



• 热源与冷源 •

岩石热源热泵系统的设计及实验分析

唐青松, 武海滨, 车建平, 董涛, 刘建, 李洋

(新奥(中国)燃气投资有限公司, 北京 100000)

摘要: 目前中深层地热资源利用方式以直接抽取地热水为主, 很难做到 100% 同层回灌, 将带来生态环境问题, 因此, 中深层地热利用受到限制。为了更好地利用中深层地热资源, 提出一种中深层地热利用方案——岩石热源热泵技术, 即建立密闭的地下换热器, 利用循环水进入地下换热器吸热, 吸热后的循环水用作供暖热源。介绍岩石热源热泵的原理, 其由地下换热器、热泵机组、水泵等设备及控制系统构成。岩石热源热泵的运行模式根据热泵机组是否开启分为直供模式和热泵模式。介绍直供模式及热泵模式的工艺流程、地下换热器的类型, 分析 U 形、L 形及同轴套管式 3 种地下换热器的优缺点, 指出在 1 500 ~ 2 500 m 深度范围内, 同轴套管式地下换热器技术更成熟且经济性更好, 更适合岩石热源热泵。结合新乡示范项目, 进行技术验证, 介绍示范项目的岩石热源热泵的工艺流程设计、设备选型, 制定实验方案、数据采集及处理方案并进行实验, 分析直供模式及热泵模式热源侧平均制热性能系数。示范项目实验结果显示, 任何时段直供模式热源侧平均制热性能系数均大于 9, 热泵模式热源侧平均制热性能系数为 3.1 ~ 3.8, 热源侧供暖期制热性能系数 (简称 HSPF) 为 4.07, 比土壤源热泵 HSPF 高 35.6%, 节能效果十分显著, 该技术适合北方地区清洁供暖。增加直供模式运行时间可以提升岩石热源热泵 HSPF, 因此, 运行时在满足用户供暖需求的情况下应尽可能多地使用直供模式。示范项目也暴露出热泵机组本身制热性能系数不高、智能化运行水平低等问题, 有待进一步改进。文末附有岩石热源热泵的视频, 可扫二维码观看。

关键词: 中深层地热; 岩石热源热泵; 直供模式; 热泵模式; 地下换热器

中图分类号: TU833⁺.3 **文献标志码:** A **文章编号:** 1000-4416(2019)09-0A01-09

DOI:10.13608/j.cnki.1000-4416.2019.09.001

1 概述

1.1 直接抽取地热水利用方式存在的问题

中国 12 个主要平原的沉积盆地型地热资源量 (折算为标准煤, 以下同) 为 $8\,531.9 \times 10^8$ t, 预计年可采地热资源量为 6.2×10^8 t/a; 全国温泉年放热量为 452×10^4 t/a, 若可采系数为 5.0, 则对流型地热资源年可采资源量为 $2\,260 \times 10^4$ t/a^[1]。目前中深层地热开发以直接抽取地热水为主, 存在下列生态环境问题:

① 利用后的地热水不回灌或无法回灌, 会引起地热井水位持续下降, 甚至造成地质灾害。例如,

西安第 2 热储层 (800 ~ 1 500 m 热储层) 的地热井水位降幅达 3.74 ~ 13.58 m/a^[2], 严重影响地热资源的可持续开发。个别地区还出现地面沉降, 例如, 天津塘沽由于地热水开采造成地面年沉降量达 5 ~ 6 mm/a^[3]。

② 利用后的地热水不回灌或无法回灌而直接排放, 还会破坏地表生态平衡。利用后的地热水含有氟、重金属及其他有害元素, 且温度较高, 直接排放不但会对地表水水质造成污染, 同时还会破坏受水水体的温度场, 水生生物生长和水体的功能将受到影响。

作者简介: 唐青松, 男, 工程师, 硕士, 从事新能源技术研究及开发工作。

收稿日期: 2019-05-08; **修回日期:** 2019-07-10

1.2 岩石热源热泵技术的提出

为了更好地利用中深层地热资源,可以研究直接抽取地热水利用方式利用后的地热水 100% 同层回灌技术,但目前研究表明 100% 同层回灌很难实现。也可以研究地下间接换热,即构建密闭的地下换热器,利用注入的循环水吸收地下岩层的热量,吸热后的循环水可以直接为用户供暖或者通过热泵为用户供暖,本文将该项技术称为岩石热源热泵技术,该技术存在如下优势^[4]:

① 环保,无污染。采用地下间接换热,能够实现取热不取水,不会污染地下水资源,也无废气、废水、废渣排放。

② 高效节能。热泵机组蒸发器的供水温度高,热泵机组及热源侧制热性能系数高。

③ 稳定可靠。岩石热源热泵利用电能驱动热泵机组,提取地下岩层中储存的地热资源进行供暖,由于地热资源储量巨大且稳定性好,因此,岩石热源热泵供暖稳定可靠。

④ 占地面积小,限制条件少,应用范围较广。与土壤源热泵相比,岩石热源热泵单个地下换热器取热量大,可以大幅减少地下换热器数量及其占地面积;只取热不取水,只要地温适宜就可进行,因此,其不受气象条件、地热水资源条件等限制,适用范围较广。

可见,岩石热源热泵是环境友好型的中深层地热资源利用方式。

2 岩石热源热泵技术

2.1 岩石热源热泵的基本原理

根据地温的垂向变化规律,地壳可分为变温带、恒温带及增温带。变温带的岩层温度随季节变化,主要受太阳辐射影响,其深度一般不超 20 m。恒温带的温度恒定,不随季节变化,其深度一般不超过 50 m;增温带位于恒温带以下,其温度随着深度的增加而升高,平均每下降 100 m 地温升高 3 ℃。岩石热源热泵正是利用增温带岩层温度不断升高的原理,通过钻机钻孔至地下 1 500 ~ 2 500 m 岩层处,在钻孔中安装密闭的地下换热器,利用循环水在地下换热器吸热;吸热后的循环水直接进入用户供暖或者通过热泵制备热水向用户供暖。岩石热源热泵供暖原理见图 1,其由地下换热器、热泵机组、水泵等设备及控制系统构成。图 1 中的地下换热器为同轴套管式地下换热器,地下换热器选择详见本文第 2.2

节地下换热器的类型。岩石热源热泵供暖按照热泵机组是否开启分为直供模式及热泵模式。

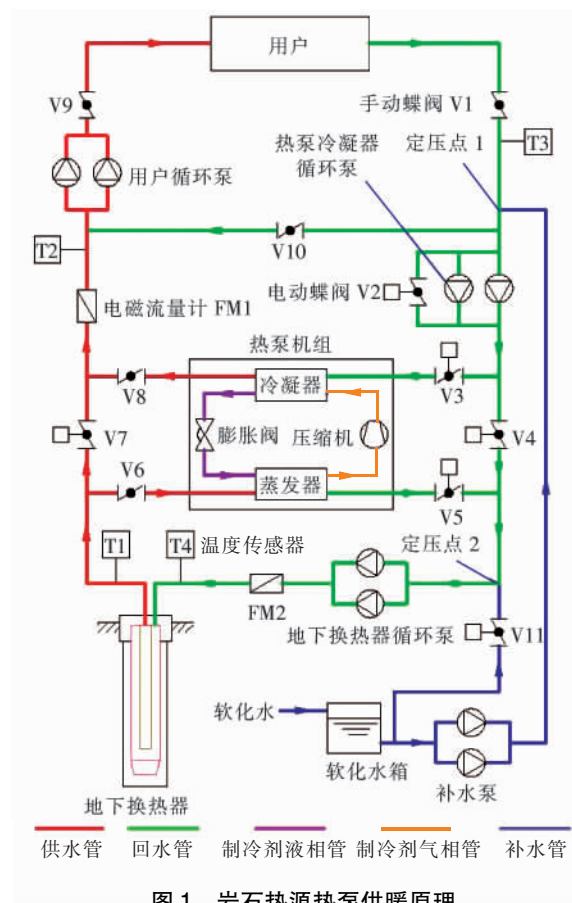


图1 岩石热源热泵供暖原理

2.1.1 直供模式的工艺流程

在供暖初期及末期,用户的供暖热负荷较小,需求的供水温度较低,可以开启直供模式进行供暖,即打开图 1 中的阀 V1、V2、V4、V7、V9、V10,地下换热器循环泵及用户循环泵各开 1 台,关闭其他阀门及热泵机组。

直供模式时,需控制流入地下换热器的流量以确保地下换热器循环泵电动机消耗的电能合理区间,开启手动蝶阀 V10,使部分用户回水旁通,故用户回水分为两路,一路进入地下换热器吸热,走向为:阀 V1→阀 V2→阀 V4→地下换热器循环泵→电磁流量计 FM2→地下换热器→阀 V7→电磁流量计 FM1;另一路为旁通,走向为:阀 V1→阀 V10。两路混合后被用户循环泵加压,然后经庭院管网供水管进入用户供暖,供暖后的回水经庭院管网回水管回到阀 1,如此循环往复为用户供暖。

直供模式运行时,当定压点 1 的压力低于设计值时,启动补水泵补水。当定压点 1 的压力达到设

计时时,补水泵停止补水。补水时软化水经软化水箱、补水泵、定压点1进入用户回水管。

2.1.2 热泵模式的工艺流程

当用户供暖热负荷较大时,开启热泵模式:打开图1中的阀V1、V3、V5、V6、V8、V9、V11,关闭其他阀门,开启地下换热器循环泵、热泵冷凝器循环泵、用户循环泵各1台,并开启热泵机组。热泵模式供暖时,存在地下换热器水循环、制冷剂循环、用户水循环3个循环。

地下换热器水循环不断地将从岩层吸收的热量传递给热泵蒸发器,其流程为:地下换热器循环泵→电磁流量计FM2→地下换热器→阀V6→蒸发器→阀V5→地下换热器循环泵。

制冷剂循环,在压缩机的驱动下利用制冷剂相态的变化不断地从温度较低的蒸发器供水(即蒸发器进水)中吸取热量,用于加热冷凝器回水,其流程为:蒸发器→压缩机→冷凝器→膨胀阀→蒸发器。

用户水循环不断地从冷凝器吸热为用户供暖,其流程为:用户→阀V1→热泵冷凝器循环泵→阀V3→冷凝器→阀V8→电磁流量计FM1→用户循环泵→阀V9→用户。

热泵模式由于用户水循环及地下换热器水循环相互独立,需要分别设置补水定压设备。用户水循环仍然使用补水泵补水定压,其补水定压流程同直供模式。地下水循环使用软化水箱补水定压,软化水箱高位设置,软化水经软化水箱及阀V11、定压点2进入地下换热器水循环。

2.2 地下换热器类型

地下换热器从外形可以分为U形、L形及同轴套管式3种。

2.2.1 U形地下换热器

U形地下换热器结构见图2。

U形地下换热器由两根竖直换热管、一根水平换热管及回填料组成。回填料一般采用G425油井水泥,回填料的密度为 $1.85 \times 10^3 \text{ kg/m}^3$,热导率为 $1.7 \text{ W/(m} \cdot \text{K)}$,比热容为 $1.05 \text{ kJ/(kg} \cdot \text{K)}$ (以下回填料参数同)。

水从左侧进入U形地下换热器,水在换热管内流动的同时吸收地下岩层的热量,吸热后的水从右侧流出用于供暖。施工时在右侧先钻一个竖直孔,然后再从左侧钻一个对接孔,对接孔包含垂直段、造斜段及水平段,为了确保对接成功,对接孔需要精确

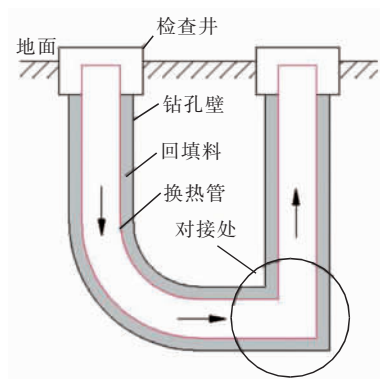


图2 U形地下换热器结构

设计钻进轨迹,其钻进施工精度要求较高;同时U形地下换热器无法实现换热管的整体下入,换热管需在地下对接,如何保证换热管对接处的严密性是个难点。总体来讲,U形地下换热器施工难度大,单位换热管长度施工费用高,技术还不成熟,达不到商业化的要求。

2.2.2 L形地下换热器

L形地下换热器结构见图3。

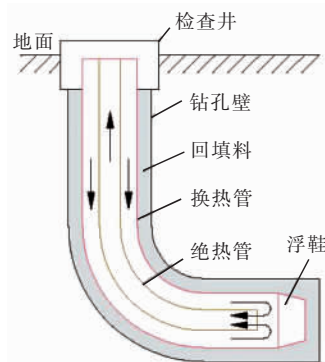


图3 L型地下换热器结构

L形地下换热器由绝热管、换热管、浮鞋及回填料构成。水从换热管与绝热管构成的环形空间进入L形地下换热器,依次在竖直换热管及水平换热管吸收地下岩层的热量后,从绝热管流出地下换热器。L形地下换热器也需设计钻进轨迹,计算造斜点位置、孔斜及完钻位置。施工时钻机先是竖直钻进,当钻至设定的造斜点后,控制斜度钻进直至完钻位置。钻孔施工完成后,下入底部带浮鞋的换热管,然后利用固井车将回填料经换热管及浮鞋压入换热管与钻孔环形空间,回填料起到分隔含水层及增强导热的作用。浮鞋的作用是防止回填料从换热管与钻孔环形空间倒流回到换热管内。

与U形地下换热器相比,L形地下换热器的换

热管可以整体下入,密封性较好;同时其钻孔难度小于U形地下换热器,因此,其单位换热管长度施工费用小于U形地下换热器。但L形地下换热器也需要水平钻进,由于水平钻进速度较慢且风险较高,因此,L形地下换热器单位换热管长度施工费用也较高。

2.2.3 同轴套管式地下换热器

同轴套管式地下换热器结构见图4。

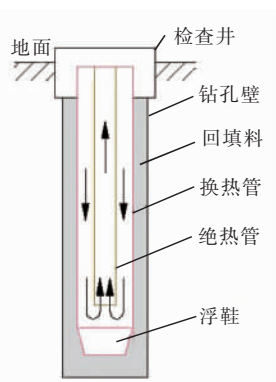


图4 同轴套管式地下换热器结构

与L形地下换热器相似,同轴套管式地下换热器由绝热管、换热管、浮鞋及回填料构成,主要区别在于同轴套管式地下换热器只有竖直换热管,没有水平换热管。相同长度换热管的情况下,同轴套管式地下换热器比L形地下换热器的下入深度更深,因此,同轴套管式地下换热器底部岩层的温度更高,换热温差更大,更利于循环水吸热;且同等地层情况下,在1500~2500m深度范围内,单位长度竖直孔施工费用比单位长度水平孔的施工费用低。因此,同轴套管式地下换热器最适合于岩石热源热泵。

3 岩石热源热泵供暖示范项目设计

3.1 项目概况

该岩石热源热泵供暖示范项目(以下简称示范项目)位于新乡市,供暖总建筑面积为 $30 \times 10^4 \text{ m}^2$,包括养老公寓、医院、住宅、别墅及幼儿园等,其中养老公寓由3栋6层建筑组成,建筑面积为 $2.2 \times 10^4 \text{ m}^2$,养老公寓设计供暖热负荷为717 kW。示范项目无市政供暖热源,故规划分布式热源站1座,热源站至用户的庭院管网采用枝状布置($30 \times 10^4 \text{ m}^2$ 共用管网),设计供水温度为313.2 K,设计回水温度为303.2 K;用户室内供暖为低温地面辐射供暖系统。其中庭院管网及用户室内供暖系统均已建成,热源采用岩石热源热泵。由于示范项目分期建设,目前

示范项目只有养老公寓部分区域投入运营,投入运营面积为 8100 m^2 。

3.2 岩石热源热泵供暖系统设计

由于示范项目分期建设且分批投入运营,相应的岩石热源热泵也分批建设。示范项目投入运营面积为 8100 m^2 ,其供暖热负荷为265 kW。考虑到部分供暖时户间传热损失及热网热损失会增大,热泵机组选型时考虑20%裕量,选择名义制热量(根据暖通行业习惯,对于热泵机组称为制热量,对于供热系统称为供热热流量)为324 kW的螺杆压缩式热泵机组1台,制冷剂为R22。名义制热量是指热泵机组在名义工况下的制热量,名义工况即蒸发器供水温度为288.2 K、蒸发器循环水流量为 $0.012 \text{ m}^3/\text{s}$ 、冷凝器供水温度为318.2 K、冷凝器循环水流量为 $0.015 \text{ m}^3/\text{s}$ 时的工况。设计同轴套管式地下换热器1个,埋深为1900 m,1900 m处岩层温度为 70°C ,回填料为G425油井水泥。出于现阶段商业机密保护的需要,同轴套管式地下换热器的其他技术参数本文不阐述。设备选型见表1,表1中所有水泵均为1用1备。

表1 设备选型

名称	规格	数量/台
热泵机组	名义制热量 324 kW	1
用户循环泵	额定流量 $56.4 \text{ m}^3/\text{h}$ 额定扬程 38 m	2
地下换热器循环泵	额定流量 $32 \text{ m}^3/\text{h}$ 额定扬程 100 m	2
热泵冷凝器循环泵	额定流量 $56.4 \text{ m}^3/\text{h}$ 额定扬程 16.8 m	2
补水泵	额定流量 $3 \text{ m}^3/\text{h}$ 额定扬程 43 m	2
软化水箱	容积 4 m^3	1
全自动软水器	处理能力 $2 \sim 4 \text{ m}^3/\text{h}$	1

直供模式及热泵模式的流程详见前文。需要指出的是,直供模式时,用户循环泵与地下换热器循环泵串联运行,用户循环泵设计循环水流量为 $56.4 \text{ m}^3/\text{h}$,而地下换热器循环泵设计循环水流量为 $32 \text{ m}^3/\text{h}$,用户循环泵循环水流量大于地下换热器循环泵循环水流量,此时需打开阀V10,旁通 $24.4 \text{ m}^3/\text{h}$ 的循环水流量。

4 实验方案及实验数据处理

4.1 实验方案

岩石热源热泵供暖示范项目于2018年3月开

始建设,5月底竣工。为了测试岩石热源热泵不同模式的吸热热流量、供热热流量、吸热量、供热量及平均制热性能系数,制定了2018年11月14日—2019年3月15日岩石热源热泵供暖实验内容及计划。

① 2018年11月14日10:15:00,开启直供模式,记录供暖初期直供模式的地下换热器的供、回水温度及流量,计算供暖初期直供模式的吸热热流量、供热热流量、吸热量、供热量及平均制热性能系数。

② 2018年11月15日9:30:00,从直供模式切换到热泵模式,记录供暖初期热泵模式的地下换热器的供、回水温度及流量,热泵机组的供、回水温度及流量,计算供暖初期热泵模式的吸热热流量、供热热流量、吸热量、供热量及平均制热性能系数。

③ 2018年11月16日8:30:00,从热泵模式切换到直供模式,测试直供模式持续运行时供、回水温度、流量,观察直供模式持续运行时的吸热热流量、供热热流量、吸热量、供热量及平均制热性能系数的变化情况。

④ 2019年2月15日10:15:00—16日10:14:59,测试供暖末期热泵模式地下换热器的供、回水温度及流量,热泵机组的供、回水温度及流量,计算供暖末期热泵模式的吸热热流量、供热热流量、吸热量、供热量及平均制热性能系数,观察其相对于供暖初期的变化情况。

⑤ 测试岩石热源热泵整个供暖期热源侧平均制热性能系数。

实验期间示范项目供暖建筑面积始终为8100 m²,实验过程中用户处不做任何调节,仅根据运行人员经验通过调节岩石热源热泵的运行模式及热泵机组的供水温度来改变岩石热源热泵的供热量。

4.2 实验数据的采集

为了计算吸热热流量、供热热流量、吸热量及供热量,需采集温度及流量数据。如图1所示,在地下换热器的进口设置电磁流量计FM2,地下换热器的供、回水管分别设置温度传感器T1及T4;在岩石热源热泵供水总管上安装电磁流量计FM1及温度传感器T2,在庭院管网回水总管上设置温度传感器T3。在热泵机房的配电柜上安装多功能电度表分别计量热泵机组、地下换热器循环泵、热泵冷凝器循环泵的耗电量。温度传感器采用插入式Pt100一体化传感器,量程为273.15~373.15 K,准确度等级

为0.2,插入深度为0.5倍管道内直径,输出4~20 mA电流信号。电磁流量计采用一体化电磁流量计,量程为0~0.028 m³/s,准确度等级为0.2,输出4~20 mA电流信号。多功能电度表准确度等级为0.5S,输出接口为RS485,通信协议为MODBUS-RTU。同时设置现场PLC控制器,每1 s记录1次温度传感器、电磁流量计及多功能电度表的数据。

4.3 实验数据处理

为了运算方便,规定供暖开始时间2018年11月14日10:15:00为计时起点,计为0 h,下文的时间均是以此起点为基准计算而来,例如,供暖结束时间2019年3月15日10:14:59为2904 h。公式(1)及(2)分别为吸热热流量及供热热流量的计算方法,分别对其积分便得到累计吸热量及累计供热量,累计吸热量及累计供热量算法详见公式(3)、(4)。由于温度 $T_{t,1} \sim T_{t,4}$ 与运行情况密切相关,无法提前预知,累计吸热量及供热量无解析解,利用PLC现场控制器,按照公式(1)、(2)每1 s计算1次吸热热流量及供热热流量,相应计算该时段的吸热量及供热量,并将其分别累加起来作为累计吸热量及累计供热量。 $t_i \sim t_j$ 时段的吸热量及供热量算法分别见公式(5)、(6)。参考GB 50189—2015《公共建筑节能设计标准》第2.0.11条,本文规定了计算热源侧平均制热性能系数时所用输入能量包含热泵机组压缩机耗电量、地下换热器循环泵耗电量及热泵冷凝器循环泵耗电量,详见公式(7)。热泵机组平均制热性能系数计算方法按照GB/T 18430.1—2007《蒸汽压缩式循环冷水(热泵)机组 第1部分:工业或商业用及类似用途的冷水(热泵)机组》第3.1节计算,详见公式(8)。平均制热热力完善度的计算方法在现有标准体系中未明确规定,本文的平均制热热力完善度按公式(9)~(12)计算^[5]。

$$\Phi_{t,a} = \rho q_{v,t,2} c_p (T_{t,1} - T_{t,4}) \quad (1)$$

式中 $\Phi_{t,a}$ —— t 时刻地下换热器的吸热热流量, kW

ρ ——循环水的密度, kg/m³, 取998 kg/m³

$q_{v,t,2}$ —— t 时刻流入地下换热器的体积流量 (即电磁流量计FM2的读数), m³/s

c_p ——水的比定压热容, kJ/(kg·K), 取4.187 kJ/(kg·K)

$T_{t,1}$ —— t 时刻地下换热器的供水温度(即温度传感器T1的读数), K

$T_{t,4}$ —— t 时刻地下换热器的回水温度(即温度传感器 T4 的读数),K

$$\Phi_{t,s} = \rho q_{V,t,1} c_p (T_{t,2} - T_{t,3}) \quad (2)$$

式中 $\Phi_{t,s}$ —— t 时刻岩石热源热泵的供热热流量, kW

$q_{V,t,1}$ —— t 时刻流出岩石热源热泵的体积流量(即电磁流量计 FM1 的读数), m^3/s

$T_{t,2}$ —— t 时刻岩石热源热泵的供水温度(即温度传感器 T2 的读数),K

$T_{t,3}$ —— t 时刻岩石热源热泵的回水温度(即温度传感器 T3 的读数),K

$$Q_a(t) = \int_0^t \Phi_{t,a} dt \quad (3)$$

式中 $Q_a(t)$ ——截至 t 时刻地下换热器累计吸热量, kJ

t ——时间, s

$$Q_s(t) = \int_0^t \Phi_{t,s} dt \quad (4)$$

式中 $Q_s(t)$ ——截至 t 时刻岩石热源热泵的累计供热量, kJ

$$Q_a(t_i, t_j) = Q_a(t_j) - Q_a(t_i) \quad (5)$$

式中 $Q_a(t_i, t_j)$ —— $t_i \sim t_j$ 时段内地下换热器的吸热量, kJ

$$Q_s(t_i, t_j) = Q_s(t_j) - Q_s(t_i) \quad (6)$$

式中 $Q_s(t_i, t_j)$ —— $t_i \sim t_j$ 时段内岩石热源热泵的供热量, kJ

$$C_s(t_i, t_j) = \frac{Q_s(t_i, t_j)}{E_1(t_i, t_j) + E_2(t_i, t_j) + E_3(t_i, t_j)} \quad (7)$$

式中 $C_s(t_i, t_j)$ —— $t_i \sim t_j$ 时段热源侧平均制热性能系数

$E_1(t_i, t_j)$ —— $t_i \sim t_j$ 时段地下换热器循环泵耗电量, kJ

$E_2(t_i, t_j)$ —— $t_i \sim t_j$ 时段热泵机组压缩机耗电量, kJ

$E_3(t_i, t_j)$ —— $t_i \sim t_j$ 时段热泵冷凝器循环泵耗电量, kJ

$$C_p(t_i, t_j) = \frac{Q_s(t_i, t_j)}{E_2(t_i, t_j)} \quad (8)$$

式中 $C_p(t_i, t_j)$ —— $t_i \sim t_j$ 时段热泵机组的平均制热性能系数

$$T_e(t_i, t_j) = \frac{\sum_{t=t_i}^{t_j} (T_{t,1} + T_{t,4})}{2(t_j - t_{i-1})} \quad (9)$$

式中 $T_e(t_i, t_j)$ —— $t_i \sim t_j$ 时段内热泵蒸发器供回水平均温度, K

$$T_c(t_i, t_j) = \frac{\sum_{t=t_i}^{t_j} (T_{t,2} + T_{t,3})}{2(t_j - t_{i-1})} \quad (10)$$

式中 $T_c(t_i, t_j)$ —— $t_i \sim t_j$ 时段内热泵冷凝器供回水平均温度, K

$$C_{pc}(t_i, t_j) = \frac{T_c(t_i, t_j)}{T_c(t_i, t_j) - T_e(t_i, t_j)} \quad (11)$$

式中 $C_{pc}(t_i, t_j)$ —— $t_i \sim t_j$ 时段内热泵机组理论制热性能系数^[5]

$$\eta(t_i, t_j) = \frac{C_p(t_i, t_j)}{C_{pc}(t_i, t_j)} \quad (12)$$

式中 $\eta(t_i, t_j)$ —— $t_i \sim t_j$ 时段内热泵机组平均制热热力完善度^[5]

5 岩石热源热泵实验数据及分析

5.1 直供模式实验数据

直供模式运行时,地下换热器循环泵及用户循环泵各开启1台,均工频运行,地下换热器流量恒为 $0.009 \text{ m}^3/\text{s}$ (电磁流量计 FM2 的读数)。11月14日—15日直供模式供热热流量及供回水温度见图5。

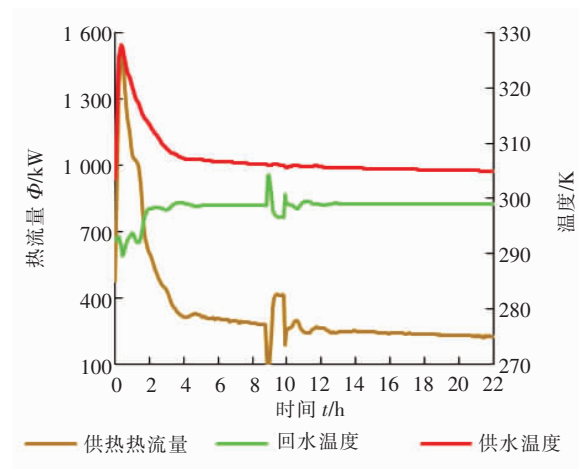


图5 11月14日—15日直供模式供热热流量及供回水温度

从图5可知,0~22 h,地下换热器供水温度及供热热流量均是先迅速升高,又快速回落,然后再缓慢下降。这是因为,地下换热器储存了一定量的水,水长时间未循环,被地下岩层加热而储存了部分热

量,刚开始供暖时储存的热量瞬间释放,出现了供水温度及供热热流量的峰值,其峰值分别为327.9 K、1 533 kW。第5 h 地下换热器储存的热量释放完毕,第5 h 的供水温度为307 K、供热热流量为323 kW,其后直供模式的供水温度及供热热流量平稳下降,是由于对于岩层来说被取走的热量大于大地热流量的补充,持续取热导致岩层温度降低,直供模式的供水温度也随岩层温度降低而降低;同时地下换热器的换热温差降低,直供模式供热热流量相应减小。实验数据表明,供水温度及供热热流量下降速度较慢,21 d 后直供模式的地下换热器供水温度仍为303.8 K。

5.2 热泵模式实验数据

热泵模式运行时,地下换热器循环泵、热泵冷凝器循环泵及用户侧循环泵各开启1台,均工频运行;地下换热器水流量恒为 $0.009\text{ m}^3/\text{s}$ (电磁流量计FM2的读数),热泵冷凝器水流量恒为 $0.017\text{ m}^3/\text{s}$ (电磁流量计FM1的读数)。11月15日—16日热泵模式供回水温度见图6。根据热泵模式的水流量及供回水温度按照公式(1)、(2),可算出热泵模式的吸热热流量及供热热流量。11月15日—16日热泵模式吸热热流量及供热热流量见图7。

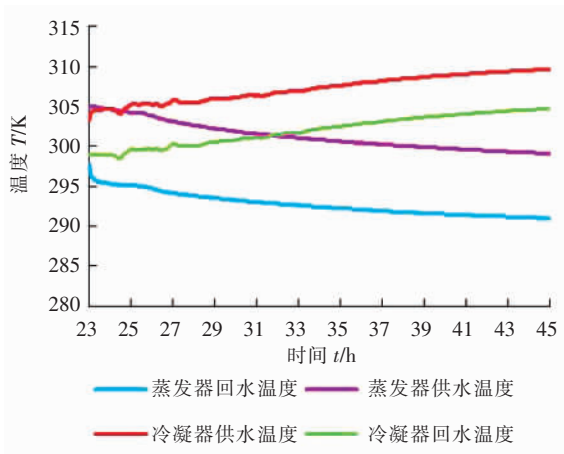


图6 11月15日—16日热泵模式供回水温度

由图7可知,23~45 h,热泵机组的供热热流量在350~404 kW范围,热泵机组名义制热量为324 kW,实际运行的供热热流量大于热泵机组名义制热量。这是由于该时段热泵机组蒸发器实际供水温度为299~305 K,高于名义工况下蒸发器的供水温度,制冷剂实际蒸发温度及蒸发压力高于名义工况的蒸发温度及蒸发压力,因此,蒸发器中实际制冷剂密度比名义工况下制冷剂密度大,而压缩机吸入制

冷剂的体积流量不变,故制冷剂的质量流量变大,热泵机组制热量随制冷剂质量流量变大而增大。

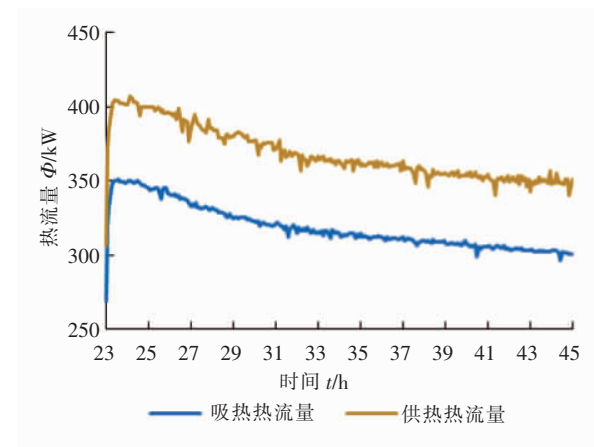


图7 11月15日—16日热泵模式吸热热流量及供热热流量

图8为2月15日—16日热泵模式供回水温度。从图8可知,2 208~2 232 h的蒸发器供、回水温度分别为290~292 K、284~286 K,冷凝器供、回水温度分别为307~309 K、303~305 K。2月15日—16日热泵模式吸热热流量及供热热流量见图9。

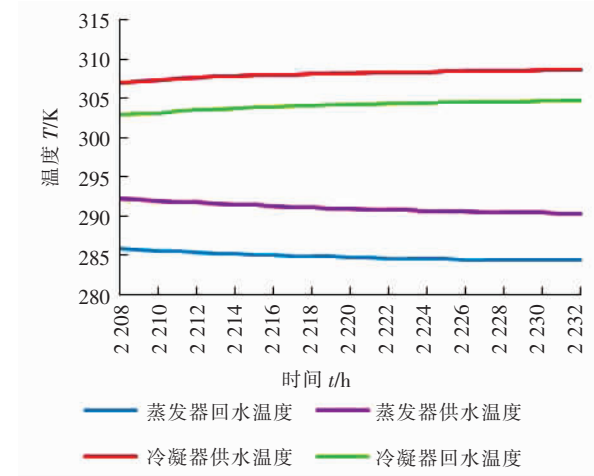


图8 2月15日—16日热泵模式供回水温度

由图9可知,2 208~2 232 h,岩石热源热泵供热热流量在269~293 kW范围波动,小于热泵机组的名义制热量,这并非岩石热源热泵供热热流量衰减,而是由于2月15日—16日为供暖末期,示范项目的供暖热负荷变小,热泵机组冷凝器回水温度上升导致冷凝器供水温度升高,热泵机组不得不降低压缩机的输入电功率使冷凝器供水温度维持在设定值;2 208~2 232 h,热泵机组蒸发器供水温度高于名义工况蒸发器供水温度、冷凝器供水温度低于名

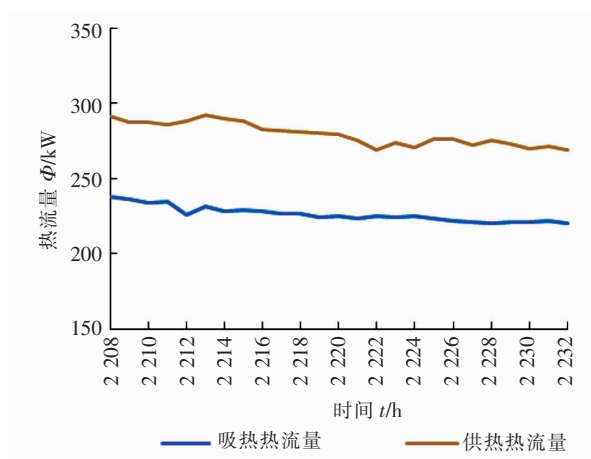


图9 2月15日—16日热泵模式吸热热流量
及供热热流量

工况冷凝器供水温度可以佐证。

5.3 平均制热性能系数分析

平均制热性能系数按公式(7)、(8)计算,部分时段平均制热性能系数见表2。

表2 部分时段平均制热性能系数

时段/h	0~22	2 208~ 2 232	0~ 2 904
供热量/(kW·h)	7 590	6 989	591 949
地下换热器循环泵耗电量 (kW·h)	330	375	43 560
热泵机组耗电量 (kW·h)	—	1 739	90 400
热泵冷凝器循环泵耗电量 (kW·h)	—	100	11 616
总耗电量/(kW·h)	330	2 214	145 576
热泵机组平均制 热性能系数	—	4.02	—
热源侧平均制热性能系数	23.00	3.16	4.07

由表2可知,0~22 h的热源侧平均制热性能系数 C_s (0 h,22 h)为23,十分高效。这是由于0~22 h为直供模式供暖,该时段仅运行地下换热器循环泵,耗电量少。直供模式的热源侧平均制热性能系数会逐渐下降,但是整个供暖期任何时段的直供模式热源侧平均制热性能系数均大于9,十分高效。

在2 208~2 232 h,为热泵模式供暖,由表2可知,热泵机组该时段的平均制热性能系数 C_p (2 208 h,2 232 h)为4.02,在该时段,热泵模式热源侧平均制热性能系数 C_s (2 208 h,2 232 h)为3.16。需要指出的是,热泵模式平均制热性能系数会随着蒸发

器供、回水温度升高或冷凝器的供、回水温度降低而升高,一般情况下在供暖初期蒸发器供回水温度高、冷凝器供回水温度低,因此,供暖初期的热泵模式热源侧平均制热性能系数会高于供暖中期及末期热泵模式热源侧平均制热性能系数。根据本文实验数据,其在3.1~3.8范围波动,平均制热性能系数较高。

由表2可知,岩石热源热泵热源侧供暖期平均制热性能系数(以下简称HSPF) C_s (0 h,2 904 h)为4.07,而土壤源热泵热源侧供暖期平均制热性能系数HSPF约为3^[6],岩石热源热泵HSPF比土壤源热泵HSPF高35.6%,节能效果显著。因此,岩石热源热泵将是北方地区清洁供暖的重要技术。

进一步分析发现,岩石热源热泵整个供暖期的HSPF比 C_s (2 208 h,2 232 h)高0.91。这是由于示范项目在供暖期初期及末期均开启了直供模式,直供模式的热源侧平均制热系数较高,提升了岩石热源热泵的HSPF。如果增加直供模式的运行时间,岩石热源热泵的HSPF将进一步提高。因此,运行时在满足用户供暖需求的情况下,应尽可能多地使用直供模式。

5.4 示范项目及实验中存在的不足

热泵机组的制热性能系数需要进一步提高,如图8所示的工况,热泵机组的蒸发器平均供水温度为291.1 K,平均回水温度为284.9 K,按公式(9)计算蒸发器平均供、回水温度 T_e (2 208 h,2 232 h)为288 K;冷凝器平均供水温度为308.1 K,冷凝器平均回水温度为304.1 K,按公式(10)计算冷凝器平均供、回水温度 T_c (2 208 h,2 232 h)为306.1 K;根据公式(11)计算该时段热泵机组理论平均制热性能系数 C_{pc} (2 208 h,2 232 h)为16.88,但热泵机组实际平均制热性能系数 C_p (2 208 h,2 232 h)为4.02;按公式(12)计算热泵机组制热平均热力完善度 η (2 208 h,2 232 h)为23.8%,小于水源热泵机组制热平均热力完善度(为40%^[5])。所选热泵机组制热性能系数还有很大的提升空间,应基于岩石热源热泵的蒸发器供、回水温度高的特点,优化热泵机组,提升热泵机组的平均制热性能系数,进而提升岩石热源热泵的HSPF。

实验期间岩石热源热泵每天由巡检人员手动调节,仅根据运行人员经验转换运行模式,设定热泵机

组供水温度,而且每天只调节1次,调节精度及频度不够,岩石热源热泵不在最佳工作状态运行。下一步将根据用户的供暖需求,基于岩石热源热泵性能最优,开发岩石热源热泵供暖管理系统,实时调整运行模式、热泵的供水温度及循环泵的频率,提升岩石热源热泵平均制热性能系数及智能化运行水平。

由于用户的入住率较低、供暖建筑面积较小,导致供暖热负荷小,因此,2018年11月14日—2019年3月15日的实验并未测出岩石热源热泵的供热能力,略显遗憾。但2019年11月14日—2020年3月15日示范项目的供暖建筑面积将会达到 $2 \times 10^4 \text{ m}^2$,届时会重新设计实验,测试岩石热源热泵的供热能力。

6 结论

① 在1 500~2 500 m深度范围内,同轴套管式地下换热器比U形及L形地下换热器技术更成熟,经济性更好,因此,同轴套管式换热器更适合于岩石热源热泵。

② 岩石热源热泵HSPF比土壤源热泵HSPF高35.6%,节能效果显著,其将是北方地区清洁供暖的重要技术。

③ 增加直供模式运行时间可以提升岩石热源热泵HSPF,因此,运行时在满足用户供暖需求的情况下,应尽可能多地使用直供模式。

参考文献:

- [1] 周总瑛,刘世良,刘金侠. 中国地热资源特点与发展对策[J]. 自然资源学报,2015,30(7): 1210-1221.
- [2] 王卫东,彭建兵,张永志,等. 西安市地热水开采现状及环境问题[J]. 水土保持研究,2005,12(5): 266-267.
- [3] 林黎,赵苏民,李丹,等. 深层地热水开采与地面沉降的关系研究[J]. 水文地质工程地质,2006(3): 34-37.
- [4] 邓杰文,魏庆芑,张辉,等. 中深层地热水源热泵供暖系统能耗和能效实测分析[J]. 暖通空调,2017,47(8): 150-154.
- [5] 马一太,田华,刘春涛,等. 制冷与热泵产品的能效标准研究和循环热力学完善度的分析[J]. 制冷学报,2012,33(6): 1-6.
- [6] 杨灵艳,徐伟,朱清宇,等. 寒冷地区地源热泵能效调研与节能量分析[J]. 暖通空调,2015,45(4): 8-12.

附注:岩石热源热泵的视频见网址:

<http://www.gasheat.cn/News/detail/4814.html>

或扫描二维码:



第十五届中国土木工程詹天佑奖获奖工程:马鞍山长江公路大桥



Abstracts and Key Words

Heat Source and Cold Source Design and Experimental Analysis of Rock Heat Source Heat Pump System

TANG Qingsong, WU Haibin, CHE Jianping,
DONG Tao, LIU Jian, LI Yang

Abstract: At present, middle and deep geothermal resources are mainly utilized by directly extracting geothermal water, but it is difficult to recharge 100% of the geothermal resources in the same layer, which will bring ecological and environmental problems. Therefore, the utilization of middle and deep geothermal resources is limited. In order to make better use of middle and deep geothermal resources, a middle and deep geothermal utilization scheme, rock heat source heat pump system technology, is proposed, namely, a sealed underground heat exchanger is built, the circulating water is used to enter the heat exchanger to absorb heat, and the circulating water after heat absorption is used as heat source for heating. The principle of rock heat source heat pump is introduced, which consists of underground heat exchanger, heat pump unit, water pump, other auxiliary equipment and control system. The operation mode of rock heat source heat pump is divided into direct supply mode and heat pump mode according to whether the heat pump unit is turned on. The process flow of direct supply mode and heat pump mode and the types of underground heat exchanger are introduced. The advantages and disadvantages of three underground heat exchangers, U-shaped, L-shaped and coaxial bushing type are analyzed. In the range of 1 500 to 2 500 m depth, coaxial bushing type underground heat exchanger is more mature in technology and economical, which is more suitable for rock heat source heat pump. Combined with Xinxiang demonstration project, technical verification is carried out. The process design and equipment selection of the rock heat source heat pump for the demonstration project are introduced. The experimental scheme, data acquisition and processing scheme are developed, and the experiment is carried out. The average heating performance coefficients of heat source side of direct supply mode and heat pump mode are analyzed. The experimental results of the demonstration project show that the aver-

age heating performance coefficient of heat source side of direct supply mode at any time is greater than 9, and the average heating performance coefficient of heat source side of the heat pump mode is 3.1 to 3.8, the heating seasonal performance factor (HSPF) is 4.07, which is 35.6% higher than the soil source heat pump HSPF. The energy saving effect is very remarkable, and the technology is suitable for clean heating in the northern region. Increasing the running time of the direct supply mode can greatly increase the HSPF of the rock heat source heat pump, so the direct supply mode should be used as much as possible when the heating needs of users are satisfied. The demonstration project also exposed the problems such as low heating performance coefficient of heat pump unit and low level of intelligent operation, which needs further improvement. At the end of the paper, a video showing rock heat source heat pump is attached, which can be watched by scanning the QR code.

Key words: middle and deep geothermal; rock heat source heat pump; direct supply mode; heat pump mode; underground heat exchanger

Renewable Energy, Distributed Energy Source and Combined Cooling Heating and Power

Intake Air Cooling Reconstruction of Gas Turbine Distributed Energy System

SHEN Dandan, GUO Jiasheng,
TANG Jixu, CHEN Feng

Abstract: In a natural gas distributed energy system (hereinafter referred to as distributed system) project, the gas turbine generator set is used to generate electricity, and the waste heat boiler uses gas turbine smoke exhaust to prepare steam and domestic hot water. In order to solve the problem of insufficient utilization of domestic hot water, a lithium bromide absorption chiller (using domestic hot water prepared by waste heat boiler as a heat source) is added. The gas turbine intake (air) from April to October (domestic hot water is still used regularly at other times) is cooled to improve the power generation of the gas tur-