

文章编号: 1671-6612 (2024) 01-069-08

基于 TRNSYS 的季节性冰储冷与蒸发冷却耦合的 空调系统能耗分析

闫泳橙 孙铁柱 王 祺 马 杰 孙 欢

(西安工程大学城市规划与市政工程学院 西安 710048)

【摘要】 针对现有空调系统能耗较高, 以及蒸发冷却空调技术受室外环境影响制取冷风温度波动不稳定的问题, 提出了一种季节性冰储冷与蒸发冷却耦合的空调系统, 将冬天的冷量储存到夏天来用, 辅助蒸发冷却技术制取冷风。并以榆林市的某数据中心为例, 基于 TRNSYS 模拟软件对该系统建立了模型, 分析冷量全年储存情况, 验证了其在榆林地区冷量捕获和储存的可行性。对其全年运行能耗进行了模拟, 得出数据中心 PUE 值全年稳定在 1.1 左右。将季节性冰储冷与蒸发冷却耦合空调系统与同等制冷量下机械制冷和蒸发冷却加机械制冷的空调系统能耗情况进行了节能对比, PUE 分别降低了 0.66 和 0.13。

【关键词】 TRNSYS; 季节性冰储冷; 蒸发冷却; PUE

中图分类号 TU831 文献标志码 A

Energy Consumption Analysis of Air Conditioning System Coupled with Seasonal Ice Storage and Evaporative Cooling Based on TRNSYS

Yan Yongcheng Sun Tiezhu Wang Qi Ma Jie Sun Huan

(School of Urban Planning and Municipal Engineering, Xi'an Polytechnic University, Xi'an, 710048)

【Abstract】 In response to the problems of high energy consumption of existing air conditioning systems and unstable temperature fluctuations of cold air produced by evaporative cooling air conditioning technology due to the outdoor environment, a seasonal ice storage and evaporative cooling coupled air conditioning system is proposed to store the cold in winter for use in summer and assist evaporative cooling technology to produce cold air. And a data center in Yulin city is taken as an example, and the system is modeled based on TRNSYS simulation software to analyze the cold storage throughout the year and verify its feasibility of cold capture and storage in Yulin area. Its annual operation energy consumption was simulated, and it was concluded that the data center PUE value was stable at about 1.1 throughout the year. The energy consumption of the coupled seasonal ice storage and evaporative cooling air conditioning system was compared with that of the mechanical cooling and evaporative cooling plus mechanical cooling air conditioning systems with the same cooling capacity, and the PUE was reduced by 0.66 and 0.13, respectively.

【Keywords】 TRNSYS; Seasonal ice storage; Evaporative cooling; PUE

0 引言

在国家节能减排“双碳政策”背景下, 数据中

心空调系统为了达到节能目的采取了多种节能空调技术, 例如蒸发冷却技术、储冷技术、氟泵技术

作者简介: 闫泳橙 (1998.05-), 男, 在读硕士研究生, E-mail: 1480616621@qq.com

通讯作者: 孙铁柱 (1986.02-), 男, 副教授, E-mail: suntiezhu666@163.com

收稿日期: 2023-09-04

等，但是这些节能空调系统技术也有各自的局限性。例如蒸发冷却技术是利用可再生能源—干空气能，通过水与空气之间发生的热质交换过程为空气和水同时降温。具有节能、环保、可持续发展的特点，但是在高温、高湿天气下蒸发冷却技术制取的冷风或冷水温度达不到要求，目前为了解决这一问题，大多是将蒸发冷却与机械制冷系统耦合起来，为了采用自然冷源辅助蒸发冷却技术。本文提出一种季节性冰储冷技术与蒸发冷却技术耦合的空调系统^[1,2]。

季节性冰储冷技术和蒸发冷却技术都很好的利用了“免费冷量”为空调系统供冷^[3,4]。在低碳、节能、环保方面具有其他空调系统无法比拟的优势。季节性冰储冷是利用冬季的“天然冷源”制取冰，并以冰的形式储存冷量，在夏季将冰中的冷量释放为空气降温。该空调系统无需压缩机，采用水作为制冷剂，加上冷源全部来自于大自然，只需要运行风机和水泵即可，空调运行所需的电量极低，极大程度缓解了夏季用电紧张，提高空调系统节能率，因此该空调系统具有显著的节能性。

针对季节性储冷技术国内外研究较少，杜成仁等根据负荷分布情况阐述冰储冷空调系统的设计方法，针对其初投资较高制约其发展的现状，介绍了几种冰蓄冷空调系统设计的优化节能措施^[5]；王宝龙等对单一季节性冰储冷空调系统进行了适用性分析，并对我国储冷技术的发展前景做出了分析^[6]；余延顺等分析了季节性冰储冷的特点和应用形式，建立了圆柱形地下储库冰雪储存与释冷过程的数学模型，并得出模型的分析解^[7,8]。于军琪等提出 1 种改进的波动人工蜂群算法 (IW-ABC)，以运行成本最低为目标，以动态电价、冷负荷要求和现场技术约束，建立冰蓄冷空调系统的优化调度模型，解决冰蓄冷空调系统夏季工作日的优化调度问题^[9]。以上研究只是单独研究的季节性储冷，很少有与蒸发冷却技术相结合的相关研究。

本文以榆林市某数据中心为例，利用 TRNSYS 软件模拟季节性冰储冷与蒸发冷却耦合的空调系统的能耗，对该空调系统实际冷量、耗能、效率和温度等情况进行分析，并与现有的机械制冷空调能耗进行对比，分析其节能性及可行性。

1 系统原理及模型建立

1.1 系统运行原理

图 1 所示为制取冷风的蒸发冷却设备与季节性冰储冷结合的空调系统，主要由间接蒸发冷却器、直接蒸发冷却器、空气冷却器、风机、水泵以及季节性冰储冷设备等组成。

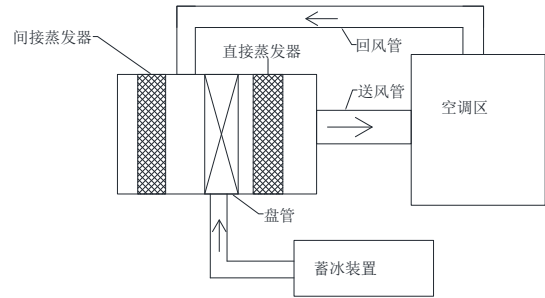


图 1 冰储冷与蒸发冷却结合的空调系统原理图

Fig.1 Schematic diagram of air conditioning system combined with ice storage and evaporative cooling

1.2 系统运行模式

目前数据中心常用的 AHU 空调系统根据全年的干湿球温度不同有三种运行模式，分为干模式，湿模式和混合模式^[10]。而本文提出的冰储冷与蒸发冷却结合的空调系统在此基础上增加了一种冷捕获模式，如表 1 所示。

表 1 系统运行模式

| Table 1 Operating mode of the system | |
|--------------------------------------|----------------------------|
| 运行模式 | 室外温度 |
| 冷捕获模式 | $T_g < -4^{\circ}\text{C}$ |
| 干模式 | $T_g < 16^{\circ}\text{C}$ |
| 湿模式 | $T_s > 16^{\circ}\text{C}$ |
| 冰释冷模式 | $T_s > 19^{\circ}\text{C}$ |

(1) 季节性冷捕获运行：当室外干球温度低于 -4°C 时，冷捕获塔开始运行，通过乙二醇溶液依次与空气和水进行换热，将冬季室外自然冷量储存在储冷室的冰中，冷捕获模式一直运行到储冷室的水 100% 结冰结束。

(2) 干模式间接蒸发冷却运行：当室外干球温度低于 16°C 时，启动干工况间接蒸发冷却，将 35°C 的回风与新风混合处理达到 25°C 送入室内。

(3) 湿模式间接蒸发冷却运行：当室外湿球温度大于等于 16°C 时，启动湿工况间接蒸发冷却机组，将 35°C 的回风与新风混合处理达到 25°C 后

送入室内。

(4) 季节性冰释冷运行: 当室外湿球温度高于 19℃ 时, 启动冰储冷模块制冷, 将 35℃ 的回风与新风混合处理达到 25℃ 后送入室内。

1.3 项目概况

以榆林市某数据中心为例, 榆林市夏季室外空调计算干湿球温度分别为 32.2℃ 和 21.5℃。数据中心冷负荷的主要来源有两部分, 一部分为数据中心机房内设备引起的负荷, 包括 IT 设备、不间断电源 (UPS)、配电系统、制冷设备、辅助设备, 另一部分是由人员、围护结构、渗透所引起的负荷。通过查阅文献, 数据中心的冷负荷主要来源为设备的发热量。因此, 负荷计算方法如下:

(1) 考虑单个服务器在最不利情形下, 即满负载 $u=1$, 根据设计的环境计算单个服务器的散热功耗 Q_{server} 。

(2) 向运维咨询每个机柜服务器的布置数量 n , 针对单个机柜服务器估算其发热量, 估算时考虑到同个机柜中每个服务器不会都处于满负载状态, 并且每个服务器可能都处于不同的负载率下, 所以采用一个负载均匀系数 h_1 ; PDU 设备的发热也需考虑进去, 计算式见公式 (1)。在无详细资料情况下, π_{PDU} 取 0.000075, 空载功率取总功率的 1.5%, 则:

$$Q_{rack}(j) = h_1 \eta_1 \sum_{i=1}^n P_{server}(i) + P_{PDU} \quad (1)$$

(3) 向运维咨询数据中心机柜的数量 N , 叠加所有机柜的发热量, 得公式 (2)。

$$Q_1 = \sum_{j=1}^N Q_{rack}(j) \quad (2)$$

(4) 估算 UPS 设备发热量 Q_2 , 计算式为公式 (3), $\pi_{UPS}=0.05$, 空载功率取总功率的 5%。

$$Q_2 = P_{PDU} + \pi_{UPS} \sum P_{UPS} \quad (3)$$

(5) 灯具及其他辅助设备发热量 Q_3 可参照相关设计规划图样进行计算。

(6) 将上面所有的发热量相加, 并考虑一定的保险系数 h_2 , 便可得到数据中心总发热量 Q , 见公式 (4)。

$$Q = Q_1 + Q_2 + Q_3 \quad (4)$$

该数据中心房屋面积为 84m², 体积 504m³, 通过上面的公式计算得, 冷负荷 304.17kW, 冷通

道设计温度为 25℃, 相对湿度为 50%, 机柜排风设计温度为 35℃, 送风温差 10℃, 送风量 92000m³/h, 储冷室体积为 450m³。以该数据中心为例, 基于 TRNSYS 软件分析其全年的能耗情况。

1.4 TRNSYS 模型建立

1.4.1 参数设定

TRNSYS 是模块化的动态仿真模拟程序, 软件内所有的系统由 n 个小模块 (设备或控制) 组成, 每个模块有单独的编程语言和不同参数, 不同模块之间也有相关参数串联, 软件内部可以实现对多个区域的建筑与其设备模块进行详细的关系建立, 本次模拟主要用到的模块有:

(1) 天气模块里面包含干球温度、含湿量、大气压和相对湿度。

| Name | Value | Unit | More | Macro |
|---------------------------------|-----------|---------|---------|-------|
| File Type | 6 | - | More... | |
| Logical unit | 30 | - | More... | |
| Fitted Surface Radiation Mode | 3 | - | More... | |
| Ground reflectance - no snow | 0.2 | - | More... | |
| Ground reflectance - snow cover | 0.7 | - | More... | |
| Number of surfaces | 6 | - | More... | |
| Tracking mode-1 | 1 | - | More... | |
| Slope of surface-1 | 0 | degrees | More... | |
| Azimuth of surface-1 | AA_H_0_0 | degrees | More... | |
| Tracking mode-2 | 1 | - | More... | |
| Slope of surface-2 | 90 | degrees | More... | |
| Azimuth of surface-2 | AA_S_0_90 | degrees | More... | |
| Tracking mode-3 | 1 | - | More... | |

图 2 天气模块参数设置

Fig.2 Parameter settings of the weather module

(2) 储冷模块参数有 8 个, 分别是入口温度、入口流量、顶部温度损失、四周温度损失、底部温度损失、出口温度、出口流量、换热器效率^[12]。该模块程序模拟了一个平底、流体、恒体积、储罐与浸入式热交换器组合的模型。储罐模型中流体与热交换器中的流体相互作用 (通过与浸入式热交换器换热)、与环境 (通过顶部、底部和边缘的热损失) 以及进出储罐的可选择性的流体相互作用。允许罐体流体变相, 并且可以处于完全液态、完全固态或固液混合态。假设罐内的流体是等温的, 并采用了一种简单的热交换器方法。同时在这个模型中没有考虑到向气相的转变。

在这种类型的储罐中, 热量可以通过两种不同的流体流进和流出储罐。其中一个流体与存储流体混合, 而第二个流体通过浸没式热交换器进出储罐 (该流体不与存储流体混合)。这个问题分解为由储罐流体上的能量平衡导出的微分方程的解:

$$dT_{\text{Tank}} / dt = (Q_{\text{in,Tank}} - Q_{\text{out,Tank}}) / C_{\text{tank}} \quad (5)$$

式中, $Q_{\text{in,Tank}}$ 、 $Q_{\text{out,Tank}}$ 是环境温度、入口流体流体条件和流量、以及热交换器入口温度和流量的函数。虽然有其他可用的方法来解决微分方程, 但决定用一个近似的解析解来解决这个问题。与数值解相比, 解析解有几个固有的优点。首先, 子例程解决了它自己的数学问题, 而不必依赖于必须附加到子例程上的非标准数值公式。这样, 子例程可以导入到任何 FORTRAN 编译器中, 没有问题。其次, 其他一些解方法 (主要是数值解) 非常依赖于模拟时间步长, 在 TRNSYS 中常见遇到的某些情况下 (例如高流量) 可能不会收敛。解析解是与时间步长无关的, 但确实需要在子例程内部的迭代解来求解微分方程。

为了解析求解微分方程, 将这些方程分为以下形式:

$$dT / dt = aT + b \quad (6)$$

式中, T 是因变量; T 是时间; a 是一个常数; b 可以是时间的函数或因变量的函数。如果 b 是一个常数, 那么这个微分方程的解可以很容易地求解。如果 b 不是常数, 那么通过假设 b 在时间步长上是常数, 并且等于它在时间步长上的平均值, 可以找到对解析解的合理近似。在任何时间 (对于 a 不等于零):

$$T_{\text{final}} = (T_{\text{initial}} + b_{\text{ave}} / a) \times e^{(a\Delta t)} - b_{\text{ave}} / a \quad (7)$$

当 $b_{\text{ave}} = b(T_{\text{ave}})$ 且 $T_{\text{final}} = 1 / a\Delta t \times (T_{\text{initial}} + b_{\text{ave}} / a) \times (e^{(a\Delta t)} - 1) - b_{\text{ave}} / a$ 时, 有了这个假设, 这个问题就很容易解决了。简单地用正确的形式写成微分方程, 确定 a 和解, 然后求解 T_{final} 和解。然后重新计算波动并进行迭代, 直到温度收敛。图 3 为储冷模块的参数设置。

| Parameter | Name | Value | Unit | More | Macro |
|-----------|----------------------------------|-------|--------------------|---------|-------|
| 1 | Volume of storage tank | 1500 | m ³ | More... | Macro |
| 2 | Height of storage tank | 5 | m | More... | Macro |
| 3 | Perimeter length of storage tank | 69.28 | m | More... | Macro |
| 4 | Specific heat of liquid | 4.19 | kJ/kg K | More... | Macro |
| 5 | Density of liquid | 1000 | kg/m ³ | More... | Macro |
| 6 | Latent heat of fusion | 334 | kJ/kg | More... | Macro |
| 7 | Freeze temperature | 0 | C | More... | Macro |
| 8 | Tank top loss coefficient | 0.2 | W/m ² K | More... | Macro |
| 9 | Tank edge loss coefficient | 0.2 | W/m ² K | More... | Macro |
| 10 | Tank bottom loss coefficient | 0.2 | W/m ² K | More... | Macro |
| 11 | Initial tank temperature | 10 | C | More... | Macro |
| 12 | Specific heat of HX fluid | 3.3 | kJ/kg K | More... | Macro |
| 13 | Specific heat of solid | 2.108 | kJ/kg K | More... | Macro |

图 3 储冷模块参数设置

Fig.3 Parameters of the cold storage module

(3) 冷捕获塔模块参数有 14 个, 分别是运行模式、入口液体温度、出口液体温度、流量、比热容、环境温度、湿球温度、风量、大气压、额定功率、功率系数、运行算法三个。

| Parameter | Name | Value | Unit | More | Macro |
|-----------|-----------------------------------|---------|---------|---------|-------|
| 1 | Humidity mode | 2 | - | More... | Macro |
| 2 | Design inlet fluid temperature | 32.2222 | C | More... | Macro |
| 3 | Design outlet fluid temperature | 29.4444 | C | More... | Macro |
| 4 | Design fluid flow rate | 60000 | kg/h | More... | Macro |
| 5 | Fluid specific heat | 5.3 | kJ/kg K | More... | Macro |
| 6 | Design ambient air temperature | 35.0 | C | More... | Macro |
| 7 | Design wet bulb temperature | 25.5556 | C | More... | Macro |
| 8 | Design air flow rate | 43200 | kg/h | More... | Macro |
| 9 | Air pressure at design conditions | 1.0 | atm | More... | Macro |
| 10 | Rated fan power | 3.08 | KW | More... | Macro |
| 11 | Number of power coefficients | 3 | - | More... | Macro |
| 12 | Power coefficient-1 | 0 | - | More... | Macro |
| 13 | Power coefficient-2 | 1 | - | More... | Macro |

图 4 冷捕获塔模块参数设置

Fig.4 Parameters of the cold capture tower module

(4) 蒸发冷却模块参数 4 个, 分别为逻辑模块单元、湿球温度、干球温度和运行模式^[13]。

| Parameter | Name | Value | Unit | More | Macro |
|-----------|-------------------------------|-------|------|---------|-------|
| 1 | Humidity Mode | 2 | - | More... | Macro |
| 2 | Logical Unit for Data File | 36 | - | More... | Macro |
| 3 | Number of Primary Dry Bulbs | 5 | - | More... | Macro |
| 4 | Number of Secondary Wet Bulbs | 4 | - | More... | Macro |

图 5 蒸发冷却模块参数设置

Fig.5 Parameters of the evaporative cooling module

(5) 风机模块参数 6 个, 分别为运行模式、额定流量、额定功率、电机效率、电机热损失和功率系数。

| Parameter | Name | Value | Unit | More | Macro |
|-----------|------------------------------|-------|--------------------|---------|-------|
| 1 | Humidity Mode | 2 | - | More... | Macro |
| 2 | Rated Flow Rate | 92000 | m ³ /hr | More... | Macro |
| 3 | Rated Power | 25.56 | KW | More... | Macro |
| 4 | Motor Efficiency | 0.66 | - | More... | Macro |
| 5 | Motor Heat Loss Fraction | 0.0 | - | More... | Macro |
| 6 | Number of Power Coefficients | 3 | - | More... | Macro |
| 7 | Power Coefficient-1 | 0 | - | More... | Macro |
| 8 | Power Coefficient-2 | 1 | - | More... | Macro |
| 9 | Power Coefficient-3 | 0 | - | More... | Macro |

图 6 风机模块参数设置

Fig.6 Parameter settings of the fan module

(6) 水泵模块参数有 5 个, 分别为额定流量、液体比热容、电机热损失率、额定功率和功率系数。

| Parameter | Input | Output | Comment |
|-----------|------------------------------|--------|---------|
| 1 | Rated flow rate | 73000 | kg/hr |
| 2 | Fluid specific heat | 3.3 | kJ/kg K |
| 3 | Rated power | 7.1 | kW |
| 4 | Motor heat loss fraction | 0.0 | - |
| 5 | Number of power coefficients | 4 | - |
| 6 | Power coefficient-1 | 0 | kJ/hr |
| 7 | Power coefficient-2 | 0 | kJ/hr |
| 8 | Power coefficient-3 | 0 | kJ/hr |
| 9 | Power coefficient-4 | 1.0 | kJ/hr |

图 7 水泵模块参数设置

Fig.7 Parameter settings of the pump module

(7) 土壤模块参数有 8 个, 分别为温度节点数、平均表面温度、温度幅值、时间控制、土壤导热系数、土壤密度、土壤比热和节点深度[14]。

| Parameter | Output | Comment |
|-----------|----------------------------------|---------|
| 1 | Number of temperature nodes | 1 |
| 2 | Mean surface temperature | 9.5 |
| 3 | Amplitude of surface temperature | 16.1 |
| 4 | Time shift | 13 |
| 5 | Soil thermal conductivity | 8.72 |
| 6 | Soil density | 3200.0 |
| 7 | Soil specific heat | 0.84 |
| 8 | Depth at point | 10 |

图 8 土壤模块参数设置

Fig.8 Parameter settings of the soil module

(8) 储冰判断模块控制季节性冰储冷冷捕获模式的开启和停止。

| Parameter | Input | Output | Comment |
|-----------|---------------------|--------|---------|
| 1 | No. of oscillations | 5 | - |
| 2 | High limit cut-out | 100.0 | ary |

图 9 储冰判断模块参数设置

Fig.9 Parameter settings of the ice storage judgment module

(9) 输出模块分别有制冷量输出模块、温湿度输出模块、能耗输出模块、效率输出模块等[15]。

| Parameter | Input | Special Cards | External Files | Comment |
|-----------|--------------------------------|---------------|----------------|---------|
| 1 | Nb. of left-axis variables | 1 | - | More... |
| 2 | Nb. of right-axis variables | 2 | - | More... |
| 3 | Left axis minimum | 0.0 | - | More... |
| 4 | Left axis maximum | 2 | - | More... |
| 5 | Right axis minimum | 20 | - | More... |
| 6 | Right axis maximum | 20 | - | More... |
| 7 | Number of plots per simulation | 1 | - | More... |
| 8 | X axis gridpoints | 12 | - | More... |
| 9 | Shut off Online when removing | 0 | - | More... |
| 1 | Logical Unit for output file | 64 | - | More... |
| 1 | Output file units | 0 | - | More... |
| 1 | Output file delimiter | 0 | - | More... |

图 10 输出模块参数设置

Fig.10 Parameters of the output module

1.4.2 系统建立

根据选择的模块建立如图 11 所示的冰储冷与蒸发冷却结合的空调系统运行图, 主要由冷捕获储冷运行模块和蒸发冷却+冰释冷运行模块组成。

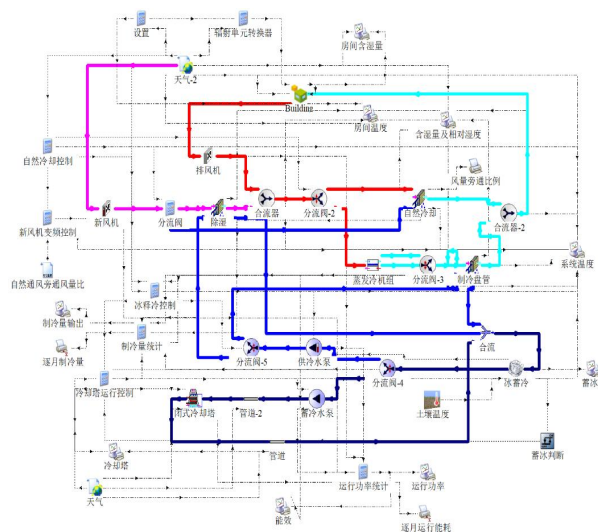


图 11 冰储冷与蒸发冷却结合的空调系统运行图

Fig.11 Operation diagram of air conditioning system combined with ice storage and evaporative cooling

2 模拟结果与分析

2.1 模拟结果

图 12 是全年运行季节性冰储冷耦合蒸发冷却空调系统的控制图。从图中可以看出冰释冷运行时长占全年 13.54%, 冰储冷运行时长占全年 18.56%。冷捕获模块运行时间主要集中于十二月左右这些全年温度最低的时间段进行冷量的捕获和储存, 冰释放运行时间从五月份开始, 九月中旬结束, 主要处于 7、8 月份这些全年温度最高的时间段。

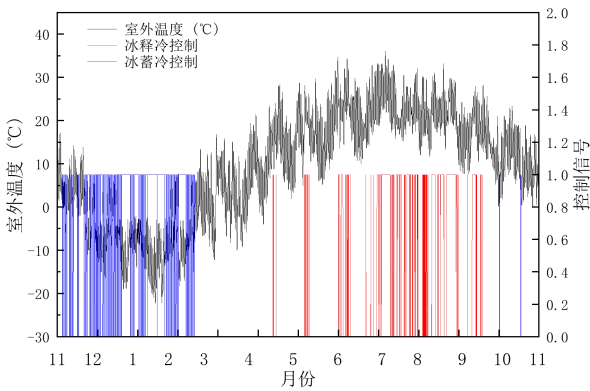


图 12 全年运行季节性冰储冷耦合蒸发冷却空调系统的控制图

Fig.12 Control diagram of seasonal ice storage coupled evaporative cooling air conditioning system running all year round

图 13 为季节性冰储冷模块单独全年运行的储冷过程。可以看出在一个完整年中，储冰室在 11 月份开始冷捕获储冰，三个月后储冰量达到 100%，同时，储冰室的温度也在不断下降。随着时间推移，温度升高，储冷室温度有所上升，但储冰率依旧为 100%。模拟结果说明冬季储存所需的冷量是完全可行的，且冷量损失效率较小。

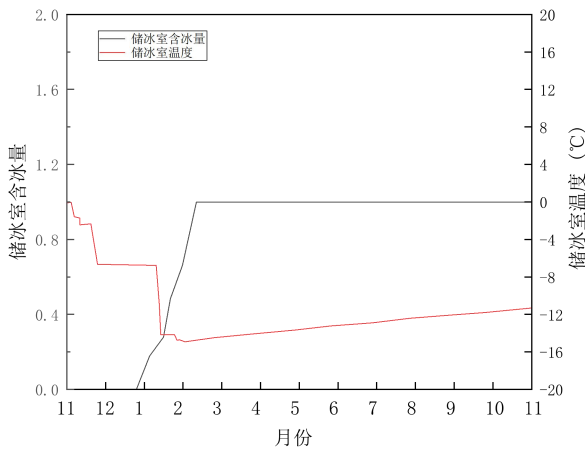


图 13 季节性冰储冷模块单独全年运行储冷过程

Fig.13 Seasonal ice storage module running cold storage all year round

图 14 为季节性冰储冷模块耦合蒸发冷却空调系统全年运行情况。可以看出，经过两个月的运行，储冰室达到了 100% 的结冰率。由于 4、5 月有个别小时利用储冷室的冷量辅助蒸发冷却制冷，所以部分冰块开始融化。随着 7、8 月份的高温到来，储

冰室的冰块开始融化，并在 9 月份冰块完全融化。储冰室温度几乎是和出水温度重合的。出水温度在全年大部分时间都可以保持稳定，在 10、11 月份水温达到全年最高温度 8℃ 左右。

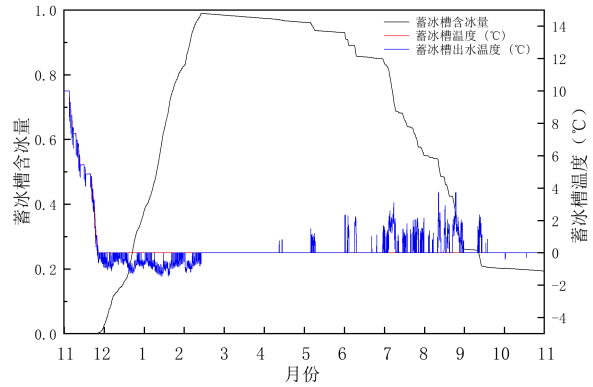


图 14 季节性冰储冷模块全年运行过程

Fig.14 Year-round operation diagram of seasonal ice storage module

图 15 为送、回风温度全年运行情况。可以看出，不管室外温度如何变化，送风温湿度都满足室内设计要求。冷通道温度稳定在 25℃，回风温度稳定在 35℃。即使在夏季炎热、湿润时期，送风温度最高温度并无变化。各项指标都十分稳定，满足数据中心的要求。

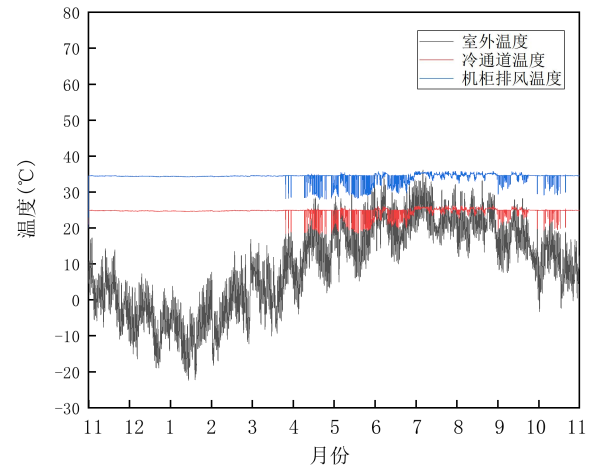


图 15 送、回风温度全年运行情况

Fig.15 Annual operating chart of air supply and return temperature

图 16 为全年能效图，可以看出，PUE 全年稳定在 1.1 左右，冬季冷捕获耗电量+冰释冷耗电量相比于能耗比为 3 的机械制冷节约 30% 的用电量，节能效率十分显著。

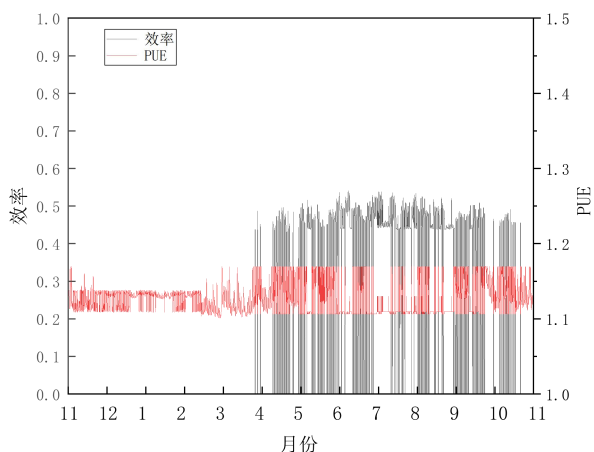


图 16 全年能效图

Fig.16 Annual energy efficiency chart

2.2 能耗分析

图 17 为数据中心全年的能耗图,包括 IT 设备、风机、空调、水泵、蒸发冷却等。数据中心冷负荷的主要来源有两部分,一部分为数据中心机房内设备引起的负荷,包括 IT 设备、不间断电源(UPS)、配电系统、制冷设备、辅助设备,另一部分是由人员、围护结构、渗透所引起的负荷。通过查阅文献,数据中心的冷负荷主要来源为设备的发热量。因此,对人员、围护结构、渗透引起的负荷可以忽略不计。空调系统的能耗主要包括制冷能耗、通风循环能耗、换热器能耗、风机能耗和控制系统能耗。不同的空调系统在能耗上会有所差异,根据上述数据,对季节性冰储冷与蒸发冷却结合的空调系统和风冷螺杆式冷水机组以及蒸发冷却与机械制冷复合的空调系统进行对比分析,如表 2 所示^[16]。

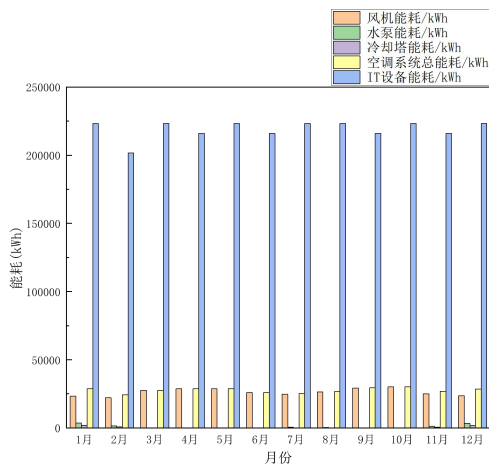


图 17 数据中心全年能耗图

Fig.17 Annual energy consumption of data centers

表 2 不同空调系统对比

Table 2 Comparison of different air conditioning systems

| 制冷方式 | 风冷螺杆式冷水机组 | 蒸发冷却与机械制冷复合的空调系统 | 季节性冰储冷与蒸发冷却结合的空调系统 |
|--------------|-----------|-------------------|--------------------|
| IT 负载/kW | 300 | 300 | 300 |
| 功耗/kW | 228 | 蒸发冷却 36, 机械制冷 180 | 蒸发冷却 36, 储冷系统 18 |
| 制冷因子 (CLF) | 0.76 | 0.23 | 0.10 |
| 耗电量/(万 kW·h) | 199.73 | 60.44 | 26.28 |
| PUE | 1.76 | 1.23 | 1.10 |
| 电费/(万元/年) | 112.79 | 34.13 | 14.84 |

注: 电费按照 0.5647 元/千瓦时计^[17]。

从表 2 可知,季节性冰储冷与蒸发冷却结合的空调系统相比风冷螺杆式冷水机组 PUE 降低 0.66, 每年节约电量 173.45 万 kWh, 节约电费约 97.95 万元。季节性冰储冷与蒸发冷却结合的空调系统相比蒸发冷却与机械制冷复合的空调系统 PUE 降低 0.13, 每年节约电量 34.16 万 kWh, 节约电费约 19.29 万元。

3 结论

为了充分利用可再生能源,并解决蒸发冷却技术制冷风冷水温度受气候影响,本文将季节性储冷与蒸发冷却技术结合,基于 TRNSYS 软件建立了季节性冰储冷与蒸发冷却耦合空调系统能耗模型,以榆林地区某数据中心为例,对其全年运行能耗进行了模拟。从单独的季节性储冷全年运行情况来看,随着外界温度的升高,储冷室温度只升高了 4℃ 左右,冰块并没有融化,并且只用了两个月时间就完成了储冰,时间较短,其储存的冷量完全满足夏季高温炎热时期空调系统所需的冷量。而在夏季供冷之后,出水温度保持在在 7-8℃,依旧有余量为空调系统提供冷量。证明季节性冰储冷与蒸发冷却耦合空调系统在榆林地区应用的可行性。

从节能角度来看,季节性冰储冷与蒸发冷却耦合空调系统整体 PUE 为 1.10,相比风冷螺杆式冷水机组的 PUE 降低了 0.66,每年节约电量 173.45 万 kWh,节约电费约 97.95 万元。季节性冰储冷与

蒸发冷却结合的空调系统相比蒸发冷却与机械制冷复合的空调系统 PUE 降低 0.13, 每年节约电量 34.16 万 kWh, 节约电费约 19.29 万元, 节能环保效果显著。

参考文献:

- [1] 孙铁柱,黄翔,汪超,等.蒸发冷却空调设备的研究进展与应用概况[J].制冷与空调,2014,14(3):40-45.
- [2] 孙铁柱.蒸发冷却与机械制冷复合高温冷水机组的研究[D].西安:西安工程大学,2012.
- [3] 孙铁柱,黄翔,文力.蒸发冷却与机械制冷复合高温冷水机组设计分析[J].西安工程大学学报,2011,25(5):679-683.
- [4] 孙铁柱,黄翔,文力.蒸发冷却与机械制冷复合高温冷水机组的测试探讨[J].暖通空调,2011,41(7):31-34.
- [5] 杜成仁.冰蓄冷空调系统设计及优化节能措施[J].住宅科技,2013,33(10):13-15.
- [6] 王宝龙,石文星,李先庭.空调蓄冷技术在我国的研究进展[J].暖通空调,2010,40(6):6-12.
- [7] 余延顺,屈贤琳,徐辉,等.季节性冰雪蓄冷技术在建筑空调中的应用[J].解放军理工大学学报(自然科学版),2010.11(3):339-343.
- [8] 余延顺,李迪,李先庭,等.季节性冰雪蓄冷技术的研究现状与技术展望[J].暖通空调,2005,35(3):24-30.
- [9] 于军琪,赵何超,陈登峰.基于 IW-ABC 算法的冰蓄冷空调系统优化调度研究[J].建筑科学,2023,39(08):124-133,175.
- [10] 狄育慧,刘加平,黄翔.蒸发冷却空调应用的气候适应性区域划分[J].暖通空调,2010,40(2):108-111.
- [11] 张玉东,宣永梅,黄翔.蒸发冷却适应性分区进展研究[J].制冷与空调,2013,27(1):33-38,51.
- [12] 宋芳婷,诸群飞,吴如宏,等.中国建筑热环境分析专用气象数据集[C].全国暖通空调制冷 2006 学术年会资料集,2006:264.
- [13] 杜赛赛,王新如,张勇,等.基于 TRNSYS 的埋地管地源热泵系统土壤冷热平衡研究[J].建筑节能(中英文),2022,50(12):119-125.
- [14] 史晨曦,狄育慧,蒋婧.基于 TRNSYS 的高校浴室燃气锅炉+污水源热泵供热水耦合系统的优化分析[J].制冷与空调,2022,36(5):726-732.
- [15] 孙林娜,刘启明,许抗吾,等.基于 DeST 及 TRNSYS 软件的公共建筑能耗模型分析[J].建筑节能(中英文),2022,50(10):63-71.
- [16] 孙铁柱,王祺,马杰.自然条件下水冷捕获量的建模与验证[J].西安工程大学学报,2023,37(1):38-45.
- [17] 陕西省发展和改革委员会关于榆林电网 2020-2022 年输配电价有关问题的通知[Z].2020,1640 号.
- [14] Lan L, Lian Z, Pan L. The effects of air temperature on office workers' well-being, workload and productivity-evaluated with subjective ratings[J]. Applied ergonomics, 2011,42(1):29-36.
- [15] Lan L, Lian Z. Use of neurobehavioral tests to evaluate the effects of indoor environment quality on productivity[J]. Building and environment, 2009,44(11): 2208-2217.
- [16] Vehviläinen, Lindholm H, Hannu Rintamäki, et al. High indoor CO₂ concentrations in an office environment increases the transcutaneous CO₂ level and sleepiness during cognitive work[J]. Journal of Occupational and Environmental Hygiene, 201,13(1):19-29.
- [17] 王雷耀,王丽新,马丽,等.大学校园典型室内环境新风量调查与分析[J].北京建筑大学学报,2019,35(2):6.

(上接第 53 页)