

強制通風式 冷却塔 特性에 關한 研究

徐 廷 一* · 金 光 洙** · 李 永 秀**

A Study on the Characteristics of Forced Draft Cooling Tower

Jeong Il Seoh , Kwang Soo Kim and Young Soo Lee

ABSTRACT

This paper presents design conditions due to the NTU of counter and cross flow type cooling tower.

In the calculation of optimum design conditions for above two types which are widely used in our country, standard water-air ratio, ambient wet bulb temperature and bulk water temperature were adopted by domestic wheather conditions.

The important result of this study is obtained as follows ; Under the constant value of Ka and L , the number of transfer unit of cross flow type cooling tower is about 1.1 times as large as that of counter, so the volume of cross flow type is about 10 % greater than that of counter.

* : 正會員, 漢陽大學校 工科大學

** : 正會員, 漢陽大學校 大學院

記 號 說 明

	kcal/hr · m ² · °C
<i>A</i> : Cross sectional area of tower m ²	<i>L</i> : Mass water rate kg/hr
<i>a</i> : Area of water interface per unit volume m ² /m ³	<i>m</i> : Mass transfer rate, interface to air stream kg/hr
<i>C₁, C₂</i> : Constant	<i>N</i> : Ratio of mass water rate to air <i>L/G</i>
<i>C_{pa}, C_{pv}</i> : Specific heat of dry air and water vapor kcal/kg · °C	<i>P</i> : Efficiency of enthalpy $\frac{i_2 - i_1}{i_1' - i_1}$
<i>C_L</i> : Specific heat of water kcal/kg · °C	<i>q_L</i> : Rate of latent heat transfer, interface to air stream kcal/hr
<i>G</i> : Air flow rate kg'/hr	<i>q_s</i> : Rate of sensible heat transfer, interface to air stream Kcal/hr
<i>H</i> : Absolute humidity of main air mass kg/kg'	<i>q_w</i> : Rate of heat transfer, bulk water to interface kcal/hr
<i>H'</i> : Absolute humidity, Saturated at bulk water temperature kg/kg'	<i>γ</i> : Latent heat of evaporation kcal/kg
<i>H''</i> : Absolute humidity at interface kg/kg'	<i>S</i> : Unit heat capacity of moist air kcal/kg' · °C
<i>i</i> : Enthalpy of moist air kcal/kg'	<i>T</i> : Dry-bulb temperature of air stream °C
<i>i'</i> : Enthalpy of moist air at bulk water temperature kcal/kg'	<i>T₀</i> : Datum temperature for water vapor enthalpy °C
<i>i''</i> : Enthalpy of moist air at interface temperature kcal/kg'	<i>T'</i> : Dry-bulb temperature of air at interface °C
<i>K</i> : Over-all unit conductance, mass transfer between saturated air at mass water temperature and main air stream kg/hr · m ² (kg/kg')	<i>T_{wB}</i> : Wet-bulb temperature of air stream °C
<i>K'</i> : Unit conductance, mass transfer, interface to main air stream kg/hr · m ² (kg/kg')	<i>t</i> : Bulk water temperature °C
<i>K_G</i> : Over-all unit conductance, sensible heat transfer between interface and main air stream kcal/hr · m ² · °C	<i>U</i> : Number of transfer unit
<i>K_g</i> : Over-all unit conductance, sensible heat transfer between main water body and main air stream kcal/hr · m ² · °C	<i>V</i> : Active tower volume per plane area m ³ /m ²
<i>K_L</i> : Unit conductance, heat transfer, bulk water to interface	<i>ω</i> : Width of cross flow filled volume <i>m</i>
	<i>Z</i> : Height of filled volume <i>m</i>
	<i>η_t</i> : Cooling efficiency $\frac{t_1 - t_2}{t_1 - T_{wB}}$
	subscript
	1 : inlet
	2 : outlet

1. 序 論

最近 産業 近代化에 따른 冷凍機, 熱機關, 發電所, 化學플랜트 等 各種 設備들은 많은 量의 水資源을 必要로 하게 되었고 特히 廢水의 餘熱을 大氣中으로 放出하여 버린다면 에너지 損失 뿐만 아니라 經濟的으로도 큰 損失이 된다.

이들 損失을 적게 하기 위하여 물을 再循環 使用하기 위한 冷却裝置의 需要가 急增하고 있는 實情이다. 이와 같은 各種 冷却裝置에는 周圍 外氣를 利用하여 溫水와 直接 接觸시켜 溫水와 外氣사이에 熱交換을 시키는 冷却塔이 있다. 冷却塔은 開放式과 密閉式으로 分類되며 開放式에는 大氣式, 自然 通風式과 強制 通風式이 있다. 그러나 國內 實情에 適合한 冷却塔은 주로 強制 通風式으로 이와 같은 方式에는 對向流形과 直 交流形으로 大別되며 이들의 熱交換 方式은 물과 外氣의 溫度差에 의한 물의 感熱과 물 自體의 蒸發로 인한 潛熱로써 이루어지게 된다. 또한 冷却塔의 性能은 外氣와 물과의 有效 接觸面積, 接觸表面에서의 外氣와 물과의 相對速度, 接觸時間, 外氣의 濕球溫度과 水溫과의 差 等에 따라 크게 變化하므로 이와 같은 目的에 一致하도록 冷却塔 內部에 여러가지의 形狀과 充填物을 채우기도 하지만 出口 水溫을 冷却塔 入口에서의 外氣 濕球溫度 以下로 低下시킬 수는 없다.¹⁾ 그리고 出口 水溫이 濕球溫度에 接近할 수록 冷却器 形狀이 크게 되므로 出口 水溫을 濕球溫度보다 3~4°C 程度 높은 溫度로 設計하는 것이 一般的인 方法이다.²⁾ 또한 冷却塔의 窮極的인 目的은 效率 및 性能 向上에 있기 때문에, 이에 至大한 影響을 미치는 入口, 出口에서의 水溫, 入口의 外氣 濕球溫度, 水空比에 關한 糾明은 매우 重要하다. 그러므로 本 研究에서는 冷却塔 熱交換部의 一般 支配 方程式을 利用하여 冷却塔 性能 改善에 相當한 影響을 미치는 U/N 에 關한 基礎 事項을 구하였다. 또한 冷却塔 設計에 있어 매우 重要한 因子인 入出口에서의 水溫과

外氣 濕球溫度와의 關係 및 冷却範圍가 移動單位數에 미치는 影響을 考察하기 위하여 國內 冷却塔 設計時 利用되어 지는 基準溫度로써 對向流形에서는 數直積分法³⁾, 直交流形에서는 近似解法⁴⁾ 및 圖式解法³⁾에 의하여 比較 檢討하였다.

2. 理論解析

冷却塔 特性 解析에 대한 假定은 다음과 같다.

1. 冷却塔의 運轉 條件은 定常 狀態이다.
2. 外氣 및 물의 流速은 一定하며 이들의 比熱은 溫度變化에 無關하다.
3. 蒸發로 인한 水量 減少는 無視한다.
4. 蒸發 潛熱은 一定하다.

2-1. 冷却塔의 一般 支配方程式

① 熱傳達率 方程式

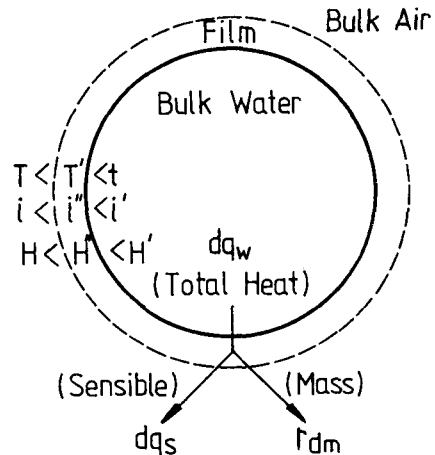


Fig.1 Heat and mass transfer relationships between water, interfacial film and air

Fig.1에서 溫度는 $T < T' < t$ 와 같고 물로부터 表面 境界膜으로의 熱傳達率은

$$dq_w = Ldt = K_L \alpha dV (t - T') \dots\dots\dots (1)$$

式 (1)에서 熱의 一部分은 外氣流의 境界面으로부터 感熱로써 傳達되어지므로

$$dq_s = K_G adV(T' - T) \dots\dots\dots (2)$$

또한 境界 外氣膜은 絶對濕度 H'' , 溫度 T' 의 水蒸氣로 飽和되어 있으므로 膜에서 外氣까지 質量傳達量은 다음 式으로 表示된다.

$$dm = K' adV(H'' - H) \dots\dots\dots (3)$$

蒸發 潛熱 γ 을 式(3)의 兩邊에 곱하면

$$rdm = dq_L = rK' adV(H'' - H) \dots\dots\dots (4)$$

② 質量과 에너지平衡

定常 狀態에서 물로부터 蒸發에 의하여 減少되는 質量 移動率은 外氣中の 濕度 增加率과 같으므로

$$dm = GdH \dots\dots\dots (5)$$

이때 물의 損失 熱量은 外氣가 얻은 熱量과 같으므로 이 경우 蒸發로 인한 水量 減少를 無視하면

$$Gdi = Ldt \dots\dots\dots (6)$$

또한 濕空氣의 엔탈피는

$$i = C_{pa}(T - T_0) + H[r + C_{pv}(T - T_0)] \dots (7)$$

濕空氣의 比熱은

$$S = C_{pa} + HC_{pv} \dots\dots\dots (8)$$

으로 定義되므로 式 (7)을 微分하고 式 (8)을 利用하여 式 (6)에 代入하면 다음 式이 成立된다.

$$Ldt = GSdT + [r + C_{pv}(T - T_0)]GdH \dots\dots (9)$$

③ 基本方程式

濕空氣의 感熱은 式 (2)에서

$$dq_s = K_G adV(T' - T) = GSdT \dots\dots\dots (10)$$

또한 質量 傳達量은 式 (5)에서

$$dm = K' adV(H'' - H) = GdH \dots\dots\dots (11)$$

로 各各 表示된다. 그리고 外氣와 水蒸氣의 混合物에 대하여 $\frac{K_G}{K'S} \cong 1$ 이므로, 이 關係로

부터 $K_G = K'S$ 를 式 (10)에 代入하고 또한 式 (11)을 式 (9)에 代入하여 整理하면

$$Ldt = K' adV \{ S(T' - T) + [r + C_{pv}(T - T_0)](H'' - H) \} \dots\dots\dots (12)$$

를 얻는다. 式 (7)의 濕空氣에 대한 엔탈피 式을

整理하고 式 (8)을 利用하면 엔탈피는

$$i = ST - C_{pa}T_0 + H(r - C_{pv}T_0) \dots (13-a)$$

같은 方法으로 境界面의 엔탈피는

$$i'' = ST' - C_{pa}T_0 + H''(r - C_{pv}T_0) \dots(13-b)$$

式 (13-a, b)를 式 (12)에 代入하여 整理하면

$$Ldt = K' adV[(i'' - i) + C_{pv}T(H'' - H)] \dots (14)$$

를 얻으며 式 (14)에서 右邊 第二項은 매우 적으므로 이를 無視하면

$$Ldt = K' adV(i'' - i) = Gdi \dots\dots\dots (15)$$

가 된다. 水適 境界膜의 溫度 T' 는 거의 外氣類의 溫度 T 와 같으므로 앞의 式에서 係數 K_G , K' 를 K_g 와 K 로 各各 表記하면

$$\frac{K_g}{KS} \cong 1$$

이 成立되며, 이 경우 式 (15)는 다음과 같이 表記할 수 있다.

$$Ldt = KadV(i'' - i) = Gdi \dots\dots\dots (16)$$

이를 積分하면 다음과 같은 2形式의 基本方程式을 얻을 수 있다.

$$\frac{K_aV}{L} = \int_{t_1}^{t_2} \frac{dt}{i'' - i} \dots\dots\dots (17-a)$$

$$\frac{K_aV}{G} = \int_{i_1}^{i_2} \frac{di}{i'' - i} \dots\dots\dots (17-b)$$

이때 式 (17-a)의 右邊은 移動單位數(NTU)가 된다.

2-2. 對向流形 冷却塔의 解析

冷却塔의 設計 또는 性能 計算에 있어서 使用되는 엔탈피-溫度 線圖는 Fig.2와 같다. 이 線圖에서 流量 L 의 溫度 t_1 인 물은 濕球溫度 T_{WB} 의 流量 G 인 外氣에 의하여 溫度 t_2 까지 冷却되는 경우를 나타내며, 點D는 冷却塔의 頂上部 外氣의 엔탈피와 水溫을, 點C는 底部 外氣의 엔탈피와 水溫을 各各 表示한다. 式 (6)의 熱移動量 $dQ = Gdi = Ldt$ 에서 $\frac{di}{dt} = \frac{L}{G}$ = 一定하므로 線CD는 直線이 되며 이를 操作線이라 한다. 飽和線과 操作線 CD間의 垂直거리는 式 (17-a),

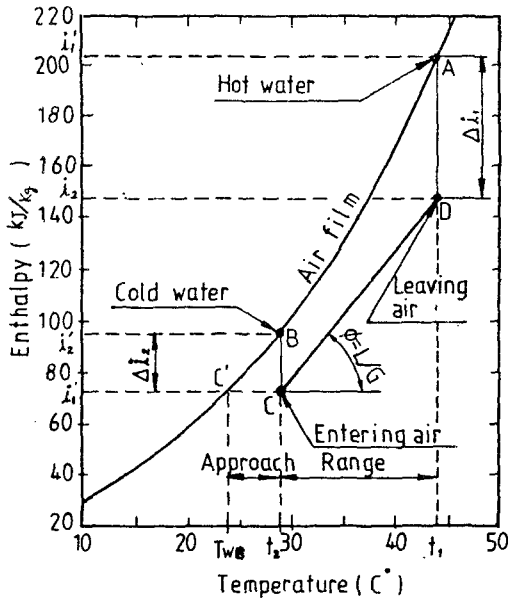


Fig.2 Counter flow cooling diagram

b)에서 엔탈피차 ($i' - i$) 로서 그 場所에서의 에너지移動의 推進力을 나타내며 이 推進力은 底部에서는 Δi_2 , 頂上部에서는 Δi_1 이다. 그리고 出口의 水溫과 入口의 外氣 濕球溫度差를 Approach라 하며 3~6°C 程度⁶⁾이며, 冷却範圍는 물의 溫度差로서 底凍式 冷凍機에서는 5°C 前後, 吸收式은 6~9°C 程度⁷⁾이다. 이때의 冷却效率 η_t 는

$$\eta_t = \frac{t_1 - t_2}{t_1 - T_{WB}} \dots\dots\dots (18)$$

이다. 그리고 冷却塔 內의 有效體積은 $V = AZ$ 이고 Ka 는 一定하므로 이때 交換되어진 熱量 Q (Kcal/hr)는 式 (16)으로 부터

$$dQ = Ka(i' - i) AdZ = G di \dots\dots\dots (19)$$

이를 엔탈피에 대하여 積分하면

$$Ka = \frac{G}{AZ} \int_{i_1}^{i_2} \frac{di}{i' - i} \dots\dots\dots (20)$$

式 (6)에서 dt 는 負이므로 水空比 N 은

$$N = \frac{L}{G} = - \frac{di}{dt} \dots\dots\dots (21)$$

그러므로

$$U = \int_{i_1}^{i_2} \frac{di}{i' - i} = \frac{KaZ}{G/A} = N \int_{i_1}^{i_2} \frac{-dt}{i' - i} \dots\dots\dots (22-a)$$

$$U/N = \int_{i_1}^{i_2} \frac{-dt}{i' - i} = \frac{KaZ}{L/A} \dots\dots\dots (22-b)$$

2-3. 直交流形 冷却塔의 解析

直交流形 冷却塔 內의 水溫과 外氣의 엔탈피變化는 上下, 水平方向으로 변하므로 이에 대한 解析은 對向流形보다 매우 複雜하므로 實際에 있어서는 對向流의 解析方法과 거의 類似한 近似解法이 주로 使用된다. 이 方法은 水溫變化 $\Delta t = t_1 - t_2$ 이고 $i-t$ 線圖 上의 飽和曲線을 直線으로 近似시키면 直交流 熱交換器의 解析方法으로 應用될 수 있으므로 式 (22-b)로 부터

$$U/N = \frac{KaV}{L} = \frac{\Delta t}{\Delta i_m} \dots\dots\dots (23)$$

여기서 Δi_m 은 代數平均엔탈피差로서

$$\Delta i_m = F \times \left[\frac{(i_1' - i_2) - (i_2' - i_1)}{\ln \frac{i_1' - i_2}{i_2' - i_1}} \right] \dots\dots\dots (24)$$

F 는 修正係數⁸⁾이며 이에 대한 線圖는 Fig. 3과 같다.

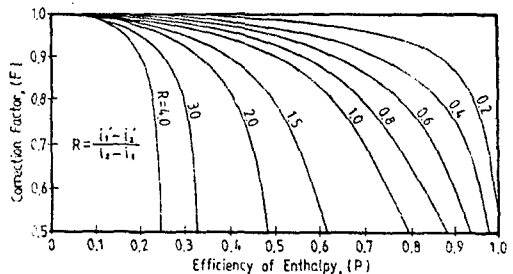


Fig.3 Correction factor of cross flow

3. 最適 性能條件의 計算

冷却塔 形式에 따른 U/N 값은 效率 및 性能에 重要한 影響을 미치는 因子이므로 이를 計算

하기 위하여 國內 冷却塔 設計時 標準狀態로 利用되는 基準溫度를 使用하였다. 全國 各地域 季節의 基準 濕球溫度는 27℃⁹⁾, 出入口에서의 물의 基準溫度는 37℃, 32℃¹⁰⁾ 으로 取하여 對向流形에서는 數值積分法으로, 直交流에서

는 近似解法과 圖式解法으로 各各 U/N값을 計算하면 다음과 같다.

먼저, 對向流形 冷却塔에 대하여 數值積分法으로 U/N값을 구하면 Table 1과 같다.

Table 1. Counter flow cooling tower calculation of NTU for 32℃ cold water temperature, 27℃ entering wet bulb temperature and L/G = 1

water temp. (t) °C	enthalpy of film (i') KJ/kg	enthalpy of air (i) KJ/kg	enthalpy difference (i'-i) KJ/kg	$\frac{1}{i'-i}$ KJ/kg	$\frac{\Delta t}{(i'-i)}$ average KJ/kg	$\Sigma \left \frac{\Delta t}{i'-i} \right $ KJ/kg	cooling range °C
32	110.9	85.36	25.5	0.0391	0.0379	0.0379	1
33	116.8	89.55	27.3	0.0367	0.0354	0.0733	2
34	123.0	93.74	29.3	0.0342	0.0329	0.1062	3
35	129.5	97.93	31.6	0.0317	0.0305	0.1367	4
36	136.2	102.1	34.1	0.0293	0.0281	0.1648	5
37	143.4	106.3	37.1	0.0269			

Table 1을 利用하여 U/N값을 計算한 結果值 0.16에 물의 比熱 4.19 kJ/kg·c를 곱하면 0.67이 됨을 알 수 있다. 다음, 直交流形 冷却塔에 대하여 近似解法에 의한 U/N값은 式(23), 式(24)에 의하여

$$P = \frac{i_2 - i_1}{i'_1 - i_1} = \frac{106.3 - 85.36}{143.4 - 85.36} = 0.36$$

$$R = \frac{i'_1 - i'_2}{i_2 - i_1} = \frac{143.4 - 110.9}{106.3 - 85.36} = 1.55$$

P와 R을 利用하여 Fig. 3에서 F = 0.91을 얻고 이를 式(24)에 代入하면

$$\Delta i_m = 0.91 \times \left\{ \frac{(143.4 - 106.3) - (110.9 - 85.36)}{\ln \left(\frac{143.4 - 106.3}{110.9 - 85.36} \right)} \right\} = 28.17$$

Δi_m 을 式(23)에 代入하여 計算한 後, 물의 比熱을 곱한 結果 U/N값은 0.74이다.

또한 直交流形 冷却塔에 대한 圖式解法에 있어서 熱移動은 Fig. 4에서와 같이 外氣流 方向을 水平軸, 水流方向을 垂直軸으로, 各各 7等分한 單位 體積에 대하여 二次元으로 移動된다. 따라서 式(19)에서 塔높이를 y, 水平方向을 x로 取하면 다음과 같은 式을 얻을 수 있다.

$$Ka = (i' - i) dx dy = G di dy = L dt dx \dots \dots (25)$$

이를 積分하면

$$\int_0^x \frac{Ka dy}{L} = \int_{i_1}^{i_2} \frac{dt}{i' - i} \quad (26-a)$$

$$\int_0^x \frac{Ka dx}{G} = \int_{i_1}^{i_2} \frac{di}{i' - i} \quad (26-b)$$

이에 대한 計算은 對向流形과 같은 條件에서 考慮되어 졌으며, 여기서 垂直으로 變하는 水溫의 變化量 Δt 와 水平으로 變하는 Δi 와의 關係¹¹⁾는

$$\Delta t = \frac{0.1(i' - i)_{\text{average}}}{4.19}, \Delta i = 4.19 \Delta t \quad \dots \dots (27)$$

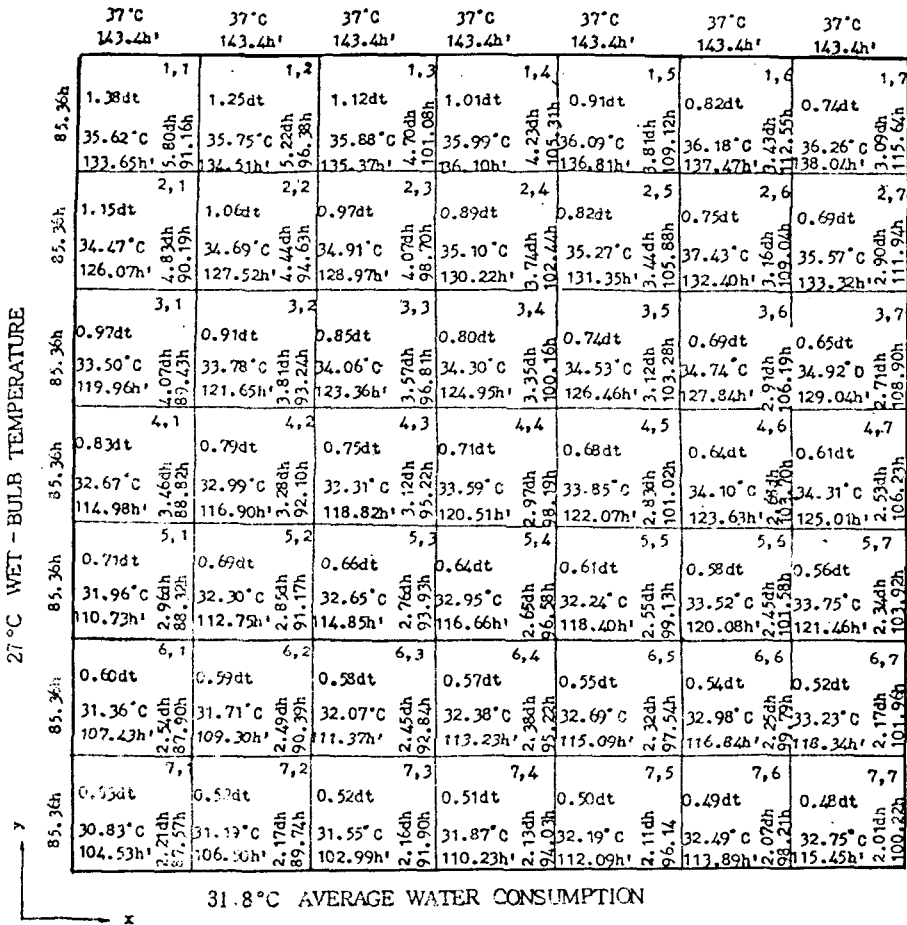


Fig. 4 Cross flow calculation

이다. 따라서 直交流形의 圖式解法에 대한 計算 値는 Fig. 4와 같고 이 圖表로부터 얻은 값에 물의 比熱을 곱한 結果 U/N 값은 0.73을 얻었다.

따라서 2形式의 冷却塔에 대하여 L 과 Ka 값이 같은 경우에는 直交流形 冷却塔의 體積을 對向流形보다 10%程度 크게 設計하여야 된다는 것을 알 수 있다. 그리고 直交流形에서는 近似解法과 圖式解法에 의한 U/N 값을 比較한 結果 1% 程度 誤差로 거의 一致하였다.

4. 比較 및 檢討

4-1. 冷却塔 形式에 따른 U/N 값의 變化

앞서의 計算 結果를 考察하면 對向流形 冷却塔의 U/N 값은 0.67로서 直交流形 冷却塔의 0.74에 비하여 약 10%程度 적게 나타났다.

4-2. 外氣 濕球溫度 變化가 水溫에 미치는 影響

入出口에서의 水溫과 外氣의 濕球溫度 變化가 性能에 미치는 影響을 比較 檢討하기 위하여 空調用 冷凍機 設備에 使用되는 直交流形 冷却塔

을 選定하여 Honeywell 社의 Delta-1000 시스템에 의하여 100% 稼動狀態에서 Table 2와 같은 實驗值를 얻고, 이를 Fig.5에 圖示하였다.

Table 2. Test data of cooling tower, °C

case	t ₁	t ₂	T _{WB}	η _t (%)
A	37	32	27	50
B	36	31	26	50
C	35	30	25.4	52
D	34	29	24.6	53

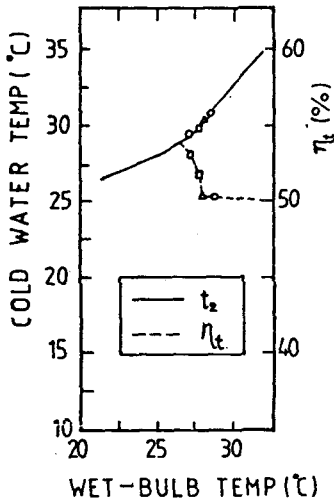


Fig.5 Relations between wet-bulb and cold water temperature

이 結果는 ASHRAE Hand Book of Equipment¹¹⁾의 結果值와도 一致하였으며 入口의 外氣 濕球溫度가 내려갈수록 出口 水溫度 떨어 지는 것을 알 수 있다.

4-3. 冷却範圍 變化가 U/N 값에 미치는 影響

冷却範圍 變化가 U/N 값에 미치는 效果를 檢討하기 위하여 式(6)에서 無視한 蒸發로 인하여

減少된 微量의 물에 대한 엔탈피를 考慮하면, 冷却塔 內의 微少 體積 ΔV에서 물과 外氣 사이의 交換되는 熱量은 다음 式과 같다.

$$\Delta Q = G \Delta i = L \Delta t + \Delta L t \quad (28-a)$$

$$\frac{\Delta i}{\Delta t} = \frac{L}{G} \left(1 + \frac{t}{L} \frac{\Delta L}{\Delta t}\right) = N \left(1 + \frac{\Delta L}{L} \frac{t}{\Delta t}\right) \quad (28-b)$$

Table 3은 式(28-b)를 利用, 水空比와 外氣 濕球溫度가 各各 1, 27°C인 경우에서의 冷却範圍 變化에 따른 N, η_t와의 關係를 나타냈고 Fig.6는 이에 대한 線圖이다.

Table 3. Effect of range on cooling tower

$$L/G = 1.0, T_{WB} = 27^\circ C$$

case	t ₁ (°C)	t ₂ (°C)	Range	L _R (%)	Increase of N (%)	η _t (%)
A	37	32	5	0.8	5.9	50
B	39	32	7	1.2	6.5	58
C	42	32	10	1.7	7.1	67
D	48	33	15	2.5	8.0	71
E	54	34	20	3.3	9.0	74

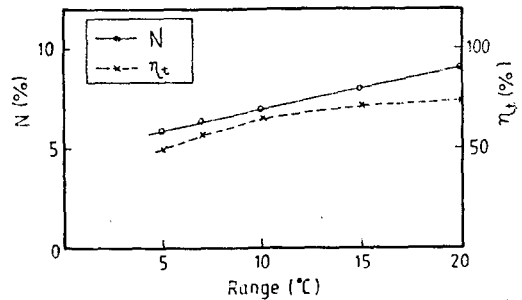


Fig.6 Effect of variation on range N and η_t using L/G = 1.0, T_{WB} = 27°C

위의 結果로부터 冷却範圍 變化에 따라 N 값은 直線的으로 增加함을 알 수 있다.

이 結果는 實驗式¹²⁾

$$U/N = KaV/L = C_1 \left(\frac{L}{G}\right)^{c_2} = C_1 N^{c_2} \quad (29)$$

의 결과와도一致한다. 또한 위의 결과로부터
 冷却範圍가 커지면 N 값도 增加하며 U/N 값에
 도 影響을 미치게 되므로 冷却範圍가 20°C 일때
 N 이 9% 程度 增加하므로 冷却範圍가 20°C 以上
 의 경우에는는 水量 蒸發 損失에 의한 熱量이
 考慮되어 貯야 할 것이다.

5. 結 論

對向流形과 直交流形 冷却塔 特性에 關한 研
 究로부터 얻은 結論은 다음과 같다.

1. 基準狀態에서 對向流形과 直交流形 冷却
 塔에서의 U/N 값을 比較한 結果, Ka 와 L 이 같
 은 경우에는는 直交流形 冷却塔이 對向流形 보
 다 體積이 10% 程度 크게 設計되어 貯야 한다.

2. 外氣 濕球溫度가 내려갈수록 出口 水溫도
 降下한다.

3. 冷却塔 外氣 濕球溫度가 一定한 경우에 대
 하여, 冷却範圍가 클수록 水空比는 直線的으로
 增加하며 또한 移動單位數도 向上한다. 特히 冷
 却範圍 Δt_w 가 20°C 以上일때는 水量 蒸發損失
 로 인한 含有 熱量을 考慮하여야 한다.

參 考 文 獻

1. 手塚俊一：“冷却塔 概論”，空氣調和·衛
 生工學，第52卷，第4號，pp.3~6，1978
2. 空氣調和·衛生工學會編：空氣調和·衛生工
 學便覽，第二卷，第5編，第2章 冷却塔，
 pp. 358，1975
3. D.R. Baker & H.A. Shryock：“A Compr-
 rehensive Approach to the Analysis of

Cooling Tower Performance” ASME,
 Journal of H.T., pp.339~350, August,
 1961

4. 內田季雄：濕り空氣と 冷却塔，(株)裳華房，
 pp. 178~181, 1977
5. W.K.Lewis：Principles of Chemical
 Engineering, McGraw Hill comp., 3rd
 ed., 1937
6. 徐廷一·申宗熙：空氣調和와 駿房，光林社
 pp. 283, 1980
7. 井上字市：空氣調和ハンドブック，丸善(株)，
 pp. 203~206, 1967
8. J.P.Holman：Heat Transfer, McGraw -
 Hill Co., 5th ed., pp. 451, 1981
9. 金孝經：“韓國의 空氣調和 設計用 外氣條件”
 空氣調和·冷凍工學，第1卷，第1號，pp.8,
 1972
10. Cooling Tower Catalogues of Bumyang,
 Shinwa, Kyung In and Kyung Won Machin-
 ery Co., Ltd., 1982
11. ASHRAE HandBook of Equipment, New
 York, Chap. 21, 1979
12. 空氣調和·衛生工學會編：空氣調和·衛生
 工學便覽，pp. 715, 1977
13. F.C.McQuiston & J.D.Parker：Heating
 Ventilating and Air Conditioning, John
 Wiley & Sons, Inc., 2nd ed., pp. 451~
 467, 1982
14. 千葉孝男：“開放式 冷却塔”，空氣調和·
 衛生工學，第52卷，第4號，pp.11~18,
 1978
15. 日本冷凍協會編：冷凍空調便覽 基礎篇，
 pp. 354~361, 1972