



同濟大學

TONGJI UNIVERSITY

硕士学位论文

夜间通风相变蓄冷系统优化设计及控制
策略研究

姓名：王慧龙

学号：1432479

所在院系：机械与能源工程学院

学科门类：工学

学科专业：供热、供燃气、通风及空调工程

指导教师：许鹏 教授

二〇一七年三月



同濟大學
TONGJI UNIVERSITY

A dissertation submitted to

Tongji University in conformity with the requirements for
the degree of Master of Engineering

**Research of Free cooling system optimal
design and control strategy**

Candidate: Wang Huilong

Student Number: 1432479

School/Department: School of Mechanical
Engineering

Discipline: Engineering

Major: Heating, Ventilation and Air Conditioning

Supervisor: Prof. Xu Peng

March, 2017

夜间通风相变蓄冷系统优化设计及控制策略研究

王慧龙

同济大学

学位论文版权使用授权书

本人完全了解同济大学关于收集、保存、使用学位论文的规定，同意如下各项内容：按照学校要求提交学位论文的印刷本和电子版本；学校有权保留学位论文的印刷本和电子版，并采用影印、缩印、扫描、数字化或其它手段保存论文；学校有权提供目录检索以及提供本学位论文全文或者部分的阅览服务；学校有权按有关规定向国家有关部门或者机构送交论文的复印件和电子版；在不以赢利为目的的前提下，学校可以适当复制论文的部分或全部内容用于学术活动。

学位论文作者签名：

年 月 日

同济大学学位论文原创性声明

本人郑重声明：所提交的学位论文，是本人在导师指导下，进行研究工作所取得的成果。除文中已经注明引用的内容外，本学位论文的研究成果不包含任何他人创作的、已公开发表或者没有公开发表的作品的内容。对本论文所涉及的研究工作做出贡献的其他个人和集体，均已在文中以明确方式标明。本学位论文原创性声明的法律责任由本人承担。

学位论文作者签名：

年 月 日

摘要

近年来，建筑面积进一步增加。全国总建筑能耗持续上涨。而随着农村收入的提高，农民对舒适度和生活品质都有了更高的要求，但农村居住建筑由于节能工作滞后，致使单位面积能耗迅速增长，而城镇居住建筑虽然单位面积能耗有所下降，但占比量高达 37%，所以居住建筑的节能工作仍然具有很大的挑战。本研究旨在针对中国夏热冬冷地区和寒冷地区的居住建筑，提供一套被动式夜间通风相变蓄冷系统 PCM-based free cooling (FCPCM) 用以解决居住建筑夏季冷负荷。

首先，本文对该系统进行了全面的理论研究，对影响该系统性能的所有因素包括系统形式、换热器类型、相变材料的类型，相变温度和 PCM 量的确定、风机运行风速以及该系统条件适用性以及评价系统的性能指标进行了逐一的分析讨论并建立了理论模型。

之后，对同济-新奥生态园的建筑全能效测试平台中的两个对照房间进行了气密性测试并实施改造。进一步搭建夜间通风相变蓄冷系统并建立测试平台。采集数据并对理论模型进行验证。

最后是在模型的基础上，先后进行 3 项优化。首先是对夏热冬冷地区和寒冷地区居住建筑的优化设计；其次在对系统换热效率影响因素研究后，分别针对这两个地区进行了换热器结构的优化设计；最后根据全年模拟电耗量确定了一套简便易行的控制策略，同时又对预测控制在该系统的适用性进行了验证。

本文在理论分析和实验验证的基础上，通过对建筑设计、换热器结构的优化，提出了一套较为完整的夜间通风蓄冷系统的设计方案以及控制策略，对于夏热冬冷地区全年冷负荷削减量为 65%，与传统空调相比节能约 59%；对于寒冷地区，全年冷负荷削减量为 97%，全年不满足冷负荷需求小时数只有 34 小时，可以完全取代空调系统。同时，本文验证了预测控制相对传统控制具有一定的优越性。

关键词：夜间通风，相变材料，系统优化，预测控制

ABSTRACT

In recent years, the construction area and national total building energy consumption have been increasing drastically. With the improvement of income, farmers have higher requirements for life comfort and quality. However, due to the lag of energy-saving work in rural residential buildings, the energy consumption per unit area has witnessed a dramatic rise. Although energy consumption per unit area in urban residential buildings shows a steady drop, the building area proportion of it is quite high, up to 37%. Therefore, the energy-saving work of residential buildings remain a great challenge. This study aims to investigate into a novel PCM-based free cooling (FCPCM) system to mitigate the cooling load of residential buildings in China's hot-summer and cold-winter region and cold region.

First, a literature review is conducted, in which critical issues on FCPCM performance are discussed and analyzed elaborately from the essence of the heat transfer process. These issues include geographic conditions, system configurations, heat exchange forms, PCM properties, phase change temperature, PCM amount, control strategies, etc. At last, this paper presents an assessment and prospect of FCPCM systems.

Second, the air tightness of two parallel rooms in the building energy efficiency test platform of Tongji-Xin'ao Ecological Park are tested and improved. On top of this, a prototype of FCPCM system and testing platform are established. The testing data are thus collected and the theoretical models are validated.

Finally, on the basis of the validated model, three optimization work are conducted. First, the optimal design of residential buildings in hot-summer and cold-winter region and cold region is carried out. Second, after studying the influence factors of the heat transfer rate of the system, the optimization of heat exchanger structure is performed for the two regions. Finally, according to the annual Power consumption, feasible control strategy is proposed and the applicability of Model Predict Control (MPC) is also validated.

Based on the theoretical analysis and experimental verification, this paper presents a complete design scheme and control strategy for FCPCM system by optimizing the structure of the building and the heat exchanger. Compared with the traditional air-conditioning, the amount of load reduction could reach 65% and power consumption

reduction is about 59%. For the cold region, the cooling load reduction is quite high, reaching 97%, and the duration when the system cannot meet the cold load demand is only 34 hours. Thus this system can completely substitute the traditional air conditioning system. At the same time, this paper verifies that the MPC performs better than the traditional control.

Key words: Night ventilation, Phase change material, System optimization, Model predictive control

目录

第 1 章	绪论	1
1.1	研究背景和研究意义	1
1.1.1	研究背景	1
1.1.2	研究目的及意义	3
1.2	国内外研究现状	3
1.2.1	建筑节能研究现状	3
1.2.1.1	国外研究现状	4
1.2.1.2	国内研究现状	5
1.2.2	夜间通风相变蓄冷系统研究现状	6
1.2.3	预测控制研究现状	7
1.2.4	存在的问题及思考	9
1.3	研究目标及主要研究内容	10
1.4	本章小结	11
第 2 章	夜间通风相变蓄冷技术理论探讨	13
2.1	夜间通风相变蓄冷系统性能影响因素分析	13
2.1.1	环境条件适用性	14
2.1.2	系统形式	15
2.1.2.1	室内循环 FCPCM 系统	15
2.1.2.2	新风 FCPCM 系统	15
2.1.2.3	空调与 FCPCM 联合系统	16
2.1.3	换热器类型	16
2.1.4	材料	17
2.1.4.1	类型	17
2.1.4.2	相变温度	18
2.1.4.3	量的确定	20
2.1.5	风机运行	20
2.1.6	性能指标	21
2.2	房间模型和系统模型建立	22
2.2.1	房间模型	22
2.2.2	相变换热器模型建立	24
2.3	本章小结	26
第 3 章	实验平台搭建及模型验证	27
3.1	实验平台简介	27
3.2	房间气密性测试及改造	28

3.2.1 房间气密性测试.....	28
3.2.1.1 有压测试.....	28
3.2.1.2 无压测试.....	28
3.2.2 房间改造.....	29
3.3 系统设计.....	30
3.3.1 系统参数.....	30
3.3.2 系统搭建.....	32
3.4 测试系统.....	33
3.4.1 风速测试仪器.....	33
3.4.2 德图 testo174T 温度记录仪.....	34
3.4.3 热电偶数据采集系统.....	35
3.4.3.1 采集系统设备.....	35
3.4.3.2 采集系统数据平台.....	36
3.4 模型验证.....	37
3.4.1 房间模型验证.....	37
3.4.2 相变换热器模型验证.....	38
3.4.3 FCPCM 模型验证及效果.....	39
3.4.3.1 FCPCM 模型验证.....	39
3.4.3.2 FCPCM 系统降温效果.....	39
3.5 本章小结.....	40
第 4 章 建筑围护结构优化设计.....	41
4.1 被动式建筑设计.....	41
4.1.1 建筑围护结构性能.....	41
4.1.2 建筑遮阳.....	43
4.2 建模及能耗模拟软件.....	44
4.3 建筑设计.....	44
4.3.1 夏热冬冷地区.....	45
4.3.2 寒冷地区.....	47
4.4 本章小结.....	49
第 5 章 系统换热效率及结构优化设计.....	50
5.1 系统换热效率.....	50
5.1.1 PCM 导热系数.....	50
5.1.2 对流换热系数.....	54
5.1.2.1 风速提高.....	54
5.1.2.2 改变流体状态.....	55
5.2 系统结构优化设计.....	56
5.2.1 优化算法——遗传算法.....	56
5.2.1.1 遗传算法的基本思想.....	56

5.2.1.2 遗传算法的具体实现.....	56
5.1.2 结构优化.....	58
5.1.2.1 夏热冬冷地区居住建筑最优换热结构.....	58
5.1.2.2 寒冷地区居住建筑最优换热结构.....	61
5.3 本章小结.....	62
第 6 章 控制策略及优化.....	63
6.1 传统控制.....	63
6.1.1 寒冷地区.....	63
6.1.2 夏热冬冷地区.....	65
6.2 预测控制.....	67
6.2.1 预测模型.....	67
6.2.2 滚动优化.....	70
6.2.3 反馈矫正.....	70
6.2.4 预测控制结果及比较.....	70
6.3 本章小结.....	73
第 7 章 总结和展望.....	74
7.1 论文结论.....	74
7.2 局限性与工作展望.....	75
参考文献.....	77
致谢.....	81
个人简历、在读期间发表的学术论文与研究成果.....	83

第1章 绪论

1.1 研究背景和研究意义

1.1.1 研究背景

2014年,中国的建筑总规模已经突破600亿平方米,达到了605亿平方米,其中城镇居住建筑面积260亿平方米,农村居住建筑245亿平方米,公共建筑面积约100亿平方米。而随着建筑面积的迅速增加,建筑能耗也在飞速增长,2014年全国建筑能耗约8.14亿吨标准煤,占全国能源消费总量的19.12%。其中公共建筑能耗3.26亿吨标准煤,城镇居住建筑能耗3.01亿吨标准煤,农村建筑能耗1.87亿吨标准煤^[1]。

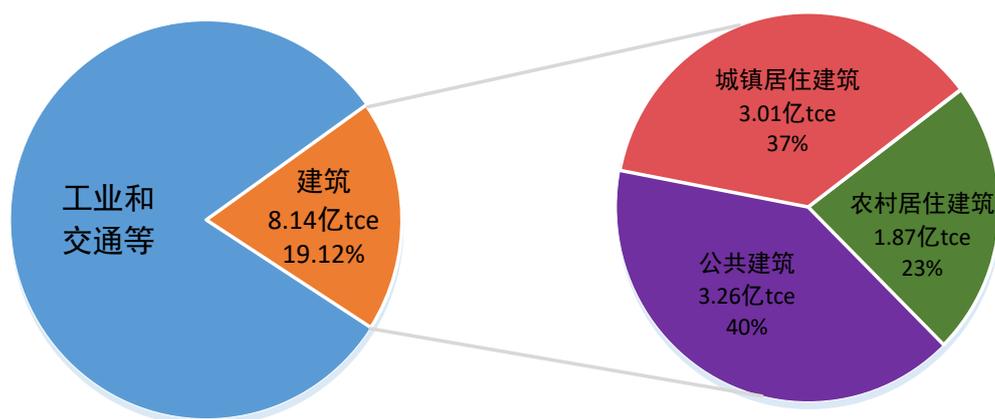


图 1.1 2014 年中国各类能耗占比图

清华大学建筑节能研究中心根据中国建筑能耗的特点,对建筑的用能进行了分类,包括北方城镇采暖用能、城镇住宅用能(不包括北方地区的采暖)、公共建筑用能(不包括北方地区的采暖),以及农村住宅用能四类,其中“城镇住宅用能(不包括北方地区的采暖)”是指除北方地区的集中采暖外,城镇住宅消耗的能源。从建筑内终端用能的方式上,分为夏热冬冷地区的冬季采暖能耗、夏季空调能耗、家用电器、生活热水以及照明和炊事^[2]。

2014年中国建筑能源占全球建筑能耗的16.2%,全球排名第二,美国占17%,全球排名第一。但我国人均建筑用能处于较低水平,是美国人均建筑能耗的1/5,德国的1/3,日本、韩国的1/2,甚至低于世界平均水平。这也同时反映出,随着人民生活水平提高,我国建筑能耗还将持续上升,建筑节能挑战巨大。这点在农

村居住建筑表现尤为突出，近几年，随着农村收入的提高，对舒适度和生活品质有了更高的要求，致使农村居住建筑单位面积能耗则保持较快的增速。从图 1.2 中可以看出，农村居住建筑由于建筑节能工作滞后，单位面积能耗增长迅速，由 2001 年的 $2.82\text{kgce}/\text{m}^2$ 上升到 2014 年的 $5.17\text{kgce}/\text{m}^2$ ，增长了 1.8 倍，年均增长 4.8%。截止到 2014 年，能耗总量也达到了建筑能耗的 23%。

而对于城镇居住建筑，随着进一步城镇化，城镇居住建筑面积进一步增加，而由于在“十一五”和“十二五”的建筑节能工作的积极推进，单位建筑能耗已经有所下降，但由于其占比量很大，高达 37%，外加逐年迅速增加的农村居住建筑的能耗，居住建筑的节能工作依然存在巨大的挑战^[1]。

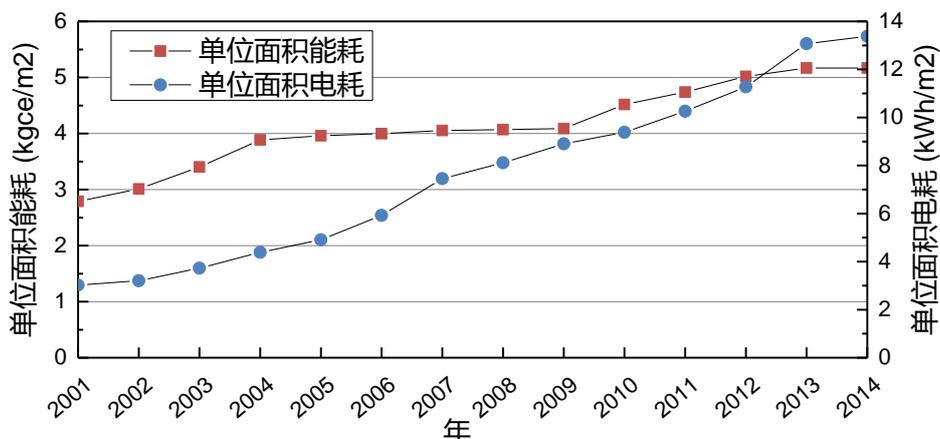


图 1.2 中国农村建筑能耗增长情况

建筑节能从空间尺度上，即从宏观到微观可以分为 1、能源规划与应用 2、被动节能技术 3、主动节能技术 4、运维管理节能技术 5、行为节能。能源规划可以从大尺度上优化能源配置，而被动式技术能够从根本上减少一个建筑的需求，例如冷负荷热负荷。主动式节能技术能够在一定的需求情况下高效的利用能源，从而以最少的能源满足需求，运维管理的重点是建筑运行阶段，包括优化控制、能效诊断、故障诊断等，从而保证了建筑能够高效运行，而不仅仅是在建筑投入使用时满足设计标准。而最后的便是人行为对建筑节能的影响。

被动式供冷技术通常可以按照减少得热、调节得热、消散得热分为三类。减少得热通常指的是，通过改变围护结构的参数比如墙或者窗的特性使得得热量减少，而调节得热指的是通过使用蓄能材料对得热量进行削峰填谷，而消散得热主要是指通过使用冷源来消除所得的热量，冷源通常是指空气，比如夜间通风，土地，水，以及天空，比如辐射制冷。

传统的夜间通风技术是一种空气源制冷技术，通过使用自然通风或者机械通风利用夜间冷空气降低室内蓄热体，因此空调系统的开启时间就会延迟，耗电量也会降低。然而，夜间通风相变蓄冷与传统的夜间蓄冷不同，该系统使用了相变

蓄冷单元以及风机，并在一定的控制策略下，使得冷量是在有需求时进行释放而不只是通过室内空气和蓄热体的自然对流。另外，相变蓄冷材料的使用使得蓄冷单元具有较大的供冷能力，在某些昼夜温差比较大的地区，夜间通风相变蓄冷系统可以完全代替空调系统，从而显著地减少成本和能耗。

该系统的运行模式为，在夜间，通常情况下，室外温度低于相变材料（phase change material PCM）的相变温度，此刻开启风机使得冷空气流经 PCM 对其冷却，PCM 逐渐从液态变为固态。而在白天，通常情况下，室内温度高于 PCM 的相变温度，此刻开启风机使得室内空气流经 PCM，PCM 对空气进行冷却，并逐渐由固态变为液态。在整个的循环过程中，冷量从前一天的空气储存到 PCM，而后又用来降低室内空气，最终实现以低能耗满足人体热舒适的需求。

传统的空调系统的供冷具有实时性，即随时能够供冷，系统能效只与此刻的环境条件和运行工况有关。而夜间通风相变蓄冷系统却迥然不同，其供冷具有周期性，即此刻的供冷量不是简单与现有室外条件和运行工况有关，还与之前的蓄冷有关，所以其整体的性能对控制策略更加敏感。拙劣的控制策略不能使该系统在较高能效点运行，从而无法发挥出该系统的优势，有时甚至效果反而不如传统的空调系统，所以探寻夜间通风相变蓄冷系统的控制策略也是其实际应用不可忽略的一部分。

1.1.2 研究目的及意义

论文的研究目的在于，针对中国住宅建筑，构建夜间通风蓄冷系统应用的整个流程。首先是被动式建筑围护结构的确定，并在此建筑的基础上，完善夜间通风蓄冷系统的具体选型过程，最终提出相应的控制策略，为夜间通风相变蓄冷技术体系的建立提供技术支撑。

1.2 国内外研究现状

1.2.1 建筑节能研究现状

20 世纪 70 年代初爆发的全球性石油危机使得世界各国开始对能源的使用重视起来，由于受到严重的经济性冲击，欧美等发达国家纷纷制定了相应的应对措施，从各个方面入手实现能源的节能，建筑能耗由于占用社会总能耗比重较大，成为能源节约的主要研究对象。从建筑的整个生命周期来看，建筑能耗包括建筑材料的生产、运输、施工和建筑日常运行以及拆除等，其中所占比重最大的是建筑运行能耗（主要包括采暖、制冷、通风、照明、热水、家用电器），大约占

整个建筑能耗的 80%以上，同时其还会随着社会的发展以及人民生活水平的提高而增加。因此建筑的运行能耗无疑成为了建筑节能工作的重点。

针对建筑节能，国内外提出很多新的定义，包括绿色建筑、低能耗建筑、低碳建筑、近零能耗建筑、被动式建筑等概念。他们都是相对传统建筑针对某一方面进行的限制，有的直接针对围护结构性能参数，另外一些则是针对单位面积能效指标（采暖或空调能耗或建筑总能耗），碳排放量，建筑整体耗电量等等。

1.2.1.1 国外研究现状

在能源危机之后，美国在对能源结构以及使用情况的基础上，通过立法确保建筑节能标准的实施。美国采暖、制冷及空调工程协会确立的建筑节能标准 ASHARE 90-75 在 1975 年由美国政府正式颁布，而后又在 1977 年颁布了“新建建筑物节能法规”，并在此后每一年由全国建筑法规标准大会和美国国家能源局、标准局对 ASHARE 进行修订，以确保标准与时俱进。同时美国通过具体的减税政策鼓励节能建筑的建设，例如凡是在 IECC 标准的基础上节能 30% 以上的新建建筑可以免税 1000 美元，如果节能 50% 以上则免税 2000 美元。在 1996 年，美国环保署确立“能源之星”为节能住宅的评价标准，该标准要求住宅的能耗比 IECC2004 再节能 15%^[3]。

日本由于资源较为贫乏，所以很早就开展了建筑节能工作。日本在 1979 年颁布了《关于能源合理化使用的法律》，简称《节能法》，并在 1992、1999 年进行了进一步的修正，同时为实施法律，日本政府制定了许多可以具体执行的监管措施以及节能标准。例如针对建筑面积大于 2000m² 的公共建筑在建设时需要向当地政府上报该建筑的节能指标（PAL，CEC）值。而后又在 1997 年提出了民用建筑整体节能 31% 的目标，其中公共建筑节能 11%，住宅建筑节能 5%，家用电器能效提升 8%，通过居民的行为节能 6%，以及照明设备节能 2%。

欧洲各国自从 20 世纪 80 年代以来也积极着手于建筑节能的问题，随后经过各自的发展，形成了不同的建筑节能理念。欧盟于 2002 年出台建筑能效指标（Energy Performance of Buildings Directive，简称 EPBD）之后经过修订并于 2010 年公布，该指令限定了新建建筑和既有建筑改造的最低能效要求。另一方面，欧洲各国又在此指令基础上提出了各自的低能耗建筑标准，由于不同国家关注的指标不同，所以对低能耗建筑命名以及标准各不相同。包括“低能耗建筑”“高性能房屋”“节能住宅”“三升油住宅”等。其中以德国的最为突出，在过去 20 年里，德国新建建筑单位居住面积的采暖能耗已经降低了 40% 左右，同时德国于 2011 年提出了新的房屋节能目标：自 2019 年 1 月 1 日起，将政府办公建筑建成近零能耗房屋；自 2021 年 1 月 1 日起，将所有新建房屋建成近零能耗房屋；到 2050 年，所有房屋节约 80% 的一次能源。被动式房屋的发展是德国实现上述目

标的基础和保障，其大致可为德国节省 40% 的社会终端能耗。

从 1977 到 2012 年，德国从颁布 EnEV 法规到最新一次修正，共经历了 6 个阶段，由于德国纬度较高，大致接近于中国的北京，所以该法规的重点为建筑的保温。建筑采暖能耗已由最初的 $220\text{kWh}/(\text{m}^2\cdot\text{a})$ 下降到 2014 年 $30\text{kWh}/(\text{m}^2\cdot\text{a})$ 的水平。下图是不同阶段德国标准对建筑围护结构的限值^[4]。

表 1.1 德国各标准规定的建筑围护结构传热系数限值 $W/(m^2\cdot k)$

建筑构建	DIN4108 (1976)	保温规范 /1977 WSVO' 1977	保温规范 /1977 WSVO' 1977	保温规范 /1977 WSVO' 1977	节能规范 EnEv2001	节能规范 EnEv2009
外墙	≤ 1.39			≤ 0.50	≤ 0.35	≤ 0.28
外窗	双层玻璃	≤ 3.50	≤ 3.10	$K_{eq} \leq 0.70$	≤ 1.50	≤ 1.30
屋顶	≤ 0.90	≤ 0.45	≤ 0.30	≤ 0.22	≤ 0.25	≤ 0.20
外挑楼板	≤ 0.51	≤ 0.45	≤ 0.55	≤ 0.22	≤ 0.40	≤ 0.28

1.2.1.2 国内研究现状

我国建筑节能工作从上世纪 80 年代开展进行的。在 1982 年改革开放初期，原国家能源委员会下达了关于建筑节能工作。并在 1986 年，由中国建设部正式颁布了《民用建筑节能设计标准（采暖居住建筑部分）JGJ26—1986》，那时研究者认为保温做好就是节能，故该标准只仅仅是针对严寒和寒冷地区规定了在原来采暖能耗基础上节能 30% 的目标。从 1996 年开始规定在该目标的基础上再节能 30%，节能率累计达到 50%；而第三步是在 1996 年节能目标的基础上再节能 30%，节能率累计达到了 65%。我国建筑节能主要为两个途径，第一是提高围护结构保温性能和门窗的气密性，二是提高供热热源和管网系统的效率。由于此阶段的建筑节能工作主要针对北方地区的采暖居住建筑。故判定建筑是否达到节能标准的指标为建筑物耗热量，它是指在采暖期室外平均温度条件下，为保持室内计算温度，单位建筑面积在单位时间内消耗的需由室内采暖设备供给的热量，单位是 W/m^2 。

对于夏热冬冷地区，建筑节能工作也在全面推进，包括设计、施工、材料都取得了快速的发展，各地基于母标准制定了更加适宜的地方节能设计标准，以上海市地方标准为例，分别在 2001、2011、2015 年实行了新的住宅建筑节能标准，可以看出节能的判别方法主要以围护结构的热工性能和能耗对比为主，节能率的提高主要体现在围护结构热工性能的提高，该方式对于围护结构的保温构造进行节能设计具有很好的指导意义。

表 1.2 上海历次节能标准^[5-7]

	未节能	2001 版节能标准	2011 版节能标准	2015 版节能标准
外墙	2.0W/(m ² ·K)	1.0/1.5W/(m ² ·K)	0.8/1.2W/(m ² ·K)	0.8/1.2W/(m ² ·K)
外窗	6.4W/(m ² ·K)	2.5-4.7W/(m ² ·K)	2.3-4.0W/(m ² ·K)	1.8-2.2W/(m ² ·K)
屋面	1.5W/(m ² ·K)	0.8/1.0W/(m ² ·K)	0.5-0.8W/(m ² ·K)	0.5-0.8W/(m ² ·K)
门窗气密性		4/6 级	4/6 级	6 级
遮阳系数			0.25-0.5	0.25-0.5
空调 COP(EER)		2.3/1.9	2.8/2.3	3.1/2.5
分户墙		2.0W/(m ² ·K)	2.0W/(m ² ·K)	2.0W/(m ² ·K)
架空楼板		1.5W/(m ² ·K)	1.0/1.2W/(m ² ·K)	0.8/1.0W/(m ² ·K)
户门		3.0W/(m ² ·K)	2.0/2.5W/(m ² ·K)	2.0/2.2W/(m ² ·K)

1.2.2 夜间通风相变蓄冷系统研究现状

最早, 由英国诺丁汉大学 Turnpenny^[8]等人提出热管相变材料吊顶系统, 其中所用的热管目的在于增加换热速率, 之后建立了一维模型, 发现在相变材料放冷阶段, PCM 与室内温度在达到 5℃温差的情况下, 换热量达到 40W, 这是采用相变材料与夜间通风相结合的首次尝试, 虽然该系统还远远不能达到实际应用的程度。

西班牙 Belen Zalba^[9]等人, 则对夜间通风相变蓄冷系统换热的影响因素做了具体的分析, 研究结果发现在 PCM 蓄冷阶段, 影响换热性能的主要因素从主到次为 PCM 的厚度, 进风温度, 风速以及厚度与温度的乘积的交互影响。而在 PCM 放冷阶段, 影响其性能的主要因素还是这四项, 但是进风温度超过了 PCM 的厚度, 成为了最主要的影响因素。之后 Belen Zalba 等人在 PCM 中增加了石墨矩阵^[10]。从而提高相变材料的整体换热情况, 实验结果表明, 对于实验中的板式换热系统, 增加石墨矩阵后的 PCM 可以在设计时增厚 70%, 并且风机只需要消耗 50% 的电耗便能够在相同的时间内实现完全相变, 而对于相同厚度的 PCM 板, 该系统只需要花费原来一半的时间就可以使想此案材料实现完全的相变, 而由于石墨占据原来相变材料石蜡的体积, 蓄能量只减少了不到 20%。

国内的最早在 2001 年由清华大学的康艳兵^[11]在博士论文中提出了夜间通风相变蓄能吊顶系统 NVP (Night Ventilation with PCM Packed bed storage), 并根据系统组件之间的联系, 建立了该系统的数学模型。并通过计算分析了相变材料用量、相变温度以及通风量等因素对系统换热性能的影响, 最后又在北京地区搭建实验装置, 验证了该系统的实际效果。北京具有较大的昼夜温差, 该特点对于夜间通风相变蓄冷系统极为有利, 虽然该试验从某种程度上证明了该系统一定的降温效果, 但是由于没有控制变量, 即实验房间和对照房间的工况并不完全相同, 同时也是在无人的情况下进行试验的, 所以距离实际应用还有一定的距离。但其全面的分析为之后的研究和应用奠定了理论基础。

理想的系统能够在有限的低温时间内蓄够需要的冷量。故在大温差的情况该系统具有更好的性能。所以在沙漠和内陆地区该系统具有较好的适用性，然而在沿海地区该系统的性能就会有所下降。所以在这种昼夜温差比较小的地区，通常需要更好地设计或者与空调系统的结合来保证白天所需求的冷量。

1.2.3 预测控制研究现状

预测控制是一种基于模型的智能控制算法，该模型就是所谓的预测模型。预测模型的功能是根据历史输入输出数据以及未来的输入数据预测未来的输出，该模型只注重最终的功能而非形式，只要能够实现以上功能的模型均可作为预测模型。因此，传统模型如状态方程、传递函数，非参数模型如结缘响应、脉冲响应以及广义的如神经网络、支持向量机等都可以作为预测模型使用^[12-13]。

近年来，预测控制已经发展到针对有扰动、有摄动和有约束的模型预测控制（MPC），研究其稳定性、鲁棒性、可行性等。非线性 MPC（NLMPC）和约束 MPC（CMPC）^[14]由于能够解决更加复杂的非线性系统，已逐渐在各个领域发展应用。

预测控制的最主要特征表现在滚动优化。预测控制通过某一性能指标的最优来确定未来的控制作用，这一性能指标涉及到系统未来的行为，例如，如果是为了系统的稳定性，该性能指标可以是目标输出和实际输出的累计差方。但也可取更广泛的形式，例如要求控制能量为最小等等。性能指标中涉及到的系统未来的行为，是根据预测模型由未来的控制策略决定的。目前，预测控制已经在石油化工、化学生产等行业广泛应用。而在本专业的应用还有待进一步研究。

最初是在 1978 年，Richalet、Mehra 提出了基于脉冲响应的模型预测启发控制(Model Predictive Heuristic Control, MPHIC)，后转化为模型算法控制(Model Algorithmic Control, MAC)。1979 年，Cutler 提出了基于阶跃响应的动态矩阵控制(Dynamic Matrix Control, DMC)。

由于始于工业，最开始的控制目标主要是为了系统稳定运行，包括状态参数和系统的控制输入量。对于多输入多输出系统，预测控制由于以预测模型为基础，并在优化的过程中就考虑到了限制条件，与传统控制相比显示出了更大的优势。对于空调系统，由于对温度的波动要求并没有工业制造那么严格，同时在温度不超过舒适度范围的情况下，对控制输入量的变化要求也并不是很高，随着节能减排的国家政策的实施，预测控制又向着另一目标，即能耗的最优化不断前进，后期也有 Chen X.,Q Wang 等学者以人体热舒适度作为优化目标^[15]，寻找最优的控制策略。针对预测控制还有许多不同的优化算法，比如传统的线性算法^[16]，二次规划算法^[17]到复杂的非线性算法例如进化算法（Evolutionary algorithm）^[18]，粒

子群算法(particle swarm optimization)^[19]等。

由于考虑到了未来时段的整体最优,所以在与其他节能措施结合使用时,尤其是和蓄能相关的建筑本体或蓄能系统,更是充分发挥了预测控制的优势。学者采用预测控制的对象包括带有蓄能系统和传统空调系统的建筑^[20],商场建筑固有的蓄热材料^[21],带有冰蓄冷的空调系统^[22],带有冰蓄冷的商场建筑^{[23][24]}。

国内的研究整体上稍滞后于国外,首先国内一些学者基于负荷预测进行了优化控制,包括东南大学邓广发和陈丽萍^[25],重庆大学刘宪英和张华玲^[26],吴杰^[27]的博士论文以及李绵升^[28]的硕士论文。

其次是使用预测控制保证系统参数的稳定,包括杨黎峰等人^[29],西安建筑科技大学的王建玉和任庆昌^[30]采用基于模型预测控制策略的多输入多输出(MIMO)控制器对单通道变风量空调系统的控制问题进行了研究。北京工业大学的杨洪祥^[31]针对的是变风量空调末端。李鹏^[32]在博士论文中,研究对象是太阳能相变蓄热新风供暖系统。邹木春、龙文^[33]针对的是暖通空调(HVAC)系统。

预测控制保证系统节能运行,首先是刘羽岱、潘毅群、黄治钟^[34],采用 TRNSYS 与 MATLAB 联合仿真的方法将空调系统仿真运行和系统的优化控制动态结合起来,在仿真平台上实现了空调系统模型预测控制策略的验证。其以空调系统总能耗为最优目标,控制冷冻水供水温度和空气处理机组送风温度,通过仿真发现,相对于固定值控制策略,该控制在夏季典型工况可以节省 15.5%的能耗,而在过渡季节典型工况可以节省 9.6%的能耗。

另外孟华、龙惟定、王盛卫^{[35][36]}针对集中空调水系统,将模型层次、模型特征及参数辨识有机结合,建立了系统层面的实时在线的优化控制预测模型,其基于简单的物理模型并能根据实时数据进行在线辨识,对系统的运行状态进行实时预测。而后在该预测模型基础上,使用了基因遗传算法滚动优化,找出冷冻水供水温度、最不利用户端 AHU 压差以及实际运行中所有冷却塔风扇的总风量的最优值,而底层的输出采用传统的数量和 PID 控制。通过仿真计算,在 3 个不同季节实验日中,分别比固定设定值节省 3.62%、7.7%和 9.43%。

通过阅读文献,发现空调系统的预测控制的研究者主要来自于两个专业,一个是本专业,另一个是控制专业,控制专业出身的研究者经常把重点放到系统的稳定运行上,然而舒适性空调对温湿度的波动并没有像其他工程领域要求得那么严格,甚至温湿度的绝对稳定反而不利于身体健康,而在满足舒适度的前提下适当的温湿度波动却可以给人们带来有利的刺激,提高工作效率。本专业研究者的优化目标主要是节能方面,前期本专业的部分学者曾把预测控制和最优控制混淆,因为最优控制同样包括预测模型,但是预测控制相比于最优控制最大的优点是自校正和滚动优化。对于本专业,负荷预测都是建立在温度预测的基础上的,而温

度预测不可能十分准确，所以进行以天为周期的最优控制其实并不一定能达到最优。

同时对于被动式建筑的预测控制，国内的研究较少，其实相对于主动式空调系统，预测控制对于被动式建筑能体现出更大的优点，因为蓄能系统本身的周期就比较长，同时由于在优化过程中，原来不确定的因素也变得确定，不确定因素的不确定性也逐渐降低，比如温度的变化，而预测控制中的滚动优化也比较适合解决该类问题。

另一方面，影响预测控制节能效果的影响因素讨论还不够，比如负荷预测的准确性，也即是室外温度预测的准确性、预测控制的周期、针对蓄能控制优化时间的可变性、风机的容量、蓄能材料的容量、热舒适的限制等等，这也是预测模型理论可行但实际一直无法广泛推行的原因之一，需要尽快解决。

1.2.4 存在的问题及思考

目前针对夜间通风相变蓄冷还处在实验阶段，包括应用材料的类型，换热的性能，遇到的困难以及改进措施等等，但是具体如何使用并没有被完全地解决。首先，目前还没有用于居住的实际案例，存在的实验有些是在无人居住的情况下进行的，而有些只是在条件比较温和的情况下进行的，其根本原因是在目前的建筑结构背景下，该系统的使用本身就是不实际的，其次就是系统选型的流程并不完善，包括换热系统的结构类型，使用的 PCM 量，相变温度等等，最后就是控制策略不够合理。作者希望给出的是一个更为实际可行的策略，包括建筑围护结构设计，系统的选型以及最终控制策略的确定。

1.3 研究目标及主要研究内容

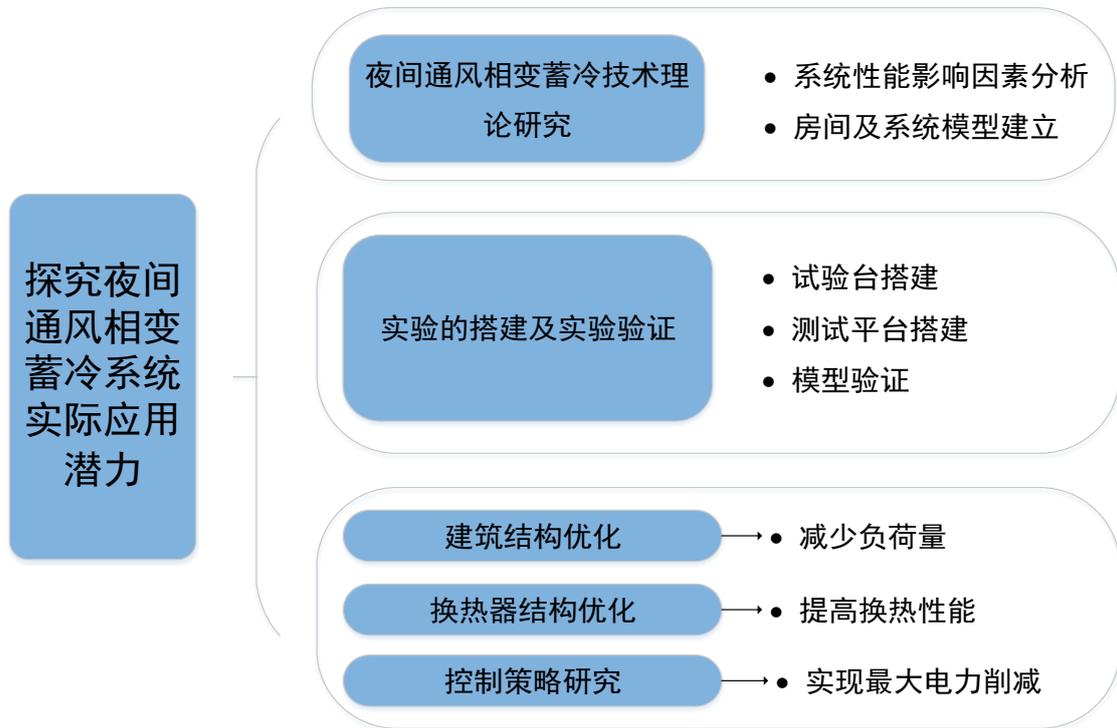


图 1.3 研究目标及主要研究内容

本文的最终目标是探究夜间通风相变蓄冷系统实际应用的最大潜力。应用的气候区为夏热冬冷地区（以上海为代表）和寒冷地区（以北京为代表）。潜力的大小用负荷削减量以及电力削减量进行描述。

1) 夜间通风相变蓄冷系统理论研究和性能影响因素分析。通过大量阅读相关的参考文献，对影响该系统性能的各个参数进行分析，包括系统形式、换热器类型、相变材料类型、相变温度、相变材料的量、风机运行风量以及系统的性能评价指标，为下一步实验以及后期的系统优化奠定基础。同时建立房间和换热器模型。

2) 试验台搭建及模型验证。在上一步理论分析的基础上，确定系统参数并搭建系统，之后在严格控制变量的情况下进行对照实验，验证系统的实际效果。同时测试所需要的数据，并使用实测数据验证模型的准确性，为后一步的系统优化做准备。

3) 建筑结构优化。该系统的应用主要针对新建居住建筑，由于建筑承重及相变材料的相变潜热和成本的限制，使用该系统满足既有建筑的冷负荷是十分困难的。所以需要在节能建筑标准的基础上进一步优化建筑性能，即对建筑围护结构参数、气密性重新做出规定，同时进行合理遮阳，从根本上降低冷负荷的需求。

4) 换热器结构优化。针对夜间通风相变蓄冷系统，为提高其换热性能，从

三方面入手，提高 PCM 内部导热系数 λ ，增大 PCM 表面换热系数 h 以及换热器结构的优化。逐个分析每种策略对系统性能的影响，最终确定采用结构优化策略，优化对象包括换热器的长、宽、厚、间距、体积五个变量。

5) 系统控制研究及优化。针对夜间通风相变蓄冷系统，首先进行传统控制策略的探讨，提出五种运行模式——蓄冷，通风，放冷，通风加蓄冷以及关机，同时设置各运行模式的实施条件。在其基础上，采用预测控制方法对系统进行控制，并分析该控制策略在夜间通风相变蓄冷系统的实用性。

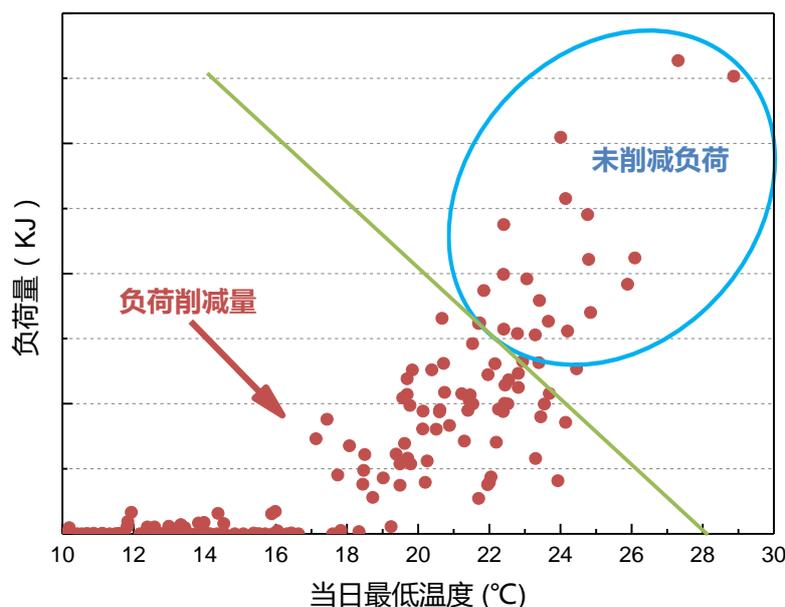


图 1.4 建筑、换热器结构优化及控制策略研究内容示意图

其中后三章内容，建筑结构优化，换热器结构优化和控制策略研究可以用该图形象地表达。如图所示横坐标为供冷季节每天的最低温度，红点是当日白天的总负荷，绿线表示夜间通风相变蓄冷系统能够提供的冷量。可以看出随着当日最低问题的提升，全天冷负荷的量总体是提高了，而系统提供冷量的能力却是下降的，绿线下方是削减的负荷，而绿线上方蓝色圈中表示未能消除的负荷。为了削减全部负荷的同时能耗最低，可能的方法为使建筑负荷下降——第 4 章内容，建筑结构优化；使系统供冷能力提高——第 5 章内容，换热器性能提高；以较高效率蓄冷和放冷从而实现能耗最低——第 6 章内容，控制策略研究及优化。

1.4 本章小结

本章从建筑能耗出发，介绍了中国建筑能耗的变化趋势，并针对其中居住建筑的节能工作提出了夜间通风相变蓄冷技术。进一步分别从国内外建筑节能研究

现状、夜间通风相变蓄冷技术以及预测控制的研究进行了综述和思考。最后，对本文的研究目的和思路进行了概述。

第2章 夜间通风相变蓄冷技术理论探讨

本章主要是对夜间通风相变蓄冷技术的理论探讨,首先本文对影响该技术性能的主要影响因素包括地理环境、系统形式、换热器形式、相变材料的类型、相变温度、相变材料的量分别进行了分析。之后建立了房间模型以及板式相变换热器的一维换热模型。

2.1 夜间通风相变蓄冷系统性能影响因素分析

本章节中,首先从理论角度讨论一下影响系统的主要因素。公式(2.1)到(2.3)分别为房间的冷负荷 Q_1 , PCM 的蓄冷量 Q_2 以及 PCM 和空气的换热量 Q_3 的计算公式。其中 Q_1 是由特定的房间和系统形式决定的。为了维持室内房间的温度从而达到热舒适度水平,一共需要满足两个条件。第一、 Q_2 积分的量必须要大于等于 Q_1 。第二, Q_3 需要在每个时刻都要大于等于 Q_1 。否则,该系统就会在一天的末尾阶段或者尖峰负荷阶段出现供冷量不足的情况。

公式(2.1)是房间得热方程。 $\int q_e dt$ 代表着来自房间外围护结构和通过内墙传热的得热, $\int q_m dt$ 代表来自室内热源的得热, $\int q_w dt$ 代表着渗透和通风带来的得热。对于使用夜间通风相变蓄冷的房间,前两项主要受到气候以及建筑特性的影响。而第三项同时还受到系统形式的影响。

$$Q_1 = \int q_e dt + \int q_m dt + \int q_w dt \quad (2.1)$$

公式(2.2)是蓄热方程。 Q_2 代表着 PCM 最大的蓄能量, m 代表 PCM 的质量, kg。 T_p 代表 PCM 的相变温度 ($^{\circ}\text{C}$), T_1 和 T_2 分别代表着放冷阶段的开始和结束时相变材料的温度, $c_{p,s}(T)$ 代表显热热容量 ($\text{kJ}/\text{kg}\cdot^{\circ}\text{C}$), L 代表单位质量的潜热量 (kJ/kg)。对于相变材料,潜热要远远大于显热,所以通常可以忽略显热量。理想的情况下,相变材料能够完全的蓄冷和放冷,从而实现最大限度地利用。

$$Q_2 = m \left[\int_{T_1}^{T_p} c_{p,s}(T) dT + L + \int_{T_p}^{T_2} c_{p,s}(T) dT \right] \quad (2.2)$$

对于夜间通风相变蓄冷系统,其性能主要由 PCM 和空气的换热情况决定的。公式(2.3)表达的是系统的换热量。 Q_3 代表换热的量(kJ), A 代表换热总面积(m^2), 其主要由换热形式决定。 h 是综合换热系数($\text{kJ}/\text{m}^2\cdot\text{s}$), 包含了空气和 PCM 表面换热系数以及 PCM 内部导热系数, 其中空气和 PCM 表面换热系数主要影响因素由风速决定而 PCM 内部导热系数主要由材料本身决定。另外,一些增加 PCM

内部导热系数的方法以及不同的 PCM 封装形式都会对其有影响。 T_{wind} 代表了换热过程中的平均温度($^{\circ}\text{C}$)。在夜间蓄冷阶段, T_{wind} 为室外空气温度, 而在白天放冷阶段, T_{wind} 代表着室内温度设定点或者室外温度 (由系统形式决定)。另外, 风速也可以改变 T_{wind} 的值, 从而进一步影响换热过程。 T_{PCM} 是 PCM 在换热过程中的综合温度, 主要由 PCM 相变温度决定, 而 t 代表着换热的的时间。由于在夜间蓄冷的时间十分有限, 所以要控制蓄冷量以满足第二天白天的冷负荷需求。

$$Q_3 = \int_{t_1}^{t_2} Ah(T_{wind} - T_{PCM})dt \quad (2.3)$$

在以上 3 个公式分析的基础上, 公式中参数以及影响其大小的参数的关系可以表示如下。

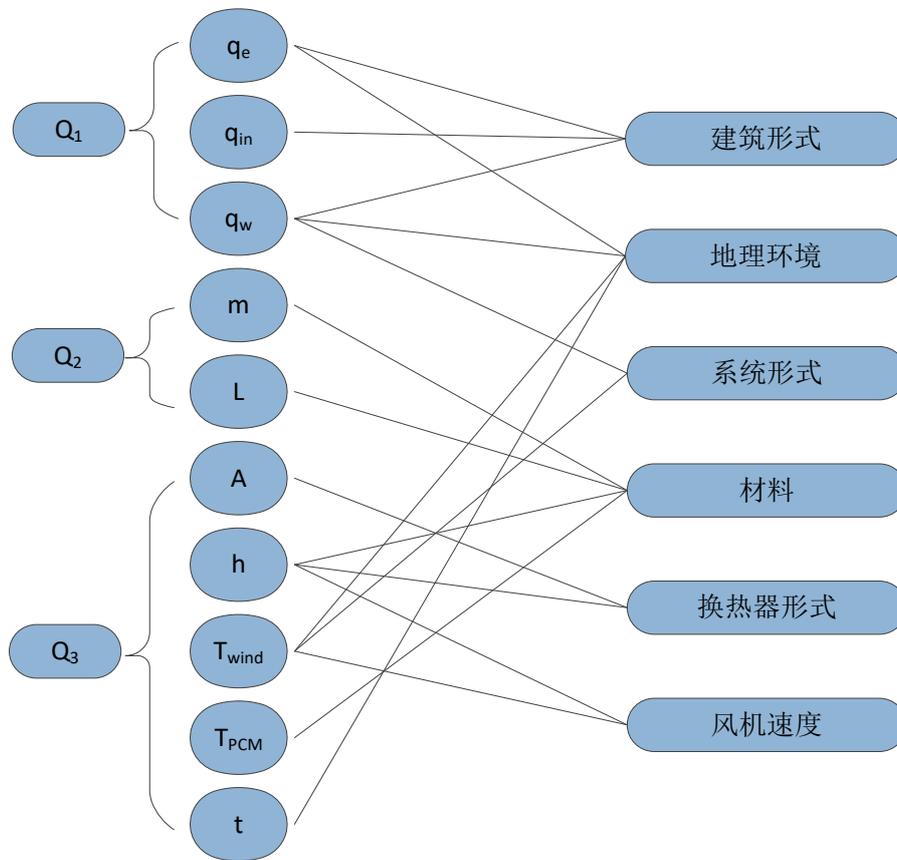


图 2.1 公式中的参数以及对应的影响因素

2.1.1 环境条件适用性

毋庸置疑, FCPCM 系统具有地理特殊性和环境决定性。研究表明, 其性能的优劣主要由昼夜温差而不是平均温度决定^{[37][38]}。Osterman^[39]等人使用 Fluent 对夜间通风 PCM 系统进行了全年的模拟发现系统在 7,8 月份由于昼夜温差较大, 蓄冷量最大。另外 B. Givoni^[40]等人提出当昼夜温差达到 12 到 15 $^{\circ}\text{C}$ 时, 该系统

性能十分好。因此, FCPCM 系统昼夜温差较大的地方比如沙漠、岛屿性能良好, 而在昼夜温差波动不大的地方, 该系统需要更好的设计才可以满足第二天冷负荷需求, 有时甚至只能成为空调系统的辅助手段。

2.1.2 系统形式

根据系统的类型以及目的, 最终可以将 FCPCM 系统分为以下几类。如图 2.2 所示。

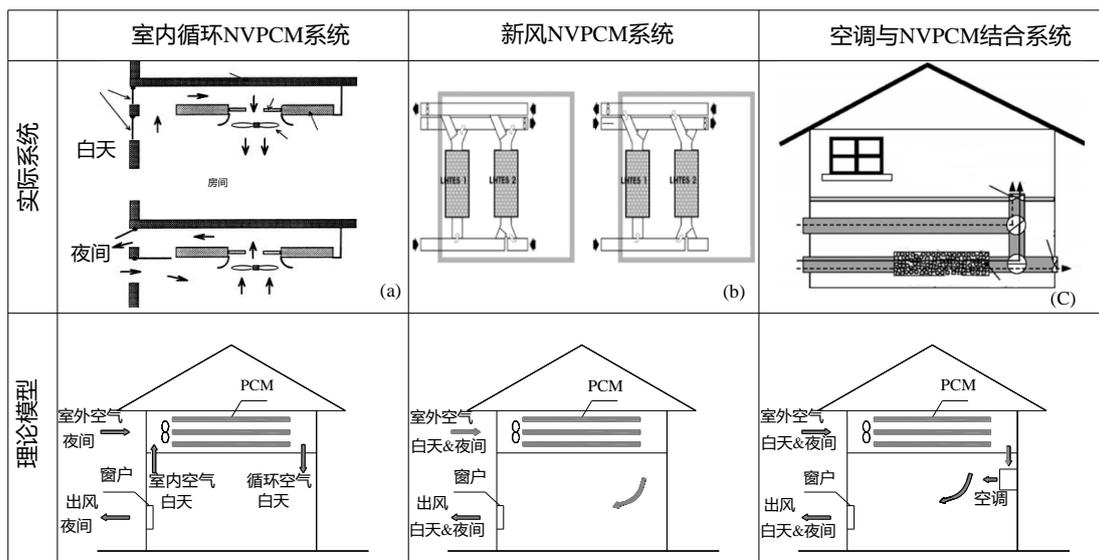


图 2.2 不同类型的 FCPCM 的真实系统和原理图 (a) 室内循环 FCPCM 系统 (b) 新风 FCPCM 系统 (c) 空调与 FCPCM 联合系统

2.1.2.1 室内循环 FCPCM 系统

在夜间通风相变蓄冷系统研究的起始阶段, 该系统形式应用较多^{[8][11]}。同时很多学者也是在该系统形式下进行研究和参数优化的^[9,41,42]。该系统的特点是在白天放冷阶段 PCM 的换热流体为室内空气, 故该系统解决的负荷为通过围护结构的得热以及室内的得热, 而并没有包括新风负荷。其能够充分利用 PCM 中储存的冷量, 然而在实际应用中不得不面对的问题就是没有新风的引入, 室内空气品质相对较低。实际应用条件下, 室内人员必然会由于空气质量问题而开窗通风, 无组织的室外风的进入, 无疑会对室内温度分布有较大影响, 致使系统效果大打折扣。

2.1.2.2 新风 FCPCM 系统

不同于室内循环 FCPCM 系统, 该系统形式的特点在于, 在白天系统通过引入新风而非室内空气与 PCM 进行热交换^[43], 故该系统需要承担的负荷相对上一

个系统增加了新风负荷。图 2.2 (b) 中的系统使用分开使用两个蓄热箱，分别通入室外空气和室内空气，这样既能保证有足够的 FCPCM 蓄冷确保室内的空气品质，同时又可以利用室内温度较低的回风，确保了冷量不会浪费。在夜间蓄冷模式，使用夜间低温室外空气同时冷却蓄能材料和房间，这是一种较为合理的模式，因为该系统不但解决了新风问题，同时也使得夜间低温室外空气可以直接冷却室内自带蓄热体，使其降到相对较低的温度。

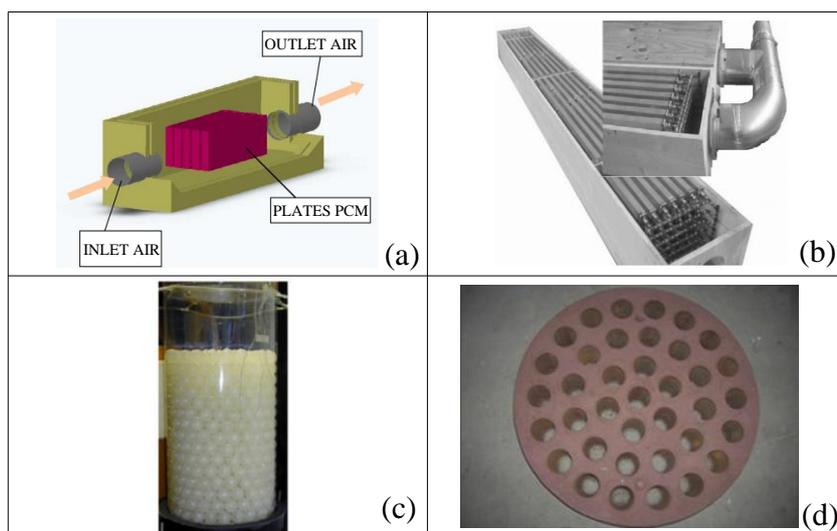
2.1.2.3 空调与 FCPCM 联合系统

虽然很多研究者都希望直接通过 FCPCM 系统解决整个夏季负荷的问题。然而很多情况下他们只能在较为温和的情况下验证系统的效果。其中很多是在夏季不太炎热的地区进行的，或者把研究阶段选择在非夏季高温的阶段。对于气候条件比较苛刻的地区，与空调系统联合运行是十分有必要的。在此系统中^[36,44,45]，当处在室外温度较低的过渡性季节的时候，只需要 FCPCM 系统即可满足全部的负荷需求，而在室外温度较高时 FCPCM 只用来尽可能地减少新风负荷，而其他的负荷由空调系统来承担以维持室内温度在热舒适范围内，这是一种更加合理并且可以实际应用的系统形式。其可以在室外较热的时候也能满足舒适度要求，从而扩大了该系统的适用性。

以上三种形式各有优劣，第一种系统所需负荷较小但是新风不足，第二种系统虽然满足了新风的需求，但在设计时需要注意的是控制新风量，虽然增加风量可以增加冷量，但前提条件是储存有充足的冷量。为充分利用 PCM 储存的冷量，只需要控制新风量等于所需求的新风量即可，而储存的冷量可以通过循环室内的空气进行热交换。第三种形式能够充分满足舒适度要求，但是需要同时投入空调和 FCPCM 两个系统，成本相对较高。

2.1.3 换热器类型

换热器形式多种多样，理想的换热器形式具有较大的换热面积和较小的体积，即 PCM“面积体积比”较高，同时风阻又要小以减少风机能耗。在应用于 FCPCM 之前，PCM 换热器不同形式已经有广泛应用和研究^[37]，其中部分已经逐渐沿用到 FCPCM 中，并且针对该系统已经有一定的分析和优化。常见的换热器形式如下图所示：



(a) 平板型^[9] (b) 管束型^[46] (c) 圆柱形 PCM 球形封装^[47] (d) 壳管式^[48]

图 2.3 PCM 换热器的主要类型

其中，平板型是 FCPCM 形式中较为常用的类型。该类型具有以下优点：换热量可以通过改变板厚进行控制、相变从平板的两边开始，所以整个过程是对称的、面积和体积的比值较大、换热器阻力较小，有利于节省风机能耗。管束型与平板型相同，只是把板变为了管束形式，牺牲储存 PCM 的体积来换取换热面积。

圆柱形换热器形式经常和储存各种 PCM 的球相结合，首先其封装过程较为方便，其次该形式也具有较大的换热面积。对于该形式，在相同体积量条件下，如果增加横截面积就便可以减小换热器的长度，而对换热效率影响不大，从而可以有效减少风机的能耗。

壳管式的换热原理是，把 PCM 封装在外壳中，同时控制空气通过中间的小孔进行换热，其也可以灵活地改变孔径的大小和其之间的厚度，从而改变其换热性能。

2.1.4 材料

2.1.4.1 类型

从图 2.1 中，很明显可以看出相变材料的导热性，潜热量大小以及相变温度都对系统性能具有重大的影响，理想的相变材料应该是无毒、无爆炸性、并且具有较高的结晶率。

目前共有 3 种类型的相变材料用于 FCPCM 中：有机、无机、共熔合金^[49]。其中共熔合金指的是两个或多个合金的最小融化单元。表 2.1 表示的是应用于 FCPCM 系统理想的材料所具有的性质以及有机和无机材料分别达到理想性质的情况。

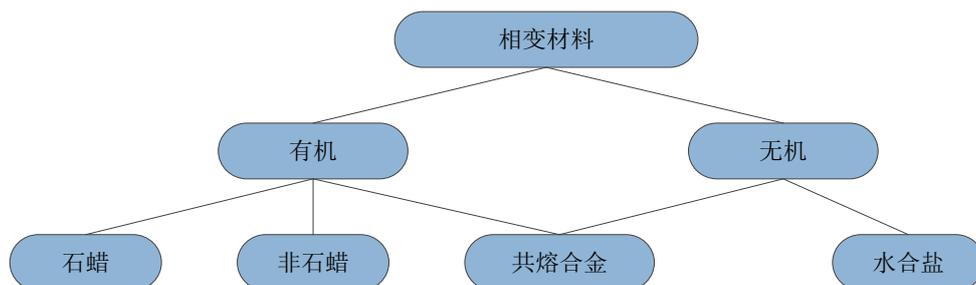


图 2.4 相变材料分类

表 2.1 FCPCM 理想材料具有的性质及有机无机材料具有的优势

理想性质	有机材料	无机材料
化学稳定性	√	
高传导率		√
高密度		√
无腐蚀性	√	
低成本		√
单位体积高相变潜热	√	
不可燃		√
低体积变化率		√
无过冷现象	√	

2.1.4.2 相变温度

相变温度对于系统的效率有很大的影响。合适地选取 PCM 相变温度可以使该系统充分利用夜间的冷量抵消次日所需要的冷负荷。而如果材料的相变温度不能与该系统所在的室外温度很好的匹配，则 PCM 就不能充分地融化和凝固，致使需要更多的量才能提供系统所需要的负荷。目前，国内外学者针对 PCM 相变温度的选取提出了不同的选择规则。以下根据不同的系统形式分类进行说明。

针对室内循环 FCPCM 系统，康艳兵^[10]指出 PCM 材料的相变温度要尽可能接近室内设计温度。Butala^[50]等学者提出应该根据满足人体热舒适的温度以及 PCM 与空气所需要的温差进行选择。具体来说，通常人体热舒适度范围在 23 到 27℃ 范围，为了保证充足的换热，空气和相变材料的温差大致在 3-5℃，从而可以推测出 PCM 的相变温度应该在 19 到 24℃ 范围内。Lazaro, Ana^[42]等人则根据实验结果提出了最佳相变温度的计算公式，如公式 (2.4) 所示。

$$T_p = T_s - 1.58 \cdot \frac{\dot{Q}_{demand} \cdot 18}{n} \quad (2.4)$$

其中 T_s 表示室内温度设定点， \dot{Q}_{demand} 表示室内冷负荷 (kW)，而 n 表示 PCM 模块的个数。然而需要注意的是，该实验的前提是 PCM 能够完全地蓄冷，同时第二天不同时刻的冷负荷以及风速都需要保持相同。

针对新风 FCPCM 系统和空调与 FCPCM 联合系统，Medved^[38]等人通过对

日本处于不同地理位置的六个城市的模拟,最终得出了最优相变温度的简单计算公式。如公式(5)所示,即最优相变温度等于制冷季的平均室外温度加 2°C ,同时最优相变温度也约等于最热月的平均室外温度。

$$T_p = \overline{T_a} + 2K \quad (2.5)$$

式中, $\overline{T_a}$ 是制冷季的平均室外温度。

对于相变温度范围特性,由于相变材料的相变温度并不是一个点而是一个区间,所以也有 Medved^[38]学者等人通过实验验证了采用更宽的相变温度范围可以使得整个系统变得更加高效,原因是由于其范围比较大,所以在整个制冷季节,PCM 都能进行蓄冷和放冷。

有些学者人为的利用这一特性来增加系统的效率,具体的做法是采用具有不同相变温度的 PCM 的混合物作为最终的蓄能材料^[52-53]。另有学者,在制造系统时,根据相变温度进行顺序排列,并在蓄冷和放冷不同阶段改变送风的方向。从而提升空气和 PCM 的平均温差,最终实现增加系统效率的目的。

在笔者看来,一个合理的相变温度的选取,必须能够兼顾蓄冷和放冷两个过程,从而实现系统的最优效率。目前,还是没有一个公认的最优确定相变温度的方法,主要原因是与室内设定温度不同——室内设定温度的确定依据只有人体热舒适一个指标,在不同的系统形式、换热形式、室外条件、相变材料类型(具有不同的潜热值)、相变材料量的情况下,以不同的指标(系统效率、制冷季总供冷量)作为优化目标,必然得到不同的最优相变温度,给出不同的最优温度确定方法。所以以上给出的方法都是在一定的条件下才具有参考意义。

例如,对于室内循环 FCPCM 系统,蓄冷阶段进风是室外温度,放冷阶段是室内温度,研究者们重点考虑了放冷阶段,从而根据室内设定温度也即人体热舒适确定最优的相变温度。而对于新风 FCPCM 系统,蓄冷阶段进风是室外温度,放冷阶段依然是室外温度,所以研究者则根据室外温度(制冷季平均室外温度,最热月平均室外温度)确定最优的相变温度。对于室内循环 FCPCM 系统,如果制冷季节大多数天最低温度只有 24°C ,则最优相变温度必然不能选在 19 到 24°C ,因为根本无法蓄冷,白天的放冷量自然为零。对于新风 FCPCM 系统,如果最热月平均温度为 26°C ,按照公式(2.5)可计算得相变温度为 28°C ,已经达到室内设定温度,即使可以充足蓄冷,放冷阶段也仍然不能运行。故一个合理的相变温度的选取,必须能够兼顾蓄冷和放冷两个过程,正如木桶原理,蓄冷和放冷是一个此消彼长的关系,而最终的放冷量是其中的较小值,所以为了实现放冷量最大化的目的,只有两者相同时才是最优。

虽然之前的学者关于最优温度的确定具有一定的片面性,但其对 FCPCM 的发展还有一定指导意义的,工程师可以根据其所在的不同条件,充分比较影响相

变温度的各种因素，最终采用对应的相变温度确定方法进行相变温度的选取。

2.1.4.3 量的确定

关于所需 PCM 量的确定，需要权衡成本和冷量削减量的关系最终确定，目前关于量的确定共有两种方法。分别为直接计算法和模拟试算法。

1) 直接计算法

Lazaro 等学者^[41]进行了实验并给出了直接的计算的公式，如公式 (2.6) 所示，需要注意的是该方法的适用条件是这些 PCM 模块能够完全蓄冷。

$$n = \frac{\Delta t_{ob} \cdot \dot{Q}_{demand}}{E_t^{mod}} \quad (2.6)$$

式中 n 代表 PCM 模块的个数， $\Delta t_{ob} \cdot \dot{Q}_{demand}$ 代表总负荷， E_t^{mod} 代表一个 PCM 模块的蓄能总量(kJ)。

2) 模拟计算法

该方法是在系统形式、换热器形式、相变材料类型等条件都确定的情况下，不断的增加 PCM 的量，当系统的性能不再显著增加时的 PCM 的量便为最优量。

Takeda^[37]等学者提出参数 D 来确定 PCM 的量，如公式 (2.7) 所示，研究者通过实验发现当 D 小于 45 时，系统性能会随着 D 的增加而显著增加，而在达到 45 之后增加量则十分有限。Medved^[38]采用的是相同的方法，在风速不变的情况下，不断增加 PCM 的量，并最终给出最优的 PCM 量，即每 m^3/h 的新风量对应 1-1.5kg 的 PCM 值。

$$D = \frac{L\rho_p A l}{V} \quad (2.7)$$

式中 L 代表单位质量的潜热量 [kJ/kg]， ρ_p 代表 PCM 封装后的最终密度 [kg/m^3]， A 系统的换热面积 [m^2]， l 代表系统的长度 [m]， V 代表风量 [m^3/h]。

在作者看来，PCM 的量主要与蓄冷和放冷量相关，最终由导热系数 c 、潜热量 L 以及 PCM 与空气的综合换热系数 h 确定，本质上来说，量的增加不再带来蓄冷和放冷量的持续增大的原因是第二天的冷量已经能满足所需要的冷负荷，即总潜热量已经足够，当其不能完全蓄冷和放冷时（大部分情况）则需要继续增加量（同时增加了换热面积）来弥补蓄能的不足，此时内部的导热系数 c 和外部的综合换热系数 h 就成为确定最优量的关键因素。上述两种方法，模拟计算法无疑更加切合实际，可以作为实际选择的依据。

2.1.5 风机运行

风机作为相变蓄冷系统中唯一能耗设备,其运行情况直接反应了系统的效果,理想的运行模式可以以最低的能耗满足蓄冷和放冷的要求,从而实现系统的高效运行。

在室内循环 FCPCM 系统中,风量主要是为了满足室内负荷需求。Zalba, Belén, et al.^[9] 直接根据毕渥数约等于 1 确定风量,即在此条件下导热热阻和换热热阻在相同的范围。后期的研究表明,由于相变材料的特性,在相变的过程中相变材料的导热热阻是变化的,而在其成为主要热阻时,风量对换热效果的影响反而会变小,所以双速风机或者变速风机的使用是十分有必要的。

对于新风 FCPCM 系统以及空调与 FCPCM 联合系统,很多研究者采用的也都是定风量策略^{[37][38]}。Medved^[37]为了夜间能够增大 PCM 蓄冷的速率而把风速调为白天的 3 倍。而 Chiu, Justin N^[51]采用双速风机,在有人的时候风机运行保证每小时 4.6 次的换气系数,而在无人的时候风机运行保证每小时 0.3 次的换气系数。在该系统形式下,由于引入了新风而需要承担新风负荷,所以设计者应该考虑到新风量的需求,而在新风量足够的情况下,应该尽可能地循环室内空气来获得 PCM 中的冷量。

智能控制已成功应用于许多领域,同时相比于其他提高系统性能的措施,比如 PCM 量的增加,或者增加导热性等措施,都需要或多或少的成本投入,然而智能控制所需要的额外投入并不多,但同样可以节省可观的能耗。Dovrtel, Klemen 和 S. Medved.^{[44][45]}采用基于气候预测对系统进行优化控制,通过预测的温度估算第二天所需求的冷量,并且该系统在满足第二天冷量需求的前提下优化控制系统的风量以节约能耗。

优化的目标函数对系统的运行有很大的影响,常用的目标函数包括系统运行电力成本、能源消耗、人体热舒适等。与传统控制方式相比,使用优化控制能够在系统形式不变的情况下,增强室内舒适性,提高系统效率并降低能源消耗。

2.1.6 性能指标

针对 FCPCM 系统的性能,不同的学者提出了不同的指标,作为系统优劣的评价标准或者系统优化的依据。

(1) 新风负荷削减率 (η_c)^[37]用来表明新风负荷的减少量,如公式(2.8)所示。使用条件是 FCPCM 和空调联合运行系统。

$$\eta_c = \frac{\sum Q_p \Delta t + \sum Q_p' \Delta t}{\sum Q_0 \Delta t} \quad (2.8)$$

其中分子部分表示使用 FCPCM 情况下需要空调除去的新风负荷,而分母部分表示的是传统情况下需要空调除去的新风负荷。

(2) 性能系数 (COP) 是最常用的性能指标^[11], 针对 NVCPM 其形式如公式 (2.9) 所示。

$$COP = \frac{Q_r}{Q_{fan}} \quad (2.9)$$

其中 Q_r 是系统放冷量, 而 Q_{fan} 是风机的总电耗。

(3) 热储存效率用来表示系统预期蓄能量, 如公式 (2.10) 所示^{[52][53]}

$$Q = \bar{\varepsilon}_m \bar{\varepsilon}_s r \quad (2.10)$$

其中 $\bar{\varepsilon}_m$ 放冷阶段平均蓄能系数, 而 $\bar{\varepsilon}_s$ 是蓄冷阶段平均蓄能系数, 计算公式如 (2.11) (2.12), r 是紧凑系数, 计算公式如 (2.13)。

$$\varepsilon = \frac{T_{inlet} - T_{outlet}}{T_{inlet} - T_m} \quad (2.11)$$

$$\bar{\varepsilon} = \frac{1}{t} \int_0^t \varepsilon dt \quad (2.12)$$

$$r = \frac{\text{PCM体积}}{\text{换热器总体积}} \quad (2.13)$$

2.2 房间模型和系统模型建立

2.2.1 房间模型

首先要建立的是房间模型, EnergyPlus 和 E-quest 等软件都提供了房间的白箱模型, 即具体的物理传热模型。但由于本文使用的实验平台内的房间较为简易, 没有太阳辐射等因素, 为了后期直接在 MATLAB 中与夜间通风相变蓄冷模型结合, 故在 MATLAB 中直接建立房间模型。房间示意图如图 2.5。

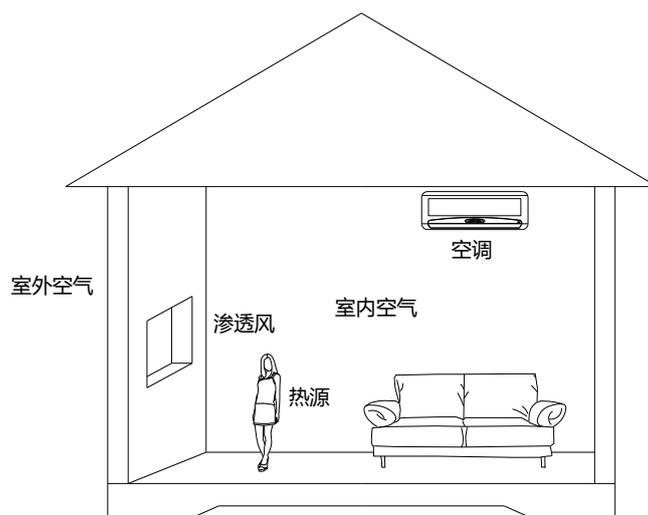


图 2.5 建筑传热模型能流示意图

自然室温是在没有人为热扰下,通过围护结构以及室内热源散发的热量影响下的房间温度。环境控制温度是在自然室温的基础上,加入环境控制系统后的房间温度。根据热力学第一定律得:

$$\rho_a V_a c_a \frac{\partial T_{in}(t)}{\partial t} = Q_e(t) + Q_{in}(t) + Q_{inf}(t) + Q_{ac}(t) \quad (2.14)$$

其中,

ρ_a —空气密度, kg/m^3

V_a —为房间体积, m^3

c_a —为空气热容, $\text{J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$

T_{in} —室内空气温度, $^{\circ}\text{C}$ 或 K

t —时间, s

Q_e —围护结构内表面向室内空气传热量, W

Q_{in} —室内不可控内热源,包括人员、设备、照明等, W

Q_{inf} —室外空气进入室内带来的热量,如通风、渗透, W

Q_{ac} —室内可控内热源,即空调系统末端,向室内的供热/供冷量, W

本文采用欧拉法进行求解,并采用隐式差分格式。欧拉法按照式(2.15)对待求变量进行一次差分,其误差为一阶误差。

$$\frac{dT_{in}}{dt} = (\partial t)^{-1}(T_{in}^t - T_{in}^{t-1}) + O(\partial t) \quad (2.15)$$

(1) 围护结构传热量

式(2.16)表示围护结构的传热,围护结构的外表面温度是在室外温度和太阳辐射的综合作用下呈周期性波动。对于非透明围护结构,例如墙体由于其本身的蓄热作用,会对传热有延迟和衰减的作用。而对于透明围护结构,例如玻璃,

延迟和衰减作用会大大减少，为简化计算，可以看作稳态导热过程。式 (2.16) 表示通过围护结构的热量。

$$Q_e(t) = h_{e,in}(T_{e,in} - T_{in})A_e \quad (2.16)$$

式中， $h_{e,in}$ 表示综合对流换热系数， A_e 表示围护结构总面积。假设墙体只在沿厚度方向存在温度梯度，故墙体内部一维导热可表示为：

$$\frac{\partial T_e}{\partial t} = a_e \frac{\partial^2 T_e}{\partial x_e^2} \quad 0 \leq x_e \leq \sigma_e, t > 0 \quad (2.17)$$

墙体外表面和内表面边界条件表达如式 (2.18) 和 (2.19)；

$$-\lambda_e \left(\frac{\partial T_e}{\partial x_e} \right)_{x_e=0} = h_{e,out}(T_{out} - T_{e,out}) \quad (2.18)$$

$$-\lambda_e \left(\frac{\partial T_e}{\partial x_e} \right)_{x_e=\sigma_e} + h_{e,rad,in}(T_{e,in} - T_{ave}) = h_{e,in}(T_{e,in} - T_{in}) \quad (2.19)$$

式中 $h_{e,rad,in}$ 表示内表面辐射系数。在本实验平台中，由于两个对照房间均处于半球内部，不会受到太阳的直接辐射，而受到其他辐射的影响也很小，故本模型忽略辐射作用。

(3) 内热得热量

内热得热主要包括人员设备和照明，该得热又可以分为显热和潜热，其中潜热部分可以直接转化为冷负荷，而显热中对流部分可以直接转化为冷负荷，辐射部分通过室内表面等表面吸收，最终转化为冷负荷。

$$Q_{in}(t) = \sum p \quad (2.20)$$

(4) 渗透得热量

渗透得热量指的是室外空气通过门缝或者窗缝渗透进入房间产生的得热量，所有得热量可直接转换为冷负荷。

$$Q_{inf}(t) = \frac{ACH}{3600} \rho_a V_a c_a (T_{out} - T_{in}) \quad (2.21)$$

式中，ACH (air change per hour) 表示每小时的换气次数。

(5) 室内温度隐性表达

整理得到，欧拉法计算出的室内空气温度隐式格式为：

$$T_{in}^t = \frac{\rho_a V_a c_a T_{in}^{t-1} + h_{e,in} T_{e,in}^{t-1} A_e \Delta t + \sum p \Delta t + \frac{ACH}{3600} \rho_a V_a c_a T_{out}^{t-1} \Delta t + Q_{ac}(t) \Delta t}{\rho_a V_a c_a + h_{e,in} A_e \Delta t + \frac{ACH}{3600} \rho_a V_a c_a \Delta t} \quad (2.22)$$

2.2.2 相变换热器模型建立

在该项研究中，采用板式换热器。结构如图 2.6 所示：PCM 被封装于 45cm × 30cm × 1cm 的铝制容器中，由空气通过板之间的空隙与 PCM 进行换热。

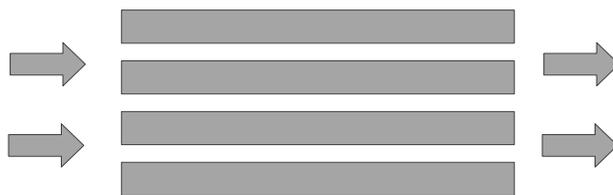


图 2.6 板式换热器

该模型的建立基于以下假设

- ◆ 考虑传热在厚度方向的差异，即建立一维模型，因为有机相变材料 OP27E 的低导热性。
- ◆ 在长度方向，忽略相变材料温度的差异，而空气则采用进出口的平均温度作为换热空气的综合温度；
- ◆ 由于固体和液态的密度相差不大，故忽略相变材料密度随温度的改变；
- ◆ 由于封装铝板热容量和质量较小，故忽略其蓄热；
- ◆ 由于封装铝板导热系数远大于相变材料 OP27E，并且厚度较薄，故忽略其热阻；
- ◆ 由于相变材料显热较小，故忽略；
- ◆ 忽略入口段效应；
- ◆ 忽略相变材料的自然对流；
- ◆ 忽略相变材料粘度系数随温度的改变，过冷效应，自然结晶的随机特性，树形增长以及产生的孔洞。

相变换热器一维模型如式 (2.23)

$$\frac{\partial T_p}{\partial t} = a_p \frac{\partial^2 T_p}{\partial x_p^2} \quad 0 \leq x_p \leq \delta, t > 0 \quad (2.23)$$

每个 PCM 板换热情况是对称的，边界条件为式 (2.24)。

$$-\lambda_p \left(\frac{\partial T_p}{\partial x_p} \right)_{x_p=0} = h_f (T_{surface} - T_{average}) \quad (2.24)$$

其中， T_p 代表每层 PCM 的温度， $^{\circ}\text{C}$ ；

a_p 为热扩散率， m^2/s

x_p 代表每层 PCM 的厚度， m ；

h_f 为流体的对流换热系数 ($\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$)；

$T_{surface}$ 表示 PCM 表面温度， $^{\circ}\text{C}$

$T_{average}$ 作为流体进出口平均温度， $^{\circ}\text{C}$ ，

$$T_{average} = \frac{T_{f,out}(\tau) + T_{f,in}(\tau)}{2} \quad (2.25)$$

对于板式换热器，流体在相变换热模块之间流动，可以将这一模型等效为管

内流动，定型尺寸采用当量直径：

$$De = \frac{4f}{c} \quad (2.26)$$

其中， De 为当量直径， f 为流道断面面积， c 为流体湿周。

$$Re = \frac{De \times v}{\nu} \quad (2.27)$$

其中， v 为流体速度 m^3/s ， ν 为流体粘度系数 m^2/s 。

紊流工况下，采用最普遍的迪图斯-贝尔特（Dittus-Boelter）公式（2.28）：

$$h_f = \begin{cases} 0.023 \frac{\lambda_f}{De} Re_f^{0.8} Pr^{0.4}, & \text{蓄冷工况} \\ 0.023 \frac{\lambda_f}{De} Re_f^{0.8} Pr^{0.3}, & \text{释冷工况} \end{cases} \quad (2.28)$$

适用工况

$$\left(\frac{l}{De}\right) > 10, Re_f > 10^4, Pr_f = 0.7 \sim 160$$

定型温度取全管长流体平均温度，定型尺寸为 De 。

过渡流工况下，应用格尼林斯基整理的基于实验数据基础上提供的传热关联式（关联式与 90% 的实验数据偏差在 $\pm 20\%$ 以下，这对一般工程计算可以接受）：

$$h_f = 0.0214 \frac{\lambda_f}{De} (Re_f^{0.8} - 100) Pr^{0.4} \left[1 + \left(\frac{d}{l}\right)^{\frac{2}{3}}\right] (T_f/T_w)^{0.45} \quad (2.30)$$

适用工况

$$0.6 < Pr < 1.5; 0.5 < \left(\frac{T_f}{T_w}\right) < 1.5; 2300 < Re_f < 10^4$$

2.3 本章小结

本章主要是对夜间通风相变蓄冷技术的理论探讨，首先本文对影响该技术性能的主要影响因素包括地理环境、系统形式、换热器形式、相变材料的类型、相变温度、相变材料的量分别进行了分析。之后建立了房间模型，由于该模型对应的实验是在无直射的情况下进行的，故忽略了辐射的作用。最后搭建了板式相变换热器的模型，该模型考虑到了相变材料内部热阻，故为一维模型。之后将通过实验验证以上模型的准确性。

第3章 实验平台搭建及模型验证

3.1 实验平台简介

本次实验是基于同济-新奥生态园的建筑全能效测试平台而进行的。该测试平台将结合国内外现有研究的经验和先进理念,并致力于弥补如今世界范围内缺乏能够全面地对综合性建筑节能技术实际应用效果做出评价和校验的不足,对 HVAC 系统节能技术、窗体和围护结构节能技术的测评进行有机的结合,使其成为国内外一流的建筑能效测试平台,为建筑节能技术的研发和应用提供有效的支持。平台外观如图 3.1,内部构造如图 3.2。



(a) 遮阳壳打开

(b) 遮阳壳关闭

图 3.1 全能效实验测试平台外观图

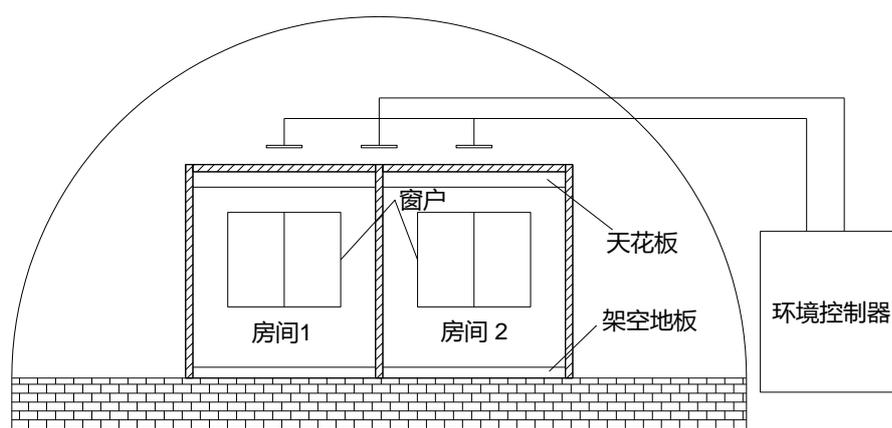


图 3.2 全能效测试平台内部构造图

本次实验内容包括现有房间气密性测试,房间改造及系统设计、选定测试系统、测点布置以及数据平台的设置。

3.2. 房间气密性测试及改造

3.2.1 房间气密性测试

房间气密性指的是外门窗在正常关闭状态时，阻止空气渗透的能力。该参数是影响负荷的重要指标，许多学者都十分重视围护结构的保温隔热性能，然而增加气密性却是一个易行并且效果显著的切入点，增加气密性成本并不高，做好门窗以及部分的插座气密性，便可以显著提高房间的性能，有效降低冷热负荷。同时在建立房间模型时，围护结构已知，而气密性未知也是造成模型不准确的重要原因，因此对房间气密性进行测试，测试分两个部分，分别为有压测试和无压测试。

3.2.1.1 有压测试

鼓风机测试方法为有压测试的一种。其原理是（1）变速风机：产生空气流动达到所需的室内外压力差（2）压力测量装置：测量由变速风机产生的压力差（3）安装系统：将风机安装在门上或窗户上。

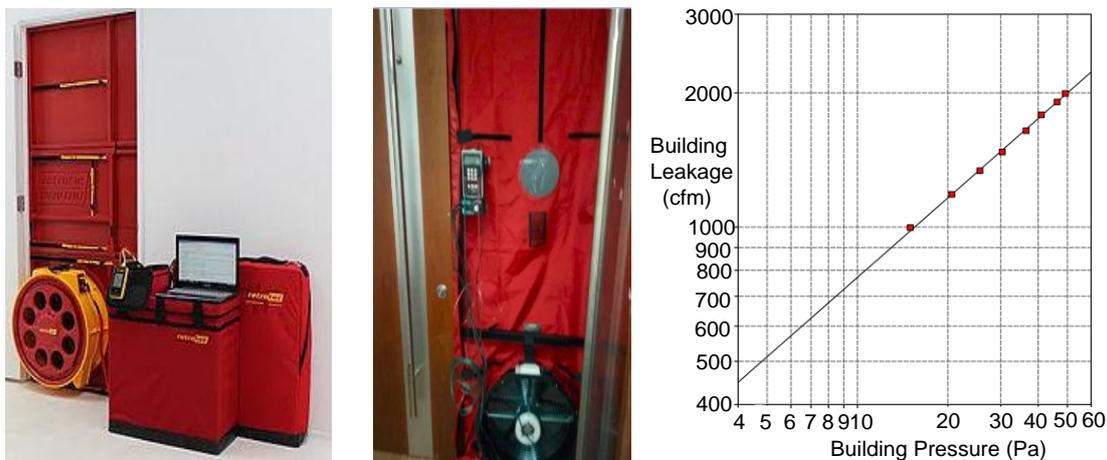


图 3.3 鼓风机测试及测试结果

其中 $1\text{cfm}=1.7\text{m}^3/\text{h}$ 。房间的尺寸为 $3.4\text{m}\times 4.8\text{m}$ ，高度为 3.2m 。所以房间在 50Pa 的换气次数达到了 24.7 次/h。而被动式建筑在 50Pa 的换气次数只有 0.05 次/h，可以发现房间的气密性很差。

3.2.1.2 无压测试

CO_2 浓度衰减法是无压测试方法的一种，其测试原理是基于示踪气体质量守恒方程。如式（3.1）

$$V \frac{dC}{dt} = F - u(C - C_{out}) \quad (3.1)$$

示踪气体浓度衰减法是在被研究空间释放一定量的示踪气体,然后在整个实验过程中不再释放,即 $F(t) \equiv 0$, 则上式化为

$$\frac{dc}{dt} = \frac{u}{V} (C_{out} - C) \quad (3.2)$$

实验过程涉及 3 个实验仪器。手持式 CO₂ 测试仪——测量室内外 CO₂ 浓度。摇摆风扇——使 CO₂ 与室内空气充分混合以及 CO₂ 气体——作为示踪气体。

具体分为 3 个步骤

- 1、测量并记录室外 CO₂ 浓度值;
- 2、关闭门窗,释放 CO₂, 打开风扇, 均匀混合;
- 3、每隔 1min 记录一次 CO₂ 浓度, 并处理结果。

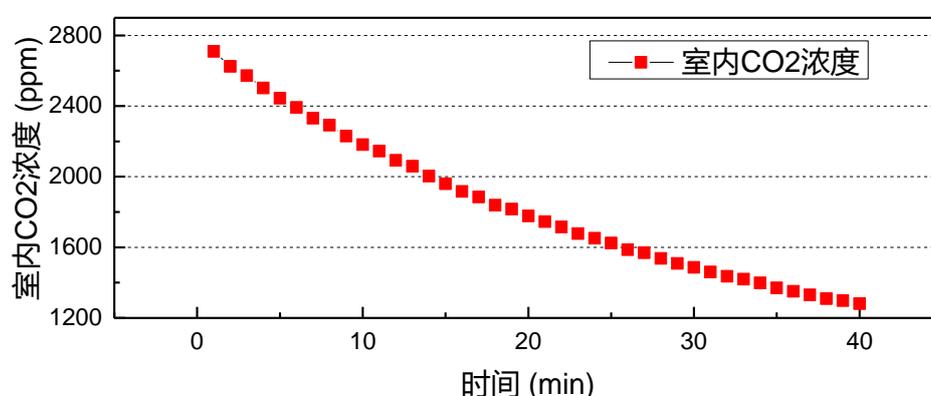


图 3.4 室内二氧化碳浓度变化

在无压的情况下室内二氧化碳浓度变化如图 3.4 所示,室外二氧化碳浓度为 610ppm, 计算可得无压情况下的换气次数为 1.7 次/h。由此可见,进行建筑气密性改造十分必要。

3.2.2 房间改造

房间的改造具体指的是气密性的增加,重点包括门、窗以及墙板间隙。

1) 首先是对窗户的气密性改造。窗户是气密性的薄弱环节,采用密封毛毡和挡风条对窗进行气密性改造。

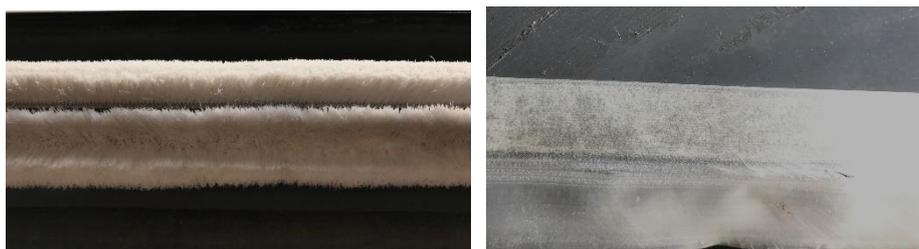


图 3.5 窗的气密性改造

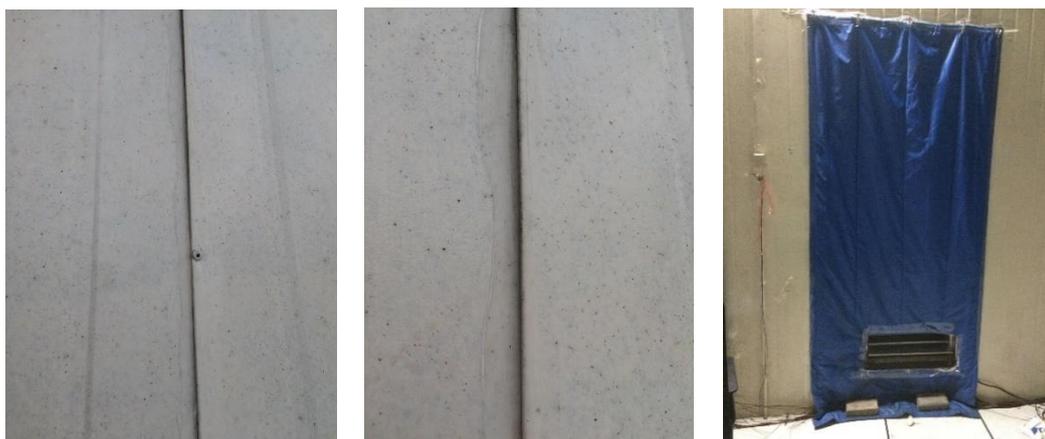


图 3.6 墙板缝隙及门的气密性改造

2) 由于在有压测试时发现，墙板间隙的漏风较为严重，故采用硅胶对墙板间隙进行填补。由于该系统的入风口在门的部位，所以门无法关闭，致使门处漏风十分严重，前期考虑到切换蓄冷和放冷模型需要从门进出，故使用夹子进行固定，但实验效果不够理想，并且风机的运行会使漏风现象恶化。为进一步增强门的气密性，在蓝色的保温帘与风口对应的位置剪出与出风口等大的缺口，并用胶带进行永久固定，后期实验人员从窗户进出进行蓄冷和放冷模式的切换。门气密性改造效果如图 3.6 所示。

3.3 系统设计

关乎系统的形式和其性能的影响因素已经在第二章中进行了详细的介绍。本节是根据该技术理论进行具体的系统设计。

3.3.1 系统参数

1) 实验所在地：该实验所在地为上海，属于夏热冬冷地区，昼夜温差相对较低，而在上章节中提到，该系统在昼夜温差达到 12 到 15℃时，才具有较好的性能，而在昼夜温差较小时，只有通过更好的设计才可以具有较好的运行效果。

2) 系统形式：本实验是在无人居住的情况下初步探讨 FCPCM 系统在夏热冬冷地区的实用性，故采用室内循环 FCPCM 系统。夜间通入新风降低室内温度，而出风口设在室内，故出风可用以降低室内自带相变材料的温度。而在白天进行室内循环，冷却室内空气。人员所需要的新风则由新风渗透满足。为了简化系统施工，将系统置于房间的地板上而非天花板上。

3) 换热器形式：本实验采用板式换热器，选择的原因已在上个章节中的模型建立中详细阐明，故不再赘述。

4) 相变材料类型: 有机 PCM 材料化学稳定性好, 无过冷 (在昼夜温差较小的情况下, 无机相变材料的过冷的情况对系统性能的影响更大) 和析出现象, 无毒性和腐蚀性。且其生命周期长, 蓄放冷循环次数可达 80,000 次, 能够满足房屋使用年限的需求。

5) 相变温度: 根据上个章节总结的经验, 相变温度的确定需要综合考虑蓄冷和放冷两个方面。

放冷阶段, 该阶段进风温度为室内设定温度, 即热舒适度范围。许多学者^[54,55]对于夏热冬冷地区的非空调住宅建筑的舒适性温度做了调研和分析, 研究发现, 上海地区居民在自然通风和空调建筑内的热中性温度分别为 28.1°C 和 27.7°C。本研究中, 室内设定温度为 28°C。

蓄冷阶段, 该阶段进风温度为室外温度, 为了实现蓄冷功能, 只需要每天的最低温度即可。图 3.7 是上海典型年 5-9 月份的最低温度和室内设定温度。由图可以看出, 在 5 月份和 9 月份, 最低温度较低, 相变温度可选择范围较大, 而在 7、8 月份, 最低温度就高达 26°C。甚至部分时段, 最低温度已经超过 28°C。

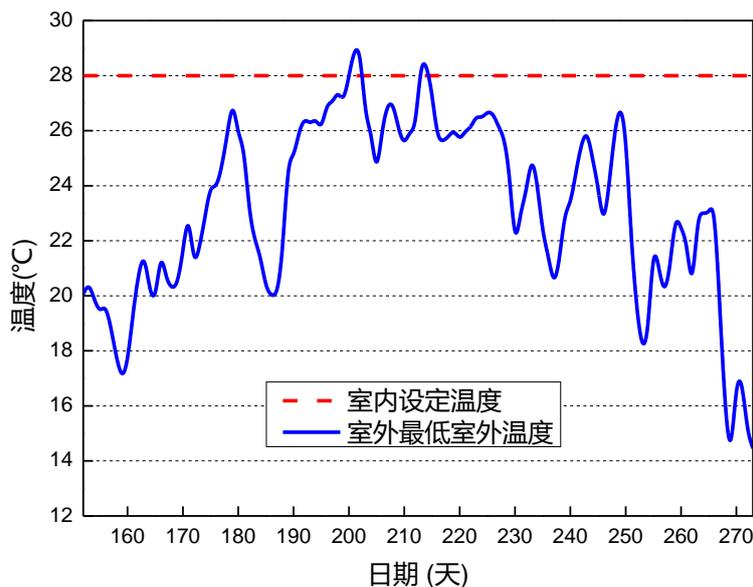


图 3.7 上海典型年 5-9 月份最低温度及室内设定温度

综合考虑蓄冷和放冷阶段, 以及相变材料换热效率, 确定相变温度可以在 26°C-27°C。同时, 优先选择相变温度在一个较大的范围的材料。最终选择实验采用的是由 Rubitherm 鲁尔能源提供的有机相变 CSM 板, OP27E, 其具体参数如表 3.1 所示。

表 3.1 OP27E 各属性参数

指标	值	单位
----	---	----

熔融范围	25-28	°C
凝固范围	28-25	°C
蓄热容量±7.5%	179	kJ/kg
潜热与显热之和（温度范围 20 至 35°C）	50	Wh/kg
比热容	2	kJ/kg·k
固态密度	0.88	kg/l
液态密度	0.76	kg/l
热传导率（两相）	0.2	W/(m·k)
体积膨胀系数	12.5	%
闪点	146	°C

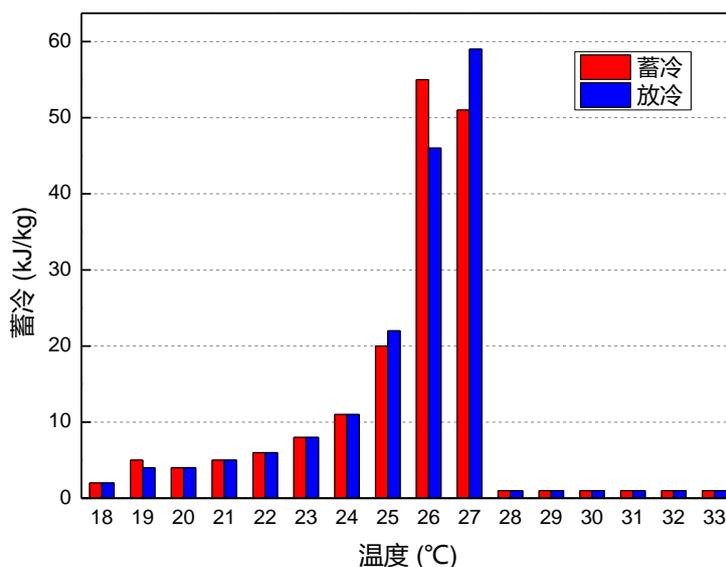


图 3.8 相变材料蓄、放冷特性图

6) 相变材料量: 实验前首先采用估算法, 对于本实验, 该房间没有辐射得热, 同时也没有热源, 冷负荷指标假定为 $30\text{-}35\text{W}/\text{m}^2$, 供冷时间每天约 6 小时, 面积为 14.89m^2 , 由表 3.1 可得其蓄能容量为 $50\text{Wh}/\text{kg}$, 故估算需要 $54\text{-}63\text{kg}$ 。需要注意的是, $50\text{Wh}/\text{kg}$ 为其全部的蓄能容量, 即相变材料需要完全的蓄冷和放冷才能满足需求。

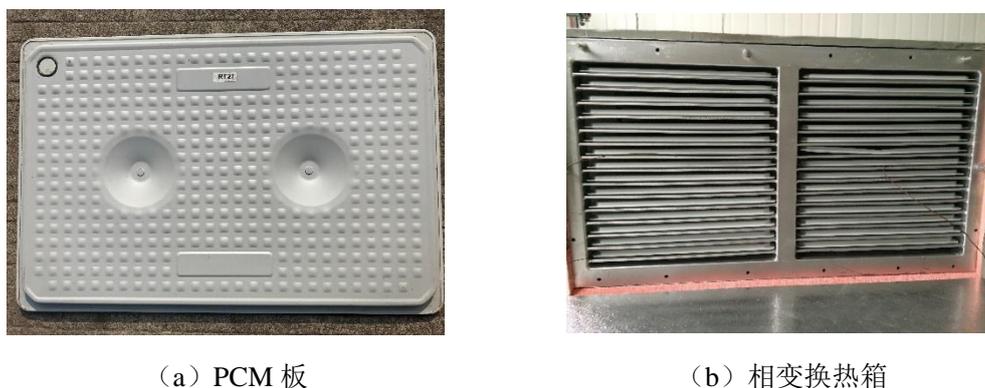
7) 封装的厚度: 综述上有说, 厚度为 $1\text{-}3\text{cm}$, 为了保证其能够充分的换热, 故其厚度取 1cm 。

3.3.2 系统搭建

根据以上的 FCPCM 初参数设计, 进行系统的搭建。施工后的全景图如图 3.9 所示。本实验中风机型号及参数见表 3.2。换热核心区即为相变换热箱。封装板的尺寸为 $45\text{cm}\times 30\text{cm}\times 1\text{cm}$, 2 排 2 列, 15 层, 共 60 个, 每个重为 1.1kg , PCM 板以及换热箱如图 3.10 所示。



图 3.9 施工后系统全景图



(a) PCM 板

(b) 相变换热箱

图 3.10 相变储能单元概况

表 3.2 风机型号及参数表

型号	功率 (kW)	转速 (r/min)	电机线圈	风量 (m ³ /h)	全压 (Pa)	噪声 (DB)
SFG2-2/0.12kW 单	0.12	2800	铜线	1300	140	62

3.4 测试系统

该系统涉及的测试数据类型总共分为 3 类。

- 1、风速——阀门在不同开度下对应的风速。
- 2、空气温度——包括室外空气温度，4 个方向取平均值。系统进风温度，系统出风温度。两个房间的室内空气温度。
- 3、壁面温度——PCM 板面的温度。

3.4.1 风速测试仪器

风速测试仪采用加野热式风速仪 KA23，该仪器的具体信息如下表所示：

表 3.3 加野热式风速仪参数

风速	测量范围	测量精度	分辨率
	0.00~ 50.0m /s	0.00~ 4.99m /s ± 2%FS 5.00~ 50.0m /s ± 2%FS	0.01m /s (0.00~ 9.99m /s) 0.1m /s (10.0~ 50.0m /s)



图 3.11 加野热式风速仪

通过变压器改变电压以及阀门的开度，并在不同情况下对风速进行测量，表 3.4 为测量结果。

表 3.4 不同电压和阀门开度下的风速

风速	全开 (220V)	三齿 (220V)	四齿 (220V)	全开 (110V)	三齿 (110V)	四齿 (110V)
第一次测量	2.75	2.40	2.15	1.40	1.30	1.05
第二次测量	2.15	2.10	1.95	1.00	0.95	0.90
第三次测量	1.00	1.00	0.80	0.70	0.60	0.45
均值 (m/s)	1.97	1.83	1.63	1.03	0.95	0.80
风量 (m ³ /s)	0.20	0.18	0.16	0.10	0.10	0.08

3.4.2 德图 testo174T 温度记录仪

由于该仪器精度较高，故使用德图 testo174T 温度记录仪测试室外空气温度，4 个方向取平均值。系统进风温度，系统出风温度。两个房间的室内空气温度。

表 3.5 德图 174T 参数

温度	测量范围	测量精度	分辨率
	-30 ~ +70 °C	±0.5 °C (-30 ~ +70 °C)	0.1 °C



图 3.12 德图温度自测仪及界面

3.4.3 热电偶数据采集系统

3.4.3.1 采集系统设备

半球数据采集系统架构如图 3.13 所示分为 3 层，下层为感知层，由 60 个热电偶，6 个模拟湿度传感器以及一个辐照仪组成；中间层为数据采集层，由 9 个 ADAM4118 采集器组成；上层为传输层，由一个数据传输器 DTU (Data Transmit Unit) 组成。具体的工作原理为，热电偶传感器采集温度并传输到数据采集器中，之后通过数据传输器上传到网络服务器，最终的数据可通过登录网点直接获取。

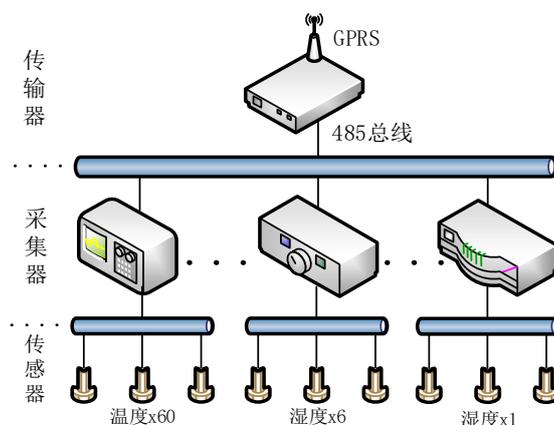
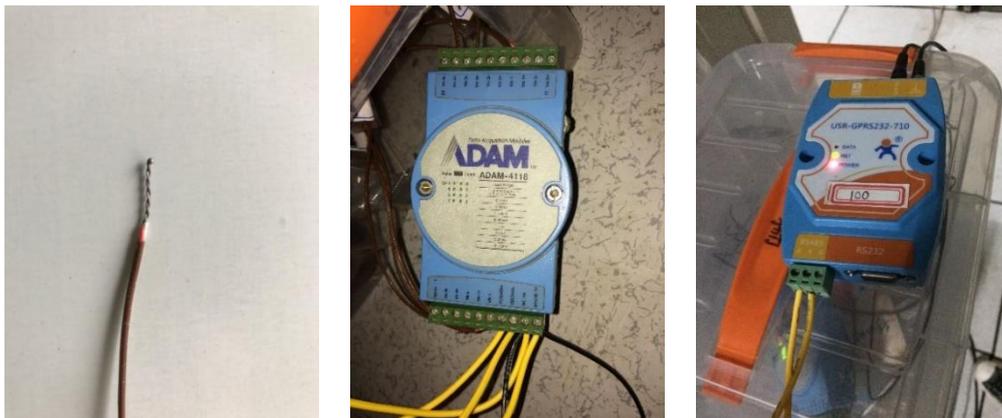


图 3.13 半球数据采集系统架构

表 3.6 实验平台物品清单

名称	型号
传输器	USR-GPRS-701-4
采集器	ADAM4118
采集器	ADAM4117
热电偶	K 型 WRNT-01
照度仪	TBQ-2-B



(a) 热电偶

(b) 采集器

(c) 传输器

图 3.14 半球数据采集系统架构

为保证热电偶所测温度为 PCM 板的平均板温，分别对两行两列以及板的上下面进行测量，以保证所测温度为其平均温度，同时使用铝箔胶带进行固定。如图 3.15 所示。

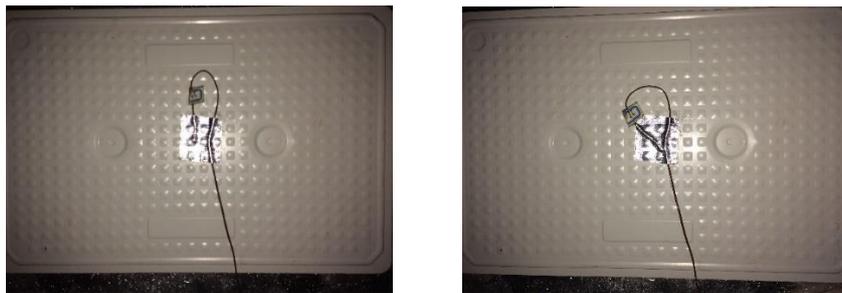


图 3.15 热电偶固定示意图

3.4.3.2 采集系统数据平台

全能效实验平台另一个核心为数据平台，该平台具有数据采集与存储功能，可以在任何时间任何地点登陆该平台查看实验进展，且支持多个实验共用一个平台查看检测。平台中可以自由设置和变换传感器个数和类型，满足实验变更的个性要求以及灵活性需要。同时该平台可以根据设置自动记录测试数据，便于后期的分析处理。图 3.16 为该平台界面概况以及实验中某一天采集的温度分布界面。



图 3.16 数据平台概况

3.4 模型验证

3.4.1 房间模型验证

该房间模型的目的是在室外温度已知的条件下对室内温度进行预测，图 3.17 为选取 4 天对房间模型进行验证。其中红色的线为室外实测温度，蓝色的线为室内测试温度，而绿色的线为室内预测温度。

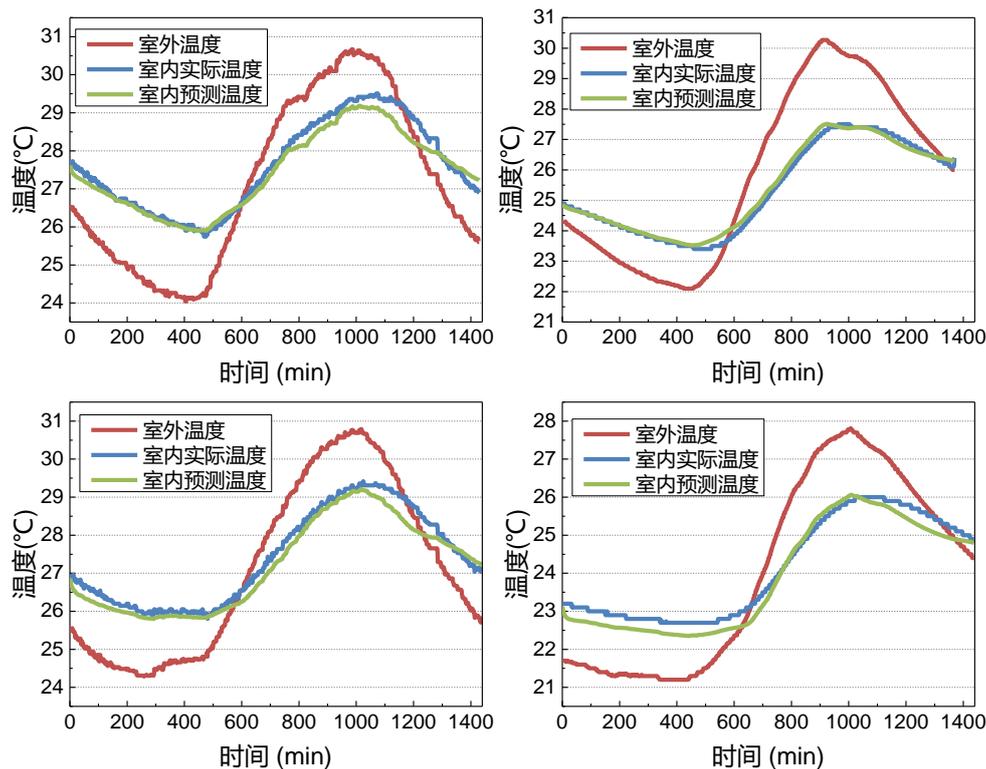


图 3.17 房间模型验证

对于室温的预测，相对偏差意义不明确，故选取平均绝对误差 MAE 和均方根误差 RMSE 对室内温度预测值的准确性进行评价，其计算公式如下所示。

$$\text{MAE} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n |y_i - \hat{y}_i| \quad (3.1)$$

$$\text{RMSE} = \sqrt{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (y_i - \hat{y}_i)^2} \quad (3.2)$$

表 3.7 房间模型验证

Case	MAE	RMSE
1	0.20	0.26
2	0.12	0.15
3	0.23	0.26
4	0.26	0.28

结果表明，该房间模型平均绝对误差 MAE 和 RMSE 全部小于 0.3°C ，说明该房间模型具有很高的精度。模型验证的结果也可以进一步说明，在模型建立的阶段忽略辐射作用并不会对模型的精度有太大的影响。

3.4.2 相变换热器模型验证

该模型是在相变材料初始温度以及实时进风温度已知的情况下，预测换热器出风温度。其中红色的线段表示的是实测的进风温度，蓝色线段表示的是实测的出风温度，而绿色的线段表示的是预测的出风温度。

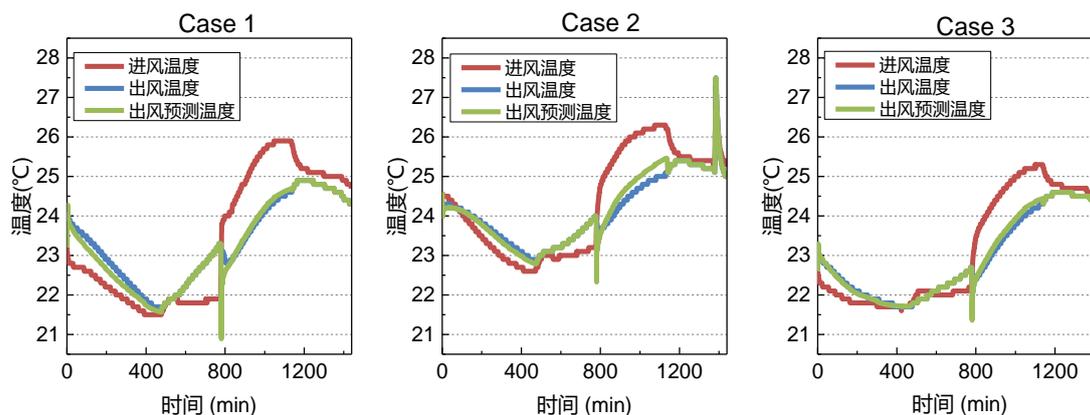


图 3.18 相变换热器模型验证

图中的蓄冷时间为 0 到 8 小时，而放冷时间为 13 到 19 小时。在 8 到 13 小时以及 19 小时之后，系统为待机状态。

表 3.8 换热器模型精度

Case		MAE	RMSE		MAE	RMSE
1	蓄冷	0.038	0.056	放冷	0.138	0.162
2	蓄冷	0.072	0.087	放冷	0.281	0.308
3	蓄冷	0.192	0.211	放冷	0.106	0.201

通过结果可以发现，相变换热器模型具有较高的精度。对于实验，共有两点需要说明。首先是在 13 时的时候产生偏差，其原因是模型本身的误差，由于定性温度取值为进出风温度的平均值，在稳定运行的情况下预测效果较好。然而 13 时忽然进入放冷状态，实际上从进风到出风会立刻形成另一个温度梯度，但是模拟的情况下，由于初始的出风温度未知，故定性温度取进风温度而非进出风温度的平均值，致使模拟换热量与实际换热量的偏差，然而由于温度本身相差不大并且能够在较短时间内恢复，故不会对模型精度造成太大的影响。案例 2 中，进出风温度突然升高是由于人为对温度自测仪取数造成的，并非自然原因。

3.4.3 FCPCM 模型验证及效果

3.4.3.1 FCPCM 模型验证

在单独的房间模型和换热器模型验证的基础上, 需要进一步进行 FCPCM 系统的验证, 从而排除在待机阶段产生的自然对流换热对系统的影响。

系统运行模式如下。前一天 11 点到第二天 7 点, 蓄冷阶段, 窗户为开启状态, 风机为 220V, 阀门全开。7 点到 12 点, 待机状态, 窗户为关闭状态。12 点到下午 18 点, 放冷状态, 窗户为关闭状态, 风机为 110V, 阀门全开。18 点到 23 点, 待机状态, 窗户为开启状态。

在模型的试调阶段, 需要对换气次数进行调整。其中夜间蓄冷期间的换气次数是根据风机风量计算的, 开窗时系统待机换气此时的试调结果为 7 次/h。

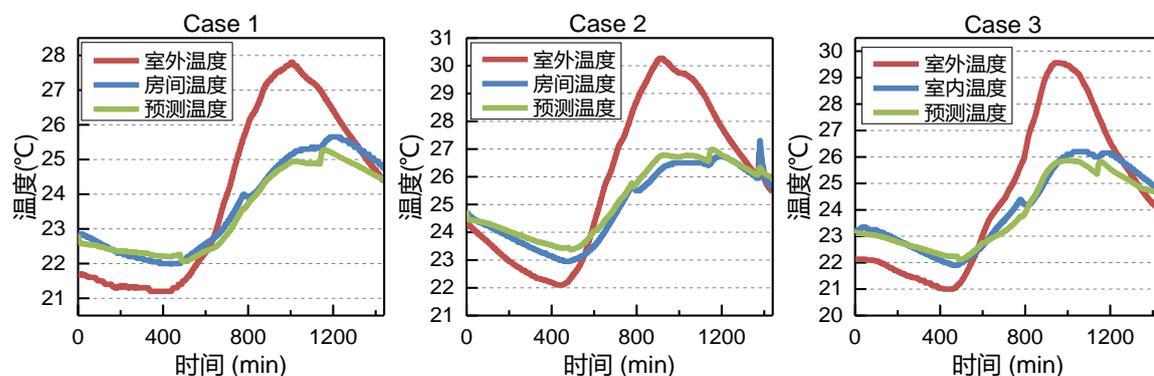


图 3.19 FCPCM 模型验证

表 3.9 FCPCM 模型验证指标

Case	MAE	RMSE
1	0.25	0.30
2	0.26	0.31
3	0.26	0.32

从结果来看, 试调后的 FCPCM 模型能够很好地预测室内温度。

3.4.3.2 FCPCM 系统降温效果

如图 3.20 所示, 蓝色的线表示西室的温度, 而橘红色的线表示的是对照组东室的温度。而从图中可以看出, 由于夜间的机械通风, 西室的室内温度稍低于东室的室内温度, 而在放冷模式开启之前, 随着室外温度的升高, 西室的温度也始终低于东室的温度, 由于本实验室内并没有蓄热体, 所以延迟效果相差并不明显, 如果在有蓄热体的情况下, 该现象会更加显著。而在冷负荷最大的阶段, FCPCM 系统能够降温约 1-2°C, 并且随着室外温度的升高而增大, 主要是由于不同温度下的相变潜热不同造成的。

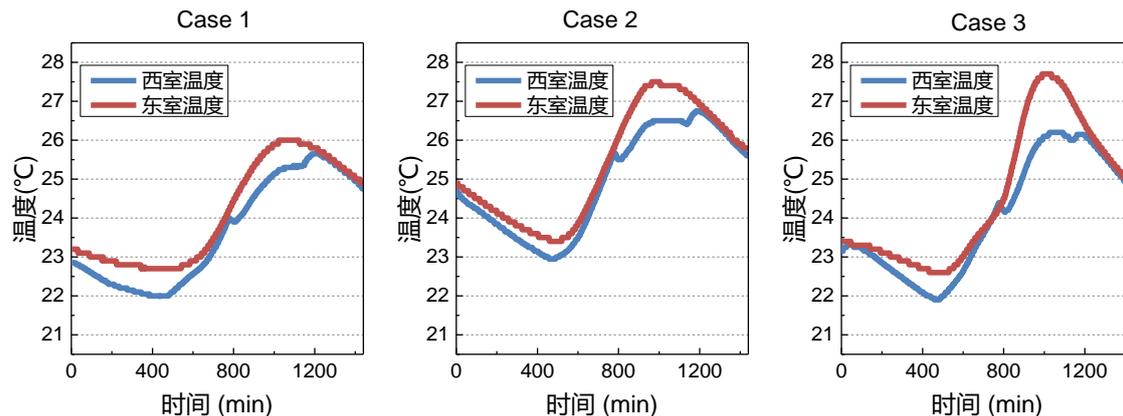


图 3.20 FCPCM 降温效果图

本章主要对整个实验的过程进行了详尽的介绍和分析。包括实验平台介绍，房间气密性测试以及改造，系统设计及搭建，测试系统的介绍和使用以及实验结果的分析 and 模型的验证。从实验结果上来看，系统具有一定的降温效果，但距离实际应用仍然有不小的差距，后面的章节，将在所建立模型的基础上，对房间特性，系统形式以及控制方式等进行优化，为该系统的实际应用提供理论支撑。

3.5 本章小结

本章首先对房间进行了气密性改造，通过有压测量发现房间在室内外压差为 50Pa 的情况下换气次数为 24.7 次/h，而在自然情况下换气次数为 1.7 次/h。所以房间的气密性急需加强。分别对房间墙的缝隙、外窗以及门三个位置进行了密封工作。下一步是测试平台的建立，使用加野热式风速仪对各电压下、阀门各开度下对应的风速进行了测量；使用德图 testo174T 温度自测仪对空气温度进行了测量，具体包括室外空气温度、系统进风温度、系统出风温度以及两个对照房间的室内空气温度；使用热电偶温度传感器对 PCM 板板面的温度进行测试。最后一步为模型的验证，分别是自然工况下房间模型的验证、换热器模型的验证以及换热器+房间模型的验证，验证结果表明房间模型和换热器模型都具有较高的精度。通过两个房间的对照，可以发现该系统可以使室内空气温度降低 1-2°C 并维持 6-7 个小时。

第4章 建筑围护结构优化设计

本章是建筑结构的优化设计，不同于空调系统，由于单位质量相变材料的相变蓄冷量的限制，负荷的增加直接导致相变材料量的显著增加。而由于以下3个方面的原因，必须控制相变材料的量。首先是成本的问题，文中所使用的 OP27E 每千克接近 250 元，另外还有其他设备的成本以及安装成本，如果忽略其成本问题，则该系统的经济型必然大打折扣。其次是体积，由于相变材料体积的限制，量的增加意味着体积的增加，在这个寸土寸金的世界，系统占地的的问题不容忽略。最后是建筑承重，与空调系统相比，解决相同的冷负荷，夜间通风相变蓄冷系统对应更大的质量，所以该点也应该考虑。

基于以上限制，解决冷负荷的途径并不是一味地增加相变材料的量，而是应该在目前节能标准的基础上，设立新的标准降低建筑冷负荷需求，而后再进行系统本身的结构优化和控制研究。本章目标区域为夏热冬冷地区（上海为代表）以及寒冷地区（北京为代表）。

4.1 被动式建筑设计

绪论中，曾对建筑节能以空间维度的角度进行了分类。对于单体建筑，首先进行的便是被动式设计。所谓的被动式设计，是指在建筑设计阶段，根据建筑所在区域的气候条件包括太阳高度角方位角、季风方向等，再综合考虑建筑的形态和功能，合理地设计建筑朝向和结构等，使得建筑物具有较强的气候适应性，即在没有机械设备工作的情况下，依靠阳光、风力、湿度、温度、植物、地形等自然环境为使用者创造舒适健康的室内环境。被动式设计的主要内容包括场地气候条件分析及布局设计、建筑体型与平面设计、建筑被动式太阳能利用、自然通风、围护结构保温、自然采光、建筑遮阳。

由于受到很多实际因素的制约，实际的城镇住宅建筑并不能够实现以上所有的被动式设计，故本章中，选择较为容易实现的围护结构保温、建筑气密性和建筑遮阳为主要的被动式设计技术。

4.1.1 建筑围护结构性能

围护结构保温作为被动式设计中十分重要的环节，对冷热负荷以及建筑能耗具有很大的影响。然而围护结构保温并不是越大越好，最优的建筑性能（这里指

围护结构的导热系数和建筑气密性)在不同情况下也是不同的,下图是最优建筑性能的定性分析图。

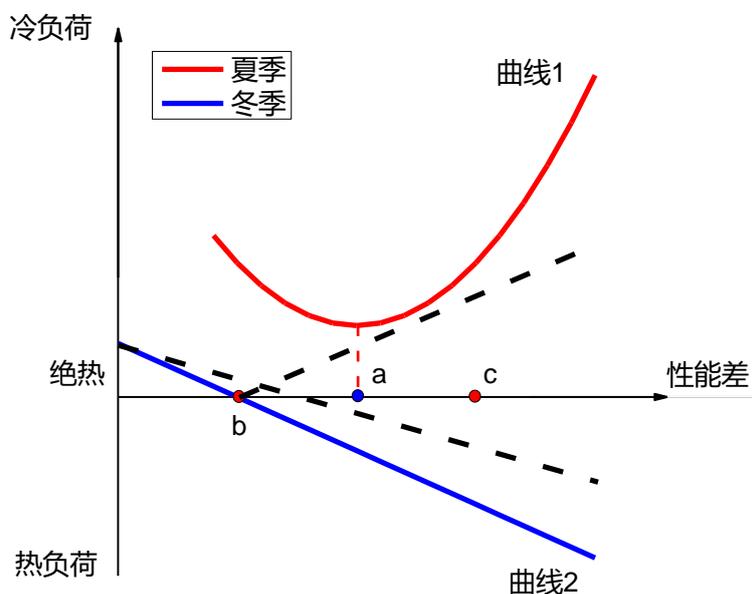


图 4.1 建筑围护结构性能最优设计示意图

横轴表示的是围护结构的性能,其中原点代表围护结构为绝热并且绝对封闭,即换气次数为 0 次/h。故越靠右的值所对应的围护结构性能越差。纵坐标表示的是建筑所需要的负荷,正方向表示所需要的冷负荷,负方向表示的是热负荷。

曲线 1 表示的是夏季冷负荷,随着围护结构性能变差,通过围护结构的得热成为主要的得热,冷负荷增大。而随着围护结构性能变优,散热变得更加困难,内热成为主要得热,冷负荷增大,故对于夏季冷负荷,存在一个最优的围护结构性能参数。a 点表示夏天最优围护结构点。由通过围护结构的得热与内热(散热)的矛盾产生的最优值。

曲线 2 表示的是冬季的热负荷,随着围护结构性能的变差,通过围护结构散失的热量越大,故热负荷增加,而随着围护结构性能的变优,通过围护结构散失的热量逐渐减小,最终成为冷负荷,故对于冬季热负荷,也存在一个最优的围护结构性能参数。b 点表示冬天最优围护结构点,由通过围护结构的散热与内热的矛盾产生的最优值。

故存在一个最优的围护结构性能参数,使得冬季和夏季的冷热负荷的总和最低。定性的分析,最优的围护结构性能参数,受以下参数的影响。

- 1) 内热。内热增加, a 点右移, b 点右移。
- 2) 冬季设定温度。冬季设定温度增加。b 点左移。
- 3) 夏季设定温度。夏季设定温度增加。a 点右移。

4) 冬季室外温度。冬季室外温度增加。曲线2 倾斜程度下降, b 点右移。

由于受到技术水平和成本的限制,目前的围护结构性能较差。在图中,目前的标准相当于 c 点,故增加围护结构的性能可以同时降低冬季的热负荷和夏季的冷负荷,从而减少建筑的能耗。

4.1.2 建筑遮阳

窗户是建筑围护结构的薄弱环节,除了控制窗墙比以外,合理的遮阳方式也会对建筑能耗的降低具有显著的效果。对于夏季白天,遮阳可以有效减少太阳辐射带来的得热量,从而显著减少冷负荷。对于冬季夜间,遮阳可以有效减少天空辐射的冷量,从而显著减少热负荷。

目前常用的遮阳方式有3种,遮阳 blind, 百叶 shade, 屏 screen。

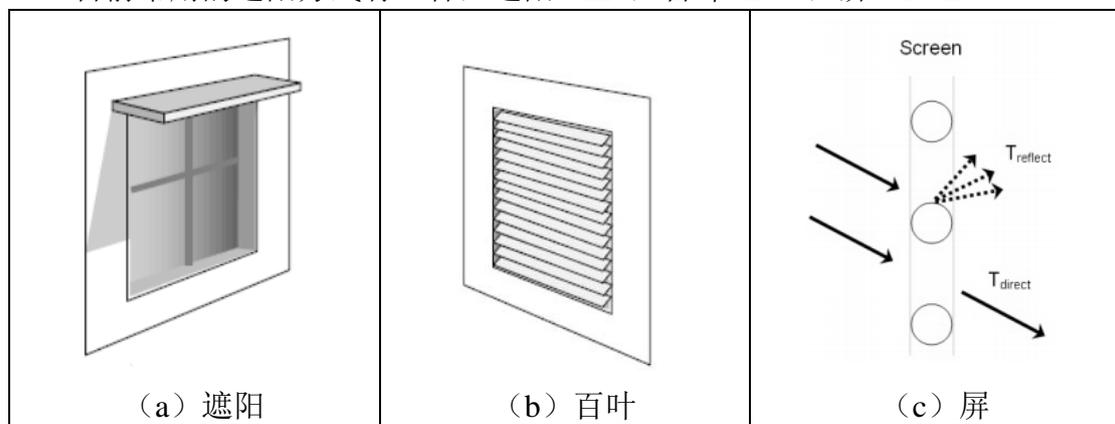


图 4.2 常用遮阳方式

在 Energyplus 软件中涉及的控制策略中。

1) 6 种用以减少房间的冷负荷。

OnIfScheduleAllows: 当到达预设时间时开启遮阳;

OnIfHighSolarOnWindow: 当光束加上太阳的散射辐射超过设定值时开启遮阳;

OnIfHighHorizontalSolar: 当水平太阳辐射超过设定值时开启遮阳;

OnIfHighOutdoorAirTemperature: 当室外空气温度超过设定温度时开启遮阳;

OnIfHighZoneAirTemperature: 当上一时刻室内空气温度超过设定温度时开启遮阳;

OnIfHighZoneCooling: 当上一时刻室内制冷负荷超过设定值时开启遮阳;

OnIfHighGlare: 当来自房间所有外窗产生的眩光指数超过照明控制中设定的最大眩光指数时开启遮阳。(仅当房间有照明控制时使用)

2) 3 种控制方式以减少房间的热负荷。

OnNightIfLowOutdoorTempAndOffDay: 当夜间室外温度低于设定温度时开启遮阳;

OnNightIfLowInsideTempAndOffDay: 当夜间上一时刻室内温度低于设定温度时开启遮阳;

OnNightIfHeatingAndOffDay: 当夜间上一时刻室内制热负荷超过设定值时开启遮阳。

3) 2 种控制方式以减少房间的冷负荷和热负荷。

OnNightIfLowOutdoorTempAndOnDayIfCooling: 当夜间室外温度低于设定温度或者白天上一时刻室内有制冷负荷时开启遮阳；

OnNightIfHeatingAndOnDayIfCooling: 当夜间上个时刻制热负荷超过设定值或者白天上一时刻室内有制冷负荷时开启遮阳；

4.2 建模及能耗模拟软件

以能耗测试平台的对照房间为原型,使用 Sketchup 绘制模型,并使用 Legacy Openstudio 转换为 idf 文件,进一步使用 Energyplus 进行参数的设置。房间模型如图 4.3 所示。

Energyplus 由美国劳伦斯伯克利实验室 (Lawrence Berkeley National Laboratory 缩写为 LBNL) 开发,是一个建筑全能耗分析软件,功能强大,具有其他软件所没有的很多优点和功能,由四个主要模块构成:负荷模块、系统模块、设备模块和经济模块。参数设置界面如图 4.4 所示:

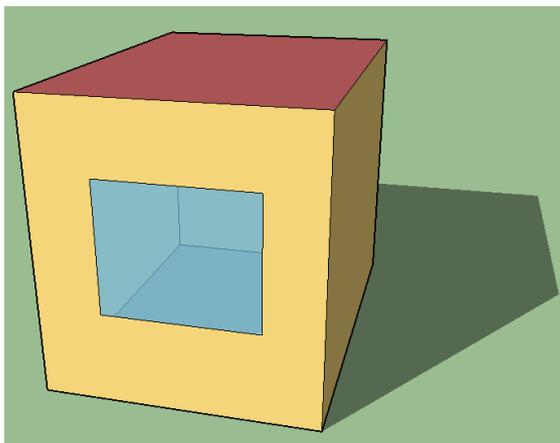


图 4.3 EnergyPlus 房间模型

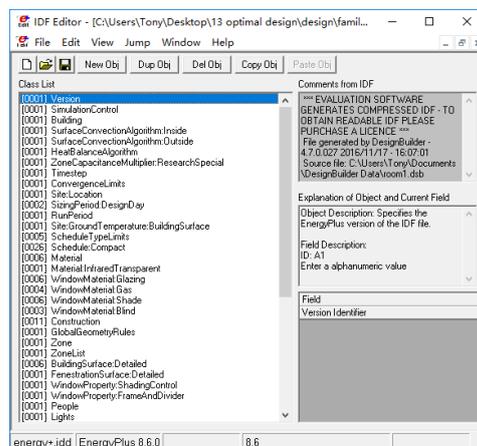


图 4.4 EnergyPlus 界面设置

4.3 建筑设计

由于系统成本,所占体积以及建筑承重的限制。首先需要估算单位面积 PCM 的质量,并以此为标准,对建筑围护结构参数进行重新规定。

系统成本方面,由于本文是潜力分析,而随着实际工程的应用,材料和安装费用等都会由于规模效应而大幅度下降,故暂不作为估算的依据。

系统所占体积针对不同用户的可接受范围也是不同的,如果能够合理地进行系统建筑一体化设计,比如将系统和内隔墙、窗台以及架空地板有机结合,则用

户可接受系统体积必然极大提升,也更有利于该系统的推广和应用。大致估算对于 15m^3 的卧室,可接受的体积为 0.5m^3 ,系统大致的紧凑系数(见第三章中定义)为 $0.5\text{-}0.7$,则 PCM 体积为 $0.2\text{-}0.35\text{m}^3$,密度为 0.8kg/l ,故估算得出可接受 PCM 量为 $14\text{-}19\text{kg/m}^2$ 。

根据《GB50009-2012 建筑结构荷载规范》,居住建筑楼面均布活荷载标准值为 2.0kN/m^2 ,即 200kg/m^2 。其中活荷载简称活载,也称为可变荷载,是施加在结构上的由人群、物料和交通工具引起的使用或占用荷载和自然产生的自然荷载。估算该系统所占质量为活荷载的十分之一,即 20kg/m^2 。

进一步,根据相变材料的潜热分布,见图 3.8,以及蓄冷不完全引起的不保证率,取 1.5(和地理环境有关),假设白天供冷时间为 10 个小时,最后可计算得目标冷负荷约为 16W/m^2 ,对于该建筑小时冷负荷总量为 875kJ 。

故下一步的重点是在《夏热冬冷地区居住建筑节能设计标准》(JGJ 134-2010)和《严寒和寒冷地区居住建筑节能设计标准》(JGJ26-2010)的基础上,分析既有标准下建筑冷负荷的分布情况,并以 875kJ 为目标负荷,对建筑结构性能进一步加强。

4.3.1 夏热冬冷地区

根据《夏热冬冷地区居住建筑节能设计标准》(JGJ 134-2010),建立标准建筑。由于此处是考虑标准建筑和优化建筑都采用 FCPCM 时对应的负荷,所以在标准建筑中夏季设定温度也为 28°C 。考虑到本模型为单个房间,与实际居住建筑的体型系数不同,故在模拟中只考虑屋顶和具有窗户的外墙的导热,而把其他外墙设定为绝热。

对于普通建筑,屋面的传热系数 K 应小于等于 $0.8\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$,外墙的传热系数 K 应小于等于 $1.0\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$,对于窗墙比小于等于 0.30 的墙面,如果朝向为南,对应的窗户的传热系数 K 应小于等于 $3.2\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$,换气次数取 1 次每小时。

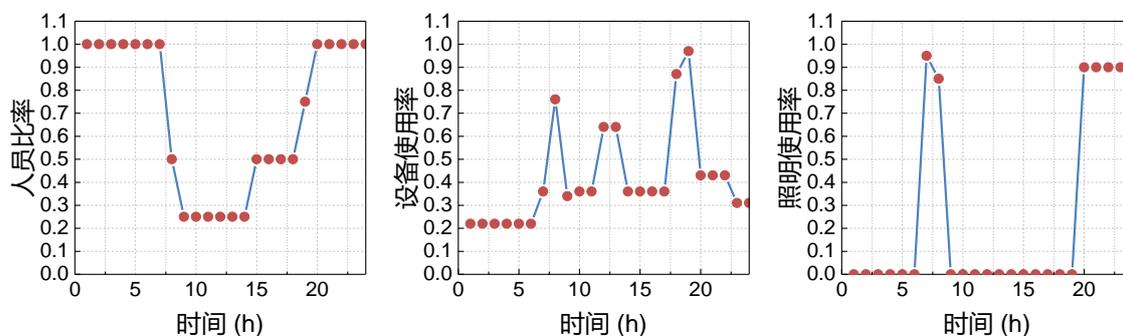


图 4.5 居住建筑人员、设备和照明时间表设置

关于人员、照明以及设备的时间表的设置,默认的设置白天是没有人的,

即所有人都是工作的，然而实际生活中，并非所有的人都是工作者，考虑到老人和小孩的情况，对人员时间表进行调整，而设备和照明也在 Energyplus 提供时间表的基础上稍作调整，最终时间表如图 4.5 所示。

建筑围护结构优化主要优化对象包括：建筑朝向、外墙传热系数、屋顶传热系数、窗墙比、玻璃类型、遮阳类型、控制方式、换气次数。优化前后如表 4.1 所示。

从表中可以发现，优化建筑与标准建筑相比，首先降低了非透明围护结构（屋顶和外墙）的传热系数。在优化和试调的过程，通过查看全年峰值冷负荷时各分项得热比例发现，通过外窗引起的冷负荷占有很高的比重。故从 3 个方面削减窗户的得热。首先减少窗墙比，从 30% 减少到 25%，同时改变玻璃的类型为 3 层 low-e 玻璃，最后设置遮阳，遮阳的类型为外遮阳，选择的遮阳控制策略是在白天制冷或者冬天室外温度很低时自动遮阳，该控制策略可以同时减少夏季的冷负荷以及冬季的热负荷。最后是对建筑的气密性进一步提升，目前被动式建筑能够在室内外压差达到 50Pa 的情况下的换气次数只有 0.6 次每小时，同时根据实际测量可以发现在新奥试验台建筑在 50Pa（24.7 次/h）与无压情况下（1.7 次/h）有巨大的差异，所以实现在无压情况下使建筑气密性增加到换气次数为 0.05 次每小时是完全可行的。

表 4.1 夏热冬冷地区建筑结构优化

	单位	标准建筑	优化建筑
朝向	°	北	北
建筑面积	m ²	14.89	14.89
夏季设定温度	°C	28	28
冬季设定温度	°C	18	18
墙传热系数	W/(m ² ·K)	1	0.4
屋顶传热系数	W/(m ² ·K)	0.8	0.3
窗墙比		30%	25%
玻璃类型		Db1 Clr 3mm/6mm Air	Trp LoE (e2=e5=.1) Clr 3mm/13mm Air
玻璃传热系数	W/(m ² ·K)	3.122	0.992
整窗传热系数	W/(m ² ·K)	3.48	1.2
玻璃其他参数		SHGC=0.762 TSOL=0.705 TVIS=0.812	SHGC=0.474 TSOL=0.358 TVIS=0.661
遮阳类型		无	External Blind (BLIND WITH LOW REFLECTIVITY SLATS)
控制方式		无	OnNightIfLowOutdoorTemp AndOnDayIfCooling
角度控制方式		无	FixedSlatAngle 45°

换气次数	1/hr	1	0.05
全年冷负荷	kWh/m ²	47.22	10.30
全年热负荷	kWh/m ²	93.37	5.38

注：SHGC 为太阳得热系数

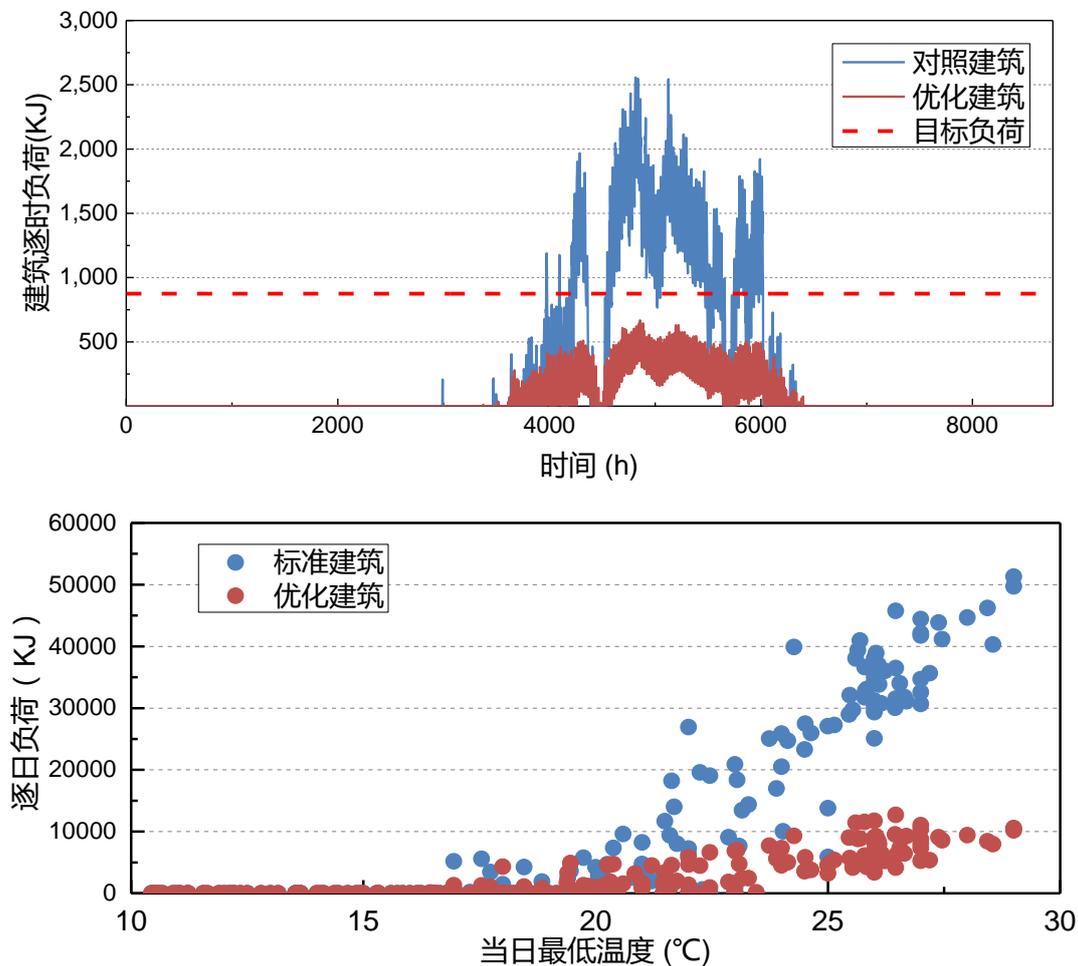


图 4.6 夏热冬冷地区建筑优化前后逐时及逐日负荷对照图

4.3.2 寒冷地区

根据《严寒和寒冷地区居住建筑节能设计标准》(JGJ26-2010), 北京属于寒冷(B)区, 经模拟计算, 全年的冷负荷和优化后的夏热冬冷地区居住建筑的全年负荷相差不多, 但由于未采用遮阳措施, 故日冷负荷的峰值较大, 对 PCM 量的需求也会增大, 故需要进一步优化。考虑到由于气密性不好, 会同时对负荷以及空气品质(雾霾)造成影响, 再者, 增强气密性的成本最低, 故首先加强气密性, 在自然状态下(非 50Pa), 换气次数从 0.5 次/h 降低到 0.1 次/h。进一步对建筑朝向进行优化, 主要的原因是对于北方建筑, 冬季的热负荷较高, 如果建筑朝南, 即窗户朝南, 便可以极大减少热负荷。

表 4.2 寒冷地区建筑结构优化

	单位	对照建筑	优化建筑
朝向	°	北	南
建筑面积	m ²	14.89	14.89
夏季设定温度	°C	28	28
冬季设定温度	°C	18	18
墙导热系数	W/(m ² ·K)	0.45	0.45
屋顶导热系数	W/(m ² ·K)	0.35	0.35
窗墙比		0.25	0.25
玻璃类型		Dbl LoE (e2=.1) Clr 6mm/13mm Air	Dbl LoE (e2=.1) Clr 6mm/13mm Air
玻璃导热系数	W/(m ² ·K)	1.761	1.761
整窗导热系数	W/(m ² ·K)	2.22	2.22
玻璃其他参数		SHGC=0.568 TSOL=0.474 TVIS=0.745	SHGC=0.568 TSOL=0.474 TVIS=0.745
遮阳类型		无	无
换气次数	1/hr	0.5	0.1
全年冷负荷	kWh/m ²	9.38	10.06
全年热负荷	kWh/m ²	38.12	3.55

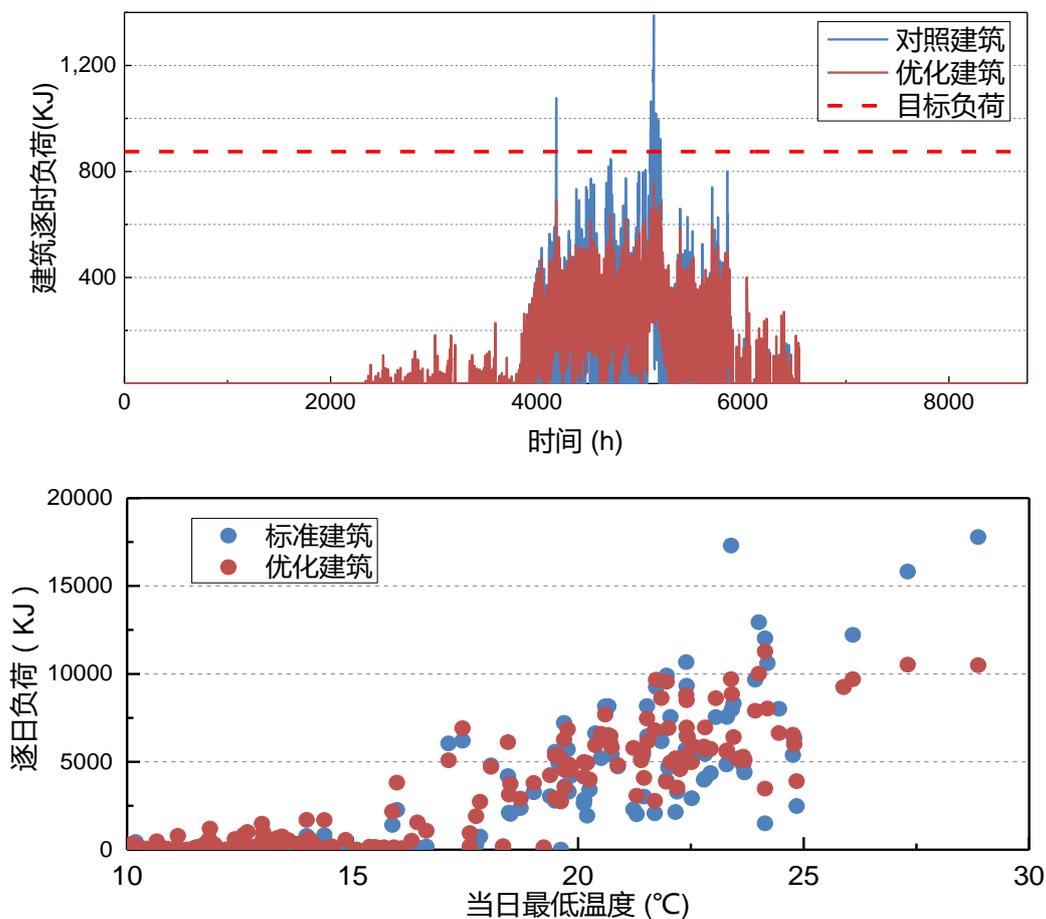


图 4.7 寒冷地区建筑优化前后逐时及逐日负荷对照图

在进行建筑优化后,全年冷负荷总量反而从 9.38kWh/m^2 升高到 10.06kWh/m^2 , 主要原因是在炎热的夏季,气密性的增加可以有效减少渗透得热,但是在过度季节,室外温度较低,渗透风的减少使得内热不能完全被消除,故有一部分内热最终转换为了冷负荷。从图中可以看出,优化后建筑对应的冷负荷变得更加平缓了,对于空调系统这种改变是不利的,因为冷负荷总量的上升必然导致空调用能的增加(如果自然通风不能完全带走冷负荷)。然而对于带有 FCPCM 的系统却是有利的,因为对于过渡季节由于气密性增加的冷负荷,可以通过机械通风直接完全消除,并不会引起所需 PCM 量的增加。而对于冷负荷峰值的减少,可以直接减少对 PCM 的需求量。最重要的是,经过建筑结构优化,热负荷从 38.12kWh/m^2 降低到 3.55kWh/m^2 ,从总体来看,这是十分有助于建筑节能的。

4.4 本章小结

由于夜间通风相变蓄冷系统成本、所占体积以及建筑承重三方面的限制,为使该技术完全解决冷负荷,需要对建筑围护结构进行优化。本章在《夏热冬冷地区居住建筑节能设计标准》(JGJ 134-2010)和《严寒和寒冷地区居住建筑节能设计标准》(JGJ26-2010)两个标准的基础上,对夏热冬冷地区的标准建筑的围护结构进行了三方面的优化,分别是外墙和屋顶的传热系数,外窗的窗墙比、传热系数以及遮阳方式,建筑的气密性。而对寒冷地区的标准建筑的围护结构进行了两方面的优化,分别是建筑朝向和建筑气密性。最终夏热冬冷地区的居住建筑单位面积冷负荷具有显著下降,而寒冷地区建筑虽然冷负荷总量稍有增加,但在温度比较高的日期的空调负荷是下降的,故仍然会提高夜间通风相变蓄冷系统的负荷削减率。

第 5 章 系统换热效率及结构优化设计

上一章主要讲的是如何在室外温度不变的情况下降低建筑冷负荷需求，而本章主要研究的内容是提高夜间通风相变蓄冷系统的蓄冷能力。共涉及到三种途径——提高 PCM 内部导热系数 λ ，增大 PCM 表面换热系数 h 以及换热器结构的优化。

对于提高 PCM 内部导热系数，需要以减少单位体积的相变潜热为代价，而增大 PCM 表面换热系数 h ，则需要消耗更多的风机能耗。而换热器结构优化并没有明显的成本，故最终进行系统的结构优化，对结构中的各参数包括 PCM 板的长、宽、厚度以及体积使用遗传算法寻优，从而提高了夜间通风相变蓄冷系统的蓄冷能力。

5.1 系统换热效率

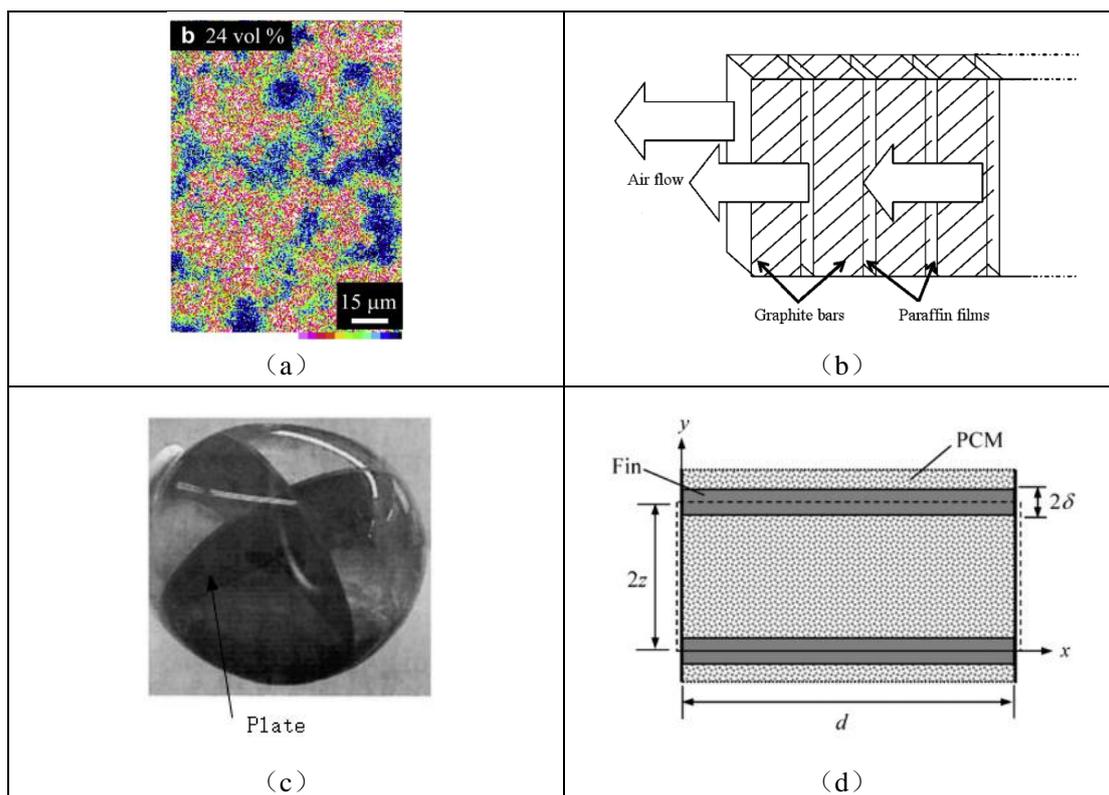
换热的阻力主要有两部分组成，第一是空气与材料的热阻，第二是材料内部之间的热阻。换热的热阻对系统的换热效率具有十分显著的影响，因为其影响着相变材料能否迅速完全凝固和融化。较低的热阻可以降低 PCM 的需求量，同时降低为保证充分换热的风量，从而减少风机能耗。而在昼夜温差较小的地区，换热的热阻将显得更加重要。

5.1.1 PCM 导热系数

本论文采用的有机材料 OP27，而有机材料通常都具有较大的热容量和较小的导热性。使得蓄冷和放冷的时间都较长。因此改善有机材料的导热性这一特性是十分有必要的，学者们尝试了很多不同的方法来提高其导热性。

目前采用的方法主要是通过使用高导热系数的材料与有机相变材料混合。Oya^[56]等人在 PCM 中混合了高导热系数的石墨和镍颗粒来提高其综合的导热性。另外还有学者采用高导热性的石墨^[9,57]，金属膜^[58]，金属盒^[59]，导热管^[60]或者肋片^[61]，以及铜板^[62]，金属珠^[63]等等。

以上提高材料综合导热系数的方法都是以牺牲体积为代价的，或者说，对于一个已知的材料，增加高导热系数的材料等效于采用了一个导热系数更高，但是密度更低的材料，从最优化原理上讲，这并不是一个一定会提高系统综合性能的措施，需要根据具体的需求决定是否采用该方法。



(a) 石墨和镍颗粒 (b) 石墨棒 (c) 铜板 (d) 金属肋片

图 5.1 增加 PCM 内部导热的不同方式

图 5.1 (b) 是对于板式换热器的改进, 学者 M. Marín^[10]等人使用石墨棒在相变材料 RT25 融化时均匀融入后进行封装, 并进一步测试系统的性能。通过实验和模拟结果得出。

在相同换热时间条件下, 板厚度可以增加 70%的情况下保证内部充分凝固和融化, 同时风机能耗可以降低 50%。而对于相同厚度的 PCM 板, 增设石墨棒可以只花费一半的时间完全蓄冷和放冷, 当然需要以 12% (蓄冷) 和 20% (放冷) 的体积为代价。根据论文对系统的描述以及实验的结果可以推算出, 改造后的等效系统的密度降低 10%到 20%, 而综合导热系数从 0.2 增加了 3-5 倍。

针对已经验证过的系统, 模拟在导热系数增加时对系统换热的影响效果。现假设 PCM 板的厚度为 3cm, 初始温度为 27℃, 进风温度恒定为 18℃, 风量为 0.5m³/s。

则换热速率随时间的变化如图 5.2 (a) 所示, 而累计换热量随时间的变化如图 5.2 (b) 所示。从图 5.2 (a) 中可以看出, 由于导热系数增加, 在换热的初始时刻, 换热效率有明显的提高, 主要原因是 PCM 板很快地把表面温度传热内部, 使得表面温度下降速度较慢, 从而增大了换热的温差, 使得换热速率提高, 而在换热的后期, 由于系统前期放出了较多的热量, 导致整体温度较低, 换热温差也较低, 进一步使得换热速率下降。

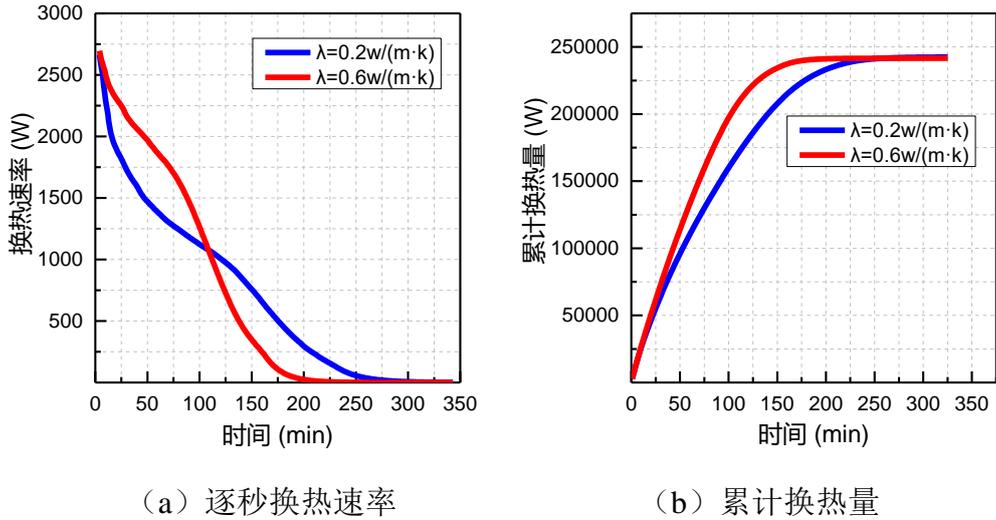


图 5.2 不同导热系数下的换热速率及累计换热量

可以看出，导热系数增加会使得换热提前，从而减小换热所需要的时间。然而导热系数的增加对换热的效果会受到板的厚度和风速的影响，为探求其关系，分别在厚度为 5mm，2cm 以及 3cm，风速在 $0.5\text{m}^3/\text{s}$ ， $1.3\text{m}^3/\text{s}$ ， $1.6\text{m}^3/\text{s}$ 的情况下研究换热效率的变化。模拟结果如图 5.3 所示。

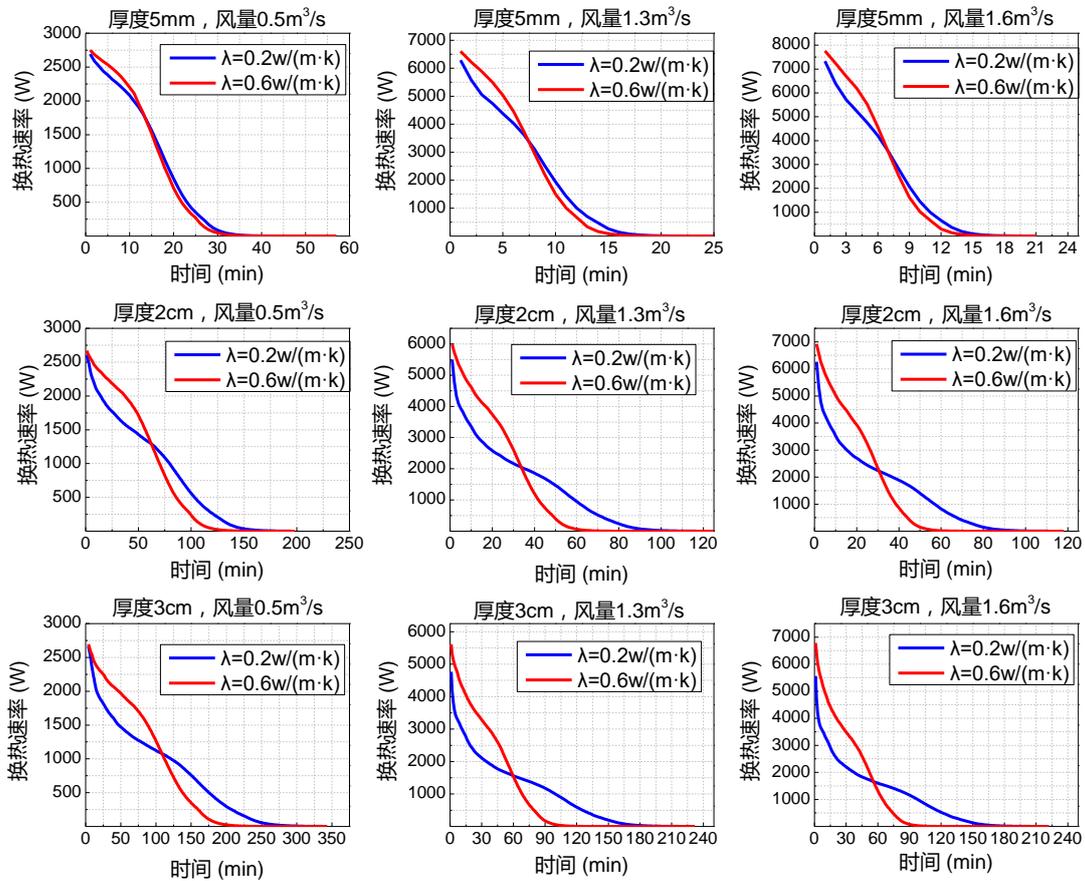


图 5.3 不同厚度和风速条件下导热系数提升对换热速率的影响

为反应导热系数提升对性能的影响程度，定义热量转移系数， HTC (Heat transfer coefficient)，其计算公式如下

$$HTC = \frac{\sum |q_1 - q_2|}{\sum (q_1 + q_2)} \quad (5.1)$$

其中 q_1 是 $\lambda = 0.2 \text{ w}/(\text{m}\cdot\text{k})$ 时逐时的换热速率，其中 q_2 是 $\lambda = 0.6 \text{ w}/(\text{m}\cdot\text{k})$ 时逐时的换热速率，导热系数并未改变总的放冷量，而是将冷量转移到初始阶段放出，故 HTC 能够很好的反应对导热系数对系统换热的影响。表 5.1 是 9 种工况下的 HTC 。

表 5.1 不同厚度和风速条件下的热量转移系数

厚度 (mm)	风速 (m ³ /s)		
	0.5	1.3	1.6
5	0.035	0.061	0.057
20	0.120	0.194	0.206
30	0.158	0.235	0.258

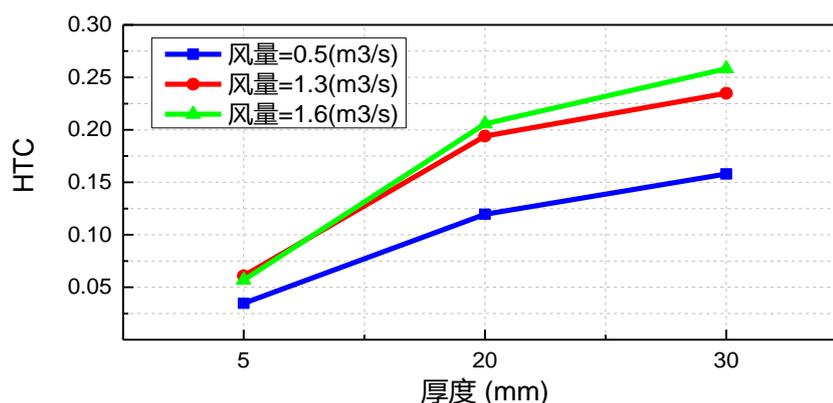


图 5.4 HTC 随厚度的变化情况

图 5.4 更加形象地反应了热量转移系数随厚度的变化情况。从图中可以看出，在风速不变的情况下， HTC 随着厚度的增加在增加。原因是热阻是由两部分构成的，内部的热阻和对流换热的热阻，导热系数的增加是对内部热阻的削减，如果此刻内部热阻是主要热阻，则 HTC 具有较大的增长，故在厚度较厚的时候，增加 PCM 导热系数使得 HTC 增大是十分有必要的。

另一方面也说明，如果厚度较小便没有增加导热性的必要。然而实际情况下有机相变材料的内部导热仍然是很大的短板，主要有两方面的原因。首先是技术上的限制，由于需要精密封装以防止 PCM 流出以及封装板自身厚度，做到 5mm 存在一定的技术难度。另一方面，为保证对流换热的效果，在体积一定的情况下，板的厚度越薄意味着层数越多，板间隔不变的情况下，风量必定大大增加，而风

机能耗与风量成三次方关系，故厚度的减少会导致风机能耗的迅速增加，进一步降低系统的经济型。

综上所述，增大 PCM 内部导热系数是较为必要的，其代价是由于高导热系数金属的嵌入占据了 PCM 的体积，故相同的蓄冷量下系统的体积会增加，所以应该根据系统的具体情况判断通过嵌入高导热系数的导体用以增加整体导热系数的必要性。

5.1.2 对流换热系数

另一种增加换热的方式是提高系统的对流换热系数。提高对流换热系数的方法可以是提高风速，另一种则是改变流体状态增强换热，而两者都是以牺牲风机的能耗为代价的。然而两种方式对系统的效率影响却不相同。

5.1.2.1 风速提高

分别模拟蓄冷和放量两种工况。蓄冷工况下，PCM 初始温度为 28°C ，进风温度为 18°C 。而在放冷工况下，PCM 初始温度为 18°C ，进风温度为 35°C 。而风量则从 $0.4\text{m}^3/\text{s}$ 以 $0.1\text{m}^3/\text{s}$ 跨度增加到 $1.0\text{m}^3/\text{s}$ 。模拟结果如图所示：

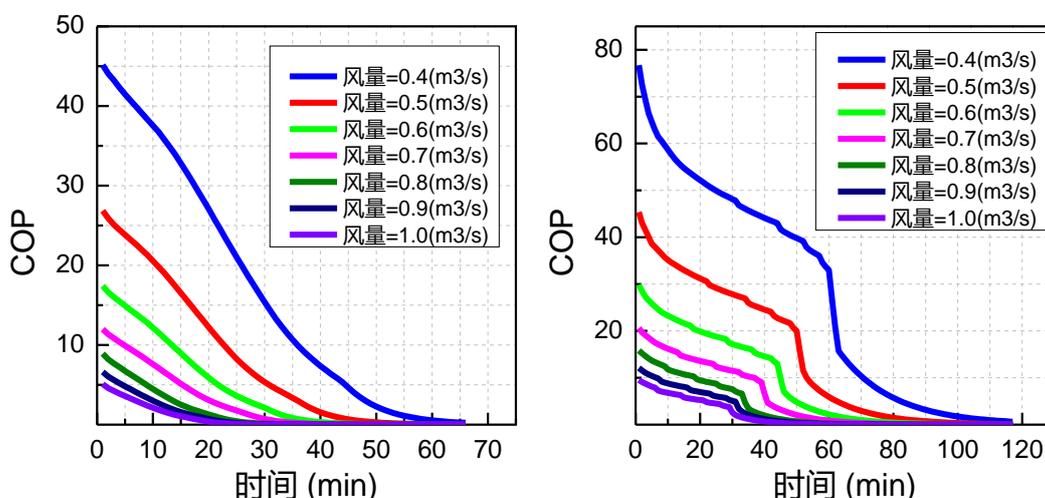


图 5.5 各风速下 COP 随时间变化 (a) 蓄冷工况 (b) 放冷工况

从图 5.5 可得出结论，COP 随时间的增加而减小，主要是由于换热温差下降造成的。其中 5.5 (b) 即放冷工况，出现了 COP 迅速下降的情况，也是因为当 PCM 的温度超过相变温度 $26-27^{\circ}\text{C}$ 后，温度迅速上升，温差迅速下降产生的。

另一方面，随风速的增加，在温差相同的情况下，COP 是下降的。虽然风速的增大会增加对流换热系数从而增大换热，然而其能耗也会同时增加，主要原因是能耗和风速是三次方关系，而如表 5.2 所示，对流换热系数和风速却接近线性

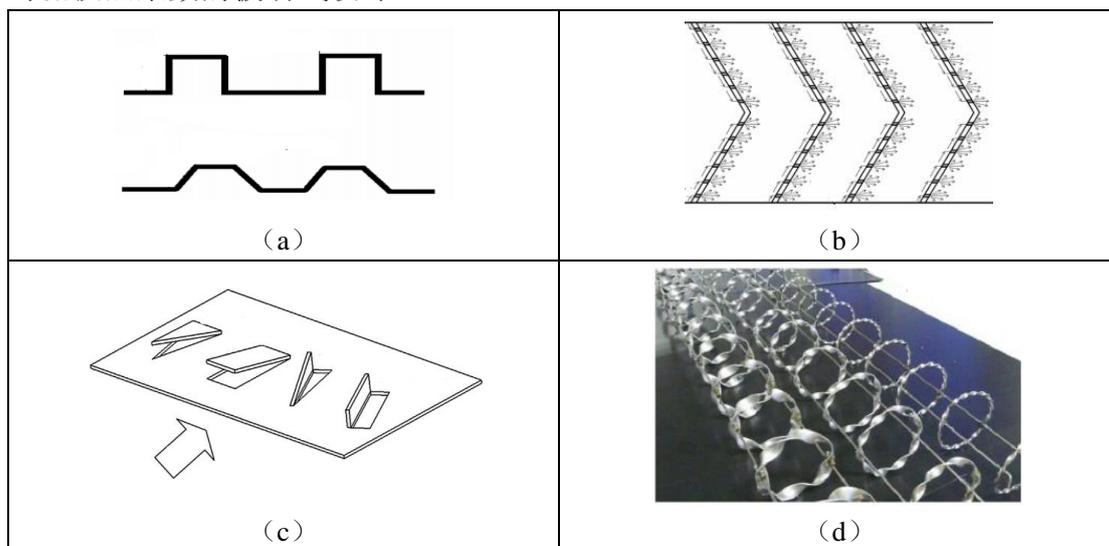
关系，所以 COP 是随着风速的增加而减小的，并接近 2 次方关系。

表 5.2 各风速下对流换热系数

工况	Case 1	Case 2	Case 3	Case 4	Case 5	Case 6	Case 7
风量 (m^3/s)	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	1
对流换热系数 ($\text{w}/\text{m}^2 \cdot \text{k}$)	22.18	27.04	31.71	36.22	45.35	49.83	54.21

5.1.2.2 改变流体状态

通过改变流体状态提高对流换热系数的方法主要分为两类，主动式的和被动式的。主动式的方法主要是借助外部的力量来增加换热，比如使用飞轮或者活塞使流体产生脉动，采用磁场或者电场等等^[64]。而被动式的方法更为常见，其主要是通过通过在管道中增设肋片或挡板等装置促使流体产生涡旋，从而增强换热^[65]。其中被动式方法由于较为简单，不涉及其他设备，因此也更加常用。然而在增强换热的同时，管道的阻力也会随之增加，科研人员进一步的目的便是找到如何在阻力尽可能小的情况下最大程度地增强系统的换热。图 5.6 是较为常见的增加气体对流换热系数的被动式设计。



(a) 矩形和梯形阻隔 (b) V 型阻隔 (c) 三角和矩形翼 (d) 扭曲环形

图 5.6 增加空气对流换热的被动式方法

其中 5.6 (a) 是在改变板的表面形状矩形或者梯形，从而增强流体在垂直方向的流动，进一步增强对流换热系数^[66]。5.6 (b) 则使用 V 型管，同时在 V 型阻隔中开启小孔，于是在实际流体经过的时候，从阻隔上绕过去的为主流，而从小孔中留过的则为次流，在经过障碍后主流和次流汇合，从而增强流体的纵向流动，进一步增强换热^[67]。5.6 (c) 使用纵向和横向的三角以及矩形翼来使流体增

加旋涡，从而增强换热^[68]。5.6 (d) 则使用扭曲环形装置插入管中，从而对接近壁面的层流影响以增强换热^[69]。

以上方法都是以牺牲阻力为代价对对流换热系数进行的补偿。具体操作时，应该根据其换热加强作用以及阻力的增加综合考虑对风机效率的影响。

5.2 系统结构优化设计

5.2.1 优化算法——遗传算法

5.2.1.1 遗传算法的基本思想

遗传算法 (genetic algorithms, GA) 主要基于自然选择和基因遗传学原理，借鉴了生物进化优胜劣汰的自然选择机理和生物界繁衍进化的基因重组、突变的遗传机制的全局自适应概率搜索算法。

遗传算法是不依赖具体问题的直接的、全局随机搜索方法。从本质上来说，其是对染色体模式所进行的一系列运算，即通过选择算子将当前种群中的优良模式遗传到下一代种群中，利用交叉算子进行模式重组，利用变异算子进行模式突变。通过这些遗传操作，模式逐步向较好的方向进化，最终得到问题的最优解。

因此其具体过程也十分明晰。首先将实际的所需要的变量用染色体表示——编码。之后随机产生一定数目的个体——种群。建立评价个体的指标——适应度函数，优秀的个体具有更大的存活几率从而繁衍后代——选择操作，繁衍的后代具有父代的一定特征——交叉操作，同时也会出现变异的情况——变异操作，从而形成新一代种群，如果符合终止条件（否则继续），则最后一代种群中的最优个体即为最优解。

5.2.1.2 遗传算法的具体实现

1) 初始种群

初始种群的大小主要由问题的复杂性决定。种群的数目太大，则运算量增加，使得收敛时间增加，而种群数目太小，则可能无法随机分布在整个解区间内，致使最终解为局部最优而非全局最优。一般情况下，初始种群的数目可以设定在 20 到 160 之间。通常情况下，初始种群是随机产生的，从而使得在整个可能的解区间随机分布，当然也可以人为设定初始种群。而进化代数则是算法停止的一个条件，一般情况下，可以设定为 100 到 1000 代。

2) 染色体编码

使用遗传算法求解问题时，首先要在目标问题和染色体位串结构之间建立一

定的映射关系。而把实际问题的解使用染色体的结构表示则称为编码，而最后使用最优染色体的结构映射回实际问题的解的过程称为解码。

常用的编码方式有两种，分别为二进制编码和浮点数（实数）编码。其中二进制编码是遗传算法中较为常用的一种方法，其将实际问题解用字符集{0,1}的方式表达出来，该方法简单易行，但存在映射误差。另外，当优化问题所求的精度较高时，为保证解的精度，则个体的二进制编码串较长，从而使得解空间迅速增加，所需时间也会迅速增加。

浮点数（实数）编码方法可以解决二进制编码的这个缺点。该方法中个体的每个基因都需用参数所给定区间范围内某一浮点数来表示，而个体的编码长度等于其决策变量的总数。遗传算法中交叉、变异等操作所产生的新个体的基因值也必须保证在参数指定区间范围内。

3) 适应度函数

适应度函数是用来评价遗传算法中单个个体好坏的指标，正如自然选择中的标准，其值越大则说明该个体越好。由于遗传算法中是根据适应度函数确定选择概率的，所以要求适应度函数的值必须为正值。所以当目标函数为正值时可以直接使用，而如果可能出现负值时，则采用一定的转化关系，使目标函数转化为适应度函数。

(1)对于最小化问题，适应度函数 $F(x)$ 和目标函数 $f(x)$ 的映射关系为：

$$F(x) = \frac{1}{1+c+f(x)} \quad c \geq 0, c+f(x) \geq 0 \quad (2.5)$$

(2)对于最大化问题，适应度函数 $F(x)$ 和目标函数 $f(x)$ 的映射关系为：

$$F(x) = \frac{1}{1+c-f(x)} \quad c \geq 0, c-f(x) \geq 0 \quad (2.6)$$

4) 遗传算子

遗传算法中有 3 个模拟生物基因遗传的算子，分别是选择（生物存活），交叉（生物繁衍）和变异（子代变异）。这三个算子的设置直接影响到遗传算法的有效性，是遗传算法的重要组成部分。

1、选择操作

选择操作主要是确定有哪些上一代的个体可以存活下来用以产生子代，遗传算法根据适应度函数，个体的适应度函数值越大则存活下来的概率越大，而适应度函数值低的个体被淘汰的概率越大，从而模拟自然中的优胜劣汰。根据适应度值确定存活下来的概率值的方法又分为转轮法、随机均匀分布以及锦标赛选择法等等，其中轮转法最为常用，而锦标赛选择法可以避免轮转法出现的超级个体。本文采用随机均匀分布，其主要步骤是，在一条线上，每一父辈根据其适应度值

按比率对应线上的一部分。算法第一步是一小于步长的均匀随机值，之后以相同大小的步长沿线移动并根据每一步降落的位置确定父辈个体。

2、交叉操作

在遗传算法中，交叉作用是生成新个体的主要方式。交叉操作主要是指两个父代的个体通过某部分的基因互换从而产生新个体的过程。常用交叉方法有：单点交叉算子、两点交叉算子和多点交叉算子、均匀交叉算子和算术交叉算子等等。而交叉概率 p_c 控制着交换操作的频率， p_c 值太大，会使高适应值的个体结构很快被破坏掉， p_c 值太小会使算法停滞不前，一般情况下， p_c 取 0.5~1.0。

3、变异操作

变异操作指的是将个体染色体编码串中的某些基因使用其他等位基因来替代，从而形成一个新的个体。变异运算是生成新个体的辅助方法，其和选择、交叉算子相互结合，保证了该算法的有效性，使遗传算法具有随机搜索能力，提高了遗传算法的搜索效率；同时可以使遗传算法保持种群多样性，防止出现早熟的情况。在变异操作中，为了保证优秀的个体不会因为变异而与父体产生太大的差异，通常变异率不能取太大。否则会使遗传算法变为随机搜索，也就失去了遗传算法的优势，一般变异系数 p_m 取 0.001~0.1。变异算子的设计包括确定变异点的位置和进行基因值替换。变异操作的方法有高斯函数变异，均匀变异，和自适应变异等。本文采用自适应变异，在进化的前期，由于个体异性差异较大，只要较小的变异率便能保证种群的多样性，而在进化的后期，个体的差异性变小，使用较大的变异系数以防止局部最优的产生。

5.1.2 结构优化

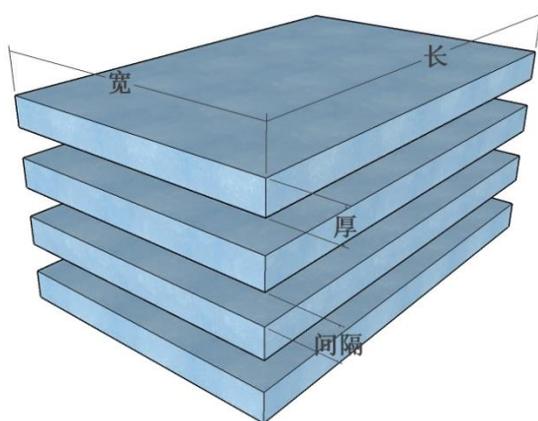


图 5.7 换热器结构优化参数

5.1.2.1 夏热冬冷地区居住建筑最优换热结构

为了确定优化的目标函数，需要首先明确换热器实现的蓄冷性能。如图 5.8

所示，左图中横坐标表示的是当日的最低温度，而纵坐标为建筑逐日空调负荷，即当日的全部负荷减去通风可以除去的负荷（室外温度小于 27 所对应的负荷）。

而右图是左图的转换，可以看出横坐标不变依然是当日的最低温度，纵坐标是左图中小于该温度对应负荷占全部负荷的百分比。

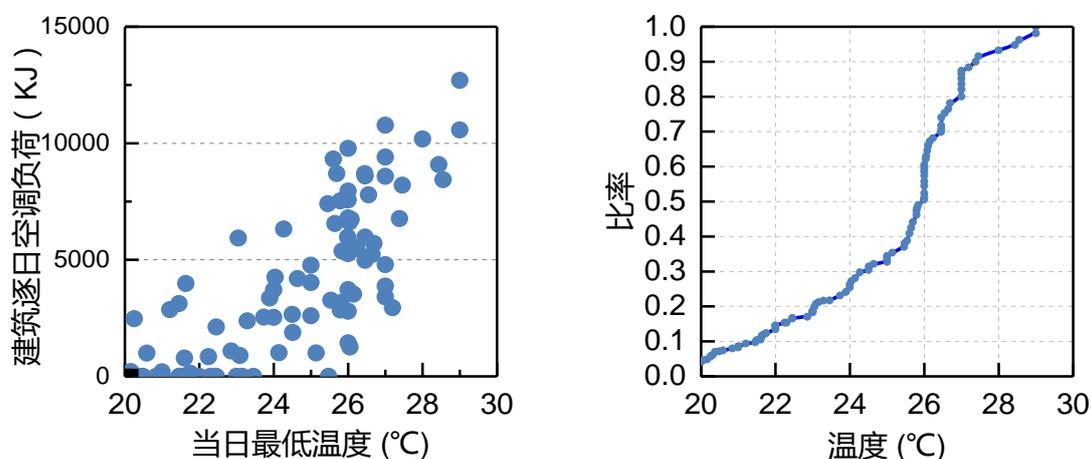


图 5.8 上海最低温度全部空调负荷占比

根据空调负荷随最低温度的分布特征，所有最低温度小于等于 25°C 的天数的负荷总量占全年负荷的比例只有约 20%，而在 26°C 时，该比例迅速增加，约达到 55%。该比例表示，如果在前一天最低温度为 26°C 时蓄冷量能够满足第二天所需要全部空调冷负荷，则全年至少能削减 55% 的冷负荷。

在 26°C 之后，该比率上升趋势变缓慢。虽然在 27°C 时该比例也迅速增加，但是考虑到有机相变材料依然存在一定的过冷现象，同时温差太小对系统换热效率影响显著，故利用 27°C 进风温度蓄冷第二天 28°C 进风温度放冷并能满足全天的负荷在现实中很难实现。所以目标函数设定的依据是，在送风温度为 26°C 的有限时段内，蓄冷量能够达到第二天所需的全部冷量，并且风机的电耗最低。

由于一天中最低温度持续时间约为 1 到 2 个小时，故选定 1.5 小时。而最低温度为 26°C 的天中，冷负荷总量约为 3500000 焦耳，故蓄冷量需要达到 3500000 焦耳。

1) 目标函数: $f(x) = \text{powerfan} + \min((1000 * (\text{cooling} - 3500000)), 0)$; 其中 powerfan 功率; 运行时间相同情况下, 功率最小即总电量最小。1000 为惩罚系数, 当供冷量小于 3500000 时该目标函数值急剧增大, 最终被剔除。

2) 变量: 优化的变量包括: PCM 的体积, 长度, 宽度, 厚度, 以及板间间隔, 共 5 个变量。其中层数由上述变量计算取整获得, 风量为使换热达到过渡区的最小风量。

3) 限制条件: PCM 体积 [0.1-0.3] (m^3), 长度 [0.5-1.5] (m), 宽度 [0.2-1.0] (m),

厚度[0.003-0.03] (m), 间隔 [0.003-0.03] (m)。其中由于该换热器模型忽略了相变材料在长度方向的差异, 故需要严格控制长度的上限。

4) 群体个数: 选用大的种群尺度, 可以使得遗传算法搜索空间的能力更加彻底, 同时增大返回全局最优而非局部最优的概率, 但是却会花费更长的时间。根据变量的个数, 设定群体规模为 30, 最大进化代数为 150。

5) 编码方式: 采用二进制编码。选择参数: 选用随机均匀分布。

6) 交叉参数: 交叉概率设定为 0.8。变异参数: 采用自适应变异。

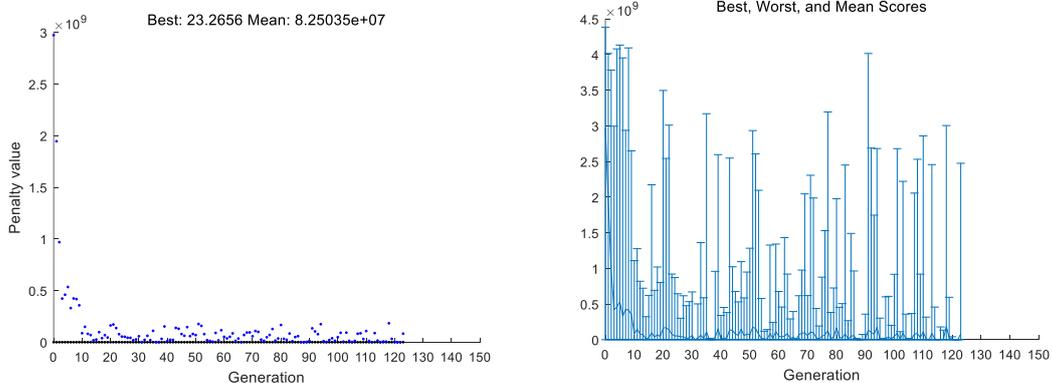
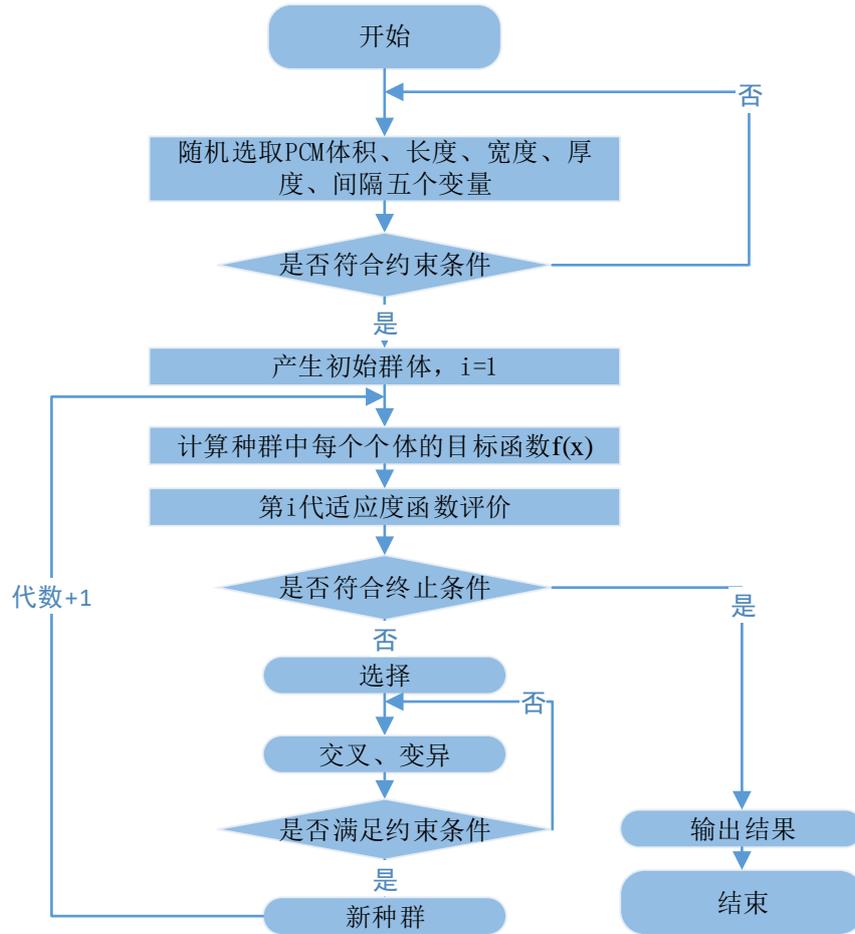


图 5.9 遗传算法过程

表 5.3 夏热冬冷地区最优相变换热器结构设计

PCM	单位	值
长	m	1.5
宽	m	0.42
厚度	m	0.009
间隔	m	0.008
层数	层	53

从的优化结果也可以看出，PCM 的厚度只有 9mm，说明当 PCM 的导热系数较低时，只能通过降低 PCM 的厚度才能保证 PCM 内部能够较为充分凝固和融化。

5.1.2.2 寒冷地区居住建筑最优换热结构

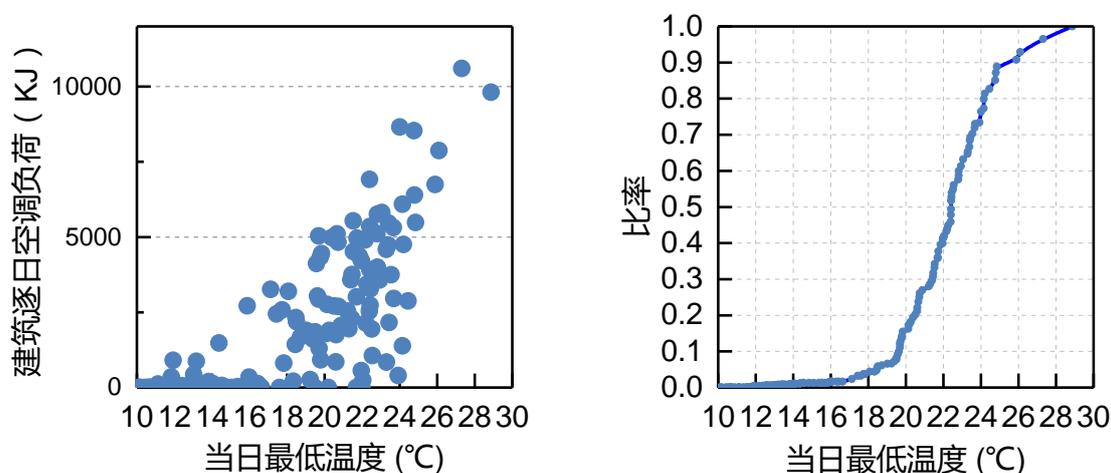


图 5.10 北京最低温度空调负荷占比

北京地区换热器结构的优化计算方法类似。根据空调负荷随最低温度的分布特征，所有最低温度小于等于 25°C 的天数的空调负荷总量占全年负荷的比例变高达 90%。而最低温度小于等于 26°C 的天数的空调负荷总量几乎没有增长。故实现负荷削减的关键点在于解决最低温度达到 25°C 时第二天的负荷。所以目标函数设定的依据是，在送风温度为 25°C 的有限时段内蓄冷量能够达到第二天所需的空调负荷量，并且风机电耗最低。

由于一天中最低温度持续时间约为 2 到 3 个小时，故选定 2.5 小时。

而最低温度为 25°C 的天中，冷负荷总量约为 4500000 焦耳，故蓄冷量需要达到 4500000 焦耳

故目标函数： $f(x)=\text{powerfan}+\min((1000*(\text{cooling}-4500000)),0)$ ；其他设置方法与夏热冬冷地区相同。

表 5.4 寒冷地区最优相变换热器结构设计

PCM	单位	值
长	m	1.5

宽	m	0.47
厚度	m	0.013
间隔	m	0.010
层数	层	31

从优化的结果来看，寒冷地区的优化结构的厚度要高一些，主要原因是进风温度比夏热冬冷地区低 1℃，故可以在厚度增加的情况下仍然能够较为充分地蓄冷和放冷。

5.3 本章小结

本章主要的研究目的是提高换热器的换热效率。共提出了 3 种方法，提高 PCM 内部导热系数 λ ——由于需要嵌入高导热性的金属，故需要以体积为代价；提高对流换热系数 h ——需要牺牲风机能耗。由于本文没有进行相应的实验，故暂不考虑采用上述两种方法。本文最终选择的是通过使用遗传算法寻优优化系统结构中的参数包括 PCM 板的长、宽、厚度、层数，并最终选定了针对夏热冬冷地区和寒冷地区换热器的结构设计，从而提升了系统的换热效率。

第6章 控制策略及优化

控制理论的发展大致可以分为三个阶段，经典控制理论，现代控制理论以及智能控制理论。其中经典控制是以单输入/输出线性定常系统为研究对象，以传递函数作为系统基本的描述，以频率法和根轨迹法作为系统分析和设计方法。现代控制理论以状态空间模型为基础，研究系统的内在规律，包括线性系统分析与综合，最优控制理论，系统辨识和最优理论等，有能控性、能观测性等主要概念。而智能控制理论的主要目标不再是被控对象，而是控制器本身。控制器不再是单一的数学模型，而是数学解析和系统结合的广义模型。

控制又分为全局控制和局部控制，针对空调系统，全局的控制比如如何设定出水温度、出风温度、以及风速可以使得满足冷负荷的情况下能耗最低，而局部控制是指如何控制阀门开度来控制出风温度和出水温度以及如何控制风机来控制风速。一般情况下，由于阀门的特性，阀门的开度和出风温度或出水温度并不是线性的，通常可以使用PID调节进行控制，从本质来讲，PID中的积分部分考虑到了过去的因素，微分部分也具有一定的预测功能，PID对应的参数不变就能很好的反应系统的输入输出关系，故用于局部控制是可以胜任的。但是对于复杂的系统，输入和输出之间具有很强的非线性关系，此时在不同的输入情况下，PID前面的参数却是不变的，必然不能保证系统的稳定性。而要求系统稳定输出则是最基本的，对于更高的要求，比如能耗最小，温度在舒适度范围内波动等就更加难以满足要求了，此时智能控制就体现出其优势。

预测控制起源于工业，最初的目的也是为了保证系统稳定输出，预测模型也较为简单。之后逐渐应用于其他行业，而空调系统就是其中之一。预测模型的主要优势是，其能够在考虑未来的情况下提前进行控制，保证这个阶段的最优运行。而本文研究的夜间通风相变蓄冷模型，本身就包括了蓄冷和放冷阶段，并且两个阶段要合理匹配才能让系统效率最高，如果在已知第二天负荷的情况下，系统可以合理地蓄冷，那么系统的整体效率将会显著提升。故十分有必要通过预测控制和传统控制比较以验证预测控制在该系统的实用性和节能潜力。

6.1 传统控制

6.1.1 寒冷地区

为了确定控制策略，首先需要确定运行模式，除了蓄冷和放冷，首先增加通

风模式，因为其可以直接利用室外的冷量，此时风机风速较小，PCM 板间的气体状态远未达到过渡区，只是层流区，此时的系统等同于机械通风。夏热冬冷地区的外墙和屋顶传热系数小于北方的原因正是希望在过渡性季节，内热能够更容易地散出去，虽然开窗通风也是有效的途径，然而很多时候无组织的自然通风并不能满足散热的需求，但该系统则可以很好地解决此问题，极大地削减了冷负荷。

通风加蓄冷模式是指系统在蓄冷的同时，由于出风口是在室内，故可在蓄冷的同时降低室内的温度，最终实现通风降温 and 蓄冷的双重效果。从运行工况来看，蓄冷和通风加蓄冷两种模式实际工况相同，只是前者是在无室内负荷条件下而后者是在有室内负荷条件下。

根据运行的反馈不断调整，最终寒冷地区的系统控制策略如图 6.1 所示，共有五种控制策略：蓄冷，放冷，通风，通风加蓄冷以及关机。流程图中不满足前四个模式运行工况的均为关机状态。该控制策略以 1 小时为控制周期，表 6.1 表示不同控制状态下窗户启闭状态，风速设置以及运行时间。

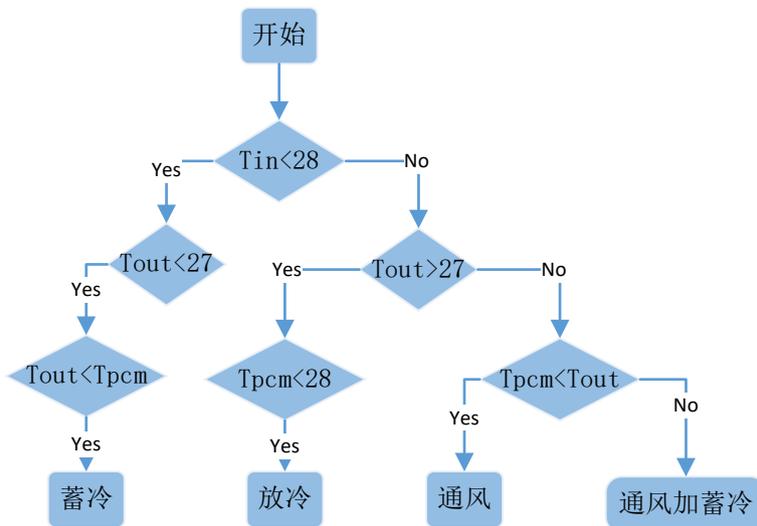


图 6.1 寒冷地区夜间通风相变蓄冷系统控制策略

表 6.1 不同控制状态下其他参数设置情况

状态	窗户	风机风速	小时内开启时间
蓄冷	开启	高档	60 分钟
放冷	关闭	高档	启停运行
通风	开启	低档	启停运行
通风加蓄冷	开启	高档	60 分钟
关机	关闭	无风速	不运行

表 6.2 表示的是第 197 天在该运行条件下不同参数的逐时值。从表中可以看出，该天的昼夜温差高达 10℃。在夜间前 7 个小时，符合通风加蓄冷的条件，进风和 PCM 换热后，出风温度依然小于室内温度 28℃，故可以同时通过通风满足室内冷负荷需求。而从第 8 个小时开始，由于室外温度逐渐超过相变材料的表

面温度，故转为通风策略，风机以低档运行，通过通断的方式运行不同的分钟数满足室内负荷的要求。而到第13个小时，由于室外温度超过27℃，已不满足通风策略，故转变为放冷策略，以高档风速通断运行相应的时间满足冷量需求，而在第24小时，当室内温度重新低于27℃时，重新转变为通风策略。

表6.2 寒冷地区第177天逐时运行情况

小时	室外温度	冷负荷	运行模式	进风温度	出风温度	PCM表面温度	风速	分钟
1	25.94	159465.82	通风加蓄冷	25.94	26.00	26.01	0.25	60
2	25.42	148425.19	通风加蓄冷	25.42	25.83	25.85	0.25	60
3	24.45	127445.44	通风加蓄冷	24.45	25.42	25.45	0.25	60
4	23.03	98993.14	通风加蓄冷	23.03	24.69	24.73	0.25	60
5	21.81	69607.81	通风加蓄冷	21.81	23.60	23.33	0.25	60
6	21.40	72612.39	通风加蓄冷	21.40	22.49	22.17	0.25	60
7	21.45	89046.78	通风加蓄冷	21.45	21.85	21.70	0.25	60
8	21.72	44297.88	通风	21.72	21.73	21.71	0.15	1
9	22.28	103057.56	通风	22.28	22.29	21.72	0.15	2
10	23.20	147333.74	通风	23.20	23.21	21.72	0.15	3
11	24.46	205403.89	通风	24.46	24.47	21.72	0.15	6
12	25.97	260046.95	通风	25.97	25.98	21.72	0.15	12
13	27.51	295435.24	放冷	28.00	23.27	22.63	0.25	4
14	28.96	315075.12	放冷	28.00	23.84	23.09	0.25	5
15	30.14	339384.53	放冷	28.00	24.21	23.52	0.25	6
16	30.87	319414.14	放冷	28.00	24.53	23.87	0.25	6
17	31.21	289017.82	放冷	28.00	24.79	24.17	0.25	6
18	31.14	262034.74	放冷	28.00	25.00	24.38	0.25	5
19	30.67	256476.01	放冷	28.00	25.17	24.59	0.25	6
20	29.91	379054.90	放冷	28.00	25.37	24.87	0.25	9
21	28.96	357994.63	放冷	28.00	25.58	25.10	0.25	9
22	27.96	341907.77	放冷	28.00	25.74	25.27	0.25	9
23	27.01	425107.23	放冷	28.00	25.88	25.45	0.25	12
24	26.06	406253.21	通风	26.06	26.07	25.23	0.15	20

经模拟，全年能够满足97%冷负荷的需求，电量相比空调系统节省约89%。全年不满足冷负荷需求的小时数只有34个小时。故该系统完全可以取代空调系统。

6.1.2 夏热冬冷地区

与寒冷地区相同，夏热冬冷地区也采用相同的控制策略。原因是控制策略模式条件主要与室内热舒适设定温度以及系统本身有关（该系统结构决定了至少有1℃的温差才能保证良好的换热效率），故采用相同的控制策略依然效果良好。

表 6.3 表示的是第 193 天在该运行条件下不同参数的逐时值。从表中可以看出，该天的昼夜温差只有 5℃，在前 3 个小时，PCM 已在前一天将冷量全部放出，并且由于室外温度较高，不能使用通风策略，故这 3 个小时的负荷无法消除。在 4 到 6 小时，室外温度逐渐下降，但下降温度极为有限，系统进入通风加蓄冷模式，凌晨 7 点，室外温度就高达 27℃，系统开始放冷，当到 18 小时时，冷量逐渐再次释放完，后 6 个小时重新关闭。

表 6.3 夏热冬冷地区第 193 天逐时运行情况

小时	室外温度	冷负荷	运行模式	进风温度	出风温度	PCM 表面温度	风速	分钟
1	28.00	80215.51	关闭	0.00	0.00	27.55	0.00	0
2	27.46	73392.02	关闭	0.00	0.00	27.55	0.00	0
3	27.00	67352.46	关闭	0.00	0.00	27.55	0.00	0
4	26.73	64778.55	通风加蓄冷	26.73	27.39	27.35	0.37	60
5	26.23	59067.84	通风加蓄冷	26.23	27.16	27.14	0.37	60
6	26.54	78679.71	通风加蓄冷	26.54	27.06	27.06	0.37	60
7	27.54	127404.4	放冷	28.00	27.19	27.15	0.37	6
8	28.54	92982.21	放冷	28.00	27.24	27.18	0.37	5
9	29.54	157142.1	放冷	28.00	27.27	27.21	0.37	9
10	30.54	192654.9	放冷	28.00	27.30	27.25	0.37	11
11	31.00	211618.5	放冷	28.00	27.33	27.28	0.37	12
12	31.54	210848.7	放冷	28.00	27.36	27.31	0.37	13
13	32.00	242742.7	放冷	28.00	27.39	27.34	0.37	15
14	32.54	234979.4	放冷	28.00	27.42	27.38	0.37	16
15	33.00	286047.6	放冷	28.00	27.45	27.42	0.37	20
16	33.00	273232.8	放冷	28.00	27.49	27.46	0.37	21
17	33.00	264628.3	放冷	28.00	27.53	27.50	0.37	22
18	32.46	237235.1	放冷	28.00	27.56	27.53	0.37	21
19	31.46	221005.9	关闭	0.00	0.00	27.53	0.00	0
20	29.92	398013.5	关闭	0.00	0.00	27.53	0.00	0
21	29.00	377242.1	关闭	0.00	0.00	27.53	0.00	0
22	28.46	365482.2	关闭	0.00	0.00	27.53	0.00	0
23	28.00	476487.2	关闭	0.00	0.00	27.53	0.00	0
24	28.00	459927.9	关闭	0.00	0.00	27.53	0.00	0

经模拟，全年负荷削减量只有 65%。该值大于设计时预估的 55%，原因是在前一天最低温度高于 26℃时，系统第二天虽然不能完全满足冷负荷需求，但仍然可以削减部分冷负荷，故实际负荷削减量稍大于预估值。考虑到根据蓄冷的特性通过遗传算法计算的最优只是某典型天的最优而并不一定是全年的最优，故在结构不变的情况下，使用不同的层数，并模拟对负荷削减量以及电力削减量的影

响。该电量削减量的计算与严寒地区稍有不同，本研究做了一个假设，即假如未削减的负荷由空调负荷来承担从而实现室内温度的控制最终的电力削减量，其中空调 COP 假设为 2.5。

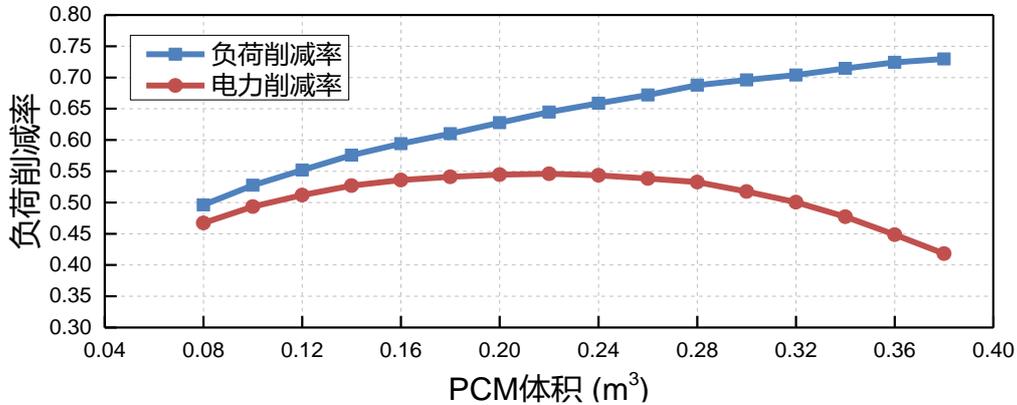


图 6.2 不同 PCM 量下对负荷削减量及电力削减量的影响

如图 6.2 所示，横坐标为 PCM 的总体积，蓝线表示负荷削减量，红线表示电力削减量。随着量的增加，负荷削减量首先急速增加，之后逐渐趋于平缓，而电力削减量首先急速增加，在 PCM 到达 0.2m³ 时达到最大值（50%），对应 36 层之后又逐渐下降。产生该变化的原因是，由于 PCM 量的增加，蓄冷能力必然增加，故可以释放更多冷量减少冷负荷，而同时由于层数的增加，所需要的风量也会增加，从而增加风机能耗，降低风机的综合 COP 值，最终减少电力削减量。

经模拟，优化设计后的系统在和空调联合运行的情况下最多可以节省 50% 的电耗。

6.2 预测控制

预测控制具有三大特征，预测模型，滚动优化和反馈矫正。该控制起源于工业，之后逐渐在其他行业中得到推广和应用。

6.2.1 预测模型

暖通行业中所涉及到的系统有房间，空调系统以及涉及到的各种设备。预测的对象主要为房间的负荷，空调系统的电能消耗以及设备的各种输出包括温度，压力、流量等。所使用的预测模型主要有两种，物理模型（ASHARE forward model）以及数据驱动模型（ASHARE inverse model）。前者由于涉及的原理很清晰，又称为白箱模型，后者只知道输入输出的关系而不涉及具体的机理，所以又称为黑箱模型。白箱模型主要基于过程的物理知识，原始的输出参数通常可以从生产商

的手册或者基于实际测量的数据提供的参数估计手册中获得。目前暖通行业中房间，空调箱，压缩机，风机、水泵、水阀、风阀、管道等都已经有了对应的白箱模型。常用的能耗模拟软件，DOE-2，Energyplus，e-QUEST 等以及 TRNSYS 所包括的所有模块都是白箱模型。黑箱模型适用于线性和非线性系统，常用的黑箱模型包括传统的回归模型、神经网络模型（ANN）、支持向量机（SVM）等等。黑箱模型是由历史训练得到的，所以对历史数据的质量、个数频率都有一定的要求。另一种模型介于白箱和黑箱之间，被称为灰箱模型，其使用一定的物理本质搭建模型的框架，而模型的具体参数则使用历史数据确定。例如决策树模型，傅里叶模型以及 RC 模型，RC 模型即电阻电容模型，房间负荷模型可以很好的使用 RC 模型表示，因为围护结构的热阻类似于电阻，而围护结构的热容类似于电学中的电容，热流量类似于负荷。

由于预测控制的预测算法最后需要封装到控制器中，所以白箱模型虽然输出结果比较准确，但涉及参数很多，运算也较为复杂，对控制器的内存和运算速度都有很高的要求，故本文使用支持向量机作为预测模型。

支持向量机是一种机器学习方法，其主要优势是该方法采用了结构风险最小化原则（structure risk minimization），其利用核函数将原来的样本空间映射到一个更高的维度，并在此基础上得出最优超平面，该超平面即为原样本空间中的非线性超平面。支持向量机在分类和回归方面被验证具有很好的实用性。以下为支持向量机回归步骤。

(1) 确定输入输出参数并归一化处理。该支持向量机模型的目的是预测负荷，而影响负荷的因素有很多，负荷来源有室外传热（包括导热和辐射），室内热源（包括人员、照明和设备）以及新风负荷（新风和渗透）。在本文中，选择的输出参数包括室外干球温度 T_r °C，同时考虑到围护结构的延迟作用，上个时刻的室外干球温度 T_{r-1} °C 以及再上一时刻的室外干球温度 T_{r-2} °C 同时也作为输入，室外水平辐射 l_r^1 Wh/m²， l_{r-1}^1 Wh/m²， l_{r-2}^1 Wh/m²，室外直接辐射 l_r^2 Wh/m²， l_{r-1}^2 Wh/m²， l_{r-2}^2 Wh/m²，人员变化情况 s_1 ，照明使用率 s_2 ，设备使用率 s_3 。输出参数为逐时冷负荷 J。

为了提高计算的效率和准确性，避免不同影响因子由于量级的不同而被忽视的情况，首先对训练的输入的数据进行归一化处理。

$$v_i' = \frac{v_i - v_{\min}}{v_{\max} - v_{\min}} \quad (6.1)$$

$$q_i' = \frac{q_i - q_{\min}}{q_{\max} - q_{\min}} \quad (6.2)$$

其中 v_i 表达训练的输入参数， v_{\max} 和 v_{\min} 分别表示输入参数中的最大值和最小

值, q_i 表达训练的输出参数, q_{\max} 和 q_{\min} 分别表示输出参数中的最大值和最小值, 而 v_i 和 q_i 分别表示归一化后的输入和输出参数。

2) 10 个归一化后的参数组成一个向量 X_i , 而 Y_i 表示对应的归一化后的建筑负荷。故训练样本集 S 为 $\{X_i, Y_i\}_{i=1}^N$ 。输入向量和输出向量之间的关系可用以下公式表达

$$Y = f(X) = W \cdot \phi(X) + b \quad (6.3)$$

其中 $\phi(X)$ 表示的是向量经过核函数映射后的更高维度的向量, 而系数 W 和 b 则最终通过求式 (6.4) 的最小值来确定。

$$\text{Minimize: } \frac{1}{2} \|W\|^2 + C \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N L_\varepsilon(Y_i, f(X_i)) \quad (6.4)$$

式中, 第一项使函数更为平坦, 从而提高泛化能力, 而第二项则表示可能产生的误差, 当 $|Y_i - f(X_i)| \leq \varepsilon$ 时, $L_\varepsilon(Y_i, f(X_i))$ 为 0, 否则为 $|Y_i - f(X_i)| - \varepsilon$ 。而参数 C 为惩罚因子, 用以调整函数平坦和准确度的折中。式 (6.3) 代入 (6.4) 并进入两个大于等于 0 的松弛变量 ζ_i 和 ζ_i^* 。则问题转换为

$$\text{Minimize: } \frac{1}{2} \|W\|^2 + C \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (\zeta_i + \zeta_i^*) \quad (6.5)$$

训练集的约束条件变为

$$\begin{cases} Y_i - W \cdot \phi(X) - b \leq \varepsilon + \zeta_i \\ W \cdot \phi(X) + b - Y_i \leq \varepsilon + \zeta_i^* \\ \zeta_i \geq 0, \zeta_i^* \geq 0 \\ i = 1, 2, \dots, n \end{cases} \quad (6.6)$$

再根据结构风险最小化原则, 引入拉格朗日函数优化方法, 并最终以对偶形式表达为

$$\text{Maximize: } \frac{1}{2} \sum_{i=1}^N \sum_{j=1}^N (\alpha_i \alpha_i^*) (\alpha_j \alpha_j^*) \cdot K(X_i, X_j) - \varepsilon \sum_{i=1}^N (\alpha_i + \alpha_i^*) + \sum_{i=1}^N Y_i (\alpha_i + \alpha_i^*) \quad (6.7)$$

约束条件边为:

$$\sum_{i=1}^N (\alpha_i + \alpha_i^*) = 0 \quad \alpha_i, \alpha_i^* \in [0, C] \quad (6.8)$$

其中 α_i, α_i^* 为拉格朗日乘子, 最终回归函数 (6.3) 为

$$Y = f(X) = \sum_{i=1}^N (\alpha_i - \alpha_i^*) K(X_i, X) + b \quad (6.9)$$

通过采用恰当的核函数便可以最终建立 10 个影响因子和负荷的非线性关系,

最后再根据再进行归一化的逆运算即可求得预测的负荷。

3) 核函数的选择。根据相关的泛函理论, 当核函数 $K(x, y)$ 满足 Mercer 条件时, 它能够描述某一特征空间的内积, 即 $K(x, y) = \Phi(x) \cdot \Phi(y)$ 。于是便可以在不知非线性映射 $\Phi(x)$ 的情况下, 只需要利用原样本空间的函数便可以实现高维特征空间的内积运算。本文采用径向基函数做为核函数。公式如下所示

$$K(x_i, x) = \exp(-\gamma \|x_i - x\|^2) \quad (6.10)$$

6.2.2 滚动优化

滚动优化指的是每个时间步长, 该系统都进行一次优化, 之后只采用第一个时间步长的控制方式, 而后面的控制方式则作废, 下一个时间步长重复该策略。滚动优化的优势在于两个方面。

第一, 预测模型使用的参数是最新的参数, 从而保证每次优化都更加精确。比如房间的负荷预测, 需要的室外气象参数包括温度, 湿度, 辐射度等, 距离预测时间越近的参数预测必然更加准确, 而距离预测时间越远的参数则误差更大。

第二, 由于每个步长模型会自动校正, 所以该策略具有很好的鲁棒性, 初始的预测模型可能存在不准确的情况, 并且系统可能在运行过程中发生偏移, 由于自动校正的存在, 系统可以不断调整, 提高预测的精度。

本文中, 由于蓄能系统的特殊性, 以 1 小时为步长, 并以缩减的 24 小时为预测范围, 即在当天开始时预测范围为 24 小时, 之后每个步长缩减 1 小时。优化的参数包括符合传统控制中蓄冷和通风加蓄冷两个模式条件下的逐时的风速和运行时间。优化的方法依然选择遗传算法。

6.2.3 反馈矫正

反馈矫正指的是系统实时监测实际的输出, 同时和预测模型的输出相比较, 根据两者的偏差对模型进行修正, 常用的反馈矫正方法有直接偏差修正、模型系数矫正等。

然而需要注意的是, 以上方法只在线性系统中有较好的实用性, 而对非线性系统, 通常需要更加复杂的模型校验工作。针对本文, 由于房间模型并不是线性系统, 故暂不进行反馈矫正。

6.2.4 预测控制结果及比较

由于预测控制计算量大, 故只选用北京建筑的某一天进行模拟。预测的方式

为逐月预测，即使用某月的历史数据作为训练数据，预测未来该月的冷负荷，由于 EnergyPlus 只提供一年的气象参数，故使用每月的前半段作为训练数据，而以后半段为测试数据。以 7 月份为例。下图是预测值与实际值的对比，其中虚线为实际负荷，即 EnergyPlus 模拟值，实线为 SVM 模型预算值。

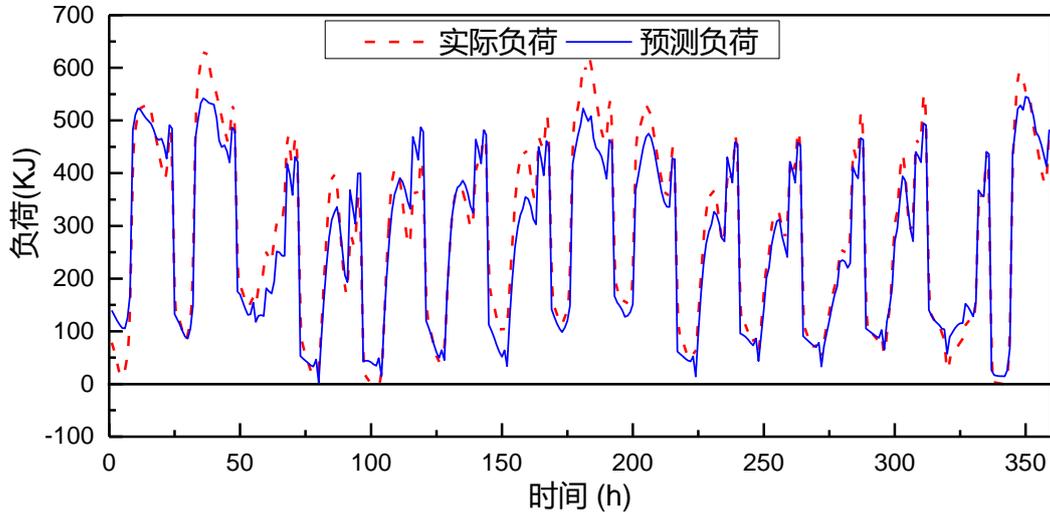


图 6.3 7 月份负荷预测

$$MRE = \frac{\sum_{i=1}^N |\hat{y}_i - y_i|}{\sum_{i=1}^N y_i} \quad (6.11)$$

决定系数 R^2 为 94%，该系数是自变量可以解释的变异量占因变量总变异量的比例。平均相对误差 MRE 为 12%，顾名思义，其表示预测值与实际值相对误差的平均值。可以看出 SVM 模型能够较为准确地预测逐时的冷负荷，故可以作为预测控制的负荷预测模型，选取其中一天进行预测控制的模拟。

具体的计算步骤为，在已知第二天室外温度和预测负荷的基础上，预测控制系统首先选择室外温度小于 27°C 的时段，并对这些时段的风量和每小时运行的时间进行优化，而其他的时段则按照传统的控制策略，以全天能耗最小为目标函数进行优化。预测控制输出为小于 27°C 时段对应的风量和每小时运行的时间，最后验证在实际负荷的情况下，使用该控制输出并和传统的控制结果作对比，对比结果如图 6.4 所示。

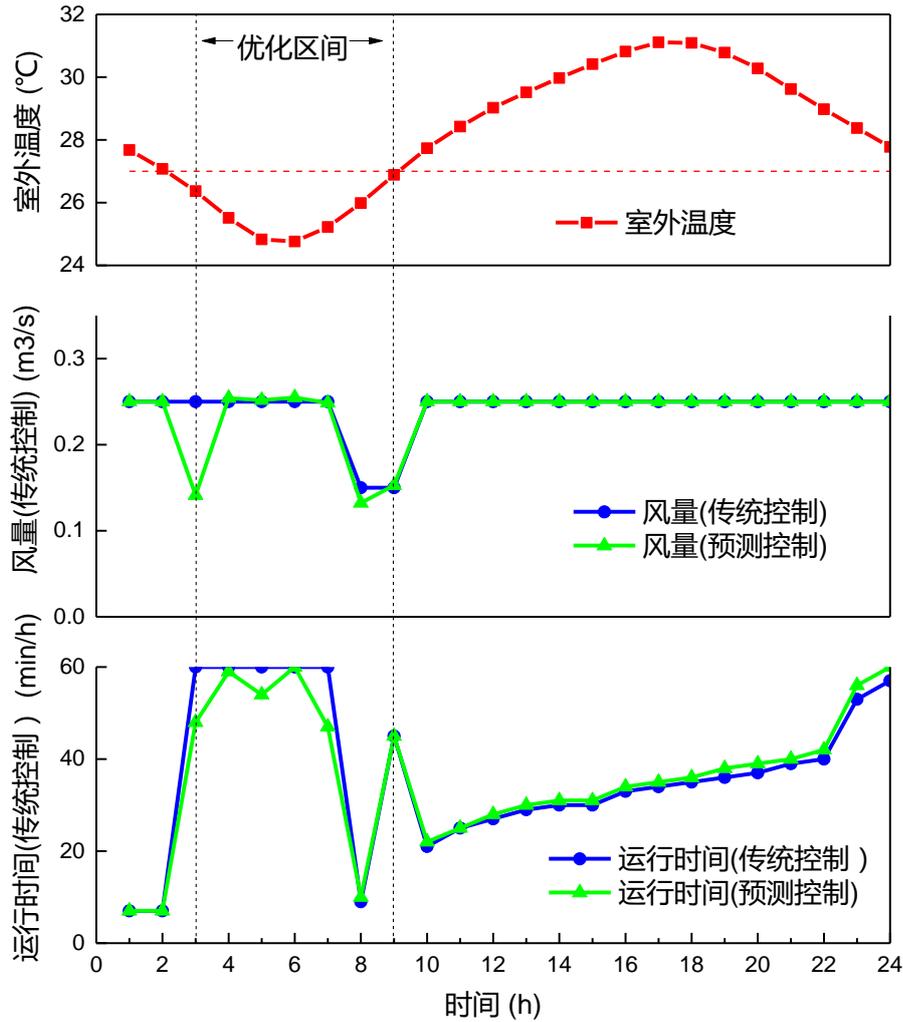


图 6.4 传统控制和预测控制对比图

图 6.4 中，蓝色圆圈符号表示的是传统控制，而绿色三角符号表示的是预测控制。室外温度小于 27°C 对应的时段为 3 到 9 共 7 个小时，故优化的变量为 7 个小时的风量和运行时间共 14 个变量。

从结果中可以看出，预测控制和传统控制的主要差别在于，在第 3 个小时，预测控制对应的风量较小，同时，在第 6 个小时，室外温度也比较低的情况下，风机在 60 分钟时间内一直在运行，而在温度稍高的第 5 和 7 小时，运行时间较短，主要是其能够根据第二天预测负荷的基础上判断蓄冷的量，模拟结果为在满足负荷需求的情况下，预测控制该天节省电力 7.3%。

预测控制的优势具体体现在两个方面。首先，在负荷已知的情况下，预测控制可以预知第二天负荷的需求，从而储备充足而非过量的冷量。在过渡性季节，该优势将更加凸显。第二预测控制可以预知未来几个小时温度，便可以在保证系统蓄冷量的前提下，控制风机在温度较低的情况下适当地增大风速和运行时间而在室外温度较高的情况下降低风速和运行时间，或者不再蓄冷而是通风满足当

下的冷负荷需求。从而保证系统高效运行。

目前预测模型在该系统的实际应用共面对两大问题。

1、模型预测的准确性。预测值的准确预测是优化的前提，为保证预测值的高精度要求，首先需要保证输入值的准确，即温度，照度以及人员，照明以及设备不同时段的使用情况，其次是模型的准确，本研究中只是在该输入参数准确的前提下进行的预测，并未考虑其不确定性，在实际应用中模型的精度必然会进一步下降。

2、优化的时间。为实现系统的最优运行，优化算法必须要实时地输出最优的控制策略，该研究中，一次优化的时间大致为2个小时，在实际应用中需要进一步提高。

6.3 本章小结

本章主要内容是夜间通风相变蓄冷系统的控制策略研究，目的是在实现负荷削减的同时能耗最低。本章共研究了两种控制策略，分别是传统的控制以及预测控制。针对传统的控制策略，通过不断的试调最终确定了5种运行模式——蓄冷、放冷、通风、通风加蓄冷以及关机以及对应的模式条件。由于夏热冬冷地区和寒冷地区两个系统高效换热条件相似—— 1°C 温差保证换热效率，并且控制对象房间具有相同舒适度设定值—— 28°C ，故控制策略相同。控制结果为对于夏热冬冷地区，负荷削减量能达到65%，电力削减量50%；而对于寒冷地区，负荷削减量高达97%，只有34小时不满足负荷，电力削减量为89%。之后采用预测控制算法，针对某一天进行了预测控制和传统控制的比较，发现预测控制当天可以节能7.3%。

第 7 章 总结和展望

7.1 论文结论

(一) 首先本文对夜间通风相变蓄冷系统进行了较为全面的综述, 并对影响该系统的因素进行了逐个的探讨。

1、该系统具有地理决定性, 只有在温差比较大的时候才能具有较高的性能。

2、对夜间通风相变蓄冷系统形式进行了分类: 室内循环 FCPCM 系统、新风 FCPCM 系统、空调与 FCPCM 联合系统。常用的换热器类型有平板型、管束型、圆柱形 PCM 球形封装以及壳管式。

3、针对该系统的应用, 有机 PCM 具有较高化学稳定性、无腐蚀性、单位体积高相变潜热以及无过冷现象的特性, 而无机材料具有高导热率、高密度、低成本、不可燃以及低体积变化率的特性。

4、相变温度的确定应该综合考虑系统形式、室内设定温度以及室外温度确定, 在系统形式确定的情况下, 可根据设定温度或者室外平均温度直接计算得到。

5、相变材料量的确定应该综合考虑经济成本以及预期的负荷削减量, 在本文的房间形式中, 寒冷地区使用 PCM 量约为 15kg/m^3 , 而夏热冬冷地区使用 PCM 量约为 10kg/m^3 。

(二) 本文建立了一套夜间通风相变蓄冷系统模型, 经实验验证, 具有较高的精度, 可用于性能影响因素分析以及系统优化。

(三) 在对围护结构对冷热负荷影响定性分析的基础上, 使用 EnergyPlus 软件建立了寒冷地区以及夏热冬冷地区模型, 并提出了一套可以配合夜间通风相变蓄冷系统的参数设计方案。

(四) 在夜间通风相变蓄冷系统模型的基础上, 模拟了导热系数的增加对系统换热的影响, 结果显示, 当 PCM 板较厚时, 嵌入高导热性的金属增加整体导热性是十分有必要的。

(五) 在对寒冷地区和夏热冬冷地区气候条件分析的基础上, 确定了优化变量, 目标函数方程以及限制条件, 使用遗传算法对两个地区的板式换热器解结构进行了优化。其中夏热冬冷地区换热器结构为: 长 1.5m、宽 0.42m、厚度 9mm、间隔 8mm、层数 36 层。寒冷地区换热器结构为: 长 1.5m、宽 0.47m、厚度 13mm、间隔 10mm、层数 31 层。

(六) 在建筑围护结构以及换热器结构优化设计的基础上, 提出了蓄冷、放冷、通风、通风加蓄冷以及关机五种运行模式, 并模拟了具体的控制策略, 结果

显示寒冷地区该系统可以满足 97%冷负荷的需求，使用电量相比空调系统节约 89%。全年不满足冷负荷需求的小时数只有 34 个小时，完全可以取代空调系统。而夏热冬冷地区由于昼夜温差小，可以实现 65%的负荷削减量，若与空调系统联合提供冷量，理想情况下与纯空调系统相比可以节约 50%的电量。

(七) 以 7 月份某一天为例，以 SVR 为预测模型，以遗传算法作为优化算法实施预测控制。经验证，该控制策略可以做到尽可能地在夜间温度较小时蓄冷从而提高系统效率，同时可以在第二天不需放冷的情况下，避免无必要的蓄冷，防止过冷并减少电力消耗。

7.2 局限性与工作展望

(一) 本论文对夜间通风相变蓄冷系统模型做了极多的简化，为进一步提高模型精度，可以建立更加全面的模型。

(二) 本文所用到模型的是 EnergyPlus 的房间模型和 MATLAB 中的相变蓄冷模型，两模型是分开使用的。即前者计算维持室内设定温度所需要的负荷，后者是在较为理想的控制下运行的，例如在运行时间方面，运行时间是通过负荷比较直接决定的，此处忽略了实际运行过程中由于室内温度的波动而带来的负荷的改变。后期可采用 BCVTB 平台实现模型的联合运行。

(三) 未能充分体现预测控制的优势。预测模型精度需要进一步提高，模型的反馈矫正在此处也被简化，另外优化算法花费时间较长，后期有待进一步深化研究。

参考文献

- [1] 徐敏. 《中国建筑能耗研究报告(2016)》发布. 建筑时报,2016-12-08(008).
- [2] 胡姗. 中国城镇住宅建筑能耗及与发达国家的对比研究: [硕士学位论文].清华大学,2013.
- [3] 柳杨. 浅析日本在建筑节能领域的研究及成效. 上海节能,2010,(11):17-20.
- [4] 房涛. 天津地区零能耗住宅设计研究: [博士学位论文]. 天津大学, 2012.
- [5] JGJ 134-2001, 夏热冬冷地区居住建筑节能设计标准[S].
- [6] DGJ 08-205-2011 上海市-居住建筑节能设计标准[S]
- [7] DGJ 08-205-2015 上海市-居住建筑节能设计标准[S]
- [8] Turnpenny J R, Etheridge D W, Reay D A. Novel ventilation cooling system for reducing air conditioning in buildings. : Part I: testing and theoretical modelling. Applied Thermal Engineering, 2000, 20(11):1019-1037.
- [9] Zalba B, MariN J M, Cabeza L F, et al. Free-cooling of buildings with phase change materials. International Journal of Refrigeration, 2004, 27(8):839-849.
- [10] Marín J M, Zalba B, Cabeza L F, et al. Improvement of a thermal energy storage using plates with paraffin-graphite composite. International Journal of Heat & Mass Transfer, 2005, 48(12):2561-2570.
- [11] Kang Y, Jiang Y, Zhang Y. Modeling and experimental study on an innovative passive cooling system—NVP system. Energy & Buildings, 2003, 35(4):417-425.
- [12] 舒迪前. 预测控制系统及其应用. 机械工业出版社, 1996.
- [13] 许超, 陈治纲, 邵惠鹤. 预测控制技术及应用发展综述. 化工自动化及仪表, 2002, 29(3):1-10.
- [14] 李书臣, 徐心和, 李平. 预测控制最新算法综述. 系统仿真学报, 2004, 16(6):1314-1319.
- [15] Chen X, Wang Q, Srebric J. Model predictive control for indoor thermal comfort and energy optimization using occupant feedback. Energy & Buildings, 2015, 102:357-369.
- [16] Ma J, Qin J, Salsbury T, et al. Demand reduction in building energy systems based on economic model predictive control. Chemical Engineering Science, 2012, 67(1):92-100.
- [17] Huang G. Model predictive control of VAV zone thermal systems concerning bi-linearity and gain nonlinearity. Control Engineering Practice, 2011, 19(7):700-710.
- [18] Kwong Fai Fong, Victor Ian Hanby, Tin Tai Chow. A Robust Evolutionary Algorithm for HVAC Engineering Optimization. Hvac & R Research, 2008, 14(5):683-705.
- [19] Zou Q, Ji J, Zhang S, et al. Model predictive control based on particle swarm optimization of greenhouse climate for saving energy consumption// World Automation Congress. IEEE, 2010:123-128.
- [20] Gregor P. Henze, Doreen E. Kalz, Simeng Liu, et al. Experimental Analysis of Model-Based Predictive Optimal Control for Active and Passive Building Thermal Storage Inventory. Hvac & R Research, 2005, 11(2):189-213.
- [21] Henze G P, Felsmann C, Florita A R, et al. Optimization of Building Thermal Mass

- Control in the Presence of Energy and Demand Charges. *Ashrae Transactions*, 2008, 114(2):75-84.
- [22] Candanedo J A, Dehkordi V R, Stylianou M. Model-based predictive control of an ice storage device in a building cooling system. *Applied Energy*, 2013, 111(4):1032-1045.
- [23] Hajiah A, Krartib M. Optimal control of building storage systems using both ice storage and thermal mass – Part I: Simulation environment. *Energy Conversion & Management*, 2012, 64(64):499–508.
- [24] Hajiah A, Krarti M. Optimal controls of building storage systems using both ice storage and thermal mass – Part II: Parametric analysis. *Energy Conversion & Management*, 2012, 64(4):509–515.
- [25] 邓广发, 陈丽萍. 蓄冰空调的神经网络预测控制研究. *建筑热能通风空调*, 1998(1):11-13.
- [26] 张华玲, 刘宪英. 神经网络法负荷预测与蓄冰空调系统的运行优化. *土木建筑与环境工程*, 1999, 21(6):86-90.
- [27] 吴杰. 冰蓄冷空调系统负荷预测模型和系统优化控制研究[D]. 浙江大学, 2002.
- [28] 李绵升. 基于粒子群与控制误差回馈的BP神经网络冷负荷预测及动态目标控制[D]. 华南理工大学, 2012.
- [29] 杨黎峰. 基于神经网络预测控制的水源热泵控制系统研究[D]. 北方工业大学, 2005.
- [30] 王建玉, REN QING-CHANG. 变风量空调系统的模型预测控制及仿真研究. *系统仿真学报*, 2008, 20(16):4446-4450.
- [31] 杨洪祥. 基于广义预测控制的变风量空调末端仿真与控制研究[D]. 北京工业大学, 2009.
- [32] 李鹏. 基于系统辨识的太阳能一相变蓄热新风供暖系统控制策略研究[D]. 北京邮电大学, 2010.
- [33] 邹木春, 龙文. 基于 PSO 算法的 HVAC 系统 LSSVM 预测控制. *中南大学学报(自然科学版)*, 2012, 43(7):189-194.
- [34] 刘羽岱, 潘毅群, 黄治钟. 基于模型预测控制的空调系统运行优化仿真研究// 上海市制冷学会 2013 年学术年会. 2013.
- [35] 孟华, 王盛卫, 龙惟定. 空调水系统实时在线优化控制预测模型的研究. *同济大学学报自然科学版*, 2006, 34(5):670-674.
- [36] 孟华, 龙惟定, 王盛卫. 基于遗传算法的空调水系统优化控制研究. *建筑节能*, 2007, 35(1):39-42.
- [37] Takeda S, Nagano K, Mochida T, et al. Development of a ventilation system utilizing thermal energy storage for granules containing phase change material. *Solar Energy*, 2004, 77(3):329–338.
- [38] Medved S, Arkar C. Correlation between the local climate and the free-cooling potential of latent heat storage. *Energy & Buildings*, 2008, 40(4):429-437.
- [39] Osterman E, Butala V, Stritih U. PCM thermal storage system for ‘free’ heating and cooling of buildings. *Energy & Buildings*, 2015, 106:125-133.
- [40] Givoni B. Passive and low energy cooling of buildings// CRPA proceedings of the tenth symposium of the Croatian radiation protection association. 1994.
- [41] Lazaro A, Dolado P, Marin J M, et al. PCM-air heat exchangers for free-cooling applications in buildings: Empirical model and application to design. *Energy Conversion*

- & Management, 2009, 50(3):444-449.
- [42] Lazaro A, Dolado P, Marín J M, et al. PCM–air heat exchangers for free-cooling applications in buildings: Experimental results of two real-scale prototypes. *Energy Conversion & Management*, 2009, 50(3):439-443.
- [43] Souayfane F, Fardoun F, Biwole P H. Phase change materials (PCM) for cooling applications in buildings: A review. *Energy & Buildings*, 2016, 129:396-431.
- [44] Dovrtel K, Medved S. Weather-predicted control of building free cooling system. *Applied Energy*, 2011, 88(9):3088-3096.
- [45] Dovrtel K, Medved S. Multi-objective optimization of a building free cooling system, based on weather prediction. *Energy & Buildings*, 2012, 52(52):99–106.
- [46] Rouault F, Bruneau D, Sebastian P, et al. Numerical modelling of tube bundle thermal energy storage for free-cooling of buildings. *Applied Energy*, 2013, 111(111):1099-1106.
- [47] Arkar C, Medved S. Free cooling of a building using PCM heat storage integrated into the ventilation system. *Solar Energy*, 2007, 81(9):1078-1087.
- [48] Raj V A A, Velraj R. Heat transfer and pressure drop studies on a PCM-heat exchanger module for free cooling applications. *International Journal of Thermal Sciences*, 2011, 50(8):1573–1582.
- [49] Tyagi V V, Buddhi D. PCM thermal storage in buildings: A state of art. *Renewable & Sustainable Energy Reviews*, 2007, 11(6):1146-1166.
- [50] Butala V, Stritih U. Experimental investigation of PCM cold storage. *Energy & Buildings*, 2009, 41(3):354-359.
- [51] Chiu J N W, Gravoille P, Martin V. Active free cooling optimization with thermal energy storage in Stockholm. *Applied Energy*, 2013, 109(2):523–529.
- [51] Kamali S. Review of free cooling system using phase change material for building. *Energy & Buildings*, 2014, 80(80):131–136.
- [52] Mosaffa A H, Ferreira C A I, Rosen M A, et al. Thermal performance optimization of free cooling systems using enhanced latent heat thermal storage unit. *Applied Thermal Engineering*, 2013, 59(1-2):473-479.
- [53] Brun A, Wurtz E, Hollmuller P, et al. Summer comfort in a low-inertia building with a new free-cooling system. *Applied Energy*, 2013, 112(4):338-349.
- [54] 李俊鸽, 杨柳, 刘加平. 夏热冬冷地区人体热舒适气候适应模型研究. *暖通空调*, 2008, 38(7):20-24.
- [55] 杨薇. 夏热冬冷地区住宅夏季热舒适状况以及适应性研究[D].湖南大学,2007.
- [56] Oya T, Nomura T, Tsubota M, et al. Thermal conductivity enhancement of erythritol as PCM by using graphite and nickel particles. *Applied Thermal Engineering*, 2013, 61(2):825-828.
- [57] O. Mesalhy, K. Lafdi, A. Elgafy, K. Bowman, Numerical study for enhancing the thermal conductivity of phase change material (PCM) storage using high thermal conductivity porous matrix, *Energy Conversion and Management*, 46(2005) 847-867.
- [58] H.M. Ettouney, I. Alatiqi, M. Al-Sahali, S. Ahmad Al-Ali, Heat transfer enhancement by metal screens and metal spheres in phase change energy storage systems, *Renewable Energy*, 29(2004) 841-860.
- [59] Stritih U, Butala V. Experimental investigation of energy saving in buildings with PCM

- cold storage. *International Journal of Refrigeration*, 2010, 33(33):1676–1683.
- [60] Nagano K, Takeda S, Mochida T, et al. Study of a floor supply air conditioning system using granular phase change material to augment building mass thermal storage—Heat response in small scale experiments. *Energy & Buildings*, 2006, 38(5):436-446.
- [61] Mosaffa A H, Talati F, Rosen M A, et al. Approximate analytical model for PCM solidification in a rectangular finned container with convective cooling boundaries ☆. *International Communications in Heat & Mass Transfer*, 2012, 39(2):318-324.
- [62] Koizumi H. Time and spatial heat transfer performance around an isothermally heated sphere placed in a uniform, downwardly directed flow (in relation to the enhancement of latent heat storage rate in a spherical capsule). *Applied Thermal Engineering*, 2004, 24(17-18):2583-2600.
- [63] Ettouney H, Alatiqi I, Al-Sahali M, et al. Heat transfer enhancement in energy storage in spherical capsules filled with paraffin wax and metal beads. *Energy Conversion & Management*, 2006, 47(2):211-228.
- [64] Elshafei E A M, Mohamed M S, Mansour H, et al. Experimental study of heat transfer in pulsating turbulent flow in a pipe. *International Journal of Heat & Fluid Flow*, 2008, 29(4):1029-1038.
- [65] Liu S, Sakr M. A comprehensive review on passive heat transfer enhancements in pipe exchangers. *Renewable & Sustainable Energy Reviews*, 2013, 19(1):64-81.
- [66] Firtha R J, Meyerb L. A comparison of the heat transfer and friction factor performance of four different types of artificially roughened surface. *International Journal of Heat & Mass Transfer*, 1983, 26(2):175-183.
- [67] Alam T, Saini R P, Saini J S. Experimental investigation on heat transfer enhancement due to V-shaped perforated blocks in a rectangular duct of solar air heater. *Energy Conversion & Management*, 2014, 81(2):374-383.
- [68] He Y L, Chu P, Tao W Q, et al. Analysis of heat transfer and pressure drop for fin-and-tube heat exchangers with rectangular winglet-type vortex generators. *Applied Thermal Engineering*, 2013, 61(2):770-783.
- [69] Thianpong C, Yongsiri K, Nanan K, et al. Thermal performance evaluation of heat exchangers fitted with twisted-ring turbulators. *International Communications in Heat & Mass Transfer*, 2012, 39(6):861–868.

致谢

时间如白驹过隙，两年半的硕士生涯眨眼就过去了。在这期间我收获很多也感恩很多，收获的是对专业体系的进一步认识，研究的方法和能力。感恩的是各位老师和同学们一路走来对我的关心和帮助。

首先感谢我敬爱的导师许鹏教授，他严谨的科研精神和敏锐的洞察力让我敬佩不已。每次例会的讨论，许老师都会有意教导我们一个科研工作者应该具备的素质，他的言传身教必将对我未来的科研之路具有深刻的影响。同时许老师对我个人的指导和鼓励让我冲破自己给自己设定的局限，让我在学术上敢想敢为，在此由衷的表达对许老师的感激之情。

感谢潘毅群老师和黄治钟老师在我做项目时对我无私的帮助。潘老师悉心回答我所提出的问题，并在很长一段时间后遇到可能对我有帮助的信息还专程告诉我，实在令我感动。黄老师对专业知识的深刻理解、丰富的工作经验以及思维的敏捷让我叹服，跟随他的时间里让我获益匪浅。

感谢史建国研究员，在我刚开学对一切还懵懵懂懂时候的悉心指导以及毕业时实验平台搭建改造时的及时帮助。

感谢苑登阔师兄在我刚来时对我发表论文的指导，张量师兄对我个人发展的关心，焦飞飞师姐在我课题进行中不厌其烦的帮助，叶昀暘师兄在我生活和学术上的支持以及扶洋洋师兄和姬颖、李为林师姐在我学术研究方法的引领。

感谢鲁星一路来和我并肩作战，一起面对困难。感谢室友杨陶在生活上一直以来对我的开导和帮助，感谢侯瑾在生活上对我的关心和支持，遇到他们是我的幸运。

感谢褚祎祎师妹在实验期间无数次对我的帮助。

最后，感谢我的家人作为我最坚强的后盾一直以来无私的关怀和支持，你们也将是我前行的最大动力。

2017年3月

个人简历、在读期间发表的学术论文与研究成果

个人简历:

王慧龙, 男, 1991 年 8 月生。

2014 年 7 月毕业于重庆大学 建筑环境与设备工程 (暖通空调) 专业 获学士学位。

2014 年 9 月入同济大学供热、供燃气、通风及空调工程专业, 读硕士研究生。

已发表论文:

[1] **Huilong Wang**, Peng Xu, Xing Lu, Dengkuo Yuan. Methodology of comprehensive building energy performance diagnosis for large commercial buildings at multiple levels. *Applied Energy*, 2016, 169:14-27.

[2] **Huilong Wang**, Xing Lu, Peng Xu, Dengkuo Yuan. Short-term Prediction of Power Consumption for Large-scale Public Buildings based on Regression Algorithm. *Procedia Engineering*, 2016, 121: 1318-1325.

[3] Xing Lu, Peng Xu, **Huilong Wang**, Tao Yang, Jin Hou. Cooling Potential and Application Prospect of Passive Radiative Cooling in Buildings The current state-of-art. *Renewable & Sustainable Energy Reviews*.

[4] Weilin Li, Peng Xu, **Huilong Wang**, Xing Lu. A new method to describe irregular internal thermal mass in demand response buildings. *Energy and buildings*. 2016.

[5] Weilin Li, Peng Xu, Xing Lu, **Huilong Wang** Zhihong Pang. Electricity demand response in China: Status, feasible market schemes and pilots. *Energy*. 2016.

申请专利:

[1] 许鹏, 苑登阔, 王慧龙, 鲁星, 侯瑾 一种基于电耗数据的公共建筑空调能效诊断系统 CN104748327A

[2] 许鹏, 姬颖, 侯瑾, 鲁星, 王慧龙 一种公共建筑空调系统末端设备电耗间接计量系统 CN104749431A