



(12) 发明专利申请

(10) 申请公布号 CN 114576879 A

(43) 申请公布日 2022. 06. 03

(21) 申请号 202011385929.2

(22) 申请日 2020.12.01

(71) 申请人 湘潭智联技术转移促进有限责任公司

地址 411101 湖南省湘潭市高新区湘潭大道281号万达广场B座1802016号

(72) 发明人 向海 麻俊成

(74) 专利代理机构 湖南乔熹知识产权代理事务所(普通合伙) 43262

专利代理师 安曼

(51) Int.Cl.

F25B 29/00 (2006.01)

F25B 41/20 (2021.01)

F25B 49/00 (2006.01)

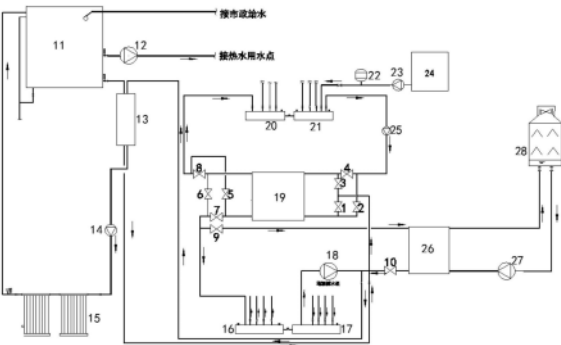
权利要求书1页 说明书7页 附图1页

(54) 发明名称

一种冷热源交换系统及交换方法

(57) 摘要

本发明公开了一种冷热源交换系统及交换方法,其中,所述冷热源交换系统包括太阳能制热系统,冷却塔辅助补冷系统和地源热泵系统,太阳能制热系统包括太阳能热水箱、太阳能循环系统泵、太阳能集热板、第一换热器;冷却塔辅助补冷系统包括冷冻水泵、系统分水器、系统集水器、闭式定压管、补水泵、补水箱、冷却塔、冷却水泵和第二换热器;地源热泵系统满液式地源热泵机组、地埋管分水器、地埋管集水器、地埋管水泵。本发明采用冷热源交换系统及交换方法利用可再生能源,热泵充分利用了地下土壤作为蓄热体,进行能量循环利用;具有经济效益,地地能温度较恒定的特性,使得热泵机组运行更可靠、稳定,也保证了系统的高效性和经济性;环境效益显著。



1. 一种冷热源交换系统,其特征在于,所述冷热源交换系统包括太阳能制热系统,冷却塔辅助补冷系统和地源热泵系统,太阳能制热系统包括太阳能热水箱、太阳能循环系统泵、太阳能集热板、第一换热器;冷却塔辅助补冷系统包括冷冻水泵、系统分水器、系统集水器、闭式定压管、补水泵、补水箱、冷却塔、冷却水泵和第二换热器;地源热泵系统满液式地源热泵机组、地埋管分水器、地埋管集水器、地埋管水泵。

2. 根据权利要求1所述的冷热源交换系统,其特征在于,冷热源交换系统还包括若干截止阀、若干温控阀和生活用水循环泵。

3. 根据权利要求2所述的冷热源交换系统,其特征在于,截止阀设有8个,分别设置在冷却塔辅助补冷系统和地源热泵系统的连接管路上。

4. 根据权利要求3所述的冷热源交换系统,其特征在于,截止阀分别设在满液式地源热泵机组的两侧管路上。

5. 根据权利要求2所述的冷热源交换系统,其特征在于,温控阀设有2个,分别设在第二换热器的进水管路和出水管路上。

6. 根据权利要求5所述的冷热源交换系统,其特征在于,在夏季,阀门1、4、7、8开,水泵全开;此时满液式地源热泵机组开始制冷,并向地下开始散热,并将满液式地源热泵机组的冷凝热通过换热器1进行预热太阳能制热系统中热水,阀门9、10由地埋管内水温控制,当水温高于37℃时,9、10开,当水温低于32℃时,9、10关。

7. 根据权利要求5所述的冷热源交换系统,其特征在于,在冬季阀门2、3、5、6开,其他阀门都关,冷却塔侧水泵关闭;满液式地源热泵机组开始向地里取热供暖,太阳能制热系统开启,进行辅助制取生活用水。

8. 一种根据权利要求1所述的冷热源交换系统的交换方法,其特征在于,冷热源交替系统根据热水供应量计算太阳能制热系统的集热器数量,根据冬季供暖需要和冬季从土壤中可吸收和排放的热量计算供热量,根据夏季冷负荷计算冷却塔设计数量。

9. 根据权利要求8所述的冷热源交换系统的交换方法,其特征在于,冷却水量和冷却水供、回水温度及温差便可以选择冷却塔,冷却水量取决于冷水机组冷凝器的散热量和冷却水供、回水温差按热平衡公式计算如下:

$$W = \frac{3.6Q}{C\Delta t}, \text{其中} Q \text{为冷凝器散热量,} W \text{为冷却水量,} \Delta t \text{为冷却水供、回水温差,} c \text{为水的比热。}$$

10. 根据权利要求8所述的冷热源交换系统的交换方法,其特征在于,太阳能系统所需的集热器面积计算公式为

$$A_c = \frac{Q_w c \rho_r (t_{end} - t_L) f}{J_T \eta_{cd} (1 - \eta_l)}, \text{其中} A_c \text{为直接系统集热器面积,} Q_w \text{为}$$

日平均用水量, C 为水的定压比热容, ρ_r 为水的密度, t_{end} 一水箱内水的终止温度℃, t_L 为水的初始温度℃, J_T 为太阳集热器采光面积日平均太阳辐照量, KJ/m^2 , f 为太阳能保证率, η_l 为管路及水箱热损, η_{cd} 为集热器全日集热效率。

一种冷热源交换系统及交换方法

技术领域

[0001] 本发明涉及一种冷热源交换系统及交换方法,属于冷热源交换系统及交换方法领域。

背景技术

[0002] 能源危机和环境污染已经成为人们最为关注的两大问题,现有建筑空调冷热源系统,主要采用燃油,燃油锅炉,冷水机组等,其系统主要利用不可再生能源,不环保。且冷热源系统的控制调节不够简洁方便。

发明内容

[0003] 针对现有技术存在的上述问题,本发明的目的是获得一种冷热源交换系统及交换方法。

[0004] 为实现上述发明目的,本发明采用的冷热源交换系统及交换方法的技术方案如下:

[0005] 一种冷热源交换系统,包括太阳能制热系统,冷却塔辅助补冷系统和地源热泵系统,太阳能制热系统包括太阳能热水箱、太阳能循环系统泵、太阳能集热板、第一换热器;冷却塔辅助补冷系统包括冷冻水泵、系统分水器、系统集水器、闭式定压管、补水泵、补水箱、冷却塔、冷却水泵和第二换热器;地源热泵系统满液式地源热泵机组、地埋管分水器、地埋管集水器、地埋管水泵。

[0006] 优选地,冷热源交换系统还包括若干截止阀、若干温控阀和生活用水循环泵。

[0007] 优选地,截止阀设有8个,分别设置在冷却塔辅助补冷系统和地源热泵系统的连接管路上。

[0008] 更优选地,截止阀分别设在满液式地源热泵机组的两侧管路上。

[0009] 优选地,温控阀设有2个,分别设在第二换热器的进水管路和出水管路上。

[0010] 在夏季,阀门1、4、7、8开,水泵全开;此时满液式地源热泵机组开始制冷,并向地下开始散热,并将满液式地源热泵机组的冷凝热通过换热器1进行预热太阳能制热系统中热水,阀门9、10由地埋管内水温控制,当水温高于37℃时,9、10开,当水温低于32℃时,9、10关。

[0011] 在冬季阀门2、3、5、6开,其他阀门都关,冷却塔侧水泵关闭;满液式地源热泵机组开始向地里取热供暖,太阳能制热系统开启,进行辅助制取生活用水。

[0012] 一种根据上述冷热源交换系统的交换方法,冷热源交替系统根据热水供应量计算太阳能制热系统的集热器数量,根据冬季供暖需要和冬季从土壤中可吸收和排放的热量计算供热量,根据夏季冷负荷计算冷却塔设计数量。

[0013] 优选地,冷却水量和冷却水供、回水温度及温差便可以选冷却塔,冷却水量取决于冷水机组冷凝器的散热量和冷却水供、回水温差按热平衡公式计算如下:

[0014] $W = \frac{3.6Q}{C\Delta t}$, 其中Q为冷凝器散热量,W为冷却水量, Δt 为冷却水供、回水温差,c 为水的比热。

[0015] 优选地, 太阳能系统所需的集热器面积计算公式为 $A_c = \frac{Q_w c \rho_r (t_{end} - t_L) f}{J_T \eta_{cd} (1 - \eta_l)}$, 其

中 A_c 为直接系统集热器面积, Q_w 为日平均用水量, C 为水的定压比热容, ρ_r 为水的密度, t_{end} —水箱内水的终止温度 $^{\circ}\text{C}$, t_L 为水的初始温度 $^{\circ}\text{C}$, J_T 为太阳集热器采光面积日平均太阳辐照量, KJ/m^2 , f 为太阳能保证率, η_l 为管路及水箱热损, η_{cd} 为集热器全日集热效率。

[0016] 与现有技术相比, 本发明采用冷热源交换系统及交换方法具有如下技术效果:

[0017] 利用可再生能源, 热泵充分利用了地下土壤作为蓄热体, 进行能量循环利用; 具有经济效益, 地热能温度较恒定的特性, 使得热泵机组运行更可靠、稳定, 也保证了系统的高效性和经济性; 环境效益显著; 冬季, 省去了作为大气污染源的锅炉, 全年采用地热和太阳能, 大大减轻了制热对大气造成的污染问题, 可有效改善城市中的大气污染; 系统多用, 应用范围广, 可制冷、供热, 还可供生活热水; 节约机房面积, 降低系统维护费用。用一套系统代替两套系统, 大大节省建筑空间; 在同等条件下, 采用此系统的建筑物能够减少相应的维护费用; 采用8个截止阀和2个温控阀控制系统运行, 简化了系统的运行调节, 使系统一直高效节能运行。

[0018] 与单纯的地源热泵相比, 具有如下特点:

[0019] ①在冬冷夏热地区, 全年冷负荷大于热负荷, 若以夏季冷负荷设计埋管会大大增加初投资, 冬季埋管容量过大, 浪费能源。若用冷却塔辅助地源热泵, 地下埋管换热器的长度按照冬季较小的负荷来确定, 可以减少埋管尺寸, 降低安装费用。

[0020] ②若单纯使用地源热泵系统, 长期运行后, 埋管周围土壤温度升高, 夏季埋管内流动介质与周围土壤的温差降低, 换热器能力减弱, 影响系统性能和运行特性; 若采用冷却塔辅助地源热泵系统, 夏季未能由埋管承担的排热量由冷却塔来承担, 减少土壤不平衡。这种系统形式的初投资主要是增加了冷却塔的费用, 但是却大大减少了地下埋管的费用, 且对环境也有一定保护作用。

[0021] ③采用太阳能辅助制热, 可减少系统在冬季供暖水温低, 供暖不足情况。

附图说明

[0022] 图1为本发明的冷热源交换系统图;

[0023] 图2为本发明的冷热源交换的地埋管平面布置图;

[0024] 附图标记

[0025] 1-8、截止阀; 9-10、温控阀; 11、太阳能热水箱; 12、生活用水循环泵; 13、第一换热器; 14、太阳能系统循环泵; 15、太阳能集热板; 16、地埋管分水器; 17、地埋管集水器; 18、地埋管水泵; 19、满液式地源热泵机组; 20、系统分水器; 21、系统集水器; 22、闭式定压管; 23、补水泵; 24、补水箱; 25、冷冻水泵; 26、第二换热器; 27、冷却水泵; 28、冷却塔。

具体实施方式

[0026] 下面结合实施例对本发明提供的冷热源交换系统及交换方法作进一步详细、完整地说明。下面描述的实施例是示例性的,仅用于解释本发明,而不能理解为对本发明的限制。

[0027] 下述实施例中的实验方法,如无特殊说明,均为常规方法。下述实施例中所用的实验材料如无特殊说明,均为市场购买得到。

[0028] 本实施例中的冷热源交换系统分为三个子系统,分别为太阳能制热系统,冷却塔辅助补冷系统,地源热泵系统。

[0029] 在夏季,阀门1、4、7、8开,水泵全开;此时满液式地源热泵机组开始制冷,并向地下开始散热,并将满液式地源热泵机组的冷凝热通过换热器1进行预热太阳能制热系统中热水,阀门9、10由地埋管内水温控制,当水温高于37℃时,9、10开,当水温低于32℃时,9、10关。

[0030] 在冬季阀门2、3、5、6开,其他阀门都关,冷却塔侧水泵关闭;满液式地源热泵机组开始向地里取热供暖,太阳能制热系统开启,进行辅助制取生活用水。

[0031] 实施例1

[0032] 本工程为张家界地区某综合医院,夏季冷负荷为4433kW,冬季热负荷为3548kW。

[0033] 一、地源热泵选型

[0034] 本工程地埋管的深度确定为80m。

[0035] 在供冷季节,输入系统的所有能量都必须释放到地下,这些能量包括系统热负荷、系统耗功量和循环水泵的耗功量。循环水泵耗功量可近似为泵的耗功量与热泵运行小时数的乘积。

[0036] 在供热季节,从地下吸收的热量等于设备的制热量减去输入的电功。输入的电功包括压缩机耗功量和循环水泵的耗功量。

[0037] 冬夏季地下换热量分别是指夏季向土壤排放的热量和冬季从土壤吸收的热量。利用下述公式计算:

[0038] $Q_1' = Q_1 (1 - 1/COP_{H1})$

[0039] $Q_2' = Q_2 (1 + 1/COP_{H2})$

[0040] 式中 Q_1' -冬季从土壤吸收的热量,kW

[0041] Q_2' -夏季向土壤排放的热量,kW

[0042] Q_1 -冬季设计总热负荷,kW

[0043] Q_2 -夏季设计总冷负荷,kW

[0044] cop_{H1} -设计工况下地源热泵机组的供热系数,本工程所选机组的供热系数为4.35。

[0045] cop_{H2} -设计工况下地源热泵机组的制冷系数,本工程所选机组的制冷系数为3.95。

[0046] 以冬季热负荷进行埋管设计,故冬季从土壤吸收的热量为 $Q_1' = Q_1 (1 - 1/COP_{H1}) = 3548 \times (1 - 1/4.35) = 2732\text{kW}$ 。以冬季从土壤所需吸收的热量进行埋管设计,设计的埋管夏季放出的热量无法满足夏季冷负荷的部分采用辅助的冷却塔承担。

[0047] 根据张家界类似地质条件的地源热泵工程实测数据,双U垂直埋管冬季换热量为80W/m(井深),夏季换热量为90W/m(井深)。竖井深度设为 $H=80\text{m}$,则竖井数目

[0048] $N = Q/qH = 2732000/80 \times 80 \approx 427$ 个

[0049] 根据上式再取5%的余量,需要打448个井。

[0050] 以每14口井并联,为一个小组,共32个小组;减少集管数量,每8个小组再相互并联,组成一个大组,共4个大组,即4个集管分别连接机房集分水器。关于竖井间距,有资料指出:U型管竖井的水平间距一般为4.5m,本工程照此数据。根据当地地质结构和普遍使用情况,钻孔孔径取为150mm。总占地面积为 $427 \times 4.5 \times 4.5 = 8646.75 \text{m}^2$,回填材料为含有10%膨润土、90% SiO_2 砂子的混合物,导热系数为 $2.25 \text{W}/(\text{m} \cdot \text{k})$ 。

[0051] 二、冷却塔系统设计选型

[0052] 由地埋管系统设计可知,地埋管系统打井数为448个,垂直埋管夏季换热量为 $80 \text{W}/\text{m}$ (井深),故夏季地埋管能向土壤放出的热量为

[0053] $Q_2'' = NqH = 448 \times 80 \times 80 = 2867.2 \text{kW}$

[0054] 而本工程的夏季冷负荷为 4433kW 。通过上述公式可得处理夏季冷负荷所需向室外放出的热量为

[0055] $Q_{2'} = Q_2 \times (1 + 1/\text{COP}_{\text{H}_2}) = 4433 \times (1 + 1/3.95) = 5555 \text{kW}$

[0056] 因此冷却塔所需向空气中放出的热量为 $5555 - 2867 = 2688 \text{kW}$

[0057] 根据冷却水量和冷却水供、回水温度及温差便可以选择冷却塔。而冷却水量取决于冷水机组冷凝器的散热量和冷却水供、回水温差。按热平衡公式计算如下:

[0058] $W = \frac{3.6Q}{C\Delta t}$

[0059] 式中Q—冷凝器散热量,kW;

[0060] W—冷却水量, m^3/h

[0061] Δt —冷却水供、回水温差, $^{\circ}\text{C}$

[0062] c—水的比热, $\text{kJ}/(\text{kg} \cdot ^{\circ}\text{C})$ 。

[0063] 冷却塔所需向空气中放出的热量为 $5555 - 2867 = 2688 \text{kW}$,冷却水供水温度为 32°C ,进水温度为 37°C ,则冷却塔冷却水量:

[0064] $W = \frac{3.6Q}{C\Delta t} = \frac{3.6 \times 2688}{4.2 \times (37 - 32)} = 460.8 \text{m}^3/\text{h}$

[0065] 因此选用四台菱科LKT系列圆形冷却塔,型号及技术参数如下表1:

[0066] 表1冷却塔参数表

[0067]

型号	流量 (m3/h)	外形尺寸 (mm)		风机直径 (mm)	水压 (kPa)	重量 (kg)	
		塔高 H	最大外径 D			标准型	
						净重	运行重
LKT-175L	136.8	2850	3100	1750	30	5768	16258

[0068] 三、太阳能系统的计算

[0069] 1. 太阳能设计参数

[0070] 1) 热水需求基本状况:

[0071] 供水温度: 50°C ;

[0072] 供水时间:全天24小时;

[0073] 给水系统:采用定温回水循环系统;

[0074] 2) 当地设计参数:

[0075] 年太阳能辐照量:4030MJ/m²,

[0076] 年日照时数:2000小时

[0077] 日平均日照时数:3.5

[0078] 年平均温度:17℃

[0079] 日平均太阳辐照量:13MJ/m²

[0080] 2. 太阳能热水用量计算

[0081] 热水用水标准参考GB 50015-2002《建筑给水排水设计规范》中“医院—设有单独卫生间”最高日用水定额,见下表2:

[0082] 表2单独卫生间用水参数表

[0083]

	单位“L”	50℃	55℃	60℃	65℃
淋浴	每人每日	134~244	121~220	110~200	101~184

[0084] 设计供水温度50℃,由于取每人每天热水平均定额80L,共344床位,所以设计供水总额为30吨。

[0085] 1) 所需集热器面积

[0086] 计算公式
$$Ac = \frac{Q_w c \rho_r (t_{end} - t_L) f}{J_T \eta_{cd} (1 - \eta_l)}$$

[0087] Ac—直接系统集热器面积,m²

[0088] Q_w—日平均用水量, L取值为30000L

[0089] C—水的定压比热容,KJ/Kg. 取值4.2

[0090] ρ_r—水的密度,Kg/L 取值1

[0091] T_{end}—水箱内水的终止温度℃ 取值50

[0092] t_L—水的初始温度℃ 取值10

[0093] J_T—太阳集热器采光面积日平均太阳辐照量,KJ/m² 取值13000

[0094] f—太阳能保证率 取值0.5

[0095] η_l—管路及水箱热损 取值 0.25

[0096] η_{cd}—集热器全日集热效率 取值0.5

[0097] 则Ac=515m²

[0098] 考虑到墙面安装,为避免传统真空管集热器碎管带来的损失,设计使用平板型太阳能集热器,每个集热器模块的集热面积为2平方米,所以设计使用258个集热模块。

[0099] 板式换热器的设计与计算

[0100] 地埋管供水温度为T₁=13℃,出水温度为18℃。地埋管水的流量为W=5m³/h;板式换热器太阳能水侧入水设计温度为t₁=50℃,则板式换热器设计计算如下

[0101] (1) 确定对数温差 Δ t

[0102] 循环水出水温度为

[0103]
$$t_2 = t_1 - \frac{3600Q}{4.2 \times 1000G} = 50 - \frac{3600 \times 23}{4200 \times 5} = 46^\circ\text{C}$$

[0104] 则对数温差为

$$\Delta t = \frac{|t_2 - T_1| - |T_2 - t_1|}{\ln \frac{|T_2 - t_1|}{|t_2 - T_1|}} = 0.9^\circ\text{C}$$

[0106] (2) 确定传热面积F

[0107] 预选BR7型板式换热器,其K值约为 $2800\text{W}/\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$,则

$$F = \frac{Q}{K\Delta t} = \frac{23000}{2800 \times 1.03} = 8\text{m}^2$$

[0109] 考虑10%的裕量,则 $F_{\text{实}} = F \times 1.1 = 8 \times 1.1 = 9\text{m}^2$,由于BR7型板式换热器可组面积为 9m^2 ,故选择BR7型板式换热器1台,每台面积为 9m^2 。

[0110] 本建筑面积 25309.5m^2 (其中地下 2545.2m^2 ,地上 22182.75m^2),地上12层,建筑高度48.5m。本工程夏季冷负荷为4433kW,冬季热负荷为3458kW,空调面积为 22850m^2 ,冷指标 $194\text{W}/\text{m}^2$,热指标 $151\text{W}/\text{m}^2$ 。将该系统与传统冷水机组加燃气锅炉进行经济性分析 计算:

[0111] 表3冷水机组加燃气锅炉初投资费用

序号	设备名称	单价	总价(万元)
1	冷水机组	600(元/kw)	$600 \times 4433 = 265.98$
2	冷却塔	50(元/kw)	$50 \times 4433 = 22.1$
3	燃气锅炉	460(元/kw)	$460 \times 3458 = 159.06$
4	机房水泵、管道、控制等	30(元/ m^2)	$30 \times 18899 = 56.7$
5	空调末端	200(元/ m^2)	$200 \times 4433 = 88.67$
	合计		583.65

[0114] 表4冷水机组加燃气锅炉年运行费用

项目	季节	能源利用形式	单价	效率	总价(万元)
冷水	夏	电	0.95 元/kw·h	3.88	$180 \times 24 \times 0.95 \times 4433 \times 0.7 \times 3.88 = 328.5$
机组	冬	天然气	5 元/ m^3	0.88	$24 \times 150 \times 3600 \times 5 \times 3548 \times 0.7 / (35600 \times 0.88) = 513.75$
合计					892.25

[0116] 表5地埋管加太阳能加冷却塔辅助散热初投资费用

序号	设备名称	单价	总价(万元)
1	地源热泵机组	700 (元/kw)	$700 \times 4433 = 310.31$
2	冷却塔	50 (元/kw)	$50 \times (4433 - 3548) = 4.425$
3	钻孔埋管	1000 (元/kw)	$1000 \times 3548 = 354.48$
4	机房水泵	30 (元/ m^2)	$30 \times 18899 = 56.7$
5	空调末端	200 (元/ m^2)	$200 \times 4433 = 88.67$
6	太阳能集热板	3200 (元/组)	$3200 \times 258 = 82.56$
	合计		897.46

[0118] 表6地埋管加太阳能加冷却塔辅助散热年运行费用

[0119]	项目	季节	能源利用形式	单价	效率	总价(万元)
	地源	夏	电	0.95 元/kw·h	0.95	$180*24*0.95*4433*0.7/4.8=265.36$
	热泵	冬	电	0.95 元/kw·h	0.95	$150*24*0.95*0.7*3548/3.5=242.83$
合计						507.19

[0120] 总费用综合比较:

[0121] 一般机组使用寿命均在15年以上,若以15年计,则两种方案的总费用比较见表7:

[0122] 表7两种方案的15年总费用比较

[0123]	方案	初投资(万元)	运行费用(万元/年)	15年总费用(万元)
	冷水机组加燃气锅炉	583.65	892.25	13967.4
	地埋管加太阳能冷却塔辅助散热	897.46	507.19	8505.31

[0124] 由上表可知,地埋管加太阳能加冷却塔辅助散热虽然初投资高,但运行费用低。

[0125] 因此对于大型公共建筑场所,如医院,办公大楼可采取地埋管加太阳能冷却塔辅助散热系统,既能供暖,制冷,还能生产生活用水,不仅环保节能,而且经济费用低。

[0126] 最后有必要在此说明的是:以上实施例只用于对本发明的技术方案作进一步详细地说明,不能理解为对本发明保护范围的限制,本领域的技术人员根据本发明的上述内容作出的一些非本质的改进和调整均属于本发明的保护范围。

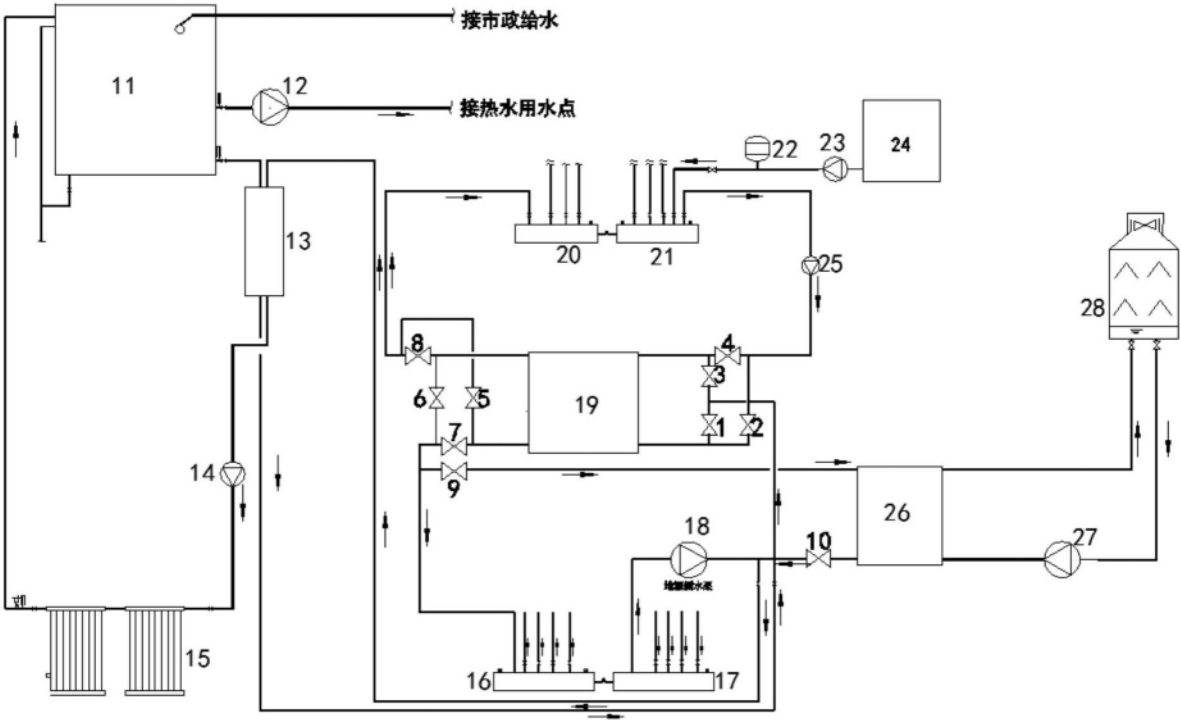


图1

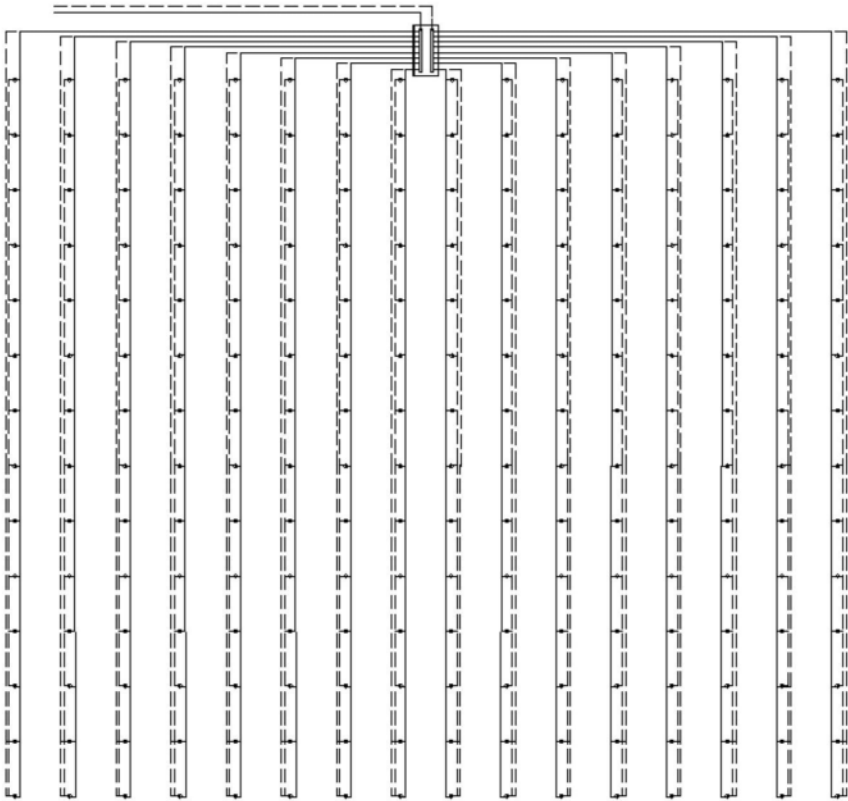


图2