<학술논문> DOI http://dx.doi.org/10.3795/KSME-B.2013.37.3.267 ISSN 1226-4881

입구 물온도와 열부하가 냉각탑의 팬동력에 미치는 영향 분석§

Nguyen Minh Phu* · 이 근 식*†
* 울산대학교 기계공학부

Effects of Inlet Water Temperature and Heat Load on Fan Power of Counter-Flow Wet Cooling Tower

Minh Phu Nguyen* and Geun Sik Lee*†
* School of Mechanical Engineering, University of Ulsan.

(Received May 9, 2012 ; Revised December 16, 2012 ; Accepted December 18, 2012)

Key Words: Cooling Tower(냉각탑), Fan Power(팬동력), Saddle Configuration(말안장 형상), Film Fill(막충진재)

초록: 막충진재(film fill)를 갖는 냉각탑용 팬의 효율적인 운전조건을 제시하기 위하여, Merkel 의 이론을 바탕으로 한 종전의 최적 총연간비용 모델을 사용하여 입구 물온도와 열부하에 따른 최소팬동력을 구하는 프로그램이 새로이 개발되었으며, 냉각탑의 설계 맵이 본 연구로부터 제시되었다. 전형적인 예들을 통하여 본 프로그램의 타당성이 입증되었다. 주어진 열부하에서 이들 팬동력(z 축)-공기질량플럭스(x 축, 최소팬동력 존재)-입구물온도(y 축, 최소팬동력의 최대값 존재)의 3 차원 그래프는 말안장 형상으로 나타났다. 최소팬동력들은 열부하에 따라 증가하였다. 따라서, '고온수 유입과 저유량의 공기로 작동' 될 때가 항상 최소팬동력 조건이 아니며, '주어진 입구물온도에 대하여 최소팬동력에 대응하는 최적의 공기질량플럭스가 (열부하와 무관하게) 존재한다' 는 사실이 본 연구결과로부터 밝혀졌다.

Abstract: In order to provide effective operating conditions for the fan in a wet cooling tower with film fill, a new program to search for the minimum fan power was developed using a model of the optimal total annual cost of the tower based on Merkel's model. In addition, a type of design map for a cooling tower was also developed. The inlet water temperature and heat load were considered as key parameters. The present program was first validated using several typical examples. The results showed that for a given heat load, a three-dimensional graph of the fan power (z-axis), mass flux of air (x-axis, minimum fan power), and inlet water temperature (y-axis, maximum of minimum fan power) showed a saddle configuration. The minimum fan power increased as the heat load increased. The conventionally known fact that the most effective cooling tower operation coincides with a high inlet water temperature and low air flow rate can be replaced by the statement that there exists an optimum mass flux of air corresponding to a minimum fan power for a given inlet water temperature, regardless of the heat load.

- 기호설명 -

A_{fr} : 충진재 단면적(m^2)
c_p : 정압비열(kJ/kg.K)
Ex : 예제
h : 엔탈피 (kJ/kg)
K_{fi} : 충진재 손실계수(m^{-1})
L_{fi} : 충진재 높이(m)
Me : Merkel 수
m : 질량유량(kg/s)
p : 압력(Pa)
Q : 열부하(kW)
T : 온도(K)
W : 팬 동력(kW)

그리스문자
Δ : 차이
ρ : 공기 밀도(kg/m^3)
ω : 비습도(kg(w)/kg(a))

하첨자
a : 건공기

§ 이 논문은 2012 년도 대한기계학회 열공학부문 춘계학술대회(2012. 5. 23.-26., 용평리조트) 발표논문임.
† Corresponding Author, gslee@mail.ulsan.ac.kr
© 2013 The Korean Society of Mechanical Engineers

av : 공기-수증기
fi : 충진재
in : 입구
m : 평균
misc : 기타
out : 출구
sat : 포화공기
w : 물
wb : 습구온도

1. 서 론

냉각탑은 열기관이 항상 존재하는 민간 및 산업용 유틸리티에 필수적인 장치이다. 열기관은 적어도 두 개의 열원, 고온 및 저온열원으로 구성되어 있으며, 고온 열원으로부터 받은 열의 일부를 저온 열원으로 방출하여야 한다. 인근에 강물이나 바닷물이 없는 경우, 냉각탑이 일반적으로 선택되는데, 그 이유는 응축수의 온도가 건구온도보다는 대기의 습구온도에 접근할 수 있다는 고유의 장점 때문이다.(1) 많은 연구자들은 냉각탑의 최적의 성능에 대한 관심을 두었다. Rubio-Castro 등(2) 과 Kim 등(3) 은 온수 배출물의 일부로 구성된 냉각 네트워크의 설비 및 운영 비용의 최적화를 연구하였다. 배출 냉각수 간에는 일반적으로 온도차와 유량 차이가 있다. 최적과정 수행 후에는, 좀 더 뜨거운 배출물은 냉각탑으로 유입되지만 좀 더 차가운 배출물에 대하여는 일부만이 냉각탑으로 유입되거나 혹은 전혀 유입되지 않을 수도 있다. 좀 더 차가운 나머지 배출물은 냉각탑을 바이패스하게 되는데, 이는 뜨거운 배출물은 찬 배출물보다 열 및 질량 전달의 높은 잠재력을 가지고 있기 때문이다. Söylemez(4) 는 초기비용과 운전비용의 합은 냉각탑의 수송 면적에 대하여 최소화할 수 있음을 보여주었다. 면적이 증가하면, 초기비용이 증가하지만, 운전비용은 감소하므로 최적의 총 비용을 얻을 수 있다. 직교류 강제 통풍식 냉각탑에 대한 최적화 모델은 Cortinovis 등의 연구(5) 에서 살펴볼 수 있다. 그들은 펌프와 팬에 의한 전기비용과 보충수의 비용으로 구성된 운전비용을 최소화하기 위해 노력하였다. 몇 가지 중요한 결과들이 다음과 같이 도출되었다. 접근온도차 (approach, 유입공기의 습구온도와 출구수온 차이)가 중요하다. 열부하가 증가되면, 물의 유속과 공기 유속이 증가되며, 적절한 보충수 유입율과 함께 유입 물 유량의 일부 바이패스율과 같은 변수를 우선적으로 조정해야 한다.

냉각탑에서 에너지 사용 효율을 높이려면, 고온수 유입과 저유량의 공기유입의 운전조건으로 해야 하는 것으로 일반적으로 알려져 있다.(3,6) 그러나, 실제 운전상황은 설계점을 기준으로 냉각탑 입구물온도와 공기유량이 바뀔 수 있으므로 효율적인 운전조건을 제시함이 필요하나, 이에 대한 포괄적인 연구는 아직 미미한 실정이다.

따라서, 본 연구의 목적은 위의 고온수 유입과 저유량의 공기유입 조건이 과연 냉각탑 팬의 최소동력조건인지 살펴보고, 입구물온도와 공기유량이 변할 때 냉각탑용 팬의 소요동력에 미치는 영향을 조사하기 위함이다. 본 연구에서는 Serna-González 등의 연구(6)에서 인용된 Merkel 의 수학적 모델링을 사용하여, 유입공기의 상대 습도, 유입공기온도 및 출구 물온도를 고정하고, 입구물온도와 열부하를 독립변수로 하여 나머지 변수들의 정해진 제한조건 내에서 최소팬동력을 구하고 이를 분석하고자 한다.

2. 모델 공식화

흡입송풍 대향류 냉각탑과 이에 관련된 기호들이 Fig. 1 에 제시되어 있다. 뜨거운 물은 냉각탑의 상부로부터 바닥 아래쪽으로 분무되고, 차가운 공기는 상부 팬의 작동으로 탑의 아래쪽 입구로부터 위쪽으로 흡입된다. 공기와 물의 접촉 시간을 늘려주기 위해 따뜻한 물을 분사하는 파이

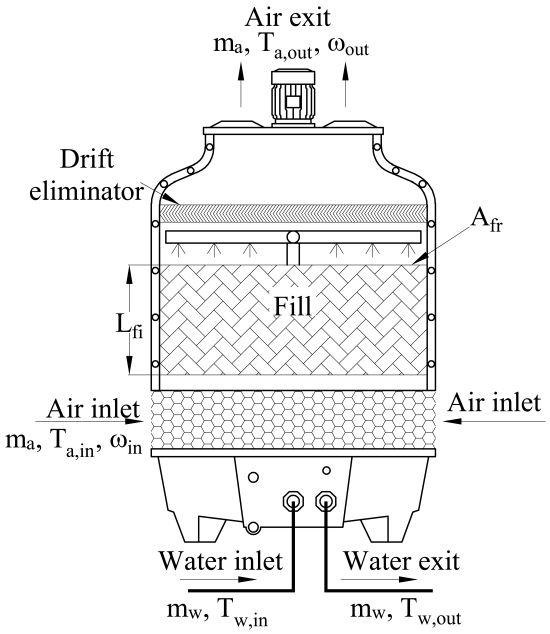

Fig. 1 Sketch of cooling tower and notations

프와 차가운 공기의 유입 층 사이에 충진재가 삽입되어, 물과 공기 사이의 열 및 물질전달이 발생되어 유입된 물의 출구 온도가 강하되도록 한다. 상부로부터 분사된 물방울은 쉽게 공기 흐름을 타게 되며, 이러한 물 손실을 줄이기 위해 비산제거기(drift eliminator)가 상부에 설치된다.

냉각탑 팬의 소요동력은, 다른 연구자들[2,6,7]도 널리 수용한 Kloppers 와 Kröger 가 제안한 전달특성과 공기압력 손실의 경험적 상관 관계식[8,9]과 함께 Merkel 의 방법을 기반으로 하여 계산하였다.

냉각탑 외부로의 열손실을 무시하면 공기측과 물측의 열부하는 동일하므로 다음 식으로 된다.

$$Q = c_{p,w} m_w (T_{w,in} - T_{w,out}) \quad (1)$$

$$Q = m_a (h_{a,out} - h_{a,in}) \quad (2)$$

본 모델에서는 냉각탑을 떠나는 공기는 Merkel 의 이론에 따라 수증기로 포화된 것으로 가정한다.

대수 형태의 Merkel 수는 다음과 같다.

$$Me = 0.25 c_{p,w} (T_{w,in} - T_{w,out}) \sum_{i=1}^{4} \frac{1}{\Delta h_i} \quad (3)$$

여기서 국소엔탈피차 Δh_i 는 다음으로 계산된다.

$$\Delta h_i = h_{sat,i} - h_{a,i} \quad (4)$$

$h_{sat,i}$ 는 다음으로 주어지는 국소 체적온도에서의 포화공기의 엔탈피이다.

$$T_{w,i} = T_{w,out} + TCH_i \left(T_{w,in} - T_{w,out} \right) \quad (5)$$

여기서 TCH_i 는 Chebyshev technique (TCH_1 =0.1, TCH_2 =0.4, TCH_3=0.6, TCH_4 =0.9)의 4 점을 표시하는 상수이다.

식 (4)에서 공기의 엔탈피 $h_{a,i}$ 는 다음과 같다.

$$h_{a,i} = h_{a,in} + \frac{c_{p,w} m_w}{m_a} \left(T_{w,in} - T_{w,out} \right) \quad (6)$$

특정 충진재에 대한 Merkel 수는 다음과 같다.

$$Me = c_1 \left(\frac{m_w}{A_{fr}} \right)^{c_2} \left(\frac{m_a}{A_{fr}} \right)^{c_3} L_{fi}^{1+c_4} T_{w,in}^{c_5} \quad (7)$$

여기서 A_{fr} 과 L_{fi} 는 각각 충진재의 단면적과 높이이며, $T_{w,in}$ 는 입구 수온(°C)이다.

Table 1 Coefficients in Eqs. (7) and (8)[6]

i	c_i	d_i
1	1.019766	3.897830
2	-0.432896	0.772710
3	0.782744	-2.114727
4	-0.292870	15.327472
5	0	0.215975
6		0.079696

충진재를 통과한 압력강하를 계산하기 위해, 충진재 단위깊이 당 손실계수는 다음으로 계산되었다.

$$K_{fi} = d_1 \left(\frac{m_w}{A_{fr}} \right)^{d_2} \left(\frac{m_a}{A_{fr}} \right)^{d_3} + d_4 \left(\frac{m_w}{A_{fr}} \right)^{d_5} \left(\frac{m_a}{A_{fr}} \right)^{d_6} \quad (8)$$

식 (7)과 (8)에서 계수들($c_1 \ldots c_5$, $d_1 \ldots d_6$)의 값은 Table 1 에 제시되었다. 이는 Serna-González 등[6]이 지적하였듯이 열전달과 압력손실의 최적조합을 제공하는 막충진재 (film fill)에 대한 값이다.

막충진재에 대한 압력강하는 다음 식으로 계산된다.

$$\Delta p_{fi} = K_{fi} L_{fi} \frac{m_{av,m}^2}{2 \rho_m A_{fr}^2} \quad (9)$$

여기서 $m_{av,m}$ 는 충진재를 통과하는 습공기의 산술평균 질량유량이며 다음 식으로 주어진다.

$$m_{av,m} = 0.5 (m_{av,in} + m_{av,out}) \quad (10)$$

$$m_{av,in} = (1 + \omega_{in}) m_a \quad (10a)$$

$$m_{av,out} = (1 + \omega_{out}) m_a \quad (10b)$$

또한 ρ_m 는 충진재를 통과하는 습공기의 조화평균 밀도이며 다음 식으로 주어진다.

$$\rho_m = 2 / \left(\frac{1}{\rho_{in}} + \frac{1}{\rho_{out}} \right) \quad (11)$$

비산제거기, 공기입구, 물 분배배관, 지지기둥 등에 의한 공기측 기타 압력강하는 다음으로 계산된다.

$$\Delta p_{misc} = 6.5 \frac{m_{av,m}^2}{2 \rho_m A_{fr}^2} \quad (12)$$

위의 식 (9)와 (12)의 합은 냉각탑 유동공기의 정압강하가 되는데, 여기에 동압강하를 통상적으로 정압강하의 2/3 배로 평가하므로, 이를 고려하여, 냉각탑 공기흐름에 대한 총압력강하는 다음 식으로 된다

$$\Delta p = \frac{5}{3}\left(\Delta p_{fi} + \Delta p_{misc}\right) \tag{13}$$

이에 따른 흡입통풍식 냉각탑에서 팬 소요동력은

$$W = \frac{m_{av,out}\Delta p}{\rho_{out}\eta_f} \tag{14}$$

이며, 여기서 팬 효율 η_f 는 75%로 가정하였다.

위의 식들과 주어진 입력조건하에서 팬동력을 최소화하는 데 사용되는 몇 가지 설계 및 운전조건은 다음에 제시되어 있다.[6]

$$T_{w,out} - T_{wb,in} \geq 2.8\ \mathrm{K} \tag{15}$$

$$T_{w,in} \leq 323\ \mathrm{K} \tag{16}$$

$$0.5 \leq \frac{m_w}{m_a} \leq 2.5 \tag{17}$$

$$2.9 \leq \frac{m_w}{A_{fr}} \leq 5.96 \tag{18}$$

$$1.2 \leq \frac{m_a}{A_{fr}} \leq 4.25 \tag{19}$$

본 연구에서는 위의 식들과 입력변수 및 구속조건들을 토대로 최소팬동력 계산 알고리즘이 개발되었으며 Fig. 2(a) 에 제시되어 있다. 습공기 물성치들은 참고문헌[2,6,10]에서의 상관 관계식으로부터 계산되었으며, 다른 물성치들은 EES program[11]으로부터 계산되었다.

팬동력에 대한 앞의 식들과 Fig. 2(a) 의 계산 알고리즘을 적용하여 주어진 열부하(Q=3500kW)와 입구물온도에서 팬동력을 최소화하는 공기질량플럭스(m_a/A_{fr})가 존재함을 Fig. 2(b) 에서 살필 수 있다. 이들 최소팬동력 점들은 입구물온도에 대하여는 최대치를 가지므로 최소팬동력-(m_a/A_{fr})-입구물온도에 대한 3 차원 곡면은 말안장(saddle) 모양임을 알 수 있다. 또한 최소팬동력 점들 만을 가지고 입구물온도에 대한 공기질량플럭스(m_a/A_{fr})의 그래프를 유추하면 (m_a/A_{fr})는 입구물온도에 대하여 단조증가함을 살필 수 있다.

3. 타당성 입증

앞의 모델은 컴퓨터 프로그램으로 구현되었다. Fig. 2(a) 에 제시된 알고리즘을 사용한 본 프로그

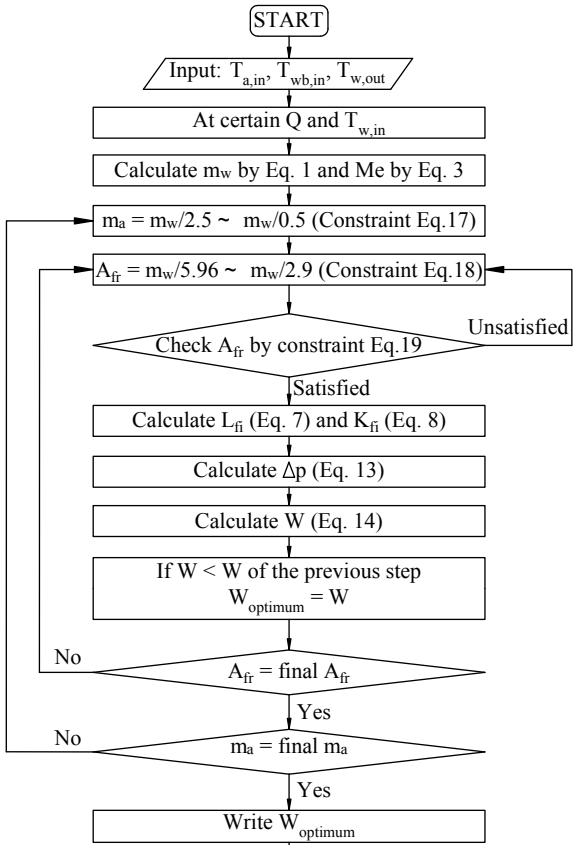

Fig. 2(a) Algorithm for searching the optimal fan power

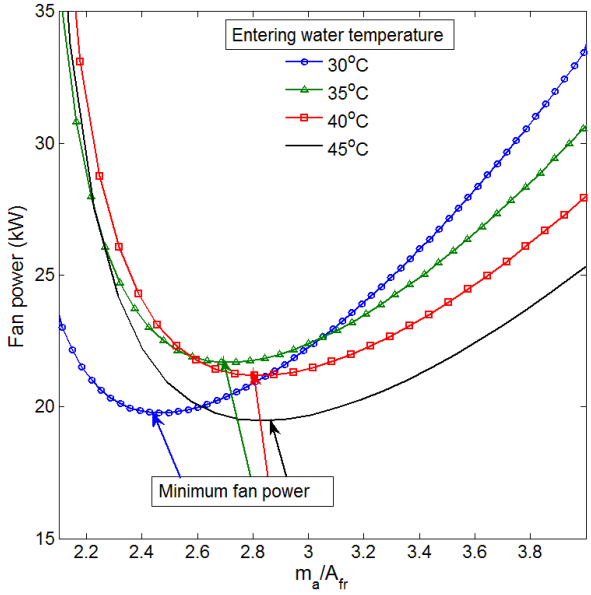

Fig. 2(b) Fan power with respect to ratio m_a/A_{fr} and the entering water temperature at Q=3500kW

램은, 최적화 패키지 DICOPT 를 사용한 이전 연구[6]에서 제시된 예제를 사용하여 검증되었다. 비교 매개 변수는 총연간비용 (TAC), Merkel 수 (Me) 및 손실계수 (K_{fi})들이다. Fig. 3 에 이들 결과가 비교 제시되어 있다. 본 결과와 Serna-González 의 결과가 서로 일치하고 있음을 볼 수 있다.

이해를 돕기 위해 예제에 대한 간단한 설명을 변수 TAC 를 사용하여 아래에 제시하였다.

예제 1 은 기본 케이스로 간주된다. 다른 예제들에서는 하나의 입력 변수만 변화시키고 다른 조건들은 일정하게 유지하였다.

예제 2 에서는 공기의 입구 건구온도가 5°C 감소되며, 그에 따라 예제 2 의 TAC 는 예제 1 의 TAC 보다 낮다.

예제 3 에서는 공기의 입구 습구온도가 5°C 감소되며 예제 3 의 TAC 는 예제 1 과 예제 2 의 TAC 보다 월등히 낮다.

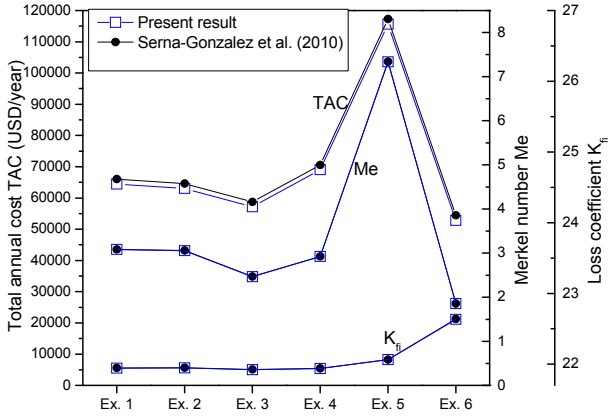

Fig. 3 Comparison of TAC, Me, and K_{fi} in the present and Serna-Gonzalez et al.[6]

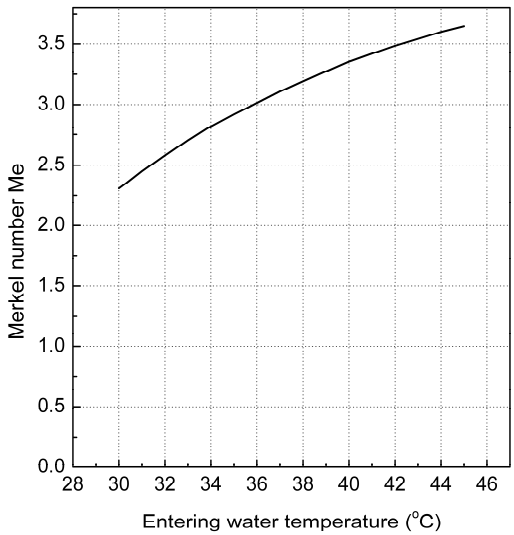

Fig. 4 Merkel number as a function of $T_{w,in}$ for all the considered Q

예제 4 에서는 입구물온도가 5°C 감소되며, 그에 따라 물과 공기의 유량이 증가된다. 이로부터 TAC 값이 더 커지게 된다.

예제 5 에서는 출구 물 온도가 5°C 감소된다. 접근온도차 ($T_{w,out}$ – $T_{wb,in}$)가 감소하며 이에 따라 78 % 정도 TAC 값이 증가하게 된다.

예제 6 에서는 출구 물온도를 5°C 증가(접근온도차를 5°C 증가)하여 수행되었으며 최소의 총연간비용이 얻어졌다.

4. 결과 및 토의

본 냉각탑의 계산에서 유입공기의 건구온도와 습구온도, 출구 물온도는 각각, 22°C, 12°C, 20°C 로 고정되었다. 열부하 및 입구물온도를 포함한 입력 변수와 구속조건들을 가지고, 팬 소요동력이 최소가 되도록 하는 나머지 변수들을 찾을 수 있다. 본 절에서는 입구물온도와 열부하가 냉각탑의 성능에 미치는 영향을 규명하였다. 입구물온도 $T_{w,in}$ 와 열부하 Q 는 각각 30~45°C 와 500~3500 kW 의 범위에서 조사되었다.

Fig. 4 는 Merkel 수를 $T_{w,in}$ 와 Q 의 함수로 제시하고 있다. 입구물온도가 증가하면 Merkel 수가 증가하였다. 주어진 입구물온도에서 열부하가 증가하면 물의 유량이 증가함은 당연하다. 하지만 Merkel 수는 공기의 퍼텐셜에 대한 단위질량 당 물의 열부하를 의미하므로, 물의 유량에 의존하지 않으며 모든 열부하에 대해서도 동일한 값을 가진다. 더 큰 Me 수는 필요한 설계 조건을 만족시키는 데 어려움이 더 큰 정도를 의미한다.[6]

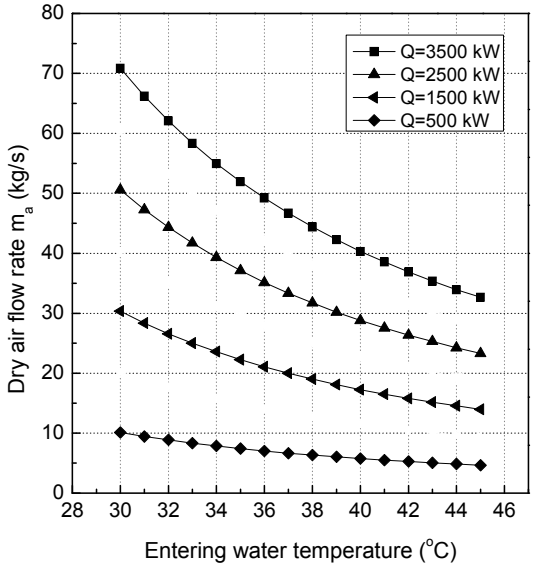

Fig. 5 Dry air flow rate with respect to $T_{w,in}$ and Q

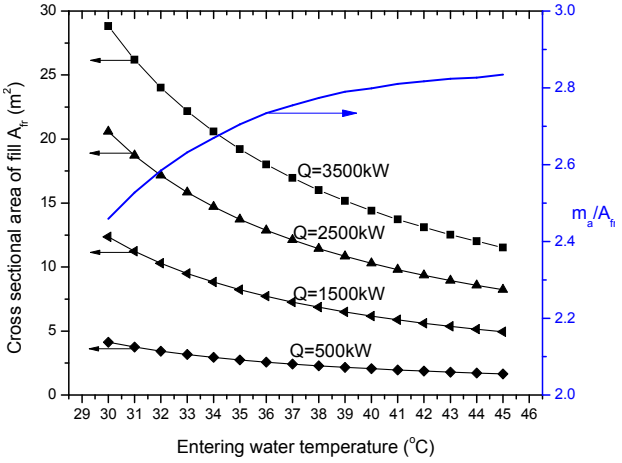

Fig. 6 Cross sectional area of the fill and the ratio m_a/A_{fr} with respect to $T_{w,in}$ and Q

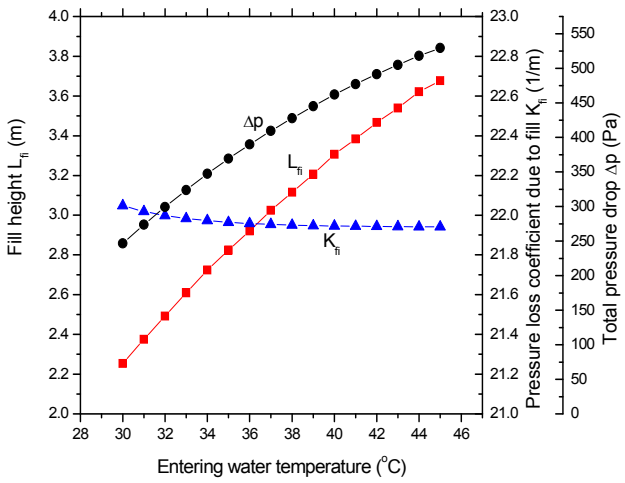

Fig. 7 Fill height, loss coefficient, and total pressure drop vs. $T_{w,in}$ for all the considered Q

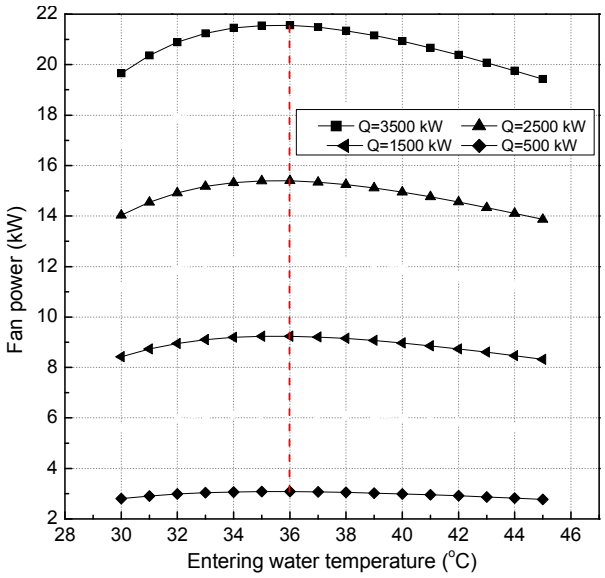

Fig. 8 Minimum fan power curves as a function of $T_{w,in}$ and Q

정해진 열부하에 대하여 물의 질량유량은 물의 입구온도가 증가함에 따라 감소하므로 건공기의 질량유량 역시 Fig. 5 에 제시된 바와 같이 감소하게 된다. (식 (1) 및 (2)을 참조). 이러한 경향은 참고문헌[3,6] 에서도 확인되었다. 고정된 물의 입구온도에 대하여 소요공기유량은 열부하가 증가함에 따라 명백히 증가한다. 요약하면, 동일한 열부하에서 입구물온도가 상승하면, 물의 유량과 공기 유량은 감소한다. 그러나 Merkel 수는 증가한다. 따라서 Fig. 6 - Fig. 7 에 제시된 바와 같이 (보다 상세한 것은 식 (7) 참조) 충진재의 단면적 A_{fr} 은 감소하고 충진재의 높이 L_{fi} 은 증가되어야 함에 유의해야 한다. 이는 다음과 같이 설명될 수 있다.

공기유량이 감소하면, 높은 온도의 물방울은 정해진 출구 물온도를 맞추기 위해, 충진재 내부의 공기 속도는 열 및 물질 전달이 향상되도록 증가되어야 하며, 더 많이 충진재와 접촉해야 하므로 충진재의 길이가 길어지게 된다. 충진재의 단면적이 크게 감소하고, 공기유량이 작게 감소하면, Fig. 6 에 제시된 바와 같이 공기질량플럭스 m_a/A_{fr} 는 증가하게 된다.

본 시뮬레이션 결과 중 하나는, 특정 입구물온도 (50°C 로 유추)에서 최소팬소요동력을 갖는 공기질량플럭스(m_a/A_{fr})=2.9 라는 Serna-González 등의 연구[6] 와 일치하였다. 최소팬소요동력에서 m_w/m_a 와 m_a/A_{fr} 는 열부하에 무관하게 나타났다. 입구물온도에 따라 m_w/m_a 는 약간 감소하며 m_a/A_{fr} 는 약간 증가한다. 이들 경향 때문에 Fig. 7 에 제시된 바와 같이 K_{fi} 는 거의 일정하며 L_{fi} 및 Δp 는 단조증가함을 볼 수 있다.

한편 Fig. 7 에 주어진 바와 같이 손실 계수 K_{fi} 의 변화는 아주 작은 범위이다. 이러한 이유로 압력 강하는 입구물온도에 따라 증가하게 된다.

Fig. 2 에서 구한 방법과 유사하게, 다른 입구물온도와 열부하에도 적용하여 구한 최소팬동력들이 Fig. 8 에 제시되었다. 각 점들은 열부하와 입구물온도가 주어지면 추정되는 최소팬동력으로 하나의 설계 맵에 해당된다. 그러나, 이들 최소팬동력의 입구물온도에 대한 거동은 각각의 열부하에 대하여 최대점이 존재하며 열부하가 증가하면 최대점을 기준으로 변화가 크게 나타남을 관찰할 수 있다. 이 결과로부터 고온수 유입과 저유량 공기로 냉각탑이 운전되는 경우가 항상 최소팬동력이 아님을 보여주고 있다. 팬동력은 물 유입온도가 적절한 범위에 있는 경우에만 저감될 수 있다. 고온수 영역에서는 냉각탑에서 발

생하는 열 및 물질 전달의 잠재력이 압력손실을 극복할 수 있으므로 팬동력은 감소될 수 있다. 그러나 고온의 물 유입은 총 냉동시스템 측면에서는 비효율적일 수 있는데 이는 냉매의 응축온도가 올라가기 때문이다. Fig. 8 에서 수직의 쇄선(dashed line)은 각 열부하에서 최소팬동력이 최대가 되는 냉각탑 입구 물온도를 표시한다. 이러한 온도들은 약 36ºC 에 집중되어 있다. 에너지 절약 관점에서 살펴보면, 입구 물온도 36ºC 는 가장 높은 최소팬동력이 요구되므로 입구물온도는 이보다 높거나 낮은 것이 유리하다.

5. 결 론

막충진재를 갖는 강제 흡입식 대향류 냉각탑에 대하여 입구물온도와 열부하를 주 입력변수로 최소팬소요동력을 구하였다. 고온의 물유입과 저 유량공기의 조합이 항상 효율적인 팬소요동력 형태인 것은 아니며, 입구물온도와 열부하에 따라 최소팬소요동력에 대응하는 최적의 공기유량이 달리 존재하였다. 주어진 열부하에서 입구물온도를 상승하면 공기측 퍼텐셜 증가로 인한 소요 공기유량을 줄일 수 있지만, 축방향 열전달 면적과 공기속도가 커야 하며, 이에 따른 공기의 높은 압력강하로 이어지게 된다. 이러한 현상은 입구물온도가 일정한 값(본 연구에서는 36ºC)을 초과하는 경우에만 나타난다. 그 상황에서 열 및 물질 전달의 잠재력 증가가 압력강하의 증가에 의한 기여량 보다 더 크기 때문에 팬동력이 감소되었다. 이러한 두 가지 현상의 타협점(trade-off)으로부터 냉각탑의 적정 공기질량플럭스를 올바르게 선택할 수 있을 것으로 본다. 본 연구범위에서는 입구물온도를 36ºC 보다 높거나 낮게 하면 최소팬소요동력이 감소한다.

주어진 입력변수(출구물온도 20ºC, 입구공기의 건구 22ºC 및 습구온도 12ºC)와 입구물온도 40ºC 와 열부하 3500 kW 를 설계변수로 주면 최소팬소요동력 21 kW 와 그에 수반되는 냉각탑 충진재의 단면적 14 m^2 과 높이 3.3 m, 물과 공기의 유량(43, 40 kg/s), 손실계수 21.9/m 및 압력강하 475 Pa 등이 도출되므로 본 연구는 하나의 냉각탑 설계 맵을 제공하였다고 하겠다.

후 기

이 논문은 2012 년 울산대학교 연구비에 의하여 연구되었음.

참고문헌

(1) Rezaei, E., Shafiei, S. and Abdollahnezhad, A., 2010, “Reducing Water Consumption of an Industrial Plant Cooling Unit Using Hybrid Cooling Tower,” *Energy Conversion and Management,* Vol. 51, No. 2, pp. 311~319.

(2) Rubio-Castro, E., Serna-González, M. and Ponce-Ortega, J. M., 2010, “Optimal Design of Effluent-Cooling Systems Using a Mathematical Programming Model,” *Applied Thermal Engineering.* Vol. 30, No. 14-15, pp. 2116~2126.

(3) Kim, J. -K., Savulescu, L. and Smith, R., 2001, “Design of Cooling Systems for Effluent Temperature Reduction,” *Chemical Engineering Science,* Vol. 56, No. 5, pp. 1811~1830.

(4) Söylemez, M. S., 2001, “On the Optimum Sizing of Cooling Towers,” *Energy Conversion and Management,* Vol. 42, No. 7, pp. 783~789.

(5) Cortinovis, G. F., Paiva, J. L., Song, T. W., and Pinto, J. M., 2009, “A Systemic Approach for Optimal Cooling Tower Operation,” *Energy Conversion and Management*, Vol. 50, No. 9, pp. 2200~2209.

(6) Serna-González, M., Ponce-Ortega, J. M. and Jiménez-Gutiérrez, A., 2010, “MINLP Optimization of Mechanical Draft Counter Flow Wet-Cooling Towers,” *Chemical Engineering Research and Design,* Vol. 88, No. 5-6, pp. 614~625.

(7) Ponce-Ortega, J. M., Serna-González, M. and Jiménez-Gutiérrez, A., 2010, “Optimization Model for Re-Circulating Cooling Water Systems,” *Computers & Chemical Engineering*, Vol. 34, No. 2, pp. 177~195.

(8) Kloppers, J. C. and Kröger, D. G., 2003, “Loss Coefficient Correlation for Wet-Cooling Tower Fills,” *Applied Thermal Engineering,* Vol. 23, No. 17, pp. 2201~2211.

(9) Kloppers, J. C. and Kröger, D. G., 2005, “Refinement of the Transfer Characteristic Correlation of Wet-Cooling Tower Fills,” *Heat Transfer Engineering,* Vol. 26, No. 4, pp. 35~41.

(10) ASHRAE, *Handbook of Fundamentals*, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers Inc., Atlanta, GA2005, pp. 6.1~6.17.

(11) Klein, S.A., *Engineering Equation Solver, F-Chart Software*, Commercial Version 6.883-3D.