

文章编号: 1006-7329(1999)04-0106-06

· 综述 ·

地热源热泵地下埋管换热器传热模型的综述

231
106-111

刘宪英 胡鸣明 魏唐棣

(重庆建筑大学 城市建设学院 400045)

TK172
TK174

摘要 介绍了地热源热泵地下换热器模型发展的过程和现状,并给出了几种典型的模型形式。

关键词 地热源热泵; 地下换热器; 模型

中图法分类号 TU111.1

文献标识码 A

“地热源热泵”的概念最早出现在 1912 年瑞士的一份专利文献中。二十世纪五十年代欧洲和美国开始了研究利用地热源热泵(GSHP)的第一次高潮,在此期间 Ingersoll 和 Plass 根据 Kelvin 线源概念提出了地下埋管传热的线热源理论。但当时能源价格低,这种系统并不经济,因而未得到推广。直到 70 年代,石油危机把人们的注意力集中到节能,高效益用能时,地热源热泵的研究进入又一次高潮^[1]。此时地下埋管已由早期的金属埋管改为塑料管。这个时期,欧洲建立了不少水平埋管地下换热器的地热源热泵,但其主要用于冬季供暖。早期的地热源热泵研究主要集中于土壤的传热性质,换热器形式,影响埋管换热的因素等^[2-10]方面。70 年代末到 90 年代初,美国开展了冷热联供地热源热泵方面的研究工作,不少文献报导了地热源热泵不同形式的地下埋管换热器的传热过程及其模拟计算方法^[11-17]。进入 90 年代,除报导有关埋管换热器的强化传热^[18]外,还有关于地热源热泵的运行总结和已建成工程的性能比较等。

从总的方面看,如何完善地下换热器的传热模型,确定最佳地下埋管换热器的尺寸仍然是发展和推广地热源热泵的关键内容。国内 95 年高祖锷曾对地下水平埋管换热器的冬季供暖作过一些试验工作^[20],但尚未见有关传热模型方面的报导。

文中主要对国外地热源热泵系统有代表性的地下埋管换热器传热模型作一综述。

1 传热模型的理论基础

综合文献^[11-18]有关传热模型方面的报导,已提出的换热器传热模型大约有 30 种,所有模型建立的关键是求解岩土温度场的动态变化,基本理论有三种:

(1) 1948 年,Ingersoll and Plass 提出的线源理论,目前大多数地热源热泵设计是利用该理论基础;

(2) 1983 年,BNL 修改过的线源理论,它是将埋管周围的岩土划分为两个区,即严格区和自由区,在埋管运行时,不同区之间的热传导引起该区的温度变化;

(3) 1986 年,V.C.Mei 提出的三维瞬态远边界传热模型,该理论是建立在能量平衡基础上,区别于线源理论。

收稿日期: 1998-12-03

基金资助: 本文属国家自然科学基金资助项目,批准号为 59778007

作者简介: 刘宪英(1936-),男,河北省唐山市人,重庆建筑大学教授,从事制冷空调方面的研究。

2 V.C.MeI 传热模型

该模型建立在能量守恒的基础上,由系统能量平衡结合热传导方程构成。该模型的假设:①岩土是均匀的;②埋管内同一截面流体温度、速度相同;③岩土热物理参数不变;④不考虑热湿迁移影响;⑤忽略埋管与岩土的接触热阻。在这些假设的基础上,可以对各截面的径向传热建立方程,通过截面推移得到三维温度场。

2.1 竖埋套管式换热器传热模型^[11]

2.1.1 热泵运行

热泵运行时,管内流体从内管进入,外腔流出(见图1),与内外管壁发生对流换热。

进入内管的流体与内管内壁的传热:

$$-v_1 \frac{\partial T_1}{\partial Z} + \frac{2\lambda_1}{\rho_1 C_{p1} r_1} \cdot \frac{\partial T_1}{\partial r} \Big|_{r=r_1} = \frac{\partial T_1}{\partial t} \quad (r \leq r_1, 0 \leq z) \quad (1)$$

内管管壁的导热:

$$\frac{\partial^2 T_1}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T_1}{\partial r} = \frac{1}{a_1} \frac{\partial T_1}{\partial t} \quad (r_1 \leq r \leq r_2, 0 \leq z) \quad (2)$$

环腔内流体与套管管壁的传热:

$$v_2 \frac{\partial T_2}{\partial Z} - \frac{2r_2\lambda_1}{(r_3^2-r_2^2)\rho_1 C_{p1}} \cdot \frac{\partial T_1}{\partial r} \Big|_{r=r_2} + \frac{2r_3\lambda_2}{(r_4^2-r_3^2)\rho_2 C_{p2}} \cdot \frac{\partial T_2}{\partial r} \Big|_{r=r_3} = \frac{\partial T_2}{\partial t} \quad (r_2 \leq r \leq r_3, 0 \leq z) \quad (3)$$

外管管壁的导热:

$$\frac{\partial^2 T_2}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T_2}{\partial r} = \frac{1}{a_2} \frac{\partial T_2}{\partial t} \quad (r_3 \leq r \leq r_4, 0 \leq z) \quad (4)$$

大地中的导热:

$$\frac{\partial^2 T_3}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T_3}{\partial r} = \frac{1}{a_3} \frac{\partial T_3}{\partial t} \quad (r_4 \leq r \leq r_5, 0 \leq z) \quad (5)$$

初始条件($t=0$): $T_1(z) = T_2(z) = T_3(z) = T_{11}(z) = T_{12}(z)$, 已知;

进液处表面的初始条件($z=0$): $T_{11}(t, 0) = f(t)$, 是已知时间的函数;

换热器管底末端的边界条件($z=L$):

$$T_{11}(t, L) = T_{12}(t, L) \quad (6)$$

内管中流体与内管管壁处的边界条件:

$$-\lambda_1 \frac{\partial T_1}{\partial r} \Big|_{r=r_1} = \alpha_1 (T_1 - T_{11}) \quad (7)$$

环腔内流体与内管外管壁处的边界条件:

$$-\lambda_1 \frac{\partial T_1}{\partial r} \Big|_{r=r_2} = \alpha_2 (T_{11} - T_1) \quad (8)$$

环腔内流体与套管管壁处的边界条件:

$$-\lambda_2 \frac{\partial T_2}{\partial r} \Big|_{r=r_3} = \alpha_3 (T_{12} - T_2) \quad (9)$$

外管与大地交界处的边界条件: $T_2 = T_3$ ($r=r_4$); 则

$$\lambda_2 \frac{\partial T_2}{\partial r} \Big|_{r=r_4} = \lambda_3 \frac{\partial T_3}{\partial r} \Big|_{r=r_4} \quad (10)$$

假设的远边界处边界条件: $T_3 = T_3(z)$, ($r \geq r_5$)。

式中, v_1, v_2 ——内管和环腔内的流体速度, m/s; z ——沿管长方向坐标, m; T_{11}, T_{12} ——内管和环

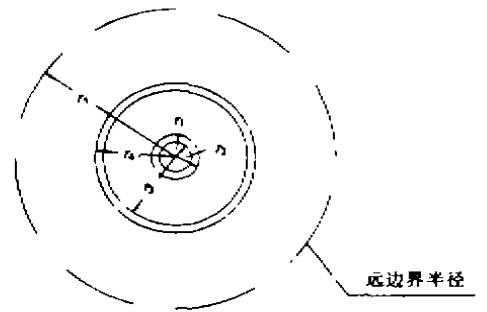


图1 竖埋套管式换热器断面图

腔中的流体温度, $^{\circ}\text{C}$; $r_1 \sim r_3$ ——距管中心处的半径(见图 1), m ; r ——径向坐标, m ; $\lambda_1, \lambda_2, \lambda_s$ ——内管管壁、外管管壁和地球的导热系数, $\text{W}/(\text{m} \cdot ^{\circ}\text{C})$; ρ_f ——流体的密度, kg/m^3 ; C_{pf} ——流体的比热, $\text{J}/(\text{kg} \cdot ^{\circ}\text{C})$; T_1, T_2, T_s ——内管管壁、外管管壁及埋管附近大地的温度, $^{\circ}\text{C}$; $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_s$ ——内管管壁、外管管壁、土壤的导温系数, m^2/s ; a_1, a_2, a_s ——内管中流体与内管内壁、环腔中流体与内管外壁及套管内壁的对流换热系数, $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C})$; t ——从运行开始计算的时间, s 。

2.1.2 热泵停止

热泵停止时,埋管内的流体静止,液体与管壁之间以导热形式传热。

内管内流体与内管壁的导热:

$$\frac{\partial T_1}{\partial t} = \frac{2\lambda_1}{\rho_f C_{pf} r_1} \frac{\partial T_1}{\partial r} \Big|_{r=r_1} \quad (r \leq r_1, 0 \leq z) \quad (11)$$

环腔内流体与外管壁的热传导:

$$\frac{\partial T_2}{\partial t} = \frac{2r_3\lambda_2}{(r_3^2 - r^2)\rho_f C_{pf}} \cdot \frac{\partial T_2}{\partial r} \Big|_{r=r_3} - \frac{2r_2\lambda_1}{(r_3^2 - r^2)\rho_f C_{pf}} \cdot \frac{\partial T_1}{\partial r} \Big|_{r=r_2} \quad (r_2 \leq r \leq r_3, 0 \leq z) \quad (12)$$

流体与内管、外管壁面交界处的边界条件:

$$T_1 = T_{11} \quad (r = r_1); \quad T_1 = T_2 \quad (r = r_2)$$

用(10)~(12)代替(1),(3),(7)~(9)即可得热泵停止时的传热方程。

2.2 水平埋管换热器传热模型

根据上述相似原理,可以建立流体与管壁的传热方程;管壁导热方程;大地导热方程;管壁与岩土传热的热平衡方程等。其远边界地温($r \geq r_s$),采用 Kusuda 分析方程估算,其计算式为:

$$T_s = T_m - A_s \exp \left\{ -X_s \sqrt{\frac{\pi}{365 \alpha_s}} \right\} \cos \left[t' - t'_0 - \frac{X_s}{2} \sqrt{\frac{365}{\pi \alpha_s}} \right] \quad (13)$$

式中, T_m ——年地面平均温度, $^{\circ}\text{C}$; A_s ——年地表面平均温度波幅, $^{\circ}\text{C}$; X_s ——计算点埋深, m ; t' ——计算时间, 日 ; t'_0 ——周期常数,指最低土壤表面温度出现的时间, 日 ; T_s ——土壤在 X_s 深处, t' 时间的原始温度, $^{\circ}\text{C}$ 。

初始条件($t = 0$): $T_1(z) = T_2(z) = T_s(X_s)$, 已知;

入口处流体温度($z = 0$): $T_1(t, 0) = f(t)$ 是已知时间的函数。

采用有限差分法求解上述方程,编写计算机程序,即可得到地下埋管换热器传热过程的动态模拟。

3 IGSHPA 方法^[1]

IGSHPA(International Ground-Source Heat Pump Association)方法,是北美确定地下埋管换热器尺寸的标准方法。该方法按最冷月或最热月负荷为计算根据。使用情况表明,利用该模型计算一般会偏大 10~30%。

3.1 竖埋管换热模型

单根竖埋管换热器的土壤热阻 $R_0(X)$

$$R_0(X_m) = \frac{I(X_{r0})}{2\pi\lambda_s} \quad (14)$$

式中, $X_m = \frac{r_0}{2\sqrt{\alpha_s t}}$; r_0 ——外管半径, m ; t ——从运行开始计算的时间, s ; $I(X)$ 是指数积分,

$$I(X_{r0}) = \int_{X_{r0}}^{\infty} \frac{e^{-x^2}}{x} dx$$

多根竖埋换热器的土壤热阻,

$$R_0 = \frac{I(X_w) + \sum_{i=1}^m [I(X_{SD_1}) + \dots + I(X_{SD_m})]}{2\pi\lambda_s} \quad (15)$$

式中, $\frac{I(X_w)}{2\pi\lambda_s}$ 表示半径为 r_0 单管附近的土壤热阻; $\frac{I(X_{SD_1})}{2\pi\lambda_s} - \frac{I(X_{SD_m})}{2\pi\lambda_s}$ 表示半径为 r_0 处的单管周围, 距单管为 SD_1, \dots, SD_m 远处的 m 根竖管对单管干扰引起的土壤热阻, $(m \cdot ^\circ\text{C})/w$ 。

对于 U 型埋管, 其当量半径 r_w 为:

$$r_w = \sqrt{n} r_0$$

式中, n ——一个孔中的管子数, 一个 U 型管, $n=2$; 2 个 U 型管, $n=4$ 。

3.2 水平埋管换热器模型

采用映像法求解热阻 R_0 , 一个坑中只有一根管时, 单管周围土壤的热阻:

$$R_0 = \frac{I(X_r) - I(X_{2BD})}{2\pi\lambda_s} \quad (16)$$

式中, $\frac{I(X_r)}{2\pi\lambda_s}$ 为半径 r_0 处的单管附近土壤热阻; $\frac{I(X_{2BD})}{2\pi\lambda_s}$ 表示假想以地面为对称面的埋管映像管引起的热阻, BD 是埋管深度。

一个坑中有多根管时, 每根单管周围的土壤热阻:

$$R_0 |_{\text{坑中}} = \sum_{\text{埋管}} (R_0 |_{r_0} + R_0 |_{SD_1} + \dots + R_0 |_{SD_m}) - \sum_{\text{映像管}} (R_0' |_{r_0} + R_0' |_{SD_1} + \dots + R_0' |_{SD_m}) \quad (17)$$

按以上确定的单管土壤热阻计算管坑内土壤热阻:

$$R_0 |_{\text{坑内}} = \frac{\sum R_0 |_{\text{单管}}}{\text{单管数}} \quad (18)$$

3.3 确定土壤的最低和最高温度

采用上面的(13)公式计算地温, 式中的 T_m, A_s 可以从当地气象资料中得到, 土壤深 X_s 处的最低温度 T_l , 最高温度 T_h 出现在(13)式 \cos 函数为 $+1$ 和 -1 时, 即

$$T_l = T_m - A_s \exp\left(-X_s \sqrt{\frac{\pi}{360 a_s}}\right) \quad (19)$$

$$T_h = T_m + A_s \exp\left(-X_s \sqrt{\frac{\pi}{360 a_s}}\right) \quad (20)$$

根据上述公式, 采用计算机编程, 可以解出最冷月、最热月地下换热器管长, 并计算出系统的季节性能和能耗情况。

4 NWWA 方法^{[17][18]}

NWWA(National Water Well Association)方法也是一种常用的地下换热器计算方法。它可以直接给出换热器内平均流体温度, 并采用叠加法模拟热泵间歇运行的情况。该方法是在 Kelvin 线源方程闭合分析解的基础上建立土壤的温度场, 进而确定换热器尺寸。

由线源理论, 得埋管周围土壤温度场分布:

$$T - T_\infty = \frac{q}{4\pi\lambda_s} \int_{\frac{r}{4n_i}}^{\frac{r}{4n_i}} \frac{e^{-x}}{x} dx \quad (21)$$

也可近似表达为:

$$T - T_\infty = \frac{q}{4\pi\lambda_s} \left[-\ln\left(\frac{r^2}{4a_s t}\right) - \gamma - \sum_{n=1}^{\infty} \frac{(-1)^n X_s^n}{n \cdot n!} \right] \quad (22)$$

式中, T ——距管中心半径为 r 处 t 时刻的土壤温度, $^\circ\text{C}$; T_∞ ——初始时统一的土壤温度, $^\circ\text{C}$;

γ —Euler 常数, 其值为 $\gamma = 0.577\ 215\ 604\ 9$ 。

假设远边界半径为有限值

$$r_{\infty} = 4 \sqrt{\alpha_s t} \tag{23}$$

则线热源周围的温度分布为:

$$T - T_{\infty} = \frac{q}{2 \pi \lambda_s} \left[\ln \frac{r_{\infty}}{r} - 0.981\ 8 + \frac{4 r^2}{2 r_{\infty}^2} - \frac{1}{4 \cdot 2!} \left(\frac{4 r^2}{r_{\infty}^2} \right)^2 + \dots + \frac{(-1)^{n+1}}{2^n \cdot n!} \left(\frac{4 r^2}{r_{\infty}^2} \right)^n \right] \tag{24}$$

T_{∞} 随土壤深度不同而不同, 将土壤沿深度方向分层, 则根据 (24) 第 j 土层中单根埋管周围土壤热阻可表示为:

$$R_{0j} = \frac{T - T_{\infty j}}{q} = \frac{\ln \frac{r_{\infty j}}{r_0} - 0.981\ 8 + 2 \left(\frac{r_0}{r_{\infty j}} \right)^2 - 2 \left(\frac{r_0}{r_{\infty j}} \right)^4}{2 \pi \lambda_{s j}} \tag{25}$$

式中: r_0 是计算点到管中心的距离, m; $r_{\infty j}$ 为第 j 层土层的远边界半径, 由 (23) 计算。将 (24) 和 (25) 式进行一系列变换, 可得到基于管内流体温度的近似方程。

$$T_i - T_{\infty} = \frac{Q}{\sum_{j=1}^n \left(\frac{L_j}{(L_m/L_s)_j R_{0j} + R_p} \right)} \tag{26}$$

式中: Q —热流量 (向大地放热为正, 吸热为负), J; L_s —单管换热器的长度, m; L_m —多管换热器的长度, m; L_j —第 j 层土壤中的管子长度, m; R_{0j} —第 j 层土中, 管子周围的土壤热阻, $(m \cdot ^\circ C)/w$; $(L_s/L_m)_j$ —多管系统在第 j 层土层的长度因子 (即管与管的干扰系数); T_i —换热器中平均流体温度, $^\circ C$; R_p —换热器管子材料热阻, $(m \cdot ^\circ C)/W_c$ 。

对于热泵, 埋管与埋管之间的干扰系数为:

$$(L_s/L_m)_j = (L_m/L_s)_j^{-1} = (L_m/L_s)_j^{-1} (L_m/L_s)_j^{-1} \tag{27}$$

式中: $(L_m/L_s)_{HE}$ —换热器当量长度因子; $(L_m/L_s)_{T_{\infty}}$ —对地温的当量长度因子。其值由下式计算:

$$(L_m/L_s)_{HE} = 1 + \frac{\sum_{SD_{k \rightarrow m}}^{SD_{p \rightarrow m}} \left[\frac{\ln \frac{r_{\infty}}{SD_{k \rightarrow m}} - 0.981\ 8 + 2 \left(\frac{SD_{k \rightarrow m}}{r_{\infty}} \right)^2 - 2 \left(\frac{SD_{k \rightarrow m}}{r_{\infty}} \right)^4}{\ln \frac{r_{\infty}}{r_0} - 0.981\ 8} \right]}{\sum_{SD_{j \rightarrow m}}^{SD_{p \rightarrow m}}} \tag{28}$$

$(L_m/L_s)_{T_{\infty}} =$

$$\frac{1}{1 - \sum_{SD_{j \rightarrow m}}^{SD_{k \rightarrow m}} \left\{ \frac{1}{2} \left(\frac{\theta_m}{180} - \frac{SD_{k \rightarrow m} \sin \theta_m}{2 \pi r_{\infty}} \right) \left[\frac{\ln \frac{2 r_{\infty}}{SD_{k \rightarrow m}} - 0.981\ 8 + \frac{1}{2} \left(\frac{SD_{k \rightarrow m}}{r_{\infty}} \right)^2 - \frac{1}{8} \left(\frac{SD_{k \rightarrow m}}{r_{\infty}} \right)^4 \right]}{\ln \frac{r_{\infty}}{r_0} - 0.981\ 8} \right\}} \tag{29}$$

式中: $SD_{k \rightarrow m}$ 是 m 管与另外 p 根管中第 k 管之间的距离, m; $\theta_m = \cos^{-1} \left(\frac{SD_{k \rightarrow m}}{2 r_{\infty}} \right)$ 。

利用基本传热方程式 (26) 可算得换热器内流体的平均液温, 并进行能耗分析。

除以上介绍的计算模型外文献还介绍了 U 型换热器两脚干扰换热模型, 如美国地热源热泵设计手册^[19]引用的 Hart & Couvillion 程序就是用半无限大物体做假设解决 U 型管问题。由于篇幅限制, 不再作详细介绍。

5 小 结

综上所述, 国外对地热源热泵地下埋管换热器的传热计算做过大量的研究工作, 而且现在仍是热门课题。但结合我国国情, 研究开发适合国内应用的计算模型和设计软件, 尚处于开始阶段, 还

有大量工作要做。

参考文献

- [1] D. A. Ball et al. Design Method for GSHP[J]. ASHRAE Trans. DC-83-03. 416-440
- [2] E. W. Guernsey et al. Earth as a heat Source or Storage Medium for the Heat Pump[J]. ASHVE, 1949:321-344
- [3] G. S. Smith et al. Thermal Conductivity of Soils for Design of Heat Pump Installations[J]. ASHVE, 1950: 355-370
- [4] L. R. Ingersoll et al. Theory of Earth Heat Exchanger for the Heat Pump[J]. ASHVE, 1951: 167-188
- [5] G. S. Smith et al. Factors Useful in Ground Grid Design for Heat Pumps[J]. ASHVE, 1951: 189-208
- [6] D. M. Vestal et al. Earth as Heat Source and Sink for Heat Pumps[J]. ASHVE, 1957: 41-48
- [7] J. R. Partin. Sizing the Closed Loop Earth Coupling for Heat Pumps[J]. ASHRAE trans., HI-85-02, p61-69
- [8] J. A. Edwards et al. Heat Transfer from Earth-Coupled Heat Exchangers-Experimental and Analytical Results[J]. ASHRAE. trans., HI-85-02: 70-80
- [9] J. E. Bose et al. Ground-Coupled Heat Pump Research[J]. ASHRAE trans., DC-83-08. 375-390
- [10] P. D. Metz et al. GCHP System Experimental Results[J]. ASHRAE trans., DC-83-08: 407-415
- [11] V. C. Mei et al. Vertical Concentric Tube Ground-Coupled Heat Exchangers[J]. ASHRAE trans., DC-83-08. 391-406
- [12] V. C. Mei et al. New Approach for Analysis of Ground-coil Design for Applied Heat Pump Systems[J]. ASHRAE trans., HI-85-24: 1216-1224
- [13] J. D. Deerman et al. Simulation of Vertical U-Tube GCHP Systems Using the Cylindrical Heat Source Solution[J]. ASHRAE trans., 97(1): 287-294
- [14] T-K. Lei. Development of a Computational Model for a Ground-Coupled Heat Exchanger[J]. ASHRAE trans: 3635.
- [15] V. C. Mei. Performance of a Ground-Coupled Heat Pump with Multiple Dissimilar U-Tube Coils in Series[J]. ASHRAE trans., 92(A): 30-42
- [16] Norman K. Muraya. Thermal Interference of Adjacent Legs in a Vertical U-Tube Heat Exchanger for a GSHP[J]. ASHRAE trans: 3980
- [17] R. L. D. Cane. Modeling of GSHP Performance[J]. ASHRAE trans., NY-91-17-5.
- [18] Elliot H. Spilker. GCHP Loop Design Using Thermal Conductivity Testing and the Effect of Different Backfill Materials on Vertical Bore Length[J]. ASHRAE trans., SF-98-1-3
- [19] American Society of Heating Refrigerating and Air-Conditioning Engineers. Commercial/ Institutional Ground-Source Heat Pump Engineering Manual[M]. 1995
- [20] 高祖锟. 用于供暖的土壤——水热泵系统[J]. 《暖通空调》, 1993(4): 9

Development of Modeling of the Underground Heat Exchanger for GSHP

LIU Xian-ying, HU Ming-ming, WEI Tang-di

(Faculty of Urban Engineering, Chongqing Jianzhu University, 400045)

Abstract This paper introduces the current status and development of modeling of the underground heat exchanger for a GSHP and several typical models used abroad are provided in details.

Key Words ground-source heat pump (GSHP); underground heat exchanger; model