

증발냉각에 의한 공랭 응축기의 성능향상 가능성에 관한 연구

이 대 영[†], 백 영 진^{*}, 김 영 일

한국과학기술연구원 열·유동제어연구센터, ^{*}한국에너지기술연구원 미활용에너지연구센터

Cooling Enhancement Potential of an Air-Cooled Condenser by Evaporative Cooling

Dae-Young Lee[†], Young-Jin Baik^{*}, Youngil Kim

Thermal/Flow Control Research Center, Korea Institute of Science and Technology, Seoul 130-650, Korea

^{*}Unused Energy Research Center, Korea Institute of Energy Research, Daejeon 305-343, Korea

(Received September 16, 2003; revision received December 26, 2003)

ABSTRACT: This paper describes the potential advantages in applying evaporative cooling to air-cooled condensers. The cooling characteristics of an air-cooled condenser with its surface fully covered with thin water film are investigated and compared with that of an air-cooled condenser with usual dry surface. By applying the evaporative cooling, the cooling performance of the condenser is shown to improve enormously. When the outdoor air is 35°C and 40% in relative humidity, the condensing temperature of the refrigerant is decreased by 20°C. Even when the incoming air is fully saturated with water vapor, the evaporation from the wet surface occurs to cause a decrease in the condensing temperature by 10°C. The main reason for this improvement is assessed as the addition of an efficient cooling mechanism which is the water evaporation resulting in latent heat absorption.

Key words: Evaporative cooling(증발냉각), Air-cooled condenser(공랭식 응축기), Cooling performance(냉각성능), Wet surface(습표면)

기 호 설 명

A : 면적 [m^2]

\hat{a} : 포화습공기의 온도변화에 대한 엔탈피 변화율 [$J/kg \cdot K$]

c_p : 비열 [$J/kg \cdot K$]

d : 직경 [m]

Δd_o : 환관 전후의 관 외경 차이 [m]

G_m : 최소유동면적 기준 질량유속 [$kg/m^2 \cdot s$]

h : 열전달계수 [$W/m^2 \cdot K$]

h_m : 공기층 물질전달계수 [$kg/m^2 \cdot s$]

i : 엔탈피 [J/kg]

i^* : 포화습공기의 엔탈피 [J/kg]

i_{fg} : 증발잠열 [J/kg]

j_N : N열 핀-관 열교환기의 평균 j -factor

k : 열전도율 [W/mK]

Le : Lewis 수

P : 압력 [kPa]

b_f : 핀 피치 [m]

Q : 열전달량 [W]

Re : 레이놀즈 수

[†] Corresponding author

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

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

- S_1 : 관 단 간격 [m]
 S_2 : 관 열 간격 [m]
 T : 온도 [K]
 t_f : 핀 두께 [m]
 U : 총괄 열전달계수 [$W/m^2 \cdot K$]
 w : 절대습도 [kg/kg_{DA}]
 w^* : 포화습공기의 절대습도 [kg/kg_{DA}]
 x : 건도

그리스 문자

- η_s : 표면효율
 ρ : 밀도 [kg/m^3]

하첨자

- a : 공기측
 c : 접촉면
 cr : 임계
 DB : 건구
 f : 핀
 i : 관내측
 l : 액체
 o : 관외벽, 관외측
 r : 냉매측
 WB : 습구

1. 서 론

기지에서 발생한 열을 대기 중으로 방출하는 공랭식 냉각기의 경우, 공기측의 열전달계수가 기기 내부 작동유체측에 비하여 일반적으로 상당히 낮기 때문에, 효과적인 열방출을 위하여는 넓은 열전달면적이 필요하다. 이 때문에 공랭식 냉각기는 일반적으로 부피가 크며, 경우에 따라서는 기기 전체 체적의 대부분을 차지하기도 한다. 전체 기기의 소형화를 위해서는 이 냉각기의 소형화가 필수적이지만, 소형화에 치중하여 충분한 열전달면적을 확보하지 못하면 냉각성능이 저하하여 전체 기기의 성능이 감소하게 되는 경우가 발생하기도 한다.

한편, 물 증발에 의한 냉각효과를 공랭식 냉각기에 적용하면 현열만을 이용하는 열교환기에 비하여 우수한 냉각효과를 얻을 수 있다. 증발식 냉각기에서는 온도차이에 의한 현열 열전달뿐만 아니라, 습도차이에 의한 물 증발과 이에 따른 잠열 열전달이 동시에 일어나므로, 현열 열전달만을 이용하는 경우에 비하여 효과적이다. 물의 증발잠열을 냉각에 이용한 예로는 냉각탑(cooling tower)과 증발식 냉각기(evaporative cooler) 등이 있으며, 현열만을 이용하는 방식에 비하여 냉각성능을 수배에서 수십배까지 향상시킬 수 있음이 보고되고 있다.⁽¹⁻³⁾

Maclaine-Cross and Banks⁽⁴⁾는 평판 사이의 증발 열전달을 일차원 접근방법으로 해석하였으며, 수증기 포화곡선의 선형적 근사 및 단위 루이스(Lewis) 수 가정을 통하여 간략화된 해석모델을 제시하였다. Kettleborough and Hsieh⁽⁵⁾는 이와 유사한 해석방법을 이용하여 습구온도가 열교환기의 성능에 중요한 요소임을 제시하였다. Stoitchkov and Dimitrov⁽⁶⁾는 Maclaine-Cross and Banks⁽⁴⁾의 해석모델을 개선하여 직교류형 판형 열교환기에서의 증발냉각 과정을 연구하였다.

본 연구에서는 소형 냉방기에 적용되는 핀-관 공랭식 응축기에 물 증발에 의한 냉각효과를 적용하는 경우의 응축기 성능향상을 연구한다. 관순법을 이용하여 열전달 표면이 얇은 수막으로 완전히 덮여 있는 경우의 냉각성능을 해석하여 현열 열전달만을 이용하는 경우의 성능과 비교한다.

2. 해 석

직교류형 핀-관 열교환기는 가장 대표적인 공조용 열교환기로서 원형 동관과 알루미늄 핀으로 구성되어 있으며 기계적인 확관에 의하여 동관과 핀이 밀착되어 있다. 동관 내에는 냉매 등이 흐르며 유동과 직각 방향으로 공기가 핀 사이를 흐르게 되어 있다. Hiller and Glicksman⁽⁷⁾과 Fischer and Rice⁽⁸⁾ 등은 열교환기 전체를 과열, 2상류 및 과냉 영역의 3가지 요소로 나누어 ϵ -NTU 관계를 적용하여 해석하였다. Domanski⁽⁹⁾는 단과 단 사이의 공기는 서로 섞이지 않고 열출입이 없다고 가정한 후 각 개별관을 독립된 별개의 요소로 취급하는 관순법(tube-by-tube method)을 개발하였다. 이 관순법은 비교적 간단

하면서도 정확한 결과를 얻을 수 있어, 공랭식 열교환기의 해석에 널리 적용되고 있다.

공랭식 냉각기에 증발냉각을 적용하는 경우, 물 증발에 의한 냉각효과가 큰 역할을 하므로 열전달과 함께 물질전달도 고려하여야 한다. 응축기에 대한 연구는 아니지만, Yoon et al.⁽¹⁰⁾은 증발기에서 수증기의 응축이 일어나는 경우를 해석하기 위하여 Domanski⁽⁹⁾의 관순법을 확장한 해석모형을 제시하고 자신의 실험결과를 사용하여 모델의 타당성을 입증하기도 하였다.

Fig. 1과 Table 1에 본 연구의 대상이 되는 공랭식 응축기의 구조와 사양을 나타내었다. 이 응축기는 3열 7단이며, 본 연구에서는 관순법을 이용하여 응축기의 열전달 성능을 해석한다.

열교환기의 표면이 얇은 수막으로 완전히 덮여져 있어 현열과 잠열 열전달이 동시에 일어나는 경우의 열전달량을 다음의 식으로 나타낼 수 있다.

$$Q = h_a A_a \eta_s \Delta T + h_m i_{fg} A_a \eta_s \Delta w \quad (1)$$

Chilton and Colburn⁽¹¹⁾이 제안한 열전달과 물질전달의 상사로부터 열전달계수와 물질전달계수는 식(2)와 같은 관계를 갖는다.

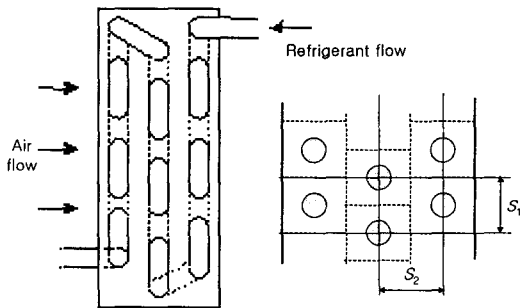


Fig. 1 Schematic of the air-cooled condenser in concern.

Table 1 Geometric specification

Parameter	mm	Parameter	mm
Tube o.d., d_o	10.3	Fin pitch, p_f	2.0
Row pitch, S_1	21.6	Fin thickness, t_f	0.15
Column pitch, S_2	25	Width	700
Tube thickness	0.5	Δd_o	0.48

$$\frac{h_a}{c_{pa} h_m} = Le^{2/3} \quad (2)$$

일반적으로 기체 혼합물의 루이스 수는 1에 가까우며, 특히 공기 수증기 혼합물의 경우 루이스 수를 1로 가정하여 열 및 물질전달 과정을 정확하게 해석할 수 있음이 알려져 있다.^(5,12,13) 이 가정을 도입하여 식(1)과 식(2)를 정리하면, 습표면에서의 열전달량이 다음 식과 같이 엔탈피차에 비례함을 알 수 있다.⁽¹⁰⁾

$$Q = \frac{h_a}{c_{pa}} A_a \eta_s (i_o^* - i_a) \quad (3)$$

관벽의 전도 열저항과 응축수에 의한 열저항, 그리고 오염에 의한 열저항을 무시하면 총열관류율과 열전달량을 각각 식(4) 및 식(5)와 같이 나타낼 수 있다.⁽¹⁴⁾

$$\frac{1}{U'A} = \frac{\hat{a}}{h_i A_i} + \frac{\hat{a}}{h_c A_c} + \frac{c_{pa}}{h_a A_a \eta_s} \quad (4)$$

$$Q = U'A (i_o^* - i_a) \quad (5)$$

식(4)에서 \hat{a} 는 포화습공기의 온도변화에 대한 엔탈피 변화율을 나타낸다. h_i 는 냉매의 열전달계수로서 이상영역에서는 Shah⁽¹⁵⁾의 상관식(6)을 사용하여 계산할 수 있다.

$$\frac{h_i}{h_i} = (1-x)^{0.8} + \frac{3.8x^{0.76}(1-x)^{0.04}}{(P/P_{cr})^{0.38}} \quad (6)$$

$$h_i = 0.023 Re_i^{0.8} Pr_i^{0.4} \frac{k_l}{d_i} \quad (7)$$

h_i 은 과냉영역에서의 냉매의 열전달계수로 식(7)의 Dittus-Boelter의 상관식을 사용하여 구할 수 있으며, 과열영역의 열전달계수도 동일한 상관식을 이용하여 계산할 수 있다. h_c 는 핀 칼라와 동관의 접촉 열전달계수로서 다음 식과 같다.⁽¹⁴⁾

$$\frac{h_c}{t_f} = 1.38 \times 10^{11} \Delta d_o + 1.62 \times 10^7 \quad (8)$$

열교환기 공기측 표면이 충분히 얇은 수막으로

완전히 덮여 유동에 전혀 영향을 주지 않으며 비산(droplet carry over)이 발생하지 않는 경우, 공기측 열전달계수는 건표면에서의 열전달계수와 동일하다고 생각할 수 있다. 평판관을 적용한 4열핀-관 직교류 열교환기에 대한 건표면에서의 평균 j -factor는 Gray and Webb⁽¹⁶⁾의 상관식(9)를 사용하여 구할 수 있으며, 4열보다 작은 열수의 열교환기에 대하여는 식(10)을 이용하여 구할 수 있다.

$$j_4 = 0.14 \text{Re}_a^{-0.328} \left(\frac{S_1}{S_2} \right)^{-0.502} \left(\frac{p_f}{d_o} \right)^{0.0312} \quad (9)$$

$$\frac{j_N}{j_4} = 0.991 \times \left[2.24 \text{Re}_a^{-0.092} \left(\frac{N}{4} \right)^{-0.031} \right]^{0.607(4-N)} \quad (10)$$

$$\text{Re}_a = \frac{G_m d_o}{\mu_a} \quad (11)$$

관순법을 적용하기 위해서는 전체 열교환기에 대한 평균 열전달계수가 아니라 각 열에서의 국소 열전달계수가 필요하다. 각 열에서의 공기측 열전달계수는 평균 j -factor에 대한 상관식을 이용하여 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$h_a = [N \cdot j_N - (N-1) \cdot j_{N-1}] \frac{G_m \cdot c_{pa}}{\text{Pr}_a^{2/3}} \quad (12)$$

식(4)의 η_s 는 습표면에 대한 핀효율로서,관이 엇갈리게 배열되어 있는 연속 핀-관 열교환기의 건표면 핀효율 계산을 위한 Schmidt⁽¹⁷⁾의 근사식에 Threlkeld⁽¹⁸⁾가 유도한 엔탈피차에 의한 습표면의 핀효율 해석을 더하여 다음 식과 같이 나타낼 수 있다.

$$\eta_s = 1 - \frac{A_f}{A_a} \left(1 - \frac{\tanh \left(\sqrt{\frac{2\hat{a}h_a}{c_{pa}k_f t_f}} d_o \frac{\phi}{2} \right)}{\sqrt{\frac{2\hat{a}h_a}{c_{pa}k_f t_f}} d_o \frac{\phi}{2}} \right) \quad (13)$$

$$\phi = (\gamma - 1)(1 + 0.35 \ln \gamma) \quad (14)$$

$$\gamma = 1.27 \frac{S_1}{d_o} \sqrt{\frac{S_1}{S_2}} - 0.3 \quad \text{for } S_1 \leq S_2 \quad (15)$$

관 외벽과 공기 사이의 물질전달에 대한 관계식으로부터 공기 출구의 평균 절대습도는 다음 식과 같이 계산할 수 있다.⁽¹⁰⁾

$$\overline{w_{a,out}} = \overline{w_{a,o}^*} - (\overline{w_{a,o}^*} - w_{a,in}) e^{-h_a A_a \eta_s / c_{pa}} \quad (16)$$

이상의 관계식은 단일관 직교류 열교환기의 해석을 위한 것으로, 이러한 각각의 단일관 열교환기들을 해석하여 그 결과를 서로 연관관계를 갖도록 함으로써 전체 열교환기를 해석할 수 있다.

전술한 바와 같이 본 연구의 목적은 물 증발에 의한 냉각효과를 적용하는 경우의 응축기 성능 변화와, 이에 따른 시스템 성능의 변화를 살피는 것이다. 이를 위하여, 증발기와 압축기를 간략히 모델화하여 해석에 포함하였으며, 전체 시스템을 해석하여 응축기의 냉각성능 변화에 따라 시스템의 응축온도가 변화하는 것을 계산하였다. 시스템 해석을 위하여 본 연구에서 도입한 제반 인자들의 값들을 Table 2에 정리하여 나타내었다. 냉매측의 압력손실은 고려하지 않았으며, 압축기의 단열효율은 응축압력에 관계없이 일정한 것으로 가정하였다.

구체적인 계산과정은 다음과 같다. 우선 열교환기의 형상변수, 입구 공기조건, 과냉도, 증발기 출구 냉매상태, 냉매유량 및 압축기 단열효율이 주어지면, 응축압력을 가정한다. 응축기 출구 과냉도가 주어졌으므로, 냉매유로를 기준으로 마지막 관부터 계산을 시작한다. 주어진 조건에 따라 개별관에 대하여, 열수 및 냉매의 상태를 판별하고 공기측 및 냉매측 열전달계수를 계산한다. 다음, 식(5)와 식(16) 등을 이용하여 개별관의 열전달량, 출구 공기조건, 입구 냉매조건 등을 계산한다. 냉매유로를 따라 이상의 과정을 반복하면, 응축기 입구 냉매상태가 계산된다. 만약 이 값이 주

Table 2 Parametric values

Refrigerant	R22
Evaporation temperature	7°C
Superheating at compressor inlet	5°C
Subcooling at condenser outlet	5°C
Refrigerant flow rate	18 g/s
Compressor efficiency	0.7
Air frontal velocity at condenser	2.5 m/s
Air temperature at condenser	35°C

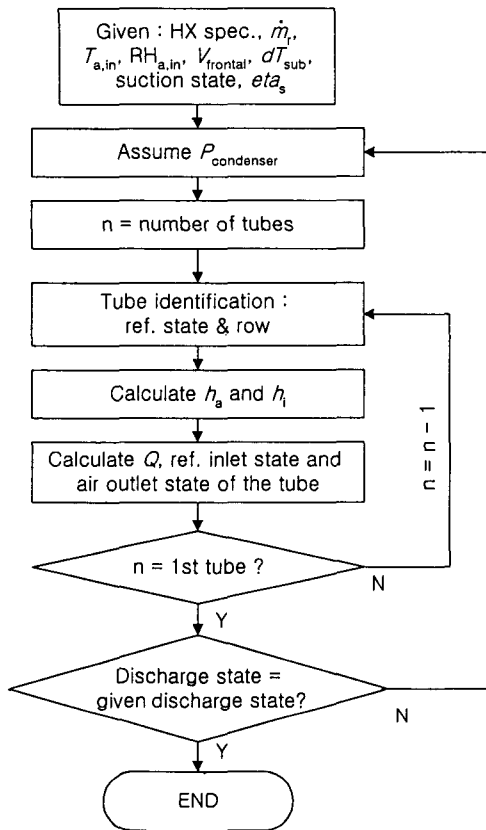


Fig. 2 Flowchart of the simulation.

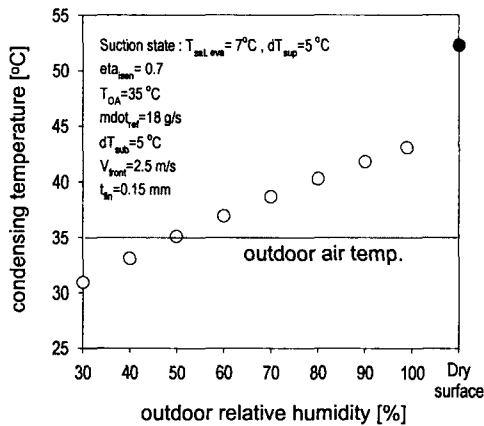
어진 증발기 출구 및 압축기 단열 효율조건을 만족하지 않으면 응축압력을 다시 가정하여 계산을 반복한다. 이상의 과정을 Fig. 2에 나타내었다.

3. 해석결과

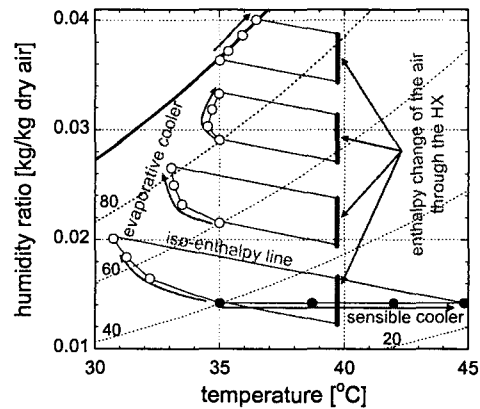
Fig. 3(a)는 응축기 입구에서의 공기온도가 35℃이고, 습도가 변화하는 경우의 응축온도의 변화를 나타낸다. 증발냉각을 적용하는 경우, 그렇지 않은 경우에 비하여 응축온도가 크게 낮아지는 것을 알 수 있다. 외기습도가 낮아수록 응축온도는 낮아지며, 습도가 50% 이하가 되면 응축온도가 외기온도보다도 더 낮아진다. 외기습도가 100%인 경우에도 증발냉각을 적용하지 않은 경우에 비하여 응축온도가 10℃ 정도 낮아진다.

Fig. 3(b)에는 공기 입구온도가 35℃이고, 습도가 40%, 60%, 80%, 100%인 경우에, 열교환기 각 열을 지남에 따른 공기의 온도 및 습도 변화를 습공기 선도에 나타내었다. 습도가 낮은 경우에는 수분의 증발이 활발하여 열교환기 각열을 통과함에 따라 절대습도는 증가하지만, 과도한 잠열흡수에 의하여 공기의 온도도 낮아지며, 결과적으로 열교환기 출구에서 입구보다 온도가 더 낮아지는 경우가 발생한다. 그러나 그림에 표시한 등엔탈피선으로 알 수 있는 바와 같이 열교환기 출구에서의 엔탈피는 냉매의 응축열을 흡수하여 입구에서보다 명백히 증가하게 된다.

한편 입구습도가 100%인 경우에도 물 증발이 일어나서, 열교환기를 통과하면서 습도의 증가가 발생하며, 습공기 선도의 포화선을 따라 공기의 상태가 변화한다. 이는 열교환기 표면의 온도가 공기온도보다 높아서, 표면에서의 수증기 압력이 주위공기의 수증기 압력보다 높기 때문이다. 이



(a) Condensing temperature



(b) Psychrometric change of air stream

Fig. 3 Change in the cooling characteristics with respect to the relative humidity.

에 따라 입구습도가 100%인 경우에도, 냉매의 응축열은 대부분 물 증발열에 의하여 흡수되어 출구에서의 공기온도는 크게 증가하지 않는다.

Fig. 3(b)에는 비교를 위하여 일반적인 공랭식 응축기를 통과할 때 공기의 상태변화도 나타내었다. 공기의 입출구 엔탈피 차이는 증발냉각을 적용하는 경우와 거의 동일하지만, 습도의 변화가 전혀 없이 현열만에 의하여 냉매의 응축열을 흡수하므로 공기의 온도가 크게 상승하며, 이에 따라 응축온도도 증가한다.

식(3)에 나타낸 바와 같이 증발냉각을 적용하는 경우, 열전달량은 온도차이가 아니라 엔탈피 차이에 비례한다. 습공기의 엔탈피는 거의 습구온도만의 함수이므로 열전달량은 습구온도차에 비례하는 형태가 된다. 즉, 증발냉각이 일어나는 경우 열전달의 구동력은 건구온도 차이가 아니라 습구온도 차이이다.

냉매의 응축이 일어나는 구간에서의 열교환기의 총괄 열전달계수를 습표면과 건표면 각각의 경우에 대하여 다음과 같이 정의하였다.

$$(U_o)_{wet} = \frac{\Sigma Q_{cond}}{\Sigma A_{cond}(T_{cond, sat} - \bar{T}_{WB})} \quad (17)$$

$$(U_o)_{dry} = \frac{\Sigma Q_{cond}}{\Sigma A_{cond}(T_{cond, sat} - \bar{T}_{DB})} \quad (18)$$

각 식에서 A_{cond} 는 전체 열교환기 면적 중에서

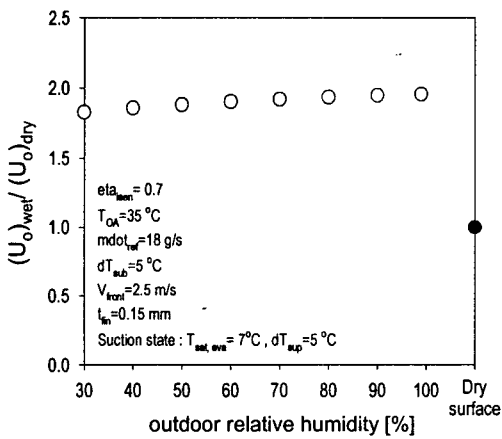
냉매측이 이상 상태인 영역의 열전달 면적을 나타낸다. 습표면인 경우는 습구온도차를 이용하여 총괄 열전달계수를 정의하였으며, 건표면인 경우에는 건구온도차를 이용하였다.

습표면 응축기에서의 총괄열전달계수를 건표면 응축기에서의 총괄 열전달계수와 비교하여 Fig. 4(a)에 나타내었다. 건표면 응축기에 비하여 습표면 응축기에서의 총괄 열전달계수가 습도에 크게 관계없이 2배 가까이 증가하는 것을 알 수 있다.

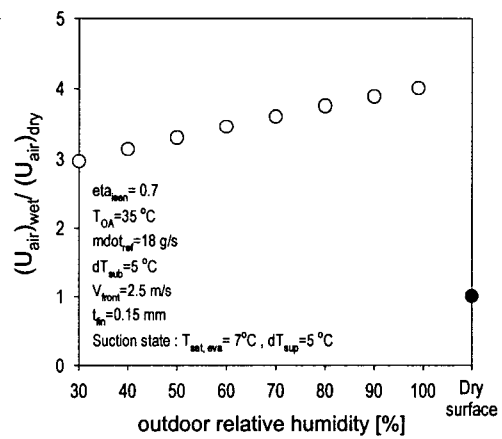
Fig. 4(b)에는 열교환기 전체에 대한 공기측만의 평균 열전달계수를 나타내었다. 공기측만의 열전달계수도 식(17) 및 식(18)과 유사한 방법으로 정의하였다. 다만, 열전달량과 열전달 면적이 열교환기 전체에 대한 값으로, 응축온도가 각 개별관의 외벽온도로 대체된다. 습도에 따라 열전달계수가 3~4배로 증가하는 것을 볼 수 있다. 이러한 결과는 핀이 삽입된 평판 채널에서의 증발냉각에 관한 해석적 연구인 Song et al.⁽¹⁹⁾의 결과와도 매우 유사한 결과이다.

증발냉각이 적용되는 경우, 온도차이에 의한 현열 열전달뿐만이 아니라, 습도차이에 의한 물의 증발과 이에 수반되는 잠열 열전달이 동시에 일어나므로 열전달계수가 크게 증가한다. 열전달계수의 향상 정도는 식(3)으로부터 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\frac{(U_{air})_{wet}}{(U_{air})_{dry}} = \frac{\hat{a} \eta_{s, wet}}{C_{pa} \eta_{s, dry}} \quad (19)$$



(a) Overall heat transfer coefficient



(b) Air-side heat transfer coefficient

Fig. 4 Increase in the heat transfer coefficient.

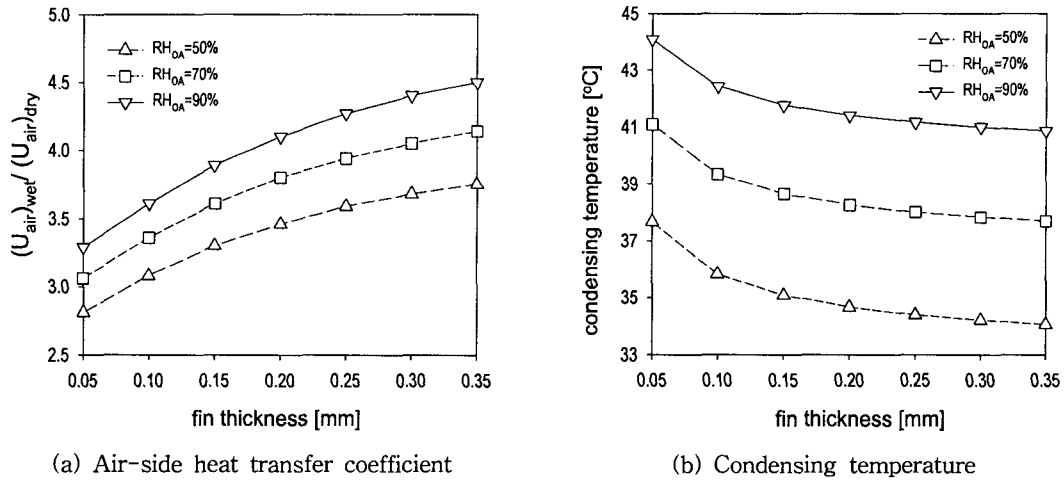


Fig. 5 Effect of the fin thickness.

포화습공기의 온도변화에 대한 엔탈피 변화율 \hat{a} 와 공기비열 c_{pa} 의 비는 35°C 부근에서 7 정도의 값을 가진다. 이는 증발냉각에 의하여 최대 7 배까지 냉각성능이 향상될 수 있음을 의미한다. 그러나 Fig. 4(b)에 나타난 바로는 실제 향상비는 4 정도로, 그 차이는 식(19)로부터 습표면과 건표면의 표면효율의 차이에서 비롯됨을 알 수 있다. 증발냉각을 적용하는 경우, 핀으로부터 공기측으로의 열전달 저항이 감소하여 핀을 통한 열전도 저항이 상대적으로 커지며, 이에 따라 표면효율의 감소가 예상된다.

Fig. 5는 핀 두께의 영향을 나타낸다. 핀이 두꺼워짐에 따라 공기측 총괄 열전달계수가 더욱 증가하여 응축온도가 감소하게 된다. 이는 핀 두께가 증가함에 따라 핀 효율이 증가하기 때문인데, 건표면 응축기에 비하여 그 영향이 더욱 크다. 건표면 응축기의 경우, 핀 두께가 0.15 mm일 때 핀 효율이 80% 정도이며, 핀 두께가 더 두꺼워지더라도 핀 효율이 점차 포화되어 더 이상의 증가는 미미하다. 그러나 증발냉각을 적용하는 경우에는 동일한 두께에서 핀 효율이 50% 정도로 감소하므로, 핀 두께가 증가할수록 핀 효율이 크게 증가하여, 총괄 열전달계수의 변화에 큰 영향을 미치게 된다. 따라서 증발냉각에 의한 냉각성능 향상의 효과를 충분히 활용하기 위해서는 건표면 응축기에 비하여 핀 두께를 두껍게 하는 것이 필요하다.

4. 결 론

본 연구에서는 핀-관 공랭식 응축기에 물 증발에 의한 냉각효과를 적용하는 경우의 응축기의 성능 향상을 연구하였다. 열전달 표면이 얇은 수막으로 완전히 덮여 있는 경우의 냉각성능을 관순법을 이용하여 해석하여 현열 열전달만을 이용하는 경우의 성능과 비교하였다.

외기온도가 35°C, 상대습도가 40%인 경우, 냉매의 응축온도가 건표면 응축기에 비하여 20°C가 감소한다. 습도가 증가할수록 응축온도의 감소 정도는 작아지지만, 공기의 상대습도가 100%인 경우에도 증발냉각에 의하여 응축온도가 10°C 감소한다.

본 연구에서는 열전달 표면이 매우 얇은 수막으로 완전히 덮여 있는 경우를 고려하였지만, 실제의 경우에는 물이 얇은 수막이 아니라 물방울의 형태로 열교환기 표면에 군데군데 덮여 있게 될 가능성이 높다. 이 경우 증발면적이 감소하여 냉각성능의 증가가 본 연구에서 해석한 것보다 작아지게 될 것이므로, 증발냉각의 효과를 충분히 활용하기 위해서는 열교환기 표면에서 물의 퍼짐성을 향상시키는 것이 필수적이다.

참고문헌

1. Perez-Blanco, H. and Bird, W. A., 1984, Study of heat and mass transfer in a vertical-tube

- evaporative cooler, ASME, J. Heat Transfer, Vol. 106, pp. 210-215.
2. Graham, K.M. and Ramadhyani, S., 1996, Experimental and theoretical studies of mist jet impingement cooling, ASME, J. Heat Transfer, Vol. 118, pp. 343-349.
 3. Sweetland, M. and Lienhard, V. J. H., 2000, Evaporative cooling of continuously drawn glass fibers by water sprays, Int. J. 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. 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.
 6. Stoitchkov, N. J. and Dimitrov, G. I., 1998, Effectiveness of crossflow plate heat exchanger for indirect evaporative cooling, Int. J. Refrig., Vol. 21, No. 6, pp. 463-471.
 7. Hiller, C. C. and Glicksman, L. R., 1976, Improving heat pump performance via compressor capacity control-analysis and test, MIT Energy Lab.
 8. Fischer, S. K. and Rice, C. K., 1980, The Oak Ridge heat pump models: I. A steady-state computer design model for air-to-air heat pumps, ORNL/CON-80/R1, Oak Ridge National Lab.
 9. Domanski, P. A., 1989, EVSIM-An evaporator simulation model accounting for refrigerant and one dimensional air distribution, NISTIR 89-4133, U.S. Dept. of Commerce, NIST, Maryland 20899.
 10. Yoon, B., Yoo, K. C., Park, H. Y. and Kim, Y. S., 1996, Modeling of cross-flow fin-tube evaporator, The Korean Society of Mechanical Engineers Symposium Series: Thermal and Fluid Engineering Section, pp. 73-81.
 11. Chilton, T. H. and Colburn, A. P., 1934, Mass transfer (absorption) coefficients, Ind. Eng. Chem., Vol. 26, pp. 1183-1187.
 12. ASHRAE 1997, ASHRAE HANDBOOK 1997 FUNDAMENTALS, Chap. 5, 6.
 13. Kays, W. M. and Crawford, M. E., 1993, Convective Heat and Mass Transfer, 3rd ed., Chap. 4, McGraw-Hill, Inc.
 14. Yoon, B., Park, H. Y., Yoo, K. C. and Kim, Y. C., 1999, Air-conditioner cycle simulation using tube-by-tube method, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 11, No. 4, pp. 499-510.
 15. Shah, M. M., 1979, A general correlation for heat transfer during film condensation inside pipes, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 22, pp. 547-556.
 16. Gray, D. L. and Webb, R. L., 1986, Heat transfer and friction correlations for plate finned tube heat exchangers having plain fins, Proc. of 8th Int. Heat Transfer Conference, San Francisco.
 17. Schmidt, T. E., 1949, Heat transfer calculations for extended surface, Journal of the ASRE, Refrigerating Engineering, Vol. 4, pp. 351-357.
 18. Threlkeld, J. L., 1970, Thermal Environmental Engineering, Prentice-Hall, New York, pp. 257-259.
 19. Song, C. H., Lee, D.-Y. and Ro, S. T., 2003, Heat transfer enhancement in an air-cooled heat exchanger by evaporative cooling, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 46, pp. 1241-1249.