文章编号:0253-4339(XXXX)XX-0001-08
doi:10.12465/issn.0253-4339.20260803001

电储能露点蒸发冷却复合新风系统性能研究

聂大力[1]　淳 良[1]　王顺森[2]

(1 西南科技大学土木工程与建筑学院　绵阳　621010; 2 成都巨量引擎信息技术有限公司　成都　610095)

摘　要　为评价成都湿润夏季电储能露点蒸发冷却复合新风系统的运行性能,对成都市某办公建筑开展现场测试。依据功率、风速、运行时间和空气状态变化筛得11个工作日6 589个稳定数据点。结果表明:露点蒸发冷却器使新风温度由29.60 ℃降至23.03 ℃,露点效率和湿球效率分别为71.06%和100.34%;蒸发冷却段与机械制冷段焓降分别为3.20 kJ/kg和27.39 kJ/kg,预冷负荷分担率为(10.39±3.31)%,当该值大于9.81%时,系统性能系数(COP)相对变化率为正;系统日均COP为3.16~3.49,预冷耦合系统COP相对变化率为(0.82±4.17)%。30 kW·h储能单元日均可配对移峰11.70 kW·h,理论收益为4.59~5.74元/工作日。蒸发冷却段主要承担显热预冷,机械制冷段负责主体焓负荷和除湿;随室外空气状态调节蒸发冷却段运行,可提高系统工况适应性。

关键词　露点间接蒸发冷却;蒸气压缩制冷;复合新风系统;预冷负荷分担率;电池储能
中图分类号:TB61+1;TU831.5　　**文献标识码**:A

Performance of a Hybrid Fresh-Air System with Dew-Point Evaporative Cooling and Battery Energy Storage

Nie Dali[1]　Chun Liang[1]　Wang Shunsen[2]

(1. School of Civil Engineering and Architecture, Southwest University of Science and Technology, Mianyang 621010, China; 2. Ocean Engine (Chengdu) Information Technology Co., Ltd., Chengdu 610095, China)

Abstract　A field test was conducted in an office building in Chengdu to evaluate the performance of a fresh-air system integrating electrical energy storage, dew-point evaporative cooling, and mechanical refrigeration under humid summer conditions. A total of 6 589 stable data points over 11 working days were selected based on power, air velocity, operating duration, and air-state variations. The dew-point evaporative cooler reduced the fresh-air temperature from 29.60 ℃ to 23.03 ℃, corresponding to dew-point and wet-bulb effectiveness values of 71.06% and 100.34%, respectively. The enthalpy differences across the evaporative cooling and mechanical cooling sections were 3.20 and 27.39 kJ/kg, respectively. The precooling load fraction was (10.39 ± 3.31)%, and the system coefficient of performance (COP) increased when this ratio exceeded 9.81%. The daily mean COP ranged from 3.16 to 3.49, while its variation after precooling coupling was (0.82 ± 4.17)%. The 30 kW·h battery energy storage unit shifted 11.70 kW·h of load per day, yielding estimated savings of 4.59 – 5.74 CNY. The evaporative cooling section primarily provided sensible precooling, whereas mechanical refrigeration handled most of the enthalpy load and dehumidification. Adjusting the operation of the evaporative cooling section based on outdoor air conditions can enhance the system's adaptability to operating conditions.

Keywords　dew-point indirect evaporative cooling; vapor-compression refrigeration; hybrid fresh-air system; precooling load share; battery energy storage

气候变暖、城市化和室内热环境需求共同推动建筑制冷负荷持续增长,国际能源署最新统计显示,2025年建筑部门约贡献全球电力需求增量的45%,空调设备保有量增长是主要驱动因素之一[1]。联合国环境规划署预计,在基准情景下,全球制冷需求到2050年可能增至2022年的3倍以上[2]。夏季新风兼

收稿日期:2026-08-03;修回日期:2026-08-08;录用日期:2026-09-24　　责任编辑:田甜
基金项目:国家自然科学基金(52408135)资助项目。(The project was supported by the National Natural Science Foundation of China (No. 52408135).)

移动阅读

具较高温度和焓值，采用蒸气压缩系统直接处理时，需要同时承担显热和潜热负荷[3]。间接蒸发冷却利用水蒸发吸热降低产品空气温度，其中露点蒸发冷却借助再生式流道强化干、湿通道间的热质交换，可使送风温度逼近入口空气露点，适合作为机械制冷前端的低功耗预冷环节[4-6]。

露点蒸发冷却单机研究主要围绕冷却温降、湿球与露点效率、制冷量及能耗展开。M. S. Alam 等[7]综述了相关实验、模型和优化方法；Chen Z. 等[8]通过紧凑型两级样机验证了分级冷却对温降和能效的提升；Li Xianli 等[9]指出入口湿度对预冷输出和节能表现具有显著影响。A. M. Zaki 等[10]总结了冷却效率、能耗与压力损失等评价指标。近年的研究重点逐渐转向系统集成、动态运行和气候适用性[11-12]。在空气湿度较高或送风温湿度要求严格的场合，露点蒸发冷却通常需要与机械制冷或除湿过程配合。Chen Qian 等[13]在复合系统中获得 34% ~ 77% 的间接蒸发冷却负荷占比，系统 COP（性能系数，coefficient of performance）为 4. 96 ~ 6. 05；与膜除湿、辐射空调等过程的耦合也显示出应用潜力[14-15]。建筑空调和数据中心实验进一步验证了蒸发预冷削减机械制冷负荷的可行性[16-17]。这些结果同时说明，系统收益不仅取决于预冷幅度，还受到负荷分配和辅助功耗的共同制约。

电池储能能够通过调整充放电时段改变空调系统的取电曲线，使制冷需求与供电条件更好匹配[18]；但储能本身不改变空气处理负荷，其经济性取决于峰谷价差、转换效率和控制策略。现有研究多将蒸发冷却性能与储能调度分别讨论，同时涵盖露点预冷、机械制冷和电储能的现场数据仍较少。尤其在实际气象不断变化时，预冷段承担多少焓负荷、显热降温能否转化为系统 COP 变化，以及固定辅助功率如何影响运行收益，尚需通过连续实测加以辨析。

针对上述问题，选取成都市某办公建筑的电储能辅助露点蒸发冷却复合新风系统开展现场测试。系统在热泵风管机组前设置露点蒸发冷却器，并配置储能电池。利用室外空气、蒸发冷却段出口和机械制冷段出口 3 个状态点的多日数据，识别稳定运行时段，计算分段焓降、空气侧制冷量、预冷负荷分担率、分段及系统 COP、预冷耦合系统 COP 相对变化率和冷却效率；同时结合充放电量、设备参数与分时电价分析储能运行效果，以明确该类系统在成都湿润夏季的负荷分配特征和工程应用价值。

1 系统与方法

1.1 系统组成与空气处理过程

实验系统安装在成都市某办公建筑的新风机组外侧平台，主要由储能电池、露点蒸发冷却器和热泵风管机组 3 部分组成。空气处理采用串联流程：室外新风先经露点蒸发冷却器预冷，再进入热泵风管机组完成进一步降温和除湿，最终送入室内。储能单元由磷酸铁锂电池、电池管理系统（battery management system，BMS）和逆变器组成，系统组成及能量流向如图 1 所示。系统工作原理及焓湿图如图 2 所示。

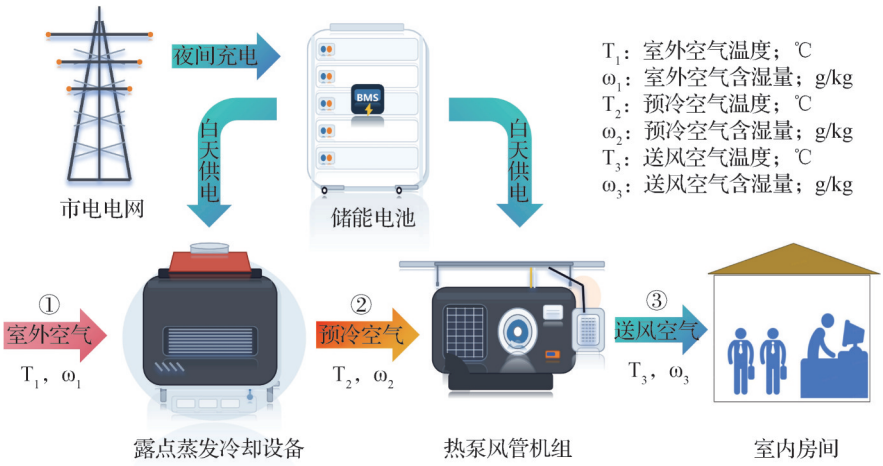


图 1 系统组成及能量流向

Fig.1 System configuration and energy flow

由图 2(b)可以看出 3 个空气状态点的典型焓湿过程：状态点 1 对应室外空气，状态点 2 位于露点蒸发冷却器出口，状态点 3 位于机械制冷段出口。实测过程中，1→2 段以显热预冷为主，同时出现含湿量上升；2→3 段则完成进一步冷却和除湿。

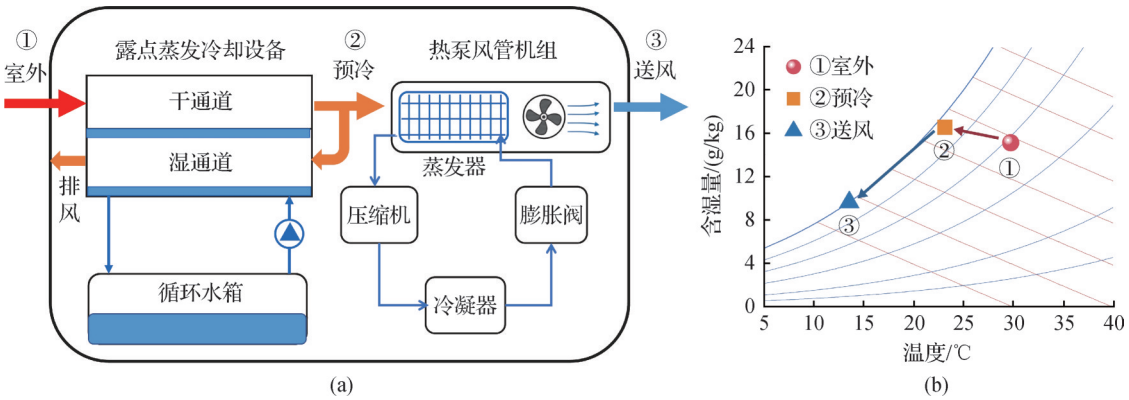


图2 系统工作原理图及焓湿图

Fig.2 Principle and psychrometric chart of the system

1.2 实验装置与测点

实验现场测试装置如图3所示。测试时间为2026-06-22—2026-07-06，共计11个工作日。3个温湿度测点依次布置在露点蒸发冷却器入口、蒸发冷却段出口和机械制冷段出口，风速测点设在室外新风入口。温湿度和风速的采样间隔均为1 min，电表同步记录系统总功率及储能累计充、放电量。测点位置如图4所示，主要设备与传感器参数列于表1。湿空气性质按101.325 kPa计算；运行风量依据新风入口实测风速确定，以反映后续设备和风道压降条件下的实际进风状态，而不采用额定标况风量代替。

1.3 数据筛选与评价指标

为识别稳定制冷工况，仅保留总功率≥0.8 kW、风速≥1.0 m/s且连续运行≥30 min的数据段，剔除启动后15 min和停机前5 min，同时要求 $T_1 > T_2 > T_3$、$h_1 > h_2 > h_3$。共获得6 589个稳定数据点。

湿空气比焓及焓值计算式：

$$h_i = 1.006T_i + \omega_i(2501 + 1.86T_i) \tag{1}$$

$$\Delta h_{\mathrm{DEC}} = h_1 - h_2 \tag{2}$$

$$\Delta h_{\mathrm{MC}} = h_2 - h_3 \tag{3}$$

$$\Delta h_{\mathrm{sys}} = h_1 - h_3 = \Delta h_{\mathrm{DEC}} + \Delta h_{\mathrm{MC}} \tag{4}$$

空气侧制冷量计算式：

$$\dot{m}_{\mathrm{da}} = A\frac{\bar{u}}{v_1},\ \dot{Q}_j = \dot{m}_{\mathrm{da}}\Delta h_j,\ j \in \{\mathrm{DEC, MC, sys}\} \tag{5}$$

蒸发冷却段、机械制冷段和复合系统的运行能效（COP，coefficient of performance）：

$$\mathrm{COP}_{\mathrm{DEC}} = \frac{\dot{Q}_{\mathrm{DEC}}}{P_{\mathrm{DEC}}} \tag{6}$$

$$\mathrm{COP}_{\mathrm{MC}} = \frac{\dot{Q}_{\mathrm{MC}}}{P_{\mathrm{MC}}} \tag{7}$$

$$\mathrm{COP}_{\mathrm{sys}} = \frac{\dot{Q}_{\mathrm{sys}}}{P_{\mathrm{total}}} = \frac{\dot{Q}_{\mathrm{DEC}} + \dot{Q}_{\mathrm{MC}}}{P_{\mathrm{total}}} \tag{8}$$

蒸发冷却段空气侧制冷量占系统总空气侧制冷量的比例定义为预冷负荷分担率：

$$\beta_{\mathrm{pre}} = \frac{\Delta h_{\mathrm{DEC}}}{\Delta h_{\mathrm{sys}}} \times 100\% \tag{9}$$

采用预冷耦合系统COP相对变化率描述复合系

表1 实验主要设备及传感器参数

Tab.1 Main experimental equipments and sensor specifications

设备名称	参数
露点蒸发冷却设备	风量2 000 m^3/h；湿球效率120%
热泵风管机组	输入功率2.4 kW；额定制冷量7 500 W；COP 4.15
储能电池	磷酸铁锂；储电容量约30 kW·h；额定输出功率10 kW；单套模块额定电压51.2 V、容量300 Ah、标称容量15.36 kW·h；配套11 kW逆变器；电池侧至逆变器峰值效率93%
4G功率采集断路器	型号：RT65LE-63；220V-63A
4G防水采集器	RS485通讯；上传间隔60 s；防水等级IP65
风速仪	量程0～30 m/s；精度±0.2 m/s
温湿度传感器	温度量程-40～80 ℃；精度±0.5 ℃；湿度量程0～100% RH（relative humidity）；精度±3% RH



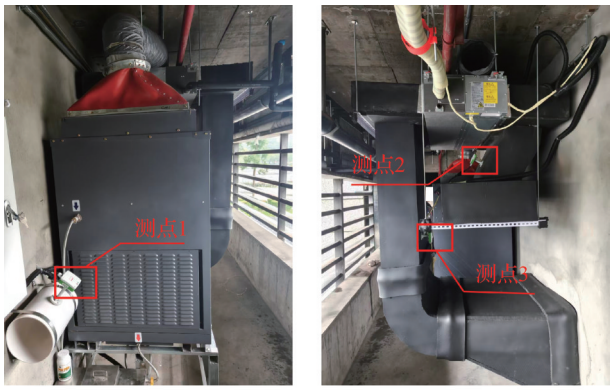
(a) 储能电池　(b) 露点蒸发冷却设备



(c) 热泵风管机组

图3 实验现场测试装置

Fig.3 Testing device of experimental setup



(a)　(b)

图4 传感器布置点位

Fig.4 Sensor locations

统COP相对于机械制冷段COP的变化：

$$R_{\mathrm{COP,pre}}=\left(\frac{\mathrm{COP}_{\mathrm{sys}}}{\mathrm{COP}_{\mathrm{MC}}}-1\right)\times 100\% \tag{10}$$

露点效率和湿球效率分别用于衡量设备对入口露点冷却潜力和湿球冷却潜力的利用程度：

$$\varepsilon_{\mathrm{dp}}=\frac{T_1-T_2}{T_1-T_{\mathrm{dp},1}}\times 100\% \tag{11}$$

$$\varepsilon_{\mathrm{wb}}=\frac{T_1-T_2}{T_1-T_{\mathrm{wb},1}}\times 100\% \tag{12}$$

式中：T_i、ω_i和h_i分别为状态点i的干球温度(℃)、含湿量(kg/kg(干空气))和湿空气比焓(kJ/kg)；Δh为空气焓降，kJ/kg；$\dot{m}_{\mathrm{da}}$为干空气质量流量，kg/s；A为风道截面积，m²；$\bar{u}$为新风入口测点风速，m/s；v_1为状态点1湿空气比体积，m³/kg；$\dot{Q}_j$为j段空气侧制冷量，kW，$j\in\{\mathrm{DEC,MC,sys}\}$；$P$为输入功率，kW；$P_{\mathrm{total}}$为复合系统总输入功率，kW；COP为性能系数；$\beta_{\mathrm{pre}}$为预冷负荷分担率，%；$R_{\mathrm{COP,pre}}$为预冷耦合系统COP相对变化率，%；$\varepsilon_{\mathrm{dp}}$和$\varepsilon_{\mathrm{wb}}$分别为露点效率和湿球效率，%；$T_{\mathrm{dp},1}$和$T_{\mathrm{wb},1}$分别为状态点1空气的露点温度和湿球温度，℃；下标1、2、3分别表示室外空气、露点蒸发冷却器出口、机械制冷段出口，DEC、MC、sys分别表示露点蒸发冷却段、机械制冷段、复合系统。

1.4 传感器测量不确定度传播

本文主要误差来源为温度、相对湿度和风速传感器标称准确度对性能指标计算结果的传播影响，将仪器标称最大允许误差视为矩形分布[19]，温度、相对湿度和风速的标准不确定度分别为0.289 ℃、1.732个百分点和0.115 m/s，详细不确定度如表2所示。

表2 传感器误差引起的主要性能指标标准不确定度

Tab.2 Standard uncertainties of the main performance indicators induced by sensor errors

性能指标	稳定点平均值	标准不确定度	相对标准不确定度
Δh_{MC}	27.39 kJ/kg	1.56 kJ/kg	5.7%
$\dot{Q}_{\mathrm{MC}}$	8.82 kW	0.77 kW	8.7%
$\dot{Q}_{\mathrm{sys}}$	9.85 kW	0.85 kW	8.6%
$\mathrm{COP}_{\mathrm{MC}}$	3.32	0.29	8.7%
$\mathrm{COP}_{\mathrm{sys}}$	3.34	0.29	8.6%
$\varepsilon_{\mathrm{dp}}$	71.06%	6.09个百分点	8.6%
$\varepsilon_{\mathrm{wb}}$	100.34%	7.99个百分点	8.0%

2 结果与讨论

结果分析基于2026-06-22—2026-07-06共11个工作日的稳定运行数据，依次讨论负荷与能效、空气状态及储能运行。图中数据为日均值，误差棒表示均值±1个标准差。

2.1 空气侧负荷分配与能效特征

图5所示为各测试日的分段焓降。蒸发冷却段日均焓降为1.97～4.46 kJ/kg，全部稳定点的平均值为3.20 kJ/kg；机械制冷段相应数值为26.12～28.45 kJ/kg和27.39 kJ/kg。

机械制冷承担主体焓负荷，蒸发冷却提供前置预冷。入口干湿球温差由4.10 ℃增至9.24 ℃时，预冷焓降由1.97 kJ/kg增至4.46 kJ/kg，说明入口空气状态主导预冷量变化。

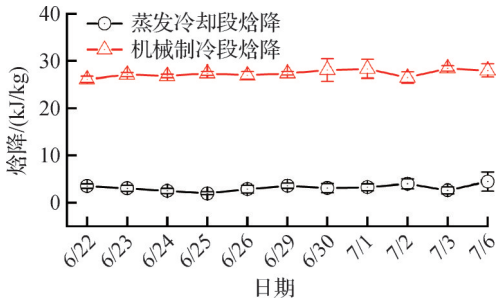


图5 系统的焓降值

Fig.5 Enthalpy reduction across the system

设备及系统COP如图6所示。由图6可知，蒸发冷却段、机械制冷段和系统COP区间分别为2.15～5.16、3.07～3.62和3.16～3.49，均值分别为3.57、3.32和3.34。后两者走势接近，表明机械制冷主导系统能效；预冷段高COP能否转化为系统增益仍取决于负荷分担与附加功率。

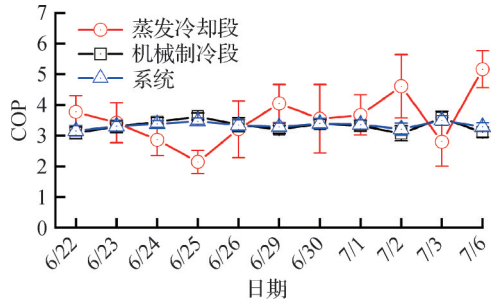


图6 设备及系统COP

Fig.6 Equipment and system COP

预冷负荷分担率及预冷耦合系统COP相对变化率如图7所示，预冷负荷分担率的日均区间为6.71%～13.33%，预冷耦合系统COP相对变化率为−4.03%～5.74%，11个测试日中7日为正、4日为负，以预冷耦合系统COP相对变化率大于0作为蒸发冷却段产生正向能效增益的判据。在7日为正的测试数据中，室外空气状态为：日均干球温度为28.60～34.28 ℃，相对湿度为47.67%～60.55%，对应的预冷耦合系统COP相对变化率为0.02%～5.74%。7个正增益日的室外干球温度、相对湿度平均值分别为30.53 ℃和55.33%，系统COP相对变化率平均为2.17%。其中，2026−06−30日均干球温度为29.46 ℃，相对湿度为60.55%，同时由式(5)−(10)可知，在干空气质量流量一致时，只有当预冷负荷分担率高于蒸发冷却段功率占系统总功率的比例，相对变化率才为正。并且测试期间2026−06−30预冷负荷分担率为9.81%，系统COP相对变化率为0.02%，故该日的室外空气状态及预冷负荷分担率占比数值可作为系统COP相对变化率为正的参考临界点。

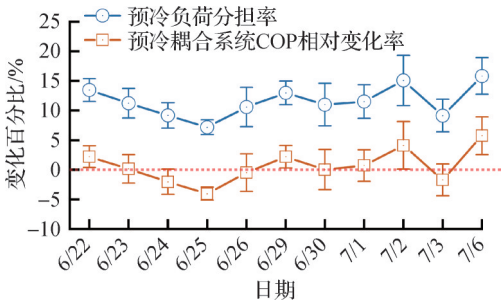


图7 预冷负荷分担率及预冷耦合系统COP相对变化率

Fig.7 Precooling load share and relative COP variation of the precooling-coupled system

上述数据说明，入口空气的蒸发冷却势不足时，所得焓差收益可能被辅助功耗抵消；负荷分担率超过相应功率占比后，系统COP相对变化率才表现为正向变化。因此，蒸发冷却设备宜在室外干球温度和相对湿度的区间分别为28.60～34.28 ℃及47.67%～60.55%，同时预冷负荷分担率大于9.81%的情况下开启，其余情况下关闭。

露点蒸发冷却设备的露点效率及湿球效率如图8所示，露点效率和湿球效率的稳定点总体均值分别为(71.06±3.02)%和(100.34±3.61)%，日均区间分别为68.80%～72.65%和98.38%～101.98%。两项效率相对稳定，说明露点蒸发冷却设备冷却效果较好。

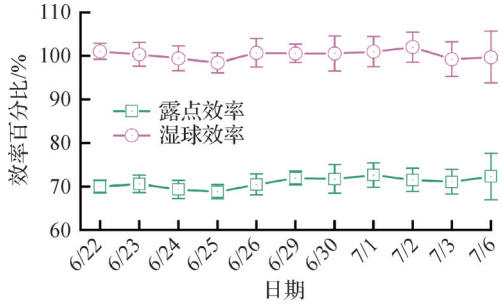


图8 露点蒸发冷却设备的露点效率及湿球效率

Fig.8 Dew-point and wet-bulb effectiveness of the dew-point evaporative cooler

2.2 空气状态演变与显潜热耦合

系统空气侧温度变化如图9所示。状态点1、2、3平均温度分别为29.60、23.03、13.45 ℃；两段温降分别为6.57 ℃和9.58 ℃，占总温降比例的40.7%和59.3%。表明串联系统中露点蒸发冷却设备能够显著降低室外空气的显热温度。

系统空气侧含湿量变化如图10所示。结合图10分析，状态点1、2、3的含湿量平均值分别为15.08、16.49、9.58 g/kg(干空气)。蒸发冷却段出口含湿量平均增加1.41 g/kg(干空气)，经机械制冷段处理后，

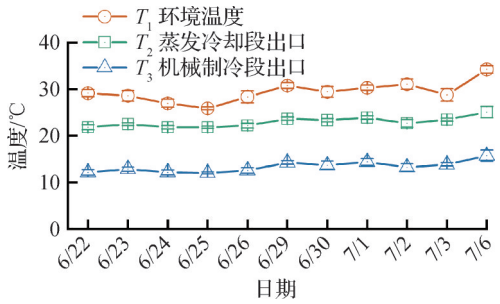


图9 系统空气侧温度变化

Fig.9 Air-side temperature variations in the system

含湿量平均降低6.91 g/kg(干空气),最终送风含湿量较室外空气净降低5.50 g/kg(干空气)。蒸发冷却段含湿量升高所对应的水蒸气焓增量,部分抵消了降温带来的焓降;机械制冷段则同时通过降温和除湿降低空气焓值。这有助于解释蒸发冷却段温降占比高于预冷负荷分担率的现象。

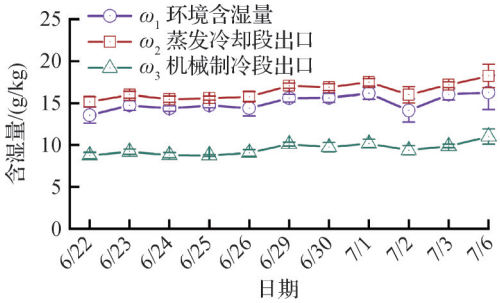


图10 系统空气侧含湿量变化

Fig.10 Air-side humidity ratio variations in the system

系统空气侧制冷量如图11所示。由图11可知,按实测风道截面积、新风入口风速和入口湿空气比体积计算,蒸发冷却段、机械段、系统的日均空气侧制冷量分别为0.65~1.42 kW、8.16~9.28 kW、9.25~10.32 kW,总体平均值分别为1.03、8.82、9.85 kW。各测试日入口平均风速仅在1.71~1.79 m/s内变化,远小于焓差的相对波动,故制冷量在不同测试日之间的差异主要来自空气状态而非风量。

综合而言,蒸发冷却承担前置显热预冷,机械制冷负责主体焓负荷和除湿,系统宜按室外空气状态分级运行。

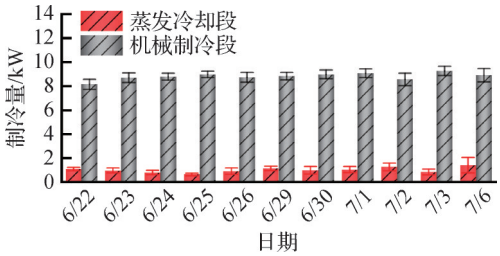


图11 系统空气侧制冷量

Fig.11 Air-side cooling capacity of the system

2.3 储能运行与评价

储能评价由设备可用容量、转换效率和实测充放电量共同构成:设备参数用于估计移峰能力,累计电量用于描述测试期间的实际运行水平。

储能单元总标称能量约为30 kW·h、额定功率为10 kW,峰值效率为93%。测试期累计充、放电量分别为156.34 kW·h和170.62 kW·h,日均分别为14.21 kW·h和15.51 kW·h,如图12所示。四川峰谷时段按月调整[20];按2026年7月1~10 kV两部制电价,峰谷价差为0.437 766元/(kW·h)[21]。

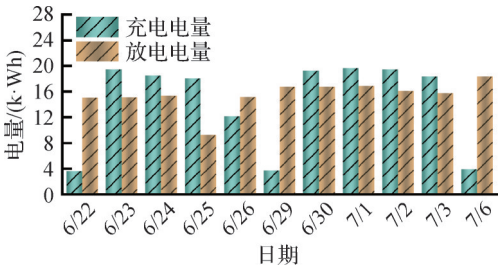


图12 系统每日充、放电量

Fig.12 Daily battery charge and discharge energies

以每日充、放电量较小值计为可配对移峰电量,11日合计128.69 kW·h、日均11.70 kW·h。若均由低谷转移至高峰且不计损耗,两部制电价下理论收益为5.12元/工作日。

按单一制电价,零损耗收益为6.39元/工作日;按93%效率修正后,2种结算方式为4.59~5.74元/工作日。

3 结论

对成都某办公建筑11个工作日的6 589个稳定运行数据点进行分析,得到如下结论:

1)在测试覆盖的室外日均干球温度25.90~34.28 ℃、相对湿度47.67%~70.16%区间内,露点蒸发冷却设备使新风平均温度由29.60 ℃降至23.03 ℃,露点效率和湿球效率分别为71.06%和100.34%。蒸发冷却段贡献40.7%的总温降,可提供前置显热预冷;机械制冷段承担深度降温和主要除湿,适合成都湿润夏季的新风分级处理。

2)系统的蒸发冷却段和机械制冷段平均焓降分别为3.20 kJ/kg和27.39 kJ/kg,系统的蒸发冷却段预冷负荷分担率为(10.39±3.31)%。系统日均COP为3.16~3.49,与机械制冷段相比,系统的COP相对变化率为(0.82±4.17)%。同时蒸发冷却设备宜在室外干球温度和相对湿度的区间分别为28.60~34.28 ℃

及47.67%~60.55%,预冷负荷分担率大于9.81%的室外空气状态开启,能够提高系统COP。

3)系统形成了露点预冷减负、机械制冷保障和储能调节取电的组合方案。30 kW·h储能单元日均可配对移峰电量为11.70 kW·h,按93%峰值逆变效率修正后的理论收益为4.59~5.74元/工作日。结合气象预测、分时电价和设备功率实施协同控制,可提升成都既有新风系统的节能与用电调节能力。

本文受西藏自治区科技计划项目(XZ202601YD0006)和西南科技大学研究生创新基金项目(26ycx2050)资助。(The project was supported by the Science and Technology Program of Xizang Autonomous Region (No. XZ202601YD0006) and the Graduate Innovation Fund of Southwest University of Science and Technology (No. 26ycx2050).)

参考文献

[1] International Energy Agency. Global energy review 2026 [R]. Paris: IEA, 2026

[2] Programme United Nations Environment. Global cooling watch 2025: the free degrees[M]. Nairobi: UNEP, 2025.

[3] 成家豪, 张春路. 住宅用排风热回收新风机组的能效评价[J]. 制冷学报, 2025, 46(5): 124-132. (CHENG Jiahao, ZHANG Chunlu. Energy efficiency evaluation of residential fresh air units with exhaust air heat recovery [J]. Journal of Refrigeration, 2025, 46(5): 124-132.)

[4] Lai Lanbo, Wang Xiaolin, Hu E, et al. A vision of dew point evaporative cooling: opportunities and challenges [J]. Applied Thermal Engineering, 2024, 244: 122683.

[5] Urso A, Velasco-Gómez E, Tejero-González A, et al. Experimental study of the optimal design and performance of a mixed-flow dew-point indirect evaporative cooler[J]. Applied Thermal Engineering, 2024, 257: 124294.

[6] Büker M S, Onay A E, Ertan A. Experimental performance evaluation of a novel indirect evaporative cooler with optimized heat exchanger design[J]. Applied Thermal Engineering, 2025, 279: 128072.

[7] Alam M S, Bin Mohd Zubir M N, Bin Muhamad M R, et al. A technological review of dew point evaporative cooling: experimental, analytical, numerical and optimization perspectives[J]. Journal of Building Engineering, 2024, 91: 109544.

[8] Chen Z, Zhao W J, Wang B C, et al. A first-of-its-kind two-stage dew-point evaporative cooler with high energy efficiency and compact design[J]. Energy Conversion and Management, 2025, 341: 120090.

[9] Li Xianli, Chang Yao, Liu Wenqiang, et al. Energy-saving potential of dew point indirect evaporative cooler applied in school building[J]. Applied Thermal Engineering, 2025, 275: 126865.

[10] Zaki A M, Bargal M H S, Antar M A, et al. Advances in indirect evaporative cooling: principles, integrated cycles, economic insights, and environmental implications [J]. Thermal Science and Engineering Progress, 2025, 67: 104078.

[11] Zhu Guangya, Wen Tao, Wang Qunwei, et al. A review of dew-point evaporative cooling: recent advances and future development[J]. Applied Energy, 2022, 312: 118785.

[12] Xiao Xin, Liu Jinjin. A state-of-art review of dew point evaporative cooling technology and integrated applications [J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2024, 191: 114142.

[13] Chen Qian, Ja M K, Burhan M, et al. A hybrid indirect evaporative cooling-mechanical vapor compression process for energy-efficient air conditioning[J]. Energy Conversion and Management, 2021, 248: 114798.

[14] Chun Liang, Gong Guangcai, Peng Pei, et al. Research on thermodynamic performance of a novel building cooling system integrating dew point evaporative cooling, air-carrying energy radiant air conditioning and vacuum membrane-based dehumidification (DAV-cooling system) [J]. Energy Conversion and Management, 2021, 245: 114551.

[15] Mumtaz M, Pamintuan B C, Fix A J, et al. Hybrid membrane dehumidification and dewpoint evaporative cooling for sustainable air conditioning [J]. Energy Conversion and Management, 2023, 294: 117547.

[16] Delfani S, Esmaeelian J, Pasdarshahri H, et al. Energy saving potential of an indirect evaporative cooler as a pre-cooling unit for mechanical cooling systems in Iran [J]. Energy and Buildings, 2010, 42(11): 2169-2176.

[17] 贺红霞, 黄翔, 何华明, 等. 数据中心用露点间接蒸发冷却与机械制冷复合空调的实验研究[J]. 制冷学报, 2020, 41(6): 71-76. (He Hongxia, Huang Xiang, He Huaming, et al. Experimental investigation on dew point indirect evaporative cooling system combined with mechanical refrigeration for data center [J]. Journal of Refrigeration, 2020, 41(6): 71-76.)

[18] Shakir A, Zhang Jingbang, He Yigang, et al. Coordinated optimization of household air conditioning and battery energy storage systems: implementation and performance evaluation[J]. Processes, 2025, 13(3): 631.

[19] Guide to the expression of uncertainty in measurement—Part 1: introduction: JCGM GUM-1:2023[S].

[20] 四川省发展和改革委员会. 关于进一步调整我省分时电价机制的通知: 川发改价格〔2025〕185号[EB/OL]. (2025-04-30)[2026-07-28]. https://fgw.sc.gov.cn/sfgw/

qtwj/2025/4/30/8f5b20c4de7e4df48faa04935e512111.shtml.（Sichuan Provincial Development and Reform Commission. Notice on further adjusting the time-of-use electricity pricing mechanism in Sichuan Province: Sichuan DRC Pricing〔2025〕No. 185 [EB/OL].（2025-04-30）[2026-07-28]. https://fgw.sc.gov.cn/sfgw/qtwj/2025/4/30/8f5b20c4de7e4df48faa04935e512111.shtml.）

[21] 四川省水电投资经营集团有限公司代理购电价格公告[EB/OL].（2026-06-28）[2026-07-28]. https://www.scsdjt.com/Public/Upload/file/2026/0708/20260708123228315.pdf.（Electricity purchasing agency price announcement of Sichuan Hydropower Investment and Management Group Co., Ltd. [EB/OL].（2026-06-28）[2026-07-28]. https://www.scsdjt.com/Public/Upload/file/2026/0708/20260708123228315.pdf.）

通信作者简介

淳良，男，博士，副教授，西南科技大学土木工程与建筑学院，18846168573，E-mail：chunliang@swust.edu.cn。研究方向：蒸发冷却、真空膜除湿与建筑节能。

About the corresponding author

Chun Liang, male, Ph. D., associate professor, School of Civil Engineering and Architecture, Southwest University of Science and Technology. 86-18846168573, E-mail: chunliang@swust.edu.cn. Research fields: evaporative cooling, vacuum membrane dehumidification, and building energy efficiency.