

建筑环境与能源

Building Environment & Energy

2021

8

月刊
总第 46 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 |

“面向‘30·60’的建筑部门双碳控制目标及技术路径研究”项目通过验收
《零碳建筑评价标准》启动
中国建研院环能科技、北京构力共同研发新一代建筑能耗与碳排放计算工具

20 | 热点聚焦 | Spotlight |

高效机房助力双碳目标

26 | 案例赏析 | Cases |

东北某数据中心冷却系统冷源方案分析
上海迪士尼乐园配套项目——酒店二空调水系统设计
“数字孪生”在集中供热系统中应用



建筑环境与能源微信公众号

降低PUE， 冷却不简单



扫码小程序
了解更多

打造可持续的数据中心冷却方式

数据中心作为“新基建”重要组成部分，在拥有数字化赋能需求的千行百业发挥着巨大能量。提高数据中心冷却方式的可持续性对于构建绿色数字化未来至关重要。冷却并不简单，使用的介质、方法或者换热设备不合适，就无法进行有效冷却，还会导致服务器过热。

在中国，阿法拉伐与政府信息与通信部门，互联网巨头、大型数据中心，有着深入广泛的合作。无论是自然冷却、热管空调、冷板，还是单相和两相浸没式液冷等最新冷却应用，阿法拉伐新一代高效可持续换热技术均可适用。超过150个中国数据中心采用了阿法拉伐高效冷却方案，有效提升运营能效，进一步降低PUE。



阿法拉伐垫片板式换热器



阿法拉伐钎焊板式换热器



应对气候变化 制冷行业环保先行

“按照《关于消耗臭氧层物质的蒙特利尔议定书》的约定，全球共同努力减少或禁止 ODS 物质使用。”据了解，《关于消耗臭氧层物质的蒙特利尔议定书》（以下简称《蒙特利尔议定书》）于 1987 年达成，旨在逐步停止生产和使用消耗臭氧层的化学品。

2016 年 10 月，《蒙特利尔议定书》缔约方达成《基加利修正案》，旨在限控温室气体氢氟碳化物（HFC）。氢氟碳化物（HFCs）是一类人工合成的强效温室气体，也是消耗臭氧层物质（ODS）的主要替代品之一，其全球变暖潜能值（GWP）是二氧化碳的几十至上万倍。它的应用广泛，涉及汽车空调、家用制冷、工商制冷等行业。

《基加利修正案》为发展中国家和发达国家分别制定了氢氟碳化物（HFCs）削减时间表，包括我国在内的第一组发展中国家应从 2024 年起将受控用途氢氟碳化物（HFCs）生产和使用冻结在基线水平，2029 年起氢氟碳化物（HFCs）生产和使用不超过基线的 90%，2035 年起不超过基线的 70%，2040 年起不超过基线的 50%，2045 年起不超过基线的 20%。

《基加利修正案》气候效益显著。根据科学评估，履行《基加利修正案》的管控要求，可使氢氟碳化物（HFCs）排放量在本世纪末降至每年 10 亿吨 CO₂ 当量以下，每年避免 56-87 亿吨 CO₂ 当量排放，最多可避免全球平均升温 0.4 摄氏度。

据了解，作为氢氟碳化物（HFCs）重要的下游产业，我国空调和制冷行业早于十多年前已经开启环境友好型制冷剂、发泡剂、清洁剂的探索性替代工作，也包括 R290 在内的低 GWP 值制冷剂。制冷和空调设备在由氢氟碳化物（HFCs）向低碳环保制冷剂替代转换的过程中，还可通过提升能效使削减的气候效益加倍。

近年来，我国不断推动环境友好替代技术的开发应用，大力发展兼顾臭氧层保护和应对气候变化，符合节能安全要求的消耗臭氧层物质替代品研发和应用，并通过产业政策、政府采购、绿色产品认证等方式鼓励和支持替代技术、产品的开发和推广。

业界专家表示，我国制冷行业已经做好了必要的积累和准备，来履行国家赋予的这一光荣使命，完全有能力高质量的推进绿色转型和产业升级，完全有能力在全球范围内引领制冷产业的绿色发展的核心，有力的支撑国家在全球环境治理事业中发挥重要影响力。



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8期(总第46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
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 |

“面向‘30•60’的建筑部门双碳控制目标及技术路径研究”项目通过验收

《零碳建筑评价标准》启动

中国建研院环能科技、北京构力共同研发新一代建筑能耗与碳排放计算工具

国家标准《近零能耗建筑技术标准》宣贯培训(浙江专场)顺利举办
中国建筑科学研究院公司任河北雄安新区勘察设计协会
绿色人居环境分会副理事长单位

09 | 行业新闻 | Industry News |

财政部 邹加怡:加大财政支持推进北方地区清洁取暖和大气减污降碳
21省出台“十四五”能源发展规划

全球环境基金“中国公共建筑能效提升项目”招标公告

2021年城镇老旧小区改造计划开工67.5%

菏泽新政-到2035年,超低能耗建筑达到100万平方米

山西-推进碳达峰碳中和工作领导小组成立

保定市被动式超低能耗建筑面积达100.6万平方米

山西省为建筑保温与外墙装饰防火设计立标准

河北-被动房产业公共服务平台项目资金申报指南印发

潍坊市加快推进农村清洁取暖工程建设

温州将推行超低能耗建筑强制性标准

吉林省住建厅召开《绿色建筑设计标准》宣贯培训会 等

13 | 企业动态 | business movement |

格力永磁同步变频离心机服务长沙县政务中心高效制冷机房

GCHV多联机组进驻新余市仙女湖人民医院

大金联手华为探索全场景智慧空气

三菱重工海尔携手中天房地产打造健康理想家

奥利凯空调为丹东饭店恢复建设项目提供助力

海尔物联多联机赋能“智慧型机场” 等

since
1909

高效数据中心 水系统控制阀门的可靠服务商

班尼戈在中国

Conex|Bänninger (班尼戈®) 品牌百年以来, 一直致力于流体控制阀门产品的研发、生产、销售、服务及系统解决方案, 为全球客户提供一致性的产品和服务; 所提供的产品和服务, 均优于当地政府对质量、环境、安全及员工所提出的标准和法规, 以实现可持续发展的目标。

Conex|Bänninger (班尼戈®) 在持续进行全球化布局, 从而拥有了流体控制领域内最为完整的产品线, 具有整体解决方案的提供能力; 持续致力于本土化, 以更优的生命周期成本服务于用户, 也使得我们拥有更强的竞争力。

Conex|Bänninger (班尼戈®) 不仅仅关注于产品本身, 更重要的是通过对项目全生命周期的管理来持续改善用户体验。一个世纪以来, 用户的信赖鼓励我们成长; 在中国, 我们坚信, 将和中国用户一起成长并努力赢得更多的信赖。



Conex | Bänninger
班尼戈 更多的信赖



浙江班尼戈流体控制有限公司

地址: 浙江省嘉兴市海盐县经济开发区棕榈路555号

电话: +86 573 89053733 传真: +86 573 89053740

网址: www.ibpchina.com



德国班尼戈

CONTENTS



“面向‘30·60’的建筑部门双碳控制目标及技术路径研究”项目通过验收



中国建研院环能科技、北京构力共同研发新一代建筑能耗与碳排放计算工具



国标《近零能耗建筑技术标准》宣贯培训



加大财政支持推进北方地区清洁取暖和大气减污降碳

18 | 国际新闻 | International News |

芬兰 Vantaa 跨季节地下水储热项目计划明年开工

英国净零排放不达标，电力行业以外无进展

IEA 预测：2021 年全球电力需求增量的一半仍需化石能源满足

供暖和制冷助力欧盟 Fit for 55

一分为二看待欧洲低碳之路

400 万英镑热泵项目助力伦敦净零排放

20 | 热点聚焦 | Spotlight |

高效机房助力双碳目标

22 | 聚焦政策 | Policy |

关于新时代推动中部地区高质量发展的意见（节选）

关于印发《北京市住建系统 2021 年生态文明建设重点工作要点》的通知

北京市住建系统 2021 年生态文明建设重点工作要点（节选）

山西省住建厅关于进一步促进房地产业平稳健康发展的通知

吉林省住建厅关于开展 2021 上半年度绿色建筑面积统计工作的通知

26 | 案例赏析 | Cases |

东北某数据中心冷却系统冷源方案分析

上海迪士尼乐园配套项目——酒店二空调水系统设计

“数字孪生”在集中供热系统中应用

39 | 技术交流 | Technical communication |

翅片类型对换热性能影响的模拟计算

基于分级负荷构建优化的空气处理流程

居住建筑通风换气状况的动态特性研究

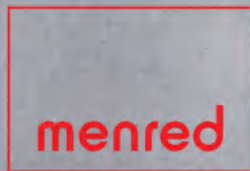
利用双层嵌管围护结构降低供热系统能耗

制冷剂管路合并位置对冷凝器换热性能影响

68 | 会议活动 | Events |

第四届“天加杯”全国暖通空调学生科技竞赛

第三届绿色高效机房系统建设与运维论坛（2021）



曼瑞德@舒适家

曼瑞德供暖系统

变频分段燃气采暖热水炉

变频燃烧 · 家庭采暖 · 生活热水



变频风机



地暖系统



3C认证



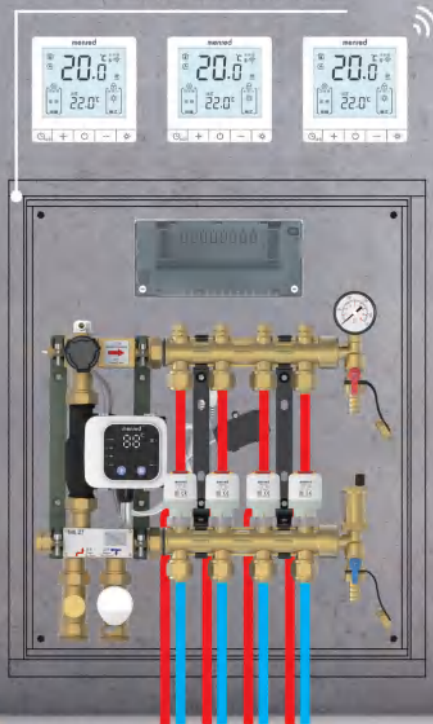
沐浴用水

变功率恒定生活热水

分段变频燃烧彻底解决
夏季生活热水过热



地暖系统解决方案



地暖专用管道



100% 进口原材料
德国克劳斯玛菲生产线
MEILE'PE-RT
三层耐热聚乙烯管

100% 德国原装进口
北欧化工原材料
MEILE'PE-Xa
五层阻氧交联聚乙烯管



WWW.MENRED.COM

荣誉见证

- 参编国家标准19项, 新风标准26项
- 绿建标准2项 暖通标准14项
- 净水标准13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38项
 - 著作权版权52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)
- *****





新闻直通车 News Express

“面向‘30·60’的建筑部门双碳控制目标及技术路径研究”项目通过验收

近日，能源基金会项目“面向‘30·60’的建筑双碳目标及技术路径研究”验收会在中国建筑科学研究院召开，住房和城乡建设部标准定额司原一级巡视员倪江波、中国建筑科学研究院专业总工、环能院徐伟院长参会，中国建筑节能协会李德英常务副会长、发改委能源所能效中心白泉主任、中国建筑标准设计研究院有限公司贺静副总建筑师、河南省建筑科学研究院栾景阳副院长、广东省建筑科学研究院周荃教授级高工、江苏省建筑科学研究院杨玥副主任7位特邀专家参会指导，能源基金会王志高主任、赵言冰主管、付颖雨经理出席会议。会议由中国建筑科学研究院张时聪研究员主持。

中国建筑科学研究院专业总工、环能院徐伟院长对与会领导和专家到来表示欢迎和感谢，介绍了中国建筑科学研究院环能院在“30·60”建筑双碳目标下开展的科研、标准工作。住房和城乡建设部标准定额司原一级巡

员倪江波表示，在“30·60”目标背景下，建筑部门要形成符合中国特色的建筑用能形态，响应中央对建筑部门提出的提升建筑节能标准、推动建筑用能电气化和低碳化、落实城市更新和乡村振兴绿色低碳发展的要求，要以建筑领域碳中和为最终目标，系统化的制定建筑减排的目标与实施路径，确定碳排放峰值区间。

在听取了项目汇报后，与会专家对建筑部门的碳排放峰值区间、实现碳达峰碳中和的技术路径、发展方向、重点工作与任务等问题进行了深入的讨论。与会专家认为项目研究全面，方法可行，研究结论对推动我国建筑部门30·60双碳目标的实现具有重要意义。



《零碳建筑评价标准》启动

近日，中国建筑节能协会团体标准《零碳建筑评价标准》启动会在中国建筑科学研究院召开。中国建筑节能协会李德英副会长、吴景山秘书长、付宇副秘书长、中国建筑科学研究院环能院于震副院长、能源基金会赵言冰主任、《零碳建筑评价标准》30位编委参加会议。中国建筑节能协会标办荣雅静工程师主持启动会。

中国建筑节能协会李德英副会长致辞，梳理了碳达峰、碳中和目标下零碳建筑研究的重要性，并介绍了相关研究、工程实践和评价标准等工作，对标准编制工作提出要求，希望标准能高



质量的完成，配合我国双碳工作，对未来协会开展评价工作起到有力支撑。能源基金会赵言冰主任介绍了国内外零碳建筑发展情况，从零碳建筑定义、碳排放与节能之间关系、可再生能源应用、电网互动等方面对零碳建筑评价标准的编制提出建议。

中国建筑科学研究院环能院于震副院长致欢迎词，对中国建筑节能协会对环能院环能科技长期工作的支持表示感谢，从标准编制的角度对零碳建筑评价标准提出要求，并祝标准编制顺利完成。中国建筑科学研究院张时聪研究员主持标准第一次工作会议，对标准的编制背景与来源、前期研究基础、标准大纲、研究内容、任务分工与进度、重点讨论问题等方面进行了介绍，随后编制组全体编委对标准章节、分工、重点研究问题等内容进行了深入讨论。《零碳建筑评价标准》将对零碳建筑的评价提供重要技术支撑。

中国建研院环能科技、北京构力共同研发新一代建筑能耗与碳排放计算工具

近日，中国建研院建科环能科技有限公司（以下简称环能科技）与中国建研院北京构力科技有限公司（以下简称北京构力）共同签署战略合作协议，共同开发新一代建筑能耗与碳排放计算工具，支撑建筑工程领域建筑能耗与碳排放的快速、准确计算，推动建筑节能标准迈向能耗与碳排放双控时代，提高建筑能效，降低建筑碳排放，助力建筑领域实现碳达峰、碳中和战略。

中国建研院副总经理尹波、北京构力董事长王翠坤、总经理马恩成、环能科技董事长徐伟、副总经理于震以及主要研发人员共10人出席了签约仪式。

签约仪式上尹波副总经理表示，环能科技和北京构力是中国建研院在行业内占据优势地位的研究机构，且具备高度互补的技术优

势，对推动建筑领域实现碳达峰和碳中和有重大意义。徐伟董事长发言称，建筑运行碳排放约占我国碳排放量的20%，建筑领域碳达峰和碳中和工作是全球应对气候变化工作的重要组成部分，更是我国实现人民美好生活向往和推动绿色生活方式的重点工作。建筑能耗和碳排放的计算核心是建筑领域实现碳达峰与碳中和战略的基础工具，更是建筑节能和减碳标准更新迭代的核心理工具，因此开发新一代建筑能耗与碳排放计算核心是国家和行业的迫切需要。王翠坤董事长发言中提到，此次北京构力与环能科技强强联合对新一代建筑能耗与碳排放计算核心的研发起到拓展作用，完善我国建筑工程软件行业助力建筑节能减碳，推动我国建筑行业的数字化转型与升级。

此次研发战略合作承担起我院对建筑节能标准体系发展和完善的责任和探索未来业务增长点需要，更是中国建筑科学研究院有限公司践行央企责任使命，推动建筑行业高质量发展的重要举措。



国家标准《近零能耗建筑技术标准》宣贯培训（浙江专场）顺利举办

2021年7月19日至20日，由中国建筑科学研究院有限公司及中国建筑节能协会超低能耗建筑分会、浙江省绿色建筑与建筑工业化行业协会主办的国家标准《近零能耗建筑技术标准》GB/T51350-2019宣贯培训会（浙江专场）在杭州举办。浙江省市县各级建设主管部门、工程技术从业者及部分外省同行近300人参加。培训会邀请了10余位国内超低能耗、近零能耗建筑领域专家，围绕中国建筑领域碳达峰碳



中和、标准条文释义、测评流程、施工质量、典型案例、政策发展等方面内容进行了深入讲解，切实助力建筑领域双碳工作有效开展。

《近零能耗建筑技术标准》主编、全国工程勘察设计大师、公司专业总工徐伟从发展背景、国际经验、碳中和路径、零碳建筑等方面介绍了中国建筑领域碳排放总量、强度、直接与间接排放关系、影响因素与展望。《近零能耗建筑技术标准》主要起草人、公司环能科技副总经理于震讲解了《近零能耗建筑技术标准》中的关键技术指标，并对各类指标的内涵、不同气候条件和建筑类型的超低、近零能耗建筑设计要点进行分析。浙江省勘察设计大师、浙江省建筑设计研究院副



院长许世文阐述了未来社区与低碳建筑。

培训会内容丰富、针对性强，对浙江及周边地区开展建筑和城区、社区节能降碳工作具有重要意义。培训会由住房和城乡建设部建筑环境与节能标准化技术委员会、浙江省建设工程造价管理总站（浙江省标准设计站）、杭州市绿色建筑与建筑节能行业协会共同协办。

中国建筑科学研究院公司任河北雄安新区勘察设计协会绿色人居环境分会副理事长单位

7月23日，河北雄安新区勘察设计协会（以下简称“雄勘协”）绿色人居环境分会暨一届一次理事会议在雄安设计中心举行，中国建筑科学研究院有限公司任雄勘协绿色人居环境分会副理事长单位。

公司建筑设计院总建筑师、设计一院院长、生态城市设计研究院副院长、绿色建筑中心主任曾宇任雄勘协绿色人居环境分会副理事长。公司建筑设计院设计一院副院长裴智超、建筑设计院设计六院院长助理宋正正等参加会议。

雄勘协绿色人居环境分会的

宗旨是专注于以人为本，开展绿色人居和建筑环境健康的研究与实践，发展以绿色、健康为核心的人居环境设计理念，推广可持续的健康生活方式。绿色人居环境分会将坚持为党和政府科学决策服务、为绿色人居环境相关企业服务、为绿色人居环境工作者服务、为推动雄安新区绿色建筑的高质量发展服务、为创造优良人居环境服务、为建设雄安绿色生态宜居新城区服务，促进京津冀绿色人居环境产业的协同发展。

未来，公司将以雄安分院为窗口，在雄安新区持续发挥自身优势，与各合作单位深耕雄安、服务新区，积极发挥公司综合技术和人才优势，为雄安新区的高质量发展作出更大贡献。



行业新闻 IndustryNews

21省出台“十四五” 能源发展规划

近期,随着各省十四五能源规划陆续出台,在“碳达峰”“碳中和”目标指引下,光伏等可再生能源新增开发规模逐渐明晰。据统计,截至目前海南、内蒙古、河北、山东、江苏、宁夏、浙江、江西、西藏、四川、黑龙江等21省已公布了十四五能源规划,其中16个省份明确了超258GW以上光伏等可再生能源新增装机目标。

在这些地区出台的规划中,“风光水火储一体化”和“源网荷储一体化”的“两个一体化”基地和分布式光伏被作为能源转型的重要发力点。“两个一体化”发展是电力行业坚持系统观念的内在要求,是实现电力系统高质量发展的客观需要,是提升可再生能源开发消纳水平和非化石能源消费比重的必然选择,对于促进我国能源转型和经济社会发展具有重要意义。截至2021年一季度,全国新增分布式光伏装机281万千瓦,占新增光伏装机容量的54.7%,占比超过集中式光伏。从后续光伏装机容量的角度看,分布式光伏具有较大的上升空间。

未来分布式光伏装机的占比将稳步增长,有望在2025年达到50%,逐渐成为未来光伏建设的主流,而我国可安装光伏建筑面积还有待开发,增长潜力巨大,在国家政策的大力支持下,分布式光伏市场或将迎来真正的爆发。

财政部 邹加怡: 加大财政支持推进北方地区 清洁取暖和大气减污降碳

7月24日,中国财政部党组成员、副部长邹加怡在全球财富管理论坛2021北京峰会上表示,绿色发展需要财政政策发挥重要作用。绿色发展的难点在于既要绿色又要发展,也就是往往会产生额外成本。财政政策的作用就在于,一方面通过税收等政策,把污染导致的负面外部成本内部化;另一方面通过财税政策支持绿色生产方式和生活方式,补偿绿色发展的额外成本。

她表示,财政部深入贯彻落实绿色发展理念,积极出台一系列财税支持政策,大力支持绿色低碳循环发展,为中国经济绿色低碳复苏创造良好环境。第一发挥税收调节作用;第二加大财政资金支持力度;第三引导金融支持绿色发展;第四建立生态保护补偿机制;第五加强绿色发展国际合作。邹加怡说,“目前距离我国实现碳达峰目标不足10年,从碳达峰到实现碳中和目标也仅



有30年,与发达国家相比,我们的时间更紧,困难更多,任务也更重。”

她表示,碳定价体系实际上是通过增加碳排放的成本来引导社会资源更多投向清洁发展,从根本上还是要靠新能源技术的突破。只有新的技术突破,才能让人类彻底退出化石能源,实现零排放。因此,金融机构应该把更多资源放在促进技术进步上,这才是财富的真正来源。支持绿色科技发展和产业转型,是财政和金融共同的责任,推动绿色复苏,需要大家携手合作、共同努力。

全球环境基金“中国公共建筑能效提升项目”招标公告

近日,根据住房和城乡建设部、联合国开发计划署、全球环境基金“中国公共建筑能效提升项目”2021年-2022年工作计划,现开展2021年第一批17个子项目招标工作。

项目简介:“中国公共建筑能效提升项目”旨在推动中国公共建筑能效水平的提升。项目分为政策制度框架研究、监测和评价机制建立、技术推广与示范、能力和意识提升四个部分,每一部分包含若干个子项目。

意向投标单位资质要求:具有独立结算能力的合法机构,在公共建筑能效提升领域有3年以上工作经验,具有在公共建筑节能政策实施、技术研究和市场融资方面的经验,熟悉国家绿色建筑和建筑能效提升的有关技术、政策和标准。项目负责人需具有高级职称或博士学位,国内8年以上建筑节能与绿色建筑领域的工作经验,参与过3个以上国内公共建筑能效提升科研或工程项目。

2021 年城镇老旧小区改造计划开工 67.5%

2021 年《政府工作报告》提出，新开工改造城镇老旧小区 5.3 万个。经汇总各地统计、上报情况，今年 1—6 月份，全国新开工改造城镇老旧小区 3.64 万个，占年度目标任务的 67.5%，较 5 月末增加了 25.1 个百分点。其中，开工进展较快

的地区：河北（100%）、辽宁（99.6%）、山东（96.9%）、上海（93.0%）、贵州（92.6%）、江苏（91.8%）；开工进展较慢的地区：天津（49.7%）、海南（40.7%）、福建（39.0%）、湖南（38.8%）、山西（26.0%）、西藏（16.7%）。

菏泽新政 – 到 2035 年，超低能耗建筑达到 100 万平米

7 月，依据《山东省绿色建筑发展专项规划编制技术导则（试行）》的相关要求，对菏泽市住房和城乡建设局组织编制的《菏泽市（中心城区）绿色建筑发展专项规划（2021—2035 年）》予以公布，目前已通过省级专家评审，公示期为一个月。



为指导和推进菏泽市（中心城区）绿色建筑、装配式建筑和超低能耗建筑的全面高质量发展，促进资源节约集约利用，改善人居环境，提升建筑品质，加快建筑业转型升级，贯彻创新、协调、绿色、开放、共享的发展理念，形成绿色低碳的生产生活方式和城市建设运营模式。

本次规划分为近期和远期，其中近期至 2025 年完成菏泽市（中心城区）超低能耗建筑建设项目累计要达到 20 万平方米，远期至 2035 年完成菏泽市（中心城区）超低能耗建筑建设项目累计要达到 100 万平方米。

保定市被动式超低能耗建筑面积达 100.6 万平方米

日前，从保定市住房和城乡建设局组织的被动式超低能耗建筑产业发展高峰论坛上获悉，目前，该市建设被动式超低能耗建筑面积达 100.6 万平方米，规模居全省第二。

据介绍，近年来，保定市先后出台提高住宅建筑节能标准实施方案、绿色建筑专项规划等多项政策，推动被动式超低能耗建筑产业高质量发展。2020 年，保

定市已超额完成省定新建被动式超低能耗建筑面积 8 万平方米、累计达到 86 万平方米的任务目标。

2021 年，该市将继续新建被动式超低能耗建筑面积 20 万平方米。该市将从供应端、需求端入手，通过创新激励政策、扩大建设规模、打开销售市场等举措，推动被动式超低能耗建筑产业实现跨越发展。

山西 – 推进碳达峰碳中和工作领导小组成立

7 月 22 日，山西省委书记、省推进碳达峰碳中和工作领导小组组长林武主持召开领导小组第一次会议并讲话。他强调，我国力争 2030 年前实现碳达峰、2060 年前实现碳中和，是以习近平同志为核心的党中央作出的重大战略决策。要深入学习贯彻习近平生态文明思想和习近平总书记关于碳达峰碳中和的重要论述，全面落实碳达峰碳中和工作领导小组第一次全体会议精神，坚持问题导向，狠抓工作落实，持续大力推进产业转型升级，深化能源革命综合改革试点，加强能耗总量和强度“双控”管理，加快绿色低碳循环发展，推动经济社会绿色转型，奋力实现碳达峰碳中和目标。

会议指出，实现碳达峰、碳中和是一场广泛而深刻的经济社会系统性变革。山西作为国家资源型经济转型综合配套改革试验区和能源革命综合改革试点省，实现碳达峰碳中和目标意义重大。实现碳达峰碳中和，是一个多维、立体、系统的工程，必须完整、准确、全面贯彻新发展理念。要抢抓构建新发展格局的历史机遇，引深能源革命综合改革试点工作，培育壮大新兴产业，做优做强传统优势产业，着力构建现代产业体系，让山西转型绿色低碳可持续。要按照国家碳达峰碳中和统一部署，紧扣目标分解任务，加强顶层设计，认真编制好我省碳达峰碳中和行动方案。

会议强调，要压实主体责任，坚持分类施策、因地制宜、上下联动，狠抓工作落实，确保党中央决策部署落地见效。要充分发挥领导小组统筹协调作用，各成员单位要按职责明确。

山西省为建筑保温与外墙装饰防火设计立标准

近日，省住建厅传来消息，为预防建筑保温与外墙装饰引起的火灾，保护群众人身和财产安全，山西日前出台并实施《建筑保温与外墙装饰防火设计指南（标准）》。山西行政区域内所有新建、扩建、改建（室内、外装修、节能改造、用途变更等）工程项目及临时建筑的建筑保温、外墙装饰的设计、消防设计文件审查、工程验收均适用此标准。建筑面积在300平方米以内、两层以下（含两层）、跨度小于6米、农民自建自住或者村集体建设用于办公室、警务室、卫生室等农村自建低层房屋，参照本

标准相关规定进行设计。

要求实施性前提：一是全面提高防火等级要求和明确严禁采用B2、B3级保温材料；二是对国家标准“设置人员密集场所的建筑，其外墙外保温材料的燃烧性能应为A级”中“人员密集场所”等9类公共建筑外墙外保温材料亦应采用A级材料，在国家标准规定特定场所及部位建筑内保温采用A级材料的基础上；三是将建筑外墙外保温系统首层防护层厚度从国家标准规定的15毫米增加至20毫米要求；四是补充了仿古建筑的外墙装饰构件燃烧性能要求。

河北—被动房产业公共服务平台项目资金申报指南印发

7月21日，河北省政府办公厅印发《关于支持被动式超低能耗建筑产业发展的若干政策》、《河北省被动式超低能耗建筑产业发展专项规划》和河北省“两会”政府工作报告“打造千亿级产业链”的要求，发挥产业发展资金导向作用，支持一批公共服务平台项目建设，推动被动式超低能耗建筑制造业加快发展，我厅研究制定了《2021年河北省被动式超低能耗建筑产业公共服务平台项目资金申报指南》。

资金支持范围为被动式超低

能耗建筑制造业提供检验检测、产品和技术宣传推广、专业培训、合作洽谈、信息服务等业务的公共服务平台建设项目。支持方式按照“先投后补”方式支持项目建设，资金为无偿补助，可用于被动式超低能耗建筑制造项目建设、产品研发和市场推广等。申请条件需项目单位在河北省注册，具有独立法人资格；项目在2020年6月以来完工或在建项目，且项目完成备案（核准）、土地审批及环评批复手续；项目固定资产实际投资500万元及以上。

温州将推行超低能耗建筑强制性标准

近日，《关于推动温州建筑业改革创新高质量发展的实施意见》（征求意见稿）公开征求意见。《意见》中提出，提升新建建筑节能设计标准，推行低能耗与超低能耗建筑强制性标准。大力推动既有建筑节能

改造，有序推进行政办公楼、政府投资工程及医疗、旅馆、商业等高能耗高碳排大型公共建筑节能改造和能效提升。加大可再生能源应用，提高新建建筑可再生能源应用力度，提升建筑垃圾综合利用水平。

潍坊市加快推进农村清洁取暖工程建设



近日，潍坊市加快推进农村清洁取暖工程建设，提高农村居民冬季取暖清洁化水平，减少大气污染物排放，有效保障和改善民生，按照潍坊市委市政府及各县、区关于《冬季清洁取暖工作实施方案》的部署要求，潍坊港华燃气有限公司全面展开“农村清洁取暖专项行动”，为潍城、昌乐、滨海、峡山等县区的广大农村地区居民建设天然气工程，让农村居民在冬季前顺利接通天然气，以“气代煤”告别烟熏火燎，确保百姓温暖过冬、安全过冬、清洁过冬。

分区包靠压实责任，本年度潍坊港华负责的清洁取暖工程共涉及188个村、3.5万户以及80余公里配套燃气管线，工程将于9月30日之前完工通气，分区包靠、分区指挥，自上而下建立日调度、周通报制度。

攻坚克难快速推进，自6月初接到任务至目前，已完成92个村现场测绘、87个村图纸设计，共有71个村进场施工，配备43支施工队伍，外线配套工程同步进行，力争按时保质保量完成农村清洁取暖工程，尽心竭力将民生实事办好，用更现代、更清洁的能源供应方式助力美丽宜居乡村建设，让鸢都天更蓝、水更清、民心更温暖。

吉林省住建厅召开《绿色建筑设计标准》宣贯培训会

为了贯彻落实吉林省《绿色建筑设计标准》，吉林省住房和城乡建设厅于7月14日至15日组织召开了吉林省《绿色建筑设计标准》宣贯培训会。

吉林省各市（州）、县市住房城乡建设主管部门绿色建筑工作负责人，全省勘察设计、审图等企业的专业技术人员共计500余人次参加了此次培训。本次培



训共分为建筑、电气、暖通三个专业，由吉林省建筑设计集团总工程师吴雪岭、衣健全、惠群三位专

家授课。培训结束后，各地专业技术人员和授课专家相互讨论，气氛热烈。

通过此次宣贯培训，使专业管理人员和技术人员明确掌握了总体要求和措施，进一步提高了全吉林省勘察设计、审图单位专业技术人员的技术水平，加强了专业管理队伍的建设，为全面普及绿色建筑打下坚实的基础。

安徽阜阳：扎实推进智慧社区试点建设

日前，安徽阜阳市政府常务会议原则通过的《阜阳市智慧社区试点建设实施方案》对阜阳市智慧社区试点建设工作作出相关部署。要求在8月底前确定6~9个市级试点社区，9月起扎实推进2个省级和6~9个市级智慧社区试点。全面总结全市智慧社区试点经验和成果后，到2023年年底建成一批智慧社区示范点。

据了解，阜阳市级智慧社区

将重点推进基础设施建设，构建以物联网智能终端设备为核心，覆盖智能楼宇、智能停车、社区安防监控、智能家居、健康医疗、个人健康与数字生活等诸多领域的基础信息网络体系；完善智慧社区治理体系，统筹社区信息化平台建设规划，提升社区治理智能化水平，深化社区网格化数字管理模式应用；构建开放的社区服务综合体，结合“数字阜阳”重点工程，对养老、就业创业、

卫生、文化、教育、气象等社区公共服务，进行个性化信息推送和智能化服务，提升社区公共服务、“平安社区”智能化水平。

阜阳市级智慧社区建设内容主要为“4+6”重点项目，即实施4个基本项目（社区建设补短板项目、智慧政务项目、智慧治理项目、智慧平安项目），探索实施6个创意项目（智慧养老、智慧医疗、智慧物业、智慧家庭、智慧协商和智慧公益）。

湖南组建绿色建造“智囊团”

湖南省住房和城乡建设厅近日印发通知明确，成立湖南省绿色建造专家委员会，为绿色建造领域重大战略与共性技术难题提供解决方案。

据了解，此次组建的绿色建造高规格“智囊团”，包括17位中国工程院院士、21位境外专家和74位国内专家。此举旨在以绿色建造试点省建设为抓手和起点，通过试点项目技术支持研究，建成若干个标志性项目，

总结形成绿色建造创新体系；通过指导和支持相关创新平台建设，形成绿色建造长效创新发展机制；引领和支撑湖南省逐步建设成为国内领先并具有国际影响力的绿色建造科技创新中心和绿色建造产业中心。

湖南省已明确长沙机场改扩建工程等9个项目为全省第一批绿色建造试点项目，明确长沙市、株洲市、湘潭市为全省第一批绿色建造试点城市。计划到2023



年年底，形成可复制推广的包括政策、管理、技术、评价、人才和市场体系在内的绿色建造创新体系，初步形成长效发展机制，为全国绿色建造工作提供“湖南样板”。

企业动态

Business movement

大金联手华为探索 全场景智慧空气

近日，大金联手华展开战略合作升级，探索技术创新与全场景智慧空气的可能性，进一步加速行业智能升级。在这一新形势下，作为全球领先的信息与通信解决方案供应商，华为拥有在通信、计算和存储三大领域的强大能力，这些前期构筑的领先优势，有助于华为将成功的技术基因应用到大金的产品和解决方案中，进一步为大金的空气产品赋能。

大金同时也拥有近百年的制造历史，以及先进的空气产品研发技术，并一直坚持“用空气创造答案”，将空气的价值持续传递给用户，此次与华为的合作旨在发挥各自强项，共享丰富的技术实践应用经验，共同打造全空间空气质量的大数据解决方案。

借助 VRV 空调系统的 IoT 技术及远程监控技术，以打破空间界限、全天候追踪冷暖、人机智能交互等创新点，实现“设备运行自动化”、“能源消耗可视化”、“管理服务精细化”的智能式服务，打造无限想象的“未来办公体验。未来，大金与华为也将有更深一步的合作展开，进一步加速全场景的智慧空气布局，共同推动行业智能化升级。

格力永磁同步变频离心机服务长沙县政务中心 高效制冷机房

近日，2台1100RT格力永磁同步变频离心机打造的高效制冷机房就成功服务于长沙县政务中心，系统实时运行能效 EER 达 5.36。

值得一提的是，该项目同时也是节能改造项目，替换了此前应用的溴化锂，并取得了良好的运行效果。得益于多年服务世界超级工程的经验和自身实力，格力中央空调为该项目提出了打造高效机房集成解决方案，从项目负荷模拟、系统流程深化设计和水力优化、设备优化选型、运行策略比较和能效模拟、智能控制及能效测量系统构建，到施工工艺的标准化、系统调试、能效验证及能效维持，每个环节进行高标准精细化考量，确保制冷机房整体能效水平达到高效制冷机房要求。

这也并非格力中央空调在高效机房板块的首次成就，此前商



业、工业、公建等行业均树立了标杆工程，服务杭州海康威视四期、江铜集团高效制冷站、重庆桃源居商业广场、五邑大学、广州地中海国际酒店、珠海英博尔新能源汽车车间、珠海迈科智能科技股份有限公司、衡阳电商中心办公楼、武汉地铁军运村站、国网安徽综合能源办公楼等项目，在绿色高效节能方面做出巨大贡献。此次服务长沙县政务中心，无疑为格力中央空调在湖南市场又树一样板工程。

GCHV 多联机组进驻新余市仙女湖人民医院

近日，GCHV 多联机组正式进驻湖南省新余市仙女湖人民医院，助力其打造绿色节能、健康舒适的环境，改善患者就医环境。

新余市仙女湖人民医院新建项目正式启动，GCHV 为该项目定制了以 Turbo 系列全直流变频多联机组为核心的个性化空气解决方案。据了解，Turbo 系列全直流变频多联机组是 GCHV 在工程领域的主销机型，可搭配多种室内机，是众多大中型公共建筑和民用建筑等暖通空调系统的

首选，能够从容应对各种环境气候。该机组搭载最新一代喷气增焓涡旋压缩机，提高整体运行效率的同时，大幅提升低温环境制热能力；采用全直流变频技术，节能效果出众；采用环保 R410A 冷媒，绿色无污染，为用户创造舒适空间的同时，成就低碳化人居未来。

未来，GCHV 还将继续助力绿色医院建设，通过产品方案的不断迭代创新，为更多客户提供一体化的系统环境解决方案。

奥利凯空调为丹东饭店 恢复建设项目提供助力

近日，奥利凯空调助力丹东饭店，为项目提供多台奥利凯低环温空气源热泵（冷水）机组和低环温空气源热泵热水机组进行冷暖及24小时生活热水服务。

奥利凯低环温空气源热泵（冷水）机组采用整机低温设计，加厚框梁结构，电气线路低温防冻护套，室外电控箱设计，通风防雪，使机组更加坚固、安全；采用喷气增焓压缩机，大幅提升低温制热能力，拓宽低温下的运行范围；采用低速大风量高效低噪风机，双路高精度电子阀，高效防冻水热交，精细匹配翅片换热器，让机组运行更加高效、稳定；采用宽气候带独特设计，经过严格的超长时间测试，无论是在48℃的炎热天气制热，还是在-26℃的严寒天气制热，均可正常运行，一年四季每天24小时源源不断的提供热水；采用获得发明专利的温湿度智能除霜技术，通过检测多变量，精确判断结霜情况，智能选择进入或退出除霜工况的最佳时机，避免化霜不尽或频繁化霜等问题；采用整机隔振设计，多重降噪处理。采用了全调速配置的风机、创新的3D低噪声扇叶，使机组噪声大大降低。

奥利凯空调围绕用户日益智能化、个性化的需求，量身定制，专业设计，为用户提供个性化服务和高品质的节能降耗产品，在众多项目中赢得了赞誉。一次服务成就多次服务，奥利凯将继续关注绿色节能建筑的发展，为其提供坚实助力。

三菱重工海尔携手中天房地产打造健康理想家

日前，三菱重工海尔与郴州中天房地产签署合作协议，双方携手共建，为石榴湾花园提供360°居住空气健康方案。三菱重工海尔是中央空调业界舒适科技的翘楚，从舒温、舒湿、舒鲜、舒洁、舒静、舒风6个维度定义了居住空气舒适方案，所提出的“六舒健康家”理念与中天房地产开发有限公司想要为业主打造的高品质健康生活理念不谋而合，双方携手务实合作。

打造舒静空间，源自日本三菱重工交通·运输领域的“静音芯”技术让三菱重工海尔中央空调成为静谧空间的塑造者。18分贝超静音运转，6级风速智能精调，无嘈杂，零干扰，营造静谧舒适的居家环境，帮助业主打造舒静栖居的理想家园；三菱重工海尔



中央空调搭载日本三菱重工宇宙·航天领域的“热源核”技术，实现超高温制冷，超低温强热，80秒快速冷暖，制冷是本分，制热是王道，无论是夏日高温制冷还是冬日低温制热都能轻松应对，一年四季，让业主们即刻享受如沐春风的舒适温度；个性需求量身定制，多样需求尽在掌握，三菱重工海尔为楼盘量身定制，做到一户一案，全面呵护，高品质的居住空气解决方案让三菱重工海尔与中天地产实现双赢。

海尔物联多联机赋能“智慧型机场”

近期获悉，海尔物联多联机赋能“智慧型机场”。青岛胶东国际机场是国家民航“十二五”规划的重点工，在“上合示范区”等国家战略的加持下，胶东国际机场倾力打造“世界一流、国内领先”的东北亚国际枢纽机场。

青岛胶东国际机场作为行业等级最高的4F级国际机场，着力打造“智慧型机场”，智能运行，智能安全，智能管理，智能服务，智能交通等五大特色。其中智慧空气，智慧物联便捷省心，采用行业领先的海尔物联多联机中央空调，运用全球首个物联多联机云服务平台，可对设备运行状态实现云端监测，远程可视，让使用更省心；还可对设备进行分区管理、状态及日程设定等，做到机组运行实时可控，一键管理；

以及故障智慧显示、预警、在线报修等，减少机组故障风险。另外，海尔物联多联机可开放接入第三方云平台以及OTA自升级，智能联动其他智慧设备，开放物联，扩展无限。

海尔物联多联机凭借着机组通电自联网、运行策略自适应、远程升级自优化以及高效节能50%等优势，还可赋能于改造、清洁、舒适、超高建筑、极限气候、共享等场景，聚焦各行业差异化需求，推出个性化专业化场景解决方案。



奥克斯：抢占技术制高点，打造发展新模式

近日获悉，奥克斯日本研发中心所在的神户市位于关西地区，是日本家电研发重镇，这里汇集了松下、大金、三菱等大批国际知名企业，具备得天独厚的硬件设施、产业配套、技术集群以及人才储备等优势。近年来，奥克斯中央空调依托日本研发中心，在技术与产品上开展中日联合研发，加强中日专家团队交流合作，进一步推动产品技术实力的跨越式发展，不断赋能奥克斯品牌的国际化特征与优势。

截止2020年底，奥克斯已拥有3个CNAS国家认证实验室，13500余项科技专利，近三年，在品质创新上累计投入超30亿元，智能化产品占比达80%。奥克斯中央空调始终坚持技术创新与产品研发，不断寻求突破，致力为消费者提供品质可靠、科技智能、健康舒适、节能环保的产品。随着日本研发中心与国内

研发团队合作日趋成熟，奥克斯中央空调在技术创新及产品研发上，不断地向国际化靠拢，向世界展现“中国制造”的实力。

与此同时，奥克斯御睿系列家用中央空调凭借制热不换向回油技术、五大专业防噪技术、安装安全无隐患设计、超一级能效、智能控制等行业领先技术，保障人居环境的品质与舒适，未来，奥克斯中央空调将继续推动产品智能化升级，不断提升智能化产品占比。沿着产业智能升级的轨迹，融入住宅、楼宇的智慧系统，持续改善人居环境。



长虹中央空调中标兴平市2021年度四期“煤改电”项目

近日，陕西省兴平市2021年冬季清洁取暖工程（煤改电）建设项目最新采购中标公示，长虹中央空调依托优质的产品品质，雄厚的企业实力，顺利中标兴平市2021年度冬季清洁取暖改造项目（四期）一标段、二标段、三标段冬季清洁取暖设备改造项目，将为当地居民提供后续的清洁采暖服务。

早在今年4月，长虹中央空调就已经顺利中标兴平市2021年度冬季清洁取暖改造项目一期冬季清洁取暖设备改造项目，基于前期的产品质量以及安装服务到位，从而使长虹中央空调成为了陕西省兴平市煤改电清洁采暖

项目的主力军，二期、三期再到四期的中标，也是对长虹中央空调品牌实力的肯定。

为深入贯彻落实政府关于打赢大气污染防治攻坚战和推进清洁能源替代工作的安排部署，长虹中央空调积极响应国家号召和发展战略，致力于绿色清洁能源应用的推进与发展，以优异的产品性能、全新的服务体验，优秀的样板积累，在北方煤改电工作中得到了政府和用户的高度认可。未来长虹中央空调也将不断迭代更新，在高质量发展的道路上，推出更加节能、智能的新产品，为清洁取暖民生工程 and 我国低碳生态可持续发展贡献一己之力。

江森自控助力亚太区客户实现碳减排和可持续发展目标

7月28日，在上海的全球智慧、健康、可持续建筑领军企业活动上江森自控宣布，通过与亚太区客户在三个标志性项目中的合作，帮助他们达成了降低碳排放的承诺。

江森自控携手世邦魏理仕（CBRE），为渣打银行香港办公室部署了OpenBlue建筑智联（OBEM）系统——一种基于云的解决方案，用于识别和解决能源与运营效率低下的问题，实现这个试点项目每年节能7%；帮助日本玫瑰剧院通过合同能源管理模式进行节能改造，改造涵盖江森自控Metasys楼宇自控系统、空气处理机组（AHU）变频器及其检修、与变频器联动控制的二氧化碳监测系统和各种高效供暖系统。江森自控的解决方案提升了室内环境的舒适性，提高了现场设施的管理效率，包括礼堂、展厅、会议室、茶道室和练习室等。通过这次节能改造，玫瑰剧院未来将减少39%的能耗和42%的二氧化碳排放量，同时节约40%的能源成本；在北京城市副中心的应用热泵系统，助力北京城市副中心建设高效、智能、可靠的大型区域冷热能源站系统。

江森自控已经制定了自身的减排目标，并已于近期得到科学减碳倡议组织的批准。科学减碳倡议组织是一个评估企业可持续发展主张的独立组织。作为环境可持续发展承诺的一部分，江森自控的目标是在2030年前将运营排放量减少55%，为客户减少16%的排放量。江森自控的OpenBlue平台旨在优化建筑的可持续性，并最终打造一个有助于实现“健康人类、健康场所、健康地球”的环境。

LG 中央空调服务广东汕尾市第二人民医院



近日，LG 中央空调为汕尾市第二人民医院量身定制中央空调解决方案，项目采用 LG MULTI V 5 PRO 全变频多联机，该机组配

备了韩国原装进口 LG 自主品牌全直流变频高压涡旋式压缩机。

该压缩机具有高效率、低噪音等特点。压缩机轴承采用特种高分子材料聚醚醚酮（PEEK），耐高温、耐腐蚀、耐冲击、润滑性好。同时压缩机标配油位传感器，能够实时感知压缩机内部油位情况，压缩机缺油时立刻进行回油，大大增加压缩机的可靠性。

考虑到患者对静音和舒适的

需求，室内机全部采用高效率直流电机，确保室内机运行时极低的噪音。LG 风管式室内机根据连接风管的长度，其静压值可通过线控器实现线性调节，相较于档位调节，线性调节范围更广、精度更高，可以达到空调效果和静音的完美平衡。未来，LG 将坚持创新，继续为广大客户提供稳定、高效、节能、舒适的空调产品，为建设美丽中国作出更大的贡献。

EK 的 Mars Super 系列高效满液式水冷螺杆机组公布上市

近日获悉，EK 的 Mars Super 系列高效满液式水冷螺杆机组公布上市，Mars Super 系列——高效满液式水冷螺杆机组设计精髓，汇集 EK 空调半个多世纪的潜心设计冷水机组的系统匹配和制造的科技成果，采用 EK 高效半封闭低噪单螺杆压缩机、R134a 环保制冷剂和高效率满液式蒸发技术，辅以 EK 尖端的 AI 微电脑控制技术于一身，全系列 COP 国家一级能效标准设计，是一款集中体现 EK “低碳节能、EK 先行”节能环保的品牌理念的空调产品。适用于高档酒店、写字楼、学校、医院和工厂企业等众多大中型公共建筑和

民用建筑中央空调系统。

Mars Super 系列——高效满液式水冷螺杆机组主要技术特点具有对称均衡压缩技术；满液式蒸发技术，高效更可靠；全新设计换热管排布方式；配以高效内外强化换热高效铜管；用专业的电脑仿真设计软件来设计分析蒸发器的换热性能；实现制冷剂蒸发温度与冷冻介质出口温度差值始终保持在 1℃ 左右；有效降低制冷剂的充注量。高效冷凝技术，内置油分，高效低噪，回油稳定，内外双重强化换热铜管，特设冷媒导流板，强化过冷装置，有效改善 COP；领先的油路控制技术，多级油分回油系统，多重保护油



路系统安全运行；冷凝器内置油分离器，多级过滤分油；冷凝器油分回油、蒸发器引射回油和压缩机吸气回油三重回油。AI 智能控制技术，智能更便捷，EK-CLOUD 云平台控制技术，预警系统，预知机组运行状态，提前预防故障，进行实时远程在线监测，利用大数据计算对机组运行进行合理管理，保证其始终运行在最节能状态，降低能耗。

格瑞德集团驰援柬埔寨方舱医院

近日，格瑞德柬埔寨代理承接了位于柬埔寨首都金边奥林匹克城的柬埔寨方舱医院改造项目，因项目要求急需 175 套空调设备，柬埔寨代理商向总部请求支援。

为应对柬埔寨日益恶化的疫情防控形势，彰显格瑞德集团的责任与担当，同时也为了树立良

好的企业形象，格事不宜迟，得到消息后，格瑞德集团国贸人仅仅只用了 12 天就圆满完成任务。

最终，经过一周的运输，装载着格瑞德产品的集装箱顺利抵达柬埔寨项目现场。当地的格瑞德柬埔寨员工加班加点进行安装，确保工程保质保量、准时完

工！通过本次行动，彰显了新时期格瑞德人敢于担当，无私奉献的优良品质，同时，在中国的疫情防控取得阶段性胜利、全球疫情防控形势依然严峻的情况下，相信格瑞德集团将继续为促进世界经济共商共建、共享共赢发挥应有的积极作用。

艾默生 Plantweb Optics 数据湖助力制造商简化数据管理



近日，艾默生宣布推出一款企业级数据管理软件解决方案 Plantweb Optics 数据湖，帮助制造商降低数据复杂性，可充分利用一个或多个生产现场的运营数据，提升企业整体盈利能力。

新一代数据管理解决方案可以通过本地或云技术大规模安全地识别、收集和赋能来自不同数据源的数据。如今，这些有价值的运营数据通常以不同的存储格式存放在工厂内多个地方，这对工厂的数字化转型计划构成阻碍。如果能够有效地规范化这些数据，企业即可建立一个可以为各种数字化解决方案服务的健全的数据库。

艾默生 Plantweb Optics 数据湖运行于各种云计算平台上，利用这

些大数据使企业能够进行各种提高可靠性和可持续性的操作，包括基于机器学习的高级分析、KPI 与看板、数据双胞胎技术以及其他应用程序。数据湖软件打通了 OT 和 IT 数据的壁垒，无缝整合来自一个或多个工厂设备、系统、协议的数据以及基于旧系统的运营数据，将这些数据存储在云空间并且确认能够正确使用。

艾默生自动化解决方案首席技术官 Peter Zomio：“在世界各地，制造厂旧系统的大量数据已经存放了十多年，它们一般相互独立，没有办法有效地使用以改进运营绩效。在不影响生产的前提下整合不同系统的信息，是非常复杂而困难的。我们的软件让用户安全地集中管理运营数据，轻松扩展数据并提炼对企业级运营有用的重要信息。”

作为艾默生屡获殊荣的 Plantweb 技术、软件和服务数字生态系统的一部分，Plantweb Optics 数据湖适用于流程、混合和离散制造业，

麦克维尔与“豫”同舟 全力做好客户空调设备及机房保障

近期，受持续极端强降雨影响，全国部分省市已进入汛期，各地暴雨频发，多地遭受洪涝灾害影响。河南郑州等城市由于遭遇罕见持续强降雨，发生严重内涝，一些河流出现超警水位，房屋被淹、群众被困，部分铁路停运、航班取消，造成重大人员伤亡和财产损失。目前，各地防汛工作依然十分严峻，据预测，未来几天强降水还会持续。

麦克维尔所在地销售分支机构服务团队已紧急启动救援应对工作，第一时间响应客户的救助和维修需求，配合业主方全力保障空调设备安全运转和快速维修服务；此外麦克维尔制造工厂服务部门已启动紧急维修突击队计划，随时待命，到达重灾区进行抢救和维修工作，全力满足用户的求助。

对于机房进水导致设备过水的情况，特做如下提醒：在确认电器绝缘安全及安全保护装置有效前，请勿直接送电，避免人身安全及设备受到损伤；设备中运动部件因浸水受到不同程度的腐蚀或混入杂质，在清理完成前，禁止运动部件的工作，避免进一步的磨损和其它未知风险；如设备已投保，请致电相关的保险公司报案；如遇设备过水，请致电麦克维尔当地服务热线。



美的暖通与楼宇服务清华大学附属中学晋江校区

近日，美的暖通与楼宇福建中心传来捷报，成功中标清华大学附属中学晋江校区项目，将为该项目提供 MDVS 多联机组 70 套、小多联 53 套、直膨机 8 套，总制冷量 4900kW，用最美温度守护莘莘学子。

教育关乎家庭的未来以及国家的未来，舒适的室内温度是高效学习的保障。福建地处我国南部区域，夏季漫长且炎热难当，更加凸显出中央空调系统对于校园的重要性。本着对在校师生负责的态度，校方负责人对中央空调品牌及产品严格筛选，不仅要品质稳定可靠，更要高效节能，

最终美的暖通与楼宇提供的系统解决方案脱颖而出。

美的 MDVS 全直流变频智能多联机拥有“4+1”的强大技术优势，“4”即为超高能效、超低温制热、行业最大组合容量、智能清洁与 GPRS 定位，“1”为跨界灵感的精美外观。MDVS 系列 IPLV 远超国家一级能效标准，全面领衔多联机领域，能够在 -30℃超低温环境下稳定运行，为全国各地的院校提供了智能化、多样化及人性化中央空调系统方案，拥有丰富的院校服务经验，结合项目实际情况，及时提供专业的系统解决方案。

国际资讯 International News

英国净零排放不达标， 电力行业以外无进展

近日据 CarbonBrief 网站报道，英国气候变化委员会（CCC）发表研究报告指出英国政府仍未出台足够的政策来实现其气候目标。在这份近 500 页的研究中，CCC 的专家阐明了英国政府的净零排放和气候适应目标与现实之间的差距。在 21 个关键脱碳领域中，只有 4 个有足够的高雄心，只有 2 个有足够高的减排措施。

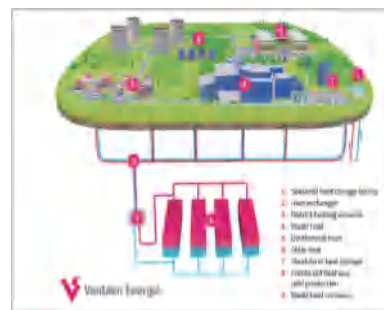
随着英国准备在格拉斯哥主办 COP26 峰会，英国政府在实现净零排放目标的总体计划的滞后可能损害其信誉，并使其气候目标遥不可及。英国目前排放量比 1990 年的水平（英国气候目标的基准线）降低了近 50%，但实现净零排放的道路还远远没有完成一半。到目前为止，大部分减排来自电力行业，2009 年至 2019 年电力行业的排放量下降了 65%。CCC 的报告指出，如果电力部门以外的领域脱碳不能取得进展，那么英国政府的第六个碳预算案将面临巨大的失败，到目前为止实施的政策到 2035 年最多只能削减第六个碳预算所要求的五分之一。

CCC 的报告指出，2020 年英国碳排放量创纪录的下降，是由新冠疫情的限制措施造成的，并不代表结构性变化，对英国过去和未来应对气候变化的贡献几乎没有影响。但是，改变人们行为的“有限窗口”还是存在的，例如，通过投资适当的基础设施，维持步行和骑自行车的上升势头。

芬兰 Vantaa 跨季节地下水储热项目计划明年开工

近日，据外媒消息，芬兰城市能源公司 Vantaa Energy（万塔能源）正在规划于当地建设一座储热容量 90WCh 的跨季节储热系统，该系统将有效利用可再生能源和余热，在地下洞穴建设水储热系统并将水加热至 140℃ 进行存储，项目预计将于明年秋季正式开工建设。

万塔能源地下储热项目（VECTES）将利用地下约 60 米的基岩洞穴进行储能，地下储热库主要将由四个主洞室组成，每个洞室容量约 22 万立方米，总容量约 100 万立方米。根据 Vantaa Energy 公司发布的项目概述文件，将水深入地下空间存储旨在利用地下水的自然压力阻止蒸发，即使在高于沸点的温度下也是如此。该项目的目标是用相当于芬兰一个中等规模城镇年耗热量的储能系统取代天然气供暖。如此，夏季的余热便可以储存起来，并在冬季利用太阳能、风能、地热能以及建筑物的余热



▲ VECTES 蓄热储能项目示意图

来提供热源。该项目开发和规划工作从今年夏天开始，明年秋天开始动工，预计将在 2026 年上线运营。

Vantaa Energy 公司的目标是到 2030 年实现碳中和，中期目标是到 2026 年逐步淘汰化石燃料。万塔能源地下储热项目有助于降低冬季用能的峰值负荷，被认为是实现以上目标的最重要的一步，Vantaa Energy 公司表示，将在 2022 年结束煤炭的使用，这将比芬兰的能源政策目标提前 7 年实现。

IEA 预测：2021 年全球电力需求增量的一半 仍需化石能源满足

近日，国际能源署最新发布的电力市场报告预测全球电力需求在 2020 年下降约 1% 后，随着全球经济从 Covid-19 大流行的影响中复苏，2021 年和 2022 年全球电力需求将分别增长近 5% 和 4%。

但是，可再生能源预计只能满足 2021 年和 2022 年全球需求增长的一半左右；化石燃料的发电将在 2021 年和 2022 年分别满足 45% 和 40% 的电力需求增量。燃煤发电量将在 2020 年下

降 4.6% 后，2021 年增长近 5%，2022 年再增长 3%。因此，燃煤发电量将在 2021 年超过疫情大流行前的水平，并在 2022 年达到历史最高水平。相应地，全球电力行业的二氧化碳排放量 2021 年将增长 3.5%，2022 年将增长 2.5%。

总体而言，化石燃料在发电方面仍占主导地位。2020 年煤炭占全球发电量的 34%，而天然气占 25%；可再生能源和核能合计占 37% 的份额。

供暖和制冷助力欧盟 Fit for 55

近日，欧洲能源和环境合作组织呼吁提高能源效率指令和可再生能源指令的目标，并优先淘汰供暖和制冷领域的化石燃料。在欧盟委员会的 Fit-for-55 一揽子计划之前的一份立场文件中，EPEE 提出了在 2050 年前欧盟朝着气候中立的方向发展对供暖和制冷的建议。

欧洲能源和环境合作组织表示他们相信 Fit-for-55 一揽子计划提供了一个“独特的机会”，可以进一步扩大供热和制冷行业的能源效益和可再生能源贡献。它坚持认为，一项旨在提高能源效率的政策和从化石能源供热向可再生能源的转变是取得成功的必要条件。欧洲能源和环境合作组

织在一份声明中说：“欧盟政策必须制定一个强有力的、雄心勃勃的目标框架，使气候目标和供热脱碳保持一致。”为此，机构强烈建议增加能效指令和可再生能源指令中的主题和支持目标，并使其具有约束力，同时应在所有相关立法中优先考虑逐步淘汰供暖和制冷用化石燃料。”

欧洲能源和环境合作组织还呼吁通过价格和税收来支持脱碳工作“碳定价可以支持这一工作，但必须与监管措施共同努力，”该组织说 EPEE 建议，碳定价带来的额外收入用于克服障碍，以便部署高效和可再生的供热和制冷解决方案，特别是针对贫困家庭。”



400 万英镑热泵项目助力伦敦净零排放

英国电力供应商 E.ON 已经开始了一项耗资 400 万英镑的项目，在伦敦街道下面安装英国最大的零碳供热和制冷系统之一。安装在伦敦平方英里中心的花旗能源中心的热泵将从地球的自然温暖中汲取热量，同时回收发电产生的废热。这些能量可以储存在首都以下 200 米的三个钻孔中，为建筑物提供零碳供热和制冷。

该项目将为整个金融区的客

户提供 4MW 的额外供热能力和 2.8MW 的新增制冷能力。这项新技术补充了既有热电联产发电机，该发电机已经能产生相当于 11000 多个家庭所需的电力和暖气。新的热泵和钻孔解决方案预计将减少 50% 与供暖和制冷有关的碳排放，并将有助于改善当地空气质量，减少氮氧化物的排放。该项目是伦敦市为实现净零排放目标方案的一部分，并为伦敦的气候应急计划做出了贡献。

一分为二看待欧洲低碳之路

近年来，欧洲的低碳发展路径备受瞩目。欧洲委员会 2019 年发布的《欧洲绿色新政》提出，到 2030 年实现温室气体排放比 1990 年水平减少 50%-55%，2050 年实现温室气体净零排放且经济发展与资源消耗脱钩。在加速能源转型、实现低碳发展的努力中，欧洲和中国具有同向的目标。在绿色发展战略上，欧盟的做法具有重要参考价值。

身为中国工程院院士的刘吉臻，同时担任着新能源电力系统国家重点实验室主任、国家重点基础研究发展计划 (973 计划) 首席科学家等多项重要职务。他认为，欧洲在推动能源绿色转型中，其理念和部署，都走在世界前列。例如，欧洲可再生能源比例的提升、高比例可再生能源的消纳、欧洲电网的互联互通以及欧洲电力市场的建立，都值得中国深入研究和借鉴，但仍应客观看待欧洲低碳之路。刘吉臻举例说明，过去几年，德国可再生能源占比大幅提高，但背后是电价的急剧飙升。对此，岳光溪院士也认为，应该一分为二理性看待欧洲低碳之路。

作为洁净煤技术领域的专家，岳光溪表示，欧洲国家在推动绿色建筑发展，倡导节能减排方面特别值得中国学习，其超低能耗建筑的发展有效缓解了环境压力。但基于国情差异性和资源禀赋特殊性，中国仍应坚持中国特色的能源转型道路。“中国人要客观、理性地看待问题，不能跟着国际上的声音人云亦云。在碳排放的问题上，控制碳排放尺度等方面，应实事求是，以科学眼光去看待。”岳光溪说。

热点
聚焦

Spotlight

高效机房助力双碳目标

我国力争2030年前实现“碳达峰”，2060年前实现“碳中和”是中央经济工作会议确定的2021年八项重点任务之一，是“十四五”实现我国碳排放达峰的关键期，也是推动经济高质量发展和生态环境质量持续改善的攻坚期，作为暖通行业领域，该如何顺应新的发展形势要求，积极带动行业节能减排，为建设资源节约型、环境友好型社会做出重要贡献，是整个行业未来的奋进目标。而暖通空调作为公共建筑的耗能大户，毫无疑问将在碳中和工作中扮演重要的角色。在实现碳中和目标的过程中，节能、环保已经成为暖通空调行业发展的必经之路。中国建筑科学研究院建筑环境与能源研究院院长徐伟表示：“建筑碳中和对暖通空调行业的影响是多方面的，最直观的表现四点：系统节能

向低碳、零碳暖通空调系统转变，空调设备能效将大幅更快速度提升，建筑对制冷设备能效的要求分容量不分形式，制冷机房要从单机约束变为机房系统能效。”因此，提升制冷机房能效对建筑节能具有重要意义，打造高效制冷机房也是满足国家发改委等七部委联合发布《绿色高效制冷行动方案》的文件要求。

政策引导

近几年间，国家相继出台高效节能减排、绿色转型升级、能耗指标要求等相关文件，其中有：

（1）国务院常务会议决定关于推动工程建设项目全流程在线审批，积极探索对需要许可证的行业实行“一证准营”、跨地通用，加快工程建设速度；（2）国务院发布《关于加快建立健全绿色

低碳循环发展经济体系的指导意见》，加大政府绿色采购力度；

（3）国家发改委、住建部、教育部、工信部、人民银行、国管局、银保监会等七部门发布《关于印发绿色建筑创建行动方案的通知》，到2022年城镇新建绿色建筑面积占比达70%，星级绿色建筑持续增加，既有建筑能效水平不断提高；（4）国家发展改革委修订五类产品能源效率实施规则；（5）生态环境部发布《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》，推动绿色转型和高质量发展，将碳排放影响评价纳入环境影响评价体系；（6）国管局会同中直管理局制定了《中央和国家机关能源资源消耗定额》，《定额》指标类型涵盖中央和国家机关主要用能评价指标和重点用能部位等系列文件。

标准规范

通过对目前已有的制冷机房、空调系统、机房设备相关的设计标准汇总和梳理,发现涵盖制冷机房设备和系统方面的相关标准在进一步的完善和细化:(1)美国ASHRAE Guideline 22-2012 Instrumentation for monitoring central chilled-water plant efficiency 标准,将制冷机房系统的全年平均能效比分为4档,其对应的能效水平分别是 $\leq 0.7\text{kW/ton}$ ($\text{COP} \geq 5.02$)、 $0.7 \sim 0.85\text{kW/ton}$ (COP 为 $4.14 \sim 5.02$)、 $0.85 \sim 1.0\text{kW/ton}$ (COP 为 $3.52 \sim 4.14$)、 $\geq 1.0\text{kW/ton}$ ($\text{COP} < 3.52$);新加坡国家标准 SS 591:2013 Code of practice for long term measurement of central chilled water system energy efficiency 标准中规定,对水冷式集中空调制冷机房,制冷机房系统效率为供冷量和制冷机、冷冻水泵、冷却水泵及冷却塔的用电量之和的比值。该标准并未对制冷机房的具体效率做出要求。(2)我国《整体式机电一体化空调冷冻站》标准中更准确的衡量冷冻站的能效;在编的《高效制冷机房能效评价规范》明确了空调制冷机房高效等级。(3)产品标准的《机电一体化装配式空调冷冻站》、《离心式制冷机组完好要求和检查评定方法》、《螺杆式冷水机组完好要求和检查评定方法》、《冷水机组能效限定值及能效等级》、《水泵系统运行能效评估

技术规范》等可在高效机房设计、选型和评价时可以参考。当然,高效机房的重点是系统运行高效,这对系统和设备提出更高要求、对监控系统(如BMS控制)提出更高要求、对设计中的新技术(如BIM)提出新的应用要求,这都是涉及高效机房全过程应用后续需要重点深入研究的部分。

多方协作

制冷机房的能效水平不是制冷主机这一单品,还包括末端、水泵、冷却塔、控制等相关的附件辅材,在制冷机房的全生命周期从前期设计、管网布局、系统运行控制以及长期运行数据监测等,这都关系到空调系统的整体优化。值得关注的是,除了传统主机制造企业对于高效节能的技术升级与应用以及相关产品的制造外,还包括各配件的企业也都纷纷投入精力用于解决方案的升级和优化,越来越多应用高效机房技术的建筑开始运转,也有越来越多的企业分享着自身在高效机房方案上的成功经验。值得庆幸的是,作为空调系统中的耗能大户,越来越多的主机制造企业正牵头担起了积极推动产业发展的重任,调动资源助力绿色建筑打造和高效机房的转型升级,现已有实现了制冷机房一体化设计、建造、运行管控全过程的智慧高效集成制冷机房亮相行业和市场。未来,高效机房的升级之路,绝不是某

一方的成功,而是全盘的把控和协同合作的最终成果。

机房提效

机房提效项目应结合建筑功能特点、地域气候、能耗特征、负荷强度、逐时冷量需求等条件及全年负荷变化规律差异,通过数据统计、能耗分析来确定节能途径的切入点;通过精确计算主机负荷,优化循环温差及水力平衡管网;根据能耗需求适配机组台数及容量;通过全年运行的仿真模拟,以系统整体节能的原则对方案进行比选及择优;在提高机房效率的多技术适用同时运用BIM技术的无人值守和BMS控制全程优化;此外,生产企业可进一步研发针对不同应用场景和需求的空调主机、水泵、换热器、阀门等高效设备,更进一步推进制冷业制造到智造的层级提升。

结合上述分析,2021年暖通空调行业将面临着前所未有的机遇和挑战,希望所有从事高效机房事业的设计院、设备厂商、运维公司能够以系统集成、机房高效运行为核心,即重视主机产品的单品高效能,又要兼顾系统运行的综合COP。可以说,打造高效制冷机房、实现制冷机房的高效运行,是实现我国节能减排的必经之路,也是制冷空调行业为践行生态文明,实现我国碳达峰、碳中和做出的应有贡献。

本刊编辑 崔艳梅



中共中央 国务院发布《关于新时代推动中部地区高质量发展的意见》（节选）

促进中部地区崛起战略实施以来，特别是党的十八大以来，在以习近平同志为核心的党中央坚强领导下，中部地区经济社会发展取得重大成就，粮食生产基地、能源原材料基地、现代装备制造及高技术产业基地和综合交通运输枢纽地位更加巩固，经济总量占全国的比重进一步提高，科教实力显著增强，基础设施明显改善，社会事业全面发展，在国家经济社会发展中发挥了重要支撑作用。同时，中部地区发展不平衡不充分问题依然突出，内陆开放水平有待提高，制造业创新能力有待增强，生态绿色发展格局有待巩固，公共服务保障特别是应对公共卫生等重大突发事件能力有待提升。受新冠肺炎疫情等影响，中部地区特别是湖北省经济高质量发展和民生改善需要作出更大努力。顺应新时代新要求，为推动中部地区高质量发展，现提出如下意见。

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，坚持稳中求进工作总基调，立足新发展阶段，贯彻新发展理念，构建新发展格局，坚持统筹发展和安全，以推动高质量发展为主题，以深化供给侧结构性改革为主线，以改革创新为根本动力，以满足人民日益增长的美好生活需要为根本目的，充分发挥中部地区承东启西、连南接北的区位优势 and 资源要素丰富、市场潜力巨大、文化底蕴深厚等比较优势，着力构建以先进制造业为支撑的现代产业体系，着力增强城乡区域发展协调性，着力建设绿色发展的美丽中部，着力推动内陆高水平开放，着力提升基本公共服务保障水平，着力改革完善体制机制，推动中部地区加快崛起，在全面建设社会主义现代化国家新征程中作出更大贡献。

（二）主要目标。到2025年，中部地区质量变革、效率变革、动力变革取得突破性进展，投入产出效益大幅提高，综合实力、内生动力和竞争力进一步增强。创新能力建设取得明显成效，科创产业融合发展体系基本建立，全社会研发经费投入占地区生产总值比重达到全国平均水平。常住人口城镇化率年均提高1个百分点以上，分工合理、优势互补、各具特色的协调发展格局基本形成，城乡区域发展

协调性进一步增强。绿色发展深入推进，单位地区生产总值能耗降幅达到全国平均水平，单位地区生产总值二氧化碳排放进一步降低，资源节约型、环境友好型发展方式普遍建立。开放水平再上新台阶，内陆开放型经济新体制基本形成。共享发展达到新水平，居民人均可支配收入与经济增长基本同步，统筹应对公共卫生等重大突发事件能力显著提高，人民群众获得感、幸福感、安全感明显增强。

到2035年，中部地区现代化经济体系基本建成，产业整体迈向中高端，城乡区域协调发展达到较高水平，绿色低碳生产生活方式基本形成，开放型经济体制机制更加完善，人民生活更加幸福安康，基本实现社会主义现代化，共同富裕取得更为明显的实质性进展。

二、坚持创新发展，构建以先进制造业为支撑的现代产业体系（节选）

（三）做大做强先进制造业。统筹规划引导中部地区产业集群（基地）发展，在长江沿线建设中国（武汉）光谷、中国（合肥）声谷，在京广沿线建设郑州电子信息、长株潭装备制造产业集群，在京九沿线建设南昌、吉安电子信息产业集群，在大湛沿线建设太原新材料、洛阳装备制造产业集群。建设智能制造、新材料、新能源汽车、电子信息等产业基地。（节选）

（四）积极承接制造业转移。推进皖江城市带、晋陕豫黄河金三角、湖北荆州、赣南、湘南湘西承接产业转移示范区和皖北承接产业转移集聚区建设，积极承接新兴产业转移，重点承接产业链关键环节。（节选）

（五）提高关键领域自主创新能力。主动融入新一轮科技和产业革命，提高关键领域自主创新能力，以科技创新引领产业发展，将长板进一步拉长，不断缩小与东部地区尖端技术差距，加快数字化、网络化、智能化技术在各领域的应用。加快合肥综合性国家科学中心建设，探索国家实验室建设运行模式，推动重大科技基础设施集群化发展，开展关键共性技术、前沿引领技术攻关。选择武汉等有条件城市布局一批重大科技基础设施。（节选）

（六）推动先进制造业和现代服务业深度融合。依托产业集群（基地）建设一批工业设计中心和工

业互联网平台，推动大数据、物联网、人工智能等新一代信息技术在制造业领域的应用创新，大力发展研发设计、金融服务、检验检测等现代服务业，积极发展服务型制造业，打造数字经济新优势。（节选）

三、坚持协调发展，增强城乡区域发展协同性（节选）

（七）主动融入区域重大战略。（略）

（八）促进城乡融合发展。（略）

（九）推进城市品质提升。实施城市更新行动，推进城市生态修复、功能完善工程，合理确定城市规模、人口密度，优化城市布局，推动城市基础设施体系化网络化建设，推进基于数字化的新型基础设施建设。加快补齐市政基础设施和公共服务设施短板，系统化全域化推进海绵城市建设，增强城市防洪排涝功能。推动地级及以上城市加快建立生活垃圾分类投放、分类收集、分类运输、分类处理系统。建设完整居住社区，开展城市居住社区建设补短板行动。加强建筑设计管理，优化城市空间和建筑布局，塑造城市时代特色风貌。（节选）

（十）加快农业农村现代化。（略）

（十一）推动省际协作和交界地区协同发展。（略）

四、坚持绿色发展，打造人与自然和谐共生的美丽中部

（十二）共同构筑生态安全屏障。（略）

（十三）加强生态环境共保联治。深入打好污染防治攻坚战，强化全民共治、源头防治，落实生态保护补偿和生态环境损害赔偿制度，共同解决区域环境突出问题。以城市群、都市圈为重点，协同开展大气污染联防联控，推进重点行业大气污染深度治理。（节选）

（十四）加快形成绿色生产生活方式。加大园区循环化改造力度，推进资源循环利用基地建设，支持新建一批循环经济示范城市、示范园区。支持开展低碳城市试点，积极推进近零碳排放示范工程，开展节约型机关和绿色家庭、绿色学校、绿色社区、绿色建筑等创建行动，鼓励绿色消费和绿色出行，促进产业绿色转型发展，提升生态碳汇能力。因地制宜发展绿色小水电、分布式光伏发电，支持山西煤层气、鄂西页岩气开发转化，加快农村能源服务体系建设和完善。进一步完善和落实资源有偿使用制度，依托规范的公共资源和产权交易平台开展排污权、用能权、用水权、碳排放权市场化交易。按照国家统一部署，扎实做好碳达峰、碳中和各项工作。健全有利于节约用水的价格机制，完善促进节能环保的电价机制。（节选）

五、坚持开放发展，形成内陆高水平开放新体制（略）

六、坚持共享发展，提升公共服务保障水平（略）

七、完善促进中部地区高质量发展政策措施（略）

八、认真抓好组织实施（略）

北京市住房和城乡建设委员会关于印发《北京市住建系统 2021 年生态文明建设工作要点》的通知（节选）

京建发〔2021〕229 号

各有关单位：

为贯彻落实《中共北京市委生态文明建设委员会 2021 年工作要点》相关工作部署，市住房城乡建设委按照各项任务要求制定了《北京市住建系统 2021 年生态文明建设工作要点》，现印发给你们，请认真贯彻落实。特此通知。

北京市住房和城乡建设委员会

2021 年 7 月 19 日

北京市住建系统 2021 年生态文明建设工作要点（节选）

2021 年是“十四五”规划的开局之年，是我国现代化建设进程中具有特殊重要性的一年。在市委市政府的领导下，全市住建系统坚持以习近平新时代中国特色社会主义思想为指导，深入贯彻习近平生态文明思想和习近平总书记对北京重要讲话精神，坚持新发展理念，深入实施绿色北京战略，让青山绿水蓝天成为大国首都底色开好局、起好步。

一、总体要求

深入贯彻落实《中共北京市委生态文明建设委员会 2021 年工作要点》相关任务要求，深入实施《北京市深入打好污染防治攻坚战 2021 年行动计划》，坚持方向不变、力度不减，延伸深度、拓展广度，力争全市生态环境质量继续改善。

二、工作任务

（一）市住房城乡建设委牵头任务

1. 开展 VOCs 治理专项行动。（略）
2. 严格按照《北京市人民政府关于划定禁止使用高排放非道路移动机械区域的通告》（京政发〔2019〕10 号）有关规定，在限制区域内禁止使用高排放非道路移动机械。（略）

3. 进一步提升扬尘精细化管理水平。（略）

4. 减少施工现场噪声污染。（略）

5. 二氧化碳排放控制专项行动

统筹推进建筑领域温室气体排放控制，2021 年完成《北京市民用建筑节能减碳工作方案》。

6. 强化建筑节能降耗

（1）推进既有居住建筑节能改造。一是按照“基层组织、居民申请、社会参与、政府支持”的方式，组织各区积极开展 2021 年既有居住建筑节能改造工作，对节能效果未达到民用建筑节能标准 50% 的既有城镇居住建筑进行节能改造。二是开展新建建筑与既有居住建筑节能专项检查工作，新建居住建筑严格落实《居住建筑节能设计标准》（DB11/891-2020）。三是积极推进超低能耗建筑示范项目建设，定期跟踪超低能耗示范项目建设进度，推进管理办法修订工作，积极跟进地方标准制定工作。

（2）强化建筑节能执法监管。一是继续组织开展夏冬两季公共建筑室内温度控制专项执法检查。二是依据严格按照《北京市民用建筑节能管理办法》（市政府令第 256 号）相关规定，对存在违法违规行为的企业及个人依法严肃查处。

（3）稳步推进装配式建筑，发布“十四五”时期装配式建筑指导意见，进一步完善装配式建筑技术标准体系和评级体系。继续做好装配式建筑财政奖励项目相关工作，持续加强宣传引导，提高社会认知度。

（4）积极发展绿色建筑。发布京津冀协同标准《绿色建筑评价标准》和地方标准《既有工业建筑民用化绿色改造评价标准》，并组织开展标准宣贯工作。修订北京市绿色建筑标识管理实施细则，开展绿色建筑标识管理和奖励评审工作，稳步提升绿色建筑标识数量。推动重点区域和重大项目实施高标准绿色建筑建设，做好技术支持与服务。

7. 做好百项节水标准修订工作。（略）

8. 全面实施《绿色生活创建行动总体方案》。深入开展节约型机关创建行动，宣传推广简约适度、绿色低碳、文明健康的生活理念和生活方式，建立完善绿色生活的相关政策和管理制度，促进绿色发展。（节选）

9. 促进绿色消费。对 15 类节能减排商品，实施政府补贴政策。畅通绿色产品销售渠道，推广高效智慧家庭节能、节水器具、绿色建材和环保装修材料；在政府投资和政府采购领域严格实施绿色采购制度。

10. 推动重点领域地方立法。推动《北京市民用建筑绿色发展条例》立法工作，2021 年完成立法调研工作并完成立法调研报告。

（二）市住房城乡建设委配合任务（略）

三、工作要求

（一）各处室单位要把思想和行动统一到市委市政府的决策部署上来，以高度的政治责任感、使命感，发扬“钉钉子”的精神，自觉对标对表，采取有力措施，扎实推进各项重点任务。

（二）各处室单位要按照污染防治攻坚战信息报送工作机制，明确责任人，根据工作职责，安排专人定期收集汇总相关工作进展情况，于 7 月、10 月和 2022 年 1 月的 3 日前（遇节假日顺延），将重点任务季度工作开展情况报送施工安全处。施工安全处将按照上级部门工作要求，汇总整理后进行上报。

（三）各处室单位要及时收集整理生态文明建设重要信息，总结实践经验做法，及时向施工安全处反馈。施工安全处将统一汇总整理后报送市委生态文明建设委员会。

山西省住房和城乡建设厅关于进一步促进全省房地产业 平稳健康发展的通知（节选）

晋建房字〔2021〕103号

各市住房和城乡建设局、城市管理局、住房公积金管理中心，太原市房产管理局、大同市规划自然资源局：

为进一步优化房地产业营商环境，推动房地产业平稳健康发展，提出如下措施，请认真贯彻执行。

一、提高房地产项目新出让土地的配套标准。（略）

二、加强商品房预售资金监管。（略）

三、优化公积金贷款保证。（略）

四、探索公积金统筹使用方式。（略）

五、加强公积金贷款部门协作。（略）

六、推动建设项目绿色高质量发展。鼓励和支持房地产开发企业开发建设全装修、智能化、节能低碳的绿色建筑示范项目，对开发建设星级绿色建筑项目的企业在信用等级评价中予以加分。超限高层建筑原则上应达到绿色建筑三星要求，但对城中村改造、解决历史遗留问题的项目，可根据项目实际情况，依企业申请适当降低绿色建筑星级标准。

七、落实装配式建筑容积分补政策。《山西省人民政府办公厅关于大力发展装配式建筑的实施意见》（晋政办发〔2017〕62号）明确规定，对主动采取装配式建造的住宅项目，在办理规划审批手续时，项目预制外墙可不计入建筑面积，但不超过装配式住宅 ± 0.00 以上地面计容建筑面积的3%。各市住建部门要指导房地产开发企业申请享受装配式建筑计容优惠政策，调动房地产开发企业推广装配式建筑的积极性。

八、提高消防设计审查效率。（略）

九、对建筑工地实施差别化监管。（略）

十、优化项目竣工验收程序。（略）

各市主管部门要加强协作，并根据本地实际，进一步细化工作举措，确保以上措施落实落地。实施过程中遇到的问题，请及时向我厅反映。

山西省住房和城乡建设厅
2021年7月5日

吉林省住房和城乡建设厅关于开展2021上半年度全省 绿色建筑面积统计工作的通知（节选）

吉建函〔2021〕722号

各市（州）建委（住房和城乡建设局），长白山管委会住房和城乡建设局，各县（市）住房和城乡建设局：

为全面了解掌握各地2021年度上半年绿色建筑工作情况，按照绿色建筑统计工作部署，要求各地开展绿色建筑建设情况自查、统计。具体事项如下：

一、工作要求

（一）全面推广绿色建筑。自2021年5月1日起，吉林省城镇范围内的新立项及未通过施工图审查的民用建筑项目全面执行吉林省工程建设地方标准《绿色建筑设计标准》（DB22/T5055-2021），实现城镇新建民用建筑执行绿色建筑标准的全覆盖。新建政府投资或以政府投资为主的公共建筑、社会投资建筑面积2万平方米及以上的单体公共建筑，应按照一星级及以上绿色建筑标准设计建造。

（二）提高重视程度。各地要高度重视绿色建

筑统计工作，指派专人负责统计工作。绿色建筑统计数据将直接计入省统计局的全省统计报表，有关总结及数据信息将作为国务院环保督查、省政府能效消费总量和强度“双控”考核、控制温室气体排放责任目标考核等工作的依据。

（三）报送要求。各地要在完成自查基础上，填写《2021年度上半年绿色建筑建设情况统计表》（见附件），并于8月1日前正式行文报送吉林省住建厅建筑节能科技处。

二、联系方式（略）

附件：2021年度上半年市（县）绿色建筑建设情况统计表（略）

吉林省住房和城乡建设厅
2021年7月12日

东北某数据中心冷却系统冷源方案分析

中国建筑东北设计研究院有限公司 侯鸿章 霍航 李文利 吴一凡

摘要：数据中心具有高能耗、全年运行的特殊性。以某数据中心为例，通过对大型数据中心冷却需求的特点及对可利用的冷却方式进行分析，提出了冷却系统方案的选用原则，结合当地地域条件确定数据中心冷却系统冷源方案。总结出在数据中心建设和运营过程节省能量消耗、减少碳排放的重要途径。

关键词：数据中心能源利用率（PUE）；自然冷却；换热；冷水机组；水源热泵机组；干冷器

一、引言

随着计算、数据存储和通信技术需求的快速增长，数据中心建设数量和规模呈现出了上升趋势。由于数据中心连续高热量的冷却需求，如何节省能量消耗、减少碳排放是数据中心建设过程中需要考虑的一个课题。

国际绿色网络组织 TGG (The Green Grid) 于 2007 年提出的能源利用率 PUE (Power Usage Effectiveness) 概念，即数据中心消耗的所有能源与 IT 负载使用的能源之比，可作为评价数据中心能源效率的参考指标。一般常规数据中心其能耗（以现阶段数据中心多数 PUE=2.0 的为例），由 IT 设备能

源消耗、UPS 转化能耗、冷却系统能耗、照明系统和新风系统的能耗以及弱电系统能耗等五部分组成，冷却系统的能耗在 PUE 中冷却能耗的因子约占 0.60 的比率（见图 1、图 2）。

下面结合东北沈阳地区某数据中心冷却系统冷源方案选择实例进行具体分析。

二、项目概况

本工程项目为沈阳市某数据中心的冷却系统冷源工程，冷源工程用于该数据中心 3 个数据机房及附属设备的冷却。

3 个数据机房分别为：设置 90 个高密度刀片式服务器机柜（功率密度为 30 kW/机柜）的超算中心机房（机房面积 380 m²）1 个、设置 112 个高密度刀片式服务器机柜（功率密度为 7 kW/机柜）的云计算模块机房（机房面积 340 m²）2 个。机房的末端冷却设备均采用与高功率密度机柜结合为一体的水冷列间机房专用空调，空调采用调速风机、同时在机柜间设置封闭冷通道以节约能源。

建设方根据规划的最初、最终功率要求，提供数据机房（主机房及配套机房）总冷负荷为 4150KW，机房全年连续冷却。

三、数据中心冷却方式分析

1. 可利用的地域资源

沈阳地区室外气象资料如下：年平均温度为 8.4℃，供暖室外计算温度为 -16.9℃，日平均温度 ≤ 5℃ 的天数为 152 日。全年室外月平均气温见图 3。

根据《水资源勘测报告》，当地水文地质情况如下：建筑物周边场地以河流冲积阶地地貌为主，地形较平坦，地下水类型为第四系孔隙潜水，含水

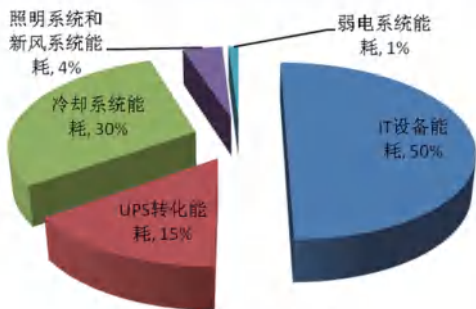


图 1 数据中心各部分能耗分布



图 2 一般数据中心各部分 PUE 因子分布

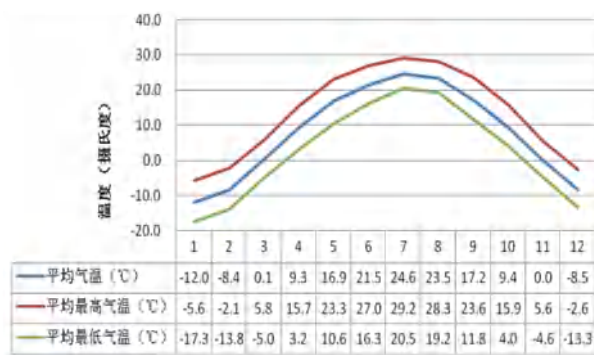


图3 沈阳地区月平均气温图表

层为砂砾石层，水量较丰富，水质较好，地下水的水温为 10.5℃；按群井布置方案考虑的单井出水量为 150 ~ 160 (m³/h) / 口，单井回灌量为 50 ~ 60 (m³/h) / 口。目前利用地热能资源暂无收费政策。

2. 数据中心冷却系统的特点分析

数据中心的 IT 设备等发热量大且要求全年连续运行，因此对于能适合其使用的冷却系统，要求设备管路系统的耐用性、可靠性很高。如图 4，可以看出数据中心冷却系统与常规空调制冷系统在 5 年、10 年、15 年，系统工作时间的对比，这也说明了数据中心在冷却方面高能耗的特点。

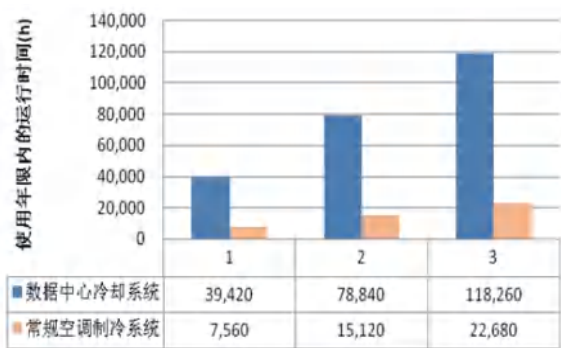


图4 数据中心冷却系统与常规空调制冷系统运行工作时间对比（5 年、10 年、15 年）

数据机房内的现代服务器和网络设备在温度范围 10 ~ 35℃、相对湿度范围 20% ~ 80% 之间都可以正常运行。对于设置冷通道封闭的数据机房温度可适当提高，美国采暖制冷与空调工程师学会（ASHRAE）的机房冷通道温度范围，已经从 2004 年的 20 ~ 25℃ 提高到 18 ~ 27℃。

小型数据机房冷却系统大多采用制冷剂循环、直接电动压缩、膨胀式制冷的风冷精密空调系统形式。由于此制冷方式能效比相对较低、服务半径有限，大型数据中心冷却系统已很少采用。以水循环、

冷水机组制冷的系统形式（以下简称“水循环制冷系统”），因能效较高、服务半径大而被广泛采用。对于采用制冷机制冷的冷却系统，当空调系统的送风和回风温度提高 1℃ 时，空调系统节电约 2.5%，空调系统的制冷能力提高约 5%。

免费冷却技术则是全部或部分利用自然界的免费冷源进行制冷，从而减少制冷机的能耗。对于利用免费冷却技术供冷的自然冷却系统，提高机房冷却水供、回水温度可以大幅度提高自然冷却的使用时间。

经与建设方和机柜供应商技术沟通，机房冷却水供、回水温度可以从设定的 11.5 / 16.5℃ 提高到 15 / 20℃，以节省能耗。

比较国内外高效节能的绿色冷却方式，选择采用水冷式制冷系统的冷却方式和利用免费冷却技术的自然冷却方式，是降低 PUE 最有效的措施。

3. 数据中心可采用的冷却方式

结合本工程区域可利用资源的特点，数据中心冷却方式考虑采用水循环制冷系统的机房冷却、利用地下水换热的自然冷却和利用室外空气换热的自然冷却三种冷却方式。

（1）采用水冷式制冷系统的机房冷却方式

目前在大型数据中心的水循环制冷系统的机房冷却方式中，基本上都采用的水冷式冷水机组的制冷系统，它相比风冷式冷水机组的制冷系统，节能 20% 左右。

采用水循环制冷系统的冷却主要是采用由冷却塔、冷却水循环泵、冷水机组、冷水循环泵组成的制冷系统进行制冷供冷。

当室外气温低于 5℃ 时，可以考虑采用冷却塔直接冷却后，经板式换热器换热为机房冷却提供冷量。考虑到当室外空气小于 0℃ 时的防冻，冷却水系统需采用乙二醇溶液做为载冷剂、采用闭式冷却塔、水-水换热器换热进行冷量输送。

（2）利用地下水换热的自然冷却方式

利用地下水换热的自然冷却主要是利用地下水潜水泵、水-水换热器、冷水循环泵组成的制冷系统进行换热供冷。

对于换热温差为 2℃ 的冷却系统，当地下水取水温度高于 13℃ 时，直接换热冷却已无法满足机房冷却的需求，此时可以考虑采用水源热泵机组制冷为数据机房供冷。

（3）利用室外空气换热的自然冷却方式

利用室外空气换热的自然冷却主要是冬季可直接利用干冷器、冷水循环泵组成的制冷系统进行换热供冷。考虑到当室外空气小于 0℃ 时的防冻，冷

却供冷系统需采用乙二醇溶液做为载冷剂、采用闭式冷却塔、水－水换热器换热进行冷量输送。

目前制冷设备制造商生产一种自然冷却风冷冷水机组，是在风冷冷水机组基础上加上自然冷却盘管回路，全年利用自然冷却风冷冷水机组、冷水循环泵组成的制冷系统进行换热、换热——压缩、压缩制冷供冷。即在冬季利用自然冷却盘管换热进行供冷；在过渡季先利用自然冷却盘管换热，然后再电动压缩制冷进行混合供冷；在夏季利用风冷冷水机组压缩制冷进行供冷。

4. 数据中心可采用的冷却方式特点分析

根据本工程数据机房总冷负荷 4150kW，机房冷却系统按每套制冷单元设备冷量 1150kW 的 4 用 1 备方案考虑，配备相应设备。根据配备设备情况对三种冷却方式进行比较分析。

按目前可使用的冷却设备，选择自然冷却风冷冷水机组供冷、水源热泵机组供冷、地下水换热供冷、干冷器换热供冷、冷水机组供冷 5 种冷却方式。5 种冷却方式在用电功率、适用范围等方面，按制冷单元 1150kW 制冷量，进行冷却方式比较表（见附表）。

表 1 不同冷却方式比较表（按每套制冷单元 1150kW 供冷量考虑）

冷却方式	自然冷却 风冷冷水机组			水源热泵机组			地下水换热		干冷器		冷水机组	
配电设备	制冷	自然 冷却	换热 水泵	机组	潜水 泵	换热 水泵	潜水泵	换热水泵	风机	换热水泵	机组	冷却水泵+ 冷却塔
用电功率	356.7	35	18.5	200	30	15	30	18.5	45	18.5	260	26
用电合计	356.7	53.5		245.0			48.5		63.5		286.0	
效率	0.95	0.93		0.90			0.80		0.90		0.93	
组合用电	375.5	57.5		272.2			60.6		70.6		307.5	
可用季节	全年			全年			全年		冬季		冬季、过渡季	
优点	冬季能效高、综合能效较高			压缩制冷效率高			自然冷却效率高		冬季自然冷却效率高		效率适中	
缺点	春秋季效率低于地下水冷却，夏季低于水源热泵和冷水机组			受地下水环境（水量）制约			受地下水环境（水量、水温）制约		只在冬季自然冷却条件下使用效率高		冬季使用需加闭式冷却塔或干冷器	

四、数据中心冷却系统解决方案

1. 选择冷却系统方案的原则

根据上述数据中心可采用的冷却方式特点、结合地域特点、注重节能和初投资，确定如下选择方案原则：

（1）耐用性原则。数据中心冷却系统为全年运行，每年运行时间是常规空调制冷系统的 5 倍左右，设备及管路系统应考虑其使用寿命，以满足数据中心的长期使用要求。

（2）可靠性原则。数据中心为全年不间断运行，配备设备应考虑冗余备机、按 N+1 配备设备；冷却系统管路应可在线维修。

（3）节能性原则。数据中心的高能耗，使节能减排必须在数据中心建设和运营全周期中得到关注。

（4）经济性原则。初投资、运行费用都是建设

和使用数据中心需全盘考虑的问题。

数据中心冷却系统的耐用性、可靠性是不同冷却系统方案均应考虑的，节能性、经济性需在建设前进行比较分析确定最优方案。

2. 可供选择的冷却系统方案

根据沈阳地区气候特点，冬季具备利用室外空气进行自然冷却的条件。根据《水资源勘测报告》经水文地质勘察部门咨询，场地满足地下水水量的需求；经政府有关部门审查批准，本项目可考虑利用地热能资源。

按照选择冷却系统方案的原则，可供选择冷却系统方案如下：

方案一：自然冷却风冷冷水机组供冷系统方案
即利用室外空气，在冬季采用自然冷却方式、在过渡季采用混合冷却、在夏季采用风冷冷水机组冷却。

方案二：地下水换热供冷方案

即利用地下水，全年采用地下水换热冷却。

方案三：水源热泵机组供冷方案

即利用地下水，全年采用水源热泵机组冷却。

方案四：干冷器换热(冬季)+冷水机组(过渡季、夏季)供冷方案

即利用室外空气，冬季干冷器换热冷却；其他季节采用冷水机组冷却。

方案五：地下水换热(冬季、过渡季)+水源热泵机组(夏季)供冷方案

即利用地下水，在冬季、过渡季采用地下水换热冷却，在夏季采用水源热泵机组冷却。

3.5 种冷却系统方案节能性比较

按 95% 满负荷全年运行，将 5 种冷却系统方案的年度能耗和年度 PUE 冷却因子进行计算、统计，结果见图 5、图 6。

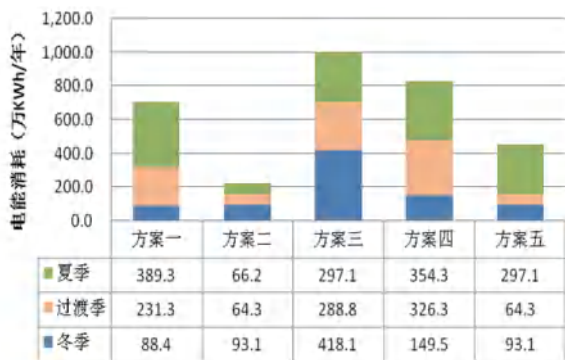


图 5 冷却系统方案年度能耗对比

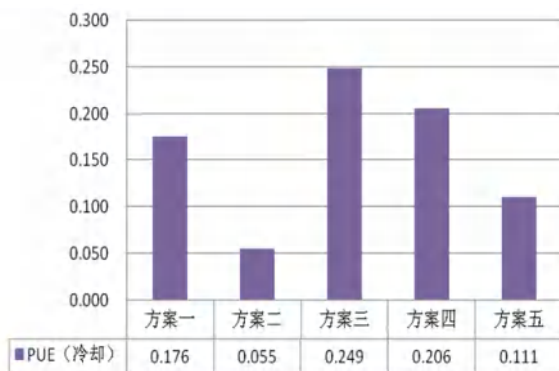


图 6 冷却系统方案年度平均 PUE（冷却）对比

4. 冷却系统方案确定

综合考虑上述 5 种冷却系统方案能耗情况，如采用地下水换热供冷方案（方案二）进行全年自然冷却，全年平均 PUE 冷却因子约为 0.055 左右，为能耗最节省方案。

数据机房需求冷却水供、回水温度为 15/20℃，换热温差按 2℃ 计算，地下水取水温度在 13℃ 以下即可利用地下水进行自然冷却。由于地热能资源分布的不确定性，考虑到数据中心为全年冷却，向地下输送的热量能否持续稳定地被地下吸收及扩散，也是本工程项目能否可靠、稳定运行的基础。如地下水取水温度超过 13℃，则需考虑采用水源热泵机组进行供冷才能满足数据中心冷却需求。

经方案多方面比较，最终确定采用地下水换热(冬季、过渡季)+水源热泵机组(夏季)供冷方案(方案五)。此方案在确保系统安全可靠前提下，可较大幅度地利用自然冷却，使全年平均 PUE 冷却因子约在 0.111 左右，较目前常规冷却系统（PUE 冷却因子约为 0.6）节省了约 80% 左右。

对于单独本项目的冷却，全年需提取地下的冷量，即向地下输送热量；但对于扩大场地的本地区域，由于周边有一定规模地下水地源热泵项目运行，冬季从地下提取的热量多于其他季节向地下输送的热量，本项目向地下输送的热量，则正好是地下能量的一个补充和平衡。本项目的水源热泵机组确定在夏季时段（延迟 2 ~ 3 个月）运行，也是考虑此段时间地下水温度波动影响数据中心冷却。这也是作为全年地下水换热供冷方案的一个备用方案，以增加冷却系统运行的可靠性。数据中心冷却系统设置原理见图示。

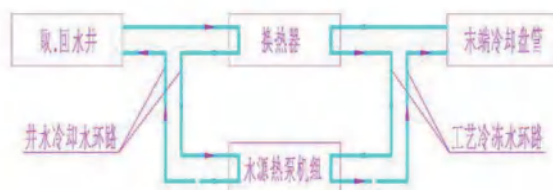


图 7 部分自然冷却模式

该数据中心已启动运行，目前主要采用地下水换热方式进行冷却。在数据中心部分运行情况下，经初步测算该数据中心在冷却方面的 PUE 值约为 0.075 左右。

五、结论

1. 根据数据中心全年度连续运行的特点，冷却系统的建设和运行应充分考虑系统的耐用性、可靠性问题。

(下转 34 页)

上海迪士尼乐园配套项目

——酒店二空调水系统设计

上海建筑设计研究院有限公司 胡洪 乐照林 何焰

摘要：介绍了欧洲某公司推荐的三次泵系统做法，结合乐园内集中供能系统的条件，着重探讨了酒店二的空调水系统的设计，分析了温差控制、末端压差控制以及水力平衡措施等在水系统中的应用。同时介绍了常规温差 FCU 应用于大温差水系统时的冷量衰减，并指出大温差末端应根据项目参数另行开发。

关键词：用户侧水系统；用户侧水泵；大温差；末端设备

1. 项目概述

1.1 项目背景

迪士尼公司为全球闻名的大型跨国公司，全称为 The Walt Disney Company。其总部在美国，主要业务包括娱乐节目制作，主题公园，玩具，图书，电子游戏和传媒网络。皮克斯动画工作室、惊奇漫画公司、试金石电影公司、米拉麦克斯电影公

司、博伟影视公司、好莱坞电影公司（Hollywood Pictures）、ESPN 体育，美国广播公司（ABC）都是其旗下的公司（品牌）。

上海迪士尼乐园，是中国内地首座迪士尼主题乐园，位于上海市浦东新区川沙新镇。于 2016 年 6 月 16 日正式开园。它是中国第二个（第一个为中国香港）、中国内地第一个、亚洲第三个、世界第六个迪士尼主题公园。

表 1 迪士尼主题乐园发展概况

名称	地点	建成时间	相关主题区域
洛杉矶迪士尼乐园	美国加州洛杉矶	1955	美国大道、冒险乐园、拓荒乐园、未来世界、童话乐园
华特迪士尼世界	美国佛罗里达州奥兰多	1971	4 座超大型主题乐园、3 座水上乐园、32 家度假饭店以及 784 个露营地
东京迪士尼度假区	日本东京	1983	世界市集、探险乐园、西部乐园、动物天地、梦幻乐园、卡通城及明日乐园 7 个主题区域，灰姑娘城
欧洲迪士尼乐园	法国巴黎	1992	迪斯尼陆地 迪斯尼海洋
香港迪士尼度假区	中国香港	2005	美国小镇、幻想世界、明日世界、探险世界、灰熊山谷、反斗奇兵大本营
上海迪士尼乐园	中国上海	2016	七大主题园区：米奇大街、奇想花园、探险岛、宝藏湾、明日世界、梦幻世界、玩具总动员

1.2 酒店二项目概况

上海迪士尼乐园配套项目酒店二，建于迪士尼主题乐园配套区域内。该酒店局部地下一层平时为办公、会议以及库房等，战时作人防人员掩蔽所。地上七层，主要为 800 间客房，配置餐厅、办公、后勤用房等。地下建筑面积 974m²，地上 43424m²，

总建筑面积 44537m² 建筑高度为 23.1m，属于多层民用建筑。

图 1 是上海迪士尼乐园园区总体平面布置图，酒店二位于图 1 中左侧位置。园区设有集中的能源中心（其中包括热、电、冷三联供系统（CCHP）），能源中心位于酒店二北侧靠近泵房位置，酒店一位

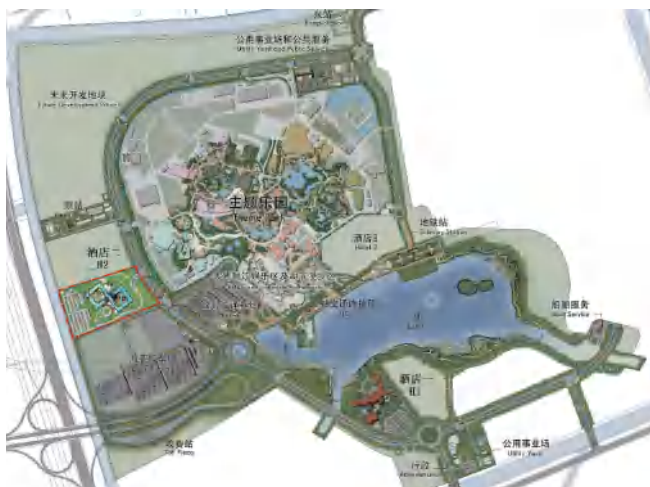


图1 上海迪士尼乐园总体平面图



图2 上海迪士尼乐园酒店二效果图

于总体的最南端。

2. 空调水系统设计

酒店二较为靠近能源中心，冷热源从酒店二北面引入酒店二，先经过酒店二后再往南供给酒店一。显然酒店二处于总体水系统前端，酒店二相对于酒店一来说获得管网资用压头较多，用户水系统的设计和控制在应充分利用这一优势。

起初，根据业主要求，酒店二单体设用户水泵。结合能源中心的二级泵系统，从整个供能系统形式来看，形成了三级泵水系统。图3是欧洲某水泵公司推荐的一种三级泵系统的做法：

该三级泵系统，各单体根据不利环路的压差控制用户侧水泵的转速，各单体总回水管上设置电动

调节阀，通过感知总回水管路中的温度来控制水温控制阀的开度。如某单体夏季负荷减小，各末端电动阀门关小或关闭，系统压差增大，压差控制器发出控制信号使该单体用户侧水泵频率减小，流量减小，于是从能源中心提供的一次水通过平衡管正向流动，与用户侧回水混合后使温度传感器处的温度降低，水温控制阀感知回水温度低于设定值时则减小水温控制阀的开度，以此减小通过能源中心的一次水旁通量，减小一次水输送能耗；反之，当末端负荷增大时，末端调节阀开度增加，末端压差减小，压差控制器发出信号使用户侧水泵频率增大，流量加大，从能源中心提供的一次水与通过盈亏管反向流动的用户侧回水混合，从而使末端供水温度升高，进而也最终导致用户侧总回水温度升高，单体总回水管上的水温控制阀开度增加，以此增加能源中心一次

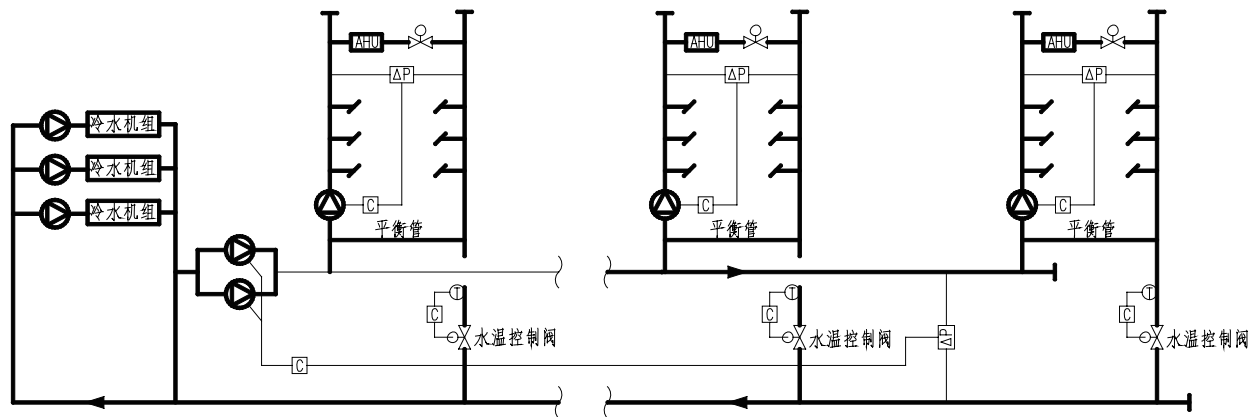


图3 欧洲某公司推荐的三次泵系统做法

水引入量，以满足负荷增大的需求。

但是笔者认为，上述系统主要存在以下不足：

1. 用户端平衡管的设置，不利于近端用户利用外部管网的资用压头。
2. 总回水管上的电动两通调节阀两端的压力几乎等于外部管网的资用压头，离能源中心越近的单体，其电动两通调节阀所承受的压力越大，阀门的

调节性能也变得越差。

针对上述两点，结合本项目与能源中心较近（获得的自用压差较高，但前期业主没能提供准确数据）的关系，在迪士尼酒店二的空调水系统设计中，对上述系统进行了改变，将回水总管的水温控制阀移到平衡管上，同时增加一个静态平衡阀，进行改进的系统如图4所示：

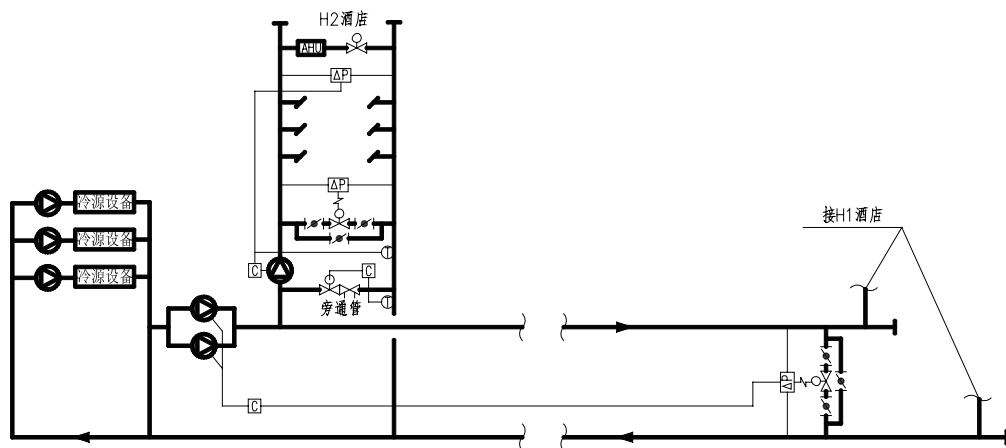


图4 设有用户泵的空调水系统

为了便于讨论问题的简化，假定能源中心一次供水温度不变。用户水系统末端设备为两通阀的变流量系统，系统的控制主要采用温差控制，并辅以用户末端不利环路压差控制：当夏季末端负荷减小，则回水温度降低，此时通过回水温度探头发出信号（供水温度不变时，温差控制和回水温度控制是一致的）减小用户侧水泵转速以适应负荷减小的要求；但有可能当水泵转速减小到设定的末端最小压差时，而负荷还在减小，则此时用户侧泵不再调低转速，温差控制此时转为压差控制，以此满足末端压差的要求，反之亦然。旁通管上设置的电动调节阀通过系统回水和旁通水的混水温度来调节其开度，当末端负荷减小，水泵转速降低，系统流量减小后，多余的水从旁通管流过，与系统回水混合使混水温度降低，则此时关小旁通阀的开度，以此减小能源中心的一次水旁通量，节约能源中心一次水的输配能耗；同时旁通回去的冷水再此进冷水机组也降低了冷水机组的效率。反之亦然。

图4系统设计中将总回水管上的电动调节阀移动到了旁通管上，这样可以最大限度地减小水泵扬程，利用外部管网的资用压头。在图3所示的系统中，在运行过程中水泵的扬程始终必须克服末端最不利环路的阻力损失，对外部管网的资用压头无法利用。

因为平衡管的存在，平衡管两端的压力基本相等（因平衡管的阻力很小），这样就使得外部管网供水压力加在水泵入口的同时，也加在了水泵的出口（若忽略平衡管的阻力，则平衡管完全联通了二者的压力），故而外部管网的资用压差再大对水泵也毫无意义；同时，总回水管上的电动温控阀两侧的压力几乎等于外部管网的资用压头，此资用压头越高，对电动调节阀的调节性能影响越大，进而造成调节阀趋于频繁地开关型调节，易造成系统控制不稳定和阀门易损坏，也造成了能源中心一次水的输配浪费；改进后的系统（图4）在运行过程中可以部分地利用外部管网的资用压头，以此减小水泵的输配能耗。总回水管上的温度探头信号用以控制旁通管的开度，控制的目标是让总回水管内水温趋于旁通前的水温（也即控制旁通管内水流量趋于零），这样极大地减小了旁通管的流量，最大限度地节省了能源中心一次水泵的输配能耗。旁通管上设置静态平衡阀，使调节阀的工作特性变好，调节性能变好。同时，旁通管流量趋于零，也是的用户端水泵和能源中心水泵趋于串联，用户侧能最大限度地利用能源中心一次管网的资用压头，减小用户侧水泵的运转扬程（用户侧水泵此时变为补强用，根据外网的资用压差和系统的阻力，差多少补多少）。

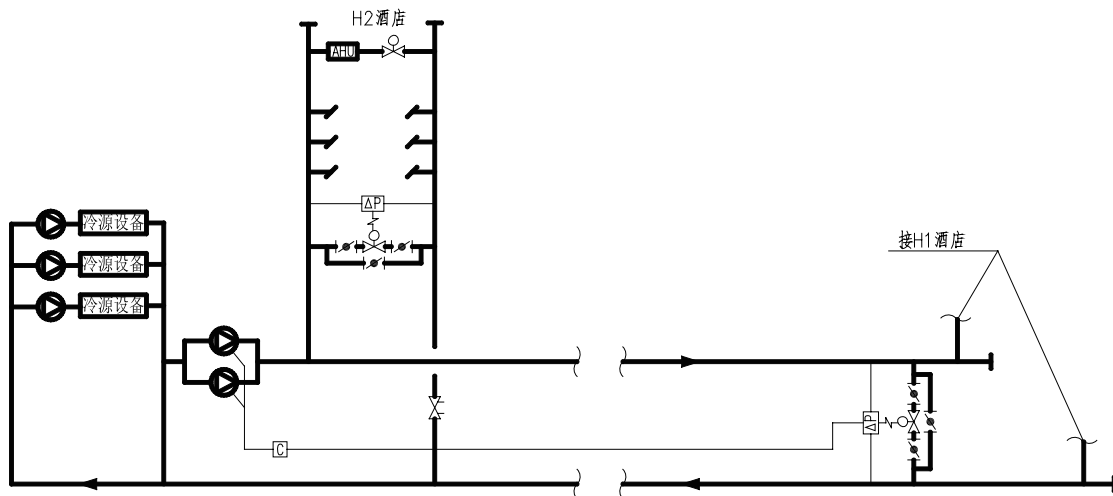


图5 取消用户泵的空调水系统

后来，业主发来的资料明确园区能源中心管路至酒店二接入口的供回水资用压差有 $50\text{mH}_2\text{O}$ 以上，故设计时取消了酒店二的用户侧水泵（图4中用户侧水泵取消）。取消后，整个输配系统演变为图5所示系统。因相对H1酒店来说，H2酒店更靠近能源中心，外部管网不仅有足够的资用压头可以利用，而且还有冗余。于是新的系统设计时，在回水总管上增设了静态平衡阀以消除冗余压头，改善单体内压差旁通阀的工作环境，有利于旁通管路上电动阀门的调节；同时也减小了冗余压头带来的不必要的旁通，以减小能源中心一次供回水的旁通短路，有利于节约一次总网上的输配能耗。

3. 大温差末端设备选型

区域供能冷、热水管网一次侧冷水供回水温度为 6.7°C 和 15.6°C （此时综合温差为 7.9°C ，迪士尼要求不同的末端设备，如AHU、FAU、FCU等不同的设计温差），热水供回水温度为 87.8°C 和 65.6°C ，均采用大温差。酒店除电气房间外，其余均采用四管制。由于热水一次供水温度较高，在用户侧设置水板换隔离一二次水，设计二次空调热水供回水温度为 $60^\circ\text{C}/45^\circ\text{C}$ 。由于AHU、FAU等设备均是由专业厂家根据设计参数来计算、选型和生产，每一台都会选型计算。而对于FCU来说，往往为标准件，在设计时应掌握其大温差下设备的制冷特性。迪斯尼对不同的末端要求不同的温差，按要求风机盘管（FCU）最大冷水温差为 7.7°C 。大温差水系统具有节约水泵输配能耗的优点，是目前设计

的一种趋势。但是，大温差系统对末端设备选型带来一定变化，如对同一FCU设备，当设计水温差增大，则空气与水的平均传热温差减小（即 ΔT 减小），根据公式 $Q=K \cdot F \cdot \Delta T$ ，则其总的换热量将减小；反之，若要保证换热量不变，同时又要增大水温差（即 ΔT 减小），根据前述公式则应增加传热面积 F 。由此，在FCU选取时，不能按照以前常规的供回水温差来选取设备，应根据不同的供回水温度以及温差来选取FCU设备。

为了更直观地显示常规 5°C 温差的FCU应用于大温差下的制冷量变化，将常规 5°C 温差（ $7/12^\circ\text{C}$ ）风机盘管按大温差来运行，比较了典型的几家设备厂商的制冷量数据。下面是三个厂家针对本项目 7.7°C 温差（ $6.7/14.4^\circ\text{C}$ ）来提供的FCU供冷参数（厂家三未提供显热冷量，以全热冷量做对比）：

从图6和表2可以看出，各厂家给出的大温差下FCU冷量的变化趋势是一致的：即大温差下同一FCU比 5°C 温差下制冷量均有一定的减小，厂家一平均显冷量约减小至标况的92%，厂家二平均显冷量减小至标况下的91%，厂家三的平均全热冷量减小至标况下的65%。同时还可以看出，常规温差风机盘管直接应用于大温差环境下，其显热冷量有一定衰减，特别是全热量有叫大幅度的衰减。所以，在FCU选取时应考虑大温差下设备制冷能力的衰减，至于衰减量的多少跟产品自身特性有关，不宜一概而论。

4. 设计体会

在区域供能项目中，近端用户要尽量利用外网

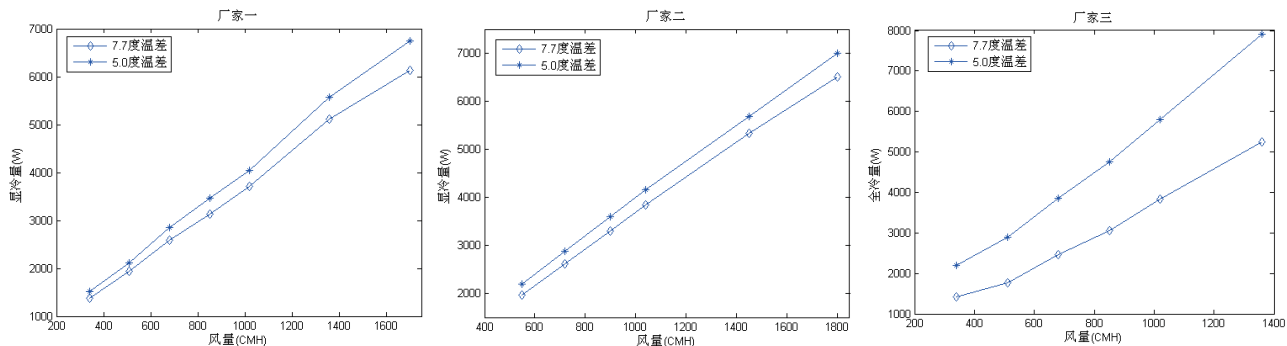


图 6 不同厂家提供的 FCU 大温差下供冷参数

表 2 不同厂家 FCU 大温差与标况下参数对比

厂家一	风量(m^3/h)	550	720	900	1040	1450	1800	
	7.7 度温差显热冷量(W)	1974	2613	3295	3851	5328	6516	
	5.0 度温差显热冷量(W)	2193	2873	3597	4158	5689	7006	
	比例	90%	91%	92%	93%	94%	93%	
厂家二	风量(m^3/h)	340	510	680	850	1020	1360	1700
	7.7 度温差显热冷量	1370	1930	2580	3140	3710	5120	6130
	5.0 度温差显热冷量(W)	1520	2120	2850	3460	4050	5570	6750
	比例	90%	91%	91%	91%	92%	92%	91%
厂家三	风量(m^3/h)	340	510	680	850	1020	1360	
	7.7 度温差显热冷量	1427	1768	2461	3054	3833	5244	
	5.0 度温差显热冷量(W)	2200	2900	3850	4750	5800	7900	
	比例	65%	61%	64%	64%	66%	66%	

资用压差。若能源中心的水允许直接供入各单体末端,在资用压差不够的情况下,才设置末端用户水泵,同时配置水泵的水系统也尽可能要利用外网资用压头,最大限度地节省末端用户侧水泵能耗。

大温差水系统具有节省水泵输配能耗的优点,

在设计中有条件时应尽可能采用大温差输送系统;但大温差水系统会带来末端设备选型的变化,在末端设备选型时应考虑大温差下设备制冷能力的衰减,不能按常规温差来直接选取大温差末端设备。大温差的末端设备需要厂家根据具体项目具体参数来特殊开发。

(上接 29 页)

2. 根据数据中心具有大发热量的特点,冷却系统的建设和运行应充分考虑设备能效、系统能效等节能问题。

3. 根据数据中心高能耗的特点,冷却系统的建设和运行应考虑结合区域资源特点,充分利用天然冷源进行尽可能长时间的自然冷却,使得 PUE 中冷却耗能的因子能做到 0.2 以下,以获得更低的 PUE 值。北方地区的气候特点可以使得数据中心的运行更为节能。

参考文献

- [1] 钱晓栋,李震,《数据中心空调系统节能研究[J].暖通空调》,2012,42(3):91-96
- [2] 谢晓云,江亿,刘拴强,曲凯阳,于向阳,《间接蒸发冷水机组设计开发及性能分析[J].暖通空调》2007,37(7):66-71,85
- [3] 陆耀庆,《实用供暖空调设计手册[M].2版》,中国建筑工业出版社,2008
- [4] 陈霖霖,岳孝方.,《空气与制冷技术手册》,同济大学出版社,1999.

“数字孪生”在集中供热系统中的应用

丹佛斯自动控制管理（上海）有限公司 李连众

摘要：创建集中供热系统动态数学模型，并应用“数字孪生”机理，对系统运行过程进行工况诊断、控制策略分析及设备异常状态模拟，为热力公司优化运行提供相应技术支持。

关键词：供热系统；动态仿真；数字孪生；监测和控制

0 概述

2002 年美国密歇根大学教授 Dr. Michael Grieves 首次提出“数字孪生”的概念：通过物理设备产生的数据，在虚拟空间创建一个可以表征该设备的虚拟实体或子系统，并与整体产品的生命周期和运行过程联系在一起。简言之，“数字孪生”就是对设备或系统进行数学建模，并通过仿真手段，提高效率、优化控制、降低能耗、评估和预测及优化运营，通常应用于运营优化、预测性维护、异常检测、故障隔离等领域。实际上，在集中供热系统的研究中，部分专家学者已经在运用“数字孪生”的概念，如通过基本原理、物理模型和实测数据创建设备 / 系统数学模型，并应用于研究工作中^[1,2]。本文基于创建供热系统动态数学模型，进一步在运行诊断、完善控制策略及故障监测方面扩展“数字孪生”的应用，以期对热力公司运行管理人员有所

借鉴，也可起到抛砖引玉的作用。

1 动态数学模型模型

为简便起见，在动态模型创建过程中忽略次要因素，抓住主要矛盾，以便聚焦于“数字孪生”在供热系统应用中的技术路径。

1.1 物理模型

某集中供热系统，供热面积为 55000m²，热源为燃气锅炉房，带有 1 座换热站，热用户散热装置为散热器。系统设计参数和工艺流程图分别见表 1 和图 1。

图中符号意义如下： u_f 、 u_{w1} 、 u_{w2} ：锅炉燃料、一次网循环流量和二次网循环流量控制变量； T_b 、 T_{r1} ：锅炉供回水温度，℃； T_{s2} 、 T_{r2} ：二次网供回水温度，℃； T_o 、 T_z ：室外和室内温度，℃；

表 1 集中供热系统设计参数

室外温度/℃	-18	锅炉额定热功率/MW	3.5
室内温度/℃	18	锅炉效率	0.93
一次网供水温度/℃	105	燃气低位热值/MJ/m ³	37
一次网回水温度/℃	55	供热面积/m ²	55000
二次网供水温度/℃	70	热负荷指标/W/m ²	48
二次网回水温度/℃	50	散热器传热系数试验中的系数	0.28

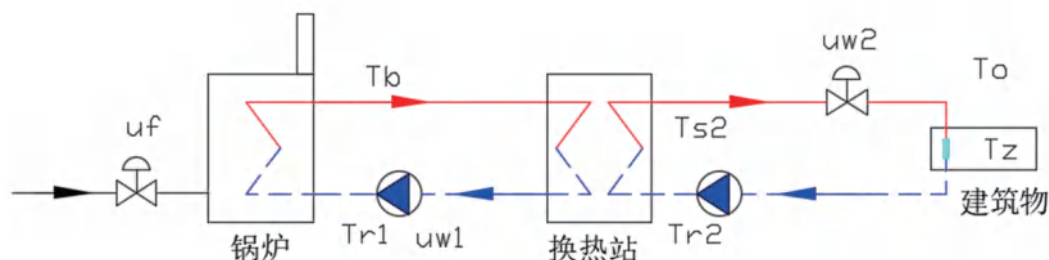


图 1 集中供热系统工艺流程图

1.2 理想动态数学模型^[3,4]

如前所述,为简化动态模型创建时复杂繁琐的数学推演过程,在保留系统主要特征的前提下,采用如下假设:(1)部分参数采用集总参数法计算;(2)忽略系统补水和热网保温散热损失;(3)忽略系统传输延迟作用。

运用能量和质量守恒定律创建动态数学模型。依据集中供热系统功能,将系统划分为热源锅炉、换热器两侧、散热器和室内空气5个控制体,并描述各控制体的数学模型。

$$\begin{bmatrix} C_b \\ C_{ex1} \\ C_{ex2} \\ C_{ht} \\ C_z \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \frac{d(T_b)}{dt} \\ \frac{d(T_{r1})}{dt} \\ \frac{d(T_{s2})}{dt} \\ \frac{d(T_{r2})}{dt} \\ \frac{d(T_z)}{dt} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} u_f G_{fd} H V \eta_b - c_w u_{w1} G_{1d} (T_b - T_{r1}) \\ c_w u_{w1} G_{1d} (T_b - T_{r1}) - f_{foul} f_{ex} U_{ex} LMTD \\ f_{foul} f_{ex} U_{ex} LMTD - c_w u_{w2} G_{2d} (T_{s2} - T_{r2}) \\ c_w u_{w2} G_{2d} (T_{s2} - T_{r2}) - f_{ht} U_{ht} \left(\frac{T_{s2} + T_{r2}}{2} - T_z \right)^{(1+c)} \\ c_w u_{w2} G_{2d} (T_{s2} - T_{r2}) + F_{wins} q_{sols} + F_{wine} q_{sole} + F_{winw} q_{solw} \\ + F q_{int} - U_{en} (T_z - T_o) \end{bmatrix} \quad (1)$$

式(1)阐述了控制体中存储的净热量与其得热量和失热量有关。式中, C_b 、 C_{ex1} 、 C_{ex2} 、 C_{ht} 、 C_z : 锅炉本体、换热器一次侧、换热器二次侧、散热器和室内空气的热容量, J/℃; t : 时间, s; G_{fd} : 锅炉额定燃料量, Nm^3/s ; HV : 燃料低位热值, J/ Nm^3 ; η_b : 锅炉效率; c_w : 水的比热, J/Kg℃; G_{1d} 、 G_{2d} : 一次网和二次网设计循环流量, Kg/s; f_{foul} : 污垢系数; f_{ex} 、 f_{ht} : 换热器和散热器传热面积富裕系数; U_{ex} 、 U_{ht} 、 U_{en} : 换热器、散热器和围护结构综合传热系数, W/℃; $LMTD$: 对数平均温差, ℃; c : 散热器传热系数试验中的系数; F_{wins} 、 F_{wine} 、 F_{winw} : 南向、东向和西向外窗面积, m^2 ; F : 供热面积, m^2 ; q_{sols} 、 q_{sole} 、 q_{solw} : 南向、东向和西向的太阳辐射强度, W/ m^2 ; q_{int} : 室内得热强度, W/ m^2 。

本系统数学模型由5个动态方程构成,可用于系统特性获取、动态仿真、运行状态诊断、控制策略分析及故障监测等。

2 开环试验和实际模型获取

2.1 动态模型的开环试验

开环实验是为了验证创建的动态模型在设计工况下是否满足设计参数要求。通过仿真(见图2)可见,在设计室外温度、设计一次/二次网循环流量、不考虑太阳辐射和室内得热时,热源供回水温度、换

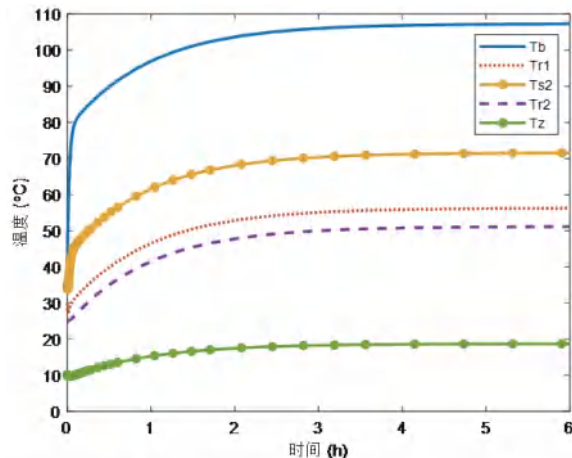


图2 理想动态数学模型的开环试验

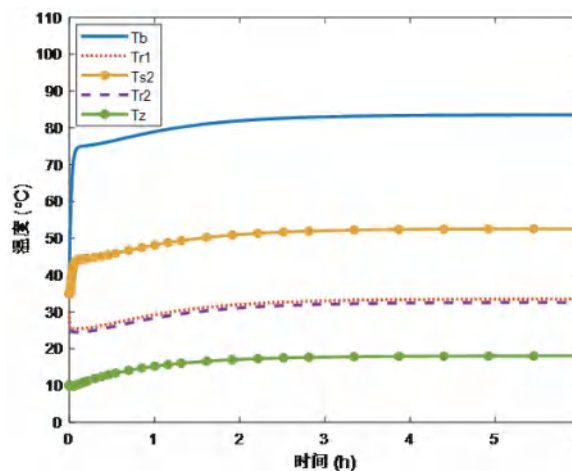


图3 实际动态模型的开环试验

热器二次网供回水温度和室内温度均可在6h后逼近设计参数,暗示此模型在设计工况下的精确性。此时,热源燃料控制变量为0.771。

2.2 实际动态模型的获取

在实际系统中,并不是所有设备均采用理论计算结果来选择,而将在设计过程中考虑部分安全系数。经对本系统实际运行数据的分析,得到本系统换热器和散热器的传热面积富裕系数分别为1.34和1.41。将此富裕系数带入动态模型中,即可将创建的理想数学模型转化为实际系统的动态模型。在设计工况下,维持室内温度为18℃,锅炉燃料控制变量为0.786时,锅炉和换热器二次侧供回水温度的稳态值分别为83.5℃、33.5℃、52.6℃及32.6℃(见图3),均低于设计参数,究其原因主要由过量富裕系数所致。由于供水温度的降低,导致锅炉燃料消耗

表2 实际供热系统热力特性

室外温度/℃	10	5	0	-5	-10	-15	-20
锅炉供水温度/℃	34.8	43.9	52.7	61.5	70.1	78.5	86.9
二次供水温度/℃	27.9	32.7	37.3	41.7	46	50.1	54.2
二次回水温度/℃	23.4	25.5	27.3	28.9	30.4	31.8	33.1

量的增加。经模拟不同室外温度时水温的变化情况，并与实测值比较后基本一致，验证此实际系统动态数学模型的实用性。

3 实际系统热力特性及仿真边界条件

3.1 实际系统热力特性

通过创建的实际动态数学模型仿真可得供热系统的热力特性，如表2所示。此特性可作为系统的控制参数设定值。

3.2 仿真边界条件

以下仿真均采用连续2天的室外环境干扰参数：室外温度、太阳辐射和室内得热，见图4。

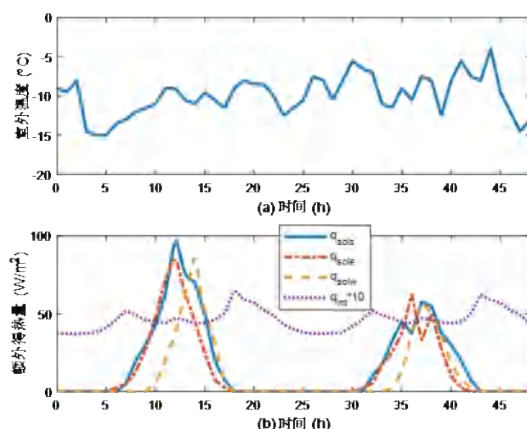


图4 室外环境干扰参数

4.2 案例1：供热质量运行诊断

供热系统的首要目标是保证供热质量，即室内温度满足设计标准。本案例采用热源供水温度经验设定值作为控制参数，并结合实际运行时一次/二次网循环流量比（一次/二次网实际循环流量与设计循环流量比分别为1.12和1.35），模拟供热系统室内温度的动态响应，以便辨识实际供热效果。热源供水温度的经验设定参数见表3。仿真结果见图5。如图所示，虽然供热系统供回水温度能够跟随室外温度的变化而变化，但室内温度的变化范围为21.4–26.9℃，平均值为23.4℃，与设计室内温度存在显著差别。由此可知，为保证供热质量，必须采取合适的供热系统控制策略，以便保证热用户的热舒适性。

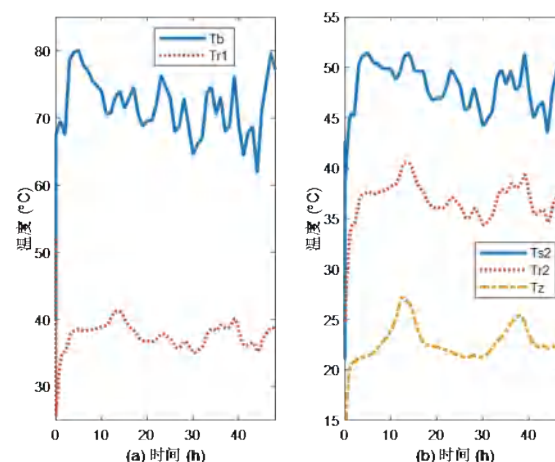


图5 供热系统温度的动态响应

4 “数字孪生”在供热系统中的应用案例及分析

4.1 控制算法

以下所有控制策略均采用典型PI算法，见公式2。

$$u = k_p(T_{sp} - T_{msd}) + k_i \int_0^t (T_{sp} - T_{msd}) dt \quad (2)$$

式(2)中， u ：控制变量； k_p 、 k_i ：比例和积分常数； T_{sp} 、 T_{msd} ：温度设定值和测试值，℃。

表3 热源供水温度经验设定值

室外温度/℃	10	5	0	-5	-10	-15	-20
锅炉供水温度/℃	36	45	54	63	73	81	89

4.3 案例2：运行控制策略完善

由案例1可知，室内温度变化范围和平均值需要进行有效的控制和改善。本案例采用当量室外温度补偿控制策略，充分利用系统自由热，修正实测室外温度为当量室外温度，进而改变锅炉供水温度

设定参数,以便既满足用户室内温度,也最大程度利用系统太阳辐射和室内得热量降低系统能耗,本案例仿真中也降低了二次网循环流量比(实际/设计循环流量)为1.2。系统动态仿真结果见图6。如图所示(图6(b)),实际系统的室内温度动态变化范围和平均值分别为18.4~19.1℃和18.7℃,对比案例1(图5b),本案例供热质量得到大幅提高。

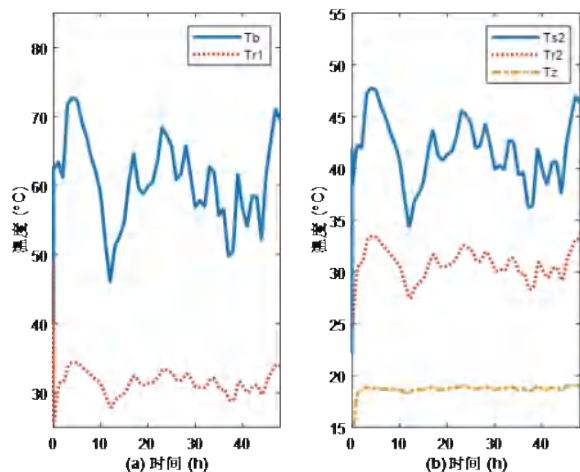


图6 控制策略提升的动态响应

4.4 案例3: 换热器异常(结垢)监测

就目前大多数供热系统二次网水质而言,通常采用自来水进行补水,既造成了热网结垢和腐蚀,也导致换热器结垢堵塞,严重影响供热系统运行。为模拟分析方便,假定换热器结垢状态和时间的函数关系,即前期结垢发展较快,后期趋于稳定,最终影响传热系数为50%(下降)。在此种工况下,

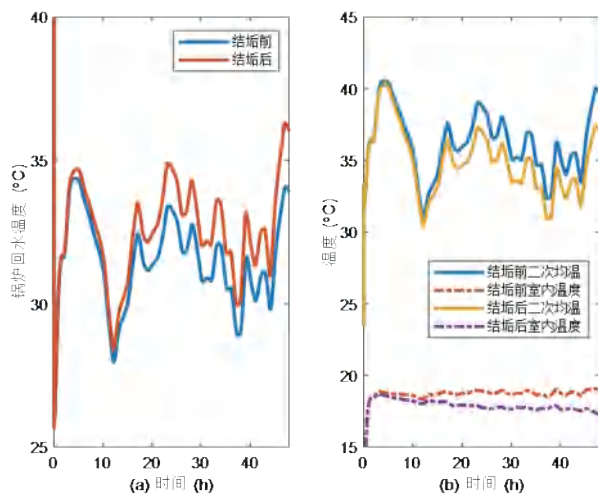


图7 换热器结垢状态动态监测

仍采用案例2的控制策略,观察动态仿真过程中运行参数的变化,并显示于图7。可见,比较系统结垢前的运行参数,锅炉回水温度和二次网平均温度在结垢发展过程中均逐步降低,室内温度最终下降到17.3℃,影响用户的热舒适性。运行时解决方法有两种:其一为拆卸和清洗换热器,其二为提高热源供水温度或换热站二次网平均温度。

5 结论

5.1 运用热力学第一定律,可创建供热系统动态数学模型,并应用于系统运行过程和仿真;

5.2 运用“数字孪生”的概念,通过动态仿真可进行系统状态监测、控制策略比较及设备异常监测;

5.3 通过室外当量温度补偿控制,既可显著改善用户热舒适度,也可降低系统能耗;

5.4 通过仿真观察和监测系统和设备的运行异常状态,为系统恢复和改善提供决策支撑。

参考文献

- [1] 于勇等. 数字孪生模型在产品构型管理中应用探讨[J]. 航空制造技术, 2017(7): 41-45
- [2] 陶飞等. 数字孪生及其应用探索. 计算机集成制造系统[J], 2018(1): 1-18
- [3] 赵蕾等. 间接连接区域供热系统动态特性及控制策略仿真[J]. 热科学与技术, 2014(2): 142-149
- [4] 李连众等. 间接连接区域供热系统动态模型及控制策略仿真[J]. 区域供热, 2007(5): 1-8



翅片类型对换热性能影响的模拟计算

北京工业大学环境与能源工程学院 李璐璐 刘中良 李艳霞 汤永智

摘 要: 针对水-水换热蓄热水箱中的换热盘管, 选取三种翅片类型, 分别为环型、十字型以及 H 型。利用 fluent 建立三维数值计算模型, 在同一标准计算工况下, 采用整体换热量、平均对流换热系数、Nu 以及翅片效率四个参数对不同翅片类型下的换热性能进行评价, 并与光管情况进行对比。计算结果表明, 三种翅片类型中十字型翅片换热性能最佳, 其整体换热量、平均对流换热系数以及翅片效率均为最大值。与光管相比, 十字型、环型以及 H 型翅片的整体换热量分别增加 46.13%、4.23%、20.44%。

关键词: 翅片类型; 水-水换热器; 模拟计算; 性能

引言

在众多换热设备中, 翅片是提高换热盘管换热性能的有效方式之一, 翅片的添加可以有效增大换热面积、降低换热热阻, 强化对流换热, 提高换热器的换热功率。翅片的种类以及结构参数对翅片的换热量及换热效率等具有较大影响, 通过实验和模拟的方式优选翅片类型以及优化参数是提高翅片性能的主要手段。对于翅片换热器, 若采用实验的方式, 翅片结构的确定以及参数的优化需要大量的制作时间, 较高的人力成本。

利用数学建模仿真计算的方式, 可以代替部分实验且达到同样的效果。

陈洁璐^[1]等通过实验和模拟的方式对比了平翅片、波纹片以及百叶窗式翅片对冷凝器空气侧换热性能的影响。结果表明, 百叶窗翅片的传热性能优于波纹片优于平直翅片, 压降最大。不同雷诺数下, 具有不同的最优翅片类型。黄东^[2]通过数值模拟验证平直、波纹、波纹/开缝翅片对空调结霜性能的影响。林欣^[3]对比了不同结构参数下 H 型翅片换热器的换热性能。高旭亮^[4]研究了十字型翅片在不同翅片参数下对相变蓄热器换热性能的影响。H.NEMATI^[5]对环形翅片自然对过程进行了计算模拟, 并对比不同翅片间距、温差、管径等对换热过程性能的影响。蓄热水箱中, 应用软件 fluent14.5, 通过数值模拟的手段, 探究翅片类型对换热性能的影响。

1 应用背景

如今我国的能源现状主要表现为消耗量高、产能低、用电峰谷差距大。蓄热技术是解决热量产出和热量需求在时间、空间以及大小上的不匹配问题, 可以有效提高能源利用率, 缓解用电峰谷差距。蓄热水箱是其中有效手段之一, 在谷电时段储存热量, 在峰电时段释放热量为建筑供暖, 从而达到移峰填谷的目的。相变蓄热分为显热蓄热、潜热蓄热和化学蓄热, 单纯的显热蓄热主要有体积过大的问题, 单纯显热蓄热存在换热性能差的问题。

随着相变材料方面的研究逐渐成熟, 潜热蓄热技术得到推广, 蓄热性能也逐渐优化, 采用显热-潜热复合蓄热的方式, 设计一种换热盘管二次换热型的蓄热水箱, 物理模型如图 1 所示。水箱外形尺寸为 500mm × 500mm × 600mm, 相变材料封装成直径为 60mm 的圆柱体, 放置于水箱内。换热盘管采用 U 型管布置成两层分布于水箱内。为加强换热效

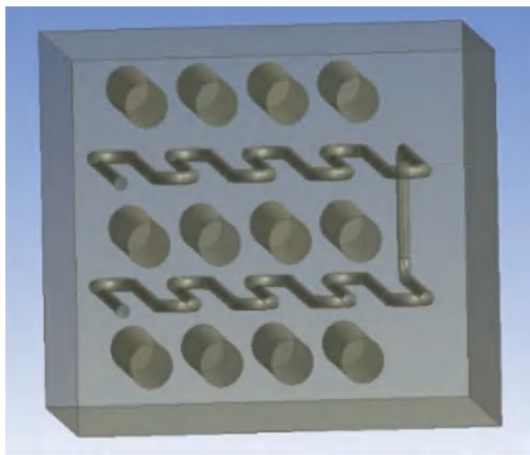


图 1 水箱模型

基金项目: 蒸汽混合跨音速流动与相变特性的理论与实验研究 (No.3192008)

果，在换热盘管上添加翅片以强化换热，本文选取十字型、环形以及 H 型三种翅片种类，并对其各自的换热性能做出评价对比。

2 物理模型

选取三种翅片种类，分别为十字型、环形以及 H 型，建立如图 2(a)(b)(c) 所示物理模型，具体尺寸参数如表 1 所示，并把翅片管与光管进行对比。

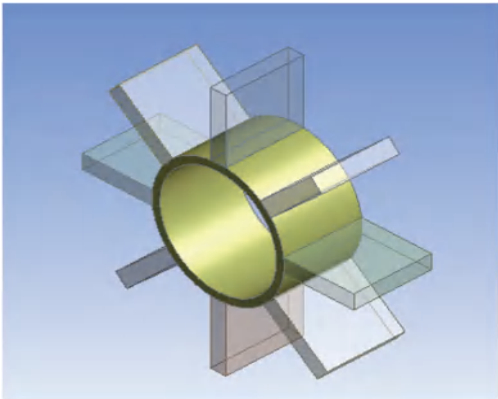


图 2(a) 十字型翅片

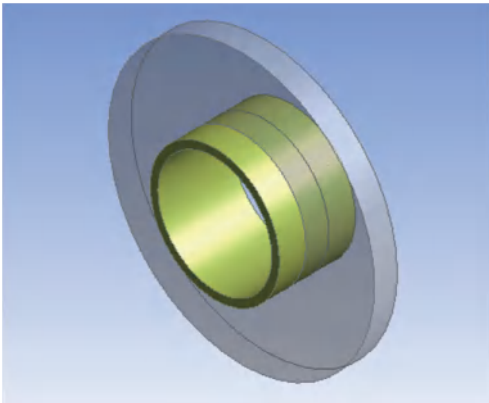


图 2(b) 环形翅片

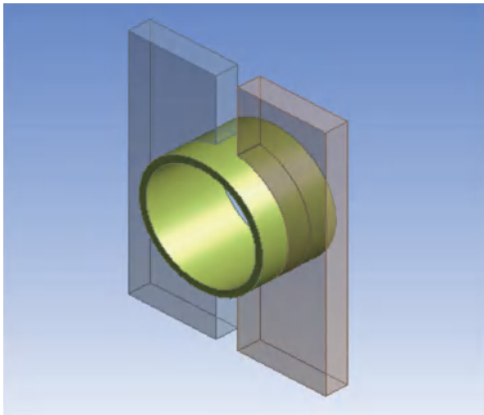


图 2(c) H 型翅片

表 1 翅片尺寸参数表

十字型翅片	翅片厚度/mm	10
	翅片高度/mm	9
	翅片宽度/mm	2
	管壁厚度/mm	1
	翅片面积/mm ²	1888
环形翅片	翅片厚度/mm	3
	管路内径/mm	15
	翅片外径/mm	35
	管壁厚度/mm	1
	翅片面积/mm ²	1901
H 型翅片	翅片厚度/mm	3
	翅片高度/mm	35
	翅片单侧宽度/mm	12
	两侧间距/mm	3
	管壁厚度/mm	1
	翅片面积/mm ²	1878

3 网格无关性验证

网格独立性验证是数值模拟分析过程中最重要的环节，以保证计算的精确度。对四种计算模型进行网格独立性检验，选取模型中翅片外监测点 A（0.02，0，0）以及通过翅片与蓄热介质水的固 - 液耦合面换热量两个评价参数，独立性检验结果如图 3(a)、(b) 所示，从图中可以看出，当网格数达到 30 万时，参数值大小不再有较大变动，因此，选取 30 万网格模型进行后续的模拟计算。

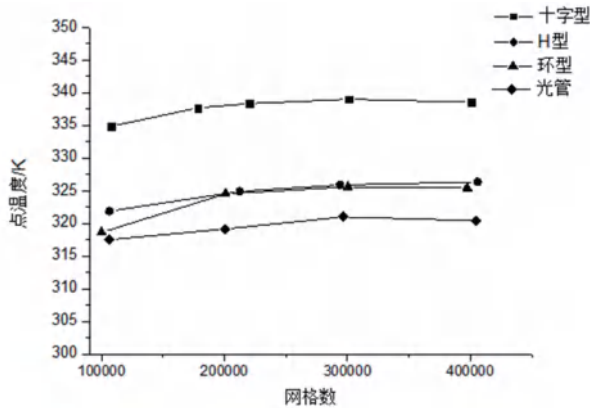


图 3(a) 点 A 温度变化

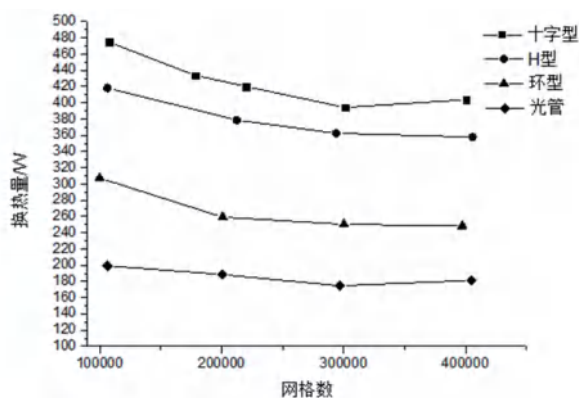


图 3(b) 耦合面换热量变化

4 边界条件

四个计算模型均采用相同的计算方法及边界条件，具体设置如下：

(1) 采用 Pressure-based 求解器，双精度非稳态计算，重力设定为沿 y 的负方向，大小为 9.8m/s。

(2) 打开 energy equation，湍流模型采用 k-epsilon 下 standard 模型，

(3) 管材设置为铜，换热介质为水 (water-liquid)，具体参数如表 2 所示。

(4) 内管壁面设定为恒温壁面，温度为 363K，水箱外部为绝热壁面，不考虑热损失，

(5) 压力耦合选择 SIMPLE 算法，压力梯度选择 standard 格式，

(6) 选择一阶迎风差分模式，松弛因子均采用默认值，

(7) 初始化所有区域温度为 313K。监测水箱内一点 (0.02,0,0) 的温度变化。

表 2 材料参数表

	密度 kg/m ³	定压比热 J/(kg·K)	导热系数 W/(m·K)
水	998.2	4182	0.6
铜	8978	381	387.6

5 数据处理、评价方法

翅片对换热器换热性能的影响的评价方法有很多，设计经济型、阻力性能、传热性能等。本文主要是研究不同的翅片类型对换热盘管换热性能的强化程度，通过水的得热量、平均对流换热系数、Nu

以及翅片效率四个参数进行对比，可以得到不同翅片类型下不同的换热性能。具体计算方法如下：

水的得热量根据式 1 计算得到

$$Q = cm\Delta t \quad \text{式 (1)}$$

Δt ——水箱平均温度差，K

平均对流换热系数

$$h = \frac{Q}{A \cdot \Delta t_m} \quad \text{式 (2)}$$

A ——换热面积，m²

Δt_m ——对数平均温差，计算方法如式 (3)

$$\Delta t_m = \frac{(T_1 - T_a) - (T_f - T_a)}{\ln \frac{T_1 - T_a}{T_f - T_a}} \quad \text{式 (3)}$$

T_1 ——水箱初始平均温度，K

T_f ——水箱 60s 末水箱平均温度，K

T_a ——翅片平均温度，K

努谢尔数 Nu：

$$Nu = \frac{h \cdot D}{\lambda} \quad \text{式 (4)}$$

D——各翅片类型的定型尺寸，m

λ ——水的导热系数，W/(m·K)

翅片效率

$$\eta = \frac{T_f - T_a}{T_f - T_w} \quad \text{式 (5)}$$

T_w ——翅片根部平均温度，K

6 计算结果

计算得到十字型、环形、H型和光管在加热工况下，60s时刻的温度分布如图 4(a)、(b)、(c)、(d)所示。由图中可以看出，在加热温度为 333K 情况下，十字型翅片的温度扩散速率最快，而环形翅片速率最低。与光管相对比，添加翅片后盘管的换热效果明显提高。光管情况下水得到的热量是 3339.51J，添加翅片后，十字型翅片、环形翅片、H型翅片下水得到

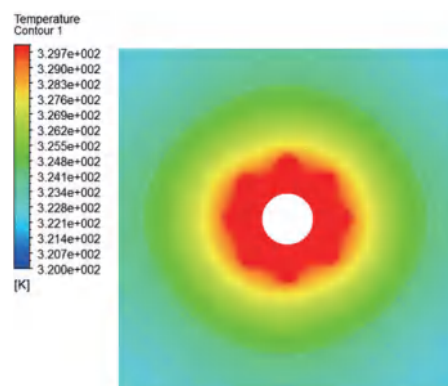


图 4(a) 十字型翅片温度分布

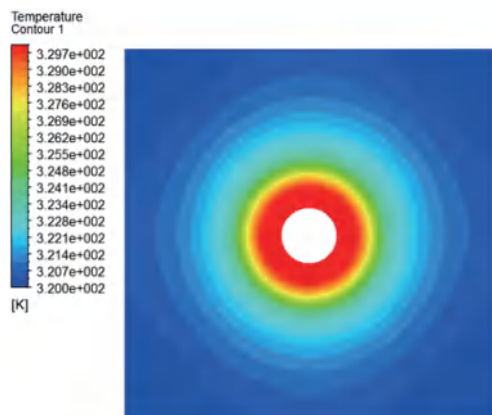


图 4(b) 环形翅片温度分布

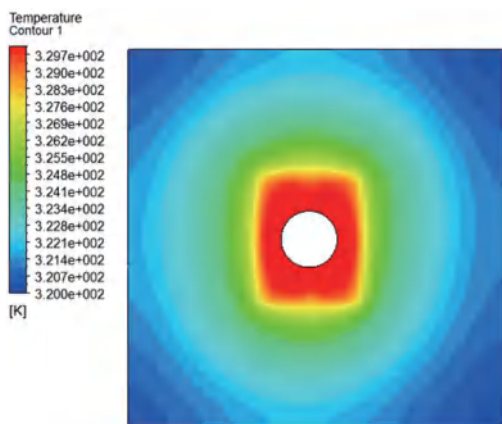


图 4(c) H 型翅片温度分布

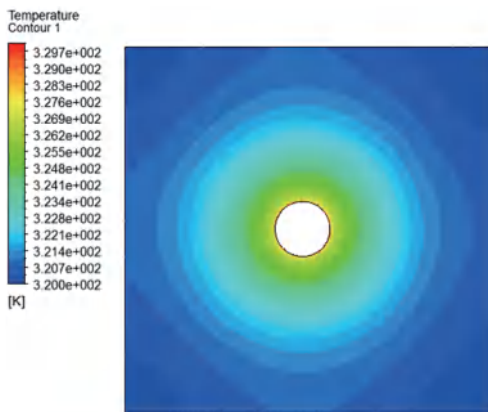


图 4(d) 光管温度分布

的热量分别为 4880.17J、3480.79J、4022.02J，增长比分别为光管的 46.13%、4.23%、20.44%。

计算时间 60s，恒壁温条件 333K，各模型下液体流速分布如图 5 所示，平均速度由大到小依次为 H 型、十字型、环型、光管。

由图中可以看出，如图 5(a) 所示，十字型翅片

在换热过程中，在翅片附近会形成数个漩涡，其速度相对于未形成漩涡的位置较大，这种液体的漩涡流动有利于固-液壁面之间的对流换热。且该方式下平均流速最大，有效提高换热性能。如图 5(b) 所示，环形翅片下的速度分布较规律，由于重力的影响，总体方向为竖直向下方向；如图 5(c) 所示，H 型翅片在翅片的左上方形成一个漩涡，且速度相对于其他位置较大。

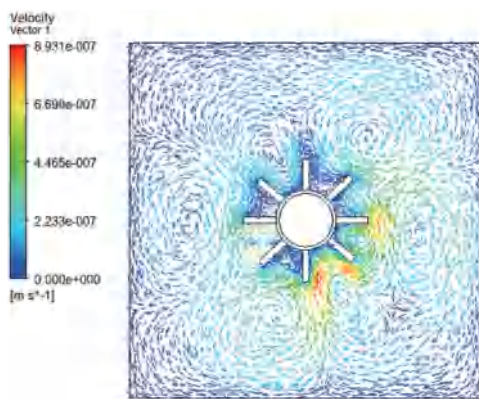


图 5(a) 十字型翅片流速分布

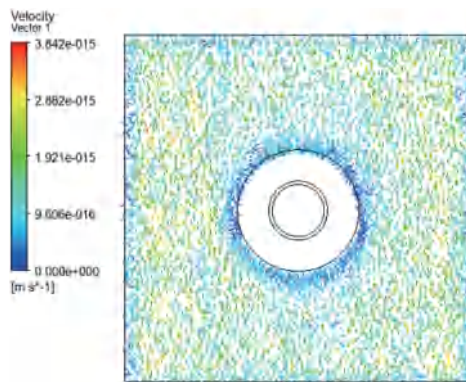


图 5(b) 环形翅片流速分布

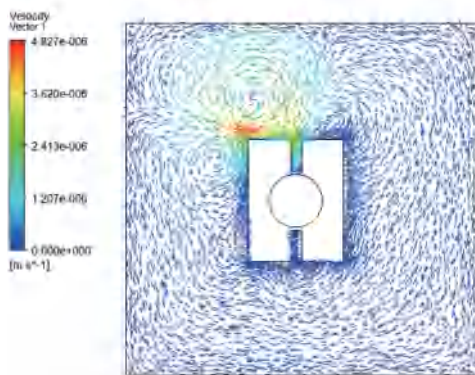


图 5(c) H 型翅片流速分布

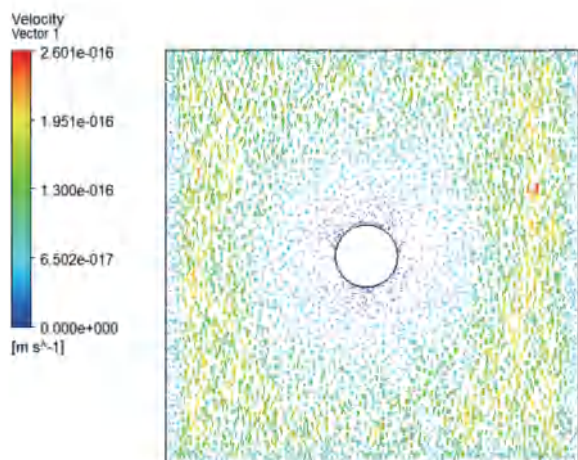


图 5(d) 光管流速分布

图 6 为三种翅片类型下得热量随管壁温度的变化趋势,从图中可以看出,得热量随壁面温度的升高而增大,十字型、环型、H 型翅片得热量的平均值依次为 9771.28J、6960.28J、8044.05J。十字型翅片得热量比其他两种翅片要大,增加量分别是环型翅片的 40.39% 和 H 型翅片的 21.47%。

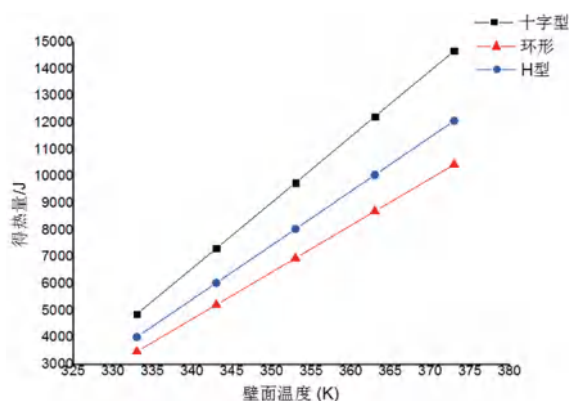


图 6 得热量随管壁温度变化

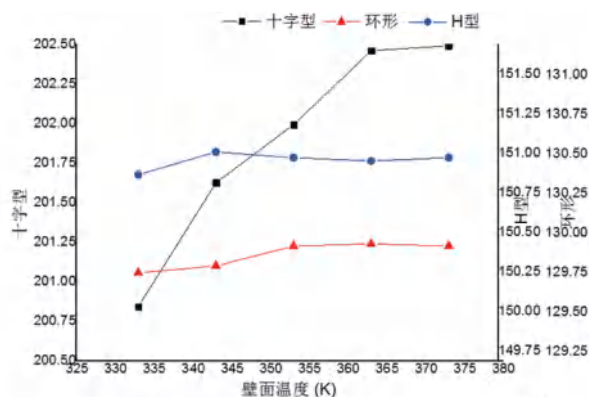


图 7 平均对流换热系数随管壁温度变化

由于所建模型较小,导致性能参数的变化幅度很小。在不同纵坐标系下能较为清楚的观察到参数的变化趋势,并保证各坐标系下坐标范围差值相同。图 7 为三种翅片类型下平均对流换热系数随管壁温度的变化趋势,从图中可以看出,十字型翅片的平均对流换热系数随壁面温度变化最为明显。十字型、环型、H 型翅片的平均对流换热系数的平均值依次为 201.88 kJ/(m²K)、129.87 kJ/(m²K)、150.97 kJ/(m²K)。十字型翅片的平均对流换热系数最大,分别是环型翅片的 55.45% 和 H 型翅片的 33.73%。

图 8 为三种翅片类型下 Nu 随管壁温度的变化趋势,十字型、环型、H 型翅片 Nu 的平均值依次为 1.162、0.956、1.159。可以看出,十字型翅片随壁面温度变化幅度最大。相对于平均值而言,十字型翅片与 H 型翅片两者的 Nu 非常接近,十字型翅片略高于 H 型翅片。十字型翅片增长量分别为环型翅片的 22.66% 和 H 型翅片的 0.30%。

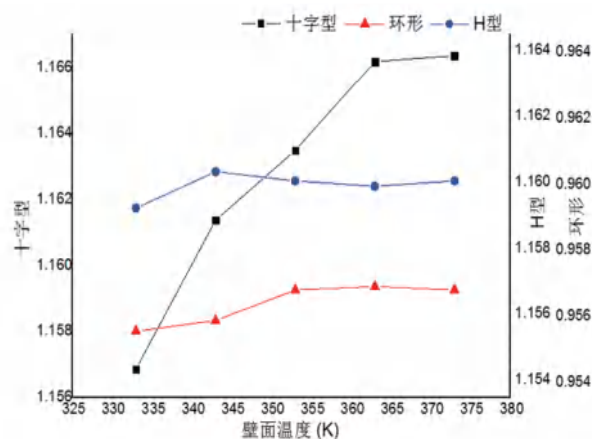


图 8 Nu 随管壁温度变化

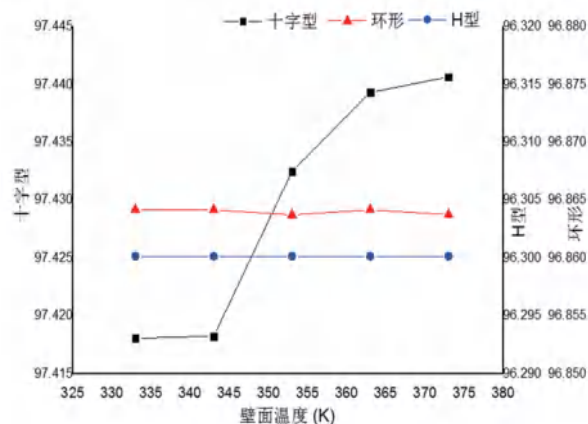


图 9 翅片效率随管壁温度变化

图9为三种翅片类型下翅片效率随管壁温度的变化趋势,十字型、环型、H型翅片的各自平均翅片效率依次为97.43%、96.86%、96.30%。十字型翅片的翅片效率最大,且随壁面温度变化最大。十字型翅片效率平均值的增长量分别为环型翅片的0.58%和H行翅片的1.17%。

7 结论

本文通过对三种不同类型的翅片进行数值模拟计算,分析其传热性能的差异,主要得出以下结论:

(1) 由数值模拟结果可以看出,与光管相比,十字型、环型以及H型翅片的整体换热量分别增加46.13%、4.23%、20.44%。

(2) 十字型翅片的平均对流换热系数最大,分别是环型翅片的55.45%和H型翅片的33.73%。十字型翅片Nu增长量分别为环型翅片的22.66%和H型翅片的0.30%。十字型翅片效率平均值的增长量分别为环型翅片的0.58%和H行翅片的1.17%。较其他两种翅片,十字型翅片的换热得热量、平均对流换热系数、Nu以及翅片效率均为最大值,因此,其用于水-水换热器当中换热性能最佳。

(3) 三种翅片类型的换热得热量均随壁面温度的升高而增大。对于平均对流换热系数、Nu以及翅片效率三个参数而言,十字型受壁面温度的影响较大,而环形和H型翅片则随壁面温度变化较小。

(4) 水箱内水的平均速度由大到小排序依次为H型、十字型、环型,H型翅片会在上方形成一个速度漩涡,十字型翅片会在翅片周围形成数个速度漩涡,环形翅片速度较为规律,多为沿重力方向。

参考文献

[1] 陈洁璐,蔡姗姗,陈焕新, et al. 翅片类型对风冷冷

凝器空气侧特性影响的分析. 制冷技术. 2017;37:49-52+75.

[2] 黄东,刘小玉,王彦鲁. 翅片类型对热泵空调结霜特性的影响. 制冷学报. 2012;33:12-7.

[3] 林欣,陈衡,郑伟伟, et al. H型翅片管结构优化分析. 工业锅炉. 2018;4:10-3.

[4] 高旭亮. 管壳式相变蓄热器的蓄热性能优化研究 [硕士]: 河北工业大学; 2012.

[5] NEMATI H. 水平环形翅片管的自然对流参数研究. 中南大学学报: 英文版. 2019;26:2077-87.

[6] 朱必佳,孙宇. 平直翅片管式换热器的传热数值模拟研究. 机械设计与制造. 2018:99-102.

[7] 徐百平,江楠,程卓明, et al. 平直翅片管翅式换热器流动与传热数值模拟. 化工装备技术. 2005:46-9.

[8] 宋景慧,王帅,宋杰. H型翅片管传热与阻力特性数值模拟以及场协同原理分析. 广东电力. 2018;31:6-10.

[9] 秋雨豪. 百叶窗翅片管式换热器换热性能分析. 制冷与空调. 2019;19:34-8+76.

[10] 宁德亮,庞凤阁. 三种翅片管在空冷器应用中的性能比较与分析. 制冷与空调. 2006:26-30.

[11] 马士伟. 不同翅片条件下径向热管换热器的仿真与优化 [硕士]: 中南大学; 2013.

[12] 李新禹,陈林,郝旭涛, et al. 基于FLUENT的板翅式换热器平直翅片数值模拟. 化学工程. 2018;46:62-7.

[13] 李金珂,夏永放,朱秋予, et al. 环形换热翅片的理论研究及设计. 沈阳工程学院学报(自然科学版). 2018;14:216-22+46.

[14] 费继友,田士博,王枫, et al. 平直翅片管式换热器结构参数的优化. 大连交通大学学报. 2018;39:40-4+91.

[15] 丁佳男. 翅片管式换热器的数值模拟分析 [硕士]: 东北大学; 2017.

[16] 何洋,王利民,唐春丽, et al. H型翅片管湿烟气对流传热数值模拟研究. 化工学报. 2019;70:4556-64.

(上接49页)

[4] Maheshwari G P, Al-Ragom F, Suri R K. Energy-saving potential of an indirect evaporative cooler [J]. Applied Energy, 2001, 69:69-76.

[5] Wang Z W, Wang L, Ma A H, Liang K F, Song Z, Feng L W. Performance evaluation of ground water-source heat pump system with a fresh air pre-conditioner using ground water [J]. Energy Conversion and Management, 2019, 188:250-261.

[6] Lyu W H, Li X T, Wang B L, Shi W X. Energy saving potential of fresh air pre-handling system using shallow geothermal energy [J]. Energy and Buildings, 2019, 185:39-48.

[7] 秦玉强. 某电子洁净厂房净化空调系统设计 [J]. 制冷与空调, 2014, 14(07): 86-88.

[8] 万平强,程林辉. 南昌市地下水地源热泵适宜性区划及其潜力评估 [C]. 2017年江西省地质学会论文汇编: 江西省地质学会, 2017: 38-43.

[9] 刘耀国. 南昌某土壤源热泵系统工程应用及分析 [D]. 南昌大学, 2015.

[10] 林群. 电子洁净厂房中暖通空调的设计 [J]. 福建建筑, 2018(04): 122-126.

[11] 何克青,晋欣桥,颜健,范波,杜志敏. 电子厂房空调系统自然供冷率及节能分析 [J]. 建筑热能通风空调, 2011, 30(06): 58-61.

基于分级负荷构建优化的空气处理流程

清华大学 郑功杭 陈炜 李先庭

摘 要: 传统空气处理过程中, 只考虑了负荷的数量并没有考虑负荷的品位。本文提出了负荷品位的概念以及将负荷分为不同品位的方法, 基于负荷和能源的品位分布, 提出优化空气处理流程的思路。分别对地源热泵处理新风和电子厂房新风处理过程进行优化, 并以电子厂房冬季空气处理过程为例, 将优化后的分级处理系统与传统空调系统能耗进行对比。结果表明: 空气负荷可以划分为不同的品位, 负荷品位由处理该级负荷的合理的冷热源温度进行表征; 基于分级负荷方法, 可构造出品位更对口的空气处理优化流程; 以电子洁净厂房冬季工况为例, 优化后的流程可比传统流程节约能耗 46.6%。

关键词: 分级负荷; 能源品位; 空气处理流程; 分级处理; 建筑节能

0 引言

随着社会经济的快速发展, 建筑能耗越来越高, 而空调系统能耗通常占建筑总能耗的 50% 左右^[1]。空调系统能耗主要集中在空气处理上, 有效减少空气处理过程中的能耗, 对空调系统节能具有重要意义。目前, 空气处理负荷定义为风量乘以焓差, 并具有一系列成熟的计算方法。但该计算方法只考虑了负荷的数量并没有说明应该用何种温度品位的冷热源来处理该负荷, 而传统空调系统往往基于负荷的数量设计单一冷热源来处理此负荷。

实际上自然界和工艺过程中存在各类不同温度的免费热源(汇)。常见的自然能源包括空气、江河湖水、地下水、土壤以及太阳能等, 在工艺生产过程中存在诸如电子洁净厂房中压缩机的工艺冷却水、工艺热排风等废热^[2]。自然能源和工艺余热具有不同的温度品位, 在条件合适的情况下可直接对部分空气进行处理。例如, 前人通过直接/间接蒸发冷却技术可以制取接近空气湿球/露点温度的冷水直接对新风进行预冷^[3,4], 采用地埋管循环水直接对新风进行预冷预热^[5,6]等。综合利用不同温度品位的能源对空气进行处理, 将显著降低空调能耗。然而传统的负荷概念却无法有效指导如何使用多种品位能源进行空气处理。

一些工艺过程还会存在同时需要冷和热的情况。例如, 对于电子工业厂房, 由于生产设备发热量大, 冬季普遍同时存在室内空气的冷负荷和室外新风的

热负荷^[7]; 当建筑具有内区时, 内区往往全年需要供冷, 此类建筑冬季也同时存在冷热负荷。然而, 传统空调系统往往采用分别制取冷热水的方法对冷热负荷各自独立进行处理。

由于目前没有负荷品位的概念和方法, 这些情况下的空气处理流程均未很好地实现各种品位能量的综合利用, 因而没有实现空气处理的优化。为此, 本文首先提出分级负荷的概念和方法, 基于分级负荷提出构建优化的空气处理流程的思路。选取典型的空气处理案例, 展示空气分级处理的优势和节能效果。

1 负荷分级方法

在传统空气处理过程中, 冷热源通过换热器与空气进行能量交换, 实现对空气的降温/加热。以空气降温为例, 冷冻水与空气在热容量匹配的情况下, 两者温度变化平行, 温度差(ΔT_x)固定。因此可以用合理的冷冻水温标记特定空气状态下的负荷。空气状态从入口到出口的变化是连续的, 为了定量定义负荷品位, 可以通过划分合理的温降区间来区分空气状态的变化。将空气处理过程分为几个区间, 在每个区间, 负荷品位将由相应的冷冻水平均温度标记, 则总负荷量是多个不同品位负荷的总和。

基于此思想, 建立了一种定义负荷品位的方法。负荷分级离散图如图 1 所示, 以空气与冷冻水之间的平均温度差 ΔT_x 为例, 第 i 个区间的空气平均温度为 T_{ami} , 负荷数量为 Q_i , 空气温度变化 ΔT_{ai} 。负荷 Q_i 是可以由平均温度 T_{wmi} 的冷冻水处理的负荷。因此 Q_i 的品位用水温 T_{wmi} 表示, 即 $Q_i(T_{wmi})$ 。整个负

基金项目: 十三五国家重点研发计划项目(编号 2018YFC0705201)和国家自然科学基金重点项目(编号 51638010)

荷可以分解为以下形式：

$$Q = Q_1(T_{wm1}) + Q_2(T_{wm2}) + \cdots + Q_i(T_{wmi}) + \cdots + Q_N(T_{wmN}) \quad (1)$$

$$T_{wmi} = T_{ami} - \Delta T_x \quad (i=1,2,3,\cdots,N) \quad (2)$$

根据分级负荷的表达式可知应该采用何种温度品位的冷热源来处理负荷。从而有效指导综合利用多种低品位能源对空气进行分级处理。针对不同品位的负荷应利用与之相匹配的冷热源来处理空气，则整个分级处理系统的能耗即为各级能耗的总和。分级处理系统能耗表达形式如下：

$$W_g = \frac{Q_1(T_{wm1})}{EER_1} + \frac{Q_2(T_{wm2})}{EER_2} + \cdots + \frac{Q_i(T_{wmi})}{EER_i} + \cdots + \frac{Q_N(T_{wmN})}{EER_N} \quad (3)$$

式中： EER_i 为处理第*i*级负荷的冷热源能效比。

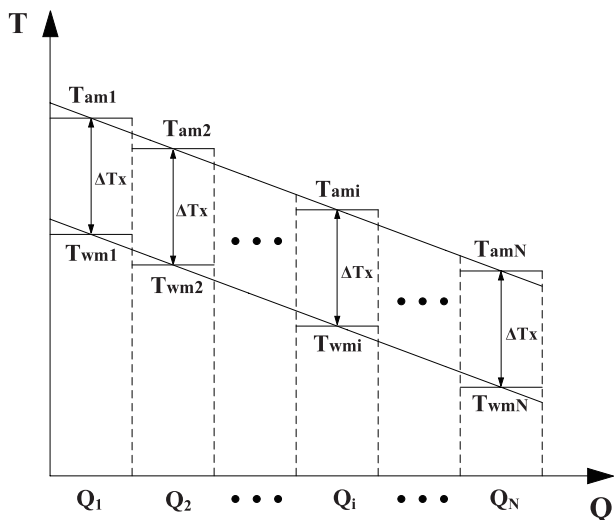


图1 负荷分级离散图

2 优化空气处理流程的思路

基于负荷分级方法，可以将空气处理的需求负荷离散为不同温度品位的负荷。按类似方法，将可利用的能源按温度分为不同品位。在具体实际条件下，可绘制出能源和需求负荷品位分布图，如图2所示。

能源品位分布与需求负荷品位分布之间的关系存在三种典型情况：（1）能源品位与需求负荷品位相同，如图2a所示。此时品位匹配的能源可以直接处理对应品位的负荷。品位匹配的待冷却负荷和待加热负荷同样可以通过换热器直接处理，互相满足各自需求。故应以“品位匹配优先”原则优化空气

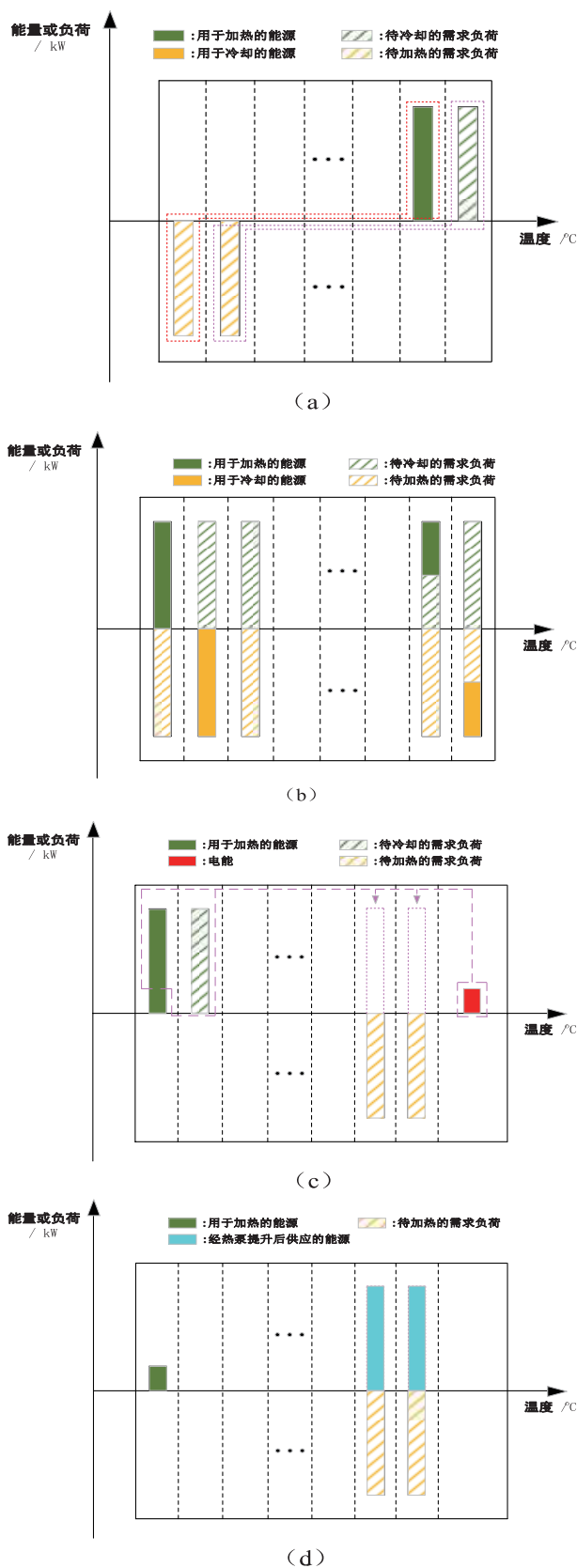


图2 能源和需求负荷品位分布图

处理过程；(2) 能源 / 待冷却 (加热) 需求负荷品位高于需求热 (冷) 负荷品位, 如图 2b 所示。由于能源 / 待冷却 (加热) 需求负荷品位较高, 可以直接在能源 / 待冷却 (加热) 需求负荷与需求热 (冷) 负荷之间构造换热器, 直接满足空气处理需求; (3) 能源 / 待冷却 (加热) 需求负荷品位低于需求热 (冷) 负荷品位, 如图 2c 所示。此时需要通过构造热泵机组提升能源 / 待冷却 (加热) 需求负荷品位, 制取不同温度品位的能源来满足不同品位的热 (冷) 负荷需求, 如图 2d 所示。构造热泵的原则应以制取不同品位能源的能耗总和最小为原则优化空气处理过程。

3 优化方法示例

3.1 空气处理流程优化示例

示例一以南昌地区新风处理为例, 自然能源采用土壤源。南昌地区土壤全年平均温度 18.5°C , 夏

季地理管出水 25°C , 冬季地理管出水 13°C [8,9]。新风处理需求为: 风量 $10000\text{m}^3/\text{h}$, 夏季设计工况室外空气状态: 干球温度 35.5°C , 湿球温度 28°C ; 送风状态: 干球温度 15°C , 相对湿度 90%。冬季设计工况室外干球温度 -2°C , 送风温度 30°C 。传统空气处理方案为采用地源热泵机组夏季制取 $7/12^{\circ}\text{C}$ 冷冻水, 冬季制取 $45/40^{\circ}\text{C}$ 热水处理新风。

基于负荷分级方法, 夏季工况以 5°C 空气温降划分空气处理区间, 空气处理过程被划分为 4 级。空气与冷源之间的设计温差为 5°C 。则空气冷负荷被划分为 $Q(27.5^{\circ}\text{C})$ 、 $Q(22.5^{\circ}\text{C})$ 、 $Q(17.5^{\circ}\text{C})$ 和 $Q(12.5^{\circ}\text{C})$ 四种品位。夏季设计工况土壤源和需求冷负荷品位分布如图 3a 所示。按能源品位和需求负荷匹配优先处理的原则, 地理管出水可以直接处理 $Q(27.5^{\circ}\text{C})$ 。剩余 3 种品位负荷需要构造 3 台地源热泵制取平均水温分别为 22.5 、 17.5 和 12.5°C 的冷冻水分级处理空气。

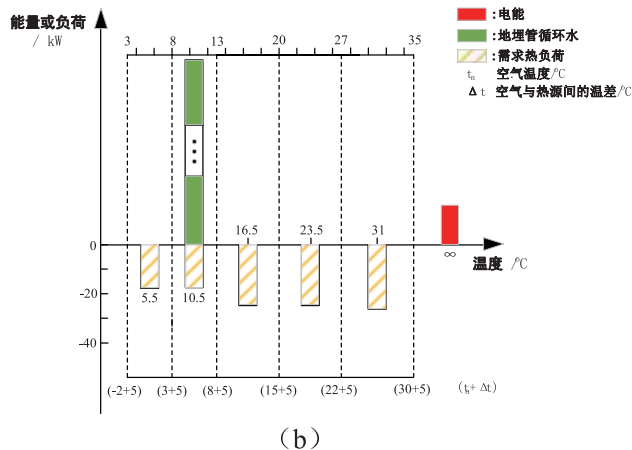
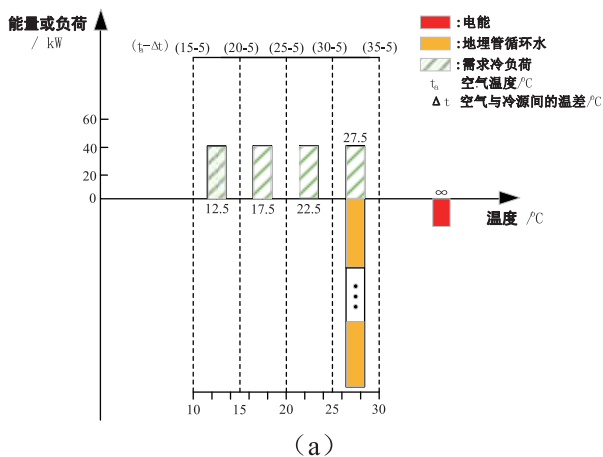


图 3 土壤源和需求负荷品位分布图

冬季工况以 $5\sim 8^{\circ}\text{C}$ 空气温降划分空气处理区间, 空气处理过程被划分为 5 级。空气与热源之间的设计温差为 5°C 。则热负荷被划分为 $Q(5.5^{\circ}\text{C})$ 、 $Q(10.5^{\circ}\text{C})$ 、 $Q(16.5^{\circ}\text{C})$ 、 $Q(23.5^{\circ}\text{C})$ 和 $Q(31^{\circ}\text{C})$ 五种品位。冬季设计工况土壤源和需求热负荷品位分布如图 3b 所示。按能源品位和需求负荷匹配优先处理的原则, 冬季地理管出水可以直接处理 $Q(5.5^{\circ}\text{C})$ 和 $Q(10.5^{\circ}\text{C})$ 。剩余 3 种品位负荷需要构造 3 台地源热泵制取平均水温分别为 16.5 、 23.5 和 31°C 的热水分级处理空气。冬夏季利用地源热泵分级处理新风的系统原理图如图 4 所示。相比传统新风处理方式, 优化后的空气分级处理方法充分利用地理管循环水对新风进行预冷 / 热。由于热泵机组制备 3 种不同

品位的冷 / 热水, 相比传统处理方式机组性能显著提高。

示例二以南昌地区电子洁净厂房空气处理常规方案为例。目前电子洁净厨房常规空气处理方案为: 新风机组 (MAU) + 干盘管 (DCC) + 风机过滤单元 (FFU) 系统。由 MAU 处理室外新风, 承担室内湿负荷, 冬季加热新风并加湿。处理后的新风直接送入到洁净室上夹层, 与室内回风混合, 由 FFU 过滤单元送入室内工作区。回风经夹层风道上方的干盘管冷却回到上夹层。室内显热负荷由 DCC 承担, 一般为全年供冷, FFU 用来循环空气从而达到洁净度要求的换气量 [10]。冬季热源常规方案为: 冬季直接用风冷热泵制取 $45/40^{\circ}\text{C}$ 热水, 处理新风热负荷;

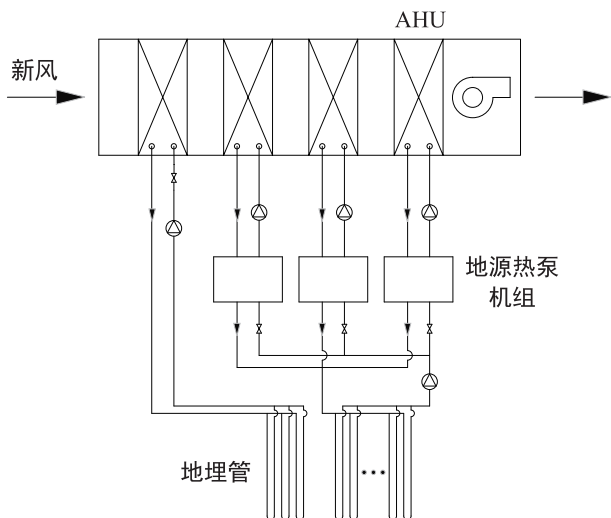


图4 地源热泵分级处理新风的系统原理图

利用冷却塔免费供冷方式（间接连接）处理室内冷负荷^[11]。本文分析的电子厂房面积5500m²，设计新风量205000m³/h，回风量1456000m³/h。冬季设计工况空气处理需求：新风室外设计温度-2℃，新风送风温度：24℃；回风处理前后温度：25/22℃。由于回风由回风干盘管处理，且干盘管的供回水温度：13/19℃，因此回风空气处理需求可以用回风干盘管中温水表征。

以5~6℃空气温降划分空气处理区间，将空气处理过程划分为5级。空气与热源之间的设计温差为5℃。则空气热负荷可划分为 $Q(5.5℃)$ 、 $Q(10.5℃)$ 、 $Q(16℃)$ 、 $Q(21.5℃)$ 和 $Q(26.5℃)$ 五种品位。冬季设计工况厂房可利用能源和需求负荷品位分布如图5所示。按能源品位和需求负荷匹配优先处理的原则，中温水直接处理 $Q(16℃)$ 。需求热

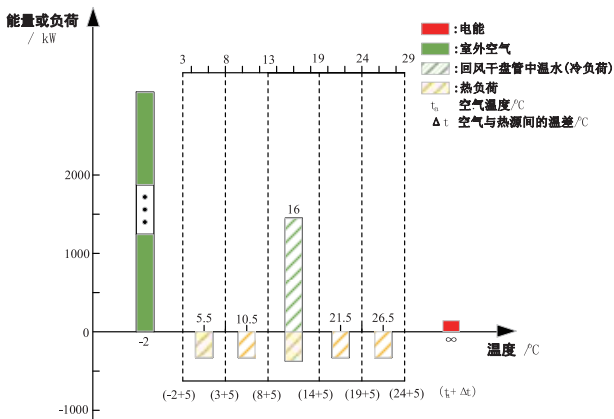


图5 电子厂房供应能源和需求负荷品位分布图

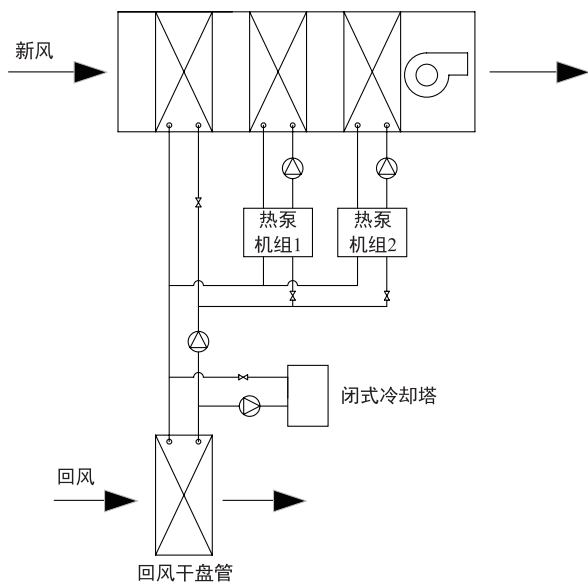


图6 电子厂房空气分级处理系统原理图

负荷 $Q(5.5℃)$ 、 $Q(10.5℃)$ 的品位低于中温水的品位，因此可以进一步构造换热器直接利用中温水处理。剩余 $Q(21.5℃)$ 和 $Q(26.5℃)$ 负荷需要构造2台水源热泵制取平均水温分别为21.5℃和26.5℃的热水分级处理空气。若中温冷水仍有剩余，则采取冷却塔间接排热的方式，排至室外。实际空气分级处理系统原理如图6所示。

3.2 分级空气处理系统能耗模拟

本文以上述示例二中电子洁净厂房冬季空气处理为例，在TRNSYS平台上搭建空气分级处理系统，对系统整个冬季进行能耗模拟，并与传统方案“风冷热泵+冷却塔间接供冷方式”进行能耗对比。水泵、风机、换热器等设备均使用软件自带模块。机组设备模型根据设备厂家提供的变工况性能曲线拟合，模型方程如下：

水源热泵机组：

$$P_{s,30℃} = -0.44t_{ei} + 172.9, \quad R^2 = 0.9983 \quad (4)$$

$$Q_{s,30℃} = 25.11t_{ei} + 572.4, \quad R^2 = 0.9847 \quad (5)$$

$$P_{s,25℃} = -0.35t_{ei} + 139.6, \quad R^2 = 0.9954 \quad (6)$$

$$Q_{s,25℃} = 27.6t_{ei} + 657.2, \quad R^2 = 0.9844 \quad (7)$$

传统风冷热泵机组：

$$P_{f,45℃} = 1.56t_{wi} + 485.2, \quad R^2 = 0.9895 \quad (8)$$

$$Q_{f,45℃} = 29.35t_{wi} + 1713.4, \quad R^2 = 0.9941 \quad (9)$$

式中： P_s 为水源热泵机组功率，kW； Q_s 为水

源热泵机组制热量, kW; t_{ei} 为蒸发器侧入口水温, $^{\circ}\text{C}$;
 P_f 为风冷热泵机组功率, kW; Q_f 为风冷热泵机组制
 热量, kW; t_{wi} 为蒸发器侧空气入口温度, $^{\circ}\text{C}$ 。

水泵功率计算式如下:

$$W_{pi} = \frac{\rho_w g H \cdot G_{wi}}{\eta_w} \quad (10)$$

式中: H 为水泵扬程, m; ρ_w 为水密度, kg/m^3 ;
 G_{wi} 为第 i 级的水流量, m^3/s ; η_w 为水泵效率。

风机功率计算式如下:

$$W_{fi} = \frac{P_{ai} \times G_a}{\eta_a} \quad (11)$$

式中: P_{ai} 为第 i 级空气 - 水换热器风侧阻力,
 P_a ; G_a 为空气流量, m^3/s ; η_a 为风机效率。

分级处理系统节能率计算式如下:

$$\varepsilon = \frac{W_t - W_g}{W_t} \quad (12)$$

式中: W_t 为常规空调系统能耗, kW。

3.3 能耗分析

分级负荷整个冬季累计分布如图 7 所示,
 $Q(5.5^{\circ}\text{C})$ 、 $Q(10.5^{\circ}\text{C})$ 、 $Q(16^{\circ}\text{C})$ 、 $Q(21.5^{\circ}\text{C})$ 和 $Q(26.5^{\circ}\text{C})$ 的
 累计负荷占总累计负荷的比例分别为: 2%、
 14%、21%、31% 和 32%。 $Q(5.5^{\circ}\text{C})$ 、 $Q(10.5^{\circ}\text{C})$ 和
 $Q(16^{\circ}\text{C})$ 三种品位的负荷均由中温水直接处理, Q
 (21.5°C) 和 $Q(26.5^{\circ}\text{C})$ 由 2 级热泵处理。不同品位
 的热负荷分别由不同温度的热水处理, 实现空气的
 梯级加热和能源的梯级匹配利用。

分级空气处理系统和传统空调系统冬季能耗对
 比如图 8 所示, 由于分级处理系统综合利用了中温
 冷水, 并对空气进行多级处理, 实现了热泵机组能
 耗的显著降低。分级处理系统的水源热泵机组能耗
 为传统系统的风冷热泵机组能耗的 0.31 倍。由于分
 级空气处理系统采用多级空气 - 水换热器进行空气

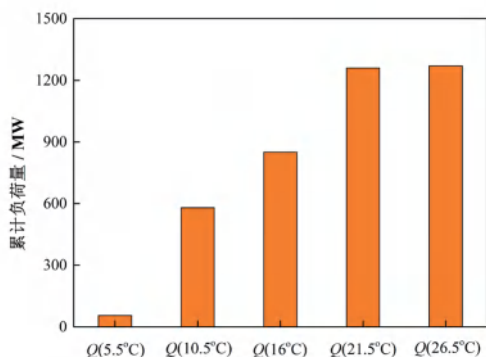


图 7 分级负荷累计分布图

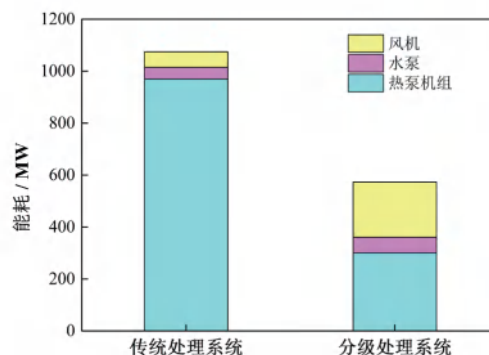


图 8 分级空气处理系统与传统空调系统能耗对比

处理, 导致风机侧阻力显著增加, 分级处理系统的
 风机能耗为传统系统的 3.54 倍。分级处理系统的水
 泵能耗为传统系统的 1.42 倍。由于热泵机组为系
 统的主要能耗部件, 分级空气处理系统相比传统空
 调系统的综合节能率达 46.6%。

4 结论

本文提出了负荷品位的概念以及将负荷分为不
 同品位的方法。基于负荷和可利用能源的品位分布
 图, 提出优化空气处理流程的思路。对地源热泵冬
 夏季处理新风过程进行流程优化, 得到了充分利用
 自然能源的优化流程。对电子厂房冬季新风处理过
 程进行优化和能耗模拟, 并与传统空气处理流程的
 能耗进行对比。具体的研究结论如下:

(1) 空气负荷可以划分为不同的品位, 负荷品
 位由处理该级负荷的合理的冷热源温度进行表征;

(2) 基于分级负荷方法, 可构造出品位更对
 口的空气处理优化流程;

(3) 以南昌某电子洁净厂房冬季工况为例, 优
 化后的流程可比传统流程节约能耗 46.6%。

参考文献

- [1] Pérez-Lombard L, Ortiz J, Pout C. A review on buildings energy consumption information [J]. Energy and Buildings, 2008, 40:394-398.
- [2] 刘英军. 电子工业厂房节能分析与研究 [D]. 西华大学, 2012.
- [3] Delfani S, Esmaeelian J, Pasharsahri H, Karami M. Energy saving potential of an indirect evaporative cooler as a pre-cooling unit for mechanical cooling systems in Iran [J]. Energy and Buildings, 2010, 42:2169-2176.

(下转 44 页)

居住建筑通风换气状况的动态特性研究

北京工业大学建筑工程学院 简毅文 孙荣 郭锐敏

摘要: 本研究提出以人体释放 CO_2 作为示踪气体的房间通风量动态计算方法, 选取北京市 2 户自然通风住宅开展为期一年的连续测量和记录, 计算确定全年逐时换气次数, 研究各房间换气次数在开关窗状态下的分布情况, 分析房间换气次数与季节、居住者作息以及室内外环境之间的相互关联。结果表明房间换气次数变化呈现出季节差异以及作息影响, 并表现出与室内外环境不同程度的相互关联。其中, 室内外温度对换气次数的影响最为突出, 其次是室外 $\text{PM}_{2.5}$ 浓度, 室内外湿度及风速几乎不产生影响。分析表明本研究所提出的动态计算方法在房间自然通风量的分析确定上是可靠和有效的, 可以此为基础开展大规模的研究以全面反映居住建筑自然通风状况的变化规律。

关键词: 自然通风; 换气次数; 居住建筑; 动态计算; 环境影响

0 引言

长久以来, 自然通风一直是调节居住建筑室内热环境和空气品质的重要手段, 合理的自然通风对营造良好室内空气环境和降低建筑供暖空调能耗有着重要影响。从对室内空气环境和能耗影响的角度, 通风换气状况是影响通风效果的重要因素。因此, 确定房间通风量的动态变化对合理认识和把握居住建筑的室内空气环境有着重要意义, 并可为今后制定国家和行业标准提供理论依据。

目前, 自然通风量的计算通常使用流量系数算法^[1]和示踪气体算法^[2]。流量系数法需对被测房间进行建模, 通过 CFD 模拟确定不同门窗开度下的流量系数, 从而计算被测房间的通风量, 在室外风压和热压逐时动态变化的情况下, 该方法应用于实际住宅通风量的测量存在较大难度, 不便于住宅内多个房间的测量。示踪气体法通常使用 CO_2 、 SF_6 等无毒无害、物理化学性质稳定气体作为示踪气体, 以上升法和下降法方式释放示踪气体, 根据示踪气体浓度的变化状况, 分析推算得出房间通风量。该方法适合居住建筑的实测研究, 在居住建筑通风量的测量中已得到广泛应用。

相对于在被测住宅房间释放 CO_2 等示踪气体的做法, 以室内人员活动产生的 CO_2 作为示踪气体, 可简化入户测试的工作量, 降低测试成本, 同时将对室内居住者日常作息的影响降到最低, 具有较高的可实施和可操作性。齐美薇^[3]、侯静^[4]等人的研

究证实了此方法的可操作性。基于此, 已有学者对各地居住建筑通风量进行相关研究, 涉及天津^[5]、东北^[6]、上海^{[7][9]}、北京^[8]等地区。在这些研究中, 开展测试分析的时间通常选取为夜间^{[5][6][8][9]}或无人时段^{[5][7]}, 由此获得的结果只能代表特定时间段内平均的房间通风量, 而不是随时间动态变化的通风量。这对于北方地区居住建筑房间冬季通风量的分析确定基本适用, 但对于其他多数的实际情况, 由于居住者的开窗通风以及室外风压、热压随时间的变化, 房间通风量将会呈现出动态变化的特征。于是, 现有的研究结果尚缺乏对居住建筑通风换气状况的完整描述。

本研究以人员活动释放的 CO_2 作为示踪气体, 建立一种房间通风量的动态分析计算方法, 对北京市两户住宅卧室、客厅的 4 个房间进行一年室内空气环境的连续测量, 并由此计算确定房间全年的逐时换气量, 分析房间通风量在不同季节的日变化特性, 进一步分析室内外环境因素与通风量的相互关系, 以期更全面地反映房间自然通风的变化特性。本研究对了解居住建筑实际的自然通风状况提供数据支持。

1 通风量动态计算方法

人体在一定活动状态下新陈代谢率基本稳定, CO_2 散发量也相应保持稳定。若室内仅有人员活动释放 CO_2 , 则根据质量守恒定律, 得到房间 CO_2 浓度稀释方程:

$$V \frac{dC}{d\tau} \times 10^{-6} = Q C_s \times 10^{-6} + V_{\text{CO}_2} - Q C \times 10^{-6} \quad (1)$$

基金项目: “十三五”国家重点研发计划 (2016YFC0700501)

式中, V 为房间体积, m^3 ; C 为房间 CO_2 浓度, ppm; τ 为时间, h; Q 为房间通风量, m^3/h ; C_s 为室外 CO_2 浓度, ppm; V_{CO_2} 为室内人员的 CO_2 散发速率, m^3/h 。

人体 CO_2 散发速率与人体表面积及其代谢情况有关, 不同活动强度下人体的 CO_2 散发速率可按公式 (2) 计算^[10]:

$$V_{\text{CO}_2} = 0.04M \times AD \times \alpha \quad (2)$$

式中, M 为成年男子在不同活动强度下的新陈代谢率, W/m^2 ; AD 为人体皮肤表面积, m^2 , 面积 AD 与人的体重和身高有关, $AD = 0.202m^{0.425}H^{0.725}$, 其中, m 为人的体重, kg, H 为身高; α 为人体新陈代谢率的性别和年龄修正系数, 成年男子取为 1, 对于女子和幼儿, 分别取为 0.75 和 0.5。

对公式 (1) 在 $\tau - \Delta\tau$ 到 τ 区间内积分并统一量纲, 得到的结果为:

$$C_2 = \frac{V_{\text{CO}_2}}{Q} \times 10^6 + C_s - \left(\frac{V_{\text{CO}_2}}{Q} \times 10^6 + C_s - C_1 \right) \exp\left(-\frac{Q}{V} \Delta\tau\right) \quad (3)$$

其中, C_1 和 C_2 分别为某个任意的 $\tau - \Delta\tau$ 时刻及 τ 时刻的房间 CO_2 浓度, ppm; $\Delta\tau$ 为时间间隔, h。

理论上, 在已知房间体积、房间内人员的 CO_2 散发速率以及室外 CO_2 浓度的条件下, 通过房间 CO_2 浓度计算值 C_2 与实测值 C_c 的相互比较, 可以迭代求解出房间逐时的通风量 Q 。然而, 考虑到实际测量过程中存在诸多不可控因素, 如个体差异导致 CO_2 散发速率的变化、测试仪器的测量误差、测试环境中不利因素的干扰以及计算过程中当前时刻 CO_2 浓度的计算误差等, 即使在当前时刻房间通风量为真值的情况下, 由公式 (3) 得到当前时刻房间 CO_2 浓度的计算值与实际值势必存在误差。不考虑房间体积误差, 对公式 (3) 进行修正, 得到:

$$C_2 + \Delta C_2 = \left(1 - \exp\left(-\frac{Q}{V} \Delta\tau\right) \right) \left(\frac{V_{\text{CO}_2} + \Delta V_{\text{CO}_2}}{Q} \times 10^6 + C_s + \Delta C_s \right) + \exp\left(-\frac{Q}{V} \Delta\tau\right) (C_1 + \Delta C_1) \quad (4)$$

式中, ΔV_{CO_2} 为室内人员 CO_2 散发速率估算误差, ppm; ΔC_s 为室外 CO_2 浓度的测量误差, ppm; ΔC_1 为上一时刻房间 CO_2 浓度计算误差, ppm; ΔC_2 为当前时刻房间 CO_2 浓度计算误差, ppm。

再对公式 (4) 进行变换, 得到:

$$\Delta C_2 = \frac{\Delta V_{\text{CO}_2}}{Q} \times 10^6 + \Delta C_s - \left(\frac{\Delta V_{\text{CO}_2}}{Q} \times 10^6 + \Delta C_s - \Delta C_1 \right) \exp\left(-\frac{Q}{V} \Delta\tau\right) \quad (5)$$

在已知房间通风量的前提下, 公式 (5) 表示各误差的相互关系。基于此, 再根据当前时刻房间 CO_2 浓度计算值 C_2 , 确定在当前时刻房间 CO_2 浓度计算误差下的 CO_2 浓度估计值 C_2' 。

$$C_2' = C_2 \pm \Delta C_2 \quad (6)$$

由此, 将房间 CO_2 浓度估计值 C_2' 与实测值 C_c 以及房间 CO_2 浓度的最大测量误差 ΔC 相比较, ΔC 可根据仪器测量精度得出, 并要求三个参数之间满足以下关系式:

$$|C_2' - C_c| \leq \Delta C \quad (7)$$

根据公式 (7), 在保证 CO_2 浓度估计值与实测值的差值低于最大测量误差的条件下, 可计算得到换气次数的两个极值, 求取两者的平均值, 由此确定当前时刻房间通风换气次数。

2 测试对象及方法

本研究对北京市 2 户住宅的卧室和客厅房间自 2017.3.15 至 2018.3.15 进行为期一年的现场测量。住宅 1 的建筑面积 80m^2 , 居住有两个成年人和一个儿童; 住宅 2 的建筑面积为 95m^2 , 居住有一位老人、三个成年人。两户住宅的平面布局如图 1 所示。



图 1 测量住宅平面布局

现场测量采集的数据包括室内温度、湿度和 CO_2 浓度、门窗开关状态。采用 CKJM-1 门磁感应仪实时记录门窗的开关状态, 采用 testo-174H 温湿度自记仪和 QD-W1 CO_2 浓度自记仪每十分钟连续读取和记录室内温度、湿度和 CO_2 浓度。室外温度、湿度、 $\text{PM}_{2.5}$ 浓度以及风速等气象参数通过室外气象站获得。

入户测量前对测试仪器进行校正以降低测试误差, 实测时 CO_2 浓度自记仪避免放置在风口及人员走动频繁的区域以提高测量的准确性。居住者提供了到达和离开测试房间的基本生活作息, 通过门磁感应仪进一步核实确定人员在室情况。

3 结果与讨论

3.1 换气次数与开窗状况

基于本研究提出的房间通风量的动态计算方法, 计算得到两个测试住宅卧室和客厅房间每 10min 的换气次数, 如图 2 和图 3 所示。从换气次数的分布范围看, 开窗时段换气次数最大接近 10h^{-1} , 并在 75% 的时间内小于 2.5h^{-1} ; 关窗时段换气次数不超过 4h^{-1} , 在 75% 的时间内小于 1.5h^{-1} 。计算结果相比较文献 [5]、[6]、[8] 和 [9] 的结果略有偏大, 但基本处在相同的量级范围内。分析其原因在于本研究时间范围为一整年的全天, 而其他研究时间范围则集中在夜间。

通过图 2, 可以发现不同住宅、不同功能房间开窗时段的通风换气状况存在差异。住宅 1 和住宅 2 客厅、卧室房间平均换气次数分别为 2.01h^{-1} 、 2.74h^{-1} 、 1.14h^{-1} 和 1.58h^{-1} , 开窗时段住宅 1 的通风强度高于住宅 2, 卧室的通风强度略高于客厅。通过图 3, 得到住宅 1 和住宅 2 客厅、卧室房间关窗时

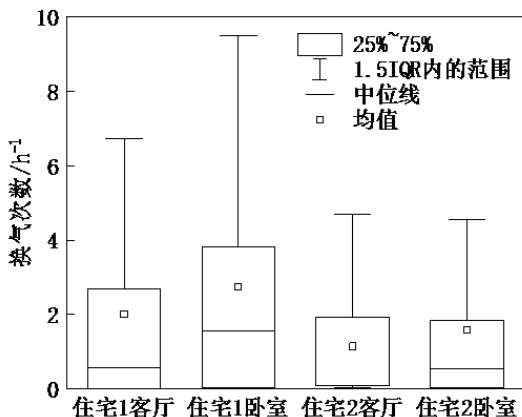


图 2 开窗时段房间换气次数分布

段的平均换气次数分别为 1.06h^{-1} 、 0.75h^{-1} 、 0.94h^{-1} 和 0.56h^{-1} , 该时段住宅 1 的通风强度仍高于住宅 2, 但差别已很微小, 同时客厅的通风强度略高于卧室。图 2 和图 3 的结果对比还显现出住宅开窗时段的通风强度明显高于关窗时段, 这说明相比较风压和热压的作用, 居住者的开窗行为在更大程度上决定着房间的通风换气状况。

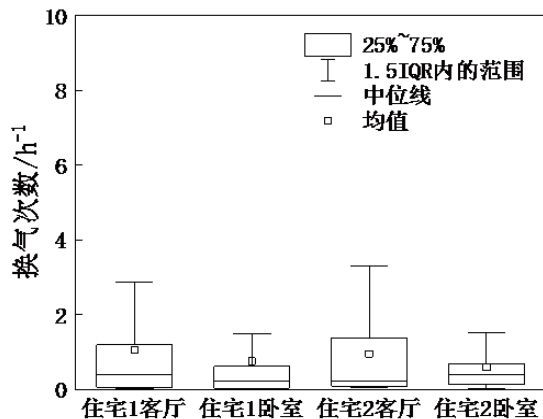


图 3 关窗时段房间换气次数分布

3.2 换气次数与季节和作息

我国居住建筑的开窗通风状况多随季节和居住者的日生活作息变化。图 4 表示出卧室、客厅 4 个房间各季节换气次数平均值的日变化情况。对比发

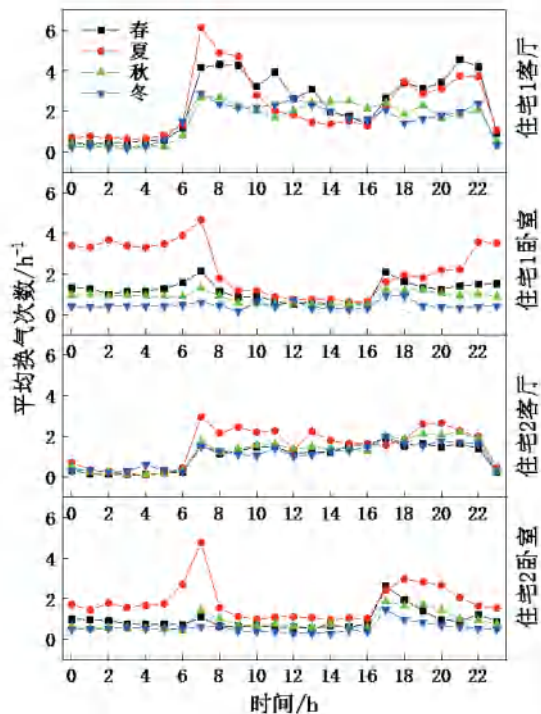


图 4 各季节换气次数平均值的日变化

现,各个房间换气次数的变化均存在季节差异,且呈现出明显的作息影响特性。各个房间的换气次数基本是夏季最高,其次是春季和秋季,冬季的换气次数最低。体现在作息的影响上,客厅房间白天换气次数高于夜间,卧室全天的换气次数变化并不明显,但卧室夏季夜间的换气次数却明显高于白天。

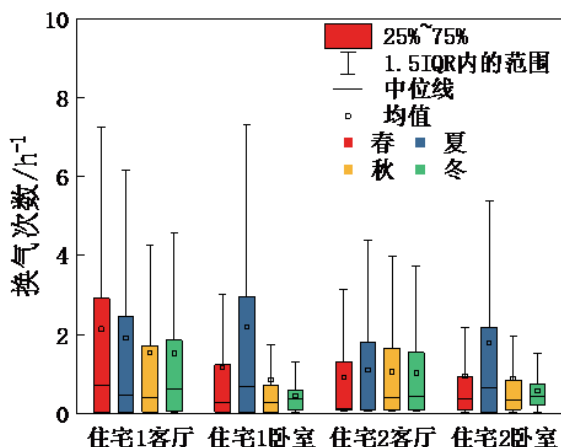


图5 各房间不同季节换气次数分布情况

4个房间换气次数在不同季节的分布情况如图5所示。两户住宅卧室换气次数的分布情况相似,夏季 2.19h^{-1} 和 1.78h^{-1} 的平均换气次数明显高于其他三个季节 0.03h^{-1} 至 1.23h^{-1} 和 0.02h^{-1} 至 0.92h^{-1} 范围内的平均换气次数。客厅平均换气次数随季节的变化幅度小于卧室,住宅1客厅房间基本保持为 1.38h^{-1} ,住宅2客厅房间换气次数除在夏季较高为 1.82h^{-1} 外,在其他三个季节基本稳定在 1.02h^{-1} 的水平上。

由于居住者的开窗行为是决定房间通风换气状况的关键因素,因此,上述房间的通风换气状况反映出住宅1相比较住宅2的开窗频繁,以及两个住宅均在夏季相比较其他季节对卧室外窗开启频度的加大。

3.3 换气次数与室外环境

如文献[11]所综述,大量的现场研究反映出室外气象条件和室内环境参数如室外温度、湿度、 $\text{PM}_{2.5}$ 浓度、风速和室内温度、湿度等对居住建筑开窗行为以及房间通风换气状况的影响。

图6表示出各房间在不同室外温度下的平均换气次数。住宅2卧室和客厅房间的换气次数总体随外温的升高而增加。但对于住宅1,换气次数与室外温度的关系则较为复杂,在外温介于 7°C 和 11°C 时,客厅房间的平均换气次数随外温的增加而明显

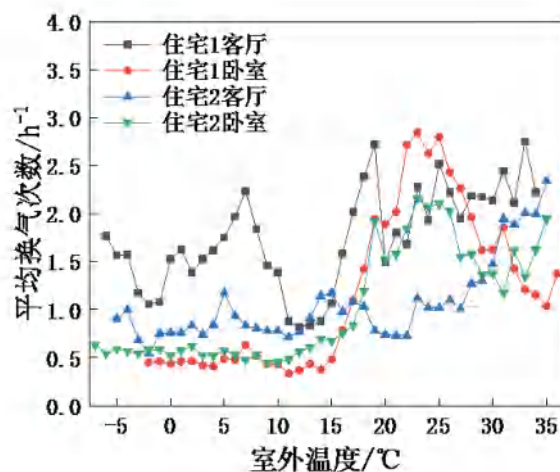


图6 不同室外温度下的平均换气次数

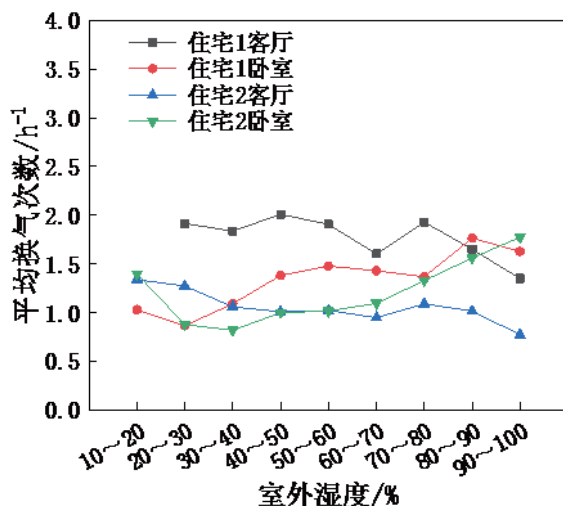


图7 不同室外湿度下的平均换气次数

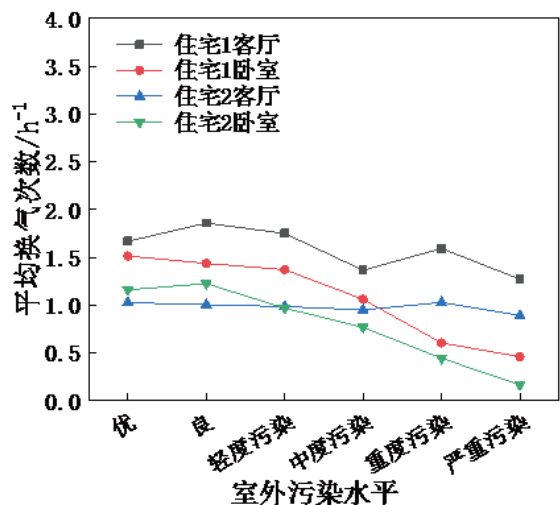


图8 不同室外 $\text{PM}_{2.5}$ 等级下的平均换气次数

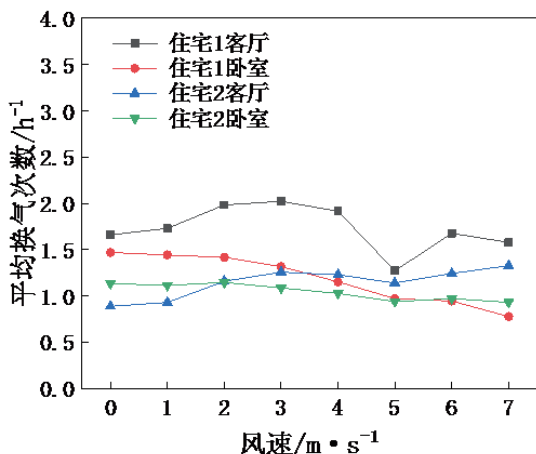


图9 不同室外风速下的平均换气次数

降低,进而在 11℃至 15℃的外温下基本保持平稳,之后再随外温的上升而加大。卧室房间则是在外温超过 25℃后,呈现总体下降的变化趋势。其原因在于外温低于 7℃时基本属于供暖期,期间住宅 2 房间存在供热过热的现象,作为对室内热环境适应的体现,居住者通过开窗加大通风以缓解室温过高导致的热不舒适感。当外温升高,由供暖期进入到非供暖期后,同样为了适应环境,居住者在室温降低并且外温相对较低的情况下减少室内外通风。对于卧室房间,居住者在夏季开启空调并相应会关闭外窗,从而使得通风换气状况有所削弱,而空调运行时居住者对室外温度无明确感知,外窗关闭使得换气次数在外温较高时仍处在相对较低的水平。

客厅平均换气次数随室外湿度升高而降低,卧室平均换气次数则随室外湿度升高而升高,如图 7 所示。但换气次数随室外湿度变化的幅度明显低于随外温的变化幅度,体现出室外湿度较低的影响程度。客厅换气次数几乎不随室外 $PM_{2.5}$ 等级变化;相比较,卧室换气次数随室外 $PM_{2.5}$ 污染的加剧明显下降,如图 6 所示,由此反映出居住者在室外 $PM_{2.5}$ 浓度增加时降低了对通风的需求。客厅换气次数随室外风速无规律性变化,卧室换气次数随室外风速增加而略有减少,如图 9 所示,这与居住者在大风天气关窗的习惯相符。

图 6、图 7、图 8 和图 9 对比发现,与随外温的变化相比,房间换气次数随室外 $PM_{2.5}$ 等级、湿度以及室外风速的变化幅度总体上依次降低,且变化规律不够明显。由于房间通风换气状况主要通过居住者调节外窗开关所决定,于是可认为居

住者的通风换气需求主要受到外温影响,其次是室外 $PM_{2.5}$,湿度和风速几乎不产生影响。

3.4 换气次数与室内环境

相对于室外环境,室内环境与换气次数的关系更为复杂。与室外环境对换气次数影响的单向性不同,室内环境与换气次数存在双向性的关联,不仅包含室内环境变化所导致的开窗行为和房间通风换气的影响,房间通风换气状况又在一定程度上反作用于室内环境,尤其对于室内 CO_2 和 $PM_{2.5}$ 浓度。故不分析换气次数与室内 CO_2 和 $PM_{2.5}$ 浓度的相互关系。

各个房间换气次数总体上呈现出随室内温度增长的趋势,如图 10 所示,只是对于两个卧室房间,换气次数在室内温度大约超过 28℃时降低。其原因在于居住者在高温情况下开启空调并同时关闭外窗,相应导致房间换气次数的降低,同时由于围护结构热惯性的作用,房间室温不会始终低于 28℃。图 11 所示,住宅 1 卧室和客厅换气次数与室内湿度几乎不呈现规律性关系;住宅 2 卧室和客厅房间换气次数则随室内湿度增高而降低。反映出房间通风换气状况对室内湿度的反作用,房间通风量降低,使得室内人体、居家生活活动产生的水蒸气难以散发到室外,相应加大了室内的湿度。住宅 1 房间的通风量明显高于住宅 2,在换气次数足够大的情况下,换气次数的波动不足以对室内湿度的变化产生显著影响。因此,对于湿度和换气次数的相互关系,主要体现在换气次数对房间湿度的反作用上,湿度本身几乎不影响房间通风换气状况。

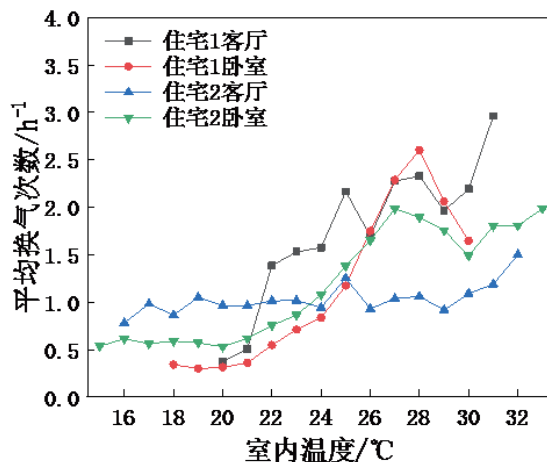


图10 不同室内温度下的平均换气次数

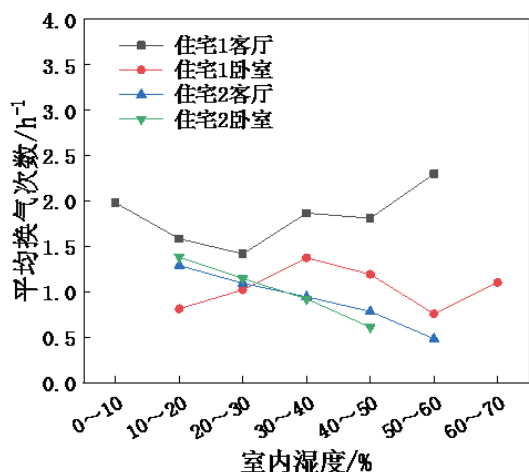


图 11 不同室内湿度下的平均换气次数

4 结论

对北京 2 户住宅的卧室、客厅共 4 个房间进行为期一年的现场测量,并应用本研究所提出的房间通风量动态计算方法获得各个房间全年换气次数的变化情况。得到如下结论:

1. 本研究中房间换气次数的计算结果在量级上与其他相关研究的结果基本一致,同时,换气次数随季节、日作息的变化及其与室内外环境的相关特性与居住者开关窗调节通风量的行为特性相互一致。说明本研究所提出的动态计算方法在房间自然通风量的分析确定上是可靠和有效的。



2. 两户住宅房间在换气次数变化上呈现出季节差异以及作息影响,同时表现出与室内外环境不同程度的相互关联。其中,室外和室内温度对换气次数的影响最为突出,房间换气次数总体上同时随室外和室内温度的上升而加大,当由于供暖空调系统的作用使得室外和室内温度变化相反时,换气次数的变化趋势会出现反转。其次是室外 $PM_{2.5}$ 浓度,部分房间换气次数随室外 $PM_{2.5}$ 浓度增加而降低。室内外湿度及风速几乎不产生影响。

3. 不同住户、不同功能房间的通风换气状况各不相同,反映出居住者在决定房间通风换气状况的窗行为上的个体差异。因此,本文换气次数特性的描述仅适用于本研究的两户住宅。对此,有必要今后开展大规模的研究,以全面反映居住建筑自然通风状况的变化规律。

参考文献

- [1] 李楠,胡小倩,刘庆,等. 居住建筑门窗开启对自然通风特性影响的数值研究[J]. 暖通空调, 2017, 47(10): 96-101.
- [2] 王立鑫,白郁华,刘兆荣,等. CO_2 示踪气体法测定室内新风计算方法研究[J]. 建筑科学, 2007, No.121(8): 36-40, 82.
- [3] 齐美薇,李晓峰,黄河. 示踪气体法利用人体作为 CO_2 释放源测量宿舍换气次数的方法探究[J]. 建筑科学, 2013,29(06): 52-57+78.
- [4] 侯静. 住宅建筑通风量测量及其健康效应的研究[D]. 天津: 天津大学, 2015.
- [5] 孙越霞,侯静,张庆男,等. 天津市居住建筑新风量的测量与分析[J]. 暖通空调, 2016,46(06):10-13.
- [6] Hou Jing, Zhang Yufeng, Sun Yuexia, et al. Air change rates at night in northeast Chinese homes[J]. Building & Environment, 2018, 132.
- [7] 卜震,辛晶晶,郑竺凌. 实际居住条件下的室内通风环境测试分析[J]. 建筑科学, 2015,31(10):139-145.
- [8] 李严,李晓峰. 北京地区居住建筑夏季自然通风实测研究[J]. 暖通空调, 2013,43(12):46-50.
- [9] 赵雨,谭洪卫. 上海地区不同通风方式住宅的室内环境实测分析[J]. 建筑热能通风空调, 2019, 38(01):32-37.
- [10] 朱颖心. 建筑环境学[M]. 3版. 北京: 中国建筑工业出版社, 2010.
- [11] Fabi V, Andersen R V, Corngati S, et al. Occupants' window opening behaviour: A literature review of factors influencing occupant behaviour and models[J]. Building and Environment, 2012, 58.

利用双层嵌管围护结构降低供热系统能耗

清华大学 姜思航 李先庭

摘要: 嵌管式墙体将换热管件嵌入墙体以调节温度, 现有的研究表明它可利用地源水等低品位自然能源降低建筑热负荷。传统的嵌管式墙体采用单层嵌管, 难以根据围护结构内温度品位差异来处理不同位置处的冷量, 且建筑物内其余热负荷仍需用高品位的能源进行处理。基于此, 本文提出了一种双层嵌管式围护结构供热系统, 在墙体内靠近室外侧通入自然能源, 靠近室内侧通入机械制取的低品位能源, 以实现室外侧嵌管的负荷拦截及室内侧嵌管的直接供热作用, 并采用数值方法对不同水温下的墙体传热性能进行了比较。结果表明, 当室外侧嵌管水温为 12 ℃、室内侧嵌管水温为 22 ℃时, 即可满足一典型北方房间的冬季室外设计温度 (-10 ℃) 下的供热需要 (室温维持 20 ℃), 而不需要其它室内供热末端, 且该系统的供热能耗较传统高品位供热系统的能耗降低达 38%。总体而言, 所提出的双层嵌管围护结构供热系统为实现更低品位的热能供热和供热节能提供了一种新的解决方案。

关键词: 自然能源; 嵌管式墙体; 数值模拟; 低温供热; 建筑节能

1 引言

墙体等非透光围护结构在传统建筑中所占的面积比例较大, 其散热是建筑冬季热负荷的重要组成部分。改善墙体的保温性能是降低透过非透光围护结构负荷的主要途径, 但保温材料存在着占用空间大、防火要求高和维护更换难等问题, 并且从全生命周期来看, 过厚的保温节能潜力有限但成本却直线上升。更为重要的是, 研究者们已经注意到过度的保温隔热将减弱自然空气的免费供冷潜力, 导致空调能耗增加^[1-2]。

自然环境蕴含了多种多样的自然能源, 其中有一部分自然能源的温度在冬季部分时间高于围护结构温度, 因此利用自然能源降低透过围护结构热负荷的方式日益受到重视。例如, 近些年来出现了通过在建筑外墙或楼板中埋设水管来减少透过墙体的传热量的做法, 研究表明这类围护结构可以充分利用低温自然能源削弱室外气候对室内环境的影响, 减少室内侧与室外侧之间的传热, 进而提高供热系统能效^[2-4]。与此同时, 由于其室内壁面温度适中, 可改善室内的热舒适性^[4]。

传统的嵌管式外墙为单层嵌管形式, 即在墙体中增设一嵌管层并在其中嵌入单排水管。现有的研究表明, 该类嵌管式外墙内的温度存在较大差异, 在相同水温下, 嵌管的位置对透过墙体的负荷降低效果影响很大, 而在相同嵌管位置下, 嵌管的水温对透过墙体的负荷降低效果影响也很大^[5]。在冬季, 越靠近室外表面, 墙体温度越低, 从而可用温度较

低的水来加热墙体, 其可供选取的用来加热墙体的自然能源范围就越广泛; 相反, 越靠近室内表面, 利用高温水直接对室内空气加热的效果就越好。显然, 这种单层嵌管的墙体难以根据墙体温度品位差异来处理墙体不同位置处的冷量。与此同时, 由于这种墙体最大的优势是采用低于室温的自然能源对热负荷进行拦截, 而不能完全解决室内空气的温度问题, 建筑物内其余热负荷仍需用传统的高品位热源进行处理。

基于以上背景, 本文提出了一种双层嵌管式围护结构供热系统, 即在墙体中不仅利用传统自然能源拦截外界对室内环境的影响, 同时在墙体中靠近室内侧增设一层水管, 并通入低温热源对室内进行供热, 从而降低供热能耗。具体地, 本文建立了双层嵌管式墙体的数值计算模型, 分析了以这种墙体为基础的供热系统的使用效果, 以为工程实践提供一定指导。

2 双层嵌管式围护结构供热系统及传热分析方法

2.1 双层嵌管式围护结构供热系统

目前的供热系统, 普遍通过高品位的燃料或电能来制取高温热水 (如 45 ℃) 向室内供热, 用能品位较高。基于前述的单层嵌管式围护结构的使用特性, 图 1 展示了双层嵌管式围护结构供热系统, 主要由低品位能源供应系统及双层嵌管式墙体构成。其中, 墙体靠近室外侧嵌管中通入低品位的自然能源 (如 10 ℃的浅层地埋管出水) 以发挥负荷拦截作

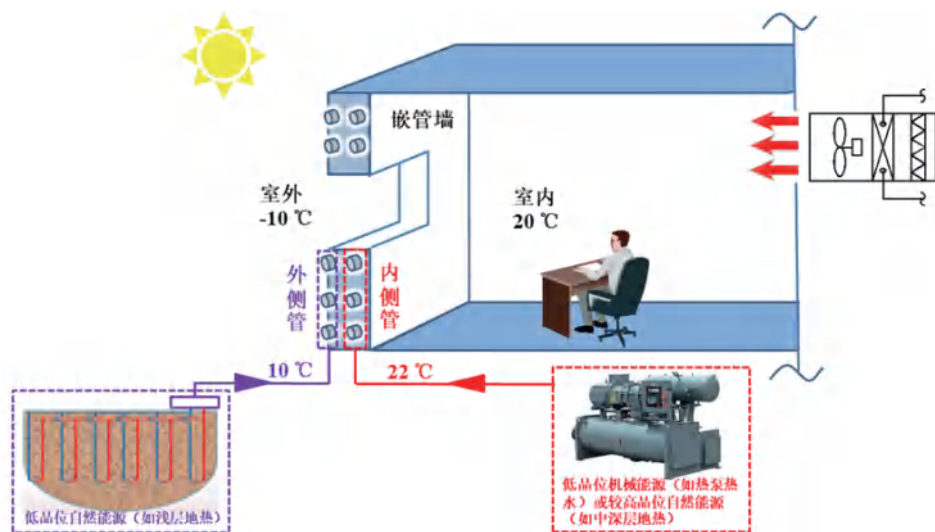


图1 双层嵌管式围护结构供热系统示意图

用；靠近室内侧嵌管中则通入低于常规供热温度的由机械制取的热源（如 22 °C 的热泵热水）或某些较高品位的自然能源（如中深层地埋管出水）以发挥直接供热作用。

2.2 数值方法

本文中，双层嵌管式墙体参照传统建筑外墙沿厚度方向截面的典型结构做法^[6-7]，如图2所示，考虑到需在墙体内布置水管，因此增加两层 40 mm 厚

的碎石混凝土层。为降低嵌管层之间的热短路损失，将保温层设置在两个嵌管层之间。整体上，由室内侧到室外侧其结构依次为：砂浆抹灰层、水管层、砖层、保温层、水管层、砖层、砂浆抹灰层，墙体材料热工参数参考文献^[6-7]。在对该墙体进行节能分析时，用无内嵌管道且具有相同结构的墙体传热特性作为参考。

结合双层嵌管式墙体的结构，假设相邻两根嵌管的中间剖面为绝热面，且忽略沿管长方向的传热，则该墙体的三维传热问题可简化为二维传热问题。对于供热工况，透过围护结构的负荷可采用稳态计算法。本文采用商业 CFD 软件 Fluent 进行稳态模拟，利用有限体积法对导热方程进行离散。室内空气与室内壁面的传热、室外空气与室外壁面的传热、水与墙体的传热均设为第三类边界条件。塑料水管直径为 20 mm，管内水流速为 0.25 m/s，管间距为 20 cm。除水管周围一小部分区域外的其它计算域采用四边形网格进行结构化网格划分。通过网格独立性检验，最终选取计算域内的网格数为 3144。

2.3 供热系统能耗计算方法

对于双层嵌管式墙体供热系统而言，重点关注两方面：一是验证能否利用较低的室内侧嵌管水温实现室内供热，二是保证相同室温下其相对于传统供热系统是否节能。为此，本文选择靠近室内侧的嵌管热源为地源热泵机组出水，其水温范围为 20–24 °C，主要用于直接向室内供热，由于其水温较低，其系统制热能效比 COP_p 按 4 计（按较低值取，常规地源热泵供热系统制热能效比 COP_c 按 3 计）。靠近室外侧的嵌管热源则为浅层地埋管出水，其水

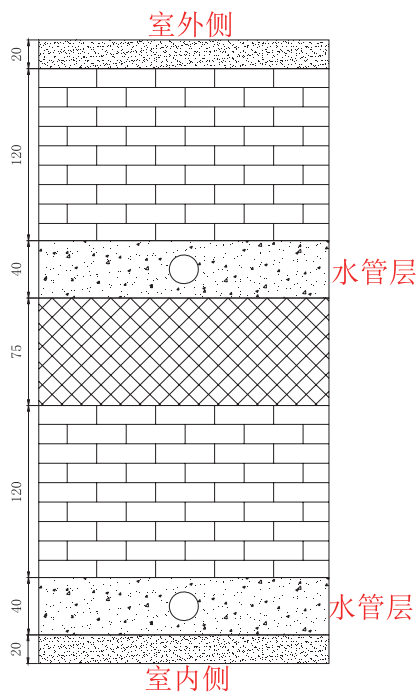


图2 墙体截面示意图

温范围为 10–14 ℃，主要用于拦截负荷，室外侧嵌管系统能耗来自于水泵输配。综上，常规供热系统和双层嵌管式供热系统的电耗可分别表示为式 (1) 与式 (2)：

$$E_c = \frac{Q_r + Q_c}{COP_c} \quad (1)$$

$$E_p = E_{pe} + \frac{Q_{pi}}{COP_p} + \frac{Q_r + Q_p}{COP_c} \quad (2)$$

式中， E_c 和 E_p 分别为常规供热系统能耗和双层嵌管式供热系统能耗，W； Q_c 和 Q_p 为透过传统墙体和双层嵌管式墙体室内壁面的负荷，W； Q_r 为非墙体引起的室内负荷，W，典型为透过窗户的负荷与冷风渗透负荷； E_{pe} 为室外侧嵌管的输配能耗，W，其计算方法参见文献^[8]； Q_{pi} 为室内侧嵌管所承担的负荷，W。

由上可见，为得到双层嵌管式供热系统供热量及能耗水平，关键是确定透过墙体的热流、墙体室

外侧自然能源承担的负荷及室内侧低品位能源承担的负荷，这些参数可由前述 CFD 计算方法得到。最后，双层嵌管式墙体供热系统的能效比 (COP_{pw}) 可定义为室内负荷的减少量（即绝对收益）与嵌管系统所多承担的传热负荷的处理能耗 E_{pipe} （包括室外侧嵌管的输配能耗及室内侧嵌管的热泵供热系统能耗）之比：

$$COP_{pw} = \frac{Q_c - Q_p}{E_{pipe}} \quad (3)$$

3 双层嵌管式墙体传热性能分析

如前所述，确定双层嵌管式墙体供热系统供热量及能耗水平的关键是确定透过墙体的热流及水管热流，这些参数与嵌管水温密切相关。为此，本文首先设计了如表 1 所示的模拟工况组，以选择合适的供热水温。

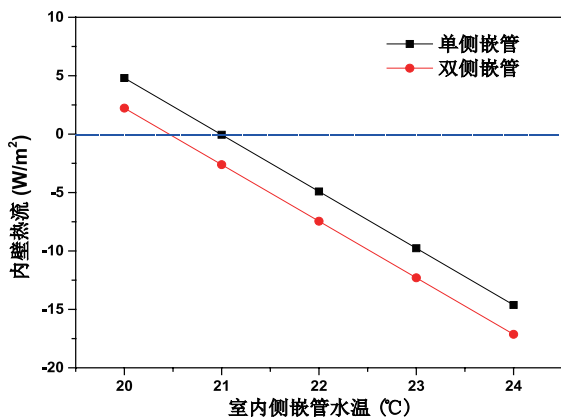
表 1 嵌管式墙体模拟工况

工况	模拟墙体	室外侧嵌管水温(℃)	室内侧嵌管水温(℃)
1	外侧、双侧嵌管式墙体	10/11/12/13/14	22
2	内侧、双侧嵌管式墙体	12	20/21/22/23/24
3	传统墙	—	—

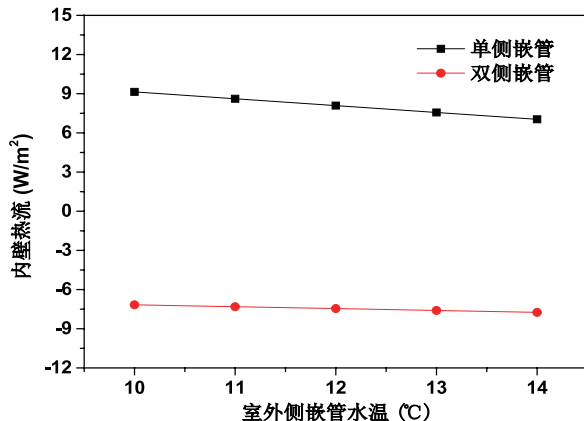
图 3a) 给出了当室外侧嵌管水温固定时 (12 ℃)，嵌管式墙体室内壁面热流随室内侧嵌管水温的变化。热流为正值表示室内向墙体传热，热流为负值表示墙体向室内传热，热流以墙面面积为基准。由图可知，当室内侧嵌管水温高于室内温度时，一般均能向室内散热，且双层嵌管式墙体散热量明显高于单

层嵌管式墙体。在图中所示工况下，室内侧嵌管水温每升高 1 ℃，双层嵌管式墙体向室内放热增加约 4.8 W/m²，其供热量范围为 0–17.1 W/m²，在室内侧嵌管水温较低时（如 21–23 ℃）相对于单层嵌管式墙体供热量提升效果更为明显。

图 3b) 给出了当室内侧嵌管水温固定时 (22 ℃)，



a) 不同室内侧嵌管水温



b) 不同室外侧嵌管水温

图 3 不同嵌管水温下的墙体室内壁面热流

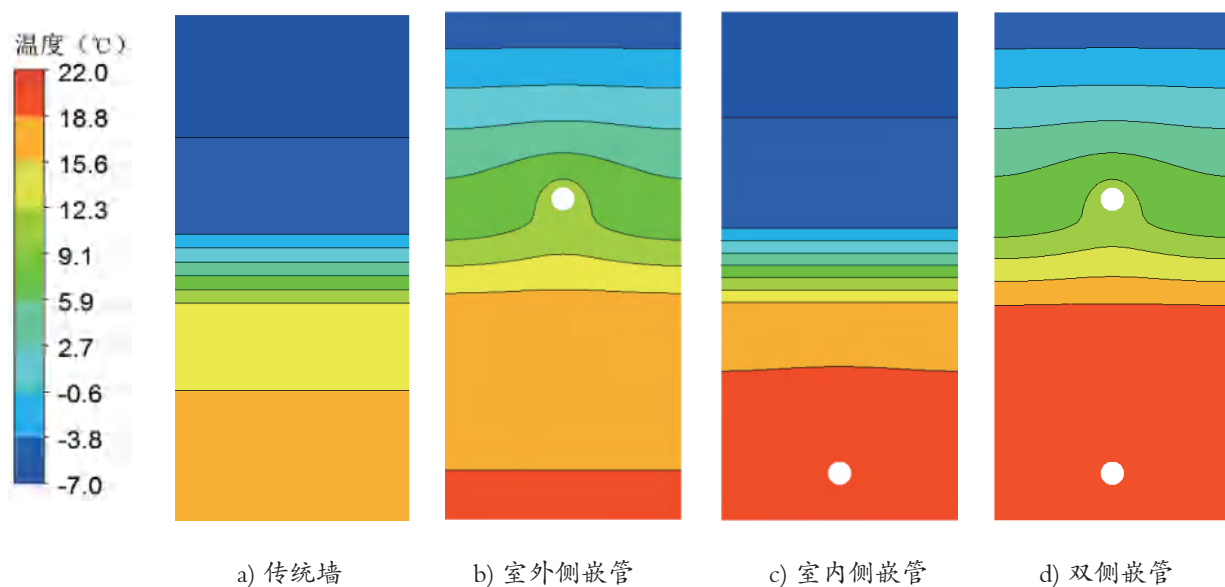


图4 墙体内温度分布

嵌管式墙体室内壁面热流随室外侧嵌管水温的变化。由图可知,通过在墙体室内侧嵌管,嵌管式墙体室内壁面供热量得到大幅提升,但室外侧嵌管水温对室内壁面热流的影响明显弱于室内侧嵌管水温,图中双层嵌管式墙体供热量范围为 $7.2\sim 7.7\text{ W/m}^2$ 。鉴于此,室外侧嵌管水温的可选择范围较宽,如 $10\sim 15\text{ }^{\circ}\text{C}$ 之间。

进一步地,以室内侧嵌管水温 $22\text{ }^{\circ}\text{C}$ 、室外侧嵌管水温 $12\text{ }^{\circ}\text{C}$ 为例,图4给出了不同墙体温度分布云图。可见,传统墙体整体温度较低,墙体平均温度为 $4.4\text{ }^{\circ}\text{C}$,室内壁面热流为 17.6 W/m^2 ,与之相比,通过在室外侧嵌管,有效阻隔了室外冷量向室内的传递,室内壁面热流减小到 8.1 W/m^2 ,负荷降低率达54%;若通过在室内侧嵌管,可直接向室内进行供热,此时室内壁面供热量为 4.9 W/m^2 ,但由于缺乏室外侧水管的热负荷拦截,室内侧水管仍然向室外侧释放了较多的热量。与两种单层嵌管式墙体相比,双层嵌管式墙体既能够发挥室内侧嵌管的直接供热优势,又能发挥室外侧嵌管的负荷拦截优势,可进一步提高墙体室内壁面供热量至 7.5 W/m^2 ,供热量相比室内侧嵌管式墙体提高53%。

从室内壁面温度的角度来看,以上四种墙体:传统墙体、室外侧嵌管式墙体、室内侧嵌管式墙体及双侧嵌管式墙体的室内壁面温度分别为 18.0 、 19.0 、 20.6 和 $20.9\text{ }^{\circ}\text{C}$,可见,双层嵌管式墙体的室内壁面温度较单层嵌管式墙体进一步提升,且明显高于传统墙,从而可显著改善冬季室内人员的热舒适性。

4 双层嵌管式墙体供热系统性能分析

为研究所提出的双层嵌管式墙体系统的供热效果,本文选取了一个具有两面垂直外墙(西、北向)的北方(如太原市)住宅房间进行分析,房间面积为 25 m^2 ,层高为 3 m ,外围护结构的面积共 30 m^2 。有一面位于北面外墙的外窗,其面积为 1.8 m^2 。室内设计温度为 $20\text{ }^{\circ}\text{C}$,室外设计温度为 $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$,不考虑太阳辐射。新风的供应采用无组织形式,房间内墙及楼板假定无传热损失,因此房间的热负荷主要包括外围护结构负荷及通风耗热量。

对于外围护结构负荷,包括透过外窗及外墙的负荷,不同种类外墙的透过负荷可由前述CFD方法进行计算得到,外窗的传热负荷可按式(4)进行计算:

$$Q_w = KF\Delta t(1 + \phi) \quad (4)$$

式中, Q_w 为外窗的传热负荷,W; K 为窗户的传热系数,取 $2.7\text{ W/(m}^2\cdot\text{K)}$; F 为窗户的传热面积, m^2 ; Δt 为室内外设计温差, $^{\circ}\text{C}$; ϕ 为朝向修正率。由此可计算得外窗的基本传热量为 160.4 W 。

对于无组织新风渗透负荷,一般住宅户内很少有直通室外的外门,通常有外门的房间会有阳台,故这里忽略外门新风渗透负荷。对于外窗新风渗透负荷可由式(5)计算:

$$Q_a = 0.278 \rho c L \Delta t \quad (5)$$

式中, Q_a 为由窗户缝隙渗入室内的冷空气耗热量,W; ρ 为空气密度, kg/m^3 ; c 为空气比热, $\text{kJ/(kg}\cdot\text{K)}$; L 为渗透冷空气量, m^3/h 。此处窗中心距地面 0.8 m ,窗可开启缝隙长为 3.8 m ,可计算得窗户

冷风渗透耗热量为 57.8W。

首先,从供热系统的热负荷角度来考虑,无组织新风热负荷与窗户热负荷之和为 218.2W,根据外墙面积折算,当室内侧嵌管水温为 22℃、室外侧嵌管水温为 12℃时,双层嵌管式墙体可向室内供热 211.5W,可见,在如此低的室内侧嵌管供水温度下即可基本满足室内供热需求,而不需要其它室内供热末端。对比之下,传统墙体及利用自然能源的嵌管式墙体本身还存在大量的透过墙体的热负荷。这表明,双层嵌管式墙体可实现低温热源供热。

仅关注系统供热量是不够的,系统能耗对于系统整体性能的评价也至关重要。在上例中,双层嵌管式墙体系统的总负荷分配如图 5 所示。可见,双

层嵌管式墙体供热系统的总负荷达到了传统供热系统的 3.4 倍,双层嵌管式墙体由外侧嵌管所承担的负荷更是达到了传统墙体透过负荷的近 4 倍。由 2.3 节中所述的能耗计算方法可得到双层嵌管式墙体室外侧嵌管部分的能耗约为 25.3W,室内侧嵌管部分的能耗约为 121.3W,总能耗约为 146.6W。相比之下,传统系统的总能耗为 238.2W,其节能率可达 38%。由此可见,尽管墙体嵌管后总负荷大量增加,但由于增加的负荷大部分(占 80%)由室外侧嵌管中的免费自然能源承担,少部分(占 20%)由低品位的机械能源承担,总体上仍可保证大幅节能。此外,由式(3)可计算得双层嵌管式墙体供热系统的 COP 约为 4.8,亦明显高于传统的地源热泵供热系统的能效比。

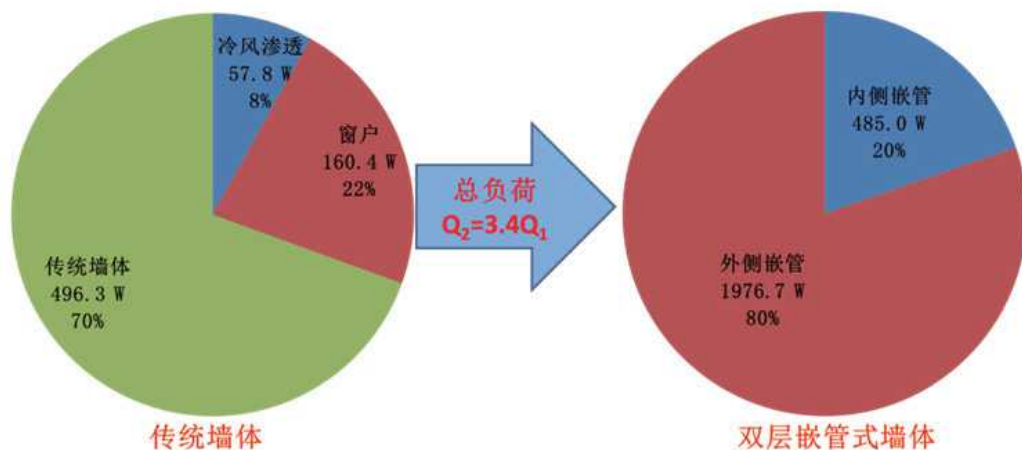


图 5 传统墙体与双层嵌管式墙体系统的负荷分配

对于以上分析而言,已考虑了房间的多种不利工况,如无太阳辐射、无组织新风、不利朝向、不考虑室内人员设备散热、室内侧嵌管所需低温热水由机械作用提供等。由模拟分析结果可见,在这些情况下仅采用供水温度高于 22℃ 的双层嵌管式外墙即可满足室内的负荷处理需求,且能耗水平较低。实际应用时,如房间热负荷更大,还可以考虑在房间内墙中也进行嵌管,对室内空气进行加热,或提高室内侧嵌管的供水温度。总体上,采用双层嵌管式墙体增加了少量嵌管侧输配能耗和较多的嵌管负荷,但增加的嵌管负荷将由低品位的热源承担,这部分低品位热源条件合适时甚至可完全由免费的自然能源供应,如地源水、污水废热等。可见,双层嵌管式墙体可很好地解决我国北方地区的供热问题,具有广阔的应用前景。

5 结论

为降低冬季建筑供热能耗,本文提出了一种双

层嵌管式围护结构供热系统,建立了双层嵌管式墙体的数值传热模型,对其进行了传热计算,并对比了传统供热系统与双层嵌管式围护结构供热系统的能耗情况,主要结论如下:

在相同的室外及室内温度下,双层嵌管式墙体与常规墙体、单层嵌管式墙体相比,可明显增加向室内的供热量并提高室内壁面温度,实现了室内侧嵌管的低温供热功能与室外侧嵌管的负荷拦截功能,降低了室内采暖负荷并改善了室内热舒适性。

当室外侧嵌管水温为 12℃ 时,不同的室内侧嵌管水温(20~24℃)下所对应的双层嵌管式墙体供热量从 0W/m² 到 17.1W/m² 不等。供水温度每提高 1℃,向室内供热量提高约 4.8W/m²。

对于本文所分析的寒冷地区一具有双面外墙的典型房间,室内侧嵌管水温高于 22℃ 的双层嵌管式墙体即可满足供热需求并保障室内温度(20℃),且系统能耗较传统地源热泵供热系统可降低 38%。

(下转 67 页)

制冷剂管路合并位置对冷凝器换热性能影响

东华大学环境科学与工程学院 刘阳荷 周亚素 上海湿腾电器有限公司 李后明

摘 要: 本文实验研究及模拟分析了制冷剂管路合并位置对冷凝器换热性能的影响。通过实验研究了制冷剂管路合并与否对冷凝器换热性能的影响, 利用 coil-designer 软件模拟分析了制冷剂管路不同位置合并对冷凝器性能的影响。结果表明, 合并管路结构的冷凝器换热性能优于不合并管路结构的冷凝器, 且随着制冷剂管路合并位置向下, 换热量先增大后减小, 存在一个最佳合并位置, 压降逐渐减小, 综合考虑换热量、压降大小, 在干度为 0.1-0.2 位置对制冷剂管路进行合并换热效果最佳。

关键词: 风冷冷凝器; 制冷剂管路; 换热性能

引言

风冷式翅片管冷凝器在空调制冷等领域中广泛应用, 冷凝器性能的优劣对空调整体性能影响较大, 所以, 增强冷凝器换热性能十分重要, 冷凝器结构布置优化是不可忽视的。

当换热面积相等时, 不同的管路结构的冷凝器换热效果也不尽相同。管路结构对冷凝器性能的影响包括: 重力作用、顺逆流效应、流路分配、管路分合等。

重力作用对制冷剂质量流量均匀分配以及压降均有影响。Lee^[1] 等通过实验研究了重力作用对冷凝器换热的影响, 结果表明: 当风速超过临界风速时, 重力对制冷剂质量流量分配影响较大; 当制冷剂质量流量低于临界值时, 重力对压降的影响较大。

很多研究表明, 顺逆流布置对冷凝器换热性能有较大影响, 逆流换热的平均温差最大, 换热效果最好, 其次是叉流换热, 最差的是顺流换热^[2-4]。张绍志^[5] 等利用数值模拟研究“u”字形上进上出顺流、“u”字形上进上出逆流、“u”字形下进下出顺流、“u”字形下进下出逆流、“z”字形上进下出、“z”字形下进上出 6 种不同流程布置的冷凝器性能, 结论表明, 逆交叉布置换热性能最好, 顺交叉布置换热性能差。邓斌^[6] 等利用模拟对 2-4 排管 15 种布置方式的冷凝器进行了研究, 结果表明, 对于单回路冷凝器, 逆流布置换热性能最好, 叉流其次, 顺流布置最差; 对于多排管冷凝器建议采用分流布置以降低压降。陈蕴光^[7] 利用模拟对逆流布置、顺流布置、“z”字形三种布置形式的换热性能进行分析, 结论表明逆流布置换热量比顺流布置高 3%-4%, 而逆流布置与“z”字形布置在质量流量较大时基本相同。

冷凝器的流程布置不仅指管路排列方式, 还包

括流路数分配^[8-9]。黄东^[10-11] 等通过模拟研究了流路数对换热性能的影响, 结果表明存在使换热量最大的流路数。张智^[12] 利用实验对不同流路分配布置冷凝器的换热特性进行研究, 结果表明在冷凝器设计中, 应考虑分路流动, 不同流路间制冷剂应分配均匀。徐静^[13] 等对 2 种换热面积相同流路分配不同的冷凝器进行研究分析, 结果表明, 合理选择冷凝器分路数可以增大制冷剂流速, 提高传热系数, 从而使换热量增大。

冷凝器的流程布置还包括管路分合布置。优化管路流程布置时, 应综合考虑各因素, 取得较高的换热量, 使综合效果达到最佳^[14-18]。在两相区后半段以及过冷段, 随着冷凝液的增厚, 管内两相流体的平均密度增大, 平均流速下降, 造成传热效果不佳, 如果将后半段管路合并, 即“双进单出”, 管内截面积减小, 平均流速增大, 增强了制冷剂汽相对液相的扰动, 从而换热效果增强。S.Y.Liang^[19] 等利用焓损理论, 对“z”字形、“单进双出”、“双进单出”、“单-双-单”5 种布置形式进行模拟分析, 在换热量小时, 可以采用“z”字形或“单-双-单”布置, 在换热量较大时, 应采用“双进单出”布置形式。郭进军^[20] 等通过数值模拟对 6 种布置方式的冷凝器进行研究, 结果表明并管布置可以改善换热器的换热性能, 但其没有研究出合并位置的一般规则。根据对不同结构冷凝器的研究, 发现在冷凝器管程后半段进行合并处理^[21], 可以提高制冷剂的平均流速, 从而达到增强换热的效果。

之前的研究虽然对比了不同结构冷凝器的性能, 提出了对管路进行合并的建议, 但并没有给出管路合并位置的一般结论。本文通过实验对比了制冷剂管路合并与否对冷凝器换热性能的影响, 并利用

coil-designer 软件对在不同位置合并制冷剂管路的冷凝器进行模拟计算。

1. 实验系统介绍

对换热面积相同的 2 种翅片管式风冷冷凝器进行换热性能测试，以分析制冷剂管路合并与否对冷凝器换热性能的影响，实验在焓差实验室进行。

1.1 实验原理

被测系统的室外机和室内机分别放置与焓差实验室的室外侧间和室内侧间，实验系统如图 1 所示。

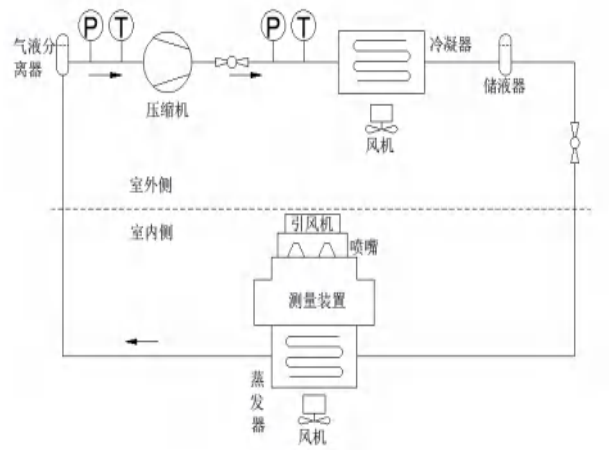


图 1 实验系统

室内侧间和室外侧间均安装有空调调节机组、加热器、加湿器等设备，能够有效控制室内室外环境。室内模拟环境间控制精度为：干球温度 0℃~50℃ ±0.2℃，室内侧相对湿度 30~95%，控制精度 ±0.2℃。室外模拟环境间控制精度为：干球温度 -15℃~50℃ ±0.2℃。制冷量量程为 6~40kW，冷暖能力测试精度 ≤ 1%，风量 600~6000m³/h。

实验测试条件：工质 R22，空气进口干球温度：35℃~37℃，空气进口湿球温度 24℃，大气压力 101325Pa。冷凝器结构参数如表 1 所示。

表 1 冷凝器结构参数

项目	数值	项目	数值
管外径/mm	9.52	管排数	2
壁厚/mm	0.35	每排管数	48
管中心距	25	翅片类型	波纹翅片
排中心距	21.65	翅片厚度	0.115
单根管长	722	翅片间距	1.8

1.2 实验测量装置

实验测量装置的选用以及精度如表 2 所示。

表 2 测量装置及精度

测试参数	仪器	精度
温度	日本千野四线制 PT100 温度计	± 0.1℃
压力	麦克 MPM489	0.25 级
大气压	Delta HD9408TR	1kPa
数据采集	Agilent 34970A	

2 制冷剂管路合并对冷凝器性能影响的实验研究

利用实验对两种结构冷凝器进行性能研究，两种结构冷凝器如图 2 所示，结构 1 为不合并管路结构，结构 2 为在管路 9 合并管路的结构。

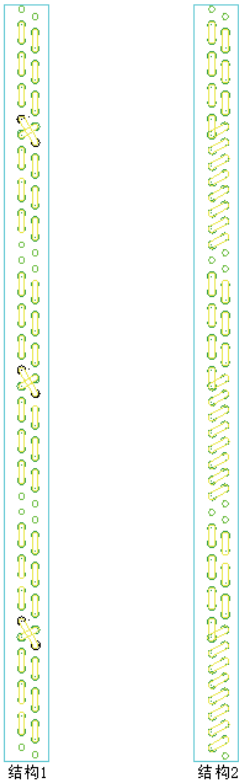


图 2 冷凝器结构

实验测试不同室外温度下两种结构冷凝器换热量区别如图 3 所示，随着室外温度升高，两种结构冷凝器的换热量均下降，室外温度上升 1℃，换热量平均下降 220.4W。可知，制冷系统随着室外环境

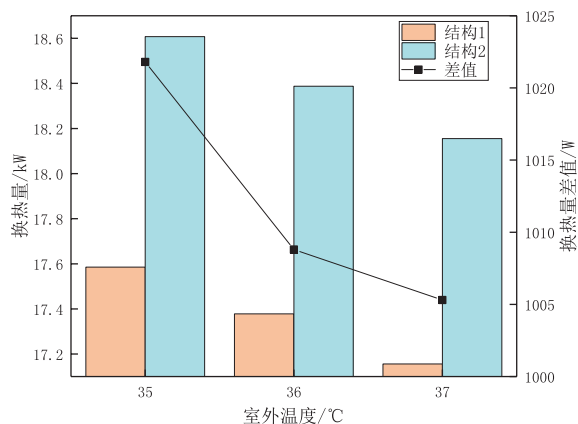


图3 不同结构冷凝器换热量区别

温度升高，运行变差。由图3可知，在室外温度分别为35、36、37℃时，结构2换热量分别比结构1高1021.8W、1008.0W、1005.3W，可见，随着室外温度升高，两种结构冷凝器在换热量上的差异逐渐减小。在不同室外温度下，结构2换热量均高于结构1换热量，可知，对于相同换热面积的两种冷凝器，合并制冷剂管路结构的换热量高于未合并制冷剂管路结构的换热量。

两种结构冷凝器COP区别如图4所示，随着室外温度升高，两种结构冷凝器的COP均下降。因为室外温度升高后，冷凝温度上升，导致压缩机吸气温度上升，压缩机运行变差，从而影响COP。在不同室外温度下，结构2冷凝器COP均高于结构1冷凝器COP。

为了了解两种结构管路沿程温度，分别在铜管5、9、13以及进出口布置温度测点，两种结构管路沿程温度变化如图5所示。由图5可见，结构2沿

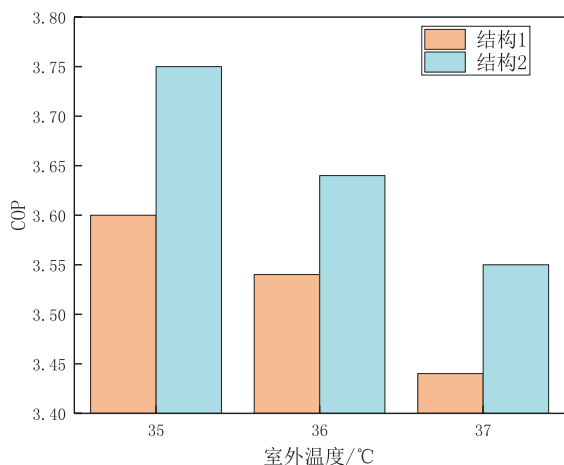


图4 不同结构冷凝器 COP 区别

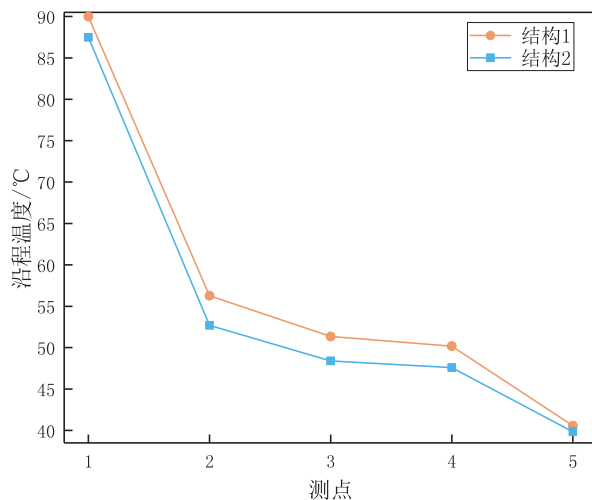


图5 不同结构管路沿程温度区别

程温度均低于结构1沿程温度。

结构2冷凝器的换热量与COP均高于结构1冷凝器，且结构2的管路沿程温度均低于结构1的管路沿程温度。可见，在相同工况下，结构2换热性能优于结构1。这主要是因为，在冷凝器管路后半程，制冷剂液体逐渐增厚，制冷剂流速逐渐下降，换热效果会变差，在冷凝器管路后半程对管路进行合并后，管路截面积减小，制冷剂流速得到提高，制冷剂汽相对液相的扰动提升，从而换热效果得以提升，所以，对制冷剂管路进行合并处理以提高冷凝器换热性能。

3. 制冷剂管路合并位置对冷凝器换热性能影响的模拟计算

利用coil-designer软件对冷凝器结构进行模拟分析，先与实验结果进行对比，验证了模型可靠性，再对不同位置合并制冷剂管路的冷凝器进行模拟，从而分析在不同位置合并制冷剂管路对冷凝器换热性能的影响。

3.1 模拟结果验证

利用coil-designer软件对5种工况进行模拟，以验证模型可靠性，模拟计算结果与实验测试结果对比如图6、7所示。

模拟换热量与实验测试换热量对比如图6所示，可见，在不同工况下，模拟换热量和实测换热量基本吻合，相对误差均在10%内。

模拟管路沿程温度与实验测试管路沿程温度如图7所示，模拟管路沿程温度和实测管路沿程温度

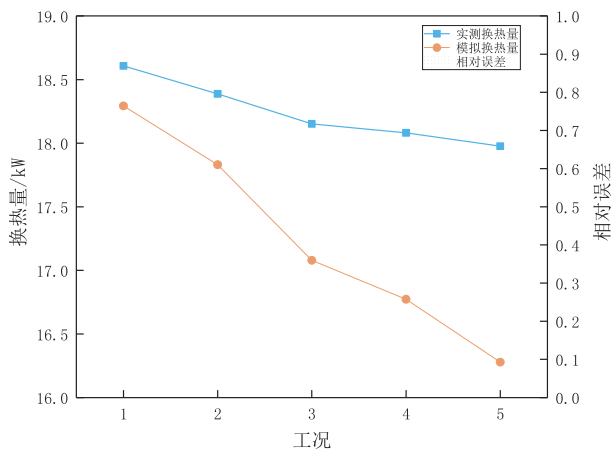


图6 模拟换热量与实验换热量对比

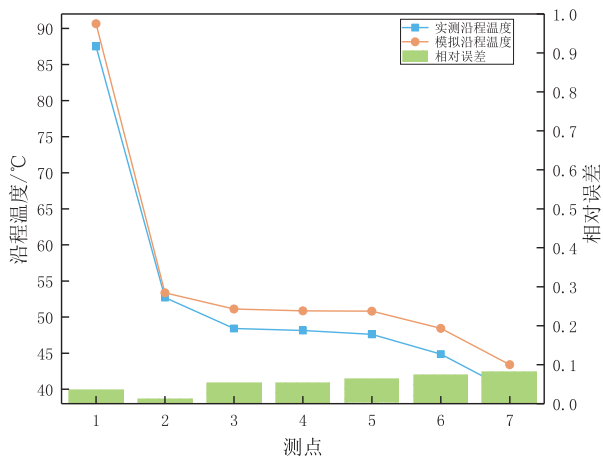


图7 模拟管路沿程温度与实验结果对比

最大仅相差 3.57℃，相对误差均在 10% 内。可见，模拟结果与实验结果符合，模型可靠。

3.2 制冷剂管路合并位置对冷凝器换热性能的影响

利用 coil-designer 软件对实验测试中的结构 2 进行进一步模拟，在制冷剂管路不同位置进行合并，以探究在不同位置合并制冷剂管路对冷凝器换热性能的影响。在制冷剂管路不同位置合并管路的模拟计算结果如图 8、9 所示。

换热量、压降随制冷剂管路合并位置变化如图 8 所示，随着合并位置往下，压降逐渐降低，合并点 10 前压降下降趋势较大，合并点 10 后压降下降趋势逐渐减小，在不同合并位置压降最大相差 31.65kPa。随着合并位置往下，换热量呈“凸”型变化，冷凝器换热量先增大后减小，在管 13 处合并管路换热量最大，在不同合并位置换热量最大相差 204W。

由图 9 可见，干度随合并位置往下基本呈直线

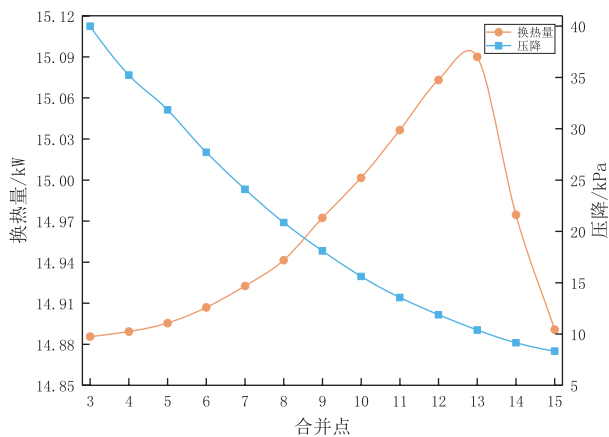


图8 换热量、压降随制冷剂管路合并点变化

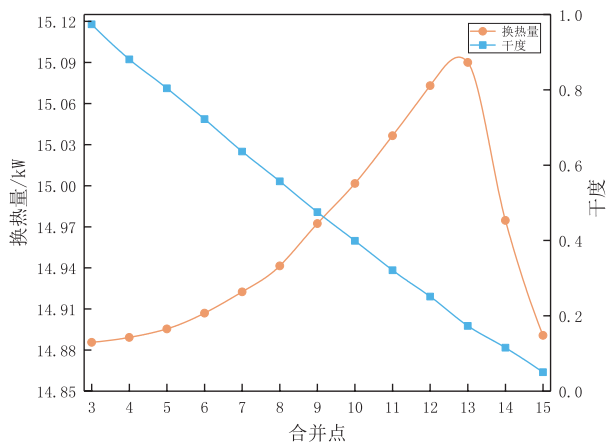


图9 换热量、干度随制冷剂管路合并点变化

下降趋势，可以从干度、换热量曲线看出，在管路 13 处即干度约为 0.2 处合并管路，换热量最大。综合考虑换热量、压降，在管路 12-14 位置，即干度为 0.1-0.3 的位置合并管路换热效果较好。

冷凝器换热主要有分为三个过程：过热蒸汽状态、两相区、过冷液态。对于过热段，蒸汽与空气温差较大，蒸汽流速也较高，换热效果较好。对于两相区，随着冷凝液不断增加，凝结液膜不断增厚。对于过冷段，由于此时换热温差是三个阶段中最小的，所以制冷剂流速时影响换热的主要因素，如果制冷剂流速较低，单位面积的制冷剂流量就小，换热效果较差。管路合并的位置如果过于靠前，在相变区域内提高了制冷剂流速，制冷剂换热不充分，压降大，换热效果不好。在制冷剂流速时影响换热效果的主要因素阶段合并管路，即两相区向过冷段过渡的区域，能够使制冷剂流速加快，从而增强换热。

3.3 制冷剂管路合并位置的优化分析

根据上述结论，在管路 12、13、14 处进行制冷

剂管路合并换热效果较好,于是对这三种结构在不同工况下进行进一步模拟分析。三种结构在不同室外温度下的换热量如图 10 所示。

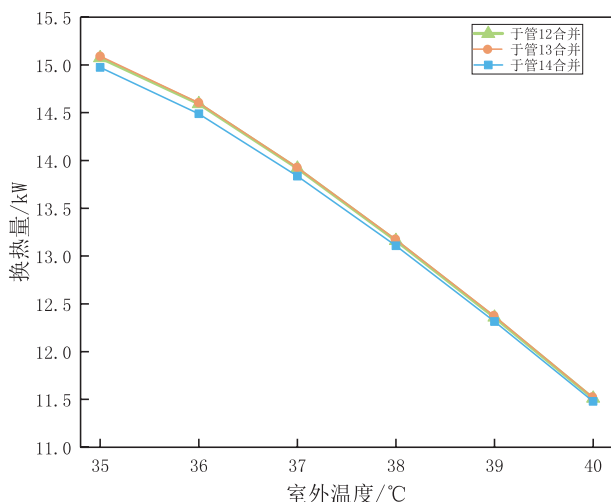


图 10 换热量随室外温度变化

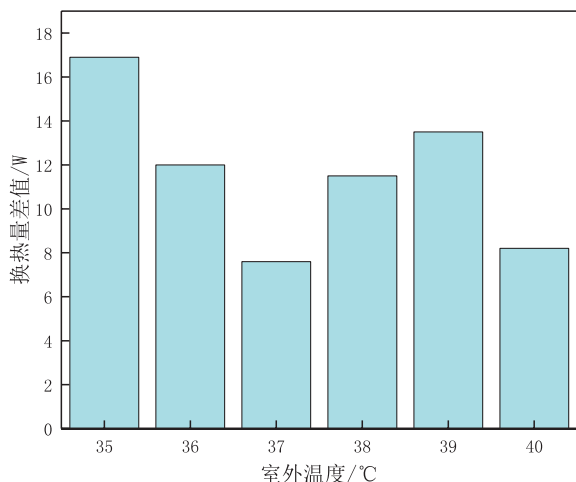


图 11 于管 12 合并与于管 13 合并换热量差值

由图 10 可见,随着室外温度的升高,三种结构的换热量均呈下降趋势,温度越高,下降的幅度越大。在不同室外温度下,于管 14 合并管路的结构换热量均最低,于管 12 合并管路的结构换热量居中,于管 13 合并管路的结构换热量最大。

于管 12、14 合并的换热量与于管 13 合并的换热量差值如图 11、12 所示,在管 12 与 13 进行合并的结构换热量相差不大,平均相差 11.6W,在管 13 与 14 进行合并的结构平均换热量相差 80.3W。

三种结构在室外温度为 35°C 工况下的管路沿程

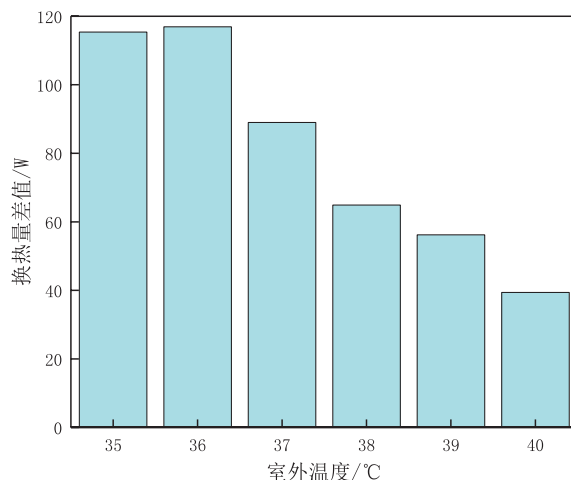


图 12 于管 14 合并换热量差值

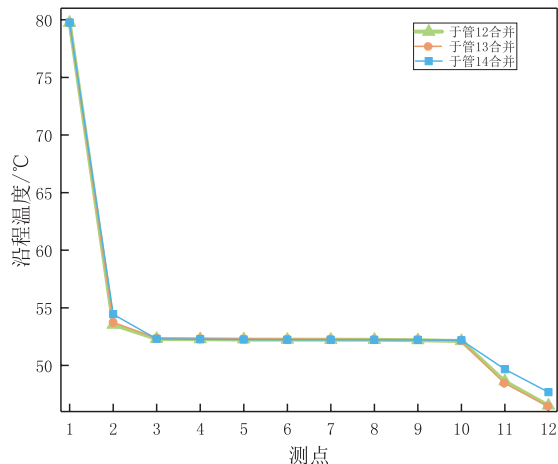


图 13 三种结构沿程温度对比

温度变化如图 13 所示。可见,在管 13 合并管路的结构管路沿程温度低于另外两种结构。

三种结构在不同室外温度下的压降如图 14 所示。可见,随着室外温度的升高,三种结构的压降都呈上升趋势,于管 12 合并管路的压降最高,于管 13 合并管路居中,于管 14 合并管路最低。于管 12 合并管路结构压降比于管 13 合并管路结构平均高 2.1kPa,于管 13 合并管路结构压降比于管 14 合并管路结构平均高 2.0kPa。

对比在管 12 与 13 进行管路合并结构的换热量与压降,在管 13 进行合并的结构换热量比在管 12 进行合并的结构换热量最大仅高 20.1W,且于管 12 合并结构的压降比于管 13 合并结构的压降高。对比在管 13 与 14 进行管路合并结构的换热量与压降,在管 13 进行合并的结构换热量比在管 14 进行合并

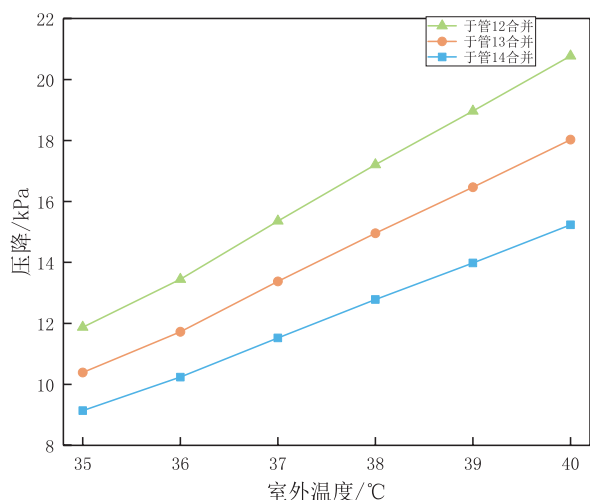


图 14 压降随室外温度变化

的结构换热量最大高出 116.9W，但于管 13 合并结构的压降比于管 14 合并结构的压降高。综合考虑换热量、压降，于管 13、14 合并管路，即在干度 0.1–0.2 位置合并管路，换热效果较好，过早合并管路压降过大，过晚合并管路换热量较小。

4. 结论

(1) 在制冷剂管路后半程合并管路可以提高制冷剂流速，从而提高换热能力，合并制冷剂管路结构的换热量比不合并制冷剂管路结构大 1021.8W，合并制冷剂管路结构的 COP 比不合并制冷剂管路结构高 0.15，合并制冷剂管路结构性能优于不合并制冷剂管路结构。

(2) 随着制冷剂管路合并位置向下，换热量先增大后减小，存在一个最佳值，而压降都是减小，在不同位置合并制冷剂管路，换热量最大相差 204W，压降最大相差 31.65kPa。综合对比换热量、沿程温度、压降，在管 13、14，即干度为 0.1–0.2 位置对制冷剂管路进行合并换热效果最好。

参考文献

- [1] J.Lee,M.H.Kim.Experimental study of the gravity effect on the distribution of refrigerant flow in a multi-pass condenser[J]. International Journal of Refrigeration,2004,27:993–1002.
- [2] Y T Ge,R.Cropper.Performance Evaluations of Aircooled Condensers Using Pure and Mixture Refrigerants by Four Section Lumped Modeling Methods[J].Applied Thermal Engineering,2005,25(10):1549–1564.
- [3] J H Lee,S W Bae,K H Bang,et al.Experimental and

Numerical Research on Condenser Performance for R22 and R407C Refrigerants[J].International Journal of Refrigeration,2002,25(3):372–383.

[4] 申广玉.关于 R407C 房间空调器换热器管路设计的探讨[J].制冷技术,2003,2(1):36–37.

Shen Guangyu.Research on pipe line design of heat exchanger in R407C room air conditioner[J].Chinese journal of refrigeration technology,2003,2(1):36–37.

[5] 张绍志,陈光明,王剑锋.流程布置对非共沸制冷剂空冷冷凝器性能的影响[J].流体机械,2001,29(1):53–55.

Zhang Shaozhi,Chen Guangming,Wang Jianfeng. Effect of Process Arrangement on Performance of Non-Azeotropic Refrigerant Air-Cooled Condenser[J].Fluid machinery,2001,29(1):53–55.

[6] 邓斌,陶文铨,林澜.冷凝器流程布置的数值模拟研究(2):计算结果与分析[J].暖通空调,2006,36(10):51–55.

Deng Bin,Tao Wenquan,Lin Lan.Numerical simulation of refrigerant flow arrangement in condensers (2):numeric simulation results and analysis[J].Heating Ventilating&Air Conditioning,2006,36(10):51–55.

[7] 陈蕴光,袁秀玲,黄东,等.单回路不同布置形式的风冷冷凝器的模拟计算与分析[J].西安交通大学学报.2003,37(11):1186–1189.

Chen Yunguang,Yuan Xiuling,Huang Dong,et al.Numerical prediction of the performance of one-circuit air-cooled condensers with different layouts[J].Journal of xi'an jiaotong university.2003,37(11):1186–1189.

[8] 姜盈霓,虎小红.流程布置对翅片管换热器换热性能影响的研究现状与展望[J].制冷与空调.2007,7(3):14–20.

Jiang Yingni,Hu Xiaohong.Prospect and research status of the effect of circuit arrangement on the heat exchanger performance of finned tube exchanger[J].Refrigeration and air-conditioning.2007,7(3):14–20.

[9] 徐志亮,黎文斗,唐亚林,等.蒸发器流程布置方式对性能的影响分析[J].电器,2013:661–665.

Xu Zhiliang,Li Wendou,Tang Yalin,et al.Evaporator process on the performance of layout analysis[J].China Appliance,2013:661–665.

[10] 黄东,陈群,袁秀玲.支路数对热泵空调中冷凝和蒸发两用换热器性能的影响[J].西安交通大学学报,2007,41(5):543–548.

Huang Dong,Chen Qun,Yuan Xiuling.Effect of circuit number on the indoor coil serving as both condenser and evaporator in heat pump[J]. Journal of xi'an jiaotong university,2007,41(5):543–548.

[11] 黄东, 李权旭, 吴蓓, 等. 流路布置对热泵空调中冷凝和蒸发两用换热器性能的影响 [J]. 西安交通大学学报, 2008, 42 (9): 1107-1112.

Huang Dong, Li Quanxu, Wu Bei, et al. Effect of refrigerant circuitry on indoor coil serving as condenser and evaporator in heat pump [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2008, 42 (9): 1107-1112.

[12] 张智, 金培耕, 涂旺荣, 等. 制冷剂流路对冷凝器换热特性的影响 [J]. 暖通空调, 2002, (05): 61-63.

Zhang Zhi, Jin Peigeng, Liu Zhigang, et al. Effect of circuit arrangement on the heat exchange performance of air-cooled condensers [J]. Heating Ventilating & Air Conditioning, 2002, (05): 61-63.

[13] 徐静, 张智英. 流程布置对风冷冷凝器换热性能影响的试验研究 [J]. 制冷与空调, 2013, 13(09): 54-57.

Xu Jing, Zhang Zhiying. Research on influence of refrigerant circuitry on heat exchanging performance of air-cooled condensers [J]. Refrigeration and air-conditioning, 2013, 13(09): 54-57.

[14] C.C.Wang, J.Y.Jiang, C.C.Lai. Effect of circuit arrangement on the performance of air cooled condensers. International Journal of Refrigeration, 1999, 22(6): 275-282.

[15] A.Cavallini, D.Del Col, L.Rossetto. Heat transfer and pressure drop of natural refrigerants in minichannels (low charge equipment) [J]. International Journal of Refrigeration, 2012, 10: 1016.

[16] 邓斌, 廖清高, 林澜, 等. 流程布置对 R410A 冷凝器性能的影响研究 [J]. 制冷技术, 2006 (2): 8-12.

Deng Bin, Liao Qinggao, Lin Lan, et al. Influence of refrigerant circuitry on performance of R410A condensers [J]. Chinese

journal of refrigeration technology, 2006 (2): 8-12.

[17] Ye.Huee-Youl. Refrigerant circuitry design of fin-and-tube condenser based entropy generation minimization [J]. International Journal of Refrigeration, 2012, 35: 1430-1438.

[18] 韩维哲, 丁国良. 翅片管式蒸发器流程布置的优化改进与实验验证 [A]//上海市制冷学会. 上海市制冷学会 2007 年学术年会论文集 [C]. 上海: 上海市制冷学会, 2007: 83-86.

Han Weizhe, Ding Guoliang. Optimization of refrigerant circuitry in fin-and-tube evaporator and experimental verification [A]//Shanghai society of refrigeration. Academic annual conference proceedings of Shanghai society of refrigeration of 2007 [C]. Shanghai: Shanghai society of refrigeration, 2007: 83-86.

[19] S.Y.Liang, T.N.Wong, G.K.Nathan. Study on refrigerant circuitry of condenser coils with exergy destruction. Applied Thermal Engineering, 2000, 20(6): 559-577.

[20] 郭进军. 管路流程布置对换热器性能影响的数值模拟及实验研究 [D]. 西安: 西安交通大学, 2003.

Guo Jinjun. Test investigation and numerical simulation of refrigerant circuitry influence on performance of the heat exchangers [D]. Xi'an: Xi'an Jiaotong University, 2003.

[21] 涂小革, 方金升, 梁祥飞. 家用变频热泵型空调器室外机换热器流路布局优化设计 [J]. 制冷与空调, 2005, 15 (8): 88-93.

Tu Xiaoping, Fang Jinsheng, Liang Xiangfei. Optimization design of outdoor heat exchanger's flow arrangement for residential inverter heat pump air-conditioner [J]. Refrigeration and air-conditioning, 2005, 15 (8): 88-93.

(上接 60 页)

参考文献

[1] 张晓亮, 朱光俊, 江亿. 建筑环境设计模拟分析软件 DeST 第 13 讲住宅模拟优化实例 [J]. 暖通空调, 2005, 35(8): 65-72.

[2] Xu Xinhua, Wang Shengwei, Wang Jinbo, et al. Active pipe-embedded structures in buildings for utilizing low-grade energy sources: A review [J]. Energy and Buildings, 2010, 42(10): 1567-1581.

[3] Krzaczek M, Florczyk J, Tejchman J. Improved energy management technique in pipe-embedded wall heating/cooling system in residential buildings [J]. Applied Energy, 2019, 254(15).

[4] Shen Chong, Li Xianting. Energy saving potential

of pipe-embedded building envelope utilizing low-temperature hot water in the heating season [J]. Energy and Buildings, 2017, 138: 318-331.

[5] 沈翀. 利用自然能源降低建筑围护结构负荷的方法研究 [D]. 清华大学, 2018.

[6] 谢军龙, 朱求源, 徐新华. An active pipe-embedded building envelope for utilizing low-grade energy sources [J]. 中南大学学报 (英文版), 2012, 19(6): 1663-1667.

[7] 陆耀庆. 实用供热空调设计手册 (第二版) [M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2008.

[8] 《地源热泵系统工程技术规范 (2009 年版)》(GB50366-2005) [S]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2009.

第四届“天加杯”全国暖通空调学生科技竞赛

为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和能力，由暖通空调产业技术创新联盟和南京天加环境科技有限公司联合主办“第四届‘天加杯’全国暖通空调学生科技竞赛”现已启动，诚邀建筑环境与能源应用及相关专业的老师积极组织本校的本科生、硕士研究生报名参加。竞赛相关内容如下：

一、参赛对象和作品

1. 本科或硕士研究生论文成果均可参赛，博士生论文成果不能参赛。参赛作品应在本科或硕士论文完成一年内。
2. 参赛作品主题应为：暖通空调技术、建筑设备、室内环境控制、建筑能效等领域，所采用的方法可以是实验、数值模拟、理论分析或工程设计等。
3. 作品可以由个人完成，也可以由不多于两人的团队完成。

二、参赛作品要求

1. 每个学校限推荐2组参赛作品，参赛材料请于2021年9月20日前发送至 cwsc2016@126.com。
2. 参赛材料（英文）包括：①报名表；②学术论文（A4纸6页内）；③PPT（10分钟）；④海报，规格A1（594mm×841mm）。
3. 了解详情请登录中国暖通空调网（www.chinahvac.com.cn）。

三、评审流程及要求

1. 9月下旬，评审委员会预评（不进行现场答辩），评选出参与初赛的选手。
2. 10月上旬，片区初赛；10月下旬，总决赛。评选出一、二、三等奖。初赛、决赛均以现场英文演讲与答辩的方式进行。
3. 获得一等奖的选手将被推荐代表中国参加世界暖通空调学生科技竞赛。

四、组委会联系方式

1. 暖通空调产业技术创新联盟
才 隽 010-6451 7051 186 0002 3245
2. 南京天加环境科技有限公司
陈 杰 025-8523 8607 159 5186 6169

第三届绿色高效机房系统建设与运维论坛（2021）

为了更好地推动高效机房建设持续健康发展，暖通空调产业技术创新联盟、中国建筑科学研究院有限公司等机构将于2021年9月15-17日在重庆市联合举办“第三届绿色高效机房系统建设与运维论坛（2021）”。会议相关事项内容如下：

- 【会议注册】会议免收会议注册费，交通、食宿费用自理。
- 【参会报名】请参会代表于9月1日前扫描二维码注册报名：
- 【会议住宿】重庆华宇温德姆至尊豪庭大酒店
大床房 / 双床房 520 元 / 间夜（含早）。
- 【会议筹备】李 炜 136 8155 5746 010-64693285
何远嘉 186 1178 6335 010-64693287
王东青 139 0101 7552 010-64517224
- 【筹办动态】会议筹办进展信息请关注 CAHVAC 微信公众号或中国暖通空调网（www.chinahvac.com.cn）。



ENGINEERING
TOMORROW

Danfoss

内在驱动未来

丹佛斯数据中心冷却系统，可为您提供从冷源，管网，至末端的整体解决方案，创造 PUE 值的新低！

磁悬浮无油全配置冷水机组/自然冷却板式换热器/管网输配优化/末端水力平衡

THIS IS WHERE
ENERGY EFFICIENT
DATA STORAGE STARTS



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）

