

습식건조제 이용 제습에서의 증발기 성능인자 영향 연구

Study on the Effect of Performance Factors on the Evaporator Using Liquid Desiccant Falling Film for Dehumidification

박 문 수*
M. S. Park

Key words : Liquid Desiccant(습식건조제), Dehumidification Rate(제습율), Sensible Cooling(현열냉각), Falling Liquid Film(유하액막), Two Phase Cross Flow(이상교차유동)

Abstract

This study investigates the simultaneous heat and mass transfer between a falling desiccant film and air in cross flow at the interface. The application of this work is the optimization of falling film evaporators for use in potential hybrid air conditioning systems. The specific geometry considered is liquid TEG films falling along the vertical cooled surfaces of a channel with air in cross flow. The equations to describe the coupled heat and mass transfer between a falling desiccant film and air in cross flow for a falling film evaporator have been presented and solved numerically. The effects of important design and operating variables on the evaporator performance predicted by the parametric numerical analysis and suggestions for performance improvements of the evaporator are presented.

기 호 설 명

C_{pa} : 공기 비열

C_v : 습공기에서 수증기 질량 농도

C_w : TEG 수용액에서 물의 질량 농도

D : 확산계수

g : 중력가속도

H : 핀높이

h_{fg} : 응축잠열

L : 핀깊이

\dot{m} : 질량유량

M : 단위면적당 공기유량

P : 압력

Q : 현열냉각량

S : 핀간격

T : 온도

u : TEG수용액의 속도

u_m : TEG 수용액의 평균속도

w : 공기속도

W : 분자질량

w_m : 공기 평균속도

x : TEG 수용액 유동 방향 좌표

y_1 : TEG수용액에서 벽면에 수직한 방향 좌표

y_2 : 공기유동 대칭면에서 수직한 방향좌표

z : 공기유동 방향 좌표

그리스 문자

α : 열확산계수

* 생산기술연구원, 생산설비개발센터

- Γ : 핀의 단위길이당 질량유량
- δ : TEG 수용액 액막두께
- μ : 점성계수
- ρ : 밀도
- ω : 절대습도

하첨자

- a : 공기
- f : 경계면
- b : 절반
- i : 입구
- o : 출구
- s : 현열
- t : TEG수용액
- v : 수증기
- w : 물

1. 서 론

고온다습한 기후에서의 쾌적한 냉방을 위해서는 외기는 공조된 공간에 들어가기 전에 제습이 되어야 한다. 공기조화 장치에서의 냉각부하는 현열부하와 잠열부하로 되어있다. 특수한 곳의 냉방응용에서는 잠열부하가 전체 냉방부하의 반 이상을 차지하는 경우도 있다. 최근에 압축식 냉방방식과 결합하여 액체 건조제를 이용한 복합식 공조기기가 고온 다습한 기후에서 에너지 절약 및 성능향상의 잠재적 가능성을 보여주었다.

이 증기 압축식/액체 건조제 시스템 복합식 공조기¹⁾에서 기존의 판형 핀과 증발기 코일에 분배된 건조제 액막은 습공기와 수증기 분압차에 의해 습기를 흡수하여 잠열부하를 처리하고, 관내의 냉매증발에 의해 공기를 냉각하여 현열부하를 처리한다. 복합식 공조기기의 개략적 흐름도는 Fig.1에 나타냈다. 압축식/액체 건조제 복합기에서 액체건조제는 압축식 시스템의 증발기와 응축기 사이에서 순환된다. 이 복합식 공조기기는 기존의 건조제 이용 제습시스템의 장점인 잠열처리성능과 압축식 냉방시스템의 장점인 현열 냉각성능을 결합하여 전체 시스템의 성능향상을 의도한 것이다. 또한 제습과정에서 수증기를 흡수하여 희석된 건조제

의 재생에너지로서 압축식 냉방시스템의 응축기 배열을 이용하고, 제습을 위하여 습공기를 노점온도 이하로 냉각할 필요가 없기 때문에 쾌적한 실내온도를 맞추기위한 재열과정이 필요치 않아 에너지 절약 기대효과가 있다.

실험에서의 온도, 습도, 농도, 유량, 핀 크기 등의 입력데이터를 이용한 계산을 수행하였고, 수치 해석 결과중에서 혼합 평균(mixed mean value) 출구 온도, 습도, 농도등을 실험결과와 출구조건 등과의 비교²⁾는 주어진 실험입력조건하에서 수치 해석이 건조제용액 출구 온도 및 농도, 공기출구 온도 및 습도와 제습량등의 실험결과와 적절한 범위 안에서 경향이 일치됨을 보여주었으나, 실험에서는 복합제습기의 성능인자 각각의 영향을 독립시켜 시험하기에는 많은 시간과 경제적인 문제가 있기 때문에 본연구에서는 복합식 공조기기의 증발기의 성능에 대한 설계 인자와 작동인자의 제습량 및 현열 냉각량에 대한 영향을 수치해석을 통하여 알아 보았다.

2. 수치해석

수치해석 모델을 위한 개략도는 Fig.2에 나타내었다. 본연구는 높이 H와 폭 L, 간격 S_n의 평행수직 평판을 고려하며, 평판위로 입구 온도 T_{in}, 입

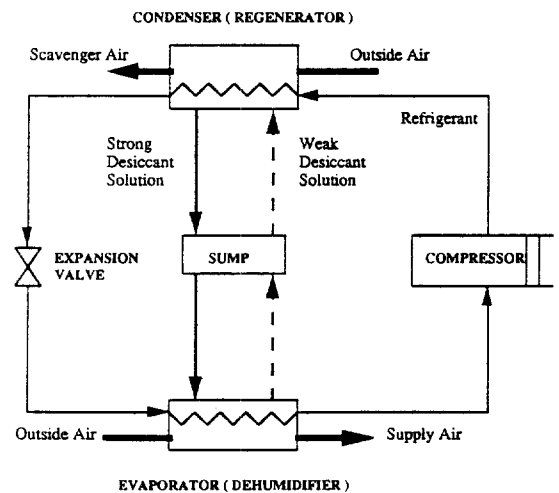


Fig.1 Hybrid vapor-compression/liquid desiccant air-conditioning system.

구 농도 $C_{t,1}$ 의 건조제(triethylene glycol, 이하 TEG)수용액이 분배기에 의해 균일하게 분포된다. 이 건조제 액막위로 균일한 입구 온도 $T_{a,1}$, 입구 절대습도 ω_1 의 습공기가 교차방향으로 접촉하며 흐르고, 물질전달의 추진력(driving force)인 TEG 수용액 표면의 증기압(vapor pressure)과 습공기의 수증기 분압(water vapor partial pressure)과의 차이에 의해 습기가 흡수된다. TEG수용액에서 plate벽에 수직인 방향으로의 좌표는 y_1 이며, 공기 유동의 대칭면에서 수직방향으로의 좌표는 y_2 이다. TEG수용액과 습공기의 유동방향좌표는 각각 x 와 z 이다. 경계면의 온도와 농도는 열역학적 평형식과 열 및 물질전달 평형관계에 의해 결정되며 x 와 z 에 따라 변하게 된다.

본연구에서 습공기에서 흡수되는 습기량은 TEG 수용액에 비하여 아주 작기 때문에 TEG 수용액량은 일정하다고 가정되었다. 또한 계산된 액막 Reynolds 수가 층류 영역에 있으므로 Nusselt 결과를 이용하여 일정한 액막두께와 속도분포가 사용되었다. 주어진 계산범위의 공기조화에서 습공기 유동도 층류영역에 있고, 핀높이와 핀깊이가 핀간격에 비해 훨씬 크기때문에 계산시간을 절약하기 위해 공기유동은 무한평판사이의 완전발달유동으로 가정되었다(단, 핀간격이 핀높이에 비해 클 때는

핀의 선단부에서 발달유동(developing flow)의 영향이 고려되어야한다고 생각된다). 그리고 다음과 같은 가정이 문제해석을 위하여 사용되었다. (1) 습공기는 이상유체이다. (2) TEG수용액과 습공기의 열 및 물질전달 성질은 일정하다. (3) 농도차와 온도차에 의한 자연대류영향은 무시할 수 있다. (4) Diffusion-thermo 영향은 무시한다. (5) TEG 수용액과 습공기의 경계면에는 열역학적 증기 압력 평형상태가 존재한다. (6) 유동방향의 확산(diffusion)과 y 방향의 대류(convection)항은 다른 항에 비해서 무시될 수 있다.

층류영역에서의 유하 TEG 수용액막의 속도분포와 액막두께는 각각 다음과 같이 주어졌다.

$$u = \frac{3}{2}u_m \left(2\frac{y_1}{\delta} - \left(\frac{y_1}{\delta}\right)^2 \right) \tag{1}$$

$$\delta = \left(\frac{3\Gamma\mu_l}{g\rho_l} \right)^{1/3} \tag{2}$$

TEG 수용액막에서의 열 및 물질전달에 대한 지배방정식은 각각 다음과 같다.

$$u \frac{\partial T_l}{\partial x} = \alpha_l \frac{\partial^2 T_l}{\partial y_1^2} \tag{3}$$

$$u \frac{\partial C_w}{\partial x} = D_l \frac{\partial^2 C_w}{\partial y_1^2} \tag{4}$$

무한 평판 사이의 완전발달 유동으로 가정된 공기 속도 분포는 다음과 같다.

$$w = \frac{3}{2}w_m \left(1 - \left(\frac{y_2}{S_h - \delta}\right)^2 \right) \tag{5}$$

습공기에서의 열 및 물질전달에 대한 지배방정식은 다음과 같다.

$$w \frac{\partial T_a}{\partial z} = \alpha_a \frac{\partial^2 T_a}{\partial y_2^2} \tag{6}$$

$$w \frac{\partial C_v}{\partial z} = D_a \frac{\partial^2 C_v}{\partial y_2^2} \tag{7}$$

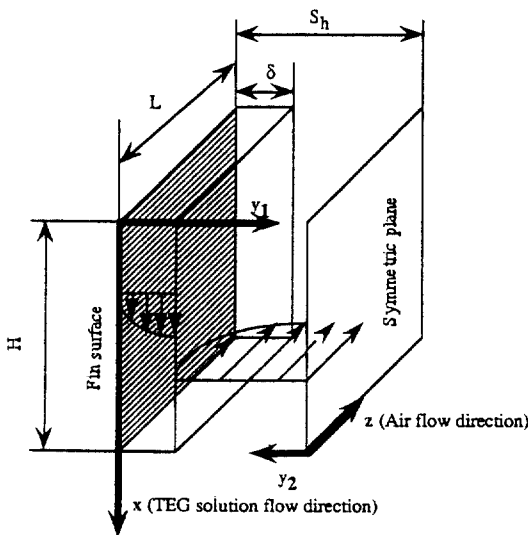


Fig.2 Schematic diagram for numerical simulation

경계조건으로는 다음과 같은 조건들이 사용되었다.

(1) $x=0$ 에서 TEG수용액은 균일한 입구온도와 농도로서 유입된다.

$$T_i = T_{i,i}, C_w = C_{w,i} (= 1 - C_{i,i}) \quad (8)$$

(2) $z=0$ 에서 습공기는 균일한 입구온도와 입구 습도로서 유입된다.

$$T_a = T_{a,i}, C_v = C_{v,i} \quad (9)$$

(3) $y_1=0$ 에서 물질전달은 없고 TEG 수용액 온도는 벽온도와 같다.

$$T_t = T_w, \frac{\partial C_w}{\partial y_1} = 0 \quad (10)$$

(4) $y_2=0$ 에서 열 및 물질전달의 조건으로 대칭면에서의 대칭조건을 이용한다.

$$\frac{\partial T_a}{\partial y_2} = 0, \frac{\partial C_v}{\partial y_2} = 0 \quad (11)$$

(5) $y_1=\delta$ (경계면)에서의 조건으로는 다음과 같은 식이 사용되었다. 첫째, 경계면에서 TEG 수용액과 습공기 온도의 연속성이 존재하고,

$$T_{t,f} = T_{a,f} \quad (12)$$

둘째, 열전달과는 대조적으로 경계면에서의 각 상에서의 물 및 수증기 농도는 같지 않고, 열역학적 평형상태식에 의해 경계면에서의 온도 및 각 상의 농도들의 상관관계식 [식(13-1)부터 (13-3)]으로 주어진다.

$$C_{v,f} = f(C_{w,f}) \quad (13)$$

이 조건은 다음과 같은 관계에서 얻어진다. 먼저 열역학적 평형상태에서 경계면에서 TEG 수용액의 증기압과 습공기에서의 수증기 분압이 같다는 조건으로부터 다음과 같이 된다.

$$P_{w,f} = P_{v,f} \quad (13-1)$$

그리고, 습공기에서의 수증기분압은 다음과 같은 관계식으로 주어진다³⁾.

$$C_{v,f} = \frac{W_v P_{v,f}}{W_a (P_{atm} - P_{v,f}) + W_v P_{v,f}} \quad (13-2)$$

TEG 수용액에서 수증기압은 평형데이터⁴⁾로부터 유도되었다.

$$\log_{10} P_{w,f} = f_1(C_{w,f}) - \frac{f_2(C_{w,f})}{[T_{i,f} - f_3(C_{w,f})]} \quad (13-3)$$

여기에서 f_1, f_2, f_3 는 경계면에서 TEG의 질량농도, $C_{w,f}$ 의 다항식들이다.

셋째, 경계면에서 흡수된 습기에 대한 물질전달 보존이 성립한다.

$$\rho_t D_t \frac{\partial C_w}{\partial y_1} = -\rho_a D_a \frac{\partial C_v}{\partial y_2} \quad (14)$$

넷째, 경계면에서 열전달 균형이 성립된다.

$$-k_t \frac{\partial T_t}{\partial y_1} = k_a \frac{\partial T_a}{\partial y_2} + \rho_a D_a \frac{\partial C_v}{\partial y_2} h_{fg} \quad (15)$$

식 (15)에서 보여지듯이 경계면에서의 열전달 균형식에는 습기흡수로 인한 농도구배에 의한 잠열열전달과 온도구배에 의한 현열열전달이 동시에 존재하고 있어, 물질전달(농도)과 열전달 지배방정식(온도)에 결합(coupling)이 생겨 이러한 문제에 해석적인 해를 얻기 어렵게 만든다.

수치해석을 위하여 무차원 변수가 사용되었으며, TEG수용액과 습공기 입구에 더 많은 계산 격자를 위치시키기 위해 좌표변환(Algebraic Transformation)⁵⁾이 사용되었다. 무차원화된 지배방정식의 해석으로는 Patankar와 Baliga⁶⁾에 의한 포물선형(parabolic type) 지배방정식에 대한 수치해석 기법을 이용하였으며, 계산에 사용된 격자는 TEG 수용액에 대해서는 (57×21×65)를, 습공기에 대해서는 (57×25×65)가 사용되어 IBM RISC시스템/6000에서 계산이 수행되었다. 경계면의 온도

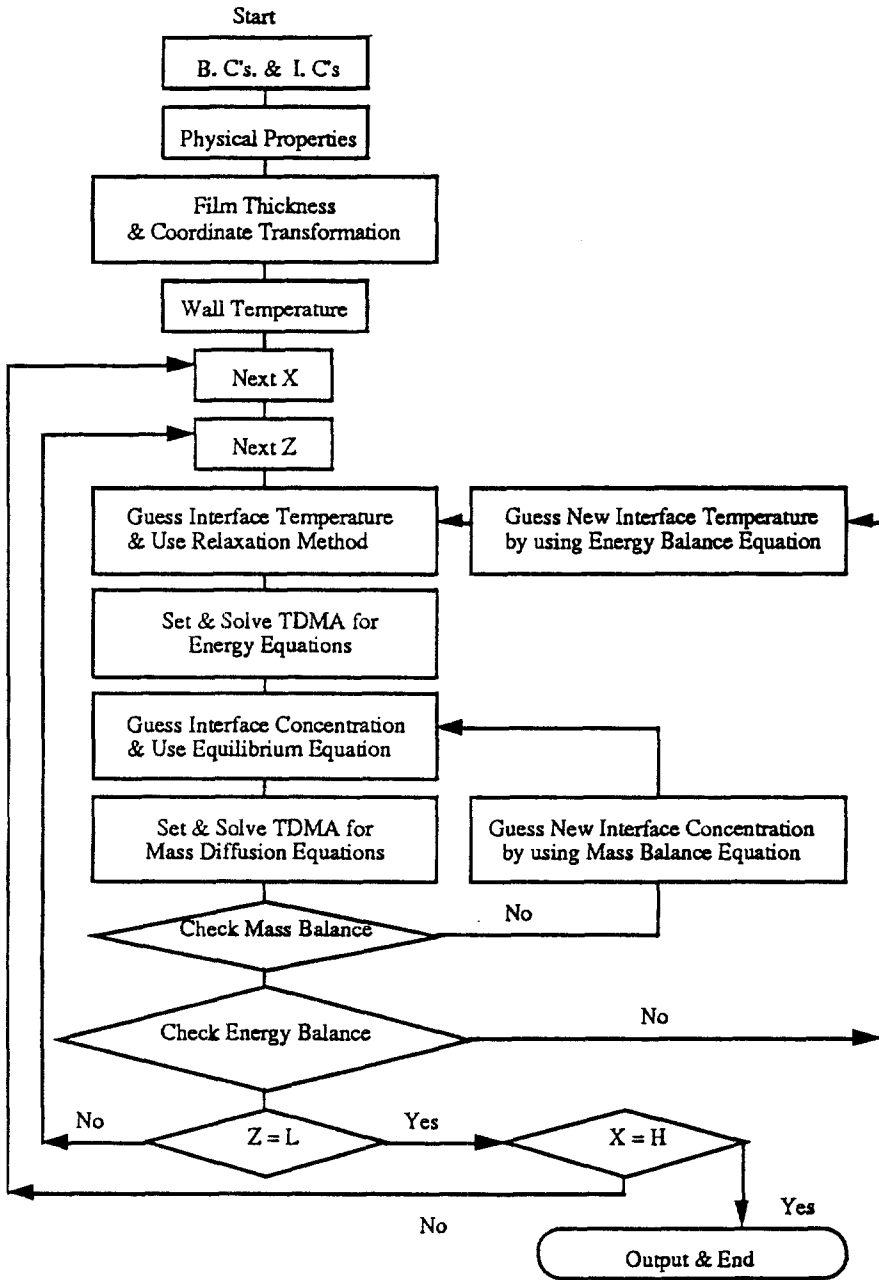


Fig.3 General computational flowchart(TDMA is the Tri Diagonal Matrix Algorithm).

및 농도조건은 미정의 경계조건(식 12-15)으로 다루어지기때문에 수치해석의 일부로서 반복계산에 의해 얻어지게 된다. 개략적인 해법절차는 Fig. 3의 흐름도에 나타냈다.

3. 결과 및 고찰

습식 건조제를 이용한 제습증발기의 설계를 최적화하기 위하여 설계와 작동변수의 영향에 대한 정량적 지식이 필요하다. 실험으로 각 변수들의 영향을 알아보는데는 많은 문제점이 있다. 따라서, TEG 수용액에 의해 복합식 공조기의 증발기의 제습과정에 대한 열 및 물질전달에 대한 정량적 연구가 수치해석에 의해 수행되었다. 이때 증발기의 성능은 편의 한쪽 면에서의 제습량 $\dot{m}_{D,w}$ 와 현열냉각 \dot{Q}_s 에 의해 설명된다. 증발기에서의 제습량과 현열 냉각은 각각 다음과 같이 계산된다.

$$\dot{m}_{D,w} = \dot{m}_a(\omega_i - \omega_o) \quad (16)$$

$$\dot{Q}_s = \dot{m}_a C_{pa}(T_{a,i} - T_{a,o}) \quad (17)$$

수치해석에서 주어진 변수에 대한 제습율 및 현열 냉각의 의존성을 알아보기 위하여 주어진 변수를 제외한 나머지 변수들은 Table 1에 주어진 조건대로 유지되었다.

Fig.4는 다른 영향인자가 일정할때 제습율과 현열냉각에 대한 TEG수용액 입구 농도 변화의 영향을 나타낸다. TEG수용액 농도가 증가할수록

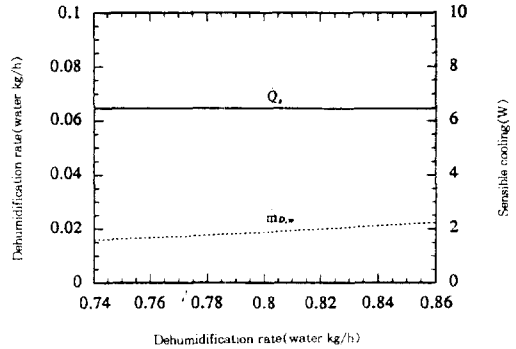


Fig.4 Effect of inlet TEG concentration on the dehumidification rate and sensible cooling

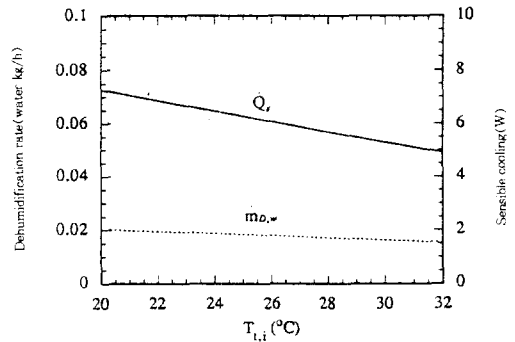


Fig.5 Effect of inlet TEG temperature on the dehumidification rate and sensible cooling

Table 1 Input conditions for dehumidification

TEG inlet concentration($C_{l,i}$)	0.80(kg TEG/kg TEG solution)
TEG inlet temperature($T_{l,i}$)	24.0(°C)
TEG flow rate per plate width(Γ)	0.0025(kg TEG solution/m·s)
Air inlet humidity ratio(ω_i)	18.2(g water vapor/kg dry air)
Air inlet temperature($T_{a,i}$)	32.2(°C)
Air mass flux(M_a)	0.92(kg air/m ² ·s)
Refrigerant temperature(T_r)	13.8(°C)
Half of plate spacing($S/2$)	0.184(cm)
Plate height(H)	38.2(cm)
Plate width(L)	11.1(cm)

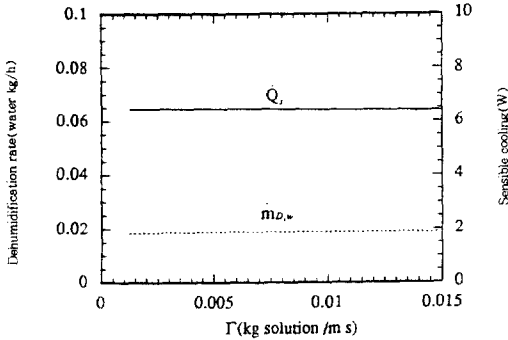


Fig.6 Effect of TEG solution flow rate on the dehumidification rate and sensible cooling

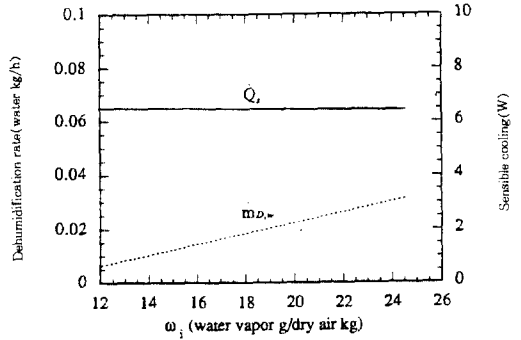


Fig.7 Effect of air inlet humidity ratio on the dehumidification rate and sensible cooling

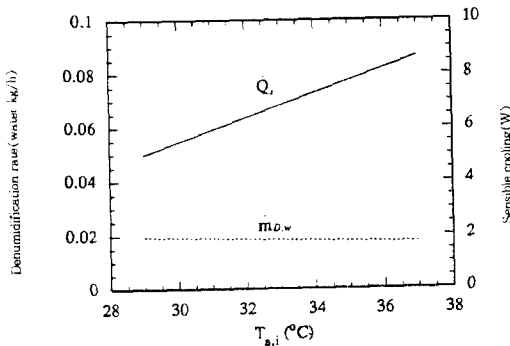


Fig.8 Effect of air inlet temperature on the dehumidification rate and sensible cooling

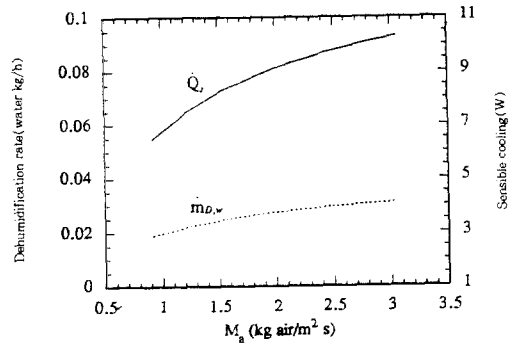


Fig.9 Effect of air mass flux on the dehumidification rate and sensible cooling

TEG 수용액의 수증기압은 낮아지고 습공기와외 수증기 분압차가 커지게되어 물질전달에 대한 추진력이 커지게된다. 따라서 TEG수용액 입구농도가 증가할수록 제습율이 증대하는 모습을 보여준다. 물질전달에 의한 잠열 열전달의 증가는 현열 열전달에 별로 영향을 주지않는 모습을 보여준다.

Fig.5는 증발기 성능에 대한 TEG수용액 입구온도의 영향을 나타낸다. TEG수용액 입구온도가 증가함에 따라 제습율은 비교적 작은 감소경향을 보여준다. 벽면온도가 TEG 수용액 입구온도보다 낮고 TEG수용액은 열적으로 빠르게 응답하며 주어진 조건하에서 TEG수용액의 수증기 분압은 큰차이를 보이지 않기때문에 TEG수용액 입구온도는

적은 영향을 보여준다. 그러나 TEG수용액 입구온도를 높이는 것은 습공기로부터의 현열전달 능력을 감소시키기때문에 현열냉각량이 TEG수용액 입구온도 증가에 따라 선형적으로 감소함을 보여준다. 액막을 이용하는 흡수기에서 물질전달을 증대시키는 방법중의 하나가 가능한한 가장 얇은 형태의 액막을 유지하는 것이다. TEG수용액 유량은 열교환기 표현의 적심(wetting)과 밀접히 관계된다. 일반적으로 TEG수용액 유량은 열교환기 표면을 충분히 적실정도는 되어야하나, 공기유동을 방해하지 않기위하여 지나친 유량도 피해야 한다. 본계산에서는 TEG수용액이 전체 표면을 완전히 적신다고 가정하였으며 이때 Fig.6은 제습율과 현열냉각에

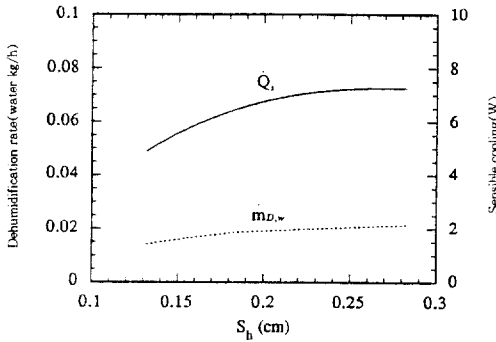


Fig.10 Effect of plate spacing on the dehumidification rate and sensible cooling

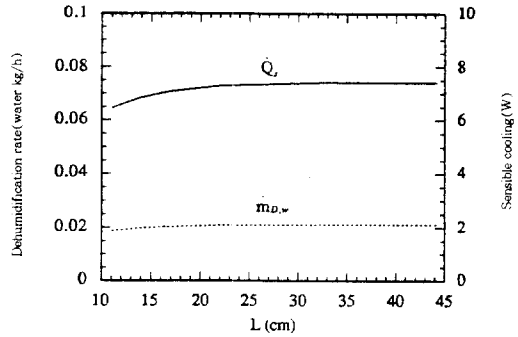


Fig.12 Effect of plate width on the dehumidification rate and sensible cooling

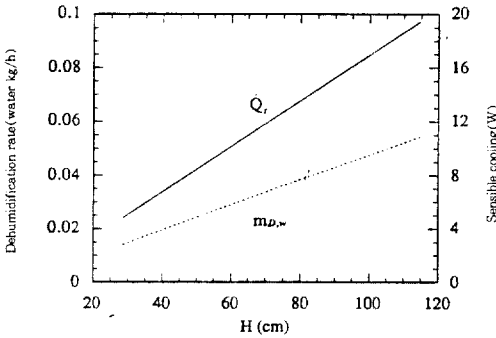


Fig.11 Effect of plate height on the dehumidification rate and sensible cooling

대한 TEG수용액 유량의 영향이 작음을 보여준다.

같은 공기입구온도에서 더 높은 공기입구 절대습도는 물질전달에 대한 추진력(driving force)인 수증기분압을 증대시키기때문에 Fig.7에 보여진 것처럼 공기입구온도 증가에 따라 제습율은 거의 선형적으로 증가한다. 그러나, 현열 냉각량은 공기입구 절대습도에 의존하지 않는 모습을 보여준다. 습공기가 TEG수용액과 접촉할때 전달된 현열 및 잠열은 TEG수용액 온도를 상승시킨다. 사실상 증대된 부하가 충분히 제거되지않을때 고정된 공기입구습도에서 공기입구온도가 증가되면 TEG수용액의 현열전달부하는 증가하여 TEG수용액온도가 약간 상승한다. 따라서 TEG 수용액의 수증기압이 약간

상승하게되어, 공기입구온도상승으로 인한 수증기 분압증대와 상쇄되어 Fig.8에 보여진 것처럼 제습율은 공기입구온도증가에 따라 약간 감소하는 경향을 나타낸다. 현열냉각은 선형적으로 증대하는 모습을 보여준다.

Fig.9는 제습율과 현열냉각에 대한 공기유량의 영향을 보여준다. 제습율은 공기유량증대에 따라 비선형적으로 증대하나, TEG수용액의 습기흡수 제거능력에는 한계가 있으므로 그증대량은 한계치에 접근하게 된다. 공기유량이 증가함에 따라 TEG 수용액에 의해 제거되어질 습기 및 현열냉각량도 증대한다. 그렇지만 다른 작동변수 및 접촉면적등은 고정되었기때문에 공기유량증대에 따라 전체 현열냉각량도 증대하는 모습을 보여주지만 공기입출구 온도차는 감소하는 경향을 보여준다.

증발기성능에 대한 핀간격의 영향은 Fig.10에 나타냈다. 계산은 같은 단위길이당 TEG수용액 유량 및 단위면적당 공기유량하에서 수행되었으며, 핀간격의 계산범위는 공기유동이 층류영역에 있도록 제한하였다. 계산결과는 증발기 성능에 대한 공기유량증가에 따른 영향과 비슷한 경향을 나타낸다.

핀간격의 증대에 따라 제습율 및 현열냉각의 작은 증가를 보여준다. 증발기성능에 대한 핀높이의 영향은 Fig.11에 나타냈다. 이경우에 있어서 계산은 같은 TEG수용액 유량과 같은 단위면적당 공기유량에서 수행되었다. 따라서 전체 공기유량은 핀

높이의 증가에 따라 같이 증가되어 계산되었다. 핀 높이가 증가될수록 TEG 수용액과 습공기의 접촉시간과 접촉면적도 증가되어 제습량과 현열냉각이 선형적으로 증대되는 모습을 보여준다. Fig.12는 증발기 성능에 대한 핀폭의 영향을 나타낸다. 공기유동방향으로의 핀폭이 증가할수록 습공기는 더 오랫동안 TEG 수용액과 접촉하게 된다. 따라서 공기 출구습도는 더 낮아지고 제습성능은 핀폭의 증가에 따라 증대된다. 하지만 주어진 조건에 대해 TEG 수용액이 흡수할 수 있는 습기의 양에는 제한이 있기 때문에 제습율과 현열냉각도 폭 20~30cm에서 최대치에 도달한 모습을 보여준다.

4. 결 론

건조제(desiccant)이용 제습 시스템의 장점인 잠열처리성능과 압축식 냉방시스템의 장점인 현열냉각성능을 결합하기 위한 증기 압축식/액체 건조제 복합식 공조기기에서 제습을 위해 액체건조제로서 TEG수용액을 이용하는 증발기의 성능에 대한 여러 설계인자와 작동인자의 제습 및 현열 냉각량에 대한 영향을 정량적으로 알아보기위하여 수치해석이 수행되었고, 다음과 같은 결론을 얻었다.

TEG수용액 유량, TEG수용액 입구온도는 본계산에 주어진 조건하에서 제습성능에의 영향이 적었고, 공기유량과 핀간격의 영향은 비슷한 경향을 나타내었다. TEG 수용액 입구농도와 공기입구습도의 증가는 제습율의 증가로 나타났다. 핀높이의 증가는 증발기의 제습 및 현열냉각의 선형적 증가모습을 보여주었으며, 핀폭의 증가에 따른 증발기 성

능의 증대에는 한계가 있음을 보여주었다.

참 고 문 헌

1. Peterson, J. L. and Howell, J. R., 1990, "Hybrid Vapor-Compression/Liquid Desiccant Air Conditioner", U. S. Patent, No. 4941324
2. Park, M. S., Howell, J. R., Vliet, G. C., and Peterson, J. L., 1994, "Numerical and Experimental Results for Coupled Heat and Mass Transfer between a Desiccant Film and Air in Cross-Flow", Int. J. Heat Mass Transfer, Vol.37, Suppl. pp. 395~402.
3. Chang, C. J., Lin, T. F. and Yan, W. M., 1986, "Natural Convection Flows in a Vertical, Open Tube Resulting from Combined Buoyancy Effects of Thermal and Mass Diffusion", Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 29, pp. 1543~1552.
4. Union Carbide Corporation, New York, 1989, "Triethylene Glycol".
5. Anderson, D. A., Tannehill, J. C., and Pletcher, R. H., 1984, Computational Fluid Mechanics and Heat Transfer, McGraw-Hill, New York.
6. Patankar, S. V. and Baliga, B. R., 1978, "A New-Finite Difference Scheme for Parabolic Differential Equations", Numerical Heat Transfer, Vol. 1, pp. 27~37.