

建筑环境与能源

Building Environment & Energy

2021

6

月刊
总第 44 期

主办：中国建筑科学研究院有限公司建筑环境与能源研究院

本期导读

06 | 新闻直通车 | News Express |

以技术引领助力建筑领域碳达峰

《多联机空调系统改造技术规程》(送审稿)审查会在京举行

第二十届全国暖通空调模拟学术年会在长安大学顺利举行

第四届全国数据中心冷却节能高峰论坛在北京顺利召开

《中国高效空调制冷机房发展研究报告》第一次工作会议召开

22 | 热点聚焦 | Spotlight |

第四届全国数据中心冷却节能高峰论坛 (上)

32 | 案例赏析 | Cases |

间歇运行对竖埋管地源热泵系统热平衡的影响

用于西北地区数据中心的节能冷源技术



建筑环境与能源微信公众号

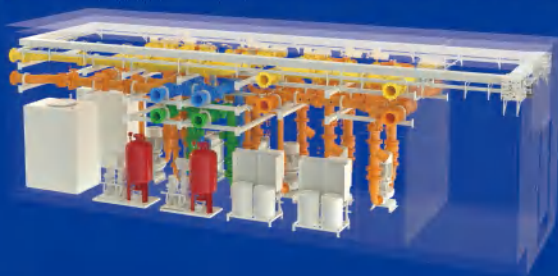
格力低PUE空调系统 整体解决方案

高效水冷系统解决方案



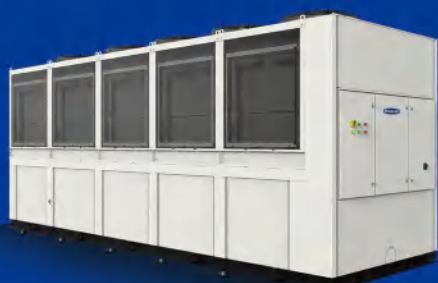
智能控制
空气处理
高效散热
低阻输配
高效冷源

高温冷水型液冷系统解决方案



零施工
可移动
高集成
高效

蒸发冷却系统解决方案



风冷系统解决方案



各领域多措并举推动 “碳达峰 碳中和”

在日前由生态环境部环境规划院组织召开的“重点行业和领域碳排放达峰路径研究”成果研讨交流会上，生态环境部气候司李高司长表示，各行业各领域碳排放有序达峰，既是支撑落实国家碳达峰、碳中和目标的必然要求，也是推动实现经济社会发展全面绿色转型的客观需要。识别各行业实现达峰的关键举措与政策需求，对于明确行业达峰目标、路线图和时间表，制定行之有效的行业达峰行动方案和配套措施，推动落实国家碳达峰目标、促进经济社会发展全面绿色低碳转型具有重要的现实指导意义。

根据《重点行业和领域碳排放达峰路径研究课题》显示，未来十年是我国基本实现现代化的关键阶段，工业化、城镇化、信息化将持续产生碳排放增长刚性压力。经测算，在采取积极控碳措施的情况下，通过推动不同行业/领域梯次达峰，我国可实现2030年前碳排放达峰目标。结合我国碳排放结构和未来发展情景分析，建议采取积极措施，推动工业领域在“十四五”期间整体达峰，达峰后碳排放稳定下降，电力、交通、建筑领域在2030年左右实现达峰。由于电力、石化、交通等刚性需求在未来一段时间内仍将居高不下，“十四五”将是“控增量、促转型”的关键时期。

工业领域直接碳排放及用电等间接排放占我国碳排放总量的60%以上，其达峰态势及控碳措施直接影响全国碳达峰的时间和峰值。要坚决遏制“两高”项目盲目扩张，加快构建高效低碳循环工业体系，大力推进工业节能降耗，推动工业领域率先整体达峰并实现碳排放稳定下降。

电力是全国最大的碳排放行业，也是未来十年我国能源增长的主体。在碳达峰目标要求下，提速风光新能源发展是必然选择，风电、太阳能发电需承担满足主要用电增量需求。同时要充分挖掘水电、核电、生物质发电潜力，加速推动火电机组灵活性改造，加快发展储能技术，建立健全适应新能源快速发展的价格机制和电力调度系统，推进构建以新能源为主体的新型电力系统。

交通领域包括公路、水运、铁路和航空等排放，其中，公路排放占80%以上。大力提升新能源汽车发展速度、持续降低新生产燃油车碳排放强度、继续推进大宗货物运输结构调整、加快推进绿色低碳出行是推动交通领域尽早达峰的关键举措。

建筑领域碳达峰需坚持能效提升与用能结构优化并举。通过合理控制建筑规模、大力推动北方地区清洁取暖、提高新建建筑节能标准、推广超低能耗建筑、加大既有建筑节能改造覆盖面、积极推动建筑领域可再生能源应用，多措并举实现建筑领域在2030年左右碳排放达峰。



建筑环境与能源

(月刊)

主办单位

中国建筑科学研究院有限公司建筑环境与能源研究院

支持单位

暖通空调产业技术创新联盟
中国建筑学会暖通空调分会
中国制冷学会空调热泵专业委员会
中国建筑节能协会暖通空调专业委员会
中国建筑节能协会地源热泵专业委员会

编辑出版

《建筑环境与能源》编辑部
2021年第6期(总第44期)
(每月10日出版)

顾问委员会

主 任 郎四维
委 员 江 亿 | 吴德绳 | 龙惟定
马最良 | 徐华东 | 罗 英

编辑委员会

主任委员 徐 伟

副主任委员 路 宾

委 员 (按姓氏笔画排序)

于晓明 | 方国昌 | 龙恩深 | 田 琦 | 由世俊
伍小亭 | 刘 鸣 | 刘燕敏 | 寿炜炜 | 李先庭
李永安 | 肖 武 | 邹 瑜 | 张子平 | 张建忠
金丽娜 | 徐宏庆 | 黄世山 | 董重成 | 端木琳
潘云钢

编辑部

主 编 徐 伟

副 主 编 路 宾

执行主编 王东青

责任编辑 李 炜 | 崔艳梅

校 对 才 隽 | 胡月波

美 编 周 林

地址:北京市北三环东路30号

邮编:100013

电话:010-6469 3285

传真:010-6469 3286

邮箱:beaebjb@163.com



建筑环境与能源微信公众号



暖通空调学会微信公众号

版权声明:凡在本刊发表的原创作品版权
属于编辑部所有,其他报刊、网站或个人
如需转载,须经本刊同意,并注明出处。



目录 CONTENTS

06 | 新闻直通车 | News Express |

以技术引领助力建筑领域碳达峰

住房和城乡建设部城建司莅临中国建研院环能院调研交流

中瑞零碳建筑合作项目启动会召开

《多联机空调系统改造技术规程》(送审稿)审查会在京举行

第二十届全国暖通空调模拟学术年会在长安大学顺利举行

第四届全国数据中心冷却节能高峰论坛在北京顺利召开

《中国高效空调制冷机房发展研究报告》第一次工作会议召开

11 | 行业新闻 | Industry News |

发改委要开展建筑、交通、照明升级改造

生态环境部:碳排放影响评价纳入环境影响评价体系

天津发布绿色建筑“十四五”规划

北京城市副中心等5处地源热泵项目获批

包头2021年起新建建筑全面执行绿色标准

山东2021年清洁取暖农村地区将新增200万户

河南省2021年新增可再生能源供暖能力2400万平方米

贵州“十四五”期间新增供暖制冷面积2000万平米等

20 | 国际新闻 | International News |

美国中央空调和空气源热泵2021年4月出货量

德国出台新气候目标

发布医疗设施的通风标准更新版

ASHRAE成立建筑脱碳工作组

欧洲:HFC需求增加,价格却保持稳定

西班牙通过首个能源转型法案

海尔E+数据中心冷却系统解决方案

“内”“外”兼修 “智”“省”合一

助力“新基建”PUE<1.3

超算中心



HPCC极致安全系列

- ⚡ 负压比仍可制冷
- ⚡ 60s极速加卸载



机架冷板式液冷

- 💧 气液双通道
- 💧 水/氟化液/矿物油介质

大中型数据中心



IDC高温出水系列

- 🔥 最高22℃出水, COP>13
- ❄️ 氟泵自由冷/全热回收



冷冻水列间/房间空调

- 🌀 EC风机/CFD仿真设计
- 🔄 负载跟随技术

中小型数据中心



IDC风冷自由冷系列

- 🔄 自动切换运行模式



风冷/冷冻水机房空调

- 🔄 全变频智能控制

预制模块化数据中心



集成式物联高效机房系列

- 🕒 1周快速部署
- 🔧 工厂预调试



MDC微模块

- 📏 可选单排/双排柜
- 📏 高度集成, UPS可选内外

基站/边缘数据中心



DTstation精密空调

- 🌿 R410a环保冷媒
- 🌿 AEER一级能效



DTrack机架空调

- 🔄 直流变频压缩机
- 📏 最小2U部署空间

智家
Haier下载海尔智家APP
定制您的智慧生活

CONTENTS



以技术引领助力建筑领域碳达峰



第四届全国数据中心冷却节能高峰论坛在北京顺利召开



《中国高效空调制冷机房发展研究报告》编制工作会议在京召开



《多联机空调系统改造技术规程》(送审稿)审查会在京举行

22 | 热点聚焦 | Spotlight |



第四届全国数据中心冷却节能高峰论坛(上)

25 | 聚焦政策 | Policy |

中国人民银行 发展改革委 证监会印发绿色债券支持项目目录的通知
石家庄印发关于支持被动式超低能耗建筑产业发展若干措施的通知
内蒙古自治区印发关于加强建筑节能和绿色建筑发展的实施意见(节选)
平度市印发关于推进我市绿色建筑等建筑产业化发展的实施意见(节选)
江苏省住建厅关于推进碳达峰目标下绿色城乡建设的指导意见(节选)
南京江北新区实施碳达峰、碳中和行动计划(节选)

32 | 案例赏析 | Cases |

间歇运行对竖埋管地源热泵系统热平衡的影响
用于西北地区数据中心的节能冷源技术

43 | 技术交流 | Technical communication |

多台冷水机组部分负荷工况下的非均匀负荷分配控制策略
基于不同浮力模型的真空管集热器内液体温度分布数值研究
相变水箱与不同末端散热设备联合供暖实验研究
严寒及寒冷地区住宅建筑室内双污染源辨识研究
自然冷源在通信机房的理论模拟及分析

68 | 会议活动 | Events |

2021年第二十二届全国通风技术学术年会征文通知

曼瑞德供暖系统

menred

曼瑞德@舒适家

燃气采暖热水炉

采暖+生活热水·智能触屏

All1.RC场景全联供控制器
无线控制

新定义“全联供”系统

组合创新 集成标准化



WWW.MENRED.COM

荣誉见证

- 参编国家标准19项，新风标准19项
- 绿建标准2项 暖通标准13项
- 净水标准8项 智能标准1项
- 荣获官方知识产权保护281项

- 其中:
- 计算机软件著作权23项
 - 著作权版权33项
 - 中国发明专利26项
例:(专利号20140159444.X)
(专利号20140158307.4)

- 中国实用新型专利100项
例:(专利号201420191864.1)
(专利号201420197523.5)
- 国际专利3项
例:(注册号9481006)

- 红点奖2项、金点奖1项
- 高新技术企业4家
(含旗下分公司)
-



冷暖风火智



新闻直通车 News Express

以技术引领助力建筑领域碳达峰

5月18日，在成都召开以“聚焦建筑碳中和，构建绿色生产生活新体系”为主题的2021（第十七届）国际绿色建筑与建筑节能大会暨新技术与产品博览会。

中国建研院环能院（环能科技）认真践行国家“碳达峰”与“碳中和”战略，以承担分论坛、专家发言等多种形式、共计80余人次全面参与绿色建筑大会。主办“近零能耗建筑与建筑领域碳达峰”、“绿色医院建筑”、“绿色工业建筑”、“暖通空调技术在绿色建筑中的应用”、“可再生能源在建筑应用中的最新发展”、“绿色科技与绿色建筑运营管理创新”6个分论坛，围绕碳中和技术路径、医院建筑低碳发展、云服务能效运营中心技术体系、公共建筑运行数据分析、光伏光热供能潜力研究等热点，徐伟、赵建平等10余位专家发言，向与会者分享最新研究成果。

在会议同期召开的“中国城科会绿建委第十四次全体委员会”上，中国绿建委零能耗建筑与社区专业组、绿色医院建筑学

组荣获2020年度中国绿建委先进单位荣誉称号。绿色医院建筑学组组长、环能院邹瑜副院长荣获2020年度中国绿建委先进个人荣誉称号。会议同期举办的“国际绿色建筑与建筑节能新技术与产品博览会”上，环能院参展人员向与会者介绍环能院优势业务领域与前沿科研成果，2位青年

专家发表演讲，向与会者介绍玻璃幕墙面板安全性评估技术、太阳能/空气能双源热泵与自适应能源管理相关成果。

环能院将持续推动建筑环境与能源领域技术发展，助力推进建筑业转型升级和高质量发展，以技术引领全面落实国家“碳达峰”、“碳中和”战略。



住房城乡建设部城建司一级巡视员赵泽生一行莅临中国建研院环能科技调研交流

5月25日，住房城乡建设部城建司一级巡视员赵泽生、市政交通处处长楼孝荣、四级调研员张旭亮等一行莅临中国建研院建科环能科技有限公司，就供热和照明工作进行调研，并与环能科技董事长徐伟、总经理赵建平、供热中心主任袁闪闪、照明中心主任王书晓等开展座谈交流。

交流会由赵建平总经理主持，徐伟董事长首先代表环能科技对赵泽生巡视员一行的到来表示欢迎，并介绍了环能科技发展

变革、业务方向和人才队伍建设情况。楼孝荣处长就环能科技长期以来对市政交通处的重要技术支撑作用进行充分肯定，并希望环能科技能够一如既往做好技术支撑，协助市政交通处共同打造供热和照明行业管理新里程。赵泽生巡视员作重要总结讲话，首先肯定了环能科技在供热和照明领域的技术权威性，并就供热质量监督检查、南方供暖、低碳供暖、智慧照明信息平台、智慧灯杆标准工作作出重要指示。



此次调研交流，进一步加强了环能科技与行业主管部门的协调配合，将促进环能科技充分发挥技术优势，推动供热和照明行业高质量发展。

中瑞零碳建筑合作项目启动会暨第一次项目指导委员会会议召开

5月25日，“中瑞零碳建筑合作项目”启动会暨第一次项目指导委员会会议在中国建院召开，中瑞双方项目指导委员会成员和实施单位全体代表参加会议。中方指导委员会成员有中方主席住房和城乡建设部计划财务与外事司李喆二级巡视员、副主席标准定额司林岚岚处长、指委会成员计划财务与外事司李劼副处长、标准定额司孟光三级调研员。瑞方指导委员会成员有瑞方主席瑞士驻华使馆国际合作参赞（代理）雷诺天（Renaud Vuignier）、瑞士发展合作署高级项目官员高辉。中方项目实施单位参会代表有中国建筑科学研究院王清勤副院长、办公室孔冬青副主任、项目负责人环能院徐伟院长、住建部科技与产业化发展中心彭梦月副处长、中国建筑节能协会吴景山秘书长、中方协调人张时聪研究员和项目组全体成员。瑞方项目实施单位参会代表为项目负责人瑞士Intep综合规划咨询责任有限公司

René Sigg 总经理、项目经理瑞士SKAT公司建筑师 Dael Wyss、项目副经理瑞士 Intep 公司路枫高级咨询顾问、项目高级专家顾问瑞士 Intep 公司 Roland Stulz、朱继龙、瑞士 SKAT 公司 Wesley Wojtas、瑞士凯乐建筑技术公司王泽副总经理。会议由瑞士发展合作署高级项目官员高辉主持。

随后，住房和城乡建设部计划财务与外事司李喆二级巡视员与瑞士驻华使馆国际合作代理参赞雷诺天（Renaud Vuignier）共同签署《关于中瑞零碳建筑项目（一期）的实施协议》。

“中瑞零碳建筑合作项目”是由中国住房和城乡建设部与瑞士联邦外交部2020年11月24日在京签订《关于在建筑节能领域发展合作的谅解备忘录》框架下，由住房和城乡建设部计划财务与外事司和标准定额司与瑞士发展合作署在零碳建筑领域加强项目合作与技术交流的国际合作项目。经住建部批准成立了中瑞零碳建筑项目指导委员会，并确定中国建筑科学研究院作为项目牵头实施单位，与住房和城乡建设部科技与产业化发展中心和建筑节能协会共同推动项目实施。



中国建研院环能科技被国药集团武汉生物制品研究所授予优质合作方

5月31日，国药集团中国生物武汉生物制品研究所新冠疫苗二期扩产项目投产活动在武汉举行。湖北省委副书记、省长王忠林，国家工业和信息化部副部长王江平，国家药品监督管理局副局长陈时飞，中国医药集团有限公司党委书记、董事长刘敬桢等相关领导出席活动并讲话。中国建研院孙峙峰研究员、梁磊教授级高级工程师作为本项目优质合作方企业代表应邀出席。期间国药集团党委副书记杨柳，副总经理胡建伟，副总经理董增贺，中国生物党委书记朱京津，武汉生物制品研究所所长段凯向包括中国建研院在



优质合作方代表领取奖牌

内的五家优秀设计、施工单位及重点供应商颁发“优质合作方”牌匾，向大家的辛苦付出表示由衷的感谢。

自2020年新冠疫情爆发以来，中国建研院环能科技净化中心，在公司及各级党组织领导和指挥下，在公司徐伟研究

员、路宾研究员的带领下，净化中心设计团队联合综合设计所同志们在做好自身防疫和科技战疫的同时，不忘初心，牢记使命，冲锋一线、积极进取，全力以赴打好疫情防控阻击战，做抗击疫情的“逆行者”。

净化中心团队不仅在项目前期规划和施工图设计中积极配合，还根据在生物安全领域的丰富经验，为本项目的施工单位审查、关键防护设备技术参数把关、生物安全申报、组织业内生物安全专家评审、技术培训、工程检测等方面都予以支持，是一个全程陪伴的“小伙伴”。

CECS 标准《多联机空调系统改造技术规程》（送审稿）审查会在京举行

5月27日，由中国建筑科学研究院有限公司和青岛海尔空调电子有限公司会同有关单位完成的中国工程建设标准化协会标准《多联机空调系统改造技术规程》（送审稿）审查会在京召开。环能院院长徐伟、中国工程建设标准化协会总工李铮、建筑环境与节能专业委员会秘书长宋波、暖通空调产业技术创新联盟秘书长王东青以及来自科研、设计、生产、高校等单位的行业专家和编制组成员30余人参加了本次会议。

本次会议由建筑环境与节能专业委员会副秘书长朱晓姣主持。徐伟院长首先代表主编单位对与会专家的到来表示感



谢，并指出多联机作为空调最主要的应用形式，早期应用于建筑中的多联机空调将面临更新或改造，该标准的编制非常及时、重要，对多联机空调系统的改造起到指导和引领的作用，对我们国家节能改造，双碳战略的实现，也将起到积极的作用。李铮总工指出既有多联机系统改造系统复杂，问题较多，要结合实际情况，通过

改造提升空调系统运行效果。宋波秘书长提出在标准相关技术要点、专利、知识产权等方面需要注意的问题。标准审查组由中南建筑设计院股份有限公司教授级高工马友才担任组长，中国建筑标准设计研究院有限公司研究员李本强担任副组长，标准审查组经过认真审查，形成了审查意见，认为该标准编制送审材料齐全，内容科学合理，可操作性强，与现行标准相协调，符合国家产业发展政策。

最后，审查组一致通过了审查，并要求编制组按照审查会议的审查意见认真修改，尽快完成标准报批工作。

第四届全国数据中心冷却节能高峰论坛在北京顺利召开

5月9至11日，由中国建筑科学研究院有限公司、中国移动通信集团设计院有限公司、暖通空调产业技术创新联盟主办，中讯邮电咨询设计院有限公司、华信咨询设计研究院有限公司、湖南大学、CDCC&中数智慧信息技术研究院、中国建筑设计研究院有限公司、上海邮电设计咨询研究院有限公司、广东省电信规划设计研究院有限公司、中通服咨询设计研究院有限公司、西安工程大学、国家建筑工程技术研究中心等单位协办的“第四届全国数据中心冷却节能高峰论坛”在北京召开。本届论坛以“绿色、安全、节能”为主题，来自国内行业学/协会、通信运营商、IDC建设单位、科研院所、高校、设计、施工、运维企业以及设备厂商代表600余人与会交流。



王东青秘书长主持开幕式

论坛开幕式由暖通空调产业技术创新联盟秘书长王东青主持。全国工程勘察设计大师、CAHVAC理事长、中国建筑科学研究院专业总工/建筑环境与能源研究院院长徐伟，中国工程院院士、中国制冷学会理事长、清华大学建筑节能研究中心主任江亿，中国移动通信集团设计院有限公司信息建筑业务部总经理刘洪分别进行了论坛致辞。



徐伟理事长致辞

徐伟理事长首先代表主办单位对与会嘉宾的到来和相关各方的支持表示衷心的感谢，他表示数据中心冷却节能论坛举办四年来，吸引了越来越多的数据中心冷却节能从业人员参与，规模越来越大，这也表示关注数据机房冷却节能的人越来越多了，从事相关行业的企事业及研究机构也越来越多，数字的飙升，预示着产业的快速发展，技术的不断更新、迭代和进步。相信在国家在“双碳”目标下新发展机遇和新发展战略指引下，在大家的努力下，离建造“数字中国”这一宏伟目标将指日可待。



江亿院士致辞

江亿院士通过视频的方式对大会的召开表示了祝贺。他指出，数据中心冷却应该是当前整个信息化技术和能源领域发展的一件大事，尤其是疫情后中央提出“新基建”的重要内容，增大大数据中心的建设，发展5G、发展大数据，需要大量的服务器、数据设备给与足够的冷却，实现高效冷却，对以后我们数据中心和信息产业的可持续发展会起到很大的作用，怎样在数据中心冷却

中降低用电量，更多地利用自然冷源，利用风电光电，并且能够有助于电网的平衡调节，这些都将是未来数据中心冷却领域发展面临的新课题，需要大家集思广益，为实现未来的碳达峰、碳中和做出它应有的贡献。



刘洪总经理致辞

刘洪总经理表示随着5G、云计算、大数据、人工智能的蓬勃发展，数据中心作为经济社会数字化转型的重要基础设施呈现出快速增长的态势。因新冠疫情对社会带来的冲击，进一步推动了数字经济的逆势而上，同时对数据中心的能耗限制提出更严格的要求。

本届论坛会期一天半，主要包括大会论坛、圆桌论坛、项目参观、展览展示四部分内容，共用三十余位业界专家就创新绿色新基建、数据中心蒸发冷却等前沿技术实践、风险防控、产品研发、运维管理、故障应急演练、解决方案及双碳目标下的热点议题等进行了精彩分享。论坛期间，与会代表参观了中国移动（廊坊）数据中心和瑞士Hoval蒸发冷却用换热芯体生产工艺。

两天的论坛紧凑而充实，与会嘉宾共谋产业发展良策、共享领先创新技术、共同探讨交流新基建/5G时代下数据中心冷却节能技术的发展趋势与未来，相信在“双碳”目标指引下，我国数据中心建设将持续健康发展。

《中国高效空调制冷机房发展研究报告》编制组成立暨第一次工作会议在京召开

5月9日，由中国建筑科学研究院有限公司、暖通空调产业技术创新联盟、建科环能科技有限公司主编的《中国高效空调制冷机房发展研究报告》（以下称《报告》）编制组成立暨第一次工作会议在北京召开。该书计划由中国建筑工业出版社出版发行。来自相关政府部门、科研院所、出版单位、设计单位、高校、施工、运维、设备厂商等60余位行业专家及企业代表出席了本次会议。



第一次工作会议召开现场

会议由暖通空调产业技术创新联盟秘书长王东青主持。徐伟院长首先代表主编单位致欢迎词并强调了《报告》编制的重要意义，徐院长指出要积极响应国家七部委联合印发的《绿色高效制冷行动方案》和“双碳”目标，对制冷机房新形势下发展提出新的要求，与国外对标，更进一步提高



徐伟院长致欢迎词

和落实制冷机房效率，为行业发展贡献力量。



丁洪涛处长提出报告编制要求

住建部科技与产业化发展中心丁洪涛处长指出报告编制的迫切性，基于目前的“双碳”压力，要落实好“碳达峰”任务，

提高设备利用效率，优化能源结构，拉动相关行业经济，期待《报告》的编制多提供成果案例。

路宾副院长介绍了《报告》的编制背景、目的及意义、编制大纲、进度安排及任务分工和前期筹备工作。随后编制组成员各抒己见，对《报告》编制思路、章节的技术深度及连贯性等方面进行了热烈讨论，初步形成了编制框架。



路宾副院长介绍《报告》编制大纲

通过编制《中国高效空调制冷机房发展研究报告》，梳理、研究适合现阶段我国国情的高效制冷机房系统应用技术体系，有助于高效示范应用和项目推广，促进高效制冷机房的生态建设。



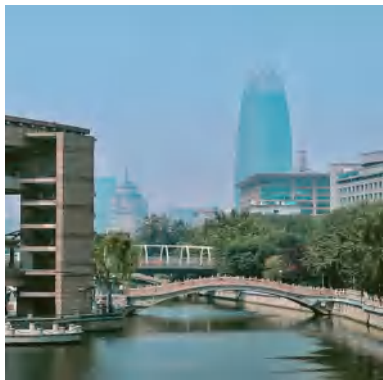
行业新闻 IndustryNews

发改委印发《济南新旧动能转换起步区建设实施方案》，大力促进城区绿色低碳发展建筑示范项目

近日，发改委印发《济南新旧动能转换起步区建设实施方案》，大力促进城区绿色低碳发展建筑示范项目。

《实施方案》要求，大力促进城区绿色低碳发展。严格控制起步区能源消费总量和强度，优先开发利用地热能、太阳能等可再生能源，深化低碳试点，降低碳排放强度。推进清洁生产，发展环保产业，构建绿色制造体系，严禁新建高耗能、高污染和资源性项目。

持续推进清洁取暖，加快供热系统改造升级，推广清洁能源替代。全面推动绿色建筑设计、施工和运行，新建居住建筑和新建公共建筑全面执行节能标准，大力发展超低能耗建筑，加快既有建筑节能改造。实施城市更新行动，推进城市生态修复和功能完善工程。开展绿色生活创建活动，倡导绿色消费，形成简约适度、文明健康的生活方式和消费模式。



发改委要开展建筑、交通、照明升级改造

近日，国家发展改革委环资司司长刘德春主持召开部分节能形势严峻地区谈话提醒视频会议，对今年一季度能耗强度不降反升的省区节能主管部门负责同志进行谈话提醒，督促有关地区认真贯彻落实党中央、国务院部署要求，进一步加大能耗双控工作力度，确保完成本地区年度能

耗双控目标任务。

要开展建筑、交通、照明升级改造，推动园区能源优化利用，提高公共机构节能水平。要积极推进碳达峰、碳中和工作，尽快明确时间表、路线图、施工图，切实推动经济社会发展建立在资源高效利用和绿色低碳发展的基础之上。

生态环境部：碳排放影响评价纳入环境影响评价体系

日前，生态环境部网站发布《关于加强高耗能、高排放建设项目生态环境源头防控的指导意见》（以下简称《指导意见》）。坚决遏制高耗能、高排放（以下简称“两高”）项目盲目发展，推动绿色转型和高质量发展。

《指导意见》要求严格“两高”项目环评审批。新建、改建、扩建“两高”项目须符合生态环境保护法律法规和相关法定规划，满足重点污染物排放总量控制、碳排放达峰目标、生态环境准入清单、相关规划环评和相应行业建设项目环境准入条件、环评文件审批原则要求。《指导意见》还提出，将碳排放影响评

价纳入环境影响评价体系，积极推进“两高”项目环评开展试点工作，衔接落实有关区域和行业碳达峰行动方案。

对未依法报批环评文件即擅自开工建设的“两高”项目，或未依法重新报批环评文件擅自发生重大变动的，地方生态环境部门应责令立即停止建设，依法严肃查处；对不满足生态环境准入条件的，依法责令恢复原状。对不落实环评及“三同时”要求的“两高”项目，应责令按要求整改；造成重大环境污染或生态破坏的，依法责令停止生产或使用，或依法报经有批准权的人民政府责令关闭。

天津发布绿色建筑“十四五”规划

近日，天津市住房城乡建设委关于印发天津市绿色建筑“十四五”规划，到2025年当年城镇新建建筑中绿色建筑面积占比达到100%，不断提升星级绿色建筑占比。引入绿色金融保险机制，加强绿色建筑竣工验收及运行监管。新建建筑能效提升，新建居住建筑在全国率先执行五

步节能设计标准，执行比例达到100%，试点推行超低能耗及近零能耗建筑，不断提升天津市新建建筑能效水平。既有建筑能效提升，2022年全市60%以上的社区参与绿色社区创建行动并达到要求，推进公共建筑能效提升重点城市建设，实施公共建筑能效提升改造面积150万平方米以上。

北京城市副中心等5处 地源热泵项目获批 减少碳排放2.46万吨



北京市发改委近日批复了副中心行政办公区、未来科学城南区、通州国际种业科技园区研发中心等5个地源热泵项目的资金申请报告，总计供热面积达79万平方米，可满足79.08万平方米建筑的冬季供暖和夏季制冷需求，并减少碳排放2.46万吨。

地源热泵系统是一项对供热领域低碳化起到重要支撑作用的节能环保技术。北京市《关于进一步加快热泵系统应用推动清洁供暖实施意见》中，提出到2022年，北京市将新增热泵系统利用面积2000万平方米。北京市发改委此前已审批给予补助的项目达34个，总供热供冷面积约456万平方米，其中包括北京大兴国际机场、北京城市副中心城市绿心公园等大型热泵项目。

北京市最新获批的5个地源热泵项目分别位于通州、密云、大兴、昌平4个区，涉及住宅、办公、园区、生产基地等，建设内容包括新建地理管取热装置及配套设施，热泵机组及配套设施，设备机房至用户建筑间一次管网，智能控制及监测系统等。北京市发改委相关负责人介绍，5个项目建成后，能够替代燃煤0.95万吨，相当于减少二氧化碳排放2.46万吨、氮氧化物排放15.12吨，对优化北京市能源结构、治理大气污染具有较好的推动作用。

北京及延庆赛区11个冬奥场馆全部通过 绿色建筑认证

日前，从北京市重大项目建设指挥部办公室获悉，北京2022年冬奥会经北京冬奥组委与国际奥委会确定的11个冬奥场馆全部通过绿色建筑认证。其中，国家速滑馆、国家会议中心二期、五棵松冰上运动中心、北京冬奥村、延庆冬奥村等5个新建场馆获得绿色建筑三星级评价标识；国家高山滑雪中心、国家雪车雪橇中心、首钢滑雪大跳台中心等3个新建雪上场馆获得绿色雪上运动场馆三星级评价标识，国家游泳中心、国家体育馆、首体场馆群等3个改造场馆获得既有建筑改造绿色二星级评价标识。

冬奥会还首次大规模采用二氧化碳环保型制冷剂进行制冰。国家速滑馆、首体园区及五棵松冰上运动中心3个场馆共建设7块二氧化碳冰面，约占此次冬奥会总冰面的1/2。二氧化碳是

当前最环保的制冷剂，碳排放趋近于零。不仅减少了传统制冷剂对臭氧层的破坏，制冷过程中产生的大量高品质余热可回收再利用，比传统方式效能提升30%。

随着2020年6月张北可再生能源柔性直流电网试验示范工程全面投产，北京冬奥会将在奥运历史上首次实现所有场馆100%绿电供应。除此以外，冬奥会众多的场馆积极开发分布式可再生能源，推进光伏、光热系统与建筑一体化应用。以五棵松冰上运动中心为例，其屋面安装了600千瓦光伏发电系统，未来能够实现年供电约70万千瓦时，可以满足冰上运动中心的部分用电需求。同时，还在空气空调机组和新风机组设置全热回收装置，回收效率达到70%，能有效通过排风对引进室内的新风进行预冷预热，节约空调能耗。

山西2021年新开工改造城镇老旧小区1866个

近日消息，《山西省城镇老旧小区改造攻坚行动方案（2021—2025年）》现已公布，到“十四五”期末，山西省将基本完成7701个城镇老旧小区的改造任务，其中，今年全省新开工改造城镇老旧小区1866个。

山西省明确，此次重点改造2000年底前建成的城镇老旧小区，包括公房小区、已房改公房小区、经济房等保障房小区、普通商品房小区，以及国有企事业单位和军队所属老旧小区、移交政府安置的军队离退休干部住宅小区等。

改造内容涉及基础类改造、完善类改造、提升类改造等方面。其中，基础类改造是为了满足居民

居住安全需要和基本生活需求的改造，主要包括小区内供水、排水、供电、道路、供气、供热、消防、安防、通信、照明等基础设施；建筑节能改造、雨污分流改造、生活垃圾分类等；增设无障碍通道改造以及提供地面防滑、加装扶手、消除地面高差等居家社区适老化改造；建筑物屋面、外墙、楼梯、入口等公共部位维修等。



内蒙古促进新型建筑工业化绿色发展征求意见

近日，内蒙古自治区促进新型建筑工业化绿色发展征求意见稿，《征求意见稿》提出2023年起，内蒙古自治区范围内投资额在1亿元以上或单体建筑面积2万平方米以上技术复杂、管理协同要求高、国有资金投资的房屋建筑和市政工程项目全部采用BIM技术。

2025年，全区装配式建筑占当年新建建筑面积的比例力争达到30%以上，其中，政府投资工程项目装配式建筑占当年新建建筑面积的比例达到80%以上，呼和浩特市、包头市主城区装配式建筑占当年新建建筑面积的比例达到40%以上，其余盟市所在地城区力争达到30%以上；2025年，盟市中心城区商品房全装修率达到60%以上，旗县市商品房全装修率达到50%以上。

包头2021年起新建建筑全面执行绿色建筑标准

近日消息，2021年起，包头市新建建筑全面执行绿色建筑标准，到2025年完成既有居住建筑节能改造100万平方米。持续推广可再生能源在建筑中的应用，推广应用绿色建材。新建12层以下的居住建筑和医院、学校、宾馆、游泳池、公共浴室等公共建筑，落实太阳能可再生能源建筑一体化的应用。扩大绿色建筑标准的执行范围，推进绿色生态城区建设。积极开展“被动式超低能耗建筑”、“近零能耗建筑”、“零碳建筑”、“装配式建筑”、“建筑墙体保温一体化”等技术的示范和应用。

提升城乡运行低碳化水平。提高基础设施质量和建筑质量，延长既有基础设施和建筑使用寿命，统筹规划旧城改造，避免不合理的大拆大建。大力推广城市风光互补照明系统，率先在公共机构领域提高能效标准，推进政



府部门购买合同能源管理服务。

加快实施北方清洁取暖，2021年城市建成区清洁取暖率达到90%以上，新建建筑全部实现清洁取暖，县城和城乡结合部基本形成以集中供暖为主、分散供暖为辅的格局，清洁取暖率达到70%以上。农村地区优先利用地热、生物质、太阳能等多种清洁能源供暖，有条件的地区发展天然气或电供暖，适当利用集中供暖延伸覆盖，清洁取暖率力争达到40%以上。到2023年，城市建成区、县城和城乡结合部清洁取暖率达到100%。

山东2021年清洁取暖农村地区将新增200万户

近日，山东省住房和城乡建设厅等5部门联合印发《山东省2021年清洁取暖建设工作方案》，明确要按照“企业为主、政府推动、居民可承受”的方针，充分尊重群众意愿，加快提高清洁取暖比重，2021年全省城市（县城）将新增清洁取暖5634.87万平方米，农村地区新增清洁取暖200.17万户。

《方案》指出要本着“宜气则气、宜电则电、宜可再生能源则可再生能源”的原则，充分尊重群众意愿，优先选择集中供暖和地热能利用，合理确定分散式改造技术路线，并结合城镇老旧小区改造等工作，积极开展既有



建筑节能改造工作，确保9月30日前完成工程建设任务，10月31日前完成调试验收。根据《方案》，本年度农村地区新增清洁取暖改造，通道城市重点是查缺补漏，新增95.63万户；非通道城市加大建设力度，新增104.54万户。对中央财政补助之外的市，

省级加大资金支持力度，按照城市类别、年度计划数量、前期完成任务情况、财政困难等系数分配补助资金。在中央和省级财政补助的基础上，各市、县（市、区）对建设资金作出统筹安排，制定完善“抬轿子”式的较长时期运行补贴政策，让群众改得成、用得了。

山东将坚持“以气定改、以电定改”，根据新增气代煤户数，各级主管部门指导燃气企业积极争取上游企业支持，超前搞好气源保障，加快完善基础设施，不断加强储气能力建设。强化政企联动，协调供电企业做好电网支撑能力改造升级，有效保障电力供应。

山东潍坊全面启动 2021 年冬季 清洁取暖工作



近日，潍坊市委副书记、市长刘运组织召开全市冬季清洁取暖工作动员视频会议，全面启动2021年冬季清洁取暖工作，动员各级各部门进一步夯实责任、强化措施、加快推进，确保按时完成冬季清洁取暖各项任务目标。

潍坊市冬季清洁取暖工作按照政府引导、市场运作、合理负担、惠及民生的原则，宜热则热、宜气则气、宜电则电，因地制宜选择符合实际的供暖方式，整村推进、整片提升。2021年，计划完成清洁取暖改造城区0.86万平方米、县城71万平方米、农村20万户；完成既有建筑节能改造城市20万平方米、农村500户；建成被动式超低能耗建筑12.1万平方米。先行实现中心城区农村清洁取暖“全覆盖”。

为保障冬季清洁取暖群众的起、用得着，潍坊市明确清洁取暖项目部分室外配套资金由专管企业承担，对采取集中供暖向农村地区延伸、清洁能源集中供暖、电代煤、气代煤以及其他符合清洁取暖要求改造的，按标准给予户内改造补贴和3年期运行补贴。2021年，除中央财政补助资金3亿元外，市县两级财政预计配套资金约10亿元。同时，积极探索国有平台公司、市场化贴息、帮助企业融资等方式，给予更多支持政策，强化资金保障，铸造坚实后盾。

河南省 2021 年新增可再生能源供暖能力 2400 万平方米

日前，河南省污染防治攻坚战领导小组办公室印发《河南省2021年大气污染防治攻坚战实施方案》。方案中明确年度目标全省细颗粒物（PM_{2.5}）平均浓度控制在53微克/立方米以下，可吸入颗粒物（PM₁₀）平均浓度控制在87微克/立方米以下，臭氧超标率控制在15%以下，环境空气质量优良天数比例不低于65%，重污染天数比例控制在4%以下。

方案明确将深入调整能源结构，推进能源低碳高效利用，持续推进清洁取暖。开展清洁取暖“双替代”巩固提升行动，对完成“双替代”供暖改造的地区开展“回头看”，查漏补缺，落实电力和天然气供应保障和电价气价优惠政策。提高建成区集中供暖普及率。依据现有集中供暖资源和设施，深挖供暖潜力，推动

富裕供热能力向合理半径延伸，加快城镇集中供热老旧管网改造。

2021年采暖季前，新建改造集中供热管网400公里。对供热管网无法覆盖的区域，支持有条件的地方采取地热供暖。京津冀大气污染传输通道城市集中供热普及率力争达到91%以上；汾渭平原城市集中供热普及率力争达到89%以上；其他省辖市（周口、信阳除外）建成区集中供热普及率达到76%以上。同时，加快优化能源供给结构。坚持把传统能源转型升级和大力发展新能源相统筹，优化能源供给结构，加快发展风电、光伏发电、地热、生物质热电联产等可再生能源。力争实现新增可再生能源发电装机400万千瓦，新增可再生能源供暖能力2400万平方米。

贵州“十四五”期间新增供暖制冷面积 2000 万平米

近日，贵州省能源局新能源处相关负责人在接受媒体采访时指出，2021年，贵州省将加快推进浅层地热能供暖制冷应用，力争新增地热能供暖制冷面积400万平方米。“十四五”期间，贵州省计划新增2000万平方米地热能供暖制冷面积。

2025年末贵州省地热能供暖制冷面积达2500万平方米以上。贵州省地热能资源丰富、储量大、分布广，开发潜力巨大。根据相关资料估算，贵州省浅层地热能资源量每年相当于2.1亿吨标煤，可供建筑供暖制冷面积229亿平方米；中深层地热能资

源量每年相当于7994万吨标煤，可供建筑供暖制冷面积8.84亿平方米。

据有关负责人介绍说，“十四五”期间，贵州省将围绕城镇集中区、城市功能区、工业园区、农业园区及旅游景区“五区”驱动，加快推动浅层地热能供暖制冷应用。同时，认真抓好《贵州省地热能产业发展“十四五”规划》及各市（州）、贵安新区地热能开发利用实施方案的编制及实施，落实规划及实施方案的有关工作任务，统筹能源供需平衡，做好地热能与其它能源协调发展。

青海海南州开发清洁能源助力经济高质量发展

日前,从青海海南藏族自治州发展和改革委员会了解到,目前,海南州开发清洁能源装机容量达1864万千瓦,其中光热5万千瓦、水电548万千瓦、光伏900万千瓦(含储能2万千瓦)、风能411万千瓦,占青海省装机容量的56%。

青海省水电、光伏等清洁能源发展居全国领先地位,海南州

凭借全年日照时数在2500小时以上,风能可用时间频率在60%以上,可用于开发清洁能源的荒漠化土地近7000平方公里。

今年以来,海南州认真贯彻落实“打造国家清洁能源产业高地”重大要求,抓住青海省创建国家清洁能源示范省和全国乃至世界首条100%清洁能源外送通道。



第三届“天加杯”参赛选手荣获世界暖通空调学生科技竞赛亚军

5月27日,第四届世界暖通空调学生科技竞赛(HVAC World Student Competition)在线举行。由南京天加环境科技有限公司独家赞助的,第三届“天加杯”全国暖通空调学生科技竞赛的冠军选手—兰州交通大学武剑云,经暖通空调产业创新联盟推荐,代表中国参赛。武剑云凭借其硕士课题《基于电容型湿度传感器PI薄膜感湿性能的实验研究》,在各国参赛选手中表现突出,荣获亚军。

本届竞赛,武剑云与欧洲REHVA推荐的荷兰代表、美国ASHRAE推荐代表、韩国SAREK推荐代表和印度

ISHRAE推荐代表共5人参加了决赛,最终以出色的演讲、准确的回答、高质量的论文和海报展示,获得了第四届世界暖通空调学生科技竞赛第二名,荷兰代表和韩国代表分获第一、三名。

“天加杯”全国暖通空调学生科技竞赛由天加与暖通空调产业技术创新联盟联合发起,于2016年设立,旨在鼓励和提升我国HVAC专业学生参与国际赛事的水平和能力。自2018年起每年举办一届,目的是为了鼓励和提升我国建筑环境与能源应用专业学生参与国际赛事的水平与能力。

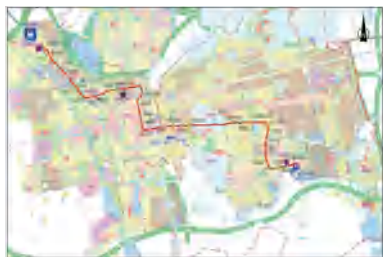
乌鲁木齐入围2021年北方地区冬季清洁取暖项目名单

日前,乌鲁木齐市成功入围2021年北方地区冬季清洁取暖项目名单。这意味着中央将连续三年共计拨付21亿元专项资金,重点用于支持乌鲁木齐市开展北方冬季清洁取暖项目。乌鲁木齐市财政局经济建设科相关负责人介绍,全市冬季清洁取暖实施项目总资金投入为117.7亿元,分3年完成。其中,中央财政奖补资金21亿元、地方财政22.9亿元、社会资金73.8亿元。

据了解,乌鲁木齐市冬季清洁取暖实施项目资金重点支持“煤改气”、“煤改电”,以及地热能、生物质能、太阳能、工业余热、清洁燃煤集中供暖(满足超低排放标准)等多种方式清洁取暖改造。随着推进清洁取暖项目不断加快推进,首府天更蓝民心更暖。中央财政将对纳入支持范围的城市给予清洁取暖改造定额奖励,连续支持3年,每年奖补标准为省会城市7亿元,一般地级市3亿元。此次中央财政奖补资金21亿元,将连续三年拨付到位。

下一步,乌鲁木齐市财政局会同乌鲁木齐市城管局按照《乌鲁木齐市冬季清洁取暖项目实施方案(2021-2023年)》,重点做好推进全市清洁取暖项目建设,并研究制定相应资金管理使用办法,加强后续支持资金的监管和使用。数据显示,“十三五”期间,乌鲁木齐市持续推进大气污染防治攻坚战,累计投入约34亿元(其中:中央自治区11.93亿元,PPP项目4.92亿元,地方财政16.64亿元),主要用于煤改气、节能减排、大气污染防治等方面。

美的暖通与楼宇护航 苏州地铁 6 号线



近日，美的中标苏州地铁 6 号线，金额超过 1 亿，在本次苏州地铁 6 号线项目中，美的暖通与楼宇集成了高效机房 + 智慧末端 + 智能控制系统，提供了包含美的磁悬浮变频离心机组、变频水冷螺杆机组、高效变频水泵及水路组件、智慧风系统末端、智慧控制系统等，通过高效节能设备和智能环控设备监控系统，打造高效机房的同时，实现智能化风水联动。

苏州地铁 6 号线是苏州西北 - 东南向重要轨道交通客流通道，起于苏州高新区，横贯沪宁城际苏州新区枢纽、苏州主城区、苏州大学、园区 CBD、金鸡湖景区等重要城市经济文化中心和交通枢纽，同时也是城际客流的重要集散线路。苏州地铁 6 号线全长 36.12km，全部为地下线路，共设 31 座地下车站，均采用分站供冷。

苏州地铁 6 号线按照标准站年制冷量 165 万 kWh，优化前的空调系统 TCOP 仅为 2.3，年耗电量 72 万 kWh；在采用美的超高效率智能环控系统后，6 号线空调系统 TCOP 预计将超过 4.0（机房 COP 超 6.0），全系统年耗电量 42 万 kWh，每站节省电量 30 万 kWh。按照全线 31 个站，平均每年可省电 930 万 kWh，相当于每年减少 1 万吨二氧化碳排放。

海信首款场景中央空调震撼上市

近日，海信中央空调全新产品——海信 Ai 家中央空调正式上市。基于对用户的关怀，此次上市的海信 Ai 家中央空调，是海信重点研发、打造的“行业首款场景中央空调”，将 5G 物联网技术与 PLC 电力线载波通信技术相结合，不仅为用户带来了更便捷舒适的生活体验，更领跑行业从空气领域向家居智能生活场景不断探索。

一天 24 小时，不同的时间段生活场景，我们对居家的环境都有不同的需求。以前根据自我需求，我们会不断去手动调整家里各项设备。针对用户的需求，此次海信研发的 Ai 家中央空调，化身智能家居中控，

联动智能家电为用户提供多种智能生活场景解决方案。海信 Ai 家中央空调凭借强大功能，打造了链接家居设备的平台，用户通过 Ai 享家手机 APP，可以轻松实现家中电器智能联动，自由设定多种场景模式，让智能生活，一触即享。

海信 Ai 家中央空调自带 5G 流量，不依赖宽带、路由器，自带网络，新增家电接入无需单独布线，只需通过接入 PLC 智能插座，通电即可自动联网，操作便捷节省成本。而且使用专供物联网信道，安全性更高，稳定性更强，完全可以满足用户对智能家居的高品质追求，让智能生活，拥有无限可能。

美的暖通与楼宇与亿洲集团签署战略合作协议

5 月 17 日，美的暖通与楼宇事业部与河南亿洲实业集团战略合作签约仪式在广东佛山举行。美的暖通与楼宇事业部国内营销公司总经理周星、行业销售总监叶文青、暖通河南中心地产经理闫李明和亿洲集团总裁彭启发、副总经理陈程、采购部经理董正东、双森商贸总经理李伟共同出席了签约仪式。

河南亿洲实业集团秉承着“打造一个有态度的城市综合体”的经营理念，探索和积累了丰富的市场运营管理经验，打破行业“重开发、轻运营”的传统，形成一套优越的“二三五”开发运营体系。专业投资开发和运营管理商业地产项目，业务涵盖地产开发、招商运营、连锁超市、儿童游乐、文化旅游、餐饮酒店、民办教育、矿产开发等多个行业，经过二十多年的发展，业务遍布



全国二十多个省市，是国内领先的县域城市商业地产的综合开发运营企业。

蓄势待发，共赢未来！双方强强联合势必开创新的局面。面对未来，美的暖通与楼宇也将始终秉持“SMART IN ONE”的品牌主张，坚持“把复杂留给美的，让用户更简单”，在智慧建筑整体解决方案等领域，持续深化与亿洲集团的合作，凭借行业自信的专业实力，优秀的安装售后服务，加大合作力度，深化合作方式，最大化地发挥双方各自的优势，共同取得更好的业绩。

打造城市文化新地标：开利空调博物馆盛大揭幕

5月18日，开利中国在其坐落于上海市宝山区的新工厂迎来了开利空调博物馆的盛大揭幕。来自宝山区商务委、宝山工业园区、行业协会、开利北亚区管理层以及多家媒体代表应邀出席了开幕仪式，庆祝其在北亚区首家开利空调博物馆的落成。

开利空调博物馆浓缩了跨世纪的空调文明发展史，展示了以开利博士为首的一代代开利人在全球暖通空调行业中的创新、推动与发展，可谓意义非凡。在总面积逾4000平方米的空间里，开利全方位展示了商用、轻商及家用设备、服务、楼宇自控等解决方案，让参观者亲身体验当代开利的创新科技魅力。此外，该区域还设有全新培训中心，为客户了解如何在建筑的设计、改造



和运营中打造更健康、更智能、更高效的室内环境。

开利暖通空调北亚区董事总经理余敏义评价道：“1902年，开利博士发明了第一套现代空调系统，历经一个世纪的发展，我们初心不改，为助力行业发展而持续努力。我们希望通过开利空调博物馆这一窗口，与广大同行以及公众一同回顾空调百余年的发展历程，展示高效节能、可持续发展的空调系统解决方案，同时展望暖通空调市场的美好远景。”

冰轮突破四项氢能核心技术，助力能源转型升级

近日，由山东冰轮海卓氢能技术研究院有限公司、西安交通大学、中国科学院理化技术研究所、烟台东德实业有限公司等联合研制的“喷油螺杆氢气输送压缩机、燃料电池空气压缩机、燃料电池氢气循环泵及高压加氢压缩机”产品技术鉴定会在烟台召开。

鉴定会由中国通用机械工业协会组织，产品鉴定专家组由教授、研究员及行业专家组成。专家组听取了研制单位的总结报告，审查了相关文件资料，考察了生产、试验现场。经充分的质询和讨论，最终形成如下决议：研发的“喷油螺杆氢气输送压缩机”及“氢燃料电池氢气循环泵”均填补了国内空白，整体性能达到国际先进水平，其中“喷油螺

杆氢气输送压缩机”的绝热效率等主要技术指标、“氢燃料电池氢气循环泵”的除水、破冰技术处于国际领先水平。研发的“燃料电池空气压缩机”主要性能指标、“高压加氢压缩机”整体性能达到国际先进水平。

鉴定会的顺利通过，是冰轮环境在氢能领域成功拓展的一个标志性事件，也是冰轮调整产业结构，实现能源绿色转型的一次成功实践。冰轮环境将在保持传统产业优势的基础上，以技术创新为驱动，充分发挥产学研协同创新机制，开展氢能产业重大装备及关键技术研究，促进氢能科技成果产业化应用，打造高层次的氢能人才队伍，为我国氢能产业的发展提供强有力的技术支撑。

顿汉布什为2022年杭州亚运会保驾护航

近日获悉，顿汉布什成为了杭州亚运会马术项目主场馆的室内环境守护者，为项目提供旗下风冷螺杆、末端、直膨机等整体系统解决方案，契合打造绿色体育盛会。

第19届亚洲运动会将于2022年09月在中国浙江省杭州市举行。其中马术项目是亚运赛中最复杂、最专业、最特殊的项目，是唯一一项人与动物同赛的项目，同样，马术项目的建设内容也相对复杂。场馆建设遵循亚运场馆设计和国际马术专项的高规格要求，严格按照马术比赛对场地及周边环境的特殊布局规划，合理设置场地功能分区，确保运动员、马匹有充足的训练、比赛、休憩空间，科学、系统、全面地执行亚运会运动竞赛规则及场地规定。

体育场馆作为各地综合性地标建筑，集演艺、会展、体育、会议、全民健身、大型活动等功于一身。作为专业性场所，体育馆空间高大、人员比较集中，需要极高的技术设备支撑，为确保气流组织的循环，对中央空调机组的风量、噪音等都有很高的要求。此外，由于体育馆内长时间聚集观众，为了给观众以及参赛者提供舒适的体验，对空气环境的要求也非常严格，空气质量的稳定性、舒适性也非常重要。基于此，为了解决这些痛点问题，顿汉布什依据当地气候特点以及马术场馆对于中央空调设备特殊的要求，为其提供了契合的整体系统解决方案，以保证运动员与观众在比赛的同时能够享受舒适、健康的室内环境。

海尔磁悬浮机组服务 厦钨新能源

近日，海尔福建市场传来捷报，凭借海尔磁悬浮机组的突出性能，成功获得了厦门厦钨新能源材料股份有限公司的青睐。随着项目的推进，海尔磁悬浮机组将为厦钨新能源提供高效节能的冷暖服务。

厦门厦钨新能源材料股份有限公司是世界钨行业领军企业—厦门钨业股份的全资子公司。厦钨新能源树立“把厦钨新能源打造成最具国际竞争力的新能源材料产业基地，实现人与自然的持续、健康发展”的企业愿景，秉承“以发展壮大中国能源新材料产业为己任”的企业使命，确定“让员工实现自我价值，使用户得到满意服务，为股东取得丰厚回报、与社会共谋和谐发展”的企业核心价值观，充分发挥资金、技术、设备、管理等优势资源，通过体制、机制创新，把厦钨新能源建设成一流的、受人尊敬的公众公司，为实现打造最具国际竞争力的新能源材料产业基地。

正因如此，舒适的室内环境不可或缺。海尔磁悬浮中央空调以磁悬浮轴承替代普通金属有油轴承实现“0”摩擦运转，机组部分负荷最高能效比达到34.58，综合能效比最高达到13.18，比普通离心机省电50%除了能效远超国家一级能效标准外，还具有30年超长使用寿命、超低静音运行等优势。此外，海尔磁悬浮中央空调标配云服务系统，可实现机组的远程操控、监测及故障预警，凭借行业超长30年使用寿命，在具有免维护的独特优势同时，大大降低了用户的运营成本。

格力荣获亚太酒店 CEO 峰会“最具影响力 绿色酒店服务商”

近期，由 APHCA 亚太酒店 CEO 联盟举办、以“重振、重塑、赋能、发展”为主题的第二届亚太酒店 CEO 峰会暨中国会展产业金手指颁奖盛典在上海召开。珠海格力电器股份有限公司荣获“最具影响力绿色酒店服务商金手指奖”。亚太酒店联盟已连续成功举办了十届中国会展产业交易会、第二届酒店高峰论坛，深耕运营产业多年，聚焦产业热点，洞察产业最新方向，在行业内拥有较好的影响力和权威性。

格力中央空调相继服务于上海万豪虹桥大酒店、新加坡 Holiday Inn Orchard 假日酒店、广州地中海国际酒店、长沙皇冠假日酒店、盘江雅阁大酒店、永州华天酒店、南昌金陵大酒店、北京钓鱼台国宾馆、



北京友谊宾馆、首都大酒店等星级酒店，并与香格里拉酒店集团、温德姆酒店集团、开元集团、锦江国际集团、铂涛酒店集团、维也纳酒店集团等签订战略合作协议。格力多年来坚持自主创新的道路，深受广大用户的喜爱和信任，为星级酒店提供专业、全方位的暖通解决方案，引领酒店绿色节能新时代。

顿汉布什连续签约新和成集团三个生产基地

新和成集团是全球四大维生素生产企业之一，拥有“乙氧甲叉”、“三甲基氢醌”、“生物素”、“虾青素”、“柠檬醛”等明星产品。先后在浙江、山东以及黑龙江等等全国各地建立了多个现代化生产基地，以实现在营养品、原料药、香精香料、高分子新材料领域等多个维度的深入探索及生产。制造和研发实力的背后，离不开生产和研发环境的可靠性保障。对于精细化工产业来说，暖通空调产品的技术水平深入影响着这一产业的方方面面。

新和成集团在新基地的建设

中，对于暖通空调设备的选择要求颇高，特别是黑龙江绥化的基地建设时，更是明确提出了7℃和15℃出水温度的工艺要求。在首轮方案的综合评判以及对既有项目的严格考察后，项目方依然选择了由顿汉布什提供的离心机解决方案。值得一提的是，这也是继新和成控股集团于2018年浙江、2019年山东基地后，再一次与顿汉布什的牵手合作，这不仅是新和成控股集团对于顿汉布什产品品质、技术水平和品质服务的认可，更是在多年使用过程中良好的运行效果，满足初期建设预期的实践展示。

重庆“第一高楼”再次选择天加

近日，天加重庆分公司成功签约重庆在建“第一高楼”——万科陆海国际中心项目，设备总额达1000多万元。此前，天加还为重庆来福士广场项目（重庆已建“第一高楼”）提供了服务，重庆“第一高楼”再次选择了天加。

陆海国际中心位于重庆市渝中区重庆（化龙桥）国际商务区，该项目主塔楼地上共100层，高度458.2米，项目总建筑面积约52万平方米，集超甲级写字楼、超五星级酒店、总部办公、购物中心等业态为一体，系重庆市重点项目之一。陆海国际中心建成后将是万科集团第一高楼、重庆市已建成第一高楼。

高层建筑不仅仅意味着物理层面的高度，还意味着高端的品质。刷新城市天际线的陆海国际中心在健康、节能、静音等方面具有更高的要求。凭借着产品优势和服务经验，天加赢得项目方信赖，成功签约万科陆海国际中心项目。2021年封顶后，陆海国际中心将跻身全球著名超高层建筑榜单Top20，也将成为全球第20个加入建筑高度超过450米“超高层联盟”的一员。作为重庆对外展示的“新名片”，它将向世界展示重庆形象。未来，天加将以高品质服务更多城市地标建筑，推动中国的城市建设。



再获“鲁班奖” 天加项目成功服务蚌埠奥体中心

蚌埠奥体中心位于安徽省蚌埠市龙子湖畔，是安徽省第十四届运动会主场馆，是蚌埠市面向世界的新地标、新名片。蚌埠奥体中心以“中国红”为主题色，设计融入了“龙”的元素，体现了“龙行天下、龙腾戏珠”设计理念。该工程先后获得中国金属屋面金禹奖、中国钢结构金奖、中国建设工程鲁班奖等荣誉。此次，天加凭借高效节能的解决方案及专业优质的服务，助力蚌埠奥体中心节省能耗实现碳中和目标，打造体育综合体新标杆。

蚌埠奥体中心作为地标性建筑，集多种功能于一身，具有空间大、进深大、人员密集集中等特点，且能耗相对较高，对室内空气环境的要求也非常严格。项目总建筑面积为14.48万平方米，包括体育场、体育馆、多功能馆及体育学校，场地面积大，且各区域冷热源情况不同。天加根据各功能区域情况，分别配置高效风冷螺杆冷水机组和满液式水冷



螺杆机组。在满足场馆四季冷热源需求的同时提供高效节能的解决方案。还采用天加热回收空气处理机组，在满足室内新风供应的同时，回收排风能量对新风进行预处理，热回收率可达60%以上，大幅度降低新风能耗，还根据场馆使用功能不同，对末端送风系统进行了不同模式的自由调节，来适应场馆不同的使用模式。

国内大型体育中心的配套建设对于设备可靠性和节能减排的要求日趋严格。面对体育场馆的升级需求，天加不断攻坚克难，通过研发创新打造舒适健康环境，为更多大型体育场馆带来高效节能解决方案，为全民健康贡献自己的一份力量。

海尔磁悬浮中央空调正式入驻雄安新区

近日，海尔磁悬浮中央空调正式入驻雄安新区首个城市标志性综合体——雄安商务服务中心并完成安装，凭借高效节能、稳定运行赋能雄安千年大计，彰显民族品牌的担当，为这一历史性战略选择做出贡献。

雄安新区按照高质量发展要求，以人民为中心，坚持生态优先、绿色发展。雄安商务服务中心是雄安新区首批率先开工建设重点项目，对新区建设发展具有重要示范意义。雄安商务服务中心把高标准高质量贯穿项目建设全过程和各环节，精益求精，以打造超低能耗绿色示范园区。

因此在中央空调设备的选择上一样秉承着绿色理念，坚持建筑绿色低碳循环发展。

海尔磁悬浮中央空调凭借0摩擦无油运转的特点，高效节能50%；使用寿命长达30年且行业创新3年保修；以及2安倍启动等优势，提高机组可靠性、稳定性，坚持绿色生态发展助力打造“雄安质量”！继深圳特区、浦东新区后，作为第三个具有全国意义的新区，雄安新区将缔造未来世界级城市群的中国样本，是一个历史新起点，海尔中央空调将以实力与担当，共行绿色生态新征程，助力雄安蓬勃发展。

国际资讯 International News

德国出台新气候目标

5月5日，德国公布了新的气候目标：到2030年，温室气体排放量较1990年水平的减少幅度从此前的55%，提升至65%；碳中和完成时间表则提前5年，从2050年提早在2045年。

德国新气候目标近期还将提交至德国内阁，不出意外将顺利获批。路透社指出，德国政府更新气候目标是为了给接下来的《气候保护法》修订提前铺路。据了解，德国现行的《气候保护法》没有对2030年之后的减排目标予以细节化阐明，对于采取何种措施实现2030年减排目标、完成2050年碳中和目标也过于含糊。德国修订后的《气候保护法》将提出更为细化的气候行动任务，即以2030年减排65%、2040年减排88%、2045年实现碳中和为目标，2020年代减少25%的排放量，2030年代再减少23%，2040年代进一步减少12%，减排措施包括加大可再生能源利用率、进一步提高碳价等。

据了解，德国于2019年11月通过了现行的《气候保护法》，首次以法律形式确定了国家中长期温室气体减排目标。该法案明确了能源、工业、建筑、交通、农林等不同领域所允许的碳排放量，并规定德国联邦政府部门有义务监督有关领域遵守每年的减排目标。一旦相关行业未能实现减排目标，主管部门须在3个月内提交应急方案，德国联邦政府将在征询有关专家委员会意见的基础上采取相应措施确保减排。

ASHRAE 美国中央空调和空气源热泵 2021年4月出货量

2021年6月11日，美国空调供热制冷协会 AHRI 发布美国2021年4月份中央空调和空气源热泵共出货983,801台，同比增长55.2%，去年同期出货数据为634,036台。中央空调出货为602,723台，同比增长51.4%，去年同期出货数据为398,040台。空气源热泵出货为381,078台，同比增长61.5%，去年同期出货数据

为235,996台。

2021年美国前4个月中央空调和空气源热泵共出货3,232,530台，同比增长25%，去年同期出货数据为2,585,007台。中央空调出货为1,951,245台，同比增长23.6%，去年同期出货数据为1,579,040台。空气源热泵出货为1,281,285台，同比增长27.4%，去年同期出货数据为1,005,967台。

发布医疗设施的通风标准更新版

ASHRAE 发布 ANSI/ASHRAE/ASHE-170《医疗设施的通风标准》的最新版本。该标准为医疗设施的设计者提供指导、规范和强制要求。

2021版为医疗设施的设计师和运营商提供了重要指导，并在2017版标准基础上加入了17个附录。变化包括：扩大了在某些条件下将空气传播的传染

隔离室排风至全面排风的允许条件；提供热舒适条件的改进指南的修订范围；对门诊部和住院部进行了大规模改造；空气过滤要求的修订；通风表中增加过滤规定和指定未占用调节内容；与ASHRAE62.1标准数据相协调，扩大了不同进气和排气布置的分离距离要求指南；改善与行为和心理健康相关的指导。

ASHRAE 成立建筑脱碳工作组

ASHRAE 近期成立了应对气候变化的建筑环境脱碳战略工作组——ASHRAE 建筑脱碳工作组，在开发技术资源和减少碳对建筑环境和人类的负面影响方面提供领导和指导。

工作组的具体职责包括：为建筑环境脱碳的行业利益相关者提供建议和实践；确定综合方案目标，包括但不限于：开发脱碳相关特征框架，整合有关脱

碳问题的现有ASHRAE技术资源，为决策者和利益相关者提供工具包，确定并量化决策者和利益相关者的知识差距，帮助解决建筑脱碳问题的决策者和利益相关者开发弥补这些差距的资源；ASHRAE为何要从事此项工作的价值主张；确定与该倡议有关的全球受众；确立这一工作的指导原则；客观地界定与该倡议有关的问题。

欧洲：HFC 需求增加，价格却保持稳定

根据最新的欧洲价格监测调查，2020 年第四季度，HFC 制冷剂的需求继续增长，但价格却保持相对稳定。与上一季度一样，需求增长归因于今年逐步削减之前的库存。有关中国生产商价格上涨的报道也被认为是原因之一，但需求却低于往年。

2018-2019 年价格相比，2020 年的价格总体企稳或有所下降。三大气体分销商报告的平均采购价格趋势在生产商层面，R134a 和 R410A 的价格继续下跌，而分销商、原始设备

制造商和服务公司的价格略有下降或保持稳定。R404A 的价格在所有供应链水平上也有所下降，但服务公司的价格略有上涨。除 R404A 替代品 R448A 和 R449A 略有上涨外，分销商和原始设备制造商层面的替代品价格基本保持不变或略有下降。服务公司报告称，再生制冷剂 R404A（欧元/千克）和 R422D（欧元/千克）的采购价格下降，而再生制冷剂 R507A 的价格保持在 50 欧元/千克左右。另一方面，再生制冷剂

R404A 的售价上升到 98 欧元/千克左右，R507A 达到 113 欧元/千克左右。图片 2020 年第四季度替代制冷剂的平均价格。（注：提供替代品价格数据的公司数量远低于传统的 HFC 制冷剂）回收 R404A 的购买价格比原始 R404A 价格低 10%，销售价格高 35%。配额授权的报告价格从 0.60 欧元至 3 欧元/吨 CO₂e 不等。除了一家法国服务公司表示无法从供应商那里获得 R1234ze 之外，没有任何制冷剂供应问题的报告。

西班牙通过首个能源转型法案

据行业资讯机构标普全球普氏报道，西班牙议会日前批准了该国首个气候变化与能源转型法案，明确了未来 10 年西班牙在应对气候变化方面的中期目标和具体实施措施，旨在到 2050 年实现“碳中和”，以遵守该国为应对气候变化而达成的国际承诺。据了解，今年 4 月初，在经过近一年的辩论后，该法案获得了西班牙下议院的批准。随后经过西班牙参议院一个多月的改进，最终正式成为西班牙首个能源转型法案。

事实上，清洁能源资讯网站 GTM 曾撰文指出，近年来，西班牙在发展清洁能源方面已经处于落后状态。由于西班牙政府缺乏规划、监管失误频发，导致 2010 年以来，西班牙可再生能源产业缺乏补贴、利润低迷，投资吸引力日渐丧失，西班牙可再生能源一度陷入停滞。

另据路透社报道，此次敲



定的气候变化与能源转型法案，为西班牙设定了具体的温室气体减排目标，即到 2030 年西班牙将在 1990 年的水平上减少至少 23% 的温室气体排放。西班牙政府表示，这一数据未来将会不断修订，根据实时情况设定更加可行的目标。值得注意的是，该法案还对西班牙未来所有新的煤炭、石油和天然气开采项目进行一定限制。根据该法案，西班牙将不再对在其领土上任何地方勘探或开采化石燃料颁发特许权，现有的特许权到 2042 年 12 月 31 日以后将

不再延长。这意味着，从 2043 年开始，在西班牙境内生产化石燃料将被视为非法。此外，该法案还禁止使用水力压裂法，并要求所有西班牙公共机构剥离参与化石燃料生产、提炼和加工的公司所有股份。

另外，根据该法案，西班牙计划到 2030 年实现可再生能源占能源消耗总量的 42%，至少 74% 的电力来自可再生能源，能源效率至少提高 39.5%。该法案同时强调，西班牙教育部门要将可持续性和应对气候变化相关内容加入到教学内容中。



创新绿色新基建 打造低碳 IDC

中国移动通信集团设计院有限公司信息建筑业务部刘洪总经理分析了国家“新基建”下数据中心技术发展趋势,对 IDC 业态演化、云数据中心及边缘数据中心技术发展趋势进行探讨,对数据中心产品体系进行创新,对数据中心技术演化进行分享。



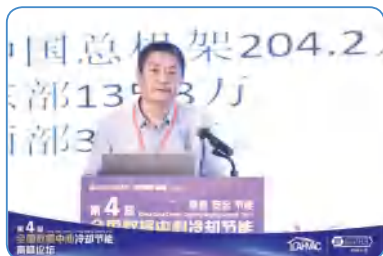
数据中心高效温控系统方案

美的暖通与楼宇水机产品公司研发中心战略项目负责人张运乾通过间接蒸发冷 AHU 及水冷系统两种技术介绍了美的在数据中心暖通空调系统的绿色智慧解决方案,在降低数据中心能耗、缩短建设周期等方面提出了自己的一些思考,未来美的将会继续联合更多优秀的生态合作伙伴助力数据中心的高质量发展。



蒸发冷却在不同地区的应用策略

新疆华奕新能源科技有限公司技术经理严锦程通过对风、水侧蒸发冷却技术原理与特点进行简析,从系统安全性、节能性、适用性等方面介绍风水侧蒸发冷却制冷系统适用性,同时分析不同地区气候工况,提出蒸发冷却空调系统应用、节能策略。



数据中心冷却风险防控

中国电信股份有限公司上海分公司网络部钟志鲲处长讲述在新基建和碳中和背景下,数据中心的制冷将何去何从,冷却的安全风险逐步加大,做好分析和分析防控,有效避免事故,是经营好一个数据中心重要的工作,增强冷却恢复力也是有效手段。



低 PUE 空调系统整体解决方案

珠海格力电器股份有限公司建筑环境与节能研究院暖通技术总监周伟简述了数据中心发展的趋势和现状,针对数据中心用能特性、节能有效、安全可靠、模块化和集成化寻找解决方案,分享京东云(华东)数据中心、万国北京大兴数据中心及华为云(东莞)数据中心等项目案例。



5G 低碳基站冷却系统构建与测试

湖南大学教授张泉指出随着“新基建”的国家战略加速 5G 基站建设的推进,以及基站数量和能耗倍数增加。为更好的提升 5G 综合能源柜的冷却性能,研究并搭建了能源柜综合性能测试实验台,在多个工况中对三种运行模式下的机柜复合制冷系统进行充液率、风量、制冷量、耗电量、能效比等多个参数和指标的实验研究,并选择实际运行的 5G 基站,对不同运行模式进行了现场实测,为机柜运行性能的进一步优化提供数据支撑。



数据中心空调那些事—运维经验分享

中国电信集团公司 B 级人才、中国电信集团内训师叶明哲分享了数据中心常见冷却架构和特点,并对数据中心故障案例进行反思,建议增加案例透明度同时进行案例共享,这对数据中心设计、建设和运维是有帮助的。介绍了蓄冷罐典型故障、冷却塔、水冷空调系统管路等案例,最后对故障案例进行了分析和总结。



数据中心高效冷却解决方案

青岛海尔空调电子有限公司数据中心行业方案经理刘闯分析了当前因自然冷却频繁切换确认延时等因素导致减少了自然冷源的利用时间,从而影响了数据中心理论与实际运行的 PUE 偏差,提供海尔极致自然冷却的解决方案。



间接蒸发技术在华为乌兰察布的应用案例

华信咨询设计院有限公司建筑设计咨询院副总工柴士恒指出间接蒸发冷却作为节能新技术得到了越来越多的关注和应用，通过实际项目案例，解读间接蒸发技术在数据中心应用的优势、落地过程中遇到的重点问题、剖析影响技术推广应用的因素，提出技术扩大应用需要努力的方向等。



相变冷却 践行碳中和

克萊門特捷联制冷设备（上海）有限公司数据中心事业部郝销售经理曹远远从数据中心的冷源到机房空调末端进行分析，挖掘数据中心周边有热需求的功能建筑进行余热供热，讲解磁悬浮相变冷却产品组成和多技术耦合应用，通过中间换热环节少，需要温差更低，压机效率更高，无油技术，有效采用动力热管实现全生命周期高效。



我国数据中心蒸发冷却技术的发展现状以及存在的问题

西安工程大学教授黄翔介绍了我国数据中心蒸发冷却技术的发展背景及数据中心风侧间接蒸发冷却、水侧间接蒸发冷却氟侧蒸发冷却系统与设备的工作原理和主要特点，分析目前在数据中心应用中所存在的主要问题及解决这些问题的对策和思路。



高效数据中心节能方案

丹佛斯气候方案事业部系统技术高级经理张乐平提出智慧综合配电系统可实现绿电和直流电网间的可靠电源转换思路，并通过储能，解决了传统交流供电的多级能量变化损耗高、供电变换灵活性差的问题。从数据中心用磁悬浮无油全配置冷水机组，到流体管网输配优化，再到末端平衡，为数据中心高效绿色冷却提供创新方案。



创新实践，超低能耗数据中心运营经验分享

深圳联通 IDC 运维经理杨宜楠提出打造安全、智能、绿色、高效的新型数据中心是深圳联通 IDC 秉承的运营理念，通过分享数据中心节能运营经验，分析如何在未利用自然冷源的前提下，基于传统集中式水冷空调系统，实现数据中心超低能耗运行。

本刊编辑 崔艳梅

关于印发“十四五”公共机构节约能源资源工作规划的通知

国管节能〔2021〕195号

各省、自治区、直辖市和新疆生产建设兵团机关事务管理局、发展改革委，广东省能源局，中央国家机关各部门、各单位：

为贯彻落实党中央、国务院关于加快推进生态文明建设的决策部署，深入推进“十四五”时期公共机构节约能源资源工作高质量发展，开创公共机构节约能源资源绿色低碳发展新局面，根据《中华人民共和国国民经济和社会发展第十四个五年规划和2035年远景目标纲要》和有关法律法规，我们编制了《“十四五”公共机构节约能源资源工作规划》，现印发给你们，请结合实际认真贯彻落实。

国家机关事务管理局
国家发展和改革委员会
2021年6月1日

“十四五”公共机构节约能源资源工作规划（节选）

根据《中华人民共和国国民经济和社会发展第十四个五年规划和2035年远景目标纲要》和《中华人民共和国节约能源法》、《公共机构节能条例》等政策法规，制定本规划，明确工作目标任务，指引绿色低碳发展，促进生态文明建设，深入推进“十四五”时期公共机构能源资源节约和生态环境保护（以下统称公共机构节约能源资源）工作高质量发展。

一、开创公共机构节约能源资源新局面

（一）发展基础。“十三五”期间，各地区、各部门深入贯彻落实习近平生态文明思想，牢固树立创新、协调、绿色、开放、共享的发展理念，坚持以生态文明建设为统领，以能源资源降耗增效为目标，扎实推进公共机构节约能源资源各项工作，圆满完成了“十三五”规划目标和任务。

——能源资源利用效率稳步提升。2020年，全国公共机构约158.6万家，能源消费总量1.64亿吨标准煤，用水总量106.97亿立方米；单位建筑面积能耗18.48千克标准煤/平方米，人均综合能耗329.56千克标准煤/人，人均用水量21.53立方米/人，与2015年相比分别下降了10.07%、11.11%和15.07%。同时，能源消费结构持续优化，电力、煤炭消费占比与2015年相比分别提升1.57%和下降5.17%。

——绿色化改造进展明显。累计投入财政性资

金超145亿元，实施公共机构既有建筑围护结构改造面积约1.1亿平方米、空调通风系统节能改造面积约5050万平方米，完成北方采暖地区公共机构供热系统计量节能改造面积约3600万平方米，淘汰燃煤锅炉约6.7万台，实施燃气锅炉低氮改造约9800台。新能源、新技术、新产品应用更加广泛，累计开展太阳能光伏项目装机容量达约5.8吉瓦、太阳能热水项目集热面积达约1525万平方米；推广应用新能源汽车约26.1万辆，建设充电基础设施约18.7万套。

——示范创建作用凸显。约6万家机关建成节约型机关，3064家公共机构建成节约型公共机构示范单位，376家公共机构遴选为能效领跑者，约6万家公共机构建成节水型单位。推动省级以上机关和46个重点城市公共机构基本实现生活垃圾强制分类。在12个省（区、市）29个县（区、市）开展集中统一组织合同能源管理项目试点，带动全国实施合同能源管理项目约2570个，引入社会资金约71亿元。发布284个公共机构能源资源节约示范案例，推广217项节能节水技术，建成线上示范案例库和节能产品网上展厅。

——基础能力不断强化。形成较为完备的技术推广、项目管理、计量统计、监督考核、宣传教育等管理制度体系。围绕节约型机关创建、生活垃圾分类、绿色化改造、能耗定额管理等重点工作，推动出台3项国家标准和138项地方标准。印发能耗

定额标准编制和应用指南，全国 24 个地区完成公共机构能耗定额标准编制。考核手段不断强化，12 个地区将公共机构节约能源资源工作纳入省级政府绩效考核体系，重点监管约 8900 家公共机构重点用能单位。进一步扩大面授、远程培训规模，培训人数达约 334 万人次。

（二）指导思想。以习近平新时代中国特色社会主义思想为指导，深入贯彻党的十九大和十九届二中、三中、四中全会、五中全会精神，全面贯彻习近平生态文明思想，准确把握进入新发展阶段、贯彻新发展理念、构建新发展格局对公共机构节约能源资源提出的新任务新要求，以绿色低碳发展为目标，立足公共机构实际，完善体制机制，提升治理能力，强化创新驱动，推动绿色转型，扎实推进公共机构节约能源资源工作高质量发展，广泛形成绿色低碳生产生活方式，充分发挥公共机构的示范引领作用。

（三）基本原则。

——坚持系统观念、重点推进，统筹谋划能源资源节约和生态环境保护各项工作，协调推进机关和教科文卫体系统的节约能源资源工作，围绕贯彻落实中央决策部署，突出节能降碳。

——坚持绿色转型、创新驱动，完整、准确、全面贯彻新发展理念，促进公共机构事业发展绿色低碳转型，通过管理创新、技术创新提升效能。

——坚持分类施策、因地制宜，注重分区分类分级指导，区分地区差异和系统实际，制定更加合理的政策和目标，采取更有针对性的措施。

——坚持市场导向、多方协同，鼓励引入社会资本，推行合同能源管理、合同节水管理等市场化模式，形成政府引导、机构履责、企业支撑、全员参与的局面。

（四）主要目标。聚焦绿色低碳发展的目标，实现绿色低碳转型行动推进有力，制度标准、目标管理、能力提升体系趋于完善，协同推进、资金保障、监督考核机制运行通畅，开创公共机构节约能源资源绿色低碳发展新局面。实施公共机构能源和水资源消费总量与强度双控，公共机构能源消费总量控制在 1.89 亿吨标准煤以内，用水总量控制在 124 亿立方米以内，二氧化碳排放（以下简称碳排放）总量控制在 4 亿吨以内；以 2020 年能源、水资源消费以及碳排放为基数，2025 年公共机构单位建筑面积能耗下降 5%、人均综合能耗下降 6%，人均用水量下降 6%，单位建筑面积碳排放下降 7%。

专栏 “十四五”时期公共机构节约能源资源主要指标			
指 标	基期值 (2020 年)	目标值 (2025 年)	属 性
总量			
能源消费总量 (亿吨标准煤)	1.64	≤1.89	预期性
用水总量 (亿立方米)	106.97	≤124	预期性
碳排放总量 (亿吨)	—	≤4	预期性
强度			
单位建筑面积能耗 (千克标准煤/平方米)	18.48	17.56	约束性
人均综合能耗 (千克标准煤/人)	329.56	309.79	约束性
人均用水量 (立方米/人)	21.63	20.24	约束性
单位建筑面积碳排放 (千克二氧化碳/平方米)	5 年下降率为 7%		约束性

二、实施绿色低碳转型行动

（一）低碳引领行动。对标碳达峰、碳中和目标，编制公共机构碳排放核算指南，组织开展公共机构碳排放量统计。制定公共机构低碳引领行动方案，明确碳达峰目标和实现路径。开展公共机构绿色低碳试点，结合实际深化公共机构参与碳排放权交易试点。积极参与绿色低碳发展国际交流，宣传中国公共机构推进节能降碳的成效经验，与有关国际组织、国家和地区加强合作，吸收借鉴先进适用的绿色低碳技术和管理模式。

（二）绿色化改造行动。推广集中供热，拓展多种清洁供暖方式，推进燃煤锅炉节能环保综合改造、燃气锅炉低氮改造，因地制宜推动北方地区城镇公共机构实施清洁取暖。开展绿色食堂建设，推广应用高效油烟净化等节能环保设备。推动实施中央空调改造，运用智能管控、多能互补等技术实现能效提升，建设绿色高效制冷系统。实施数据中心节能改造，加强在设备布局、制冷架构等方面优化升级，探索余热回收利用，大幅提升数据中心能效水平，大型、超大型数据中心运行电能利用效率下降到 1.3 以下。持续开展既有建筑围护结构、照明、电梯等综合型用能系统和设施设备节能改造，提升能源利用效率，增强示范带动作用。积极开展绿色建筑创建行动，新建建筑全面执行绿色建筑标准，大力推动公共机构既有建筑通过节能改造达到绿色建筑标准，星级绿色建筑持续增加。加快推广超低能耗和近零能耗建筑，逐步提高新建超低能耗建筑、近零能耗建筑比例。

（三）可再生能源替代行动。优化能源消费结构，控制煤炭等化石能源消费，推进京津冀及周边地区、长三角地区公共机构严格实施煤炭消费替代。加大太阳能、风能、地热能等可再生能源和热泵、高效储能技术推广力度，大力推进太阳能光伏、光热项目建设，提高可再生能源消费比重。推动公共机构

带头使用新能源汽车，新增及更新车辆中新能源汽车比例原则上不低于 30%；更新用于机要通信和相对固定路线的执法执勤、通勤等车辆时，原则上配备新能源汽车；提高新能源汽车专用停车位、充电基础设施数量，鼓励单位内部充电基础设施向社会开放。

（四）节水护水行动。（略）

（五）生活垃圾分类行动。（略）

（六）反食品浪费行动。（略）

（七）绿色办公行动。（略）

（八）绿色低碳生活方式倡导行动。（略）

（九）示范创建行动。全面开展节约型机关创建行动，建立健全节约型机关常态化、长效化机制，推动中央国家机关本级 2021 年 6 月底前全部建成节约型机关，力争 80% 以上的县级及以上机关 2025 年底前达到创建要求。创建 2000 家节约型公共机构示范单位，重点推进教科文卫体系统节约型公共机构示范单位创建工作，实现“县县有示范”目标，实行动态管理。开展公共机构能效、水效领跑者引领行动，遴选 200 家公共机构能效领跑者和 200 家公共机构水效领跑者，树立先进标杆。加大绿色低碳循环新技术、新产品推广示范力度，持续开展公共机构先进适用技术遴选和能源资源节约示范案例推介。

（十）数字赋能行动。加强公共机构名录库建设，夯实计量统计基础，加强计量器具配备，严格实行能源资源分户、分类、分项计量，重点用能系统和部位分项计量器具配备率达到 100%。强化以标准化推动数字化，完善公共机构能源资源消费统计调查制度，规范能源资源消费及碳排放数据统计，开展统计数据会审和质量抽查，持续提高数据质量。利用大数据分析技术深度挖掘数字资源，分析各地区、各类型、各层级公共机构用能、用水和碳排放特征及水平，测算各环节、各部位、各设备节能降碳潜力，强化数据分析结果应用，为科学决策、精准施策提供有力支撑。

三、强化管理支撑体系建设

（一）制度标准体系。（略）

（二）目标管理体系。（略）

（三）能力提升体系。（略）

四、完善规划实施保障机制

（一）协同推进机制。（略）

（二）资金保障机制。（略）

（三）监督考核机制。（略）

附件：“十四五”公共机构节约能源资源工作规划（略）

住房和城乡建设部等 15 部门关于加强县城绿色低碳建设的意见（节选）

建村〔2021〕45 号

各省、自治区、直辖市住房和城乡建设厅（委、管委）、科技厅（委、局）、工业和信息化厅（经信厅、经信局、工信局、经信委）、民政厅（局）、生态环境厅（局）、交通运输厅（委、局）、水利（水务）厅（局）、文化和旅游厅（局）、应急管理局（局）、市场监管局（厅、委）、体育局、能源局、林草局、文物局、乡村振兴（扶贫）部门，新疆生产建设兵团住房和城乡建设局、科技局、工业和信息化局、民政局、生态环境局、交通运输局、水利局、文化和旅游局、应急管理局、市场监管局、体育局、能源局、林草局、文物局、扶贫办：

县城是县域经济社会发展的中心和城乡融合发展的关键节点，是推进城乡绿色发展的重要载体。为深入贯彻落实党的十九届五中全会精神和

“十四五”规划纲要部署要求，推进县城绿色低碳建设，现提出如下意见。

一、充分认识推动县城绿色低碳建设的重要意义

以县城为载体的就地城镇化是我国城镇化的重要特色。县域农业转移人口和返乡农民工在县城安家定居的需求日益增加，提高县城建设质量，增强对县域的综合服务能力，对于推进以人为核心的新型城镇化和乡村振兴具有十分重要的作用。各地要立足新发展阶段，贯彻新发展理念，推动构建新发展格局，坚持以人民为中心的发展思想，统筹县城建设发展的经济需要、生活需要、生态需要、安全需要，推动县城提质增效，提升县城

承载力和公共服务水平,增强县城综合服务能力,以绿色低碳理念引领县城高质量发展,推动形成绿色生产方式和生活方式,促进实现碳达峰、碳中和目标。(节选)

二、严格落实县城绿色低碳建设的有关要求

(一)严守县城建设安全底线。(略)

(二)控制县城建设密度和强度。县城建设应疏密有度、错落有致、合理布局,既要防止盲目进行高密度高强度开发,又要防止摊大饼式无序蔓延。县城建成区人口密度应控制在每平方公里 0.6 万至 1 万人,县城建成区的建筑总面积与建设用地面积的比值应控制在 0.6 至 0.8。

(三)限制县城民用建筑高度。县城民用建筑高度要与消防救援能力相匹配。县城新建住宅以 6 层为主,6 层及以下住宅建筑面积占比应不低于 70%。鼓励新建多层住宅安装电梯。县城新建住宅最高不超过 18 层。确需建设 18 层以上居住建筑的,应严格充分论证,并确保消防应急、市政配套设施等建设到位。加强 50 米以上公共建筑消防安全管理。建筑物的耐火等级、防火间距、平面设计等要符合消防技术标准强制性要求。

(四)县城建设要与自然环境相协调。(略)

(五)大力发展绿色建筑和建筑节能。县城新建建筑要落实基本级绿色建筑要求,鼓励发展星级绿色建筑。加快推行绿色建筑和建筑节能节水标准,加强设计、施工和运行管理,不断提高新建建筑中绿色建筑的比例。推进老旧小区节能节水改造和功能提升。新建公共建筑必须安装节水器具。加快推进绿色建材产品认证,推广应用绿色建材。发展装配式钢结构等新型建造方式。全面推行绿色施工。提升县城能源使用效率,大力发展适应当地资源禀赋和需求的可再生能源,因地制宜开发利用地热能、生物质能、空气源和水源热泵等,推动区域清洁供热和北方县城清洁取暖,通过提升新建厂房、公共建筑等屋顶光伏比例和实施光伏建筑一体化开发等方式,降低传统化石能源在建筑用能中的比例。

(六)建设绿色节约型基础设施。县城基础设施建设要适合本地特点,以小型化、分散化、生态化方式为主,降低建设和运营维护成本。倡导大分散与小区域集中相结合的基础设施布局方式,统筹县城水电气热通信等设施布局,因地制宜布置分布式能源、生活垃圾和污水处理等设施,减少输配管线建设和运行成本,并与周边自然生态环境有机融合。加强生活垃圾分类和废旧物资

回收利用。构建县城绿色低碳能源体系,推广分散式风电、分布式光伏、智能光伏等清洁能源应用,提高生产生活用能清洁化水平,推广综合智慧能源服务,加强配电网、储能、电动汽车充电桩等能源基础设施建设。

(七)加强县城历史文化保护传承。保护传承县城历史文化和风貌,保存传统街区整体格局和原有街巷网络。不拆历史建筑、不破坏历史环境,保护好古树名木。加快推进历史文化街区划定和历史建筑、历史水系确定工作,及时认定公布具有保护价值的老城片区、建筑和水利工程,实施挂牌测绘建档,明确保护管理要求,确保有效保护、合理利用。及时核定公布文物保护单位,做好文物保护单位“四有”工作和登记不可移动文物挂牌保护,加大文物保护修缮力度,促进文物开放利用。落实文物消防安全责任,加强消防供水、消防设施和器材的配备和维护。县城建设发展应注意避让大型古遗址古墓葬。

(八)建设绿色低碳交通系统。(略)

(九)营造人性化公共环境。(略)

(十)推行以街区为单元的统筹建设方式。(略)

三、切实抓好组织实施

(一)细化落实措施。(略)

(二)加强组织领导。(略)

(三)积极开展试点。(略)

住房和城乡建设部
科技部
工业和信息化部
民政部
生态环境部
交通运输部
水利部
文化和旅游部
应急部
市场监管总局
能源局
林草局
文物局
乡村振兴局
2021 年 5 月 25 日

关于加强自由贸易试验区生态环境保护推动 高质量发展的指导意见（节选）

环综合〔2021〕44号

各有关省（区、市）生态环境厅（局）、商务主管部门、发展改革委、住房和城乡建设厅（委、管委）、能源局、林业和草原主管部门；中国人民银行上海总部，各分行、营业管理部，各省会（首府）城市中心支行；海关总署广东分署、各直属海关；中国（上海）自由贸易试验区推进工作领导小组办公室、海南省自由贸易港工作委员会办公室：

为深入贯彻习近平总书记关于自由贸易试验区（以下简称自贸试验区）建设的重要指示批示精神，落实党中央、国务院支持自贸试验区深化改革创新决策部署，加强自贸试验区生态环境保护，推动经济高质量发展，提出以下意见。

一、总体要求

（一）指导思想

以习近平新时代中国特色社会主义思想为指导，全面贯彻党的十九大和十九届二中、三中、四中全会精神，深入贯彻习近平生态文明思想，立足新发展阶段，贯彻新发展理念，构建新发展格局，紧扣推动高质量发展主题和深化供给侧结构性改革主线，落实碳达峰碳中和重大战略决策，深入打好污染防治攻坚战，创新生态环境管理模式和制度，全面提升自贸试验区生态环境保护水平，推动贸易、投资与生态环境和谐发展，促进经济社会发展全面绿色转型，努力将自贸试验区打造为协同推动经济高质量发展和生态环境高水平保护的示范样板。

（二）基本原则（节选）

坚持生态优先，推动绿色低碳发展。

坚持创新引领，深入推进制度改革。

坚持开放合作，主动对接国际规则。

（三）主要目标

到2025年，自贸试验区生态环境保护推动高质量发展的架构基本形成，经济结构和开发格局较为合理，生态环境保护和风险防范水平显著提升，能耗强度和二氧化碳排放强度明显降低，生态环境治理体系和治理能力现代化建设处于领先水平，在推动绿色低碳发展、生态环境治理、国际合作等方面形成一批可复制可推广的管理和制度创新成果。

二、加快产业结构优化升级，建设高质量发展引领区

（四）推动形成绿色发展布局。（略）

（五）打造先进绿色制造业。加快提高自贸试验区制造业的绿色化水平，大力发展新能源、新材料、节能环保等战略性新兴产业，建设国际一流的绿色再制造基地。培养“互联网+”绿色环保产业模式，支持参与全球生态环境治理。（节选）

（六）推动发展现代绿色服务业。推动绿色冷链物流标准化建设，打造绿色低碳货运冷链。鼓励发展网络平台道路货运等新业态、新模式，开展绿色货运配送示范工程。发展绿色仓储，鼓励支持大型仓储设施应用绿色材料、节能技术装备以及合同能源管理等节能管理模式。加强快递物流包装绿色治理，加大绿色循环共用标准化周转箱推广应用力度。

（七）深入推进绿色贸易。（略）

（八）推动构建绿色供应链。以长三角、粤港澳大湾区自贸试验区为重点，推广环境标志等绿色产品标准、认证、标识体系，整体推进绿色供应链建设。支持自贸试验区龙头企业实施绿色供应链管理，提供符合国际标准的绿色供应链产品。鼓励自贸试验区行政机关和使用财政资金的机构优先采购和使用节能、节水、节材等环保产品、设备和设施。

（九）支撑服务国家区域发展重大战略。支持北京、天津、河北自贸试验区参与碳排放权、排污权交易市场建设，开展生态环境治理合作，服务京津冀协同发展。推动长江经济带沿线自贸试验区产业转型升级，建设绿色产业体系，探索走出一条生态优先、绿色发展的新路子。支持广东自贸试验区创新粤港澳环境科技合作，建设美丽湾区。推动海南在生态文明体制改革上先行一步，为全国生态文明建设作出表率。加快上海、江苏、浙江、安徽自贸试验区低碳发展。陕西、湖北、河南、山东自贸试验区加快产业低碳转型，发展绿色环保产业，推动黄河流域生态保护和高质量发展。支持成渝地区双城经济圈在绿色产品研发设计、生产销售和物流配送等环节协同配合。鼓励福建、广西等自贸试验区聚焦重点领域开展协同创新，积极参与绿色丝绸之路建设。

三、加快重点领域绿色转型，打造低碳试点先行区

(十) 推动能源清洁低碳利用。支持自贸试验区低碳发展，鼓励基础较好的片区建设近零碳/零碳排放示范工程。坚持节能优先，强化重点用能单位节能管理，实施能量系统优化、节能技术改造等重点工程。鼓励自贸试验区新(改、扩)建设项目实施煤炭减量替代，优先使用非化石能源和天然气满足新增用能需求。推动能源梯级利用，鼓励建设电、热、冷、气等多种能源协同互济的综合能源项目。推动新型储能产业化、规模化示范，促进储能技术装备和商业模式创新。支持海南建设清洁能源岛。坚决遏制“两高”项目盲目发展。开展绿色能源供应模式试点，在确保安全的前提下，研究试点建设一批兼具天然气、储能、氢能、快速充换电等功能综合站点。探索开展规模化、全链条碳捕集利用和封存试验示范工程建设。

(十一) 加快发展绿色低碳交通运输。(略)

(十二) 加快基础设施低碳改造。各自贸试验区加快交通枢纽、物流园区等建设充电基础设施，完善车用天然气加注站、充电桩布局。新建码头(油气化工码头除外)严格按标准同步规划、设计、建设岸电设施，加快推进现有码头岸电设施改造。加快推进液化天然气海运转水运和多式联运，提高岸电使用率。鼓励新(改、扩)建建筑达到绿色建筑标准，加快推动既有建筑节能低碳改造，推进建筑光伏一体化，探索构建低碳、零碳的建筑用能系统，优先使用节能节水设备。积极推广内河航道绿色建设技术。探索建立重大基础设施气候风险评估机制，设施设计、建设、运行、维护过程中应充分考虑气候变化影响和风险。

(十三) 积极参与碳市场建设。鼓励自贸试验区企业参与碳排放权交易。支持地方自主开展林业碳汇等具有明显生态修复和保护效益的温室气体自愿减排项目。鼓励北京自贸试验区设立全国自愿减排等碳交易中心。鼓励自贸试验区利用现有产业投资基金，加大对碳减排项目的支持力度，引导社会资本参与气候投融资试点。

四、加强生态环境保护，构建生态环境安全区

(十四) 加强生态系统保护与修复。(略)

(十五) 推进环境污染治理。全面实施排污许可制。(略)

(十六) 提升生态环境监督执法效能。(略)

(十七) 加快补齐环境基础设施短板。(略)

五、全面深化改革，形成制度创新示范区

(十八) 创新生态环境管理制度。(略)

(十九) 健全生态产品价值实现机制。探索绿色债券、绿色股权投融资业务，支持生态环境治理和节能减排。(节选)

(二十) 加强生态环境科技创新应用。(略)

六、全面对标接轨，树立环境国际合作样板区

(二十一) 对标国际环境与贸易规则及实践。(略)

(二十二) 持续推进生态环境国际合作。(略)

七、实施保障

(二十三) 落实主体责任。(略)

(二十四) 加强指导支持。(略)

(二十五) 做好宣传推广。(略)

附件：各有关省(区、市)名单(略)

生态环境部
商务部
国家发展和改革委员会
住房和城乡建设部
中国人民银行
海关总署
国家能源局
国家林业和草原局
2021年5月17日

(上接 31 页)

建设，打造安全、智能、绿色低碳的人居环境。鼓励传统商圈调整产业结构、优化商业业态、创新营销模式、激发消费潜力，有效增加服务消费供给。支持产业园区更新改造，推动产业转型升级、腾笼换鸟，构建高精尖产业结构。促进城市更新与疏解整治促提升专项行动有效衔接，合理利用疏解腾退空间。加快推进城镇棚户区改造收尾工作。

四、组织实施

(一) 确定实施主体(略)

(二) 编制实施方案(略)

(三) 审查决策(略)

(四) 手续办理(略)

五、配套政策(略)

六、保障措施(略)

北京市人民政府
2021年5月15日

北京市人民政府关于实施城市更新行动的指导意见（节选）

京政发〔2021〕10号

各区人民政府，市政府各委、办、局，各市属机构：

实施城市更新行动，转变城市开发建设方式和经济增长方式，对提升城市品质、满足人民群众美好生活需要、推动城市高质量发展具有重要意义。为统筹推进城市更新，现提出以下意见。

一、总体要求

（一）指导思想

以习近平新时代中国特色社会主义思想为指导，全面贯彻党的十九大和十九届二中、三中、四中全会精神，深入贯彻习近平总书记对北京重要讲话精神，坚持以人民为中心，坚持新发展理念，按照党中央、国务院决策部署，以《北京城市总体规划（2016年—2035年）》为统领，落实北京市国民经济和社会发展的第十四个五年规划和二〇三五年远景目标的建议，统筹推进城市更新，进一步完善城市功能、改善人居环境、传承历史文化、促进绿色低碳、激发城市活力，促进首都经济社会可持续发展，努力建设国际一流的和谐宜居之都。

（二）基本原则

城市更新主要是指对城市建成区（规划基本实现地区）城市空间形态和城市功能的持续完善和优化调整，是小规模、渐进式、可持续的更新。城市更新应坚持以下原则：

1. 规划引领，民生优先。认真落实《北京城市总体规划（2016年—2035年）》，将城市更新纳入经济社会发展规划、国土空间规划统筹实施，做到严控总量、分区统筹、增减平衡。从人民群众最关心最直接最现实的利益问题出发，通过城市更新完善功能，补齐短板，保障和改善民生。

2. 政府推动，市场运作。强化政府主导作用，加强规划管控，完善政策机制，做好服务保障。充分发挥市场作用，鼓励和引导市场主体参与城市更新，形成多元化更新模式。

3. 公众参与，共建共享。充分调动公众和社会组织参与城市更新的积极性、主动性，建立平等协商机制，共同推进城市更新，实现决策共谋、发展共建、建设共管、成果共享。

4. 试点先行，有序推进。科学制定城市更新计划，突出重点，统筹安排，稳步推进。聚焦瓶颈问题，大胆改革创新，积极探索城市更新的新模式、新路径，

形成成熟经验逐步推广。

二、强化规划引领

（一）圈层引导

首都功能核心区以保护更新为主，中心城区以减量提质更新为主，城市副中心和平原地区的新城结合城市更新承接中心城区功能疏解，生态涵养区结合城市更新适度承接与绿色生态发展相适应的城市功能。

（二）街区引导

以街区为单元实施城市更新，依据街区控制性详细规划，科学编制更新地区规划综合实施方案和更新项目实施方案。开展街区综合评估，查找分析街区在城市功能、配套设施、空间品质等方面存在的问题，梳理空间资源，确定更新任务。将空间资源与更新任务相匹配，变一次性指标分配为动态按需调配，集约节约利用空间资源。盘活街区存量建筑，聚焦老旧小区、老旧平房区、老工业区、老商业区、老旧楼宇以及重要大街两侧一定纵深区域，通过现状权属校核和正负面清单引导，鼓励产权人自主更新、社会力量参与更新。以家园中心、社区会客厅等空间为载体，探索市政基础设施、公共服务设施、公共安全设施复合利用模式，围绕“七有”“五性”需求，提高居民生活便利性和舒适度，提升公共空间品质。

三、主要更新方式

（一）老旧小区改造（略）

（二）危旧楼房改建（略）

（三）老旧厂房改造（略）

（四）老旧楼宇更新

鼓励老办公楼、老商业设施等老旧楼宇升级改造、调整功能、提升活力，发展新业态。允许老旧楼宇增加消防楼梯、电梯等设施，允许建筑功能混合、用途兼容；鼓励对具备条件的地下空间进行复合利用。

（五）首都功能核心区平房（院落）更新（略）

（六）其他类型

鼓励对城市公共空间进行改造提升，完善市政基础设施、公共服务设施、公共安全设施，优化提升城市功能。鼓励特色街区、生态街区、智慧街区

（下转 30 页）

间歇运行对竖埋管地源热泵系统热平衡的影响

航天建筑设计研究院有限公司 马园园 梁普 孙斌辉 陈建新

摘 要：大地热平衡是保证地埋管地源热泵系统长期高效运行的重要因素。以大地和地下换热器耦合分析为研究对象，建立了短时间耦合响应的地下换热器的单管三维传热模型以及长时间耦合响应的地下换热器管群的线热源模型，并以实测数据进行了分析比较。以位于中国夏热冬冷地区的重庆市某办公建筑为研究对象，以负荷和运行时间为特征参数的负荷特征为输入条件，对该建筑的竖埋管地源热泵系统进行了不同间歇运行模式的分析，得到了不同间歇运行模式下的地温分布规律。以地温过余温度和地下换热器出水温度为判断指标，得到了不同间歇运行模式对大地热平衡的影响。

关键词：地埋管地源热泵系统；大地热平衡；耦合；传热模型；间歇运行模式

1. 引言

地下换热器与周围土壤进行换热的过程是非稳态的，随着机组的运行，热量持续不断地被带走或释放，土壤温度持续变化，引发了大地热平衡的问题，制约了地埋管地源热泵系统的推广应用，因此，我们提出了间歇运行的方案^[1]。近年来，地埋管地源热泵系统间歇运行已经成为国内外的研究热点，然而不同的间歇运行模式对大地热平衡的影响目前研究较少^[2-4]。本文以中国重庆某办公楼地源热泵工程为研究对象，按照不同的运行模式进行分析计算，对大地热平衡的影响进行分析。

2. 材料和方法

2.1 材料

本文选取夏热冬冷地区的中国重庆市某一办公楼为基准建筑。该建筑共4层，总建筑面积为3273.17 m²，空调面积1369.61 m²，空调最大冷负荷258.78 kW，最大热负荷130.20 kW，采用地埋管地源热泵系统。埋管区域采用竖直单U型地下换热器，共48个钻孔，钻孔直径0.13 m，深度80 m，间距4 m，U型管材料为PE管，外直径0.032 m，内直径0.026 m，管中心距离0.05 m，各种材料的物性参数如表1。

表1 各种材料的物性参数

材料	密度 (kg/m ³)	导热系数 (W/m·K)	比热 (J/kg·K)
PE管	950	0.44	1000
土壤 2	570 2	.035	921.1
回填材料	1600 1	.5	1200

2.2 方法

大地热平衡是一个复杂多变的过程，此过程受岩土热物性、管群布置、系统启停比、冷热负荷强度和冷热负荷不平衡率等因素影响。本文在研究中忽略岩土热物性变化以及不同管群布置这两种影响因素，将其他因素纳入考虑设计不同间歇和连续运行模式，探讨间歇运行对地埋管地源热泵系统热平衡的影响。

采用DeST软件建立建筑负荷模型并进行逐时负荷计算，采用Gambit程序建立地下换热器传热模型的几何模型并进行网格划分，采用大型CFD软件Fluent进行数值模拟，其中不同运行模式的负荷输入则通过Fluent软件的二次开发功能UDF，编制C语言宏函数程序来实现。

2.2.1 建筑负荷模型

建筑负荷模型及全年逐时负荷的计算结果如图1、2。分析建筑全年负荷特征可知：全年累积冷负荷219240 kWh，全年累积热负荷52094 kWh，不平衡率达到4.2:1，长期运行可能会产生过剩热量或冷量累积，破坏大地热平衡。从全年中任选一周（7月1日~7月7日）逐时负荷如图3。分析一周负荷特征可知：一天内7~20点存在负荷，其他时间负荷为0；一周内，7天连续存在负荷，负荷高峰出现在第3~4天，负荷低谷出现在第5~7天。



图1 建筑负荷模型

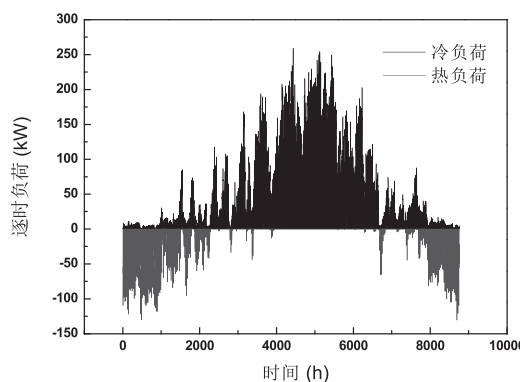


图2 建筑全年逐时负荷

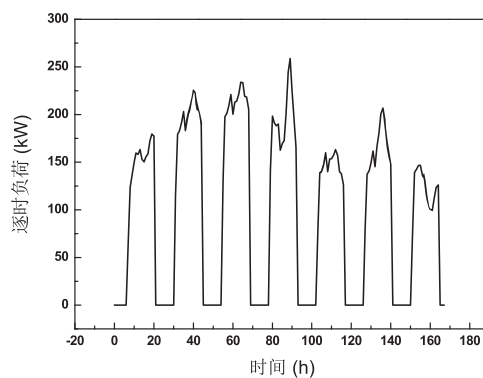


图3 建筑一周逐时负荷

2.2.2 地下换热器传热模型

对于时间跨度为数月至数年的换热过程计算可以采用线热源模型,当需要考虑短时间的效应时常采用三维模型。在本研究中,以一周为运行周期时采用单管三维模型,以一年为运行周期时采用管群线热源模型。

地下换热器与大地的传热过程是一个复杂的非稳态、无限大区域的热质交换过程。为了简化模型,作如下假设:

(1) 忽略地表面温度波动对岩土温度的影响,认为岩土初始温度均匀一致,为当地的年平均岩土温度;

(2) 在整个传热过程中岩土的物理成分、热物性参数不变;

(3) 仅考虑纯导热,忽略各种接触热阻;

(4) 不考虑水分迁移对热量传递的影响。

2.2.2.1 物理模型

地下换热器传热模型的几何模型及网格划分如图4、5。

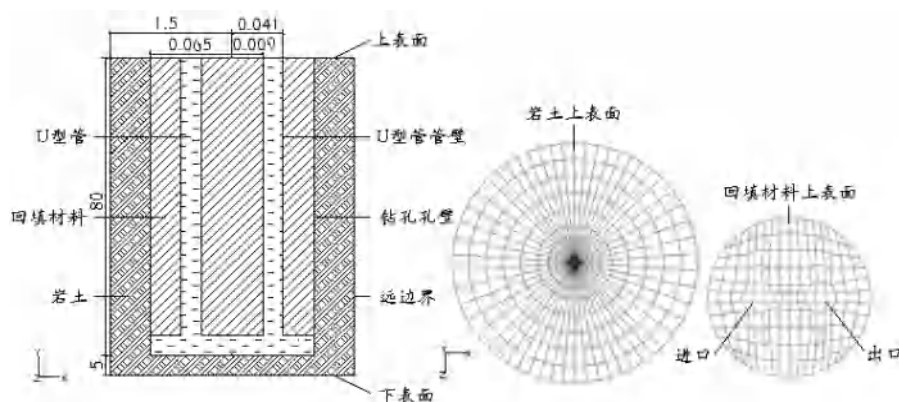


图4 单管三维模型

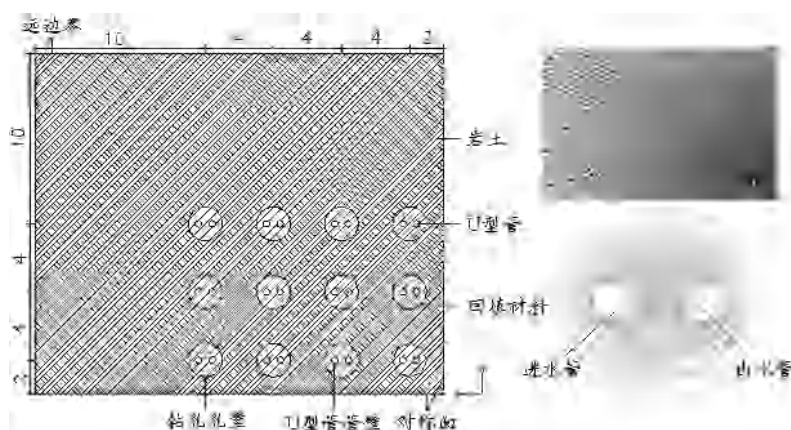


图5 管群线热源模型

几何模型：单管三维模型是一个直径 3m，高 85m 的三维圆柱体，其中的几何体包括 U 型管内的流体、U 型管、回填材料及岩土，由于 U 型管底部弯管处换热量较小，此处用小圆柱代替。管群线热源模型是一个 24m × 20m 的二维平面，考虑对称性选取 1/4 埋管区域为计算区域，U 型管进出水管、钻孔视为圆形横截面，岩土视为矩形横截面。

网格划分：其原则是在温度场和速度场变化剧烈的地方和方向密集划分网格，而在温度场和速度场变化缓慢的地方和方向疏松划分网格。因此，单管三维模型对埋管周围和上部，管群线热源模型对埋管周围的网格都进行了局部加密。采用六面体单元进行网格划分，单管三维模型节点总数为 92068，管群线热源模型节点总数为 151913。

2.2.2.2 数学模型

(1) 控制方程

大地的传热模型是非稳态传热，控制方程见公式 (1) ~ (2)。

单管三维模型：

$$\rho c_p \frac{\partial t}{\partial \tau} = \frac{\partial}{\partial x} (\lambda \frac{\partial t}{\partial x}) + \frac{\partial}{\partial y} (\lambda \frac{\partial t}{\partial y}) + \frac{\partial}{\partial z} (\lambda \frac{\partial t}{\partial z}) + \dot{Q} \quad (1)$$

管群线热源模型：

$$\rho c_p \frac{\partial t}{\partial \tau} = \frac{\partial}{\partial x} (\lambda \frac{\partial t}{\partial x}) + \frac{\partial}{\partial y} (\lambda \frac{\partial t}{\partial y}) + \dot{Q} \quad (2)$$

式中： ρ 、 c_p 、 $\dot{Q}$ 分别表示岩土的密度、比热和内热源。岩土内部无内热源，则 $\dot{Q} = 0$ 。

U 型管内流体流动是紊流流动， $k-\varepsilon$ 双方程模型是紊流粘性系数模型中应用最广泛和最成功的一种模型。控制方程见公式 (3) ~ (7)。

连续性方程：

$$\frac{\partial(u_i)}{\partial x_i} = 0 \quad (3)$$

动量方程：

$$\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_j u_i)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\mu + \mu_t) \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right] - \frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\mu + \mu_t) \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right] \quad (4)$$

能量方程：

$$\frac{\partial(\rho T)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_j T)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\frac{\mu}{Pr_i} + \frac{\mu_t}{\sigma_T} \right) \frac{\partial T}{\partial x_j} \right] \quad (5)$$

湍流动能方程：

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_j k)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + \rho \varepsilon \quad (6)$$

湍流动能耗散率方程：

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_j \varepsilon)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \frac{\varepsilon}{k} (C_{1\varepsilon} G_k - C_{2\varepsilon} \rho \varepsilon) \quad (7)$$

式中：湍动粘度 μ_t 和由于平均速度梯度引起的湍动能 k 的产生项 G_k 的表达式见公式 (8) ~ (9)。

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (8)$$

$$G_k = \mu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \quad (9)$$

式中： $C_\mu = 0.09$ ， $C_{1\varepsilon} = 1.44$ ， $C_{2\varepsilon} = 1.92$ ， $\sigma_k = 1.0$ ， $\sigma_\varepsilon = 1.3$ ， $\sigma_T = 0.9$ ， $Pr_i = 0.85$

(2) 边界和初始条件

微分方程只有在确定的边界和初始条件下才能求解，以下将逐一说明各种边界和初始条件。

1. 单管三维模型

进口：设置为速度进口，进口速度由单管流量 0.82m³/h 算得为 0.43m/s，进口温度根据 DeST 软件计算得到的逐时负荷 Q 和每一步迭代得到的出水温度 t_2 ，由公式 $Q(1 \pm \frac{1}{EER}) = C_p m(t_1 - t_2)$ （制冷时取正号，制热时取负号）计算出相应进水温度 t_1 ，采用 UDF 输入。

出口：设置为压力出口，出口压力设置为 0，出口温度由每一步迭代求得。

上表面：设置为无滑移固定壁面，采用第三类边界条件，边界周围空气温度设为 32℃（室外计算平均温度），边界与空气之间的表面传热系数 $h = 1.2 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 。

下表面及远边界：设置为无滑移固定壁面，采用第一类边界条件，温度设为岩土初始温度 21℃。

钻孔孔壁及 U 型管管壁：设置为无滑移固定壁面和耦合壁面，U 型管管壁厚度为 3mm，钻孔孔壁厚度为 0，从而进行 U 型管内流体、回填材料以及岩土的耦合传热计算。

初始条件：岩土和回填材料的初始温度设为中国重庆的年平均岩土温度 21℃，所有边界的速度和压力设为 0。

2. 管群线热源模型

U 型管管壁：设置为无滑移固定壁面和耦合壁面，采用第二类边界条件，单位长度热流密度根据

DeST 软件计算得到的逐时负荷 Q 计算得出, 采用 UDF 输入, U 型管管壁厚度为 3mm, 从而进行 U 型管和回填材料的耦合传热计算。

钻孔孔壁: 设置为无滑移固定壁面和耦合壁面, 钻孔孔壁厚度为 0, 从而进行回填材料和岩土耦合传热计算。

远边界: 设置为无滑移固定壁面, 采用第一类边界条件, 温度设为岩土初始温度 21℃。

对称面: 设置为对称面。

初始条件: 设置与单管三维模型相同。

(3) 运行模式及时间步长

根据大地热平衡的影响因素设计以下几种不同间歇和连续运行模式。运行模式 2 和 3 的系统启停比不同 (分别为 1.0 和 0.7)。运行模式 3 和 4 的冷热负荷强度不同 (分别在负荷低谷和负荷高峰的时候间歇)。运行模式 5 和 6 的冷热负荷不平衡率不同 (分别为 4.2 : 1 和 1 : 1)。以一周为运行周期进行模拟时, 时间步长为 1 小时, 共 168 步。以一年为运行周期进行模拟时, 时间步长为 1 天, 共 365 步。

运行模式 1: 一周内, 连续运行 7 天。

运行模式 2: 一周内, 连续运行 6 天, 停机恢复 1 天。

运行模式 3: 一周内, 连续运行 5 天, 停机恢复 2 天

运行模式 4: 一周内, 连续运行 2 天, 停机恢复 2 天, 再连续运行 3 天。

运行模式 5: 一年内, 6 ~ 9 月供冷季连续运行, 10 ~ 11 月停机恢复, 12 ~ 2 月供热季连续运行, 3 ~ 5 月停机恢复。

运行模式 6: 一年内, 6 ~ 9 月供冷季部分时间间歇运行, 10 ~ 11 月停机恢复, 12 ~ 2 月供热季连续运行, 3 ~ 5 月停机恢复。

3. 结果和讨论

3.1 模型检验

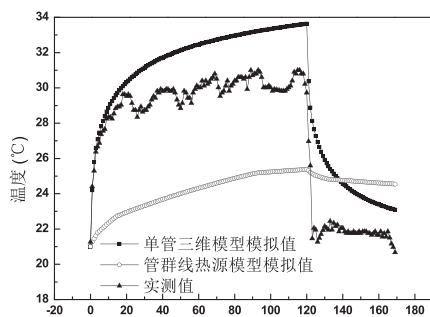


图 6 实测值和模拟值比较

图 6 为热响应实验 (工况为连续运行 5 天, 停机恢复 2 天, 测点为 $z=20\text{m}$ 处回水管壁温度) 中实测值与模拟值比较。可以看出, 实测值和模拟值间存在一定的误差, 但基本趋势是一致的。其中, 单管三维模型模拟值比实测值较高, 误差为 2℃左右, 误差产生的原因可能是: 一方面, 模型简化的假设条件与实际情况存在差异; 另一方面, 模拟中所用的气象条件为当地典型气象年参数; 再次, 实验时, 回水管壁做了保温处理。管群线热源模型模拟值与实测值相差较大, 但一周后差异逐渐变小, 相差 2℃左右, 究其原因除以上几点外, 线热源模型主要适用于时间跨度为数月至数年的模拟。这些都可能导致模拟与实验时地下换热过程有差异, 但模拟值和实测值仍然呈相同变化趋势。

3.2 地温过余温度

以地温过余温度为指标来分析不同运行模式下的地温恢复情况。地温过余温度为不同时刻岩土温度与岩土初始温度的差值, 其值越小, 表明地温恢复情况越好。

对于单管三维模型一周模拟的结果, 通过比较地温过余温度在不同深度 ($z=20、35、50\text{m}$)、不同半径 ($r=0、0.065、0.5\text{m}$) 和不同运行模式下的变化, 来分析地温恢复情况随深度、半径和运行模式的变化趋势, 见表 2 和图 7。

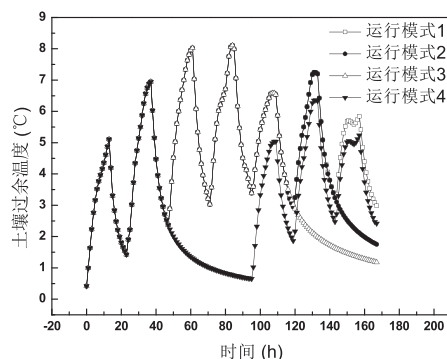


图 7 单管三维模型一周模拟地温过余温度 ($z=20\text{m}$, $r=0.065\text{m}$)

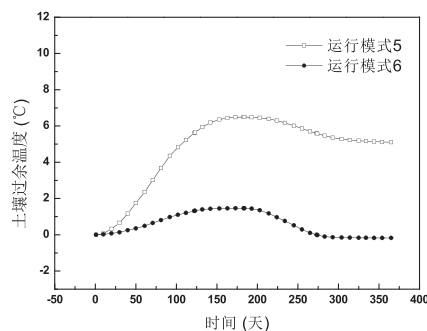


图 8 管群线热源模型一年模拟地温过余温度 ($x=0\text{m}$)

表2 单管三维模型一周模拟地温过余温度 ($z=20、35、50\text{m}$, $r=0、0.065、0.5\text{m}$, $t=168\text{h}$)

温度 / $^{\circ}\text{C}$	运行模式 1			运行模式 2			运行模式 3			运行模式 4		
	0	0.065	0.5	0	0.065	0.5	0	0.065	0.5	0	0.065	0.5
20	3.21	2.99	1.32	1.78	1.75	1.14	1.19	1.18	0.86	2.54	2.42	0.90
35	3.20	2.98	1.31	1.78	1.75	1.13	1.19	1.17	0.85	2.54	2.41	0.90
50	3.19	2.97	1.30	1.78	1.74	1.13	1.19	1.17	0.85	2.53	2.40	0.89

从表2可以看出:沿深度方向,地温过余温度从上到下基本不变但略微减小,不同运行模式下不同半径处此种变化趋势一致,这是因为岩土温度在深度5m以下是全年基本恒定的,只有近地表处会受到地表面温度波动的影响,一定深度以下这种波动对岩土温度的影响基本可以忽略不计;沿半径方向,地温过余温度从近壁面到远边界逐渐减小,不同运行模式下不同深度处此种变化趋势一致,这是因为温度波在传播过程中有延迟和衰减作用,当系统运行或停止时,U型管内流体的流动或静止会依次引起管壁、回填材料和岩土温度的变化,近壁面的温度响应速度较快且幅度较大,远边界的温度响应速度较慢且幅度较小,由此将热量或冷量不断地传向远边界。从图7可以看出:不同运行模式下,运行模式1的地温过余温度最高,一周后达到2.99 $^{\circ}\text{C}$;运行模式2的地温过余温度在第7天间歇时降低且幅度较小,一周后达到1.75 $^{\circ}\text{C}$;运行模式3的地温过余温度在第6、7天间歇时降低且幅度较大,一周后达到1.18 $^{\circ}\text{C}$;运行模式4的地温过余温度在第3、4天间歇时降低且幅度最大,其后3天土壤过余温度虽有上升但仍比连续运行时低,一周后达到2.42 $^{\circ}\text{C}$ 。通过分析可知,间歇运行比连续运行时的地温恢复情况要好,且系统启停比越小,间歇的冷热负荷强

度越大,地温恢复情况越好。

对于管群线热源模型一年模拟的结果,通过比较地温过余温度在对称面X轴不同距离($x=0、8、16、20\text{m}$)和不同运行模式下的变化,来分析地温恢复情况随管群内的位置和运行模式的变化趋势,见表3和图8。

从表3可以看出:沿对称面X轴方向,地温过余温度从管群中心到远边界在夏季供冷季及恢复期进行排热时逐渐降低,在冬季供热季及恢复期进行吸热时继续降低或先降低再略微升高,管群中心换热情况最不利,越往远边界换热情况越好。这是因为岩土热扩散能力比较缓慢使得冷量或热量不能充分及时扩散到远边界,从而堆积在管群这个蓄热体内引起的。从图8可以看出:不同运行模式下,运行模式5的地温过余温度较高,在供热季开始前(即冬季初)达到6.49 $^{\circ}\text{C}$,在供冷季开始前(即夏季初)达到5.10 $^{\circ}\text{C}$;运行模式6的地温过余温度较低,在供热季开始前(即冬季初)达到1.47 $^{\circ}\text{C}$,在供冷季开始前(即夏季初)达到-0.18 $^{\circ}\text{C}$ 。通过分析可知,间歇运行比连续运行时的地温恢复情况要好,且间歇得到的冷热负荷不平衡率越小,地温恢复情况越好。

3.3 地下换热器出水温度

表3 管群线热源模型一年模拟地温过余温度
($x=0、8、16、20\text{m}$, $t=$ 夏季末、冬季初、冬季末、夏季初)

温度/ $^{\circ}\text{C}$	运行模式 5				运行模式 6			
	夏季末	冬季初	冬季末	夏季初	夏季末	冬季初	冬季末	夏季初
0	5.61	6.49	5.59	5.10	1.31	1.47	0.00	-0.18
8	5.05	5.83	5.15	4.72	1.33	1.48	-0.01	-0.22
16	2.48	3.09	2.91	2.70	0.63	0.75	0.09	-0.05
20	0.42	0.91	1.32	1.38	0.11	0.25	0.27	0.09

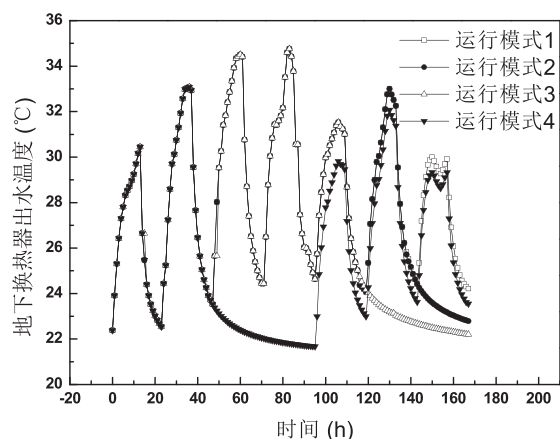


图9 单管三维模型一周模拟地下换热器出水温度

根据热泵系统能效比与地下换热器出水温度的耦合关系可知,在夏季运行工况中,地下换热器出水温度越低;而冬季运行工况中,地下换热器出水温度越高,系统能效比越高。

单管三维模型的地下换热器出水温度可以直接监测,如图9。管群线热源模型的地下换热器出水温度可以通过监测的孔壁温度求得,如图10。

从图9、10可以看出:地下换热器出水温度曲线与地温过余温度曲线变化趋势相似,周围岩土温度的变化直接反映在循环水温度的变化上,研究地温恢复特性可以间接获得系统能效比的变化规律。运行模式1~6的地下换热器出水温度在一周或一年运行周期后分别达到24.22、22.79、22.20、23.55、24.65、20.81°C。通过分析可知,间歇运行比连续运行时的地下换热器出水温度恢复情况要好,且系统启停比越小,间歇的冷热负荷强度越大,间歇得到的冷热负荷不平衡率越小,地下换热器出水温度恢复情况越好。从而减小系统运行能耗,提高机组运行效率,增大系统能效比,保证地埋管地源热泵系统能够长期高效运行。

4. 结论

当建筑转移到大地的热量和冷量不平衡时,会产生热量或冷量累积,从而改变初始的地温,破坏大地热平衡。这将影响地下换热器的换热性能,导致系统运行工况恶化甚至直接停机。因此,有必要对能够改善大地热平衡的间歇运行模式进行研究。本文以中国重庆市某办公建筑为研究对象,以负荷和运行时间为特征参数的负荷强度为输入条件,建立短时间耦合响应的地下换热器的单管三维传热模

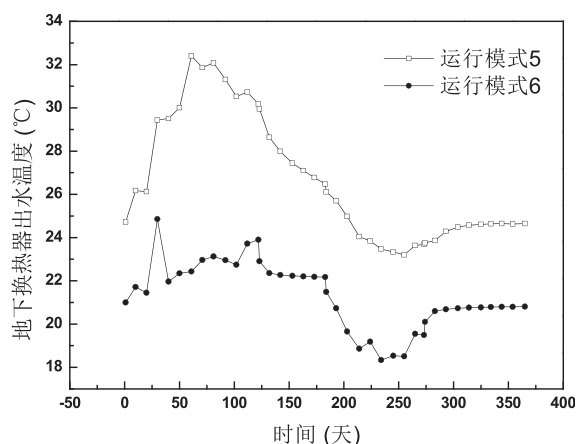


图10 管群线热源模型一年模拟地下换热器出水温度

型以及长时间耦合响应的地下换热器管群的线热源模型,并根据大地热平衡的主要影响因素(系统启停比、冷热负荷强度、冷热负荷不平衡率)进行不同间歇运行模式的计算分析。结果表明对于长时间跨度的换热过程计算,线热源模型可代替三维模型,计算结果较接近。在一周或一年运行周期后,系统启停比分别为1.0和0.7,间歇的冷热负荷强度分别为低谷和高峰,冷热负荷不平衡率分别为4.2:1的不同运行模式的地温过余温度($z=20\text{m}$, $r=0.065\text{m}$ 或 $x=0\text{m}$)分别达到1.75和1.18°C,1.18和2.42°C,5.10和-0.18°C;地下换热器出水温度分别达到22.79和22.20°C,22.20和23.55°C,24.65和20.81°C。间歇运行和连续运行相比,其地温和地下换热器出水温度的恢复情况,即大地热平衡的情况要好,且系统启停比越小,间歇的冷热负荷强度越大,间歇得到的冷热负荷不平衡率越小,效果越好。间歇运行可以改善地温恢复和提高地下换热器换热能力,从而保证地埋管地源热泵系统长期高效运行。

参考文献

- [1] 徐伟,张时聪.中国地源热泵技术现状及发展趋势[J].太阳能,2007,3:11~14.
- [2] 刘文学,唐志伟,魏加项,等.地源热泵间歇制热运行的试验研究[J].可再生能源,2008,26(1):59~61.
- [3] 刘文学,唐志伟,魏加项,等.地源热泵制冷工况间歇运行的实验研究[J].节能,2007,26(2):15~17.
- [4] 迟玉霞,王景刚,鲍玲玲.复合地源热泵间歇运行时地温恢复特性的研究[J].建筑热能通风空调,2007,26(5):52~54.

用于西北地区数据中心的节能冷源技术

清华大学建筑节能研究中心 才华 谢晓云

摘要：对于数据中心的冷却，冷源需满足自然冷却时间长的条件以实现节能，同时解决防冻问题。间接蒸发冷却塔可以从原理上延长自然冷却时间，同时从根本上解决普通冷却塔所面临的防冻问题，还可以降低出水温度实现节能。如果将水冷冷机和间接蒸发冷却塔结合形成小型化一体机，内部根据外界环境条件自动切换工况，外部输入稳定的冷水，可实现全年稳定可靠地运行，还可应对极端缺水的情况。小型化设计可解决放置空间不足的问题。本文介绍了间接蒸发冷却塔与水冷相结合的一体机运行模式和工作原理；通过案例分析，计算出该系统在初投资上和运行费用上的优势。此外，如果可以从末端的设计上可以实现供水温度的提升，会实现进一步的节能。

关键词：间接蒸发冷却；小型化一体机；工作原理；运行模式；运行费用

1 引言

随着科技的不断发展，工业、商业、信息交流、社会活动等领域对网络依赖程度不断提高，人们对数据的计算速度和储存能力的需求急剧增长，数据中心规模不断扩大。数据中心用能的特点为能耗总量大，增长速度快，空调用电比例高。自2010年至2012年，全球数据中心用电量增长了29%，2012年数据中心用电量约为7203亿kWh^[1]。2012年，我国数据中心年耗电量为665亿千瓦时，3年之内耗电量增长了37%，耗电量约占全国全年用电量的1.5%，其中空调设备的耗电量约占数据中心总能耗的40%^[1]。

延长自然冷却时间进而充分利用自然冷源是人们关注的重点。已有的机房冷却系统形式是新风直接冷却，直接蒸发冷却+新风直接冷却，间接蒸发冷却+新风直接冷却，风冷冷水系统+精密空调和水冷冷水系统+精密空调^[2]。引入室外新风可能会引入颗粒物和有害气体对数据机房不利^[3]；如果没有蒸发冷却系统，只引入室外空气的自然冷却时间很短。风冷冷水系统的干冷器系统复杂、投资高，且与新风直接冷却一样面临自然冷却时间短的问题；水冷冷水系统中冷却塔的冬季结冰问题严重^[2]。目前大型数据中心主要建在北方以充分利用自然冷源，多采用水冷系统。它面临的核心问题是冬季冷却塔的防冻问题，和水冷系统的传热性能提升问题。

北方寒冷及严寒地区冬季气温低于0℃，而数据中心需要全年冷却，喷淋塔需要全年开启，由此产生结冰问题。结冰会影响冷却塔的散热效果，损坏冷却塔的承重结构、填料等部件，影响冷却塔的使用期限^[2]。目前已有的冷却塔防冻措施有（1）采

用其他设备替代冷却塔，比如干冷器或闭式冷却塔^[2]。然而对于干冷器来说，干球温度决定的自然冷却时间比湿球温度短，换热面积大投资高，系统切换复杂无法应对气温的日夜变化^[2]；闭式冷却塔的性能低于常规冷却塔，且冬季控制不当仍然会冻，干冷器冬季存在的问题闭式冷却塔都存在^[2]。（2）为冷却塔添加额外的热源^[2]，比如电伴热带、防冻化冰管^[2,4]、进风口处增加热水水帘^[2,5-6]，但是电加热系统电耗高，安全性低，无法根治防冻^[2]。（3）改变冷却塔的的结构^[2]，安装挡风板^[2,7-12]或改变布水方式^[2,13-14]。（4）改变冷却塔的的运行方式，比如风机周期性倒转^[2]。以上措施都不能根本上解决进风温度低带来的结冻问题。所以需要从提升进风温度出发，找到一种根治冷却塔冻的方法，在此基础上再降低系统电耗。

对于干燥地区的数据机房，间接蒸发冷却塔^[15]可以从根本上解决上述防冻问题；与此同时可以利用更低温的自然冷源，从而延长自然冷却时间、降低出水温度至湿球温度以下而实现节能。对于全年冷却问题，由于包含了室外温度高的夏季工况，间接蒸发冷却塔可与水冷电制冷机结合而形成新系统，该系统尤其适用于我国西北地区的数据机房。

2 间接蒸发冷却与电制冷机结合的新系统运行模式及其原理

2.1 新系统原理及切换方法

将间接蒸发冷却塔与常规机械制冷机组相结合，形成一种全新的机房空调冷源系统^[2]，如图1所示。

由图1，间接蒸发冷却塔制备的冷水通过供水泵送入板式换热器，板式换热器一侧为间接蒸发冷

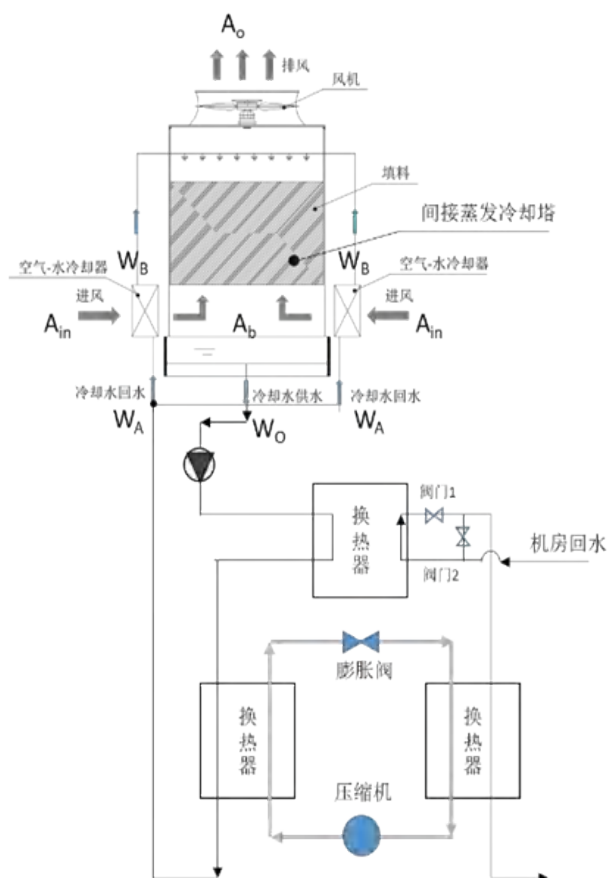


图1 间接蒸发冷却塔与水冷冷机相结合的机房冷源方案

却塔制备的冷水，另一侧为机房的冷水回水。在板式换热器的机房冷水回水侧设置阀门1和阀门2，用来实现不同工况的切换，系统设计与工况切换方法详见参考文献^[2]。间接蒸发冷却塔的两种流程可分别称为串联和并联循环，图2展示了各自的循环示意图^[2]。图1展示的是串联循环与水冷冷机结合的系统。

夏季工况，间接蒸发冷却塔作为机械制冷机组的冷却塔用^[2]。此时阀门1关闭，阀门2打开，机房的回水仅经过机械制冷机组的蒸发器被降温，间接蒸发冷却塔制备出冷却水，经过板式换热器但温度不变，之后进入制冷机组的冷凝器升温，带走冷凝器的排热^[2]。

冬季工况，制冷机组关闭，间接蒸发冷却塔独立作为机房空调的冷源。此时阀门1开启，阀门2关闭^[2]。在室外不同气象条件时，为了实现稳定的供水温度，机组会根据室外的气象来调节排风量。对于并联循环来说，冬夏分界线较为接近等湿球温度线和等露点线的角平分线（见图3），可根据湿球温度和露点温度的均值来调节排风量。当供回水温度为10℃/16℃时，代表排风量的气水质量之比（风水比）根据室外湿球温度与露点平均值的调节情况如图3所示，冷却水系统一直不调节。

过渡季工况，室外露点温度、湿球温度介于冬季和夏季之间，间接蒸发冷却塔制备出的冷水温度也在一次水设计供回水温度之间。此时间接蒸发冷却塔与机械制冷机组可以联合运行共同制备出机房

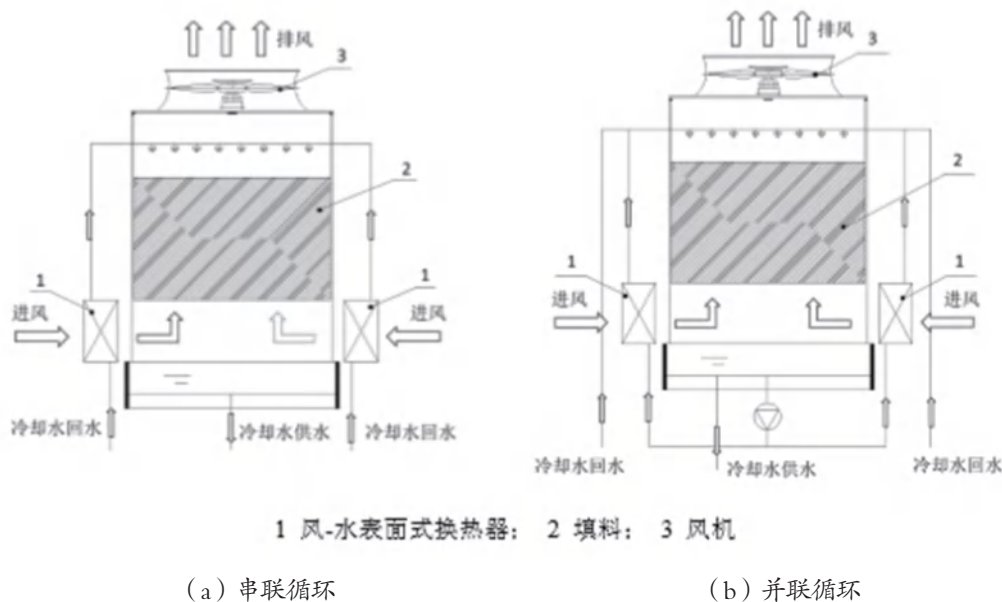


图2 不同间接蒸发冷却循环原理图

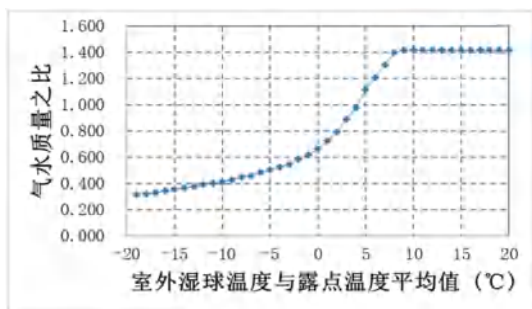


图3 根据室外气象来调节风量方法示意

所需的冷水供水,此时阀门1开启,阀门2关闭^[2]。

由上述各工况的运行模式可见,新系统可通过比较间接蒸发冷却塔出水温度与机房要求的供回水温度的关系便可决定运行模式。对于不同的运行模式,整个冷却水系统不存在切换,仅是机房冷水侧的阀门1和阀门2进行切换、制冷机组的启停。从运行调节上讲,该系统不存在由于工况手动调节不当,而导致有水管存着不流动的水而结冰的情况,保证了冷却水管路冬季不冻。同时,间接蒸发冷却塔可以从原理上使得冬季低温进风被升温进而防冻。所以该系统可以做到安全防冻。

此外,冬季工况,只需变频调节间接蒸发冷却塔的排风量,便可稳定出水温度,控制逻辑简单。

2.2 冬季防冻原理

图4在焓湿图上表示出了间接蒸发冷却塔串联循环的一个冬季运行工况。该工况取兰州冬季最冷的室外气象参数^[16],室外干球温度 -16.9°C ,冬季一次水回水温度 16°C ,出水温度 10°C ,空气与水的温度沿程变化如焓湿图所示。该工况下的气水比(空气与水的质量流量之比)为0.46。不同季节工况计算的数学模型详见参考文献^[15]。

由图4可知,发生在间接蒸发冷却塔内部的空气和水直接接触的整个蒸发冷却过程,空气的干球温度高于 11°C ,空气的湿球温度高于 3°C ,水温高

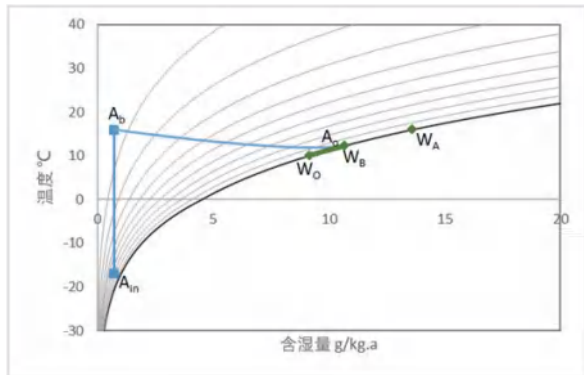


图4 间接蒸发冷却塔冬季运行工况举例

于 10°C ,整个喷淋过程都不存在温度低于 0°C 的位置,没有结冰的风险。利用间接蒸发冷却塔在冬季制备冷水,其能够防冻的核心是通过间接蒸发冷却塔的表冷器利用机房回水对室外风升温,使得空气和水直接接触的蒸发冷却过程在高温的环境下完成^[2]。冯潇潇^[2]给出了间接蒸发冷却塔冬季工况的测试结果,包括系统进风参数、空气-水换热器(表冷器)的出风温度与系统进出水的温度测试,和用红外热成像仪测试风水顺流、逆流的表冷器的进风面和水管拐角处的温度分布状况,结果可证明表冷器预热空气的方法可以使得间接蒸发冷却塔各处都不会结冻。

2.3 夏季出水低于湿球温度的原理

间接蒸发冷却塔在夏季运行时,机组进风通过表冷器被机房冷却水回水(串联循环)或与机房冷却水同温度的自身制备的冷水(并联循环)进行冷却,其降低出水温度的核心是降低喷淋塔进风的湿球温度^[17]。图5焓湿图展示了并联循环的沿程换热的温湿度分布,进风被等湿降温,使得进风湿球温度下降,从而使得冷水出水温度降低。极限情况,间接蒸发冷却塔的出水温度可以无限接近露点温度,而常规冷却塔的出水极限温度仅能到室外湿球温度。干燥地区室外露点温度可以比室外湿球温度低 $4\sim 10^{\circ}\text{C}$ ^[17],从而,利用间接蒸发冷却塔可以降低冷水出水温度,比常规冷却塔低 $2.5\sim 4^{\circ}\text{C}$ ^[17]。当间接蒸发冷却塔当做机械制冷机组的冷却塔使用时,可以降低冷凝器的冷凝温度,提高机械制冷机组的COP至1.2~1.6倍,降低机组电耗。

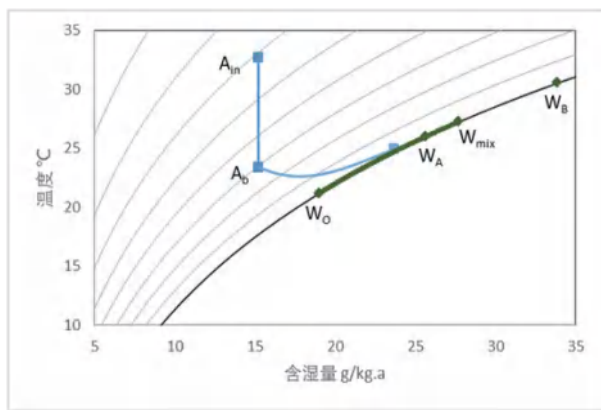


图5 间接蒸发冷却塔的夏季运行原理

2.4 缺水时系统运行模式

在某些地区,冷却水供应不足,这时候冷凝器排热的冷却水不经过喷淋塔只经过表冷器,通过室外风对冷机冷凝器的冷却水降温。

当夏季工况室外干球温度 32.7°C ，湿球温度 21.5°C ，大气压 84.82kPa (兰州气象数据^[16])，对于与电制冷机结合的间接蒸发冷却塔的串联方案，串联循环冷却水温度为 $45.5^{\circ}\text{C}/50.5^{\circ}\text{C}$ ，电制冷机的冷凝温度为 51.5°C ；若将间接蒸发冷却塔的风机设计为双速风机，缺水时，风机在高速下运行，冷却水温仅为 $37.9^{\circ}\text{C}/42.9^{\circ}\text{C}$ ，电制冷机的冷凝温度为 43.9°C 。对于风冷机组，此时冷凝温度为 47.7°C 。所以在极端缺水情况，其效果与风冷机相当。

所以，该系统也可以在冷却水供应不足的情况下与风冷机组在相当的耗电量下运行，大大降低了水冷系统对补水的依靠程度，提高了系统的安全性。

3 典型案例分析

对于位于兰州的某供冷量 14.4MW 的数据机房，需冷源系统全年为机房稳定提供冷冻水。较低温的冷却水间接蒸发冷却塔供回水温度为 $10/16^{\circ}\text{C}$ ，对应机房供回水 $12/18^{\circ}\text{C}$ ；高温冷却水供回水温度为 $15/21^{\circ}\text{C}$ ，对应机房供回水 $17/23^{\circ}\text{C}$ 。采取兰州的气象参数。对比方案为 (1) 方案一，串联间接蒸发冷

却塔与水冷冷机结合的新系统；(2) 方案二，并联间接蒸发冷却塔与水冷冷机结合的新系统；(3) 方案三，风冷冷机；(4) 方案四，普通冷却塔与电制冷机结合的系统。

所有方案间接蒸发冷却表冷器为 6 排， $\text{NTU}=2.65$ 。

全年气象参数及提供低温冷水时各方案的冬夏分界点如图 6 所示。低温、高温冷却水的自然冷却时长、全年耗水量耗电量为表 1 和表 2 所示。

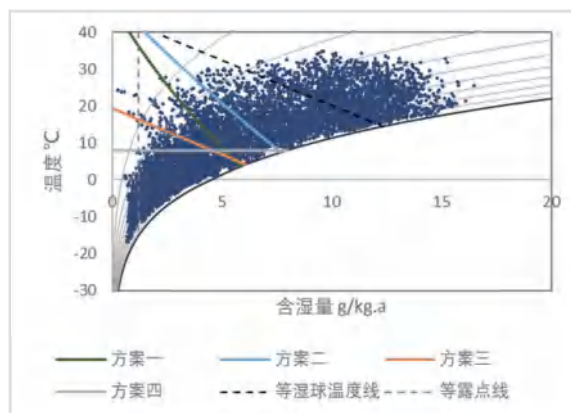


图 6 兰州全年气象参数及冬夏分界点

表 1. 低温冷却水 $10/16^{\circ}\text{C}$ 方案运行特性对比

方案	自然冷却时长 h	全年耗水量 $\times 10^4 \text{t}$	全年耗电量 MWh
1. 串联间接蒸发冷却塔+水冷冷机	4155	15.87	6303
2. 并联间接蒸发冷却塔+水冷冷机	5075	17.03	5169
3. 风冷冷机	3723	0	11865
4. 普通冷却塔+水冷冷机	3806	15.84	8110

表 2. 高温冷却水 $15/21^{\circ}\text{C}$ 方案运行特性对比

方案	自然冷却时长 h	全年耗水量 $\times 10^4 \text{t}$	全年耗电量 MWh
1. 串联间接蒸发冷却塔+水冷冷机	6246	14.98	2484
2. 并联间接蒸发冷却塔+水冷冷机	7189	15.49	1703
3. 风冷冷机	4714	0	7509
4. 普通冷却塔+水冷冷机	5745	15.26	4252

分别对比表1和表2中的四个方案,可以看到,带有间接蒸发冷却塔的系统可以延长自然冷却时间,大幅度降低全年耗电量。其中方案一串联间接蒸发冷却循环防冻性能最好。

高温和低温冷却水温之间相差5℃。对比四个方案各自在表1和表2两种冷却供水水温的运行参数,可以看到,提高机房供水温度对可以大幅度降低耗电量。机房供水温度每提高1℃,蒸发冷水机组依靠自然冷却运行时间会增加17~18天;且15℃的供水可以使得间接蒸发冷却塔几乎不存在夏季工况(夏季工况最长为1.5天)。而对于风冷冷水机组来说,室外干球温度从8℃左右升高到13℃,自然冷却时间运行只提了41天,约8天/℃,为水冷机组的一半。说明提高机房的供回水温度对水冷系统更为有利。这也反映了这个温度区间里,干球温度和湿球温度随时间的变化速率的差异。

4 总结

综上,间接蒸发冷却塔与水电制冷机相结合的新型冷源系统,可以实现:(1)夏季降低冷却水出水温度,提高冷机COP;(2)冬季从原理上彻底避免冷却塔结冰;(3)工况切换避免了水管结冻,利于安全运行;(4)极端缺水情况依然可以正常运行,性能与风冷机相当;(5)可模块化,放置于屋顶,省去机房面积;同时增加冷源的可靠性;可分期投入;(6)运行调控简单,仅通过风机变频保证稳定的出水温度。

当机房设计供水温度提高时,该系统的耗电量显著降低,有着非常大的节能潜力。

风冷制冷系统的电耗相比常规水冷方式都有明显增加,在大型数据中心的冷源系统设计中应尽量避免设计风冷制冷的系统。

参考文献

- [1] 中国制冷学会数据中心冷却工作组. 中国数据中心冷却技术年度发展研究报告 2016[M]. 北京: 建筑工业出版社, 2016;
- [2] 冯潇潇. 间接蒸发冷却技术在数据中心中的研究与应用[D]. 北京: 清华大学, 2017;
- [3] 中华人民共和国工业和信息化部. GB 50174-2008 电子信息系统机房设计规范[S]. 北京: 中国计划出版社, 2009
- [4] 陶先军. 一种钢混结构逆流式冷却塔的防冻装置. 中国, 203572260U[P]. 2013-10-23

- [5] 奚军. 冷却塔防冻装置. 中国, 202562319U[P]. 2012-5-14
- [6] 连宝英, 赵同科, 王利亭, 等. 微开式冷却塔的防冻结构. 中国, 201828185U[P]. 2010-7-2
- [7] 朱艳梅, 李士超. 电力冷却塔防冻挡风板. 中国, 202501793U[P]. 2011-12-14
- [8] 姜晓荣, 王伟民, 李敬生, 等. 冷却塔防冻高分子挡风板. 中国, 101881573A[P]. 2010-513
- [9] 周亮, 李亮, 张海兵. 热电厂冷却塔挡风装置. 中国, 103292613A[P]. 2013-5-29
- [10] 戚福禹, 宋春雷. 一种冷却塔随折叠帘式节能防寒系统. 中国, 202442604U[P]. 2012-2-9
- [11] Bender T J, Bergstrom D J, Rezkallah K S. A Study on the Effects of Wind on the Air Intake Flow Rate of a Cooling Tower: Part 2. Wind Wall Study[J]. Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics, 1996, 1(64): 61-72
- [12] Matoba M, Suzuki Z. Freezing Prevention Structure in Cooling Tower. JPH, 11193991[P]. 1997-12-30.
- [13] Gautier D. Cooling Tower with Crossed Currents Equipped with An Anti-Freeze System. FR, 2593902[P]. 1986-2-6
- [14] 刘官郡, 张迎高, 牛楠. 具有等距内外圈配水结构的冷却塔. 中国, 2926968[P]. 2006-614
- [15] Jiang Y, Xie X. Theoretical and testing performance of an innovative indirect evaporative chiller [J]. Solar Energy, 2010, 12(84): 2041-2055;
- [16] 中国气象局气象信息中心气象资料室, 清华大学建筑技术科学系. 中国建筑热环境分析专用气象数据集[DB/DK]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2005;
- [17] 谢晓云. 间接蒸发冷却式空调的研究[D]. 北京: 清华大学, 2008.



多台冷水机组部分负荷工况下的非均匀负荷分配控制策略

华南理工大学电力学院 郑宇蓝 广东省能源高效清洁利用重点实验室 刘雪峰

华南理工大学电力学院 门玉葵 广东省能源高效清洁利用重点实验室 王家绪 广东省制冷学会 卢智涛

摘要: 冷水机组群在实际运行的过程中, 长时间都是处于低负荷运行状态, 通过优化并联控制策略, 提高单台机运行负荷, 对机组群节能高效运行至关重要。本文以冷量非均匀分配的机组群为研究对象, 根据并联时流量分配取决于单台机阻力特性的原理, 通过构建单台机热力特性模型与多台机并联热力特性模型, 绘制多台机所有并联方式下的 EER- 总负荷率曲线图的分析方法, 得到了机组群最优并联控制策略, 从楼宇实际负荷分布时间序列和变冷冻水出水温度、温差的角度进行能效比分析。结果表明: 相较于楼宇原采用的控制策略, 优化后的控制策略可以减少系统能耗。并且, 在变冷冻水出水温度、温差工况下也具有一定的适用性。为探寻机组群非均匀负荷分配最优控制策略提供了新方法。

关键词: 冷水机组群; 控制策略; 负荷分配; 节能高效

0 前言

基于国内中央空调的行业设计习惯, 通常是按照其所能实现的最大负荷设计, 传统水冷式冷水机组亦是如此, 而这就导致了在实际运行过程中, 冷水机组长时间都是处于低负荷运行的状态, 其所能达到的 EER 远远低于其在额定负荷下的设计值^[2]。

在部分负荷工况下, 通过切换并联主机台数, 从而提高单台机的运行负荷, 是提高机组群热效率的有效方法。目前国内对于部分负荷工况下的冷水机组控制策略已有大量研究, 但是, 大多是基于均匀负荷分配, 非均匀负荷分配较少, 偶有类似研究, 也是基于冷水机组实际运行参数与实验仿真获取的数据而建立的模型, 而在冷水机组实际运行的过程中, 由于运行时间、管网结构等因素的影响, 其运行性能呈现缓慢的时变特性, 所以模型精确度欠佳。

本文拟以多台机在非均匀负荷下的负荷分配特性, 先排列组合得到当前机组群的所有并联方式, 通过构建冷水机组多台机与单台机的物理耦合模型, 绘制多台机所有并联方式下冷水机组群 EER- 总负荷率曲线图来得到冷水机组并联方式的最佳切换点,

并通过实际工程案例中冷水机组负荷分布的时间序列对拟采用的并联方式进行优化, 得到最终可运用于实际工程中的冷水机组控制策略, 并与原厂家方案作对比, 分析拟采用控制策略的优势, 并分析其在冷水机组群变冷冻水温差与变冷冻水出水温度下的适用性。

1 物理模型构建

1.1 多台机并联热力特性模型

多台不同额定制冷量的冷水机组并联时, 其流量分配应由各台冷水机组的阻力特性决定, 支路的压降计算公式为:

$$\Delta p_1 = \xi Z \frac{L_o}{D_i} \frac{\rho v_o^2}{2}$$

$$\Delta p_2 = 1.5 Z \frac{\rho v_o^2}{2}$$

$$\Delta p = \Delta p_1 + \Delta p_2$$

$$G_o = \frac{3.14 \cdot v_o \cdot n_o \cdot D_i^2}{4 \cdot Z}$$

式中, L_o 、 D_i 、 Z 、 n_o 为蒸发器有效换热管长、管内径、冷冻水流程, v_o 为冷冻水流速; Δp_1 、 Δp_2 、 Δp 为冷冻水通过蒸发器时摩擦阻力、局部阻力与总阻力; G_o 为流过蒸发器流量。计算流程如图 1 所示。

基金项目: 国家自然科学基金资助项目 (51778234); 广东省自然科学基金资助项目 (2015A030310303); 广东省省级科技计划项目 (2017A020216024); 中央高校基本科研业务费专项资金资助项目 (B6150170); 广东省能源高效清洁利用重点实验室 (华南理工大学) (2013A061401005)

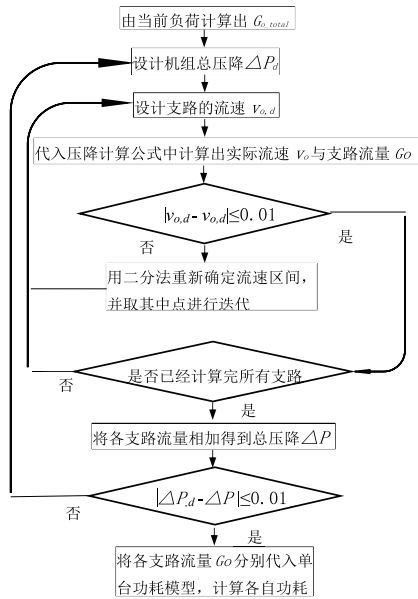


图1 多台机并联热力特性模型计算流程

1.2 单台机热力特性模型

假设蒸发温度与压缩机进口温度相等，忽略蒸发器、冷凝器内外壁导热过程对蒸发器、冷凝器换热过程的影响，计算流程如图2所示。由多台机负荷分配模型可以计算得到支路流量，通过计算得到蒸发温度 t_o ，蒸发器内各参数有以下关系：

制冷剂侧换热系数：

$$h_{R134a} = ((0.089 \cdot t_o + 4.3) \cdot \Psi_o^{0.745}) \cdot 1.2 \cdot rib_o$$

冷冻水侧换热系数：

$$h_o = \frac{\beta_o v_o^{0.8}}{D_i^{0.2}}$$

蒸发器总换热过程：

$$\beta_o = 1430 + 22 \cdot \frac{(t_{ch_en} + t_{ch_ex})}{2}$$

$$K_o = \left(\frac{D_o}{D_i h_o} + \frac{D_o}{D_i} R_{fo} + \frac{1}{h_{R134a}} \right)^{-1}$$

$$Q_o = A_o K_o \Delta t$$

$$Q_o = G_o C_p (t_{ch_en} - t_{ch_ex})$$

$$\Delta t = \frac{t_{ch_en} - t_{ch_ex}}{\ln \left(\frac{t_{ch_en} - t_o}{t_{ch_ex} - t_o} \right)}$$

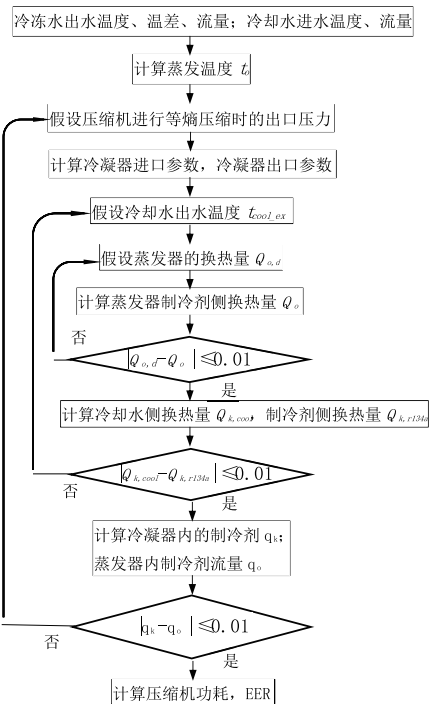


图2 单台机热力特性模型计算流程

式中， t_o 为蒸发温度； Ψ_o 为单位时间内蒸发器的管内热流密度； rib_o 为蒸发器管外肋化系数； t_{ch_ex} 为冷冻水出水温度； t_{ch_en} 为冷冻水进水温度； A_o 为蒸发器换热面积； R_{fo} 为污垢热阻； K_o 为蒸发器总热阻。

假设已知压缩机出口压力，即压缩机出口状态（冷凝器进口状态）确定。冷凝器内各参数有如下关系：

制冷剂侧换热系数：

$$h_{r134a} = 0.65 \cdot \left(\frac{\beta_{r134a}}{\Psi_k d_i} \right)^{\frac{1}{3}} \cdot (0.6 \cdot n_k^{\frac{1}{2}})^{\left(\frac{1}{6} \right)} \cdot rib_k$$

冷却水侧换热系数：计算方式同蒸发器水侧
冷凝器内总换热过程：

$$K_k = \left(\frac{D_o}{D_i h_k} + \frac{D_o}{D_i} R_{fk} + \frac{1}{h_{R134a}} \right)^{-1}$$

$$Q_k = A_k K_k \Delta t$$

$$Q_k = G_k C_p (t_{cool_ex} - t_{cool_en})$$

$$\Delta t_k = \frac{t_{cool_ex} - t_{cool_en}}{\ln \left(\frac{t_k - t_{cool_en}}{t_k - t_{cool_ex}} \right)}$$

由以上关系可确定冷凝器出口状态与蒸发器的入口状态，此时整个制冷循环确定，模型闭合，通

过压缩机进出口焓差可得当前假设压缩机出口温度下的压缩机轴功率,通过计算机编程对假设的出口压力进行迭代计算,则可得到压缩机的实际出口压力。

2 计算过程与结果分析

2.1 以 EER-总负荷率曲线图确定机组群在不同负荷下的控制策略

对于单台机(以市面上某款容量为 600RT 的冷水机组为例,制冷剂为 R134a),冷水机组随着单台机组负荷率的增加,如图 3 所示,能效比 EER 呈现先增大后减小的规律,这是因为,随着负荷率的增加,流过蒸发器与冷凝器的流量增加,强化了换热,如图 4 所示,蒸发温度呈现线性减小,冷凝温度呈线性增大,等熵功耗呈近线性增加,而根据离心式压缩机的性能曲线,等熵效率呈先增大后减小,最终导致压缩机的轴功率的增大幅度随着负荷率的增大而增大,如图 6 所示。通过对大量工程案例的

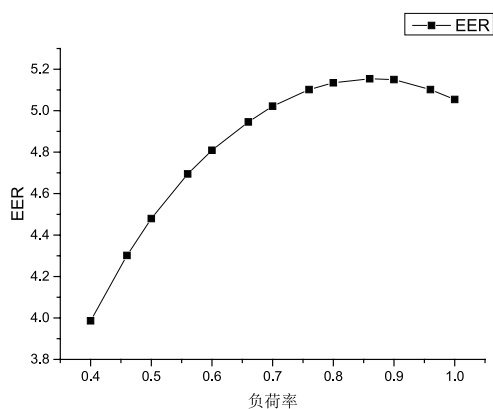


图3 单台机压缩机能效比与负荷率变换关系图

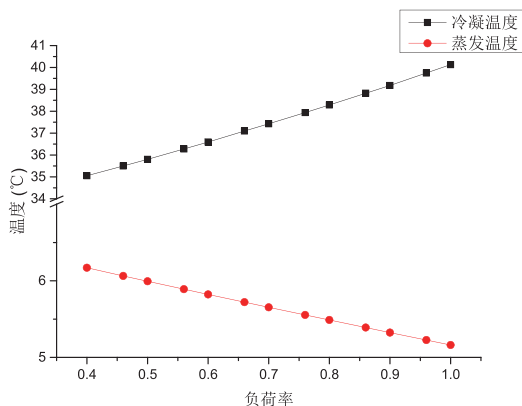


图4 单台机蒸发温度与冷凝温度随负荷率增大变化关系

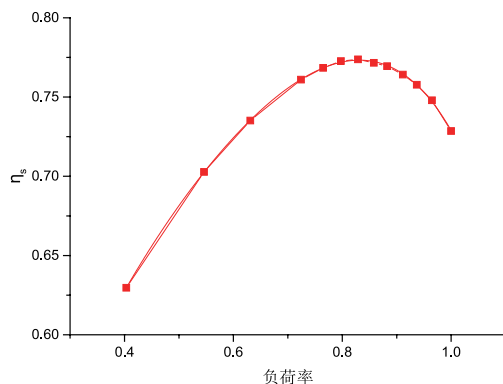


图5 压缩机性能曲线

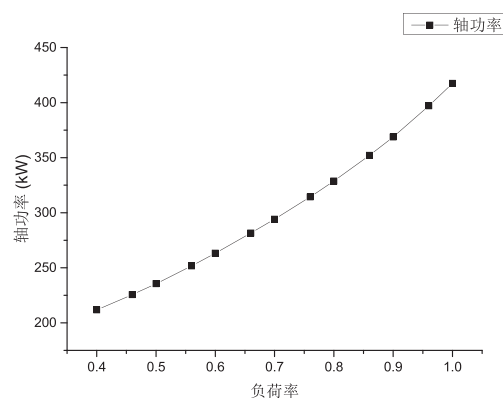


图6 压缩机轴功随负荷率增大变化关系

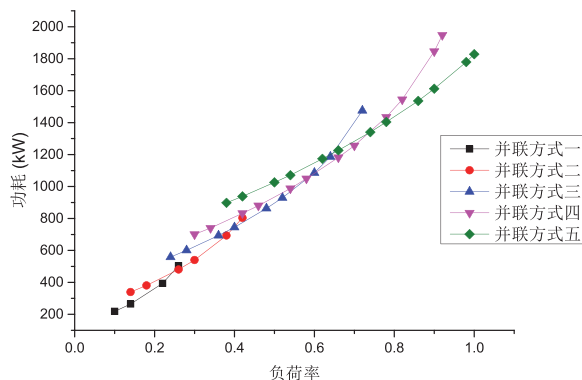


图7 功耗与负荷率依变关系

分析表明,对于多台机并联运行时,各机组也会表现出这一特性,如果将多台机不同并联方式下的轴功率与总负荷关系进行对比,则在各机组间负荷差距不超过机组群中最大机组的额定制冷量时,会表现出如图7所示特性,不同并联方式下轴功率-总负荷曲线相交。

利用这一特性,就可以通过绘制不同并联方式下冷水机组群 EER-总负荷率曲线图,从而找到不

同并联方式下实现能耗最低的最佳并联切换点。

2.2 基于工程实例下的节能优化分析

广州地处亚热带地区,全年的平均气温比较高,对多幢广州办公大楼进行调研发现,大型办公楼空调系统多采用多台冷水机组并联运行,并且相较于其实际冷量需求,机组的冷量冗余严重。取广州某一办公大楼为研究对象,其机组搭配如表1所示,将其定为机组群一。在过渡季节,该办公楼的控制策略为等冷水供水温度的常规控制方式,通常为操作人员根据经验开启两台大机并联运行。

表1 机组群一计算参数

机组	1号机	2号机	3号机
容量(RT)	600	1000	1000
冷却水流量(kg/s)	119	200	200
冷却水进水温度(°C)	32	32	32
冷冻水出水温度(°C)	7	7	7
冷冻水温差(°C)	5	5	5
设计耗功量(kW)	406	698	698

取该大楼一天中的负荷分布为研究样本,绘制基于该样本的负荷分布时间序列图如图8所示:

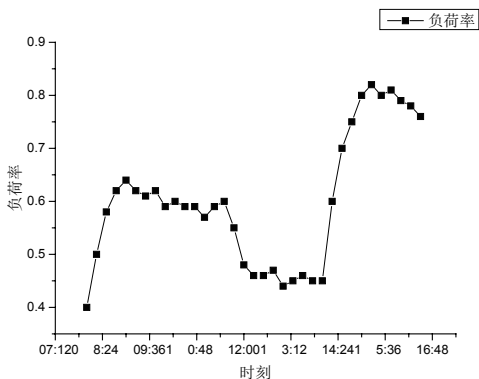


图8 负荷分布时间序列

通过绘制不同并联方式下冷水机组群EER-总负荷率曲线图来探寻最优控制策略。首先,排列组合得到的所有并联方式一共有五种,分别如表2所示:

表2 机组群一排列组合

组合	机组
并联方式一	1号机
并联方式二	2号机
并联方式三	1号机, 2号机
并联方式四	2号机, 3号机
并联方式五	1号机, 2号机, 3号机

通过多台机负荷分配模型计算,绘制不同并联方式下冷水机组群耗-总负荷率曲线与EER-总负荷率曲线如图9所示:

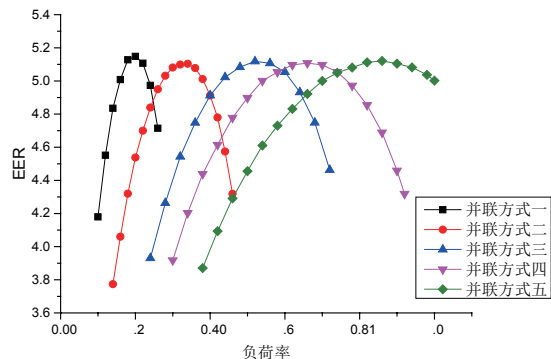


图9 机组群一EER-总负荷率曲线

取图9中EER最高的负荷区间,得到并联方式的最佳切换点如表3所示:

表3 机组群一并联方式最佳切换点

负荷	组合
15%~25%	并联方式一
25%~40%	并联方式二
40%~60%	并联方式三
60%~74%	并联方式四
74%~100%	并联方式五

基于该办公楼当天的负荷分布特点,机组群一拟用如图10所示并联方案:

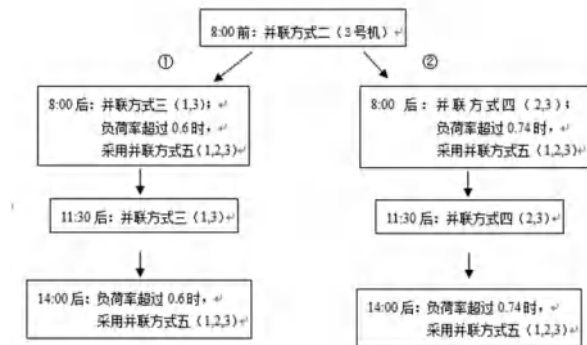


图10 机组群一并联方案

分别绘制出机组群一拟用的所有方案EER随着时间的变化关系图如图11示:

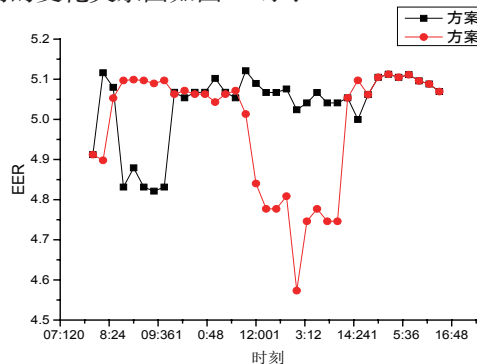


图11 机组群一所有方案能效比随时间变化关系

虽然在早上 8 点至 9 点 40 分的区间内, 由于对于机组群一无论是采用并联方式二还是并联方式四单台机的负荷率都处于较低水平, 而方案二在午休时分也存在着相同的问题, 但是, 由于方案一机组群在其最不利低能效运行区间内运行的时间较短, 因此综合考虑, 方案一要优于方案二。绘制采用经过优化后的控制策略运行时 EER 时间序列与原大楼采用控制策略进行对比分析。

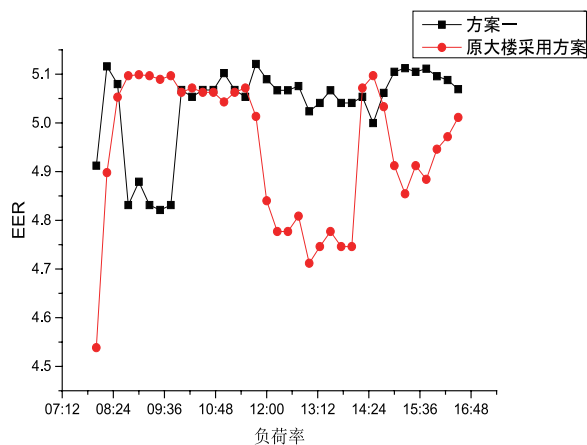


图 12 机组群一最优方案 EER 与原方案对比

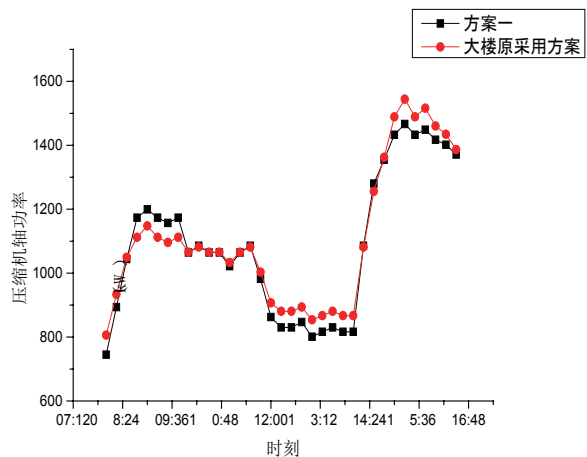


图 13 机组群一最优方案压缩机轴功率与原方案对比

如图 12、13 所示, 对于冷水机组群的运行性能, 采用绘制 EER- 轴功率曲线图的方法所确定的控制策略要优于原大楼的所采用的传统控制策略, 当大楼空调系统总负荷率在 80% 时, 节能量能达到 77kW。

2.3 分析均匀负荷分布下的适用性

取额定值冷量相同的三台机组为研究对象, 定为机组群二, 计算参数如表 4 所示:

表 4 机组群二计算参数

项目	参数
容量 (RT)	800
冷却水流量(kg/s)	159
冷却水进水温度 (°C)	32
冷冻水出水温度 (°C)	7
冷冻水温差 (°C)	5
设计耗功量 (kW)	535

通过排列组合得到的所有并联方式一共有三种, 分别如表 5 所示:

表 5 机组群二排列组合

组合	机组
并联方式一	1 号机
并联方式二	1 号机, 2 号机
并联方式三	1 号机, 2 号机, 3 号机

绘制不同并联方式下冷水机组群功耗-总负荷率曲线与 EER-总负荷率曲线如图 14 所示:

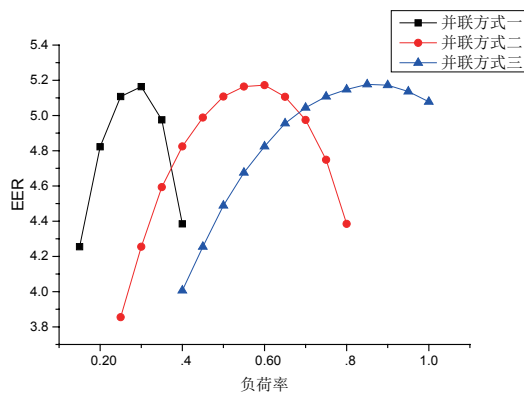


图 14 机组群二 EER-总负荷率曲线

取上图 EER 最高的负荷区间, 得到并联方式的最佳切换点如表 6 所示:

表 6 机组群二排列组合

负荷	组合
15%~38%	并联方式一
38%~69%	并联方式二
69%~100%	并联方式三

按照两个表格中切换点进行计算, 得到负荷率对压缩机能效比的影响关系图并与非均匀分布 (机组群一) 作对比:

由图 15 可知, 以 EER-总负荷率曲线图确定机组群在不同负荷下的控制策略的方法也适用于均匀负荷分布。在 40% 的总负荷工况下, 均匀分配的负荷率只有 4.6 左右, 而非均匀分配则高达 4.91, 这是

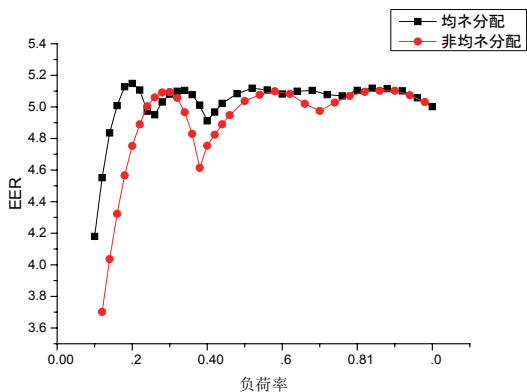


图 15 均匀分配与非均匀分配能效比对比图

由于均匀分配的 EER-总负荷率曲线较之非均匀分配更为稀疏, 机组群在 30%~58% 的总负荷工况运行时, 机组群一无论是采用一大一小的机组搭配形式, 还是一台大机单独运行, 都能使当前并联方式下的机组处于较高的负荷工况(相对于单台)下运行, 而机组群二无论是单台机单独运行还是两台机并联运行, 当前并联方式下的单台机组的负荷都低于机组群一, 在总负荷率为 62%~70% 时机组群一的机组群性能优于机组群二, 亦是出于相同原因。

2.4 分析变冷冻水温差与变冷冻水出水温度工况时之适用性

取机组群一为研究对象, 机组群工况设置如表 7 所示:

表 7 机组群一工况设置

机组	1 号机	2 号机	3 号机
冷却水流量(kg/s)	119	200	200
冷却水进水温度(℃)	32	32	32
冷冻水温差(℃)	5	5	5
设计耗功量(kW)	406	698	698

考察机组群一在各机组冷冻水出水温度从 10℃ 变化到 7℃ 时, 机组群在不同负荷下的控制策略, 绘制压缩机能效比与总负荷率关系图如图 16 所示:

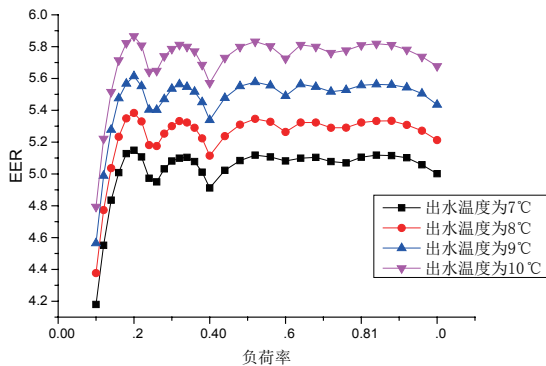


图 16 变冷冻水出水温度工况

由图 16 可知, 当冷冻水出水温度由 10℃ 变化到 7℃ 时, 机组群总体性能下降, 但是机组群的基本并联控制策略不变, 这是因为, 对于单台机(机组群一的三号机为例), 如图 4 所示, 随着单机负荷率的增大, 压缩机能效比出现先增大后减小的变化趋势, 这主要是压缩机的等熵效率与单机负荷率的依变关系的影响, 亦即压缩机能效比与单机负荷率的关系图之所以会出现先增大后减小的变化(图 3), 实际上是反映了压缩机性能与单机负荷率的变化(即图 5), 因此, 当冷冻水出水温度由 10℃ 变化到 7℃ 时, 对于同一台压缩机, 其能效比与单机负荷率的关系曲线虽然下移, 但是曲线走势却没有多大变化, 如图 17 所示:

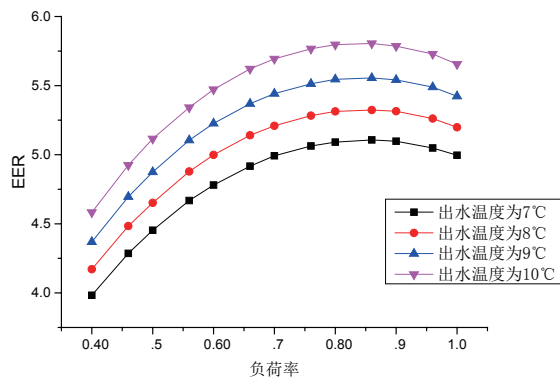


图 17 单台机变冷冻水出水温度工况

因此, 对于多台机并联运行时的 EER 随负荷变化的最优区间也不会发生变化。同理, 调节冷冻水流量, 当温差从 5℃ 变化到 2℃ 时, 亦是如此(如图 18 所示)。

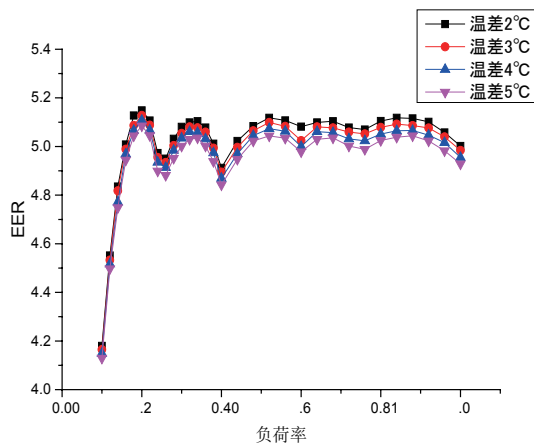


图 18 变冷冻水温差工况

3 结论

(1) 通过绘制 EER-总负荷曲线关系图得到冷水机组群并联运行控制策略,相比于传统控制方式,可以降低运行能耗,达到节能效果,当大楼空调系统总负荷率在 80% 时,节能量能达到 77kW。

(2) 绘制 EER-总负荷曲线关系图寻找最优控制策略的方法对于均匀负荷分布也同样适用,相比与均匀负荷,在相同运行工况下,随着负荷率的提高,非均匀负荷分布机组群的总体能效比要优于均匀分布。

(3) 增大冷冻水出水温度与减小冷冻水温差,在一定程度上可以提高冷水机组群的运行能效,通过绘制 EER-总负荷曲线关系图确定冷水机组群的最优负荷分配策略,在变冷冻水出水温度、冷冻水温差工况下,依然是适用的。

参考文献

- [1] 黄莉,范瑞祥,杨永标,陈璐,潘本仁.一种面向传统水冷式中央空调主机系统能效优化控制方法[J].电气自动化,2015,37(06):90-92.
- [2] 辛洁晴,吴亮.商务楼中央空调周期性暂停分档控制策略[J].电力系统自动化,2013,37(05):49-54.
- [3] 刘雪峰.中央空调冷源系统变负荷运行控制机理与应用研究[D].华南理工大学,2012.
- [4] 陈丹丹,晋欣桥,杜志敏,肖晓坤.多台冷水机组联合运行空调系统的负荷优化分配[J].上海交通大学学报,2007(06):974-977.
- [5] 闫军威,陈城,周璇,练斯甄,周煜.多台冷水机组负荷分配优化策略仿真研究[J].暖通空调,2016,46(04):98-104+110.
- [6] 施灵.多台冷水机组空调系统的优化控制[J].暖通空调,2005(05):79-81.
- [7] 曾振威,杨伟才,李聪.部分负荷工况下多台冷水机组的冷量分配[J].暖通空调,2008(03):107-110.
- [8] 朱新华.基于工质 R134a 的冷水机组换热器结构分析及系统特性研究[D].华南理工大学,2010.
- [9] Hosny Z. Abou-Ziyan, Ali F. Alajimi. Effect of load-sharing operation strategy on the aggregate performance of existed multiple-chiller systems[J]. Applied Energy, 2014, 135.
- [10] F.W. Yu, K.T. Chan. Optimum load sharing strategy for multiple-chiller systems serving air-conditioned buildings[J]. Building and Environment, 2006, 42(4).
- [11] 吴业正.制冷压缩机[M].机械工业出版社,2011.
- [12] 沈维道.工程热力学—第二版[M].高等教育出版社,1983.
- [13] 董天禄.离心式/螺杆式制冷机组及应用[M].机械工业出版社,2002.
- [14] 彦启森.空气调节用制冷技术[M].中国建筑工业出版社,1981.



基于不同浮力模型的真空管集热器内液体温度分布数值研究

南京工业大学 刘慧芳 袁晓航 刘金祥 周斌

摘要: 在 CFD 模拟中针对全玻璃真空管内的自然对流问题通常有两种处理方法,即布辛涅斯克近似模型(BA 模型)和随温度变化的物性参数模型(VPT 模型)。本文基于全玻璃真空管集热器简化数值模型,对比分析了 BA 和 VPT 两种浮力模型下的真空管集热器不同截面处的温度分布、集热器进出口温度及集热器内液体温度随时间变化规律,精确化地评价了两种模型在处理真空管集热器自然对流问题是的差异性和合理性。结果表明两种模型均能够准确地反映真空管集热器内的自然对流散热问题,两种模型的模拟结果具有较好的一致性,模拟误差较小,但是基于 BA 模型的计算结果与实验值更为近似,但是基于 VPT 模型的管内液体温度分布更为均匀一致。

关键词: 真空管集热器; CFD; 自然对流; 温度分布

1 全玻璃真空管集热器物理模型简化

以竖排式真空管集热器为研究对象,为了简化计算量和节省计算时间,将集热器简化为模拟单元进行计算分析,简化物理模型如图 1 所示,并提出以下假设:

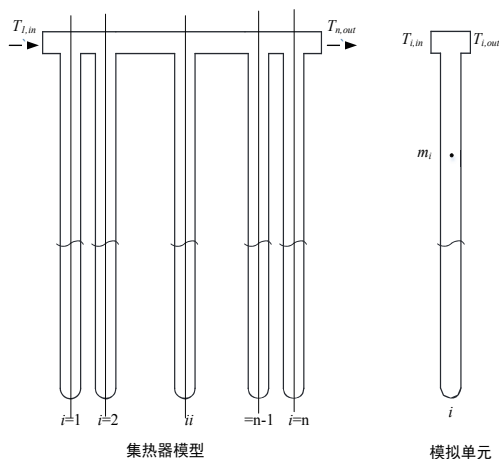


图 1 集热器及模拟单元示意图

模拟时所选取的集热器单元位于集热器中部(即 $i \neq 1, n$),忽略联想进出口对模拟单元散热的影响;忽略真空管之间的个体差异性 & 相邻管段之间的相互影响,认为流经每根真空管段的液体的质量流量相等;室外环境条件对每根真空管段的影响相同(即:既有相同的室外环境参数分布,每根真空管对外热损失及散热分布相同);不考虑玻璃管及联箱材料

本身的蓄热作用,根据热力学第一定律,认为管内液体内能的变化等于其热损失量;不考虑管内液体沿管长方向的温度梯度,即认为初始状态时模拟单元内液体温度分布均匀。

利用 ICEM 对模拟单元进行建模和网格划分。建模时,坐标系位于联箱顶点处,沿联箱长度方向(模拟单元入口至出口方向)取为 x 轴方向,模型 x 方向长度范围为 $0 \sim 0.08\text{m}$;沿联箱至管长方向为 -y 轴方向,模型沿 y 轴方向长度范围为 $0 \sim -1.87\text{m}$;垂直与 xy 平面方向取为 z 轴方向,模型沿 z 轴方向长度范围为 $0 \sim -0.09\text{m}$ 。集热器实际安装时,与地面方向倾角为 50° ,在模拟单元中具体表现为模拟单元沿不同轴向的重力项不同。

2 数值模型建立

2.1 模型选择

对集热器(模拟单元)夜间散热工况进行模拟时,传热模型采用层流模型,求解器采用基于压力的耦合求解器。时间项为瞬态模拟,模拟时间取夜间 18:00 ~ 次日早上 8:00,时间步长为 30s,总计算步长数 1680 步,每个时间步长进行 20 次迭代计算。离散格式除时间项外均采用二阶迎风格式,压力项采用 SIMPLEC 算法。边界条件中,室外环境温度取实际模拟工况所对应的夜间实测逐时温度,有防冻运行时还需给定入口面流速和温度边界条件,平均热损失系数参考夜间实测平均值进行选取。

对于所建立的模拟单元,包含入口面、出口面、联箱外表面、真空管外表面(流体实体表面)、以

及联箱与真空管交界面等。夜间静止工况时,不考虑入口面和出口面的散热情况,即认为只有联箱外表面和真空管外表面与外界环境进行换热,入口面温度按照实测值给定。夜间有防冻运行时,流体从入口面进出联箱,并在联箱内部与真空管

内液体进行自然对流换热,之后从出口面流出。入口面的流速边界条件和温度边界条件按时实测值选取,同时考虑联箱外表面和真空管外表面的散热情况,其它壁面为绝热壁面。边界条件类型如表1所示。

表1 不同运行工况时的边界条件设置类型

面	运行工况	边界条件设置		
		夜间静止	间歇运行	连续运行
入口面		Wall	速度入口	速度入口
出口面		Wall	速度出口	速度出口
联箱外表面		Wall	Wall	Wall
真空管外表面		Wall	Wall	Wall
其它面		绝热	绝热	绝热

2.1 参数设置

在BA模型中,密度差通过以下简化公式计算:

$$\rho_{\infty} - \rho = \rho \beta (T - T_{\infty})$$

即,流体密度差通过热膨胀系数和温差来表示,除了沿y方向动量方程式中的浮力项外,将所有动力方程式中的密度全部以常数代替,具体物性参数(20%乙二醇溶液)设置见表2。

采用VPT模型时,液体的密度 ρ (kg/m^3)、比热 c ($\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$)、粘度 μ ($\text{kg}/(\text{m} \cdot \text{s})$)等参数均表示为温度的函数,其物性参数(20%的乙二醇溶液)取值如表3所示。此外,为了便于描述与分析,在模型计算时,设置以下监测点,以监测不同截面处的温度等参数变化情况,具体如表4所示。

表2 BA模型中液体物性参数设置

物性参数	单位	值的类型	值		
			a_0	a_1	a_2
密度 ρ	kg/m^3	Constant	1026		
比热 c	$\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$	Polynomial	3139.6	2.303	
导热系数 λ	$\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$	Polynomial	-0.4704	0.0053	-7e-06
粘度 μ	$\text{kg}/(\text{m} \cdot \text{s})$	Polynomial	0.0596	-0.0004	6e-07
热膨胀系数 β	$1/\text{K}$	Constant	0.0034		

表3 VPT模型中液体物性参数设置

物性参数	单位	值的类型	值		
			a_0	a_1	a_2
密度 ρ	kg/m^3	polynomial	922.4	1.0781	-0.0024
比热 c	$\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$	Polynomial	3139.6	2.303	
导热系数 λ	$\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$	Polynomial	-0.4704	0.0053	-7e-06
粘度 μ	$\text{kg}/(\text{m} \cdot \text{s})$	Polynomial	0.0596	-0.0004	6e-07

表4 模型监测点及对应名称编号和位置

监测面/线	编号	对应坐标及位置	位置
联箱入口面	P_{inlet}	$X=0 \text{ m}$	联箱左侧面
联箱出口面	P_{outlet}	$X=0.08 \text{ m}$	联箱右侧面
除入口和出口以外的联箱其它面	P_{manifold}	—	联箱外表面
真空管	P_{tube}	—	真空管外表面
截面1	P_1	$Y=-0.045 \text{ m}$	联箱中部
截面2	P_2	$Y=-0.1 \text{ m}$	真空管上部接近联箱处
截面3	P_3	$Y=-0.97 \text{ m}$	联箱中部
截面4	P_4	$Y=-1.8 \text{ m}$	联箱底部
截面5	P_5	$Z=-0.045 \text{ m}$	沿管长中心截面

3 模拟结果对比分析

假定初始状态时模拟单元的温度场基本均匀, 所以初始时刻各截面温度基本相等, 沿 y 方向不同截面的温差基本为 0。但是随着时间的推移, 集热管内液体沿 Y 轴方向因受浮力作用的影响, 管内液体温度逐渐变化、分层。两种模型所对应的液体温度分布以某夜间防冻运行工况为例, 取第二次间歇运行前后 (第二次间歇运行时间为 23:35 ~ 23:45) 的温度分布及变化进行对比分析。因为间歇运行工况条件下, 随着间歇运行的不定时加入, 整个模拟单元的温度分布更为均匀, 模拟单元沿 Y 轴方向上下温差相对较小, 因此更加便于对比两种模型对应的液体流态及温度分布。两种模型所对应的不同截面 (包括 $P1$ 、 $P2$ 、 $P3$ 、 $P4$ 以及 $P5$ 截面) 温度分布分别如图 2、图 3 和图 4 所示。

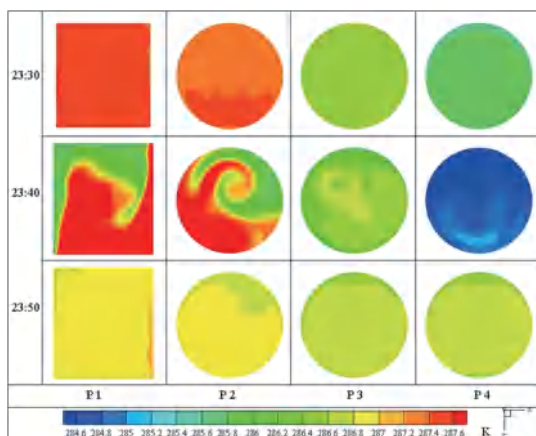


图 2 基于 BA 模型的间歇运行前后不同截面温度分布云图

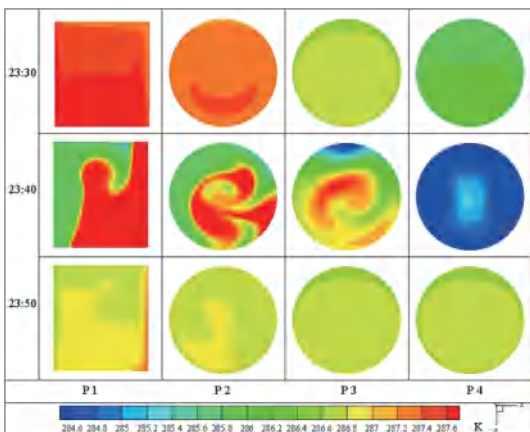


图 3 基于 VPT 模型的间歇运行前后不同截面温度分布云图

对比图 2、图 3 和图 4 可以看出, 间歇运行之前 (23:30), 两种模型所对应的 $P1 \sim P4$ 截面温度分布基本相同, 相同截面温差数值及温度分布差别较小。但是 VPT 模型中 $P1$ 截面温度分层较为明显, 且 $P2$ 、 $P3$ 截面处管内液体在重力作用和边界散热作用下的温度分布比 BA 模型更为清晰合理。从 $P5$ 截面可以看出, 间歇运行之前 BA 模型的液体温度略低于 VPT 模型, 特别是联箱处和真空管上部较为明显。

对 BA 模型而言, 由于流速的存在, 联箱内部高温液体进入真空管内 (高温液体主要位于真空管上部), 使得 $P2$ 截面处液体温度略高于 VPT 模型, 但是 $P3$ 、 $P4$ 截面处液体温度低于 VPT 模型。VPT 模型中, 部分来自入口面的低温流体进入真空管内, 并最终到达真空管中下部, 所以该模型中, 真空管中上部大部分管长范围内液体分布较为均匀, 且接近管中心处液体温度明显高于近壁面处液体温度。

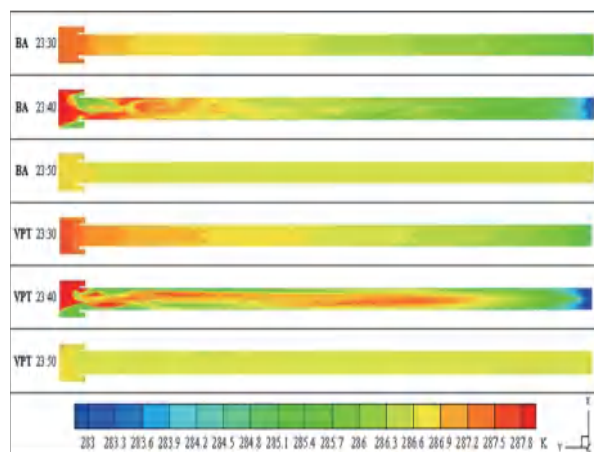


图 4 基于 BA 和 VPT 两种模型的间歇运行前后 $P5$ 截面温度分布云图对比

间歇运行之后 (23:50), 基于两种模型的模拟单元沿 y 轴方向的温度分布都较为均匀, 联箱和真空管上部温度分布略有差别, 真空管大部分管长范围内其温度分布基本一致。

4 结论

根据不同浮力模型下的集热器不同截面温度分布可以看出, 基于 BA 和 VPT 两种模型的模拟结果具有较好的一致性, 两者温度变化差别较小, 只是不同模型所对应的温度分布略有不同。因此, 两种

(下转 57 页)

相变水箱与不同末端散热设备联合供暖实验研究

四川大学 邹航 梁飞 龙恩深

摘要: 本文搭建了太阳能—相变蓄热供暖系统,对相变水箱与三种不同末端散热设备联合供暖的匹配性进行实验研究。其中相变蓄热水箱作为热源,暖气片、暖风机和毛细管作为末端散热设备。当采用暖气片作为末端时,室内温度难以达到采暖温度要求。当采用暖风机作为末端时,室内温度能够满足采暖温度要求;但室内空气温度的纵向分布和横向分布不均,影响人体热舒适性。当采用毛细管作为末端时,室内维持较高温度且室内温度分布均匀,满足人体热舒适性。因此,毛细管作为末端散热设备与相变蓄热水箱匹配更具有优势。

关键词: 相变水箱;末端散热设备;联合供暖;实验研究

1 研究背景

相变材料具有蓄热密度高、蓄热装置小、相变过程温度变化小而潜热大以及相变温度可根据系统需要确定等优点,将其应用于太阳能供暖系统能实现太阳能在时间和空间上的转移和利用,从而提高能源的利用效率。目前,国内外对相变蓄热材料的研究比较广泛。Fath^[1]对环隙中填充有相变材料的套管式相变储热装置进行实验研究,分析了储热装置的几何结构等因素对累积储热量和传热速率的影响。Nagano^[2]等人实验研究了管内装有相变材料的立式管式相变储热装置的储放热过程,结果表明,相变材料的储热容量可以达到以水为储热介质显热储存的2~2.5倍。Bansal NK和Buddhi DC^[3]建立相变蓄热装置和太阳能集热器的耦合传热模型,得出了将相变材料与太阳能集热器直接耦合具有更好传热性能的结论。国内对太阳能相变蓄热技术的研究虽然起步较晚,但研究进展很快,近年来取得了很多显著成果。李慧星^[4]构建了空气源热泵—相变水箱供暖系统,研究了相变蓄热系统的蓄放热性能。汪玺^[5]通过设计一种圆柱体堆积床相变水箱,对相变蓄热单元的尺寸进行了优化研究。梁飞^[6]等人搭建了以太阳能为主要热源、电加热为辅助热源的蓄热系统,测试了在太阳能和电加热两种不同热源形式蓄热工况下浸泡式相变水箱的温度变化,获得相变水箱的蓄热温变特性;还对蓄热过程中相变水箱蓄热性能进行了分析。

综上所述,对于相变材料在蓄热领域和太阳能供暖系统的研究已较为广泛,但对相变水箱和末端散热设备联合供暖的匹配性研究几乎为空白。相变水箱作为一个有限蓄热源,不能保持恒定的供水温度,而末端散热设备设计都有供水温度的要求,因此末端散热设备与相变水箱联合供暖时会出现匹配问题。为更好的利用相变水箱储存的热量,保证供暖效果,本文搭建了太阳能—相变蓄热供暖系统,对相变水箱与末端散热设备联合供暖的匹配性进行了研究,选出匹配太阳能—相变蓄热供暖系统的最优末端散热设备。

2 实验系统和测点布置

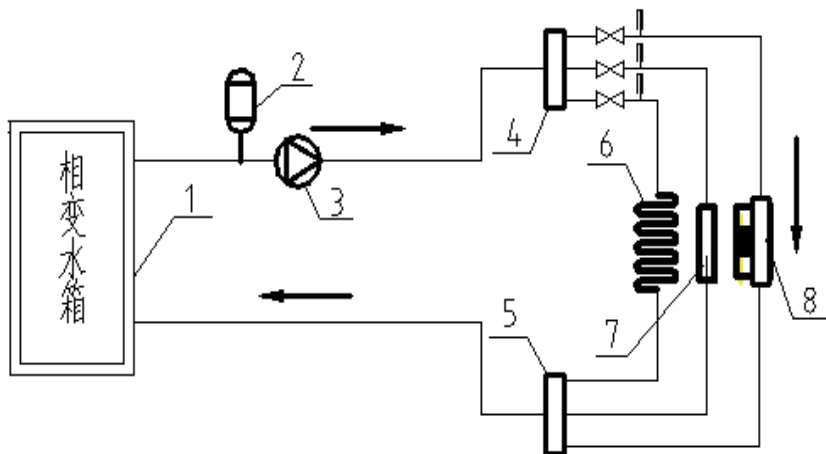
2.1 实验系统

本实验采用的系统为太阳能—相变蓄热供暖系统中的相变供暖子系统,如图1所示。该系统主要由相变水箱、循环水泵、定压罐和末端散热设备(包括毛细管、暖气片和暖风机)组成。该系统由定压罐提供压力,保证系统的压力稳定。相变水箱中流出的高温水由循环水泵提供动力进入室内,经末端散热设备与室内空气换热冷却,冷却后的水流回相变水箱,与相变材料换热后进入下一个放热供暖循环。

采暖房间东西长3.4 m,南北宽3.0 m,总室内面积约10.2 m²。对于末端散热设备,暖气片靠北墙落地安装于北墙中线,暖风机靠南墙落地安装于南墙中线,毛细管平铺于整个房间。不同末端散热设备由相应阀门的启闭进行切换。

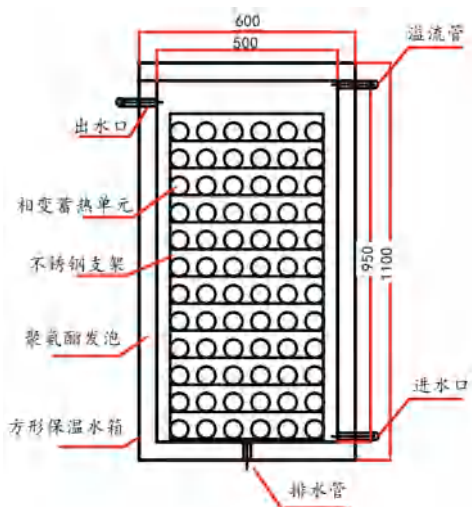
本实验以相变水箱作为热源进行供暖运行实测研究,相变水箱选用型号为PCM-50的相变材

基金项目:国家重点研发计划(2016YFC0700400),国家自然科学基金(51778382)

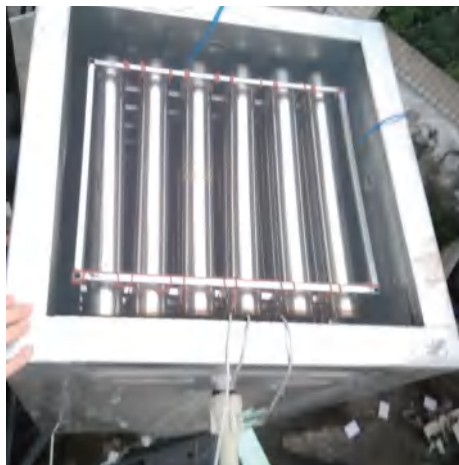


1. 相变水箱, 2. 定压罐, 3. 水泵, 4. 分水器, 5 集水器, 6. 毛细管, 7. 暖气片, 8. 暖风机

图1 相变供暖系统图



(a) 相变水箱剖面图



(b) 相变水箱现场图

图2 相变水箱

料作为蓄热材料,其相变温度为 50°C ,相变焓值为 260.11kJ/kg 。相变水箱内部由相变蓄热单元、不锈钢固定支架及方形保温水箱三部分组成,结构如图2所示。其中,相变蓄热单元共72个,用不锈钢筒作为封装壳体,直径为 50mm ,长度为 450mm ,单筒可封装相变材料 0.685kg ,封装相变材料总质量为 49.32kg 。相变蓄热单元由定制不锈钢支架固定,支架共12层,每层固定6组相变蓄热单元,储热单元间距 25mm 。水箱设计尺寸为 $500\text{mm}\times 500\text{mm}\times 1000\text{mm}$,有效体积为 235.8L 。

2.2 实验测点布置

供暖实验中,为展现采暖房间室内的温度变

化,在采暖房间共布置5个温度测点,测点布置如图3、图4所示。为研究室内温度分布的纵向差异,分别在距地 0.6m 、 1.2m 和 1.8m 布置三个温度测点 T_1 、 T_2 、 T_3 ,且三个温度测点同在一条垂直线上;为研究室内温度分布的水平差异,在东西墙中心连线上布置三个温度测点 T_4 、 T_2 、 T_5 ,测点之间间距为 0.85m ,距地面均为 1.2m 。进行本实验的城市(成都)属于夏热冬冷地区,根据《夏热冬冷地区居住建筑节能设计标准》规定:“冬季采暖室内热环境卧室、起居室设计温度取 $16\sim 18^{\circ}\text{C}$ ”。因此本文以室温 16°C 和 18°C 对其供暖效果进行评价。供暖过程中,利用多通道温度热流测试仪记录所有温度测点的温度变化。

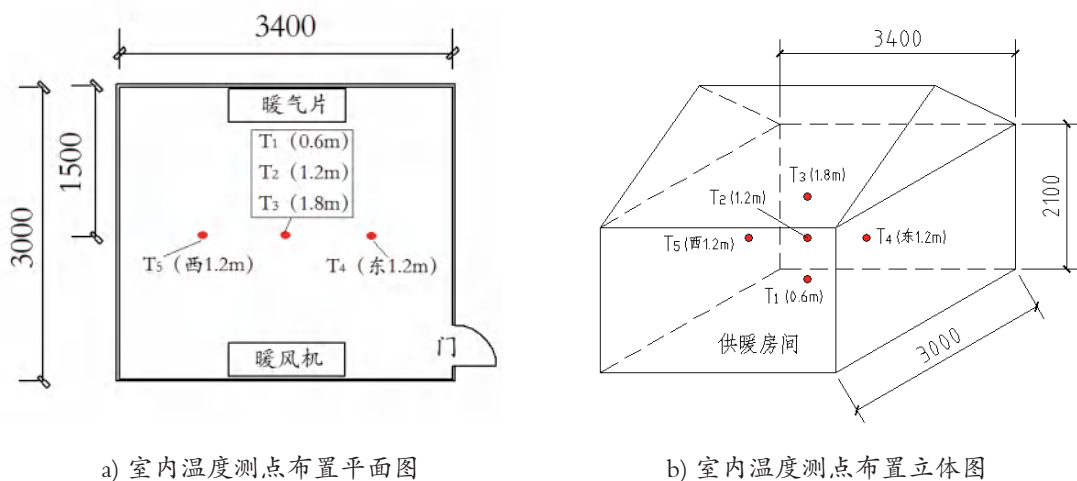


图3 采暖房间室内温度测点布置图

3 相变水箱联合不同末端散热设备的供暖实测研究

3.1 相变水箱结合暖气片的供暖实验研究

相变水箱结合暖气片供暖期间，测得室外平均温度为 9.2°C ，室内初始温度 12.5°C 。相变水箱结合暖气片供暖室温变化如图4所示，从图中可以看出：①采用暖气片作为末端散热设备时，室内温度难以达到采暖最低温度（ 16°C ）。原因是铸铁散热器的热阻较大，要求较高的供水温度，相变水箱是一个有限蓄热源，在供暖初期水箱中水温较高，尚能够满足暖气片供水要求，可以达到为室内提供热量的要求。但随着热量的供给水箱内水温不断下降，不能满足暖气片供水温度要求，为室内提供的热量很少甚至不能提供热量，导致室内温度上升缓慢甚至不再升温。②采用暖气片作为末端散热设备时，经151分钟后室温采暖达到 16°C ，且仅仅维持19分钟，室内温度不能达到 18°C 。

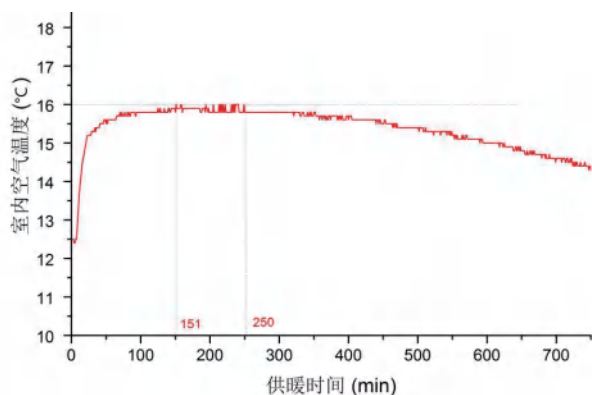


图4 相变水箱结合暖气片供暖室内温度

经过实验分析，相变水箱结合暖气片供暖时，热量损失在管路中而不能有效地输送到房间内，因此不能满足铸铁暖气片的供水温度要求，室内温度难以达到供暖要求温度。因此，当采用相变水箱作为热源进行供暖时，不宜采用铸铁暖气片作为末端散热设备。

3.2 相变水箱结合暖风机的供暖实验研究

相变水箱结合暖风机供暖期间，测得室外平均温度为 9.5°C ，室内初始温度 12.5°C 。相变水箱结合暖风机供暖室内平均温度变化如图5所示。从图中可以看出：采用暖风机作为末端散热设备时，室内温升较快，供暖开始经7分钟，室内平均温度由 12.5°C 上升至 16°C ，9分钟之后温度就达到 18°C 。另外，采用暖风机作为末端散热设备，维持室内平均温度 16°C 以上约为888分钟（约14.8h），维持室内平均温度 18°C 以上约为587分钟（约9.8h）。

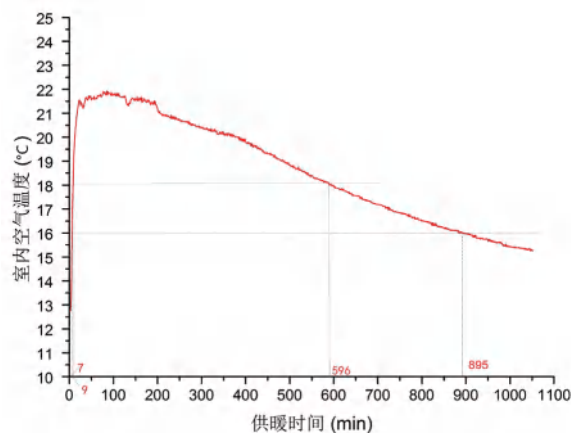


图5 相变水箱结合暖气片供暖室内温度

暖风机与室内换热过程属于机械强制对流换热,因此风机的存在会对室内气流组织产生影响。为研究暖风机供暖是否影响室内温度分布,在相变水箱结合暖风机供暖实验过程中,还对室内温度进行了纵向和横向的测量。测点 T_1 (0.6 m)、 T_2 (1.2 m)、 T_3 (1.8 m) 体现了室内温度的纵向分布,室温纵向分布规律如图 6 所示。测点 T_4 (东)、 T_2 (中)、 T_5 (西) 体现了室内温度的横向分布,室温横向分布规律如图 7 所示。

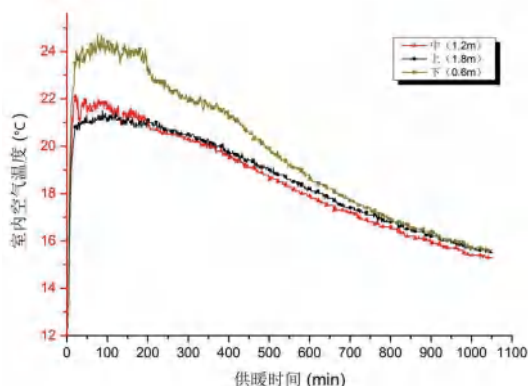


图 6 室温纵向分布图

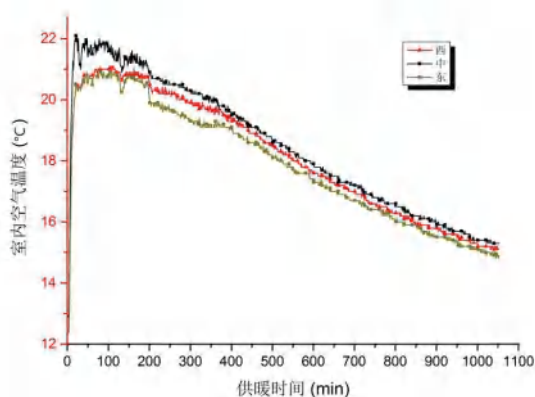


图 7 室温横向分布图

由图 6 和图 7 可以看出:相变水箱结合暖风机供暖,虽室内可达到较高温度并维持时间较长,但室内横向和纵向的温度分布不均。在纵向温度分布上:由于本实验中暖风机出风方向偏下,因此室内下层空气温度上升较快,温度远高于中上层空气温度,平均温差约为 1.2℃,最大温差高达 3.6℃,且供暖前中期纵向温度分布不均现象较为明显;室内中上层温度相对接近,但仍存在 0~1.6℃的温差。在横向温度分布上:室内中心靠近暖风机出风位置处的空气温度大于室内东西两侧空气温度,且整个

采暖期中心位置与东西侧空气的平均温差约 0.6℃,最大温差达 2.1℃。和纵向温度分布规律相同,横向温度分布不均现象在供暖前中期更为明显。

通过对相变水箱联合暖风机供暖实验的分析可以看出,用暖风机作为末端散热设备,室内空气可以达到较高温度,能够满足采暖温度要求。但是室内空气温度在纵向和横向分布不均,影响人体热舒适性。因此,暖风机结合相变水箱不适用于对舒适度要求高的场所,但可以用于对舒适度要求较低的厂房,车间等。

3.3 相变水箱结合毛细管的供暖实验研究

相变水箱结合毛细管供暖期间,测得室内初始温度 11.5℃,采暖期室外平均温度为 8.1℃。室内平均空气温度变化如图 8 所示。可以看出:①采用相变水箱作为热源时,室内达到的最高温度较高,约为 20℃。②供暖开始 33 分钟后,室内温度升高至采暖最低温度 16℃,640 分钟后,室内温度又降至 16℃以下,共维持 607 分钟,约 10.12 h。③供暖开始 55 分钟后,室内温度升高至 18℃,418 分钟后,室内温度缓慢下降至 18℃以下,室温维持 18℃以上达 363 分钟,约 6.05 h。

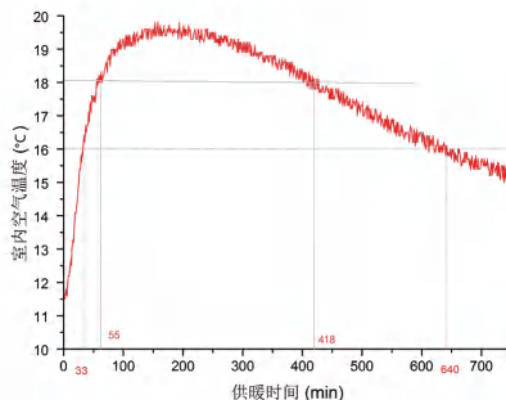


图 8 相变水箱供暖室内平均温度

毛细管作为相变水箱供暖系统的末端散热设备,可以使室内温度达到室内最低供暖温度 (16℃),且用时较短,维持室内温度 16℃时间可达 607 min (约 10.12 h),维持室内温度 18℃约为 363 min (6.05 h)。另外,由于毛细管铺设于整个房间,热量自下向上传递,室内温度的横向分布较为均匀。而通过对纵向温度的测量分析可知,毛细管作为相变水箱供暖系统的末端散热设备供暖期间,室内纵向平均温差为 0.23℃,最大温差为 0.8℃,室内温度的纵向分布也较为均匀。

综上所述,毛细管作为相变水箱供暖系统的末

端散热设备既可保证室内维持较高温度,又能使室内温度分布均匀,满足人体热舒适性。因此,太阳能相变蓄热供暖系统中,相变蓄热水箱与毛细管匹配更具有优势。

4 结论

本章在太阳能相变蓄热供暖系统的运行过程中,通过对相变水箱和普通水箱供暖的实测对比以及对不同末端散热装置用于太阳能相变蓄热供暖系统的匹配性研究,可以得出以下结论:

(1) 采用暖气片作为末端散热设备时,热量损失在管路中而不能有效地输送到房间内,因此不能满足铸铁暖气片的供水温度要求,室内温度难以达到采暖温度要求。因此,当采用相变水箱作为热源进行供暖时,不宜采用铸铁暖气片作为末端散热设备进行供暖。

(2) 采用暖风机作为末端散热设备时,室内空气可达到较高温度,能够满足采暖温度要求。但是室内空气温度在纵向和横向分布不均,影响人体热舒适性。因此,暖风机结合相变水箱不适用于对舒适度要求高的场所,但可以用于对舒适度要求较低的厂房,车间等。

(3) 采用毛细管作为末端散热设备时,室内维持较高温度且室内温度分布均匀,满足人体热舒适性。因此,相变蓄热水箱与毛细管匹配更具有优势。

参考文献:

- [1] Fath H E S. Heat exchanger performance for latent heat thermal energy storage system[J]. Energy Conversion and Management, 1991, 31(2):149-155.
- [2] Nagano K, Ogawa K, Mochida T, et al. Performance of heat charge/discharge of magnesium nitrate hex hydrate and magnesium chloride hex hydrate mixture to a single vertical tube for a latent heat storage system[J]. Applied Thermal Engineering, 2004, 24(2):209-220.
- [3] Bansal NK, Buddhi D. Performance equations of a collector cum storage system using phase change materials. Solar Energy, 48(3):185-194.
- [4] 李慧星, 曹焱洪, 冯国会, 张然, 黄凯良. 应用于空气源热泵系统的相变水箱数值模拟[J]. 储能科学与技术, 2016, 5(01):101-105.
- [5] 汪玺. 相变储能水箱的设计及其运行特性的实验研究[D]. 西南交通大学, 2013.
- [6] 相变蓄能水箱在不同热源蓄热工况下的蓄热性能实验研究

(上接 52 页)

模型均适用于集热器夜间散热,均能够准确地反映真空管集热器内的自然对流散热问题。两种模型比较而言,基于BA模型的计算结果与实验值更为近似,但是基于VPT模型的管内液体温度分布更为均匀一致。结合目前两种模型在类似问题中的使用情况以及模型的合理性和精确性,建议采用基于VPT模型进行模拟分析。

参考文献

- [1] Arturo Alfaro-Ayala J, Martinez-Rodriguez G, Picon-Nunez M, et al. Numerical study of a low temperature water-in-glass evacuated tube solar collector [J]. Energy Conversion and Management, 2015, 94: 472-481.
- [2] Shah L J, Furbo S. Theoretical flow investigations of an all glass

evacuated tubular collector [J]. Solar Energy, 2007, 81(6): 822-828.

- [3] Bakic V V, Zivkovic G S, Pezo M L. Numerical simulation of the air flow around the arrays of solar collectors [J]. Thermal Science, 2011, 15(2): 457-465.
- [4] Mazarron F R, Javier Porras-Prieto C, Luis Garcia J, et al. Feasibility of active solar water heating systems with evacuated tube collector at different operational water temperatures [J]. Energy Conversion and Management, 2016, 113: 16-26.
- [5] Liu H, Zhang S, Jiang Y, et al. Feasibility study on a novel freeze protection strategy for solar heating systems in severely cold areas [J]. Solar Energy, 2015, 112: 144-153.
- [6] 刘慧芳, 张时聪, 姜益强, 等. 严寒地区太阳能热利用系统防冻实验研究 [J]. 暖通空调, 2014, 44(4): 27-31.

严寒及寒冷地区住宅建筑室内双污染源辨识研究

沈阳建筑大学市政与环境工程学院 于水 张国娟 于知田 冯国会

摘 要: 严寒及寒冷地区冬季住宅建筑室内空气污染严重,从源头控制污染物的散发是治理室内空气质量最有效的方式。本文通过理论分析、数值模拟和计算仿真的方法对室内存在两个污染源的情况进行辨识研究。提出了 Pearson 相关系数用于污染源的辨识,探究室内不同的进风速度对污染源辨识的影响,共设置了四种不同的进风速度进行模拟分析,通过室内传感器 β 来监测室内污染物浓度的非稳态变化。通过对四种工况下双污染源的辨识结果可知,传感器 β 辨识得分率达到最高所用时间随着室内进风速度的减少而变短,辨识结果较好,辨识得分率均达到了 90% 以上。

关键词: 双污染源辨识; Pearson 相关系数; 传感器 β ; 辨识得分率

据统计,在我国北方寒冷的冬季,大部分的人约有 90% 的时间是在室内渡过的^[1]。由于北方供暖期较长,室内长期处于密闭状态,导致室内污染物难以扩散,这就使得室内环境问题尤为严重,室内空气质量问题亟待解决。住宅建筑室内是人们生活、居住和休息的重要环境,目前研究人员将重点从关注室内空气质量的问题慢慢转向室内污染源的辨识问题,有效地监测和控制室内空气质量,掌握室内污染物传播的规律、辨识各类污染源位置来从源头上提高室内空气质量显得日益重要。

1 污染源辨识的研究现状

目前为止,用于源辨识领域的研究方法大多数都属于反问题。反问题顾名思义就是根据室内布置的传感器接收到的浓度信息再结合室内污染源的辨识方法方向重现污染源散发的历史,从而得到污染源的散发方位、散发时间、散发的浓度等信息。总结国内外有关应用反问题建模的方法辨识污染源的研究现状,归纳出求解病态反问题的四类方法,即直接求解法、概率法、优化法以及分析法^[2]。目前大部分的研究主要是关于室内但污染源的研究,很少有多污染源进行研究。2008 年张腾飞^[3]使用分析法、优化法、概率法以及直接求解法求解反问题模型,来辨识室内污染源。当污染源位置确定以后,则可利用线性比例缩放的办法,通过求解正问题来确定污染源释放的强度。2011 年蔡浩等人^[4]通过使用多

个传感器并且优化传感器的室内分布方案来快速地辨识室内污染源。2012 年 Zhiqiang (John) Zhai, Xiang Liu 等人^[5]提出了一个方法来辨识室内持续释放的单一污染源。这个研究形成了一整套反问题算法来可以迅速地定位已知释放时间的污染源。2014 年徐从裕等人^[6]针对气体污染源的方位辨识问题,设计了基于贝叶斯模型的污染源方位辨识的多传感器检测系统。2015 年蔡浩^[7]考虑到传感器的临界值和测量误差。提出了前向方法来辨识室内多污染源并将它应用到一个三维办公室。研究就表明这个方法是有用的。但是室内污染源多种多样,不可能单一存在,所以本文主要针对室内存在两个污染源的情况进行辨识研究。

2 Pearson 相关系数的介绍及评分标准

皮尔森 (Pearson Correlation Coefficient) 相关系数法是一种准确度量两个变量之间的关系密切程度的统计学方法^[8]。可用于衡量两个数据集合是否在同一条线上,它用来衡量定距变量间的线性关系。对于变量 x 和 y ,分别可通过实验或模拟得到两组数据,记为 (x_i, y_i) , 其中 $i=1,2,3,\dots,n$, 则关于 Pearson 相关系数的数学表达式为:

$$r = \frac{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})(y_i - \bar{y})}{\sqrt{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2 \sum_{i=1}^n (y_i - \bar{y})^2}} \quad (1)$$

式中, x_i, y_i 分别是通过模拟得到的两组数据, Pearson 相关系数是一个无量纲数,相关系数 r 的绝对值越大,相关性越强:相关系数越接近 1 或 -1,相关度越强,相关系数越接近于 0,相关度就越弱。

基金项目: 中国博士后基金 (2015M581362); 辽宁省自然科学基金 (20170540761); 沈阳建筑大学科研创新培育计划项目 (CXPY2017026); 沈阳市中青年科技创新人才计划项目 (RC170313)

2.1 Pearson 相关系数的验证

污染源的数量和方位的设置如表 1 所示。通过 Airpak 模拟计算污染物在从各个假设位置开始散发后,一段时间内的非稳态浓度场。数值计算的时间步长为 0.5s,总时长取 300s。模拟结束后,分别读

取传感器 β 位置处 300s 内的污染物浓度数据,间隔为 0.5s。其中污染源 A_1 和 A_2 散发的污染物浓度数据记作 $(i=1,2,\dots,602)$,污染源 B_1 和 B_2 散发的污染物浓度数据记作 $(i=1,2,\dots,602)$ 。

表 1 双污染源的方位设置

污染源 A1	污染源 A2	污染源 B1	污染源 B2
0.75, 0.75, 1	2.75, 0.75, 2	0.65, 0.65, 1	2.65, 0.65, 2
		1.65, 0.95, 1.2	3.65, 0.95, 2.2
		2.65, 1.15, 1.4	4.65, 1.15, 2.4
		3.65, 1.35, 1.6	5.65, 1.35, 2.6

将假设的双污染源 A_1A_2 散发的浓度记为 C_i^* ,待测的双污染源 B_1B_2 散发的浓度记为 C_i ,那么对于双污染源 A_1A_2 和双污染源 B_1B_2 ,可以将各自的浓度数据记为 (C_i^*, C_i) ($i=1,2,\dots,602$)。已知两组污染源随时间散发的浓度信息,再根据前面给出的 Pearson 相关系数的公式 (2),把双污染源 A_1A_2 与污染源 B_1B_2 的 Pearson 相关系数记作 CR,其数学表达式为:

$$CR = \frac{\sum_{i=1}^{602} (C_i^* - \bar{C}^*)(C_i - \bar{C})}{\sqrt{\sum_{i=1}^{602} (C_i^* - \bar{C}^*)^2 \sum_{i=1}^{602} (C_i - \bar{C})^2}} \quad (2)$$

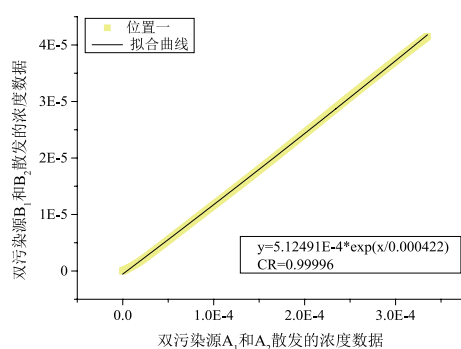


图 1 位置一下的相关系数

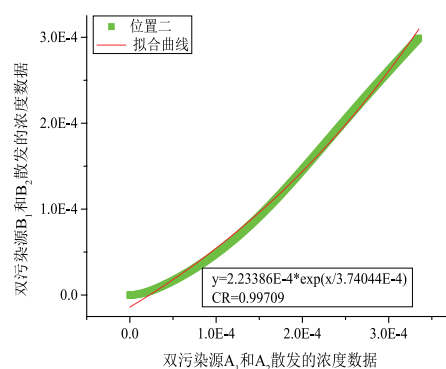


图 2 位置二下的相关系数

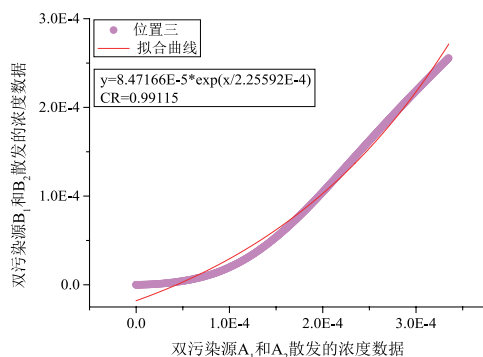


图 3 位置三下的相关系数

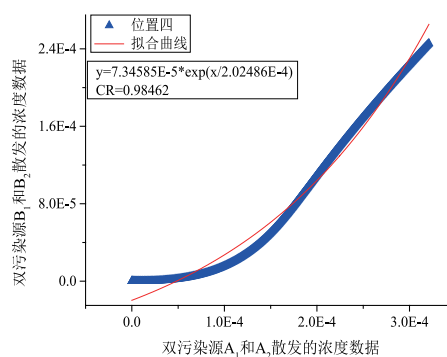


图 4 位置四下的相关系数

通过图1-图4的对比分析可以得到,随着双污染源 B_1 和 B_2 距离的变远,则双污染源 A_1 和 A_2 与双污染源 B_1 和 B_2 之间的Pearson相关系数也跟着减小。在同一个流场内,当两个污染源的位置越接近时,其散发的污染物浓度数据的相关性越高。假设室内存在两个污染源分别为 A_1 和 A_2 ,其中 A_1 的坐标为(0.75,0.75,1), A_2 的坐标为(2.75,0.75,2)。另外在房间内有双污染源 B_1 和 B_2 ,其中 B_1 的坐

标为(0.65,0.65,1), B_2 的坐标为(2.65,2.65,2),污染源的散发强度设置四种情况分别为: $S_1=0.01\text{g/s}$, $S_2=0.05\text{g/s}$, $S_3=0.1\text{g/s}$, $S_4=0.2\text{g/s}$,传感器 β 的位置坐标为(0.3,1.5,2)。得到各自工况下的污染物浓度数据,将污染源 B_1 和 B_2 通过Airpak模拟得到了数据整理后带入公式(2)求解其与双污染源 A_1 和 A_2 的Pearson相关系数CR,并绘制散点图,拟合得到其线性回归方程,如图5,图6,图7和图8所示。

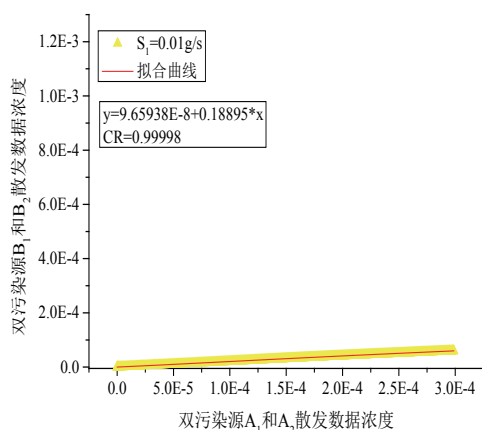


图5 源强为0.01g/s时的拟合图

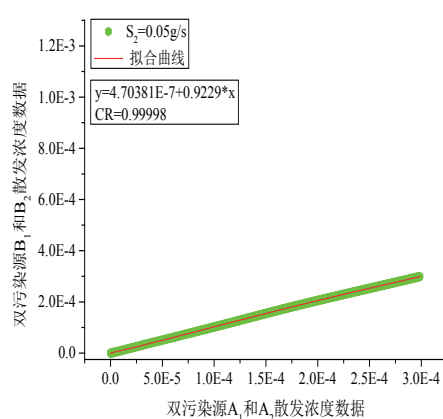


图6 源强为0.05g/s时的线性拟合图

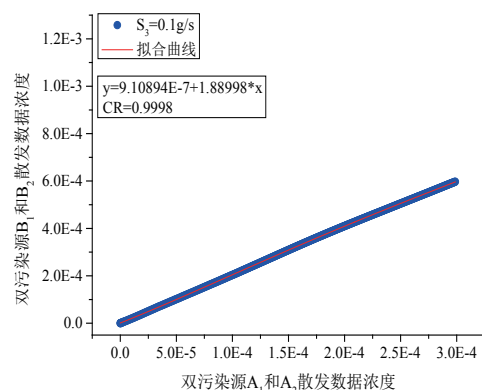


图7 源强为0.1g/s时的拟合图

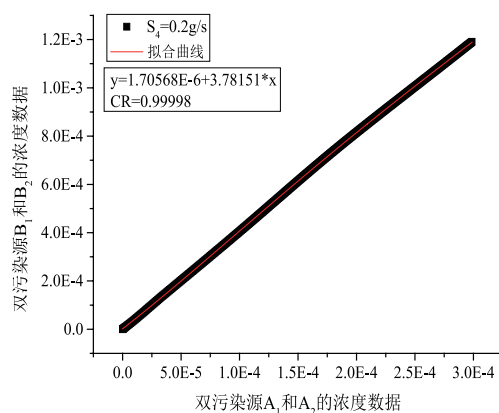


图8 源强为0.2g/s时的线性拟合图

通过图5、图6、图7和图8的对比分析可以得到,皮尔森相关系数不会随着污染源强度的改变而变化,Pearson相关系数可以用于源辨识中。从而为皮尔森相关系数法的后续应用奠定理论基础。

2.2 污染源辨识的评分标准

为了合理评价多污染源辨识的准确性,结合辨识结果的名次和皮尔森相关系数CR指标的数值大小提出了评价得分的分配方案,如表2所示。待测点污染源的共计 N 个,则 N 次辨识的总得分为 $5N$

分。如果某工况下的总得分为 M ,那么此时的得分率用 η 表示满分为 $5 \times N$ (N 代表可能潜在的多污染源数量),则辨识多污染源方法的准确率为 η :

$$\eta = \frac{M}{5 \times N} \times 100\% \quad (2)$$

应用准确率 η 作为评价指标,由于引入了模糊集合论的思想,对介于“正确”与“不正确”之间的情况,也可以给出相对定量的评价。所以,可以比较合理地反映出多污染源辨识方法的准确性。

表 2 多污染源辨识的评价标准

排名	Pearson 相关系数 (CR)	得分
1	≥ 0.9995	5
	< 0.9995	4.5
2	≥ 0.999	3
	< 0.999	2.5
3	≥ 0.999	1
	< 0.999	0.5
> 3	---	0

3 双污染源散发模型的建立和模拟工况的设置

3.1 双污染源散发模型的建立

本文建立了一个单区的污染源散发模型，设置两个污染源散发为例来辨识室内多污染源。运用 Airpak 里面的 Room 模块建立了多污染源散发模型，

用 CFD 模拟作为辅助手段检验辨识方法的准确性。在一个简单的机械通风房间中运用上文提出的多污染源辨识的方法。房间模型的长是 6m，宽 4m，高 3m，如图 9 所示。在这个区域内任意假设了屋内六个污染源的位置，分别为 A1-A6。待辨识的六个污染源位置为 B1-B6。具体的每个污染源的坐标见表 3 所示。

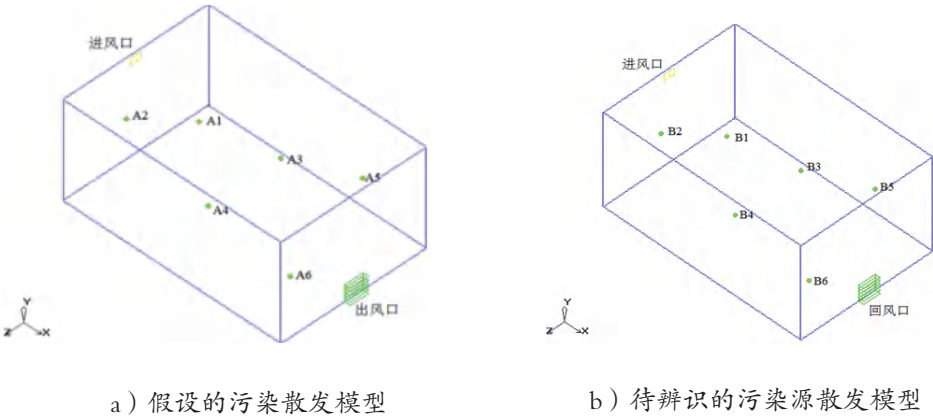


图 9 双染源辨识模型

表 3 染源的坐标位置

假设双污染源	起始坐标 (m)			结束坐标 (m)			待测双污染源	起始坐标 (m)			结束坐标 (m)		
	x	y	z	x	y	z		x	y	z	x	y	z
A ₁	0.72	0.72	0.97	0.78	0.78	1.03	B ₁	0.72	0.62	0.97	0.68	0.78	1.03
A ₂	0.72	2.22	2.97	0.78	2.28	3.03	B ₂	0.72	2.12	2.97	0.78	2.12	3.03
A ₃	2.97	1.22	0.97	3.03	1.28	1.03	B ₃	2.97	1.12	0.97	3.03	1.18	1.03
A ₄	2.97	1.22	2.97	3.03	1.28	3.03	B ₄	2.97	1.12	2.97	3.03	1.18	3.03
A ₅	5.22	2.22	0.97	5.28	2.28	1.03	B ₅	5.22	2.12	0.97	5.28	2.18	1.03
A ₆	5.22	0.72	2.97	5.28	0.78	3.03	B ₆	5.22	0.62	2.97	5.28	0.68	3.03

房间采用了机械通风形式，通风方式为室内通风常见的异侧上送下回通风，尺寸为 0.2m(Y)×0.3m(Z)，风速为 0.5m/s，送风温度为 20℃，送风污染物浓度为零，即污染物的来源仅为室内污染源。出风口尺寸为 0.5m(Y)×0.5m(Z)。房间

壁面、屋顶和地板均设为绝热，室内无热源。

3.2 模拟工况的设置

在冬季，为了满足室内的温度舒适度要求，住宅室内基本处于封闭状态。在本模型中，室内的通风方式主要是机械通风，不设置门窗。本文共设置

表 4 模拟工况设置

工况设置	出风口风速	假设的污染源散发强度	待测污染源散发强度	热源
工况一	2m/s	0.1g/s	0.01g/s	无
工况二	1.5m/s	0.1g/s	0.01g/s	无
工况三	1m/s	0.1g/s	0.01g/s	无
工况四	0.5m/s	0.1g/s	0.01g/s	无

了四种不同风速的模拟工况。最终设定的各种模拟工况如表 4 所示。四种工况主要是通过改变不同的进风速度,而多污染源的散发速率和其他条件都是保持不变,进而通过模拟结果得到不同风速对污染源辨识结果的影响,分析如下。

为了探究多污染源辨识,本节主要以辨识两个污染源为例来探究多污染源的辨识策略,如果室内散发的是双污染源的情况,可能存在两个污染源的组合总共有十五种,具体可能出现的组合情况如表 5 所示。

表 5 双污染源辨识组合

假设的双污染源的组合					待测点的双污染源的组合				
A ₁ A ₂	A ₂ A ₃	A ₃ A ₄	A ₄ A ₅	A ₅ A ₆	B ₁ B ₂	B ₂ B ₃	B ₃ B ₄	B ₄ B ₅	B ₅ B ₆
A ₁ A ₃	A ₂ A ₄	A ₃ A ₅	A ₄ A ₆	---	B ₁ B ₃	B ₂ B ₄	B ₃ B ₅	B ₄ B ₆	---
A ₁ A ₄	A ₂ A ₅	A ₃ A ₆	---	---	B ₁ B ₄	B ₂ B ₅	B ₃ B ₆	---	---
A ₁ A ₅	A ₂ A ₆	---	---	---	B ₁ B ₅	B ₂ B ₆	---	---	---
A ₁ A ₆	---	---	---	---	B ₁ B ₆	---	---	---	---

4 双污染源散在四个工况下的辨识结果

将双污染源 A_mA_n 散发的浓度记为 S_i^* , 双污染源 B_mB_n 散发的浓度记为 S_i , 那么对于双污染源 A₁A₂ 和污染源 B₁B₂, 如果将各自的浓度数据记为 (S_i^*, S_i) (i=1,2,..., 602), 根据前面给出的 Pearson 相关系数的公式 (1), 把双污染源 A₁A₂ 与污染源 B₁B₂ 的

Pearson 相关系数记作 PR, 其数学表达式为:

$$PR = \frac{\sum_{i=1}^{602} (S_i^* - \bar{S}^*) (S_i - \bar{S})}{\sqrt{\sum_{i=1}^{602} (S_i^* - \bar{S}^*)^2 \sum_{i=1}^{602} (S_i - \bar{S})^2}} \quad (3)$$

以工况一下为例, 在 0-300s 的时段内, 随着辨识时间的增加, 传感器 β 的得分率在 200s 时达到了最大, 得分率为 93.3%, 表 6 是在工况一下在 τ=200s 时的辨识结果。

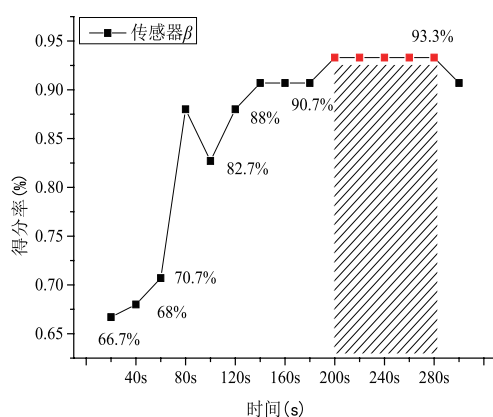
表 6 τ=200s 时的源辨识结果评价

潜在的双污染源	潜在的双污染源和临近的假设双污染源皮尔森相关系数		评价得分
	PR	排名	
B ₁ B ₂	0.9996	1	5
B ₁ B ₃	1.0000	1	5
B ₁ B ₄	1.0000	1	5
B ₁ B ₅	1.0000	1	5
B ₁ B ₆	0.9914	11	0
B ₂ B ₃	0.9999	1	5
B ₂ B ₄	1.0000	1	5
B ₂ B ₅	0.9999	1	5
B ₂ B ₆	1.0000	1	5
B ₃ B ₄	1.0000	1	5
B ₃ B ₅	1.0000	1	5
B ₃ B ₆	1.0000	1	5
B ₄ B ₅	1.0000	1	5
B ₄ B ₆	1.0000	1	5
B ₅ B ₆	1.0000	1	5
---	---	---	总得分: 70 得分率 η=93.3%

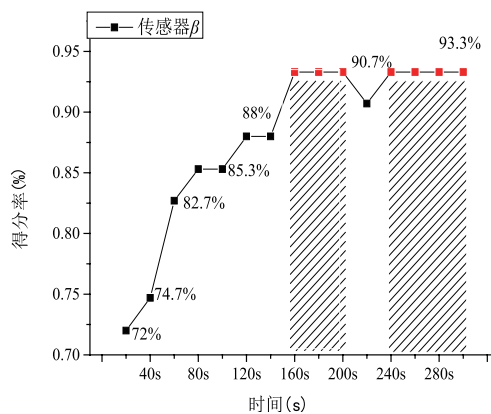
在这里值例举了 $\tau=200\text{s}$ 时的辨识结果。表 4-7 是当 $\tau=200\text{s}$ 时的双污染源散发的辨识结果, 从表中能看出在 200s 时污染源的辨识得分率达到了 93.3%, 在接下来的 220s-300s 内都保持稳定, 除了双污染源 B1B6 辨识错误外, 其余均辨识准确。取得了较好的辨识结果。另外三种工况各时段得分率就不一一例举。

图 10 是传感器 β 分别在四个工况下的辨识得分率, 为进一步了解双污染源辨识效果随时段 τ 变化的情况, 在 0 到 300s 之间每隔 20s 求解各个时段的 PR (S_i^*, S_i, τ) 相关系数指标, 并对传感器 β 辨识的结果进行评价, 得到评价结果即得分率随着时段的变化情况, 由图 a 可见。在 $\tau=20\text{s}$ 时, 得分率最低, 仅有 66.7%, 随后随着时段增加, 得分率从整体上有了快速提升, 至 $\tau=80\text{s}$ 时达到了 88%,

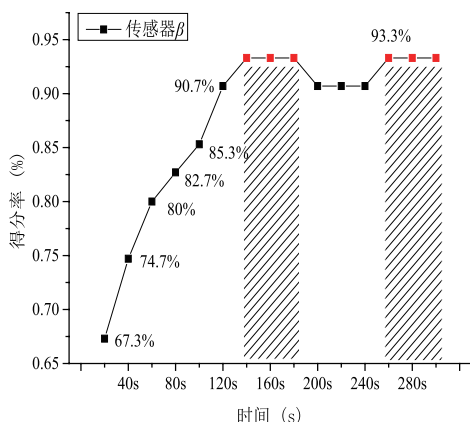
之后得分率提高较慢, 并在 $\tau=100\text{s}$ 时突然下降到 82.7%, 过了 20s 后又回升到 88%, 这可能是因为污染源散发的浓度随着风速的改变导致流场改变而改变的。到 $\tau=200\text{s}$ 时, 传感器 β 的辨识得分率达到了最高值 93.3%, 并持续到 $\tau=280\text{s}$, 用图中阴影部分表示; 200s 后平均得分率基本都保持在 93.3%, 辨识效率较为稳定, 辨识率达到了最高; 如图 b 所示, 在工况二下传感器得分率, 也是随着时间的增加而增加, 并在 $\tau=160\text{s}$ 时达到最高; 如图 c 所示, 是在工况三下传感器得分率, 在 $\tau=140\text{s}$ 时达到最高, 但是在 200s-240s 之间却有所下降, 原因同工况一相同; 如图 d 所示, 是在工况四下传感器得分率, 在 $\tau=120\text{s}$ 时达到最高。通过这四个图的对比分析可以得出, 传感器的得分率随着进风速度的减少而减少。



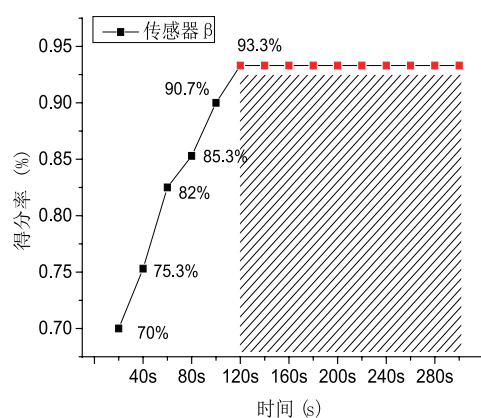
a) 工况一下的得分率



b) 工况二下的得分率



c) 工况三下的得分率



d) 工况四下的得分率

图 10 传感器 β 在四个工况下辨识得分率

5 结论

(1) 基于 Pearson 相关系数指标得到的数值可以实现对假设的多污染源与待测的多污染源之间的相关性进行判断。相关系数越接近于 1, 则相关性越高, 则判断出多污染源的位置就越准确, 本章以辨识室内双污染源为例, 得到了传感器 β 在 0–300s 内的辨识结果, 结果表明随着辨识的时间的增加, 传感器 β 辨识的得分率也在逐渐增加, 室内双污染源的最高得分率分别高达 93.3% 和 95%。

(2) 在双污染源的辨识结果中, 工况一的辨识结果中可以得出传感器 β 辨识的得分率达到最高是在 $\tau=200s$, 工况二是 $\tau=160s$, 工况三是 $\tau=140s$, 工况四是 $\tau=120s$; 能够得到随着室内进风速度的减小, 污染源辨识用时更短。

参考文献

[1] KIMYM, HARRDSR, HARRISONM, Concentrations and Sources of VOC in Urban Domestic and Public Microenvironment[J], Environmental science and Technology, 2011 35(6):997–1004

[2] 杨建荣. 送风有效性和污染物扩散特性的研究与应用[D]. 北京: 清华大学, 2004

[3] 张腾飞. 辨识室内空气污染源的反问题建模[J]. 建筑热能通风空调. 2008, 27(6):18–23

[4] Cai H., Li X., Kong L., Shao X. A theoretical method to quickly identify multiple constant contaminant sources indoors by limited number of ideal sensors [C]. Sydney: 12th Conference of International Building Performance Simulation Association. 2011: 672–679

[5] Zhiqiang (John) Zhai and Xiang Liu. Experimental verification of tracking algorithm for dynamically releasing single indoor contaminant [J]. Build Simul, 2012 5:5–14

[6] 工业废气污染源的辨识与监控方法研究 [D], 合肥: 合肥工业大学, 2014

[7] Cai H., Li X. et al. A fast model for identifying multiple indoor contaminant sources by considering sensor threshold and measurement error [J]. Building Serv. Eng. Res. Technol., 2015, 36(1):89–106

[8] 贾俊平. 统计学 [M]. 北京: 清华大学出版社, 2004

(上接 67 页)

5 研究展望

本文针对我国大部分通信机房制冷能耗的特点, 通过运用 DeST 软件, 采用数值模拟的技术方法得到通信机房所需的冷负荷以及不同换气次数对其室内温度分布的影响, 并在具体的月份得出适用于当月的最佳换气次数。通过研究发现利用自然冷源对通信机房的室内温度冷却方面有着显著的成效, 利用自然冷源制冷的应用前景将十分广阔^[4]。

参考文献

[1] 赵晓峰. 自然冷源制冷在通信机房的应用 [J]. 电信技术, 2008(8): 44–45.

[2] 杨攀, 吴俊, 侯宁, et al. 自然冷源在通信机房中的新型节能应用 [J]. 通信电源技术, 2014, 31(s1): 71–73.

[3] 许波涛, 李德龙, 袁密. 利用自然冷源为信息机房制冷的思考 [J]. 黑龙江科技信息, 2017(16).

[4] 冯元明. 利用自然冷源实现核心机房节能降耗 [C]. 中

国通信学会学术年会. 2008.

[5] 刘彬, 张少凡. 换气次数对机房利用自然冷源的影响 [J]. 通信技术, 2013(2): 106–109.

[6] 刘彬. 基站空调系统自然冷源的利用研究 [D]. 南京理工大学, 2013.

[7] Sun X, Zhang Q, Medina MA, et al. A Study on the Use of Phase Change Materials (Pcms) in Combination with a Natural Cold Source for Space Cooling in Telecommunications Base Stations (Tbss) in China [J]. Applied Energy, 2014, 117(6): 95–103.

[8] 王婷婷. 新风节能系统在通信机房中的应用分析 [D]. 中南大学, 2011.

[9] Wang J, Kang L. Practicability Analysis of Using Natural Cold Source for Cooling an Idc Plant [J]. Heating Ventilating & Air Conditioning, 2009.

[10] Zhang Q, Zhang Y, Gao P, et al. Effect of Natural Cold Source on Groundwater Source Heat Pump According to Laboratory and Field Geotechnical Thermal Physical Tests [J]. Energy & Buildings, 2014, 84: 557–566.

自然冷源在通信机房的理论模拟及分析

郑州轻工业学院 能源与动力工程学院 袁培 徐瑞聪 王谦 吕彦力

摘要: 随着全球互联网及通信规模的不断壮大,利用自然冷源来实现通信机房的降温将在一定程度上起到节约资源保护环境的作用。本文通过比较不同的利用自然冷源冷却室内温度的方法,以直引新风系统来对室内降温的方法为基本出发点,对机房内的温湿度分布进行模拟,并通过改变不同的换气次数来研究室内日均温度的变化规律,得出了最合适的换气次数。

关键词: 自然冷源;通信机房;热交换;节能

0 引言

随着我国经济水平的迅速提高,计算机以及网络技术的规模在不断扩大,致使通信机房的设备功耗在不断地增加,而对于机房的制冷方面则占据了总能耗的很大比例,通常对于通信机房的降温往往采用开启室内空调机的方法,由于通信机房构造的特殊性要求空调机一年四季都要运行,而在我国大部分地区的秋冬季温度往往比室内要求的温度要低得多,并且这种长期使用空调的方式无疑降低了空调的使用寿命,又增加了其维修以及更换内部零件的费用,既不节能成本又高,因此如何合理高效地利用自然冷源来实施对室内降温则在资源日益紧张的环境下显得越发重要。

1 研究现状

目前许多国内外学者都对这一问题进行了不同程度的研究。一些学者通过比较利用自然冷源与使用空调机的这两种不同的运行模式,分别对其经济效益、节能效益、使用寿命等角度进行了分析。赵晓峰^[1]通过对位于北京的共享机房采取将室外新风直接引入机房的方式,与之前只使用空调机组单独制冷的方式相比节省电费 44.59 万元人民币。杨攀^[2]等人通过具体实验,对位于桂林的某一通信机房采用智能换热系统,得出利用自然冷源制冷与利用空调器制冷相比,全年省下电量 91426kWh,省去电费 84112 元,并减少二氧化碳的排放量 29256kg。许波涛^[3]等人利用哈尔滨当地丰富的自然冷源为哈尔滨铁路局信息中心中的信息机房设计一套节能模

块制冷系统,成功每年为铁路局节省 581436 元。但需要指出的是,许多学者只是系统地将运用自然冷源制冷与使用空调机组制冷进行经济性分析,在此,本文将进一步通过数值模拟的方法,从直引新风冷却系统出发,研究其影响室内温度的具体因素。

2 直接引入新风技术的数值模拟

2.1 利用自然冷源降温方式的简介

通常由于通信机房构造的特殊性,对其室内的温度、湿度、灰尘粒子浓度、洁净度等室内参数都有着较为特殊和严格的要求^[4]。往往对其室内温度要求控制在 18 ~ 28℃,对室内湿度的要求在 40 ~ 70%。通常对机房的降温采取使用室内空调器的方式,目前越来越多的新型机房都采用利用自然冷源的方式或者空调器与自然冷源相结合的方式来进行降温。目前利用自然冷源的常用方式有:直接引入新风冷却系统;热回收式新风换气系统;乙二醇干冷器热交换系统以及热管技术^[1]。

2.2 通信机房构造模拟

本文采用 DeST 软件对通信机房围护结构及空调设备的耗能进行模拟计算,假定该通信机房位于郑州市对其进行数值模拟^[5]。郑州市位于东经 112° 42'-114° 13',北纬 34° 16'-34° 58',总面积 7446 平方公里。属于北温带大陆性季风气候,四季分明,夏季炎热多雨,冬季寒冷少雪。通常通信机房作为一个独立的房间位于地下室或稍微偏僻的地方,为此模拟一个面积 200m² 的通信机房其具体的围护结构的物理参数和机房内的模拟参数^[6]分别见表 2 和表 3。

DeST 软件^[6]是一种基于 AutoCAD 并将计算的

基金项目:受国家自然科学基金面上项目(51476148)资助。

表2 郑州市典型通信机房围护结构的物理参数

构件名称	材料	传热系数(W/m^2K)
外墙	20mm 水泥砂浆+240mm 重砂浆粘土砖墙+20mm 混合砂浆	2.011
屋顶	15mm 水泥砂浆+70mm 沥青混凝土+125mm 烟灰加气混凝土+20mm 石灰砂浆	1.605
外窗	普通中空玻璃	3.1

表3 郑州市通信机房室内模拟参数设定

项目	设定值
灯光热扰	$11W/m^2$
设备热扰	$600W/m^2$
人员热扰	$61W/m^2$
空调控制温度	$22\sim 25^{\circ}C$
空调控制湿度	$55\sim 65\%$

结果以表格的形式输出的模拟软件,使用起来十分方便与快捷。此软件主要以各地气象站多年实测的逐时数据为基础,其中包括室外空气温度、湿度、太阳辐射强度以及风速风向等^[7]。其中全年逐时单位面积空调冷负荷如图2所示,全年逐时单位面积加湿量如图3所示。

2.3 相关技术参数的设定

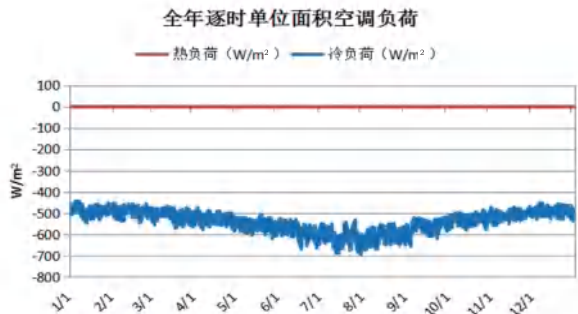


图2 通信机房全年逐时单位面积空调负荷



图3 全年逐时单位面积加湿量

郑州市典型气象年的室外干球温度的分布情况如图4所示,根据图中信息可知,郑州市一年除了6,7,8月份,其余月份的月平均干球温度都低于 $25^{\circ}C$,

其中1到3月份和11到12月份的月平均温度更是低于 $15^{\circ}C$ 。根据图5,可以发现1月份是一年当中最冷的,其室外温度均高于当日露点温度,故不会出现结露情况^[8]。

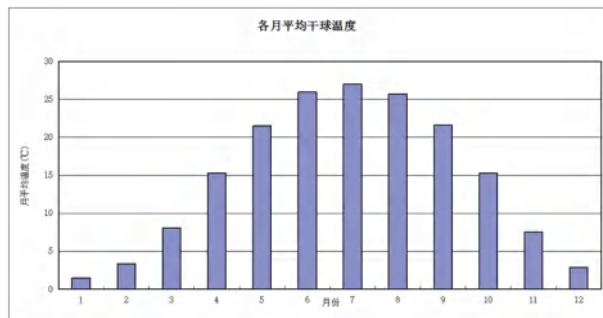


图4 郑州市月平均干球温度统计

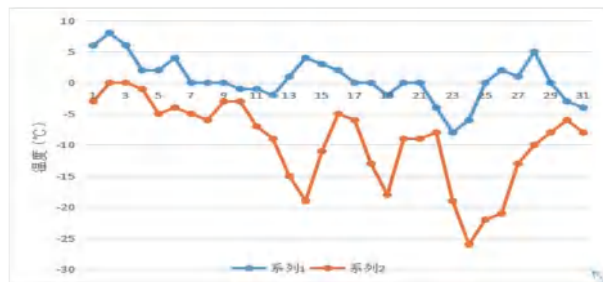


图5 郑州市典型气象年1月份平均干球温度和露点温度

模拟中,对相关技术参数设定如下:灯光热扰的平米指标为 $11W/m^2$;设备为主要热源,设备热扰的 $600W/m^2$;人员热扰为 $61W/m^2$;机房空调温度设定最高温度为 $25^{\circ}C$,最低温度为 $22^{\circ}C$,湿度范围为 $55\% \sim 65\%$ 。根据图6郑州市日平均温度,当室外

温度低于机房允许最高温度 10°C 时, 即室外温度低于 15°C 时, 采用直引新风系统的方式制冷^[9]。即从图中可知在 1 到 3 月和 10 到 12 月可以采用直引新风系统的方式。

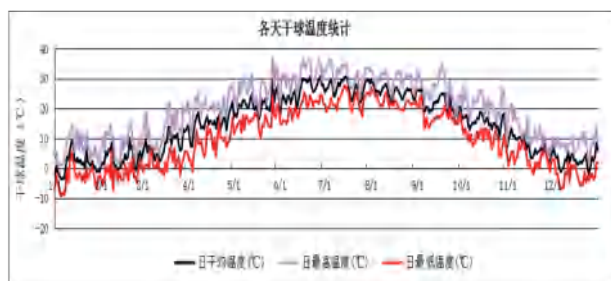


图6 郑州市日平均干球温度统计

为进一步研究不同通风换气次数对机房内温度的影响, 通过软件模拟每个小时不同的通风换气次数, 测量机房内实时温度的变化趋势。根据上图6, 当室外温度低于 15°C 时, 采用直引新风冷却系统制冷, 通过改变通风换气次数, 模拟出机房内的温度分布以及变化情况, 并根据机房的环境温度得出比较适合通风换气次数^[10]。

3 模拟结果分析

由模拟可以得到, 在只采用引入新风制冷的方式下, 十一月份一月份机房内的日均温度随通风换气次数的变化情况, 如图6和图7所示。其中图7的横坐标以11月1日为第一天, 依次往后推得到近四个月的温度变化情况。从中我们可以得出在其他条件不变的情况下, 换气次数为15次/h、20次/h、30次/h、45次/h、50次/h和100次/h下的日平均室温的变化情况, 从11月份到4月初郑州地区的通信机房可以采用新风冷却方式, 关闭机房内的空调器。

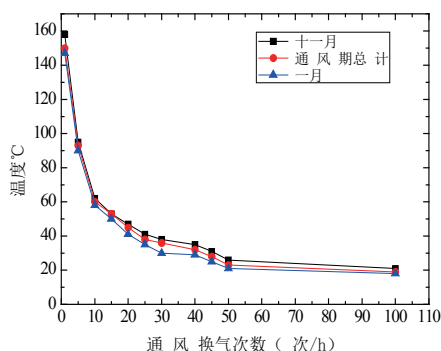


图7 11月、1月及机房平均温度随不同换气次数变化情况

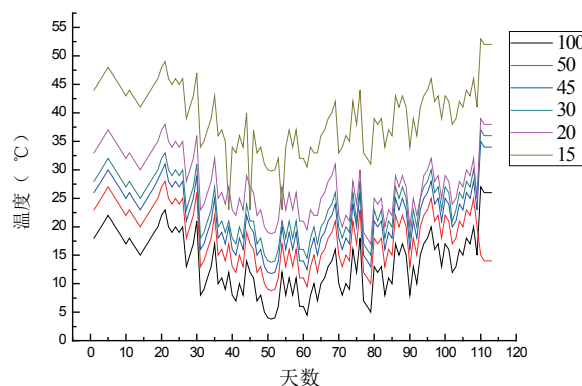


图8 不同换气次数下机房内日均温度变化

从图8可以看出, 在十一月份到四月份之间, 室内的温度会随着换气次数的减少而升高, 温度变化的幅度随着换气次数的增大而减小, 当换气次数为30次/h、45次/h时, 室内的温度变化幅度较为稳定合理。由于在十一月份到三月份之间, 郑州市的室外干球温度呈现一个先降低后升高的趋势, 可以在温度较高的月份采用45次/h, 剩下的采用30次/h。即在郑州市的11、2、3月份采用45次/h, 在12、1月份采用30次/h。当然此数据只适用于郑州市本地区, 对于不同地区会有不同的最佳通风换气次数。

4 总结

本文对运用直引新风冷却系统进行模拟, 通过运用DeST软件, 以位于郑州市的通信机房为例, 模拟了在相同条件下, 不同的通风换气次数对室内温度分布的影响, 并得出适合于郑州市的最佳通风换气次数, 结果表明:

1) 在郑州市的十一月份到四月份之间, 室内的温度会随着换气次数的减少而升高, 温度变化的幅度随着换气次数的增大而减小。

2) 在其他条件不变的情况下, 位于郑州市的通信机房在11、2、3月份可采用45次/h的通风换气次数进行室内降温, 在12、1月份采用30次/h的通风换气次数进行降温, 其余时间采用空调器制冷。

(下转 64 页)

征文通知

2021 年第二十二届全国通风技术学术年会征文通知

通风技术作为改善居住环境、工业环境及各类人工环境的重要途径，在暖通空调及其它相关技术领域得到了广泛的应用。为更好地总结和交流近年来“通风与健康”相关科研成果和实践经验，以促进暖通空调专业技术应用的发展，兹定于 2021 年 10 月在西安市召开“第二十二届全国通风技术学术年会（2021）”，欢迎从事本领域的高等院校、科研机构、设计单位、设备生产制造企业等单位的有关专家、学者、技术人员投稿并参会。现将相关事项说明如下：

一、征文范围

- ◆ 通风与空气质量
- ◆ 通风与疾病传播
- ◆ 通风与低碳、节能
- ◆ 通风相关政策、法规与标准
- ◆ 通风与健康效应
- ◆ 通风与热舒适、热环境
- ◆ 通风模拟、监测与评价技术
- ◆ 通风与健康问题多学科交叉研究

二、征文要求

1. 征文范围内或与之相关；具有先进性、科学性、实用性；论点明确、论证充分、突出重点、文责自负；
2. Word 软件录入，规格 A4，标题用 2 号宋体加粗（居中排），题目下为单位和作者署名（占一行，用 4 号楷体，居中排），正文用 5 号宋体。图表全框线、单倍行距；不超过 6000 字；
3. 请作者注明通讯地址、邮编、联系电话、电子邮箱。

三、征文方式与时间安排

请于 2021 年 8 月 10 日前将论文全文 (Word 格式) 发至 tfhvac@126.com

1. 2021 年 8 月 16 日 ~ 2021 年 8 月 31 日，论文评审；
2. 2021 年 9 月 1 日发出评审意见通知；
3. 通过审核的论文由《建筑环境与能源》杂志印刷论文集。

四、会议安排

会议时间：2021 年 10 月
会议地点：陕西省·西安市

五、会议组织与联系方式

1. 论文投稿邮箱：tfhvac@126.com
联系人：马晓钧 182 0112 2718 邵晓亮 158 1035 7818
2. 会议筹备咨询
负责人：王东青 139 0101 7552
联系人：李 炜 136 8155 5746 何远嘉 186 1178 6335

LET THE BUILDING BREATHE FREELY / 让建筑自由呼吸

McQuay
International

McQuay MAGNETIC BEARING
CENTRIFUGAL CHILLER

磁来运转 WXE

磁悬浮无油变频离心式冷水机组

磁悬浮，McQuay从推出到推陈出新

通过美国AHRI认证
采用先进磁轴承技术
稀土永磁同步电机
磁轴承喘振保护和过热度保护
内螺纹外翅片高效换热管
突然断电保护
自动在线清洗（选装）





麦融高科
MAXXOM HIGH-TECH

5G低碳&智能节能 ICT环境控制系统方案提供商

零碳追求，绿色未来



汇聚机房5GBBU集中温控 冷量：4~40kw
通信机房蒸发冷/氟泵/热管/变频空调 冷量：25~120kw

长沙麦融高科股份有限公司

服务热线：400 998 5108

公司网址：<http://www.maxxom.com.cn>

地址：长沙市岳麓西大道588号芯城科技园六栋七层



RoHS

