것 등 상당히 여러 가지 인자⁽¹⁾들이 있다. 제습로터의 이용 측면에서는, 제습로터의 회전속도에 따라 제습성능이 크게 달라지므로, 제습로터의 회전속도를 유량, 입구 온습도 등 운전조건에 따라 최적으로 조절하는 것이 중요하다.

최적 회전속도는 제습물질의 물성, 로터 형상, 운전조건 등 제습로터 성능에 영향을 미치는 다양한 인자에 의하여 영향 받으며, 이러한 여러 인자들의 영향을 모두 고려하여 최적 회전속도를 예측하기에는 많은 어려움이 있다.

최적 회전속도와 관련된 연구로서 Zheng et al.⁽²⁻⁴⁾은 무차원 시간, 무차원 길이 변수를 제시하고 수치해석결과를 이용하여 최적 회전속도의 존재와 이유를 설명하고자 하였다. 제습로터의 회전속도가 최적 회전속도보다 빠를 경우에는 제습/재생 과정이 짧아서 성능이 떨어지고, 회전속도가 최적 회전속도보다 느릴 경우에는 제습/재생 과정이 길어져서 유용도가 떨어지게 된다고 보고하였다.

Kodama et al.⁽⁵⁾은 제습로터에 대한 실험결과를 정리하여 최적 회전속도의 존재와 실험에 근거한 예측 식을 제시하였으며, Dai et al.⁽⁶⁾은 수치해석을 통하여 제습로터의 열용량, 비열, 흡습용량, 회전속도 등에 따른 제습로터 출구 온습도의 변화를 해석하고, 이들 인자에 의한 영향을 고찰하였으며 최적 회전속도에서의 출구 온습도의 특성을 연구하였다. 또한 Chung et al.^(7,8)은 제습/재생 면적 비율과 채널 형상에 따른 영향을 정리하였다.

한편 Lee et al.⁽⁹⁾은 선형화 가정을 통하여 제습 및 재생과정에서의 온습도 변화에 대한 이론해를 구하였으며, 실제과정을 비교적 정확히 예측할 수 있음을 보였다. 이론해석 과정에서 제습로터에 영향을 미치는 다양한 인자들을 4개의 무차원 인자로 정리하였으며 이들을 이용하여 제습과정을 효과적으로 분석할 수 있음을 보고하였다.⁽¹⁾

본 연구에서는 Lee et al.⁽⁹⁾의 이론해를 이용하여 제습로터 출구에서의 절대습도가 최소가 되는 최적 회전속도를 유도하며, 수치해석 결과 및 기존의 실험결과와 비교하여 타당성을 검증한다. 또

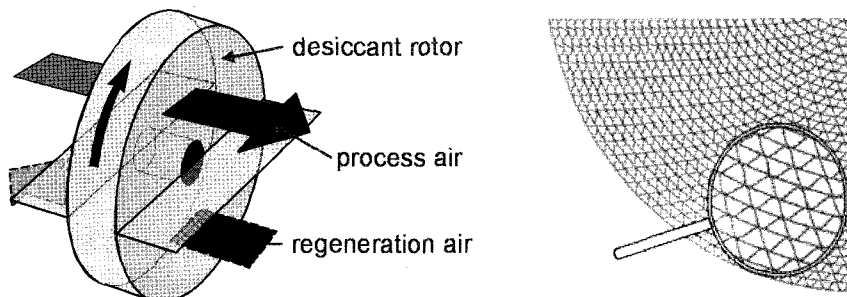


Fig. 1 Schematic drawing of a desiccant rotor.

한 이론적 분석을 통하여 최적 회전속도에 영향을 미치는 인자와 그들의 영향을 규명하고, 그 관계를 간단한 수식으로 정리한다.

2. 지배 방정식과 무차원 인자

제습로터에서의 열 및 물질전달 과정을 간략히 모델화하여 다음의 식으로 나타낼 수 있다.⁽²⁻⁴⁾

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

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

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

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

Lee et al.⁽⁹⁾은 제습제 등온선의 선형화, 습공기 선도의 선형화, 공기온습도 분포의 선형화 등 3가지 선형화 과정을 통하여 출구에서의 온도와 습도에 대한 다음의 이론해를 구하였다.

$$\theta_{a,p,o} = [A \exp(-\lambda_1 \tau) + B \exp(-\lambda_2 \tau)] \frac{1}{1/N + 1/2} \quad (5)$$

$$\omega_{a,p,o} = [C \exp(-\lambda_1 \tau) - D \exp(-\lambda_2 \tau)] \frac{1}{1/N + 1/2} \quad (6)$$

식에서 사용된 무차원화 변수들의 정의는 다음과 같다.

$$\tau = t/t_p \quad (7)$$

$$\theta = \frac{T - T_{a,p,i}}{T_{a,r,i} - T_{a,p,i}} \quad (8)$$

$$\omega = \frac{Y - Y_{a,p,i}}{C_{pa}(T_{a,r,i} - T_{a,p,i})/i_{fg}} \quad (9)$$

주요 무차원 인자들의 정의를 Table 1에 정리하였다. 제습로터에서의 열 및 물질전달은 ψ , κ , σ , N 의 4가지 무차원 인자들에 의하여 결정되며, 이 4가지 무차원 인자들은 각각 제습로터 내의 온습도분포 범위에서 상대습도 일정선의 평균 기울기, 제습로터의 열용량, 제습로터의 흡습용량, 열 및 물질전달의 용이성을 의미한다.

이 이론해는 도출에 사용된 여러가지 선형화 가정들에도 불구하고 이론해와 수치해가 거의 유사한 결과를 보이는 것으로 보고되었다.⁽⁹⁾

3. 최적 회전주기

Kodama et al.⁽⁵⁾은 실리카겔 제습로터의 제습성능을 시험하였으며, 제습로터 회전속도에 따른 제습 입구 절대습도에 대한 제습 출구 절대습도의 비를 정리하여 최적 회전속도의 추정 결과를 제시하였다. Kodama et al.⁽⁵⁾의 추정 결과 중, 제습로터의 제습/재생 면적비 1 : 1, 유속 1 m/s, 로터 길이 0.2 m, 제습 입구 온도 26 °C, 재생온도 60 °C, 입출구 절대습도 13.5 g/kgDA인 경우를 수치해 및 이론해와 비교하여 Fig. 2에 나타내었다.

Fig. 2에서 수치해는 식(1)~식(4)을 수치적분하

Table 1 Expression of parameters(9)

	Expression		Expression		Expression
A	$\frac{(1 - \kappa \lambda_2 + \omega_{a,r,i})}{\kappa(\lambda_1 - \lambda_2)(1 + \exp(-\lambda_1))}$	C	$(\kappa \lambda_1 - 1)A$	$\lambda_{1,2}$	$\frac{1 + \psi + \kappa/\sigma}{2\kappa} \left(1 \pm \sqrt{1 - \frac{4\kappa/\sigma}{(1 + \psi + \kappa/\sigma)^2}} \right)$
B	$\frac{(\kappa \lambda_1 - 1 - \omega_{a,r,i})}{\kappa(\lambda_1 - \lambda_2)(1 + \exp(-\lambda_2))}$	D	$(1 - \kappa \lambda_2)B$	N	$\frac{\alpha h L}{\rho_a C_{pa} u_a}$
κ	$\frac{\rho_w C_{pw}(1 - \epsilon)}{\rho_a C_{pa} u_a} \frac{L}{t_p} (1/N + 1/2)$	σ	$\frac{\gamma f_m \rho_w (1 - \epsilon)}{\rho_a Y_{s0} u_a} \frac{L}{t_p} (1/N + 1/2)$	ψ	$\frac{Y_{s0} i_{fg} \xi}{C_{pa}(T_{a,r,i} - T_{a,p,i})}$

여 얻었으며, 이론해는 식(9)를 주기적분한 결과이다. 제습 출구 절대습도가 최소가 되는 회전주기가 존재하며, Kodama et al.⁽⁵⁾의 실험결과와 수치 계산결과 및 이론해가 잘 일치하는 것을 알 수 있다. 제습로터의 회전주기가 아주 길 경우에는 제습제가 점차 포화상태에 이르러 제습량이 감소하므로 출구 습도가 증가한다. 반대로 제습로터의 회전주기가 아주 짧을 경우에는 제습제의 열용량 효과로 제습과 재생이 충분치 않아서 제습량이 감소하게 된다.⁽¹⁾

이후에는 수치해 및 이론해를 이용하여 다양한 조건에서 제습로터의 회전주기 변화에 따른 제습 성능의 변화를 분석한다. 제습물질은 실리카겔로 가정하였으며 등은 흡습곡선은 Pesaran and Mills⁽¹⁰⁾가 제시한 식을 사용하였다. Table 2에 분석에 사용된 표준 계산 조건을 정리하였다.

Table 2에 나타낸 표준조건으로부터 각각 NTU, 유속, 제습로터의 깊이가 달라지는 경우에 대한 수치해석 결과를 Fig. 3에 나타내었다. 모든 계산에서 제습/재생 면적비를 1:1로 하였으며, 로터 회전주기 t_o 는 제습주기 t_p 와 재생주기 t_r 의 합이므로 회전주기는 제습 주기의 2배가 된다.

$$t_o = t_p + t_r = 2t_p \quad (10)$$

Fig. 3(a)는 다른 인자들은 Table 2에 나타낸 값으로 일정하고 NTU만 변화하는 경우의 제습 출구 절대습도를 나타낸다. NTU가 증가함에 따라 출구 절대습도는 감소하는 경향을 보이며 출구 절대습

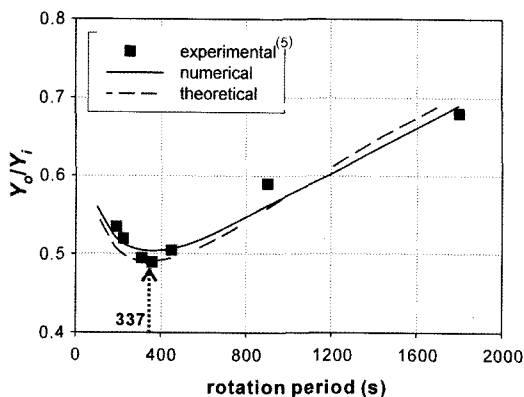


Fig. 2. Comparison of the theoretical results with an existing experimental data.

Table 2 Base condition

parameter	unit	value
$T_{a,p,i}$	°C	30
$T_{a,r,i}$	°C	60
$Y_{a,p,i}$	kg/kg	0.015
$Y_{a,r,i}$	kg/kg	0.015
i_{fg}	kJ/kg	2501
ρ_w	kg/m ³	720 ⁽⁶⁾
C_{pw}	J/kgK	921 ⁽⁶⁾
f_m	-	0.7
ϵ	-	0.85
L	m	0.2
u_a	m/s	2.0
N	-	8.0

도가 최소가 되는 최적 회전주기는 큰 변화 없이 완만하게 감소하는 것을 볼 수 있다.

공기 유속만을 달리할 경우의 출구 공기 절대습도의 변화를 정리한 Fig 3(b)를 보면, 최소 절대습도는 큰 변화 없이 일정하지만 최적 회전주기는 크게 변화하여 유속이 클수록 최적 회전주기가 작아진다. 또한 유속이 클수록 회전주기에 따른 성능 변화가 크지만 유속이 느린 경우에는 회전주기 변화에 따른 성능 변화가 비교적 작다.

NTU와 공기 유속을 일정하게 하고 제습로터의 깊이를 달리했을 때의 출구 절대습도의 변화를 Fig. 3(c)에서 살펴볼 수 있다. NTU와 공기 유속이 일정할 때 제습로터의 깊이가 증가함에 따라 최적 회전주기가 증가하며 회전주기가 최적 주기보다 큰 경우에는 회전주기가 출구 습도에 미치는 영향이 감소하게 된다.

4. 최적해의 이론적 유도

출구 습도의 해석해 식(6)을 한 주기에 대하여 적분하고 제습주기에 대한 미분값이 0이 되는 조건을 이용하여, 제습로터 출구 절대습도가 최소가 되는 최적 회전주기의 해석해를 구할 수 있다. 제습과정의 한 주기 동안의 평균 출구 습도는 식(6)으로부터 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\bar{\varepsilon} = \frac{1}{1/N+1/2} \quad (11)$$

$$\times \left\{ \frac{C}{\lambda_1} [1 - \exp(-\lambda_1)] - \frac{D}{\lambda_2} [1 - \exp(-\lambda_2)] \right\}$$

$$= \frac{1}{1/N+1/2} \{ \bar{\omega}_1 + \bar{\omega}_2 \}$$

$$\bar{\omega}_1 = \frac{(l_1 - 1)(1 - l_2 + \omega_{a,r,i})}{(l_1 - l_2)} \quad (12)$$

$$\times \frac{(1 - \exp(-\lambda_1))}{\lambda_1(1 + \exp(-\lambda_1))}$$

$$\bar{\omega}_2 = - \frac{(1 - l_2)(l_1 - 1 - \omega_{a,r,i})}{(l_1 - l_2)} \quad (13)$$

$$\times \frac{(1 - \exp(-\lambda_2))}{\lambda_2(1 + \exp(-\lambda_2))}$$

$$l_{1,2} = \left[\frac{1 + \psi + \kappa/\sigma}{2} \right] \quad (14)$$

$$\left(1 \pm \sqrt{1 - \frac{4\kappa/\sigma}{(1 + \psi + \kappa/\sigma)^2}} \right)$$

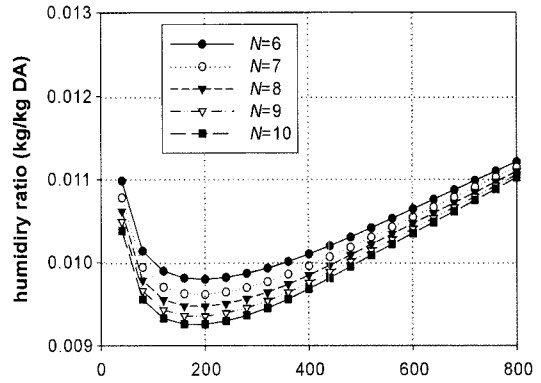
위의 적분평균된 무차원 습도는 지수 $\lambda_{1,2}$ 의 함수로 정리되며, 이 지수들은 제습주기 t_p 의 함수이다. 식(14)의 $l_{1,2}$ 에 포함된 ψ 와 κ/σ 는 Table 1의 정의로부터 알 수 있듯이 t_p 의 함수가 아니다. 따라서 최적 제습주기를 다음의 미분식으로부터 구할 수 있다.

$$\frac{\partial \bar{\omega}}{\partial t_p} = \frac{\partial \bar{\omega}}{\partial \lambda_1} \frac{\partial \lambda_1}{\partial t_p} + \frac{\partial \bar{\omega}}{\partial \lambda_2} \frac{\partial \lambda_2}{\partial t_p} = 0 \quad (15)$$

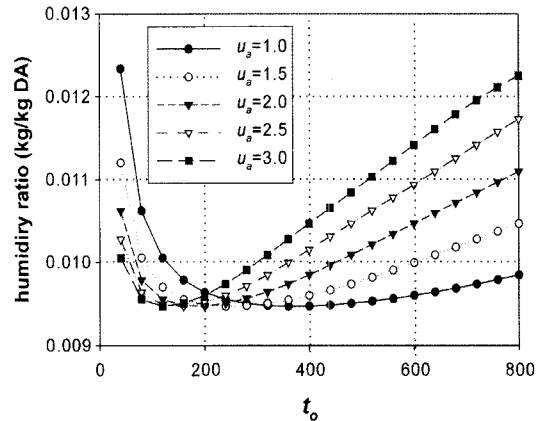
해석과정을 간략히 하기 위하여, 식(12), 식(13)을 지수 $\lambda_{1,2}$ 에 대한 근사식으로 나타낼 수 있다. λ_1 은 일반적인 제습로터 사용 범위에서 1보다 상당히 크며, λ_2 은 1보다 상당히 작으므로 지수함수에 대한 다음의 근사식을 적용한다.

$$\exp(-\lambda_1) \cong 0 \quad (16)$$

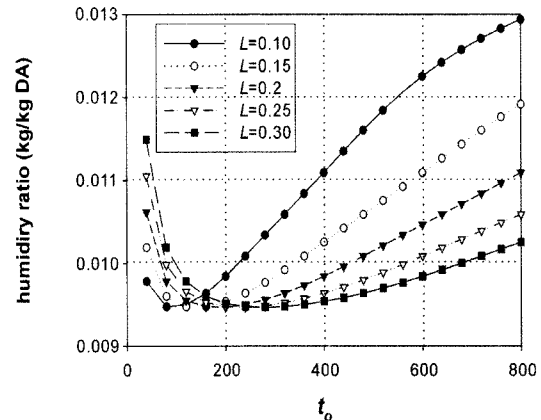
$$\exp(-\lambda_2) \cong 1 - \lambda_2 + \frac{1}{2}\lambda_2^2 - \frac{1}{6}\lambda_2^3 \quad (17)$$



(a) effect of NTU



(b) effect of the facial velocity



(c) effect of the flow depth

Fig. 3 Variation of the process outlet humidity with respect to the rotation period.

이 근사식을 식(12), 식(13)에 대입하여 다음의 식들을 얻을 수 있다.

$$\frac{\partial \bar{\omega}}{\partial \lambda_1} \cong \frac{(l_1 - 1)(1 - l_2 + \omega_{a,r,i})}{(l_1 - l_2)} \left(\frac{-1}{\lambda_1^2} \right) \quad (18)$$

$$\frac{\partial \bar{\omega}}{\partial \lambda_2} \cong \frac{(1 - l_2)(l_1 - 1 - \omega_{a,r,i})}{(l_1 - l_2)} \left(\frac{\lambda_2}{12} \right) \quad (19)$$

식(18)과 식(19)를 식(15)에 대입하여 정리하면, 최적 회전주기 조건은 다음의 식을 만족하여야 함을 알 수 있다.

$$\lambda_1 \lambda_2^2 = 12 \quad (20)$$

위의 식에 다시 Table 1의 $\lambda_{1,2}$ 의 정의를 대입하고 κ 에 대하여 정리하면 다음의 식을 얻을 수 있다.

$$\kappa_{opt} = \left(\frac{1 + \psi + \kappa/\sigma}{2} \right) \sqrt[3]{\frac{(\kappa/\sigma) \left(1 - \sqrt{1 - \frac{4\kappa/\sigma}{(1 + \psi + \kappa/\sigma)^2}} \right)}{3(1 + \psi + \kappa/\sigma)^2}} \quad (21)$$

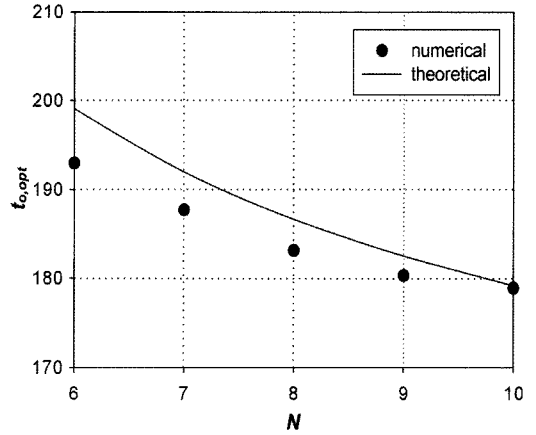
ψ 는 제습로터 내의 온습도분포 범위에서 상대습도 일정선의 평균 기울기를 의미하며, κ/σ 는 제습로터의 일용량과 흡습용량의 비를 의미한다. Fig. 3의 경우에 κ_{opt} 은 0.101로 일정하다.

κ 의 정의로부터 제습로터 출구 절대습도가 최소가 되는 최적 회전주기를 다음의 식으로 나타낼 수 있다.

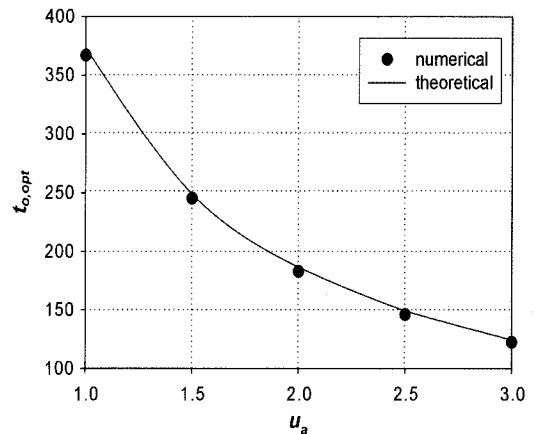
$$t_{p,opt} = \frac{\rho_w C_{pm} (1 - \epsilon) L}{\rho_a C_{pa} u_a \kappa_{opt}} (1/N + 1/2) \quad (22)$$

식(21)에서 구한 κ_{opt} 을 식(22)에 대입하여 최적 회전주기를 계산할 수 있다. 최적 회전주기는 κ_{opt} 외에 유속, 제습로터 길이, 제습로터 비열, NTU 등에 영향 받는다.

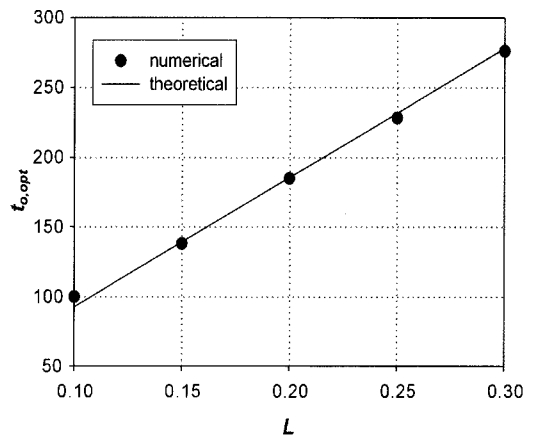
Fig. 2에 나타낸 Kodama et al.⁽⁵⁾의 실험 조건에서 최적 회전주기는 식(21), 식(22)로부터 337 s로 구하여진다. 이 값은 실험에서 얻어진 360 s와 거의 일치하는 값으로, 유도과정에 포함된 선형화



(a) effect of NTU



(b) effect of the facial velocity



(c) effect of the flow depth

Fig. 4 Optimal rotation period of the desiccant rotor.

와 단순화에도 불구하고, 이론해가 실제상황을 잘 반영하고 있음을 알 수 있다.

5. 설계변수에 따른 최적 회전주기의 변화

Fig. 3의 계산조건에 대하여 최적 회전주기를 이론식으로 구하고, 수치해와 비교하여 Fig. 4에 나타내었다. 수치해는 Fig. 3에 나타난 수치해석 결과가 최소가 되는 회전주기를 수치적으로 구한 결과이다. NTU, 유속, 제습로터 길이 등 주요변수에 대한 이론해와 수치해의 최적 회전주기 변화 경향이 매우 잘 일치하는 것을 볼 수 있다. Fig. 4에 나타난 변수 범위에서 이론해와 수치해의 차이는 최대 3% 이내이다.

NTU가 증가하는 경우, 최적 회전주기는 완만하게 감소함을 볼 수 있다(Fig. 4(a)). NTU는 열 및 물질전달의 용이성을 의미하며, 유속 및 길이가 일정할 때에 NTU가 커질수록 단위시간당 열 및 물질전달량이 증가하여 제습로터의 포화가 빨리 이루어지므로, 최적 회전주기가 감소하게 된다. NTU가 무한히 커지는 경우에는, 열 및 물질전달량이 점차 증가하여 이론적 최대값에 접근하게 되므로, 최적 회전주기도 일정한 값에 접근하게 된다.

NTU와 제습로터 길이를 일정하게 유지하면서 공기 유속을 증가시키는 경우, 최적 회전주기는 유속과 반비례하여 감소하게 된다(Fig. 4(b)). 유속에 따른 최적 회전주기의 변화는 NTU의 영향에 비하여 상당히 크며, 최적 회전주기의 결정에 중요한 역할을 함을 알 수 있다. NTU가 일정한 조건에서 공기 유속을 증가시키면, 유속에 비례하여 열 및 물질전달량이 증가하므로 최적 회전주기는 유속에 반비례하여 감소하게 된다.

NTU와 유속이 일정한 조건에서 제습로터 길이를 증가시키면 최적 회전주기는 제습로터 길이에 비례하여 증가한다(Fig. 4(c)). NTU와 공기 유속이 일정하면 제습로터의 열 및 물질전달량이 일정한 반면, 제습로터 길이가 길어지면 제습제의 단위무게 당 열 및 물질전달량이 감소하므로, 제습제가 포화되는 데 걸리는 시간이 증가하여 최적 회전주기도 증가한다.

6. 결 론

제습 출구에서의 절대습도에 대한 이론해를 이용하여 제습로터 최적 회전주기에 대한 이론식을

유도하였다. NTU, 공기유속, 제습로터 길이 등 제습로터의 주요인자가 최적 회전주기에 미치는 영향을 다음의 간단한 수식 형태로 나타낼 수 있다.

$$t_{o,opt} \sim \frac{\rho_w C_{pm}(1-\epsilon)L}{\rho_a C_{pa} u_a} (1/N + 1/2)$$

이론해를 기존의 실험결과와 비교하여, 이론해의 유도과정에 포함된 선형화와 단순화에도 불구하고 이론해가 기존의 실험결과와 잘 일치함으로 보였다. 이론해를 이용하여 주요인자가 최적 회전주기에 미치는 영향과 물리적 의미를 설명하였다.

이러한 이해를 바탕으로 상기 이론해는 설계 및 운전조건 변경에 따른 최적 회전주기의 변화를 예측하는 데에 유용하게 활용될 수 있을 것으로 기대된다.

참고문헌

1. Lee, G., Kim M. S. and Lee, D.-Y., 2005, Derivation and analysis of dimensionless parameters dominating the dehumidification characteristics of a desiccant rotor, Korea Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 17, No. 7, pp. 611-619.
2. 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.
3. Zheng, W., Worek, W. M. and Novosel, D., 1993, Control and optimization of rotational speeds for rotary dehumidifiers, ASHRAE Transactions : Symposia, pp. 825-833.
4. Zheng, W., Worek, W. M. and Novosel, D., 1995, Performance optimization of rotary dehumidifiers, Journal of Solar Energy Engineering, Vol. 117, pp. 40-44.
5. 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.
6. Dai, Y. J., Wang, R. Z. and Zhang, H. F., 2001, Parameter analysis to improve rotary desiccant

- dehumidification using a mathematical model, *International Journal of Therm. Sci.*, Vol. 40, pp. 400-408.
7. Chung, J. D., Yoon, S. M., and Lee, D.-Y., 2007, Optimization of the area ratio of regeneration to dehumidification and rotor speed on the condition of low regeneration temperature, *Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering*, Vol. 19, No. 7, pp. 521-528.
 8. Chung, J. D., Lee, D.-Y., and Yoon, S. M., 2007, Effect of desiccant and channel geometrics on the performance of desiccant rotor, *Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering*, Vol. 19, No. 8, pp. 569-576.
 9. 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.
 10. Pesaran, A. A. and Mills, A. F., 1987, Moisture transport in Silica-Gel packed beds-II. Experimental study, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 30, pp. 1051-1060.