

## 액체 제습식 냉방 시스템의 최적 설계

전 동 순, 이 상 재, 김 선 창<sup>†</sup>, 김 영 룰, 이 창 준<sup>\*</sup>  
 한국생산기술연구원, <sup>\*</sup>한국지역난방공사

### Optimization Design of Liquid Desiccant Cooling System

Dong-Soon Jeon, Sang-Jae Lee, Seon-Chang Kim<sup>†</sup>, Young-Lyoul Kim, Chang-Jun Lee<sup>\*</sup>  
 Korea Institute of Industrial Technology, Chung-nam, 331-825, Korea  
<sup>\*</sup>Korea District Heating Corporation, Seoul 135-886, Korea  
 (Received November 12, 2009; revision received April 13, 2010)

**ABSTRACT:** This paper presents the optimization process of liquid desiccant cooling system using LiCl aqueous solution as a working fluid. Operating conditions(mass flow rate, conditioner outlet concentration, difference concentration) and design factors for heat exchangers(difference temperature of the district heating water, leaving temperature difference of the conditioner, leaving temperature difference of the regenerator, air temperature difference of the conditioner, air temperature difference of the regenerator) were optimized by response surface method. As a result, we obtained the 7.297 kW of cooling capacity and 0.788 of COP at optimized condition. Effect of difference temperature of hot water on system performances was also examined. As difference temperature of the district heating water increases, the cooling capacity increases and COP decreases.

**Key words:** Liquid desiccant cooling system(액체 제습식 냉방 시스템), Response surface method(반응표면법), LiCl Aqueous solution(LiCl 수용액)

기 호 설 명

- $C$  : 농도
- $COP$  : 성적계수
- $c_p$  : 정압비열 [kJ/kg $^{\circ}C$ ]
- $dT$  : 온도차 [ $^{\circ}C$ ]
- $h$  : 엔탈피 [kJ/kg]
- $LTD$  : 출구온도차 [ $^{\circ}C$ ]
- $\dot{m}$  : 질량유량 [kg/s]
- $Q$  : 열량 [kW]
- $T$  : 온도 [ $^{\circ}C$ ]

$w$  : 습도율 [kg/kgdried-air]

그리스 문자

$\epsilon$  : 열교환기 효율

하첨자

- $air$  : 공기
- $C$  : 제습부
- $cw$  : 냉각수
- $da$  : 건공기
- $dehumid$  : 제습
- $hw$  : 지역난방수
- $HX$  : 열교환기

<sup>†</sup> Corresponding author  
 Tel.: +82-41-589-8353; fax: +82-41-589-8330  
 E-mail address: kimsc@kitech.re.kr

*R* : 재생부  
*sol* : LiCl 수용액  
 1, 2, ... 23 : 상태점

1. 서 론

에너지 절약기기에 대한 사회적인 관심이 증대됨에 따라 고효율 냉동·공조 시스템에 관한 연구가 집중되고 있는 현실적 요구사항에 대한 해결방안이 다각적으로 모색되고 있다. 제습제(desiccant)를 이용하는 제습 냉방 사이클은 공기 중의 수증기분압과 제습제 내부의 증기압 차이에 의해 공기로부터 수분을 흡수하거나 방출하는 물질전달 과정을 통해 제습과 재생과정이 이루어지며, 대기압 상태에서 형성되는 개방형 사이클(open cycle)이다. 제습 냉방 사이클은 단순한 공기를 건조한 공기로 전환하는 제습기술과 증발 냉각기술의 결합으로 에너지소비를 최소화하는 친환경적인 사이클로 인식되고 있다.

선행된 연구 결과를 살펴보면, Ertas et al.<sup>(1)</sup>은 다양한 액체 제습제에 관한 특성연구를 통해 LiCl과 CaCl<sub>2</sub>의 혼합물 형태의 액체 제습제가 LiCl 수용액에 비해 약 50%의 비용 절감 효과를 얻을 수 있다고 보고하였다.

Lowenstein<sup>(2)</sup>은 LiCl 수용액을 사용한 액체 제습 공조기의 성능해석을 통해 사이클 및 요소부품이 복잡해질수록 COP는 증가하지만 초기비용의 증가에 대해 적절한 균형점이 필요하다고 제안하였다.

Jeong et al.<sup>(3)</sup>은 LiCl 수용액을 이용한 개방형 흡수식 제습부의 성능평가를 수행하여 열원온수, 냉각수온도 및 외기습도의 영향을 검토하였으며, 60℃의 저온배열에서도 제습이 가능하고 고습의 환경에서 제습효과가 고효율이 됨을 밝혔다.

Kim et al.<sup>(4)</sup>은 LiCl 수용액을 이용한 판형 제습 장치에서의 열 및 물질전달 성능에 대한 해석적 연구를 수행하였으며, 그 결과 제습부 하부에서 물질전달에 의한 영향보다 열전달 저항이 더 지배적이고, 유입되는 공기의 상대습도가 높을수록 제습 성능이 증가하며, 저습에서는 흡수가 일어나지 않는 제습한계점이 존재한다고 발표한 바 있다.

본 연구에서는 LiCl 수용액을 이용한 액체 제습식 냉방 사이클의 재생열원으로 지역난방수를 사용하는 개방형 액체 제습식 냉방 시스템의 최적화를 위하여 사이클 해석 프로그램<sup>(5)</sup>을 구축하였다. 또한 다수의 실험변수와 반응 값들의 관계를 규명하고 실험변수를 최적화 하는데 사용되는 반응표면법(res-

ponse surface method)을 이용하여 사이클 최적화를 수행하였다. 1차 사이클 최적화 과정에서는 질량 유량(*m*<sub>1</sub>), LiCl 수용액 농도(*C*<sub>2</sub>) 및 농도차(*dC*)를 변화하여 사이클 최적화를 수행하였으며, 2차 최적화 단계에서는 액체식 제습 냉방 시스템의 열교환기 설계인자 인자에 대한 최적화를 수행하였다.

2. 액체 제습식 냉방 사이클

2.1 사이클 개요

Fig. 1에 액체 제습식 냉방 사이클의 개략도를 나타내었다. 제습부에서 고농도의 LiCl 수용액은 냉각 코일에 분사된 후 코일 표면을 따라 흘러내리며, 이때 제습부로 유입된 공기의 수분을 흡수하여 저농도의 LiCl 수용액이 된다. LiCl 수용액의 수분 흡수 과정에서는 흡수열이 발생하며, 수용액 내부의 수증기 분압 증가로 인하여 흡수능력이 감소하게 된다. 따라서 지속적인 흡수능력 유지를 위해서는 LiCl 수용액에 대한 냉각이 요구된다. 수분을 흡수하여 농도가 묽어진 LiCl 수용액은 용액 열교환기를 거쳐 재생부로 유입되며, 재생열원인 지역난방수에 의해 가열된 LiCl 수용액은 수분을 방출하여 고농도의 LiCl 수용액이 된 후, 다시 제습부로 유입되는 순환 사이클을 구성한다.

한편, 제습부에서 수분이 제거되어 건조하게 된 공기는 기화식 증발기를 통과하면서 발생하는 물의 증발잠열에 의하여 냉방이 가능한 온도가 되어 부하공간에 공급된다.

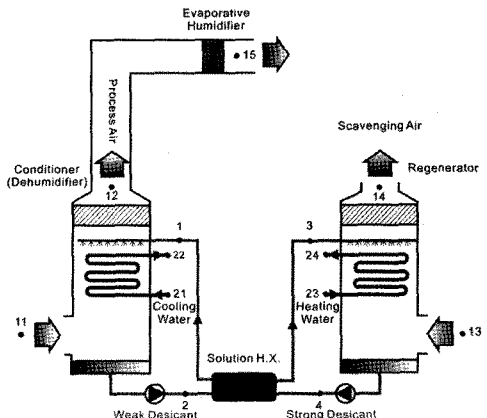


Fig. 1 Schematic diagram of liquid desiccant cooling system.

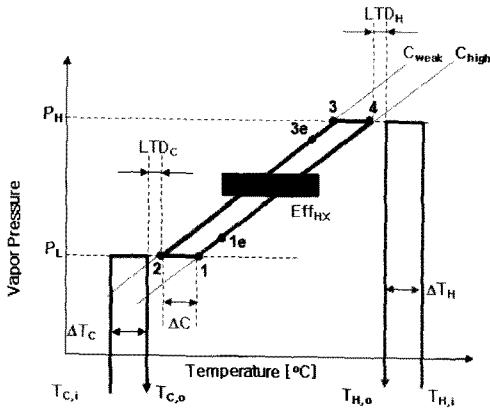


Fig. 2 Liquid desiccant cycle on the Dürhing diagram for LiCl aqueous solution.

2.2 관련 관계식

Fig. 2는 액체 제습식 냉방시스템의 LiCl 수용액 사이클을 Dürhing 선도 상에 나타낸 것이며, 사이클 해석에 사용된 주요 관련 관계식은 다음과 같다.

2.2.1 제습기

- LiCl 수용액

① 연속방정식

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 - \dot{m}_{dehumid} \quad (1)$$

$$\dot{m}_1 C_1 = \dot{m}_2 C_2 \quad (2)$$

② 에너지 평형 방정식

$$Q_{sol,C} = \dot{m}_1 c_{p,1e} T_{1e} - \dot{m}_2 c_{p,2} T_2 \quad (3)$$

- 냉각수

$$Q_{cw} = \dot{m}_{21} (h_{22} - h_{21}) \quad (4)$$

- 처리공기

① 연속방정식

$$\dot{m}_{11} - \dot{m}_{12} = \dot{m}_{dehumid} \quad (5)$$

② 건공기 질량 평형 방정식

$$\frac{\dot{m}_{11}}{1 + w_{11}} = \frac{\dot{m}_{12}}{1 + w_{12}} = \dot{m}_{da,C} \quad (6)$$

③ 에너지 평형 방정식

$$Q_{air,C} = \dot{m}_{da,C} (h_{11} - h_{12}) \quad (7)$$

$$Q_{air,C} = Q_{cw} - Q_{sol,C} \quad (8)$$

2.2.2 재생부

- LiCl 수용액

① 연속방정식

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_3 - \dot{m}_{dehumid} \quad (9)$$

$$\dot{m}_3 C_3 = \dot{m}_4 C_3 \quad (10)$$

② 에너지 평형 방정식

$$Q_{sol,R} = \dot{m}_3 c_{p,3e} T_{3e} - \dot{m}_4 c_{p,4} T_4 \quad (11)$$

- 지역난방수

$$Q_{hw} = \dot{m}_{23} (h_{23} - h_{24}) \quad (12)$$

- 처리공기

① 연속방정식

$$\dot{m}_{14} - \dot{m}_{13} = \dot{m}_{dehumid} \quad (13)$$

② 건공기 질량 평형 방정식

$$\frac{\dot{m}_{13}}{1 + w_{13}} = \frac{\dot{m}_{14}}{1 + w_{14}} = \dot{m}_{da,R} \quad (14)$$

③ 에너지 평형 방정식

$$Q_{air,R} = \dot{m}_{da,R} (h_{14} - h_{13}) \quad (15)$$

$$Q_{air,R} = Q_{hw} + Q_{sol,R} \quad (16)$$

2.2.3 용액열 교환기

$$\varepsilon_{HX} = \frac{(T_4 - T_{1e})}{(T_4 - T_2)} \quad (17)$$

2.2.4 성적계수

$$COP = \frac{Q_{air,C}}{Q_{hw}} \quad (18)$$

### 2.3 사이클 해석 프로그램 검증

본 연구에서 구축한 사이클 해석 프로그램의 검증 을 위하여 Lowenstein<sup>(2)</sup>와 의 비교를 수행하였으며, 비교 결과를 Table 1에 나타내었다.

Lowenstein<sup>(2)</sup>의 실험결과와 본 연구에서 구축한 사이클 해석 프로그램의 결과는 LiCl 수용액 질량 유량의 경우 0.4%, 제습부의 공기유량은 1.2%, 냉각 열량은 16%, 제습량은 3% 그리고 성적계수는 6.2%의 차이가 발생하였으며, 두 결과는 비교적 잘 일치함을 알 수 있었다.

### 3. 액체 제습식 냉방 사이클의 최적화

액체 제습식 냉방 사이클을 구성하기 위한 여러 가지 설계인자 중에서 사이클의 운전조건에 해당하는 LiCl 수용액의 질량유량( $m_1$ ), LiCl 수용액( $C_2$ ) 및 농도차( $dC$ )와 열교환기의 설계인자에 해당하는 지역난방수 입·출구 온도차( $dT_{hw}$ ), 냉각 코일의 출구 온도차( $LTD_C$ ), 가열 코일의 출구온도차( $LTD_R$ ), 제습부의 공기온도차( $dT_{air, C}$ ) 및 재생부의 공기온도차( $dT_{air, R}$ )를 주요설계인자로 검토하였다. 또한, 본 연구에서는 공급 공기온도( $T_{15}$ ), 냉방능력( $Q_{air}$ ) 및 성적계수(COP)를 액체 제습식 냉방 사이클의 성능지표로 선정하였으며, 각각의 성능지표가 최대가 되는 설계인자에 대한 최적화를 위하여 사이클의 운전조건과 열교환기 설계인자에 대한 2단계 최

적화 실험계획법을 적용하였다. 최적화 실험계획법으로는 반응표면법(response surface method, RSM)을 사용하였다.

#### 3.1 운전조건 의 최적화

액체 제습식 냉방 사이클의 운전조건에 대한 최적화를 위하여 앞서 언급한 5개의 열교환기 설계인자에 대한 값들은 일정하게 고정시킨 후, 3개의 운전조건에 대한 반응표면법을 수행하였다.

Table 2에 반응표면법을 통하여 선정된 14개의 시뮬레이션 조건과 각 조건에서의 시뮬레이션 결과로 얻어진 반응값을 나타내었다.

Fig. 3은 제습부에서 질량유량( $m_1$ )이 0.04 kg/s인 경우, LiCl 수용액의 농도차( $dC$ )와 수용액 농도( $C_2$ )의 변화에 따른 공급 공기온도( $T_{15}$ )의 변화를 나타낸 입체표면선도(3-D surface plot)이다.

반응표면법 분석결과 LiCl 수용액의 질량유량( $m_1$ )이 일정한 경우, 제습부 출구에서의 수용액 농도( $C_2$ )가 클수록 공급공기의 온도( $T_{15}$ )는 낮게 나타나는 것으로 분석되었다. 이는 제습부출구의 LiCl 수용액의 농도가 진할수록 제습부로 공급되는 LiCl 수용액의 농도 또한 진하게 되어 유입되는 공기( $T_{11}$ )와의 수증기 분압차가 커지게 되고, 이에 따라 제습부로 유입된 공기로부터 상대적으로 많은 양의 수분을 흡수할 수 있기 때문이다.

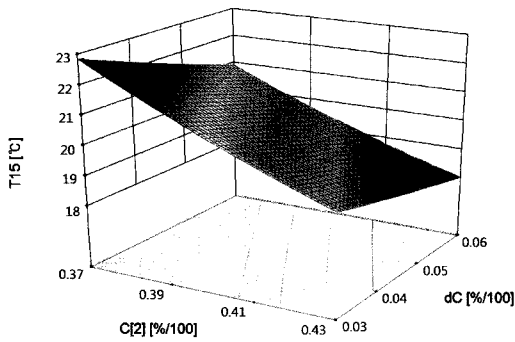
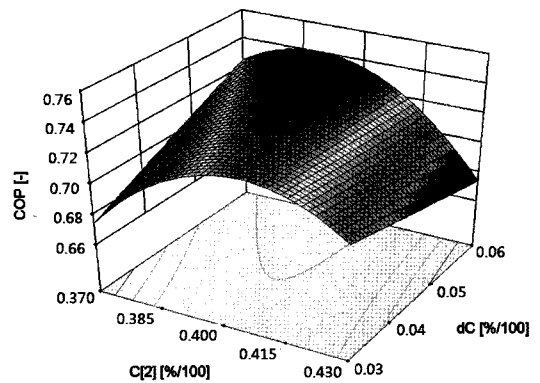
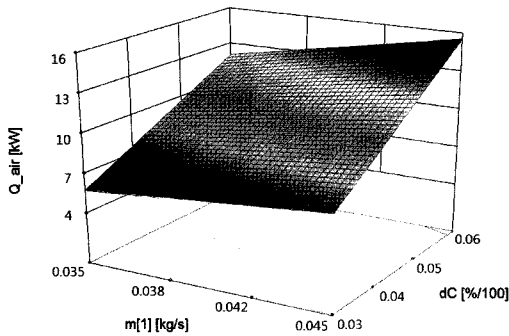
많은 양의 수분을 잃은 건공기( $T_{12}$ )는 기화식 가

Table 1 Validation of cycle analysis program

	Unit	Reference <sup>(2)</sup>	Cycle Analysis
Ambient Temperature	℃		25.39
Absolute Humidity of Ambient Air	kg/kg'		0.0123
Supply Air Temperature	℃		26.06
Absolute Humidity of Supply Air	kg/kg'		0.0057
Conditioner Inlet Concentration	%/100		0.403
Conditioner Outlet Concentration	%/100		0.377
Effectiveness of Solution H.X.	%/100		0.557
Hot Water Inlet Temperature	℃	98.9	97.0
Mass Flowrate of LiCl Solution	LPM	12.08	12.03
Air Flowrate of Conditioner	CMM	135.0	136.7
Cooling Capacity	kW	49.92	58.1
Water Removal	kg/h	64.05	62.07
COP	%/100	0.699	0.656

Table 2 1<sup>st</sup> Step : RSM Table(at  $T_{23} = 32^\circ\text{C}$ ,  $dTCW = 5^\circ\text{C}$ ,  $T_{23} = 97^\circ\text{C}$ )

No	Factor			Response			No	Factor			Response		
	$m_1$	$C_2$	$dC$	$T_{15}$	$Q_{air}$	$COP$		$m_1$	$C_2$	$dC$	$T_{15}$	$Q_{air}$	$COP$
1	0.037	0.382	0.036	21.46	7.512	0.7098	8	0.043	0.418	0.054	18.54	12.94	0.7126
2	0.043	0.382	0.036	21.46	8.731	0.7098	9	0.035	0.400	0.045	19.88	8.946	0.7314
3	0.037	0.418	0.036	19.41	7.315	0.7197	10	0.045	0.400	0.045	19.88	11.5	0.7314
4	0.043	0.418	0.036	19.41	8.501	0.7197	11	0.040	0.370	0.045	21.65	10.38	0.7024
5	0.037	0.382	0.054	20.38	11.73	0.7315	12	0.040	0.430	0.045	18.41	9.773	0.6854
6	0.043	0.382	0.054	20.38	13.63	0.7315	13	0.040	0.400	0.030	20.72	6.655	0.7255
7	0.037	0.418	0.054	18.54	11.14	0.7126	14	0.040	0.400	0.060	19.11	13.85	0.7346

Fig. 3 3-D surface plot of  $T_{15}$  (at  $m_1 = 0.04$ ).Fig. 5 3-D surface plot of COP (at  $m_1 = 0.04$ ).Fig. 4 3-D surface plot of  $Q_{air}$  (at  $C_2 = 0.4$ ).

습기를 통과하면서 보다 많은 수분을 흡수할 수 있게 되고, 기화식 가습기의 수분의 경우 건 공기 ( $T_{12}$ ) 쪽으로 증발되기 위하여 건공기로부터 더욱 많은 열을 빼앗게 되므로 보다 낮은 공급 공기 ( $T_{15}$ ) 를 얻을 수 있게 되기 때문이다.

Fig. 4는 제습부에서 LiCl 회용액 농도 ( $C_2$ )가 0.4%인 경우, 질량유량 ( $m_1$ ), LiCl 수용액의 농도차 ( $dC$ )의 변화에 따른 냉방능력 ( $Q_{air}$ )의 변화를 나타

낸 입체표면선도(3-D surface plot)이다. 제습부의 LiCl 수용액의 농도차 ( $dC$ )가 클수록 냉방능력이 크게 나타났으며, 이는 제습부의 LiCl 수용액 입구농도 ( $C_1$ )가 클수록 유입공기와 LiCl 수용액의 수증기 분압차가 증가하여 제습량이 증가하게 되어 유입되는 입구공기와 엔탈피차가 증가하기 때문에 냉방능력이 증가하는 것이다. 또한, 동일한 조건에서 LiCl 수용액의 질량유량 ( $m_1$ ) 변화를 살펴보면, 질량유량이 증가할수록 미미하지만 냉방능력이 증가하는 것을 알 수 있다.

Fig. 5는 LiCl 수용액의 질량유량 ( $m_1$ )이 0.04 kg/s인 경우, LiCl 수용액의 수용액 농도 ( $C_2$ ) 및 농도차 ( $dC$ )의 변화에 따른 성적계수 (COP)의 변화를 나타낸 입체표면선도(3-D surface plot)이다. 분석결과 성적계수 (COP)는 LiCl 수용액 농도차 ( $dC$ ) 0.06% 및 LiCl 수용액의 농도 0.4% 일 때 최고 값을 갖으며, 수용액의 농도가 0.4%보다 열어지거나 진해질 경우 감소하는 경향을 나타냈다. 이는 LiCl 수용액의 농도가 열어질 경우 제습과정이 원활하게 이루어

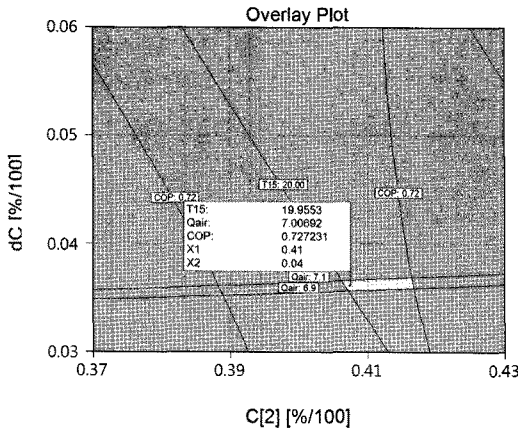


Fig. 6 Overlaid contour plot of responses(  $T_{15}$ ,  $Q_{air}$  and COP), (at  $m_1 = 0.035$ ).

어지지 않기 때문에 재생부에 비하여 제습부의 열량이 작아지기 때문이며, 제습부 출구 수용액의 농도( $C_2$ )가 진해질 경우는 재생부에 공급되는 수용액의 농도( $C_3$ ) 또한 진해게 되므로 이에 따라 재생부의 열량이 커지기 때문이다.

Fig. 6은 LiCl 수용액의 질량유량( $m_1$ )이 0.035 kg/s인 경우, 성능지표인 공급 공기온도( $T_{15}$ ), 냉방능력( $Q_{air}$ ) 및 성적계수(COP)의 목표값들을 동시에 만족시켜주는 회용액의 농도( $C_2$ ) 및 농도차( $dC$ )의 범위(밝은 색 영역)를 나타낸 중첩등고선도(overlayed contour plot)이며, 이때 성능지표인 공급 공기온도( $T_{15}$ ), 냉방능력( $Q_{air}$ ) 및 성적계수(COP)에 대한 목표 값은 각각 20.0℃이하, 6.9~7.1 kW 및 0.7이상으로 설정하였다. 중첩등고선도는 성능지표를 동시에 만족시켜주는 다수의 조합을 흰색 중첩영역 나타내주는 선도이며, Table 3에 최적화된 운전조건 및 이에 따른 성능지표의 값들을 나타내었다.

3.2 열교환기 설계인자의 최적화

2단계 최적화 과정에서는 앞서 획득한 최적 운전조건을 고정시킨 후, 5개의 열교환기 설계인자에 대한 반응표면법을 수행하였다.

Table 4에 반응표면법을 통하여 선정된 25개의 시뮬레이션 조건과 각 시뮬레이션 조건에서의 반응값을 나타내었다.

Fig. 7은 가열코일의 출구온도차(LTD<sub>R</sub>)가 3.0℃, 재생부의 공기온도차( $dT_{air, R}$ )가 3.0℃ 그리고 지역

Table 3 Result of 1<sup>st</sup> optimization step

	Variable	Value	Unit
Given Data	$dT_{hw}$	35.0	℃
	LTD <sub>c</sub>	3.0	℃
	LTD <sub>H</sub>	3.0	℃
	$dT_{air, C}$	3.0	℃
	$dT_{air, R}$	3.0	℃
Factors for Operating Condition	$m_1$	0.0350	kg/s
	$C_2$	0.4164	%/100
	$dC$	0.0364	%/100
Response	$T_{15}$	19.50	℃
	$Q_{air}$	7.016	kW
	COP	0.722	-

난방수 입·출구 온도차( $dT_{hw}$ )가 30.0℃인 경우, 냉각코일의 출구온도차(LTD<sub>C</sub>)와 제습부의 공기온도차( $dT_{air, C}$ )의 변화에 따른 공급 공기온도( $T_{15}$ )의 변화를 나타낸 입체표면선도(3-D surface plot)이다.

제습부의 공기온도차( $dT_{air, C}$ )가 클수록 공급공기의 온도는 높게 나타났다. 이는 LiCl 수용액에 의한 제습량이 일정할 때 제습부의 출구 공기온도( $T_{12}$ )가 높을수록 제습부 입구 공기( $T_{11}$ )와의 엔탈피차가 감소하여 공급 공기온도( $T_{15}$ )가 높게 되기 때문이다. 또한, 동일한 조건에서 냉각코일의 출구온도차(LTD<sub>C</sub>)가 작을수록 회용액의 출구온도가 낮기 때문에 공급공기의 온도가 낮아지는 것으로 판단되어진다.

Fig. 8은 냉각코일의 출구 온도차(LTD<sub>C</sub>)가 3.0℃, 제습부의 공기온도차( $dT_{air, C}$ )가 3.0℃ 그리고 지역 난방수 입·출구 온도차( $dT_{hw}$ )가 30.0℃인 경우, 냉각코일의 출구온도차(LTD<sub>C</sub>)와 제습부의 공기온도차( $dT_{air, C}$ )의 변화에 따른 냉방능력( $Q_{air}$ )의 변화를 나타낸 입체표면선도(3-D surfaceplot)이다.

제습부의 공기온도차( $dT_{air, C}$ )가 클수록 냉방능력( $Q_{air}$ )이 낮게 나타났다. 이는 제습부의 공기온도차( $dT_{air, C}$ )가 클수록 기화식 증발기로 공급되는 건공기온도( $T_{11}$ )가 높게 형성되어, 공급공기의 온도( $T_{15}$ ) 또한 높아지기 때문에 제습부 입구 공기온도( $T_{11}$ )와 공급공기( $T_{15}$ )의 엔탈피차가 감소하여 냉방능력( $Q_{air}$ )이 낮게 나타나는 것이다. 또한, 동일한 조건에서 냉각코일의 출구온도차(LTD<sub>C</sub>)는 냉방능력( $Q_{air}$ )에 미치는 영향이 미비한 것으로 분석

Table 4 2<sup>nd</sup> Step : RSM Table(Factors and Responses)

No	Factor					Response		
	LTDC	LTDR	$dT_{air,C}$	$dT_{air,R}$	$dT_{hw}$	$T_{15}$	$Q_{air}$	COP
1	2.0	2.0	2.0	2.0	35.0	18.72	7.415	0.7312
2	4.0	2.0	2.0	2.0	25.0	19.69	7.324	0.8196
3	2.0	4.0	2.0	2.0	25.0	18.99	7.393	0.8229
4	4.0	4.0	2.0	2.0	35.0	19.26	7.368	0.6622
5	2.0	2.0	4.0	2.0	25.0	19.72	6.675	0.748
6	4.0	2.0	4.0	2.0	35.0	19.99	6.621	0.6569
7	2.0	4.0	4.0	2.0	35.0	19.33	6.745	0.5838
8	4.0	4.0	4.0	2.0	25.0	20.27	6.559	0.7244
9	2.0	2.0	2.0	4.0	25.0	19.05	7.387	0.7914
10	4.0	2.0	2.0	4.0	35.0	19.33	7.361	0.6368
11	2.0	4.0	2.0	4.0	35.0	18.65	7.42	0.5097
12	4.0	4.0	2.0	4.0	25.0	19.62	7.332	0.7696
13	2.0	2.0	4.0	4.0	35.0	19.39	6.734	0.5684
14	4.0	2.0	4.0	4.0	25.0	20.34	6.542	0.6962
15	2.0	4.0	4.0	4.0	25.0	19.65	6.688	0.7007
16	4.0	4.0	4.0	4.0	35.0	19.65	6.688	0.7007
17	1.0	3.0	3.0	3.0	30.0	18.9	7.094	0.7288
18	5.0	3.0	3.0	3.0	30.0	20.13	6.914	0.7118
19	3.0	1.0	3.0	3.0	30.0	19.56	7.006	0.741
20	3.0	5.0	3.0	3.0	30.0	19.42	7.026	0.6931
21	3.0	3.0	1.0	3.0	30.0	18.82	7.739	0.7987
22	3.0	3.0	5.0	3.0	30.0	20.14	6.294	0.6451
23	3.0	3.0	3.0	1.0	30.0	19.49	7.016	0.7878
24	3.0	3.0	3.0	5.0	30.0	19.49	7.016	0.6663
25	3.0	3.0	3.0	3.0	20.0	19.84	6.963	0.7757

되었다.

Fig. 9는 냉각코일의 출구 온도차(LTD<sub>C</sub>)가 3.0℃, 가열코일의 출구온도차(LTD<sub>R</sub>)가 3.0℃ 그리고 재생부의 공기온도차( $dT_{air,R}$ )가 3.0℃인 경우, 제습부의 공기온도차( $dT_{air,C}$ )와 지역난방수 입·출구 온도차( $dT_{hw}$ )의 변화에 따른 성적계수(COP)의 변화를 나타낸 입체표면선도(3-D surface plot)이다. 제습부의 공기온도차( $dT_{air,C}$ ) 변화는 성적계수에 큰 영향을 주지 않은 것으로 나타났으며, 지역난방수 입·출구 온도차( $dT_{hw}$ )가 증가할수록 성적계수가 비선형적으로 감소하는 경향을 보이고 있다. 이는 제습부 열량 증가폭 대비 재생부의 열량 증가

폭이 크기 때문인 것으로 판단된다. 지역난방수의 온도차( $dT_{hw}$ )가 커질수록 재생부의 열량이 증가되는 원인으로는 LiCl 수용액의 농도차가 고정된 상태에서 LiCl 수용액의 상태점에 변화에 따른 물성 변화가 상대적으로 많은 재생 열원을 요구하기 때문인 것으로 판단된다.

Fig. 10은 열교환기 설계인자에 대한 반응표면법 분석결과 중 제습부의 공기온도차( $dT_{air,C}$ ), 재생부의 공기온도차( $dT_{air,R}$ ) 및 지역난방수 입·출구 온도차( $dT_{hw}$ )가 각각 2.3℃, 2.0℃ 및 30.58℃인 경우 3개의 성능지표의 목표값들을 동시에 만족하는 제습부 출구온도차(LTD<sub>C</sub>) 및 재생부출구온도차

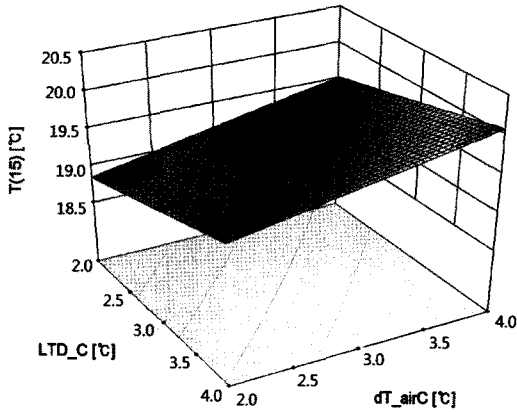


Fig. 7 3-D surface plot of  $T_{15}$ (at LTDR = 3.0,  $dT_{air, R} = 3.0$ ,  $dT_{hw} = 30.0$ ).

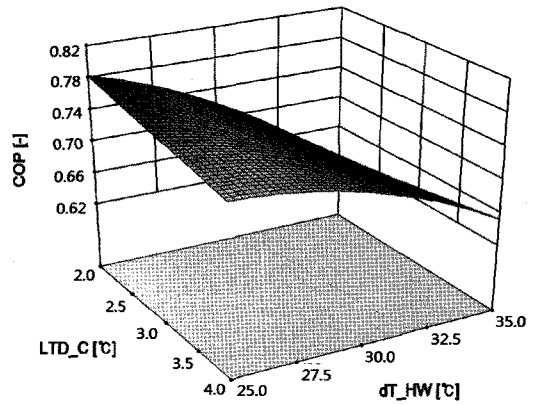


Fig. 9 3-D surface plot of COP(at LTDR = 3.0, LTDC = 3.0,  $dT_{air, R} = 3.0$ ).

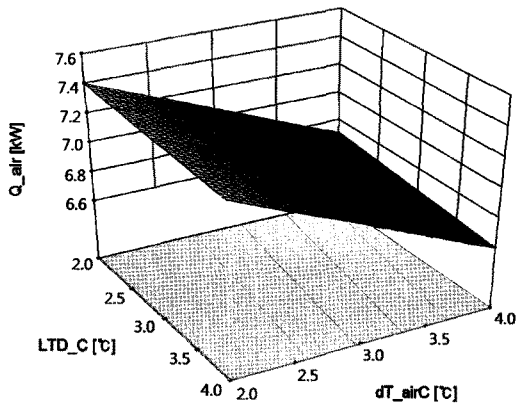


Fig. 8 3-D surface plot of  $Q_{air}$ (at LTDR = 3.0,  $dT_{air, R} = 3.0$ ,  $dT_{hw} = 30.0$ ).

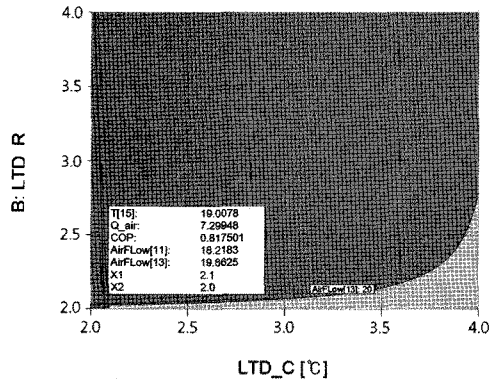


Fig. 10 Overlaid contour plot of responses( $T_{15}$ ,  $Q_{air}$  and COP), (at  $dT_{air, C} = 2.3$ ,  $dT_{air, R} = 2.0$ ,  $dT_{hw} = 30.58$ ).

(LTDR)의 범위를 나타낸 증첩등고선도이다. 열교환기 설계인자에 대한 다수의 조합 중, 3개의 성능지표에 대한 목표 값을 가장 잘 만족시켜주는 최적화된 설계인자 및 이에 따른 성능지표의 값을 Table 5에 나타내었다. 2단계 최적화 결과, 1단계 최적화 결과에 비하여 공급 공기온도( $T_{15}$ )는 19.5°C에서 19.0°C로 약 2.6% 낮아지고, 냉방능력( $Q_{air}$ )은 7.016 kW에서 7.297 kW로 약 4.0% 증가하였으며, 성적계수(COP)는 0.722에서 0.788로 약 9.1% 향상되었다.

### 3.3 지역난방수 입·출구온도차의 영향

Fig. 11의 (a), (b), (c) 및 (d)에 각각 지역난방수 입·출구 온도차( $dT_{hw}$ )의 변화에 따른 공급 공기

Table 5 Result of 2<sup>nd</sup> optimization step

	Variable	Value	Unit
Given Date	$m_1$	0.0350	kg/s
	$C_2$	0.4164	%/100
	$dC$	0.0364	%/100
Factor for H.X. Design	$dT_{hw}$	30.58	°C
	LTDC	2.0	°C
	LTDC	2.02	°C
	$dT_{air, C}$	2.31	°C
	$dT_{air, R}$	2.0	°C
Response	$T_{15}$	19.00	°C
	$Q_{air}$	7.297	kW
	COP	0.788	-



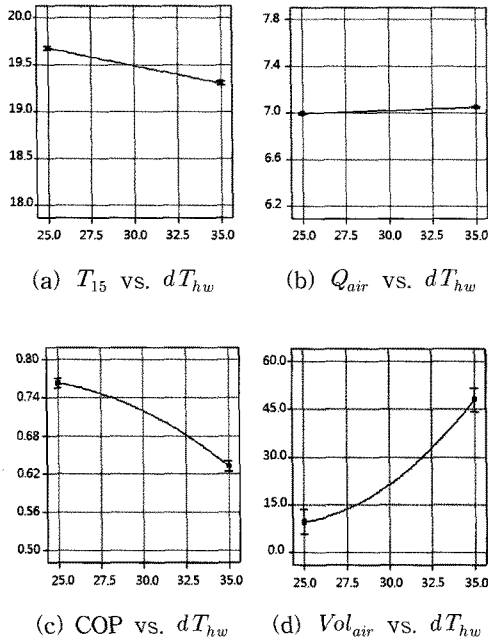


Fig. 11 Effect of  $dT_{hw}$  on responses ( $T_{15}$ ,  $Q_{air}$ , COP and  $Vol_{air}$ ).

온도 ( $T_{15}$ ), 냉방능력 ( $Q_{air}$ ), 성적계수(COP) 및 재생 공기의 풍량 ( $Vol_{air}$ )의 변화를 나타내었다.

지역난방수의 입·출구 온도차( $dT_{hw}$ )가 증가 할수록 공급 공기온도( $T_{15}$ )는 낮아지며, 냉방능력( $Q_{air}$ )이 증가하는 효과를 얻을 수 있다. 그러나 지역난방수 입·출구 온도차( $dT_{hw}$ )가 증가할수록 성적계수(COP)는 감소하고 재생 공기의 풍량( $Vol_{air}$ )이 증가하여 송풍기의 소요동력이 증가하는 단점이 있다. 지역난방수 입·출구 온도차( $dT_{hw}$ )가 증가할수록 원활한 열교환에 의해 재생부에서 LiCl 수용액의 수분 제거가 용이해지고 이에 따라 고농도의 LiCl 수용액은 제습부의 유입공기와 수증기분압차가 증가하여 제습능력이 향상되어 공급공기의 온도가 낮아지며, 제습부에서의 입·출구 공기 엔탈피차가 증가하여 냉방능력이 증가하는 것이다. 하지만, 지역난방수 입·출구 온도차( $dT_{hw}$ )에 의해 가열열량( $Q_{hw}$ ) 증가에 따라 상대적으로 성적계수(COP)는 감소하게 된다. 그러므로 모든 조건을 만족하는 최적의 지역난방수 입·출구 온도차( $dT_{hw}$ )가 존재하며, 향후 지역난방수의 출구온도( $dT_{hw}$ )에 대한 연구가 필요할 것으로 판단되어진다.

#### 4. 결 론

본 연구에서는 액체 제습식 냉방 사이클의 최적화에 대한 연구를 통하여 다음과 같은 결론은 얻었다.

- (1) 액체 제습식 냉방 사이클의 최적화를 위하여 1단계의 반응표면법을 수행함으로써 최적 사이클의 성능이 공급 공기 온도 19.5°C, 냉방능력 7.016 kW 및 성적계수 0.722로 나타났다.
- (2) 2단계 열교환기 설계인자에 대한 최적화를 통해 공급 공기온도( $T_{15}$ )는 19.0°C로 약 2.6% 낮아지고, 냉방능력( $Q_{air}$ )은 7.297 kW로 약 4.0% 증가하였으며, 성적계수(COP)는 0.788로 약 9.1% 향상되었다.
- (3) 재생부의 재생열원인 지역난방수의 입·출구 온도차에 대한 영향을 분석한 결과, 지역난방수의 입·출구 온도차가 증가할수록 공급 공기온도는 낮아지며 미미한 냉방능력의 증가 효과를 얻을 수 있으나 성적계수의 감소 및 재생 공기의 풍량이 증가하는 단점이 있다. 이에 따라 모든 조건을 만족하는 최적의 지역난방수 입·출구 온도차가 존재하며, 향후 실험을 통한 검증 및 최적화 과정을 수행해야 할 것으로 사료된다.

#### 후 기

본 연구는 한국지역난방공사가 지원하는 “지역난방수를 활용하는 건물용 액체식 제습 냉방 사이클 적용 가능성 연구”의 일환으로 수행되었으며, 이에 관계자 여러분께 감사를 드립니다.

#### 참고문헌

1. Ertas, A., Anderson, E. E., and Kiris, I., 1992, Properties of new liquid desiccant solution-lithium chloride and calcium chloride mixture, Solar Energy, Vol. 49, No. 3 pp. 205-212.
2. Lowenstein, A., 2006, A zero carryover liquid desiccant air conditioner for solar applications, ASME/SOLAR06, pp. 1-11.
3. Jeong, J. S., Inagaki, K., Hongo, K., Saito, K., Ogisu, Y., and Kawai, S., 2005, Performance analysis of open cycle absorption type dehumidifier using

- LiCl-solution, Proc. of the SAREK, pp. 1056-1061.
4. Kim, J. K., Kim, S. S., and Kang, Y. T., 2004, Simultaneous heat and mass transfer analysis for the plate type LiCl/H<sub>2</sub>O dehumidification system, Proc. of the SAREK, pp. 140-145.
  5. Conde, M. R., 2004, Properties of aqueous solution of lithium chloride and calcium chlorides : formulations for use in air conditioning equipment design, Int. J. of Thermal Sciences, Vol. 43, pp. 367-382.