

확장표면을 적용한 액체식 제습기의 열물질 전달 모델링

장 영 수, 이 대 영^{**}

국민대학교 발효융합학과, ^{*}한국과학기술연구원 에너지메카닉스센터

Modelling of the Heat and Mass Transfer in a Liquid Desiccant Dehumidifier with Extended Surface

Y.-S. Chang, D.-Y. Lee^{**}

Dept. Advanced Fermentation Fusion Science and Technology, Kookmin University, Seoul 136-702, Korea

^{}Energy Mechanics Center, Korea Institute of Science and Technology, Seoul 136-791, Korea*

(Received September 27, 2010; revision received March 28, 2011)

ABSTRACT: This study presents a new idea of liquid desiccant dehumidifier with extended surface to improve the compactness. Extended surface is inserted between vertical cooling tubes, and the liquid desiccant flows down along the tube walls and the extended surface as well. Though the extended surface contributes to the increase in the mass transfer area, the effect tends to be limited because less conductive non-metallic materials need to be applied due to the high corrosiveness of liquid desiccant. To analyze the effects of the extended surface insertion, mathematical modelling and numerical integration are performed for the heat and mass transfer in the liquid desiccant dehumidifier. The results show that, though the liquid desiccant on the extended surface is heated due to the moisture absorption, the temperature can be maintained by periodic mixing at the contact points between the tube and the extended surface with the liquid desiccant stream from the tube side at a relatively low temperature. This implies the absorption heat from the extended surface side can be removed effectively by mixing, which leads to a substantial improvement of the dehumidification in the liquid desiccant dehumidifier with extended surface. When the interval of the extended surface, p_e/L , is less than 0.1, the dehumidification is shown to increase by more than two times compared with that without extended surface.

Key words: Liquid desiccant(액체 제습제), Extended surface(확장표면), Lithium chloride(리튬 클로라이드), Internally cooled dehumidifier(내부냉각 제습기)

기 호 설 명

a : 혼합구간의 길이 [m]
 C : 제습액 농도 [kg/kg]

c_a : 공기 비열 [J/kgK]
 g_M : 식(13)으로 정의되는 혼합함수 [-]
 H : 제습기 높이 [m]
 h : 열전달계수 [W/m^2K]
 i : 제습액 엔탈피 [J/kg]
 i_{fg} : 수증기 응축잠열 [J/kg]
 i_{sg} : 수증기 흡수열 [J/kg]
 i_v : 수증기 엔탈피 [J/kg]

† Corresponding author

Tel.: +82-2-958-5674; fax: +82-2-958-5690

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

L	: 채널 길이 [m]
\dot{m}	: 질량유량 [kg/s]
N	: 전달단위수 [-]
p_e	: 확장표면 반복 길이 [m]
q_M	: 식(13)으로 정의되는 혼합합수 [-]
R_h	: 열전달계수의 비 [-]
s_M	: 식(13)으로 정의되는 혼합합수 [-]
T	: 온도 [°C]
u_a	: 공기 유속 [m/s]
x	: 공기 유동방향 [m]
w	: 채널폭 [m]
Y	: 절대습도 [kg/kg]
y	: 제습액 유동방향 [m]

그리스 문자

α	: 튜브측 유량분배비 [-]
ϵ_M	: 혼합유용도 [-]
Γ	: 제습액 질량유량비 [-]
η	: 수직방향 무차원 길이 [-]
η_M	: 혼합부 위치 [-]
ξ	: 공기유동 방향 무차원 길이 [-]
ρ	: 밀도 [kg/m ³]

하첨자

a	: 공기
e	: 확장표면측 제습액
j	: 1, 2(좌, 우측튜브)
l	: 제습액
t	: 튜브표면측 제습액
w	: 튜브벽
1, 2	: 좌, 우측튜브

1. 서 론

액체식 제습기기술은 액체 제습제를 이용하여 공기의 잠열을 흡수하는 일종의 개방형 흡수식 사이클이다. 모든 과정이 대기압 조건에서 이루어지므로, 불용축가스에 의한 성능저하 문제가 없으며, 제습제와 공기가 직접 접촉하므로 열 및 물질전달이 효과적이다. 제습제의 살균효과로 공기오염제거 능력이 있으며 잠열과 현열의 독립적인 제어가 가능하다. 최근에는 태양열이나 폐열 같은 저온 열원을 이

용한 냉방방식으로 많은 주목을 받고 있다.

그러나 액체식 제습기에서는 공기와의 직접 접촉으로 먼지, 이물질에 의해 용액이 오염될 수 있으며, 고효율 열/물질 동시전달 기술의 미비로 기기의 크기가 상대적으로 큰 문제가 있다. 또한 제습제는 인체에는 무해하나 부식성이 크기 때문에 소량이라도 공조공간으로 비산되어 유입되면 심각한 문제를 야기할 수 있다.

일반적인 액체식 제습기 형태인 충전탑형(packbed-bed) 제습기에서는 잠열흡수에 의해 제습제 온도가 상승하여 제습 성능이 저하할 수 있으므로 제습제의 온도 상승을 줄이기 위하여 다량의 제습제를 공급하기 때문에 여러 문제가 야기된다.⁽¹⁾ 과도한 제습제 유량은 제습기나 재생기 표면에 두꺼운 액막을 형성하여 열 및 물질전달을 저하시키고, 공기 유로를 막아 유동저항을 증가시키며, 액막의 불안정성을 증대시켜 제습제의 비산을 야기한다.

제습액의 과도한 공급으로 인한 문제점을 해결하기 위하여 내부에 냉각수 유로가 있는 평판형 열교환기를 적용한 구조의 제습기 구조가 제안되었다.⁽²⁾ 제습과정에서 발생하는 흡수열을 내부냉각 구조로 제거할 수 있으므로, 제습제의 공급유량을 줄일 수 있으며, 액막의 두께가 얇아 열 및 물질전달이 향상되고, 액막 경계면의 안정성이 증가되어 표면으로부터 용액의 비산이 일어나지 않게 된다. 반면, 평판형 열교환기 방식의 제습기는 구조가 복잡하고 크기가 커서, 건물 공조용으로 적용하기 위해서는 실용성 측면에서의 개선이 필요하다.

본 연구에서는 평판형 열교환기 제습기를 개선하여, 핀(fin) 형태의 확장표면을 튜브 사이에 삽입한 Fig. 1과 같은 형태의 제습기를 제안한다. 일반적인 열교환기에서와는 달리 금속재료를 적용할 수 없으므로, 확장표면에 의한 열전달면적 확대효과를 기

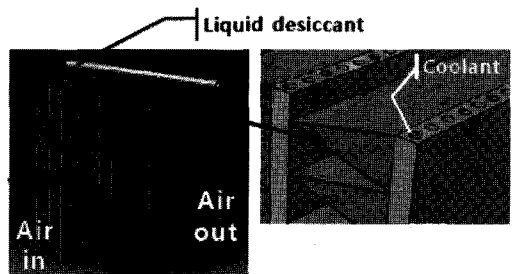


Fig. 1 Liquid desiccant dehumidifier with extended surface.

대할 수는 없으며, 이로 인해 확장표면 삽입에 의한 효과가 제한적일 수 있다. 본 연구에서는 확장표면 삽입 효과를 분석하기 위하여, 확장표면을 가진 액체식 제습기에서의 열 및 물질전달에 관한 단순화된 지배방정식을 제시한다. 이를 이용하여 액체식 제습기의 성능평가를 수행하며, 확장표면의 적용에 의해 물질전달 면적이 확대되어, 제습기의 성능이 향상되고, 크기를 크게 감소시킬 수 있음을 보인다.

2. 확장표면이 있는 액체식 제습기

평판형 열교환기 사이 공기유로에 열교환기의 핀과 유사한 확장표면을 적용한 액체식 제습기에서의 제습액 유동 개략도를 Fig. 2에 나타내었다. 그림의 좌, 우측은 냉각수 유로가 있는 평판형 열교환기이며, 공기는 제습액과 직교류의 유동방향을 가진다. 제습액은 튜브표면 및 확장표면에 액막을 형성하며 아래방향으로 유동하며, 튜브와 확장표면의 접촉지점에서 합쳐져 혼합되고 다시 튜브와 확장표면쪽으로 분배된다.

제습제의 부식성으로 확장표면에 비금속 재질을 사용하여야 하기 때문에 확장표면을 통한 열전도가 낮아 확장표면이 일반적인 핀과 같은 역할을 할 수는 없다. 이에 따라 확장표면 위의 제습제는 냉각 되지 않아 습기의 흡수열로 온도가 상승한다. 그러나 튜브와 확장표면이 접촉하는 지점에서 튜브측 제습액과 확장표면측 제습액이 주기적으로 혼합됨에 따라 확장표면측 제습액의 온도 상승이 억제되어 확장표면

삽입이 물질전달 향상에 기여할 수 있게 된다. 선행 연구에서는 가시화 실험을 통해 이러한 메카니즘의 실현 가능성을 입증한 바 있다.⁽³⁾

내부냉각이 되는 관균형이나 평판형 액체식 제습기의 성능해석을 위한 다양한 수치해석 모델이 개발되었다. 일반적으로 공기와 제습제 유동의 물질균형식과 에너지균형식을 이용하여, 제습기에서 열 및 물질전달 과정을 해석하여 제습기 성능을 예측할 수 있으며, 모델의 타당성과 이를 이용한 성능해석 결과의 정확도는 다수의 연구자에 의해 검증되었다.⁽⁴⁻⁷⁾

본 연구에서는 기존 수직 평판형 제습기모델⁽⁵⁻⁷⁾을 바탕으로, 확장표면에서의 열 및 물질전달과정, 튜브와 확장표면 접촉지점에서의 제습액 혼합 및 재분배과정 등을 추가하여 제습기 해석모델을 개발한다.

본 연구의 제습기 해석모델에 도입된 가정은 다음과 같다. 공기와 제습액 유동방향으로의 전도열전달 및 물질확산은 무시할 수 있으며, 제습제 액막의 두께가 매우 얇아, 유동 단면방향으로 제습액의 농도와 온도가 균일하다. 튜브표면과 확장표면이 제습액으로 완전히 젖어 있으며, 제습제 액막과 공기 사이의 열 및 물질전달계수가 튜브표면과 확장표면에서 동일한 값을 가지며, 물질전달과 열전달의 비를 나타내는 Le는 1이다.⁽⁸⁾ 튜브와 확장표면의 접촉지점에서 튜브측 제습액과 확장표면측 제습액이 완전히 혼합되며, 다시 제습액이 튜브측과 확장표면측으로 일정한 비율로 분배된다.

공기유동의 열 및 물질전달 지배방정식은 다음과 같다.

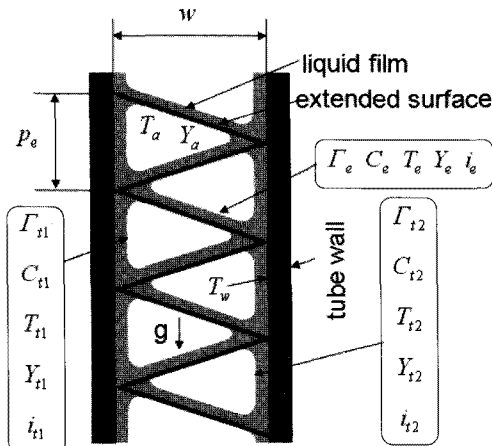


Fig. 2 Close view of the liquid desiccant dehumidifier with extended surface.

$$\frac{\partial T_a}{\partial \xi} = N_{t1}(T_{t1} - T_a) + N_{t2}(T_{t2} - T_a) + N_e(T_e - T_a) \quad (1)$$

$$\frac{\partial Y_a}{\partial \xi} = N_{t1}(Y_{t1} - Y_a) + N_{t2}(Y_{t2} - Y_a) + N_e(Y_e - Y_a) \quad (2)$$

여기서 $\xi = x/L$ 로서 공기 유동 방향으로의 무차원 길이, Y_{t1} , Y_{t2} , Y_e 는 각각 왼쪽 튜브, 오른쪽 튜브, 확장표면에서 제습액 표면의 수증기 절대습도이며, 튜브표면과 확장표면에서 전달단위수는 아래와 같다.

$$N_{t1} = N_{t2} = \frac{hL}{\rho u_a c_a w} \quad (3)$$

$$N_e = \frac{2hL\sqrt{4(w/p_e)^2 + 1}}{\rho u_a c_a w} \quad (4)$$

제습액은 중력방향으로 위에서 아래로 흐르므로, 튜브표면에서의 열 및 물질전달 평형식은 아래와 같다.

$$\frac{\partial \Gamma_{tj}}{\partial \eta} = N_{tj}(Y_a - Y_{tj}) + \delta_j(\eta)g_{Mj} \quad (5)$$

$$\frac{\partial (C_{tj}\Gamma_{tj})}{\partial \eta} = \delta_j(\eta)s_{Mj} \quad (6)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial (\Gamma_{tj}i_{tj})}{\partial \eta} = & R_h N_{tj} c_a (T_w - T_{tj}) + N_{tj} c_a (T_a - T_{tj}) \\ & + N_{tj} i_v (Y_a - Y_{tj}) + \delta_j(\eta)q_{Mj} \end{aligned} \quad (7)$$

확장표면측 제습액의 열 및 물질전달 평형식은 아래와 같다.

$$\frac{\partial \Gamma_e}{\partial \eta} = N_e(Y_a - Y_e) - \{\delta_1(\eta)g_{M1} + \delta_2(\eta)g_{M2}\} \quad (8)$$

$$\frac{\partial (C_e \Gamma_e)}{\partial \eta} = -\{\delta_1(\eta)s_{M1} + \delta_2(\eta)s_{M2}\} \quad (9)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial (\Gamma_e i_e)}{\partial \eta} = & N_e c_a (T_a - T_e) + N_e i_v (Y_a - Y_e) \\ & - \{\delta_1(\eta)q_{M1} + \delta_2(\eta)q_{M2}\} \end{aligned} \quad (10)$$

제습액의 지배방정식에서 $\eta = y/L$ 는 수직방향 무차원 길이이며, Γ 는 공기유량에 대한 제습액 유량의 비를 의미하며, 다음 식과 같다.

$$\Gamma = \frac{\dot{m}_l/L}{\dot{m}_a/H} \quad (11)$$

C 는 제습액의 흡습용 농도, i 는 제습액의 엔탈피를 의미한다. 하첨자 j 는 1 또는 2로 왼쪽 또는 오른쪽 튜브측을 의미한다. 식(7)에서 R_h 는 제습액 표면과 공기 사이의 열전달계수에 대한 제습액과 튜브표면 사이 열전달계수의 비를 의미한다. 제습액과 튜브표면 사이 열전달계수는 제습액막이 매우 얇아 층류상태인 경우, (제습액 열전도율)/(제습액막 두께)의 크기를 가진다. 제습액막 두께가 공기측 수력직경에 비하여 매우 얇고, 제습액의 열전도율이 공기보다 10배 이상 크므로, 열전달계수의 비는 $\theta(10 \sim 10^2)$ 정도의 큰 값을 가진다.

튜브와 확장표면의 접촉지점에서 튜브측 제습액과 확장표면측 제습액이 혼합되고, 재분배되므로, 이 지점에서 제습액의 농도, 온도, 유량이 급격하게 변하게 된다. 이를 모사하기 위하여 다음과 같은 항들을 도입하였다.

$$\delta_j(\eta) = \begin{cases} \frac{1}{a}, & |\eta - \eta_{Mj}| < \frac{a}{2} \\ 0, & |\eta - \eta_{Mj}| > \frac{a}{2} \end{cases} \quad (12)$$

$$g_{Mj} = \varepsilon_M \{\alpha_j \Gamma_e - (1 - \alpha_j) \Gamma_{tj}\} \quad (13)$$

$$s_{Mj} = \varepsilon_M \{\alpha_j \Gamma_e C_e - (1 - \alpha_j) \Gamma_{tj} C_{tj}\}$$

$$q_{Mj} = \varepsilon_M \{\alpha_j \Gamma_e i_e - (1 - \alpha_j) \Gamma_{tj} i_{tj}\}$$

$$\alpha_j = \frac{\dot{m}_{uj}}{\dot{m}_{uj} + \dot{m}_{le}} \quad (14)$$

δ_j 는 식(12)에서 정의된 바와 같이 델타함수(delta function)와 유사하게 튜브측 제습액과 확장표면측 제습액이 혼합되는 위치 η_{Mj} 에서, 혼합구간 a 에 걸친 적분값이 1이 되도록 정의된 함수이다. 식(13)에 나타난 혼합함수 g_{Mj} , s_{Mj} , q_{Mj} 는 각각 혼합으로 인한 제습액 유량, 제습용 유량, 에너지의 이동량을 의미하며, ε_M 은 혼합유용도로서 완전 혼합의 경우인 1로 가정하였다. α_j 는 혼합된 제습액 중 튜브측으로 재분배되는 유량의 비율을 의미하며, 본 연구에서는 이 비율이 위치에 관계없이 일정한 것으로 가정하였다.

확장표면이 삽입된 채널내 공기측 열전달계수는 Kakac et al.의 상관식⁽⁹⁾을 적용하였으며, 발달영역을 고려하였다.⁽¹⁰⁾ 제습액 농도와 온도에 따른 평형 절대습도, 비열, 희석열 등의 물성치 계산에는 Conde의 상관식⁽¹¹⁾을 이용하였다.

Table 1의 조건에 대하여 열 및 물질전달 지배방정식을 적분하여 제습기 공기 입구와 출구측에서 온도, 절대습도, 제습액 농도의 수직방향 분포를 Fig. 3에 나타내었다. 확장표면에서는 습기 흡수에 의한 발생열이 냉각되지 못하므로, 제습액의 온도가 상승하고, 이에 따라 제습액 표면 절대습도도 증가한다. 튜브측 제습액은 냉각작용으로 확장표면측 제습액에 비해 낮은 온도와 절대습도를 보인다. 제습액 혼합부에서는 튜브측 제습액과 확장표면측 제습액이 혼합되어 제습액 온도, 표면 절대습도, 농도 등이 주기적으로 변화한다.

Table 1 Parameter values used for Fig. 3

parameters	values
flow depth of the channel, L	200 mm
height of the dehumidifier, H	100 mm
width of the channel, w	20 mm
pitch of extended surface, p_e	20 mm
air velocity, u_a	2 m/s
desiccant inlet flow rate, Γ	0.02
division ratio, α_1, α_2	0.54
heat transfer coeff. ratio, R_h	50
mixing effectiveness, ε_M	1
air inlet temperature	35°C
air inlet humidity	40% RH
tube wall temperature	35°C
desiccant inlet temperature	40°C
desiccant inlet concentration	0.45

3. 액체식 제습기 국소평균 모델 개발

Fig. 3에 보인 바와 같이 제습기의 상태값들이 제습액 혼합에 의하여 주기적인 변동을 보이므로, 결과 분석에 필요 이상으로 복잡하고 과도한 노력이 소요된다. 본 연구에서는 다공성물질 등의 모델링 방법인 국소체적평균(local volume averaging)⁽¹²⁾을 적용하여 지배방정식을 단순화한다. 다공성물질 모델링에서는 통계적으로 의미 있는 국소평균값을 얻을 수 있는 최소체적(representative elementary volume) 단위로 적분평균된 물리량들을 다룬다. 본 논문의 문제에서 상기한 최소체적에 상응하는 적분평

균영역은 확장표면의 반복단위인 p_e 이며, 국소평균을 다음과 같이 정의한다.

$$\langle F \rangle = \frac{1}{p_e} \int_{p_e} F dy \tag{15}$$

여기서 F 는 공기온도, 절대습도, 제습액 온도, 농도, 유량과 같은 지배방정식의 변수이다. 앞에서 제시한 열 및 물질전달 지배방정식의 양변에 국소평균을 적용하여 정리하면, 국소평균 지배방정식을 유도할 수 있다. 이하 식들에서 T, Y 등 변수들은 국소평균값들을 의미하지만, 불필요한 복잡함을 피하기 위하여 $\langle \rangle$ 없이 표기한다.

공기유동 및 튜브와 확장표면 측 제습액의 열 및 물질전달 국소평균 지배방정식을 다음과 같이 정리할 수 있다.

공기측 : $\frac{\partial T_a}{\partial \xi} = N_t(T_t - T_a) + N_e(T_e - T_a)$ (16)

$$\frac{\partial Y_a}{\partial \xi} = N_t(Y_t - Y_a) + N_e(Y_e - Y_a)$$
 (17)

$$\frac{\partial \Gamma_t}{\partial \eta} = N_t(Y_a - Y_t) + \frac{L}{p_e} \varepsilon_M \{ 2\alpha \Gamma_e - (1 - \alpha) \Gamma_t \}$$
 (18)

튜브측 : $\Gamma_t \frac{\partial C_t}{\partial \eta} = N_t(Y_t - Y_a) C_t + \frac{L}{p_e} \varepsilon_M \{ 2\alpha \Gamma_e (C_e - C_t) \}$ (19)

$$\Gamma_t \frac{\partial i_t}{\partial \eta} = R_h N_t c_a (T_w - T_t) + N_t c_a (T_a - T_t)$$
 (20)

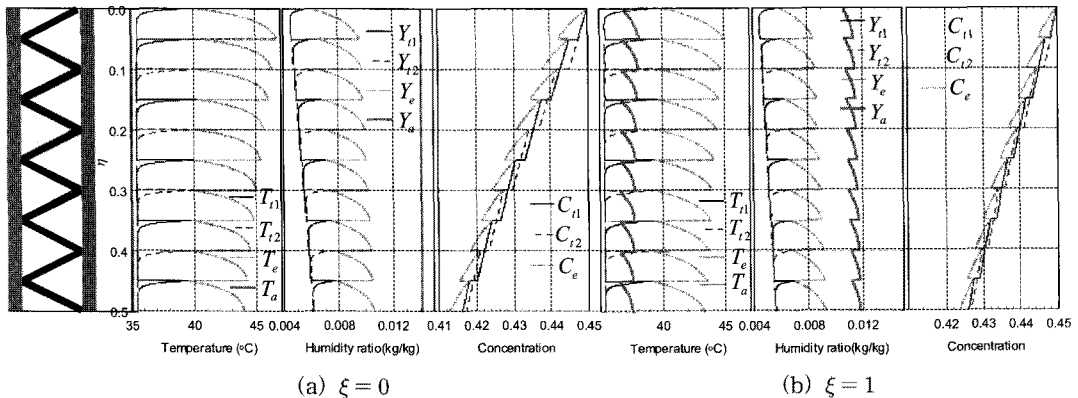


Fig. 3 Vertical distributions of temperature, humidity ratio, and concentration where $\xi = 0$ and $\xi = 1$.

$$+ N_t i_{sg} (Y_a - Y_t) + \frac{L}{p_e} \varepsilon_M \{ 2\alpha \Gamma_e (i_e - i_t) \}$$

$$\text{확장표면층 : } \frac{\partial \Gamma_e}{\partial \eta} = N_e (Y_a - Y_e) \quad (21)$$

$$- \frac{L}{p_e} \varepsilon_M \{ 2\alpha \Gamma_e - (1 - \alpha) \Gamma_t \}$$

$$\Gamma_e \frac{\partial C_e}{\partial \eta} = N_e (Y_e - Y_a) C_e \quad (22)$$

$$- \frac{L}{p_e} \varepsilon_M \{ (1 - \alpha) \Gamma_t (C_e - C_t) \}$$

$$\Gamma_e \frac{\partial i_e}{\partial \eta} = N_e c_a (T_a - T_e) + N_e i_{sg} (Y_a - Y_e) \quad (23)$$

$$- \frac{L}{p_e} \varepsilon_M \{ (1 - \alpha) \Gamma_t (i_e - i_t) \}$$

위 식들에서

$$N_t = N_{t1} + N_{t2} = \frac{2hL}{\rho u_a c_a w} \quad (24)$$

$$\Gamma_t = \Gamma_{t1} + \Gamma_{t2} \quad (25)$$

이며, 이의 튜브측 변수들, T_t , Y_t , C_t , i_t , α 는 왼쪽과 오른쪽 튜브의 평균값을 의미한다. i_{sg} 는 수증기가 염용액에 용해될 때의 엔탈피 차이이며,

$$i_{sg} = i_{fg} + i_{dil} \quad (26)$$

와 같이 수증기의 응축잠열 i_{fg} 과 희석열 i_{dil} 을 더한 값이다.

Table 2 Difference in the results between the models

$H(\text{mm})$	$p_e(\text{mm})$	Γ	latent heat	sensible heat
600	20	0.02	1.6%	2.0%
600	20	0.1	3.6%	3.9%
600	10	0.1	4.4%	4.9%

국소평균 지배방정식을 이용하여 Table 1에 나타낸 조건에 대하여 구한 해를 Fig. 3의 결과와 비교하여 Fig. 4에 나타내었다. 두 결과가 국소평균 관점에서 잘 일치하는 것을 알 수 있다.

두 모델사이의 일치 정도를 정량적으로 평가하기 위하여 제습기 입출구 공기 엔탈피 변화에 대한 잠열 전달량과 현열전달량의 오차를 비교하였다. Fig. 4에 나타낸 경우의 예측오차는 잠열전달량의 경우 1.1%, 현열전달량의 경우 2.0%로 두 가지 모델의 결과가 거의 정확하게 일치한다. 몇 가지 다른 조건에 대한 모델간 예측오차를 Table 2에 정리하였다. 비교한 모든 경우에 대하여 예측오차는 5%이내이며, 국소평균 모델을 이용하여 제습기 내에서의 열 및 물질전달을 실용적 측면에서 정확하게 예측할 수 있음을 알 수 있다.

4. 제습기 성능 해석

Table 2의 3번째 경우에 대한 국소평균 온도와 절대습도의 등고선을 Fig. 5에 나타내었다. 튜브측 제습액 온도 T_t 는 제습기 상부에서 뿌려진 직후 20 mm

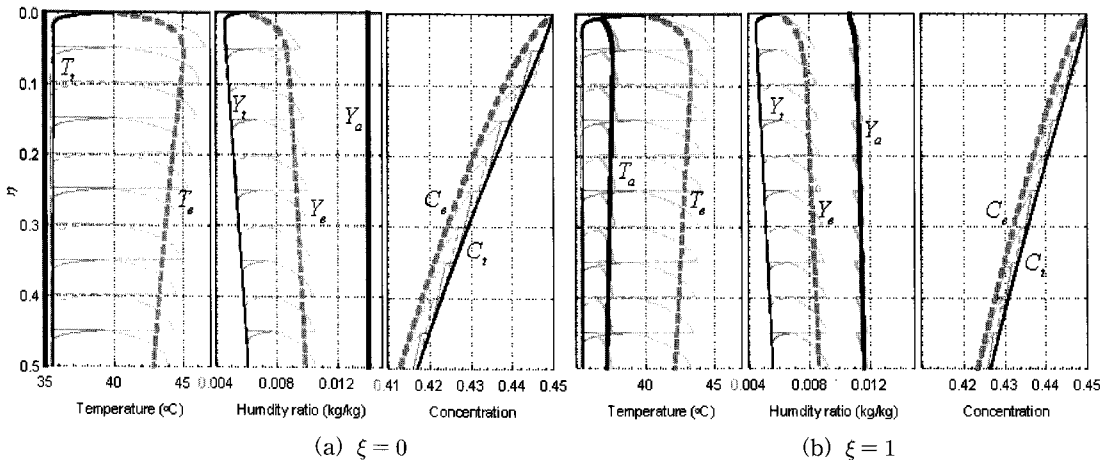


Fig. 4 Comparison of distributions between the original model and the locally averaged model.

이내에 40℃로부터 36℃ 정도로 낮아져 튜브 표면 전체에서 거의 균일하게 유지되는 것을 알 수 있다. 확장표면측 제습액 온도 T_e 는 튜브측 보다는 4~5℃ 정도 높으며, 아래로 내려갈수록 점차 낮아진다. 튜브와 확장표면측의 제습액 표면의 절대습도는 동일하게 제습기 하부와 공기 입구측으로 갈수록 증가하는 경향을 보이며, 확장표면측이 튜브측보다 0.0015 kg/kg 정도 높다. 공기 온도는 출구로 갈수록 점차 증가하며, 상부가 하부보다 온도 증가가 크고, 그 차이는 1℃ 정도이다. 공기 절대습도도 상부에서 입출구 차이가 크지만, 상하부 차이는 0.001 kg/kg 이내이다.

제습기에서의 제습과정을 구체적으로 이해하기 위하여 Fig. 5에 나타난 경우에 대하여 제습액 에너지 평형식의 각 항들의 평균 크기를 Table 3에 정리하였다. 제습액 대류항의 크기는 다른 항들에 비하여 매우 작아서, 에너지 평형에 거의 영향을 미치지 않음을 알 수 있다. 이는 제습액의 초기 온도가 제습기 성능에 미치는 영향이 매우 작음을 의미한다. 제습량 즉 잠열전달량은 확장표면측이 튜브표면측보다 3배가량 크며, 여기에서 발생한 열이 확장표면측과 튜브측 제습액의 혼합에 의하여 튜브측으로 전달되고 튜브측 발생열과 함께 냉각수로 냉각 제거됨을 알 수 있다.

Table 3 Balances between terms in energy equations

tube side desiccant, Eq.(20)		
conv.	$\Gamma_t \frac{\partial i_t}{\partial \eta}$	-0.3
cooling	$R_h N_t c_a (T_w - T_t)$	-9.8
sensible	$N_t c_a (T_a - T_t)$	0.1
latent	$N_t i_{sg} (Y_a - Y_t)$	2.9
mixing	$2 \frac{L}{p_e} \alpha \Gamma_e (i_e - i_t)$	6.5
extended-surface side desiccant, Eq.(23)		
conv.	$\Gamma_e \frac{\partial i_e}{\partial \eta}$	-0.1
sensible	$N_e c_a (T_a - T_e)$	-2.5
latent	$N_e i_{sg} (Y_a - Y_e)$	8.9
mixing	$-\frac{L}{p_e} (1 - \alpha) \Gamma_t (i_e - i_t)$	-6.5

튜브측 제습액 분배비율이 제습성능에 미치는 영향을 Fig. 6에 나타내었다. 튜브측 제습액 분배비율이 0.5보다 약간 작은 경우에 제습성능이 최대가 되는데, 이는 확장표면측의 잠열전달량이 튜브측보다 크므로 확장표면측의 제습액 유량이 큰 것이 유리하기

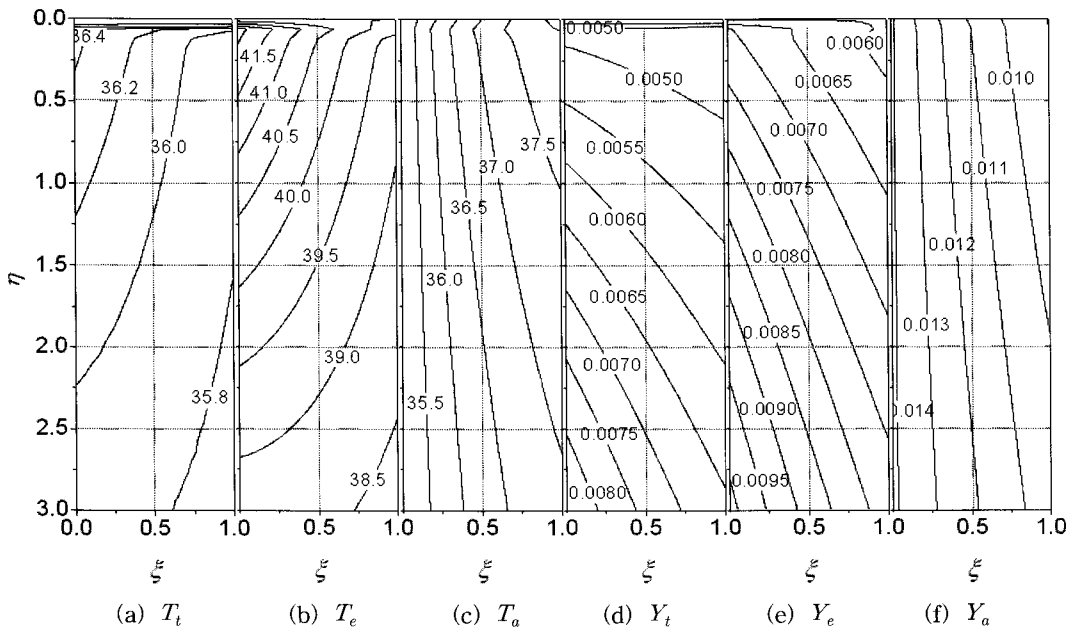


Fig. 5 Contour plots of temperature and humidity ratio(H = 600 mm, $p_e = 10$ mm, $\Gamma = 0.1$, $\alpha = 0.54$).

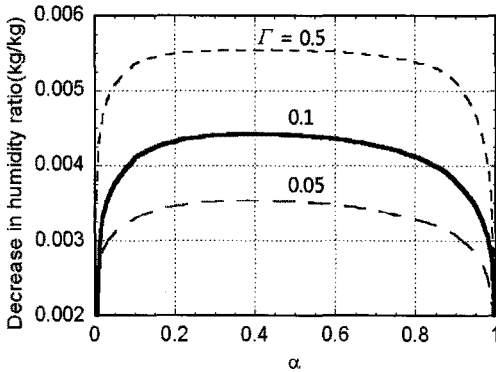


Fig. 6 Effect of liquid division ratio on the dehumidification performance.

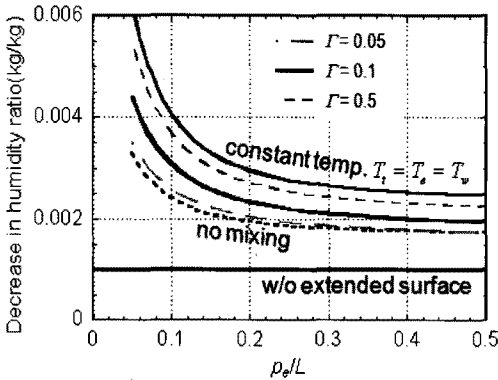


Fig. 7 Effect of the pitch of extended surface on the dehumidification performance.

때문이다. 분배비율이 아주 작거나 아주 크면 제습 성능이 크게 감소하지만, 분배비율 0.2~0.6 사이에서는 제습성능에 큰 차이가 없다. 이는 확장표면을 적용한 제습기에서 제습액 분배비율을 엄밀히 제어하지 않아도 됨을 의미하므로 실용적인 측면에서 중요한 의미를 가진다.

Fig. 7에 확장표면의 간격이 제습성능에 미치는 영향을 나타내었다. 극단적인 경우와의 비교를 위하여, 튜브 및 확장표면층 제습액 온도가 모두 튜브벽온도로 일정하게 유지되는 경우, 제습액 혼합이 이루어지지 않는 경우와 확장표면이 없는 경우의 제습성능을 같이 나타내었다.

확장표면이 없는 경우에 비해서는 $p_e/L < 0.1$ 인 경우 제습성능을 두배 이상 증가시킬 수 있으며, 확장표면 온도가 튜브벽 온도와 동일한 이상적인 경우 4배 이상으로 증가시킬 수 있다. 제습액 유량이 작

을 때의 성능은 혼합이 없는 경우와 비슷하며, 유량이 증가함에 따라 점차 이상적인 경우에 접근해 간다. 그러나 제습액 유량을 증가시키는 것은 서론에서 언급한 바와 같이 제습액막 두께를 증가시키고, 액막의 불안정성이 야기되어 액적 비산이 발생할 수 있으므로, 실용적 측면에서 제한이 있다.

5. 결 론

본 연구에서는 확장표면을 가진 평관형 액체식 제습기에서 제습과정을 해석하였으며 수행 내용을 다음과 같이 정리하였다.

- 1) 확장표면 적용에 의한 제습액의 혼합 및 재분배로 인해, 확장표면의 반복단위인 p_e 간격으로 온도와 농도가 주기적인 변화를 보인다. 과도한 복잡함을 피하기 위하여 국소체적평균법을 적용하여 단순화된 해석모델을 개발하였다.
- 2) 튜브층 제습액 분배비율이 0.54인 경우, 제습량은 확장표면층이 튜브표면층보다 3배가량 크며, 제습과정 중 발생한 열은 제습액의 혼합에 의하여 튜브층으로 전달되어 튜브층 발생열과 함께 냉각수로 냉각 제거된다.
- 3) 튜브층 제습액 분배비율이 0.5보다 약간 작은 경우에 제습성능이 최대가 되지만, 분배비율 0.2~0.6 사이에서는 제습성능에 큰 차이가 없다.
- 4) 확장표면의 간격이 $p_e/L < 0.1$ 인 경우, 확장표면이 없는 경우에 비해서는 제습성능을 두 배 이상 증가시킬 수 있다.

후 기

본 연구는 2010년도 지식경제부의 재원으로 한국에너지 기술평가원(KETEP)의 지원을 받아 수행한 연구 과제입니다(No. 20103010080011).

참고문헌

1. Mei, L. and Dai, Y. J., 2008, A technical review on use of liquid-desiccant dehumidification for air-conditioning application, Renewable and Sustainable Energy Reviews, Vol. 12, pp. 662-689.
2. Lowenstein, A., Slayzak, S. and Kozubal, E., 2006, A zero carryover Liquid-desiccant air

- conditioner for solar applications, Proc. ISEC 2006, pp. 1-9.
3. Lee, M., Chang, Y.-S. and Lee, D.-Y., 2009, Experimental study on liquid desiccant distribution characteristics at a dehumidifier with extended surface, Proceedings of the 2009 summer annual conference of SAREK, pp. 645-649.
 4. Yin, Y. and Zhang, X., 2010, Comparative study on internally heated and adiabatic regenerators in liquid desiccant air conditioning system, Building and Environment, Vol. 45, pp. 1799-1807.
 5. Ren, C. Q., Tu, M. and Wang, H. H., 2007, An analytical model for heat and mass transfer processes in internally cooled or heated liquid desiccant-air contact units, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 50, pp. 3545-3555.
 6. Liu, X. H., Chang, X. M., Xia, J. J., and Jiang, Y., 2009, Performance analysis on the internally cooled dehumidifier using liquid desiccant, Building and Environment, Vol. 44, pp. 299-308.
 7. Yin, Y., Zhang, X., Peng, D., and Li, X., 2009, Model validation and case study on internally cooled/heated dehumidifier/regenerator of liquid desiccant systems, International Journal of Thermal Sciences, Vol. 48, pp. 1664-1671.
 8. Lee, D.-Y., Lee, J. W. and Kang, B. H., 2005, An experimental study on the effects of porous layer treatment on evaporative cooling of inclined surface, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 17, No. 1, pp. 25-32.
 9. Kakac, S., Shah, R. K. and Aung W., 1987, Handbook of Single-Phase Convective Heat Transfer, John Wiley and Sons, Inc.
 10. Song, G.-E. and Lee, D.-Y., 2006, A method to reduce flow depth of a plate heat exchanger without a loss of heat transfer performance, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 18, No. 2, pp. 129-136.
 11. Conde, M. R., 2004, Properties of aqueous solutions of lithium and calcium chlorides : formulations for use in air conditioning equipment design, Int. J. Thermal Sciences, Vol. 43, pp. 367-382.
 12. Kaviany, M., 1991, Principles of heat transfer in porous media, Ch. 2 Fluid mechanics, Springer-Verlag New York Inc.