

# 확장표면을 적용한 액체식 제습시스템의 성능특성에 관한 연구

장영수, 송귀은, 이대영<sup>†</sup>  
 한국과학기술연구원 에너지 메카닉스 연구센터

## Performance characterization of liquid desiccant system with extended surface

Young-Soo Jang, Gwi-Eun Song, Dae-Young Lee<sup>†</sup>  
 Energy Mechanics Research Center, KIST, Seoul 120-700, Korea

(Received May 15, 2009)

**ABSTRACT:** This study presents the new idea of liquid desiccant system with extended surface to reduce the system size. The extended surface is inserted between vertical cooling/heating tubes to increase the mass transfer area, and the liquid desiccant flows through the tube wall and the extended surface. Mathematical models for heat and mass transfer between liquid desiccant and air stream at tube wall and extended surface are provided. Dimensionless design parameters governing heat and mass transfer phenomena around the tube and the extended surface are identifier, and dimensionless operating parameters depicting system operating condition including flow rate ratio between dehumidification/regeneration processes, and mass flow rate ratio between air stream and liquid desiccant are explained. The effects of the parameters on system performance are summarized.

**Key words:** Liquid desiccants(액체 제습), Extended surface(확장표면), Lithium chloride(리튬 클로라이드), COP(성능계수)

| 기 호 설 명                                   |                              |           |                           |
|---|------------------------------|-----------|---------------------------|
| $C_{pa}$                                  | : 공기 비열 [J/kg · K]           | $Le$      | : Lewis 수                 |
| $C_{pl}$                                  | : 제습액 비열 [J/kg · K]          | $\dot{m}$ | : 질량유량 [kg/s]             |
| $C$                                       | : 제습액 농도                     | $NTU$     | : 전달단위수                   |
| $h_T$                                     | : 열전달계수 [W/m <sup>2</sup> K] | $T$       | : 온도 [°C]                 |
| $i_{fg}$                                  | : 흡착열 [kJ/kg]                | $Y$       | : 절대습도 [kg/kg]            |
| $L$                                       | : 채널길이 [m]                   | 그리스 문자    |                           |
| <hr/>                                     |                              | $\xi$     | : 무차원 길이                  |
| <sup>†</sup> Corresponding author         |                              | $\eta$    | : 무차원 높이                  |
| Tel.: +82-2-958-5674; fax: +82-2-958-5690 |                              | $\Gamma$  | : 제습액 질량유량비               |
| E-mail address: ldy@kist.re.kr            |                              | $\rho$    | : 밀도 [kg/m <sup>3</sup> ] |

$\phi$  : 상대습도

### 하첨자

- $a$  : 공기
- $f$  : 확장표면
- $t$  : 튜브
- $lf$  : 확장표면쪽 제습액 표면
- $lt$  : 튜브쪽 제습액 표면
- $deh$  : 제습과정
- $reg$  : 재생과정

## 1. 서론

액체식 제습기술은 액체 제습제를 이용하여 흡입공기의 잠열을 흡수하는 일종의 개방형 흡수식 사이클로서 기존의 기술에 비하여 다음과 같은 장점을 가진다.

모든 과정이 대기압 조건에서 이루어지므로, 불응축가스에 의한 성능저하 문제가 없으며, 제작이 용이하다. 물을 회수할 필요가 없으므로 응축기가 필요 없으며 제습제와 공기가 직접 접촉하므로 열 및 물질전달이 효과적이다. 제습제의 살균효과로 공기오염제거 능력이 있으며 잠열과 현열의 독립적인 제어가 가능하다.

반면 제습 기술은 다음과 같은 단점 및 문제점으로 실용화가 지연되고 있다. 공기와의 직접 접촉으로 먼지, 이물질 등으로 용액이 점차 오염될 수 있다. 습도가 높아질수록 저습도까지의 제습이 어려워 시스템 효율이 감소하는 경향이 있다. 고효율 열/물질 동시전달 기술의 미비로 기기의 크기가 상대적으로 크다. 제습제 용액의 비산에 의한 용액 손실 및 공급공기의 오염이 발생할 수 있다. 또한 제습제는 인체에는 무해하나 부식작용이 크기 때문에 소량이라도 공조공간으로 유입되면 심각한 문제를 야기할 수 있다.

기존의 제습기 및 재생기는 주로 충전탑(packed-bed)이나 관군형(tube-bundle)이 적용되고 있으며, 고체표면의 젖음도(wettedness)를 높이기 위하여, 과도한 유량의 흡수제를 공급하는 방식 사용하고 있으며 여러 문제를 야기한다. 특히 과도한 제습제 유량은 고체표면에 두꺼운 액막을 형성하여 열 및 물질전달 계수를 저하시키며, 공기측 유로를 막아 유동저항을 증가시킨다. 또한 액막표면의 wave 형성 및 불안정성으로 경

계면으로부터 용액이 유동공기에 비산되게 되며 제습부와 재생부 사이의 용액순환에 따른 열손실량이 증가하여 시스템 효율이 감소한다.

위에 언급한 문제점 중 용액 오염에 의한 문제는 주기적인 세정 및 용액 교체로 충분히 해결할 수 있으며, 나머지 문제들은 수직평판에서 얇은 유하 액막을 이용한 열/물질 동시전달 향상 기술 개발을 통하여 해결이 가능하다. 따라서 용액의 공급유량이 아주 작은 경우에도 공급된 용액이 고체 표면에 완전히 퍼져 얇은 액막을 유지할 수 있도록 하는 기술이 필요하다. 액막의 두께가 얇아 열 및 물질 전달 계수가 향상되고, 액막 경계면의 안정성이 증가되어 표면으로부터 용액의 비산이 일어나지 않게 되며, 용액순환에 따른 부가적인 손실이 감소하게 된다.

그러나 액체식 제습기기의 크기는 널리 이용되기에는 아직 크기가 커서 제습기와 재생기의 고효율 열/물질전달 향상기술을 통한 기기의 크기를 줄이는 방법은 미미한 실정이다.

본 연구에서는 기존의 충전탑이나 관군형 대신 적층 수직 평판 구조를 활용하고 평판 구조의 표면적을 확대하기 위하여 평판구조 사이에 핀 형태의 확장표면 구조를 삽입하였다. 확장표면을 통해 물질전달 면적이 확대되어 전체 제습기와 재생기의 크기를 크게 감소시킬 수 있으므로 확장표면을 가진 액체식 제습시스템의 열 및 물질전달에 관한 단순화된 지배방정식과 무차원화된 영향인자들을 제시하고 이들 영향인자들에 의한 액체식 제습시스템의 성능평가를 수행하였다.

## 2. 지배 방정식

확장표면을 가진 제습기와 재생기에서의 제습 및 재생과정을 간략 모델화한 식들로부터 제습/

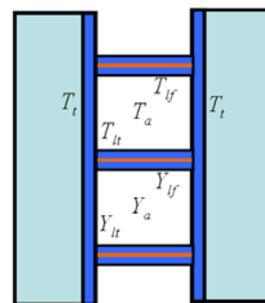


Fig. 1 Schematic drawing of extended surface between cooling/heating tubes

재생기에서의 열 및 물질 전달 과정을 다음의 식 (1)~(5)들로 나타낼 수 있다.

$$\frac{\partial T_a}{\partial \xi} + \frac{i_{fg}}{c_{pa}} \frac{\partial Y_a}{\partial \xi} = NTU_i(T_{it} - T_a) + NTU_f(T_{if} - T_a) + \frac{i_{fg}}{c_{pa}} NTU_i(Y_{it} - Y_a) + \frac{i_{fg}}{c_{pa}} NTU_f(Y_{if} - Y_a) \quad (1)$$

위의 식(1)은 채널 내의 공기와 제습액 사이의 엔탈피 교환을 채널 길이 방향으로 무차원화해서 정리한 것으로, 튜브 벽쪽으로의 열전달과 확장표면으로의 열전달을 포함하고 있다. 튜브 벽쪽과 확장표면으로의 전달단위수는 다음의 식(2)로 정의되며 Le수는 1로 가정하여 열 및 물질전달의 전달단위수는 같은 것으로 하였다.

$$NTU_i = \frac{A_{p,i} h_{T,a} L}{A_c c_{pa} \rho_a u_a}, \quad NTU_f = \frac{A_{p,f} h_{T,a} L}{A_c c_{pa} \rho_a u_a} \quad (2)$$

$$\left( \frac{1}{c_{pa}} \right) \Delta(c_{p,i} \Gamma R_m T_{it}) = [NTU_i(T_{it} - T_a) + R_h \cdot NTU_i(T_{it} - T_{it}) + \frac{i_{fg}}{c_{pa}} NTU_i(Y_{it} - Y_a)] \Delta \eta \quad (3)$$

식(2)는 튜브 벽면쪽을 타고 내리는 제습액을 통한 열전달과 물질전달을 모델링한 것으로 한 채널 내의 튜브 벽면과 공기와의 열 및 물질전달을 통하여 채널 전후에서의 제습액의 채널 평균 온도 변화를 정리한 것이다.  $\Delta \eta$ 는 한 채널의 높이이고  $\Gamma$ 는 제습액 입구 질량유량에 대한 각 채널에서의 질량유량의 비로 제습/재생에 따라 수분이 제습액에 흡수/배출되므로 제습일 경우에는  $\Gamma$ 가 1보다 계속 커져 농도가 묽어지고, 재생의 경우 1보다 작아지게 되어 농도가 진해지게 된다. 또한  $R_h$ 는 튜브 벽의 제습액에서 냉수/열수쪽으로의 열전달 계수와 공기쪽으로의 열전달 계수의 비로 정의되며 본 연구에서는 100으로 하였다.

$$\Gamma = \frac{\dot{m}_s}{\dot{m}_{s,0}} \quad (4)$$

$$R_h = \frac{h_{T,i}}{h_{T,a}} \quad (5)$$

$$\left( \frac{1}{c_{pa}} \right) \Delta(c_{p,if} \Gamma R_{mf} T_{if}) = \left[ NTU_f(T_a - T_{if}) + \frac{i_{fg}}{c_{pa}} NTU_f(Y_a - Y_{if}) \right] \Delta \eta \quad (6)$$

식(3)은 확장표면으로의 열/물질 전달을 모델링한 것으로 한 채널의 확장표면과 공기와의 열 및 물질전달을 통하여 채널 전후에서의 제습액의 채널 평균온도 변화를 정리한 것이다.

$R_{mf}$ 와  $R_{mf}$ 는 제습기  $R_{m,deh}$  또는 재생기  $R_{m,reg}$ 의 튜브 벽쪽 또는 확장표면쪽으로 제습액이 열만큼 흘러가는지를 의미하며 제습액의 질량유량 분배를 나타낸다.  $R_{m,deh}$ 와  $R_{m,reg}$ 는 제습기/재생기에서 공기 질량유량에 대한 제습액의 질량유량의 비이다.

$$R_{m,deh} = \frac{\dot{m}_{l,deh}}{\dot{m}_{a,deh}} \quad (7)$$

$$R_{m,reg} = \frac{\dot{m}_{l,reg}}{\dot{m}_{a,reg}} \quad (8)$$

제습기와 재생기를 통과하는 공기의 질량유량 비도 다음으로 정의될 수 있다.

$$R_a = \frac{\dot{m}_{a,reg}}{\dot{m}_{a,deh}} \quad (9)$$

$$\frac{\partial Y_a}{\partial \xi} = NTU_i(Y_{it} - Y_a) + NTU_f(Y_{if} - Y_a) \quad (10)$$

식(10)은 채널 내의 공기와 제습액 사이의 물질전달을 정리한 것으로 튜브쪽으로의 물질전달과 확장표면으로의 물질전달로 구성되어 있다.

$$\frac{dY_a}{d\xi} = (R_{mf} + R_{mf}) \frac{d\Gamma}{d\eta} \quad (11)$$

채널 내의 공기 절대습도의 증감량은 제습액 질량유량의 증감량과 같을 것이므로 식(11)로 정리될 수 있다.

확장표면을 가진 액체식 제습기의 해석을 위해서 식(1), (3), (6), (10), (11)을 수치해석적으로 계산하여 액체 제습기의 성능을 계산할 수 있다.

확장표면을 가진 액체식 제습기의 성능에 영향을 미치는 영향 인자들은 식(2), (5), (7)~(9)에서처럼 공기 제습기/재생기 질량유량비, 공기와 제습액의 질량유량비, 확장표면 면적과 전체 채널 표면적의 비, 제습액의 튜브 벽쪽과 확장표면 쪽으로의 질량유량 분배비 등의 다양한 영향인자에 지배 받는다. 뿐만 아니라 전체 유량,  $NTU_0$ , 냉수/열수 온도 등도 확장표면을 가진 액체식 제습기의 성능에 큰 영향을 미친다.

본 연구에서는 제습시스템의 성능 향상을 위해 제습기/재생기 사이에 제습액 열교환기와 재생기 입출구 공기에 대해 현열교환기를 사용하였으며 유용도 0.7로 가정하였다.

### 3. LiCl-H<sub>2</sub>O 관계식

본 연구에서는 제습액으로 LiCl 수용액을 사용하였으며 지배방정식들의 계산을 위해서 농도와 온도에 따른 포화 수증기압, 비열, 희석열 등의 값들은 실험식<sup>(4)</sup>들을 사용하였으며 실험식에서 사용된 상수들은 Table 1에 정리하였다.

$$\pi = \frac{p_{sat}(C, T)}{p_{H_2O}(T)} = \pi_{25} f(C, \theta) \quad (12)$$

$$A = 2 - \left[ 1 + \left( \frac{C}{\pi_0} \right)^{\pi_1} \right]^{\pi_2}, \quad B = \left[ 1 + \left( \frac{C}{\pi_3} \right)^{\pi_4} \right]^{\pi_5} - 1 \quad (13)$$

$$\pi_{25} = 1 - \left[ 1 + \left( \frac{C}{\pi_6} \right)^{\pi_7} \right]^{\pi_8} - \pi_9 \cdot \exp \left[ -\frac{(C-0.1)^2}{0.005} \right] \quad (14)$$

$$\Delta h_d = \Delta h_{d,0} \left[ 1 + \left( \frac{\zeta}{H_1} \right)^{H_2} \right]^{H_3} \quad (15)$$

$$\zeta = \frac{C}{H_4 - C}, \quad \Delta h_{d,0} = H_5 + H_6 \theta \quad (16)$$

Table 1 Parameters for property formular

| LiCl-H <sub>2</sub> O |       |                |         |
|-----------------------|-------|----------------|---------|
| $\pi_0$               | 0.28  | H <sub>1</sub> | 0.845   |
| $\pi_1$               | 4.30  | H <sub>2</sub> | -1.965  |
| $\pi_2$               | 0.60  | H <sub>3</sub> | -2.265  |
| $\pi_3$               | 0.21  | H <sub>4</sub> | 0.60    |
| $\pi_4$               | 5.10  | H <sub>5</sub> | 169.105 |
| $\pi_5$               | 0.49  | H <sub>6</sub> | 457.850 |
| $\pi_6$               | 0.362 |                |         |
| $\pi_7$               | -4.75 |                |         |
| $\pi_8$               | -0.40 |                |         |
| $\pi_9$               | 0.03  |                |         |

Table 2 Calculation conditions

| parameter     | unit  | value  |
|---------------|-------|--------|
| $R_a$         | -     | 0.2    |
| $R_{m,deh}$   | -     | 0.08   |
| $NTU_0$       | -     | 2.0    |
| $NTU_f/NTU_0$ | -     | 0.9    |
| $T_{OD}$      | °C    | 32     |
| $Y_{OD}$      | kg/kg | 0.0141 |
| $T_{i,deh}$   | °C    | 34     |
| $T_{i,reg}$   | °C    | 70     |
| $U_f$         | -     | 0.5    |

### 4. 영향인자에 따른 성능 변화

본 연구에서 사용된 주요 인자들의 계산조건을 Table 2에 정리하였다. 재생기 공기 질량유량이 제습기 공기 질량유량에 20%인 조건을 표준 조건으로 하였으며, 제습기 튜브 표면온도를 34도, 재생기 튜브 표면온도를 70도로 설정하였다. 또한 튜브 벽면으로 흐르는 제습액 질량유량과 확장표면쪽으로 흐르는 제습액 질량유량의 비는 0.5를 동일하게 흐르는 것으로 하였다.

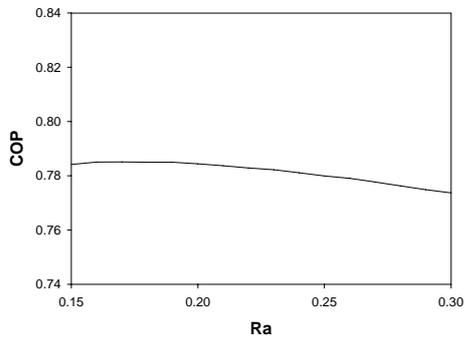
COP는 재생기 공급 에너지에 대하여 제습기 공기의 현열 및 잠열량으로 정의하였다.

$$COP = \frac{Q_{s,deh} + Q_{l,deh}}{Q_{reg}} \quad (17)$$

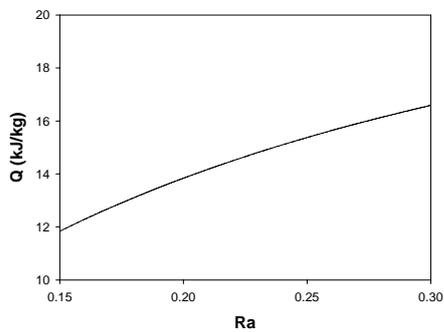
제습기와 재생기의 공기 질량유량비인  $R_a$ 에 따른 COP와 제습공기 단위 질량당 전열량을 Fig. 2에 정리하였다. 비율이 커질수록 제습기에 비하여 재생기를 통한 공기의 질량유량이 커지며 재생기 공기를 통한 현열손실이 커지므로 COP가 점차 감소하지만, 재생기에서 더 많은 양을 재생할 수 있으므로 전열량은 증가한다.

총전달단위수인  $NTU_0$ 의 영향을 Fig. 3에 제시하였다. 현열량은 잠열량의 약 11% 미만으로 작으며  $NTU_0$ 가 커질수록 열/물질전달이 잘 이루어지므로 재생기 현열손실 증가에 비하여 더 많은 잠열량을 처리하여 COP 뿐만 아니라 전열량도 증가하는 결과를 보여준다.

제습기에서 공기 질량유량과 제습액 질량유량의 비  $R_m$ 에 따른 COP와 제습공기 단위 질량당 전열용량을 Fig. 4에 정리하였다. 비율이 커질수록 재생기에 더 많은 제습액이 뿌려지는 상황을

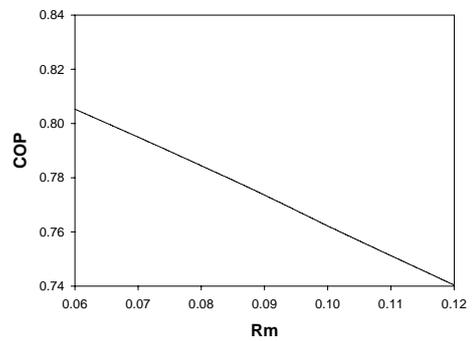


(a) COP-Ra

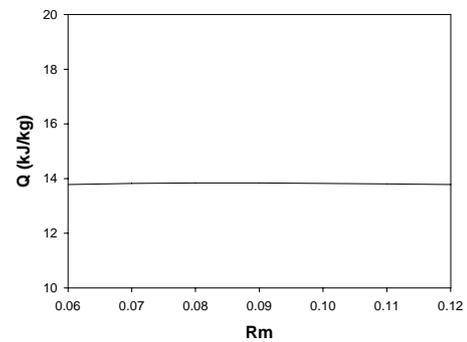


(b) Q-Ra

Fig. 2 Ra dependency of liquid desiccant cooling system

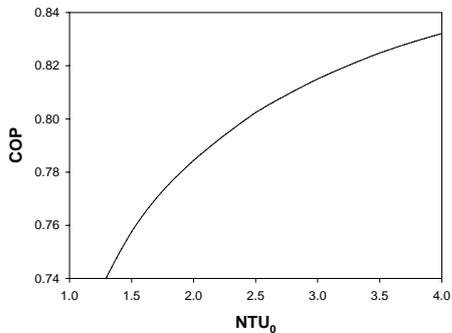


(a) COP-Rm

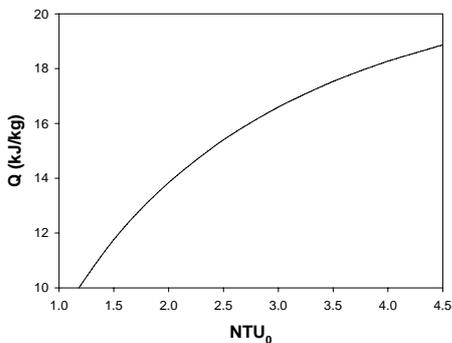


(b) Q-Rm

Fig. 4 Rm dependency of liquid desiccant cooling system



(a) COP-NTU<sub>0</sub>

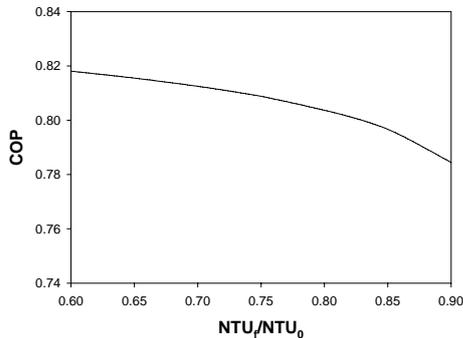


(b) Q-NTU<sub>0</sub>

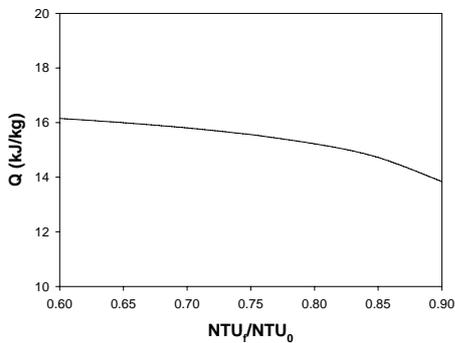
Fig. 3 NTU<sub>0</sub> dependency of liquid desiccant cooling system

의미하므로 Rm이 커져도 제습 공기의 현열량과 잠열량의 변화는 미미하나 제습액 질량유량이 커져서 제습액 현열량이 커지므로 COP가 감소한다.

전체 표면적에 대해 확장표면 부분의 면적의 비를 의미하는  $NTU_f/NTU_0$ 는 비율이 작아질수록 확장표면이 없고 튜브로만 구성된 모습과 특성을 보일 것이며 커질수록 튜브는 없고 핀으로 구성된 모습을 보일 것이다. 이러한 특성 변화의 일부를 Fig. 5에 정리하였다. 비율이 작아질수록 확장표면 면적이 줄어들므로 튜브 벽면을 통한 제습액의 온도상승은 크게 제한받게되어 제습액의 온도를 더 낮은 상태로 유지하게 되고 낮은 온도에서 더 효과적인 제습이 이루어져서 COP의 상승과 전열용량의 증가를 확인할 수 있다. 그러나 확장표면 면적이 커지는 조건인  $NTU_f/NTU_0$  비율이 커지게 되면 확장표면의 면적이 증가하여 냉수 또는 열수에 의한 온도조절이 미미해져서 제습기 내의 제습액의 온도도 증가하여 제습이 비효율적으로 이루어져서 COP의 감소와 전열량의 감소를 초래한다.



(a) COP- $NTU_f/NTU_0$



(b) Q- $NTU_f/NTU_0$

Fig. 5  $NTU_f/NTU_0$  dependency of liquid desiccant cooling system

Table 2에 정리된 조건에서 액체식 제습시스템의 공기 상태변화와 제습액 상태변화를 습공기선도에서 표기하고 제습기 공기질량유량을 기준으로 정리하여 Fig. 6에 정리하였다. 실선 ①~②과정은 제습과정으로 외기 ①상태에서 ②상태로 제습공기의 절대습도의 감소를 통해 현열량 0.01 kJ/kg, 잠열량 13.83 kJ/kg을 처리하며, 점선 ①~②과정과 점선 ⑤~⑥과정은 제습/재생기에서

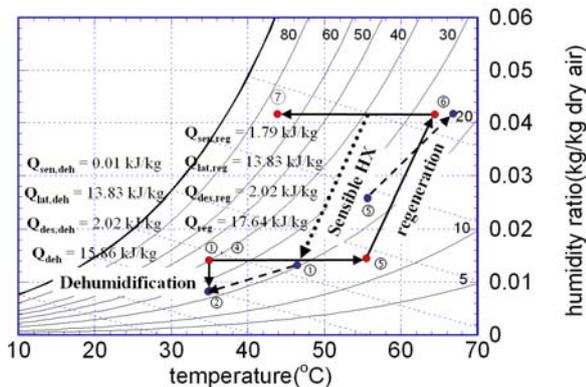


Fig. 6 Psychrometric chart of liquid desiccant system

제습액의 변화를 나타낸 것이다. 실선 ⑤~⑥과정은 재생과정으로 상태⑤에서 상태⑥으로 70도의 가열수를 통해 제습액을 가열하여 재생열량 17.64 kJ/kg으로 재생한다. 재생기 입출구에서는 폐열회수를 위해 현열교환기를 설치하여 배출공기 ⑥을 현열교환기로 ⑦로 낮추면서 외기①을 ⑤로 온도를 높여 재생기에 공급하였다.

## 5. 결론

기존의 적층 수직 평판 구조에 물질전달 표면적을 확대하여 냉수/열수용 튜브의 개수를 줄이고 좀더 작은 액체식 제습시스템을 구현하기 위한 연구를 하였다. 수직 평판구조 사이에 확장표면 구조를 삽입하여 가열/냉각이 되는 튜브 쪽과 단열 상태인 확장표면을 통한 열 및 물질전달에 관한 단순화된 지배방정식을 제시하였으며, 확장표면을 가진 액체식 제습시스템의 중요인자로부터 무차원 영향인자들을 제시하고 이들에 의한 제습시스템의 성능평가를 수행하였다.

## 참고문헌

1. Fumo, N., Goswami, D. Y., 2002, study of an aqueous lithium chloride desiccant system: air dehumidification and desiccant regeneration, *Solar energy*, Vol. 72, No. 4, pp. 351-361.
2. Lazzarin, R.M., Gasparella, A., Longo, G.A., 1999, Chemical dehumidification by liquid desiccants: theory and experiment, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 22, pp. 334 - 347.
3. Magon, P.J., Chamra, L., Steele, G., 2006, A simulation model for the performance of a hybrid liquid desiccant system during cooling and dehumidification, *International Journal of Energy Research*, Vol. 30, pp. 51-66.
4. Conde, M. R., 2004, Aqueous solutions of lithium and calcium chlorides: property formulations for use in air conditioning equipment design, M. Conde Engineering.