

文章编号:0253-4339(2025)01-0108-08

doi:10.12465/j.issn.0253-4339.2025.01.108

基于主动水蓄冷的冷水机组节能优化策略研究

黄俊杰 梁彩华 何慧 白曦 毛宇波 汤琪

(东南大学能源与环境学院 南京 210096)

摘要 针对目前空调行业中应用蓄冷技术进行经济性优化过程中能耗普遍增加的问题,提出一种以保持冷水机组高效运行为核心的节能优化运行策略,该策略通过小型蓄冷罐储存和释放冷量,主动调控冷水主机的负荷率,保持冷水主机长时间处于高效运行状态以实现节能。以一座医院的中央空调系统的运行数据为数据来源,建立空调系统物理模型进行模拟,得到冷水主机在不同环境条件下的性能曲线,用于准确描述每时刻冷水主机的高效运行状态。在最大冷负荷为9 979 kW的供冷季典型日,相比于无主动水蓄冷的常规冷水机组运行策略,可节省日用电量2 777 kW·h,占当日中央空调系统用电量的6.0%,并在整个供冷季节节省中央空调系统用电量2.35%,节省冷水主机用电量4.45%。

关键词 负荷分配;水蓄冷;冷机顺序控制;空调节能运行策略

中图分类号:TB61⁺1;TU831

文献标识码:A

Energy-Saving Optimization Strategy Research for Chilled Water Units Based on Active Water Storage

Huang Junjie Liang Caihua He Hui Bai Xi Mao Yubo Tang Qi

(School of Energy and Environment, Southeast University, Nanjing, 210096, China)

Abstract An energy-saving optimization operation strategy based on maintaining the high-energy-efficiency operation of chillers is proposed to address the prevalent issue of increased energy consumption in the application of cold-storage technology for economic optimization in the current air-conditioning industry. This strategy involves the storage and release of cooling using small cold-storage tanks to actively control the load ratio of the water chiller, thus ensuring that the unit operates efficiently for an extended period to achieve energy savings. A physical model of the air-conditioning system is established and simulated using operational data from the central air-conditioning system of a hospital. Performance curves of the water chiller under different environmental conditions are obtained to accurately depict the high-efficiency operational states of the unit at each moment. On a typical day with a peak cooling load of 9 979 kW, using an active chilled-water storage system, as compared with using the conventional chiller operation strategy without active storage, can reduce 2 777 kW·h of daily electricity consumption, which constitutes 6.0% of the daily electricity usage of the central air-conditioning system. Over the entire cooling season, this approach can save 2.35% of the total electricity consumption of the central air-conditioning system and 4.45% of the electricity consumption of the chiller.

Keywords load distribution; water thermal storage; chiller sequencing control; energy-saving operation strategy; central air-conditioning

在我国全社会能源消耗中,建筑能耗约占30%,其中空调系统能耗占50%~60%,且伴随着日常和季节性的用能需求波动。为了克服用能需求波动带来的系统不稳定与能源浪费,具备储能特性的创新技术需求逐步提升,而空调在建筑领域中占据显著的用能比例,因而蓄冷空调系统备受关注。值得注意的是,学者们在进行水蓄冷研究^[1-3]和冰蓄冷研究^[4-5]时更加注重其经济性,而对空调系统的运行性能关注较少,忽略了蓄冷系统对提升冷水主机运行能效的潜在

作用。

可以利用水蓄冷系统在负荷总量确定时蓄冷或放冷,主动调节冷水主机的负荷率,使主机负荷率保持在高效运行区间内,从而提升主机能效。在主机负荷分配策略研究中,研究者们达成了一致的观点^[6]:在相同的冷负荷条件下,保持各主机负荷率相等,此时冷水主机的总能效最高。然而,由于冷负荷总量等因素的制约,该负荷率不一定是主机最高效的部分负荷率(part load ratio, PLR)。为了克服该问题, Lin Hu

基金项目:“十三五”国家重点研发计划(2016YFC0700304)资助项目。
(The project was supported by the “13th Five-Year” National Key R&D Program (No. 2016YFC0700304).)

收稿日期:2024-01-13;修回日期:2024-02-10;录用日期:2024-04-18

等^[7]提出一种主动蓄冷的策略:使主机保持在高效状态。当主机的制冷量多于空调系统的冷负荷时,多余的冷量被储存起来。当主机的制冷量少于冷负荷时,储存的冷量被用于弥补缺口。与传统无蓄冷系统相比,该策略实现了2%的节能。与采用经济性策略的蓄冷系统相比,节省了5%的能耗。Zou Wenke等^[8]采用类似的方法,利用小型蓄冷罐使主机高效运行,减少冷水主机的开启频率,提高冷机实时运行效率,增强系统鲁棒性,从而在面对测量不确定性时实现了能效的提升。类似的研究^[9-11]均是利用主机的性能特性,通过蓄冷技术为系统节能。

冷水主机的性能特性主要指其能效比(coefficient of performance, COP)与部分负荷率(PLR)之间的关系。在传统研究中,大多数建模过程将COP视为PLR的单值函数^[12]。然而,主机的COP并非仅受PLR影响,它是在蒸发温度、冷凝温度、PLR等共同作用下形成的特定情况下的具体数值。Sun Jian等^[13]采用基于模块的系统仿真方法与顺序二次规划算法相结合,通过该模型发现在不同环境湿球温度下,主机的能耗与负荷率曲线存在差异。陈文凭等^[14]研究基于冷水机组性能曲线的优化控制,发现能效比(energy efficiency ratio, EER)随着不同部分负荷的变化而变化,与PLR相关的同时,还与冷却水的出水温度存在关联。因此,在冷水机组排序控制的优化中,需要考虑特定情况下的COP-PLR曲线。李颀^[15]的研究表明,不同主机类型在不同冷却水进水温度下的COP-PLR曲线存在显著差异,发现离心式冷水机组的PLR高效区域为70%~100%,而且不同冷却水温度下的最优PLR也存在差异。上述研究结果表明,对于冷水主机性能的准确把握,必须在特定条件下考虑COP-PLR曲线的复杂关系。

本研究基于不同变化的室外湿球温度条件下COP-PLR性能曲线,确定冷水机组在每小时工况下的最优PLR值,制定蓄冷/放冷策略,主动调节冷水主机负荷率,以实现主机在最优PLR附近运行,从而节省部分能耗。

1 运行策略与模型建立

1.1 保持冷水主机高效运行的水蓄冷空调系统运行模式

对于具有冷水机组群的中央空调,不同的用户侧负荷对应不同的冷水机组开启模式与最佳运行参数。在输入总冷负荷时,可以选择3种模式来操作冷水机组群:1)主机直接供冷+小蓄冷罐蓄冷;2)主机直接供冷+小蓄冷罐放冷;3)主机单独直接供冷。以上3

种模式的运行原理如下:

1) 主机直接供冷+小蓄冷罐蓄冷。

当输入总冷负荷处于 N 台与 $(N+1)$ 台主机的高效点之间时,选择开启 $(N+1)$ 台主机。此时冷水主机的制冷量除了承担冷负荷外还能储存部分冷量至蓄冷罐,使 $(N+1)$ 台主机处于最优PLR附近的高效运行状态。冷水主机的制冷量为:

$$Q_{ch} = Q + Q_{cs} \quad (1)$$

式中: Q_{ch} 为冷水主机此时此刻的制冷量,kW; Q 为冷水机组承担的冷负荷,kW; Q_{cs} 为蓄冷罐的蓄冷量,kW。

2) 主机直接供冷+小蓄冷罐放冷。

当输入总冷负荷处于 N 台主机的最高能效点与 $(N+1)$ 台主机的高效点之间时,选择开启 N 台主机。此时冷水主机的制冷量不足以承担所有冷负荷,所以小蓄冷罐需要释放部分冷量,使 N 台主机处于最优PLR附近的高效运行状态。冷水主机的制冷量为:

$$Q_{ch} = Q - Q_{cs} \quad (2)$$

3) 主机单独直接供冷。

当输入的总冷负荷接近于 N 台冷水机组的高效点时,开启 N 台冷水机组。冷水主机的制冷量为:

$$Q_{ch} = Q \quad (3)$$

1.2 运行策略及实现流程

运行策略实现过程如图1所示。首先输入气象参数确定冷却塔的运行工况;输入建筑负荷,确定冷水机组的运行组合。然后将冷却塔和冷水机组运行参数输入至中央空调系统模型中模拟得到该时刻的COP-PLR曲线,以及高效运行对应的主机PLR。保持冷水主机在该高效PLR下运行有上述3种运行模式可供选择,因此需要对比不同模式并选择。采取空调系统冷源的总能效作为对比依据。空调系统冷源的总能效定义为主机总制冷量与冷源总功耗(包括主机、水泵和冷却塔)的比值,如式(4)所示。对于任意已知的总负荷和气象参数输入,结合带有蓄冷罐的中央空调系统模型进行计算,选择计算结果中总能效最高的运行模式作为最终运行模式,以实现系统能效的最优化。

$$COP_{sys} = \frac{Q_{ch}}{P_{ch} + P_p + P_{ct}} \quad (4)$$

式中: COP_{sys} 为中央空调系统功率,kW; P_{ch} 为冷水主机的功率,kW; P_p 为系统中水泵功率,kW; P_{ct} 为冷却塔风机功率,kW。

1.3 中央空调系统冷源设备模型

建模过程基于Modelica语言的实现,Modelica语言的底层原理满足能量守恒和质量守恒,并且通过连

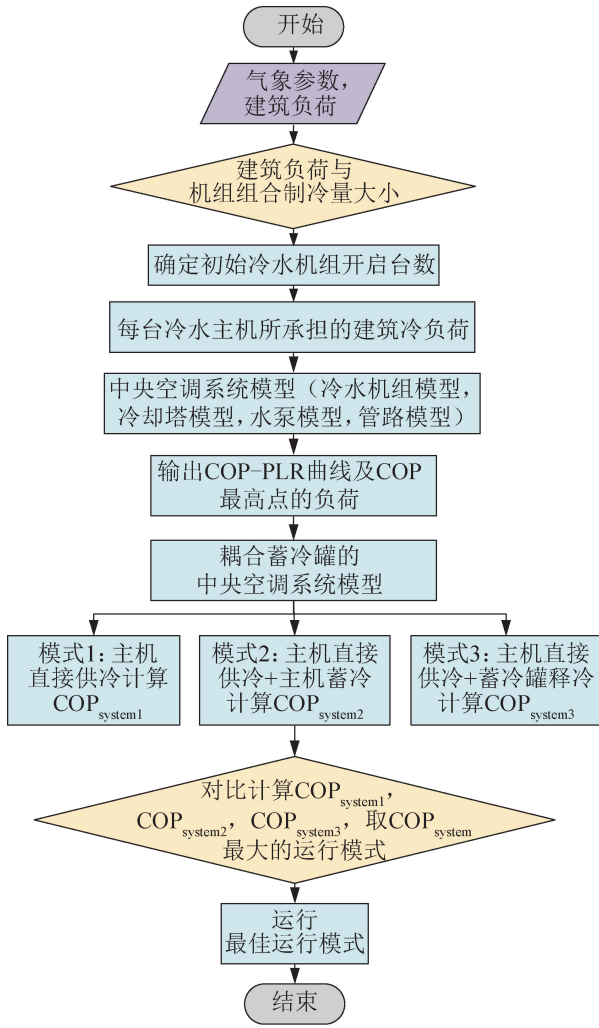


图1 运行策略实现流程图

Fig.1 Implementation flowchart of operational strategies

接各个组件,可以自动生成相应的关系,这使得模型具有良好的扩展性。使用 Dymola 软件对 Modelica 模型进行求解。该方法具有模块化模型的特点,能够更有效地进行模型分析优化。

1.3.1 冷水主机模型

采用可以预测制冷剂蒸发温度、冷凝温度以及冷水主机 COP 的多元灰箱模型^[16]。

$$COP = \frac{r}{(T_c/T_e - 1)r + a_1 T_c/T_e - a_2} \quad (5)$$

$$T_e = T_{w,e,E} - \frac{Q_e}{c_w G_{w,e} \left[1 - \exp\left(-\frac{K_e A_e}{c_w G_{w,e}}\right) \right]} \quad (6)$$

$$T_c = T_{w,c,E} + \frac{Q_c}{c_w G_{w,c} \left[1 - \exp\left(-\frac{K_c A_c}{c_w G_{w,c}}\right) \right]} \quad (7)$$

式中: r 为冷水机组实时负荷率; T_e 、 T_c 分别为蒸发温度、冷凝温度, K; Q_e 、 Q_c 分别为实时制冷量、实时冷凝热, kW; $T_{w,e,E}$ 、 $T_{w,c,E}$ 分别为冷冻水回水温度、冷却

水回水温度, K; c_w 为水的比热容, kJ/(kg·K); $G_{w,e}$ 、 $G_{w,c}$ 分别为冷却水流量、冷冻水流量, kg/s; K 为总传热系数, W/(m²·K); A 为传热面积, m²; 下标 e、c 分别表示蒸发器、冷凝器。仅需通过实测数据求出系数 a_1 、 a_2 。

1.3.2 冷却塔模型

冷却塔模型采用 ε -NTU 模型^[17], 根据冷却水进塔温度、冷却水总流量、空气干球温度、湿球温度以及空气流量, 进行冷却水出塔温度的计算。

根据能量平衡可得:

$$Q_t = \varepsilon_t G_{t,a} (h_{t,as,E} - h_{t,a,E}) \quad (8)$$

$$Q_t = c_w G_{t,w} (t_{t,w,E} - t_{t,w,L}) \quad (9)$$

冷却塔的热交换效率:

$$\varepsilon_t = \frac{1 - \exp[-N_{NTU_t}(1 - m^*)]}{1 - m^* \times \exp[-N_{NTU_t}(1 - m^*)]} \quad (10)$$

$$m^* = \frac{G_{t,a}}{G_{t,w} c_w} \left(\frac{h_{t,as,E} - h_{t,as,L}}{t_{t,w,E} - t_{t,w,L}} \right) \quad (11)$$

$$N_{NTU_t} = A_t \left(\frac{G_{t,w}}{G_{t,a}} \right)^{B_t} \quad (12)$$

式中: $G_{t,a}$ 、 $G_{t,w}$ 分别为空气流量和水流量, kg/s; $t_{t,w,E}$ 、 $t_{t,w,L}$ 分别为冷却塔进口水温、出口水温, °C; $h_{t,as,E}$ 、 $h_{t,as,L}$ 分别为冷却塔进口水温对应的饱和空气焓值、冷却塔进口空气实际焓值、冷却塔出口水温对应的饱和空气焓值, kJ/kg; ε 为冷却塔的热效率; N_{NTU} 为冷却塔的传热单元数。通过现场实测获得入口空气的温度和湿度、入口和出口水的温度、空气流量以及水流量, 拟合求得冷却塔性能系数 A_t 、 B_t 。

1.3.3 水泵模型

水泵的扬程和功率模型^[18]如下:

$$H = a_0 f^2 + a_1 fV + a_2 V^2 \quad (13)$$

$$P_p = b_0 f^3 + b_1 f^2 V + b_2 fV^2 \quad (14)$$

式中: H 为水泵的扬程, m; P_p 为水泵的功率, kW; f 为水泵的频率, Hz; V 为水泵的流量, m³/s。 $a_0 \sim a_2$ 、 $b_0 \sim b_2$ 为性能系数, 通过实验数据或水泵的出场测试数据拟合得到。

1.3.4 管路模型

管路中各设备的阻抗、水流量与压力损失关系:

$$\Delta p = S_i V_i^2 \quad (15)$$

式中: Δp 为压降, m; S_i 为第 i 段管路的阻抗, s²/m⁵; V_i 为第 i 段管路的水流量, m³/s。

1.3.5 蓄冷罐模型

采用理想稳态模型, 由于蓄冷/释冷周期较短 (普遍小于 4 h), 故忽略蓄冷罐的围护结构热损

失^[19]。蓄冷罐的蓄冷/释冷量模型如下:

$$Q_{cs} = cq_m(t_o - t_i) \quad (16)$$

$$Q_{cr} = cq_m(t_i - t_o) \quad (17)$$

式中: Q_{cs} 为该时刻的蓄冷量, kW; Q_{cr} 为此时刻的释放冷量, kW; t_o 为蓄冷罐出口温度, °C; t_i 为蓄冷罐入口温度, °C; c 为冷冻水的比热容, kJ/(kg·°C); q_m 为冷冻水质量流量, kg/s。

2 案例分析

2.1 案例介绍

案例研究了位于南京的一家医院中央空调系统。基于该空调系统的传感器与数据采集设备收集系统运行数据,用于拟合中央空调系统各设备模型。该空调系统的冷水机组包括 3 台额定制冷量为 4 146 kW 的离心式主机和 1 台制冷量为 1 406 kW 的螺杆式主机。流体输配设备采用“一机一泵”形式。此外,系统还配备了 18 台型号相同的开式冷却塔,设备型号如表 1 所示。

表 1 空调系统冷源设备额定参数

Tab.1 Rated parameters of air conditioning system's cooling source equipment

设备名称	数量/台	功率/kW	流量/(m ³ /h)
离心式冷水主机	3	785	
螺杆式冷水主机	1	213	
冷冻水泵 1	3	110	610
冷冻水泵 2	1	45	230
释冷水泵	1	110	610
冷却水泵 1	3	110	880
冷却水泵 2	1	55	350
冷却塔	18	7.5	117 000(风量)

图 2 所示为基于 Modelica 语言和 Dymola 平台建模的中央空调系统图,其中灰盒模型的搭建全部基于医院的实测数据。

2.2 模型验证

收集了冷水机组的历史运行数据用于训练模型,包括各工况下的温度、压力、流量以及能耗等关键指标。

为了评估各冷源设备模型在案例中的模拟效果,选择了 8 月 13 日—9 月 17 日之间的部分数据用于测试各模型的性能。图 3 所示为利用 21 组数据(包括冷却水进水温度、冷却水流量、冷冻水出水温度、冷冻水流量、主机负荷率)测试蒸发温度和冷凝温度的

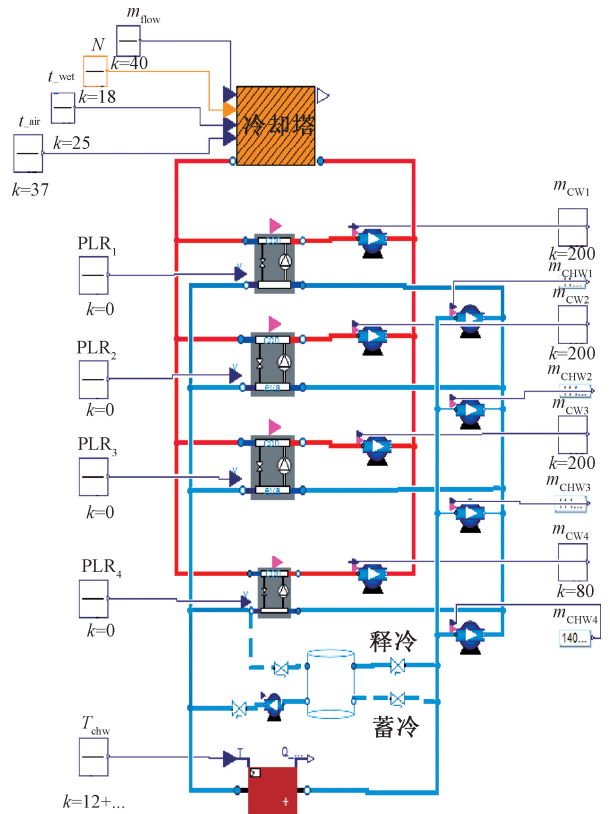


图 2 基于 Dymola 平台的中央空调系统图

Fig.2 Central air conditioning system diagram based on the Dymola platform

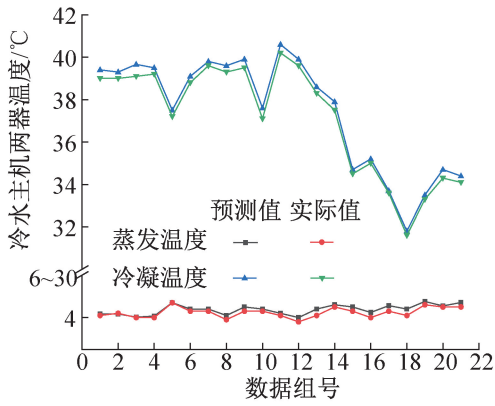
情况。值得注意的是,蒸发温度的最大误差为 0.3 °C,而冷凝温度的最大误差为 0.6 °C。此外,还通过随机抽取 33 组运行数据(包括冷却水出水温度、冷却水流量、环境干球温度、湿球温度)对冷却塔模型进行了测试。结果显示,大多数数据的冷却塔出塔水温误差在 0.5 °C 以内。对于设备功率的模拟,由于冷却塔风机和冷却水泵处于定频运行状态,因此其功率取为定值,冷水主机和冷冻水泵功率的模拟情况如图 4 所示,表明功率的误差在 5% 以内,进一步证明了模型的可靠性。

2.3 中央空调系统仿真平台设置

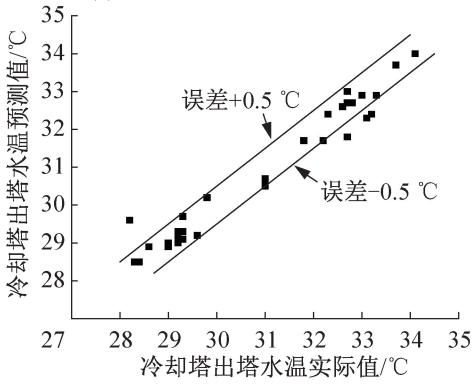
2.3.1 基本运行工况设置与蓄冷罐容量选择

中央空调系统模拟环境的设置:在冷却水侧,设定了 18 台冷却塔开启,每台冷却塔风机的质量流量为 40 kg/s,冷却塔风机功率为额定功率。冷却水流量设置为额定流量。在冷冻水侧,冷冻水出水温度设定为 7 °C,末端的回水温度设为 12 °C,通过变频水泵调节频率以改变冷冻水流量,从而调节主机的负荷率。

在节能优化策略下蓄冷罐每小时的蓄冷量由每小时的冷水机组冷负荷和优化策略选择的运行模式决定,这决定了冷水机组每小时蓄冷量较小。同时由于蓄冷罐的蓄冷/释冷周期较短,使蓄冷罐的容量相



(a) 冷水主机的蒸发温度与冷凝温度



(b) 冷却塔的出塔水温

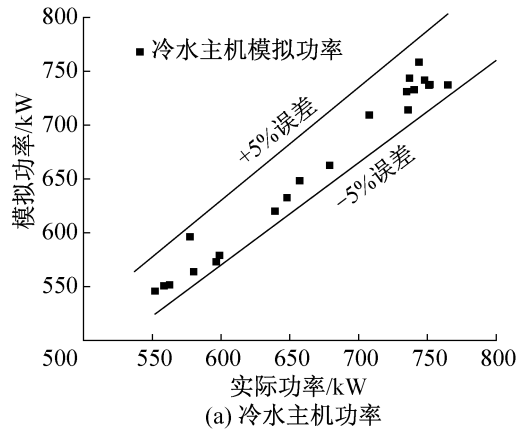
图3 中央空调系统主要运行参数实际值与模拟值对比
Fig.3 Comparison of actual values and simulation results for key operational parameters of the central air conditioning system

比于传统经济性优化策略下的水蓄冷系统的蓄冷罐较小。根据预运行的结果,选择供冷季内蓄冷罐每周的最大蓄冷量的平均值确定蓄冷罐的大小。考虑引入了额定容积为 1 426 m³ 的小型蓄冷罐。根据文献[19]提出的标准,蓄冷水箱的相对蓄冷能力,即蓄冷水箱的额定存储能量占整个系统日冷负荷的百分比,小于 10% 即可定义为小型蓄冷罐。由于蓄冷罐的释放冷量周期普遍小于 6 h,因此蓄冷罐的热损失较小^[20],忽略不计。蓄冷罐配备额定功率为 110 kW 的变频水泵,以克服释放冷量循环的阻力。

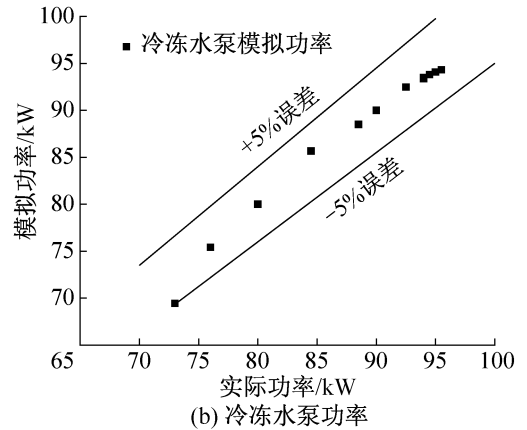
蓄冷量与释冷量的计算以小时为单位,蓄冷量与释冷量的匹配限定在一周内。当运行模式为主机直接供冷 + 小蓄冷罐蓄冷且蓄冷罐即将蓄满时,优先蓄满冷量,其余冷量由主机承担;当运行模式为主机直接供冷 + 小蓄冷罐放冷且蓄冷罐蓄冷量不满足当前时刻的放冷需求时,优先释放所有蓄冷量,其余冷量由主机承担。

2.3.2 冷水机组基线控制策略

冷水机组的基线控制策略和优化控制策略均基于总冷负荷控制法^[21],根据建筑的总冷负荷进行主



(a) 冷水主机功率



(b) 冷冻水泵功率

图4 中央空调系统主要能耗设备功率实测值与模拟值对比
Fig.4 Comparison of measured and simulated power consumption for key energy-consuming equipment in the central air conditioning system

机的负荷分配。基线控制策略采取表 2 的冷水主机启停策略,不运用水蓄冷罐,在确定冷水主机开启的组合后,通过冷冻水泵变频,实现开启的冷水主机等负荷率运行。

表 2 基线冷水主机启停策略

Tab.2 Baseline chiller start/stop strategy

总冷负荷量/kW	开启冷水主机的组合
0~4 196	1 台离心式主机
4 196~5 552	1 台离心式主机+1 台螺杆式主机
5 552~8 292	2 台离心式主机
8 292~9 698	2 台离心式主机+1 台螺杆式主机
9 698~12 438	3 台离心式主机
12 438~13 844	3 台离心式主机+1 台螺杆式主机

3 结果与讨论

3.1 冷水主机性能曲线

在上述基本运行工况的设置下,改变输入冷却塔的湿球空气温度以及输入冷水主机模型的负荷率,得到离心式冷水主机模型不同湿球温度下的 COP-PLR

性能曲线,如图 5 所示。图 5 曲线中主机的 COP 随负荷率的增大先升高再降低,而在不同室外湿球温度下相同 PLR 对应的 COP 也存在差异。这是因为当主机负荷率从 100%减少时,主机的制冷剂质量流量减少,蒸发压力和蒸发温度升高,冷凝压力和冷凝温度降低,循环的制冷系数随之升高,COP 升高。然而,当制冷剂流量进一步减少时,压缩机效率迅速降低,COP 降低。这是因为在较低的导叶片开度下,压缩机内部可能发生不理想的流动情况,例如涡流或过度膨胀,从而影响了压缩机的效率。

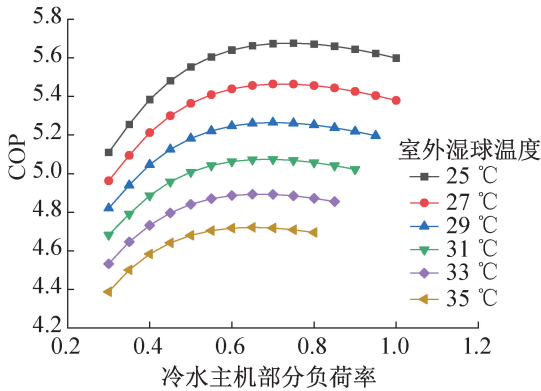


图 5 不同室外湿球温度下的 COP-PLR 性能曲线

Fig.5 COP-PLR performance curves at various outdoor wet bulb temperatures

同时,图 5 中显示主机 COP 最高时对应的 PLR 随环境湿球温度的升高而逐渐降低。主机 COP 最高点对应的 PLR 受制冷效率和压缩机效率综合影响。当环境湿球温度较高时,冷却塔回水温度较高,因此冷凝温度和冷凝压力较高。当此时 PLR 升高时,蒸发温度和蒸发压力下降,压缩机在高冷凝压力下的单位制冷量的功耗迅速上升。因此制冷效率随 PLR 的升高而迅速下降,而压缩机效率受环境湿球温度影响较小,所以高环境湿球温度时,主机 COP 最高点对应的 PLR 减小。

由图 5 可知,随着室外湿球温度的升高,主机的性能会整体下降,室外湿球温度每升高 2 °C,主机高效运行区间的平均 COP 下降 0.2。与此同时,随室外湿球温度从 25 °C 升至 35 °C,主机的性能曲线的 COP 最高点对应的 PLR 从 75%减至 60%。说明在不同气象参数下,冷水主机的性能曲线不同,在研究冷水主机启停策略和负荷分配的过程中,对任意工况,采取对应环境条件的特定 COP-PLR 曲线是更贴合实际且非常必要的。

3.2 典型日的运行结果

以 2021 年供冷季的一个典型日(7 月 4 日)为例,说明高效运行策略的实际运行过程,并检验其节

能效果。图 6 所示为典型日内优化策略下的主机和蓄冷量的冷量分配情况。

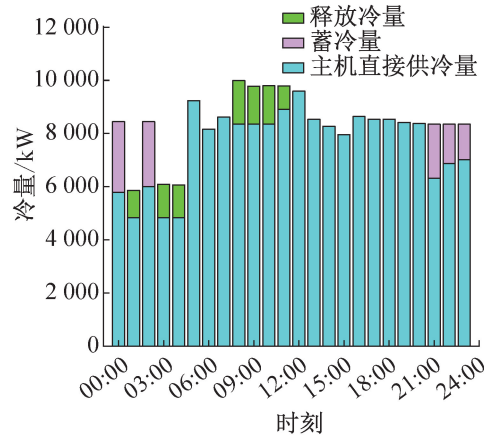


图 6 冷水主机的供冷量与蓄冷罐的蓄/供冷量

Fig.6 Chiller cooling capacity and cold storage tank storage/supply capacity

由图 6 可知,主机的制冷量在一天时间内均较为固定。这是因为采取主动蓄存部分冷量或释放部分冷量的方式,使主机一直处于高效运行状态。通过优化策略,系统在典型日内能够实现灵活的蓄冷和释冷操作,以满足不同时段冷负荷需求,从而保持主机的高效运行状态。该策略有助于提高系统的能效,并有效应对变化的环境条件。

典型日的中央空调系统传统策略与优化策略下的能耗如图 7 所示。在典型日的 00:00—05:00,优化策略下的能耗存在一定的波动。这是因为在选择能效最高的运行模式时,优化策略发现蓄冷模式和释冷模式下系统的总能效非常接近,导致开启 3 台冷水主机的蓄冷模式和开启 2 台主机的释冷模式频繁切换。

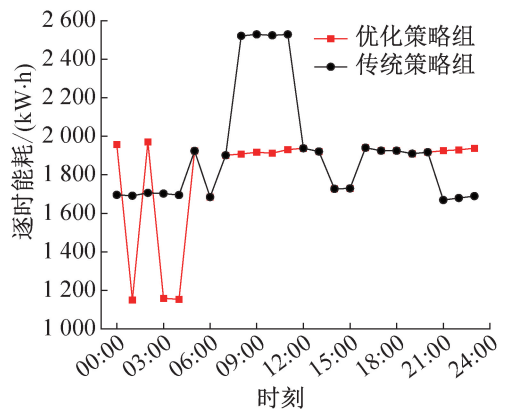


图 7 典型日中央空调系统能耗

Fig.7 Typical day energy consumption of central air conditioning system

用冷高峰时段 08:00—11:00 可以明显看出,优化策略在“削峰”的同时,使主机处于高效负荷率下运行。然而,下午用冷高峰时段 13:00—20:00,传统

运行策略与优化策略的运行模式相同。该情况时常发生的原因有两点:首先,在供冷季的前期和后期,下午时段的工况和冷负荷量本身就对应主机高效点附近,因此主机直接供冷是能效最高的运行模式。其次,以节能为目的的主动蓄冷和主动释冷的优化策略下,清晨和晚间时段的蓄冷量较少,不能满足全天的“削峰”需求。同时这也意味着该优化方法对蓄冷罐蓄冷容量的要求较低,这是与以经济性为目的的蓄冷策略的不同之处。

3.3 供冷季的运行结果

按照上述优化运行策略,将供冷季小时级的气象

参数以及历史冷负荷数据输入至带有蓄冷罐的中央空调系统模型中进行连续模拟运行,得到供冷季(2021年6月8日—9月30日)的能耗如表3所示。相比于无主动水蓄冷的冷水主机常规运行策略,优化运行策略下系统节省了总能耗 203 400 kW·h,占常规策略下中央空调系统总能耗的 2.35%,节省冷水主机能耗 242 615 kW·h,占冷水主机总能耗的 4.43%。由于冷却水泵采取定流量运行的模式,而优化策略下主机的总开启小时数少于传统策略,所有冷却水泵也节省了能耗 10 510 kW·h,占冷却水泵能耗的 2.62%。

表 3 供冷季的中央空调系统能耗

Tab.3 Central air conditioning system energy consumption during the cooling season

策略	主机能耗/ (kW·h)	冷却水泵能耗/ (kW·h)	冷冻水泵能耗/ (kW·h)	补充泵能耗/ (kW·h)	冷却塔风机能耗/ (kW·h)	总能耗/ (kW·h)
优化策略	5.232×10 ⁶	3.914×10 ⁵	4.620×10 ⁵	7.820×10 ⁴	3.468×10 ⁵	6.510×10 ⁶
传统策略	5.475×10 ⁶	4.019×10 ⁵	4.443×10 ⁵	—	3.468×10 ⁵	6.668×10 ⁶
优化量	2.426×10 ⁵	1.051×10 ⁴	-1.767×10 ⁴	-7.820×10 ⁴	0	1.573×10 ⁵

4 结论

本文提出了一种以节能为目的的带有小型水蓄冷系统的中央空调系统优化运行策略。应用中央空调系统模型研究了不同环境条件下冷水主机的性能曲线。为了使冷水主机高效运行,保持其负荷率在高效负荷率区间,围绕冷水主机性能曲线的最高点制定冷水主机的启停策略和蓄冷罐的主动蓄冷和主动放冷策略,实现节能减排。得到结论如下:

1) 通过中央空调系统模型模拟研究了不同室外湿球温度下的冷水主机 COP-PLR 曲线。发现环境因素对主机的性能影响不可忽视,在机组和冷却塔开启台数不变的情况下,室外湿球温度每降低 2℃,主机高效运行区间的 COP 升高 0.2,主机性能曲线的 COP 最高点对应的 PLR 增大 3%。因此在不同气象条件下冷水主机应采用不同的 COP-PLR 曲线进行研究。

2) 制定通过蓄冷/释冷将冷水机组保持在高效 PLR 点附近运行的节能优化策略。通过对比空调系统的能效来选择当前时刻的运行模式。由于蓄冷/释冷是用于调节冷水主机负荷率,该运行策略单位时间蓄冷量较小,蓄冷/释冷周期较短。因此对水蓄冷罐的容量要求低,水蓄冷罐的蓄冷量小于建筑设计日总冷负荷的 10%,便于现有的无蓄冷系统的中央空调系统进行节能改造。

3) 在最大冷负荷为 9 979 kW 的供冷季典型日,采用该小型蓄冷罐节能优化运行策略可以节省 2 777 kW·h 电量,占中央空调系统耗电量的 6.0%,同时削减了 2 433 kW·h 的尖峰用电量。相比于无主动水蓄冷的常规运行策略,整个供冷季采用该节能优化运行策略可为中央空调系统节省 2.35% 的总能耗,其中冷水主机节省 4.5% 的总能耗。

参考文献

[1] HENZE G P, BIFFAR B, KOHN D, et al. Optimal design and operation of a thermal storage system for a chilled water plant serving pharmaceutical buildings [J]. Energy and Buildings, 2008, 40(6): 1004-1019.

[2] SEBZALI M J, RUBINI P A. The impact of using chilled water storage systems on the performance of air cooled chillers in Kuwait [J]. Energy and Buildings, 2007, 39(8): 975-984.

[3] DEFOREST N, MENDES G, STADLER M, et al. Optimal deployment of thermal energy storage under diverse economic and climate conditions [J]. Applied Energy, 2014, 119: 488-496.

[4] 汪道先. 蓄冷空调系统评价方法研究及某冷站的运行测试分析 [D]. 西安: 西安工程大学, 2019. (WANG Daoxian. Research on evaluation method of cold storage air conditioning system and operation test analysis of a cold station [D]. Xi'an: Xi'an Polytechnic University, 2019.)

[5] NABIL N. Optimal design and operation of ice thermal

- storage system for a typical chilled water plant [J]. ASHRAE Transactions, 2014, 120(1):248-255.
- [6] HACKNER R J. HVAC system dynamics and energy use in existing buildings[D]. Madison: University of Wisconsin-Madison, 1984.
- [7] LIN Hu, LI Xinhong, CHENG Pengsheng, et al. Study on chilled energy storage of air-conditioning system with energy saving[J]. Energy and Buildings, 2014, 79: 41-46.
- [8] ZOU Wenke, SUN Yongjun, GAO Diance, et al. Robust enhancement of chiller sequencing control for tolerating sensor measurement uncertainties through controlling small-scale thermal energy storage [J]. Energy, 2023, 280: 128152.
- [9] AL-RABGHI O M, AKYURT M M. A survey of energy efficient strategies for effective air conditioning[J]. Energy Conversion and Management, 2004, 45(11/12): 1643-1654.
- [10] 郑浩然, 张泉, 罗灵爱, 等. 基于模型预测控制的数据中心水蓄冷冷却系统节能优化模型[J]. 西安工程大学学报, 2023, 37(5): 61-68. (ZHENG Haoran, ZHANG Quan, LUO Ling'ai, et al. Energy-saving optimization model for on data center water storage cooling system based on model predictive control[J]. Journal of Xi'an Polytechnic University, 2023, 37(5): 61-68.)
- [11] POWELL K M, COLE W J, EKARIKA U F, et al. Optimal chiller loading in a district cooling system with thermal energy storage[J]. Energy, 2013, 50(1): 445-453.
- [12] BECKMAN W A. HVAC system dynamics and energy use in buildings (II) [J]. ASHRAE Transactions, 1985, 91(1): 781-795.
- [13] SUN Jian, REDDY A. Optimal control of building HVAC&R systems using complete simulation-based sequential quadratic programming (CSB-SQP)[J]. Building and Environment, 2005, 40(5): 657-669.
- [14] 陈文凭, 杨昌智, 余院生. 基于冷水机组性能曲线的中央空调水系统优化控制[J]. 流体机械, 2008, 36(8): 73-78. (CHEN Wenping, YANG Changzhi, YU Yuansheng. Optimal control of building HVAC&R system based on chiller's performance curve[J]. Fluid Machinery, 2008, 36(8): 73-78.)
- [15] 李颀. 基于性能曲线的冷水机组配置和运行优化[J]. 制冷, 2012, 31(2): 10-16. (LI Jin. Configuration and optimized operation of water chiller based on performance curves[J]. Refrigeration, 2012, 31(2): 10-16.)
- [16] YAO Ye, CHEN Jing. Global optimization of a central air-conditioning system using decomposition-coordination method[J]. Energy and Buildings, 2010, 42(5): 570-583.
- [17] MOFFAT R J. The periodic flow cooling tower: a design analysis[D]. Palo Alto: Stanford University, 1966.
- [18] 赵天怡, 张吉礼, 孙德兴. 空调系统并联变频水泵台数在线优化配置方法[J]. 天津大学学报, 2011, 44(3): 221-226. (ZHAO Tianyi, ZHANG Jili, SUN Dexing. On-line optimal allocation scheme on operation number of parallel variable-speed pumps in air-conditioning system[J]. Journal of Tianjin University, 2011, 44(3): 221-226.)
- [19] ZOU Wenke, SUN Yongjun, GAO Diance, et al. Globally optimal control of hybrid chilled water plants integrated with small-scale thermal energy storage for energy-efficient operation[J]. Energy, 2023, 262: 125469.
- [20] 董波伟. 蓄热蓄冷一体化水箱的优化设计方法研究[D]. 大连: 大连理工大学, 2022. (DONG Bowei. Research on the optimal design method of integrated water tank for heat storage and cold storage[D]. Dalian: Dalian University of Technology, 2022.)
- [21] 蔡镇兵, 廖云丹, 樊成亮, 等. 中央空调系统制冷机组群控研究综述[J]. 建筑热能通风空调, 2018, 37(9): 43-47. (CAI Zhenbing, LIAO Yundan, FAN Chengliang, et al. A review of chiller sequencing control of centralized chiller plant[J]. Building Energy & Environment, 2018, 37(9): 43-47.)

通信作者简介

梁彩华,男,教授,博士生导师,东南大学能源与环境学院,13813873570,E-mail: caihualiang@163.com。研究方向:新型制冷空调技术、建筑空调系统控制与节能优化。

About the corresponding author

Liang Caihua, male, professor, Ph. D. supervisor, School of Energy and Environment, Southeast University, 86-13813873570, E-mail: caihualiang@163.com. Research fields: new refrigeration and air-conditioning technology, optimization of HVAC systems.