

文章编号: 1671-6612 (2025) 03-419-07

基于蓄冷水池的 风机盘管串联散热器大温差供冷系统应用分析

李 潼¹ 黄 翔¹ 薛直勤² 杨顺淋¹ 郭 林² 褚俊杰¹ 田金星¹ 朱 超²

(1. 西安工程大学 西安 710048; 2. 西安曲江新区圣元热力有限公司 西安 710048)

【摘 要】 介绍了陕西西安某能源中心应用基于蓄冷水池的风机盘管串联散热器大温差供冷系统的工程应用实例, 通过该系统理论分析以及对系统中风机盘管进、出风/水温度, 送风量, 散热器进、出水温度的实际测试, 分析出基于蓄冷水池的风机盘管串联散热器大温差供冷系统的制冷量以及单位建筑面积制冷量。同时, 通过该系统与传统空调系统的耗电量测试分析, 直观对比了该系统的经济性。分析结果表明, 该基于蓄冷水池的风机盘管串联散热器大温差供冷系统可满足室内人员舒适性需求, 相比于传统空调系统可节省 20% 左右的运行费用, 同时还可减轻电网在高峰期的用电压力, 实现冷量使用的源随荷动, 为未来实现民用建筑空调系统节能降耗以及集中供冷技术的实现与推广提供了参考依据。

【关键词】 大温差供冷; 水蓄冷; 风机盘管; 散热器; 消防水池

中图分类号 TU831 文献标志码 A

Fan Coil Series Radiator Based on

Cold Storage Reservoir Application Analysis of Large Temperature Difference Cooling System

Li Tong¹ Huang Xiang¹ Xue Zhiqin² Yang Shunlin¹ Guo Lin² Chu Junjie¹ Tian Jinxing¹ Zhu Chao²

(1.Xi'an Polytechnic University, Xi'an, 710048;

2.Xi'an Qujiang New District Shengyuan Thermal Power Co., Ltd, Xi'an, 710048)

【Abstract】 This paper introduces an energy center in Xi'an application based on the storage pool fan coil series radiator large temperature difference cooling system engineering application example, through the theoretical analysis of the system and the system, air supply, radiator inlet water temperature of the actual test, the analysis based on the storage pool fan coil series radiator large temperature difference cooling system cooling capacity and unit building area. At the same time, through the power consumption test and analysis of the system and the traditional air conditioning system, the economy of the system is intuitively compared. Analysis results show that the fan coil based on storage pool series radiator big temperature difference cooling system can meet the demand of indoor personnel comfort, compared with the traditional air conditioning system can save about 20% of the operating cost, but also can reduce the power grid in the peak pressure, realize the cooling of the source with the load, for the future implementation of civil building air conditioning system energy saving and implementation of centralized cooling technology provides a reference.

【Keywords】 Large temperature difference for cooling; Water storage cold; Fan coil; Radiator; Fire pool

基金项目: 智能算力集成关键技术研究及应用 (编号: XZ202501JX0005);

陕西省教育厅科学研究计划重点项目 (编号: 24JR069)

作者简介: 李 潼 (2001.07-), 男, 在读硕士研究生, E-mail: litong070701@163.com

通讯作者: 黄 翔 (1962.07-), 男, 教授, E-mail: huangx@xpu.edu.cn

收稿日期: 2024-10-21

0 引言

近年来,随着我国经济不断进步,城镇化进程不断加快,民用建筑面积也在不断扩大,同时随着人们对建筑环境舒适度的要求不断提高,我国建筑能耗还将持续上升^[1,2]。通过需求侧节能以及供给侧零碳化,是缓解我国能源问题同时实现“双碳目标”的有效手段之一^[3]。因此建立储能设施实现各时段能源的使用均衡以及改变空调系统末端形式降低空调系统能耗等方式均为缓解目前空调系统能源消耗问题的有效途径之一。

空调系统增设蓄冷装置也是众多储能方式之一^[4,5]。采用蓄冷技术,将多余的空调系统冷量或在最优环境下制取的冷量进行储存,可实现能源使用的源随荷动,同时达到均衡电网负荷的目的^[6]。大温差供冷技术作为目前空调系统高效节能技术,可有效降低空调水系统输送能耗,但过大的供回水温差会导致冷水机组制冷效率降低^[7]。故此将大温差供冷技术与蓄冷技术耦合,改变蓄冷模式下的供回水温差是弥补采用大温差供冷时制冷机组效率降低的有效手段之一^[8]。

基于蓄冷水池的风机盘管串联散热器大温差供冷系统将风机盘管与散热器串联以实现大温差供冷,并在其中耦合蓄冷水池,以实现空调系统的节能高效运行。本文通过对该系统的原理进行详细介绍,并结合实际测试结果,分析其适用性、经济性,探索该系统在未来进行区域集中供冷的可行性。

1 概况

该能源中心位于陕西省西安市,能源中心机房 1 座,建筑面积为 3739m²,为周边 2500 余万平方米建筑提供集中供暖服务。能源中心采用基于蓄冷水池的风机盘管串联散热器系统进行集中供冷试点,该系统蓄冷水池为能源中心的消防水池兼用,水池外形尺寸为 30m×7m×5m。目前该系统已为能源中心内办公室、员工宿舍、配电室等总空调区面积约 1900m²的区域实现集中供冷,后期还将利用能源中心供暖管道辐射至周围学校、办公楼以及居民小区等,为其提供集中供冷服务,打造出集中供热、供冷一体化园区。

2 基于蓄冷水池的风机盘管串联散热器大温差供冷系统

2.1 系统组成

基于蓄冷水池的风机盘管串联散热器大温差供冷系统由冷却塔、离心式热泵机组、蓄冷水池、板式换热器、风机盘管、散热器以及水泵构成。其中蓄冷水池、板式换热器位于能源中心地下二层,冷却塔、离心式热泵机组位于能源中心 4 楼天台。该系统在原有供暖管道的基础上,在散热器进水口前串联风机盘管,将经过风机盘管的冷冻水再次回收至散热器中进行辐射供冷;将原有的消防水池兼用为蓄冷水池,其与风机盘管、散热器通过板式换热器进行耦合;采用离心式热泵机组为蓄冷水池提供冷源。图 1 为基于蓄冷水池的风机盘管串联散热器大温差供冷系统原理图。

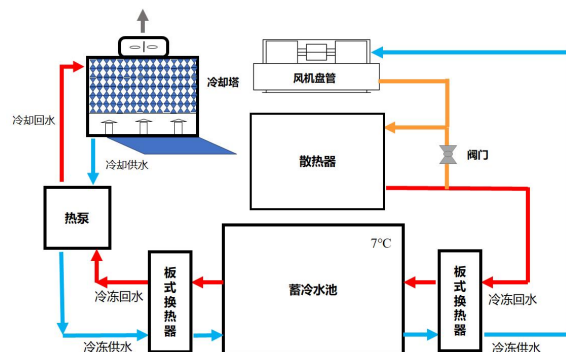


图 1 基于蓄冷水池的风机盘管串联散热器大温差供冷系统原理图

Fig.1 Schematic diagram of large temperature difference cooling system of fan coil series radiator based on cold storage pool

2.2 大温差供冷技术

大温差供冷技术通过提高冷冻水回水温度,以提高冷冻水供回水温差,使得空调水系统的冷冻水流量减少^[9]。由于水泵的轴功率与流量的三次方成正比,故此水泵流量降低 25%时,冷冻水泵能耗可降低至原来能耗的 40%左右^[10]。

该系统采用风机盘管串联散热器的形式实现大温差供冷,系统设计冷冻水供/回水温差为 8℃/22℃。同时该系统的风机盘管可在原有供暖系统的基础上加装,以降低系统建设初投资。

2.3 水蓄冷技术

空调系统蓄冷技术将冷量储存至相关介质

中^[11]，夜间利用电低谷期将冷量储存，在白天用电高峰期将存储的冷量释放^[12]。水蓄冷技术应用水为冷量存储介质，其相对于冰蓄冷系统水蓄冷系统具有更强的灵活性、适应性，同时建设成本低，转换效率高，对冷机容量需求低，还可将原有的消防水池等容器兼用为蓄冷装置^[13-15]。

该系统设计蓄冷水池温度为 7℃, 将原有体积为 1050m³ 的消防水池同时作为蓄冷水池使用, 消防灭火水质可满足水蓄冷系统的水质要求, 同时水蓄冷系统的运行不会影响消防设施在紧急情况下的正常工作, 还可降低系统建设初投资, 具有节地、节材、节水的特点^[16]。

2.4 系统特点

(1) 应用风机盘管串联散热器的末端形式。将通过风机盘管的冷冻水再次回收利用至散热器中进行辐射供冷, 提高空调系统末端制冷效率的同时提高冷冻水的供回水温差, 以降低冷冻水供回水流量^[7], 实现节约系统建设初投资, 降低冷媒输送能耗, 提高系统末端制冷效率的目的, 节能高效。

(2) 应用水蓄冷技术并采用消防水池兼做蓄冷水池。水蓄冷技术实现对电网的削峰填谷, 使电网负荷曲率更加平缓, 提高电力系统的稳定性^[18]; 利用峰谷电价差降低系统运行成本。采用消防水池兼做蓄冷水池, 进一步降低系统初投资, 同时对技术要求低、运行维护方便。

(3) 将大温差供冷技术与蓄冷技术耦合^[19], 通过控制蓄冷水池温度, 而改变蓄冷模式下的供回水温差以实现制冷机组能效达到最优, 有效解决供回水温差过大而降低制冷机组运行效率降低问题。

(4) 系统建设可在原有市政供暖管道的基础上进行改造, 节约系统建设成本, 同时避免供暖管道在夏季空闲时, 管道被锈蚀, 延长管道使用寿命^[20]。

2.5 系统运行模式

该系统夏季供冷包含蓄冷模式、放冷模式两种模式相互耦合运行。以下为两种运行模式详细介绍:

蓄冷模式：夜间电网低谷期系统蓄冷模式运行，利用低谷电价运行离心式热泵机组，同时由冷却塔为热泵机组冷凝器提供冷却水，热泵机组制取出的冷水通过板式换热器对蓄冷水池进行冷却，直至蓄冷水池冷却至 7℃，热泵机组停止运行。

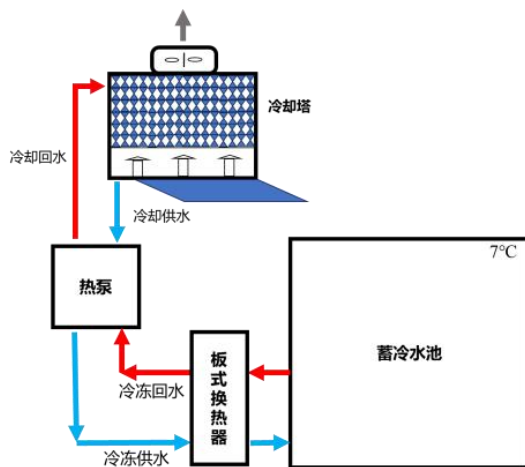


图 2 蓄冷模式运行原理图

Fig.2 Schematic diagram of cold storage mode operation

放冷模式：当系统负荷侧需供冷时，系统放冷模式运行，蓄冷水池中的 7℃ 冷水经过板式换热器后与末端空调系统 22℃ 的冷冻回水换热后回到蓄冷水池，与蓄冷水池换热后的空调系统冷冻水被冷却至 8℃ 后被输送至风机盘管通过强制对流的形式与房间内空气进行换热，再经过散热器进行辐射供冷，最终变为 22℃ 的冷冻回水。

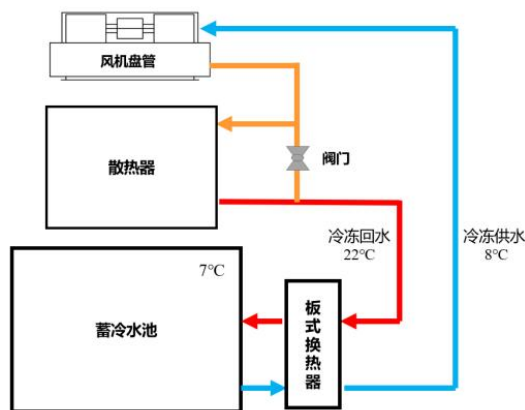


图 3 放冷模式运行原理图

Fig.3 Schematic of cooling mode

3 系统运行测试

3.1 工程设备概况

以能源中心某办公室为例进行系统测试,该办公室层高 4.2m,面积 16.5m²。房间内共设置一个风机盘管与散热器,风机盘管置于房间吊顶下吊装,散热器位于房间窗台下方贴墙放置。散热器采用钢制弧管三柱式散热器,散热器外形尺寸为

1050mm×110mm×780mm，立管直径为 30mm，立管之间间距 20mm，图 4 为散热器实物图。



图 4 散热器实物图

Fig.4 Physical picture of the radiator

风机盘管内换热盘管采用薄壁紫铜管，并配以高效双曲型百叶窗式铝翅片，风机盘管参数如表 1 所示。图 5 为风机盘管实物图。

表 1 风机盘管参数表

Table 1 Parameters of fan coil unit

性能		参数
额定风量		510m ³ /h
		418m ³ /h
		255m ³ /h
额定制冷量	全热制冷量	2100W
	显热制冷量	1325W
额定输入功率	12Pa 静压	47W
	30Pa 静压	57W
	50Pa 静压	65W



图 5 风机盘管实物图

Fig.5 Physical picture of the fan coil pipe

该系统蓄冷水池由原有消防水池兼用，其位于建筑内部，具有较好的保温效果，可降低蓄冷期间冷量损失。蓄冷水池单侧设置供回水口，且旁侧分别设置蓄冷板式换热器、蓄冷水泵与放冷板式换热器、放冷水泵。该系统采用离心式热泵机组作为冷源，离心式热泵参数如表 2 所示，离心式热泵实物图如图 6 所示。

表 2 离心式热泵机组参数表

Table 2 Parameter table of the centrifugal heat pump

		unit
系统状态		夏季制冷
单台制冷量		6500kW
蒸发器侧	温度	12℃~5℃
	流量	796m ³ /h
	阻力	80kPa
冷凝器侧	温度	32℃~37℃
	流量	1327m ³ /h
	阻力	16kPa
单台输入功率		1156kW
COP		5.6

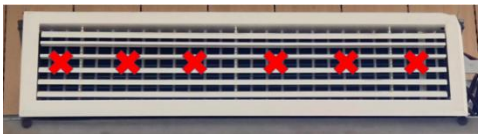


图 6 离心式热泵实物图

Fig.6 Physical diagram of the centrifugal heat pump

3.2 测试方法

本次测试选取夏季 8 月中一天测试系统放冷期间系统各个设备运行参数，测试时间为 11:30~15:00。采用 WZY-1 温度自计仪测量风机盘管与散热器供回水温度，该温度自计仪测量范围为 -20℃~+80℃、精度为 0.1℃，同时采用经过校验的手持风速测试仪与德图 174H 温湿度自计仪，风速仪量程为 0~+30m/s、精度为 0.1m/s，温湿度自计仪温度与湿度量程分别为 -20℃~70℃、0~100%，精度分别为 0.5℃、3%。在风机盘管迎风面均匀布点测试，最后取平均值作为测量结果，同时测量送风口的内尺寸，并计算迎风面积。风机盘管送回风口测点布置如图 7（a）、（b）所示。



（a）风机盘管送风口风速测点示意图



(b) 风机盘管回风口风速测点示意图

图7 风机盘管送回风口风速测点示意图

Fig.7 Schematic diagram of the wind speed measuring point returned by the fan coil pipe

测得风机盘管送风口风速与送回风口温度后, 可按公式(1)计算出风机盘管送风量 q_v ^[21], 以及由公式(2)计算得出风机盘管制冷量 Q_z :

$$q_v = \bar{v} \cdot F_s \quad (1)$$

式中: q_v 为风机盘管送风量, m^3/h ; $\bar{v}$ 为风机盘管送风口平均风速, m/s ; F_s 为风机盘管送风口面积, m^2 。

$$Q_z = \rho q_v c_p (t_h - t_j) \quad (2)$$

式中: Q_z 为风机盘管制冷量, kW ; ρ 为风机盘管风口处空气密度, kg/m^3 ; t_h 、 t_j 分别为风机盘管回风干球温度与送风干球温度, $^{\circ}\text{C}$ 。

计算得出制冷量后, 根据公式(3)可得出单位建筑面积制冷量 q ^[22]:

$$q = \frac{Q}{F_f} \quad (3)$$

式中: q 为单位建筑面积制冷量; Q 为风机盘管与散热器总制冷量; F_f 为测试空调区房间面积。

4 测试结果分析

4.1 风机盘管和散热器供/回水测试结果分析

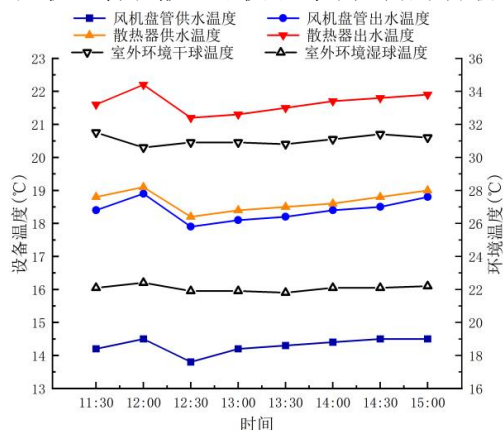


图8 室外环境温度与风机盘管、散热器供回水温度

Fig.8 Outdoor ambient temperature and water supply and return temperature of fan coil and radiator

室外环境温度与风机盘管、散热器供回水温度如图8所示。室外环境干球温度在 31°C 左右, 湿球温度在 22°C 左右。随着蓄冷水池的持续使用蓄冷水温在逐渐升高, 风机盘管供水温度也在逐渐上升, 同时风机盘管回水温度、散热器供水温度回水温度与风机盘管供水温度存在相同的变化趋势, 同时。风机盘管供水温度保持在 $13.8\sim 14.5^{\circ}\text{C}$ 之间, 供回水温差维持在为 4°C 左右; 风机盘管到散热器之间管道温升在 $0.2^{\circ}\text{C}\sim 0.4^{\circ}\text{C}$ 之间; 散热器回水温度保持在 $21.2\sim 22.2^{\circ}\text{C}$ 之间; 风机盘管串联散热器大温差供冷系统供回水温差维持在 7°C 左右。

4.2 风机盘管进/出风测试结果分析

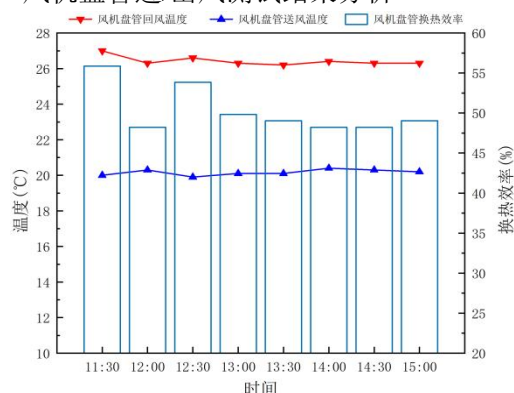


图9 风机盘管送回风温度、换热效率

Fig.9 Return air temperature and heat transfer efficiency of fan coil

风机盘管送回风温度、换热效率如图9所示。风机盘管送风干球温度维持在 20°C 左右; 风机盘管回风干球温度维持在 26.5°C 左右; 风机盘管送回风温差保持在 $6^{\circ}\text{C}\sim 7^{\circ}\text{C}$ 之间, 同时风机盘管换热效率在50%左右波动。

4.3 系统制冷量测试结果分析

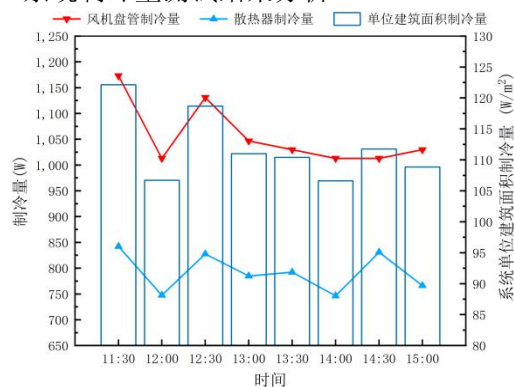


图10 风机盘管、散热器制冷量与单位建筑面积制冷量

Fig.10 Refrigeration capacity of fan coil and radiator and cooling capacity per unit building area

风机盘管、散热器制冷量与单位建筑面积制冷量如图 10 所示。图中可得风机盘管制冷量均大于散热器制冷量,但系统单位面积制冷量变化趋势与散热器制冷量变化趋势基本一致。计算得出该系统风机盘管制冷量在 1012.8W-1179.9W 之间,散热器制冷量在 746.3W-842.1W 之间;测试房间空调区面积为 16.5m²,系统单位面积制冷量保持在 112.0W/m² 左右。

4.4 经济性分析

测试期间该能源中心夜间运行 1 台离心式热泵机组进行蓄冷,系统负责总空调区面积为 1897.03m² 的区域进行供冷,房间主要用途为办公室、员工宿舍、配电室。

根据《民用建筑供暖通风与空气调节设计规范》(GB 50736-2012)中规定西安市夏季空气调节室外计算干球温度为 35℃、夏季空气调节室外计算湿球温度为 25.8℃,测试期间环境干球温度在 31℃左右,湿球温度在 22℃左右。风机盘管串联散热器大温差供冷系统供水温度在 13.8℃-14.8℃之间,室内温度维持在 26℃左右。

根据离心式热泵机组性能参数与系统单位建筑面积制冷量。基于蓄冷水池的风机盘管串联散热器大温差供冷系统一天耗电量为 2312kWh。陕西省工业用电峰谷电价如表 3 所示。

表 3 陕西省工业用电峰谷电价

Table 3 Peak and valley electricity price of industrial electricity consumption in Shaanxi Province

电网情况	价格 (元/kWh)
峰时	0.817
平时	0.5607
谷时	0.3035

计算可得出该系统供给该区域一天所需电费为 701.6 元。按相同制冷需求,采用与离心式热泵机组相同 COP 的冷源设备,若忽略气象条件对冷机制冷效率的影响,使其为能源中心进行全天供冷,可计算得其一天所需最低用电费用为 858.1 元,相较于传统制冷系统可节省 20%左右的运行费用。

在夏季室外历年平均不保证 50h 的干球温度下可节约 20%左右的运行费用,而在其温度更低的时段可通过调节风机盘管风量从而降低系统冷量的消耗,以此降低蓄冷水池冷量的消耗,因此所需消耗的电能更低。该系统为原供暖系统上的改造项

目,散热器、离心式热泵等设备均为原供暖系统自有,蓄冷水池为消防水池改造,故只需增设风机盘管即可完成系统布置。

基于蓄冷水池的风机盘管串联散热器大温差供冷系统具有良好的制冷效果,可满足舒适性空调要求,还可削峰填谷,灵活调配降低城市用电压力。

4.5 存在的问题以及解决措施

(1) 对系统所有管道以及蓄冷水池加装保温层,系统放冷时,蓄冷水池到风机盘管供水口最大温升达 5.8℃,同时从风机盘管回水口至散热器供水口最大温升达 0.4℃,共约损耗约 217kW 冷量,所以应加装保温层降低系统运行的冷量损失,同时降低蓄冷水池蓄冷期间的冷量损失。

(2) 降低系统蓄冷温度或增设补冷机组,系统采用风机盘管额定供水温度为 7℃,而系统实际测试期间最低供水温度为 13.8℃,使得风机盘管实际制冷量仅为额定制冷量的 50%左右,故此应降低系统蓄冷温度或增设补冷机组从而提高风机盘管换热效率。

(3) 可采用间接蒸发冷却塔制取冷水为离心式热泵机组提供冷却水,该系统采用直接蒸发冷却塔为离心式热泵机组提供冷却水,直接蒸发冷却塔仅可制取出接近环境湿球温度的冷水,而间接蒸发冷却塔可制取出低于环境湿球温度的冷水,故采用间接蒸发冷却塔可降低离心式热泵机组制冷能耗,提高制冷机组能率。

5 结论

综合而言,通过对该系统的理论分析与实际运行测试充分证明了基于蓄冷水池的风机盘管串联散热器大温差供冷系统的有以下特点:

(1) 系统将大温差供冷技术与水蓄冷技术进行耦合,并通过对该系统的理论分析验证其可行性。同时经过实验验证该系统在环境干球温度为 31℃,湿球温度为 22℃的条件下可以维持室内空气温度在 26℃左右,可满足室内人员舒适性需求;

(2) 通过与传统空调系统进行对比分析,在相同的工作环境为同等空调区面积进行供冷,该系统比传统空调系统可节省 20%左右的运行费用;

(3) 该系统可在原有市政供暖管道以及消防水池基础上进行改造,用户侧只需在原有的设备基础上增设风机盘管以及相应管道,使得系统建设初投资大大降低,因此该能源中心未来将该系统通过

市政供暖管道改造辐射至周围区域,为其进行集中供冷具有可行性。

参考文献:

- [1] 朱颖心.碳中和目标下的建筑环境营造[J].建筑节能(中英文),2021,49(8):37-43.
- [2] 王伟.被动式超低能耗建筑技术在城市住宅中的应用[J].石材,2024,(8):113-116.
- [3] 蔡绍宽.双碳目标的挑战与电力结构调整趋势展望[J].南方能源建设,2021,8(3):8-17.
- [4] 郝亮,时鹏.既有公共建筑中央空调系统节能改造技术现状及应用[J].节能,2024,43(8):122-124.
- [5] 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.
- [6] Jannesari H, Abdollahi N. Experimental and numerical study of thin ring and annular fin effects on improving the ice formation in ice-on-coil thermal storage systems[J]. *Applied Energy*, 2017.
- [7] 韩彦斌,张彦昌.水冷式冷水机组大温差运行特性试验[J].制冷与空调,2016,16(2):56-61.
- [8] 罗浩文.岩溶地区地源热泵多能源耦合空调系统应用分析[J].安装,2024,(2):15-17.
- [9] 沈天磊,黄翔,白本通,等.间接蒸发冷却技术在数据中心节能改造中的应用[J].制冷与空调,2024,24(2):88-91.
- [10] 周亚素,陈沛霖.空调冷冻水系统大温差设计的能耗分析[J].建筑热能通风空调,1999,(2):18-19.
- [11] Rismanchi B, Saidur R, Boroumandjazi G, et al. Energy, exergy and environmental analysis of cold thermal energy storage (CTES) systems[J]. *Renewable & Sustainable Energy Reviews*, 2012, 16(8):5741-5746.
- [12] 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.
- [13] 董梓骏,黄俊,邵双全,等.水蓄冷在珠三角地区数据中心应用的节能潜力分析[J].西安工程大学学报,2023,37(5):10-17.
- [14] 潘伟东,巫江虹.蓄冷空调—更有效利用能源的新出路[J].低温与特气,2006,(4):1-5.
- [15] 徐誉玮,胡宗宝,周涛,等.高效制冷与蓄冷耦合集中供冷系统经济运行敏感因素分析—以超大型城市核心区域供冷项目为例[J].暖通空调,2023,53(S2):89-92.
- [16] 周璐,沈优越,高楠.消防水池设计与水蓄冷技术的有机融合[C].中国建筑学会建筑给水排水研究分会第四届第二次全体会员大会暨学术交流会议论文集(下册),2023:7.
- [17] 石泽鑫.基于大温差水蓄冷的空调系统研究[D].武汉:武汉工程大学,2023.
- [18] 尹弋.水蓄冷系统应用于既有建筑的经济性研究[D].天津:天津大学,2012.
- [19] 李高才.建筑暖通空调系统节能优化设计思路分析[J].中华建设,2024,(10):83-85.
- [20] 兰蓉,刘芳.绿色建筑技术在城市老旧小区改造中的应用[J].住宅产业,2024,(2):88-90.
- [21] 周斌,郭凡,陆泽寰.风机盘管和地暖末端为住宅供暖热负荷承担率分析[J].科技视界,2024,14(5):54-57.
- [22] 王鸿.民用建筑冷却塔“非稳态时段补水”研究[J].江西建材,2023,(3):401-403,406.

(上接第380页)

- [4] Song H, Zhi-Chun L, Jing Z, et al. Experimental study of an ammonia loop heat pipe with a flat plate evaporator[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2016,102:1050-1055.
- [5] Juneidi N, Asha R, Jarrar F, et al. Design for Manufacturing of an Aluminum Superplastic AA5083 Alloy Plate-Fin Heat Exchanger[J]. *Journal of Materials Science Research*, 2016,5(2):122-127.
- [6] Kawashima F, Igari T, Miyoshi Y, et al. High temperature strength and inelastic behavior of plate-fin structures for HTGR[J]. *Nuclear engineering and design*, 2007,237(6):591-599.
- [7] 杨世宇,于海育,林远方,等.具备消耗性热沉的燃油热管理系统性能分析及优化[J/OL].航空学报,2024:1-15.
- [8] Kundu P K, Cohen I M, Dowling D R, et al. *Fluid mechanics*[M]. Amsterdam: Elsevier, 2024:177-269.
- [9] 余建祖,高红霞,谢永奇.电子设备热设计及分析技术[M].北京:北京航空航天大学出版社,2008:40-69.
- [10] Hrnjak P, Tu X. Single phase pressure drop in microchannels[J]. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 2007,28(1):2-14.