

# 岩土地下换热器热泵系统长期运行状况预测分析

齐子姝<sup>1,2,3</sup>,高青<sup>1,3</sup>,于鸣<sup>4</sup>,刘研<sup>1,3</sup>,白莉<sup>2</sup>

(1. 吉林大学 汽车仿真与控制国家重点实验室,长春 130022;2. 吉林建筑工程学院 松辽流域水环境教育部重点实验室,长春 130118;3. 吉林大学 汽车工程学院,长春 130022;4. 吉林大学 材料科学与工程学院,长春 130022)

**摘要:**在岩土地下换热器 G 函数理论的基础上,建立地源热泵热力系统模拟计算模型,提出了基于模型的系统长期运行状况分析方法。以严寒地区为例研究了近三年冬季供暖过程运行状况,模拟分析了地下换热器进、出口流体温度变化规律、热泵机组能效比和系统能耗特性,并与实测结果进行了对比。结果证明了模型及分析方法可行,可为进一步开展更广泛的预测分析提供有效途径。

**关键词:**热能工程;地源热泵;地下换热器;运行状况

中图分类号:TK529 文献标志码:A 文章编号:1671-5497(2012)04-0877-05

## Forecast and analysis of long-term operation of ground source heat pump system

QI Zi-shu<sup>1,2,3</sup>, GAO Qing<sup>1,3</sup>, YU Ming<sup>4</sup>, LIU Yan<sup>1,3</sup>, BAI Li<sup>2</sup>

(1. State Key Laboratory of Automotive Simulation and Control, Jilin University, Changchun 130022, China; 2. Key Laboratory of Songliao Aquatic Environment, Ministry of Education, Jilin Architectural and Civil Engineering Institute, Changchun 130118, China; 3. College of Automotive Engineering, Jilin University, Changchun 130022, China; 4. School of Materials Science and Engineering, Jilin University, Changchun 130022, China)

**Abstract:** A simulation model was built for the thermodynamic system of the ground source heat pump (GSHP) based on the G-function theory of the underground heat exchanger(UGHE), and an analysis method for the long-term operation of the GSHP system was proposed. Taking the severe cold region as example, the system winter heating operation conditions in the last 3 years were studied. The fluid temperature variations at the inlet and the outlet of the UGHE, the coefficient of performance and the energy consumption of the heat pump and the system were analyzed simulationally and the results were compared with the measured data. The results show that the model and method are feasible, providing an effective approach for further forecast and analysis.

**Key words:** thermal engineering; ground source heat pump (GSHP); underground heat exchanger (UGHE); operation station

收稿日期:2011-10-22.

基金项目:国家自然科学基金项目(41072198);“十二五”国家科技支撑计划项目(2011BAJ05B03);吉林省教育厅项目(吉教科合字[2012]第 207 号).

作者简介:齐子姝(1982-),女,博士研究生. 研究方向:地能利用分析. E-mail: senior00685@163.com

通信作者:刘研(1976-),女,副教授. 研究方向:能源利用与高效传热. E-mail:lyan66@jlu.edu.cn

## 0 引言

地下岩土能量及其能量蓄存作为暖通空调系统的低位热源为热泵带来了巨大的发展空间,岩土型地源热泵被称之为 21 世纪最具节能环保特征的空调技术,并成为暖通空调领域的重要技术。它不但应用于建筑领域的供热,还可用于道桥路面融雪化冰,有利于汽车交通安全<sup>[1]</sup>。但严寒地区地源热泵长期运行的趋势变化和预测问题一直未能得到很好的解决<sup>[2]</sup>。

一些研究者对地源热泵系统长期运行性能的研究主要集中在数值模拟方面,而实验研究相对较少。其中,南华大学研究者测试分析了寒冷地区某写字楼地源热泵机组 2005 年采暖期不同时段的运行性能<sup>[3]</sup>;华中科技大学对夏热冬冷地区冬季某住宅地源热泵系统进行了运行测试研究,发现该地区地源热泵节能效果显著<sup>[4]</sup>。最近几年,天津大学在地源热泵示范工程中,监测到长期运行热泵机组平均 COP 为 3.55(冬季)和 2.80(夏季)<sup>[5]</sup>,他们还尝试开展长期运行的性能预测<sup>[6]</sup>。

到目前为止,研究者们对岩土型地源热泵系统的多年期实验研究和数值模型研究还很不充分,特别是严寒地区全年冷热负荷失衡问题,以及多年期动态负荷和多变外界因素的模型分析方法还有待深入研究、完善和实际验证。事实上,导致热泵系统运行效能逐年下降的原因很复杂,除了系统老化、管道传热热阻增加等原因外,系统长期运行导致地下能量失衡,造成土壤温度不断偏离初始温度,也是无法保证系统长期稳定运行的关键原因,因此建立长期预测分析和性能计算方法是必要的。

本文结合北方严寒地区岩土型地源热泵实验与基于模拟计算模型的分析方法,分析地下换热器进、出口流体温度变化规律、热泵机组能效比和系统能耗特性等,并与实验监测结果进行了对比,以验证模型和分析方法的可行性,并为进一步开展更广泛的预测分析提供有效途径。

## 1 地源热泵系统基本模型建立

用于模拟计算的岩土型地源热泵系统基本模型包括地下换热器、热泵模型和水泵模型。

### 1.1 地下换热器孔井壁温控制方程

地下换热器孔井壁温是关系工作介质与周边岩土的重要参数,它表征了地下换热系统换热能

力。本文建立的地下孔井壁温度基本传热控制方程如式(1)所示,具体传热原理见文献[7-9]。

$$T_{\text{borehole}} = T_{\text{ground}} + \sum_{i=1}^n \frac{(Q_i - Q_{i-1})}{2\pi\lambda} g\left(\frac{t_n - t_{n-1}}{t_s}, \frac{r_b}{H}\right) \quad (1)$$

式中:  $T_{\text{borehole}}$  为孔井壁平均温度,  $^{\circ}\text{C}$ ;  $T_{\text{ground}}$  为土壤初始温度,  $^{\circ}\text{C}$ ;  $t$  为时间,  $\text{s}$ ;  $t_s$  为时间常数,  $\text{s}$ ;  $r_b$  为孔井半径,  $\text{m}$ ;  $H$  为孔井深度,  $\text{m}$ ;  $\lambda$  为土壤导热系数,  $\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$ ;  $Q_i$  为时间步长负荷脉冲,  $\text{W}/\text{m}$ ;  $i, n$  分别为时间步长序列与总时间步长数;  $g\left(\frac{t_n - t_{n-1}}{t_s}, \frac{r_b}{H}\right)$  为 G 函数。

### 1.2 地下换热器进、出口流体温度控制方程

地下换热器内流体平均温度和地下换热器进出口流体温度<sup>[10]</sup>可由式(2)(3)(4)给出:

$$T_f = T_{\text{borehole}} + Q_i R_{\text{total}} \quad (2)$$

式中:  $T_f$  为地下换热器内流体平均温度,  $^{\circ}\text{C}$ ;  $R_{\text{total}}$  为孔井热阻,  $\text{K} \cdot \text{m}/\text{W}$ , 由 U 型管内对流换热热阻、U 型管导热热阻和回填料导热热阻组成。

$$T_{\text{b-in}} = T_f - \frac{q_{\text{rejection}}}{2 \dot{m}_b c_p} \quad (3)$$

式中:  $q_{\text{rejection}}$  为排热量,  $\text{W}$ ;  $\dot{m}_b$  为流体质量流量,  $\text{kg}/\text{s}$ ;  $c_p$  为流体比容,  $\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ ;  $T_{\text{b-in}}$  为地下换热器进口流体温度,  $^{\circ}\text{C}$ 。

$$T_{\text{b-out}} = \frac{q_{\text{rejection}}}{2 \dot{m}_b c_p} + T_f \quad (4)$$

式中:  $T_{\text{b-out}}$  为地下换热器出口流体温度,  $^{\circ}\text{C}$ 。

### 1.3 热泵模型

根据热平衡原理,由厂家提供热泵性能参数建立简单的数学模型(供热工况)。

$$\frac{q_{\text{extraction}}}{q_{\text{heating}}} = u + v t_{\text{entering}} + w t_{\text{entering}}^2 \quad (5)$$

式中:  $q_{\text{extraction}}$  为吸热量,  $\text{W}$ ;  $q_{\text{heating}}$  为建筑物热负荷,  $\text{W}$ ;  $u, v, w$  为热泵性能参数;  $t_{\text{entering}}$  为热泵进口流体温度,  $^{\circ}\text{C}$ 。

### 1.4 水泵模型

$$N = \frac{\dot{m}_p S \rho g}{\eta} \quad (6)$$

式中:  $N$  为泵的功率,  $\text{W}$ ;  $\dot{m}_p$  为泵的流量,  $\text{m}^3/\text{s}$ ;  $S$  为泵的扬程,  $\text{m}$ ;  $\rho$  为流体的密度,  $\text{kg}/\text{m}^3$ ;  $g$  为重力加速度,  $9.8 \text{ m/s}^2$ ;  $\eta$  为泵的效率。

### 1.5 热泵机组能效比 (COP, coefficient of performance)

$$\text{COP}_1 = \frac{q_{\text{heating}}}{P_1} \quad (7)$$

式中:COP<sub>1</sub>为热泵机组能效比;P<sub>1</sub>为热泵机组输入功率,W。

### 1.6 系统能效比

$$\text{COP}_2 = \frac{q_{\text{heating}}}{P_1 + P_2 + P_3} \quad (8)$$

式中:COP<sub>2</sub>为系统能效比;P<sub>2</sub>为水泵输入功率,W;P<sub>3</sub>为用户侧耗功率,W。

## 2 实验基本装备

该地区岩土型地源热泵实验工程总建筑面积11 000 m<sup>2</sup>,地上6层,地下1层。采用岩土型地源热泵系统为建筑供热,冬季空调设计热负荷为770 kW,室内末端采用卧式暗装风机盘管,系统主要设备及参数见表1,图1为岩土型地源热泵系统示意图。地下换热器采用高密度聚乙烯管,总长度为28 400 m,孔井数为142个,单井深度100 m,孔间距为4.5 m,工程于2008年10月25日采暖期开始运行。

表1 系统主要设备及参数

Table 1 Parameters of system major equipments

设备	型号	参数	数量/台
		制热工况:热负荷996 kW, 功率227 kW	
地源热泵	YSSR900A/2	制冷工况:冷负荷910 kW, 功率170 kW	1
循环水泵	QPG100-160	流量100 m <sup>3</sup> /h,扬程32 m, 功率15 kW	2
风机盘管	NCMCW300	制冷量3365 W,功率30 W	108
风机盘管	NCMCW400	制冷量3365 W,功率36 W	19
风机盘管	NCMCW500	制冷量3365 W,功率48 W	23
风机盘管	NCMCW600	制冷量3365 W,功率80 W	7
风机盘管	NCMCW600	制冷量3365 W,功率95 W	30

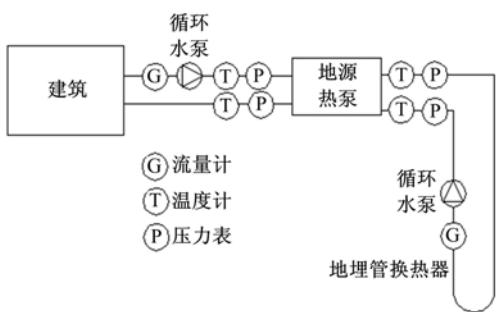


图1 岩土型地源热泵系统示意图

Fig. 1 Schematic diagram of ground-coupled heat pump system

对岩土型地源热泵系统进行数据采集及测量,主要物性参数如下:土壤导热系数为1.496

W/(m·K),土壤体积热容为2160.2 kJ/(K·m<sup>3</sup>),循环工质体积热容为3574 kJ/(K·m<sup>3</sup>),流体密度为1035 kg/m<sup>3</sup>。主要运行参数包括:地下换热器及热泵机组进、出口流体温度和流量,热泵机组和系统耗电量,室外温度。测量期间,温度每2 h记录一次,耗电量每天记录一次。

## 3 算例分析

### 3.1 建筑负荷

图2为实验地区第1年10月25日至第4年2月28日逐时室外空气温度。在此期间,室外空气温度最高值为37℃(第3年6月26日13时),最低值为-34℃(第2年12月31日2时)。图3为第1年10月25日至第4年2月28日该建筑物逐时负荷。在此期间,该建筑物热负荷最大值为504.26 kW,冷负荷最大值为898.13 kW,建筑负荷和室外空气温度变化规律基本一致。

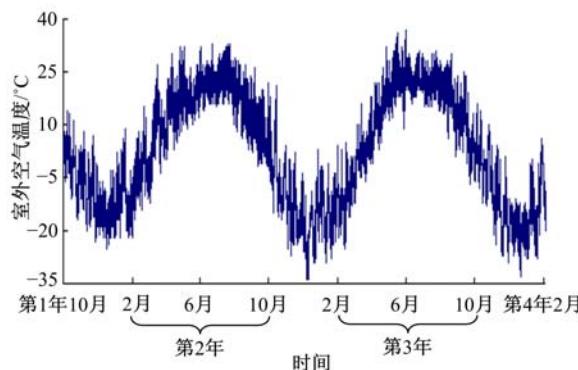


图2 室外空气温度

Fig. 2 Outside air temperature

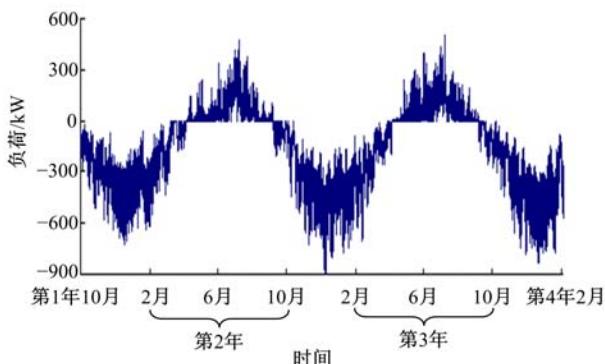


图3 建筑物负荷

Fig. 3 Building load

### 3.2 地下换热器进、出口流体温度

图4为第2~4年每年2月通过模拟计算模型得到的逐时地下换热器进、出口流体温度。第2、3、4年每年2月地下换热器平均出口流体温度

分别为  $4.91^{\circ}\text{C}$ 、 $3.38^{\circ}\text{C}$  和  $2.92^{\circ}\text{C}$ ，地下换热器平均进口流体温度分别为  $4.04^{\circ}\text{C}$ 、 $2.33^{\circ}\text{C}$  和  $1.99^{\circ}\text{C}$ ，进出口流体温度均逐年下降，其原因为严寒地区冷负荷大于热负荷导致。

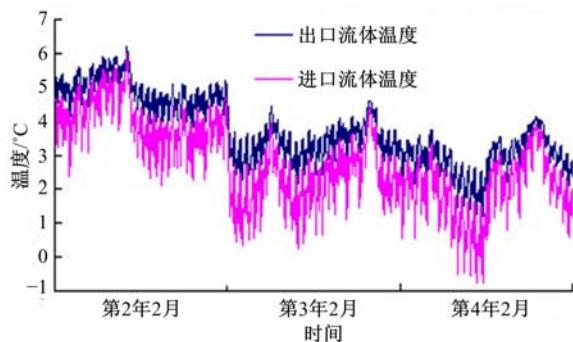


图 4 计算地下换热器进出口流体温度

Fig. 4 Calculated fluid temperature at inlet and exit of ground heat exchange

图 5 为第 2~4 年每年 2 月实测地下换热器进、出口流体温度(时间间隔 2 h)。第 2、3、4 年每年 2 月地下换热器出口平均流体温度分别为  $4.39^{\circ}\text{C}$ 、 $3.05^{\circ}\text{C}$  和  $1.96^{\circ}\text{C}$ ，地下换热器进口平均流体温度为  $3.76^{\circ}\text{C}$ 、 $1.82^{\circ}\text{C}$  和  $1.69^{\circ}\text{C}$ ，变化趋势与模拟计算模型一致，进、出口流体温度均逐年下降，模拟和实测温度平均值相差均小于  $1^{\circ}\text{C}$ 。

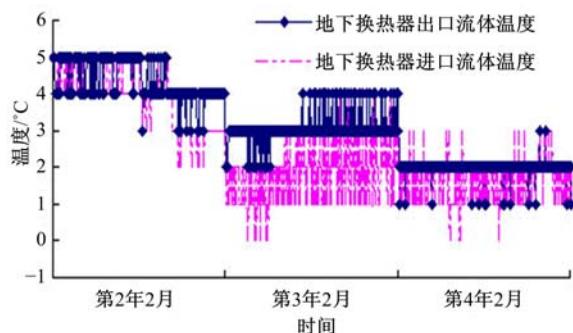


图 5 实测地下换热器进出口流体温度

Fig. 5 Measured fluid temperature at inlet and exit of ground heat exchange

图 6 为第 2、3、4 年每年 2 月实测地下换热器内流体平均温度与模拟计算温度差值。从图 6 可看出，虽然实测地下换热器内流体温度与模拟计算温度并不完全相同，但其差值范围为  $-3.01\sim1.95^{\circ}\text{C}$ ，且  $70.73\%$  的差值在  $\pm 1^{\circ}\text{C}$  内。实测和模拟温度变化规律相同，模拟计算结果和测试结果有较好的吻合度，说明该模拟计算方法可用于预测计算岩土型地源热泵系统长期运行性能。

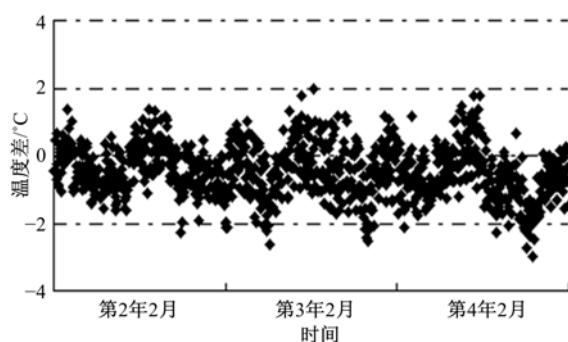


图 6 实测与模拟地下换热器内流体平均温度差值

Fig. 6 Difference of measured and calculated average fluid temperature in ground heat exchange

### 3.3 能耗分析

图 7 为第 3、4 年 2 月模拟和实测的热泵机组耗电量和地源热泵系统耗电量。第 3 年 2 月实测的热泵机组和地源热泵系统耗电量分别比模拟的相差了  $6.62\%$  和  $5.68\%$ 。第 4 年 2 月实测的热泵机组和地源热泵系统的耗电量分别比模拟的相差了  $3.38\%$  和  $5.39\%$ 。由于地下换热器内流体温度不断下降，第 4 年 2 月较第 3 年 2 月热泵机组和地源热泵系统的耗电量均增加。

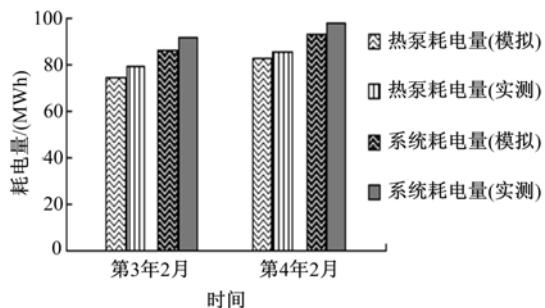


图 7 热泵机组和系统耗电量

Fig. 7 Power consumption of heat pump and system

图 8 为第 3、4 年 2 月模拟和实测的热泵机组能效比 COP 和地源热泵系统 COP。严寒地区冷

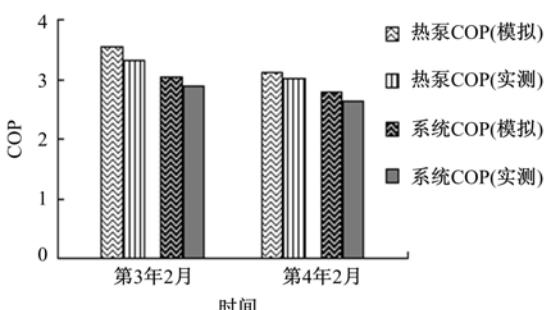


图 8 热泵机组和系统 COP

Fig. 8 COP of heat pump and system

热负荷不均,地下换热器内流体水温不断下降,第4年2月较第3年2月热泵机组和地源热泵系统COP均降低。实测结果显示,热泵机组和地源热泵系统COP分别由3.32和2.87下降到3.02和2.64。

#### 4 结束语

在地下换热器G函数理论的基础上,建立地源热泵热力系统模拟计算模型。以严寒地区岩土型地源热泵供热系统为例,采用模型计算和实验方法研究长期冬季供暖运行情况,分析地下换热器进、出口流体温度变化规律及地源热泵机组和系统的能耗及能效比。结果表明,模型计算和实验测试的地下换热器内流体温度变化规律基本一致,用两种方法得到的能耗和能效比分别吻合较好,证明了模型和分析方法可行性。同时算例也表明,对于没有采用蓄能和补能的北方寒冷地区,由于冬季供热负荷突出,冷热负荷失衡将导致地能利用系统功耗上升,地下换热器温度逐年下降,热泵和系统能效比也逐年变差。由此可知,该方法预测结果可作为地源热泵长期性能评价分析的参考依据。

#### 参考文献:

- [1] Katarzyna Zwarycz. Snow melting and heating systems based on geothermal heat pumps at goleniow airport poland[R]. Geothermal Training Programmer Reports, The United Nations University, Iceland, 2002.
- [2] Gao Q, M Li, M Yu, et al. Review of development from GSHP to UTES in China and other countries [J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2009, 13(6-7):1383-1394.
- [3] 张信树,刘泽华,陈北领,等.某写字楼地源热泵冬季供暖性能测试及节能分析[J].制冷空调与电力机械,2007,28(3):30-33.  
Zhang Xin-shu, Liu Ze-hua, Chen Bei-ling, et al. Heating performance test of the soil source heat pump in one office building in winter and analysis of its energy saving[J]. Refrigeration Air Conditioning & Electric Power Machinery, 2007, 28(3):30-33.
- [4] 江章宁,胡平放,雷飞,等.地理管地源热泵系统冬季运行测试研究[J].暖通空调,2009, 39(3):115-118.  
Jiang Zhang-ning, Hu Ping-fang, Lei Fei, et al. Measurement of operation of a GSHP system in winter[J]. Journal of HV&AC, 2009, 39(3):115-118.
- [5] 王华军,赵军,沈亮.地源热泵系统长期运行特性的实验研究[J].华北电力大学学报,2007, 34(2) : 52-54.  
Wang Hua-jun, Zhao Jun, Shen Liang. Experimental investigation on long-term performance of ground source heat pump system [J]. Journal of North China Electric Power University, 2007, 34(2):52-54.
- [6] 赵军,王华军,宋著坤,等.U型管理地换热器长期性能的实验研究与灰色预测[J].太阳能学报,2006,27(11) : 1137-1141.  
Zhao Jun, Wang Hua-jun, Song Zhu-kun, et al. Experimental and grey prediction on the long-term behavior of U-shaped ground coupled heat exchangers[J]. Acta Energiae Solaris Sinica, 2006,27(11): 1137-1141.
- [7] Spitler J D. GLHEPRO—a design tool for commercial building ground loop heat exchangers[C]// Proceedings of the Fourth International Heat Pumps in Cold Climates Conference, Aylmer, Québec, 2000.
- [8] Yavuzturk C, Spitler J D. A short time step response factor model for vertical ground loop heat exchangers[J]. ASHRAE Transactions, 1999, 105 (2): 475-485.
- [9] 齐子姝,高青,刘研,等.联供模式地下水换热器温度及其热泵效能分析[J].吉林大学学报:工学版,2012,42(2):339-343.  
Qi Zi-shu, Gao Qing, Liu Yan, et al. Analysis of temperature of underground heat exchanger and efficiency of heat pump with combined cooling and heating[J]. Journal of Jilin University(Engineering and Technology Edition), 2012,42(2):339-343.
- [10] Michopoulos A, Kyriakis N. Predicting the fluid temperature at the exit of the vertical ground heat exchangers [J]. Applied Energy, 2009, 86: 2065-2070.