第41卷 第10期 太 阳 能 学 报 Vol. 41, No. 10
2020年10月 ACTA ENERGIAE SOLARIS SINICA Oct., 2020

文章编号:0254-0096(2020)10-0361-08

双地埋管群太阳能-地源热泵系统耦合方式研究

沈海笑，王恩宇，沈云祥，齐承英

（河北工业大学能源与环境工程学院，天津 300401）

摘 要：针对天津地区办公建筑的负荷特点提出2种双地埋管群太阳能-地源热泵耦合系统（区别为供热季的太阳能直供或储热），进行为期20 a的模拟预测，得出2种系统的最佳运行工况，并对其运行性能和经济性进行分析。结果表明：从运行性能方面看，直供系统运行20 a的平均系统 *COP* 可达3.78，比储热系统高5.3%；从追加投资费用和运行费用两方面考察二者的经济性，系统运行20 a直供系统比储热系统少花费0.52万元。

关键词：太阳能；地源热泵；经济性分析；运行费用；性能系数；地埋管

中图分类号：TK519；TK529 **文献标志码**：A

0 引 言

地源热泵系统作为利用可再生能源、减轻环境污染的有效形式，越来越多地被应用于建筑供能领域。受建筑负荷的影响，当建筑热负荷远大于冷负荷时，单独使用地源热泵系统会导致系统取热量远大于排热量，土壤温度持续降低，进而导致导致热泵机组 *COP* 逐年降低[1]。如果将太阳能储存至地下，在供热季作为地源热泵系统的热源为建筑供暖，可以使地源热泵系统运行情况得到改善[2-4]。大量工程实例证明，太阳能-地源热泵系统是高效的建筑供热制冷系统[5-11]。

河北工业大学节能实验中心的太阳能-地源热泵系统采用2个独立的地埋管群配合2个热泵机组（HP1和HP2）的双系统供热模式，不易受冷热负荷不平衡的影响，并且在太阳能充足的夏季在保证建筑供冷的同时还可将太阳能收集起来储存到地下[12]。但从2012~2016年的运行数据分析，HP1在供热季长期处于低负荷运行状态，机组运行效率受到限制，所以提出将2个地埋管群联通，共同作为HP1的热源为建筑供暖，这样既可提高机组蒸发器温度以及机组负荷率，又有利于机组运行。本文以该系统为基础，提出2种太阳能-地源热泵耦合系统，对其运行性能和经济性进行为期20 a的预测对比分析，以期为该系统的推广应用提供理论依据。

1 系统介绍

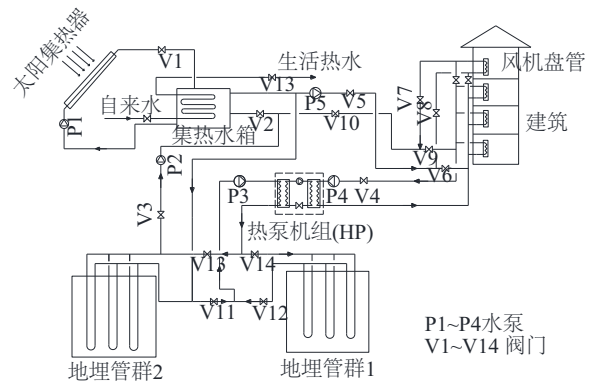
本文以河北工业大学节能实验中心为依托建立建筑模型。该建筑共4层，高22.7 m，建筑面积4953.4 m^2，方向为南偏东21°，按照供冷季和供热季室内温度分别为26 ℃和20 ℃考虑，按照建筑设计维护结构及室内可能人数和设备情况确定新风量及设备负荷等，利用TRNSYS软件逐时模拟得该建筑供热季需热量为149020 kWh，其中1~3层需热量为96811 kWh，4层需热量为52209 kWh；建筑供冷季需冷量为62119 kWh，建筑需热量约为需冷量的2.4倍。本文提出的2种耦合系统为太阳能直接供热耦合地源热泵系统（简称直供系统）和太阳能储热耦合地源热泵系统（简称储热系统），其原理图如图1所示。

2个系统在非供热季的运行相同，区别在于供热季的运行过程。2个系统均包含1个地源热泵机组（ground source heat pump，简称HP）和2个地埋管群（GHE1与GHE2），以及末端侧和地源侧循环泵（P3、P4）构成地源热泵系统（ground source heat pump system，简称GSHPS）；太阳集热器、集热水箱、集热循环泵（P1）构成太阳集热循环；集热水箱、储热循环泵（P2）和GHE2

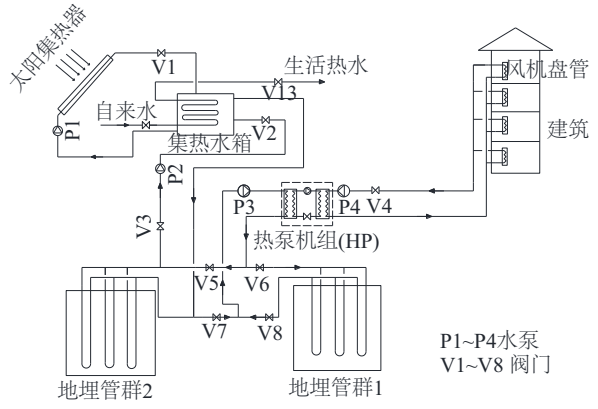
收稿日期：2018-04-12

基金项目：国家重点研发计划（2016YFC0700707）；河北省自然科学基金（E2013202122）；天津市科技计划（14TXGCCX00010；17YFCZZC00560）

通信作者：王恩宇（1970—），男，博士、教授、博士生导师，主要从事可再生能源建筑利用技术、清洁燃烧技术方面的研究。wey@hebut.edu.cn



a. 直供系统



b. 储热系统

图1 系统原理图

Fig. 1 System schematic

构成太阳能储热循环;直供系统中太阳集热器、集热水箱和太阳能直供循环泵(P5)构成直供循环。其中热泵机组额定制热量 339.2 kW,耗电量为 74.9 kW,额定制冷量为 338.3 kW,耗电量为 56.2 kW;太阳集热器由 54 组全玻璃真空管集热器并联而成,总面积为 280 m^2;地埋管换热器埋管材质为高密度聚乙烯,埋管内径为 26 mm;集热水箱体积为 20 m^3。2 个系统均在实验中心原有的太阳能-地源热泵耦合供热系统的基础上去除热泵机组 2 后改造而来,具体设备参数、地埋管群布置形式以及相关仪器仪表可参见文献[13]。系统全年控制循环为:

1)供冷季循环:2 个系统供冷季循环相同,主要有 3 种循环回路,分别为太阳集热循环、太阳能储热循环、地源热泵系统循环。

2)供热季循环:直供系统主要有 3 种循环回路,分别为太阳集热循环、直供循环、地源热泵系统循环。当集热水箱温度达到太阳能直供设定温度时,由直供循环承担第 4 层热负荷,地源热泵系统循环承担 1~3 层热负荷,其余时间地源热泵系统循环承担承担 1~4 层全部负荷。直供启动温度及热泵设定温度在模拟时均取为 40 ℃。储热系统主要有 3 种循环回路,分别为太阳集热循环、太阳能储热循环、地源热泵系统循环。当需要进行太阳能储热时,开启储热循环,GHE2 为太阳能储热,GHE1 作为热泵热源为建筑供热,其余时间 GHE1、GHE2 共同作为热泵热源为建筑供热。

3)过渡季循环:2 个系统过渡季开启的循环相同,主要有 2 种循环回路,分别为太阳集热循环和太阳能储热循环。

2 模拟数据分析

本文利用 TRNSYS 软件建立系统仿真模型,首先进行模型校验。模型校验分为 2016 年 5~9 月份(供冷季)和 2016 年 12 月份~次年 3 月份(供热季)2 部分。模拟参数与系统实际运行参数设置相同。供冷季热泵机组设定温度为 12 ℃或 15 ℃,集热循环启停温差(集热器出口与水箱下出口温度之差)分别为 8 ℃和 3 ℃,储热循环启动温度为 50 ℃,停止温差(水箱上出口温度与水箱回水温度之差)为 5 ℃;供热季热泵机组设定温度为 40 ℃或 41 ℃,集热循环启停温差(集热器出口与水箱出口温度之差)分别为 10 ℃和 3 ℃,直供循环启动温度为 38 ℃或 40 ℃,停止温度为 35 ℃或 36 ℃。

本文研究的实际系统中,安装有 26 块热表和 21 块数字电表,根据热表和电表实测数据,分别对机组制冷(制热)量、机组耗电量、地源侧水泵耗电量、末端侧水泵耗电量以及供热季直供热量与耗电量等实测值与模拟计算值进行对比。所有校验数据二者偏差在 10%之内,认为模型具有较好的准确性,可用此模型进行模拟研究。由于本文所述的供热空调系统服务对象为办公建筑,系统运行时间是间歇的,在供热季(11 月 5 日~次年 3 月 30 日)和供冷季(5 月 26 日~9 月 27 日)每天运行时间段均为 06:00~22:00。

2.1 直供系统运行性能分析

定义 GHE2 流量占比 η 为通过 GHE2 的流量占热泵机组地源侧总流量的比值:

$$\eta=\frac{G_2}{G_1+G_2} \tag{1}$$

式中,η ——GHE2 流量占比;G_1——GHE1 的流量,m^3/h;G_2——GHE2 的流量,m^3/h。

设置 GHE2 流量占比分别为 0、0.01、0.03、0.05、0.10、0.13、0.15、0.20、0.30,对直供系统进行为期 20 a 的模拟,得出系统 *COP* 随流量占比的变化如图 2 所示。由图 2 可看出,除 GHE2 流量占比为零外,其他流量占

比下系统 *COP* 逐年上升，但上升幅度逐渐趋缓。

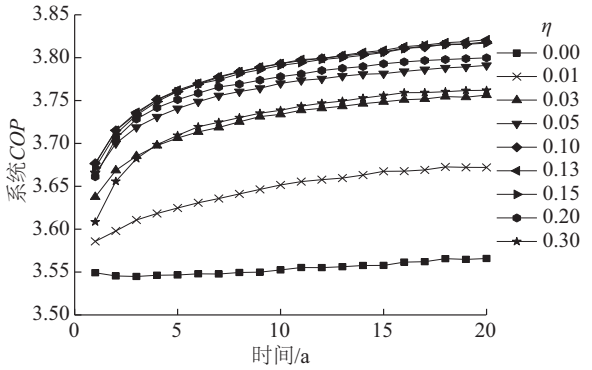


图2　直供系统采用不同 η 时系统 *COP* 20 a的变化

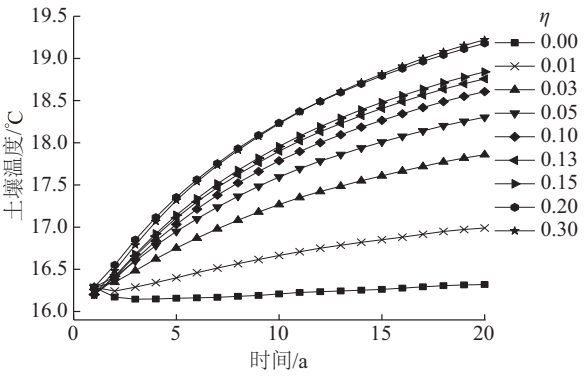
Fig. 2　Variation of *COP* of direct supply system operating for 20 years under various η

系统 *COP* 为全年供热量和供冷量之和与机组耗电量和水泵耗电量之和的比值，计算式为：

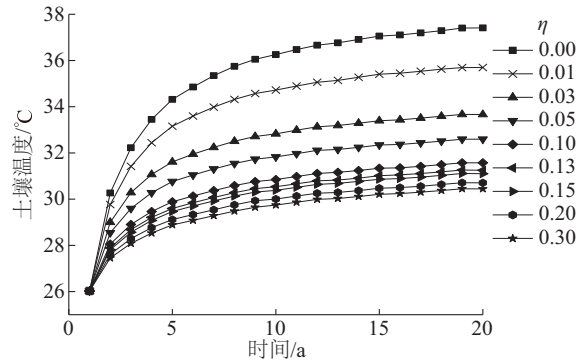
$$COP=\frac{Q_c+Q_h}{P+P_s+P_L} \tag{2}$$

式中，Q_c ——HP 供冷量，kWh；Q_h ——HP 供热量，kWh；P ——HP 耗电量，kWh；P_s ——HP 地源侧水泵耗电量，kWh；P_L ——HP 末端侧水泵耗电量，kWh。

COP 的变化是由 2 个地埋管群的土壤温度变化引起的。图 3 给出了不同 η 时系统运行 20 a 直供系统 GHE1 与 GHE2 的土壤温度变化曲线（图中的土壤温度为每个供热季结束时的土壤平均温度）。可以看出，随着 η 的增大，GHE1 温度逐渐升高，而 GHE2 温度逐渐降低，二者逐渐趋近。除 GHE2 流量占比为零外，在 $\eta<0.3$ 的各工况下 GHE1 的土壤温度均为逐年上升。综合图 2 和图 3 来看，由于 GHE2 中太阳能储热量远大于地源热泵取热量，GHE2 土壤温度逐年升高，且在前 5 年的升高幅度较大，后期逐渐变小。η 不为零时，由于 GHE2 取热量的参与，GHE1 取热量减小，会打破原来设计的平衡状态，GHE1 的土壤温度逐年升高。由于 GHE1 和 GHE2 的土壤温度均逐年升高，所以热泵机组供热循环时，其蒸发器进口温度逐年增大，这有利于供热季 *COP* 的增大。但土壤温度的升高不利于制冷循环，势必会使供冷季 *COP* 减小。但由于该建筑的供热需求远大于供冷需求，所以供热季 *COP* 的增大效应更加明显，全年系统 *COP* 表现为逐年增大。随着 η 的增大，GHE1 的取热量减小，土壤温度升高，但 GHE2 土壤温度逐渐降低。二者对热泵机组地源侧温度的影响正好相反。从图 2 可看出，随着 η 的增大，系统 *COP* 先增大后减小，也就是说 GHE1 的土壤温度存在一个最优值。



a. GHE1 土壤温度



b. GHE2 土壤温度

图3　直供系统采用不同 η 时土壤温度的变化

Fig. 3　Variation of soil temperature of direct supply system operating under various η

图 4 给出了直供系统运行 20 a 的平均系统 *COP* 随 η 变化关系曲线。可以看出，在 η 由零增大至 0.05 的过程中平均系统 *COP* 快速增大，在 $\eta=0.13$ 附近出现峰值，$\eta>0.15$ 后，平均系统 *COP* 开始下降。由图 3 可知，GHE2 土壤平均温度高于 GHE1，高温热源 GHE2 的加入对系统 *COP* 的影响很大，但随着 η 的增大，GHE1

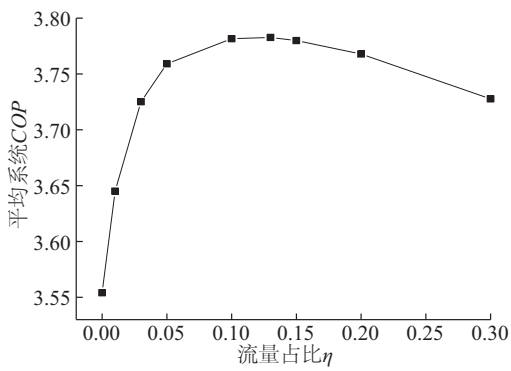


图4　直供系统不同 η 下 20 a 平均系统 *COP*

Fig. 4　Average *COP* of direct supply system for 20 years variation with η

土壤温度升高，GHE2 土壤温度降低，当 η 增大到使 GHE2 土壤温度降到不能体现其高温补热优势时，系统 *COP* 则不再增大。

通过对平均系统 *COP* 与 η 的曲线进行拟合，获得拟合曲线方程为：

$$COP=\begin{cases}2233\eta^3-258.75\eta^2+11.456\eta+3.5541, & 0\leqslant\eta\leqslant0.05\\ -51.001\eta^4+43.568\eta^3-14.71\eta^2+1.9904\eta+3.6912, & \eta>0.05\end{cases} \quad (3)$$

3)根据方程求得 η 为 0.12 时，系统运行 20 a 平均系统 *COP* 最大，为 3.78。

2.2 储热系统运行性能分析

储热系统的运行方式在非供热季与直供系统相同。在供热季白天，当集热水箱温度达到储热要求（水箱上层温度大于 30 ℃）且达到储热运行设定时段时，启动太阳能储热循环，GHE1 作为地源热泵的热源为建筑供热，GHE2 为太阳能储热。为找到系统在每个取热时段 2 个地埋管群的最佳运行流量比，在不同分时策略下运行多种不同流量比，模拟 20 a 的平均系统 *COP* 结果（如图 5 所示）。从图 5 可看出，所有分时策略都在 $\eta=0.20$ 附近平均系统 *COP* 取得最大值。储热启动时刻为 12:00 的系统 *COP* 在 $\eta=0.18$ 时大于储热启动时刻为 10:00 和 11:00 的系统 *COP* 。分析原因是：HP 地源侧水温为 GHE1 和 GHE2 混合水的温度，高温热源 GHE2 的加入有助于提升 HP 地源侧入口温度。GHE2 经历 22:00~次日 06:00 共 8 h 的热恢复后，换热井周围土壤温度上升，而过早启动储热会使热恢复后的 GHE2 的高温热源热量得不到充分利用，因此适当延后储热启动时间，有助于合理利用 GHE2 的热量，提升系统运行性能。

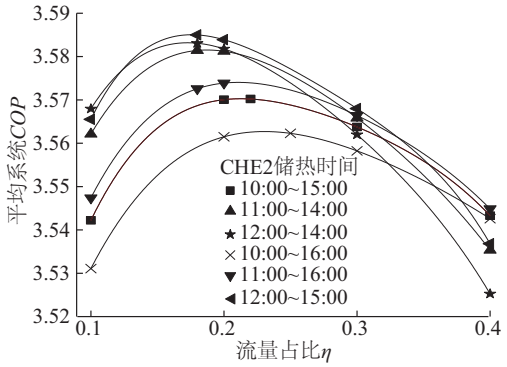


图5 储热系统不同 η 和分时策略下的平均系统 *COP*

Fig. 5 Average *COP* of heat storage system under various η and time strategies

通过拟合公式得出在不同分时策略下平均系统 *COP* 最大值及其对应 η 值，结果如表 1 所示。可以看出，储热时间越长该时段策略下最佳 *COP* 的 η 值越大，这是因为储热时间越长储热量越大，GHE2 土壤温度越高，系统供热时能从 GHE2 获取的热量也更多，即使设置较大的 η 值仍能保证 GHE2 以较高的供水温度运行。

表1 储热系统拟合公式、最佳η和最大*COP*

Table 1 Fitting formula, optimal η and largest *COP* of heat storage system

工况	公式	最佳η	最大 *COP*
10:00~15:00	$COP=-19.61\eta^4+22.94\eta^3-10.57\eta^2+2.14\eta+3.41$	0.21	3.57
10:00~16:00	$COP=-8.12\eta^4+11.67\eta^3-6.65\eta^2+1.61\eta+3.43$	0.23	3.56
11:00~14:00	$COP=-14.81\eta^4+18.06\eta^3-8.86\eta^2+1.81\eta+3.45$	0.19	3.58
11:00~16:00	$COP=-15.36\eta^4+18.68\eta^3-9.07\eta^2+1.91\eta+3.43$	0.21	3.57
12:00~14:00	$COP=-20.04\eta^4+22.81\eta^3-10.36\eta^2+1.95\eta+3.46$	0.17	3.58
12:00~15:00	$COP=-33.67\eta^4+36.83\eta^3-15.40\eta^2+2.73\eta+3.41$	0.18	3.59

由表 1 可知，平均系统 *COP* 最大值对应储热时段为 12:00~15:00，其系统 *COP* 为 3.59，此时 η 为 0.18。因此，对 $\eta=0.18$ 工况不同分时策略下系统 *COP* 进行详细研究，图 6 为模拟结果。图中横坐标为每天储热的设定开始时刻，每条曲线代表不同的储热时长，如：储热开始时刻为 11:00 储热 1 h 表示 11:00~12:00 为 GHE2 储热时间。由图 6 可看出，储热开始时刻为 12:00，储热时长为 3 h 的工况下系统 *COP* 最大，但不同工况下 *COP* 相差不大。

图 7 所示为 GHE2 供热季取热量随不同储热分时策略的变化关系。可以看出，取热量与系统 *COP* 呈相同的变化趋势，并且各种工况间差别不大。关于以上结果，可从水箱温度、土壤温度、储热量等的变化分析原因。计算数据表明，不同储热时长及不同分时策略下 GHE2 供热季储热量相差较大。储热时段为 11:00~15:00 工况下每个供热季平均储热量最大，为 183.3 GJ，而储热时段为 15:00~16:00 工况下每个供热季平均储

热量最小，仅为 51.8 GJ，不足前者的 1/3。这是因为不同分时策略下，储热循环启停时刻对应的储热水箱温度会出现比较大的差异，进而对集热循环产生较大影响。

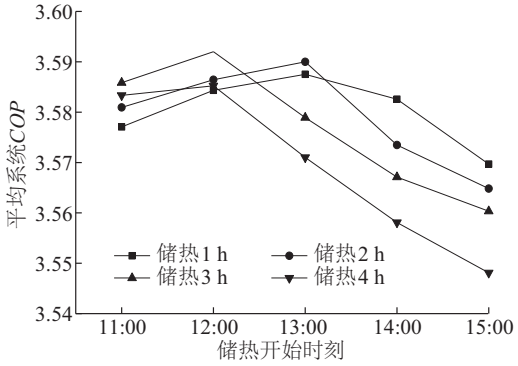


图6　$\eta=0.18$ 时不同分时策略下的平均系统 *COP*

Fig. 6　Average system *COP* under various time strategies when $\eta=0.18$

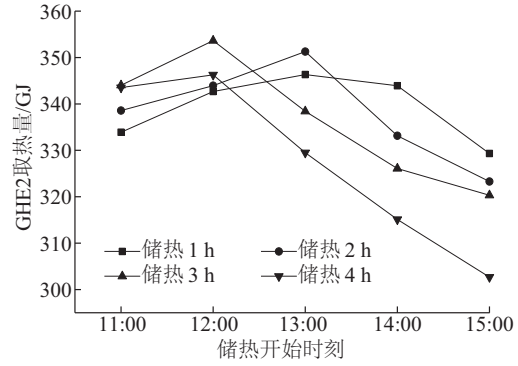


图7　储热系统GHE2供热季取热量

Fig. 7　Heat exchange of GHE2 in heat storage system in heating season

如前所述，储热循环的启停是由储热时间段的设定和水箱温度共同决定的。当太阳辐射条件较好时，水箱温度很早就可达到储热启动温度设定值，如果储热启动时间设置太晚或储热时间太短，会有大量热量来不及储存到地下管群，储热停止后水箱温度较高，影响第 2 天集热效率，最终使储热量大大减少。当太阳辐射条件较差时，水箱温度达到储热温度设定值的时刻较晚，如果储热启动时间设置太早且储热设置时间太短，可能会错过储热循环的运行，也造成储热量的不足。从模拟数据来看，在整个供热季内储热水箱温度平均值与储热开始时刻关系不大，但随储热时长的增大而降低，与储热量的关系一致。但储热量的大小与系统 *COP* 并非表现出正相关的关系，储热量增大对 *COP* 并不总是有利。

非供热季储热量几乎不受供热策略影响，占总储热量的比重很大。比如，储热时段为 15:00~16:00 工况下平均每年非供热季储热量为 700.7 GJ，储热时段为 11:00~15:00 工况下平均每年非供热季储热量为 683.6 GJ，二者偏差仅为 2.5%，可以预见 GHE2 土壤平均温度在不同分时策略下也相差不大，加之 η 仅为 0.18，所以各工况供热季取热量相差不大。因此可得储热系统最佳储热启动时刻为系统供热启动至供热停止的中间时刻提前 1~2 h，最佳储热时长为 2~3 h，如此安排交叉运行策略能够保证 GHE2 出口水温在较长的时间里维持较高温度，有利于提升机组运行性能。

3　经济性分析

空调系统在其整个寿命周期内运行和维护的成本占其全寿命周期成本的 50%~60%，考察 2 个系统的经济性，需考虑系统初投资费用和运行费用两方面。本文采用寿命周期内费用总值法对 2 个系统经济性进行分析。

3.1　初投资费用分析

本文所研究的 2 种系统主要差别在于直供循环部分，直供系统供热季当水箱温度达到直供温度设定点时开启直供循环，而储热系统不需要直供循环。除直供循环外，2 个系统所包括的设备及材料大致相同，初投资为 233 万元（包括所有设备材料费及相应的建设安装费）。本文重点关注直供系统追加投资费用，对比 2 个系统确定直供系统追加投资费用如表 2 所示。本文设

表2　直供系统追加投资费用

Table 2　Additional investments of direct supply system

部件	数量	单价/元	总计/元	更换系数	追加投资费用/元	备注
水泵/台	2	6580	13160	1	13160	IPL50/165-5.5/2
无缝钢管/m	80	38	3040	1	3040	DN65
控制器/套	1	1600	1600	1	1600	包括继电器、接触器等
蝶阀/套	9	75	675	4	1587	DN65
单向阀/个	2	156	312	4	733	DN65
限压阀/个	1	260	260	4	611	DN65
热表/套	1	3200	3200	4	7523	DN65
压力表/套	2	125	250	2	357	0~0.4 MPa
总计	—	—	22497	—	28611	—

定的2个系统寿命周期均为20 a,对于系统中设备及材料的使用寿命达不到20 a的需计算其更换系数,更换系数为系统寿命周期与设备使用寿命的比值。

对更换系数大于1的设备需在20 a的寿命周期中对设备进行更换,资金具有时间价值,本文将其折算为现值进行考虑。其初投资的修正计算公式如式(4),由此计算出直供系统的追加投资费用为28611元。

$$CI = CI_0 + CI_0 \times (1+i)^{-k_1} + CI_0 \times (1+i)^{-k_2} + \cdots \quad (4)$$

式中,CI——设备的追加投资费用,元;CI_0——设备的采购费,元;i——折现率,取8%;k_1、k_2——设备第一、二次更换的年份。

3.2 运行费用分析

空调系统的运行成本主要有能耗费和维护保养费。由于本文所研究的2种系统所含有的设备大致相同,维护保养费相差较小予以忽略,运行费用只考虑能耗费,即电费。通过模拟2种模式20 a的运行情况及天津市居民生活用电收费标准(0.49元/kWh)得出直供系统不同η下系统的年运行费用,以及储热系统η=0.18不同储热时长最佳分时策略下的年运行费用,进一步计算系统运行20 a的运行费用,因资金具有时间价值,本文中将系统寿命周期内的总运行费用折算为现值进行考虑,计算公式为:

$$CO = \sum_{y=1}^{20} CO_y (1+i)^{-k} \quad (5)$$

式中,CO——系统寿命周期内总运行费用,万元;CO_y——为第y年的运行费用,万元。

2个系统寿命周期内除基本投资费外的费用总增值计算结果如表3和表4所示,表中加粗数字为最佳工况下的总运行费用和费用总增值。表3中的费用总增值为总运行费用和追加投资费用之和。表4中的费用总增值等于总运行费用。由此得出:直供系统比储热系统初投资费用多2.86万元。通过对比在2种系统最佳工况(直供系统,η=0.13;储热系统,12:00~15:00时段,η=0.18)下系统运行20 a的模拟结果,可得直供系统比储热系统节省电量140.66 MWh,节省运行费用3.38万元。综合追加投资费用和运行费用得出直供系统比储热系统节省费用0.52万元。

表3 直供系统不同η下系统运行20 a总耗电与总费用

Table 3 Total power consumptions and total costs of direct supply system operating for 20 years under various η

项目	η						
	0.00	0.05	0.10	0.13	0.15	0.20	0.30
追加投资费用/万元	2.86	2.86	2.86	2.86	2.86	2.86	2.86
总耗电量/MWh	2827.40	2673.46	2658.00	2657.26	2658.80	2671.74	2700.50
总运行费用/万元	68.01	64.31	63.94	**63.92**	63.96	64.27	64.96
费用总增值/万元	70.87	67.17	66.80	**66.78**	66.82	67.13	67.82

表4 储热系统不同分时策略系统运行20 a总耗电与总费用

Table 4 Total power consumptions and total costs of heat storage system operating for 20 years under various time strategies

项目	时段			
	13:00~14:00	13:00~15:00	12:00~15:00	12:00~16:00
总耗电量/MWh	2801.42	2799.50	2797.92	2803.20
费用总增值/万元	67.39	67.34	**67.30**	67.43

4 结 论

1)在直供系统的运行条件下,高温热源GHE2的加入有助于提高系统COP,GHE1与GHE2的最佳流量比为0.88/0.12,此时系统运行20 a的平均COP最大,为3.78。

2)在储热系统的运行条件下,储热时间为12:00~15:00,GHE1与GHE2的最佳流量比为0.82/0.18,系统运行20 a的平均COP最大,为3.59。储热系统最佳储热启动时刻为系统供热启动至供热停止的中间时刻提前1~2 h,最佳储热时长为2~3 h。

3)从运行费用、追加投资费用两方面进行经济性分析,结果显示储热系统的初投资较少,但运行性能与直供系统相比较差,综合二者考虑,系统运行20 a

二者总投资相差不大，直供系统仅比储热系统节省费用0.52万元。

［参考文献］

［1］ 丁红亮，蔡新国. 基于太阳能季节补热的地源热泵空调系统研究[J]. 节能，2015，34(3)：48-52，3.
DING H L，CAI X G. Research on the ground source heat pump air-conditioning system with seasonal heat supply by solar energy[J]. Energy conservation，2015，34(3)：48-52，3.

［2］ 王帅，刘艳峰，马超. 土壤源热泵与太阳能采暖耦合系统土壤热响应研究[J]. 太阳能学报，2015，36(11)：2578-2583.
WANG S，LIU Y F，MA C. Study on the soil thermal response of SGCHPSS[J]. Acta energiae solaris sinica，2015，36(11)：2578-2583.

［3］ FIDORÓW N，SZULGOWSKA-ZGRZYWA M. The influence of the ground coupled heat pump's labor on the ground temperature in the boreholes-Study based on experimental data[J]. Applied thermal engineering，2015，82：237-245.

［4］ CIMMINO M，ESLAMI-NEJAD P. A simulation model for solar assisted shallow ground heat exchangers in series arrangement[J]. Energy and buildings，2017，157：227-246.

［5］ 王恩宇，贺芳，齐承英. 太阳能-地源热泵联合供能系统运行策略研究[J]. 暖通空调，2012，42(12)：83-87.
WANG E Y，HE F，QI C Y. Operation strategy of solar-ground source heat pump systems[J]. Journal of HV&AC，2012，42(12)：83-87.

［6］ 杨泉，杨洪兴，吕建. 太阳能辅助地源热泵系统运行模式研究[J]. 可再生能源，2013，31(12)：7-10，16.
YANG Q，YANG H X，LYU J. Operation mode research of solar assisted ground-source heat pumps system[J]. Renewable energy resources，2013，31(12)：7-10，16.

［7］ 李新国，赵军，王一平，等. 太阳能、蓄热与地源热泵组合系统的应用与实验[J]. 太阳能学报，2009，30(12)：1658-1661.
LI X G，ZHAO J，WANG Y P，et al. The application and experiment of solar-ground coupled heat pump with heat storage[J]. Acta energiae solaris sinica，2009，30(12)：1658-1661.

［8］ OZGENER O，HEPBASLI A. A review on the energy and exergy analysis of solar assisted heat pump systems[J]. Renewable and sustainable energy reviews，2007，11(3)：482-496.

［9］ KJELLSSON E，HELLSTRÖM G，PERERS B. Optimization of systems with the combination of ground-source heat pump and solar collectors in dwellings[J]. Energy，2010，35(6)：2667-2673.

［10］ BAKIRCI K，OZYURT O，COMAKLI K，et al. Energy analysis of a solar-ground source heat pump system with vertical closed-loop for heating applications[J]. Energy，2011，36(5)：3224-3232.

［11］ EMMI G，ZARRELLA A，DE C M，et al. An analysis of solar assisted ground source heat pumps in cold climates[J]. Energy conversion and management，2015，106：660-675.

［12］ WANG E，FUNG A S，QI C，et al. Performance prediction of a hybrid solar ground-source heat pump system[J]. Energy and buildings，2012，47(3)：600-611.

［13］ 陆游. 基于TRNSYS的太阳能-地源热泵系统模型研究[D]. 天津：河北工业大学，2014.
LU Y. Model research based on TRNSYS of solar ground-source heat pump system[D]. Tianjin：Hebei University of Technology，2014.

STUDY ON COUPLING METHODS OF SOLAR-GROUND SOURCE HEAT PUMP SYSTEM WITH DOUBLE BURIED PIPE GROUPS

Shen Haixiao, Wang Enyu, Shen Yunxiang, Qi Chengying

(*School of Energy and Environmental Engineering*, *Hebei University of Technology*, *Tianjin* 300401, *China*)

Abstract: In this paper, two kinds of hybrid solar-ground source heat pump system with double buried pipe groups are put forward according to the load demand of office buildings in Tianjin. The difference of the two systems is the usage of the heating season's solar energy: direct supply to building or storage in soil. The optimal operating condition, the operating performance and the economic characteristics for each system in a period of 20 years are studied by simulation.The results show that the average coefficient of performance (*COP*) of the direct supply system 20 years is up to 3.78, and 5.3% higher than the heat storage system. The sum of additional investment and operating cost shows that the direct supply system operating for 20 years costs less 5200 yuan less than that of the heat storage system.

Keywords: solar energy; ground source heat pumps; economic analysis; operating costs; coefficient of performance