

액체 건조제 냉각장치의 제습기에서 열 및 물질전달 수치해석

고 광 호* · 오 명 도†

(2001년 3월 15일 접수, 2001년 8월 31일 심사완료)

A Numerical Analysis of Heat and Mass Transfer on the Dehumidifier of Liquid Desiccant Cooling System

Kwang-Ho Ko and Myung-Do Oh

Key Words: Heat and Mass Transfer(열 및 물질전달), Desiccant(건조제), Dehumidification(제습) Falling Liquid Film(유하액막), Counter Flow(대향유동)

Abstract

The heat and mass transfer process between the falling liquid desiccant(TEG) film and the air in counter flow at the dehumidifier of desiccant cooling system were investigated. The governing equations with appropriate boundary and interfacial conditions describing the physical problems were solved by numerical analysis. As a result, the effects of the design parameters and the outside air conditions on the rates of dehumidification and sensible cooling were discussed. The results of the dehumidification and sensible cooling rates were compared with those of the cross flow at the same conditions.

기호설명

C : 건조제 용액에서 TEG의 질량농도 [kg_{TEG}/kg_a]
 C_p : 정압비열 [J/(kg·K)]
 C_w : 건조제 용액에서 물의 질량농도 [kg_w/kg_d]
 D : 물질확산계수 [m²/s]
 g : 중력가속도 [m/s²]
 H : 평판의 높이 [m]
 h_{fg} : 응축잠열 [J/kg]
 k : 열전도율 [W/(m·K)]
 \dot{M} : 제습량 [kg/h], 질량플럭스 [kg/(m²·s)]
 \dot{m} : 질량유량[kg/h]
 \dot{Q} : 현열냉각량 [W]

Re : 레이놀즈수
 S : 평판간격 [m]
 T : 온도 [°C]
 u : x방향의 속도 [m/s]
 v : y방향의 속도 [m/s]
 W : 습공기의 절대습도 [kg_w/kg_{dry air}]
 x : 유동방향 좌표
 y : 유동에 수직한 방향 좌표

그리스문자

α : 열확산계수 [m²/s]
 Γ : 액막유량 [kg/(m·s)]
 δ : 액막두께 [m]
 μ : 점성계수 [N·s/m²]
 ρ : 밀도 [kg/m³]
 ϵ : 제습효율

* 서울시립대학교 대학원 기계정보공학과
 † 책임저자, 회원, 서울시립대학교 기계정보공학과
 E-mail: mdoh@uos.ac.kr
 TEL: (02)2210-2756 FAX: (02)2248-5110

상첨자

i : 반복횟수

하첨자

a	: 습공기
atm	: 대기
counter.	: 대향유동
cross	: 직교유동
d	: 건조제 용액
e	: 평형상태
half	: 절반
i	: 입구
int	: 기/액 경계면
l	: 잠열
o	: 출구
plate	: 평판
s	: 현열
w	: 수분
Γ	: 액막유량

1. 서론

고온 다습한 기후에서는 습공기의 잠열부하가 크기 때문에, 습공기의 잠열부하를 효율적으로 처리함으로써 냉방에 필요한 막대한 에너지를 절약할 수 있다. 건조제 냉각시스템(desiccant cooling system)은 Fig. 1에 나타낸 것과 같이 냉방해야 할 고온 다습한 습공기의 잠열부하를 건조제 제습기(dehumidifier)로 처리하고 현열부하는 냉각코일 또는 증발식 냉각기로 처리하여 쾌적한 냉방공기를 만들어내는 효율적인 시스템이다. 습공기중의 수증기를 흡수하여 묶어진 건조제는 재생기(regenerator)에서 가능 열원을 이용하여 재생됨으로서 다시 제습에 사용될 수 있다.

액체 건조제 냉각시스템에 이용되는 제습기의 종류는 몇 가지 형태를 가질 수 있다. 이 중 기존의 핀 코일형 열교환기 위를 액막 형태로 건조제 용액이 흐르면서 습공기를 제습하는 방식은, 높은 열 및 물질전달 성능과 낮은 압력손실 그리고 습공기의 온도 및 습도를 동시에 제어할 수 있는 장점이 있다.

핀-코일형 열교환기에서의 유하액막에 대한 연구는 열 및 물질전달을 포함하는 프로세스에서의 넓은 응용성으로 활발하게 진행되어왔다. Park 등^(1~3)은 건조제 용액 및 습공기가 2상 직교유동(2-phase cross flow)형태인 핀-코일형 제습기에 대한 열 및 물질전달 지배방정식 및 수치해석 방

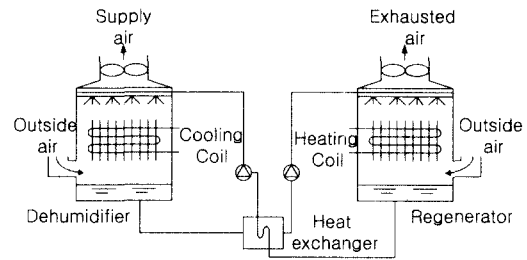


Fig. 1 Schematic diagram of liquid desiccant cooling system

법을 제안하였고, Rahamah 등⁽⁴⁾은 수직평판에서 용액 및 습공기가 평행유동(parallel flow)일 때 열 및 물질전달을 수치적 방법으로 연구하였다.

대향유동(counter flow)형태에서는 습공기가 편을 따라 올라가면서 새로운 용액과 접촉함에 따라 지속적으로 습공기의 습도가 감소하므로 가장 큰 효율을 가진다. 이러한 대향유동에 대한 Peng^(5~7) 및 Khan 등^(8~10)의 연구는 유동 단면에서의 온도 및 농도 값이 일정하다고 가정된 1차원 해석으로서 유동에서의 온도 및 농도분포를 구할 수 있는 2차원 해석은 문헌상에서 찾을 수 없다. 본 연구에서는 수직평판형 제습기에서 습공기와 건조제 액막이 대향유동일 때의 열 및 물질전달을 수치적 방법으로 2차원 해석을 하였으며 그 결과를 Park 등^(1~3)의 직교유동일 때의 값과 비교하고 제습 및 현열냉각 특성의 차이를 고찰하였다.

2. 해석모델 및 지배방정식

건조제(TEG: Triethylene glycol) 용액과 습공기 사이에서 일어나는 열 및 물질전달 현상을 수치적으로 해석하기 위하여 Fig. 2와 같이 높이 H , 간격 S 인 수직평판사이를 흘러내리는 건조제 용액 및 용액과 대향류로 접촉하며 흐르는 습공기의 절반을 해석영역으로 정하였다. 좌표계는 건조제 용액 및 습공기 유동방향으로 각각 x_d 및 x_a , 유동에 수직하는 방향으로 각각 y_d , y_a 로 정하였다. 액막의 입구 발달길이는 평판의 높이에 비하여 아주 짧고, 습공기로 부터 흡수되는 습기

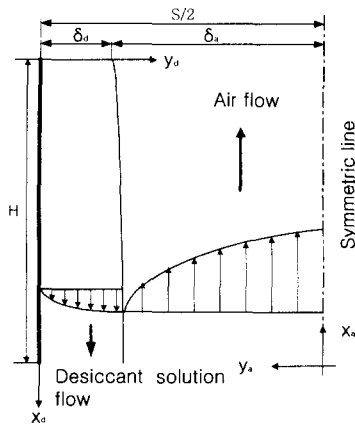


Fig. 2 Schematic diagram of the air and desiccant film flow in a channel

량은 용액 유량에 비하여 미소하므로 액막두께 δ_d 가 평판의 길이방향으로 일정하다고 가정하였으며, 따라서 습공기층 해석영역의 두께 δ_a 도 일정하다고 가정되었다. 습공기의 유동은 무한평판 사이의 완전발달유동으로 가정하였고, 해석을 위하여 다음과 같은 가정을 도입하였다.

- 1) 용액 및 습공기의 흐름은 층류이다
- 2) 용액 및 습공기의 물성치는 일정하다
- 3) 기/액 경계면에서의 마찰은 무시한다
- 4) 벽면의 온도는 일정 온도로 유지된다
- 5) 기/액 경계면은 열역학적 평형상태에 있다
- 6) 용액과 습공기는 유동방향을 따라 속도분포가 일정하다
- 7) 유동방향의 확산과 y방향의 대류는 무시한다
- 8) 용액이 벽면을 완전히 적신다

위와 같은 가정을 바탕으로, 층류영역에서 용액의 속도분포는 다음과 같다.

$$u_d = \frac{3}{2} u_{d,mean} \left(2 \frac{y_d}{\delta_d} - \left(\frac{y_d}{\delta_d} \right)^2 \right) \quad (1)$$

여기서

$$u_{d,mean} = \frac{Re_\Gamma \cdot \mu_d}{4 \rho_d \delta_d} \quad (2)$$

$$Re_\Gamma = \frac{4\Gamma}{\mu_d} \quad (3)$$

$$\delta_d = \left(\frac{3\Gamma\mu_d}{g\rho_d^2} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (4)$$

건조제 용액에서의 열 및 물질전달 지배방정식은 각각 다음과 같다.

$$u_d \frac{\partial T_d}{\partial x_d} = \alpha_d \frac{\partial^2 T_d}{\partial y_d^2} \quad (5)$$

$$u_d \frac{\partial C_w}{\partial x_d} = D_d \frac{\partial^2 C_w}{\partial y_d^2} \quad (6)$$

건조제 용액층과 유사하게 습공기층 열 및 물질전달 지배방정식은 다음과 같다.

$$u_a \frac{\partial T_a}{\partial x_a} = \alpha_a \frac{\partial^2 T_a}{\partial y_a^2} \quad (7)$$

$$u_a \frac{\partial W}{\partial x_a} = D_a \frac{\partial^2 W}{\partial y_a^2} \quad (8)$$

여기서 습공기의 속도분포는 다음 식과 같다.

$$u_a = \frac{3}{2} u_{a,mean} \left[1 - \left(\frac{y_a}{(S/2 - \delta_d)} \right)^2 \right] \quad (9)$$

건조제 용액 및 습공기층에 대한 경계조건은 다음과 같다.

건조제 용액층

$$x_d = 0 : T_d = T_{d,i}, C_w = C_{w,i} = (1 - C_{d,i}) \quad (10)$$

$$y_d = 0 : T_d = T_{plate}, \frac{\partial C_w}{\partial y_d} = 0 \quad (11)$$

$$y_d = \delta_d : T_{d,int} = T_{a,int} \quad (12)$$

습공기층

$$x_a = 0 : T_a = T_{a,i}, W = W_i \quad (13)$$

$$y_a = 0 : \frac{\partial T_a}{\partial y_a} = 0, \frac{\partial W}{\partial y_a} = 0 \quad (14)$$

$$y_a = \delta_a : W = W_e \quad (15)$$

여기서, W_e 는 건조제 용액과 접하는 습공기의 평형습도이며 다음과 같은 식으로 주어진다.⁶⁵

$$W_e = 0.62197 \frac{P_e}{P_{atm} - P_e} \quad (16)$$

여기서, P_{atm} 은 대기압이며 P_e 는 온도와 농도의 수로 주어지는 건조제 용액의 증기압이다.

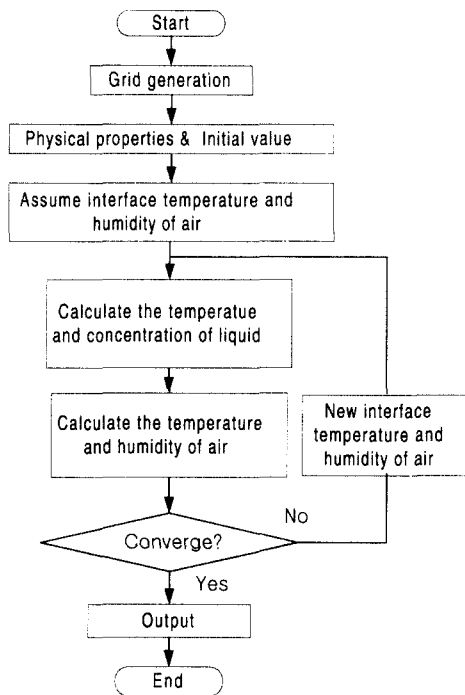


Fig. 3 Flow chart for calculating temperature and concentration/humidity ratio fields

한편, 기/액 경계면에서 열 및 물질전달 평형은 다음과 같다.

$$\left[k_d \frac{\partial T_d}{\partial y_d} \right]_{y_{a-l}} = \left[-k_a \frac{\partial T_a}{\partial y_a} - \rho_a D_a \frac{\partial W}{\partial y_a} h_{fg} \right]_{y_{a-l}} \quad (17)$$

$$\left[\rho_a D_a \frac{\partial C_w}{\partial y_d} \right]_{y_{a-l}} = \left[-\rho_a D_a \frac{\partial W}{\partial y_a} \right]_{y_{a-l}} \quad (18)$$

여기에서 습공기는 이상기체로 간주하고 그 물성치는 ASHRAE handbook⁽¹²⁾의 값을 이용하였으며, 건조제 용액의 물성치는 참고문헌⁽¹³⁾의 값을 참고하였다.

3. 수치해석방법

용액측 열 및 물질전달 방정식 (5), (6)과 습공기측 방정식 (7), (8) 그리고 경계면에서의 열 및 물질전달 평형식 (17), (18)을 Patankar⁽¹⁴⁾의 유한체적 방법으로 이산화하여 수치계산 프로그램을 작성하였다. 계산에 사용된 격자는 용액과 습공

기측에서 x방향으로 302개 및 y방향으로 32개의 비균일 격자계를 사용하였다.

본 연구에서는 용액과 습공기가 대향류로 흐르기 때문에 한 쪽의 분포를 알아야만 다른 쪽의 계산을 수행할 수 있다. Fig. 3에 나타낸 것과 같이 먼저 습공기측 온도 및 습도를 가정하고 용액측 온도 및 농도를 계산한다. 계산된 용액측 온도 및 농도 값을 다시 습공기측 온도 및 습도 계산에 이용된다. 계산은 용액과 습공기측의 온도 및 농도/습도 값이 수렴에 도달할 때까지 계속 반복되며 수렴조건은 다음과 같다.

$$\text{MAX} \left| \frac{\phi^i - \phi^{i-1}}{\phi^i} \right| \leq 10^{-5} \quad (19)$$

여기서, ϕ 는 온도 및 농도/습도를 나타내며 i 는 반복회수를 나타낸다. 기호 MAX는 계산영역내의 모든 격자위치에서의 값 중 최대치를 뜻한다.

4. 결과 및 고찰

본 연구에서는 용액 및 습공기측 작동변수 및 제습기 형상이 열 및 물질전달에 미치는 영향을 알아보기 위하여, 나머지 변수들의 값을 Table 1의 기준값으로 고정하고 각 변수의 변화에 대하여 습공기의 현열냉각 및 제습량을 살펴보았다. 이때 현열냉각량과 제습량은 습공기의 입출구 엔탈피 차이와 습도차를 이용하여 계산된다.

$$\dot{Q} = \dot{m}_a C_{pa} (T_{a,i} - T_{a,o}) \quad (20)$$

$$\dot{M} = \dot{m}_a (W_i - W_o) \quad (21)$$

여기서, $T_{a,o}$ 및 W_o 는 각각 습공기 출구에서의 단면 평균 온도 및 절대습도를 나타낸다.

또한, 제습효율(ϵ) 및 현열비(SHR)를 평가함으로써 운전조건에 따른 제습성능 및 현열냉각성능을 살펴보았다. 제습효율은 주어진 작동조건에서 최대 가능한 습공기의 입출구 습도차에 대한 실제 제습기 입출구에서의 습도차의 비로 정의되며 다음 식으로 표현된다.

$$\epsilon = \frac{W_i - W_o}{W_i - W_e} \quad (22)$$

여기서, W_i 및 W_o 는 각각 습공기의 입출구 절

Table 1 Nominal configurations and inlet conditions of the dehumidifier

$T_{d,i}$ [°C]	24
$C_{d,i}$ [kg _{TEG} /kg _d]	0.8
Γ [kg _d /(m · s)]	0.0025
$T_{a,i}$ [°C]	32.2
W_i [kg _w /kg _{drv. air}]	0.0182
\dot{M}_a [kg _a /(m ² · s)]	0.92
T_{plate} [°C]	13.8
H [m]	0.382
$S/2$ [m]	0.00184

대습도를 나타내며, W_e 는 주어진 평판온도 및 건조제 입구농도에서의 습공기의 평형습도이다.

또한, 제습기에서의 현열비는 다음 식으로 계산하였다.

$$SHR = \frac{\dot{Q}_s}{\dot{Q}_s + \dot{Q}_l} \quad (23)$$

여기서, \dot{Q}_s 및 \dot{Q}_l 은 각각 습공기의 현열냉각량 및 잠열전달량을 나타낸다.

4.1 용액 입구온도에 따른 영향

Fig. 4는 용액의 입구온도 변화에 따른 제습량, 현열냉각량, 제습효율, 현열비의 변화를 나타낸 것이다. 용액의 입구온도가 감소할수록 제습량과 현열냉각량은 증가하고 그 추이는 직교유동과 대향유동에서 동일하다. 또한 용액 입구온도의 영향은 제습량보다 현열냉각량에서 크게 나타나는데, 이는 용액 입구온도가 낮을수록 습공기의 출구온도가 감소하게 되므로, 습공기 입출구 온도차 증가로 인하여 현열냉각량은 증가하나, 용액이 빠르게 벽면온도와 같아지므로 입구온도 감소로 인한 용액의 수증기압 변화가 작기 때문이다. 전체적으로 제습량은 직교유동보다 대향유동에서 더 많았으며, 기준조건인 24°C에서 직교유동에 비하여 약 11% 높은 값이었다. 대향유동과 교차유동의 현열냉각량은 기준조건에서 거의 비슷한 값을 나타내었으나, Fig. 4(a)에서 볼 수 있듯이 대향유동에서 용액 입구온도에 따른 영향이 적음을 알 수 있다. 현열비에 있어서 대향유동의 값이 직교유동보다 기준조건에서 약 9.6% 작은 값을 나타내어 대향유동에서 잠열부하에 대한 처리능력이 더 크음을 알 수 있다

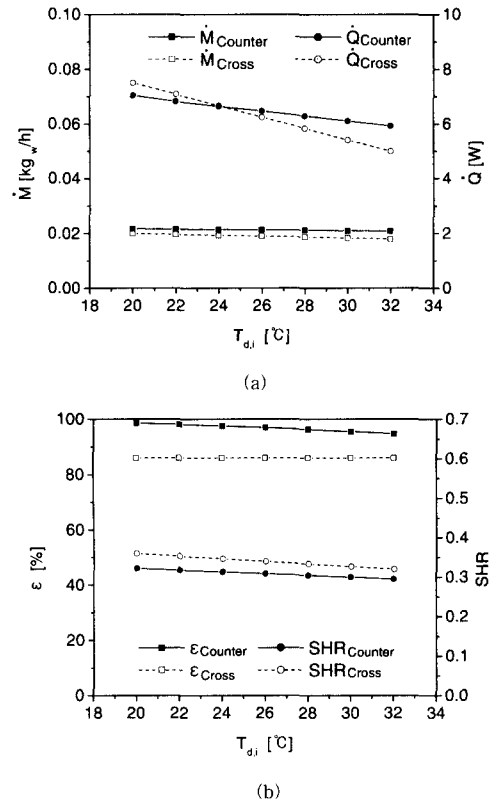


Fig. 4 Effect of solution inlet temperature on (a) dehumidification rate and sensible cooling rate (b) dehumidification efficiency and sensible heat ratio

4.2 용액 입구농도에 따른 영향

Fig. 5는 용액의 입구농도 변화에 따른 제습량, 현열냉각량, 제습효율, 현열비의 변화를 나타낸 것이다. 그림에서 용액 입구농도가 높아질수록 제습량은 약간 증가하나 현열냉각량은 거의 일정함을 알 수 있다. 이는 용액 입구농도가 높을수록 용액의 수증기 분압이 낮아져서 제습구동력을 상승시키므로 제습량이 증가하나, 제습에 따른 용액으로의 잠열전달량은 일정한 온도인 평판에 의해 빠르게 제거되므로 습공기의 온도상승이 미소하기 때문이다. 용액 입구농도의 기준조건인 0.8에서 0.84로 5% 증가했을 때 습공기의 제습량은 2% 증가하였다. 용액 입구농도에 따른 현열냉각량은 대향유동과 직교유동에서 거의 같은 값을 보였으며, 직교유동에 비하여 제습량의 변화가 미소함을 알 수 있다.

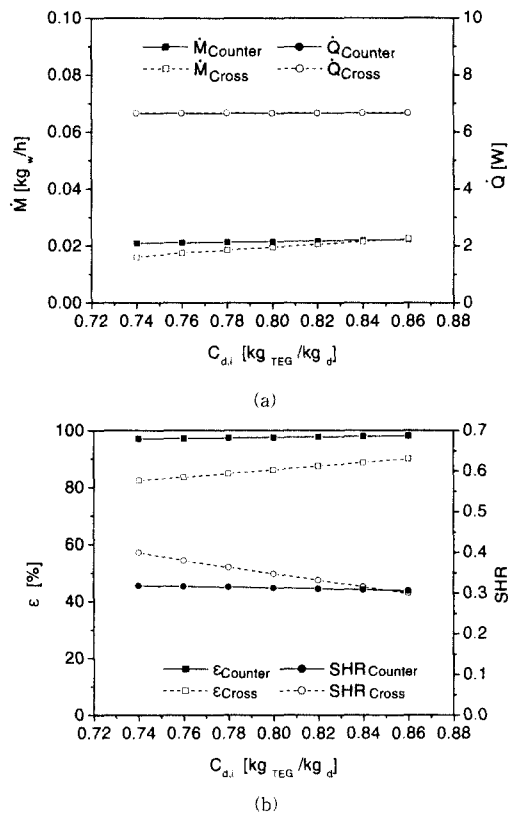


Fig. 5 Effect of solution inlet concentration on (a) dehumidification rate and sensible cooling rate (b) dehumidification efficiency and sensible heat ratio

4.3 용액 입구유량에 따른 영향

용액과 습공기가 대향류로 흐르는 경우 유동방향에 따른 습공기의 온도변화를 살펴보면, 습공기는 높은 온도로 유입되어 제습 냉각으로 거의 평판의 온도에 도달하나, 출구 부근에서 상대적으로 높은 용액의 온도와 접하면서 다시 상승하게 된다. 용액 입구의 액막 유량이 커지

면 용액 입구에서 용액의 온도 하강이 상대적으로 완만하게 된다. 따라서, 습공기의 출구온도 상승이 커지면서 습공기 입출구 온도차는 감소할 것이다. 그러므로 Fig. 6(a)에서 볼 수 있듯이 용액 유량의 증가는 현열냉각량을 감소시키고, 이에 따른 현열비도 Fig. 6(b)에서와 같이 감소함을 볼 수 있다.

4.4 평판 온도에 따른 영향

보통 핀-관형 제습기에서 관을 흐르는 냉각수

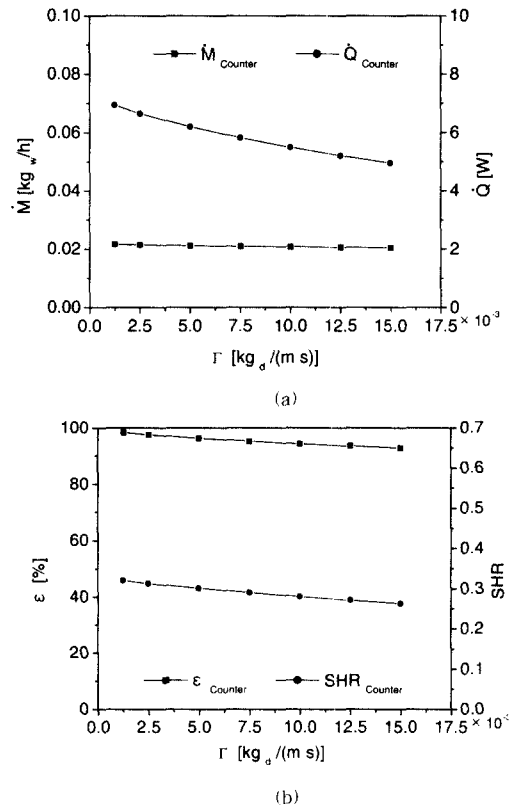
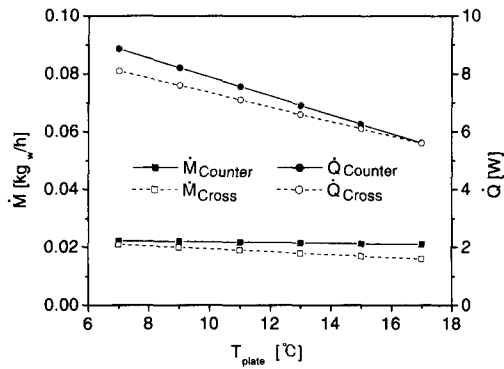


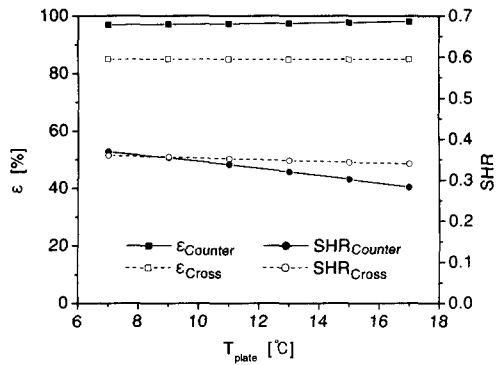
Fig. 6 Effect of solution inlet flow rate on (a) dehumidification rate and sensible cooling rate (b) dehumidification efficiency and sensible heat ratio

는 건조제 용액이 습공기로부터 습기를 흡수할 때 발생하는 흡수열을 처리하는데, 냉각수의 온도는 용액의 온도보다 보통 10°C 정도 낮게 설정한다. 본 연구에서는 냉각코일 온도의 영향을 살펴보기 위하여 Fig. 7에 제습량, 현열냉각량, 제습효율, 현열비에 미치는 평판온도 변화의 영향을 나타내었다. 평판온도가 감소함에 따라 용액 및 습공기의 출구온도가 선형적으로 감소하므로, 습공기 입출구 온도차가 증가하여 현열냉각량은 증가한다.

또한 벽면 온도가 낮아지면 용액의 증기압이 낮아져 제습량은 미소하게 증가하나, 최대 가능한 평형습도도 감소하게 되므로 제습효율은 미소하게 감소하는 것을 볼 수 있다. 또한 평판의 온도가 올라갈수록 직교유동 보다 대향유동에서

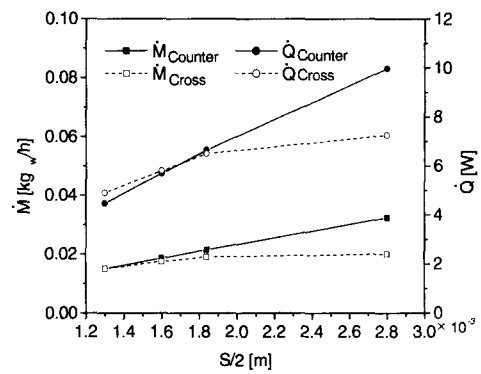


(a)

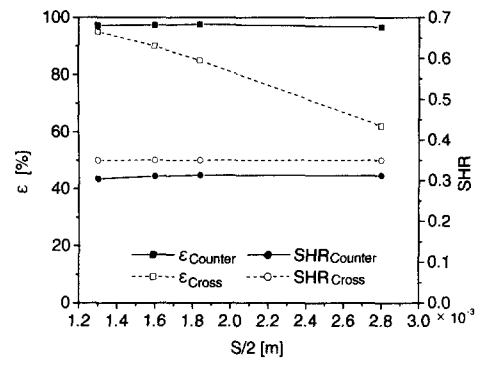


(b)

Fig. 7 Effect of plate temperature on (a)dehumidification rate and sensible cooling rate (b) dehumidification efficiency and sensible heat ratio



(a)



(b)

Fig. 8 Effect of plate spacing on (a) dehumidification rate and sensible cooling rate (b)dehumidification efficiency and sensible heat ratio

의 현열비가 감소하는 것을 알 수 있다.

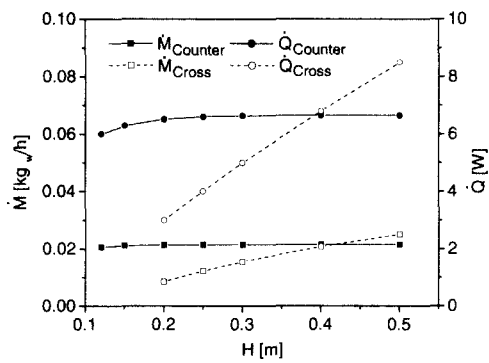
4.5 평판 간격에 따른 영향

Fig. 8(a)는 평판 간격이 제습량 및 현열냉각량에 미치는 영향을 나타내고 있다. 고정된 단위면적당 습공기 유량에 대하여 평판간격이 커지는 것은 습공기 유량의 증가를 의미한다. 따라서 평판 간격 변화에 따른 제습량 및 현열냉각량의 변화는 습공기의 입구유량 변화와 동일한 거동을 보인다. 대향유동의 경우 평판 간격이 증가할 때 제습량 및 현열냉각량의 증가폭이 크다. 또한 제습효율은 Fig. 7(b)에서 볼 수 있듯이 직교유동보다 감소가 작음을 알 수 있다

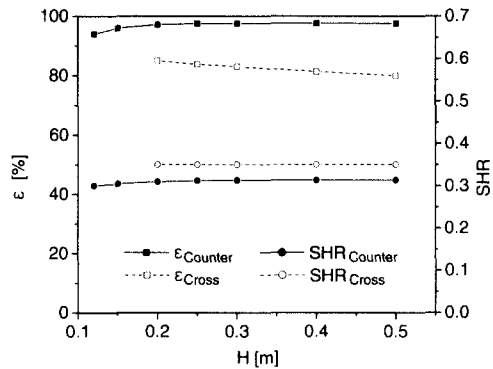
4.6 평판 높이에 따른 영향

Fig. 9에서 볼 수 있듯이 직교유동 방식 제습

기에서는 평판의 높이가 길어질수록 용액과 습공기의 접촉면적이 넓어지므로, 제습량 및 현열냉각량은 평판 높이에 대하여 선형적인 증가를 보인다. 한편, 대향유동 방식 제습기에서는 일정한 운전 조건에서 열 및 물질전달이 최대가 되는 최적의 높이가 존재하며, 그 이상의 높이에서는 열 및 물질전달량은 높이의 영향을 받지 않는다. 본 연구에서는 기준 운전 조건일 때 습공기의 온도와 습도가 습공기 유동방향으로 약 0.25m부근에서 일정한 수렴값에 도달하므로, Fig. 9에서와 같이 평판 높이가 0.25m 이상에서는 제습량 및 현열냉각량이 일정함을 볼 수 있다. 물론 용액 및 습공기의 입구조건에 따라서 평판의 최적 높이는 변하므로 각각의 운전 조건을 고려하여 평판의 높이를 결정해야 한다.

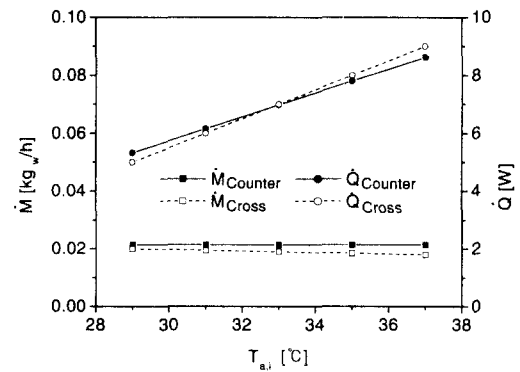


(a)

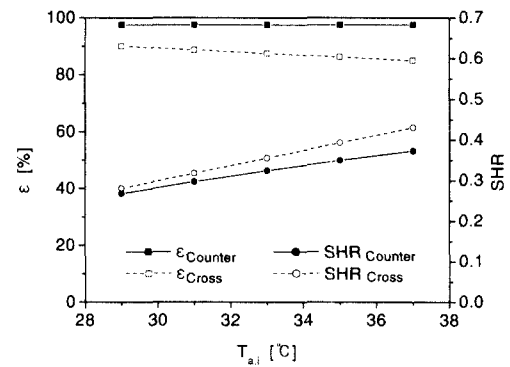


(b)

Fig. 9 Effect of plate height on (a)dehumidification on rate and sensible cooling rate (b)dehumidification efficiency and sensible heat ratio



(a)



(b)

Fig. 10 Effect of air inlet temperature on (a)dehumidification rate and sensible cooling rate (b)dehumidification efficiency and sensible heat ratio

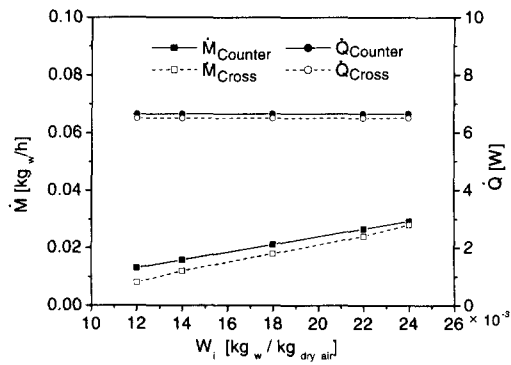
4.7 습공기 입구온도에 따른 영향

Fig. 10은 습공기 입구온도의 변화가 제습량, 현열냉각량, 제습효율 및 현열비에 미치는 영향을 나타낸 것이다. 습공기 입구온도가 증가할 때 제습량은 미소하게 감소한 반면 현열냉각량은 선형적으로 증가하였다. 이는 습공기의 입구온도가 높아지더라도 유동방향으로 흐르면서 그 값이 일정한 온도 값에 수렴하므로, 출구습공기의 온도는 거의 변하지 않아 상대적인 습공기의 입출구 온도차 증가로 현열냉각량이 높게 나타나기 때문이다.

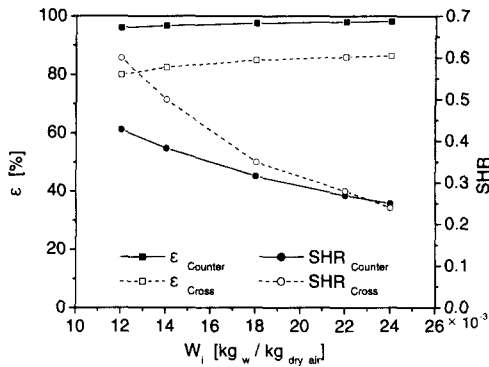
제습률과 제습효율은 직교유동보다 대향유동에서 더 높고 현열냉각량 및 현열비의 선형적인 기울기는 Fig. 10에서와 같이 직교유동에서 더 큼을 알 수 있다.

4.8 습공기 입구습도에 따른 영향

Fig. 11은 습공기의 습도변화가 제습량, 현열냉각량, 제습효율, 현열비에 미치는 영향을 나타낸 것이다. 일정한 온도조건에서 외기의 습도가 증가하면 높은 제습 구동력으로 습공기가 제습된다. 이때 발생한 흡수열은 냉각 벽면에 의해서 빠르게 제거되므로 제습량 증가에 따른 잠열증가로 인한 출구 습공기의 상승은 그리 크지 않음을 알 수 있다. 따라서 Fig. 11(a)에서 습공기의 입구습도가 증가하면 현열냉각량은 거의 일정하나 제습량은 선형적으로 증가함을 알 수 있다. 그러나 Fig. 11(b)에서 제습량 증가로 인한 제습효율 증가는 크게 증가하지 않는다. 또한 습공기의 입구습도의 증가로 제습량이 증가함에 따라 현열비가 감소하며, 이는 외기의 현열부하가 낮아짐에



(a)



(b)

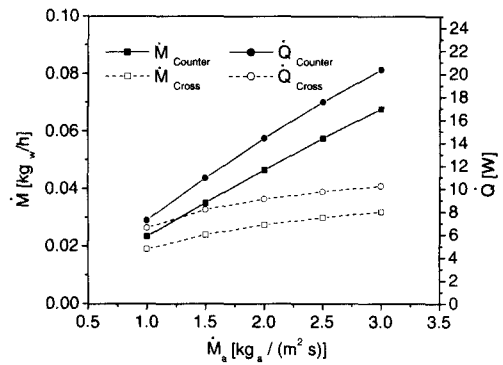
Fig. 11 Effect of air inlet humidity on (a)dehumidification rate and sensible cooling rate (b)dehumidification efficiency and sensible heat ratio

따라 제습기에서 처리되는 현열비도 낮아짐을 의미한다. 이때 현열비의 감소는 직교유동에서 더욱 큼을 알 수 있다. 예를 들어 습공기의 입구습도가 기준 조건인 0.0182에서 22.2% 증가했을 때 현열비는 대향유동에서 14.8% 직교유동에서 20% 감소하였다

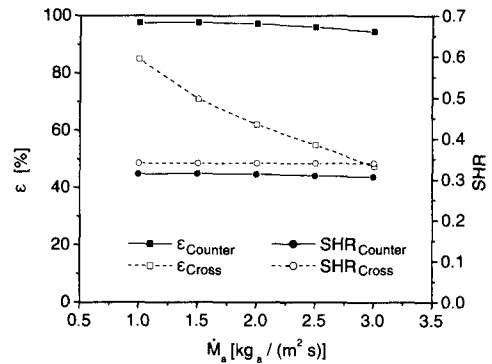
4.9 습공기 입구유량에 따른 영향

Fig. 12는 제습량, 현열냉각량, 제습효율, 현열비에 미치는 습공기 유량의 영향을 보여준다. 습공기의 유량이 증가함에 따라 출구습공기의 습도는 높아져, Fig. 12(b)에서 보여지듯이 제습효율은 낮아지나, 제습되는 수분의 양은 유량을 고려하면 식 (21)에 따라 거의 선형적으로 증가한다.

또한 높은 제습량으로 용액의 출구 농도는 크게 감소하며 이때의 흡수열은 벽면에서 빠르게



(a)



(b)

Fig. 12 Effect of air inlet mass flux on (a)dehumidification rate and sensible cooling rate (b)dehumidification efficiency and sensible heat ratio

제거되므로, 습공기의 출구온도 및 용액의 출구온도의 증가는 미소하나, 유량을 고려하면 현열냉각량도 거의 선형적으로 증가한다. 그리고 현열비는 습공기 유량에 대하여 거의 일정한 값을 나타내었다. 또한 직교유동의 경우 습공기 유량이 증가함에 따라 제습효율이 급감하나 대향유동의 경우는 약간의 감소만을 보이고 있다.

5. 결론

본 연구에서는 액체 건조제를 이용한 제습 냉각 시스템의 핵심 요소 중의 하나인 제습기에서 건조제 용액과 습공기가 대향류로 흐를 때, 각각의 작동변수 및 외기 조건 변화에 따른 열 및 물질전달 거동을 수치적으로 해석하였으며, 결과를 정리하면 다음과 같다.

건조제 용액의 입구온도 및 유량, 평판온도, 평판간격 및 높이, 습공기의 입구온도 및 유량이 현열냉각량을 결정하는 주요인자가 되고, 용액의 입구농도, 평판간격 및 높이, 습공기의 입구습도 및 유량이 제습량을 결정하는 주요 인자가 됨을 알 수 있었다. 또한 평판의 간격 및 습공기의 유량은 습공기의 제습 및 현열냉각에 미치는 영향이 유사하였다.

대향유동방식 제습기에서는 일정한 운전 조건에서 열 및 물질전달이 최대가 되는 최적의 높이가 존재하는 것을 확인하였다.

대향유동에서 습공기의 제습 및 현열냉각 특성을 고찰하였고, 이를 직교유동일 때의 값과 비교하였으며, 동일한 기준조건에서 습공기의 제습 및 현열냉각은 직교유동보다 대향유동에서 더 우수함을 볼 수 있었다.

후 기

본 연구는 2000년도 서울시립대학교 교내학술연구조성비에 의해 연구되었으며 대학의 연구비 지원에 감사드립니다.

참고문헌

- (1) Park, M. S., 1994, "Analysis of Coupled Heat and Mass Transfer Between a Falling Desiccant Film and Air in Cross Flow," Ph. D. Dissertation, The University of Texas at Austin.
- (2) Park, M. S., 1995, "Study on the Effect of Performance Factors on the Evaporator Using Liquid Desiccant Falling Film for Dehumidification," *SAREK*, Vol. 7, No. 3, pp. 512-520.
- (3) Park, M. S. and Howell, J. R. and Vliet G. C., 1996, "Correlations for Film Regeneration and Air Dehumidification for a Falling Desiccant Film with Air in Crossflow," *Trans. of the ASME*, Vol. 118, pp. 634-641.
- (4) Rahamah, A., Elsayed, M. M. and Al-najem, N. M., 1998, "A Numerical Solution for Cooling and Dehumidification of Air by a Falling Desiccant Film in Parallel Flow." *Renewable Energy*, Vol. 13, No. 3, pp. 305-322.
- (5) Peng, C. S., 1980, "The Analysis of Liquid Absorbent/Desiccant Cooling/Dehumidification Systems for Low Grade Thermal Energy Applications," Ph. D. Dissertation, The University of Texas at Austin.
- (6) Peng, C. S. and Howell J. R., 1981, "Analysis and Design of Efficient Absorbers for Low Temperature Desiccant Air Conditioners," *Journal of Solar Energy Engineering*, Vol. 103, pp. 67-74.
- (7) Peng C. S. and Howell J. R., 1984, "The Performance of Various Types of Regenerators for Liquid desiccants," *Journal of Solar Energy Engineering*, Vol. 106, pp. 133-141.
- (8) Khan, A. Y. and Ball H. D., "Development of a Mathematical Model and Computer Simulation to Predict the Annual Energy Consumption of Coil-Type Liquid Desiccant Systems," *ASHRAE Trans.*, Vol. 98, No. 1, 1992, pp. 534-541.
- (9) Khan, A. Y., Fernando, E. R., Sulsona, J., 1996, "Modeling and Performance Comparison of a Refrigerant Cooled Liquid Desiccant Absorber with a Conventional Refrigerant Cooled Cooling Coil," *PID-Vol.2/HTD*, Vol. 338, *Advances in Energy Efficiency, Heat/Mass Transfer Enhancement ASME*.
- (10) Martinez, J. L. and Khan, A. Y., 1996, "Heat and Mass Transfer Performance Analysis of a Compact Hybrid Liquid Desiccant Absorber," *IEEE*, 1996, pp. 2033-2038.
- (11) Khan, A. Y. and Martinez J. L., 1998, "Modeling and Parametric Analysis of Heat and Mass Transfer Performance of a Hybrid Liquid Desiccant Absorber," *Energy Convers. Mgmt.*, Vol. 39, No. 10, pp. 1095-1112.
- (12) ASHRAE, 1993, "Handbook Fundamentals, American Society of Heating, Refrigeration and Air-Conditioning Engineers, Inc.
- (13) Dow Chemical Company, 2000, *A Guide to Glycols*, Dow Chemical Company, U. S. A.
- (14) Patankar S. V., 1980, *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*, Taylor & Francis.