

渗流条件下双 U 型地埋管换热器 换热特性的数值研究

陈 实, 阴继翔, 乔鹏飞, 朱建利

(太原理工大学 电气与动力工程学院, 山西 太原 030024)

摘 要: 文章基于多孔介质模型,建立了考虑地下水渗流的双 U 型地埋管换热器三维传热模型,采用数值模拟方法分析了渗流速度和管内流速对换热器温度场的影响,并对比了圆管(管截面纵横比 $\zeta=1$)与扁管(ζ 分别为 0.54, 0.44, 0.34)的换热性能。结果表明:增大渗流速度 v 和管内流速 u 均可以提高埋管换热量;当 ζ 减小时,进水管换热量的增幅大于出水管的换热量,垂直于渗流方向布置埋管换热量的增幅大于沿渗流方向布置的埋管换热量;减小管截面纵横比可以减小钻孔热阻并提高埋管换热量,但也会使埋管压降增大,热短路损失有所增大;当 $v=1.50 \times 10^{-5}$ m/s, $u=1.3$ m/s 时,与圆管相比, $\zeta=0.34$ 的扁管换热量提高了 11.4%, 钻孔热阻降低了 20.52%, 压降增加了 24.32%。

关键词: 双 U 型地埋管; 渗流; 扁管; 圆管; 数值模拟

中图分类号: TK529 **文献标志码:** A **文章编号:** 1671-5292(2025)05-0620-09

0 引言

地源热泵作为一种高效、清洁的可再生能源利用形式,被广泛应用在建筑领域。地埋管换热器是为热泵系统提供冷源或热源的换热设备,其换热性能对整个系统稳定、高效地运行有重要影响。

U 型埋管换热器在浅层地源热泵系统中有广泛的应用,已有诸多学者对其换热性能进行了研究。路子业^[1]建立了 U 型地埋管换热器三维数值模型,利用热泵实验台获得的数据,验证了该模型的准确性;对比了单 U、双 U 型地埋管的换热特性,结果表明,管径和管内流速相同的双 U 型地埋管热短路损失大于单 U 型管。陈红兵^[2]建立了 U 型地埋管换热器的热渗耦合模型,采用方程离散和编程求解的方法,研究了渗流速度及运行模式对土壤蓄热性能的影响,结果表明,增大渗流速度有利于土壤蓄热;相较于连续蓄热模式,间歇蓄热模式运行时段的埋管换热量较大,土壤累积蓄热量较小。闵杰^[3]通过搭建地埋管系统小型试验台,研究了有、无渗流水对换热器换热性能的影响,发现地下水渗流加快了土壤温度的恢复,使换热器换热量得以提高;当管内流速和管径保持不变时,渗流水对双 U 型管的影响比对单 U 型管的影响显著。曾召田^[4]搭建了考虑渗流作用的单 U

型地埋管传热试验平台,探究地下水渗流对地埋管换热性能的影响规律,得出了渗流水可缩短地埋管周围土壤温度场稳定的时间,并有效减弱埋管周围土壤热堆积的结论。张琳琳^[5]建立了考虑土壤分层及地下水渗流的地埋管传热模型,分析了有、无渗流对不同层土壤温度响应的影响,并与均质土壤的模拟结果进行对比,结果表明:分层土壤模型可以反映土壤温度沿轴向非均匀分布的特征;对土壤物性非均匀且存在地下水渗流的实际问题,采用均质土壤导热模型(无渗流)会低估埋管的换热能力。李政^[6]以地埋管群换热器为研究对象,分别采用均质土壤和分层土壤模型进行数值计算,结果显示:采用分层土壤模型计算的管群换热效率始终低于均质土壤模型;当管群布置方式、钻井间距和运行时间一致时,各层土壤热扩散系数偏离加权平均值的程度可以反映管群整体换热效率的衰减情况,采用分层土壤模型模拟的结果与实际情况更接近。Jahanbin A^[7]提出一种椭圆截面的 U 型管结构,在横截面积和支管中心距相同的条件下,通过数值模拟对比了圆管和椭圆管的换热性能,发现椭圆管换热器的钻孔热阻比圆管换热器降低 17%。Zhou A^[8]基于热响应测试建立了单 U 型埋管的三维数值模型,以保持支管中

收稿日期: 2024-02-21。

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(52278118);山西省自然科学基金(202203021211167)。

通信作者: 阴继翔(1964-),女,博士,副教授,研究方向为对流换热强化及新型换热设备的开发。E-mail: yinjixiang@tyut.edu.cn

心距和横截面积相等为比较基准,对比了夏季工况下不同截面形状(圆形、椭圆形、扁平形、半圆形和扇形)埋管换热器的换热性能,结果显示,扁平管的出口温度最低,换热效率最高。

综上所述,地下水渗流和土壤分层已经成为单 U 型埋管换热器换热模型中考虑的重要因素,而同时考虑这两个因素的双 U 型埋管的研究却相对较少。此外,埋管管型参数的研究也主要集中在单 U 型埋管上,鲜有关于双 U 型埋管结构的研究。因此,本研究构建考虑土壤分层的双 U 型埋管换热器模型,采用数值模拟的方法,分析渗流速度、管内流速、土壤分层及管截面纵横比对换热器换热性能的影响规律,为双 U 型埋管换热器的优化设计提供参考依据。

1 双 U 型换热器传热模型

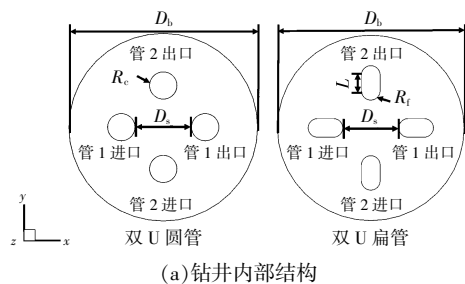
1.1 物理模型与网格划分

由于埋管换热器和土壤之间传热的复杂性,为保证计算精度的同时降低计算难度,对模型作出如下假设:

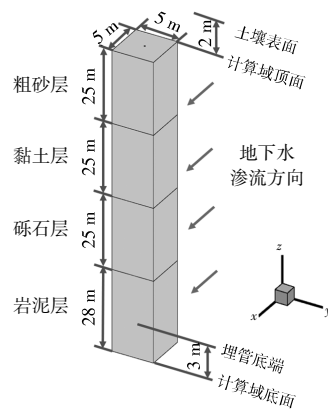
- ①忽略气候和太阳辐射造成的地表温度波动;
- ②假设各介质的物性不随温度变化,忽略所有固体接触面间的接触热阻;
- ③假设地下水渗流仅沿水平方向(x 正方向)流动,各层土壤为各向同性饱和和多孔介质。

本文建立了双 U 型埋管换热器三维数值模型,如图 1 所示。

模型由 U 型管、管内循环水、回填土和 4 层土壤(上 3 层厚度均为 25 m,底层厚 28 m)组成。圆管半径为 13 mm,扁管截面形状由两个半圆形和矩形组成。钻井直径 $D_b=180$ mm,支管间距 $D_s=54$ mm,埋管距井底 3 m,两管底端相距 126 mm^[9],两根埋管在井内的布置如图 1(a)所示。为了便于研究地下水渗流对换热的影响,计算域拓展为 $5\text{ m}\times 5\text{ m}\times 103\text{ m}$ ^[10]的六面体,钻井位于计算域中心,



(a) 钻井内部结构



(b) 计算域

图 1 钻井内部结构及计算域示意图

Fig.1 Schematic diagram of the internal structure of the borehole and the computational domain
计算域示意图见图 1(b)。

换热器结构尺寸见表 1。

表 1 双 U 型换热器结构参数

Table 1 Double U-tube heat exchanger structure parameters

参数	数值
模型尺寸(长×宽×高)/m×m×m	5×5×103
钻井深度 H /m	105
模型顶部与地表距离/m	2
土壤层厚(粗砂/黏土/砾石/岩泥)/m	25/25/25/28
钻井直径 D_b /mm	180
支管间距 D_s /mm	54
圆管半径 R_c /mm	13
扁管弧段半径 R_f /mm	7/8/9
扁管直段 L /mm	26.91/20.61/15.35
扁管纵横比 ζ	0.34/0.44/0.54
埋管与模型底部距离/m	3
管 1 和管 2 底端距离/mm	126

埋管的高径比大,且钻井结构具有不规则特征,故采用混合网格进行划分,在划分前须要对几何结构进行分割处理。首先,将管内流体区域分割成直管区域和弯管区域,弯管区域沿流动方向采用较小的网格尺寸,管内流体区域采用边界层类型的网格进行划分;其次,将土壤区域分割成 2 个区域,钻井附近的土壤区域采用尺寸较小的棱柱网格,其余土壤区域采用由侧边界到中心逐渐密集的六面体网格;最后,将回填土区域分割成 2 个区域,弯管附近的回填土区域采用 4 面体网格,此处网格划分的关键在于土壤网格尺寸和埋管网格尺寸的匹配,其余回填土区域采用棱柱网格。

1.2 控制方程与边界条件

循环水在管内的流动为三维湍流,采用

Standard $k-\varepsilon$ 湍流模型, 压力与速度的耦合用 SIMPLE 算法完成, 相应的控制方程见文献[6]。土壤视为各向同性的多孔介质, 多孔介质中流动与换热的控制方程^[11]为

连续性方程:

$$\frac{\partial(\rho_f \gamma)}{\partial \tau} + \frac{\partial(\rho_f v_i)}{\partial x_i} = 0 \quad (1)$$

式中: ρ_f 为渗流水的密度, kg/m^3 ; γ 为土壤的孔隙率, 为土壤中空隙体积 $V_{\text{孔隙}}$ 占总体积 $V_{\text{多孔}}$ 的比例; τ 为时间, s ; v_i 为流体在 i 方向上的表观速度, m/s 。

γ 表达式为

$$\gamma = \frac{V_{\text{孔隙}}}{V_{\text{多孔}}} \times 100\% \quad (2)$$

多孔介质模型通过在动量控制方程中加入负的源项来模拟土壤对地下水流动的阻碍作用。动量源项由粘性损失项和惯性损失项两部分组成, 其表达式为

$$S_i = - \left(\sum_{j=1}^3 D_{ij} \mu v_j + \sum_{j=1}^3 C_{ij} \frac{1}{2} \rho_f |v| |v_j| \right) \quad (3)$$

式中: S_i 为 i 方向的动量源项; μ 为动力粘度, $\text{Pa} \cdot \text{s}$; D, C 为系数矩阵; v 为流体表观速度, m/s 。

多孔介质为各向同性时, 动量源项可简化为

$$S_i = - \frac{\Delta p}{l} = - \left(\frac{\mu}{\alpha} v_i + C_2 \frac{1}{2} \rho_f |v| |v_i| \right) \quad (4)$$

式中: Δp 为多孔介质进、出口流体的压差, Pa ; l 为多孔介质沿渗流方向的长度, m ; α 为渗透率, m^2 ;

C_2 为惯性阻力系数, $1/\text{m}$ 。

多孔介质内部的流体流态为层流时, 压降与速度成正比, 惯性阻力系数 C_2 可视为零, 本研究中多孔介质内部流动为层流, 忽略惯性阻力项。

多孔介质能量方程:

$$\rho_{\text{eff}} c_{\text{eff}} \frac{\partial T}{\partial \tau} + \rho_f c_f \frac{\partial(\rho_f v_i T)}{\partial x_i} = - \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\lambda_{\text{eff}} \cdot \frac{\partial T}{\partial x_i} \right) \quad (5)$$

式中: $\rho_{\text{eff}} c_{\text{eff}}$ 为有效体积比热, $\text{J}/(\text{m}^3 \cdot \text{K})$; T 为温度, K ; λ_{eff} 为有效导热系数, $\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$, 其计算表达式为

$$\begin{cases} \lambda_{\text{eff}} = \gamma \lambda_f + (1-\gamma) \lambda_s \\ \rho_{\text{eff}} c_{\text{eff}} = \gamma \rho_f c_f + (1-\gamma) \rho_s c_s \end{cases} \quad (6)$$

式中: λ_s, λ_f 分别为土壤中固相和液相的导热系数, $\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$; $\rho_f c_f, \rho_s c_s$ 分别为多孔介质固相和液相的体积比热, $\text{J}/(\text{m}^3 \cdot \text{K})$ 。

边界条件: 埋管的进口设为速度入口 (0.4~1.3 m/s), 温度为 308.00 K , 出口设为压力出口; 地下水渗流进口设为速度入口 ($1.16 \times 10^{-6} \sim 1.50 \times 10^{-5}$ m/s , 方向为 x 正方向), 温度为 287.58 K , 出口设为压力出口; 土壤及回填土上表面设为第 3 类边界条件, 外界空气温度为 293.15 K , 换热系数为 0.455 6 $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ ^[12]; 计算域底面及与渗流方向平行的侧面设为恒壁温, 温度为 287.58 K ; 管内壁面以及其余各种固体交界面为耦合面。

1.3 物性参数与表征参数

计算所用材料的物性^[13,14]以及与多孔介质模型相关的参数^[13,15]见表 2。

表 2 材料物性以及多孔介质模型相关的参数

Table 2 Material properties and parameters related to porous media model

材料	密度/ $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$	比热容/ $\text{J} \cdot (\text{kg} \cdot \text{K})^{-1}$	导热系数/ $\text{W} \cdot (\text{m} \cdot \text{K})^{-1}$	动力粘度/ $\text{Pa} \cdot \text{s}$	孔隙率	粘性阻力系数/ $1 \cdot \text{m}^{-2}$
第 1 层土壤(粗砂)	1 600	1 645	1.8		0.33	2.44×10^{10}
第 2 层土壤(黏土)	2 208.2	695.31	2.661		0.42	$2.724 3 \times 10^{13}$
第 3 层土壤(砾石)	2 000.77	993.52	2.311		0.3	$1.209 9 \times 10^9$
第 4 层土壤(岩泥)	2 015.3	970.63	2.335		0.31	$9.588 9 \times 10^9$
回填土	1 900	900	2.2			
管内循环水	993.99	4 174.59	0.63	0.000 728		
渗流水	998.84	4 186.22	0.59	0.001 147		
U 型管(PE)	950	2 300	0.45			

为了反映埋管的换热性能, 引入如下评价指标。

单位井深换热量 q_h :

$$q_h = \frac{\rho \cdot c_p \cdot G (\bar{T}_{\text{in}} - \bar{T}_{\text{out}})}{H} \quad (7)$$

式中: q_h 为单位井深换热量, W/m ; ρ 为循环水的密度, kg/m^3 ; c_p 为循环水定压比热容, $\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$; G 为循环水体积流量, m^3/s ; \bar{T}_{in} 和 \bar{T}_{out} 分别代表埋管进、出水口平均温度, K ; H 为钻井深度, m 。

钻孔热阻 R_b :

$$R_b = \frac{T_{ave} - T_b}{q_h} \quad (8)$$

式中: R_b 为钻孔热阻, $m \cdot K/W$; T_{ave} 为埋管进、出口水平平均温度, K ; T_b 为钻井壁面平均温度, K 。

热短路不平衡系数 η ^[6]:

$$\eta = \frac{q_{in} - q_{out}}{q_{tot}} = \frac{c_p \rho u A [(T_{in} - T_{mid}) - (T_{mid} - T_{out})]}{c_p \rho u A (T_{in} - T_{out})} = \frac{T_{in} + T_{out} - 2T_{mid}}{T_{in} - T_{out}} \quad (9)$$

式中: η 为热短路不平衡系数, 其值越大表示进、出水管换热量差异越大, 热短路现象越严重; q_{in} 为埋管进水管的单位井深换热量, W/m ; q_{out} 为出水管的单位井深换热量, W/m ; q_{tot} 为整根埋管的单位井深换热量, W/m ; T_{in} 为埋管进口截面温度, K ; T_{out} 为出口截面温度; T_{mid} 为底部中心垂直截面温度, K 。

1.4 算法验证

对文献[13]中 U 型地埋管换热器的换热过程进行数值模拟, 以验证本文模型及算法的合理、可靠性, 几何尺寸和物性参数均取自该文献。采用 Standard $k-\varepsilon$ 湍流模型和多孔介质模型模拟了非稳态条件下地埋管与土壤的换热情况, 将 48 h 内的埋管出口温度与文献[13]的实验数据对比, 验证结果如图 2 所示。

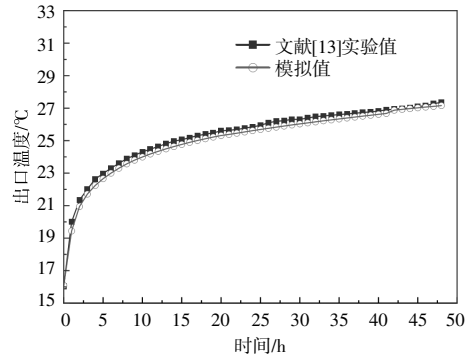


图 2 模拟结果与文献[13]对比

Fig.2 Comparison of simulation results with literature [13]

由图 2 可见, 本文的模拟值与文献中实验值吻合良好, 最大相对误差为 2.82%, 证明本文建立的数值模型是可靠有效的。

2 渗流速度和管内流速及土壤分层对圆管换热器的影响

以双 U 圆管为例, 探究渗流速度和管内流速对管内、外温度分布的影响及土壤分层情况对换热量的影响, 为揭示地埋管换热特征奠定基础。

2.1 渗流速度对温度场的影响

当埋管内流速为 1.3 m/s 时, 在地下 3 m 处不同渗流速度的工况下, 钻井内部温度分布如图 3 所示。

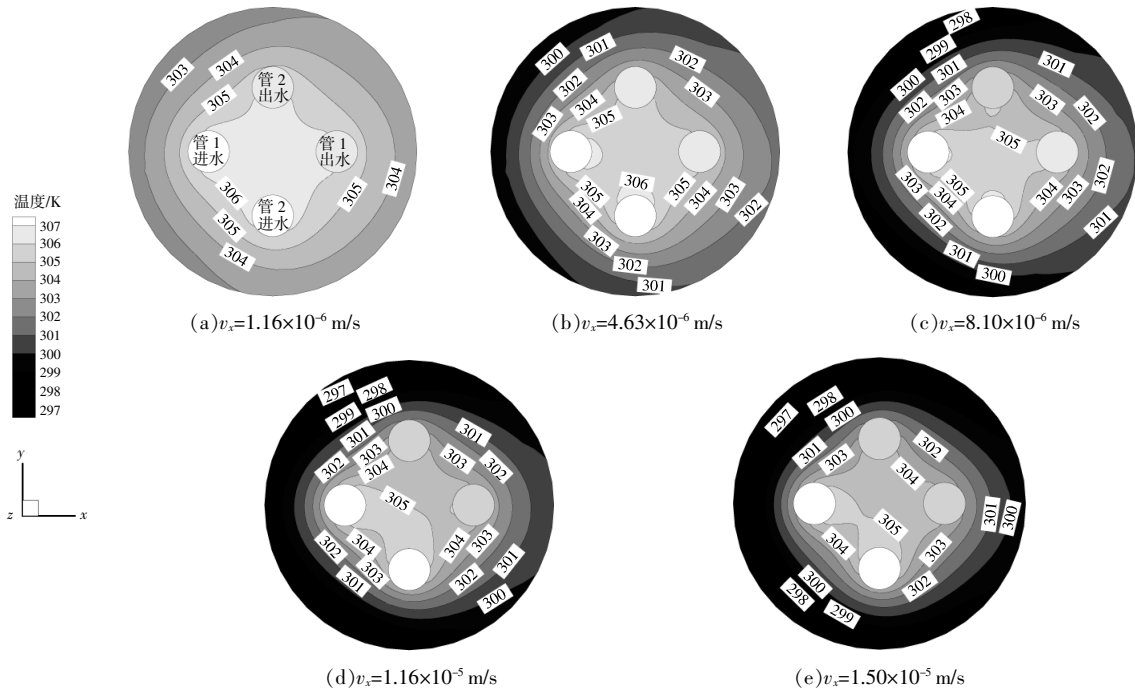


图 3 地下 3 m 处不同渗流速度下钻井内部温度分布

Fig.3 Temperature distribution inside borehole with different seepage velocities at 3 m underground

由图 3 可见:随着渗流速度的增加,钻井周围的温度逐渐降低,且上游降低的幅度较下游更为明显,表明渗流的作用可以加大热量向下游的传递;上游等温线密集,温度梯度大,渗流对上游的作用更强,因为下游会受到渗流速度较小时产生的钻井中心部分热堆积的影响。渗流速度较小时,见图 3(a),3(b),对流作用较弱,扩散占主导地位,埋管附近的温度基本呈对称分布,管内流体温度变化很小,中心区域热堆积较为严重;渗流速度增加到 $8.10 \times 10^{-6} \text{ m/s}$ 时,见图 3(c),温度分布呈

非对称性,渗流作用使钻井中心区域热堆积减缓,与渗流方向垂直的管 2 的进、出水管内温度有明显差异;渗流速度继续增大,见图 3(d),3(e),渗流对流作用很强,将出水管附近的热量迁移至更远的下游,钻井中心的热堆积消失,管 1 与管 2 的进、出水管温差明显加大,增强了埋管与周围土壤的换热。

当埋管内流速为 1.3 m/s 时,在地下 3 m 处不同渗流速度的工况下,土壤温度分布计算结果如图 4 所示。

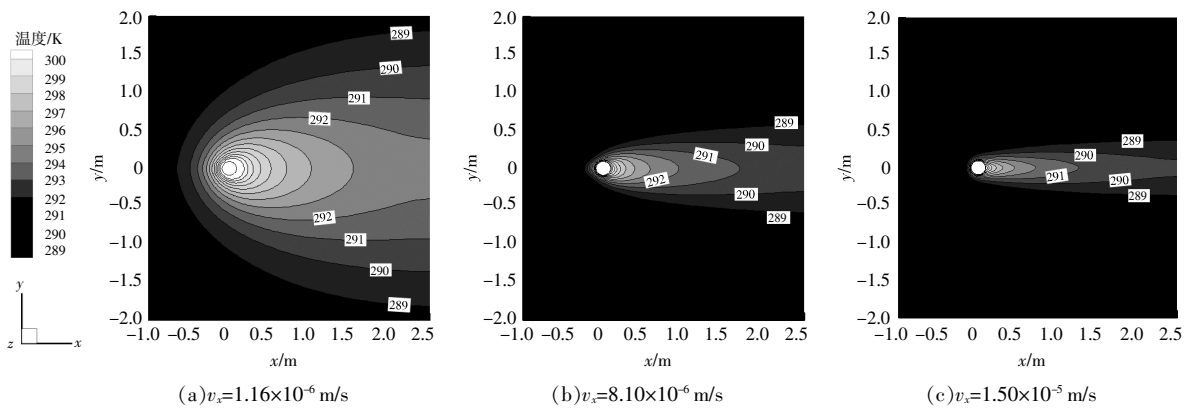


图 4 地下 3 m 处不同渗流速度下土壤温度分布

Fig.4 Temperature distribution of soil with different seepage velocities at 3 m underground

由图 4 可知,渗流速度越大,温度轮廓线的形变越大,埋管在土壤中热影响区域的纵横比越小,钻井附近的等温线越密集。当管内流速一定时,增大渗流速度会导致对流换热作用增强,对流强度

与扩散强度比值变大,埋管的换热效果得以提高。

2.2 管内流速对温度场的影响

当地下水渗流速度为 $1.50 \times 10^{-5} \text{ m/s}$ 时,管内不同流速下(地下 3 m 处)截面温度分布见图 5。

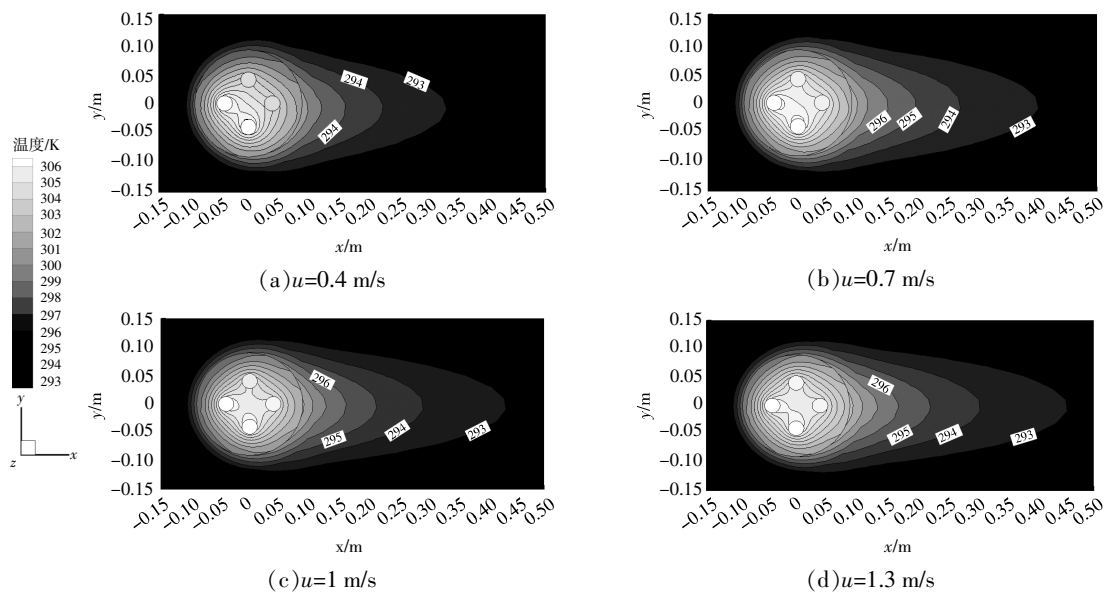


图 5 地下 3 m 处管内不同流速下截面温度分布

Fig.5 Temperature distribution with different tube flow velocities at 3 m underground

由图 5 可知:管内流速越大,对流换热强度越强,换热热阻越小,壁面与流体温差越小,即出水管截面温度越高,致使钻井中心部分的高温热堆积区域增大,堆积现象严重;管内流速增大,钻井热阻减小,埋管与周围土壤的换热能力增强,渗流产生的效果越明显,即渗流作用导致等温线向下游延伸的范围越远,呈现出图 5 所示的渐扁、渐远的封闭曲线。

2.3 土壤分层对换热量的影响

分层土壤以及与其对应的 4 种均质土壤单位井深换热量随渗流速度的变化 (管内流速为 1.3 m/s)如图 6 所示。

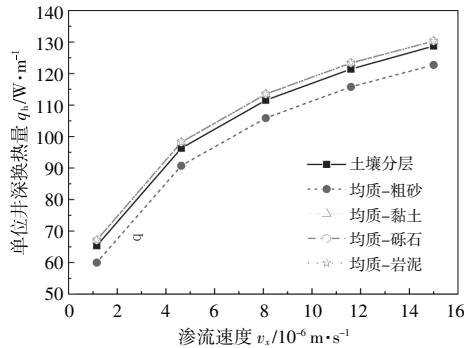


图 6 土壤分层情况与渗流速度对换热量的影响

Fig.6 Effect of soil layering conditions and seepage velocity on heat exchange capacity

图 6 反映了土壤分层对双 U 圆管换热器换热量的影响。随着渗流速度的增加,地理管与粗砂的换热量比实际分层土壤的小,地理管与其余 3 种均质土壤的换热量基本相同,且比分层土壤的换热量大,即采用实际分层土壤模拟所得的单位井深换热量介于几种均质土壤换热量之间,存在不同程度的偏差,这皆因各种均质土壤与实际分层土壤的热物性(密度、比热容、导热系数、热扩散率)以及土壤空隙内实际渗流速度和孔隙率等因素不同所致。采用相同的入口渗流速度,但不同土壤的孔隙率及渗透率导致实际渗流速度不同,故采用土壤分层模拟结果更接近实际。

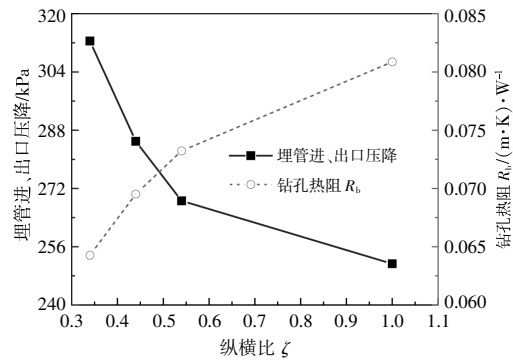
3 双 U 扁管与双 U 圆管换热性能对比

在保持埋管横截面积与支管间距相等的条件下,以管截面纵横比 ζ 为 1 的圆管为比较基准,对 ζ 分别为 0.54, 0.44, 0.34 的扁管展开研究。

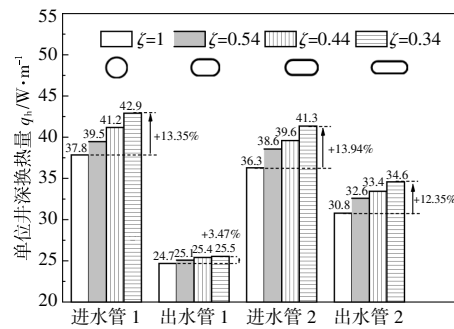
3.1 纵横比对支管换热量和钻孔热阻以及压降的影响

当渗流速度为 1.50×10^{-5} m/s、管内流速为 1.3

m/s 时,管截面纵横比对钻孔热阻、埋管进、出口压降及 4 种埋管各自进、出水支管单位井深换热量的影响规律如图 7 所示。



(a) 钻孔热阻和埋管压降



(b) 支管单位井深换热量

图 7 管截面纵横比对钻孔热阻、埋管压降及支管单位井深换热量的影响

Fig.7 Effect of tube cross-section aspect ratio on borehole thermal resistance, tube pressure drop, and heat exchange per unit well depth of branch pipe

由图 7(a)可知,管截面纵横比 ζ 越小,钻孔热阻越小,埋管进、出口压降越大。这是因为管截面纵横比小的埋管换热面积大,管内对流热阻小而导致钻孔总热阻减小,管内流动结构的变化导致管内流体流动阻力增大。 $\zeta=0.34$ 的扁管与圆管 ($\zeta=1$) 相比,钻孔热阻 R_b 降低了 20.51%,压降增加了 24.32%。

由图 7(b)可知,进水管换热量大于出水管,这是因为渗流对埋管进、出水管换热能力强化与抑制的双重作用所致。随着管截面纵横比 ζ 的减小,钻孔热阻逐渐减小,各支管换热量逐渐增加,且纵横比对进水管换热量的影响比出水管的影响大,对管 2(垂直布置)换热量的影响程度大于管 1(水平布置)。与圆管相比, $\zeta=0.34$ 的扁管的管 1 进水管、管 1 出水管、管 2 进水管和管 2 出水管对应的 q_w 分别提升 13.35%, 3.47%, 13.94%, 12.35%。

综上所述,埋管截面形状的不同导致管内流体流动结构与换热面积的改变,管截面纵横比的减小在提高换热性能的同时,也增大了流动阻力,即运行的能耗增加。

3.2 渗流速度及管截面纵横比对换热的影响

①渗流速度以及纵横比对换热量和钻孔热阻影响。

在管内流速为 1.3 m/s 时,渗流速度以及纵横比对换热量和钻孔热阻影响的关系如图 8 所示。

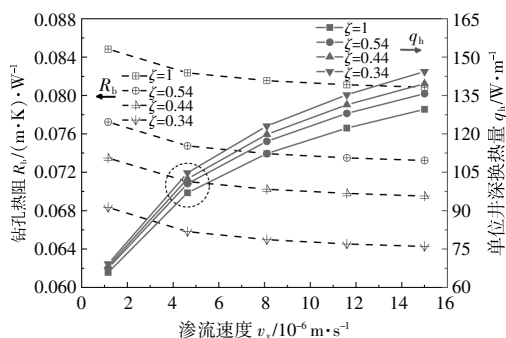


图 8 渗流速度以及纵横比对换热量和钻孔热阻的影响
Fig.8 Curves for the effect of seepage velocity and aspect ratio on heat exchange and borehole thermal resistance

由图 8 可见,随着渗流速度的增大,钻孔热阻逐渐降低,单位井深换热量逐渐增大且增幅逐渐减小,在 $v_x=4.63 \times 10^{-6}$ m/s 前后曲线斜率差异明显(参见线框),这与图 3 温度云图速度大于此值后的特征吻合。渗流速度增大,对流热阻减小,井内热堆积有所缓解,换热量得以提升,同时渗流速度的增大对出水管的散热有抑制作用,故随单位井深换热量曲线斜率减小,增加幅度减缓。随埋管截面纵横比 ζ 的减小,其换热面积增大,钻孔热阻降低,单位井深换热量增加,且渗流速度越大,管截面纵横比对换热的影响越显著。

②渗流方向对双 U 型管布置方位的影响。

管 1 及管 2 热短路不平衡系数 η 与渗流速度及不同管型的关系如图 9 所示。

由图 9 可见,因管 1 热传递方向与渗流方向一致,而管 2 则与渗流方向垂直,故渗流对管 1 与管 2 产生的影响会有显著差别。渗流速度对管 1 的影响显著,对管 2 的影响相对平缓;但管截面纵横比 ζ 对 η 的影响与埋管布置方位无关,随管子纵横比的增大,管 1 热短路不平衡系数减小,圆管的热不平衡系数最小。

随渗流速度的增加,管 2 的热短路不平衡系

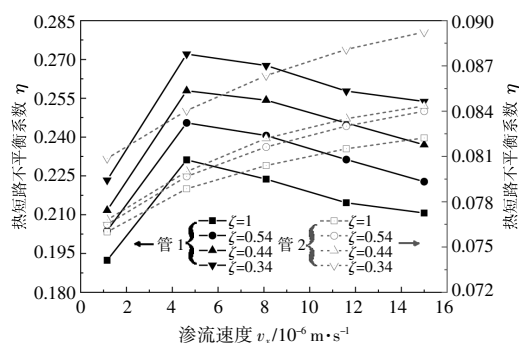


图 9 渗流速度以及纵横比对热短路不平衡系数的影响
Fig.9 Curves for the effect of seepage velocity and aspect ratio on the thermal short-circuit unbalance coefficient

数增加,主要是由于渗流将管 1 的热量带向下游,同时对管 2 的出水管产生较大影响,以致引起管 2 出水管的热短路严重;而管 1 的热短路不平衡系数随渗流速度的增加产生了峰值点 ($v_x=4.63 \times 10^{-6}$ m/s),原因是对管 1 而言,当渗流速度 $v_x < 4.63 \times 10^{-6}$ m/s 时,渗流增大,其强化埋管换热的作用逐渐明显(图 8 线框左侧实线斜率较大),渗流将上游的热量带到下游,出水管的散热能力受到抑制,致使进、出水管换热量的差异逐渐增大,热短路不平衡系数增大;当渗流速度 $v_x > 4.63 \times 10^{-6}$ m/s 时,继续增大渗流速度,换热量增幅减小(图 8 线框右侧实线斜率变小),出水管附近的热量及时地被传递至更远的下游,对出水管换热的抑制作用减弱,进、出水管换热量差异逐渐减小,热短路不平衡系数减小。

3.3 管内流速及管截面纵横比对换热的影响

①管内流速以及纵横比对换热量和钻孔热阻的影响。

管内流速以及纵横比对换热量和钻孔热阻的影响(渗流速度为 1.50×10^{-5} m/s)如图 10 所示。

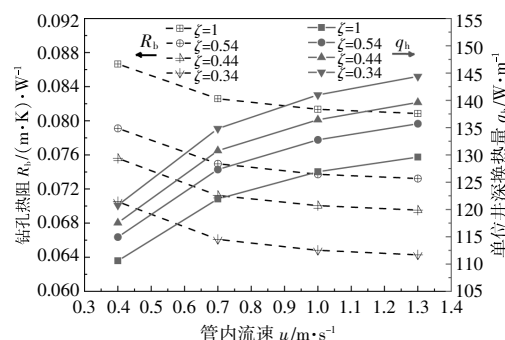


图 10 管内流速以及纵横比对换热量和钻孔热阻的影响
Fig.10 Curves for the effect of tube flow velocity and aspect ratio on heat exchange and borehole thermal resistance

由图 10 可见,随着管内流速的增加,钻孔热阻逐渐降低,单位井深换热量逐渐增加。这是因为管内流速越大,循环水流量越大,管内对流换热热阻减小,钻孔热阻减小。管截面纵横比 ζ 对钻孔热阻的影响几乎与管内流速无关,但 ζ 对换热量的影响程度随管内流速的增加而增高,在本文所研究的管内流速范围内, $\zeta=0.34$ 的扁管与圆管($\zeta=1$)相比,换热量提升 9.2%~11.4%。

②管内流速以及纵横比对热短路不平衡系数的影响。

管内流速以及纵横比与热短路不平衡系数的关系如图 11 所示。

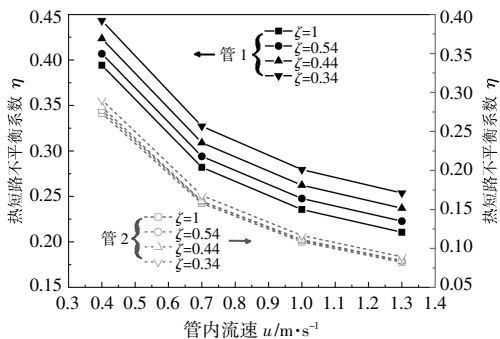


图 11 管内流速以及纵横比与热短路不平衡系数的关系
Fig.11 Curves for the effect of tube flow velocity and aspect ratio on the thermal short-circuit unbalance coefficient

由图 11 可见,不同管截面纵横比埋管的热短路不平衡系数 η 均随管内流速的增加而降低,这是由于管内流速增大,即循环水流量增大,对流换热系数增大,换热热阻减小,而引起的出水管温度升高(图 5,同深度的进、出水管温差减小),热短路产生的损失减小;还可以看出,相较于管截面纵横比 ζ ,管内流速对热短路的影响更显著。

4 结论

本文对渗流条件下双 U 型地理管换热器的换热过程进行了数值仿真,对比分析了不同管截面形状换热器的换热性能,得出以下结论。

①提高渗流速度和管内流速均可降低钻孔热阻并增大钻井换热量。增大渗流速度可以有效削弱井内的热堆积,减小埋管换热器附近土壤高温区域的范围。管内流速越大,埋管出口温度越高,井内热堆积现象越严重。

②采用分层土壤和均质土壤模拟所得换热量存在差异,实际工程中应根据地质结构建立分层土壤模型。

③管截面纵横比越小,埋管换热量越大,但埋管压降增大,热短路产生的损失增加;渗流速度越大,管截面纵横比对埋管换热量的影响越显著。当管内流速为 1.3 m/s,渗流速度为 1.50×10^{-5} m/s 时,与圆管($\zeta=1$)相比, $\zeta=0.34$ 的扁管换热量升高 11.4%,钻孔热阻降低 20.5%,压降增加 24.32%。管截面纵横比对进水管换热量的影响程度大于出水管,对垂直于渗流方向埋管的影响比沿渗流方向布置埋管大。

④管内流速的增大会使进、出口管间的热短路得以缓解;随着渗流速度的增加,垂直于渗流方向布置埋管的热短路不平衡系数逐渐增加,沿渗流方向布置埋管的热短路不平衡系数呈先增后减的趋势,并在 4.63×10^{-6} m/s 时达到最大值。

参考文献:

- [1] 路子业.基于竖直双 U 型地理管土壤动态传热特性研究[D].包头:内蒙古科技大学,2018.
- [2] 陈红兵,栾丹明,牛浩宇,等.地下水渗流条件下土壤蓄热性能的数值研究 [J]. 可再生能源,2017,35(3): 454-458.
- [3] 闵杰.土壤源热泵地理管换热器性能影响因素研究 [D].合肥:安徽建筑大学,2021.
- [4] 曾召田,刘兆强,徐云山,等.岩溶地下水渗流-传热地理管试验平台的研制及模型试验 [J]. 可再生能源, 2022,40(9):1173-1180.
- [5] 张琳琳.渗流作用下的垂直地理管换热器传热性能理论及实验研究[D].西安:西安建筑科技大学,2016.
- [6] 李政.地理管管群在分层岩土中的换热性能模拟研究 [D].包头:内蒙古科技大学,2020.
- [7] Jahanbin A.Thermal performance of the vertical ground heat exchanger with a novel elliptical single U-tube[J]. Geothermics, 2020, 86: 101804.
- [8] Zhou A, Huang X, Wang W, et al. Thermo-hydraulic performance of U-tube borehole heat exchanger with different cross-sections [J]. Sustainability, 2021, 13(6): 3255-3275.
- [9] 朱勃森.竖直双 U 型地理管换热器在渗流作用下的传热性能研究[D].邯郸:河北工程大学,2018.
- [10] GB50366-2005,地源热泵系统工程技术规范[S].
- [11] 许安龙.土壤源热泵垂直双 U 型地理管传热性能研究 [D].西安:长安大学,2017.
- [12] 唐志伟,金楠,闫桂兰.地源热泵地中换热器的非稳态传热数值研究[J].可再生能源,2008,26(1): 55-58.

- [13] 黄雪婷. 竖直 U 型地理管换热性能主要影响因素数值研究[D]. 西安: 长安大学, 2014.
- [14] 康龙. 地源热泵 U 形埋管换热的数值模拟及优化研究[D]. 武汉: 华中科技大学, 2007.
- [15] 孙婉. 地下水渗流与地源热泵热量运移耦合模拟[J]. 太阳能学报, 2021, 42(5): 16–23.
- [16] 金光, 张泉然, 吴暄, 等. 基于不平衡系数对地理管热短路的评价与分析[J]. 流体机械, 2016, 44(12): 75–82.

Numerical study on the heat transfer characteristics of double U-tube ground heat exchanger under seepage condition

Chen Shi, Yin Jixiang, Qiao Pengfei, Zhu Jianli

(College of Electrical and Power Engineering, Taiyuan University of Technology, Taiyuan 030024, China)

Abstract: Based on the porous medium model, a three-dimensional double U-tube heat exchanger heat transfer model considering groundwater seepage was established, and the effects of seepage velocity and tube flow velocity on the temperature field of the heat exchanger were investigated by numerical simulation method. Moreover, the comparison of heat transfer performance was completed for the round tube (the cross-sectional aspect ratio $\zeta=1$) with the flat-oval tube (ζ is 0.54, 0.44, 0.34, respectively). The results show that increasing the seepage velocity and the tube flow velocity can increase the heat transfer capacity of the tube. When ζ decreases, the heat transfer capacity increases more in the inlet tube than the outlet tube, and more in the vertically arranged tube than the horizontally arranged one. Reducing the aspect ratio of the tube cross-section can reduce the thermal resistance of the borehole and improve the heat exchange capacity of the tube, but it will also make the pressure drop of the tube increase, and the thermal short-circuit loss is increase. When $v=1.50\times 10^{-5}$ m/s, $u=1.3$ m/s, compared to the round tube, the heat exchange capacity of the flat-oval tube with $\zeta=0.34$ increases by 11.4%, the thermal resistance of the borehole decreases by 20.52%, and the pressure drop increases by 24.32%.

Keywords: double U-tube; seepage; flat-oval tube; round tube; numerical simulation