

재생증발식 수냉각기의 냉각성능 해석

최 봉 수, 홍 희 기*, 이 대 영**

경희대학교 대학원, *경희대학교 기계산업시스템공학부, **한국과학기술연구원 열유동제어연구센터

Investigation on the Cooling Characteristics of a Regenerative Evaporation Water Cooler

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

Graduate School, KyungHee University, Yongin 449-701, Korea

*School of Mechanical and Industrial System Engineering, KyungHee University, Yongin 449-701, Korea

**Thermal/Flow Control Research Center, Korea Institute of Science & Technology, Seoul 136-791, Korea

(Received January 25, 2006; revision received March 13, 2006)

ABSTRACT: The regenerative evaporation water cooler is devised and analysed in this study. The regenerative evaporation water cooler is composed of a sensible heat exchanger to cool the incoming air, followed by a latent heat exchanger to cool the water evaporatively with the cooled air flowing out of the sensible heat exchanger. By linearizing psychrometric characteristics, the heat and mass transfer in the regenerative evaporation water cooler is analyzed theoretically. The results show that the water can be cooled down even lower than the wet-bulb temperature of the inlet air. When the inlet air is 32°C and 20% in relative humidity, and the inlet temperature of the water is 20°C, the regenerative evaporation water cooler provides a larger cooling capacity than the conventional evaporation water cooler if the effectiveness of the latent heat exchanger is higher than 0.6 and that of the sensible heat exchanger is higher than 0.5.

Key words: Regenerative evaporation water cooler(재생증발식 수냉각기), Ntu(전달 단위수), Effectiveness(유효도), Cooling capacity(냉각용량)

기 호 설 명

A : 전열면적 [m^2]

C : 열용량비

c : 정압비열 [kJ/kgK]

c_{wb} : 습공기의 정압비열 [kJ/kgK]

D : 이슬점온도 [$^{\circ}C$]

g_s : 습공기 선도에서 포화곡선의 기울기

h : 대류 열전달계수 [W/m^2K]

i : 엔탈피 [kJ/kg]

i_{fg} : 상변화 엔탈피 [kJ/kg]

K_D : 물질전달계수

L : 전열면적의 길이 [m]

Le : 루이스 수

\dot{m} : 질량유량 [kg/s]

N : 전달 단위수(NTU)

Q : 단위유량당 냉방용량 [$kW/(kg/s)$]

R_{mc} : 내부순환비율

T : 건구온도 [$^{\circ}C$]

t : 습구온도 [$^{\circ}C$]

† Corresponding author

Tel.: +82-2-958-5674; fax: +82-2-958-5689

E-mail address: ldy@kist.re.kr

- T_R : 공조 후 냉수온도 [°C]
- W : 전열면적의 폭 [m]
- x : 증발식 수냉각기 해석 방향

그리스 문자

- ε : 유용도
- ζ : 습공기와 건공기의 비열비
- Θ : 유입공기와 유입냉수의 비
- ϕ : 상대습도
- Ω : 보정계수
- ω : 습도비 [kg/kg dry air]
- ω_s : 포화습도비 [kg/kg dry air]

상첨자

- * : 무차원 길이
- l : 선형화된 포화선

하첨자

- a : 공기
- cr : 임계값
- i : 입구조건
- L : 잠열교환기
- o : 출구조건
- p : 나뉠벽
- R : 재생증발식 수냉각기
- S : 현열교환기
- w : 냉수

1. 서 론

여름철 냉방기의 집중적인 가동은 여름철 전력 수급 불균형의 가장 큰 원인으로 작용하고 있다. 6월부터 9월까지의 하절기 동안 우리 나라 최대 전력수요는 기타 기간의 최대 전력수요보다 10% 이상 큰 것으로 보고되고 있으며, 더욱이 하절기 평균 소비전력에 대한 최대 소비전력의 비는 1.3으로 기타 기간 평균값인 1.21보다 7% 정도 상회하는 것으로 보고되고 있다.⁽¹⁾ 더욱이 최근 환기 관련 법규의 강화로 학교, 기숙사와 같은 공공건물에서의 환기부하가 가중됨에 따라 여름철 냉방기 가동에 따른 전력수급 불균형 문제는 더욱 가

중될 것으로 예상되고 있다.

제습증발 냉방시스템은 기존의 전기식 냉방기와는 달리 열에너지를 이용하여 냉방을 공급할 수 있는 시스템으로 전기식 냉방기에 의한 에너지 및 환경문제를 해결할 수 있는 대안으로 관심이 점차 높아지고 있다.⁽²⁻⁴⁾ 일반적인 제습증발 냉방시스템은 공기의 습도를 낮춰 주는 제습부와 공기의 온도를 낮춰 주는 증발냉각부로 구성되어 있다.⁽⁵⁾ 이러한 시스템은 제습제 및 증발수와 공기의 직접 접촉식 열·물질전달 특성을 장점으로 하고 있으나, 공기는 열용량이 작아 발열밀도가 큰 기기의 냉각이나 장거리 열수송에는 어려움이 있다.

본 연구에서는 자체 고안한 공기 대신 물을 냉각하는 재생증발식 수냉각기(Regenerative evaporative Water Cooler, RWC)를 소개하며, 이 장치의 냉각성능을 해석한다. 본 연구에서 고안한 재생증발식 수냉각기의 개략도를 Fig. 1에 나타내었다. 이 장치는 현열교환기 SHX(Sensible Heat Exchanger)와 잠열교환기 LHX(Latent Heat Exchanger)가 결합된 형태로 되어 있다. 잠열교환기는 밀폐형 냉각탑과 같은 원리로 증발냉각 효과에 의하여 물을 냉각하는 역할을 하며, 현열교환기는 잠열교환기를 통과한 냉수의 일부를 추가하여 유입공기의 온도를 낮추는 공기에냉기의 역할을 한다. Fig. 2는 재생증발식 수냉각기에서의 열 및 물질전달 과정을 나타낸 것이다. 재생증발식 수냉각기 내 공기 및 냉수의 온도변화를 나타낸 습공기선도로부터 유입공기가 현열교환기에서 현열냉각되어 습구온도가 낮아진 상태로 잠열교

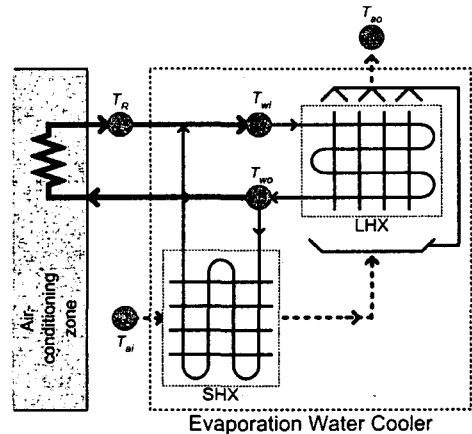


Fig. 1 Schematic diagram of the RWC.

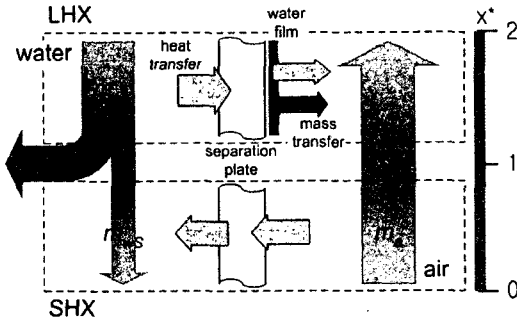
환기로 유입되므로, 냉수는 더욱 낮은 온도까지 냉각될 수 있게 된다.

본 연구에서는 재생증발식 수냉각기에서의 열 및 물질전달을 해석하여 현열열교환기와 잠열열교환기의 성능이 전체 시스템 성능에 미치는 영향을 분석하였으며, 기존의 증발식 냉각기에 비하여 향상된 냉각성능을 가지기 위한 조건을 검토하였다.

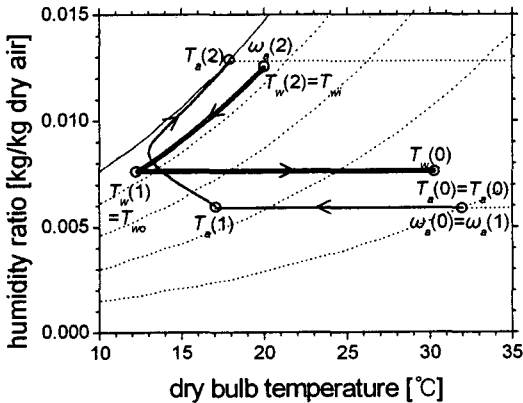
2. 재생증발식 수냉각기에서의 열물질전달

2.1 재생증발식 수냉각기의 이론해석

Fig. 2에 나타낸 바와 같이 각각의 열교환기에서 공기와 냉수가 대향류 유동을 하는 것으로 가정하여, 현열교환기($0 < x^* < 1$)와 잠열교환기($1 < x^* < 2$)에서의 에너지 전달과정을 정리하면 다음과 같다.^(6,7)



(a) Heat and mass transfer



(b) Temperature and humidity ratio changes on the psychrometric chart

Fig. 2 Cooling mechanism of the RWC.

$$0 < x^* < 1$$

$$c_w \dot{m}_{wS} \frac{dT_w}{dx} = h_{wS} W_S (T_w - T_p) \quad (1)$$

$$c_a \dot{m}_a \frac{dT_a}{dx} = h_{aS} W_S (T_p - T_a) \quad (2)$$

$$h_{wS} (T_w - T_p) + h_{aS} (T_a - T_p) = 0 \quad (3)$$

$$1 < x^* < 2$$

$$c_w \dot{m}_{wL} \frac{dT_w}{dx} = h_{wL} W_L (T_w - T_p) \quad (4)$$

$$\dot{m}_a \frac{di_a}{dx} = h_{aL} W_L (T_a - T_p) + K_D W_L i_{fg} (\omega_a - \omega_p) \quad (5)$$

$$\dot{m}_a \frac{d\omega_a}{dx} = K_D W_L (\omega_a - \omega_p) \quad (6)$$

$$h_{wL} (T_w - T_p) + h_{aL} (T_a - T_p) + K_D i_{fg} (\omega_a - \omega_p) = 0 \quad (7)$$

이 중, 하첨자 S와 L은 각각 현열교환기와 잠열교환기를, 하첨자 a와 w는 각각 공기와 물을 의미한다. 또한, h는 대류 열전달계수, K_D는 물질전달계수를 나타낸 것이다.

위 식들에 나타낸 바와 같이 재생증발식 수냉각기의 운전특성을 파악하기 위해서는 현열교환기 및 잠열교환기 각각의 공기의 온도와 습도, 냉수의 온도변화를 분석하여야 하며, 이들의 변화는 각 열교환기에서 열 및 물질전달계수, 열전달면적, 공기 유입온도 및 습도, 유량 등 여러 가지 요인들에 의하여 영향받는다. 수치해석방법으로 주어진 조건에 대한 운전상황을 묘사할 수는 있지만, 수치해석의 특성상 본 연구대상과 같은 다변수, 다인자 시스템의 포괄적인 특성을 분석하는데에는 한계가 있다.

본 연구에서는 이론해를 이용하여 재생증발식 수냉각기의 운전특성을 분석하기 위하여 다음과 같은 가정을 도입하여 지배방정식을 간략화하였다.⁽⁶⁻¹⁰⁾

(1) 희박 기체혼합물에서의 열 및 물질전달 관련계수의 비는 Le와 같음

(2) 공기와 수증기에서의 Le는 1⁽⁹⁾

(3) 습공기의 포화증기압은 건구온도에 선형적으로 비례^(6,7)

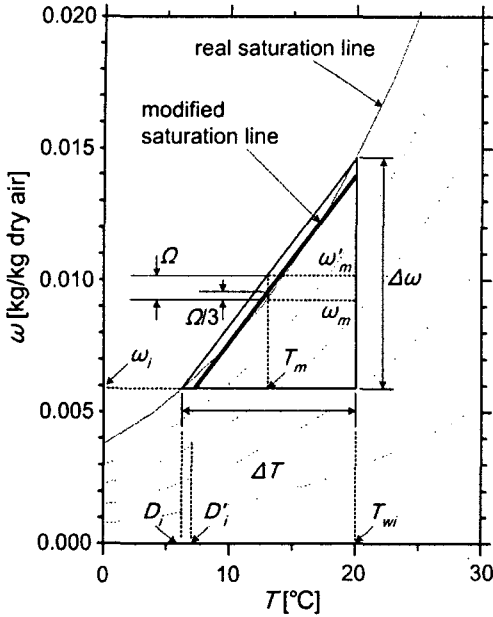


Fig. 3 Linearization of the psychrometric characteristics.

(4) 습공기 중 수증기의 현열은 잠열에 비해 작으므로 무시할 수 있음

Fig. 3은 가정(3)의 내용을 습공기선도 상에 나타낸 것이며, 이를 다음과 같이 수식의 형태로 나타낼 수 있다.^(6,7)

$$\omega_s^i = g_s(T - D_i^i) + \omega_i \quad (8)$$

$$g_s = \frac{\Delta\omega}{\Delta T} \quad (9)$$

$$D_i^i = D_i + \frac{(2/3)\Omega}{g_s + c_a/i_{fg}} \quad (10)$$

여기서, g_s 는 선형화된 포화선의 기울기를 의미한다. 또한 Ω 는 선형화된 포화선의 보정계수를 나타낸 것으로, 이는 선형화된 포화선의 중간온도 T_m 에서의 오차를 줄이기 위한 것이다.

가정(4)를 수식으로 표현하면 다음과 같다.

$$i = i_o + c_a(T - D_i^i) + (\omega - \omega_i)i_{fg} \quad (11)$$

식(8)을 식(11)에 대입하여 엔탈피를 다음과 같이 습구온도의 선형관계식으로 나타낼 수 있다.

$$i = i_o + c_{wb}(t - D_i^i) \quad (12)$$

$$c_{wb} = c_a + g_s i_{fg} \quad (13)$$

Maclaine-cross⁽⁶⁾는 선형화된 포화선을 이용한 해석방법을 냉각탑 성능해석에 적용하여, 실제 엔탈피의 변화를 고려한 해석과 비교하였으며, 온도범위가 10~40°C일 때, 최대오차가 1.5% 이내임을 보인 바 있다.

식(1)~(7)을 무차원화하고, 식(12)를 이용하면 다음과 같은 식을 얻을 수 있다.

0 < x* < 1 : Sensible Heat Exchanger

$$\frac{dT_w}{dx^*} = N_S(T_w - T_a) \quad (14)$$

$$\frac{dT_a}{dx^*} = \frac{N_S}{C_S}(T_w - T_a) \quad (15)$$

1 < x* < 2 : Latent Heat Exchanger

$$\frac{dT_w}{dx^*} = N_L(t_a - T_w) \quad (16)$$

$$\frac{dt_a}{dx^*} = \frac{N_L}{C_L}(t_a - T_w) \quad (17)$$

위 식에서 N_S 와 N_L 은 각 열교환기의 전달 단위수(Ntu)로 다음과 같이 정의된다.

$$N_S = \left(\frac{h_a h_w}{h_a + h_w} \right)_S \frac{A_S}{c_w \dot{m}_{wS}} \quad (18)$$

$$N_L = \left(\frac{\zeta h_a h_w}{\zeta h_a + h_w} \right)_L \frac{A_L}{c_w \dot{m}_{wL}} \quad (19)$$

$$\zeta = \frac{c_{wb}}{c_a} \quad (20)$$

C_S 와 C_L 은 각각 현열교환기와 잠열교환기의 열용량비로 다음과 같이 정의된다.

$$C_S = \frac{c_a \dot{m}_a}{c_w \dot{m}_{wS}} \quad (21)$$

$$C_L = \frac{c_{wb} \dot{m}_a}{c_w \dot{m}_{wL}} \quad (22)$$

식(14)~(17)의 해석해를 다음과 같이 얻을 수 있다.

$0 \leq x^* \leq 1$: Sensible Heat Exchanger

$$T_w(x^*) = T_{ai} - (T_{ai} - T_w(1)) X_{wS} \quad (23)$$

$$T_a(x^*) = T_{ai} - (T_{ai} - T_w(1)) X_{aS} \quad (24)$$

$1 \leq x^* \leq 2$: Latent Heat Exchanger

$$T_w(x^*) = T_{wi} - (T_{wi} - t_a(1)) X_{wL} \quad (25)$$

$$t_a(x^*) = T_{wi} - (T_{wi} - t_a(1)) X_{aL} \quad (26)$$

$$X_{wS} = \frac{1 - C_S \exp\left\{N_S\left(1 - \frac{1}{C_S}\right)x^*\right\}}{1 - C_S \exp\left\{N_S\left(1 - \frac{1}{C_S}\right)\right\}} \quad (27)$$

$$X_{aS} = \frac{1 - \exp\left\{N_S\left(1 - \frac{1}{C_S}\right)x^*\right\}}{1 - C_S \exp\left\{N_S\left(1 - \frac{1}{C_S}\right)\right\}} \quad (28)$$

$$X_{wL} = C_L \frac{1 - \exp\left\{N_L\left(\frac{1}{C_L} - 1\right)(2 - x^*)\right\}}{C_L - \exp\left\{N_L\left(\frac{1}{C_L} - 1\right)\right\}} \quad (29)$$

$$X_{aL} = \frac{C_L - \exp\left\{N_L\left(\frac{1}{C_L} - 1\right)(2 - x^*)\right\}}{C_L - \exp\left\{N_L\left(\frac{1}{C_L} - 1\right)\right\}} \quad (30)$$

현열교환기를 통과한 공기가 잠열교환기로 유입되므로, 습채널로 유입되는 공기의 습구온도는 식(11)과 식(12)로부터 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$t_a(1) = D_i^! + \frac{1}{\zeta} (T_a(1) - D_i^!) \quad (31)$$

식(25)에 식(31)을 대입하여 $T_w(1)$ 과 $T_a(1)$ 의 관계식을 구하고, 식(24)로부터 구한 $T_a(1)$ 과 $T_w(1)$ 사이의 관계식을 연립하면, 재생증발식 수냉각기의 냉수 출구온도인 $T_w(1)$ 을 다음과 같이 구할 수 있다.

$$T_{wo} = T_w(1) = \frac{\left[\zeta (X_{aS}(1) - X_{wL}(1)) T_{wi} + (\zeta - 1) X_{wL}(1) D_i^! + \zeta (1 - X_{aS}(1)) T_{ai} \right]}{\zeta - X_{aS}(1) X_{wL}(1)} \quad (32)$$

2.2 증발식 수냉각기 온도분포

Fig. 4는 이론해를 이용하여 재생증발식 수냉각기 내 온도분포를 나타낸 것으로 N_S 와 N_L 은 각각 6이고, C_S 와 C_L 은 1.2인 경우이다. 재생증발식 수냉각기가 제습증발 냉각시스템에 이용되는 경우를 고려하여, 유입공기 조건을 32℃, 20%로 설정하였으며, 재생증발식 냉각기로 유입되는 냉수온도는 20℃로 설정하였다. 이 조건은 이후의 다른 모든 분석에 동일하게 적용된다.

현열교환기에서는 냉수에 의하여 공기가 냉각되며, 잠열교환기에서는 증발냉각 효과에 의하여 냉수의 온도가 감소한다. Fig. 4에 보인 바와 같이 유입공기 냉각을 통하여 습구온도를 낮춤으로써 유입공기의 입구 습구온도보다 낮은 온도까지 냉수를 냉각할 수 있다.

3. 증발식 수냉각기의 성능해석 및 결과

3.1 열용량비에 따른 성능변화

Fig. 2와 Fig. 4로부터 본 연구에서 고안한 재생

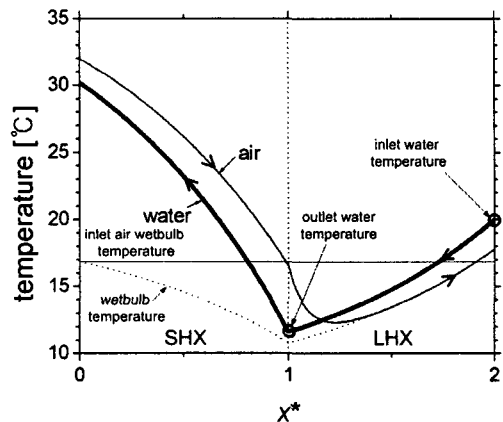


Fig. 4 Temperature distribution in the RWC ($C_S = C_L = 1.2$, $N_S = N_L = 6$, $\zeta = 2.57$).

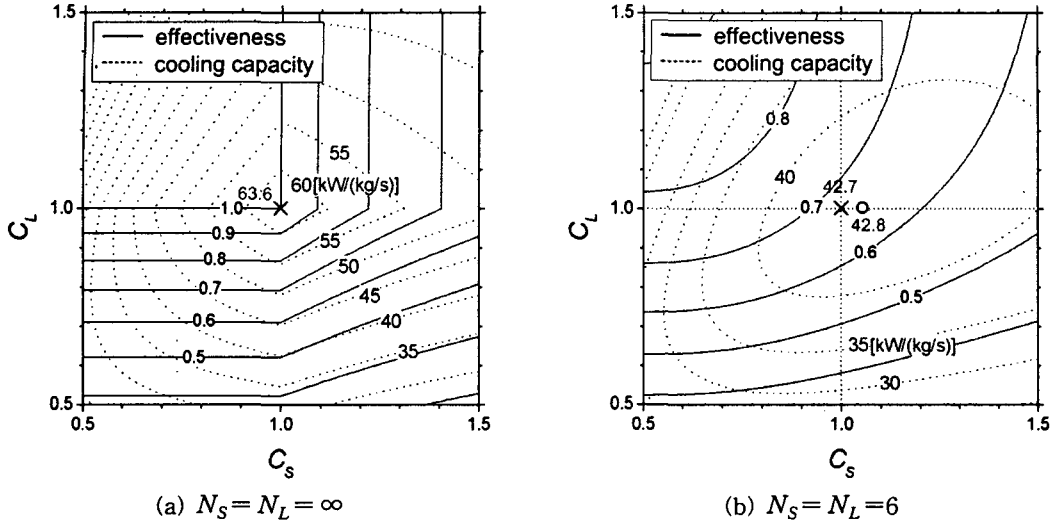


Fig. 5 Effects of the thermal capacities on the effectiveness and the cooling capacity ($T_a(0) = T_{ai} = 32^\circ\text{C}$, $\phi(0) = \phi_i = 0.2$, $T_w(2) = T_{wi} = 20^\circ\text{C}$, $\zeta = 2.57$).

증발식 수냉각기는 이상적인 경우 냉수온도를 유입공기의 이슬점온도까지 낮출 수 있음을 알 수 있다. 이를 고려하여 재생증발식 수냉각기의 유용도를 다음과 같이 정의한다.

$$\epsilon_R = \frac{T_{wi} - T_{wo}}{T_{wi} - D_i'} \quad (33)$$

재생증발식 수냉각기의 냉각용량은 잠열교환기를 통과하는 단위 냉수유량을 기준으로 하였으며 다음과 같이 정의한다.

$$Q_R = c_w(1 - R_{mc})(T_{wi} - D_i')\epsilon_R \quad (34)$$

$$R_{mc} = \frac{\dot{m}_{wS}}{\dot{m}_{wL}} = \frac{C_L}{\zeta C_S} \quad (35)$$

R_{mc} 는 잠열교환기의 냉수유량 중 현열교환기로 추가되는 유량의 비율을 나타내는 내부순환비율로서, 이 값이 클수록 유용도는 증가하는 반면, 냉각부에 공급되는 냉수유량은 감소하게 된다.

Ntu 가 무한대인 이상적인 경우와 Ntu 가 6인보다 실질적인 경우에 대하여, 열용량비가 재생증발식 수냉각기의 성능에 미치는 영향을 Fig. 5에 나타내었다. 이 그림은 열용량비에 따른 증발식 수냉각기의 유용도와 냉각용량의 등고선을 나타

낸 것이다. Ntu 가 무한대이면서 각각의 열용량비가 1인 경우, 증발식 수냉각기의 유용도가 1이 되며, 냉방용량도 최대가 된다. 이 경우에 비하여 C_S 가 증가하면(식(35)로부터 내부순환비율의 감소 의미) 유용도가 감소하지만, 냉각부로 공급되는 냉수유량은 증가하므로, 냉각용량은 이 두 가지 상반된 효과가 중첩되어 완만한 감소를 나타낸다.

반면, 좀더 실질적인 열교환기 조건에서는 C_S 가 1보다 약간 큰 경우에 냉각용량이 최대가 된다. 이는 열전달성능이 유한한 경우, 내부순환비율 감소에 따른 유용도 감소효과가 이상적인 경우에 비하여 상대적으로 작기 때문이다. 그러나 Fig. 5(b)에서 보는 바와 같이 C_S 가 1인 경우에 비하여 냉각용량의 차이가 0.2%에 불과하므로, 실용적 측면에서 Ntu 에 관계없이 최적의 열용량비를 1로 고정한다.

3.2 Ntu 에 따른 성능변화

열용량비가 1인 경우, Ntu 에 따른 재생증발식 냉각기의 성능변화를 Fig. 6에 유용도 등고선의 형태로 나타내었다. 이 그림에서 굵은 실선은 $(N_S + N_L)$ 이 일정한 경우에 유용도가 최대가 되는 지점을 연결한 선이다. 실용적 측면에서 $(N_S + N_L)$ 이 일정한 것은 재생증발식 냉각기의 전체 열전

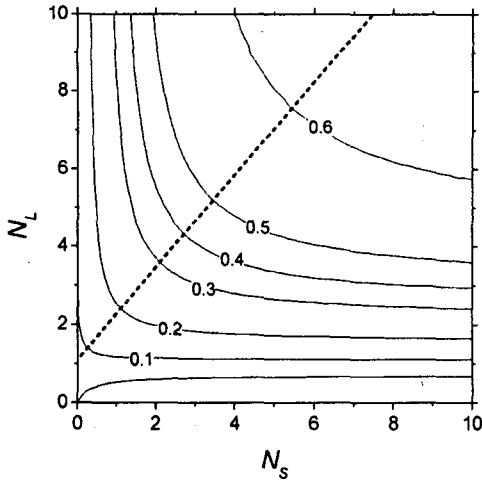


Fig. 6 Effects of N_S and N_L on the effectiveness ($T_{ai}=32^\circ\text{C}$, $\phi_i=0.2$, $t_i=16.1^\circ\text{C}$, $D'_i=7.2^\circ\text{C}$, $T_{wi}=20$, $C_S=C_L=1.0$).

달면적이 일정한 경우를 의미하는 것으로 해석할 수 있다. 따라서 Fig.6으로부터 전체 열전달면적이 일정한 경우, N_L 을 N_S 보다 대략 1.5배 정도 크게, 즉 잠열교환기의 열전달면적을 현열교환기보다 1.5배 정도 크게 하는 것이 재생증발식 냉각기의 유용도를 향상시키는 데 유리함을 알 수 있다. 이는 잠열교환기를 통과한 냉수의 일부를 추가하여 현열냉각에 이용하므로, 잠열교환기의 성능이 충분하지 않으면 유입공기를 충분히 냉각하지 못하여 전체 재생증발식 수냉각기의 성능도 저하하기 때문이다.

3.3 기존 증발식 냉각기와의 성능비교

본 연구에서 고안한 재생증발식 수냉각기는 기존 증발식 수냉각기보다 더 낮은 온도까지 냉각이 가능한 반면, 현열교환기가 추가로 필요하여 시스템 크기가 커지며, 냉수의 일부를 자체 소비하므로 유효 냉각용량이 오히려 감소할 수도 있다.

재생증발식 수냉각기의 실용성을 파악하기 위하여 기존 증발식 수냉각기와 냉각성능을 비교하였다. 유사한 시스템 크기에 대한 성능비교를 위하여, 기존 증발식 수냉각기는 2개의 잠열교환기로 구성되며, 추가적인 잠열교환기는 재생증발식 수냉각기의 현열교환기와 동일한 유용도를 가지

는 것으로 가정한다. 동일한 크기의 잠열교환기와 현열교환기를 비교할 때, 냉각성능은 증발냉각 효과로 잠열교환기가 현열교환기보다 크다. 그러나 이 비교 문제에서는 잠열교환기의 냉수유량이 재생증발식 수냉각기에 적용되는 현열교환기에 비하여 많으므로 이 두 가지 효과가 상쇄되어, 동일한 열교환기 크기에서 부가 잠열교환기와 현열교환기가 거의 유사한 유용도를 가진다.

재생증발식 수냉각기의 유용도를 잠열교환기와 현열교환기 유용도의 식으로 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\epsilon_R = \epsilon_L \frac{\zeta - \epsilon_S - (1 - \epsilon_S)\theta}{\zeta - \epsilon_S \epsilon_L} \quad (36)$$

$$\theta = \frac{T_{ai} - D'_i}{T_{wi} - D'_i} \quad (37)$$

$$\epsilon_S = \frac{T_{ai} - T_a(1)}{T_{ai} - T_w(1)} = X_{as}(1) \quad (38)$$

$$\epsilon_L = \frac{T_{wi} - T_w(1)}{T_{wi} - t_a(1)} = X_{wL}(1) \quad (39)$$

위 식에서 재생증발식 수냉각기의 유용도가 일반적인 열교환기의 경우와는 달리 공기의 유입 습도와 냉수 입구온도에 의존하는 것을 볼 수 있다. 2개의 잠열교환기로 구성되는 이중증발식 수냉각기의 유용도는 다음 식으로 나타낼 수 있다.

$$\epsilon_D = \frac{\epsilon_L + \epsilon_{L2} - 2\epsilon_L \epsilon_{L2} \left(1 - \frac{\theta}{\zeta}\right)}{1 - \epsilon_L \epsilon_{L2}} \quad (40)$$

재생증발식 수냉각기와 이중증발식 수냉각기의 유용도 및 냉각용량을 비교하여 Fig.7에 나타내었다. 온도 및 습도조건 등은 Fig.6의 경우와 동일하다. 이중증발식 수냉각기에서는 잠열교환기의 유용도가 아무리 크더라도 습구온도 이하로는 냉각할 수 없으므로, 대략 잠열교환기의 유용도가 0.3~0.4 이상이면 재생증발식 수냉각기가 이중증발식 수냉각기보다 유용도가 커지게 된다. 반면 재생증발식에서는 30% 가량의 냉수를 자체 소비하여 이중증발식보다 공급용량이 감소하므로, 이를 온도차의 증가로 상쇄하여 재생증발식이 이중증발식보다 냉각용량이 커지기 위해서는 잠열교

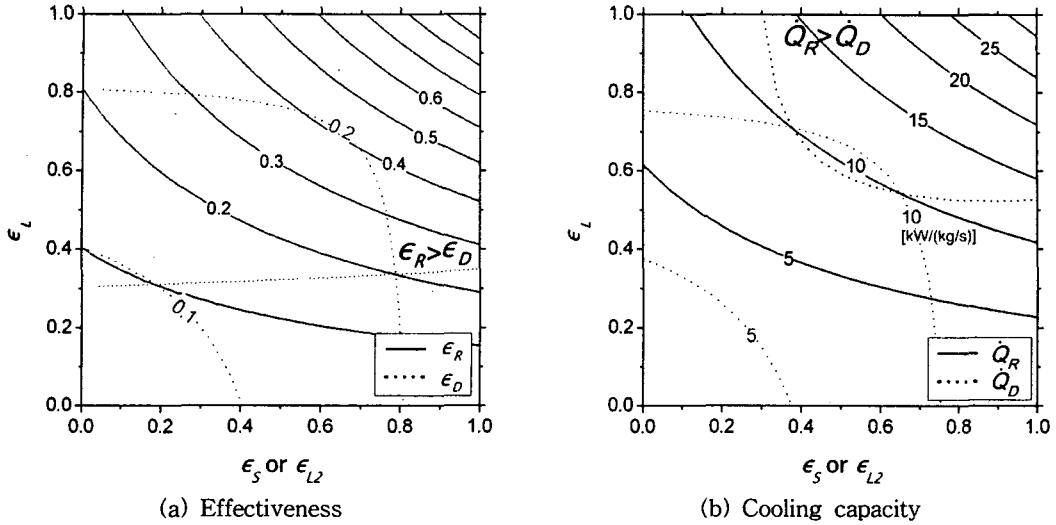


Fig. 7 Comparison between the regenerative evaporation water cooler and the dual evaporation water cooler ($T_{ai}=32^{\circ}\text{C}$, $\phi_i=0.2$, $t_i=16.8^{\circ}\text{C}$, $D_i^i=7.2^{\circ}\text{C}$, $T_{wi}=20$, $C_S=C_L=1.0$, $\zeta=2.57$).

환기 유용도 0.6 이상, 현열교환기 유용도 0.5 이상이 되어야 함을 알 수 있다.

재생증발식이 이중증발식보다 냉각용량이 크게 되는 잠열교환기와 현열교환기의 유용도 영역은, 식(36)과 식(40)으로부터 예상할 수 있는 바와 같이 ζ 와 θ 에 따라 달라진다. 재생증발식과 이중증발식의 냉각용량이 같아지는 잠열교환기와 현열교환기의 유용도 조합을 몇가지 ζ 와 θ 의 경우에 대하여 Fig. 8에 나타내었다. ζ 가 작고 θ 는 클수

록 재생증발식의 냉각용량이 큰 범위가 넓어짐을 알 수 있다.

4. 결 론

본 연구에서는 증발냉각된 물의 일부를 이용하여 유입공기를 예냉함으로써 증발냉각부의 유입공기 습구온도를 낮춰 물을 더 낮은 온도까지 냉각할 수 있는 재생증발식 수냉각기를 소개하였다. 선형모델을 이용하여 재생증발식 냉각기 내부 온습도에 대한 이론해를 구하였으며 냉각성능을 해석하여 다음의 결론을 도출하였다.

- (1) 현열교환기와 잠열교환기에서 열용량비가 각각 1인 경우에 냉각용량이 최대가 된다.
- (2) 전체 열전달면적이 일정한 경우, 잠열교환기의 열전달면적을 현열교환기보다 1.5배 정도 크게 하는 것이 재생증발식 냉각기의 유용도를 향상시키는 데 유리하다.
- (3) 유입공기가 32°C , 20%이고, 재생증발식 냉각기로 유입되는 냉수온도가 20°C 인 경우, 잠열교환기 유용도 0.6 이상, 현열교환기 유용도 0.5 이상일 때 재생증발식 수냉각기가 이중증발식 수냉각기보다 냉각용량이 크다.
- (4) 유입공기의 이슬점 온도가 낮고, 유입 냉수 온도가 낮을수록 재생증발식이 이중증발식보다 유리하다.

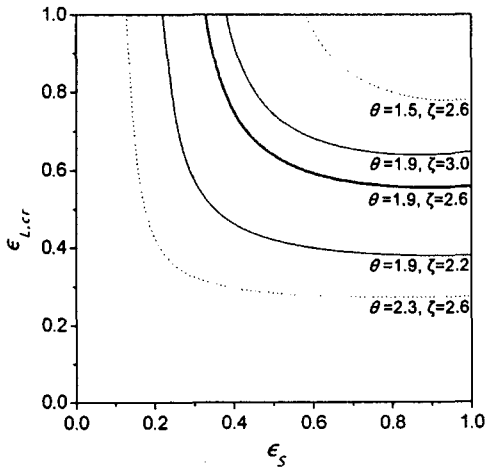


Fig. 8 Contour lines of the cases where $Q_R=Q_D$.

참고문헌

1. Park, B. Y. and Chung, K. S., 2005, Characteristics of energy consumption in an office building located in Seoul, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 14, No. 7, pp. 607-616.
2. Daou, K., Wang, R. Z. and Xia, Z. Z., 2005, Desiccant cooling air conditioning: a review, Renewable and Sustainable Energy Reviews, Vol. 10, pp. 55-77.
3. Janoglu, M., Carpinlioglu, M. and Yildirim, M., 2004, Energy and exergy analyses of an experimental open-cycled desiccant cooling system, Applied Thermal Engineering, Vol. 24, pp. 919-932.
4. Lee, J. W., Lee, D.-Y. and Kang, B. H., 2004, Cycle simulation of a desiccant cooling system with a regenerative evaporative cooler, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 16, pp. 566-573.
5. Joudi, K. A. and Mehdi, S. M., 2000, Application of indirect evaporative cooling to variable domestic cooling load, Energy Conversion and Management, Vol. 41, pp. 1931-1951.
6. 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.
7. Hwang, Y. S., Lee, D. Y. and Park, B. C., 2004, Theoretical analysis on the heat and mass transfer in a sorption cool pad, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 16, No. 2, pp. 167-174.
8. SAREK, 2001, SAREK Handbook, Vol. 2, p. 6.1.
9. ASHRAE 2003, ASHRAE Handbook 2003 Fundamentals, Chap. 5, 6.
10. Cengel, Y. A., 1999, Heat Transfer, McGraw-Hill, New York, pp. 241-284.