

寒冷地区采暖季某办公楼水源热泵系统 运行能效综合分析

刘馨¹,李画¹,冯国会¹,梁传志²

(1. 沈阳建筑大学市政与环境工程学院,辽宁 沈阳 110168;2. 住房和城乡建设部
科技与产业化发展中心,北京 100835)

摘要 目的 研究寒冷地区水源热泵系统的实际应用效果,分析影响系统运行能效的主要参数及参数影响因素. 方法 测量了寒冷地区采暖季某办公楼水源热泵系统运行的介质温度、流量和耗电量等基础参数,并通过计算获取了供、取热量和能效比等间接参数. 分析了热泵系统的实际运行情况,确定了影响系统能效比的主要参数. 通过相关性分析识别出主要参数的核心影响因素. 结果 水源热泵系统能效比(EER)平均在1.8左右;机组能效比(COP)平均在3.6左右. 系统部分运行阶段取热能力不足;水泵能耗偏高,耗电输热比偏大. 热泵机组 COP 与水泵耗电输热比是影响系统能效的主要参数. 主机负荷率与用户侧温差是主要参数的核心影响因素. 结论 办公楼水源热泵系统运行稳定,提高机组 COP 与降低水泵耗电输热比是提升系统能效的关键.

关键词 办公楼;水源热泵系统;能效比;相关性分析

中图分类号 TU832.1

文献标志码 A

Comprehensive Analysis of Operating Energy Efficiency for a Water Source Heat Pump System in an Office Building during the Heating Season in Cold Regions

LIU Xin¹, LI Hua¹, FENG Guohui¹, LIANG Chuanzhi²

(1. School of Municipal and Environment Engineering, Shenyang Jianzhu University, Shenyang, China, 110168; 2. Center of Science and Technology and Industrialization Development, Ministry of Housing and Urban-rural Development of the People's Republic of China, Beijing, China, 100835)

Abstract: The main parameters affecting the energy efficiency of the system and the influencing factors of the parameters are analyzed to study the practical application effect of water source heat pump system in cold regions. The basic parameters such as medium temperature, flow rate and

收稿日期:2018-12-27

基金项目:国家重点研发计划项目(2017YFB0604005);辽宁省科技厅资助项目(20150168);辽宁省自然科学基金指导计划项目(201601211)

作者简介:刘馨(1983—),女,博士,主要从事地源热泵方面研究.

power consumption of the water source heat pump system of an office building during the heating season in the cold regions were measured to obtain by formula calculation the indirect parameters such as heat supply, heat extraction and energy efficiency ratio. The main parameters affecting the energy efficiency ratio of the system were determined by the actual operation of the heat pump system analyzed. The core influencing factors of the main parameters were identified through correlation analysis. The energy efficiency ratio (*EER*) of the water source heat pump system averages around 1.8, heat pump unit energy efficiency ratio (*COP*) averages around 3.6. The partial operation stage of the system has insufficient heat extraction capacity; pump energy consumption is a little high and the ratio of electricity consumption to transferred heat quantity of the circulating water pump is too large. Heat pump unit *COP* and ratio of electricity consumption to transferred heat quantity are the main parameters affecting system energy efficiency. The unit load rate and temperature difference of the user side are the core influencing factors of the main parameters. The water source heat pump system operation of the office building is stable. Increasing the unit *COP* and reducing the ratio of electricity consumption to transferred heat quantity of the pump are the key to improving system energy efficiency.

Key words: office building; water source heat pump system; energy efficiency ratio; correlation analysis

以燃煤为主的能源结构已经造成了极为严重的大气污染,要实现经济的可持续发展必须尽可能多地利用可再生能源^[1-2]。作为一种可再生能源利用技术,地下水源热泵的应用研究开展得很早。水源热泵技术是采用热泵原理通过少量的高位电能输入,将地表浅层水源的低位热能向高位热能转移的一种技术。随着热泵技术的不断发展,水源热泵技术已广泛应用于寒冷地区。

部分热泵系统取水及回灌方式简单,热源井布置不合理,针对热泵应用的水文地质条件已有大量研究^[3-7]。由于资源和地理条件的限制,水源热泵的应用数量逐年减少。为使现存水源热泵应用项目保证节能效果,应提升水源热泵系统的能效。马一太等^[8]对市场上部分水源热泵产品的性能进行了统计分析,制热工况下热力完善度主要集中在0.300~0.500,平均值在0.423左右,绝大多数机组的能效可提升20%以上。中国目前的燃煤发电效率为30%~35%,LIU Xingmin等^[9]提出若将燃煤发电平均效率估计为33%,热泵系统的*COP*大于3时,热泵系统

可以有效从环境中获得额外的能量。徐成良等^[10]认为地下水源热泵运行根据室内温度变化进行供水温度调节,可以降低能耗同时保证室内的热舒适性。雷飞等^[11]分析了水源热泵系统总能耗中各部分的能耗比例:热泵机组能耗年平均占总能耗的比例为59.2%,系统中水泵能耗占比40.8%。ZHANG Shuyang等^[12]通过对某热泵系统的实际数据分析发现,热泵和水泵能耗比接近0.9:1,泵的高能耗比例对系统能效比具有负面影响。E. Fuentes等^[13]认为应确定热泵启动的最小运行时间,以最大限度地降低启动效应造成的能效损失,其推荐的最小时间为20 min。J. Cervera - Vázquez等^[14]通过理论与计算分析发现系统在大多数情况下处于低部分负载条件,系统性能还会因部分负载率的降低而降低;增加热泵蒸发器和冷凝器两侧的水流速会降低压缩机的消耗,但也会增加循环泵的消耗。董长青^[15]发现机组和系统能效比会随负荷率增加呈现先增后减的趋势,在负荷率为80%左右时取得最大值。K. C. Edwards等^[16]开发了一种控制策略来预测部分负荷运行下的最佳热泵水流量,此策略根据

设计数据和最小的在线测量数据计算最佳流速,使用该流速控制策略可以提高系统性能. C. Montagud 等^[17]认为通过优化压缩机和水泵的可以降低系统的总能耗,考虑水泵的循环速率是找到两者组合最佳运行的关键. 尚少文等^[18]发现地源热泵若只采暖季运行,地源侧温度在系统运行5年与1年后对比下降1.3℃,不利于系统长期运行. 通过对水源热泵系统运行的探究,发现水源热泵存在系统能耗高,主机负载低,水泵耗电占比高等问题. 为提高水源热泵系统的整体运行能效,笔者对寒冷地区某办公楼采暖季的实测运行参数进行了具体分析. 根据其实际运行效果,确定了影响系统能效的主要参数,并就可能影响这些因素的参数进行了相关性分析.

1 工程概况

1.1 建筑基本概况

该办公楼位于我国寒冷地区,该地区四

季分明,温差较大,冬寒时间较长. 办公楼对外墙、屋面、外窗等部位采取了结构化设计,其围护结构性能良好. 建筑共10层,其中地下1层为设备机房及车库,地上1至9层为办公用房,标准层高3.9 m,总建筑面积35 437 m². 工作日运行时间为8:00-17:00,周六、周日为双休. 办公人员平均每天约200人.

1.2 能源系统概况

地下1层机房内设置水源热泵系统负担建筑冷热负荷,系统末端采用风机盘管与地热盘管. 冬季设计热负荷为3 525.5 kW,热泵机房内设备及管线布置如图1所示. 实际运行时,水源热泵机组1与机组2运行,机组3未启用. 用户侧循环水泵组1运行,组内3台循环水泵两用一备;用户侧循环水泵组2未启用. 制热工况下,用户侧出水目标温度37℃,制热温差设定为4℃. 用户侧出水保护温度50℃,地源侧回水保护温度2℃. 热泵系统主要设备参数如表1所示.

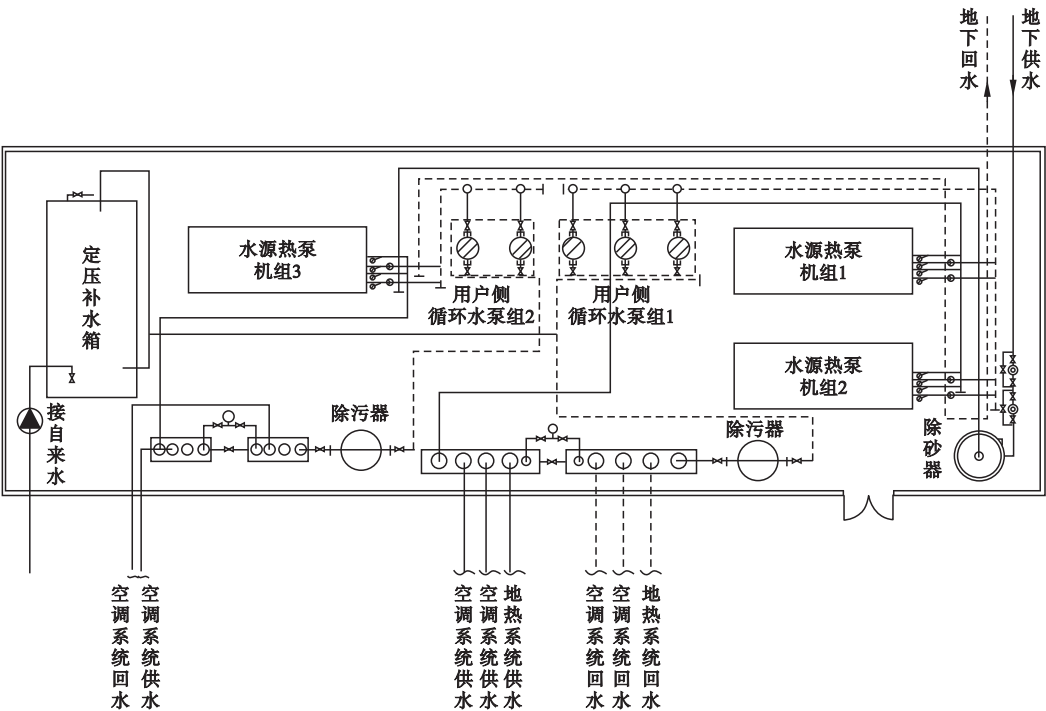


图1 热泵机房设备及管线布置

Fig. 1 Equipment and pipeline layout of heat pump room

表1 热泵系统主要设备参数

Table 1 Main equipment parameter list of heat pump system

设备	名义制热 量/ kW	名义制热 功率/kW	额定流 量/(m ³ ·h ⁻¹)	额定功 率/kW	数量/台
水源热泵机组	1 485. 93	309. 5	—	—	3
用户侧循环水泵组 1	—	—	280	37	3
地源侧循环水泵	—	—	130	37	4

2 参数测量及计算方法

2.1 基础参数的实际测量

根据《可再生能源建筑应用工程评价标准》(GB/T 50801—2013) 确定测试条件、设备仪器以及测试方法. 将温度、流量以及耗电量等作为测试的基础参数. 基础参数的采集时间为2017 - 11 - 03 至2018 - 03 - 08. 具体使用温度自动记录仪采集室外环境温度、水源热泵机组的地源侧供、回水温度和用户侧供、回水温度; 采用超声波流量计测量地源侧与用户侧的流量; 水源热泵机组与水泵的输入功率、主机负荷率根据配电柜显示屏读取; 机组启停次数根据机房运行记录手册查取.

2.2 间接参数的计算方法

(1) 热泵机组的供热量

$$Q_E = V_e \rho_e c_e \Delta t_e / 3\ 600. \tag{1}$$

式中: Q_E 为热泵机组的供热量, kW; V_e 为热泵机组用户侧平均流量, m³/h; ρ_e 为冷冻水平均密度, kg/m³; c_e 为冷冻水平均定压比热, kJ/(kg·℃); Δt_e 为热泵机组用户侧进出口水温差, ℃.

(2) 热泵机组的取热量

$$Q_D = V_d \rho_d c_d \Delta t_d / 3\ 600. \tag{2}$$

式中: Q_D 为热泵机组的取热量, kW; V_d 为热泵机组地源侧平均流量, m³/h; ρ_d 为地下水平均密度, kg/m³; c_d 为地下水平均定压比热, kJ/(kg·℃); Δt_d 为热泵机组地源侧进出口水温差, ℃.

(3) 热泵机组能效比

$$COP = \frac{Q_E}{W_C}. \tag{3}$$

式中: COP 为热泵机组能效比; W_C 为热泵机组的输入功率, kW.

(4) 热泵系统能效比

$$EER = \frac{Q_E}{W_C + W_P}. \tag{4}$$

式中: EER 为热泵系统能效比; W_P 为循环水泵的输入功率, kW.

(5) 用户侧循环水泵实际耗电输热比

$$EHR = \frac{W_P}{Q_E}. \tag{5}$$

式中: EHR 为用户侧循环水泵实际耗电输热比.

基于实际测量所获取的基础参数, 通过式(1) ~ 式(5), 可以分别计算得到机组供、取热量、机组与系统的能效比等间接参数. 这些参数为分析水源热泵系统的实际运行及能效影响因素的相关性分析提供了基础.

3 水源热泵运行能效分析

3.1 供、取热量分析

2017—2018 年采暖季的室外平均温度为 - 5. 78 ℃. 图2 为供热量与取热量在2017—2018 年采暖季的变化曲线. 图2 显示日供热量与取热量分别在2 382 ~ 60 854 kW·h 与4 630 kW·h ~ 34 436 kW·h 内波动. 其中A 阶段取热量普遍大于供热量, 供热需求较小. 由于过量取热造成供、取热量严重不平衡. 图2 中B 阶段供热量普遍大于取热量, 由于受到室外冷热空气的交替影响, 温度波幅变化较大, 室内热需求变化较快, 供热曲线波幅较大, 供热量接近取热量的1. 6 倍. 该阶段地源侧水泵全部运行, 取热量

已达到极限,仍不能满足热泵机组的运行需求,热量出现了严重供不应求的现象.实际地源侧温差在 $0.8\sim 3.9\text{ }^{\circ}\text{C}$ 内波动,与设定值相符,说明取热缺陷不在于水温,而在于取水量,事实上由于受到地下岩层的阻碍影响,实际取水深度确实并未达到设计要求.理论上增大地源侧温差可以提升取热量,但不能保证 $2\text{ }^{\circ}\text{C}$ 的出水保护温度,若水系统出现冰水混合物会使系统阻力增大同时也会对主机运行造成不利影响,所以不能盲目提高地源侧温差来改善这种不足的情况,这是该热泵系统存在的主要问题.此外,供、取热量曲线波峰与波谷的出现时间常不一致,供、取热量变化对室外温度变化反应略有延迟,侧面反映出办公楼的围护结构保温性能良好.通过以上对2017—2018年采暖季水源热泵供、取热量变化的分析,了解了该办公楼水源热泵系统的真实运行情况.

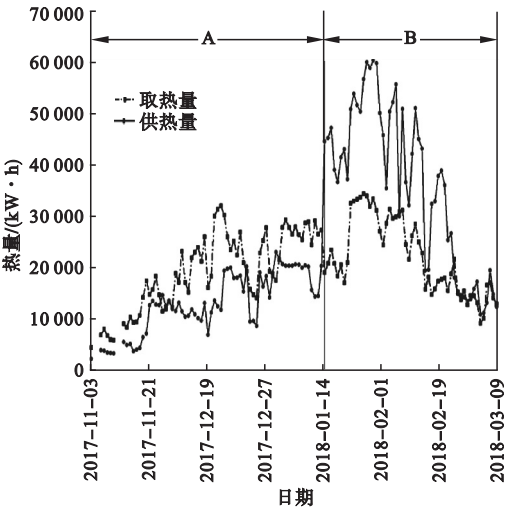


图2 供热量与取热量

Fig. 2 Heat supply and heat extraction

3.2 水泵、机组与系统运行效果分析

3.2.1 水泵运行效果分析

根据机房配电柜统计了采暖季热泵系统的耗电量,热泵机组与水泵的耗电量组成如表2所示.3月份采暖日较少用电量较小,因此未对3月份用电量做出统计.表2显示2017年11月系统耗电量最少为141 839 kW·h,2018

年1月系统耗电量最多为466 678 kW·h.机组耗电量及水泵耗电量变化与总耗电量趋势相同.整个采暖季的水泵耗电量与机组耗电量基本持平,对比集中空调系统的水泵能耗一般占总能耗的20%~30%,该系统水泵耗电量偏大.

表2 水源热泵系统耗电量统计

Table 2 Power consumption statistics of water source heat pump system kW·h

时间	水泵耗 电量	机组耗 电量	系统耗 电量
2017-11	64 841	76 998	141 839
2017-12	153 857	190 860	344 717
2018-01	251 362	215 316	466 678
2018-02	190 056	173 152	363 208

水泵作为水循环系统的动力来源,它的运行对实际供热效果的影响不容忽视.水耗电输热比的大小能够反映水泵的运行情况,实际耗电输热比的情况以及与供热量的变化关系如图3所示.

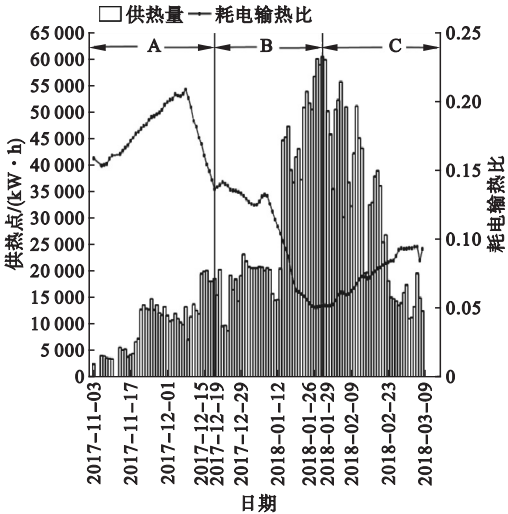


图3 耗电输热比与供热量

Fig. 3 EHR and heat supply

图3中耗电输热比曲线整体呈下降水平,根据耗电输热比的变化特征将曲线分为A、B、C3个阶段.A与C阶段耗电输热比呈

上升趋势. A 阶段供热量较小,耗电输热比偏大,在 0.15 ~ 0.23 变化;水泵的耗电量对耗电输热比起主导作用造成耗电输热比随供热量增加而上升. C 阶段耗电输热比相对较小,在 0.05 ~ 0.09 变化. B 阶段耗电输热比随着供热量的增大在 0.05 ~ 0.23 呈阶梯下降趋势. 计算出整个采暖季平均耗电输热比为 0.121,由于循环水泵型号偏大,随着系统运行管网阻力逐年增大等原因,耗电输热比实际值比理论值大 1 个数量级. 降低水泵的耗电输热比有利于系统的节能运行.

3.2.2 机组与系统运行效果分析

办公楼用能时间规律,采暖需求主要集中在人员工作的时间. 虽然在夜间仅值班室有人员热需求,但系统未采取间歇性运行. 间歇供暖会使供热管道降温加快,可能导致水管冻裂,尤其是地下 1 层的消防水管. 为防止发生管路泄露,主机大部分时间连续运行. 机组的日启停频率分布如图 4 所示.

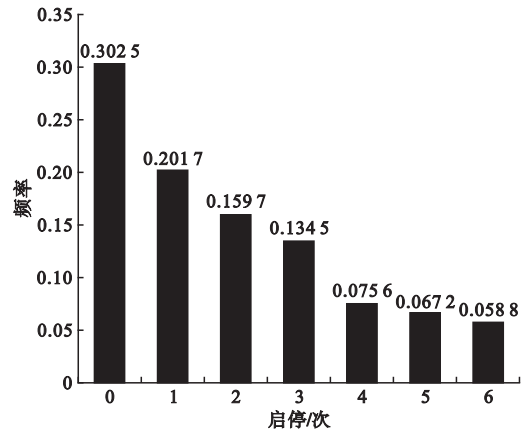


图 4 机组日启停次数频率分布

Fig. 4 Unit daily start and stop frequency distribution

图 4 中机组日连续运行频率为 30.3%,发现主要集中在平均室外温度低于 -10℃ 的日期. 1 ~ 2 次的启停多发生在室外日平均温度在 -5℃ 左右的日期,且通常在午休与晚休的时间. 机组运行达到保护温度而自动停止是出现启停次数高于 3 次的主要原因. 机组启停过程压缩机周期性地加载 - 卸载会对机组的能效表现产生一定的影响,而整个

采暖季机组故障率很低,机组的实际运行较为稳定.

图 5 为机组负荷率频率分布图. 主机负荷率达到 80% 以上会对系统的能效有积极的影响,图中显示主机负荷率低于 80% 的频率高达 0.72. 水源热泵机组实际应用未保证连续高负载运行,提高主机负荷率有利于提升机组性能.

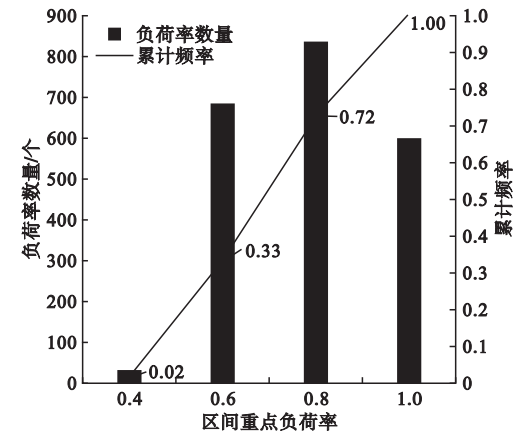


图 5 机组负荷率频率分布

Fig. 5 Unit load rate frequency distribution
机组与系统能效比如图 6 所示.

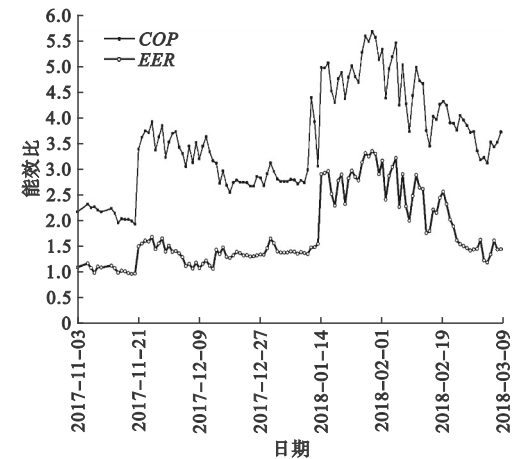


图 6 机组及系统能效比

Fig. 6 Unit and system energy efficiency ratio

图 6 中 COP 与 EER 整体波动趋势相似,EER 在 0.96 ~ 3.34 内波动,平均 EER 在 1.8 左右.《可再生能源建筑应用工程评价标准》(GB/T 50801—2013)中规定地下水水源热泵系统能效比不应小于 2.5,而该系统

EER 小于 2.5 的比例约为 79%, 机组并未充分发挥其节能优势. COP 在 1.93 ~ 5.65 内波动, 平均在 3.6 左右. 机组的出厂性能测试数据显示平均 COP 为 4.6. 造成差别的主要原因在于性能测试要求压缩机连续运行且制热量不小于额定制热量的 80%, 系统实际运行很难达到这种条件.

通过对水源热泵运行效果的具体分析可知, 办公楼水源热泵系统存在取热量不足、水泵耗电量高、系统运行能效低等问题. 因此应将水泵耗电输热比、机组能效比作为影响系统能效比的主要参数.

4 能效参数及其影响因素相关性分析

4.1 主要参数相关性分析

使用 SPSS 软件对水泵耗电输热比、机组能效比以及系统能效比进行交叉相关性分析. 各参数在置信度 0.01 水平上显著相关. EER 与 COP 的相关系数为 0.796, EER 与耗电输热比的相关系数为 -0.717, COP 与耗电输热比的相关系数为 -0.466. 图 7、图 8 为根据实测 EER 、 COP 与耗电输热比分别绘制的 EER 与 COP 、 EER 与耗电输热比的拟合曲线.

图 7 中 EER 与 COP 拟合曲线效应量 $R^2 = 0.857$, 说明 COP 的变化能解释 EER 变化的 85.7%. 图 8 中 EER 与耗电输热比拟合曲线效应量 $R^2 = 0.725$. 说明耗电输热比的变化能解释 EER 变化的 72.5%. 根据图 7、图 8 的 R^2 值可知主机 COP 与耗电输热比之间存在一定的共线性. 通过拟合公式, 根据主机 COP 结合耗电输热比的值可大致推算出系统的整体运行能效. 图 8 显示 EER 随耗电输热比增大而减小, 较小的耗电输热比对 EER 变化动态响应更敏感; 耗电输热比控制在 0.06 以下时 EER 可达 2.5, 满足《可再生能源建筑应用工程评价标准》(GB/T 50801—2013) 要求. 提升机组能效与降低水泵耗电输热比可以有效控制系统能效.

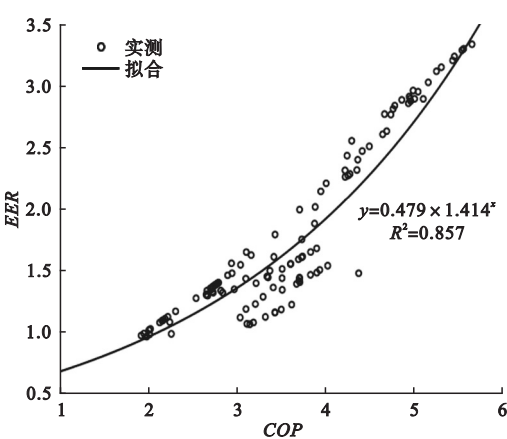


图 7 EER 与 COP 拟合曲线

Fig. 7 EER and COP curve fitting

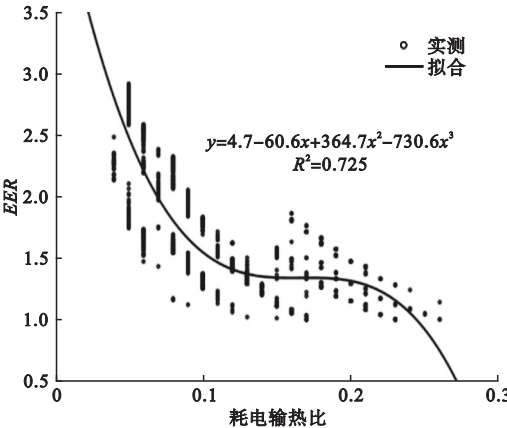


图 8 EER 与耗电输热比拟合曲线

Fig. 8 EER and EHR curve fitting

4.2 主要参数影响因素分析

影响水泵耗电输热比与机组能效比的因素有很多. 将机组耗电量、水泵耗电量、地源侧温差、用户侧温差、地源侧进出水温度、用户侧进出水温度、主机负荷率以及室外温度等参数分别与 COP 和耗电输热比进行了相关性分析, 并将这些影响因素与 COP 和耗电输热比的相关系数进行比较. 发现主机负荷率与 COP 相关性最强, 相关系数为 0.990; 用户侧温差与耗电输热比相关性最强, 相关系数为 -0.875. 以下针对这两种相关性最好的核心影响因素与主要参数进行拟合分析.

耗电输热比与用户侧温差曲线拟合如图 9 所示, 效应量 $R^2 = 0.997$, 说明用户侧温差变化能解释耗电输热比变化的 99.7%. 根据

用户侧温差可推测耗电输热比的大小与水泵的运行情况.耗电输热比随用户侧温差增大而下降,适当增大用户侧温差的设定值可有效降低水泵的耗电输热比.根据拟合曲线,耗电输热比降低速率随用户侧温差增大而逐渐变缓,用户侧温差设定在4~6℃较为合适.

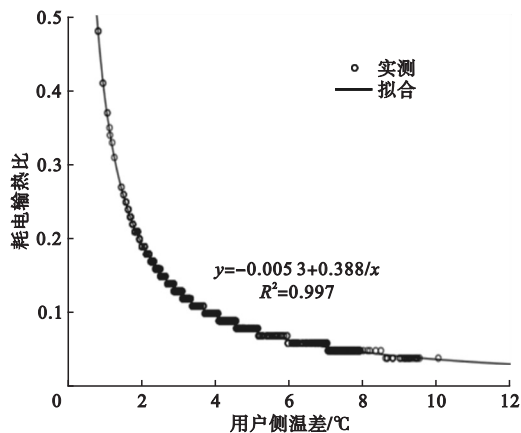


图9 耗电输热比与用户侧温差拟合曲线

Fig. 9 EHR and Δt_w curve fitting

COP 与机组负荷率的拟合曲线如图10所示,效应量 $R^2 = 0.996$.说明主机负荷率的变化能解释 COP 变化的99.6%.

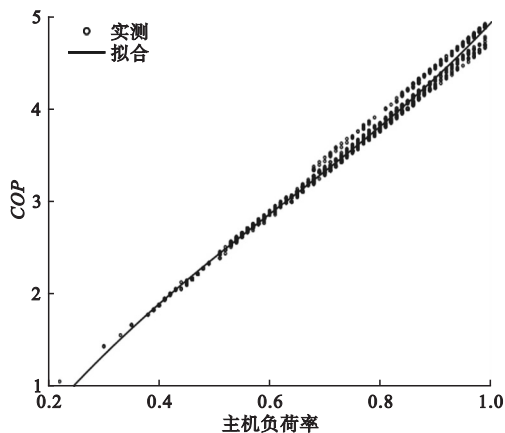


图10 COP 与主机负荷率拟合曲线

Fig. 10 COP and Unit load rate curve fitting

通过拟合公式 $y = -0.86 + 9.19x - 7.33x^2 + 3.92x^3$ 根据机组负荷率变化情况可以推测机组的能效情况,控制机组负荷率对机组运行起决定性作用. COP 随负荷率的增大而增大,机组满负荷运行时 COP 可达5左右.机组80%负荷运行时能效比在3.8左

右,适当调控机组内压缩机的开启台数,提高主机负荷率可有效提升机组的运行能效.

5 结论

(1)水源热泵系统2017—2018年采暖季的供、取热量不平衡率较高.由于地源侧取水量不足,部分采暖阶段取热能力明显不能满足供热需求.单一的增大地源侧温差不能解决这一问题.

(2)整个采暖季水泵耗电量与机组耗电量基本相同,水泵耗电占比高;水泵实际耗电输热比在0.05~0.23,比理论值大1个数量级.机组启停次数较少,实际运行较为稳定.热泵机组长期在部分负荷条件下工作,负荷率较低.机组 COP 在1.93~5.65内波动,平均 COP 在3.6左右.系统 EER 在0.96~3.34内波动,平均值1.8左右.机组 COP 、水泵耗电输热比是影响系统 EER 的主要参数.

(3)通过影响因素相关性分析确定,主机负荷率与 COP 相关性最强,相关系数为0.990.用户侧温差与耗电输热比相关性最强,相关系数为-0.875.提升主机 COP 与降低水泵耗电输热比是提升系统能效的核心措施.耗电输热比控制在0.06以下,主机负荷率控制在80%左右,用户侧温差控制在4~6℃较为合理.

参考文献

- [1] 徐伟,刘志坚.中国地源热泵技术与展望[J].建筑科学,2013,29(10):26-33.
(XU Wei, LIU Zhijian. Development and prospect of ground source heat pump technology in China[J]. Building science, 2013, 29(10): 26-33.)
- [2] 张晓明,路世翔,高姗,等.可再生能源在节能建筑中的应用[J].可再生能源,2015,33(8):1209-1213.
(ZHANG Xiaoming, LU Shixiang, GAO Shan, et al. Renewable energy utilization in energy-saving building[J]. Renewable energy resources, 2015, 33(8): 1209-1213.)
- [3] 潘俊,王天慧,杜晓宇,等.铁细菌对地下水源地热泵回灌堵塞的生物化学行为研究[J].沈阳建筑大学学报(自然科学版),2018,34(2):360-367.
(PAN Jun, WANG Tianhui, DU Xiaoyu, et al.

- Biochemical behavior of iron bacteria on plugging of groundwater source heat pump [J]. Journal of Shenyang jianzhu university (natural science), 2018, 34(2): 360–367.)
- [4] 徐玉良,贾超,贾佳佳,等.地下水源热泵抽灌系统优化布置[J].水科学与工程技术,2017(6):54–59.
(XU Yuliang, JIA Chao, JIA Jiajia, et al. Study on optimal arrangement of pumping and irrigation system for groundwater heat pump [J]. Water sciences and engineering technology, 2017(6): 54–59.)
- [5] 唐红,张绪庆,吴舒畅,等.武汉某工程水源热泵系统关键技术的设计与应用[J].暖通空调,2018,48(10):42–46.
(TANG Hong, ZHANG Xuqing, WU Shuchang, et al. Design and application of key technology to water-source heat pump system for a project in Wuhan [J]. Heating ventilating & air conditioning, 2018, 48(10): 42–46.)
- [6] 李程瑶.地下水源热泵热源井的水泵节能优化分析[D].哈尔滨:哈尔滨工业大学,2013.
(LI Chengyao. Optimization analysis of energy saving of water pump in underground water source heat pump heat well [D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2013.)
- [7] 陆齐力,官燕玲,赵磊,等.地下水源热泵系统的运行机制对渗流系数影响的实验研究[J].建筑科学,2016,32(12):142–149.
(LU Qili, GUAN Yanling, ZHAO Lei, et al. Experimental study on influence of operating mechanism of groundwater source heat pump system on seepage coefficient [J]. Building science, 2016, 32(12): 142–149.)
- [8] 马一太,刘春涛,田华,等.提高水源热泵机组效率的技术条件分析[J].太阳能学报,2012,33(1):30–36.
(MA Yitai, LIU Chuntao, TIAN Hua, et al. Technical conditions analysis of improving water-source heat pump efficiency [J]. Acta energiae solaris sinica, 2012, 33(1): 30–36.)
- [9] LIU Xingmin, REN Hong, WU Yong, et al. An-analysis of the demonstration projects for renewable energy application buildings in China [J]. Energy policy, 2013, 63, : 382–397.
- [10] 徐成良,雷艳杰,张军,等.某地下水源热泵系统运行策略优化研究[J].制冷学报,2018,39(5):72–76.
(XU Chengliang, LEI Yanjie, ZHANG Jun, et al. Study on operation strategy optimization for a ground water-source heat pump system [J]. Journal of refrigeration, 2018, 39(5): 72–76.)
- [11] 雷飞,胡平放,黄素逸,等.地水源热泵空调系统的实测以及能效分析[J].流体机械,2012,40(2):57–59.
(LEI Fei, HU Pingfang, HUANG Suyi, et al. Energy and exergy analysis of a ground water heat pump system [J]. Fluid machinery, 2012, 40(2): 57–59.)
- [12] ZHANG Shuyang, ZHANG Lun, WEI Hongyang, et al. Field testing and performance analyses of ground source heat pump systems for residential applications in hot summer and cold winter area in China [J]. Energy and buildings, 2016, 133: 615–627.
- [13] FUENTES E, WADDICOR D A, SALOM J. Improvements in the characterization of the efficiency degradation of water-to-water heat pumps under cyclic conditions [J]. Applied energy, 2016, 179: 778–789.
- [14] CERVERA-Vázquez J, MONTAGUD C, CORBERÁN J M. In situ optimization methodology for the water circulation pumps frequency of ground source heat pump systems: Analysis for multistage heat pump units [J]. Energy and buildings, 2015, 88: 238–247.
- [15] 董长青.湖北某宿舍楼地下水地源热泵系统能效检测与评估[D].武汉:华中科技大学,2016.
(DONG Changqing. Energy efficiency detection and operating characteristic analysis of ground source heat pump system on a dormitory building in Hubei [D]. Wuhan: Huazhong University of Science & Technology, 2016.)
- [16] EDWARDS K C, FINN D P. Generalised water flow rate control strategy for optimal part load operation of ground source heat pump systems [J]. Applied energy, 2015, 150: 50–60.
- [17] MONTAGUD C, CORBERÁN J M, MONTERO á. In situ optimization methodology for the water circulation pumps frequency of ground source heat pump systems [J]. Energy and buildings, 2014, 68: 42–53.
- [18] 尚少文,朱天然,刘兵红,等.基于TRNSYS的埋管换热器温度场变化规律研究[J].沈阳建筑大学学报(自然科学版),2017,33(4):744–750.
(SHANG Shaowen, ZHU Tianran, LIU Binghong, et al. Research on the change law of temperature field of trnsys-based buried tube heat exchangers [J]. Journal of Shenyang jianzhu university (natural science), 2017, 33(4): 744–750.)

(责任编辑:徐玉梅 英文审校:唐玉兰)