

大连理工大学
硕士学位论文
MASTERAL DISSERTATION



利用电厂余热的水源热泵空调系统的研究

蓝 玉

学 科、专 业： 热能工程

指 导 教 师： 尹洪超 副教授

论 文 答 辩 日 期： 2005 年 6 月

大连理工大学硕士学位论文

利用电厂余热的水源热泵空调系统的研究

Study on the Water Source Heat Pump system
utilizing waste heat in power plants

计：学位论文 62 页
表 格 11 个
插 图 20 幅

研究生学号： 20210017

研究生姓名： 蓝玉

指导教师： 尹洪超 副教授

评阅人： 陈石

刘晓华

院（系）主任： 宋永亚 教授

学位论文完成日期： 2005年6月

大连理工大学

Dalian University of Technology

独创性说明

作者郑重声明：本硕士学位论文是我个人在导师指导下进行的研究工作及取得研究成果。尽我所知，除了文中特别加以标注和致谢的地方外，论文中不包含其他人已经发表或撰写的研究成果，也不包含为获得大连理工大学或其他单位的学位或证书所使用过的材料。与我一同工作的同志对本研究所做的贡献均已在论文中做了明确的说明并表示了谢意。

作者签名： 蓝玉 日期： 2005年6月17日

获取更多资料

摘 要

保护环境和节约能源,已成为全球性热点问题。如何利用工业生产过程中产生的大量低温余热也越来越受到人们的重视。热泵作为一种利用低温热源的节能装置,用于余热回收和提高能源利用率的意义变得日趋重要。本文针对大连北海热电厂三号汽轮机在生产过程中,通过循环水排出大量低温余热的实际情况,研究采用水源热泵空调系统回收循环水排出的低温余热,实现对厂区办公楼供冷供热。

本文首先指出了开发制冷剂热力性质分析计算软件的必要性,分析了计算制冷剂热力性质的三类方法:图表法、状态方程法和多项式函数拟合法。开发了制冷机/热泵循环分析软件,可以实现采用 12 种不同工质的单级蒸气压缩式制冷机/热泵系统的热力循环分析计算。在总结国内、外采用热泵技术的经验与成果的基础上,根据热电厂生产实际,研究了厂区办公楼供热空调中应用热泵系统的可行性,给出了以电厂循环水为热源的水源热泵空调系统的设计方案。

文中分别采用综合效率优化和热经济优化两种方法对水源热泵空调系统进行了优化分析研究,进一步提高了水源热泵系统的性能。按照使制冷制热两种典型工况下热力学综合效率最佳的原则,采用挟点温差分析的方法对系统的主要部件参数进行了优化选择计算;并以系统的单位输出负荷年度计算总成本最低为热经济优化目标,对水源热泵空调系统进行了优化设计。通过分析,给出了不同优化目标时系统的优化方向。

为了更加全面地分析水源热泵空调系统的经济性,针对大连地区目前应用较多的几种能源利用形式,选取初投资、运行费用等重要方面为评价对象,将水源热泵空调系统与之进行了技术经济比较。结果表明在热电厂采用水源热泵系统是最佳方案。对电厂办公楼采用水源热泵系统供暖的运行费用进行了计算和比较,结果显示采用水源热泵系统供暖与原方式相比,每年可节省费用 26 万元。可见热电厂采用水源热泵空调系统可以降低初投资费用,实现系统高效节能运行,是最理想的空调方式。从而进一步论证了研究低品位能源利用系统的重要意义。

关键词: 余热回收; 制冷剂; 水源热泵空调系统; 优化设计; 技术经济分析

Study on the WSHP system utilizing waste heat in power plants

Abstract

To protect environment and save energy is a popular issue now. And it is becoming a highly valued opinion of how to recover the low temperature waste heat occurring in industrial process. Heat pump, as an effective energy saving device, is qualified to be employed in saving energy and enhancing energy utilization. Based on the study of large low temperature waste heat occurring in turbine circle water located in certain Power Plant, a Water Source Heat Pump (WSHP) system is proposed to recover low temperature waste heat and supply heat in winter and cool in summer for plant office.

This paper firstly points out the feasibility of developing program of refrigerants thermodynamic properties calculation and introduces three kinds of calculation methods in detail: diagram method, equations of state (EOS) method and polynomial function fitting method. The software of cooling/heat pump cycle analysis is developed, it can be used to calculate the single-stage vapor compression refrigeration/heat pump thermodynamic cycle with 12 kinds of refrigerants. On the basis of summarization for the experiences and achievements about heat pump technology and the practical production process in Power Plant, the technical and economic analysis is made using WSHP system for plant office, which is presented in this paper.

This paper analyzes the system with thermodynamic efficiency and thermo-economic optimization respectively in order to improve the performance of the WSHP system. Pinch point temperature differences analysis method was introduced in this paper, and the major equipments of system was designed in term of the guideline that the best total efficiency of cooling and heating mode should be achieved. Then the paper puts forward an integrated optimal mathematical model with an objective function of annual total costs per load according to technical and economic optimal principle. This model is used to calculate and optimize some key operating parameters and components. After analysis, the optimization direction is presented with different targets.

In order to analyze economic character of WSHP totally, cost-effectiveness analysis is selected to compare economy of WSHP system with some routine systems in Dalian district. The first cost, operating cost etc. are selected as appraising targets. The comparison result shows that WSHP system is the ideal system for air condition in power plants. The operating cost of WSHP system for heating is estimated and compared with former heating way. The calculated result shows that the present method can save about ¥260,879 every year for heating. The study has indicated that using WSHP system for air condition in power plants can not only reduce first cost of investment, but also realize high efficient and energy-saving operation. The significance of reusing low phase energy is emphasized again according to the conclusion.

Key Words: Waste heat recovery; Refrigerants; Water source heat pump (WSHP) system; Optimum design; Cost-effectiveness analysis

目 录

摘 要	I
Abstract	II
1 绪论	1
1.1 课题背景及研究的意义	1
1.1.1 我国的能源现状	1
1.1.2 采用热泵回收余热的意义	2
1.2 热泵技术概述	3
1.2.1 热泵技术的发展历程	3
1.2.2 热泵的热源及其分类	4
1.3 热泵空调系统介绍	6
1.4 本文的主要研究内容	9
1.4.1 研究课题的提出	9
1.4.2 本文的主要研究内容	10
2 制冷剂热力性质计算及循环分析软件开发	11
2.1 制冷剂热力性质的计算方法分析	11
2.2 循环分析计算的软件开发	15
2.3 本章小结	16
3 水源热泵空调系统的设计研究	17
3.1 水源热泵空调系统的方案设计	17
3.1.1 循环水系统与热泵相结合的方式	17
3.1.2 系统末端装置分析	18
3.1.3 系统整体流程图	19
3.2 水源热泵空调系统的设计分析	22
3.2.1 热泵系统的模型建立	22
3.2.2 热泵系统的设计计算	25
3.3 本章小结	28

4 热泵系统的优化研究.....	29
4.1 热泵系统的优化分析.....	29
4.2 采用换点温差法的热力学效率综合优化.....	30
4.2.1 换点温差法的应用.....	31
4.2.2 热力学效率综合优化研究.....	35
4.3 热泵系统的热经济优化研究.....	37
4.3.1 热泵系统的热经济优化数学模型.....	37
4.3.2 热泵系统的优化实例.....	39
4.3.3 系统优化的定性分析.....	41
4.4 本章小结.....	42
5 技术经济分析.....	43
5.1 热泵系统性能分析与评价.....	43
5.2 水源热泵经济效益分析与评价.....	45
5.2.1 选用的经济分析方法.....	46
5.2.2 常规采暖空调系统比较.....	47
5.3 水源热泵系统的运行费用分析.....	54
5.3.1 夏季运行费用的比较.....	54
5.3.2 供暖运行费用的经济性分析.....	54
5.4 本章小结.....	55
结 论.....	56
参 考 文 献.....	57
攻读硕士学位期间发表学术论文情况.....	60
致 谢.....	61
大连理工大学学位论文版权使用授权书.....	62

1 绪论

1.1 课题背景及研究的意义

1.1.1 我国的能源现状

进入新世纪以来,人类在环境与社会发展问题上面临着更为严峻的挑战。2002年8月26日至9月4日在南非约翰内斯堡召开的可持续发展世界首脑会议(World Summit on Sustainable Development, WSSD),揭开了人类进入21世纪解决环境与发展问题的序幕。在现代文明高速发展的今天,能源已成为左右可持续发展进程的关键因素之一。一方面,能源是改善人类生活和促进经济发展的必需,随着现代工业的迅速发展,人们对能源的需求和依赖性越来越大;另一方面,能源的消耗急剧增加,也导致了空气污染、地球变暖等环境问题日益加剧。

目前,世界各国使用的能源主要是煤、石油、天然气等一次性能源,占能源总消费量的90%左右,现有的能源供应和消费模式显然称不上“可持续”。据预测在未来20年内世界能源消耗量仍将以平均每年2%的速度上升,按现在的使用速度,世界上的石油存储量只够开采50年,煤炭也只能开采不到200年。如何以可持续发展的方式满足不断增长的能源需求,给世界各国提出了巨大的挑战。改善和调整能源结构,提高能源利用率,开发利用新能源和无污染的可再生能源已成为能源、经济、环境和社会可持续发展的必由之路。

我国目前是世界第二大能源消费国,能源产量以平均每年4%~5%的速度增长,而国民经济发展则以8%的速度快速增长,能源的增长量远远不能满足国民经济发展的需要,供需矛盾十分突出。到2020年,我国将超过美国成为世界第一大能耗国。自90年以来,我国的煤炭生产一直稳居世界第一,2002年我国发电量达到1.6万亿度,居世界第二,仅次于美国。但用来发电的一次能源中,煤炭占的比例高达77%。我国是以煤炭为主要能源的国家,在能源的生产和消费中,煤炭的比例占70%以上,这是我国能源结构中一个很不利的因素。以煤炭为主要能源,造成了我国严重的大气污染。联合国公布的数字表明:1965至1998年,全球二氧化碳排放量翻了一番。燃烧矿物燃料产生的温室气体,目前是全球温室气体的最主要来源,所占份额达到75%。在用煤炭发电的过程中,产生大量的粉尘,CO₂, SO₂,造成严重的大气污染,加剧了大气的温室效应和产生大面积的酸雨,对我国的生态环境产生严重威胁。因此,面对即将到来的能源危机,必须采取开源节流的措施,既要开发新的能源,又要大力节约已有能源。

1.1.2 采用热泵回收余热的意义

目前世界上能源利用率最高的国家是日本(57%)，其次是美国(51%)，再者是欧盟(40%以上)。从一些文献的统计数字可以看出[1]，在世界范围内，即使工业发达国家也约有43~60%的能源转为废热而排掉了。我国目前能源利用率与工业发达国家差距较大，据不完全统计只有30%左右得到利用，每1美元GDP的耗能是世界平均水平的三倍。其余基本变为废热排放到环境中，不仅浪费了大量能源，而且对环境造成了热污染。可见余热回收、废热利用乃是节能的重要环节之一，同时还可以减少热污染，降低产品成本，提高经济效益。

我国工业余热的资源很丰富，利用的潜力很大，分布也很广，不少余热温度较高且载热体流量稳定，具有较好的利用条件。凝汽式发电厂的冷源放热就是一例，由于这部分热量的品位低而一直未被利用。近年来，虽然有些电厂采用低真空运行方式用循环冷却水来向采暖用户供热，但为数很少，且供热量不大，多数电厂还是将这部分热量排放到自然环境中。据不完全统计，我国三北地区凝汽式发电厂每年约有 5.5×10^8 GJ的冷源热量未被利用。所以低温热源热量的利用有很大的现实意义。对于低温位工业余热的回收利用技术，日前提出的有热泵技术、低温发电、吸收式制冷等手段。

目前，利用热泵技术回收工业余热，挖掘低品位热能以达到节约能源的目的，普遍受到人们的重视。实践表明，热泵是一种有效的节能装置，节能率一般在30%多[2]，在回收利用中、低温废热能方面有明显的优点，能够达到有效的利用能源的目的，收到显著的节能效果。

在发达国家中，供热和空调的能耗可占到社会总能耗的25~30%。据统计，我国历年建筑能耗在总能耗中的比例是19%~20%左右，平均值为19.8%。其中，用于暖通空调的能耗约占建筑能耗的85%[3]。我国的供热经历了从一家一户的小煤炉到燃煤锅炉的转变，现在又进一步禁止在城镇中建设中小型锅炉房，体现了政府对保护大气环境的高度重视。因此，除了集中供热的型式以外，急需发展其他的替代供热方式。热泵就是能有效节约能源、减少大气污染和CO₂排放的供热和空调新技术。

采用热泵为建筑物供冷供热可以大大降低一次能源的消耗。通常我们通过直接燃烧矿物燃料(煤、石油、天然气)产生热量，并通过若干个传热环节最终为建筑供热。在锅炉和供热管线没有热损失的理想情况下，一次能源利用率(即为建筑物供热的热量与燃料发热量之比)最高可为100%。但是，燃烧矿物燃料通常可产生1500-1800℃的高温能源，是高品位的热能，而建筑供热最终需要的是20~25℃的低品位热能，直接燃烧矿物燃料为建筑供热意味着大量可用能的损失。如果先利用燃料燃烧产生的高温热能去发

电, 然后利用电能驱动热泵从周围环境中吸收低品位的热能, 适当提高温度再向建筑供热, 就可以充分利用燃料中的高品位能量, 大大降低用于供热的一次能源消耗。供热用热泵的性能系数, 即供热量与消耗的电能之比, 现在可达到3~4; 火力发电站的效率可达35~58% (高值为燃气联合循环电站)。采用燃料发电再用热泵供热的方式, 在现有先进技术条件下一次能源利用率可以达到200%以上。因此, 采用热泵技术为建筑物供冷供热可大大降低供热的燃料消耗, 不仅节能, 同时也大大降低了燃烧矿物燃料而引起的CO₂和其他污染物的排放。为满足低温热负荷的需要, 同时提高能源利用率, 我们可以考虑利用工业余热作为热源来达到这一目的。

1.2 热泵技术概述

1.2.1 热泵技术的发展历程

根据热力学第二定律, 如果以机械功为补偿条件, 热量也可以从低温物体转移到高温物体中去。这种靠补偿或消耗机械功, 迫使热量从低温物体流向高温物体的机械装置, 称为“热泵”。其工作原理和制冷机相同, 都是按照热机的逆循环工作, 二者的差别主要是运行工况的不同。热泵虽然消耗机械功或电能, 但它运行时, 不是直接将机械功(或电能)转变为热能来利用, 而是借助于消耗机械功从大气或室内余热等低位热能中吸收热量, 连同热泵本身所消耗的机械功一起, 对低位热源供热, 从而有效地把难以直接应用的低品位热能利用起来, 达到节能的目的。所以热泵是一种充分利用低品位能的高效节能装置。

热泵技术最早出现于1824年, 当时卡诺在关于卡诺循环的论文中指出: “制冷机也可以有效地用于供热”, 这一论述从根本上奠定了热泵技术的理论基础。世界上第一台热泵机组产生于20世纪30年代的欧洲, 它以河水作为低温热源, 向市政厅冬季供热, 夏季供冷, 输出的热水温度可达60℃, 达到了一机两用的效果。但由于各种原因, 热泵技术的发展一直很慢, 直到1852年L. Kelvin才提出了用于供暖的热泵雏形, 研究表明, 供暖热泵与当时的供暖系统相比, 节能率很高。在这一原理基础上, 许多研究人员进行了热泵技术的研究工作, 但因为当时燃料十分便宜, 热泵技术在供热中并没有被大量采用。20世纪70年代初, 是热泵技术发展史上的一个转折点。由于石油危机的爆发, 导致能源价格的大幅度上涨, 为降低单位产值能耗, 人们开始注意到热泵技术可以节约大量能源这一事实, 于是各国竞相研制、开发, 从而使热泵技术得到了迅猛的发展[4]。现在全世界约有1.3亿台热泵在运行, 总供热量约为每年 4.7×10^9 GJ。

我国的热泵工业相对于世界上工业发达国家的热泵发展与应用来说, 有一段明显的滞后期。从20世纪80年代起, 改革开放所带来的经济飞速发展, 大大促进了热泵工业

的进步。近几年来,我国热泵技术发展很快,据统计,1996年我国空调设备(指电动冷热水机组、吸收式冷热水机组、房间空调器以及单元空调机组,但不包括进口机组)的总制冷能力约为2000万kW,其中热泵型机组的制冷能力约占60%。在全部热泵型机组中,电驱动热泵容量约为1070kW,占90%;吸收式热泵容量约为130万kW,占10%。近几年来,我国的吸收式制冷装置发展迅速;1996年销售的溴化锂吸收式制冷机约3000多台,其中直燃机1115台。

我国的能源政策和环境保护政策是促进热泵技术迅速发展的主要因素。《中华人民共和国节约能源法》第三十九条将热、电、冷联产技术列入国家鼓励发展的通用技术,促进了热泵事业的发展。采用热驱动热泵,二氧化碳排放量亦明显降低。通过改善热泵性能,降低工质泄漏与使用新工质,热泵在环境保护上会发挥更大的作用。大中城市人口集中,能源消耗量大,污染问题极为突出,因此,必须实施国家能源政策,改善能源结构,限制煤炭的使用,提倡使用清洁优质能源,这也为热泵的应用创造了条件。

1.2.2 热泵的热源及其分类

热泵的作用是将低位能源的热量提升为高位热量。热泵运行时,通过蒸发器从热源吸取热量,向用热对象提供热量。故热泵的热源对热泵的装置、工作特性和经济性有重要影响。热泵的供热温度取决于用热对象的要求。对于暖通空调领域,供热介质的温度一般均在40℃以上,而且用热的负荷需求随室外温度的下降而增大,同时应相应提高供热介质的温度。热泵可利用的热源可分为两大类:一为自然能源,热源温度较低。如空气、水(地下水、海水、河川水等)、土壤、太阳能等。另一种为生产或生活中的排(余)热,如建筑物内部的排(余)热、城市污水、工厂生产过程中的废热等,这类热源的温度较高。这两大类均属“未利用能”,通过热泵加以利用,可以获得很好的效益。表1.1列出了这两大类热源的综合比较[5]。

热泵系统按其工作原理可分为(1)压缩式热泵——这是热泵中最为普遍而广为应用的一种形式,本文所研究的热泵系统正是此类热泵;(2)吸收式热泵;(3)化学式热泵;(4)蒸气喷射式热泵;(5)热电式热泵共五大类。按热源与供热介质的组合方式可分为(1)空气-空气热泵;(2)空气-水热泵;(3)水-水热泵;(4)水-空气热泵;(5)土壤-空气热泵;(6)土壤-水热泵等。压缩式热泵按其介质的循环方式可分为开式热泵和闭式热泵。闭式蒸气压缩循环(系统图见图1.1)是用于暖通空调及工业过程中的最普遍的类型。系统主要由蒸发器、压缩机、冷凝器、膨胀阀(节流阀)组成。所用循环工质均为低沸点介质,如氟利昂、氨等。

表 1.1 热泵的热源一览
Table 1.1 Heat resources of heat pump

项目	自然能源						并热热源		
	空气	井水	河川水	海水	土壤	太阳热	建筑内 热量	排水	生产 废热
适用性	良好	良好	良好	良好	一般	良好	良好	一般	良好
规模	小~大	小~大	小~大	大	小	小~中	中~大	中	小~大
利用 方法	主要热源	主要 热源	主要 热源	主要 热源	辅助 热源	主或辅 助热源	辅助 热源	辅助 热源	主或辅 助热源
注 意 问 题	1) 供热时 热泵能力与 房间所需热 量不匹配; 2) 室外温 度较低时蒸 发器需除 霜; 3) 可考虑 用蓄热设 备, 小容量 热泵可用变 频器改善	1) 注 意水垢 和腐蚀 问题 2) 有 地面沉 降危 害, 受 当地市 政管理 部门制 约	1) 有 垢和腐 蚀可能 且要防 止生长 藻类; 2) 有地 面沉 降, 应 考虑增 加水量 或利用 加热塔	1) 医 腐蚀问 题较 大, 可 采用取 水换热 器; 2) 夏 季在不 同深度 取水	1) 设 备费用 估算困 难, 投 资较大 2) 要 注意腐 蚀问题 3) 故 障检修 困难 (地下 盘管)	1) 可 与太 阳能 采暖 联合 应用; 2) 因 太阳 能的 间歇 性必 须设 置蓄 热 设备	从建 筑内 区利 用热 泵升 温 提供 外 区, 应 用 时 应 注 意 匹 配 问 题	1) 要 注 意 水 质 处 理 (除 污 等); 2) 温 度 和 流 量 不 稳 定	根据 不 同 工 艺 过 程 中 产 生 的 废 热 进 行 处 理 和 应 用

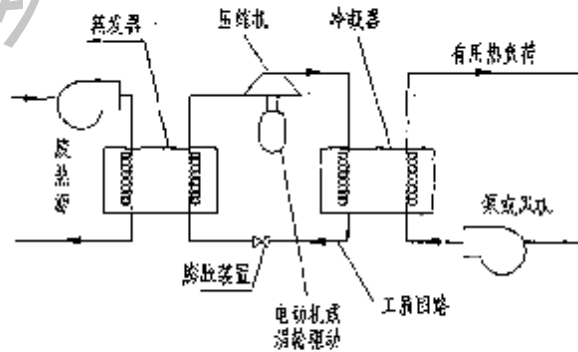


图 1.1 闭式蒸汽压缩循环系统图

Fig. 1.1 Close type vapor compression cycle scheme

1.3 热泵空调系统介绍

随着经济的发展和人民生活水平的提高,公共建筑和住宅的空调设施已成为普遍的需求。建筑的空调系统一般应满足冬季供热和夏季制冷两种相反的要求。传统的空调系统通常需分别设置冷源(制冷机)和热源(锅炉)。建筑空调系统由于必须有冷源(制冷机),如果让它在冬季以热泵的模式运行,则可以省去锅炉和锅炉房,不但节省了初投资,而且全年仅采用电力这种清洁能源,大大减轻了供暖造成的大气污染问题。

以建筑物的空调(包括供热和制冷)为目的的热泵系统有许多种,例如有利用建筑通风系统的热量(冷量)的热回收型热泵和应用大型建筑内部不同分区之间的水环热泵系统等。本文主要讨论利用周围环境作为空调冷热源的热泵系统。就其性质来分,国外的文献通常把它们分为空气源热泵(air source heat pump, ASHP)和地源热泵(ground source heat pump, GSHP)两大类。地源热泵又可进一步分为地表水热泵(surface-water heat pump, SWHP)、地下水热泵(ground-water heat pump, GWHP)和地下耦合热泵(ground-coupled heat pump, GCHP)。这主要是从能量来源的角度考虑的。因为无论是地表水热泵、地下水热泵,还是地下耦合热泵,开放式流动的水还是闭式循环水都是与大地进行热量交换的,热量的提取或蓄存都往来于大地之中。从这个意义上来说,他们都可称为地源热泵。另一方面,无论是水源热泵,还是地源热泵,与热泵换热器中制冷剂进行热量交换的介质都是水,所以二者又都可以叫做水源热泵。为区别起见,通常将开放式系统称为水源热泵,将闭式系统称为地源热泵。在本文中,我们将地表水热泵称为水源热泵,地下水热泵和地下耦合热泵(也有文献将其称为土壤源热泵)都是利用丰富的地热资源,可统称为地源热泵。对地下水源热泵系统也有“地温空调”的商业名称。

1.3.1 空气源热泵

利用空气做冷热源的热泵称为空气源热泵。在供热工况下将室外空气作为低温热源,从室外空气中吸收热量,经热泵提高温度送入室内供暖,其性能系数(COP)一般在2~3之间。空气源热泵有着悠久的历史,而且系统简单,安装和使用都很方便,应用较广泛。空气源(风冷)热泵目前的产品主要是家用热泵空调器、商用单元式热泵空调机组和风冷热泵冷热水机组[6~9]。

空气源热泵的主要缺点是在夏季高温和冬季寒冷天气时热泵的效率大大降低,不适用于寒冷地区。它的制热量随室外空气温度降低而减少,这与建筑热负荷需求趋势正好相反。因此当室外空气温度低于热泵工作的平衡点温度时,需要用电或其他辅助热源对空气进行加热。而且在供热工况下空气源热泵的蒸发器上会结霜,需要定期除霜,这也消耗大量的能量[10]。在夏季高温天气,由于其制冷量随室外空

气温度升高而降低，同样可能导致系统不能正常工作。空气源热泵在冬季气候较温和的地区，如我国长江中下游地区，已得到相当广泛的应用。

1.3.2 地源热泵

地源热泵空调系统是以大地（土壤、地层、地下水）作为冷热源，利用地下埋管与土壤或用井下换热器与地热水进行热交换，进而通过热泵实现对建筑物的空调。由于较深的地层中在未受干扰的情况下常年保持恒定的温度，远高于冬季的室外温度，又低于夏季的室外温度，因此地源热泵可克服空气源热泵的技术障碍，效率大大提高。此外，冬季通过热泵把大地中的热量升高温度后对建筑供热，同时使大地中的温度降低，即蓄存了冷量，可供夏季使用；夏季通过热泵把建筑物中的热量传输给大地，对建筑物降温，同时在大地上蓄存热量以供冬季使用。这样在地源热泵系统中大地起到了蓄能器的作用，进一步提高了空调系统全年的能源利用效率。作为一项旨在解决空调冷热源问题的新技术，地源热泵以其高效、节能、舒适，而且安装施工简单、运行维护方便等优点，近年来越来越受到人们的重视。

就世界范围而言，虽然早在 1912 年，瑞士人 H.Zoelly 就提出了利用土壤源作为热泵系统低温热源的概念，但直到 20 世纪 80 年代才开始了地源热泵的应用和推广研究。国外地源热泵的商业应用历史较长。目前已经共安装地源热泵 400000 台左右，并且每年的安装数目以 10% 的速度增长，1998 年美国商业建筑中地源热泵系统占空调总保有量的 19%，其中在新建筑中占 30%。在中、北欧地区如瑞典、瑞士、奥地利、德国等国家主要利用浅层地热资源[11~12]，采用地下土壤埋设盘管(埋深小于 400m 深)的水-水地源热泵，用于室内地板辐射供暖及提供生活热水。据 1999 年的统计，在家用的供热装置中，地源热泵所占比例在奥地利为 38%、在丹麦为 27%、在瑞士为 96%。

我国对地源热泵的研究与应用起步较晚，而且人们对这种热泵的接受和满意都需要一定的时间，但是地源热泵在中国的发展前景却被看好。近年来，地源热泵在我国也已受到了广泛的关注并得到了实际应用。近几年在山东、河南、湖北、辽宁、黑龙江、北京及河北等地，已有 100 多个利用地下水的地源热泵系统在实际工程中应用[13~17]，空调总面积约 100 万 m^2 。国内一些企业也纷纷涉足到该领域。清华同方、山东富尔达等公司已先后在国内建成数个示范工程。国内从事地源热泵研究的单位有清华大学工程力学系、天津大学地能研究中心、同济大学、西安交通大学、上海交通大学、重庆大学、山东建筑工程学院等高校。烟台荏原空调设备有限公司与山东建筑工程学院地源热泵研究所合作推出地源热泵系统，成功地应用在山东建筑工程学院学术报告厅的中央空调系统中，这是我国首次采用闭式环路地源热泵空调系统[18]。

1.3.3 水源热泵系统

水源热泵是以水为热源的可进行制冷/制热循环的一种热泵型整体式水-空气式或水-水式空调装置，它在制热时以水为吸热源、制冷时以水为排热源。以水为热源的优点是：水的质量热容大，传热性能好，传递一定热量所需的水量较少，换热器的尺寸可较小。所以在易于获得温度较为稳定的大量水的地方，水是理想的热源。用水作为热源也不存在蒸发器表面结霜的问题。但用水作为热源也有缺点：水系统比较复杂；而且需要消耗水泵功率；如水质硬度较大，还会造成换热器表面结垢，使设备的传热性能下降，如水中氯离子含量大，还会造成设备的腐蚀。根据热源水的来源不同，水源热泵空调系统可分为以下两种类型：

①水环热泵（Water Loop Heat Pump, WLHP）空调系统。由许多并联式水源热泵空调机加上双管封闭式环流管路组成。即用水环路将小型的水/空气热泵机组并联在一起，构成一个以回收建筑物内部余热为主要特点的热泵供暖、供冷的空调系统。上世纪 80 年代初，我国一些外商投资的建筑中采用了水环热泵空调系统，这些工程显示出水环热泵空调系统回收建筑物内余热的特有功能：不会对环境产生严重的污染，省掉或减少常规空调系统的冷热源设备和机房，便于分户计量和计费，便于安装、管理等优点[19~20]，因此，90 年代以来，水环热泵空调系统在我国得到广泛的发展。

我国不同气候带，不同区域及不同建筑规模的水环热泵技术适应性问题仍在研究中。合理选择水环热泵空调系统的应用场所，才能充分体现它的节能和环保效益。有的研究学者认为[21~22]，单纯的供热或供冷选用水环热泵并不合理，对同时具有制冷和制热需求的空调建筑，当机组排出的热量与部分水源热泵机组吸收的热量相近时，才具有明显的节能优势。一般说来，以下几种情况可以考虑使用水环路热泵：有低品位稳定可靠的废热可以利用；建筑物内同时有制冷和制热的需要；制冷量不大，且又要求独立计量电费；使用时间不一，个别房间或区域经常需在夜间或节假日独立使用的建筑。

当水源热泵空调机在冬季使用时，当水系统热量不足以维持水源热泵所规定的最低温度（一般为 15℃左右）时，需要投入加热设备，将热量加给水环路。为此，水环热泵空调系统设计时，应选用辅助加热设备。当在夏季使用时，当循环水温度超过 32℃时，要将热量排入大气，故需要设置冷却塔。

②地表水的热泵空调系统

地表水源主要包括江、河、湖、海等地面水资源。近几年，城市污水资源以及工业废水作为一种优良的热泵低温资源，其良好的经济效益和环境效益正受到人们的重视[23]。地表水的热泵空调系统使用建筑物附近的湖泊、水流或渠道中的地表水作为低温热源，将地表水汲出并使之通过水源热泵空调机中的换热器，然后再将温度升高或降低几度的地表水排入水源中。

地表水的缺点是易受污染，泥沙、水藻等杂质含量高，水表面直接与空气接触，水体含氧量较高，腐蚀性强，如果将地表水直接供应到每台热泵机组进行换热，容易导致热泵机组寿命的降低，换热器结垢而性能下降，严重时还会导致管路阻塞，因此不宜将地表水直接供应到每台热泵机组换热，而如果将地表水和建筑内循环水之间是用换热器分开，热交换器采取小温差换热的方式运行，这样就可以用廉价的换热器保护了昂贵的水源热泵机组，如果建筑物之间存在热回收可能的话，这种系统形式也可以自动在各建筑间进行热回收，但由于存在换热温差，造成不能充分利用地表水能量的问题。当地表水流量或温度不能满足使用要求时，可以采用一些辅助设备，如冬季用锅炉，夏季用冷却塔作为调峰设备，也可以帮助系统达到使用要求。这称为闭式环路地表水热泵系统。

我国目前水源热泵机组产品主要产地是山东、广东，北京及周边地区，主要销售地在东北、河南、西北等地区。水源热泵机组国内产品以水—水系统、大机组为主；国外产品以水—空气系统、小产品为主。机组以 50KW—2000KW 为主要产品。我国清华同方公司已成功推出大型地表水源热泵机组。水源热泵技术虽然如此优越，但也受环境条件的限制，即水源条件的限制，而本文所研究的热电厂有着极其丰富的余热（ $4000\text{m}^3/\text{d}$ ），蕴含着丰富的低品位能量，以往并未加以利用即白白地排放掉了。若应用水源热泵系统可充分利用其能量，达到节能、环保的目的[24-27]。

1.4 本文的主要研究内容

1.4.1 研究课题的提出

电厂有着极其丰富的各种余热，其中绝大部分能量损失是由以下两部分组成：一是锅炉排烟所带走的热量，这部分热量温度一般在 160°C 左右，属于中温余热资源，利用起来比较容易，因此一直是电厂和节能工作者关注的焦点。另一部分就是通过循环水系统，从冷却水塔排放到大气中的热量。由于这部分余热资源温度较低，一般都在 35°C 左右，品位不高，故人们对这部分能量的利用不够重视，往往直接排放到大气中去。不但造成了能源浪费，而且给环境带来了热污染。值得注意的是这部分热量很大，和电厂有效利用的热量相差无几。如果能够将这部分低温热源

回收利用,不仅能够提高电厂的能源利用率,而且保护了环境,同时,这也符合《中华人民共和国节约能源法》的要求。

大连市北海热电厂始建于1985年8月,1987年11月14日正式投产,截止到2002年底,已承担供热面积632.1万平米,企事业用户64家。目前北海热电厂共有四台锅炉、三台汽轮机,三台汽轮机中,1、2号机为25MW的背压式汽轮机,3号机为50MW的双抽汽凝汽式汽轮机。1、2号背压机的排汽被直接送到蒸汽管网去供热;3号凝汽式汽轮机利用中压抽汽供热,排汽进入凝汽器中被循环水冷却,而热量被排入到大气中,白白浪费掉了。如果能将这部分热量回收并充分利用,将会使热电厂的供热能力得到显著提高。北海热电厂3号机供暖期的凝汽器出口循环水温度在38℃左右,若直接利用其供热,则必须将循环水温度提高,即减少汽轮机的发电量低真空运行。而根据汽轮机制造厂家的设计计算,北海热电厂3号汽轮机已没有再进行改造的可能,不允许采取低真空运行,故不可能实现低真空运行来提高循环水的温度,只能采取其他方式。若以循环水为低温热源,利用热泵技术对建筑物供冷供热,不仅能够起到回收余热的作用,而且实现了热、冷联供,这是目前最为先进、节能和环保的能源使用技术。

1.4.2 本文的主要研究内容

本文针对大连北海热电厂三号汽轮机在生产过程中通过循环水排出大量低温热量的实际情况,研究采用水源热泵空调系统回收循环水排出的低温余热,实现对厂区办公楼供冷供热。本文的主要研究内容包括:

(1) 分析了制冷剂热力性质的三种计算方法。对常用的几种状态方程以及热物性计算的程序实现进行了介绍。编制了单级蒸气压缩式制冷机/热泵循环计算软件,可以实现采用12种不同工质的制冷机/热泵的热力循环分析计算。

(2) 根据热电厂生产实际,分析研究厂区办公楼采用水源热泵系统供热供冷的可行性,设计了以电厂循环水为热源的水源热泵空调系统的方案,并进行了热力计算。

(3) 分别采用热力学综合效率优化和热经济优化方法对水源热泵系统进行了分析优化研究。按照使制冷制热两种典型工况下热力学综合效率最佳的原则,利用挟点温差分析的方法对系统主要部件参数进行了优化选择计算。并以系统的单位输出负荷年度计算总成本最低为热经济优化目标,对系统进行了优化分析设计。对结果进行了分析。

(4) 针对大连地区目前应用较多的几种能源利用形式,选取初投资、运行费用等方面为评价对象,将水源热泵空调系统与之进行了技术经济分析。对电厂办公楼采用水源热泵系统供暖的运行费用进行了计算和比较。对计算结果进行了分析。

2 制冷剂热力性质计算及循环分析软件开发

制冷剂是制冷和热泵装置中的工作流体，它在制冷/热泵系统中循环流动，通过自身热力状态的循环变化不断与外界发生能量交换，达到制冷或制热的目的。制冷剂的热物性数据是进行系统循环分析计算和计算机模拟优化必不可少的基础数据。因此，本章将主要对制冷剂热物性的计算方法和热泵系统循环分析计算实现进行研究。

2.1 制冷剂热力性质的计算方法分析

2.2.1 计算方法的分类

制冷剂热力性质的计算是制冷/热泵系统循环分析计算的主要基础之一，在计算过程中将被频繁调用，因此制冷剂热力性质的计算效果（精度、速度、稳定性）将直接影响系统循环分析计算的效果。

制冷剂热力性质计算方法可以分为图表法、状态方程法、多项式函数拟合法。

2.2.2 计算方法介绍

第一类方法简单易懂，在工程实践中得到广泛应用。其中制冷剂的饱和、过热气体热力性质表是必不可少的基础数据， $\lg p-h$ 图是十分重要的工具图。但此种方法效率低，不适合计算机优化系统和模拟仿真的计算要求。

第二类方法是制冷剂热力计算的核心方法，状态方程及其辅助方程的建立是基于严格的理论和实践研究，故此方法精度高、适用范围广，但此种方法编程难度大，计算量大。

计算制冷剂的热力性质常用四个基本方程，即状态方程、液体密度方程、饱和蒸气压方程和蒸气比热方程。对于其它没有被这四个基本方程描述的热力参数，可以根据热力学一般关系式，由基本方程推导计算得到。

2.1.1.1 状态方程的发展

为了求得准确的实际气体状态方程式 EOS (Equations of State)，百余年来人们从理论分析的方法、经验或半经验半理论的方法导出了成百上千个状态方程式。这些方程中，通常是准确度高的适用范围较小，通用性强的则准确度差。对于实际气体状态方程式的研究工作目前仍在继续进行，特别是由于现今常用的制冷工质如氟利昂等对臭氧层的破坏作用被认识后，人们对可能作为替代工质的物性的研究，包括其 p 、 v 、 T 之间的关系的研究给以极大关注，并且不断取得新的进展。在各种实际气体的状态方程中，具有特殊意义的是范德瓦尔方程。

1) 范德瓦耳状态方程

1873年, 范德瓦耳针对理想气体的两个假定, 对理想气体的状态方程进行修正, 提出了范德瓦耳状态方程[28]:

$$p = \frac{RT}{V_m^2 - b} - \frac{a}{V_m^2} \quad (2.1)$$

式中 a 和 b 是与气体种类有关的常数, 可根据试验数据确定。

范德瓦耳方程是半经验的状态方程, 它虽然可以较好的定性描述实际气体的基本特性, 但在定量上不够准确, 不宜作为定量计算的基础。以后的一大类 EOS 研究都是在此基础上进行的。

2) R-K-S 状态方程

1949年 Redlich 和 KWong[29]提出的 R-K 方程是最成功的二常数状态方程之一。由于应用简便, 对于气液相平衡和混合物的计算十分成功, 在早期的工业计算中得到了广泛应用。1972年由 Soave 提出的修正式比较成功, 把 a 改进为温度的函数, 称为 R-K-S 方程。1976年 Peng 和 Robinson 年提出了一个新的二常数方程, 人们称之为 P-R 方程。P-R 方程是一个既适用于气相也能应用于液相的状态方程。

在二常数状态方程不断发展的同时, 半经验的多常数状态方程不断出现。

3) 维里方程

维里 (virial) 型方程[30]的表达式为:

$$Z = \frac{pv}{RT} = 1 + \sum_{j=1}^{\infty} \left(\sum_{i=1}^j \frac{b_{ij}}{T^{ij}} \right) \frac{1}{v^j} \quad (2.2)$$

由该式右边的多项式系数可知, 其充分考虑了较高阶的分子相互作用, 因此可达到较高的精度。计算结果表明, 在广阔的温度范围内, 计算得到的 v 值与图表查阅得到的 v 值极为吻合, 只在临界点处有一定偏差。式中 $T_r = T/T_c$ 为对比温度。

目前对维里方程主要应用于三项以内, 已经能够满足精度要求。后来的 BWR 方程和 M-H 方程都是在它的基础上改进得到的。

4) MBWR 状态方程

1940年由 Benedict-Webb-Rubin 提出的 BWR 方程是最好的通用状态方程之一。其表达式为

$$p = \frac{RT}{v} + (B_0 RT - A_0 - \frac{C_0}{T^2}) \frac{1}{v^2} + \frac{bRT - a}{v^3} + \frac{aa}{v^6} + \frac{c(1 + \gamma/v^2)}{T^2 v^3} \exp(-\gamma/v^2) \quad (2.3)$$

式中有 8 个常数, 需要根据试验数据来拟和。以后的研究者为了扩大 BWR 方程的适用范围和精度, 发展多种改进型方程, 统称为 MBWR 方程。

5) M-H 状态方程

M-H 方程是 J.J.Martin 和我国侯虞钧教授共同开发的一个精度较高、适用范围较广的多常数状态方程。1959 年和 1981 年分别由 Martin 和侯虞钧进一步完善。

$$p = \frac{RT}{v-b} + \sum_{i=2}^3 \frac{A_i + B_i T + C_i \exp(-kT/T_c)}{(v-b)^i} \quad (2.4)$$

M-H 方程对烃类气体、 H_2O 、 NH_3 及氟利昂气体均有良好的计算精度。

6) CSD 状态方程

1972 年由 Carnahan 和 Starling 提出了一种新的状态方程，在 1976 年由 De Santis 给予修正。这就是近年来应用非常广泛的 CSD 方程[31]。

CSD 方程是一类典型的立方型状态方程，其主要优点是形式简单，对单一工质和混和工质的液相、气相性质都能描述。其表达式为：

$$p = \frac{RT}{v} \left[\frac{1+y+y^2-y^3}{(1-y)^3} - \frac{a}{RT(v+b)} \right] \quad (2.5)$$

式中： $y = \frac{b}{4v}$ ， a 和 b 由以下计算式确定： $a = \frac{\varphi_a R^2 T_c^2}{P_c}$ ， $b = \frac{\varphi_b RT_c}{P_c}$

$$\varphi_a = a_0 \exp(a_1 T_r + a_2 T_r^2)$$

$$\varphi_b = b_0 + b_1 T_r + b_2 T_r^2$$

其中 $T_r = \frac{T}{T_c}$ ， $a_0, a_1, a_2, b_0, b_1, b_2$ 是 6 个由实验数据拟合的参数。

7) Helmholtz 自由能状态方程

Helmholtz[32]自由能形式的状态方程在近年来受到重视，无量纲形式的 Helmholtz 自由能状态方程的通式为：

$$\Phi(\tau, \delta) = \frac{a}{RT} = \Phi^0(\tau, \delta) + \Phi^r(\tau, \delta) \quad (2.6)$$

其中 a 为比自由能

$$\tau = T_c/T, \quad \delta = \rho/\rho_c$$

Helmholtz 自由能形式的状态方程的精度和通用型都较好，但计算较为复杂。

2.1.1.2 饱和蒸气压方程

饱和蒸气压方程可由状态方程导出，但比较复杂，故工程上通常采用直接回归的饱和蒸气压方程。饱和蒸气压方程的形式很多，较常用的有 Antoine 方程和 Wagner 方程。

三参数的 Antoine 方程[33]是工程上最常用的饱和蒸气压方程，特点是简单，系数少，显式计算。其表达式为：

$$\lg p = a_1 - \frac{a_2}{T + a_3} \quad (2.7)$$

四参数的 Wagner 方程是同等精度下的最优式，但是在已知饱和压力求饱和温度时为隐式计算，需要迭代。其表达式为：

$$\lg \frac{p}{p_c} = \frac{T_c}{T} (a_1 \tau + a_2 \tau^{1.5} + a_3 \tau^3 + a_4 \tau^6) \quad (2.8)$$

式中： $\tau = 1 - T/T_c$

2.1.1.3 基于状态方程的热力性质计算方法

在状态方程基础上，利用热力性质的一般关系式，就可以得出其他热力性质的一般表达式。如内能，焓，熵，定压比热容，定容比热容等。

基于状态方程的制冷剂热力性质计算方法适用范围广，精度较高，但是计算量较大，编程实现的难度也较大。目前一般都是通过专业研究人员开发专业软件供工程应用，如 NIST (National Institute Standard and Technology) 开发的 REFPROP 软件。在国内也有一些学者、工程人员编制了适用于常用工质的热物性计算软件，如天津大学杨昭[34]等人编写的新型制冷剂性质计算及循环分析程序 TDWX1.0，采用可视化工具 VF6.0 进行开发，根据 CSD 状态方程精确计算 38 种纯质及混合工质的性质。北京科技大学章莉嵩[35]等人开发了常用制冷工质热力性质计算数据库，对新工质采用线性插值法或最小二乘法来拟合由实验得到的物性参数等。

第三类方法是简化的拟合关联式，这类方法的提出主要是用于满足产品设计及系统仿真等场合对制冷剂热力性质的计算要求。针对制冷/热泵系统常用的工况范围，采用曲线拟合方程计算制冷剂的热力参数，能够避免前述精确方程在某些制冷/热泵系统动态仿真计算需大量赋值时存在的计算时间较长和占用内存较多的缺点。尽管它不能替代前面的精确方程，但作为一种辅助方法，在某些制冷系统的动态模拟和优化计算中具有重要意义。

Cleland[36]在 1986 年提出了一套用于系统仿真的制冷剂热力性质简化计算模型。这套模型是以 Chan 和 Haselde 公布的制冷剂热力性质计算程序为参考数据源，对包括 R12、R22、R114、R502、R717 在内的多种制冷剂热力性质进行多项式拟合。模型简单实用，在一定的范围内，计算误差在工程应用上可以接受。

蒸气饱和压力与饱和温度关系：

$$p = \exp(a_1 + a_2 / (T + a_3)) \quad (2.9)$$

液体焓:

$$h_l = a_4 + a_5 T + a_6 T^2 + a_7 T^3 \quad (2.10)$$

饱和气体焓:

$$h_{g1} = a_8 + a_9 T + a_{10} T^2 + a_{11} T^3 \quad (2.11)$$

过热气体焓:

$$h_{g2} = h_{g1} (1 + a_{13} \Delta T_s + a_{14} \Delta T_s^2 + a_{15} \Delta T_s T + a_{16} \Delta T_s^2 T + a_{17} \Delta T_s T^2 + a_{18} \Delta T_s^2 T^2) \quad (2.12)$$

式中: T 为饱和温度, ΔT_s 为过热度。

同时给出了饱和气体比容, 过热气体比容的拟和多项式。

针对目前的多项式类拟和函数在工程应用时在精度以及拟和函数形式难以一致, 同时转换计算需要进行迭代等缺点, 上海交通大学张春路, 丁国良等人提出了关于制冷剂饱和状态以及过热区热力性质的隐式三次多项式拟和模型[32]。

2.2 循环分析计算的软件开发

随着计算机技术的飞速发展, 人们总是选择最新的, 最简单快捷的计算机语言来满足自己的需要。目前可供软件开发的工具很多, 象人们熟悉的 VB、VC (微软公司), Java (Sun 公司), Delphi, c++builder (Borland 公司) 等等。由于计算机硬件的发展, 对软件本身的数值运算效率要求不再很高。因此选择软件时主要考虑的是编者对软件的熟悉程度和手边可以利用的代码资源。

文献[37]中所提供的制冷剂热力性质计算程序是采用 Fortran 和 Basic 语言编制的, 不仅不具有可视性, 而且程序复杂冗长, 难以使使用者清楚其中变量的含义, 已经不能满足现在工程计算的需要。本文采用 Visual Basic6.0 软件编制了单级蒸气压缩式制冷机/热泵热力循环分析软件, 采用动态链接库 (DLL) 技术, 将 12 种常用工质的热力性质计算子程序编译成 DLL 文件, 然后在 VB6.0 环境下进行链接、调用。Visual Basic 语言是微软公司开发的一个功能强大的应用程序开发工具, 具有界面友好, 可视性强, 结构化好, 操作简易方便等优点[38]。

为了实现对不同工质进行循环分析计算, 软件单独设立了一个工质物性计算模块。将 12 种常用工质 (水, R11, R12, R13, R14, R22, R134a, R114, R502, R500, R717, R123) 的热力性质计算子程序编译成“动态链接库”文件, 接入工质计算模块, 以便使物性计算模块和主程序交换数据。对于每一种工质, 包含了温度、压力、焓、熵、干度、比容、内能这 7 种物性参数, 只要给定其中任意两个物性参数的值, 就可以

计算出此种状态下对应的另外五种物性参数。软件将输入参数、输出结果布置在同一窗口上，令使用者一目了然。所编写的软件输入输出窗口布置如下：

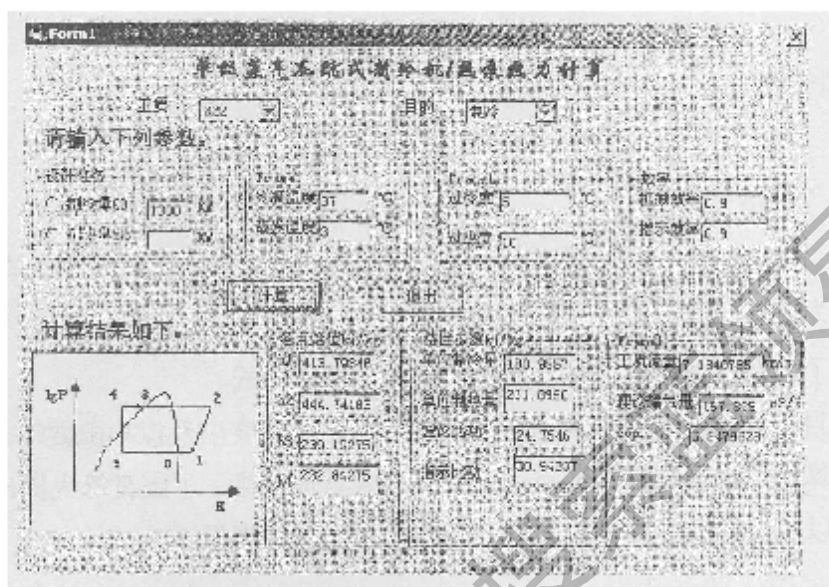


图 2.1 单级蒸气压缩式制冷机/热泵热力循环计算运行截图

Fig. 2.1 Run section of computation of single-stage cooling/heat pump cycle

进入计算界面之后，在左上角的“工质”右边的下拉菜单中选择所用的制冷剂，在“目的”旁边选择“制冷”或者“制热”，接着输入循环的已知参数，制冷量（或制热量）、工况参数之后，点击“确定”按钮进行计算。程序将计算出的单级蒸气压缩式制冷机/热泵循环的各状态点的状态参数，各特性指标，以及性能系数等特性参数显示于同一界面上。

2.3 本章小结

- 1) 在进行制冷剂热力性质计算的时候，应该根据要求选择合适的计算方法。
- 2) 所采用的 12 种制冷工质的热力性质计算子程序，在广泛的温度范围内经过系统测试，计算结果与文献[37]图表值吻合良好，具有较高的可靠性，可作为制冷/热泵循环系统的物性计算子程序，从而为制冷系统的优化设计和动态仿真奠定了坚实的基础。
- 3) 使用 Visual Basic 软件开发了常用的 12 种制冷工质的单级蒸气压缩式制冷机/热泵热力循环计算软件，本程序通过使用动态链接库技术，将工质的热力性质计算程序作为子程序链接到 VB 主程序中，这样既减少了主程序的代码，又使得各种工质的计算程序编制相对独立，同时也为今后扩充新工质提供了方便。使用该软件即加快了计算速度，又实现了计算过程可视化，为制冷/热泵系统的设计计算提供了极大的方便。

3 水源热泵空调系统的设计研究

3.1 水源热泵空调系统的方案设计

3.1.1 循环水系统与热泵相结合的方式

本系统是利用大连北海热电厂 3 号汽轮机循环水中的热量作为水源热泵系统的低温热源，方案选择水-水热泵系统。根据目前火力发电机组循环水系统的布置方式及水源热泵系统的特点，提出以下两种循环水系统与热泵的结合方式：一是热泵系统的取热换热器布置在循环水池中，循环水经过冷却塔和换热器（图 1 中的设备 5）的先后冷却（注：被热泵系统利用的循环水往往只占循环水总量的一部分），构成串联式的冷却方式（称串联耦合式）。

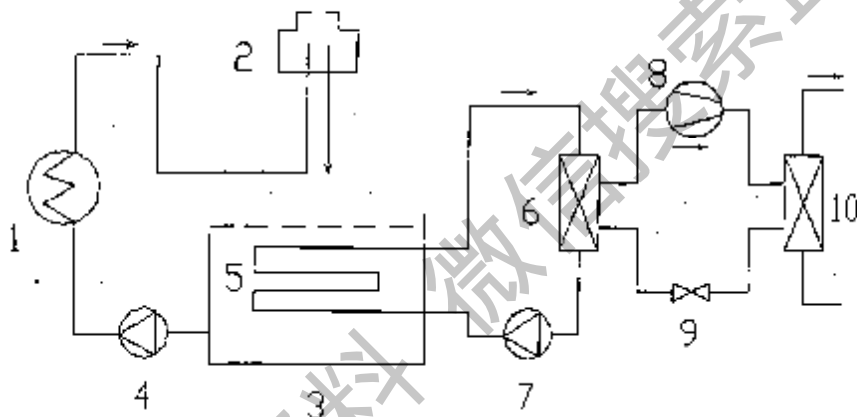


图 3.1 利用电厂余热的串联耦合式水源热泵系统图

Fig. 3.1 Water source heat pump system diagram using circulating water

- 1—凝汽器 2—冷却塔 3—循环水池 4—循环水泵 5—换热器 5
6—换热器 6 7—循环水泵 8—压缩机 9—膨胀阀 10—换热器 10

由循环水泵、凝汽器、冷却塔、循环水池等构成的是汽轮发电机组的常规循环水系统，由压缩机、换热器 10、膨胀阀、换热器 6 等组成热泵系统。对于热泵而言，换热器 6 是实现吸热功能的蒸发器，换热器 10 相当于冷凝器。热泵系统和循环水系统之间通过换热器 5 实现能量的交换，经换热器 10 加热升温后的热水就可以对外供应，满足各种用户对供暖等的需要了。但这种串联的结合方式会使循环水的温度降的更低，从而影响机组的真空度和功率。

热泵从循环水取热的第二种方式如图 3.2 所示。把循环水直接引至换热器 6，经过换热器 6 冷却后再由水泵升压送到冷却水池或凝汽器循环水的进水管。如果循环水的出

水压力足够，可以省去水泵 7。大部分的循环水流经冷却塔，其余部分流经热泵系统的换热器 6，这种方式对循环水而言是一种并联方式（称并联直流式）。这种方式省去了换热器 5，不但简化了系统，而且提高了热泵的制热系数，因为热泵热源的温度比方式一要高。其不足之处是换热器 6 的管外侧介质不再是封闭的循环水，可能会由于循环水中的污物沉积而导致换热效果下降。考虑到电厂循环水比较清洁，在较长的一段使用时期内出现沉积物的可能性比较小，同时为了提高热泵的效率，本文将采取并联直流方式。

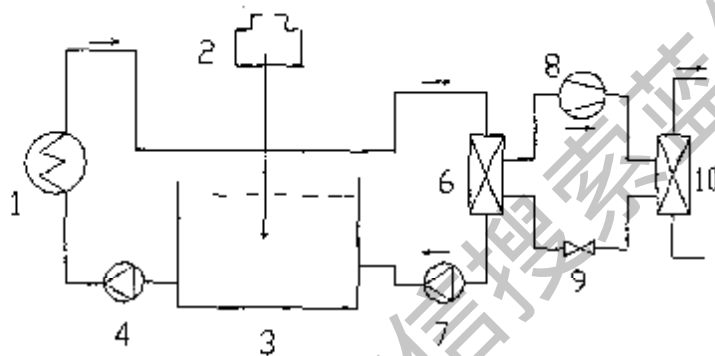


图 3.2 利用电厂余热的并联直流式水源热泵系统图

Fig. 3.2 Water source heat pump system diagram using circulating water

- 1—凝汽器 2—冷却塔 3—循环水池 4—循环水泵 6—换热器 6
7—循环水泵 8—压缩机 9—膨胀阀 10—换热器 10

3.1.2 系统末端装置分析

就系统末端装置的形式而言，水源热泵系统又分为集中的大型水-水式水源热泵机组+风机盘管和分散的水-空气式水源热泵机组形式。从投资上看，大型水-水式水源热泵机组+风机盘管的系统形式是一种更为集中的空调方式，国内已有生产，由于机组较为集中，因此水源热泵机组初投资较小，但热泵机组需要在建筑中设置专用的机房，水-空气式水源热泵系统相对分散，目前成熟产品主要为国外品牌，机组初投资略高；从运行上来看，由于水源热泵机组的能量调节只能分有限的级数进行，而且要同时供冷热就必须采用四管制，因此比较适合于作息时间较统一，负荷较一致的场合；水-空气式水源热泵机组自带温控器，可以根据使用要求进行独立的调节和运行，还可以在两管制的情况下实现四管制才有的同时供暖供冷的功能，但由于压缩机集成在机组内部，有一定的噪音问题，因此比较适合作息时间多样化同时使用要求也比较多样，但噪音要求不太严格的商用和公用建筑。

根据以上所述水源热泵系统的特点, 结合本方案的具体情况, 确定采用集中的大型水-水热泵机组+风机盘管的形式, 原因如下:

a) 此种形式的水源热泵系统所采用的设备在国内均有成熟产品, 在价格和售后服务方面更易得到保障。

b) 由于末端水-空气式水源热泵机组带有压缩机, 在噪音控制方面较为不利, 考虑到科研办公对环境的噪音要求比较高, 因此采用只有风机而不带压缩机的风机盘管作为末端设备更为有利。

c) 由于大连地处北方, 冬季空调计算温度低至 -12°C , 由于水-空气机组对进风温度有要求 (一般不低于 5°C , 否则低温保护将启动), 冬季新风的处理必须使用电加热预热, 在地表水充足的情况下不能有效利用免费的地热资源。

3.1.3 系统整体流程图

水源热泵空调系统的方案流程图如图 3.3 所示。高温、高压的蒸气在汽轮机 1 中膨胀做功后, 排入凝汽器 2, 被循环冷却水冷却后凝结成水, 然后送回锅炉。加热后的循环水从凝汽器出来后, 一部分被热泵系统利用, 另一部分送至冷却塔 5 冷却后进入循环水池 6, 再进入凝汽器 2。

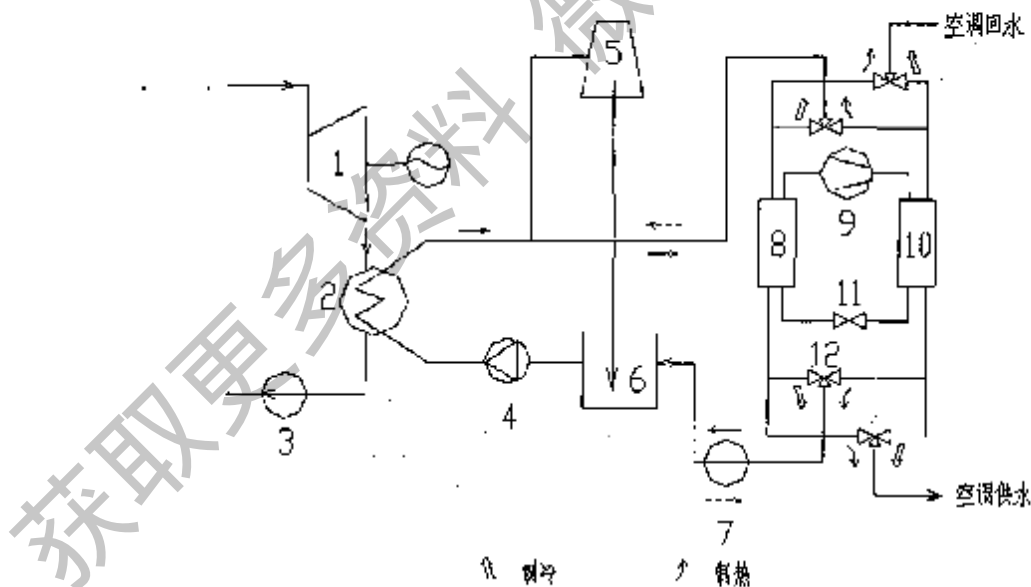


图 3.3 采用三通阀的水源热泵空调系统图

Fig. 3.3 Water source heat pump system diagram using triple valve

1-汽轮机 2-凝汽器 3-凝结水泵 4-循环水泵 5-冷水塔 6-循环水池

7-循环水泵 8-冷凝器 9-压缩机 10-蒸发器 11-膨胀阀 12-三通阀

对于热泵系统来说,在设计时还应该考虑满足冬夏工况的不同要求。水-水热泵系统的冬夏运行工况切换有两种方式:一是工质流动方向不变,水路系统切换,蒸发器与冷凝器的作用则全年不变;如图 3.3 所示。二是水系统不变,工质流动方向通过四通阀切换而逆转,冷凝器与蒸发器的作用在切换后发生转换;如图 3.4 所示。对于本系统来说,由于夏季工况下蒸发器与冷凝器的负荷略大于冬季工况下的负荷,通过简单的分析可知夏季工况下选型得到的换热器面积也略大于冬季工况下所需的换热器面积,所以,按照夏季工况进行换热器选型,不仅可以满足冬季工况的要求,还可以使系统在冬季工况运行时具有较高的能效比。而且由图中可以看出,在方法一中设计的机组管路系统比方法二复杂,所以采用方法二对于水-水热泵系统更为合理。在一般情况下,当夏季工况设计达到最优时,其冬季工况也是最优的。

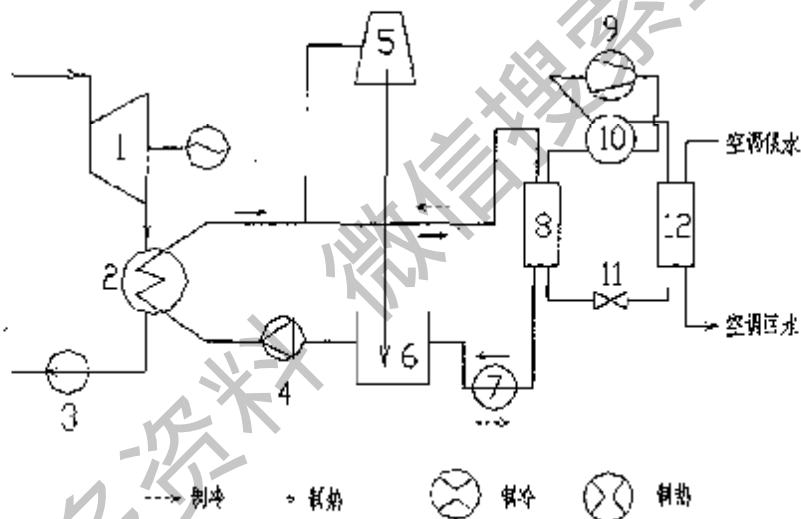


图 3.4 利用循环水的水源热泵空调系统图

Fig. 3.4 Water source heat pump system diagram using circulating water

- 1-汽轮机 2-凝汽器 3-凝结水泵 4-循环水泵 5-冷水塔 6-循环水池
7-循环水泵 8-换热器 A 9-压缩机 10-四通换向阀 11-膨胀阀 12-换热器 B

在所设计的水源热泵空调系统中,通过四通换向阀改变热泵工质的流向来实现制热与制冷循环的切换。在供暖期,加热后的循环水一部分被直接引至换热器 A,此时换热器 A 即为热泵系统中的蒸发器,在蒸发器中循环水的热量被热泵工质吸收,降温后排入循环水池。热泵工质吸收热量后蒸发,经过压缩机升温升压,在冷凝器中,将从蒸发器中吸取的热量和压缩机耗电所提升出来的那部分热量排出。放出的热量就传递给空调

用水，使其温位提高用于供暖。在制冷循环中，循环水池中的一部分循环水经水泵打入换热器 A 中，此时换热器 A 即为热泵系统中的冷凝器，吸收热泵工质排出的热量后进入冷却塔 S 中冷却。热泵工质在换热器 B 中（此时为冷凝器）吸收空调用水的热量，使其温位降低可用于制冷。

以电厂循环水为低温热源的水源热泵系统具有下列显著优点[39]:

1) 同地下水源热泵相比，它位于地面上，不需要为管路和换热器的安置打很深的竖井，节省了初投资费用。

2) 系统只利用能量，不利用水，节约了水资源，而且避免了地面沉降问题。

系统只利用循环水携带的低温热量，在整个系统中循环水只是起到能量载体的作用，水资源本身并没有浪费，而是完全回流到热电厂冷凝器系统中。与目前多数地热水取暖系统将地热水直接排放相比，这不仅节约了有限的水资源，防止了因只采不灌而导致的地面沉降问题，而且避免了地热弃水造成的环境污染问题。

3) 循环水具有非常好的流动性，不需要像土壤源热泵那样长时间的启动过程。

4) 由于循环水的温度和流量都很稳定，蒸发器不会出现结霜现象，节能效果好。

相对空气源热泵而言，循环水的温度一年四季相对稳定，冬、夏季温度只比环境温度高一些，比空气更适合作热泵的冷热源。因此热泵系统的 COP 值要比空气源热泵高，节能效果非常好，并且不受结霜的影响。系统消耗很少的电量仅仅是为了提升能量的品位。

5) 由于循环水比较清洁，无腐蚀问题，不易导致传热效果的恶化，换热器如果需要清洁，也比较容易做到。

6) 利用了循环水中的余热，降低了电厂向环境的热量排放，减小了温室效应。

机组以电厂循环水为热源，从中吸取热量，利用的是可再生能源，节约了一次能源。机组没有燃烧过程，不产生任何的 CO_2 、 SO_2 等有害气体，也没有燃煤时产生的粉尘，因而不造成任何污染，有效的解决了传统的供暖方式造成的大气污染。同时减少了循环水对环境的污染，环境效益非常显著。

7) 室内的舒适程度比常规系统高

常规的采暖空调系统由于缺少温度控制设备，室内温度不是过高就是过低，很难满足因人而异的舒适度的要求。我们经常可以看到冬季用户因为暖气温度太高而不得不开窗散热的情况，而另一方面则有许多用户在不断投诉暖气不够热。水源热泵空调系统运行自动化程度高、性能稳定、安全可靠。循环水的温度很稳定，热泵供热为连续供热，

温度恒定，人体的舒适感好。用户可以通过调节风机盘管，使室内温度达到自己想要的舒适程度，从而满足不同用户的舒适度要求。

8) 机组简洁，节省空间

一套系统既采暖，又制冷，室内终端只有风机盘管，减去了暖气片，而且风机盘管还可以暗装，只留一个出风口，系统非常简洁。这不仅增加了室内的美观程度，而且大大节省了室内有限的空间面积。室外端的热泵机组干净卫生，并且体积较小。而常规的锅炉房，不仅本身的面积很大，而且由于有污染，跟其他建筑需要有一定的间距，同时燃煤锅炉还需要很大的一片场地堆放燃料。相比而言，水源热泵空调系统的机组体积小，可灵活安置在任何地方，节约空间。例如，天津市高新技术产业园管委会大楼建筑面积3.1万平米，其水源热泵机房面积仅有120平米。

3.2 水源热泵空调系统的设计分析

3.2.1 热泵系统的模型建立

在压缩式热泵系统中，各装置的作用如下：

压缩机起着压缩和输送循环工质从低温低压处至高温高压处的作用，是热泵系统的核心；蒸发器是输出冷量的设备，它的作用是使经节流阀流入的制冷剂液体蒸发，以吸收低温热源的热量；冷凝器是输出热量的设备，从蒸发器中吸收的热量连同压缩机消耗功所转化的热量在冷凝器中被冷却介质带走，以达到制热的目的；膨胀阀或节流阀对循环工质起着节流降压的作用，并调节进入蒸发器的循环工质流量。下面将对热泵系统的主要装置进行选型设计。

3.2.1.1 压缩机模型

压缩机是热泵的心脏，有用能的输入与工质在系统中的循环都要靠压缩机来实现。此外，整个热泵的热力性能、可靠性、寿命及噪声等也都与压缩机密切相关。热泵压缩机需适应高温下工作，故压缩机的设计制造要求往往比制冷机高，热泵所应用的压缩机种类也比制冷机广，几乎各种结构形式的压缩机都会用得到。目前我国水源热泵机组的形式以螺杆式压缩机+壳管式换热器为主；部分企业以涡旋式压缩机+板式换热器或套管式换热器的模块式机组为主；很少有企业用最早的活塞式压缩机做机组了。由于往复式压缩机本身的结构特点，有逐渐被螺杆压缩机及其它类型的压缩机取代的趋势。

螺杆压缩机与往复式相比较，其优点是：结构简单、体积小、重量轻；没有气阀等易损件，运行可靠、维修工作量小；摩擦、磨损小，容积效率随压比的变化小；不会造成液击，允许湿蒸气直接进入压缩机，并且允许在湿蒸气区内进行压缩，甚至压缩过程

中喷入工质液体进行内冷却，以降低排气温度与功耗；动力平衡性能好，无不平衡惯性力或惯性矩造成的振动。其缺点是：工作腔密封性较差，泄漏损失较大，绝热效率较低；噪声较大；输气量小时不大适宜。总的来讲，螺杆压缩机的优点是主要的。近年来，由于技术的进步，加工工艺的不断完善，已使湿式螺杆压缩机的绝热效率达到了往复式的水平，因此系统功率在 10kW 以上时，螺杆代替往复压缩机的趋势已日益明显，此外，当热泵供热温度高达 150℃ 以上时，也只有螺杆压缩机能够胜任[40]。综上所述，在本系统的设计方案中，选用螺杆压缩机。

目前普遍采用的压缩机模型是稳态集总模型，这种模型对于系统设计及仿真来说已经能够满足要求。

螺杆式压缩机的模型做以下简化假设：

- (1) 压缩过程看作多变过程；气体被视为理想气体；
- (2) 任何时刻压缩机出口与入口的工质质量流量相等；
- (3) 忽略气体、机壳和螺杆间的热交换；
- (4) 压缩机的吸气压力等于蒸发压力，排气压力等于冷凝压力。

模型建立如下：

① 压缩机的理论排气量

$$V_{th} = \frac{V_{tr}}{\eta_v} \quad (3.1)$$

式中 V_{tr} 为压缩机的实际输气量， m^3/h ； V_{th} 为压缩机的理论排气量， m^3/h ； η_v 容积效率，也称输气系数。对于螺杆式制冷压缩机，工况不同时，输气系数不同，大致为 0.7~0.92，小输气量高压比时取下限，大输气量低压比时取上限。

② 压缩机输入电功耗

$$\text{绝热功耗} \quad W_{th} = \frac{k}{k-1} V_{tr} P_0 \left[\left(\frac{P_k}{P_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \quad (3.2)$$

$$\text{轴功耗} \quad W_c = \frac{W_{th}}{\eta_{mech}} \quad (3.3)$$

$$\text{电机功耗} \quad W = \frac{W_{th}}{\eta_{mech} \eta_e} \quad (3.4)$$

式中：绝热效率 $\eta_{ad} = \eta_c \eta_m$ ，通常 $\eta_{ad} = 0.72 \sim 0.85$ ；电机效率 $\eta_c = 0.95$ 。 P_0 、 P_k 为蒸发压力和冷凝压力； T_0 和 T_k 为蒸发温度和冷凝温度；定熵指数 k 取 1.18。

③排气温度

$$T_2 = T_1 \left(\frac{P_k}{P_0} \right)^{\frac{n-1}{n}} \quad (3.5)$$

式中： T_1 和 T_2 为压缩机的吸气温度和排气温度，K； n 为多变压缩指数。

3.2.1.2 热力膨胀阀分析

虽然与常规热力膨胀阀相比，电子膨胀阀调节方便准确、性能优良，可以对蒸发温度或过热度进行精确调控，更适合于冬夏运行工况差异较大的场合；但是常规热力膨胀阀价格低廉，在大多数场合下仍然具有可接受的性能，所以目前系统选型仍以其为主。

对热力膨胀阀进行选型计算时，首先根据给定工况求得膨胀阀的前后压差，再由蒸发温度与制冷量、压差、过冷度修正进行选型。当机组额定制冷（热）量不变时，膨胀阀的成本基本上不随机组结构的改变而改变，或是其变化量相对于其它成本变化很小，可以忽略不计。

3.2.1.3 换热器分析

在热泵系统的设计中，对蒸发器和冷凝器的选型计算是很重要的环节。管壳式换热器具有结构紧凑、占地面积小、传热效率高、操作维修方便等优点，是目前应用最广泛的一种换热器，其中传热管为波纹换热管取代光管的管壳式换热器日渐增多，它可使流体周期性的扰动，大大提高了传热系数，同时还具有管子不易结垢等优点，是一种高效的换热设备。因此本文也将管壳式换热器作为系统选型设备。

3.2.1.4 工质物性分析

选用 R22 作为本系统的工质，其物性根据本文第二章所述的状态方程进行计算，计算精度较高，能够满足设计要求。使用 Fortran 语言编制可以为其他程序调用或链接的子程序。

3.2.1.5 系统的设计选型分析

对于全年运行的热泵系统来说存在着冬季工况和夏季工况，因此在选型计算时应该对两种工况分别进行计算，然后按照负荷较大的工况进行设计选型。理论上，热泵系统的设计计算就是将各设备的模型按给定工况进行联立求解，而在实际应用中这一过程则

有所不同[41]。首先，应根据给定的蒸发器与冷凝器供回水温度按如下公式求出蒸发温度、冷凝温度：

$$T_0 = T_{chw2} - \frac{T_{chw1} - T_{chw2}}{\exp\left(\frac{T_{chw1} - T_{chw2}}{LMTD}\right) - 1} \quad (3.6)$$

$$T_k = \frac{T_{cw2} - T_{chw1}}{\exp\left(\frac{T_{cw2} - T_{chw1}}{LMTD}\right) - 1} + T_{cw2} \quad (3.7)$$

式中，LMTD 是蒸发器或冷凝器的对数平均温差，按经验选取初值； T_{chw1} 和 T_{chw2} 为蒸发器的入水与出水温度； T_{chw1} 和 T_{chw2} 为冷凝器的入水与出水温度。

确定了蒸发温度和冷凝温度之后，再确定过冷度 T_{sc} 与过热度 T_{sh} 的大致范围。通过进行在这四个参数组合条件下的循环性能计算，得出单位质量制冷量 q_0 、压缩机的吸气比容 v_1 等参数。根据制冷负荷 Q_0 和 q_0 计算出工质质量流量 G ，并由计算出的输气系数 λ 得到所需的压缩机排气量，最后按排气量和压缩机台数对压缩机进行选型。之后，按所选压缩机的实际排气量计算得出实际的工质质量流量，结合水侧的温度和流量参数进行换热器的选型计算。最后，对膨胀阀进行选型，考虑到冬夏工况比较接近，且夏季换热量稍大一些，应根据夏季工况选择热力膨胀阀以达到最佳匹配。

3.2.2 热泵系统的设计计算

在热泵系统的设计过程中，系统的给定参数包括：夏季制冷负荷与冷冻水供回水温度，冬季制热负荷与热水供回水温度。如果针对利用电厂循环水的水源热泵系统而言，还包括水源的出回水温度。独立设计参数包括：供热、供冷工况下的蒸发温度 T_0 、冷凝温度 T_k 、过冷度 ΔT_g 、过热度 ΔT_r 。根据给定参数和这几个独立参数，可以计算得出系统设备结构的设计参数[42-45]。

根据规范及大连地区的空调室外计算参数，本方案选取冷热负荷如下：

设计冷负荷指标为 $65\text{W}/\text{m}^2$ ，制冷运行时间 1200 小时；设计热负荷指标为 $60\text{W}/\text{m}^2$ ，供热运行时间为 1440 小时；空调总建筑面积为 2 万平方米。冬季的总热负荷为 1200 kW，夏季的总热负荷 1300 kW。

电厂凝汽器出口的循环水温度随着季节的变化而稍有不同。通过比较，选取冬季供热期间循环水的温度为 $25\sim 34^\circ\text{C}$ ，夏季制冷期间循环水温度为 $29\sim 38^\circ\text{C}$ ，供暖期间空调供水温度为 55°C ，回水温度为 45°C ；制冷期间空调供水温度为 7°C ，回水温度 12°C 。

本文所设计的水源热泵系统是厂区办公楼供热空调系统，供暖面积为2万平米，热泵系统工作循环压-焓图如图3.5所示。由以下四个主要过程组成：压缩过程1-2；冷凝过程2-3-4-5；节流过程5-6和蒸发过程6-7-1。

热泵工质采用 R22，液体过冷 5K，吸气过热 10K，根据已知的冷热负荷，由式(3.6)和(3.7)可以确定热泵循环的工作温度为：制热工况下的蒸发温度 $t_{eh}=22^{\circ}\text{C}$ ，冷凝温度 $t_{ch}=57^{\circ}\text{C}$ ；制冷工况下的蒸发温度 $t_{er}=3^{\circ}\text{C}$ ，冷凝温度 $t_{cr}=41^{\circ}\text{C}$ 。

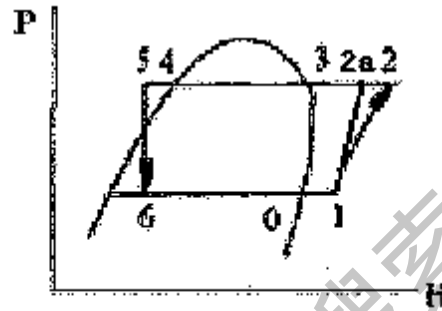


图 3.5 热泵实际循环压焓图

Fig.3.5 P H scheme of heat pump thermal circulation

采用本文第二章所介绍的单级蒸气压缩式制冷机/热泵的热力循环分析软件对系统进行热力计算，制热和制冷各状态点参数列于表 3.1 和 3.2。

表 3.1 制热情况下各点热力参数

Table 3.1 Thermal parameter of each point for heating

状态点	P(kPa)	t(°C)	h(kJ/kg)	v (m ³ /kg)
0	961.87	22	412.4832	0.02459
1	961.87	32	420.6230	0.02608
2	2272.79		448.3456	
2a	2272.79	81	442.8011	
3	2272.79	57	418.0285	
4	2272.79	57	265.9589	
5	2272.79	52	259.6089	
6	961.87	22	259.6089	

表 3.2 制冷状态下各点热力参数

Table 3.2 Thermal parameter of each point for cooling

状态点	P(kPa)	t(°C)	h(kJ/kg)	v (m ³ /kg)
0	548.05	3	406.5200	0.04292
1	548.05	13	413.7985	0.04521
2	1571.22		448.0836	
2a	1571.22	68	438.5532	
3	1571.22	41	416.6600	
4	1571.22	41	244.3668	
5	1571.22	36	238.0168	
6	548.05	3	238.0168	

循环水量的计算如下:

供热工况下, 蒸发器中循环水量为:

$$G_{wh} = \frac{Q_k (h_1 - h_6)}{(h_2 - h_5) C_{pw} (t_{11} - t_{12})} \quad (3.8)$$

式中: Q_k 为供热负荷, C_{pw} 为循环水的比热, 取 4.1868, 单位 kJ/(kg·K)。 t_{11} 和 t_{12} 分别为蒸发器中循环水的进出口温度, h 为各状态点焓值。

制冷工况下, 冷凝器中循环水量为:

$$G_{wr} = \frac{Q_0 (h_3 - h_5)}{(h_1 - h_6) C_{pw} (t_{w1} - t_{w2})} \quad (3.9)$$

式中: Q_0 为供热负荷, t_{w1} 和 t_{w2} 分别为冷凝器中循环水的进出口温度。

表 3.3 列出了循环的热力计算结果。可以得出水源热泵机组在制冷工况下的 COP 值为 4.74, 制热工况下的 COP 值约为 5.47。可见采用水源热泵系统对办公楼供热时系统的 COP 值是比较高的, 能够达到较高的运行效率。在制冷工况下循环水需带走的热量为 15.1kW, 需要的循环水量为 91.8t/h, 消耗压缩机功率 P=275kW; 在制热工况下需提供的热量为 1033 kW, 需要的循环水量为 58.2t/h, 消耗压缩机功率 P=220kW。

表3.3系统循环的热力计算结果

Table 3.3 Thermal calculation results of system circulate

序号	项 目	计算公式	计算结果	
			制热	制冷
1	蒸发器单位质量冷负荷 (kJ/kg)	$q_e = h_1 - h_6$	161.0141	180.9557
2	冷凝器单位质量热负荷 (kJ/kg)	$q_k = h_2 - h_5$	188.7366	210.0788
3	制冷剂流量 (kg/s)	$q_m = Q_{k(t)} / q_{k(t)}$	6.4135	7.1840
4	压缩机的实际输气量 (m ³ /h)	$V_{tr} = 3600 q_m v_1$	602.15	1169.26
5	蒸发器的热负荷 (KW)	$Q_0 = q_m q_e$	1032.66	
6	冷凝器的热负荷 (KW)	$Q_k = q_m q_k$		1509.23
7	实际输气量(容积效率 $\eta_v = 0.91$)	$V_{tr} = V_{tr} / \eta_v$	661.70	1284.90
8	内压力比	$\kappa_i = P_i / P_0$	2.36	2.60
9	理论比功 (kJ/kg)	$w_0 = h_{2s} - h_1$	22.1781	24.7547
10	压缩机的指示比功 (kJ/kg)	$w_i = w_0 / \eta_i$	27.7226	30.9434
11	压缩机指示功(指示效率 $\eta_i = 0.8$) (KW)	$N_i = q_m (h_2 - h_1)$	177.80	222.30
12	压缩机的轴功(机械效率 $\eta_m = 0.9$) (KW)	$N_c = N_i / \eta_m$	197.56	247.00
13	电动机功率(电机效率 $\eta_e = 0.95$) (KW)	$N_e = N_c / \eta_e$	219.51	274.44
14	热泵的实际性能系数	$COP = Q_{k(t)} / N_c$	5.47	4.74

3.3 本章小结

本章主要对利用电厂循环水余热的水源热泵空调系统进行了方案设计研究和热力循环计算分析。分别对循环水系统与热泵相结合的方式，水源热泵系统的末端装置设置以及系统的整体布置进行了探讨，最终确定了水源热泵空调系统的方案。之后，对热泵系统各装置建立了数学模型，通过设计选型分析，最后完成了热泵系统的热力循环计算。为了根据不同的使用条件，进一步提高水源热泵空调系统的性能，使装置的性能达到最佳，接下来本文将对水源热泵空调系统进行分析优化研究。

4 热泵系统的优化研究

最优化设计就是根据人们的期望目标,使装置的性能达到最佳。从热力学的角度来看,制冷(热泵系统)追求的是用能的合理性和完善性;从经济学角度讲,完善的设计方案应在满足要求的前提下,以最小的投入换取最大的利润(产出)。但是,效率提高并不一定意味着单位产出的成本降低,因为高效率往往建立在较高能级的输入能及较大的初始投入的基础之上。随着计算机技术的发展,利用计算机仿真,从理论计算的角度来实现整个系统的最佳匹配也是各国学者广泛采用的研究方法之一。常规的设计方法中,为节约时间和成本起见,设计人员往往又需要大量的借助于经验判断,没有从节能节材的角度对机组进行优化,无法做到对设计结果较准确的估计和预测。为使空调用压缩式热泵系统各组成部件能够有效地、可靠地和经济地组合起来,应综合考虑其制热与制冷两种功能。因此,本章将从热力学效率综合优化和热经济性优化两方面对热泵系统进行优化分析研究。

4.1 热泵系统的优化分析

工程设计中广泛应用的优化方法按其原理不同可分为数学规划法与准则法。数学规划法是以数学规划理论为基础的严格意义上的优化方法。其算法有充分的理论依据,因而理论上均可保证收敛到问题的最优点。其算法平稳成熟,计算结果可靠,但迭代次数多,计算时间长,对于较复杂的大型优化问题来说是较为严重的缺点。

准则法往往从一些基本概念出发,建立一些准则,如热力学优化准则等,并认为满足这些准则的可行方案就是最优设计或近乎最优设计方案。它与数学规划法相比,计算结果一般较粗糙,求得的方案不一定是最优解,但收敛速度快,迭代次数少,特别是其迭代次数与问题规模基本上无关,所以往往用于较复杂的工程优化问题。本文的优化研究主要就是采取这种方法。

系统的优化设计,无论是采用数学规划法还是准则法,首先都要建立研究对象的目标函数 $f(x)$,使它在一组设计变量 (x_1, x_2, \dots, x_n) 时达到最大值(如效率最高),或达到最小值(如能耗最小)。由于最大值的求解可以转化为最小值的求解,因此优化中一般统一归结为最小值的求解。

目标函数 $f(x)$ 中的设计变量 (x_1, x_2, \dots, x_n) 是不能任意的,他们必须满足一定的关系和要求,描述这些关系和要求的方程称为约束方程。这些方程可以是等式,也可以为不等式。不等式一般统一采用大于号的不等式。

上述数学问题的数学描述形式如下:

目标函数: $\min f(x)$

约束条件: $h_i(x)=0 \quad i=1, 2, \dots, m$

$g_j(x) \geq 0 \quad j=1, 2, \dots, n$

上面的方程是通过数学模型的建立而得到的, 按照要求的不同, 可以采用简易程度不同, 形势差异很大的方程。

从对产品的不同关心角度出发可能会产生不同的设计目标, 而不同的优化目的会得到不同的结果。就本文设计的水源热泵系统而言, 主要可能的优化目标有:

- 1) 最小能耗目标
- 2) 最小成本目标

对于最小能耗目标而言, 追求的目标就是消耗单位功率所获得的收益最大, 也就是系统的COP最高, 但是一味的追求系统热力学效率最高会导致换热器体积增大, 成本增加。对于最小成本目标而言, 过分追求经济目标最优会降低单位功耗的制冷量。因此不管是哪一种目标, 都不能走向极端, 必须受到约束。

4.2 采用挟点温差法的热力学效率综合优化

由图4.1热泵实际循环的压焓图分析可知, 在循环的两条理论界线(上部的冷凝温度线和下部的蒸发温度线)给定的情况下, 整个循环性能的提高也就应该主要从压缩过程、冷凝过程、节流过程和蒸发过程这四个过程所对应的系统四大组件入手。

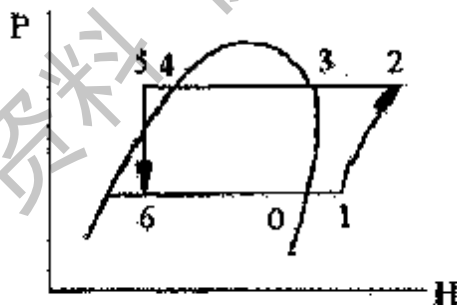


图 4.1 热泵实际循环压焓图

Fig.4.1 P-H scheme of heat pump thermal circulation

首先, 提高系统性能表现应使用高效的压缩机, 性能优异的压缩机意味着能以较小的输入功率带来较大的输出热(冷)量。由于螺杆式压缩机能耗低、结构紧凑、易损件少、可靠性高, 寿命长、操作维护方便等突出优点, 成为中等容量的热泵(制冷)系统的首选, 因此本文设计的水源热泵系统选择了螺杆式压缩机。

其次, 对应节流过程的膨胀机构的选择对系统的性能也有很大的影响。毛细管的缺点在于其适应工况变化的能力较弱; 而电磁阀虽然可以实现制冷剂流量的智能调节, 精

度很高，但是其过于高昂的价格制约了它在中小系统中的应用。因此，本文设计的热泵系统使用性价比较优的外平衡式热力膨胀阀作为节流部件应该还是比较合理的。

最后一个关键之处是两器的设计，换热器本身材料、工艺以及结构形式的设计不列入本文的讨论范围。而由传热学理论可知，换热器中两侧流体的换热温差对换热效率影响很大。因此，本文引入挟点温差的概念，将两器的设计作为提升性能的主要途径加以分析和研究。作为一种新颖的节能方法，挟点技术已经成功地应用于大型换热系统的优化，并获得了巨大的经济效益。本文将尝试将其应用于热泵系统的优化设计。

4.2.1 挟点温差法的应用

挟点设计方法的理论基础[46]是：在大多数情况下，热泵（制冷）系统冷凝器和蒸发器内的制冷剂流和载冷流之间存在一个挟点，在该点的位置上制冷剂流和载冷剂流（水）的温差达到最小，如图4-2所示。图中上部为冷凝器中制冷剂流和载冷剂流（水）的温焓图，下半部分为蒸发器中制冷剂流和水流的温焓图。从图中可以看出，在冷凝器中的水流温度呈一个平稳的上升态势，而制冷剂温度则经历了从过热区到饱和线的急剧温降、两相区的等温过程和最后的进入过冷区的又一次温降过程。所以冷凝器中的挟点一般出现在 T_3 和 T_{w3} 处，挟点温差为 $\Delta T_{cp} = T_3 - T_{w3}$ 。同样的分析可以发现蒸发器的挟点在 T_6 和 T_{w6} 处，挟点温差为 $\Delta T_{ep} = T_{w6} - T_6$ 。

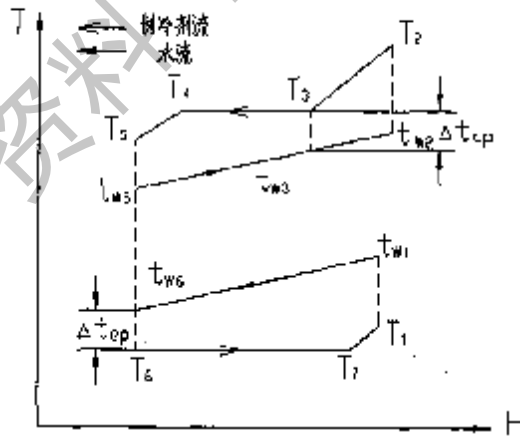


图 4.2 热泵系统挟点温差法示意图

Fig. 4.2 Scheme of pinch point temperature differences analysis method

如果挟点温差较小，必然导致两侧流体的平均换热温差减小，也就是说，蒸发温度和冷凝温度可以更接近载冷剂和冷却水在换热器中的平均温度，由制冷原理可知这时系统的性能系数会得到提升。但同时挟点温差的减小会使换热器需要有更大的换热面积来

满足换热量的要求, 这又增加了机组的成本。可见该挟点温差不仅决定了换热器的换热面积(即换热器成本), 而且决定了系统的性能系数。因此可以考虑将挟点温差作为优化系统设计的入手点, 以挟点温差 ΔT_{cp} 、 ΔT_{ep} 作为控制变量编制程序, 对热泵系统进行模拟分析, 以期达到优化热泵系统性能的目的。

在此将挟点温差法应用于制冷工况的分析: 在水源热泵系统中, 制冷工况要求将被冷却介质(此处为空调供水)从某一原始温度冷却到所需的低温(目标温度), 通常蒸发器的热负荷 Q_0 (制冷量) 是给定的。

若给定冷凝器和蒸发器的挟点温差 ΔT_{cp} 和 ΔT_{ep} , 则有:

$$T_e = T_6 = T_{w6} - \Delta T_{ep} \quad (4.1)$$

$$T_k = T_3 = T_{w3} + \Delta T_{cp} \quad (4.2)$$

式中: T_e —蒸发温度, T_k —冷凝温度, T —制冷剂温度, T_w —水的温度, $^{\circ}\text{C}$ 。数字下标对应图4.2中的标号。

设其中冷凝器水流挟点温度 T_{w3} 未知, 在循环中先赋一个初值。通过将压缩过程简化为多变过程, 可以确定图中3, 4, 5点制冷剂的焓值。蒸发器中水流挟点温度 T_{w6} 为已知, 即为空调供水的出水温度, 则蒸发温度已知, 可求出6, 7, 1点的焓值。则制冷剂的质量流量可以得出:

$$Gr = Q_0 / (h_1 - h_6) \quad (4.3)$$

式中: Gr —制冷剂质量流量 (kg/s), Q_0 —制冷量 (kW)。

由热量平衡关系, 冷凝器中水流温度从 T_{w3} 下降到 T_{w5} 所放出的热量应等于制冷剂吸收的热量:

$$Q_{3-5} = Gr(h_3 - h_5) = C_{pw} G_{wc} (T_{w3} - T_{w5}) \quad (4.4)$$

冷凝器中水释放出的全部热量等于制冷剂吸收的全部热量, 即:

$$Gr(h_3 - h_5) = C_{pw} G_{we} (T_{w2} - T_{w5}) \quad (4.5)$$

式中: G_{wc} 为冷凝器中水的质量流量 (kg/s), C_{pw} 为水的定压比热 (kJ/kgK), G_{we} 为蒸发器中水的质量流量 (kg/s)。

比较 (4.4) 和 (4.5), 可得 $\frac{T_{w3} - T_{w5}}{T_{w2} - T_{w5}} = \frac{h_3 - h_5}{h_2 - h_5}$, 此式亦可由作图法得出。

此时水流挟点温度 T_{w3} 的新值即可求得:

$$T'_{w3} = \frac{h_2 - h_3}{h_1 - h_3} (T'_{w2} - T_{w5}) + T_{w5} \quad (4.6)$$

判断是否满足给定的收敛条件:

$$|T'_{w3} - T_{w3}| < \varepsilon \quad (4.7)$$

其中: ε —给定的收敛判定值。

若不满足则将新值赋予 T_{w3} , 继续迭代直至收敛。至收敛后即可求得系统的所有未知参数:

$$W = Gr(h_1 - h_7) \quad (4.8)$$

$$COP = \frac{Q_0}{W} \quad (4.9)$$

$$F_t = F_e + F_c \quad (4.10)$$

其中: W —压缩机输入功率 (KW), F_t —换热器总面积 (m^2), 为蒸发器和冷凝器换热面积之和。

至此得出了挟点温差及其所对应的系统性能系数以及总换热面积(成本)的值。挟点温差的变化与系统性能和成本之间的关系曲线就可以通过采用matlab编制计算机程序, 对各种初始值的计算予以给出。

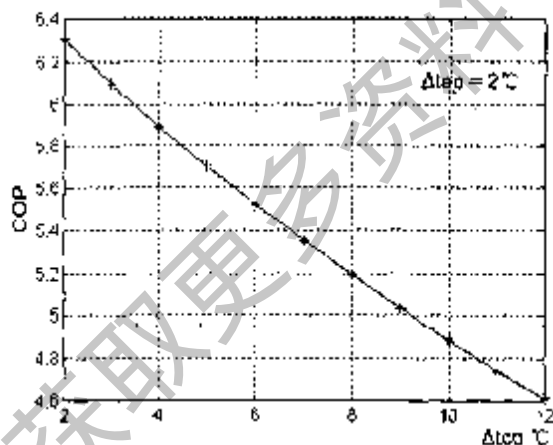


图 4.3 COP 随 Δt_{cp} 变化曲线

Fig. 4.3 Variation curve COP with Δt_{cp}

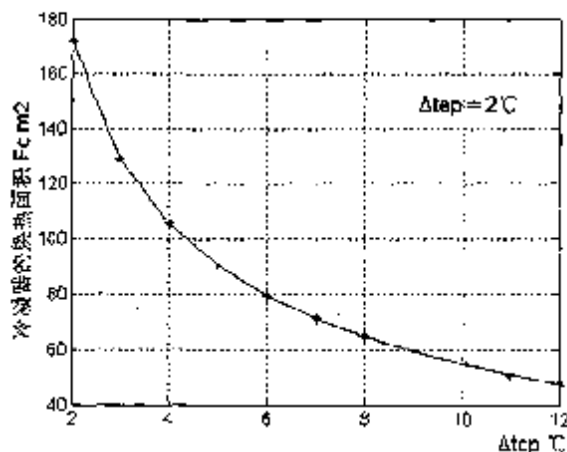


图 4.4 F_c 随 Δt_{cp} 变化曲线

Fig. 4.4 Variation curve F_c with Δt_{cp}

图 4.3 和 4.4 是蒸发器挟点温差 ΔT_{ep} 一定时, 制冷系统性能系数 COP 和冷凝器换热面积 F_c 随冷凝器挟点温差 ΔT_{cp} 的变化关系曲线。从图中可以看出, 随着冷凝器挟点温差的逐步减小, 性能系数几乎成线性地增大, 同时冷凝器的换热面积也增大(即冷凝器

成本增加), 且在挟点温差较大时, 上升较缓; 而挟点温差较小时, 上升趋势较快。因此, 从经济性考虑, 综合挟点温差对性能系数和换热面积的影响, 挟点温差不应取得过小。否则, 冷凝器成本的增加值将会超过因性能系数提高而带来的好处。

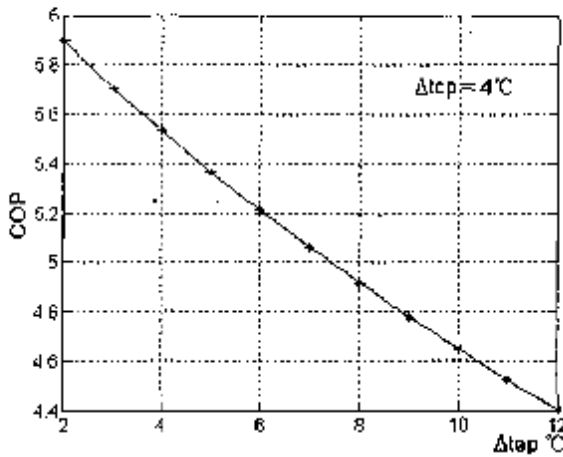


图 4.5 COP 随 Δtep 变化曲线

Fig. 4.5 Variation curve COP with Δtep

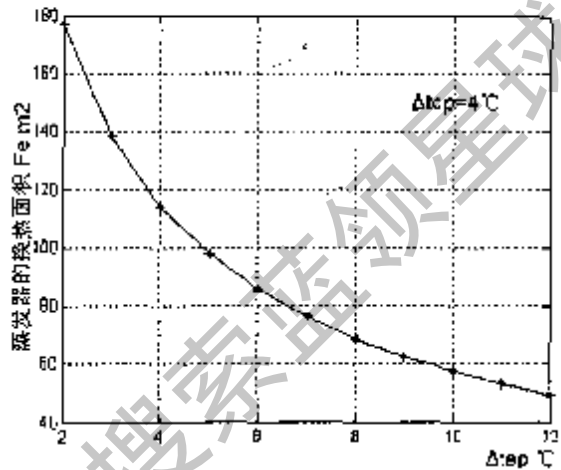


图 4.6 Fa 随 Δtep 变化曲线

Fig. 4.6 Variation curve Fa with Δtep

图4.5和4.6是在冷凝器挟点温差 ΔT_{cp} 一定的情况下, 制冷系统性能系数COP和蒸发器换热面积 F_e 随蒸发器挟点温差 ΔT_{ep} 的变化关系。可以看到, 随着蒸发器挟点温差逐渐减小, 制冷系统的性能系数和蒸发器的换热面积均随之增大, 其结果分析类似于图4.3和4.4。

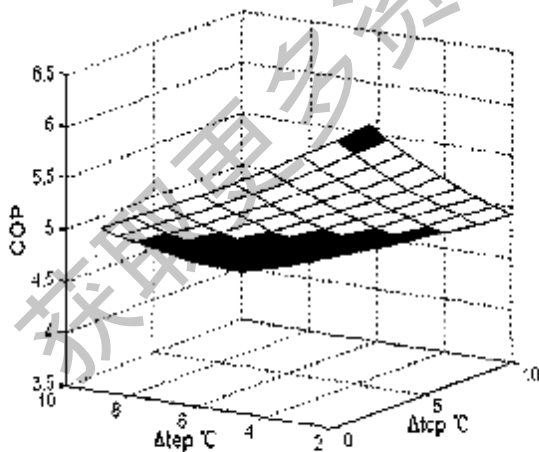


图 4.7 COP 随 Δtep 及 Δtcp 变化曲线

Fig. 4.7 Variation curve COP with Δtep & Δtcp

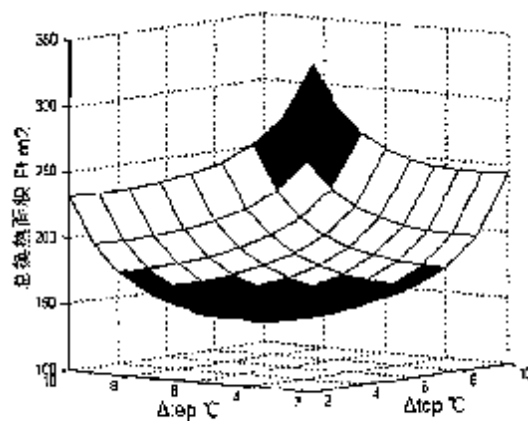


图 4.8 Ft 随 Δtep 及 Δtcp 变化曲线

Fig. 4.8 Variation curve Ft with Δtep & Δtcp

图 4.3-4.6 所示为换点温差 ΔT_{ep} 、 ΔT_{cp} 的单参数函数，两个变量同时变化时的三维立体曲面关系分别示于图 4.7 和 4.8。三维图非常直观地显示了系统性能系数 COP 和总换热面积 Ft（含蒸发器和冷凝器）随 ΔT_{ep} 、 ΔT_{cp} 的变化规律。由图中可知，随 ΔT_{ep} 或 ΔT_{cp} 的逐步减小，COP 和 Ft 逐渐增大， ΔT_{ep} 、 ΔT_{cp} 取小值时，增长较快。如果单纯从 COP 角度考虑， ΔT_{ep} 和 ΔT_{cp} 取得越小越好；但同时 Ft 增长很快，因此从经济角度考虑，综合换点温差对性能系数和换热面积的影响，不应将其取得过小。由此可见性能系数与总换热面积之间的制约关系。

4.2.2 热力学效率综合优化研究

以上定性分析表明：制冷（热泵）系统性能系数与换热器换热面积之间存在着折衷关系。运用换点温差分析法对制冷系统进行模拟计算，系统性能系数 COP 与换热器总换热面积 Ft（冷凝器和蒸发器面积之和）之间的变化曲线如图 4.9 所示。可以看到，系统性能系数随换热器总换热面积的增大而增大，且刚开始时曲线陡一些，随着总换热面积的继续增大，曲线越来越趋于平缓，此时若继续增大换热器尺寸，性能系数的提高也有限，从经济上讲是一分不合算的。因此，设计时要充分考虑性能系数和换热面积的相互制约关系，使得系统的经济性达到最优。

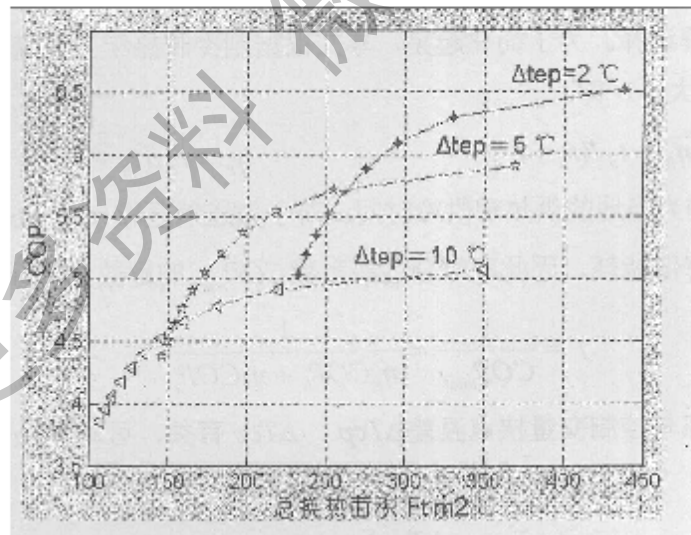


图 4.9 COP 随 Ft 变化曲线

Fig. 4.9 Variation curve COP with Ft

由图 4.9 还可以看出，在同一总换热面积下（即设备总投资一定），性能系数的提高还有很大余地，图中在总换热面积 Ft=250m² 时，蒸发器换点温差 $\Delta T_{ep}=10^{\circ}\text{C}$ 时的 COP 为 4.9，换点温差 $\Delta T_{ep}=2^{\circ}\text{C}$ 时的 COP 为 5.5，换点温差 $\Delta T_{ep}=5^{\circ}\text{C}$ 时的 COP 为 5.7，比

$\Delta T_{ep}=10^{\circ}\text{C}$ 高 1.2, 这主要是因为涉及到蒸发器和冷凝器的面积分配比例关系, 虽然换热器的总面积一定, 但是通过控制蒸发器、冷凝器换热温差的大小, 蒸发器、冷凝器的换热面积可以不同, 因而系统性能系数也随之变化。同时考虑热泵机组的特点和优势所在正是它不仅承担冬季供暖的任务, 同时在夏季也可以作为制冷机组使用。因此在设计机组时就不能仅把在冬季制热能效作为唯一的目标, 而应综合考虑制热、制冷两种工况下的综合优化。

基于此, 可建立如下优化目标: 在总换热面积一定时 (即固定成本下), 使热泵—制冷系统的综合性能系数 COP_{total} 达到最佳。定义 COP_{total} 为制热工况下性能系数 COP_h 和制冷工况下性能系数 COP_r 及它们的加权因子乘积之和。即:

$$COP_{total} = \eta_h COP_h + \eta_r COP_r \quad (4.11)$$

式中: COP_{total} ——综合性能系数;

COP_h ——制热工况下性能系数;

COP_r ——制冷工况下性能系数;

η_h, η_r ——加权因子, $\eta_h \gg 0, \eta_r \gg 0, \eta_h + \eta_r = 1$ 。

η_h 和 η_r 的大小取决于 COP_h 和 COP_r 的相对重要程度, 可根据热泵的使用情况及当地的气候情况合理选择。为了简化起见, 本文根据制冷制热年当量满负荷运行时间来近似确定 η_h 和 η_r 的大小。即

$$\eta_h = t_h / (t_h + t_r) \quad \eta_r = t_r / (t_h + t_r)$$

式中: t_h 和 t_r 分别为当地的供热和供冷时间。对于大连地区取 $\eta_h=0.6, \eta_r=0.4$ 。

本优化旨在降低能耗, 因此取综合性能系数 COP_{total} 的倒数为目标函数。即:

$$f = \frac{1}{COP_{total}} = \frac{1}{\eta_h COP_h + \eta_r COP_r} \quad (4.12)$$

而 COP_h, COP_r 都与控制变量换热温差 $\Delta T_{ep}, \Delta T_{cp}$ 有关, 可写出该优化问题的数学表达式:

$$\begin{aligned} & \min f(\Delta T_{ep}, \Delta T_{cp}) \\ & \text{s.t. } F(\Delta T_{ep}, \Delta T_{cp})=C \end{aligned} \quad (4.13)$$

此优化问题属二维, 有约束、非线性优化问题。由于约束条件的存在, 两个变量 $\Delta T_{ep}, \Delta T_{cp}$ 中只有一个是独立的, 对变量 $\Delta T_{ep}, \Delta T_{cp}$ 分别在约束范围内进行搜索,

得出 COP 的值，最后进行分析比较。针对前面提到的例子，对不同总换热面积条件下制冷系统的性能系数进行了优化设计，结果见图 4.10。

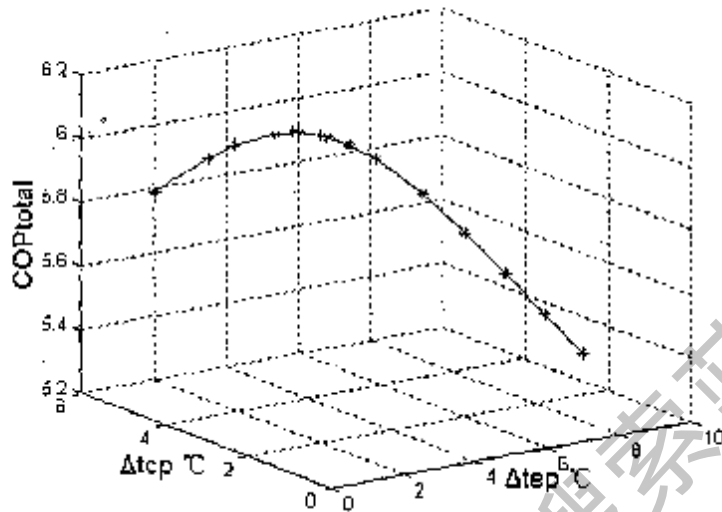


图 4.10 COP_{total} 随 ΔT_{ep} 、 ΔT_{cp} 变化曲线

Fig. 4.10 Variation curve COP_{total} with ΔT_{ep} 、 ΔT_{cp}

可以看到，在总换热面积一定的条件下，通过控制蒸发器、冷凝器的挟点温差，系统的性能系数可以不同。图中所示三维立体曲线较好地表示了 COP 随 ΔT_{ep} 、 ΔT_{cp} 的变化关系。当蒸发器挟点温差取较小值（2~4℃），冷凝器挟点温差取较大值（3~5℃）时，系统获得较高的性能系数。因此在总换热面积一定时，应尽量使蒸发器尺寸设计得大一些，冷凝器的尺寸可保守一些，可以最大限度地提高系统的性能系数。

4.3 热泵系统的热经济优化研究

4.3.1 热泵系统的热经济优化数学模型

4.3.1.1 热经济优化的目标[47~53]

对水源热泵系统的热经济优化设计即是在现有的技术经济条件下，权衡投资费用和运行费用，寻求技术经济上最佳的方案，同时给出系统改进的方向和潜力。优化设计的目标函数一般根据实际需要来确定，此处以系统的单位输出负荷年度计算总成本最低为热经济优化目标。即：

$$\min(f) = (c_i + c_e + c_y) / (\beta_1 Q_h + \beta_2 Q_r) \quad (4.14)$$

式中： c_i 和 c_e 分别为机组每年的平均投资费用和能耗费用。 c_y 为其他费用成本。 β_1 、 β_2 为加权因子，他们的大小和意义同式（4.11）中的 η_h 和 η_r 。

年度费用总和 C 为设备投资的年度成本 c_i 与年度运行费用 c_e 其他费用成本 c_y 之和。 c_i 为机组每年的平均投资费用即年度化成本。

引入年度化成本系数:

$$CRF(i, n) = i/[1-(1+i)^{-n}] \quad (4.15)$$

式中: i 为年利率, n 为使用年限。

对于初投资费用, 从简化计, 本文仅考虑系统中的几个主要部件——换热器及水泵、压缩机及其驱动装置的成本, 即:

$$c_i = CRF(i, n) (C_{eva} + C_{con} + C_{com} + C_{pum}) \quad (4.16)$$

式中: C_{com} , C_{eva} , C_{con} , C_{pum} 分别为压缩机、蒸发器、冷凝器和水泵的设备投资。

为了便于计算, 假设蒸发器和冷凝器的成本与各自的传热面积成线性关系:

$$C_{eva} = a_1 F_{eva} + b_1 \quad C_{con} = a_2 F_{con} + b_2$$

假定压缩机及其驱动装置的成本与其输入功率成正比。分别计算出热泵机组制冷运行和制热运行时的输入功率, 选取较大者作为选择压缩机的依据:

$$C_{com} = c_1 \max(E_{ch}, E_{cr}) \quad (4.17)$$

水泵成本与流量和阻力有关。由于系统的水路阻力较小, 对成本影响可以忽略, 可认为是定值, 分别计算出机组制冷运行和制热运行时水泵的流量, 选取较大者作为选择水泵成本的依据:

$$C_{pum} = d_1 \max(G_{wh}, G_{wr}) \quad (4.18)$$

以上式中: a_1 , b_1 , a_2 , b_2 , c_1 , d_1 皆为成本系数, 其值根据文献选取。

对于机组的能耗费用 c_e , 主要包括制冷、制热运行时压缩机和水泵的年耗电量, 假定 c_e 和系统能耗 E 成正比, 即:

$$c_e = c \cdot t_h (E_{ch} + E_{ph}) + c \cdot t_r (E_{cr} + E_{pr}) \quad (4.19)$$

式中: c 为电价, E_{ch} , E_{cr} 分别为压缩机制冷、制热运行时功耗, E_{ph} , E_{pr} 为水泵制冷、制热运行时功耗。其中, 水泵功耗的计算式为:

$$E_p = H \cdot G / \eta \quad (4.20)$$

式中: H 为水路系统阻力, G 为水流量, η 为水泵效率。

4.3.1.2 已知设计条件和约束

1) 已知设计条件: 夏季制冷量, 冷水供、回水温度; 冬季制热量, 热水供回水温度, 余热水源的温度以及过热度和过冷度。

2) 系统的状态点可由以下4个设计参数确定: 蒸发温度 t_{er} 、 t_{eh} 冷凝温度 t_{cr} 、 t_{ch} 。进而可以确定冷凝器、蒸发器的传热面积, 压缩机的理论输气量以及电动效率等。

3) 考虑到热泵机组在制冷和制热运行时, 冷凝器和蒸发器的传热面积不变, 即:

$$F_{\text{eva. r}} = F_{\text{eva. h}} \quad F_{\text{con. r}} = F_{\text{con. h}}$$

这样可以将独立变量的数目2个。

在优化过程中, 参数的变化应保证热泵的制冷、制热循环都能顺利的进行, 并且不会出现物理不真实解。因此根据实际情况确定优化过程应满足的约束条件为:

(1) 冷凝温度大于蒸发温度

$$t_{\text{cr}} > t_{\text{er}}, \quad t_{\text{ch}} > t_{\text{eh}}$$

(2) 冷凝器中, 冷凝温度大于出水温度, 出水温度大于进水温度

$$t_{\text{cr}} > t_{\text{w2r}} > t_{\text{w1r}}, \quad t_{\text{ch}} > t_{\text{m2h}} > t_{\text{m1h}}$$

(3) 蒸发器中, 蒸发温度小于出水温度, 出水温度小于进水温度

$$t_{\text{er}} < t_{\text{m2r}} < t_{\text{m1r}}, \quad t_{\text{eh}} < t_{\text{w2h}} < t_{\text{w1h}}$$

4.3.2 热泵系统的优化实例

本节以前文的热泵系统为例进行定量分析, 进一步说明热泵系统的优化设计。设电费为0.5元/kWh, 当量制冷、制热满负荷运行时间分别为1200h/a和1440h/a, 机组使用寿命15年, 年利率 $i=10\%$ 。冷凝器与蒸发器都选用卧式壳管式换热器, 传热管为波纹状的内螺纹紫铜管。压缩机与换热器的成本系数: $a_1=a_2=343$ 元/ m^2 ; $b_1=b_2=0$; 压缩机选用半封闭整体型螺杆式压缩机, $c_1=900$ 元/kW; $d_1=18$ 元/kW; 其它费用 $C_y=0$ 。对于水路系统阻力, 根据经验选取 $H=0.75$ MPa。

在优化设计中, 为简化分析计算, 认为冷凝器和蒸发器的传热系数为定值。根据设计手册选取制热情况下冷凝器、蒸发器的传热系数分别为 $k_{\text{ch}}=850$ W/ m^2K , $k_{\text{eh}}=550$ W/ m^2K ; 制冷情况下分别为 $k_{\text{cr}}=950$ W/ m^2K , $k_{\text{er}}=620$ W/ m^2K 。热泵采用R22制冷剂, 循环各状态点工质物性计算采用本文第二章所提出的拟和多项式, 精度能够满足计算要求。采用matlab优化工具箱编制程序求解此多变量有约束的非线性问题, 得到了问题的最优值, 如下表4.1所示。为了与传统设计方法比较, 表4.1中同时列出了本文第三章采用传统设计方法所得到的一种设计结果。

由表4.1可以看出, 最优化设计方法与传统方法相比, 换热器A和B的面积有大幅度增加, 但由于运行能耗的降低, 以及压缩机成本的降低, 而导致系统的单位输出负荷年度计算总成本的节省(147.77元/kW), 约节省6%。

表4.1 两种设计方法结果比较

Table 4.1 Comparison of the results between the optimization & tradition design methods

名称	t _{kh}	t _{eh}	t _{kr}	t _{er}	N _{eh}	N _{er}	F _a	F _b
单位	°C	°C	°C	°C	kW	kW	m ²	m ²
传统方法	57	22	41	3	224.80	298.82	106.11	102.57
优化方法	56	23.9	40	4.5	205.64	267.45	142.01	166.16
名称	cop _h	cop _r	C _i	E _e	C _e	N _{pr}	N _{ph}	f
单位			元/y	kW.h/y	元/y	kW	kW	元/kW
传统方法	5.34	4.35	46485	296720	140613	18.61	17.32	157.133
优化方法	5.84	4.86	48046	270376	135189	18.88	17.54	147.770

通过分析,提高蒸发温度和降低冷凝温度可以降低运行费用,但是需要加大设备投资。表4.2给出了根据冬季工况冷凝温度t_{kh}=57°C不变、蒸发温度t_{eh}=24-18°C时所设计的系统的参数与经济比较。

表4.2不同蒸发温度下系统参数与经济比较

Table 4.2 Parameter and economic comparison about different evaporation temperature

t _{eh}	t _{kr}	F _a	F _b	N _{eh}	N _{er}	C _i	C _e	f
24	39	106.11	171.84	218.35	289.13	47913	140031	151.57
23	40	106.11	126.68	265.87	199.16	46616	144142	153.84
22	41	106.11	102.57	224.80	298.82	46485	148360	157.133
21	42	106.11	86.83	231.25	308.91	46845	152682	160.91
20	43	106.11	75.52	237.72	319.38	47485	157096	164.98
19	44	106.11	66.91	244.18	330.25	48314	161612	169.30

从表4.2中可以看出,当冬季工况冷凝温度t_{kh}为57°C不变时,系统的蒸发器面积F_b随着蒸发温度的降低而减小,换热器设备的投资是降低的;但是制热和制冷工况下的压缩机的功率随着蒸发温度的降低而增大,运行费用(C_e)在逐渐增大,投资费用和运行费用的变化趋势是相矛盾的,综合分析这两种影响因素,可知运行费用对目标函数的影响是最大的。因此,我们可以得出这样的结论:当运行费用和设备投资的比值变大时,提高蒸发温度,可以在一定范围内可以降低系统的计算总成本。

下面再看根据冬季工况蒸发温度 $t_{eh}=22^{\circ}\text{C}$ 不变、冷凝温度 $t_{kh}=56^{\circ}\text{C}-60^{\circ}\text{C}$ 时所设计的系统参数与经济比较。

表4.3 不同冷凝温度下系统参数与经济比较

Table 4.3 Parameter and economic comparison about different condensation temperature

t_{kh}	t_{er}	Fa	Fb	Neh	Ner	Ci	Ce	f
56	4.5	142.01	103.05	217.86	284.93	46770	142964	153.01
57	3	106.11	102.57	224.80	298.82	46485	148360	157.133
58	1.8	86.84	102.09	231.78	311.59	46950	153491	16.65
59	0.5	74.19	101.61	238.81	323.94	47714	158532	166.33
60	-0.7	65.06	101.12	245.88	336.11	48645	163544	171.12
61	-1.9	58.09	100.63	253.01	348.24	49684	168558	176.00

根据表4.3, 当冬季工况下蒸发温度 $t_{eh}=22^{\circ}\text{C}$ 不变时, 系统的冷凝器面积 F_a 随着冷凝温度的升高而减小, 换热器设备的投资是降低的; 而制热和制冷工况下的压缩机的功率随着冷凝温度的降低而增大, 压缩机的投资是增大的, 当冷凝温度 $t_{kh}=58^{\circ}\text{C}$ 时, 系统的投资费用最低。但是运行费用(C_e)一直在逐渐增大, 而且运行费用对目标函数的影响是最大的, 因而目标函数单位输出负荷年度计算总成本一直是随着冷凝温度的升高而增加的。因此, 我们可以得出这样的结论: 当运行费用和设备投资的比值变大时, 降低冷凝温度, 可以在一定范围内降低系统的计算总成本。

4.3.3 系统优化的定性分析

通过以上对目标函数的分析可知, 系统的优化程度是系统的运行效率和经济性的综合体现。由于运行费用是能耗的函数, 而在设定负荷下的能耗与系统运行效率直接相关, 因此当系统在选定工况下的运行效率越高时运行费用 c_e 越低; 系统经济性是指设备初投资, 一般情况下, 欲使系统运行效率提高初投资就要增大, 若按相同使用寿命考虑, 则设备年成本 c_e 增加。所以, 运行效率与经济性两者之间通常是矛盾的, 如何综合考虑以达到总体最优, 就是系统设计优化所要研究的问题。通常, 当系统的优化存在多种影响因素时, 要达到总体最优的常见方法是对目标函数影响最大的因素进行改善。上述的比较分析表明, 当运行费用与设备投资的比值变大时, 如果提高蒸发温度或降低冷凝温度, 则可以在给定负荷工况的条件下改善循环性能: 此时换热器面积增大, 压缩机排气量减小, 虽然可能增加了设备投资, 但是减少了运行费用, 在一定范围内可以降低系统的计算总成本。

对于本文所研究的水源热泵系统来说, 由于系统的制冷量(1300KW)和制热量(1200KW)较大, 与投资费用相比, 年运行费用对目标函数的影响最大, 因此需要通过减小运行费用来实现目标函数的优化。当冬季工况下蒸发温度的取值变小时, 虽然换热器的初投资减少, 但是压缩机的投资在增加, 同时运行费用也在增加; 目标函数是随着蒸发温度的降低而变大的; 同理, 当冷凝温度提高时, 目标函数也是随之增大的; 因此系统可以在较高的蒸发温度和较低的冷凝温度内求得目标函数的最优值。当冬季工况下蒸发温度在22~24℃, 冷凝温度在56~57℃范围内时, 年运行费用降低, 对目标函数的影响因素降低, 可以权衡运行费用和投资费用, 从中取得目标函数的最优值, 如表4.1中所示。改变过冷度与过热度的取值对系统设计的优化也有影响, 对其的具体分析与改变蒸发温度和冷凝温度的分析相似, 在此不再赘述。

4.4 本章小结

在综合考虑水源热泵空调系统制热与制冷两种功能的基础上, 本章从热力学效率优化和热经济性优化两方面对热泵系统进行优化分析研究。从而使空调用压缩式热泵系统各组成部件有效地、可靠地和经济地组合起来。

通过对提高机组性能途径的理论分析, 本章引入挟点温差的概念, 将两器的设计作为提升热泵系统性能的主要途径加以分析和研究。通过充分考虑性能系数和换热面积的相互制约关系, 在总换热面积一定条件下, 当蒸发器挟点温差取较小值(2~4℃), 冷凝器挟点温差取较大值(3~5℃)时, 热泵—制冷系统综合性能系数 COP_{total} 可达到最优。

在对热泵系统的热经济性优化分析中, 以系统的单位输出负荷年度计算总成本最低为热经济优化目标, 建立了优化模型。在此基础上, 对本文所设计的利用电厂循环水余热的水源热泵系统进行了优化设计研究。通过分析可知, 当运行费用与设备投资的比值变大时, 如果提高蒸发温度或降低冷凝温度, 可以在一定范围内降低系统的计算总成本。对于本文所研究的热泵系统, 当冬季工况下蒸发温度在22~24℃, 冷凝温度在56~57℃范围内时, 年运行费用对目标函数的影响因素降低, 可以权衡运行费用和投资费用, 从中取得目标函数的最优值。

本章的研究不仅可以为其他热泵系统的优化设计提供一些参考, 而且所使用的方法使热泵系统的设计优化研究更趋于实用化。但是, 对于热泵系统的优化仍然存在许多的问题有待深入研究, 尤其是优化所依赖的系统建模方法更有待完善。

5 技术经济分析

对热泵过程的评价,也就是说要确定在怎样的物理和经济条件下,采用热泵才是有意义的。在暖通空调中采用热泵的经济性评价问题十分复杂,影响因素很多。其中主要有负荷特性、系统特性、地区气候特点、低温热源特性、设备价格、设备使用寿命、燃料价格和电力价格等,但总的原则是围绕“节能效果”与“经济效益”两个问题。

5.1 热泵系统性能分析与评价

为了确定能量损失的性质、大小与分布,指明提高能量利用率的方向,需要对系统或装置进行能量分析。评价热泵系统性能的指标有很多种,其中最主要的是根据热力学第一定律提出的“能效率”与依据第一、第二定律提出的“炯效率”。

5.1.1 能量效率

热泵将低位热源热量的品位提高,需要消耗一定的高品位能量。因此,热泵的能量消耗是一项重要的技术经济指标。常用热泵的性能系数来衡量热泵的能量效率。

与制冷系统相似,热泵的性能可以通过性能系数COP来评价,即:

$$COP = \text{有效制热量} / \text{净输入能量} \quad (5.1)$$

COP值反映了热泵输出热量与消耗功的比值大小,但由于输入的是功,输出的是热能,二者相比存在着能、质上的差别,因此,在热泵理论中广泛应用能源利用系数 E ,也称为初级能源利用率(Primary Energy Rate)PER来评价热泵的节能效果。这样能源利用系数 E 具有与锅炉效率等同的含义,再将热泵与锅炉等产热设备相比,具有明确、合理的可比性。

$$E = \frac{\text{热泵的供热量}}{\text{热泵消耗的初级能源}} \quad (5.2)$$

常用的供热方式的能源利用系数 E 分别为:

①对于燃煤、燃气锅炉: $E = \eta_B$, η_B 为燃煤、燃气锅炉的热效率。

②对于电锅炉: $E = \eta_{EB} \times \eta_{ET}$, η_{EB} 为电锅炉的热效率, η_{ET} 为电厂供电效率。

③对于电动热泵: $E = \eta_1 \eta_2 COP$, η_1 为火力发电效率, η_2 为输配电效率。

④对于燃气发动机驱动的燃气热泵: $E = \eta COP + \alpha(1 - \eta)$, η 为热机效率, α 为燃气机的排热回收率。设供电效率33%,燃气机效率30%,电动热泵COP=3.4,燃气机热泵COP=3.6,燃煤锅炉效率70%,燃气锅炉效率85%,电锅炉效率98%,燃气机废热回收率60%,可得不同供热方式的一次能源利用率如表5.1所示。

表5.1 不同供热方式的一次能源利用率比较

Table 5.1 PER comparison of some heating devices

供热方式	燃煤锅炉	燃气锅炉	电锅炉	电动热泵	燃气热泵
一次能源利用率(%)	70	85	32.3	112.2	150
一次能源利用率提高	0	21.4	53.9	60.2	114.3

从表中可以看出,一次能源利用率从高到低的排序为燃气热泵、电动热泵、燃气锅炉、燃煤锅炉、电锅炉。电动热泵用于供热的能量为燃料能量的1.6倍,与燃煤和燃气锅炉相比,一次能源利用率可分别提高60%和32%以上。

5.1.2 焓分析方法

焓分析方法是近三十多年来在热力学和能量科学领域被广泛应用的一种能量效率评价方法。焓是在一定环境状况下系统所能对相关外界做的最大有用功,它实现了能在量和质上的统一表述,反映了能量在热力学意义上的真正价值。随着焓的概念被广泛应用于能源、化工、动力及制冷等领域的热力学分析,焓分析方法也逐步完善,并逐渐主导了热力学第二定律分析方法的发展方向。焓效率一般定义为焓产出与焓消耗的比值。

在压缩式热泵系统中,其相应的焓效率应为:

$$\eta_{ex} = \frac{E_{exH}}{W + E_{exL}} \quad (5.3)$$

式中: E_{exH} —— 热泵提供的高温热量 Q_H 的焓;

E_{exL} —— 低温热源供给热量 Q_L 的焓;

W —— 热泵消耗的功。

$$\text{由能量平衡平衡: } Q_L + W = Q_H \quad (5.4)$$

$$\text{由焓平衡方程: } E_{exL} + W = E_{exH} + E_{exD} \quad (5.5)$$

式中: E_{exD} 为热泵系统的总焓损失。

热量 Q_H 和 Q_L 的焓相应为:

$$E_{exH} = Q_H \left(1 - \frac{T_0}{T_H}\right) \quad (5.6)$$

$$E_{exL} = Q_L \left(1 - \frac{T_0}{T_L}\right) \quad (5.7)$$

由此可得:

$$\eta_{ex} = \frac{E_{xH}}{W + E_{xL}} = \frac{E_{xH}}{E_{yH} + E_{xD}} \quad (5.8)$$

当不存在焓损失时, 即 $E_{xD} = 0$, 则相当于卡诺循环下的火用效率: $\eta_{ex} = 1$ 。

将式 (5.8) 的分子、分母均除以 Q_H , 则得:

$$\eta_{ex} = \frac{\frac{E_{xH}}{Q_H}}{\frac{W}{Q_H} + \frac{E_{xL}}{Q_H}} = \frac{\frac{E_{xH}}{Q_H}}{\frac{W}{Q_H} + \frac{E_{xL}}{Q_L} \times \frac{Q_L}{Q_H}} \quad (5.9)$$

令 $\frac{Q_L}{Q_H} = q$, q 称为热流比, 并代入式 (5.9), 可得

$$\eta_{ex} = \left(1 - \frac{T_0}{T_H}\right) \frac{1}{1 - q \frac{T_0}{T_L}} \quad (5.10)$$

由上式可以清楚地看出, 热泵的火用效率随高温热源温度 T_H 和热流比 q 的增加而增大, 随环境温度 T_0 和低温热源的温度 T_L 的增加而降低。

在逆卡诺循环时火用效率 $\eta_{ex} = 1$, 于是可求出最大热流比 q_{max} , 即:

$$q_{max} = \frac{T_L}{T_H} \quad (5.11)$$

一般热流比在 0~1 之间, 欲使热泵火用效率达到较高数值, 则必须使热流比 q 尽可能的接近 q_{max} 。

在焓分析方法中, 也可以用焓损系数来评价热泵系统的焓损失分布情况, 焓损系数定义为用能系统或设备的某一环节的焓损失占全部焓损失的比例, 它可以明确系统或设备的焓损失分布情况。我们还可以用热力学完善度来判断改善系统能质利用状况的潜力。热力学完善度定义为某一过程或环节的输出焓与输入焓的比值 ϵ , 显然 $0 \leq \epsilon \leq 1$ 。 ϵ 越小的环节不可逆损失越大, 是用能改进的主要目标。

上述评价体系, 即评价了热泵的能质利用状况, 又明确了系统能质损失的分布, 并且通过热力学完善度揭示出用能改进的潜力大小和存在环节, 是比较全面的。

5.2 水源热泵经济效益分析与评价

水源热泵既能供暖又能制冷, 既不保又节能, 但水源热泵是否具有经济竞争性仍然是一个非常关键的问题。由于涉及的因素很多, 不同地区, 不同能源结构及价格等都将

直接影响水源热泵的经济性，这里仅通过对同一环境下水源热泵与传统的供热空调方式进行比较，探讨其经济性。

5.2.1 选用的经济分析方法

经济分析方法按照是否考虑资金的时间价值分为动态评价和静态评价两大类。在本文中，为了合理地进行技术经济效果评价，拟采用动态评价方法，即充分的考虑资金的时间价值。

在进行热泵经济效益评价时常选用投资回收年限法、费用现值法和费用年值法等。

5.2.1.1 投资回收年限法

投资回收期 β (年) 定义为：

$$\beta = \frac{C_F}{h(C_B - C_H)} \quad (5.12)$$

式中： C_F ——热泵的单位初投资，元/kW；

C_H ——热泵单位供热量价格，元/(kW·h)；

C_B ——传统供热方式单位供热量价格，元/(kW·h)；

h ——热泵年运行时数，h。

一般回收年限应在 3~5 年。

5.2.1.2 费用现值法和费用年值法

由于资金的时间价值可能使不同时间、地点，绝对值不等的资金具有相等的价值，这就是资金的等值性问题。例如，年利率为 6%，则现在 100 元就与一年后的 106 元具有相等的价值。利用等值的概念可以把在不同时间、地点发生的金额换算成同一时间、地点的金额，然后再进行比较。把将来某一时间、地点的金额换算成与现在时间、地点相等的金额，这一换算过程称为折现。把将来时间、地点上的资金折现到现在时间、地点的资金的现值称为现值。费用现值法就是把使用寿命期内各年的运行费用进行折现并将折现后的各年运行费用的现值与初投资相加，取和最小者为最经济方案；而所谓费用年值法主要是指把投资值等价折算为年值后再与年运行费用相加，取和最小者为最经济方案。费用现值和费用年值的计算如下：

$$P_C = C_i + \sum_{k=1}^n C_k (1+i)^{-k} \quad (5.13)$$

$$A_C = C_i \left[\frac{i(1+i)^n}{(1+i)^n - 1} \right] + C_k \quad (5.14)$$

式中： P_C ——费用现值，元；
 A_C ——费用年值，元；
 C_1 ——初投资，元；
 C_k ——第 k 年运行费用，元；
 i ——基准收益率；
 n ——使用寿命。

由此可见，费用现值和费用年值均为项目的动态经济评价指标，不仅计入资金的时间价值，而且考察项目在整个寿命期内支出的全部经济数据。当方案使用寿命期相同时，采用费用现值法；当方案使用寿命期不同时，采用费用年值法。

由于目前的采暖空调系统收费标准很不规范，各个地区、单位都有各自的标准。因此采暖空调系统的现金流入量很难确切的给出，那么我们只有从另外一个角度来考虑，即各个采暖空调系统满足同样的人体舒适度的要求时初投资和年运行费用是不同的，费用最少也就说明方案最经济。所以，本论文选用费用年值比较法。就是按式 (5.14) 把各个方案的全部投资和年经营费用，按基准收益率换算成方案在服务年限内每年等值的等额费用(年费用)，对不同方案进行比较，费用年值最小者为优。

5.2.2 常规采暖空调系统比较

5.2.2.1 经济分析评价指标

a) 初投资:指供暖空调系统各部分投资之和,包括有:土建费、设备购置费、安装费及其它费用(包括设计费、监理费和不可预见费)。

b) 年运行费用(年经营成本):指系统各部分的运行费,如水费、电费、燃料费;排污费;管理费;设备维修费。

c) 年值费用(年总成本):指把投资值等价折算为年值后再与年运行费用相加。

d) 单位面积初投资:用总初投资除以供暖或空调面积来计算。

e) 单位面积年运行费用:用年经营成本除以供暖或空调面积来计算。

f) 单位面积年值费用:用年值费用除以供暖或空调面积来计算。

5.2.2.2 计算条件的设定

各个地区的资源费用都有差异,为了经济评价的标准一致,应统一选用一个地区的价格。这里选用大连地区的价格标准。

a) 气候条件:夏热冬冷地区(主要是大连);

b) 建筑类型:办公楼采暖负荷为 $q=60\text{w/m}^2$,空调负荷为 $q=65\text{w/m}^2$;

c) 电费按城市非照明用电:0.50元/kWh;

- d) 蒸汽价格按100元/吨计;
- e) 煤价按275元/吨计;
- f) 自来水水费2.52元/吨(含排污费)。

供暖空调收费标准:国内北方地区有供暖收费标准,如大连地区为17元/m²,但空调没有收费标准。将来供暖空调要改为“计量收费”,以热(冷)量为收费单位,如南方某地出台以0.28元/kWh冷量为收费标准。

5.2.2.3 欲比较的常规采暖空调系统

选取目前大连市内常用的具有代表性的冬季采暖、夏季制冷的方案作为比较的对象。单一水源热泵系统的应用不是很广泛,与锅炉加空调的系统相比,这种水源热泵系统并不属于常规采暖空调系统,还是一种比较新的采暖空调系统。为了与它作经济性的比较,选取如下常规采暖空调系统方案:

- 方案A 单冷型电力式分散空调机组+燃煤锅炉+散热器
- 方案B 单冷型离心式制冷机组+燃煤锅炉
- 方案C 冷暖型风冷式热泵机组
- 方案D 蒸汽型吸收式制冷机组+热网供热
- 方案E 水源热泵系统

5.2.2.4 常规采暖空调系统的费用构成(设备选型)

1) 系统描述

方案A 冬季采用燃煤锅炉作为热源,末端使用暖气片散热;夏季制冷采用电力分体单冷空调机。

方案B 冬季采暖同方案A,夏季制冷通过离心式冷水机组产生冷水,在各个需要供冷的房间安装风机盘管对房间空气进行调节。

方案C 冬夏季皆采用VRV变频调速风冷热泵机组供冷供热。

方案D 冬季采用大连市供热管网热水取暖,夏季通过蒸汽型吸收式制冷机组产生冷水,空调末端采用风机盘管。

方案E 采用水源热泵系统夏季供冷冬季供热,空调末端采用风机盘管系统。

2) 系统设备的选型与费用

系统各种设备的主要参数和选型以及初投资费用见下表。

表5.2 各方案主要设备的选型以及初投资比较

Table 5.2 Equipment type and first cost comparison of each schemes

		方案A	方案B	方案C	方案D	方案E
		燃煤锅炉+分散 空调机组	燃煤锅炉+电动 冷水机组	变频风冷 热泵	热力管网+ 吸收式制冷	水源热泵
空调面积 (m ²)		20000	20000	20000	20000	20000
热负荷 (KW)		1200	1200	1200	1200	1200
冷负荷 (KW)		1300	1300	1300	1300	1300
室外 热源 部分	主要设备	2t/h蒸汽锅炉	2t/h蒸汽锅炉	VRV热泵空调	换热站	螺杆压缩机 +换热器
	型号	SZL2-1.25-AII2	SZL2-1.25-AII2	RMX160CMR2C		HSK7461-80
	数量	1台	1台	14×4		5+2
	使用年数	15	15	15	15	15
	费用 (万元)	20	20	14×14.2	10	5×6+2× 10+40
制 冷 设 备	主要设备	空调机	离心式冷水机	冷热共用	蒸汽型吸收 式冷水机	冷热共用
	型号	KF330-W/A1-2	19XL350	FXYF40KBWVL		
	数量	560	1	14×15	1	
	使用年数	15	20	15	15	15
	费用(万元)	117	90	14×7.5	140	
土建费(万元)		25	20	5	15	10
初投资		162	130	187	165	100

说明:

1) 锅炉房内的设备包括锅炉、水处理和除氧设备、锅炉鼓、引风机、给水泵、补水泵、除尘、除渣设备和控制系统等,具体情况需结合实际情况进行设计。冬季热负荷为1200kW,采用蒸汽压力为0.68MPa的蒸汽锅炉,可以选用2T燃煤锅炉一台;总造价为20万元;

2) 换热站内的设备包括板式换热器、循环泵、补水泵、水处理设备、分集水缸、控制系统等。换热站连同站房造价估算：5 元/平方米，（集中供热入网费按 100 元/m² 计算），总造价为：10 万元；

3) VRV 变频空调采用日本大金公司产品，每层楼采用 4 台型号为 RMX160CMR2C 的室外机，额定工况下，制冷量为 16KW，功率为 4.4KW（6 匹）。报价为 13000 元；采用 15 台型号为 FXYP40KBMVL 嵌入式室内机，额定工况下，每台机制冷量为 4.3KW，功率为 1.2KW。报价为 5200 元。总造价为 13 万元/层；

4) 离心式冷水机采用上海开利公司生产的半封闭双筒式型号为 19XL350 离心式冷水机组，电机功率为 242kW；

5) 吸收式制冷机选用大连三洋制冷有限公司生产的型号为 FG-51M 的蒸汽型吸收式制冷机，制冷量为 1300 kW，蒸汽消耗量为 1748kg/h，标准供给蒸汽压力为 4kg/cm² (392kPa)。

6) 水源热泵系统的设备包括螺杆压缩机、换热器、膨胀阀、四通阀、循环水泵、变频控制器、配电柜等设备。设备费用共计 90 万元。其中螺杆压缩机采用北京比泽尔制冷公司生产的型号为 HSK7461-80 的半封闭整体型螺杆压缩机共 5 台，名义电机功率 60kW，排气量 266m³/h（3500 转/分钟 60 赫兹），每台价格为 6 万元。

3) 常规采暖空调系统的末端设备费用构成

上述方案比较中未计算系统的末端设备。室内终端采暖空调系统是系统的冷热能释放部分。冬季把从地能中“取”出来的热量，供给室内采暖，此时系统相当于常规取暖系统的“暖气片”；夏季把室内热量取出来，此时相当于“空调”。对于室内形式，可以采用以下三种方式：

a) 散热器+温控阀的方式，双管供热。这种方式比较简单，易于控制，但为了考虑各个房间之间的平衡和保护温控阀，可以在房间的热力入口处设置压差控制器，当然，如果管道设置合理，那么每个房间的用户压力可以达到差不多的程度，就不必设置压差控制器了，以节约这部分费用；

b) 末端采用风机盘管+新风的方式，这种情况下，换热站供应的热水温度可以进一步降低，可以节约管道能量损耗；

c) 地板采暖方式。

假设除方案A和C外，其余方案末端均采用风机盘管，则室内终端采暖空调系统的费用由风机盘管、循环泵的设备初投资和运行中消耗的电能费用构成。本文仅考虑末端设备的初投资费用。

风机盘管的费用随供冷热量的变化而变化，但变化量非常有限。因此，确定风机盘管的费用关键是确定风机盘管的台数。根据有关资料分析，得出按建筑面积30平米需要一台风机盘管。因此，可以求得风机盘管的设备费74万元，方案A末端设备采用散热器，费用为20万元。

4) 系统的运行费用

通过上面的设备选型进行主要运行费用的计算。如表5.3所示。

表5.3 各方案的运行费用比较

Table 5.3 Operating cost comparison of each schemes

		方案A	方案B	方案C	方案D	方案E
		燃煤锅炉+分散空调机	燃煤锅炉+电动冷水机	VRV变频风冷热泵	热力管网+吸收式制冷机	水源热泵
空调面积		20000	20000	20000	20000	20000
热负荷(KW)		1200	1200	1200	1200	1200
冷负荷(KW)		1300	1300	1300	1300	1300
燃料费	运行时间	1440	1440	1440	1440	1440
	消耗量	365kg/h	365kg/h	498.4 kW	17元/m ²	220kW
	费用(万元)	15.8	15.8	35.9	34	20
电费	运行时间	1200	1200	1200	1200	1200
	功率kW	1.2	242	498.4	1748kg/h	275
	耗电万kWh	80.64	29.04	59.8		33
	电费(万元)	40.32	14.5	29.9	21	16.5
维修费(万元)		2.74	2.2	2	3	2
运行费		66.36	32.5	67.8	58	38.5

5) 各方案总费用比较

这里对常规采暖空调系统的初投资、年运行费用以及年值费用作一下比较。

表 5.4 常规采暖空调系统的总投资费用比较

Table 5.4 Total cost comparison of each schemes

	方案A	方案B	方案C	方案D	方案E
	燃煤锅炉+分散空调机组	燃煤锅炉+电动冷水机组	VRV变频风冷热泵	热力管网+吸收式制冷机	水源热泵
空调面积 (m ²)	20000	20000	20000	20000	20000
末端投资(万元)	20	74	0	74	74
初投资(万元)	162	130	187	165	100
冷却塔(万元)	0	10	0	10	0
总初投资(万元)	182	214	187	249	174
运行费(万元)	66.36	32.5	67.8	58	38.5

注：利用电厂余热的水源热泵系统可直接利用厂内冷却塔，无需另设。

a) 单位面积初投资现值比较

单位面积初投资现值是总初投资与空调面积的比值。计算结果如图5.1所示。

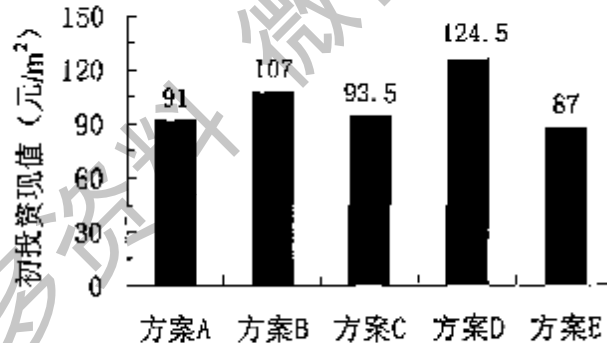


图5.1 常规采暖空调系统单位面积初投资现值比较图

Fig. 5.1 First cost unit area present worth comparison of each schemes

通过比较上图可以很清楚地看出：初投资现值最低的是水源热泵系统，其次是燃煤锅炉+分散空调机组；最高的是热力管网+吸收式制冷机组系统，是前者的1.4倍。VRV变频空调系统以及燃煤锅炉+离心式制冷机组系统的初投资依次增加，介于水源热泵系统和热力管网+吸收式制冷机组系统之间。

b) 单位面积年运行费用比较

单位面积年运行费用通过年经营成本除以供暖或空调面积来计算。计算结果如图5.2所示。

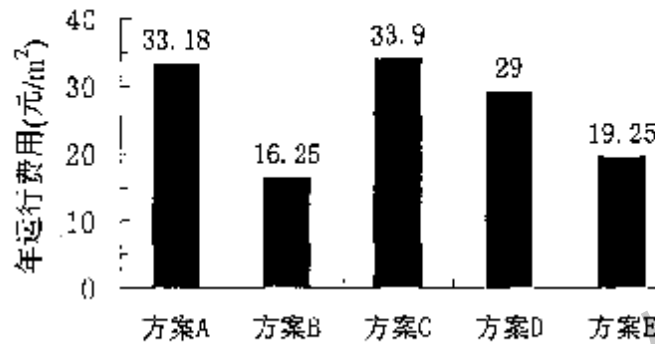


图5.2 单位面积年运行费用比较

Fig. 5.2 Unit area operating cost comparison of each schemes

由图上可以看出：单位面积年运行费用最高的是变频空调以及燃煤锅炉+分散空调机组；最低的是燃煤锅炉+离心式冷水机组，水源热泵系统的运行费用也比较低，而方案D热力管网+吸收式制冷机的年运行费用介于以上两者之间。

c) 单位面积年值费用比较

选择基准收益率 $i=6\%$ ，各设备使用年限如表5.1所示。按照式(5.14)计算出的结果如图5.3所示。

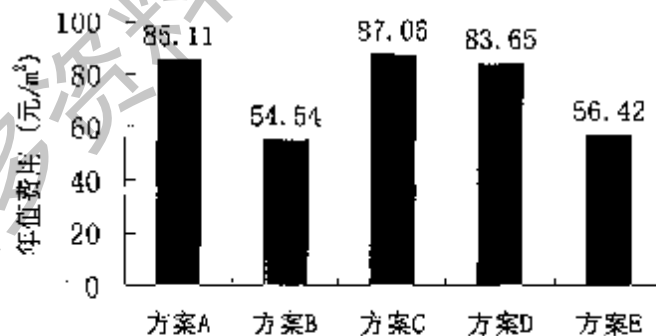


图5.3 单位面积年值费用比较

Fig. 5.3 Equivalence uniform cost comparison per area of each schemes

年值费用综合考虑了初投资和年运行费用两个因素。从上面的比较图可以看出：变频空调和燃煤锅炉+分散空调的年值费用最高。其次为热网+吸收式冷水机组，燃煤锅炉+电动冷水机组的年值费用最省，这是因为所选用的离心式冷水机组的COP较高，功率比较低。水源热泵系统年值费用也比较省，接近于方案B。

5.3 水源热泵系统的运行费用分析

接下来将要对本文研究的利用电厂余热的水源热泵空调系统进行运行费用计算分析，并将它和厂区办公楼原供热方案进行比较。

5.3.1 夏季运行费用的比较

利用电厂循环水余热的水源热泵空调系统夏季运行方式和原理与最常用的水冷冷水机组空调系统极为相似。从设备使用上看，水源热泵空调方式的冷却水系统采用的是电厂的循环水，因此从初投资来看，水源热泵空调系统省去了冷却塔的设备投资。从运行费用方面来看，由于夏季循环水温度升高，冷却效果类似常规的电动冷水机组，水源热泵空调方式的C.O.P.值和常用的电动冷水机组相近，运行费用节省并不明显。但是在供暖运行期间将会收到很大的经济效益。

5.3.2 供暖运行费用的经济性分析

电厂办公楼原先采用蒸汽管网+散热器系统进行取暖，运行没有考虑可调节控制和可计量的手段和因素，仍假设所有的散热器供暖期间 24 小时运行，热网定流量运行。水源热泵+风机盘管系统假定所使用的循环水和系统冷热水都是定流量运行，供暖负荷按稳态计算，与室外温度分布情况一致。由于办公室建筑使用时间比较统一，一般在工作时间运行，平均使用时间按每天 10 小时计算。冬季供暖期按 130 天考虑，上网电价按每度 0.5 元计算，成本为每度 0.3 元。水源热泵方案的经济性计算如下：

电厂原本用于供暖的蒸汽折合成外供蒸汽量为 1270 kg/h，供暖期内增加可售蒸汽量 $G_2=130 \times 24 \times 1270=3962.4\text{t}$ ，则增加销售利润额（假设每吨蒸汽售价 100 元） $K_1=3962.4 \times 100=396240$ 元。

水塔蒸发损失率为 3%，供暖期间热泵系统利用的循环水量为 58.2t/h，由于将这部分循环水引入热泵系统进行供暖，可减少水损失量 $G_3=130 \times 24 \times 58.2 \times 3\%=545$ t，节省水费 $K_2=545 \times 3.52=1919$ 元。

供暖期内减少的售电量为 $Q_0=130 \times 24 \times 220=686400\text{kWh}$ ，减少的售电利润 $K_3=686400 \times (0.5-0.3)=137280$ 元。

综合以上计算，相对增加利润额 $K=K_1+K_2-K_3=260879$ 元。

可见，与原供热方式相比，采用水源热泵系统对办公楼供暖能大幅度节省蒸汽消耗，但同时也增加了厂内自用电量。通过比较可以看出，增加的蒸汽销售利润是减少的售电利润的三倍左右。因此可以得出结论，采用热泵系统为厂区办公楼供暖与原方案相比，可节省费用 26 万元，即增加利润 26 万元。

5.4 本章小结

通过以上技术经济分析和比较,可知:

(1) 热电厂循环水出口水温约保持在 35℃ 以上,热泵机组的 COP 值稳定在 4.2 以上,节能效果明显。在热电厂利用循环水作为水源热泵系统的低温热源,冬季可以不设辅助加热装置,夏季可以不设冷却塔。从而降低了热泵空调系统的初投资费用。

(2) 水源热泵+风机盘管系统的运行费用稍高于燃煤区域锅炉房+离心式冷水机组系统,主要原因是前者所提供的热量中有大约三分之一为优质高价的电能转化而成(包括热泵机组耗电、循环泵耗电),而后者所供热量主要由廉价的燃煤转化而成。但随着我国能源价格的不断上涨,这一优势并不能长久。

(3) 水源热泵空调系统不仅能有效克服房间空调器送风温差较大、室内温度分布不均匀(特别是大面积房间)、不能通过引入新风来有效地改善室内空气品质的不足之处,而且能充分利用热电厂宝贵的未利用能资源。有条件的地区,水源热泵是最理想的空调方式。

(4) 几种常用的供暖空调设备中水源热泵的年度费用最省,而变频空调和燃煤锅炉+分散空调方案的年度费用最高。可见水源热泵空调系统是最经济的空调方式。

(5) 水源热泵供暖系统与原有的蒸汽管网采暖相比每个采暖季可以节省 26 万元,可见热泵运行费用大大低于热电厂原供热方式的运行费用,因此热泵系统经济效益明显。

(6) 若单纯采用水源热泵系统进行供暖将会造成投资浪费,最好让系统能在冬夏同时运行以期达到最高利用效率。

结 论

本文针对热电厂在生产过程中,通过循环水排出大量低温余热的实际情况,对采用热泵技术回收循环水中的低温余热进行了探索研究,对利用电厂余热的水源热泵空调系统进行了一系列优化研究,并通过技术经济分析得出了一些有益结论,进一步论证了深入研究低位能源开发利用系统的重要意义。本文得出的主要结论有:

1) 制冷剂的热物性数据是进行循环分析和计算机模拟优化必不可少的基础数据。进行制冷剂热力性质计算应根据要求选择合适的计算方法。本文采用 VB6.0 语言开发了制冷机/热泵循环计算软件,可实现 12 种不同工质的单级蒸气压缩式制冷机/热泵系统的热力循环计算,软件使用动态链接库(.dll)技术,为今后扩充新工质提供了方便。

2) 以电厂循环水为低温热源的水源热泵空调系统具有节省初投资、启动过程短,不破坏地下水、节能环保等显著优点。本文通过研究,设计了以并联直流方式与循环水结合、末端使用风机盘管装置的大型水—水热泵空调系统,实现为厂内办公楼供冷供热,运行时能够达到较高的能效比。

3) 通过对利用电厂循环水的水源热泵机组的设计和优化分析研究,对水源热泵机组提出如下设计建议:

a) 水源热泵机组应统筹考虑其在制冷和制热工况下的工作性能,不能只顾及其中一方。对热泵系统进行最优化研究必须结合热泵的使用情况以及当地的经济环境;

b) 水源热泵机组设计中,蒸发器的挟点温差取 $2\sim 3^{\circ}\text{C}$ 左右,同时冷凝器挟点温差可取 $3\sim 5^{\circ}\text{C}$,可以获得较高的系统总 COP 值,有利于机组整体性能的提升;

c) 热泵的性能系数随传热面积的增加而增大,但增加的速度逐渐减小,说明当面积较大时,增大换热面积对热泵系统的性能改善不大,这在经济上是不合理的;

d) 热经济优化综合考虑能耗与初投资,当运行费用与设备投资的比值较大时,在满足负荷要求的条件下应尽量提高蒸发温度,同时降低冷凝温度,大大改善循环性能。

4) 将利用电厂余热的水源热泵系统与大连地区常规供热空调系统进行技术经济比较分析,得出在热电厂热泵系统是经济性最高的空调系统。对电厂办公楼采用水源热泵系统供暖的运行费用进行了计算分析,结果显示水源热泵供暖系统与原有的蒸汽管网采暖相比,每个采暖季可以节省费用 26 万元,可见热泵系统运行费用大大低于热电厂原供热成本,因此热泵系统经济效益明显。

5) 计算机辅助设计的引入可使机组的设计和优化工作大为简化,大大改善设计质量。将计算机技术与热泵产品的开发与应用充分结合,是热泵技术发展的必由之路。

参 考 文 献

- [1] 郁永章. 热泵原理与应用. 第一版. 机械工业出版社, 1989
- [2] F.Moscr, H. Schnitzer. Heat pumps in industry. Science publishers B.V. 1985
- [3] 蒋能照. 空调用热泵技术及应用. 北京:机械工业出版社, 1999
- [4] 陈在康,丁力行. 空调过程设计与建筑节能 北京: 中国电力出版社, 2004
- [5] 俞炳丰. 中央空调新技术及其应用. 北京:化学工业出版社, 2004
- [6] Joseph C. Lam, Wilco W. Chan. Energy performance of air-to-water and water-to-water heat pumps in hotel applications. Energy Conversion and Management, 2003, 44 :1625 - 1631
- [7] D.A.Reay, D.B.A.Macmichael. Heat pumps: Design and Application. First edition. New castle-upon-Tyne, England: International Research and Development Co. Ltd.1979
- [8] Zhao lin Gu, Jian Qiu, Yun Li. Heat pump system utilizing produced water in oil fields. Applied thermal Engineering, 2003, 23: 1959- 1970
- [9] Stephan Kux, Heat pump promotion-a prospect in Switzerland and Europe. Applied thermal Engineering. 2002, 34:785 ~ 797
- [10] Ji Jie, Chow Tin-Tai, Pei Gang, et al. Domestic air conditioner and integrated water heater for subtropical climate. Applied Thermal Energy, 2003, 23(5): 581-592
- [11] 马最良, 杨自强. 空气源热泵冷热水机组在寒冷地区应用的分析. 暖通空调, 2001, 3: 28~31
- [12] Burkhard S, Constantine K, Dimitrios M, et al. Current status of ground source heat pumps and underground thermal energy storage in Europe. Geothermics, 2003, 32(4-6):579-588
- [13] K.Morino, T.Oka. Experimental and numerical study of ground sources heat pump using a steel pipe pile as a heat exchanger with the soil. Proc. Of Magastock. 1997, 19(2):509-514
- [14] 姜宝成, 王永鏖, 李炳熙. 地源热泵的技术经济性评价. 哈尔滨工业大学学报. 2003, 35(2):195-198
- [15] Jeffrey D.Spitler, XiaobingLiu, SimonJ.Rees. Simulation and Design of ground source heat pump systems. 山东建筑工程学院学报, 2003, 18(1):1-10
- [16] 武云甫, 赵宏权, 王毅. 住宅深井水源热泵系统规划设计及推广应用. 住宅科技, 2003, 4:13-15

- [17] 李德春, 张永贵. 压缩式热泵循环热力学分析方法. 节能与环保技术, 2003, 1
- [18] 邓寿禄, 王强. 热泵系统应用于油田废水余热回收的探讨. 现代测量与实验室管理, 2003, 1
- [19] Miguel J., Bagajewicz Andres, F. Barbaro. On the use of heat pumps in total site heat integration. Computers and Chemical Engineering, 2003, 27, 1707~1719
- [20] 阳季春. 水源热泵在住宅空调中应用的节能分析. 煤炭技术, 2003, 22(4): 83~84
- [21] 马最良, 曹源. 对闭式环路水源热泵空调系统运行能耗影响因素的分析. 暖通空调, 1997(6): 1~4
- [22] 马最良. 水环热泵空调系统在我国应用中应注意的几个问题. 流体机械, 2002, 30(9): 59~61
- [23] Zhao lin Gu, Jian Qiu, Yun Li. Heat pump system utilizing produced water in oil fields. Applied thermal Engineering, 2003, 23: 1959~1970
- [24] Y. Hisazumi, Y. Yamasaki, S. Sugiyama. Proposal for a high efficiency LNG power-generation system utilizing waste heat from the combined cycle. Applied Energy. 1998, 60: 169~182
- [25] El-Din, M.M. Salah. Optimal utilization of waste heat from heat engines by use of a heat pump. Energy Conversion and Management. 1999, 40 (9): 937-949
- [26] 李先瑞, 刘笑. 水源热泵与未利用能. 北京节能. 2000
- [27] 杨玉恒. 发电厂热电联合生产及供热. 第一版. 水利电力出版社, 1989.
- [28] Ilya Polishuk, Jaime Wisniak, Hugo Segura. M.O. Al -Shafe, K.Mecarik. A Modified Carnahan-Starling-de Santis equation of state to compute thermodynamic properties of refrigerants. Int J Refig, 1997, 20: 38~48.
- [29] 沈维道, 蒋智敏, 童钧耕. 工程热力学(第三版). 北京: 高等教育出版社. 2001. 177~186
- [30] Ilya Polishuk, Jaime Wisniak, Hugo Segura. A novel approach for defining parameters in a four parameter EOS. Chemical Engineering Science. 2000, 57: 5705~5720
- [31] A.A. Alexandrov, B.A. Grigoriev, E.E. Ustjuzhanin, V.F. Utenkov, B.F. Reutov, A.B. Lobanov. Some modelling of cooling cycles used in individual and mixed refrigerants. Fluid Phase Equilibria. 2000, 174: 175~189
- [32] 丁国良, 张春路, 赵力. 制冷空调新工质. 上海: 上海交通大学出版社, 2003. 28~40.

- [33] 姚寿广等. 制冷剂热力性质计算软件的开发. 华东船舶工业学院学报, 1997, 11(4): 49~53
- [34] 董莉葛等. 常用制冷工质热力性质计算数据库的开发. 制冷与空调, 2003, 4: 1~4.
- [35] 杨昭, 赵海波, 董春荣. 新型制冷剂性质计算及循环分析程序 TDWX1.0, 制冷与空调, 2003, 3(5): 56~59.
- [36] Cleland A. C. Computer subroutines for rapid evaluation of refrigerant thermodynamic properties. Int J Refrig. 1986, 9(8): 346~351.
- [37] 刘志刚. 工质热物理性质计算程序的编制和应用. 北京: 科学出版社, 1992.
- [38] 曾伟民, 邓勇刚等. Visual Basic 6.0 高级实用教程. 北京: 电子工业出版社, 1999
- [39] 季杰, 刘可亮, 裴刚. 以电厂循环水为热源利用热泵区域供热的可行性分析. 暖通空调, 2005, 35(2): 104~107
- [40] 周邦宁. 空调用螺杆式制冷机. 北京: 中国建筑工业出版社, 2002
- [41] 岳孝方. 制冷技术与应用. 上海: 同济大学出版社, 1992
- [42] 郑贤德. 制冷原理与装置. 机械工业出版社, 2001
- [43] 陈光明, 陈国邦. 制冷于低温原理. 机械工业出版社, 2000
- [44] 陆耀庆. 实用供热空调设计手册. 中国建筑工业出版社
- [45] <<制冷工程设计手册>>编写组. 制冷工程设计手册. 中国建筑工业出版社, 1978
- [46] 黄允东, 崔明珠, 冯霄. 空调制冷系统优化设计新方法. 制冷学报, 1998, 3: 13~20
- [47] 冯霄. 压缩式热泵蒸发系统的热经济系统优化设计. 第六届全国热力学分析与节能论文集. 北京: 科学出版社, 1993
- [48] Massimo Dentice, Accadia, Laura Vanoli. Thermo-economic optimisation of the condenser in a vapour compression heat pump. International Journal of Refrigeration. 2004, 27: 433~441
- [49] Zhaolin Gu, Jian Qiu, Yun Li, Heat pump system utilizing produced water in oil fields Applied Thermal Engineering, 2003, 23: 1959~1970
- [50] Yang Zhao, Zhang Shigang, Li Xun. Cost-effective optimal design of ground water source heat pumps. Applied Thermal Engineering, 2003, 23: 1595~1603
- [51] X.Fengand, T.Berntsson. Critical COP for an Economically Feasible Industrial Heat-Pump Application. Applied Thermal Engineering, 1997, 17(1): 93-101
- [52] 戎卫国. 制冷系统的最优设计. 暖通空调, 1994, 5: 42~45
- [53] 葛维宸等. 化工过程设计与经济. 上海: 上海科学技术出版社, 1989

攻读硕士学位期间发表学术论文情况

蓝玉, 尹洪超, 崔峨. 应用于电厂余热回收热泵系统的设计研究. 中国教育学会工程热物理专业委员会第十一届全国学术会议论文集. 哈尔滨. 2005

获取更多资料 微信搜索蓝领星球

致 谢

本文是在导师尹洪超副教授的悉心指导下完成的。在论文的选题，研究和撰写过程中，倾注了导师大量的心血。导师严谨的治学态度、灵活的思维方式、实事求是的科学作风以及平易近人的待人态度让我终生难忘，将是我一生中最宝贵的精神财富。在此，谨向导师表示最最诚挚的谢意！

在研究生期间，作者从尹老师身上学到的不仅仅是做学问的道理，还有做人的道理。尹老师待人谦和、为人谦逊、生活简朴，给作者留下了深刻的印象，所有的这些都会让作者终身受益。

感谢热能教研室沈胜强老师、李素芬老师、邱庆刚老师、刘晓华老师以及赵亮老师在校期间给予我的帮助和指导，感谢慈蕾、韩薇、潘洪坤、宋心东、翟勇、吕丽霞、李亮、张琛、宋晋宇同学在研究生生活期间给予我的帮助和友谊，陪我度过了三年愉快的时光。特别感谢师弟苏文杰、孟凡威在我论文写作期间给予的帮助和鼓励！在这里，感谢所有关心、帮助和支持我的人，感谢给我提出宝贵意见的老师和同学。

感谢王永双、曲晓萍、尹久全、张全、肖蕾同学在论文写作和日常生活、学习中对我的关心和爱护，给予我的支持和帮助将是我一生中最宝贵的精神财富！

除此之外，还要感谢我的父母和家人，他们在我多年求学的过程中在精神上和生活中给予了我无私的爱和竭尽全力的支持，才让我走到今天这一步。

大连理工大学学位论文授权使用授权书

本学位论文作者及指导教师完全了解“大连理工大学硕士、博士学位论文版权使用规定”，同意大连理工大学保留并向国家有关部门或机构送交学位论文的复印件和电子版，允许论文被查阅和借阅。本人授权大连理工大学可以将本学位论文的全部或部分内
容编入有关数据库进行检索，也可采用影印、缩印或扫描等复制手段保存和汇编学位
论文。

作者签名： 蓝 玉

导师签名： 尹洪超

2005年6月17日

获取更多资料