

論文

熱源システムの高効率化に関する研究
ー冷却塔シミュレーションの開発とその展開ー

村澤 達

E-SCAT®は、当時世界最高効率と発表されたターボ冷凍機に対して、冷凍機本体だけでなく補機類である冷却水ポンプと冷却塔ファンも含めてシステム全体で最高効率となる制御方法として2003年に開発が始まった。

本報では、E-SCAT®の省エネルギー制御の考え方と、最適制御の要となる冷却塔シミュレーションについて解説する。

はじめに

2050年までにカーボンニュートラルを目指すべく建築物のZEB化においては、本来、乾球温度より5℃以上の冷却が期待できる湿球温度を有効に活用する水冷式熱源システムが有利なはずである。しかし、最近の熱源システムは省スペースとメンテナンス性の面から空冷式モジュールチラーシステムが主流となっており、水冷式熱源システムの導入件数は低迷している傾向にある。これは、水冷式熱源システムにおける冷却塔ファンや冷却水流量を変化させた場合の冷却塔の特性を計算することが複雑で、省エネルギー性能の評価が難しく、ZEB化技術として省エネ計算に反映されていないことが要因の一つと考える。

本報では、冷却水系統の変流量・変風量における冷却塔特性の計算方法を解説することで、高い省エネルギー性能が実現できる水冷式熱源システムの普及展開に寄与したい。

1. E-SCAT®の制御方法の考え方

冷凍機は、冷却水温度が低いほど運転効率が向上し、冷却水温度を下げることで同じ熱量を生産する場合でも本体消費電力が減少する特性がある。2000年頃までは、冷却水温度を下げるためには冷却水ポンプや冷却塔ファンを100%運転すれば良いので、冷却水ポンプに

はインバータを設置せずに100%固定流量運転とし、冷却塔ファンは冷却水出口温度が32℃になるようにON/OFFさせることが一般的な制御であった。インバータ技術が広まりインバータターボ冷凍機が登場したことで、必要となる空調負荷や時々刻々の外気条件によって、冷却水ポンプと冷却塔ファンの補機を含めた熱源システム全体を合計した消費電力が最小となる冷却水流量と冷却塔ファン出力が存在するようになった。そのため、冷却水系統の変流量・変風量の制御をすることで、水冷式熱源システムが、より高い省エネルギー性能を実現することが可能となった(図1)。

E-SCAT®はこの省エネルギーの考え方を基本に、冷凍機本体だけでなく補機である冷却水ポンプと冷却塔ファンも含めてシステム全体で最高効率となる制御方法として開発が始まった。

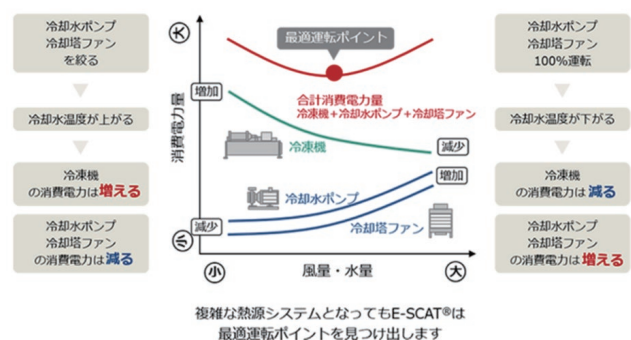


図1 E-SCAT®の制御方法の考え方

2. 冷却塔理論

冷却塔理論については、空気調和・衛生工学会の学会誌（当時は衛生工業協会誌）の1954年（昭和29年）6月号に、東京大学内田秀雄教授によって「冷却塔」と題して解説されている。続いて1965年（昭和40年）には、東京商船大（現東京海洋大）の手塚俊一教授、内田秀雄教授と連名で当社の宗岡博生氏（初代技術研究所所長）が、「冷却塔の充填物の性能」と題して空

気調和・衛生工学会の第3回学会賞論文賞を受賞している。その後、向交流と直交流、充填材の違いや密閉型など、実測による性能検証の文献など国内外で多くの論文が発表されている。冷却塔の基本理論は当時から大きくは変わっておらず、水の蒸発量は循環量に対してわずかであることから蒸発による流量変化や補給水による顕熱等は考慮しないこと、同じ湿球温度であれば比エンタルピはほぼ等しいという近似を前提としていること、変水量時も充填材に対して均等に散水されることを想定している。

冷却塔の計算においては、空調計算で使用する比エンタルピと絶対湿度が同じ角度で斜交するh-x線図ではなく、乾球温度と比エンタルピが直交するt-h線図を用いる（図2）。

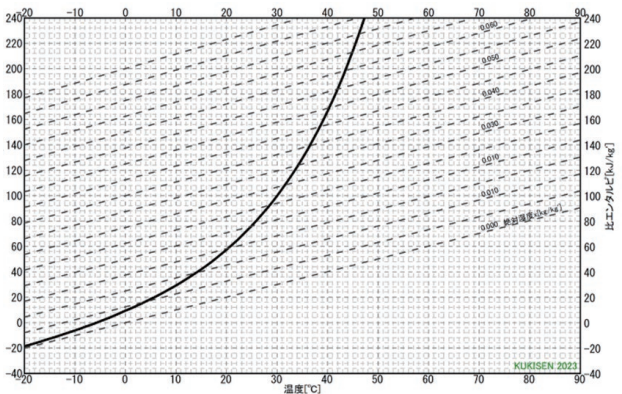


図2 t-h線図

3. 冷却塔シミュレーションの計算方法

3.1 操作線を引く

冷却塔の計算では t-h線図を用いて、冷却水の出入口温度と水量、風量、湿球温度の設計条件から、各冷却塔の特性となる操作線を引く（図3）。この操作線は、以下の手順で引くことができる。

① 冷却塔の設計外気湿球温度と飽和線との交点Aから水平に直線を引き、その直線上に設計用冷却水出入口温度B、Cをプロットする。

② 冷却塔メーカに定格風量を確認しL/Gを算出する。
(L：定格冷却水流量 [kg/h]、G：定格風量 [kg/h])

$$L/G = \frac{(h_2 - h_1)}{(T_1 - T_2 \times 4.18605)} \dots\dots\dots (1)$$

操作線の傾きがL/Gとなりh2を求めて、操作線BDを引く。例えばL/G=1.2の場合は、

$$1.2 = (h_2 - 85)/(37 - 32)/4.18605 \text{ となり、}$$

$$h_2 = 110[\text{kJ/kg}'] \text{ が求まる。}$$

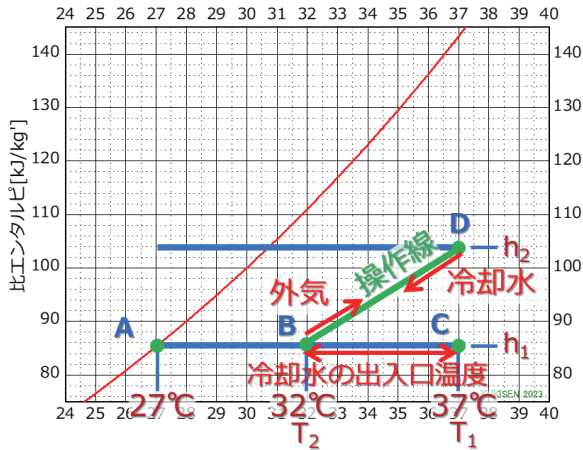


図3 操作線の引き方

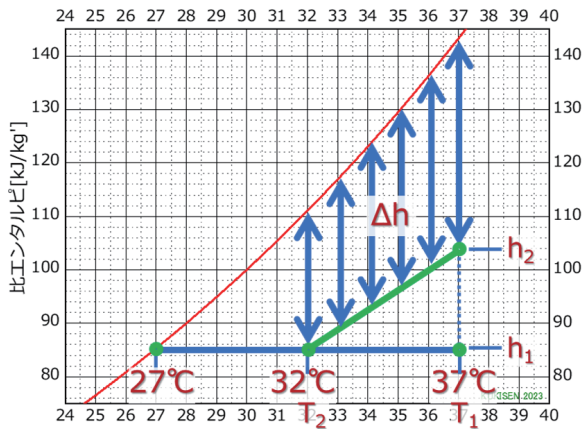


図4 熱駆動力 Δh

3.2 冷却塔の塔特性値：U/Nを求める

① 操作線から飽和線までの垂直距離が、冷却水と外気との熱駆動力 Δh となる。（図4）
ここで Δh は代表値を表す。

② U/N（塔特性：Number of Transfer Units）を求める

$$U/N = \frac{(T_1 - T_2) \times 4.18605}{\Delta h} \dots\dots\dots (2)$$

比エンタルピの飽和線は温度によって傾きが変わるので、代表値 Δh の求め方はいくつか提案されている。T2からT1までを20等分してシンプソンの積分公式を使う方法¹⁾ や、10%、40%、60%、90% 4つの区間の逆数平均から求める方法²⁾（チェビシェフの公式に準じた式）、あるいは最も簡易にT2とT1の中点を代表値とする方法などがある。JIS B 8609-1981（強制通風式クーリングタワー性能試験方法）ではCTI（米国冷却塔工業会）で採用されているチェビシェフの公式に準じた式（3）を推奨している（図5）。

中点を利用した計算方法は水量が少ない場合に誤差が大きくなるため推奨されていないが、チェビシェフの方法と出口温度の算出値を比較すると、100%水量では0.002℃（@27℃WB）～0.5℃（@5℃WB）、30%水量で

は0.01℃ (@5℃WB)～1.5℃ (@27℃WB) の差違であり、特に夏期の小水量時の誤差が目立つ。実際の冷却塔の運転では、夏期に小水量にすることはほとんど無いと考えれば、計算が極めて単純化されるため実用的である。

$$1/\Delta h = (\frac{1}{\Delta h_1} + \frac{1}{\Delta h_2} + \frac{1}{\Delta h_3} + \frac{1}{\Delta h_4})/4 \dots\dots\dots (3)$$

$$U/N = \frac{(T_1 - T_2) \times 4.18605}{4} \left(\frac{1}{\Delta h_1} + \frac{1}{\Delta h_2} + \frac{1}{\Delta h_3} + \frac{1}{\Delta h_4} \right) \quad (4)$$

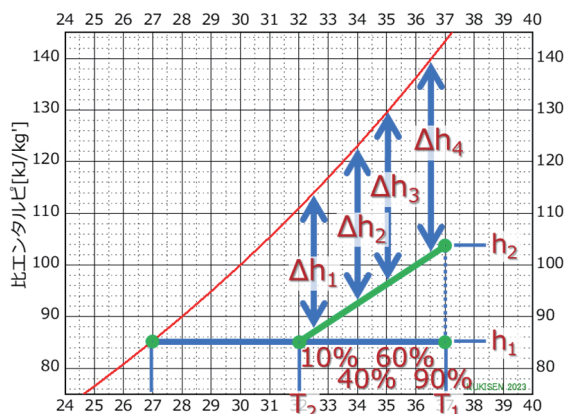


図5 推奨される Δh の求め方

3.3 外気湿球温度が変化したときの演算

風量、水量、処理熱量が同じで外気湿球温度のみが変化した場合の計算方法は比較的容易であり、中点を利用する方法ならば簡単に手計算で求めることができる(図6)。まず設計外気湿球温度 27°C 100%Rhにおける比エンタルピは 85.3kJ/kg' 、出入口温度の中点 34.5°C 100%Rhの比エンタルピは 126.2kJ/kg' であり、その差分 40.9kJ/kg' が得られる。求めたい外気湿球温度 10°C 100%Rhにおける比エンタルピ 29.4kJ/kg' に 40.9kJ/kg' を加えた 70.3kJ/kg' の飽和線上(100%Rh)の乾球温度を求めると 23.5°C が得られる。処理熱量と流量が等しいので、出入口を中点 $\pm 2.5^{\circ}\text{C}$ として 21°C - 26°C が得られる。

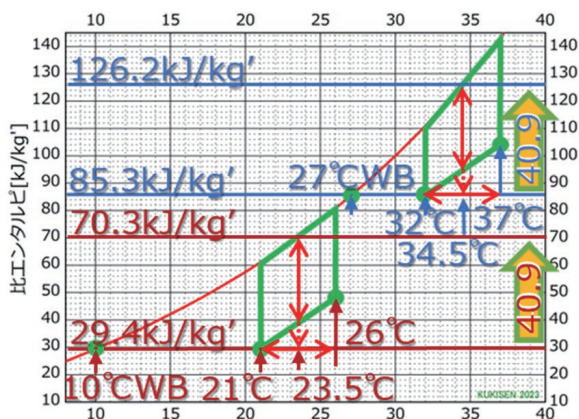


図6 外気湿球温度条件のみ変わった場合の簡易計算

3.4 水量や風量が変化したときの演算

L/Gが変わる場合は演算が少し複雑になるが、以下の式^{1) 3)} が特に計算に重要である。

$$\frac{U}{N} = c_l \int_{T_2}^{T_l} - \frac{1}{\Delta h_i} dt = KaV/L \dots\dots\dots (5)$$

$$K_a \equiv C \quad (L/A)^a \quad (G/A)^\beta \quad \dots\dots\dots (6)$$

α 、 β は冷却塔の充填材の材質等によって決まる実験値で $\alpha=0.45$ 、 $\beta=0.6$ を採用した³⁾。 cl は水の比熱、 Ka はエンタルピ基準総括体積熱伝達率、 V は熱交換部の体積、 C は比例定数、 A は熱交換部の断面積である。

(3) (5) (6) 式から

$$(T_1 - T_2) / \Delta h \equiv C (L/A)^{\alpha} (G/A)^{\beta} \cdot V/L \dots\dots\dots (7)$$

が導かれ、

$$\Delta h / (T_1 - T_2) \cdot L^{(a-1)} G^\beta \text{ は一定} \dots\dots\dots (8)$$

と表すことができる。

選定された冷却塔の仕様と設計条件となる外気条件と冷却水の出入口温度、水量と風量から、冷却塔メーカーから入手した情報も含めることで、図3のように操作線を引き図5のように Δh を求める。

4. 冷却塔シミュレーションの開発

E-SCAT[®]では、前項で解説した計算方法を基に、冷却塔シミュレーションとして開発して演算を行い、省エネルギー制御を実現している。

開発した冷却塔シミュレーションを用いて、外気湿球温度WBを25℃、15℃、5℃、風量を100%と60%、冷却水量変化させた場合の冷却水の出入口温度の変化を図7～図10に示す。

5. 冷却塔フリークーリングへの活用

冬期に冷水要求がある場合、冷凍機を運転せずに冷却塔のみで冷却するフリークーリングシステムの運転が可能となる場合があるが、この条件の適・不適の判断に冷却塔シミュレーションを活用することができる。

外気湿球温度27℃、冷却水出入口温度が32℃-37℃で設計された冷却塔を用いて、外気湿球温度が10℃で同じ必要冷却熱量がある時、図6より15℃（10℃+32℃-27℃）ではなく21℃が得られる。また、年間の効果試算をする場合には風量を70%にした場合や水量を50%にした場合に何℃まで冷やせるのかなどの計算が必要となる。またフリークーリングシステムは、省エネルギーが期待できる一方で外気条件の変化によって冷却

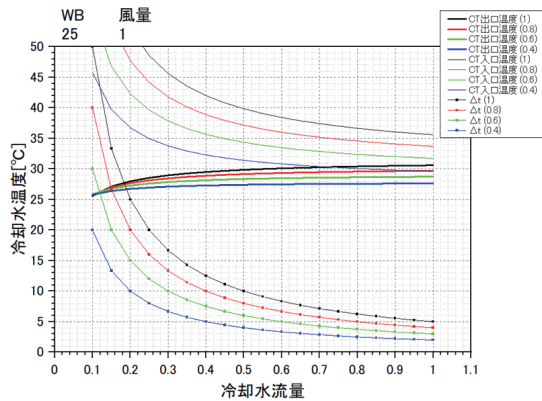


図7 WB25°C風量100%時の温度変化

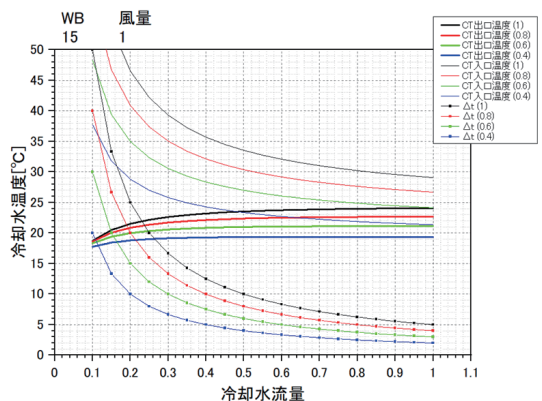


図8 WB15°C風量100%時の温度変化

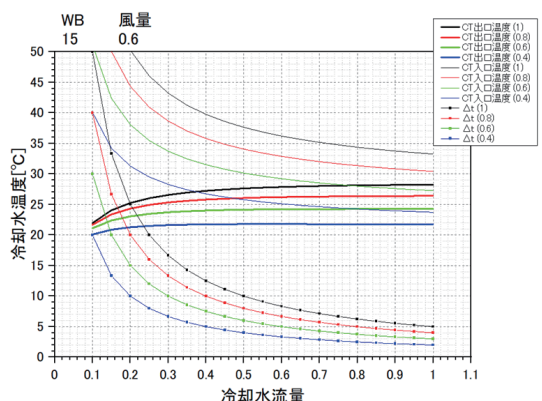


図9 WB15°C風量60%時の温度変化

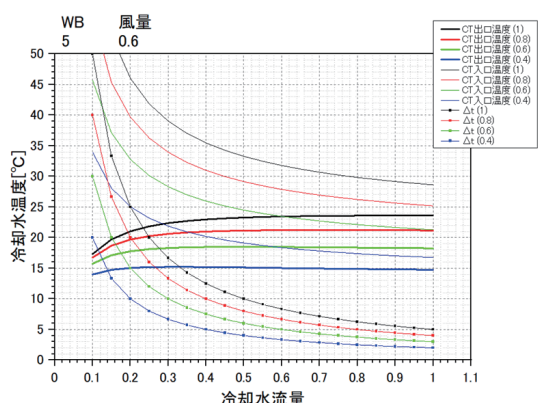


図10 WB5°C風量60%時の温度変化

能力が著しく変化するため、たとえば冷凍機の予冷としてフリークーリングシステムを運転する場合、夜間に外気温度が下がってフリークーリングで冷却しすぎて冷凍機が軽負荷停止で圧縮機が停止し、送水温度が上昇してしまうといったトラブルが起こりうる。フリークーリングのみで2次側の負荷をまかなえる場合は冷凍機を止めることも可能になるが、図11のように天気の変化によって急激に外気湿球温度が上昇すると、それまで制御できていた要求温度を満たせなくなることもある。

これらの課題を解決するためにフリークーリングと冷凍機を組み合わせ、フリークーリングを直列と並列に切り替えることのできるシステムで2013年に特許を取得している(図12)。フリークーリングシステムは、手動で導入する事例もあるが、最大限に活用するためには自動制御による運転切替判断が好ましい。

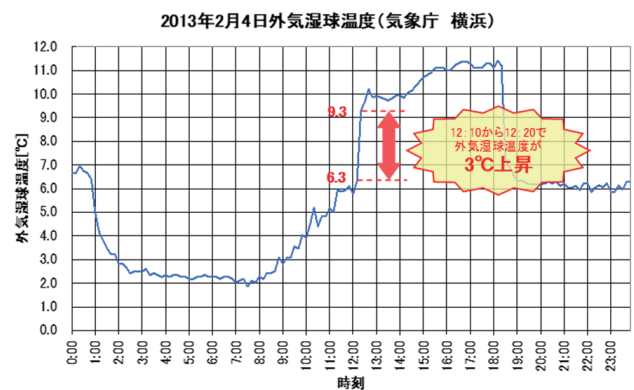


図11 フリークーリングシステムと外気湿球温度変化

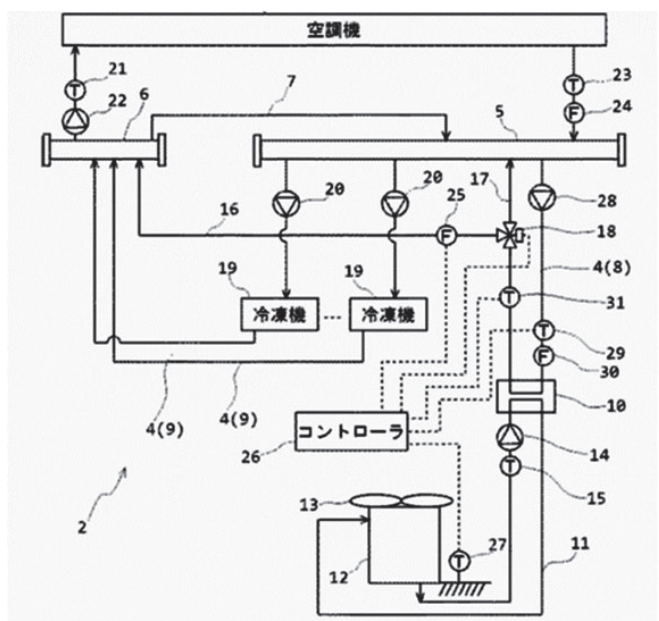


図12 E-SCATフリークーリングシステム

6. 冷却塔の関数の開発

冷却塔の省エネ効果試算や性能検証を行う、複雑な冷却塔特性を身近に計算が可能とするために、便利なエクセルVBAによる冷却塔の関数を開発している。以下に概説する。

6.1 冷却塔出口温度を求める：ksnCTSim21

冷却熱量が既知の時、冷却塔出口温度が何℃になるかを算出できる。設計湿球温度、設計冷却水入口温度、設計出口温度、設計水量、設計風量、必要冷却熱量、湿球温度、水量、風量から、「冷却塔出口温度」を演算する。

6.2 冷却塔入口温度を求める：ksnCTSim22

冷却熱量が既知の時、冷却塔入口温度が何℃になるかを算出できる。設計湿球温度、設計冷却水入口温度、設計出口温度、設計水量、設計風量、必要冷却熱量、湿球温度、水量、風量から、「冷却塔入口温度」を演算する。

6.3 風量を求める：ksnCTSim23

冷却塔の出口温度を目標温度に制御したときのファン動力を求める時に使う。設計湿球温度、設計冷却水入口温度、設計出口温度、設計水量、設計風量、湿球温度、冷却水入口温度、冷却水出口温度、水量から、「風量」を演算する。

6.4 冷却水出口温度を求める：ksnCTSim241

フリークーリングのシミュレーションで利用する。「冷水還り温度 + α 」を冷却塔入口温度として、何℃に冷やすことが可能かが算出できる。設計湿球温度、設計冷却水入口温度、設計出口温度、設計水量、設計風量、湿球温度、冷却水入口温度、水量、風量から、「冷却水出口温度」を演算する。

6.5 冷却熱量演算を求める：ksnCTSim242

フリークーリングのシミュレーションで利用する。「冷水還り温度 + α 」を冷却塔入口温度としたときの冷却熱量演算を算出できる。設計湿球温度、設計冷却水入口温度、設計出口温度、設計水量、設計風量、演算条件:湿球温度、冷却水入口温度、水量、風量から、「冷却熱量演算」を演算する。BEMSで計測した値をもとに、設計湿球温度、設計風量、設計水量、設計冷却水入口温度を入力することで設計条件に換算した冷却能力を想定できるので、性能劣化の目安を知ることができる。

6.6 冷却水出口温度を求める：ksnCTSim25

設計湿球温度、設計冷却水入口温度、設計出口温度、設計水量、設計風量、設計ファン動力、湿球温度、冷却水負荷、水量、動力差分から、「冷却水出口温度」を演算する。「動力差分」とは、「ファン動力削減目標」つまり、冷却水温度を1℃下げるためにファン動力の増加分が「動力差分」[kW] となるところの「冷却水出口温度」を収束計算する。

おわりに

E-SCAT®の省エネルギー制御の考え方と最適制御の要となる冷却塔の特性を、計算する冷却塔シミュレーションおよびエクセルVBAによる冷却塔の関数について解説した。

2004年の冷却水最適制御の導入から、これまでにE-SCAT®シリーズとして35件の導入実績がある。この高い省エネ性能の実績が評価され、2022年度の省エネ大賞資源エネルギー庁長官賞を受賞した。

熱源システムの実際の運転における省エネルギー化には、過大とならない適切な機器容量と機器性能を選定することは当然のこととして、年間で大きく変動する負荷に対して、年間通じて負荷追従できるシステムの設計と、BEMSを活用した性能検証と運用改善活動が重要である。

水冷式熱源システムの普及を促進し、E-SCAT®シリーズを導入展開することで、2050年のカーボンニュートラル実現に貢献するために、本報がその一助となることを期待したい。

参考文献

- 1) 藤田・手塚：強制通風冷却塔の熱的性能とその求め方，日本機械学会論文集（B編），49-443，p.1521
- 2) 強制通風式クーリングタワー性能試験方法，JIS B 8609-2008
- 3) 空気調和・衛生工学編：「空気調和・衛生工学便覧，第11版，第7編」，P.488