

中文摘要

本文在分析太阳能热泵、土壤源热泵及联动供热特点的基础上，提出了一种新型的节能系统：太阳能—土壤源耦合热泵系统。由于太阳能照射强度具有随季节性变化的特点，非采暖季太阳能辐射强度通常较高。通过对不同时段太阳辐射强度的监测，在进行数据分析的基础上，建立了太阳能集热器数学模型，制定了实验测试方案。主要研究在多孔介质中蓄热过程的传热传质特性，分析了土壤热惰性、不同岩层岩石特性、非均质性以及地下水径流对热传播半径的影响等特点，提出了在非采暖季进行土壤蓄热的理论和可行性。在实验研究中，通过对非采暖季太阳能蓄热过程的监测，分析了通过土壤蓄热达到提高土壤温度，提高热泵系统的性能指标的可行性和经济性。

本文重点研究了太阳能-热泵耦合系统运行模式的节能效果，并结合实验数据建立了系统的热泵机组数学模型、土壤换热器数学模型。安装了井下土壤温度测试探头，搭建的太阳能—土壤源耦合系统实验台，可实现系统蓄热、太阳能热泵、太阳能—土壤源耦合热泵、土壤源热泵等多种循环运行模式。

通过非采暖季为时一个月的太阳能—土壤蓄热实验，供暖期太阳能辅助土壤源热泵供暖、太阳能—土壤源热泵联合供热、土壤源热泵独立供暖的实验，对实验数据进行了全面分析，并根据所得实验数据验证了数学模型的正确性。

针对供暖季采用串联模式和并联模式供暖进行了优化分析，在理论模型的基础上编制了模拟计算软件。结果表明：对于小规模供暖用户，串联供暖模式经济效益较差，不可行；并联模式较单独用土壤源热泵进行供暖效果较好，在供热负荷确定的情况下，太阳能集热器面积存在一个最优值，系统费用年值最小，运行方案最优。

关键字： 太阳能—土壤源热泵耦合系统 土壤蓄能 太阳能辅助 优化 经济性评价

ABSTRACT

The SGSHPS is proposed in this paper based on the analysis of the characteristics of SAHP & GSHP and the coupled system. Solar radiation intensity has the seasonal characteristic. It is normally high in non-heating season. The model of the solar collectors and experiment test plan is established using the characteristic of the solar radiation intensity is high in the non-heating period through monitoring the solar radiation intensity. The theory of storage in the earth is advanced based on the analysis of the thermal inertia of the earth, the rock characteristic and anisotropies in different rock layer as well as the influence of the heat dissemination radius by the ground water runoff through studying the heat transfer and mass transfer characteristics of the earth porous medium. Through monitoring the process of the storage during the research of the experiment, the economics and the feasibility on heightening the efficiency of the heat pump were analyzed through the analysis of heightening the temperature of the earth.

The models of the solar collectors, heat pumps and the ground heat exchangers were established combining the experimental data. The temperature probe was installed under the ground. The experimental device was built to realize the cycle patterns of aquifer storage, Solar Heat Pump (SHP), Solar-Ground Source Heat Pump(SGSHP), Ground Source Heat Pump(GSHP), and so on.

The experiment of storage in the earth in non-heating period is carried on for one month. The experiments of Solar Heat Pump, Solar-Ground Source Heat Pump, Ground Source Heat Pump is engaged in heating period. Then the datum was analyzed, using what to verify the correctness of the models.

In this paper, the calculating program was established based on the theoretical models to do the optimized analysis of the systems, aims at the series connection and parallel connection pattern. The results show that, the series connection pattern is not feasible for small-scale independent. Because of the amount of revenue is not sufficient to fill the increase in the cost of initial investment. The heating effect of the parallel connection pattern is better than the GSHP. And, in the situation of the heating load is definite, the expense year value of the system is smallest when the solar collector area is most optimistic and the operation plan is most superior.

KEY WORDS: SGSHPs aquifer storage solar assisted optimization
economic evaluation

符号表

英文字母符号

c_p	定压比热容, $J/(Kg \cdot K)$
q_m	水的质量流量, kg/s
I_i	i 时刻太阳能辐射强度, W/m^2
Pr	普朗特数
N_u	努谢尔数
Re	雷诺数
t	温度, $^{\circ}C$
R	热阻, $(m^2 \cdot K)/W$
q	热量, W
d	管径, m
h	对流换热系数
Fo	傅立叶数
G	G 函数
N	耗电量, W
C	投资费用, 元
C_0	费用年值, 元/年

希腊字母

α	土壤的导温系数, m^2/s
λ	导热系数
β	热膨胀系数
v	速度
ν	运动粘度

ρ	密度
η	动力粘度
τ	时间常数, s
ε	计取系数

独创性声明

本人声明所呈交的学位论文是本人在导师指导下进行的研究工作和取得的研究成果，除了文中特别加以标注和致谢之处外，论文中不包含其他人已经发表或撰写过的研究成果，也不包含为获得 天津大学 或其他教育机构的学位或证书而使用过的材料。与我一同工作的同志对本研究所做的任何贡献均已在论文中作了明确的说明并表示了谢意。

学位论文作者签名: 陈胜华 签字日期: 2009 年 6 月 3 日

学位论文版权使用授权书

本学位论文作者完全了解 天津大学 有关保留、使用学位论文的规定。
特授权 天津大学 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，
并采用影印、缩印或扫描等复制手段保存、汇编以供查阅和借阅。同意学校
向国家有关部门或机构送交论文的复印件和磁盘。

(保密的学位论文在解密后适用本授权说明)

学位论文作者签名: 陈胜华

签字日期: 2009 年 6 月 3 日

导师签名: 李永华

签字日期: 2009 年 6 月 3 日

第一章 绪论

1.1 课题研究背景

1.1.1 当今能源形势

能源与环境问题是当今世界各国面临的重大社会问题，能源作为现代社会发展的物质基础，与国民经济发展有密切的关系。随着世界经济的快速发展以及人口的迅速增长，整个世界对能源的需求越来越大。石油、天然气、煤炭等常规不可再生能源的大量开采，在未来必将枯竭，能源需求量的增长与相对减少的能源供应之间的矛盾必然日益加剧。因此，研究、开发和利用绿色新能源已经成为世界各国能源建设的共同战略目标^[1]。

建国以来，我国的能源工业有了很大的发展，但能源的供应仍然不能满足工农业生产以及人们生活的需要，能源供应紧张，同时又存在着产品的能耗高，能源利用率低，能源浪费严重的现象。据国内调查所做出的不完全统计，各行各业的可用余热资源大约为总资源的60%^[2]。因此，合理地利用能源，提高能源的利用率和开发新型绿色能源，对于缓解能源紧缺的局面具有重大意义。

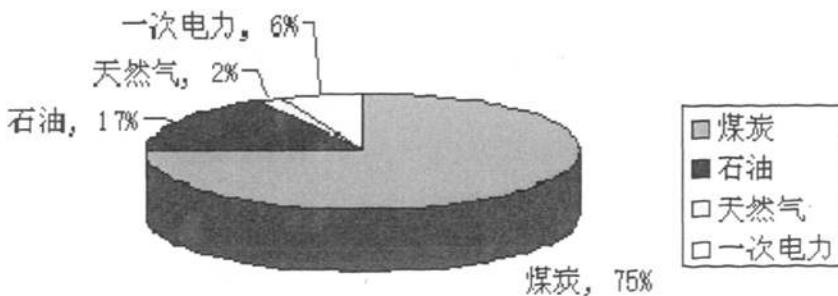


图1.1 我国的能源体系

目前我国的能源工业形成了以煤炭为主，多能互补的能源体系，在一次能源生产和消费总量中的比例大约为：煤炭75%，石油17%，天然气2%，一次电力（水电，核电，新能源发电）6%^[1]。在世界的能源体系中，也是以煤炭为主，其次是石油和天然气。由于人类大量的使用煤炭等常规能源，加之利用率低下，其燃烧产生大量的二氧化碳、烟尘、硫化物和氮氧化物等有害物质，对环境造成极大的危害，对人类的生存环境造成了严重的威胁。全世界每年需要约 7×10^8 吨燃料，燃烧排放到大气中的二氧化碳约为 2×10^8 吨，目前大气中二氧化碳年增长率达1.5ppm。二氧化碳增长一倍，就会使低层大气年平均温度升高1.5到3.0℃，破坏自然界和正常的生态平衡^[2,3]。因此，随着人类社会的发展，改善生态环境的呼声越来越高，开发和利用无污染的新能源，对促进社会文明与进步，发展经济，改善人民生活水平具有重大的意义，也是实现经济建设可持续发展的重要举措。

1.1.2 太阳能分布状况

随着科学技术的迅速发展，可以预见在不久的将来，现有的能源结构(或体系)，将会发生巨大的变化，新能源的开发和利用也将是不可逆转的历史潮流。毫无疑问，太阳能在其中将会起到重要的作用。太阳能的开发和利用是人类长期追求的目标。

太阳能是一种取之不尽、用之不竭的可再生能源，地球上接受到的太阳能为 $335 \sim 837 \text{ J}/(\text{cm}^2 \cdot \text{a})$ ，每年地球从太阳获得大约 $5.5 \times 10^{21}(\text{kJ})$ 的能量，其三天的辐射量相当于地球烟煤、褐煤和天然气贮存能量的总和。在亚洲，日照时间大约在1600~3000（小时/年）之间，相对于北美、北非，日照时间要少许多。我国幅员辽阔，纬度适中，日照时间约1600-2400（小时/年），太阳能资源是比较丰富的^[4,5]。

但是太阳能稀薄并且具有间歇性，通常称之为低品位能源，因此，人类大规模开发利用太阳能还有很多技术上的问题。我国是生产太阳能集热器最多的国家，年产量超过1000万平米。太阳能集热器产生的热水主要供生活用水，而将太阳能用在采暖中，虽然有一些示范，如被动式太阳房等，但由于太阳日照特点和经济性，直接且独立供暖系统建设还未形成局面。同时太阳能的收集、贮存和转换是当今人们所面临的三大主要问题。所有这些问题的解决，不单单是技术问题，更重要的是研究一种有效的技术途径，以便使太阳能利用的经济指标达到可以与常规能源的经济指标相比拟，这已经成为当今太阳能开发利用能否广泛推广使用的关键。

1.1.3 太阳能特点

太阳能与常规能源相比，具有很多优点^[2,6,7]，是一般常规能源无法比拟的，太阳能的特点有以下几个方面：

(1) 蕴藏的能量巨大

太阳向四周放出巨大的能量，尽管到达地面的太阳能量只不过是其总能量的二十二亿分之一，但是在一年内可达 5.61×10^{21} kJ热量，是全球1972年消耗能量的26000倍。每年到达地球表面的太阳辐射能约为130万亿吨标准煤。

(2) 洁净安全

太阳能是一种清洁的自然再生能源，取之不尽，用之不竭。开发利用太阳能，既不会出现大气污染，亦不会影响自然界的生态平衡，而且阳光所及的地方，都可以利用；太阳能以其长久性、再生性、无污染等优点备受人们的青睐。此外，太阳能的应用，不需要开采和发掘，也不需要运输。因此，不会对人类造成任何危险，远比其它能源安全，可靠。

(3) 分布广泛

太阳普照大地，可以达到地球的各个角落。

尽管太阳能有其他能源无法比拟的优点，但是也存在着很多缺点，主要集中在以下几个方面：

(1) 分布不均

尽管到达地球表面的太阳辐射能总量很大，但是其分布很不均匀。各地的太阳能辐射总量各不相同，并且每天每时每刻地表面接收太阳能辐射强度也不尽相同。一般来讲，中午太阳辐射最强，早上和傍晚最弱。冬季要比夏季辐射强度小得多。在高纬度地区，在利用太阳能时，需要大量的设备投资。

(2) 间歇性、不稳定性

太阳辐射量有季节、昼夜的规律变化的特点，同时还受到阴晴云雨、地理位

置和海拔高度等因素的影响，故此太阳辐射热量具有很大的不稳定性。因此，要充分利用太阳能，必须要解决太阳能的间歇性和不稳定性引发的能源供给不稳定的问题。为了使太阳能成为连续稳定的能源，采用蓄能的方法，即将太阳辐射高峰时的太阳能蓄存起来，供夜间和阴天时使用。但是如果满足全年长期使用太阳能，则需要很大的蓄热装置，由于关联问题较多，影响到经济性。

（3）低效性和高成本

尽管太阳能是一种绿色能源，但是其稀薄且具有间歇性，容易受自然条件的影响，所以通常把太阳能称之为低品位能源，这为人类大规模开发利用带来很多技术上的困难。目前，有些方面理论上可行，技术上也成熟，因为效率较低，成本较高，所以经济性差。

（4）易反射

太阳到达地球的热量总和很大，但是其中34%被云和地面反射掉，即便是辐射到物体表面的太阳能，很大一部分也被反射掉了。

根据太阳能的上述特点，目前，太阳能的开发和利用的技术关键在于：其一，将低品位的太阳能转换为高品位的能源，这是收集和转换的问题；其二，解决太阳能的间歇性和不稳定性的问题，这属于贮存问题；其三，有效地利用收集到的太阳能，属于转换和利用问题。所有这些问题的解决，最重要的是要研究采用何种有效技术途径，使得太阳能利用的经济指标达到可以与常规能源的经济指标相比拟。

1.2 蓄热理论

蓄热是一种将低品位的太阳能有效的收集的方法，蓄热的方式很多，主要有显热蓄热、潜热蓄热和化学反应热蓄热3种，^[2,31]其中以显热蓄热和潜热蓄热较为普遍。

1 显热蓄热

显热蓄热是利用蓄热材料的温度变化蓄存热量。所以显热蓄热又可称之为单相蓄热。主要的显热蓄热材料有土壤、水、砖石、水泥等。

2 潜热蓄热

潜热蓄热是利用蓄热材料的相变蓄存热量。潜热蓄热也叫做相变蓄热。蓄热材料产生相变的潜热比单相变化的显热大得多，因此，在储存同样多热量时，需要相变蓄热材料的质量和容积比单相蓄热材料要小得多。相变蓄热材料特别适宜储存温度变化范围小的热量，而这时如果用单相蓄热材料，则需要的质量和容积就庞大的多了，但相变蓄热投资较高，目前还不能大规模应用于实践。一些纯盐、碱、金属与合金、混合盐以及部分有机物都可以作为相变蓄热材料。有关学者用相变蓄热材料收集太阳能热量，用来辅助地源热泵采暖，证明蓄热后系统平均制热系数增大了 $0.16^{[36]}$ ，取得了良好的效果。

1.3 热泵类型

热泵是一种利用高位能使热量从难以利用的低位热源流向高位热源的装置，从而达到节约部分高位能的目的^[6]。热泵系统的工作原理是逆向的热力循环过程，它是通过向热泵系统输入功，把低品位的热能转变为高温热能。根据低温热源的不同，可以将热泵分为：水源热泵、空气源热泵、土壤源热泵、太阳能热泵等^[2]。本文主要讨论土壤源热泵和太阳能热泵，以及两者耦合的太阳能—土壤源热泵。

1.3.1 太阳能热泵

近几年来太阳能的利用发展很快，目前，用太阳能直接采暖和供应生活热水的装置逐渐流行起来。用太阳能直接供暖和太阳能作为低温热源供暖的热泵系统（太阳能热泵），更具有高效节能的特点。

但是太阳的辐射量随着纬度、季节和天气的不同而不同，需要把太阳能和其他形式能源结合起来或者增设补充加热设备，以达到冬季采暖的要求^[2]。然而给系统增设辅助热源，要另外消耗一份能量，降低了热泵的热效率，改变了节能的初衷。本文将太阳能和地热能结合起来，有效的利用了太阳能和地热能，达到了节能的目的。

1.3.2 土壤源热泵

土壤源热泵是利用媒介质获取土壤内热(冷)能量的新型装置，以土壤作为低

温热源，其温度变化不大，换热器不需要除霜，并且有一定的蓄能作用。由于其具有可持续发展性，国内外近年来正在加强对它的系统研究。与空气源热泵相比，土壤源热泵具有以下优点^[8]：

- (1) 全年地温波动小，冬季土壤温度稳定且比大气温度高，可为热泵提供较稳定的热源，热泵的制热性能系数稳定；
- (2) 埋地盘管不需要除霜，减少了冬季除霜的能耗；
- (3) 埋地换热器在地下静态的吸放热，可减小对地面的热污染；
- (4) 夏季可以将土壤源热泵转换为空调运行工况，达到节能目的，同时为冬季供暖蓄热，在其它季节可以提供生活用热水；
- (5) 由于土壤具有较好的蓄热性能，可与太阳能热水系统联接用以改善冬季运行条件；
- (6) 土壤源热泵大多数采用的是U型竖直埋管换热器，地下岩土温度稳定，传热模型比较简单，并且钻孔占地面积少^[9]。

1.3.3 太阳能—土壤源热泵

太阳能—土壤源热泵耦合系统 (Solar—Ground Source Heat Pump System) 是将太阳能集热系统耦合到地源热泵系统中的一套装置，又叫双热源热泵系统，目前这种装置处于研究阶段，真正应用到实际工程中还有很多技术问题需要解决。太阳能—土壤源热泵系统可以实现太阳能热泵，土壤源热泵，太阳能—土壤源热泵，太阳能—土壤蓄能等多种循环模式。

1.4 国内外研究现状

在气候寒冷的北欧、北美地区，太阳能—土壤源热泵系统应用比较多。因为这些地区冬季寒冷而漫长，夏季凉爽而短暂，基本上不需要供冷，而供暖期特别长，长期从土壤中取热导致大地温度逐年降低，破坏了大地的热平衡，这就需要向大地中补充热量。在非采暖季采用太阳能集热器收集热量，储存到大地中，克服了太阳能系统反季节性的缺陷，合理的把太阳能系统耦合到土壤源热泵系统中，达到了良好的效果。

1.4.1 国外研究现状

国外对土壤源热泵的研究较早，北美洲和欧洲现已建成不少采用土壤源热泵

供暖和制冷的工程实例。“地源热泵”的概念最早出现在1912年瑞士的一份专利文献中，瑞士的Heinrich Zoelly第一次提出采用土壤作为热泵低位热源的想法。直到二十世纪五十年代，欧洲和美国开始了研究利用地源热泵(GSHP)的第一次高潮，其中最为活跃的是英国和德国。但当时能源价格低，这种系统并不经济，因而没有得到推广。70年代的石油危机把人们的注意力集中到节能、高效用能上，地源热泵的研究进入又一次高潮。此时地下埋管已由早期的金属埋管改为塑料管。这个时期，欧洲建立了不少水平埋管地下换热器的地热源热泵，但其主要用于冬季供暖。80年代初开始，美国和加拿大开展了冷暖联供地源热泵方面的研究工作，不少文献报导了地源热泵应用于不同工程实际的运行总结和性能比较^[10-13]。土壤源热泵以其良好的节能和环保特性，近年来在欧美等国受到了极大的重视，目前已经进入了商业实用性阶段。80年代中期到90年代中期，美国、加拿大建成了冷暖联供的数十个地源热泵的工程实例^[14,15]。截止到1998年年底，在美国投入实际运行的大型土壤源热泵装置系统就有1000多台（套）。1998年美国供暖制冷空调工程师学会（ASHRAE）的优秀设计项目奖中就有一项授予土壤源热泵工程^[17]。

在理论方面，上世纪70年代末到90年代初，不少文献报导了地源热泵不同形式的地下埋管换热器的传热过程及其模型计算方法。1983年，BNL修改线源理论将埋管周围的岩土划分为两个区，即严格区和自由区，在埋管运行时，不同区之间的热传导引起该区的温度变化^[8]。1986年，V.C. Mei和S.K. Fisher提出的三维瞬态远边界传热模型，该理论是建立在能量平衡的基础上建立了垂直套管式换热器的传热模型，在计算中主要考虑了土壤和换热器特性参数对土壤源热泵性能的影响^[16]。R.Yumrutas用傅立叶和贝塞尔变换方法模拟了以埋地半球形蓄热桶为热源的热泵系统^[17]。Dennis L. O'Neal应用瞬态有限元模型对垂直U形管相邻两管间的热短路现象进行了模拟^[18]。90年代以来，土壤源热泵的研究热点依然集中在埋地换热器的换热机理、强化换热及热泵系统与埋地换热器匹配等方面^[22,23]。进入90年代，除报导有关埋管换热器的强化传热外，还有关于地热源热泵的运行总结和已建成的工程性能比较等^[19]。

近几年，太阳能热泵系统和土壤源热泵系统研究广泛，在对系统的实验和理论模型研究以及经济性分析方面作了很多的工作，但对于太阳能—土壤源热泵联合运行方面研究很少，形式主要集中在用蓄水箱来储存太阳能的太阳能热泵系统，太阳能季节性的储存到土壤或是埋地蓄热罐中，以供冬季采暖之用。并且对太阳能集热器集热效率、热泵性能、土壤温度场的分布、太阳能利用系数、经济性等各个方面作了研究^[20-22]，然而这些研究基本上是针对某一地区某一特例，不具通用性。

1.4.2 国内研究现状

以前国内对热泵技术的研究主要集中在空气源热泵和水源热泵系统,对土壤源热泵的研究起步较晚。自90年代初期以来,在国家自然科学基金委员会的资助下,国内开始了对土壤源热泵的探索性研究。

近几年,天津商业大学、重庆大学、青岛建工学院、清华大学、湖南大学、华中理工大学等进行了研究。其中天津商业大学和青岛建工学院对地下水平埋管换热器的地源热泵系统先后在天津、青岛进行了取热实验研究;重庆大学用垂直型换热器(埋深至10米)进行了取热实验研究,取得了阶段性的成果。湖南大学和华中理工大学在土壤源热泵方面也作了研究。

国内对SGSHPS做了一些研究,方肇洪教授等人对我国北方地区SGSHPS进行了经济性分析,通过分析,冬季单位钻孔长的取热率为 $25\sim45W/m$,夏季单位钻孔长的放热率为 $80\sim100W/m^{[23]}$,循环模式为在白天,只用地源热泵系统供暖,同时用太阳能集热系统在水箱中蓄热,夜间利用太阳能集热器蓄存的热量,使地热换热器和太阳能集热器串联运行,二者联合供暖。并指出,地热换热器采用采暖热负荷的60%设计,可比单独用地源热泵系统供暖更经济。东南大学杨卫波等人对青岛地区SGSHPS联合供暖模式进行了数值模拟,比较了不同循环模式以及有无蓄热水箱时系统的工作性能^[24],结论表明,SGSHPS联合供暖时,系统平均COP达3.46,节能率为14.5%,比无蓄热水箱时高出4%;哈尔滨工业大学韩宗伟等人对SGSHPS相变蓄热(相变蓄热水箱,采用相变材料PCM进行潜热蓄热)供暖系统进行了探讨^[25]。

1.5 课题的提出

尽管土壤源热泵和太阳能热泵具有很多的优点,但两种资源都存在一定的缺陷,影响了它们的大规模开发利用。对于冬季热负荷大的地区,单独利用土壤源热泵系统,会造成冬夏季取热过剩而造成地下土壤温度逐年降低,影响热泵的效率;太阳能存在间歇性、不稳定性、能流密度低等缺陷,单独应用太阳能作为低位热源的太阳能热泵供热系统需要配置很大的集热器面积和水箱容量,使太阳能热泵的造价偏高。

鉴于此,将两种系统结合起来,即太阳能—土壤源热泵耦合系统(SGSGPS)。太阳能—土壤源热泵耦合系统(SGSGPS)克服了单独利用土壤源热泵系统和太阳能热泵系统的缺点,提高热泵系统的性能,但其经济性和可行性还有待探讨。

本文将通过实验研究来评价太阳能—土壤源热泵耦合系统不同运行模式效率及经济性，系统载热流体（水）先经土壤换热器换热，后进太阳能集热器，温度升高后进入水源热泵系统。

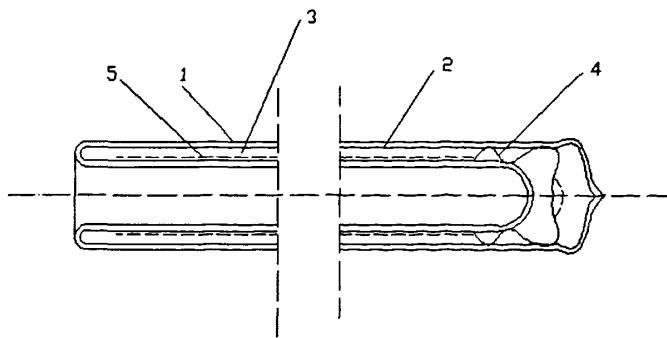
1.6 本文研究的主要工作

- 1、建立系统数学模型，其中包括真空管太阳能集热器数学模型，土壤换热器地下热阻的数学模型，水源热泵机组数学模型。
- 2、搭建太阳能—土壤源热泵耦合系统实验台。
- 3、评价利用太阳能在非采暖季进行土壤蓄热的可行性及土壤测温实验装置，对冬季供暖，包括太阳能热泵供暖、太阳能—土壤联合供暖、土壤源热泵独立供暖进行实验数据记录、处理、分析。
- 4、对太阳能—土壤源热泵耦合系统进行经济性分析。

第二章 系统理论模型

2.1 真空管太阳能集热器简介

太阳能集热器是将太阳辐射能转换为热能的装置。太阳能集热器种类很多，按集热器内是否有真空空间可以分为平板型太阳能集热器(非聚光集热器)和真空管太阳能集热器。由于大气层的折射和地面的反射，地面上太阳辐射的能量通量最大为 1100W/m^2 ^[26]，并且是变化的。这就要求太阳能集热器的面积和采光面积尽可能一致。目前，太阳能集热器系统主要采用的是真空管集热器。但是真空管太阳能集热器有效吸热面积小、散热面积大、热效率低，因此，真空管太阳能集热器的应用有一定的局限性。真空管太阳能集热器分为全玻璃真空管型集热器和金属—玻璃真空管型集热器。全玻璃真空管太阳能集热器由多根全玻璃真空太阳集热管插入联箱而组成，但是材质为玻璃，放置在室外易损坏，运行过程中，若有一根管损坏，整个系统就要停止工作。金属—玻璃真空管型集热器，采用热管直接插入真空管内和应用U形金属管吸热板插入真空管内的两类集热器。图2.1所示为全玻璃真空管太阳能集热器结构图，主要有外玻璃管、内玻璃管、真空、有支架的消气剂以及选择性吸收表面等组成。真空部分起到抑制吸热板通过传导和对流向周围环境散热的作用。



全玻璃真空太阳能集热器
1-外玻璃管；2-内玻璃管；3-真空；4-有支架的消气剂；
5-选择性吸收表面

图2.1 真空管太阳能集热器

2.2 太阳能集热系统模型

太阳能集热器内工质为水, 如不加防冻液, 太阳能集热器集热量如式 (2-1) 所示:

$$Q_j = c_p q_m (t_{go} - t_{gi}) \quad (2-1)$$

式中: Q_j —太阳能集热器集热量, W;

c_p —水的比热容, 在本文计算过程中, 定义 $c_p=4.186\times10^3\text{ J}/(\text{kg}\cdot^\circ\text{C})$;

q_m —水的质量流量, kg/s;

t_{gi} —太阳能集热器进口水温, $^\circ\text{C}$;

t_{go} —太阳能集热器出口水温, $^\circ\text{C}$ 。

对于一定结构和尺寸的太阳能集热器而言, 太阳能集热器集热效率如公式 (2-2) 所示。C, D 为常数, 在本文计算过程中, 循环水温度在 $0\sim20^\circ\text{C}$ 范围内, 真空管太阳能集热器 $C=0.613$, $D=2.24^{[27]}$ 。

$$\eta = C - \frac{D(t_{gi} - T_{ai})}{I_i} \quad (2-2)$$

式中: T_{ai} —i 时刻外界环境温度, $^\circ\text{C}$

I_i —i 时刻太阳能辐射强度, W/m^2 。

2.3 土壤源热泵模型

2.3.1 土壤温度的计算

在从土壤中吸热和放热过程中, 随着时间的变化, 土壤温度场也发生改变, 土壤温度变化与土壤换热器取(放)热率以及土壤的热物性有关, 在本文计算中假设土壤取(放)热率为常数, 土壤温度分布可以写为:

$$t(r, \tau) = t_0 + \frac{q_i}{4\pi\lambda} I \left(\frac{r^2}{4a\tau} \right) \quad (2-3)$$

$I(X) = \int_x^{\infty} \frac{e^{-s}}{s} ds$, 称为指数积分函数; X 为积分变量, $X = \frac{r^2}{4a\tau}$; $t(r, \tau)$ 为半径为 r , τ 时刻的土壤温度; t_0 为大地初始温度; q_i 为线热源提供的恒定热流, W/m ; λ , a 分别为土壤的导热系数和热扩散系数(导温系数), $W/(m \cdot K)$, m^2/s 。

式中的积分 $I\left(\frac{r^2}{4a\tau}\right)$ 可近似解为^[28]:

$$I\left(\frac{r^2}{4a\tau}\right) = \ln\left(\frac{r^2}{4a\tau}\right) - 0.57722 - 0.25 \times \left[\left(\frac{r^2}{a\tau}\right) - \left(\frac{r^2}{4a\tau}\right)^2 \right] \quad (0.5 \leq \sqrt{a\tau}/r \leq 3)$$

$$I\left(\frac{r^2}{4a\tau}\right) = \ln\left(\frac{r^2}{4a\tau}\right) - 0.57722 \quad (\sqrt{a\tau}/r \geq 3) \quad (2-4)$$

2.3.2 土壤换热器热阻模型

地埋管换热器管内流体与土壤之间的换热过程可划分为孔内稳态传热和孔外瞬态传热两部分。孔内的热阻主要为管内流体对流换热热阻 R_{conv} 、管壁热阻 R_{cond} 、回填材料导热热阻 R_{grou} ; 孔外的热阻为土壤导热热阻 R_s 。本文优化模拟的系统应用垂直单 U 型地埋管, 所以垂直单 U 型管的热阻分析如下。

1 孔内热阻

钻孔内各项热阻的计算公式如下^[29]:

$$R_{conv} = 0.5 \frac{1}{\pi d_i h_i} \quad (2-5)$$

$$R_{cond} = 0.5 \frac{\ln(d_o/d_i)}{2\pi\lambda_p} \quad (2-6)$$

$$R_{grou} = \frac{1}{2\pi\lambda_b} \ln\left(\frac{d_b}{d_e}\right) \quad (2-7)$$

$$h = \frac{Nu\lambda_f}{d_i} \quad (2-8)$$

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^n \quad (2-9)$$

式中: R_{conv} , R_{cond} , R_{grou} —管内流体对流换热热阻、管壁导热热阻及回填材料导热热阻, $(m \cdot ^\circ C)/W$;

d_i , d_o —U型管内、外径, m;

d_b —钻孔直径, m; d_e —当量直径, m;

λ_p —管材导热系数, $W/(m \cdot ^\circ C)$;

λ_g —回填材料的导热系数, $W/(m \cdot ^\circ C)$;

h_i —流体与管内壁面间的对流换热系数, $W/(m \cdot ^\circ C)$;

Nu —努塞尔特数;

Re —雷诺数;

Pr —普朗特数;

λ_f —流体导热系数, $W/(m \cdot ^\circ C)$; 式(2-9)中, 夏季工况 $n=0.3$, 冬季工况 $n=0.4$ 。

2 钻孔外热阻

对于钻孔外的热阻为土壤导热热阻 R_s 的计算, 有两种计算方法, 分别为线热源模型和柱热源模型。根据“线源理论”可得土壤导热热阻^[29]:

$$R_s = \frac{1}{2\pi\lambda_s} I\left(\frac{r_b}{2\sqrt{\alpha\tau}}\right) = \frac{1}{2\pi\lambda_s} I\left(\frac{1}{2\sqrt{F_0}}\right) \quad (2-10)$$

式中: r_b —钻孔半径, m

λ_s —土壤的导热系数, $W/(m \cdot ^\circ C)$;

α —土壤的导温系数, m^2/s ;

F_0 —傅立叶数。

$I(x)$ 的近似值可由下式计算:

当 $0 < x \leq 1$ 时,

$$I(x) = 0.5(-\ln x^2 - 0.57721566 + 0.99999193 x^2 - 0.24991055 x^4 + 0.05519968 x^6 - 0.00976004 x^8 + 0.00107857 x^{10}) \quad (2-11)$$

当 $x \geq 1$ 时,

$$I(x) = \frac{1}{2x^2 \exp(x^2)} \frac{A}{B} \quad (2-12)$$

$$A = x^8 + 8.5733287x^6 + 18.059017x^4 + 8.637609x^2 + 0.2677737$$

$$B = x^8 + 9.5733223x^6 + 25.6329561x^4 + 21.0996531x^2 + 3.9684969$$

Carslaw 和 Jaeger(1947)首次提出了柱热源理论, 1954年Ingersoll等人对其作了进一步的阐述, 恒定热流作用下的柱热源分析解为^[30]:

$$\Delta T_g = t_r - t_\infty = \frac{q}{\lambda_s} G(z, p) \quad (2-13)$$

$$\text{式中: } z = \frac{\alpha r}{r^2}, \quad p = \frac{r}{r_b};$$

t_r —半径为 r 处的温度, $^{\circ}\text{C}$;

$G(z, p)$ —分析解, $G(z, p)$ 是由分析法求解柱热源温度场而得到的一个积分函数, 形式很复杂, 直接求解十分困难; Klein 等人^[12]拟合了几种 p 值下的 G 函数公式, 见表2-1。

表 2-1 G 函数的部分数值解

Tab.2-1. Several numerical expressions of G-Function

p	$G(z, p)$
1	$G = 10^{[-0.89129+0.36081 \times \lg(z) - 0.05508 \times \lg^2(z) + 3.59617 \times 10^{-3} \times \lg^3(z)]}$
2	$G = 10^{[-1.4541+0.89933 \times \lg(z) - 0.31193 \times \lg^2(z) + 0.061119 \times \lg^3(z)]}$
5	$G = 10^{[-3.0077+2.25606 \times \lg(z) - 0.7928 \times \lg^2(z) + 0.134293 \times \lg^3(z)]}$
10	$G = 10^{[-9.1418+11.7025 \times \lg(z) - 7.09574 \times \lg^2(z) + 2.269837 \times \lg^3(z)]}$

$$\text{当 } r = rb \text{ 时, } R_s = \frac{t_b - t_\infty}{q} = \frac{1}{\lambda_s} G \left(\frac{\alpha r}{r_b^2}, 1 \right) = \frac{1}{\lambda_s} G(F_0, 1) \quad (2-14)$$

则土壤换热器总热阻 R_z 为:

$$R_z = R_{conv} + R_{cond} + R_{grout} + R_s \quad (2-15)$$

在本文的计算过程中, 计算钻孔外热阻模型采用线热源模型。由于换热器热阻与土壤换热器吸放热量直接相关, 土壤换热器的取热量可以写为:

$$Q_g = c_p q_m (t_{out} - t_{in}) \quad (2-16)$$

式中, t_{in} , t_{out} 分别为土壤换热器进出口温度, $^{\circ}\text{C}$ 。也可以表示为与热阻有关的计算公式:

$$q_l = \frac{t_g - t_{pj}}{R_z} \quad (2-17)$$

式中, q_l —土壤换热器单位管长换热量, W/m ;

t_g —土壤温度, $^{\circ}\text{C}$;

t_{pj} —土壤换热器中循环水的平均温度, $^{\circ}\text{C}$ 。

2.4 水源热泵机组模型

对于不同类型水源热泵机组, 蒸发器进口水温是影响热泵机组的性能的关键因素之一, 根据有关文献的理论研究, 水源热泵机组蒸发器吸热量 q_e (W) 和机组的耗功 N (W) 与蒸发器入口水温 t_e ($^{\circ}\text{C}$) 呈线性关系^[27]:

$$q_e = a + bt_e \quad (2-18)$$

$$N = a_1 + b_1 t_e \quad (2-19)$$

$$q_e = c_p q_m (t_e - t_f) \quad (2-20)$$

式中: a, b, a_1, b_1 —常数。经过对本实验台进行供暖实验测定, 对于不同的热泵机组和不同的温度范围, 数值不同。

q_m —循环水流量, kg/s;

t_f —蒸发器出口温度, $^{\circ}\text{C}$ 。

2.5 本章小结

本章详细介绍了真空管太阳能集热器集热效率和集热量的计算方法、单 U 型土壤源换热器当量直径的处理方法、土壤初始温度的计算方法、土壤换热器钻孔内热阻的计算方法、用线热源和柱热源理论模型求解钻孔外土壤热阻的方法、水源热泵机组蒸发器吸热量和压缩机耗功与蒸发器进口水温的关系等, 由此建立了太阳能集热器、土壤换热器和水源热泵机组理论数学模型, 为进行太阳能—土壤源热泵耦合系统优化提供了理论依据。

第三章 实验台搭建和实验方案设计

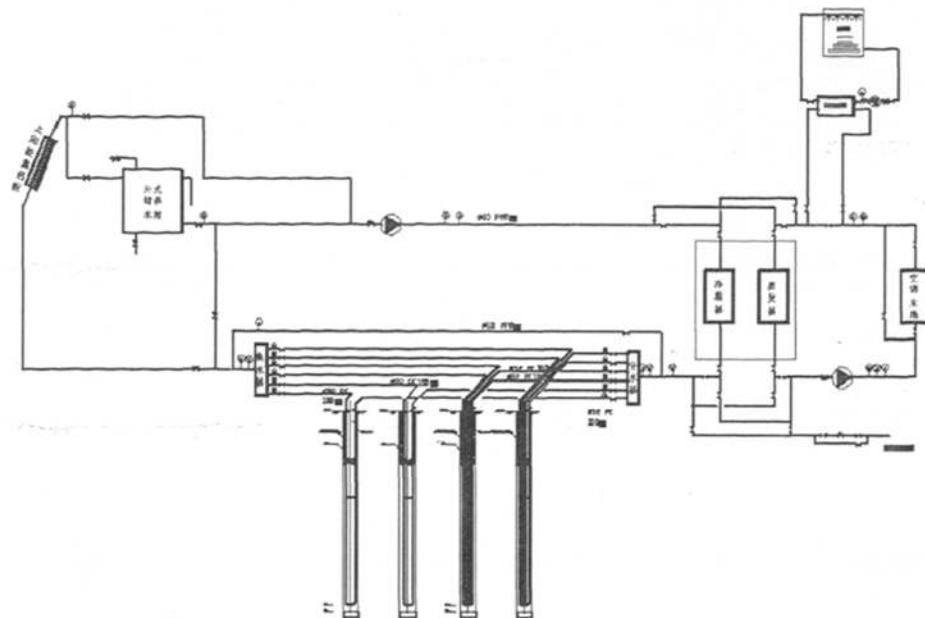
3.1 实验目的

为了探讨在天津地区进行土壤蓄热的可行性、土壤蓄热的能力以及太阳能—土壤源热泵耦合系统的最佳循环模式技术可行性与经济性,搭建了太阳能—土壤源热泵耦合系统实验台与土壤温度响应测试系统。

3.2 实验系统组成

3.2.1 实验台结构设计

实验台主体部分包括: (1) 钻孔四眼, 深度均为 100 m, 其中两眼孔内换热器类型为双 U 型, 另外两眼土壤换热器类型为单 U 型, 土壤换热器材料采用 PE (聚乙烯), 埋管内径为 25mm, 外径 32mm。 (2) 热泵机组一台, 额定制冷量为 9.272 kW, 输入功率为 3.37 kW, 性能系数 2.75, 活塞排量为 10.52 m³/h; (3) 全玻璃真空管太阳能集热器 12 m²; (4) 蓄热水箱两台, 容积均为 1t; (5) 容量为 10t 的冷却塔及板式换热器各一台; (6) 末端 70W 风机盘管若干组; (7) 变频泵 3 台, 其中一台作为冷却塔循环水泵, 一台作为用户侧循环水泵, 一台作为土壤换热器和太阳能系统循环水泵; (8) 球阀若干个, 用来调节系统循环模式。管道连接采用 PPR (无规共聚聚丙烯管) 管熔接, 循环介质为自来水。供热房间面积 227m², 供暖负荷 11.35kW。



3.1 系统原理图

太阳能—土壤源热泵系统工艺流程如图 3.1 所示。该系统可根据日照条件和热负荷变化情况采用多种不同的运行模式，系统管路联接处设置多处阀门，改变阀门的开启状态，可以进行系统冬夏季的转换，也可以实现不同循环形式的转换。



图 3.2 太阳能集热器

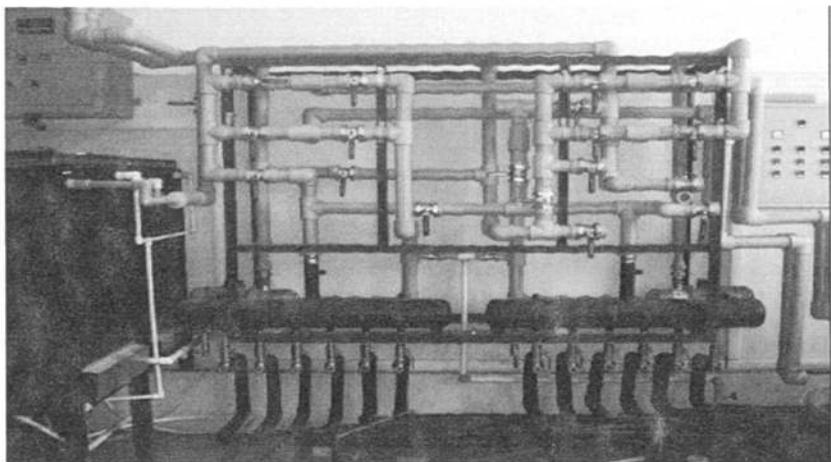


图 3.3 系统管道安装图

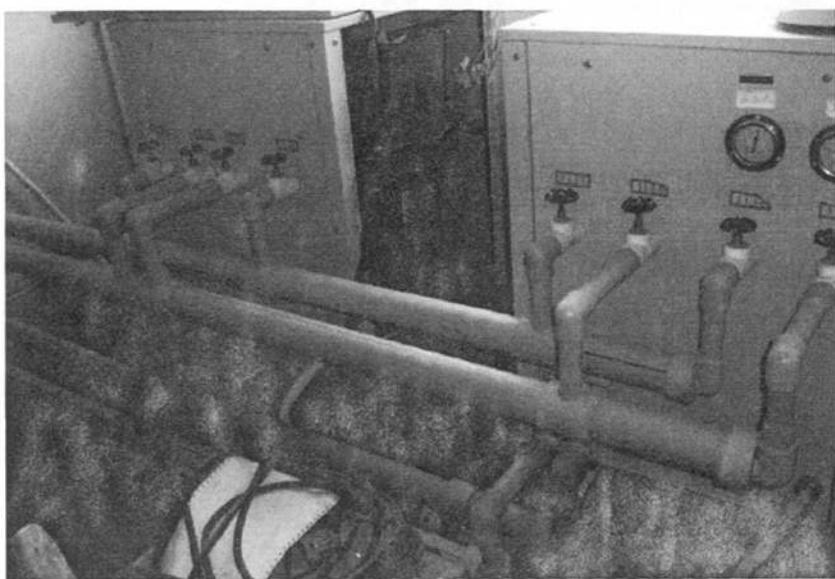


图 3.4 热泵机组

3.2.2 实验测点布置

1 测温元件布置

为了测量蓄能和取热后土壤温度场变化, 本实验在 1#双 U 型井下布置四线铂电阻, 井下测点位置为: 4m, 8m, 12m, 16m, 20m, 25m, 30m 至 100m 处每 10m 深布置一个四线铂电阻, 共 14 个测点。为了测量蓄能和取热后对井周边

土壤温度及热半径的影响，在8m深处距离测温井1m, 2m, 3m处分别放置一个四线铂电阻，用来测量土壤在8m深度下水平方向温度变化情况。在地埋管进出口，集水器和分水器，太阳能进出口以及风机盘管供回水处均布置三线铂电阻，在冷凝器以及蒸发器供回水处分别设置E型热电偶，用来测量循环水水温，数据采集装置采用安捷伦34970A数据采集器。

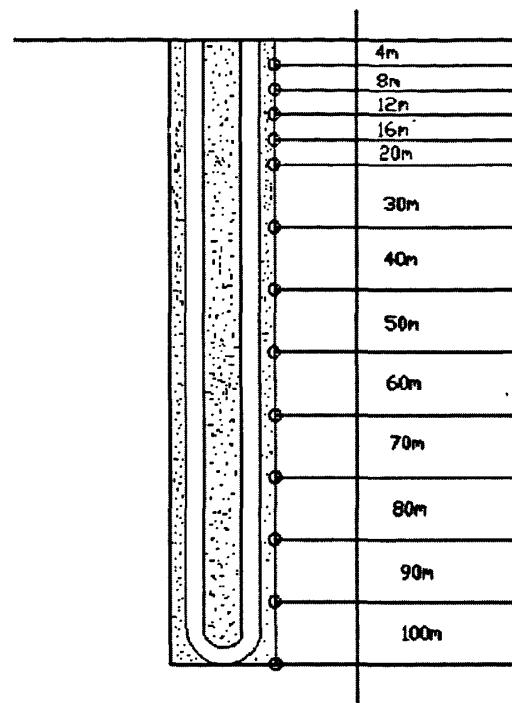


图 3.5 垂直方向实验井测点布置

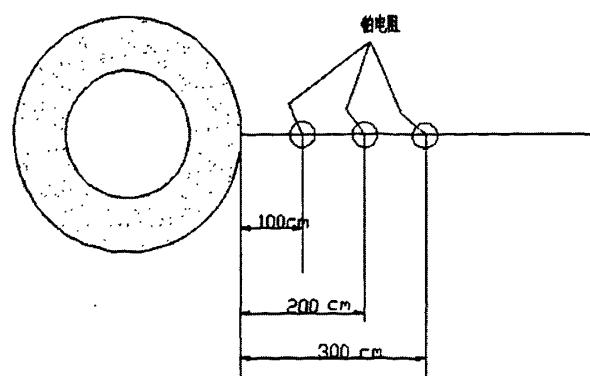


图 3.6 8m 深处水平方向铂电阻布置

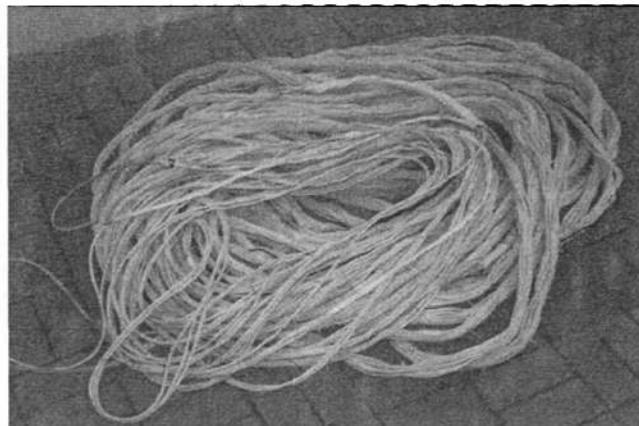


图 3.7 井下测温元件安装

2 流量测定布置

由于换热器的管径已经确定,介质的流速就成了影响流量的决定因素。换热介质流速的大小,直接影响到换热效果的好坏,还影响循环泵的扬程、流量和功率。因此,选择合适的流体流量,是确保换热器换热性能良好的关键。

为准确测定系统流量,本实验系统流量有四台电磁流量计来测量,分别用来测量用户侧水流量、低温热源侧水流量、双U形管水流量和单U形管水流量,调整流量,保证供暖系统匹配,流量计采用LDG型电磁流量计。

3.3 系统运行模式的设计

3.3.1 夏季运行模式

夏季从土壤中取冷是土壤的升温或土壤的蓄热过程,土壤作为一个常年温度稳定的热源,不仅可以蓄存热量,而且可以储存冷量。供暖结束后,土壤平均温度能够降低到12°C左右,利用土壤热惰性大的特点,蓄存这部分冷量,这部分冷量是供冷季节较好的冷源。通过阀门调节,本系统可以实现两种模式。

1 土壤源热泵供冷系统

在初夏和末夏,冷负荷较小,可以单独用土壤源热泵系统模式进行供冷,土壤温度比大气环境温度要低的多,与空气源热泵相比,土壤源热泵可以有更高的性能,这种运行模式是将用户产生的热量以及压缩机的耗热量转移到土壤中,冷

却水冷凝后流经地埋管，与大地换热，温度降低后再进入冷凝器吸热，土壤作为热泵高位热源。

2 冷却塔辅助冷却供冷系统

系统中有一台 10t 冷却塔，用来调峰，在夏季比较炎热的时期，房间冷负荷较大，为了提高热泵效率，可开启冷却塔泵，适当降温后（一级降温）与板换进行冷量交换，循环水经蒸发器，温度降低后供给风机盘管来满足房间的冷负荷需求，水温升高后的循环回水，可先经冷却塔降温，然后流回蒸发器。

3.3.2 非采暖季土壤蓄热模式设计

由于冬季热泵长期运行且不断从土壤中吸热供暖时，在采暖期结束时土壤换热器周围的土壤温度会明显降低。虽然有较长时间的恢复期，但是在极端地区，土壤温度场很难恢复到原来状态。在这种情况下，继续用热泵取热，使得土壤的温度越来越低，将会影响热泵的热效率。为了保持土壤的热平衡，提高下一个采暖期热泵的热效率，可利用非采暖期向土壤蓄热的方式提高土壤温度。

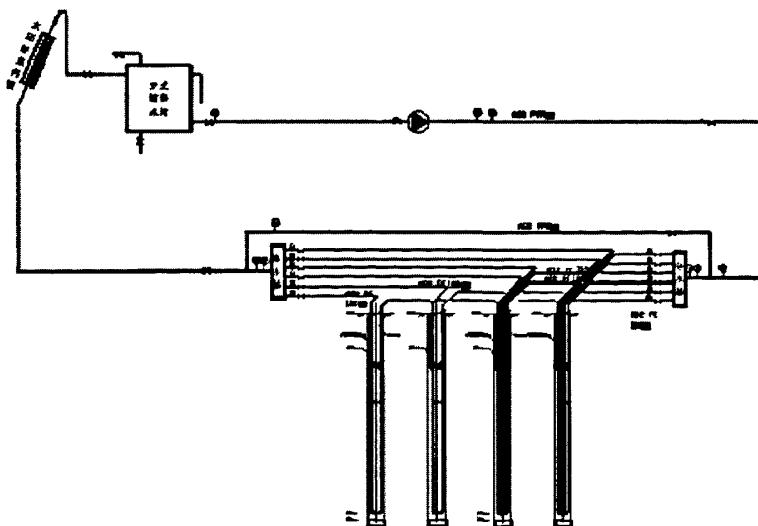


图3.8 蓄热循环模式图

在非采暖季，可以进行太阳能—土壤蓄能，太阳能—土壤蓄能实际上是在采暖季来临前把太阳能集热器收集的热量转存到地下，提高土壤的初始温度，达到提高机组的性能的目的。蓄热过程循环模式见图 3.8。太阳能集热器、蓄热水箱

与土壤换热器串联，可以调节阀门，实现多种蓄热模式。本实验在设计时，主要为了分析太阳能—土壤蓄热的潜力和可行性。由于地下岩层存在许多孔隙、裂隙、溶洞等，地下水就储存在这些空隙中，这种结构的导热率很小，而且含水层中地下水的流速很慢，所以热量散失很小。而且在一定深度时，土壤温度不受地表大气温度的影响，内部的温度比较恒定，充分体现了土壤作为储能场所的优势。

3.3.3 冬季供暖模式设计

1 太阳能热泵供暖

在天气晴朗的初冬和末冬的白天，房间热负荷较小，应用太阳能热泵供暖系统进行供暖。在该模式下，太阳能热泵供暖模式低温热源只有太阳能，在阳光充足的白天，蒸发器出水进入太阳能集热器，温度升高后再流回进入蒸发器与工质进行热交换。

2 太阳能—土壤源热泵联合供暖（SGSHPS）模式

在寒冷季节，房间热负荷较大，此时，应用 SGSHPS 模式进行供暖。在该模式下，太阳能—地源热泵供热系统低温热源为太阳能和土壤，在阴天、雨雪天或晚上，太阳光照强度低，此时，把太阳能集热系统短路，系统切换成地源热泵供热系统；在阳光充足的白天，蒸发器出水流经地埋管，吸取土壤热量，温度升高后再进入太阳能集热器，水温进一步提高，然后循环水进入水箱蓄热，水箱出口水进入蒸发器放热。

3 地源热泵独立供暖模式

在初冬和末冬的阴雨天或晚上，应用地源热泵系统进行供暖。在该模式下，热泵机组蒸发器出水流经地埋管，吸取土壤热量，温度升高后再进入蒸发器放热，土壤作为热泵低位热源。地源热泵机组的制热量是由蒸发温度所决定的，而蒸发温度主要与土壤换热器出口水温有关，地热换热器出口水温越高，蒸发温度也越高，系统制热量就越大。而地热换热器长度越长、地下土壤温度越高、热泵连续运行时间越短，地下换热器出口水温就越高，机组的制热性能系数就越高。

3.4 实验方案设计

3.4.1 非采暖季蓄热实验方案

实验台在 2008 年 10 月全部完工，在 2008 年 11 月 15 之前，天气晴好的白天，进行太阳能—土壤蓄热实验，将太阳能集热器收集的热量转存到地下，用太阳能辐射记录仪测试太阳能辐射强度逐时变化，用数据采集器采集太阳能集热器进出口水温，土壤换热器进出口水温以及不同深度土壤温度变化，并记录水泵的耗电情况和系统水流量。

3.4.2 供暖实验方案

在供暖初期和末期，天气晴好的白天，用太阳能热泵进行供暖，在太阳能辐射强度不足时，采用太阳能—土壤联合供暖模式进行供暖，夜间或阴雨天采用土壤源热泵模式供暖；在供暖中期，天气晴好的白天，采用太阳能—土壤联合供暖，雨雪天采用土壤源热泵模式供暖。

3.5 本章小结

本章主要介绍了实验台的搭建。详细介绍了实验台的配置，测量（测温、测流量）元件的布置，地下响应元件的安装。

详细介绍了在冬夏季系统的运行方案，以及在非采暖季进行太阳能—土壤蓄热的循环模式。

由于受各种条件所限，不可避免实验台存在一些问题：（1）太阳能集热器放置位置，在冬季太阳能照射角偏低时，部分阳光被综合实验楼遮挡；（2）水泵选型过大，所以造成在泵送循环水时，增加了无谓的能耗；（3）热泵机组选用原有的设备，与供暖房间面积并不是最佳的匹配。

第四章 太阳能—土壤源耦合热泵系统实验分析

太阳能—土壤源热泵系统运行过程中，热泵机组的性能受到很多因素的影响，主要有水温、流量、天气变化情况，建筑物热（冷）负荷等，本章针对不同的蒸发器进口水温、不同水流量、不同的太阳辐射强度下系统的运行状况进行分析，从而得出一些参数的变化规律，对系统数学模型的建立有很重要的参考价值。

4.1 非采暖季土壤蓄热实验分析

自 2008 年 10 月 11 日至 11 月 11 日期间进行了土壤蓄能实验，实验的目的是通过测试太阳能集热器的集热性能和蓄热后土壤温度的变化情况，以探讨太阳能—土壤蓄热的可行性。蓄热循环模式有两种：模式一：太阳能—土壤直接蓄热 土壤换热器出水进入太阳能集热器加热后，流回土壤换热器；模式二：太阳能—土壤间接蓄热 首先进行太阳能—水箱预蓄热，待太阳能集热器出口温度达到 25°C 时，打开土壤换热器阀门，将循环水灌入地下进行土壤蓄热。应用模式二主要是考虑循环水与土壤的温差大，换热效果较好。

4.1.1 两种蓄热循环模式比较

实验中，选择天气情况相似的两天，分别采用模式一和模式二进行太阳能—土壤蓄热，两天的太阳能辐射强度比较如图 4.1 所示。

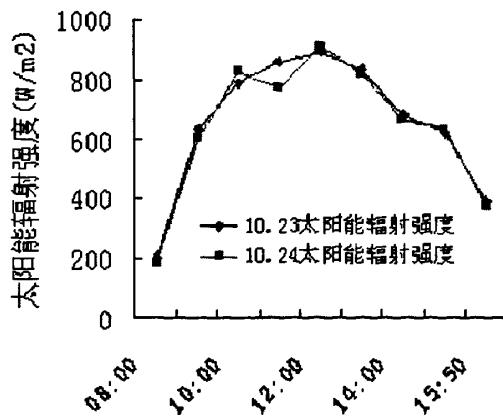


图 4.1 两天瞬时太阳辐射强度

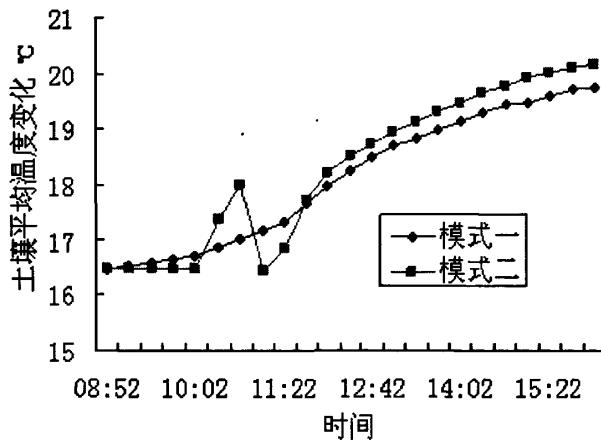


图 4.2 模式一和模式二土壤平均温度变化

图 4.2 所示为相同天气条件和水流量下, 采用两种蓄热模式时, 土壤平均温度变化曲线。10月23日采用模式一进行蓄热, 10月24日采用模式二进行蓄热。由图可以看出, 采用模式一进行土壤蓄热, 停机之后, 到第二天开始蓄能之前, 土壤平均温度比没有蓄热的土壤温度高约 0.38°C ; 采用模式二进行土壤蓄热, 到第二天开始蓄能之前, 土壤平均温度比没有蓄热的土壤温度高约 0.6°C 。加之, 在模式一环路中, 泵始终要克服循环水流经土壤换热器带来的阻力; 模式二环路中, 在进行太阳能—水箱预蓄热时, 循环水不流经土壤换热器, 故模式二耗电量要低于模式一。所以, 通过比较可以看出, 模式二蓄热效果要优于模式一。

4.1.2 蓄热实验分析

2008年10月24日采用模式二进行土壤蓄热，实验数据列入表4.1中。

表4.1 2008.10.24 实验数据记录情况

时间	辐射强度 (W/m ²)	太阳能进 口水温， (°C)	太阳能出 口水温 (°C)	水流量 (m ³ /h)	太阳能进 出口温差 (°C)	集热量 (W)
9:00	630.5	24.6	25.0	2.90	0.4	1588.22
10:00	789.7	27.3	28.2	2.87	0.9	3123.18
11:00	860.2	22.2	23.9	2.21	1.7	4261.01
12:00	893.4	22.7	24.4	2.20	1.7	4505.28
13:00	831.2	22.4	24.1	2.23	1.7	4478.15
14:00	682.1	22.8	23.8	2.20	1.0	2788.70
15:00	621.0	22.5	23.1	2.21	0.6	1642.01
16:00	394.1	22.2	22.6	2.21	0.4	1032.00

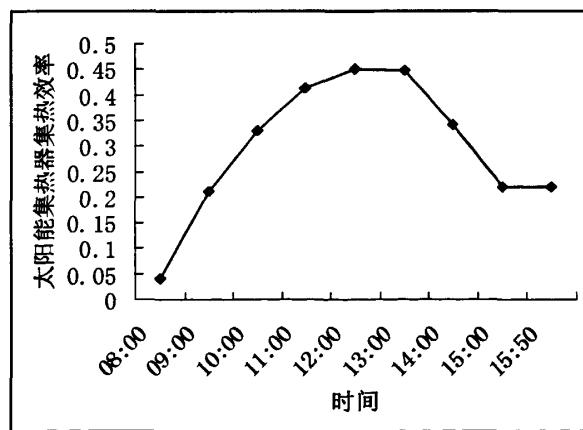


图4.3 太阳能逐时集热效率变化

太阳能集热器瞬时集热效率值如图4.3，由表4.1和图4.3可以看出，太阳能辐射强度、太阳能集热器进出口温差、太阳能集热器集热量和太阳能瞬时集热效率的最大值均出现在12:00，说明太阳辐射强度越大，真空管太阳能集热器效率越高。单位面积集热量最大值可达375.44W/m²，所用真空管太阳能集热器

集热效率在此种天气条件下最大可达 0.45。

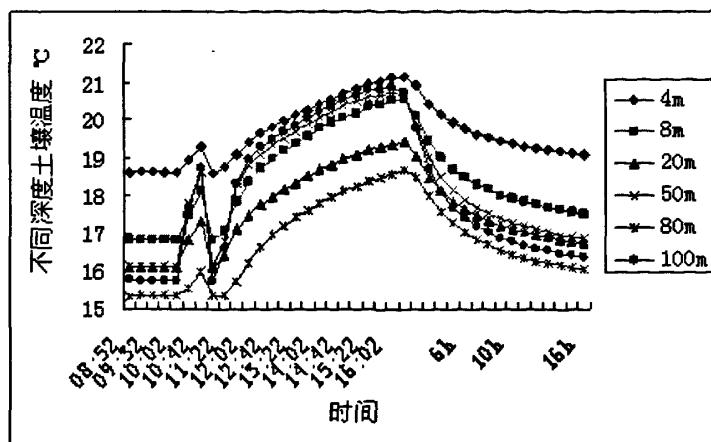


图 4.4 不同深度土壤温度变化

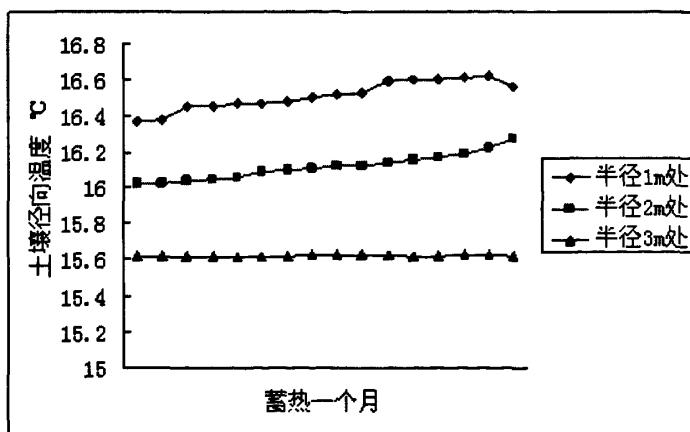


图 4.5 土壤径向温度变化

在实验中,当蓄热水箱出口水温达到 25 °C 时,打开土壤换热器阀门,将水灌入地下进行土壤蓄热,循环水流量为 3.5m³/h。蓄热前后不同深度土壤温度变化情况如图 4.4 所示,由图我们可以看出,在进行太阳能—地埋管蓄能之前,土壤温度基本恒定不变,受到土壤表层温度的影响,随着深度增加,土壤温度呈现逐渐降低的趋势,但变化的幅度慢慢减小,在 20~70m 以下,温度稳定在 16.5 °C 左右;在 11:00 左右时土壤温度有一个明显的跳跃,这是由于水箱蓄热的作用,待蓄热水箱蓄的热量全部释放完毕时,土壤温度逐渐降低,热量释放时间大约为 20 分钟;然后随着太阳能辐射强度的增强,土壤温度也逐渐增加;由图 4.4 还可

以看出, 100m 处土壤温度变化最大, 这是由于 100m 处为 U 形管连接处, 此处, 由于流体改变方向, 形成漩涡, 增加了管内湍流换热系数, 换热比较剧烈, 所以此处土壤温度提高较快。但蓄能实验结束后, 100m 处温度又回落到正常状态, 从曲线下降的斜率可以看出, 在该处由于地下水流动等因素, 热量散失比较快, 其作用大于由于管内湍流作用产生的影响; 由图还可以看出, 深度 80m 处, 土壤温度达到最低点, 深度继续增加时, 土壤温度有升高的趋势。总体来看, 蓄能一天, 在静态下, 土壤平均温度提高大约 0.6°C 左右。图 4.5 所示为蓄热期间土壤换热器径向土壤温度变化, 由图可以看出, 由于土壤的热惰性比较大, 在距钻孔半径为 1m~3m 内, 土壤温度变化很小, 这说明当井间距在 3m 以上时, 钻孔相互之间的热作用影响已经很小, 可以忽略不计, 在工程上, 井间距一般选择 4~6m。

4.1.4 连续蓄热一周土壤温度变化

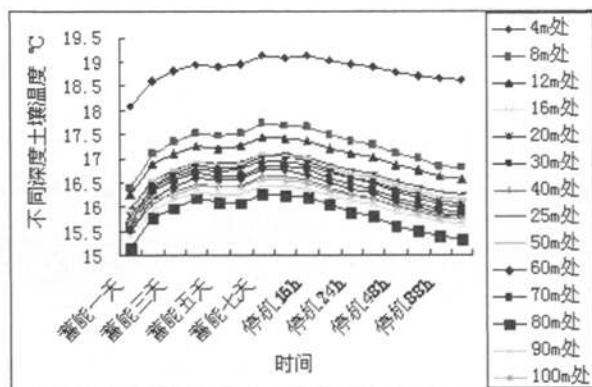


图 4.6 连续蓄热一周恢复 88h 土壤平均温度变化

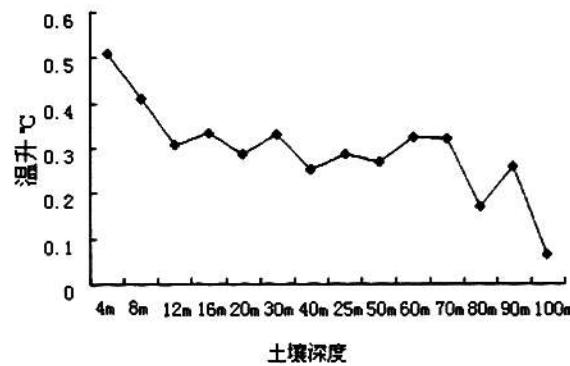


图 4.7 不同深度土壤平均温升

图 4.7 和图 4.8 所示为连续蓄热一周，停机 88h 后不同深度土壤温度变化情况，由图可以看出，蓄热一周土壤平均温度升高 1.0°C ，随着土壤深度的增加，土壤温升呈逐渐减小的趋势，这是因为在换热过程中，循环水温度逐渐降低；深度在 12m 以上，土壤受地表以及该区域土壤特性影响比较大，所以温度场不恒定，温度变化较为显著；深度在 12~70m 范围内，土壤温升基本恒定，因为在这个范围内，土壤基本是一个恒温层，地下水流动速度比较缓慢。经过土壤的自我恢复以及上下层土壤的相互影响，88h 后土壤温度恢复到基本恒定的值；由于多孔介质各向异性的特点，深度在 70m 以上时，地表水在压力的作用下通过岩层的裂缝和土壤的间隙渗流，当地表水有径向或水平方向的流动时，会发生热迁移现象，引起土壤温度会较快的恢复到初始值或降低。天津地表水位埋深较浅，岩层分布不均匀性，是导致蓄热效果不理想的主要原因。可以说明，蓄热井深度在 70m 以上的区域，蓄热效果不好。总体看，蓄热一周恢复 88h 后，土壤平均温升约为 0.3°C 。

4.2 太阳能—地源耦合热泵系统供暖实验数据分析

4.2.1 太阳能—土壤源热泵联合供暖数据分析

在太阳能—土壤源热泵联合供暖的实验中，选择天气情况较好的 2009 年 2 月 2 日的数据进行分析，太阳能辐射强度最大值达到了 1008W/m^2 ，全天保持了较高的数值，太阳能辐射强度一天的变化情况如图 4.9 所示。

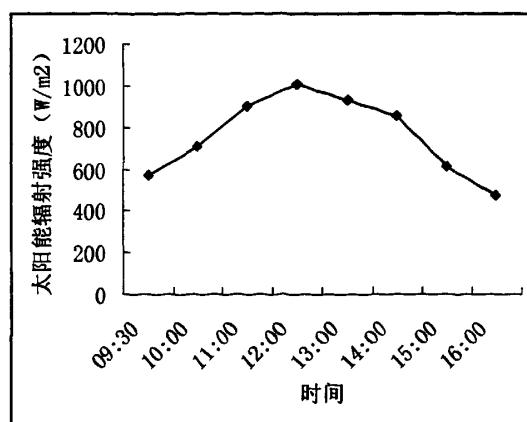


图 4.8 2009.2.2 太阳能辐射强度变化

表 4.2 2009.2.2 供暖数据

时间	热泵制 热量 (W)	耗电量 (W)		热泵吸 热量 (W)	太阳能瞬 时集热量 (W)	地埋管瞬 时吸热量 (W)	机组 COP	系统 COP
		水泵	热泵 风机					
10:00	14397.6	810	1870.5	12627.1	2738.4	9013.9	7.70	5.37
11:00	13440.0	810	2462.5	10877.5	4183.7	8139.1	5.46	4.11
12:00	13053.6	810	2970.5	10083.1	4868.3	5624.3	4.39	3.45
13:00	13120.8	810	2827.9	10192.9	4944.3	5324.7	4.64	3.61
14:00	12936.0	810	2389.6	10546.4	4031.5	6705.0	5.41	4.04
15:00	12835.2	810	2656.4	10078.8	2205.9	8216.7	4.83	3.70
16:00	12684.0	810	2619.3	9964.7	1141.0	8976.5	4.84	3.70
17:00	12297.6	810	2461.1	9736.5	0	9265.3	5.00	3.76
18:00	12600.0	550	2783.0	10017	0	9785.4	4.53	3.78
19:00	12499.2	550	2484.6	10014.6	0	9272.0	5.03	4.12
20:00	12465.6	550	2288.8	10176.8	0	9058.6	5.45	4.39

表 4.2 示出了热泵机组的瞬时制热量、瞬时耗电量, 水泵和风机的瞬时功率、太阳能瞬时集热量、地埋管瞬时吸热量以及热泵机组的瞬时制热性能系数。可以看出, 热泵制热量能够满足房间负荷的要求, 在这种天气情况下, 热泵机组 COP 在 4.30 以上, 系统 COP 在 3.40 以上。与传统的空气源热泵和锅炉供暖系统相比, 节能效率更高; 太阳能集热系统关闭, 只用地源热泵系统供暖之后, 热泵吸热量要大于从土壤中的吸热量, 因为蓄热水箱在循环过程中蓄存了一定的能量, 这部分能量在太阳能集热系统关闭之后发挥了作用。图 4.9 所示为热泵机组和系统的瞬时 COP 变化, 由图可以看出, 太阳能—土壤源热泵供暖系统的供暖 COP 比较恒定, 在太阳能辐射强度很低时 (下午 16:00), 关闭太阳能集热系统, 单独用土壤源热泵供暖, 系统 COP 仍能保持在 4.0 左右。由图还可以看出, 在太阳能集热系统关闭后, 系统 COP 并没有减小的趋势, 这是因为系统 COP 不仅与蒸发器进口水温有关系, 还与供暖房间热负荷有关系, 在 11:00~13:00 太阳辐射强度较大时, 蒸发器进口水温达到最大值, 但此时房间热负荷达到全天的最小值, 热泵机组虽然有较高的制热能力, 但是房间消耗不了这么多热量, 而反过来影响了热泵机组的制热效率。

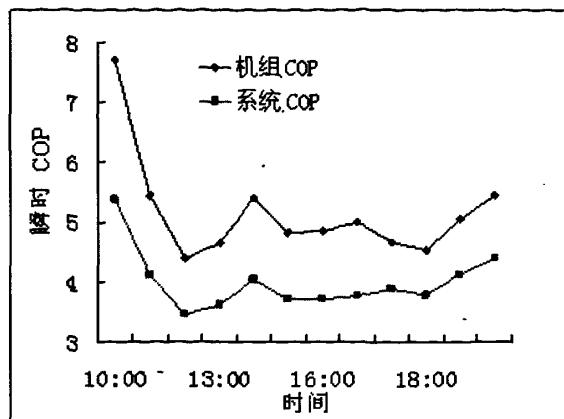


图 4.9 连续供暖 12h 热泵机组和系统 COP 的变化

4.2.2 太阳能辅助土壤源热泵供暖数据分析

在供暖的初末期,天气晴朗的白天,进行了太阳能辅助土壤源热泵供暖实验,在太阳辐射强度低的情况下,改为土壤源热泵系统供暖,现对 2009 年 2 月 26 日数据进行分析,天气状况: 晴, 环境温度: $1.5\sim9.7^{\circ}\text{C}$ 。太阳能辐射强度最大值为 698 W/m^2 , 出现在 12:00, 太阳能辐射强度如图 4.10 所示。

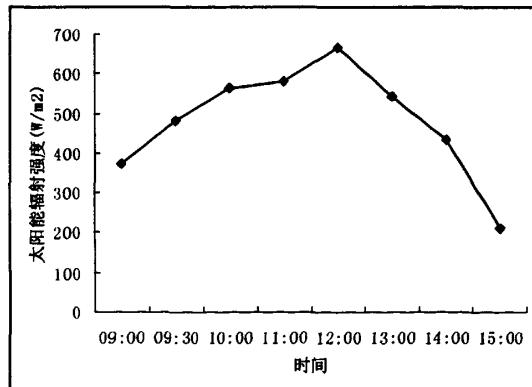


图 4.10 2008.2.26 太阳能瞬时辐射强度

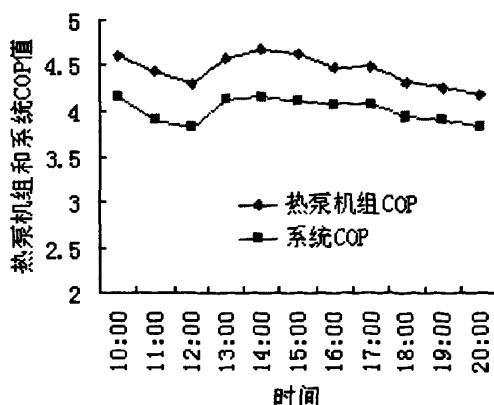


图 4.11 热泵机组和系统瞬时 COP

图 4.11 示出在图 4.10 所示的太阳能辐射强度下, 供暖一天热泵机组和系统 COP 的变化, 由图可以看出, 水流量为 $3.5\text{m}^3/\text{h}$ 时, 太阳能热泵系统供暖 COP 值在这种天气情况下, 基本保持恒定, 维持在较高的数值。蒸发器平均进口水温约为 13.0°C , 热泵机 COP 约为 4.45, 系统平均 COP 约为 4.0。

4.2.3 土壤源热泵独立供暖数据分析

目前, 土壤源热泵应用非常广泛, 技术较成熟。为了探讨井下换热器流量对系统性能的影响, 对流量进行了微调, 并分析 COP 的变化。在阴天、雨雪天或晚上, 单独使用土壤源热泵系统进行供暖, 实验数据见图 4.12。

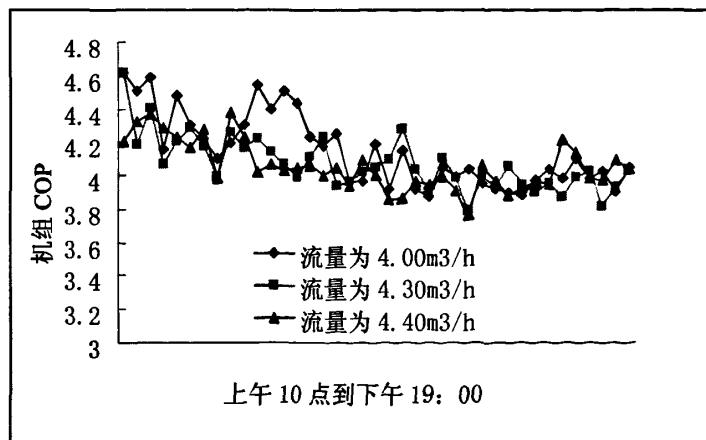


图 4.12 单独用土壤源热泵系统 COP 变化

图 4.12 所示为不同流量下土壤换热器热泵机组 COP 变化, 由图可以看出, 流量在 $4\text{m}^3/\text{h}$ 时系统 COP 最高, 热泵机组平均 COP 为 4.16, 系统 COP 平均为 3.45。流量为 $4.3\text{m}^3/\text{h}$ 和 $4.4\text{m}^3/\text{h}$ 时平均 COP 分别为 4.073 和 4.075。所以, 比较上述流量参数, 土壤源热泵流量不宜超过 $4\text{m}^3/\text{h}$ 。因为流量越大, 影响换热效率, 加之, 泵耗会增加, 所以会影响热泵系统的性能。

4.3 SGSHPs 与 GSHPS 模式地下温度场变化

图 4.13 所示为 SGSHPs 联合供暖与 GSHPS 进行供暖时, 地下 50m 深处与地下 100m 处土壤温度变化。在连续供暖条件下, 取 2 月份典型天气条件进行比较, 蒸发器水侧流量均为 $3.75\text{m}^3/\text{h}$, 风机盘管侧流量均为 $1.47\text{m}^3/\text{h}$ 。由于太阳能集热器承担了部分负荷, 所以相同时刻 SGSHPs 联合供暖模式土壤温度比 GSHPS 供暖模式土壤温度高。从图中还可以看出, 在上午 11:00 左右时, 土壤温度升高, 这是因为随着太阳能辐射强度的增加, 太阳能集热器出口温度升高, 由图中可以看出, 在 50m 处, 当进入土壤换热器的温度达到 14.5°C , 100m 处, 温度达到 13.5°C 时, 水温高于各层的土壤温度, 此时, 系统循环水处于向土壤补热的状态, 虽然这对于系统即时供热性能可能会有一定的影响, 但对于整体的供暖情况看, 在 15:00 以后, 日照条件不好, 需要用 GSHPS 进行独立供暖时, 较高的土壤温度会提高系统的供热性能。

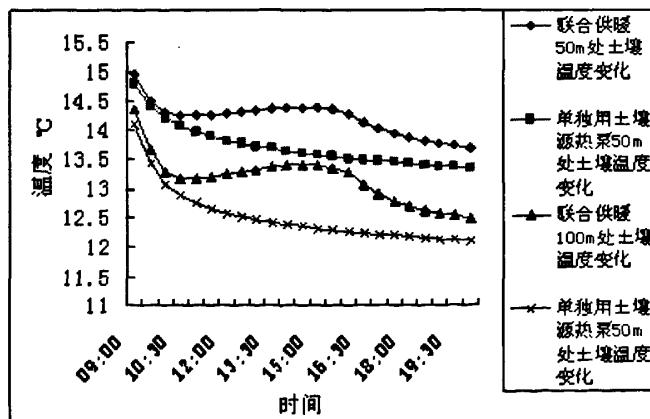


图 4.13 SGSHPs 联合供暖与 GSHPS 供暖土壤温度变化

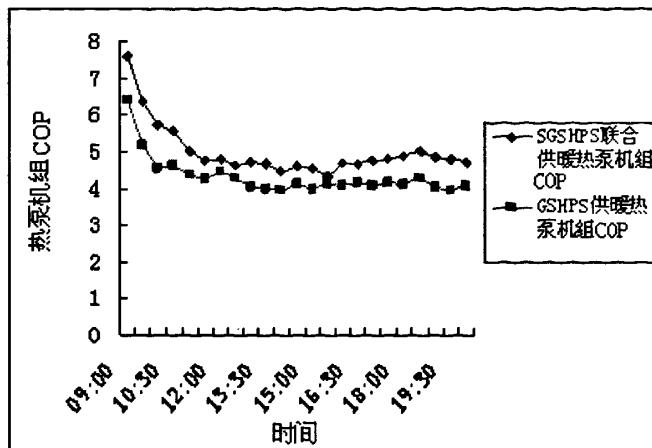


图 4.14 SGSHPS 联合供暖与 GSHPS 供暖热泵机组 COP 变化

SGSHPS 联合供暖与 GSHPS 供暖热泵机组制热 COP 如图 4.14 所示, GSHPS 供暖的制热 COP 要低于 SGSHPS 联合供暖的制热 COP, 并且呈逐渐下降的趋势, 最终趋于稳定; SGSHPS 联合供暖的制热 COP 在 12:00~15:00 比较稳定, 在关闭太阳能集热系统后, 制热 COP 不但没有降低, 反而有增加的趋势, 由于系统运行过程中, 循环水要经过水箱, 水箱中蓄存了一部分热量, 关闭太阳能集热系统后, 随着系统的运行, 循环水温度逐渐降低。当水箱中已储存的这部分热量参与系统运行后, 可稳定供暖工况, 提高系统的性能系数。

4.4 蒸发器入口水温对机组性能的影响

在热泵运行过程中, 蒸发器入口水温对系统性能影响最为重要, 图 4.15 和图 4.16 分别示出了本实验过程中, 蒸发器入口水温对蒸发器吸热量和热泵耗功的影响。由图可以看出, 蒸发器吸热量和耗功都随蒸发器入口水温的升高而升高, 呈直线变化, 根据对本实验测试的实验数据进行拟合, 在蒸发器进口气温为 11~18°C 之间时, 关系式 (2-18) 和 (2-19) 中 $a=5503.47$, $b=289.17$, $a_1=2011$, $b_1=20$ 。

图 4.17 示出了在房间负荷相同的情况下, 蒸发器入口水温与热泵机组制热性能系数的关系, 热泵机组 COP 随蒸发器入口水温的增加而增大, 这说明蒸发器入口水温越高, 则热泵机组的性能越优, 提高蒸发器入口温度的方法很多, 通过分析利用太阳能蓄热储能是最节能的方法之一。但是, 由于太阳能集热器的成本较高, 占地面积大, 因此, 综合多种因素的影响, 经济性评价是一个优化过程, 本文将在第五章重点讨论太阳能集热器面积优化的问题。

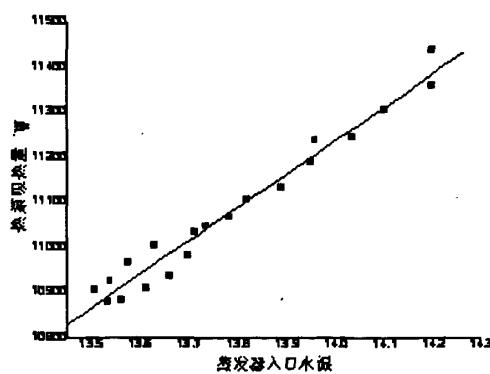


图 4.15 蒸发器入口水温与热泵吸热量关系

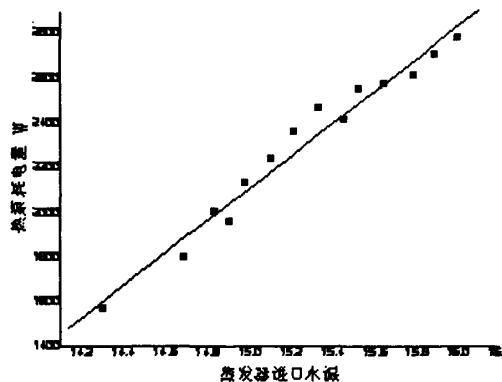


图 4.16 蒸发器入口水温与热泵耗功关系

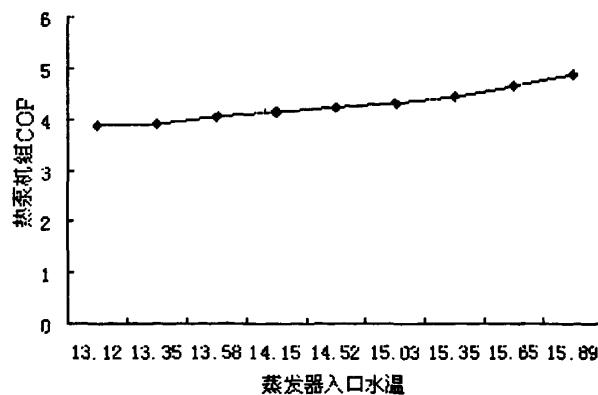


图 4.17 蒸发器入口水温与热泵机组 COP 关系

4.5 土壤温度场恢复过程分析

4.5.1 短期运行土壤温度恢复过程分析

由图 4.18 可以看出, 系统连续运行三天期间内, 土壤深度在 12m 以上区域, 两天间歇供热停启之间的土壤温差均小于 0.1°C , 土壤恢复情况较好; 深度在 12m~20m 区域, 连续两天供暖结束土壤温差陡升; 深度在 20m 以下区域, 温差基本恒定, 这一段区域土壤温度恢复情况较差。可以说明, 深度在 12m 以上, 土壤受到地表气候条件、地下水流动等因素的影响, 换热较迅速, 周围土壤通过导热、对流等方式, 将热量传给该区域温度较低的土壤, 土壤迅速恢复到接近初始温度; 而深层土壤比较稳定, 受到外界因素的影响后, 响应较慢。从图中还可以看出, 连续两天的土壤温差趋势相近, 随着供暖期的延长, 土壤的温降呈减小的趋势。但总体来讲, 温降率都在 1.6% 以内, 说明土壤本身的自我恢复能力较强。

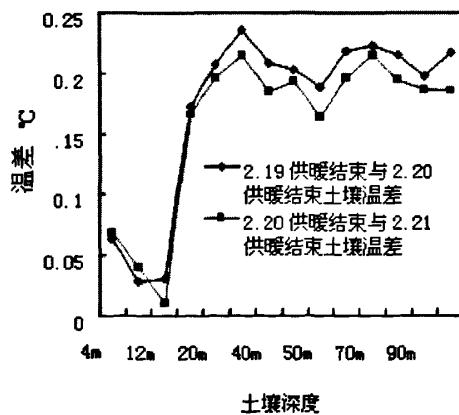


图 4.18 连续供暖三天土壤温差变化

4.5.2 供暖结束后土壤温度恢复过程分析

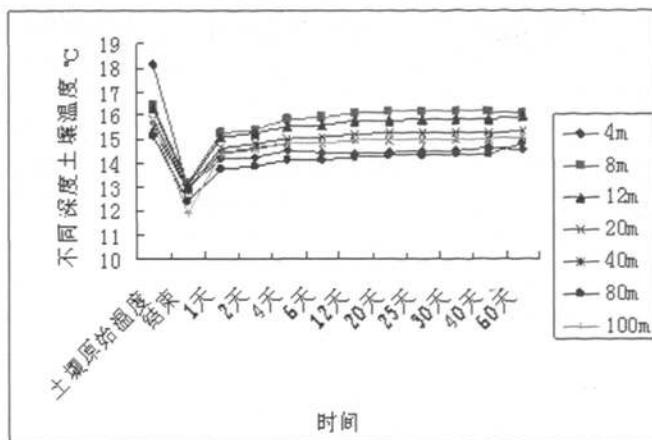


图 4.19 供暖结束后不同深度土壤温度

图 4.19 示出了土壤原始温度、供暖结束时温度以及土壤自行恢复两个月后不同深度的土壤温度变化。由图可以看出，供暖结束第一天土壤温度升高较快，平均升高约 2°C 。在接下来的两个月内，土壤温度变化并不大，平均值维持在 14.5°C 左右，比土壤原始温度低了约 1.5°C 。根据现在运行的土壤源热泵运行系统数据分析，土壤温度最低可降至 8.5°C 左右，大大降低了热泵效率，影响供暖质量。因此本实验说明土壤有良好的冷（热）量蓄存能力，且太阳能蓄热确实起到节能的效果。这对于供暖期较长，供冷期较短的地区，起到了恢复土壤热平衡的作用。由图还可以看出，100m 深处土壤温度变化最剧烈，这与蓄热实验时 100m 处土壤温度变化情况相符。

在 2008 年 11 月 15 日到 2009 年 3 月 5 日期间进行了联合系统供暖实验，这套系统能满足供暖的要求，供暖期间，水源热泵机组 COP 平均达 4.33，系统 COP 平均达 3.98，综合评价系统性能优于任一独立系统。而且供暖期间不排放有害气体，更环保。

4.6 本章小结

本章依据第三章介绍的实验方案进行了非采暖季土壤蓄热实验、太阳能热泵供暖、太阳能—土壤源热泵供暖实验、土壤源热泵独立供暖实验，并对实验数据进行了采集、分析。

对蓄热结束和供暖结束后土壤温度场恢复情况进行了分析，证明了非采暖季土壤蓄热能加快土壤温度场的恢复，达到了节能的目的。

由于条件有限，不能做两套系统来进行对比，只是选择天气情况及其近似的两天进行了蓄热模式的比较，但是供暖期间，天气情况变化无常，所以不能用实验数据进行系统不同模式性能的比较，这些问题将在优化分析中解决。

第五章 太阳能—土壤源耦合热泵系统优化分析

太阳能—土壤源热泵系统与土壤源热泵系统相比，虽增加了太阳能集热器部分的初投资，但是可以提高热泵机组蒸发器进口水温，从而可以提高热泵机组的性能系数。太阳能集热器面积越大，集热量和对土壤的蓄热量也越大，则热泵机组运行状态也越稳定，性能也越高。但是，太阳能集热器面积的增加，势必造成系统初投资太大，而使整个热泵机组运行起来不经济，所以合理的选择太阳能集热器面积，对系统的经济运行尤为重要。

5.1 优化计算软件框架结构

软件设计流程为：输入土壤换热器出口水温 t_j 、水流量、太阳能辐射强度、环境温度等气象参数，根据太阳能集热器计算模型，计算出太阳能集热器出口水温 t_2 ，根据热泵机组模型计算出热泵机组出口水温 t_0 ，即土壤换热器进口水温，最后再根据土壤换热器模型计算计算出一个新的土壤换热器出口水温 t_{j1} ，比较 t_j 和 t_{j1} 如果误差小于 10^{-5} ，停止计算，否则，将计算出的出口水温 t_{j1} 赋值给假定的 t_j ，重新按流程计算，直到得到满意的结果。

5.2 初始条件的确定

本章采用 C 语言编制了计算程序，对 $227m^2$ 小型办公楼供暖系统进行了模拟分析，土壤换热器长度按冬季供暖负荷来设计，系统设计 COP 为 3.0，由

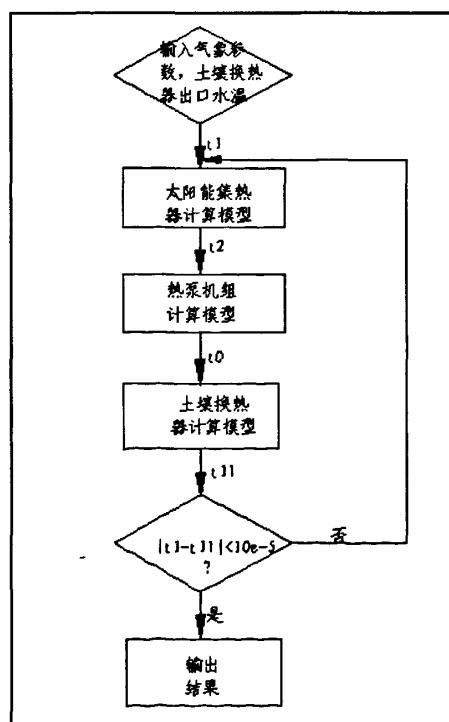


图 5.1 程序运行图

此选定土壤换热器长度 200m。模拟计算太阳能集热器面积分别取 10 m^2 , 15 m^2 , 20 m^2 , 25 m^2 进行讨论。实验过程中, 真空管太阳能集热器平均集热量为 300W/m^2 。在计算过程中, 经过实验测试, 未受干扰大地平均温度为 16.0°C 。根据相关文献介绍, 天津地区冬季取热情况下, 回填材料为砂石, 稳定后, 土壤换热器单位管长换热量约为 52 W/m^2 ^[32], 结合实验测得数据, 计算过程中取单位管长换热量为 43 W/m^2 , 程序的基本运行步骤如图 5.1 所示。模拟计算过程中用到的一些参数列举在表 5.1 中, 土壤土质为粘土, 系统循环介质为自来水, 不加防冻液, 假设系统稳定运行时平均水温为 15°C 。

循环模式: (1) 串联模式 在供暖期间, 只要天气晴, 即用太阳能—土壤源热泵联合供暖; (2) 并联模式 在供暖的初末期采用太阳能直接供暖、太阳能热泵或土壤换热器供暖; 在寒冷的中期采用太阳能—土壤源热泵联合供暖。

表 5.1 模拟计算中应用参数汇表

类别	土壤导热系数	土壤导温系数	普朗特数 Pr
数值	$1.40\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$	$0.52\times 10^{-6}\text{ m}^2/\text{s}$	8.395
类别	水的导热系数	水运动粘度系数	时间常数
数值	$0.5865\text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$	$1.206\times 10^{-6}\text{ m}^2/\text{s}$	7200 S

图 5.2 和图 5.3 所示分别为供暖期间各月典型日太阳能辐射强度和室外环境温度变化, 其中, 11 月份和 2 月份典型日的太阳能辐射强度和室外环境温度基本相等。

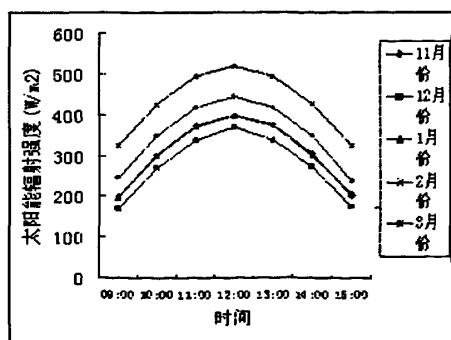


图 5.2 各月典型日逐时太阳能辐射强度

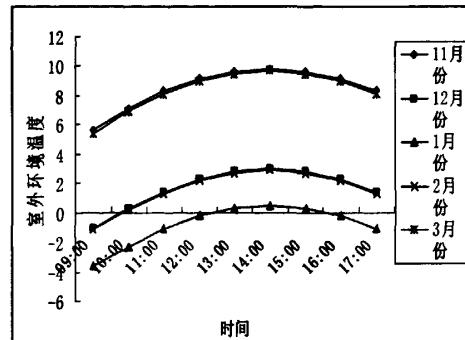


图 5.3 各月典型日逐时环境温度

5.3 模型拟合计算结果分析

为了验证模型建立的正确性,本文对模型计算的理论数据和实验所得的数据进行了对比。图 5.4 和图 5.5 示出了太阳能集热器集热模型和土壤换热器模型的实验验证。结果证明,在计算的温度范围内,理论数据与实验数据吻合较好,误差在 0.9% 之内,理论模型适用。

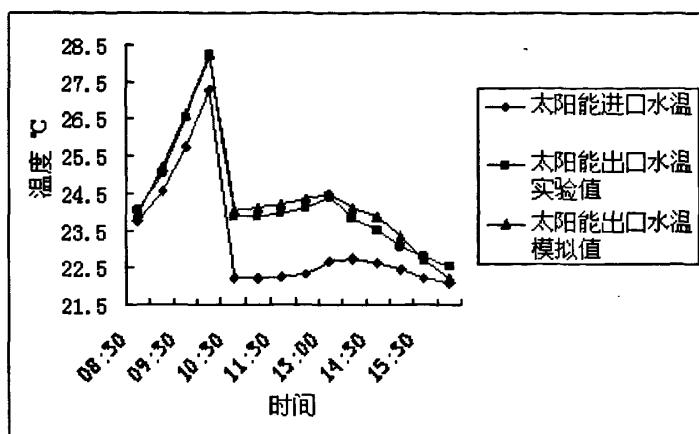


图 5.4 太阳能出口水温实验值及模拟值

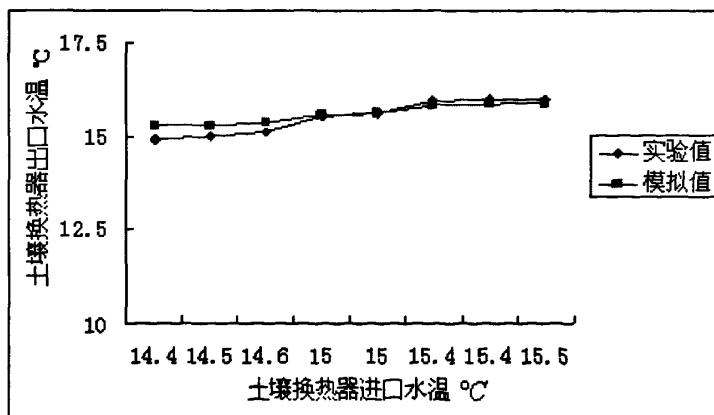


图 5.5 土壤换热器出口水温实验值及模拟值

5.4 系统能耗计算结果分析

设计热负荷为 11.35kW, 蒸发器侧水流量为 $3.5\text{m}^3/\text{h}$, 通过优化计算, 系统稳定运行后, 太阳能集热器面积为 25m^2 , 太阳能辐射强度最高时, 太阳能出口水温最高能达到 17.5°C 。当配置不同太阳能集热器面积时, 在上午 9:00 到下午 15:00 期间使用太阳能集热器时, 系统各月典型日热泵系统耗电量列入表 5.2 中。由表可以看出, 在同一月份典型日, 太阳能集热器面积越大, 系统耗电量越小。图 5.6 和图 5.7 分别表示了不同面积太阳能集热器下, 供暖季各月典型日热泵机组和系统制热 COP 的变化。随着太阳能集热器面积的增加, 热泵机组 COP 和系统 COP 都相应的升高。

表 5.2 系统各月典型日热泵系统耗电量

太阳能集热器面积 (m^2)	11 月份 (kW)	12 月份 (kW)	1 月份 (kW)	2 月份 (kW)	3 月份 (kW)
10	19.95	20.13	20.09	19.95	19.66
15	19.83	20.00	19.95	19.82	19.43
20	19.73	19.87	19.82	19.73	19.21
25	19.62	19.75	19.71	19.62	19.12

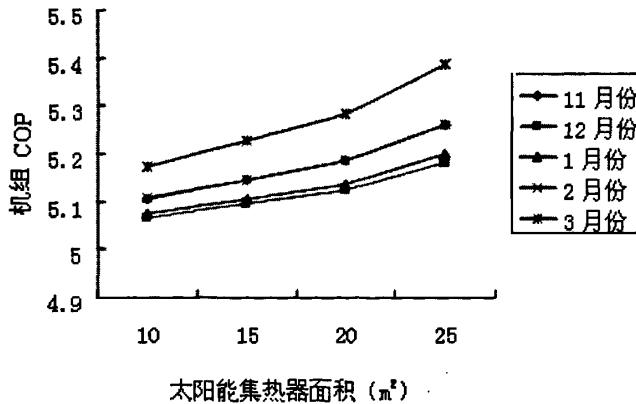


图 5.6 联合供暖各月典型日热泵机组性能系数与太阳能集热器面积关系

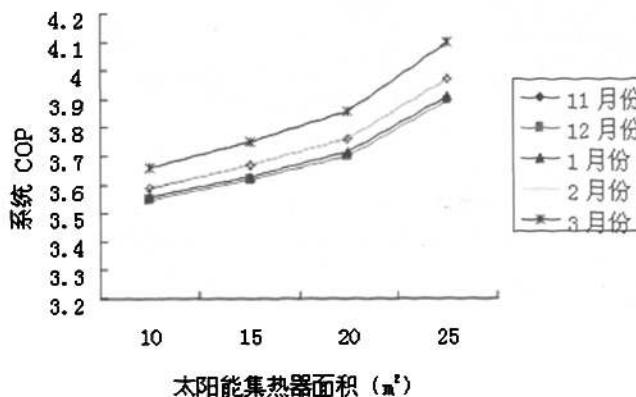


图 5.7 联合供暖各月典型日系统性能系数与太阳能集热器面积关系

5.5 经济评价方法

技术经济评价的主要目的是为可选择经济上合理、技术上可行的方案，所以经济评价方法正确与否，将直接影响方案的经济评价结果。因此，合理选择评价方法非常重要。本文用费用年值法进行评价。

5.5.1 费用年值法

费用年值法是将不同设计方案的投资与年运行成本折算成与其等值的各年年末等额成本，费用年值最低的方案为最佳方案。无论系统寿命期是否相同，都可以使用这种方法。因为该方法考虑到长期投资且计算方法通用简便，所以，在实际工程中得到了普遍应用。费用年值法的计算方法如公式(5-1)所示^[33]：

$$C_0 = C_r + C_m + PI(C - S) + Si$$

$$PI = \frac{i}{1 - (1 + i)^{-n}} \quad (5-1)$$

$$i = \frac{u - f}{1 + f}$$

式中： C_0 —费用年值，元/年；

C_r —年运行费用，元/年；

C_m —年维护费用，元/年；

PI —资本收益系数, %;
 C —初投资, 元;
 S —资本投资净残值, 0 元;
 i —不变折现率, %;
 n —使用年限, 年;
 u —现实折现率, 取 3.4%;
 f —通货膨胀率, 按 2009 年取为 3.9%。

5.5.2 初投资估算

系统的投资费用主要包括工艺设备费用（包括机器设备、仪表仪器等的购置费用）和安装工程费用两部分, 是在实施一个方案时首先要考虑的最重要的部分, 因为初投资费用关系整个系统运行的经济性, 所以, 估算初投资费用非常重要。

(1) 设备投资估算费用 ^[34]

$$C' = \sum_{i=1}^m d_i Q_i \quad (5-2)$$

式中: C' —设备估算费用, 元;

d_i —i 设备的单价, 元;

Q_i —i 设备的数量;

m —设备种数。

(2) 安装后的设备投资费

$$C_1 = (1+a) C' \quad (5-3)$$

式中, a —同类工程项目安装费占设备费的比例, 一般取 0.43。

(3) 厂房建筑和扩建用场地费

$$C_2 = b C_1 \quad (5-4)$$

式中, b —同类同城项目中, 建筑费用所占的比例, 取决于厂房的类型: 露天, $b=0.1\sim0.2$; 半露天, $b=0.2\sim0.6$; 室内, $b=0.6\sim1.0$ 。

(4) 仪表费用

$$C_3 = d C_1 \quad (5-5)$$

式中, d —同类工程项目中, 仪控设施费用所占的比例, 取决于自控程度: 无自控装置, $d=0.03\sim0.05$; 部分自控, $d=0.05\sim0.12$; 高度自控, $d=0.12\sim0.20$ 。

(5) 外部管线费用

$$C_4 = fC_1 \quad (5-6)$$

式中, f —外部管线费所占的比例, 取决于管线长短; 短距离, $f=0.00\sim0.05$; 中距离, $f=0.05\sim0.15$; 长距离, $f=0.15\sim0.25$ 。

(6) 厂房建筑和扩建用地费用

$$C_5 = gC_1 \quad (5-7)$$

式中, g —建筑费用所占的比例, 取决于厂房的类型; 露天, $g=0.1\sim0.2$; 半露天, $g=0.2\sim0.6$; 室内, $g=0.6\sim1.0$ 。

(7) 施工费

$$C_6 = hC_1 \quad (5-8)$$

式中, h —施工费占实体投资的比例, 取决于施工的复杂程度; 简单: $h=0.20\sim0.35$; 复杂, $h=0.35\sim0.60$ 。

所以工程实体部分的投资值 $C_7=C_1+C_2+C_3+C_4+C_5+C_6$

5.5.3 年维护费用的计算

在各方案中, 年维护费用包括系统的维修、保养, 其影响因素很多, 要给出确切的数值很困难, 本章采用的估算法是按设备初投资的一定比例来计算年维护费用, 年维护费用的计算公式为^[35]:

$$C_m = C \times \varepsilon \quad (5-9)$$

式中, ε —计取系数, 取 1.5% ^[36]。

5.6 各种方案经济性比较

在天津地区, 年供热天数为 120 天, 以写字楼为例, 每天供暖 11 个小时, 年供暖时间为 1320 小时。供暖供水温度 50°C , 环境平均温度 3.8°C , 系统的年运行费用是电费, 生产电价为 $0.7 \text{ 元}/\text{kW}\cdot\text{h}$ 。将配置 10 m^2 , 15 m^2 , 20 m^2 , 25 m^2 太阳能集热器的方案分别称作方案一、方案二、方案三、方案四, 把单独用土壤源热泵系统供暖的方案称作方案五, 太阳能集热器价格为 $800 \text{ 元}/\text{m}^2$, 热泵机组价格为 7973 元, 钻井每 100m 造价 4000 元。按照估算, 各方案的系统经济性比较以费用年值为依据, 费用年值最小的即为最优方案, 各方案系统费用年值如表 5.3 所示。

表 5.3 串联模式各方案费用年值比较

项目	方案一	方案二	方案三	方案四	方案五
初投资 元	34045	38845	43645	48445	24445
使用寿命 年			18		
PI			0.097		
年运行费用 元/年	2769	2719	2671	2624	3007
年维护费用 元/年	511	583	655	727	367
费用年值 元/年	6582	7070	7559	8050	6565

由表 5.3 可以看出，在串联模式下，太阳能集热器面积越大，年运行费用越低。但是考虑到初投资，费用年值随着太阳能集热器面积的增加而增加，单独用土壤源热泵时系统的费用年值最小。这说明在天津地区采用串联模式进行太阳能—土壤源热泵供暖并不经济。因为太阳能集热器面积越大，系统的初投资越大，节约的电量不足以弥补加设了太阳能集热器之后所增加的初投资的费用。

表 5.4 所示为并联模式下各方案费用年值，将配置 10 m^2 , 15 m^2 , 20 m^2 , 25 m^2 太阳能集热器的方案分别称作方案一、方案二、方案三、方案四，把单独用土壤源热泵系统供暖的方案称作方案五。由表可以看出，太阳能集热器面积越大，太阳能所能提供的热量就越多，同时，蒸发器出口水温也相应提高，提高了系统的制热 COP，则系统年运行费用就越小。当考虑到初投资等费用时，方案二，即太阳能集热器面积为 15 m^2 时，费用年值最小，且系统的运行费用较低，太阳能—土壤源热泵耦合系统每平米的运行费用为 9.7 元，单独用土壤源热泵进行供暖每平米的运行费用为 13.2 元，所以采用方案二较为合理。

表 5.4 并联模式各方案费用年值比较

项目	方案一	方案二	方案三	方案四	方案五
初投资 元	34045	38845	43645	48445	24445
使用寿命 年			18		
PI			0.097		
年耗电费用 元/年	2763	2201	1694	1612	3007
年维护费用 元/年	511	583	655	727	367
费用年值 元/年	6576	6551	6583	7039	6565

5.7 本章小结

本章通过编制模拟计算程序,对太阳能—土壤源热泵系统进行了理论计算和系统优化分析,针对不同面积太阳能集热器分别进行了系统耗电量和系统性能系数的计算,详细介绍了系统初投资的估算方法,用费用年值法分析系统经济性的方法,优化了太阳能集热器的面积。

在进行经济性分析时,未考虑土壤蓄热对系统运行费用的影响,用土壤进行非采暖季蓄热的实验在第四章已经进行了分析,虽然土壤蓄热能提高土壤温度,但是因为土壤结构组成十分复杂,仅用相对面积较小的太阳能集热器进行蓄热,蓄存的这部分热量能否给系统带来经济效益,还待进一步探讨。

第六章 结论

本文对天津地区 227m^2 小型办公楼应用太阳能—土壤源热泵耦合系统非采暖季蓄热和采暖季供暖进行了理论计算和实验分析。

1. 相同水流量下的直接蓄能模式，连续蓄热一天后土壤平均温度可提高 0.38°C ；间接蓄热模式，蓄热一天后的土壤平均温度可提高 0.6°C ，蓄热热源温度越高，蓄热效果越明显。在连续蓄热一周，停机后恢复 88h，测试的土壤平均温升约为 0.3°C 。

2. 深度在 70m 以上的土壤层，由于多孔介质各向异性特点及压力场对水动力的影响，地表水受压力的作用在岩层的裂缝和土壤的间隙渗流。当地表水有径流发生时，会引发热迁移现象，引起土壤温度的变化。天津地表水位埋深较浅，岩层分布不均匀，水流场特征明显是导致土壤蓄热效果不理想的主要原因。

3. 以 1m 、 2m 、 3m 为半径对 8 米深 土壤温度监测，影响半径在 1m 处变化幅度为 0.8°C 。但在 3m 处，不存在温度影响半径。故在浅表层土壤中，水流场变化幅度小，在水平方向上的热迁移现象并不明显。 100m 深处土壤温度变化幅度最为明显，说明该处水流动热迁移现象的作用大于管内湍流的影响作用。

4. 供暖初末期，太阳能热泵机组 COP 约 4.52。对土壤源热泵机组进行变流量影响分析时，流量为 $4.0\text{ m}^3/\text{h}$ 时热泵机组性能相对较好，测试周期内平均 COP 约为 4.16。供暖中期，太阳能—土壤源热泵联合供暖，热泵机组 COP 均在 4.3 以上，系统 COP 均在 3.4 以上。在整个供暖期内，太阳能—土壤源热泵耦合系统平均热泵机组 COP 为 4.33，系统 COP 为 3.98，综合评价系统性能优于任一独立系统。

5. 在相同太阳能集热器面积情况下，并联模式系统性能优于串联模式；综合考虑初投资、面积等因素，太阳能集热器面积为 15m^2 时，运行费用为 $9.7\text{ 元}/\text{m}^2$ ，系统的费用年值最小，运行最经济。

参考文献

- [1] 中华人民共和国国家发展计划委员会及产业发展司.1999年白皮书—中国新能源与可再生能源.中国计划出版社, 2000: 1-20
- [2] 徐邦裕, 陆亚俊, 马最良.热泵.中国建筑工业出版社, 1989: 2-21, 52-150, 17-22, 66, 68
- [3] 郑祖义.热泵空调系统的设计与创新.华中理工大学出版社, 1994: 13-16
- [4] [沙特阿拉伯] A.A.M. 赛义夫编, 许任学, 刘鉴民等译.太阳能工程.科学出版社, 1984
- [5] 张小松, 兰国彬, 杜恺, 费秀峰.太阳能热泵组合系统中的设备能量平衡. 建筑热能通风空调, 2000(1): 23-25
- [6] 史超.太阳能平面采光面最佳角度的确定及相关软件的开发.哈尔滨工业大学硕士论文.2001, 7: 2-3
- [7] 任家生.太阳能的利用与发展.电子器件, 1996, 4 (19): 29
- [8] 袁伟峰, 赵军, 朱强.供暖用土壤源热泵系统.节能, 2002(1): 21-23
- [9] 魏唐棣, 胡鸣明, 丁勇, 刘宪英.地源热泵冬季供暖测试及传热模型.暖通空调, 2000(1): 12-14
- [10] D.A.Ball et al. Design Method for GSHP[J]. ASHRAE Trans. DC-83-03: 416-440
- [11] D.M.Vestal et al. Earth as Heat Source and Sink for Heat Pump[J]. ASHVE, 1957: 41-48
- [12] J.A.Edwards et al. Heat Transfer from Earth-Coupled Heat Exchangers-Experimental and Analytical Results[J]. ASHRAE Trans. HI-85-02: 70-80
- [13] J.R. Parting. Sizing the Closed Loop Earth Coupling for Heat Pumps[J]. ASHRAE Trans. HI-85-02: 61-69
- [14] 胡鸣明.国外地源热泵的发展与设计方法.四川制冷, 1999(2): 20-24
- [15] 王勇等.地源热泵.国外建筑科学, 1997 (2): 32-39
- [16] Mei V.C. Theoretical Heat Pump Ground Coil Analysis with Variable Ground Far-Field Boundary Conditions. AIChE Journal, 1986, 32(7): 1211-121
- [17] Ingersoll, Plass. Theory of the Ground Pipe Heat Source for the Heat Pump. Heating, Piping and Air Conditioning, 1948, 20: 7

- [18] Norman, K. Muraya, Dennis L.O' Neal, Warren M. Heffington. Thermal Interference of Adjacent Legs in A Vertical U -Tube Heat Exchanger for A Ground-Coupled Heat Pump. *ASHRAE Trans*. 1996, 102(2):231-24
- [19] Eliot H. Spiker. GCHP Loop Design Using Thermal Conductivity Testing and the Effect of Different Backfill Materials on Vertical Bore Length[J]. *ASHRAE trans* SF-98-1-3
- [20] M.Inalli, M.Unsal, V.Tanyildizi.a Computational Model of a Domestic Solar Heating System With Underguound Spherical Thermal Storage. *Energy*. 1997, 22(12): 11631172
- [21] Chwieduk, Dorata. Analysis of Utilization of Renewable Energies as Heat Sources for Heat Pumps in Building Sector in Poland. *Renewable Energy*. 1996, 9(1-4) : 720723
- [22] Nordell. Bo, Hellstrom, Goran. High Temperature Solar Heated Seasonal Storage System for Low Temperature Heating of Buildings. *Solar Energy*. 2000, 69(6) : 511523
- [23] 曲云霞, 方肇洪, 张林华等.太阳能辅助供暖的地源热泵经济性分析.可再生能源, 2003(1): 8-10
- [24] 杨卫波, 施明恒, 董华等.太阳能—土壤源热泵系统(SESHPS)交替运行性能的数值模拟.热科学与技术, 2005 3(4): 228-232
- [25] 韩宗伟, 郑茂余, 孔凡红等.太阳能—土壤源热泵相变蓄热供暖系统运行模式.可再生能源, 2007 5(4): 10~14
- [26] 方荣生等.太阳能应用技术.中国农业机械出版社, 1982: 161-163
- [27] 余言顺, 廉乐明等.寒冷地区太阳能—土壤源热泵系统运行方式的探讨.太阳能学报, 2004 24(1): 111-115
- [28] H S carslaw, J C Jaeger, *Conduction of Heat in Solid*,2nd edition. Oxford University Press,1959.
- [29] 刘俊, 张旭, 高军, 杨洁等.土壤源热泵地下换热器热阻模型的对比分析.
- [30] Ingersoll.L.R., O.J. Zobel and A.C.Ingersoll. *Heat Conduction with Engineering and Geological Applications*[M]. New York: McGraw-Hill Book Co. 1954.
- [31] 刘玲, 叶红卫. 国内外蓄热材料发展概况.兰化科技, 1998, 8: 168-172
- [32] 朱强, 李新国, 赵军.不同方式地下埋管换热器的实验研究.华北电力大学学报, 2004: 62-64
- [33] 杨慧.地下水源热泵系统费用年值分析与工程应用研究: [硕士学位论文],

天津；天津大学，2005，1

[34] 动力工程师手册编辑委员会.动力工程师手册，机械工业出版社，1999：
14-47

[35] 王健强.太阳能—地下水热泵系统研究：[硕士学位论文]，天津；天津大
学，2007，1：52

[36] 包涛，董玉军，周翔，郭跃明，袁秀玲等.热泵系统的经济性分析.制冷，
2004，6，23(2)

[37] 王侃宏，伊亮.太阳能相变蓄热地源热泵供暖系统实验研究

致 谢

在论文完成之际，首先衷心感谢我的导师朱家玲教授。本论文的工作是在朱老师的悉心指导下完成的。在两年的硕士学习生涯中，朱教授在学习上和生活上都给予了我很大的关心和帮助。朱教授严谨的治学态度和科学的工作方法以及她独特的人格魅力给了我极大的影响。在此衷心感谢一直以来朱教授对我的关心和指导。

地热中心的张伟老师在本文的一些关键之处给了我珍贵的建议，并且在论文的完成上给了我很大的帮助，在此表示感谢。我还要向地热中心的戴传山老师表示谢意，感谢他在方方面面给予我的关怀和帮助。

在实验室工作及撰写论文期间，与我同期毕业的葛鑫，学弟杨振华、赫广迅，学妹王秋香对我的研究工作给予了热情帮助，感谢各位同窗好友为我的日常生活与学习添加了无穷的乐趣，在此向他们表达我的感激之情，祝福他们前程美好。

另外也感谢我的父母，他们的理解和支持使我能够在学校专心完成我的学业。

最后衷心感谢所有曾经关心、帮助和鼓励我的老师、同学、亲戚和朋友！

陈胜华

2009 年 5 月