



基于层换热理论的竖直 地埋管换热器设计方法

重庆大学 王 勇[☆] 刘 方 付祥钊

摘要 建立了地源热泵竖直地埋管换热器的三维传热温度场数学模型,模拟计算了不同季节不同工况下地埋管换热器内的水温分布。提出了层换热理论,竖直地埋管换热器及其周围岩土可以分为三个换热层——饱和换热层、换热层、未换热层。通过实验验证了该层换热理论。介绍了地埋管换热器埋深的确定、出水管的保温及流量的确定等。

关键词 地源热泵 竖直地埋管换热器 层换热理论 三维传热

Design of vertical ground heat exchangers based on a layer heat transfer theory

By Wang Yong[★], Liu Fang and Fu Xiangzhao

Abstract Establishes a mathematic model for three-dimensional heat transfer temperature field of vertical ground heat exchanger of ground source heat pump systems. Simulates water temperature distribution in the ground heat exchanger under different conditions and seasons. Presents the layer heat transfer theory, in which the vertical ground heat exchanger and surrounding earth rock are divided into three heat transfer layers—full heat transfer layer, heat transfer layer and none heat transfer layer. Experimentally validates the layer heat transfer theory. Based on the theory, presents the design method of vertical ground heat exchangers including the determination of burial depth and flow rate and insulation of outflow tube.

Keywords ground source heat pump, vertical ground heat exchanger, layer heat transfer theory, three-dimensional heat transfer

★ Chongqing University, Chongqing, China

①

1 地埋管换热器的三维传热温度场模型

1.1 模型建立过程

目前,国内对地源热泵竖直地埋管换热器的三维数值模拟研究较少,基于二维温度场的数值模拟忽略了以下换热问题:

1) 地埋管换热器进、出水管在水平方向的相互影响;

2) 地埋管换热器进水管和出水管在竖直方向和岩土换热的影响;

3) 地埋管换热器之间的相互影响。

地埋管换热器如果按照此换热理论进行分析,

得到的结论会与实际换热情况偏差很大,也不能正确指导地埋管换热器的换热计算和分析。因此,对于地埋管换热器的换热分析应该建立三维传热模型。

本文利用以离散化数值计算为基础的数值解模型建立了 U 形竖直地埋管换热器进、出水管内

①☆ 王勇,男,1971 年 8 月生,工学博士,副教授
400045 重庆大学 B 区城环学院
(023) 66828333
E-mail: wyfree@263.net
收稿日期:2007-03-12
修回日期:2007-08-09

的流体传热和流动模型,以及岩土传热模型。

岩土传热模型见式(1)。

$$\rho_e c_e \frac{\partial T_e}{\partial \tau} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda_e \frac{\partial T_e}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\lambda_e \frac{\partial T_e}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\lambda_e \frac{\partial T_e}{\partial z} \right) + q_v \quad (1)$$

式中 $\rho_e, c_e, T_e, \lambda_e, q_v$ 分别为岩土的密度、比热容、热力学温度、导热系数、单位容积的热产生率; τ 为时间。

U 形管内流体流动是湍流流动,本文采用 $K-\epsilon$ 双方程湍流模型。U 形管内的湍流流动的控制方程包括连续性方程、动量方程、能量方程、湍流动能方程和湍流动能耗散率方程,所有这些方程满足如下通用形式的方程:

$$\frac{\partial}{\partial \tau}(\rho \phi) + \text{div}(\rho \mathbf{v} \phi + \mathbf{J}_\phi) = S_\phi \quad (2)$$

式中 ϕ 为通用物理量; $\rho, \mathbf{v}, \mathbf{J}_\phi, S_\phi$ 分别表示 U 形管内流动介质的密度、速度、扩散通量和源项。

计算边界条件与初始条件如下。

1) 岩土传热边界条件

① 地下岩土初始温度均匀,且近似为半无限大的传热介质;

② 地下岩土的热物性是均匀的,且不随岩土温度的变化而变化,即具有常物性;

③ 地表为第三类边界条件,设定空气温度是当地的月平均温度。

2) U 形管内流体流动的边界条件

① 固体壁面边界条件

对于能量方程,U 形管外壁面温度与岩土传热耦合求解。假定在壁面上水流不可渗透,对于湍流动能 K 方程,采用在壁面处扩散通量为零的边界条件:

$$\left(\frac{\partial \phi}{\partial n} \right)_{\text{wall}} = 0 \quad (3)$$

式中 n 表示法向方向。

② 开口处边界条件

进口边界:包含温度、速度、湍流动能和动能耗散率,进口流体的温度由实际地源热泵机组运行中冷凝器或蒸发器的出水温度决定。对于速度,按 U 形管的流体流量计算给出。

出口边界:根据计算流体力学和数值传热学的方法,假定在出口平面上,流动充分发展,不存在边

界下游对上游的影响,即在开口断面上网络节点参数值对开口边界内邻近节点上的参数值无影响。

在此基础上进行耦合求解,可以得到各种工况下的管群或单管地埋管换热器中水温动态分布及 U 形管换热器和周围岩土的动态温度分布。

1.2 模拟计算结果

为对比分析不同计算模型的计算差异,在数值计算分析基础上得到相同条件下的计算结果。图 1 显示的是利用二维计算模型得到的线热源状况下的 3 孔温度场分布,图 2 显示的是三维数值计算基础上的单孔温度场分布。

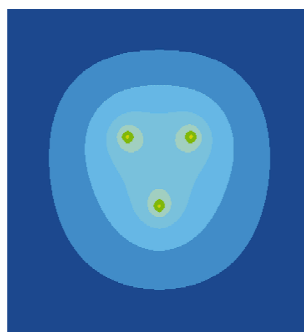


图 1 二维计算模型图像

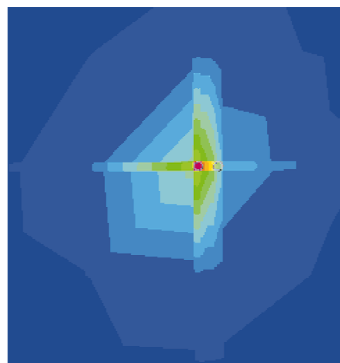


图 2 三维计算模型图像

从图 1,2 可以看出,利用二维计算模型得到的温度场分布是以换热孔为中心的圆柱状分布,而利用三维计算模型得到的温度场分布是不规则的,根本原因在于进水管内流体的温度分布和出水管内流体的温度分布是不一致的,这就决定了两管的换热条件不一致,与换热孔及其周围岩土的换热条件也不一致。因此,进水侧和出水侧的温度分布差异较大。

由三维计算模型得到的夏、冬季不同工况下地埋管换热器(流量 $1.2 \text{ m}^3/\text{h}$,埋深 50 m)内的水温

分布结果见图 3,4。图 3 中工况 1,2,3 的进水温度分别为 32,36,38℃。图 4 中工况 1,2,3 的进水温度分别为 8,10,12℃。岩土初始温度均设定为 18℃。

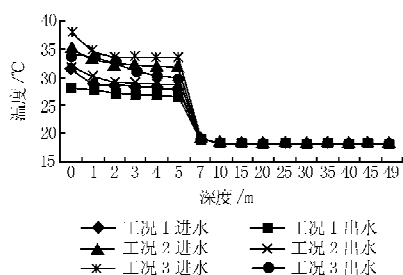


图 3 夏季不同工况下地埋管换热器内水温分布

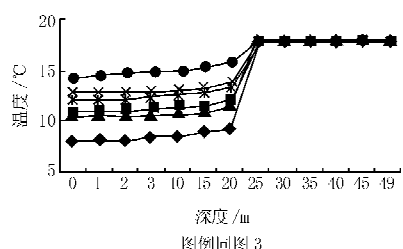


图 4 冬季不同工况下地埋管换热器内水温分布

从图 3,4 可以看出,竖直地埋管换热器中水温分布呈现一定的规律性。在地下换热系统运行到一定时间后,在冬季和夏季工况下均呈现出进水管在一定深度范围内水温变化较小(夏季工况下深度在 0~5 m 范围,冬季状况下深度在 0~20 m 范围),水温变化小即表示换热器的进水管在该区域换热能力弱。进水管内流体跨越上述范围后,水温变化很明显,即达到一定深度后换热器内流体换热能力增强(夏季状况下深度在 5~10 m 范围,冬季状况下深度在 20~25 m 范围)。但是,当进水管流体继续下降达到某深度后,水温接近岩土温度,换热器内流体与周围岩土不发生工程意义上的换热。以上换热机理可以用层换热理论进行分析^[1]。

2 层换热理论

2.1 层换热理论的建立

用 L 表示地埋管换热器的埋设深度,则 $L = L_{\text{饱和}} + L_{\text{换热}} + L_{\text{未}}$,其中 $L_{\text{饱和}}$ 为饱和换热层深度, $L_{\text{换热}}$ 为换热层深度, $L_{\text{未}}$ 为未换热层深度,它们是动态变化的。这 3 个层是统一划分的,包括了进水管和出水管。饱和换热层形成的原因是进水管带入

热量的叠加导致该区域的岩土温度不断升高,达到一定程度时,岩土温度和进水温度接近,无工程意义上的换热发生;而换热层是进水管穿越饱和换热层后,与该区域岩土温度形成了温差,大量换热在该区域发生;当换热达到一定程度后,进水管中最终的水温与岩土初始温度接近,岩土已无工程意义上的换热能力,该层为未换热层。如果换热量大,换热时间长, $L_{\text{饱和}}$ 大,即饱和层深度逐渐向换热器下部推移。若运行参数不变, $L_{\text{换热}}$ 不变,但换热层位置要随饱和换热层的发展而向下移动。换热层的下移使得 $L_{\text{未}}$ 减小。当饱和换热层扩散到一定程度时,未换热层消失, $L_{\text{未}} = 0$ 。当饱和换热层扩散到最大程度时,换热层和未换热层都消失, $L_{\text{换热}} = 0, L_{\text{未}} = 0$ 。此时若进水温度不变,换热器换热能力丧失,已经不能换热。

对于出水管,未换热层存在的条件下,未换热层区域内的换热器管内水温已经和岩土初始温度一致,出水管没有换热能力;未换热层消失后,出水管才开始换热。

通过实验和数值分析发现,对于不保温的换热器出水管,出水温度和其底部区域的水温不一致。相对于底部,出水温度夏季上升,冬季下降,其主要原因是来自底部换热后的深层水流要经过饱和换热层,由于饱和换热层的岩土温度接近进水温度,与出水管内的水温存在反向温差,加热了降温后的水流或冷却了升温后的水流,明显降低了地埋管换热器的能力,当 $L_{\text{饱和}}$ 足够大时,甚至可使出水温度等于进水温度,地埋管换热器的换热能力发挥不出来。称此现象为饱和换热层对地埋管换热器的热封锁。出水管保温隔热是突破热封锁的有效措施。

三个区域的大小变化直接决定了换热器的换热能力。而输入到地埋管换热器的热量强度和持续时间直接在 $L_{\text{饱和}}$, $L_{\text{换热}}$, $L_{\text{未}}$ 的数值上体现出来, $L_{\text{饱和}}$ 大表示换热器的持续换热时间较长; $L_{\text{换热}}$ 大表示换热器换热持续稳定; $L_{\text{未}}$ 大则表示换热器换热时间短。

系统持续运行时间长,换热器承担的负荷就是持续的,这就导致了换热器周围的岩土温度是持续上升或持续下降,换热器的换热能力逐步下降。 $L_{\text{饱和}}$ 逐渐下移,若系统没有恢复时间,这个深度就会持续增加, $L_{\text{未}}$ 逐渐减小;当系统在间歇运行状态下时,换热器周围岩土具有一定恢复时间,在夏

季状况下释放给岩土的热量逐渐向周围岩土进行扩散,在冬季状况下周围岩土热量向换热器区域扩散,使得换热器周围的岩土从下向上恢复, $L_{\text{饱和}}$ 减小, $L_{\text{未}}$ 逐渐增大,换热器的换热能力逐步得到恢复。

在相同运行时间条件下,如果进水温度不同,同样会影响换热器的换热能力。夏季进水温度越高,换热器承担的换热量就越大,在相同时间内, $L_{\text{饱和}}$ 向下延伸的长度就越大, $L_{\text{换热}}$ 和 $L_{\text{未}}$ 逐渐减小。当在夏季换热器的换热量达不到设计换热量,即 $L_{\text{未}}=0$ 时,地下换热器的出水温度就会过高(冬季出水温度过低),经过冷凝器之后,进到地埋管换热器的进水温度就会持续升高,地埋管换热器的 $L_{\text{饱和}}$ 逐渐增大, $L_{\text{未}}$ 逐渐减小, $L_{\text{未}}=0$ 后,地源热泵的 EER 开始下降。

同理,在相同运行时间条件下,如果进水温度相同,流量不同,同样会影响换热器的换热能力。主要原因仍然是地埋管换热器承担的负荷增大,导致 $L_{\text{饱和}}$, $L_{\text{换热}}$, $L_{\text{未}}$ 的动态变化。

2.2 层换热理论的验证

图 5 为某地源热泵系统地埋管换热器中冬季实测水温分布图,图 6 为本课题组建立的试验地源热泵系统地埋管换热器中夏季实测水温分布图。两个系统测试的状态均为运行状态,换热器埋深均为 50 m。

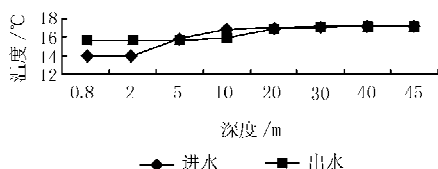


图 5 某地源热泵地埋管换热器冬季水温分布

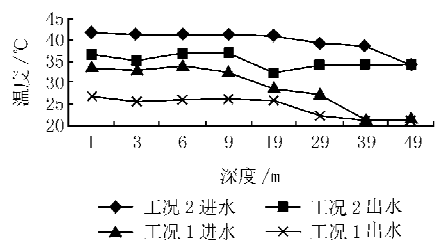


图 6 试验用地源热泵地埋管换热器夏季水温分布

从图 5 可以看出,换热器的进水温度为 14℃,下降到 2 m 深度后,水温开始上升,当下降到 20 m 深度后,水温停止上升保持在 17℃左右,已经和岩

土的初始温度接近。水流经过换热器底部后进入出水管,管内水温仍然基本保持不变,当水流上升到 20 m 深度后,水温开始下降,达到出水管顶部时下降到 15.7℃。从实测数据分析,0~2 m 区域为换热器的饱和换热层,2~20 m 区域为换热层,20 m 以下保持较长的未换热层。当水流从进水管到达出水管后,水温基本保持不变,主要原因是和岩土的温度接近;当达到 20 m 左右时,进入换热层,由于该区域进水管存在大量的热量交换,换热器周围的岩土温度受到了影响,即相对初始温度已经下降,换热器出水管内的水流温度开始受到影响;当进入到饱和换热层时,岩土温度受到急剧影响,换热孔周围岩土温度低于换热器内水流温度,对出水造成负面影响,出水温度降低。岩土的换热能力在该区域受到了损害,其有效换热量不能顺利带出换热器。

该系统的测试数据为运行 6 h 后的测试数据,如果运行时间进一步延长,各换热层长度会相应发生变化。由于该系统为商业服务,夜晚不运行,地埋管换热器有一个较长的恢复期,第二日运行前,地温恢复到初始状态。3 个换热层长度周期性地变化,未出现 $L_{\text{未}}=0$ 、换热器性能下降的情况。

图 6 显示了两种不同运行时间下地下换热器不同深度的温度分布,工况 1 的运行时间为 4 h,工况 2 的运行时间为 24 h。从图 6 可以看出,工况 1 在 39 m 深度下保持了未换热层,饱和层的范围在 0~10 m。工况 2 的运行时间长,进水管在 20 m 深度下才进入换热层,0~20 m 为饱和和换热层,换热器内的水流与岩土没有发生工程意义上的热量交换,水温基本保持在 41℃,到换热器底部时,水温下降到 34℃,不存在未换热层, $L_{\text{未}}=0$;在换热层内的出水管与岩土保持热量交换,从孔底到 20 m 深度左右,水温沿程下降到最低,为 32℃,此时,进入到饱和换热层,出水管内的水流被周围岩土加热,水温升高,到达出水管出口时,水温已升高至 36℃。

这同时也说明了运行时间使得换热器的各层发生变化。可以预计,如果运行时间进一步延长,该地埋管换热器的换热能力会降低。该系统为试验系统,换热器的运行由试验控制,为该换热器提供足够的恢复时间后,换热能力逐渐恢复。

上述实测结果验证了本文提出的地埋管换热器的层换热理论。

2.3 层换热理论的结论

运行时间和换热量强度^[1]的变化可以直接导致 $L_{\text{饱和}}$, $L_{\text{换热}}$, $L_{\text{未}}$ 的变化。地埋管换热器换热各层的发展变化规律是:在以某进水温度换热之初,饱和换热层尚未形成, $L_{\text{饱和}}=0$,从入口处开始到某一深度为换热层,其下为未换热层;随着换热的进行,入口处开始形成饱和层 $L_{\text{饱和}}$, 换热层 $L_{\text{换热}}$ 下移,未换热层 $L_{\text{未}}$ 减小;若负荷持续时间较短,饱和和换热层 $L_{\text{饱和}}$ 较小,换热层 $L_{\text{换热}}$ 不变,且下移深度不大,未换热层 $L_{\text{未}}$ 保持较大;当负荷持续时间和强度提高后,饱和换热层 $L_{\text{饱和}}$ 逐渐增大,换热层 $L_{\text{换热}}$ 也增大并持续下移,未换热层 $L_{\text{未}}$ 逐渐减小;当换热达到一定程度后,换热器仅具有饱和换热层 $L_{\text{饱和}}$ 和换热层 $L_{\text{换热}}$,未换热层 $L_{\text{未}}$ 消失,这时地埋管换热器性能开始下降。

未换热层 $L_{\text{未}}=0$ 时,地埋管换热器换热性能开始下降,当换热层 $L_{\text{换热}}$ 消失,即 $L_{\text{换热}}=0$, $L_{\text{饱和}}=L$ 时,地埋管换热器换热能力丧失。

因此, $L_{\text{饱和}}$, $L_{\text{换热}}$, $L_{\text{未}}$ 的动态变化值即是地埋管换热器换热能力变化的特性参数。

3 基于层换热理论的地埋管换热器设计方法

3.1 地埋管换热器设计深度的确定

目前,对于地埋管换热器的埋深,普遍存在的问题是没有考虑换热器所承担负荷的变化特性,盲目增大埋深。如果负荷的动态变化使得地埋管换热器的未换热层保持在一定的深度范围内,在全年负荷时段内,继续增加埋管深度已毫无意义。换热器的单位长度换热量只能作为方案阶段的估算依据,而不能作为实际确定地埋管换热器埋深的依据。从层换热理论看,换热器的单位长度换热量是动态变化的,且不同埋深的单位长度换热量差异也很大。因此,地埋管换热器的埋深必须根据负荷特性进行动态分析,才能得到与负荷特性一致的合理深度。

3.2 地埋管换热器出水管应保温

根据层换热理论,地埋管换热器在岩土中换热后,出水管到达地面前一定距离内,要经过饱和换热层。不管是冬季还是夏季,换热器在换热层进行热量交换后,升温后的流体或降温后的流体,均要损失热量。为防止饱和换热层对出水管的影响,对

出水管在饱和换热层内进行保温是必须的,保温深度和饱和换热层的深度一致。这同样证明了另一个结论,进、出水管的热短路现象是存在的,但短路造成的热损失量要远小于饱和换热层造成的热量损失。但是,在实际运用过程中,由于不同的运行工况下饱和换热层的深度在发生变化,保温的深度也发生变化。为方便工程应用,应该确定一个最佳的经济保温深度(重庆容昌医院竖直埋管地源热泵系统地埋管换热器采取了保温措施,测试数据在后续论文中提供)。

3.3 地埋管换热器流量的确定

根据层换热理论,负荷强度发生变化,地埋管换热器承担的负荷就发生变化,在保证一定的换热温差条件下,换热器的流量就发生变化;在负荷的持续系数^[1]发生变化后,地埋管换热器的运行时间也发生变化,这实际是地埋管换热器承担的负荷发生了变化。因此,在负荷影响下,地埋管换热器的流量相应在一个范围内发生变化。相对动态变化的释热量而言,流体进入到地埋管换热器后,进入到换热层,当水温降到一定程度进入到 $L_{\text{未}}$ 深度范围内,流体温度和岩土温度差异不大,温差传热基本消失,此时换热器达到最大换热量。因此,在对应的负荷特征下,地埋管换热器具有一个最佳流量。

在自建的 10 kW 浅埋竖直埋管地下蓄能系统试验装置上进行 2 年多的实测,验证了流量大小对地下蓄能系统有重要影响,经变水量测试和模型计算,系统水流量保持在 3~4 L/(kW·min) 为最佳。根据试验结果^[2],即在保持间歇运行(对应相应的负荷特性)及系统设计条件下,该系统最佳流量范围为 0.18~0.24 m³/(kWh),即系统单位装机容量下,地下环路的最佳流量为 0.18~0.24 m³/h。这就要求在确定了系统装机容量后,应同时考虑水泵选型和地下环路的具体布置等因素来共同确定地下环路的流量,而不应该仅仅依靠主机的流量来确定,这是地源热泵系统设计时应特别注意的问题。

参考文献:

- [1] 王勇. 动态负荷下地源热泵性能研究[D]. 重庆:重庆大学,2006
- [2] 王勇,刘宪英,付祥钊. 地源热泵及地下蓄能系统的实验研究[J]. 暖通空调,2003,33(5):21-23