

中文图书分类号: TU83
密 级: 公开
UDC: 624
学 校 代 码: 10016



北京建筑大学

BEIJING UNIVERSITY OF CIVIL ENGINEERING AND ARCHITECTURE

硕士学位论文

Dissertation for Master's Degree

论 文 题 目: 相变蓄冷空调系统运行策略及应用分析

论 文 作 者: 冯晓平

学 科: 供暖、供燃气、通风及空调工程

指 导 教 师: 郝学军

论文提交日期: 2020 年 12 月



北京建筑大学

BEIJING UNIVERSITY OF CIVIL
ENGINEERING AND ARCHITECTURE

学 位 论 文

相变蓄冷空调系统运行策略及应用分析

Research on operation strategy and application of phase change cool storage air
conditioning system

指导教师姓名 郝学军 教授 北京建筑大学

申请学位级别 硕 士 学位类别 学术学位

所 属 学 科 供暖、供燃气、通风及空调工程

年 级 暖研 17 级 学 号 2108140417007

论文答辩时间 2020 年 11 月

答辩委员会主席 周天洪 教授级高工

论 文 评 阅 人 匿名评审

摘 要

相变蓄冷空调系统利用相变材料在夜间蓄冷、白天释冷，以达到移峰填谷、平衡电价的目的。与冰蓄冷空调系统相比，相变蓄冷空调系统有着更高的蒸发温度，冷水机组的运行效率也更高，并且相变蓄冷空调系统不需要配备专门的夜间蓄冷冷水机组，常规冷水机组即可解决夜间蓄冷、白天供冷的问题。与水蓄冷空调系统相比，相变材料的相变密度比水大，蓄冷槽的占地面积比水蓄冷要小。本文利用 **Fluent** 数值模拟软件，建立了单个蓄冷柱的相变传热模型，通过加载 **Solidification/Melting** 模型，研究了单个蓄冷柱凝固过程中蓄冷时间与载冷剂温度及蓄能柱形状的关系。针对相变蓄冷空调系统的运行情况，本文利用 **TRNSYS** 建立仿真模型，搭建了不同运行策略下的三种供冷系统，对比分析了系统的经济性和节能效益。以下是本文的主要工作。

研究了单个蓄冷柱蓄冷过程的一般规律，结果表明：在相同工况下，载冷剂温度越低，与柱内相变材料传热温差越大，越有利于相变换热的进行，蓄冷时间也会缩短。相同体积下，蓄冷柱半径越小，侧表面的传热面积越大，蓄冷时间越短；同样蓄冷柱高度越低，上下两个表面传热面积越大，蓄冷时间越短。综上所述，蓄冷柱的设计应考虑传热温差、柱体尺寸等影响因素，同时还应该结合电价政策，实际工程需要等条件。

根据工程实例，在 **TRNSYS** 模拟仿真平台搭建了冷水机组单独供冷、蓄冷槽单独供冷、冷水机组-蓄冷槽联合供冷三种系统模型。逐一运行模型并输出相应的运行数据，通过对逐时能耗、总能耗、逐时电费、总费用、典型日逐时能耗和费用等数据对比分析，得出了相变蓄冷空调系统的节能效益并不好，但是移峰填谷作用明显，并且相变蓄冷空调系统比常规空调系统有更好的经济性，在夜间全蓄冷情况下，蓄冷槽单独供冷系统的经济性可节省费用高达 45% 左右。

关键词：相变蓄冷空调系统；相变材料；CFD 模拟；TRNSYS 模拟；运行策略。

Abstract

Phase change materials are used to store and release cold at night and in daytime in the phase change cool storage air conditioning system, so as to achieve the purpose of shifting peak and filling valley and balancing electricity price. Compared with the ice storage air conditioning system, the phase change storage air conditioning system has higher evaporation temperature and higher operating efficiency of the chiller. Moreover, the phase change storage air conditioning system does not need to be equipped with special night storage chiller. The conventional chiller can solve the problem of night storage and day cooling. Compared with the water storage air conditioning system, the phase change density of phase change material is larger than that of water, and the floor area of cold storage tank is smaller than that of water storage. In this paper, the phase change heat transfer model of a single cold storage column is established by using the fluent numerical simulation software. The relationship between the cold storage time, the temperature of the refrigerant and the shape of the storage column is studied by loading the solidation / melting model. In view of the operation of the phase change storage air conditioning system, this paper uses TRNSYS to build a simulation model, build three kinds of cooling systems under different operation strategies, and compare and analyze the economic and energy-saving benefits of the system. The following is the main work of this paper.

The general rule of single cold storage column is studied. The results show that under the same working condition, the lower the temperature of the carrier, the greater the temperature difference between the heat transfer and the phase change material in the column, the better the phase change heat transfer, and the shorter the cold storage time. Under the same volume, the smaller the radius of the cold storage column, the larger the heat transfer area of the side surface, and the shorter the cold storage time; the lower the height of the same cold storage column, the larger the heat transfer area of the upper and lower surfaces, and the shorter the cold storage time. To sum up, the design of the cold storage column should consider the factors such as the temperature difference of heat transfer, the size of the column, etc., and should also consider the conditions such as the electricity price policy, the actual project needs, etc.

According to the project example, three system models are built on TRNSYS simulation platform, which are chiller cooling system, storage tank cooling system and chiller storage tank cooling system. Through the comparative analysis of the data of hourly energy consumption, total energy consumption, hourly electricity cost, total cost, typical hourly energy consumption and cost, it is concluded that the energy saving benefit of the phase-change storage air conditioning system is not good, but the peak shift and valley filling effect is obvious, and the phase-change storage air conditioning system has better economy than the conventional air conditioning system, and it can be fully used at night. Under the condition of cold storage, the economy of the single cooling system can save about 45% of the cost.

Keywords: Phase change storage air conditioning system, phase change material, CFD simulation, TRNSYS simulation, operation strategy.

目 录

北京建筑大学硕士学位论文原创性声明

北京建筑大学硕士学位论文使用授权书

摘 要	I
ABSTRACT	II
第 1 章 绪 论	1
1.1 课题背景及研究的目的和意义	1
1.1.1 课题背景	1
1.1.2 研究意义	1
1.2 蓄冷空调系统概述	2
1.2.1 水蓄冷	2
1.2.2 冰蓄冷	2
1.2.3 相变蓄冷	2
1.3 课题研究的国内外现状	3
1.3.1 蓄冷空调系统研究进展	3
1.3.2 相变蓄能技术研究现状	4
1.4 研究内容及方法	5
1.5 本章小结	5
第 2 章 相变蓄冷技术及空调系统运行策略研究	6
2.1 相变蓄冷材料选择及理论分析	6
2.1.1 相变材料的确定	6
2.1.2 相变传热理论分析	7
2.2 蓄冷系统运行流程	8
2.2.1 串联系统	8
2.2.2 并联系统	9
2.3 蓄冷系统运行策略	9
2.3.1 冷机优先策略	9
2.3.2 蓄冷槽优先策略	10
2.3.3 比例供冷策略	10
2.3.4 优化供冷策略	11
2.4 控制策略制定	11
2.4.1 开启时间控制法	11

2.4.2 设定温度控制法	11
2.5 本章小结	12
第 3 章 相变蓄冷柱蓄冷特性研究	13
3.1 FLUENT 软件及传热模型介绍	13
3.1.1 FLUENT 软件介绍	13
3.1.2 传热模型的建立	13
3.2 蓄冷柱相变过程的数值模拟	13
3.2.1 蓄能柱的物理模型	14
3.2.2 计算区域的网格划分	14
3.2.3 求解器及内部参数和边界条件的设定	15
3.3 蓄冷过程的模拟分析	16
3.3.1 蓄冷柱蓄冷过程的一般规律	16
3.3.2 载冷剂温度对蓄冷时间的影响	17
3.3.3 蓄冷柱几何尺寸对蓄冷时间的影响	20
3.4 本章小结	24
第 4 章 相变蓄冷空调系统数学模型的建立	26
4.1 TRNSYS 软件简介	26
4.2 相变蓄冷空调系统	28
4.3 系统主要设备仿真模型	29
4.3.1 冷水机组	29
4.3.2 冷却塔	31
4.3.3 水泵	32
4.3.4 其他辅助设备	33
4.4 本章小结	33
第 5 章 工程实例及仿真模拟研究	34
5.1 工程概括	34
5.2 系统主要设备及参数	35
5.3 相变蓄冷空调系统模拟	36
5.3.1 冷水机组单独供冷	37
5.3.2 蓄冷槽单独供冷	38
5.3.3 冷水机组-蓄冷槽联合供冷	39
5.4 模拟仿真结果与分析	40
5.4.1 能耗分析	40
5.4.2 运行费用分析	43

5.5 本章小结	46
结 论	47
参考文献	49
致 谢	51

第1章 绪论

1.1 课题背景及研究的目的和意义

1.1.1 课题背景

在当今社会,能源是衡量一个国家综合实力的重要指标。我国正处在历史最好的时代,当前能源发展也面临史上最大的挑战和机遇。构建清洁低碳、安全高效的能源体系,深入推进能源供给侧结构性改革,是新时代中国能源发展的重要方向。根据 2019 年中国建筑能耗研究报告,目前我国建筑能耗 9.47 亿 tce,占全国总消费的 21.11%,建筑碳排放 20.44 亿吨 CO₂,占全国能源碳排放的 19.5%^[1]。暖通空调是建筑能耗中的消费大户,尤其是需要使用大量的设备,导致电力的消耗是与日俱增。并且城市暖通空调使用高峰与用电负荷峰值一致,大量的电能消耗加剧了电力供需矛盾,增加了电网峰值电力需求,破坏了电网的电力平衡^[2]。江亿院士在关于能源革命的思考中提到目前解决电力供给与需求之间不平衡的途径之一就是大力发展蓄能技术^[3]。

蓄能技术是暖通空调的重要手段之一,其根据峰谷规律,在夜间低谷是利用蓄能介质将能量以潜热或显热的形式储存起来,当白天用电高峰时将储存的能量释放出来。在满足建筑能耗需求的同时有效改善了电网的峰值压力。并且,由于国家在能源方面的财政支持,用户可以利用国家的峰谷电价政策,节约电费,既响应了国家的政策,又有一定的经济性,还可以平衡电网负荷,减少电力公司关于发电厂的建设,保护环境,为减少碳排放贡献一点力量^[4]。

由于蓄能技术具有环境和经济的双重效果,为了鼓励蓄能技术的发展,国家多次出台相关政策。2010 年,国家发改委等部委从国内电力使用状况,采取了削峰填谷的工作策略。同时为了鼓励相关技术的应用,节能减排等政策相继出台。2013 年北京市全面实施峰谷电价,各大城市也争相效应。在各种政策的激励下,目前,各大城市大型建筑中普遍采用蓄能空调系统。以此该技术得到了快速的发展。

1.1.2 研究意义

目前,在蓄冷空调中常见的一些蓄冷形式有水蓄冷和冰蓄冷,相变蓄冷国内外也做了一些研究。水蓄冷是利用 7-12℃ 之间蓄水温度的相变显热进行蓄冷,常规的制冷机组即可实现制冷和蓄冷的双重用途,在此两种用途当中,机组都可以高效率、高目标运行;但是水蓄冷存在蓄能密度低,蓄冷槽体积大,水温度不均匀有斜温层等缺点。冰蓄冷是利用冰的相变潜热进行蓄冷,优点是蓄能密度大;但是由于冰蓄冷的相变温度低,且存在较大过冷度,制冷机组运行时蒸发温度更低,机组效率降低,制冷蓄冷两种工况存在极大差异,需配置双工况主机,系统相对复杂^[5]。对比两种蓄冷形式,高温相变蓄冷空调系统既包含了一般冰蓄冷系统蓄冷装置体积小、能耗损失小的优点,还具有水蓄冷系统可以直接利用一台冷水机组夜间蓄冷、白天供冷以及相变温度高造成的冷水机组 COP 值大的特点。因此高温相变蓄冷空调系统得到了广泛的应用。

1.2 蓄冷空调系统概述

蓄冷空调系统的种类有很多,按照蓄冷方式的不同,蓄冷空调可分为显热蓄冷和潜热蓄冷^[6]。按照其蓄冷介质的不同,蓄冷空调又分为水蓄冷空调系统,冰蓄冷空调系统和相变材料蓄冷空调系统^[7]。

1.2.1 水蓄冷

水蓄冷是利用水的显热存冷量,在夜间利用常规冷水机组制取 4-7℃ 的低温冷冻水,然后储存起来,在白天电价峰值时将夜间存储的低温冷冻水直接给空调使用,给建筑供能^[8]。由于水蓄冷采用的介质是水,在生活中非常常见,使用方便且价格低廉,另外,按照建筑规范要求,一般建筑物都装有消防水池或其他蓄水装置,水蓄冷也可以直接使用这些装置。所以水蓄冷空调系统初投资相对较低,且性价比高,是蓄冷空调中常用到的蓄冷系统。但是,在实际应用中,由于水的蓄冷密度低,并且水蓄冷在蓄冷过程中可能出现温度分层等现象^[9],这些都导致系统需要使用更大的蓄水池,增加了系统能耗损失,加重了保温和防水处理的工作。

1.2.2 冰蓄冷

冰蓄冷是利用冰的相变潜热来储存冷量。夜间蓄冷槽内的水通过吸收相变潜热凝固成冰完成冷量蓄积,白天蓄冷槽内的冰通过释放相变潜热融化成水实现对建筑的供能^[10]。由于在制冰时,冰的相变温度为 0℃,这就导致必须采用温度更低的溶液来提供热量,这使得蓄冷系统中冷水机组的蒸发温度必须降到 -8℃ 到 -10℃,结果导致冷水机组的效率大大降低。

根据冰蓄冷蓄冰形式的不同,冰蓄冷系统分为动态制冰和静态制冰两种形式。静态制冰又分为盘管式蓄冰系统和封装式蓄冰系统。盘管式蓄冰系统又分为内融式和外融式,内融式就是通过低温溶液进入盘管内循环,使盘管外的水冻结,将冷量储藏起来,外融式是低温溶液流经包裹在盘管内的冰,将冷量储藏起来。封装式是将水封闭在容器内制成冰将冷量储藏起来。动态制冰主要分为冰浆式和冰片滑落式,由于这两种形式是早期技术,制出的冰渣容易堵塞管路,融冰不稳定,目前很少被使用。这些蓄冰形式都有各自的优势和不足,目前常用的冰蓄冷形式是盘管式蓄冰,具有蓄冷量大,融冰速率快等优点。

1.2.3 相变蓄冷

相变蓄冷是介质通过物态变化释放或吸收潜热来实现储存能量,冰蓄冷也属于相变蓄冷的一种,本文的相变蓄冷是指除冰蓄冷之外的相变材料蓄冷系统。根据相变材料构成性质不同,相变蓄冷又被分为共晶盐蓄冷和气体水合物蓄冷。

共晶盐是一种混合物,由多种或一种无机盐、水、成核剂、稳定剂混合而成。组成的相变材料相变温度一般在 5-10℃,与常规冷水机组的蒸发温度一致,因此共晶盐蓄冷系统不需要配置多余的主机,选用一台主机即可满足夜间制冷,白天运行工况,机组的

性能系数相对较高。但是共晶盐大多数具有腐蚀性,长时间使用可能会对储存装置造成破坏,引起泄漏,需要储存在特制的钢筋混凝土槽或敞开的钢板内,并且共晶盐存在相分离、过冷等现象。所以在蓄冷工程中很少使用,目前多用于相变蓄热。

气体水合物蓄冷是利用气体水合物可以在水的冰点以上结晶固化释放相当于水结冰的相变热。气体水合物为特定温度和压力下气体或易挥发液体与水结合形成的包络状结晶体,大部分气体水合物的形成条件为 $5\sim 13^{\circ}\text{C}$,与常规的蓄冷空调冷水机组运行工况相匹配,并且晶体相变热大,蓄冷、释冷效率高,是理想的空调蓄冷介质。目前,国内许多专家对气体水合物有了一定研究,并研究了一些二元或三元替代工质的新型相变材料。

1.3 课题研究的国内外现状

1.3.1 蓄冷空调系统研究进展

蓄冷空调技术最早开始于国外,20世纪30年代,美国的一些教堂、剧院和乳制品厂开始使用蓄冷空调技术。之后由于技术成本等一系列原因没有得到迅速发展。20世纪70年代,能源危机在世界范围内得到共识,美国、加拿大等发达国家纷纷采用蓄能技术作为调节电力负荷峰值的手段去改善工业发展迅速导致电力紧张,大量的资金开始用于蓄冷设备和系统的研发^[11]。上世纪90年代,美国正在运行的蓄冷系统已有4000多个,并且有数十家公司从事于蓄冷系统以及设备的研发,蓄能技术已经是相当普遍的一项技术^[12]。

我国关于蓄冷技术的研究和应用相对较晚。最早开始关于蓄冷设备应用的是我国台湾的冰蓄冷系统。内地最早采用蓄冷系统的是体育馆采用的冰蓄冷系统。上世纪90年代,随着工业的快速发展以及蓄冷技术的成熟,我国蓄冷空调系统的建造和研发取得了飞速进展,比如国内清华同方等科技公司开始进行蓄冷系统的研发。据统计,截至2015年6月,我国共完成蓄冷项目1133项,项目分布在北京、上海、广州、深圳、济南等各大城市^[13]。

近年来,受能源短缺和电价政策的影响,国内外对蓄冷空调系统的研究进一步加强。主要包括对蓄冷系统优化控制策略研究、对蓄冷系统设备的研究和改进以及开发新的蓄冷技术等。

在对蓄冷系统的优化控制中,由于蓄冷系统的滞后特性,负荷预测和优化控制算法是改善空调系统的首要方法。王义^[14]通过构建MATLAB软件与TRNSYS软件联合仿真平台,验证了神经网络控制策略能够实现对冰蓄冷空调系统的冷冻水温度的优化控制。王勇^[15]分别根据神经网络负荷预测方法和最小二乘辨识预测方法来进行负荷预测,表明了前者方式比后者更为精确。Zanarreno^{[16][17]}等研究了多变量预测控制方法,提出了带约束的神经网络预测控制算法能够更好的优化控制空调系统。骆维军^[18]将外部天气参数与控制方法相对应,提出了基于专家系统的冰蓄冷控制方案,通过对应关系控制表可以基于当前天气参数查到合适的控制方法。孙晓禹^[19]通过模拟冷水机组与蓄冷设备匹配方

法,得到了冷水机组与蓄冷设备的最佳匹配比例。

在对蓄冷设备的研究上,针对水蓄冷斜温层的问题,大量的学者都进行了研究,Simom levers^[20]等人利用三维数值模型进行模拟,研究了蓄水箱的进口流速、布水器位置以及形状对斜温层的影响。中国科技大学方贵银^[21]提出了布水器参数对斜温层的影响。王子焯^[22]等设计了一款新型H型布水器,可以将斜温层控制在一个有效范围内。针对冰蓄冷空调系统,近年来也有许多学者对蓄冰设备进行研究,张鲁燕^[23]对蓄冰球的蓄冷和释冷过程进行模拟,并且分析了进口流速对蓄冰槽的影响。张奕^[24]等对蓄冰球建立了传热数值方程,通过理论结合试验的研究,得到了冰球直径、对流换热系数、相变材料的初温对蓄冷冰球的传热过程的影响。

对新的蓄冷技术的研究中,目前的主要方法是采用联合供冷的蓄冷模式。柴梦提出了水蓄冷和地源热泵联合运行的控制方式,并通过TRNSYS软件模拟仿真评价了这一系统的经济性和运行效果。魏玲^{[25][27]}等提出了相变蓄冷与传统冰蓄冷联合的混合蓄冷方式,结果表明,混合蓄冷能得到更好的运行效果。翟晓强^[28]将相变蓄冷设备与太阳能系统结合起来,可实现制冷系统、热水系统、供暖系统的联合运行,使系统既可满足建筑蓄冷需求;同时对外界热源的需求降低,可广泛适用于住宅等小型建筑。

1.3.2 相变蓄能技术研究现状

相变蓄能技术作为冷量储存的一种重要手段,可以应用在空调系统、食品冷藏保鲜运输、建筑维护结构改善等多个方面。

在空调系统方面,许多学者对适合常规蓄冷空调工况的相变材料以及蓄冷装置进行了研究。章学来^{[29][30]}及其团队多年来利用月桂酸、癸酸等有机酸、十二烷、十四烷等烷烃以及其他一些有机材料配置了相变温度在0到15℃间的蓄冷材料,为高温相变蓄冷空调系统提供了材料支持。Dimaano M N R^[31]利用癸酸、月桂酸、甲基水杨酸等混合物,得到了相变温度为12.5℃,相变潜热为126.7J/g的蓄冷材料。罗智特^[32]等利用ANSYS软件对相变蓄冷球的凝固过程进行数值模拟计算,得到了蓄冷球内各点温度随时间的变化规律、传热温差对凝固时间的影响以及蓄冷球液相界面的移动速度。李晓燕^[33]建立了球内相变温度为279.86 K的三维蓄冷球模型,研究了蓄冷球半径,载冷剂温度及蓄冷球球壳材料对蓄冷时间及蓄冷特性的影响。Zivkovi^[34]等采用焓差法对方形和圆柱形装置的相变材料融化过程进行数值模拟,得到在换热面积和装置体积一样的情况下,方形装置是圆柱形装置的二倍,并用实验验证了这一结论。

在冷链运输方面,Liu M.^[35]等研制了一种冷藏车,其车厢外采用了具有相变材料的绝缘容器,与常规冷链车相比,其能耗明显减小。Copertaro B.^[36]等通过数值模拟发现,在冷藏车中加入相变材料后,不仅冷藏车的蓄冷性能增加了,还减少了能源损耗。夏全刚^[37]等通过模拟冷藏车的箱体的温度分布,对箱体的设计和蓄冷材料的放置位置进行研究,提高了冷藏车的冷量利用率,并经过实验进行了验证。

在建筑维护结构方面,Chahroudi^[38]通过在建筑混凝土中添加芒硝等相变储能材料

提高建筑的蓄能能力。武汉理工大学和武汉奥捷新型建材有限公司^[39]则通过在建筑材料中添加相变储能材料来提高建筑的热稳定性。

1.4 研究内容及方法

相变蓄冷空调系统因为其蓄冷介质相变材料有着较高的蓄冷密度和适宜的相变温度,相对于冰蓄冷和水蓄冷,更加符合蓄冷空调移峰填谷、平衡电价、降低费用的要求,所以本文主要从两方面对相变蓄冷空调进行了研究,一是使用 CFD 研究了蓄冷设备的相变传热过程,分析了影响蓄冷空调蓄冷时间的主要因素。二是使用 TRNSYS 搭建了相变蓄冷空调系统模型,通过模拟仿真的方法分析相变蓄冷空调系统的运行效益。具体内容如下几点:

- (1) 通过阅读大量文献,了解相变蓄冷材料筛选原则后,选出合适的相变蓄冷材料。
- (2) 建立蓄冷柱模型,给定初始条件以及边界条件,模拟蓄冷柱蓄冷过程中,蓄冷柱尺寸、载冷剂温度对蓄冷时间的影响,得到蓄冷柱的蓄冷工况运行特性曲线,对研究蓄冷系统蓄冷时间具有重要意义。
- (3) 分析研究现有蓄冷系统及相关学者已提出的运行策略后,总结各运行策略的优缺点,制定了适合本文系统研究的运行策略,方便分析对比。
- (4) 利用 TRNSYS 仿真模拟软件,分别搭建了冷水机组单独供冷、蓄冷槽单独供冷、冷水机组-蓄冷槽联合供冷三种系统模型,对所提出的策略进行仿真模拟。
- (5) 分析仿真模拟结果,整理数据,通过能耗对比和经济性对比,得出最优运行策略。

1.5 本章小结

本章首先介绍了本课题的研究背景及研究相变蓄冷空调系统的意义。而后阐述了水蓄冷、冰蓄冷、相变蓄冷三种蓄冷系统。接着概述了蓄冷空调系统国内外的研究现状和相变蓄能技术的研究现状。最后总结了本文的主要研究内容和研究方法。

第2章 相变蓄冷技术及空调系统运行策略研究

2.1 相变蓄冷材料选择及理论分析

在实际蓄冷过程中，载冷剂流过封装相变材料的容器与之换热，使容器内的相变材料发生相变，相变材料的动态特性、传热性能与空调蓄冷系统性能有着密切的关系。为了更好的研究整个蓄冷系统，我们首先确定选择何种相变材料，然后对相变传热过程进行理论分析。

2.1.1 相变材料的确定

蓄冷介质是空调蓄冷系统的重要基础之一，相变材料的物性对空调系统的运行工况，运行能耗以及经济性都有着影响，根据相变材料的物性以及蓄冷空调系统的运行条件，以下确定了相变蓄冷材料的筛选原则：

1.合适的相变温度。常规蓄冷空调系统由蒸发器、冷凝器、节流装置和压缩机组成。蒸发温度是空调系统运行能耗的决定性因素，是空调系统运行中所能达到的最低温度。为能顺利发生相变，相变材料的相变温度应高于这一温度。目前常规空调的蒸发温度约为1℃-10℃，为了能够顺利完成相变，所选相变材料的相变温度应该在这一范围。

2.较高的相变潜热。相变潜热决定了相变材料的吸热放热能力，是衡量相变材料蓄冷能力的重要标准。在相同的相变体积下，材料的相变潜热越高，单位时间内所储存的冷量越多，因此选择的相变材料相变潜热越高越好。

3.较高的导热系数。相变材料的导热系数影响着相变材料的蓄冷速率，导热系数较高的材料蓄冷时间较短，因此想要在单位时间内储存更多的冷量，应该选择导热系数较高的相变材料。

4.较高的比热容。相变材料的比热决定着相变材料在单相状态时的吸热放热性能，对相变材料的蓄冷能力有着影响，因此所选材料的比热容应该越高越好。

5.经济性。相变材料作为整个系统的一部分。考虑到整个项目的投资问题，应该选择价格相对低廉以及获取方式比较容易的材料。

6.安全性。相变材料的腐蚀性对蓄冷装置有着重要意义，直接影响着系统的稳定性和可靠性，因此相变材料应尽量选择无腐蚀性和腐蚀性小的材料。另外为了防止发生事故时的安全性，相变材料的选择应该尽量选择无毒、可燃性小、环境危险小的材料。

根据上述筛选标准，本文通过利用现有的文献，对其进行分类汇总，并结合相变材料的使用环境，确定最终使用的相变材料，下表 2.1 是它的一些物性条件。

表 2.1 相变材料热物性参数

Table 2.1 thermophysical parameters of phase change materials

相变温度 ℃	相变潜热 kJ/kg	密度 kg/m ³	比热容 kJ/（kg·K）	导热系数 W/（m·K）	动力粘度 N·s/m ²
8	127	1467.8	2.8	0.2	0.001003

2.1.2 相变传热理论分析

相变过程是指相变材料的凝固和融化过程。在相变过程中,固液两相间发生复杂的传热问题,包括固相工质间的导热、液相工质间的对流传热以及固液两相间的相变传热,并且固相和液相两相之间的界面也非固定的曲线,其位置和形状随时间的推移而变化,这一问题在数学上叫做斯提芬问题,传热学上称为相变传热问题^{[40][41]}。相变传热问题因其复杂导致不能用简单的方程迭代来解决这一问题。目前常用的解决方法是采用数值分析。常见的分析方法有温度法和焓法。温度法是以温度作为唯一的变量,在固液两相间建立能量守恒方程,受边界条件和耦合条件的影响,温度边界层随时间变化是不连续的,问题也变成非线性,求解起来非常复杂,但温度法容易理解,常作为数值分析的一个基础分析方法。焓法以温度和焓作为因变量。不需要根据界面位置来建立控制方程,在分析过程中不受边界条件和耦合条件的限制,相变材料的密度和相变特性也无需做特殊假设,并且焓的变化使连续的,目前多被用来数值计算。

(1) 温度法

根据能量守恒方程,固相区域的控制微分方程为:

$$\rho_s c_s \frac{\partial T_s}{\partial t} = \nabla \cdot (k_s \nabla T_s) + q_s \quad (2-1)$$

液相区域的控制微分方程为:

$$\rho_l c_l \left(\frac{\partial T_l}{\partial t} + \vartheta \nabla T_l \right) = \nabla \cdot (k_l \nabla T_l) + q_l \quad (2-2)$$

式中: $T_{s(l)}$ ——固(液)相温度, K;

$\rho_{s(l)}$ ——固(液)相密度, kg/m^3 ;

$k_{s(l)}$ ——固(液)相导热系数, $\text{kJ}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})$;

$c_{s(l)}$ ——固(液)相比热, $\text{kJ}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})$;

$q_{s(l)}$ ——固(液)相体积热源, kW/m^3 ;

t ——时间, s;

ϑ ——液相速度矢量;

∇ ——梯度算子。

边界条件:

$$T = T_w \quad (2-3)$$

$$k_{s(l)} \frac{\partial T}{\partial n} = q_w \quad (2-4)$$

$$k_{s(l)} \frac{\partial T}{\partial n} = \alpha(T_f - T_w) \quad (2-5)$$

式中: T_w ——系统外部温度, K;

q_w ——系统外部热流密度, W/m^2 ;

α ——有限导热的总传热系数, $\text{W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$ 。

对于固液两相界面分明的相变材料,其界面 Σ 处的能量平衡方程为:

$$\rho_s \Delta h_m \vartheta_\Sigma = \left(k \frac{\partial T}{\partial n} \right)_l - \left(k \frac{\partial T}{\partial n} \right)_s \quad (2-6)$$

式中: Δh_m ——蓄冷工质的相变潜热, kJ/kg , $\Delta h_m = h_s - h_l$

ϑ_Σ ——界面移动速度, m/s 。

(2) 焓法

根据能量守恒方程, 焓法分析的控制积分方程为:

$$\frac{d}{d\tau} \int_V \rho h dV + \int_S \rho h v dA = \int_S k \nabla T dA + \int_V q dV \quad (2-7)$$

其中, 当固、液两相的比热为常数时, 焓 H 还可以被定义为:

$$T - T_m = \begin{cases} \frac{h-h_s}{c_s} & h < h_s \\ 0 & h_s \leq h \leq h_l \\ \frac{h-h_l}{c_l} & h_l < h \end{cases} \quad (2-8)$$

式中: h ——焓值, J ;

ρ ——相变材料的密度, kg/m^3 ;

τ ——时间, s ;

v ——相变材料在控制体内的速度矢量;

k ——导热系数, $\text{kJ}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})$;

q ——热流密度, W/m^2 ;

T_m ——材料的相变温度, K ;

h_s 、 h_l ——固相与液相的饱和焓, J 。

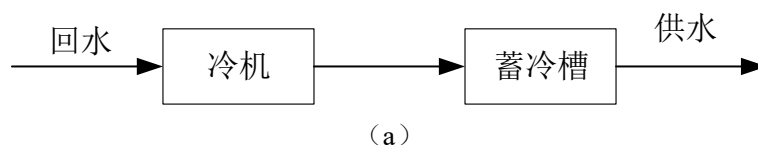
对比温度法和焓法, 可以看出焓法具有明显的优势, 不需要追踪固液界面就可以直观地表达固液相率随时间的连续变化, 常被用来解决多维的相变传热数值计算。本文的数值分析方法就是采用的焓法分析。

2.2 蓄冷系统运行流程

蓄冷系统的运行流程对研究蓄冷系统的运行有着重要意义。根据蓄冷槽与冷机的相对位置, 蓄冷空调系统可分为串联系统和并联系统。串联系统是指蓄冷槽与冷机串联, 流经用户的空调系统回水先后经过冷机和蓄冷槽进行冷却。并联系统是指蓄冷槽与冷机并联, 冷冻水同时经过冷机和蓄冷槽进行冷却。根据建筑物的负荷特点以及空间构造可以确定空调系统采用何种运行流程。

2.2.1 串联系统

根据制冷主机和蓄冷槽在蓄冷空调系统中的排列位置, 串联系统又可以分为主机上游和主机下游两种形式。主机上游可以提高制冷机的运行效率; 主机下游可以充分利用蓄冷槽的容量并且能够有效保证冷冻水的供冷参数。串联系统设计简单, 便于控制, 是使用广泛且运行效果较好的系统形式。图 2-1 为蓄冷空调串联系统原理图。



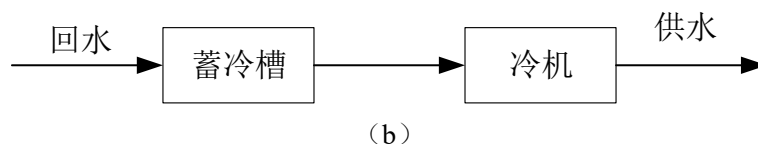


图 2-1 蓄冷系统串联形式 (a)主机上游 (b)主机下游

Figure 2-1 series connection form of cold storage system (a) upstream of main engine (b) downstream of main engine

2.2.2 并联系统

图 2-2 表示了空调蓄冷系统的并联形式。蓄冷槽与制冷主机并联，冷冻回水同时经过蓄冷槽和制冷主机，能够同时保证蓄冷槽和制冷主机的运行效率。并且在这种形式下，制冷机组和蓄冷槽分别位于独立的环路。控制相对于串联系统更加灵活但是操作上来说就比较困难，并且对于温差比较大的供回水系统，此形式并不是特别合适。

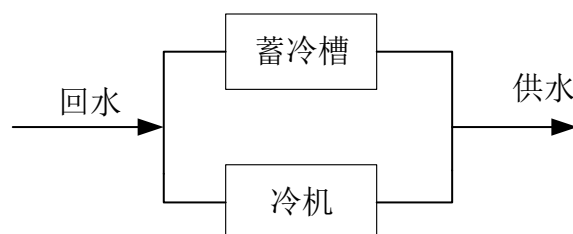


图 2-2 蓄冷系统并联形式

Figure 2-2 parallel type of cold storage system

2.3 蓄冷系统运行策略

多项研究表明，蓄冷空调系统相比传统常规空调系统具有更高的节能效益和经济效益^[42]。蓄冷槽与冷水机组的运行匹配策略对建筑空调蓄冷系统的节能效益和经济效益有很大影响。因此，制定一个合理的运行策略，对保证系统安全可靠运行，提高蓄冷系统运行效益，降低投资回收期有着重要意义。Rawlings^[43]最早在 1985 年提出蓄冷空调运行策略，之后被国内外的研究团队多次引用和发扬。以下是本文关于蓄冷系统冷水机组与蓄冷槽匹配的集中运行策略的总结概述。

2.3.1 冷机优先策略

冷机优先策略是指冷水机组在白天供冷过程中以满负荷率和高负荷率运行优先满足建筑物的负荷需求，蓄冷槽作为辅助冷源补充建筑物的供冷需求。在此种运行策略下，由于冷机一直处于高效区工作，因此冷机优先策略的优点是：运行能耗低，简单易控制，并且由于蓄冷槽所需要承担的负荷小，所以装置容量较小，初投资费用少。此策略的不足之处就是对蓄冷槽的使用率较低，不能充分发挥蓄冷系统移峰填谷，平衡电网的优势^[44]。图 2-3 是这种运行模式的一个示意图。

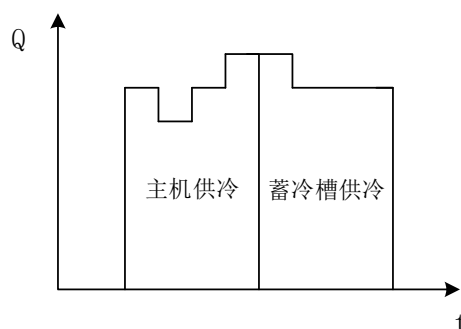


图 2-3 主机优先策略

Figure 2-3 host priority policy

2.3.2 蓄冷槽优先策略

蓄冷槽优先策略是指白天供冷过程中优先使用蓄冷槽储存的冷量来承担建筑的负荷。当蓄冷槽所蓄的冷量不能够完全满足建筑物的冷量需求时，由冷水机组来承担不足的冷量需求。可以看出，此种策略可以最大程度的发挥蓄冷槽的效用，充分利用蓄冷系统的节能潜力和经济性。但冷水机组的运行将长时间处于低负荷运行状态，导致其运行效率降低，电耗增加。同时由于频繁的启停冷水机组，将会影响其使用寿命。图 2-4 是这种模式的示意图。

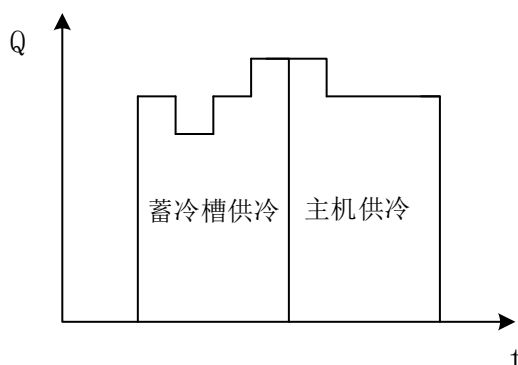


图 2-4 蓄冷槽优先策略

Figure 2-4 priority strategy of cold storage tank

2.3.3 比例供冷策略

比例供冷策略是指在白天供冷过程中冷水机组和蓄冷槽按照一定的比例来承担建筑物的负荷。这种策略的优点是：蓄冷槽和冷水机组由于按比例承担负荷，所以此策略的运行费用比蓄冷槽优先策略高，比冷机优先低。但是由于冷水机组需要根据承担逐时建筑负荷的比例做频繁调整。因此此种策略的缺点是：控制难度系数大，可靠性低，同时比例控制下的冷水机组运行工况不能位于高效区，使得机组的运行效率低，并且蓄冷槽也不能充分发挥它的效用。图 2-5 是这种策略下运行模式的示意图。

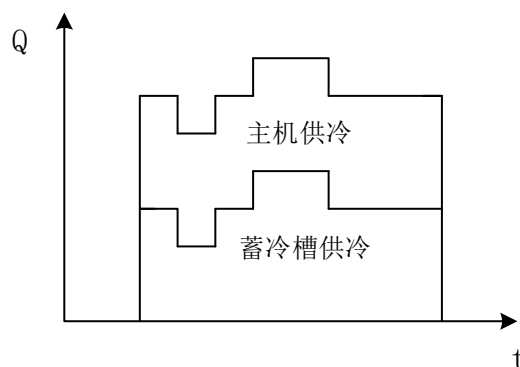


图 2-5 比例供冷策略

Fig. 2-5 proportional cooling strategy

2.3.4 优化供冷策略

优化供冷策略是指充分利用当地峰谷电价时段，利用某种规律使系统运行得到最优控制，最大程度的开发系统的节能潜力和经济性。优化供冷策略不是简单的设定几种供冷方法运行切换，而是借助运筹学和最优化学等数学方法编写算法设置一套优化控制程序来控制系统运行，它需要根据建筑负荷的变化规律，采取不同的自动控制系统，搭配传感器检测器，控制元件来确定冷水机组的运行状态。

优化供冷策略能够充分发挥系统的节能效益，系统更加灵活合理，是未来蓄能空调系统控制策略的发展方向。但现阶段系统中，因其控制难度大、成本高、不同系统需要搭配不同的运行方式，研究困难，所以在实际工程中并没有得到广泛应用。目前的研究策略应尽量使系统的运行接近最优运行状态，最大程度的提升系统的合理性和经济性^[45]。

通过上文可以看出，蓄冷系统具有多种运行策略，每种运行策略都有着自己的特点。因此在实际工程中，要结合实际工程需要以及投资成本来确定合适的运行策略。否则蓄冷系统非但不能达到节能减排的目的，可能比常规空调系统更加耗能，甚至可能影响到用户的舒适性要求。因此，制定一个合适的运行策略对蓄冷空调系统来说尤为重要。

2.4 控制策略制定

2.4.1 开启时间控制法

开启时间控制法是根据供冷设备承担冷量的时间段来确定设备启停的控制方法。在蓄冷时间段内，先设置某一时段由蓄冷槽单一供冷，此时关闭冷水机组，开启蓄冷槽，之后蓄冷槽供冷结束后，关闭蓄冷槽，开启冷水机组。此种控制方式的优点是运行简单，控制方便，缺点就是可能需要供冷设备频繁启停，对设备损耗严重，长时间运行后可能导致设备的使用寿命降低。

2.4.2 设定温度控制法

设定温度控制法需要根据设备承担的冷量，计算得到进出口温差，进而设定某一温度值，根据这一温度值来控制设备运行。这种控制方式的难点就在于前期需要研究一个合理的设定温度。优点是设置合理的温度，可以使整个蓄冷系统处于高效运行中，

也避免了时间控制造成的频繁启停。由此也可以看出，开启时间控制法适合并联系统，而设定温度控制法更适合于串联系统。

2.5 本章小结

本章主要目的是对蓄冷槽相变传热模拟和蓄冷空调系统仿真工作前期做准备。首先根据蓄冷空调系统相变材料的筛选原则，确定了合适的相变材料，对相变传热的理论进行说明，为相变材料的相变传热模拟奠定了基础。之后对蓄冷系统的运行流程进行了论述，详细介绍了蓄冷空调系统的四种运行策略，冷水机组优先策略、蓄冷槽优先策略、比例供冷策略以及优化供冷策略，并对每一种策略的优缺点进行了介绍。最后介绍了两种控制策略开启时间控制法和设定温度控制法。为之后的工作奠定了理论基础。

第3章 相变蓄冷柱蓄冷特性研究

3.1 Fluent 软件及传热模型介绍

3.1.1 Fluent 软件介绍

计算流体力学 CFD (Computational Fluid Dynamics) 是研究传热、传质、多相流等问题的重要手段。所有的 CFD 软件一般有前处理器、求解器和后处理器三部分组成。目前常用的前处理工具是针对 CFD 特殊要求而开发的 GAMBIT 软件, 可以使用它建立几何模型以及生成针对不同用户需求的结构化和非结构化的网格。求解器是利用各种数值方案求解物理问题, 后处理器是对求解结果的一个分析和呈现。软件包 Fluent 是目前国内外最通用的求解工具之一, 可以用来模拟不可压缩到高度可压缩范围内的复杂流动。

本文所用的软件是新版本的 FLUENT16.0。与以往版本相比, 其拥有更加突出的计算精度、丰富的物理模型和简洁的操作界面。可以更好的模拟相变材料的凝固和融化过程。

3.1.2 传热模型的建立

相变蓄冷是包括相变和热传导两种物理过程的传热问题, 比起单一物理过程来讲更加复杂。在 FLUENT 中常用 Solidification/Melting 模型来解决相变传热问题。此模型以焓法为数学基本模型。Solidification/Melting 模型将相变区域分为多孔介质, 利用液态介质占整个控制体积的比例即液相率来表达相变过程中固液相的转化。固态介质的液相率为 0, 液态介质的液相率为 1, 液相率的值在 0 到 1 之间变化。具体定义为:

$$\beta = \begin{cases} 0 & T < T_s \\ \frac{T-T_s}{T_l-T_s} & T_s < T < T_l \\ 1 & T > T_l \end{cases} \quad (3-1)$$

在该方程中, T_s 表示相变材料的凝固温度, T_l 表示相变材料的融化温度。当 $T_s = T_l$, 相变过程只有固相和液相之分。因此, 使用焓法分析可以很容易的追踪到固液界面, 这也是本文采用焓法分析的一个原因。

3.2 蓄冷柱相变过程的数值模拟

分析蓄冷系统的节能效益和经济效益时, 蓄冷时间是关系系统能耗的重要因素之一。本文相变空调系统蓄冷槽内填装蓄冷体为圆柱形蓄冷棒, 棒内封装有第二章选择的相变材料。研究蓄冷柱蓄冷过程的变化规律以及载冷剂的温度和蓄冷柱的几何尺寸对蓄冷时间的影响对分析蓄冷系统有着重要意义。本节将对单个蓄冷柱的蓄冷过程进行 Fluent 模拟。

3.2.1 蓄能柱的物理模型

计算中采用体积为 0.005π 立方米的蓄冷柱，物理模型示意图如图 3-1 所示，柱内封装有相变材料，封装材料为高密度聚乙烯。低温的载冷剂从蓄冷柱表面流过，通过冲击蓄冷柱外表，使柱内相变材料与壳外载冷剂发生热量交换，导致柱内的相变材料从柱壁开始凝固和融化，直至柱内整个相变材料完全发生相变。整个过程包括复杂的导热和对流传热等传热学问题。为了简化计算模型，现做出如下假设：

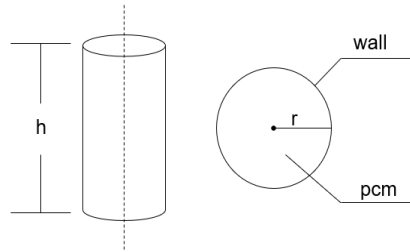


图 3-1 蓄冷柱的物理模型

Figure 3-1 physical model of cold storage column

- 1.相变材料相变过程的物性参数不随温度变化而改变；
- 2.重力等外力对相变过程的影响忽略不计；
- 3.蓄冷柱外载冷剂的温度不随相变过程变化而变化，且蓄冷柱壁面温度恒定；
- 4.蓄冷柱整个表面与载冷剂的对流传热一致；

3.2.2 计算区域的网格划分

在模拟开始前使用 **gambit** 前处理器建立蓄冷柱三维模型，选用六面体对网格进行划分。为了研究蓄冷柱几何尺寸对相变蓄冷时间的影响，本文建立了不同尺寸的三维蓄冷柱模型，几何参数以及网格数如下表 3-1 所示。图 3-2 表示了直径 100mm，高 200mm 的蓄冷柱计算网格划分。

表 3-1 模型参数

Table 3-1 model parameters

直径 mm	40	50	60	80	100	110	120
高度 mm	1250	800	560	310	200	170	140
高径比	31.25	16.00	9.33	3.88	2.00	1.55	1.17
网格数	11340	7872	16268	11792	11194	11050	9720

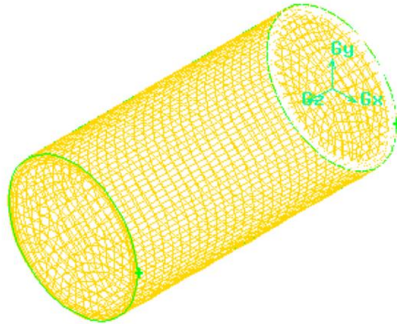


图 3-2 计算区域的网格划分
Figure 3-2 grid division of calculation area

3.2.3 求解器及内部参数和边界条件的设定

在完成计算区域的网格划分后，将划分好的计算网格定义边界条件并确定计算区域。完成后将 mesh 文件导入 fluent 软件中，使用三维求解器非稳态求解。首先检查网格单元质量，然后设置模型长度单位 mm，加载能量守恒方程，并调用 Solidification/Melting 模型，输入相应的相变材料和外壳物性参数，表 3-2 为相变材料的物性参数。表 3-3 为外壳的物性参数。之后设置边界条件，将蓄冷柱壁面设为 wall 边界，将载冷剂温度设置为柱壁温度。选择 SIMPLE 算法作为压力和速度耦合，松弛因子仍为默认值。最后对柱内相变材料初始化，初始温度设置为 282K，设置模拟步长为 20s 后开始求解。

表 3-2 相变材料物性参数

Table 3-2 physical properties of phase change materials					
相变温度 ℃	相变潜热 kJ/kg	密度 kg/m ³	比热容 kJ/ (kg·K)	导热系数 W/ (m·K)	动力粘度 N·s/m ²
8	127	1467.8	2.8	0.2	0.001003

表 3-3 外壳物性参数

Table 3-3 physical parameters of shell			
厚度 mm	密度 kg/m ³	比热容 kJ/ (kg·K)	导热系数 W/ (m·K)
1.5	960	2.2	0.35

表 3-4 表示了模拟初始变量的一些设置。蓄冷过程中蓄冷柱的初始温度设为 282K，载冷剂的温度设为 275K、276K、277K、278K、279K。相变材料的相变温度设为 281K。

表 3-4 模拟初始变量设置

Table 3-4 simulation initial variable settings		
初始变量	数值	单位
蓄冷过程中蓄冷柱的初始温度	282	K
蓄冷过程中载冷剂的温度	275 276 277 278 279	K
相变材料的相变温度	281	K

3.3 蓄冷过程的模拟分析

在完成对蓄冷柱的求解设置后，分别对不同载冷剂温度，几何尺寸的单个蓄冷柱凝固过程进行数值模拟，得出相变过程中柱内材料的温度分布、固液相分布和完成蓄冷所需要的时间。比较各因素对蓄冷时间的影响，从而得到最适合工程需要的蓄冷柱模型及蓄冷条件，以下是对模拟结果的分析结果。

3.3.1 蓄冷柱蓄冷过程的一般规律

图 3-4 至图 3-5 表示了直径为 50mm，高为 800mm 的，相变温度为 8℃，载冷剂温度为 4℃，相变材料初始温度为 12℃ 的蓄冷柱温度随时间的变化规律，图中云图均为高度 400mm 位置的圆截面。图中温度分布标尺从 4℃ 到 12℃，平均分成 20 个温度梯度。图 3-6 表示了蓄冷柱内固液相比随时间的变化规律。图中固液相间分布梯度 0-1 表示了液相体积分数，0 表示全为固相区域，1 表示全为液相区域，0 到 1 之间为固液混合物。为了更直观的表达蓄冷柱蓄冷过程的变化规律。

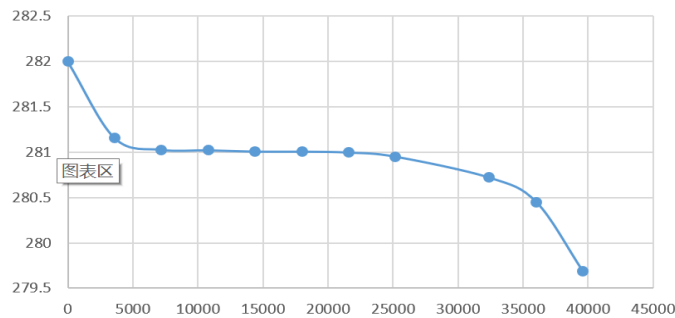


图 3-4 柱内最低温度随时间变化曲线

Fig. 3-4 time varying curve of the minimum temperature in the column

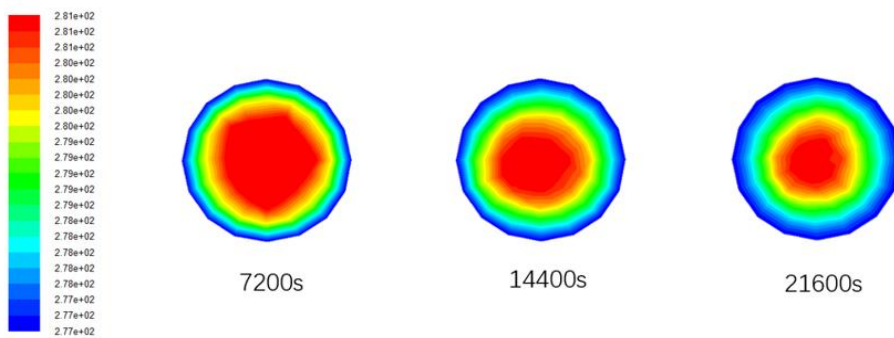


图 3-5 柱内温度随时间变化分布

Fig. 3-5 temperature distribution in the column with time

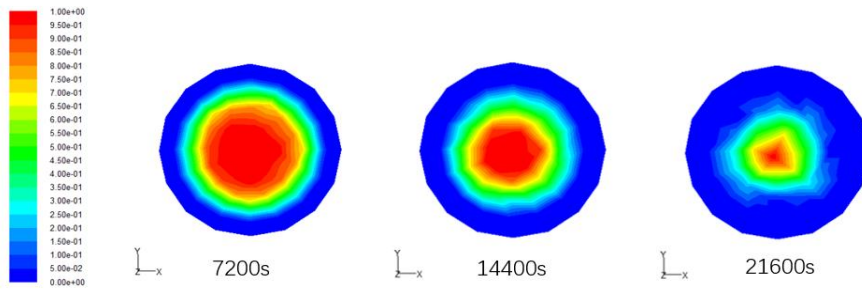


图 3-6 柱内固相比随时间变化分布

Fig. 3-6 distribution of solid to solid ratio with time

综合图 3-4、图 3-5、图 3-6 可以看出。随着时间的推移，蓄冷柱内的温度场从外向内逐渐推移，相变过程也逐渐向内扩展，并且随着固相区域逐渐增多，液相区域逐渐减少，扩展的速率也开始加快，直至相变材料全为固相工质，凝固完成。

在蓄冷过程的第一阶段，相变材料不断向外释放显热，柱内材料温度从柱壁开始下降，固液界面迅速向内移动，柱心温度呈快速下降趋势。此状态主要为液态工质，传热热阻较小，蓄冷过程进行的也较快。

在 7200s 时，柱内最低点温度到达相变温度，此时进入蓄冷过程的第二个阶段，此阶段前期相变材料温度稳定在 281K，蓄冷柱从柱壁至柱心开始依次发生相变，柱内相变材料不断向外释放潜热，蓄冷过程变的缓慢，在 21600s 时，相变材料固相占比达到 0.929，进入相变过程的后期，此时由于液态工质的减少，蓄冷所需的体积大大降低，所需要的冷量也有所下降，此时蓄冷速率又略有提高。

在 36360s 时，蓄冷进入了第三个阶段，此时整个蓄冷柱完成了相变，柱内相变材料全部变为固态，通过与柱壁间的导热温差，相变材料不断向外释放显热，温度持续降低，直至达到载冷剂温度。

3.3.2 载冷剂温度对蓄冷时间的影响

传热温差是影响换热效果的重要因素，增大传热温差对增强换热有显著效果。本文在保持蓄冷柱初始温度不变的情况下，通过改变载冷剂的入口温度，来达到增大传热温差、增强换热效果的目的。模拟选用直径 50mm，高度 800mm 的蓄冷柱，蓄冷柱初始温度设为 282K，载冷剂的入口温度分别为 275K、276K、277K、278K、279K。得到了图 3-7 和 3-8 所表示的在第 3600s、18000s、25200s 时不同载冷剂入口温度下蓄冷柱温度分布及固液相分布对比云图，图中云图均为高度 400mm 位置的圆截面。

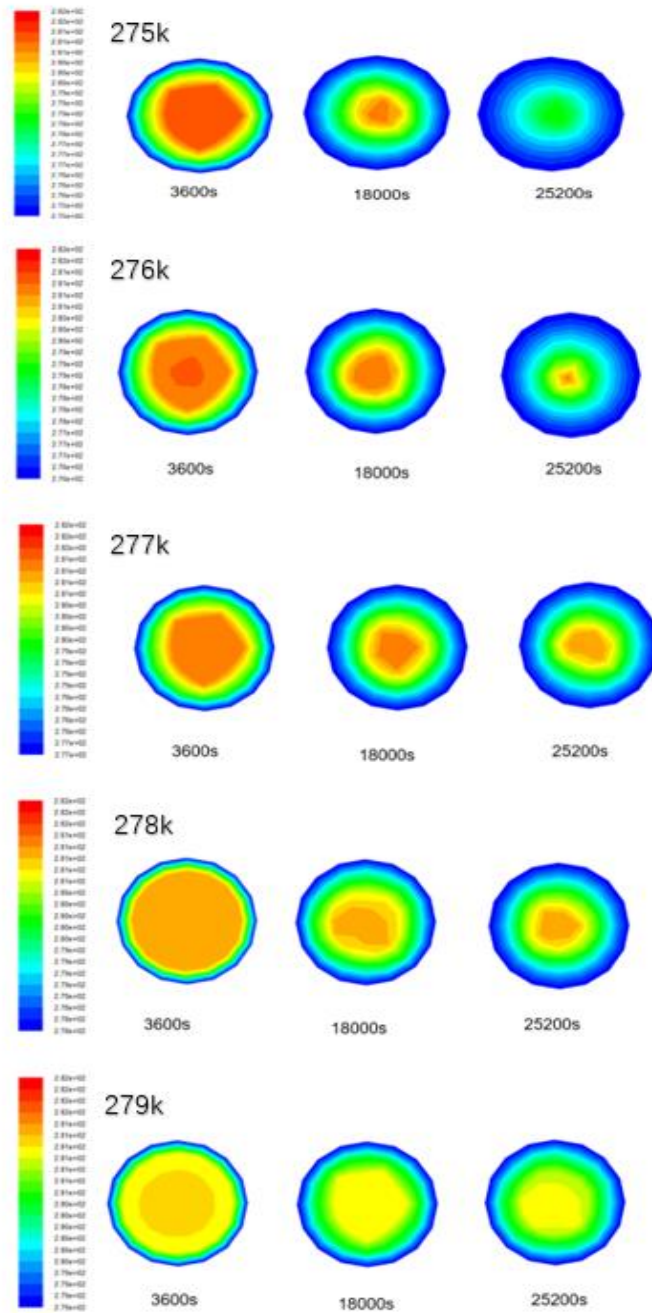


图 3-7 不同载冷剂温度下的温度分布云图

Fig. 3-7 temperature distribution cloud chart under different refrigerant temperature

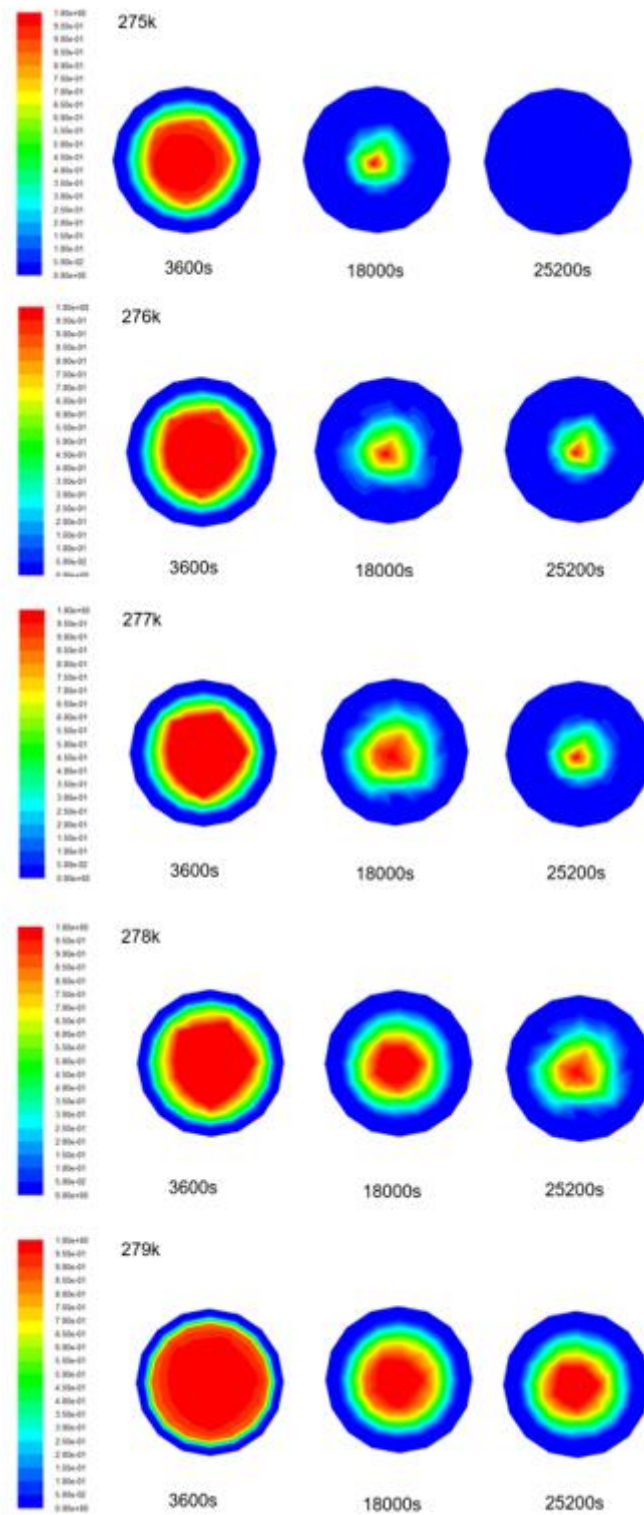


图 3-8 不同载冷剂温度下的固液相分布云图

Fig. 3-8 cloud chart of solid-liquid phase distribution under different refrigerant temperature
从图 3-7 和 3-8 能了解到，蓄冷时间一定，载冷剂入口温度与固相区域占整个蓄冷

柱的体积成负相关，液相体积成正相关。在 3600s 时，载冷剂入口温度为 275K 的蓄冷柱固相所占区域最大，液相体积分数 0.247；载冷剂入口温度为 279K 的蓄冷柱固相所占区域最小，液相体积分数为 0.626。在 25200s 时，载冷剂入口温度为 275K 的蓄冷柱率先完成相变，此时，载冷剂入口温度为 276K、277K、278K、279K 的液相体积分数分别为 0.015、0.042、0.095、0.162。

表 3-5 为不同载冷剂入口温度下的蓄冷时间，图 3-9 为拟合出的蓄冷时间与载冷剂入口温度间的曲线分布。从图中可以发现：随着载冷剂的温度升高，完成蓄冷需要的时间越来越长。这是由于载冷剂温度越低，导热温差越大，导热量越大所致。虽然载冷剂温度越低，蓄冷时间越短，但考虑到常规空调制冷主机系统效率受制冷剂温度影响较大，并且为了更好的利用夜间电价低谷时段，所以本文推荐的载冷剂温度为 277K，这样既能充分利用低谷电价，又能降低空调能耗。

表 3-5 不同载冷剂入口温度下的蓄冷时间

Table 3-5 storage time at different refrigerant inlet temperature

载冷剂入口温度 (K)	275	276	277	278	279
蓄冷时间 (s)	25200	32400	36700	39240	52200

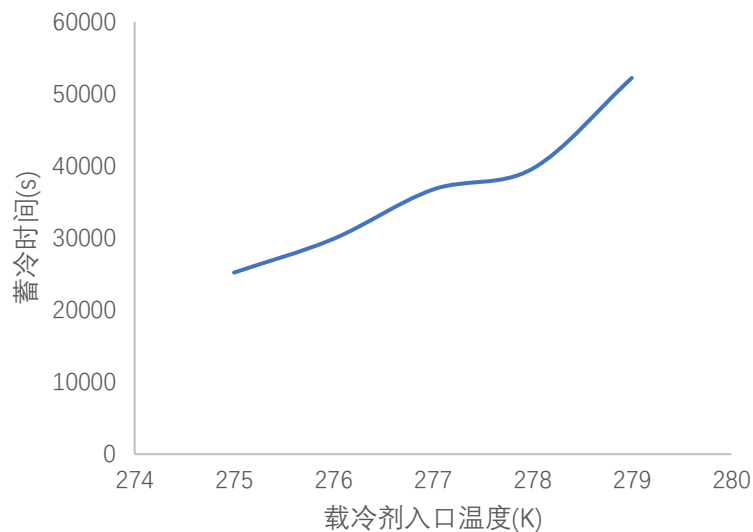


图 3-9 载冷剂入口温度对蓄冷时间的影响

Figure 3-9 effect of refrigerant inlet temperature on cold storage time

3.3.3 蓄冷柱几何尺寸对蓄冷时间的影响

在理论研究中，圆柱形的相变蓄冷体其内部相变材料的温度沿直径和高度分布，蓄冷柱的高度影响着相变材料的平均换热系数，进而影响着整个蓄冷柱的蓄冷时间，蓄冷柱的直径也影响着相变材料的热阻，对蓄冷柱的蓄冷时间也有着重大影响。本节对相同体积下不同蓄冷直径和高度的蓄冷柱凝固过程进行模拟，蓄冷柱的直径为 40mm、50mm、60mm、80mm、100mm、110mm、120mm，高度为 1250mm、800mm、560mm、310

mm、200mm、170mm、140mm，体积为 0.005π 立方米。设定载冷剂温度为 277K，相变材料初始温度为 282K，以下是蓄冷柱凝固过程的特性规律。

表 3-6 为不同蓄冷柱尺寸下的蓄冷时间，图 3-10 为拟合出的蓄冷时间与蓄冷柱高径比的曲线分布。从图中可以看出，随着蓄冷柱高径比增大，蓄冷柱的蓄冷时间先有一段短暂增长，之后随着高径比的增大蓄冷时间开始下降。这是由于在图示的左半段，蓄冷过程主要受蓄冷柱高度的影响，相变传热主要发生在蓄冷柱的上下两个表面，蓄冷时间随着高度的减小而增大。在图示的右半段，蓄冷过程主要受蓄冷柱直径的影响，蓄冷时间随着直径的减小而减小，相变传热主要发生在蓄冷柱的侧表面，上下表面的传热可以忽略不记。

表 3-6 不同高径比下蓄冷柱的蓄冷时间

Table 3-6 cold storage time of cold storage columns with different height / diameter ratios

直径 mm	40	50	60	80	100	110	120
高度 mm	1250	800	560	310	200	170	140
高径比	31.25	16.00	9.33	3.88	2.00	1.55	1.17
蓄冷时间 (s)	25200	36720	44640	52200	50400	49680	48600

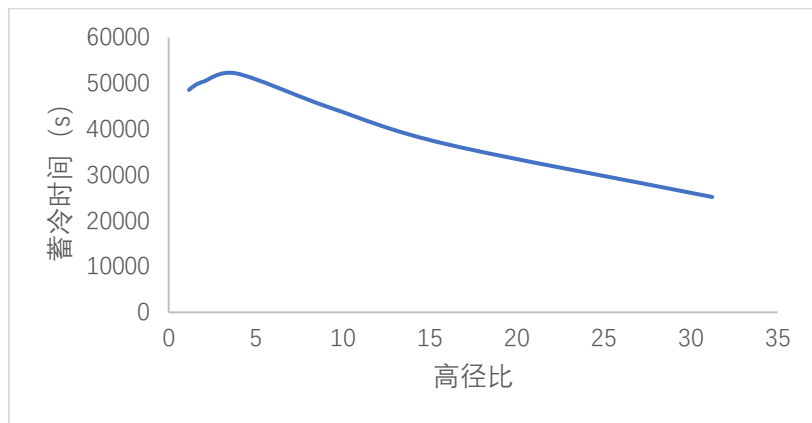


图 3-10 蓄冷柱几何尺寸对蓄冷柱的影响

Figure 3-10 the influence of the geometry of the cold storage column on the cold storage column

图 3-11 和图 3-12 表示了直径 100mm, 110mm, 120mm 的蓄冷柱在 10800s、32400s、46800s、48600s 的温度分布云图和固液相分布云图，图中云图为垂直于 y 轴方向过圆心的截图。从图中可以看出，在蓄冷的初始阶段，蓄冷时间为 10800s 时，此时由于主要为载冷剂和蓄冷柱的显热传热行为，短时间内对柱内相变材料液体工质释放的潜热量并不大，不同直径的蓄冷柱的温度场分布和固液相分布差距并不大，在 32400s 之前，不同直径的蓄冷柱的温度场和固液相分布趋势比较一致，此时上下两个表面对蓄冷柱的影响不大，接近两个表面的固相区域也不大。在 46800s 时，可以明显感觉到上下两个表面对蓄冷柱的影响，尤其是直径更大的 120mm 的蓄冷柱，此时液相区域只有蓄冷柱中心位置，受上下两个表面的传热影响，此时凝固速率加快，蓄冷过程也开始加快。

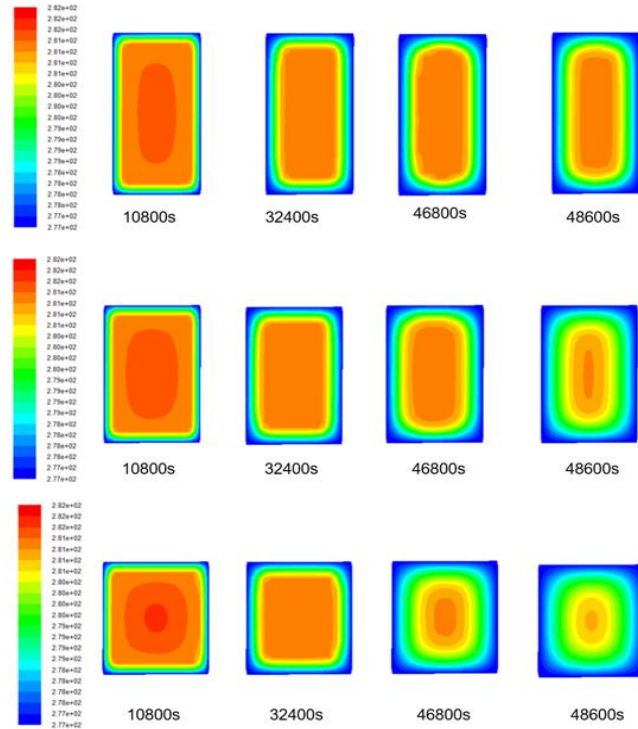


图 3-11 不同蓄冷柱直径下的温度分布云图

Fig. 3-11 cloud chart of temperature distribution under different diameter of cold storage column

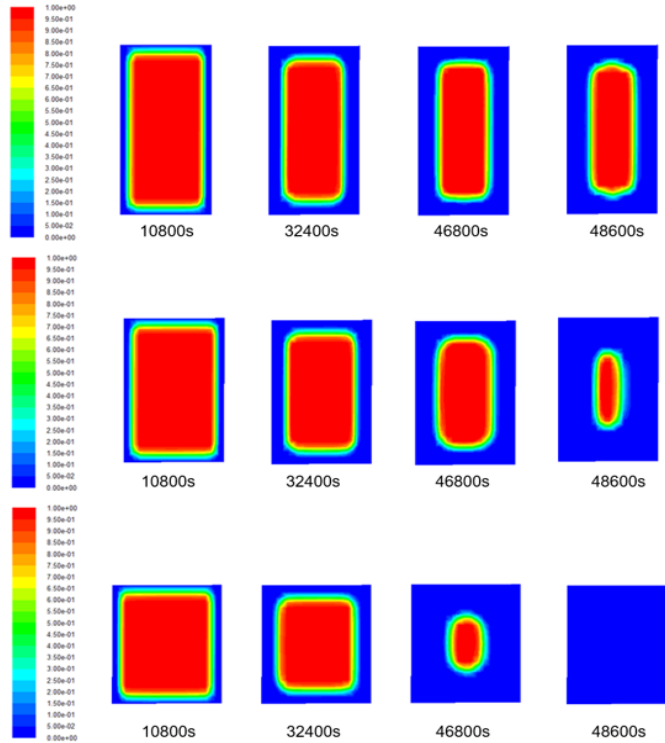


图 3-12 不同蓄冷柱直径下的固液相分布图

Fig. 3-12 distribution of solid-liquid phase under different diameter of cold storage column

图 3-13 和 3-14 分别表示了直径 40mm, 50mm, 60mm 的蓄冷柱在第 3600s、18000s、

25200s 时的内部温度分布和固液相分布，图中云图为蓄冷柱一半高度时的圆截面。从图中可以看出，在 3600s 时，不同半径的蓄冷柱温度场分布和液相分布差距并不大，这是因为在蓄冷初期主要为载冷剂与柱内相变材料的显热交换，此时发生的潜热交换并不多，短时间内对蓄冷柱内的液相分布影响并不大，其中，直径为 40mm 的蓄冷柱液相比最少，直径为 50mm 的蓄冷柱液相比最多。随着时间的推移，在 18000s 时，直径为 40mm 的蓄冷柱液相剩余体积最少，液相体积分数为 0.008，50mm 的液相体积分数为 0.023，60mm 的液相体积分数为 0.145，可见，随着蓄冷柱直径的增长，相同蓄冷工况下、同一时间的蓄冷柱液相体积越大。在 25200s 时，直径为 40mm 的蓄冷柱已经完全凝固，直径为 50mm 的蓄冷柱接近凝固，直径为 60mm 的蓄冷柱液相比为 0.009。说明蓄冷柱侧表面对蓄冷时间的影响明显。此过程，蓄冷柱直径越小，蓄冷时间越短。

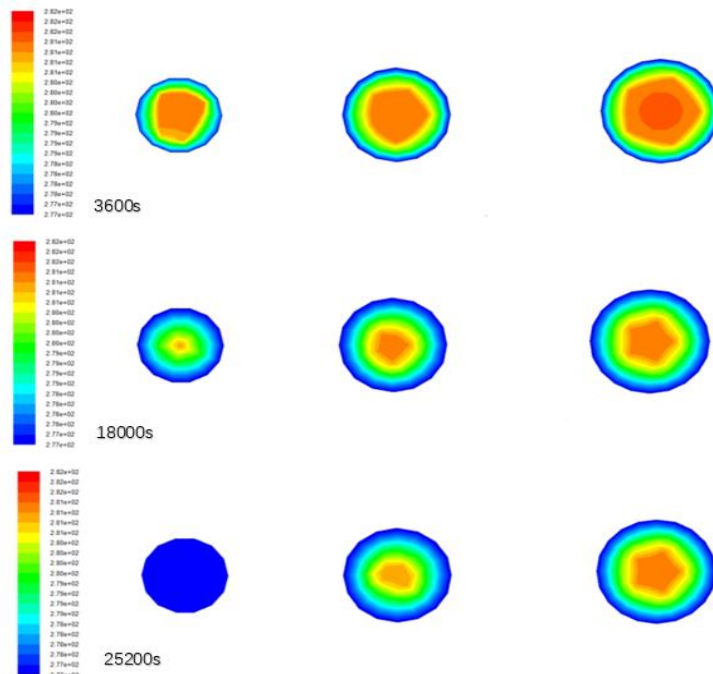


图 3-13 40mm, 50mm, 60mm 蓄冷柱温度场分布图

Fig. 3-13 temperature field distribution of 40mm, 50mm and 60mm cold storage columns

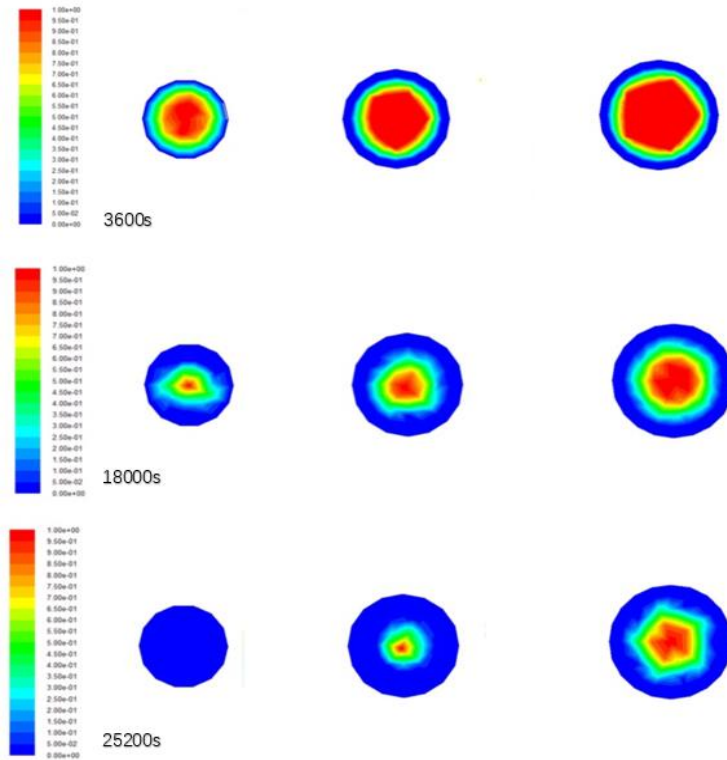


图 3-14 40mm, 50mm, 60mm 蓄冷柱固液相分布图

Fig. 3-14 solid liquid phase distribution of 40mm, 50mm and 60mm cold storage columns

根据实际工程需要,蓄冷柱的高度不能低于 100mm,蓄冷柱的直径不能大于 100mm,考虑到夜间蓄冷时间,蓄冷柱的直径又不能太小,所以,本文推荐的蓄冷柱高度为 800mm 左右,蓄冷柱直径为 50mm 最佳。

3.4 本章小结

单个蓄冷柱的模拟是本章研究的重点。先利用前处理器 Gambit 建立蓄冷柱三维数值模型,划分网格,设置区域、边界,利用 Fluent 软件设置求解器参数,加载能量守恒方程,调用 Solidification/Melting 模型,对蓄冷柱的蓄冷过程进行模拟。本章分别从载冷剂的入口温度和蓄冷柱的尺寸参数对蓄冷时间的影响进行了分析,现得出以下结论:

(1)相变蓄冷过程主要分成三个阶段。第一阶段为相变材料不断与外界发生显热交换阶段,此阶段主要受内外界的温差影响,蓄冷温度变化比较快;第二阶段为相变材料与外界发生潜热交换阶段,此阶段相变材料稳定在相变温度,蓄冷过程变得缓慢,此阶段后期,由于液态工质减少,蓄冷体积下降,蓄冷速率略有上升;第三阶段为相变完成后,凝固的相变材料与外界存在温差,继续发生显热交换的阶段,此阶段与初始阶段类似,温度急剧下降知道和外界温度一致。

(2)蓄冷柱形状不变,在相同工况下,蓄冷过程中载冷剂温度越低,传热温差越大,越有利于相变换热的进行,蓄冷时间也相应的缩短。考虑到常规空调制冷主机系统效率

受制冷剂温度影响较大，并且为了更好的利用夜间电价低谷时段，所以本文推荐的载冷剂温度为 277K，这样既能充分利用低谷电价，又能降低空调能耗。

(3)蓄冷柱体积不变，载冷剂温度不变，在相同工况下，蓄冷柱的蓄冷时间受蓄冷柱高度和直径的影响。在高径比较大时，蓄冷时间主要受蓄冷柱的高度影响；在高径比较小时，蓄冷时间主要受蓄冷柱的直径影响。考虑到实际工程的需要，本文推荐使用直径 50mm，高度 800mm 左右的蓄冷柱。

第4章 相变蓄冷空调系统数学模型的建立

4.1 Trnsys 软件简介



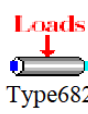
Trnsys (Transient System Simulation Program) 软件开始是由威斯康星大学太阳能实验室开发的, 之后又经过欧洲多个研究所的共同完善。Trnsys 软件是基于模块化的瞬时系统模拟软件, 可以用来模拟不同系统间的运行工况。包括建筑物全年的逐时能耗分析、各种供热、通风、空调系统的模拟计算、太阳能光热光伏系统的模拟计算、地源热泵空调系统模拟计算、蓄能系统的模拟计算以及各种冷热电联产及燃料电池系统模拟计算等。Trnsys 作为集系统模拟、优化仿真于一体的软件, 因其计算灵活、功能强大、用户可根据自身需求编写和修改模块, 输出多样化而被应用于各种设计、咨询、和研究领域。目前国内对 Trnsys 的应用主要在建筑物的能耗模拟以及供热、通风、空调系统的控制策略优化等。

Trnsys 大体包括两个方面, 一方面是通过识别处理文件并通过计算来确定数据规律的。另一方面就是其海量的组件库。这些组件库包括 13 个约 150 个标准模块, 这些标准模块涵盖了用户所需要的基本设备类型, 如制冷设备、供热设备等, 还包含了数据处理、系统控制、室外天气参数等非设备类型。设备模块用来模拟实际系统中存在的设备, 非设备模块用来传输信号。除标准模块之外, 美国的热能系统专家还专门针对暖通空调系统开发了 Tess 模块扩展用户使用范围。另外, 针对一些非常规设备, Trnsys 软件还可以允许用户定制模块, 开发出更符合系统模拟所需的设备组件。

本文采用的软件是 Trnsys17.0, 所应用的模块具体信息如下表所示:

表 4-1 使用模块汇总

Table 4-1 summary of modules used

序号	名称	编号	图示	使用说明
1	冷负荷	TYPE9	 Type9e	通过该模块将建筑物的逐时负荷导入系统
2	天气	TYPE15	 Type15-2	通过该模块将气象数据导入系统
3	建筑负荷	TYPE682	 Type682	此模块用来模拟建筑物的末端用户, 使用时通过将建筑逐时负荷导入此软件中来使系统运转

序号	名称	编号	图示	使用说明
4	时刻表	TYPE14	 Type14h	此模块主要用来设置系统运行时间，包括夜间蓄冷时间点，白天工作时间点，电价时间段等。
5	冷水机组	TYPE666	 Type-666	此模块用来模拟系统中的冷水机组设备，通过输入流量、温度、设备参数等控制量来使系统运转
6	冷却塔	TYPE162	 Type162b	此模块通过输入气象条件等参数来模拟系统中的冷却塔
7	水泵	TYPE114 TYPE110	 Type114	此模块用来模拟系统中的水泵设置，包括蓄冷泵、冷冻水泵、冷却水泵，分为变频控制和定频控制
8	合流与分流	TYPE11	 Type11h  Type11f	此模块用来模拟系统中的分流和合流设备，是保证系统顺利运行的重要设备
9	计算器		 Equa	在此模块输入函数，可实现对其他模块运行的控制以及数值间的转化功能，是重要的运行控制模块。
10	输出	TYPE65	 Type65a	此模块为输出模块，可以进行计算数据的统计、处理及文本和图像的输出。

除上述模块之外，本文还根据需要自定义了相变水箱模块。通过编写输入量、输出量、和模块特性参数。开发出了本文需要的相变水箱模块。模块的程序流程为：

1.设置蓄冷时间

根据峰谷电价时段，设置夜间低谷时段为蓄冷最长时间。

2.确定蓄冷量

通过白天最大总负荷来确定最大蓄冷量，然后根据蓄冷时间求出每小时需求制冷量，然后根据相变材料的参数，来确定相变水箱的体积。下图是模块所需的部分程序代码：

```

Model Parameters

density_PCM kg/m^3 [-Inf;+Inf]
k_PCM W/m.K [-Inf;+Inf]
Lat_PCM J/kg [-Inf;+Inf]
T_m C [-Inf;+Inf]
cp_PCM J/kg.K [-Inf;+Inf]
density_HTF kg/m^3 [-Inf;+Inf]
k_HTF W/m.K [-Inf;+Inf]
cp_HTF J/kg.K [-Inf;+Inf]
gamma_HTF m^2/s [-Inf;+Inf]
k_w W/m.K [-Inf;+Inf]
L m [-Inf;+Inf]
D_unit m [-Inf;+Inf]
R_i m [-Inf;+Inf]
R_o m [-Inf;+Inf]
m_PCM kg [-Inf;+Inf]
n_tube [-Inf;+Inf]
n_flow [-Inf;+Inf]
Cache_ID - [-Inf;+Inf]

Model Inputs

T_in - [-Inf;+Inf]
Qm - [-Inf;+Inf]
T_initial - [-Inf;+Inf]
N - [-Inf;+Inf]
del_t - [-Inf;+Inf]

```

图 4-1 蓄冷水箱模块程序代码

Figure 4-1 program code of cold storage tank module

4.2 相变蓄冷空调系统

相变蓄冷空调是利用相变材料的相变潜热来储存能量，在电价低谷时，冷水机组制出的低温冷冻水将相变材料凝固使相变潜热储存在蓄冷槽内，在电价高峰时，流经用户侧的高温冷冻水通过蓄冷槽使相变材料融化释放冷量来满足建筑物的冷负荷需求，相变蓄冷系统的流程图如图 4-2 所示。通过对蓄冷槽与冷水机组的运行匹配控制，可以实现三种蓄冷系统。第一种为冷水机组单独供冷过程，这种运行情况和常规空调运行情况一致，白天冷水机组单独供冷，夜间不给蓄冷槽蓄冷。第二种为蓄冷槽单独供冷过程，在白天仅开启蓄冷槽单独供冷，冷水机组只有在夜间蓄冷的时候开启。第三种为联合供冷过程，冷水机组在夜间电价低谷时开启蓄冷，同时在白天城市电价较低时开启冷水机组供冷，蓄冷槽只有在电价高峰时才对建筑供冷。

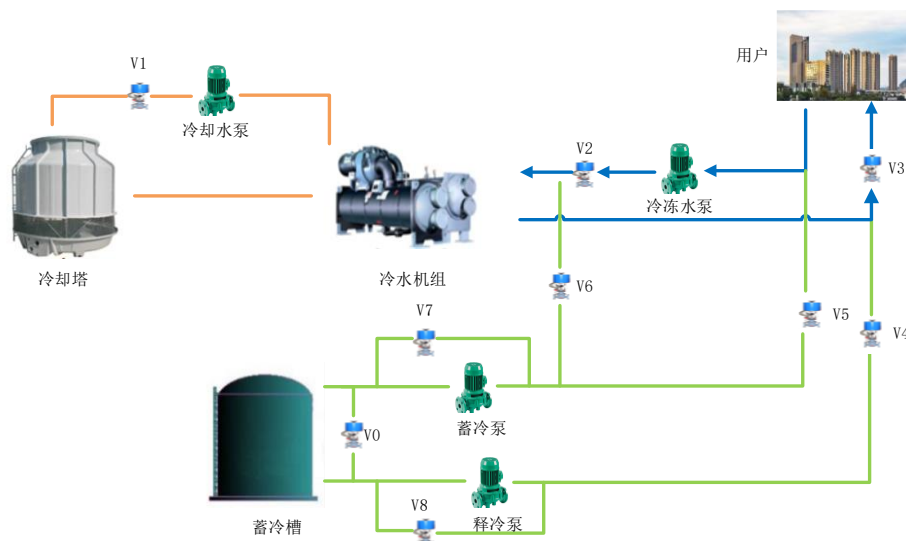


图 4-2 相变蓄冷空调系统流程图

Figure 4-2 flow chart of phase change cold storage air conditioning system

蓄冷技术可以在城市用电费用方面帮助居民有所节约。具体方法表现在：蓄冷技术可以在城市用电低峰期进行电量储存，被储存电量可以在用电高峰期释出，以避免原有的产能过剩和供电量不足等问题，实现高低峰期的用电量平衡。蓄冷技术可表现出如下优势：

1. 将产出过剩的电量应用在用电高峰期，有效的实现产出电量的最大利用化，避免不必要的浪费。

2. 在电量补差的过程中，供电单位可以采取分时段供电计费的方式，电价的降低可以节省用户的用电成本。

3. 可为建筑用电的备选方案。在建筑发生停电故障的情况下，蓄能系统可为建筑继续提供能源，为建筑提供了供电保障。

4. 该系统既可进行热量存储，也可进行冷量存储，可满足用户在不同季节的需求。

4.3 系统主要设备仿真模型

如上述模块信息所示，本文搭建系统主要涉及的仿真部件包括冷水机组、冷却塔、水泵、相变水箱以及其他辅助设备。下面将对这些模块分别进行介绍。

4.3.1 冷水机组

冷水机组是空调系统实现制冷功能的重要部件。本文以蒸汽压缩式水冷冷水机组为例，模块编号为 Type666，需要输入冷冻水设定温度、冷冻水流量、冷却水入口温度对应的制冷率、冷机的 COP 等参数。冷机工作时蒸发器侧的冷冻水被冷却，同时冷凝器侧的冷却水被加热。图 4-3 为单级冷水机组原理图。

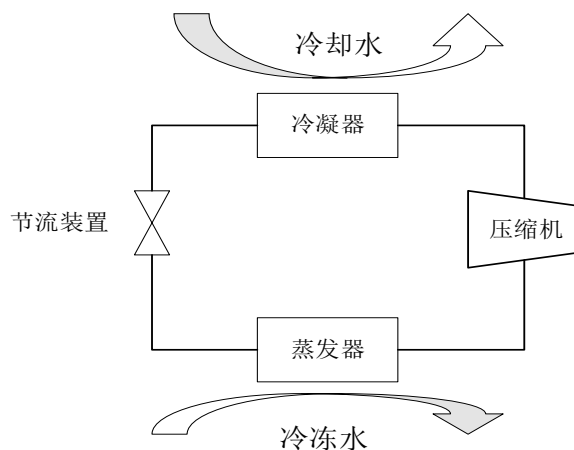


图 4-3 单级冷水机组原理图

Figure 4-3 schematic diagram of single stage water chiller

根据用户设置的时间步长，在已知冷却水和冷冻水的设定温度的条件下，通过计算可以得到冷水机组在其对应运行条件下的 COP 比率及制冷率。COP 值表示冷水机组的制冷效率，一般情况下，冷水机组的 COP 值与制冷效率成正比关系。公式 4-1 和 4-2 表

示了冷水机组名义 COP 和制冷率的计算方法。

$$COP_{nom} = COP_{rated} \times COP_{ratio} \quad (4-1)$$

$$Capacity = Capacity_{rated} \times Capacity_{ratio} \quad (4-2)$$

式中: COP_{nom} ——机组实际运行工况时的性能系数;

COP_{rated} ——机组实际运行工况时能达到的额定性能系数;

COP_{ratio} ——实际运行工况与额定工况性能系数修正比率;

$Capacity$ ——机组在实际运行工况时的制冷量;

$Capacity_{rated}$ ——机组在实际运行工况时能达到的额定制冷量;

$Capacity_{ratio}$ ——际运行工况与额定工况制冷量修正比率。

冷水机组承担建筑的逐时负荷用 Q_{load} 表示, 它的计算方法按公式 4-3 计算:

$$Q_{load} = m_{chw} \times Cp_{chw}(T_{chw,in} - T_{chw,out}) \quad (4-3)$$

式中: Q_{load} ——冷水机组应承担的建筑负荷;

m_{chw} ——冷冻水循环中水的流量;

Cp_{chw} ——冷冻水循环中水的比热;

$T_{chw,in}$ ——与建筑换热后的高温冷冻水回水温度;

$T_{chw,out}$ ——设定的冷水机组出水温度。

冷水机组承担的建筑负荷与建筑逐时负荷间的比值为部分负荷率 (PLR), 由公式 4-4, 公式 4-5 计算得出。

$$PLR = \frac{Q_{load}}{Capacity} \quad (4-4)$$

$$P = \frac{Capacity}{COP_{nom}} FFLP \quad (4-5)$$

式中: PLR ——部分负荷率;

P ——功率;

$FFLP$ ——功率输出占比。

冷水机组修正后的 COP 如下式 4-6 计算:

$$COP = \frac{Q_{met}}{P} \quad (4-6)$$

式中: Q_{met} ——冷水机组承担的逐时负荷。

因此由冷水机组传递给环境的热量为:

$$Q_{re} = Q_{met} + P \quad (4-7)$$

式中: Q_{re} ——冷水机组传递给环境的热量。

根据以上计算结果, 可算出冷冻水的出口温度:

$$T_{chw,out} = T_{chw,in} - \frac{Q_{met}}{m_{chw} \times Cp_{chw}} \quad (4-8)$$

式中: $T_{chw,out}$ ——机组冷冻水出口温度。

同时根据能量守恒原则可以计算出冷却水循环中水的出口温度:

$$T_{cw,out} = T_{cw,in} - \frac{Q_{re}}{m_{cw} \times Cp_{cw}} \quad (4-9)$$

式中: $T_{cw,out}$ ——冷却水循环中冷凝器侧水的出口温度;

$T_{cw,in}$ ——冷却水循环中冷凝器侧水的入口温度;

Q_{re} ——冷水机组中冷却水与冷冻水循环交换的热量;

m_{cw} ——冷却水循环中水的流量;

Cp_{cw} ——冷却水循环中水的比热。

4.3.2 冷却塔

冷却塔是空调系统中常见的降低水温装置,从冷水机组流出的高温冷却水流经冷却塔与空气接触换热实现降温。按照水和空气是否直接接触,冷却塔分为开式冷却塔和闭式冷却塔。本课题所选用的冷却塔为闭式冷却塔,模块编号为 Type162b。需要输入冷却水进口温度、冷却水流量、功率等参数。图 4-4 为闭式冷却塔的一个示意图。

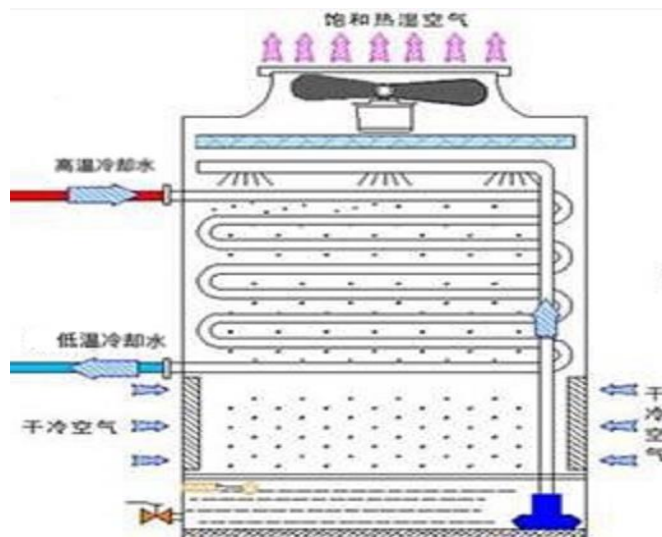


图 4-4 闭式冷却塔示意图

Figure 4-4 closed cooling tower

为了方便计算,本课题假设冷却塔冷却水出口温度即空气与水分界面的温度为饱和空气温度。在此假设上,冷却塔进口温度下的饱和空气焓值由公式 4-10 计算得出:

$$h_{sa}(T_{w,o}) = h_a(T_{a,i}) + \frac{Q}{m_a(1 - \exp[-\lambda_d(\frac{m_a}{m_{a,d}})^{y-1}])} \quad (4-10)$$

式中: $h_{sa}(T_{w,o})$ ——冷却塔的饱和空气焓值;

$h_a(T_{a,i})$ ——冷却塔的空气焓值;

Q ——冷却塔的传热热流量;

m_a ——进入冷却塔的空气流量;

$m_{a,d}$ ——进入冷却塔的空气设计流量。

在通常情况下 y 取 0.6。 λ_d 与冷却塔出口处冷却水的设计温度有关,可用公式 4-11

计算得出:

$$\lambda_d = \ln \left[\frac{h_{sa}(T_{w,o,d}) - h_a(T_{a,i,d})}{h_{sa}(T_{w,o,d}) - h_a(T_{a,o,d})} \right] \quad (4-11)$$

式中: $h_{sa}(T_{w,o,d})$ ——冷却水出口设计温度条件下, 冷却塔的饱和空气焓值;

$h_a(T_{a,i,d})$ ——冷却塔的空气焓值;

$h_a(T_{a,o,d})$ ——冷却水出口设计温度条件下, 冷却塔的空气焓值。

根据能量守恒方法结合公式 4-10 和公式 4-11 可以算出在冷却塔出口空气设计温度条件下, 冷却塔的空气焓值:

$$h_a(T_{a,o,d}) = h_a(T_{a,i,d}) + \frac{Q_d}{m_a} \quad (4-12)$$

$$Q_d = m_w C_{p_w} (T_{w,i,d} - T_{w,o,d}) \quad (4-13)$$

式中: Q_d ——冷却塔设计工况下的传热热流量;

m_w ——冷却水质量流量;

C_{p_w} ——冷却水定压比热;

$T_{w,i,d}$ ——冷却水进口设计温度;

$T_{w,o,d}$ ——冷却水出口设计温度。

根据能量守恒原则, 饱和空气焓值可由公式 4-14 计算:

$$h_{sa}(T_{w,o}) = h_a(T_{a,i}) + \frac{m_w C_{p_w} (T_{w,i} - T_{w,o})}{m_a (1 - \exp[-\lambda_d (\frac{m_a}{m_{a,d}})^{-0.4}])} \quad (4-14)$$

式中: $T_{w,i}$ ——冷却水进口温度;

$T_{w,o}$ ——冷却水出口温度。

冷却水的能耗可根据公式 4-15 计算, 其中 $\gamma_a = \frac{m_a}{m_{a,d}}$, a 为迭代系数, 由用户制定。

$$P = P_E [a_0 + a_1 \gamma_a + a_2 (\gamma_a)^2 + \dots] \quad (4-15)$$

式中: P ——冷却塔的逐时功率;

P_E ——冷却塔的额定功率。

根据上述公式, 用户只需要在模块中输入冷却水进出口温度、进出口空气温度、流量等参数, 就可以迭代计算出冷却塔的能耗。

4.3.3 水泵

水泵是空调系统中常用的设备之一, 主要用来输送液体和给液体增压, 通过高度旋转叶片将原动机的能量传递给液体从而增加液体的能量。本课题中用到的水泵包括蓄冷泵、冷却水泵、冷冻水泵等。根据系统的需要, 本课题用到了定频和变频两种水泵, 所使用的模块编号为 Type110 和 Type114, 需要输入水泵入口流量、扬程、水泵效率、电机效率等参数。水泵的效率由公式 4-16 计算得出:

$$\eta = \frac{P_e}{P} \quad (4-16)$$

式中： η ——泵的效率；

P ——轴功率；

Pe ——泵的有效功率。

泵的有效功率是指单位时间内流经水泵的液体获得的能量，由泵的扬程和质量流量及重力加速度的乘积组成，如公式 4-17 所示：

$$Pe = m \cdot H \cdot g = \frac{\Delta P \cdot m}{\rho} \quad (4-17)$$

式中： m ——水泵的质量流量；

H ——水泵的扬程；

g ——重力加速度；

ΔP ——水泵的进出口压差；

ρ ——流经液体的密度。

4.3.4 其他辅助设备

在模拟仿真中，不仅需要冷水机组、水泵、冷却塔等系统耗能模块，还需要分流合流、气象文件、末端设备等辅助模块。正是有了这些辅助模块，才能组成一个完整的空调系统，如果没有这些辅助模块，将无法得到仿真结果。

4.4 本章小结

本章首先对 Trnsys 软件进行了介绍，介绍了其两个重要组成部分，引擎部分和组件库部分，着重介绍了其组件库部分，并总结说明了本文所需要使用的模块组件库基本信息，涵盖了组件库模块和自定义模块。其次，介绍了相变蓄冷空调系统的运行原理、工作流程、蓄冷优势等内容。最后对系统模拟中所需要的模块进行了讨论，详细阐述了冷水机组、冷却塔、水泵等主要设备的基本信息和数学函数模型。为之后的系统仿真模拟做出了充分的准备，奠定了坚实的基础。

第5章 工程实例及仿真模拟研究

5.1 工程概括

本工程为北京市某建筑项目，空调面积 3436 平方米，整栋楼高 14.4 米，共 4 层，每层层高 3.6 米。制冷机房位于地下，包括蓄冷装置，离心式冷水机组，冷冻水泵，冷却水泵，热交换器等设备。蓄能设备在夜间电价低谷时段蓄冷，在日间电价峰值时将冷量释放。

本建筑每天的供冷时间为 8:00-18:00，夏季供冷时间为 5 月 25 日到 9 月 25 日，模拟总时长 2976h，为获得更加准确的逐时负荷数据，本文首先利用 Trnsys 软件搭建了建筑能耗模拟系统，仿真模拟步骤如下：

1. 选定使用模块

首先根据模拟的需要，选定使用的模块，然后将选定的模块从右侧组件库中拖曳到左侧空白处即可。

2. 设置模块参数并连接系统

根据需求设置模块的各项参数，具体操作是用户双击模块，在弹出的对话框中输入实际模拟需要的各项参数，设置完成后，将所有的模块按照信号传递的方向进行连接，模块连接和实际的系统管道连接有一定的相似之处，但较实际管道连接又有不同。总结就是系统连接方向可以按照物质流、能量流、信号流的方向来连接。物质流是实际物质流动的方向，比如管道中水流的方向。能量流是指模块间物质参数的传递，比如温度、流量。信号流是控制信号传递的方向。图 5-1 为连接完成的建筑能耗模拟系统图。

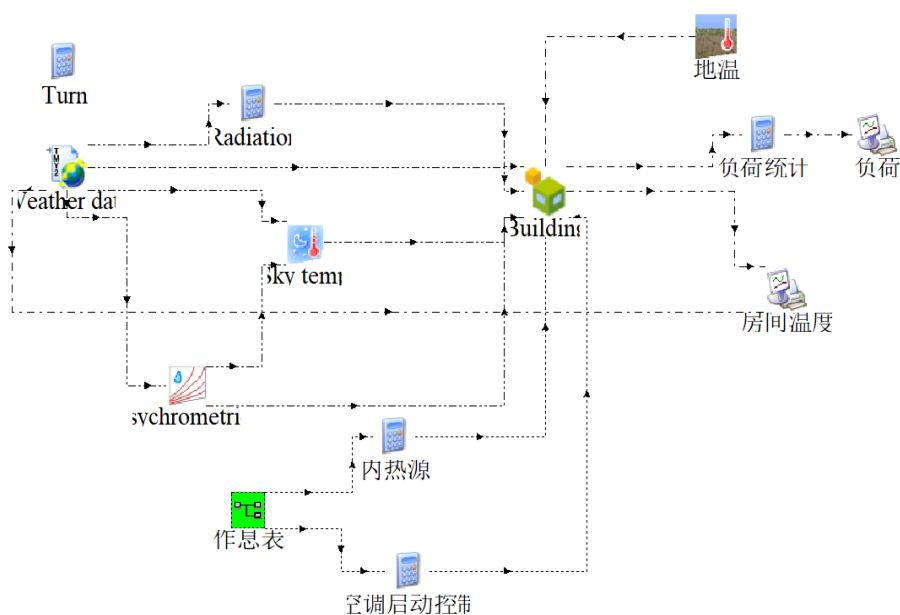


图 5-1 建筑信息模拟图

Figure 5-1 building information simulation

3.完成系统控制

在连接好所有的系统后，利用“计算器”模块和控制器模块对系统进行控制，包括设备的启停，运行时间的控制等。

4.运行系统，输出数据

在完成系统搭建后，就可以运行系统，输出需要的数据。图 5-2 为模拟得到的建筑全年逐时负荷分布图。

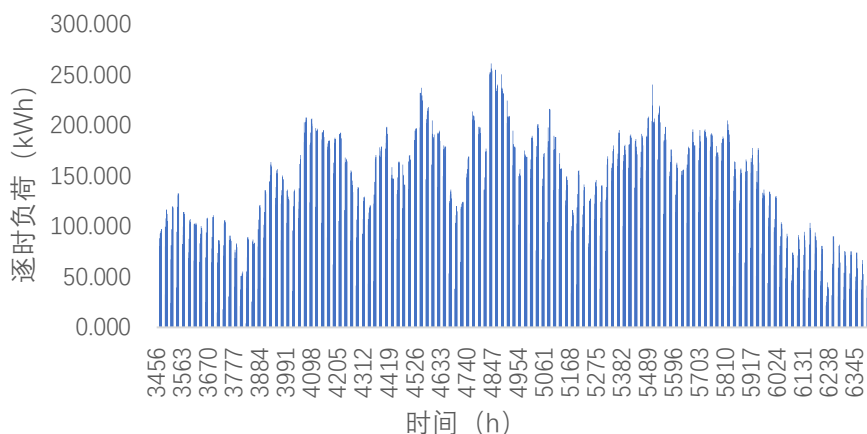


图 5-2 建筑全年逐时负荷

Figure 5-2 hourly load of the building throughout the year

从图 5-2 可以看出，在供冷季的 2976 个小时中，最大逐时负荷出现在 4839h（7 月 21 日），为 261.35kW，冷负荷指标为 76.06W/m²。图 5-3 表示了 7 月 21 日一天 24 小时的逐时冷负荷，可以由此观察建筑物日间负荷的变化情况。

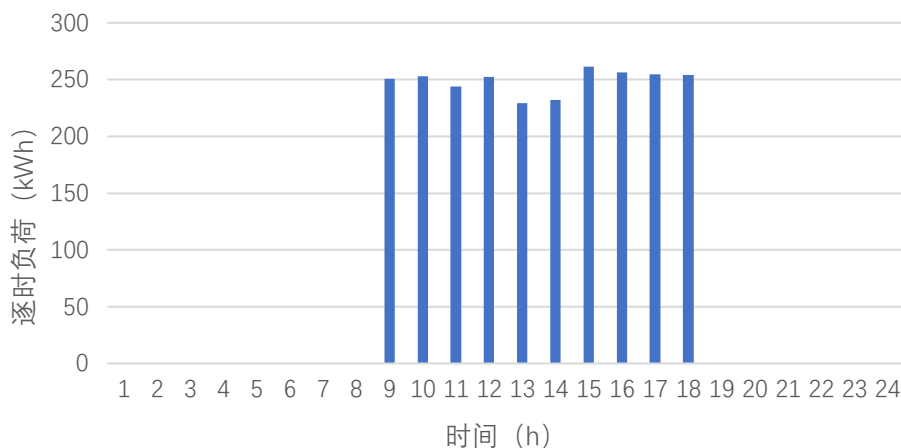


图 5-3 7 月 21 日逐时冷负荷

Figure 5-3 hourly cooling load on July 21

5.2 系统主要设备及参数

本模拟主要是对相变材料蓄冷空调系统进行模拟，用到的设备主要有离心式冷水机组、冷却塔、蓄冷泵、冷却泵、冷冻泵，各设备参数如下表 5-1 所示：

表 5-1 主要设备参数
Table 5-1 main equipment parameters

设备名称	规格参数	
离心式冷水机组（常温）	名义制冷量	280kW
	名义冷冻水进出口温度	12/7℃
	名义冷却水进出口温度	30/35℃
	名义 COP 值	5
	所使用冷媒	R134a
离心式冷水机组（低温）	名义制冷量	520kW
	名义冷冻水进出口温度	8/4℃
	名义冷却水进出口温度	30/35℃
	名义 COP 值	4.66
	所使用冷媒	R134a
冷冻水泵	流量	48m ³ /h
	扬程	22m
	功率	4.19kW
	效率	>70%
冷却水泵	流量	58m ³ /h
	扬程	20m
	功率	4.6kW
	效率	>70%
蓄冷泵	流量	120m ³ /h
	扬程	15m
	功率	7.14kW
	效率	>70%
冷却塔	流量	125m ³ /h
	风量	75000m ³ /h
	电机功率	4 kW
	积水盘体积	1.6m ³
相变水箱	相变材料质量	152000kg
	相变水箱体积	130m ³
	相变材料密度	1467.8kg/m ³
	换热效率	>60%

5.3 相变蓄冷空调系统模拟

随着计算机技术的进步，利用计算机软件对项目进行模拟分析成为当前研究的热门手段之一，与传统的实验方法相比较，模拟仿真更加灵活、快捷。本文利用 Trnsys 软件对空调系统进行模拟研究。根据章节 2 提到的运行策略和章节 4 所列出的模块信息，本文共搭建了冷水机组单独供冷、蓄冷槽单独供冷、蓄冷槽-冷水机组联合供冷三种运行系

统。以下是这三种系统的运行模拟仿真。

5.3.1 冷水机组单独供冷

系统1为冷水机组单独供冷模式。图5-4为此种模式的Trnsys模拟仿真图。

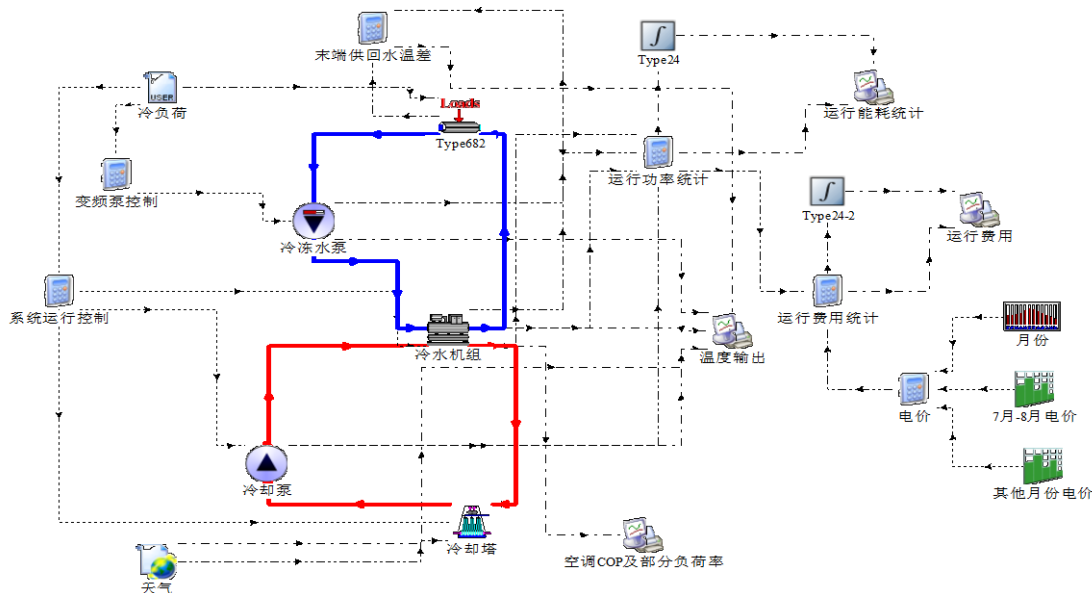


图 5-4 冷水机组单独供冷模拟仿真系统

Figure 5-4 simulation system of separate cooling system of water chiller

本系统由一台冷水机组、两台水泵、一台冷却塔组成。如图5-4所示，红色粗实线所连接成的循环系统为冷却水系统，冷水机组冷凝侧出的冷却水经过冷却塔冷却后流经冷却泵回到机组的冷凝侧。由于冷却水循环系统采用的是定流量运行，所以冷凝侧选用的水泵为定频泵。蓝色粗实线连接成的循环系统为冷冻水系统，蒸发器侧流出的低温冷冻水供给用户负荷后经冷冻水泵返回机组蒸发侧，之后再经过机组降温。由于在循环过程中冷冻水逐时流量随用户逐时负荷改变，所以蒸发器侧选用的水泵为变频泵。图中虚线代表的是控制信号，用来控制系统各模块的运行情况以及各种数据间的输出运算。

在系统仿真模拟过程中，各设备以模块形式放置在搭建好的模型中，用线连接成系统。建筑的逐时负荷通过上述建筑能耗模拟系统模拟并输出后，输入“冷负荷”模块，“冷负荷”模块将每小时的负荷传递给“系统运行控制”和“变频泵控制”模块，通过计算机编写程序，“系统控制模块”可以控制冷水机组、冷却塔、冷却泵的启停。通过计算机编写程序，“变频泵控制”模块可以将流量控制信号传递给“冷冻水泵”模块。由冷冻水泵开始，温度和流量信号依次传递给冷水机组、建筑负荷、冷冻水泵，完成某一小时的冷冻水循环，系统采用定温差运行，温差设定为 5°C 。循环中考虑到变频泵的频率调节范围为30HZ到50HZ，计算机编写程序中本文首先根据逐时负荷和温差求出系统实际流量，然后根据实际流量与期望流量的比值，当比值大于0.6时，计算机模块输出的信号为冷冻水泵按照实际流量运行，当比值大于0小于等于0.6时，冷冻水泵的频率按30HZ运行，此时系统按照定流量运行，建筑负荷输出的温度不再是定值。与此同时，冷却水循环中，冷水机组将温度和流量信号传递给冷却塔、冷却水泵、冷水机组，完成

某一个小时的冷却水循环。“天气”模块将室外干球温度、湿球温度信号传递给冷却塔中，确保“冷却塔”模块的顺利运行。输出模块中，“运行功率统计”负责对冷水机组、冷却塔、冷却水泵、冷冻水泵之间的逐时能耗进行单位统一，Type24 是个积分计算模块，对逐时能耗进行累计计算，完成后“运行能耗统计”模块将统一好的逐时能耗和计算得出的累计能耗进行输出。由于白天各个阶段的电价并不相同，首先通过“电价”模块将电价进行分类汇总，之后通过“运行费用统计”模块将电价与“运行功率模块”得到的功率进行乘法计算，完成后通过“运行费用”模块将逐时费用和累计费用进行输出。在本系统中，设备的启停信号“1”设备为开启状态，“0”为关闭状态。

5.3.2 蓄冷槽单独供冷

系统2为蓄冷槽单独供冷模式。图5-5为此种模式的Trnsys模拟仿真图。

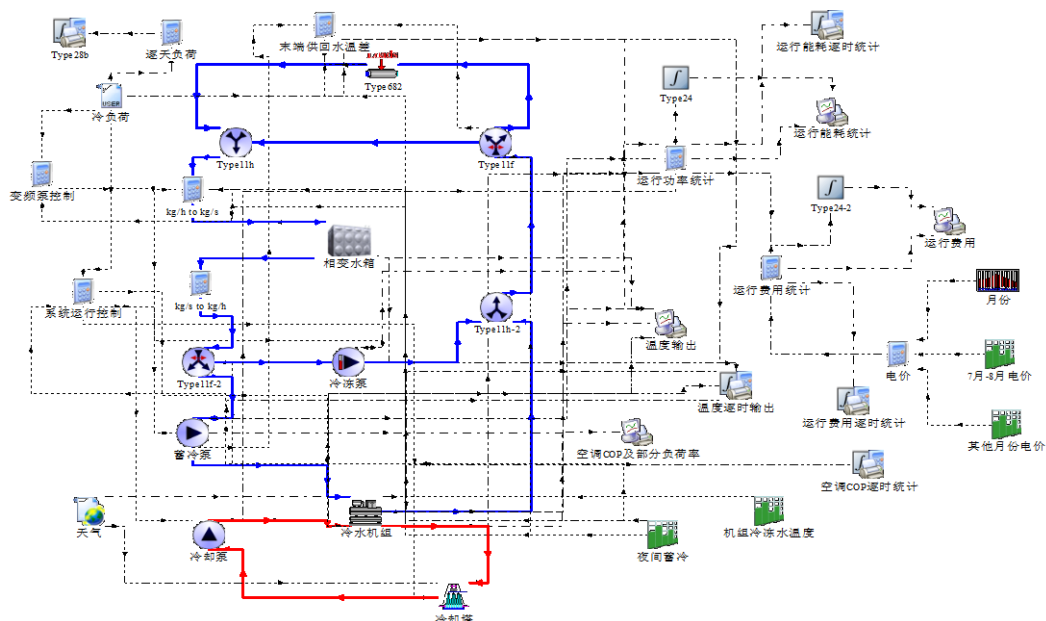


图 5-5 蓄冷槽单独供冷模拟仿真系统

Fig. 5-5 simulation system of individual cooling in the cold storage tank

本系统由一台冷水机组、一台蓄冷泵、一台冷冻泵、一台冷却泵、一台冷却塔和相变水箱组成。如图 5-5 所示, 红色粗实线所连接成的循环系统为冷却水系统, 循环原理和系统 1 一致, 冷水机组冷凝侧出的冷却水经过冷却塔冷却后流经冷却泵回到机组的冷凝侧。蓝色粗实线连接成的循环系统为冷冻水系统, 夜间蓄冷时, 冷水机组蒸发器侧出的冷冻水经过三通阀流入蓄冷水箱, 与蓄冷水箱内的相变材料发生热交换后经过蓄冷泵回到冷水机组。白天供冷时, 从蓄冷水箱出来的低温水经过冷冻泵、三通阀流入用户侧, 与用户侧发生热交换后回到蓄冷水箱。由于本系统为蓄冷槽单独供冷, 所以夜间蓄冷泵开启, 冷冻泵关闭; 白天冷冻泵开启, 蓄冷泵关闭。夜间蓄冷时采用定流量运行, 所以本系统中蓄冷泵为定频水泵。图中虚线代表的是控制信号, 用来控制系统各模块的运行情况以及各种数据间的输出运算。

在系统仿真模拟过程中,“系统运行控制”模块和“变频泵控制”模块与系统 1 类似,

只是相较于系统1,“系统运行模块”增加了对蓄冷泵的控制。由于设计到夜间蓄冷问题,相较于系统1,系统2还增加“夜间蓄冷”时间模块和“相变水箱”模块以及相应的计算机控制程序。通过“夜间蓄冷”模块对分流三通的控制,实现夜间蓄冷、白天供冷两个环路的分时间段运行。“相变水箱”作为一个自定义的模块,在运行中需要设置相变水箱的实际情况等数值,包括相变材料的物性参数如相变潜热、相变温度、比热容、密度等;相变材料的质量,这个需要根据负荷和相变潜热计算得出;相变水箱的体积以及相变水箱的一些参数如导热系数、厚度等。本系统的相变水箱为一个单元,模拟时根据需要单元的个数对进入相变水箱的流量进行缩小和放大处理。

5.3.3 冷水机组-蓄冷槽联合供冷

系统3为冷水机组-蓄冷槽联合供冷模式。图5-6为此种模式的 Trnsys 模拟仿真图。

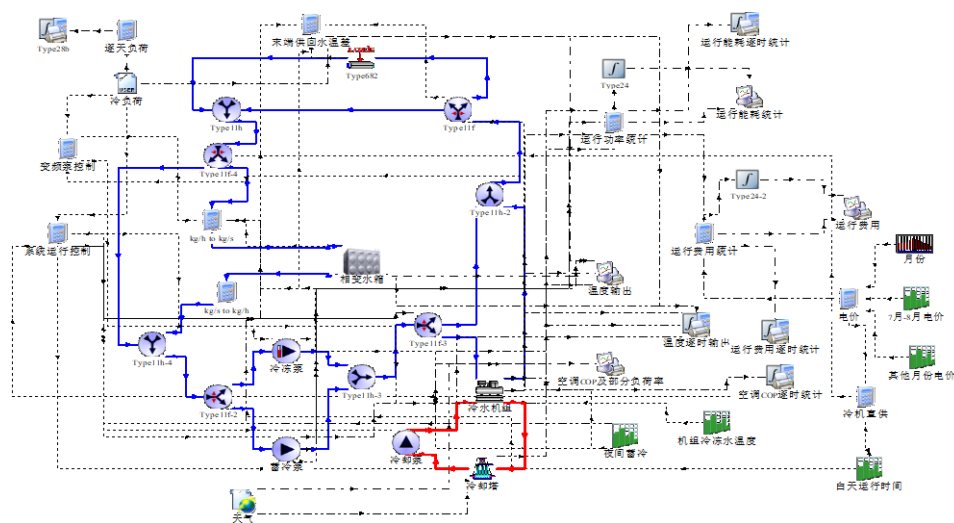


图 5-6 冷水机组-蓄冷槽联合运行模拟仿真系统

Figure 5-6 simulation system of combined operation of chiller and storage tank

本系统的设备组成和系统2一致,区别在于设备间的连接方式以及系统间的运行方式,并且由于白天蓄冷槽和冷水机组都需要供冷,所以相对系统2,本系统增加了许多三通阀来控制系统的运行。如图5-6所示,红色粗实线所连接成的循环系统为冷却水系统,循环原理和系统2一致,冷水机组冷凝侧出的冷却水经过冷却塔冷却后流经冷却泵回到机组的冷凝侧。蓝色粗实线连接成的循环系统为冷冻水系统,夜间蓄冷时,冷水机组蒸发器侧出的冷冻水经过三通阀流入蓄冷水箱,与蓄冷水箱内的相变材料发生热交换后经过蓄冷泵回到冷水机组。白天供冷时,蓄冷槽负责电价尖峰和高峰时段的建筑负荷,此时冷水机组处于关闭状态,从蓄冷水箱出来的低温水经过三通阀、冷冻泵、三通阀流入用户侧,与用户发生热交换后回到蓄冷水箱;冷水机组负责在电价平段时刻给建筑供冷,此时相变水箱处于不工作状态,从冷水机组出来的冷冻水流经用户侧给建筑供冷后,经过不含蓄冷水箱的环路,然后再经过冷冻泵回到冷水机组。由于蓄冷和供冷处于不同时间段,所以夜间蓄冷泵开启,冷冻泵关闭;白天冷冻泵开启,蓄冷泵关闭。夜间蓄冷时采用定流量运行,所以本系统中蓄冷泵为定频水泵,冷却塔环路也是定流量运行,冷

却泵也采用定频水泵，而冷冻水泵受负荷的影响，采用变频水泵。图中虚线代表的是控制信号，用来控制系统各模块的运行情况以及各种数据间的输出运算。

相较于系统2，系统3增加了“白天运行时间”这一模块，通过设置白天冷水机组的运行时间来达到控制冷水机组启停的目的。同时“白天运行时间”还被用来控制三通阀 Type11f-4 的方向，确定流经此阀的液体是进入相变水箱还是进入另一条环路。

5.4 模拟仿真结果与分析

运用 Trnsys 对上述三种空调系统运行过程进行仿真模拟，将所得到的逐时能耗和运行费用进行整合、计算，对比分析三种系统的总能耗和总运行费用。以下是三种系统的能耗运行费用情况分析。

5.4.1 能耗分析

图 5-7 到图 5-9 为这三种系统的逐时能耗分布情况。图中横坐标为时间，单位为小时，时间分布从 3456h 到 6380h，即系统整个运行时间。纵坐标为逐时能耗，单位为 kWh。由于在系统1，冷水机组单独供冷阶段，冷水机组只是白天供冷，系统也较另外两个系统简单，对比图 5-7 到图 5-9，可以明显发现系统1的逐时负荷分布在更低的范围内，，能耗分布较系统2和系统3更加分散。

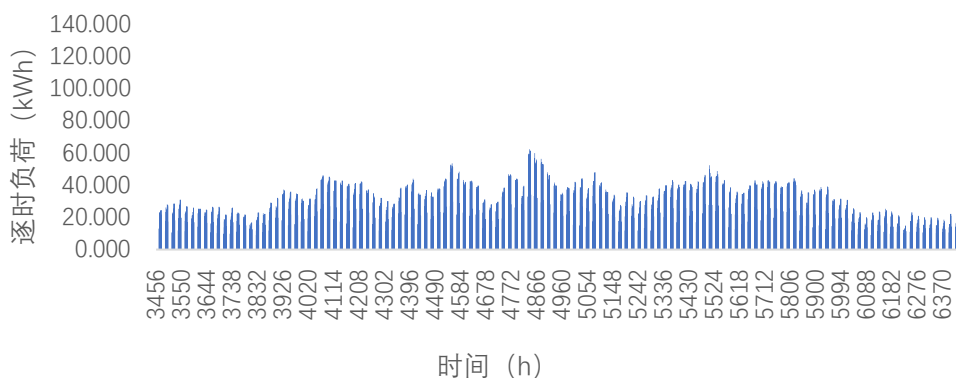


图 5-7 系统1（冷水机组单独供冷）逐时能耗

Fig. 5-7 hourly energy consumption of system 1 (cooling water unit separately)

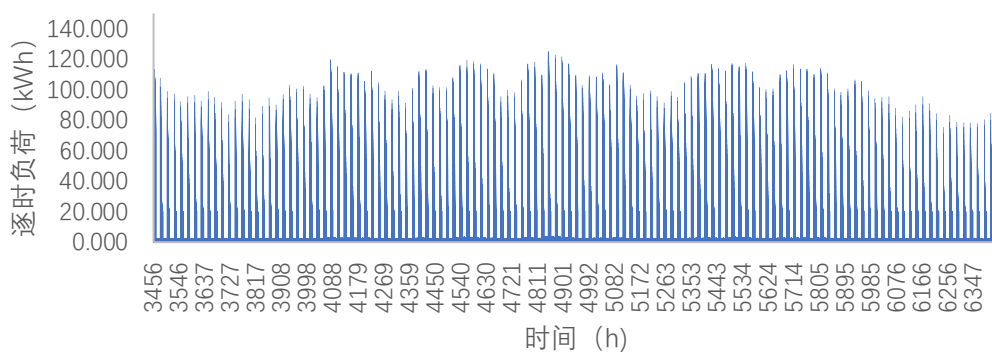


图 5-8 系统2（蓄冷槽单独供冷）逐时能耗

Figure 5-8 hourly energy consumption of system 2 (separate cooling of storage tank)

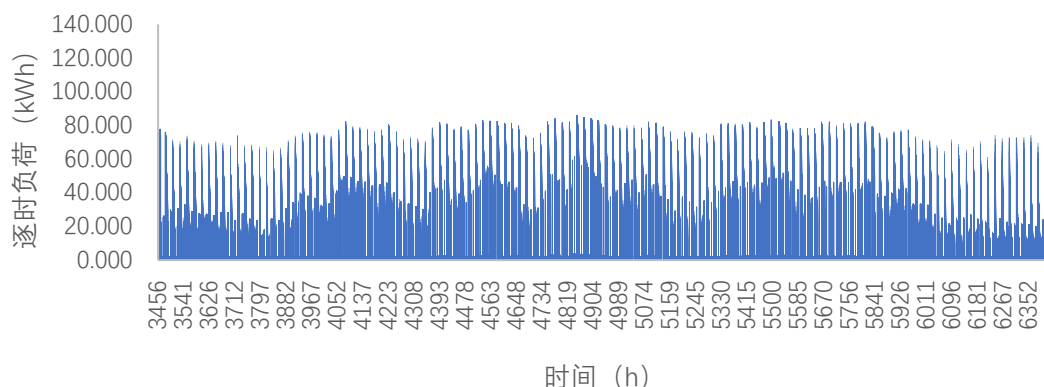


图 5-9 系统 2（蓄冷槽-冷水机组联合供冷）逐时能耗

Figure 5-9 hourly energy consumption of system 2 (combined cooling of storage tank and water chiller)

为进一步了解三种系统的能耗分布，特意挑选了最大负荷日的那天来观察系统逐时负荷的分布情况。图 5-10 表示了建筑物在最大逐时负荷日，即 7 月 21 日当天的 3 种系统逐时能耗分布对比。从图中可以看出，系统 1 的逐时能耗主要出现在白天供冷时间段，此时冷水机组开启供冷，冷却泵、冷却塔、冷冻水泵均处于运行状态，进而消耗大量电能。而系统 2 此时只有蓄冷槽处于供冷状态，开启的设备只有冷冻泵，所以白天的逐时能耗远小于系统 1。系统 3 由于在白天有一段时间是由冷水机组供冷，所以此阶段的能耗要大于系统 2。夜间蓄冷时，系统 1 并没有设备运行，此阶段的能耗自然也不存在。系统 2 需要开启冷水机组蓄冷，此时冷水机组、蓄冷泵、冷却塔、冷却水泵均处于开启状态，需要消耗大量能量，并且由于夜间蓄冷时冷水机组的出水温度低于标况下冷水机组的出水温度，导致机组的 COP 下降，能耗也大于冷水机组单独供冷时消耗的能耗。系统 3 由于白天冷水机组承担来一部分能量，所以制取的冷量没有系统 2 多，产生的能耗自然也没有系统 2 多。

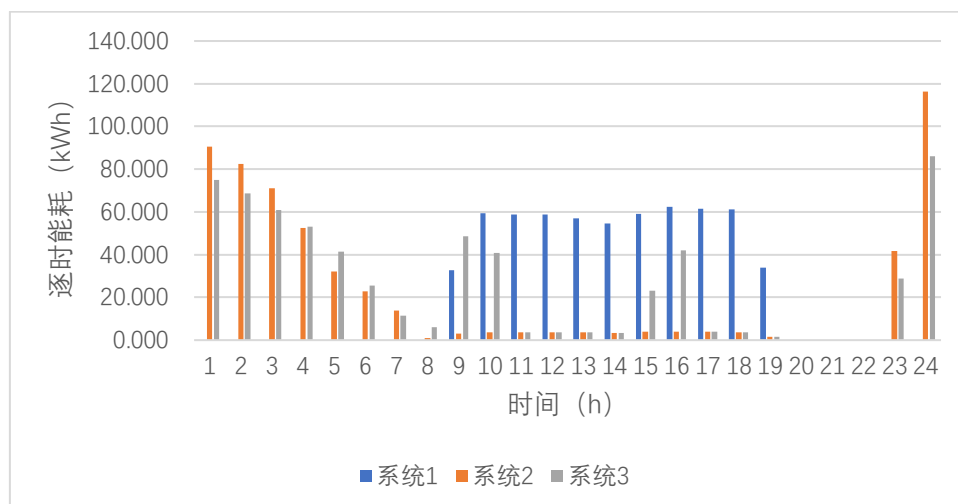


图 5-10 负荷最高日的逐时能耗

Figure 5-10 hourly energy consumption on the day with the highest load

表 5-2 和图 5-11 根据逐时能耗对不同系统的总能耗汇总。从图中可以看出，系统 1 的总能耗最少，为 39932.31kWh，而使用蓄冷技术后，系统 2 和系统 3 的总能耗较系统

1 有明显增加,其中系统 2 较系统 1 增加了 18431.82kWh, 比例占系统 1 的 46.15%; 系统 2 较系统 1 增加了 26903.85kWh, 增加比例为系统 1 的 67.37%, 说明蓄冷空调系统在节能方面并没有很好的效益, 甚至比起常规空调系统, 蓄冷技术的应用反而增加了能耗, 但是在移峰填谷上, 利用蓄冷技术后, 系统的能耗主要集中在夜间低谷电价时段, 白天电价峰值时几乎不产生电耗。说明蓄冷技术在移峰填谷上还是很有效益的。

表 5-2 不同系统的总能耗汇总

Table 5-2 summary of total energy consumption of different systems

系统	水泵能耗/kWh	冷却塔能耗/kWh	冷水机组能耗/kWh	总能耗/kWh
系统 1	9752.76	2031.00	28148.55	39932.31
系统 2	19328.24	3968.00	35067.89	58364.13
系统 3	17488.88	2217.00	47130.28	66836.16

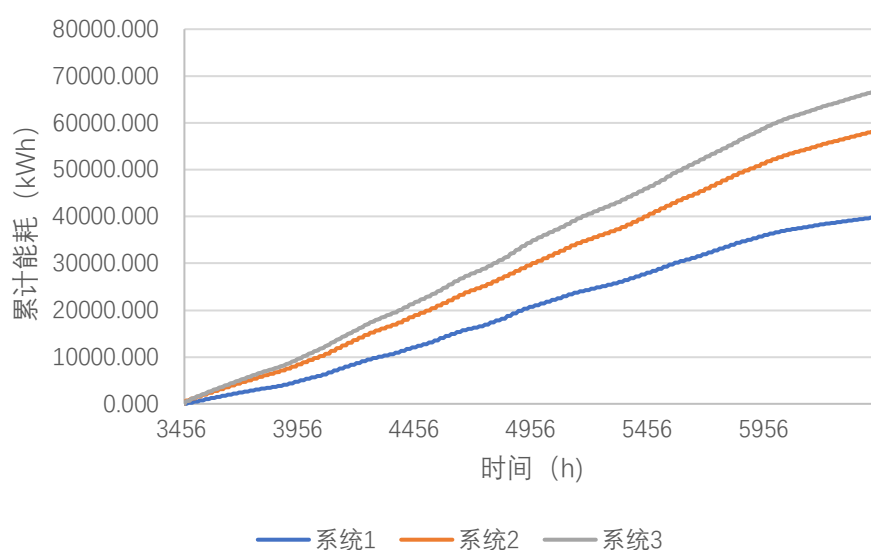


图 5-11 不同系统的总能耗汇总

Figure 5-11 summary of total energy consumption of different systems

图 5-12 是根据表 5-2 做的一个不同设备能耗占比的一个对比, 从图中可以看出, 在系统中, 主要的耗能设备为冷水机组, 水泵的能耗也占总体能耗的 30%左右, 冷却塔能耗在系统中非常微小, 所以要提升系统的节能效益, 可以提升冷水机组的性能。

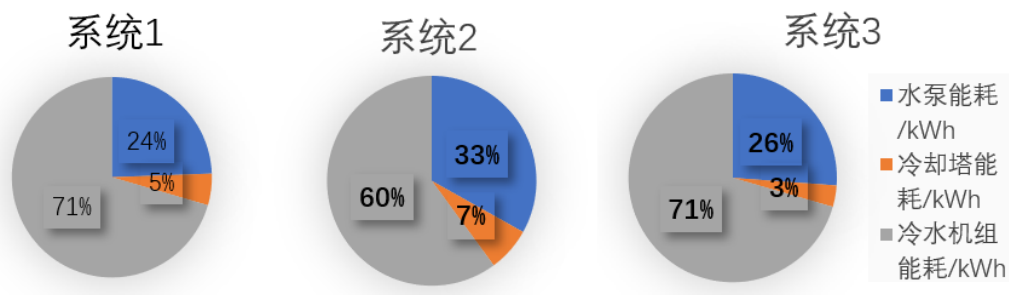


图 5-12 不同系统的总能耗汇总

Figure 5-12 summary of total energy consumption of different systems

5.4.2 运行费用分析

利用相变蓄能空调并不能达到节能的目的，但其节电效果特别明显，即“节电不节能”，下面是对三种系统的一个运行费用分析。表 5-3 为北京经济技术开发区一般商业用电电价表。

表 5-3 北京经济技术开发区一般商业用电电价表

Table 5-3 general commercial electricity price of Beijing Economic and Technological Development Zone

用电分类	尖峰电价 (7-8 月)	高峰电价	平段电价	低谷电价
时间段	11:00-13:00 16:00-17:00	10:00-15:00 18:00-21:00	7:00-10:00 15:00-18:00 21:00-23:00	23:00-7:00
电价 (元/千瓦时)	0.7961	0.7204	0.4560	0.2259

注 本文用电电压等级为 (1-10 千伏)

图 5-13 到图 5-15 为这三种系统的逐时运行费用分布情况。图中横坐标为时间，单位为小时，时间分布从 3456h 到 6380h，即系统整个运行时间。纵坐标为逐时电费，单位为元。从图中可以看出，冷水机组单独供冷的逐时运行费用较多，由于供冷段都处在电价高峰期，使得逐时费用都维持在较高水平，特别是在 7-8 月供冷高峰期，逐时电费平均都在 30 元以上。运用蓄冷技术后空调系统的逐时费用开始降低，整个蓄冷季电价均低于 30 元。对比建筑全年逐时负荷 (图 5-2)，可以看出，冷水机组单独供冷下的逐时电费与全年逐时负荷有类似的变化趋势。而另外两个系统受负荷影响较小，所以蓄冷空调系统有着明显的移峰填谷效果。

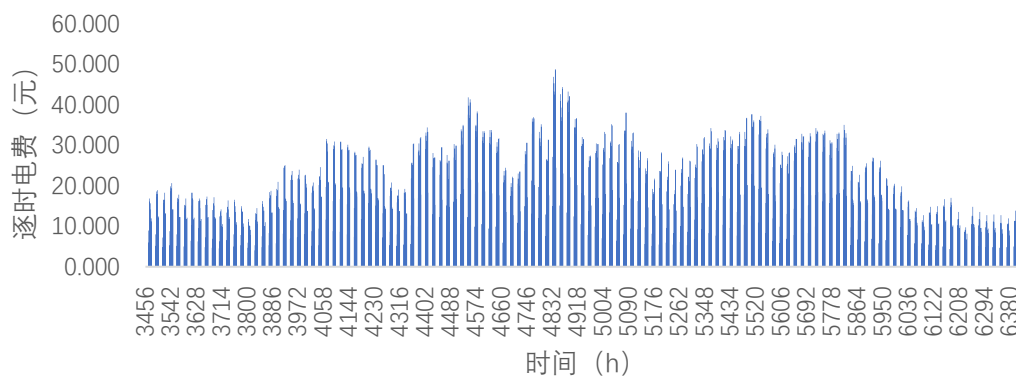


图 5-13 系统 1 (冷水机组单独供冷) 逐时运行费用

Figure 5-13 hourly operation cost of system 1 (cooling water unit separately)

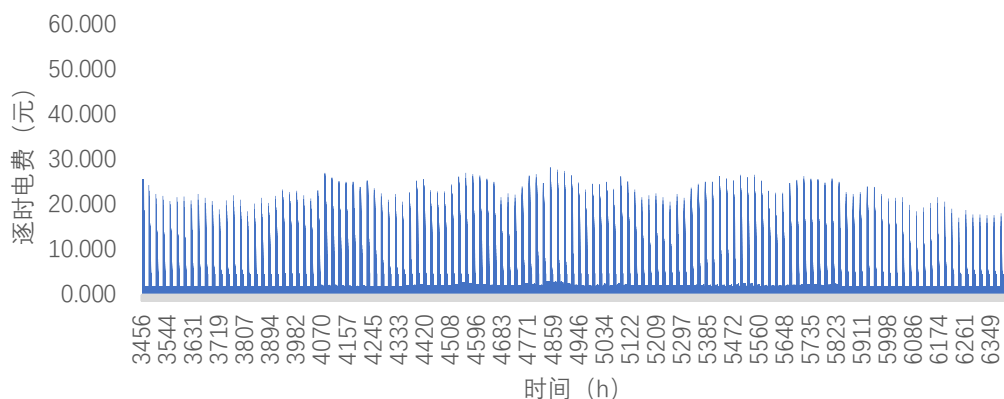


图 5-14 系统 2（蓄冷槽单独供冷）逐时运行费用

Figure 5-14 hourly operation cost of system 2 (separate cooling of storage tank)

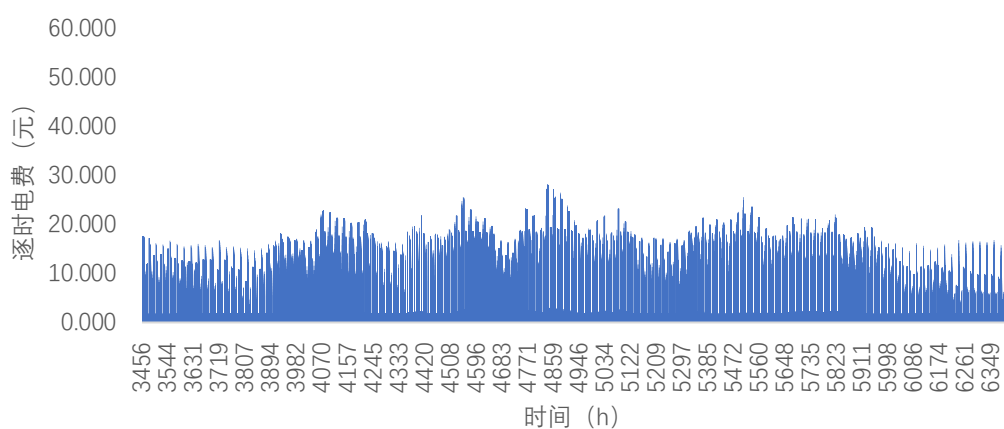


图 5-15 系统 3（冷水机组-蓄冷槽联合供冷）逐时运行费用

Figure 5-15 hourly operation cost of system 3 (combined cooling of water chiller and storage tank)

图 5-16 表示了建筑物在最大逐时负荷日，即 7 月 21 日当天的 3 种系统逐时电费分布对比。从图中可以看出，系统 1 的电耗主要集中在白天供冷时间段，此时整个电价处于一天中最高水平，由于系统 1 运行时所有设备均处于开启状态，但是在此时，系统 2 仅仅使用蓄冷槽所储存能量供冷，冷水机组所处系统处于关闭状态，此时开启的设备只有释冷泵，所以系统 1 的运行费用远高于系统 2。而系统 3 蓄冷槽和冷机联合分担了建筑物的负荷，冷机在平段电价时处于开启状态，此时系统 3 的运行费用高于系统 2。系统 2 和系统需要在夜间储存冷量，电耗主要集中在夜间，此时位于谷价时段，整个电价水平处于一天中最低水平，所以整个系统耗费的电量要明显低于白天系统 1 耗费的电量。由于系统 3 白天冷水机组承担了一部分冷量，夜间所要储存的冷量小于系统 2 的冷量，此时耗费的电量也略低于系统 2。系统 2 和系统 3 夜间开启的设备一样，只是所蓄的冷量不一样，系统 2 的电价也仅仅略高于系统 3，说明冷量对运行费用的影响并不大，主要影响因素还是设备的开启情况。总体来看，蓄冷技术还是具有较高的经济性。

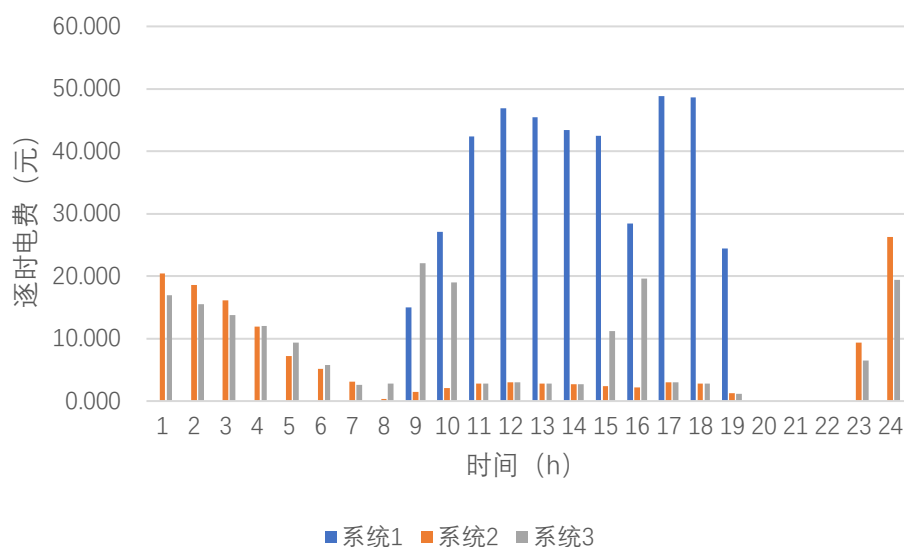


图 5-16 逐时负荷最高日的运行费用

Figure 5-16 operation cost of the day with the highest hourly load

图 5-17 根据逐时费用对不同系统的运行费用进行了累计汇总。从图中可以看出, 运用蓄冷技术的系统 2 和系统 3 相对于传统的冷水机组单独供冷系统 1 具有明显的经济性, 蓄冷空调系统节电效果良好。其中系统 1、系统 2 和系统 3 的累计总费用分别为 26214.261 元、14673.321 元和 19591.058 元。相较于系统 1, 系统 2 和系统 3 分别节省费用 11540.94 元和 6623.203 元, 节费比例达 44.03%和 25.27%。对比系统 2 和系统 3 可以看出, 不同的系统类型对经济性的影响差异性较大。系统 2 比系统 3 多节省费用 4917.737 元, 节费比例差 18.76%, 说明采用蓄冷技术利用夜间低谷电价可以明显降低系统运行费用, 越是充分利用电价, 节费效果越明显。并且, 系统 2 和系统 3 的初投资费用并没有太大区别, 但是系统 3 的控制方式较系统 2 有较大难度。所以从经济性和控制难度来分析, 充分利用蓄冷槽在夜间存储冷量是比较好的选择。

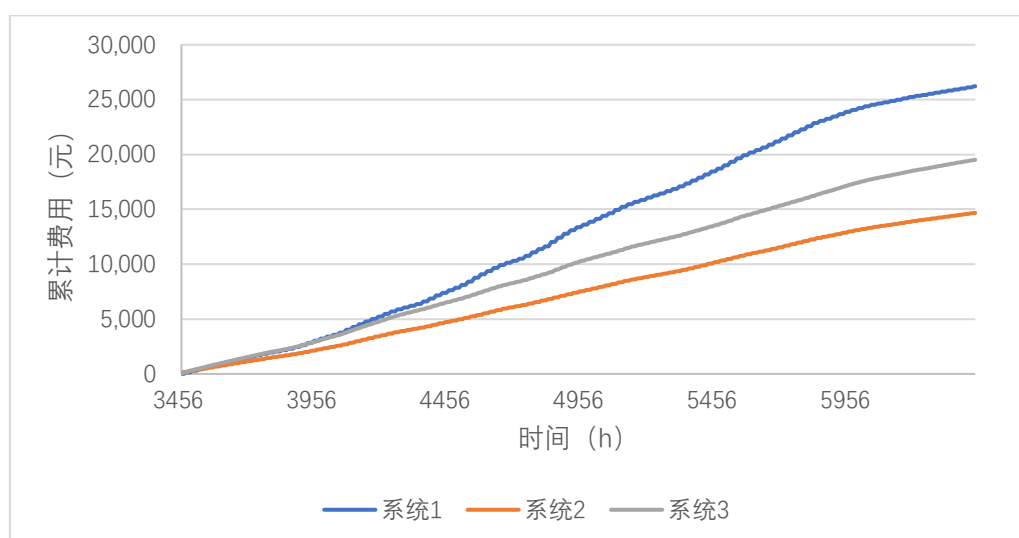


图 5-17 三种系统累计运行费用

Figure 5-17 cumulative operating costs of three systems

通过上述对3种系统能耗以及运行费用分析,可以得出,蓄冷空调技术具有较好的移峰填谷潜力和经济性,但由于系统设备的增加以及夜间运行时间的增长,导致其能耗较传统空调系统有一定增加,并不能达到节能的目的。所以需要根据建筑实际使用情况以及当地政策和项目投资来制定合理的方案。

5.5 本章小结

蓄冷系统相较于常规的空调系统有着移峰填谷,节约电价的优势。本章基于工程实例,利用 Trnsys 软件相变蓄冷空调系统进行仿真模拟。首先利用 Trnsys 对建筑能耗进行模拟,之后根据前文提到的运行策略,然后利用 Trnsys 搭建了冷水机组单独供冷、蓄冷槽单独供冷、蓄冷槽-冷水机组联合供冷三种系统模型,输出并分析得到的模拟数据,对不同系统的能耗效益和经济性进行讨论,可以得到以下结论:

(1)Trnsys 仿真软件的模拟过程主要有四个步骤:首先选定使用模块、其次设定模块参数并连接系统、然后完成系统控制、最后运行系统,输出数据。

(2)相变蓄冷空调较传统的冷水机组单独供冷系统而言,其电能消耗更大,并不能达到节能的目的。本模拟仿真中,运用相变蓄冷技术的蓄冷槽单独供冷和蓄冷槽-冷水机组联合供冷的总能耗分别为 58364.13kWh、66836.16kWh,相较于传统冷水机组空调系统的能耗的 39932.31kWh,增加了 46.15%和 67.3%。

(3)相变蓄冷空调系统移峰填谷作用显著,电价峰值时蓄冷系统几乎不产生电耗,能耗量主要集中在夜间电价低谷时段。而传统空调系统的能耗主要集中在白天电价峰值,所以蓄冷系统对于平衡电网还是有作用的。

(4)相变蓄冷空调系统可以有效节约用电费用,在蓄冷槽单独供冷情况下,节约电费比例高达 44%,但是考虑到北京峰谷电价的差异,联合供冷情况下其经济性并没有充分利用夜间电价的蓄冷槽单独供冷经济效益好,并且联合供冷对设备的损耗和控制难度也高于蓄冷槽单独供冷,所以应该根据建筑实际情况制定合理的运行方案。

结 论

相变蓄冷空调系统具有很好的移峰填谷和较大的经济效益。对比冰蓄冷和水蓄冷空调系统,相变蓄冷空调系统因其蓄冷介质相变材料有着较高的蓄冷密度和适宜的相变温度,所以可以解决水蓄冷占地体积大,冰蓄冷机组效益低,需要双工况主机等问题。本文主要从两方面对相变蓄冷空调进行了研究,一是使用 CFD 研究了蓄冷设备的相变传热过程,分析了影响空调系统蓄冷时间的主要因素。二是使用 TRNSYS 搭建了相变蓄冷空调系统模型,通过模拟仿真的方法分析相变蓄冷空调系统的运行效益。经过研究与分析,最终得出以下几点结论。

(1)相变蓄冷过程主要分成三个阶段。第一阶段为相变材料不断与外界发生显热交换阶段,此阶段主要受内外界的温差影响,蓄冷温度变化比较快;第二阶段为相变材料与外界发生潜热交换阶段,此阶段相变材料稳定在相变温度,蓄冷过程变得缓慢,此阶段后期,由于液态工质减少,蓄冷体积下降,蓄冷速率略有上升;第三阶段为相变完成后,凝固的相变材料与外界存在温差,继续发生显热交换的阶段,此阶段与初始阶段类似,温度急剧下降知道和外界温度一致。

(2)蓄冷柱形状不变,在相同工况下,蓄冷过程中载冷剂温度越低,传热温差越大,越有利于相变换热的进行,蓄冷时间也相应的缩短。考虑到常规空调制冷主机系统效率受制冷剂温度影响较大,并且为了更好的利用夜间电价低谷时段,所以本文推荐的载冷剂温度为 277K,这样既能充分利用低谷电价,又能降低空调能耗。

(3)蓄冷柱体积不变,载冷剂温度不变,在相同工况下,蓄冷柱的蓄冷时间受蓄冷柱高度和直径的影响。在高径比较大时,蓄冷时间主要受蓄冷柱的高度影响;在高径比较小时,蓄冷时间主要受蓄冷柱的直径影响。考虑到实际工程的需要,本文推荐使用直径 50mm,高度 800mm 左右的蓄冷柱。

(4)相变蓄冷空调较传统的冷水机组单独供冷系统而言,其电能消耗更大,并不能达到节能的目的。本模拟仿真中,运用相变蓄冷技术的蓄冷槽单独供冷和蓄冷槽-冷水机组联合供冷的总能耗分别为 58364.13kWh、66836.16kWh,相较于传统冷水机组空调系统的能耗的 39932.31kWh,增加了 46.15%和 67.3%。

(5)相变蓄冷空调系统移峰填谷作用显著,电价峰值时蓄冷系统几乎不产生电耗,能耗量主要集中在夜间电价低谷时段。而传统空调系统的能耗主要集中在白天电价峰值,所以蓄冷系统对于平衡电网还是有作用的。

(6)相变蓄冷空调系统可以有效节约用电费用,在蓄冷槽单独供冷情况下,节约电费比例高达 44%,但是考虑到北京峰谷电价的差异,联合供冷情况下其经济性并没有充分利用夜间电价的蓄冷槽单独供冷经济效益好,节约电费只有 26%。并且联合供冷对设备的损耗和控制难度也高于蓄冷槽单独供冷,所以应该根据建筑实际情况制定合理的运行方案。

本文在针对相变蓄冷空调系统的研究中,由于受到条件的限制,许多研究和工作还需要进一步完善,以下是还需深入探讨的内容:

(1)考虑到蓄冷和释冷过程的可逆性,在对蓄冷柱的传热过程中,本文只对蓄冷柱的蓄冷过程进行了模拟,并没有研究蓄冷柱的释冷特性,日后可对蓄冷柱的释冷特性进行研究。

(2)本文在对蓄冷柱的传热过程进行模拟时,是在很多简化假设的基础上,并且忽略了载冷剂自然对流对蓄冷柱产生的影响,所以在以后的工作中还应该考虑载冷剂温度与蓄冷柱热交换时温度的变化对蓄冷过程产生的影响。

(3)本文只是对单个蓄冷柱的传热过程进行数值模拟,但是实际工程中蓄冷槽内并非只有一个蓄冷柱,所以还应该模拟蓄冷槽内蓄冷柱的放置以及进口流速等因素对蓄冷时间的影响。

(4)TRNSYS 软件只是一个仿真模拟软件,距离实际工程还是存在一定的差异,所以本文的研究只是具有参考意义,并不能代表实际工程,最好的做法是搭建一个小型实验台进行验证。

参考文献

- [1] 林来兴. 空间控制技术. 宇航出版社. 1992:25~42.
- [2] 黄晓勇. 以绿色发展引领能源行业变革[J]. 人民论坛, 2017(31):24-25.
- [3] 牛贞贞. 典型电力用户需求响应分析研究[D]. 郑州大学, 2015.
- [4] 吕岩. 常规工况空调有机相变蓄冷材料研究[D]. 天津大学, 2017.
- [5] 章学来, 李瑞阳. 蓄冷空调及其在我国的应用前景[J]. 能源技术, 1996(06):5-9.
- [6] Donald P Piorion. Chilled water storage system reduces energy cost. ASHRAE Journal, 1993,(4):30-33.
- [7] Donald P Fiorion. Energy conservation with chilled water storage. ASHRAE Journal, 1993,(5):22-32.
- [8] 方贵银, 邢琳, 杨帆. 蓄冷空调技术的现状及发展趋势[J]. 2006 (01).
- [9] 刘璇, 郝学军, 宋孝春. 基于 CFD 模拟蓄冷水罐分层效果的影响因素分析[J]. 区域供热, 2016(2):11-16.
- [10] 方贵银. 蓄能空调技术[M]. 北京机械工业出版社. 2006.
- [11] Dincer. On Thermal Energy Storage Systems and Applications in Buildings. Energy & Buildings. 2002, 34 (4):377-38.
- [12] 马勇. 现阶段冰蓄冷技术应用探讨[J]. 节能. 2006, 285 (4): 3-5.
- [13] 徐伟, 孙宗宇, 李骥, 等. 中国蓄冷空调工程应用调查分析研究(2011-2015)[J]. 暖通空调, 2016, 46(7):75-80.
- [14] 王义. 冰蓄冷空调系统预测控制策略研究[D]. 北京建筑大学, 2015.
- [15] 王勇, 赵庆珠. 冰蓄冷系统的优化控制分析[J]. 暖通空调, 1996, 03:3-6.
- [16] Zamarreno J M, Vega P. Neural Predictive Control: Application to a High Nonlinear System[A]. Proceedings of 13th IFAC World Conference[C]. San Francisco, 1996:19-24.
- [17] 王曦, 李德伟, 席裕庚. 预测控制的分层多速率快速算法[A]. 中国自动化学会控制理论专业委员会、中国系统工程学会. 第三十三届中国控制会议论文集 (E 卷) [C]. 中国自动化学会控制理论专业委员会、中国系统工程学会, 2014:6.
- [18] 骆维军, 李吉生, 赵庆珠. 蓄冰系统优化控制算法[J]. 暖通空调, 2002, 02:82-84.
- [19] 孙晓禹. 冰蓄冷装置和冷水机组联合运行的优化策略研究[D]. 北京建筑大学, 2015.
- [20] 刘璇. 蓄能水罐蓄冷过程温度分布 CFD 动态模拟与验证[D]. 北京建筑大学, 2016.
- [21] 方贵银. 空调水蓄冷过程试验研究[J]. 制冷学报, 2000, 06:29-34.
- [22] 王子焱, 黄凤苗, 郭盛祯. 新型 H 型水蓄冷布水器的设计与数值模拟研究[J]. 发电与空调 2013, 03:59-63.
- [23] 张鲁燕. 冰球式蓄冷系统相变换热过程的数值模拟优化[D]. 北京建筑大学, 2018.
- [24] 张奕, 胡洪, 翁雯, 等. 蓄冷冰球中相变传热过程的数值分析[J]. 江苏大学学报(自然科学版), 2009, 30(1):49-52.

- [25] 范颖.冰温蓄冷材料及其相变蓄冷特性的实验研究[D].上海海洋大学,2008.
- [26] 魏玲,臧润清,李景丽,等.混合蓄冷空调的试验研究[J].制冷与空调,2007,7(2):65-67.
- [27] 魏玲.冰-C7蓄冷空调经济技术分析及蓄冷材料混合比例研究[D].天津商业大学,2007.
- [28] 翟晓强,李悦.基于相变蓄冷的太阳能吸附式空调系统:中国,201010255495.4 [P].2010,11-24.
- [29] 章学来,徐蔚雯,刘田田,等.月桂酸-癸酸/十四醇-十二烷复合相变储能材料的制备与性能研究[J].制冷学报,2016,37(01),60-64.
- [30] 周孙希,章学来,刘升.十四烷-正辛酸有机复合相变材料的制备和性能[J].储能科学与技术,2018,7(04),692-697.
- [31] Roxas-Dimaano M, Watanabe T. The capric and lauric acid mixture with chemical additives as latent heat storage materials for cooling application[J]. Energy, 2002, 27(9): 869-888.
- [32] 罗智特,杜雁霞,代勇.相变材料蓄冷球蓄冷过程的数值模拟[J].制冷空调与电力机械,2004,4,33-36.
- [33] 李晓燕,毕玉.PCM蓄冷球蓄冷过程的动态研究[J].节能技术,2016,34(05),418-422.
- [34] Zivkovic B, Fujii I. An analysis of isothermal phase change of phase change material within rectangular and cylindrical containers[J]. Solar Energy, 2001,70(1): 51-61.
- [35] LIU M, SAMAN W, B R UNO F. Development of a novel refrigeration system for refrigerated trucks incorporating phase change material[J]. Applied Energy, 2012, 92(4): 336-342.
- [36] Copertaro B, Principi P, Fioretti R. Thermal performance analysis of PCM in refrigerated container envelopes in the Italian context-Numerical modeling and validation[J]. Applied Thermal Engineering, 2016,102: 873-881.
- [37] 夏全刚,刘宝林,宋晓燕.一种新型冷藏车箱体模型的设计与实验验证[J].制冷学报,2014,36(4): 108-112.
- [38] Lane G A. Solar heat storage: latent heat materials[M]. United States: CRC Press, Boca Raton, FL, 1983:17-19.
- [39] 李丽莎,闫全英.相变围护结构的研究及发展[J].材料导报,2010,24(z2): 304-306+312.
- [40] V. R. Voller. Enthalpy Method for Inverse Stefan Problems. Numerical Heat Transfer. 1992, 21(1):41-55.
- [41] V. R. Voller, J. B. Swenson, C. Paola. An Analytical Solution for a Stefan Problem with Variable Latent Heat. International Journal Heat Mass Trans.2004, 47(24): 5387-5390.
- [42] 柴梦.水蓄冷空调系统运行策略优化分析[D].北京建筑大学,2017.
- [43] L. K. Rawlings, P. E. Ice Storage System Optimization and Control Strategies[J]. ASHRAE Transactions, 1985(91):12-23.
- [44] 廖勇.基于负荷预测的冰蓄冷空调系统优化控制研究[D].广东工业大学,2008.
- [45] 费千,蒋福伟.冰蓄冷空调最佳运行策略探讨[J].机电设备,2002,19(4):11-14.

致 谢

春去秋来,时光冉冉,我在北京建筑大学的三年硕士生涯已接近尾声。回想这三年,有太多的美好值得回味,当然,也有一些辛酸随时间已然逝去。这三年里,我学习到了很多东西,也收获了很多东西。在此,我向所有帮助过我的人致以诚挚的谢意。

首先,我要感谢我的导师——郝学军老师。郝老师是一个让人尊敬的导师,这三年里,无论是在学习上还是生活上,郝老师都给予了我莫大的帮助。在课题研究上,郝老师广阔的研究视角、严谨的治学态度、精益求精的研究理念深深的映在我的脑海中,这会让我终生受益。在生活中,郝老师就像人生导师一样,教给了我许多为人处世的道理,这对于即将步入社会的我来说弥足珍贵。并且,郝老师对待我们就像自己的孩子一样,让我感到了深深的温暖。

其次我要感谢我的师兄弟们,感谢你们对我课题的帮助,让我能够顺利的完成课题研究。同时我要感谢我的室友,感谢三年来你们对我的陪伴,让我的生活因你们而丰富多彩。

感谢我的家人和朋友在背后对我默默的支持,你们的支持就是我前进的动力。

感谢培养了我3年的北京建筑大学,感谢环能学院所有老师对我的帮助,这3年将是我人生中最重要3年。

感谢在百忙之中审阅本论文的专家、教授,您辛苦啦!

在此,感谢我生命中出现的所有人,愿你们身体安康,学业有成,工作顺利。