

## 대향류형 냉각탑의 탈설계 성능해석

신 지 영<sup>†</sup>, 손 영 석, 한 등 원\*  
 동의대학교 기계산업시스템공학부, \*동의대학교 대학원

### Off-Design Performance Analysis of a Counterflow-Type Cooling Tower

Jee-Young Shin<sup>†</sup>, Young-Seok Son, Dong-Won Han\*  
 School of Mechanical & Industrial System Engineering, Dong-Eui University, Busan 614-714, Korea  
 Graduate School, Dong-Eui University, Busan 614-714, Korea

(Received October 15, 2001; revision received November 28, 2001)

**ABSTRACT:** Cooling tower design procedure was set up using conventional Merkel theory. The design data could be different depending on the characteristic curve that the engineer chose. It reveals that the consistent and reasonable criteria are required based on the exact information of the cooling tower performance. In this study, an off-design performance analysis program for a counterflow-type cooling tower was developed and verified by comparing with experimental data. Also, the off-design performance with various operating conditions was analyzed.

**Key words:** Cooling tower(냉각탑), Design procedure(설계과정), Off-design performance(탈설계 성능), Operating conditions(작동조건)

#### 기 호 설 명

$A$  : 통과면적 [ $m^2$ ]  
 $a$  : 단위체적당 물질전달면적 [ $m^2/m^3$ ]  
 $c_p$  : 비열 [ $kJ/kg \cdot ^\circ C$ ]  
 $G$  : 공기유량 [ $kg/s$ ]  
 $h$  : 엔탈피 [ $kJ/kg$ ]  
 $K$  : 총괄 질량전달계수 [ $kg/s \cdot m^2$ ]  
 $L$  : 물유량 [ $kg/s$ ]  
 $m$  : 질량 [ $kg$ ]  
 $q$  : 열전달률 [ $kJ/s$ ]  
 $T$  : 공기온도 [ $^\circ C$ ]  
 $t$  : 물온도 [ $^\circ C$ ]

$U$  : 총괄 열전달계수 [ $kJ/s \cdot m^2 \cdot ^\circ C$ ]  
 $V$  : 냉각탑 체적 [ $m^3$ ]  
 $W$  : 절대습도

#### 상첨자

' : 물온도에서의 물성치  
 " : 계면온도에서의 물성치

#### 하첨자

$a$  : 공기  
 $G$  : 계면과 공기 사이  
 $L$  : 잠열  
 $S$  : 현열  
 $w$  : 물  
 1, 2 : 냉각탑 입구, 출구

<sup>†</sup> Corresponding author  
 Tel.: +82-51-890-1650; fax: +82-51-890-2232  
 E-mail address: jyshin@dongeui.ac.kr

## 1. 서론

대부분의 공기조화 시스템이나 산업공정에서 발생하는 열은 대기 중으로 방출하여야 한다. 예를 들어, 응축기나 산업용 열교환기에서 열을 제거해야 하며 이를 위한 열전달 매개체로서 주로 물(냉각수)이 사용된다.

과거에는 이러한 냉각수를 상수도나 하천 등으로부터 계속 공급하고 사용한 냉각수는 하수도나 하천 등으로 버리는 방법을 택하였다. 그러나, 최근에는 냉각수의 공급 및 방출에 드는 비용이 급격하게 증가하였고, 공장 등에서 배출되는 고온의 물에 의한 열적 오염도 환경규제 대상이 되고 있기 때문에, 기존의 방식으로는 경제성 및 환경규제를 만족할 수 없다.

그 대안으로 공냉식 열교환기를 사용하는 방법이 있으나, 초기 투자비가 많이 들고 팬 운전 동력이 많이 소모된다는 단점이 있다. 반면에 냉각탑은 사용전력이 매우 작고, 냉각수의 소모도 기존의 냉각수를 직접 방출하는 시스템에 비해 5% 정도로 줄일 수 있기 때문에 사용이 급격히 확대되고 있다. 냉각탑의 냉각작용은 물과 공기의 온도차로 인한 열전달인 현열과정과 냉각수의 일부가 증발하면서 발생하는 물질전달에 의한 잠열과정으로 이루어진다.

냉각탑 작동에 관한 이론은 1923년 Walker에 의해 최초로 제안되었으나 실질적인 미분방정식을 이용한 해석은 1925년 Merkel에 의해서 시도되었다. 단순화된 Merkel의 엔탈피 이론은 냉각탑의 성능계산에 보편적으로 사용되어 왔으며, Lichtenstein에 의해 도식적인 방법으로 Merkel 방정식의 해를 구할 수 있게 되었다.<sup>(1)</sup> 또한 1961년 Baker and Shryock는 Merkel의 연구를 재검증하여 Merkel이 사용하는 가정으로부터 발생하는 오차를 최소한으로 줄이고자 하였다.<sup>(2)</sup>

1975년에 미국 냉동공조학회(ASHRAE)에서는 Merkel 이론을 기본으로 하여 냉각탑의 설계곡선을 작성하였고, 최근에는 많은 연구자들이 냉각탑 내 유체유동과 열 및 물질전달에 관한 수치적 해석 또는 실험을 통해 냉각탑의 성능해석에 관심을 두고 있다.<sup>(3-7)</sup>

국내에서는 강제대류에 의한 대향류형 냉각탑을 많이 사용하고 있으며, 석유화학, 제철공업, 산업용 냉동 및 공기조화 등 여러 산업분야에 걸

쳐 폭넓게 사용되고 있다. 그러나, 냉각탑을 폭넓게 이용하고 있음에도 불구하고 외국의 설계자료에 의존하여 냉각탑을 제작하여 왔고, 국내 독자적인 설계기술 및 전산화 작업이 체계적으로 이루어지지 않고 있다. 또한, 제품의 성능평가에 기본이 되는 탈설계점 성능해석에 대한 부분도 완전하게 이루어지고 있지 않다.

본 연구에서는 기존의 정립된 냉각탑 이론 및 설계기술을 정리하고 설계과정을 전산화하였으며, 다양한 작동조건에서 냉각탑의 성능을 예측할 수 있는 탈설계점 성능해석 프로그램도 구성하였다. 이를 냉각탑의 성능실험자료와 비교하여 그 타당성을 검증하였고, 작동조건 변화에 따른 냉각탑의 성능변화를 해석하였다.

## 2. 기초이론

냉각탑 작동에 관한 이론으로서 Merkel은 냉각탑 내 열전달률을 포화상태 공기의 엔탈피와 국소 공기의 평균 엔탈피 차이에 비례하는 방정식으로 나타내었다. 이렇게 단순화된 Merkel의 엔탈피 이론은 냉각탑의 성능계산에 있어서 보편적으로 사용되어 왔으며, Lichtenstein에 의해 도식적인 방법으로 Merkel 방정식의 해를 구할 수 있게 되었다.<sup>(8)</sup>

### 2.1 Merkel 방정식

Merkel 방정식은 주어진 설계조건과 충전재의 열전달성능과의 관계를 설명한 것으로, (1) 증발에 의한 물의 손실은 무시하고, (2) 공기/수증기 시스템에 대한 열확산계수와 물질확산계수는 같으며, (3) 접촉경계면에서 공기는 포화상태이고, (4) 증발 잠열은 일정하다는 가정하에, 냉각탑 내에서 공기와 물 사이에서 이루어지는 현열 및 잠열 열전달현상을 해석하였다.

충전재의 단위체적  $dV$ 에서 계면으로부터 외부 공기로의 총열전달률은 현열전달률( $dq_S$ )과 잠열전달률( $dq_L$ )의 합으로 이루어진다.

$$dq_S = U_G a dV (T'' - T) \quad (1)$$

$$dq_L = h_{fg} dm = h_{fg} K' a dV (W'' - W) \quad (2)$$

물의 손실열량은 공기가 얻은 열량과 같으며, 그 크기가 식(1)과 (2)의 합과 같다는 에너지 보존법칙과 위에서 도입된 가정을 도입하고, 경계막 온도  $T'$ 을 외기온도  $T$ 와 같다고 가정하여 정리하면 다음과 같다.

$$Lc_{pw}dt = KadV(h' - h) \quad (3)$$

이 식을 적분하면 다음과 같다.

$$\frac{KaV}{L} = \int_{t_2}^{t_1} \frac{c_{pw}dt}{(h' - h)} \quad (4)$$

2.2 대향류형 냉각탑의 해석

식(4)의 좌변은 충전재 특성값으로서 충전재의 열전달능력을 나타내는 무차원수이며, 이 값을 구하기 위해서는 우변의 적분이 계산되어야 한다. 이 충전재 특성값을 NTU(Number of Transfer Unit)라고 하며 냉각탑에 유입되는 공기와 물의 온도만으로 계산되기 때문에 냉각탑의 크기나 충전재의 형상과는 무관한 식이며 열전달 요구면적을 의미한다. 적분항을 계산하기 위해서는 Fig. 1과 같은 구동력선도를 작성하는 것이 편리하다. 점 A와 점 B는 각각 물의 입구 및 출구 위치에서의 상태를 나타낸다. 여기서 물의 입출구 온도차는 물온도범위(Range), 물 출구와 공기 습구온도의 차는 접근도(Approach)라고 한다.

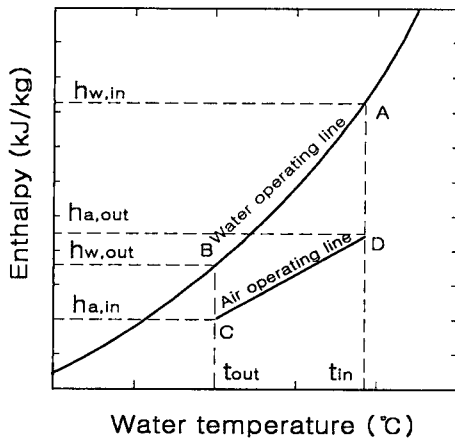


Fig. 1 Enthalpy-temperature diagram of air and water.

식(4)의 적분항에서  $(h' - h)$ , 즉 계면과 공기의 엔탈피 차이인  $\Delta h$ 는 충전재의 각 위치에서 일정하지 않기 때문에 이를 구하기 위해 Tchebycheff 적분법에 의해 다음과 같이 근사값을 계산한다.

$$\int_{t_2}^{t_1} \frac{c_{pw}dt}{h' - h} \approx c_{pw}(t_1 - t_2) \times \frac{1}{4} \sum_{i=0}^4 \left( \frac{1}{h'_i - h_i} \right) \quad (5)$$

여기서  $h'_i$ 는 물과 같은 온도에 있다고 가정한 계면의 공기 엔탈피,  $h_i$ 는 공기온도에서의 공기 엔탈피를 의미한다.

한편 Fig. 1에서 상태 C와 D의 엔탈피는 에너지 평형에 의해 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$h_2 = h_1 + c_{pw} \frac{L}{G} (t_2 - t_1) \quad (6)$$

따라서 CD 직선의 기울기는 물-공기의 유량비 ( $L/G$ )가 된다.

충전재의 열전달특성은 충전재 특성곡선(Packing characteristic curve)으로 나타낼 수 있으며, Fig. 2에서는 보이는 바와 같이 대수좌표에 물-공기 유량비  $L/G$ 의 변화에 따른 충전재 특성값  $KaV/L$ 을 나타낸 것이다. 물의 질량유량  $L$ 이 일정한 경우에 공기 질량유량  $G$ 가 감소하면 충전재의 열전달능력이 감소될 것이므로 물-공기 유량비가 증가함에 따라 충전재 특성값은 감소하는 것으로 나타난다.

충전재 특성곡선을 작성할 때는 물-공기 유량

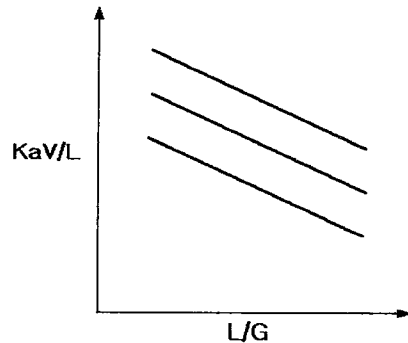


Fig. 2 Characteristic curve of cooling tower.

비를 변화시키면서 각각의 물-공기 유량비에 대한 냉각탑 성능을 측정한다. Fig. 1의 구동력 선도에서 A, B, C 및 D가 결정되므로 식(4)에 의하여 충전재 특성값을 구할 수 있다. 한편, 실험에 의하면 물-공기 유량비와 충전재 특성값은 다음과 같은 관계를 갖는 것으로 알려져 있으며,<sup>(9)</sup> Fig. 2와 같은 형태로 표시된다.

$$\frac{KaV}{L} = c \left( \frac{L}{A} \right)^m \left( \frac{G}{A} \right)^n \quad (7)$$

여기서 A는 물 및 공기의 통과면적이며 c, m 그리고 n은 실험값이다.

### 3. 설계점 및 탈설계점 해석

#### 3.1 설계점 해석

냉각탑의 설계순서는 다음과 같다.

- (1) 설계조건으로 냉각수 입·출구 온도, 냉각수 유량 및 공기 입구 온도를 입력한다.
- (2) 물-공기의 유량비  $L/G$ 를 가정하고 식(6)을 이용하여 출구공기 엔탈피를 계산한다.
- (3) 식(4)를 이용하여 요구 NTU를 계산한다.
- (4) 식(7)을 이용하여 특성 NTU를 계산한다.
- (5) 요구 NTU와 특성 NTU를 비교하여 값이 같지 않으면  $L/G$ 를 수정하여 (2)-(4)를 반복한다.
- (6) 설계 NTU를 결정한다.

#### 3.2 탈설계점(Off-design) 해석

탈설계점 해석은 설계된 기기의 실제 성능과 관련된 부분이다. 즉, 설계조건과는 다른 상태에서 작동이 이루어지고 있을 때, 그 상태가 올바른 상태인지 아닌지를 판단하는 척도이다.

일반적으로 현장에 적용된 냉각탑이 설계조건 하에서만 작동하지 않기 때문에 사용자는 다른 작동조건에서 냉각탑의 성능에 대한 자료를 파악하여 기기를 효율적으로 운전하여야 한다. 이런 측면에서 탈설계점 해석도 설계점 해석 못지 않게 중요한 부분이라 할 수 있다.

탈설계점 해석의 순서는 다음과 같다.

- (1) 탈설계조건에서 물-공기 유량비  $L/G$ 를 계산한다.

(2) 물 입구온도를 가정하고 식(6)을 이용하여 출구 공기 엔탈피를 계산한다.

(3) 물 출구 온도와 어프로치를 계산한다.

(4) 식(4)를 이용하여 요구 NTU를 계산한다.

(5) 설계과정에서 선정된 냉각탑 특성곡선을 이용하여 특성 NTU를 계산한다.

(6) (4)와 (5)에서 계산된 요구 NTU와 특성 NTU를 비교하여 값이 같지 않으면 물 입구온도를 변화시켜 (2)-(5)를 반복한다.

(7) 오차 내의 만족한 값이 나오면 그때  $L/G$ 와 특성 NTU를 결정한다.

### 3.3 검 증

물 입구온도 또는 외기온도 등이 일정한 상태에서 실험을 수행하여 어떤 변수의 변화에 대한 냉각탑 성능변화의 경향을 살펴보는 것이 의미있는 일이지만, 본 연구의 경우 냉각탑을 설치하는 장소에 환온환습 장치가 없었기 때문에 실제 외기 상태 그대로 실험을 수행하였다. 실험은 물 저장 탱크의 온도를 설정값까지 올린 다음에 뜨거워진 물을 냉각탑에 공급하여 식히는 과정에 의해 이루어졌다. 냉각수의 유량과 입출구온도, 공기의 입구온도 및 습도를 측정하였으며 공기의 유량은 냉각탑 출구에서 속도를 측정하여 계산하였다.

Table 1에 실험장치로 제작한 냉각탑에 대한 설계자료를 나타내었다. 디에이치 테크 주식회사(WWW.DHTGREEN.CO.KR)에서 설계한 정격용량 19,500 kcal/hr인 기존 냉각탑 제품 DCT-5R의 기초 설계자료이다.

Table 2에는 실험에서 측정한 물 출구온도와 탈설계 해석결과를 비교해 보았다. 실험시 주위의 상황에 대한 오차를 고려한다면, 탈설계 해석이 냉각탑의 성능을 비교적 잘 예측하고 있는 것으로 판단된다.

Table 1 Design data (base case)

Item	Unit	
Circulation water flow rate	m <sup>3</sup> /hr	3.9
Hot (inlet) water temp.	°C	37
Cold (outlet) water temp.	°C	32
Inlet air wet bulb temp.	°C	27
Relative humidity	%	60
Nominal capacity	kcal/hr	19,500

Table 2 Off-design performance data (experiment and prediction)

	Design Condition	Case I	Case II	Case III	Case IV
Water flow rate (m <sup>3</sup> /s)	0.9×10 <sup>-3</sup>	3×10 <sup>-3</sup>	2.98×10 <sup>-3</sup>	3.02×10 <sup>-3</sup>	1.1×10 <sup>-3</sup>
Inlet air dry bulb temp. (°C)	32.8	27.2	29.3	25.4	26.7
Relative humidity (%)	70	64	40.3	34.7	50
Inlet air wet bulb temp. (°C)	28.1	22	19.6	15.6	19.3
Hot water temp. (°C)	40	38	39	30	34.5
Cold water temp. (Exp., °C)	34	34.5	35.4	28.5	30.4
Cold water temp. (Cal., °C)	34	36.1	35.8	27.8	30.9

Table 3 Comparison of the design data (current calculation, CTI bluebook, company's own design)

Item	Unit	Case I	Case II	Case III	Case IV	Case V
Circulation water flow rate	m <sup>3</sup> /hr	680	600	772.5	800	220
Hot water temp.	°C	53	45	43	37	43
Cold water temp.	°C	35	35	32	32	32
Wet bulb temp.	°C	27	28	28	27	28
Cell quantity	ea	1	5	3	2	2
(L/G) <sub>CAL</sub> / (L/G) <sub>CTI</sub>		0.975	1.033	0.932	0.993	.932
(NTU) <sub>CAL</sub> / (NTU) <sub>CTI</sub>		0.969	0.944	1.006	0.962	1.006
(L/G) <sub>CAL</sub> / (L/G) <sub>company</sub>		1.625	1.188	1.186	1.15	1.717
(NTU) <sub>CAL</sub> / (NTU) <sub>company</sub>		1.409	1.245	1.275	1.268	1.53

이를 통해 본 연구의 설계-탈설계점 성능해석 과정의 타당성을 검증하였으며, 이를 바탕으로 기존의 설계자료와 전산 프로그램의 계산결과를 비교하였다. Table 3에 기존 냉각탑 제품 DCT-5R의 설계자료, CTI Bluebook을 이용하여 수계산한 설계자료, 그리고 본 연구의 설계 프로그램을 이용하여 설계한 결과를 비교하여 보았다. CTI Bluebook은 1967년 미국 CTI(Cooling Tower Institute)에서 대향류형 냉각탑의 NTU 계산을 위해 발간한 핸드북이다.

본 연구의 설계값은 CTI Bluebook을 이용한 계산결과와 잘 일치하는 것을 알 수 있다. 또한 본 연구의 설계값은 회사의 기존자료와도 합리적인 범위 내에서 잘 일치하는 것을 알 수 있다. 특히, 회사의 설계자료는 설계자의 의도에 의해 특성곡선이 선택되기 때문에 설계결과는 다분히 임의적이라는 점을 감안하면, 두 값 사이의 오차는 더욱 줄어든다고 판단할 수 있다. 그러나, 회사에서 설계한 자료 중 case I과 case V가 상당히 큰 차이를 보인다. 이는 프로그램이나 Blue-

book을 이용한 계산결과가 틀린 것이 아니라, 이 기기를 설계할 당시의 설계자가 냉각탑의 크기, 팬 소요동력 등 냉각탑의 열적성능과 관련 없는 다른 인자를 제한하는 등 설계점을 임의로 변경하였기 때문으로 판단된다.

즉, Fig. 2의 특성곡선의 선정을 바꾸게 되면 냉각탑의 성능 및 가격 등 모든 상황이 바뀌게 되기 때문에, 특성곡선을 선정하기 위한 성능시험자료의 확보가 중요하다는 것을 알 수 있다. 또한, 냉각탑의 설계과정을 전산화하여 설계자의 주관적인 의도가 개입하는 것을 최대한 방지하여야 할 필요가 있다는 것을 다시 한번 확인할 수 있다.

### 3.4 작동조건 변화에 따른 냉각탑의 성능 변화

냉각탑을 설계조건과 동일한 상태에서 성능시험을 하는 것이 가장 바람직하겠지만, 실제 설치 장소에서 설계조건과 동일한 상태를 유지하기는 매우 힘든 일이다. 또한, 변화하는 주변조건에서

사용자에게 냉각탑의 성능에 대한 정보를 제공해야 하기 때문에, 작동조건 변화에 따른 냉각탑의 성능예측은 매우 중요하다.

본 절에서는 3.2, 3.3절의 탈설계점 성능해석 및 검증결과를 바탕으로 몇 가지 작동조건이 변화할 때 냉각탑의 성능변화를 살펴보고자 한다. 비교의 기준이 되는 조건은 Table 1의 설계조건을 사용하였다.

3.4.1 습구온도의 변화가 성능에 미치는 영향

물유량, 공기유량, 냉각수 입구온도 등 모든 조건이 일정한 상태에서 습구온도가 변화할 경우 냉각탑의 성능변화, 즉, 냉각수 출구온도 변화를 Fig. 3에 나타내었다. 그림에서 공기유량은 설계점에 대해 ±20% 변화시킨 경우를 각각 계산하였다.

습구온도가 15℃ 이상 비교적 넓은 범위에서 변하는 데 비하여 물 온도는 5~6℃ 정도로 비교적 작은 범위에서 변화하는 것을 볼 수 있다. 일반적으로 냉각탑 작동조건에서 물의 열용량이 공기의 열용량보다 매우 크다는 것을 감안하면 물 온도의 변화가 상대적으로 작으리라는 것을 예측할 수 있다.

한편, 공기유량이 증가하면 냉각수 출구온도가 더 감소하는 것을 확인할 수 있으나, 공기 습구온도의 변화에 대한 민감도는 커지는 것을 볼 수 있다. 또한, 공기유량을 +20% 정도 증가시킨다 하더라도 공기 습구온도가 너무 높으면 냉각성능에 미치는 영향이 별로 없다는 것을 그림에서 확

인할 수 있다.

이러한 변화의 폭은 모든 냉각탑의 설계조건에 따라 틀려지기 때문에 각각의 기기에 대하여 탈설계점 성능해석을 통해 그 변화의 정도를 예측해야 할 필요가 있다. 예를 들어, 입구공기 습구온도가 특정온도 이상으로 상승하면, 공기유량을 증가시키는 것은 냉각성능 향상에 도움이 안된다 는 등의 운전방법을 제시할 수 있을 것이다.

3.4.2 물온도 범위의 변화가 성능에 미치는 영향

공기 습구온도, 물유량, 공기유량 등의 조건을 고정하고 물온도 범위가 변화할 때 냉각탑의 성능변화를 Fig. 4에 나타내었다. 물온도 범위를 증가시키면 냉각수의 출구온도가 상승한다. 이는 냉각 요구량이 많아지기 때문에 물과 공기의 온도차가 커져야만 요구하는 물온도 범위, 즉 냉각성능을 발휘할 수 있기 때문이다.

이는 열교환기 면적이 정해진 상태에서 물온도 범위를 증가시키면 열교환 능력의 유지를 위해 냉각수 입출구 온도가 높아진 상태에서 작동되어야 한다는 것을 의미한다. 즉, 사용자가 물온도 범위를 설계점과 다르게 운전하고자 한다면 냉각수 입구온도 또한 재지정하여야 사용자의 요구를 충족시킬 수 있다는 것을 의미한다.

공기유량이 많아지면 냉각수 출구온도가 더 떨어지며, 물온도 범위의 변화에 대한 냉각수 출구온도 변화의 폭은 공기유량이 증가할수록 약간 둔화되는 모습을 보인다. 이는 물온도 범위의 변화로부터 요구되는 온도 변화량을 유량의 증가로

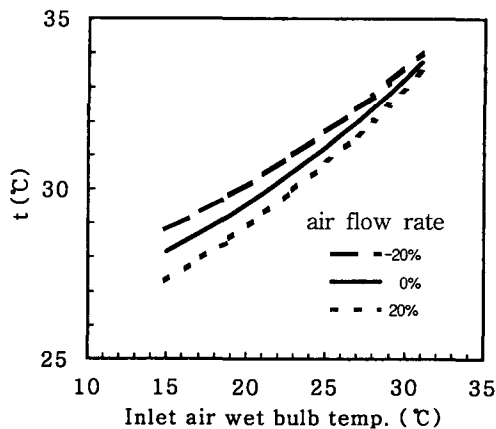


Fig. 3 Effect of wet bulb temperature on the exit water temperature.

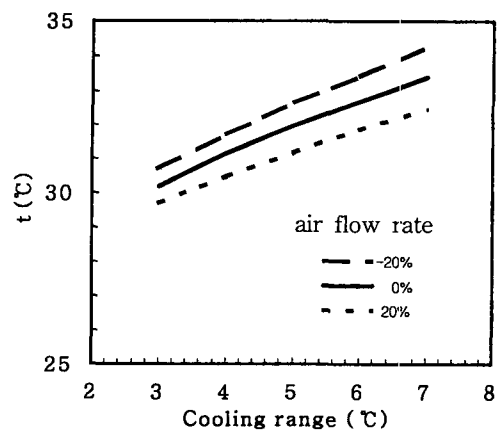


Fig. 4 Effect of cooling range on the exit water temperature.

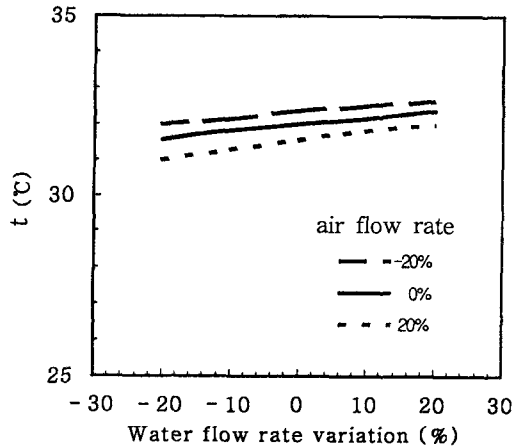


Fig. 5 Effect of water circulation rate on the exit water temperature.

서 어느 정도 흡수하기 때문으로 판단된다.

3.4.3 물유량의 변화가 성능에 미치는 영향

공기유량, 습구온도, 냉각수 입구온도 등이 고정된 상태에서 물유량이 변화할 때 냉각수 출구온도의 변화를 Fig. 5에 나타내었다. 물유량이 ±20% 정도 변화하여도 냉각수 출구온도는 1°C 정도밖에 변화하지 않을 정도로 반응이 민감하지 않은 것을 알 수 있다.

공기유량이 많아지면 마찬가지로 냉각수 출구온도가 더 떨어지는 것을 확인할 수 있다. 물유량이 20% 정도 늘어나면 공기유량을 변화시켜도 냉각수 출구온도는 큰 차이가 없다는 점을 감안하면, 물유량이 어느 정도 이상으로 증가하면 공기유량의 변화가 냉각성능에 미치는 영향은 거의 없을 것으로 예측할 수 있다.

이러한 반응의 민감도는 각 냉각탑에 따라 모두 다르게 나타날 것이기 때문에, 운전조건의 변화에 따른 냉각탑의 성능자료를 제공하기 위해서는 탈설계점 성능해석이 필수적이라는 것을 다시 한번 확인할 수 있다.

몇 가지 작동조건의 변화에 따른 냉각탑의 성능변화를 예측하고 그 경향을 살펴보았다. 전술한 바와 같이 이러한 경향은 새로운 냉각탑을 설계할 때마다 사용자에게 제시되어야 하는 것이며, 설치 후에도 실제 성능자료의 피드백을 통해 회사의 냉각탑 특성곡선에 대한 자료를 확보해야 할 것이다.

4. 결 론

(1) 냉각탑의 설계과정을 전산화하고 기존 설계값과 비교하였다. 설계자의 주관적 판단을 배제하기 위해서는 전산 프로그램의 사용이 필수적이며 올바른 냉각탑 특성곡선의 선정이 필요함을 알 수 있었다.

(2) 냉각탑의 탈설계 성능을 해석 및 검증하였으며, 이를 통해 설계조건과 다르게 운전될 경우 냉각탑의 성능을 파악할 수 있을 것으로 판단된다.

(3) 냉각탑의 탈설계 성능에 영향을 미치는 인자를 분석하였다. 공기 습구온도 및 물온도 범위의 변화는 냉각탑의 성능변화에 비교적 큰 영향을 미치지만, 물유량의 변화가 성능에 미치는 영향은 미미하였다. 이러한 경향은 각각의 냉각탑에 대하여 모두 다르게 나타날 것이기 때문에 기기의 제작시 탈설계 성능 또한 고려하여야 할 것으로 판단된다.

후 기

이 논문은 제8차(2000)년도 산학연 공동기술개발 부산·울산지역 컨소시엄사업에 의해 지원되었음.

참고문헌

1. Merkel, F., 1925, Verdunstungskuehlung, VDI Forschungsarbeiten, No. 275, Berlin.
2. Baker, D. R. and Shryock, H. A., 1961, A comprehensive approach to the analysis of cooling tower performance, J. of Heat Transfer, August, pp. 339-350.
3. Bernier, M. A., 1994, Cooling tower performance: Theory and experiments, ASHRAE Transactions, No. 3794, pp. 114-121.
4. Webb, R. L. and Villacres, A., 1984, Cooling tower performance, ASHRAE Journal, November, pp. 34-40.
5. Lee, H. C., Bang, K. H. and Kim, M. H., 1998, Experimental study on the thermal performance of a cooling tower, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 10, No. 1, pp. 88-94.

6. Lee, K. H., Choi, W. Y. and So, H. Y., 1998, Comparison of performance of cooling tower with various shape of packings, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 10, No. 3, pp. 358-367.
7. Kim, Y. S., Seo, M. K. and Lee, S. K., 1999, A study on the counter-flow cooling tower performance analysis using NTU-method, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 11, No. 5, pp. 598-604.
8. Lichtenstein, J., 1943, Performance and selection of mechanical-draft cooling towers, Trans. ASME, Vol. 65, p. 779.
9. ASHRAE, 1996, ASHRAE handbook-HVAC systems and equipment, Ch. 37, Atlanta: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc.