

로터리 제습기의 단순 해석 모델 개발-II. 유용도 상관식

김 동 선[†]

충주대학교 기계공학과

Development of a Simple Analytical Model for Desiccant Wheels-II. Effectiveness Correlations

Dong-Seon Kim[†]

Department of Mechanical Engineering, Chungju National University, Chungbuk 380-702, Korea

(Received August 23, 2011; revision received October 31, 2011)

ABSTRACT: An effectiveness model has been developed from the approximate analytical solution of a rotary desiccant wheel. The resulting equations clearly show that the maximum air temperature and humidity differences are two independent driving forces commonly acting in the heat and mass transfer processes. Comparison with the numerical model from the preceding study revealed that the effectiveness model could make realistic predictions roughly with 10% uncertainty. The model may be useful for the rough design and analysis of desiccant evaporative cooling systems.

Key words: Desiccant evaporative cooling(제습냉방), Analytical model(해석모델), Effectiveness(유용도), Desiccant wheel(로터리 제습기)

기 호 설 명

그리스 문자

c : 단위부피당 수분함유량 [kg/m^3]
 C_p : 비열 [kJ/kgK]
 h_{fg}^* : 흡착열 [$\text{kJ}/\text{kg}_{\text{water}}$]
 k : 열전도도 [kW/mK]
 L : 유로길이 [m]
 m : 질량 [kg]
 \dot{m} : 질량유량 [kg/s]
 T : 온도 [K]
 t : 시간 [s]
 u : 평균속도 [m/s]
 x : 유동방향 좌표 [m]

X : 절대습도 [$\text{kg}_{\text{water}}/\text{kg}_{\text{dry_air}}$]
 ε : 유용도 [-]
 ρ : 밀도 [kg/m^3]
 τ : 제습 또는 재생시간 [s]

상 · 하첨자

* : 포화상태
 i, o : 입, 출구
 t, m : 열, 물질전달
 s, a : 제습제, 공기

1. 서 론

유용도는 열과 물질교환기의 설계 또는 해석에 매우 유용한 개념으로서 현열교환기의 경우 다양한

[†] Corresponding author

Tel.: +82-43-841-5125; fax: +82-43-841-5120

E-mail address: dongseonkim@cjnu.ac.kr

형태와 넓은 작동범위에서 유효한 유용도 상관식이 개발되어 대부분의 교재^(1, 2)에서 쉽게 찾아볼 수 있다. 하지만 로터리 제습기에서와 같이 상경계면에서 잠열효과가 큰 혼합물의 상변화가 일어나는 경우에는 열과 물질전달을 동시에 고려해야 하므로 유용도 모델을 개발하는 것이 쉽지 않다. 과거에도 로터리 제습기의 유용도 모델을 개발하려 한 시도⁽³⁻⁵⁾가 있었으나 대부분 시뮬레이션 결과를 임의의 함수 또는 테이블로 표현하여 모델의 이론적 근거가 약하고 또한 검증된 범위를 벗어난 영역에서는 사용할 수 없다.

본 연구에서는 Kim et al.의 선행연구⁽⁶⁾에서 로터리 제습기에 대해 구한 근사해를 바탕으로 유용도 모델을 개발하고 그 정확성을 평가하고자 한다. 국내에서 과거 Lee et al.⁽⁷⁾이 선행연구⁽⁶⁾와 유사한 형태의 Lee et al.⁽⁸⁾의 근사해를 바탕으로 성능지표들을 제안한 바 있는데 이들은 Lee et al.⁽⁹⁾의 무차원 해석을 통해 얻은 경험적 지표들로서 입구조건에 영향을 받는 약점이 있는 반면 본 연구의 유용도 모델은 선행연구⁽⁶⁾의 근사해와 수학적으로 정확히 일치하며 작동조건은 물성만 결정하므로 유용도에 직접적 영향을 주지 않는다.

아래에서는 우선 로터리 재생기의 유용도 개념을 설명한 후 근사해로부터 유용도 상관식을 유도하고 마지막으로 수치 모델과의 비교를 통해 그 정확성을 검증할 것이다.

2. 로터리 재생기의 유용도

2.1 유용도의 개념

로터리 제습기는 현열과 잠열을 동시에 교환하는 전열교환기의 일종으로 Fig. 1과 같이 단순화하여 생각할 수 있다.

그림의 전열교환기에서 한쪽으로는 상대적으로 제습공기(process stream; T_{a1}, χ_1)가 유량 \dot{m}_{a1} 로 흐르고 반대쪽으로는 재생공기(regenerative stream; T_{a2}, χ_2)가 유량 \dot{m}_{a2} 로 흐른다. 그림은 반투막(mem-

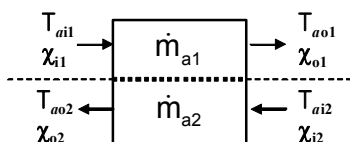


Fig. 1 Schematic diagram of a total exchanger.

brane)을 사용한 전열교환기와 동일한데 로터리 재생기가 반투막 역할을 한다고 볼 수도 있다. 그러나 로터리 재생기가 반투막과 크게 다른 점은 반투막 전열교환기에서는 두 흐름의 중간에 있는 반투막을 통해 온도차($T_{a2}-T_{a1}$)와 습도차($\chi_2-\chi_1$)에 의해 각각 열과 수분이 교환되며 열과 물질전달은 서로 영향을 주지 않는다⁽¹⁰⁾고 알려져 있지만 로터리 재생기에서는 열과 물질전달 현상이 강하게 상호작용하여 온도차와 습도차가 모두 각각의 전달 현상에 추진력(driving force)으로 작용한다는 점이다. 즉, 예를 들어 물질전달률은 습도차($\chi_2-\chi_1$)만이 아니라 온도차($T_{a2}-T_{a1}$)에도 의존하므로 습도차($\chi_2-\chi_1$)가 양의 값을 가지더라도 수분은 제습공기(χ_1)에서 재생공기(χ_2)로 이동할 수 있음을 의미하며 이 점이 로터리 재생기의 가장 큰 특징이자 제습냉방의 핵심원리이다.

본 연구에서는 가장 단순한 형태의 유용도 모델을 개발하기 위해 다음과 같이 가정하였다.

- 두 공기 흐름의 물성과 유량은 동일하다.
- 제습주기와 재생주기가 동일하다.

이상의 두 조건 하에서 로터리 재생기의 열과 물질전달의 유용도는 제습공기를 기준으로 다음 식들에 의해 정의되는데

$$\overline{T_{ao1} - T_{ai1}} = \varepsilon_{t1}(T_{ai2} - T_{ai1}) + \varepsilon_{t2}(\chi_{i2} - \chi_{i1}) \quad (1)$$

$$\overline{\chi_{o1} - \chi_{i1}} = \varepsilon_{m1}(T_{ai2} - T_{ai1}) + \varepsilon_{m2}(\chi_{i2} - \chi_{i1}) \quad (2)$$

여기서 좌측의 온도 및 습도차는 제습주기 τ 동안의 시간평균값이다.

다음 절에서는 식(1)과 식(2)의 유도과정을 보이고 열전달($\varepsilon_{t1}, \varepsilon_{t2}$) 및 물질전달 유용도($\varepsilon_{m1}, \varepsilon_{m2}$)의 상관식을 제시하도록 하겠다.

2.2 유용도 모델

Fig. 2에 제습과 재생시에 공기(⋯)와 제습제(-)의 온도 프로필을 개략적으로 도시하였다.

그림에서 공기온도(T_a)와 제습제온도(T_s)의 공간적 위치는 공기 입구를 i, 출구를 o의 하첨자로 표시하였으며 제습운전을 하첨자 1, 재생운전을 하첨자 2로 구분하였다. 제습과 재생 운전의 주기적 전환으로 인해 Fig. 2(a)와 Fig. 2(b)에서 입구와 출구

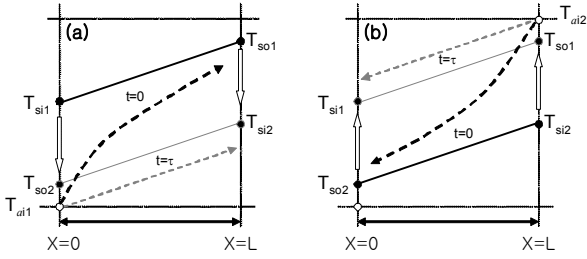


Fig. 2 Temperature profiles in (a) dehumidification, (b) regeneration period.

가 반전되며 각 운전모드의 시작시점을 $t = 0$, 종료시점을 $t = \tau$ 로 표시했음을 주목하라.

그림에서는 각 운전 모드의 초기($t = 0$)에 공기온도가 유동방향으로 심하게 변하고 말기($t = \tau$)에 공기와 제습제의 온도 프로필이 유사함을 개략적으로 도시하였다. 선행연구⁽⁶⁾에서 언급했듯이 균일한 열, 물질유속의 가정은 프로필 차이가 심한 운전 초기에 그 오차가 크다.

제습과 재생 운전은 초기조건에 의해 서로 맞물려 있어서 제습운전의 초기조건은 재생운전의 말기조건으로 주어지고 재생운전의 초기조건은 제습운전의 말기조건으로 주어지므로(예를 들어 Fig. 2 (a)의 제습운전에서 $t = \tau$ 일 때 출구의 제습제 온도는 재생운전의 초기 입구온도 즉, T_{si2} 가 되고 입구온도가 재생운전의 초기 출구온도 즉, T_{so2} 가 됨에 주목하라) 각 운전모드의 초기조건을 알기 위해서는 두 운전 모드의 해를 연립해서 풀어야 한다.

선행연구⁽⁶⁾의 근사해를 이용하여 제습운전의 종료시점($t = \tau$)에서 재생운전의 초기조건을 다음과 같이 얻을 수 있는데

$$T_{si2} - T_{ai1} = C_{11}(T_{so1} - T_{ai1}) + C_{12}(c_{so1} - c_{si1}^*) \quad (3)$$

$$c_{si2} - c_{si1}^* = C_{21}(T_{so1} - T_{ai1}) + C_{22}(c_{so1} - c_{si1}^*) \quad (4)$$

여기서 C_{11} - C_{22} 는

$$C_{11} = \frac{-\nu_1 e^{\lambda_1 \tau} + \nu_2 e^{\lambda_2 \tau}}{\nu_2 - \nu_1}, C_{12} = \frac{\nu_1 \nu_2 (e^{\lambda_1 \tau} - e^{\lambda_2 \tau})}{\nu_2 - \nu_1}$$

$$C_{21} = \frac{-e^{\lambda_1 \tau} + e^{\lambda_2 \tau}}{\nu_2 - \nu_1}, C_{22} = \frac{\nu_2 e^{\lambda_1 \tau} - \nu_1 e^{\lambda_2 \tau}}{\nu_2 - \nu_1} \quad (5)$$

이며 여기서 고유치와 벡터는

$$\lambda_{1,2} = \frac{1}{2}[(a_{11} + a_{12})$$

$$\pm \sqrt{(a_{11} + a_{12})^2 - 4(a_{11}a_{22} - a_{12}a_{21})}]$$

$$\nu_{1,2} = (\lambda_{1,2} - a_{22})/a_{21} \quad (6)$$

로 주어지고 또 a_{11} - a_{22} 는 다음 같이 정의된다.

$$a_{11} = -\frac{\dot{m}_a C_{pa}}{m_s C_{ps}} \left[\varepsilon_t + \frac{h_{fg}^* \varepsilon_m}{\rho_a C_{pa}} \left(\frac{\partial c_a^*}{\partial T} \right) \right]$$

$$a_{12} = -\frac{\dot{m}_a C_{pa}}{m_s C_{ps}} \frac{h_{fg}^* \varepsilon_m}{\rho_a C_{pa}} \left(\frac{\partial c_a^*}{\partial c_s} \right)$$

$$a_{21} = -\frac{\dot{m}_a \rho_s}{m_s \rho_a} \varepsilon_m \left(\frac{\partial c_a^*}{\partial T} \right)$$

$$a_{22} = -\frac{\dot{m}_a \rho_s}{m_s \rho_a} \varepsilon_m \left(\frac{\partial c_a^*}{\partial c_s} \right) \quad (7)$$

식(3)~식(7)에서 c_a^* 와 c_s^* 는 각각 평형상태 방정식 $f^{eq}(T_s, c_s, c_a^*) = 0$, $f^{eq}(T_a, c_s^*, c_a) = 0$ 을 만족하며 선행연구⁽⁶⁾에서 다음과 같이 평형방정식을 선형화한 바 있다.

$$c_a^* - c_a = \left(\frac{\partial c_a^*}{\partial T} \right) (T_s - T_a) + \left(\frac{\partial c_a^*}{\partial c_s} \right) (c_s - c_s^*) \quad (8)$$

식(3)과 식(4)는 재생운전의 입구 초기조건 즉, T_{si2} 와 c_{si2} 만 제공한다. 출구에서의 초기조건 즉, T_{so2} 와 c_{so2} 는 균일 열, 물질유속의 가정으로부터 다음과 같이 주어지는데

$$\frac{T_{so2} - T_{ai1}}{1 - \varepsilon_t} = C_{11}(T_{so1} - T_{ai1}) + C_{12}(c_{so1} - c_{si1}^*) \quad (9)$$

$$\frac{c_{so2} - c_{si1}^*}{1 - \varepsilon_m} = C_{21}(T_{so1} - T_{ai1}) + C_{22}(c_{so1} - c_{si1}^*) \quad (10)$$

여기서 ε_t 와 ε_m 은 선행연구⁽⁶⁾에서 정의한 바와 같이 각각 균일한 열유속과 물질유속을 갖는 즉, 두 흐름의 열용량 또는 유량이 같은 경우의 열과 물질교환기 유용도를 나타낸다.

마찬가지로 재생운전의 종료시점에서 제습운전의 출구에서의 초기조건을 쓰면 식(9), 식(10)과 유사하게 다음을 얻는다.

$$\frac{T_{so1} - T_{ai2}}{1 - \varepsilon_t} = \dot{C}'_{11}(T_{so2} - T_{ai2}) + \dot{C}'_{12}(c_{so2} - c_{si2}^*) \quad (11)$$

$$\frac{c_{so1} - c_{si2}^*}{1 - \varepsilon_m} = \dot{C}'_{21}(T_{so2} - T_{ai2}) + \dot{C}'_{22}(c_{so2} - c_{si2}^*) \quad (12)$$

일반적으로 식(11)과 식(12)의 ε'_t 와 ε'_m 과 C'_{11} - C'_{22} 는 식(9)과 식(10)의 상수들과 같지 않다. 하지만 본 연구에서는 두 공기 흐름의 물성과 유동이 같고 제습과 재생운전의 시간까지 동일하다고 가정하였기 때문에 식(11)과 식(12)의 상수는 식(9)와 식(10)에서 대응하는 상수와 동일하다.

식(9)~식(12)를 연립하여 풀면 제습운전의 초기 출구조건 T_{so1} 과 c_{so1} , 재생운전의 초기 출구조건 T_{so2} 와 c_{so2} 를 구할 수 있으며 선행연구⁽⁶⁾의 근사해에 대입하여 각 운전모드에서 임의의 시간에 출구에서의 건구온도 및 습도를 계산할 수 있다. 그러나 순간값보다는 식(1), 식(2)와 같은 시간평균값 표현이 더 유용하므로 다음과 같이 유용도 상관식을 유도하였다.

Fig. 2에서 운전모드를 막론하고 $0 \leq t \leq \tau$ 동안 제습제의 온도는 $T_{so1} \sim T_{so2}$ 의 범위 안에서 변화하므로 그 최대범위를 $\Delta T_{s,max} = T_{so1} - T_{so2}$ 로 정의하며 마찬가지로 수분함량에 대해서도 $\Delta c_{s,max} = c_{so1} - c_{so2}$ 를 정의하겠다.

일련의 과정을 거치면 식(9)~식(12)로부터 $\Delta T_{s,max}$ 와 $\Delta c_{s,max}$ 에 대한 대수식을 구할 수 있는데 여기서는 유도과정을 생략하고 다음에 결과만 정리하였다.

$$\Delta T_{s,max} = A_{11}(T_{ai2} - T_{ai1}) + A_{12}(c_{si2}^* - c_{si1}^*) \quad (13)$$

$$\Delta c_{s,max} = A_{21}(T_{ai2} - T_{ai1}) + A_{22}(c_{si2}^* - c_{si1}^*) \quad (14)$$

여기서 A_{11} - A_{22} 는 다음과 같이 주어진다.

$$\begin{aligned} A_{11} &= - \left[\frac{(1-\varepsilon_m)C_{22}+1}{(1-\varepsilon_m)C_{21}} A_{21} + 1 \right] \\ A_{12} &= - \left[\frac{(1-\varepsilon_m)C_{22}+1}{(1-\varepsilon_m)C_{21}} A_{22} + \frac{(1-\varepsilon_m)C_{22}-1}{(1-\varepsilon_m)C_{21}} \right] \\ A_{21} &= \frac{2[1+(1-\varepsilon_t)C_{11}]^{-1}}{\frac{(1-\varepsilon_t)C_{12}}{1+(1-\varepsilon_t)C_{11}} - \frac{(1-\varepsilon_m)C_{22}+1}{(1-\varepsilon_m)C_{21}}} \\ A_{22} &= - \left[\frac{1+(1-\varepsilon_t)C_{11}}{(1-\varepsilon_m)C_{21}} A_{21} + 1 \right] \end{aligned} \quad (15)$$

한편 균일 질량유속의 가정에 따라 운전모드를 막론하고 모든 위치에서 $0 \leq t \leq \tau$ 동안 제습제의 수분변화량이 동일하므로 제습운전 중 임의의 위치에서 수분변화량을 Δc_s 라 하면 $\Delta c_s = c_{si2} - c_{so1}$ 으로 놓을 수 있고 식(4)로부터

$$\Delta c_s = C_{21}(T_{so1} - T_{ai1}) + (C_{22}-1)(c_{so1} - c_{si1}^*) \quad (16)$$

를 얻는다. 재생운전의 경우에도 유사하게

$$-\Delta c_s = C_{21}(T_{so2} - T_{ai2}) + (C_{22}-1)(c_{so2} - c_{si2}^*) \quad (17)$$

로 쓸 수 있으며 식(16)에서 식(17)을 빼면

$$\begin{aligned} 2\Delta c_s &= C_{21}(\Delta T_{s,max} + T_{ai2} - T_{ai1}) \\ &\quad + (C_{22}-1)(\Delta c_{s,max} + c_{si2}^* - c_{si1}^*) \end{aligned} \quad (18)$$

를 얻는다. 식(18)에 식(13)과 식(14)를 대입하고 정리하면

$$\Delta c_s = \varepsilon'_{m1}(T_{ai2} - T_{ai1}) + \varepsilon'_{m2}(c_{si2}^* - c_{si1}^*) \quad (19)$$

를 얻는데 여기서 ε'_{m1} 와 ε'_{m2} 는 다음과 같다.

$$\varepsilon'_{m1} = \frac{1}{2} [C_{21}(A_{11}+1) + (C_{22}-1)A_{21}] \quad (20)$$

$$\varepsilon'_{m2} = \frac{1}{2} [C_{21}A_{12} + (C_{22}-1)(A_{22}+1)] \quad (21)$$

같은 방법으로 임의의 위치에서의 온도변화량을 ΔT_s 라 하고 $\Delta T_s = T_{si2} - T_{so1}$ 으로 정의하면

$$\Delta T_s = \varepsilon'_{t1}(T_{ai2} - T_{ai1}) + \varepsilon'_{t2}(c_{si2}^* - c_{si1}^*) \quad (22)$$

를 얻고 여기서 ε'_{t1} 와 ε'_{t2} 는 다음과 같다.

$$\varepsilon'_{t1} = \frac{1}{2} [(C_{11}-1)(A_{11}+1) + C_{12}A_{21}] \quad (23)$$

$$\varepsilon'_{t2} = \frac{1}{2} [(C_{11}-1)A_{12} + C_{12}(A_{22}+1)] \quad (24)$$

식(19)의 Δc_s 로부터 제습운전 동안 공기에서 제거된 수분의 총량은

$$m_s \frac{\Delta c_s}{\rho_s} = -\dot{m}_a \int_0^\tau (\chi_{o1} - \chi_{i1}) dt \quad (25)$$

으로 주어지고 식(19) 우측의 마지막 항은 선형 평형방정식을 가정하면

$$\begin{aligned} &c_{si2}^* - c_{si1}^* \\ &= \frac{\rho_a(\chi_{i2} - \chi_{i1}) - (\partial c_a^* / \partial T)(T_{ai2} - T_{ai1})}{(\partial c_a^* / \partial c_s)} \end{aligned} \quad (26)$$

와 같이 쓸 수 있으므로 식(19)와 식(25)~식(26)으로부터 공기의 입출구 습도차의 시간평균을 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$\int_0^1 (\chi_{o1} - \chi_{i1}) d\left(\frac{t}{\tau}\right) = -\frac{m_s}{\rho_s m_a \tau} \Delta c_s = \varepsilon_{m1}(T_{ai2} - T_{ai1}) + \varepsilon_{m2}(\chi_{i2} - \chi_{i1}) \quad (27)$$

식(27)은 식(2)와 동일하며 여기서 물질전달 유용도 ε_{m1} 과 ε_{m2} 는 다음과 같이 주어진다.

$$\varepsilon_{m1} = -\frac{1}{\rho_s} \left(\frac{m_s \tau^{-1}}{m_a} \right) \varepsilon'_{m1} - \frac{1}{\rho_a} \left(\frac{\partial c_a^*}{\partial T} \right) \varepsilon_{m2} \quad (28)$$

$$\varepsilon_{m2} = -\frac{\rho_a}{\rho_s} \left(\frac{m_s \tau^{-1}}{m_a} \right) \left(\frac{\partial c_a^*}{\partial c_s} \right)^{-1} \varepsilon'_{m2} \quad (29)$$

한편 식(22)의 ΔT_s 로부터 제습운전 동안 공기가 얻은 현열의 총량을

$$m_s C_{ps} \left(\frac{h_{fg}^*}{\rho_s C_{ps}} \Delta c_s - \Delta T_s \right) = \dot{m}_a C_{pa} \int_0^\tau (T_{ao} - T_{ai}) dt \quad (30)$$

로 쓸 수 있고 따라서 공기의 입출구 건구온도차의 시간평균은 다음과 같다.

$$\int_0^1 (T_{ao} - T_{ai}) d\left(\frac{t}{\tau}\right) = \frac{m_s C_{ps}}{\dot{m}_a C_{pa} \tau} \left(\frac{h_{fg}^*}{\rho_s C_{ps}} \Delta c_s - \Delta T_s \right) = \varepsilon_{t1}(T_{ai2} - T_{ai1}) + \varepsilon_{t2}(\chi_{i2} - \chi_{i1}) \quad (31)$$

식(31)은 식(1)과 동일하며 여기서 열전달 유용도 ε_{t1} 와 ε_{t2} 는 식(19), 식(22), 식(26)을 이용하여 다음과 같이 유도할 수 있다.

$$\varepsilon_{t1} = \left(\frac{m_s \tau^{-1}}{\dot{m}_a} \right) \frac{C_{ps}}{C_{pa}} \left(\frac{h_{fg}^* \varepsilon'_{m1}}{\rho_s C_{ps}} - \varepsilon'_{t1} \right) - \frac{\varepsilon_{t2}}{\rho_a} \left(\frac{\partial c_a^*}{\partial T} \right) \quad (32)$$

$$\varepsilon_{t2} = \rho_a \left(\frac{m_s \tau^{-1}}{\dot{m}_a} \right) \frac{C_{ps}}{C_{pa}} \left(\frac{\partial c_a^*}{\partial c_s} \right)^{-1} \left(\frac{h_{fg}^* \varepsilon'_{m2}}{\rho_s C_{ps}} - \varepsilon'_{t2} \right) \quad (33)$$

이상으로 식(1)과 식(2)에서 정의한 열 및 물질 전달 유용도의 상관식을 모두 유도하였다. 아래에서는 개발된 유용도 모델을 선행연구⁽⁶⁾의 수치 모델과 비교하여 그 정확성을 평가하겠다.

3. 결과 및 고찰

3.1 시뮬레이션 결과

유용도 모델의 검증을 위해 선행연구⁽⁶⁾의 수치모델과 물성 데이터를 사용하여 몇 가지 인자를 변화시켜가면서 공기의 입출구 건구온도와 습도차의 시간평균을 비교하였다. Table 1에 변화시킨 인자와 그 범위를 정리하였으며 Table 1에 기록하지 않은 인자들은 선행연구⁽⁶⁾의 시뮬레이션 조건과 동일하게 유지하였다. 시뮬레이션은 한 번에 한 인자씩 변화시켜가며 수행했으며 Table 1에서 우측 칼럼의 Ref. 값은 그 인자의 기본값으로서 다른 인자를 변화시킬 때에는 그 값에 고정된다.

수치모델의 경우 초기값이 명시적으로 주어지지 않기 때문에 여러 번의 사이클을 시뮬레이션 하여 수렴하는 결과를 얻어야 한다. 이 때문에 수치모델의 결과는 적절한 임의의 초기값으로부터 시작하여 마지막 5번째 사이클의 데이터 값을 취하여 평균하였다. 수치모델 시뮬레이션의 수렴은 제습과 재생 주기 공기 입출구의 평균 건구온도 및 절대습도차를 비교하여 판정할 수 있는데 아래에 제시하는 결과는 두 운전모드의 결과가 2% 내에서 일치한다.

수치모델에 대한 식(1)과 식(2)의 오차는 각각 다음과 같이 정의하였는데

$$Error_{\Delta T} = \frac{\Delta T_{num} - \Delta T_{Eq.(1)}}{\Delta T_{num}} \quad (34)$$

$$Error_{\Delta \chi} = \frac{\Delta \chi_{num} - \Delta \chi_{Eq.(2)}}{\Delta \chi_{num}} \quad (35)$$

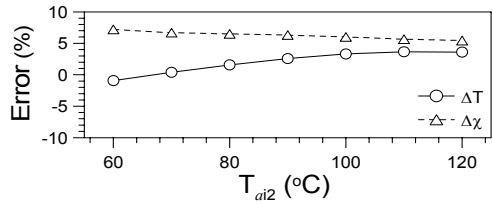
여기서 ΔT 와 $\Delta \chi$ 는 각각 공기측 입출구 건구온도와 습도차의 시간평균을 의미한다.

수치모델의 시뮬레이션 결과로 식(34)와 식(35)의 오차를 계산하고 Table 1에 정리한 인자들의 변화가 오차에 미치는 영향을 확인하기 위해 Fig. 3에 도시하였다.

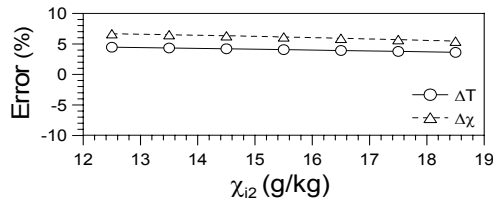
Table 1 Varied parameters and the ranges

Parameter	Range/Ref.*
Regeneration air temp.(°C)	60~120/120
Regen. air humidity(g/kg)	12.5~18.5/18.5
Process air humidity(g/kg)	8.5~14.5/14.5
Average face velocity(m/s)	0.5~3.5/1.5
Channel length(mm)	50~230/200
Dehumid./Regen. period(s)	40~100/90

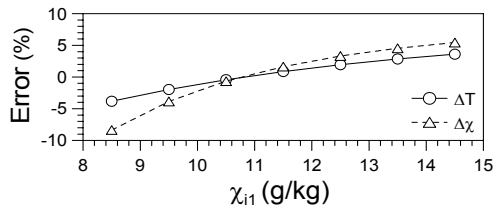
Note) * Reference value at which the parameter is kept while it is not varied.



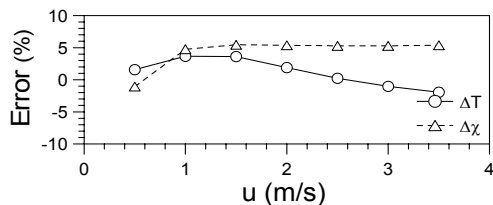
(a) Influence of regen. temperature



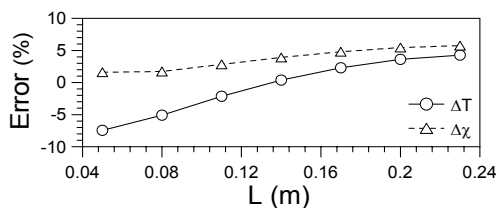
(b) Influence of regen. air humidity



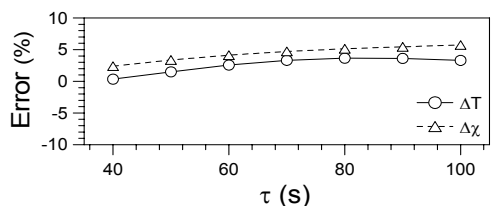
(c) Influence of process air humidity



(d) Influence of face velocity



(e) Influence of channel length



(f) Influence of half cycle period

Fig. 3 Influence of operating parameters on the error of effectiveness model.

Fig. 3(a)에서는 재생온도에 따른 오차의 변화를 볼 수 있다. 재생온도가 60°C에서 120°C로 증가하는 동안 ΔT 의 오차는 -0.9%에서 3.7%로 증가하고 $\Delta \chi$ 의 오차는 7.2%에서 5.4%로 감소하며 100°C 이상 고온구간에서는 두 오차가 모두 일정한 값에 수렴하는 듯 보인다.

Fig. 3(b)에서는 재생공기 습도의 영향을 볼 수 있다. 습도가 증가하면서 두 오차 모두 거의 선형적으로 감소하나 그 감소폭이 매우 작다(ΔT : 4.5% \rightarrow 3.6%, $\Delta \chi$: 6.7% \rightarrow 5.4%).

한편 Fig. 3(c)에서는 제습공기 습도의 영향을 도시하였는데 Fig. 3(b)에 비하면 오차가 크게 변함을 볼 수 있다(ΔT : -3.8% \rightarrow 3.6%, $\Delta \chi$: -8.4% \rightarrow 5.4%). 이는 첫째, 재생공기 습도가 제습기의 성능에 미치는 영향이 작고 둘째, 제습공기 습도가 8.5~14.5 g/kg의 낮은 습도대에서 변화하였기 때문이다. 본 유용도 모델의 오차는 제습공기의 습도가 낮을수록 커지는데(그림에서도 $\Delta \chi$ 의 오차가 11 g/kg 이하의 영역에서 상대적으로 큰 것을 볼 수 있다) 이는 주로 식(8)의 선형 평형방정식이 낮은 습도대에서 오차가 크기 때문이다.

Fig. 3(d)에는 평균유속의 영향을 도시하였다. 0.5~3.5 m/s의 유속구간에서 ΔT 오차는 -1.9~3.6%, $\Delta \chi$ 오차는 -1.1~5.4%의 범위 안에 드는데 $\Delta \chi$ 오차는 1m/s 이상의 영역에서 약 5%로 거의 일정하다.

Fig. 3(e)에는 유로길이의 영향을 도시하였다. 유로길이가 50에서 230 mm로 증가하는 동안 ΔT 오차는 -7.4%에서 4.3%, $\Delta \chi$ 오차는 1.6%에서 5.7%로 증가한다.

마지막으로 Fig. 3(f)에 운전주기의 영향을 도시하였다. 운전주기가 40에서 100s로 증가하는 동안 ΔT 오차는 0.3%에서 3.6%, $\Delta \chi$ 오차는 2.4%에서 5.7%로 증가한다.

수치 모델에 대한 유용도 모델의 오차를 전체적으로 파악하기 위해 Fig. 3의 결과를 모아 Fig. 4에 한꺼번에 도시하였다.

그림에서 볼 수 있듯이 Table 1에 정리한 영역에서 수치 모델과 유용도 모델의 정량적 오차는 ΔT 의 경우 수치모델의 결과를 기준으로 최대 4.5%, 최소 -7.4%이며 $\Delta \chi$ 의 경우 각각 +7.2%, -8.4%이다. 식(1)과 식(2)가 선행연구⁽⁶⁾의 2차원 과도 수치 모델과 비교하여 10%보다 작은 오차로 제습기의 성능을 예측할 수 있다는 사실은 수치 모델의 과도한 계산시간과 복잡성을 고려할 때 본 연구에서 개발한 유용도 모델이 충분한 실용적 가치를 가짐을 시사한다.

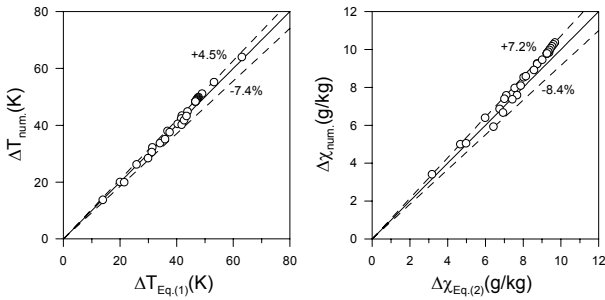


Fig. 4 Error of the effectiveness model.

선행연구⁽⁶⁾에서도 언급한 바와 같이 본 모델의 오차의 주원인은 첫째, 온도와 수분함량의 길이방향 분포를 선형적으로 가정하였고 둘째, 평형상태 방정식을 선형으로 단순화한 점이다. 이 중에서 특히 평형상태 방정식이 오차에 큰 영향을 미친다는 점을 다시 언급할 필요가 있다. 본 모델에서 사용한 선형 평형상태 방정식 식(8)의 계수들 즉, $(\partial c_a^* / \partial T)$ 와 $(\partial c_a^* / \partial c_s)$ 를 구하는 기준온도 T_0 와 기준습도 χ_0 가 중요한데 본 연구에서 이들은 다음과 같이 제습 및 재생공기조건의 산술평균으로 정의된다.

$$T_0 = \frac{1}{2}(T_{ai1} + T_{ai2}), \quad \chi_0 = \frac{1}{2}(\chi_{i1} + \chi_{i2}) \quad (36)$$

본 유용도 모델은 개선의 여지가 있지만 로터리 제습기의 개략적인 설계나 계절성능 시뮬레이션의 목적으로 사용 가능하다고 판단된다.

4. 결 론

본 연구에서는 선행연구에서 개발한 로터리 제습기의 근사해를 바탕으로 유용도 모델을 개발하였다. 결과적으로 제습기의 열과 물질전달 과정의 각각에 공통적으로 제습 및 재생공기의 건구온도차와 절대습도차가 추진력으로 작용하며 유용도는 이들 각각의 추진력에 곱해지는 상수로서 관련 인자의 대수 함수로 주어진다는 것을 밝혔다. 수치모델과의 비교 결과 유용도 모델은 대략 10% 미만의 오차를 가진 것으로 판단된다.

후 기

본 연구는 2011년도 충주대학교 교내학술연구비의 지원을 받아 수행되었음을 밝히며 이에 감사드립니다.

참고문헌

- Holman, J. P., 1997, Heat Transfer, 8th ed. McGraw-Hill, New York.
- Incropera, F. P., Dewitt, D. P., Bergman, T. L., and Lavine, A. S., 2007, Fundamentals of heat and mass transfer, 6th ed., John Wiley and Sons, New York.
- Van Den Bulck, E., Mitchell, J. W., and Klein, S. A., 1985, Design theory for rotary heat and mass exchangers-II. Effectiveness number of transfer units method for rotary heat and mass exchangers with infinite transfer coefficients, Int. J. Heat Mass Tran., Vol. 28, pp. 1575-1586.
- Simonson, C. J. and Besant, R. W., 1999, Energy wheel effectiveness : part II-Correlations, Int. J. Heat Mass Tran., Vol. 42, pp. 2171-2185.
- Sphaier, L. A. and Worek, W. M., 2009, Parametric analysis of heat and mass transfer regenerators using a generalized effectiveness-NTU method, Int. J. Heat Mass Tran., Vol. 52, pp. 2265-2272.
- Kim, D. S., Choi, Y. D., and Lee, D. Y., 2011, Development of a simple analytical model for desiccant wheels-I. Approximate solution of the governing equations, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 23, No. 12, pp. 821-827.
- Lee, D. Y., Lee, G., and Kim, M. S., 2007, A Proposal for new definition of performance indices of a desiccant rotor, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 19, No. 7, pp. 537-544.
- Lee, G., Lee, D. Y., 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.
- 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 Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 17, No. 7, pp. 611-619.
- Zhang, L. Z., 2010, An analytical solution for heat mass transfer in a hollow fiber membrane based air-to-air heat mass exchanger, J. Memb. Sci., Vol. 360, pp. 217-225.