

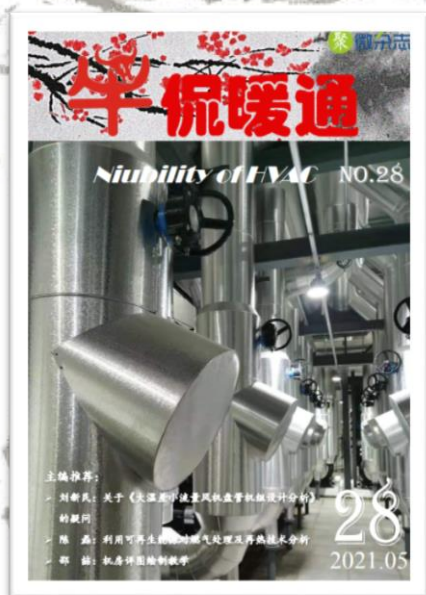
牛侃暖通

Niubility of HVAC NO.28

主编推荐：

- 刘新民：关于《大温差小流量风机盘管机组设计分析》的疑问
- 陈 磊：利用可再生能源对燃气处理及再热技术分析
- 邵 喆：机房详图绘制教学

28
2021.05



牛侃暖通

(不定时刊)

Niubility of HVAC

2021年05月

第28期

创刊年份：2013年

主办单位：暖通空调在线

主 编：林星春

顾问指导：董丽萍、宋凯、刘静

本期编委：林星春

发 布：暖通空调在线
赛尔传媒

投稿邮箱：nkntzz@163.com

订阅信箱：nkntzz@163.com

在线观看：<http://w.51hvac.com/>

郑重声明：

- 1、本微杂志不定页数不限内容不限期数不定发布时间，一切看主编心情。
- 2、本微杂志对所有内容和言论概不负责。至于你信不信，反正我是信了！
- 3、本微杂志无刊号无版面费无纸质版。

目 录

图片摄影

陈洪华：某项目冷冻机房现场照片 封面

行业茶聊

中设协建环分会青年理事风采——孙 鹏 1

中设协建环分会青年理事风采——王 辉 4

中设协建环分会青年理事风采——余志峰 6

中设协建环分会青年理事风采——赵忠良 8

中设协建环分会青年理事风采——钟 澍 10

中设协建环分会青年理事风采——张再鹏 11

民间论文

刘新民：关于《大温差小流量风机盘管机组设计分析》的疑问 14

陈 磊：利用可再生能源对燃气处理及再热技术分析 21

暖通才艺

王志国：硬笔书法作品《文天祥·过零丁洋》 28

新番推荐

A.O.史密斯“蓝焰杯”清洁供热技术设计大赛通知 29

我学暖通

邵 喆：机房详图绘制教学 33

合作支持



saler 赛尔传媒



牛侃暖通 江湖还在



“牛侃讲堂”征集令

分享时代，好东西别藏着！“牛侃讲堂”诞生于暖通江湖，依托线上平台，开坛设课，欢迎江湖儿女！

不限于技术、不限于经验，无门槛要求、无等级分别，我们需要你有理想、有奉献、有热情、有观点、有担当，愿以“开讲”打开自我，分享真知灼见、实践心得，互帮互学、互督互促、共生共存，暖情通心，共享牛侃暖通的江湖快乐！

技术观察、经验分享、课程培训、闲话事件、暖通生活……一切能滋润暖通江湖的雨露，都可撒向“牛侃讲堂”！自荐、推荐、定向邀请……不拘一格，期待更多的有趣、有料、有追求的暖通人成为“牛侃讲师”！以视频、直播的方式，开讲于“牛侃讲堂”！



报名联系



直播间

想
讲
你
就
来

中设协建环分会青年理事风采——孙鹏

来源/赛尔传媒、中设协建环分会



孙鹏 太原理工大学建筑设计研究院

个人简介

孙鹏，男，1984 年 11 月生，太原理工大学建筑环境与设备工程专业毕业。就职于太原理工大学建筑设计研究院，消防审验中心主任、暖通副总工程师、太原理工大学土木水利专业学位校外兼职硕士研究生指导教师、高级工程师、注册公用设备工程师（暖通空调）。工作其间设计完成了数十项大型公建及住宅小区工程项目，代表设计项目有太原理工大学新校区、山西国际金融中心、中化二建集团有限公司技术研发楼、山西能源学院新校区综合图书馆、太原高等电力专科学校新建实验楼等。

兴趣爱好：旅游、音乐。

代表工程：山西国际金融中心暖通空调设计

工程为山西省太原市山西晋能国际金融中心有限公司-山西国际金融中心，总建筑面积约 338267.47m²，包括地上 A 座商务楼（1#、2#）、B 座商务楼（3#、4#）、C 座商务楼（5#、6#）和对应地下部分。其中 A 座商务楼建筑面积 84143.92m²，1#楼 25 层，建筑高度 112.2m，2#楼 22 层，建筑高度 96.6m；B 座商务楼建筑面积 69121.54m²，3#楼 21 层，建筑高度 91.2m，4#楼 22 层，建筑高度 95.4m；C 座商务楼建筑面积 67906.9m²，5#楼 20 层，高度 87.0m，6#楼 21 层，高度 91.2m；地下部分共 3 层，总建筑面积为 117095.11m²。

地上 A、B、C 座商务楼，塔楼功能为办公，裙房功能为商业、餐饮、电影院；地下部分地下一层为商业及汽车库，地下二、三层为汽车库。



工程项目效果图

太原市属于寒冷 A 区，本工程地上 A、B、C 座商务楼及地下商业均采用中央空调冬季供暖及夏季制冷。一层大堂设置低温热水地面辐射供暖系统辅助供暖。夏季总冷负荷 24078.06kW，冷负荷指标为 93.8W/m²，选用四台 5627kW 高压（10kV）电动压缩离心式冷水机组及一台螺杆式冷水机组，空调冷冻水供/回水温度为 6/12℃，选用超低噪声逆流方型

冷却塔四台 HMKIv-1000UL 及一台 HMKII-300UL，冷却水的供回水温度为 31/37℃。冬季总热负荷 19500.64kW，热负荷指标为 76.0W/m²，冬季热源选用 4 台 4900KWZRY (Q) -N.420 燃气冷凝真空热水机组，供/回水温度为 60/45℃。

项目是山西省第一个采用内循环双层呼吸式幕墙的写字楼，外幕墙系统采用单元式幕墙，可以实现智能通风系统（内循环双层呼吸式幕墙设计形成一个通风换气层，很好地起到空气流通和循环的作用）及智能保温系统（内循环双层呼吸式幕墙保温性能更强，中间空气层隔绝导热，使得内层幕墙温度接近室内温度，室内温度保持在良好的舒适度）。

为了将项目建设成宁波市可再生能源运用展示项目，工程机电控制系统统一接入智慧能源管控平台，可在线实时监测各项设备能耗。

项目空调已于 2018 年实际运行至今，设计阶段软件模拟能耗比参照建筑低 32.38%，根据 2019 年全年空调能耗实际测量值，2019 年全年空调能耗比参照建筑能耗实际低 38.4%。实现了预期节能效果。

项目通过美国 LEED 绿色建筑认证，是山西省首个通过 LEED 认证的大型综合写字楼项目，属于山西省重点工程，重点打造“绿色生态办公”的新地标，目前已建成并使用良好。



中设协建环分会青年理事风采——王辉

来源/赛尔传媒、中设协建环分会

个人简介

王辉，男，1980 年生，安徽砀山人，中共党员，正高级工程师。首批全国勘察设计行业暖通空调优秀青年设计师，全国百名暖通空调杰出青年。安徽省暖通专业委员会副主任委员，安徽省工程建设标准化专家库专家，安徽省建设工程消防技术专家，安徽省地源热泵专业委员会委员。2002 年安徽建筑大学毕业后一直从事暖通设计工作，多项工程赢得了良好的社会评价。获安徽省土木建筑学会第一届青年工程师奖，获省、市级以上奖项 26 项，包括全国优秀勘察设计二等奖 1 项、三等奖 2 项、安徽省优秀勘察设计一等奖 2 项、二等奖 10 项、三等奖若干项等。参与安徽省技术规程或图集编制工作 4 项。

兴趣爱好：足球、羽毛球。



王辉 安徽省建筑设计研究总院设计四院

代表工程：长丰县北城医院工程综合建设设计项目

长丰县北城医院（安徽省立医院北区）为三级甲等综合性医院。坐落于合肥北城新区，分为南、北两个院区。其中地上 28.3 万 m²，地下 14.7 万 m²；设计床位 1900 张。

院区东西约 300m，南北约 700m。考虑后期运行管理需求，设置集中冷、热源机房。本项目空调总冷负荷为 29000kW，空调总热负荷为 20300kW。夏季选用 3 台制冷量为 7032kW 的离心式冷水机组和两台制冷量为 4219kW 的变频离心式冷水机组。冬季热源采用市政蒸汽，按单体或功能共分六套系统，每套系统选用两组螺纹管换热器。供暖空调蒸汽凝结水经凝结水回收装置收集，作为生活热水换热机组预热使用。考虑医院内区较多，过渡季节设冷却塔免费供冷。

工程空调冷水系统采用二次泵变流量系统，一级泵定流量、二级泵变流量，冷源侧和负荷侧供回水总管之间设平衡管，保证负荷侧流量变化时，冷源侧通过冷水机组的流量稳定；供暖空调水系统采用二管制、一级泵末端变流量系统。

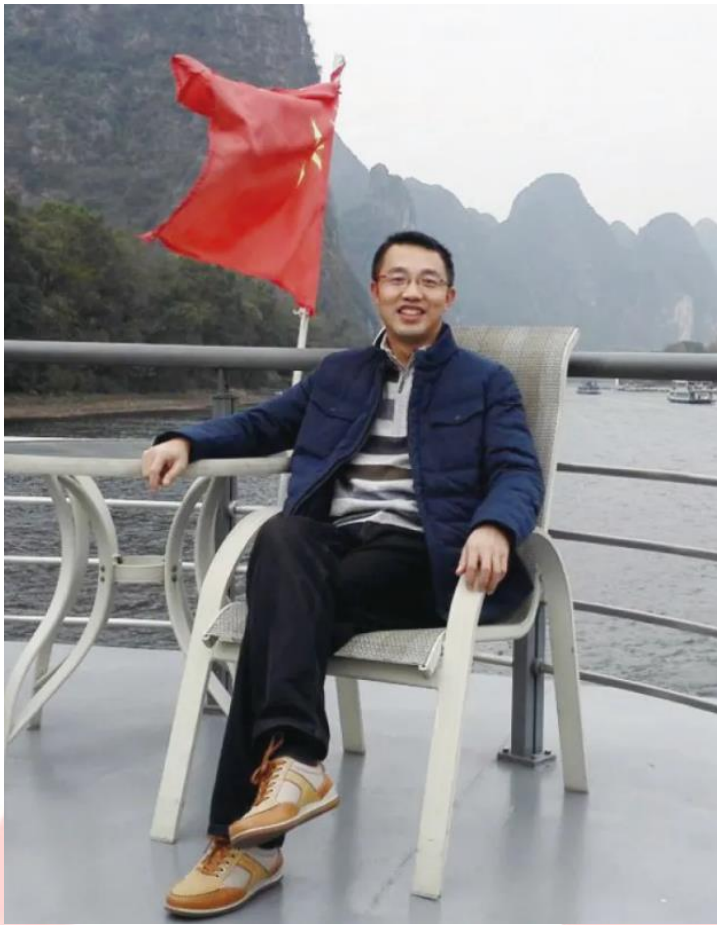
4 套手术室区域净化空调均采用机械循环四管制热泵机组，各系统分别由两台四管制螺杆式热泵机组和一台二管制热泵机组（两用一备）提供；ICU 区域采用机械循环二管制，冬夏季节冷热源由大楼冷热源提供，过渡季节冷热源由手术部冷热源机组提供。大楼冷热源亦可作为净化空调冷热源的备用。



设计外观图

中设协建环分会青年理事风采——余志峰

来源/赛尔传媒、中设协建环分会



余志峰 宁波大学建筑设计研究院有限公司

代表工程：宁大科技服务大楼

大楼总建筑面积约 14500m²，地下一层，地上九层，为高层综合楼。该项目由全球环境基金赠款参与建设，作为世界银行绿色建筑（中国）三星运行示范项目。该项目是宁波第一个三星级绿建设计项目，也是宁波市唯一取得三星级绿建运行标识的项目。

工程除采用了地源热泵空调、太阳能光伏发电和太阳能预热空气源热泵热水系统等可再生能源运用示范外，还采用了雨水回收利用技术，东西山墙采用绿化墙遮阳，地下室局部采用光导管，室外地坪采用透水砖，绿化设

个人简介

余志峰，男，2003 年毕业于西安建筑科技大学，宁波大学建筑设计研究院有限公司工作至今。注册公用设备（暖通）工程师，暖通高级工程师，给排水高级工程师。现任单位设备副总工，宁波市暖通学会委员，建筑环境与能源应用分会青年理事。主要负责单位暖通专业技术工作以及暖通、给排水专业日常经营工作。工作至今已取得 3 项发明专利及多项实用新型专利。

取得多项省部级及学会奖项：2019 年被建筑环境与能源应用分会评为 2018 年—2019 年度杰出青年设计师、2020 年被暖通空调杂志评为第二届“全国暖通空调杰出青年”、宁大科技服务大楼荣获中国勘察设计协会暖通专业青年设计师二等奖、青川县人民医院荣获 2010 年度工程勘察设计“四优”二等奖及浙江省勘察设计行业协会浙江省钱江杯（优秀勘察设计）特别奖、象山县综合文化活动中心获浙江省钱江杯（优秀勘察设计）二等奖、宁波市滨海国际学校 2015 年获钱江杯优秀勘察设计综合工程二等奖及中国勘察设计学会优秀工程勘察设计三等奖、新疆亿日铜箔厂 2017 年获海尔磁悬浮杯绿色设计节能运营大赛银奖，发明专利获 2013 年江北职工技术创新二等奖。

计采用“海绵城市”技术，屋顶采用“开心农场”设计，架空太阳能光伏板与屋顶构架采用一体化设计，模盒无梁楼板与装修采用一体化设计，门厅配置了该绿色建筑的可视化显示屏，运用 BIM 技术，实现绿色建筑能耗的智慧管控和“可视化”。

项目空调以地源热泵型水冷多联机空调系统为主，局部结合实际需求设置辐射吊顶空调、分体空调及多联机空调。地埋管围绕建筑周围线性布置，水冷多联机主机设置在每层空调机房内。

项目在设计过程中充分发挥我院的综合优势，绿建分析与施工图设计同时进行，结合绿建模型数据对设计方案进行完善。同时运用 BIM 技术对机电专业进行碰撞检查，避免施工过程中返工和修改。



工程项目效果图

为了将项目建设成宁波市可再生能源运用展示项目，工程机电控制系统统一接入智慧能源管控平台，可在线实时监测各项设备能耗。

项目空调已于 2018 年实际运行至今，设计阶段软件模拟能耗比参照建筑低 32.38%，根据 2019 年全年空调能耗实际测量值，2019 年全年空调能耗比参照建筑能耗实际低 38.4%。实现了预期节能效果。

中设协建环分会青年理事风采——赵忠良

来源/赛尔传媒、中设协建环分会

个人简介

赵忠良，男，1982 年 6 月生，毕业于哈尔滨工业大学市政环境工程学院供热、供燃气通风及空调工程专业，硕士研究生学历。高级工程师，全国注册勘察设计注册公用设备师（暖通空调），现任哈尔滨工业大学建筑设计研究院建筑设计十二院暖通专业总工程师。任职期间参与的项目荣获全国优秀工程勘察设计行业奖优秀工程设计二等奖 1 项、三等奖 1 项，省部级优秀工程设计奖一等奖 1 项、二等奖 2 项、三等奖 3 项等多个奖项。

2019 年被中国勘察设计协会建筑环境与能源应用分会授予建筑环境与能源应用工程专业杰出青年设计师称号。多次获得哈尔滨工业大学建筑设计研究院先进生产者及优秀指导教师等荣誉称号。

兴趣爱好：足球。



赵忠良 哈尔滨工业大学建筑设计研究院建筑设计十二院

代表工程：齐齐哈尔万达广场暖通空调设计

齐齐哈尔万达广场建设项目建设地点为黑龙江省齐齐哈尔市建华区，是目前中国东北地区的城市综合体之一。占地 12.47 公顷，规划建筑面积 55.53 万 m²。

项目夏季空调冷源由设于地下二层的超市、百货和商管物业制冷机房冷水机组提供，供回水温度为 6/12℃ 大温差。各部分冷却塔分别设置于商业四层和五层裙房屋面，冷却水供回水温度 32/37℃。冷水机组制冷剂均采用环保冷媒 R134a。

在商管物业制冷机房设置一台板式换热器，配合一组冷却塔运行，可在室外空气湿球温度低于 5℃ 时，只开启冷却塔而不必开启制冷机对商管物业内区进行免费供冷。冷却水一次侧供回水温度为 8.5/12℃，二次侧供回水温度为 10/15℃。在该组冷却塔集水盘设置电加热器，室外配套管道设置电伴热，防止结冰。

冷热源机房设群控系统,对冷热源进出口和空调水系统供回水温度、压力及总流量等主要参数进行监测,根据系统冷、热负荷变化,自动控制设备投入数量。商管物业制冷机房设置四台冷水机组,到了夜间时段,仅 KTV、影城、电玩等少数业态营业时,仅启动一台螺杆式冷水机组,节约通风空调系统能耗。

经过五年的运行,供暖、空调系统效果良好。由于冷冻水采用了大温差运行,降低了空调系统的运行费用。



中设协建环分会青年理事风采——钟澍

来源/赛尔传媒、中设协建环分会

个人简介

钟澍，男，1980 年 12 月出生，华中科技大学供热、供燃气通风及空调工程专业毕业，现就职于重庆同乘工程咨询设计有限责任公司，从事暖通空调专业设计。公司暖通室专业室主任，高级工程师，注册公用设备工程师（暖通空调）。主持设计完成了长安汽车城乘用车建设项目、长安汽车全球研发中心项目、长安福特杭州生产基地乘用车项目、北汽银翔 30 万辆整车项目、长安铃木重庆工厂项目、长安福特哈尔滨乘用车生产基地、长城汽车平湖基地整车项目等几十项目大中型工业项目和公建项目，暖通空调设计经验丰富。先后获得重庆市勘察设计协会工程设计一等奖 3 次、二等奖 1 次、三等奖 1 次，重庆市勘察设计协会建筑环境与设备专业专项工程优秀设计一等奖 1 次，获得兵器工业部优秀工程设计项目一等奖 1 次，二等奖 1 次，三等奖 1 次，并于 2017 年，获得中国勘察设计协会建筑环境与能源应用分会优秀青年设计师称号。

兴趣爱好：足球、旅游。



钟澍 重庆同乘工程咨询设计有限责任公司

代表工程：长安福特汽车有限公司杭州汽车生产基地乘用车项目

本项目占地 2100 亩，建筑面积 37.7 万平方米，总投资为约 75 亿元，为浙江省 2013 年度重点项目，是福特全球整体工程设计水平最高的工厂。

本专业根据温湿度要求，洁净度要求，功能分区，使用特点等因素，通过对比优化，合理划分系统，空调风系统划分为全空气系统，恒温恒湿空调系统，多

联机系统；空调热源为园区热电联产后提供，充分利用区域热源（园区发电厂提供的蒸汽 1.2MPa 220℃），通过换热站处理到 56℃~51℃ 的热水后，作为冬季热源。空调冷源为制冷站房内的变频离心式冷水机组。



项目鸟瞰图

表1 主要设备表

冷源	冷水机组	冷水机组形式	单台设计供冷量	台数
		10KV封闭型离心式冷水机组	5803kW	7
热源	制（供）热设备	设备形式	单台设计供热量	台数
		汽水板式换热器	7500kW	4（2用2备）

设计前期对冲压、焊接及总装各车间等高大厂房的几种送风方式进行了比较，最终焊接及总装选择为岗位送风系统，冲压选择为分层送风系统。涂装车间冬季采用组合式天然气直燃空调送风技术，即空气直接经过燃烧火焰而进行加热，此技术可将能源综合利用率提高 20%~30%，减少了天然气的耗量。另外，涂装车间喷漆室排风循环利用技术：喷漆室系统采用组合式空调送风，送风量约 50 万 m³/h，带有油漆雾的排风经处理后，以此作为回风重新经空调处理后再送入机器人喷漆室，大大减少了喷漆系统的运行能耗。

利用 CFD 技术，对主要岗位送风系统的速度场和温度场进行模拟，根据操作人员舒适度指标（PMV 值）来优化系统的送风口位置，高度，风量及温度的设计。优化后，由于增加了整体的风场均匀性，在送风温度降低一度的情况下，人员舒适度仍然从原先的 2.5 提升至 1.0。

中设协建环分会青年理事风采——张再鹏

来源/赛尔传媒、中设协建环分会

个人简介

现任中信建筑设计研究总院有限公司建筑科学研究院副总工程师。高级工程师、国家注册共用设备工程师（暖通空调），新能源研究中心副主任，中国勘察设计协会建筑环境与能源应用分会青年理事，湖北省建筑环境与设备专业委员会委员。

工作十四年来，在超高层、医院、酒店、体育馆、火车站等领域进行了大量的工程设计实践和研究工作。获得省、市级优秀工程设计奖项 13 次，国家级工程设计奖项 4 次，参与省、市级行业标准、规程编写 4 项，取得实用新型专利 9 项，在核心期刊《暖通空调》发表论文 9 篇，获得暖通空调杂志评选的首届“百名暖通空调杰出青年”称号，获第 3 届“全国建筑环境与能源应用工程专业青年设计师设计大赛”第三名。



张再鹏 中信建筑设计研究总院有限公司

代表工程：博尔塔拉蒙古自治州全民健身中心、文化艺术中心

博尔塔拉蒙古自治州全民健身中心、文化艺术中心位于博尔塔拉蒙古自治州首府博乐市。总用地面积 12.2 公顷，总建筑面积 7.6 万 m^2 ，其中全民健身中心总建筑面积为 27696.7 m^2 （其中地上 24927.8 m^2 、地下 2668.9 m^2 ），建筑高度（篮球馆）为 23.9m（游泳馆屋面 13.6m）。

项目造型优美大方，与当地民族文化相呼应；因地制宜，充分利用了基地周边的景观优势。项目集篮球馆（3408 座）、羽毛球馆、乒乓球馆、游泳馆、网球馆、剧场（1066 座），电影院，青少年宫，文化馆，老年人活动中心，图书馆，美术馆，科技馆，党史馆和方志馆于一体。是博州地区规模最大，功能最全，设施最先进的大型现代化综合文体建筑。



全民健身中心、文化艺术中心建筑外景图

全民健身中心供暖总热负荷为 3882kW，空调总冷负荷为 1690kW，游泳馆卫生热水加热负荷为 1800kW。空调冷源采用干空气能间接蒸发冷水机组冷源方案，大空间的比赛场地采用多级蒸发制冷直流式全新风空调系统，辅助用房区域采用干式风机盘管+独立新风空调系统。游泳馆空调、除湿系统采用直流通风除湿系统，并利用机械排烟系统兼过渡季节的通风除湿设备使用，空调送风系统均采用纤维织物空气分布系统，游泳池边设地排风系统。篮球馆等高大空间采用多种送风方式，低区固定座椅看台采用阶梯旋流风口座椅送风，低区活动座椅看台采用置换通风，高区固定座椅看台采用喷口侧送风，比赛场地采用顶送风。



全民健身中心实景图

关于《大温差小流量风机盘管机组设计分析》的疑问

厦门 刘新民

摘要 依据 GB/T19232-2019《风机盘管机组》标准,分别从术语定义、换热计算公式,以及试验数据和设计思维方式等方面对《大温差小流量风机盘管机组设计分析》一文所述观点和方法提出商榷,并对其论据、试验数据和研究成果提出质疑。

关键词 风机盘管机组;显热;潜热;全热;换热计算;额定试验工况

Questions about "Design analysis on large temperature difference and small flow fan coil unit"

Liu-xinmin

Abstract According to GB/T19232-2019 "Fan coil unit" standard, the viewpoints and methods in "Design analysis on large temperature difference and small flow fan coil unit" are discussed from terminology definition, heat exchange calculation formula, test data and design thinking mode, and the arguments, experimental data and research findings are questioned.

Keywords fan coil unit, sensible heat, latent heat, total heat, heat transfer calculation, rated test condition

0 引言

文献[1]在标准进风(DB27℃, WD19.5℃)试验工况下,通过改变FCU穿管流程和回路数,对某型号既有FCU(进水温度7.0℃,出水温度12.0℃)进行优化设计,使其满足进水温度5.0℃,出水温度13.0℃的大温差工况,并进行试验验证,作者认为其研究成果可为类似空调产品的设计提供参考。本文基于GB/T19232-2019标准提出商榷。

1 术语定义及参量计算

本文专业术语之定义和标准试验工况参数均依据于2020年7月1日实施的GB/T19232-2019《风机盘管机组》^[2]。

1.1 额定值 (rated value)

在标准规定的试验工况下,机组性能的基本值^[2]。因此,包括额定供冷量 (rated cooling capacity) 在内的FCU性能指标均应为:在GB/T19232-2019标准规定的试验工况下获得的试验数据基本值,并非理论计算或分析值。

1.2 额定供冷量 (rated cooling capacity)

在标准规定的试验工况下,机组测得的总供冷量,即显热量与潜热量之和^[2]。

1.3 空气侧供冷量

空气侧供冷量应按公式(1)计算^[2]:

$$Q_a = \frac{L\rho(I_1 - I_2)}{1 + d} \quad (1)$$

式中: Q_a 为空气侧供冷量, (kW); L 为试验风量, (m^3/s); ρ 为湿空气密度, (kg/m^3); I_1 、 I_2 为被测机组进、出口空气焓值, (kJ/kg 干空气); d 为喷嘴处湿空气的含湿量, (kg/kg 干空气)。

1.4 空气侧显热供冷量

空气侧显热供冷量应按公式 (2) 计算^[2]:

$$Q_{sc} = L\rho C_{pa}(t_{a1} - t_{a2}) \quad (2)$$

式中: Q_{sc} 为空气侧显热供冷量, (kW); C_{pa} 为空气比定压热容, 取 $1.005 \text{ kJ}/(\text{kg}\cdot^\circ\text{C})$; t_{a1} 、 t_{a2} 为被测机组进、出口空气干球温度, ($^\circ\text{C}$)。

1.5 冷水侧供冷量

冷水侧供冷量应按公式 (3) 计算^[2]:

$$Q_w = GC_{pw}(t_{w1} - t_{w2}) - N \quad (3)$$

式中: Q_w 为冷水侧供冷量, (kW); G 为冷水流量, (kg/s); C_{pw} 为冷水比定压热容, 取 $4.18 \text{ kJ}/(\text{kg}\cdot^\circ\text{C})$; t_{w1} 、 t_{w2} 为被测机组进、出口冷水温度, ($^\circ\text{C}$); N 为输入功率, (kW)。

1.6 实测供冷量

实测供冷量应按公式 (4) 实施计算^[2]:

$$Q_L = \frac{1}{2}(Q_a + Q_w) \quad (4)$$

式中: Q_L 为被测机组实测供冷量, (kW); Q_a 为空气侧供冷量, (kW); Q_w 为冷水侧供冷量, (kW)。

1.7 两侧供冷量平衡误差

空气与冷水两侧供冷平衡误差应按公式 (5) 进行计算^[2]:

$$\left| \frac{(Q_a - Q_w)}{Q_L} \right| \times 100\% \leq 5\% \quad (5)$$

1.8 机组供冷能效系数 FCEER (fan coil cooling energy efficiency ratio)

机组额定供冷量与相应试验工况下机组风侧实测电功率和水侧实测水阻折算电功率之和的比值。在 GB/T19232-2019 规定的试验工况下, 按照标准规定的试验方式和试验装置, 测得输入功率、水阻、水流量和供冷量后, 按公式 (6) 和 (7) 计算得到机组供冷能效系数 (FCEER)^[2]:

$$FCEER = \frac{Q_L}{N_L + N_{ZL}} \quad (6)$$

$$N_{ZL} = \frac{\Delta p_L l_L}{\eta} \quad (7)$$

式中: Q_L 为被测机组实测供冷量, (W); N_L 为供冷工况下的输入功率, (W); N_{ZL} 为供冷工况下水阻力折算的输入功率, (W); Δp_L 为供冷工况下水阻力, (Pa); l_L 为供冷工况下水流量, (m^3/s); η 为水泵能效限值, 取 0.75。

2 额定试验工况

通用风机盘管机组额定供冷量的试验工况参数应满足 GB/T19232-2019 第 7.1.2 节表 16^[2] (参见表 1) 之规定。

表 1 通用机组额定试验工况参数^[2]

项 目	供 冷 工 况	
进口空气状态	干球温度/°C	27.0
	湿球温度/°C	19.5
	供水温度/°C	7.0
供水状态	供回水温差/°C	5.0
	供水量/(kg/h)	按水温差得出
风机转速	高档	

文献[1]约定的大温差工况为：进风干球温度 27.0°C，湿球温度 19.5°C；进水温度 5.0°C，供回水温差 8°C，供水量按供回水温差 8°C 得出。

3 基础理论的讨论

文献[1]提出了大温差小流量风机盘管机组在应用中存在的供冷量不足的问题，并基于公式 (8) (原文式 1) 分析和计算 FCU 换热量。

$$Q = KF\Delta t_m \quad (8)$$

式中 Q 为换热量，(W)； K 为换热系数，(W/(m²·°C))； F 为盘管的换热面积，(m²)； Δt_m 为空气和冷水之间的对数平均温差，(°C)。

3.1 FCU 供冷量

3.1.1 显热与潜热

ASHRAE Handbook 2016 指出，盘管供冷工况下的换热特性与供热工况（例如水-空气加热盘管）的特性存在明显的区别，冷盘管的特征表现为总供冷量=显热量+潜热量，而加热器仅仅为显热换热量^[3]。

国家标准规定：额定供冷量为在标准规定的试验工况下，机组测得的总供冷量，即显热量与潜热量之和^[2]。需要强调的是，虽然 GB/T 19232-2003^[4] (已废除) 所规定的标准试验工况 (27DB、19.5WB；7/12°C) 与 GB/T 19232-2019 规定相同，但是，两者对空气侧供冷量 Q_a 的计算存在差异，GB/T 19232-2019 在公式 (1) 中增加了湿空气含湿量 d 。因此，在设计和研究 FCU 供冷量时须充分考虑和计算其潜热处理能力和潜热供冷量。文献[1]依据的公式 (8) 与湿球温度并无关联，故不能适用于 FCU 供冷工况的设计分析和计算。

文献[1]主观设定“如果大温差 (5°C/13°C) 工况下盘管的出风干球温度和湿球温度与标准 (7°C/12°C) 工况下盘管的出风干球温度和湿球温度相等，则大温差工况的 Δt_m 更大 (见原文表 1)”。不知道文献 [1] 在标准进风空气状态下，做出 5°C 供水和 7°C 供水工况出风干球温度和湿球温度相等假设的依据是什么？原文表 (1) 中并没有出风空气湿球温度的数据，对照 GB/T 19232-2019 对 FCU 额定供冷量的定义，文献[1]所依据的数学模型式 (8) 对 FCU 处理潜热的能力缺乏针对性和专业性的阐述，难以构成对其相关论点的理论支持。

3.1.2 空气侧供冷量与冷水侧供冷量

GB/T 19232-2019 涉及供冷量的定义有：额定供冷量、实测供冷量 Q_L 、空气侧供冷量 Q_a 、空气侧显热供冷量 Q_{sc} 和潜热量、冷水侧供冷量 Q_w 等专业术语。文献[1]则将公式 (8) 中的 Q 定义为风机盘

管的换热量 (W)^[1]。理论上, 空气侧供冷量 Q_a 与冷水侧供冷量 Q_w 应满足两侧供冷量平衡, 其中冷水侧 Q_w 还须扣除输入功率 N (公式 3)^[2]:

$$\frac{L\rho(I_1-I_2)}{1+d}=GC_{\rho w}(t_{w1}-t_{w2})-N \quad (9)$$

GB/T19232-2019 不仅约束了 FCU 额定供冷量的试验工况参数, 还以规范性附录 B 规定了风机盘管机组供冷量的试验方法。如第 B.3.3a 条规定: “在试验系统和工况达到稳定 30min 后, 进行测量记录^[2]”。这里的“稳定”应指空气侧与冷水侧“两侧热平衡偏差应在 5% 以内^[2]”。试验中, 两侧供冷平衡误差应满足公式 (5) 的计算要求。

表 2 给出某型号 FCU 样机在标准工况下获得的试验数据, 试验中曾出现偏差为 5.02%~5.20% 的情况, 致使试验工作终止, 待所有试验工况重新调试之后, 试验重新开始。

表 2 FCU 样机标准工况试验数据

进/出口干球温度/℃	进/出口湿球温度/℃	进/出水温度/℃	输入功率/kW	风侧冷量/kW	水侧冷量/kW	实测冷量/kW	冷量误差/%	显热冷量/kW	潜热冷量/kW	水阻/kPa
27.02/14.59	19.54/13.53	7.00/11.98	0.241	14.106	14.627	14.367	3.63	9.986	4.381	50.5

依据 GB/T19232-2019 的规定, 被测 FCU 样机试验报告中实测供冷量既不是空气侧供冷量 Q_a , 也不是冷水侧供冷量 Q_w , 应按公式 (4) 计算获得实测供冷量 Q_L 。

由于公式 (8) 与 FCU 输入功率 N 并无关联, 故不知文献[1]所谓的大温差小流量风机盘管机组在应用中存在的供冷量不足的问题, 是指 FCU 空气侧供冷量 Q_a ? 还是冷水侧供冷量 Q_w ? 是指 FCU 显热供冷量 Q_{sc} , 还是潜热供冷量呢? 或者全热供冷量? 在 FCU 样机试验中, 式 (8) 中的 Q 应该如何检测呢? 文献[1]在试验中获得的 FCU 换热量 Q 值是否需要扣除输入功率 N ? 公式 (8) 中换热量 Q 的定义不够清晰, 难以支撑 FCU 设计的理论基础。

3.1.3 换热迟滞

与蒸发冷却空调机组不同, 被测 FCU 样机金属管道 (翅片) 两侧空气与冷水之间的热量传递不仅在数量上存在不同, 在时间上也具有显著的差异, 而 FCU 热传递的迟滞特性常常被研究者忽视。FCU 试验过程中通过调节冷水泵的转速或两通阀的开度, 很容易使得被测 FCU 样机输入的冷水流量 L 瞬间发生变化, 但无论是空气侧输出的供冷量 Q_a , 还是冷水侧供冷量 Q_w 的变化速率均滞后于冷水流量 L 的变化速率。被测 FCU 样机冷水侧出水温度 t_{w2} 并非随冷水流量 L 的稳定而瞬时稳定。试验设备中温度传感器、流量计等测试元器件也存在热量传递在时间上的迟滞。FCU 空气与冷水之间热交换时存在的热惯性属性应得到业界的充分敬畏。

3.1.4 供冷量与冷水流量

文献[1]基于式 (8) 的研究提出, 在冷盘管换热面积 F 不变、进风空气流量不变的前提下, 由于大温差工况下水流量减小, 管内的水流速减小, 水侧换热系数减小, 因此总的换热系数 K 会有所减小。当 Δt_m 的增加不足以弥补 K 的减少时, 大温差小流量 FCU 存在供冷量不足的问题。

炎炎夏日里冰镇可乐罐体内的低温液体流速 ω 与流量 L 均为零, 代入公式 () (原文式), 其结果不言而喻。

$$a_w=q\omega^{0.8} \quad (10)$$

但是, 生活常识告诉我们, 冰镇可乐罐体外壁结满露珠, 不仅具备处理显热的能力, 还有处理潜热的能力。

公式(8)中的换热系数 K 随冷水流速 ω 的降低而减小,故 FCU 供冷量随 ω 的降低而单调递减。文献[1]单纯地将其归咎于“大温差工况下水流量减小,管内的水流速减小,水侧换热系数 a_w 减小。空气流量不变,空气侧的换热系数 a_a 也不变,因此总的换热系数 K 会有所减小”。因此,“若设计不合理,在大温差小流量的工况下盘管的出风干球温度和湿球温度比额定工况下的都高,此时对数平均温差 Δt_m 增大,但换热系数 K 减少的更多,因此供冷量减少”。然而,文献[1]并没有提供冷水流量或流速的试验数据。

若将文献[1]最终采用的优化设计方案 A 与原设计方案相比较,A 方案将原方案中水侧 8-8-8-6 管数分布的 4 回路改为 10-10-10 的 3 排回路,导致水侧阻抗系数 S 增加,在小流量工况下的盘管水阻压降由 100% 提高到 243.4%。这就意味着在 FCU 两端资用压头相等的工况下,优化后的 A 方案将呈现出更低的流量 l_L 和更慢的水流速 ω 。

在标准试验工况下,冷水流速 ω 的降低将导致被测 FCU 样机冷水侧出水温度 t_{w2} 的提升,使得 FCU 表面平均温度升高。但是,并不能因此就得出“大温差小流量风机盘管机组供冷量减少”的结论,毕竟供冷工况下 FCU 的供冷量不是单纯的显热供冷量。与标准工况相比,文献[1]给出的是进水温度为 5°C 的大温差小流量 FCU,相对 7°C 进水的 FCU 应具有更大的析湿系数 ξ ,以及更强的潜热处理能力。空气/冷水两侧换热温差 ΔT 是 FCU 换热的推动力,只要 FCU 盘管表面温度低于进风温度, $\Delta T > 0$,FCU 的供冷量就不会归零,即便是 $a_w=0$ 。显然用式(8、10)无法正确描述大温差小流量 FCU 全热换热特性。当然,这不是公式(8、10)的错,而是文献[1]作者在 FCU 设计分析时用错公式。

遗憾的是,文献[1]基于公式(8)的大温差小流量风机盘管机组设计分析,未能遵守 GB/T19232-2019 第 6 章要求给出 FCU 风量、输入功率、供冷量、水阻等基础数据,存在试验数据不足的缺憾。

3.1.5 空气侧风量

GB/T19232-2019 定义风量按第 7.6 条规定的方式进行试验,实测值不应低于其额定值及名义值的 95%。第 7.1.2 条规定:通用机组额定风量和输入功率的试验工况参数应满足表 15 的要求;其额定供冷量的试验工况参数应满足表 16 的要求,用规范性附录 A 规定了风机盘管机组风量试验方法。需要注意的是:GB/T19232-2019 表 15 通用机组额定风量试验工况中规定供水状态为:不供水。而表 16 规定的额定供冷量试验工况参数供水状态为:供水温度 7°C ,供回水温差 5°C ,供水量 (kg/h) 按水温差得出。规范性附录 B 所规定的风侧供冷量计算公式(1)和风侧显热供冷量计算公式(2)中的风量 L 均为试验风量, (m^3/s),而非额定风量 (rated air volume flow rate), (m^3/h)。

尽管文献[1]所约定的既有 FCU($7^\circ\text{C}/12^\circ\text{C}$)与大温差小流量 FCU($5^\circ\text{C}/13^\circ\text{C}$)在标准进风($\text{DB}27^\circ\text{C}$, $\text{WD}19.5^\circ\text{C}$)工况下的风机试验转速均为高档,但这并不能得出文献[1]所谓的“此时 2 种工况下进出盘管的空气焓差不变,风量也不变,因此供冷量不变”的假设。显然在标准进风试验工况下, 5°C 与 7°C 进水的 FCU 并不具有相等的析湿系数 ξ ,以及相同的除湿量,依据 GB/T19232-2019 规定,判断两种工况空气侧供冷量 Q_a 是否不变时,除去进、出 FCU 的空气焓差;试验风量;湿空气密度之外,还须验证喷嘴处湿空气的含湿量,参见公式(1)^[2]。如若文献[1]作者亲手做过两种 FCU 供冷量对比试验,应该就不会做出供冷量不变的假设。由于试验中 FCU 表面凝露和除湿能力的差异,FCU 迎风速 $v(\text{m/s})$ 不尽相同,故“风量也不变”的结论难以成立,当然“供冷量不变”亦难以成立。

3.1.6 对数平均温差 Δt_m

被测 FCU 具有分布参数特性,空气与冷水两侧换热流体的温度沿各自流向持续变化,存在向量温度梯度,是时间和距离的函数。由于 FCU 传热壁面两侧流体在换热过程中没有轴向混合,既不是

顺流换热，亦非逆流换热，而是流动方向互为垂直交叉以错流形式实施传热。文献[1]给出的 FCU 设计方案（如图 1）中，同时存在错流与逆流换热。与此同时，FCU 进风空气还释放出相变潜热产生冷凝水分布在传热壁表面。为了降低计算难度，业界常用对数平均值的集中参数特性去近似计算，例如文献[1]所给出的公式（8）。

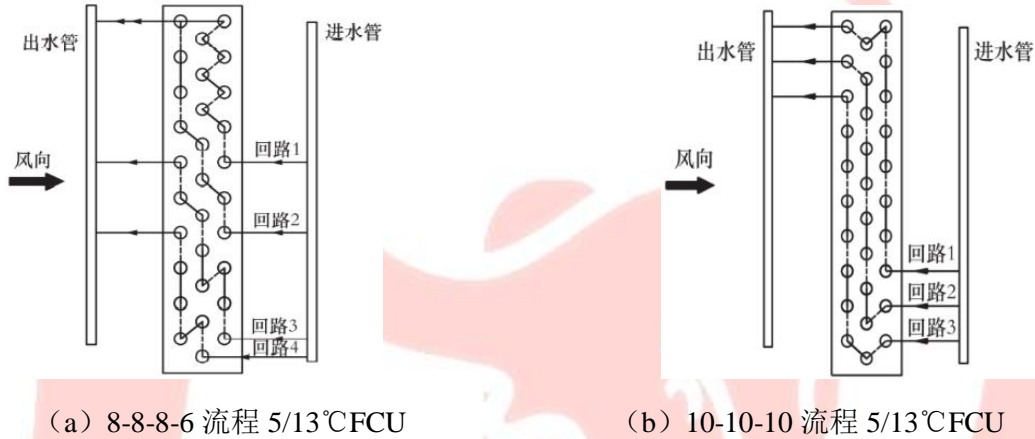


图 1 风机盘管机组优化方案^[1]

由于文献[1]没有给出 5℃/13℃大温差小流量 FCU 试验数据，故依据文献[1]给出的不同工况下的对数平均温差计算数据（如表 3 所示，原文表 1）进行讨论。

表 3 不同工况下的对数平均温差^[1]

	进风干球温度	进风湿球温度	出风干球温度	进水温度	出水温度	对数平均温
	/℃	/℃	/℃	/℃	/℃	差/℃
工况 1	27.0	19.5	14.0	5.0	13.0	11.5
				7.0	12.0	10.5
工况 2			13.0	5.0	13.0	10.72
				7.0	12.0	9.82

文献[1]给出了两种不同出风干球温度工况：工况 1 为 14.0℃；工况 2 为 13.0℃。并基于“如果大温差工况下盘管的出风干球温度和湿球温度与标准工况下盘管的出风干球温度和湿球温度相等”的假设，得出“则大温差工况的 Δt_m 更大”的研究结果，如表(3)所示。却没有给出相同进风空气状态(DB27℃, WD19.5℃)不同供水温度（5℃, 7℃）、不同供回水温差（5℃, 8℃）下，实现“出风干球温度和湿球温度相等”的试验数据或者理论依据，存在论据不足的缺憾。大胆假设之后需要小心求证，即便是“如果”，也应该建立在可重现的试验数据基础之上。至于出风湿球温度在表 3 中缺失的原因就不得而知，毕竟文献[1]依据的对数平均温差 Δt_m 计算公式(原文式 2)与被测 FCU 样机的出风湿球温度并无关联。

值得注意的是，在工况 2 条件下，表 3 中 5℃/13℃大温差小流量 FCU 的出风干球温度与出水温度均为 13℃，最小换热温差 $\Delta T_{min}=0℃$ (13.0℃-13.0℃)。

4 研究目的

文献[1]采用简单分析，实验验证的方法，给出的论点是，大温差小流量风机盘管机组在应用中存在供冷量不足的问题，基于公式（8）（原文式 1）论证其正确性。通过将原设计采用 4 回路 8-8-8-6 冷水流程改为 3 回路 10-10-10 冷水流程的设计，提高 5℃/13℃大温差小流量 FCU 供冷量。文献[1]给出改造前后模拟值与试验值对比，如表 4（原文表 3）：

表 4 改造前后对比^[1]

方案	进水温度/℃	出水温度/℃	进风干球温度/℃	进风湿球温度/℃	供冷量/%	出风干球温度/℃	出风湿球温度/℃	盘管水压降/%
原设计	5.0	13.0	27.0	19.5	100.0	13.8	13.4	100.0
方案 A	模拟值	5.0	27.0	19.5	109.1	12.9	12.7	243.4
	试验值	5.0	13.0	27.0	110.1	13.3	12.6	248.9

表 4 中进风空气状态满足 GB/T19232-2019 规定 (DB27℃, WD19.5℃), 进水温度 t_{w1} 为 5℃, 出水温度 t_{w2} 为 13℃; 供回水温差 Δt_w 为 8℃。改进后 FCU 的供冷量增加 10.1%, 水阻则提高到 248.9%, 供冷工况下水阻力折算的相对输入功率 N_{ZL} 约为 274.04%。

值得注意的是, 改进后“试验结果表明供冷量提升了 10%”的根本原因是 FCU 两端的资用压头提高到 248.9%! 并非来自于所谓的优化或者创新, 而文献[1]则认为“水压降的增幅在可接受的范围内”。那么, 不妨也做一个假设, 如果将改进前的 FCU 在大温差小流量工况下的资用压头同样提高到 248.9%, 试问, 改进后 FCU 的供冷量还能提升 10.1%吗? 不惜以牺牲 FCU 输入功率 N_{ZL} 的代价换取 110.1% 的供冷量, 这样的设计与研究结果值得商榷。

5 结束语

笔者认为文献[1]至少存在以下缺憾:

1. GB/T19232-2019 规定 FCU 额定供冷量为机组测得的总供冷量, 即显热量与潜热量之和。严谨地说, 文献[1]依据的分析公式 (8) 并不适用于 FCU 供冷工况下全热供冷量的专业性设计分析与理论研究, 难以支持其关于大温差小流量 FCU 在应用中存在供冷量不足的论证和理论支持。
2. 公式 (8) 中换热量 Q 定义模糊, 无法满足国家标准 GB/T19232-2019 的试验要求, 且缺乏专业的严谨性和试验的可操作性。
3. FCU 试验中, 被测 FCU 空气与冷水两侧供冷平衡误差须满足公式 (5)^[2]之要求, 空气与冷水之间热交换时在时间上存在迟滞的热惯性属性应得到业界的充分敬畏。
4. 文献[1]仅提供了试验数据的相对值, 存在试验数据不足的缺憾。笔者曾试图向作者索取被测样机风量、供冷量和流量等设计值和实测值, 但被作者以“不方便透露”拒绝, 故无法就其试验数据做出实质性讨论与技术分析。
5. 不惜以 248.9% 水阻的代价换取 110.1% 供冷量, 这样的设计研究与工程应用的实用价值值得商榷。
6. 改进后的 FCU 试验结果表明供冷量提升了 10% 的根本原因是 FCU 两端的资用压头提高到 248.9%, 并非来自于所谓的优化或者创新。

由于文献[1]依据的基础理论和计算公式存在缺憾, 且提供的试验数据与论据不足, 本文对文献[1]给出的论据, 以及试验数据和研究成果提出商榷与质疑, 对其“研究成果可为类似空调产品的设计提供参考”的论点提出异议。

参 考 文 献

- [1] 陈卫. 大温差小流量风机盘管机组设计分析[J]. 制冷与空调, 2020, 20 (8): 20-23
- [2] 中国建筑科学研究院空气调节研究所. 风机盘管机组: GB/T 19232—2003[S]. 北京: 中国标准出版社, 2004: 1, 4, 15-17
- [3] 2016 ASHRAE Handbook—HVAC Systems and Equipment (SI) [M]. Atlanta, 2016: 13.17-13.18
- [4] 中国建筑科学研究院有限公司. 风机盘管机组: GB/T19232-2003[S]. 北京: 中国标准出版社, 2019: 1-2, 18, 23, 40-41

利用可再生能源对燃气处理及再热技术分析

陈磊(中国建筑科学研究院建筑设计院 北京 100020)

摘要 在实际生产过程中,从油、气井流出的天然气,一般都含有饱和量的水蒸气。水分很容易同分子较小的烃类物质结合形成水合物,所有这些形成物都会降低管道的有效流通面积,增大管路压降,引发安全事故。对含水天然气进行处理是天然气进入输送管路前进行集中处理的一个非常重要的环节。通过对天然气中水分进行处理和控制,可以有效防止生成气体水合物。本文介绍了一种为应用于实际生产新开发研究的天然气处理技术——太阳能与常规能源相结合加热技术,并对其进行了较为系统深入的理论研究。

关键词 天然气;太阳能集热器;数值模拟;动态仿真;

0 引言

天然气作为一种商品气,应以一定的质量指标满足安全平稳输气和主要用户的要求。天然气一般采用输气管道输送,此外还有液化天然气(LNG)及压缩天然气(CNG)。天然气质量指标通常指的是对管输天然气的要求。在油气田实际生产过程中,从油、气井流出的天然气,一般都含有饱和或者过饱和的水蒸气,有的还含有相当数量的 H_2S 、 CO_2 等酸性气体。天然气中如果存在过量的水汽,在天然气管道输送系统中,如果温度相对较低(如不高于 $20^{\circ}C$),水分很容易同分子较小的烃类物质结合形成水合物。^[1]而在温度相对很低的条件下水分会形成液态水滴或固态冰,所有这些形成物都会降低管道的有效流通面积,增大管路压降,甚至堵塞管路阀门,引起安全事故。

气井出产的天然气通常难以达到直接进入管道输送的指标要求,对含水天然气进行集中处理是天然气进入输气管路以前的一个非常重要的环节,天然气中水汽的存在,不仅降低了单位气体体积的热值,还会减少管道的有效流通面积,降低输气管线的有效输送能力。

利用可再生能源对天然气预热的系统主要由两个主要组成部分:(1)天然气水浴加热炉,通过加热炉对天然气进行加热,以满足原油和天然气能够在长距离输气管道内输送的要求。

(2)太阳能热水系统,利用温室原理,将太阳能的能量转变为热能,并向水传递热量,从而获得热水的一种装置。一般由集热器、储热水箱、循环水泵、管道、支架、控制系统及相关附件组成。

本文的主旨是结合天然气气田的实际生产过程,提出在传统天然气生产过程基础上,使用可再生能源配合常规能源对天然气进行加热处理,设计开发了针对现有生产环境和条件下,天然气受热方式在太阳能系统中为自然对流换热的形式,对整套加热系统进行研究并给出完

善的结构设计方案, 依此为基础, 尝试用数值方法及动态仿真模拟的方法描述天然气被加热后在输气管道内流动和传热现象, 探索有效改善工程设计及运行流程的新方法。

1 项目概况

项目位于鄂尔多斯东胜附属气田, 7#低产气田井产气用于配套办公楼、宿舍楼及其他生活配套冬季供暖锅炉房生活用气, 产气压力范围 6.1MPa—21.1MPa, 7#气井产气量 $5000\text{Nm}^3/\text{d}$ — $8000\text{Nm}^3/\text{d}$, 井口温度冬季 0°C 。现有的工作条件下, 天然气出口压力远远大于大气压力。同时, 气井出产的天然气通常难以达到直接进入管道输送的指标要求, 对含水天然气进行集中处理是天然气进入输气管路以前的一个非常重要的环节, 天然气中水汽的存在, 不仅降低了单位气体体积的热值, 还会减少管道的有效流通面积, 降低输气管线的有效输送能效。新开发的天然气处理系统两个主要组成部分: (如图 1-1 所示): (1) 天然气水浴加热炉 (2) 太阳能热水系统

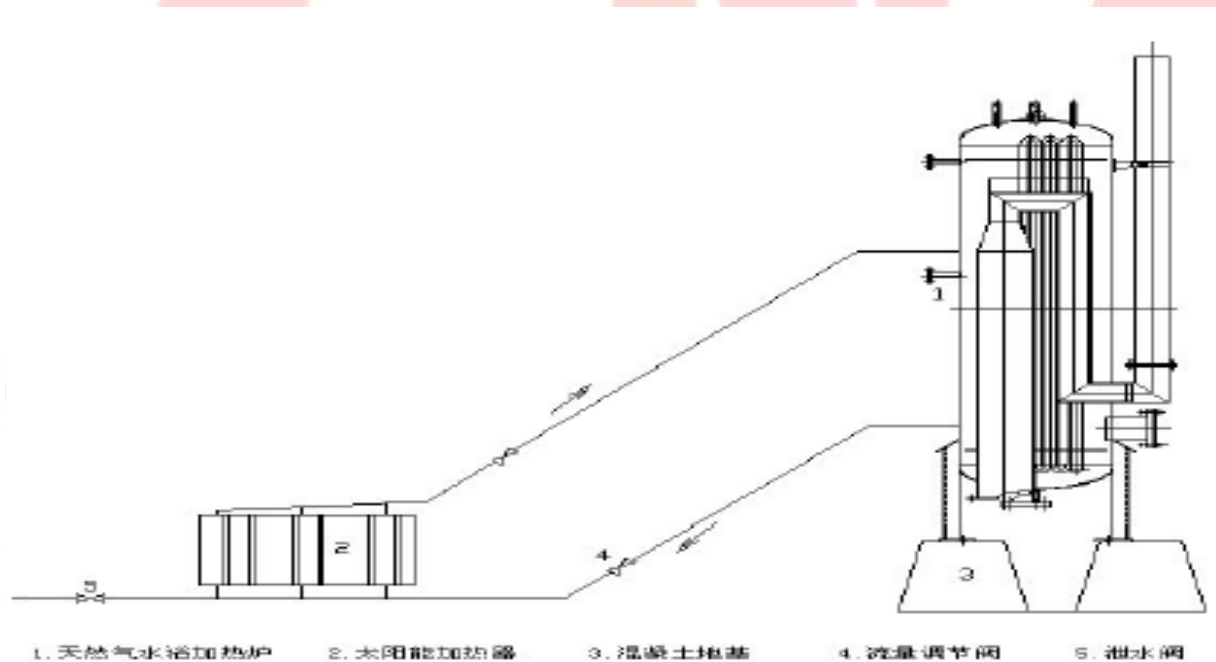


图 1-1 天然气处理系统流程图

2 系统设计

2.1 设计参数

参考相关规范, 项目室外设计参数^[2]如表 1-1。

表 1-1 室外设计参数

夏季室外空气计算参数		冬季室外空气计算参数	
大气压	849.5hPa	大气压	856.7hPa
夏季通风室外计算温度	24.8℃	供暖室外计算温度	-16.8℃
夏季空气调节室外计算干球温度	29.1℃	冬季通风室外计算温度	-10.5℃
		最大冻土深度	150cm

2.2 热源设计

(1) 热源设备配置

1. 天然气加热炉
2. 辅助太阳能热水系统

(2) 热工计算

1. 加热炉功率的确定^[3]: 在设计计算中, 不考虑加热炉的热损失, 加热炉加热功率数值上就是天然气经加热炉后的焓升。加热功率的计算是后期确定加热炉盘管面积的主要参数; 由于天然气的定压比热是温度和压力的函数, 因此, 在不同的压力条件下, 加热炉功率可按照公式(2-1)计算确定:

$$Q = m(h_2 - h_1) \quad (2-1)$$

其中, m 是天然气质量流量, kg/s ; h_1 是天然气进口比焓, $\text{J}/(\text{Kg} \cdot \text{K})$; h_2 是天然气出口比焓, $\text{J}/(\text{Kg} \cdot \text{K})$ 。

在给定设计工况下, 用上述公式进行计算后, 可确定不同运行工况下加热天然气所需的热负荷。6.1MPa、21.1MPa下, 天然气质量流量 0.07082 kg/s , 天然气从 0°C 加热到 50°C 的设计计算加热功率, 如表 2-2 所示。

表 2-2 加热率热功率设计计算值

压力 流量	6.1MPa	21.1MPa
5000 m^3/d	6.4 kW	8.6 kW
8000 m^3/d	10.3 kW	13.8 kW

2. 太阳能加热系统设计计算

在太阳能系统中, 集热器面积计算按照公式(2-2), 经过设计计算集热器面积如下表(2-3)

$$A = \frac{Q}{J_t \eta_s (1 - \eta_L)} \quad (2-2)$$

式中, Q 是太阳能热水系统热负荷, MJ ; A 是太阳能热水系统集热面积, m^2 ; J_t 是平均日太阳辐射量, $\text{MJ}/(\text{m}^2 \text{d})$; η_s 是集热器平均集热效率(冬夏季相差1倍); η_L 是水箱和管路的热损失。计算结果如表2-3

表 2-3 集热器面积设计计算值

压力	6.1MPa	21.1MPa
5000 m^3/d	17.54	23.58
8000 m^3/d	28.24	37.83

3. 天然气输送温度设计计算

我们通过负荷设计和结构设计确定了加热炉和太阳能系统的主要部件的基本尺寸。按照公式 (2-3) 计算天然气流入集输管道后沿程温度分布,

$$t = t_s + (t_0 - t_s) \exp\left(-\frac{\pi d_i k_i}{m C_p}\right) \quad (2-3)$$

其中, t 是天然气管道某处的温度, $^{\circ}\text{C}$; t_s 是土壤温度, $^{\circ}\text{C}$; t_0 是集输管道入口处天然气的温度, $^{\circ}\text{C}$; k_i 是内管道壁面积为基础的天然气与大地之间的总传热系数, $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{k})$; m 是天然气的质量流量, kg/s ; C_p 是天然气的定压比热, $\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{k})$;

通过计算可以确定, 天然气被加热后, 系统运行达到稳态后, 可以高于露点温度, 满足实际工艺中生产的需要, 确定了天然气受热后, 在进入输气管道时应达到的温度应该至少高于 50°C 才能满足设计要求, 输送过程中不产生水合物。

确定了在不同工作条件下太阳能系统的详细参数。对于处理含水天然气应选择怎么样的工艺流程和方式, 是否能满足设计要求, 天然气初始阶段被加热后是否满足工艺流程要求; 满足工艺要求后的天然气在送入天然气输气管道后的流动和换热状况, 对设计运行过程建立相关的仿真模型, 进行数值模拟计算及热力学仿真进行分析, 以便给出合理化建议, 指导工程实践。

3 模拟分析

加热系统的动态仿真模拟, 就是在前期已经提出的技术方案基础上, 对整套系统中天然气的换热情况进行深入细致的研究, 模拟仿真已有工艺流程, 对整套系统内的流动和换热情况进行分析; 从而有效指导工程实践, 同时整个系统动态模拟结果对后期系统的操作运行提供更为有效的参考和依据。

3.1、工艺处理流程

天然气加热的目的是要利用太阳的辐射能, 从而减少燃料的消耗, 太阳能虽然是廉价的能源, 但由于晚上和天气不好时, 难以保证其能量供应的稳定性和连续性, 它也只能作为一种辅助加热能源, 必须与其它加热方式配合使用^[4]。所以最终我们选择太阳能和加热炉结合使用对含水天然气进行处理的方案。

方案设计阶段工艺处理流程可以分为两种; 如图 3-1 流程一和 3-2 流程二所示, 两者的主要差别是天然气集输管路首先进入加热炉还首先进入太阳能热水器。是否两种工作方式都能够满足工艺生产要求, 可以通过对两种方式的动态仿真结果, 分析得出最终结论。

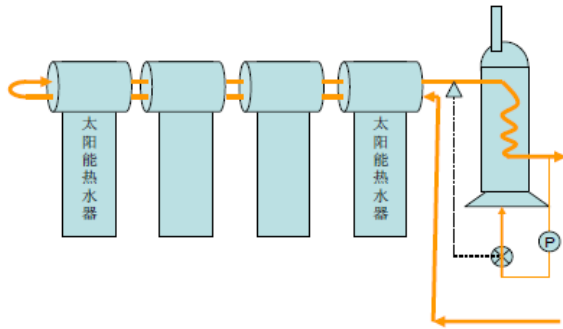


图 3-1 流程图一(先进入太阳能热水器)

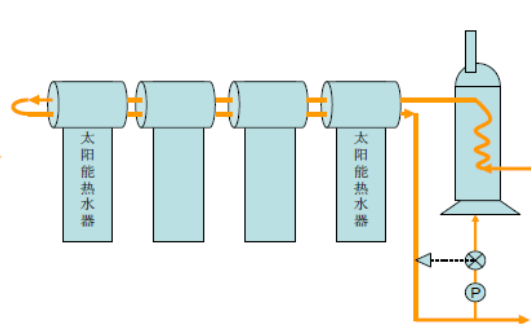


图 3-2 流程图二(先进入加热炉)

根据现场实际运行情况及工艺流程，太阳能系统每天有效工作的时间大概为 8 个小时，加热炉每天工作时间为 16 小时。天然气流动过程中，不断从热水中吸收热量，实现热水和天然气的能量转换过程，分析时采用开口系统即控制容积的分析方法。针对上面提出的两种工艺流程，应用集总参数法和开口系统能量方程式，可以确定不同流程下的仿真模型。模拟过程提出如下假设：(1)太阳能储水箱保温良好，水箱的散热量可以忽略。(2)假定太阳能系统工作时间内，每小时进入的加热器的有效投入功率是恒定的。(3)参考前期设计计算的结果和实际的工艺处理流程，模拟初始时刻加热炉内水温初始值为 60℃，太阳能系统中水的初始温度为 20℃。在模拟软件 Matlab 及仿真软件 FLUENT^[6]搭建仿真模型，模拟结果如下：

2、动态仿真模拟分析

动态仿真基本模拟条件如表3-1， 3-2。

表 3-1 模拟基本参数

压力(MPa)	6.1		21.1	
密度(kg/m ³)	初始值	59.67	初始值	227.283
比热	初始值	3022.998	初始值	4313.968
J/(kg·K)				
传热系数 W/(m ² ·K)	199.18		263.66	
管径(mm)	48			
天然气质量流量 (kg/s)	0.07082			
太阳能集热器输入 功率(W)	10300		13800	
加热炉输入功率 (W)	10300		13800	

表 3-2 模拟基本条件

工作压力	6.1 MPa	21.1 MPa
容水量		
太阳能系统	3992.34 kg	5349.51 kg
	4767.05 kg	6316.49 kg
加热炉	780 kg	

图 3-3 为第一种工作流程下, 工作压力 6.1 MPa 时, 天然气初始温度 273K, 太阳能系统中初始水温 293K, 加热炉中初始水温 333K, 加热炉充水量 780kg, 太阳能系统中充水 3992.34kg, 太阳能工作时间 8h, 加热炉工作时间 16h 时的仿真曲线。图 3-4 为第二种工作流程下, 工作压力 6.1 MPa 时, 天然气初始温度 273K, 太阳能系统中初始水温 293K, 加热炉中初始水温 333K, 加热炉充水量 780kg, 太阳能系统中冲水 3992.34kg, 太阳能工作时间 8h, 加热炉工作时间 16h 时的仿真曲线时的仿真曲线。

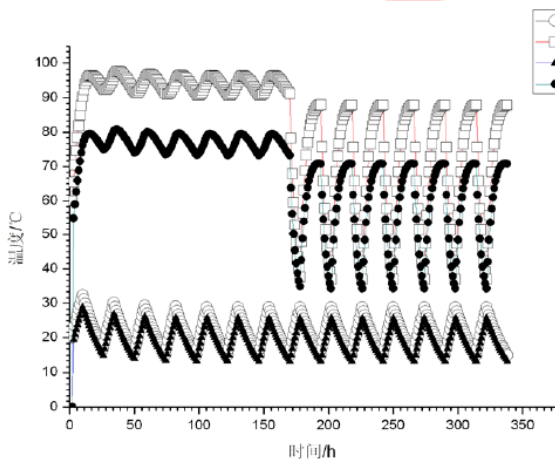


图 3-3 流程一温度变化曲线

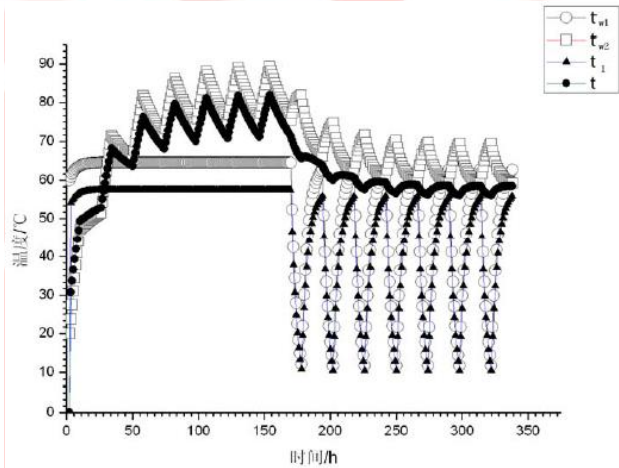


图 3-4 流程二温度变化曲线

从模拟结果可以看出:

(1)不管是流程一或者流程二工作条件下, 天然气都能被加热到平均温度 75°C 左右, 高于前期要求的进入输气管路时温度, 即高于 50°C , 能够满足工艺生产的需要。

(2)正常运行阶段天然气温度的变化。从图3-3、3-4可以看出, 从启动阶段切换至流程一和流程二的正常的运行阶段后, 流程一中天然气加热后最终出口温度从 30°C 到 65°C 间变化, 不能满足在正常运行的任何时间内, 进入管道的天然气温度总是大于或者等于为 50°C 。在流程二中, 天然气加热后最终出口温度从 55°C 到 60°C 间变化, 能满足在正常运行的任何时间内, 进入管道天然气初始温度为 50°C 或高于 50°C 。

我们再给出了在工作压力 21.1 MPa, 加热炉充水量 780 kg, 太阳能系统不同充水量情况下天然气加热后在流程一和流程二的温度分布曲线。图 3-5、3-6、3-7、3-8 分别为工作压力 21.1 MPa 时, 天然气初始温度 273K, 太阳能系统中水温 293K, 加热炉中水温 333K, 太阳能系统中充水量 5349.51kg 和 6316.49kg, 太阳能工作时间 8h, 加热炉工作时间 16h 时不同流程的仿真曲线。

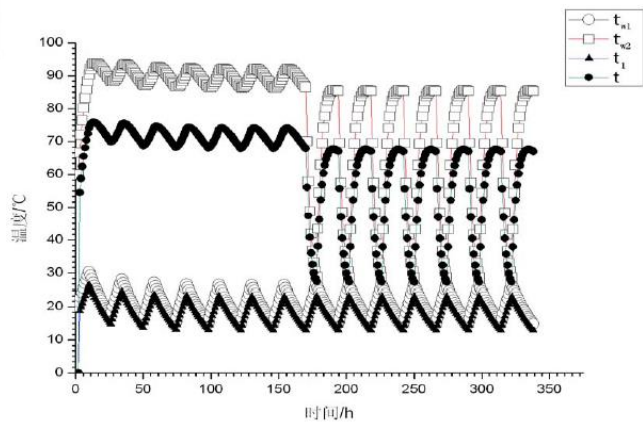
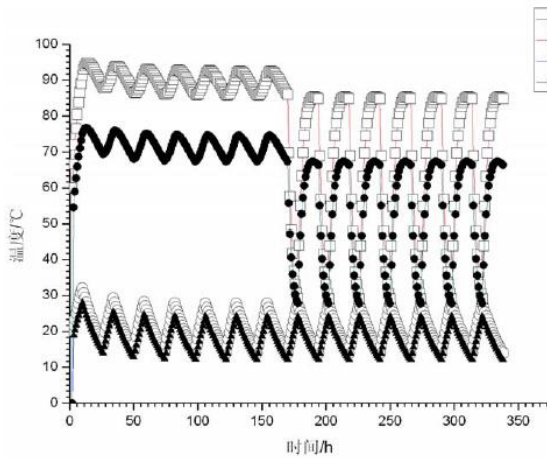


图 3-5 流程一温度变化曲线 (充水量 5349.51kg) 图 3-6 流程一温度变化曲线 (充水量 6316.49kg)

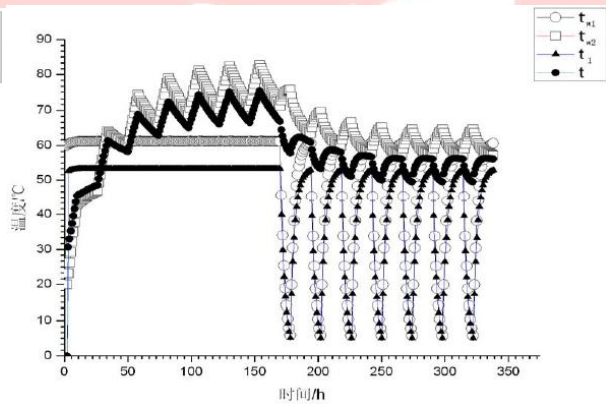
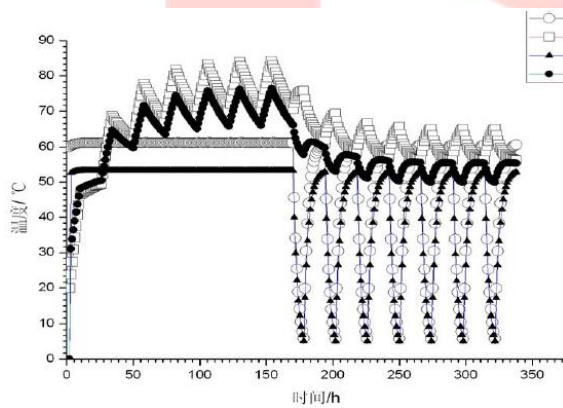


图 3-7 流程二温度变化曲线 (充水量 5349.51kg) 图 3-8 流程二温度变化曲线(充水量 6316.49kg)

从模拟结果可以看出:

改变工作压力后, 流程一的温度分布曲线仍然波动的仍然较剧烈, 并且不能满足在任何工况下达到我们要求的工艺温度。提高压力后, 流程二仍然满足我们工艺和生产的的要求。在启动时候及进入正常运行阶段后, 天然气被加热后满足工艺生产要求。

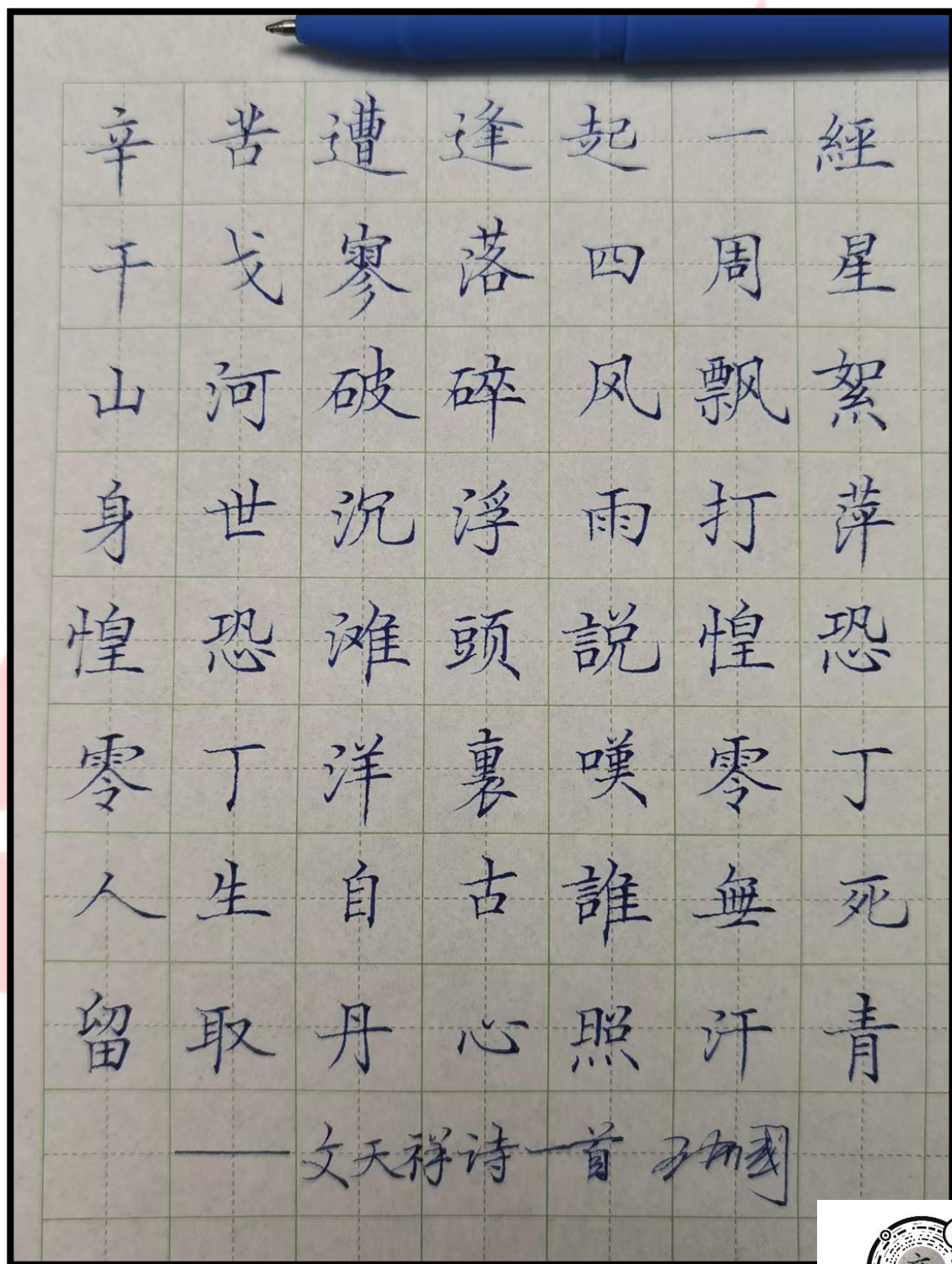
结论

应用在实际生产过程中的工艺流程一和工艺流程二, 在启动时刻均能够保证天然气被加热后温度达到工艺输送要求, 天然气受热后温度均高于我们要求的设计温度 50°C 。在应用整套系统进行对天然气的加热处理时, 使用第二种工艺流程对天然气进行处理后, 能够满足设计条件, 在整个加热过程中, 任意时刻均能保证不生成水合物; 但是若使用第一种流程对天然气进行处理, 必须考虑附加其他的处理措施, 使得天然气被加热后, 能够满足各个时间段满足工艺流程的要求, 防止出现输气管道堵塞的情况。

参考文献

- [1] 徐文渊. 天然气利用手册. 北京: 中国石化出版社, 2002
- [2] 民用建筑供暖通风与空气调节设计规范: GB50736-2012[S].北京: 中国建筑工业出版社, 2012
- [3] 施振球.动力管道设计手册. 北京: 机械工业出版社, 2006
- [4] 龚光彩. 流体输配管网. 北京: 机械工业出版社, 2005
- [5] 杨世铭, 陶文铨.传热学. 北京: 高等教育出版社, 2000
- [6] 城镇燃气设计规范 GB 50028-2006

硬笔书法作品《文天祥.过零丁洋》——王志国



中机六院王志国

中机六院：综合甲级资质
高级工程师，国家注册设备工程师（暖通空调）

使用最新版抖音扫码，加我好友

抖音

2021 A.O.史密斯“蓝焰杯” 清洁供热技术设计大赛

A.O.Smith “Blue Flame Cup”
Clean Heating Technology
Design Competition

主办单位：

艾欧史密斯（中国）水系统有限公司

协办单位：

《暖通空调》杂志社

支持单位：

中国建筑学会建筑热动力分会

中国市政工程华北设计研究总院燃气热力研究院

中国锅炉与锅炉水处理协会

让供热 按需绿动

A.O.史密斯一直注重将创新技术和节能解决方案应用于建筑供热领域，致力于推动高性能产品、创新技术在行业中的节能应用。2021年举办首届A.O.史密斯“蓝焰杯”清洁供热技术设计大赛（以下简称“设计大赛”）。旨在用清洁供热技术和设计的力量，将低碳节能应用创新设计思路引入建筑供热领域，践行绿色发展理念；并鼓励动力、暖通专业设计师在设计阶段进行合理化设计，共同促进热动力、暖通行业高质量发展。

为了保证设计大赛参赛及评审工作的顺利开展，本着科学、公平、公正的原则，特制定《参赛指南》。

组织单位

主办单位:

艾欧史密斯(中国)水系统有限公司

协办单位:

《暖通空调》杂志社

支持单位:

中国建筑学会建筑热动力分会

中国市政工程华北设计研究总院燃气热力研究院

中国锅炉与锅炉水处理协会

专家委员会

大赛评审工作,由中国建筑学会建筑热动力分会邀请的行业专家作为专家委员进行评审,专家委员会组长由宋孝春担任

参赛单位及人员要求

(1) 参赛单位要求

在中国境内进行工商注册,且具有设计资质的设计单位

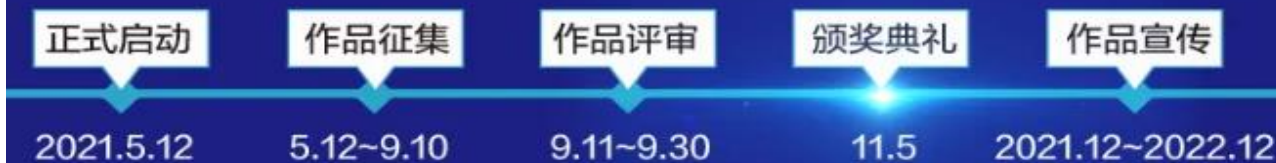
(2) 参赛人员要求

参赛项目的设计单位人员,甲方业主单位的实施人员;

参赛项目申报人数不超过5人;

申报人员中的第一排位应为参赛项目的第一专业负责人

时间节点



参赛项目要求

(1) 基本要求

参赛项目应为工业、民用建筑中实际供热及输配工程设计，且2016年1月以来已完成施工图设计（以参赛项目设计完成日期为准）

(2) 设计内容

工业、民用建筑中采用清洁能源以及其他节能减排技术的区域供热、蓄热能源站、锅炉房及配套管网工程设计

(3) 设计规模

建筑供暖面积10,000m²以上，或锅炉装机总容量700kW以上

申报提交方式

申报材料应经所在单位审查并加盖公章后，报送A.O.史密斯“蓝焰杯”清洁供热技术设计大赛组委会
申报截止日期：2021年9月10日

申报材料及提交

申报材料

(1) 申报书:《A.O.史密斯“蓝焰杯”清洁供热技术设计大赛申报书》一式两份(需有单位盖章),同时提供电子版申报书

【注:申报书下载网站:

A.O.史密斯官网www.aosmith.com.cn,

《暖通空调》官网www.hvacjournal.cn,

中国建筑学会建筑热能动力分会官网www.ccbtep.org】

(2) 计算书

(3) 施工图:施工图设计的主要设计图纸,图纸图幅大小不限,以评审时能看清楚为准,主要包含但不限于以下内容:设计、施工说明;主要设备表;系统图(热源系统、水系统以及控制系统);主要供热平面图;设备机房平(剖)面图

(4) 项目方案说明

项目方案包含:项目概况,应能正确反映系统节能设计的内容与特点,简述采用的节能技术、设备等方案

(5) 运行数据(可选)

满足项目功能要求,至少1个完整供暖季的运行数据

申报提交方式

申报材料应经所在单位审查并加盖公章后,报送A.O.史密斯“蓝焰杯”清洁供热技术设计大赛组委会

申报截止日期:2021年9月10日

1 纸质文件(注明“蓝焰杯”设计大赛)

邮寄地址:南京市新港开发区尧新大道336号

收件人:程丽薇 联系电话:13913845300

邮编:210038

2 电子文件

邮箱:smith_blueflame@163.com



牛侃暖通 江湖还在



牛侃讲堂 (第1期)

机房详图绘制教学



直播间



公众号

2021年5月21日 周五晚20:00
牛侃暖通堂
暖通空调在线

时间

主办

内容

- 1. 增强绘图速度的要点;
- 2. 设备图块制作的要点;
- 3. 机房详图绘制过程及要点。

主讲人 邵喆

同济建筑设计研究院(集团)有限公司
 都境建筑设计院机电所所长
 高级工程师、注册公用设备工程师
 上海市政府采购评审专家、上海市机电设备国内招标
 评标评审专家、浦东新区科技委初步设计评审专家、
 暖通设计20年经验。