



燕山大学
YANSHAN UNIVERSITY

硕士学位论文

MASTER'S DISSERTATION

(专业学位)

论文题目 寒冷地区辐射制冷辅助水源热泵复合空
调系统性能研究

作者姓名 韩志鹏
学科专业 人工环境工程
指导教师 李 洪 副教授

2023 年 6 月

中图分类号：TU831.6

UDC：697

学校代码：10216

密级：公开

专业学位硕士学位论文

(技术研究型)

寒冷地区辐射制冷辅助水源热泵复合空调系 统性能研究

硕士研究生：韩志鹏

导师：李洪 副教授

副导师：刘文波 高级工程师

申请学位：土木水利硕士

学科专业：人工环境工程

所属学院：建筑工程与力学学院

答辩日期：2023年5月

授予学位单位：燕山大学

A Dissertation in Built Environment

**STUDY ON PERFORMANCE OF
WATER SOURCE HEAT PUMP
COMBINED AIR CONDITIONING
SYSTEM ASSISTED BY RADIATIVE
COOLING IN COLD AREA**

by Han Zhipeng

Supervisor: Associate Professor Li Hong

Yanshan University

June, 2023

摘要

为了减少夏季传统空调对电能的消耗，本文提出了一种水源热泵辅助辐射制冷复合空调系统。辐射制冷技术可以将物体的热量以电磁波的形式发射到外太空，该技术绿色、环保，可以缓解全球变暖问题。水源热泵技术利于提高复合空调系统性能，节约一次能源。该复合空调系统利于发挥两种技术的优势，提高复合空调系统制冷功率，降低传统能源消耗。

本文研究内容包括以下几方面：

(1) 以秦皇岛为例，探究寒冷地区辐射制冷技术的可行性。研究分析了对辐射制冷效果起主要影响作用的气象参数。分析发现，秦皇岛地区大气透射率处于中等水平。夜间辐射制冷实验结果表明，在平均相对湿度为 60% 的晴朗夜晚工况下，辐射板温度最高可低于室外温度 10℃；而平均相对湿度 80% 的工况下，辐射板也可实现 2.25℃ 的温降。由此，实验验证了辐射制冷技术在该寒冷地区具有一定应用潜力。基于此，进一步测试分析了气象参数和辐射材料对辐射板制冷效果的影响。实验测试了辐射板的最大净辐射制冷功率，且测试结果与理论计算结果一致。

(2) 基于上述辐射制冷潜力的探究，结合寒冷地区气候特点，对所提辐射制冷辅助水源热泵复合空调系统进行了设计，分析了该系统的结构及运行原理。根据传热和辐射制冷原理，建立了复合空调系统的数学模型。针对所建数学模型，使用 MATLAB/Simulink 软件搭建了可视化仿真计算模型。

(3) 基于仿真计算模型，模拟分析复合空调系统典型工况的运行性能。分析发现，单独蓄冷模式，辐射冷却器平均辐射制冷功率约 98.80W/m²；辐射制冷辅助水源热泵的复合空调模式下，平均辐射制冷功率达到 114.77W/m²，与单独蓄冷模式相比，辐射冷却器的制冷功率提高了 16.2%；单独水源热泵空调模式下，水源热泵的制冷系数为 3.24，低于复合空调模式下水源热泵制冷系数。依据对辐射制冷效果的分析，提出了进一步提高该系统制冷性能的措施。此外，分析了复合空调系统的社会效益。该系统每年可以节省 1425.6m³ 的地表水和 127.69kg 标准煤。因此，复合空调系统在节能环保方面具有较大潜力。

关键词：辐射制冷技术；水源热泵技术；辐射冷却器；仿真计算；社会效益

Abstract

In order to reduce the energy consumption of traditional air conditioning in summer, a water source heat pump assisted radiative cooling compound air conditioning system is proposed in this paper. Radiant cooling, which sends heat from an object into outer space in the form of electromagnetic waves, is green, environmentally friendly and could mitigate global warming. Water source heat pump technology is beneficial to improve the performance of composite air conditioning system and save primary energy. The composite air conditioning system is beneficial to give full play to the advantages of the two technologies, improve the cooling power of the composite air conditioning system and reduce the traditional energy consumption.

The research content of this paper includes the following aspects:

(1) Take Qinhuangdao as an example to explore the feasibility of radiative cooling technology in cold areas. The meteorological parameters which play a major role in the effect of radiation refrigeration are studied and analyzed. It is found that the atmospheric transmittance in Qinhuangdao area is at a medium level. The results of night radiative cooling experiment show that the radiant panel temperature can be 10°C lower than the outdoor temperature at a clear night when the average relative humidity is 60%. When the average relative humidity is 80%, the radiant panel can also achieve a temperature drop of 2.25°C. Therefore, the experiment verifies that radiation refrigeration technology has certain application potential in this cold region. Based on this, the influence of meteorological parameters and radiation materials on the cooling effect of radiation panel is further tested and analyzed. The maximum net radiant cooling power of the radiant plate is tested by experiment, and the test results are in agreement with the theoretical calculation results.

(2) Based on the above exploration of the potential of radiative cooling, combined with the climate characteristics in cold regions, the proposed water-source heat pump composite air conditioning system assisted by radiative cooling is designed, and the structure and operating principle of the system are analyzed. According to the principle of

heat transfer and radiation refrigeration, the mathematical model of composite air conditioning system is established. Aiming at the mathematical model, MATLAB/Simulink software is used to build a visual simulation model.

(3) Based on the simulation calculation model, the operation performance of the composite air conditioning system in typical working conditions is simulated and analyzed. It is found that the average radiant cooling power of the radiant cooler is about $98.80\text{W}/\text{m}^2$ in the single storage mode. The average radiant cooling power reaches $114.77\text{W}/\text{m}^2$ under the combined air conditioning mode assisted by radiative cooling and water source heat pump. Compared with the single storage mode, the cooling power of radiant cooler is increased by 16.2%. In the single WSHP air conditioning mode, the refrigeration coefficient of the WSHP is 3.24, which is lower than that in the compound air conditioning mode. Based on the analysis of radiation refrigeration effect, the measures to further improve the refrigeration performance of the system are put forward. In addition, the social and economic benefits of the complex air-conditioning system are analyzed. The system saves 1425.6m^3 of surface water and 127.69kg of standard coal per year. Therefore, the composite air conditioning system has great potential in energy saving and environmental protection.

Keywords: radiative cooling technology; Water source heat pump technology; radiative cooler; Simulation calculation; social and economic benefits

目 录

第 1 章 绪论.....	1
1.1 课题研究的背景及意义.....	1
1.2 国内外研究现状.....	2
1.2.1 辐射制冷技术研究现状.....	2
1.2.2 地表水源热泵技术研究现状.....	4
1.3 本文的主要研究内容.....	5
第 2 章 寒冷地区辐射制冷潜力研究	7
2.1 主要气象参数影响分析.....	7
2.2 辐射制冷理论分析.....	10
2.3 实验介绍.....	13
2.3.1 主要实验设备.....	13
2.3.2 测量仪器和方法.....	14
2.3.3 实验步骤.....	16
2.4 实验数据处理分析.....	17
2.4.1 辐射制冷性能测试.....	17
2.4.2 辐射板制冷效果分析.....	18
2.4.3 最大净辐射制冷功率测量.....	22
2.5 本章小结.....	23
第 3 章 辐射制冷辅助水源热泵复合空调系统模拟	24
3.1 系统结构和运行原理.....	24
3.2 系统运行策略.....	25
3.3 关键部件设计.....	26
3.3.1 辐射冷却器参数设计.....	26
3.3.2 建筑负荷计算.....	27
3.3.3 水源热泵机组选型.....	28
3.3.4 地表水温度的确定.....	29
3.4 辐射冷却器原理介绍.....	29
3.5 辐射制冷辅助水源热泵复合空调系统数学模型	30
3.5.1 太阳光线入射模型.....	30
3.5.2 辐射冷却器传热模型.....	31
3.5.3 其他部件模型.....	36
3.6 系统仿真计算模型运算流程	37
3.7 系统仿真计算模型.....	38
3.7.1 软件介绍.....	39

3.7.2 仿真计算模型子模块搭建.....	39
3.7.3 辐射冷却器子系统模块搭建.....	40
3.7.4 系统仿真计算模型搭建.....	41
3.8 本章小结.....	42
第4章 系统性能模拟及社会经济效益分析	43
4.1 系统运行性能分析.....	43
4.1.1 TRNSYS 典型气象年数据	43
4.1.2 单独蓄冷模式系统运行分析.....	44
4.1.3 复合空调模式系统运行分析.....	48
4.1.4 单独水源热泵空调模式系统运行分析	53
4.1.5 空调季供冷效果和系统性能分析.....	55
4.2 系统的社会经济效益分析	57
4.2.1 系统经济性分析.....	57
4.2.2 系统节能性分析.....	59
4.2.3 系统环保性分析.....	59
4.3 本章小结.....	60
结论.....	61
参考文献.....	62

第1章 绪 论

1.1 课题研究的背景及意义

19世纪80年代以来，人类社会经历了150多年工业化、大规模农业生产和大面积砍伐树木之后，大气中的温室气体（二氧化碳（CO₂）约占其总量三分之二）浓度达到了一个300万年前所未有的高度。根据联合国科学研究发现，温室气体浓度直接影响全球平均气温，从19世纪到目前为止，地球的平均气温升高了约1.1摄氏度。地球变暖会导致洪水和干旱等自然灾害更加频繁和严重，此外还影响了海平面上升。为了应对全球变暖，2015年全世界178个国家决定在2020年之后对气候变化作出的统一安排，并共同签署了气候变化协定——《巴黎协定》。中国于2016年签署了《巴黎协定》，根据这一协定，要达到限制升温1.5摄氏度之内的目标，二氧化碳排放需要保持在全球“碳预算”（针对某升温目标，二氧化碳累计排放量上限）内，即570千兆吨（二氧化碳）。中国占全世界碳排放总量的28%，政府制定了节能减排的计划。

我国为了减少碳排放，制定了一系列政策和措施。习总书记更是在联合国大会上表示，中国会采取切实有力的行动实现节能减排的目标。随后，政府将制定两个目标：1）中国将碳达峰期限设置到2030年以前；2）争取在2060年之前取得碳中和这一目标。然而一个国家的发展离不开能源，我国经过改革开放经济发展迅速增长，这背后是以能源消耗为基础的。我国的经济的发展虽然借鉴了西方的历史教训，但还是存在能源利用率低，能源总量消耗巨大。根据《中国能源大数据报告（2020）——能源综合篇》数据显示2010~2019年能源生产总量以持续增长为主，2019年几乎要突破了40亿吨标准煤的生产总量。由此看见，我国经济发展在短期内还是无法摆脱巨大的能源消耗。

然而分析2019年数据，从能源品种来看燃煤发电和供热排放占能源活动碳排放比重44%，煤炭终端燃烧排放占比35%，石油、天然气排放占比分别为15%、6%。从能源领域看，能源生产与转换、工业、建通运输、建筑领域碳排放占能源活动碳排放比重分别为47%、36%、9%、8%，其中工业领域钢铁、建材和化工三大高能耗产业占比分别达到17%、8%、6%。这些能源活动排放加起约98亿吨占全社会碳排放量比重约87%（2019年，我国全社会碳排放量约105亿吨）。

在 2030 年之前，我国要实现碳达峰这一目标。能源消耗结构需要做出调整，煤炭等化石资源必定会减少使用。因此，例如太阳能发电、核能发电、风力发电、水力发电等清洁能源会受到国家的大力支持，在能源结构上也会占很高比重^[1]。因此，电力行业对发电侧进行能源结构改革，推广不依赖化石燃料的关键技术，加快电网脱碳步伐，从而实现零碳电网。

我国经济快速发展的很大因素是城市化。城市贡献了 85% 的 GDP，也是碳排放“大头”。城市中大部分建筑有空调，空调虽然可以提高居民生活的质量，但是却增加了碳排放。随着老百姓越来越富有，每家也都开始安装空调器甚至有些富裕家庭安装中央空调。这直接导致建筑能耗直线上升，加剧了我国电力资源供应不足的问题。尤其是夏季，有些城市开始了限电供应措施。因此，研究高能效制冷系统替代传统空调，可以降低建筑能耗。目前，辐射制冷作为一种被动、可再生、无需电力输入就能实现制冷的技术，在节能应用领域受到了广泛关注。此外，水源热泵技术不仅制冷性能良好，而且作为可再生、清洁的技术响应了国家倡导节能低碳的号召。

1.2 国内外研究现状

外太空的温度接近绝对零度并且热能容量巨大。因此，外太空是一个巨大的可重复使用的热能资源。地面物体可以通过辐射，将热量以电磁波的形式发射到外太空中实现辐射制冷。辐射制冷技术的新奇之处在于，它不需要任何额外的能量输入就能实现冷却。这种技术有可能实现，将建筑物内部多余的热量消散到宇宙里而非室外环境中，可以减缓全球变暖。特别是在近来十几年，由于自然环境恶化导致极端高温天气的出现越来越频繁。但由于辐射制冷技术尚未完全成熟，目前的制冷功率还比较小，需要使用其他技术辅助。

目前国内对水源热泵技术的使用日益完善。该技术不仅适用范围广、冷源容易寻找，并且能效高、节约能源。未来，水源热泵制冷系统将成为传统空调的替代品之一。因此，两种技术的结合既可以解决辐射制冷技术功率低的缺陷，又能解决地表水源热泵尾水污染的问题。接下来将分别对辐射制冷技术和地表水源热泵技术研究现状进行分析。

1.2.1 辐射制冷技术研究现状

在自然界，任何物体都会一边向外界发射热辐射，一边接收来自环境的热辐射。

自身温度高于环境的物体就会多发射、少吸收热辐射能量，温度低的物体则会相反。因此在自然界中，辐射换热是最常用的能源传输方式之一。

物体进行辐射传热所发射的电磁波能量都是全波段的，但在实际辐射换热过程，物体的大部分能量会集中在某一段或者几段波长范围内。因此，我们可以把注意力集中在携带能量多的波段内。电磁波辐射是根据波长范围划分的， $0.2\mu\text{m}$ - $100\mu\text{m}$ 波段为红外线。红外线以 $2\mu\text{m}$ 和 $4\mu\text{m}$ 波长为界限，可以分为近红外线、中红外线和远红外线。在红外线的波长范围内，绝大多数固体和液体发射和吸收均只发生在表面之下很浅的距离内。因此，可以认为辐射是一种表面物理过程，即取决于材料表面的性质、特征和温度。

此外，外太空相对于人类居住的地球表面就是一个巨大的冷源。大气层在 $8\text{-}13\mu\text{m}$ (“大气窗口”)的波长范围内，对红外热辐射是高度透明的。辐射制冷技术就是依据上述原理实现了辐射制冷。

近些年，辐射制冷技术越来越受到研究学者的关注。其实早在上个世纪五六十年代，有人已经通过实验观测到辐射能降低物体温度的现象。1967年，Trombe^[2]首次将聚氯乙烯(PVC)作为辐射材料制作辐射板，并进行了实验测试。随后证实，在夜间可以实现亚环境冷却现象；Braden Czapla 等人^[3]制作了一种辐射板，该辐射板是在铝板上表面覆盖一层二甲基硅氧烷(PDMS)薄膜，实验表明该辐射板有良好的制冷性能，可以实现低于室外温度 12°C 的被动冷却效果。有些学者改进辐射材料的内部结构，以期得到更加突出的辐射冷却效果。C. G. Granqvist 等人^[4]在光滑的铝板表面蒸镀一层 SiO 膜将其作为辐射板。随后经过测试发现，实验结果与通过计算公式得到的结果一致。

然而，由于辐射材料功能限制的原因，该技术研究进展缓慢。研究学者一直试图寻找更加优秀的辐射制冷材料，能在白天实现辐射制冷。在白天，太阳光照射到辐射冷却器上，会加热辐射冷却器，而无法实现冷却效果。Aaswath P. Raman 等人^[5]研发了一种具有光子结构的新型辐射材料。该材料可以实现反射 97% 的太阳辐射能力，同时兼备对红外线高发射率。通过实验测试发现，使用该材料制作的辐射冷却器，创造性的实现了在白天也可以进行辐射制冷。至此，辐射制冷技术可实现全天的制冷。

上述辐射材料需要严格、精密的纳米级工艺才能制造，很难经济有效地扩大制造规模。杨荣贵团队^[6]研发了一种随机玻璃聚合物的混合超材料，该超材料具有高效

日间和夜间辐射冷却能力。实验证明,中午的平均辐射制冷功率为 $93\text{W}/\text{m}^2$,全天的平均制冷功率 $>110\text{W}/\text{m}^2$ 。此外,该材料可以大规模制作,研究人员使用设备生产了数百平方米的超材料。

国内研究学者对于辐射制冷技术的研究晚于国外的学者,但在 20 世纪 80 年代国内研究学者^[7]就提出了完整的辐射制冷理论并进行实验验证。近年国内学者对辐射制冷技术的实用性研究较为积极。余才锐等人^[8]使用该技术为电子元件散热;而胡名科^[9]研究了将辐射制冷与太阳能集热相结合的新技术,并采用理论和实验的方法,论证了技术的可行性。

此外,有部分研究学者对国内各地区辐射制冷潜力进行研究,并通过理论和试验对地区进行潜力等级划分^[10]。K.C. Chan 等人^[11]专门研究了在香港湿热气候下使用辐射制冷技术的可行性,而 Junwei Liu 等人^[12]在理论和实验上对沿海潮湿地区空调季节的辐射制冷性能进行了研究。结果发现,辐射冷却器在相对湿度较低的环境中有良好的制冷效果,而热湿环境则会导致性能较差。

综上所述,辐射制冷技术在研发新型辐射材料方面有了一定进展。可用作日间辐射制冷的材料在研发成功之后,无论是理论研究还是实验探究都已经进入一个新的阶段。杨荣贵等人研发的超材料的平均辐射制冷功率已经可以达到 $110\text{W}/\text{m}^2$,然而辐射材料单位面积的制冷功率却还是偏低;此外,辐射材料还受到天气状况的影响。由此可知,辐射制冷是一个低品位冷源,需要与其它技术结合使用。

1.2.2 地表水源热泵技术研究现状

我国早期对地表水源热泵技术的研究比较晚,然而 80、90 年代很多研究学者发现了地表水源热泵技术的应用前景。地表水源热泵技术的原理是利用热泵机组,实现将能量从低位热能向高位能转移^[13]。热泵机组将地表水作为夏季空调的冷源,把室内的热量取出来,释放到地表水中去。水源热泵机组就是通过消耗少量高品位的电能,将地表水中不可直接利用的低品位冷量提取出来,变成可以直接利用的高品位能源的装置。

近些年发现,水源热泵机组向河流排放的温排水或低温排水对水环境有影响。水源热泵机组的尾水大多是高于河流水体温度,因此造成局部温度变化。水体的温度变化会引起河流内生物生长和水体富营养化。长此以往,形成了地表水源热泵对河流的尾水污染问题。国内首先对该问题的研究是从电厂热污染问题^[14,15]转移过来

的。后来同济大学的张文字^[16]研究了地表水源热泵对江水水体影响，结果发现，局部区域温度的升高和降低能直接伤害水生生物；随着对该问题深入研究，有些人开始建立模型分析尾水污染^[17,18]，例如张世杰^[19]使用 MIKE3 软件建立了水体的三维模型，分析温度变化。国外对该技术应用较早，美国很多公共建筑对水源热泵机组的使用比较成熟。因此，国外对尾水污染的研究也比较完善。国外很多学者已经建立了完善的模型，例如 Orlob^[20]和 Huber^[21]使用同一种扩散方程，但是开发了不同的模型。研究发现表明，水体污染程度受到水源热泵尾水排放量和温度影响^[18,22]，此外还和水体本身特征有关。针对温排水引起的尾水污染问题，应尽量将热量回收，设计合理的排水口形式和位置，还应该建立排放指标和标准。

综上所述，地表水源热泵技术作为一种高效节能的技术，也存在一些需要解决的问题。由于目前环境资源保护的呼声越来越高，水源热泵对水资源的浪费和污染也成为了现在需要解决的问题。该技术对河流的尾水污染不能忽略，在使用该技术的同时应该找到代替地表水源的替代品，减少对地表水的使用。

1.3 本文的主要研究内容

为解决夏季使用空调造成建筑能耗严重的问题，本文将辐射制冷技术和水源热泵技术结合并设计了辐射制冷辅助水源热泵复合空调系统，用来代替传统空调。在系统组成上，辐射冷却器和水源热泵相互配合；在功能上，辐射冷却器可以提供冷量，水源热泵可以提升冷源品质；此外，该系统还弥补了辐射冷却器制冷功率低和水源热泵对水资源的浪费的缺点。本文研究辐射制冷技术在寒冷地区的适应性，为提高复合空调系统制冷功率和降低对能源消耗，通过使用模拟软件分析复合系统运行性能并进行优化。

本文的主要研究内容有：

(1) 首先通过实验验证，寒冷地区的气候因素对辐射制冷技术的影响。基于辐射制冷技术的理论设计一种空腔辐射冷却箱，测试秦皇岛地区夜间辐射制冷潜力。探究气象参数—室外温度、相对湿度等对辐射制冷技术的影响；分析了不同辐射材料之间，对辐射制冷效果的影响。此外，该实验测试冷却箱的最大净辐射制冷功率，并与净辐射制冷功率计算公式的计算结果进行对比。

(2) 针对房间冷负荷和用户需求，设计了一种辐射制冷辅助水源热泵复合空调系统。根据该系统工作原理和传热过程建立数学模型，并使用 MATLAB/Simulink 软

件对系统进行可视化模型搭建。

(3) 通过软件搭建的仿真计算模型，模拟了辐射制冷辅助水源热泵复合空调系统典型工况的运行性能。复合空调系统分别有单独蓄冷模式、复合空调模式和单独水源热泵空调模式这三种运行模式，分析三种模式下系统运行性能和辐射冷却器制冷效果。对系统辐射制冷效果分析，提出提高该系统制冷性能的措施。

(4) 本文使用全生命周期成本方法和折算标准煤的方法，分别分析了该系统与传统水源热泵系统、普通家用空调的社会经济效益。社会经济效益对比主要从经济效益、节能效益和环保效益三个方面进行探讨，分析复合空调系统的在节能减排方面的潜力。

第2章 寒冷地区辐射制冷潜力研究

辐射制冷技术受到气象参数的影响，制冷能力受到限制。在本章中，基于辐射板制冷原理和净辐射制冷功率表达式，设计夜间辐射制冷实验。实验通过分析气象参数、不同辐射材料对辐射制冷的影响，提出改善辐射板制冷效果和增强净辐射制冷功率的方式，提高辐射制冷技术在寒冷地区应用的适应性。

2.1 主要气象参数影响分析

本文实验目的是，探究寒冷地区气候特征^[23]对辐射板制冷效果影响。然后通过间接测量的方法^[5]，测量净辐射制冷功率，研究室外空气与辐射板温差对净辐射制冷功率的影响。因为辐射制冷技术受气象参数如大气透射率、相对湿度等影响，制冷效果大不相同。首先对实验所在地区的气候特征及气象参数，进行探究和分析。气象参数主要包括大气透射率、气溶胶光学深度、室外空气相对湿度、风速和太阳辐射。

辐射制冷技术将地球上需要转移的热量，以电磁波的形式发射到外太空，电磁波需要通过大气层称作“大气窗口”这一通道。“大气窗口”对波长为 8-13 μm 的红外线具有高透射率。影响大气层这一特性的因素有很多，比如水蒸气含量、二氧化碳、空气中微颗粒物等。为表征大气层对 8-13 μm 波长的红外线透射率，使用大气透射率这一物理量衡量。本文使用美国空军地球物理实验室开发的 MODTRAN 软件，计算大气透射率。该软件计算原理是将大气层分成一个个均匀层，然后使用散射相函数等数学公式对均匀层展开求解，总之使用数值方法来求解大气透射率。

图 2-1 为秦皇岛地区大气透射率，从图中可以看出，大气层对不在“大气窗口”波段的红外线，具有极低的透射率。例如 7-8 μm 和 13-14 μm 波段的透射率几乎小于 0.1。而 8-13 μm 波段的透射率全都在 0.65 以上，平均大气透射率为 0.7。尤其是 8-9 μm 光谱波段的透射率都在 0.8 以上，最高可达 0.82。10-13 μm 波段的透射率整体呈现下降趋势。秦皇岛地区平均大气透射率处在中等水平，原因是秦皇岛处在为沿海地区，并且相比其他季节，夏季的大气透射率更差。

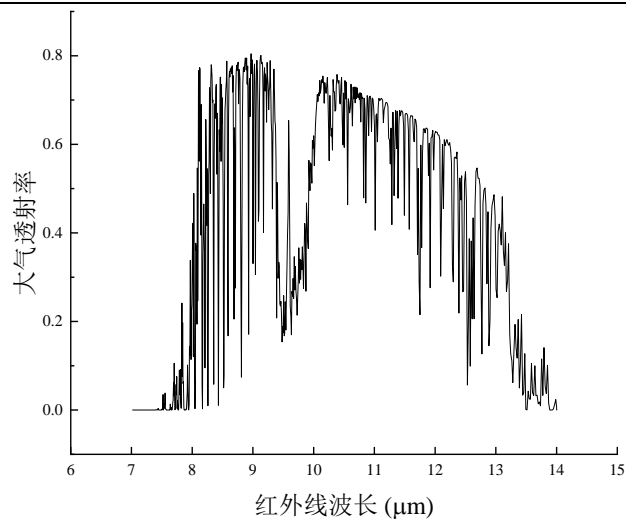


图 2-1 秦皇岛地区大气透射率

大气中的气溶胶^[24]表示在气体介质内部悬浮的固体或者液体微颗粒所组成的分散系统，由气溶胶光学厚度表征。气溶胶代表了大气浑浊度，也是影响大气透射率的因素之一。气溶胶光学厚度使用 TRNSYS 软件建立的秦皇岛典型气象年数据模型输出，图 2-2 为秦皇岛地区夏季气溶胶光学厚度。由图 2-2 可知，几个小时内的气溶胶光学厚度几乎可以作为定值。曲线整体呈现周期性变化，气溶胶光学深度最大为 0.64，最小为 0.37，平均值为 0.47。气溶胶光学厚度低值带范围在 0.2~0.3 之间，数值越高辐射制冷效果越差。整体来说，秦皇岛地区的气溶胶光学深度处在中等水平。

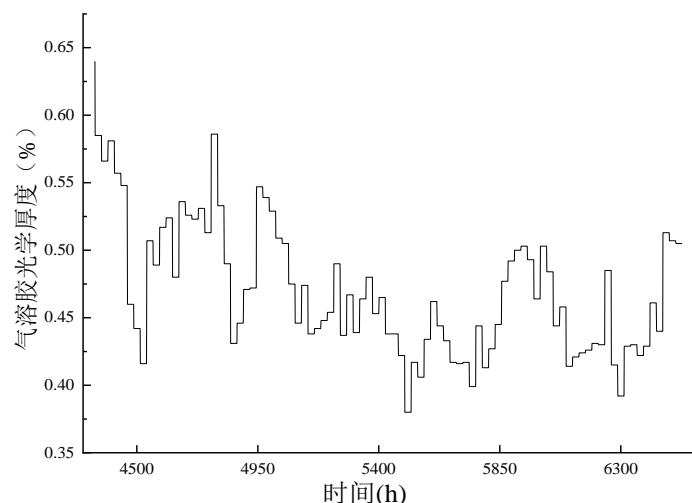


图 2-2 秦皇岛地区夏季气溶胶光学厚度

相对湿度^[25]是影响大气透射率的主要因素之一，同时也是表征某一地区气象特征的参数之一。本文利用校内气象站测得夏季的气象数据分析秦皇岛地区的相对湿

度特点，图 2-3 是秦皇岛地区夏季相对湿度变化。秦皇岛是环渤海地区的港口城市，夏季雨季较为充沛。由图可知，夏季相对湿度变化幅度巨大，最高可达 98%，而最低仅有 20%左右，平均相对湿度为 72.68%。大气相对湿度越高，大气层对红外线的吸收率就越高，相对湿度超过 90%则辐射冷却器没有制冷效果。

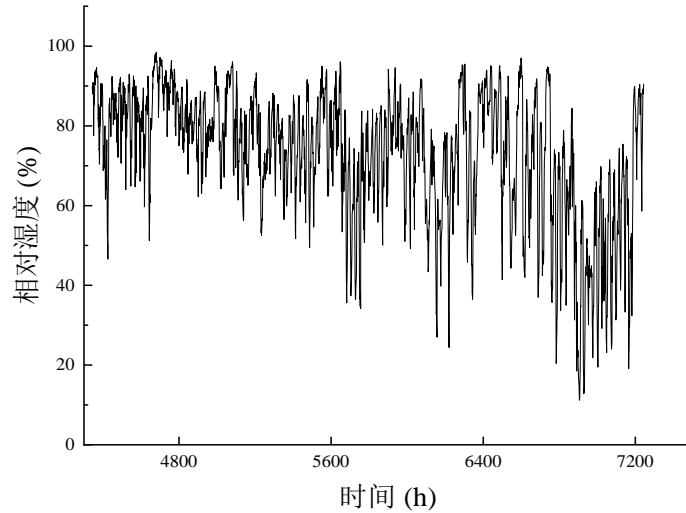


图 2-3 秦皇岛地区夏季相对湿度

秦皇岛属于太阳能资源丰富区^[26]，水平面太阳能总辐射平均年量介于 4814~5040MJ/m²。在全省来看，秦皇岛地区水平面太阳总辐射年总量变化幅度较小。过去由于气溶胶增加，导致日照百分比下降。自从近年环境改善，相比 2010 年之前日照百分比提升很多。图 2-4 是秦皇岛地区夏季太阳辐照度，夏季平均日照时间在 238~243 小时左右，夏季平均辐照度为 457W/m²，日最大辐照度为 1200W/m²。

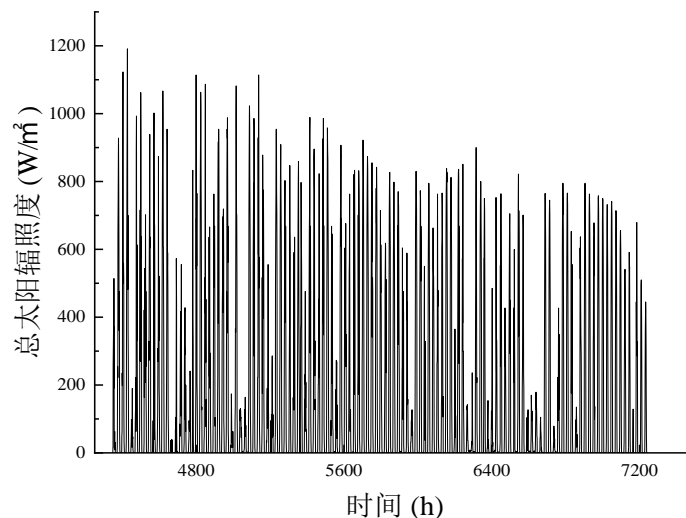


图 2-4 秦皇岛地区夏季太阳辐照度

秦皇岛市南邻渤海，室外陆地风受到海洋影响。图 2-5 为秦皇岛地区夏季室外风速，由图可知，夏季室外平均风速在 1.1m/s 左右,最大风速接近 12m/s。

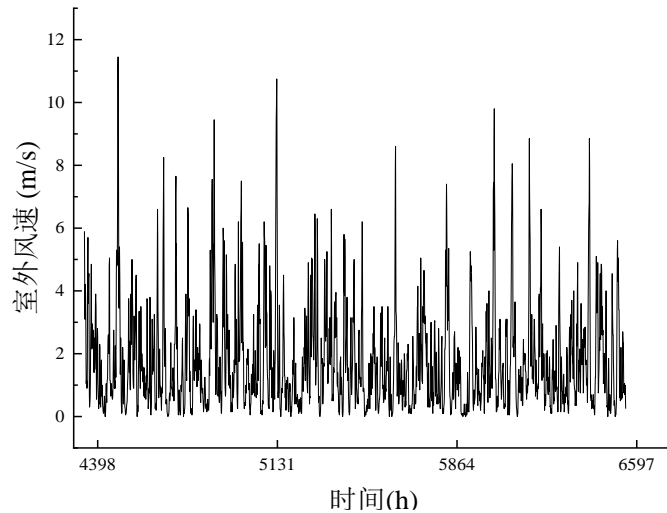


图 2-5 秦皇岛地区夏季室外风速

2.2 辐射制冷理论分析

辐射制冷技术的应用需要借助辐射板才能实现，辐射板将热量传递到外太空的传热过程如图 2-6 所示。辐射板能量流动主要有四个部分，辐射板直接向外太空发射的热辐射由 $P_{\text{rad}(T)}$ 表示、辐射板吸收太阳热辐射由 P_{sun} 表示、辐射板吸收大气热辐射由 $P_{\text{atm}(T_{\text{amb}})}$ 表示、辐射板由于对流和传导吸收的热辐射由 $P_{\text{cond+conv}}$ 表示。辐射板通过上述四种能量流动，所剩余的净辐射制冷功率由 $P_{\text{cool}(T)}$ 表示，表达式见公式 (2-1)。净辐射制冷功率是辐射制冷技术要加以利用的能量。辐射板放在环境中，发生对流换热，净辐射制冷功率为零。因此，要尽可能减少 P_{sun} 、 $P_{\text{cond+conv}}$ 这两个能量，使得 $P_{\text{cool}(T)}$ 尽可能等于 $P_{\text{rad}(T)}$ 。

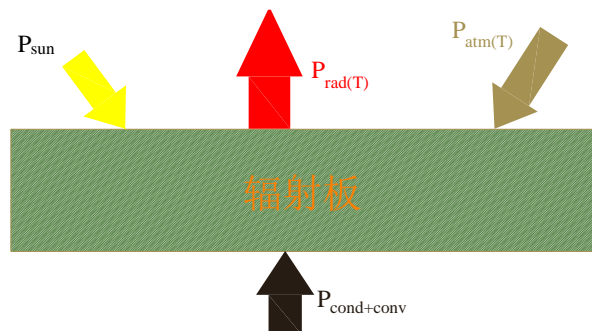


图 2-6 辐射板原理图

辐射板的净辐射制冷功率的表达式为^[12]:

$$P_{\text{cool}(T)} = P_{\text{rad}(T)} - P_{\text{atm}(T_{\text{amb}})} - P_{\text{sun}} - P_{\text{cond+conv}} \quad (2-1)$$

式(2-1)中, 辐射板总辐射制冷功率的表达式为:

$$P_{\text{rad}(T)} = A \int \cos \theta d\Omega \int_0^{\infty} I_{\text{BB}}(T, \lambda) \varepsilon(\lambda, \theta) d\lambda \quad (2-2)$$

式中 $\varepsilon(\lambda, \theta)$ ——辐射板的发射率;

$I_{\text{BB}}(T, \lambda)$ ——辐射板的光谱定向发射功率, $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{sr} \cdot \mu\text{m})$;

θ ——天顶角, rad;

λ ——波长, μm ;

Ω ——立体角, rad;

A ——辐射板面积, m^2 。

其中半球上的角积分的表达式为:

$$\int d\Omega = 2\pi \int_0^{\pi/2} \sin \theta d\theta \quad (2-3)$$

黑体在温度 T 下的光谱亮度的表达式为:

$$I_{\text{BB}(T, \lambda)} = \frac{2hc^2}{\lambda^5} \frac{1}{e^{hc/(\lambda k_B T)} - 1} \quad (2-4)$$

式中 h ——普朗克常数, $6.626 \times 10^{-34} \text{ J} \cdot \text{s}$;

c ——真空中的光速, $2.998 \times 10^8 \text{ m/s}$;

k_B ——玻尔兹曼常数, $1.381 \times 10^{-23} \text{ J/K}$ 。

式(2-1)中, 辐射板吸收大气辐射功率的表达式为:

$$P_{\text{atm}}(T_{\text{amb}}) = A \int \cos \theta d\Omega \int_0^{\infty} I_{\text{BB}}(T_a, \lambda) \varepsilon(\lambda, \theta) \varepsilon_a(\lambda, \theta) d\lambda \quad (2-5)$$

式中 $\varepsilon_a(\lambda, \theta)$ ——大气发射率;

$I_{\text{BB}}(T_a, \lambda)$ ——大气的光谱定向发射功率, $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{sr} \cdot \mu\text{m})$ 。

公式(2-5)中的 $\varepsilon_a(\lambda, \theta)$ 大气发射率随角度的变化的表达式为^[27]:

$$\varepsilon_a(\lambda, \theta) = 1 - t(\lambda)^{1/\cos \theta} \quad (2-6)$$

改善的大气发射率表达式简化为^[28]:

$$\varepsilon_a(\lambda, \theta) = 0.711 + 0.56 \left(\frac{T_{\text{dp}}}{100} \right) + 0.73 \left(\frac{T_{\text{dp}}}{100} \right)^2 \quad (2-7)$$

式中 T_{dp} ——露点温度, K;

相对湿度的表达式为^[29,30]:

$$\Phi = \frac{P_v}{P_{v,b}} \times 100\% \quad (2-8)$$

式中 P_v ——湿空气水蒸气分压力, Pa;

$P_{v,b}$ ——某一温度下饱和湿空气中水蒸气的分压力, Pa。

饱和湿空气中水蒸气的分压力的表达式为:

$$P_{v,b} = 611 \times 10^{7.45t / (235+t)} \quad (2-9)$$

式中 t ——为干球温度, °C。

由式(2-8)、式(2-9)可得, 湿空气水蒸气分压力的表达式为:

$$P_v = \Phi 611 \times 10^{7.45t / (235+t)} \quad (2-10)$$

露点温度的表达式为:

$$t_{dp} = 235 \times \left[\frac{7.45}{\lg(\Phi \times 10^{7.45t / (235+t)})} - 1 \right]^{-1} \quad (2-11)$$

式(2-1)中, 辐射板吸收的太阳辐射功率的表达式为^[31]:

$$P_{sun} = A \int_0^{\infty} I_{AM1.5}(\lambda) \varepsilon(\lambda, \theta_{sun}) d\lambda \quad (2-12)$$

式中 $\varepsilon(\lambda, \theta_{sun})$ ——太阳辐射吸收率;

$I_{AM1.5}(\lambda)$ ——太阳照度, W/(m²·sr·μm)。

假设辐射板以一个固定的角度面对太阳, 则 P_{sun} 没有角积分。

式(2-1)中, 辐射板由于对流和传导而损失的冷量损失功率表达式为:

$$P_{cond+conv} = Ah_c(T_a - T_r) \quad (2-13)$$

式中 h_c ——无辐射换热系数;

T_a ——室外温度, K;

T_r ——辐射板温度, K。

风速对 h_c 的影响的简化表达式为^[32,33]:

$$h_c = 2.5 + 2v \quad (2-14)$$

为简化辐射板模型, 忽略温度对辐射板表面发射率的影响, 发射率只与波长的强相关性有关^[34]。式(2-2)简化为式(2-15):

$$P_{rad(T)} = \bar{\sigma} \varepsilon T^4 \quad (2-15)$$

式中 $\bar{\varepsilon}$ ——全波长半球向发射率。

综上得到了净辐射制冷功率表达式，由该表达式可以计算辐射板的净辐射制冷功率。

2.3 实验介绍

实验主要探究环境条件^[35,36]和辐射材料^[8]对辐射板性能的影响。因此，根据辐射板制冷原理和净辐射制冷功率表达式，设计了空腔辐射冷却箱。空腔辐射冷却箱的制作是为辐射板提供一个类似真空的环境。借此尽量减少外界因素，如室外空气温度、风速等对辐射板性能的干扰。

2.3.1 主要实验设备

本文实验的主要实验设备为空腔辐射冷却箱。空腔辐射冷却箱如图 2-7 所示，主要由聚乙烯盖板^[37]、辐射板、支架、保温层、内壳和外壳等组成。空腔辐射冷却箱核心的部件是辐射板，辐射板通常由铝板和表面一层特殊辐射材料组成。本实验选择的辐射材料有丙烯酸和聚四氟乙烯(PTFE)。辐射板向外太空发射的是红外热辐射，盖板作为保温结构一部分，同时要求对红外线高度透射率。本实验选择了聚乙烯薄膜作为空腔辐射冷却箱的盖板。

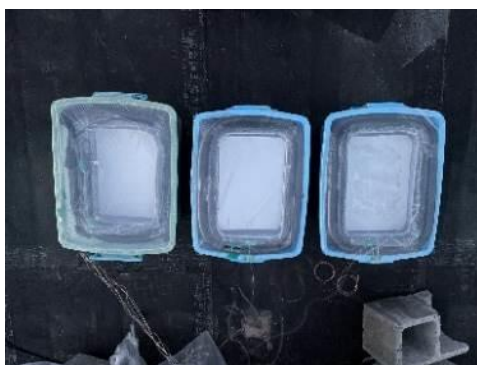


图 2-7 辐射冷却箱

表 2-1 为空腔辐射冷却箱结构参数。通过实验发现，由于聚乙烯盖板比较薄，当空气吹过盖板表面时，造成盖板形变且形变幅度较大。这样会使得辐射板与盖板之间空气层产生流动，增加了热量传递速率。最终导致实验会有大量冷量损失，实验辐射制冷效果不佳。因此空腔辐射冷却箱设计了两层盖板，第一层盖板与外箱体上端处在同一水平而第二层盖板与箱内保温层上端处在同一水平，内外两层盖板的水平高度差为 3.5cm。酚醛树脂保温性能良好，可作为空腔辐射冷却箱的保温层的材料，

四周和底部厚度设计为 5cm。根据传热原理，保温层会隔绝大部分室外环境与处在空腔内部的辐射板的热量交换。

表 2-1 空腔辐射冷却箱结构参数

结构	项目	参数
聚乙烯盖板	外形尺寸	0.01mm
铝板	外形尺寸	200×150×1.5mm
丙烯酸油漆	颜色	白色
保温层	材质	酚醛树脂
	厚度	50mm
内壳	材质	塑料
	外形尺寸	368×250×110mm
外壳	材质	塑料
	外形尺寸	468×350×210mm

制作辐射板先选择三块长 200mm、宽为 150mm、厚度为 1.5mm 表面光滑的铝板，作为辐射制冷材料的载体。丙烯酸油漆本身具有附着性，因此，直接均匀喷涂到铝板一个表面。均匀喷涂三次使得铝板表面形成一层油漆薄层，如图 2-8a。由于购买的聚四氟乙烯（PTFE）薄膜表面光滑没有粘附性，无法使得两者紧密贴附到一起从而形成间隙。为了排除薄膜与铝板空隙之间的空气，使用导热极好的导热胶粘剂将两者粘贴到一起，如图 2-8b。此外，通过以往参考文献的实验发现，表面光滑的铝板也可以在晴朗的夜空下实现辐射制冷现象。因此，增加了光滑铝板如图 2-8c。



(a) 丙烯酸油漆辐射板



(b) PTFE 辐射板



(c) 光滑铝板

图 2-8 三种辐射板

2.3.2 测量仪器和方法

测量仪器包括安捷伦记录仪、BGA 测温线和常规型硅橡胶加热板。本实验需要

测量的环境参数，主要通过燕山大学教学楼楼顶处的气象站（39.93°N,119.60°E）收集的。

安捷伦记录仪是用来记录，使用 BGA 测温线测量空腔辐射冷却箱各个测点的温度。BGA 测温线如图 2-9 所示，该热电偶温度测量范围为-200°C~460°C，测量精度为 $\pm 0.2^{\circ}\text{C}$ 。



图 2-9 BGA 测温线

空腔辐射冷却箱的测温点测量位置，分别设置在空气夹层、辐射板背面、空腔和室外测点。设置在空气夹层的测温点的主要目的是，研究夹层空气变化与辐射板空气变化的规律。空气夹层的作用是作为保温层，减少室外温度对辐射板的干扰。夹层空气温度规律的研究，可以揭示室外温度干扰的程度。辐射板背面分别设置两个测温点，以此收集同一层面不同区域的温度变化。理论上讲，空腔的温度变化是受辐射板影响的。然而实际上，保温层并不完全可以将外界温度与空腔温度隔开。保温层的实际保温效果，则可以通过空腔温度变化得到。室外测点则是对比通过气象站收集的室外温度，相互验证精度。

本实验采用间接的方法测量辐射制冷功率，使用的实验器材是常规型硅橡胶加热板。常规型硅橡胶加热板主要分为两个组成部分，一个是温控系统，另一个为加热垫。温控系统的外形如图 2-10a 所示，温控器主要对加热垫的输出功率进行控制，保证加热垫恒定功率输出，输出功率范围为 0~60W。

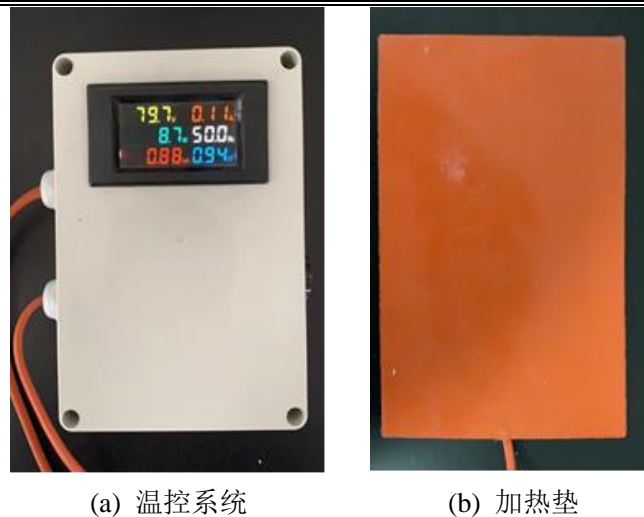


图 2-10 常规型硅橡胶加热板

输出功率调节方式为机械旋钮式。温控器带有显示屏，可以实时显示硅橡胶加热板工作时的输出电压、电流和功率。加热垫使用硅橡胶涂覆玻纤作为绝缘层，外形尺寸为 $27\text{cm}\times 17\text{cm}$ 厚度为 0.5cm 。硅橡胶材质具有极高的耐高温性能($200\sim 250^{\circ}\text{C}$)优异柔软性，可以使加热器与被加热物体良好接触传热。加热垫使用的加热元件材质为镍铬合金，该材质有良好的电阻率和耐高温性。图 2-11 为加热垫贴附到辐射板背面。

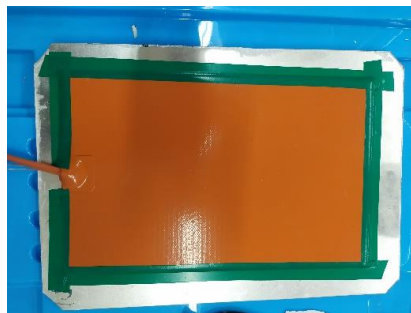


图 2-11 加热垫贴附到辐射板

2.3.3 实验步骤

实验分为三个阶段，第一阶段实验的主要目的是测试空腔辐射冷却箱制冷效果，探究辐射制冷技术在寒冷地区的可行性。然后根据各测点实验测量结果，对空腔辐射冷却箱进行改进；第二阶段实验的主要目的是，探究外部条件例如室外温度、风速、云量、相对湿度，和内部因素如辐射材料等对辐射制冷效果的影响；第三阶段实验的主要目的是，测量辐射板的最大净辐射制冷功率。并与净辐射制冷功率表达

式计算的数值对比，验证表达式的精确度。

2.4 实验数据处理分析

2.4.1 辐射制冷性能测试

空腔辐射冷却箱辐射制冷性能的首次测试是在多云的天气状况下进行的。测试日晚上相对湿度在 67%~75%之间，风速在 0~1.2m/s 之间，风向为西南风。实验时间是 19:00-6:00。数据处理如图 2-12 所示。从 19:00 到凌晨 1:00 辐射板温度一直是下降的。在凌晨 1:00-5:00 时间段，辐射板温度下降幅度已经大大减小，甚至辐射板温度有所上升。此时室外温度也几乎没有波动。凌晨 5:00 之后，由于太阳将要升起，辐射板温度急剧上升。

辐射板净辐射制冷功率最高达到了 $61\text{W}/\text{m}^2$ ，平均制冷功率有 $55.26\text{W}/\text{m}^2$ ，辐射板温度比室外温度最大可低于 8°C 左右。由此说明，该辐射板可实现辐射制冷现象。此外，从图中看出空腔温度始终高于辐射板 2°C 左右，由于空腔为封闭空间，辐射板作为空气冷源未能完全发挥制冷功率。

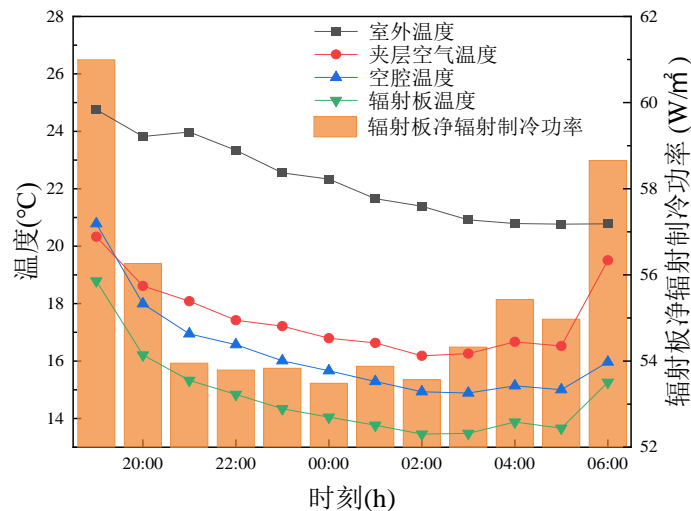


图 2-12 冷却箱性能测试

图 2-13 为夜间平均相对湿度对辐射板平均温度影响，图中对比了不同夜间平均相对湿度下，辐射板平均温度变化。由图可知，随着夜间平均相对湿度的升高，辐射板平均温度也在不断上升。26 日和 27 日夜间平均相对湿度仅有 60% 左右，这两天室外空气与辐射板的夜间平均温差有 $9\text{--}10^\circ\text{C}$ 。而 9 月 1 日的平均相对湿度为 80%，平均温差也有 2.25°C 。由图 2-12 和图 2-13 可知，辐射制冷技术在寒冷地区可以实现

制冷效果。

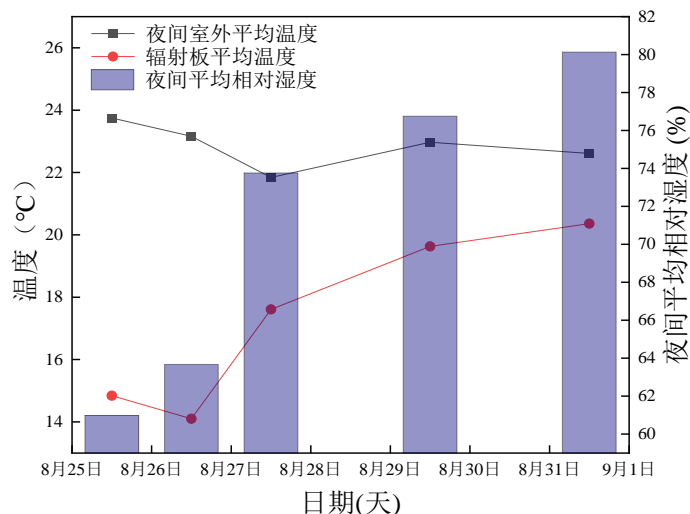


图 2-13 相对湿度对辐射板温度影响

2.4.2 辐射板制冷效果分析

该阶段试验是从 8 月 19 日-9 月 3 日进行的，主要研究对象是喷涂丙烯酸油漆辐射板的空腔辐射冷却箱（以下没有特别说明都为该冷却箱）。由于部分实验数据受到外部因素（下雨天或大雾天）影响，实验分析选取了天气状况较好的 8 月 26 日的实验数据。

(1) 室外温度的影响

测试日夜间最低气温为 21°C，气温波动范围在 4~5°C 左右。室外空气和辐射板温度变化如图 2-14 所示。

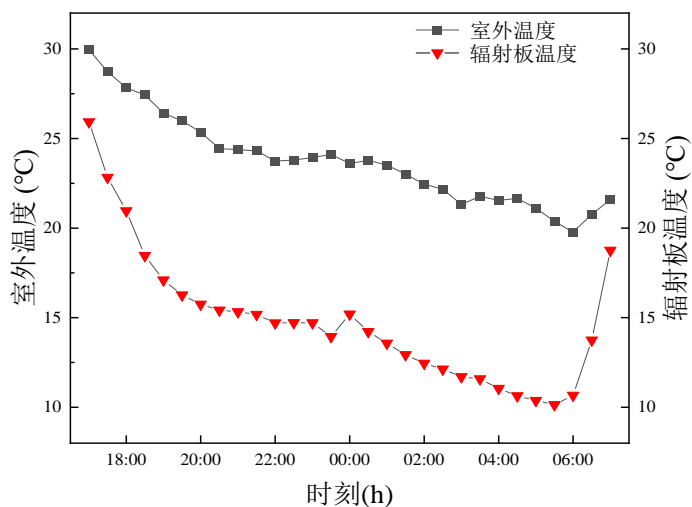


图 2-14 室外空气和辐射板温度变化

由图 2-14 可知, 从开始试验到晚上 21:00 左右辐射板温度下降较快, 21:00-0:00 这一时间段温度较为平缓下降。之后, 辐射板温度又较大幅度下降, 最终在 6 点左右温度开始回升(日出)。在开始试验和实验将要结束这两个时间段, 辐射板温度变化主要受到太阳辐射的影响, 因此有急剧下降和急剧上升的变化。实验平稳阶段, 室外温度和辐射板温度的差值大约保持在 8~9°C 左右, 总体上变化幅度不大。辐射板温度会随着室外温度的降低而降低, 由此可见辐射板温度受室外温度影响, 而两者温差却在室外温度下降时没有很大的波动。

(2) 相对湿度的影响

实验测试这天相对湿度较低, 夜间最低可达 55% 左右最高只有 70% 左右。从图 2-15 中可以了解到, 在 21:00-4:00 这一实验平稳阶段某些时间段, 会出现相对湿度与温差曲线趋势相反的现象。例如 22:00-01:00 和 02:00-04:00 这两个时间段, 随着相对湿度数值的下降, 室外空气与辐射板温差曲线趋势却在上升, 而相对湿度越大则辐射制冷效果越不明显。

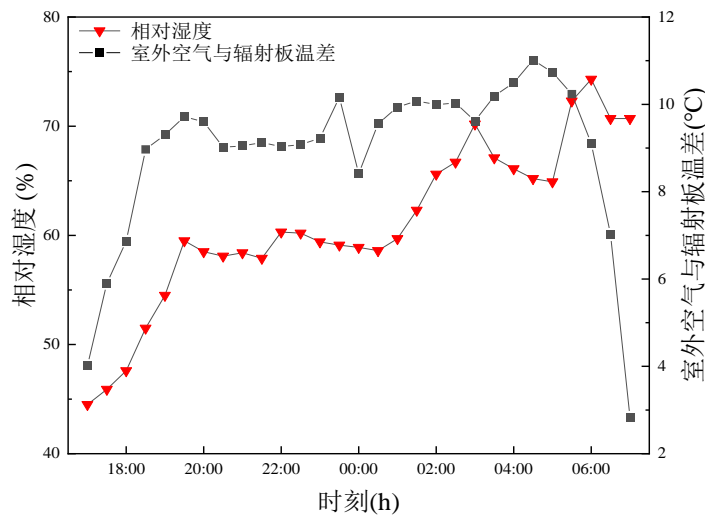


图 2-15 相对湿度和温差变化

(3) 云量的影响

云量和大气相对湿度都会影响“大气窗口”的大气透射率。阴天的气溶胶光学厚度在 1 以上。这种天气状况下, 云量会使得大气透射率过低, 影响辐射板制冷性能。图 2-16 选择了阴天、多云和晴天的实验数据分析, 从图中可以看出, 辐射板在三种天气状况下均能实现制冷效果。实验平稳阶段, 在晴天条件下, 温差曲线变化趋势平稳, 辐射板辐射制冷效果较为稳定; 而在阴天条件下, 温差曲线较为波动无

法实现平稳的制冷效果。并且温差最高只有 4°C，有时几乎没有辐射制冷效果；辐射板在多云条件下，温差曲线波动较小，能较好的实现制冷能力，制冷效果则介于阴天和晴天之间。由此可以得出结论，云量对辐射制冷的影响是显著的。

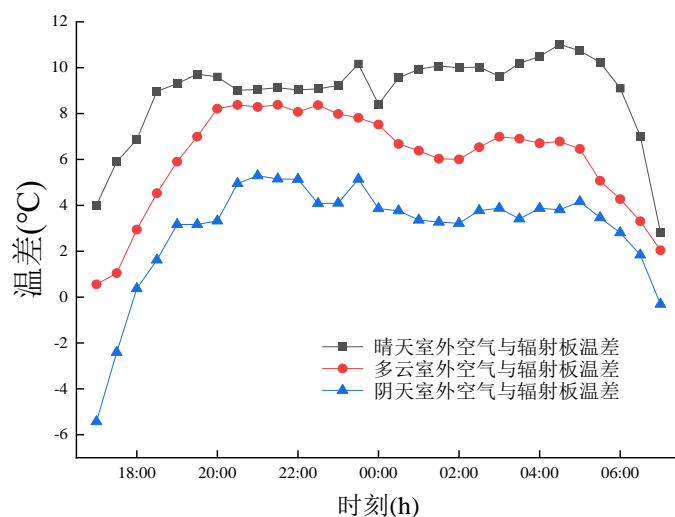


图 2-16 天气影响对比

(4) 风速的影响

秦皇岛夏季天气较好情况下，风速最大在 3~4m/s。白天风速大小变化较为频繁，而夜晚风速较小且变化范围不大，尤其是在 00:00-04:00 风速基本为零。从图 2-17 中可以了解到，室外风速变化曲线除去某个别点，曲线整体趋势与温差变化曲线正好相反。例如实验刚开始阶段，室外风速曲线趋势向下，但温差曲线趋势却是方向相反。但整体上看，还是会影响辐射板的制冷性能。

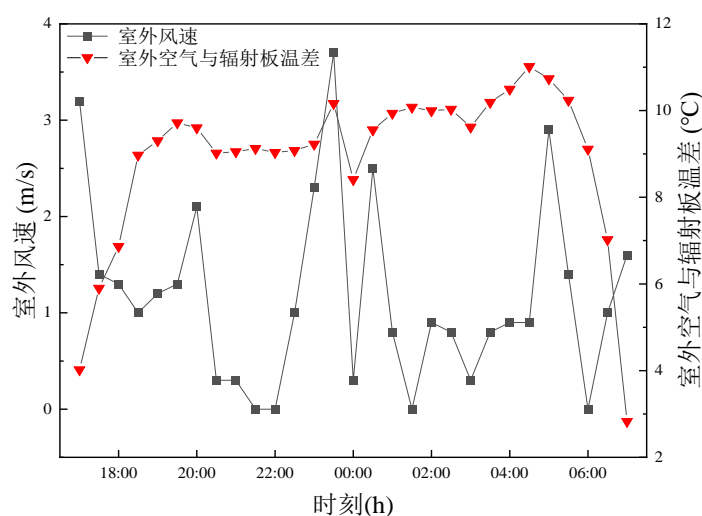


图 2-17 风速和温差变化

(5) 辐射材料的影响

本章净辐射制冷功率表达式介绍了不同材料表面的发射率，会影响辐射板的制冷效果。为了测试不同辐射材料对辐射板制冷效果的影响，实验选择了喷漆辐射板、贴膜辐射板和光滑铝板这三种辐射板。并以这三种辐射板为基础，制作了外形和结构都相同的空腔辐射冷却箱。实验结果如图 2-18 和 2-19 所示。从图 2-18 可以看出，铝板在晴朗的夜空下是有制冷效果的。虽然开始制冷时间较晚，温差最高只有 5℃，但是温差曲线在实验平稳阶段比喷漆辐射板温差曲线更加光滑，制冷能力更加稳定。但相比于喷漆辐射板，制冷能力相差较多，最高温差不足喷漆辐射板的一半。

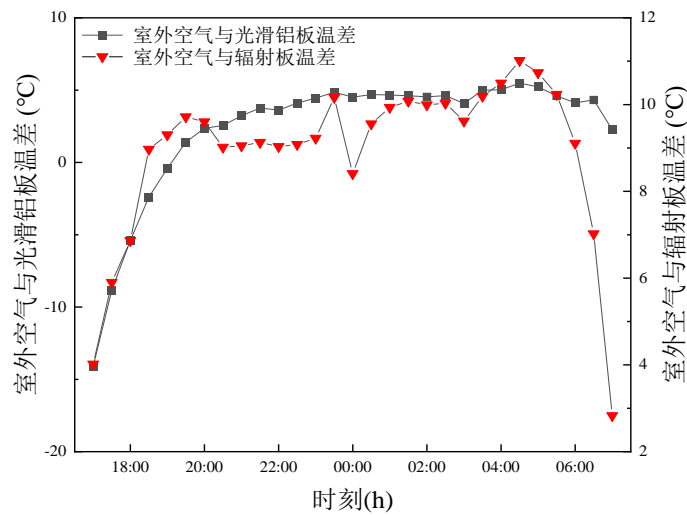


图 2-18 铝板和喷漆辐射板温差变化

图 2-19 为两种不同辐射板的温差变化，两个温差曲线变化趋势相同。贴膜辐射板温差曲线波动较为频繁，制冷稳定性差于喷漆辐射板，平均温差也低于 1.3℃。

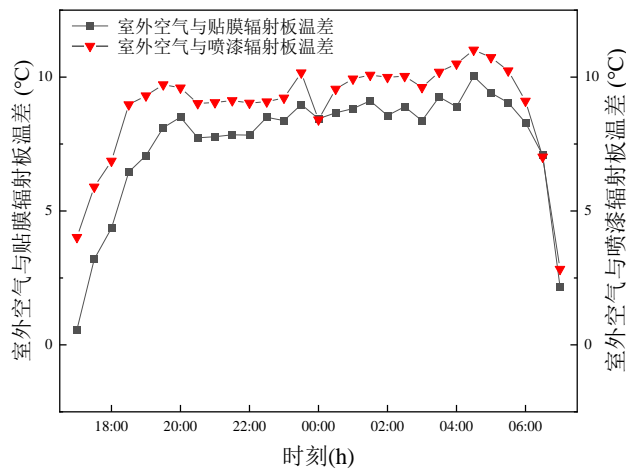


图 2-19 贴膜辐射板和喷漆辐射板温差变化

2.4.3 最大净辐射制冷功率测量

由净辐射制冷功率表达式可知，辐射板的净辐射制冷功率为零，则总的辐射冷量的功率等于另外三种能量流动之和；而在夜间，总辐射制冷功率等于大气辐射功率和冷量损失功率之和。辐射板吸收周围环境的热量，是由于辐射板温度低于周围环境的温度。若辐射板与周围环境温度相同，则冷量损失功率 $P_{cond+conv}$ 等于零。使用加热垫贴附到辐射板上，将辐射板加热到环境温度，则辐射板的 $P_{rad(T)}$ 减去 $P_{atm(T_{amb})}$ 等于加热功率。这是最大净辐射制冷功率的间接测量方法。

实验在之前的基础上，增加了一个电加热垫。测量一周的最大净辐射制冷功率，其中一天的数据无效，最终得到的数据绘制成图 2-20。从图 2-20 中可以看出，10月20日的最大净辐射制冷功率数据最佳，为 79.17W/m^2 。通过气象站数据，得到该天相对湿度为 27% 并且无云。使用辐射制冷功率表达式模型，计算后得到理论数值为 84.29W/m^2 。理论数值与实验测量的结果相比，误差不超过 6.5%。

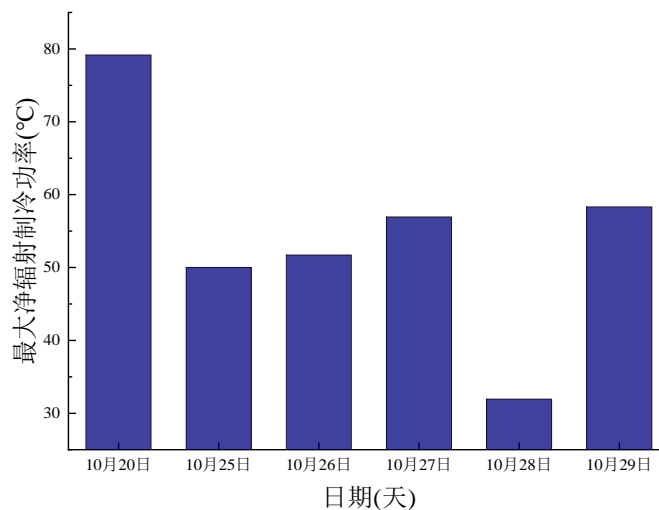


图 2-20 最大净辐射制冷功率变化

根据净辐射制冷功率表达式和实验数据，得到图 2-21 辐射板净辐射制冷功率变化。由图可知，净辐射制冷功率变化曲线和温差变化曲线变化趋势完全相反。在晚上 20:00-23:00 左右，温差曲线是向上变化的，而净辐射制冷功率变化曲线却向下递减。温差曲线在 0:00 左右达到波谷，而净辐射制冷功率变化曲线却在此时达到波峰。由净辐射制冷功率表达式可知，辐射板温降越明显辐射板与室外环境的换热量却越多，这样导致净辐射制冷功率却越小。因此，要获得辐射板尽可能多的冷量有两种

措施：1) 提高辐射冷却器的保温性能；2) 将辐射板冷量及时收集，使得辐射板温度始终不低于室外温度。

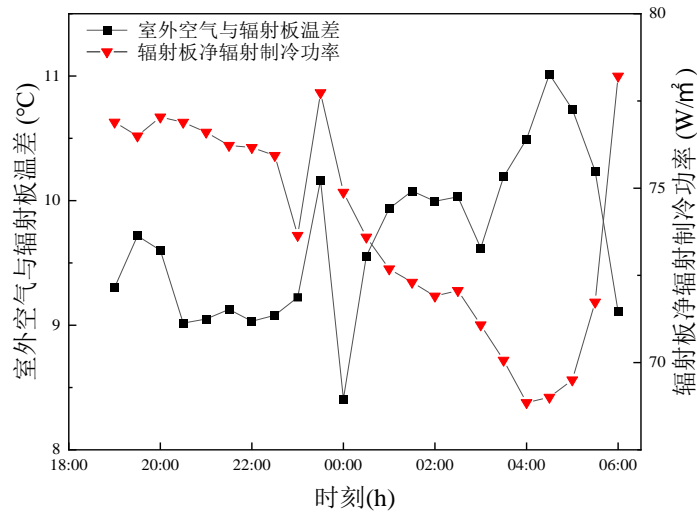


图 2-21 辐射板净辐射制冷功率变化

2.5 本章小结

本章介绍了通过实验测试和数学公式计算的方法探究秦皇岛地区辐射制冷的潜力。实验结果表明，室外温度限制着辐射板最低温度，辐射板温度变化受到室外温度影响；相对湿度直接影响着辐射板的制冷性能，因此相对湿度越高则辐射板辐射制冷性能越差；辐射材料不同，会影响辐射板的制冷性能。最后得出在气溶胶光学深度较小、晴朗、相对湿度较低的天气状况下，辐射制冷才能达到最优效果。

此外，根据辐射制冷原理得到净辐射制冷功率表达式。然后根据辐射制冷原理，设计出间接测量辐射板净辐射制冷功率的方法。根据实验测得数据与辐射制冷表达式得出数值对比，发现误差在 6.5% 左右。通过对比分析，验证辐射制冷功率表达式的精度在可接受的范围内。

第3章 辐射制冷辅助水源热泵复合空调系统模拟

本章针对寒冷地区气候特点，提出一种辐射制冷辅助水源热泵复合空调系统。根据能量守恒定律和辐射制冷原理构建系统的数学模型。针对所建的数学模型，借助 MATLAB/simulink 软件对模型进行仿真计算。

3.1 系统结构和运行原理

本节介绍了辐射制冷辅助水源热泵复合空调系统（复合空调系统）的组成和运行原理，系统示意图如图 3-1 所示。系统部件分别有辐射冷却器矩阵组、水源热泵机组、辅助冷源、蓄冷水箱、供冷末端、水泵、连接管道和阀门等，部件参数见本章 3.3 节。辐射材料使用杨荣贵团队^[6]研发的超材料。随机的玻璃聚合物混合超材料是由一种可见的透明聚合物组成，背衬 200nm 厚的银涂层，可以反射约 96% 的太阳辐射。

根据图 3-1 所示，复合空调系统由辐射冷却水环路、辅助冷源冷却水环路、冷冻水环路构成。辐射冷却水环路包括辐射冷却水环路 1 和辐射冷却水环路 2。冷却水环路 1 主要是由辐射冷却器矩阵组、蓄冷水箱和水泵组成。该环路的运行原理是，从蓄冷水箱底部流出的冷却水，进入辐射冷却器矩阵组，辐射冷却器矩阵组将冷却水携带的热量发射到外太空中。然后被冷却的冷却水重新进入蓄冷水箱；冷却水环路 2 包括蓄冷水箱和水源热泵机组冷凝器端。水箱热泵通过冷凝器，将热量释放到水箱中。

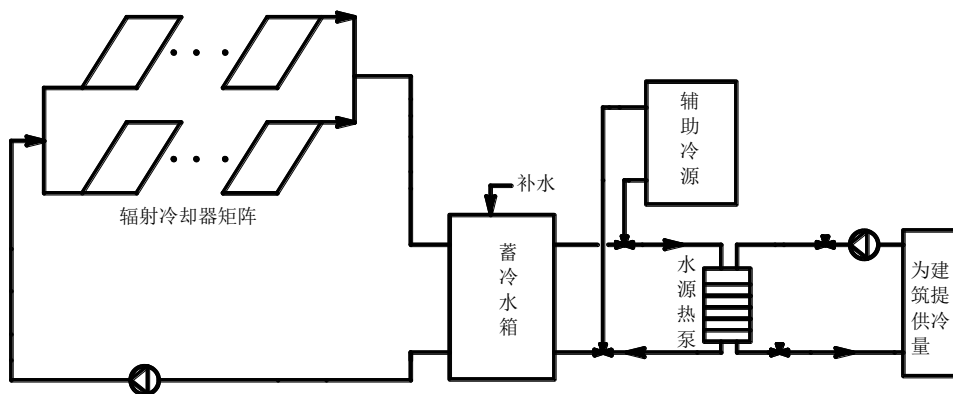


图 3-1 辐射制冷辅助水源热泵复合空调系统示意图

辅助冷源冷却水环路主要是由地表水源、水泵和水源热泵机组冷凝器组成。系统将地表水作为辅助冷源，解决辐射冷却器在不利工况下无法工作的问题；冷冻水环路主要是由水源热泵机组蒸发器端、水泵和供冷末端组成。冷冻水环路通过水源热泵机组的蒸发器，将房间的热量吸收，然后传递到水源热泵机组的冷凝器端。

辐射制冷辅助水源热泵复合空调系统的两个主要部件，是辐射冷却器矩阵组和水源热泵机组。其中辐射冷却器矩阵组是由 13 个辐射冷却器，4 行并联，每行由 3 个（有一行是 4 个）串联组成的。

水源热泵机组的主要目的是提高冷源能源品质。因为，相对于风机盘管设计要求规定的供水温度而言，辐射冷却器冷却的冷却水的温度过高。通过使用水源热泵机组，将辐射冷却器的能量转移到用户端，以此达到系统设计的目的。除了辐射冷却器这一冷源之外，系统还将地表水源作为辅助冷源。

3.2 系统运行策略

系统运行需要根据房间的功能和天气状况决定。房间设定为办公室，房间的使用时间根据人员工作时间分为正常工作时间（9:00-18:00）和其余的加班时间。若某天需要加班，则复合空调系统需要全天 24 小时运行。根据不同的时间段和天气状况，系统可以实现三种不同的运行模式。在周六、日的休息时间段内，复合空调系统以单独蓄冷模式运行，即辐射冷却器单独运行，将冷量储存至蓄冷水箱，水源热泵不开启。在工作日，当蓄冷水箱内的水温低于自来水温时，系统以辐射冷却器辅助水源热泵复合空调模式运行，即辐射冷却器和水源热泵同时运行，水源热泵以蓄冷水箱内的冷水为水源工作。当蓄冷水箱内的水温高于自来水温时，系统以单独水源热泵空调模式运行，即水源热泵以自来水为水源工作。系统运行控制见表 3-1。

表 3-1 系统运行模式控制表

序号	运行模式	辐射冷却器	水源热泵
1	单独蓄冷模式	运行	关闭
2	复合空调模式	运行	运行
3	单独水源热泵空调模式	关闭	运行

3.3 关键部件设计

3.3.1 辐射冷却器参数设计

本节将主要介绍辐射冷却器的结构组成和结构参数，辐射冷却器的结构如图 3-2 所示。辐射冷却器的主要构件依次是：透明盖板、超材料（附着在铝板上）、铝板（与超材料一起构成辐射板）、铜管、保温层和保护外壳，各构件的参数如表 3-2 所示。辐射冷却器整体外形是一个长 2m、宽 1.2m、高 0.655m 的长方体。辐射冷却器最上层的盖板是聚乙烯薄膜，厚度仅有 0.01mm。

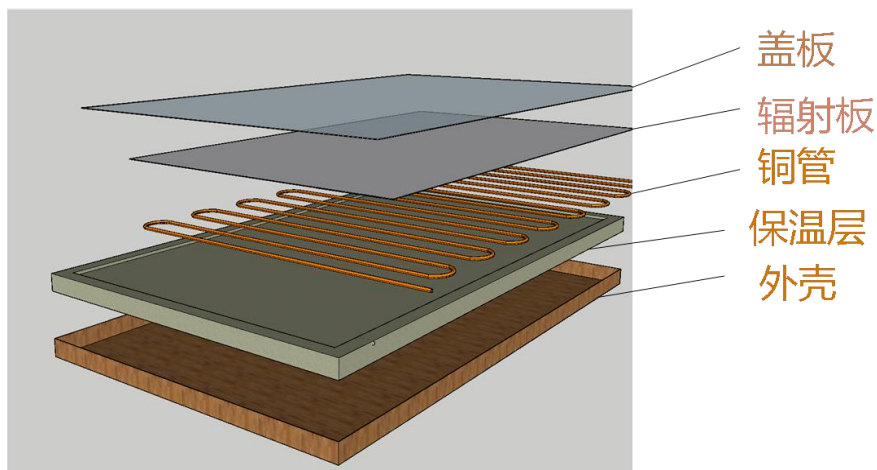


图 3-2 辐射冷却器的结构示意图

辐射板是由超材料和 1.89m 长、1.09m 宽、1.5mm 厚的铝板构成，辐射板表面上有一层辐射材料。此外，还有一个外直径为 10mm 的蛇形铜管，焊接在辐射板背面。辐射板和铜管的组合，保证了辐射冷却器可以实现基本运行。

表 3-2 辐射冷却器参数

名称	参数	数值	单位
辐射冷却器	长 a	2000	mm
	宽 b	1200	mm
	高 h	65.5	mm
透明盖板	厚度	0.01	mm
	密度	0.95	kg/m ³
	比热容	2.3×10 ³	J/(kg·K)
	对流换热系数	7.3	W/(m ² ·K)

表 3-2(续表)

辐射板: 超材料	透射率	0.80	
	反射率	0.91	
	发射率	0.88	
铝板	长	1890	mm
	宽	1090	mm
	厚	1.5	mm
	密度	2.7×10^3	kg/m^3
铜管	比热容	0.88×10^3	$\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$
	导热系数	217.7	$\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$
	外径	10	mm
	内径	8	mm
	导热系数	397	$\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$
	比热容	0.373	$\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$
	保温层	厚度	50
外壳	导热系数	0.049	$\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$
	厚度	2	mm

3.3.2 建筑负荷计算

本文选取秦皇岛地区一间面积为 35m^2 的公共建筑房间, 围护结构参数见表 3-3。房间位置在二楼, 楼板和三面墙是内墙, 外墙面向北。室内配备电脑等电子设备。

表 3-3 围护结构参数

墙体结构	厚度 (mm)	干密度 $\rho(\text{kg}/\text{m}^3)$	导热系数 $\lambda(\text{w}/(\text{m} \cdot \text{k}))$	蓄热系数 $S(\text{w}/(\text{m}^2 \cdot \text{k}))$	比热容 $C(\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{k}))$
水泥砂浆	20	1800	0.93	11.37	1.05
钢筋混凝土墙	200	2500	1.74	17.20	0.92
聚苯乙烯泡沫保温墙	30	20	0.033	0.28	1.38
石灰水泥沙浆	20	1700	0.87	10.75	1.05
瓷砖	10	2400	2.04	18.03	0.92

根据上文典型房间特征, 使用 TRNSYS 软件, 计算典型房间空调季的逐时冷负荷。计算冷负荷模型如图 3-3 所示, 冷负荷模型所使用的模块有地面温度模块、气象

参数输入模块、负荷与结构模块、计算器和输出模块。

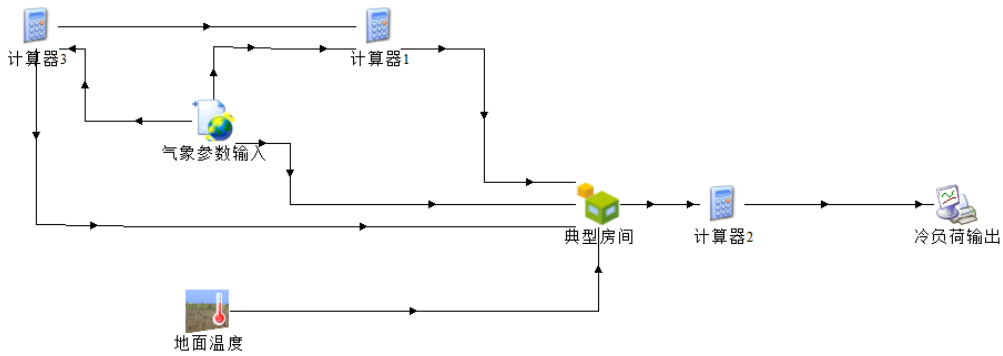


图 3-3 逐时冷负荷计算模型

典型房间在空调季的逐时冷负荷如图 3-4 所示。空调季最大冷负荷为 3.4KW，出现在 7 月；最小冷负荷为 1.2KW，出现在 9 月；平均冷负荷为 2.47KW，总供冷量为 5335.2KW·h，平均日供冷量为 59.28KW·h。

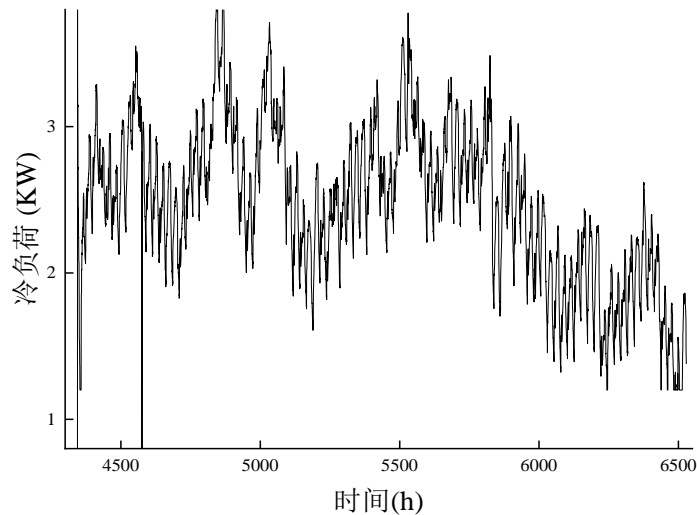


图 3-4 典型房间夏季逐时冷负荷

3.3.3 水源热泵机组选型

根据 3.3.1 节使用 TRNSYS 软件模拟出典型房间的最大冷负荷为 3.2KW。本文选择了美国特灵公司的轻型商用及家用型分体式水源热泵机组，其机组外形尺寸和运行参数见表 3-4。

表 3-4 水源热泵机组参数

制冷量	室内机外形尺寸	室外机冷凝器水流量	室外机冷凝器水压降	室外机
3.15KW	912×518×237mm	0.66m ³ /h	10.7KPa	转子式

水源热泵机组型号 GESB009 额定制冷功率为 3.15KW，冷凝器侧的水流量为 0.66m³/h。

3.3.4 地表水温度的确定

为防止在恶劣条件下，辐射冷却器无法正常工作。辐射制冷辅助水源热泵复合空调系统增加了地表水冷源作为系统的辅助冷源。水是最广泛的冷热源之一，且由于水的特性使得以水为冷热源的系统更加稳定可靠。本文选取秦皇岛地区汤河为辅助冷源的地表水源。

由于地表水冷源作为辅助冷源不是本文主要研究对象，因此将简化地表水温度确定方式^[38]。因为空气温度是影响地表水温度的主要原因之一，因此规定将地表水温度低于空气温度 1.5 摄氏度左右。因此，根据典型气象年数据可得到全年供时间段室外温度变化，并以此制作地表水温度变化图，如图 3-5 所示。

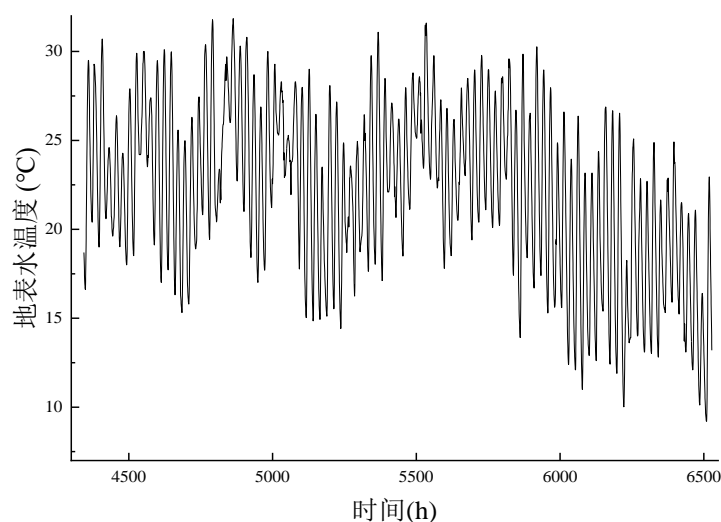


图 3-5 地表水温度变化

3.4 辐射冷却器原理介绍

辐射冷却器的体传热过程^[9,39]，见图 3-6 辐射冷却器原理图。如图 3-6 所示，首先携带热量的冷却水在水泵的驱动下进入辐射冷却器的铜管内，冷却水通过对流换热的方式将热量传递给铜管（对流换热系数 h ）；得到热量的铜管需要将热量传递给辐射板，因为两者是通过焊接的方式接触的所以传递方式为热传导（总热阻为 $R_{p,b}$ ），此外铜管还会有和通过保温层的外界环境的热量交换。

辐射板的热量传递则更为复杂，首先需要和盖板做热量传递传递方式有通过两

者之间空气流动产生的对流换热（对流换热系数 $h_{c,p-c}$ ）和直接进行辐射换热（辐射换热系数 $h_{r,p-c}$ ）、与室外环境的对流换热，此外辐射板还会接收到透过盖板的太阳辐射（ Q_p ）、环境、太空的热辐射和对外太空发射热辐射（ $Q_{rad,p-c}$ 表示净辐射制冷功率）；盖板的能量传递则是吸收太阳辐射的热量（ Q_c ）、与室外环境的对流换热（对流换热系数 h_a ）、和天空之间的热辐射（长波辐射传热系数 h_r ）和接收到辐射板的热量。

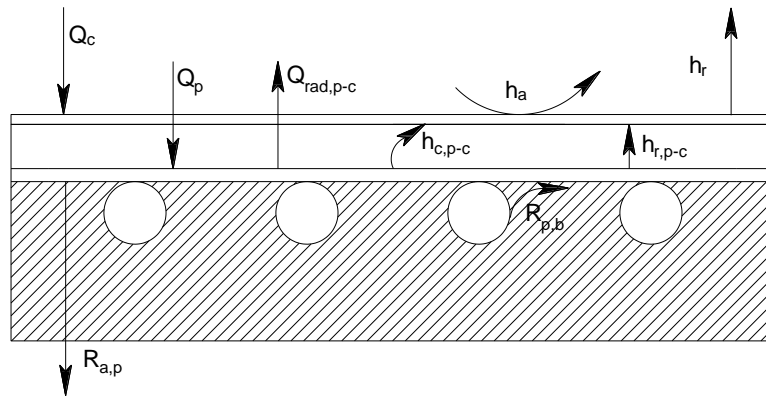


图 3-6 辐射冷却器传热原理图

3.5 辐射制冷辅助水源热泵复合空调系统数学模型

在本节中，介绍了使用能量守恒定律建立的辐射制冷辅助水源热泵复合空调系统数学模型。数学模型主要包括，太阳光线入射模型、辐射冷却器传热模型和水源热泵模型等，为搭建仿真计算模型奠定了基础。

3.5.1 太阳光线入射模型

辐射冷却器在白天受到太阳光照射，为计算照射到辐射冷却器上的太阳辐照量而引入太阳光线入射模型。该模型采用动态计算方法，会计算在一天内不同时刻太阳光的入射角度，从而求得该时刻照射到辐射冷却器表面的太阳辐射量。

太阳光入射角的求解需要数个变量，这些变量包括当地的纬度、太阳赤纬、太阳时角、与太阳光入射角同一平面上的倾角和方位角。由于一天中太阳位置在不断变换，这使得太阳光入射角在一天中的数值不是一个定值，但可以根据公式预测每天的太阳光入射角^[40]，其表达式为：

$$\begin{aligned} \cos \theta = & \sin \delta (\sin \phi \cos \beta - \cos \phi \sin \beta \cos \gamma) + \cos \delta \cos \omega \cos \phi \cos \beta + \\ & \cos \delta \cos \omega \sin \phi \sin \beta \cos \gamma + \cos \delta \sin \beta \sin \gamma \sin \omega \end{aligned} \quad (3-1)$$

式中 θ ——水平面上的太阳光入射角度；

- \varnothing ——散热器所处的纬度;
- δ ——太阳的赤纬角;
- β ——散热器安装倾角;
- γ ——散热器的方位角, 朝向正南时为 0° , 正东为 -90° , 正西为 90° ;
- ω ——太阳时角, 每小时对应太阳时角 15° ; 在正午 12 点时太阳时角为 0° , 上午为负值, 下午为正值。

太阳赤纬角 δ 的表达式为:

$$\delta = 23.45 \sin(360 \frac{284+n}{365}) \quad (3-2)$$

式中 n ——一年中的第 n 天。

照射到辐射冷却器表面的太阳辐射量表达式为:

$$I = I_{bt} \cos \theta + I_{dt} \cos^2(\frac{\beta}{2}) \quad (3-3)$$

式中 I ——照射到聚乙烯盖板上的太阳辐射量, W/m^2 ;

I_{bt} ——水平面上太阳直射辐射量, W/m^2 ;

I_{dt} ——水平面上太阳散射辐射量, W/m^2 。

3.5.2 辐射冷却器传热模型

由图 3-6 可知辐射冷却器各构件传热过程, 根据能量守恒定律建立了辐射冷却器各构件之间传热平衡方程, 其中包括盖板能量平衡方程、辐射板能量平衡方程、铜管的能量平衡方程和管内工质能量平衡方程。

由于聚乙烯盖板厚度仅为 $0.01mm$, 因此忽略透明盖板在水平方向和横截面方向温度变化, 认为盖板的各个部分温度都是均匀相等的。盖板的能量平衡方程表示为:

$$\rho_c C_c l_c \frac{\partial T_c}{\partial t} = Q_c + h_a (T_a - T_c) + h_r (T_s - T_c) + (h_{r,p-c} + h_{c,p-c})(T_p - T_c) \quad (3-4)$$

式中 ρ_c ——聚乙烯盖板的密度, kg/m^3 ;

C_c ——聚乙烯盖板的比热容, $J/(kg \cdot K)$;

l_c ——聚乙烯盖板的厚度, m ;

T_c ——聚乙烯盖板的温度, K ;

Q_c ——聚乙烯盖板吸收的太阳辐射量, W/m^2 ;

T_a ——环境的温度, K ;

T_p ——辐射板的温度, K ;

T_s ——天空温度, K ;

h_a ——聚乙烯盖板的温度，K；

h_r ——聚乙烯盖板与天空之间的长波辐射传热系数，W/(m²·K)；

$h_{r,p-c}$ ——辐射板与聚乙烯盖板之间的辐射换热系数，W/(m²·K)；

$h_{c,p-c}$ ——辐射板与聚乙烯盖板之间的对流换热系数，W/(m²·K)。

天空温度的表达式由下式可计算求得^[41]：

$$T_s = 0.0552T_a^{1.5} \quad (3-5)$$

聚乙烯盖板吸收的太阳辐射量 Q_c 可由下式计算得到：

$$Q_c = \alpha_c I \quad (3-6)$$

式中 α_c ——聚乙烯盖板的吸收率；

I ——聚乙烯盖板上的太阳辐射量，W/m²。

h_a 采用以下近似公式计算^[42]：

$$h_a = 2.8 + 3.0u_w \quad (3-7)$$

式中 u_w ——风速，m/s。

聚乙烯盖板外表面和天空之间的长波辐射传热系数 h_r 由斯蒂芬—玻尔兹曼定律计算得到：

$$h_r = \sigma \varepsilon_c \frac{T_c^4 - T_s^4}{T_c - T_s} \quad (3-8)$$

式中 ε_c ——聚乙烯盖板的红外发射率；

σ ——斯蒂芬—玻尔兹曼常数， 5.67×10^{-8} (W/m²·K⁴)。

聚乙烯盖板内表面与辐射板之间的辐射传热系数为^[43]：

$$h_{r,p-c} = \sigma \frac{1}{1/\varepsilon_p + 1/\varepsilon_c - 1} \times \frac{T_p^4 - T_c^4}{T_p - T_c} \quad (3-9)$$

式中 ε_p ——辐射板的发射率。

玻璃盖板内表面和辐射板之间为平板夹层有限空间自然对流换热， $0 \leq \theta < 60^\circ$ 时对流换热系数可由下式计算得到：

$$h_{c,p-c} = \frac{N_u \times k_a}{d_{pc}} \quad (3-10)$$

式中 d_{pc} ——空气层厚度，m；

N_u ——聚乙烯盖板与辐射板层间空气对流的努塞尔数；

k_a ——空气层中空气的热扩散系数，m²/s。

与太阳能集热器计算努塞尔数的方法类似，对于倾角在 $0 \sim 75^\circ$ 范围内的辐射制冷装置。具体可分为三种情况：

1) 如果 $T_p > T_c$, 则努赛尔数计算公式为^[44]:

$$N_u = 1 + 1.14 \left(1 - \frac{1708 \times (\sin 1.8\beta)^{1.6}}{Re \cdot \cos \beta} \right) \left(1 - \frac{1708}{Re \cdot \cos \beta} \right)^+ + \left[\left(\frac{Re \cdot \cos \beta}{5830} \right)^{1/3} - 1 \right]^+ \quad (3-11)$$

其中, β 为集热—制冷复合装置的倾角; $[\]^+$ 表示: 如果方括号内的值为负时, 取值为零; Re 表示雷诺数, 计算公式为:

$$Re = \frac{g\beta(T_p - T_c)d_{pc}^3}{\alpha\nu} \quad (3-12)$$

式中 g ——重力加速度, m/s;

β ——空气膨胀系数, K^{-1} ;

α ——空气热扩散系数, m^2/s ;

ν ——空气动力粘度, m^2/s 。

2) 如果 $T_p < T_c$, 则努赛尔数计算公式为:

$$N_u = 1 + \left[0.364 \frac{L_p}{d_{pc}} Re^{1/4} - 1 \right] \sin \beta \quad (3-13)$$

式中 L_p ——辐射制冷装置复合宽度, m。

3) 如果 $T_p = T_c$, 则聚乙烯盖板与辐射板之间没有对流换热, 此时努赛尔数为零。

辐射板是由超材料和光滑铝板构成, 超材料极其薄为计算方便忽略超材料的密度和比热容, 此外铝板的导热性能极好。因此, 可以忽略两者构成的辐射板在横截面上的温度变化认为在横截面上温度是均一的, 辐射板的能量平衡方程表示为:

$$\rho_p C_p l_p \frac{\partial T_p}{\partial t} = Q_p + Q_{rad,p-s} + (h_{r,c-p} + h_{p,c-p})(T_c - T_p) + \frac{nA_{bi}}{A_p} \frac{T_b - T_p}{R_{p,b}} + \frac{T_a - T_p}{R_{a,p}} \quad (3-14)$$

式中 ρ_p ——辐射板的密度, kg/m^3 ;

C_p ——辐射板的比热容, $J/(kg \cdot K)$;

l_p ——辐射板的厚度, m;

T_p ——辐射板的温度, K;

T_b ——铜管壁温度, K;

$R_{p,b}$ ——铜管壁与辐射板间的总热阻, $(m^2 \cdot k)/W$;

$R_{a,p}$ ——辐射板与外部环境之间的总热阻, $(m^2 \cdot k)/W$;

$Q_{rad,p-s}$ ——辐射板的净辐射换热量, W/m^2 ;

Q_p ——辐射板吸收的太阳辐射量, W/m^2 ;

A_{bi} ——单个热管的表面换热面积, m^2 ;

A_p ——辐射板的表面换热面积， m^2 。

辐射板吸收的太阳辐射量可由下式计算得到：

$$Q_p = (\tau\alpha)_p \cdot I \quad (3-15)$$

式中 $(\tau\alpha)_p$ ——辐射板对太阳辐射的有效吸收率。

其中辐射板对太阳光的有效吸收率 $(\tau\alpha)_p$ 由下式计算得到^[45]：

$$(\tau\alpha)_p = \frac{\tau_c \cdot \alpha_p}{1 - (1 - \alpha_p) \rho_c} \quad (3-16)$$

式中 α_p ——辐射板对太阳光的吸收率；

τ_c ——聚乙烯盖板对太阳光的透射率；

ρ_c ——聚乙烯盖板对太阳光谱反射率，根据文献指出，可近似等效于盖板对 60° 入射光的反射率。

辐射板与天空和周围环境进行辐射换热的净辐射换热量由两部分构成：一部分是辐射板自身向外辐射的热量；另一部分是辐射板吸收的来自天空和周围环境的辐射热量。两者之差即为辐射板的净辐射换热量，如下式所示：

$$Q_{rad} = \varphi(Q_{rad,p} - Q_{rad,s}) \quad (3-17)$$

式中 φ ——辐射制冷装置的倾角系数^[46]。

辐射板向外辐射的热量 $Q_{rad,p}$ 下式计算得到：

$$Q_{rad,p} = \int_0^\infty \left[\frac{E_{b,\lambda}(T_p) \cdot (1 - \rho_{c,\lambda}) - \varepsilon_{c,\lambda} \cdot E_{b,\lambda}(T_c)}{1/\varepsilon_{p,\lambda} - ((1 - \varepsilon_{p,\lambda})/\varepsilon_{p,\lambda}) \cdot \rho_{c,\lambda}} \right] d\lambda \quad (3-18)$$

辐射板吸收的来自天空和周围环境的辐射热量 $Q_{rad,s}$ 下式计算得到：

$$Q_{rad,s} = 2 \int_0^\infty \int_0^{\pi/2} \varepsilon_{s,\lambda}(\lambda, \theta) \cdot E_{b,\lambda}(\lambda, T_a) \cdot \alpha_{p,\lambda}(\lambda, \theta) \cdot \tau_{c,\lambda}(\lambda, \theta) \sin \theta \cos \theta d\theta d\lambda \quad (3-19)$$

式中 $E_{b,\lambda}$ ——黑体的单色辐射强度， $W/(m^2 \cdot \mu m)$ ；

$\varepsilon_{b,\lambda}$ ——辐射板的单色发射率；

$\rho_{c,\lambda}$ ——聚乙烯盖板的单色反射率；

$\varepsilon_{c,\lambda}$ ——聚乙烯盖板的单色发射率；

$\varepsilon_{s,\lambda}(\lambda, \theta)$ ——天空的定向单色发射率；

$\alpha_{p,\lambda}(\lambda, \theta)$ ——辐射板的定向单色吸收率；

$\tau_{c,\lambda}(\lambda, \theta)$ ——聚乙烯盖板的定向单色透过率。

这里为简化计算将 $\varepsilon_{s,\lambda}(\lambda, \theta)$ 、 $\alpha_{p,\lambda}(\lambda, \theta)$ 、 $\tau_{c,\lambda}(\lambda, \theta)$ 三个参数均假定为与方向无关。

单根热管的表面换热面积 A_{bi} 可由下式计算:

$$A_{bi} = 0.004 \times L_{p,e} \quad (3-20)$$

式中 $L_{p,e}$ ——单根铜管与辐射板焊接长度, m。

辐射板与外部环境之间的总热阻 $R_{a,p}$ 可由下式表示:

$$R_{a,p} = \frac{1}{h_a} + \frac{d_s}{k_s} \quad (3-21)$$

式中 d_s ——保温层的厚度, m;

k_s ——保温层的导热系数, W/(m·K)。

辐射板与热管管壁之间的焊接热阻 $R_{p,b}$ 可由下式计算得出:

$$R_{p,b} = \frac{d_{p,b}}{k_{p,b}} + \frac{C_p}{k_p} \quad (3-22)$$

式中 $k_{p,b}$ ——焊接材料的导热系数, W/(m·K);

$d_{p,b}$ ——吸热板与铜管的焊接厚度, m。

铜管与辐射板之间的接触面很小为计算方便认为在接触面上温度是均匀的, 此外铜管导热性能良好并且厚度仅有 1mm 可以认为在横截面上没有温度梯度, 因此在横截面上温度是均一的。铜管的能量平衡方程表达式为:

$$\rho_b C_b A_{bi} \frac{\partial T_b}{\partial t} = \lambda_b A_b \frac{\partial^2 T_b}{\partial y^2} + \pi D_b h (T_f - T_b) + \frac{n A_{bi}}{A_p} \frac{T_p - T_b}{R_{p,b}} \quad (3-23)$$

式中 K_b ——铜管导热系数, W/(m·K);

T_b ——铜管壁温度, K;

T_f ——管内工质的温度, K;

D_b ——铜管内直径, m;

ρ_b ——铜管密度, kg/m³;

C_b ——铜管比热容, J/(kg·K);

h ——管内工质与铜管的对流换热系数, W/(m²·K)。

铜管壁与工质之间的对流换热为圆管内部的对流换热, 其临界雷诺数为 2300, 可通过下式计算得到 h ^[47]:

$$h = \frac{N_u K_b}{D_b} \quad (3-24)$$

管内工质层流状态下努谢尔数 Nu 的求解公式如下:

$$N_u = 3.66 + \frac{0.0668 \left(\frac{\text{Re} \times P_r \times D_b}{L_{p,e}} \right)}{1 + 0.04 \left(\frac{\text{Re} \times P_r \times D_b}{L_{p,e}} \right)^{\frac{2}{3}}} \quad (3-25)$$

管内工质状态下湍流努谢尔数 N_u 的求解公式如下:

$$N_u = 0.23 \text{Re}^{\frac{4}{5}} P_r^{\frac{1}{3}} \quad (3-26)$$

铜管内的工质使用的是纯净水, 为简化模型忽略工质在沿铜管直径方向的温度梯度认为沿铜管直径方向工质温度是均一的管内水流采用一维模型, 其能量平衡方程表达式为:

$$\rho_f C_f A_f \frac{\partial T_f}{\partial t} = m_f C_f \frac{\partial T_f}{\partial y} + \lambda_f A_f \frac{\partial^2 T_f}{\partial y^2} + \pi D_b h (T_b - T_f) \quad (3-27)$$

式中 A_f ——铜管内横截面积, m^2 ;

m_f ——管内工质的质量流量, kg/s ;

ρ_f ——工质密度, kg/m^3 ;

C_f ——工质比热容, $\text{J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$;

k_f ——工质的导热率, $\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ 。

3.5.3 其他部件模型

辐射制冷辅助水源热泵复合空调系统除了辐射冷却器之外, 还有水源热泵机组、储能水箱, 供冷末端等部件。这几个部件都会影响系统的性能, 但本文的主要对象是辐射冷却器, 为简化系统运算将水源热泵机组和储能水箱的模型进行了简化。

为简化模型, 本节将水源热泵机组作为一个整体计算, 整个运行工况采用选型参数设置。制冷功率求解表达式为:

$$q_{\text{cool}} = q_{\text{abs}} - P_{\text{pump}} \quad (3-28)$$

式中 q_{cool} ——水源热泵机组的实际制冷功率, W ;

q_{abs} ——水源热泵机组从冷源吸收的冷量, W ;

P_{pump} ——水源热泵机组运行功率, W 。

制冷性能系数:

$$\text{COP} = \frac{q_{\text{cool}}}{P_{\text{pump}}} \quad (3-29)$$

式中 COP ——制冷系数。

忽略工质因为温度的不同而引起的体积变化，冷凝器侧循环工质出口温度：

$$T_s = T_{\text{source,in}} + \frac{q_{\text{abs}}}{m_{\text{source}} C_{p,\text{source}}} \quad (3-30)$$

式中 T_s ——水源热泵机组冷凝器端出水温度，K；

$T_{\text{source,in}}$ ——水源热泵机组冷凝器端进水温度，K；

m_{source} ——水源热泵机组冷凝器端质量流量，kg/s；

$C_{p,\text{source}}$ ——工质的比热容，J/(kg·K)。

蒸发器侧循环工质出口温度：

$$T_{\text{load,out}} = T_{\text{load,in}} + \frac{q_{\text{cool}}}{m_{\text{load}} C_{p,\text{load}}} \quad (3-31)$$

式中 $T_{\text{load,out}}$ ——水源热泵机组蒸发器端出水温度，K；

$T_{\text{load,in}}$ ——水源热泵机组蒸发器端进水温度，K；

m_{load} ——水源热泵机组蒸发器端质量流量，kg/s；

$C_{p,\text{load}}$ ——工质的比热容，J/(kg·K)。

储能水箱模型：

$$C_{\text{tank}} \rho_w V_{\text{tank}} \frac{dT_{\text{tank}}}{dt} = q_{\text{cool}} + q_{\text{aux}} - q_{\text{load}} \quad (3-32)$$

式中 C_{tank} ——工质的比热容，J/(kg·K)；

V_{tank} ——蓄能水箱的容积，m³；

T_{tank} ——蓄能水箱工质温度，K。

3.6 系统仿真计算模型运算流程

辐射制冷辅助水源热泵复合空调系统的数学模型，使用 MATLAB/Simulink 软件搭建仿真模型进行模拟计算，计算流程如图 3-7 所示。仿真模型计算的具体步骤如下：

1. 开始程序，对辐射冷却器各构件如透明盖板、辐射板、铜管和管内工质等赋予初始温度；

2. 输入参数，根据仿真模型运行要求输入气象参数如太阳辐照强度、室外温度和太阳时角，此外还要输入房间冷负荷；

3. 求解能量平衡方程。求解透明盖板能量平衡方程计算得到的透明盖板温度，作为变量求解辐射板能量平衡方程。求解方程计算得到辐射板温度作为变量，首先求解铜管能量平衡方程。随后在下一个计算运行中求解透明盖板能量平衡方程。以此

类推一直计算到其他部件能量平衡方程求解出 T_s ;

4.更新外部参数变量, 太阳辐照强度、室外温度、太阳时角和房间冷负荷等根据仿真计算时间更新输入参数;

5.判断仿真模型是否达到精度要求、运算时间是否结束, 不满足则返回第三步继续求解;

6.输出计算结果, 对能量平衡方程计算求解的透明盖板温度、辐射板温度、铜管温度和管内工质温度数据输出;

7.结束仿真计算。

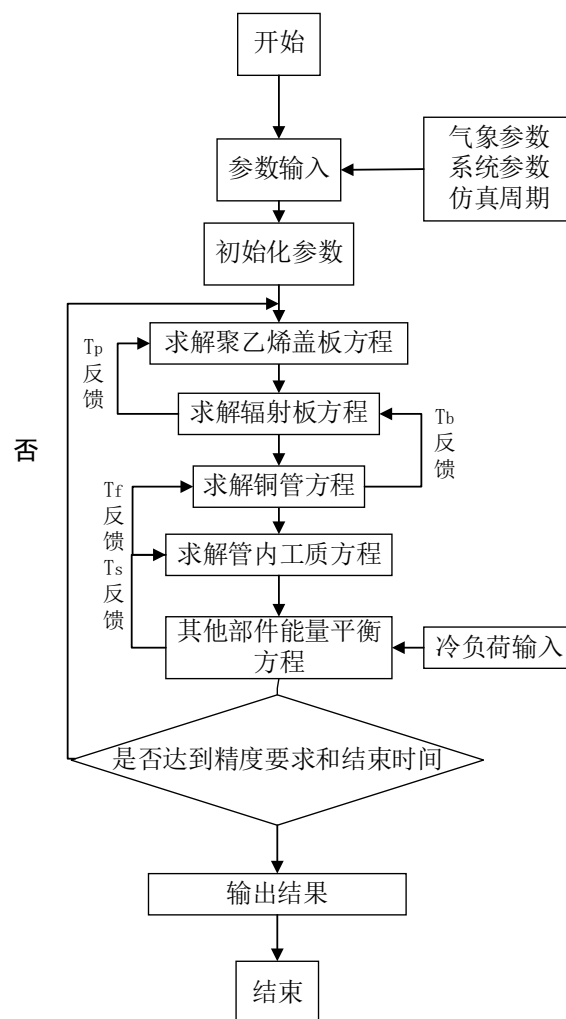


图 3-7 仿真模型计算流程图

3.7 系统仿真计算模型

本节将使用 MATLAB/Simulink 软件, 对 3.5 节中的辐射制冷辅助水源热泵复合

空调系统的数学模型，搭建仿真计算程序模型^[48-50]。计算程序包括太阳光线入射子系统模块、辐射冷却器子系统模块和其他部件（水源热泵、水箱等）子系统模块。其中，辐射冷却器子系统模块包括透明盖板子模块、辐射板子模块、铜管子模块和管内工质子模块。

3.7.1 软件介绍

Simulink 是美国的 Mathworks 公司为 MATLAB 软件设计的一个可视化仿真工具软件包。该软件包基于 MATLAB 的程序运行环境下，可以实现系统的建模、仿真和分析。使用 Simulink 建立模型非常方便，软件提供了一个模型方块图的图形用户接口(GUI)，只需要使用鼠标拖动模块就可以完成系统搭建。

3.7.2 仿真计算模型子模块搭建

本节使用 Simulink 对系统的数学模型进行可视化模型搭建，模型搭建需要用到诸如“输入模块”、“常数模块”、“增益模块”、“积分模块”、“求和模块”、“输出模块”等模块。然后按照能量平衡方程求解步骤，搭建 Simulink 模块数学等式。本文搭建仿真计算模型的能量平衡方程，都是时间的微分方程。由于这个特性，搭建仿真计算模型需要使用到“积分模块”。

“积分模块”是微分方程的基本构建模块，作用是输出其输入信号相对于时间的积分值，输入信号可以是初始参数或者外部参数。积分上下限需要对“积分模块”本身参数设置，超出上限输出信号为 1，超出下限输出信号为 0。如果以外部参数作为输入信号，则连接模块左边的是 dX ，然后对时间积分输出积分信号 X 。输入信号如果是连续状态，这种情况下可以通过设置求解器控制仿真精度。

“输入模块”使用“Input”模块可以将外部输入文件，作为微分方程的输入参数。首先需要创建 Excel 电子表格数据，然后使用 MATLAB 中“导入数据”将数据以列向量的格式导入到“workspace”创建信号数据。最后设置 Simulink 中“Model Configuration Parameters”，改变输入信号由外部输入。此时“输入模块”将可以调用外部文件参数。

“输出模块”使用“To file”模块，可以将微分方程输出信号以 mat 格式文件输出到“workspace”中。此外还需要设置 Simulink 中“Model Configuration Parameters”，改变输出信号为外部输出。此时可以在“workspace”调用输出信号。

此外“常数模块”、“增益模块”等模块使用较为简单则不用一一介绍。由于方程复杂，使得模型搭建需要采用众多模块，由此显得界面杂乱。**Simulink** 可将某个单一模型创建为一个子模块，将其添加进一个更大的模型中，可使得界面较为简洁。

图 3-8 为使用 **Simulink** 构建辐射板能量平衡方程的计算程序子模块。根据图 3-8 所示，辐射板能量平衡方程子模块搭建，需要将微分方程内的 $\frac{dX}{dt}$ 和 X 分别转移到等号的左侧和右侧，和“积分模块”的左右侧相互对应，然后在“积分模块”两侧分别搭建。需要注意的是，“积分模块”右侧的 X 经过加减乘除等运算后，输出的等式可以作为整体，成为“积分模块”左侧的输入型号。

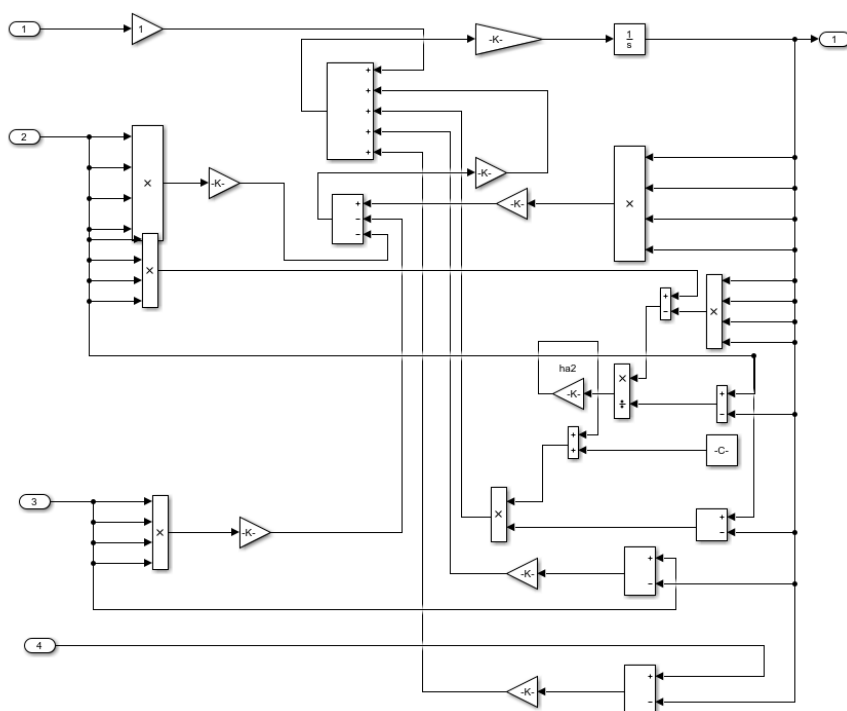


图 3-8 辐射板仿真计算模型子模块

3.7.3 辐射冷却器子系统模块搭建

辐射冷却器每个构件，都对应一个以时间为变量的微分方程。每个微分方程都要根据之前描述的搭建微分方程的方法，使用 **Simulink** 构建对应的子模块。各个子模块按照仿真计算逻辑相互连接到一起，构建完整的仿真计算模型^[51,52]。

如图 3-9 辐射冷却器仿真计算模型图所示。该模型将每个能量平衡方程所构建的子模块，组合成一个整体。此外，还需要太阳光线入射子系统模块的辅助。模型中，子模块输出会受到其他子模块输出结果的影响。变量如室外温度、太阳辐照度等外

部参数使用外部输入文件输入到程序中，然后太阳光线入射子系统模块进行数值计算，求得透明盖板子模块需要的变量，将变量输入到透明盖板子模块和反馈到太阳光线入射子系统模块中。最后，管内工质子模块将计算的变量，反馈到铜管子模块或者辐射板子模块中。使得每个子模块和子系统的变量，都会受到其他子模块变量变化而变化。

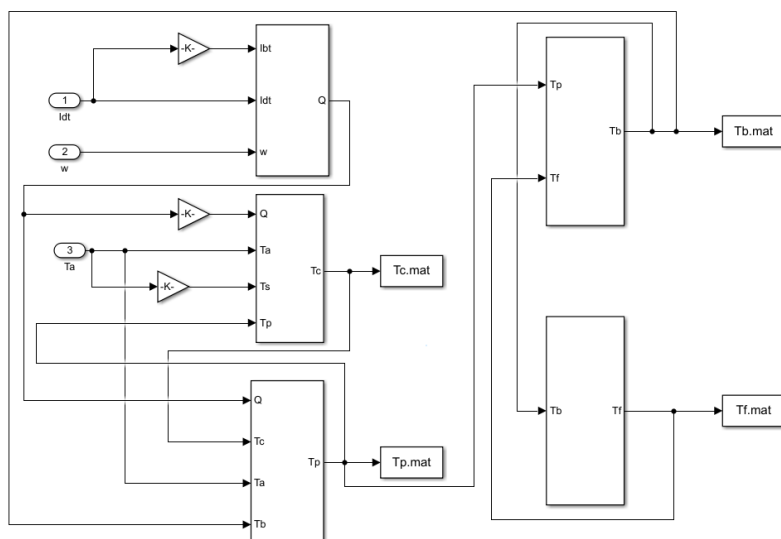


图 3-9 辐射冷却器仿真计算模型

3.7.4 系统仿真计算模型搭建

辐射制冷辅助水源热泵复合空调系统仿真计算模型，是在辐射冷却器仿真模型的基础上，增加了其他部件（水源热泵机组、水箱等）子系统模块。其他部件（水源热泵机组、水箱等）子系统模块的作用是将房间冷负荷以外部输入文件的形式加入系统中，从而使得该系统能够完整的运行。图 3-10 为辐射制冷辅助水源热泵复合空调系统仿真计算模型。

由图 3-10 可知，各个子系统模块之间相互关联、互相作用并且运行逻辑清晰直观方便查找问题。系统仿真模型搭建完成之后，需要对模型设置运行参数。例如需要在“Configuration Parameters”里的“Solver”页，设置仿真时间、步长、精度和解法器。“Solver”设置的仿真时间与实际运行时间并不是一个概念，仿真时间可以认为是一个运行周期的总步长。同样的仿真时间会因为采样步长时间的长短不一样，导致总步长数值不同。采样步长减小则总步长增加，实际的运行时间则会变长。反之总步长减小，实际运行时间变小。本文模型在运行时，根据外部文件数据设置

第4章 系统性能模拟及社会经济效益分析

根据第三章建立的 Simulink 仿真计算模型,本章模拟复合空调系统在典型日运行工况,分析系统在运行时的辐射制冷效果。通过分析仿真计算的结果,对制冷效果进行评估,并提出了提高复合空调系统辐射制冷功率的措施。此外,将复合空调系统与传统空调做比较,分析系统的社会经济性效益。

4.1 系统运行性能分析

本文分别使用典型日和整个夏季的典型气象年数据,作为仿真计算程序运行的外部参数文件。典型日仿真计算程序运行选取八月份某一晴天气象数据,作为外部参数输入变量,对系统运行状况进行仿真计算。仿真程序运行时间设置为早晨9点开始,第二天早晨9点结束,室外空气初始温度设定为 23.4°C ,其他初始温度设定为比室外温度低 0.1°C 。夏季供冷时间选择7月、8月和9月三个月,模拟分析系统各运行模式下的运行性能。

4.1.1 TRNSYS 典型气象年数据

本文中,典型房间所处的室外参数使用 TRNSYS 软件自带的典型气象年数据。为验证典型气象年数据的有效性,将其与气象站实测数据进行对比分析。两者的偏差情况如表4-1所示。

由表4-1可知,月平均干球温度偏差1月份最大,为0.026。最小偏差仅0.001,在夏季6、7、8和9月份二者偏差均小于0.6%。因此,干球温度偏差都在可接受范围内。但是,月平均太阳辐照度的偏差普遍较大。尤其夏季偏差范围都在10%~16%左右。但整体上,典型气象年数据与实测数据的偏差在可接受范围内。

表4-1 典型年月平均气温和月平均太阳辐照度与实测偏差

	实测干球温度	模拟干球温度	偏差	实测太阳辐照度	模拟太阳辐照度	偏差
	K	K		(KJ/m ²)	(KJ/m ²)	
月份	平均值	平均值		平均值	平均值	
1	270.96	277.91	0.026	376.524	325.53	0.135
2	271.71	273.96	0.008	586.728	492.84	0.160

表 4-1(续表)

3	278.5	279.12	0.002	635.4	605.47	0.047
4	285.97	286.44	0.002	823.032	751.94	0.086
5	287.62	292.47	0.017	1049.616	843.22	0.196
6	296.18	296.14	0.001	679.824	769.73	0.132
7	298.01	298.9	0.003	624.384	724.86	0.160
8	297.75	298.06	0.001	736.56	642.44	0.127
9	295.01	293.24	0.006	587.268	648.11	0.103
10	286.62	286.09	0.002	497.232	483.45	0.027
11	279.76	276.96	0.010	389.808	344.3	0.116
12	274.38	275.87	0.005	383.544	302.51	0.211

4.1.2 单独蓄冷模式系统运行分析

在休息日不需要供冷时，系统会关闭水源热泵机组。此时，系统只有辐射冷却水环路 1 在正常工作。系统会将辐射冷却器收集的冷量储存到蓄冷水箱中，此时的运行模式为单独蓄冷模式。本节将选取八月下旬某晴天为典型工况模拟辐射冷却器在单独蓄冷模式运行性能的变化规律。

(1) 典型日 1 气象数据

所选典型日 1 气象参数变化如图 4-1 和图 4-2 所示。由图 4-1 可以看出，室外温度和相对湿度变化趋势相反。室外气温首先呈上升趋势，3:00 左右到达峰值。之后开始回落，凌晨 5:00 左右室外气温达到最低。

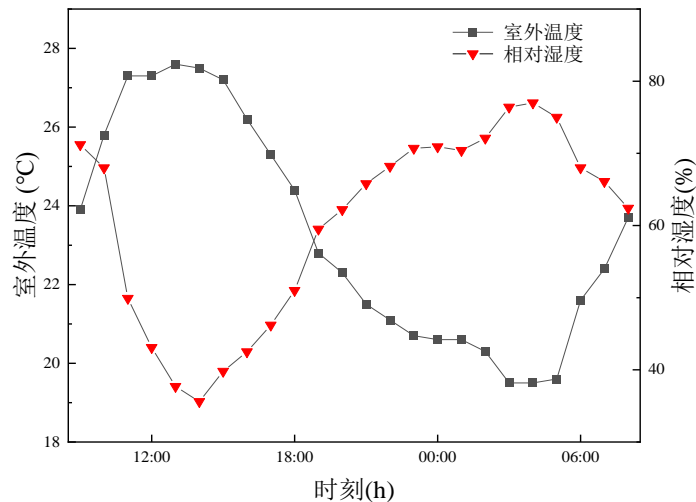


图 4-1 典型日 1 室外气温和相对湿度变化趋势

室外气温最高为 27.6°C，最低为 19.5°C，平均气温为 23.4°C。相对湿度变化曲线的变化趋势，却是先下降而后升高，最后回落。相对湿度最低为 37.7%，出现在下午 3 点左右。相对湿度最高为 73.1%，出现在上午十点左右，平均相对湿度为 60.1%。

图 4-2 为所选典型日 1 太阳辐照度情况。从图中可以看出，太阳辐照度先增大后变小而后降为零，次日早上又开始新一轮的过程。太阳辐照度最高为 854W/m²，出现在中午 12 点左右。在秦皇岛地区，夏季 8 月份太阳在凌晨 5:20 左右升起，晚上 18:30 左右落下。

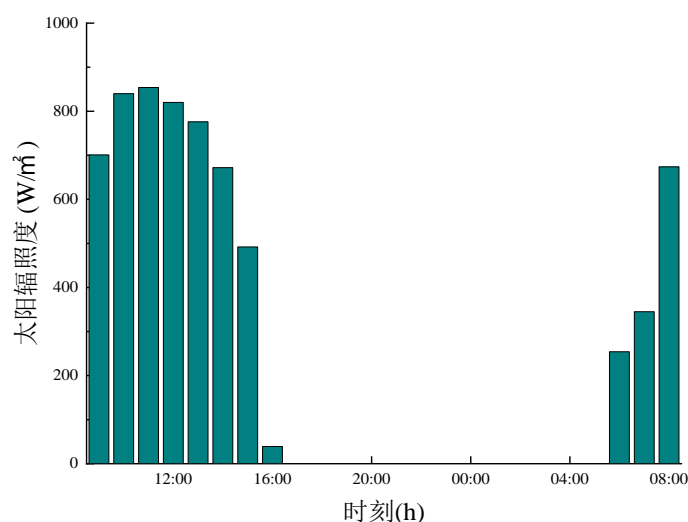


图 4-2 典型日 1 太阳辐照度变化趋势

(2) 各构件温度变化分析

图 4-3 为室外空气和夹层空气温度曲线变化情况，由图可知，夹层空气温度整体呈现先下降后上升的趋势。夹层空气温度在白天下降较为缓慢，等到太阳落山之后温度曲线斜率明显增大。在凌晨 2:00-6:00 左右，温度降到最低且温度曲线较为平缓，太阳升起之后温度开始上升。夹层空气温度变化受到聚乙烯盖板、太阳辐射和辐射板温度影响。夹层空气温度首先呈现下降趋势，是因为辐射板向外太空不断发射能量，使得夹层空气温度不断下降。温度曲线变化规律与室外温度类似。这是因为白天受到阳光照射，夹层空气吸收透过盖板的太阳辐射和与盖板发生能量交换；夜晚夹层空气通过盖板与室外空气进行换热，使得夹层空气温度变化趋势与室外温度变化趋势类似。

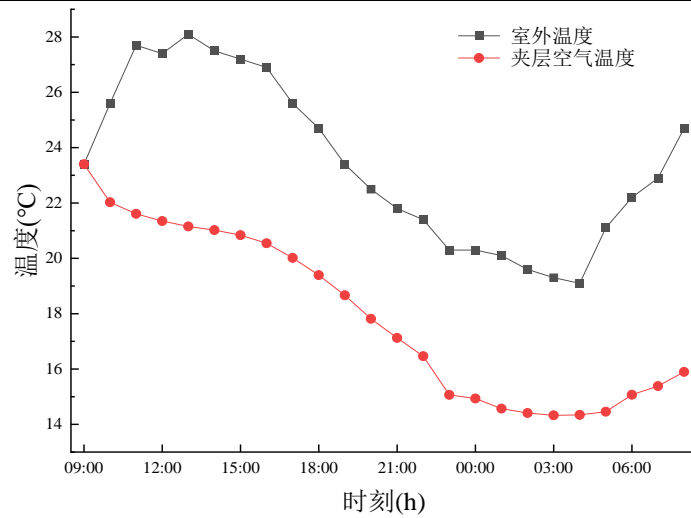


图 4-3 室外空气温度与夹层空气温度变化曲线

图 4-4 为室外空气和辐射板温度变化情况，由图可知，辐射板温度整体呈现下降趋势。辐射板温度变化主要由辐射板向外太空发射热量、没有完全反射掉的太阳辐射、与盖板之间的能量交换和与环境之间的能量交换等综合作用影响的。在晴朗天气下，辐射板的总辐射制冷功率是固定不变的，因此辐射板温度曲线斜率变化几乎相同。辐射板温度比室外温度最低可降 14°C ，平均减低了 7.71°C 。

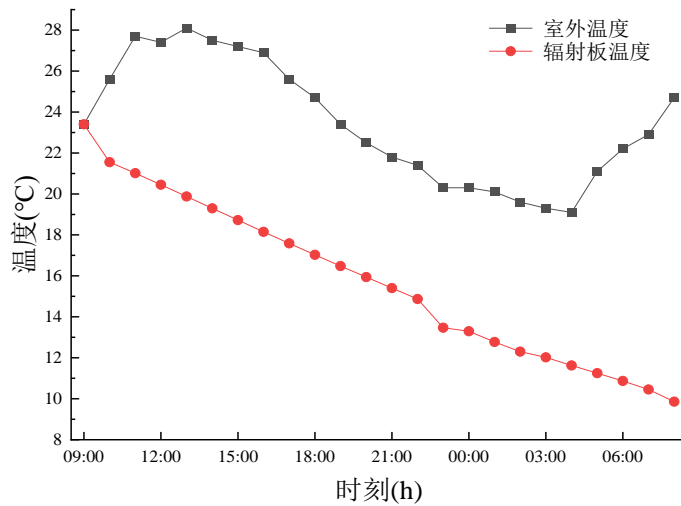


图 4-4 室外温度和辐射板温度变化曲线

图 4-5 为蓄冷水箱内工质和室外空气温度变化情况，由图可知，工质温度整体呈现下降趋势，在晚上 10:00 左右，温度曲线斜率比之前明显增大。由室外温度变化可知，室外温度在晚上 10:00 左右温度急剧下降。虽然蓄冷水箱具有良好的保温性能，但仍受室外环境影响。此外，工质温度变化曲线与辐射板温度变化曲线类似。是因

为蓄冷水箱中的工质不断被水泵运输到辐射冷却器中，辐射冷却器将工质持续降温，然后将工质运输到蓄冷水箱中。辐射板将铜管冷却，降低了铜管温度。工质在铜管内流通，冷却的铜管与管内工质发生对流换热，工质温度被降温。工质温度与室外温度相比最高可降低 7℃，平均降低 2.62℃。

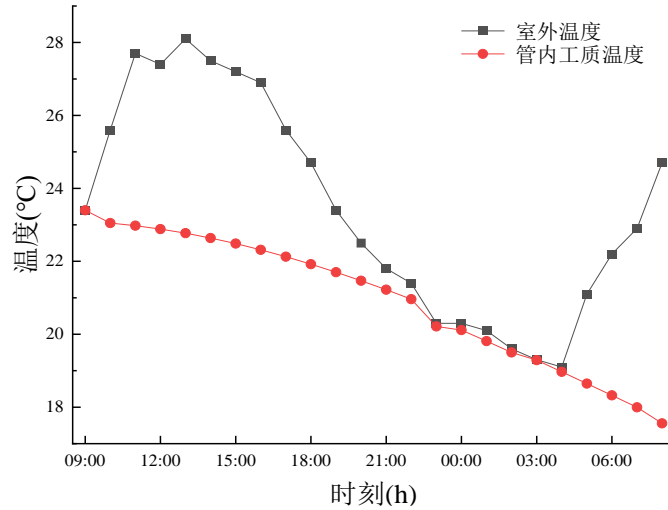


图 4-5 室外空气温度和工质温度变化曲线

(3) 辐射冷却器性能分析

图 4-6 为辐射制冷功率和室外空气与辐射板温差变化规律。由图可知，辐射制冷功率整体趋势是先下降，在下午 1:00 左右降到最低。随后开始上升，在晚上 20:00 达到最大值。之后进入平稳阶段，在次日 6:00 之后又开始新一轮变化过程。辐射冷却器的辐射制冷功率最高可达 133W/m²，最低只有 38.21W/m²，平均制冷功率有 98.80W/m²。

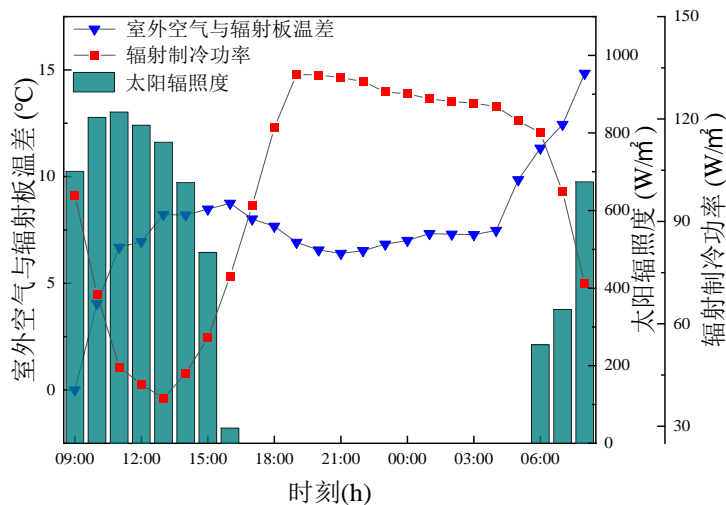


图 4-6 辐射制冷功率变化规律

然而温差变化趋势却是完全相反的，从净辐射制冷功率表达式上可以知道，室外空气与辐射板温差越大，辐射冷却器的辐射制冷功率越小。辐射制冷功率曲线急剧下降和急剧上升是太阳辐射造成的，辐射冷却器性能仍受到太阳辐射影响。

图 4-7 为辐射制冷功率与冷量损失变化规律，由图可知，白天冷量损失最大，最高可达 $96.7\text{W}/\text{m}^2$ 。白天的平均冷量损失为 $76.26\text{W}/\text{m}^2$ ，是夜间平均冷量损失的 2.83 倍。根据第二章净辐射制冷功率表达式可以知道，辐射冷却器主要冷量损失为吸收太阳辐射和与室外空气发生对流换热。吸收太阳辐射造成平均冷量损失为 $44.29\text{W}/\text{m}^2$ ，而因对流换热导致平均冷量损失为 $24.87\text{W}/\text{m}^2$ 。夜晚平均冷量损失虽小于白天，但是最大冷量损失也有 $38.75\text{W}/\text{m}^2$ 。夜晚冷量损失主要是由于辐射冷却器与室外环境发生热量交换。夜间辐射板温度可低于室外温度 14°C ，温差越大冷量损失越多。

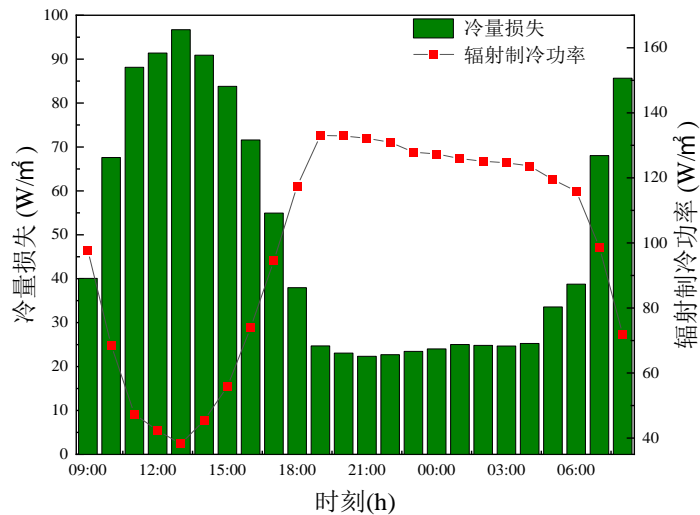


图 4-7 辐射制冷功率与冷量损失变化规律

4.1.3 复合空调模式系统运行分析

由以上分析可知，单独的辐射冷却器无法满足用户负荷需求，因此，在工作时间段内，水源热泵机组开启，此时的运行模式为复合空调模式。本节将选取典型工况 2 开展该复合模式下系统运行性能的模拟分析。

(1) 典型日 2 气象数据

图 4-8 为典型日 2 的气象参数，由图可知，日平均气温为 23.3°C ，该日最高气温为 29.45°C ，最低为 16.6°C 。该日平均相对湿度为 68.78% 。而最大太阳辐照度为 $841\text{W}/\text{m}^2$ ，出现在下午 1 点。

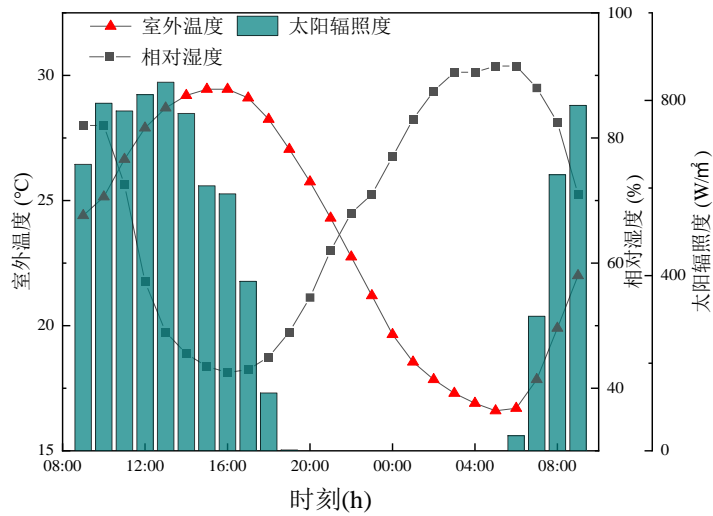


图 4-8 典型日 2 气象参数

(2) 辐射冷却器性能分析

图 4-9 为室外空气与夹层空气温度变化情况，由图可知，夹层空气温度变化幅度很大，并且在 12:00 左右达到最高值，之后一直下降。夹层空气温度在 2:00-6:00 处在平稳阶段，之后开始急剧上升。夹层空气温度在部分时间段内高于室外温度，夹层空气温度受到室外温度、太阳辐射和辐射板温度影响。夹层空气温度急剧上升主要是吸收太阳辐射造成的，此外，夹层空气也吸收了辐射板发射的能量使得温度上升。

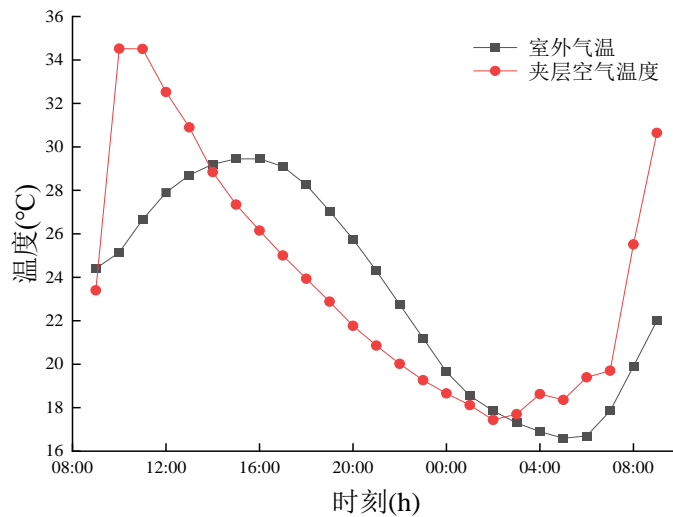


图 4-9 室外空气与夹层空气温度变化曲线

图 4-10 为单独蓄冷模式和复合空调模式夹层空气温度变化情况，由图可知，两者夹层空气温度都和室外温度变化趋势相类似。但是复合空调模式夹层空气温度变化幅度较大，整体温度都高于蓄冷阶段，平均温度高约 5.65°C，最大温差可达 12°C。

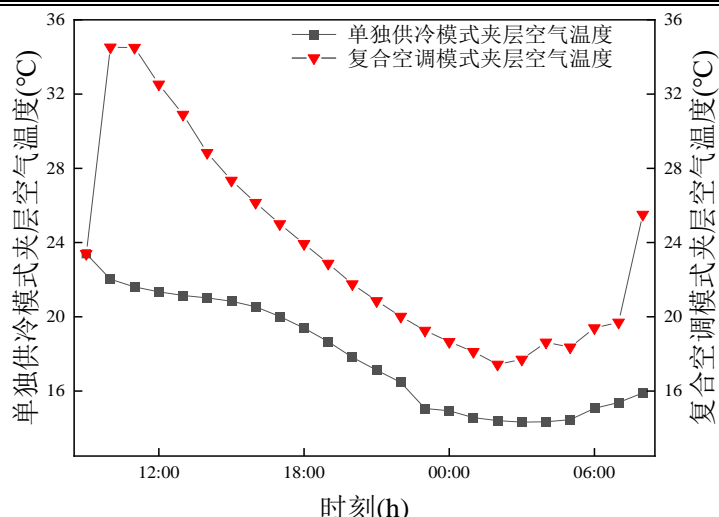


图 4-10 两个阶段夹层空气温度变化曲线

图 4-11 室外空气与辐射板温度变化情况，由图可知，辐射板温度在白天较为平缓，太阳下落之后曲线斜率开始增大。次日凌晨太阳升起，辐射板温度开始回升。室外空气与辐射板平均温差只有 3.55°C，最大温差有 5.4°C，出现在下午 5:00 左右。辐射板与其他构件发生热量交换，因此辐射板温度较高。

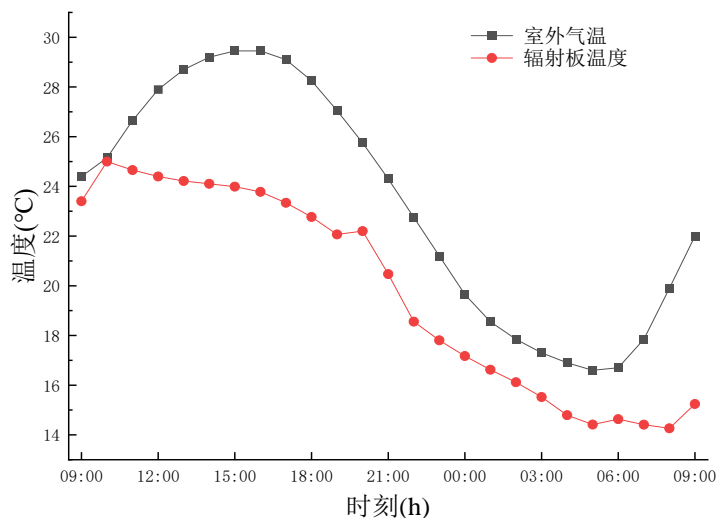


图 4-11 室外空气与辐射板温度变化曲线

图 4-12 为室外空气与辐射冷却器进、出口工质温度变化情况，由图可知，进、出口工质温度呈现周期性变化趋势。曲线变化先递增再下降，最后又开始上升。进出口工质温差平均值为 1.65°C，次日凌晨温差可以达到 5.5°C；最小温差出现在 11:00 左右，温差仅有 0.16°C。工质温度变化是因为管内工质一直吸收水源热泵传递过来的房间热量。

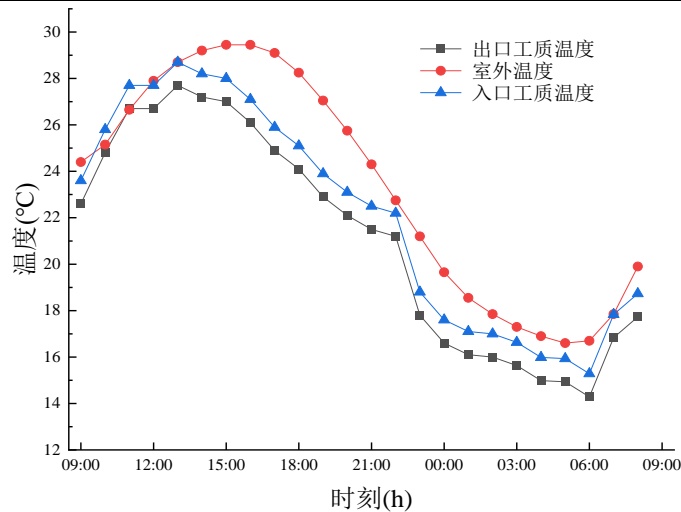


图 4-12 室外空气与工质温度变化曲线

(3) 系统性能分析

在工作日，办公室温度维持在 24°C ，房间日平均冷负荷为 3.2KW 。图 4-13 为辐射制冷功率和室外空气与辐射板温差变化情况，由图可知，温差与功率变化趋势相反。平均辐射制冷功率为 $114.77\text{W}/\text{m}^2$ ，夜晚辐射制冷功率最大可达 $150.90\text{W}/\text{m}^2$ ；白天由于太阳辐射的干扰，辐射制冷功率较小，最小为 $52.11\text{W}/\text{m}^2$ 。在图 4-12 中可以了解到，晚上 19:00 到第二天凌晨 6:00 管内工质温度是低于室外温度的，辐射板与室外空气温差只有 2.07°C 。此时辐射冷却器却能较为稳定运行，辐射制冷功率平均值达到了 $139.10\text{W}/\text{m}^2$ 。因此，室外空气与辐射板温差的下降，可以提升辐射冷却器的辐射制冷功率。

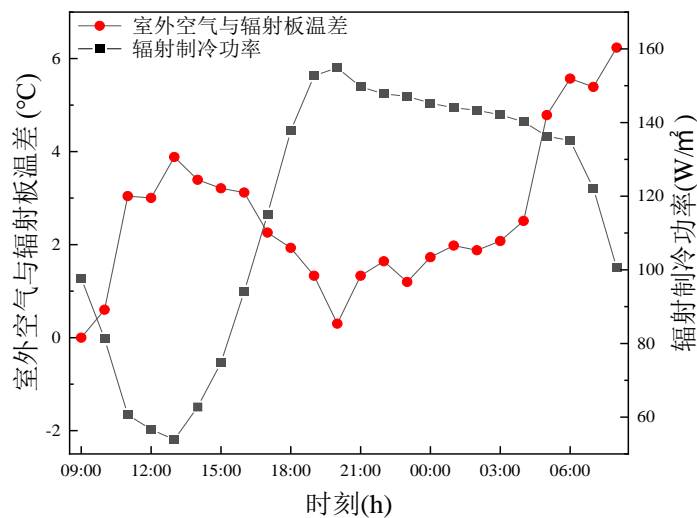


图 4-13 制冷功率随温差变化

图 4-14 为单独蓄冷模式和复合空调模式制冷功率变化规律，由图可知，复合空

调模式辐射制冷功率整体高于单独蓄冷模式的。复合空调模式比单独蓄冷模式平均制冷功率高了 18.97W/m^2 ，在平稳阶段平均制冷功率高了 18.08W/m^2 ，最大功率差可达 21.69W/m^2 。复合空调模式的辐射冷却器的平均制冷功率比单独蓄冷模式提高了 17.9% 。此外，分析复合空调模式冷量损失发现，白天平均冷量损失为 61.08W/m^2 ，全天平均冷量损失为 33.57W/m^2 。相比于单独蓄冷模式冷量损失，复合空调模式冷量损失最大减少了 25.98W/m^2 。由于复合空调模式开启了水源热泵，水源热泵将辐射冷却器的冷量收集，从而提高了辐射冷却器的辐射制冷功率。

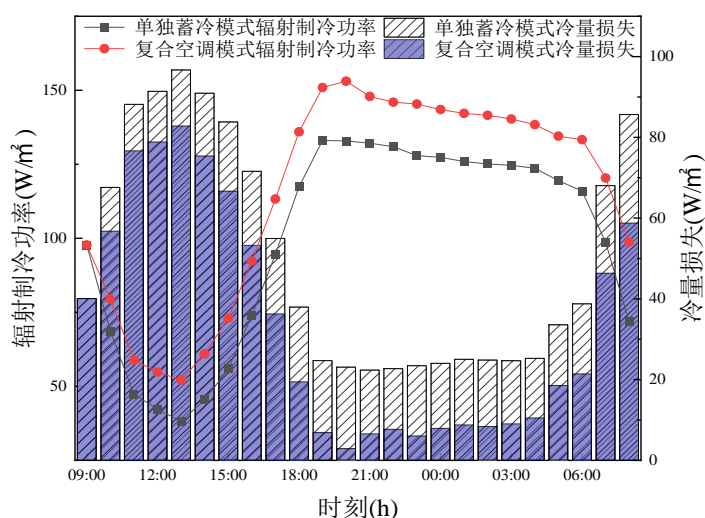


图 4-14 两个模式辐射制冷功率变化规律

图 4-15 为水源热泵和系统制冷系数，由图可知，水源热泵制冷系数曲线呈现周期性变化。水源热泵制冷系数曲线趋势先下降，随后开始上升。

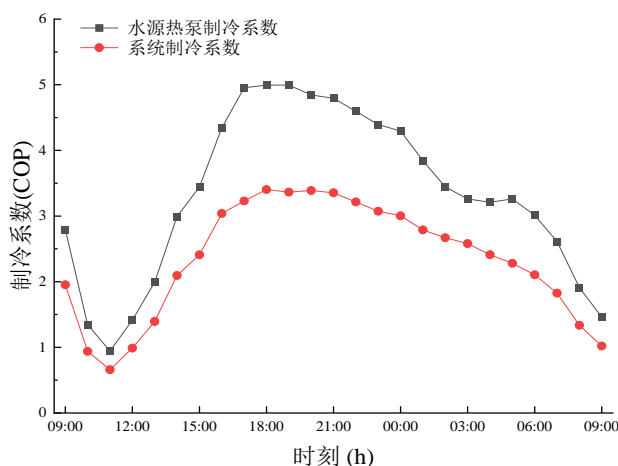


图 4-15 水源热泵和系统制冷系数

水源热泵制冷系数曲线开始下降，因为水源热泵进出口水温温差变小导致单位

质量流量内冷量变少,水源热泵需要使用更多电功率。从图 4-14 可以知道,9:00-13:00 这一时间段,辐射冷却器的辐射制冷功率是一直下降的,这样导致水源热泵的进出口温差在减小。整体上看,水源热泵的制冷系数平均值为 3.32,最大值为 4.98。系统的制冷系数平均值为 2.33,最高可达 3.39。由此可知,水源热泵有助于系统性能提升。

4.1.4 单独水源热泵空调模式系统运行分析

在阴天、相对湿度过高等天气状况下,辐射冷却器的辐射制冷功率无法满足房间冷负荷需求。此时,系统使用辅助冷源,开启单独水源热泵空调模式。本节取典型工况 3 对该模式下运行性能进行模拟分析。

(1) 典型日 3 气象参数

图 4-16 为典型日 3 的气象数据,由图可知,该天平均相对湿度达到了 82.8%,最高相对湿度有 95.1%。平均室外温度为 24.07°C,最高太阳辐照度为 627W/m²。由第二章可知,辐射冷却器在该天气状况下无法正常工作。

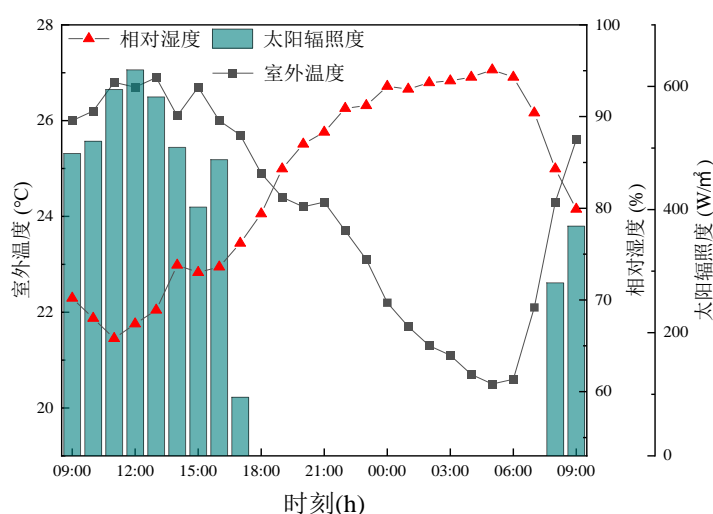


图 4-16 典型日 3 气象数据

(2) 辐射冷却器辐射制冷功率分析

图 4-17 为辐射制冷功率和冷量损失变化情况,由图可知,在典型日 3 的天气状况下,辐射冷却器几乎没有制冷效果。由图可知,辐射制冷功率最大只有 24.08W/m²,出现在晚上 7:00,平均制冷功率为 16.41W/m²。从图 4-16 可知,白天的相对湿度比晚上略好,但是白天辐射冷却器会吸收太阳辐射,辐射制冷效果并不比晚上好。凌晨 3:00-6:00,相对湿度一直在上升,导致辐射制冷功率一直下降。因此,辐射冷却

器在典型日 3 无法正常工作。

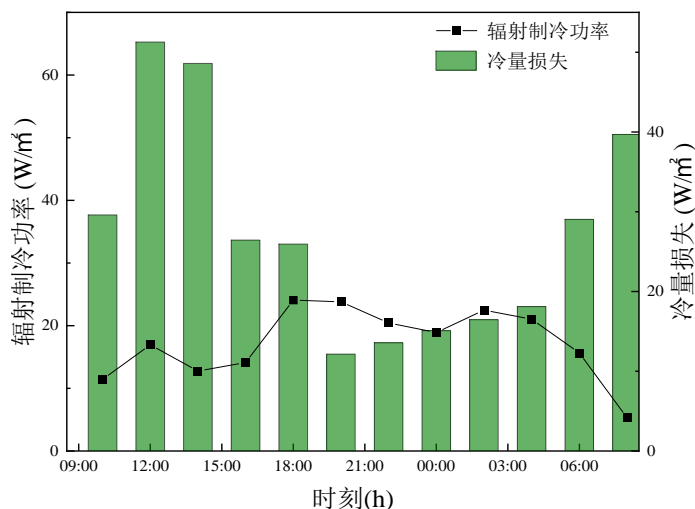


图 4-17 制冷功率和冷量损失变化

(3) 水源热泵性能分析

图 4-18 为水源热泵进出口工质温度变化情况。水源热泵使用的辅助水源是地表水，第三章确定了进口工质水温。由图可知，两条温度曲线变化先增大，14:00 左右达到最大值；14:00 到凌晨 6:00，温度曲线一直下降，随后温度又开始回升。白天的进出口温差大于晚上温差，原因是白天冷负荷占主要部分，水源热泵提供满足房间的自然要多于晚上。白天平均温差为 3.91°C ，比晚上平均温差略高 0.81°C 。

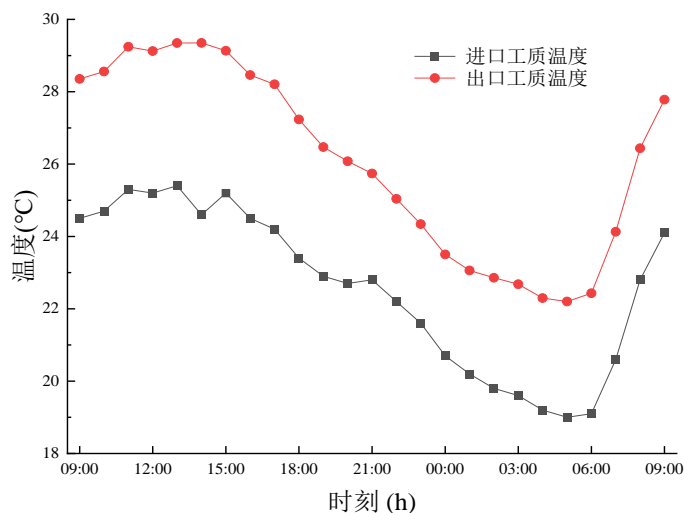


图 4-18 水源热泵进出口工质温度

图 4-19 为水源热泵制冷功率与冷负荷变化情况，由图可知，制冷功率在 9:00-18:00 这个时间段内制冷功率变化趋势是较小上升的。随后曲线斜率急剧增大，

曲线趋势也是先减小后增大。白天的平均制冷功率为 $81.85\text{W}/\text{m}^2$ ，相比于晚上高出 $16.04\text{W}/\text{m}^2$ 。制冷功率整体都大于冷负荷，日平均制冷功率为 $74.15\text{W}/\text{m}^2$ ，比日平均冷负荷多出 $3.58\text{W}/\text{m}^2$ 。水源热泵的平均制冷系数为 3.24，最高为 3.73。因此，水源热泵制冷功率满足房间需求。

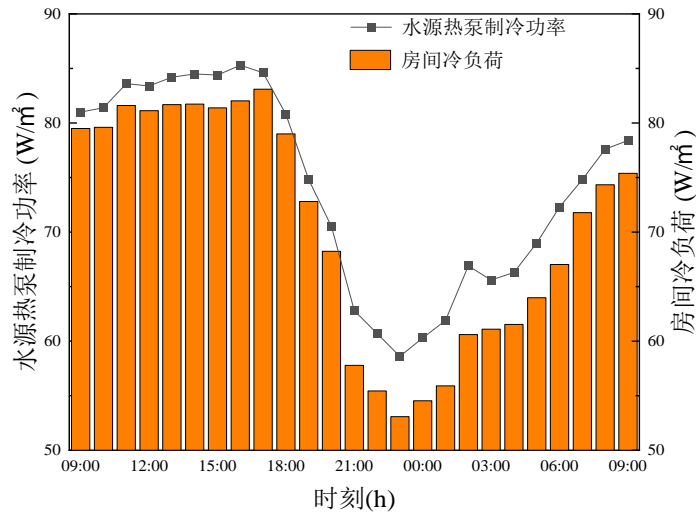


图 4-19 水源热泵制冷功率与冷负荷变化

综上所述，复合空调模式与单独蓄冷模式相比，日平均辐射制冷功率较大并且日平均冷量损失更小。单独蓄冷模式因工质与室外环境温度差过大，导致冷量损失较多。复合空调模式的水源热泵平均制冷系数高于单独水源热泵空调模式，因此复合空调模式优于单独水源热泵空调模式。

4.1.5 空调季供冷效果和系统性能分析

系统开启复合空调模式在夏季运行，模拟运行时间为 7 月 1 日~9 月 30 日，气象数据来自 TRNSYS 软件数据库。本节将分析辐射冷却器的制冷效果和系统长期运行性能。

(1) 辐射冷却器供冷性能

图 4-20 夏季日平均辐射制冷功率变化。由图可知，夏季工况下，辐射冷却器的日平均辐射制冷功率在 $100\text{--}150\text{W}/\text{m}^2$ 之间。造成辐射制冷功率波动大的原因是，辐射板与室外空气温度差值和每日太阳辐射不同造成的。辐射板的温度基本上低于室外温度并且某时间段温差逐渐增大，这样造成辐射冷却器对流换热增加。根据第二章净辐射制冷功率表达式，当辐射板温度等于室外温度时，辐射板不会与室外环境发生热量交换，辐射冷却器才在最大辐射制冷功率运行。因此，辐射冷却器基本未

实现最大制冷功率运行。由图 4-20 可知，平均日供冷量为 332.15MJ，最大日供冷量为 381.8MJ。三个月辐射冷却器累计提供了 30558.018MJ 冷量。

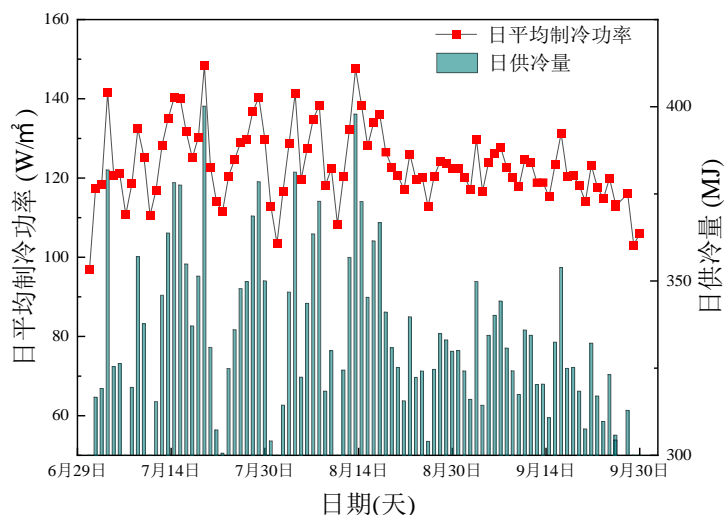


图 4-20 夏季日平均辐射制冷功率

(2) 系统长期运行性能分析

图 4-21 为辐射冷却器和水源热泵供冷百分比。由于辐射冷却器运行依赖天气条件，导致辐射冷却器运行不稳定。夏季各种天气状况发生频繁，每个月的阴雨天也都不相同。7 月份天气情况最为复杂，这样造成辐射冷却器在 7 月份供冷百分比最低。天气因素不会影响水源热泵运行，因此，水源热泵供冷百分比比较高。

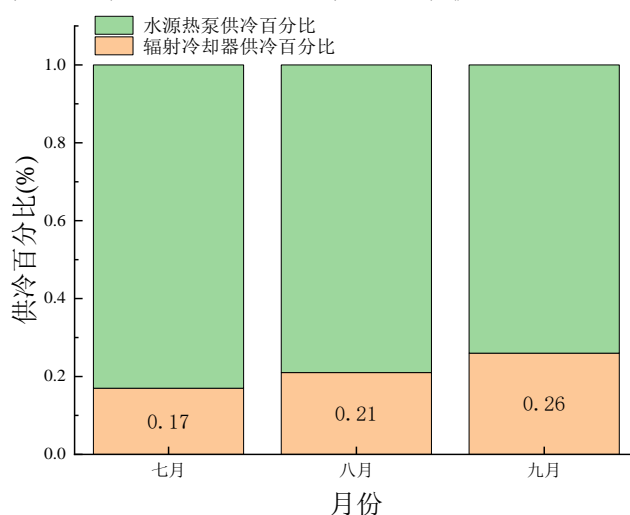


图 4-21 供冷百分比

图 4-22 为水源热泵和复合空调系统日平均制冷系数，由图可知，水源热泵和系统的制冷系数的平均值分别为 3.12 和 2.10。水源热泵的最大日平均制冷系数为 3.72，最小为 2.24。系统在七月份比其他月份的日平均制冷系数波动比较大，原因是七月

份天气情况变化较大。

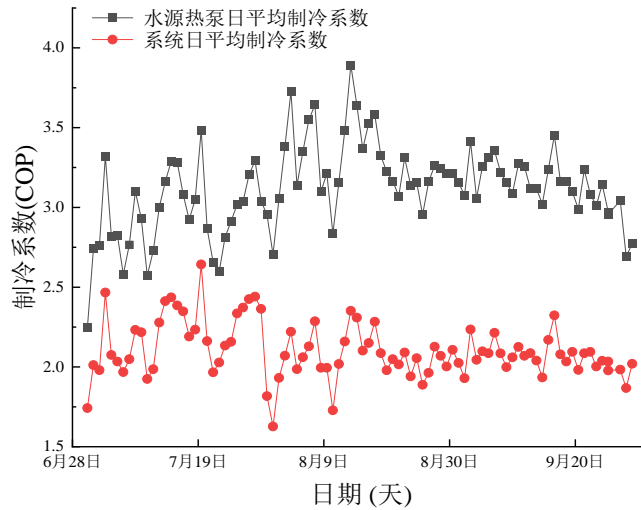


图 4-22 水源热泵和复合空调系统日平均制冷系数

4.2 系统的社会经济效益分析

辐射制冷辅助水源热泵复合空调系统使用辐射制冷技术，将房间的热量输送到外太空中，不仅不会消耗化石燃料而且不会造成温室效应。该技术是一种绿色清洁能源利用技术。与传统水源热泵相比，不会有消耗大量水源、污染环境、造成土壤热不平衡等问题，冷却水可以循环使用。因为复合空调系统使用了水源热泵，提高了复合空调系统制冷系数，与传统空调相比更加节能。本节使用全生命周期成本方法和折算标准煤的方法来研究复合空调系统的社会经济效益。

4.2.1 系统经济性分析

本文使用全生命周期成本方法^[53,54]，对比分析辐射制冷辅助水源热泵复合空调系统、传统水源热泵系统和家用空调机三者的经济效益。全生命周期成本使用与时间有关联的函数关系式计算，其中包括初投资费用和运行与维护费用。

(1) 初投资费用使用 (4-1) 表达式计算得出：

$$C=C_A A_C+C_T+C_F+C_E \quad (4-1)$$

式中 C ——系统的初投资(元)；

C_A ——系统辐射冷却器单位面积的投资(元)，325 元/m²；

A_C ——系统辐射冷却器的面积，m²；

C_T ——系统储能水箱的初始成本(元)，1380 元；

C_F ——系统辅助能源的初始成本(元)；

C_E ——系统的其他支出(元)。

(2) 系统维护与运行成本费用

本文设置系统的维修费用为初投资的 2%、市场折返率为 6%、系统的运行生命周期为 20 年。系统维护与运行成本费用使用 (4-2) 表达式计算得出:

$$M = \sum_1^N A \left[\frac{(1+i)^n - 1}{i(1+i)^n} \right] \quad (4-2)$$

式中 M ——全生命周期内运行维护总费用(元);

A ——系统首年的运营维护费用(元);

i ——市场折现率;

n ——生命周期使用年数;

N ——全生命周期。

(3) 生命周期计算成本由 (4-3) 表达式计算得出:

$$S = C + M \quad (4-3)$$

式中 S ——全生命周期内运行维护费用(元);

C ——系统初投资(元);

M ——系统运行维护费用(元)。

根据生命周期计算成本方法,分析系统的经济效益得到表 4-2。本文查询秦皇岛地区标准电价为 0.52 元/度、水资源费用为 0.2 元/m³。由表 4-2 可知,水源热泵辅助辐射制冷复合空调系统是传统水源热泵系统全生命周期费用 2.7 倍。主要原因是初投资中辐射冷却器费用较高,但是运行费用却只有后者的 0.53 倍。因此,水源热泵辅助辐射制冷复合空调系统需要提高辐射冷却器单位面积的制冷功率,同时降低辐射冷却器的制造费用,这样才能取得更高的经济效益。

表 4-2 两种制冷系统的全生命周期成本

费用项目	复合空调系统	传统水源热泵制冷系统
辐射冷却器初投资(元)	10400	—
水箱初投资(元)	1728	1728
夏季耗电量(KW·h)	864	1080
夏季耗水量(m ³)	—	1425.6
系统的初始成本(元)	16298	5998
夏季运行费用(元)	449.28	846.72
夏季维护费用(元)	325.96	119.96

表 4-2(续表)

全生命周期的运行和维护费用(元)	46341.07	17054.47
全生命周期费用(元)	62639.07	23052.47
夏季耗电量(KW·h)	864	1080

4.2.2 系统节能性分析

本文采用折算标准煤的方法^[13], 分析了水源热泵辅助辐射制冷复合空调系统与传统家用空调对能源的消耗量, 由此得出了系统节能效益。此外, 利用节省的标准燃烧煤可以计算系统, 每年减少了多少向环境排放的污染物 (CO₂、SO₂ 和粉尘)。

节省的标准煤质量可以由 (4-4) 表达式计算得出:

$$Q_m = \frac{Q_j}{q_m \cdot \eta_m} \quad (4-4)$$

式中 Q_m ——节省标准煤的质量, kg;

Q_j ——消耗的电能, MJ;

q_m ——标准煤热值, MJ/kg, 取 29 MJ/kg;

η_m ——电厂燃煤锅炉的效率, 取 70%。

而家用空调选择某品牌悬挂式空调, 根据典型房间平均冷负荷计算空调数量, 选择 1 台。家用空调的电功率为 1.1KW, 则夏季需要的总电量为 5702.4MJ, 折算为标准煤为 280.91kg。系统夏季使用的总电量为 3110.4MJ, 折算为标准煤为 153.22kg。则系统将节省标准煤 127.69kg。

4.2.3 系统环保性分析

根据 4.2.2 节计算的节省的标准煤质量, 计算 CO₂、SO₂ 和粉尘等将排量。

CO₂ 减排量由 (4-5) 表达式计算得出:

$$Q_{CO_2} = Q_m \cdot V_{CO_2} \quad (4-5)$$

式中 Q_{CO_2} ——CO₂ 减排量, kg;

V_{CO_2} ——标准煤 CO₂ 排放因子, 取 2.7kg。

SO₂ 减排量由 (4-6) 表达式计算得出:

$$Q_{SO_2} = Q_m \cdot V_{SO_2} \quad (4-6)$$

式中 Q_{SO_2} ——SO₂ 减排量, kg;

V_{SO_2} ——标准煤 SO₂ 排放因子, 取 0.020kg。

粉尘减排量由（4-7）表达式计算得出：

$$Q_{\text{粉尘}} = Q_m \cdot V_{\text{粉尘}} \quad (4-7)$$

式中 $Q_{\text{粉尘}}$ ——粉尘减排量，kg；

$V_{\text{粉尘}}$ ——标准煤粉尘排放因子，取 0.015kg。

根据式（4-5）、式（4-6）和式（4-7）可以得到表 4-3。由表 4-3 污染物减排量可知，复合空调系统一年可以减少排放 CO₂ 质量 344.763kg。水源热泵辅助辐射制冷复合空调系统不仅减少了水资源的使用，还在节能环保上有巨大的潜力。

表 4-3 污染物减排量

节省的标准煤(kg)	CO ₂ 减排量(kg)	SO ₂ 减排量(kg)	粉尘减排量(kg)
127.69kg	344.763kg	2.5538kg	1.91535kg

4.3 本章小结

本章主要分析了复合空调系统模拟结果。模拟分析发现，单独蓄冷模式，辐射冷却器平均辐射制冷功率约 98.80W/m²。单独蓄冷模式因工质与室外环境温差过大，导致冷量损失较多；辐射制冷辅助水源热泵的复合空调模式下，平均辐射制冷功率达到 114.77W/m²，与单独蓄冷模式相比，辐射冷却器的制冷功率提高了 16.2%；单独水源热泵空调模式下，水源热泵的平均制冷系数为 3.24，低于复合空调模式下水源热泵制冷系数。复合空调模式下，系统能效更高。此外，该系统将无污染、无需能源消耗的制冷技术与水源热泵相结合，解决了水源热泵需要消耗大量地表水的缺点。根据经济效益分析，系统在夏季可以节省 1425.6m³ 的地表水，还节省了 127.69kg 标准煤。因此，水源热泵辅助辐射制冷复合空调系统在环保节能上有巨大的潜力。

结 论

针对寒冷地区夏季气候特征, 本文将辐射制冷技术和水源热泵技术相结合设计提出了辐射制冷辅助水源热泵复合空调系统。基于夏季夜晚的典型工况, 测试分析了该地区辐射制冷潜力及其主要影响因素。根据传热和辐射制冷原理, 建立了复合空调系统的数学模型, 并使用 MATLAB/Simulink 软件搭建了仿真计算模型。此外, 本文基于全生命周期成本方法和折算标准煤的方法, 从节能效益、环境效益和经济效益三方面分析了目标系统的社会效益。通过本文研究得到以下主要结论:

(1) 夜间辐射制冷实验结果表明, 平均相对湿度为 60% 的晴朗夜晚, 辐射板温度最高可低于室外温度 10°C ; 平均相对湿度 80% 的工况下, 辐射板也可实现 2.25°C 的温降。由此可见, 在该寒冷地区辐射制冷技术具有一定应用潜力。影响因素测试结果显示, 室外温度限制着辐射板最低温度, 辐射板温度受室外温度影响较大; 相对湿度对辐射板制冷性能具有直接影响, 即相对湿度越高则辐射制冷性能越差; 实验测试的辐射制冷功率与理论计算结果一致。

(2) 单独蓄冷模式, 辐射冷却器平均辐射制冷功率约 $98.80\text{W}/\text{m}^2$ 。该模式下由于工质与室外环境温差过大, 导致冷量损失较多。辐射制冷辅助水源热泵的复合空调模式下, 平均辐射制冷功率达到 $114.77\text{W}/\text{m}^2$, 与单独蓄冷模式相比, 辐射冷却器的制冷功率提高了 16.2%; 单独水源热泵空调模式下, 水源热泵的制冷系数为 3.24, 低于复合空调模式下水源热泵制冷系数。

(3) 辐射制冷辅助水源热泵复合空调系统具有节能减排的潜力。根据经济效益分析, 系统在夏季可以节省 1425.6m^3 的地表水和 127.69Kg 标准煤, 此外系统每年可以从外太空中获得 30558.018MJ 的冷量。

由于作者精力和时间有限, 辐射制冷辅助水源热泵复合空调系统仍然存在许多需要完善的方面, 需要许多工作去做。例如辐射冷却器倾角对系统性能的影响; 其他材质的盖板对辐射冷却器制冷功率的影响; 更换管内工质, 例如将纯净水换成 R410a 等等。这些措施都可以改善系统性能, 增强系统适用性。

参考文献

- [1] 杨英明, 孙建东, 李全生. 我国能源结构优化研究现状及展望[J]. 煤炭工程, 2019, 51(02): 149-153.
- [2] Trombe F. Perspectives sur l'utilisation des rayonnements solaires et terrestres dans certaines régions du monde[J]. Rev Gen Therm, 1967, 6: 1285.
- [3] Czaplak B, Srinivasan A, Yin Q, et al. Potential for Passive Radiative Cooling by PDMS Selective Emitters[C]. ASME 2017 Heat Transfer Summer Conference. 2017.
- [4] Granqvist C.G, Hjortsberg A. Radiative Cooling to Low Temperatures: General Considerations and Application to Selectively Emitting SiO Films[J]. Journal of Applied Physics, 1981, 52(6): 4205-4220.
- [5] Raman A.P., Anoma M.A., Zhu L, et al. Passive Radiative Cooling below Ambient Air Temperature under Direct Sunlight[J]. Nature, 2014, 515(7528): 540-544.
- [6] Zhai Y, Ma Y, David S N, et al. Scalable-manufactured Randomized Glass-polymer Hybrid Metamaterial for Daytime Radiative Cooling[J]. Science, 2017: 1062.
- [7] 葛新石, 孙孝兰. 辐射致冷及辐射体的光谱选择性对致冷效果的影响[J]. 太阳能学报, 1982, (02): 128-136.
- [8] 余才锐, 沈冬梅, 何伟, 胡中停. 基于微通道热管和天空辐射制冷技术新型散热方式的试验研究[J]. 太阳能学报, 2020, 41(07): 251-258.
- [9] 胡名科. 太阳能集热和辐射制冷综合利用的理论和实验研究[D]. 合肥: 中国科学技术大学, 2017: 60-69.
- [10] Chen J, Lu L, Gong Q. A New Study on Passive Radiative Kky Cooling Resource Maps of China[J]. Energy Conversion and Management, 2021, 237: 114132-.
- [11] Tso C Y, Chan K C, Chao C. A Field Investigation of Passive Radiative Cooling under Hong Kong's Climate[J]. Renewable Energy, 2017, 106.
- [12] Liu J, Zhang D, Jiao S, et al. Preliminary Study of Radiative Cooling in Cooling Season of the Humid Coastal Area[J]. Solar Energy Materials and Solar Cells, 2020, 208: 110412.
- [13] 王诗蒙. 北方农村住宅太阳能与地源热泵联合供暖系统模拟优化研究[D]. 沈阳: 沈阳建筑大学, 2020: 43-76.

- [14] 李平衡. 火电厂废热排放对水域环境的影响[J]. 水利学报, 1983, (12): 29-39.
- [15] 金腊华, 黄报远, 刘慧璇, 等. 湛江电厂对周围水域生态的影响分析[J]. 生态科学, 2003, (02): 165-167+170.
- [16] 张文宇. 上海世博园大型地表水源热泵对黄浦江水环境的影响分析[D]. 上海市: 同济大学, 2007: 29-42.
- [17] 程丽莉, 谢玲, 杨飞. 地表水源热泵系统尾排水对水环境影响的研究综述[J]. 制冷与空调(四川), 2013, 27(06): 616-620.
- [18] 黄向阳, 周健, 刘月红. 地表水源热泵系统尾水对水环境影响研究综述[J]. 科学技术与工程, 2009, 9(05): 1210-1216.
- [19] 张士杰, 刘昌明, 谭红武, 等. 水库低温水的生态影响及工程对策研究[J]. 中国生态农业学报, 2011, 19(06): 1412-1416.
- [20] Orlob G T, Selna L G. Temperature Variations in Deep Reservoirs[J]. American Society of Civil Engineers, 1970, 96(96): 391-410.
- [21] Huber W C, Harleman D, Ryan P J. Temperature Prediction in Stratified Reservoirs[J]. American Society of Civil Engineers, 1972, 98(4): 645-666.
- [22] 岳劲松, 洪顺军. 湖水源热泵温排水对水体温度场影响研究综述[J]. 山西建筑, 2016, 42(32): 138-140.
- [23] Yz A, Hua Q, Ryc D, et al. Radiative Sky Cooling Potential Maps of China Based on Atmospheric Spectral Emissivity[J]. Solar Energy, 2021, 218: 195-210.
- [24] Idso S B. A set of Equations for Full Spectrum and 8- to 14- μm and 10.5- to 12.5- μm Thermal Radiation from Cloudless Skies[J]. Water Resources Research, 1981, 17.
- [25] Liu C, Wu Y, Wang B, et al. Effect of Atmospheric Water Vapor on Radiative Cooling Performance of Different Surfaces[J]. Solar Energy, 2019, 183(MAY): 218-225.
- [26] 袁淑杰, 李晓虹, 张益炜, 等. 河北省水平面太阳总辐射时空分布及太阳能资源评估研究[J]. 东北农业大学学报, 2013, 44(11): 50-55.
- [27] Hossain M M, Gu M. Radiative Cooling: Principles, Progress, and Potentials[J]. Advanced Science, 2016, 3(7): n/a-n/a.
- [28] Berdahl P, Martin M. Emissivity of Clear Skies[J]. Solar Energy, 1984, 32(5): 663-664.
- [29] Li M Y, Jiang Y J, Coimbra C. On the Determination of Atmospheric Longwave Irradiance under All-sky Conditions[J]. Solar Energy, 2017. 144(MAR.): 40-48.

- [30] 王凌杰, 杨昌盛. 湿空气露点温度计算公式的研究与应用[J]. 装备制造技术, 2019, (05): 124-126+144.
- [31] Yang F, Jiang Y, Su Y, et al. Daytime Passive Radiative Cooler using Porous Alumina[J]. Solar Energy Materials and Solar Cells, 2018, 191.
- [32] Armstrong S, Hurley W G. A Thermal Model for Photovoltaic Panels under varying Atmospheric Conditions[J]. Applied Thermal Engineering, 2010, 30(11-12): 1488-1495.
- [33] Zhao D, Aili A, Zhai Y, et al. Subambient Cooling of Water: Toward Real-World Applications of Daytime Radiative Cooling[J]. Joule, 2018.
- [34] 赵斌. 天空辐射制冷及其与太阳能光电转换综合利用的研究[D]. 合肥: 中国科学技术大学, 2020: 17-32.
- [35] Feng J, Gao K, Santamouris M, et al. Dynamic Impact of Climate on the Performance of Daytime Radiative Cooling Materials[J]. Solar Energy Materials and Solar Cells, 2020, 208: 110426.
- [36] A. W, Harrison. Effect of Atmospheric Humidity on Radiation Cooling[J]. Solar Energy, 1981, 26(3): 243-247.
- [37] Liu J, Zhang J, Zhang D, et al. Sub-ambient Radiative Cooling with Wind Cover[J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2020, 130: 109935.
- [38] 张晶. 秦皇岛市地表水环境监测点位优化研究[D]. 北京: 北京工业大学, 2014: 9-18.
- [39] 付新书. 太阳能光伏一环路热管热泵供热系统性能研究[D]. 秦皇岛: 燕山大学, 2017: 8-24.
- [40] 郭超. 多功能太阳能光伏光热集热器的理论和实验研究[D]. 合肥: 中国科学技术大学, 2015: 48-49.
- [41] Pei G, Fu H, Zhu H, et al. Performance Study and Parametric Analysis of a Novel Heat Pipe PV/T System[J]. Energy, 2012(1): 37.
- [42] Wang Y, Pei G, Zhang L. Effects of Frame Shadow on the PV Character of a Photovoltaic/Thermal System[J]. Applied Energy, 2014, 130(oct.1): 326-332.
- [43] FP Incropera, DP Dewitt. Fundamentals of Heat and Mass Transfer[J]. Staff General Research Papers, 2011, 27(1-2): 139-162.
- [44] 庄骏, 张红. 热管技术及其工程应用[J]. 能源研究与利用, 2000, (05): 41.
- [45] 胡名科, 裴刚, 王其梁, 等. 太阳能集热和辐射制冷复合表面的研究[J]. 工程热物理学报, 2016, 37(05): 1038-1045.
- [46] Erell E, Etzion Y. Heating Experiments with a Radiative Cooling System[J]. Building &

- Environment, 1996, 31(6): 509-517.
- [47] 赵丹. 平板太阳能集热器关键参数计算及设计优化研究[D]. 沈阳: 沈阳建筑大学, 2020: 21-33.
- [48] 韩娅. 不同海拔地区平板型太阳能集热器热损失规律研究[D]. 西安: 西安建筑科技大学, 2021: 11-30.
- [49] 王敬思, 刘立群, 宋志鹏, 等. 平板太阳能集热器数学建模及仿真[J]. 电源技术, 2015, 39(10): 2196-2197+2205.
- [50] 张骁. 太阳能集热器与土壤源热泵供暖运行模拟分析[D]. 沈阳: 沈阳建筑大学, 2014: 12-23.
- [51] Kiyani M, Binoel E, Melikoglu M, et al. Modelling and Simulation of a Hybrid Solar Heating System for Greenhouse Applications Using Matlab/Simulink[J]. Energy Conversion & Management, 2013, 72(aug.): 147-155.
- [52] Rodriguez F. Modelling and Simulation of Greenhouse Climate Using Dymola[J]. 2002.
- [53] 张士英. 双环路光伏光热复合热泵热水系统性能研究[D]. 秦皇岛: 燕山大学, 2020: 46-50.
- [54] 王美芳. 太阳能光伏环路热管热水系统性能研究[D]. 秦皇岛: 燕山大学, 2019: 42-47.