

分类号 _____

UDC _____



学校代码 10575

学 号 03310071

广州大学

硕士学位论文

题目： 中央空调系统动态运行

节能优化策略研究



“制冷百家”

物性查询，论文查看，制冷、暖通最
好的微信公众号，关注送论文资料

学位申请人： 龚明启

导师姓名及职称： 冀兆良 副教授

学院(研究所)： 土木工程学院

专业名称、年级： 供热、供燃气、通风及空调工程2003级

论文提交日期： 二00六年五月

广州大学学位论文原创性声明

本人郑重声明：所呈交的学位论文，是本人在导师的指导下，独立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，本论文不含任何其他个人或集体已经发表或撰写过的作品成果。对本文的研究做出重要贡献的个人和集体，均已在文中以明确方式标明。本人完全意识到本声明的法律后果由本人承担。

学位论文作者签名：冀明启 日期：2006年6月2日

广州大学学位论文版权使用授权书

本人授权广州大学有权保留并向国家有关部门或机构送交论文的复印件和磁盘，允许论文被查阅和借阅。本人授权广州大学可以将学位论文的全部或部分内容编入有关数据库进行检索，可以采用影印、缩印或扫描等复制手段保存、汇编学位论文。（保密的学位论文在解密后适用本授权书）

学位论文作者签名：冀明启 日期：2006年6月2日

导师签名：冀兆良 日期：2006年6月2日

分类号 _____

学校代码: 10575

UDC _____

学 号: 03310071

广州大学学位论文

(答辩用论文)

中央空调系统动态运行节能优化策略研究

龚明启



“制冷百家”

物性查询, 论文查看, 制冷, 暖通最好的微信公众号, 关注送论文资料

学 科 专 业: 供热、供燃气、通风及空调工程

研 究 方 向: 空调与建筑节能

论文答辩日期: 2006年6月5日

指导教师 (签名): 蔡北良

答辩委员会主席 (签名): _____

答辩委员会委员 (签名): _____

蔡北良
蔡北良
蔡北良
蔡北良

获取更多资料 微信搜索 制冷领星球

Study of Energy Efficiency and Optimization on the Central Air-conditioning System

A Thesis

Submitted for the Master's Degree

By

Gong Mingqi

Supervisor

Associate Prof. Ji Zhaoliang

School of Civil Engineering

Guangzhou University

May 2006

获取更多资料 微信搜索 蓝领星球

摘 要

中央空调系统庞大且复杂,要想实现系统动态运行节能,必须对整个系统树立全局观念,将中央空调的各个组成部分看作一个完整的系统,而组成部分看作是系统的子系统去全面考虑整体节能比较恰当,并采用动态分析方法,进行系统优化控制,从而达到总体节能效果。切忌为了追求某一个指标而不顾及其余指标,否则给系统运行带来不利影响。

本文针对目前国内在“系统节能”方面研究成果较少的现状:

首先,对中央空调系统“量”调节节能技术原理及实现方法进行了详细的分析,并以此为基础,以中央空调系统节能运行为研究对象,以变频技术为手段,建立中央空调系统整体最优化运行数学模型,且给出了所有能耗部件(包括冷水机组、水泵和风机)的目标函数,并提出了中央空调优化运行模式与控制方案;

其次,利用遗传算法的全局搜索能力,通过编制基于改进遗传算法优化程序,获取了空调系统各性能参数随内外扰变化而变动、随负荷率变化而变动的规律及各个运行参数对系统综合能效比 EERs 的影响;

之后,针对空调系统负荷特点和室外气象条件,对中央空调系统变水温性能即“质”调节进行了优化分析;

最后,借助 Matlab 软件对中央空调系统进行了动态仿真,且通过某百货广场中央空调系统运行优化分析,将优化结果、仿真结果与工程实际运行结果进行了对比分析,并将采用几种不同控制手段优化结果对比分析,得出对改建、扩建和新建工程有参考价值的结论。

关键词: 中央空调 遗传算法 节能 仿真 优化控制

获取更多资料 微信搜索蓝领星球

Abstract

The central air-conditioning system is large and complex. In order to save energy transiently during the running time, the global idea that consider all parts of central air-condition as one system and every part as sub-system is necessary. Adopt the transient analyze and optimized control method will enhance the energy efficiency totally. It is very adverse for running the system that emphasize just one parameter and neglect others.

This thesis aim at actual state of lack of research findings on system energy conservation inland:

First, there is detailed analysis about the principle and method on quantitative control in central air-conditioning. Base on the analysis, mathematical model is determined by considering the energy saving operation as object and frequency conversion as method. Object function is provided for energy consumes parts (water chilling unit, pump and fan). Scheme and optimized operation mode are also represented;

Second, make use of the global searching ability of genetic algorithms and optimized program base on modified genetic algorithms, we get the law that all parameters change with the disturbance in and out and load factor. All operation parameters' influence to the EERs is also considered;

Third, according to refrigeration load and outdoors weather parameters, optimized analysis is done for water temperature variation control also called quality control;

At last, the transient simulation is done with Matlab software and used for optimized analysis on central air-condition of the general merchandise. The result of optimized, simulation and actual operation are compared. The results of different control method are also compared. The conclusion is useful for reconstruct, extension and new build project.

Keywords: Central air-conditioning system Genetic algorithm
Energy efficiency Emulation Optimal control

获取更多资料 微信搜索蓝领星球

目 录

“制冷百家” 微信公众号
 汇聚制冷界、暖通界百余名专家学者倾力打造的
 平台，物件查询、论文分享，定时推送最新技术

摘 要	I
Abstract	III
目 录	I
Contents	V
第一章 绪 论	1
1.1 研究课题的提出	1
1.2 国内外中央空调系统运行中的节能措施	3
1.2.1 末端变风量节能	3
1.2.2 合理确定空调房间运行参数	3
1.2.3 充分利用室外新风	5
1.2.4 采用大温差送风	5
1.2.5 用余热代替电加热器加热	6
1.2.6 减少系统运行的漏风量	6
1.2.7 提高空调系统自控水平	6
1.2.8 利用空调设备进行节能	7
1.3 国内外控制方法综述	7
1.4 目前中央空调系统运行中存在的主要问题	8
1.4.1 负荷、系统分区等问题引发冷热不均	8
1.4.2 空调冷冻水系统水力不平衡	8
1.4.3 水系统旁通问题	9
1.4.4 冷水机组装机容量偏大	10
1.4.5 管理水平低和自控程度差	10
1.5 本文主要研究内容	11
1.6 本章小结	12
第二章 中央空调系统变流量节能原理及实现方法	13
2.1 中央空调系统模型	13
2.2 变流量节能控制思路	15
2.3 变流量节能原理	15
2.3.1 制冷压缩机节能原理	15
2.3.2 冷冻水系统变流量节能原理	16
2.3.3 冷却水系统变流量节能原理	19
2.3.4 冷却塔的节能原理	25
2.3.5 空调机组的节能原理	26
2.3.6 风机盘管的节能原理	28

2.3.7 中央空调系统变流量节能原理	30
2.4 中央空调系统变流量节能实现方法	31
2.4.1 控制原理及系统的构成	31
2.4.2 中央空调系统动态运行节能控制方法	31
2.5 本章小结	32
第三章 中央空调系统优化运行模型与控制方案	33
3.1 中央空调系统优化运行的数学描述	33
3.2 中央空调系统优化运行的数学模型	33
3.3 中央空调系统数学模型的具体实现	34
3.3.1 冷水机组能耗数学模型	35
3.3.2 冷却水循环泵能耗数学模型	37
3.3.3 冷冻水循环泵能耗数学模型	38
3.3.4 冷却塔能耗数学模型	39
3.3.5 空调系统能耗数学模型	40
3.3.6 末端风机盘管能耗数学模型	43
3.4 约束	43
3.4.1 机组的爬坡速率约束	43
3.4.2 机组启停次数约束	43
3.4.3 设备能力约束	44
3.4.4 其它约束	44
3.5 系统优化控制方案	45
3.5.1 方案的提出	45
3.5.2 技术方案框图	45
3.6 本章小结	46
第四章 基于改进遗传算法的中央空调系统性能优化	47
4.1 遗传算法简介	47
4.2 遗传算法原理与实现	48
4.3 遗传算法的具体操作过程	50
4.4 空调系统优化输入/输出量的确定	50
4.5 基于改进遗传算法设计分析	51
4.5.1 编码	51
4.5.2 适应度函数	52
4.5.3 遗传算子	53
4.5.4 算法参数	53
4.5.5 算法的终止条件	53
4.6 系统优化的目标函数	54

4.7	基于遗传算法流程设计	- 54 -
4.8	优化结果分析	- 55 -
4.8.1	冷水机组性能分析	- 55 -
4.8.2	冷却水流量优化分析	- 57 -
4.8.3	冷冻水流量优化分析	- 57 -
4.8.4	冷却水温度优化分析	- 58 -
4.8.5	冷冻水温度优化分析	- 61 -
4.8.6	验证	- 63 -
4.9	实例验证	- 64 -
4.10	本章小结	- 65 -
第五章	中央空调系统变水温性能优化	- 67 -
5.1	冷水机组变水温性能优化	- 68 -
5.2	风机盘管变水温性能优化	- 68 -
5.3	新风机组变水温性能优化	- 70 -
5.3.1	空调负荷率与室外空气干球温度的关系	- 70 -
5.3.2	表面式换热器校核计算	- 71 -
5.4	本章小结	- 72 -
第六章	中央空调系统运行能耗仿真	- 75 -
6.1	Simulink 仿真简介	- 75 -
6.2	Simulink 仿真的应用	- 75 -
6.3	中央空调系统仿真模型的建议	- 77 -
6.3.1	空调房间仿真模块	- 77 -
6.3.2	空调系统控制模块	- 78 -
6.3.3	冷水机组仿真模块	- 78 -
6.4	冷却水系统仿真模块	- 79 -
6.5	冷冻水系统仿真模块	- 81 -
6.6	末端风机盘管仿真模块	- 83 -
6.7	中央空调系统仿真总模型	- 83 -
6.8	工程实例分析	- 84 -
6.8.1	工程简介	- 84 -
6.8.2	仿真结果分析	- 84 -
6.8.3	和常规空调运行方式的对比	- 85 -
6.9	本章小结	- 85 -
第七章	某百货广场中央空调系统运行优化	- 87 -
7.1	工程概况	- 87 -
7.2	测试结果及节能性分析	- 87 -

7.2.1 测试结果	87
7.2.2 空调系统能耗分析	88
7.2.3 水系统节能性分析	89
7.3 方案对比分析	90
7.3.1 情况 1: 设定 T_{c2}	90
7.3.2 情况 2: 设定 $H_{e, i}$	91
7.3.3 情况 3: 设定 $T_{c, i}$ 和 $G_{c, i}$	92
7.3.4 全年不同情况下用电总量对比	92
7.4 本章小结	93
第八章 结论	95
8.1 结论	95
8.2 尚得进一步研究的问题	96
参考文献	97
致 谢	101
攻读硕士学位期间公开发表的论文	103
附 录 遗传算法对空调系统优化的部分程序	105

获取更多资料 微信搜索 蓝领星球

Contents

Abstract in Chinese	I
Abstract in English	III
Contents in Chinese	I
Contents in English	V
Chapter 1 Introduction	1
1.1 Proposes of the research topic.....	1
1.2 Central air-conditioning dynamic energy efficiency scheme.....	3
1.2.1 Energy efficiency of the VAV system	3
1.2.2 Rational choice of operating parameters of the air conditioner room.....	3
1.2.3 Rational choice of outdoor fresh air.....	5
1.2.4 Utilization of air supplying by large temperature difference.....	5
1.2.5 Electric heater is replaced by using of redundant heat.....	6
1.2.6 Reduce the airleakage in the runing time.....	6
1.2.7 Improve automatic control level of the air-conditioning system	6
1.2.8 Saving energy by utilization of the air conditioning equipment.....	7
1.3 Summary of the control methods home and abroad	7
1.4 The main problem with the operation of current air conditioning systems	8
1.4.1 Temperature difference in different parts of building caused by loading	8
1.4.2 Hydraulic unblanace in these air conditioner units.....	8
1.4.3 Problem of the water system by-pass.....	9
1.4.4 The cold water chiller is large for install capacity	10
1.4.5 Management level is low and automatic control is bad	10
1.5 Main contents of the thesis.....	11
1.6 Summary.....	12
Chapter 2 Principles and control process of the air-conditioning variable flow ..	13
2.1 Models of the central air-conditioning system.....	13
2.2 Control process of variable flow system.....	15
2.3 Energy efficiency principle of variable flow system	15
2.3.1 Energy efficiency principle of Refrigeration compressor	15
2.3.2 Principle of the cold water system variable flow	16
2.3.3 Principle of the cooling water system variable flow.....	19
2.3.4 Energy efficiency principle of cooling tower.....	25
2.3.5 Energy efficiency principle of air-conditioning unit.....	26
2.3.6 Energy efficiency principle of fan coil.....	28

2.3.7 Principle of the central air-conditioning variable flow	- 30 -
2.4 Implementation methods of the central air-conditioning variable flow	- 31 -
2.4.1 The composition of the control principle and system	- 31 -
2.4.2 Operating energy efficiency and control method of the central air-conditioning system.....	- 31 -
2.5 Summary	- 32 -
Chapter 3 Optimization models and control scheme of the air-conditioning ...	33 -
3.1 Mathematical description of optimizing central air-conditioning system.....	- 33 -
3.2 Mathematical model of optimizing central air-conditioning system	- 33 -
3.3 Realizing of mathematical model of the central air-conditioning system.....	- 34 -
3.3.1 Energy consumption mathematical model of the cold water chiller.....	- 35 -
3.3.2 Energy consumption mathematical model of the cooling water pump.....	- 37 -
3.3.3 Energy consumption mathematical model of the cold water pump.....	- 38 -
3.3.4 Energy consumption mathematical model of the cooling tower.....	- 39 -
3.3.5 Energy consumption mathematical model of the air-conditioning.....	- 40 -
3.3.6 Energy consumption mathematical model of the fan coil.....	- 43 -
3.4 Restraint	- 43 -
3.4.1 Restraint with the climbing speed.....	- 43 -
3.4.2 Restraint with opens and stops times	- 43 -
3.4.3 Restraint with Apparatus ability.....	- 44 -
3.4.4 Others restraints	- 44 -
3.5 System optimization controls the scheme	- 45 -
3.5.1 Proposition of the scheme	- 45 -
3.5.2 Block figure of the technological scheme.....	- 45 -
3.6 Summary	- 46 -
Chapter 4 Optimize air-conditioning performance on the basis of improving GA	47 -
4.1 Introduction to Genetic Algorithm.....	- 47 -
4.2 GA principle and realizing	- 48 -
4.3 Concrete procedure of the GA	- 50 -
4.4 Input/output optimization parameter for air-conditioning system	- 50 -
4.5 Design and analyze on the basis of improving GA.....	- 51 -
4.5.1 Code	- 51 -
4.5.2 Fitness	- 52 -
4.5.3 Genetic operators	- 53 -
4.5.4 Algorithm parameter	- 53 -
4.5.5 End condition of the algorithm	- 53 -

4.6	Goal function of system optimization	54
4.7	Procedure designing on the basis of GA	54
4.8	Optimization analysis for results	55
4.8.1	Analysis for cold water chiller performance	55
4.8.2	Optimization analysis for the cooling water volume	57
4.8.3	Optimization analysis for the cold water volume	57
4.8.4	Optimization analysis for the cooling water temperature	58
4.8.5	Optimization analysis for the cold water temperature	61
4.8.6	Validate	63
4.9	Instance validate	64
4.10	Summary	65
Chapter 5 Optimization for changing water temperature of the air-conditioning ..		67
5.1	Optimization for changing water temperature of the cold water chiller	68
5.2	Optimization for changing water temperature of the fan coil	68
5.3	Optimization for changing water temperature of the fresh air unit	70
5.3.1	Relationships between air conditioner load rate and outdoor air dry bulb temperature	70
5.3.2	Checking and calculation of the surface heat exchanger	71
5.4	Summary	72
Chapter 6 Artificial of operates energy consumption of the air-conditioning ..		75
6.1	Simulink introduction	75
6.2	Simulink application	75
6.3	Setting-up of the artificial model of the central air-conditioning system	77
6.3.1	Artificial module of the air-conditioning room	77
6.3.2	Artificial module of the air-conditioning system	78
6.3.3	Artificial module of the cold water chiller	78
6.4	Artificial module of the cooling water system	79
6.5	Artificial module of the cold water system	81
6.6	Artificial module of the fan coil	83
6.7	Artificial total model of the central air-conditioning system	83
6.8	Analysis for project instance	84
6.8.1	Introduction to the Project	84
6.8.2	Analysis for artificial result	84
6.8.3	Comparison with the normal constant air-conditioning	85
6.9	Summary	85
Chapter 7 Optimization of air-conditioning system of general merchandise square ..		87

7.1	Project introduction.....	- 87 -
7.2	Test results and analysis for energy efficiency analysis.....	- 87 -
7.2.1	Test results.....	- 87 -
7.2.2	Energy consumption analysis for the air-conditioning system	- 88 -
7.2.3	Energy efficiency analysis for the water system.....	- 89 -
7.3	Analysis by comparison with different schemes	- 90 -
7.3.1	Case 1: Settlement T_{e2}	- 90 -
7.3.2	Case 2: Settlement $H_{e,i}$	- 91 -
7.3.3	Case 3: Settlement $T_{e,i}$ and $G_{e,i}$	- 92 -
7.3.4	Comparison with the total power in different situations throughout the year .	- 92 -
7.4	Summary	- 93 -
Chapter 8	Conclusion	- 95 -
8.1	Conclusion	- 95 -
8.2	Problem needing further studying.....	- 96 -
	References	- 97 -
	Acknowledgement	- 101 -
	The papers published in course of reading for graduate student	- 103 -
	Appendix Optimization program of the air-conditioning system by GA	- 105 -

获取更多资料 微信搜索 蓝领星球

第一章 绪论

“制冷百家” 微信公众号

汇聚制冷界、暖通界百余名专家学者倾力打造的平台，物性查询、论文分享，定时推送最新技术

二十一世纪我国将全面建设小康社会，城市化进程不断加快，大量的现代化办公楼、商场、宾馆等建筑相继建成，这些建筑物中都设有中央空调系统，加之居住建筑也越来越多地使用中央空调，使中央空调系统在创造人们工作、生活所需要的建筑环境中应用更加广泛。而大量的中央空调系统是靠消耗能量来实现创造舒适健康室内空气环境的，据统计，空调系统耗能占建筑总能耗的 50%~70%，特别是夏季用电高峰期空调用能占城市用电总负荷的 1/3，且这一比例还在不断增加，同时由于电能生产的各个环节中不可避免地给生态环境造成了巨大的破坏，中国科学院近日发布《2006 中国可持续发展战略报告》，报告指出，建设节约型社会是我国社会经济可持续发展的核心任务，并提出了我国建设节约型社会的中长期目标。国家十一五规划纲要提到我国要建设资源节约型和环境友好型社会，到 2010 年，GDP 单位能耗要降低 20%。节能问题已为世界各国所重视，因此，空调系统的节能不仅对一个建筑物节能，而且对整个国家节能工作有着较大的影响。为提高建筑物的经济效益，降低建筑物的能源消耗，一方面应该在建筑物空调系统的设计中注重采用节能方法，制定合理的运行管理措施、能效标准等，另一方面，利用现代控制技术，提高空调系统随建筑物负荷变化改变工况的实时性、可调性，从而达到节能的目的。

冷水机组的耗电量在空调系统中占有很大份额，并得到了较多的重视，而空调系统中其它设备的耗电量，如水泵、冷却塔风机、末端风机盘管等设备需要给予同等重视^[1]。对中央空调系统进行研究，仅采用传统的分解方法对各组成要素进行研究并不充分，更需要采取系统科学方法，将中央空调系统各组成部分作为一个整体，着重从整体与部件，整体与外部环境之间的相互联系、相互制约的关系中综合地、动态地考察和研究。这样才有可能达到中央空调系统总体的瞬时的节能。国内在“系统节能”方面研究成果较少，系统节能还是一个较新的课题。空调自动控制技术由二十世纪六十年代传统的双位 ON/OFF 控制发展至今，经历了 PID 控制、自适应控制、最优控制、解耦控制、模糊控制及神经网络控制等控制方法^[2]，现有建筑物在局部实现中央空调系统的计算机控制较普遍，特别是在冷热源及水系统的控制上有较多的研究^[3-5]。以 PID 算法为核心的各种直接数字式控制（Direct Digital Control, DDC）系统是目前暖通空调工程和设备较普遍使用的方法^[6]。但 PID 算法在系统模型参数出现较大外扰时，效果不理想，而且通用性不佳。

1.1 研究课题的提出

能源是国家的重要战略资源，是经济和社会发展的重要物质基础。“油荒”、“煤荒”、“电荒”，能源供应紧张对经济社会及人们的生活影响越来越大。我国能源总储量居世界第三位，煤炭资源居世界第二，石油资源居世界第十一，天然气资源居世界第十四，但人均能源资源占有量约为世界平均值的 1/2，且不及同期发达国家的 20%。我国现已成

为世界第二大能源生产国和第二大能源消费国，能源消费量约占世界能源消费总量的11%，能源利用效率为33%，比发达国家低10个百分点；单位产值能耗是世界平均水平的2倍多，单位GDP能源消耗是日本的11.5倍，法国和德国的7.7倍，美国的4倍以上，这表明中国在节能降耗上任重道远^[1]。

2004年我国一次能源生产量为18.46亿吨标准煤，但全年能源消费总量高达19.7亿吨标准煤。我国经济发展到本世纪中叶将达到中等国家发展水平，届时人均用能将达到3吨标准煤以上，全国用能将达到50亿吨，能源生产与供应将成为经济社会可持续发展的关键。

城市化的发展推动着建筑行业的兴旺，建筑能耗逐年上升，工业发达国家建筑能耗，即居民和商业能耗之和已占总能耗的30%~40%^[2]。中国属发展中国家，而建筑能耗却相当之高，约为28%。

“十一五”期间^[3]，建筑节能要实现节约1.01亿吨标准煤，也就是减排4亿多吨CO₂气体。节能建筑的总面积累计要超过21.6亿m²，其中新建16亿m²，改造5.6亿m²。由于近年来住宅建筑迅速增多，年增长率高达15%。公共建筑的能耗中大约50%~60%消耗于空调制冷与采暖系统。随着人民生活水平的提高，建筑能耗，特别是采暖空调能耗，还在继续增长。

按照国际通行标准，居住建筑各部分能耗所占的比例如表1-1所示^[4]；采暖空调能耗的比例达65%，这是一个不协调的比例结构，它将产生不良的连锁反应，所以降低采暖空调能耗对建筑节能工作起着决定性意义。

表 1-1 建筑能耗中各部分所占的比例

Table 1-1 The Proportion of different parts consumed in building energy				
建筑能耗的构成	采暖空调	热水供应	电气照明	炊事等
各部分所占的比例(%)	65	15	14	6

2005年4月26日，国家建设部在北京召开《公共建筑节能设计标准》^[5]发布宣传贯彻会，批准发布的我国第一部公共建筑节能设计的综合性国家标准将于7月1日起正式实施。此次发布的《公共建筑节能设计标准》，适用于新建、扩建和改建的公共建筑的节能设计。《公共建筑节能设计标准》的节能目标和途径是：通过改善建筑围护结构保温、隔热性能；提高供暖、通风、照明和空调设备、系统的能效比，采取增进照明设备效率等措施，在保证相同的室内热环境舒适参数条件下，与上世纪80年代初设计建成的公共建筑相比，全年供暖、通风、空调和照明的总能耗可减少50%。2006年3月5日，温家宝总理在《政府工作报告》中提到，“要大力推进以节能降耗为重点的设备更新和技术改造”。可见国家已经开始对中央空调系统能耗给予了足够的重视。

空调设计中常采用最不利工况设计，可是空调系统在实际运行中，90%的时间内建筑物是处于部分负荷工况下的，空气处理设备的能力有很大的富裕，因而，运行调节也具有很大的灵活性。如果能找出中央空调系统的最优运行工况，并通过控制系统实现能量匹配的自动调节，将大幅度地降低中央空调系统的运行能耗。

由于中央空调系统是一个复杂的系统工程,要实现中央空调系统的最佳运行节能,从局部去解决问题是不可能办到的,必须针对空调系统的各个环节(包括冷水机组、冷冻水系统、冷却水系统等)统一考虑,全面控制,使整个系统协调运行,才能实现最佳综合节能。本研究课题是通过建立中央空调系统模型,然后根据模型基于遗传算法优化空调系统所要求的最佳运行参数,确保空调系统始终处于优化的最佳工作点上,然后利用 Simulink 软件进行仿真,最后将优化结果、仿真结果、实际工程测试结果进行对比分析,探讨研究有效解决中央空调系统在低负荷状态下运行时的节能技术措施。

1.2 国内外中央空调系统运行中的节能措施

空调系统在运行中需要消耗大量的能量。如一些发达国家用于空调(包括供暖)所消耗的能量约占总消耗能量的 1/3,有的甚至达到总消耗能量的 45%。在科威特,空调耗电量占了年高峰用电量的 70%。在世界范围内,自 1945 年以来,空调所消耗的能量每年平均以 4%~5% 的速度增长。我国的一些安装空调设备的生产单位所消耗的能量也是相当可观的。有的单位用于空调冷冻的用电量占全厂用电量的三分之一,甚至更高。因此,在全球性能源危机的今天,如何有效地利用能源和降低能量的消耗是我们所面临的重要任务。而在中央空调系统运行节能的应用研究上基本采用以下几种措施。

1.2.1 末端变风量节能

变风量空调系统是一种通过变风量末端装置实时调整送入房间风量以适应房间负荷变化的全空气系统。由于各房间送风量是根据负荷变化的,系统总风量必然也是一个不断变化的量,且多数时间小于系统的设计风量,相对于定风量系统来说,风量输配所需的能耗显然可以大大降低。根据房间实测温度与设定温度的偏差来调节变风量末端风阀改变送入房间的风量,从而实现对各房间负荷变化的适应。

通过变风量控制系统的灵活调节,变风量系统在风机耗能上将比定风量系统至少节省三分之一以上的能耗。变风量技术在空调系统的节能上是一种非常有效的系统形式。但是,变风量系统最后能否如设计所愿地运行,则完全是由控制系统的硬件质量及软件(控制算法)质量决定的。即便采用简单的定静压控制,只要能稳定地运行,其对系统能耗的节省也是很可观的。综合目前国内一些变风量系统的情况来看,主要问题还是体现在变风量系统的控制运行上。只要保证控制系统简单、可靠、稳定地运行,变风量技术的广泛使用必将对我国建筑节能的推广产生深远的影响。

1.2.2 合理确定空调房间运行参数

室温是舒适性空调的主要控制参数,当空调室外计算参数相同时,夏季空调室内空气

计算温、湿度越低，房间的计算冷负荷就越大，系统耗能也越大。

对于工艺性空调，一般空调房间的空气温、湿度要求值都允许有一个波动范围，室内温度的控制精度范围每相差 1℃，能耗就相差 5%~10%^[1]。

对于民用建筑和舒适性空调，由于每个人对舒适感的要求标准不尽相同，因此民用空调的舒适性范围较宽，室内温度改变对室内热舒适度的影响非常大，而相对湿度的变化对室内热舒适度的影响很小。室内相对湿度保持 55% 不变时，随室内空气温度的变化，节能率呈线性规律改变，室内设计温度每提高 1℃，空调系统将减少能耗约 6.25%；当室内设计温度保持在 26℃，相对湿度大于 50% 时，节能率随相对湿度呈线性规律变化。由于夏季室内设计相对湿度一般不会低于 50%，所以，以 50% 为基准，相对湿度每增加 5%，节能 10%^[2]。

改变空调系统运行中的机器露点，即改变空调房间内的相对湿度，同样可以达到节能的目的。例如，在维持室内相对湿度不变的情况下，夏季如果将空调系统的机器露点由 $t_{1}=10^{\circ}\text{C}$ 提高到 $t_{1}'=12^{\circ}\text{C}$ 时，可节省冷量 17%。另外，室内外温差越大，人体越难适应，容易导致身体不适或引起感冒等病症。实践证明，夏季室内外温差一般控制在 5~10℃ 比较好，在夏季确定空调房间的室内温度控制值时，要结合室外气温情况和这个控制温差一起考虑。

现行设计规范规定的舒适性空调室内计算参数，见表 1-2：

表 1-2 舒适性空调室内计算参数^[3]

Table 1-2 The interior calculation parameters of a comfortable air conditioner's room

参数	冬季	夏季
温度 (℃)	18~24	22~28
风速 (m/s)	≤ 0.2	≤ 0.3
相对湿度 (%)	30~60	40~65

从上述规定来看，不论夏季还是冬季，室温都有 5℃ 的选择余地，在满足要求的前提下，室温设定值在夏季尽量选择高一些，冬季尽量选择低一些。相对夏季选得低，冬季选的高来说，可以减少围护结构的传热负荷和新风负荷，对空调节能有较明显的效果。

适当降低室内温湿度标准能产生可观的节能效果，国内外均有大量实例证明，并已经取得共识。表 1-3 是日本某舒适性空调房间在相对湿度不变，仅室内温度改变时的节能效果。

表 1-3 室内设定参数改变时的节能效果 MJ/(m².a)

Table 1-3 Saving energy result when the designed parameter in room changes

季节	夏季			冬季		
室内温度 (℃)	24	26	28	22	20	18
新风负荷	82.9	61.1	44.0	117.2	78.3	48.6
其他负荷	92.9	82.9	67.4	23.9	18.4	14.2
合计	175.8	144.0	111.4	141.1	96.7	62.8
节约率	0	19.1%	36.6%	0	31.5%	65.5%

从表中可以看出,夏季室温从 24℃ 提高到 28℃,冷负荷可以减少 36.6%;冬季室温从 22℃ 降到 18℃,热负荷可以减少 55.5%。美国国家标准局认为把夏季设定温度从 24℃ 改为 26.7℃,约可节约能量 15%,冬季设定温度从 24.4~26.7℃,改为 21~22.2℃,约可节能 18%^[14]。自 2005 年我国提出建设节约型社会后,全国呼吁夏季空调室内温度设定值不低于 26℃。

1.2.3 充分利用室外新风

充分利用室外新风是空调系统在运行过程中最有效的节能措施之一。

(1) 冬、夏季节空调系统在运行中应采取最小新风的运行方式。

空调系统在运行中所采用的最小新风量是根据空调房间内的卫生条件来决定。例如,文献^[15]规定,对于民用建筑,在室内无吸烟的情况下,如影剧院、博物馆、体育馆、商店所采用的最小新风量为 8m³/(h·人)。但是,在空调房间内,由于工艺进行的情况不同,室内的排风量可能也是变化的,工作人员的减少,室内正压的最低维持都可以使系统在运行中降低新风量。因此,在空调系统的运行中,冬、夏季节根据空调房间内的情况,在条件允许时,尽可能减少新风的使用量,即可达到节能降耗的目的。

(2) 冬季和过渡季节,对于大面积空调且内区发热量较大的系统,可采用全部新风作为冷源投入运行,以减少人工冷源的运行时间,达到节省能量的目的。

在空调运行时间内保证卫生条件的基础上,只有在夏季室外空气焓值大于室内送风焓值和冬季室外空气焓值小于室内送风焓值时,减小新风量的使用,对节能才有意义。如果在供冷期间出现室外空气焓值小于室内空气焓值时,可以将室外新风作为冷源,全部采用新风运行,这样可以缩短制冷机的运行时间,减少系统的耗能,同时又有利于改善室内环境的空气质量。

1.2.4 采用大温差送风

在风机运行中,降低风机电能消耗的途径为:减少风机送风量,增加变频调速装置,降低风管路系统阻力和提高风机的运行效率。

在满足空调房间内卫生要求(新风量)和工艺条件要求(如工作区内气流速度、温度分布、洁净度等)前提下,加大送风温差,便可减少系统的送风量,从而达到节约运行电能的目的。例如^[16],一个空调系统的送风量为 40000m³/h,所用电动机功率为 40kW,加大送风温差后,送风量降到 32000m³/h,送风量降低了 20%,那么在运行中,风机所消耗的功率也将降低 20%为 32kW。

1.2.5 用余热代替电加热器加热

电加热器在空调的运行中耗电量是比较大的。如 $2000\text{m}^3/\text{h}$ 的空调系统,使用电加热器的空气温升为 3°C ,则其耗电量为 1.67kWh ,如果按两班制运行,则日耗电量为 26.79kWh 。目前我国电力供应比较紧张,节电运行是一项十分重要的任务。所以对必须用再热的系统,用余热(废热或回收热利用)代替电加热。

空调系统中的二次(精)加热器,其任务是调节房间的温度,多用于调节精度为 $\pm 1^\circ\text{C}$ 的空调房间的系统,但 $\geq \pm 1^\circ\text{C}$ 的调节精度的房间也有使用电加热的。对于全年供热便利的地方,空调精度 $\geq \pm 0.5^\circ\text{C}$ 的空调房间的温控可以采用热水加热器来代替电加热器,以达到节电的目的。

在空调房间内热负荷干扰小且相对稳定的空调系统,采用热水加热器作为三次加热器调节室内温度是十分有利的,因为在控制系统比较完善时,热水的热量可以做到比较稳定,故调节性能好,对空气加热的波动比较小。一般可以满足空调精度 $\leq 0.5^\circ\text{C}$ 以上的空调房间的温度控制。

1.2.6 减少系统运行的漏风量

在空调系统的运行中,漏风所造成的能量损失是相当惊人的。如果按照文献^[12]第 4.7.2 条规定,漏风量按 10% 计算,那么运行中将会多消耗 10% 的能量。同时,如果空调系统中的热、湿处理设备在负压区,且在热、湿处理设备之后产生漏风时,还难以保证系统的送风设计参数。因此,对空调系统运行中的过大漏风量一定要采取措施,以减少空调系统的运行能耗,降低运行费用。

如某单位空调系统处理空气量为 $8190\text{m}^3/\text{h}$,但在长期运行中造成系统的漏风量达 $2843.5\text{m}^3/\text{h}$,占系统处理风量的 34.7%,因而使系统在运行中多耗费冷量 59.52kWh ,全天 24 小时运行,全年按 120 天月冷计,共多耗冷量 171417.6kWh 。

1.2.7 提高空调系统自控水平

目前在空调系统的运行中,大多数已采用分区多工况调节方式来达到经济运行^[10],因此实现空调系统的运行管理自动化是很重要的。

空调系统运行调节和管理的自动化不仅可以保证房间内温、湿度精度要求,节省人力,而且也是防止空调系统中过多能量损失、节约能耗、降低运行费用的重要途径。

如采用本文阐述的基于 PC 控制的分布式中央空调变流量节能控制系统,便可以实现集中管理和优化控制,包括分区多工况的调节和自动转换、冷、热源的能源控制、运行中的焓值控制、新风量控制、设备的启、停时间和运行方式控制、温、湿度设定值控制、送风温度控制、自动显示、记录等。可通过预测室内、外空气状态参数以维持室内环境为约

束条件,把最小耗能量作为评价函数,来判断和确定所提供的冷、热量、冷、热源和空调器、风机、水泵的运行台数、工作顺序和运行时间及空调各环节的运行方式来达到节能运行效果。

1.2.8 利用空调设备进行节能

(1) 水泵变频调速节能技术^[17]。该技术采用 DDC 控制器检测受控制量值进行 PID 调节,实际上是通过改变供电频率来改变水泵转速,从而改变受控量流量和压力,达到降低水泵消耗功率而节能的目的。这种方法简便、实用,节能效果明显,大概可节约水泵耗能 20%~50%,随着国内变频器等产品的不断降价,具有市场推广前景。但水泵、风机等产品属系统辅机部分,占整个系统能耗约为 25%~35%,且其节能控制方法有一定局限性,一旦选定了比例系统 KP、积分时间常数 TI 和微分时间常数 TD 之后,控制方式就已经确定,不能随控制量值的瞬时变化而跟踪调节,所以单独考虑难以实现最佳的节能效果。

(2) 制冷机的耗电量在空调系统总耗电量中占的比例最大,降低制冷机的能耗是整个空调系统节能运行的关键。当冷凝温度不变,蒸发温度越低,制冷机的制冷量越小,所耗费的能量也就越多,效率也越低,制冷机的冷冻水出水温度的高低取决于制冷系统内的蒸发温度,冷冻水的出水温度越低,也就是空调系统要求的供冷冻水温度越低,则制冷系统所耗费的能量也越多(据有关资料,制冷机蒸发温度每提高 1℃,可节省电耗 2%~3%),因此在允许条件下,适当提高空调供冷冻水温度也是节能的一条不容忽视的途径。

1.3 国内外控制方法综述

由于实际工程中的空调系统能耗较大,研究者设法将最优控制理论引入空调控制中,最大程度地降低系统的运行成本以使其能耗最小。Kaya 等首先研究了暖通空调系统的最小能耗控制方法^[20]; Braun 等先后实现空调冷冻水系统和冷水机组的最优控制^[21-22]。

由于空调系统的高度非线性以及温湿度之间的强耦合关系,针对变风量空调系统中各子系统之间的强耦合特征,用相对增益分析法,研究了变风量空调系统的解耦控制问题^[23]。

最引人注目的是模糊控制在空调自控系统中的应用。日本的松下、三菱等人公司应用模糊控制技术先后在家用空调器和中央空调领域取得成功。文献^[24]对利用模糊控制器和自学习模糊控制器对空调机组的控制进行深入研究,并得出效果较好的仿真结果。Albert 等人针对空调机组的多输入多输出特性,并用模糊控制器和 PID 控制器对空调机组的动态特性和能耗进行分析,结果表明^[25],基于专家经验规则的模糊控制比 PID 控制得到更好的控制效果和较低的能耗。

模糊控制在国内空调系统方面做的研究很多,主要是用于风机盘管的模糊温控器。江志斌等采用模糊控制进行了风机盘管空调器的研究开发^[26],结果表明,模糊控制品质优良,且简单易行。1993 年,张吉礼等首先以舒适性空调系统为研究对象,仿真研究了空调系

统模糊控制过程^[27]，研究表明，模糊控制具有较好的控制精度；当空调负荷变化时，模糊控制响应快，跟踪控制能力好。2000年，张吉礼系统地研究了适于暖通空调系统实时控制特点的模糊控制方法，提出了解决暖通空调系统大滞后的神经网络预测方法^[28]。陈志甫等相继提出模糊控制器、参数自调整模糊控制器在中央空调控制系统中的应用方法^[29]。

暖通空调系统是典型的多变量、大滞后、分布参数、变量关联耦合的非线性时变过程，由于很难建立其精确数学模型，因此，经典控制和现代控制方法在应用中常存在控制效果不理想，辅以人工调节，系统能耗较大等问题。而模糊控制在国内外的研究表明，无论是设备的控制、负荷预测、空调水系统的监控，基于专家知识和操作者经验的模糊控制的确是空调控制问题的有效途径之一。

1.4 目前中央空调系统运行中存在的主要问题

目前我国缺乏对各类建筑空调节能设计及节能运行标准的规定，只是在国家计委和国家旅游局统计资源[1989]1104号文件中提出，对一级、二级、三级、四级民用建筑年用电量分别为120，115，100，80kWh/(m²·a)。随着市场竞争日趋激烈，各类建筑在调整经营策略、提高经营效益的同时，正努力从各个方面减少日常运营费用，从而从整体上提高经济效益。在这种情况下，采取节能措施减少空调系统能耗已成为一项重要任务。经过2003年对郑州将近100幢典型建筑的调查和2004~2005年对广东十几家建筑的现场调研，归纳出目前中央空调系统运行中存在的问题主要有以下几个。

1.4.1 负荷、系统分区等问题引发冷热不均

外墙多采用玻璃幕墙结构或者窗墙比较大，有多个朝向，而且进深较大。设计时没有考虑内外分区或分区不合理、设计负荷不正确等因素，使空调系统在运行中存在冬季内区偏热、外区正常甚至偏冷等冷热不均的现象。内区由于人员、灯光和设备负荷相对稳定，且不受室外气象条件的影响，因而全年基本呈现冷负荷，需长年供冷；外区则受室外气象条件的影响较大，负荷随季节变化而出现冷、热负荷交替变化，夏季需供冷，冬季需供热。为满足内、外区对系统的不同要求，设计时应分别对内、外区分别设计，并正确计算负荷和选择设备，以避免建筑物内部的冷热不均，并利于节能运行。考虑到效果、运行费用及初投资，目前最多采用的分区空调方式是内区采用变风量系统，外区采用风机盘管加新风系统。

1.4.2 空调冷冻水系统水力不平衡

目前，许多建筑空调系统由于种种原因，在验收时并没有进行调试，特别是空调水系统，例如广东某大学城。而只是将阀门全打开，并检查其是否能正常工作，而没有根据流量和系统阻力进行调试。而且由于考虑到初投资，很多空调机组的水管上并没有安装电动

调节阀实现自控，即使安装了电动调节阀但由于其不能正常工作也无法实现自控。这样，可能导致各空调机组水力不平衡。

在有水量不平衡问题的系统中，可能某些水量特别小的用户温湿度得不到保证，影响这些房间的舒适度。为了满足这些流量偏小用户的温湿度要求，最简便的方法就是要增加冷冻水量，降低冷冻水的供水温度，使得冷机的制冷效率下降，其它用户的冷量过剩，影响整个空调系统的节能效果。

1.4.3 水系统旁通问题

在各个空调系统中，冷冻水和冷却水经过不运行冷机旁通的问题很普遍。如图 1-1 所示，2 台冷机和 2 台水泵的冷冻水系统，只有 1#冷机和与其对应的 1 台水泵运行，但是为了操作方便，而且由于目前阀门质量问题如果冷冻水阀经常开关，很容易使阀门失灵，运行人员经常将 2#冷机的冷冻水阀也开着。这样导致 1#运行冷机的冷冻水量只有额定水量的近 50%，冷量减少。而且会因冷冻水量过低而引起冷冻机“停车”现象，为了防止该现象的发生，运行人员经常在只开 1 台冷机时也开 2 台冷冻水泵，造成水泵运行能耗的大量浪费。



图 1-1 某建筑物空调冷冻水系统

Fig. 1-1 The air-conditioning chilled water system in some building

另外，不运行冷机的冷却水阀不关也同样影响冷机的 COP。不运行冷机冷冻水和冷却水的旁通不仅使运行冷机的 COP 降低，能耗增加，同时也会使冷冻泵和冷却水泵的运行工况点偏离额定工况点，电耗增加。而且，为了防止“停车”现象发生，运行人员将会增加冷冻水泵和冷却水泵的运行台数，使电耗明显增加。

以上只是两台冷机一台运行，一台旁通的情况（即冷冻水或冷却水近似减为额定水量的 50%）的情况，如果旁通的冷机数目增加，对系统运行能耗的影响将更大。因此，冷机的冷冻水阀和冷却水阀应选用电动阀，并设置自控系统使其与冷机同步起停。

1.4.4 冷水机组装机容量偏大

目前,在空调系统设计过程中,冷水机组装机容量普遍偏大,造成初投资偏高,同时影响部分负荷下的冷机效率。《空调与制冷技术手册》、《采暖空调制冷手册》等给出了商场类建筑夏季冷负荷的概算指标为 $210\sim 240\text{ W/m}^2$,而北京 10 家商场实际运行中的峰值冷负荷指标在 $120\sim 170\text{ W/m}^2$ 范围内,平均为 151 W/m^2 ,小于手册中的概算值^[24]。而且在大多数的用户心目中,夏季房间温度越低,冬季房间温度越高,则认为空调效果越好,否则即使是达到了设计的房间温度要求,但由于感觉不到很冷就认为空调效果不好,因此,在实际设计过程中,设计人员偏于保守,考虑各种各样的安全系数,使建筑物单位空调面积的装机容量大多比手册中的冷负荷概算值还要大,远大于实际运行中的单位空调峰值冷负荷,造成空调系统初投资的大量增加。

从全年运行情况看,建筑实际负荷处于峰值的时间很短,所以实际上冷机的大多数时间将在比较低的负荷率下运行,COP 不高。水系统多为定流量,而冷机运行状态多为大流量、小温差,运行效率较低,既增加了水泵的输送能耗,又增加了管路的冷热量损失。特别是在过渡季节,冷机的负荷率会更低。

1.4.5 管理水平低和自控程度差

目前,建筑运行中存在的问题,除了与系统设计有关外,与系统的运行管理情况也密切相关。据建筑空调系统的调研和本人参与的工程实践来看,空调运行管理水平参差不齐,管理方式和制度也有所不同。在大多数空调系统的运行管理中存在以下几方面的问题^[25]:

(1) 空调设备疏于清洗,过滤器、表冷器和冷凝器均有不同程度的堵塞现象,严重地影响了空调系统的正常运行;(2) 冷机的冷凝器水侧结垢,冷机 COP 下降。冷却水是开式系统,更容易有各种杂质进入,使冷机的冷凝器结垢,不仅会导致冷机的出力不足和 COP 值的下降,而且会影响冷机的使用寿命;(3) 冷机的冷却水量或冷冻水量不足,导致冷机效率下降。运行过程中,各冷机的水阀开度不同,水泵的开启台数不足等都会导致某些冷机的冷冻水或冷却水量不足,从而影响冷机的制冷效率。

同时,大多数建筑空调系统的自控程度很低,除了冷水机组一般自带控制装置外,业主考虑到初投资等问题,系统的风量和水量调节基本上均为手动,而未安装自控装置。常常因为阀门调节性能不好,造成系统风量和水量分配出现问题,从而难以满足用户要求。即使一些空调系统安装了自控系统,要么没有调试不能正常工作,要么调节精度不高,在实际运行时它们大部分处于全开或全关状态。个别采用了自控措施且调节水平较高的建筑,其空调效果要明显好于自控程度较差的建筑,而且节能效果明显。由此可见,努力提高空调系统的自控程度,对保证空调效果与确保节省运行费用是极为重要的,根据建筑的不同情况,对空调系统采用不同层次的自控方案。

1.5 本文主要研究内容

对于一些建筑的空调系统,在设备选择上存在的不合理不是在短期内可以解决的,而且设备的更换需要耗费大量的资金。但对系统进行局部改造,投资和工程量不一定很大,有时会得到良好的节能效果。发掘已有的空调系统在运行管理方面的节能潜力,使系统达到最优的节能运行,也是空调节能的重点。由于建筑物的全年负荷变化很大,标准工况的运行时间一般不会超过 10%,因此,即使是一个正好符合最大冷热负荷需要的设计,90%的非峰值负荷的时间里,也需要对各个区域的风量,冷却和加热量分别进行恰如其分的调节,才能使耗能量达到最低值。然而许多设计并没有为最优运行创造必要的条件,因此,运行时不能根据室内外条件进行正确的调节,从而造成巨大的浪费。

如上所述,空调系统的运行是节能的重要环节。美国的经验表明,正确的运行调节,竟可节约多达 20%~40%的能量。

中央空调系统是一个非线性、有滞后及存在不同程度关联的多输入多输出系统即多变量非线性系统^[10],各个变量之间相互关联,具有耦合性。系统的能耗由多个子系统多种设备的能耗共同构成,整个系统的优化运行除了要考虑单个子系统的优化之外,还要考虑整个系统与子系统间的协调匹配工作关系^[11-12]。

本论文以中央空调系统节能运行作为研究对象,以变频技术为手段,建立中央空调系统整体最优化运行数学模型,并给出了所有能耗部件(包括冷水机组、水泵和风机)的目标函数;提出了中央空调优化运行模式与控制方案,运用遗传算法分析了各个运行参数对系统综合能效比 EERs 的影响,并利用 Simulink 对空调系统进行了动态仿真,最后将优化、仿真结果与工程实际进行了对比分析。

本课题的主要内容可归纳为:

(1) 理论分析

针对目前国内在“系统节能”方面研究成果较少的现状,首先,对中央空调系统“量”调节节能技术原理及实现方法进行了详细的分析,找出影响中央空调系统能耗的主要因素,并对这些因素在部分负荷下优化运行与节能控制进行研究;

(2) 以上面理论分析为基础,以中央空调系统节能运行作为研究对象,以变频技术为手段,建立中央空调系统整体最优化运行数学模型,且给出了所有能耗部件(包括冷水机组、水泵和风机)的目标函数,并提出了中央空调优化运行模式与控制方案;

(3) 利用遗传算法的全局搜索能力,通过编制基于改进遗传算法优化程序,获取了空调系统各性能参数随内外扰变化而变动、随负荷率变化而变动的规律及各个运行参数对系统综合能效比 EERs 的影响;

(4) 针对空调系统负荷特点和室外气象条件,对中央空调系统变水温性能,即“质”调节进行了优化分析;

(5) 借助 Matlab 软件对中央空调系统进行了动态仿真;

(6) 对某百货广场中央空调系统运行优化分析,并将优化结果、仿真结果与实际运

行结果进行对比分析，并将采用几种不同控制手段优化结果对比分析；

(7) 结论及建议

根据上述的理论分析和实际工程运行结果得出了对改建、扩建和新建工程有参考价值的结论。

1.6 本章小结

本章对目前我国的能源现状尤其是电力现状、建筑能耗尤其是空调能耗进行了分析论述，并对国内外中央空调系统运行中的节能技术、控制方法和空调系统运行中主要存在的问题进行了综述、分析，指出要实现中央空调系统的最佳运行和节能，必须从系统角度出发，针对空调系统的各个环节统一考虑，全面控制，才能实现最佳节能；另外还详细介绍了论文的主要研究内容，给出了论文的研究思路和基本架构。

获取更多资料 微信搜索蓝韵学术

第二章 中央空调系统变流量节能原理及实现方法

传统的暖通空调系统设计,本质上是一种静态设计,冗余现象极其普遍。空调设计的冗余大致出于二个原因:一种是静态设计带来的合理冗余。设计师按照当地气象资料的极端气候条件来确定每个房间的空调负荷峰值,再根据全部峰值之和确定当地最大需求值和供能设备。显然,实际运行中不会始终处于极端气象条件下,这就产生了设计的冗余。另外,运行过程中各空间的最大负荷并不会产生在同一瞬间,在时间段上有一定的参差,又形成了功能的冗余。这两种冗余是不可避免的,或者说是合理的。但还有一种不合理的人为冗余,由于对空调系统的设计和认识缺乏足够的实践,虽然早在1986年就颁布有《民用建筑节能设计标准》,实际上大多“经验设计”只考虑冷、热的定性要求,不仅没有考虑“1”的“同时使用系数”,反而乘上几倍仅凭估计的“保险系数”。此外,节能设计标准对运行管理部门还没有足够的约束力,结果造成设计时加大保险系数,运行时不考虑能耗,这种不合理的冗余助长了空调能源的浪费。

针对这个问题,空调系统必须以能量交换为依据,将流量作为空调供回水系统的基本控制对象,对空调系统从源头到末端全系统采取多级随动控制。及时调整总供水流量,才能弥补空调冗余的不足。

现有建筑物在局部实现中央空调系统的计算机控制较普遍,特别是在冷热源及水系统的控制上有较多的研究^[33-37]。虽然冷水机组能耗在空调系统中占有很大份额,并得到了较多的重视,而空调系统中其它设备的能耗,如水泵、冷却塔、风机、末端空调机组等设备的节能也同样重要,不应忽视。这些设备之间的运行是相互制约、相互影响的,因此系统设备之间的协调工作对于空调房间的舒适性与节能性同样具有重要意义。国内在“系统节能”方面,研究成果较少,系统节能还是一个较新的课题。本章从以上提出的节能途径以及节能潜力入手,综合分析中央空调系统动态运行节能技术,寻找提高空调系统运行效率的方法,在系统节能研究中做有益的尝试。

2.1 中央空调系统模型

中央空调系统庞大且复杂,要想实现系统动态运行节能,必须对整个系统树立全局观念,并采用动态分析方法。下面首先介绍一下有关系统的概念和性质。

系统是由相互作用和相互依赖的若干组成部分结合而成的具有特定功能的有机体。在任何一个系统中,每一个构成系统的要素的特性都将对整体产生影响。

系统的性质:a、系统组成的层次性;b、系统是由各部分有机体相互联系而形成的一个整体;c、系统具有特定功能;d、系统与环境存在相互作用。

中央空调系统及其所服务的建筑物是一个相互作用的整体。要满足室内一定的舒适度

要求，中央空调系统必须不断调整本身的运行参数以适应环境的改变。

中央空调系统在某一时刻的冷负荷由冷水机组承担。究竟冷水机组投入运行几台，或供冷量为多少，需要根据控制策略来定。虽然优化控制对自动控制装置的要求较高，控制也更复杂，但优化控制最节省运行费用，具体情况将在下面详细论述。

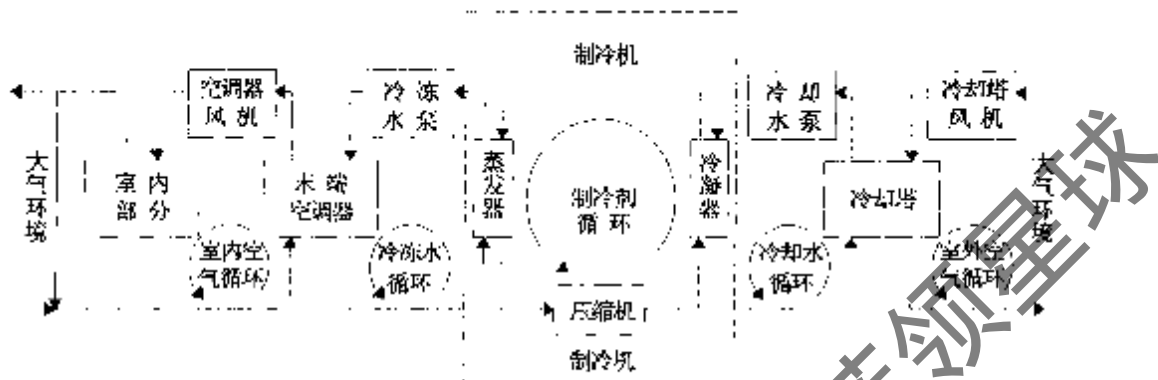


图 2-1 典型中央空调系统示意图

Fig. 2-1 The schematic of a typical air-conditioning system

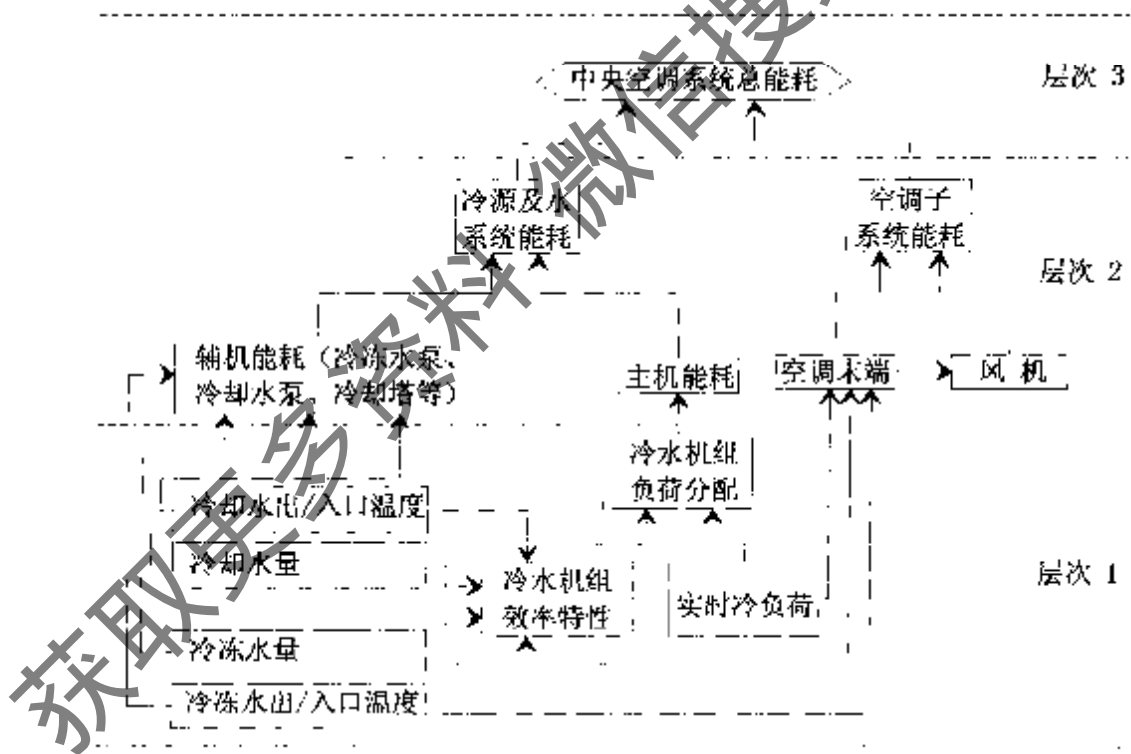


图 2-2 中央空调系统节能的层次模型

Fig. 2-2 The level model of energy efficiency of the central air-conditioning system

由图2-1可见，中央空调系统是一个非常复杂的系统，系统的能耗由多个子系统多种设备的能耗共同构成，整个系统的优化运行除了要考虑单个子系统的优化之外，还要考虑整个系统与子系统间的协调匹配工作关系。

图2-2为中央空调系统节能的层次模型。本文采用这种自上而下的结构，旨在简化系统分析方法，并没有将系统机械地分开讨论，而是从系统的层次性上建立解决问题的方法。下面分别从图2-2所示的各个层次讨论中央空调系统运行节能潜力和节能措施。

2.2 变流量节能控制思路

(1) 将定流量控制系统改为变流量控制系统。从传统的冷水机组供水定流量控制的方法，改变成满足冷水机组运用工况的变流量控制，这样就可以实现冷冻水系统跟踪末端负荷的变化，末端需要多少冷量就供给多少冷量，实现最佳的节能。同时，冷却水系统和冷却塔风机系统也实现变流量运行，节约大量的电能。

(2) 动态控制冷却水系统，优化空调主机的运行工况。冷却水系统按照设置的进水温度和出水温度采用变流量运行方式。使冷却水系统动态跟踪冷水机组发热量的变化，按照需要散发热量，提高冷水机组的热交换效率，控制空调冷水机组的COP值使其处于较佳状态。

(3) 按照不同时段设置不同运行参数，实现系统最佳节能。

2.3 变流量节能原理

2.3.1 制冷压缩机节能原理

冷水机组是中央空调系统在进行供冷运行时采用最多的冷源，在大型中央空调系统中冷水机组侧耗电量约占整个系统耗电量的60%，且冷水机组在设计和选型中均是以系统最大负荷为依据，所以在中央空调系统动态运行中冷水机组的节能意义重大。

2.3.1.1 压缩式冷水机组

(1) 活塞式冷水机组大多数是多机头，可以手动或者自动控制机组投入的数量，实现冷量调节，这种调节大多数都是步进式的。

(2) 螺杆式冷水机组具有能量调节机构，可以实现能量在25%~100%范围内的无级调节，有些型号的机组能量调节范围甚至高达15%~100%。

(3) 离心式冷水机组也具有能量调节机构，有些型号的机组具有变频驱动装置，始终保持最佳效率，能量调节范围高达10%~100%。

2.3.1.2 吸收式冷水机组

直燃型溴化锂吸收式冷水机组是靠燃油或燃气来制冷或制热的，它也有能量调节功能，根据制冷(热)量的需求，自动控制燃烧火焰为大火、小火或熄火状态，从而达到节能的目的。

从目前国内已安装的中央空调节能系统来看，对于各类空调主机都是采取优化运行工况，从而达到节能。还未见加装变频器运行的冷水机组，其主要原因是大功率变频器价格

昂贵，业主受经济条件限制，不愿意在这方面进行投资。优化空调主机运行工况后，压缩式冷水机组可以节约电能10%，吸收式冷水机组可节省燃料10%~30%。这是十分可观的数据，今后应该深入对空调主机节能机理再深入试验和研究。

2.3.2 冷冻水系统变流量节能原理

W. J. Coad在文献^[34]中指出，理想的冷冻水系统应该具有以下特性：

- (1) 负荷变化时冷冻水供水温度保持恒定；
- (2) 水系统运行能耗最小；
- (3) 冷水机组运行能耗也能随负荷减少而减少；
- (4) 冷冻水泵运行能耗随负荷减少而减少（理想情况是按流量三次方关系减少）；
- (5) 系统简单，至少不是很复杂；
- (6) 可比较的一次投资少；

J. B. Rishel在文献^[35]中也有类似的观点，他认为对冷冻水系统的变速水泵控制应达到四个目的：

- (1) 水泵能在系统最大负荷和最小负荷范围内为所有盘管提供足够的供水压力；
- (2) 在各负荷情况下，水泵能在尽可能低的转速下工作；
- (3) 通过水泵的编程控制，捕捉水泵的最高效率和最小径向推力工况点；
- (4) 能够提供整个水泵装置的全效率评价。

因此，当冷水机组处于部分负荷时，就可以使通过机组的水量随负荷的变化而变化，从而减少动力消耗。但是，通过冷水机组的流量减少后，会不会使制冷效率变差，从而抵消水泵节约的动力，甚至使整个系统的能耗恶化？清华大学孟彬彬等通过对制冷机厂家的调研、对制冷机变流量运行的热力学模型的分析以及对整个一次泵水系统变流量运行的技术经济比较，指出水侧在一定范围内变流量运行不会给制冷机COP带来明显影响，但对整个水系统的节能效果相对明显；通过计算得出了水泵能耗占空调水系统总能耗20%以上时可以达到节能效果^[36]。20世纪90年代末期，已有文献^[37-39]开始研究单一环路应用变速水泵的变水量系统，这类系统不同于传统的保持冷水机组蒸发水量不变的变水量系统，以及供水水温不大于预定值的情况下可以正常运行，这是变水量系统随着控制技术日益成熟后的发展方向。

为了十分有效地控制冷水机组和冷冻水泵，需要设法将这两部分运行联系在一起。联动冷水机组和泵的一些方法曾经有人讨论过，文献^[31-36]介绍了一种很有发展前途的方法是用CCP(冷水机组和泵联动)控制。

2.3.2.1 一次泵变频调速控制系统

图2-3示出了一次泵变频调速控制系统原理图。该系统的设置是每台空调主机配置1台冷冻水泵和1台变频器，由变频器控制冷冻水泵的转速。一般情况下都设置1台备用冷冻水泵，备用泵与工作泵互相切换运行，备用泵不单独配置变频器。变频器宜采用1台变频器

拖动1台水泵的工作方式,不宜用1台变频器拖动多台水泵的工作方式。本控制系统中,在供回水总管中设置电动旁通阀,检测供回水总管压差的数值 Δp ,将 Δp 实测值与设定值进行比较,控制系统根据比较值调整变频器输出频率与电压,控制冷冻水泵的转速,当空调负荷减少时,冷冻水供回水压差将出现增高的趋势,压差传感器检测出压差的变化趋势后,控制系统将自动调整冷冻水泵工作频率降低,使冷冻水供水流量减少,保持冷冻水供回水压差恢复到给定值,系统进入稳定状态,从而达到节约电能的目的。同样,当空调负荷增加时,冷冻水供回水压差将出现降低的趋势,压差传感器检测出压差的这种变化趋势后,控制系统将自动调整冷冻水泵工作频率升高,使冷冻水供水量增加,保持冷冻水供回水压差恢复到给定值,系统再次进入稳定状态。

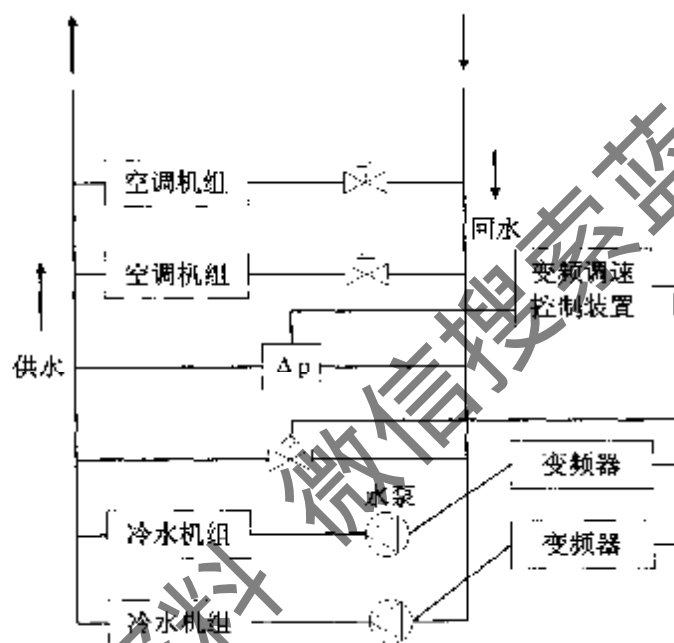


图 2-3 中央空调一次泵变频调速控制原理图

Fig. 2-3 The primary pump variable frequency control of central air-conditioning system

在一次泵变频调速控制系统中,冷冻水供水受到最小流量的限制,蒸发器设计中水流量有一定变化范围,低于最小流量是不合适的,冷水机组也将按其安全保护装置而停机。因此,在控制系统中将设置最小流量(应大于机组最小流量的要求)。当冷冻水供水流量过小时,控制系统开启电动旁通阀,加大空调主机的冷冻水供水量。旁通阀开度取决于控制系统检测和计算的数值,这样就能保证空调主机的正常运行,又能保证节约电能。

冷冻水变频调速控制系统中,并联多台水泵时,这些水泵采用相同型号和规格才是合适的,不宜用不同型号和规格的水泵并联运行。这些水泵宜选取特性曲线较陡的,对于压差控制较有利^[6]。

控制系统应设置冷冻水泵的最低频率和最高频率,最低频率受水泵堵转频率和空调主机最小流量的限制,一般设置在25~30Hz之间;最高频率当然就是水泵电机的工作频率(50Hz),通常设置在45Hz左右。当超过45Hz时,就增加1台水泵并联运行。当多台水泵

并联运行时，控制系统宜将全部水泵在相同频率下运行。

一次泵冷冻水循环系统采用变频调速的控制方法，消除了认识上的误区。长期以来，一些人持有一次泵冷冻水循环系统只能采用定流量的控制方法，其基本理由就是保护空调主机的蒸发器。据文献^[17-19]介绍，采用变频调速控制方法是可行的，也是安全的。随着控制技术的发展，不同类型冷水机组都配置有完善的控制装置，能根据负荷变化自动调节蒸发器和冷凝器中冷媒循环流量，为水系统的变流量运行提供了基础条件。

2.3.2.2 二次泵变频调速控制系统

图2-4示出了二次泵变频调速控制系统原理图。可以看出，平衡管AB将泵系统分成两部分，即初级泵系统和次级泵系统。平衡管AB既能让冷冻水从A流向B，也能让冷冻水从B流向A。本系统与一般二次泵系统相比，增加了变频调速控制装置，供水、回水的温度传感器 T_{e2} 、 T_{e1} ，供水、回水的流量计 F_1 、 F_2 ，每台水泵都有1台变频器，作为变频调速的电源，每台初级泵宜有相同的型号和规格，每台次级泵也应有适宜的型号和规格，初级泵与次级泵是串联运行的。

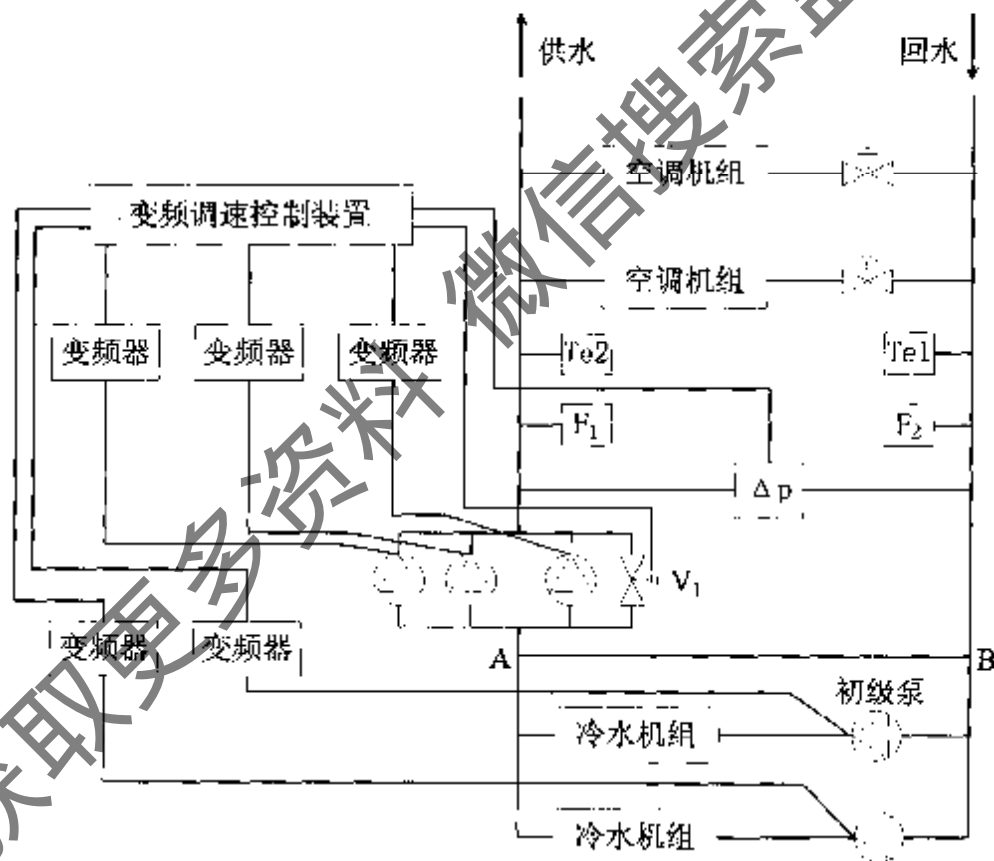


图 2-4 中央空调二次泵变频调速控制系统原理图

Fig.2-4 The secondary pump variable frequency control of central air-conditioning system

本系统运行时，用户负荷的冷冻水是由次级泵直接供给的，通过检测供回水总管的冷冻水温度 T_{e2} 、 T_{e1} ，还检测供回水总管的冷冻水流量 W_1 、 W_2 ，变频调速控制装置确定需要运行次级泵的台数和运行频率。当用户负荷减少时，冷冻水供回水总管的压差 Δp 将出

现增高的趋势,实测的压差值与设定值比较,变频调速控制装置经过计算,使变频器工作频率降低,减少冷冻水供水流量,使供回水压差又返回设定值,系统又处于新的平衡状态;同样,当用户负荷增加时,平衡状态又被打破,冷冻水供回水总管的压差出现下降的趋势,变频调速控制装置经过计算,使变频器工作频率升高,增加冷冻水供水流量,使供回水压差再次回到设定值,系统再次建立新的平衡状态。

次级泵运行时,其运转频率也是受到限制的,最低频率设置在22~25Hz为宜,以防止水泵堵转。最高频率可为50Hz,但是,为了运行安全性考虑,当运转频率超过48Hz时,就应增加1台泵并联运转。次级泵投入同时运行的台数不管多少,它们都应在相同频率下运行。当用户负荷很轻时,所需的冷冻水量不足以保证空调主机的最低水量要求时,变频调速控制装置将开启次级回路的电动旁通阀 V_1 ,增加冷冻水供水流量,旁通阀 V_1 的开度决定于冷冻水供水流量应稍大于空调主机的最低水量。

初级泵运转频率与次级泵运转频率受到同样条件的限制,当1台空调主机满负荷运行仍不能满足用户负荷需要时(此时初级泵运转频率为50Hz),应再启动另一台空调主机运转。多台初级泵运转时,仍应使其运转频率相同。2台空调主机同时运转,每台空调主机的负荷都低于50%时,应停止1台空调主机和相对应的1台初级泵工作。

初级泵的运转频率受变频调速控制装置调整。冷冻水的供水流量应当是用户负荷的冷冻水量,再加上旁通管AB流过的冷冻水量。其中,旁通管冷冻水流向为供水总管A流至回水总管B,冷冻水流量控制在1台空调主机额定水量的1%~5%。根据这样计算出的初级泵冷冻水供水流量,由变频调速装置确定初级泵的运转频率,最小的供水流量必须保障空调主机的安全运行。

通过水泵的变频调速控制,变频器在1~2年内即可回收投资,空调水系统采用变流量运行,使输送能耗能随流量的增减而增减,具有显著的节能效益和经济效益^[49]。

2.3.3 冷却水系统变流量节能原理

冷却水系统能耗是中央空调系统总能耗的重要组成部分之一。在建筑中采用微机控制技术和变频调速技术对冷却水系统进行控制,具有显著的节能效益^[60]。

目前空调工程中大多数冷却水系统都保持常年定流量运行的状况。工程技术人员考虑冷却水系统的节能措施一般从以下两方面进行考虑:第一,研究冷却塔的热湿交换,提高其热湿交换效率,从而减少冷却水泵和冷却塔风机运行能耗;第二,对冷却塔风机或冷却水泵单独进行变频调速控制。当室外气象条件变化(如干湿球温度降低),则改变风机运行状况(减速或停转),从而达到节能运行的目的。但一直未从中央空调系统的角度对冷却塔风机和冷却水泵变频调速节能运行作有益的理论探讨和实践尝试,大部分工程技术人员认为若让冷却水泵变流量运行,则与蒸发器、冷凝器要求定流量下工作的原则相违背。导致冷水机组制冷量的变化,偏离设计工况运行,将引起冷水机组压缩机运行工况不稳定,对压缩机损耗较大,缩短冷水机组使用寿命。另一种观点则认为,若冷却水泵变流量运行减

少冷却水流量时，将降低冷凝器的换热效率，可能会导致冷水机组效率下降，结果得不偿失。

对于第一种观点，目前由于自动控制技术在冷水机组制造中的应用，常用的这几种压缩机（活塞式、离心式、螺杆式）均在不同程度上能适应制冷量变化的运行要求。当建筑物空调负荷减少时，冷水机组自控系统可根据冷水机组供回水水温变化情况自行调节冷水机组运行工况，减少制冷量。可见目前市场上的冷水机组都提供了一定范围内变工况稳定运行的能力，实际工程中冷水机组在变工况下运行不会偏离生产厂家的设计标准。当然冷水机组使用寿命也不会因此而缩短。对于第二种观点，由热量计算公式 $Q = c \cdot m \cdot \Delta T$ 可知，当制冷量降低时，若维持回路中运行水量不变，则冷凝器进出口温差变小，单位质量冷却水所携带的散热量减少，而冷却水流量不变，冷却水泵能耗不变，运行费用不减，则冷却水系统散失单位热量所需运行费用升高。而且冷却塔供回水温差变小，散热效率下降。若冷却水采用变流量调节，当散热负荷降低时，一定范围内（因为冷凝器中水流量不可任意减少，为防止管壁腐蚀，冷却水流速不可小于 1m/s ）随之减少冷却水量，增大冷凝器进出口水温差，则可减少冷却水系统水泵运行能耗。水泵能耗与流量三次方成正比，减少冷却水流量，水泵能耗下降显著。对于冷凝器而言，冷却水量减少时，冷却水流速变小，则冷凝器中冷却水侧放热系数降低。冷却水侧放热系数 α_w 与水流速度 v 的关系^[51]如下：

$$\alpha_w = Nu_f \cdot \frac{\lambda_f}{d} \quad (2-1)$$

$$Nu_f = 0.023 Re_f^{0.8} \cdot Pr_f^{0.3}$$

$$Re_f = \frac{dv}{\nu_f} \quad (2-2)$$

$$Pr_f = \frac{v_f}{a}$$

式中： Nu_f —— 流体努谢尔特数； λ_f —— 流体导热系数；

Re_f —— 流体雷诺数； Pr_f —— 普朗特数；

ν_f —— 流体运动粘度； d —— 管内径；

a —— 导温系数。

可见冷却水侧放热系数 α_w 与水流速度 v 的 0.8 次方成正比，所以放热系数降低不大，对冷水机组制冷效率产生的影响小。当冷却水流量的变化控制在适当的范围时，此影响基本可以忽略。因此冷却水系统采用变流量控制可以节约系统能耗。

为实现冷却水泵变流量运行，采用变频器对水泵转速进行控制^[52]。变频器可与一部 PC

机联合使用，根据冷凝器进出口水温变化判断冷凝负荷变化情况，以冷凝器进出口水温差和冷凝器出口水温为控制对象，随时调节水量变化，实现实时控制。

2.3.3.1 冷却水系统变流量运行的节能性分析

与冷冻水循环系统一样，冷却水也可随冷负荷的变化用变流量运行方法来达到节能的目的，冷凝器在水一侧的负荷为

$$Q_L = G_L \cdot \Delta T \cdot c \quad (2-3)$$

式中： Q_L ——离心式冷水机组冷凝器的负荷，kW；

G_L ——离心式冷水机组冷凝器的水流量，kg/h；

$\Delta T = T_{c2} - T_{c1}$ ，通常 $\Delta t = 5^\circ\text{C}$ ；

T_{c1} ——冷凝器的冷却水进口温度， $^\circ\text{C}$ ；

T_{c2} ——冷凝器的冷却水出口温度， $^\circ\text{C}$ 。

冷凝器的负荷 Q_L 和制冷机负荷（制冷量）之间有下列关系： $Q_L/Q = A_L$ ，则

$$Q_L = A_L \cdot Q \quad (2-4)$$

式中： A_L 大于1的系数，冷凝温度越高蒸发温度越低，其值越大可由表2-1查得，把（2-4）

式代入（2-3）式则得： $A_L \cdot Q = G_L \cdot \Delta T \cdot c$ ，则

$$Q = \frac{G_L \cdot \Delta T \cdot c}{A_L} \quad (2-5)$$

表 2-1 R12压缩制冷冷凝器负荷系统 A_L 值^[53]

Table 2-1 A_L value in R12 compress refrigeration condenser load systemic

蒸发温度 ($^\circ\text{C}$)	冷凝温度($^\circ\text{C}$)			
	25	30	35	40
-15	1.229	1.275	1.330	1.384
-10	1.179	1.229	1.270	1.311
-5	1.143	1.179	1.218	1.257
0	1.113	1.143	1.177	1.211
5	1.095	1.120	1.148	1.175

式中： c ——常量； A_L ——当制冷剂的蒸发温度和冷凝温度确定后，也是常量，若冷水机组的负荷 Q 发生变化时，由式（2-5）可知有两种可能：a、流经冷凝器的冷却水量 G_L 保持不变，而改变冷凝器进、出水温差 ΔT ，即第五章所讲的变水温调节。b、冷凝器进、出水温差保持不变，而改变流经冷凝器的冷却水量 G_L 时，由式（2-5）可知流经冷凝器的冷却水量是与冷水机组负荷 Q 成正比例变化的，即 G_L 随负荷 Q 的减少而减少，这样对冷凝

器的换热情况发生了以下变化，其换热方程式为：

$$Q_t = KF\Delta t_m \quad (2-6)$$

式中： K ——换热系数， $W/m^2.k$ ； F ——冷凝器的换热面积， m^2 ；

Δt_m ——对数平均温度差， K 或 $^{\circ}C$ ； t_k ——冷凝温度， K 或 $^{\circ}C$ ；

$$\Delta t_m = \frac{T_{c2} - T_{c1}}{\ln \frac{t_k - T_{c1}}{t_k - T_{c2}}}$$

把(2-4)式代入(2-6)式得 $A_L Q = KF\Delta t_m$

$$Q = \frac{KF\Delta t_m}{A_L} \quad (2-7)$$

在(2-7)式中， A_L 为常量， Δt_m 由假定 T_{c1} 、 T_{c2} 及 t_k 固定不变，故 Δt_m 亦为常量，而换热器面积 F 按设计工况选定的冷水机组，在部分负荷运行时，也应为常量，由此可知，当冷水机组负荷 Q 变化时，在(2-7)式中唯一变量是冷凝器的换热系数 K 。

现以一台在设计工况下运行产冷量 $Q=3516kW/h$ 的离心式冷机为例，说明冷凝器换热系数 K 随 Q 变化的规律，若冷水机组冷冻水进、出水温为 $T_{e1}=12^{\circ}C$ ， $T_{e2}=7^{\circ}C$ ；冷却水的进、出水温为 $T_{c1}=32^{\circ}C$ ， $T_{c2}=37^{\circ}C$ ，制冷剂的蒸发温度为 $4.5^{\circ}C$ ，冷凝温度为 $40.5^{\circ}C$ ，查表2-1得 $A_L=1.175$ ，如冷凝器管内水流速为 $3m/s$ 时，所需要换热面积为：

$$\Delta t_m = \frac{T_{c2} - T_{c1}}{\ln \frac{t_k - T_{c1}}{t_k - T_{c2}}} = \frac{37 - 32}{\ln \frac{40.5 - 32}{40.5 - 37}} = 5.63^{\circ}C$$

$$F = \frac{A_L \cdot Q}{\Delta t_m \cdot K} = \frac{1.175 \times 3516 \times 10^3}{5.63 \times 360} = 2038 m^2$$

这样便可以计算出冷凝器的换热系数 K 值随负荷 Q 的变化值见表2-2。

表 2-2 冷凝器换热系数 K 值随负荷变化的计算结果^[9]

Table 2-2 The calculation result of the condenser heat transfer coefficient

K value changing with load

冷凝器负荷变化率	冷凝器负荷变化	管内的水流速度	由计算得出的换热系数	由图查的换热系数
%	kW/h	m/s	$W/m^2.K$	$W/m^2.K$
100	4131	3	—	360
80	3305	2.4	288	360
60	2479	1.8	216	350
40	1652	1.2	144	300
20	826	0.6	72	-

总之，冷冻水制备系统当冷机在部分负荷下运行时采用变流量的方法，可得到有益的显著的“节能”效果，这是值得提倡和大量推广的。

图2-5示出了冷却水变频调速控制系统的原理框图。空调主机在进行热交换而使水温冷却的同时，必将释放大量的热量。该热量被冷却水吸收，使冷却水水温升高。冷却水泵将升高了温度的冷却水压入冷却塔，使之在冷却塔中与大气进行热交换，然后再将降了温的冷却水送回空调主机。如此不断循环，带走了空调主机释放的热量。流进空调主机的冷却水简称为进水，从空调主机流回冷却塔的冷却水简称为出水。冷却水进水温度取决于环境温度和冷却塔风机的工作情况，出水温度则取决于进水温度、空调主机的发热情况和冷却水流量。

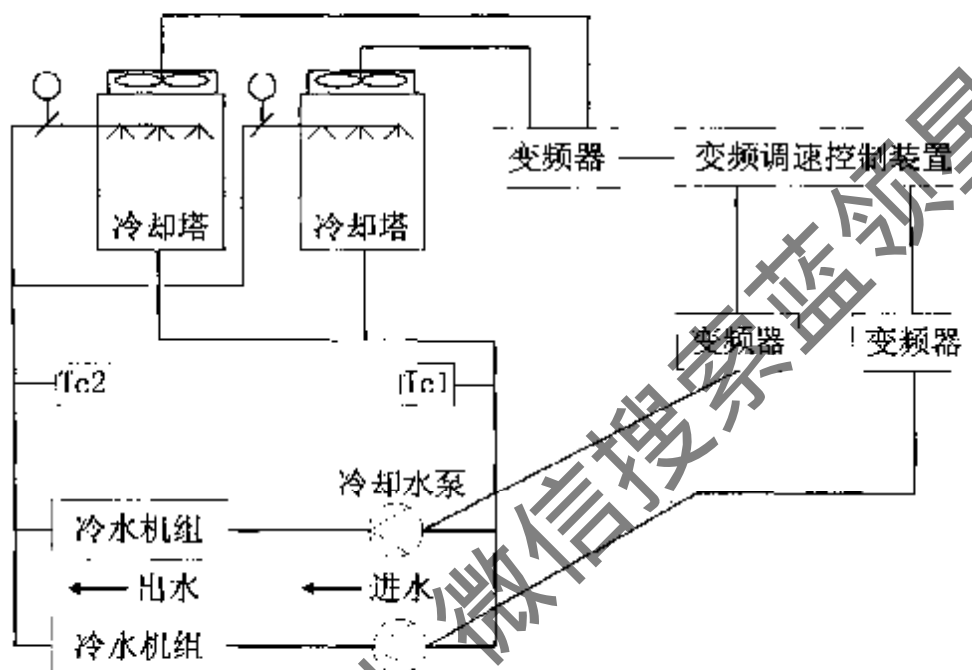


图 2-5 中央空调冷却水变频调速控制系统原理图

Fig. 2-5 The cooling water variable frequency control of the central air-conditioning system

中央空调系统运行时，一般都按照空调主机设计工况运行的，进水温度为 32°C ，出水温度为 37°C 。因此，冷却水循环系统以出水与进水温差 5°C 作为冷却水流量控制的根据是合适的。

冷却水变频调速控制系统通过监测出水温度 T_{c2} 和进水温度 T_{c1} ，去调整冷却水泵和冷却塔风机的运转频率。当出水温度 T_{c2} 低于设定值时，变频调速控制系统将降低冷却水泵的转速，使出水温度 T_{c2} 提高到设定值；当出水温度 T_{c2} 高于设定值时，变频调速控制系统将提高冷却水泵的转速，使出水温度 T_{c2} 降低到设定值；当冷却水泵和冷却塔风机转速都是 50Hz ，但出水温度 T_{c2} 和进水温度 T_{c1} 都仍高于设定值时，就应该增加冷却塔风机运行的台数。

冷却水是不允许断流的，也就是说冷却水泵运转频率的下限是受到限制的，冷却水泵最低运转频率应高于该水泵的堵转频率，与冷冻水泵相类似将其运转频率下限选择在 $25\sim 30\text{Hz}$ 之间^[4]。

变频调速冷却水循环系统的配置与冷冻水循环系统的配置是相类似的，采用1台空调主机配置1台冷却水泵和1台变频器。每套中央空调系统增加1台冷却水泵作为备用，备用

泵与工作泵之间可用于手动切换，也可用自动切换。变频调速冷却水循环系统的工作方式，常常采取保持进水温度 T_{c1} 为定值，再用出水温度 T_{c2} 与进水温度的温差 $\Delta T = T_{c2} - T_{c1}$ 作为控制值。当温差 ΔT 高于设定值时，提高冷却水泵的转速，使温差 ΔT 返回到设定值；当温差 ΔT 低于设定值时，降低冷却水泵转速，同样使温差回到设定值，建立新的平衡状态，若多台冷却水泵同时运行时，所有水泵都保持相同频率运行，可以达到最佳的效果。

选择一个合理的系统调节方法，努力挖掘这方面的节能潜力，必须根据工程的规模和特点，在综合比较一次性投资和经常运行费用的关系的基础上进行。

2.3.3.2 泵与风机的变频调速原理

在暖通空调工程中，泵和风机所耗能源在系统消耗的能源中占很大部分，如供暖运行能耗的15%~25%为水泵电耗，空调运行能耗35%~45%为风机、水泵能耗。当采用变速方式调节流量时，泵或风机能耗可与流量变化的三次方成正比，并且由于系统阻力特性不变，泵或风机的工作点不变，因此效率不变，泵、风机及系统均可稳定地工作。不仅可解决许多调节中的困难，而且可节约能源。因此可以说调整泵或风机的转速来调整流量应该是流量调节的最好手段。

变频调速^[25-26]是目前电机调速性能最好、效率最高、功率因数接近于1的一种最佳调速方法，其原理是采用交流—直流—交流的方式，将电网输入50Hz交流电逆变为符合输出要求的一定频率的交流电，控制电机要求的转速运行。因此可以看出变频调速比较适宜于空调系统中风机、水泵等设备的调速，在这两种流体机械上应用变频调速可以节约大量电能。

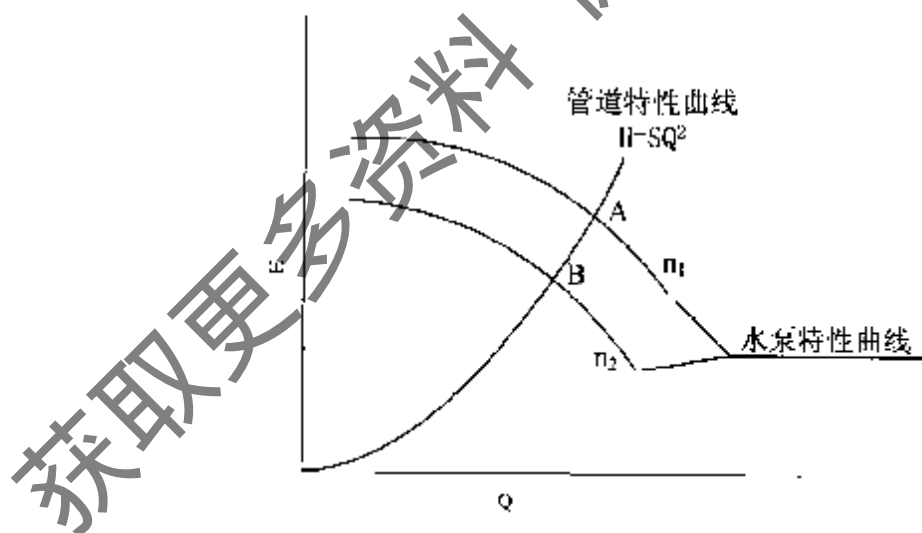


图 2-6 管路特性曲线

Fig. 2-6 Pipes performance curve

对于闭式空调水系统来说，由于循环水泵扬程与系统静压无关，其管路特性曲线将如图2-6所示，由于 $H_A/H_B = SQ_A^2/SQ_B^2 = (Q_A/Q_B)^2$ ，水泵变速前后工作点满足相似工况点的条件，适用式 $N_1/N_2 = Q_1^3/Q_2^3$ ，此时管路特性曲线 $H = SQ^2$ 与水泵等效率曲线重合。当流

量减少时,其实耗功率相应按三次方的比例降低。这对于目前空调水系统的设计水量与实际运行水量差别很大的情况来说,具有非常显著的节能意义。

对于空调风系统的风机调速,节能效果更为明显。目前空调机组的风机由专用恒温变频控制器控制,它是由风机专用变频调速器和计算机控制器组成,包括了采样、运算、执行三大控制系统,工程上长期使用结果证明:其寿命和可靠性不受影响。

采用了变频调速的空调系统才实现了真正意义上的变流量系统,因为只有不改变管路特性,而靠移动水泵、风机的工作点使之沿管路特性曲线移动,保持水泵、风机在最高效率点运行,才能达到最大节能效果。

但空调水泵仅是整个空调系统中的一个环节,其安装变频器节能与其它设备单个电机节能有明显区别。任何中央空调节能工作都不能脱离空调系统的整体概念,必须点面俱到,要把空调系统与自动控制这两个环节有机地联系起来,加强协调,避免造成因局部设备小节能而造成系统整体不节能,不断总结提高空调设备运行管理水平,根据建筑物空调的实际情况制定控制方案,使节能效果达到最佳水平。

2.3.4 冷却塔的节能原理

2.3.4.1 冷却塔风机变频调速

冷却塔风机变频调速控制方法与水泵控制方法稍有不同,一是控制根据仅是冷却水的进水温度,通常设定值为 32°C ;二是只采用1台变频器同时控制冷却塔风机的转速。变频调速控制系统监测进水温度 T_{c2} ,当进水温度高于设定值时,即 $T_{c2}>32^{\circ}\text{C}$,控制系统升高变频器输出频率和输出电压,使风机转速增加,直到进水温度达到设定值,建立新的平衡状态;当进水温度低于设定值时,即 $T_{c2}<32^{\circ}\text{C}$,控制系统降低变频器输出频率和输出电压,使风机转速减少,直到进水温度达到设定值,重新建立平衡状态;当风机转速已经很低,例如低于 20Hz 时,冷却水进水温度仍然低于设定值并继续下降,这时控制系统将停止风机运行,直到冷却水进水温度高于设定值时,才重新启动风机。冷却塔风机的装机容量与水泵的装机容量相比小很多。多座冷却塔风机共用1台变频器较为合适,只要选择变频器的输出功率等于全部风机电机的额定功率即可,这样做既能保证全部风机都在同频率下运行,冷却效果好,又不会增加安装变频器的空间和增加变频器的投资成本。另外,采用变频调速控制的中央空调系统中,最高运行频率都在 35Hz 左右,不仅节约了大量的能源,而且电动机运行噪声大幅度降低,完全能符合国家标准^[57]的要求,无需再采取降噪措施。

2.3.4.2 冷却塔部分负荷性能

下面结合第七章实际工程,举例说明部分负荷时变流量对冷却塔性能的影响。冷冻水出水温度 6.7°C ,冷冻水进水温度 13.3°C ,冷却水进水温度 30.5°C ,冷却水出水温度 36.1°C ,室外湿球温度设为 27.6°C ,其在部分负荷时的优化性能参数,如表2-3及表2-4。

从表2-3与表2-4中可以看出,选定的冷却塔在部分负荷时,恒定水流量与变化水流量的出水温度基本相同,也就是说,水流变化对冷却塔的性能几乎没有影响。

表 2-3 冷却塔恒流量时部分负荷性能

Table 2-3 Parts of load performance during constant flow in cooling tower

冷却负荷 (%)	水流量 (m ³ /h)	进水温度 (°C)	出水温度 (°C)
100	310.0	36.10	30.50
90	310.0	35.48	30.44
80	310.0	34.80	30.32
70	310.0	34.13	30.21
60	310.0	33.48	30.12
50	310.0	32.87	30.07

表 2-4 冷却塔变流量时部分负荷性能

Table 2-4 Parts of load performance during variable flow in cooling tower

冷却负荷 (%)	水流量 (m ³ /h)	进水温度 (°C)	出水温度 (°C)
100	310.0	36.10	30.50
90	305.8	36.00	30.40
80	271.8	35.85	30.25
70	237.8	35.80	30.20
60	203.8	35.75	30.15
50	169.9	35.70	30.10

当然，由于冷却水量的减少对冷凝器的换热有影响，故不能过多地减少冷却水量。通常冷水机组要求通过冷凝器的冷却水流速范围为1.1~3.5m/s，并要求最小冷却水流量。由于水泵轴功率近似与流量的二次方成正比，在流量降至额定值的75%时，水泵耗能已减至原值的42%，且系统90%的时间运行在75%的负荷以下，为减少冷却水流量改变对冷水机组的影响，流量不宜减少太多，以减至75%左右为好。

综上所述，采用变流量取代冷却水环路中的调节阀，并于部分负荷时在一定范围内减少冷却水流量，辅以冷却塔风机的变速驱动，将大幅减少冷却水系统的能耗。

2.3.5 空调机组的节能原理

空调机组是中央空调系统的重要部件之一，要使其得到充分发挥，满足节能、舒适、环保等多方面的要求，一方面要在设计制造方面不断加以改进，另一方面对于已有的空调系统，要在运行过程中实现节能要求^[40]。

空调机组节能控制点在于冷冻水流量、冷冻水温度与进风流量，以及新风量控制等。对于交换热量 Q ，有 $Q_w = Q_a$ ，即水和风的交换量相同，利用这一等量关系，能够实现空调系统的最优控制算法。具体如下：当风量 K 变化时，设风量 $K_1 > K_2 > K_3$ 时，交换热量 Q_w 与水量 λ 的关系见图2-7 (a) 所示。当水量 λ 大到一定程度时，交换热量 Q 变化缓慢。同理，当水量 λ 变化时，设水量 $\lambda_1 > \lambda_2 > \lambda_3$ 时，交换热量 Q_w 与风量 K 的关系如图2-7 (b) 所示。

联立 $Q_w = Q_a$, 可得到一组不同的 K, λ 值。一般, 水泵功率 P_w 与水量 λ 及风机功率 P_a 与风量 K 的转移曲线是可求的。这样, 对某一恒定的交换热量 Q , 必存在使 $P_a + P_w$ 的值最小的点, 此时, 对应的点就是这一组 K, λ 的最佳控制点, 既是空调系统的最优控制点。

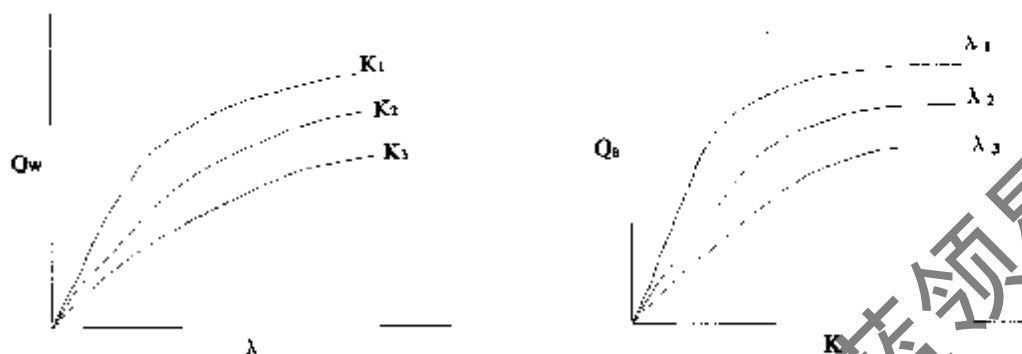


图 2-7 (a) 水量 λ 对交换热量 Q_w 的影响 (b) 风量 K 对交换热量 Q_a 的影响
Fig. 2-7 (a) Influence of Water capacity λ to exchanges thermal Q_w (b) Influence of air volume K to exchanges thermal Q_a

另外, 新风对空调系统的节能影响也是非常明显的。一方面新风量的增加, 增大了新风机组的负荷; 另一方面新风量对于热交换量的影响也是很明显的。新风量增加, 热交换量增大, 对于冷水机组来说就意味着冷负荷的增加。一般中央空调都采用二次回风系统。新风与回风的比例 $K_{\text{新风}}/K_{\text{回风}}$ 对热交换量的影响如图 2-8 所示。

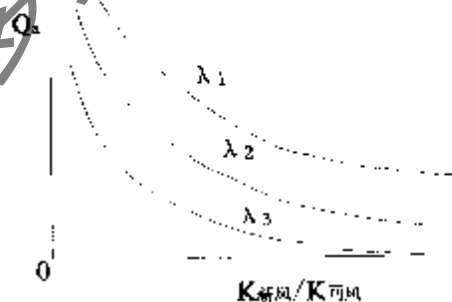


图 2-8 $K_{\text{新风}}/K_{\text{回风}}$ 对交换热量的影响 Q_a

Fig.2-8 Influence of $K_{\text{新风}}/K_{\text{回风}}$ to exchanges thermal Q_a

从图2-8看出, 回风量所占的比例越大, 热交换量越少, 即冷水机组冷负荷量越少。这一点是不难理解的, 新风量的增加, 意味着从室外进入室内的空气增多, 在夏季, 由于

室外空气温度比室内高，因此要保持室内空气温度不变，就必然要求更多的冷负荷，即空调房间的热负荷增加。

从以上分析中可以看出，新风量的确定是非常重要的，一般来说，新风负荷占总负荷的比例相当大，特别是在人员密集的场所，例如大型商场，降低新风量会有效降低空调负荷。而在凉爽的季节，随室内负荷的变化而控制新风量可达到降低总空调负荷的目的。在一些环境下，空调负荷甚至可降低至零而达到零负荷空调(Free Cooling)。这种节能思想可通过焓控制(Enthalpy Control)来实现。当新风量控制的很高时，对室内空气品质通常只有正面作用。但当焓控制所要求新风量很低时，室内空气品质有可能下降至有损健康的程度。为将新风量控制在不低于保持健康水平的最小新风量上，基于通风要求的新风控制(Demand Controlled Ventilation, DCV)应运而生。ASHRAE标准63-1989^[3]所列的是过去多年来所采用的一个控制方法，即控制回风(或室内)空气中的二氧化碳浓度不高于1000ppm。新的研究发现，这种控制方法虽然有效地控制了人产生的污染物，但对于非人产生的污染物，例如室内装潢、家具，甚至空调系统本身产生的污染物，并不能有效地得到控制。特别当室内人数较少而非人产生的污染物占主导时，将导致新风供应不足而使空气质量有害或使室内的人有不舒适的感觉，新的ASHRAE标准63-1989^[3]废弃了原有的以二氧化碳浓度极限为基准的DCV控制，采用兼顾室内人数和面积而确定最小新风量的控制。在这一标准下，要实现DCV控制就必须实时检测室内人数。

DCV控制根据ASHRAE标准63-1989R由室内实际人数及总面积两个因素综合而定。

2.3.6 风机盘管的节能原理

风机盘管机组是中央空调系统最常用的一种末端设备，结构简单、安装方便，能独立控制，它的运行工况将直接影响到空调房间的舒适性和系统的节能性。空调过程中，风机盘管的供冷量随着房间冷负荷变化相应地调节，要随负荷调节其供冷量，既可通过风量调节，也可通过水流量或水温进行调节，第四章和第五章将详细分析。

2.3.6.1 进风参数与冷冻水初温对风机盘管供冷量的影响

实际运行时的工况为非标准工况，当风量为额定值时，供冷量大小为^[66]：

$$Q = Q_B \frac{t_s - t_{e1}}{t_{BS} - t_{e1}}$$

式中： Q ——非标准工况风机盘管的供冷量，kW；

Q_B ——标准工况风机盘管的供冷量，即名义供冷量，kW；

t_s ——非标准工况进风湿球温度，℃；

t_{BS} ——标准工况进风湿球温度，℃；

t_{e1} ——非标准工况冷冻水初温，℃；

t_{Be1} ——标准工况冷冻水初温, $^{\circ}\text{C}$ 。

冷冻水初温无特殊要求时为 7°C , 系统实际运行时由制冷机控制。对于定水量调节, 当负荷变小, 提高冷冻水温度 t_{e1} , 则风机盘管实际供冷量 Q 变小。进风湿球温度与室内相对湿度相关。对于舒适性空调设计, 夏季室内相对湿度一般为 $60\%\sim 65\%$, 干球温度为 $26\sim 28^{\circ}\text{C}$, 如取干球温度为 27°C , 相对湿度为 60% , 则对应的湿球温度为 21°C 。标准工况湿球温度为 19.5°C , 冷冻水初温为 7°C 。显然, 实际运行时, 当冷冻水温度为 7°C 时, 风机盘管实际供冷量可能比标准值大。

2.3.6.2 进出水温差和水量对风机盘管供冷量的影响

进出水温差和水量是相互联系的两个参数。标准JB/T 4283~91中规定进出水温差为 5°C 时的流量为额定流量。在水侧

$$\text{热平衡方程: } Q = C\Delta t_r G_r$$

$$\text{传热方程: } Q = KF\Delta t$$

Δt_r ——进出水温差, $^{\circ}\text{C}$;

G_r ——水流量, kg/h ;

K ——传热系数, $\text{kW/m}^2\cdot^{\circ}\text{C}$;

F ——表冷器传热面积, m^2 ;

Δt ——平均温差, $^{\circ}\text{C}$ 。

如 G_r 增大, 进出水温差 Δt_r 减小, 则水和空气平均温差 Δt 增大; G_r 增大, 水流速增大, 水侧放热系数 α 增大, 即传热系数 K 增大。 K 和 Δt 增大, 供冷量 Q 随之增大, 反之则变小。可见, 水流量 G_r 对风机盘管供冷量影响最为显著。

2.3.6.3 风机盘管机组的变风量运行控制

根据房间的热特性和风机盘管的配置情况, 可以构成图2-9所示的风机盘管机组的变风量运行控制方案。图中TC为带MCU和调频或调压输出的房间恒温器, T为半导体测温元件, V为电动两通或三通阀, LCD为液晶温度显示板。

该恒温器的工作原理为: 测量房间内温度, 经转换后与房间设定温度比较, 结果由MCU进行分析, 根据设置的PID调节规律、模糊调节规律或其它适应调节规律, 通过高频或调压功率单元控制风机的无级变速运行及通过无触点开关控制电动阀的通断, 实现风机盘管机组变风量节能运行^[20]。

风机盘管机组的无级变风量运行, 使空调房间有更好的舒适性和节能性。风机盘管的可控性增加, 使整个空调系统容易控制, 能够达到更好的性能。

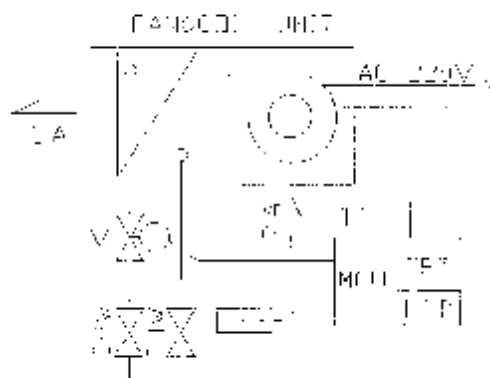


图 2-9 风机盘管机组的变风量控制方法

Fig. 2-9 Controlling method of variable air volume in fan-coil unit

2.3.7 中央空调系统变流量节能原理

将中央空调系统看作一个完整的系统,而其他组成部分看作是子系统去全面考虑系统控制和系统节能是比较恰当的。这样就不会在强调某一个侧面时,忽略了其他方面给系统运行带来的不利影响。

从变流量节能控制角度出发,冷水机组的冷冻水供水温度不能设置过低;冷水机组冷却水进水温度和出水温度都必须受到控制,进水温度不能过低,出水温度不能过高。冷冻水节能控制子系统、冷却水节能控制了系统和冷却塔风机节能控制了系统的节能控制都必须围绕冷水机组而进行。

具体地说,制冷时设置空调冷水机组冷冻水供水温度典型值为 7°C ,冷冻水回水温度的典型值为 12°C ,冷冻水供回水温差为 5°C ;冷却水进水温度的典型值为 32°C ,冷却水出水温度的典型值为 37°C ;设定冷冻水泵、冷却水泵和冷却塔风机变频器运行频率上限值 45Hz 、下限值为 30Hz 。

系统正常启动后,由现场安装的温度传感器和变送器、流量传感器和变送器、压差传感器和变送器、智能电能表等将检测的数据传送给智能 I/O 模块,通过实测值与设定值相比较,计算出该量值的偏差和偏差变化率,通过模糊控制运算,实时调节变频器的运行频率,满足协调负荷的需要。其中,检测的冷冻水回水温度,用于控制冷冻水泵转速;检测的冷却水出水温度,用于控制冷却水泵转速;检测的冷却水进水温度,用于控制冷却塔风机转速。水泵和风机运行时消耗功率是与转速的立方成正比,控制转速就能实现大幅度的节能。压差传感器检测的回水总管的压差,主要用于保护功能,当压差超过一定量值时,控制旁通阀的开度,保障系统安全运行;智能电能表检测的量值用于系统管理,计算出系统消耗的电能,绘制节能曲线和节能的历史记录;流量计检测的量值用于计算系统的制冷量,可以用于计算 COP。

2.4 中央空调系统变流量节能实现方法

2.4.1 控制原理及系统的构成

中国电子信息产业集团公司(CEC)中电博达节能科技有限公司,研发基于PC控制的分布式中央空调变流量节能控制系统,已向中国知识产权局申请了三项发明专利(申请号:200410040255.7,200410040256.1,200410040257.6);贵州华城楼宇科技有限公司,研发基于PLC的分布式中央空调变流量节能控制系统,以获得中国知识产权局二项发明专利(专利号:01107228.8,02133684.9);贵州汇通华城楼宇科技有限公司,研发集中式中央空调变流量节能控制系统,已向中国知识产权局申请了六项发明专利(申请号:03117543.0,03117540.6,03117539.2,03117541.4,03117542.2,031175207.3);桂林三环永成电子有限公司和上海科节路电子节能设备有限公司,研发集中式中央空调变流量节能控制系统,已向中国知识产权局申请了一项实用新型专利(申请号:ZL032496257)。这些研发项目产品的基本技术原理都是讲定流量运行方式改变为变流量运行方式,其差异在于技术路线和技术设计方法不同,但均达到了高效节能的目的^[6]。

将中央空调系统变流量控制节能设备分成下列四个智能控制设备,完成各自的功能。

(1) 智能中央控制设备。智能中央控制设备主要由工业控制计算机、通信接口、智能电能表、输出模块和通信总线组成。其主要功能是系统参数设置、系统运行状态的监测和协调控制系统的全部设备,提供系统运行管理的各项功能。

(2) 冷冻水智能控制设备。冷冻水智能控制设备主要由基于PC智能控制器、模拟量输入模块、模拟量输出模块、数字量输入模块、数字量输出模块、变频器和通信总线、各种控制元器件组成。其主要功能是接受中央控制指令运行或独立运行,按预定的程序控制冷冻水变频器的运行频率,保障冷冻水系统实现最佳节能。

(3) 冷却水智能控制设备。冷却水智能控制设备的组成与冷冻水智能控制设备的组成基本类似。其主要功能是接受中央控制指令运行或独立运行,按预定的程序控制冷却水变频器运行频率,提供空调冷水机组足够的冷却水量,实现预定的冷却水出水温度,保障空调冷水机组的热交换效率。

(4) 冷却塔风机智能控制设备。冷却塔风机智能控制设备的组成与冷冻水智能控制设备的组成基本类似。其主要功能是接受中央控制指令运行或独立运行,按预定的程序控制冷却塔风机变频器的运行频率,提供空调冷水机组合适的冷却水进水温度,保障空调冷水机组的热交换效率。

2.4.2 中央空调系统动态运行节能控制方法

冷水机组冷冻水供水温度设置的典型值为7℃,不宜降低。由第四章优化结果可知,冷冻水供水温度可升高到9℃或10℃,不会影响中央空调系统的舒适度,但是可以大幅度

节约冷水机组消耗的能源；供回水温差设置的典型值为 5°C ，可以在 5°C ~ 8°C 之间选择，提倡大温差小流量运行，切忌在小温差大流量状态下运行。

冷却水进水温度设置的典型值为 32°C ，不宜过高，可以在 24 ~ 32°C 之间选择。一般情况下，压缩式冷水机组宜在 24 ~ 32°C 之间选择，吸收式冷水机组宜在 28 ~ 32°C 之间选择。由于不同机组有一定的差异，可以通过实际运行试验选取合适的冷却水进水温度，以保证冷水机组维持较高的COP值。冷却水进出口水温差典型值为 5°C 。

各类变频器运行频率的上限频率设置为 45Hz ，下限频率设置为 30Hz 。下限频率设置应满足空调冷水机组冷冻水供水流量超过冷水机组的最小流量。变频器运行频率的设置主要考虑满足系统的安全性，有时没有实现最佳节能的数值，但换取的是运行安全性大幅度提高。

在保证中央空调系统舒适性前提下实现最佳节能。(1) 按照空调负荷的时变性特点，设置节能运行策略，编制按季节、周日、时段的不同，设置不同的运行参数，并由用户自行旋转和设置。(2) 在现场调试时，测量、整定用户水系统参数，依据测定的参数和试运行效果，修正控制模型和模糊控制规则库。

2.5 本章小结

本章针对国内在“系统节能”方面研究成果较少的现状，通过建立中央空调系统节能分析的层次模型，找出影响中央空调系统能耗的主要因素，并分别对层次内冷水机组、冷冻水系统、冷却水系统、冷却塔风机、空调机组、风机盘管及整个系统的变流量节能原理进行了详细的分析论述，综合分析中央空调系统动态运行节能技术，在系统节能研究中做有益的尝试。

第三章 中央空调系统优化运行模型与控制方案

实现系统自动寻优，达到整个中央空调系统的整体优化运行节能，是本文最终目的。文献^[62-64]根据自己的研究目的和研究方法，对空调系统各部件的运行特性进行了研究和数学描述。文献^[65-66]对 HVAC 系统整体优化进行了分析和模拟。在前人研究的基础上，结合第二章的系统分析，本节将建立中央空调系统运行的数学模型并给出控制方案。

3.1 中央空调系统优化运行的数学描述

本章在空调房间舒适性和空调系统节能性基础上建立中央空调系统优化运行问题的数学描述。设 f 为目标函数，则中央空调系统优化运行的数学描述可以表述为：

$$f(W, R) = \begin{cases} \min W \\ R \leq 0 \end{cases} \quad (3-1)$$

式中： W ——系统运行总能耗；

R ——系统能耗模型约束条件。

W 主要与各部件性能有关， R 主要是部件之间的约束关系以及房间舒适性、节能性要求。下面将分别就 W 和 R 进行详细讨论。

3.2 中央空调系统优化运行的数学模型

根据第二章系统分析，式(3-2)给出中央空调系统运行能耗方程式。

$$W = \sum_{t=0}^T \sum_{i=1}^{n_1} W_1(i, t) + \sum_{t=0}^T \sum_{i=1}^{n_2} W_2(i, t) + \sum_{t=0}^T \sum_{i=1}^{n_3} W_3(i, t) + \sum_{t=0}^T \sum_{i=1}^{n_4} W_4(i, t) \\ + \sum_{t=0}^T \sum_{i=1}^{n_5} W_5(i, t) + \sum_{t=0}^T \sum_{i=1}^{n_6} W_6(i, t) \quad (3-2)$$

式中： W ——系统总运行能耗；

$W_1(i, t)$ ——第 i 台冷水机组在 t 时刻的运行能耗；

$W_2(i, t)$ ——第 i 台冷冻水泵在 t 时刻的运行能耗；

$W_3(i, t)$ ——第 i 台冷却水泵在 t 时刻的运行能耗；

$W_4(i, t)$ ——第 i 台冷却塔在 t 时刻的运行能耗；

$W_s(i,t)$ ——第 i 台风机盘管在 t 时刻的运行能耗;

$W_c(i,t)$ ——第 i 台空调机组在 t 时刻的运行能耗;

$n_i (i=1, \dots, m)$ ——系统各部件台数;

t ——空调的运行时间。

式 (3-2) 给出了系统运行能耗计算方程式, 对于方程式中的每个子方程之间需要考虑模型的约束条件, 即在中央空调系统中应该考虑子系统之间的约束关系。作为一个基础性研究课题, 本文为了简化只讨论模型的主要约束关系。图 3-1 为系统各部分之间的主要相互约束关系示意图。

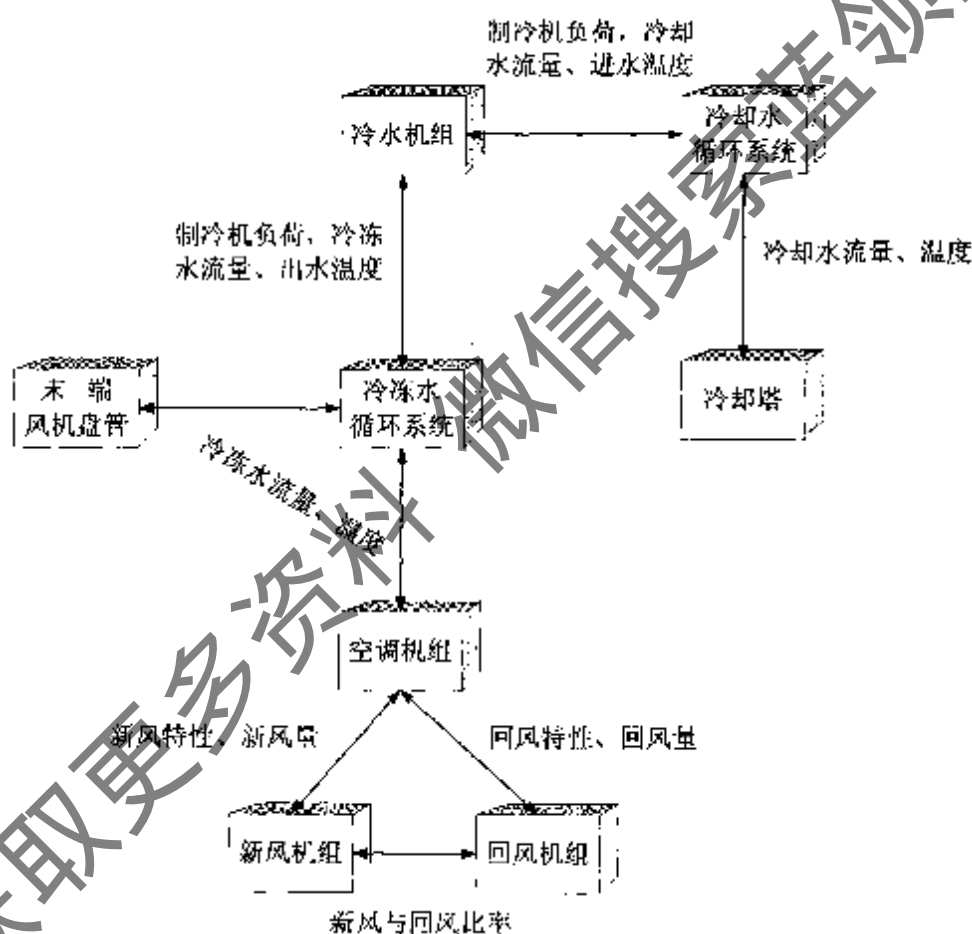


图 3-1 中央空调系统各部分主要变量关系示意图

Fig. 3-1 Main variable relationships of different parts in central air-conditioning system

3.3 中央空调系统数学模型的具体实现

下面就式 (3-2) 中各个子模型的能耗函数分别予以讨论, 并建立系统能耗的具体数

学模型。

3.3.1 冷水机组能耗数学模型

3.3.1.1 冷水机组消耗功率模型

定型号的冷水机组, 由于其在运行时通过蒸发器和冷凝器的流量一般采用定值, 所以冷水机组的耗电量主要受冷冻水和冷却水进口温度的影响, 在第四章还将利用遗传算法进行分析论证。

表 3-1 开利冷水机组性能

Table 3-1 Mechanical performance in Carrier cold water chiller

机组 冷量 kW	输入 功率 kW	蒸发器				冷凝器			
		冷冻水 出水温 度℃	冷冻水 进水温 度℃	冷冻水 流量 m ³ /h	冷冻水 压力降 kPa	冷却水 进水温 度℃	冷却水 出水温 度℃	冷却水 流量 m ³ /h	冷却水 压力降 kPa
		19XR 6767467DJS							
2837	529	5	10	487.4	75.2	26	31	582.8	69.9
2785	534	5	10	478.4	72.7	28	33	574.9	67.7
2674	547	5	10	459.4	67.6	30	35	553.7	62.8
2548	552	5	10	437.8	61.9	32	37	531.7	57.9
2855	521	6	11	491.0	75.7	26	31	584.3	70.3
2848	532	6	11	489.6	75.4	28	33	586.4	70.3
2778	543	6	11	477.7	72.0	30	35	574.6	67.2
2649	549	6	11	455.4	66.1	32	37	550.8	61.8
2872	514	7	12	493.9	76.2	26	31	586.1	70.7
2897	529	7	12	498.2	77.3	28	33	595.1	72.2
2828	539	7	12	486.4	74.0	30	35	583.6	69.1
2813	546	7	12	483.8	73.3	32	37	587.9	68.5
2890	507	8	13	497.5	76.7	26	31	582.5	71.1
2946	520	8	13	506.9	79.3	28	33	603.7	74.1
2872	531	8	13	494.3	75.8	30	35	591.1	70.8
2803	539	8	13	482.4	72.5	32	37	579.6	67.9
2904	500	9	14	500.0	77.0	26	31	589.3	71.4
0963	532	9	14	510.1	79.9	28	33	605.5	74.5
2918	538	9	14	502.6	77.7	30	35	599.0	72.6
2844	539	9	14	490.0	74.2	32	37	586.8	69.4
2918	495	10	15	502.6	77.3	26	31	588.2	71.2
2980	525	10	15	513.4	80.3	28	33	607.0	74.9
2966	539	10	15	510.8	79.7	30	35	607.7	74.5
2894	540	10	15	498.6	76.2	32	37	595.4	73.2

现以水冷式冷水机组为研究对象, 将冷水机组的耗功量拟合为冷冻水与冷却水进口温度的函数, ASHRAE handbook 上推荐用温度的四次多项式或两个二次多项式乘积的形式, 即

$$f_1 = \sum_{i=0}^2 \sum_{j=0}^2 D_{ij} (T_{cl} - T_{cl})^i (T_{cl} - \bar{T}_{cl})^j \quad (3-3)$$

式中: f_1 ——冷水机组耗功量, kW;

T_{c1} ——冷却水进口温度，对于风冷机组，则为室外空气干球温度，℃；

\bar{T}_{c1} ——回归用冷却水进口温度参数平均值， $\bar{T}_{c1} = 28.5$ ℃；

T_{c2} ——冷冻水进口温度，℃；

\bar{T}_{c2} ——回归用冷冻水进口温度参数平均值， $\bar{T}_{c2} = 12.5$ ℃；

D_{ij} ——回归系数，由制冷机实际性能而定。

本文利用开利公司 19×R6767467DJS 型冷水机组的性能参数回归水冷离心式冷水机组的数学模型。开利制冷机性能和回归系数见表 3-1 和表 3-2。

表 3-2 开利冷水机组模型回归系数表

Table 3-2 Return coefficient chart of Carrier cold water chiller's model

D_{ij}	$i=0$	$i=1$	$i=2$
$j=0$	1.2930	1.0439	1.0687
$j=1$	-3.0247	-1.1342	-0.5791
$j=2$	1.2692	1.6820	-0.0079

3.3.1.2 部分负荷问题

众所周知，制冷机容量都是根据设计条件下的负荷确定的，事实上，制冷机基本上是在部分负荷情况下工作，很少满负荷运行。日本某资料推荐一般建筑物的平均负荷率为 0.25~0.7，表 3-3 给出了美国 ASHRAE 提供的空调负荷全年分布规律。

表 3-3 空调负荷的全年分布状况

Table 3-3 Whole year distribution condition of the air conditioner's load

冷负荷率%	75~100	50~75	25~50	0~25
占总运行时间的百分数%	10	50	30	10

表 3-3 为美国 ASHRAE 标准 880-56 推荐的一般建筑物全年冷负荷分布数据。从表中可以看出冷水机组全年 60% 以上的时间在 50~80% 负荷状况下运行。

因此，制冷机组部分负荷调节性能成为评价一台制冷机组优劣的一个重要指标，也是计算制冷机组实际能耗所必须考虑的问题。

一般来说，制冷机组都是通过减少启动压缩机的台数来满足部分负荷要求，这样的调节显然是非线性的，为了优化的方便，我们只能将其拟合成下列多项式的形式。（取前 4 项）

$$\begin{aligned}
 PLCC &= \sum_{n=0}^3 [FPLCC_n \times (PLR)^n] \\
 &= FPLCC_0 + FPLCC_1 \times PLR + FPLCC_2 \times (PLR)^2 + FPLCC_3 \times (PLR)^3 \quad (3-4)
 \end{aligned}$$

式中： $PLCC$ ——部分负荷修正系数，为冷水机组在部分负荷下耗电量与冷水机组在满负荷运行时的耗电量之比；

PLR ——部分负荷率，为制冷机实际制冷量与满负荷时的制冷量之比；

$FPLCC$ ——部分负荷修正拟合系数，通过开利冷水机组部分负荷性能拟合得出，见表 3-4 和图 3-2。

表 3-4 部分负荷拟合系数

Table 3-4 Parts of load Fitting coefficient

m	0	1	2	3
$FPLCCm$	0.12664	1.85978	-3.18826	-1.09848

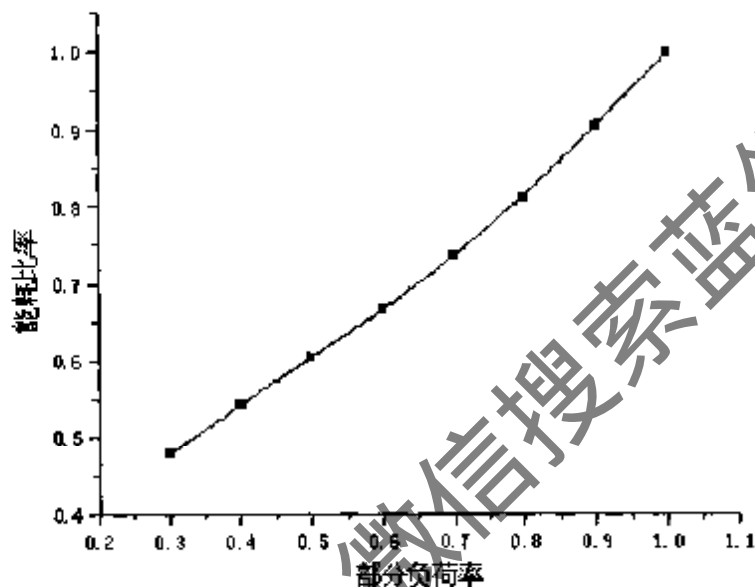


图 3-2 冷水机组部分负荷拟合曲线

Fig. 3-2 Partial load Fitting curve in cold water unit

这样，通过上述两点讨论，我们可以得到冷水机组能耗模型的数学表述为：

$$W_1 = (PLCC) \cdot f \quad (3-5)$$

3.3.2 冷却水循环泵能耗数学模型

理论上冷却水循环系统的能耗包括冷却水循环泵能耗、冷却水循环管道能量损耗、冷却水蒸发损耗等，为了简化讨论，仅考虑能耗最大的冷却水循环泵的能耗。计算冷却水泵能耗的主要依据^[67]是：流量 (G_c)、扬程 (H_c)、耗功率 (W_3)、水泵在工作点的总效率 (η_c)。

其中，流量和扬程按下式确定：

$$G_c = \frac{Q_c}{\rho \cdot c \cdot (T_{c2} - T_{c1})} = \frac{1.2Q}{\rho \cdot c \cdot (T_{c2} - T_{c1})} \quad (3-6)$$

$$H_c = H_{c0} \left(\frac{G_c}{G_{c0}} \right)^2 \quad (3-7)$$

式中: Q_c ——冷凝器热负荷, kW; Q ——冷水机组制冷量, kW;

T_{c1} ——冷却水进口温度, $^{\circ}\text{C}$; T_{c2} ——冷却水出口温度, $^{\circ}\text{C}$;

G_c ——冷却水流量, m^3/s ; H_c ——冷却水泵扬程, kPa;

G_{c0} ——水泵的名义流量, m^3/s ; H_{c0} ——水泵的名义扬程, kPa;

c ——冷却水进出口温度的平均比热容, $c=4.186 \text{ kJ}/(\text{kg}\cdot^{\circ}\text{C})$;

ρ ——水的密度, $\rho=1000 \text{ kg}/\text{m}^3$;

Q_c 与 Q (Q 为制冷量)的关系为: $\frac{Q_c}{Q} = A_L$, 其中 A_L 为一大于1的系数, 一般来说

冷凝温度越高蒸发温度越低, 其值越大。为简化计算, 根据文献^[68]取 $A_L = 1.20$ 。

计算出 G_c 和 H_c 后, 就可以得出冷却水泵能耗模型的数学表述为:

$$W_3 = \beta_3 \cdot \beta_2 \frac{G_c \cdot H_c}{\eta_c} \quad (3-8)$$

式中: W_3 ——冷却水泵耗功率, kW;

β_1 ——流量储备系数, 对单台水泵工作时 $\beta_1 = 1.1$; 两台水泵并联工作时 $\beta_1 = 1.2$ 。

β_2 ——扬程(压头)储备系数, $\beta_2 = 1.1 \sim 1.2$ 。

η_c ——水泵在工作点的总效率, 对小型泵 $\eta_c = 0.4 \sim 0.6$, 中型泵 $\eta_c = 0.6 \sim 0.75$, 大型泵 $\eta_c = 0.75 \sim 0.85$ 。

3.3.3 冷冻水循环泵能耗数学模型

类似于冷却水循环泵, 冷冻水系统采用变流量时冷冻水泵的流量和扬程按下式确定:

$$G_c = \frac{Q}{\rho \cdot c \cdot (T_{c1} - T_{c2})} \quad (3-9)$$

$$H_c = H_{c0} \left(\frac{G_c}{G_{c0}} \right)^2 \quad (3-10)$$

式中: Q ——冷水机组制冷量, kW;

T_{c1} ——冷冻水进口温度, $^{\circ}\text{C}$; T_{c2} ——冷冻水出口温度, $^{\circ}\text{C}$;

G_c ——冷冻水流量, m^3/h ; G_{c0} ——冷冻水泵名义流量, m^3/h ;

H_c ——冷冻水泵扬程, kPa; H_{c0} ——冷冻水泵名义扬程, kPa;

计算出 G_c 和 H_c 后, 就可以得出冷却水泵能耗模型的数学表述为:

$$W_2 = \beta_1 \cdot \beta_2 \frac{G_c \cdot H_c}{\eta_c} \quad (3-11)$$

式中: W_2 ——冷却水泵耗功率, kW;

β_1 ——流量储备系数, 对单台水泵工作时 $\beta_1 = 1.1$; 两台水泵并联工作时 $\beta_1 = 1.2$ 。

β_2 ——扬程(压头)储备系数, $\beta_2 = 1.1 \sim 1.2$ 。

η_c ——水泵在工作点的总效率。

3.3.4 冷却塔能耗数学模型

在空调系统优化研究中, 普遍采用的是 Braun 于 1989 年提出的基于部件的冷却塔模型^[69-71], 该模型的表达式非常复杂, 模型的数学表达式如下所示:

$$Q_c = \varepsilon_o m_a \Delta h \sqrt{b^2 - 4ac} \quad (3-12)$$

逆流式冷却塔:

$$\varepsilon_o = \frac{1 - \exp[-NTU(1-m^*)]}{1 - m^* \exp[-NTU(1-m^*)]} \quad (3-13)$$

叉流式冷却塔:

$$\varepsilon_o = \frac{1 - \exp\{-m^* [1 - \exp(-NTU)]\}}{m^*} \quad (3-14)$$

$$m^* = \frac{m_a c_a}{m_w c} \quad (3-15)$$

$$c_a = (h_{w2} - h_{w1}) / (T_{c2} - T_{c1}) \quad (3-16)$$

式中: Q_c ——冷却塔的散热量;

Δh ——对应于冷却塔进口水温温度下的饱和空气焓值与进口空气焓值之差;

m_a ——空气的质量流量;

m_w ——水的质量流量;

ε_a ——冷却塔热交换效率;

NTU——传热单元数, 根据 ASHRAE 手册^[72]有关系式 $NTU = c \left(\frac{m_w}{m_a} \right)^{n+1}$,

其中 c 和 n 是和具体冷却塔有关的参数, 根据冷却塔生产商提供的数据或冷却塔的实验数据确定。

m^* ——为 Braun 模型中空气与水的热效率比;

c ——水的比热;

c_a ——为平均饱和空气定压比热容;

h_{a1}, h_{a2} ——分别为冷却水出口水温和进口水温下的饱和空气焓值;

考虑到冷却水热量损失等于冷却塔总的传热量, 可得 $\eta k \Delta t = \varepsilon_a m_a \Delta h$, 其中 $\eta c \Delta t$ 为冷却水热量损失, k 为——能量损耗系数。由此:

$$m_a = \eta c \Delta t / \varepsilon_a \Delta h \quad (3-17)$$

所以, 冷却塔能耗模型的数学描述为:

$$W_d = k_a \eta c \Delta t / \varepsilon_a \Delta h \quad (3-18)$$

其中 k_a 为冷却塔风机运行能耗系数, 它的定义类似于泵。

可以看出上述模型比较复杂, 焓值计算和各个系数的确定都比较繁琐, 所以本文采用大量样本数据拟合方法, 拟合出冷却水流量和冷却塔耗功率的关系式来进行编程计算, 如果需要非常精确的仿真时可以考虑将程序中冷却塔模型换成上述推导出的精确关系式。由于篇幅所限, 在此不再叙述拟合过程, 只给出拟合后的表达式。

冷却塔耗功率模型的数学表述为:

$$W_d = 69.8978G_c^2 + 83.7279G_c + 0.1554 \quad (3-19)$$

3.3.5 空调系统能耗数学模型

空调系统中能耗主要体现在新风机组和回风机组上, 风机的能耗函数由第二章的讨论可知 $f_f = k'V$ (其中 k' 为风机能耗系数, V 为风机风量), 即能耗系数与风量的乘积。因此关键是求新风量与回风量。

新风量根据室内人数确定^[72], 假设室内有 N 人, 人均新风量为 G_v , 那么新风量 V_f 为:

$$V_f = G_v N \quad (3-20)$$

因此可以得到新风机组的能耗函数 $f_2 = k_f V_f$, 即新风机组能耗模型的数学表述为:

$$f_2 = k_f G_v N \quad (3-21)$$

其中 k_f 为新风机组运行能耗系数, 可由实验数据拟合得出。

根据第二章的讨论, 新风量与回风量保持一个合适的比例关系, 有利于系统节能。设 $K_e = V_f / V_R$, 其中 V_R 为回风量, 那么回风机组能耗模型的数学表述为:

$$f_3 = k_r G_v N / K_e \quad (3-22)$$

式中: k_r ——回风机组运行能耗系数。

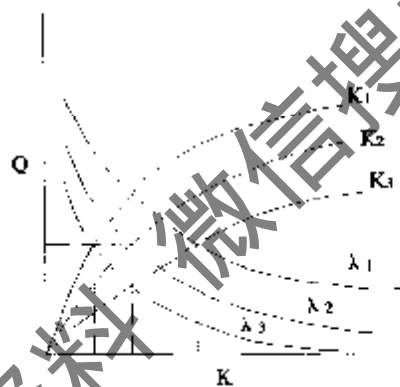


图 3-3 最优控制点选取示意图

Fig. 3-3 Best control pointing selected diagram

第二章图 2-7 (a) 和图 2-7 (b) 合在一起, 如图 3-3 所示^[73]。这样, 理论上, 对应于不同冷热负荷下的最优控制点 λ , K 便可求得, 亦即给定冷冻水流量, 即可确定回风机组的回风量。

冷冻水与风机中空气的能量交换为^[74]:

$$Q_w = Q_a = \Delta \bar{T}_c / R_f (K, \lambda) \quad (3-23)$$

式 (3-23) 中 $\Delta \bar{T}_c$ 为综合平均温差, 一般有两种计算方法^[74]: 算数平均法和对数平均法, 计算公式为:

$$\text{算数平均温差: } \Delta \bar{T}_c = \frac{1}{2}(T_{a1} + T_{a2}) - \frac{1}{2}(T_{e1} + T_{e2})$$

$$\text{对数平均温差: } \Delta \bar{T}_c = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)}$$

式中: T_{a1} 、 T_{a2} ——分别为换热器进出口空气温度;

T_{c1} 、 T_{c2} ——分别为冷冻水进出口温度;

$$\Delta T_1 = T_{a1} - T_{c1}, \quad \Delta T_2 = T_{a2} - T_{c2}$$

式(3-23)中, $R_f(K, \lambda)$ 为风机换热器热阻, 根据文献^[74], 风机热阻为:

$$R_f(K, \lambda) = 0.002362 + \frac{9.36}{388 + 89.1\lambda} + \frac{6.67}{K^{0.718}} \quad (3-24)$$

设新风量与回风量之比为 K_c , $K_c = \frac{V_f}{V_r}$, 即:

$$K = V_f \left(\frac{1}{K_c} + 1 \right) \quad (3-25)$$

将式(3-24)和式(3-25)代入式(3-23):

$$Q_w = Q_a = \frac{\Delta \bar{T}_c}{0.002362 + \frac{9.36}{388 + 89.1\lambda} + \frac{6.67}{\left[V_f \left(\frac{1}{K_c} + 1 \right) \right]^{0.718}}} \quad (3-26)$$

分析式(3-26)可知, 新风量 V_f 是由室内要求决定的, 因此它是必须满足的条件, 式中由 λ 、 K_c 在 $\Delta \bar{T}_c$ 一定时共同决定热交换量的大小, 此式正反应了图 3-3 曲线工作区部分, 即 λ 取值太大, 热交换量增加不明显, 太小不能满足热交换量要求; K_c 取值太小, 热交换量不明显, 太大在最小新风量要求下势必增加总风量, 增大了风机负荷, 甚至受到风机能力限制。

从图 3-3 和式(3-26)可以看出, 存在一点 $(\lambda, K_c, \Delta \bar{T}_c)$, 在满足新风机组、冷冻水泵和冷水机组能耗最小的情况下, 使得 $Q_w(Q_a)$ 最大。即求解模型 $\begin{cases} \max Q_w \\ \min (W_1 + W_3 + f_2) \end{cases}$ 的参数, 可以得到一组 $(\lambda, K_c, \Delta \bar{T}_c)$, 将得到的 K_c 代入式(3-22)即可得到回风机组能耗函数 f_3 。

说明: 在生成机组运行策略时其中实时量为预测值。而模型的实时意义在于系统在线监控的冷负荷计算。

为了求解方便, 本文采用将新风机组和回风机组统一到空调机组上, 并采用大量样本

数据进行拟合，从而得出简化的空调机组能耗模型的数学表述，见下式。

$$W_6 = f_2 + f_3 = Q \cdot f_{JZ} = 0.051Q \quad (3-27)$$

式中： $f_2(i,t)$ ——第*i*台新风机组在*t*时刻的运行能耗；

$f_3(i,t)$ ——第*i*台回风机组在*t*时刻的运行能耗；

f_{JZ} ——空调机组单位冷量耗功；

Q ——冷水机组实际制冷量；

3.3.6 末端风机盘管能耗数学模型

同空调机组的能耗模型相类似，由于末端空调风机盘管的能耗较小，所以本文采用诸多样本拟合得出平均值作为末端风机盘管能耗数学表述：

$$W_5 = Q \cdot f_{FP} = 0.016Q \quad (3-28)$$

式中： f_{FP} ——风机盘管单位冷量耗功；

Q ——冷水机组实际制冷量；

3.4 约束

3.4.1 机组的爬坡速率约束

冷水机组、水泵和风机都存在爬坡速率的限制。所谓爬坡速率即在单位时间内机组功率的变化量。为了讨论方便，设 $P_{i,t}$ 为*t*时刻第*i*台制冷机、泵或者风机的功率输出， $\Delta P_{i,\max}$ 为第*i*台机组的最大爬坡速率，则有：

$$\forall i, P_{i,t} - \Delta P_{i,\max} \leq P_{i,t+1} \leq P_{i,t} + \Delta P_{i,\max} \quad (3-29)$$

3.4.2 机组启停次数约束

对任何一种机电设备，频繁的启停都对其不利，所以对机电设备的启停次数必须加以限制，特别是对于制冷机组，机组的启停次数对机组耗能影响是不可忽视的。机组的启停次数约束可以写作：

$$\forall t, \sum_i z_{i,t} - z_{i,t-1} \leq M \quad (3-30)$$

式中： M ——机组允许的最大启停次数；

$z_{i,t}$ —— i 机组 t 时刻运行状态，当启动状态时取值为 1，停止状态取值为 0。

3.4.3 设备能力约束

对所有的机组都必须工作在额定功率下，否则会缩短设备的寿命。另外设备也存在最小功率限制，当机组负荷过小时会产生“喘振”现象，这种情况也是应该避免的。因此对机组必须从设备能上予以限制。

设 i 机组额定功率为 $P_{i,max}$ ，最小要求功率为 $P_{i,min}$ ，机组 t 时刻的出力为 $P_{i,t}$ ，则设备能力限制可写作：

$$\forall t, P_{i,min} \leq P_{i,t} \leq P_{i,max} \quad (3-31)$$

3.4.4 其它约束

对于制冷机应存在冷却水和冷冻水水湿的限制。第二章讨论可知，降低冷却水温可以提高制冷系数，使单位制冷量的能耗降低，但是，不是温度越低越好，对于制冷机冷凝器，冷凝压力有一低限，冷凝温度因此也有一个低温限制。这一点很重要。例如，对于溴化锂吸收式制冷机，冷凝温度过低，就会造成“制冷剂水的污染”，另外可能造成溶液浓度较高，从而引起“溶液结晶”现象发生。对于离心式冷水机组，冷凝温度过低，就有可能造成压缩机“液击”现象。而对于螺杆式冷水机组，就会引起压缩机“失油”和蒸发器“蒸发温度过低”而停机。因此对于冷却水入口水温应当有一个最低限，设为 $T_{c1,t,min}$ ，另外受到制冷机制冷要求，冷却水的入口温度必须存在一个上限，设为 $T_{c1,t,max}$ ，那么制冷机冷却水入口温度约束可以写作：

$$\forall t, T_{c1,t,min} \leq T_{c1,t} \leq T_{c1,t,max} \quad (3-32)$$

其中 $T_{c1,t}$ 为第 i 台机组 t 时刻的冷却水入口温度。

对于冷冻水出口温度，由于受到制冷机能力的限制，存在冷冻水出水水温范围，设为 $T_{c2,t,min}$ 为出水温度下限， $T_{c2,t,max}$ 出水温度上限，那么制冷机冷冻水出口水温约束条件可以写作：

$$\forall t, T_{c2,t,min} \leq T_{c2,t} \leq T_{c2,t,max} \quad (3-33)$$

式中： $T_{c2,t}$ 为第 i 台机组 t 时刻的冷冻水出口温度。

3.5 系统优化控制方案

3.5.1 方案的提出

本系统方案设计的基础是在空调房间舒适性基础上实现中央空调系统的优化运行，达到系统综合节能的目的。由于中央空调系统结构复杂，其中涉及的控制点庞大，如果实现全部控制点的控制，在系统实现上非常困难。本文作为一个应用研究项目的子课题，将就其中对系统能耗影响较大的几个控制点在本章和上一章分析的基础上给出优化控制方案。

采用离线预测控制和在线运行控制相结合的系统能量优化管理方案。空调系统是一个大时滞系统，要想实现空调房间的舒适性要求，理论上要求实现房间的温度、湿度等的实时控制，但是对于空调系统仅仅根据实时数据采集量进行控制然后对系统进行调整，一方面容易造成系统的震荡，房间微气候的不稳定，给人身体造成不舒适感；另一方面会造成能量的浪费，因为很容易形成温度过调的情况。这只是采用预测方式的必要性。另外根据经验知，当房间温度变化 1°C ，对于制冷系统就有约5%的变化量，当房间温度存在较小允许浮动范围时，制冷量将存在较大的浮动范围，这就是采用预测方法的可行性。但是基于预测的控制系统，不能完全脱离实际运行环境，要根据在预测的基础上结合实时数据，利用现场数据对预测数值在运行过程中不断进行修正，以满足房间舒适性要求和实现系统节能的目的。

3.5.2 技术方案框图

整个技术方案分为两个部分：优化运行策略生成和在线运行控制与检测。

优化运行策略生成部分主要功能是对次日机组的运行方案进行预测与制定。

生成优化运行策略模块：数据库存储若干天的机组运行数据，作为历史数据用于次日冷负荷的预测，通过模型求解得次日制冷量。在早上7:00—21:30之间每隔30分钟对机组运行进行负荷优化分配以及机组运行时间控制，从而形成次日优化运行策略。

在线运行控制与检测部分主要功能是完成实时冷负荷的计算，通过实际值与优化运行值的比较，对运行策略进行修正，同时实现机组运行状态的检测与运行结果的输出。因为这一部分涉及到机组的最优启动问题，所以在次日空调机组投入正式使用之前启动。

实时运行控制与检测：首先进行最佳启动时间选定，空调启动后从室外环境和室内环境中采集温度、湿度等空气参数，求解建筑物动态负荷模型，求得建筑物内实时动态负荷，从而求出空调系统负荷，然后与预测值比较，对优化策略实施修正，给出空调系统运行参数，并实时输出运行结果，实现空调系统的实时监控。

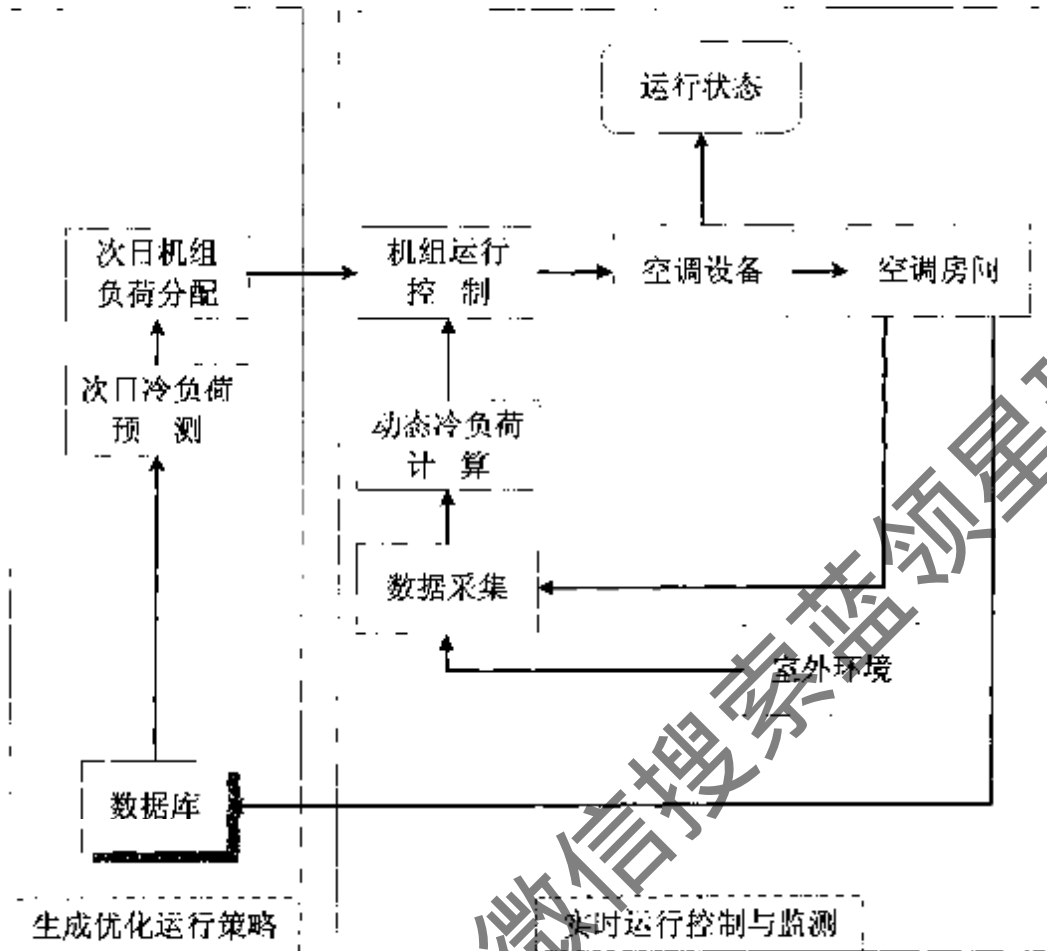


图 3-4 技术方案图

Fig. 3-4 Technical schematic diagram

3.6 本章小结

本文主要从系统的角度讨论中央空调系统动态运行节能问题,所以本章的中央空调系统优化运行数学模型主要是基于以上讨论的各个方面而建立,并且给出了所有能耗部件(包括冷水机组、水泵、风机、末端空调机组等)的目标函数和约束条件。空气调节是一个典型的时滞过程,完全按照反馈控制是达不到控制要求的,而常用的 PID 控制方式往往造成系统的震荡,导致控制温差每超过 1℃,系统就会多耗能 5%左右,因此造成能源的浪费。本章提出采用预测加实时检测修正方案实现对系统的控制,并给出了控制方案和技术方案。

第四章 基于改进遗传算法的中央空调系统性能优化

4.1 遗传算法简介

遗传算法作为模拟生物进化论的一种工程数学模型,它的重要价值不仅在于能够对优化难题给出一种有效的计算方法,而且遗传算法的结构中包含了大自然所赋予的一种哲理,在科学思想方法论上给予人们以深刻的启迪。对于一种优化算法寻求最优点不是唯一的目的,实际经常遇到的优化问题中,更加重要的目标往往是进化,即优化过程应该是一个不断改进的过程,对于复杂系统的优化更是如此。

遗传算法^[75] (Genetic Algorithm, 简称 GA) 是模拟生物在自然环境中遗传和进化过程而形成的一种自适应全局优化概率搜索算法;是基于“适者生存”的一种高度并行、随机和自适应的优化算法,它将问题的求解表示成“染色体”的适者生存过程,通过“染色体”群的一代代不断进化,最终收敛到“最适应环境”的个体,从而求得问题的最优解^[76]。

它起源于 60 年代对自然和人工自适应系统的研究,由美国密执安 (Michigan) 大学的 J.Holland 教授于 1975 年首先提出。早期的研究大多以对自然系统的计算机模拟为主。70 年代基于遗传算法的思想在计算机上进行了大量的纯数值函数优化计算试验^[77]。在一系列研究工作的基础上,80 年代由 Goldberg 进行归纳总结,形成了遗传算法的基本框架^[78]。我国 GA 的兴起是在 1996 年,它是研究仿照生物进化自然选择过程中所表现出来的优化规律和方法,对复杂的工程技术领域或其它领域提出的而传统优化理论又难以解决的优化问题^[79],进行优化计算、预测和数字寻优等方面的一种计算方法。遗传算法体现了优胜劣汰的自然选择的优化方法,同其它人工智能技术相比,模糊逻辑系统和基于知识的系统需要先验经验,神经网络需要不断从输入输出关系中学习,而遗传算法是属于从过去性能学习的方法,强调重新组合和生物系统的相关计算,使得遗传算法具有可扩展性,尤其是它便于与模糊逻辑和神经网络综合应用为智能控制的研究注入了新的活力。

正如 Thomas 等人指出,遗传算法处理多维且多峰的非线性优化问题具有很强的灵活性、鲁棒性、适应性、有效性。作为一种新的优化技术,GA 对所求解的优化问题没有太多的数学要求,它在解的搜索中不需要了解问题的内在性质,可以处理任意形式的目标函数和约束条件,无论是线性的还是非线性的、离散的还是连续的、甚至混合的搜索空间;另外,传统的优化方法只有在问题具有凸性时才能找到全局最优解,而 GA 是一种全局搜索算法,并且每次迭代借助交叉、变异产生新个体,不断扩大搜索范围,能非常有效地找到全局最优解。因此,目前 GA 在许多应用领域都显示出了强大的生命力^[80],在 HVAC 领域也开始应用并得到发展。

Gibson^[81]成功研制了在线运行的建筑中央冷却系统的 ANN-GA 最佳能源管理器, HVAC 设备处于动态的最佳化运行。模型是美国加利福尼亚州南方的一所高级中学的 HVAC 系统。系统有冰蓄冷系统、螺杆式制冷机和燃气式制冷机。ANN 为回归神经网络,

该网络能预测和控制 9 个矢量，峰值负荷预测误差小于 1kW，即 0.04%。李廷勋[82]将 GA 应用于混合工质热泵系统，在对热泵进行模拟的基础上构造了系统性能函数，对冷凝压力、蒸发压力以及回热度进行了多参数的优化，得到了使系统 COP 最大时各参数的最佳值。发现在进行制冷/制热系统多参数组合优化时，GA 全局寻优以及收敛能力与传统的优化方法相比，性能有了较大的提高。

虽然由于 GA 自身的局限性——其主要是一种优化算法，使得它在 HVAC 领域中的应用研究不如模糊控制那么广泛，但是这种随机搜索方法具有的智能、全局搜索能力已经引起 HVAC 领域学者的注意，它对 HVAC 系统进行优化的成功范例也将促使更多的学者将它应用到 HVAC 领域中来。

4.2 遗传算法原理与实现

遗传算法将优化问题的基本可行解编码成字符串，每个字符串称为一个染色体或个体，每一个体代表一个解，每个染色体或个体可由多个子字符串组成，其包含了目标函数空间多个设计变量的信息。将待解问题参数类比为生物的染色体，每一代中所有的染色体称为群体，构成问题的一群候选解。群体在每次寻优迭代中，以一定的概率通过选择、交叉、变异等遗传操作可以生成新的可行解群体，称为后代。根据优化问题的目标函数，每个染色体对应一个目标函数值，遗传算法直接以目标函数值作为搜索信息，经适当变换后可得到染色体的适应度。染色体的适应度反应了该组可行解的优劣，按照优胜劣汰的原则对染色体进行选择，相对好的个体得以繁殖，相对差的个体则予以淘汰。因此，群体整体的性能将不断改善，经过若干代繁衍进化后就可使群体性能趋于最佳，从而可获得最优解。

由于遗传算法利用了多点搜索和概率搜索技术，很大程度上克服了传统优化算法容易陷入局部最优的缺点，能够获得系统的最优解。遗传算法的工作原理见图 4-1 所示，其主要核心是个体评估、选择、及遗传学处理。其中回放处理保留当前适应值最高的个体，这样可以保证遗传算法的收敛性。

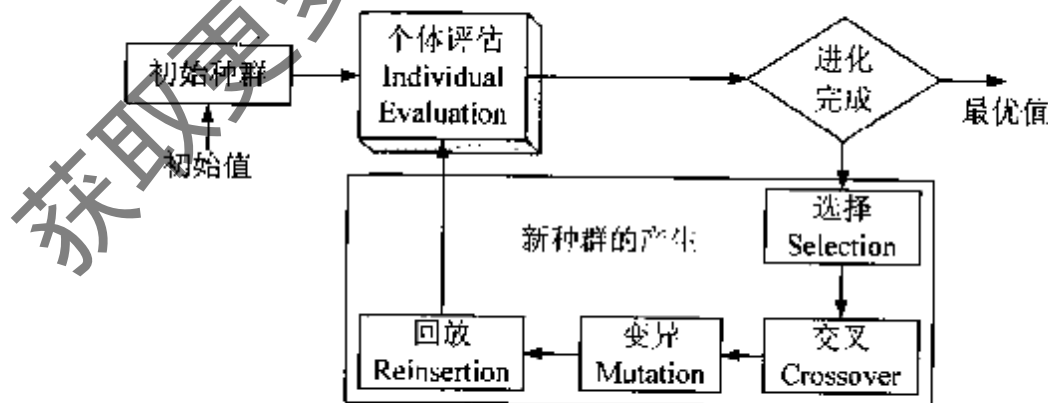


图 4-1 遗传算法的工作原理

Fig. 4-1 Operating principle of Genetic algorithm

传统的优化定义包括两个方面的含义：一是寻求性能的改进，二是最终寻求到优化点

(极值点)。这两个方面实际上一个是过程，另一个是目的。通常我们是通过考察算法收敛来判断是否达到极值点，却忽略了中间过程。然而对于实际问题，往往事先无法知道优化点，在此情况下，用是否收敛至极值点来判断一个优化算法显然是不合理的。这时候我们只有通过与其他方法的比较来判断该算法的性能，也就是能否更快地达到令人满意的性能，而获得最优值比寻求性能的改进要弱一些，这一点对于复杂系统尤其中央空调系统更为明显。

GA 的寻优规则不是定性的，群体的产生、复制、交叉及变异都是由概率决定的，但是所采用的这种随机操作并不等于盲目，正是随机使得算法具有了全局寻优的可能。由于遗传算法依靠的是群体进化，因而能大大减少局部收敛的危险，是全局优化的有效手段。此外，遗传算法无需梯度信息，对目标函数无连续、可微等要求，采用纯数值计算方法和按概率的随机进化策略，仅仅依靠后代个体的适应度值来指导和优化搜索的方向，无需搜索空间的外部知识，因而应用范围广，鲁棒性强。

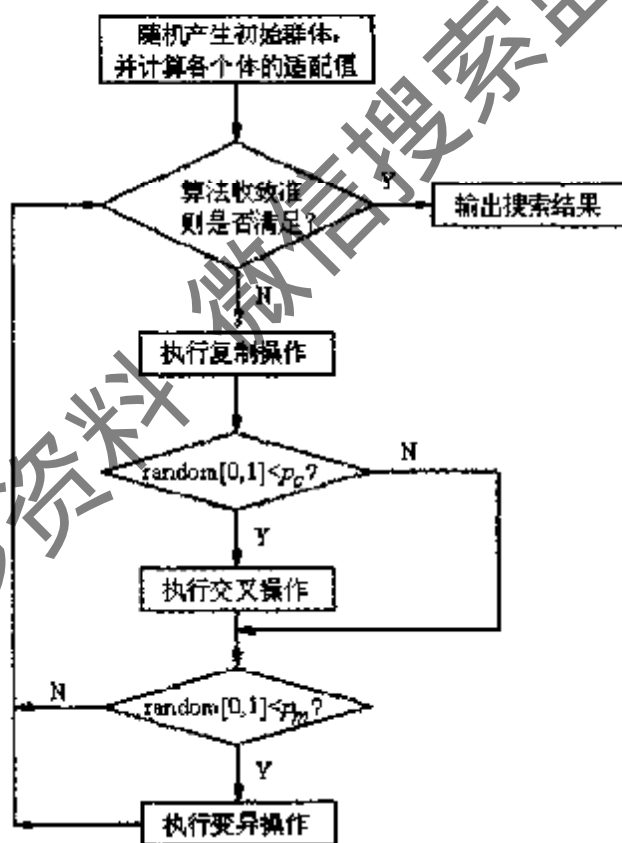


图 4-2 标准遗传算法的优化流程图

Fig.4-2 Standard genetic algorithms optimized flow

标准遗传算法的优化流程图描述如下，图中 p_c 为交叉概率，控制着交叉操作的使用频度，大的交叉频率可以增强算法开辟新的搜索空间的能力，但高性能的模式遭到破坏的可能性也增大，若交叉概率太小，算法的搜索可能陷入迟钝状态。 p_c 一般取值在 0.25~

0.95 之间。 pm 为变异概率，控制着变异操作的使用频度，适度的变异可以防止群体中重要的单一基因的丢失，而高频度的变异则使得算法趋于随机搜索。 pm 取值一般小于 0.05。

4.3 遗传算法的具体操作过程

在求解具体问题时，遗传算法首先要求构建一个初始群体 (Population)，群体中的任一个体均是原问题的一个可行解的编码，从而整个初始群体构成问题解集的一个随机采样。然后引入一个适应度函数来评价群体中的个体的优劣程度，以供“选择”优胜劣汰的依据。其次引入门德尔——摩根遗传学说中的“交叉”、“变异”概念，对选出的“优胜”个体进行“交叉”、“变异”生成新的个体。最后根据一定的选择策略，重组新一代种群。这样反复迭代下去直至找到“满意解”或迭代足够长的时间为止。

其编码描述：

```

Begin
k:=1;
初始化第 1 代群体 POP[k];
While (不满足停机准则) Do
Begin
计算 POP[k]中每个个体的适应值;
对 POP[k]进行选择运算;
对 POP[k]进行交叉运算;
对 POP[k]进行变异运算;
产生下一代群体 POP[k+1];
k:=k+1;
End
End

```

4.4 空调系统优化输入/输出量的确定

一个待建系统的输入—输出可能是事先确定的，也可能不够明确，需要进行一番筛选。一般来讲，输出量代表系统要实现的功能目标，其选择相对容易一些，例如，对于中央空调系统的模拟，我们关心的是系统的性能指标。输入量必须选择那些对输出影响大且能够检测或提取的变量，此外还要求各输入变量之间不相关或相关性很小。

影响中央空调系统性能的因素很多，有结构参数和运行参数。这里针对成型设备在运行过程中的性能分析，不考虑系统结构参数和一些次要因素的影响，主要考虑以下七个变量：冷冻水进口温度 (T_{e1})、冷冻水出口温度 (T_{e2})、冷却水进口温度 (T_{c1})、冷却水出口温度 (T_{c2})、冷冻水流量 (G_e)、冷却水流量 (G_c) 和制冷量 (Q)。定义中央空调系统

的性能参数综合能效比 (EER_s) 是一个评价系统效率的指标, 可以作为输出量。

本文根据众多厂家的样本数据进行研究, 冷水机组选用离心式, 型号 LC120-P, 制冷量 1406kW; 冷冻水泵型号 200KTS280-40A; 冷却水泵型号为 200KTS280-40A; 冷却塔型号为 GBNL₃-300。根据众厂家样本和性能曲线实际情况, 上述七个参数的变化范围如下。

- (1) 冷冻水进口温度变化范围: 10℃~15℃;
- (2) 冷冻水出口温度变化范围: 5℃~10℃;
- (3) 冷却水进口温度变化范围: 24℃~32℃;
- (4) 冷却水出口温度变化范围: 32℃~40℃;
- (5) 冷冻水流量变化范围: 30%~100%;
- (6) 冷却水流量变化范围: 30%~100%;
- (7) 制冷量运行变化范围: 30%~100%。

4.5 基于改进遗传算法设计分析

GA 在应用中要解决的关键问题主要有: ①确定解决问题的编码方案; ②确定适应度函数; ③遗传算子的设计; ④算法参数的选取, 主要包括种群数目、交叉与变异概率、进化代数等; ⑤确定算法的终止条件。

4.5.1 编码

编码就是将问题的解用一种码来表示, 从而将问题的状态空间与 GA 的码相对应, 这很大程度上依赖于问题的性质, 并将影响遗传操作的设计。

在实际的优化过程中较常用到的是二进制编码和实数编码。二进制编码, 虽有其自身的优点, 若它能使交叉和变异操作容易实现, 则采用二进制编码时算法处理的模式数最多, 但在处理优化问题时, 会出现一些问题: 由于相邻整数的二进制编码结构可能出现很大的差异, 这样会降低遗传算子的搜索效率, 而且如果设计变量的精度很高, 串长就很大, 这样也降低了算法的效率, 所以在求解高维优化时, 算法的搜索效率就更低了。如果优化算法采用实数编码, 就不必进行二进制的编码和解码, 可以克服二进制编码的不足, 提高优化算法的性能。当变量较多时, 实数编码优势就更明显。

空调系统的模型特点决定了其求解过程是一个多变量多阶段最优问题的求解。而遗传算法的一个重要特征是能够对多参量进行编码, 并加以权衡考虑, 从而得到全局最优解。因此, 本文采用大规模参数问题求解方法——实数编码改进遗传算法。

本文优化的参数有: 冷水机组制冷量、冷水机组冷却水进口温度 (冷却塔出口温度)、冷水机组冷却水出口温度、冷水机组冷冻水进口温度、冷水机组冷冻水出口温度、冷冻水流量和冷却水流量等。本文涉及到的参数在遗传算法中全部采用实数编码。

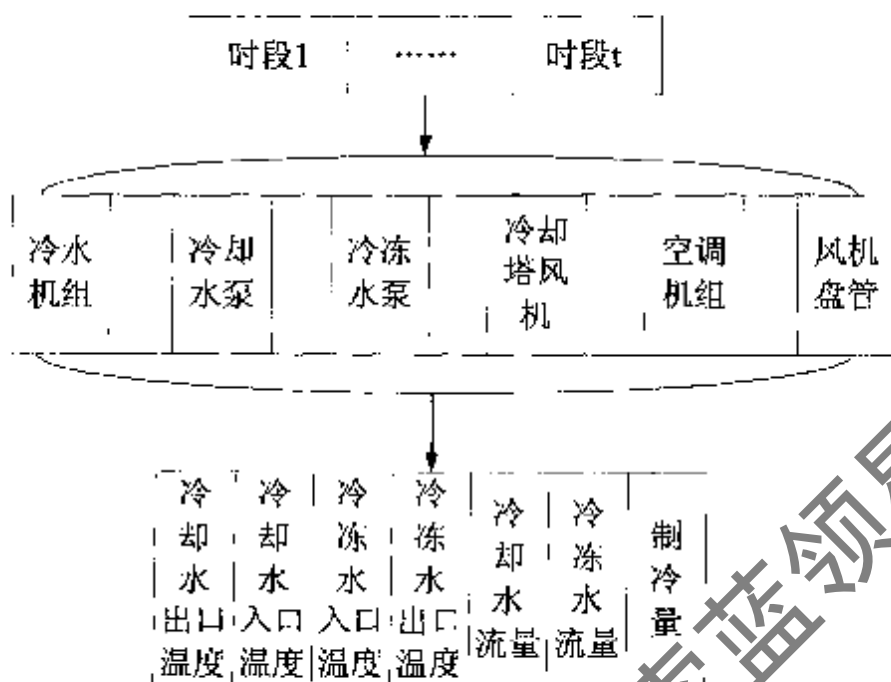


图 4-3 参数编码示意图

Fig. 4-3 Parameter coding delineation

4.5.2 适应度函数

适应度函数 (Fitness) 用于对个体进行评价, 也是优化过程发展的依据。在简单的优化问题时, 通常可以直接利用目标函数变换成适应度函数, 譬如将个体 x 的适应度 $f(x)$ 定义为 $M - c(x)$, 其中 M 为一足够大的正数, $c(x)$ 为个体的目标值。在复杂问题的优化时, 往往需要构造合适的评价函数, 使其适应 GA 进行优化。

本文定义中央空调系统综合能效比 EER_s 作为适应度函数。

$$EER_s = \frac{Q}{W_1 + W_2 + W_3 + W_4 + W_5 + W_6} \quad (4-1)$$

式中: Q ——冷水机组制冷量;

W_1 ——冷水机组耗功率;

W_2 ——冷冻水泵耗功率;

W_3 ——冷却水泵耗功率;

W_4 ——冷却塔风机耗功率;

W_5 ——风机盘管耗功率, $W_5 = Q \cdot f_{FP} = 0.016Q$;

W_6 ——空调机组耗功率, $W_6 = Q \cdot f_{AZ} = 0.051Q$;

f_{FP} ——风机盘管单位冷量耗功, 由众多样本数据拟合得出;

f_m ——空调机组单位冷量耗功，由众多样本数据拟合得出；

4.5.3 遗传算子

优胜劣汰是设计 GA 的基本思想，它应在复制、交叉、变异等遗传算子中得以体现，并考虑到对算法效率和性能的影响。

复制操作是为了避免有效基因的损失，使高性能的个体得以更大的概率生存，从而提高全局收敛性和计算效率。最常用的方法是比例复制和基于排名的复制，前者以正比于个体适应度的概率来选择相应的个体，后者则基于个体在种群中的排名来选择相应的个体。

交叉操作是遗传算法中最主要的遗传操作。通过交叉操作得到了新一代个体。而新的群体中个体适应度的平均值和最大值都有了明显提高。

当交叉操作产生的后代适应度不再进化且没有达到最优时，就意味着算法的早熟收敛。这种现象的根源在于有效基因的缺码，变异操作一定程度上克服了这种情况，有利于增加种群的多样性。

4.5.4 算法参数

种群数目是影响算法优化性能和效率的因素之一。通常，种群太小则不能提供足够的采样点，以致算法性能很差，甚至得不到问题的可行解；种群太大时尽管可增加优化信息以阻止早熟收敛的发生，但无疑会增加计算量，从而使收敛时间太长。一般取种群数目为 20~100，当然，在优化过程中种群数目是允许变化的。

交叉概率用于控制交叉操作的频率。概率太大时，种群中串的更新很快，进而会使高适应度的个体很快被坏掉；概率太小时，交叉操作很少进行，从而会使搜索停滞不前。交叉概率的经验取值一般为 0.25~0.95。

变异概率是加大种群多样性的重要因素。通常一个较低的变异率足以防止整个群体中任一位置的基因一直保持不变。但是，概率太小则不会产生新个体，概率太大则会使 GA 成为随机搜索。变异概率的经验取值一般为 0.001~0.01。

4.5.5 算法的终止条件

在实际应用 GA 时，是不允许它无休止地发展下去的，而且通常问题的最优解也未必知道，因此需要有一定的条件来终止算法的进程。最常用的终止条件就是事先给定一个最大化进化步数，或者是通过判断最佳优化值是否连续若干步没有明显变化等。

4.6 系统优化的目标函数

为了使空调系统在运行过程中的能耗最小，本文用中央空调系统的综合能效比 EER_S 来评价系统能耗的大小。 EER_S 的表达式可以表示成下面的函数形式：

$$EER_S = f(Q, T_{c1}, T_{c2}, T_{e1}, T_{e2}, G_e, G_c) \quad (4-2)$$

由上述公式，为求得目标函数 EER_S 的最大化，需要在一定的约束条件下对参数进行优化。为了能够运用遗传算法进行组合优化，必须先确定待优化参数的范围，参数的范围如表 4-1。

表 4-1 参数优化范围

Table 4-1 Parameter optimization scope

优化参数	范围
Q (kW)	421.8~1406
T _{c1} (°C)	24~32
T _{c2} (°C)	32~40
T _{e1} (°C)	10~15
T _{e2} (°C)	5~10
G _e (m ³ /h)	81~270
G _c (m ³ /h)	93~310

4.7 基于遗传算法流程设计

遗传算法流程图见 4-4，编制基于 MATLAB 的遗传算法设计程序，参数选择如下：

初始种群数目为 50，采用实数编码，把 EER_S 做为遗传算法适应度函数。遗传规模为 200，交叉概率 $P_c=0.6$ ，变异概率 $P_m=0.08$ 。

GA 诸多算子都是针对染色体进行的，而染色体实质是一个向量，可将其看成一个 $1 \times n$ 的矩阵，因此这些算子实质上是一些矩阵运算，而 MATLAB 的基本数据单元就是一个维数不加限制的矩阵，在这种编程环境下，无需用户考虑大量的有关矩阵的运算该采用何种算法等低层问题，更不必深入了解相应算法的具体细节，因而对用户算法语言方面的要求十分宽松。用它编写 GA 程序，只需根据需要的功能调用相关的函数就可以了。

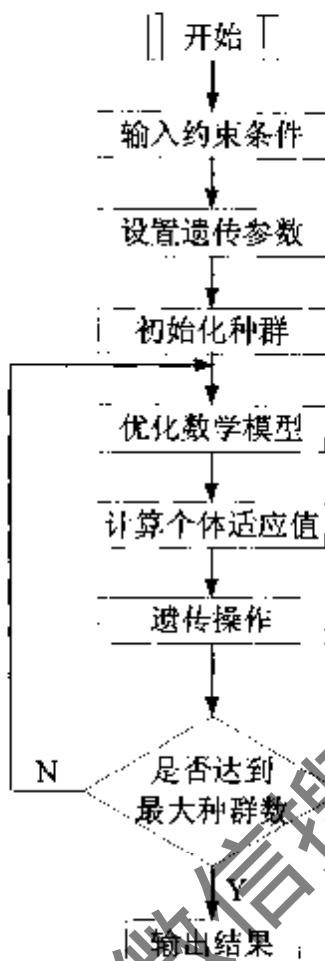


图 4-4 遗传算法流程图

Fig. 4-4 Genetic algorithms flow chart

4.8 优化结果分析

采用以上的策略构造遗传算法后，运行 MATLAB 程序，对中央空调系统进行优化，优化结果分析如下。

4.8.1 冷水机组性能分析

模型的输入输出关系是一个多维空间关系，在图中难以表示。为观察和分析方便，本文给出三维曲面图。假定流量 G_e 和 G_c 不变，对模型进行计算机仿真，得到的结果如图 4-5 所示。当冷冻水出口温度 T_{e2} 升高时，冷水机组 COP 随之升高；冷却水进口温度 T_{c1} 降低时，冷水机组 COP 随之升高，但是幅度比较小。说明提高冷冻水出口温度和降低冷却水进口温度都可以提高机组的 COP 值，所以在满足空调对象舒适度要求的前提下，尽可能的提高冷冻水出口温度和降低冷却水进口温度，以提高机组的运行效率。

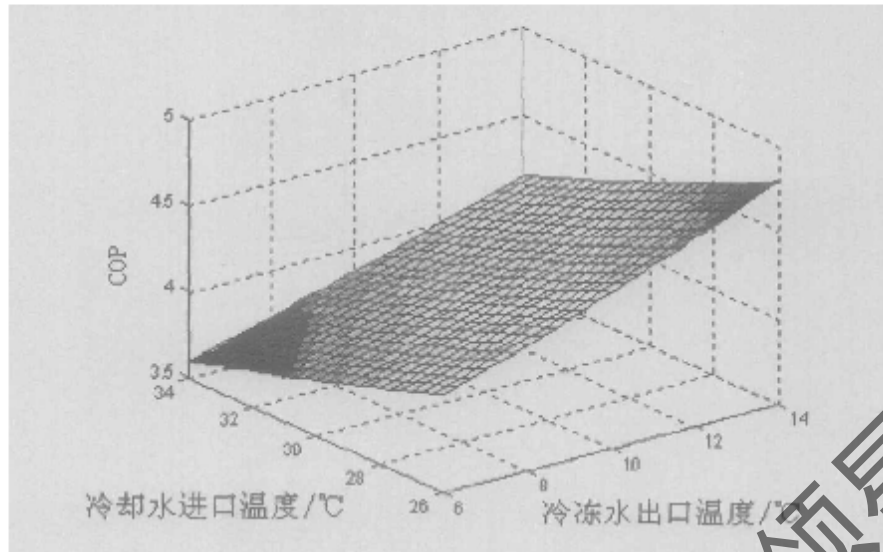


图 4-5 COP 随冷冻水温度和冷却水温度的变化

Fig.4-5 COP change following the colded water's and cooling water's temperature

通过改变冷却水量，对机组进行优化，得到机组的输入功率、制冷量和 COP 的变化关系如图 4-6 所示。

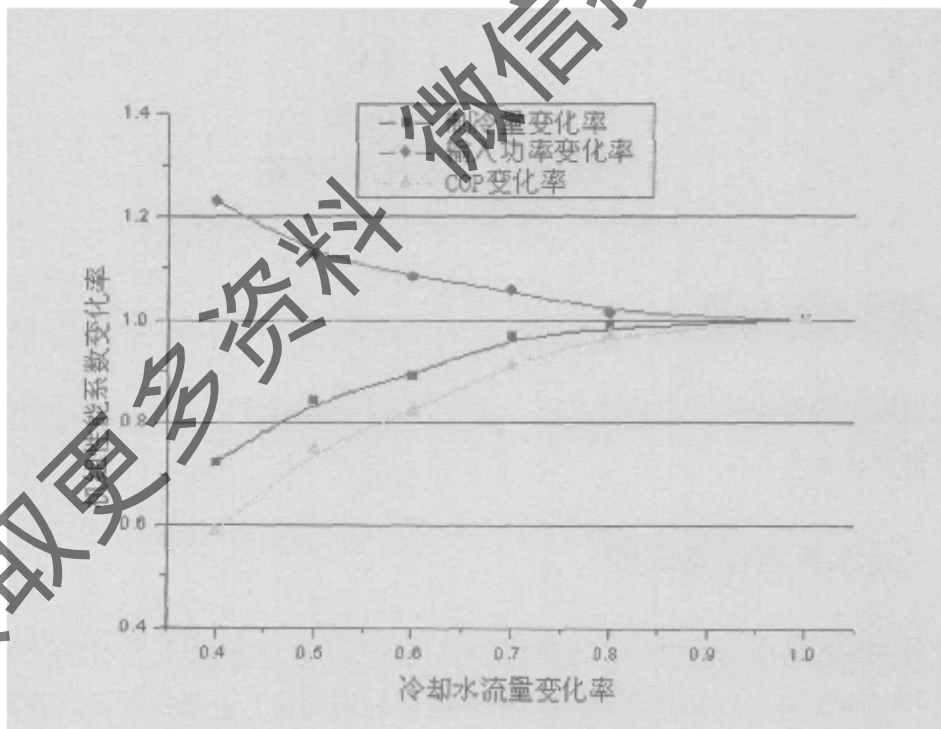


图 4-6 机组性能随冷却水量的变化关系曲线

Fig. 4-6 Curve of performance change following cooling water volume

4.8.2 冷却水流量优化分析

当负荷发生变化时,假定冷水机组冷冻水出口温度不变,冷却水进口温度随负荷发生变化,变化关系根据ARI标准得出,同时假定冷却水流量随负荷同比例变化。冷却水优化结果如下图所示。

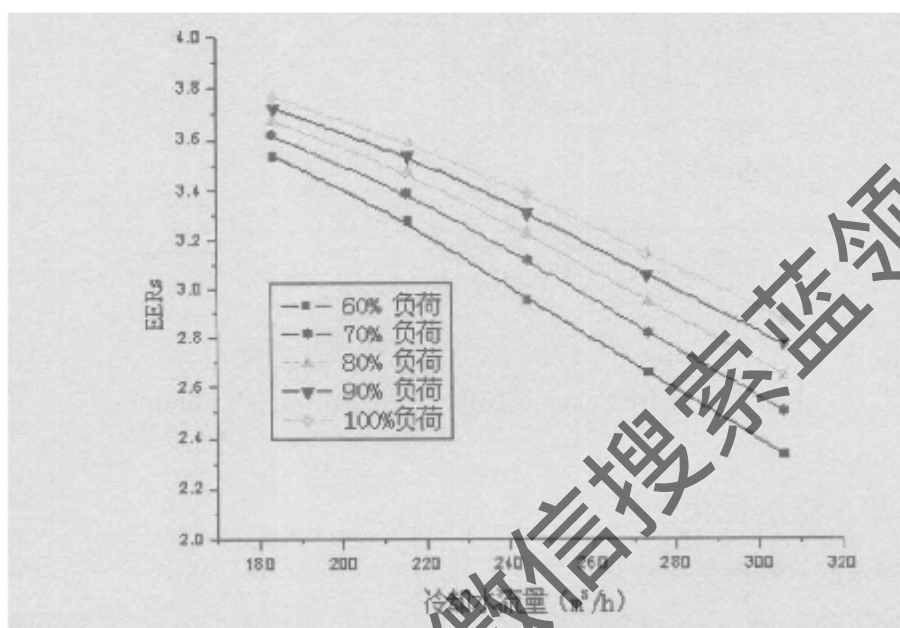


图 4-7 EERS 随冷却水流量的变化

Fig. 4-7 EERS change following cooling water's volume

冷却水流量的变化对机组性能的影响比较大。对于冷凝器来说,冷却水减小时,对流换热系数降低,冷凝器的换热能力下降,压缩机的冷凝温度升高,机组的 COP 也随之减小。反之,冷却水量越大,压缩机的冷凝温度就会越低,冷水机组的 COP 越高。

4.8.3 冷冻水流量优化分析

当负荷发生变化时,假定冷水机组冷冻水出口温度不变,冷却水进口温度随负荷发生变化,变化关系根据ARI标准得出,同时假定冷冻水流量随负荷同比例变化。冷冻水优化结果如下图所示。

应当注意,加大冷冻水流量,减少进、出水温差的做法是不可取的,这样做虽然会使蒸发器的蒸发温度提高,冷水机组的输出冷量有所增加,但水泵功耗也因此而提高,两相比较得不偿失。

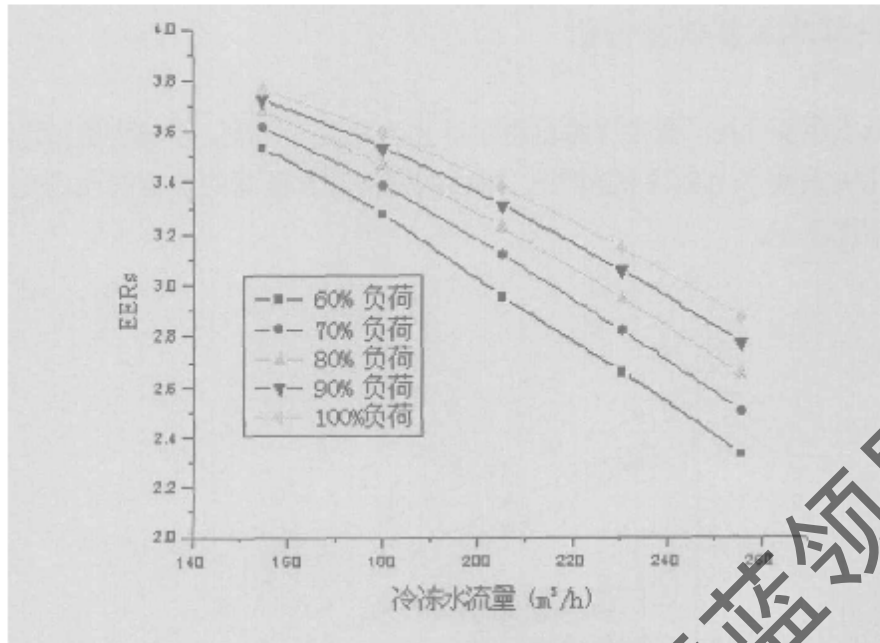


图 4-8 EERs 随冷冻水流量的变化

Fig. 4-8 EERs change following cold water's volume

4.8.4 冷却水温度优化分析

4.8.4.1 冷却水回水温度优化分析

当负荷发生变化时,假定冷冻水进口温度为 12°C ,出口温度为 7°C ,冷却水进口温度为 32°C ,冷却水回水温度优化结果如下图所示。

冷却水进水温度对换热器中冷却水的平均温度起决定作用。冷却水的进水温度越高,冷凝器的效率越低,相应的机组的 COP 就低;反之,冷却水进水温度越低,冷凝器的效率越高,机组的 COP 也越高。由于冷却水系统采用变流量控制,随着负荷的减少,系统消耗的电能也相应减少,从而导致系统综合能效比 EERs 升高。从图 4-9 和图 4-10 可知,当冷却水出口温度为 $32\sim 33^{\circ}\text{C}$ 时,即供回水温差在 $5\sim 6^{\circ}\text{C}$ 时,无论是冷却水泵能耗 $W3$ 还是 EERs 变化幅度都比较大,而供回水温差在 $7\sim 13^{\circ}\text{C}$ 时,变化幅度基本相同。从图 4-11 和图 4-12 的冷却水流量随冷却水出口温度的变化关系可以看出亦有相同的效果,而且还可以看出系统在 70% 负荷时,5、6、7、8、9、10、11、12、13 度温差冷却水流量的利用率分别是 65.6%、54.7%、46.9%、41%、36.5%、32.8%、29.8%、27.3%、25.2%,通过第二章分析,为了使冷却水泵能够得到合理利用,保持水泵的高性能曲线点工作,流量不能过小,可以看出,当温差为 $5\sim 7^{\circ}\text{C}$ 时,即出口温度为 $32\sim 34^{\circ}\text{C}$ 时效果最佳,综合以上分析,选择此范围出口温度时可使系统发挥更大的效率。

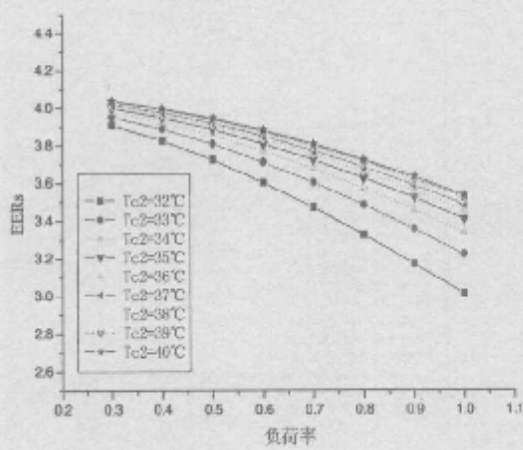


图 4-9 EERs 随 Tc2 变化关系
Fig. 4-9 EERs change following Tc2

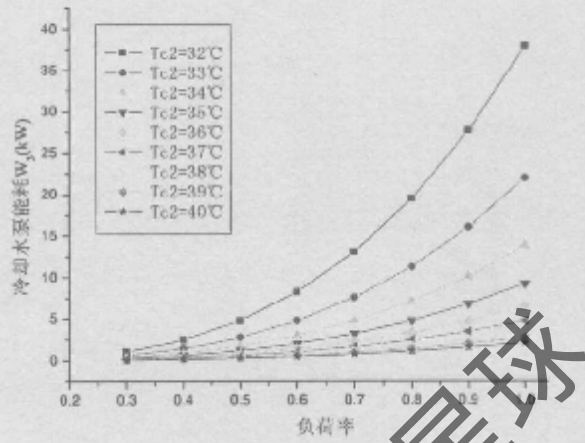


图 4-10 W_3 随 Tc2 变化关系
Fig. 4-10 W_3 change following Tc2

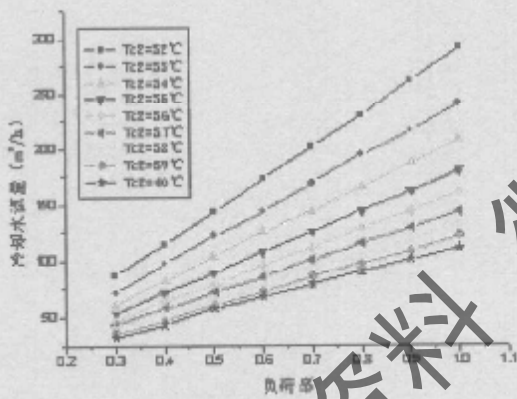


图 4-11 G_c 随 Tc2 变化关系
Fig. 4-11 G_c change following Tc2

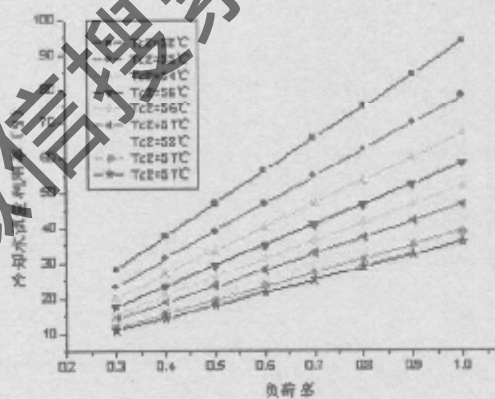


图 4-12 G_c 利用率随 Tc2 变化关系
Fig. 4-12 G_c ratio change following Tc2

4.8.4.2 冷却水供水温度优化

当负荷发生变化时,假定冷冻水进口温度为 12°C,出口温度为 7°C,冷却水出口温度为 37°C,冷却水进水温度优化结果如下:

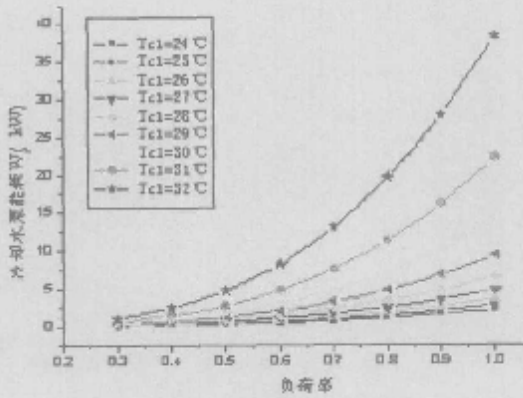


图 4-13 W_3 随 T_{c1} 变化关系

Fig. 4-13 W_3 change following T_{c1}

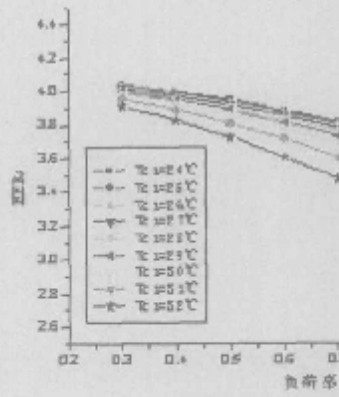


图 4-14 EERs 随 T_{c1} 变化关系

Fig. 4-14 EERs change following T_{c1}

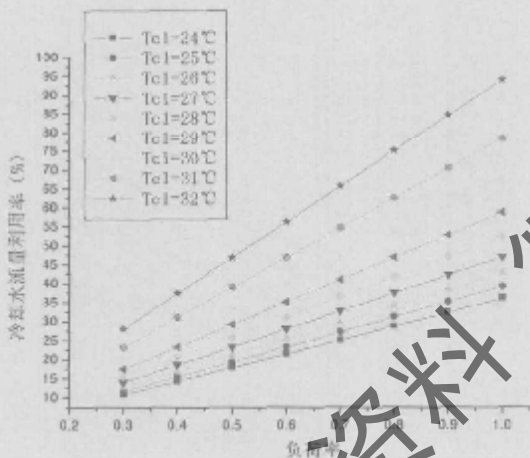


图 4-15 G_c 利用率随 T_{c1} 变化关系

Fig. 4-15 G_c ratio change following T_{c1}

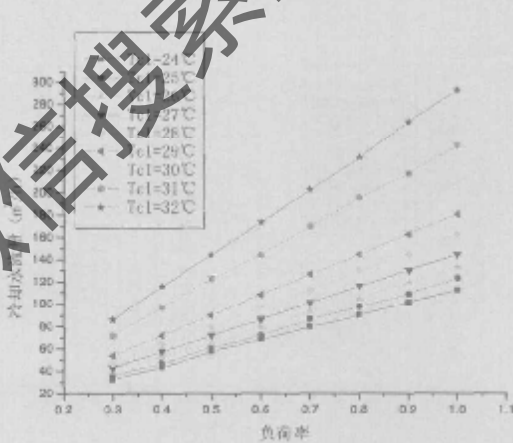


图 4-16 G_c 随 T_{c1} 变化关系

Fig. 4-16 G_c change following T_{c1}

由于冷却水系统采用变流量控制,随着负荷的减少,系统消耗的电能也相应减少,从而导致系统综合能效比 EERs 升高。从图 4-13 和图 4-14 可知,当冷却水进口温度为 31~32°C 时,即供回水温差在 5~6°C 时,无论是冷却水泵能耗 W_3 还是 EERs 变化幅度都比较大,而供回水温差在 7~13°C 时,变化幅度基本相同,曲线较平缓。从图 4-15 和图 4-16 可以看出,在同一负荷下,冷却水流量随冷却水进口温度的升高而增加,而且还可以得出系统在 70% 负荷时,5、6、7、8、9、10、11、12、13 度温差冷却水流量的利用率分别是 65.6%、54.7%、46.9%、41%、36.5%、32.8%、29.8%、27.3%、25.2%,通过第二章分析,为了使冷却水泵能够得到合理利用,保持水泵在高效区工作,流量不能过小,可以看出,当温差为 5~7°C 时,即进口温度为 31~32°C 时效果最佳,冷却水进口温度较高时,温差应取较小值,进口温度较低时,温差应取较大值,综合以上分析,选择此范围进口温度时可使系统发挥

更大的效率。

4.8.5 冷冻水温度优化分析

4.8.5.1 冷冻水回水温度优化

当负荷发生变化时，假定冷却水进口温度 32℃，出口温度 37℃，冷冻水进口温度为 12℃，冷冻水出口温度优化结果如下：

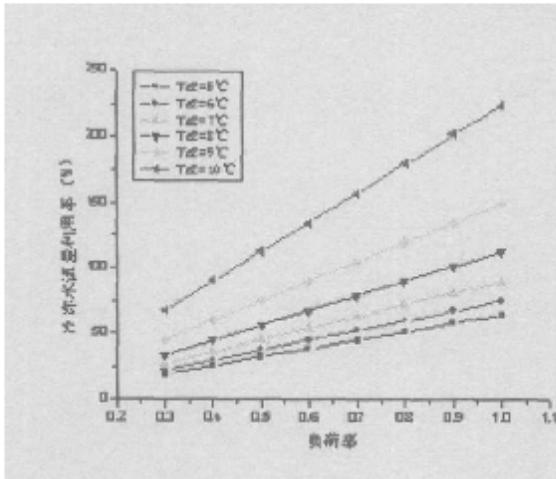


图 4-17 Ge 利用率随 Te2 变化关系

Fig. 4-17 Ge ratio change following Te2

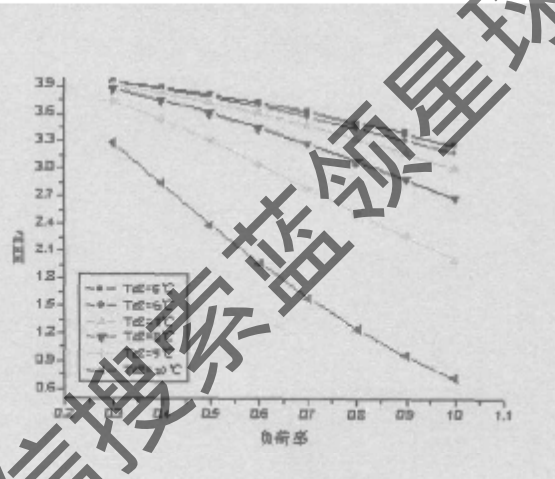


图 4-18 EERs 随 Te2 变化关系

Fig. 4-18 EERs change following Te2

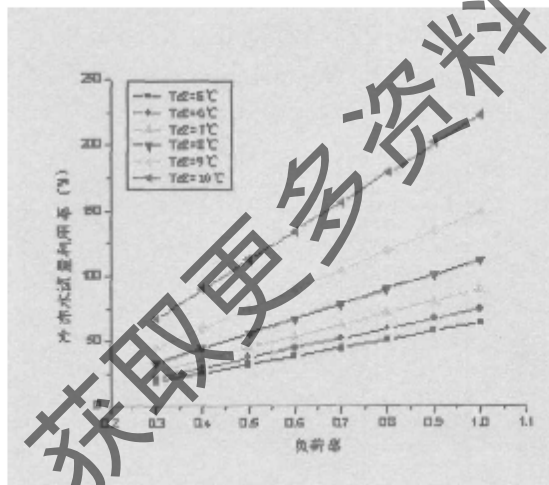


图 4-19 Ge 随 Te2 变化关系

Fig. 4-19 Ge change following Te2

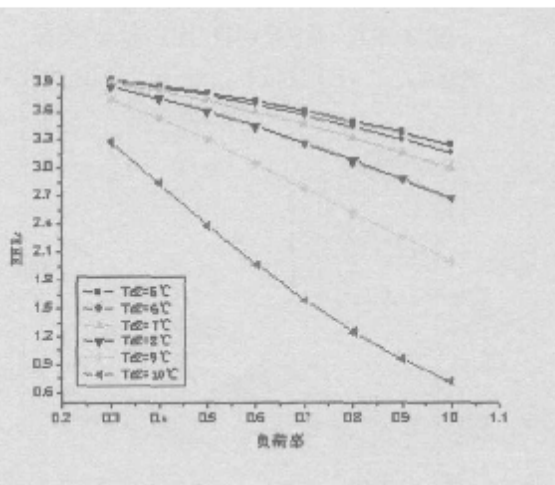


图 4-20 W₂ 随 Te2 变化关系

Fig. 4-20 W₂ change following Te2

从图 4-18 和图 4-20 可以看出，随着供回水温差的升高，曲线也相应变得平缓，当冷冻水出口温度为 9~10℃时，即供回水温差在 2~3℃时，无论是冷冻水泵能耗 W₂ 还是 EERs 变化幅度都比较大，而供回水温差在 4~7℃时，变化幅度基本相同，曲线较平缓，能耗消

耗较低，此时选择 4℃温差会更节能，还可避免大流量小温差。从图 4-17 和图 4-19 可以看出，在同一负荷下，冷冻水流量随冷冻水出口温度的升高而增加，当供回水温差在 2~3℃时，流量变化幅度较大且设备利用率较高，而供回水温差在 4~7℃时，变化幅度比较平缓，可延长设备使用寿命，四条曲线流量相差不大，而且还可以得出系统在 70%负荷时，2、3、4、5、6、7 度温差冷冻水流量的利用率分别是 150.6%、104.5%、78.4%、62.7%、52.2%、41.8%，通过第二章分析，为了使冷冻水泵能够得到合理利用，保持水泵在高效区工作，流量不能过小也不能过大，可以看出，当温差为 4~7℃时，即出口温度为 5~8℃时效果最佳，综合以上分析，选择此范围进口温度时可使系统发挥更大的效率。

4.8.5.2 冷冻水进水温度优化

当负荷发生变化时，假定冷却水进口温度 32℃，出口温度 37℃，冷冻水出口温度为 7℃，冷冻水进口温度优化结果如下：

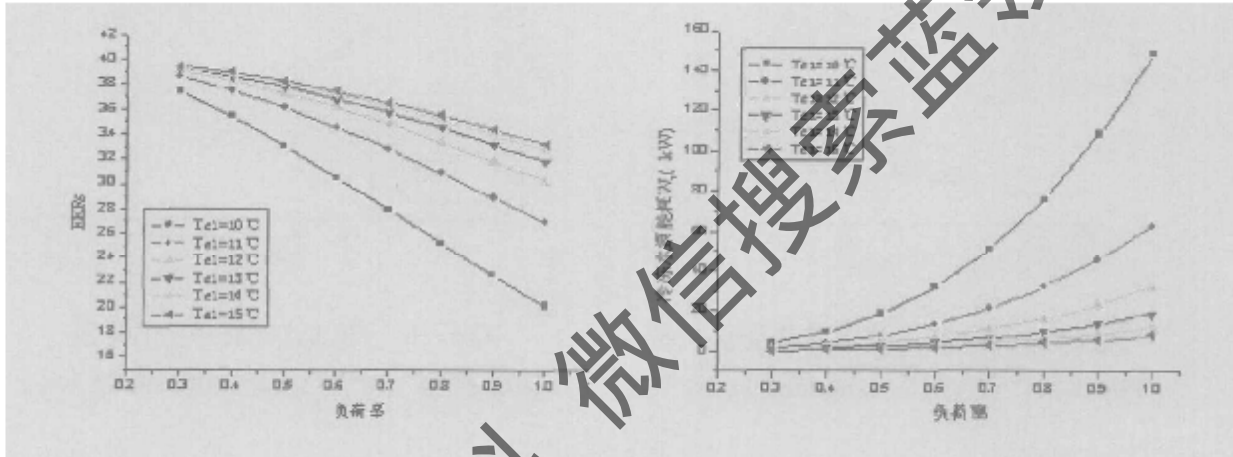


图 4-21 EERs 随 Te1 变化关系
Fig.4-21 EERs change following Te1

图 4-22 W_2 随 Te1 变化关系
Fig.4-22 W_2 change following Te1

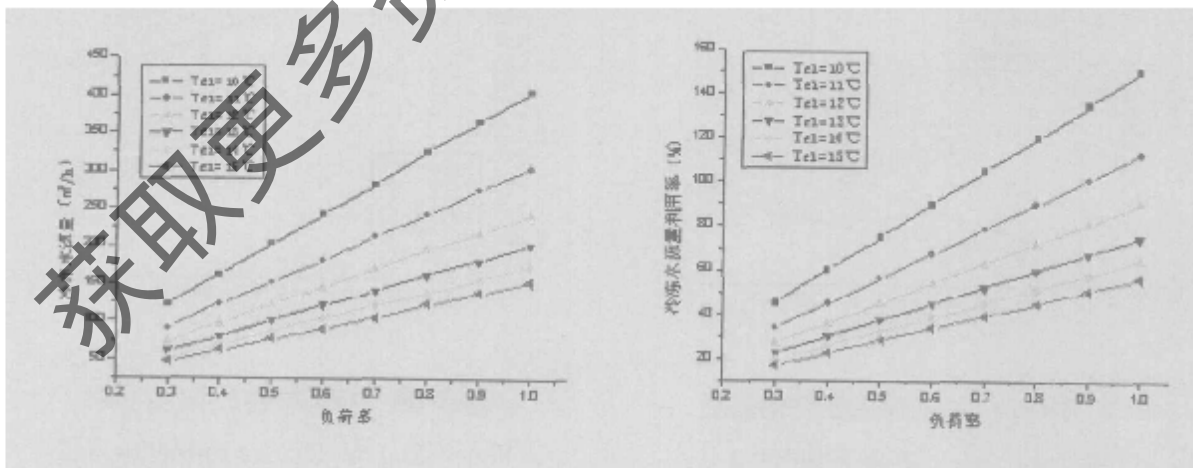


图 4-23 G_e 随 Te1 变化关系
Fig.4-23 G_e change following Te1

图 4-24 G_e 利用率随 Te1 变化关系
Fig.4-24 G_e ratio change following Te1

从图 4-21 和图 4-22 可以看出，随着供回水温差的升高，曲线也相应变得平缓，当冷

冷冻水进口温度为 10℃ 时, 即供回水温差为 3℃ 时, 无论是冷冻水泵能耗 W_2 还是 EERs 变化幅度都比较大, 而供回水温差在 4~8℃ 时, 变化幅度基本相同, 曲线较平缓, 能耗消耗较低, 综合能效比 EERs 变化不是很大, 通过与冷冻水出口温度优化的结果比较, 此时选择 4~5℃ 温差比较节能, 还可避免大流量小温差现象的发生。从图 4-23 和图 4-24 可以看出, 在同一负荷下, 冷冻水流量随冷冻水进口温度的升高而降低, 当供回水温差在 3℃ 时, 流量变化幅度最大, 而供回水温差在 4~8℃ 时, 变化幅度比较平缓, 流量波动比较小, 可延长设备使用寿命, 五条曲线流量相差不大, 而且还可以得出系统在 70% 负荷时, 3、4、5、6、7、8 度温差冷冻水流量的利用率分别是 104.5%、78.4%、62.7%、52.2%、44.8%、39.2%, 通过第二章分析, 为了使冷冻水泵能够得到合理利用, 保持水泵在高效区工作, 流量不能过小也不能过大, 可以看出, 当温差为 4~7℃ 时, 即进口温度为 11~14℃ 时效果最佳, 综合以上分析, 选择此范围进口温度时可使系统发挥更大的效率。

4.8.6 验证

对于大型的中央空调系统, 就冷水机组本体而言, 机组额定能效比 COP 较高, 一般都在 5.0 以上, 但在实际工程应用中, 由于机组选型不合理, 设备之间配套不好, 导致整个空调系统的能效比偏低。2003 年 6~9 月师兄对广东地区 7 幢建筑的中央空调系统进行了实际测试, 选取室外气象条件与夏季空调室外设计工况接近, 所以测试数据能够比较切实的反映该地区中央空调系统的实际运行能效比。测试统计结果见表 4-2。从表中可以看出, 虽然选用冷水机组的单机性能系数比较高, 额定能效比 COP 一般都在 5.0 以上, 但是空调系统由于在部分负荷下运行, 水系统小温差、大流量现象严重, 导致空调系统整体能效比 EER 偏低, 一般仅为 3.0 左右。

通过设定与测试数据相同的各个参数, 对基于改进遗传算法的优化程序进行验证, 结果如表所示, 从结果可以看出, 优化程序所设定的特殊参数得出的结果与测试结果基本相同, 误差基本在 3% 以内, 所以此优化程序是合理的、可行的。

表 4-2 对广东地区 7 幢建筑中央空调系统的测试与优化程序计算结果对比

Table 4-2 Test of 7 buildings center air-conditioning system and comparison measurement result of optimization program in Guangdong province

建筑编号	1	2	3	4	5	6	7
机组实际测试 COP	4.3	3.7	4.2	4.5	2.8	4.3	4.1
机组额定 COP	5.0	5.7	5.3	4.5	4.8	4.3	5.3
系统综合能效比 EER, 测试结果	3.1	3.3	3.5	3.0	3.1	3.0	2.9
冷冻水温差 (°C)	3.0	2.8	3.3	5.4	2.5	3.0	2.8
冷却水温差 (°C)	4.6	3.8	3.5	3.0	2.7	3.7	3.4
系统综合能效比 EER, 优化结果	3.10	3.43	3.31	3.07	3.02	2.94	3.1

4.9 实例验证

本节将针对现有中央空调变流量节能控制系统不能发挥其应有效能, 需对系统软件各个参数进行优化控制的必要性进行阐述。

2004年6月3日至4日, 桂林能源监测站在桂林市某宾馆对中央空调系统投入和不投入“中央空调变流量节能控制系统”两种工况进行了测试^[83]。

检测方法: 在保持相同的用冷负荷和基本相同的自然环境状态条件下, 分别测试投入和不投入此种设备中央空调系统运行情况下的电能技术参数和用冷场所的温度以及自然环境参照点的温度、湿度等。

检测条件和要求: (1) 两种运行工况的用冷负荷保持相同; (2) 两种运行工况的自然环境条件基本相同; (3) 对比检测的周期相同, 检测周期内不得间断, 必须连续进行。

测试时间: 2004年6月3日上午10时18分至下午16时18分, 投入节能设备(变频工况)运行; 2004年6月4日上午10时08分至下午16时08分, 不投入节能设备(工频工况)运行。节能设备型号 SJN-2-1。

测试结果见表。

表 4-3 对比检测温度、湿度实测数据表

Table 4-3 Comparing the checking temperature diagram with humidity data diagram

项目	用冷场所测点温度 (°C)						环境参照点状态	
	五楼	六楼	七楼	八楼	九楼	十楼	温度(°C)	湿度(%)
6月3日	27.0	26.0	26.0	26.0	26.5	27.0	32.0	78
11: 00	27.0	26.0	26.0	26.0	26.0	26.0		
12: 00	27.0	26.5	26.0	26.0	26.5	27.0	37.0	65
	27.0	26.0	26.0	25.0	26.0	26.0		
14: 00	26.0	26.0	27.0	26.0	27.0	27.0	34.0	71
	26.0	26.0	26.0	25.0	26.5	27.0		
15: 30	27.0	26.0	26.0	26.0	27.0	27.0	33.0	71
	27.0	26.0	26.0	26.0	26.5	27.0		
6月4日	26.5	26.5	26.0	26.0	26.0	26.0	33.0	77
11: 00	26.0	26.0	26.0	26.0	26.0	26.0		
12: 00	26.5	26.0	26.0	26.0	26.0	27.0	37.0	60
	26.0	26.0	25.5	26.0	25.5	26.0		
13: 50	26.0	25.5	26.0	26.0	26.0	26.0	35.5	64
	26.5	26.0	26.0	26.0	26.0	27.0		
15: 45	26.0	26.0	26.0	26.0	26.0	26.0	34.0	64
	26.0	26.0	26.0	26.0	26.5	27.0		

表 4-4 对比检测冷水机组技术参数记录表

Table 4-4 Comparing checking cold water chiller technical parameter record diagram

项目 次序	主机冷媒进/出 压力 (kg/cm ²)	冷却水进/出 水温度 (°C)	冷冻水进/出 水温度 (°C)	冷却泵频率 (Hz)	冷冻泵频率 Hz	风机频率 Hz
6月3日						
10: 50	5.6/14.0	30.6/34.0	14.6/11.2	29	26	40
12: 45	5.6/13.8	30.1/32.1	11.9/9.9	26	26	40
13: 58	5.6/13.8	30.0/32.1	12.0/9.9	26	26	40
15: 50	5.6/13.8	29.8/31.0	12.3/9.9	26	26	40
6月4日						
11: 30	3.7/12.8	26.8/27.9	14.6/13.6	50	50	50
12: 30	3.7/12.6	26.4/27.5	14.2/13.2	50	50	50
14: 10	3.7/12.6	26.4/27.6	14.1/12.5	50	50	50
15: 40	3.7/12.4	25.9/27.0	13.6/12.5	50	50	50

表 4-5 对比检测电能参数实测数据及检测结果

Table 4-5 Comparing the checking electric energy parameter

时间	项目	平均电流 (A)	平均电压 (V)	平均功率因数 (cos φ)	平均输入功率 (kW)	耗电量 (kWh)
6月3日 10: 18-16: 18		112.84	393.80	0.87	66.96	401.76
6月4日 10: 08-16: 08		207.07	395.35	0.83	117.73	706.38
对比检测节电率 (%)		$(706.38-401.76)/706.38*100=43.1$				

检测结果表明,在保持相同的用冷负荷和基本相同的自然环境状态条件下,投入“中央空调变流量节能控制系统”,可使中央空调制冷机组获得 43.1%的节电率。但是,从表 4-4 中我们还可以看出,投入此设备运行时,冷却水进出口温差的最大值为 3.4°C,最小值为 1.2°C,冷冻水进出水温差最大值 3.4°C,最小值为 2.0°C,这基本是在小温差下运行,如果我们按上面遗传算法对系统进行优化的结果设置此种节能设备的软件,在中央空调制冷机组运行中,必将可以获得很好的节能效果和客观的经济效益。

4.10 本章小结

本章首先阐述了遗传算法的原理及具体操作过程的实现,然后基于改进遗传算法进行优化设计分析,对编码方法、初始群体的产生、适应度函数的确定进行了研究,对有关选择运算、交叉运算、变异运算参数的确定、约束的处理进行了分析,并给出了本文优化流程图,为遗传算法的应用提供了理论基础。

由于冷水机组运行过程复杂,影响因素多,只有优化其运行参数,协调好各参数间关系,才能使其处于最优运行状态。本章基于改进遗传算法,对影响机组系统效能的几个主要因素进行了优化设计分析,并进行了验证。从整个优化设计过程看,该方法简单易行,对今后类似系统的模拟优化具有一定的指导意义。

通过对不同冷却水进、出水温度, 冷冻水进、出水温度、冷却水流量、冷冻水流量等参数变化对综合能效比 EERs 的影响, 对机组性能系数 COP 的影响, 分析了机组实际 COP 变化规律。优化结果表明采用改进遗传算法进行优化设计是完全可行的。最后利用桂林某宾馆测试数据论证了采用中央空调变流量节能控制系统和利用遗传算法优化的数据软件实现, 可以收到客观的经济效益。但是最优工况能否实现还需要诸如变频等其它技术的配合。模型的优化为目前变频控制实现此类控制方案提供了实用基础。

获取更多资料 微信搜索 蓝领星球

第五章 中央空调系统变水温性能优化

通过本人在大学期间对郑州地区 100 幢公共建筑的中央空调系统调研和师兄弟对广州及深圳地区多家大型公共建筑的测试得知,目前空调水系统几乎都是采用传统的一级泵系统,通过供回水管上的压差控制器输出信号控制旁通管上的调节阀的开度,以保持通过冷水机组的流量不变。调研还发现许多空调系统的自控特性很差,有的甚至没有,系统的能耗和运行及控制特性基本上依赖于操作人员的经验,因此在部分负荷时出现能量浪费以及控制特性较差的情况。

在中央空调系统实际运行过程中,空调负荷随着室外气象条件等因素变化,多数时间远小于设计负荷。传统的控制方案是使冷冻水出口温度恒定。在这种传统的控制方案中,当建筑物室内冷负荷下降时,回水温度降低,冷冻水平均温度降低,蒸发温度也随之降低,控制机构动作,减少制冷量,与实际的建筑物负荷平衡。结果导致在部分负荷时的蒸发温度、冷冻水平均温度比满负荷时的蒸发温度和冷冻水平均温度更低,单位制冷量输入功率值更大。因此,部分负荷时,在保证室内需求,同时保证空调机组及其末端装置在夏季有足够除湿能力的前提下,可以通过调整制冷机运行参数,适当提高冷冻水供水温度,则可以提高冷水机组的运行效率,降低运行能耗,也不要增加任何设备。通过调查得知,在过渡季节,有部分空调用户是通过提高冷冻水温度来满足空调负荷的减少,运行发现并未对空调房间产生不良的影响。鉴于目前空调系统的全年运行过程中,冷水机组的出口水温变化的操作带有很大的随意性,有必要对此进行定量的研究。

目前关于定流量变水温调节的研究很少,就目前笔者检索到的文献,文献^[84]针对全空气系统中空调机组表冷器变水温性能分析,说明方案可行,并通过对某一冷水机组冷冻水温度变化及 COP 值的变化,讨论了节能的效果。文献^[85]对某大型国际机场特定的空调系统,针对该机场的负荷特点和气象条件,给出了分阶段变水温运行的方案。但并没有对冷水变化对末端空气处理设备除湿能力下降作具体分析。文献^[86]对建筑空调冷冻水系统变水温运行的节能效果进行了分析,并对一饭店进行实测。在对空调冷冻水系统进行分阶段变水温运行调节时,必须综合考虑建筑物空调负荷的变化特点、冷水机组的运行性能,以及对冷冻水变化导致末端空气处理设备除湿能力下降做具体分析。鉴于此,有必要对其进一步展开研究。

5.1 冷水机组变水温性能优化

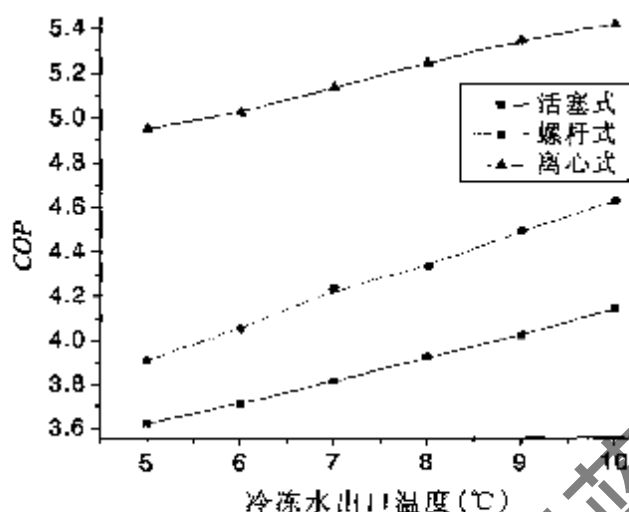


图 5-1 冷冻水出口温度对机组 COP 的影响

Fig. 5-1 Cold water outlet temperature to cold water chiller COP influence

图 5-1 是某空调公司特定型号的三种类型（活塞式、螺杆式、离心式）冷水机组 COP 随冷冻水出口温度的变化关系。可以看出，当冷却水供回水温度不变（32/37℃），随着冷水机组冷冻水出口温度的升高，COP 值逐渐增加，制冷效率提高。冷冻水温度由 7℃ 提高到 10℃ 时，活塞式 COP 值提高了 8.7%，螺杆式 COP 值提高了 9.2%，离心式 COP 值提高了 5.5%，由此可见，当空调系统冷负荷变化时，在条件允许的情况下，尽可能提高冷水机组出口水温以提高冷水机组的 COP，不必保持设计工况下的 7℃，这是一项重要的节能措施。目前在卷烟厂空调系统的全年运行过程中，这种冷水机组变水温运行经常采用。

5.2 风机盘管变水温性能优化

风机盘管加独立新风是中央空调系统中最常用的一种形式。作为末端设备，随着空调负荷的变化，要随时调节其供冷量，可以通过风量调节，也可通过水流量或水温进行调节。水系统调节方法主要有两种：一种是变流量调节，即保持供水温度恒定，当空调负荷变化时，通过改变二通阀或三通阀阀门开度调节（进入）盘管系统水流量的大小，从而达到调节供冷量的目的，这是目前风机盘管系统普遍采用的调节方法；另一种是变水温调节，即保持系统水流量恒定，当空调负荷变化时，通过改变供水温度达到调节目的，在变水温调节方法中，人们一般是凭经验对空调水系统进行简单的温度调节。一旦冷冻水温度调节不合理，将导致部分房间温、湿度达不到设计要求。

对于目前的风机盘管其风量的变化一般都是有级调节，风机盘管在某一档运行时，可视为风量不变，则对于定流量运行的某一型号风机盘管，其回归方程只与冷冻水温度和室内回风参数有关，所以方程比较简单。文献^[87]对风机盘管性能参数进行整理和分析，运

用多元回归的数学方法得出如下的风机盘管冷量回归方程(假定风机盘管的风量和水流量不变)。

$$\frac{Q_t}{Q_{t0}} = \frac{t_{s1} - t_{w1}}{t_{s10} - t_{w10}} \quad (5-1)$$

$$\frac{Q_s}{Q_{s0}} = \frac{t_1 - t_{w1}}{t_{10} - t_{w10}} \left(\frac{t_{s1}}{t_{s10}} \right)^{-0.7} \quad (5-2)$$

$$\xi_0 = \frac{Q_{t0}}{Q_{s0}} \quad (5-3)$$

$$\xi_t = \frac{Q_t}{Q_s} = \xi_0 \frac{t_{s1} - t_{w1}}{t_{s10} - t_{w10}} \frac{t_{10} - t_{w10}}{t_1 - t_{w1}} \left(\frac{t_{s1}}{t_{s10}} \right)^{0.7} \quad (5-4)$$

$$\varepsilon_{JC} = \frac{2500}{\left(1 - \frac{1}{\xi}\right)} \quad (5-5)$$

$$Q_l = Q_t - Q_s \quad (5-6)$$

$$\frac{Q_l}{Q_{l0}} = \frac{Q_t - Q_s}{Q_{t0} - Q_{s0}} = \frac{Q_s}{Q_{s0}} \frac{\xi - 1}{\xi_0 - 1} \quad (5-7)$$

式中: t_1 ——表示空气进口干球温度, $^{\circ}\text{C}$;
 t_{s1} ——表示空气进口湿球温度, $^{\circ}\text{C}$;
 t_{w1} ——表示风机盘管冷冻水出口温度, $^{\circ}\text{C}$;
 ξ ——风机盘管的析湿系数;

下标 t,s,l 分别表示风机盘管的全热, 显热和潜热, kW;

下标 "0" 表示在标准工况条件下, 没有下标表示在使用工况条件下;

现取某空调厂家生产的风机盘管 FP-6.3 型为例进行研究, 标准工况下, 风机盘管进风干球温度 27°C , 湿球温度 19.5°C , 冷冻水供水温度 7°C , 温差为 5°C 。此型号盘管标况下的全热冷量和显热冷量分别为 4.41kW 和 2.98kW 。编制程序, 运行得出下面的计算结果。

表 5-1 冷冻水温度变化对风机盘管性能的影响

Table 5-1 The change of cooling water temperature to fan-coil performance influence

	7 $^{\circ}\text{C}$	8 $^{\circ}\text{C}$	9 $^{\circ}\text{C}$	10 $^{\circ}\text{C}$	11 $^{\circ}\text{C}$	12 $^{\circ}\text{C}$	13 $^{\circ}\text{C}$
Q_t/Q_{t0}	1.00	0.92	0.84	0.76	0.68	0.60	0.52
Q_s/Q_{s0}	1.00	0.95	0.90	0.85	0.80	0.75	0.70
Q_l/Q_{l0}	1.00	0.86	0.71	0.57	0.43	0.29	0.14

根据表 5-1 的数据, 绘出如下曲线图。

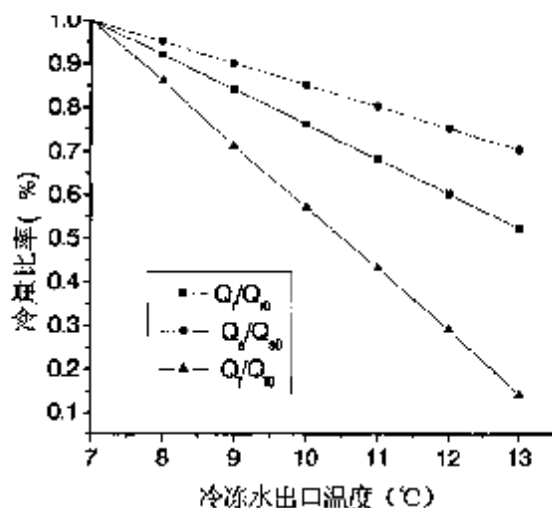


图 5-2 风机盘管的冷量随冷冻水温度变化曲线

Fig. 5-2 Curve of fan-coil's cooling volume change following cooling water's temperature

随着风机盘管进口冷冻水温度的升高,风机盘管的制冷量将逐渐下降,并呈线性变化。当冷冻水温度由 7°C 变为 9°C 时,风机盘管的制冷能力下降了 16%;当冷冻水温度由 7°C 变为 12°C 时,风机盘管的制冷能力下降了 40%。从图 5-2 中三条曲线可以看到,冷冻水温度的变化与冷量的变化均呈反比例线性关系,但冷冻水温度提高对全热冷量、显热冷量和潜热冷量的影响程度是不同的,其中对潜热冷量的影响最大,对显热冷量影响最小,对全热冷量的影响介于其间。

5.3 新风机组变水温性能优化

在冷冻水温度满足风机盘管的热湿处理能力的同时,要保证在同一冷冻水温度下,新风机组的处理能力也满足要求。表冷器是空调机组的核心部件,它的热工性能受到以下几个因素的影响:a、进口空气参数;b、处理的风量;c、冷冻水温度;d、冷冻水流量。

本节研究所采用样本为:选用 JW30-4 型 6 排通用型表冷器,处理风量 16000kg/h,水流量 23500kg/h,迎面风速为 2.5m/s,水流速度为 1.6m/s。本文采用全热交换效率计算方法讨论处理风量和水流量不变,通过改变冷冻水温度和进出口空气参数时表冷器的热工性能。

5.3.1 空调负荷率与室外空气干球温度的关系

表 5-2 是根据 ARI 标准^[88]计算得到负荷率与室外干球温度的对应关系。空调负荷率可认为与室外空气干球温度的线性关系,见图 5-3。

表 5-2 负荷率与室外空气干、湿球温度的关系

Table 5-2 The relationship between load ratio and outdoor air dry bulb / wet bulb temperature

负荷率 (%)	100	95	90	85	80	75	70	65	60
室外干球温度 (°C)	35	33.9	32.8	31.7	30.6	29.4	28.3	27.2	26.1
室外湿球温度 (°C)	29	27.63	26.27	24.9	23.53	22.17	20.8	19.43	18.07

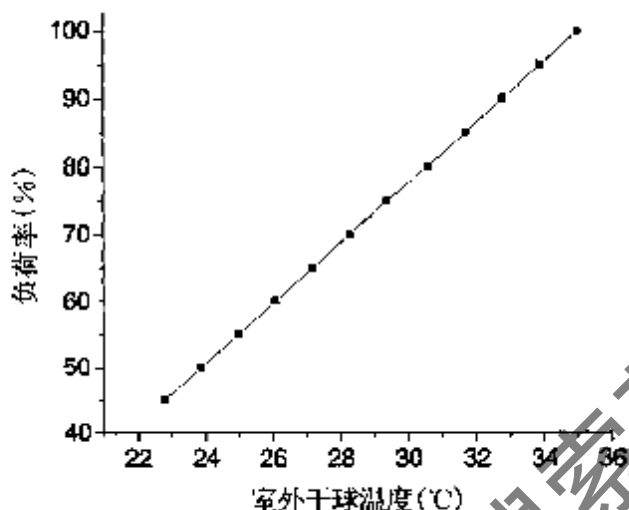


图 5-3 负荷率与室外干球温度的对应关系

Fig. 5-3 Relationship between load ratio and dry bulb temperature in the outside

5.3.2 表面式换热器校核计算

表冷器处理空气所需的全热交换效率 E_g

$$E_g = \frac{t_1 - t_2}{t_1 - t_{g1}} \quad (5-8)$$

表冷器所能达到的全热交换效率 E'_g

$$\frac{E'_g}{E_g} = \frac{t_1 - t_2}{c_p (t_1 - t_2)} \quad (5-9)$$

$$K_s = \left[\frac{1}{41.5V_y^{0.52} \xi^{1.02}} + \frac{1}{325.6w^{0.8}} \right]^{-1} \quad (5-10)$$

$$\beta = \frac{K_s F}{\xi G c_p} \quad (5-11)$$

$$\gamma = \frac{\xi G c_p}{Wc} \quad (5-12)$$

$$E'_s = \frac{1 - \exp[-\beta(1-\gamma)]}{1 - \gamma \exp[-\beta(1-\gamma)]} \quad (5-13)$$

式中： t_1 ——新风处理前的干球温度， $^{\circ}\text{C}$ ；

t_2 ——新风处理后的干球温度， $^{\circ}\text{C}$ ；

K_s ——传热系数， $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C})$ ；

F ——表冷器传热面积， m^2 ；

G ——处理风量， kg/s ；

W ——冷冻水量， kg/s ；

w ——水流速， m/s ；

V_f ——迎面风速， m/s ；

ξ ——析湿系数；

c_p, c ——分别为空气定压比热和水的比热 $\text{kJ}/(\text{kg} \cdot ^{\circ}\text{C})$ 。

由上述公式编制程序，运行得到变工况下新风机组的热工性能。

表 5-3 部分负荷时新风机组的热工性能

Table 5-3 Thermal performance of new fan-coil unit during partial load

部分负荷率 (%)	100	90	80	70	60
冷冻水温度 ($^{\circ}\text{C}$)	7	8.2	9.4	10.6	11.8
室外新风干球温度 ($^{\circ}\text{C}$)	35	32.8	30.5	28.3	26.1
室外新风湿球温度 ($^{\circ}\text{C}$)	29	26.27	23.53	20.8	18.07
新风送风干球温度 ($^{\circ}\text{C}$)	15.7	15.4	15.1	15	14.9
处理空气所需的 E_s	0.689	0.707	0.731	0.751	0.783
表冷器实际能达到的 E'_s	0.689	0.711	0.734	0.759	0.788

从表 5-3 可以看到，在由于室外气象条件变化，空调负荷减少时，新风机组采取提高冷冻水温度做法，处理后的新风送风干球温度略有下降，说明在室外气象条件变化时，冷冻水温度的提高对新风机组的影响不足以导致机组性能恶化，部分负荷时，相应提高冷冻水温度是可行的。

5.4 本章小结

1. 由于空调系统多处于部分负荷状态，可以考虑采用变水温调节的方法达到既满足室内负荷要求，又可达到节约能耗的目的。如当负荷率为 70% 时，采用 10°C 的冷冻水供水温度，与设计工况相比，离心式机组耗电量下降了 5.5%，螺杆式机组耗电量下降了 9.2%，节能效果明显。
2. 由于冷冻水温度的提高，使得末端空气处理设备的除湿能力下降，室内相对湿度

变大,进而使得冷冻水温度不能提高很多。从上面的分析得出,当室内负荷为60%,采用11.8℃的冷冻水温度,室内相对湿度就达到了63%,所以,对舒适性空调系统,冷冻水温度的提高一般以不超过12℃为宜,最大不能超过13℃。

3. 分阶段变水温运行是针对过渡季节部分负荷条件下空调制冷系统节能运行调节而提出的,不需增加任何设备,只需考虑室外气象条件、负荷分布规律等影响因素,比变流量的节能方案更容易操作,同时可以根据实际空调系统的动态空调负荷计算和空调制冷系统运行实践制定出更为细致的运行方案,使节能达到最优化。它对于一般舒适性空调系统来说,是一种简便可行的节能运行方案。

获取更多资料 微信搜索 蓝领星球

获取更多资料 微信搜索蓝领星球

第六章 中央空调系统运行能耗仿真

6.1 Simulink 仿真简介

Mathworks公司开发的Simulink是Matlab中的一个交互仿真集成环境软件包,可以进行动态系统建模、仿真和综合分析,支持连续、离散及两者混合的线性和非线性系统,也就是说它可以用来模拟几乎所有可遇到的动态系统^[89-90]。Simulink是用模块组合的方法来使用户能够快速、准确地创建动态系统的计算机模型的,特别对于复杂的非线性系统,它的效果更为明显。在实际系统确定之前,预先对系统进行仿真和分析,并可以对系统做适当的实时修正或者按照仿真的最佳效果来调试及整定控制系统的参数,以提高系统的性能,减少设计系统过程中反复修改的时间,实现高效率开发系统的目标。该语言除了传统的交互式编程之外,还提供了丰富可靠的矩阵运算、图形绘制、数据处理和方便的WINDOWS编程等便利工具。它的主要优点在于以图形界面方式向用户提供动态系统的建模手段,实现了可视化建模和多工作环境文件之间互用和数据交换,具有很强的通用性和友好的人机界面。同时在Simulink环境中用户可以摆脱理论演绎时必须做的理想化假设,采用Scope模块和其它的画图模块,在仿真进行的同时,不但可看到仿真的结果,还可以在仿真进程中改变参数,实时地观察系统的各种动态变化情况,有利于系统的优化设计^[91]。目前用simulink进行系统动态仿真已应用于各个行业,如电子信息、核技术、空调系统各部件等,取得了良好的效果^[82-91]。

6.2 Simulink 仿真的应用

1999年,海军航空学院沈永福教授利用Simulink进行了弹道仿真,成功完成了弹道系统的设计分析^[92]。2000年上海交通大学的邓兵在分析BLDCM数学模型的基础上,建立了基于Simulink的仿真模型,仿真实验结果符合理论分析,并具有较好的动态、静态响应。仿真过程中能方便改变控制器算法和改进控制策略,为分析和设计BLDCM控制系统提供了有效的手段和工具^[93]。2000年清华大学韦思亮利用Simulink建模仿真有差调节系统燃气轮机,模拟结果和实际吻合^[94]。2001年清华大学王洪艳利用Simulink建模来仿真模糊系统直转矩控制系统,仿真结果验证了此模型的正确性^[95]。哈尔滨工程大学的张博实利用Simulink建模来仿真船舶舵鳍联合减摇智能控制系统^[96]。2002年,国防科技大学谢莉萍利用Simulink开发导弹射击精度软件包,并运用于实际鉴定工作中,取得较好的效果^[97]。北京航空航天大学杨锋基于Simulink模拟了飞机环境控制系统,为飞机环控系统提供了新的实现途径^[98]。在暖通空调系统仿真上,除部分元件仿真外,国内尚未见有站在系统的角度上利用Simulink对中央空调进行仿真的文献报道。

由于中央空调系统全年负荷的动态特性,所以可用 Simulink 对系统进行动态建模、仿

6.3 中央空调系统仿真模型的建立

6.3.1 空调房间仿真模块

(1) 模块功能：根据室外综合温度和空调实际负荷计算空调房间的实际温度。

(2) 输入参数：a、室外综合温度；b、空调实际制冷量。

输出参数：房间实际温度。

(3) 实现原理：输入该模块的室外综合温度是逐时变化的，由气象资料可知，一般按正弦波变化。由于空调系统的延迟性，使得空调系统制冷量 Q 的变化始终比房间负荷 q 的变化要慢一个 Δt 时间，这就使得空调系统制冷量与房间负荷在同一时刻的值不相等，差值为 $\Delta Q_{\text{差}} = q - Q$ ，根据公式 $\Delta Q_{\text{差}} = M \cdot c \cdot \Delta t$ 求出 $t + \Delta t$ 时刻房间温升 Δt ，即可求出此刻的房间实际温度。

(4) 实现过程：

$$\Delta Q_{\text{差}} = q - Q$$

$$\Delta t = \frac{\Delta Q_{\text{差}}}{(M \cdot c)} \quad (6-1)$$

$$T = T' + \Delta t$$

式中： q ——房间负荷； Q ——空调实际制冷量；
 T ——房间实际温度值； T' ——前一时刻房间温度值。

(5) 仿真模块：

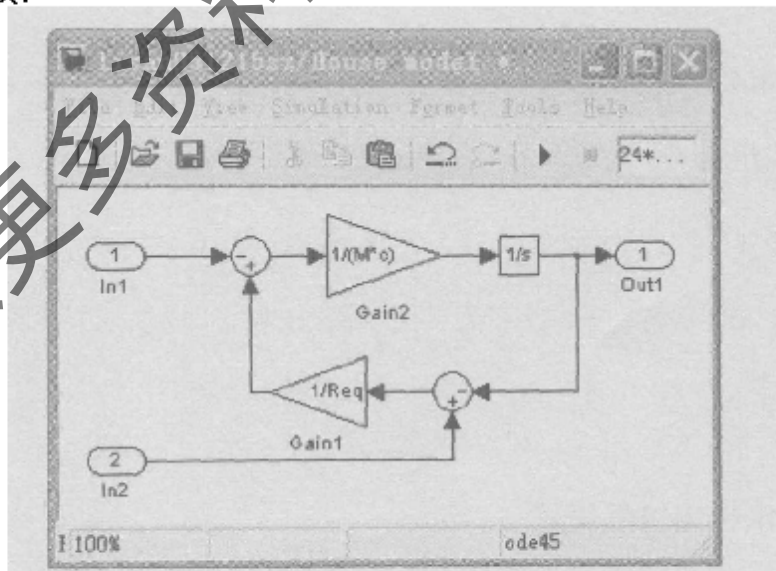


图 6-2 空调房间子系统仿真模块

Fig. 6-2 Air conditioner rooms sub-system simulate module

在图 6-2 中，in1、in2 是房间的两个输入，即空调实际制冷量和室外综合温度。增益

模块 Gain1 的功能是实现负荷的简易计算, Req 的值由房间特性计算得出。室外综合温度经过增益模块 1 后, 在 Sum 模块和系统制冷量相加即可实现 $\Delta Q_{re} = q - Q$ 功能。增益模块 Gain2 实现 $\Delta t = \frac{\Delta Q_{re}}{(Mc)}$ 功能, Δt 经过积分模块, 就可以求出此刻的实际温度值。如果房间负荷是一天的变化曲线, 则房间子系统模块输出的是房间一天的实际温度值。

(6) 变量封装: 房间空气的质量流量 $M(\text{kg/h})$ 、空气的比热 $c(\text{kJ/kg} \cdot ^\circ\text{C})$ 及房间特性参数 Req ; 对上述模型进行封装如图 6-3 所示。

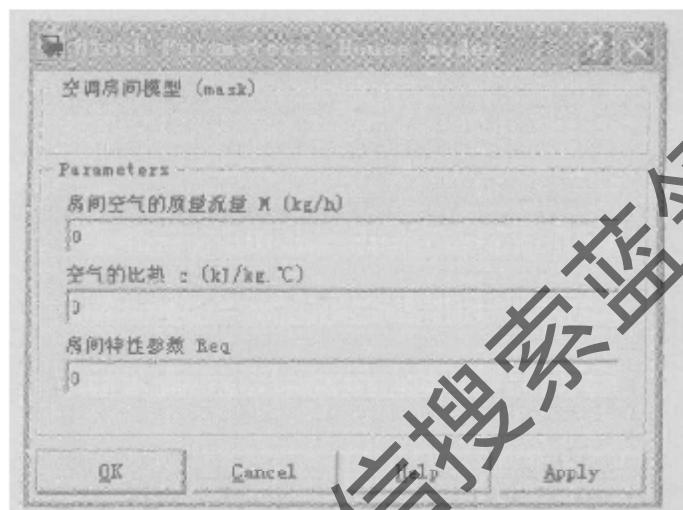


图 6-3 空调房间子系统模块封装界面

Fig.6-3 Air conditioner rooms sub-system module sealed surface

6.3.2 空调系统控制模块

(1) 输入参数: 房间实际温度和房间设定温度的差值 ($\Delta T = T_{re} - T_{set}$);

输出参数: 空调系统制冷量的理论增量 ΔQ_{re} 。

(2) 实现原理: 判定输入值 ΔT 。当 $\Delta T > 0$ 时, 即 $\Delta Q_{re} > 0$, 需加大空调制冷量; 当 $\Delta T = 0$ 时, 即 $\Delta Q_{re} = 0$, 保持空调制冷量不变; 当 $\Delta T < 0$ 时, 即 $\Delta Q_{re} < 0$, 减小空调制冷量。

(3) 实现过程: $\Delta Q_{re} = M \cdot c \cdot \Delta T$

6.3.3 冷水机组仿真模块

(1) 输入参数: 需要增加的制冷量。

输出参数: a、冷水机组实际制冷量; b、冷水机组功率。

(2) 实现原理: 空调理论制冷量为 $Q_{理} = q_{理} + \Delta Q_{理}$ (式中 $q_{理}$ 为空调系统制冷量改变前的制冷量)。冷水机组功率由第三章建立的冷水机组耗功率模型进行计算。

6.4 冷却水系统仿真模块

如第二章所述, 为了适应内、外扰的变化, 将冷却水泵和冷冻水泵采用变频技术, 通过空调负荷的变化而改变电机频率, 使电机调速对水流量进行自动控制, 保持水系统进出水温差在一定范围内, 可以提高水泵电机输出效率。电机输出功率和流量的立方成正比, 当流量稍微减少时, 电机所需输出功率会大幅度下降, 节能效果显著。

(1) 输入参数: 冷水机组制冷量。

输出参数: a、冷却水泵功率; b、冷却水流量。

(2) 实现原理: 冷却水循环系统由冷却水泵、冷却水管道及冷却塔组成。冷水机组进行热交换, 使制冷剂冷却的同时, 必须释放大量的热量, 使冷却水温度升高。冷却水泵升温的冷却水压入冷却塔, 使之在冷却塔中与大气进行热交换, 然后再将降温的冷却水送回到冷水机组, 如此不断循环, 带走冷水机组释放的热量。

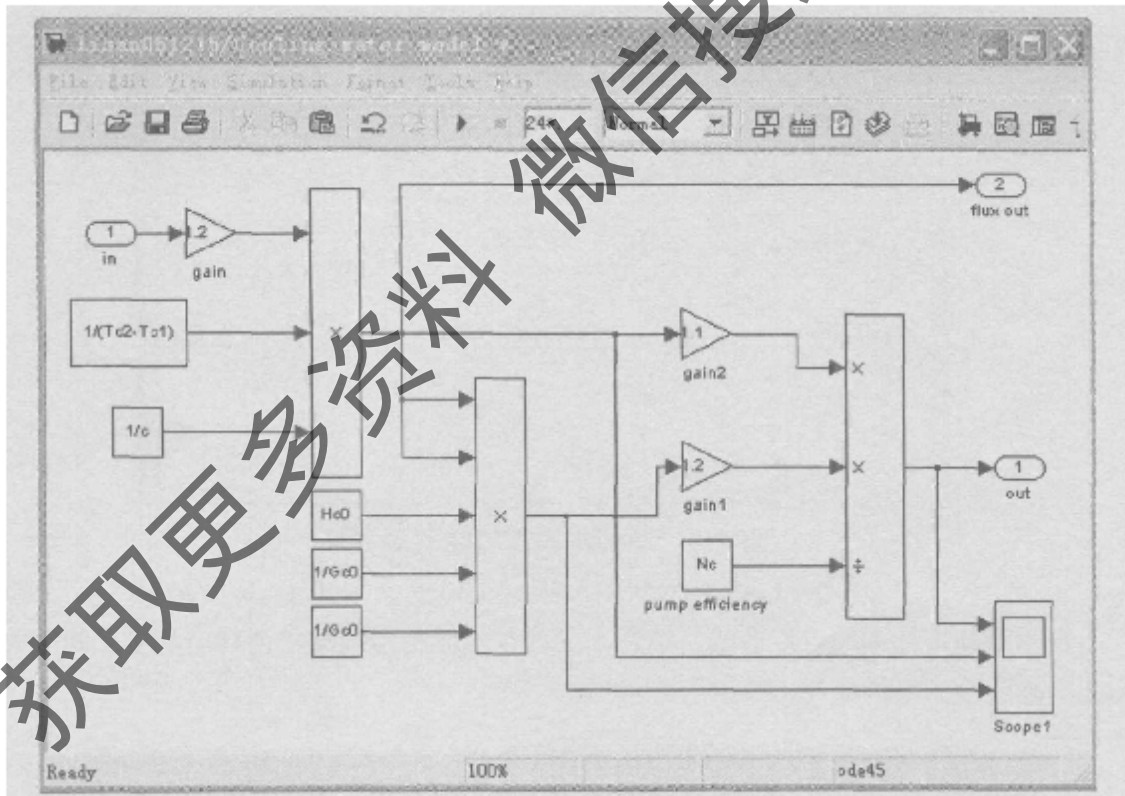


图 6-4 冷却水系统仿真模块

Fig. 6-4 Cooling water system simulate module

由于冷却塔的水温是随着温度的变化而变化的, 其单侧水温不能准确地反应冷水机组产生热量的多少, 所以, 以供回水温差作为控制依据是比较合理的。温差大, 说明冷水机组产生的热量大, 应提高冷却水泵转速, 增大冷却水循环速度; 温差小, 说明冷水机组产

生的热量小，应降低冷却水泵转速，减缓冷却水循环速度。随着水泵转速的改变，冷却水流量发生变化，空调系统制冷量也随之发生变化，以适应房间负荷的动态变化。

冷却水的流量由第三章式 (3-6) 求得；功率由式 (3-8) 求得。

$$(1) \text{ 流量: } G_c = \frac{Q_t}{\rho \cdot c \cdot (T_{c2} - T_{c1})} = \frac{1.2Q}{\rho \cdot c \cdot (T_{c2} - T_{c1})}$$

$$(2) \text{ 功率: } W_3 = \beta_1 \cdot \beta_2 \frac{G_c \cdot H_c}{\eta_c}$$

In 模块输入的是冷水机组的制冷量；flux out 输出的是冷却水系统的流量。当在仿真模型中运行此模块时，只要在封装模块对话框中输入各个参数即可。

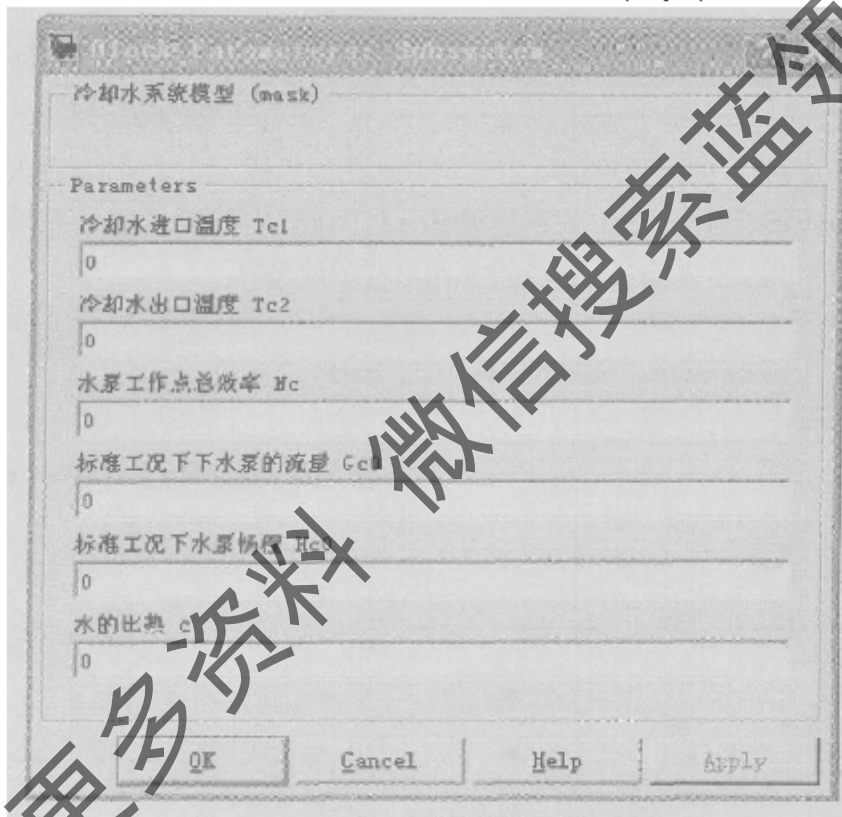


图 6-5 冷却水系统模块封装界面

Fig. 6-5 Cooling water system simulate module sealed surface

根据冷却塔样本的特性曲线，拟合出了冷却水流量与冷却塔耗电功率之间的关系，由此来确定冷却塔的能耗。

$$W_4 = 69.8978G_c^3 + 83.7279G_c + 0.1554 \quad (6-2)$$

式中： W_4 ——冷却塔风机的耗功率，kW；

G_c ——冷却水流量， m^3/s ；

6.5 冷冻水系统仿真模块

(1) 输入参数：冷水机组制冷量。

输出参数：a、冷冻水泵耗功率；b、瞬时制冷量。

反馈值：调节前系统的制冷量。

(2) 实现原理：冷冻水循环系统由冷冻水泵及冷冻水管道组成，从冷水机组流出的冷冻水由冷冻水泵加压送入水管道，在各个房间进行热交换，带走房间的热量，使房间的温度下降。

由于冷冻水的出水温度是经冷水机组冷冻的结果，常常比较稳定。因此，单是回水温度就可以反应房间内的温度。所以，冷冻水泵采用变频技术，可以根据回水温度进行如下控制：回水温度高，说明房间温度高，应提高冷冻泵的转速，加快冷冻水的循环速度；反之，回水温度低，说明房间温度低，可以降低冷冻水泵的转速，减缓冷冻水的循环速度。空调系统冷冻水进出水温度设计温差一般为 5°C （例如出水 7°C 、进水 12°C ），采用改变冷冻水流量的方法，使空调系统制冷量对应于房间热负荷的变化而变化。

冷冻水的流量由第三章式 (3-9) 求得；功率由式 (3-11) 求得。

$$G_c = \frac{Q}{\rho \cdot c \cdot (T_{c1} - T_{c2})}$$

式中：Q——制冷量，kW；

c——冷冻水的比热，kJ/kg· $^{\circ}\text{C}$ ；

G_c ——循环水的流量， m^3/s ；

$T_{c1} - T_{c2}$ ——循环水进水和回水的差值， $^{\circ}\text{C}$ 。

冷却水的流量由第三章式 (3-6) 求得；功率由式 (3-8) 求得。

$$(1) \text{ 流量: } G_c = \frac{Q_c}{c \cdot (T_{c1} - T_{c2})} = \frac{1.2Q}{c \cdot (T_{c1} - T_{c2})}$$

$$(2) \text{ 功率: } W_2 = \beta_1 \cdot \beta_2 \frac{G_c \cdot H_c}{\eta_c}$$

按照冷冻水泵耗功率计算公式建立如图 6-6 所示模型，模拟冷冻水系统运行费用。

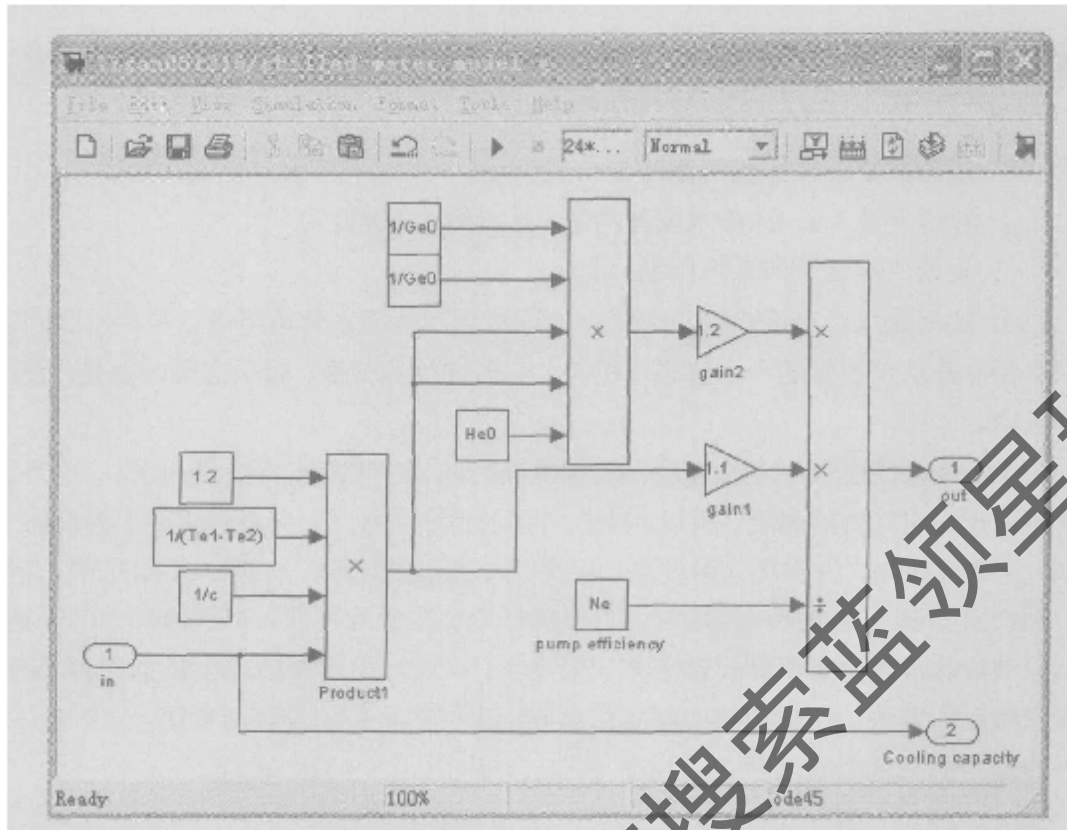


图 6-6 冷冻水系统仿真模块

Fig.6-6 Cold water system simulate module

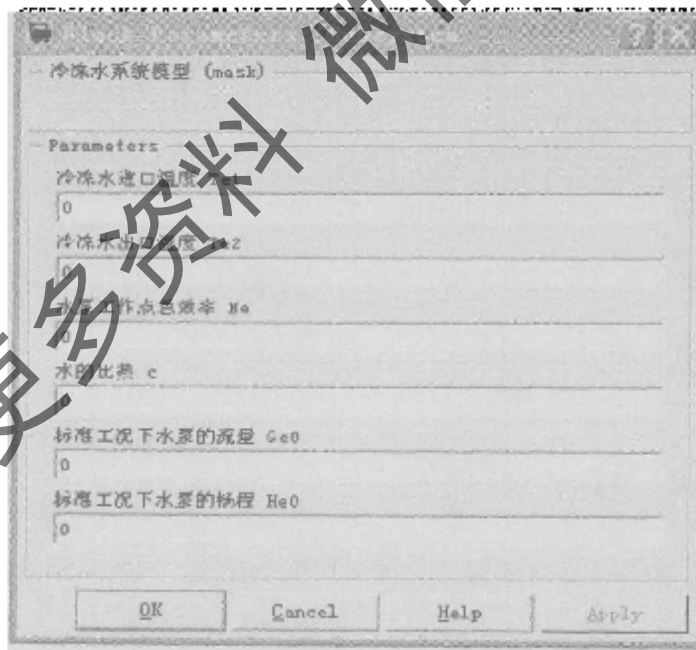


图 6-7 冷冻水系统模块封装界面

Fig.6-7 Cold water system module sealed surface

6.6 末端风机盘管仿真模块

风机盘管模块包括风机盘管调档模块和风机盘管功率模块。根据送入的制冷量选择适当的功率。这是一个单输入单输出系统。

(1) 输入参数：冷水机组实际制冷量。

输出参数：a、空调系统实际制冷量；b、风机盘管耗功率。

(2) 实现原理：本文为避免出现末端个数的限制，所编写程序具有通用性，采用拟合得出制冷量与功率的关系，详见第三章。

6.7 中央空调系统仿真总模型

中央空调系统的能耗主要表现在冷水机组、冷冻水系统、冷却水系统、冷却塔风机和风机盘管等几个方面。前面已经详细的说明了它们的建模过程。由冷水机组模块，冷冻水系统模块，冷却水系统模块、冷却塔模块以及风机盘管模块，可以建立如图 6-8 系统仿真模型。

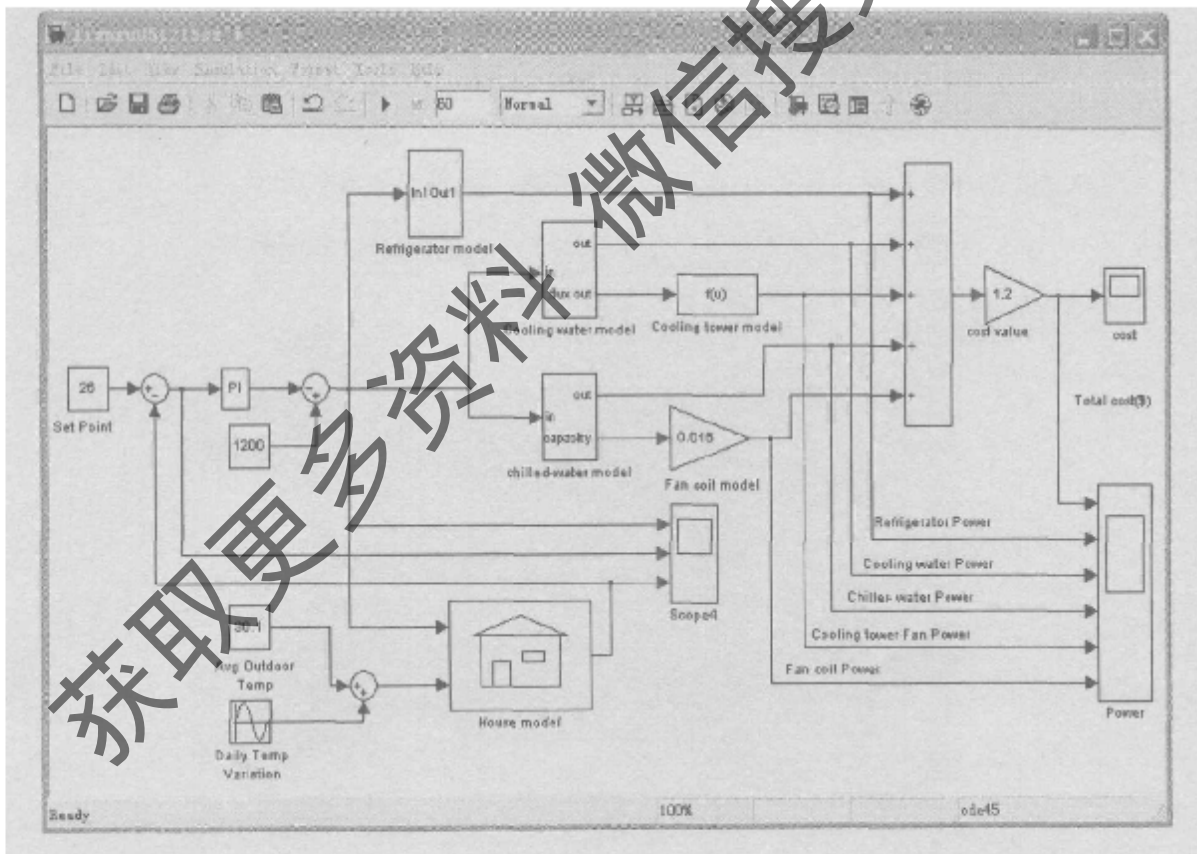


图 6-8 中央空调系统仿真模型

Fig. 6-8 Simulation model of the central air-conditioning system

6.8 工程实例分析

6.8.1 工程简介

同第七章工程。

6.8.2 仿真结果分析

6.8.2.1 仿真模型的输入、输出参数

输入参数：室外综合温度变化曲线（℃）。

输出参数：空调系统能耗（万元）；

6.8.2.2 运行仿真

（1）点击模型窗口菜单[Simulation>Simulation Parameters]进行仿真参数设定。在 Solver 选项中把开始仿真时间设置为 0.00 秒，仿真结束时间设置为 $365*24*60*60$ 秒。

（2）双击模型窗口中输入参数“室外温度变化曲线”，依次把选项 amplitude(振幅)、Frequency(rad/sec)、Sample time(采样时间)设置为 5、 $2*pi/(24*60*60)$ 、0。

（3）点击模型窗口菜单[Simulation>Start]运行仿真。

6.8.2.3 空调仿真结果分析

按如上设置好参数后，运行仿真，打开示波器，结果如图 6-9 所示。

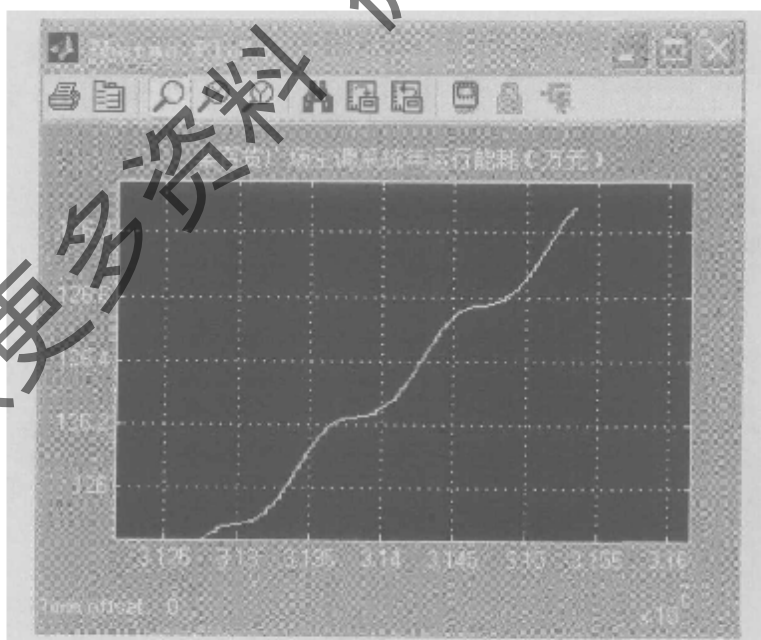


图 6-9 空调系统仿真结果

Fig. 6-9 Air-conditioning system simulate result

从运行结果可以得出以下结论：

（1）空调能耗曲线较真实地反映了空调系统的运行情况。前一段时间由于室内温度

值高于温度设定值，空调处于开机状态，能耗曲线慢慢上升。在空调作用下，一段时间后室内温度值慢慢下降到等于设定值，空调关机，能耗曲线表现为水平状态。空调关机时室内温度会慢慢升高，当高于温度设定值时，空调又自动开机。如此循环，随着房间负荷的变化，空调系统实现了自动启停。

(2) 此程序实现了空调系统冷水机组部分负荷自动跟踪功能。随着室外温度的变化，房间负荷也不断变化，当输入冷水机组模块不同的负荷时，冷水机组模块对这些值进行了判断，输出一组连续的值。

(3) 在这次仿真中，温度设定值取 24°C ，室外温度平均值取 30.1°C ，室外温度波的振幅取 5。在程序运行过程中可以随时更改以上各个参数，对各种工况进行仿真。

6.8.3 和常规空调运行方式的对比

表 6-1 仿真与常规空调系统年运行费用比较

Table 6-1 Comparing running cost between the simulation result and the constant air-conditioning system of the whole year

设备名称	型号	制冷量 (kW) /台	台数	功率 (kW) /台	一年的运行费用 (万元)	
					仿真系统	常规系统
冷水机组	LC-120-P	1406	2	295		
冷冻水泵	200KTS		3	55		
冷却水泵	280-42A		3	45		
冷却塔	GBNL ₃ -300		2	11.0		
风机盘管	FP-204/136	12.8/8.6	40/90	0.212/0.156		
空调机组	LI45S/B	145.2	8	53.9		
总计					126.89	138.04

注：常规系统按每天 8 小时计算，上午 8:00—12:00，下午 2:00—6:00，电费单价按 1.2 元/kW.h

由表 6-1 可知仿真计算出的变流量空调系统全年运行共节约运行费用 11.15 万元，即使考虑水泵并联运行的阻力损失和实际使用未必达到最佳效果的因素，取有效系数 0.8，全年亦可节约运行费用 8.92 万元，所加的变频装置在 2—3 年之内也可收回。

6.9 本章小结

本章节应用目前最先进、最方便的动态仿真语言 Matlab/Simulink 对空调系统建模，进行动态仿真。通过分析建立了相应的空调房间模块、控制模块、冷水机组模块、空调水系统模块、冷却塔模块和末端模块，最终得到一个较为完整的空调系统运行仿真模型。通过实例验证，结果比较满意。与常规空调系统相比，仿真计算出的变流量空调系统全年运行共节约运行费用 11.15 万元，所加的变频装置在 2—3 年内即可收回。在计算条件给定的条件下，空调仿真模型能较准确、真实的模拟出所需信息，如空调系统能耗曲线、室内温度曲线的变化等。当改变初始条件时，能观察在不同温度设定值下的空调运行情况，因此有一定的参考价值。

获取更多资料 微信搜索蓝领星球

第七章 某百货广场中央空调系统运行优化

7.1 工程概况

某百货广场^[10]地下一层至地上三层为商场,总面积8134.22m²,每层层高4.5m,第四层为娱乐中心和餐厅,面积2023.93m²,层高6m,第五层至第八层为写字楼,面积3238.67m²,层高3.6m²。商场每楼层设置两台柜式空调机,写字楼则采用新风加风机盘管形式。由于第四层、第五层及第八层未启用,本空调系统基本是处于部分负荷运行状态。本空调系统只作供冷运行,配置设备如表7-1。

表7-1 设备配置表

Table 7-1 Device disposition diagram

设备配置	台数	备注
水冷离心式冷水机组	2	冷量 1406kW, 功率 295kW
冷冻水泵	3 (两用一备)	流量 270m ³ /h, 扬程 36m, 功率 55kW
冷却水泵	3 (两用一备)	流量 310m ³ /h, 扬程 31m, 功率 45kW
冷却塔	2	流量 300m ³ /h, 功率 11kW

7.2 测试结果及节能性分析

7.2.1 测试结果

表7-2 某百货广场空调系统能耗及运行费用表

Table 7-2 Energy consumption and running cost of air-conditioning system in general merchandise square

商业总用电 (kW·h)	空调用电 (kW·h)						合计	空调与 商业用 电的比 例 (%)	水泵占 空调用 电的比 例 (%)
	柜机和 盘管	空调 主机	冷冻 水泵	冷却塔	冷却 水泵				
1月	126000	8704	5664	1470	294	1176	17308	13.74	15.3
2月	100623	6928	2944	840	168	672	11552	11.48	13.1
3月	138570	14480	6688	1980	396	1584	25128	18.13	14.2
4月	241200	23840	53856	15540	3108	12432	108776	45.10	25.7
5月	246000	24400	66080	16680	3336	13344	123840	50.34	24.1
6月	258000	24720	71680	17400	3480	13920	131200	50.85	23.9
7月	261000	25280	77280	18240	3648	14592	139040	53.27	23.6
8月	267000	24000	84960	19860	3972	15888	148680	55.69	24.0
9月	258000	22000	90400	18600	3720	14880	149600	57.98	22.4
10月	225000	20320	58240	15180	3036	12144	88920	39.52	30.7
11月	198000	17260	47500	12240	2448	9792	89240	45.07	24.7
12月	129000	13760	7360	1680	336	1344	24480	18.98	12.4
全年 统计	2448393	225692	552652	139710	27942	111768	1057764	43.00	23.8
总计 (元)	2938071.6	270830.4	663182.4	167652	33530.4	134121.6	1269316.8	43.00	23.8

注：商业用电价 1.2 元/kW.h。

某年全年商场和写字楼的能耗及运行费用见表 7-2。

7.2.2 空调系统能耗分析

根据上面所列某百货广场空调系统能耗及运行费用表中各项数据以及部分商场和写字楼未启用，而使空调主机冷负荷最高只需 1940kW 的情况，夏季 2 台空调主机同时运行的时间仅为 144h；夏季 1 台空调主机满负荷运行和小部分过渡季节 1 台空调主机部分负荷运行时间则为： $(139710\text{kWh} \div 55\text{kW}) \div 2 - 144\text{h} = 1126\text{h}$ ；大部分过渡季节采用全新风。

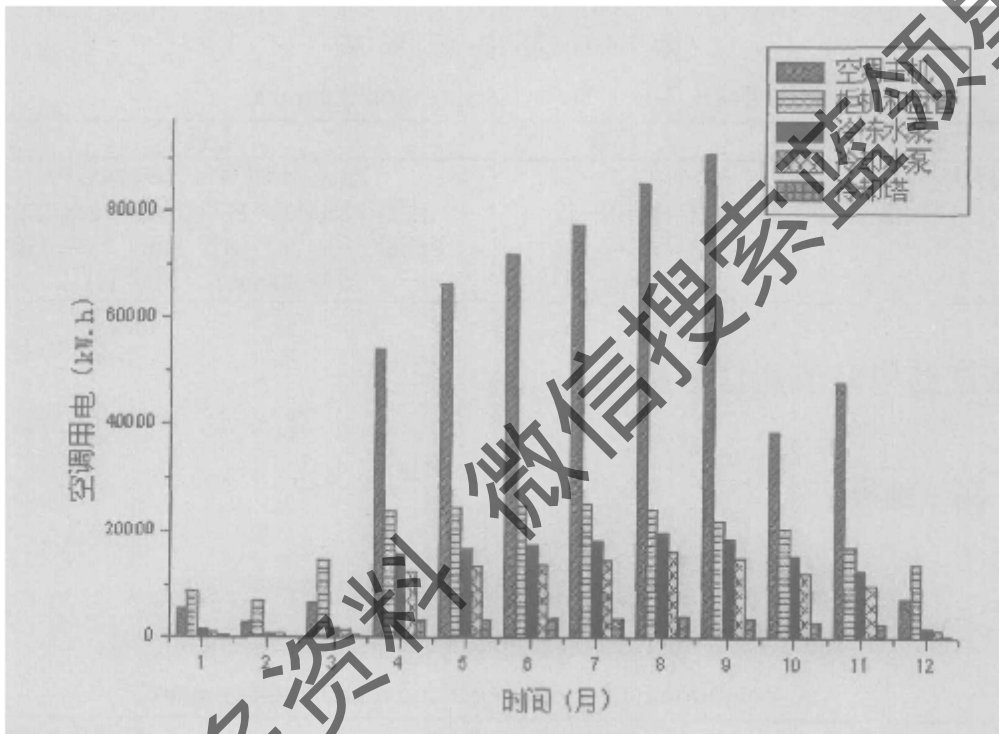


图 7-1 空调系统各部分用电全年分布

Fig. 7-1 Different parts of the air-conditioning system distribution electricity Consumption per year

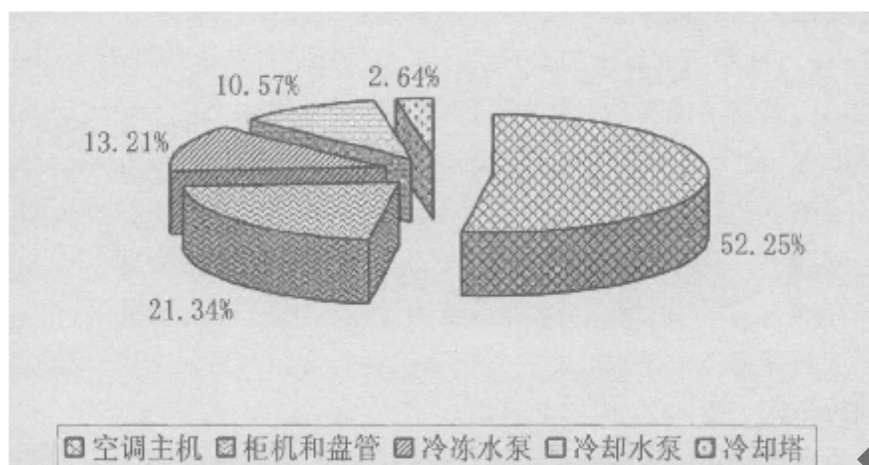


图 7-2 空调系统各部分用电比例

Fig.7-2 proportion of electricity consumption in different parts of air-conditioning system

从图 7-1 全年空调系统用电分布图可以看出, 4 月~11 月空调系统耗电量都比较高, 分别占全年空调用电的 10.28%、11.71%、12.4%、13.14%、14.05%和 14.14%。从图 7-1 和图 7-2 可知, 冷水机组是空调系统耗电的主要部分占系统耗电的一半以上, 达 52.25%, 水泵耗电占 23.78%, 是冷水机组之后第一大耗电体, 所以在改造部分工程时, 如果不能全局改造, 可首先该造水泵, 这样收到的效果较明显。

7.2.3 水系统节能性分析

在此基础上对原水系统与采用水泵变频调速水系统作如下简单比较, 见表 7-3。

表 7-3 采用水泵变频调速前后空调水系统的对比表

Table 7-3 Comparing table of the water system of air-conditioning before and after adopting the variable frequency speed control of the water pump

项目	原水泵并联变流量系统		现水泵变频调速变流量系统	
冷冻机运行台数	2 台	1 台	2 台	1 台
冷冻水泵运行台数	2 台	1 台	2 台	2 台
冷却水泵运行台数	2 台	1 台	2 台	2 台
运行时间 (h)	144×2	1126×1	144×2	1126×2
冷冻水泵功率 (kW/台)	55	55	55	6.875
冷却水泵功率 (kW/台)	45	45	45	5.625
能耗 (kWh)	28800	12600	28800	28150
商业用电单价 (元/kWh)	1.2	1.2	1.2	1.2
运行费用 (元)	34560	135120	34560	33780

其中各项数据是根据 $Q \propto n$ 、 $H \propto n^2$ 、 $N \propto n^3$ 获取 (n 为水泵转速)。由于管路系统

阻力 $\Delta p = (K_1 + \xi) \cdot V^2 / 2g = KQ^2$ (V 为流速, K 、 ξ 为系数) 故转速变化时, 水泵扬程变

化和管路系统阻力变化都呈二次关系,即水泵扬程的变化,可以满足管路系统阻力的变化。

由表 7-3 可知粗略计算出的变频调速水泵全年运行共节约耗电 84450kWh,节约运行费用 101340 元,即使考虑水泵并联运行的阻力损失和实际使用未必达到最佳效果的因素,取有效系数 0.8,全年亦可节约耗电 67560kWh,节约运行费用 81072 元。而对该百货广场空调水系统中的各两台冷冻水泵和冷却水泵安装变频调速装置,其价格如下:

国产: 55kW 5 万元/套, 45kW 4 万元/套 共 18 万元

进口: 55kW 7 万元/套, 45kW 6 万元/套 共 26 万元。

相对于变频调速技术使用后而能每年节约运行费用 8 万元来讲,变频调速装置设备投资的静态回收年限为国产 2.25 年或进口 3.207 年。

水泵是空调系统中的重要组成设备,也是重要的用电设备。采用变频调速装置,通过改变水泵电动机转速,使之在任何情况下都使其工况点落在高效运行区域内,从而获得较大节能目的。此外,以前变频调速装置价格较贵,从而初期投资较高,但目前我国已经可以独立生产,且生产商逐年在增多,变频调速装置价格已经能使我们所承受,而且从长远来看,变频调速装置所产生的节能效益在短期内可以回收设备投资,具有很大的实际应用意义。

7.3 方案对比分析

此节对上述工程的实际测试,即优化结果与三种常规控制方案下中央空调系统耗电量进行比较。

7.3.1 情况 1: 设定 T_{s2}

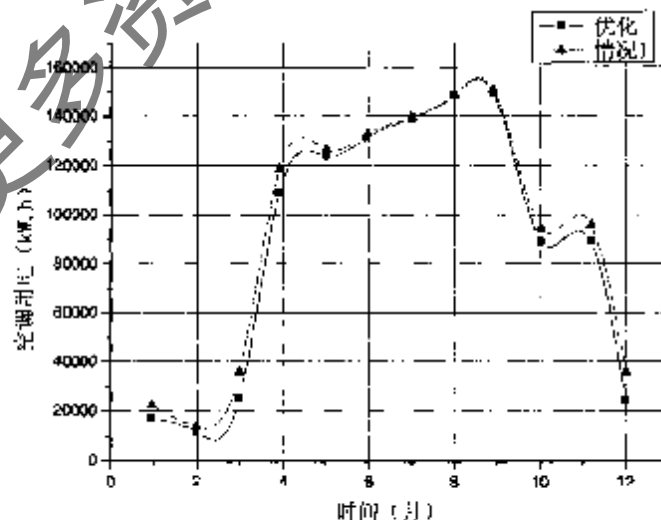


图 7-3 优化 T_{s2} 与设定 T_{s2} 空调用电比较

Fig. 7-3 Comparison between optimal T_{s2} and fixed T_{s2}

在这种情况下，传统控制方法是在系统运行期间 T_{e2} 为某一个确定的值；而优化方法是 T_{e2} 依赖于总冷负荷的变化。其他的控制策略和各点设定值都相同，结果如图 7-3 所示。

与采用优化方法相比较，情况 1 平均每年多消耗 5.48% 的电量。节约的电量主要是制冷机和冷冻水泵。在部分负荷情况下，尽管高的冷冻水供水温度 T_{e2} 消耗了冷冻水泵能耗，但制冷机节省的能耗补偿了由于提升 T_{e2} 所消耗的能耗。然而，高的 T_{e2} 也将导致较低的热交换效率，需要末端提供充足的制冷能力，这是影响最优效果的一个最主要因素。

7.3.2 情况 2：设定 $H_{e,i}$

在这种情况下，传统的控制方法是：在环境出现所有最不利情况下，能够提供给末端不同压力下足够的空气量和冷冻水量。而本文的最优控制方法是，风机盘管的压力和冷冻水泵扬程的设定值都能随着每一个房间或者盘管的冷负荷变化而改变。其他的控制策略和各点设定值都相同，结果如图 7-4 所示。

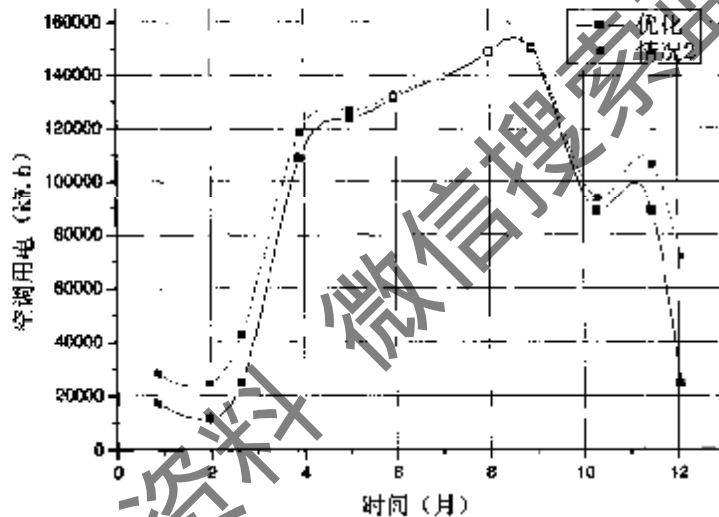


图 7-4 优化 $H_{e,i}$ 与设定 $H_{e,i}$ 空调用电比较

Fig. 7-4 Comparison between optimal $H_{e,i}$ and fixed $H_{e,i}$

在情况 2 下，总电耗在空调系统满负荷运行时基本是相同的。这是因为所有的风机盘管和冷冻水泵在满负荷时都是全速运行。最优控制方法的节能是在部分负荷下，此时管网的控制阀为设定值在管网中都是全开的，风机盘管和冷冻水泵的转速都是最低的。

7.3.3 情况3: 设定 $T_{c,i}$ 和 $G_{c,i}$

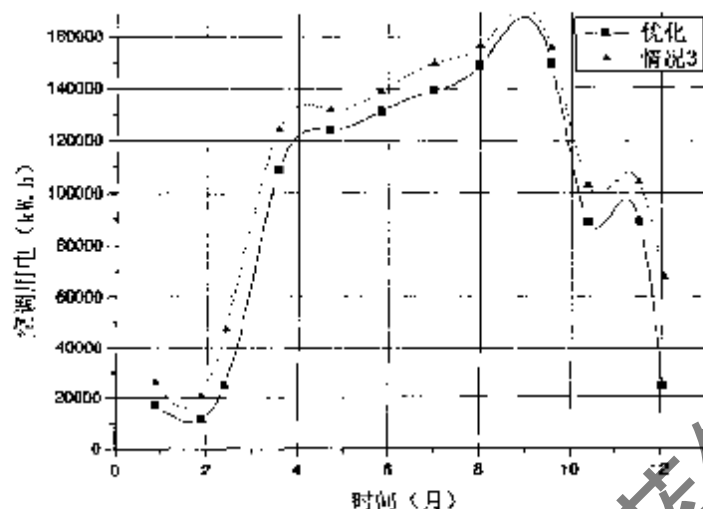


图 7-5 优化 $T_{c,i}$ 和 $G_{c,i}$ 与设定 $T_{c,i}$ 和 $G_{c,i}$ 空调用电比较

Fig. 7-5 Comparison between optimal $T_{c,i}$ and $G_{c,i}$ and fixed $T_{c,i}$ and $G_{c,i}$

在这种情况下,传统控制方法是:提供恒定的冷却水流量维持冷凝器在某一个恒定的温度值。冷却水泵是定速泵并且冷却塔风机被控制使冷却水供水温度是一个常值。而本文的最优控制方法是, $T_{c,i}$ 和 $G_{c,i}$ 的设定值都随着负荷的改变而改变。其他的控制策略和各点设定值都相同,结果如图 7-5 所示。

在情况 3 下,最优控制方法比传统控制方法节省的电耗应该引起注意,这是因为减少冷却水流量不仅减少冷却水泵电耗而且增加了冷却塔的热交换效率。

7.3.4 全年不同情况下用电总量对比

图 7-6 表示了空调系统在最优化控制方法和其他不同控制方法下全年消耗的总电量之比。通过比较,可以看出本文提出的最优化控制方法比传统的其他控制方案节省大量电能。

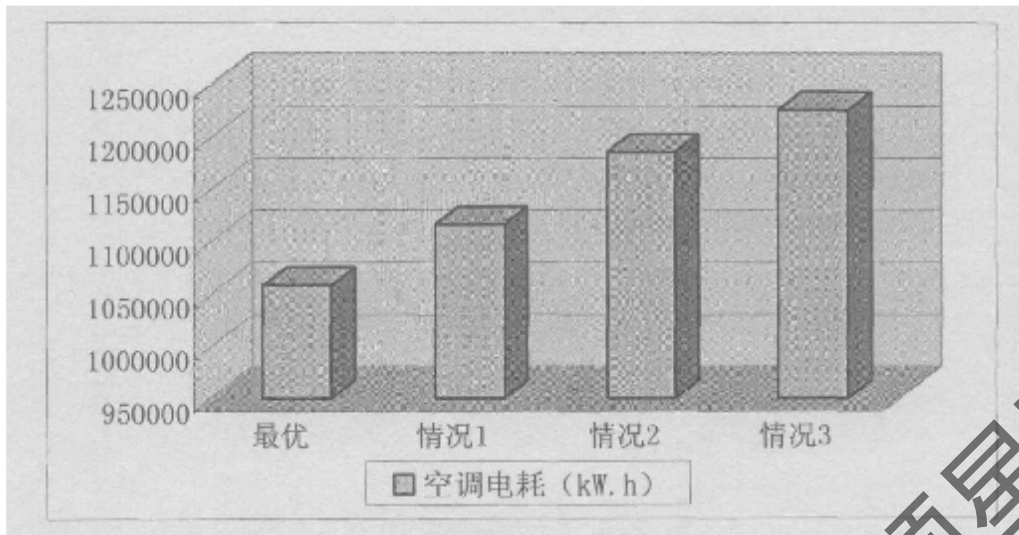


图 7-6 各种方案空调系统全年耗电比较

Fig.7-6 The year summations of system energy usage

7.4 本章小结

- 1) 由于空调系统在绝大部分时间内在部分负荷下运行，空调水系统采用变频调速装置在技术上和经济上都是合理的，其节能效果显著，从工程实例也可看出投资回收期较短，一般在二年左右既可。
- 2) 水泵电机功率越大，运行时间越长，节能效果越明显。
- 3) 空调制冷系统的冷冻水、冷却水变流量系统可使冷水机组在部分负荷下运行带来显著的节能效果，与冷冻水系统负荷侧要求变流量可以结合设计，其综合节能效果显著，建议采用。

获取更多资料 微信搜索蓝领星球

第八章 结论

8.1 结论

本文采用改进遗传算法对中央空调系统进行建模和优化控制研究,并对空调变水温性能进行了优化,利用 Matlab 软件进行仿真研究,将优化结果和实际运行结果进行对比研究,研究取得了如下的结论和成果:

- 1) 针对“系统节能”建立了中央空调系统整体最优化运行数学模型,给出了所有能耗部件(包括冷水机组、水泵和风机)的目标函数,并对模型进行了认真的分析。研究了各个运行参数对冷水机组和空调系统性能的影响。结果表明:基于改进遗传算法的空调系统模型,不仅使复杂问题得到了简化,而且模型的精确度较高。
- 2) 根据上述模型,通过编制基于改进遗传算法的优化程序,对空调系统的运行工况进行了优化,获取了空调系统各性能参数随内外扰变化而变动、随负荷率变化而变动的规律及各个运行参数对系统综合能效比 EERs 的影响。结果表明:采用改进遗传算法进行运行优化是完全可行的。优化后的运行参数能够使空调系统始终处于最佳效率点,利用桂林某宾馆测试数据论证了采用中央空调变流量节能控制系统和利用遗传算法优化的数据软件实现,可以收到客观的经济效益。模型的优化为目前变频控制实现此类控制方案提供了实用基础。
- 3) 对空调系统变水温调节进行了详细的分析,探讨了变水温调节对冷水机组、风机盘管机组和新风机组的影响,通过实例分析和计算,表明空调系统变水温调节对于一般舒适性空调系统,冷冻水温度的提高一般以不超过 12°C 为宜,最大不能超过 13°C ,能够满足室内温湿度要求,节能效果明显。如当负荷率为 70% 时,采用 10°C 的冷冻水供水温度,与设计工况相比,离心式机组耗电量下降了 5.5%,螺杆式机组耗电量下降了 9.2%,节能效果明显。
- 4) 分阶段变水温运行是针对过渡季节部分负荷条件下空调制冷系统节能运行调节而提出的,不需增加任何设备,只需考虑室外气象条件、负荷分布规律等影响因素,比变流量的节能方案更容易操作,同时可以根据实际空调系统的动态空调负荷计算和空调制冷系统运行实践制定出更为细致的运行方案,使节能达到最优化。它对于一般舒适性空调系统来说,是一种简便可行的节能运行方案。
- 5) 应用目前最先进、最方便的动态仿真语言 Matlab/Simulink 对空调系统建模,突破了传统方法需编制大量繁复程序的做法,进行动态仿真。通过分析建立了相应的空调房间模块、控制模块、冷水机组模块、空调水系统模块、冷却塔模块和风机盘管模块,最终得到一个较为完整的空调系统运行的仿真系统。通过实例验证,结果比较满意。通过这些研究,得出如下结论:在计算条件给定的条件下,空调

- 仿真模型能较准确、真实的模拟出所需信息，如空调系统能耗曲线、冷水机组运行状况、室内温度曲线的变化等。当改变初始条件时，能观察在不同温度设定值下的空调运行情况，在程序运行过程中可以随时更改系统各个参数，对各种工况进行仿真，同时调入多个示波器进行观察，因此有一定的参考价值。
- 6) 针对某一具体的实际工程给出了运行方案，并将实际运行结果、优化结果、仿真结果进行了对比分析。结果表明：空调水系统采用变频调速装置在技术上和经济上都是合理的，其节能效果显著，从工程实例也可看出投资回收期较短，一般在2年左右既可；冷却水变流量系统可使冷水机组在部分负荷下运行带来显著的节能效果，与冷冻水系统负荷侧要求变流量可以结合设计，其综合节能效果显著，在设计中值得加以推广。
 - 7) 新设计空调系统或对已有空调系统进行变频改造工程时，都要考虑设备的投资回收期。空调系统每年在低负荷下运行的时间越长，设备投资回收期越短。因此，全天运行的空调系统比仅在白天运行的空调系统更适合进行变频改造，全年运行的空调系统比仅在夏季运行的空调系统更适合进行变频改造。

8.2 尚得进一步研究的问题

由于条件等因素的关系，本论文还存在一些不足之处及需要进一步研究的问题：

- (1) 由于空调系统变流量运行数据较少，所以优化控制策略的研究有一定的局限性；
- (2) 本文只是针对一种型号的机组进行了优化分析，分析结论是否对于其他机组也适用，还有待进一步研究；
- (3) 由于时间所限，本文只是考虑两台机组的优化控制，对于多台机组的联机运行需要进一步研究；
- (4) 空调系统是一个复杂的系统，受到许多不确定因素的影响，本文只考虑了部分影响因素，离完全仿真还有一定差距。如何进一步完善仿真系统还有许多工作要做。
- (5) 在现有系统中，许多数据需要手工输入，使用不太方便。因此，还需要进一步改进。如能建立实用性平台，不但可以使界面美观，而且可以使输入简洁、直观、明了。

参考文献

- [1] 杨宏伟, 周大地. 论全面建设小康社会的环境目标及其对能源发展的要求[J]. 环境保护, 2005. 4: 68~72
- [2] 周大地. 建设节约型社会节能型发展道路[J]. 广东经济, 2005. 10: 19~21
- [3] 张吉礼. 模糊-神经网络控制工程原理与工程应用[M]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学出版社, 2004
- [4] 房立存, 钱兴华等. 螺杆式冷水机组能量的变频调节[J]. 暖通空调, 2003, (1): 112~113
- [5] 彭时霖等. 变频技术在空调用压缩机上的应用研究[J]. 制冷空调与电力机械, 2005, (2): 62~67
- [6] Kaminura K, A Yamada, T Matsuba. CAT (computer aided tuning) software for PID controllers. ASHRAE Transactions, 1994, 100(1):180~190
- [7] 许远超. 中央空调水系统优化控制策略研究[D]. 南京: 南京理工大学, 2005
- [8] <http://www.cinic.org.cn>. 国内外能源技术最新情报. 2006. 3
- [9] Masatoshi, Kosuke. Operational planning of district heating and cooling plants through genetic algorithms for mixed 0-1 linear programming [J]. European Journal of Operational Research. 2002, 137(3): 677~687
- [10] 周大地. 当前能源供求形势分析[J]. 中国经贸导刊, 2004(17):14~16
- [11] 刘明君. “十一五”激情展望[J]. 走向世界, 2006. 2: 25~28
- [12] 中华人民共和国建设部. 公共建筑节能设计标准 (GB50189-2005) [S]. 中国建筑工业出版社, 2005. 4
- [13] 中国建设部主编. 采暖通风与空气调节设计规范 (GB50019-2003) [S]. 中国计划出版社, 2004. 4
- [14] 钱以明. 高层建筑空调与节能[M]. 同济大学出版社, 1990. 2
- [15] 殷平. 空调大温差研究[J]. 暖通空调, 2000. 30 (6): 75~76
- [16] 汪晓光. 可编程序控制原理及应用[M]. 北京: 机械工业出版社, 1998
- [17] 王津浩, 费继友等. 变频控制系统的技术现状与发展趋势[J]. 制冷学报, 2002, (2): 1~5
- [18] 朱伟峰, 江亿等. 空调冷冻站和空调系统若干常见问题分析[J]. 暖通空调, 2000. 30(6):4~11
- [19] 陆麟, 刘泽华. 某政府大楼空调系统技术经济分析[J]. 建筑热能通风空调, 2005. 24 (3): 44~47
- [20] Seem. A New Pattern Recognition Adaptive Controller with Application to HVAC Systems. Automatica, 1998, 34(8), 969~982
- [21] Bi, Cai WJ, Wang Hang. Advanced controller auto-tuning and its application to HVAC systems. IFAC Journal of Control Engineering Practice, 2000:8(6), 633~644
- [22] 马丙场, 倪国宗. 参数自调整模糊控制器在中央空调控制系统中的应用[J]. 控制理论与应用, 2003:25~29
- [23] 朱晓冬, 李相林. 基于聚类的一种改进模糊辨识算法[J]. 哈尔滨理工大学学报, 2003, 8:50~53
- [24] Hegberg. Why consider a primary-secondary hydronic pumping system?. ASHRAE Trans. 1994, 100(1):1124~1129
- [25] Kellier, Yager and Tahani. Neural network implementing of fuzzy logic. Fuzzy sets and

- systems, 1992, 45(1):1~12
- [26] Hunt. Neural Networks for Control Systems—A Survey. *Automatica*, 1992, 28(6):1083~1112
- [27] Chen Tian Ping, Chen Hong. Approximation Theory Capability to Functions of Several Variables, Nonlinear Functionals, and Operators by Radial Basis Functional Neural Networks. *IEEE Trans on Neural Networks* 1995, 8 (4):904~910
- [28] Park, Sandberg. Universal Approximation Using Radial Basis Function Networks. *Neural Computing*, 1991, 3:246~257
- [29] Park, Sandberg. Approximation and Radial Basis Function Networks. *Neural Computing*, 1993, 5: 224~231
- [30] 陈燕庆, 唐浩. 神经网络理论及其在控制中的应用[M]. 西安: 西北工业出版社, 1991
- [31] 何厚键. 中央空调水系统的建模与优化研究[D]. 沈阳: 沈阳工业大学, 2005
- [32] 徐庆伟. 智能大厦中央空调优化运行与节能管理[D]. 北京: 北京理工大学, 2001
- [33] 胥海伦. 空调水系统变流量运行管理的节能措施[D]. 西安: 西南交通大学, 2002.2
- [34] 朱孟标. 空调水系统节能研究[D]. 南京: 南京理工大学, 2003.12
- [35] 李玉云. 中央空调水系统节能技术措施的探讨[J]. 节能, 2003, 2: 12~16
- [36] 晋欣桥, 李晓峰等. 中央空调水系统控制的优化分析[J]. 系统仿真学报, 2003, 15(8): 1113~1115
- [37] 孟华, 龙惟定, 王盛卫. 中央空调水系统优化控制研究的发展及现状[J]. 2002.6: 29~32
- [38] W.J. Coad. Variable flow in hydronic systems for improved stability, simplicity and energy economics. *ASHRAE Trans*. 1995,91(1):250~254
- [39] James B. Rishel. Converting constant-speed hydronic pumping systems to variable-speed pumping. *ASHRAE Trans*. 1991,97(1):253~257
- [40] 孟彬彬, 朱颖心等. 部分负荷下二次泵水系统变流量性能研究[J]. 暖通空调, 2002.32(6): 108-110
- [41] Rishel. The history of HVAC variable pumping. *ASHRAE Trans*, 1995, Vol 101, Part 1
- [42] Rishel. Twenty years' experience with variable speed pumps on hot and chilled waters systems. *ASHRAE Trans*, 1995, 94(2):
- [43] Harris Bynum. Variable flow—A control Engineers' Perspective. *ASHRAE JOURNAL*, January 1998, (36): 42~51
- [44] Hartman. New horizons for HVAC control. *Heating/Piping/Air conditioning*. March, 1995,(3):25~31
- [45] Thomas, Hartman. Design issues of variable chilled-water flow through chiller, *ASHRAE Trans*, 1996,102(1):306~309
- [46] 孟丽, 吴少朋. 一次泵变流量系统在空调系统中的应用[J]. 洁净与空调技术, 2005.4: 57~68
- [47] 孙一坚, 潘尤贵. 空调水系统变流量节能控制[J]. 2005.35(10): 90~113
- [48] 李彬等. 温差控制方式在变流量水系统中的应用[J]. 制冷空调与电力机械, 2005.26: 52~55
- [49] 戴雪涛. 空调冷水变频调速水泵的控制与节能[J]. 中国建设信息供热供冷, 2006.2: 36~37
- [50] 范仲海. 中央空调水系统应用变频调节的节能实测与分析[J]. 制冷, 2005.24(2): 58~63

- [51] 周漠仁. 流体力学泵与风机[M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 1985.
- [52] 李苏流, 邹娜. 空调冷却水变流量控制方法研究[J]. 暖通空调, 2005, 35(12): 51~55
- [53] 潘雨顺. 中央空调水系统运行最佳“节能”技术研究[J]. 四川制冷, 1997, 4: 1~7
- [54] 温志英, 黄冠明等. 变频技术在中央空调节能控制中的应用[J]. 制冷空调与电力机械, 2005, 26(2): 67~70
- [55] 李苏流, 朱孟标等. 水泵变频调速方案计算机辅助论证[J]. 暖通空调, 2005, 35(3): 83~85
- [56] Bernier M A, Bourret B. Pump energy and variable frequency drives. ASHRAE J, 1999, 41(12): 37~40
- [57] 建设部标准定额研究所主编. 工业企业噪声控制设计规范 (GBJ87-85). 中国计划出版社, 1985. 12
- [58] 贾晶, 袁从杰. 空调水泵优化方案与离心式冷水机组节能技术[J]. 暖通空调, 2005, 12: 14~17
- [59] ASHRAE标准63-1989R
- [60] 陆耀庆. 实用供热空调设计手册[M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 1995. 798~805
- [61] 梁春生, 智勇等. 中央空调变流量控制节能技术[M]. 北京: 电子工业出版社, 2005
- [62] Clark D R, Hill C R. Dynamic models for HVAC system components. ASHRAE Trans. 1985, 91(1B): 1102~1118
- [63] Zaheer uddin M, Zheng G R. A dynamic model of multizone VAV system for control analysis. ASHRAE Trans. 1994, 100(1): 1040~1061
- [64] Wang S W. Dynamic simulation of a building central chilling system and evaluation of EMCS online control strategies. Building and Environment, 1997, 32(4): 371~377
- [65] Lu Lu, Wenjian Cai. et al. Global optimization for overall HVAC systems——Part I problem formulation and analysis. Energy Conversion and Management, 2005, 46(7-8): 999~1014
- [66] Lu Lu, Wenjian Cai. et al. Global optimization for overall HVAC systems——Part II problem solution and simulations. Energy Conversion and Management, 2005, 46(7-8): 1015~1028
- [67] 潘雨顺. 中央空调系统运行最佳“节能”技术研究[J]. 四川制冷, 1997(4): 1~7
- [68] 中原信生. 建筑和建筑设备的节能[M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 1990.6
- [69] 孙志高, 钱映群. 冷却塔简化计算数学模型[J]. 扬州大学学报(自然科学版), 2003, 5: 67~69
- [70] 王启山. 冷却塔热力计算的数学模型[J]. 中国给水排水, 2004(5): 4~6
- [71] 严欣桥, 惠广海等. 变流量冷水系统及其控制系统的动态仿真[J]. 2005, 33(5): 17~20
- [72] ASHRAE. HVAC systems and equipment. Atlantic, GA, USA; ASHRAE Inc, 1996
- [73] 黄虎, 束鹏程, 李志浩. 中央空调系统的节能与能源合理利用[J]. 节能, 2004(8): 18~21
- [74] 龚廷凤. 冰蓄冷系统的最优运行策略[J]. 流体力学, 2003, 8: 57~59
- [75] 周明, 孙树栋. 遗传算法及其应用[M]. 北京: 国防工业出版社, 1999
- [76] 王凌. 智能优化算法及其应用[M]. 北京: 清华大学出版社, 2001
- [77] 郭旭红, 芮延年等. 基于遗传算法模糊智能控制系统的研究[J]. 苏州大学学报, 2004, 24(5): 38~41
- [78] 周明, 孙树栋. 遗传算法原理及应用[M]. 国防工业出版社, 2002
- [79] 王小平, 曹立明. 遗传算法——理论、运用与软件实现[M]. 西安: 西安交通大学出版社, 2002

- [80] 许红涛, 卢文波. 遗传算法在工程爆破参数优化中的应用[J]. 中国工程科学, 2005, 7(1): 76~80
- [81] Gerald L.Gibson. A supervisory controller for optimization of building central cooling systems. ASHRAE Trans, 1997 (103): 486~493
- [82] 李廷勋, 郭开华. 基于遗传算法混合工质热泵多参数优化[J]. 工程热物理学报, 2003, 24(5): 747~749
- [83] 韦炳仁, 肖桂寿. 中央空调负荷随动跟踪节能控制系统的应用及节电效果[J]. 节能与环保, 2004.10: 29~30
- [84] 刘金平, 周登锦. 空调系统变冷冻水温度调节的节能分析. 暖通空调, 2004, 34(5): 90~91
- [85] 陆琼文, 刘传聚等. 浦东国际机场变空调供水温度节能运行方案分析[J]. 暖通空调, 2003, 33(2): 123~125
- [86] 张雅锐, 袁东立. 建筑空调冷冻水系统变水温运行的节能分析. 暖通空调, 1991, 21(5): 12~15
- [87] 郭伟国. 风机盘管空调系统设计的若干问题研究[D]. 哈尔滨建筑大学硕士论文, 2000.5
- [88] AR1550590-1998 标准
- [89] 苏晓生编著. MATLAB5.3实例教程[M]. 中国电力出版社, 2000.8
- [90] 李颖, 朱伯立等编. Simulink动态系统建模与仿真基础[M]. 西安电子科技大学出版社, 2004.7
- [91] 简清华等. 基于Matlab Simulink的仿真方法研究[J]. 工业仪表与自动化装置, 2001(4): 41~43
- [92] 聂春燕. Matlab/Simulink在动态系统仿真中的应用[J]. 长春大学学报, 2001, 11(1): 19~21
- [93] 徐赵东等. 被动控制结构的Simulink动态仿真[J]. 工程抗震, 2000(4): 18~22
- [94] 沈永福等. MATLAB环境下弹道仿真的方框图实现[J]. 计算机仿真, 1999, 16(2): 60~62
- [95] 邓兵等. 基于MATLAB的无刷直流电机仿真模型的建立[J]. 电气自动化, 2001(6): 34~37
- [96] 韦思亮等. 有关调节系统燃气轮机在Matlab/Simulink中的实现[J]. 动力工程, 2001, 21(6): 1555~1559
- [97] 王洪艳. 模糊直接转矩控制系统Matlab/Simulink仿真[J]. 计算机仿真, 2001, 18(2): 70~72
- [98] 张博安等. 利用MATLAB进行船舶舵艏联合减摇智能控制系统设计与仿真[J]. 计算机仿真, 2001, 18(2): 76~79
- [99] 谢莉萍等. 基于MATLAB开发的导弹射击精度鉴定软件包[J]. 系统仿真学报, 2002, 14(6): 775~777
- [100] 杨锋等. 基于MATLAB的飞机环境控制系统动态仿真[J]. 系统仿真学报, 2002, 14(6): 782~784
- [101] 龚明启, 魏兆良. 某百货广场空调水系统变频节能技术的工程应用与分析[J]. 制冷空调与电力机械, 2005, 26(104): 60~63
- [102] 建筑节能与绿色建筑论坛 www.topenergy.org
- [103] 研学论坛 <http://bbs.matwav.com/index.jsp>

致 谢

整个论文的撰写都是在冀兆良副教授的精心指导下完成的。冀老师严谨的治学风范、诲人不倦的态度、渊博的学识使学生受益匪浅，终身难忘，在此谨向冀老师致以最诚挚的敬意和感谢。

感谢佛山能源利用监测中心聂玉强高级工程师、佛山大学邝小磊副教授对于学生的指导，他们严谨的治学态度和谦逊的做人原则给我留下了深刻的印象，相信在我今后的人生旅途中必将受益非浅。

感谢广东省石油化工设计院尹妙龄高工，对学生的论文、学习、生活和工作都给予了极大的关怀与帮助，在此向尹工表示衷心的感谢。

感谢广州从化中宇冷气科技发展有限公司给我的实习机会。

感谢我的母亲及其家人在我三年来的生活上给与的帮助，学习上给与的关心。

感谢我的女朋友陈海英三年来生活上的关心、照顾，以及在论文撰写期间的大力帮助。

在工程硕士求学的三年过程中，得到了广州大学土木工程学院全体教师的帮助和关心，感谢本学科裴清清教授、周学清教授、丁云飞副教授、梁栋教授、徐晓宁副教授、辛军哲高级工程师、杨素华高级实验师等多位领导和老师在我三年学习过程中给予的指导和帮助。感谢工程硕士班同学们的帮助，特别是03级田娟荣同学，宋玮同学，刘威同学，04级易少华同学，05级董志云同学，刘娟同学，刘芳同学等的帮助，还有兄弟院校华南理工大学的孙卫华研究生、于莹研究生、南京理工大学的许远超研究生、重庆大学的吴彻平研究生、华中科技大学的王彬研究生、西安交通大学的李志强博士等，在此表示深深的谢意。

最后十分感谢在百忙之中评阅论文和参加论文答辩评审的各位专家和教授。

本论文虽然已经完成，但由于自己的水平和经验所限，其中难免有疏漏和错误之处，万望各位专家、老师、同学和同行们批评指正。

广州大学土木工程学院
供热、供燃气、通风及空调工程专业
2003级硕士研究生：龚明启
2006年6月1日

获取更多资料 微信搜索蓝领星球

攻读硕士学位期间公开发表的论文

- [1] 龚明启, 冀兆良等. 上海市自然通风类建筑的围护结构节能性分析[J]. 暖通空调, 2006.5
- [2] 龚明启, 冀兆良. 区域供水输配系统的“均匀性”设计与评价[J]. 中国给水排水, 2005.7
- [3] 龚明启, 冀兆良等. 广州市自然通风类建筑围护结构内表面温度的计算与分析[J]. 暖通空调, 2005.12
- [4] 龚明启, 冀兆良. 中央空调节能问题刍议. 建筑节能, 2005.3
- [5] 龚明启, 冀兆良. 水环热泵空调系统设计及工程实例分析. 首届国际智能与绿色建筑文集, 2005.2
- [6] 龚明启, 冀兆良. 夏热冬暖地区城乡规划中的建筑隔热问题分析研究[J]. 制冷, 2005.6
- [7] 龚明启, 冀兆良. 空调水系统节能技术分析[J]. 制冷, 2005.6
- [8] 龚明启, 冀兆良. 地源热泵的分类及其若干问题的看法[J]. 能源技术, 2005.3
- [9] 龚明启, 冀兆良. 某百货广场空调水系统变频节能[J]. 制冷空调与电力机械, 2005.9
- [10] 龚明启, 冀兆良. 热泵型空调系统分类刍议[J]. 制冷, 2005.6
- [11] 龚明启, 冀兆良. 夏热冬暖地区办公类建筑中“BIN”法应用的计算与分析[J]. 制冷空调与电力机械, 2005.10
- [12] 龚明启, 冀兆良. 当前地源热泵应用中的若干问题探讨[J]. 制冷与空调(四川), 2005.2
- [13] 龚明启, 冀兆良. 空调房间的温度控制与节能[J]. 山西建筑, 2005.4
- [14] 於仲义, 罗启军, 王彬, 龚明启. 冰蓄冷空调系统的动态规划优化控制[J]. 制冷(增刊), 2005.6
- [15] 宋玮, 冀兆良, 龚明启. 独立新风空调系统(IDOAS)的节能分析[J]. 制冷, 2005.5
- [16] 龚明启, 冀兆良. 夏热冬暖地区自然通风条件下内壁温度的计算[J]. 墙材革新与建筑节能, 2004.12
- [17] 龚明启, 冀兆良. 广东地区燃气空调应用的可行性研究. “第二届全国高等院校制冷空调学科发展研讨会”暨“第三届制冷空调新技术研讨会”, 2005.4
- [18] 龚明启, 冀兆良. 燃气空调在广东地区的应用前景. 第七届全国低温与制冷工程大会, 2005.11
- [19] 龚明启, 冀兆良. 夏热冬暖地区建筑隔热问题分析研究. 第三届全国土木工程研究生学术论坛, 2005.8

获取更多资料 微信搜索蓝领星球

附录 遗传算法对空调系统优化的部分程序

龚明启

广州大学土木工程学院

2005-11-10

主程序 (sga):

```

clear; %清除所有变量
clc %清屏
tic; %开始计算程序执行所耗时间
fid1=fopen('data_in.txt','r'); %打开数据输入文件 data_in
fid2=fopen('data_out.txt','w'); %打开数据输出文件 data_out
pop=fscanf(fid1,'%d',1); %读取染色体个数 pop
gen_max=fscanf(fid1,'%d',1); %读取最大遗传代数 gen_max
pc=fscanf(fid1,'%f',1); %读取交叉概率 pc
pm=fscanf(fid1,'%f',1); %读取变异概率 pm
index1=fscanf(fid1,'%d %d %d %d %d %d',6); %读取每个变量二进制长度
door=fscanf(fid1,'%d %d %d %d %d %d',6); %读取变量开关
[d_h,d_l,d_z]=find(door);
for i=1:sum(d_z)
    index(i)=index1(d_I(i));
end
for PLR=1:1:10 %plr 的取值范围
    ch_bi=randint(pop,sum(index));
    ch_de=DECODING(ch_bi,index,door);
    [fit,fit_mean,fit_max,fit_min,ch_de_max,ch_bi_max,fit_w]=FITNESS(ch_de,ch_bi,PLR);
    process_w(PLR,:)=fit_w;
    gen_now=1; %当前遗传代数为 1
    process(gen_now,1:3)=[fit_mean,fit_max,fit_min];
    while gen_now<gen_max %算法结束条件: 当前遗传代数达到规定的最大遗传代数
        [ch_bi]=SELECT(ch_bi,fit); %调用选择函数 SELECT
        [ch_bi]=CROSSOVER(ch_bi,pc); %调用交叉函数 CROSSOVER
        [ch_bi]=MUTATE(ch_bi,pm); %调用变异函数 MUTATE
        ch_de=DECODING(ch_bi,index,door); %调用解码函数 DECODING
        [fit,fit_mean,fit_max,fit_min,ch_de_max,ch_bi_max,fit_w]=FITNESS(ch_de,ch_bi,PLR);
        %调用计算适应值函数 FITNESS
        process_w(PLR,:)=fit_w;
        gen_now=gen_now+1; %当前遗传代数 gen_now 加 1
        process(gen_now,1:3)=[fit_mean,fit_max,fit_min]; %利用变量 process 存储群体平均,最大,最小适应值
        [fit_min]=fit_min; %把当前代数的结构最轻质量 weight_min 储存在变量 weight
        ch_de_max_de(gen_now,:)=ch_de_max; %利用变量 ch_de_max_de 存储每代最大适应值的染色体 (十进制)
        ch_de_max
        ch_bi_max_bi(gen_now,:)=ch_bi_max; %利用变量 ch_bi_max_bi 存储每代最大适应值的染色体 (二进制)
        ch_bi_max
        %*****个体最优保存策略*****
        if process(gen_now,2)<process(gen_now-1,2) %如果当前代数的个体最大适应值小于上一代的个体最大适应值
            ch_bi(1,:)=ch_bi_max_bi(gen_now-1,:); %把上一代的拥有最大适应值的个体赋予当前群体的第一个个体
            gen_now=gen_now-1; %当前遗传代数减 1

```

```

end
%*****输出数据*****
end
optimum(PLR,:)=PLR/20 fit_max ch de max!;
end
%*****输出数据*****
fprintf(fid2,'输入的数据:'); %输出数据
fprintf(fid2,'\n 染色体个数:%d', pop); %输出染色体个数 pop
fprintf(fid2,'\n 最大进化代数:%d', gen_max); %输出最大遗传代数 gen_max
fprintf(fid2,'\n 交叉概率:%3.3f', pc); %输出交叉概率 pc
fprintf(fid2,'\n 变异概率:%3.3f', pm); %输出变异概率 pm
fprintf(fid2,'\n 求得的结果:\n'); %输出求得的结果
fprintf(fid2,'\n 求得的优化结果: %f\n', fit_max); %输出求得的优化结果: 最大 EPRs 值
%*****输出遗传过程中的优化值*****
for PLR=1:10
for i=1:5
fprintf(fid2,'%c ', process_x(PLR, i));
end
fprintf(fid2,'\n');
end
fprintf(fid2,'\n ');
fprintf(fid2,'\nrPLR EPRs Te1 Te2 Te1 Te2 Ge Gc\n'); %输出求得的优化结果
for PLR 1:1:10
for i=1:8
fprintf(fid2,'%2.5f ', optimum(PLR, i));
end
fprintf(fid2,'%2.3f
%2.3f', 1406*PLR/(1000*10*(4.186*(optimum(PLR, 5)-optimum(PLR, 6))), (1406*PLR/(1000*10*(4.186*(optimum(PLR, 5)-optimum(PLR, 6))))/0.075));
fprintf(fid2,' %2.3f', 1.2*(1406*PLR/(1000*10*(4.186*(optimum(PLR, 4)-optimum(PLR, 3))))). (1.2*(1406*PLR/(1000*10*(4.186*(optimum(PLR, 4)-optimum(PLR, 3))))/0.086));
fprintf(fid2,'\n '); %1000 为水的密度, 10 为步长, 得出的流量单位为 m3/s
end
fclose('all'); %关闭所有打开的文件
time; %得到程序所耗的时间
x=1:gen_max; %利用变量 x 表示遗传所经过的所有代
figure(1); %打开图形 1
plot(x, process(:, 2), 'r*', x, process(:, 1), 'g'); %绘图
plot(x, process(:, 2), 'r*', x, process(:, 1), 'g', x, process(:, 3), 'b'); %绘图
grid on %图形加网格
title('进化过程'); %加标题
xlabel('进化代数'); %横向坐标轴名称
ylabel('进化值') %纵向坐标轴名称
legend('max', 'mean', 4); %图形加标注

```

```

fprintf(fid2, '\n');          %换行
fprintf(fid2, '最优变量解:\n'); %换行
fprintf(fid2, '冷却水进口温度: %f\n', ch_de_max_de(gen_max, 1));
fprintf(fid2, '冷却水出口温度: %f\n', ch_de_max_de(gen_max, 2));
fprintf(fid2, '冷冻水进口温度: %f\n', ch_de_max_de(gen_max, 3));
fprintf(fid2, '冷冻水出口温度: %f\n', ch_de_max_de(gen_max, 4));
fprintf(fid2, '冷冻水流量: %f %f\n', ch_de_max_de(gen_max, 5), ch_de_max_de(gen_max, 5)/0.075);
fprintf(fid2, '冷却水流量: %f %f\n', ch_de_max_de(gen_max, 6), ch_de_max_de(gen_max, 6)/0.086);

```

子程序 (select):

```

function [ch_new]=SELECT(ch_old, fit)
[pop, var_num]=size(ch_old); %ch_old(存储群体)的行为群体的规模: pop, 列数为离散变量的个数: var_num
for i=1:k:pop %群体行循环
    trail=randint(2, 1, [1, pop]);
    if fit(trail(1))>fit(trail(2))
        ch_new(i, :)=ch_old(trail(1), :);
    else ch_new(i, :)=ch_old(trail(2), :);
    end
end
end

```

子程序 (mutate):

```

function [ch_new]=MUTATE(ch_old, pm)
[pop, bits_sum]=size(ch_old);
for i=1:1:pop
    for j=1:1:bits_sum
        trail=rand(1);
        if trail<pm
            ch_old(i, j)=1-ch_old(i, j);
        end
    end
end
end
ch_new=ch_old;

```

子程序 (fitness):

```

function [fit, fit_mean, fit_max, fit_min, ch_de_max, ch_bi_max, fit_w]=FITNESS(ch_de, ch_bi, PLR)
[pop, var_num]=size(ch_de);
PLR=PLR/10;
for m=1:pop
    %*****优化变量*****
    Tc1=ch_de(m, 1);
    Tc2=ch_de(m, 2);
    Tc1=ch_de(m, 3);
    Tc2=ch_de(m, 4);
    Ge=ch_de(m, 5);
    Gc=ch_de(m, 6);

```

```

%*****
Q=1406*PLR;
%*****常量*****
Di j=[1.2930 1.0439 1.0687;
      -3.0247 -1.1342 -0.5791;
      1.2692 1.682 0.0079];
C=4.186;
He0=310;
He0=960;
G=0.086;
Ge0=0.075;
B1=1.1;
B2=1.2;
nc=0.76;
ne 0.8;
%*****
W1=0;
for i=1:3
    for j=1:3
        W1=W1+D_j(i,j)*((Te1-28.5)^i)*((Te1-12.5)^j);
    end
end
PLCC=0.12664-1.85973*PLR 3.18826*(PLR^2)-3.30051*(PLR^3)-1.09848*(PLR^4);
W1=W1*PLCC;
if W1<0
    W1=100;
end
%W1=0.178*Q;
%Ge=Q/(1000*(C*(T+L-Ta2)));
ch_de(m,3)=Q/(Ge*C*1000)+Te2;
He=He0*(Gc/Ge0)^2;
W2=B1*B2*Ge*He/ge;
%Gc=1.2*Q/(1000*(C*(Tc2-Tc1)));
ch_de(m,2)=1.2*Q/(C*Gc*1000)+Tc1;
He=He0*(Gc/Ge0)^2;
W3=B1*B2*Gc*He/nc;
W4=0.154+83.7279*Gc+69.8978*Gc^2;
W5=0.046*Q; BERs(m,4)=Q/(W1+W2+W3+W4+W5);
W6=0.051*Q; BERs(m,5)=Q/(W1+W2+W3+W4+W6);
fit(m,1)=BERs(m,1);
end
fit_w=[W1 W2 W3 W4 W5];
fit_w=[W1 W2 W3 W4 W6];
fit_mean=m:ne(fit);
[fit_max,fit_max_index]=max(fit);

```

```

ch_de_max=ch_de(fit_max_index,:);
ch_bi_max=ch_bi(fit_max_index,:);
fit_min=min(fit);

子程序 (decoding):
function [ch_de]=DECODING(ch_bi, index, door)
[pop, bits, sum]=size(ch_bi);
[d_h, d_l, a_z]=find(door);
ch_bits_no=[0 cumsum(index)];
ch_de=zeros(pop,6);
for i=1:pop
    for j=sum(door):-1:1
        for k=ch_bits_no(j-1)+1:(ch_bits_no(j)+1)
            temp(i,k)=pow2(ch_bits_no(j)-k)*ch_bi(i,k);
        end
        ch_de_temp(i,j)=sum(temp(i,:),2);
        temp=0;
    end
end
index2=[32 37 12 7 0.075 0.086];%[Te1 冷却进; Te2 冷却出; Te1 冷冻进; Te2 冷冻出; Ge0 冷冻流量; Ge0
冷却流量]
templ=1;
if door(1)~=0 %[定值时执行此语句]
    ch_de(:,1)=index2(1); %[变量时执行此语句]
else
    for i=1:pop
        ch_de(i,1)=24+(32-24)*ch_de_temp(i,templ)/2^index(templ); %[此条语句的作用就是将二进制的编码
转换成十进制]
    end
    templ=templ+1;
end
if door(2)~=0
    ch_de(:,2)=index2(2);
else
    for i=1:pop
        ch_de(i,2)=32-(40-32)*ch_de_temp(i,templ)/2^index(templ);
    end
    templ=templ+1;
end
if door(3)~=0
    ch_de(:,3)=index2(3);
else
    for i=1:pop
        ch_de(i,3)=10+(15-10)*ch_de_temp(i,templ)/2^index(templ);
    end

```

```

    temp1=temp1+1;
end
if door(4)==0
    ch_de(:,4)=index2(4);
else
    for i=1:pop
        ch_de(i,4)=5+(10-5)*ch_de_temp(i,temp1)/2*index(temp1);
    end
    temp1=temp1+1;
end
if door(5)==0
    ch_de(:,5)=index2(5);
else
    for i=1:pop
        ch_de(i,5)=0.075*(10+(100-10)*ch_de_temp(i,temp1)/2*index(temp1))/100;
    end
    temp1=temp1+1;
end
if door(6)==0
    ch_de(:,6)=index2(6);
else
    for i=1:pop
        ch_de(i,6)=0.086*(10+(100-10)*ch_de_temp(i,temp1)/2*index(temp1))/100;
    end
    temp1=temp1+1;
end
end

```

子程序 (crossover):

```

function [ch_new]=CROSSOVER(ch_old,pc)
%本函数用于简单遗传算法染色体交叉
%交叉概率由用户提供
%交叉前把所有染色体进行配对
%配对原则为相邻两个为一对
%即第一个染色体与第二个染色体为一对
%第三个染色体与第四个染色体为一对
%当种群数量为奇数时,最后一个不进行配对
%配对方法为单点交叉
%例如:
%一对要进行交叉的个体: 110_0011    011_0101
%假设交叉点为第三点
%则交叉后的新个体为: 110_0101    011_0011
[pop,bits_sum]=size(ch_old);%ch_old(存储群体)的行数为群体规模,列数为离散变量个数
count=1;%创建一个计数器
pairs_num=floor(pop/2);%种群染色体交叉的总对数(pairs num)
ch_temp=ch_old;%创建一个临时染色体存放矩阵(ch_temp)

```

```
for i 1:pairs_num%从1循环到种群染色体交叉的总对数 (pairs_num)
    trail=rand(1);%产生一个试验数据 (trail)
    if trail<=pc%如果产生的试验数据小于交叉概率 (pc)
        position=randint(1,1,[1,bits_sum-1]);%随机产生一个交叉位置
        for j position+1:1:bits_sum%该对染色体交叉位置后的所有基因对调
            ch_temp(count, j)=ch_old(count, j);%
            ch_old(count, j) = ch_old(count+1, j);%
            ch_old(count+1, j)=ch_temp(count, j);%
        end
    end
    count = count+2;%计数器转到下一对染色体
end
ch_new=ch_old; %
```

获取更多资料 微信搜索 蓝领星球