中深层地埋管换热器传热过程对周围 岩土体的热影响

山东建筑大学 贾林瑞☆ 崔 萍△ 方 亮 方肇洪

摘要 利用传热数值计算模型,分析了不同取热工况下地埋管周围岩土体的温度响应及 变化情况。给出了热影响半径的定义,研究了不同运行时间和取热负荷下单个钻孔和多个钻 孔埋管对周围岩土体产生的热影响半径。结果表明,当钻孔深度为2000m时,1750m处的热 影响半径最大;当采用 3×3的钻孔布置形式时,建议钻孔间距大于 100m,名义取热量损失率 小于 5%。

关键词 中深层地埋管换热器 套管式换热器 热影响半径 岩土体 名义取热量

Thermal effect of heat transfer process of deep borehole heat exchangers on surrounding rock and soil

By Jia Linrui*, Cui Ping, Fang Liang and Fang Zhaohong

Abstract Analyses the temperature response and variation of the rock and soil around the buried pipe under different heating conditions using a numerical heat transfer model. Proposes the definition of the thermal influence radius. Studies the thermal influence radii of single borehole and multiple-borehole buried pipes on the surrounding rock and soil at different running times and heating loads. The study shows that when the borehole depth is 2 000 m, the largest thermal influence radius occurs at the depth of 1 750 m. For the deep borehole heat exchangers with 3×3 boreholes, recommends over 100 m of the borehole spacing, and the nominal heat loss rate is less than 5%.

Keywords deep borehole heat exchanger, coaxial heat exchanger, thermal influence radius, rock and soil, nominal heat

★ Shandong Jianzhu University, Jinan, China

0 引言

传统的地埋管地源热泵技术采用的钻孔深度 通常为 40~150 m,称之为浅层地热能利用技术, 需要足够大的地表区域来布置钻孔,易受到地表面 积的限制。为了扩大地源热泵的应用范围,提出了 一种新的技术,钻孔深度可达到 1 500~3 000 m, 称之为中深层地埋管换热器技术^[1]。这种技术不 需要布置太多的钻孔,便可达到所需的供暖指标。 对比发现,长期运行的浅层地源热泵系统可能具有 明显的性能降级现象,而利用中深层地埋管换热器 的独特技术优势可有效改善这种现象^[2]。由于中 深层地埋管换热器埋深较浅层地埋管换热器存在 数量级的不同,地下岩土层在深度方向的温度梯度 就不能忽略,其传热机理也更为复杂。

中深层地源热泵系统研究的核心问题在于地

理管与周围土壤之间的传热,这是一个较复杂的传 热问题,涉及到岩土体和换热器2个部分。考虑到 系统对管道强度及施工工艺等要求较高,采用性能 更优的套管式换热器,套管截面见图1。使用套管 式换热器可以显著提高地源热泵系统地下换热装 置的换热效率,从而可以减少换热井设置数量、节 省换热系统的占地面积、降低换热系统的初投 资^[3]。

目前,关于中深层地埋管换热器的研究方法主

收稿日期·2019-09-25

[☆] 贾林瑞,男,1995 年 12 月生,在读硕士研究生

[△] 崔萍(通信作者)

²⁵⁰¹⁰¹ 山东省济南市历城区凤鸣路山东建筑大学热能工程 学院 E-mail:sdcuiping@sdjzu.edu.cn

ctronic Publish涤修则3988-到日村ghts reserved. http://www.cnki.net **生于地 二次**修回:2020-12-10



注:R1为外管与钻孔壁之间的热阻,R2为内、外管间的热阻。 图 1 套管式换热器截面图

要有数值解与解析解 2 种模型。数值解常用的方 法就是运用 CFD、FEFLOW 等软件计算,如 Renaud^[4]、Lous^[5]等学者的研究;除此之外还可以 通过有限差分和有限元的方法编写程序求解,如 Holmberg^[6]、Morchio^[7]等学者的研究。笔者所在 的研究团队在已有浅层地埋管理论基础上,同时建 立了解析解和数值解传热框架下的中深层地埋管 换热器传热模型,并进行了理论和应用基础研 究[1,8-9];随后在上述理论基础上提出了一种新的 计算中深层地埋管换热器循环水温的解析解模型, 经验证,其准确性高于传统的解析解模型^{10]}。除 此之外,搭建实验台进行实验也是常见的研究方 法,Song^[11]、Wang^[12]、Cai^[2]等学者运用搭建的实 验台研究了中深层地埋管换热器的循环水及岩土 体温度的动态响应。目前还未发现相关文献对中 深层地埋管换热器的热影响半径进行研究。

研究不同工况下地埋管换热器的热影响半径,对于中深层地埋管换热器的实际应用具有重要的意义。确定钻孔埋管群中钻孔之间的合理 距离,可有效预防因热影响区域交叉造成热干扰 而降低换热器的运行效率,此外对地下热环境也 具有一定的保护作用。本文在以往研究成果的 基础上,利用笔者建立的数值模型对中深层地埋 管换热器的地下传热及其对周边岩土体温度的 影响进行深入研究,分析不同工况下岩土体的温 度响应规律,为中深层地源热泵系统的设计及实 际应用提供参考。

1 中深层套管式地埋管换热器传热模型

1.1 模型计算假设条件

采用套管式换热器,以线热源理论为基础得到 简化传热模型^[13-15],理论研究中为了简化计算过 程,仅取单个换热钻孔为研究对象。地埋管换热器 的传热过程是一个复杂的、半无限大区域内的非稳 (C)1994-2021 China Academic Journal Electronic 态过程,实际计算较为复杂,因此假设: 1)将地埋管换热器周围的岩土层看作一个或 几个均匀介质的水平地层,忽略可能的地下水流动。

2) 忽略空气温度及大地表面温度随季节的波动。

3) 认为通过整个地层的大地热流是均匀的。

 4)管内流体介质的流动和传热采用一维模型,即忽略流道横截面上的循环介质的速度和温度 分布。

5) 岩土体初始温度分布在径向上是均匀的。 假设大地热流是均匀恒定的,在不同的水平地层 (导热系数不同)有不同的温度梯度。

1.2 套管式地埋管换热器的传热模型

基于上述假设,该传热问题可近似看作轴对称 的传热问题,岩土层的导热方程可写为

$$\frac{1}{\alpha}\frac{\partial t}{\partial \tau} = \frac{1}{r}\frac{\partial}{\partial r}\left(r\frac{\partial t}{\partial r}\right) + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2}$$
(1)

式中 α 为热扩散率, m^2/s ;t为温度, \mathbb{C} ; τ 为时间,s;r为岩土层半径,m;z为深度,m。

套管内流体温度的控制方程应考虑流体的流动方向。流动方向不同时,方程中对流项前的正负 号也随之改变。以下方程中设定 z 坐标的方向向 下。

流动方式为外进内出(从两管的夹层中向下流 入,流体从内管流出)时,内外管流体的能量方程分 别如下:

$$C_{2} \frac{\partial t_{f2}}{\partial \tau} = \frac{t_{f1} - t_{f2}}{R_{2}} + C \frac{\partial t_{f2}}{\partial z}$$
(2)

$$C_{1} \frac{\partial t_{\rm f1}}{\partial \tau} = \frac{t_{\rm f2} - t_{\rm f1}}{R_{2}} + \frac{t_{\rm b} - t_{\rm f1}}{R_{1}} - C \frac{\partial t_{\rm f1}}{\partial z} \qquad (3)$$

式(2)、(3)中 C_2 为热流内通道单位长度的热容, J/(m・ \mathbb{C}); t_{f_2} 为出水水温, \mathbb{C} ; t_{f_1} 为进水水温, \mathbb{C} ; C为循环液的热容流量, W/\mathbb{C} , $C=M_c$,其中 M 为 质量流量,kg/s,c 为循环水比热容,J/(kg・ \mathbb{C}); C_1 为热流外通道单位长度的热容,包括循环液、外 管壁和回填料的热容,J/(m・ \mathbb{C}); R_2 为内管流体 到外管流体之间的热阻,m・ \mathbb{C}/W ; R_1 为外管流 体到钻孔壁的热阻,m・ \mathbb{C}/W 。

1.3 套管式地埋管换热器传热过程的数值计算模型

在求解以上能量方程时采用有限差分法。将 中深层地埋管换热器整个传热区域沿径向及深度 lishing House, All rights reserved. http://www.cnki.nc 方向划分为若干个网格。进行径向网格划分时,根 据热量传导的特点,采用变步长网格,径向扩大倍 数 $\Delta \sigma$ 为 1.2,最小网格单元 $r_0 = r_b = 0.14 \text{ m}, r_0, r_b$ 分别为径向网格第一个网格节点和钻孔壁的半径: 在深度方向上则均匀划分为 200 个网格节点,钻孔 深度 H=2 000 m。节点示意图见图 2。

在建立节点差分方程时采用"元体热平衡法", 岩土体及流体的差分方程及初始条件、边界条件如 下[2,9]。

1) 岩土体及流体的差分方程。



$$-\frac{\alpha\Delta\tau}{(r\Delta\sigma)^{2}}t_{i-1,j}^{p+1} + \left[1+2\frac{\alpha\Delta\tau}{(r\Delta\sigma)^{2}}\right]t_{i,j}^{p+1} - \frac{\alpha\Delta\tau}{(r\Delta\sigma)^{2}}t_{i+1,j}^{p+1} = \frac{\alpha\Delta\tau}{(\Delta z)^{2}}t_{i,j-1}^{p} + \left[1-2\frac{\alpha\Delta\tau}{(\Delta z)^{2}}\right]t_{i,j}^{p} + \frac{\alpha\Delta\tau}{(\Delta z)^{2}}t_{i,j+1}^{p} + \frac{\alpha\Delta\tau}{(\Delta z)^{2}}t_{i,j-1}^{p} + \left[1-2\frac{\alpha\Delta\tau}{(\Delta z)^{2}}\right]t_{i,j}^{p} + \frac{\alpha\Delta\tau}{(\Delta z)^{2}}t_{i,j-1}^{p} + \frac{\alpha\Delta\tau}{(\Delta z)^{2$$

式中 $\Delta \tau$ 为时间步长, s; p 代表不同时刻; Δz 为 深度方向离散距离, m。

对钻孔内部的流体沿流动方向也建立了相应 的节点方程式,具体建立方法见文献[1,8]。

$$t(z) = t_{a} + \frac{q_{g}}{h_{a}} + \sum_{j=1}^{m-1} \frac{q_{g}}{\lambda_{j}} (H_{j} - H_{j-1}) + \frac{q_{g}}{\lambda_{m}} (z - H_{m-1})$$

式中 t_a 为地表以上的空气温度, \mathbb{C} ; q_a 为大地热 流密度, W/m^2 : h_a 为地表的对流换热系数, W/m^2 $(m^2 \bullet C)$; *m* 为岩土分层的层数; λ 为岩土体导热 系数, $W/(m \cdot C)$;*H*,为第*i* 层地层底部的坐标; r_{hn}为数值模型径向边界尺寸,m。

$$t(r_{\mathrm{bn}},\tau) = t_{\mathrm{a}} + \frac{q_{\mathrm{g}}}{h_{\mathrm{a}}} + \sum_{j=1}^{m-1} \frac{q_{\mathrm{g}}}{\lambda_{j}} (H_{j} - H_{j-1}) + \frac{q_{\mathrm{g}}}{\lambda_{m}} (z - H_{m-1}) \quad H_{m-1} \leqslant z \leqslant H_{m}, \tau \geqslant 0$$

$$(6)$$

同样地,传热区域的下边界设定 下 200 m 的位置,此范围对于以 30 a 为周期的模 拟是足够大的。当地埋管从土壤取热时,岩土温度 逐渐降低,温降程度随着远离埋管逐渐减小,直至 达到某一处后温降为零,此处的温度即为岩土层的 初始温度,并以此作为计算边界,即定壁温边界条 件。

地表边界设定为第三类边界条件,即假设地表 以上的空气温度及对流换热系数始终保持不变。

$$\lambda \frac{\partial t}{\partial z} = h_{a}(t - t_{a}) \quad z = 0, r_{b} \leqslant r \leqslant r_{bn}, \tau \ge 0$$

将各点的平衡方程列出后得到整个求解区域 的差分方程组,采用追赶法[14] 求解方程组,即得到 不同时刻岩土体的温度分布。

2) 初始条件与边界条件。

在均匀大地热流的假定条件下,根据能量守 恒定律,在任意深度处地层中的初始温度可以表 示为

$$-H_{m-1}) \quad \tau = 0, H_{m-1} \leqslant z \leqslant H_m, r_b \leqslant r \leqslant r_{bn} \quad (5)$$

对于固体岩土层中的导热问题,在距离套管中 心足够远的径向边界 $r = r_{\rm bs}$ 处设定为第一类边界 条件,即认为边界上的温度在传热过程所涉及的时 间内没有变化,即

析

(7)

2.1 热影响半径定义与参数的选择

为了更准确地描述不同取热状态下,埋管的持 续取热对周围岩土体热环境的影响程度,引入热影 响半径 r*。

$$\Delta t_{r,z,\tau}^{*} = t_{r,z,\tau}^{*} - t_{r,z,0}^{*}$$
(8)

式中 $\Delta t_{r,z,\tau}$ 为 τ 时刻半径为 r^* 处的温度 $t_{r,z,\tau}$ 与 该点处岩土初始温度 t*.z.0 的差值。

当 △t*,z,,取值不同时,计算得到的热影响半径 也不同。

理论研究中为了简化计算过程,仅取单个换热 钻孔为研究对象,并将钻孔周围的岩土体看作一个 均匀介质的水平地层,且忽略可能的地下水渗流。 钻孔直径 d, 取 0.28 m,钻孔深度为 2 000 m,地表 温度为 10 ℃,钻孔内布置套管式换热器,外管材料 为钢管,内管选用高密度聚乙烯管,其余主要参数 见表 1。根据经验及初步计算可知,一个深度为 2 000 m 左右的钻孔,在一个供暖季 120 d 内的平 均取热功率大约为 150~250 kW。为保守起见,本 文取 150 kW 的取热功率为计算依据。

表1 主要设计参	数
----------	---

钻孔深度 H/m	2 000
钻孔直径 $d_{ m b}/{ m m}$	0.28
外管外径 $d_{ m oo}/{ m m}$	0.100
外管内径 d _{oi} /m	0.095
内管外径 d _{io} /m	0.070
内管内径 d _{ii} /m	0.066
外管导热系数 λ₀/(W/(m・℃))	41
内管导热系数 λ _i /(W/(m・℃))	1.5
质量流量 <i>M</i> /(kg/s)	12
循环水比定压热容/(J/(kg・℃))	4 178
大地热流 $q_{ m g}/({ m W/m^2})$	0.075
平均大气温度 t _a /℃	10
岩土体导热系数 λ/(W/(m・℃))	2.5
岩土体热扩散率 $\alpha/(m^2/s)$	1.2×10^{-6}
外管单位体积热容/(kJ/(m³・℃))	3 400
内管单位体积热容 /(kJ/(m³・℃))	1 200

2.2 地下岩土体温度热响应

本文仅讨论地埋管单取热工况的地下传热问 题。假设一个供暖季连续取热 120 d,每天运行 24 h,地埋管的总取热功率为 150 kW。根据上述数 学模型可以计算出埋管周围岩土体在不同时刻不 同位置的温度响应。图 3 显示了地埋管取热前的 岩土体初始温度分布及系统运行 20 a 后地埋管周 围岩土体温度分布。系统运行时,地埋管从周围岩 土体取热,使周围岩土体温度降低。在图 3 可以看 到,距离埋管越近,岩土体温度变化越大,但沿着半 径方向最终趋于平稳,接近岩土体初始温度。当埋 管换热器的取热负荷不同时,对周围岩土体热环境 的影响程度也会不同。

由于钻孔的有限深度及地表面边界条件的影 响,地埋管换热在不同深度处引起的热影响半径是 不同的。图 4a 显示了不同半径处在深度方向的温 度分布,图 4b 显示了热影响半径沿深度方向的变 化。可以明显地看到:在 0~600 m 深度范围内温 降为负值,产生这种逆向传热现象的原因是在浅层 换热区,从地埋管外管进入的循环水的温度高于周 围浅层岩土体的温度,热量由循环水向岩土体传 递,致使岩土体温度升高,高于初始温度;在 600~ (0)1994-2021(ma Academic Journal Fleetronic 1 900 m 处,沿着深度方向土壤温度与初始地温的



差值 Δt 逐渐增大,直到在 1 900 m 处达到最大值。 温度变化率最快的地方热影响半径最大,在图 4a 中可以看到不同半径处的温度数据对深度求导的 结果,1 400~1 800 m 处的温度变化率最快。经过 进一步计算发现,钻孔深度 1 750 m 处的热影响半 径最大(见图 4b),因此,可选用此处作为设计依 据。

2.3 运行时间对热影响半径的影响

由非稳态导热机理可知,地埋管换热在半无限 大岩土体内产生热影响半径的关键因素之一是传 热时间。图 5、6 分别显示了地埋管换热 10、15、20 a 后沿半径方向的温降及热影响半径随时间的变 化趋势。随着系统的运行,埋管不断从岩土层取走 热量,靠近埋管处的温度降低,远处的热量向埋管 方向传递,而且这种热量传递范围在空间上的尺度 不断扩大,因此热影响半径增大。以温降 0.5 ℃的 岩土体位置为热影响半径判断依据,运行 10、15、 20 a 后的热影响半径分别为 40.98、51.02、51.22 m。从第 15 年到第 20 年热影响半径仅增加了 0.20 m。因此可定性判断,20 a 后岩土体温度分 布基本处于稳定状态,热影响半径也基本不再扩

大。 Itshing House. All rights reserved. http://www.cnki.net 不同地区的供暖期长短不一,与气象参数关系



图 4 岩土体温度及热影响半径沿钻孔深度方向的分布





图 6 热影响半径随运行时间的变化

较大,气象参数对地表温度的影响较大,本文研究 的重点是岩土层中的最大热影响半径,其深度约为 1750 m。经过验证后发现,地表温度的变化对热 影响半径的取值基本没有影响,为了简化计算,选 (2)1994-2021 China Academic Journal Electronic 取平均温度。为了研究不同供暖期时间对热影响 半径的影响,取3个工况,每年运行2160h(3个 月)、2880h(4个月)、3600h(5个月)。图7、8分 别显示了运行20a后沿半径方向的温度变化及热 影响半径随供暖季运行时长的变化。由图8可以 看出:随着每年供暖季运行时长的增加,热影响半 径逐渐增大,且基本呈线性增加。表2显示了运行 20a后不同运行工况下热影响半径取值。可以看 出,全年取热对地下热环境的危害极大,不利于土 壤温度场的恢复,且持续运行与实际情况不符,但 在未确定供热期长短时可将此值作为设计参考值 使用。



图 7 运行 20 a 后沿半径方向的温度变化



图 8 热影响半径随供暖季运行时长的变化

	表 2	运行 20	a后不同运	行工况下	热影响半径取	偱
--	-----	-------	-------	------	--------	---

$(\Delta t_{i^*, z, \tau} = 0.5 \ ^{\circ}C)$			
每年运行时间/h	热影响半径 /m		
2 160	51.00		
2 880	51.22		
3 600	52.88		

59.89

2.4 取热负荷对热影响半径的影响

全年运行

影响地埋管换热器热影响半径的另一个关键 因素是地埋管的取热强度。图 9、10 分别显示了不 同取热负荷时径向温度的变化及热影响半径随取 lishing House, All rights reserved. http://www.enki.nd 热负荷的变化。由图 9 可以明显看出,随着取热负 荷的增大,岩土体温差 Δt 相应增大,但是沿半径方 向,不同负荷间的差值越来越小。由图 10 可以发 现,热影响半径与取热负荷基本上呈线性关系。当 $\Delta t_{*,**} = 0.5$ °C,系统运行 20 a 后,50、150、250、350 kW 取热负荷下的热影响半径分别为 49.74、 51.22,55.60,57.38 m.



图 9 不同取热负荷 Q 时沿半径方向温度变化



图 10 热影响半径随取热负荷的变化

3 基于热影响半径的多孔换热下单孔名义取热量 在实际工程应用中,由于供热负荷的不同,往 往需要设置多个钻孔作为供热热源,多个钻孔之间 的热干扰使热影响区域的传热分析更加复杂。因 此,下文主要研究多根埋管共同运行时,埋管与埋 管之间的相互影响程度及热影响半径在实际中的 应用。

引入名义取热量 Q_m^[1],即在特定运行工况下 1个深层钻孔可以提供的最大取热量。

在本文中特定工况指的是:1) 取热量在运行 的 20 a 间是恒定的;2) 地埋管换热器的进口温度 在取热期间不得低于5℃;3)岩土层的初始温度 分布是预先确定的。

以 3×3 的埋管布置形式为例,布置示意图见 图 11。由图 11 可以看到,埋管群中有 3 种位置的 **埋管**:中心处(1 \ddagger);45°(2 \ddagger)、135°、225°、315°**处的** 埋管;0°、90°(3 #)、180°、270°、360°处的埋管。很 明显,运行最不利的是1#埋管,3#埋管次之,2#

埋管最好。



就任意一钻孔而言,系统运行时,周围钻孔会 在其周围产生附加温差,在计算时根据叠加原理, 周围钻孔在计算钻孔处温降的叠加值即为附加温 差,并用 $\Delta \bar{t}$ 表示这种钻孔间热干扰程度。

图 12 显示了 3 种钻孔位置处 Δt 随埋管间距 L的变化趋势。由图 12 可以看出,随着埋管间距 L的增大,各埋管间的相互影响程度逐渐减小。前 文已经得到了不同工况下的热影响半径,可选用热 影响半径作为埋管间距 L,从而得到与之对应的 $\Delta \overline{t}$.



图 12 Δī 随埋管间距的变化(运行 20 a 后)

得到修正温差后,即可分析钻孔群中单个钻孔 取热量的变化情况。由于钻孔间的相互影响,钻孔 周围岩土体的温降与单个钻孔相比会多降低 $\Delta \overline{t}$, 从而使得换热量减小,以至于最低进口温度高于 5 ℃,引入修正温差后可以表示为(5 $℃ + \Delta \overline{t}$)。当 进水温度升高后,名义取热量也会因此降低。名义 取热量 Q_m 与名义取热量损失率 η 随 Δt 的变化曲 **线见图**13。

η的计算式为

Publishing House. All rights $ese_{\mathcal{A}_{a}}^{\mathbf{Q}_{m,i}}$. http://www. $\mathfrak{A}_{\mathcal{R}}$.net



图 13 名义取热量和误差 η 随 Δt 的变化

式中 $Q_{m,0}$ 为 $\Delta \bar{t} = 0$ ℃时的名义取热量; $Q_{m,i}$ 为 $\Delta \bar{t} > 0$ ℃时对应的名义取热量。

由图 13 可以看出,随着 $\Delta \bar{t}$ 的增大,名义取热 量 Q_m 逐渐减小,且基本呈线性变化;同时大地热流 也是决定名义取热量的一个重要参数,可以看到随 着大地热流的增大,名义取热量也增大。当埋管间 距大于 100 m 时,由图 12 可以查得 $\Delta \bar{t}$ 小于 0.5 ℃,此时在 3 种不同的大地热流取值下,名义取热 量损失率 η 均小于 5%。

4 结论

 41) 经计算,当取热负荷为 150 kW、钻孔深度为 2 000 m时,热影响半径最大值出现在 1 750 m 深处,而非钻孔底部或中部。

2)影响热影响半径取值的主要因素包括取热 负荷和运行时间,并与负荷强度及传热时间成正相 关。运行 20 a 后,热影响半径基本不再变化。

3) 当采用 3×3 布置形的钻孔群取热时,建议 钻孔间距大于 100 m,此时名义取热量损失率小于 5%。

参考文献:

- [1] 方亮. 地源热泵系统中深层地埋管换热器的传热分析及其应用[D]. 济南:山东建筑大学, 2018:11-12
- [2] CAI W L, WAN F H, LIU J, et al. Experimental and numerical investigation of heat transfer performance and sustainability of deep borehole heat exchangers coupled with ground source heat pump systems[J]. Applied Thermal Engineering, 2018, 149: 975-986
- [3] 胡志高,王彦芳,康杰,等. 套管式地源热泵技术在 <u>工程中的应用[J]. 供热制冷</u>,2018 (8): 47-48 [(C)1994-2021 China Academic Journal Electronic Publi
- [4] RENAUD T, VERDIN P, FALCONE G. Numerical

simulation of a deep borehole heat exchanger in the Krafla geothermal system[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2019, 143, 118496

- [5] LOUS L M, LARROQUE F, DUPUY A, et al. Thermal performance of a deep borehole heat exchanger: insights from a synthetic coupled heat and flow model [J]. Geothermics, 2015, 57: 157-172
- [6] HOLMBERG H, ACUNA J, NASS E, et al. Thermal evaluation of coaxial deep borehole heat exchangers[J]. Renewable Energy, 2016, 97: 65-76
- [7] MORCHIO S, FOSSA M. Thermal modeling of deep borehole heat exchangers for geothermal applications in densely populated urban areas [J]. Thermal Science and Engineering Progress, 2019, 13: 100363
- [8] FANG L, DIAO N R, SHAO Z K, et al. A computationally efficient numerical model for heat transfer simulation of deep borehole heat exchanger [J]. Energy and Buildings, 2018, 167: 79-88
- [9] FANG L, DIAO N R, SHAO Z K, et al. Study on thermal resistance of coaxial tube boreholes in ground-coupled heat pump systems [J]. Procedia Engineering, 2017, 205: 3735-3742
- [10] PAN A Q, LU L, CUI P, et al. A new analytical heat transfer model for deep borehole heat exchangers with coaxial tubes[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2019, 141: 1056-1065
- [11] SONG X Z, WANG G S, SHI Y, et al. Numerical analysis of heat extraction performance of a deep coaxial borehole heat exchanger geothermal system [J]. Energy, 2017, 164: 1298-1310
- [12] WANG Z H, WANG F, LIU J, et al. Field test and numerical investigation on the heat transfer characteristics and optimal design of the heat exchangers of a deep borehole ground source heat pump system [J]. Energy Conversion and Management, 2017, 153: 603-615
- [13] 龚光彩,陈帆,苏欢,等. 套管式地埋管换热器设计 计算方法[J]. 科技导报,2013,31(31):53-56
- [14] 贾力,方肇洪. 高等传热学[M]. 北京: 高等教育出 版社, 2008:127-128

[15] 方肇洪,刁乃仁. 地热换热器的传热分析[J]. 建筑 Publishing House. All rights reserved. http://www.cnki.net 熟能通风空调,2004,23(1): 685-687