휜-튜브형 액체건조제 제습기의 높이에 따른 성능특성에 관한 실험적 연구

이수동† · 박문수* · 정진은** · 최영석*

(2004년 1월 16일 접수, 2004년 3월 16일 심사완료)

An Experimental Study on the Performance Characteristics with Height of a Fin-Tube Liquid Desiccant Dehumidifier

Su-Dong Lee, Moon-Soo Park, Jin-Eun Chung and Young-Seok Choi

Key Words: Liquid Desiccant(액체 건조제), Dehumidification(제습), Regeneration(재생), Triethylene Glycol(트리에틸렌 글리콜)

Abstract

Several desiccant cooling systems have been developed in terms of cost and performance. In this study a fin-tube exchanger has been used for liquid desiccant dehumidification system. This dehumidifier has been designed to study the absorption characteristic of the aqueous triethylene glycol(TEG) solution which has the flow range from 20 to 50 LPM. The dehumidifier performance characteristics of working factor variables such as inlet solution flow rate, air flow rate, solution concentration and brine temperature have been analyzed. This dehumidifier has the ability to provide running while saving the latent heat load of total energy. The result of this experiment can provide useful data for hybrid air conditioning system.

기호설명

1H : 10 Row 열교환기
2H : 14 Row 열교환기
3H : 18 Row 열교환기
D : 제습량 [kg/h]
H_s : 현열량 [kcal/h]
H_L : 잠열량 [kcal/h]
H_T : 전열량 [kcal/h]
Q : 공기질량유량 [kg/h]
Q′ : 송풍기 소비전력환산 열량 [kcal/h]
W : 송풍기 소비전력 [kw]
X_i : 공기입구 절대습도 [kg H_2O/kg da]
X_o : 공기출구 절대습도 [kg H_2O/kg da]
T_i : 공기입구 온도 [℃]
T_o : 공기출구 온도 [℃]
C_p : 습공기 정압비열 0.24 [kcal/kg · ℃]
h_{fg} : 습공기 증발잠열 597 [kcal/kg]

† 책임저자, 회원, 한국기술교육대학교 대학원 기계공학과
E-mail : kc3700@kitech.re.kr
TEL : (041)589-8338 FAX : (041)589-8330
* 회원, 한국생산기술연구원
** 회원, 한국기술교육대학교 기계공학부

1. 서 론

최근 산업분야는 전체적으로 높은 고정밀 기술화를 지향하고 있다. 이와 관련해서 각 산업분야에서 제품의 제조공정, 품질관리 및 보관 업무에 있어서 제습의 필요성이 크게 강조되고 있다. 또한 우리나라의 여름 기후는 고온 다습한 특징을 갖고 있다. 고온 다습한 기후에서는 습공기의 잠열부하가 크기 때문에, 습공기의 잠열부하를 효율적으로 처리함으로써 냉방에 필요한 막대한 에너지를 절약할 수 있다.[1,2]

최근 주목받고 있는 제습냉방시스템의 하나인 액체 건조제를 이용한 흡수식제습냉방시스템에 관한 연구는 1950년대 Löf[3]가 TEG(triethylene glycol)수용액을 액체 건조제로 사용하여 공기중 잠열부하를 줄이는 태양열 흡수식 재생기를 이용한 제습냉방 시스템을 연구하기 시작하면서 발전하여 왔다. Patnaik[4]는 충전탑식 제습시스템에서 제습용액의 분사형태에 따른 액체 건조제의 재생에 관한 실험을 통하여 트레이 액체분배기(tray liquid distributor) 보다 스프레이노즐(spray nozzle) 분사형태가 우수함을 주장하였고, Chung[5]은 스프레이타워(spray tower) 제습기를 U자형태로 고안하여 TEG수용액에 대한 습공기의 제습에 관한 연구를 하였다. 또한 Jain[6]은 취화리튬(LiBr)를 이용한 액체 건조제 냉방시스템을 연구하였으며, Sultan[7]은 염화칼슘($CaCl_2$)을 이용한 충전탑식 시스템의 작동인자에 대한 성능특성을 분석하였다.

국내에서도 염화리튬(LiCl)과 TEG수용액을 이용한 액체 건조제 제습 냉방장치에 대한 성능특성연구가 활발히 진행되고 있다.[8-11]

액체 건조제 냉방시스템은 냉방해야 할 고온 다습한 습공기의 잠열부하를 액체건조제 제습기로 처리하고 현열부하는 냉각코일 또는 증발식 냉각기로 처리하여 쾌적한 냉방공기를 만들어내는 것이다.[12,13]

본 연구에서는 낮은 압력강하와 등온제습이 장점이며 제습과 냉방을 동시에 행할 수 있는 핀-튜브형 제습기가 사용 되었으며, 이러한 액체 건조제를 이용한 액체식 제습과정은 낮은 온도에서 주위 공기로부터 수분을 흡수하여 고온에서 수분을 방출하는 TEG수용액의 성질을 이용하여 이루어진다.

특히, 본 연구에 사용된 액체건조제 TEG수용액은 제습액으로서 기존에 가장 널리 사용되고 있는 염화리튬(LiCl)보다 부식성이 적고 살균성[14]이 있으며, 비용 면에서도 저렴하므로 본 연구에서 액체건조제로 사용되었다.

본 연구는 열교환기의 높이에 따른 성능분석 연구를 수행하기에 앞서 1H 열교환기에 대해 냉각식 제습방식과 액체식 제습방식의 성능비교를 통해 TEG수용액의 활용이 효과가 있음을 검증하고, 단면적이 같은 열교환기의 높이에 따른 성능특성결과를 분석 하고자 한다. 또한 액체건조제 제습시스템의 성능결과를 분석을 통하여 제습시스템 설계에 필요한 중요 인자들의 선정시 열교환기의 용량별 결과를 토대로 복합식 공조 시스템 설계를 용이하게 하고자 하는데 목적을 두고 있다.

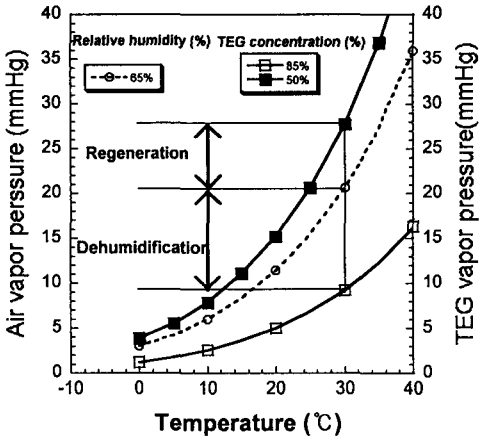

Fig. 1 Principle of dehumidification and regeneration

2. TEG수용액의 제습 및 재생원리

액체건조제인 TEG수용액이 공기중의 수분을 흡수하는 원리는 접촉하는 주위공기의 수증기 분압과 TEG수용액 표면의 증기압력사이의 상대적인 크기에 의해 조절된다.[15] 즉, TEG수용액 표면의 증기압력이 이와 접촉하는 주위공기의 수증기 분압보다 작을 경우 제습이 일어나게 되며 이때, 공기 중의 수분을 흡수한 TEG수용액은 묽어지게 된다. 이와 반대로 TEG수용액 표면 증기압이 이와 접촉하는 주위 습공기의 수증기 분압보다 커지게 될 경우 TEG수용액에 포함되어있는 수분을 습공기중으로 방출하게 되어 농축이 일어나게 된다.[16] Fig. 1은 액체 건조제인 TEG수용액의 증기압력과 주위공기의 수증기 분압차를 예를 들어 비교한 것이다. Fig. 1의 온도 30℃에서, 상대습도 65%의 습공기의 수증기분압이 TEG수용액 85%일 때 증기압보다 크므로 습공기중의 수분이 TEG수용액으로 흡수되어 제습이 일어나게 되고 반대로 상대습도 65%의 습공기의 수증기분압이 TEG수용액 50%일 때 증기압보다 작으므로 용액의 수분을 습공기 중으로 방출하여 재생이 일어나게 된다. 즉, 동일한 습공기에 대해 TEG수용액온도가 낮고 농

도가 높아질수록 TEG수용액의 증기압이 낮아져 더 많은 양의 제습이 이루어지게 되고, 동일한 습공기에 대해 TEG수용액온도가 높고 농도가 낮아질수록 TEG수용액의 증기압이 더욱 높아져 습공기와의 증기압차는 커지게 되고 결과적으로 더 많은 양의 재생이 일어나게 된다. 이와 같이 액체 건조제인 TEG수용액은 온도와 농도의 함수관계에 따라 제습과 재생을 반복하는 것이다.

3. 실험 장치 및 조건

3.1 실험장치

Fig. 2에 전체적인 실험장치를 도시하였다. 실험장치의 전체 개략도를 살펴보면 크게 제습부(Ⓐ), 브라인 항온조(Ⓑ), 입구공기 항온항습기(Ⓒ), 용액재생기 및 용액항온조(Ⓓ)로 나눌 수 있다. 용액분사방법은 용액의 균일한 분산적심이 가능한 노즐형식을 취하였으며, 캐리오버를 방지하기 위하여 공기 출구측에 엘리미네이터와 더미스터를 설치하였다. 또한 공기 출구측 덕트에 피토관[17]을 설치하여 공기유량을 측정하였고, 공기유량 제어는 디지털 인버터를 가변하여 송풍기 모터의 회전수로 제어 하였다. 공기의 흐름은 직교류 방식이나 평행류 방식에 비해 압력강하의 단점은 있지만 물질전달의 효과가 좋은 대향류 방식을 취하였다. 브라인 항온조는 냉동기와 히터를 장착하여 디지털 인버터로 제어하였고, TEG수용액 항온조 또한 온도 제어를 위해 히터와 냉동기를 장착하여 인버터 제어를 하였다. 브라인과 TEG수용액의 유량은 마그네틱 유량계(Bailey Fischer, Porter Tmax: 130℃, Qmax: 200LPM)를 사용하여 측정하였다. 공기입구 덕트 및 출구 덕트에는 온습도 센서를 장착하였고, 브라인과 TEG수용액 입출구 배관에 온도센서를 설치하여 공기의 온습도와 브라인 및 TEG수용액의 온도를 측정하였다. 공기입구 덕트와 출구 덕트에는 온습도 센서 이외에 온도 센서를 하나씩 더 설치하여 인버터 제어값으로 이용함과 동시에 온습도 센서와의 측정값 오차 비교에 이용하였다. TEG수용액의 농도변화를 체크하기 위해 TEG수용액 입출구에서 용액을 추출하여 굴절계 (Atago RX-5000)로 공기와 접촉하기 전의 농도와 접촉 후의 농도를 측정하였다. 굴절계의 측정범위는 0.00 - 95.00%이며 정밀도는 0.01%이다. 이러한 모든 센서의 측정 데이터

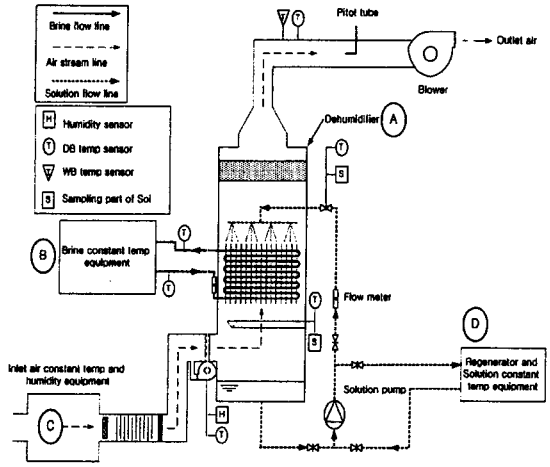

Fig. 2 Schematic diagram of the experimental dehumidifier

는 컴퓨터와 연결하여 실시간 데이터 확인이 용이하고 원하는 시간에 데이터를 취득할 수 있는 데이터 취득용 프로그램 Darwin Enhanced Logger for Windows을 사용하였다. Table 1은 제습부 열교환기의 사양을 나타낸 것이다.

3.2 실험조건

제습 실험시 작동인자들의 정격조건 및 실험조건을 Table 2에 나타내었다. TEG수용액 유량은 5 LPM 간격으로 변화시켰고 공기유량은 송풍기 디지털 인버터값을 10Hz씩 (1200 kg/h ~ 2100 kg/h) 증가시켰다. 그리고 TEG수용액 농도는 5%, 브라인온도는 5℃씩 증가시키며 실험하였으며, TEG수용액탱크 용량이 350 리터로써 연속적으로 같은 농도의 용액을 300 리터까지 공급할 수 있으며, TEG수용액을 열교환기 휜표면에 흘려줌으로써 얻어지는 효과를 검증하기 위한 1H 열교환기의 냉각제습 실험시 실험조건은 액체식과 동일하며 TEG수용액은 분사하지 않았다. 또한 냉각식 제습에 비하여 액체식 제습시 TEG수용액 흘러내림에 의한 압력손실로 소비되는 전력량측정을 위한 액체식 실험조건을 Table 3에 나타내었다.

Table 3의 액체식의 송풍기 인버터값은 반복 실험을 통해 냉각식의 차압과 거의 동일한 차압이 측정되는 주파수를 찾아내어 적용한 값이다. 전체 주파수 범위에서 냉각식 시스템과의 풍량 차이는 2m ^{3}/h 이하였으며, 나머지 작동인자들은 Table 2

Table 1 *Dimensions of the finned-tube heat exchanger*

Variable	Absorber	
Face area (mm)	1H 2H 3H	520×610
Height (mm)	1H 2H 3H	340 450 560
Number of rows	1H 2H 3H	10 14 18
Number of tubes per row	1H 2H 3H	16
Tube length (mm)	1H 2H 3H	520
Pipe diameter (inch)	1H 2H 3H	5/8"
Number of fins per inch	1H 2H 3H	19

Table 2 Parameter of experimental condition

Parameter	Experimental range		Normal condition	
Inlet air conditions [℃, %]	1H 2H 3H	31.1 RH65	1H 2H 3H	31.1 RH65
Solution temperature [℃]	1H 2H 3H	15	1H 2H 3H	15
Brine flow rate [LPM]	1H 2H 3H	42	1H 2H 3H	42
Solution flow rate [liter/min]	1H 2H 3H	20~50	1H 2H 3H	30
Air flow rate [Kg/hr]	1H 2H 3H	1200~2100	1H 2H 3H	1850
Solution concentration [%]	1H 2H 3H	75~95	1H 2H 3H	85
Brine temperature [℃]	1H 2H 3H	0~25	1H 2H 3H	5

Table 3 Parameter of experimental condition

Variable	Refrigerator	Absorber
Fan inverter rate (Hz)	30	33
	35	38
	40	42.5
	45	47.5
	50	52.5
Air flow rate(m^3/h)	1020	1020
	1201	1202
	1367	1365
	1518	1515
	1647	1645

와 동일하다. Table 2에서 작동인자 중 한 가지를 변화시킬 때 다른 작동인자들의 실험조건은 정격조건(Normal Condition)으로 유지하였다.

4. 실험결과

4.1 실험결과에 사용된 계산식

$$Q' = 860.42 \times W \quad (1)$$

$$D = Q \cdot (X_i - X_o) \quad (2)$$

$$H_S = C_p \cdot Q \cdot (T_i - T_o) \quad (3)$$

$$H_L = h_{fg} \cdot Q \cdot (X_i - X_o) \quad (4)$$

$$H_T = H_S + H_L \quad (5)$$

액체식 제습시스템의 압력강하로 인해 감소한 공기풍량을 보정하기 위해 액체식 재습실험시 TEG수용액 분사전의 공기풍량으로 송풍기 회전수를 인버터로 교정하여 추가로 소비되는 전력을 식 (1)를 통해 열량으로 환산 하였다. 또 TEG 수용액을 뿌려주기 위한 펌프 구동으로 인해 소요되는 전력을 식 (1)을 통해 열량으로 환산 하였다. 그리고 TEG수용액을 열교환기 표면에 흘려줌으로써 얻어지는 효과를 검증하기 위한 1H 열교환기의 TEG수용액 분사전 상태에서의 냉각제습실험과 TEG수용액 분사 후 열교환기의 높이에 따른 실험을 통하여 얻어진 결과 값은 식 (2)에 주어진 재습량과 식 (3)~(5)에 주어진 입출구 공기 변화에 의해 발생한 현열 및 잠열 그리고 이를 합한 전열량으로 나타내었다.

4.2 실험결과

1H열교환기의 냉각식 제습시스템에 비해 액체식 제습시스템에 추가되는 것은 TEG수용액을 열교환기 휜표면에 흘리는 것과 TEG수용액으로 인한 압력손실 보정시 추가로 소비되는 송풍기 전력, TEG수용액을 분사하기 위한 노즐 직전에 설치된 펌프의 소비전력이다. 펌프의 전력은 정격조건인 30LPM으로 뿌려줄때 2kw를 소비하였다. 식 (1)을 통해 공기풍량 보정 후 추가로 소비된 송풍기 전력을 열량으로 환산한 값과 펌프의 소비전력 2kw를 열량으로 환산한 값을 합하여 액체식의 잠열부하 감소효과로 얻어지는 열량과의 비교 및 제습량 비교를 통해 기존의 냉각식 제습 시스템과 액체식 제습 시스템의 성능비교가 가능하다. 이 결과값을 정리하여 Table 4 와 Fig. 3(a), Fig. 3(b)에 나타내었다.

Table 4에서 압력손실에 의한 풍량보정으로 인해 추가로 소비된 송풍기의 전력량을 열량으로 환산한 결과 실험범위 내의 가장 적은 풍량에서 9.46 kcal/h가 추가로 소비되었고, 가장 많은 풍량에서 42.16 kcal/h가 소비되었다. 또한 냉각식에는 소비되지 않지만 액체식에서 TEG수용액을 뿌려주기 위해 사용된 펌프의 소비전력은 2000 W로써 열량으로 환산한 결과 1720.84 kcal/h가 소비되었다. 즉, 액체식 시스템이 송풍기와 펌프로 인해 기존의 냉각식 시스템보다 1730.3 kcal/h~1763 kcal/h 의 열량 손실이 있는 것이다. 하지만 Fig. 3(a)에서 냉각식과 액체식 시스템의 공기 입출구 상태에 의한 열량차이를 보면 현열 냉각량이 거의 일치하는 범위인 공기질량유량 2000 kg/h 이하에서 약 3000 kcal/h~5000 kcal/h의 잠열부하의 감소효과가 있음을 알 수 있다. 결과적으로 액체식 시스템의 TEG수용액으로 인한 압력손실을 고려하여 입구공기 풍량을 냉각식과 동일하게 맞추어 줌으로서 추가로 소비되는 전력과 펌프의 전력을 추가로 소비한다 하더라도 액체식 시스템의 잠열부하 감소효과로 인해 약 1300 kcal/h~3300 kcal/h의 열량을 더 얻을 수 있으므로 시스템상의 효율은 액체식이 더 높다고 할 수 있다. 또한 액체식 제습시스템의 목적인 냉방과 동시에 제습의 효과를 고려했을 때 Fig. 3(b)의 냉각식과 액체식 시스템의 제습량 차이를 보면 시간당 약 4kg~8kg의 수분을 더 흡수하는 것을 볼 수 있다.

Table 4 Inlet Electric power experimental results

Variable	Refrigerator	Absorber	Subtract
Inlet Fan inverter (Hz)	30	33	3
	35	38	3
	40	42.5	2.5
	45	47.5	2.5
	50	52.5	2.5
Inlet Air flow rate(m^3/h)	1020	1020	0
	1201	1202	1
	1367	1365	2
	1518	1516	2
	1647	1645	2
Inlet Fan Electric power (w)	228	239	11
	266	277	11
	304	342	38
	399	437	38
	494	543	49
Convert to Fan heat rate (kcal/h)	196.18	205.64	9.46
	228.87	238.34	9.46
	261.56	294.26	32.69
	343.31	376.00	32.69
	425.05	467.21	42.16
Inlet Pump Electric power (w)	0	2000	2000
Convert to pump heat rate (kcal/h)	0	1720.84	1720.84

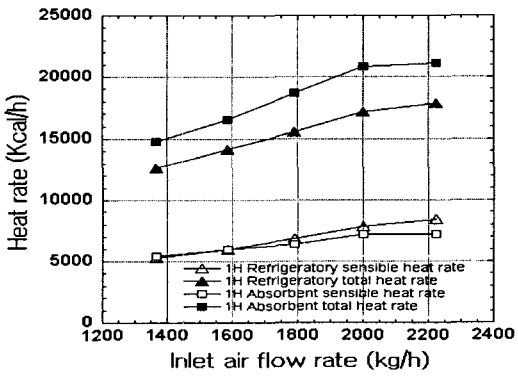

Fig. 3(a) Sensible heat rate and total heat rate versus inlet solution flow rate of Refrigerator and Absorber

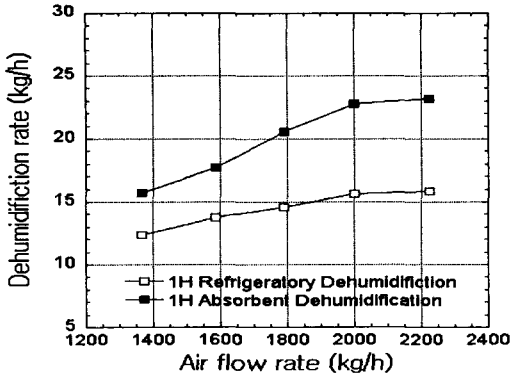

Fig. 3(b) Dehumidification rate versus inlet solution flow rate of Refrigerator and Absorber

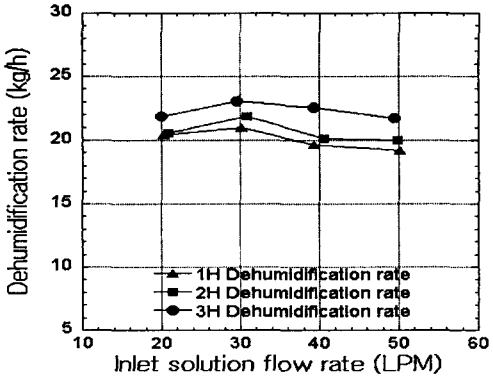

Fig. 4(a) Dehumidification rate versus inlet solution flow rate of 1H, 2H and 3H

결과적으로 액체식 시스템이 냉각식 시스템보다 열량과 제습량 측면에서 모두 성능이 높다고 할 수 있겠다. 그리고 Fig. 3(a)에서 1H 열교환기의 경우 공기의 질량유량 2000kg/hr 이상에서는 냉각식에 비해 액체식이 토출공기의 현열 냉각량이 낮아지므로 2000 kcal/hr 이하에서 풍량 선정이 이루어져야 하겠다.

열교환기의 높이에 따른 실험에 앞서 TEG수용액을 열교환기 휜표면에 흘려줌으로써 기존의 냉각식 시스템보다 효과가 뛰어남을 검증하였는데 본 연구에 시용된 열교환기 중에서 열교환기의 높이가 가장 낮은 열교환기에서 효과가 검증되었으므로 그보다 용량이 큰 열교환기의 잠열부하 감소 효과는 더 증가 할 것이다. 이때 압력손실이 조금 더 증가한다 하더라도 추가로 소비되는 송풍기전력량이 미비하고 펌프의 소비전력은 일정하므로 열교환기의 높이가 높아짐에 따라 액체식 시스템의 효율이 냉각식 시스템보다 높다고 할 수 있다.

작동인자들중 열교환기에 뿌려지는 TEG수용액 유량 및 시스템에 영향을 미치는 작동인자들의 변화에 따라 각 열교환기의 성능이 달라질 것이다. 따라서 실제 복합식 시스템에 적용시 열교환기에 따른 성능분석결과가 필요하다. Fig. 4(a)에서 단면적이 동일할 때 열교환기의 높이에 따른 연구결과 중 TEG수용액 유량의 변화에 따른 제습량 비교를 보면 1, 2, 3H 열교환기 모두 30LPM에서 가장 많은 제습량을 보이고 있다. 공기 입출구 상태에 따른 열량차이는 Fig. 4(b)와 같이 30LPM이상의 유량

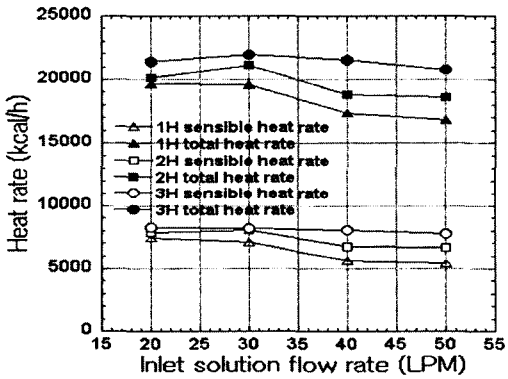

Fig. 4(b) Sensible heat rate and total heat rate versus inlet solution flow rate of 1H, 2H and 3H

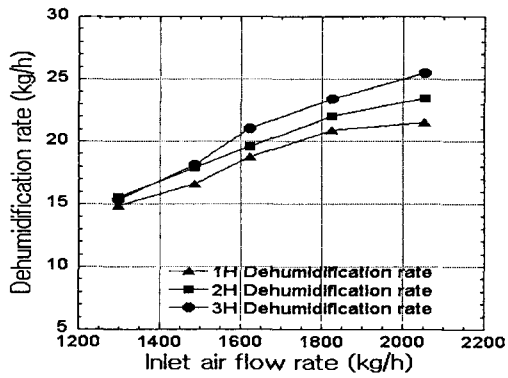

Fig. 5(a) Dehumidification rate versus inlet air flow rate of 1H, 2H and 3H

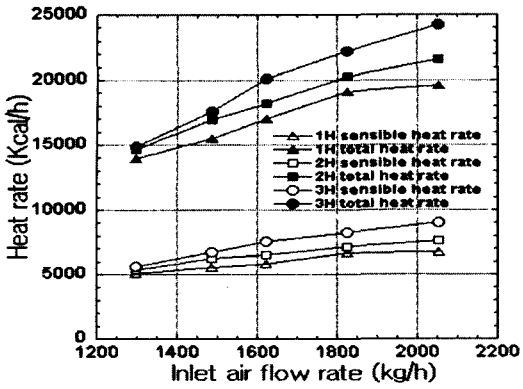

Fig. 5(b) Sensible heat rate and total heat rate versus inlet air flow rate of 1H, 2H and 3H

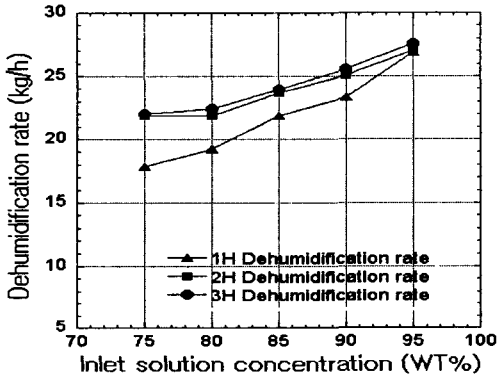

Fig. 6(a) Dehumidification rate versus inlet solution concentration of 1H, 2H and 3H

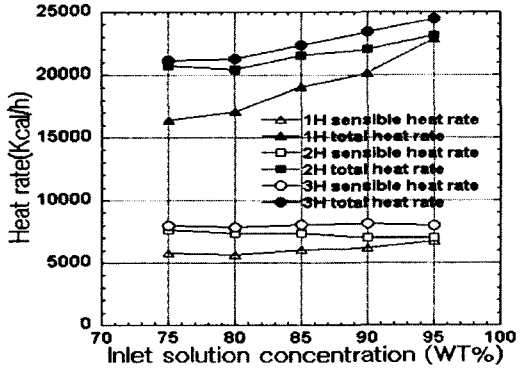

Fig. 6(b) Sensible heat rate and Total heat rate versus inlet solution concentration of 1H, 2H and 3H

에서 1H와 2H의 경우 현열량의 감소와 더불어 잠열량이 감소하였고 3H의 경우는 현열량은 거의 일정하면서 잠열량이 감소하였다. 1H 열교환기의 경우 20LPM에 비해 30LPM에서 수분 0.5kg/h 정도의 작은 차이지만 가장 많은 제습이 이루어졌다. 하지만 열량으로 볼 때 잠열량이 증가한 것보다 현열량의 감소량이 더 많아 전열량은 20LPM일 때보다 30LPM에서 오히려 더 낮아졌다. 이것으로 볼 때 20LPM의 유량에서 30LPM에 비해 제습량 차이가 거의 없고 토출공기 현열 냉각량이 더 많아 결과적으로 전열량이 더 높은 20LPM이 적정유량이라 할 수 있겠다. 2H열교환기의 경우 30LPM에서 현열량이 20LPM과 거의 동일하고 잠열량의 증가로 인해 전열량이 증가하였다. 제습량도 30LPM에서 가장 많았는데 이것은 20LPM에서와 거의 동일한 토출공기의 온도를 유지하면서 제습량을 증가시킬 수 있다는 것을 의미한다. 1H 열교환기에 비하여 상대적으로 용량이 큰 2H 열교환기가 30LPM에서 TEG수용액의 온도를 더욱 낮게 유지해 주어 TEG수용액의 물리적 특성상 더 많은 제습이 일어난 것이며, 현열 냉각량 또한 높은 것이다. 하지만 그 이상의 유량에서는 열교환기의 용량을 초과하는 용액이 공급되어 늘어난 용액의 온도를 30LPM에서와 같이 낮은 온도로 유지 하지 못하고 상승하게 된 것이다. 결과적으로 토출공기의 온도가 더 높아져 현열 냉각량이 감소하고 용액의 온도 상승으로 인해 제습량도 감소한 것이다. 즉, 2H 열교환기의 경우 제습량과 전열량이 가장 많은 30LPM이 적정유량이라 할 수 있다. 3H 열교환기의 경우는 현열량이 거의 일정하였다. 이것은 열교환기 용량이 실험범위 내에서 가장 많은 유량인 50LPM 에서도 TEG수용액을 20LPM 에서와 거의 같은 온도로 유지할 만큼의 열교환 용량이 된다는 것을 의미한다. 하지만 미세한 현열량의 감소와 TEG수용액의 온도가 제습이 더 많이 일어날 정도로 낮아지지 못하였기 때문에 더 이상의 제습량 증가가 없는 것이다. 실제 시스템에 적용시 같은 효과가 얻어 질 때 용액 유량을 줄이는 것이 용액 펌프의 경제적 비용절감차원에서 유리하며 제습량과 전열량이 20LPM의 경우보다 많고 40, 50LPM의 경우와는 현열량은 거의 같지만 전열량과 제습량이 더 뛰어난 30LPM이 3H 열교환기의 적정유량이라 하겠다. 이와같이 TEG수용액 유량

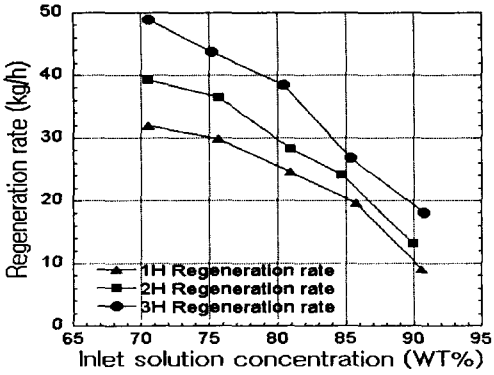

Fig. 7 Regeneration rate versus inlet solution concentration of 1H,2H and 3H

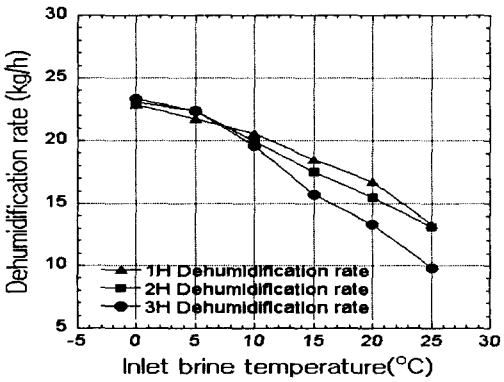

Fig. 8(a) Dehumidification rate versus inlet brine temperature of 1H,2H and 3H

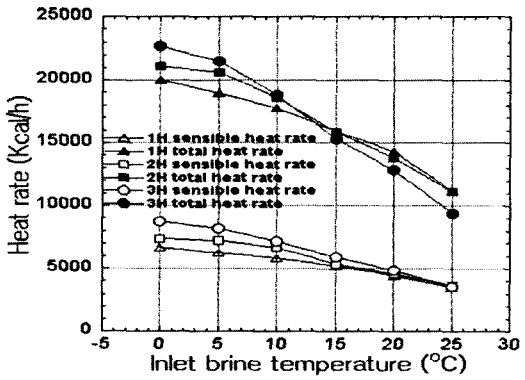

Fig. 8(b) Sensible heat rate and total heat rate versus inlet brine temperature of 1H, 2H and 3H

을 무한히 증가한다고 하여 제습량과 전열량이 증가하는 것이 아니라 불필요한 용액의 추가공급은 오히려 시스템의 효율을 떨어뜨리며, 적정유량 선정시 이러한 데이터는 유용한 데이터로 활용할 수 있을 것이다.

Fig. 5(a)에서 1, 2, 3H 열교환기 모두 공기유량이 늘어날수록 습공기중의 수분량이 늘어나게 되어 제습량이 늘어나는 것을 볼 수 있으며, Fig. 5(b)에서 열교환기의 높이가 높아질수록 전열량이 높게 나타나는 것을 볼 수 있다. 그렇지만 무한히 많은 양의 공기와 접촉한다고 하더라도 TEG 수용액이 흡수할 수 있는 수분의 양은 한정 되어 있고 캐리오버나 출구공기의 현열 냉각량을 다른 작동인자들과 함께 고려하여 공기유량을 선정해야 함을 유념해야 한다. 1H의 경우 공기 풍량이 약1,820 kg/h에서 2,100 kg/h 로 증가할 때 현열량 및 전열량 증가폭이 거의 없어진다. 이것은 다른 작동인자들이 동일할 경우 1H 열교환기의 적정 공기유량은 1800 kg/h 이하가 적당하다는 것을 나타낸다. 2H와 3H 열교환기의 경우 실험범위 내에서의 공기 풍량에서 제습량과 전열량이 증가하는 경향을 보였다. 각 열교환기에 대한 풍량 선정은 토출공기의 현열 냉각량 즉, 입출구 공기의 온도차를 예상하여 선정 가능하며 이러한 분석 결과는 풍량 선정시 복합식 공조시스템의 제습량 산출과 열량 산출시 활용이 가능하다. 향후 케리오버의 발생시작 풍량이나 현열 냉각량 및 제습량이 더 이상 증가하지 않는 공기풍량을 찾아내는 연구가 수행되어야 할 것이다.

공기와 접촉하는 TEG수용액의 농도 변화에 따른 실험결과 Fig. 6(a)에서와 같이 용액 농도가 높을수록 제습량이 늘어났다. 농도가 높을수록 TEG수용액의 물리적 특성에 의해 용액 증기압이 낮아져 공기 중에 포함된 수분이 쉽게 용액으로 전달되어 제습량이 증가한다는 것을 확인한 것이다. 열교환기의 높이가 높아질수록 많은 제습량을 나타내었는데 이것은 열교환기 용량이 클수록 같은 농도에서 TEG수용액의 온도를 더 내려 주었기 때문으로 해석된다. 하지만 TEG수용액 농도 95% 에서는 1H, 2H, 및 3H 모두 거의 같은 제습량이 나타났는데 이것은 높이가 높은 열교환기가 용액의 온도를 더 낮추어 준다고 하더라도 TEG수용액의 증기압을 더 이상 낮추어 주지 못했다는 결과가 된다. 하지만 Fig. 6(b)에서 3H 열교환기의 경우 1H 및 2H열교환기보다 토출공기의 현열 냉각량이 더 높기 때문에 제습량은 같지

만 전열량이 높았으며 1,2H열교환기는 95%에서 거의 같은 제습량과 전열량을 나타내었다. 이와 같이 농도가 높아질수록 현열량은 거의 일정하게 유지 되면서 제습에 사용되는 잠열량이 늘어남에 따라 전열량은 증가하게 된다. 제습과 냉방만을 고려했을 경우 농도가 높을수록 복합식 공조기의 성능계수는 높아지겠지만 제습에 사용된 용액의 재생과정을 고려해야 하므로 TEG수용액의 재생 특성을 고려하여 TEG 농도를 결정해야 한다. 본 연구와 관련하여 공조기의 응측부 온도를 참고하여 브라인온도 50℃, TEG수용액온도 40℃의 조건에서 다른 작동인자들은 제습부측과 동일하게 적용해보았다. Fig. 7에서와 같이 제습부측 85%용액과 재생부측 80% 용액이 혼합되었을 때 예상할 수 있는 농도인 80%~85% 사이의 1, 2, 3H 재생량이 Fig. 6(a)의 TEG용액 농도 85%일 때의 1, 2, 3H의 제습량과 거의 일치한다. 그러므로 실제 복합식 공조기의 제습부측과 재생부측의 용액농도 유지를 고려한다면 1, 2 ,3H 열교환기의 제습부측 적정농도는 85%라 할 수 있다. 1, 2, 3H열교환기 각각 85%의 농도에서 열교환기 높이에 따라 제습량은 다르지만 재생량 또한 1, 2, 3H 열교환기높이에 따라 증가하므로 1, 2, 3H 열교환기의 농도선정을 85%로 동일하게 선정하는 것에 무리가 없을 것으로 사료된다.

Fig. 8(a)에서 열교환기 내를 순환하는 브라인 온도가 감소함에 따라 열교환기 휜표면의 온도를 낮추어 결국 휜표면을 흐르는 TEG수용액의 온도를 낮추어 주므로 용액의 물리적 특성에 따라 용액 표면 증기압이 낮아지게 된다. 따라서 습공기와의 증기압차가 커져 공기중의 수분을 더욱 많이 흡수하게 되며, 결국 제습량이 증가하는 것을 알 수 있었다. 브라인온도가 10℃ 이상에서는 열교환기 용량이 클수록 오히려 제습량이 더 줄어들었다. 이것은 브라인 온도의 상승에 의해 열교환 용량이 클수록 TEG수용액의 온도를 더 많이 상승 시켰기 때문이다. Fig. 8(b)에서도 브라인 온도가 상승할수록 전열량이 감소하는 것을 볼 수 있는데 이것은 잠열부하 감소효과가 줄어듬과 동시에 열교환기 내를 순환하는 브라인의 온도 상승으로 인해 토출공기의 현열 냉각량이 감소하였기 때문이다. 여기서 알 수 있는 것은 1, 2, 3H열교환기 용량증가의 효과를 기대하려면 열교환기 내를 순환하는 브라인의 온도가 10℃ 이하에서 의미가 있음을 알 수 있다. 브라인 온도 10℃이상 에서는 복합식 공조기의 제습냉방시 출구공기 온도가 더욱 상승하게 되어 효율이 떨어지게 되는 것이다. 이러한 결과값의 신뢰도 검증을 위해 정격실험조건시의 결과값을 사용하여 오차범위를 계산하였다. 1H의 경우 제습량의 평균값이 21.4kg/h이었고, 표준편차는 0.5로 계산되었다. 이때 20.7kg/h ≤제습량 계산값 ≤ 22.1kg/h 범위 내에서 95%의 신뢰도를 가지며, 오차는 2.3%였다. 또 전열량 에서는 평균 19300.4kcal/h의 전열량과 314.4의 표준편차가 계산 되었다. 이때 18986kcal/h ≤ 전열량 계산값 ≤ 19614.8kcal/h 범위 내에서 95%의 신뢰도를 가지며 오차는 1.2%였다. 여기서 각각의 실험 결과 값이 신뢰도 범위 내에 모두 포함되었으며 오차가 5%미만임을 알 수 있고, 동일한 시스템으로 같은 실험을 반복하여 얻은 2H, 3H 열교환기의 결과값도 오차범위 값이 1H열교환기와 거의 동일한 수준으로 5%미만 이었다.

5. 요약 및 결론

액체식 제습시스템에 영향을 주는 작동인자들 중 TEG수용액유량, 공기유량, 용액농도 및 브라인 온도변화에 따른 제습량과 그때의 현열량, 잠열량 및 전열량의 변화를 살펴보고 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

(1) 용액유량을 변화시키며 실험한 결과 1H 열교환기의 적정유량은 20LPM, 2H 및 3H 열교환기의 적정유량은 30LPM으로 나타났다.

(2) 공기유량이 증가할수록 1, 2, 3H 열교환기 모두 제습량 및 전열량이 증가하였고, 이 연구 결과는 복합식 공조시스템의 풍량선정 후 제습량과 열량 산출시 활용한다. 다른 작동인자들을 만족할 때 1H의 적정 공기유량은 1800 kg/h 이하로 나타났다.

(3) 실제 복합식 공조기의 제습부측과 재생부측의 용액농도 유지를 고려한다면 제1, 2, 3H 열교환기의 제습부측 적정농도는 85%라 할 수 있다.

(4) 1, 2, 3H열교환기 용량증가의 효과를 기대하려면 열교환기 내를 순환하는 브라인의 온도가

10℃이하에서 의미가 있었다.

이와 같은 연구결과와 더불어 실제 복합식 공조기 설계시에 용액유량이나 공기풍량, 열교환기 선정 등에 적용하기 위하여 여러 가지 연구 결과가 필요하다. 실제 시스템에 적용할 수 있도록 이번 연구와 같이 전면적은 같고 높이가 다른 열교환기에 대한 연구와 전면적은 다르면서 용량은 유지하되 높이만 다른 열교환기 등을 연구하여 각각의 작동인자에 대한 적정 설계 데이터를 찾기 위한 연구가 진행 중이다.

후 기

본 연구는 산업자원부 산하 에너지관리공단의 지원 연구 프로젝트의 일부임을 밝히며, 관계자 여러분께 깊은 감사를 드립니다.

참고문헌

(1) Choi, K. H., 1998, "Application for Air Conditioning of Cooling System Using Desiccant," *SAREK Paper* Vol. 27, No. 6, pp. 513～522.

(2) Moon, I. H., 1998, "Basic Concept and Present Condition of Domestic Market for Dehumidifiers," *SAREK Paper* Vol. 27, No. 6, pp. 523～532.

(3) Löf, G. O. G., 1955, "Cooling with Solar Energy," Congress on Solar Energy, Tucson, AZ, pp. 171～189.

(4) Patnaik, S., Lenz, T. G. and Löf, G. O. G., 1990, "Performance Studies for an Experimental Solar Open Cycle Liquid Desiccant Air Dehumidification System," Solar Energy, Vol. 44, No. 3, pp. 123～135.

(5)Chung, T. W. and Wu, H., 1998, "Dehumidification of Air by Aqueous Triethylene Glycol Solution in a Spray Tower," Separation Science and Technology Vol. 33, pp. 1231～1224.

(6) Jain, S., Dhar, P. L. and Kaushik, S. C., 1999, "Experimental Studies on the Dehumidifier and Regenerator of a Liquid Desiccant Cooling System," *Applied Thermal Engineering*, Vol. 20, pp. 253～267.

(7) Sultan, G. I., Hamed, A. M. and Sultan. A. A., 2001, "The Effect of Inlet Parameters on the Performance of Packed Tower Regenerator," *Renewable Energy*, Vol. 26, pp. 271～283.

(8) Park, M. S., Kang, K. T., Lee, S. Y., Kim, M. G. and Cha, K. O., 1998, "Experimental Study on Performance Characteristics of Liquid Desiccant Packed Tower for Hybrid Cooling System," *Proceedings of the SAREK 98 Winter Annual Conference*, pp. 78～83.

(9) Lee, S. Y., Park, M. S., Kang, K. T. and Cha, K. O., 1999, "Experimental Study on Performance Characteristics for Packed Tower Absorption Dehumidifier System," *Proceedings of the SAREK 99 Winter Annual Conference*, pp. 283～289.

(10) Jee, K. H., Park, M. S., Kang, K. T. and Lee, J. S., 2001, "Experimental Study on Performance of the Fin-Tube Type Liquid Desiccant Dehumidifier," *Proceedings of the SAREK 2001 Winter Annual Conference*, pp. 206 ～211.

(11) Lee, S. D., Park, M. S., Chung, J. E. and Lee, J. S., 2003, "An Experimental Study on the Performance Characteristic with Height of a Fin-Tube Liquid Desiccant Dehumidifier," *Proceedings of the KSME 2003 Winter Annual Conference*, pp. 25～30.

(12) Park, M. S., 1998, "R&D Trend in Desiccant Based Dehumidication and Hybrid Cooling System," *SAREK paper,* Vol. 27, No. 6, pp. 533～540.

(13) Mechler, P. E., 1986, "Solar Cooling System Reduces Summer Utility Demand and HVAC System Life Cycle in Commercial and Institutional Buildings," *Intersociety Energy Convert*, San Diego Proc. 21st.

(14) Seo, J. H., 1989, "An Absorption Dehu midification System:," KARSE Paper, Vol. 6, No. 6, pp. 54～58.

(15) Jang, J. O., 2003, "Study on the Effect of Performance Factors on the Finned Tube Type Regenerator for Liquid Desiccant Dehumidification," *KSME paper,* Vol. 27, No. 7, pp. 845～852.

(16) Union Carbide Corp, 1989, *Triethylene Glycol*, New York.

(17) Lee, P. G., 1993, *Industrial instrumentation*, Yean Hak Sa, pp. 82～84.