

浅层土壤蓄热能资源量计算分析

范蕊¹, 张改景², 龙惟定²

(1. 同济大学 中德工程学院, 200092 上海; 2. 同济大学 机械工程学院, 200092 上海)

摘要:为实现土壤源热泵系统的合理设计和科学应用,避免系统常年运行后由于土壤吸放热量不一致导致土壤温度变化,通过对该系统所利用浅层土壤蓄热能资源量进行计算分析,明确了可利用土壤蓄热能资源量估算方法.利用地下埋管换热器热渗耦合数学模型,对土壤源热泵系统冬夏季土壤释吸热量相等即按照可利用土壤蓄热能资源量来设计系统,以及冬夏季土壤释吸热量不相等2种情况进行了理论模拟和分析.结果表明:当按照可利用资源量来设计系统时全年运行后土壤温度恢复至初温;而当夏季吸热量高于冬季释热量25%时,土壤平均温度升高了0.32℃,有利于下一年冬季运行但不利于下一年夏季运行.进行可利用浅层土壤蓄热能资源量分析,综合全年的冷热释取来设计土壤源热泵系统的容量,有利于保证土壤温度的回归和系统常年高效运行.在实际土壤源热泵系统应用设计时,对于夏季负荷占优地区,要综合考虑土壤经过冬季放热及过渡季散失之后夏季可供取出的冷量来估算资源量;反之亦然.

关键词:浅层土壤蓄热能;资源量;数值模拟

中图分类号: TK521 **文献标志码:** A **文章编号:** 0367-6234(2012)04-0111-05

Resource estimate on shallow soil thermal storage for ground source heat pump

FAN Rui¹, ZHANG Gai-jing², LONG Wei-ding²

(1. Sino-German College of Applied Sciences, Tongji University, 200092 Shanghai, China;

2. College of Mechanical Engineering, Tongji University, 200092 Shanghai, China)

Abstract: The soil temperature change year by year has a bad impact on the operation efficiency of ground source heat pump system (GSHP) which is caused by unreasonable design. Therefore it is necessary to make analysis for utilizable shallow thermal energy stored in the soil in order to realize the good design and application of GSHP system. With a coupled heat conduction and heat advection numerical model for ground heat exchanger, the theoretical calculations are done to make sure the impact of equal thermal energy injection into soil and extraction from soil which is in accordance with utilizable soil thermal energy method, and unequal case. The results show that the soil temperature almost goes back to the original state after one year for the case under utilizable soil thermal energy method. While for the other case with 25% more thermal energy gain in summer, the mean soil temperature is higher than the initial one by 0.32℃ which is better for the operation in winter time but not for summer time. Therefore, for the cooling load dominated area, the utilizable cool energy amount in summer should be estimated after considering the heat gain of soil in winter and heat loss in intermediate season. It is true for the converse too.

Key words: shallow soil thermal storage; resource estimate; numerical simulation

近年来土壤源热泵在我国的应用日益广泛,

工程规模越来越大,并大力推动土壤源热泵的城市级利用,例如我国北京、天津、沈阳等大城市.这种发展与把“浅层地能”^[1]当作“浅层地(热)温能资源”^[2]来利用有很大关系^[3].而实际上,土壤源热泵技术是通过浅层土壤蓄热层的冬蓄夏取、夏蓄冬取来实现长期建筑冷、热负荷需求.在此过程

收稿日期: 2010-12-26.

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(50806052);
科技部科技支撑计划项目(2009BAC62B02).

作者简介: 范蕊(1977—),女,副教授.

通讯作者: 范蕊, fan_rui@tongji.edu.cn.

中,土壤的温度在逐渐波动,但是这种调节功能是以年度为时间尺度的动态平衡过程,在多年运行过程中,由于蓄能与用能之间的不断调节,不断改变蓄热量,保证浅层岩土体的温度基本不变。

1 资源量的提出

随着土壤源热泵的广泛应用,土壤源热泵资源量的计算方法或评价方法显得尤为重要,这直接跟土壤源热泵的科学设计、合理利用以及高效运行相关。浅层地热能勘查评价技术规范提出了热流法、热储法。而目前影响较大的地下埋管换热器设计计算方法为国际地源热泵学会(IGSHPA)推荐的方法,即以热阻概念为基础的半经验型设计计算公式,依据冷热负荷估算地埋管换热器所需埋管的长度,我国地源热泵系统工程技术规范也参考了这种方法^[4]。但目前我国在进行土壤源热泵系统设计时,一般都是采用先打测试井对盘管的取热(放)能力进行实测,然后估算出所需的埋管深度及孔数,但是实际测试中地埋管进出口温差一般都大于实际运行温差;而且测试时间较短,无法准确衡量土壤源热泵达到稳态运行时的运行状态。

地埋管周围土壤区域在技术上像蓄电池,保证其热平衡是很重要的,即充多少热用多少热。热平衡不仅是负荷的平衡,还与用热时间长短与热强度有关。

2 资源量计算思路

结合到热平衡问题,提出了资源量估算方法,对夏季负荷占优、冬季负荷占优地区分别进行设计计算。对于夏季负荷占优地区,要综合考虑土壤经过冬季放热及过渡季散失之后夏季可供取出的冷量来估算资源量,或对于冬季负荷占优地区,要综合考虑土壤经过夏季吸热及过渡季散失之后冬季可供取出的热量来估算资源量大小。

在长江中下游地区,由于土壤冬夏放、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。根据前述所知,应按照冬季的取热量来估算盘管个数。因此本文以上海地区某栋建筑为例进行了模拟计算,同时为了分析问题方便,假设冬季地下埋管换热器从土壤中吸取的热量为 100 kW 时能够满足某栋建筑的热需求,则按照每口井 4 kW 估算得到埋管个数为 25 口,按照 5×5 方形矩阵格式进行排列管井,管间距为 5 m,最外圈管中心距离外边界为 10 m,模拟计算所用数学模型如下。

2.1 数学模型

将土壤看成一个均匀的、各向同性的多孔介质,忽略质量力;不考虑热辐射影响和粘性耗散;流体与固体瞬间达到局部热平衡。将两管脚传热相互影响的垂直 U 型管换热器等效为一当量直径的单管。在非等温渗流中,一个物质系统或空间体积内含有固体和流体 2 部分,在研究实际非等温渗流时要把二者结合起来构成统一的能量方程,令土壤的孔隙率为 φ ,进一步假设在所研究的整个区域上渗流速度 V 均匀且仅沿 x 方向,记为 U_x ,则单相流体非等温渗流的能量方程为

$$\begin{aligned}\sigma \frac{\partial T}{\partial t} + U_x \cdot \frac{\partial T_f}{\partial x} &= \alpha_t \cdot \nabla^2 T + \frac{q_t}{(\rho c_p)_f}, \\ (\rho c_p)_t &= \varphi(\rho c_p)_f + (1 - \varphi)(\rho c_p)_s, \\ k_t &= \varphi k_f + (1 - \varphi)k_s, \\ q_t &= \varphi q_f + (1 - \varphi)q_s, \\ \sigma &= \frac{(\rho c_p)_t}{(\rho c_p)_f}, \alpha_t = \frac{k_t}{(\rho c_p)_f}.\end{aligned}\quad (1)$$

其中: $(\rho c_p)_t$ 为包括水多孔介质的总热容; k_t 为总热导率; q_t 为总内热源; σ 为热容比; α_t 为总热扩散系数。

盘管壁非稳态能量方程为

$$\frac{\partial T}{\partial t} = \frac{k_p}{(\rho c_p)_p} \nabla^2 T. \quad (2)$$

管内流体非稳态能量方程为

$$\frac{\partial T_n}{\partial t} + u_z \frac{\partial T_n}{\partial z} = \frac{q_n}{(\rho c_p)_n}. \quad (3)$$

设初温 T_0 , 则初始条件为

$$T_n(z, t) = T_p(x, y, t) = T_s(x, y, t) = T_0, t = 0. \quad (4)$$

外边界条件为

$$T_s(x, y, t) = T_0. \quad (5)$$

流体的入口水温为

$$T_n(z = 0, t) = T_{in}(t). \quad (6)$$

为了避免这种反复迭代计算,采用了整场离散、整场求解方法,界面的当量热扩散系数采用调和平均法^[5]。由于不同介质相交界面两侧物质的热容不相等,所以为了满足耦合界面上热流连续条件,采用“虚拟密度法”解决这个问题^[6]。

由上述得到地埋管换热器非稳态通用控制方程为

$$\sigma_i \frac{\partial T_i}{\partial t} + U_i \cdot \frac{\partial T_i}{\partial x_i} = \alpha_i \cdot \nabla^2 T_i + \frac{q_i}{(\rho c_p)_i}. \quad (7)$$

式(4)~(6)共同构成地下埋管换热器非稳态控制方程,其中角标 i 为 s, f, p , 分别对应于土壤、管内流体和盘管;坐标 x_i 为 x 或 z , 分别对应于

土壤或管内流体.

本文针对地下埋管换热器管群进行模拟分析,采用整场模拟进行整体求解的方法. 针对地下埋管换热器物理模型的复杂性,采用非结构化网格进行划分,有限容积对方程离散,Gauss-Seidel 点迭代法进行求解,具体求解过程详见文献[7].

在进行全年运行模拟时,按照冬季供热工况运行 90 d、每天工作 10 h、停机 14 h 的模式;然后过渡季停机 90 d;再然后按照夏季工况运行 90 d、每天工作 10 h、停机 14 h 的模式;最后停机 90 d. 初始温度为 17.9 ℃,土壤导热系数为 1.54 W/(m·K),土壤密度为 1 800 kg/m³,PE 管材,埋管深度为 100 m,管内径为 26 mm,管外径为 32 mm,冬季土壤放热负荷为 100 kW,管内流体/地下水密度为 1 046 kg/m³,管内流体/地下水导热系数为 0.55 W/(m·K),管内流体地下水比热为 4 200 J/(kg·K),管内流体速度 0.904 m/s夏季土壤吸热负荷 100/125 kW.

2.2 冬季工况下土壤放热量及土壤温度场变化

系统首先进入冬季工况运行,为了分析问题方便,因此模拟运行时按照每天热负荷均为 100 kW 进行计算,按照前文所述运行模式运行 90 d 内土壤的逐天放热量几乎是线性上升的,系统运行第 1 天内土壤放热量为 3 944.92 MJ,90 d 内土壤的累积放热量为 298 219.3 MJ,此时由于持续的供热运行,使得土壤的温度持续下降,从图 1 所示的 90 d 后 100 m 深处土壤温度场可以看出,土壤的最低温度已经降到 12.3 ℃,此时土壤最高温度虽仍然为 17.9 ℃,即原始地温,但高温区仅位于外围管线到外边界的区域内,而整个管群区域温度都已经低于原始地温,各管间已经发生了热干扰,由此可见 5 m 管间距是否合适也是值得商榷的一个问题.

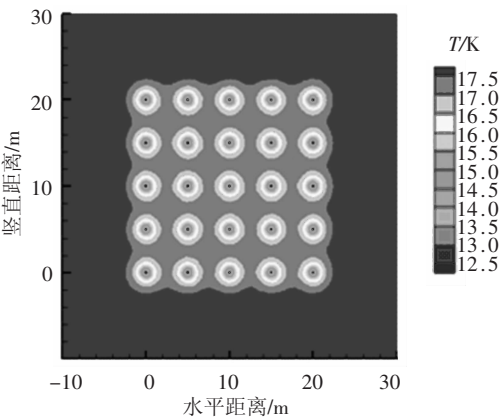


图1 90 d 后 100 m 处土壤温度场

冬季工况运行 90 d 内土壤的平均温度变化曲线如图 2 所示,由图可知,随着供热工况的运行,虽然系统仍然属于间歇运行,即每天停机恢复

14 h,但土壤整体的平均温度仍然是不断下降的,从第 1 天的 17.13 ℃ 逐渐下降到第 90 天的 15.25 ℃,温度降低了 1.88 ℃.

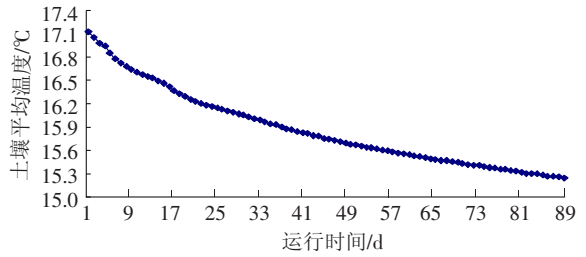


图2 冬季工况下连续运行 90 d 土壤平均温度变化

2.3 过渡季停机后土壤温度场变化

接下来系统进入 90 d 的停机恢复期,此时土壤的平均温度变化曲线示于图 3,在停机恢复期前 20 d 里,土壤温度恢复较快,第 1 天后,土壤平均温度升高了 0.07 ℃,从第 21 天起,土壤温度几乎以 0.01 ~ 0.02 ℃/d 的速率缓慢升高,整个恢复期内,土壤平均温度从 15.56 ℃ 升高到 16.52 ℃;第 90 天时 100 m 深处土壤温度场见图 4,此时土壤最低温度升高到 16.65 ℃,最外围管线恢复速度最快,中间管段恢复相对较慢,据外围管线 5 m 处温度场都有波动,从 5 m 处到最外边界几乎还处于原始地温状态,没有受到中心区域的影响.

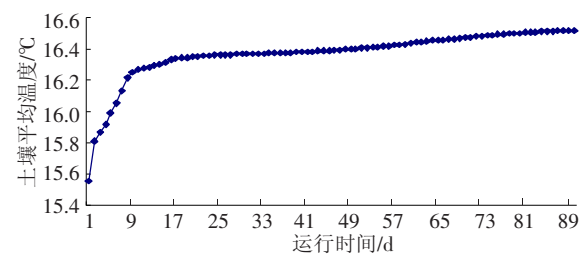


图3 停机恢复 90 d 内土壤平均温度变化

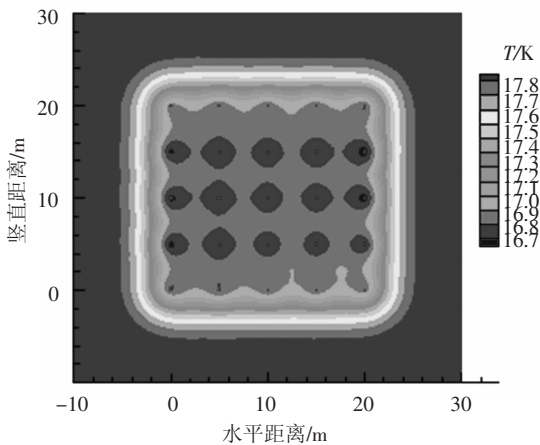


图4 停机期后 100 m 深处土壤温度场

2.4 夏季工况下土壤吸热量及土壤温度场变化

根据前述可知,冬季供热工况结束后土壤的累积放热量达到 298 219.3 MJ,经过 90 d 停机恢复期后,虽然土壤区域温度场趋于均匀,且土壤平

均温度有所回升,但由于管群区域外边界较远,因此经过要 90 d 的恢复后整个大区域的土壤蓄存热量几乎没有变化,则按照 298 219.3 MJ 的热量来设计夏季管段,若按照前述冬夏采用相同的运行模式,则夏季也按照 100 kW 的冷负荷来设计,冷量不足部分采用其他辅助冷源进行补偿。

按照夏、冬季土壤吸、放热量相等来设计时,则夏季工况下系统连续运行 90 d 后土壤累积吸热量为 298 440.8 MJ,与冬季累积放热量相比,二者相差仅占到前者的 0.07%,几乎相当。系统连续运行 90 d 内土壤平均温度变化曲线如图 5 所示,土壤平均温度从 16.76 ℃ 上升到 19.56 ℃,升高了 2.79 ℃,且由图 6 可知,此时 100 m 深处土壤最低温度为 17.3 ℃,最高温度为 22.7 ℃。

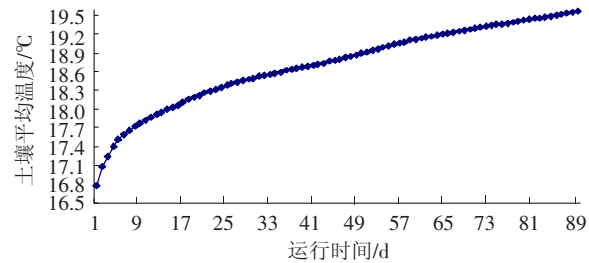


图 5 夏季工况下连续运行 90 d 土壤平均温度变化

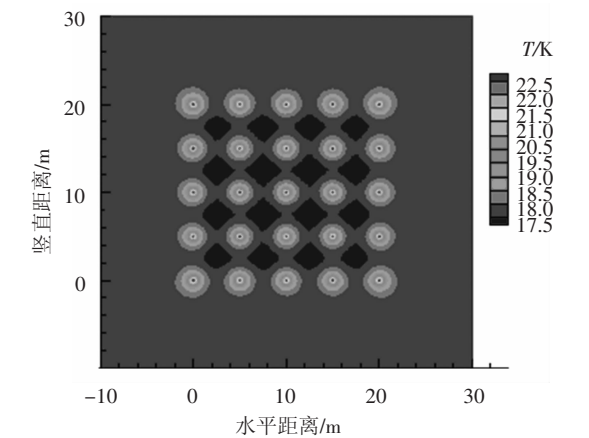


图 6 夏季工况第 90 天时 100 m 深处土壤温度场

接下来,系统进入 90 d 的停机恢复期,90 d 停机恢复期内土壤的平均温度变化曲线示于图 7,第 90 天恢复后土壤的平均温度约为 18.03 ℃,几乎接近原始地温;而此时 100 m 深处土壤温度场较为均匀,见图 8,最低温度为 17.70 ℃,最高温度为 18.35 ℃,中心管区几乎已恢复到原始地温,而最外围管中心温度相对较高,恢复较慢,主要是由于系统的全年运行特性使然,经过最初的冬季工况运行及恢复后,最外围管区域的温度场最先恢复,中心区域管段恢复较慢,如图 4 所示,但是正是由于最外围管区域的率先恢复,使得该区域经过夏季吸热后,温度稍高于中心管区域,如图 6 所示,因此再经过 90 d 停机恢复后,外围管

区域的温度场仍未恢复到原始地温,而恢复速度较慢的管群中心区域反倒由于冬季的放热、夏季的吸热而使得温度场几乎回到初始状态。由此可见,对于冬、夏季土壤放、吸热量相等这种设计来说,较大的管群区域反而可以利用中心区域的恢复过慢而提高冬、夏季的机组运行效率,即充分利用中心区域的蓄冷、蓄热作用。这也同前言所述将土壤源热泵技术看成利用冬蓄夏取、夏蓄冬取来进行建筑的冷热供应不谋而合。

为了与上述相对比,本文又计算了按照冬季放热量的 125% 来考虑夏季埋管换热器的换热能力情况。此时夏季运行 90 d 后土壤累积吸热量达到 372 585.6 MJ,与冬季累积放热量相比,二者相差占到后者的 24.93%,几乎与设计时考虑的 125% 相当;夏季运行 90 d 内土壤平均温度变化如图 9 所示,从第 1 天的 16.81 ℃ 逐渐升高到第 90 天的 20.19 ℃,升高了 3.37 ℃;而由图 10 所示的第 90 天内 100 m 深处土壤温度场也可知,此时土壤最低温度约为 17.3 ℃,与图 6 所示相同,但最高温度上升到 24.2 ℃,而图 6 所示情况下最高温度为 22.7 ℃,由此可见按照 125% 来考虑夏季盘管换热能力使得盘管区域土壤的温度有所上升。

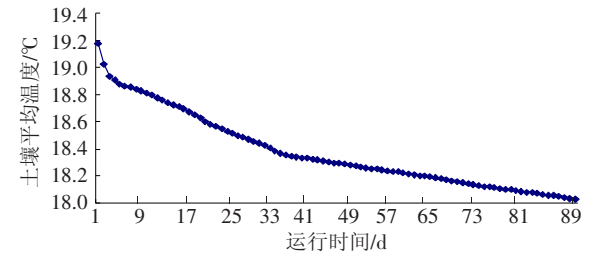


图 7 停机恢复 90 d 内土壤平均温度变化

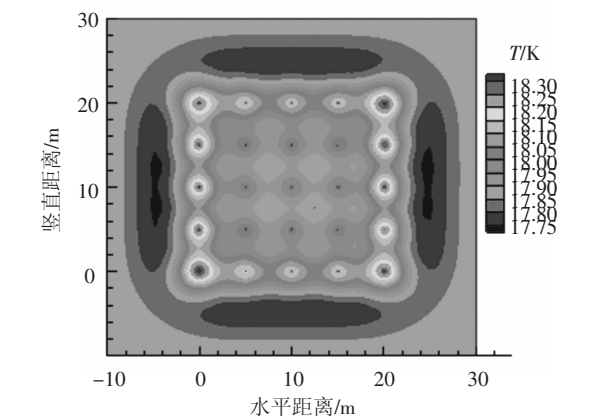


图 8 停机恢复 90 d 时 100 m 深处土壤温度场

经过 90 d 停机恢复期后,整个盘管区域土壤平均温度从最初的 19.85 ℃ 降低到 18.32 ℃,由此可见,此时土壤平均温度较初始地温升高了 0.32 ℃,但值得注意的是,本文所考虑管群周边

土壤区域的外边界较远,也即外边界附近的原始地温部分对于综合平均温度的影响起了一定的缓和作用,如果仅考虑盘管周围 5 m 区域,则平均温度会有所增加. 全年运行后土壤平均温度与原始地温相比高了 0.32 ℃,这对于即将到来的冬季运行工况是较为有利的,较高的土壤温度可以提高系统的运行效率,但是对于第 2 年的夏季工况运行来说,更高的冷凝温度将会降低系统的运行效率,从而会使得第 2 年运行完毕后土壤的平均温度会继续上升,但上升幅度将低于第 1 年的 0.32 ℃,以后每年继续如此,直到机组无法运行或者土壤区域达到 1 个新的平衡,但此时平均温度高于原始低温,也即使仍能满足建筑负荷需求,但机组的效率处于 1 个相对很低的水平;或者考虑到土壤逐年温升问题而有计划地降低第 2 年夏季从土壤中获取的冷量,也可能恢复到原始地温,该部分工作将于后续展开.

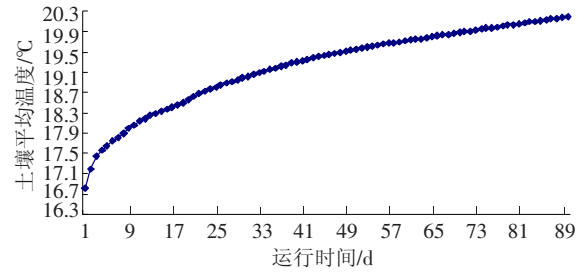


图 9 夏季工况下连续运行 90 d 土壤平均温度变化

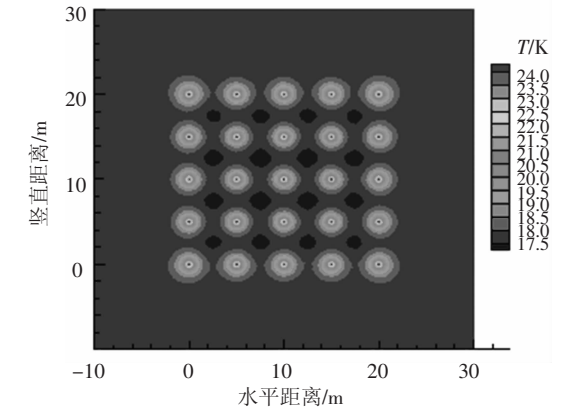


图 10 夏季工况第 90 天时 100 m 深处土壤温度场(125%)

3 结 论

1) 针对土壤源热泵系统的季节性蓄能、取能特点,提出了资源量估算方法,即对于夏季负荷占优地区,要综合考虑土壤经过冬季放热及过渡季散失之后夏季可供取出的冷量来估算资源量,或对于冬季负荷占优地区,要综合考虑土壤经过夏季吸热及过渡季散失之后冬季可供取出的热量来估算资源量大小.

2) 针对长江中下游地区特点进行了模拟计算分析,从而为资源量估算提供了思路. 若按照夏季土壤吸热量等于冬季土壤放热量设计地下埋管换热器并据此考虑运行,则经过全年运行后土壤区域几乎恢复到原始低温,实际运行过程中冬夏土壤放吸热量几乎相等. 若按照夏季土壤吸热量等于冬季土壤放热量的 125% 来考虑,则经过全年运行后土壤区域平均温度较原始地温升高了 0.32 ℃,有利于下一年的冬季运行,不利于夏季运行;但若夏季考虑到不平衡而减少从土壤的取冷则可能恢复到原始地温.

参考文献:

[1] 董菲,倪龙,姚杨,等. 浅层岩土蓄能加浅层地温能才是地源热泵可持续利用的低温热源[J]. 暖通空调, 2009,39(2): 70-72.

[2] 韩再生,冉伟彦,佟红兵,等. 浅层地热能勘查评价[J]. 中国地质, 2007, 34(6):1115-1121.

[3] 汪训昌. 以科学发展观规范地源热泵系统建设[J]. 制冷与空调,2009, 6(3): 15-21.

[4] GB 50366—2005. 地源热泵系统工程技术规范[S]. 北京:中国建筑工业出版社,2005.

[5] 陶文铨. 数值传热学[M]. 2 版. 西安:西安交通大学出版社,2002.

[6] CHEN Xi, HAN Peng. A note on the solution of conjugate heat transfer problems using SIMPLE-like algorithms[J]. International Journal of Heat and Fluid Flow, 2000,21: 463-467.

[7] 范蕊. 土壤蓄冷与土壤耦合热泵系统理论和实验研究[D]. 哈尔滨:哈尔滨工业大学,2006.

(编辑 魏希柱)