

# 증발수 유량이 간접 증발식 냉각기 성능에 미치는 영향

추 현 선, 이 관 수\*, 이 대 영\*\*†

한양대학교 대학원, \*한양대학교 공과대학 기계공학부, \*\*한국과학기술연구원 열·유동제어연구센터

## Effects of Evaporation Water Flow Rate on the Performance of an Indirect Evaporative Cooler

Hyun-Seon Choo, Kwan-Soo Lee\*, Dae-Young Lee\*\*†

Department of Mechanical Engineering, Graduate School, Hanyang University, Seoul 133-791, Korea

\*Department of Mechanical Engineering, Hanyang University, Seoul 133-791, Korea

\*\*Korea Institute of Science & Technology, Seoul 136-791, Korea

(Received April 26, 2006; revision received July 21, 2006)

**ABSTRACT:** In evaporative cooling applications, the evaporation water is supplied usually sufficiently larger than the amount evaporated to enlarge contact surface between the water and the air. Especially in indirect evaporative coolers, however, if the evaporation water flow rate is excessively large, the evaporative cooling effect is not used for heat absorption from the hot fluid but spent to the sensible cooling of the evaporation water itself. This would result in a decrease in the cooling performance of the indirect evaporative cooler. In this study, the effects of the evaporation water flow rate on the cooling performance are investigated theoretically. The cooling process in an indirect evaporative cooler is modeled into a set of linear differential equations and solved to obtain the exact solutions to the temperatures of the hot fluid, the moist air, and the evaporation water. Based on the exact solutions, it is analyzed how much the cooling performance is affected by the evaporation water flow rate. The results show that the decrease in the cooling effectiveness is substantial even for a small flow rate of the evaporation water and the relative decrease is more serious for a high-performance evaporative cooler.

**Key words:** Indirect evaporative cooler(간접 증발식 냉각기), Evaporation water flow rate(증발수 유량), Evaporation water temperature(증발수 온도), Film Reynolds number(막 레이놀즈수), Effectiveness(유효도)

### 기 호 설 명

$A$  : 전열면적 [ $m^2$ ]  
 $c$  : 정압비열 [ $kJ/kgK$ ]

$C_c$  : 습공기와 피냉각유체의 열용량비  
 $C_w$  : 증발수와 피냉각유체의 열용량비  
 $c_{wb}$  : 포화 습공기의 비열 [ $kJ/kgK$ ]  
 $h$  : 대류 열전달계수 [ $W/m^2K$ ]  
 $i$  : 엔탈피 [ $kJ/kg$ ]  
 $L$  : 증발수 냉각기의 길이 [ $m$ ]  
 $Le$  : 루이스 수  
 $m$  : 질량유량 [ $kg/s$ ]

† Corresponding author

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

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

- $N$  : Ntu(전달단위수)
- $T$  : 건구온도 [ $^{\circ}C$ ]
- $t$  : 습구온도 [ $^{\circ}C$ ]
- $x$  : 건채널 공기의 유동방향 [m]

**그리스 문자**

- $\varepsilon$  : 유용도
- $\Theta$  : 무차원 온도

**상첨자**

- \* : 무차원 수

**하첨자**

- 0 : 증발수 유량의 영향이 없는 경우
- c : 습공기
- h : 피냉각유체
- i : 입구
- o : 출구
- w : 증발수

**1. 서 론**

물 증발에 의한 냉각효과를 열교환기에 적용하면 온도차만을 이용하는 경우에 비하여 냉각성능을 크게 향상시킬 수 있다. 증발냉각 효과를 이용하는 기기로는 냉각탑, 증발식 응축기, 증발식 공기냉각기 등을 들 수 있다. 이러한 기기들에서 피냉각유체로부터의 열은 증발수와 의 현열교환뿐만 아니라 증발잠열교환을 통하여 대기로 소산된다.<sup>(1-3)</sup>

Maclaine-Cross and Banks<sup>(4)</sup>는 습공기 포화곡선의 선형화 및 단위 루이스 수의 가정을 통하여 간접 증발식 냉각과정을 1차원적으로 해석하는 방법을 제시했다. 이 해석방법을 이용하여 Peterson<sup>(5)</sup>은 대향류 판형 간접 증발식 열교환기에서 유량비에 따른 성능변화를 예측하였다. Kettleborough and Hsieh<sup>(6)</sup>와 Wang and Reid<sup>(7)</sup>는 간접 증발식 냉각기에서 냉각기 표면의 젖음도가 성능에 미치는 영향을 분석하였다. 한편 Facao and Oliveira<sup>(8)</sup>는 실험적인 연구를 통하여 표면의 불완전한 젖음도가 상대적으로 적은 증발수 유량 때문임을 확인하였다.

증발냉각을 적용하는 경우, 증발수와 공기 사이의 접촉면적을 확대하기 위하여, 증발수가 가능한 한 넓게 퍼지는 것이 바람직하며, 이를 위하여 일반적으로 증발량보다 많은 양의 증발수를 공급한다. 증발수 공급량이 많아지면 증발수가 표면에서 충분한 두께의 수막을 형성하게 되어 젖음면적이 증가한다.

그러나 수막이 너무 두꺼워지면 열저항 및 공기저항이 증가하는 문제를 야기하기도 한다. 특히 간접 증발식 냉각기에서는 증발수 유량이 지나치게 많은 경우, 증발냉각 효과의 대부분이 증발수 자체를 냉각하는 데 쓰이게 되어, 피냉각유체를 냉각하는 효과가 감소하며, 간접 증발식 냉각기의 냉각성능이 감소하게 된다.

본 연구에서는 증발수 유량이 간접 증발식 냉각기의 냉각성능에 미치는 영향을 이론적으로 고찰한다. 간접 증발식 냉각기의 냉각과정을 미분방정식으로 모델링하고, 피냉각유체와 습공기, 그리고 증발수 온도에 관한 엄밀해를 구한다. 이 엄밀해를 이용하여 증발수 유량 증가에 따른 온도분포의 변화를 고찰하며, 증발수 유량이 냉각성능에 미치는 영향을 분석한다.

**2. 간접 증발식 냉각기 이론해석**

**2.1 간접 증발식 냉각기 모델링**

본 연구에서 다루고자 하는 간접 증발식 냉각

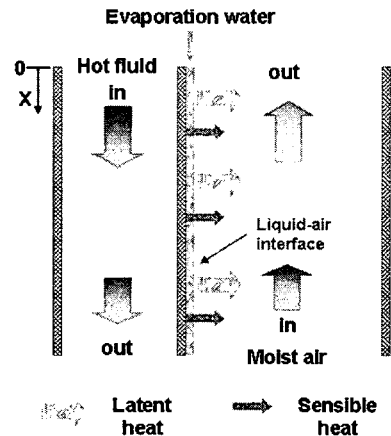


Fig. 1 Modeling of an indirect evaporative cooler.

기의 개략도를 Fig. 1에 나타내었다. 냉각기는 열전달판에 의해 두 개의 채널로 나누어진다. 증발수는 습공기 채널 쪽에서 열전달판을 따라 아랫방향으로 흘러지며, 습공기와 직접 접촉에 의한 증발냉각으로 온도가 낮아진다. 이에 따라 피냉각유체와 증발수 간의 온도차이가 발생하고, 피냉각유체로부터 증발수로 열전달이 일어나 피냉각유체가 냉각된다. 증발수가 흡수한 열은 잠열 형태로 습공기에 전달, 소산된다.

간접 증발식 냉각기에서의 열전달과정을 이론적으로 해석하기 위하여 다음과 같은 가정을 도입한다.

- (1) 채널 내의 흐름은 유동 및 열적으로 완전 발달되어 있다.
- (2) 물성치는 온도에 관계없이 일정하다.
- (3) Lewis 수는 1이다.
- (4) 수막과 평판을 가로지르는 열저항은 무시한다.
- (5) 증발량은 증발수 공급유량에 비하여 무시할 수 있을 만큼 작다.
- (6) 습공기의 엔탈피는 습구온도의 1차함수이다.

Maclaine-Cross and Banks<sup>(4)</sup>는 이러한 가정을 냉각탑 성능해석에 적용하였으며, 실제 엔탈피 변화를 고려한 해석결과와 비교하여 10~40°C 온도 범위에서 최대오차가 1.5% 이내임을 보인 바 있다. 위에 정리한 가정을 적용하여 간접 증발식 냉각기의 열전달과정을 표현하면 다음과 같다.<sup>(9)</sup>

$$\frac{d\theta_h}{dx^*} = N_h(\theta_w - \theta_h) \quad (1)$$

$$\frac{d\theta_c}{dx^*} = N_c(\theta_c - \theta_w) \quad (2)$$

$$N_h(\theta_h - \theta_w) + C_w N_c(\theta_c - \theta_w) - C_w \frac{d\theta_w}{dx^*} = 0 \quad (3)$$

$$\text{at } x=0, \theta_h=1 \text{ and } \theta_w = \theta_{wi} \quad (4)$$

$$\text{at } x=1, \theta_c=0 \quad (5)$$

위 식들에서 무차원수의 정의는 다음과 같다.

$$N_h = \frac{h_h A}{c_h \dot{m}_h}, \quad N_c = \frac{h_c A}{c_c \dot{m}_c} \quad (6)$$

$$C_c = \frac{c_{wb} \dot{m}_c}{c_h \dot{m}_h}, \quad C_w = \frac{c_w \dot{m}_w}{c_h \dot{m}_h} \quad (7)$$

$$x^* = \frac{x}{L} \quad (8)$$

$$\theta_h = \frac{T_h - t_{ci}}{T_{hi} - t_{ci}}, \quad \theta_c = \frac{t_c - t_{ci}}{T_{hi} - t_{ci}}, \quad (9)$$

$$\theta_w = \frac{T_w - t_{ci}}{T_{hi} - t_{ci}}$$

위의 식에서  $N$ 은 전달단위수(Ntu)이고,  $C_c$ 는 습공기와 피냉각유체 사이의 열용량비,  $C_w$ 는 증발수와 피냉각유체 사이의 열용량비,  $\theta$ 는 온도에 대한 무차원수이다. 하첨자  $h, c, w$ 는 각각 피냉각유체, 습공기, 증발수를 의미한다.  $c_{wb}$ 는 습공기의 엔탈피를 습구온도의 일차함수로 가정할 때 비례상수에 해당하는 것으로 비열과 같은 단위를 가지며, 습공기의 입구 습구온도와 피냉각유체의 입구온도 사이에서 구한다.<sup>(4)</sup>

## 2.2 엄밀해

연립 선형 미분방정식(1)~(5)의 엄밀해는 연립 대수방정식의 해를 구하는 방법과 유사하게 구할 수 있으며, 결과를 정리하면 다음과 같다.

$$\theta_h = 1 - A_1 B_1 (\exp(\lambda_1 x^*) - 1) - A_2 B_2 (1 - \exp(\lambda_2 x^*)) \quad (10)$$

$$\theta_c = E_1 B_1 \left( 1 - \frac{\exp(\lambda_1 x^*)}{\exp(\lambda_1)} \right) - E_2 B_2 \left( \frac{\exp(\lambda_2 x^*)}{\exp(\lambda_2)} - 1 \right) \quad (11)$$

$$\theta_w = \theta_{wi} - B_1 (\exp(\lambda_1 x^*) - 1) - B_2 (1 - \exp(\lambda_2 x^*)) \quad (12)$$

위 식에서  $\lambda_1$ 과  $\lambda_2$ 는 다음과 같다.

$$\lambda_{1,2} = \frac{1}{2C_w} \left\{ \frac{-(C_w(N_h - N_c) + N_h + N_c C_c)}{\pm \sqrt{(C_w(N_h - N_c) + N_h + N_c C_c)^2 + 4C_w(N_h N_c (C_w + 1 - C_c))}} \right\} \quad (13)$$

계수들은 다음과 같다.

$$A_1 = \frac{1}{1 + \frac{\lambda_1}{N_h}}, \quad A_2 = \frac{1}{1 + \frac{\lambda_2}{N_h}} \quad (14)$$

$$B_1 = \frac{(1 - E_2) - (A_2 - E_2)\theta_{wi}}{(A_2 - A_1) + E_1(1 - A_2) - E_2(1 - A_1)} \quad (15)$$

$$B_2 = \frac{(1 - E_1) - (A_1 - E_1)\theta_{wi}}{(A_2 - A_1) + E_1(1 - A_2) - E_2(1 - A_1)} \quad (16)$$

$$E_1 = \frac{1}{1 - \frac{\lambda_1}{N_c}} \exp(\lambda_1), \quad E_2 = \frac{1}{1 - \frac{\lambda_2}{N_c}} \exp(\lambda_2) \quad (17)$$

간접 증발식 냉각기의 유용도  $\varepsilon$ 을 이상적으로 얻을 수 있는 최대 온도차에 대한 실제 피냉각유체 채널 입출구에서의 온도차로 정의할 수 있다. 간접 증발식 냉각기에서 피냉각유체는 이상적인 경우 습공기의 입구 습구온도까지 냉각될 수 있으므로, 이를 고려하여 유용도를 식으로 나타내면 다음과 같다.

$$\varepsilon = \frac{T_{hi} - T_{ho}}{T_{hi} - t_{ci}} = 1 - \theta_{ho} \quad (18)$$

### 3. 간접 증발식 냉각기 열 및 물질전달

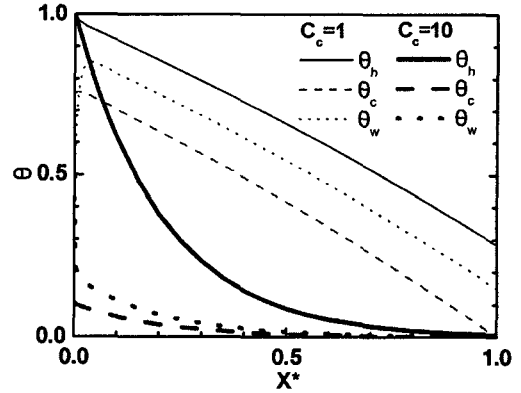
#### 3.1 간접 증발식 냉각기 온도분포

이론해를 이용하여 간접 증발식 냉각기 내 피냉각유체, 습공기, 증발수의 온도분포를 Fig. 2에 나타내었다. 습공기 열용량비( $C_c$ ), 증발수 열용량비( $C_w$ ), 무차원 증발수 유입온도( $\theta_{wi}$ )가 각각 1.0, 0.1, 0.5인 경우를 기준으로 하여, 각 인자들의 변화에 따른 온도분포의 변화를 고찰하였다.

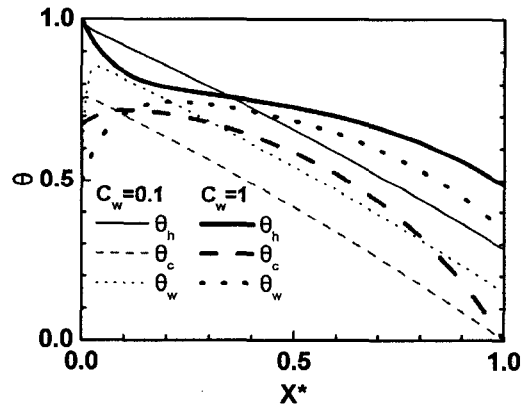
우선 기준 경우의 온도분포를 살펴보면, 증발수가 유입되는 쪽의 좁은 영역을 제외하고는, 각 유체의 온도가 열교환기 길이방향으로 거의 선형적으로 변화함을 볼 수 있다. 증발수의 온도는 유입 직후 급격히 상승하여 피냉각유체 온도와 습공기 온도 사이의 값을 가지게 된다.

기준 경우에 대하여 습공기 유량이 증가하면 (Fig. 2(a)), 습공기의 입출구 사이 온도변화가 작아지므로, 피냉각유체는 더욱 낮은 온도까지 냉각된다.

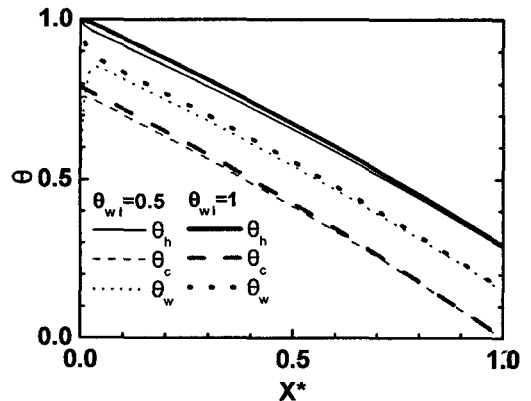
기준 경우에 대하여 증발수 유량이 증가하면



(a) Effects of moist-air thermal capacity ratio ( $N_h = N_c = 6, C_w = 0.1, \theta_{wi} = 0.5$ )



(b) Effects of evaporation-water thermal capacity ratio ( $N_h = N_c = 6, C_c = 1, \theta_{wi} = 0.5$ )



(c) Effects of evaporation water inlet temperature ( $N_h = N_c = 6, C_c = 1, C_w = 0.1$ )

Fig. 2 Temperature distributions.

(Fig. 2(b)), 증발수 유입온도가 영향을 미치는 영역이 길어진다. 이 영역에서는 증발수에 의한 현열냉각효과로 피냉각유체의 온도가 기준 경우보다 더 크게 감소하고, 증발수는 피냉각유체로부터의 열유입으로 온도가 상승한다. 증발수의 온도가 상승한 이후에는 피냉각유체와 증발수 사이의 온도차 감소로 피냉각유체의 냉각률이 감소하며, 습공기에 의한 증발냉각 효과의 많은 부분이 증발수 자체의 냉각에 소모된다. 결과적으로 증발수의 유량이 증가하면 증발 냉각기의 냉각성능이 감소한다.

Fig. 2(c)는 증발수 유입온도의 영향을 나타낸다. 증발수 유입온도가 높아지면 피냉각유체의 출구온도가 높아지기는 하지만, 이 경우와 같이 증발수 열용량비가 0.1로 작은 경우에는, 큰 차이가 없음을 알 수 있다. 이 경우에서 증발수 유입온도의 영향은 증발수 입구쪽 좁은 영역에 국한되며, 증발 냉각기의 성능에는 큰 영향을 미치지 않는다.

한편 습공기 수증기 질량보존방정식에 대한 해석해를 전술한 이론해석과 유사한 방법으로 구할 수 있으며, 이 해석해를 이용하여 증발수의 증발량을 추정할 수 있다. 기준 경우에서 피냉각유체의 입구온도가 35℃, 습공기 입구온도 32℃, 상대습도 50%인 경우, 증발량은 증발수 공급량의 2% 미만으로 계산되었으며, 이로부터 증발량이 증발수 공급량에 비하여 무시할 수 있을 만큼 작다는 가정이 타당함을 알 수 있다.

### 3.2 습공기 열용량비의 영향

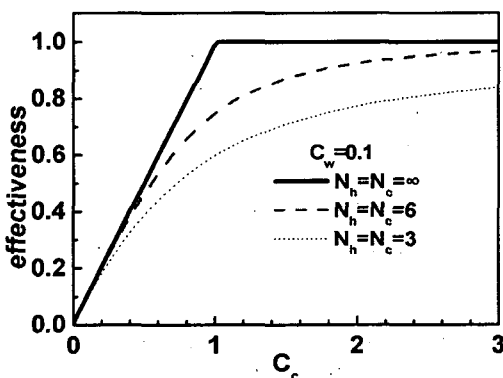


Fig. 3 Effectiveness with moist-air thermal capacity ratio ( $\Theta_{wi}=0.5$ ).

습공기의 유량이 간접 증발식 냉각기의 성능에 미치는 영향을 Fig. 3에 나타내었다. Ntu가 무한히 큰 이상적인 경우, 습공기 열용량비가 1.0보다 크면 유용도가 1.0으로 일정해진다. Ntu가 실제적인 값을 가지는 경우에는 열용량비가 증가할수록 유용도가 증가하며, 이상적인 경우만큼 경계가 명확하지는 않지만, 열용량비가 1.0 이상으로 커짐에 따라 열용량비 증가에 대한 유용도 증가율이 점차 완만해지는 것을 알 수 있다.

실용적인 관점에서 볼 때, 습공기 열용량비의 증가는 소요동력의 증가를 수반하므로, 유용도 증가효과와 비교하여 열용량비를 적정한 범위에서 결정하는 것이 필요하다. 이러한 문제는 현열열교환기에서도 동일하게 나타나는 것으로, 일반적으로 열용량비가 1.0인 경우가 적정한 것으로 알려져 있다.<sup>(10)</sup>

### 3.3 증발수의 영향

Fig. 4는 증발수 열용량비가 유용도에 미치는 영향을 나타낸 그림이다. 증발수 열용량비가 증가할수록 유용도가 감소하며, 증발수 열용량비가 0.5 이상에서는 증발수 유입온도에 따른 영향도 커지는 것을 볼 수 있다.

증발수 유입온도가 높고, 증발수 유량이 많은 경우, 증발냉각 효과는 대부분 증발수 자체를 냉각시키는 데 소모되어 유용도 감소 정도가 크다. 한편 증발수 유입온도가 낮은 경우에는 증발수 유량이 증가함에 따라 유용도가 증가하는 것으로 나타나지만, 이는 증발냉각 효과가 아닌 현열냉

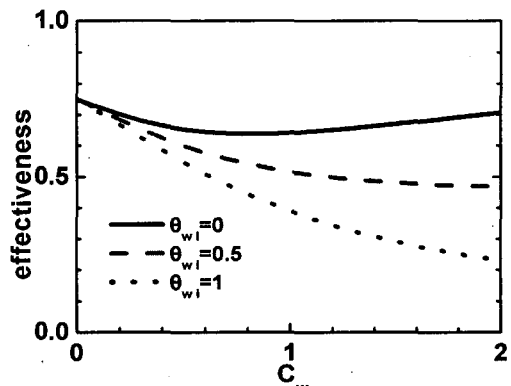


Fig. 4 Effectiveness with evaporation water thermal capacity ratio ( $C_c=1$ ).

각 효과에 의한 것이다. 증발 냉각기에서는 일반적으로 증발수 유입온도를 임의로 낮게 조절할 수 없으므로, 증발수 유입온도가 낮고 유량이 많은 경우의 유용도 증가는 실용적 측면에서 의미가 없다.

습공기 열용량비가 1.0이고, 증발수 열용량비가 매우 작은 경우에 대하여 식(13)을 간략화하면 다음 식을 얻을 수 있다.

$$\lambda_1 \approx \frac{C_w N_h N_c}{C_w(N_h - N_c) + N_h + N_c} \quad \text{as } C_w \rightarrow 0 \quad (19)$$

$$\lambda_2 \approx -\frac{C_w(N_h - N_c) + N_h + N_c}{C_w} \quad \text{as } C_w \rightarrow 0 \quad (20)$$

위 식을 식(14)~(18)에 대입하고,  $C_w$ 가 매우 작은 경우에 대하여 단순화하여, 유용도의 식을 구하면 다음과 같다.

$$\varepsilon \approx \varepsilon_0 - \varepsilon_0 C_w \left\{ \frac{1}{N_c} \Theta_{wi} + \varepsilon_0 \frac{N_c^2 - 2}{2N_c^2} \right\} \quad (21)$$

$$\varepsilon_0 \equiv \lim_{C_w \rightarrow 0} \varepsilon = \frac{N_h N_c}{N_h + N_c + N_h N_c} \quad (22)$$

여기서  $\varepsilon_0$ 는 증발수 열용량이 작아지는 경우의 유용도의 점근값으로, 증발수 열용량에 의한 영향이 없는 이상적인 경우의 유용도이다.

Fig. 5는 증발수 유량에 따른 유용도의 감소 정도를 간략해의 결과와 비교하여 나타낸 것이다.  $C_w = 0.5$  이하에서는 간략해의 결과가 엄밀해의

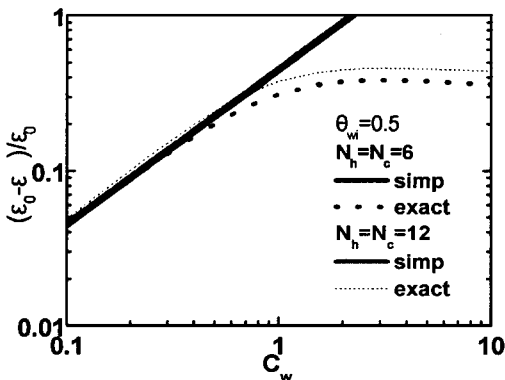


Fig. 5 Comparison between the simplified and the exact solutions ( $C_c = 1$ ).

결과와 거의 일치함을 확인할 수 있다.

식(21)은 증발수 열용량비가 작을 때에는 증발수 열용량비의 증가에 따라 유용도가 선형적으로 감소하며, 감소 기울기는  $\varepsilon_0$ 와 증발수 유입온도에 관련 있음을 나타낸다. 이러한 경향은 Fig. 4와 Fig. 5에 나타낸 것과 잘 일치한다.

증발식 냉각기에서는 일반적으로 습체열을 통과한 증발수를 증발량만큼을 보충하여 증발수 입구로 재순환하여 사용한다. 증발량은 증발수 유량에 비하여 상당히 작으므로 증발수가 재순환함에 따라, 증발수 입구측( $\Theta_{wi}$ )과 출구측( $\Theta_{wo}$ )의 온도가

가 같아지게 되며, 이 온도는 증발 보충수의 온도와는 거의 관련이 없다. 증발수 열용량비에 따른 증발수의 재순환온도를 이론해로부터 반복계산을 통하여 구하였으며, Fig. 6에 도시하였다. 증발수 열용량비가 작을수록 재순환온도가 낮으며, 열용량비가 증가하면 점차 증가하여 일정온도로 수렴한다. 이 일정온도는  $N_h$ 와  $N_c$ 의 비율에 따라 결정되며, Fig. 6에 나타낸  $N_h = N_c$ 의 경우에는 0.5에 수렴한다.

증발수가 재순환하는 경우의 증발수 열용량비 증가에 따른 유용도 감소 정도를 Fig. 7에 나타내었다. 증발수 열용량비가 작은 경우, 유용도는 증발수 열용량비에 선형적으로 비례하여 감소하며, 감소 정도는  $\varepsilon_0$ 가 클수록 큰 것을 알 수 있다. 즉,  $\varepsilon_0$ 가 클수록 증발수 열용량비 증가에 따른 유용도 감소 정도가 크다. 이는 식(21)이 나타내는 바와도 일치한다. 이러한 사실은  $\varepsilon_0$ 가 큰 고성능 증발식 냉각기의 개발을 목표로 하는 경우,

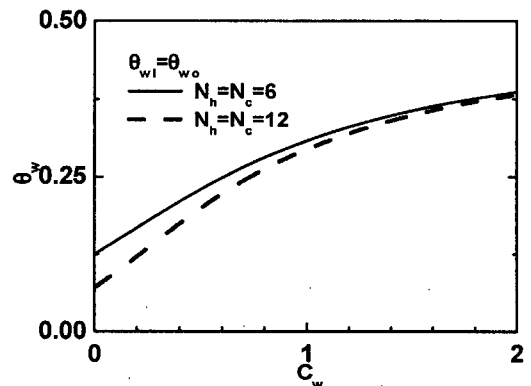


Fig. 6 Evaporation water temperature in case of recirculation ( $C_c = 1$ ).

증발수 유량을 줄이는 것이 더욱더 중요함을 의미한다.

증발수 열용량비는 다음과 같은 관계식에 의하여 막 레이놀즈수(film Reynolds number)의 항으로 표현할 수 있다.

$$Re_f = \frac{4\Gamma_w}{\mu_w} = 4C_w \frac{c_h \Gamma_h}{c_w \mu_w} \quad (23)$$

피냉각유체가 공기이고, 채널폭이 5 mm, 채널 내 공기유속이 2m/s인 경우에 대하여 증발수 열용량비  $C_w$ 의 변화에 따른  $Re_f$ 의 변화를 구하여 Fig. 7에 나타내었다.

증발수에 의한 유용도 감소를 억제하기 위하여 증발수 열용량비를 0.5 이하로 하는 경우를 예로 한다면, 막 레이놀즈수는 7 이하이어야 함을 Fig. 7로부터 알 수 있다. 이는 흡수식 냉동기에 적용되는 막 레이놀즈수의 크기에 비하여 수십 분의 일 정도로 매우 작은 크기이다. 이렇게 작은 유량범위에서는 증발수를 열전달판의 상부로부터 균일하게 공급하는 것 자체가 매우 어려운 일이 된다. 이러한 경우 증발수는 연속적인 막 형태가 아닌 단절된 물줄기 형태로 공급되게 된다.<sup>(11)</sup> 따라서 이렇게 작은 유량범위에서도 증발수가 열전달면적을 완전히 덮도록 하기 위해서는 다공물질 표면처리와 같이 공급형태에 관계없이 증발수가 열전달 표면에 퍼질 수 있도록 하는 기술의 적용

이 필요하다.

상기한 문제는 피냉각유체가 기체인 경우에 특별히 크게 대두되는 것으로, 기체와 증발수의 밀도차이가 커서 질량유량의 차이가 커지기 때문이다. 피냉각유체가 액체인 경우에는 증발수 열용량비를 작게 유지하는 것이 어려운 문제가 되지 않는다.

한편  $Re_f$ 가 25인 경우, 수직평면에서 증발수의 막두께는 0.12 mm인 것으로 계산되며,<sup>(12)</sup> 이 두께를 통한 열저항은  $0.0002 \text{ } ^\circ\text{Cm}^2/\text{W}$ 이다. 이 값은 습공기층의 대류열저항에 비하여 충분히 작은 값으로 수막을 통한 열저항을 무시한 가정이 타당함을 알 수 있다.

### 3.4 증발수 영향의 보상

전술한 바와 같이 증발수 유량이 매우 작은 경우, 증발수를 열전달판에 균일하게 공급하는 것이 어려우므로, 실제 응용에서는 증발수 유량의 감소에 따라 열전달면의 젖음도가 감소하여 오히려 증발 냉각기의 성능이 감소할 수 있다. 이러한 문제의 해결을 위하여, 증발수 유량을 균일공급이 가능한 정도로 유지하고, 대신 습공기의 유량을 증가시켜서 증발수 유량에 의한 영향을 상쇄시키는 방법을 고려할 수 있다.

Fig. 8은 증발수 유량 증가에 따른 유용도 감소 효과를 보상하여 유용도를 일정하게 유지시키기

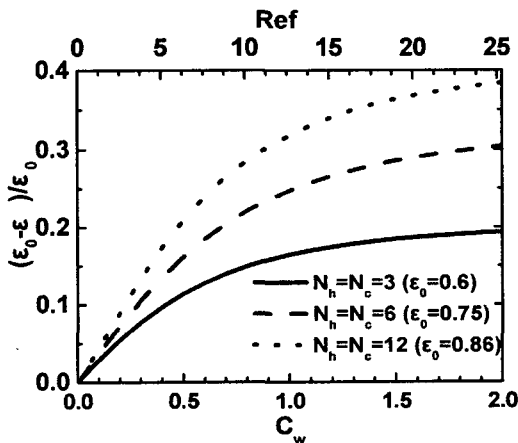


Fig. 7 Effectiveness degradation due to the evaporation water flow ( $C_c=1$ ).

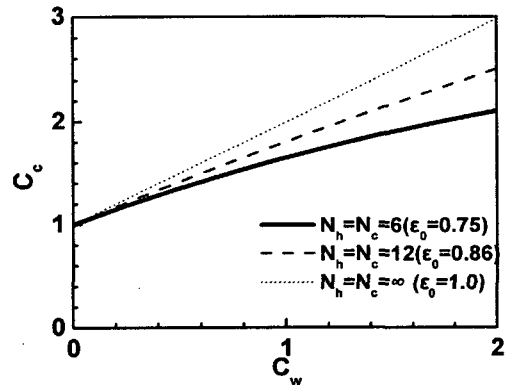


Fig. 8 Increase in the moist-air thermal capacity ratio to compensate the effect of evaporation water flow.

위하여 증가시켜야 하는 습공기 열용량비를 나타낸 것이다. 이 그림에서 증발수는 재순환하는 것을 가정하였다. 각 채널의  $Ntu$ 가 6이고  $C_w=0.5$ 인 경우에 증발수에 의한 유용도 감소효과를 상쇄하기 위해서는  $C_c$ 를 1.0으로부터 1.35로 증가시키면 되고, 각 채널의  $Ntu$ 가 무한대인 이상적인 경우에는  $C_c$ 를 1.5로 증가시키면 된다.

Fig. 8에 나타낸 바와 같이  $\epsilon_0$ 가 클수록 증발수에 의한 유용도 감소를 상쇄하기 위한 습공기 열용량비의 증가분은 커지지만,  $C_w=0.5$ 인 경우 대략 30~50% 정도이며,  $C_w<0.5$ 인 범위에서는  $C_w$ 에 선형적으로 비례함을 알 수 있다.

4. 결 론

본 연구에서는 증발수의 유량을 고려한 증발 냉각기의 냉각성능을 엄밀해를 이용하여 해석하였으며 다음과 같은 결과를 얻었다.

(1) 증발수 유량이 작은 경우, 증발수 공급온도는 냉각성능에 큰 영향을 미치지 않는다. 그러나 증발수 유량이 큰 경우에는 증발냉각 효과가 대부분 증발수 자체를 냉각시키는 데 소모되어 유용도가 크게 감소한다.

(2) 증발수가 재순환되는 경우,  $C_w=0.5$ 일 때 증발수 유량의 영향이 없는 이상적인 경우에 비하여 유용도가 10~20% 정도 감소하며, 감소 정도는 유용도가 클수록 크다. 따라서 유용도가 큰 고성능의 증발식 냉각기를 개발하기 위해서는 증발수 유량을 최소화하는 것이 매우 중요하다.

(3) 증발수 유량에 의한 유용도 감소효과를 습공기 유량을 증가시켜 상쇄시킬 수 있다. 습공기 열용량비의 증가분은  $C_w=0.5$ 인 경우 대략 30~50% 정도이며,  $C_w<0.5$ 인 범위에서는  $C_w$ 에 선형적으로 비례한다.

참고문헌

1. Yang, W.J. and Clack, D.W., 1975, Spray cooling of air-cooled compact heat exchangers, *Int. J. of Heat Mass Transfer*, Vol. 18, pp. 311-317.
2. Brown, W.K., 1996, Application of evaporative cooling to large HVAC system,

- ASHRAE Transaction, Part I, pp. 895-907.
3. Sweetland, M. and Lienhard, J.H., 2000, Evaporative cooling of continuously drawn glass fibers by water sprays, *Int. J. of Heat and Mass Transfer*, Vol. 43, pp. 777-790.
4. Maclaine-Cross, I.L. and Banks, P.J., 1981, A general theory of wet surface heat exchangers and its application to regenerative evaporative cooling, *ASME J. Heat Transfer*, Vol. 103, pp. 579-585.
5. Peterson, J.L., 1993, An effectiveness model for indirect evaporative coolers, *ASHRAE Trans.*, Vol. 99, pp. 392-399.
6. Kettleborough, C.F. and Hsieh, C.S., 1983, The thermal performance of the wet surface plastic plate heat exchanger used as an indirect evaporative cooler, *ASME J. Heat Transfer*, Vol. 105, pp. 366-373.
7. Wang, T.A. and Reid, R.L., 1996, Surface wettability effect on an indirect evaporative cooling system, *ASHRAE Transaction*, Vol. 102, No. 1, pp. 427-433.
8. Facao, J. and Oliveira, A.C., 2000, Thermal behavior of closed wet cooling towers for use with chilled ceilings, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 43, pp. 777-790.
9. Gou, X.C. and Zhao, T.S., 1998, A parametric study of an indirect evaporation air cooler, *Int. Comm. Heat Mass Transfer*, Vol. 43, pp. 777-790.
10. Incropera, F.P. and DeWitt, D.P., 2002, *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, John Wiley and Sons, pp. 647-665.
11. Lee, D.-Y., Lee, J.W. and Kang, B.H., 2005, An experimental study on the effects of porous layer treatment on evaporative cooling of an inclined surface, *Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering*, Vol. 17, pp. 25-32.
12. Cengel, P.A., 2003, *Heat Transfer: A Practical Approach*, 2nd ed., McGraw-Hill, pp. 128-131, 515-553.