

基于热平衡的土壤源热泵系统特性分析

范蕊¹, 高岩², 陈旭³, 龙惟定¹

(1. 同济大学 中德工程学院, 上海 200092; 2. 北京建筑工程学院 环境与能源工程学院, 北京 100044;
3. 同济大学 机械工程学院, 上海 201804)

摘要: 针对不同负荷不平衡率时地下埋管换热器的传热特性展开研究, 提出采用辅助冷热源、盘管排数调节等策略建议, 以期土壤热泵系统的高效运行. 此外, 还建议将地下埋管换热器安装在地下水丰富地区, 亦可以减轻土壤全年热不平衡所带来的问题.

关键词: 土壤热平衡; 土壤源热泵; 热渗耦合

中图分类号: TK 52

文献标识码: A

Analysis on Influence of Yearly Heat Imbalance on Heat Transfer Characteristic of Ground-coupled Heat Pump System

FAN Rui¹, GAO Yan², CHEN Xu³, LONG Weiding¹

(1. Sino-German College of Applied Sciences, Tongji University, Shanghai 200092, China; 2. Beijing Institute of Architecture and Engineering, Beijing 100044, China; 3. School of Mechanical Engineering, Tongji University, Shanghai 201804, China)

Abstract: A research is made on heat transfer characteristic of ground heat exchanger (GHE) with different heat imbalance rates, and then, the suggestions such as auxiliary cool and heat source, ground heat pipe adjustment are put forward for better and efficient operation of system. Furthermore, it is much better that installing ground heat exchanger in the area with high groundwater flowrate for the alleviation of soil heat imbalance problems.

Key words: soil thermal balance; ground-coupled heat pump; coupled heat conduction and groundwater advection

土壤源热泵系统常年运行时, 由于冬夏季地埋管区域土壤的吸放热量不一致导致的土壤热平衡问题是制约其发展的一个主要影响因素. 在我国北方

地区, 通常冬季吸热量大于夏季向土壤的排热量, 系统常年使用就会使冬季土壤温度逐年降低, 造成冬季地源热泵机组的蒸发温度降低, 从而使系统 COP (coefficient of performance) 降低, 一般情况下, 土壤温度降低 1 °C, 会使制取相同热量的系统能耗增加 3%~4%^[1]. 而在我国南方地区, 例如长江流域的夏热冬冷地区, 情况就恰恰相反, 系统常年运行就会使得土壤温度逐年升高, 从而使得机组夏季运行效率降低, 甚至多年后无法运行.

笔者拟对土壤源热泵在不同的热不平衡率情况下的长期运行特性进行模拟计算分析从而为解决土壤热平衡问题找到思路.

1 全年运行特性分析

在长江中下游地区, 由于土壤冬、夏季放、吸热量的不同, 使得土壤温度逐年升高, 也使得土壤源热泵机组夏季运行时的冷凝温度逐渐升高, 从而降低机组的运行效率. 因此, 笔者通过对不同土壤全年热不平衡率情况下的系统运行特性及土壤温度变化特性进行分析, 从而找到减缓或解决土壤全年热不平衡问题的办法, 其中, 土壤全年热不平衡率为 50% 指夏季土壤吸热负荷为 100 kW, 冬季土壤放热负荷为 50 kW; 土壤全年热不平衡率为零时, 土壤冬、夏季放热、吸热负荷都为 100 kW. 在进行全年运行模拟时, 按照夏季工况和冬季供热工况分别运行 90 d、每天 10 h, 然后停机 90 d 的模式, 系统基本参数如表 1. 地下埋管换热器按照夏季工况进行设计, 按照每口井 4 kW 估算得到埋管个数为 25, 因此按照 5×5 方形矩阵格式进行排列管井, 管间距为 5 m. 在长江中下游地区, 地下水位线较高, 例如上海的地下水位线约

收稿日期: 2009-10-09

基金项目: 国家自然科学基金(50806052)

第一作者: 范蕊(1977—), 女, 工学博士, 主要研究方向为建筑节能和土壤源热泵系统. E-mail: fan_rui@163.com

为 $-1.0\sim-1.5\text{ m}$,因此在模拟地下埋管换热器时按照全部管段位于地下水位线以下(即饱和区)考虑,因此忽略地表及室外气象条件对地下土壤区域温度场的影响.

表1 模拟运行时系统参数取值

Tab.1 Various operating parameters used in simulation

初始温度/ °C	$\lambda_s/$ ($\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$)	$C_s/$ ($\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$)	$\rho_s/$ ($\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$)	埋管深度/ m	管材	管内(外)径/ mm	$\rho_w/$ ($\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$)
18	1.54	2 300	1 800	100	HDPE	26(32)	1 046
$\rho_i/$ ($\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$)	$V_i/$ ($\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$)	$V_{w,W}/$ ($\text{m}\cdot\text{年}^{-1}$)	$V_{w,S}/$ ($\text{m}\cdot\text{年}^{-1}$)	$\lambda_w/$ ($\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{k}^{-1}$)	$\lambda_i/$ ($\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{k}^{-1}$)	$C_w/$ ($\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{k}^{-1}$)	$C_i/$ ($\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{k}^{-1}$)
1 046	0.904	0	60	0.55	0.55	4 200	4 200

注: λ 为导热系数, C 为比热容, ρ 为密度, V 为速度,下标s表示土壤,w表示地下水,i表示管内流体,W表示冬季,S表示夏季.夏季土壤吸热负荷为100 kW,2种不平衡率下冬季土壤放热负荷分别为50、100 kW.

1.1 地下埋管换热量及土壤温变情况

1.1.1 地下埋管换热量

系统全年模拟从夏季工况开始,因此不论哪种情况下首年夏季的运行特性都是相同的,图1a所示就是夏季工况下系统连续运行90 d、每天10 h时地下埋管换热器的逐日取冷量变化情况.其中,除第1 d盘管日取冷量较大外,其余天数里盘管日取冷量变化不大,约为2 433 MJ,而第1 d冷量值依初始进水温度的不同而有较大变化,不足以显示系统的实际运行特性,由此可见按照本文的估算方法则系统很快就进入稳定状态运行,这也从侧面显示出盘管个数估算过多.但为了本文的后续分析,在此基础上又连续进行了停机及冬季工况模拟.

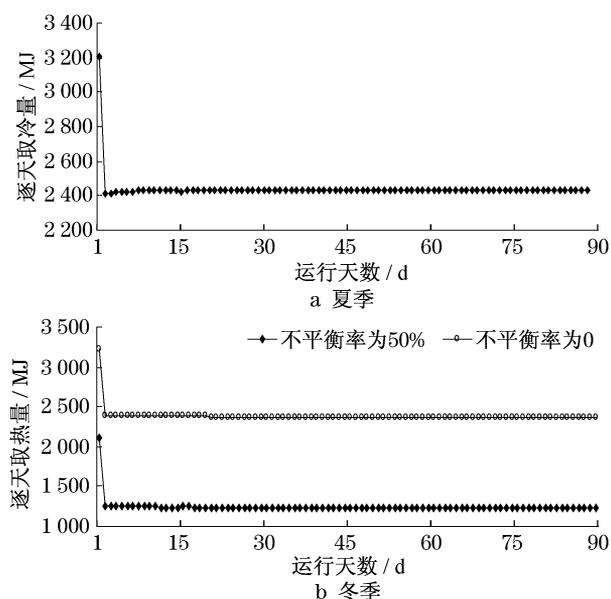


图1 运行90 d 盘管逐日取冷(热)量

Fig.1 Daily cool (heat) energy quantity during 90 days' operation

经过90 d 停机恢复后,系统开始进入冬季供热工况的运行,见图1b 首天取热量偏高也是由于初始进水温度选取造成的,此后,系统也很快进入稳态运行,不平衡率为50%时,冬季日取热量约为1 235 MJ;不平衡率为零时,冬季日取热量约为2 370 MJ,后者为前者的1.919倍,接近2倍,而根据前述可知,后者的取热负荷也是前者的2倍.

1.1.2 土壤温度变化

土壤初始温度为 $18.00\text{ }^{\circ}\text{C}$,系统经过90 d 的夏季工况运行后,100 m 深处土壤温度场如图2a 所示,土壤最低温度为 $18.00\text{ }^{\circ}\text{C}$,最高温度达到 $25.00\text{ }^{\circ}\text{C}$,且管中心附近区域温度较高,由于未考虑地下水流动的影响,因此管井周围温度场都是以管井为中心、呈圆形对称分布的.经过连续90 d 的运行,整个管井区域温度都有所升高,除了外边界矩形区域外,都至少升高了 $0.50\text{ }^{\circ}\text{C}$,由此可见实际上管井间已经发生了热干扰,由此也就意味着管间距取5 m 是否合适也需要进一步探讨.

接下来进入90 d 的停机期,此时土壤内部传热进行温度恢复.图2b 可见,除了外边界区域外,整个中心管井区域土壤最低温度为 $18.10\text{ }^{\circ}\text{C}$,最高温度降为 $19.50\text{ }^{\circ}\text{C}$,且中心管井区域影响边界已经扩大到距最外边界为4 m 的地方,如图2b 中 zone 矩形所标注边界.此时,中心区域土壤温度趋于一致,在 $19.20\sim 19.50\text{ }^{\circ}\text{C}$ 之间.

接下来进入90 d 的冬季供热工况运行,由图3a 可知,当冬季土壤放热负荷为50 kW 时,经过90 d 的供热运行后,管井区域最低温度降到 $15.60\text{ }^{\circ}\text{C}$,最高温度为 $18.80\text{ }^{\circ}\text{C}$,从土壤温度来看冬季机组一直以较高的效率运行;但从图3b 可以看出,当冬季土壤放热负荷与夏季相当即为100 kW 时,则管井区域最低温度已经降低到 $13.50\text{ }^{\circ}\text{C}$,最高温度仅在管井

间较小的菱形区域存在,其余管井区域土壤的温度都低于 $18.00\text{ }^{\circ}\text{C}$.

最后是 90 d 的停机期.由图 4a 可见,整个土壤区域除去最外边界附近还是 $18.00\text{ }^{\circ}\text{C}$ 外,其他区域土壤最低温度为 $18.05\text{ }^{\circ}\text{C}$,最高温度为 $18.65\text{ }^{\circ}\text{C}$,而且靠近换热器外侧的管井附近区域土壤恢复较快,中心区域土壤温度相对较高,恢复较慢,如图 4a 中心区域.此外,当土壤冬夏放热、取热量相等时,土壤温度场恢复如图 4b 所示,整个土壤区域最低温度为 $17.60\text{ }^{\circ}\text{C}$,最高温度为 $18.20\text{ }^{\circ}\text{C}$,几乎都在初始温度

$18.00\text{ }^{\circ}\text{C}$ 附近,而且整个地下埋管换热器区域温度较均匀.由此可见,当土壤全年取放热量相当时,经过 1 年的运行后地下盘管区域土壤温度几乎都恢复到初始温度,因此在设计土壤源热泵系统地下埋管换热器时,一定要预先考虑冬夏土壤放取热量的匹配问题,当夏季放热量或者冬季取热量相对居高时,按照稍小一方值进行设计,其冷、热量不足部分采用辅助冷、热源进行补偿,以保证土壤温度场的恢复,达到土壤全年收支平衡.

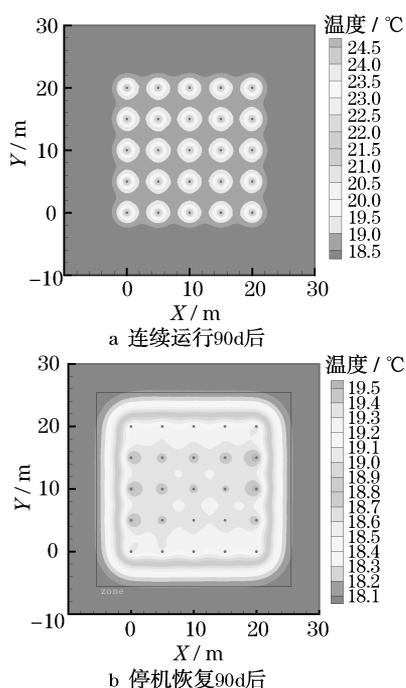


图 2 夏季工况 100m 深处土壤温度场
Fig.2 Soil temperature contours at 100m depth in summer

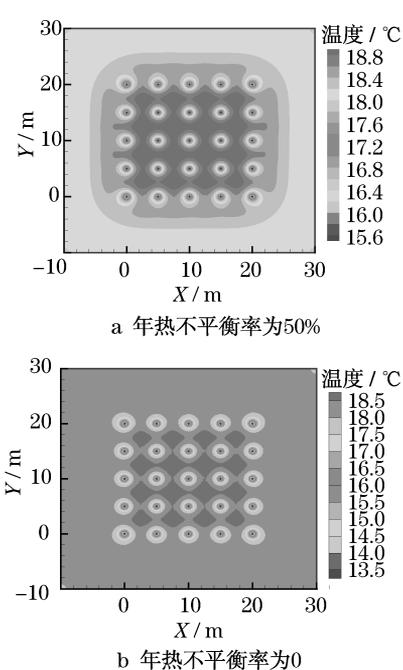


图 3 冬季连续运行 90d 后 100m 深处土壤温度场
Fig.3 Soil temperature contours at 100m depth after 90 days' winter operation

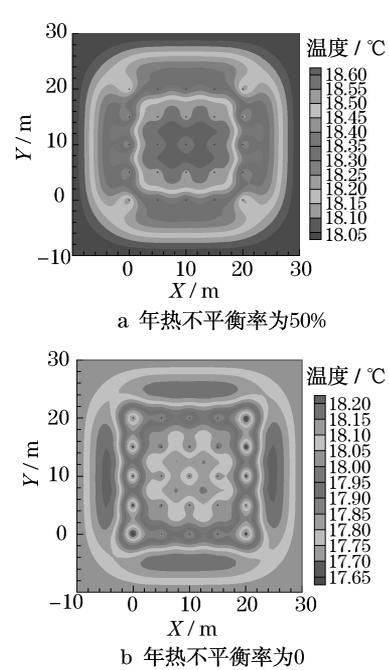


图 4 冬季工况停机恢复 90d 后 100m 深处土壤温度场
Fig.4 Soil temperature contours at 100m depth after 90 days' ceasing from winter operation

1.2 盘管出水温度

如前所述,不管土壤年热不平衡率为多少,夏季工况系统运行过程中地下盘管的出水温度都是相同的.由图 5 可见,在前 30 d 运行里,盘管日平均出水温度从 $24.72\text{ }^{\circ}\text{C}$ 升高到 $27.74\text{ }^{\circ}\text{C}$,升幅达到 12.20%.第 30 d 内,盘管逐时出水温度从 $23.32\text{ }^{\circ}\text{C}$ 升高到 $30.42\text{ }^{\circ}\text{C}$,但根据 90 d 内计算结果可知,第 90 d 时,盘管逐时出水温度的变化范围为 $24.62\sim 31.67\text{ }^{\circ}\text{C}$,由此可知在后面的 60 d 里,盘管的逐天出水温度变化很小,因此不再列出.

对于冬季供热工况下的出水温度如图 6 所示,

对于土壤年不平衡率为 50% 而言,盘管日平均出水温度从 $15.90\text{ }^{\circ}\text{C}$ 降到 $13.52\text{ }^{\circ}\text{C}$;当土壤冬夏放取热量相当时,盘管日平均出水温度从 $12.71\text{ }^{\circ}\text{C}$ 降低到 $8.80\text{ }^{\circ}\text{C}$,笔者在模拟时冬夏工况采用了相同的管内流速,但是由于冬季工况下地下埋管水温相对夏季而言较低,因此动力黏度系数取得相对较大,使得冬季时管内流体雷诺数 R_e (约为 11 000)小于夏季管内流体 R_e (约为 30 000),当然二者都保证流体处于紊流区,这也使得冬季盘管出水温度较低,因此可以通过适当提高冬季管内流体流量的办法增加管内流体与土壤间的换热量,获得更高温度的埋管出水

供机组使用,以保证机组在高效率下运行.

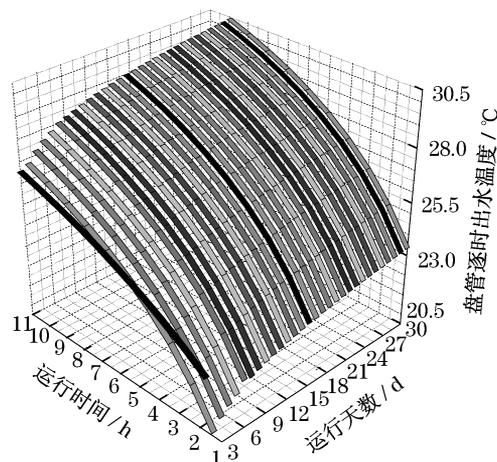


图5 夏季运行前30 d里盘管逐时出水温度
Fig.5 Outlet water temperature of ground loop in first 30 days in summer operation

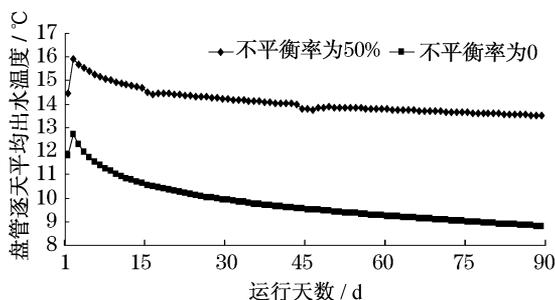


图6 冬季连续运行90 d盘管日平均出水温度
Fig.6 Daily average outlet water temperature in 90 days' winter operation

2 策略研究

对于土壤源热泵而言,尤其是大面积埋管区域的大系统,土壤全年冷热不均衡导致的土壤逐年升温一直都是一个困扰,同时也是影响该系统大规模推广应用的一个瓶颈.目前土壤源热泵的地下埋管换热器侧的水环路一般都是定流量、全部埋管都投入运行.因此,笔者拟从设计和运行2个方面来阐述,以减缓或解决土壤全年冷热不均衡问题.

2.1 辅助冷热源的采用

在设计阶段应尽量避免发生热不平衡问题.例如,在我国北方地区,由于建筑冬季采暖热负荷普遍大于夏季制冷负荷,使得土壤冬季放热量远远高于夏季吸热量,因此建议以夏季土壤吸热量为基础设计地下埋管换热器,冬季热量不足部分采用太阳能或者其他热源(如燃油、燃气锅炉或城市热网等)辅

助;在我国南方地区,例如夏热冬冷地区,夏季建筑冷负荷远高于冬季热负荷,因此可以以冬季土壤放热量为基础设计地下埋管换热器,其冷量不足采用冷却塔辅助供冷来解决,以避免地下取放热量不平衡问题的发生,以期机组的高效运行.

2.2 盘管运行排数调节

对于大面积埋管区域,应该采取分区恢复策略,即将大量管井按排数划分组别,或将几排划分成一组,然后根据不同组的换热能力来决定各组的运行优先级,换热能力最大的最优先,从而使得优先级处于较低和最低,也即换热能力相对较差或最差的盘管不参与运行,对应的土壤区域优先恢复,从而避免大面积埋管中心区域出现热量累积现象,而且还可以降低水泵的能耗,使系统运行更高效、更经济.该部分模拟计算将在后续工作中展开,在此限于篇幅不再赘述.

此外,如可能,建议选择地下水丰富地区安装地下埋管换热器,利用地下水的流动来增强土壤区域的传热.

土壤是固、液、气多孔介质,地下水在其中流动,因此埋地盘管周围土壤传热过程其实是个热渗耦合过程.竖直埋管一般都垂直深埋,所以实际上在其穿透的地层中或多或少地都存在着地下水的渗流.尤其是在沿海地区或地下水丰富的地区甚至有地下水的流动.地下水的渗流或流动有利于地下埋管换热器的传热,也有利于减弱或消除由于地下埋管换热器吸放热不平衡而引起的热量累积效应^[2-5].对垂直U型埋管换热器,管段大部分位于地下水位以下的土壤饱和区内,因此地下水流动的影响尤为重要,尤其对于孔隙率较高、渗透系数较高的含水层作用更为明显.目前国内外关于竖直U型埋管换热器的传热模型都是基于纯导热的模型,现有的地下埋管换热器设计软件中也都没有考虑地下水渗流的影响.因此在设计地下埋管换热器时考虑地下水渗流的影响尤为重要.

图7和图8是考虑地下水渗流速度为 $60 \text{ m} \cdot \text{年}^{-1}$ 、冬夏土壤年不平衡率为50%时地下埋管的换热和土壤温度场情况.

从图7可以看出,当地下水流动速度为 $60 \text{ m} \cdot \text{年}^{-1}$ 时,地下埋管换热器夏季的取冷量比未考虑地下水流动情况稍高,二者相比较前者比后者约高出1.4%;对于冬季工况,同样地下水流动速度为 $60 \text{ m} \cdot \text{年}^{-1}$ 时埋管冬季取热量高于未考虑地下水渗流时的值,幅度约为1.56%.笔者所算案例是根据实

际工程中的估算指标进行设计的,所以埋管个数比较保守,所以不管考虑地下水渗流与否埋管换热器取冷、热量都能满足建筑所需,所以考虑地下水流动时的盘管取冷、热量与未考虑地下水流动时几乎相当.但是如果实际工程地下有地下水流动时,则有利于土壤与换热器之间的换热,而且也利于地下埋管区域土壤的温度恢复,由图 8 可见,左侧 1,2,3 排都已经恢复到初始温度,第 4 排管附近区域温度为 $17.80\text{ }^{\circ}\text{C}$ 左右,第 5 排管附近温度约为 $17.60\text{ }^{\circ}\text{C}$,由此可见整个土壤区域基本恢复到原始状态,从而保证系统的后续高效运行.

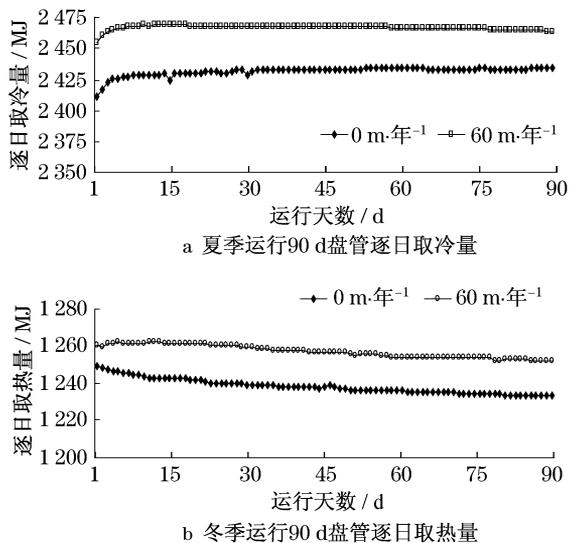


图 7 运行 90 d 盘管逐日取冷(热)量

Fig. 7 Daily cold(heat) energy from soil after 90 days' operation

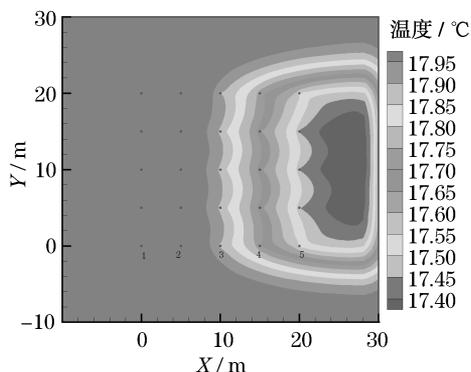


图 8 全年运行后 100 m 深处土壤温度场

Fig. 8 Soil temperature fields at 100m depth after a year's operation

3 结论

针对长江中下游地区应用土壤源热泵系统时出现的地下埋管区域土壤逐年温升问题即土壤热平衡问题展开了研究.并通过对土壤年不平衡率为 50% 和 0 两种情况下系统的年运行模拟及分析,从而提出减缓或解决土壤热平衡问题的建议.

(1) 当土壤年换热不平衡率为 50% (夏季放热量高于冬季取热量) 时,经过全年运行后土壤温度高于初始温度,影响系统的后续运行.

(2) 当土壤年换热量收支平衡时,则经过全年运行后土壤温度场基本恢复到初始状态.

(3) 进行地下埋管换热器设计时,以较小的土壤吸、放热量为基础,采用辅助冷、热源作为补充,以减缓土壤年吸放热不平衡的影响.

(4) 地下埋管应分组先后运行,使得土壤得到分区、分片恢复,避免出现中心区域热累积现象,保证机组高效经济运行.

(5) 如将地下埋管换热器安装在地下水丰富地区可增强土壤区域的传热,加快土壤区域的温度恢复.

参考文献:

- [1] 曾宪斌,李娟.地源热泵的地域特性及热平衡问题[J].能源技术,2007,28(6):347.
ZENG Xianbin, LI Juan. Regional characteristic and soil heat imbalance of ground source heat pump[J]. Energy Technology, 2007, 28(6): 347.
- [2] Chiasson Andrew. Advances in modeling of ground-source heat pump systems[D]. Stillwater: Oklahoma State University, 1999.
- [3] Witte H J L, van Gelder A J, Serrao M. Comparison of design and operation of a commercial UK ground source heat pump project [EB/OL]. [2009-09-10]. <http://www.groenholland.com/nl/publications/>.
- [4] Witte H J L. Geothermal response tests with heat extraction and heat injection; examples of application in research and design of geothermal ground heat exchangers [EB/OL]. [2009-09-08]. www.groenholland.nl/download/Lausanne_witte.pdf.
- [5] FAN Rui, JIANG Yiqiang, YAO Yang, et al. A study on the performance of a geothermal heat exchanger under coupled heat conduction and groundwater advection [J]. Energy, 2007, 32 (11): 2199.