

地源热泵 U 型管地下换热器的准三维模型

黄俊惠¹ 时晓燕¹ 唐志伟²

(1. 中国农业大学 水利与土木工程学院,北京 100083; 2. 北京工业大学 环境与能源工程学院,北京 100022)

摘要 为了模拟地源热泵 U 型管地下换热器的运行工况,通过耦合不同方向的低维模型,在换热器进水口的边界处引入换热功率函数作为边界条件,求和平均管壁各点到区域中心的距离来计算线热源到区域中心的距离,从而建立一准三维传热模型,并运用有限体积法求解。模拟结果与试验结果的最大相对误差为 3.48%,平均相对误差 1.33%,精度满足工程要求,而且随着运行时间的推移,相对误差呈减小趋势。运用该模型模拟得到的 U 型管管内流体温度分布情况表明,钻孔深度为 40 m 时,进水支管与出水支管的温升比为 1.34;钻孔深度为 80 和 120 m 时该比值分别为 1.90 和 2.77,而出水支管的温升几乎相同,说明增加钻孔深度会加剧 U 型管 2 支管之间的热短路。

关键词 地源热泵; 地下换热器; 数值模拟; 传热模型

中图分类号 TK124

文章编号 1007-4333(2004)05-0051-04

文献标识码 A

Pseudo 3D model of ground heat exchanger for GSHP

Huang Junhui¹, Shi Xiaoyan¹, Tang Zhiwei²

(1. College of Water Conservancy and Civil Engineering, China Agricultural University, Beijing 100083, China;

2. College of Environment and Energy Engineering, Beijing University of Technology, Beijing 100022, China)

Abstract In order to simulate the behavior of the U-tube ground heat exchanger (GHE) used in ground source heat pump (GSHP), a pseudo 3D model was developed which was based on coupling two less dimensional models. A heat exchange power function was introduced as the boundary condition for the inlet of the U-tube. The distance between the heat source and the center of the field was simplified by calculating a mean distance between them. Finite-volume method was used to solve the control equations. The maximum and mean relative error between numerical and experimental results were only 3.48% and 1.33% respectively. According to the numerical results, with a 40 m depth borehole the specific value between inlet and outlet temperature is 1.34; with 80 m and 120 m depth this value were 1.90 and 2.77 separately, and the difference temperature caused by the outlet tube is minor. This came the conclusion that extra borehole depth aggravates heat short circuit between the 2 legs of the U-tube.

Key words ground source heat pump; ground heat exchanger; numerical simulation; heat transfer model

对地源热泵 U 型管地下换热器运行工况的模拟,当前国内外工程中使用较多的是线热源模型和柱热源模型^[1,2],这些模型一般建立在问题区域的轴面上;还有就是考虑 U 型管具体形状以及其他影响因素的二维数学模型^[3,4],这些模型一般建立在水平平面上,用数值方法求解。由于这些模型只在某一平面内模拟地下换热器的运行情况,不能全面

反映整个换热区域的情况,而且模型的瞬态响应能力不足,所以要进一步提高模拟精度就要建立更高维的模型;但用数值方法直接求解三维模型计算量过大。

笔者从耦合已有的低维模型入手,考虑 U 型管几何形状与简化纵向传热的特点,提出一种能够更精确描述地下换热器运行特性的准三维模型。

收稿日期: 2004-05-17

基金项目: 北京市科委课题“清洁能源技术与示范(H021820041120)”

作者简介: 黄俊惠,硕士研究生;时晓燕,副教授,主要从事流体机械方面的研究。

1 数学模型

1.1 前提假设

由于U型竖埋管地下换热器的几何形状和土壤传热的复杂性,建立能精确模拟所有实际情况的模型并求解,以现有的计算技术来说几乎不可能,所以要做必要的简化。同时为了保持所得结果的精度符合工程要求,特做以下假设:

- 1) 忽略U型管周围土壤沿深度方向的传热,土壤中的热量只在水平方向传播;
- 2) 土壤是均匀的,而且在整个传热过程中土壤的热物性不变;
- 3) 忽略土壤中水分迁移的影响^[5];
- 4) 忽略U型管管壁与回填土、回填土与土壤之间的接触热阻;
- 5) 忽略地表温度波动对土壤温度的影响,认为土壤温度均匀一致;
- 6) 管内同一截面的流体温度和速度相同;
- 7) 不考虑U型管底部弯管的影响,认为进水支管与出水支管都是有限长直管,2支管底部的流体温度相同,速度方向相反。

1.2 控制方程

根据以上假设,建立U型管2支管内轴向一维对流换热模型;对U型管周围的土壤,建立其水平平面内的二维传热模型;同时,耦合求解深度方向每隔一定距离的平面内管内流体与土壤间的传热,实现两区域间传热的耦合,从而组成准三维传热模型(图1)。

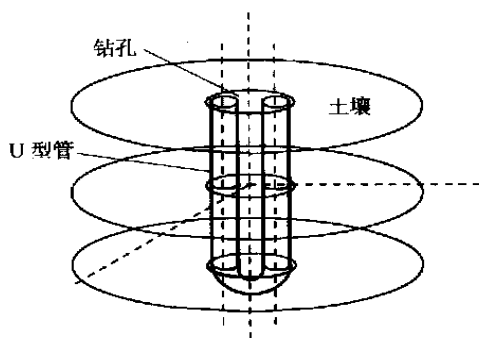


图1 U型管传热模型示意图

Fig.1 Illustration of the U-tube heat transfer model

参考文献[6],管内对流换热控制方程

$$-v \frac{\partial T_f}{\partial l_z} + \frac{2-p}{r_0 \rho c_{pf}} \frac{\partial T_f}{\partial r} \Big|_{r_0} = \frac{\partial T_f}{\partial t} \quad (r < r_0) \quad (1)$$

式中: v 为流体速度, $m \cdot s^{-1}$; T_f 为管内流体温度,

K ; l_z 为管长, m ; p 为管壁导热系数, $W \cdot (m \cdot K)^{-1}$; r_0 为线热源到区域中心的距离(图2), m ,通过对管壁上各点到区域中心的平均距离求和来确定, $r_0 = \frac{1}{\theta} \int_0^\theta \sqrt{(r \cos \alpha + l_s)^2 + (r \sin \alpha)^2} d\alpha$ (其中 r 为水平面内径向坐标, m ; l_s 为支管中心到区域中心的物理距离, m); ρ 为流体密度, $kg \cdot m^{-3}$; c_{pf} 为流体比定压热容, $J \cdot (kg \cdot K)^{-1}$ 。

U型管周围回填土及土壤导热控制方程

$$\frac{\partial^2 T_j}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T_j}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 T_j}{\partial \theta^2} = \frac{1}{\alpha_j} \frac{\partial T_j}{\partial t} \quad (2)$$

式中: T_j 为温度, K ; α_j 为热扩散率, $m^2 \cdot s^{-1}$; 下标 $j=1,2,3$, 分别表示管壁、回填土、土壤的参数; θ 为水平面内周向坐标, rad ; t 为时间变量, s 。

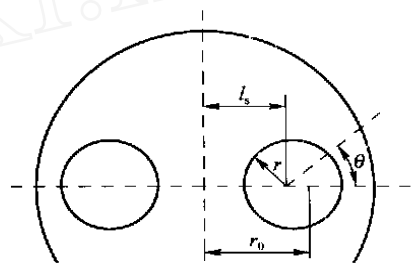


图2 钻孔内线热源与区域中心距离

Fig.2 Illustration of distance between the heat source and the center of the district in the borehole

1.3 离散方程

由于实际温度分布区域具有对称性,所以只对半个区域进行模拟计算(图3)。根据文献[7]用二阶迎风差分半隐格式对式(1)进行离散,得

$$aT_{f,i} + bT_{f,i-1} + cT_{f,i-2} = d \quad (3)$$

式中: $a = \frac{1}{\Delta t} + \frac{3v_i}{2\Delta z}$, $b = -\frac{4v_i}{2\Delta z}$, $c = \frac{v_i}{2\Delta z}$, $d = \left[-\frac{2-p}{r_0(\rho c_{pf})} + \frac{1}{\Delta t} \right] T_{fi}^0 + \frac{2-p}{r_0(\rho c_{pf})} T_{pi}^0$ 。其中 T_{pi} 为与相应管内控制体相邻的管壁控制体的温度,上角

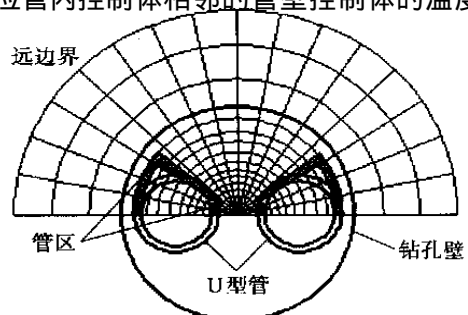


图3 模型水平平面的计算区域

Fig.3 The calculation district in horizontal surface of the model

标 0 表示上一时间步的计算结果。 $T_{f,i-1}$ 和 $T_{f,i-2}$ 分别为第 i 个控制体上游 2 控制体的温度。

在极坐标系下采用全隐格式,用有限容积法对式(2)进行离散,得到代数方程

$$a_p T_p = a_E T_E + a_W T_W + a_S T_S + a_N T_N + b \quad (4)$$

其网格形式见图 4,各系数参见文献[7]。

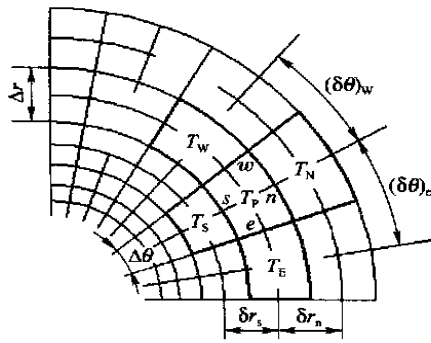


图 4 计算水平平面中心差分网格形式

Fig. 4 The grid's scheme of the calculation district

1.4 边界条件

U 型管进水口的边界条件为

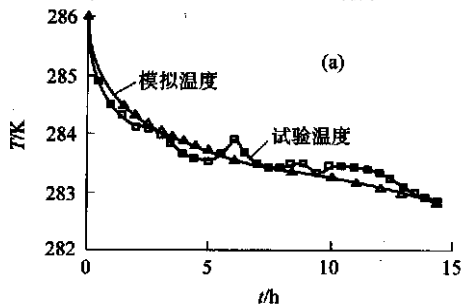
$$T_f(0, t) = T_{out}(t) \pm [P(t) / (c_p v)]_f$$

供暖时取负值,制冷时取正值; $T_{out}(t)$ 为 U 型管出口温度, $P(t)$ 为换热器换热功率函数,根据平均单位管长换热率确定,取指数形式

$$P(t) = \begin{cases} P_0 - (P_0 - P_e) \sqrt{t} / \sqrt{t_e} & 0 \leq t \leq t_e \\ P_e & t > t_e \end{cases}$$

式中: P_0 和 P_e 分别为初始换热功率和换热器达到准稳态时的换热功率, W; t_e 为达到准稳态所需时间, s。

U 型管弯头处的边界条件为 $T_{in,u} = T_{out,u}$, $T_{in,u}$ 和 $T_{out,u}$ 分别表示进水支管和出水支管与弯头交接处的流体温度。流体速度 $v_{in} = -v_{out}$ 。



U 型管内与管壁的边界条件为

$$h(T_p - T_f) = \left. \frac{\partial T_p}{\partial r} \right|_{r_0}$$

式中: T_p 为管壁温度,对流换热系数 $h = Nu (\lambda_f / 2 r_0)$, 努塞尔数 $Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^n$;其中加热过程 $n = 0.4$,冷却过程 $n = 0.3$ 。

认为土壤远边界及计算区域的对称边界都是绝热边界,因此在考虑管壁与回填土、回填土与土壤之间的边界条件时,只要把控制体的边界与各种材质的边界重合,就可以把上述各区域当作离散区域的内部来处理,无须再考虑它们之间的耦合传热。土壤区域中 U 型管截面占据的区域根据文献[4]的方法,用一个扇形区域去逼近(图 3)。

1.5 初始条件

根据前提假设,设系统初始时刻为平衡状态,即认为管内流体、管壁、回填土和土壤的温度均为初始温度 T_c ,即 $t = 0$ 时, $T_f = T_i = T_c$ 。

2 模拟结果的试验验证

图 5(a)和(b)分别示出系统运行 15 h 后的模拟结果和试验结果及其相对误差分布情况,模拟计算的基本参数见表 1。初始换热功率 P_0 和准稳态换热功率分别根据单位管长换热率 55 和 20 W · m⁻¹ 换算;假定系统运行 8 h 后进入准稳态工况。可以看出,模拟结果与试验结果吻合,最大相对误差 R 仅为 3.48%,平均相对误差 1.33%,精度符合工程要求,而且随着运行时间的推移,相对误差呈减小趋势。

图 6 示出在其他参数不变的情况下,钻孔深度分别为 40,80 和 120 m 时 U 型管内流体温度分布的模拟结果。可以看出,钻孔深度为 40 m 时,进水支管与出水支管的温升比值为 1.34,随着孔深的加

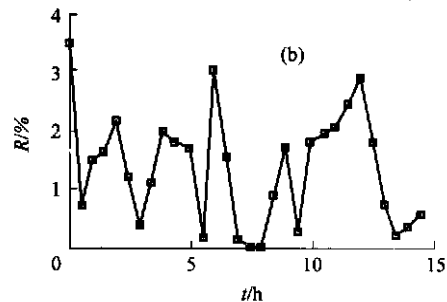


图 5 出口管壁温度的模拟计算结果与试验结果(a)及其相对误差分布(b)

Fig. 5 Numerical and experimental results at outlet tube wall(a) and relative residuals(b)

表 1 模拟计算的基本参数

Table 1 Parameters for simulation

参 数	数值	参 数	数值
钻孔直径/mm	300	U 型管两支管中心距/mm	100
U 型管外径/mm	32	管(PE 管)壁热导率/[W·(m·K) ⁻¹]	0.42
管壁厚/mm	3.5	钻孔深度/m	40
系统初始温度/K	13	管内流量/(m ³ ·h ⁻¹)	0.5
初始换热功率 P ₀ /kW	4.4	准稳态换热功率 P _c /kW	1.6
土壤(重土)热导率/[W·(m·K) ⁻¹]	1.33	回填土热导率/[W·(m·K) ⁻¹]	1.53

大,该比值分别为 1.90 和 2.77,而且后 2 种情况下,出水支管的温升几乎一样,这也说明了这 2 支管之间的热短路也在加剧。

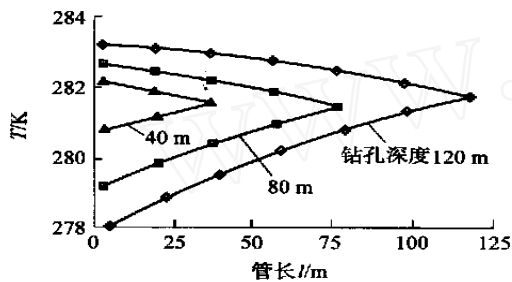


图 6 不同钻孔深度 U 型管内流体的温度分布

Fig. 6 Temperature distribution along U-tube with different borehole depth

3 结束语

本文中提出的传热模型,通过引入换热功率函数,提高了模型在系统运行开始阶段的瞬态响应能力,模拟结果和试验结果表明该模型符合工程精度要求。对不同钻孔深度管内温度分布的比较结果表明,U 型管与土壤的换热主要在进水支管内完成,随着钻孔深度的增大,出水支管引起的出水温度的温升降低,支管间的热短路加剧;因此,在满足工作功率的前提下,缩短钻孔深度不但可以降低成本,还可以减小热短路的影响。

参 考 文 献

- [1] Gu Yian, O 'Neal Dennis L. An analytical solution to transient heat conduction in a composite region with a cylindrical heat source[J]. Transactions of the ASME, 1995, 117:242~248
- [2] 柳晓雷,王德林,方肇洪. 垂直埋管地源热泵的圆柱面传热模型及简化计算[J]. 山东建筑工程学院学报, 2001, 16(1):47~51
- [3] Muraya N K, O 'Neal D L, Heffington W M. Thermal interference of adjacent legs in a vertical urtube heat exchanger for a ground-coupled heat pump [J]. ASHRAE Trans, 1996,102(2):12~21
- [4] Yavuzturk C, Spitler J D, Riss Simon J. A transient two-dimensional finite volume model for the simulation of vertical urtube ground heat exchangers [J]. ASHRAE Trans, 1999, 105(2):465~474
- [5] Piechowski M. heat and mass transfer model of a ground heat exchanger: validation and sensitivity analysis [J]. International Journal of Energy Research, 1998, 22: 965~979
- [6] Mei V C, Emerson C J. New approach for analysis of ground-coil design for applied heat pump systems [J]. ASHRAE Trans, 1985, 91(2):1216~1224
- [7] 陶文铨. 数值传热学[M]. 西安:西安交通大学出版社,1988.79~87
- [8] 周亚素. 土壤热源热泵动态特性与能耗分析研究[D]. 上海:同济大学,2001