

基于全寿命周期成本的埋管地源热泵系统间歇运行能效分析

王 勇, 刘清华

(重庆大学 三峡库区生态环境教育部重点实验室, 重庆 400045)

摘要: 间歇运行状态影响埋管地源热泵系统的换热性能, 进而影响系统的全寿命周期成本(LCC)。利用 DeST 软件对某办公建筑进行了逐时负荷模拟分析, 建立了地下换热器三维管群换热模型以及热泵系统各部分的能耗模型, 通过对热泵系统在连续运行 15 年和间歇运行 15 年工况下的计算结果进行对比分析, 间歇运行的 LCC 值相对于连续运行的 LCC 值降低了 13.45%, 间歇运行模式在热泵系统全寿命周期内的平均节能率为 17.20%。间歇运行模式可以有效提高系统能效和降低 LCC 值。

关键词: 间歇运行; 连续运行; 埋管换热器; 地源热泵; 全寿命周期成本

中图分类号: TK523

文献标志码: A

文章编号: 1674-4764(2012)S2-0082-07

Energy efficiency analysis on intermittent operation based on life cycle cost in the vertical ground source heat pump system

WANG Yong, LIU Qinghua

(Key Laboratory of the Three Gorges Reservoir Region's Eco-Environment, Ministry of Education, Chongqing University, Chongqing 400045, China)

Abstract: Intermittent operation can affect the heat exchange performance of the vertical ground source heat pump system, thereby affecting life cycle cost (LCC) of the ground source heat pump system. The simulation analysis on the hourly load of an office building is implemented by using the DeST software. The heat exchange model of vertical ground heat exchanger pipe-group and energy consumption model of per part of heat pump system are established. Through the comparison between calculation results of continuous operation for 15 years and calculation results of intermittent operation 15 years of the heat pump system, it can be concluded that the LCC value of intermittent operation decreased by 13.45%, relative to the LCC value of continuous operation, and the average energy saving rate of intermittent operation mode is 17.20% in the entire life cycle. Intermittent operation mode can effectively improve energy efficiency of the ground source heat pump system and reduce the LCC value.

Key words: intermittent operation; continuous operation; vertical heat exchanger; ground source heat pump system(GSHPs); life cycle cost (LCC)

地源热泵(GSHP)是利用地下土壤温度相对稳定的特性,通过埋于建筑物周围的管路系统与建筑物内部完成热交换的装置。实际工程中,在空调方案设计阶段进行的冷热源技术经济分析多为静态分析,忽略了资金的时间价值,而动态分析则考虑了资金的时间价值,也即全寿命周期成本分析。全寿命周期成本的概念首先由美国军方于 20 世纪 60 年代提出,应用于军用器材采购领域,并迅速推广到民用企业,继而国际建筑研究和文献委员会(CIB)建筑经济学组在多届年会上讨论了寿命周期费用的原理、方法和应用^[1-2]。国外学者 Luaye 等对澳大利亚商务办公楼全寿命周期的费用构成进行了分析,并对建筑物每平方米的用电、能源消耗以及全寿命周期进行了分析^[3]。Greyvenstein 等针对南非的生活热水供应情况,对热泵系统和太阳能热水器进行了全寿命周期成本比较,最终得出在南非地区利用热泵供应生活热水更

具有成本效益的结论^[4]。

LCC 概念在我国起步较晚,以解放军海军工程大学张俊迈等人为主的团队致力于推动 LCC 技术在中国的发展,开创了中国 LCC 研究的先河^[5]。清华大学江亿院士从生产能耗、运行能耗和间接能耗三个方面对我国城镇住宅节能空调器进行了寿命周期费用的研究,并得出寿命周期费用研究比单纯考虑运行能耗更为科学的结论^[6]。同济大学的周立等利用我国 1977—2005 年间的通货膨胀率以及社会折现率等数据,结合国际组织的统计资料,讨论了社会折现率的确定问题,建议在全寿命周期分析中的折现率采用 2%~3%^[7]。吉林大学高青教授等对地源热泵的间歇控制方式进行了实验研究,认为间歇过程可使热量充分扩散及地温得以恢复,以最少的井孔数布置,最大程度地发挥换热单元的换热能力^[8]。

对于地源热泵系统而言,当室内负荷超出了地下换热器的换热能力时,换热器的换热效率将会降低,这将使换热能耗增加,并进而影响换热成本,即影响热泵系统的全寿命周期成本。在夏季,室内冷负荷向大地转移的热量过多,埋管区域的地温将过度升高,同理,在冬季将使地温过度降低。对于一个长期的运行过程,向大地吸收和释放热量的不平衡,将改变初始地温,进而将影响地下换热器的换热效率。系统的启停状态决定了地下换热器的连续和间歇换热状态。当系统在连续运行状态下,地下换热器所承担的热量将不断排向大地;而在间歇运行状态下,地下换热器不再承担负荷,但由于前一个运行状态的热量堆积在埋管的周围,热量仍然将继续向外扩散,这改变了地下换热器附近的温度。即在冬、夏季状态下,间歇运行可使地下换热器附近的温度向初始温度进行“恢复”。“恢复”的程度将直接影响地下换热器换热效率,进而影响系统运行成本。因此,有必要研究间歇运行对地源热泵系统全寿命周期成本的影响。

1 竖埋管地源热泵系统全寿命周期成本数学模型

1.1 热泵系统全寿命周期成本组成分析

全寿命周期成本(life cycle cost,简称 LCC)是评价能源工程经济性的重要指标,该指标综合了能源工程的初投资和其寿命周期内的总运行费用值^[9]。就地源热泵系统而言,对于特定的建筑负荷,埋管换热器越长,系统的运行费用越低,而对应的初投资越高,在系统的寿命周期内,综合初投资和运行费用等因素,可确定地源热泵系统的 LCC 值。竖埋管地源热泵系统的 LCC 值的基本组成如下:

1)初投资成本。初投资成本为工程建设所进行的勘察、设计、设备采购、施工安装,直至系统运行之间所发生的一切成本。对于地源热泵系统而言,地质勘探成本和埋管的施工安装成本是应重点考虑的问题。

2)运行与维护费用。运行与维护费用指由于系统运行而产生的能源费用,包括电费和燃料费用、运行人员的工资以及检查和维修保养费等。当系统的维护费用没有很详细的基础数据时,可以按设备折旧费用的 10%进行估算。设备折旧年限根据我国有关的财务制度规定平均为 13~15 年,计算设备折旧费用要用到残值率,残值率一般取 3%~5%^[10]。

3)废弃处理费用。废弃处理成本具体指到空调系统寿命终止期后发生的处理成本,包括拆除处置、环保处理等产生的成本。这里的寿命终止期可以指从设备使用的角度上来分析已不具备使用条件,也可指设备的经济寿命,即从经济性的角度上,可以更新替换,来获取更经济的效果。

4)残值。通常来说空调系统寿命终止时,空调设备仍具有一定的残值,为了简化分析,可以考虑设备残值与废弃处理成本相互抵消。

1.2 热泵系统全寿命周期计算的数学模型

运用全寿命周期成本方法分析地源热泵系统首先要建立成本数学模型,主要考虑系统的初投资费用和运行费用,计算其全寿命周期成本。按系统初投资费用、运行成本、维

护成本和残值,并结合以上分析,建立地源热泵系统的 LCC 的数学模型为^[11]:

$$LCC = IC + \sum_{t=1}^n \frac{OC_t}{(1+i)^t} + DC(1+i)^{-n} \quad (1)$$

当考虑设备残值与废弃处理成本相互抵消以及不考虑能源价格变动因素时,地源热泵系统的 LCC 的数学模型简化为:

$$LCC = IC + \sum_{t=1}^n \frac{OC_t}{(1+i)^t} \quad (2)$$

式中:LCC 为地源热泵系统全寿命周期成本,万元;IC 为系统初投资费用,万元; OC_t 为第 t 年的运行与维护费用、废弃处理费用等^[12],万元;DC 为废弃处理成本,万元; t 为设备已使用的年数,年; n 为经济寿命期,取 15 年; i 为折现率,取 8%。

2 间歇运行对热泵系统全寿命周期成本影响的计算模型

2.1 物理模型分析

2.1.1 假设条件

以换热孔管群为研究对象,忽略各换热孔内 U 型管两管脚的影响,将 U 型管的放热量看成一个源项放热量放在控制方程中,在土壤中的热传递假设为纯导热的方式进行,物理模型的假设如下:

- 1)土壤初始温度均匀,不随地层深度的增加而改变;
- 2)地下土壤的物性均匀一致,不随温度的改变而改变;
- 3)忽略地表温度变化对顶层土壤的影响,忽略空气和地表面的对流换热热阻忽略雨雪冻结的影响;
- 4)忽略地下水迁移对传热的影响。

2.1.2 计算条件

1)初始条件。本次计算为某竖埋管地源热泵系统在全寿命周期内的换热计算,选择从夏季开始进行计算,土壤初始温度根据实测结果确定为 18 ℃,PE 管、回填材料及土壤的导热系数分别为 0.44、1.5、2.04 W/(m·K),并以 6 月 1 日早上 8:00 的负荷为初始输入负荷,即系统初次投入运行时刻的负荷。

2)边界条件。该办公建筑竖埋管地源热泵系统共有 60 个换热孔,以管群的中心为界,可划分为四个区域,每个区域各 15 个换热孔,相邻的两界线设置为对称面边界条件。

埋管的进口设为速度入口,速度值设定为 0.8 m/s(根据流量以及管径计算得出),温度值由前一步迭代计算终止的埋管出口温度值以及埋管与大地间的换热量(该部分包含了逐时的制冷、热量)所决定,通过 UDF 函数输入 Fluent 流体动力学计算软件,赋初值为 18 ℃(初始地温)。埋管的出口设置为压力出口边界条件。

U 型管管壁设置为固定无滑移的壁面边界条件^[13],同时它也是管内流体和管外回填材料这两个区域间的耦合换热壁面。

换热孔侧壁也设置为固定无滑移的壁面边界条件,时它也是换热孔内回填材料和岩土这两个区域间的耦合换热壁面。

由于岩土及换热孔的上表面直接与空气接触,因此将它们设置为对流换热的壁面边界条件,边界周围空气温度设为 32.5 °C,表面传热系数设为 1.2 W/(m²·K)^[14]。

2.2 计算模型的建立

2.2.1 地下换热器管群数学模型

竖埋管换热器管群及换热孔内的热量传输过程相当复杂,管群和周围土壤之间长期进行着大范围的热量交换。土壤中整个热量传输过程由周围的每个换热器局部热量传输过程组成,整个蓄热区域内局部热量传输过程具有相同的特性^[15-16]。

对于地下换热器三维管群换热模型,由于埋管管内流体是水,因此可以看作不可压缩流体,采用标准 k-ε 两方程模型,近壁区利用壁面函数法求解。在不考虑源项的情况下,连续性方程、动量方程、能量方程以及运输方程分别见式(3)~(7)^[17-18]:

$$\text{连续性方程: } \frac{\partial(u_i)}{\partial x_i} = 0. \quad (3)$$

$$\text{动量方程: } \frac{\partial(\rho u_i)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_j u_i)}{\partial x_j} = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\mu + \mu_t) \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right] + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\mu + \mu_t) \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right]. \quad (4)$$

$$\text{能量方程: } \frac{\partial(\rho T)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_j T)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\frac{\mu}{Pr_t} + \frac{\mu_t}{\sigma_T} \right) \frac{\partial T}{\partial x_j} \right]. \quad (5)$$

$$\text{湍动能方程: } \frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_j k)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k}) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k - \rho \epsilon. \quad (6)$$

$$\text{湍流动能散率方程: } \frac{\partial(\rho \epsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_j \epsilon)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon}) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} (G_k) - C_{2\epsilon} \rho \frac{\epsilon^2}{k}. \quad (7)$$

式中:湍动粘度 $\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\epsilon}$,由于平均速度梯度引起的湍动能的产生项 $G_k = \mu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_j}$ 。各式中的系数的取值为: $C_\mu = 0.09$, $C_{1\epsilon} = 1.44$, $C_{2\epsilon} = 1.92$, $\sigma_k = 1.0$, $\sigma_\epsilon = 1.3$ 。

对于管群模型的岩土部分,换热过程为三维非稳态的导热过程,无内热源存在,其控制方程为:

$$\rho_e c_e \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x} (k_e \frac{\partial T}{\partial x}) + \frac{\partial}{\partial y} (k_e \frac{\partial T}{\partial y}) + \frac{\partial}{\partial z} (k_e \frac{\partial T}{\partial z}). \quad (8)$$

式中: ρ_e 、 c_e 分别表示岩土的密度和比热。

2.2.2 系统能耗数学模型

1) 机组能耗模型的建立。该工程冷热源选用螺杆式地源热泵机组,现以螺杆式地源热泵机组为研究对象,根据 ASHRAE Handbook^[19] 上的热泵机组的耗功量推荐式,将热泵机组的耗功量拟合为机组蒸发器与冷凝器进口温度的函数,即

$$f = N \sum_{i=0}^2 \sum_{j=0}^2 D_{ij} (T_{cl} - \bar{T}_{cl})^i (T_{el} - \bar{T}_{el})^j \quad (9)$$

式中: f 为热泵机组耗功量, kW; N 为热泵机组的名义耗功率, kW; T_{cl} 为地源侧机组进水温度, °C; T_{el} 为负荷侧机组进水温度, °C; \bar{T}_{cl} 为回归用地源侧机组进水温度平均值, °C; \bar{T}_{el} 为回归用负荷侧机组进水温度平均值, °C; D_{ij} 为回归系数,由

机组实际性能决定。

根据热泵机组在各工况下的设备参数,采用 Matlab 进行最小二乘拟合,得到上式中各回归系数 $D'_{ij} = ND_{ij}$ 的值,回归系数值见表 1。

表 1 地源热泵机组能耗模型回归系数值表

制冷工况 D'_{ij}	$i=0$	$i=1$	$i=2$
$j=0$	43.581 4	0.767 5	0.010 3
$j=1$	0.413 3	0.006 4	0.000 1
$j=2$	0.001 1	-0.001 2	-0.000 2
制热工况 D'_{ij}	$i=0$	$i=1$	$i=2$
$j=0$	58.939 4	1.120 7	0.004 7
$j=1$	0.496 5	0.014 6	0
$j=2$	-0.005 8	0	0

2) 水泵能耗模型的建立。对于热泵系统的地源侧而言,循环水泵的能耗是影响热泵系统节能效果的关键因素。因此,需建立地源热泵系统循环水泵的能耗模型。地源热泵系统循环水泵的 $H-G$ 、 $\eta-G$ 的关系曲线方程建立如下:

$$H = a_0 + a_1 L + a_2 L^2, \quad (10)$$

$$\eta = b_0 + b_1 L + b_2 L^2. \quad (11)$$

所选择的地源热泵系统循环水泵的轴功率方程为

$$W_{wp} = \frac{L \times H}{367 \eta}. \quad (12)$$

根据地源热泵系统水泵能耗方程,结合水泵实际样本参数,采用最小二乘法原理,按照流量与水泵能耗的三次函数关系,拟合出不同工况点下的水泵能耗与水流量关系式(管路特性曲线不变):

$$W_{wp} = 2.531 7 + 0.017 4 L + 0.001 1 L^2 - 0.000 01 L^3 \quad (R^2 = 0.890 1). \quad (13)$$

式中: W_{wp} 为水泵轴功率, kW; L 为流经水泵的循环水流量, m³/h; H 为循环水泵扬程, m; 367 为计算常数; η 为水泵的效率, %; a_0 、 a_1 、 a_2 、 b_0 、 b_1 、 b_2 为曲线方程系数; R^2 为拟合优度。

$$L = \frac{Q(k)}{\rho \Delta t}. \quad (14)$$

结合式(13)~(14), 所以有

$$W_{wp} = f(\Delta t) = m_0 + m_1 \Delta t^{-1} + m_2 \Delta t^{-2} + m_3 \Delta t^{-3}, \quad (15)$$

式中: $Q(k)$ 为 k 时刻的热泵机组的实际制冷(热)量, kW; Δt 为循环水的进出水温差, °C; m_0 、 m_1 、 m_2 和 m_3 为拟合系数。

3) 末端风系统的能耗模型建立。根据有关文献^[20], 基于单位冷(热)量耗功率 k , 末端风系统的运行能耗与主机的实际制冷(热)量的关系式为

$$W_{md} = k \cdot Q(t), \quad (16)$$

式中: W_{md} 为末端风系统的运行能耗, kW; $Q(t)$ 为主机在每一时刻的实际制冷(热)量, kW; k 为空调末端风系统的单位冷(热)量耗功系数, 其值与建筑功能有关, 办公建筑取 0.033, 宾馆建筑取 0.014, 商场建筑取 0.05。

3 工程背景

3.1 工程概况

该工程为重庆市某办公建筑,总建筑面积为 2 273.17 m²,冷热源采用地源热泵系统,热泵系统夏、冬季为 3#裙房(共四层)供冷、热,3#楼一层主要为休闲茶餐厅、食堂及咖啡厅,二层主要为办公室和阅览室,三层和四层为专家公寓和备用房。

3.2 建筑负荷特征

地源热泵系统是为控制建筑物热湿环境服务的,其运行受到负荷特性的影响。当建筑物冷热负荷发生变化时,热泵机组的性能参数相应发生变化,并随之影响地源热泵系统地下换热器的换热。因此,建筑负荷的全年变化特征分析是地源热泵系统地下换热器换热性能分析的前提。本文以该实际某办公建筑为例,建立了 DeST 模拟模型,并计算得到该建筑的全年逐时负荷,如图 1 所示。

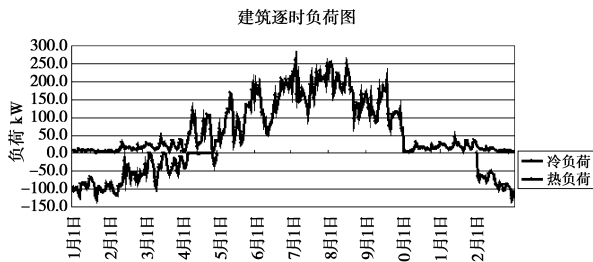


图 1 重庆市某办公建筑逐时负荷图

办公建筑的功能和使用特点决定了其特有的负荷特点。该办公建筑的最大负荷出现在 7 月 1 日 16:00 左右,最大值为 278.78 kW,冬季峰值负荷出现在 1 月 19 日 6:00,其值为 130.1 kW。全年最大累计冷负荷为 26 450 kW,全年最大累计热负荷为 9 027.8 kW,全年最大累计热负荷约为最大累计冷负荷的 34.13%。

3.3 运行调节方式

由于办公建筑的负荷特性受社会生活模式的影响,一天中非零负荷持续时间与人员上下班时间一致。该办公建筑地源热泵空调系统 6、7、8、9 四个月夏季制冷,12、1、2 三个月冬季制热,热泵系统每天运行时间为 8:00—17:00。该地源热泵系统的寿命周期确定为 15 年。本次计算的运行方式分为以下两种工况:

工况 1:连续运行模式,地源热泵在 6—9 四个制冷月及 12—2 三个制热月内每天运行;

工况 2:间歇运行模式,采用日间歇方式,即在 6~9 四个制冷月内的每周周六、周日系统停机休息。

该办公建筑竖埋管地源热泵系统运行中,运行管理人员对热泵机组设置了 100%、67%、33%、0% 四个能量调节档。机组的启停条件如下:在制冷工况下,当冷冻水出机组的温度大于 8℃时机组开机,小于 6℃时机组关机;在制热工况下,当用户侧机组出水温度大于 48℃时机组停机,小于 46℃时机组开机。本文针对该办公建筑竖埋管地源热泵系统,在保证设计冷、热负荷值不变的前提下,分别进行连续运行和间歇运行,工况 1 和工况 2 的全年累计冷热负荷比分别为 2.9:1 和 2.0:1。

4 计算及计算结果分析

4.1 数值求解的计算流程

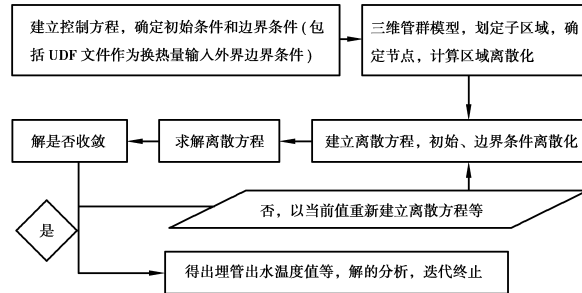


图 2 管群模型数值求解过程的流程图

4.2 地下埋管换热器出水温度

图 3 是在工况 1 和工况 2 下的埋管换热器出水温度的计算结果。由图 3 可以看出,在工况 1 和工况 2 这两种工况下,地下埋管换热器逐时出水温度均呈近似简谐脉动曲线增加。在两种运行工况下,埋管换热器夏季出水温度的最大值均出现在第 15 年 8 月,最大值分别为 31.32℃和 28.31℃;埋管换热器冬季出水温度的最小值均出现在第 2 年 2 月,最小值分别为 18.15℃和 18.07℃。由于在这两种工况下,后一年任一时刻的出水温度值均大于前一年同时刻的出水温度值,也就意味着,后一年任一时刻的土壤温度均大于前一年同时刻的土壤温度,由此可见,两种工况均存在热累积效应。相比于工况 1,工况 2 下的埋管换热器夏季出水温度最大值偏小 3.01℃,第 15 个运行季的冬季出水温度最小值偏小 2.95℃(工况 1 为 28.33℃,工况 2 为 25.38℃),由此可以看出,工况 2 对换热器出水温度上、下限值的逐年增大情况均有显著的减缓作用。在第 1~4 运行年期间,工况 1 和工况 2 的逐年出水温度峰值差值差异较小,而在第 5~15 运行年期间,每一运行年的出水温度峰值差值逐年增大,工况 2 相比于工况 1 的优势体现的越来越显著。

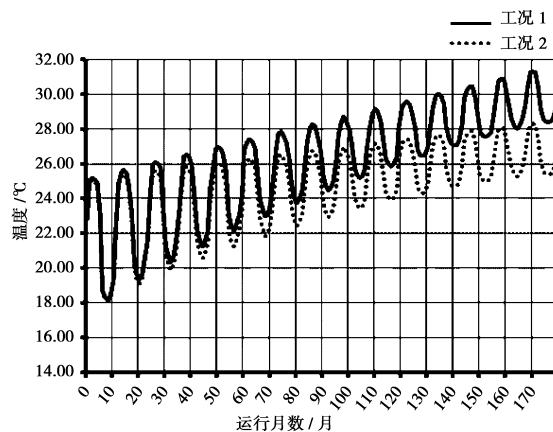


图 3 地下埋管换热器出水温度变化图

4.3 连续与间歇运行工况下的动态 EER 和逐年能耗对比

图 4 是在工况 1 和工况 2 条件下的地源热泵系统全寿命周期内的动态 EER 曲线图。在工况 1 下,热泵系统在制冷工

况下的 EER 值在 1.75~2.76 范围内,最大值 2.76 出现在第 1 个运行年的 7 月份,最小值 1.75 出现在第 15 个运行年的 9 月份;在制热工况下的 EER 值在 1.92~2.01 范围内,最大值 2.01 出现在第 1 个运行年的 1 月份,最小值 1.92 出现在第 15 个运行年的 2 月份。在工况 2 下,热泵系统在制冷工况下的 EER 值在 2.19~3.32 范围内,最大值 3.32 出现在第 1 个运行年的 7 月份,最小值 2.19 出现在第 15 个运行年的 9 月份;在制热工况下的 EER 值在 2.05~2.19 范围内,最大值 2.19 出现在第 1 年 1 月份,最小值 2.05 出现在第 15 年的 2 月份。在工况 1 和工况 2 两种工况下,该地源热泵系统在全寿命周期内的系统 EER 均值分别为 2.14 和 2.71。由此可见,相比较于工况 1(连续运行模式),工况 2(间歇运行模式)可以有有效的改善热泵系统的换热性能,从而提高了系统能效。

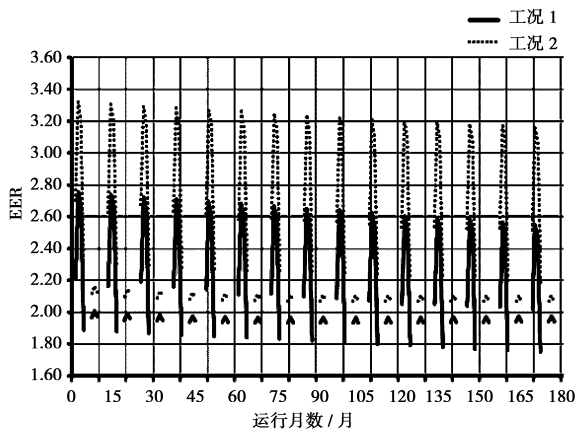


图 4 地源热泵系统全寿命周期内的动态 EER 曲线图

图 5 是工况 1 和工况 2 下的地源热泵系统全寿命周期内的逐年运行能耗图。由图 5 可以看出,在这两种不同的工况下,逐年能耗的最大值和最小值均分别出现在第 15 运行年和第 1 运行年。在工况 1 下,地源热泵系统全寿命周期内的逐年能耗在 115 125~12 2503 kW 范围内;在工况 2 下,地源热泵系统全寿命周期内的逐年能耗在 103 875~109 602 kW 范围内。相比于工况 1,工况 2 的系统逐年运行能耗均小于工况 1 的系统逐年运行能耗。

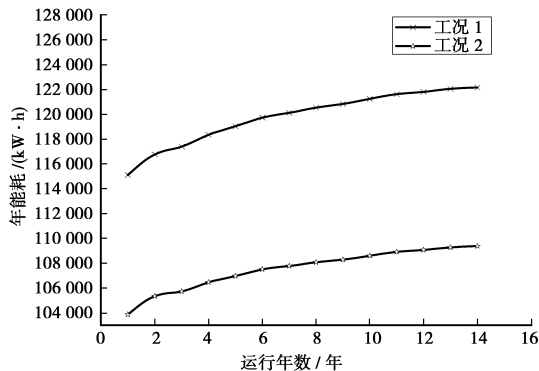


图 5 全寿命周期内的逐年运行能耗图

4.4 地源热泵系统经济性分析

4.4.1 系统 LCC 各部分计算

本文讨论的重点是竖埋管地源热泵工程的全寿命周

期内的运行能耗,并且在确定系统初投资时,系统的组成设备与所处地域无关,仅受设备容量的制约,因此,可将地源热泵系统的初投资看成固定值,该地源热泵系统的总初投资为 106.68 万元,系统各部分的初投资见表 2。

表 2 地源热泵系统各部分初投资

编号	名称型号	性能参数	数量	初投资/万元
1	DRSW-80N-1F 热泵机组	额定制冷量 278 kW, 制冷功率 44.2 kW; 额定制热量 279 kW, 制热功率 58.4 kW	1	17.6
2	BKT100-65-260 地源侧循环水泵	流量: 22~60 m ³ /h, 功率: 7.5 kW, 效率: 70%	2	0.9
3	BKT100-65-260 末端侧循环水泵	流量: 22~60 m ³ /h, 功率: 7.5 kW, 效率: 70%	2	0.9
4	末端	风机盘管+新风机组	58+4	9.08
5	地理管换热器	单 U 型	60 孔	60
6	管道、阀门等附件	符合相关标准	—	16.2
7	其他建安费用			2

管理维护费用包括人工费用和维修折旧费用。其中,人工费用按照 2 名项目管理人员,工资按 2 000 元/(人·月)计算;维修折旧费用按照折旧费用的 10% 计算^[12],设备折旧年限为 15 a^[10]。维护管理费用计算结果详见表 3。

表 3 维护管理费用计算汇总表

名称	人工费用	维修折旧费用	全年管理维修费用
费用/万元	4.000	0.395	4.395

根据重庆市目前的能源价格情况,商业用电的电价取为 0.85 元/kW·h,两工况下的运行费用分别通过地源热泵系统全寿命周期内的逐年能耗图 5 计算得到,该地源热泵项目的逐年运行以及维护管理费用见表 4。

表 4 全寿命周期内逐年运行以及

维护管理费用汇总表

运行年数/年	维护管理费用汇总表		万元
	连续运行	间歇运行	
1	14.98	11.32	
2	15.12	11.44	
3	15.17	11.48	
4	15.26	11.54	
5	15.31	11.58	
6	15.37	11.63	
7	15.41	11.62	
8	15.44	11.68	
9	15.47	11.69	
10	15.50	11.72	
11	15.53	11.75	
12	15.55	11.76	
13	15.57	11.78	
14	15.58	11.79	
15	15.61	11.80	

4.4.2 地源热泵系统 LCC 值分析

根据以上述计算结果,将地源热泵系统全寿命周期 LCC 值的各组成部分汇总于表 5,并结合式(1)和式(2),分别计算

得到该地源热泵系统在连续运行和间歇运行工况下的系统 LCC 值。

表 5 全寿命周期 LCC 费用组成汇总表

总初投资		各年末运行以及维护管理费用的净现值								LCC 值
连续运行	106.68	1	2	3	4	5	6	7	8	237.92
		13.87	12.96	12.05	11.21	10.42	9.69	8.99	8.34	
		9	10	11	12	13	14	15		
		7.74	7.18	6.66	6.18	5.73	5.30	4.92		
总初投资		各年末运行以及维护管理费用的净现值(万元)								LCC 值
间歇运行	106.68	1	2	3	4	5	6	7	8	205.92
		10.47	9.81	9.11	8.48	7.88	7.33	6.80	6.31	
		9	10	11	12	13	14	15		
		5.85	5.43	5.04	4.67	4.33	4.01	3.72		

由表 5 可以看出,该地源热泵系统的 LCC 值在连续运行工况下为 237.92 万元,而在间歇运行工况下仅为 205.92 万元,相比于连续运行减少了 32.0 万元,即相对降低了 13.45%,占初投资的 30.0%。由于间歇运行模式使得地温在一定程度上得到了较好的恢复,地下换热器换热效率增强,逐年运行能耗降低,从而使得系统 LCC 值低于连续运行工况下的 LCC 值。由此可见,间歇运行模式对地源热泵系统的换热性能的改善是有积极作用的,同时也具有很大的节能潜力。

4.5 节能率分析

为了具体说明间歇运行模式对埋管地源热泵系统全寿命周期成本的影响,在上述计算分析结果的基础上,以连续运行工况下的热泵系统逐年能耗为对比基础,分析间歇运行对埋管地源热泵系统的节能率。节能率定义为以连续运行工况下的热泵系统逐年能耗为较基础, W 为地源热泵系统在连续运行工况下的系统年能耗, W' 为地源热泵系统在间歇运行工况下的系统年能耗,两者的差值再与连续运行工况下的系统年能耗相除,得到 f 值, f 即为节能率。节能率的数学描述可以表达为:

$$f = \frac{W - W'}{W} \quad (17)$$

针对某埋管地源热泵系统,该系统采用一台 DRSW-80N-1F 地源热泵机组,根据式(17)计算埋管地源热泵系统间歇运行模式的节能率,如图 6 所示:

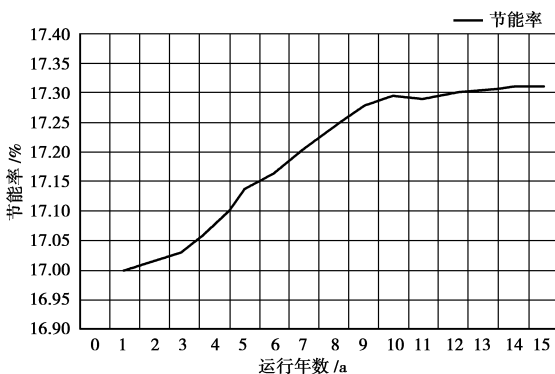


图 6 间歇运行工况下的逐年节能率

图 6 的计算结果表明,间歇运行的节能效果较明显。在系统的整个寿命周期内,间歇运行的节能率在 16.98%~17.31% 范围内,最小值 16.98% 出现在第 1 个运行年,由于在系统运行初期,地温较低,埋管周围土壤热堆积现象不明显,间歇运行的节能率相比于全寿命周期内的后期几年较低一些。间歇运行的节能率在第 10 个运行年后基本维持在 17.30% 左右。间歇运行模式相比于连续运行,对地源热泵系统在全寿命周期内的平均节能率为 17.20%,节能效果显著。

5 结 论

通过间歇运行状态对埋管地源热泵系统全寿命周期成本的影响分析讨论,可以得出如下结论:

1) 间歇运行对换热器出水温度上、下限值的逐年增大情况均有显著的缓解作用。在运行终止年(第 15 个运行年),相比于连续运行 15 年,间歇运行 15 年工况下的埋管换热器夏季出水温度最大值偏小 3.01 °C,冬季出水温度最小值偏小 2.95 °C。

2) 在连续运行和间歇运行这两种工况下,后一年任一时刻的出水温度值均大于前一年同时刻的出水温度值,也就意味着,后一年任一时刻的土壤温度均大于前一年同时刻的土壤温度,由此可见,这两种工况均存在热累积效应,但是间歇运行的热累积效应明显小于连续运行。

3) 相对于连续运行状态,间歇运行状态可以有效的改善热泵系统的换热性能,提高地源热泵系统的能效。对于该埋管地源热泵系统,在连续运行 15 年工况下,热泵系统制冷动态 EER 值在 1.75~2.76 范围内,制热动态 EER 值在 1.92~2.01 范围内。在间歇运行 15 年工况下,热泵系统制冷动态 EER 值在 2.19~3.32 范围内,制热动态 EER 值在 2.05~2.19 范围内。在连续运行和间歇运行两种工况下,该地源热泵系统在全寿命周期内的系统 EER 均值分别为 2.14 和 2.71。

4) 间歇运行状态下的地源热泵系统 LCC 值明显小于连续运行状态下的系统 LCC 值。对于该地源热泵系统,在连续运行工况下的系统 LCC 值为 237.92 万元,而在间歇运行工况下系统 LCC 值仅为 205.92 万元,相比于连续运行减少了 30.0 万元,即相对降低了 13.45%,占初投资的 30.0%。

5)对该地源热泵系统间歇运行工况下的节能率进行了分析,结果表明,间歇运行工况的节能效果明显。在整个寿命周期内,间歇运行的节能率在16.98%~17.31%范围内,全寿命周期平均节能率为17.20%。

参考文献:

- [1] Gordon A. The economic of the 3L's concept[J]. Charted Survey or Building and Quantity Surveying Quarterly June, 1974;30.
- [2] American Institute of Architects. Life cycle cost analysis: a guide for architects [M]. The USA: AIA,1977.
- [3] Aye L, Bamford N, Charters B, et al. A life-cycle costing approach for a commercial office building in Melbourne australia [J]. Construction Management and Economics, 2000, 18: 927-934.
- [4] Greyvenstein G P, Van Niekerk W M K. Life-cycle cost comparison between heat pumps and solar water heaters for the heating of domestic water in South Africa[J]. Journal of Energy in Southern Africa, 1999, 10(3):86-91.
- [5] 罗云,张俊迈,吴奕亮.设备寿命周期费用方法及其应用[M].北京:海洋出版社,2010.
- [6] 李兆坚,江亿.我国城镇住宅空调生命周期能耗与资源消耗研究[D].北京:清华大学,2007.
- [7] 周立,葛耀君.全寿命经济分析中折现率的确定[J].上海公路,2007,2:51-55.
- [8] 高青,于鸣,乔广.地热利用中的地温可恢复特性及其传热的增强[J].吉林大学学报:工学版,2004(34):107-111.
- [9] 董士波.建设项目全寿命周期成本管理[M].北京:中国电力出版社,2009.
- [10] 李相然.工程经济学[M].北京:中国电力出版社,2008:297-299.
- [11] 王勇,赖道新.基于全寿命周期成本方法的地表水源热泵系统分析[J].西安建筑科技大学学报:自然科学版,2011(43):75-80.
- [12] 王树鹏.设备寿命周期费用研究及其应用[D].南京:南京航空航天大学,2007.
- [13] 王勇,唐曦.卫生热水蓄热方式对地埋管换热性能的影响分析[J].重庆大学学报,2012,35(3):140-146.
- [14] 唐曦,王勇.水平埋管地下岩土传热模型中上垫面边界条件的确定方法研究[J].制冷与空调,2011,107(25):197-201.
- [15] 刁乃仁,曾和义,方肇洪.垂直U型管地热换热器的准三维传热模型[J].热能动力工程,2008(18):387-390.
- [16] Ingersoll L R, Plass H J. Theory of the ground pipe heat source for the heat pump [J]. ASHVE Transactions, 1948 (47): 339-348.
- [17] 陈金华,刘猛,吴淑霞,等.湖水源热泵空调系统取水方式性能分析[J].湖南大学学报:自然科学版,2009,36(12):79-83.
- [18] Florides G A, Christodoulides P, Pouloupatis P. An analysis of heat flow through a borehole heat exchanger validated model [J]. Applied Energy, 2012, 92:523-533.
- [19] Ashrae. Systems and equipment handbook[M]. Atlanta: Society of Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning Engineers,1992.
- [20] 杨李宁.公共建筑空调工程能效比的研究[D].重庆:重庆大学,2007.

(编辑 郑洁)