

散热器与水源热泵串联的低温地热梯级利用系统应用分析

天津大学 汪磊磊[☆] 由世俊 张 欢
天津华汇工程建筑设计有限公司 张文帅
河北建设集团有限公司安装分公司 郝志军

摘要 介绍了这种低温地热水梯级利用系统模型,建立了散热器与热泵联合供热经济运行的目标函数,结合工程实例分析了系统优化运行参数。提出了时间加权平均全效率的系统能耗评价方法。利用单位热成本的概念分析比较了几种供热方式的经济性,分析了散热器与水源热泵串联运行低温地热梯级利用供暖改造方案的优越性。

关键词 散热器 热泵 低温地热梯级利用 时间加权平均全效率

Low temperature geothermal gradient utilization systems using serial mode of radiator and water source heat pump

By Wang Leilei[★], You Shijun, Zhang Huan, Zhang Wenshuai and Hao Zhijun

Abstract Presents the system model, establishes the object function of the radiator-heat pump economic combined operation, and analyses the system optimal operation conditions with an actual project. Presents the system energy consumption evaluation method based on the time-weighted average overall efficiency. Compares the economics of several heating modes based on the cost of unit heating quantity. Analyses the advantages of using low temperature geothermal gradient utilization system with serial mode of radiator and water source heat pump for retrofitted projects.

Keywords radiator, heat pump, low temperature geothermal gradient utilization, time-weighted average overall efficiency

★ Tianjin University, Tianjin, China

①

0 引言

随着经济的快速发展,我国的能源压力越来越大。目前国家大力提倡建立节约型社会,发展地热能类清洁可再生能源的利用技术。我国拥有储量丰富的温度界于 40~60℃ 之间的低温地热资源。近几年,由于热泵技术和新型低温供暖设备的普及,各地也出现了不少地板辐射低温供暖系统结合热泵提取地热尾水热量的低温地热水梯级利用节能示范项目。但需要注意的是,我国每年新建建筑仅占我国建筑总面积的 4% 左右,近 400 亿 m² 的既有建筑节能改造潜力巨大,是解决我国建筑能耗问题的关键。为此,科技部将“既有建筑综合改造关键技术研究示范”项目列入了十一五国家科技支撑计划,其中既有建筑的供热系统节能改造是值得

关注的热点内容。

我国北方既有建筑多以高温散热器为主要的供暖方式,热舒适性差,锅炉燃煤严重污染大气。对具备低温地热资源条件的既有建筑进行供暖系统节能改造,室内换用新型低温供暖设备,利用水源热泵供热是可行的办法。但这种做法的一个缺点是改造投资的大幅增加,甚至不亚于一个新建系统。原因是高温散热器供暖系统的供回水温差在

①[☆] 汪磊磊,男,1981 年 10 月生,在读博士研究生
300072 天津大学环境科学与工程学院 0367 信箱
(022) 27402223
E-mail: lleiwang@tju.edu.cn
收稿日期:2007-07-18
一次修回:2007-09-07
二次修回:2008-12-26

25℃左右,换用低温供暖设备后,由于供回水温差降低(例如地板辐射,供回水温差为5~10℃),在满足相同室内热负荷的条件下,所需运行流量至少是原来的2.5倍以上,原室外管网的管径和循环水泵流量都不能满足要求,需要更换管网。对于热用户比较分散、总长度大的室外管网系统,管道的投资费用将会大幅增加。

本文提出将原有散热器系统与蒸发器侧大温差热泵机组串联运行,通过散热器一级散热和大温差热泵的二级取热使系统供回水温差大于原高温供暖方式下的温差,这样原有的供暖系统完全可以继续使用。散热器供暖不足部分可由与热泵冷凝侧相连的新建地板辐射或风机盘管等低温供暖设备补充,热泵机组可选择设置在热用户较为集中的几个区域,这样二次新建管网行程短,改造投资将大幅降低。在这种构想下,计算散热器在低温供暖下的散热量,确定地热水散热器出口进热泵机组的水温,提出散热器与热泵串联优化运行方案并对联合运行系统的能耗进行科学合理评价,都成为值得关注和研究的课题。

1 系统模型

为优化散热器供暖系统与大温差热泵联合运行方案,确定系统最佳运行参数,笔者设计了如图1所示的低温地热水梯级利用系统模型。

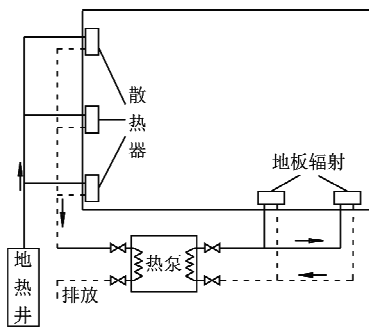


图1 低温地热水梯级利用系统模型

低温地热水先进入散热器供暖系统,通过散热器向房间散热后再进入热泵,使用热泵对地热水进行进一步梯级利用,热泵制出的热水通过地板供暖方式向房间补热。由于散热器与热泵联合供热,因此这两部分是相互影响的,其中水流量的改变是影响整个供热系统性能的关键因素。如果保持地热水流量在较高的水平,则供暖系统中散热器直接利用部分的热量就相对较大,流出散热器进热泵机组的地热水的温度也会越高,使热泵的性能系数也较

高,并且负担的房间热负荷会较小,因而热泵的能耗就比较低。减小地热水流量,散热器散热效率降低,热泵将承担更多的房间负荷,同时由于散热器出口水温下降,热泵的性能系数降低,热泵的能耗增加。如此简单看,应该增加地热水流量,让散热器承担较多热负荷比较经济,但由于水泵功耗与流量的三次幂成正比,地热水流量大,地热井水泵的能耗会大幅增加,甚至很有可能超过在地热水小流量下让热泵承担更多热负荷所带来的能耗,毕竟热泵是具有较高COP的。因此,在这样一对矛盾下,不能简单地通过定性判断来确定地热用水的合适流量,而应通过仔细分析,在系统的总能耗与地热用水量之间找到一个平衡点,使散热器与热泵联合供暖系统能在最佳经济条件下运行。

2 目标函数的建立

2.1 散热器回水温度的计算

从以上分析可以看出,要想解决散热器与热泵之间的热负荷分担问题就必须研究地热水流量与散热器散热量及散热器出口水温之间的函数关系,散热器的出口水温不仅关系到热泵的运行效率,更牵涉到热泵蒸发侧对进口水温的耐受能力。

当热水网路在稳定状态下运行时,如不考虑管网沿途热损失,则网路的供热量应等于供暖用户散热设备的散热量,其热平衡关系如下^[1]:

$$Q_1 = Q_2 \quad (1)$$

$$Q_1 = K'F(t'_{pj} - t_n) = aF \left(\frac{t'_g + t'_h}{2} - t_n \right)^{1+b} \quad (2)$$

$$Q_2 = \frac{G'c(t'_g - t'_h)}{3600s} \quad (3)$$

式(1)~(3)中 Q_1 为散热器的散热量, W; Q_2 为热水网路输送给用户的热量, W; K' 为散热器在设计工况下的传热系数, W/(m²·℃); F 为散热器的散热面积, m²; t'_{pj} 为散热器内热媒的平均温度, ℃; t_n 为供暖室内计算温度, ℃; a, b 为传热系数项中与铸铁散热器规格相关的系数; t'_g 为散热器供水温度, ℃; t'_h 为散热器回水温度, ℃; G' 为供暖水量, kg/h; c 为水的比热容, kJ/(kg·℃)。

式(1)~(3)中带上标符号的量为高温热水散热器系统的设计参数,后文中不带上标符号的量为低温地热水系统的相应参数。在保证室内计算温度 t_n 条件下,对于低温散热器,可列出与上面相类似的热平衡方程式,即

$$Q_1 = Q_2 \quad (4)$$

$$Q_1 = KF(t_{pj} - t_n) = aF\left(\frac{t_g + t_h}{2} - t_n\right)^{1+b} \quad (5)$$

$$Q_2 = \frac{Gc(t_g - t_h)}{3600 \text{ s}} \quad (6)$$

把散热器低温供暖热负荷与高温设计供暖热负荷之比称为相对供暖热负荷比 $\bar{Q} = \frac{Q_1}{Q_2} = \frac{Q_1}{Q_2}$, 而称其流量之比为相对流量比 $\bar{G} = \frac{G}{G'}$ 。

综合以上可得出

$$\bar{Q} = \frac{(t_g + t_h - 2t_n)^{1+b}}{(t'_g + t'_h - 2t_n)^{1+b}} = \bar{G} \frac{t_g - t_h}{t'_g - t'_h} \quad (7)$$

式(7)反映了地热水供水温度或流量对散热器散热量及回水温度的影响。在地热水供水温度已知的情况下,可以得到回水温度 t_h 与地热水相对流量比 \bar{G} 之间的函数关系,已知其中一个参数即可得到相对供暖热负荷比 \bar{Q} 。

2.2 热泵性能系数

由于散热器与热泵串联运行,散热器回水(热泵水源侧进水)温度的高低对热泵的性能有较大的影响。热泵水源侧进水温度对热泵 COP 的影响关系用下式^[2]来描述:

$$COP = (0.85 + 0.072t_h)COP^{ARI} \quad (8)$$

式中 COP^{ARI} 为按美国制冷空调 ARI-320 标准 21.1 °C (70 °F) 下的制热系数,本文假设 $COP^{ARI} = 4.0$ ^[3]。

2.3 供暖季供暖能耗

系统在整个供暖季节内的满负荷运行时间很短,因此不能仅仅在设计负荷条件下进行比较,而需要对整个供暖季的能耗进行分析计算,从而得到适合整个供暖季的最佳地热水流量。本文选用温频法作为供暖季能耗计算方法。

根据传热量的计算公式,热负荷与室内外温差成正比,在确定设计热负荷 Q'_1 之后,可以计算出对不同室外温度时的热负荷,即

$$Q_w = Q'_1 \frac{t_n - t_w}{t_n - t_s} \quad (9)$$

式中 Q_w 为对应不同室外温度 t_w 时的热负荷, kW; t_w 为供暖季室外温度, °C; t_s 为供暖室外设计温度, °C。

在计算出不同室外温度条件下的热负荷后,再与这一工况下的供热季小时频率值相乘然后累加

就可计算出全年供暖能耗量,即

$$Q = \sum Q_w \Delta\tau_w \quad (10)$$

式中 Q 为全年供暖能耗量, kWh; $\Delta\tau_w$ 为某室外空气干球温度值的季节小时频率值, h。

2.4 目标优化函数

散热器向室内的散热量取决于散热器表面平均温度与室内温度的温差,整个供暖季中,地热水量、水温稳定,室内温度保持不变,低温散热器的散热量为定值,即室内设计热负荷与低温散热系统供暖负荷比的乘积 $Q'\bar{Q}$ 为定值。本文以整个供暖季系统能耗为优化目标,设计的目标函数可以表示为

$$W = \sum \frac{Q_w - Q'_1 \bar{Q}}{COP} \Delta\tau_w + \bar{G}^3 P_s \sum \Delta\tau_w \quad (11)$$

式中 W 为供暖季系统总能耗,由热泵能耗与地热井水泵能耗两部分组成, kWh; P_s 为地热井水泵当其水流量等于原设计供暖循环水流量时的功率, kW。

\bar{G}, \bar{Q}, COP 都可以表示为 t_h 的函数,则 W 是 t_h 的单值函数,将已知参数代入式(11),对 t_h 求导,令 $\frac{\partial W}{\partial t_h} = 0$, 则可得到整个供暖季能耗最小时的散热器回水温度,进而可以计算相对负荷比与相对流量比。

3 系统能耗评价方法

全效率作为地热供暖系统的客观评价标准,将低温地热梯级利用供暖的能耗计算方法统一为普遍的形式,简单直观地反映了地热水梯级供暖的优点^[4]。

系统的全效率可以用下式计算:

$$\eta_w = \frac{Q_d + Q_h}{\sum N} \quad (12)$$

式中 η_w 为地热供暖系统的全效率; Q_d 为直接利用部分地热供热量, kW; Q_h 为热泵机组的制热量, kW; $\sum N = N_1 + N_2 + N_3$, N_1, N_2, N_3 分别为地热水系统水泵的输入功率总和、间接利用部分热泵的输入功率总和及间接利用部分热泵的负荷侧水泵输入功率总和, kW。

式(12)计算的只是某一室外温度条件下的系统全效率,反映不出整个供暖季各负荷条件下的全效率平均值。由于不同室外气温出现的季节频率数不同,因此不同负荷条件下计算得到的系统全效率的权值是不同的。将不同负荷下的全效率与相

应的温频时间段比例系数相乘再求和,就得到了系统在整个供暖季的加权平均全效率 $\bar{\eta}$, 见式(13)。系统加权平均全效率参数适用于整个供暖季的供热系统技术经济分析。

$$\bar{\eta} = \sum \eta_w \frac{\Delta\tau_w}{\sum \Delta\tau_w} \quad (13)$$

4 技术经济分析实例

天津市动物园原采用燃煤锅炉集中供热,热负荷约为 910 kW,末端散热设备为 4 柱 760 型铸铁散热器,供回水温度 85 °C/60 °C。为保护环境,现拟用园内低温地热井水为热源(井水温度 45 °C)进行供热。改造工程将整个供暖区划分成 4 个小区域,每个供暖区设置 2 台小型水源热泵机组。地热水串联依次进入原有供暖系统的散热器和热泵机组。机组制出的热水输送至分区内各个馆舍新建地板供暖系统。

天津市动物园采取全天 24 h 供暖模式,室内设计温度 18 °C,当室外温度低于 15 °C 时开始供暖,供暖期为 6 个月。根据天津地区最近 12 a 的气象资料,以 2 °C 温差作为一个温频段,得到天津地区 24 h 季节 BIN 气象参数^[5],见表 1。

表 1 天津地区 24 h 季节 BIN 气象参数
(北纬 39°06', 东经 117°10', 海拔 3.3 m)

干球温度/°C	-11	-9	-7	-5	-3	-1	1	3	5	7	9	11	13	15
时间/h	14	46	147	244	446	555	615	424	385	303	301	324	407	429

根据用户选用的散热器形式,式(5)中的指数 b 值按 0.3^[1] 计算。在原供暖循环流量下,地热深井泵及地面加压泵功率为 28 kW。将已知参数代入式(11),计算得到当 $t_h = 32.8$ °C、对应 $\bar{G} = 0.6$ 时,系统具有全年最低的运行费用。图 2 给出了不同相对流量比下地热水泵与热泵的能耗曲线。

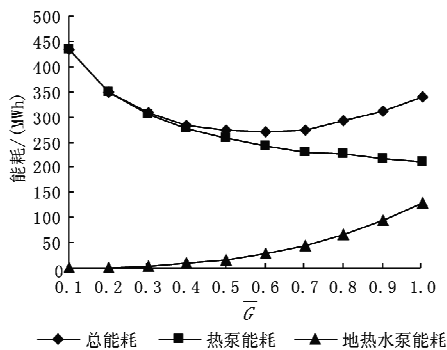


图 2 不同流量比下系统全年能耗

从图 2 可以看出,系统全年能耗曲线在 $\bar{G} = 0.5 \sim 0.7$ 之间近似为水平线。从整个系统的水力

工况考虑,选择较大的流量比 0.7 是合理的。尽管流量增大整个供暖季增加了约 1 000 kWh 的能耗,但如果供暖系统的流量过分偏离原设计值,会引起用户系统的垂直失调。因此在系统能耗变化平缓的情况下,取较大的流量较为合适。经过实际计算,在流量比 $\bar{G} = 0.7$ 、地热水流量 $G = 21.9$ t/h 时,散热器出口水温为 34 °C,散热器地热直接利用量占到设计热负荷的 30.8%。

热泵水源侧(蒸发器侧)额定入口温度一般不高于 21 °C,遇到热源水温度较高的情况,通常是利用换热器将水温降低,或者将热泵水源侧进出口旁通进行混水降低入口水温,使热泵能够承受。这在无形中降低了热能的品级,使系统的性能受到一定影响,失去了相对于地表水系统的性能优势。通过调研,选择了非标的大温差机组,蒸发器侧的进口水温可以达到 35 °C,额定温差 25 °C。在室外计算温度条件下,根据热泵承担的负荷比例,可得热泵排放尾水温度 15 °C。这样,地热水总利用温差 30 °C,大于原高温热水供暖的供回水温差(25 °C),低温地热水的利用率水平较高。

由于室内温度和地热水流量、温度均不改变,散热器的散热量在整个供暖季是定值。随着室外温度的升高,室内负荷减小,热泵的供热量占总供暖负荷的比例也逐渐减小。图 3 是供暖季热负荷延续时间图,图中曲线与横坐标轴包围的面积就是供暖期间的总耗热量。

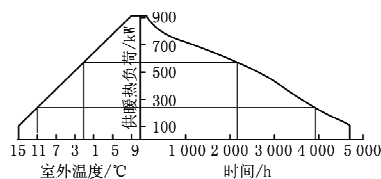


图 3 供暖季热负荷延续时间图

供暖期间的总耗热量由三部分组成,在 $t_w > 11$ °C 的时段,热泵无需开启,房间热负荷完全由散热器承担;当 $t_w < 1$ °C 时,2 台热泵同时开启;中间温度范围的热负荷由散热器和 1 台热泵共同承担。从图 3 可以看出,散热器累积散热量占供暖季累计热负荷的 53.7%,第 2 台调峰热泵运行时间占供暖季总时间的 40%,如果 2 台热泵轮流调峰,机组的使用寿命会大大延长。

图 4 给出了在不同室外温度条件下的系统全效率及相应温频权值系数。

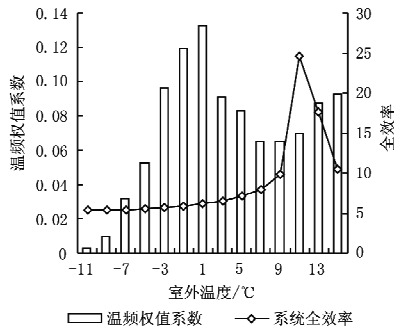


图 4 全效率及温频权值系数

从系统全效率的变化曲线可以看出,全效率最低值仍保持在 5.3 以上,高于常规的热泵供暖效率。特别是当散热器散热量与室内热负荷持平时,系统输入功率仅是地热水泵的功率,系统全效率高

达 24。室外温度进一步提高时,由于地热水流量不变,散热器的散热量会大于实际室内负荷,因此按室内负荷计算的系统全效率会有较明显的下降。按式(13)计算,整个供暖季系统全效率为 9.18,远远高于常规方式的供暖效率。

目前对于不同供暖方式的运行经济性比较基本上都是比较单位面积的运行费用,可是由于利用地热的建筑形式是多样的,不同建筑的单位面积热负荷是不一样的,因此,这种比较方法存在很大的局限性。本文采用的比较基准是产生单位热量所需的运行费用,避免了由于单位面积热负荷的不同而产生的偏差。地热梯级利用系统与其他常用供暖方式的运行费用比较见表 2,地热水用水收费按 1.0 元/t 计算。

表 2 不同供暖方案的单位热成本

	供暖方式			
	燃煤	燃气	热泵	低温地热水梯级利用
燃料价格	370 元/t	2.2 元/m ³	0.6 元/(kWh)	0.6 元/(kWh)
燃料热值	6.51 kWh/kg	10.35 kWh/m ³	1 kWh	1 kWh
综合热转化效率/%	55	88	400	918
单位热成本/(元/(kWh))	0.10	0.24	0.15	0.07+0.047*
特点	污染严重,费用最低	轻微污染,费用较高	无污染,费用低	无污染,费用低

注: 燃煤热值 23 419.2 kJ/kg; 燃气热值 37 219.8 kJ/m³; 热泵及低温地热水梯级利用系统仅消耗电能, 燃料热值为 1 kWh 电的热能; * 为地热水附加费用, 0.047 元/(kWh)。

图 5 是几种供暖方案的年运行费用比较。从图中可以看出,燃气供暖的年运行费用最高,单纯的热泵供暖也不能与常规燃煤锅炉供暖相竞争。但在目前煤价上涨的情况下,经过合理设计的低温地热水梯级利用系统,年运行费用已经和燃煤锅炉供暖相差不大。

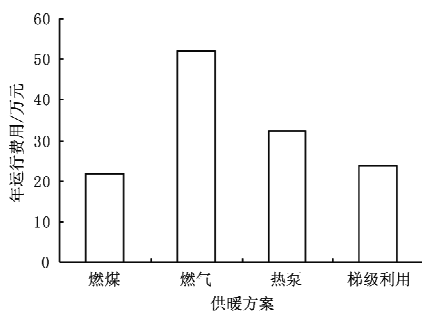


图 5 不同供暖方案的年运行费用

5 结论

- 5.1 在低温地热水梯级利用供暖中,散热器与热泵的经济匹配运行是值得关注的,本文提出的以系统全年能耗为目标函数的优化算法在地热水的梯级利用系统中值得借鉴。案例中最优的地热水量运行方案比相对流量比为 1 的地热水运行方案节能 20%。
- 5.2 梯级利用的加权平均全效率考虑了温频权值

对平均效率的影响,反映了整个供暖季的供热效率,使梯级利用供暖能耗的分析比较变得直观。

5.3 改造工程中,低温地热水梯级利用方案充分利用了原有的散热系统,节省了初投资。整个供暖季,原有散热器承担了 50% 以上的热负荷,低温地热水直接利用温差超过了 10 °C,大于普通的低温供暖设备。热泵能耗大为降低,机组容量减小,使用寿命延长。事实证明,既有建筑的低温供暖改造在有低温热源可用的前提下,保留原有的散热器供暖系统使其与热泵系统联合供热的方案是经济可行的。

参考文献:

- [1] 贺平,孙刚. 供热工程[M]. 北京: 中国建筑工业出版社,1993
- [2] Pietsch J A. Optimization of loop temperature in water-loop heat pumps systems [G] // ASHRAE Trans,1991,97(1):713-719
- [3] 李新国. 水源热泵应用低温地热的节能效果分析[J]. 天津大学学报,1997,30(3):364-369
- [4] 丁良士. 利用深井地热水作为辅助热源的水源热泵系统节能分析[C]//全国暖通空调制冷 2002 年学术年会文集. 北京: 中国建筑工业出版社,2002:206-210
- [5] 龙惟定. 用 BIN 参数作建筑物能耗分析[J]. 暖通空调,1992,22(2):6-11