

文章编号: 1671-6612 (2024) 06-782-09

冷却塔气水比对冷却水系统运行的影响分析研究

孙林娜 魏俊辉 刘启明 褚 赛 许抗吾

(北京市勘察设计研究院有限公司 北京 100038)

【摘要】 目前空调水系统节能是建筑行业内较为普遍的有效手段之一, 冷却侧系统节能是其中的重要组成部分。探讨并分析了冷却塔冷却原理, 其中外界湿球温度及逼近度是影响冷却塔效率的决定性因素, 逼近度范围在3~5℃是经济合理的。通过对冷却塔系统运行工况的热工计算分析, 气水比与冷却塔特性数及冷却数息息相关, 也是决定冷却塔出水温度的重要因素。通过进一步研究气水比与冷却塔特性数及冷却数的关系发现, 考虑到冷却塔的经济性, 常规冷却水系统设计工况下的气水比经济适用范围为0.8~1.0, 若同时考虑到系统运行可靠性及经济性, 建议冷却塔特性数不低于0.8, 同时气水比不高于1.2。冷却侧系统制定运行策略时需考虑冷却塔空气流量及冷却水流量的敏感变化区间, 实现高效调节, 避免能源的无效浪费。

【关键词】 冷却水; 逼近度; 气水比; 冷却塔特性数; 冷却数; 冷却水
中图分类号 TU83 文献标志码 A

The Influence and Analysis of Air-water Ratio of Cooling Tower on the Operation of Cooling Water System

Sun Linna Wei Junhui Liu Qiming Chu Sai Xu Kangwu

(Beijing Geotechnical Institute, Beijing, 100038)

【Abstract】 At present, the energy saving of air conditioning water system is one of the most common and effective means in the construction industry, and the energy saving of cooling side system is an important part of it. This paper discusses and analyzes the cooling principle of cooling tower, in which the wet bulb temperature and approximation degree are the decisive factors affecting the efficiency of cooling tower, and the approximation degree range of 3~5℃ is economical and reasonable. Through the thermal calculation and analysis of the cooling tower system operating conditions, the gas-water ratio is closely related to the cooling tower characteristic number and cooling number, and is also an important factor to determine the cooling tower outlet temperature. Through further research on the relationship between gas-water ratio and cooling tower characteristic number and cooling number, it is found that considering the economy of cooling tower, the economic application range of gas-water ratio under the design condition of conventional cooling water system is 0.8~1.0. If the reliability and economy of the system are taken into account, it is recommended that the characteristic number of cooling tower should not be less than 0.8, and the gas-water ratio should not be higher than 1.2. When formulating the operation strategy of the cooling side system, it is necessary to consider the sensitive variation interval of the cooling tower air flow and cooling water flow to achieve efficient regulation and avoid ineffective waste of energy.

【Keywords】 Cooling water; Approximation degree; Gas-water ratio; Cooling tower characteristic number; Cooling number; Cooling water

0 引言

空调水系统的主要设备包括冷水机组、冷冻水泵、冷却水泵及冷却塔, 冷却系统是其中重要的一环, 冷却水温度直接影响冷水机组的运行工况及制冷能效, 冷却水流量与冷却塔风量息息相关。虽然水泵及冷却塔的能耗相比于冷水机组占比较小, 但冷却塔及冷却泵运行工况的变化对冷水机组的能效影响很大。针对空调系统的节能优化手段, 应综合考虑水系统各环节在特定运行工况下的总体能耗。

目前冷却塔节能方面已有学者进行了大量相关研究, 张青^[1]研究了空调节能运行的影响因素, 结果表明通过冷却塔风机统一变频和冷却水泵同步变频可以调节冷却塔出水温度至最优冷幅(逼近度), 从而达到节能目的。于瀛^[2]研究了变风量空调冷却水系统节能方法, 表明室外湿球温度越低, 冷却塔冷却能力越强, 但过低会引起冷水机组出现故障, 若冷却水流量、室外湿球温度一定, 冷却塔进水温度与冷却塔冷却能力成正比。

本文旨在明确冷却系统冷却水温度及冷却塔设定气水比对冷却系统运行工况的影响规律, 探究在保证冷却系统正常运行的同时通过调节冷却塔风量及冷却水泵水量实现节能降耗的有效手段。

1 冷却系统

1.1 冷却原理

1.1.1 冷却过程

冷却水自冷水机组冷凝器换热后流入冷却塔, 水温通常高于室外空气温度, 冷却塔风机引入的外界空气, 流经冷却水表面将热量带走, 冷却塔内部结构示意图如图 1 所示。

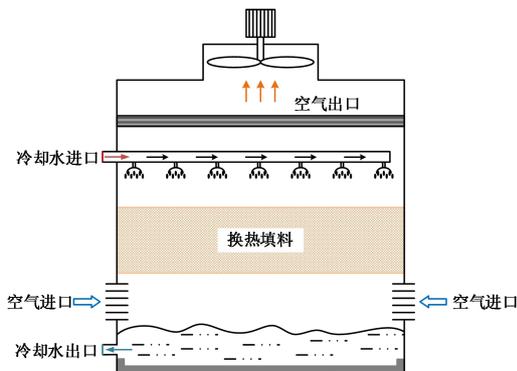


图 1 冷却塔内部结构示意图

Fig.1 Cooling tower internal structure diagram

通常水向空气散热的方式有三种: 接触散热、蒸发散热和辐射散热。其中辐射散热量占比很小, 主要考虑冷却塔前两种散热方式^[3]。

(1) 接触散热

接触散热为温度不同的两个物体进行接触, 在温差作用下, 热量会由高的一方传热至低的一方。热量表达如式 (1) 所示。

$$接触散热: dQ_a = \alpha(t_w - t_a)dF \quad (1)$$

式中: α 为散热系数, $kg/(m^2 \cdot h \cdot ^\circ C)$; t_w 为回水表面温度, $^\circ C$; t_a 为外界空气干球温度, $^\circ C$; dF 为空气、水接触面积, m^2 。

(2) 蒸发散热

蒸发散热为水吸收空气中热量变成水蒸气的过程, 此过程中水面附近能量变小, 水温降低。热量表达如式 (2) 所示。

$$蒸发散热: dQ_\beta = r_w \beta(x' - x)dF \quad (2)$$

式中: β 为散质系数, $kg/(m^3 \cdot h)$; x' 为饱和空气含湿量, kg ; x 为当前空气含湿量, kg ; r_w 为汽化潜热, J/kg 。

根据上述两种主要冷却形式, 本文汇总了四种换热情况, 结合焓湿图图 2 进行说明。

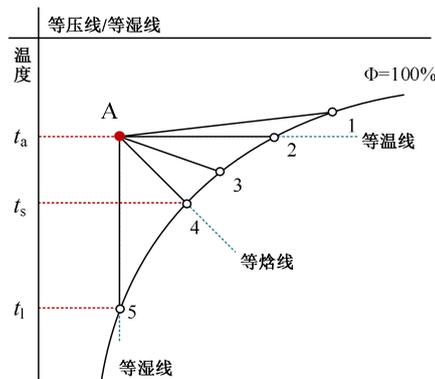


图 2 热质交换原理

Fig.2 Principle of heat and mass exchange

图 2 中, 干球温度 t_a 指的是空气的真实温度; 湿球温度 t_s 是指同等焓值空气状态下, 空气中水蒸气达到饱和时的空气温度, 在焓湿图上是由空气状态点沿等焓线下降至 100%相对湿度线上, 对应点的干球温度; 露点温度 t_l 指的是空气中水汽含量不变, 保证气压一定的情况下使空气冷却达到饱和时的温度。具体冷却过程如下:

① $t_w > t_a$, 换热过程为 A-1, 接触散热及蒸发散热同时进行, 冷却水向空气散热, 热量均来自水

本身，水温降低，此时总传递热量 $Q=Q_a+Q_\beta$ 。

② $t_w=t_a$ ，换热过程 A-2，只有蒸发散热，无显热交换，空气被等温加湿，此时 $Q=Q_\beta$ 。

③ $t_s < t_w < t_a$ ，换热过程 A-3，蒸发散热方向由水至空气，接触散热方向由空气至水，空气被加湿冷却，部分热量来自空气，部分热量来自于水，此时 $Q=Q_\beta-Q_a$ (Q_a 方向为空气—水，为负值)。

④ $t_s=t_w$ ，换热过程 A-4，湿球温度为同等焓值条件下，水蒸气达到饱和时的空气温度。显热减少量与潜热增加量近似相等，此时水冷却达到极限，水蒸发所需热量均来自空气本身，此时 $Q=Q_\beta-Q_a=0$ 。

1.1.2 影响参数

(1) 主要参数

冷却塔性能评价结果主要取决于冷却塔效率，公式如式 (3) 所示。

$$\eta = \frac{t_{in} - t_{out}}{t_{in} - t_s} = 1 - \frac{\Delta\tau}{t_{in} - t_s} \quad (3)$$

$$\Delta\tau = t_{out} - t_s$$

式中： t_{in} 为冷却塔进口温度， $^{\circ}\text{C}$ ； t_{out} 为冷却塔出口温度， $^{\circ}\text{C}$ ； t_s 为外界空气湿球温度， $^{\circ}\text{C}$ ； $\Delta\tau$ 为逼近度，冷却塔出水温度与空气湿球温度差值， $^{\circ}\text{C}$ 。

根据式 (3) 存在以下几个结论：

① 湿球温度：湿球温度越低，可得到的冷却水温越低，冷水机组效率越高，过低会引起冷水机组冷凝压力大幅降低，可能引起机组出现故障。

② 出口温度：与湿球温度呼应，出口温度大约为湿球温度+3~8 $^{\circ}\text{C}$ 。

③ 冷却水量：当冷却水入口水温，空气湿球温度一定时，循环水量增加，虽然冷却水温降有所减少，但总的效果还会使冷却能力增加。但过量增加水量，会引起流入空气的抵抗增加而减少通过风量，所以反而会造成性能低下的结果。

④ 逼近度：从理论上讲，水可以达到的最低温度是进入冷却塔的空气的湿球温度。逼近度是确定冷却塔容热负荷的指标。在实际运行中，冷却水一般降不到该温度，根据《机械通风冷却塔》国标规定的冷却塔额定工况逼近度范围为 4~5 $^{\circ}\text{C}$ [4-6]。

(2) 影响范围

根据相关规范，水冷机组的使用侧出口温度 7 $^{\circ}\text{C}$ ，热源侧进口温度 30 $^{\circ}\text{C}$ ，变工况下水冷机组使

用侧出口温度 4~15 $^{\circ}\text{C}$ ，水冷侧进口温度 15~33 $^{\circ}\text{C}$ [7-9]。不同地区由于湿球温度不同，会对冷水机组的进水温度产生影响。水冷机组厂家的工况包括国标工况及常规工况两种：使用侧进出水温度均为 12/7 $^{\circ}\text{C}$ ，国标工况下热源侧温度 30/35 $^{\circ}\text{C}$ ，常规工况下热源侧温度 32/37 $^{\circ}\text{C}$ 。根据冷水机组样本数据的统计结果，常规工况下机组能效约占国标工况下机组能效的 94.0%，即冷却水回水温度每升高 1 $^{\circ}\text{C}$ ，冷水机组能效降低约 3.01%。

冷却塔生产时参考的国标工况为湿球温度 28 $^{\circ}\text{C}$ ，由于各地湿球温度与国标工况的差别，冷却塔对冷机能效的影响程度不同，除湿球温度外，也与冷却塔设定的逼近度有关系，冷机能效估算参考式 (4)，其可作为经验公式粗算不同地区湿球温度对冷机能效影响的修正。

$$COP_{re} = COP \times (1 - 3.01\% \times (t_s + \Delta\tau - 30)) \quad (4)$$

同一地域在相同制冷量工况下冷水机组能效随着逼近度的变化曲线如图 3 所示，从图中可明显看出，在室外湿球温度不变的情况下，随着逼近度的增加，冷水机组能效明显下降。

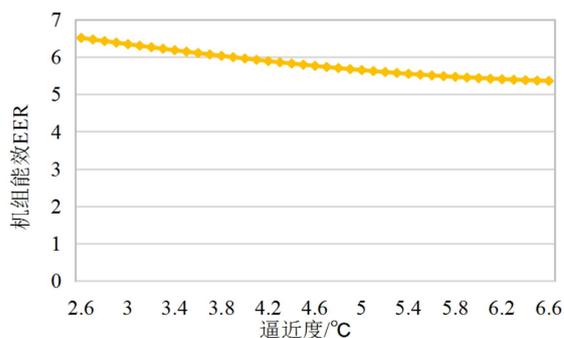


图 3 相同制冷量下冷机能效随逼近度的变化

Fig.3 Variation of cooling efficiency with approximation degree under the same cooling capacity

冷却塔的控制原则是充分利用冷机在较低水温下运行的优势，尽量使冷却塔的出水温度趋近当地湿球温度，利用低冷却水温工况下的冷水机组的高效运行工况，大幅度降低能耗，实现节能的最终目的。同时需考虑到冷却塔的投资问题，逼近度一般取 3~5 $^{\circ}\text{C}$ 较为合理。

1.2 热工计算方法

冷却塔由于塔内的热量、质量交换的复杂性，影响因素很多，以逆流式冷却塔为例，冷却原理如图 4 所示。在逆流塔的换热微元段 dz 内，空气与

冷却水进行换热, 进入微元段的空气量为 G , 焓为 i , 与 dz 段内冷却水换热后, 焓变化量为 di ; 进入微元段的水量为 W , 与 dz 段内空气换热后, 水温变化量为 dt , 蒸发水量为 dW 。一般可利用 Merkel 热焓方程及水气的热平衡方程简化计算上述过程, 简称焓差法^[10]。

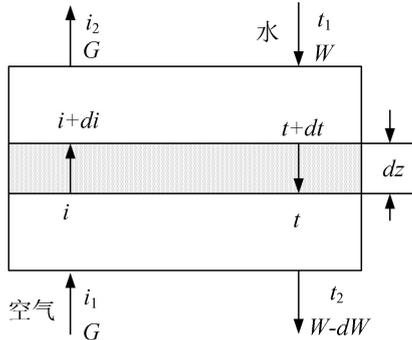


图 4 逆流式冷却塔冷却原理

Fig.4 Cooling principle of countercurrent cooling tower

(1) Merkel 热焓方程

取冷却塔某一微元段 dz 构建热焓平衡方程如下, 式 (5) 可视为能量扩散方程, 焓差作为推动力。

$$dQ = h_{md} (i'' - i) \delta A dz \quad (5)$$

式中: dQ 为微元段内总的传热量, kW; h_{md} 为以含湿量差表示的传质系数, $\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$; i'' 为水面饱和和空气层的焓, kJ/kg ; i 为塔内任何计算部位处空气的焓, kJ/kg ; δ 为填料的比表面积, m^2/m^3 ; A 为塔的横截面积, m^2 ; z 为塔内填料高度, m 。

(2) 水气热平衡方程

在不考虑热损失的前提下, 水和空气还存在热平衡方程如下:

微元段水放热:

$$dQ = Wc(t + dt) - (W - dW)ct = (Wdt + tdW)c \quad (6)$$

微元段空气吸热:

$$dQ = Gdi \quad (7)$$

式中: W 为进入微元段 dz 的总水量, kg/s ; t 为微元段 dz 的出水温度, $^{\circ}\text{C}$; G 为进入微元段的空气量, kg/s 。

求解热平衡方程:

$$Gdi = (Wdt + tdW)c = \frac{cWdt}{\left(1 - \frac{ctdW}{Gdi}\right)} = \frac{cWdt}{K} \quad (8)$$

$$\text{积分可得: } i_2 = i_1 + \frac{cW}{KG} (t_1 - t_2) \quad (9)$$

其中: K 是考虑蒸发水量带走热量的系数, 是出口水温 t_2 的函数, 计算表明, K 取值范围为 0.9~1。

$$K = 1 - \frac{ct_2}{r} \quad (10)$$

式中: r 为冷却塔出口水温 t_2 对应的汽化潜热, kJ/kg ; c 为水的定压比热容, $\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ 。

(3) 冷却数 N 及冷却塔特性数 N'

结合上述公式变换方程如 (11) 所示:

$$dQ = h_{md} (i'' - i) \delta A dz = Gdi = \frac{cWdt}{K} \quad (11)$$

经积分可得:

$$\frac{c}{K} \int_{t_2}^{t_1} \frac{dt}{i'' - i} = h_{md} \frac{\delta A z}{W} \quad (12)$$

公式左侧表达式简称为冷却数 N , 右侧表达式简称为冷却塔特性数 N' 。

①冷却数 N : 属于无量纲数, 表示水温从 t_1 降到 t_2 所需要的特征数值, 当气水比相同时, N 值越大表明要求散发的热量越多, 与外部空气参数有关, 与冷却塔的构造和形式无关。

冷却数 N 积分求解困难, 一般采用近似求解法, 可利用 Simpson 近似积分法计算得到近似解, 当水在塔内的温降 $< 15^{\circ}\text{C}$ 时, 简化计算如式 (13) 所示:

$$N = \frac{c\Delta t}{6K} \left(\frac{1}{i_1'' - i_1} + \frac{4}{i_m'' - i_m} + \frac{1}{i_2'' - i_2} \right) \quad (13)$$

式中: i_1'' 为冷却塔出口温度下的饱和空气焓, $^{\circ}\text{C}$; i_1 为冷却塔进口温度下的空气焓, kJ/kg ; i_m'' 为冷却塔平均温度下的饱和空气焓, $^{\circ}\text{C}$; i_m 为冷却塔平均温度下的空气焓, $^{\circ}\text{C}$; i_2'' 为冷却塔进口温度下的饱和空气焓, $^{\circ}\text{C}$; i_2 为冷却塔出口温度下的空气焓, kJ/kg 。

②冷却塔特性数 N' : 反映了冷却塔所具有的冷却能力, 与淋水装置的构造尺寸、散热性能及水、空气流量有关。

冷却塔设计时, 需保证冷却塔的冷却能力满足冷却任务, 即要求 $N=N'$ 。

气水比指每单位质量冷却水量所需的单位质

量空气量，单位均为 kg/s。气水比越大，代表冷却塔的冷却能力越大，一般情况下，气水比 $\lambda=0.8\sim 1.5$ ，定义式如式（14）所示：

$$\lambda = \frac{G}{W} \tag{14}$$

根据公式（9）可知，冷却数 N 中焓值与气水比相关，出口空气焓值可以根据 $i_2 = i_1 + \frac{c}{K\lambda}(t_1 - t_2)$ 计算得出，通过公式拟合冷却数 N 与气水比的函数关系。而冷却塔特性数 N' 需根据具体的淋水装置进行试验，除与淋水装置的物理特性有关外，与气水比也息息相关，拟合曲线称为填料特性曲线，根据淋水装置试验可拟合得到。

据此，可在同一图上绘制出冷却数 N 与冷却塔特性数 N' 关于气水比 λ 的变化曲线，得到冷却塔的工作状态点。

2 冷却塔系统影响因子

2.1 冷却水设计计算工况

本节汇总了空气在 1~50℃ 温度下的焓值数据^[1]，空气在饱和温度下的焓值如图 5 所示，拟合多项式公式， x 为饱和温度， y 为相应温度下的空气焓值。

$$y = 0.00181x^3 - 0.0343x^2 + 2.455x + 7.183 \tag{15}$$

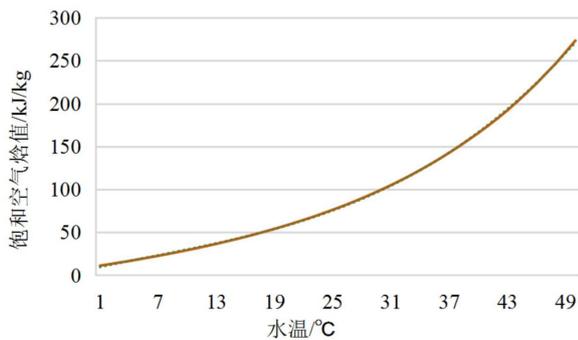


图 5 空气在饱和温度下的焓值

Fig.5 The enthalpy of air at saturation temperature

为拟合空调冷却系统的冷却数与气水比的关系，本节以冷水机组及冷却塔常规设计工况为基准建立标准冷却工况下二者的联系，设计参数如表 1 所示。

表 1 冷却数计算设计工况参数

Table 1 The cooling number of the design parameters

分项	数值	单位
冷却塔进水温度 t_1	37	°C
冷却塔出水温度 t_2	32	°C
进出口温差 Δt	5	°C
水平均温度 t_m	34.5	°C
蒸发水量带走热量系数 K	0.944	—
进口空气焓 i_1 (28°C 湿球温度)	88.897	kJ/kg
冷却塔出水温度下饱和空气焓 i_1''	110.6	kJ/kg
冷却塔进水温度下饱和空气焓 i_2''	142.8	kJ/kg
平均温度下饱和空气焓 i_m''	125.8	kJ/kg

基于上述基本参数拟合冷水机组及冷却塔在标准设计工况下气水比 λ 与冷却数 N 关系的公式如式（16）所示：

$$N = 4.102\lambda^4 - 18.570\lambda^3 + 31.203\lambda^2 - 23.302\lambda + 7.422 \tag{16}$$

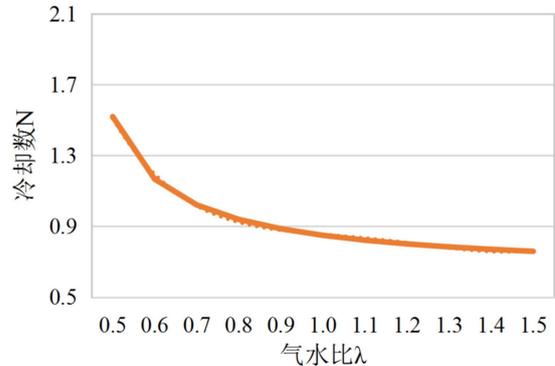


图 6 冷水系统常规设计工况下气水比与冷却数的关系

Fig.6 Relationship between gas-water ratio and cooling number of cold water system under conventional design conditions

进行冷却塔设计时，设定的冷却塔冷却能力应与气水比合理匹配，若设计的气水比较小达不到散热需求，需要增加冷却塔的体积或整体缩小散热填料的直径，如果冷却塔设计气水比偏大，在一定范围内有利于提高冷却塔效率，降低冷却塔的投资，若超过一定值会造成系统运行时风机能耗明显增加，不利于空调系统节能运行，所以需要根据填料的散热特性曲线和系统的冷却要求曲线确定冷却塔的冷却能力范围及相应的气水比区间。

本节采用的 d_{20} 蜂窝填料的特性曲线与制冷工况下冷却数进行拟合，如图 7 所示，冷却数 N 与冷

冷却塔特性数 N' 的交点分别为 (0.634, 1.121) 以及 (0.786, 0.932), 即针对此种填料及冷却塔规格 (塔高 3300mm) 而言, 冷却塔的工作点气水比范围在 0.634~0.786, 冷却能力范围 0.932~1.121。

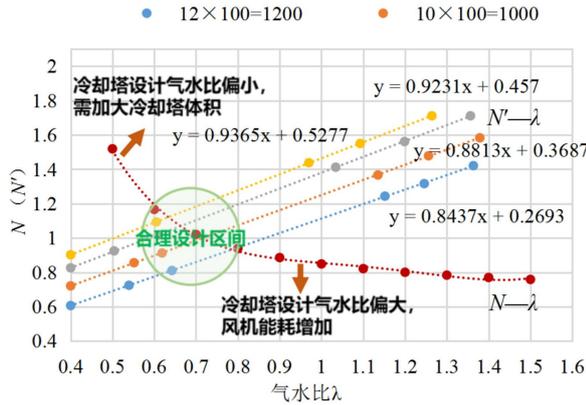


图 7 不同气水比下对冷却塔的冷却能力要求

Fig.7 Requirements for cooling capacity of cooling tower under different gas-water ratio

2.2 气水比与冷却数/冷却塔特性数的关系

根据冷却塔特性数的公式可看出, 通常情况下, 冷却塔特性数随着冷却塔的体积增大而增大。冷却塔设计气水比越小, 所需的冷却塔特性数越大, 否则无法满足 100% 负荷的冷却工况。通过适当提高冷却塔的设计气水比可有效降低冷却塔的体积, 从而降低冷却塔投资。

在不同的机组负荷占比工况下, 冷却数的变化情况如图 8 所示, 得到以下几点结论:

(1) 冷却数越大, 系统要求冷却塔的散热量越多, 所以随着负荷的增加, 冷却数整体呈上升趋势。

(2) 同一负荷工况时, 不同的设定气水比下的冷却数对冷却塔的淋水装置体积要求不同。气水比越小, 冷却塔的冷却能力越差, 需要增加冷却面积达到冷却数要求的散热量, 造成冷却塔淋水装置体积增大, 投资成本增加, 但对风机的要求降低, 冷却塔风机运转风量及功率均下降; 反之, 气水比越大, 冷却塔的冷却能力越好, 无需增加冷却塔淋水装置的面积, 但风机的耗风量增长较多, 运行时耗功增加。

(3) 冷却塔的水量处理能力存在上限值, 若超过上限, 可能会出现出口水温上升或风机负荷超载的情况; 若选用体积过大的冷却塔, 经济性较差,

所以确定冷却塔的处理范围尤为重要。从图 8 可看出, 当气水比为 1.0 时再增加气水比对冷却塔的投资降幅就非常少了, 考虑空调系统冷却塔的投资经济性, 其最优气水比设定值在 0.8~1.0 是比较合理的。

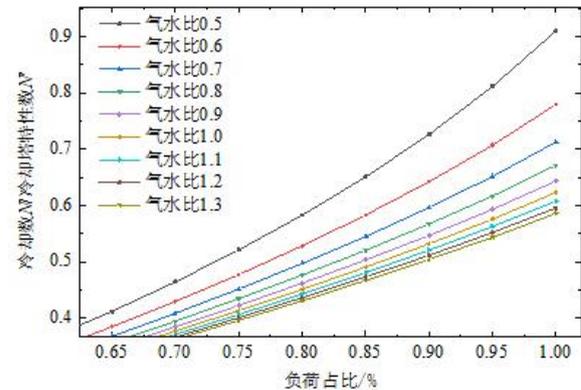
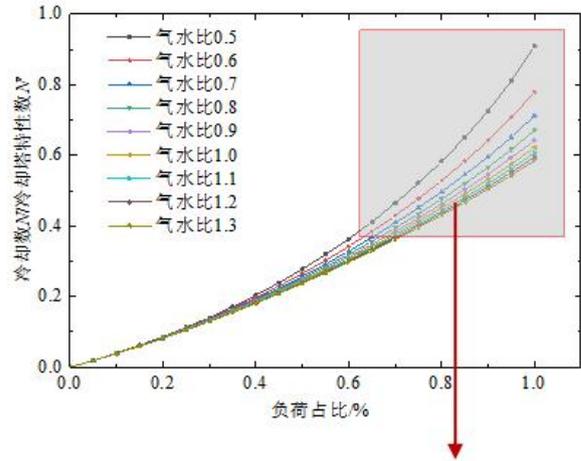


图 8 不同负荷占比下各气水比设定值的冷却能力变化

Fig.8 Variation of cooling capacity of each set value of gas-water ratio under different load proportion

3 冷却塔优化运行策略

3.1 冷却水温度对机组的影响

为了进一步验证气水比与冷却塔出水温度 (即冷水机组进水温度) 的关系, 本节对某厂家螺杆式冷水机组的运行参数报告进行分析, 机组参数如下: 额定制冷量 1758kW, 额定制冷功率 319.6kW, 冷却侧设计进出水温度 32/37℃, 冷却侧额定流量 357.8m³/h。根据报告数据, 机组能效随冷却侧进水温度的变化规律如图 9 所示, 拟合公式如式 (17) 所示:

$$y = 0.0037x^3 - 0.2984x^2 + 7.6151x - 52.91 \quad (17)$$

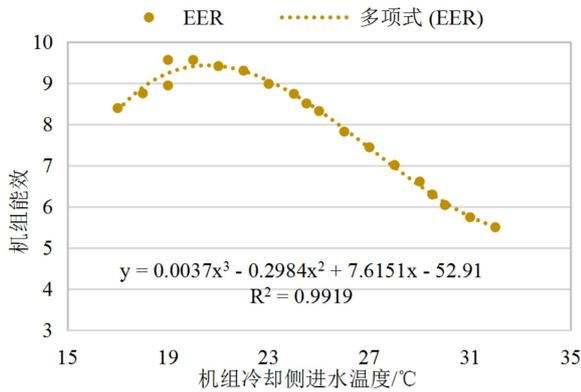


图9 机组能效随冷却水进水温度的变化情况

Fig.9 Variation of unit energy efficiency with cooling water inlet temperature

3.2 冷却水温度极限工况

当冷水机组制冷量相同时，气水比与冷却塔出水温度的关系如图 10 所示，气水比越高，冷却塔可降低的极限出水温度越低。由于机组能耗占比较大，当系统在 30℃（逼近度 2℃）时能效最高，但需匹配冷却塔特性数达到 1.4 且气水比达到 3 的冷却塔，经济性上并不可行。当系统在 31℃时（逼近度 3℃）时能效较高，需匹配冷却塔特性数范围 1.1~1.4 且气水比处于 1.5~0.8 范围的冷却塔。若将回水温度降低到系统设定工况 32℃，冷却塔特性数 N' 至少 0.8 以上，同时气水比 λ 不高于 1.2，在此基础上适当增加气水比 λ 可有效降低系统能耗。

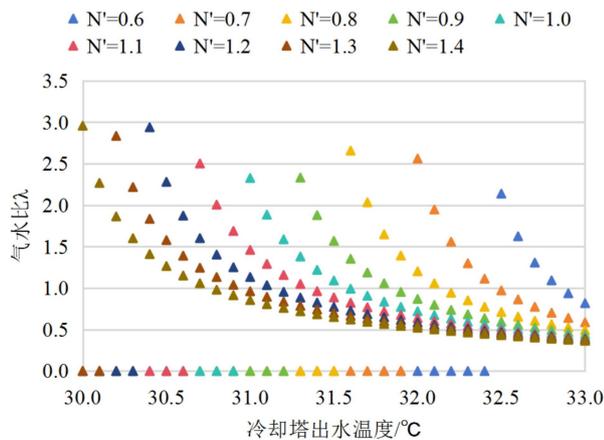


图 10 不同出水温度各特性数下冷却塔所需的气水比

Fig.10 Gas-water ratio required by cooling tower under different effluent temperature and characteristic number

各特性数下气水比的变化规律如图 11 所示，得到以下结论：

(1) 冷却塔特性数越大，可达到的极限工况

越接近室外环境湿球温度，达到设定工况回水温度值所需的气水比越小。

(2) 冷却塔特性数相同，回水温度越高，冷却塔供回水温差变小，冷却水流量越高，所需气水比越低，冷却水泵功耗增加，冷却塔风机功耗降低。

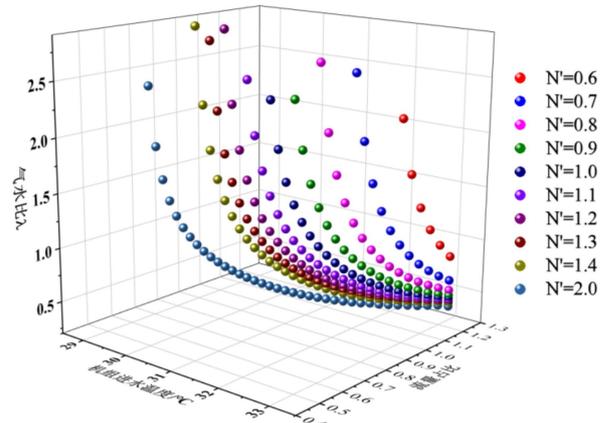


图 11 各特性数下冷却塔气水比与流量的关系

Fig.11 Relationship between gas-water ratio and flow rate of cooling tower under different characteristic number

基于上述分析可知，在冷却水系统中，主要能耗构成包括三部分：冷水机组、冷却水泵、冷却塔风机，在选定冷却塔特性数为 1.4 时的冷却系统能耗变化如图 12 所示，冷水机组占重要能耗占比，当冷却塔出水温度（冷水机组进水温度）为 30.2℃时，系统整体能耗达到最低，此时相应气水比为 1.86。

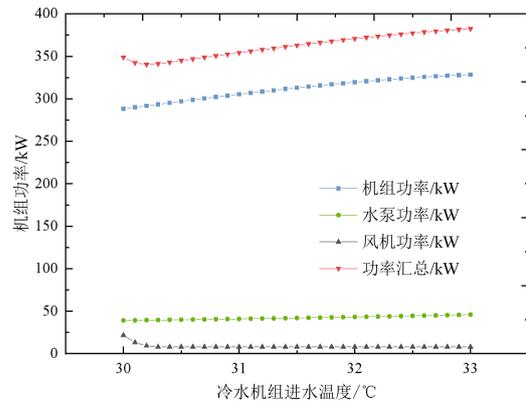


图 12 冷却系统能耗变化规律

Fig.12 Cooling system energy consumption change law

3.3 冷却水流量与冷却塔风量的关系

本节将冷却塔出水温度和环境湿球温度看作常量，讨论冷却水流量及冷却塔空气流量这两种质量流量变化对散热量的影响，如图 13 所示，在虚

线(灰色)范围内空气流量和冷却水流量的变化均会对冷却塔散热量产生显著影响,虚线之上,为达到散热效果,需大幅增加空气流量,气水比上升,风机能耗会显著增加,此时再依靠改变空气流量难以对散热量产生影响;虚线之下,为达到散热效果,需大幅增加冷却水流量,气水比较低,水泵能耗显著增加,此时再依靠改变冷却水流量难以对散热量产生影响,各负荷占比下拟合曲线的公式及其系数如式(18)及表2所示。空调系统响应末端变化进行控制时,务必在虚线区间范围内控制,避免不必要能源消耗。

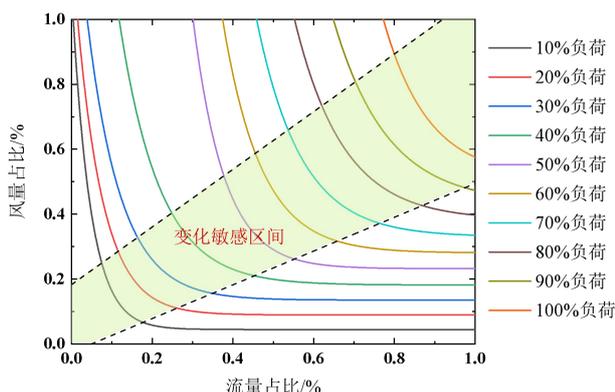


图 13 不同散热能力下冷却水流量与冷却塔风量的关系

Fig.13 Relationship between cooling water flow and cooling tower air volume under different cooling capacity

$$y = a - b \times c^x \quad (18)$$

表 2 各负荷占比公式系数

Table 2 Formula coefficient of each load proportion

负荷占比/%	a	b	c
10%	0.04423	-1.05128	3.43566 ⁻¹⁰
20%	0.08922	-1.15012	2.24443 ⁻⁷
30%	0.13489	-1.38066	6.05528 ⁻⁶
40%	0.18125	-2.66803	4.49512 ⁻⁵
50%	0.23163	-37.56511	2.45848 ⁻⁶
60%	0.28025	-36.62282	2.75388 ⁻⁵
70%	0.33001	-43.93335	1.09410 ⁻⁴
80%	0.38176	-61.21502	2.44663 ⁻⁴
90%	0.43342	-77.41910	5.10718 ⁻⁴
100%	0.51310	-525.89734	1.18326 ⁻⁴

通过统计上述拟合曲线的切线斜率,将斜率为 $k_1=1/3$ 及 $k_2=3$ 的切线范围内的变化点作为敏感区

间点,在此范围内调节水量及风量能够迅速响应工况的改变,及时做调整。根据图 14 可看出,在不同负荷占比下,水量及风量的敏感区间变化趋势保持一致,根据末端运行负荷选择调整冷却水的水量或冷却塔的风量,在敏感区间内调节更有利于迅速匹配工况的需求。

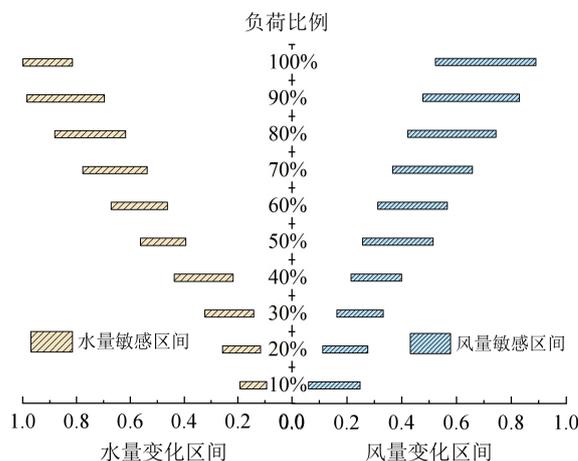


图 14 水量及风量的变化敏感区间

Fig.14 Sensitive range of water volume and air volume change

4 结论

本文针对冷却水系统冷却塔气水比对系统运行工况的影响展开研究,主要结论如下:

(1) 影响冷却塔效率的因素包括冷却塔进水温度、出水温度及外界空气湿球温度,冷却塔出水温度越低,湿球温度越低,冷却塔效率越高。

(2) 逼近度越小,冷却塔效率越高,考虑到冷却塔投资,但逼近度不能无限制降低,综合考虑规范标准及冷却塔厂家的资料,推荐冷却塔逼近度范围为 3~5℃。

(3) 对于同一冷却塔,冷却塔运行气水比过高使冷却塔出水温度趋近外界湿球温度,但会造成风机耗能过多;运行气水比过低会使冷却塔出水温度升高,降低机组能效,系统整体能效降低。需要制定合适的气水比作为冷却塔的设计值,相关书籍推荐的气水比范围为 0.8~1.5。对于常规冷却系统运行工况而言,考虑冷却塔的经济性,建议气水比范围在 0.8~1.0。

(4) 以冷水机组及冷却塔标准工况设计冷却水系统,综合考虑冷却塔的投资经济性 & 系统运行

的节能性, 建议冷却塔特性数不低于 0.8, 且气水比不高于 1.2。在此基础上, 适当提高气水比或冷却塔特性数均有利于系统节能, 综合考虑项目的投资运营经济性进一步设计。

(5) 冷却塔风机风量及冷却水泵的水量对散热量产生显著影响存在敏感区间范围, 超过一定范围再通过调整风量或水量的作用不大, 冷却水系统运行策略应考虑在敏感区间范围内变化, 如表 3 所示。

表 3 瞬时响应敏感区间

Table 3 Transient response sensitive interval

负荷占比/%	敏感区间/%	
	水量变化	风量变化
10%	9.3%~19.3%	5.99%~24.8%
20%	11.6%~25.8%	11.1%~27.6%
30%	14.2%~32.4%	16.3%~33.3%
40%	21.8%~43.7%	21.5%~40.0%
50%	39.4%~56.3%	25.8%~51.5%
60%	46.2%~67.1%	31.2%~56.7%
70%	53.7%~77.7%	36.7%~65.8%
80%	61.7%~88.1%	42.20%~74.4%
90%	69.6%~98.5%	47.8%~83.0%
100%	81.5%~99.9%	52.3%~89.0%

参考文献:

[1] 张青. 中央空调系统节能运行控制方法研究[D]. 南京: 东南大学, 2016.

[2] 于瀛. 变风量空调冷却水系统控制与能耗研究[D]. 青岛: 青岛理工大学, 2018.

[3] 赵春晓. 基于变频调速系统的冷却塔风机优化节能研究[D]. 天津: 天津科技大学, 2015.

[4] GB/T 7190.1-2018E, 机械通风冷却塔 第一部分: 中小型开式冷却塔[S]. 北京: 中国标准出版社, 2018.

[5] GB/T 7190.2-2018E, 机械通风冷却塔 第二部分: 大型开式冷却塔[S]. 北京: 中国标准出版社, 2018.

[6] GB/T 7190.3-2019E, 机械通风冷却塔 第三部分: 闭式冷却塔[S]. 北京: 中国标准出版社, 2019.

[7] GB/T 50392-2016, 机械通风冷却塔工艺设计规范[S]. 北京: 中国计划出版社, 2017.

[8] GB/T 18430.1-2007, 蒸汽压缩循环冷水(热泵)机组第 1 部分: 工业或商业用及类似用途的冷水(热泵)机组[S]. 北京: 中国标准出版社, 2007.

[9] GB/T 18430.2-2016, 蒸汽压缩循环冷水(热泵)机组第 2 部分: 工业或商业用及类似用途的冷水(热泵)机组[S]. 北京: 中国标准出版社, 2016.

[10] 连之伟, 陈宝明. 热质交换原理与设备[M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2018, 205-211.

[11] 沈维道, 童钧耕. 工程热力学[M]. 北京: 高等教育出版社, 2016, 260-261.

(上接第 781 页)

[11] 朱继忠, 苗雨旺, 董朝阳, 等. 基于 Attention-LSTM 与多模型集成的短期负荷预测方法[J]. 电力工程技术, 2023, 42(5): 138-147.

[12] 毛百海, 覃昊, 肖显斌, 等. 基于 LSTM&GRU-Attention 多联合模型的锂离子电池 SOH 估计[J]. 储能科学与技术, 2023, 12(11): 3519-3527.

[13] 廖清阳, 王军, 胡凯强, 等. 基于深度并行 CNN-BiLSTM

的能源互联网电负荷和热负荷联合预测模型[J]. 中国测试, 2022, 48(4): 146-153.

[14] 李坤奇, 孟润泉, 李凤莲. 融合聚类-卷积-门循环的居民用电短期负荷预测方法[J]. 太原理工大学学报, 2023, 54(1): 203-210.

[15] 卜飞飞, 白宏坤, 王圆圆, 等. 基于人体舒适度指数的居民用电分析及用电负荷预测研究[J]. 中国测试, 2023, 49(4): 85-91.