

文章编号:0253-4339(2025)03-0113-10

doi:10.12465/j.issn.0253-4339.2025.03.113

风-水-风系统的数据中心冷却系统水侧大温差方案

井洋 谢晓云 江亿

(清华大学建筑节能研究中心 北京 100084)

摘要 数据中心冷却系统节能是提高数据中心能效的主要方式。通过对常见的风-水-风冷却系统进行热学分析,发现机房空调的风侧与水侧存在极大的流量不匹配损失,因此提出水侧大温差系统形式。相比于小温差方案,大温差冷却系统可大幅增加全年自然冷却比例,降低输配能耗,冷却系统总能耗可减少约 20%~30%。水侧大温差方案会增加机房空调的传热面积和成本,但冷却塔、制冷机、循环水泵、蓄冷罐、管路和阀门的投资均会降低,冷却系统总投资能够降低 15%~25%。大温差冷却系统可以简化运行调节,全年无需调节阀门,使室外温度变化和 IT 负载变化调控方式解耦,减少运维工作量。

关键词 数据中心;串联换热网络;流量匹配;大温差

中图分类号:TB61⁺1;TP308

文献标识码:A

Cooling System for Data Centers Based on the Air-Water-Air Principle with Increased Temperature Differential

Jing Yang Xie Xiaoyun Jiang Yi

(Building Energy Research Center, Tsinghua University, Beijing, 100084, China)

Abstract Improving the energy efficiency of data centers by conserving energy in cooling systems is a priority strategy. In this study, thermal analysis of the prevailing air-water-air cooling system revealed inefficiencies caused by a significant discrepancy in the flow rate between the air and water sides of the server room air conditioning system. To mitigate such discrepancy, a new system architecture with a high-temperature differential on the waterside was proposed. Compared with a conventional system with a small temperature differential, the proposed high-temperature differential cooling system substantially augmented the proportion of natural cooling throughout the year, reduced the energy consumption of pumping fluids, and reduced the total energy consumption of the cooling system by approximately 20%–30%. Although the introduction of a high-temperature differential cooling system requires an increase in the heat exchange area and an increase in the cost of air conditioning for the server room, it concurrently reduces the investment in cooling towers, chillers, circulating pumps, chilled water storage tanks, pipelines, and valves, ultimately reducing the total investment in the cooling system by 15%–25%. Furthermore, the high-temperature differential cooling system facilitates operational adjustments, decouples control from external temperature variations and IT load changes, and minimizes maintenance requirements.

Keywords data center; series heat exchange network; flow matching; large temperature difference

随着人工智能(artificial intelligence, AI)模型的重大进展, AI 产业得以快速发展, 导致人工智能算力需求急剧增加, 进而促使数据中心规模和能耗增长迅速。2020 年全国数据中心的总能耗已突破 2 000 亿 kW·h, 约占全社会总用电量的 2.71%^[1], 数据中心整体耗电量将会以每年超过 10% 的速度增长。提高能源利用效率和降低碳排放是数据中心领域的研究热点。

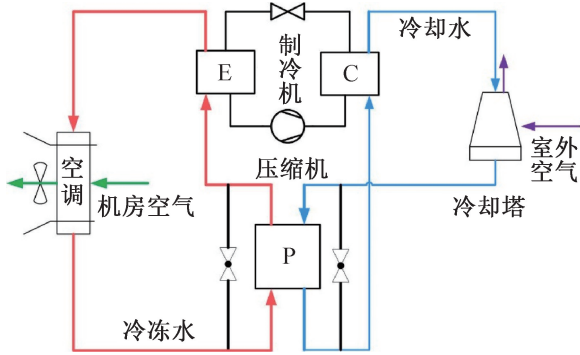
从数据中心内部看, 数据中心主要耗能设备包括 IT 服务器(information technology)及冷却系统、配电

系统等配套辅助设备。PUE(电能使用效率, power usage effectiveness)^[2]是数据中心总耗电量与 IT 耗电量之比, 被用来衡量数据中心冷却系统、配电系统等辅助设备能效水平。近年来政府部门已出台一系列 PUE 限制政策, 为各地新建和存量数据中心的 PUE 值设限, 加强了对数据中心能耗尤其是冷却系统能耗的监管。《全国一体化大数据中心协同创新体系算力枢纽实施方案》^[3]等一系列“东数西算”政策要求: 东部枢纽节点数据中心 PUE 小于 1.25, 西部枢纽节点数据中心 PUE 小于 1.2。北京市 2023 年颁布的

基金项目:国家重点研发计划(2022YFC3802403)资助项目。(The project was supported by the National Key R&D Program of China (No. 2022YFC3802403).)

收稿日期:2024-09-19;修回日期:2024-12-10;录用日期:2024-12-11

《关于印发进一步加强数据中心项目节能审查若干规定》^[4]要求:新建、扩建的大型数据中心 PUE 不高于 1.2,超大型数据中心 PUE 不应高于 1.15。各级政府逐渐收紧数据中心能耗管控政策,而目前绝大部分数据中心实际能效水平仍较低。据统计,2021 年度全国数据中心平均 PUE 为 1.49^[5],国家级绿色数据中心平均 PUE 为 1.26^[6]。其中,冷却系统能耗仅次于 IT 服务器,约占数据中心总能耗的 26%^[7]。减少冷却系统能耗是降低数据中心 PUE 的主要方式。



E 蒸发器;C 冷凝器;P 板式换热器。

图 1 风-水-风冷却系统原理

Fig.1 Principle of air-water-air cooling system

风-水-风系统是目前应用最广泛的数据中心冷却方式,系统原理如图 1 所示。服务器与机房空气之间对流传热进行冷却,机房空气在空调中进行显热换热并将热量排至冷冻水中。冷冻水通过板式换热器或制冷机中将热量传递至冷却水,冷却水继续在冷却塔中与室外空气进行蒸发冷却向环境排热。服务器产生的热量通过机房空气-冷冻水-冷却水-室外空气排放至环境中。

不同室外气象条件下系统制冷模式不同,在自然冷却模式下,冷冻水仅需通过板式换热器直接向冷却水排热。然而,随着室外温度升高,需开启制冷机为冷冻水进行部分排热,此时为过渡模式;室外温度进一步升高时,冷冻水无法通过板式换热器直接向冷却水排热,此时为机械制冷模式。因此,制冷机排热量越多、开启时间越长,耗电量和数据中心 PUE 越高。

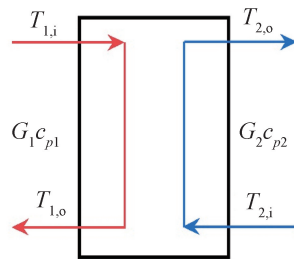
数据中心冷却系统的核心任务是将芯片产生的废热搬至室外环境中,保障芯片在安全稳定的温湿度环境工作。冷却系统的本质是从芯片到环境的串联换热网络,芯片是热源,环境是热汇。在保证芯片工作温度不变的前提下,风-水-风冷却系统优化主要方向如下:1)减少机房风侧冷热掺混^[8-9];2)减少中间换热网络损失;3)使用低温冷源提高自然冷却比例^[10-12]。目前针对方向 1 和方向 3 已有较多研究,

因此本文将集中讨论第 2 类优化方法,从热学理论方面优化中间换热网络设计参数,并详述大温差方案的系统形式和收益。

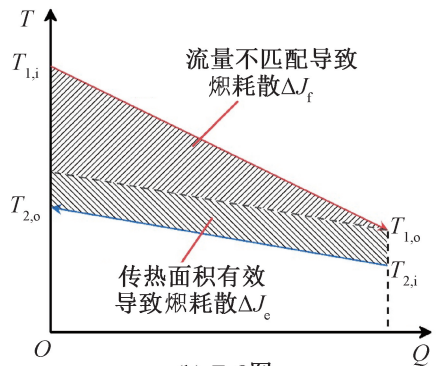
1 数据中心换热网络热学分析

数据中心排热过程可简化为一个串联换热网络,芯片是热源,室外环境是热汇。Guo Zengyuan 等^[13-14]从传热学角度提出了“焓”,用于描述热量传递能力。在传热过程中虽然热量是守恒的,但由于存在热阻,焓并不守恒,存在一定耗散,焓耗散反映传热过程中的不可逆程度。焓耗散越小换热器的温差场越均匀,换热效能也越高^[15]。“焓”参数在研究导热^[16]、对流传热^[17]、辐射传热^[18]、热湿转换^[19]、热功转换^[20-21]等基本物理过程时已经被证明能够获得正确结论并指导优化。一部分研究人员基于“焓”平衡方程分析多级串联纯换热网络如集中供热系统^[22]、中央空调冷冻水系统^[20]等,发现焓耗散最小时对应的热系统一般最优。张涛等^[23-24]对数据中心换热网络进行焓分析,研究表明减少传热过程焓耗散可减少换热过程损失,提高数据中心自然冷却比例,降低数据中心能耗。

数据中心排热过程可简化为式(1)~式(3),对于单个逆流传热过程而言,换热过程和 $T-Q$ 图如图 2 所示,换热过程的焓耗散和热阻计算如式(2)、式(3)所示。



(a) 换热过程



(b) $T-Q$ 图

图 2 逆流换热器换热过程和 $T-Q$ 图

Fig.2 Heat transfer process and $T-Q$ diagram of counterflow heat exchanger

$$T_s = T_0 + QR_{\text{total}} = T_0 + Q \frac{\sum \Delta J}{Q^2} \quad (1)$$

$$\Delta J = \int_0^Q (T_1 - T_2) dQ = \Delta T^{\text{trans}} Q + \frac{Q^2}{2} \left| \frac{1}{G_1 c_{p1}} - \frac{1}{G_2 c_{p2}} \right| = \Delta J_e + \Delta J_f \quad (2)$$

$$R = \frac{\int_0^Q (T_1 - T_2) dQ}{Q^2} = \frac{\Delta T^{\text{trans}}}{Q} + \frac{1}{2} \left| \frac{1}{G_1 c_{p1}} - \frac{1}{G_2 c_{p2}} \right| = R_e + R_f \quad (3)$$

式中: T_s 、 T_0 分别为芯片温度、室外冷源温度, K; Q 为排热量, kW; R_{total} 为换热网络总热阻, K/kW; R_e 、 R_f 分别为因换热器传热面积有限、换热器冷热流体热容量流量不匹配导致的焓耗散热阻, K/kW; G 为流体质量流量, kg/s; c_p 为流体比定压热容, J/(kg·K); ΔT^{trans} 为传热过程冷热流体的最小换热端差, K; 下标 i 、 o 分别为进、出口状态。 ΔJ 为总焓耗散, kW·K, 包括传热过程焓耗散和掺混导致的焓耗散, 传热过程焓耗散可拆分为冷热流体流量不匹配耗散 ΔJ_f 和传热面积有限导致的焓耗散 ΔJ_e , 减少数据中心排热过程各部分换热损失可减少热阻, 提高自然冷却比例。

当换热器设计最小换热端差一定时, 其传热面积有限导致的焓耗散不变, 总焓耗散仅与冷热流体热容有关。换热器的冷热流体热容相等时, 流量不匹配耗散等于 0, 总焓耗散最小, 换热损失最小, 换热过程有效换热量最大或所需传热面积最小。式(3)给出了单个换热过程热阻, 其中流量不匹配热阻等于冷热流体热容的倒数之差的绝对值的 1/2。

对于数据中心冷却系统此类串联换热网络而言, 在不考虑冷热掺混且完全自然冷却的纯传热情况下, 系统的总焓耗散等于所有换热环节耗散之和, 如式(4)所示。因此总流量不匹配耗散最小时, 其总焓耗散也最小。

$$\sum \Delta J = Q \sum \Delta T_i^{\text{trans}} + \frac{Q^2}{2} \sum \left| \frac{1}{G_i c_{pi}} - \frac{1}{G_{i+1} c_{p(i+1)}} \right| \quad (4)$$

式中: 下标 i 为第 i 个环节。

相邻 3 股流体的 2 次串联换热过程的流量不匹配耗散如式(5)所示, 即流体 1 向流体 2 传热, 流体 2 再向流体 3 传热。当中间流体 2 的热容是 3 股流体中最大或最小时, 该串联传热过程的总流量不匹配热阻均不能达到最小值, 额外增加了一部分流量不匹配焓耗散。

$$\frac{Q^2}{2} \left| \frac{1}{G_1 c_{p1}} - \frac{1}{G_2 c_{p2}} \right| + \left| \frac{1}{G_2 c_{p2}} - \frac{1}{G_3 c_{p3}} \right| \geq \left(\sum \Delta J_f \right)_{\min} = \frac{Q^2}{2} \left| \frac{1}{G_1 c_{p1}} - \frac{1}{G_3 c_{p3}} \right| \quad (5)$$

对于串联换热网络, 中间流体的热容应顺着热量传递方向逐渐递增或递减, 需满足式(6)或式(7)关系才能使总流量不匹配耗散最小。根据中间流体热量守恒关系, 中间流体循环温差也需满足逐渐递增或递减关系。

$$G_1 c_{p1} \geq G_2 c_{p2} \cdots \geq G_n c_{pn} \quad (6)$$

$$G_1 c_{p1} \leq G_2 c_{p2} \cdots \leq G_n c_{pn} \quad (7)$$

数据中心冷却系统中, 芯片为恒温热源, 等效循环温差为 0 K。冷却塔空气向环境排热视为向恒温冷源的纯掺混过程, 室外环境等效循环温差为 0 K, 等效最小换热端差为 0 K。对于恒温热源向恒温冷源的排热过程, 当中间流体循环温差逐渐递减时, 热源处额外增加一部分流量不匹配焓耗散; 中间流体循环温差逐渐递增时, 冷源处额外增加一部分流量不匹配焓耗散。当中间流体循环温差均相等时, 换热网络的总流量不匹配耗散最小, 等于中间流体循环温差 ΔT 与排热量 Q 的乘积, 如式(8)所示。在不考虑冷热掺混时, 换热网络最小总焓耗散如式(9)所示, 与中间流体循环温差和各换热过程最小换热端差之和有关。

$$\sum \Delta J_f = \frac{Q^2}{2} \sum \left| \frac{1}{G_i c_{pi}} - \frac{1}{G_{i+1} c_{p(i+1)}} \right| \geq \frac{Q^2}{G c_p} = \Delta T Q \quad (8)$$

$$\sum \Delta J = (\Delta T + \sum \Delta T_i^{\text{trans}}) Q \quad (9)$$

因此, 对于数据中心串联换热过程, 各中间循环工质的循环温差应相等, 此时总流量不匹配焓耗散最小。其次, 尽可能减少各换热环节的换热端差, 减少因传热面积有限导致的焓耗散。最后, 各中间循环工质温差应综合考虑输配能耗和制冷机能耗, 在不同气候分区制冷机电耗占比不同, 选择的中间循环工质温差也不同。根据式(9)所示, 工质循环温差越大, 系统输配能耗越小, 但系统总焓耗散增加, 自然冷却比例减少, 制冷机电耗增加。

在同一输配工质循环过程中, 热源和热汇流量不匹配、压力分配不均匀、并联设备换热不均匀等原因均会导致冷热流体掺混。掺混会产生额外焓耗散, 不利于数据中心冷却。

图 3 所示为冷热掺混过程 T - Q 图。质量流量为 G_1 、温度为 $T_{1,i}$ 的热流体与质量流量为 G_2 、温度为 $T_{2,i}$ 的冷流体掺混得到温度为 T_o 的流体。该过程中因掺

混导致的焓耗散 ΔJ^{mix} 如式(10)所示, 冷热流体掺混温差和流量越大, 掺混损失越大。数据中心冷却系统中机房空气循环的掺混损失最大, 应尽可能分隔冷热通道, 合理调控服务器自备风机保证各处风压均匀。

$$\Delta J^{\text{mix}} = (T_{1,i} - T_{2,i})^2 \frac{G_1 G_2}{G_1 + G_2} c_p \quad (10)$$

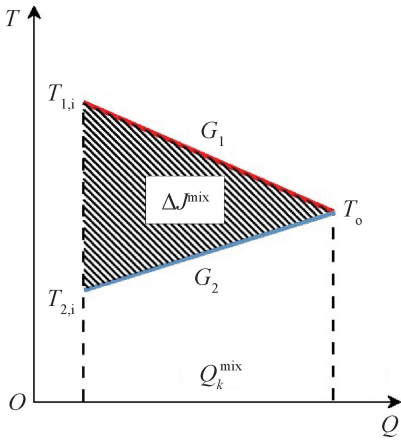


图3 冷热掺混过程 $T-Q$ 图

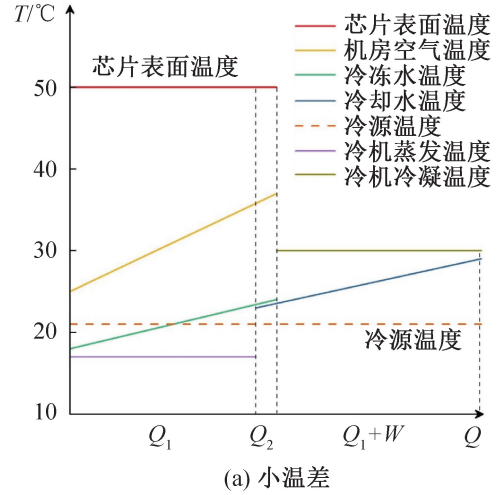
Fig.3 $T-Q$ diagram of the hot and cold mixing process

图4所示为室外湿球温度为21℃时小温差和大温差方案的 $T-Q$ 图。小温差方案如图4(a)所示, 机房空气循环温差、冷冻水循环温差、冷却水循环温差分别为12、6、6 K。小温差的焓耗散主要发生在芯片与机房空气换热和空调处冷冻水与机房空气换热。上述设计不满足循环温差匹配原则, 应使机房空气、冷冻水、冷却水和冷却塔空气的循环温差均相等。输送相同热量时, 机房空调能耗在所有输配环节中占比最高, 约为其他输配能耗的3倍, 不能再增加机房空气循环量。因此, 将冷冻水、冷却水和冷却塔空气的循环温差均增至12 K, 使其与机房空气温差匹配, 得到大温差方案, 如图4(b)所示。图4(b)中给出了完全自然冷却时大温差方案下各环节温度, 机房空气送回风温度保持不变, 冷冻水设计供、回水温度分别为18、30℃。

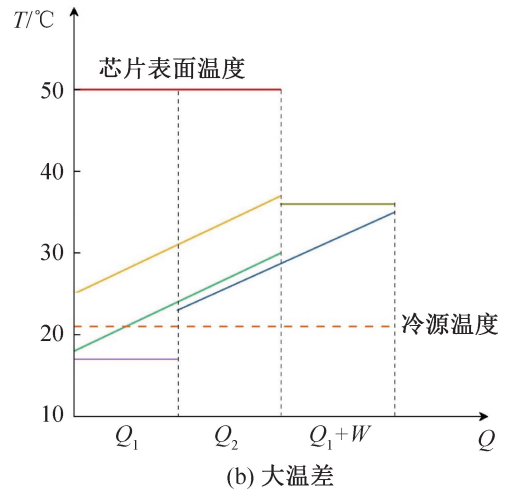
以图4为例, 假设冷却塔出水温度始终比室外空气湿球温度高2 K, 当室外空气湿球温度高于28℃时, 大温差方案所有热量均需经过制冷机提升后才能排至室外; 湿球温度为16~28℃时可获得部分自然冷却冷量; 湿球温度低于16℃时可完全自然冷却。湿球温度高于22℃时, 小温差方案不能自然冷却, 室外湿球温度为16~22℃时部分自然冷却; 低于16℃时完全自然冷却。在各环节换热端差和掺混损失相同时, 小温差和大温差方案的自然冷却模式时长相同; 大温差方案机械制冷模式时长小于小温差方案。在本案例中, 湿球温度处于16~28℃时, 大温差方案

的自然冷却冷量比例始终大于小温差方案。

综上所述, 大温差方案的自然冷却比例大于小温差方案, 可节省制冷机电耗。2种方案的蒸发温度相同, 因小温差方案的冷却水循环温差小, 其冷凝温度低于大温差方案。



(a) 小温差



(b) 大温差

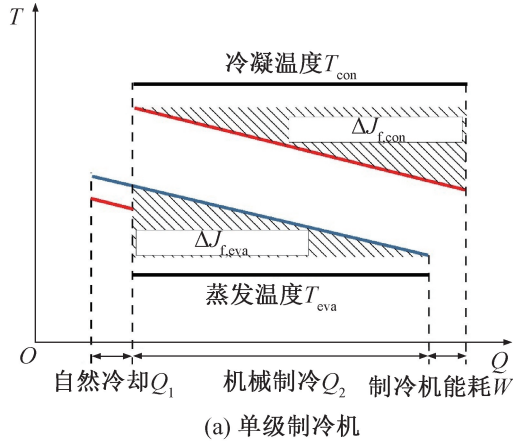
Q_1 自然冷却冷量; Q_2 机械制冷冷量; W 制冷机功耗。

图4 小温差和大温差冷却系统 $T-Q$ 图

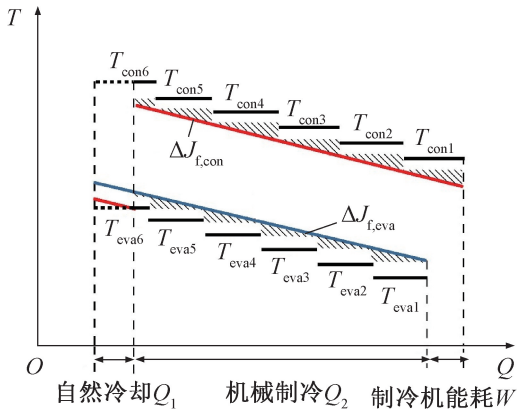
Fig.4 $T-Q$ diagram of cooling systems with small and large temperature differences

当室外冷源温度较高时, 纯传热过程无法保证芯片温度, 即满足式(11), 芯片工作温度超过允许上限。此时, 需在串联换热网络中增加制冷机来提供一部分焓供传热过程损耗。图5所示为部分自然冷却时冷却水和冷冻水在制冷机处换热 $T-Q$ 图。其中自然冷却部分冷量为 Q_1 , 冷却水直接与冷冻水换热, 板式换热器两侧流量可完全匹配, 仅存在传热面积有限焓耗散。而机械制冷部分, 制冷剂在蒸发器和冷凝器中为相变过程, 假设蒸发器和冷凝器中制冷剂温度不变。式(12)为单级制冷机蒸发器的换热损失, 与蒸发器中冷冻水温差和换热端差有关, $T-Q$ 图如图5(a)

所示。变温冷却水和冷冻水与恒温冷凝器和蒸发器换热,等效为与循环流量无限大的制冷剂换热,存在极大的流量不匹配焓耗散,该部分损失也需要制冷机耗电抵消。且随着冷冻水循环温差增加,单级制冷机的蒸发器和冷凝器的流量不匹配耗散也增加。



(a) 单级制冷机



(b) 多级串联制冷机

图 5 过渡季时冷却水和冷冻水换热 $T-Q$ 图

Fig.5 $T-Q$ diagram of heat transfer process between cooling water and chilled water during hybrid cooling mode

通过制冷机分级的方式可减少蒸发器和冷凝器处的不匹配损失,如式(13)所示, n 级串联制冷机可减少流量不匹配耗散至原来的 $1/n$ 。图 5(b)所示为多级串联制冷机的 $T-Q$ 图,制冷机分级后制冷机蒸发温度升高,冷凝温度降低,制冷机效率提升。在相同蒸发器和冷凝器换热端差下,随着制冷机级数增加,蒸发器和冷凝器总焓耗散减少。当 n 大于 $\Delta T/2\Delta T^{trans}$ 时,传热面积有限焓耗散大于流量不匹配耗散,应该优先提高传热面积;当 n 小于 $\Delta T/2\Delta T^{trans}$ 时,制冷机蒸发器或冷凝器处主要矛盾是由流量不匹配引起的,应该优先增加制冷机级数。

$$T_s = T_0 + Q \frac{\sum \Delta J}{Q^2} \geq T_{max} \quad (11)$$

$$\Delta J_{eva} = Q_2^2/2Gc_p + Q_2\Delta T_{eva}^{trans} = Q_2(\Delta T/2 + \Delta T_{eva}^{trans}) \quad (12)$$

$$\Delta J_{eva,n} = Q_2^2/2nGc_p + Q_2\Delta T_{eva}^{trans} = Q_2(\Delta T/2n + \Delta T_{eva}^{trans}) \quad (13)$$

式中: T_{max} 为安全允许下芯片最高工作温度, K; ΔJ_{eva} 为制冷机蒸发器焓耗散, $kW \cdot K$; ΔT 为串联制冷机中冷冻水的总温降, K; ΔT^{trans} 为蒸发器的最小换热端差, K; n 为多级串联冷机级数; 下标 eva 、 con 分别为蒸发器、冷凝器。

在相同蒸发器和冷凝器换热端差下,随着制冷机级数增加,蒸发器和冷凝器总焓耗散减少。当 n 大于 $\Delta T/2\Delta T^{trans}$ 时,传热面积有限焓耗散大于流量不匹配耗散,应该优先提高传热面积;当 n 小于 $\Delta T/2\Delta T^{trans}$ 时,制冷机蒸发器或冷凝器处主要矛盾是由流量不匹配引起的,应该优先增加制冷机级数。

图 6 所示为在制冷机承担 12 K 冷冻水温降,单级制冷机设计蒸发器和冷凝器设计最小换热端差为 1 K 时,传热面积有限焓耗散和流量不匹配焓耗散随制冷机级数的变化。当制冷机级数 ≤ 6 级时,制冷机处主要焓耗散是由流量不匹配引起的;当制冷机级数 > 6 级时,主要矛盾是蒸发器和冷凝器传热面积有限。在较小的换热端差下,进一步减小换热端差需要成倍增加传热面积。因此,在现有经济性条件下,单级制冷机所承担的冷冻水温降存在下限,即多级串联制冷机级数不宜过多。在固定设计最小换热端差下,制冷机级数增至一定程度时,制冷机级数对整体性能的影响较小,建议采取的制冷机级数如式(14)所示。

$$n = \Delta T/2\Delta T_{eva}^{trans} \quad (14)$$

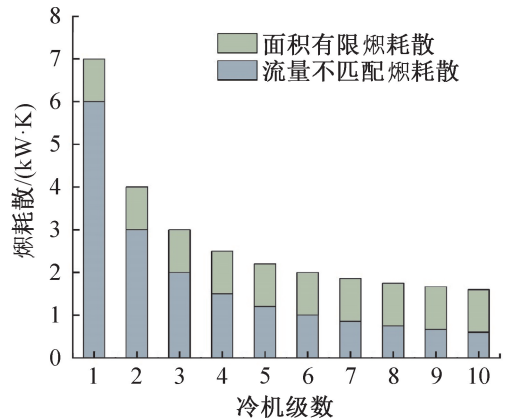


图 6 制冷机焓耗散随制冷机级数的变化

Fig.6 Variation of entransy loss with the number of stages of chillers

在该级数下制冷机处流量不匹配和传热面积有限损失相等。例如某地制冷机最大需要承担的冷冻水温降为 12 K,蒸发器设计最小换热端差为 1 K,则

取蒸发器级数为 6 级。对于冷凝器情况相同,在完全自然冷却时冷却水的循环量与冷冻水相同,所以制冷机的冷凝器也应取相同级数。相同冷却系统在不同地区最炎热时制冷机承担的最大冷冻水温降不同,制冷机级数也不同,但每级制冷机负责的温降相同。

综上所述,目前数据中心冷却系统换热网络优化的主要任务是减少输配过程流量不匹配耗散和掺混耗散。掺混耗散主要发生在机房空气处,应做好冷热通道封闭;遮挡空置机柜和服务器间缝隙,减少风量旁通;优化服务器自备风扇控制策略,保证不同位置服务器风压均匀。常规冷冻水小温差在空调处存在较大的流量不匹配损失,应减少冷冻水和冷却水循环量使其与机房空气匹配,采用冷冻水和冷却水大温差方案。水侧大温差方案大幅提高数据中心自然冷却比例,降低了输配能耗。当需要使用制冷机进行补冷时,冷冻水和冷却水与恒温的蒸发器和冷凝器换热存在流量不匹配损失,且随着水侧温差增加,制冷机处流量不匹配损失增加,需要采用多级制冷机串联方式减少该部分耗散提高制冷机效率。

对于风-水-风系统的数据中心冷却,水侧大温差能够降低排热过程的焓耗散和能耗,而多级串联制冷机形式和级数选择需充分考虑当地气候条件。在乌兰察布等寒冷干燥地区,使用水侧大温差后全年制冷机工作小时数较小,最热时机械制冷比例也较小,应采用单级制冷机;在广东等炎热潮湿地区,使用水侧大温差方案后全年机械制冷比例依然较高,必须采用多级串联制冷机。全年机械制冷比例越小的地区,制冷机级数越少或使用单级制冷机;机械制冷比例越大的地区,制冷机串联级数越多。

2 大温差制冷机串联系统形式

水侧大温差方案主要特点为冷冻水高水温和大温差,制冷机串联的主要目的是提高制冷机效率,制冷机串联形式的选择需要考虑全年机械制冷比例和制冷机能耗占比。在乌兰察布等寒冷干燥地区,制冷机能耗占比较小,无需使用多级制冷机串联,大温差方案的系统形式与现有设计相同,仅运行参数和设备选型不同。在广州等炎热潮湿地区,全年机械制冷比例较高,需使用多级制冷机串联形式降低制冷机能耗。图 7 所示为 2 种冷站中多级制冷机串联的系统形式。冷却侧板式换热器进水与冷却塔出水连接,冷却侧制冷机组出水与冷却塔进水连接,冷冻侧板式换热器进水与空调出水连接,冷冻侧制冷机组出水与空调进水连接。

在多级制冷机串联架构中,冷却回水和冷冻回水

先在板式换热器中直接换热提供自然冷却冷量,然后依次经过第一级到最后一级制冷机的冷凝器,而冷冻水依次经过最后一级到第一级制冷机的蒸发器。逆流连接方式保证每级制冷机的压比接近,一台制冷机可满足不同级数制冷机工作需求,实现互为备用。连接形式 1 中仅有一串制冷机, n 级串联制冷机之间互为热备用,额外设置一条旁通管用于制冷机氟侧故障或检修时将制冷机隔离。连接形式 2 多级串联制冷机视为一台制冷机使用,制冷机与板式换热器串联成一个制冷单元,制冷单元间并联和备用。连接形式 2 也可实现板式换热器与多级制冷机分开,板式换热器间并联,多级制冷机间并联。

新提出的水侧大温差制冷机串联方案的控制策略增加了制冷机台数这一自由度,可实现制冷机变台数控制。系统需根据不同室外气象条件和 IT 负载进行调节,在不同室外温度下冷却系统一般有 3 种运行模式:机械制冷模式、过渡模式和自然冷却模式。机械制冷模式下自然冷却比例为 0,不同室外气象参数下控制制冷机蒸发器出水温度不变。过渡模式可实现部分自然冷却,机械制冷模式与过渡模式之间切换需要开关自然冷却板式换热器的旁通阀。自然冷却模式无需使用制冷机制冷,在不同气象条件下调节冷却塔风机频率,保证冷却塔出口冷却水温不过低。相比于小温差方案,大温差方案即便在海南地区最热时也能部分自然冷却,全年仅有过渡模式和自然冷却模式,不再需要调节自然冷却板式换热器旁通阀。大温差方案全年运行调节仅需控制空调、制冷机、冷却塔、水泵的台数和频率,可实现自动控制。当 IT 负载变化时,调节对应机房空调台数和风机频率,变频调节冷却水泵和冷冻水泵,保证冷冻水各点位温度不变。

大温差方案中,多级制冷机串联可提高综合 COP(性能系数,coefficient of performance),且增加了制冷机台数这一控制自由度。当机械制冷比例变化时,多级串联制冷机既可调节每级制冷机负载,也可调节制冷机台数。在不同气象参数下,保证每级制冷机设定出口冷冻水温不变;在不同 IT 负载下,则调整冷冻水循环流量和制冷机转速,保证每级制冷机负责的冷冻水温差不变。

3 大温差制冷机串联方案的收益

与常规小温差水系统方案相比,大温差方案冷冻水和冷却水循环量降至 50%,在相同冷却塔风水比下,冷却塔风量降至 50%,机房空气参数保持不变。冷却水和冷冻水温差提高 1 倍,循环量减少 50%,当扬程不变时冷却水泵和冷冻水泵能耗减少 50%。多

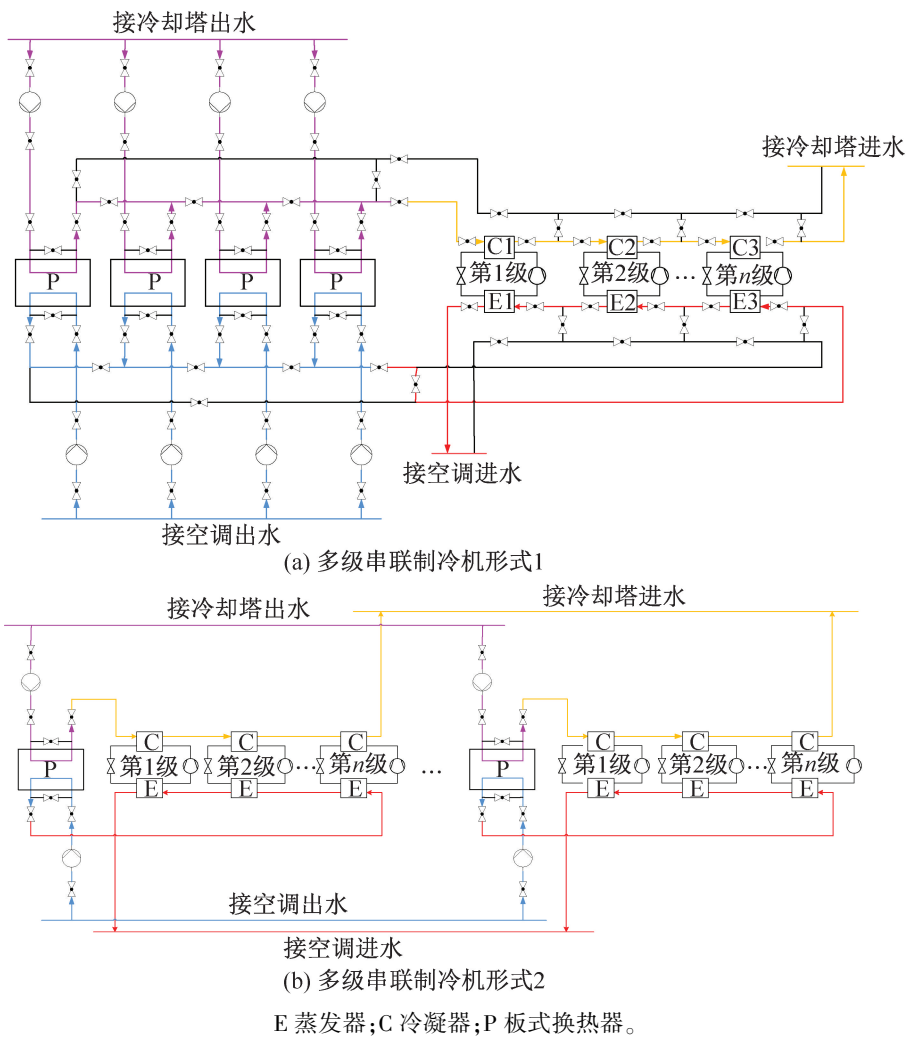


图7 多级制冷机串联形式原理

Fig.7 Principle for two types of multi-stage chillers in series

级制冷机串联时,备用制冷机串联在冷却水和冷冻水管路中,制冷机总阻力增加 20~40 kPa。若多级制冷机均为单流程制冷机,可减少蒸发器和冷凝器内部弯头阻力,总阻力与单级制冷机基本相同。考虑到冷却系统各部分输配能耗情况,末端空调机能耗约占总输配能耗的 50%,该部分能耗基本不变,因此水侧大温差方案的总输配能耗降低约 25%。

冷却塔排热量为进出风焓差与风量的乘积,水侧大温差方案提高了冷却塔排风温度。冷却塔的供能是给冷却水排热,单位风量排热量是冷却塔的重要性指标。相同冷却塔逼近度和风水比下,进风湿球温度为 17℃时,冷冻水回水温度由 26℃升至 32℃,供水温度保持 20℃不变,冷却塔排风的湿球温度由 22.02℃升至 25.52℃。大温差冷却塔单位风量的排热量比小温差冷却塔多 13.93 kJ/kg,为小温差冷却塔的 2 倍。冷却水回水温度更高,冷却塔单位风量排热量更多,上述为大温差冷却塔使用减半风量就能满足排热需求的原因。相比于小温差冷却塔,大温差

冷却塔填料高度增加,风阻增加约 50 Pa,风量减半,冷却塔运行能耗降至原来的 60%~75%。

大温差方案不仅能减少冷冻水泵、冷却水泵和冷却塔的输配能耗,还能大幅提高全年自然冷却比例,降低制冷机能耗。以灵丘为例,全年湿球温度最高约为 24℃,冷冻水供/回水温度为 20℃/26℃的冷却系统在最热时机械制冷比例为 87.35%,而冷冻水供/回水温度为 20℃/32℃的大温差冷却系统的机械制冷比例仅为 39.1%。室外最热时机械制冷量代表了数据中心需要预装制冷机制冷量,灵丘大温差冷却系统可以比小温差少安装 55%的制冷机容量。以北京为例,全年湿球温度最高约为 29℃,小温差冷却系统最热时的机械制冷比例为 100%,而大温差冷却系统的机械制冷比例为 77.76%,大温差方案可比小温差少安装 22%的制冷机容量。以上海为例,全年湿球温度最高约为 30℃,小温差冷却系统最热时的机械制冷比例为 100%,而大温差冷却系统的机械制冷比例为 83.7%,大温差方案可比小温差少安装

14%的制冷机容量。

不同系统形式使用不同制冷机架构的综合 COP 也不同, COP 排序大致如下: 大温差多级制冷机串联 > 小温差制冷机并联 > 大温差制冷机并联。冷却塔出水温度为 28 °C 时, 大温差多级串联制冷机 COP 约为 11.77, 小温差制冷机并联 COP 约为 9.94, 此时大温差冷却系统制冷机能耗约为小温差系统的 70%。

冷却系统性能与当地气象条件有关, 表 1 所示为上海、北京和灵丘水侧小温差和大温差方案的冷却系统全年性能对比, PUE 因子为各设备能耗与 IT 总能

耗之比, 其中最热时机械制冷比例表示系统安装的制冷机容量; 制冷负载系数 (cooling load factor, CLF) 为数据中心制冷设备耗电与 IT 设备耗电的比值。使用大温差方案后, 上海全年自然冷却比例由 70.6% 增至 84.39%; 北京全年自然冷却比例由 85.16% 增至 92.75%; 灵丘自然冷却比例由 97.38% 增至 99.31%; 各地全年机械制冷量均能得到大幅降低。相比于小温差方案, 大温差方案大幅减少冷却水泵、冷冻水泵、冷却塔和制冷机能耗, 冷却系统总能耗减少 20% ~ 30%。

表 1 大温差方案与小温差方案冷却性能对比

Tab.1 Comparison of cooling performance between large and small temperature difference

项目	冷冻水 供、回水 温度/°C	城市	PUE 因子					CLF	全年自 然冷却 比例	最热时机 械制冷 比例	大温差与小 温差方案初 投资之比
			空调	冷却水泵	冷冻水泵	冷却塔	制冷机				
小温差	20、26	上海	0.055 67	0.019 28	0.018 51	0.012 92	0.027 13	0.133 51	70.6%	100%	—
		北京	0.055 67	0.018 98	0.018 51	0.010 25	0.012 45	0.115 86	85.16%	100%	—
		灵丘	0.055 67	0.018 82	0.018 51	0.008 20	0.001 80	0.103 00	97.38%	87.35%	—
大温差	20、32	上海	0.055 67	0.009 44	0.009 26	0.006 76	0.015 13	0.096 26	84.39%	83.97%	86.51%
		北京	0.055 67	0.009 38	0.009 26	0.005 77	0.006 89	0.086 90	92.75%	77.76%	85.31%
		灵丘	0.055 67	0.009 33	0.009 26	0.004 47	0.000 63	0.079 34	99.31%	39.1%	77.87%

冷冻水由小温差变为大温差后, 机房空气与冷冻水间换热更加匹配, 空调处换热由原有的梯形换热变为平行四边形换热 (见图 4), 水侧大温差时空调的风-水换热过程的温差场更加均匀。实现这一效果, 需满足空调水侧大温差方案的平均温差比小温差方案小, 因此要提高空调的换热性能。常见的空调表冷器有叉流和准逆流风-水换热器 2 种结构形式, 在风侧送、回风温度分别为 25、37 °C, 水侧供、回水温度分别为 18、30 °C 时, 准逆流换热流程下风-水换热温差场更均匀, 换热管各处空气-水热温差范围为 5.04 ~ 6.89 K; 而叉流换热流程下温差场非常不均匀, 范围为 2.11 ~ 13.21 K。在相同对流换热表面传热系数条件下, 实现相同换热性能时叉流换热器所需的传热面积比准逆流多 34%, 因此要求空调尽可能选择准逆流形式。均采用准逆流风-水空调时, 大温差方案的换热对数平均温差为 7 K, 小温差方案的对数平均温差为 9.69 K。因此, 大温差方案的空调需在小温差方案基础上传热面积增加 46%, 4 排换热盘管拟增至 6 排, 单位制冷量成本增加 20% ~ 30%。大温差方案空调的风阻增加约 20 Pa, 水阻增加约 6 kPa, 对空调能耗影响较小, 性能系数可达 22。

当冷却塔供水无法直接将冷冻水冷却至要求水温时, 需在冷却塔最大程度降温的基础上使用制冷机

进一步降温。系统最大机械制冷比例取决于最不利室外气象条件, 最不利时冷却塔出水温度低于冷冻水回水温度则可减少制冷机投资。例如: 室外最不利气象条件下冷却塔出水温度为 26 °C 时, 供、回水温度分别为 20、26 °C 的小温差冷却系统需要 100% 机械制冷, 而供、回水温度分别为 20、32 °C 的大温差冷却系统的制冷机仅需承担约 50% 的总冷量。在该情况下, 大温差系统仅需安装一半制冷机即可满足运行要求, 降低了制冷机投资。在满足 15 min 应急蓄冷情况下, 大温差系统的蓄冷罐体积为小温差系统的 50%, 可减少 50% 的蓄冷罐成本。同理, 冷却水和冷冻水流量减少 50%, 在保证水流速不变情况下, 管路和阀门截面积减少 50%, 投资减少约 30%。

冷却塔成本主要取决于冷却水量, 对于直接接触式逆流蒸发冷却塔, 在满足相同逼近度下冷却水温差由 6 K 增至 12 K, 要求增加填料高度, 单位冷却水量冷却塔成本增加约 40% ~ 50%。与小温差相比, 大温差直接蒸发冷却塔流量减半, 温差加倍, 总成本约为原来的 70% ~ 75%。使用风-水换热器和部分冷却供水预冷室外新风的间接蒸发冷却塔时, 由于风量减半, 风-水换热器的预冷量减半, 风-水换热器成本减半。间接蒸发冷却塔中风-水换热器成本占总成本约 40%, 填料成本仅占约 20%。因此, 间接蒸发冷却

塔水量减半,风量减半,同样制冷量下,间接蒸发冷却塔成本约为原来的 60%。因此,采用水侧小流量大温差可降低冷却塔成本。

图 8 所示为水侧大温差方案和小温差方案冷却系统内各部分设备的投资分布。相比于小温差方案,大温差冷却系统的空调成本增加,但冷却水泵、冷冻水泵、冷却塔、蓄冷罐、管道、阀门和制冷机投入均更小。大温差冷却系统的总投资相比于小温差方案降低约 15%~25%,且整体能耗降低约 20%~30%。

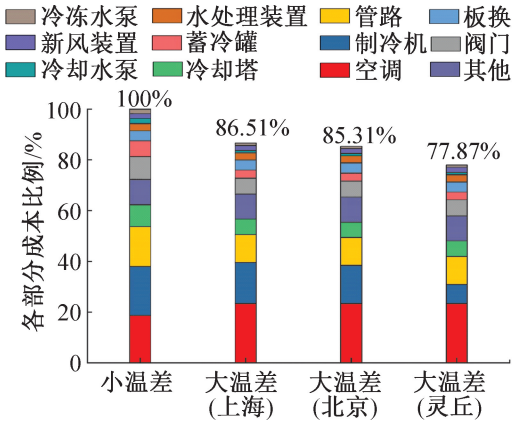


图 8 冷却系统各部分设备的投资分布

Fig.8 Investment distribution of equipment in cooling systems

4 总结

通过对现有风-水-风数据中心冷却系统进行热学分析,常规小温差方案的风-水空调处存在极大流量不匹配焓耗散,应使各循环工质热容匹配,本文提出了水侧大温差方案。大温差冷却系统大幅提高全年自然冷却比例,输配温差增加、输配流量减少,冷却水泵、冷冻水泵、冷却塔和制冷机能耗均降低,整体运行能耗降低 20%~30%。水侧大温差方案需增加机房空调的传热面积和成本,但冷却塔、制冷机、循环水泵、蓄冷罐、管路和阀门的投资均会降低,冷却系统总投资降低 15%~25%。

水侧大温差方案可简化运行调节,完全取消机械制冷模式,全年无需调节自然冷却板式换热器的旁通阀门。过渡模式下,保证每台制冷机设定出水温度不变,改变制冷机台数;完全自然冷却时,调节冷却塔风机频率以恒定冷却水供水温度。当 IT 负载变化时,调节对应机房空调台数和风机频率,变频调节冷冻水和冷却水泵,调节制冷机负载,保证冷却系统各点温度不变。

参考文献

[1] 中国制冷学会数据中心冷却工作组. 中国数据中心冷

却技术年度发展研究报告(2021)[M]. 北京:中国建筑工业出版社,2022. (China Refrigeration Society Data Center Cooling Working Group. Annual development research report on cooling technology in chinese data centers (2021) [M]. Beijing: China Architecture & Building Press, 2022.)

[2] 倪静,王振全,易久,等. 绿色数据中心能源效率评价研究[J]. 电气应用,2013,32(7):78-84. (NI Jing, WANG Zhenquan, YI Jiu, et al. Research on energy efficiency evaluation of green data centers [J]. Electrotechnical Application, 2013, 32(7): 78-84.)

[3] 全国一体化大数据中心协同创新体系算力枢纽实施方案[EB/OL]. (2021-05-24) [2024-09-01]. <https://www.gov.cn/zhengce/zhengceku/2021-05/26/5612405/files/37d38a7728564ad8b5e4f08c16cfc8f2.pdf>. (Implementation plan for computing hub of national integrated big data center collaborative innovation system [EB/OL]. (2021-05-24) [2024-09-01]. <https://www.gov.cn/zhengce/zhengceku/2021-05/26/5612405/files/37d38a7728564ad8b5e4f08c16cfc8f2.pdf>.)

[4] 关于印发进一步加强数据中心项目节能审查若干规定的通知[EB/OL]. (2023-07-05) [2024-09-01]. https://fgw.beijing.gov.cn/fgwzgwkg/zcgk/bwgfxfwj/202307/20230705_3155690.htm. (Notice on issuing several provisions for further strengthening energy efficiency review of data center projects [EB/OL]. (2021-07-05) [2024-09-01]. https://fgw.beijing.gov.cn/fgwzgwkg/zcgk/bwgfxfwj/202307/t120230705_3155690.htm.)

[5] 中国通服数字基建产业研究院. 中国数据中心产业发展白皮书(2023年)[R]. 2023. (China Tongfu Digital Infrastructure Industry Research Institute. White paper on the development of China's data center industry (2023) [R]. 2023.)

[6] 张毅. 专家解读之一:加快国家绿色数据中心建设 助力推进新型工业化[EB/OL]. (2024-06-20) [2024-09-01]. https://www.miit.gov.cn/jgsj/jns/gzdt/art/2024/art_3535fa3ee2ad48f28c57bf17a309be62.html. (ZHANG Yi. Expert interpretation one: accelerating the construction of national green data centers to help promote new industrialization [EB/OL]. (2024-06-20) [2024-09-01]. https://www.miit.gov.cn/jgsj/jns/gzdt/art/2024/art_3535fa3ee2ad48f28c57bf17a309be62.html.)

[7] 黄冬梅,郑品迪,郑竺凌,等. 中小型数据中心冷却系统末端气流组织问题分析和优化[J]. 制冷技术,2024,44(增刊1):20-39. (HUANG Dongmei, ZHENG Pindi, ZHENG Zhuling, et al. Analysis and optimization of end airflow organization problems in cooling systems of small and medium sized data centers [J]. Chinese Journal of Refrigeration Technology, 2024, 44(Suppl. 1): 20-39.)

- [8] 高彩凤, 于震, 吴剑林. 典型数据机房热环境分析及气流组织优化[J]. 暖通空调, 2013, 43(9): 101-106. (GAO Caifeng, YU Zhen, WU Jianlin. Thermal environment analysis and air distribution optimization for a typical data room[J]. Journal of HV&AC, 2013, 43(9): 101-106.)
- [9] 张雪娇, 周军莉, 邓勤犁, 等. 数据中心三种送风方式的对比研究[J]. 建筑科学, 2019, 35(2): 102-107. (ZHANG Xuejiao, ZHOU Junli, DENG Qinli, et al. Comparative study of three air supply methods of data center[J]. Building Science, 2019, 35(2): 102-107.)
- [10] 牛晓然, 夏春华, 孙国林, 等. 千岛湖某数据中心采用湖水冷却技术的空调系统设计[J]. 暖通空调, 2016, 46(10): 14-17. (NIU Xiaoran, XIA Chunhua, SUN Guolin, et al. Air conditioning system design with lake water cooling technology of a data center in Qiandao Lake [J]. Journal of HV&AC, 2016, 46(10): 14-17.)
- [11] 张宁, 张泉, 黄振霖, 等. 数据中心湖水源自然冷却系统现场性能测试分析[J]. 暖通空调, 2022, 52(2): 70-74. (ZHANG Ning, ZHANG Quan, HUANG Zhenlin, et al. On-site performance test analysis of free cooling system with lake water in data centers [J]. Journal of HV&AC, 2022, 52(2): 70-74.)
- [12] JING Yang, XIE Xiaoyun, JIANG Yi. Performance comparison and suitable climatic zones of three water-mediated evaporative cooling technologies [J]. Energy Conversion and Management, 2023, 277: 116637.
- [13] GUO Zengyuan, ZHU Hongye, LIANG Xingang. Entransy—a physical quantity describing heat transfer ability [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2007, 50(13/14): 2545-2556.
- [14] 过增元, 梁新刚, 朱宏晔. (焨)——描述物体传递热量能力的物理量[J]. 自然科学进展, 2006, 16(10): 1288-1296. (GUO Zengyuan, LIANG Xingang, ZHU Hongye. (Entransy)—a physical quantity that describes the ability of an object to transfer heat [J]. Progress in Natural Science, 2006, 16(10): 1288-1296).
- [15] 宋伟明, 孟继安, 梁新刚, 等. 一维换热器中温差场均匀性原则的证明[J]. 化工学报, 2008, 59(10): 2460-2464. (SONG Weiming, MENG Ji'an, LIANG Xingang, et al. Demonstration of uniformity principle of temperature difference field for one-dimensional heat exchangers [J]. CIESC Journal, 2008, 59(10): 2460-2464.)
- [16] 柳雄斌. 换热器及散热通道网络热性能的焨分析[D]. 北京: 清华大学, 2009. (LIU Xiongbin. Entransy analysis of thermal performance of heat exchangers and heat dissipation channel networks [D]. Beijing: Tsinghua University, 2009.)
- [17] 陈群, 吴晶, 任建勋. 对流换热过程的热力学优化与传热优化[J]. 工程热物理学报, 2008, 29(2): 271-274. (CHEN Qun, WU Jing, REN Jianxun. Thermodynamic optimization and heat transfer optimization for convective heat transfer [J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2008, 29(2): 271-274.)
- [18] 程雪涛. 焨减原理与辐射传热的焨分析[D]. 北京: 清华大学, 2011. (CHENG Xuetao. Principle of entransy reduction and entransy analysis of radiative heat transfer [D]. Beijing: Tsinghua University, 2011.)
- [19] 袁芳, 陈群. 间接蒸发冷却系统传热传质性能的优化准则[J]. 科学通报, 2012, 57(1): 88-94. (YUAN Fang, CHEN Qun. Optimization criteria for heat and mass transfer performance of indirect evaporative cooling system [J]. Chinese Science Bulletin, 2012, 57(1): 88-94.)
- [20] 许云超. 基于焨分析的热系统整体优化及系统传热定律[D]. 北京: 清华大学, 2015. (XU Yunchao. Integrated optimization of thermal systems and system heat transfer laws based on entransy analysis [D]. Beijing: Tsinghua University, 2015.)
- [21] 吴晶. 热学中的势能(焨)及其应用[D]. 北京: 清华大学, 2009. (WU Jing. Potential energy (entransy) and its applications in thermodynamics [D]. Beijing: Tsinghua University, 2009.)
- [22] 李叶茂. 降低热网回水温度的技术途径研究[D]. 北京: 清华大学, 2019. (LI Yemao. Research on technical approaches to reduce return water temperature in heating networks [D]. Beijing: Tsinghua University, 2019.)
- [23] 张涛. 集中空调系统内部传递损失的热学分析[D]. 北京: 清华大学, 2014. (ZHANG Tao. Thermal analysis of internal transmission losses in central air conditioning systems [D]. Beijing: Tsinghua University, 2014.)
- [24] 田浩. 高产热密度数据机房冷却技术研究[D]. 北京: 清华大学, 2012. (TIAN Hao. Research on cooling technology for high yield thermal density data room [D]. Beijing: Tsinghua University, 2012.)

通信作者简介

谢晓云, 女, 副教授, 清华大学建筑节能研究中心, 010-62793591, E-mail: xiexiaoyun@tsinghua.edu.cn。研究方向: 吸收式热泵、蒸发冷却技术、热学原理。

About the corresponding author

Xie Xiaoyun, female, associate professor, Building Energy Research Center, Tsinghua University, 86-10-62793591, E-mail: xiexiaoyun@tsinghua.edu.cn. Research fields: absorption heat pump, evaporative cooling technology, thermal principles.