

文章编号: 1671-6612 (2025) 05-745-09

温和地区某办公建筑空调系统节能改造

韩昆宏¹ 苏 鹰¹ 孙学栋² 郭 锐¹

(1. 贵州省建筑设计研究院有限责任公司 贵阳 550081;

2. 中国人民银行贵州省分行 贵阳 550001)

【摘 要】 以温和地区某办公建筑为典型案例, 结合当地气候特征, 针对原办公建筑中溴化锂机组空调系统的实际运行状况, 实施了一系列创新改造举措。采用磁悬浮变频离心式冷水机组、低氮冷凝锅炉以及一体化高效变频泵组等设备, 通过就地置换的方式更新老旧设施, 并新建空调智能控制系统, 同时配备冷却塔免费供冷系统。改造完成后, 空调机房成功达到二星级高效制冷机房标准, 使得空调系统在运行效率、安全性与便捷性方面均实现显著提升。与改造前相比, 夏季制冷能耗大幅下降 85.7%, 碳排放降低 68.16%, 全年冷热源能耗下降 38.34%, 碳排放减少 32.44%, 为助力我国“双碳”目标的实现发挥了积极作用。本次改造研究成果, 望为温和地区同类办公建筑的空调系统节能改造工作提供参考范例与实践经验。

【关键词】 节能改造; 温和地区; 溴化锂机组; 冷却塔免费供冷

中图分类号 TU83 文献标志码 A

Energy Saving Renovation of Air Conditioning System for Office Buildings in Mild Regions

Han Kunhong¹ Su Ying¹ Sun Xuedong² Guo rui¹

(1. Guizhou Architectural Design & Research Institute Co., Ltd, Guiyang, 550081;

2. The People's Bank of China Guizhou Provincial Branch, Guiyang, 550001)

【Abstract】 Taking an office building in mild regions as a typical case study, combined with the local climate characteristics, a series of innovative renovation measures were implemented based on the actual operating conditions of the lithium bromide unit air conditioning system in the original office building. Adopting magnetic levitation variable frequency conversion centrifugal water chiller, low nitrogen condensing boiler, and integrated high-efficiency variable frequency pump units, the old facilities are updated through on-site replacement, and a new intelligent air conditioning control system is built. At the same time, a free cooling tower cooling system is equipped. After the renovation, the air conditioning equipment room reached the Two-Star High-Efficiency Refrigeration Room Standard, significantly improving the operational efficiency, safety, and convenience of the air conditioning system. Compared with performance before the renovation, summer cooling energy consumption significantly decreased by 85.7%, carbon emissions decreased by 68.16%, and the annual energy consumption for cooling/heating sources decreased by 38.34% alongside a 32.44% reduction in carbon emissions, contributing to China's "Dual Carbon" goals. The research results of this renovation are expected to provide reference examples and practical experience for energy-saving renovation of air conditioning systems in similar office buildings in mild areas.

【Keywords】 Energy-saving; Mild regions; Lithium bromide unit; Free cooling tower technology

0 引言

我国存在大量非节能既有建筑,这不仅加剧了资源的消耗,致使建筑能耗急剧上升,也阻碍了“双碳”目标的实现和可持续发展道路的顺利进行^[1]。国务院印发的《2024-2025 年节能降碳行动方案》明确提出,到 2025 年底,将完成既有建筑节能改造面积较 2023 年增长 2 亿 m² 以上。

近年来,众多学者围绕不同气候分区的办公建筑节能改造展开了深入研究。在寒冷地区,孙琳琳等^[2]构建了节能—经济耦合计算评价模型,以此确定契合新标准要求的寒冷地区办公建筑的最优节能改造路径;朱晓姣等^[3]从节能、节水、减碳的角度分析了绿色建筑节能改造方案,发现对围护结构、暖通空调及照明系统进行改造,节能效果尤为显著。在夏热冬冷地区,郑晓卫^[4]通过对上海某办公建筑的节能改造实践,总结出在改造前应根据实际情况制定合理的改造目标与方案,且改造工作宜分阶段、有条件的逐步展开;刘雪燕^[5]针对某办公建筑的冷热源设备老化问题,采取新增两台磁悬浮冷水机组,同时保留原有机组制热供能的方案,该方案既合理控制了投资并提高了节能率。在夏热冬暖地区,易检长等^[6]对深圳某公共建筑节能改造技术的实际成效与经济性进行了量化分析;孙冬梅等人^[7]以深圳某电力生产办公建筑为例,开展了既有建筑零碳改造技术路径研究与探索。在温和地区,李宝明^[8]主要通过对公共建筑的外围护结构实施节能改造,使其达到超低能耗建筑的节能标准。

从既有公共建筑的节能改造研究现状来看,国

内针对温和地区公共建筑节能改造的案例较为稀缺^[9],制约了技术实践的有效性与区域适配性。云南温和地区研究进一步证实,其超低能耗改造措施需区别于严寒或炎热地区,但当前缺乏针对该区域的系统性节能改造标准与降碳指南,反映出气候适应性基础研究的滞后。温和地区气候独特,冬温夏凉,干湿季分明,日照时长相对较少,夏季湿球温度低,部分地区冬季气温偏低。同时,在建筑能耗构成中,暖通空调系统通常占据总能耗的 40%-60%^[10],这使得空调系统改造成为既有建筑节能改造的核心环节。基于此,本次研究以温和地区某既有办公建筑的空调系统节能改造为切入点,结合该地区气候特点,详细阐述具体的改造方式,并对比分析改造前后的效果,以期为温和地区类似办公建筑的空调系统节能改造提供具有参考价值的思路与方法。

1 项目概况

1.1 基本情况

该办公建筑由主楼和北楼两栋建筑构成,其中主楼建筑面积为 22000m²,地上共计 22 层,地下有 2 层,建筑高度为 78.4m;北楼建筑面积为 3516m²,地上 8 层,建筑高度为 24m。主楼与北楼共同使用一套直燃型溴化锂吸收式空调系统,该系统于 2001 年初正式投入使用,其主要参数如表 1 所示,布置情况如图 1 所示。由于此空调系统投入使用年限已久,不仅难以保障室内舒适环境,还存在能耗高、运行维护成本高等问题,因此,对该系统实施节能改造势在必行。

表 1 改造前空调系统主要设备参数

Table 1 Pre-retrofit Main Equipment Parameters of Air Conditioning System

设备名称	基本情况			
	性能参数		数量	改造情况
直燃型溴化锂冷水机组	额定制冷量/kW	1744	2 台	将燃烧机由燃油型改为油气两用型
	额定制热量/kW	1400		
	流量/(m ³ /h)	300		
冷温水循环水泵	扬程/m	32	3 台(两用一备)	更换时间超过 10 年
	功率/kW	37		
	流量/(m ³ /h)	300		
冷却水循环水泵	扬程/m	32	3 台(两用一备)	更换时间超过 10 年
	功率/kW	37		
	流量/(m ³ /h)	300		
冷却塔	流量/(m ³ /h)	500	裙楼屋顶	近 2 年内新更换

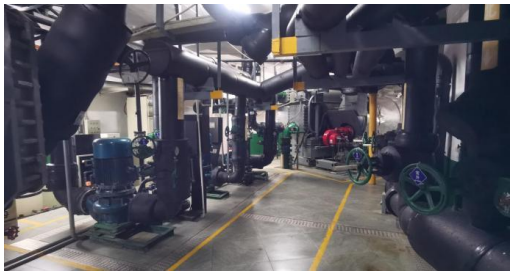


图 1 改造前空调冷热源机组

Fig.1 Pre-Retrofit Air Conditioning Cold and Heat Source Unit

1.2 节能诊断

1.2.1 冷热源系统诊断

两台直燃型溴化锂吸收式机组已服役二十余载，长期的使用使得机组真空度难以保持良好状态，运行效率大幅降低，在制冷、制热效果上表现欠佳，并且存在较大的安全运行隐患，严重影响系统的稳定与高效运行。

1.2.2 水系统诊断

改造前，空调水系统中的冷却水泵和冷冻水泵均为定频泵。经现场调研数据显示，夏季供回水温差约为 1~2℃，冬季供回水温差约为 1~3℃。由于定频泵无法根据末端负荷变化调节运行频率，极易引发“大流量小温差”现象，致使水系统运行能耗居高不下。

与此同时，水系统的管道、阀门长时间未得到

及时清洗，导致阀门、管道内壁腐蚀生锈，进而使得阀门漏水、管道内壁变薄、承压能力下降（系统运行过程中已出现爆管现象）、管道堵塞，且系统运行时流量达不到设计值。目前，大部分阀门已不具备调节功能，甚至无法实现开闭功能。阀门及管道的腐蚀情况如图 2 所示。



(a) 管道阀门腐蚀 (b) 管道腐蚀

图 2 水系统设备腐蚀情况

Fig.2 Corrosion Condition of Water System Equipment in HVAC

1.2.3 末端空调设备诊断

冬季工况下，即便风机盘管处于高档送风状态，也无法达到设计出风温度，具体测试数据如表 2 所示。经分析，这是由空调水系统管道堵塞、保温层缺损、风盘翅片积垢堵塞以及风扇电机老化等多方面原因共同导致。

表 2 某办公室风机盘管冬季工况下测试数据

Table 2 Test Data of Fan Coil Unit in an Office Under Winter Operating Condition

	出风口风速/(m/s)	出风口温度/℃	设计出风口温度/℃	空调主机出水温度/℃
风机盘管 1	2.4	25.6	40	54
风机盘管 2	3.4	24.5	40	54
风机盘管 3	2.2	24.3	40	54
风机盘管 4	2.5	25.5	40	54
风机盘管 5	1.3	25.1	40	54
风机盘管 6	1.9	25.7	40	54

1.2.4 系统智能化诊断

在冷热源和空调水系统方面，因缺少能耗监控系统，无法实时监控冷热源系统的运行状态，难以实现事前预警及故障报警，当前主要依赖人工巡检来排查问题。此外，空调系统的冬夏运行状态切换也主要依靠人工操作来实现。

在末端用户方面，由于缺乏统一管控手段，无法对末端设备进行集中温度设定、启停控制等操作，使得部分办公室人为设定温度过高或过低，甚至办公室在无人时，空调设备依然运行，极大地增

加了末端设备的运行能耗。

2 节能改造方案及具体技术

2.1 改造方案

鉴于现有办公建筑空调系统面临设备老化严重、系统智能化程度低以及运行能耗居高不下等问题，本次改造聚焦于该空调系统的四个关键方面，即冷热源系统、水系统、末端空调设备及系统智能化。具体改造方案如图 3 所示。

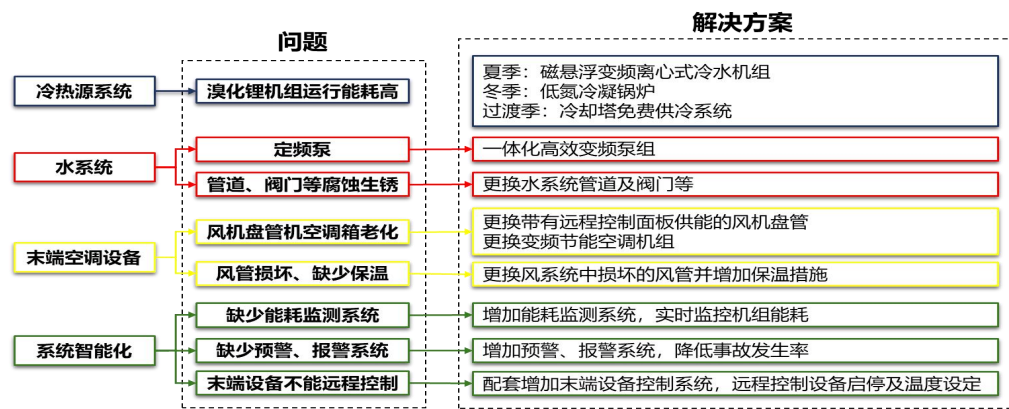


图 3 改造方案图

Fig.3 HVAC Retrofit Drawing

2.1.1 冷热源系统改造

选用 2 台额定性能系数（COP）达 6.5、综合部分负荷性能系数（IPLV）达 9.98 的磁悬浮变频离心式冷水机组，搭配 2 台热效率高达 107% 的低氮冷凝锅炉，以替换现有的直燃型溴化锂吸收式机组。这一举措既能显著增加空调系统夏季的制冷能效，又能充分保障冬季的供热能力，具体设备参数如表 3 所示。结合温和地区气候特点，增加一套板式换热器，在室外湿球温度低于 14℃ 时^[11]，无需启动冷机，仅依靠开式冷却塔、循环水泵以及板式换热器进行换热，即可为室内提供冷量，实现冷却塔免费供冷。

表 3 冷热源设备材料表

Table 3 HVAC Cold and Heat Source Equipment		
Material Schedule		
设备名称	主要规格型号	数量/台
磁悬浮变频离心式冷水机组	制冷量：1055kW	2
	输入功率：162.5kW	
	COP=6.5	
	IPLV=9.98	
	冷冻水流量：50.4L/s	
	冷却水流量：63.0L/s	
低氮冷凝锅炉	制热量：1400kW	2
	输入功率：3.5kW	
	天然气耗量：140m³/h	
	氮氧化物排放<30mg/Nm³	
冷却塔	热效率：107%	2
	流量：500m³/h	
	冷却水进出口温度：31/26℃	

2.1.2 水系统改造

将原有水系统中的定频冷却水泵和冷冻水泵替换为一体化高效变频泵组，该泵组配备大、中、

小泵，详细参数如表 4 所示。同时，更换水系统中已腐蚀的管道和阀门，并重新设计规划水系统管路，结合现场空间条件将原设计的水系统异程式管路改造为同层水平同程管路，从而在一定程度上降低水力不平衡率。

表 4 一体化高效泵组详细参数

Table 4 Detailed Parameters of Integrated High-Efficiency Pump Set						
称	设备	主要规格型号	参数	数量/套		
冻且	水泵 1	流量/(m³/h)	220	1		
		扬程/m	24			
		功率/kW	22			
	水泵 2	流量/(m³/h)	173			
		扬程/m	24			
		功率/kW	18.5			
	水泵 3	流量/(m³/h)	138			
		扬程/m	24			
		功率/kW	15			
	水泵 4	流量/(m³/h)	80			
		扬程/m	24			
		功率/kW	7.5			
开放 ModBus 协议，留有 RS485 接口						
却且	水泵 1	流量/(m³/h)	300	1		
		扬程/m	20			
		功率/kW	22			
	水泵 2	流量/(m³/h)	200			
		扬程/m	20			
		功率/kW	15			
	水泵 3	流量/(m³/h)	140			
		扬程/m	20			
		功率/kW	15			
	开放 ModBus 协议，留有 RS485 接口					

2.1.3 末端空调设备改造

把老旧的风机盘管更新为带远程控制面板的风机盘管, 同时将破损的空调箱更换为带远程变频控制功能的空调箱。此外, 更换已腐蚀破损的送风管道, 并增加风管保温措施, 以此保证送风量与送风温度, 降低末端空调设备的能耗。

2.1.4 系统智能化改造

依据控制需求建设智能化系统, 该系统运用自适应控制等新型控制技术, 实现对机房系统及设备的智慧管控与运行, 对末端风机盘管实现启停、温度等统一设置; 机房可实现系统自动联锁控制、机组台数自动调节和水泵自动变频控制等功能。并且, 该系统能够对空调系统的能耗进行能效指标分析, 还可对设备故障进行报警记录与诊断分析。

2.2 节能改造技术

在本次项目的节能改造过程中, 运用了一系列先进的节能技术, 大幅削减空调系统能耗。涵盖空调系统全年负荷计算分析、多种高效设备应用、结合气候特点优化设计工况、“冷却塔免费供冷”技术以及借助三维建模优化管路阻力等。接下来, 将对上述主要节能技术的应用展开详细阐述。

2.2.1 全年负荷计算分析

进行方案设计之前, 首先对办公建筑的全年冷热负荷进行模拟计算。根据现场对机组全年运行情况的调研, 将 5 月至 9 月设定为供冷期, 10 月至 4 月设定为供暖期, 空调系统运行时间设定为早上 6 点至晚上 8 点。模拟得出空调系统全年逐时负荷, 如图 4 所示。

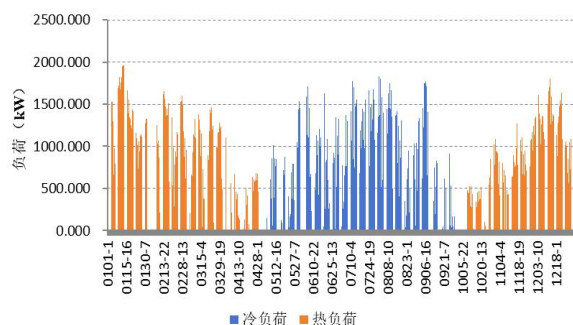
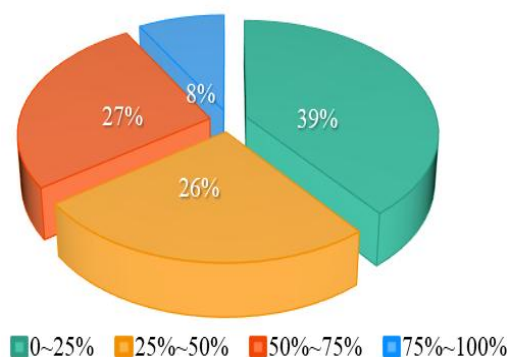


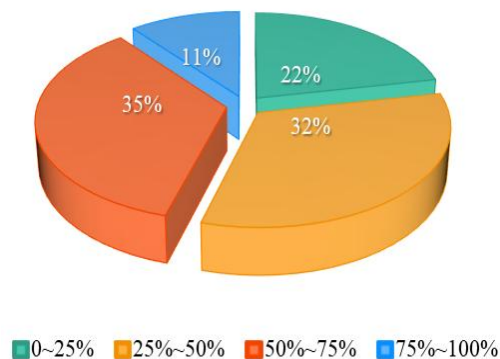
图 4 全年逐时动态负荷

Fig.4 Annual Hourly Dynamic Load

进一步对空调系统负荷分布进行分析, 结果如图 5 所示。分析显示在全年动态负荷中, 冷、热负荷率大于 75% 的时段占比很少。鉴于此, 在部分负荷率下, 选用相较于螺杆冷水机组制冷能效更高的磁悬浮变频离心式冷水机组, 且冷冻水泵与冷却水泵采用大、中、小配置的一体化变频高效泵组。如此安排, 既能确保设备高效运行, 又可满足负荷峰值时的需求。



(a) 冷负荷部分负荷率占比



(b) 热负荷部分负荷率占比

图 5 全年冷、热负荷占比情况

Fig.5 Annual Cooling and Heating Load Proportion Distribution

2.2.2 高效设备的应用

(1) 磁悬浮变频离心式冷水机组

此次节能改造中, 所选用的磁悬浮变频离心式冷水机组, 在冷却水进出水温度为 26℃/31℃、冷冻水进出水温度为 12℃/7℃的设计工况下, 其部分负荷率下性能参数如表 5 所示。

表 5 部分负荷率下磁悬浮变频离心式冷水机组性能参数

Table 5 Performance Parameters of Magnetic Levitation Variable Frequency Centrifugal Chiller at Partial Load Ratio							
部分负荷率 /%	制冷量 /kW	输入功率 /kW	冷冻水回水温度 /℃	冷冻水供水温度 /℃	冷却水回水温度 /℃	冷却水供水温度 /℃	COP
100	1055	147	12	7	26	31	7.179
75	791.3	80.01	10.75	7	22.17	25.79	9.89
50	527.5	38.74	9.5	7	18.33	20.69	13.62
25	263.8	19.4	8.25	7	18.33	19.51	13.59

由表 5 可见，机组的制冷效率随部分负荷率的降低而持续提升。其中，25%负荷率时的制冷效率较满负荷时提高了 89.3%，输入功率降低了 127.6kW。因此在部分负荷率工况下，冷水机组的节能效果十分显著。

(2) 一体化高效变频泵组



图 6 一体化高效变频泵组

Fig.6 Integrated High-Efficiency Variable Frequency Pump Set

根据负荷计算结果，为精确匹配不同空调负荷下的系统水流量，改造设计选用大、中、小泵组合的一体化高效变频泵组，如图 6 所示。该泵组运用集成式高效循环水力模块，可依据运行工况自动、精准匹配水泵运行台数、流量、扬程，有效减少传统设计余量及相同功率水泵并联高效区范围较窄所导致的能源浪费。与传统多台相同型号的水泵选型设计相比，此泵组预计能降低输配系统 30% 以上的运行能耗。

2.2.3 优化设计工况

本次改造充分考量温和地区的气候特点，结合磁悬浮变频离心式冷水机组的性能运行曲线，将冷却水进出温度设定为 26℃/31℃。相较于传统冷水机组设计的冷却水进出水温度（32℃/37℃），优化后的冷水机组 COP、非标准工况下的 IPLV 值（NPLV）分别提高了 10.6%，20%，具体数值如表 6 所示。

表 6 非标准工况下磁悬浮变频离心式冷水机组制冷效率

Table 6 Refrigeration Efficiency of Magnetic Levitation Variable Frequency Centrifugal Chiller under Off-Design Conditions			
Conditions			
冷却水供回水温度/℃	COP	NPLV	机组耗电量/kW
26/35	6.566	10.94	160.7
26/34	6.716	11.2	157.1
26/33	6.864	11.44	153.7
26/32	7.023	10.92	150.2
26/31	7.179	11.98	147

2.2.4 冷却塔免费供冷技术

冷却塔免费供冷技术是在原有配备冷却塔的空调系统基础上，适度增加部分管道、阀门及设备。当室外大气湿球温度小于或等于某一设定值

时，关闭冷水机组，利用冷却塔的低温冷却水作为空调冷源向末端供冷。由于此方式节约了冷水机组的能耗，故而具有较明显的节能效益^[1]。本次改造项目的冷却塔免费供冷系统原理如图 7 所示。

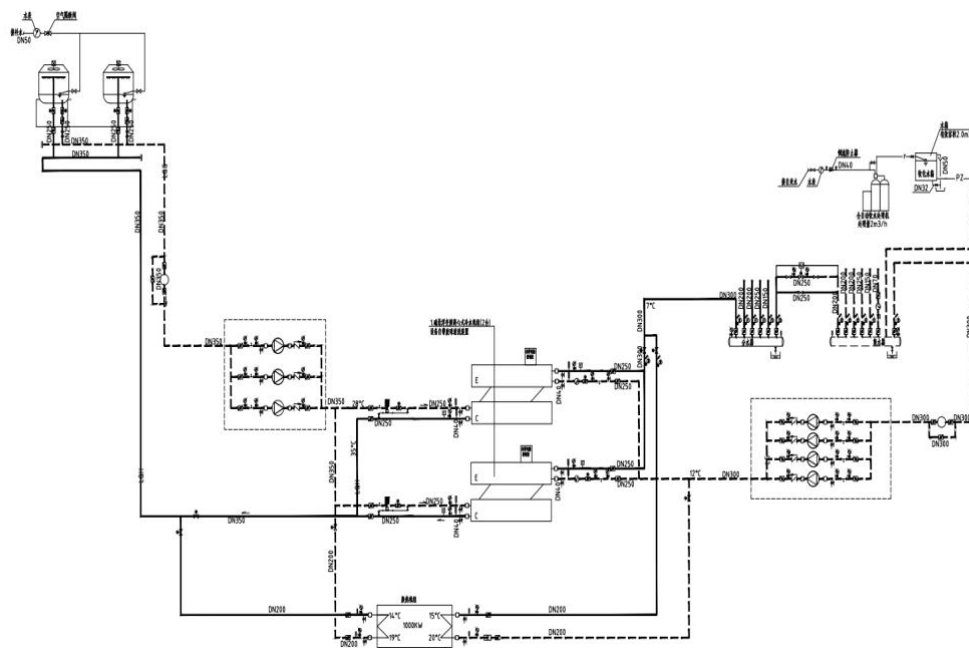
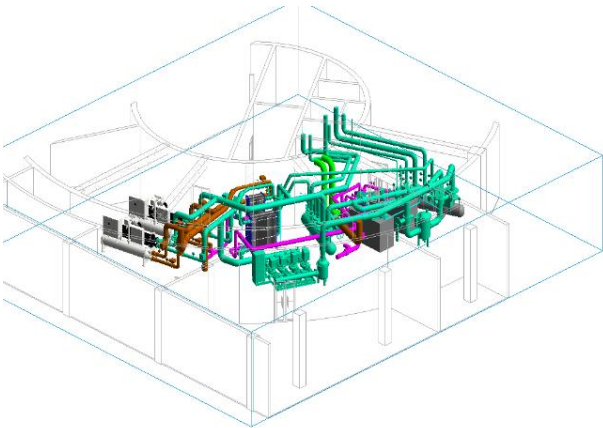


图 7 冷却塔免费供冷系统原理图

Fig.7 Schematic Diagram of Cooling Tower Free Cooling System

2.2.5 三维建模优化管路

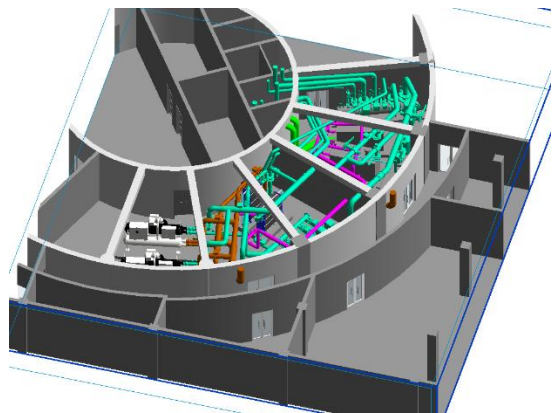
鉴于原有空调机房空间狭小, 管道布局难度较大, 本项目运用建筑信息模型 (BIM) 技术, 借助可视化三维图纸, 对管路、阀门、弯头等位置实施优化举措, 如减少管路弯头数量, 将直角弯头、直角三通改为钝角弯头或钝角三通。通过这些措施, 有效降低了管路的沿程阻力和局部阻力, 原有水系统中的冷冻水泵和冷却水泵单台最大扬程从 32m、24m 分别优化至 24m、20m, 同时, 冷冻水泵和冷却水泵单台最大运行功率从 37kW、45kW 分别降至 22kW、22kW。这极大地降低了水系统的输送能耗, 达到了系统节能目的。



(b) 机房透视图

图 8 机房三维图

Fig.8 Mechanical Room 3D Diagram



(a) 机房图

3 测试结果及效益分析

3.1 测试结果

项目竣工后, 第三方权威检测机构对机房展开检测并出具了评估报告。报告结果显示: 高效制冷机房冷源系统全年能效比达到 5.35, 满足高效制冷机房二星级等各项要求, 并获得二星级高效机房冷源系统认证证书。其中, 检测设备的相关参数如表 7 所示。

表 7 制冷机房主要监测点位传感器型号及精度

Table 7 Key Monitoring Points Sensors Model and Accuracy in Refrigeration Plant Room

参数	型号	测量范围	误差（准确度）
冷水供水温度	TE-631AM-1	-46~104℃	±0.19℃
冷水回水温度	TE-631AM-1	-46~104℃	±0.19℃
冷水供水流量	TUF	口径 DN50 及以上	1.0
冷却水供水温度	TE-631AM-1	-46~104℃	±0.19℃
冷却水回水温度	TE-631AM-1	-46~104℃	±0.19℃
冷却水供水流量	TUF	口径 DN50 及以上	1.0
压差传感器	P499VBS	0~30bar	±0.2
室外温湿度传感器	SRH15PO11T2N	-20~80℃ 0~100%RH	±0.3℃ ±3%

同时，对中央空调改造前后 6 月至 8 月的制冷运行能耗进行了详细对比。改造前，2022 年 6-8 月期间，空调系统累计耗电量 3.55 万 kWh，耗气量 2.86 万 m³。改造后，空调制冷实现全面电气化，2024 年 6-8 月空调系统耗电量 4.93 万 kWh。经核算，改造后的能耗相较于改造前能耗减少了 36t 标煤，降幅达 85.7%；碳排放减少了 55t，下降比例为 68.16%。

3.2 效益分析

3.2.1 安全效益分析

本项目空调系统完成改造后，成功消除了溴化锂溶液泄漏的潜在风险，解决了空调水系统管道爆管的问题，显著降低了办公人员因空调系统内部细菌滋生而患疾病的风险，能源供应的安全可靠性得到大幅提升。

3.2.2 经济效益分析

在确保改造前后冷热源系统各项设置条件相同的情况下，暂且不考虑改造后利用冷却塔免费供冷技术所节约的运行费用，经测算，改造前后的运行费用如表 8 所示。

表 8 改造前后冷热源系统年运行费用

Table 8 Annual Operating Cost of Cooling and Heating Source System Before and After Retrofit

年费用/万元	改造前	改造后
燃气费	58.49	33.49
电费	8.4	10
总计	66.89	43.49

注：燃气费用约为 4 元/m³；电费为 0.69 元/kWh。

从表 8 中可知，每年预计可节约运行费用 23.4 万元。据现场调研，改造前每年的空调系统维护费

用约为 22 万元。鉴于项目提供 4 年质保维保服务，预计 4 年内可节约经费 140 万元。此外，尤为值得注意的是，若在过渡季节合理运用冷却塔免费供冷技术，在保证末端舒适性的同时，还能进一步降低空调系统的运行成本。

3.2.3 低碳节能效益分析

改造前，原冷热源系统的年能源消耗量折合标准煤约为 210t；改造后，冷热源系统年能源消耗量折合标准煤为 129t，每年可节约标准煤约 81t，减少碳排放量约 123t，具体数据如表 9 所示。

表 9 改造前后冷热源系统年能源消耗量对比

Table 9 Comparison of Annual Energy Consumption of Cooling and Heating Source System Before and After Retrofit

能源消耗量	改造前	改造后
燃气/Nm ³	146225	83716
电量/kWh	121729	144862
折合标准煤/t	210	129

注：燃气折合标准煤系数为 1.33kg/m³，电力折合标准煤系数为 0.1229kg/(kWh)。

4 结论

本文基于对温和地区某既有办公建筑空调系统的节能诊断，提出了全面的节能改造方案及具体技术措施，并取得了如下主要结论：

（1）针对温和地区某既有办公建筑空调系统现存的运行难题，结合办公建筑的全年部分负荷率分布情况，采用磁悬浮变频离心式冷水机组、低氮冷凝锅炉及风机盘管等设备，对原有老旧设备进行全面替换与升级。这一改造举措显提升了空调系统

的全年运行能效,有效降低了系统的年运行成本,大幅改善了系统的整体性能。

(2) 结合温和地区独有的气候特点,对磁悬浮变频离心式冷水机组的运行参数进行优化,将冷却水进出水温度设定为 $26^{\circ}\text{C}/31^{\circ}\text{C}$ 。同时,相比于传统空调系统,增设板式换热器,并合理利用冷却塔、循环水泵以及板式换热器的协同工作,实现免费供冷模式。这一优化不仅进一步提高了空调系统的全年运行能效,还显著降低了空调系统的年运行费用,为高效节能运行提供了有力保障。

(3) 此次建设的智慧化能耗监控系统不仅可以对机房设备和末端设备进行统一、精准的监控,还可实时计算冷热源系统全年能效数值,及时发现空调系统运行中出现的问题,确保空调系统始终处于安全、高效运行状态。除此之外,该智能化能耗监控系统具有高度的开放性与兼容性,后期可将大楼的照明系统、梯控系统等纳入到该控制平台中,逐步实现大楼的智能化管理,提升整体运营效率。

(4) 本次针对温和地区既有办公建筑空调系统的改造,在冷热源、水系统、末端设备以及智慧监控等多方面实现了重大突破。不仅为办公人员营造了更加安全、舒适的办公环境,还显著降低了空调系统的能耗与碳排放量,创造了可观的经济与环境效益。

5 展望

本次研究缺乏对空调系统不同工况下的运行策略对比研究,比如未对过渡季节采用冷却塔进行免费供冷的运行能耗和使用效果进行详细记录。

空调系统的节能运行是一项长期而持续的工作,不同工况适配不同的运行策略。未来,我们希望大家更加注重空调系统的运维管理,可以根据不同的室外气候情况不断优化系统运行策略,确保空

调系统最大限度保持长期稳定高效运行。

声明:论文内容属个人观点,不代表所在单位意见。

参考文献:

- [1] 伍红民,郭汉丁,李柏桐.政策工具视域下中国既有建筑节能改造政策文本量化研究[J].建筑经济,2019,40(4):110-116.
- [2] 孙琳琳,牛菲菲,吴泽江,等.“节能性”与“经济性”耦合目标下寒冷地区办公建筑节能改造研究—以北京某办公建筑为例[J].建筑节能(中英文),2024,52(1):97-103.
- [3] 朱晓姣,柳松,宋波,等.公共机构既有办公建筑绿色节能改造实践[J].建筑节能(中英文),2020,48(3):106-110.
- [4] 郑晓卫.上海某办公建筑节能改造及效果评估[J].建筑节能(中英文),2016,44(5):101-104.
- [5] 刘雪燕.上海某办公建筑冷热源系统节能改造方案对比[J].制冷与空调,2024,24(10):36-44.
- [6] 易检长,何影,欧阳前武.基于全过程的深圳某办公建筑节能改造技术节能量与经济性分析[J].暖通空调,2020,50(11):81-87.
- [7] 孙冬梅,赵宇明,王静,等.夏热冬暖地区既有办公建筑近零碳改造案例分析[J].暖通空调,2024,54(8):132-140, 89.
- [8] 李宝明.温和地区既有公共建筑超低能耗改造方法研究—以云南建筑技术发展中心节能改造设计为例[J].建筑节能(中英文),2024,52(5):62-66.
- [9] 崔文静.既有建筑节能改造的策略决策研究[D].重庆:重庆大学,2022.
- [10] 金水光,骆安六,陈奇慧.公共建筑中暖通空调系统能耗控制方法研究[J].能源与环保,2022,44(1):202-206.
- [11] 李磊.贵州地区冷却塔免费供冷技术适应性研究[D].贵阳:贵州大学,2018.
- [8] 韩伟.VRV 空调室外机周围环境气流模拟及实验研究[D].青岛:青岛理工大学,2013:55-61.
- [9] 姜晓东,苏秀平.格栅孔隙率对某空调室外机性能影响的 CFD 研究[J].制冷与空调,2010,10(3):25-29.
- [10] 王福军.计算流体力学分析—CFD 软件原理与应用[M].北京:清华大学出版社,2004:43-48.
- [11] 许国强,田彩霞,郭初.CFD 模拟分析在高层办公建筑空调方案选择中的应用[J].制冷与空调,2016,16(8):62-67.

(上接第 744 页)

- [5] 闫艺文,李百毅,喻伟,等.住宅空调室外机安装平台优化设计[J].暖通空调,2020,50(5):19-25.
- [6] 文改黎.某办公建筑空调室外机布置方式可行性分析[J].暖通空调,2022,52(S2):238-240.
- [7] 杨云铠,程予川,刘彬,等.某商业建筑凹槽空调室外机热环境 CFD 分析与优化[J].暖通空调,2016,46(4):33-35.