

doi: 10.11918/j.issn.0367-6234.2015.02.017

竖直地埋管换热器的结构改进与性能试验

肖益民¹, 刘希臣², 张华廷¹, 付祥钊¹

(1.三峡库区生态环境教育部重点实验室(重庆大学), 400045 重庆; 2.中国建筑西南设计研究院有限公司, 610041 成都)

摘要: 为了改进竖直埋管岩土换热器型式的换热性能, 提出减小换热器热阻的结构改进设计方案, 由三根进水管和一根较大管径的保温出水管构成。推导了结构改进后的换热器热阻理论计算式, 计算结果表明, 改进后换热器的热阻值比单U和双U型明显减小。在深度约96 m的钻孔内对改进型换热器和单U型、双U型换热器进行了多组加载热负荷试验, 结果显示: 改进后换热器的热阻比单U型减小29%~34%, 比双U型减小10%~15%; 系统循环水温升比双U型平均小1.5℃, 换热性能有较明显提高。

关键词: 地埋管换热器; 土壤源热泵; 热阻; 温升

中图分类号: TK02

文献标志码: A

文章编号: 0367-6234(2015)02-0092-06

Contrast experiments on three different types of underground heat exchangers of GSHP system

XIAO Yimin¹, LIU Xichen², ZHANG Huating¹, FU Xiangzhao¹

(1.Key Laboratory of the Three Gorges Reservoir Region's Eco-Environment(Chongqing University), Ministry of Education, 400045 Chongqing, China; 2.China Southwest Architectural Design and Research Institute Co.,Ltd. 610041Chengdu, China)

Abstract: Based on the deficiencies of existing ground heat exchangers, a new type energy-storage heat exchanger is proposed, which consists of three inlet pipes and one thermal insulation outlet pipe. Thermal resistance of this new type heat exchanger is calculated, which shows a much smaller value over conventional ones. Experimental measurements to evaluate the performance of single-U, double-U and the new design, were carried out in boreholes about 96 meters deep, which showed superior performance of the new type. The thermal resistance of the new type was 29%–34% and 10%–15% smaller than that of single-U and double-U respectively. The circulation water temperature rise of new type was 1.5℃ lower than double-U.

Keywords: underground heat exchangers; GSHP; thermal resistance; temperature rise

岩土耦合热泵空调技术是一项利用可再生能源的高效节能技术^[1], 地埋管换热器是这种技术的关键点, 利用地埋管换热器, 将建筑物夏季的排热转移到地下蓄存起来, 在冬季取出向建筑物供热, 实现能量的季节性蓄存。岩土耦合热泵系统的地埋管换热器主要有水平埋管式和竖直埋管式, 竖直埋管式换热器又分为U型和同轴套管型两类, 竖直埋管的造价更高, 但所需的埋管长度小于水平式, 当换热器承担的负荷较大时, 通常会选择

竖直式^[2]。竖直式埋管的进水和出水管之间存在“热干扰”或“热短路”, 会导致换热器性能下降。Muraya等^[3]定量研究了单U型竖直埋管换热器进水管之间的热干扰与周围土壤的温度、比热容及热扩散率、管间距、回填材料属性等因素的关系, 指出管间距和回填材料的导热系数是最显著的影响因素; 文献[4-5]指出采用“定位器”或“地热弹簧”可有效保持管间距并使管道紧贴钻孔壁面, 以减小热短路的损失, 综合来看, 当回填材料导热系数比周围土壤小时, 增大回填材料的导热系数有利于U型管与周围土壤的传热, 相对减小支管间热短路的影响; Lee等^[6]对一种三管状换热器和传统U型换热器进行对比试验, 发现

收稿日期: 2013-12-16.

基金项目: 国家自然科学基金(51178482).

作者简介: 肖益民(1974—), 男, 副教授, 博士生导师;

付祥钊(1948—), 男, 教授, 博士生导师.

通信作者: 肖益民, xiaoyimin1974@126.com.

三管状换热器的进水管之间的热干扰小于传统的 U 型换热器。

竖直埋管换热器的热阻包括钻孔内热阻和钻孔外的岩土热阻两部分,其中钻孔外的热阻不能人为改变。Pahud 等^[7]的试验表明,采用石英砂代替膨润土并采用固定器可以使双 U 型换热器热阻减小 30%; Zeng 等^[8]计算得出双 U 型的热阻可比单 U 减小 30%~90%; 薛玉伟等^[9]对单 U 和双 U 型埋管换热器换热性能与经济性的研究表明,在排热工况下,进口水温 30~35 °C 时,双 U 型单位井深换热量比单 U 型高 14%~44%,取热工况下,进口水温 3~5 °C 时,高 55%~62%,采用投资成本指标评价,双 U 型埋管比单 U 型优; 庄迎春等^[10]通过试验得出,膨润土不适合单独用于回填材料,需与水泥配合并推荐使用非饱和态,掺入大颗粒的骨料是提高导热系数的有效途径,当水灰比为 0.145 且砂的置换率为 80% 时回填材料具有较满意的导热性能,值得推荐使用。

减小热干扰和钻孔内的热阻,可提高竖直埋管换热器的性能,相对降低建造成本,提高系统的经济适用性,对这一技术的推广应用具有重要意义。目前很少有关于竖直埋管结构设计改进方面的研究报道。本文通过理论分析与试验,对一种新的竖直埋管换热器结构的换热性能进行研究。

1 竖直埋管岩土换热器的结构改进设计

1.1 竖直埋管换热器的结构改进设计

热干扰或热短路的本质是由于换热器的进水管和出水管的温度不同引起的传热。因此,增大进水管之间的热阻可以有效减小热干扰的影响。但研究表明减小回填材料的导热系数,虽然可以增大管间的热阻,同时也会减小换热器向周围土壤传热。因此,避免热短路最有效的方法是使进、出水管具有较大的间距,并对其中一方外壁包裹绝热材料。由于换热器工作时,进水管与周围岩土的温差较大,故对出水管外壁绝热更有利。

前人研究成果表明,减小钻孔内的热阻即强化孔内换热,可以通过选择合理的回填材料和改变竖直管道的结构尺寸及连接方式来实现,即增大材料的导热系数和增加换热面积。双 U 型换热器与单 U 型相比,即是增大了流体介质与岩土的换热面积,但由于有 2 根进水管和 2 根出水管,出水管与进水管之间存在热干扰,故可以将其改为 3 根进水管和 1 根出水管,以尽可能增大进水管道的面积,并对出水管外壁绝热处理以减小热干扰的影响。按此思路可以得到图 1 所示的两

种竖直埋管换热器设计方案。(a) 为出水管和进水管中心呈方形阵列布置,可保持钻孔中心为空;(b) 为出水管位于钻孔中心,3 根进水管中心呈轴对称布置,夹角 120°,优点在于进水管之间间距大,与周围岩土接触更充分,更利于换热,但缺点是截面轮廓尺寸相对较大,不利于下管施工,且中间出水管占用了回填时泥浆管的位置,不能采用机械回填,难以保证回填的效果;与此相反,(a) 方式的截面轮廓尺寸相对较紧凑,便于施工且能够采用机械回填,但进水管间距略小。综合比较,决定采用(a) 方式的设计,以下称为改进型埋管换热器。为减小出水管的阻力损失,使其管径比进水管大 1 个规格,即 3 根进水管为内径 20.4 mm、出水管内径为 25.4 mm,均采用 PE 管材,管道在钻孔内呈矩阵式排列,行和列的管道中心间距为 50 mm,管道中心距钻孔中心的间距为 35 mm,每间隔 2.5 m 安装 1 个定位器以保持管道之间的间距,出水管用厚度 15 mm 的套筒式橡塑材料保温,并在保温材料的外表面缠绕黑胶带防止被水浸湿。

改进型换热器与双 U 型的构造接近,管材消耗量基本相同,对回水管增加了保温,但埋管换热器的造价主要由钻孔和埋管材料费用构成,保温材料对造价的影响很小。因此,改进型换热器在经济性、实用性方面均与双 U 型相近,在实际应用中具有可推广性。

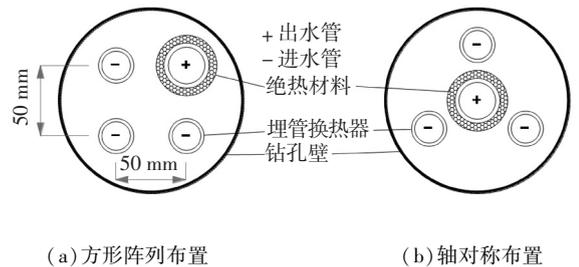


图 1 竖直埋管换热器的改进设计方案 (进水管内径 20.4 mm, 出水管内径 25.4 mm)

1.2 几种埋管换热器热阻的理论计算值对比

假定:① 同一深度范围内岩土的组成、物性参数如比热、密度等均匀一致,且不随岩土温度变化;② 埋管与回填材料、回填材料与岩土间无接触热阻;③ 忽略地下水流动以及岩土的湿迁移;④ 出水管绝热,忽略出水管对温度场的影响;⑤ 三根进水管的流量、换热能力完全相同。定义 T_p 为进水管某深度处单位长度外壁的平均温度, T_b 为该深度钻孔孔壁的平均温度,并作为过余温度计算的参考值,根据常物性导热问题的线性叠加原理,3 根进水管的外壁过余温度为

$$\begin{cases} T_{P_1} - T_b = R_{11}^0 q_1 + R_{12}^0 q_2 + R_{13}^0 q_3, \\ T_{P_2} - T_b = R_{21}^0 q_1 + R_{22}^0 q_2 + R_{23}^0 q_3, \\ T_{P_3} - T_b = R_{31}^0 q_1 + R_{32}^0 q_2 + R_{33}^0 q_3. \end{cases} \quad (1)$$

根据管道在钻孔中布置的对称性,有 $R_{11}^0 = R_{22}^0 = R_{33}^0$,分别为各管道外壁与钻孔壁之间的热阻; $R_{12}^0 = R_{21}^0 = R_{23}^0 = R_{32}^0$ 和 $R_{13}^0 = R_{31}^0$,分别为各管道外壁之间的热阻,且有 $R_{12}^0 = R_{23}^0$,则式(1)中的 9 个热阻可以用 $R_{11}^0, R_{12}^0, R_{13}^0$ 这 3 个热阻来表示.为求解这 3 个热阻,将埋管内流体与管壁之间的传热视为位于管子中心 (x_1, y_1) 处热流值为 q 的线热源,运用虚拟热源法可以求得

$$\begin{cases} R_{11}^0 = \frac{1}{2\pi\lambda_b} \left(\ln \frac{r_b}{r_0} - \frac{\lambda_b - \lambda_s}{\lambda_b + \lambda_s} \ln \frac{r_b^2 - D^2}{r_b^2} \right), \\ R_{12}^0 = \frac{1}{2\pi\lambda_b} \left(\ln \frac{r_b}{\sqrt{2}D} - \frac{\lambda_b - \lambda_s}{2(\lambda_b + \lambda_s)} \ln \frac{r_b^4 + D^4}{r_b^4} \right), \\ R_{13}^0 = \frac{1}{2\pi\lambda_b} \left(\ln \frac{r_b}{2D} - \frac{\lambda_b - \lambda_s}{\lambda_b + \lambda_s} \ln \frac{r_b^2 + D^2}{r_b^2} \right). \end{cases} \quad (2)$$

改进型埋管换热器钻孔内单位孔深的总热阻 R_{new} :

$$R_{\text{new}} = \frac{1}{6\pi\lambda_b} \left[\ln \frac{r_b}{r_0} + \ln \frac{r_b}{\sqrt{2}D} + \ln \frac{r_b}{2D} - \frac{\lambda_b - \lambda_s}{\lambda_b + \lambda_s} \left(\ln \frac{r_b^4 - D^4}{r_b^4} + \frac{1}{2} \ln \frac{r_b^4 + D^4}{r_b^4} \right) \right] + \frac{1}{3} R_p, \quad (3)$$

流体至管道外壁的热阻 R_p 为

$$R_p = \frac{1}{2\pi\lambda_p} \ln \frac{r_o}{r_i} + \frac{1}{\pi d_i h}, \quad (4)$$

式中: r_i, r_o 分别为管道的内径和外径, m; λ_b 为管壁的导热系数, $W/(m \cdot K)$; h 为流体与埋管内壁间的对热换热系数, $W/(m^2 \cdot K)$; D 为支管中心与钻孔中心之间的距离, m.

同理可求得双 U 型和单 U 型换热器钻孔内单位孔深的总热阻 R_{du} 和 R_{su} :

$$R_{\text{du}} = \frac{1}{4\pi\lambda_b} \left[\ln \frac{r_b}{r_0} + \ln \frac{r_b}{\sqrt{2}D} - \frac{\lambda_b - \lambda_s}{\lambda_b + \lambda_s} \left(\ln \frac{r_b^2 - D^2}{r_b^2} + \frac{1}{2} \ln \frac{r_b^4 + D^4}{r_b^4} \right) \right] + \frac{1}{2} R_p, \quad (5)$$

$$R_{\text{su}} = \frac{1}{2\pi\lambda_b} \left(\ln \frac{r_b}{r_0} + \frac{\lambda_b - \lambda_s}{\lambda_b + \lambda_s} \ln \frac{r_b^2}{r_b^2 - D^2} \right) + R_p. \quad (6)$$

地埋管与岩土间的热阻影响因素较多,按理论计算公式进行对比较为困难,为此,给出接近工程实际情况的具体参数进行计算对比:管内流速为 0.8 m/s ,钻孔直径 130 mm ,岩土导热系数为 $2.10 \text{ W/(m} \cdot \text{K)}$,热扩散率 $1.03 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$,回填材料导热系数 $2.3 \text{ W/(m} \cdot \text{K)}$,进水管型号为 DN25,管脚中心到钻孔中心的距离 35 mm .运行时

间设 6 种情况: 1、5、15、30、60、90 d.对两种不同建筑类型进行计算:办公建筑中短期脉冲负荷连续运行时间为 9 h;商场建筑中短期脉冲负荷连续运行时间为 13 h.

对不同埋管换热器的热阻进行计算,其中埋管换热器的热阻包括钻孔外热阻及钻孔内热阻两部分,钻孔外的地层热阻按 GB 50366—2009《地源热泵系统工程技术规范》的方法计算^[11],孔内热阻按式(3)、(5)、(6)计算,得到 3 种换热器的热阻见图 2.以单 U 型换热器的平均总热阻为基准,计算出了改进换热器和双 U 型换热器在各个运行时间热阻占单 U 的百分比.当运行时间为 1~90 d 时,办公建筑应用改进型埋管换热器与双 U 埋管换热器的换热热阻分别是单 U 换热器的 59.16%~64.55%、71.41%~75.18%,在商场建筑中则分别是 59.16%~68.76%、71.41%~78.13%,换热性能有明显改进^[12].

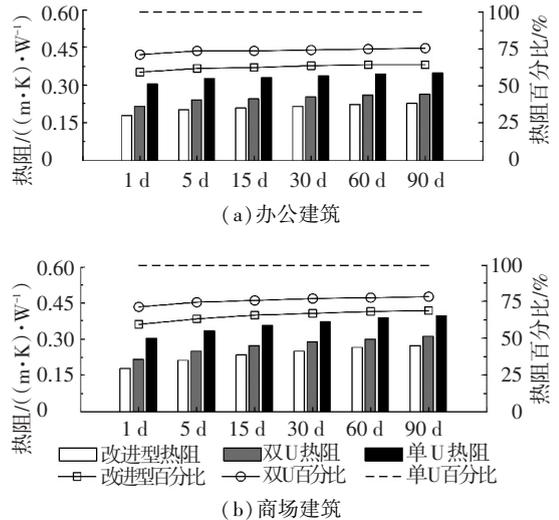


图 2 三种换热器热阻计算

由图 2 可知,在相同强度的周期性间歇脉冲负荷作用下,随着时间的增长,改进型换热器的热阻百分比增大,这反映了钻孔外热阻的影响随时间逐渐增大;但在持续较长的时间内,仍可保持较明显的优势,其原因是岩土温度在运行间歇期有一定程度恢复,钻孔内部热阻对总热阻的影响比持续性负荷作用下的影响大.所以改进型换热器对周期性间歇脉冲负荷的适应性很明显.实际工程中,周期性间歇脉冲负荷普遍存在,因此改进型换热器应用于此类建筑可在整个运行周期内保持一定优势.

2 试验研究方法

2.1 换热器结构与钻孔参数

改进型、双 U 型和单 U 型埋管换热器的结构

见图3,双U型和单U型的进出水管内径均为20.4 m,出水管保温和定位器的设置与改进型换热器相同.试验设1~4#共4个钻孔,孔径均为130 mm,设计钻孔深度均为100 m,实际安装换热器的深度分别为1#改进型96.2 m、2#单U型96.3 m、3#双U型95.8 m、4#改进型95.8 m.采用钠质膨润土和细河砂的混合材料回填,其中膨润土比例为5%.测试获得回填材料的导热系数为 $2.30 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$.岩土深度0~4.3 m时导热系数为 $1.40 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$,热扩散率为 $0.69 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$;4.3~85.6 m的导热系数为 $2.10 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$,热扩散率为 $1.03 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$;85.6~100.0 m的导热系数为 $2.20 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$,热扩散率为 $1.07 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$.

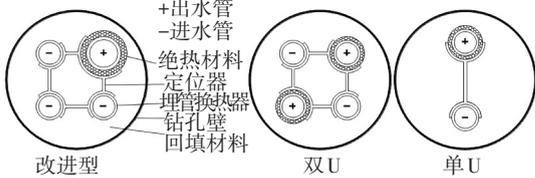


图3 三种换热器的截面图

2.2 试验系统组成与测试方法

试验系统和4个换热器钻孔的布置如图4所示.在一个水箱内采用可调节的电加热器作为加载热负荷的热源.换热器的进出水温度采用水银温度计测量,量程为 $0 \sim 50 \text{ }^\circ\text{C}$,精度为 $0.1 \text{ }^\circ\text{C}$;循环水流量采用玻璃转子流量计测量,型号为LZB-50,量程为 $0.4 \sim 4 \text{ m}^3/\text{h}$,精度1.5级;采用铜-康铜热电偶测量岩土温度、巡检仪进行记录,其分辨精度为 $0.1 \text{ }^\circ\text{C}$,并以精密水银温度计的读数为标准在超级恒温器内对热电偶进行标定.通过开启和关闭设在各换热器进水汇集管上的阀门,可独立对每个换热器进行试验.每次试验过程中保持加热负荷和系统循环流量为一定值,每10 min记录一次换热器的进出水温.

当埋管换热器加载热负荷后开始运行的一定时间内,系统中的水温会逐渐升高.用换热器任意时刻的进水温度 $t_{in}(\tau)$ 和出水温度 $t_{out}(\tau)$ 的平均值与岩土的初始温度 t_{g0} 之差 $\Delta t(\tau)$ 来反映系统水温随时间的变化特性.

$$\Delta t(\tau) = (t_{in}(\tau) + t_{out}(\tau))/2 - t_{g0}. \quad (7)$$

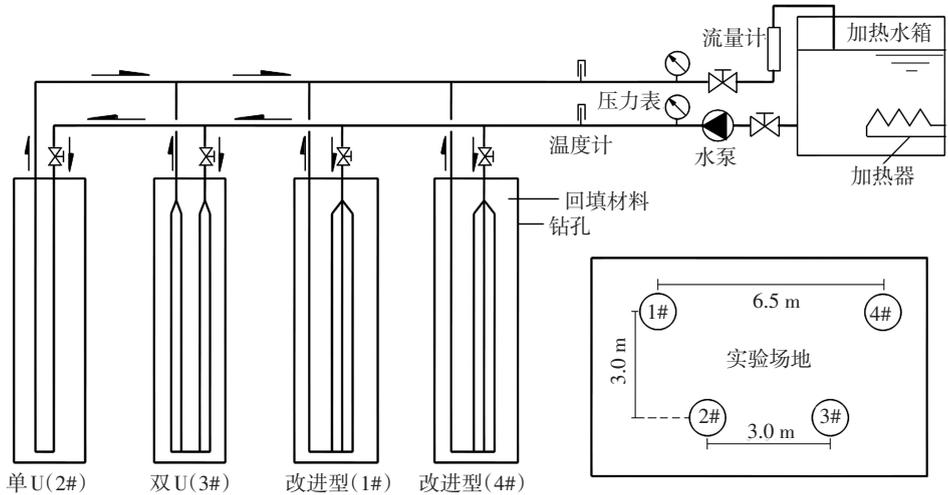


图4 试验系统组成和4个换热器钻孔的布置

在试验开始前一天,利用热电偶对不同钻孔深度的地温进行持续1 d的测量,获得各个深度处的初始地温分别是:6.2 m处 $19.5 \text{ }^\circ\text{C}$ 、16.2 m处 $19.6 \text{ }^\circ\text{C}$ 、36.2 m处 $19.2 \text{ }^\circ\text{C}$ 、56.2 m处 $19.5 \text{ }^\circ\text{C}$ 、96.2 m处 $19.8 \text{ }^\circ\text{C}$,取总平均值 $19.5 \text{ }^\circ\text{C}$ 作为初始地温值.

任意时刻换热器单位钻孔深度向岩土的热流量 $q_l(\tau)$ 为

$$q_l(\tau) = C_p \cdot \dot{m} \cdot (t_{out}(\tau) - t_{in}(\tau))/l, \quad (8)$$

式中: C_p 为系统中循环水的定压比热, $\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{ }^\circ\text{C})$; \dot{m} 为系统的循环水流量, kg/s ; l 为钻孔深度,m.

任意时刻埋管换热器单位孔深的热阻 $R_l(\tau)$ 为

$$R_l(\tau) = \Delta t(\tau)/q_l. \quad (9)$$

3 试验结果

鉴于前述分析,改进型换热器更适用于周期性间歇脉冲负荷模式,因此实验中针对短期负荷作用下的换热性能进行研究.

3.1 加载相近热负荷时三种换热器的性能比较

为比较三种型式换热器的性能,对4个钻孔换热器加载相近的热负荷进行试验.第1组试验加载的热负荷分别是:1#改进型 6.28 kW 、4#改进型 6.30 kW 、2#单U型 6.15 kW 、3#双U型 6.10 kW ,加载热负荷偏差均小于3.2%,对每个换热器的试验时间均持续540 min,1#、4#、3#换热

器进水管水流速为 0.80 m/s,2# 换热器进水管水流速为 0.79 m/s.

图 5 是 4 个换热器系统循环水温升情况对比.可以看出,两个改进型换热器的 Δt 值近似相等且最小,持续运行 9 h 后,比单 U 型、双 U 型换热器分别低 3.6、1 °C.三种换热器系统的 Δt 值在开始运行初期随时间增长较快而后逐渐减缓,均近似呈对数函数特征, Δt 值增长速度大小排序与 Δt 值排序相同.循环水的平均温度直接影响热泵性能,当循环水温度降低时,热泵系统 COP 值提高.改进型换热器具有最低的循环水温升,即说明在承载相同负荷时,系统运行效率最高.

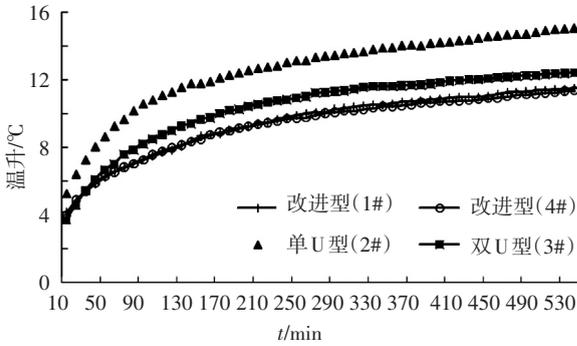


图 5 加载相近热负荷时系统循环水温升对比

从图 6 可看出,换热器热阻值在开始运行初期随时间增长较快而后逐渐减缓,近似呈对数函数变化,热阻的排序是改进型<双 U 型<单 U 型.分别计算出改进型、双 U 型换热器热阻值相对于单 U 型换热器热阻值的百分比值,在持续运行 540 min 时间内,改进型换热器的热阻比单 U 型小 29%~34%,双 U 型则比单 U 型小 14%~28%,与理论计算结果接近.

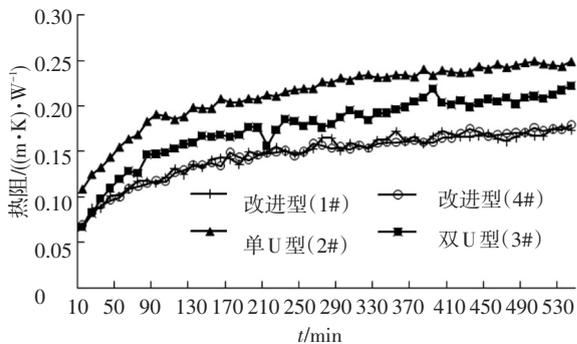


图 6 加载相近热负荷时换热器热阻对比

第 4 组试验加载的热负荷分别是:4#改进型 7.01 kW、3#双 U 型 7.08 kW,加载热负荷的偏差小于 1.0%,对每个换热器的试验时间仍持续 540 min,换热器进水管的水流速分别为 0.80 m/s 和 0.79 m/s.图 7 是两个换热器热阻值的对比.图 7 显示热阻随时间变化的规律与图 6 相同,试验结果显示,改进型换热器的热阻值比双 U 型减小约 10%~15%,与理论计算结果接近.

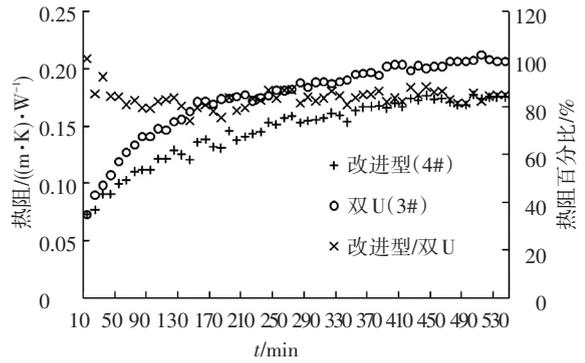


图 7 改进型和双 U 型换热器热阻对比

三种型式的换热器,在加载相同热负荷时,改进型换热器的出水温升值和热阻值最小,在实际 GSHP 系统循环中,可以为主机提供更低的冷却水温度,提升运行 COP 值.尽管上述试验持续时间不长,连续数日或更长时间持续运行条件下的结果还有待进一步研究验证,但是在间歇负荷情况下,如仅白天运行的负荷模式,改进型换热器出水温度更低的优势较为明显.

3.2 改进型换热器加载不同排热负荷时的换热性能比较

对 1#改进型换热器加载热负荷 7.01、7.68、8.04 kW,对 4#改进型换热器加载热负荷 6.28 kW,对每个换热器的试验时间仍持续 540 min,换热器进水管的水流速均为 0.80 m/s.每次试验前钻孔换热器均有 72 h 以上的恢复期,以保证周围的土壤温度恢复.

图 8 是加载不同热负荷时改进型换热器热阻值的对比,显示加载不同热负荷对换热器热阻的性能影响很小.图 9 显示了加载不同热负荷时改进型换热器循环水温升随时间变化的对比.可以看出,对于相同的换热器,加载的热负荷越大,温升也越大,且随着时间的增长,不同负荷间温升的差异也逐渐增大而趋于稳定.这表明对同一钻孔换热器加载热负荷越大,温升速率也越大.分别对双 U 型和单 U 型换热器也进行了加载不同热负荷的对比试验,规律与改进型换热器近似.

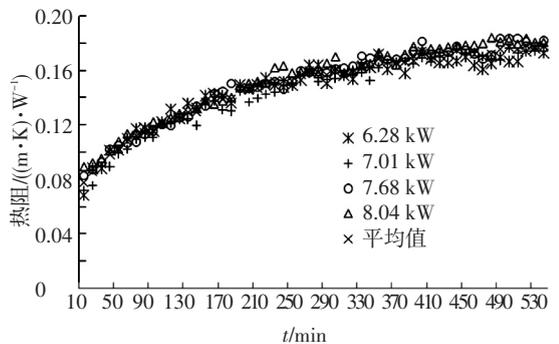


图 8 改进型换热器加载不同热负荷时的热阻

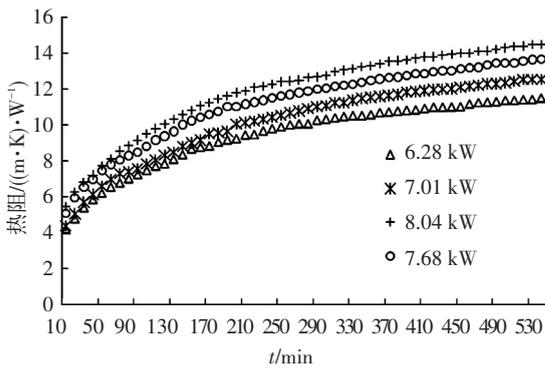


图9 改进型换热器加载不同热负荷时循环水温升对比

4 结 论

1)设计了一种岩土耦合热泵地下埋管换热器的结构改进设计方案,采用3根内径为20.4 mm的进水管和一根内径为25.4 mm的出水管,且出水管外壁绝热处理,与双U型相比造价接近,具有较好的工程实用性.改进理论计算结果表明,针对周期性间歇脉冲负荷,改进换热器的单位孔深热阻明显小于单U和双U型.

2)持续540 min、每m孔深加载65 W热负荷的试验结果显示,改进型换热器的热阻比单U型减小29%~34%,比双U型减小10%~15%,换热性能有明显提高.改进型换热器系统水温升 Δt 值比单U型换热器低3.6℃,比双U型低1.0℃.

3)对改进型换热器加载不同热负荷的试验表明,加载热负荷越大,在相同时刻,水的温升越大,温升的速率也越大.这表明,埋管换热器承载的最优负荷量应根据钻孔深度和结构形式合理确定,对此还应进一步研究.

4)在实际工程中,许多建筑物呈现周期性间歇负荷模式.此种条件下,改进型换热器的出水温升值最小,在实际GSHP系统循环中,可以为主机提供更低的冷却水温度,从而提升系统运行的COP值.本文只对短期间歇脉冲负荷的情况进行了研究,反映了改进型换热器在这种负荷特性下的性能优势,但对于长时间运行条件下的换热性能,还有待进一步研究.

5)在实验中对改进型换热器回水管采用套筒式橡塑材料保温,并在保温材料的外表面缠绕黑胶带防止被水浸湿的作法,在实际应用中很难

推广,今后还需进一步研究保温防水一体化的中心管道制作技术,以便工程推广应用.

参考文献

- [1] OMER A M. Ground-source heat pumps systems and applications [J]. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2008, 12(2): 344-371.
- [2] FLORIDES G, KALOGIROU S. Ground heat exchangers—A review of systems, models and applications [J]. *Renewable Energy*, 2007, 32(15): 2461-2478.
- [3] MURAYA N K, O'NEAL D L, HEFFINGTON W M. Thermal interference of adjacent legs in a vertical U-tube heat exchanger for a ground-coupled heat pump [J]. *ASHRAE Transactions*, 1996, 102(2): 12-21.
- [4] 沈国民,张虹. 竖直U型埋管地热换热器热短路现象的影响参数分析[J]. *太阳能学报*, 2007, 28(6): 604-607.
- [5] 范军,胡玉秋,孙奉仲,等. 竖直双U型埋管地热换热器支管间热短路分析[J]. *可再生能源*, 2011, 29(4): 95-97.
- [6] LEE C, PARK M, MIN S, et al. Comparison of effective thermal conductivity in closed-loop vertical ground heat exchangers [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2011, 31(17-18): 3669-3676.
- [7] PAHUD D, MATTHEY B. Comparison of the thermal performance of double U-pipe borehole heat exchangers measured in situ [J]. *Energy and Buildings*, 2001; 33(5): 503-507.
- [8] ZENG Heyi, DIAO Nairen, FANG Zhaohong. Heat transfer analysis of boreholes in vertical ground heat exchangers [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2003, 46(23): 4467-4481.
- [9] 薛玉伟,季民,李新国,等. 单U、双U型埋管换热器换热性能与经济研究[J]. *太阳能学报*, 2006, 27(4): 410-414.
- [10] 庄迎春,孙友宏,谢康和. 直埋闭式地源热泵回填土性能研究[J]. *太阳能学报*, 2004, 25(2): 216-220.
- [11] 中国建筑科学研究院. GB 50366—2009 地源热泵系统工程技术规范[S]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2009.
- [12] 张华廷. 三下一上岩土换热器换热性能研究[D]. 重庆: 重庆大学, 2010.

(编辑 赵丽莹)