

제습 냉방시스템용 증발식 수냉각기의 냉각 성능 고찰

최 봉 수, 홍 회 기*, 이 대 영**

경희대학교 대학원, *경희대학교 기계산업시스템공학부, **한국과학기술연구원 열·유동제어 연구 센터

Cooling characteristics of an evaporation water cooler for desiccant cooling application

Bong Su Choi, Hiki Hong*, Dae-Young Lee**

ABSTRACT: In this paper studied is an evaporative cooler for the desiccant cooling system to provide the cold water instead of the cold air. The cold water can be transferred to remote spaces to supply air conditioning or to serve any cooling purpose. The evaporative cooler considered in this study consists of two main components: the air pre-cooler and the evaporation water cooler. A part of the cold water having been cooled in the evaporation water cooler is introduced into the air pre-cooler to cool the air sensibly to reduce the wet-bulb temperature of the inlet air of the evaporation water cooler. With this configuration, the water from the evaporation water cooler can be cooled to the temperature even lower than the atmospheric wet-bulb temperature, and ideally to the atmospheric dew-point temperature. The theoretical analysis showed that the cooler can reduce the inlet water temperature down to 13.9°C when the inlet air is 35°C, 20%RH(wet-bulb temperature: 18.9°C) and the inlet water temperature is 20°C. NTU in the evaporation water cooler is analyzed to have more influence than that of the air pre-cooler on the performance of the evaporative cooler.

Key words: Evaporation water cooler(증발식 수냉각기), Dehumidification and evaporation cooling(제습 증발 냉각), NTU(전달 단위수), Effectiveness(유효도)

기 호 설 명

- T : 건구온도 [°C]
- t : 습구온도 [°C]
- T_{dew} : 이슬점 온도 [°C]
- h : 대류 열전달 계수 [W/m²K]
- c_p : 정압 비열 [kJ/kgK]
- c_{wb} : 습공기의 정압 비열 [kJ/kgK]
- i : 엔탈피 [kJ/kg]
- i_{fg} : 상변화 엔탈피 [kJ/kg]
- \dot{m} : 질량 유량 [kg/s]
- W : 미소 전열면적의 폭 [m]

- NTU : 전달 단위수
- Le : 루이스 수
- C : 열용량비
- C_e : 습공기의 정압 비열을 고려한 열용량비
- R_m : 냉각수의 추기 비율
- g_s : 습공기 선도에서 포화곡선의 기울기
- Ω : 보정계수
- x : 현열 열교환기 해석 방향
- y : 잠열 열교환기 해석 방향

그리스 문자

- ω : 습도비 [kg/kg dry air]
- ε : 유효도
- ζ : 습공기와 건공기의 비열비

† Corresponding author
 Tel.: +82-2-958-5674; fax: +82-2-958-5689
 E-mail address: ldy@kist.re.kr

하첨자

- s : 현열 열교환기
 l : 잠열 열교환기
 a : 공기
 w : 냉각수
 $wall$: 벽체

1. 서론

일반적인 제습 냉방시스템에서는 공기-공기를 작동유체로 사용하여 실내에 직접 냉기를 공급하는 것을 장점으로 한다.⁽¹⁾ 하지만, 공기의 경우 물에 비해 열용량이 작아 장거리 수송에는 적합하지 않다. 이에 본 연구에서는 이러한 점을 고려하여 공기-공기가 아닌 공기-냉각수를 작동유체로 사용하는 제습 냉방시스템을 가정하고 이에 적용되는 증발식 수냉각기의 냉각 성능을 고찰한다.

2. 해석모델

2.1. 구조 및 이론

증발식 수냉각기의 구조는 Fig. 1에서와 같이 현열 열교환기와 잠열 열교환기가 결합한 형태로 되어있다. 잠열 열교환기는 밀폐형 냉각탑과 같은 원리로 물을 냉각하는 역할을 하며, 현열 열교환기는 잠열 열교환기를 통과한 냉각수의 일부를 추가하여 유입 공기의 온도를 낮추는 공기 예냉각기의 역할을 한다. 유입 공기는 현열 열교환기에서 현열 냉각되어 습구온도가 낮아진 상태로 잠열 열교환기로 유입되게 되며, 냉각수는 낮아진 습구온도 만큼 낮은 온도의 냉각수를 공급할 수 있게 된다.

2.2. 해석 모델 분석

해석 대상이 된 증발식 수냉각기는 Fig. 1에서와 같이 2개의 열교환기가 부착된 형태로 각각의 열교환기에서의 작동유체는 대향류 유동을 한다. 해석을 위해 다음과 같은 조건들을 가정하였다.^(2,3)

- (1) 벽체 및 증발수의 영향은 무시
- (2) 외부로의 열전달 및 벽을 통한 물질전달 없음
- (3) 각 열교환기는 대향류로 배치되어 있음
- (4) 비열, 대류 열전달계수 등은 일정
- (5) 공기와 수증기에서의 Le 는 1

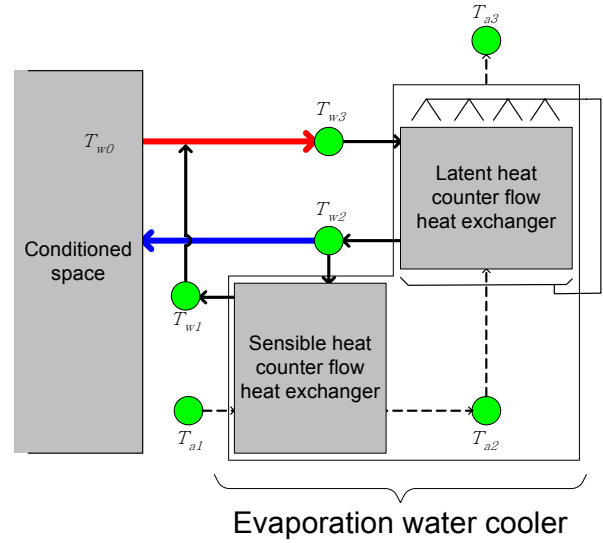


Fig. 1 Schematic diagram of evaporation water cooler.

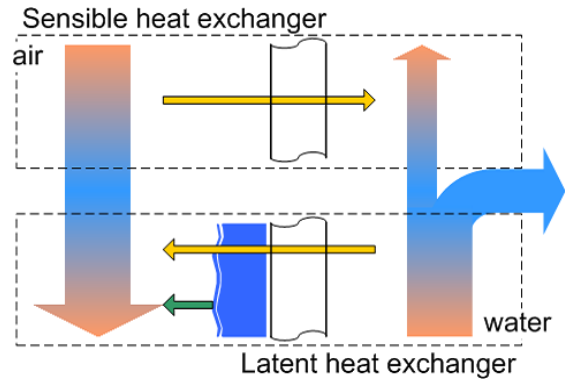


Fig. 2 Principle diagram of evaporation water cooler.

- (6) 희박 기체 혼합물에서는 열 및 물질전달 관련 계수의 비가 루이스 수와 같음

Fig. 2는 현열 열교환기와 잠열 열교환기에서의 열 및 물질전달 이론을 나타낸 것이다. 현열 열교환기의 에너지 전달 과정을 수식으로 정리하면 다음과 같다.

$$c_{p,w} \dot{m}_w \frac{dT_w}{dx} = h_w W_x (T_w - T_{wall}) \quad (1)$$

$$c_{p,a} \dot{m}_a \frac{dT_a}{dx} = h_a W_x (T_{wall} - T_a) \quad (2)$$

$$h_w (T_w - T_{wall}) + h_a (T_a - T_{wall}) = 0 \quad (3)$$

식(1)과 식(2)는 각각 냉각수와 공기에서의 에너지

지 방정식을 나타낸 것으로 W_x 는 현열 열교환기에서의 미소 구간에 대한 폭을 의미한다. 식(3)은 미소 구간에서 냉각수와 공기의 표면에서의 에너지 보존 방정식을 나타낸 것이다.

한편, 잠열 열교환기에서의 에너지 전달 과정을 정리하면 다음과 같다.

$$c_{p,w} \dot{m}_w \frac{dT_w}{dy} = h_w W_y (T_{wall} - T_w) \quad (4)$$

$$\dot{m}_a \frac{di_a}{dy} = h_a W_y (T_a - T_{wall}) + K_D W_y i_{fg} (\omega_a - \omega_{wall}) \quad (5)$$

$$\dot{m}_a \frac{d\omega_a}{dy} = K_D W_y (\omega_a - \omega_{wall}) \quad (6)$$

$$h_w (T_w - T_{wall}) + h_a (T_a - T_{wall}) + K_D i_{fg} (\omega_a - \omega_{wall}) = 0 \quad (7)$$

식(4)와 식(5)는 각각 잠열 열교환기에서의 냉각수와 공기의 에너지 방정식을 나타낸 것으로 K_D 는 물질전달 계수를, i 는 엔탈피를 의미한다. 또한 식(6)은 공기에서의 수증기 보존 방정식을, 식(7)은 미소 구간에서의 냉각수와 공기 표면의 에너지 보존 방정식을 정의한 것이다.

한편, 열전달과 물질전달의 관계는 루이스 수 (Lewis No.)를 통해 정의할 수 있다.⁽²⁾ 가정(5)와 가정(6)를 이용하여 다음과 같은 관계식으로 나타낼 수 있다.

$$\frac{h_a}{K_D c_{p,a}} = Le^{2/3} = 1 \quad (8)$$

또한, 습공기 중 수증기의 현열은 잠열에 비해 그 크기가 매우 작으므로 이를 무시하면, 습채널에서의 엔탈피는 다음과 같이 건공기의 현열 엔탈피와 수증기의 잠열 엔탈피의 합으로 나타낼 수 있다.

$$i_a = c_{p,a} T_a + i_{fg} \omega_a \quad (9)$$

해석을 위한 중요 무차원 변수를 정의하면 다음과 같다.

$$NTU_w = \frac{hA}{c_{p,w} \dot{m}_w}, NTU_a = \frac{hA}{c_{p,a} \dot{m}_a} \quad (10)$$

$$C = \frac{c_{p,a} \dot{m}_a}{c_{p,w} \dot{m}_w} \quad (11)$$

여기서, NTU_w , NTU_a 는 각각 냉각수와 공기의 전달 단위수이며 C 는 냉각수에 대한 공기의 열용량비를 나타낸 것이다. 식(10)과 식(11)을 식(1)~식(7)에 대입하여 정리하면 각각 식(12)~(18)과 같이 된다.

$$\frac{dT_w}{dx^*} = NTU_{w,s} (T_w - T_{wall}) \quad (12)$$

$$\frac{dT_a}{dx^*} = NTU_{a,s} (T_{wall} - T_a) \quad (13)$$

$$NTU_{w,s} (T_w - T_{wall}) + C_s NTU_{a,s} (T_a - T_{wall}) = 0 \quad (14)$$

$$\frac{dT_w}{dy^*} = NTU_{w,l} (T_{wall} - T_w) \quad (15)$$

$$\frac{dT_a}{dy^*} = NTU_{a,l} (T_a - T_{wall}) \quad (16)$$

$$\frac{d\omega_a}{dy^*} = NTU_{a,l} (\omega_a - \omega_{wall}) \quad (17)$$

$$NTU_{w,l} (T_w - T_{wall}) + C_l NTU_{a,l} \left\{ (T_a - T_{wall}) + \frac{i_{fg}}{c_{p,a}} (\omega_a - \omega_{wall}) \right\} = 0 \quad (18)$$

x^* 와 y^* 는 각각의 열교환기의 해석 방향에 따른 무차원 길이를 나타낸 것이다.

식(12)~(18)로부터 증발식 수냉각기의 성능은 $NTU_{w,l}$, $NTU_{w,s}$, $NTU_{a,l}$, $NTU_{a,s}$, C_s , C_l 에 의하여 결정됨을 확인할 수 있다.

2.3. 간략화된 이론해

설계변수들이 열전달에 미치는 영향을 분석하기 위해 식(12)~(18)을 이용하여 수치해석적인 방법으로 분석할 경우 정확한 설계결과를 얻을 수 있다. 하지만 많은 시간이 요구되며, 성능에 큰 영향을 미치는 변수의 파악이 어렵다는 단점이 있다. 따라서 본 연구에서는 습공기의 포화증기압이 온도에 선형적으로 비례한다는 가정을 바탕으로 증발식 수냉각기의 이론해를 구해 주요 설계변수의 영향을 분석한다.⁽²⁾

습공기의 포화증기압은 건구 온도만의 함수이므로 이를 바탕으로 포화선을 선형화하면 기울기는

다음과 같이 정의된다.

$$g_s = \frac{\Delta \omega}{\Delta T} \quad (19)$$

기울기 g_s 를 바탕으로 건구온도와 습도비의 관계는 식(20)과 같이 나타낼 수 있다. 여기서, ω_o 는 이슬점온도에서의 습도비이다.

$$\omega = g_s(T - T_{dew}) + \omega_o \quad (20)$$

식(20)의 경우 포화선의 양끝단을 이은 것으로 습공기선도의 특성상 중앙값 지점에서 오차가 가장 크게 된다. 중앙값에서의 차이를 Ω 라 하고 선형화된 포화선의 오차를 줄이기 위해 $2/3\Omega$ 만큼 수직방향으로 이동시키면 수정된 선형화된 포화직선을 얻을 수 있으며, 이를 이용하여 유입공기의 이슬점 온도를 보정하면 다음과 같다.⁽²⁾

$$T'_{dew} = T_{dew} + \frac{2\Omega}{3g_s} \quad (21)$$

또한, 이를 이용한 포화선은 다음과 같이 다시 정의된다.

$$\omega' = g_s(T - T'_{dew}) + \omega_o \quad (22)$$

식(19)를 적용하면 포화선의 선형화로 포화 습공기의 비열(C_{wb})을 식(23)과 같이 일정한 값으로 취급할 수 있으며, 식(24)와 같이 습채널 공기의 엔탈피는 습구온도의 일차함수가 된다.

$$c_{wb} \approx c_{p,a} + g_s i_{fg} \quad (23)$$

$$i = c_{wb} t + constant \quad (24)$$

식(23)과 식(24)를 이용하여 식(12)~(18)의 현열 열교환기 및 잠열 열교환기에서의 공기와 냉각수에 대한 식을 정의하면 다음과 같다.

$$\frac{dT_w}{dx^*} = NTU_{o,s} (T_w - T_a) \quad (25)$$

$$\frac{dT_a}{dx^*} = \frac{NTU_{o,s}}{C_{hc,s}} (T_w - T_a) \quad (26)$$

$$\frac{dT_w}{dy^*} = NTU_{o,l} (t_a - T_w) \quad (27)$$

$$\frac{dt_a}{dy^*} = \frac{NTU_{o,l}}{C_s} (t_a - T_w) \quad (28)$$

여기서, NTU_o 는 각각의 열교환기에 대한 총합 열전달 계수로 정의되는 전달 단위수를 의미하며 다음과 같이 정의된다.

$$NTU_{o,s} = \frac{C_s NTU_{w,s} NTU_{a,s}}{NTU_{w,s} + C_s NTU_{a,s}} \quad (29)$$

$$NTU_{o,l} = \frac{C_e NTU_{w,l} NTU_{a,l}}{NTU_{w,l} + C_e NTU_{a,l}} \quad (30)$$

여기서, C_e 는 잠열 열교환기의 열용량비로 다음과 같이 정의된다.

$$C_e = C_l \zeta \quad (31)$$

$$\zeta = \frac{C_{wb}}{C_{p,a}} \quad (32)$$

이를 바탕으로 각각의 열교환기에 대한 내부 온도 분포를 해석하면 다음과 같다.

$$T_w(x^*) = T_{a1} - (T_{a1} - T_{u2})A \quad (33)$$

$$T_a(x^*) = T_{a1} - (T_{a1} - T_{u2})B \quad (34)$$

$$T_w(y^*) = T_{u3} - (T_{u3} - t_{a2})C \quad (35)$$

$$t_a(y^*) = T_{u3} - (T_{u3} - t_{a2})D \quad (36)$$

여기서,

$$A = \frac{1 - C_s \exp\left\{NTU_{o,s}\left(1 - \frac{1}{C_s}\right)x^*\right\}}{1 - C_s \exp\left\{NTU_{o,s}\left(1 - \frac{1}{C_s}\right)\right\}} \quad (37)$$

$$B = \frac{1 - \exp\left\{NTU_{o,s}\left(1 - \frac{1}{C_s}\right)x^*\right\}}{1 - C_s \exp\left\{NTU_{o,s}\left(1 - \frac{1}{C_s}\right)\right\}} \quad (38)$$

$$C = C_e \frac{1 - \exp\left\{NTU_{o,l}\left(\frac{1}{C_e} - 1\right)y^*\right\}}{C_e - \exp\left\{NTU_{o,l}\left(\frac{1}{C_e} - 1\right)\right\}} \quad (39)$$

$$D = \frac{C_e - \exp\left\{NTU_{o,l} \left(\frac{1}{C_e} - 1\right) y^*\right\}}{C_e - \exp\left\{NTU_{o,l} \left(\frac{1}{C_e} - 1\right)\right\}} \quad (40)$$

3. 증발식 수냉각기의 해석

3.1. 이상적인 조건

증발식 수냉각기의 성능 해석을 위해서는 4개의 변수에 대한 정의가 필요하여 주요 변수의 영향 분석에 어려움이 따른다. 이를 위해 총합 전달 단위수가 무한대, 즉 증발식 수냉각기의 열전달 성능이 이상적인 조건을 가정하여 열용량에 의한 영향을 분석하였다. 유입되는 공기는 냉각탑의 성능 평가 기준을 고려하여 건구온도 35°C, 상대습도 50%($T_{dew}=23^\circ\text{C}$)의 조건으로 설정하였다.

Fig. 3은 유입되는 냉각수의 온도별 추가 비율에 따른 증발식 수냉각기의 성능을 나타낸 것이다. 잠열 열교환기의 열용량비 C_e 는 1로 하였으며 Fig. 3에 적용된 성능 결과는 식(41)과 식(42)과 같이 정의하였다.

$$R_{temp} = \frac{T_{w2,ref} - T_{w2}}{T_{w0} - T_{w2,ref}} \quad (41)$$

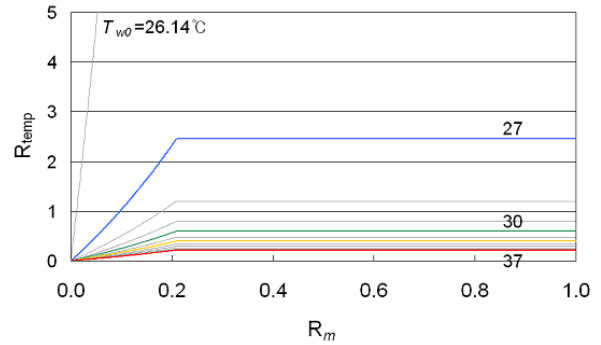
$$R_{ener} = (1 - R_m) \times (1 + R_{temp}) \quad (42)$$

식(41)에서 R_{temp} 는 잠열 열교환기만 있을 때 기 대할 수 있는 냉각수 냉각량을 바탕으로 현열 열교환기를 부착하여 유입공기의 예냉각을 통해 추가적으로 얻을 수 있는 온도 저하량을 나타낸 것이며 식(42)의 R_{ener} 는 잠열 열교환기만 있을 때의 냉각용량을 바탕으로 현열 열교환기 부착으로 얻을 수 있는 냉각용량을 나타낸 것이다. 식(41)에서 $T_{w2,ref}$ 는 증발식 수냉각기에서 잠열 열교환기만 있을 때의 냉각수 토출온도를 나타낸 것이다.

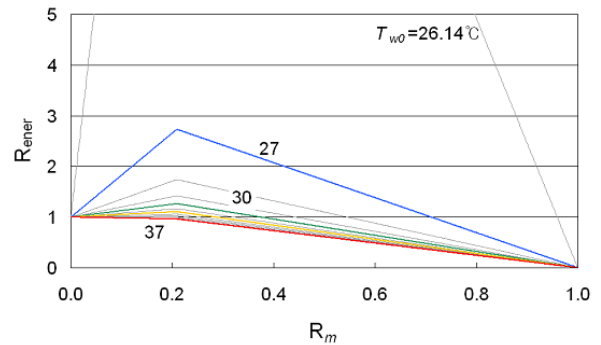
또한 실제적인 상황을 고려하여 현열 열교환기의 열용량을 변수로 정하는 대신 식(43)의 관계식을 이용하여 추가 비율을 변수로 정의하였다.

$$C_s = \frac{C_e c_{p,a}}{R_m c_{wb}} \quad (43)$$

분석 결과 잠열 열교환기의 열용량비가 1인 경우, 현열 열교환기의 열용량비가 1이 되는 추가 지점에서 최적의 성능을 나타내는 것으로 분석되었



(a) temperature ratio



(b) energy ratio

Fig. 3 Energy and temperature ratio from R_m and input cooling water temperature.

Table 1 R_{ener} from heat capacity at $T_{w0}=27^\circ\text{C}$

C_s	C_e		
	0.9	1.0	1.1
0.9	2.421	2.578	2.277
1.0	2.557	2.729	2.368
1.1	2.499	2.651	2.248

다. 이는 잠열 열교환기와 현열 열교환기에서 각각의 열매체의 역할이 바뀌기 때문으로 분석되었다. Table. 1은 잠열 열교환기의 열용량비를 변화시키며 에너지비(R_{ener})를 분석한 결과로 Fig. 1과 Table 1의 결과로부터 증발식 수냉각기의 열전달 성능이 이상적일 때 현열 열교환기와 잠열 열교환기의 최적의 열용량비는 1임을 확인할 수 있다.

3.2. 성능 분석

앞서 보인 최적의 열용량비를 기준으로 총합 전달 단위수의 변화에 따른 증발식 수냉각기의 성능을 분석하였다.

Table 2 States of temperature and energy in double evaporative cooler

T_{w0} [°C]	$NTU_{o,s} = NTU_{o,l} = \infty$			10			5		
	T_{w2} [°C]	T_{a2} [°C]	Q [kJ/kg s ⁻¹]	T_{w2} [°C]	T_{a2} [°C]	Q [kJ/kg s ⁻¹]	T_{w2} [°C]	T_{a2} [°C]	Q [kJ/kg s ⁻¹]
12.0	11.9	11.9	0.5	13.2	15.2	-3.6	14.0	17.5	-6.1
15.0	11.9	11.9	9.7	13.4	15.4	4.8	14.5	17.9	1.7
18.0	11.9	11.9	18.9	13.7	15.6	13.2	14.9	18.3	9.5
20.0	11.9	11.9	25.0	13.9	15.8	18.9	15.2	18.5	14.7

Table 2는 열용량비가 각각 1인 조건에서 총합 전달 단위수와 냉각수 유입 온도를 변화시켜가며 분석을 수행한 결과로 실제 증발식 수냉각기에서는 제습기를 통과한 공기가 유입되는 점을 감안하여 건구온도 35°C, 상대습도 20%의 공기가 유입되는 것으로 설정하였다. 이때 이슬점온도는 포화선의 선형화에 따라 실제보다 2°C가량 큰 11.4°C가 된다. Q 는 실제 공조에 이용되는 냉각수 유량당 에너지량을 나타낸 것으로 냉각수 유입온도가 12°C일 때 총합 전달 단위수가 10 이하이면 (-)값을 갖는 것으로 나타났는데 이는 증발식 수냉각기의 성능이 충분치 못하기 때문으로 분석된다.

Fig. 4는 냉각수 유입 온도가 20°C일 때, 총합 전달 단위수의 변화에 따른 유용도를 나타낸 것으로 증발식 수냉각기의 성능은 잠열 열교환기와 현열 열교환기의 성능 모두에 전반적으로 영향을 받지만 기본적으로 잠열 열교환기의 성능이 어느 정도 충족되어야 현열 열교환기 부착 효과가 나타나는 것으로 나타났다.

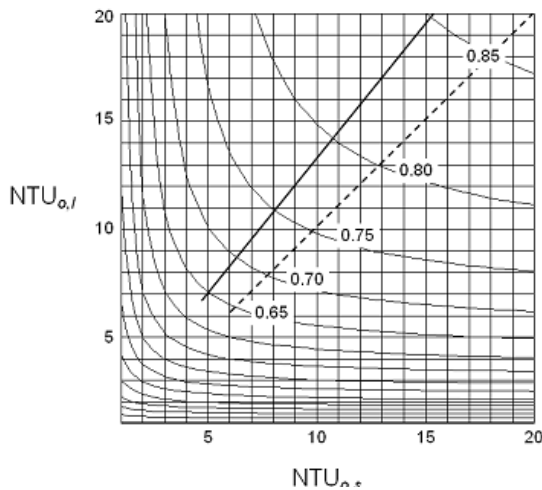


Fig. 4 Contours of effectiveness from $NTU_{o,l}$
(T_{w0} : 20°C)

4. 결과 및 고찰

본 연구에서는 공기 대신 냉각수를 이용한 제습 냉방시스템에서의 증발식 수냉각기에 대한 분석을 수행하였다. 분석을 통해 다음과 같은 결과를 확인할 수 있었다.

(1) 증발식 수냉각기의 열전달 성능이 이상적일 때, 현열 열교환기와 잠열 열교환기의 최적의 열용량비는 각각 1임을 분석 결과 확인할 수 있다.

(2) 냉각수 유입온도가 20°C이고 건구온도 35°C, 상대습도 20%의 공기가 유입될 때, NTU_o 가 10일 경우 냉각수는 13.9°C까지 낮출 수 있는 것으로 분석되었다. 증발식 수냉각기의 성능은 두 열교환기 모두에 전반적으로 영향을 받지만, Fig. 4에 나타난 최적범위와 같이 현열 열교환기보다는 잠열 열교환기의 영향이 다소 큰 것으로 분석되었다. 또한, 잠열 열교환기의 NTU_o 가 3 이하인 범위에서는 현열 열교환기의 NTU_o 가 아무리 증가해도 유용도의 증가에는 영향이 없는 것으로 나타나 증발식 수냉각기가 성능을 충분히 발휘하기 위해서는 우선적으로 잠열 열교환기의 성능이 뒷받침되어야 함을 확인할 수 있었다.

참고문헌

1. Lee, D. Y., 1999, Development of a stand-alone dehumidification and evaporation cooling system, Report of MOCIE, pp. 15-31.
2. Maclaine-cross, I. L. and Banks, P. J., 1981, A general theory of wet surface heat exchangers and its application to regenerative evaporative cooling, Journal of heat transfer, Vol. 103, pp. 579-585.
3. ASHRAE 1985, ASHRAE HANDBOOK 1985 FUNDAMENTALS, Chap. 5,6.