联供模式地下换热器温变及其热泵效能分析

齐子姝[1,2,3], 高 青[1,3], 刘 研[1,3], 于 鸣[4]

(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 市政与环境工程学院,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:在地下换热器G函数理论基础上,建立了地源热泵热力过程计算模型。研究了地下换热器和热泵运行的基本性能,及其单供和联供的主要差异。通过计算孔井壁面温度及地下换热器进、出口流体温度,对热泵能效比、能耗等热力参数进行了对比分析。以严寒地区和夏热冬冷地区为例,结合冷热负荷需求,研究了冷热单供与联供方式对地下换热器温变和热泵效能的影响作用。

关键词:工程热物理;地源热泵;冷热联供;地下换热器;能效比

中图分类号:TK529 **文献标志码**:A **文章编号**:1671-5497(2012)02-0339-05

Analysis of temperature of underground heat exchanger and efficiency of heat pump with combined cooling and heating

QI Zi-shu[1,2,3], GAO Qing[1,3], LIU Yan[1,3], YU Ming[4]

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

Abstract: A thermodynamic calculation model was built for the ground source heat pump based on the G-function theory of the underground heat exchanger. The basic performance of the underground heat exchanger and the heat pump, and the main differences between the combined cooling and heating mode and the single mode were studied. The thermodynamic parameters, such as the coefficient of performance of the heat pump, and the energy consumption were analyzed comparatively by calculating the borehole wall temperatures and the fluid temperatures at the inlet and outlet of the underground heat exchanger. Taking the severe cold region and the hot summer and cold winter region as examples, the effects of the combined cooling and heating, and the single cooling or heating on the temperatures of the underground heat exchanger and the efficiency of the heat pump were studied in combination with the cooling and heating load demands.

Key words: engineering thermophysics; ground source heat pump; combined cooling and heating; underground heat exchanger; coefficient of performance

---

收稿日期:2011-06-18.

基金项目:国家自然科学基金项目(41072198);吉林省教育厅项目([2012]第207号).

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

通信作者:高青(1961-),男,教授,博士生导师.研究方向:清洁能源及其高效利用.E-mail:gaoqing@jlu.edu.cn

国外对地源热泵系统开展研究及应用较早,欧洲主要是利用地下换热系统实现冬季供暖,美国 46%的地源热泵采用垂直闭环系统,大多是利用竖埋 U 型管进行冬夏冷热联供[1]。20 世纪末,吉林大学研究人员在实验示范系统上开展了单供与联供实验研究,发现冬季供热单运行后地温将逐年降低[2]。重庆大学同时期开展了夏季供冷的单运行实验,其过渡季末地温比初始地温高出 2 ℃左右[3]。后来,一些研究者又利用模拟计算研究动态负荷及间歇负荷对埋管内流体温度及土壤源热泵系统特性的影响[4-5],结果表明间歇负荷和冷热联供控制技术有效使地下温度得到恢复,对地能系统具有非常重要的实用价值。

鉴于实验研究的局限性和实验周期长的不利影响,本文作者在地下换热器 G 函数理论基础上,结合热泵性能参数,建立系统运行模拟计算模型,结合建筑物实际需求负荷,利用叠加原理作用于地下换热器,计算动态负荷下的孔井壁面温度,以及 U 型管地下换热器的进、出口流体温度,从而实现热泵能效比、能耗和相关热力参数计算分析,开展逐年热力性能分析与研究。

1 基本模型建立

地下岩土型地源热泵系统数值模型分析中,最关键的基本模型包括地下换热器和热泵模型的数学表征。

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与工作介质与周边岩土的性质相关的重要参数,它表征了地下换热系统的换热能力。Eskilson 曾建立二维瞬态有限差分方程求解单个竖孔井壁的温度场,假定孔井周围的土壤特性是均匀一致的,且忽略 U 型管与回填料的热容,认为孔井壁的温度场是各相邻孔井壁温度场相互叠加的结果,提出 G 函数来描述地下孔井壁对冷热负荷的响应[6-7],将冬夏季负荷分解为一系列的冷热负荷脉冲作用于地下孔井壁,通过对各负荷脉冲的响应因子 G 函数进行叠加。基于以上传热概念,建立的地下孔井壁温度基本传热控制方程如下:

$$T_b = T_g + \sum_{i=1}^{n} \frac{(Q_i - Q_{i-1})}{2\pi\lambda} g\left(\frac{t_n - t_{i-1}}{t_s}, \frac{r_t}{H}\right) \tag{1}$$

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

1.2 地下换热器管内流体温度控制方程

地下换热器内流体平均温度和地下换热器出口流体温度[8]可由式(2)和(3)得出:

$$T_f = T_b + Q_i R_t \tag{2}$$

式中:T_f 为地下换热器内流体平均温度,℃;R_t 为孔井热阻,K/(W·m^{-1}),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。

$$T_{be} = \frac{q_r}{2\dot{m} c_p} + T_f \tag{3}$$

式中:q_r 为排热量,W;$\dot{m}$ 为流体质量流量,kg/s;c_p 为流体比容,kJ/(kg·K);T_{be} 为地下换热器出口流体温度,℃。

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。

制冷工况:

$$\frac{q_r}{q_c} = a + bt_e + ct_e^2 \tag{4}$$

式中:q_c 为建筑物冷负荷,W;a,b,c 为热泵性能参数;t_e 为热泵进口流体温度,℃。

供热工况:

$$\frac{q_e}{q_h} = u + vt_e + wt_e^2 \tag{5}$$

式中:q_e 为吸热量,W;q_h 为建筑物热负荷,W;u,v,w 为热泵性能参数。

2 算例运行分析

地源热泵系统冷热联合运行这种经济运行方式对岩土型地源热泵尤为重要。冬季供暖和夏季制冷的联合运行利用地下冷热负荷的互补,实现能量补充,有利于地温的季节性恢复,保证理想的地下温度,提升热泵效能。以我国严寒地区和夏热冬冷地区为例,选择建筑物规模、形式和功能相同的建筑,开展冷热联供和单供比较分析,研究热泵系统的逐年热力性能。

2.1 算例 1:严寒地区(Severe cold region,SC)

本算例为中国严寒地区某一公共建筑,建筑

总面积约为 5000 m²，地下换热器由 8×8，共 64 孔井组成，每孔井 150 m 深，井间距 4.5 m。热泵与地下换热器组成系统向建筑物室内供热或制冷，在相同负荷条件下连续运行 20 年。制定了两种运行模式，即 SC1 为单供热负荷运行模式，SC2 为冷热联供运行模式（冷负荷：热负荷＝1：5.11）。图 1 为两种模式下建筑月负荷总量和峰值负荷。

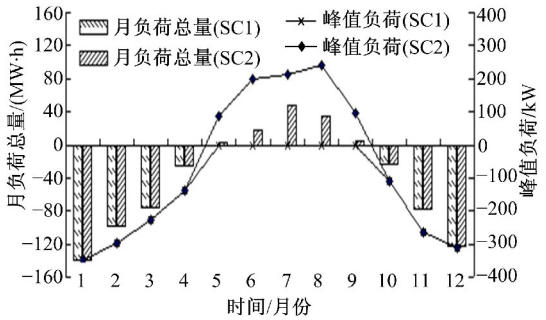


图 1　建筑物负荷(SC)

Fig. 1　Building load(SC)

2.2　SC 地区结果比较分析

2.2.1　地下换热器出口流体平均温度

根据选取的热泵性能参数，建立了岩土型地源热泵系统多年运行模拟计算模型。由于严寒地区热负荷远大于冷负荷，从图 2 可以看出，在两种运行模式下，地下换热器出口流体平均温度均成逐年下降趋势。经过 20 年的运行，SC1 单供热负荷运行模式下，地下换热器流体的月平均温度的最高值和最低值分别为 0.19 ℃和－4.36 ℃，温度明显过低，若不采取辅助设备或措施，整个系统将无法正常运行。SC2 冷热联供运行模式下，地下换热器流体的月平均温度的最高值和最低值分别为 5.52 ℃和－1.27 ℃。

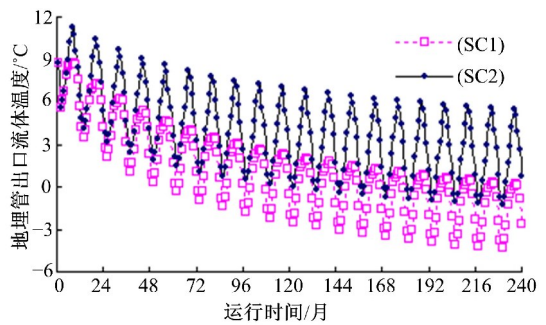


图 2　地下换热器出口流体温度(SC)

Fig. 2　Fluid temperature at the exit of underground heat exchanger(SC)

2.2.2　热泵能效比(Coefficient of performance，COP)

图 3 为两种运行模式下的冬季热泵的能效比。在 20 年的运行中，随着地下换热器出口流体温度不断下降，冬季热泵能效比也逐年下降。SC1 单供热负荷运行模式下 COP 范围为 3.29～2.92，平均 COP 为 3.05；，SC2 冷热联供运行模式下的冬季 COP 的范围为 3.32～3.01，平均 COP 为 3.17，较 SC1 模式提高了 4%。

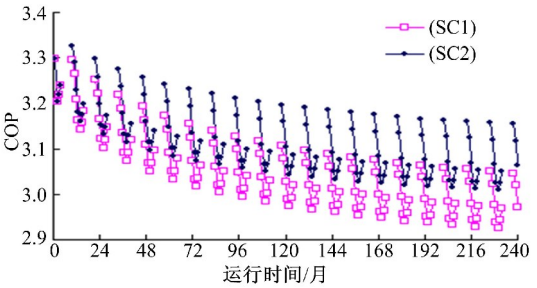


图 3　热泵能效比(SC)

Fig. 3　COP of heat pump(SC)

2.2.3　热泵耗电量

表 1 为两种运行模式下第 1 年和第 20 年热泵耗电量。第 1 年，两种模式冬季热泵耗电量几乎相同，由于 SC2 冷热联供夏季向建筑物供给冷负荷，土壤和流体温度升高，故 10 月份后耗电量较 SC1 单供热负荷模式略有下降。全年 SC2 较 SC1 总耗电量增加了 9.33%。第 20 年，随着地下出口流体温度不断下降，两种工况下，冬季热泵耗电量都明显增加，全年 SC2 较 SC1 总耗电量仅增加了 4.91%。全运行周期 20 年内，冷热联供运行比单供热负荷模式多耗电 6.16%。

表 1　SC 地区热泵耗电量

Table 1　Heat pump power consumption　MWh

月份	第 1 年		第 20 年	
	SC1	SC2	SC1	SC2
1	42.41	42.41	47.59	46.24
2	30.39	30.39	33.29	32.37
3	23.32	23.32	25.51	24.81
4	7.52	7.52	8.20	7.98
5	0	0.52	0	0.46
6	0	2.70	0	2.41
7	0	7.19	0	6.39
8	0	5.38	0	4.77
9	0	0.76	0	0.67
10	6.93	6.87	7.50	7.24
11	23.67	23.49	25.59	24.78
12	38.00	37.75	41.02	39.80

2.3 算例 2:夏热冬冷地区(Hot summer and cold winter region,HSCW)

以中国夏热冬冷地区为例,建筑物规模、形式和功能与前述选取建筑物相同。热泵与地下换热器组成系统向建筑物室内供热或制冷,在相同负荷条件下连续运行 20 年。制定了 3 种运行模式,HSCW1 为单供冷负荷运行模式、HSCW2 为低热负荷(热负荷∶冷负荷=1∶3.9)联供运行模式、HSCW3 为高热负荷(热负荷∶冷负荷=1∶1.3)联供运行模式。图 4 为 3 种模式下建筑月负荷总量和峰值负荷。

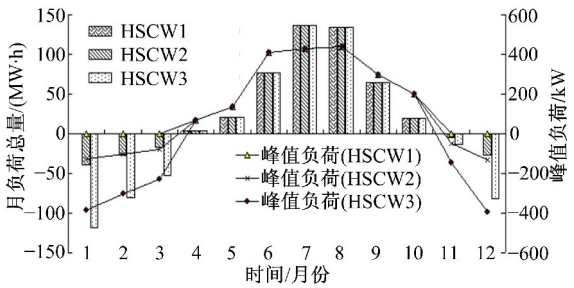


图 4 建筑物负荷(HSCW)

Fig. 4 Building load(HSCW)

2.4 HSCW 地区计算结果比较分析

2.4.1 地下换热器出口流体平均温度

夏热冬冷地区冷负荷远大于热负荷。从图 5 可以看出,在 3 种运行模式下,地下换热器平均出口流体温度均呈逐年上升情况。经过 20 年的运行,HSCW1 单供冷负荷运行模式,地下换热器流体的月平均温度的最高值和最低值分别为 47.78 ℃和 37.61 ℃,其温度明显过高,若不采取措施,整个系统将无法正常运行。HSCW2 低热负荷联供运行,地下换热器流体的月平均温度的最高值和最低值分别为 44.56 ℃和 33.27 ℃,HSCW3 高热负荷联供运行,地下换热器流体的月平均温度的最高值和最低值分别为 38.42 ℃和 25.00 ℃,显然其温度更有利于系统正常运行。

2.4.2 热泵能效比

图 6 为 3 种运行模式下的热泵能效比。在 20 年的运行中,随着地下换热器出口流体温度不断上升,热泵能效比逐年下降。第 20 年,HSCW1 单供冷负荷运行模式的 COP 的范围为 2.53～3.28,HSCW2 低热负荷联供运行模式的 COP 的范围为 2.74～4.29,HSCW3 高热负荷联供运行的 COP 的范围为 3.21～4.41。在夏季工况下,由于 HSCW1 无热负荷,故能效比最低。

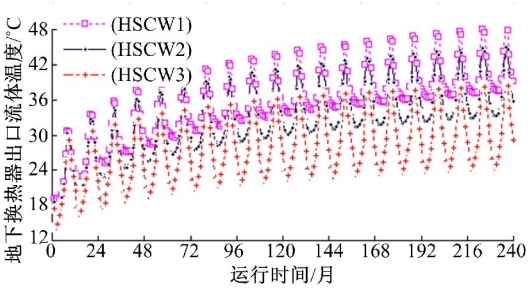


图 5 地下换热器出口流体温度(HSCW)

Fig. 5 Fluid temperature at the exit of the underground heat exchanger(HSCW)

HSCW3 与 HSCW2 相比,夏季 COP 较高,冬季 COP 偏低,原因是其冬季热负荷较大,更利于地温恢复,地下内流体温度较低适合夏季运行。全运行周期 20 年内,HSCW1、HSCW2、HSCW3 的 COP 平均值分别为 3.37、3.76、3.97,与单供冷负荷相比,低热负荷和高热负荷 COP 分别增加了 11.6%和 16.7%。

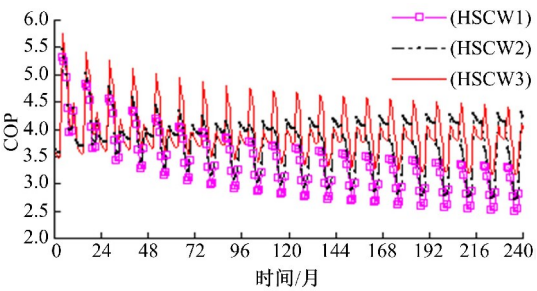


图 6 热泵能效比(HSCW)

Fig. 6 COP of heat pump(HSCW)

2.4.3 热泵耗电量

表 2 为 3 种运行模式下第 1 年和第 20 年的热泵耗电量。夏季工况下,第 20 年和第 1 年对比,由于地下内流体温度升高,故热泵耗电量均增大,HSCW1 单供冷负荷运行模式耗电量增大的最多,其次为 HSCW2 低热负荷联供模式、HSCW3 高热负荷联供模式。冬季工况下,HSCW3 热负荷较大,耗电量明显大于前 2 种工况,但第 20 年和第 1 年对比,由于管内流体温度升高,耗电量减少。在全周期 20 年内,与单供冷负荷相比,低热负荷和高热负荷耗电量分别增加了 13.85%和 46.23%。

显然,通过严寒地区和夏热冬冷地区为例分析可知,连续多年单向负荷运行,会改变地下均衡温度,导致热泵系统耗能增加,COP 明显降低。解决的方法之一就是适当开展冷热联供运行,通过冷热负荷的地下能量补充,缓解土壤温度不断

偏离初始温度，提升热泵运行效能。对于严寒地区，供热负荷较大，夏季可通过冷负荷运行，实现夏季热量的地下补充。相反，对于夏热冬冷地区，通常冷负荷远大于热负荷，可采取适当增加冬季供热负荷，减低地下温度升高程度，保证有利的综合运行效率。

表 2　HSCW 地区热泵耗电量

Table 2　Heat pump power consumption　MWh

月份	第 1 年			第 20 年		
	HSCW1	HSCW2	HSCW3	HSCW1	HSCW2	HSCW3
1	0	10.86	32.91	0	9.43	30.45
2	0	7.56	23.35	0	6.54	21.26
3	0	4.91	15.13	0	4.26	13.78
4	0.74	0.72	0.68	1.19	1.08	0.89
5	3.97	3.92	3.82	6.35	5.83	4.94
6	15.56	15.37	15.00	24.73	22.76	19.36
7	31.33	30.96	30.25	49.56	45.70	38.98
8	34.12	33.74	33.00	53.64	49.50	42.29
9	16.36	16.16	15.79	25.51	23.56	20.16
10	4.55	4.49	4.39	7.02	6.50	5.58
11	0	1.22	3.71	0	1.08	3.42
12	0	7.29	22.22	0	6.45	20.54

3　结束语

本工作结合建筑物客观需求负荷，研究冷热联供运行地下换热器温变和热泵效能问题。同时利用数值模拟分析手段，提出地源热泵模型分析方法，一方面为工程设计和运行预测提供途径；另一方面通过算例比较分析，诠释合适的冷热联供的有效作用。严寒地区和夏热冬冷地区算例结果表明，冷热单供与联供方式对地下换热器温变和热泵效能具有显著影响作用，它为提倡冷热联供及其最佳控制奠定理论基础。

参考文献：

[1] Gao Q, Li M, Yu M, et al. Review of deuelopment from GSHP to UTES 1h China and other countries [J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2009,13(6/7):1383-1394.

[2] 高青，李明，于鸣，等. 间歇性地温恢复增强传热试验研究[C]// 中国工程热物理学会传热传质学术会议论文集，上海，2002.

[3] 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.
Wang Yong, Liu Xian-ying, Fu Xiang-zhao. Experiment of ground-source heat pump and underground energy storage system[J]. HV&AC, 2003, 33(5): 21-23.

[4] 于凤菊，丁良士. 动态负荷分布对土壤源热泵系统的影响[C]// 全国暖通空调制冷 2004 年学术年会资料摘要集(2)，兰州，2004.

[5] 高青，李明，乔广，等. 间歇过程地温恢复特性及其规律模拟计算分析[J]. 热科学与技术，2004，3(3)：224-228.
Gao Qing, Li Ming, Qiao Guang, et al. Restorative characteristics of ground temperature and simulation analysis of behavior[J]. Journal of Thermal Science and Technology, 2004, 3(3): 224-228.

[6] 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.

[7] Yavuzturk C, Spitler J D. A short time step response factor model for vertical ground loop heat exchangers[J]. ASHRAE Transactions, 105(2): 475-485.

[8] Michopoulos A, Kyriakis N. Predicting the fluid temperature at the exit of the vertical ground heat exchangers[J]. Applied Energy, 2009, 86: 2065-2070.