



江阴市某建筑地源热泵系统性能的数值模拟

刘广平^{1, 2, 3, 4}, 骆超^{1, 2, 3}, 龚宇烈^{1, 2, 3}, 邱泽晶^{5, 6}, 郑鑫^{5, 6}

(¹中国科学院广州能源研究所, 广东 广州 510640; ²中国科学院可再生能源重点实验室, 广东 广州 510640; ³广东省新能源和可再生能源研究开发与应用重点实验室, 广东 广州 510640; ⁴中国科学院大学, 北京 100049; ⁵南瑞集团公司(国网电力科学研究院), 江苏 南京 211000; ⁶南瑞(武汉)电气设备与工程能效测评中心, 湖北 武汉 430074)

摘要: 针对江阴市某建筑的地源热泵系统, 利用 TRNSYS 软件, 分别模拟不同埋管深度和不同冷热负荷比情况下, 运行 30 年土壤平均温度的变化情况, 分析了冬夏季供暖空调期内系统性能系数 COP 及热泵机组部分负荷率的变化情况, 模拟结果表明, 100m 埋管深度比 60m 和 80m 埋管深度温度波动较小且温降较小, 稳定性较好; 在分别只满足热负荷和冷负荷需求的情况下, 土壤平均温度分别下降了 2.67℃ 和上升了 2.15℃, 而在满足冷热负荷需求时温度只下降了 0.66℃, 此时系统的稳定性最好; 热泵机组供暖空调期内系统的供暖平均 COP 为 2.75, 制冷平均 COP 为 3.28, 热泵机组部分负荷率处于较低水平, 这也导致了系统全年的 COP 偏低的现象。该别墅的地源热泵系统的数值模拟结果为长江三角区地源热泵系统工程提供了技术支撑。

关键词: 再生能源; 地源热泵; 数值模拟; 地埋管换热器; 性能系数; 稳定性

中图分类号: TK529

文献标志码: A

文章编号: 1000-6613(2017)11-4037-06

DOI: 10.16085/j.issn.1000-6613.2017-0120

The ground source heat pump numerical simulation of a building in Jiangyin

LIU Guangping^{1, 2, 3, 4}, LUO Chao^{1, 2, 3}, GONG Yulie^{1, 2, 3}, QIU Zejing^{5, 6}, ZHENG Xin^{5, 6}

(¹Guangzhou Institute of Energy Conversion, Chinese Academy of Sciences, Guangzhou 510640, Guangdong, China;

²Key Laboratory of Renewable Energy, Chinese Academy of Science, Guangzhou 510640, Guangdong, China;

³Guangdong Key Laboratory of New and Renewable Energy Research and Development, Guangzhou 510640, Guangdong, China; ⁴University of Chinese Academy of Sciences, Beijing 100049, China; ⁵Nari Group Corporation(State Grid Electric Power Research Institute), Nanjing 211000, Jiangsu, China; ⁶Nari(Wuhan) Electrical Equipment & Engineering Efficiency Evaluation Center, Wuhan 430074, Hubei, China;

Abstract: This paper introduces the ground-source heat pump for a construction in Jiangyin. Using the software of TRNSYS, the underground soil average temperature in 30 years was simulated under the different depths and ratios of cooling and heating loads. The annual trend of COP of the system and part load ratio of heat pump unit in heating and cooling period werer analyzed. The result showed that the performance of buried pipe at 100m depth had a smaller temperature drop and fluctuation than that at 80m and 60m depths. So the deeper the buried pipes were, the more stable of soil average temperatures were. To meet the demand of heating load only, the soil average temperature fell by 2.67℃, while the soil average temperature increased by 2.15℃ to meet the demand of cooling load nly. If to meet the demand of both heating and cooling loads, the soil average temperature fell by just 0.66℃. The averaged COP of the heat pump system was 3.28 in the summer and 2.75 in the winter; and

收稿日期: 2017-01-19; 修改稿日期: 2017-07-03。

基金项目: 国家电网公司科学技术项目(SGTYHT/15-JS-191)。

第一作者: 刘广平(1991—), 男, 硕士研究生。联系人: 龚宇烈,

博士, 研究员, 研究方向为地热能的能量转换技术。E-mail: gongyl@ms.giec.ac.cn。

the part load ratio of heat pump unit was low, which resulted in the lower COP of the system. The simulation results provided the basic data for the heat pump project in Yangtze River area.

Key words: renewable energy; ground-source heat pump; numerical simulation; ground heat exchanger; coefficient of performance (COP); stability

地埋管地源热泵因其节能、环保的特点，目前在我国的已得到广泛应用。1912 年，瑞士 ZOELLY 首次提出利用浅层地热能作为热泵系统低温热源的概念，并申请了专利，这标志着地源热泵系统的问世。至 1948 年，ZOELLY 的专利技术才真正引起人们普遍的关注，尤其在美国和欧洲各国，开始重视此项技术的理论研究。在政策推动下，我国地源热泵市场发展迅速。总体来说，地源热泵应用面积从 2005 年 3000 万平米，增长到 2014 年 3.6 亿平米，呈爆发式发展状态；从地区发展水平来说，目前我国的地源热泵市场主要集中在山东、北京、辽宁、河北等地，而在东南部地区，地源热泵技术的应用较少^[1]。

地源热泵系统的研究主要集中在对地下埋管换热器传热传质的研究^[2-3]和对地源热泵系统运行性能的研究^[4]。汪洪军等^[5]和魏唐棣等^[6]研究了地源热泵机组冬季运行性能，但缺乏对夏季空调时的机组性能研究以及这两种运行模式下的对比研究。曹馨雅^[3]研究了地源热泵系统冷热负荷的不平衡率对土壤平均温度的影响，提出了系统设计前应先考虑系统长期运行所能承受的冷热负荷不平衡率控制策略。

本文基于江阴市一栋别墅的地源热泵系统工程，通过建立热泵系统模型，采用 TRNSYS 软件进行数值模拟，分析地埋管换热器的埋管深度，对比设计工况下的机组性能，对冬夏两季的地源热泵系统的运行特性和地埋管换热器运行 30 年的换热效果进行研究。

1 地源热泵系统与数学模型

1.1 地源热泵系统

江阴市某地源热泵运行系统流程如图 1 所示。该别墅型建筑作为休闲会所，建筑面积为 300m²。冬季制热工况时，地埋管换热器与蒸发器相连，通过地源侧的水路循环，从地下土壤取出热量为室内供暖；夏季制冷工况时，制冷循环阀门换向，改变制冷剂的流向，与地源侧水进行换热，不断将热量释放到地下土壤中。

1.2 热泵机组数学模型

在利用 TRNSYS 进行仿真模拟时，发现负荷模块和水-水热泵模块在联合使用时，实际制冷量或制

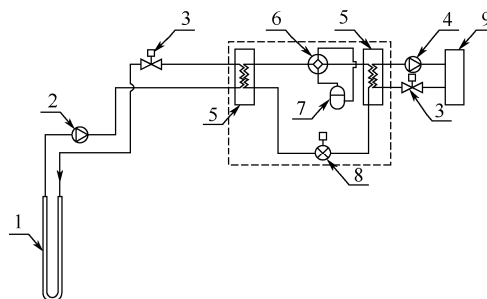


图 1 地源热泵系统流程图

- 1—地埋管换热器；2—地源侧水泵；3—阀门；4—水泵；5—板式换热器；6—四通换向阀；7—压缩机；8—膨胀阀；9—建筑负荷末端装置

热量与建筑负荷不一致，在仿真过程中引起负荷侧水系统出现热堆积或者冷堆积现象^[7]，从而导致热水温度过高或冷冻水温度过低。因此，基于 TRNSYS 仿真平台开发出适用于负荷需求实时性更强的水-水热泵机组模块。

本文所使用的热泵机组 DOE-2 模型为美国建筑能耗模拟程序 DOE-2 中所使用的冷水机组模型^[8]，建模过程基本一致。以热泵机组制冷工况为例进行建模。以蒸发器出口温度 T_{e0} 为设计值计算热泵机组为满足冷负荷需求，需要达到的制冷量，如式(1)所示。

$$Q_c = c_p M_c \Delta t \tag{1}$$

式中， Q_c 为机组需达到的制冷量，kJ/h； c_p 为蒸发器侧流体的比热容，kJ/(kg·°C)； M_c 为蒸发器侧水流量，kg/h； Δt 为冷凝器侧供回水温差，°C。

热泵机组所需要的输入功率 W 与部分负荷率有关，部分负荷率和热泵机组所需输入功率的计算式如(2)所示。

$$PLR = \frac{Q_c}{CAP_{c,max}} \tag{2}$$

式中， PLR 为热泵机组部分负荷率； $CAP_{c,max}$ 为热泵机组额定制冷量，kW。当 $Q_c \leq CAP_{c,max}$ 时，保持蒸发器侧的出口水温不变；当 $Q_c > CAP_{c,max}$ ，提高蒸发器侧的出口水温，增大蒸发器侧进出口水温温差，使热泵机组的制冷量满足负荷需求。

冷凝器侧出口水温计算如式(3)。

$$T_{t0} = T_{ti} + \frac{W + Q_c}{c_p \cdot M_1} \tag{3}$$

式中， W 为热泵机组实际输入功率，kW； T_{lo} 为冷凝器侧出口水温， $^{\circ}\text{C}$ ； T_{hi} 为冷凝器侧进口水温， $^{\circ}\text{C}$ ； M_1 为冷凝器侧水流量，kg/h。

计算热泵系统夏季工况下的 COP_c 和冬季工况下的 COP_h 的计算如式(4)所示。

$$COP_c = \frac{Q_c}{W + W_{pump}}; COP_h = \frac{Q_h}{W + W_{pump}} \quad (4)$$

式中， COP_c ， COP_h 分别为热泵系统夏季工况下和冬季工况下的性能系数； W_{pump} 为水泵的实际功率，kW； Q_h 为机组需达到的制热量，kW。

1.3 地埋管换热器数学模型

根据确定的建筑设计逐时冷、热负荷以及热泵机组性能系数计算地源热泵系统地源侧的最大释热量与最大吸热量^[9]。热泵系统最大释热量和最大吸热量由式(5)计算。

$$Q_1' = Q_1 \times (1 + 1/COP_c); Q_2' = Q_2 \times (1 + 1/COP_h) \quad (5)$$

式中， Q_1' ， Q_2' 分别为地源热泵系统的最大释热量和最大吸热量，kW； Q_1 ， Q_2 分别为建筑设计冷负荷和热负荷，kW。

根据热响应测试得到的冬夏季单位管长换热量估算地埋管换热器埋管长度。计算公式如式(6)所示。

$$L_1 = \frac{Q_1' \times 1000}{q_1}; L_2 = \frac{Q_2' \times 1000}{q_2} \quad (6)$$

式中， L_1 、 L_2 分别为夏、冬季工况下地埋管总长度，m； q_1 、 q_2 分别为夏、冬季地埋管单位管长换热量，W/m。比较 L_1 、 L_2 取较大值为地埋管换热器的总长度。

2 别墅负荷模拟

为保证别墅的空调系统良好设计，本文采用 TRNSYS 瞬时模拟软件对该建筑采暖期和制冷期的热、冷负荷进行逐时计算，模拟程序如图 2 所示。计算相关参数参照设计标准^[10-11]；气象参数的边界条件可从 TRNSYS 的气象数据文件导出。根据如表 1 所示的建筑围护结构参数，计算得到如图 3 所示的别墅供暖空调期热负荷和冷负荷的模拟结果。

由图 3 可见，该地区采暖期为 11 月 1 日至次年 1 月 31 日，最大热负荷为 24kW，累计热负荷为 46.4GJ；制冷期为 6 月 1 日至 9 月 1 日，夏季最大冷负荷为 17kW，累计冷负荷为 36.5GJ，冬季最大热负荷比夏季最大冷负荷大 7kW。根据负荷的计算结果，确定选择 TRANE 生产的水-水热泵机组额定制冷量为 21.5kW，额定制热量 25kW。

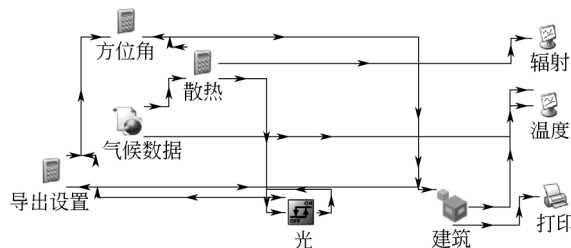


图 2 建筑夏冬季动态负荷模拟程序

表 1 模拟建筑围护结构传热系数 单位：W/(m²·K)

| 外墙 | 楼板 | 屋顶 | 外窗 | 内隔墙 | 一楼地面 |
|------|------|------|-----|-----|------|
| 0.51 | 0.83 | 0.21 | 1.4 | 2.2 | 0.85 |

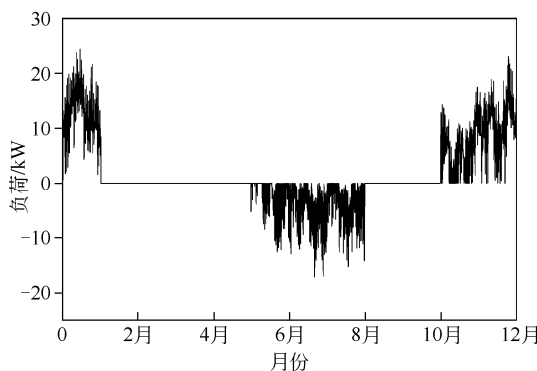


图 3 建筑逐时空调负荷分布图

3 地源热泵系统性能比较

地源热泵系统模拟程序如图 4 所示。将建筑负荷文件导入到负荷模块中，设置各模块的 Parameter 和 input 等参数，各模型的主要设计参数如表 2 所示。热泵机组通过水泵与负荷模块相连，根据制冷制热需求，通过控制模块控制热泵机组的启闭和制冷模式和供暖模式以及水泵的启闭，实现系统自动化控制。

3.1 不同埋管深度对地埋管换热器换热性能的影响

图 5 所示为该市典型年数值模拟得出的 3 种不同埋管深度下地埋管换热器周围土壤温度全年的变化情况。由图 5 可看出，随着时间的推移，地埋管出口温度出现变化：随着冬季供暖期的推移，从土壤中吸收的热量也越多，因此地埋管周围的土壤平均温度逐渐下降；在过渡期时，由于地埋管换热器周围土壤的热扩散，使土壤温度有所回升；制冷期时，地埋管换热器向周围土壤散热，土壤温度逐渐升高。而在经过 1 年模拟运行，相对于土壤初始温度，4 种埋管深度的土壤平均温度出现了不同程度的下降，其中 60m 埋管深度的温度波动幅度最大，温度下降也最大，其次为 80m 埋管深度，100m 的

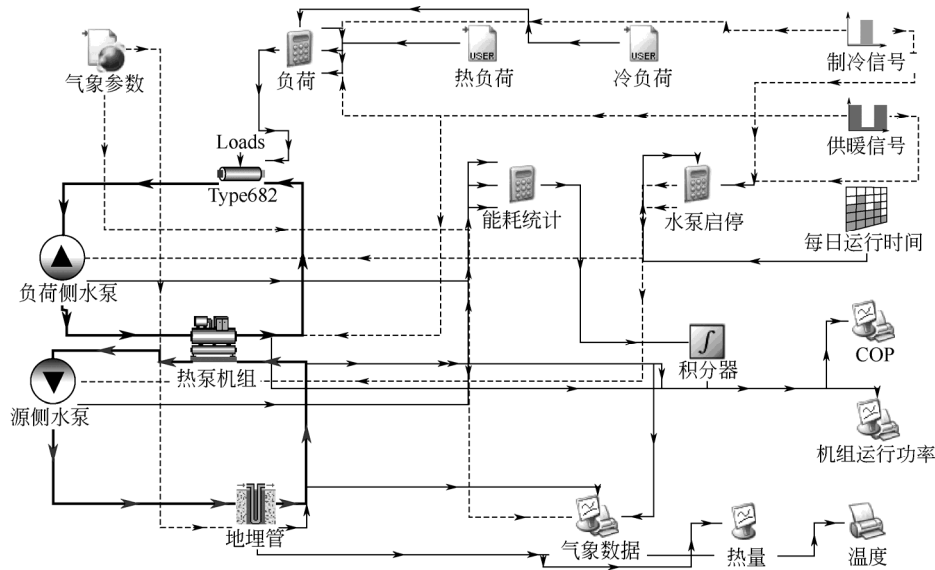


图 4 地源热泵系统仿真模拟程序

表 2 模型主要设计参数

| 项目 | 数值 | 项目 | 数值 | 项目 | 数值 |
|---------------|------------|-------------|---------|-----------|---------|
| 建筑设计参数 | | 水泵 | | 额定制热量 | 25kW |
| 冬季室内设计温度 | 18℃ | 源侧水泵额定水流量 | 4.4m³/h | 额定制冷量 | 21.5kW |
| 夏季室内设计温度 | 26℃ | 负荷侧水泵额定水流量 | 3.7m³/h | 额定制热功率 | 6.2kW |
| 土壤初始平均温度 | 20℃ | 源侧水泵额定功率 | 300W | 额定制冷功率 | 4.2kW |
| 地埋管 | | 负荷侧水泵额定功率 | 280W | 源侧水流量 | 4.4m³/h |
| 埋管深度 | 100m | 热泵机组 | | 负荷侧水流量 | 3.7m³/h |
| 井数 | 3 | 类型 | 水-水热泵 | 制冷额定冷冻水温度 | 7℃ |
| 埋管形式 | 单 U 型垂直地埋管 | 换热器类型 | 钢板板式换热器 | 制热额定热水温度 | 45℃ |
| 埋管内/外径 | 26mm/32mm | 制冷剂 | R410A | | |

注：项目所在地江阴市纬度 N31.91°，经度 E120.26°。

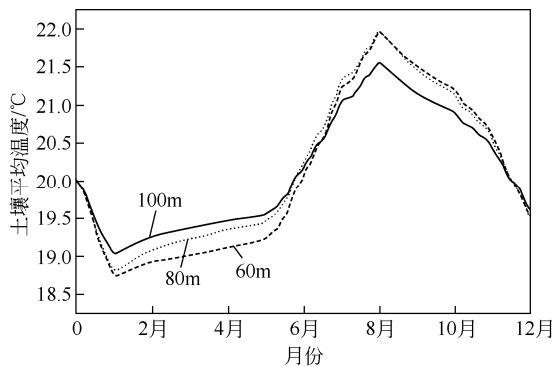


图 5 1 年内埋管深度对土壤年平均温度的影响变化曲线图

埋管深度波动幅度和温降最小。

图 6 给出了系统运行地埋管换热器运行 30 年随着埋管深度的不同,土壤平均温度的变化情况。从图 6 可以看出,30 年后地埋管深度为 100m 时周围土壤平均温度下降了 0.66℃,为最低,地埋管深度为 80m 和 60m 时周围土壤平均温度分别下降了

0.8℃和 1.7℃,地埋管总长度不变,埋管深度(相应的减少埋管数)越深对土壤平均温度变化的影响越小。埋管深度为 100m 时温度波动最小,这是因为在相同换热量的情况下,埋管深度越大其温度越稳定,不容易受季节性环境温度变化的影响。

3.2 冷、热负荷比对地埋管换热器性能的影响

图 7 给出了不同负荷情况下地源热泵系统运行 30 年土壤平均温度的变化情况。可以看出:土壤平均温度随运行时间延长逐年波动,当满足建筑全年冷、热负荷需求时,在运行 30 年后,其土壤平均温度只下降了 0.66℃;而当只满足建筑夏季制冷期的冷负荷要求时,由于热堆积现象,土壤平均温度逐年升高,到第 30 年底时土壤平均温度上升了 2.15℃;当仅满足建筑的冬季供暖期热负荷要求时,由于冷堆积,温度逐年下降,到第 30 年底时土壤平均温度下降了 2.67℃。说明长年运行在不同的冷、热负荷比的情况下,会对地埋管换热器的换热能力

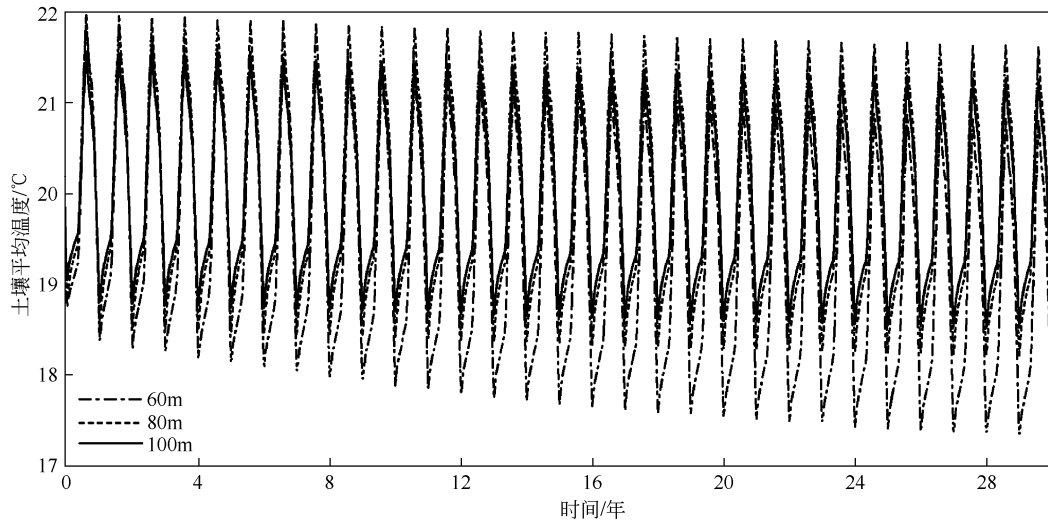


图 6 30 年埋管深度对土壤平均温度的影响变化曲线图

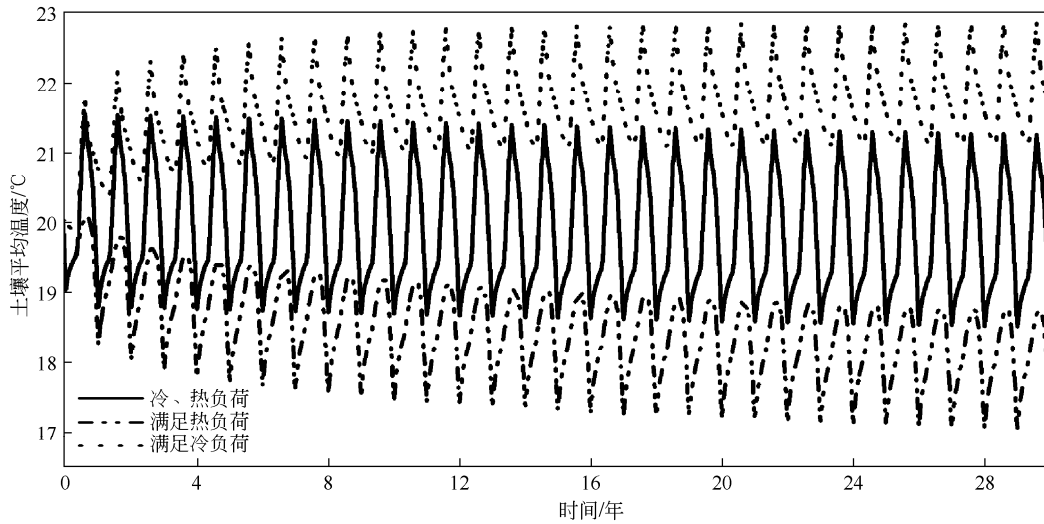


图 7 30 年冷、热负荷对土壤平均温度的影响变化曲线图

有影响，冷、热负荷比越大，对地埋管换热器的换热效果影响越大。

需要说明的是，由于该地源热泵系统用于建筑面积较小的会所建筑，相对于大中型建筑来说，其负荷相对较小，故在 3 种不同负荷情况下运行 30 年其土壤平均温度的变化并不大，对热泵系统的性能影响有限。

3.3 部分负荷率对热泵机组运行性能比较

对该系统进行全年的模拟计算，图 8 所示为地源热泵系统的全年 COP 变化情况。由图 8 可看出，在制冷期热泵机组的 COP_c 最高达到 5.7，但是由于逐时负荷随着时间的不断变化，其平均 COP_c 只有 3.28。供暖期热泵系统的 COP_h 较为稳定，最高达到 3.2，平均值为 2.75。

热泵机组的部分负荷率和热泵机组实际功率

如图 9、图 10 所示。对两图的模拟结果进行对比，可看出部分负荷率与实际运行功率具有相关性：热泵机组实际所需的输入功率除了与 M_1 、 M_e 、 T_{co} 、 T_i 有关外，还与机组的部分负荷率有关。

分析图 9 的模拟结果，计算得到供暖期内，热泵机组的平均部分负荷率为 0.31，而夏季制冷期内的热泵机组平均部分负荷率只有 0.22。供暖期的热负荷明显大于制冷期的冷负荷，由于热泵机组选型时是根据建筑的最大冷、热负荷来确定的，而在最大冷、热负荷模式下热泵机组满负荷运行的时间比较短，绝大部分时间都处于部分负荷率的运行状态，该结果导致了热泵机组全年的平均部分负荷率较低。图 10 为热泵机组的实际功率变化情况，可以看出：与供暖期相比，制冷期热泵机组的运行功率较低，这是由于夏季热泵机组的部分负荷率较低造成

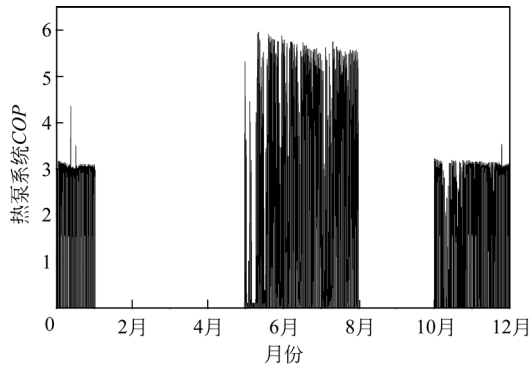


图 8 1 年内供暖空调期热泵系统 COP 变化曲线图

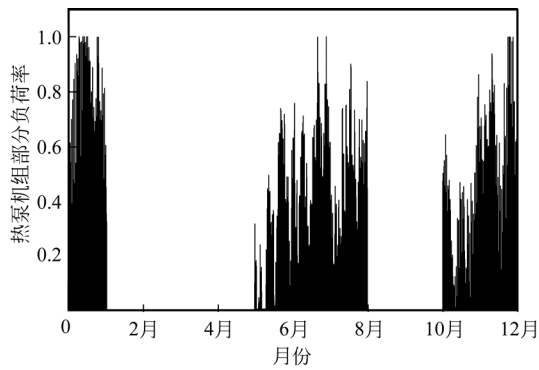


图 9 1 年内供暖空调期热泵机组部分负荷率变化曲线图

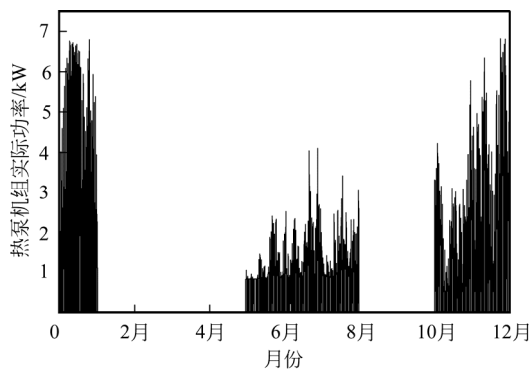


图 10 1 年内供暖空调期热泵机组实际功率变化曲线图

的,这也导致了热泵系统的 COP 普遍较低的现象。

4 结 论

以江阴市的某栋别墅建筑为研究对象,通过采用 TRNSYS 软件建立地源热泵系统仿真模型,对系统进行动态数值模拟研究,得到以下结论。

(1) 对比 3 种埋管深度的地埋管地源热泵系统下土壤的平均温度,发现增大地埋管换热器的埋管深度有利于该地区地埋管地源热泵系统的性能提升,提高了土壤平均温度的稳定性,减小了其温度波动幅度。

(2) 冷热负荷的不平衡会导致土壤平均温度

的失衡,长期运行的情况下导致冷、热堆积,使系统的性能下降。因此为了保证地埋管地源热泵系统在该地区长期、稳定、高效运行,应满足冷热负荷比相当的要求,以保证土壤的得热量和放热量达到平衡,以延长热泵系统的使用寿命。

(3) 根据日最大冷热负荷情况进行系统选型设计时导致热泵机组的年平均部分负荷率较低,当地埋管地源热泵长期处在部分负荷率较低的情况下运行根本不具备节能性。因此在机组选型时要考虑采取一种更具节能性的选型策略以达到节能效果。

参 考 文 献

[1] 鲍旭明. 地源热泵国内外发展状况对比[J]. 山西建筑, 2016, 42 (2): 126-128.
BAO X M. The development comparison of ground source heat pump at home and abroad[J]. Shanxi Architecture, 2016, 42 (2): 126-128.

[2] ZENG Heyi, DIAO Nairen, FANG Zhaohong. Heat transfer analysis of boreholes in vertical ground heat exchangers[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2003, 46 (1): 4467-4481.

[3] 曹馨雅. 地源热泵系统冷热负荷不平衡对土壤温度的影响[D]. 上海: 东华大学, 2012.
CAO X Y. The influence exerted by the imbalance of cooling and heating load on the soil temperature in GSHP[D]. Shanghai: Donghua University, 2012.

[4] 寇利. 上海某教学楼地源热泵系统性能测试分析[J]. 建筑节能, 2016, 44 (8): 6-9.
KOU L. Performance test of ground-source heat pump system for a teaching building in Shanghai[J]. Building Energy Efficiency, 2016, 44 (8): 6-9.

[5] 汪洪军, 李新国, 赵军, 等. 地下耦合地源热泵机组冬季供热性能分析与实验研究[J]. 流体机械, 2003, 31 (19): 51-54.
WANG H J, LI X G, ZHAO J, et al. Experimental study and analysis on heating operation of GCHP[J]. Fluid Machinery, 2003, 31 (19): 51-54.

[6] 魏唐棣, 胡鸣明, 丁勇, 等. 地源热泵冬季供暖测试及传热模型[J]. 暖通空调, 2000, 30 (1): 12-14.
WEI T D, HU M M, DING Y, et al. Measurement and heat transfer modelling of a shallow buried ground source heat pump in winter heating operation [J]. Journal of HV & AC, 2000, 30 (1): 12-14.

[7] 杨少刚. 基于 TRNSYS 地埋管地源热泵变流量系统仿真研究[D]. 济南: 山东建筑大学, 2016.
YANG S G. The simulation study of ground-source heat pump variable flowrate system based on TRNSYS [D]. Jinan: Shandong Jianzhu University, 2016.

[8] HYDEMAM M, GILLESPIE K L. Tools and techniques to calibrate electric chiller component model [J]. ASHRAE Transactions, 2002, 108 (1): 733-741.

[9] 刘宪英, 胡鸣明. 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 (5): 85-92.
LIU X Y, HU M M. Development of modeling of the underground heat exchanger for GSHP[J]. Journal of Chongqing Jianzhu University, 1999, 21 (5): 85-92.

[10] 中华人民共和国住房和城乡建设部. 民用建筑供暖通风与空气调节设计规范: GB50736-2012[S].北京: 中国建筑工业出版社, 2012.
Ministry of Housing and Urban-Rural Development of the People's Republic of China. Design code for heating ventilation and air conditioning of civil buildings: GB50736-2012[S]. Beijing: China Building Industry Press, 2012.

[11] 中华人民共和国住房和城乡建设部. 公共建筑节能设计标准: GB50189-2015[S].北京: 中国建筑工业出版社, 2015.
Ministry of Housing and Urban-Rural Development of the People's Republic of China. Design standard for energy efficiency of public buildings: GB50189-2015[S]. Beijing: China Building Industry Press, 2015.