

地源热泵与冰蓄冷耦合系统的运行模拟

上海交通大学 董兴杰[☆] 谷 波

杭州华电华源环境工程有限公司 叶水泉 陈永林 雷炳成

浙江省空调蓄能与建筑节能技术重点实验室 刘 辉 刘月琴

摘要 建立了地源热泵土壤换热的柱热源模型。经过有限差分的数值模拟,分析了地源热泵系统与冰蓄冷耦合前后地下温度场以及冷却水进出水温度的变化,得出了地源热泵耦合冰蓄冷系统的性能特点和设计要点。

关键词 地源热泵 土壤换热 模型 冰蓄冷

Operation simulation of ground-source heat pump combined with ice thermal storage system

By Dong Xingjie[★], Gu Bo, Ye Shuiquan, Chen Yonglin, Lei Bingcheng, Liu Hui and Liu Yueqin

Abstract Develops a cylindrical heat source model of soil heat transfer of ground-source heat pump (GSHP). By numerical simulation of finite difference, achieves the variation curve of entering and leaving temperature of cooling water and ground temperature field of GSHP system before and after coupled with ice thermal storage system. Obtains the performance characteristics and design points of GSHP coupled with ice thermal storage system.

Keywords ground-source heat pump, soil heat exchange, model, ice thermal storage

★ Shanghai Jiaotong University, Shanghai, China

①

1 背景

随着全球变暖问题的日益严重,低碳经济、节能减排已逐渐深入到我们经济生活的各个领域。在部分大城市,空调能耗已经占到建筑总能耗的40%~60%^[1],空调节能减排是全社会节能减排的一个重点。

由于地源热泵地下换热复杂,在设计地源热泵与冰蓄冷系统相耦合的系统时,必须认真分析地下换热情况。耦合冰蓄冷后,地源热泵系统向地下排热强度降低,排热时间加长,总排热量略有增加。地下打井与埋管设计是否合理是地源热泵系统成败的关键,设计余量太大,会大大增加系统的初投资;如果埋管数量太少,可能导致热泵系统无法运行或者运行效率低。

那么,耦合冰蓄冷后,地埋管系统应该怎么设计呢?有人认为,耦合冰蓄冷可以使制冷机组容量

减小1/3,因此可以减少地埋管数量1/3;也有人认为,耦合冰蓄冷,夏季总排热量增加约1/4,因此必须增加地埋管数量1/4。GB 50366—2009《地源热泵系统工程技术规范》关于埋管数量的计算考虑了制冷运行份额,因冰蓄冷热泵运行时间长,因此在地源热泵机组的额定冷负荷相同的情况下,计算出的地埋管总长度将增加。由于该计算仅仅考虑了热泵机组运行时间的影响,计算结果与实际情况仍然存在差距。

《地源热泵系统工程技术规范》中以地源热泵

①☆ 董兴杰,男,1972年11月生,硕士研究生,高级工程师
310030 杭州市西湖科技园区西园1路10号杭州华电华源
公司研发部
(0571) 85246902
E-mail: dongxingjie@china-yuan.com
收稿日期:2010-03-30

机组的额定冷负荷作为埋管长度计算的基础,实际地下换热能力不仅与某时刻系统排热量有关,而且与前一小时、前一天、前一个月甚至前几年有关。因此,在按《地源热泵系统工程技术规范》计算的基础上,还必须进行全年负荷模拟计算。

2 土壤换热模型

土壤作为含湿的多孔介质,其传热和传湿较为复杂。国际上现有的地埋管换热器传热模型大多采用纯导热模型,忽略了含湿多孔介质中对流及水分迁移的影响,大体上可分为两大类^[2]。

第一类是以热阻概念为基础的半经验性设计计算模型,主要根据冷热负荷估算地埋管换热器所需的埋管长度。国际地源热泵学会 IGSHAP 模型的影响最大,1948 年,Ingersoll 和 Plass 在 Kelvin 线热源理论的基础上提出了线热源模型,是北美确定地埋管换热器尺寸的标准方法。实际利用该模型计算结果一般会偏大 10%~33%^[3]。《地源热泵系统工程技术规范》中基本参考了 IGSHAP

$$\frac{\partial^2 t}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial t}{\partial r} = \frac{1}{a} \frac{\partial t}{\partial \tau} \quad r_w < r < r_e (\text{位于中间部分的地埋管}), r > r_w (\text{独立地埋管}) \quad (1)$$

$$-2\pi\lambda_{\text{soil}} r \frac{\partial t}{\partial r} = q(\tau) \quad r = r_w \quad (2)$$

$$\frac{t_f - t_w}{R_w} = q(\tau) \quad (3)$$

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial t}{\partial r} &= 0 \quad r = r_e (\text{位于中间部分的地埋管}) \\ t &= t_{\text{ini}} \quad r \rightarrow \infty (\text{独立地埋管}) \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

式(1)~(4)中 t 为土壤温度,℃; a 为热扩散率, m^2/s ; τ 为运行时间, s ; r_w 为井孔半径, m ; r_e 为井影响当量半径, m ; λ_{soil} 为土壤平均导热系数, $\text{W}/(\text{m} \cdot ^\circ\text{C})$; $q(\tau)$ 为 τ 时刻的排热功率,取热为负, W/m ; t_f 为管内平均温度,℃; t_w 为钻孔井壁温度,℃; R_w 为井孔热阻, $\text{m} \cdot ^\circ\text{C}/\text{W}$; t_{ini} 为土壤初始温度,℃。

式(1)~(4)完整描述了地下换热微分方程、边界条件和初始条件。通过建立差分方程,输入土壤初始温度、系统逐时排热量与取热量、管井内部结构性能参数、管内流动参数等即可求出土壤内各点温度变化曲线以及地埋管进出水温度变化曲线。

3 地源热泵耦合冰蓄冷的分析比较

假定某空调项目尖峰负荷为 521 kW,逐时负荷分布如图 1 所示。采用冰蓄冷系统,制冷机容

模型。但是线热源模型没有考虑钻井孔内部几何尺寸大小、热物性和流体流量。1984 年, Kavanaugh 根据 Ingersoll 等人改进的柱热源理论^[4],建立了地埋管(柱热源)到周围土壤的温度随时间变化的柱热源模型,得到了地埋管周围无限土壤介质中的温度分布。

第二类方法是以离散化数值计算为基础的热传导模型,可以考虑比较接近现实的情况,用有限差分法或有限元法来求解土壤温度分布场。如 Eskilson 模型——线源混合解法、Hellstrom 模型——混合解法、VCMei 模型——有限差分法、Muraya 模型——有限元法、Yavuzturk——有限容积法等^[5-6]。

本文将引用柱热源模型并用显式差分方程进行数值求解。该模型的数学描述如下^[7-8]。

将地埋管简化成一个当量圆柱,地埋管外径处为常热流密度的柱热源,假定土壤初始温度均匀,土壤物性参数恒定,各向同性,得到如下方程:

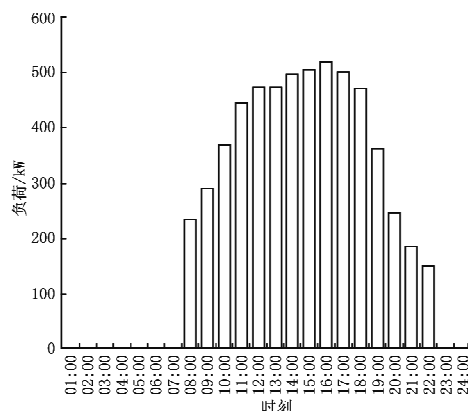


图 1 空调逐时负荷分布

量只需 292 kW,运行策略如图 2 所示。假定制冷机在制冷工况和制冰工况时的 COP 分别为 5 和 3.5,则采用常规地源热泵系统和地源热泵耦合冰蓄冷系统地下逐时排热值的比较如图 3 所示。常规地源热泵系统尖峰负荷排热速率为 625.2 kW,全天累计排热量为 6 885.6 kWh;地源热泵耦合冰蓄冷系统尖峰负荷排热速率为 350.4 kW,全天累计排热量为 7 377.4 kWh。地源热泵耦合冰蓄冷后地下排热强度减小了 44%,总排热量增加了 7%。

假定某地源热泵项目地埋管参数如下:100 口

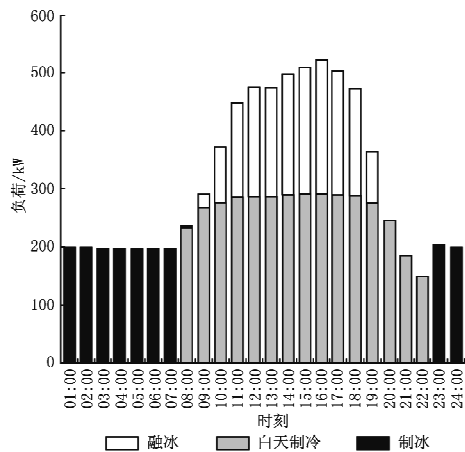


图2 冰蓄冷系统运行策略

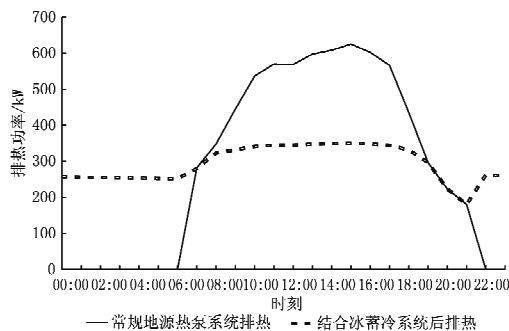


图3 常规地源热泵系统与耦合冰蓄冷系统后的排热比较

井, 100 m 深, 双 U 形管, 间距 4 m, 土壤初始温度 17 °C, 土壤平均导热系数 2.25 W/(m·°C), 土壤平均热扩散率 $8.10185 \times 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}$, 模拟时假定每天负荷相同, 连续运行 120 d, 按照上述柱热源模型, 以土壤初始温度为 17 °C 开始进行模拟, 得到常规地源热泵系统和与冰蓄冷相耦合地源热泵系统的埋管进出水平均温度如图 4, 5 所示。

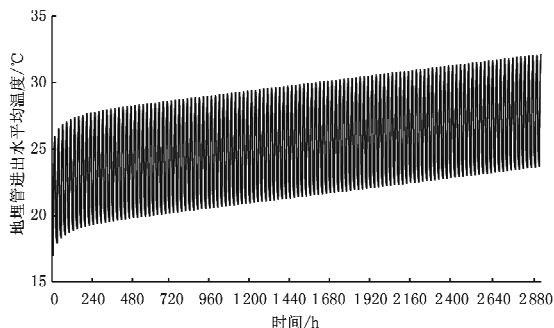


图4 常规地源热泵系统埋管进出水平均温度

从图 4, 5 可以看出, 在使用相同埋管的情况下, 常规地源热泵系统埋管进出水平均温度在运行 4 个月后达到 32.1 °C, 耦合冰蓄冷后, 最高为 28.7

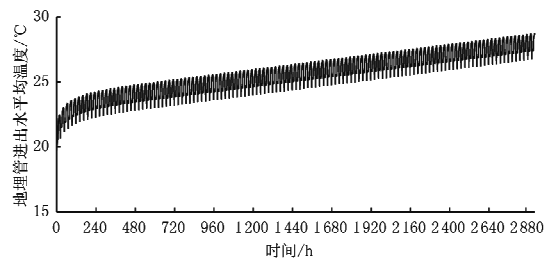


图5 地源热泵与冰蓄冷相耦合系统埋管进出水平均温度

°C, 系统效率更高。如果以最不利情况作为设计依据, 达到与不耦合冰蓄冷同样效果, 则只需 75 口井, 此时埋管进出水平均温度曲线如图 6 所示。

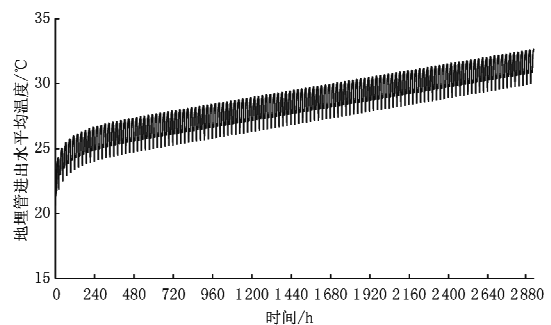


图6 地源热泵与冰蓄冷相耦合系统埋管进出水平均温度(减少井数后)

根据以上分析, 在同样满足最不利条件下, 耦合冰蓄冷可减少 25% 的打井数量, 却使得冰蓄冷总排热量增加, 因此土壤平均温度升高较快, 如图 7 所示。如果打井位置足够, 适当增加冰蓄冷打井的井间距, 减少井周围土壤平均温度的上升速度, 打井数量还可以减少更多。

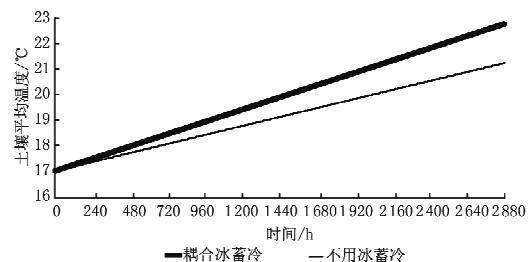


图7 埋管周边土壤平均温度变化曲线

4 结论

4.1 对于只有白天有空调负荷的建筑, 常规地源热泵系统由于埋管周围土壤温度的恢复, 在上午有一段时间冷却水温度较低, 但很快由于排热强度大, 冷却水温度迅速上升; 与冰蓄冷耦合后, 由于夜间制冰不间断地向土壤排热, 冷却水温度变化非常平缓。

4.2 由于冰蓄冷系统总排热量大,因此在运行数月后土壤平均温度较高,因此,建议设计地源热泵与冰蓄冷耦合的项目时,在减少打井数量的同时,最好适当加大打井间距。

4.3 总的看来,由于耦合冰蓄冷后排热强度减小,采用同样的埋管冷却水在大多数情况下温度较低,有利于提高热泵效率,或者在保证相同的效率下可以减少地埋管井数。

4.4 耦合冰蓄冷后,减少地埋管数量不能完全根据热泵机组容量来确定,因为总排热量不仅没有与热泵机组容量同比例减小,反而有所增加,具体埋管数量最好对系统进行全年模拟后确定。

4.5 耦合冰蓄冷后,向土壤排热的总量增加,土壤平均温度升高,对于寒冷地区,有利于热泵冬季运行;对于温暖地区,夏季应考虑配置冷却塔,或系统增加热回收装置,以保持冬夏的热平衡^[9-11]。

4.6 对于温暖地区,由于夏季冷负荷远大于冬季热负荷,常规地源热泵系统必须按照夏季负荷配置热泵机组,机组容量较大,如果与冰蓄冷耦合,机组容量减少约 1/3,机组大部分时间在高负荷率下运行,运行平稳,机组容量也不会造成冬季太大的富余^[10]。

4.7 由于缺少实际运行负荷,本文模拟的是夏季设计日负荷连续运行 120 d,实际每天的负荷都不一样。对于常规地源热泵系统,根据负荷很容易计算出排热量随时间的变化规律;耦合冰蓄冷后,各时刻的排热量还与冰蓄冷系统运行策略有关。笔者已经开发出根据负荷自动生成冰蓄冷运行策略的冰蓄冷模拟运行软件,如果将这个软件融入地源热泵全年模拟运行中,即可得到地源热泵系统全年地埋管进出水温度变化曲线(可连续模拟 20 a),只要在模拟运行中,地埋管进出水温度的最高值和最低

值在设计要求的上下限之内,地埋管设计即满足要求。

参考文献:

- [1] 孙涛. 置换通风与混合通风系统的比较研究[J]. 节能, 2006(8): 14-16
- [2] 马最良. 地源热泵系统设计与应用[M]. 北京:机械工业出版社, 2005
- [3] Cane R L D, Forgas D A. Modeling of ground-source heat pump performance [G]//ASHRAE Trans, 1991, 97(1): 909-925
- [4] Deerman J D, Kavanaugh S P. Simulation of vertical U-tube ground-coupled heat pump systems using the cylindrical heat source solution[G]//ASHRAE Trans, 1991, 97(1): 287-295
- [5] 范蕊, 马最良. 地埋管换热器传热模型的回顾与改进[J]. 暖通空调, 2006, 36(4): 25-29
- [6] 刘宪英, 胡鸣明, 魏唐棣. 地源热泵地下埋管换热器传热模型的综述[J]. 重庆建筑大学学报, 1999, 21(4): 105-111
- [7] 李新国, 赵军, 周倩. 埋地换热器理论模型与周围土壤温度数值模拟[J]. 太阳能学报, 2004, 25(5): 704-707
- [8] 涂爱民, 董华, 杨卫波, 等. 基于圆柱源理论模型的 U 型埋管换热器的模拟研究[J]. 太阳能学报, 2006, 27(3): 259-264
- [9] 王勇, 刘宪英, 付祥钊, 等. 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
- [10] 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
- [11] 张春蕾, 贺伟, 王随林, 等. 地源热泵与冰蓄冷联合运行模式的探讨[J]. 暖通空调, 2008, 38(2): 122-124

(上接第 31 页)

培训,但实际上较难实现。根据笔者多年的经验,建议用户采用专业化托管。这样既可减少对专业运行人员的培训依赖性,又可发挥专业管理公司的技术密集型管理的优势,减少管理费用,使蓄冷空调系统发挥更大的作用。

参考文献:

- [1] 中国有色工程设计研究总院. GB 50019—2003 采暖通风与空气调节设计规范[S]. 北京:中国计划出

版社, 2004

- [2] 中国建筑标准设计研究院. 全国民用建筑工程设计技术措施 暖通空调·动力[M]. 北京:中国计划出版社, 2009
- [3] Dorgan C E, Elleson J S. Design guide for cool thermal storage[M]. USA:ASHRAE, 1994
- [4] 周谟仁. 流体力学泵与风机[M]. 北京:中国建筑工业出版社, 1985