

교차 적층된 파형 액체 제습 소자 (Celdek)에서 LiCl과 LiBr 수용액의 제습 성능 비교

김내현
인천대학교 기계시스템공학부

Comparison of the Dehumidification Performance Between LiCl and LiBr in a Liquid Desiccant Dehumidifying Element Having Criss-Cross Sinusoidal Channels (Celdek)

Nea-Hyun Kim

Department of Mechanical Engineering, Incheon National University

요약 최근 들어 공기의 제습에 액체 제습제를 사용하는 방법이 각광을 받고 있다. LiCl과 LiBr은 우수한 열물성으로 인하여 액체 제습 시스템에 널리 사용되고 있다. 본 연구에서는 LiCl과 LiBr 수용액을 사용하여 상용 Celdek 소자의 제습 성능을 실험하였다. 실험은 입구 건습구 온도를 35°C/28°C로 유지하고 전방 풍속을 2.0 m/s에서 4.0 m/s로 변화시키며 수행되었다. 수용액의 입구 온도와 농도는 20°C, 50%, 수용액의 순환량은 50 kg/h로 유지하였다. 실험 결과 제습량은 풍속이 증가할수록 증가하였다. 또한 LiCl의 제습 성능은 LiBr보다 평균 27% 크게 나타났다. 이는 LiCl의 포화 절대 습도가 LiBr의 포화 절대 습도보다 작기 때문이다. 반면 LiBr의 압력 손실은 LiCl보다 평균 12% 크게 나타났다. 한편 LiCl 과 LiBr의 Sherwood 수는 비교적 잘 일치하였다. 이로부터 제습제가 Sherwood 수에 미치는 영향은 미미함을 알 수 있다. 기존 상관식들은 본 실험의 Sherwood 수를 현저히 높게 예측하였다.

Abstract Recently, liquid desiccant systems have received attention for the dehumidification of air. LiCl and LiBr are widely used in liquid desiccant systems due to their excellent thermo-physical properties. In this study, dehumidification tests were conducted with Celdek elements using LiCl and LiBr. During the tests, the dry and wet-bulb air temperatures were maintained at 35°C and 28°C, respectively. The solution temperature was 20°C, the solution concentration was 50%, the solution circulation rate was 50 kg/h, and the frontal air velocity was varied from 2.0 to 4.0 m/s. The results show that the amount of dehumidification increased as the frontal velocity increased. On average, LiCl showed 27% higher dehumidification performance than LiBr, which was probably due to the lower saturation of the absolute humidity of LiCl compared with that of LiBr. On the other hand, LiBr yielded 12% larger pressure drop than LiCl. In general, the Sherwood numbers of LiCl and LiBr were approximately the same, showing that the effect of the desiccant on the Sherwood number was insignificant. Existing correlations highly overpredicted the present Sherwood numbers.

Keywords : Celdek, Dehumidification, Dehumidifying element, LiCl, LiBr, Liquid desiccant

1. 서론

여름철 실내의 공기 조화에는 주로 압축기를 사용하

는 에어컨이 사용되고 있다. 이 경우 습도를 맞추기 위해 서는 노점 온도 이하로 공기를 냉각해야 하고 따라 별도의 재열 과정이 필요하다. 만일 공기의 습도와 온도를 개

*Corresponding Author : Nae-Hyun Kim (Incheon National Univ.)

Tel: +82-10-3210-3606 email: knh0001@inu.ac.kr

Received February 19, 2018

Revised March 20, 2018

Accepted May 4, 2018

Published May 31, 2018

별적으로 제어할 수 있다면 제열 과정이 필요 없어 에너지 절약적인 시스템이 될 수 있다. 최근 들어 공기의 제습에 액체 제습제를 사용하는 방법이 각광을 받고 있다 [1,2]. 액체식 시스템은 제습 로터를 사용하는 고체식 시스템에 비하여 운용이 편리할 뿐 아니라 VOC, 박테리아, 바이러스, 미세 먼지 등을 제거할 수 있고 재생 온도가 현저히 낮은 장점이 있다[1].

액체식 제습 시스템의 핵심 부품은 공기 중의 수분을 수용액으로 전달하는 제습기와 수용액의 수분을 공기로 전달하여 수용액의 농도를 높이는 재생기이다. 제습기와 재생기의 형태로는 정형 또는 비정형 패키징을 사용하는 충전탑 방식, 충전제 없이 노즐을 사용하여 수용액을 분무 시키는 스프레이 노즐 방식, 정형화된 제습 소자를 사용하는 유하 액막 방식이 있다. 이 중 충전탑 방식은 압력 손실이 크고, 스프레이 방식은 비산이 문제가 되어 최근에는 유하 액막 방식이 널리 사용되고 있다. 또한 제습기나 재생기 내부에 냉각수 (또는 고온수) 채널을 형성하여 제습 및 재생 효율을 향상시키는 방법도 검토되고 있다[2]. 액체 제습제는 인체 유해성, 금속 부식성 등으로 비산이 최소화 되어야 하고 이에 따라 채널 형상, 채널 내 공기 유속 등이 제한을 받는다. 최근에는 다공성 멤브레인을 통하여 공기와 제습제가 간접 접촉을 하게 함으로써 비산 문제를 원천적으로 해결하고자 하는 연구도 수행되고 있다[2].

그간 제습기 내의 열 및 물질 전달에 대해서는 실험적으로나 해석적으로 많은 연구가 수행되었다. 해석적 연구로는 1차원 미소 체적 모델[3,4], 포화 엔탈피와 온도 사이의 선형 변화를 가정한 ϵ -NTU 모델[5,6] 그리고 액막과 공기의 운동량, 에너지, 농도 방정식의 해를 수치해석을 통하여 구하는 2차원 해석 방법[7,8]이 있다. 이 중 ϵ -NTU 모델이 상대적으로 간단하여 실험 자료의 해석에 널리 사용되고 있는데 이에 대해서는 추후에 상술하였다. 실험은 많은 부분이 충전탑 패키징의 열 및 물질 전달에 대하여 수행되었고[9-13] 최근 들어 제습 소자에 대한 연구 결과가 보고되고 있다. Chung 등[14]은 LiCl 수용액을 사용하여 골 핏치 6.4 mm로 절곡된 채널이 교차 적층된 셀룰로오스 소자에 대한 제습 실험을 수행하고 그 결과를 정형 패키징의 제습 효율과 비교하였다. 이때 수용액과 공기의 흐름은 대항류이었다. 두 경우 제습 효율은 유사하게 나타났고 실험 결과로부터 열 및 물질 전달 상관식을 제시하였다. Potnis 와 Lenz[15]는 LiBr



Fig. 1. Photo of Celdek [16]

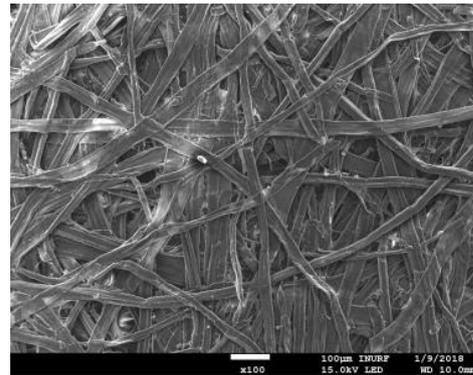


Fig. 2. SEM photo of the raw material of Celdek [16]

수용액을 사용하여 상용 Celdek[16]에 대한 대항류 제습 실험을 수행하고 물질 전달 상관식을 제안하였다. Elsarrag 등 [17]은 TEG 수용액을 사용하여 Celdek에 대해 대항류 제습 실험을 수행하고 물질 전달 상관식을 제시하였다. Celdek은 Fig. 1에 나타나 있듯이 골 핏치 7.0 mm로 절곡된 채널이 45°/15° 각도로 교차 적층된 셀룰로오스 재질의 소자이다. Fig. 2에 Celdek의 SEM사진을 나타내었다. Fig. 2는 셀룰로오스가 촘촘히 얽힌 모양을 보여준다. Celdek 소재의 두께는 200 μm 이다. Celdek의 직교류 물질 전달 성능에 대해서도 일부 문헌이 존재한다. Liu 등 [18]은 LiBr 수용액을 사용하여 Celdek에 대해 직교류 제습 실험을 수행하였고 Liu 등 [19]은 상기 결과로부터 제습 효율에 대한 상관식을 제시하였다. Gao 등 [20]은 LiCl을 사용하여 Celdek에 대해 직교류 제습 실험을 수행하였다. 최근들어 Dong 등 [21]은 PVC, PP를 사용하여 새로운 형상의 교차 적층 소자를 제안하였고 Chen 등 [22]은 세브론 채널을 가진 제습 소자를 제시하였다.

그간 액체 제습제로 LiCl, LiBr, CaCl₂, TEG 등이 널리 검토되어 왔다. 그 중 LiCl과 LiBr이 우수한 열물성으로 인하여 상대적으로 비싼 가격에도 불구하고 널리 사용되고 있다.[2] 상기 문헌 조사 결과 대부분의 연구는

단일 제습제를 사용하여 수행되었고 제습제의 성능 비교에 대한 연구는 미흡함을 알 수 있다. 따라서 본 연구에서는 상용으로 널리 사용되고 있는 LiCl과 LiBr의 제습 성능에 대한 비교 실험을 수행하고 그 결과를 분석하였다. 제습 소자로는 Celdek을 사용하였다.

2. 실험 장치 및 방법

Fig. 3과 4에 제습 소자 시료와 성능 실험 장치를 나타내었다. 시료는 깊이 300 mm, 폭 300 mm, 높이 1200 mm이다. 실험 장치는 시험부와 흡입식 풍동으로 구성된다. 시험부는 풍동의 선단에 장착된다. 시험부 상부에는 분무 노즐이 장착되어 제습 소자에 제습제 수용액을 공급한다. 제습소자 상부에는 다공성 부직포를 부착하여 수용액이 소자에 균일하게 공급되도록 하였다. 제습 소자를 통과한 수용액은 시험부 하단에 모아진 후 펌프를 통하여 다시 시험부 상부로 순환된다. 공기의 제습 과정을 통하여 수용액의 농도는 묽어지고 온도는 올라가게 된다. 수용액 온도는 소형 칠러를 사용하여 제어하였고 농도는 고농도 (60%)의 제습제 수용액을 연속적으로 주입하여 조절하였다. 제습제 수용액의 농도는 비중계를 사용하여 측정되었다. 순환 수용액의 유량은 펌프 후단에 설치된 밸브를 사용하여 조절되었고 정밀도 $\pm 0.2\%$ 의 질량유량계 (Micromotion, 0~200 kg/h)로 측정되었다.

시험부 입구의 순환 수용액 온도는 정밀도 $\pm 0.1^\circ\text{C}$ 인 열전대를 사용하여 측정되었다. 시험부 공기측 출구는 흡입식 풍동에 연결되었다. 풍동 내부에는 시험부 출구 공기의 건습구 온도를 측정하기 위한 샘플링 유닛과 풍량을 측정하기 위한 노즐, 그리고 송풍기가 설치되어 있다. 시험부 입구측 공기 온습도는 별도의 샘플링 유닛을 시험부 입구에 설치하여 측정하였다. 공기측 풍량은 ASHRAE 41.2에[23] 된 노즐 차압을 이용하여 산정하였고 시험부의 입출구 온습도는 ASHRAE 41.1에[24] 규정된 샘플링 방법에 의해 측정하였다. 온습도 측정에는 고정밀 Pt-100 Ω 센서 (정밀도 $\pm 0.1^\circ\text{C}$)를 사용하였다. 실험은 입구 건습구 온도를 $35^\circ\text{C}/28^\circ\text{C}$ 로 유지하고[25] 전방 풍속을 2.0 m/s에서 4.0 m/s로 변화시키며 수행되었다. 수용액의 입구 온도와 농도는 20°C , 50%, 수용액의 순환량은 50 kg/h로 유지하였다[25].

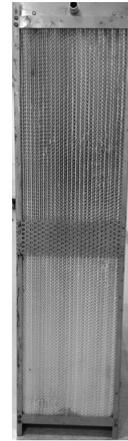


Fig. 3. Test sample of the present study

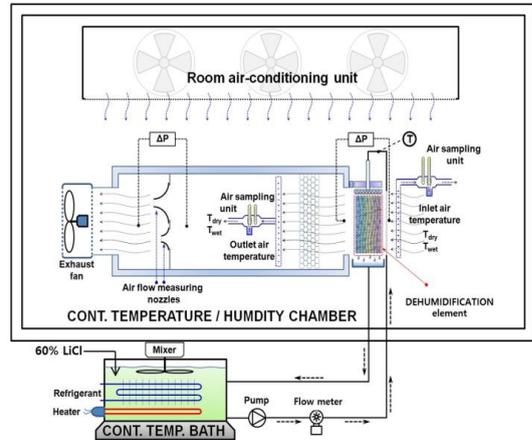


Fig. 4. Photo of the sample and schematic drawing of the test apparatus.

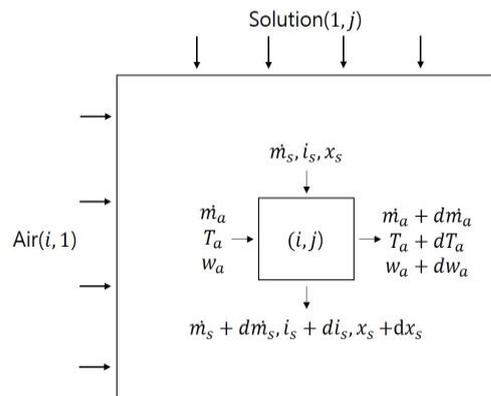


Fig. 5. Schematics showing the heat and mass transfer in a control volume.

3. 열 및 수분 전달 해석

Fig. 5에 직교류 검사체적에서 제습제 수용액과 공기의 열 및 수분 전달 개략도를 나타내었다. 검사 체적의 에너지 및 수분 수지로부터

$$\dot{m}_s di_s + i_s d\dot{m}_s = \dot{m}_a di_a \quad (1)$$

$$d\dot{m}_s = \dot{m}_a dw_a \quad (2)$$

여기서 \dot{m}_s 는 제습제 수용액의 유량 (kg/s), i_s 는 수용액의 엔탈피 (J/kg), \dot{m}_a 는 공기의 유량 (kg/s), i_a 는 공기의 엔탈피 (J/kg), w_a 는 공기의 절대습도이다. 검사체적 내 엔탈피 변화는 현열 전달과 잠열 전달의 합이므로

$$\dot{m}_a dw_a = h_D dA (w_s - w_a) \quad (3)$$

$$\dot{m}_a di_a = h_c dA (T_s - T_a) + i_{fg} h_D dA (w_s - w_a) \quad (4)$$

여기서 h_c 는 열전달계수 (W/m²K), h_D 는 물질전달계수 (kg/m²s), A 는 전열면적 (m²), w_s 는 표면 온도에서 공기의 포화 절대습도, T_s 는 표면온도 (K), T_a 는 공기온도(K) i_{fg} 는 수증기의 증발잠열 (J/kg)이다. Lewis 수 (= h_c/h_{D^*pm})의 값을 1.0으로 하고 수용액의 유량 변화를 무시하면 Eq. (3)과 (4)는 다음과 같이 된다.

$$dw_a = d(NTU)(w_s - w_a) \quad (5)$$

$$di_a = d(NTU)(i_{sat} - i_a) \quad (6)$$

$$NTU = \frac{h_D A}{\dot{m}_a} \quad (7)$$

여기서 NTU는 전달단위수, i_{sat} 은 표면 온도에서 공기의 포화 엔탈피 (J/kg)이다. 공기의 포화 비열과 열용량비 C_{sat} (J/kgK)를 다음과 같이 정의하면

$$C_{sat} = \frac{di_{sat}}{dT_s} \quad (8)$$

$$m^* = \min\left(\frac{\dot{m}_a C_{sat}}{\dot{m}_s c_{ps}}, \frac{\dot{m}_s c_{ps}}{\dot{m}_a C_{sat}}\right) \quad (9)$$

여기서 c_{ps} 는 수용액의 비열(J/kgK)이다. 만일 C_{sat} 이 검사체적 내에서 일정하다면 Eq. (6)~(9)는 현열 열교환기의 ϵ -NTU 해석 절차와 동일하다. 비혼합-비혼합 직교류 열교환기의 ϵ -NTU 식은 다음과 같다.

$$\epsilon = 1 - \exp\left[\frac{NTU^{0.22}}{m^*} \{\exp(-m^* NTU^{0.78}) - 1\}\right] \quad (10)$$

따라서 출구 공기의 엔탈피 $i_{a,o}$ (J/kg)는 다음과 같다.

$$i_{a,o} = i_{a,i} + \epsilon(i_{sat} - i_{a,i}) \quad (11)$$

여기서 $i_{a,i}$ 는 입구 공기의 엔탈피 (J/kg)이다. 출구 공기의 절대 습도 $w_{a,o}$ 는 Eq. (5)를 적분하여 구하는데 이를 위해서는 검사체적의 액막에서 평균 포화 절대 습도 $w_{sat,eff}$ 를 알아야 하는데 이는 수용액의 온도 및 농도의 함수이다[26- 28]. Eq. (5)를 적분하여 구해진 출구 절대습도는 다음과 같다.

$$w_{a,o} = w_{sat,eff} + (w_{a,i} - w_{sat,eff}) \exp(-NTU) \quad (12)$$

여기서 $w_{a,i}$ 는 입구 공기의 절대습도이다. 상기 절차를 전 검사 체적에 대하여 반복하면 직교류 제습 소자의 출구 상태 (엔탈피와 절대습도)를 구할 수 있다. 또한 상기 절차를 역으로 수행하면 실험으로 얻어진 출구 엔탈피와 절대습도로부터 시료의 물질전달계수 h_D 를 도출할 수도 있다. 물질 전달 계수 h_D 는 아래와 같이 Sherwood 수로 무차원화 된다.

$$Sh = \frac{h_D D_h}{k_D} \quad (13)$$

여기서 D_h 는 수력직경 (m), k_D 는 확산계수 (m²/s)로 공기와 수증기 혼합물의 경우 0.256 cm²/s이다[29]. 또한 풍속은 Reynolds 수로 무차원화 된다.

$$Re = \frac{V_{max} D_h}{\nu} \quad (14)$$

여기서 V_{max} 는 채널 내 최대 유속 (m/s), ν 는 점성계수 (m^2/s)이다. 한편 마찰계수 f 는 측정된 압력손실 ΔP (Pa)로부터 아래 식으로 구해진다.

$$f = \frac{A_c \rho_m}{A \rho_i} \left[\frac{2\Delta P \rho_i}{\rho_m V_{max}^2} - (1 + \sigma^2) \left(\frac{\rho_i}{\rho_o} - 1 \right) \right] \quad (15)$$

여기서 A_c 는 유동 단면적 (m^2), ρ_i , ρ_m , ρ_o 는 입구, 중간, 출구에서의 밀도 (kg/m^3), σ 는 축소비이다. 한편 제습 소자의 효율 ζ 은 하기 식으로 정의되는 제습 효율 [14]로써 나타낸다.

$$\zeta = \frac{w_{a,i} - w_{a,o}}{w_{a,i} - w_{sat,eff}} \quad (16)$$

Kline and McClintock[30]의 제안에 따라 오차해석을 수행하였다. 건조습구 온도 측정 오차 $\pm 0.1^\circ C$, 유량 측정오차 0.2% of full scale, 압력손실 측정의 오차 ± 0.1 kPa을 고려하면 Sherwood 수의 최대 오차는 $\pm 13.7\%$, 제습 효율의 최대오차는 $\pm 15.3\%$ 이고 압력손실의 최대 오차는 $\pm 4.5\%$ 이다.

4. 결과 및 고찰

Fig. 6에 전방 풍속에 따른 제습량을 나타내었다. 제습량은 풍량에 입출구 절대습도 차를 곱하여 구하였다. Fig. 6은 풍속이 증가할수록 제습량이 증가함을 보여준다. 또한 LiCl의 제습 성능은 LiBr보다 평균 27% 크게 나타났다. 이는 LiCl의 포화 절대 습도가 LiBr의 포화 절대 습도보다 작기 때문인데 예를 들어 $20^\circ C$, 농도 50%에서 LiCl의 포화 절대 습도는 0.00154 kg/kg_a로 LiBr의 값 0.0371 kg/kg_a의 절반에도 미치지 못한다 [26,27]. 액체 제습에서 제습량은 공기와 제습제의 절대 습도 차에 비례하므로 절대 습도가 낮은 LiCl의 제습량이 크게 나타난 것으로 판단된다. Fig. 7에는 두 시료의 압력 손실을 비교하였다. LiBr의 압력 손실이 LiCl보다 평균 12% 크고 풍속이 증가할수록 그 차이도 증가하였다.

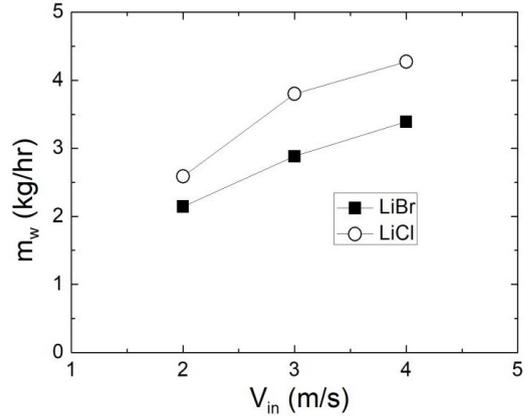


Fig. 6. Amounts of dehumidification for the two desiccants.

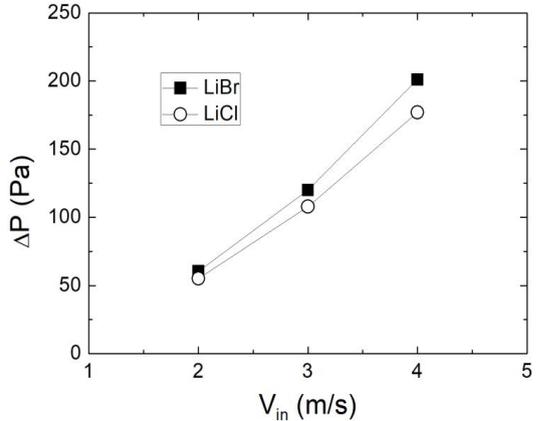


Fig. 7. Pressure drops for the two desiccants.

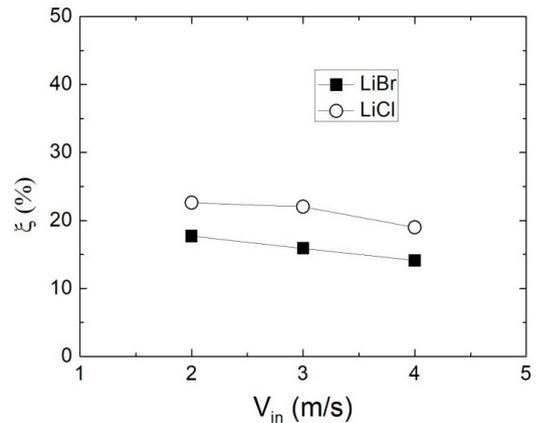


Fig. 8. Dehumidification efficiency for the two desiccants.

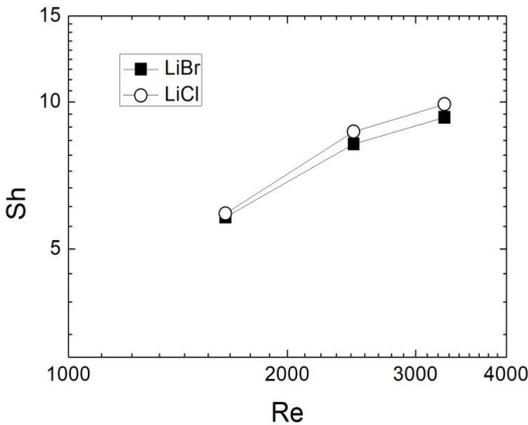


Fig. 9. Sherwood numbers for the two desiccants.

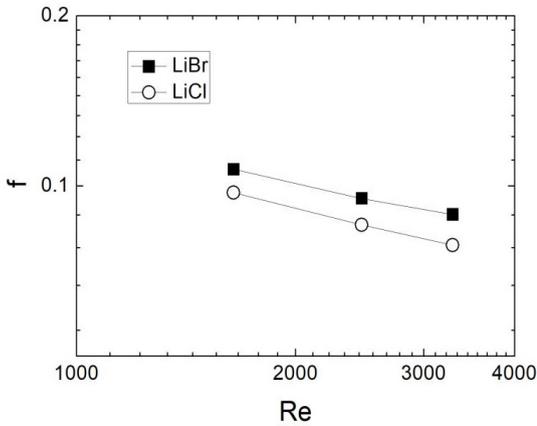


Fig. 10. Friction factors for the two desiccants.

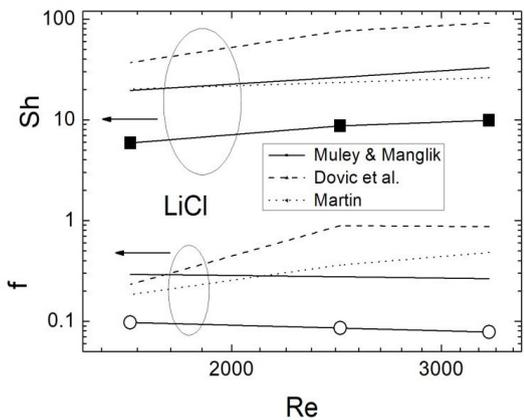


Fig. 11. Sherwood numbers and friction factors of LiCl compared with predictions

이는 LiCl의 점성계수가 0.086 Pa·s로 LiBr의 0.0056 Pa·s보다 현저히 크기 때문에 판단된다[26,27]. 제습 소자 내 유동은 Reynolds 수에 따라 달라지는데 점성계수가 작은 LiBr에서 Reynolds 수가 커지게 된다. 일반적으로 Reynolds 수가 커지면 액막의 표면에 물결이 형성되고 따라서 압력 손실이 증가할 것으로 예상된다[29]. Fig. 8에는 Eq. (15)로부터 구해진 제습 효율을 나타내었다. LiCl의 제습 효율이 LiBr보다 절대값으로 평균 5.3% 크게 나타났다.

Fig. 9에 3절의 열 및 수분 전달 해석을 통하여 얻어진 Sherwood 수를 나타내었다. 해석 결과는 미소 체적의 개수에 따라 달라질 수가 있으므로 그 영향을 검토하였다. 미소 체적의 개수를 증가시키며 Sherwood 수를 비교하였는데 200 x 50 (세로 x 가로)에서의 Sherwood 수가 2000 x 500에서의 값과 1% 내에서 일치하였다. 따라서 해석은 미소체적 개수 200 x 50에서 수행하였다. Fig. 9는 LiCl 과 LiBr의 Sherwood 수가 평균 5% 내에서 비교적 잘 일치함을 보여준다. 이는 두 경우 동일한 제습 소자를 사용했기 때문에 판단된다. 즉, 제습제가 Sherwood 수에 미치는 영향은 미미함을 알 수 있다. Fig. 10에는 마찰계수를 Reynolds 수의 함수로 나타내었다. LiBr에서 평균 12% 크게 나타났다.

교차 적층 채널의 경우 유동 형태가 매우 복잡하여 수분 전달에 대한 이론적 해석은 어렵고 따라서 실험 상관식 정도가 존재한다.[31-33] Fig. 11에 LiCl의 Sherwood 수를 상관식의 예측치와 비교하였다. 이 그림은 모든 상관식이 실험 결과를 현저히 과대 예측함을 보여준다. 그 이유로 생각될 수 있는 것은 첫째로 실험 시 소자가 부분적으로 수용액으로 젖지 않아 실제 수분 전달 면적이 감소한 때문이다. 실험중 소자의 젖음 여부는 소자 전면에서 육안으로 판단하였는데 특별히 젖지 않은 부분은 관측되지 않았다. 하지만 소자 내부의 젖음 여부는 확인할 수 없었다. 둘째로 기존 상관식들은 열전달 실험으로부터 도출된 상관식으로 Fig. 11의 Sherwood 수는 Nusselt 수를 Sherwood 수로 치환한 것이다. 이때 열전달 실험은 매끈한 표면에서 수행되었고 따라서 본 실험과 같이 액막이 형성된 경우에 열전달 상관식을 그대로 적용하는 것에는 무리가 있다. 셋째로 상관식의 절곡 형상과 실험 소자의 절곡 형상이 다르기 때문인데 Muley와 Manglik[31]의 경우 절곡 깊이와 절곡 핏치의 비가 0.28로 제한되어 본 연구의 0.35보다 작고 Martin[32]의

경우는 상관식 내에 형상인자 (예를들면 절곡 깊이와 절곡 핏치의 비)가 포함되어 있지 않으며 Dovic 등[33]의 상관식은 수력 직경의 적용 범위가 3.2 mm에서 7.0 mm로 본 연구의 12.1 mm보다 작다. Fig. 10은 마찰계수의 경우도 실험 상관식들이 현저히 과대 예측함을 보여준다.

5. 결론

본 연구에서는 상용 Celdek 소자에서 LiCl과 LiBr 수용액을 사용하여 제습 실험을 수행하였다. 실험은 입구 건습구 온도를 35°C/28°C로 유지하고 전방 풍속을 2.0 m/s에서 4.0 m/s로 변화시키며 수행되었다. 수용액의 입구 온도와 농도는 20°C, 50%, 수용액의 순환량은 50 kg/h로 유지하였다. 주된 결론은 다음과 같다.

- (1) 풍속이 증가할수록 제습량이 증가하였다. LiCl의 제습 성능은 LiBr보다 평균 27% 크게 나타났다. 이는 LiCl의 포화 절대 습도가 LiBr의 포화 절대 습도보다 작기 때문이다.
- (2) LiBr의 압력 손실이 LiCl보다 평균 12% 크게 나타났다. 이는 LiCl의 점성계수가 LiBr의 값보다 현저히 크기 때문으로 판단된다.
- (3) LiCl 과 LiBr의 Sherwood 수가 비교적 잘 일치하였다. 이로부터 제습제가 Sherwood 수에 미치는 영향은 미미함을 알 수 있다.
- (4) 기존 상관식들은 본 실험의 Sherwood 수를 현저히 높게 예측하였다. 이는 실험 시 소자가 부분적으로 수용액으로 젖지 않고 액막이 형성된 경우에 이론식을 그대로 적용하는 것에는 무리가 있기 때문으로 판단된다.

References

- [1] H.-X. Fu, X.-H. Liu, "Review of the Impact of Liquid Desiccant Dehumidification on Indoor Air Quality, Building and Environment," vol. 116, pp. 158-172, 2017. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.buildenv.2017.02.014>
- [2] A. H. Abdel-Salm, C. J. Simonson, "State-of-the-Art in Liquid Desiccant Air Conditioning Equipment and Systems," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 58, pp. 1152-1183, 2016. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.rser.2015.12.042>
- [3] H. M. Factor, G. Grossman, "A Packed Bed Dehumidifier/Regenerator for Solar Air Conditioning with Liquid Desiccants," *Solar Energy*, vol. 24, pp. 541-550, 1980. DOI: [https://doi.org/10.1016/0038-092X\(80\)90353-9](https://doi.org/10.1016/0038-092X(80)90353-9)
- [4] Y. Yin, X. Zhang, "A New Model for Determining Coupled Heat and Mass Transfer Coefficients Between Air and Liquid Desiccant," *Int. J. Heat Mass Trans.*, vol. 51, pp. 3287-3297, 2008. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2007.11.040>
- [5] D. I. Stevens, J. E. Braun, J. E., S. A. Klein, "An Effectiveness Model of Liquid-Desiccant System Heat/Mass Exchangers," *Solar Energy*, vol. 42, no. 6, pp. 449-455, 1989. DOI: [https://doi.org/10.1016/0038-092X\(89\)90045-5](https://doi.org/10.1016/0038-092X(89)90045-5)
- [6] R. Chengqin, J. Yi, Z. Yianpin, "Simplified Analysis of Coupled Heat and Mass Transfer Processes in Packed Bed Liquid Desiccant-Air Contact System," *Solar Energy*, vol. 80, pp. 121-131, 2006. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.solener.2005.01.007>
- [7] M. S. Park, J. R. Howell, G. C. Vilet, J. Peterson, "Numerical and Experimental Results for Coupled Heat and Mass Transfer Between a Desiccant Film and Air in Cross-Flow," *Int. J. Heat Mass Trans.*, vol. 37, Suppl. 1, pp. 395-402, 1994. DOI: [https://doi.org/10.1016/0017-9310\(94\)90039-6](https://doi.org/10.1016/0017-9310(94)90039-6)
- [8] Y. J. Dai, H. F. Zhang, "Numerical Simulation and Theoretical Analysis of Heat and Mass Transfer in a Cross Flow Liquid Desiccant Air Dehumidifier Packed with Honeycomb Paper," *Energy Conv. Manage.*, vol. 45, pp. 1343-1356, 2004. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2003.09.006>
- [9] P. Gandhidasan, C. F. Kettleborough, M. Rifat Ullah, "Calculation of Heat and Mass Transfer Coefficients in a Packed Tower Operating with a Desiccant-Air Contact System," *J. Solar Energy Eng.*, vol. 108, pp. 123-128, 1986. DOI: <https://doi.org/10.1115/1.3268078>
- [10] A. Ertas, E. E. Anderson, S. Kavasogullari, "Comparison of Mass and Heat Transfer Coefficients of Liquid-Desiccant Mixtures in a Packed Column," *J. Energy Resources Tech.*, vol. 113, pp. 1-6, 1991. DOI: <https://doi.org/10.1115/1.2905774>
- [11] N. Fumo, D. Y. Goswami, "Study of an Aqueous Lithium Chloride System: Air Dehumidification and Desiccant Regeneration," *Solar Energy*, vol. 72, no. 4, pp. 351-361, 2002. DOI: [https://doi.org/10.1016/S0038-092X\(02\)00013-0](https://doi.org/10.1016/S0038-092X(02)00013-0)
- [12] G. A. Longo, A. Gasparella, "Experimental and Theoretical Analysis of Heat and Mass Transfer in a Packed Column Dehumidifier/Regenerator with Liquid Desiccant," *Int. J. Heat Mass Trans.*, vol. 48, pp. 5240-5254, 2005. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2005.07.011>
- [13] V. Oberg, D. Y. Goswami, "Experimental Study of the Heat and Mass Transfer in a Packed Bed Liquid Desiccant Air Dehumidifier," *J. Solar Energy Eng.*, vol. 120, pp. 289-297, 1998. DOI: <https://doi.org/10.1115/1.2888133>
- [14] T.-W. Chung, T. K. Ghosh, A. L. Hines, "Comparison Between Random and Structured Packings for Dehumidification of Air by Lithium Chloride Solutions in a Packed Column and Their Heat and Mass Transfer

- Correlations,” *Ind. Eng. Chem. Res.*, vol. 35, pp. 192-198, 1996.
DOI: <https://doi.org/10.1021/ie940652u>
- [15] S. V. Potnis, T. G. Lenz, “Dimensionless Mass Transfer Correlations for Packed-Bed Liquid Desiccant Contactors,” *Ind. Eng. Chem. Res.*, vol. 35, pp. 4185-4193, 1996.
DOI: <https://doi.org/10.1021/ie960212y>
- [16] <http://www.munters.com/>
- [17] E. Elsarrag, E. E. M. Magzoub, S. Jain, “Mass Transfer Correlations for Dehumidification of Air by Triethylene Glycol in a Structured Packed Column,” *Ind. Eng. Chem. Res.*, vol. 43, pp. 7676-7681, 2004.
DOI: <https://doi.org/10.1021/ie049802j>
- [18] X. H. Liu, Y., Zhang, K. Y. Qu, Y. Jiang, “Experimental Study on Mass Transfer Performances of Cross Flow Dehumidifier Using Liquid Desiccant,” *Energy Conv. Manage.*, vol. 47, pp. 2682-2692, 2006.
DOI: <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2005.10.035>
- [19] X. H. Liu, K. Y. Qu, Y. Jiang, “Empirical Correlations to Predict the Performance of the Dehumidifier Using Liquid Desiccant in Heat and Mass Transfer,” *Renewable Energy*, vol. 31, pp. 1627- 1639, 2006.
DOI: <https://doi.org/10.1016/j.renene.2005.08.029>
- [20] W. Z. Gao, J. H. Liu, Y. P. Cheng, X. L. Zhang, “Experimental Investigation on the Heat and Mass Transfer Between Air and Liquid Desiccant in a Cross-Flow Dehumidifier,” *Renewable Energy*, vol. 37, pp. 117-123, 2012.
DOI: <https://doi.org/10.1016/j.renene.2011.06.006>
- [21] C. Dong, R. Qi, L. Lu, Y. Wang, L. Wang, “Comparative Performance Study on Liquid Desiccant Dehumidification with Different Packing Types for Built Environment,” *Sci. Tech. Built Env.*, vol. 23, pp. 116-126, 2017.
DOI: <https://doi.org/10.1080/23744731.2016.1215691>
- [22] T. Chen, Z. Dai, Y. Yin, X. Zhang, “Experimental Investigation on the Mass Transfer Performance of a Novel Packing Used for Liquid Desiccant Systems,” *Sci. Tech. Built Env.*, vol. 23, pp. 46-59, 2017.
DOI: <https://doi.org/10.1080/23744731.2016.1206794>
- [23] ASHRAE Standard 41.2, Standard Method for Laboratory Air-Flow Measurement, ASHRAE, 1986.
- [24] ASHRAE Standard 41.1, Standard Method for Temperature Measurement, ASHRAE, 1986.
- [25] Kim, N.-H., Personal communication with Hundred Group, China, 2017.
- [26] M. R. Conde, “Properties of Aqueous Solutions of Lithium and Calcium Chlorides: Formulations for Use in Air Conditioning Equipment Design,” *Int. J. Thermal Sci.*, vol. 43, pp. 367-382, 2004.
DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2003.09.003>
- [27] A. Matsuda, T. Munakawa, T. Yoshimaru, T. Kubara, H. Fuchi, “Measurement of Vapor Pressure of LiBr Water Solutions,” *Kagaku Kogaku Ronbunshu, The Society of Chemical Engineers*, vol. 6, no. 2, pp. 119-122, 1980.
DOI: <https://doi.org/10.1252/kakoronbunshu.6.119>
- [28] Z. Yuan, K. E. Herold, “Specific Heat Measurements on Aqueous Lithium Bromide,” *HVAC&R Research*, vol. 11, no. 3, pp. 361-375, 2005.
DOI: <https://doi.org/10.1080/10789669.2005.10391143>
- [29] A. F. Mills, Basic Heat and Mass Transfer, Irwin Pub., 1995.
- [30] S. J. Kline, F. A. McClintock, “The Description of Uncertainties in Single Sample Experiments,” *Mechanical Engineering*, vol. 75, pp. 3-9, 1953.
- [31] A. Muley, R. M. Manglik, “Experimental Study of Turbulent Heat Transfer and Pressure Drop in a Plate Heat Exchanger with Chevron Plates,” *J. Heat Transfer*, vol. 121, pp. 110-117, 1999.
DOI: <https://doi.org/10.1115/1.2825923>
- [32] H. Martin, “A Theoretical Approach to Predict the Performance of Chevron-Type Plate Heat Exchangers,” *Chem. Eng. Proc.*, vol. 35, pp. 301-310, 1996.
DOI: [https://doi.org/10.1016/0255-2701\(96\)80021-3](https://doi.org/10.1016/0255-2701(96)80021-3)
- [33] D. Dovic, B. Palm, S. Savic, “Generalized Correlations for Predicting Heat Transfer and Pressure Drop in Plate Heat Exchanger Channels of Arbitrary Geometry,” *Int. J. Heat Mass Trans.*, vol. 52, pp. 4553-4563, 2009.
DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2009.03.074>

김 내 현(Nae-Hyun Kim)

[정회원]



- 1989년 12월 : Penn. State University Pennsylvania, PA, U.S.A (공학박사)
- 1994년 3월 ~ 현재 : 인천대학교 기계공학과 교수

<관심분야>

열전달, 공기조화 및 내용