

文章编号: 1671-6612 (2021) 02-162-05

基于 PUE 分析的某数据中心制冷系统优化研究

苏 志

(同济大学建筑设计研究院(集团)有限公司 上海 200092)

【摘 要】 上海市既有数据中心的 PUE 大部分在 1.6~2.3 范围内, 具有较大的节能潜力。为此, 上海市 2018 年 11 月起要求存量改造的数据中心 $PUE \leq 1.4$, 新建的数据中心 $PUE \leq 1.3$ 。以上海某银行新建数据中心为研究对象, 建立理论模型对其各项能耗进行计算, 得到原设计工况下的 PUE 值为 1.459, 同时对该数据中心的制冷优化方案进行了研究, 通过对不同供回水温度下的 PUE 进行计算, 分析 PUE 值低于 1.4 的可行性, 得出本项目最优的供回水温度, 为类似工程的改造优化提供参考。

【关键词】 数据中心; PUE; 供回水温度; 制冷系统优化
中图分类号 TU831 文献标识码 A

Optimization of an IDC Center Cooling System Based on PUE Analysis

Su Zhi

(Tongji Architectural Design (Group) Co., Ltd., Shanghai, 200092)

【Abstract】 The requirement for the PUE of the existing IDC center in Shanghai is under 1.4. In this paper, A mathematical model is established for the calculation of PUE. The model is applied to the analysis of an IDC center in Shanghai. The result shows that in the original design condition the PUE of this IDC center is 1.459, and the optimization research shows that the achievement of PUE value 1.4 is possible. The results in the paper provide reference to similar project.

【Keywords】 Data center; PUE; Water temperature; System optimization

作者(通讯作者)简介: 苏 志(1988.11-), 男, 硕士, 工程师, E-mail: 33sz@tjad.cn
收稿日期: 2021-02-06

0 引言

随着社会经济的发展, 我国数据中心的建设已经进入了高速发展时期, 虽然中西部低温低湿地区良好的气候条件可为数据中心的节能运行提供基础^[1], 但一线城市旺盛的数据生产需求, 也需要数据中心能够尽可能的靠近大城市建设。作为一线城市, 上海市已建成有大量的数据中心, 但既有数据中心的 PUE (Power Usage Effectiveness) 大部分在 1.6~2.3 范围内^[2], 其巨大能耗和较低的能源效率对城市电力系统提出了挑战。为此, 上海市于 2018 年 11 月出台了《上海市推进新一代信息基础设施建设助力提升城市能级和核心竞争力三年行动计划(2018-2020 年)》(下称《计划》), 旨在推进数据中心建设的同时, 推动数据中心节能技改和结构

调整, 要求存量改造的数据中心 PUE 不高于 1.4, 新建的数据中心 PUE 限制在 1.3 以下。

在《数据中心资源利用第 3 部分: 电能能效要求和测量方法》(GB/T 32910.3-2016)中, 将 EEUE (Electric Energy Usage Effectiveness) 定义为评价数据中心能源效率的指标^[3], 由于 EEUE 与 PUE 的定义相同^[4], 本文仍采用 PUE 作为指标。该标准中将 PUE 划分为 5 个等级, 其中最高的一级标准要求 $1 < PUE \leq 1.6$ 。PUE 的计算公式如下^[3]:

$$PUE = \frac{E_{Total}}{E_{IT}} \quad (1)$$

式中: E_{Total} 为数据中心总电能消耗, kWh; E_{IT} 为数据中心信息设备电能消耗, kWh。

可以看出, 《计划》中对存量数据中心 $PUE \leq$

1.4 和新建数据中心 $PUE \leq 1.3$ 的要求远高于国家标准。事实上, 考虑上海市的气候特点, 如果按照传统的方案进行数据中心的设计, 不可能达到 $PUE \leq 1.3$ 的要求, 这就要求新建数据中心需要采用更加有效的节能方案。而对于存量数据中心, 如何使其 PUE 降低至 1.4 以下, 也是现阶段的难点。

上海市某银行新建的数据中心设计完成于 2018 年 7 月, 早于《计划》的发布时间, 根据当时工信部《关于数据中心建设布局的指导意见》, 该新建数据中心仅要求 PUE 小于 1.5。本文通过对该项目设计工况下的 PUE 进行分析计算, 从设计的角度研究该数据中心 PUE 降至 1.4 以下的可行性, 并提出优化方案。

1 项目概况

某银行新建数据中心位于上海市, 该项目包括一栋数据中心及一栋办公大楼, 按照国家标准 A 级数据机房设计^[5]。其中, 数据中心为 4 层建筑, 共设有 7 间标准的数据机房, 每间标准数据机房按 130 台 IT 机柜设计, 单个 IT 机柜额定功率为 4kW, 数据中心 2~4 层每层均设有 2 个运营商机房, 每个运营商机房设有 5 台功率为 5kW 的运营商机柜, 数据机房大楼共设置有 910 台 IT 机柜及 30 台运营商机柜, 机柜总装机容量为 3790kW。

本项目制冷系统采用离心式水冷冷水机组作为冷源, 共设置 3+1 套制冷单元 (三用一备), 制冷设备按 N+1 冗余配置, 系统可提供连续供冷, 并满足在线维护的需求。根据数据机房及辅助用房的散热量, 每套制冷单元由一台 750RT 的离心式冷水机组、一台变频冷却水泵、一台变频冷冻水泵、一台板式换热器、一台冷却塔及配套设备组成。其中, 配套设备的能耗极小, 在总能耗中可忽略不计。

根据 PUE 的计算原则^[3], 本项目办公大楼的能耗不计入 PUE 能耗计算, 仅对数据中心大楼进行相关的能耗分析。

该数据中心设计为全年不间断运行, 其总能耗可大致分为 IT 设备能耗、输配电能耗、照明及自控系统能耗、制冷系统能耗、辅助能耗几大类。其中, 数据中心总能耗测量点设在变压器的低压侧^[3], 因此计算中不考虑变压器及其线路损耗, 输配电能耗部分主要考虑 UPS 损耗, 由于该项难以直接测量, 通常采用估算确定^[6], 根据电气提供的估算指

标, 满载时按 6% 考虑。假定数据中心全年满负荷运行, 根据本项目的设计输入参数, 本项目各项能耗数据如表一所示。

表 1 数据中心主要能耗

| Table 1 Main energy consumption of data center | | |
|--|----------------|----------------------|
| 编号 | 能耗类别 | 全年能耗 (kWh) |
| a | IT 设备能耗 | 33,200,401 |
| b | 输配电能耗 | 按 a/d/e/f 能耗和的 6% 计算 |
| c | 辅助用房能耗 | 473,040 |
| d | 照明及自控系统能耗 | 525,600 |
| e | 新风机组、机房空调末端及风机 | 4,033,806 |
| f | 制冷主系统能耗 | 待计算 |

2 制冷系统的运行模式

本项目采用离心式水冷冷水机组+板式换热器+冷却塔的传统制冷系统, 制冷系统的运行模式分三种: 冷机制冷模式、预冷模式、自然冷却模式。各模式的转换由单元控制器根据室外空气湿球温度 TWB 、冷却塔风机负荷、冷水机组及板式换热器的运行状况综合确定。本项目设计的冷冻水供回水温度为 12/17°C。

2.1 冷机制冷模式

设计控制冷却塔的冷却水出水设计温度值 T_{cond}^{in} 为 $TWB+3.5^{\circ}C$, 并取冷水机组的冷冻水回水设计温度 $T_{evap}^{in}-1.5^{\circ}C$ 为冷机制冷工况下冷却塔的最低出水温度 (同时确保此温度高于冷水机组的最低允许进水温度)。根据预设定的冷冻水供回水温度 12/17°C, 可设定当室外空气湿球温度 $TWB > 12^{\circ}C$ 时 (即根据 $T_{evap}^{in}-1.5-3.5^{\circ}C$ 确定相应的 TWB), 系统采用冷水机组制冷。冷机制冷模式下, 冷水机组的冷却水供水温度传感器采集水温与设定温度的差值并用于冷却塔风机的 PID 控制回路, 尽可能利用较低的冷却水位来提高冷水机组的制冷效率。根据研究, T_{cond}^{in} 每降低 1°C, 冷水机组的 COP 约提升 3.7% 左右^[3]。

2.2 冷却塔的运行控制

当 TWB 降低时, 系统优先调节冷却塔风机来进行节能控制。在所有的运行模式下, 冷却塔风机采用统一的运行频率, 当冷却塔持续 10 分钟连续

运行在 45Hz 以上，则增加一台运行的冷却塔，直到所有的冷却塔均投入运行。当冷却塔持续 10 分钟以上运行在最低设定运行频率 30Hz，则减少一台运行的冷却塔。当冷却塔加减机运行台数小于冷却水泵的运行台数时，卸载冷却塔时只关闭风机，不关闭冷却塔的供回水阀门。

2.3 预冷模式

当 $7^{\circ}\text{C} < \text{TWB} \leq 12^{\circ}\text{C}$ 时（即冷冻水供水设计温度 $T_{\text{evap}}^{\text{out}} - 1.5 - 3.5^{\circ}\text{C} < \text{TWB} \leq T_{\text{evap}}^{\text{in}} - 1.5 - 3.5^{\circ}\text{C}$ 时），系统进入预冷模式，并同时 $T_{\text{cond}}^{\text{in}}$ 的最低允许温度调整到 12°C 。在预冷模式下，通过阀门切换，板

式换热器与冷水机组串联运行，冷却水回水通过板式换热器与冷冻水回水进行热交换后再进入冷水机组，冷冻水回水经过预冷后温度下降，但冷冻水流量保持不变。此时冷水机组的制冷负荷下降，功耗降低。虽然预冷模式下板式换热器与冷水机组的串联增加了系统的水阻力，导致水泵扬程增大，水泵能耗升高，但冷水机组的节能效果高于增加的水泵能耗。表二为某品牌 750RT 离心式水冷冷水机组在 $12/17^{\circ}\text{C}$ 工况下的部分负荷性能，从表中可以看出，在部分负荷工况下，冷水机组的耗电量显著降低。

表 2 750RT 离心式冷水机组部分负荷性能参数表

Table 2 Part load performance of 750RT centrifugal chiller

| %Load | Capacity | Evap LWT | Evap EWT | Cond EWT | Cond LWT | kW | Eff |
|-------|----------|--------------------|--------------------|--------------------|--------------------|-------|--------|
| % | Tons | $^{\circ}\text{C}$ | $^{\circ}\text{C}$ | $^{\circ}\text{C}$ | $^{\circ}\text{C}$ | kW | kW/ton |
| 100 | 750.0 | 12.00 | 17.00 | 32.00 | 37.00 | 368.0 | 0.4907 |
| 75 | 562.5 | 12.00 | 15.75 | 27.70 | 31.36 | 219.6 | 0.3903 |
| 50 | 375.0 | 12.00 | 14.50 | 23.30 | 25.68 | 113.1 | 0.3016 |
| 25 | 187.5 | 12.00 | 13.25 | 19.00 | 20.18 | 48.00 | 0.2560 |

2.4 自然冷却模式

在预冷模式下，当 $\text{TWB} \leq 7.0^{\circ}\text{C}$ （即 $T_{\text{evap}}^{\text{out}} - 1.5 - 3.5^{\circ}\text{C}$ ）且冷却塔风机频率小于 45Hz 的时间超过 15 分钟时，保持冷却塔风机处于 45Hz 运行，延时 10 分钟后由单元控制器检测 $T_{\text{cond}}^{\text{in}}$ ，若 $T_{\text{cond}}^{\text{in}} \leq 11^{\circ}\text{C}$ ，则系统关闭冷水机组，进入自然冷却模式。冷水机组停机后通过调整阀门状态，使冷却水直接通过板式换热器与冷冻水进行热交换，制取 12°C 的冷冻水，实现自然冷却。

自然冷却模式下，冷却塔的控制输入值将从换热器的冷却水出水温度（冷机进水温度）切换至换热器冷冻水出水温度，以维持冷冻水供水温度为 12°C 。当换热器冷冻水出水温度高于设定值 0.5°C 达 15 分钟时，制冷系统将切换回到预冷模式，同时冷却塔控制输入值从换热器冷冻水供水温度切换回换热器冷却水出水温度，以维持板换冷却水出水温度设定值。

在自然冷却模式下，冷水机组能耗为零，制冷系统能耗仅包含冷却塔、冷冻水泵、冷却水泵及辅助设备，此工况的运行时间越长，系统节能效果越显著。

3 设计工况下制冷系统的能耗分析

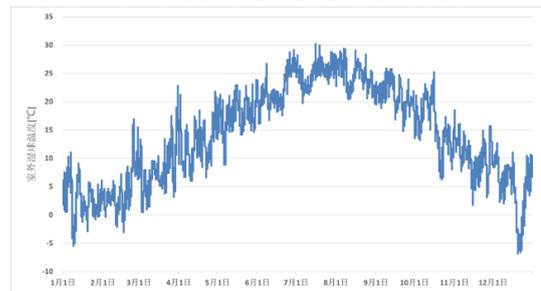


图 1 上海市全年室外湿球温度分布

Fig.1 Distribution of outdoor wet bulb temperature in Shanghai

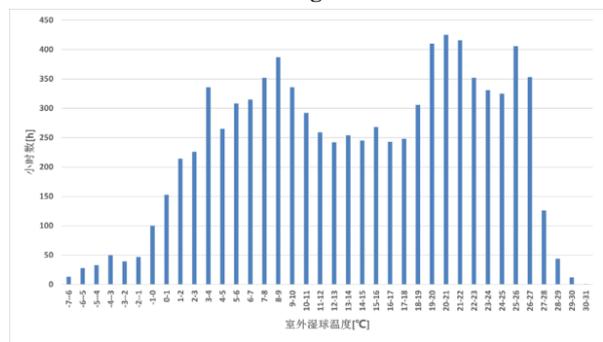


图 2 上海市全年室外湿球温度小时数

Fig.2 Hours of outdoor wet bulb temperature in Shanghai

根据制冷系统的运行模式可知，TWB 是决定制冷系统能耗的主要参数。上海市属于夏热冬冷地区，图 1 为上海市典型气象年的全年室外湿球温度参数变化。根据图 1 可以统计数据得到各湿球温度的全年小时数，结果如图 2 所示。

假定数据机房全年满负荷运行，则冷却水泵和冷冻水泵可按定流量考虑（同时考虑预冷模式下水泵扬程增加的影响），TWB 主要影响冷水机组的 COP、冷却塔的风扇功率及各模式的运行时长。根据某品牌 750RT 离心式水冷冷水机组的性能参数，结合文献资料计算得到各湿球温度下冷水机组的满载 COP 值^[7]，如图 3 所示。基于以上简化假设，依据温频法（BIN method）^[8]，结合 TWB 对各制冷设备性能的影响，可推得公式（2）~（4），并以此建立简化计算模型。该模型根据不同室外湿球温度下的各设备性能以及室外湿球温度的频率数，累加后可得到制冷系统全年的总能耗。

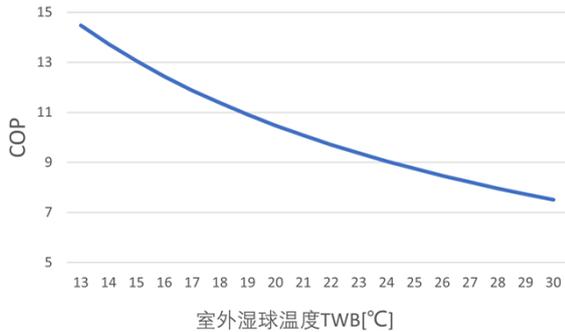


图 3 冷水机组满载 COP 随 TWB 变化曲线

Fig.3 Variation curve of COP with TWB for chiller

冷水机组的全年能耗（kWh）：

$$P_R = \left(\sum \frac{Q_{Rx}}{COP_{Rx}} f_x \right) \quad (2)$$

水泵的全年能耗（kWh）：

$$P_p = \left(\sum \frac{K \rho g Q_{Px} H_{Px}}{1000 \eta} f_x \right) \quad (3)$$

冷却塔的全年能耗（kWh）：

$$P_{CT} = \left(\sum P_{CTx} f_x \right) \quad (4)$$

式中： Q_{Rx} 为冷水机组在某一室外空气湿球温度值的制冷量，kW； COP_{Rx} 为冷水机组在某一室外空气湿球温度值的 COP 值； Q_{Px} 为水泵在某一室

外空气湿球温度值的流量， m^3/s ； H_{Px} 为水泵在某一室外空气湿球温度值的扬程，m； P_{CTx} 为冷却塔在某一室外空气湿球温度值的额定功率，kW； f_x 为某一室外空气湿球温度值的年小时频率值，h。

根据模型计算后得到 12/17°C 工况下的全年能耗数据，如图 4 所示。同时，根据公式（1）计算得到此工况下 PUE 值为 1.459，满足该项目设计时上海市对新建数据中心 PUE < 1.5 的要求。从图 4 也可以看出，除 IT 设备能耗外，制冷系统及空调末端的能耗在总能耗中占比最大，因此，提高制冷系统的能源利用率对提高数据中心的 PUE 至关重要。

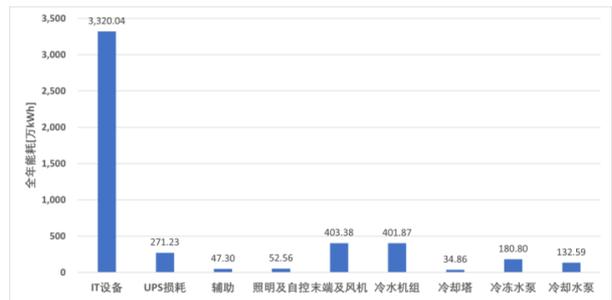


图 4 数据中心全年能耗统计

Fig.4 Data center annual energy consumption

图 5 为不设计预冷工况的系统与设计有预冷工况的系统的全年能耗对比。从图中可以看出，虽然预冷工况下水泵和冷却塔能耗有所增加，但冷水机组的节能效果更为明显，预冷工况全年可节约能耗约 24.6 万 kWh，数据中心 PUE 可由 1.467 降低至 1.459。因此，虽然预冷工况增加了水泵、管路及控制阀门的初投资，但是其节能效果显著，投资回报周期短，应作为必要的节能措施。

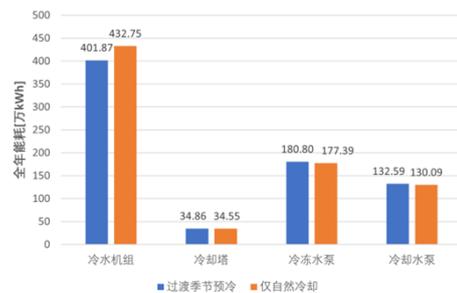


图 5 冷水机组预冷与无预冷工况的全年能耗对比

Fig.5 Comparison of energy consumption between pre-cooling and non-pre-cooling conditions

4 系统优化策略研究

为满足《计划》中存量数据中心 PUE≤1.4 的要求，尚需要对本项目的系统设计进行优化研究，分析其 PUE 达到 1.4 的可能性及本项目的最优供回水温度。

4.1 冷冻水供水温度调节

由本项目的制冷系统设计可知，随着 T_{evap}^{out} 的升高，冷水机组的蒸发温度升高，机组 COP 提升，系统的自然冷却运行时间也增加，系统能耗随之降低。这里需要注意的是， T_{evap}^{out} 升高后，空调末端的送风温度将升高，导致 IT 机柜的进出风温度升高，不利于 IT 设备的散热。并且， T_{evap}^{out} 也受制于冷水机组的压缩机性能，存在上限。

A 级数据机房要求冷通道送风温度为 18~27℃^[4]，考虑送风温度与 T_{evap}^{out} 的温差， T_{evap}^{out} 最高可按 19℃ 考虑。但考虑到本项目所选用的离心式水冷冷水机组最高出水温度为 15.6℃，因此先对 10~15℃ 的供水温度区间进行分析。根据自然冷却模式的运行逻辑，当 T_{evap}^{out} 由 12℃ 升高到 15℃ 时，自然冷却模式的启动温度由 $TWB \leq 7^\circ C$ 变为 $TWB \leq 10^\circ C$ ，此时自然冷却模式的运行时间增加了 $7 < TWB \leq 10^\circ C$ 的小时数，结合图 2 可知，冷水机组的制冷时间减少约 1015h。

表 3 所示为不同供水温度下冷水机组的制冷性能，可以看出，在冷却水供回水温度及冷冻水供回水温差一定的情况下，随着 T_{evap}^{out} 的升高，冷水机组的 COP 升高，机组 COP 随 T_{evap}^{out} 的变化曲线如图 6 所示。

表 3 750RT 离心式冷水机组变工况性能参数表

Table 3 Variable condition performance of 750RT centrifugal chiller

| Evap | Evap | Cond | Cond | kW | Eff |
|-------|-------|-------|-------|-------|--------|
| LWT | EWT | EWT | LWT | | |
| °C | °C | °C | °C | kW | kW/ton |
| 10.00 | 15.00 | 32.00 | 37.00 | 438.1 | 0.5841 |
| 11.00 | 16.00 | 32.00 | 37.00 | 384.6 | 0.5128 |
| 12.00 | 17.00 | 32.00 | 37.00 | 368.0 | 0.4907 |
| 13.00 | 18.00 | 32.00 | 37.00 | 365.2 | 0.4869 |
| 14.00 | 19.00 | 32.00 | 37.00 | 353.7 | 0.4716 |

15.00 20.00 32.00 37.00 299.0 0.3987

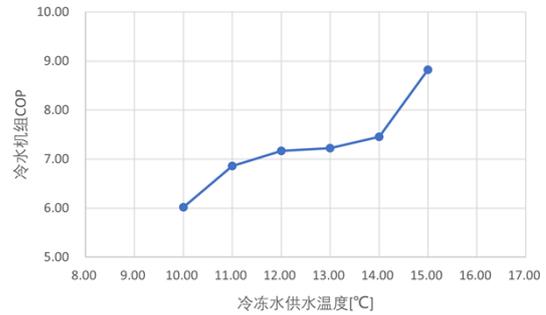


图 6 冷水机组 COP 随冷冻水供水温度变化情况

Fig.6 Changes of chiller COP with chilled water supply temperature

根据冷水机组的 COP 参数及各模式的运行时间，可得 T_{evap}^{out} 10~15℃ 的制冷系统全年能耗对比，如图 7 所示。随着 T_{evap}^{out} 的升高，冷却塔、水泵的能耗变化不大，但冷水机组的节能效果明显。图 7 为计算得到的 PUE 随 T_{evap}^{out} 变化曲线，由图 8 可知，在不改造本项目制冷系统的情况下，将冷冻水供回水温度由 12/17℃ 调整为 15/20℃，PUE 最大可降低 1.424，仍不能满足《计划》中 PUE≤1.4 的要求。

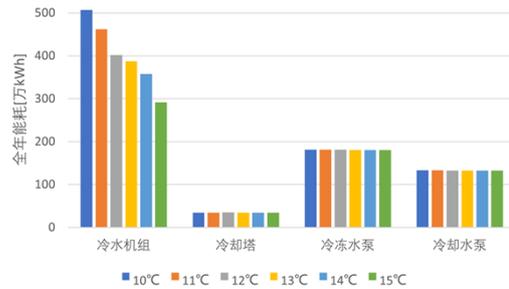


图 7 制冷系统全年能耗随 T_{evap}^{out} 变化情况

Fig.7 Variation of energy consumption of the cooling system with T_{evap}^{out}

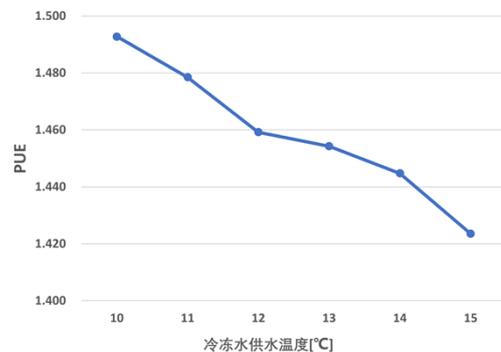


图 8 PUE 随 T_{evap}^{out} 变化情况

Fig.8 Variation of PUE with T_{evap}^{out}

4.2 高温型冷水机组

对于常规的离心式水冷冷水机组,在较高蒸发温度工作时,蒸发温度的升高会导致机组压缩机压比降低,压缩机的级效率下降,导致机组将无法正常运行。如需 16°C 及以上的供水温度,须采用高温型冷水机组。高温型冷水机组的出水温度范围可从 12°C 调节至 20°C,根据研究,机组的 COP 性能通常在 16°C 左右达到峰值^[9]。

根据《高出水温度冷水机组》,750RT 的离心式冷水机组在 16°C 出水温度的 COP 要求为 7.5^[10]。假设实际产品性能较标准提高 6%,根据计算可以得到供水温度 16~19°C、供回水温差为 5°C 时的 PUE 值,结果如图 9 所示。

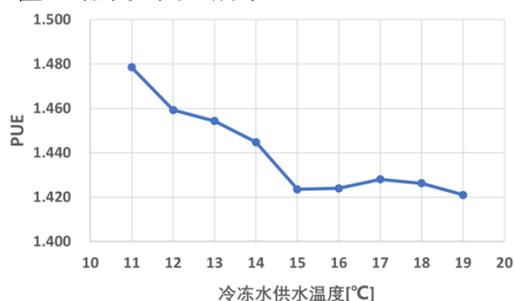


图 9 高温型冷水机组 PUE 随 T_{evap}^{out} 变化情况

Fig.9 Variation of PUE of high temperature chiller with T_{evap}^{out}

可以看出,由于高温型冷水机组的 COP 低于常规冷水机组在 15°C 供水工况下的 COP,改用高温型冷水机组来进一步提高 T_{evap}^{out} 并不能有效的降低 PUE 值。在供回水温度为 19/24°C 的工况下,计算得到的 PUE 为 1.421, PUE 值与 15/20°C 工况接近。同时,考虑到冷通道送风温度的升高不利于 IT 设备的散热,以及更换高温型冷水机组的成本过高等因素,认为此方案不具备可行性。

4.3 冷冻水供回水温差调节

增大冷水机组的冷冻水供回水温差是公共建筑中常见的节能方案,增大供回水温差会导致蒸发温度的下降,降低冷水机组的 COP,但是同时也降低了系统的循环水流量,减少了水泵的扬程和耗电量。通常情况下,增大冷冻水的供回水温差对系统整体是节能的。因此,本项目可考虑通过调节冷冻水的供回水温差并更换冷冻水泵来实现进一步节能。

根据研究,5 排表冷器的机房精密空调供回水温差理论上可达到 6.28°C^[11],由于更换精密空调的成本较高,暂不考虑将供回水温差提至 7°C。根据本项目的的设计,可将冷冻水供水温度维持在 15°C,回水温度升至 21°C,冷却水供回水温度保持不变,此时,冷水机组的 COP 由 8.82 下降至 7.38,冷冻水泵功率由 225kW 下降至 165kW。增大冷冻水供回水温差至 6°C 后,制冷系统的能耗如图 10 所示,冷水机组全年能耗增加约 2.92 万 kWh,冷冻水泵能耗下降约 48.06 万 kWh,累计全年可节约能耗约 45.14 万 kWh。

在 15/21°C 工况下,计算得到数据中心 PUE 为 1.409,已非常接近《计划》中 PUE≤1.4 的要求。可得本项目的最优冷冻水供回水温度为 15/21°C。为了进一步降低 PUE 值,可考虑将离心式冷水机组更换为高性能的型号,本项目选型的冷水机组国标工况 COP 为 5.90^[12],根据计算,当冷水机组 COP 比节能规范要求提高 6% (6.255) 和 12% (6.608) 时, PUE 值分别为 1.404 和 1.399,可知改用高性能的离心式水冷冷水机组可满足 PUE≤1.4 的要求,但更换冷水机组的改造成本较高,需综合考虑。

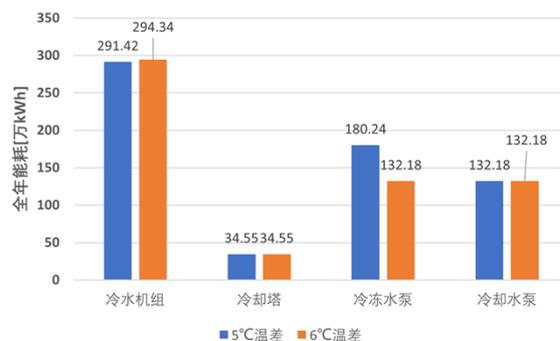


图 10 冷冻水温差对能耗的影响

Fig.10 The influence of chilled water temperature difference on energy consumption

5 结论

根据《计划》,上海市要求存量改造数据中心 PUE 不高于 1.4,新建数据中心 PUE 限制在 1.3 以下。本文通过对上海市某银行数据中心的能耗进行理论分析计算,在上海市的气候条件下,得出以下结论:

(1) PUE 随冷冻水供水温度升高而降低,当冷冻水供回水温度由 12/17°C 升高到 15/20°C 时,本

项目 PUE 由 1.459 降低至 1.424。

(2) 改用高温型的离心式冷水机组进一步提高冷冻水供水温度的节能效果并不明显,当提高冷冻水供水温度至 19 °C 时,计算得到的 PUE 为 1.421,与 15/20°C 工况接近。

(3) 增大供回水温差可以有效降低 PUE,当冷冻水供回水温度由 12/17°C 升高到 15/21°C,可将 PUE 由 1.459 降低至 1.409。

(4) 如采用高性能的离心式冷水机组,当冷水机组的标准工况 COP \geq 6.608 时,在 15/21 °C 工况下计算得到 PUE 为 1.399,可满足《计划》的要求,但此方案整体改造成本过高。

(5) 综上所述可知,在上海市的气候条件下,15/21°C 为本数据中心最优的冷冻水供回水温度。

由于本研究为针对设计工况的理论计算,而实际运行中,设备机柜有可能非满载运行,此时,冷水机组、水泵等设备功率低于设计值,PUE 计算公式中的分子和分母将同时变小,实际运行的 PUE 值需待本项目投入运行后进行实测分析,并根据项目的实际运行情况判断是否有必要对冷水机组进行改造,以满足实际工程的要求。

参考文献:

[1] 王泽青.中国大陆不同气候分区数据中心自然冷却模式的 PUE 分析[D].天津:天津商业大学,2015.

[2] 王安光,黄璜,郑竺凌.上海市数据中心能效提升技术路线研究[J].建筑科技,2019,3(3):95-98.

[3] GB/T 32910.3-2016,数据中心资源利用第3部分:电能能效要求和测量方法[S].北京:中国标准出版社,2016.

[4] 殷平.数据中心研究(4):关键性能指标、电能使用效率 PUE 和 EEUE[J].暖通空调,2017,47(4):36-45,135.

[5] GB 50174-2017,数据中心设计规范[S].北京:中国计划出版社,2017.

[6] Victor Avelar.数据中心效率(PUE)的计算指南[C].中国电源学会2011年现代数据中心基础设施建设技术年会论文集,2011:91-98.

[7] 郑鸿磊.中央空调冷却水系统能效分析[D].青岛:青岛科技大学,2019.

[8] 刘东,潘志信,贾玉贵.常见能耗分析方法简介[J].河北建筑工程学院学报,2005,23(4):29-32.

[9] 田旭东,刘华,张治平等.高温离心式冷水机组及其特性研究[J].流体机械,2009,37(10):53-56,73.

[10] JB/T 12325-2015,高出水温度冷水机组[S].北京:中国标准出版社,2015.

[11] 张萌.数据中心空调水温选择的技术经济分析[J].洁净与空调技术,2019,(3):53-57.

[12] GB 50189-2015,公共建筑节能设计标准[S].北京:中国建筑工业出版社,2015.