

# 대향류형 냉각탑에 대한 설계 및 성능해석을 위한 수치해석적 연구

## Numerical study for performance analysis and design of a counterflow type cooling tower

이 상 윤\*, 이 정 희\*, 최 영 기\*\*, 유 흥 선\*\*  
 S. Y. Lee, J. H. Lee, Y. K. Choi, H. S. Ryou

**Key words :** Heat and mass transfer(열 및 물질전달), Cooling tower(냉각탑), Counterflow(대향류), Forced draft(강제통풍), Natural draft(자연통풍), Turbulent 2-phase flow(난류이상유동), Standard k-ε model(표준 k-ε 모델), Finite volume method(유한체적법), Non-orthogonal grid system(비직교 좌표계)

### Abstract

A numerical study for performance analysis of a counterflow type forced draft tower and natural draft cooling tower has been performed based on the method using the finite volume method with non-orthogonal body fitted and non-staggered grid system. For solving the coupling problem between water and air, air enthalpy balance, moisture fraction balance, water enthalpy balance, and water mass balance equations are solved with Navier-Stoke's equations simultaneously. For the effect of turbulence, the standard k-ε turbulent model is implied in this analysis. The predicted result of the present analysis is compared with the experimental data and the commercial software result to validate the present study. The predicted results show good agreement with the experimental data and the commercial software result. To investigate the influence of the cooling tower design parameters such as approach, range and wet bulb temperature, parametric studies are also performed.

### 기 호 실 명

<p><math>a</math> : area of transfer surface per unit volume[m<sup>2</sup>/m<sup>3</sup>]</p> <p><math>A</math> : control surface[m<sup>2</sup>]</p>	<p><math>c_{pl}</math> : constant pressure specific heat of water[J/kg · K]</p> <p><math>C_{\mu}, C_1, C_2</math> : standard k-ε turbulence model constant</p> <p><math>D</math> : diffusion conductance</p> <p><math>f_x</math> : resistance to air flow in x direction [N/m<sup>3</sup>]</p> <p><math>f_y</math> : resistance to air flow in y direction [N/m<sup>3</sup>]</p>
--	--

\* 중앙대학교 대학원 기계공학과

\*\* 정희원, 중앙대학교 기계공학과

$f_G$	: moisture fraction in air[kg/kg]	2	: outlet port
$g$	: gravitational acceleration[m/s <sup>2</sup> ]	<i>amb</i>	: ambient
$G$	: air mass flow rate[kg/s]	<i>avg</i>	: average
$h$	: enthalpy[J/kg]	<i>DB</i>	: dry bulb
$k$	: turbulent kinetic energy[m <sup>2</sup> /s <sup>2</sup> ]	<i>eff</i>	: effective
$K$	: mass transfer coefficient[kg/m <sup>2</sup> s]	<i>elim</i>	: eliminator
$L$	: water mass flow rate[kg/s]	<i>F</i>	: water
$m$	: mass of water vapor or liquid[kg]	<i>G</i>	: moist air
$n$	: empirical constant for fill	<i>S</i>	: saturated
$N$	: number of velocity head loss	<i>WB</i>	: wet bulb
$P$	: pressure[Pa]		
$Pe$	: Peclet number of east node point		
$\dot{q}$	: rate of heat transfer[W]		
$R$	: universal gas constant[J/kgmolK]		
$t$	: temperature of water[°C]		
$V$	: control volume[m <sup>3</sup> ]		
$x, r$	: cylindrical coordinates		
$x^i$	: non-orthogonal coordinates		
$y^j$	: cartesian coordinates		
$u, v$	: cartesian velocity components in the $y^1, y^2$ directions		
$w$	: absolute humidity[kg/kg]		

## 그리스문자

$\alpha$	: cartesian component of the contravariant base vector
$\Gamma$	: diffusion coefficient
$\delta$	: Kronecker's delta
$\varepsilon$	: dissipation rate of turbulent kinetic energy
$\lambda$	: empirical constant for fill
$\mu$	: viscosity[kg/ms]
$\nu$	: specific volume[m <sup>3</sup> /kg]
$\rho$	: density[kg/m <sup>3</sup> ]
$\sigma$	: Prandtl number
$\phi$	: dependent variable

## 하첨자

1	: inlet port
---	--------------

## 1. 서 론

산업용 공기 조화 시스템이나 대형 열 교환기 등에서는 발생하는 폐열을 효과적으로 제거하는 방법으로 냉각탑이 주로 쓰이고 있다. 냉각탑은 최소한의 전기 에너지를 사용하여 가장 경제적으로 폐열을 제거할 수 있는 수단으로서, 냉각수를 재사용함으로써 인해 수자원부족 및 수질오염을 방지하는데 크게 이바지하고 있다.<sup>(1)</sup> 최근 냉동, 공조산업의 보급이 촉진되면서, 냉각탑의 수요가 늘고 있다. 따라서, 냉각탑 최적설계에 대한 기술축척이 반드시 필요하게 되었다. 실제 설계를 위한 실험은 탑종류, 형상, 충전물 등에 따라 매번 제작하여야 하며, 또한 운전시의 대기조건을 만족시키는 것은 시간상, 비용상 매우 불리하다. 이러한 문제점을 보완하기 위하여 주어진 운전환경에서 동작하는 냉각탑을 수치적으로 구성함으로써, 각 조건에 대한 자료를 손쉽게 얻을 수 있는 해석방법이 고려되고 있다.

냉각탑 작동에 관한 이론은 Walker등<sup>(3)</sup>에 의해 최초로 제안되었으나, 실질적인 미분 방정식을 이용한 해석은 Merkel<sup>(4)</sup>에 의해서 처음 시도되었다. Merkel은 공기·수증기 시스템에 대한 Lewis수를 1로 가정하여 냉각탑 내의 열전달율을 포화 상태 공기의 엔탈피와 국부 공기의 평균 엔탈피 차이에 비례하는 방정식으로 나타내었다. 이러한 Merkel의 방정식은, 냉각탑의 성능 계산에 있어서 최근까지 보편적으로 사용되고 있다. Lichtenstein<sup>(5)</sup>은 Merkel의 방정식을 사용하여 도식적인 방법으로 해를 구하였다. 또한 Baker와 Shryrock<sup>(6)</sup>은 Merkel의 연구를 재검증하여 Merkel이 사용한 가정으

로부터 발생하는 오차를 최소한으로 줄이고자 하였다. C.T.I.에서는 Merkel 이론을 기본으로 하여 냉각탑 냉각탑 설계곡선을 작성하였고<sup>(7)</sup>, Majumdar, Singhal과 Spalding 등<sup>(8)</sup>은 냉각탑 내의 유동과 열 및 물질 전달에 대한 2차원 편미분 지배 방정식을 유한 차분법을 사용하여 냉각탑 내의 유체유동 및 열전달 현상을 해석하는 상용 프로그램(VERA2D)을 개발하였다. 그러나 이 경우 직교 좌표계를 사용한 단순한 형태의 냉각탑에 대하여 적용하였고, 특성길이를 이용한 선형 난류 모델<sup>(8,9)</sup>을 사용하였다.

일반적으로 냉각탑의 종류는 공기와 물의 흐름 방향에 따라 대향류방식과 직교류방식으로 나뉘고, 공기의 구동방법에 따라 강제 통풍방식과 자연 통풍방식으로 나눌 수 있다.<sup>(1)</sup> 본 연구에서는 일반적인 대향류형 냉각탑에 대한 수치해석으로서 강제 및 자연 통풍 방식에 대하여 각각 적용하여 해석하고자 한다. 먼저 탑 내의 증발에 의한 수분 손실이 고려되고, 물과 공기간의 커플링이 고려된 2차원 축대칭 난류 이상 유동방정식(turbulent two-phase flow)을 세운다. 이를 일반 비직교 좌표계에 적용하고 유한 체적법을 사용하여 냉각탑 내의 유동장을 해석하고자 한다. 난류의 영향을 고려하지 위해 표준 k-ε 난류 모델을 채택하여 해석하고자 한다. 먼저 해석결과의 타당성을 검증하기 위하여 실험 및 상용프로그램의 결과와 비교하고, 냉각탑 내 유동변화가 냉각탑 성능에 미치는 영향과, 냉각탑 운전조건의 변화가 냉각탑 효율, 냉각용량, 레인지 및 어프로치 등에 미치는 영향에 대해 고찰한다. 이를 통해 대향류형 냉각탑 최적 설계의 기초적인 자료를 제공하는 데 본 연구의 목적이 있다.

## 2. 본 론

본 해석의 기본 개념은 냉각탑내의 이상유동을 고려함에 있어서, 계산 영역을 크게 공기의 영역과 물의 영역으로 구분하여 각 영역의 유동장을 연속된 유동으로 가정하고, 물과 공기간의 열 및 물질전달을 고려하는 것이다. 각 영역의 지배방정식을 세우고, 유한체적법을 사용하여 해석한다. 지배방정식을 위한 가정과 모델이 제시되며, 대향류형 자연 통풍식과 강제 통풍식 냉각탑에 대해 각각 해석한다.

### 2.1 가 절

지배방정식을 세우기 위한 가정은 다음과 같다.<sup>(6)</sup>

- 열 및 물질전달은 물의 체적과 공기의 경계면에서 일어난다.
- 물과의 경계면에서 공기는 포화상태이다.
- 물질전달 중의 저항은 없다.
- 물과의 경계면에서 온도구배는 0이다.
- 공기·수증기 시스템에 대한 열확산 계수와 물질확산 계수는 같다.
- 물의 열 및 물질전달은 유동과 평행한 방향만을 고려한다.

### 2.2 지배방정식

#### 2.2.1 공기의 평형방정식

질량평형방정식

$$\frac{1}{J} \frac{\partial}{\partial x^j} [J \alpha_m^j (\rho U_m)] = \dot{m}_v'''' \quad (1)$$

운동량평형방정식

$$\begin{aligned} \frac{1}{J} \frac{\partial}{\partial x^j} [J \alpha_m^j (\rho U_m U_i - \tau_{mi} + P \delta_{mi})] \\ = -f_i - (\rho - \rho_{amb}) g \delta_{1i} \end{aligned} \quad (2)$$

위의 식(2)에서 응력텐서  $\tau_{mi}$ 는 난류 유동의 경우 운동량 방정식을 시간 평균하므로써 나타나는 점성응력 및 레이놀즈 응력을 나타내고, 그 식은 다음과 같다.

$$\tau_{mi} = \mu_{eff} \left[ \frac{\partial U_i}{\partial x^n} \alpha_m^n + \frac{\partial U_m}{\partial x^i} \alpha_i^n \right] - \frac{2}{3} \delta_{mi} k \quad (3)$$

여기서  $\mu_{eff}$ 는 난류 점성 계수  $\mu_t$ 와 분자 점성 계수  $\mu$ 의 합으로 정의된 등방성의 유효 점성계수를 나타내며, 난류 점성 계수  $\mu_t$ 는 다음과 같이 나타낸다.

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\epsilon} \quad (4)$$

난류에너지수송방정식

$$\begin{aligned} \frac{1}{J} \frac{\partial}{\partial x^j} \left[ J \alpha_m^j \left( \rho U_m k - \frac{\mu_t}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x^n} \alpha_m^n \right) \right] \\ = P_k - \rho \epsilon \end{aligned} \quad (5)$$

Table 1 Standard k-ε turbulence model constants

Coefficients values	$\sigma_k$	$\sigma_\epsilon$	$C_\mu$	$C_1$	$C_2$
	1.0	1.3	0.09	1.44	1.92

난류에너지소멸율방정식

$$\frac{1}{J} \frac{\partial}{\partial x^j} \left[ J \alpha_m^j \left( \rho U_m \epsilon - \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \frac{\partial \epsilon}{\partial x^n} \alpha_m^n \right) \right] = \frac{\epsilon}{k} (C_1 P_k - C_2 \rho \epsilon) \quad (6)$$

여기서  $\sigma_k$ 와  $\sigma_\epsilon$ 은 각각  $k$ 와  $\epsilon$ 에 대한 확산 난류 프란틀 수이고,  $C_\mu$ ,  $C_1$ ,  $C_2$ 는 난류모델 상수이며 Table 1에 주어져 있다.  $P_k$ 는 난류 에너지 생성항으로 다음과 같이 정의된다.

$$P_k = \mu_t \left[ \frac{\partial U_i}{\partial x^n} a_j^n + \frac{\partial U_j}{\partial x^m} a_i^m \right] \left[ \frac{\partial U_i}{\partial x^n} a_j^n \right] \quad (7)$$

엔탈피평형방정식

$$\frac{1}{J} \frac{\partial}{\partial x^j} \left[ J \alpha_m^j \left( \rho U_m h_G - \Gamma_{eff} \frac{\partial h_G}{\partial x^n} \alpha_m^n \right) \right] = \dot{q}''' \quad (8)$$

수증기분율평형방정식

$$\frac{1}{J} \frac{\partial}{\partial x^j} \left[ J \alpha_m^j \left( \rho U_m f_G - \Gamma_{eff} \frac{\partial f_G}{\partial x^n} \alpha_m^n \right) \right] = \dot{m}_v''' \quad (8)$$

여기서  $\Gamma_{eff}$ 는 분자에 의한 열확산을 포함하는 유효 열확산 계수이며 다음과 같이 정의된다.

$$\Gamma_{eff} = \frac{\mu}{Pr} + \frac{\mu_t}{Pr_t} \quad (10)$$

2.2.2 물의 평형방정식

질량평형방정식

$$\frac{1}{J} \frac{\partial}{\partial x^1} [J \alpha_1^j (\rho_F U_F)] = -\dot{m}_v''' \quad (11)$$

엔탈피평형방정식

$$\frac{1}{J} \frac{\partial}{\partial x^1} [J \alpha_1^j (\rho_F U_F h_F)] = -\dot{q}''' \quad (12)$$

위에서 기술한  $U_m$ ,  $U_F$ 는 각각 공기와 물에 대한 Cartesian 속도 성분을 나타낸다. 또한  $y_i$ 를 직교 좌표계,  $x^i$ 를 일반 좌표계라 할 때,  $J$ 는 비직교 좌표계로의 변환에 따른 Jacobian을 나타내며 다음과 같이 표현한다.

$$J = \det \left| \frac{\partial(y_1, y_2)}{\partial(x^1, x^2)} \right| \quad (13)$$

또한,  $\alpha_m^j$ 는 비직교 좌표계의 Contravariant 기본벡터  $e^j$ 와 Cartesian 단위벡터  $i_m$ 의 내적을 의미하고  $\delta_{mi}$ 는 Kronecker's delta를 나타낸다.

2.2.3 공기유동저항 모델과 열 및 물질전달 모델

공기유동저항모델

냉각탑 내에 설치되어 있는 여러 구조물에 의한 공기 유동 저항을 적분 형태로 나타내면 다음과 같다.<sup>(8)</sup>

$$\int f_x dV = N \frac{1}{2} \rho u^2 \Delta V + N_{lower} \frac{1}{2} \rho u^2 \Delta A + N_{elim} \frac{1}{2} \rho u^2 \Delta A \quad (14a)$$

$$\int f_y dV = N \frac{1}{2} \rho v^2 \Delta V + N_{lower} \frac{1}{2} \rho v^2 \Delta A + N_{elim} \frac{1}{2} \rho v^2 \Delta A \quad (14b)$$

여기서  $\Delta V$ 는 검사 체적이고,  $\Delta A$ 는 속도 성분에 수직한 검사면의 면적을 나타낸다.  $N$ 은 충전물에서 단위 공기 유동 거리 당 손실 속도 수두이며,  $N_{lower}$ 와  $N_{elim}$ 는 각각 루버와 엘리미네이터에서의 전체 손실 속도 수두이다.  $N$ 은 Lowe, Christie<sup>(10)</sup>와 Kelly<sup>(11)</sup>에 의해 다음과 같이 나타낸다.

$$N = \lambda_v \frac{L^*}{G^*} + n_v \quad (15)$$

여기서  $\lambda_v$ 와  $n_v$ 는 충전물의 종류에 따른 실험 상수로 대항류형일 때 Table 2와 같다.

열 및 물질전달 모델

Merkel의 방정식을 이용한 냉각탑 내의 단위체적당 열 전달율과 물질 전달율은 다음과 같다.<sup>(8)</sup>

$$\dot{q}''' = Ka(h_S - h_G) \quad (16)$$

Table 2 Experimental fill data for the counterflow type

Fill type	Description (H : height, W : width)	Heat transfer data		Pressure drop data	
		$\lambda_h$	$n_h$	$\lambda_v$	$n_v$
1	Triangular splash bar 15.24cm(H)*22.86cm(W)	0.295	0.50	2.62	5.0
2	Flat asbestos sheets 3.175cm(H)	0.394	0.76	0.77	1.70
3	Corrugated asbestos sheets 5.40cm(H)*14.61cm(W)	0.68	0.79	1.90	8.00
4	Asbestos louvers 2.54cm(H)*40.01cm(W)	0.51	0.67	1.41	5.05
5	Rectangular splash bar 20.32cm(H)*30.48cm(W)	0.26	0.53	1.90	3.40
6	Munters CF 12060 fill depth=61cm	3.00	0.88	1.69	17.35

$$\dot{m}_v''' = Ka(f_s - f_G) \quad (17)$$

여기서  $K$ 는 물질전달계수이며,  $a$ 는 단위체적당 물과 공기의 접촉면적이다. 대향류형 냉각탑에 대해서  $Ka$ 는 Lowe와 Christie<sup>(10)</sup>의 실험식에 의해 다음과 같이 구하였다.

$$\frac{Ka}{L'} = \lambda_h \left( \frac{L'}{G'} \right)^{-n_h} \quad (18)$$

여기서  $\lambda_h$ 와  $n_h$ 는 충전물의 종류에 따른 실험 상수로 Table 2에 나타나 있다.

#### 2.2.4 유동의 물성치 방정식

공기의 밀도는 상태 방정식으로부터 다음과 같이 계산한다.

$$\rho = \frac{PW_G}{R(T_{db} + 273.15)} \quad (19)$$

여기서  $R$ 은 일반 기체 상수를 나타내고  $W_G$ 는 습공기의 분자량으로 다음과 같이 계산하였다.

$$W_G = W_{air}(1 - f_G) + W_{water}f_G \quad (20)$$

여기서  $W_{air}$ 는 건공기의 분자량(=28.97)이고,  $W_{water}$ 는 물의 분자량(=18.00)이다.

열전달량과 물질전달량 계산에서 필요한 포화상태에서의 공기 엔탈피( $h_s$ ), 수증기 분율( $f_s$ ), 그리고 엔탈피 평형 방정식, 수증기 분율 평형방정식의 경계조건으로 사용되는 외기에서의 엔탈피( $h_{G, amb}$ )와 수증기 분율( $f_{G, amb}$ )에 대한 계산 및 공기의 건구온도 계산은 PROPATH함수<sup>(12)</sup>를 이용하였다.

### 2.3 경계조건

#### 2.3.1 입구 경계조건

주어진 외기의 건구 온도, 습구 온도, 압력을 가지고 PROPATH<sup>(12)</sup> 함수를 이용하여 입구에서의 엔탈피와 수증기분율을 계산하였다.

#### 2.3.2 출구 경계조건

계산 영역내의 전체적인 연속 방정식을 만족시키기 위해, 출구경계에서의 질량유속이 입구에서의 질량과 증발에 의한 질량의 합과 대응되도록 처리하였다.

#### 2.3.3 축대칭 경계조건

모든 종속 변수의 대칭 경계면에서 수직인 방향으로의 구배는 0이 되도록 하여 계산하였다.

#### 2.3.4 벽면 경계조건

벽면 경계조건은 속도장에 대해서 점착(no-slip) 조건을 주었으며, 다른 스칼라 변수들에 대해서는

단열 처리하였다. 벽면을 등은 조건을 적용하지 않고 단열처리한 이유는 실제 탑내 열교환 과정 중에 벽면 온도 분포가 국소적으로 차이를 보이고 있기 때문에 일률적으로 벽면에 등은 조건을 주는 것은 타당하지 않다.

이외에 공기영역 내의 충전물, 엘리미네이터의 유동저항을 나타내기 위해 공기 운동량 평형 방정식에 생성항 처리를 하였으며, 공기와 물 사이의 열전달은 공기 엔탈피와 물 엔탈피 평형 방정식에, 물질전달은 공기 습도비, 물 질량 평형 방정식에 각각 생성항 처리를 하였다. 또한 물질전달에 따른 질량평형을 고려하기 위해 질량 평형 방정식이 포함된 압력방정식에 생성항 처리를 하였다.

## 2.4 수치해석

### 2.4.1 냉각탑 형상 및 구성

냉각탑의 형상은 강제 대류식의 경우 범양냉방의 BACT-TIF 80 라운드형 냉각탑을 기초로 사용하였으며, 자연 대류식의 경우 참고문헌<sup>(13,17)</sup>을 참조하여 형상 자료를 사용하였다. 각 냉각탑에 대한 대략적 형상과 구조는 Fig.1, Fig.2와 같다. 자세한 냉각탑의 형상치수는 Table 3과 같다.

### 2.4.2 격자계

격자계는 외부 격자점을 분포 함수식을 이용하여 곡선 및 격자 간격비를 처리하였고, 내부 격자점을 외부 격자점의 분포에 따른 비로서 내부 보간하여 구하였다.<sup>(14)</sup> 본 연구에서 사용한 격자계는 2차원 원통형 축대칭 비직교 좌표계로서 강제 통풍식과

자연 통풍식에 대해  $x, r$  방향으로 각각  $123 \times 77, 133 \times 67$ 의 비균일 엇갈림 격자를 구성하였고 Fig.3 과 Fig.4에 각각 나타나 있다. 강제 통풍식의 경우 급격한 곡선으로 인한 격자의 찌그러짐을 줄이기 위해 이 부분의  $x$ 방향 격자를 조밀하게 분포시켰다.

### 2.4.3 지배방정식의 차분화

앞서 유도된 지배방정식을 제어체적에 대해 적분하는 유한체적법을 사용하여 대수방정식을 구하였다. 이산화 과정 중에서 대류항처리는 맥승도식을 사용하였으며, 확산항처리는 수직확산은 중앙차

Table 3 The specifications of the cooling tower

	Forced draft tower	Natural draft tower
Radius at the base	1.33	28.0
Radius at the exit	0.80	16.0
Tower height	2.97	80.0
Inlet port height	0.67	6.0
Distance between inlet and fill	0.11	0.0
Fill height	0.78	2.5
Spray height	0.37	1.5
Throat height	-	70.0
Radius at the throat	-	15.0

unit : [m]

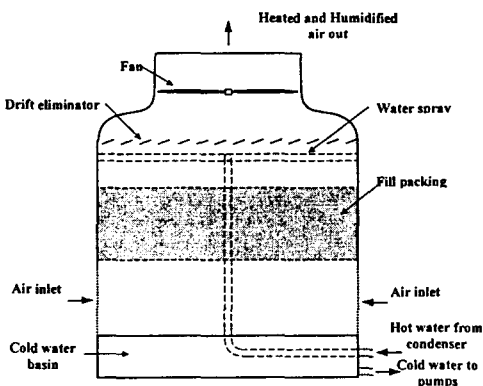


Fig.1 Forced draft crossflow tower

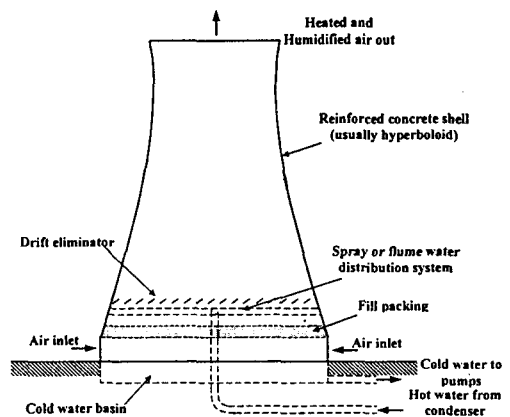


Fig.2 Natural draft crossflow tower

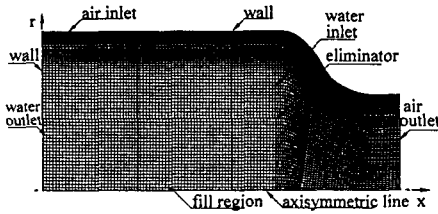


Fig.3 Grid system and boundary conditions for the forced draft tower

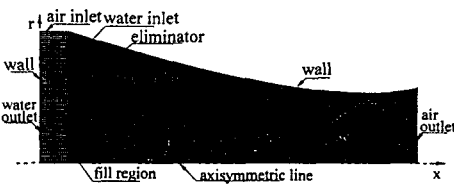


Fig.4 Grid system and boundary conditions for the natural draft tower

분도식, 교차확산은 조화평균을 이용하였다.

2.4.4 해석방법

계산영역에 대한 각 이산화 방정식을 SIP(Strongly-Implicit Procedure)방법으로 사용하여 계산하였으며, 압력장을 계산하기 위한 방법으로 SIMPLE 알고리즘을 사용하였다. 비엇갈림 격자계에서는 압력 수정 방정식을 얻기 위해 제어 표면에서의 속도 성분을 보간에 의해 구해야 하며 이때 선형 보간을 하면 압력과 속도가 연결되지 않는 문제가 발생하기 때문에 본 연구에서는 Rhie등<sup>(16)</sup>이 사용한 방법을 이용하였다.

3. 결과 및 고찰

대향류형 강제 통풍식과 자연 통풍식 냉각탑에 대한 수치해석을 통해 탑 내의 유동장과 열 및 물질전달에 대한 해석을 하였다. 먼저 해석결과와 타당성을 검증하기 위하여 참고문헌의 실험치<sup>(13)</sup>와 비교하였다. 대향류형에 대한 실험치를 구할 수 없어, 직교류형에 대해 비교하였다.

3.1 프로그램 검증

참고문헌의 실험결과와 비교하기 위하여 강제통

Table 4 The specifications of the cooling tower for the field test data

Mean half-width of the tower	9.70
Longitudinal width of the cell	10.97
Cell height	11.98
Air travel width of the fill	5.15
Inclined angle of the inlet louver	8°
Fan diameter	8.53
hub diameter	1.22
Stack diameter	9.68
Stack height	4.27

unit except inclined angle : [m]

Table 5 Operating conditions for the field test data

Test number	Operating conditions ( Air mass flow rate:644kg/s )			
	Range [°C]	Dry bulb temp.[°C]	Wet bulb temp.[°C]	Water mass flow rate [kg/s]
1	8.33	29.00	21.38	1,118.25
2	8.29	29.80	21.87	1,148.57
3	8.10	30.25	22.25	1,153.68
4	8.11	30.30	22.28	1,148.96
5	8.06	30.50	22.39	1,152.51
6	7.78	32.00	22.85	1,143.45
7	7.73	30.25	22.26	1,132.82
8	7.56	31.00	22.67	1,130.46
9	7.31	31.80	23.56	1,126.52
10	8.02	30.15	22.16	1,155.66
11	8.20	29.55	21.75	1,153.29
12	8.09	29.45	21.66	1,137.94
13	8.15	28.85	21.26	1,137.94
14	7.79	30.00	22.02	1,137.94
15	8.11	28.95	21.31	1,137.94

풍식 직교류형에 대해 주어진 각 운전조건에 따라서 냉각탑 해석을 수행하였다. 실험치와 해석에 사용된 형상 자료와 운전조건은 각각 Table 4, Table

5와 같으며, 충전물은 썸기모양 플라스틱 날개형(Wedged plastic airfoil type)을 사용하였다.

Fig.5는 각 운전조건에 대한 실험결과 및 상용 프로그램의 결과와 본 연구에서의 어프로치(Approach) 계산결과를 비교한 그림이다. 전반적으로 해석결과와 실험결과가 잘 일치함을 알 수 있다.

3.2 강제 통풍식 대향류형 냉각탑에 대한 해석

해석에 사용된 자료와 운전조건은 각각 Table 3, Table 6과 같으며, 충전물은 물결모양 석면판(Corrugated asbestos sheets)을 사용하였고, 그에 따른 실험계수는 Table 2와 같다. 위와 같은 계산 조건으로 축대칭 2차원 정상상태의 유동을 해석하였으며, 최종적인 결과로 물의 평균 출구 온도, 냉각범위(Range), 어프로치(Approach), 냉각탑 효율을 구하였으며 그 값은 Table 7과 같다. 유동장 해

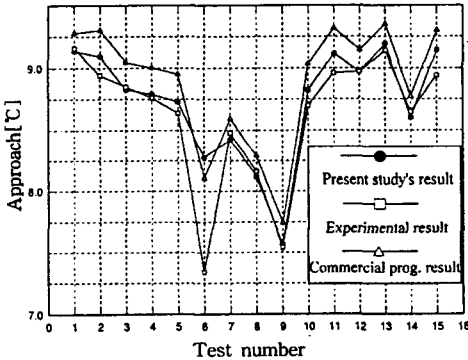


Fig.5 Comparison of present result with experimental and commercial program result<sup>(13)</sup>

Table 6 Operating conditions for the present study

	Forced draft tower	Natural draft tower
Wet bulb temperature[°C]	27.00	22.16
Dry bulb temperature[°C]	30.00	30.15
Ambient pressure[kPa]	101.325	101.325
Inlet water temperature[°C]	37.00	40.00
Water mass flow rate[kg/s]	17.33	5,000.0
Air mass flow rate[kg/s]	10.99	2,209.0

석시 수렴조건으로 각 평형방정식의 최대 잉여값(maximum residual)이  $10^{-3}$ 이하가 되도록 주었으며, 계산시간은 Intel Pentium II 266MHz 장착 PC에서 약 25분 정도 소요되었다.

Fig.6은 유선의 분포를 나타내고 있다. 입구와 충전물 사이구간에서 유동방향의 급격한 변화로 벽면부근에서 순환현상이 나타나고 있다. 이러한 순환 현상은 벽표면에서 부식을 야기시키고, 소음 진동의 원인이 되며, 결정적으로 공기의 흐름을 방해하여 냉각효과를 떨어뜨리는 원인이 된다.

Fig.7은 압력장을 나타내고 있다. 충전물 부근에서의 압력강하가 집중적으로 일어나고 출구 쪽으로 갈수록 점차 낮아지는 분포를 보이고 있다. Fig.8은 x방향만의 속도분포를 나타내고 있다. 충전물 구간에 이르러 유동저항에 의한 속도분포 감소를 나타내고 있으며, 엘리미네이터 부근에도 이러한 현상을

Table 7 Calculation result for the forced draft tower

Average water outlet temperature[°C]	33.45
Range[°C]	3.70
Approach[°C]	6.30
Cooling tower effectiveness	0.37

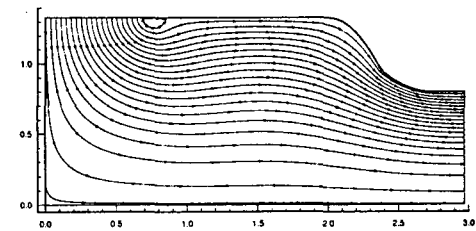


Fig.6 Streamline in a forced draft tower

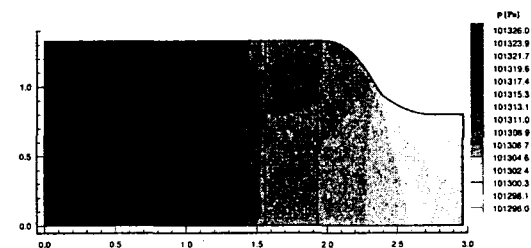


Fig.7 Isobaric contour in a forced draft tower



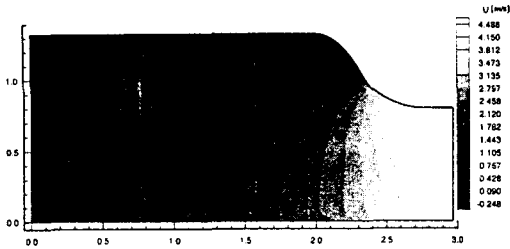


Fig.8 U velocity contour in a forced draft tower

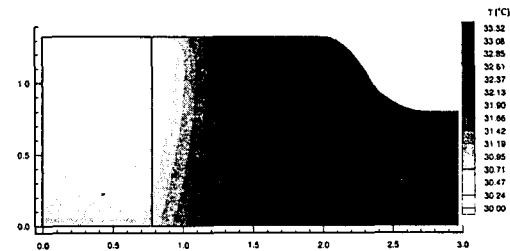


Fig.9 Isothermal contour in a forced draft tower

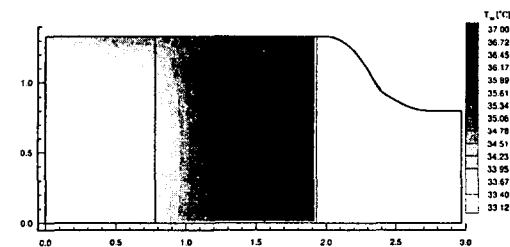


Fig.10 Water isothermal contour in a forced draft tower

파악할 수 있다. Fig.9는 공기의 온도장을 나타낸다. 충전물 아래영역에서는 공기 유입구에서 탑 중앙 방향으로 서서히 상승하고, 충전물 영역 내에서는 공기 유동 방향으로 급격히 온도가 상승하고 있다. 탑 반경 방향으로의 분포를 보면, 탑 중앙 방향으로 점차적으로 높아지는 분포를 보이지만 벽면 부근에서는 높은 온도분포를 보이고 있다. 이것은 입구와 충전물사이 구간에서 발생한 순환현상과 벽면 효과에 의한 속도감소로 의해 유동흐름이 정체가 되는 것에 원인이 있다. 충전물 영역이후에는 분무장치까지 다소 상승하다가 분무 구간이후에 유동 방향에 따라 일정한 온도분포를 이루는 것을 알 수 있다. Fig.10은 물의 온도장 분포를 나타내고 있다.

분무장치에서 나온 물이 충전물 영역에 이르기 전까지는 거의 변화가 없다가, 충전물 영역에 이르러 온도가 급격하게 감소하는 형태를 보이고 있다. 충전물 아래영역에서는 공기 유입구에서의 낮은 공기 온도에도 불구하고 높은 물의 온도분포를 보이고 있다. 이는 벽면부근의 공기 흐름 정체로 인하여, 공기는 포화상태에 이르게 되고, 충전물 내 벽면부근의 물은 탑 중앙 쪽보다 덜 냉각된 상태로 충전물을 빠져나가게 된다. 따라서, 충전물 영역 밖에서 물과 공기의 절대적인 열교환량이 공기 유입구 방향으로는 많지만, 이미 공기 유입구쪽에 떨어지는 물의 온도, 질량유량이 높은 것에 그 원인이 있다.

냉각탑 내 유동의 변화에 따른 냉각탑 성능을 알아보고자 동일한 운전조건에서 공기 유입구 형상의 변화에 따른 냉각탑 유동장을 계산하였다. Fig.11은 유입구 형상의 변화에 따른 공기 유입구 주위의 속도장을 나타내고 있다. (a)는 유입구 형상의 변화가 없는 경우이고, (b)는 유입구 상단에 경사면처리를 한 경우이다. 또한 (c)는 경사면을 곡선 처리한 경우이다. (a)는 공기 유입구를 들어온 공기가 급격한 유동방향의 변경으로 인해 탑 내부 벽면에서 순환현상이 일어나고 있다. (b)의 경우 탑 내부 벽면에서의 순환현상은 일어나지 않지만, 공기 유입구 경사면에 작은 순환영역을 보이고 있다. 또한 벽면근처에서 재순환이 발생하고 있다. (c)의 경우 (a),(b)와 달리 순환현상은 일어나지 않지만, 역시 벽면에서의 속도점착이 나타나고 있다. Fig.12와 Fig.13은 각 공기 유입구 모양에 대해서 공기 온도장과 물 온도장을 나타내고 있다. 먼저 Fig.12의 공기 온도장을 살펴보면, (a)의 경우는 공기재순환영역의 발생으로 인해 온도분포가 높음을 알 수 있다. (b)의 경우는 유동 방향에 따라 온도 분포가 상승하는 형태를 보이고 있으며, (a)와 비교하여 충전물에서 빠져나가는 전반적인 온도분포가 낮음을 알 수 있다. 탑 반경방향으로 온도분포는 서서히 낮아지지만 벽면에서 다시 높아짐을 알 수 있다. (c)의 경우는 (b)의 경우와 거의 동일한 온도분포를 보이고 있다. Fig.13 물의 온도장을 살펴보면 (a)의 경우와 (b)의 경우를 비교하였을 때, 냉각탑 바닥면의 전반적인 물의 온도분포는 (a)가 높아, (b)의 경우가 냉각이 더 잘되는 것을 알 수 있다. (c)의 경우는 (b)와

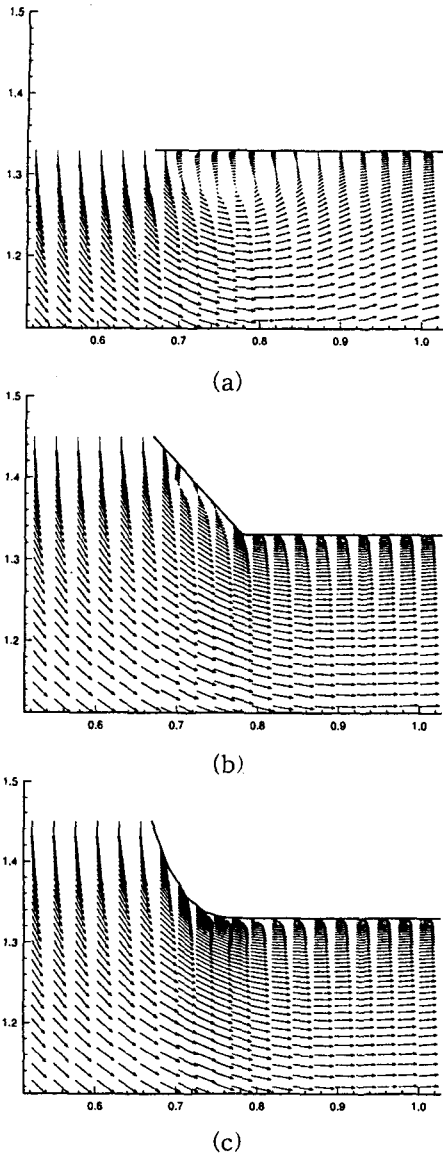


Fig.11 Velocity vector profile for the changing of air inlet port shape

거의 동일한 분포를 보이고 있다. 각 경우에 대하여 궁극적인 냉각탑의 냉각성능을 고려하여 보면, 공기 유입구에 경사면을 준 냉각탑의 총 냉각용량을 100% 이라 했을 때, 경사면이 없는 경우 약 5.5% 정도의 냉각용량 손실이 있음을 알 수 있었다. 경사면에 곡률을 준 경우는 약 0.1% 정도의 냉각용량 증가로 미미한 차이를 보이고 있다. 주어진 공기와 물의 질량 유량에 대해서 냉각탑의 냉각용량은 충전물 내

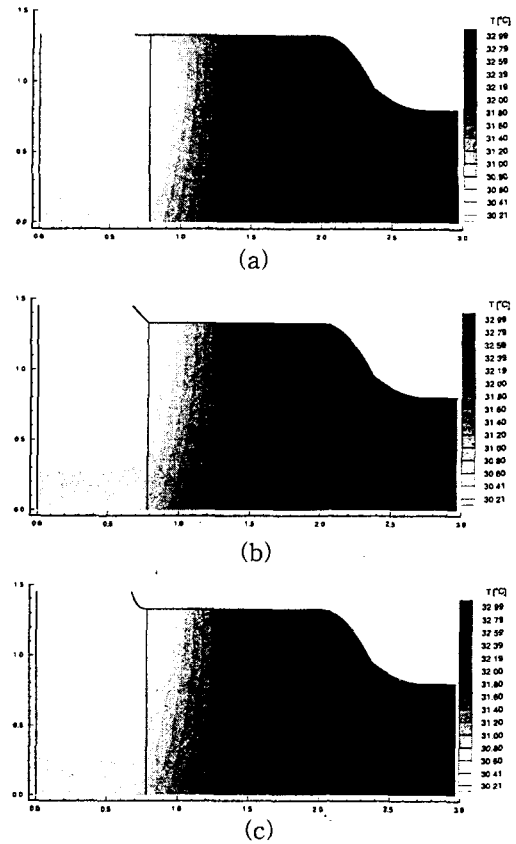


Fig.12 Air isothermal contour for the changing of air inlet port shape

의 공기와 물의 질량분포, 유동형태에 따라 영향을 받는 것을 알 수 있다. 따라서, 냉각탑 설계시 충전물 내로 유입되는 공기와 물의 질량 유량이 고른 일정분포를 유지할 수 있도록 공기 유입구, 충전물 형상을 고려하여야 한다.

### 3.3 자연 통풍식 대향류형 냉각탑에 대한 해석

해석에 사용된 형상 자료와 운전조건은 각각 Table 3, Table 6과 같으며, 충전물은 널판 모양 석면판(Asbestos louvers)을 사용하였고, 그에 따른 실험계수는 Table 2와 같다. 위 같은 계산조건으로 축대칭 2차원 정상상태의 유동을 해석하였으며, 최종적인 결과는 Table 9와 같다. 강제 통풍식 해석과 마찬가지로 수렴조건은 각 평행방정식의 최대 잉여값(maximum residual)이  $10^{-3}$ 이하가 되도록 하였으며, 계산시간은 Intel Pentium II 266MHz

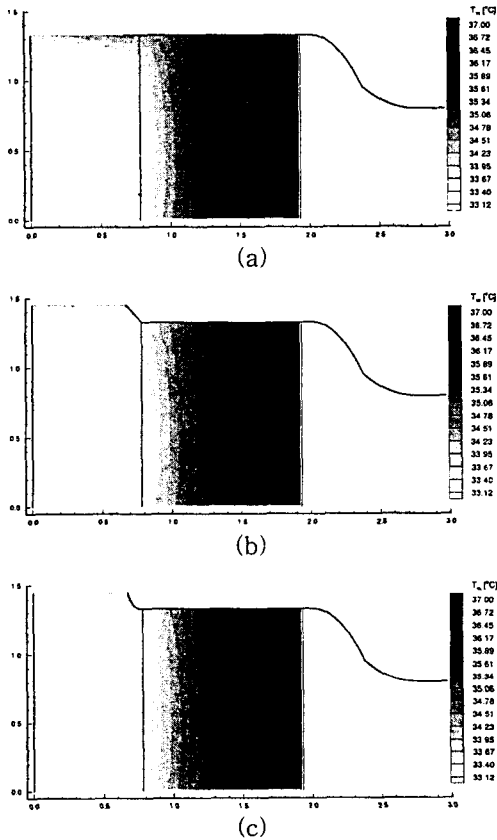


Fig.13 Water isothermal contour for the changing of air inlet port shape

Table 8 Total cooling rate according to the air inlet port shape

	Shape of the air inlet port		
	(a)	(b)	(c)
Range[°C]	3.670	3.882	3.886
Total cooling rate[kJ/s]	265.744	281.090	281.356
Percentage of cooling rate[%]	94.5	100.0	100.1

Water mass flow rate : 17.33 [kg/s]

장착 PC에서 약 20분 정도 소요되었다.

Fig.14는 탑 내 유동의 유선 분포를 나타내고 있다. 강제 통풍 방식과는 달리 입구의 순환현상은 나타나지 않는다. 이것은 자연 통풍 방식 냉각탑의 상대적으로 큰 형상규모에 의한 것으로 볼 수 있지만,

Table 9 Calculation result for the natural draft tower

Average water outlet temperature[°C]	33.05
Range[°C]	8.33
Approach[°C]	9.51
Cooling tower effectiveness	0.47

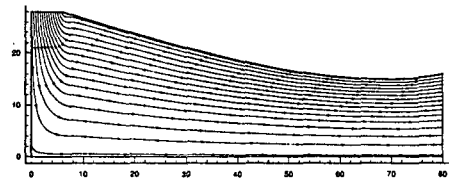


Fig.14 Streamline in a natural draft tower

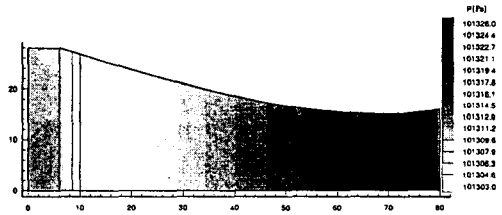


Fig.15 Isobaric contour in a natural draft tower

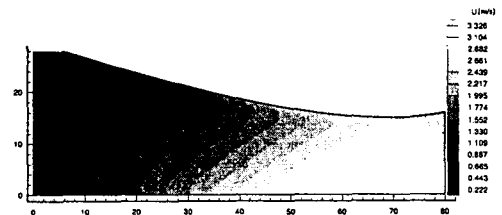


Fig.16 U velocity contour in a natural draft tower

벽면 경사에 의한 원인이 더 크다고 볼 수 있다. Fig.15는 압력장 분포를 보여주고 있다. 충전물 부근에서의 압력강하가 집중적으로 일어나고 출구 쪽으로 갈수록 점차 다시 회복하는 것이 잘 나타나 있다. Fig.16은 x방향으로 만의 속도분포를 보여주고 있다. 탑 중앙 부근에서의 부력에 의한 속도 상승 현상이 잘 나타나 있다. Fig.17은 공기의 온도장을 나타내고 있다. 분포형태가 입구 부근에서부터 서서히 상승하다가 충전물 영역 내에서 유동방향으

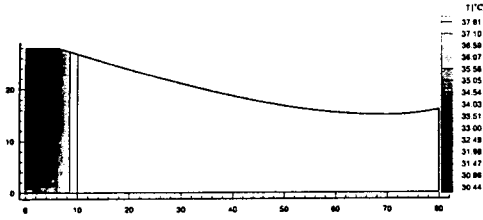


Fig.17 Isothermal contour in a natural draft tower

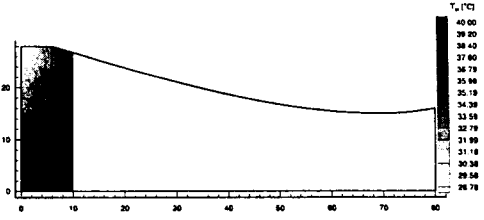


Fig.18 Water isothermal contour in a natural draft tower

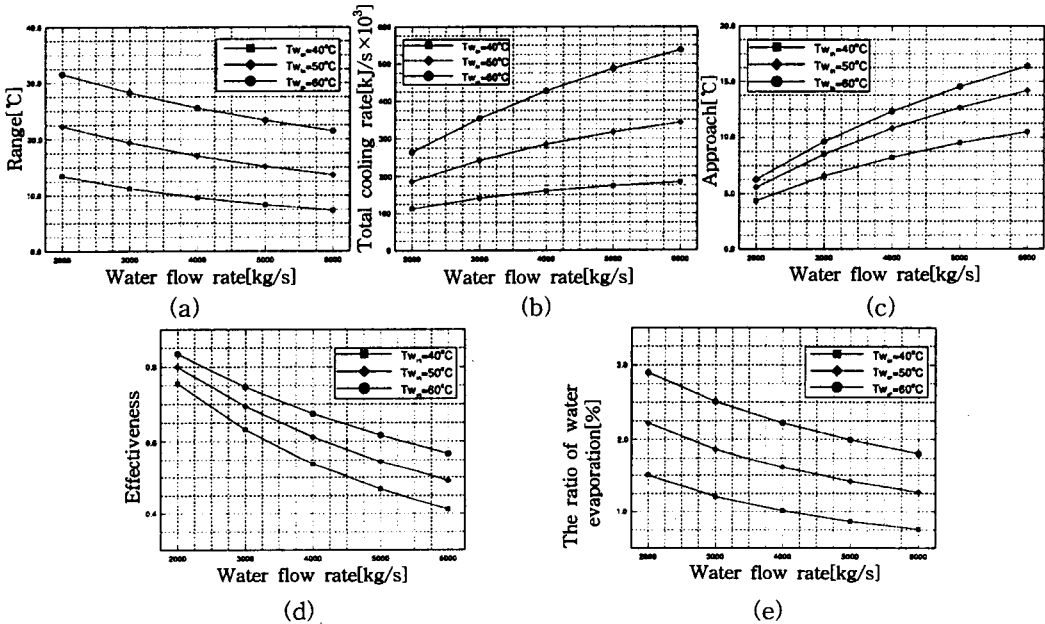


Fig.19 The effect of inlet water temperature for water mass flow rate

로 급격히 상승하는 형태를 보이고 있다. 충전물 영역 이후 분포는 분무장치까지 다소 상승하다가 분무 구간 이후에는 유동 방향에 따라 일정한 분포를 이루는 것을 알 수 있다. 탑 반경 방향으로의 분포를 보면, 탑 중앙 방향으로 갈수록 점차적으로 높아지는 분포를 보이고 있다. Fig.18은 물의 온도장의 분포를 나타내고 있다. 분무장치에서 나온 물이 충전물 영역에 이르기 전까지는 각각의 분포가 거의 변화가 없다가, 충전물 영역 내에서 이르러 급격한 감소를 보이고 있다. 충전물 이후 영역에서는 공기 유입구 방향으로, 또한 물의 유동 방향으로 분포가 점점 감소하는 형태를 보이고 있다.

최적의 운전조건을 찾기 위한 자료를 얻고자 여

러 운전조건에 대한 계산을 수행하였다. Fig.19는 운전조건을 건구온도 30.15°C, 습구온도 22.16°C, 물의 입구온도 40°C로 고정시켰을 때, 물의 질량유량에 따른 물 입구온도의 영향을 보여준다. (a)는 냉각범위(Range)를 나타내고 있다. 냉각범위는 물의 질량유량이 적을수록 증가하는 형태를 보이고, 물의 입구 온도가 증가할수록, 즉 공기와 물의 온도차가 클수록 증가하며, 그 증가 폭도 커짐을 알 수 있다. (b)는 총 냉각용량을 나타내고 있다. 물의 입구온도가 높을수록, 물의 질량유량의 증가에 의한 냉각용량 증가폭이 커지고 있음을 알 수 있다. 이는 물의 질량유량의 증가에 의한 냉각범위의 감소보다 물의 입구온도 증가에 의한 냉각범위의 증가가 크

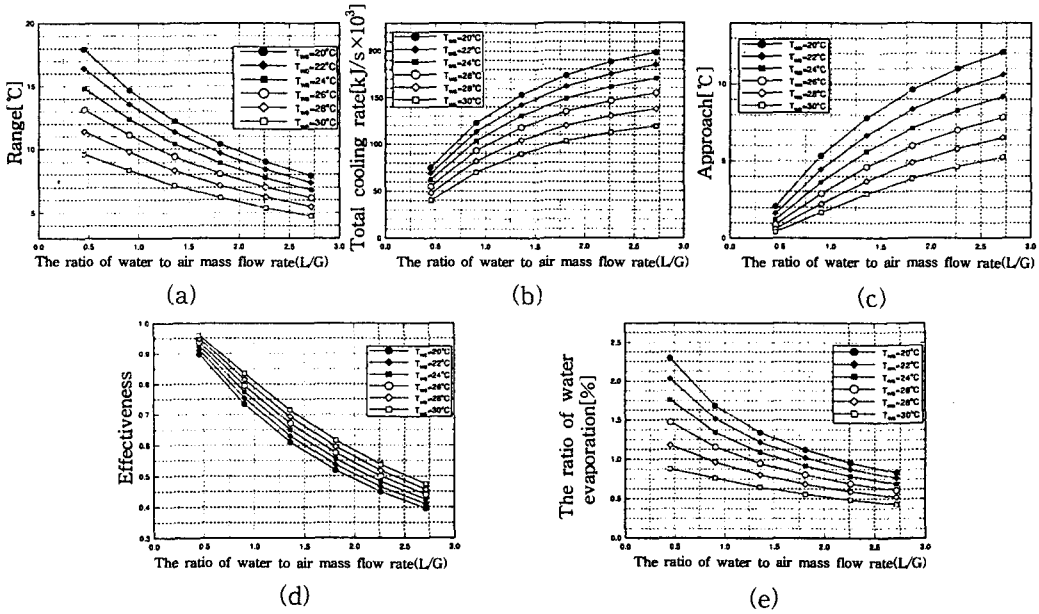


Fig.20 The effect of inlet wet bulb temperature for L/G

기 때문이다. (c)는 어프로치의 변화를 나타내고 있다. 물의 질량유량이 감소할수록, 물 입구 온도가 감소할수록 낮아지는 형태를 보이고 있다. 물의 입구온도가 높을수록 물의 질량유량의 영향을 많이 받음을 알 수 있다. (d)는 냉각탑의 효율성(Effectiveness)을 나타내고 있다. 효율성은 물의 입구온도, 입구공기의 습구온도의 온도차와 냉각범위의 비로서, 주어진 운전환경에서의 냉각 정도를 나타낸 것이다. 물의 질량유량이 증가할수록 냉각효율은 떨어지고 있으며, 물의 입구온도가 클수록 높아지는 형태를 나타내고 있다. 효율성 역시 물의 질량유량의 영향을 많이 받음을 알 수 있다. (e)는 물의 증발량의 백분율을 나타내고 있다. 물의 질량유량 증가로 인한 절대적 증발량은 증가하지만, 상대적인 백분율은 감소함을 보이고 있다. Fig.20은 물의 입구온도 40.0°C, 공기의 건구온도 30.15°C로 고정시켰을 때, 수공비에 따른 공기의 습구온도의 변화에 대한 영향을 나타내고 있다. (a)는 냉각범위를 나타내고 있다. 수공비가 낮을수록 증가하고, 습구온도가 낮을수록, 즉 상대습도가 낮을수록 증가하는 형태를 보이고 있다. 냉각범위는 수공비가 낮을수록 물이 공기와 접촉하는 시간이 늘어나므로 증가하게

된다. 그리고, 습구온도가 낮을 때 수공비 감소에 의한 냉각범위의 증가가 상대적으로 급격함을 보이고 있다. 이는 습구온도가 낮을 수록 증발에 의한 열교환이 증가하는 것에 기인한다. (b)는 총 냉각용량을 나타내고 있다. 습구온도가 감소할수록 증가하는 형태를 보이고 있다. 또한, 수공비가 증가할수록 냉각용량이 증가하고 있는데, 그 증가폭은 둔화되는 형태를 보이고 있다. 이는 수공비가 높을수록 냉각범위가 감소하는 데 원인이 있다. (c)의 어프로치는 수공비가 낮을수록, 습구온도가 높을수록 낮아지는 형태를 보이고 있다. 습구온도가 낮을수록 수공비의 변화가 어프로치에 미치는 영향이 큰 것을 알 수 있다. (d)의 냉각탑 효율성은 습구온도가 높을수록 증가하나 크게 영향을 받지 않음을 알 수 있다. 반면에 수공비가 감소할수록 크게 증가하여, 수공비의 영향이 큼을 알 수 있다. (e)는 물의 증발량의 백분율을 나타내고 있는데, 냉각범위와 비슷한 곡선 분포를 보이고 있다. 증발량 역시 습구온도가 낮을 때, 수공비가 낮을수록 크게 증가하고 있어 수공비의 영향이 큼을 알 수 있다. 따라서, 냉각탑 운전이 좋은 환경일수록, 즉 낮은 습구온도와 높은 건구온도 일 때, 냉각탑의 성능이 수공비의 변화에 따라 민감

한 영향을 받음을 알 수 있다.

#### 4. 결 론

본 연구에서는 대향류형 강제 통풍식, 자연 통풍식 냉각탑 내의 유동장 해석을 통하여 냉각탑 성능을 평가할 수 있는 여러 자료를 얻을 수 있었고, 다음과 같은 결론을 얻었다.

1) 물의 손실 및 물과 공기간의 커플링이 고려되고, 표준  $k-\epsilon$  모델을 채용하여 난류의 영향이 고려된, 냉각탑 내의 이상 유동을 해석하였다. 이를 통해 탑 형상 및 운전조건의 변화에 대한 탑 내의 유동형태, 온도분포 및 냉각성능을 평가할 수 있는 여러 특성치를 예측할 수 있었고, 예측결과가 실험 결과 및 상용코드의 결과<sup>(13)</sup>와 잘 일치하였다.

2) 충전물로 유입되는 유동형태는 냉각탑 입구 형상에 따라 차이를 나타내었으며 이 차이가 냉각 성능에 영향을 미치고 있음을 알 수 있었다. 따라서 충전물 영역에서 균일한 분포의 유동형태를 유지하기 위하여, 설계시 탑 형상 및 충전물 형상의 영향을 충분히 고려해야 한다.

3) 낮은 습구온도와 높은 건구온도를 나타낼수록(냉각탑의 운전 조건이 향상될수록) 냉각성능에 미치는 가장 큰 요인이 수공비임을 알 수 있었다.

#### 후 기

본 연구는 교육부 기계공학분야 연구지원(ME 96-B-10)에 의해 수행되었으며 이에 관계자 여러분께 감사드립니다.

#### 참 고 문 헌

- ASHRAE, 1996, "Systems and Equipment Handbook", Chap.36.
- 홍희기, 1997, "냉각탑 기술 강습회", 한국 냉동 공조 기술 협회(KRATA), pp. 91~100.
- Walker, W.H., Lewis, W.K. and McAams, W.H. 1923, "Principles of Chemical Engineering", McGraw-Hill, New York.
- Merkel, F., 1926, "Evaporative Cooling", Zeits. Verein deutscher Ingenieure, Vol. 70, pp. 123~128.
- Lichtenstein, T., 1943, "Performance & Selection of Mechanical-Draft Cooling Tower", ASME Transactions, Vol. 65, No. 7, pp. 779~789.
- Baker, D.R. and Shryock, H.A., 1961, "A Comprehensive Approach to the Analysis of Cooling Tower Performance", ASME J. Heat Transfer, Vol. 83, pp. 339~349.
- Cooling Tower Institute, 1967, "Cooling Tower Performance Curves", Houston, Texas.
- Majumdar, A.K., Singhal, A.K. and Spalding, D.B., 1983, "Numerical Modeling of Wet Cooling Towers - Part 1", ASME J. Heat Transfer, Vol. 105, No. 4, pp. 728~735.
- Launder, B.E. and Spalding, D.B. 1972, "Mathematical Models of Turbulence", Academic Press.
- Lowe, H.J and Christie, D.G., 1961, "Heat Transfer and Pressure Drop Data on Cooling Tower Packings, and Model Studies of the Resistance of Natural Draught Towers to Air Flow", Proceedings International Heat Transfer Conference, Colorado, pp. 373~406.
- Kelly, N.W., 1976, "Kelly's Handbook of Crossflow Cooling Tower Performance", Neil W. Kelly and Associates, Kansas City, Missouri.
- PROPATH group, 1993, "A Program Package for Thermophysical Properties of Fluids, Version 8.1/MS-DOS", PROPATH group.
- Majumdar, A.K., Singhal, A.K. and Spalding, D.B., 1983, "Numerical Modeling of Wet Cooling Towers - Part 2", ASME J. Heat Transfer, Vol. 105, No. 4, pp. 728~735.

14. Peric, M., 1985, "A finite volume method for the prediction of three-dimensional fluid flow in complex ducts", Ph.D. Thesis, Dept. of Mech., Imperial College.
15. Partankar, S.V., 1980, "Numerical Heat and Fluid Flow", McGraw-Hill, New York.
16. Rhie, C.M., 1981, "A Numerical Study of  
th Flow past an Isolated Airfoil with Separation", Ph.D. Thesis, Dept. of Mech., University of Illinois at Urbana-Champaigne.
17. Zerna, W. and Mungam, I., 1980, "Construction and Design of Large Cooling Towers", J. The Structural Division.