

哈尔滨季节性土壤蓄冷不同蓄冷模式

杨涛^{1,2}, 郑茂余¹, 王潇¹, 张小松²

(1. 哈尔滨工业大学 市政环境工程学院, 哈尔滨 150090, taotao5332@126.com;

2. 东南大学 能源与环境学院, 南京 210096)

摘要: 为降低夏季空调能耗, 减少土壤源热泵系统初投资, 提出自然冷源季节性土壤蓄冷系统, 建立季节性土壤蓄冷垂直 U 型埋管和室外空气换热器的非稳态传热模型. 引入显热容模型对哈尔滨地区系统的运行特性进行模拟计算, 研究 5 种不同蓄冷模式, 得出不同模式下系统的蓄冷量、预蓄冷时间、释冷量、释冷温度、COP 值以及埋管周围土壤的温度场. 模拟结果显示系统的 COP 值在 9.92 ~ 14.15, 节能效果显著, 释冷温度和释冷量可满足空调需要, 证明该系统应用于严寒地区是可行的.

关键词: 土壤蓄冷; 土壤释冷; 蓄冷量; 释冷量

中图分类号: X703.1

文献标志码: A

文章编号: 0367-6234(2010)10-1618-06

Different modes of seasonal soil cold storage in Harbin

YANG Tao^{1,2}, ZHENG Mao-yu¹, WANG Xiao¹, ZHANG Xiao-song²

(1. School of Municipal and Environmental Engineering, Harbin institute of Technology, Harbin 150090, China, taotao5332@126.com; 2. School of Energy and Environment, Southeast University, Nanjing 210096, China)

Abstract: To reduce the energy consumption of air-conditioning in summer and the initial investment of ground source heat pump, a novel seasonal soil cold storage system with natural energy is presented, and the transient heat transfer models of vertical U-tube and outdoor air exchanger are developed. The operating process of this system in Harbin is calculated using the sensitive heat capacity model. Five cold-storing modes are studied, and the cold-storing capacity, preliminary cold-storing time, cold-extracting capacity, cold-extracting temperature, COP and soil temperature field around tube under different modes are obtained. Simulation results show that the COP of system changes from 9.92 to 14.15, which indicates the notable energy-saving effect. The cold-extracting temperature and cold-extracting capacity can satisfy the needs of air-condition, and it is proved to be feasible for the application of the presented system in the cold area.

Key words: soil cold storage; soil cold extraction; cold-storing capacity; cold-extracting capacity

土壤源热泵系统被称为 21 世纪最具节能潜力的空调系统, 近几年在我国得到快速发展. 黑龙江省虽地处严寒地区, 但夏季也有 3 个月的酷暑期, 空调用电量越来越大. 一般建筑冷负荷面积指标大于热负荷面积指标, 有时甚至会超出 2 倍^[1], 若按照夏季负荷设计, 必然造成埋管数量过多, 机组容量增加. 如果能将冬季自然冷量蓄存起来并在夏季使用, 对节约能源、缓解电力供应紧张、减

少系统初投资有重要意义.

本文提出了新型的自然冷源季节性土壤蓄冷系统, 是将冬季室外空气中的冷量通过 U 形埋管换热器蓄存在地下, 到了夏季需要用冷时再将其取出, 是一种长期蓄冷模式. 与短期蓄冷^[2]相比, 该系统省去了蓄冷装置以及耗资较多的热泵机组, 并且不使用传统制冷工质, 能效系数可达到 10 以上, 比一般土壤源热泵更加节能环保. 目前国外已开始季节性冰蓄冷技术的小规模应用^[3], 但国内还处于初步研究阶段^[4]. 本文建立了季节性土壤蓄冷系统的数学模型, 研究了不同模式下系统运行特性, 为该系统的应用提供了理论支持.

收稿日期: 2009-04-28.

基金项目: 黑龙江省重点科技攻关项目(2006G1662-00).

作者简介: 杨涛(1982—), 男, 博士后;

郑茂余(1950—), 男, 教授, 博士生导师.

1 自然冷源季节性土壤蓄冷模式

图 1 为系统示意图,工作原理为:冬季运行时,阀门 3、4 关闭,利用室外空气换热器收集自然空气中的冷量,乙二醇水溶液作为载冷剂,通过 U 型埋管将冷量储存在土壤中. 夏季运行时,阀门 1、2 关闭,通过 U 型埋管将蓄存在土壤中的冷量取出,利用室内风机盘管将冷量释放至室内,实现房间空调. 取冷后土壤温度基本得到恢复,第二年冬天继续蓄冷,夏季取冷,保证系统的可持续运行.

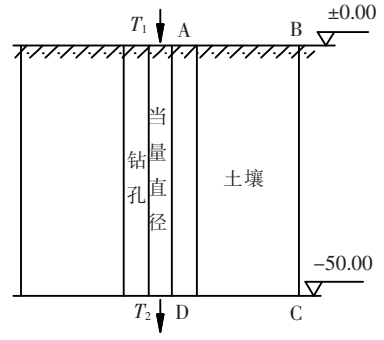
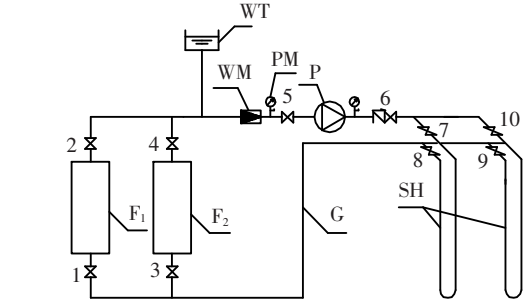


图 2 垂直 U 型管换热器物理模型



F₁室外空气换热器;F₂室内风机盘管;SH.U 型埋管土壤换热器;P.循环泵;WT.定压水箱;WM.流量计;PM.压力表;G.管道;1~10 阀门.

图 1 系统示意图

2 土壤蓄冷、释冷过程的数理模型

2.1 物理模型

土壤蓄冷分为温降显热蓄冷和土中水分相变潜热蓄冷两种方式. 本文只研究管群内层盘管. 为简化问题,假设如下:(1)土壤为各项同性、均质的刚性含湿多孔介质;(2)忽略土壤中水分迁移的影响;(3)忽略 U 型埋管管壁与回填物、回填物与钻孔壁的接触热阻;(4)将垂直 U 型管等效为一当量直径的单管,等效单管的当量直径为 $D_{eq} = \sqrt{2D_0L_g}^{[5]}$, D_0 为 U 管管腿外径, L_g 为 U 型管两管脚中心距;(5)回填材料与原始土壤一致;(6)埋管底部上下之间无热交换. 认为相邻埋管的中间界面为绝热界面,其周围土壤温度场可视为轴对称圆柱传热模型,所建立物理模型如图 2 所示. 室外空气换热器可视为双管程两侧非混合交叉流,物理模型如图 3 所示,模型假设具体参考文献[6].

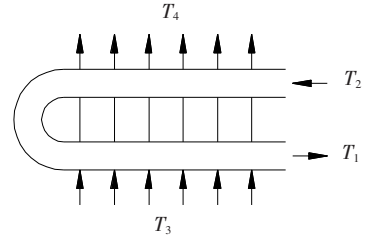


图 3 室外空气换热器物理模型

2.2 数学模型

2.2.1 导热微分方程

圆柱坐标二维非稳态导热微分方程为

$$C \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial}{\partial r} \left(r \lambda \frac{\partial T}{\partial r} \right) + H \rho_i \frac{\partial \phi_i}{\partial t} \quad (1)$$

$$\phi_w = \phi_u + \frac{\rho_i}{\rho_w} \phi_i.$$

式中: ϕ_w, ϕ_u, ϕ_i 为土壤体积含水量、体积未冻水含量、体积含冰量, m^3/m^3 ; ρ_w 和 ρ_i 为土壤水密度和冰密度, kg/m^3 ; C 和 λ 为土壤单位体积热容, $kJ/(m^3 \cdot ^\circ C)$ 和导热系数, $W/(m \cdot ^\circ C)$; T 为瞬态温度, $^\circ C$; t 为时间, s ; H 为土壤水冻结潜热, J/kg . 土壤冻融相变过程发生在一个小的温度范围内,并认为在冻结区和未冻结区土壤的物性参数分别为常数,将式(1)转化为在“单相”非线性导热方程,即

$$C^* \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda^* \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial}{\partial r} \left(r \lambda^* \frac{\partial T}{\partial r} \right) \quad (2)$$

其中:

$$C^* = \begin{cases} C_{sf} & (T < T_m - \Delta T), \\ \frac{H \rho_w \phi_u}{2 \Delta T} + \frac{C_{sf} + C_{su}}{2} & (T_m - \Delta T \leq T \leq T_m + \Delta T), \\ C_{su} & (T > T_m + \Delta T). \end{cases}$$

$$\lambda^* = \begin{cases} \lambda_{sf} & (T < T_m - \Delta T), \\ \lambda_{sf} + \frac{\lambda_{sf} - \lambda_{su}}{2 \Delta T} [T - (T_{sf} - \Delta T)] & (T_m - \Delta T \leq T \leq T_m + \Delta T), \\ \lambda_{su} & (T > T_m + \Delta T). \end{cases}$$

式中: C^* 为等效单位体积热容; λ^* 为等效导热系数; T_m 为 $0\text{ }^\circ\text{C}$ 相变温度; ΔT 为土壤水相变半区间温度; 下标 sf, su 分别表示冻土和融土.

2.2.2 等效直径当量管的修正

U 型管两根换热管的内部热阻为

$$R_i = \frac{1}{2} \left[\frac{1}{2\pi r_i \alpha_f^o} + \frac{\ln(r_o/r_i)}{2\pi \lambda_p^o} \right] = \frac{1}{2\pi(2r_i \alpha_f^o)} + \frac{\ln(r_o/r_i)}{2\pi(2\lambda_p^o)} \quad (3)$$

对于当量直径单管, 其内部热阻为

$$R'_i = \frac{1}{2\pi(r_{ei} \alpha_f)} + \frac{\ln(r_{eo}/r_{ei})}{2\pi \lambda_p} \quad (4)$$

为保证当量管与 U 型管传热过程等效, 两者内部热阻应相等, 即 $R'_i = R_i$, 为使其成立需同时满足如下关系式:

$$r_{ei} = (r_{eo}/r_o) \cdot r_i, \quad \alpha_f = (2r_i/r_{ei}) \cdot \alpha_f^o \lambda_p = 2\lambda_p^o \quad (5)$$

管内流体的质量流量必须相等, 即

$$u = (r_o/r_{eo})^2 u^o \quad (6)$$

管内流体的热容量也必须相等, 即

$$A = (r_{eo}/r_o)^2 \cdot A^o, L = L^o/2, \quad C = 2(r_o/r_{eo})^2 \cdot C^o \quad (7)$$

式中: r_i, r_o 为 U 型管的内、外管径, m; r_{ei}, r_{eo} 为当量管的内、外管径, m; u 为管内流体的流速, m/s; A 为埋管内截面面积, m^2 ; α_f 为埋管内壁对流换热系数, $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$; λ_p 为埋管的导热系数, $\text{W}/(\text{m} \cdot ^\circ\text{C})$. 上角标 o 表示修正前的参数值.

2.2.3 管内流体的能量平衡方程

$$\frac{\partial T_f}{\partial t} = -u \frac{\partial T_f}{\partial x} + \frac{2\lambda_p}{C_f r_{ei}} \frac{\partial T_p}{\partial r} \Big|_{r=r_{ei}} \quad (8)$$

式中: T_f 和 C_f 表示管内流体温度和单位体积热容; T_p 表示埋管温度. 系统停止运行时 $u = 0$.

2.2.4 盘管壁的能量平衡方程

$$C_p \frac{\partial T_p}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda_p \frac{\partial T_p}{\partial x} \right) + \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial}{\partial r} \left(r \lambda_p \frac{\partial T_p}{\partial r} \right) \quad (9)$$

式中: C_p 为埋管的单位体积热容.

2.2.5 室外空气换热器采用传热单元数法计算, 效率方程^[6]

$$E = 1 - \exp \left\{ \frac{1}{R} (N_{TU}^{0.22}) \cdot [\exp[-R(N_{TU}^{0.78})] - 1] \right\} \quad (10)$$

式中: R 为热容比, $R = C_{\min}/C_{\max}$, $C_{\min} = \min(M_f C_f, M_a C_a)$, $C_{\max} = \max(M_f C_f, M_a C_a)$, C_a 为空气的单位体积热容; M_a, M_f 为空气和管内流体的流量, m^3/s ; N_{TU} 为传热单元数, $N_{TU} = \alpha_e F / C_{\min}$, α_e 为总传热系数, $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$; F 为换热器面积.

2.2.6 水泵的耗电量

$$N_z = \frac{QH}{102\eta_h \eta_e} \quad (11)$$

式中: N_z 为水泵的轴功率, kW; Q 为流量 (L/s); H 为扬程 (m), η_h 为水泵效率, $0.6 \sim 0.9$; η_e 为功率因数.

2.2.7 初始温度

$t = 0$ 时, $T_f = T_p = T = T_o$, 其中 T 表示土壤温度.

2.2.8 边界条件

(1) 地表面 AB 为第 3 类边界条件; (2) 热作用半径处 BC 为绝热边界条件; (3) 底部边界 CD 为绝热边界条件; (4) 管壁 AD 为第 3 类边界条件.

3 模拟计算与分析

模拟条件如表 1 所示, 土壤初始温度为 $7.4\text{ }^\circ\text{C}$. 模拟对象为单根 U 型管. 室外逐时气温参照

表 1 模拟计算条件

名称	数值	名称	数值
U 型管内径 D_i/mm	26	乙二醇水溶液质量浓度 $\omega_1/\%$	25
U 型管外径 D_o/mm	32	土壤类型	砂砾
埋深 L/m	50	土壤质量含水量 $\omega_2/\%$	18
U 型管两管脚中心距 L_g/mm	48	土壤干密度 $\rho/(\text{kg} \cdot \text{m}^{-3})$	1 800
U 型管间距 R/m	4	融土体积热容 $C_{su}/(\text{kJ} \cdot \text{m}^{-3} \cdot ^\circ\text{C}^{-1})$	2 785.2
室外换热器换热面积 F/m^2	10	融土导热系数 $\lambda_{su}/(\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot ^\circ\text{C}^{-1})$	2.18
室外换热器总传热系数 $\alpha_e/(\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot ^\circ\text{C}^{-1})$	20	冻土体积热容 $C_{sf}/(\text{kJ} \cdot \text{m}^{-3} \cdot ^\circ\text{C}^{-1})$	1 994.8
释冷埋管入口温度 $T/^\circ\text{C}$	12	冻土导热系数 $\lambda_{sf}/(\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot ^\circ\text{C}^{-1})$	3.05
蓄冷/释冷雷诺数 Re	2 400	管材导热系数 $\lambda_p/(\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot ^\circ\text{C}^{-1})$	0.517

文献[7]. 引入显热容模型,采用反求时间步长法^[8]对哈尔滨地区季节性土壤蓄冷进行模拟计算. 蓄冷时间:11月1日至3月31日,共151 d;过渡季停机时间:70 d;释冷时间:6月10日至9月17日,共100 d. 埋管采用高密度聚乙烯(HDPE)垂直U型管. 认为土壤的冻融相变过程发生在小的温度范围 $\pm 0.5\text{ }^{\circ}\text{C}$ 内. 室外空气换热器采用岳阳制冷设备厂生产的换热器,风量为 $710\text{ m}^3/(\text{h}\cdot\text{m}^2)$,功率为47 W. 室内风机盘管采用麦克维尔FP系列风机盘管,风量为 $830\text{ m}^3/(\text{h}\cdot\text{m}^2)$,功率为 $45\text{ W}/\text{m}^2$. 在满足雷诺数 Re 的条件下,水泵冬季功率为35.23 W,夏季功率9.49 W. 模拟结果如表2、图4~10所示.

表2为不同蓄冷模式下的模拟结果. 根据室外逐时气温计算出5种模式下不同蓄冷启动温度,当室外温度低于或者等于启动温度时系统运

行. 释冷期每天白天释冷,运行时间10 h,夜晚停机. 在表2中,随着蓄冷时间的增加,蓄冷量逐渐增加,但蓄冷量的增加幅度逐渐减小. 模式⑤的蓄冷时间是模式①的3倍,但蓄冷量只有模式①的1.91倍. 由于各模式系统耗电功率一致,增加蓄冷时间会降低蓄冷效率.

释冷温度和释冷量是评价夏季释冷效果的两个重要因素. 电动冷水机组制冷出水温度为 $7\text{ }^{\circ}\text{C}$,除了模式①释冷期埋管出口平均温度略高于 $7\text{ }^{\circ}\text{C}$ 以外,其他模式均较为接近. 随着蓄冷时间增加,总释冷量增幅逐渐减小. 模式②与模式①相对增加了1 046.3 MJ,模式⑤与模式④相比只增加了266.3 MJ. 各模式单位埋深平均释冷率在 $37\sim 51.6\text{ W}/\text{m}$. 对于土壤源热泵系统,据文献[9~10]报道,单位埋深释冷率在 $30\sim 60\text{ W}/\text{m}$,本系统在这个范围内.

表2 系统模拟运行结果

参数	模式①	模式②	模式③	模式④	模式⑤	
蓄冷期	蓄冷时间/h	1 000	1 500	2 000	2 500	3 000
	启动温度/ $^{\circ}\text{C}$	-17.24	-14.19	-11.02	-7.70	-2.66
	总蓄冷量/MJ	12 306.4	16 361.7	19 497.3	21 966.8	23 506.6
	平均蓄冷功率/kW	3.42	3.03	2.71	2.44	2.18
	结束时土壤平均温度/ $^{\circ}\text{C}$	2.23	1.02	0.46	0.32	0.25
	耗电量/(kW·h)	82.23	123.35	164.46	205.58	46.69
释冷期	释冷时间/h	1 000	1 000	1 000	1 000	1 000
	总释冷量/MJ	6 645.0	7 691.3	8 487.7	9 036.7	9 303.0
	埋管入口温度/ $^{\circ}\text{C}$	12	12	12	12	12
	埋管出口平均温度/ $^{\circ}\text{C}$	8.12	7.55	7.13	6.84	6.71
	平均释冷功率/kW	1.85	2.14	2.36	2.51	2.58
	结束时土壤平均温度/ $^{\circ}\text{C}$	5.53	4.52	3.68	2.99	2.55
	耗电量/(kW·h)	54.49	54.49	54.49	54.49	54.49
	释冷率	0.540	0.470	0.435	0.411	0.396
	COP值	13.50	12.01	10.77	19.65	8.58
	初始时土壤平均温度/ $^{\circ}\text{C}$	6.21	5.33	4.61	4.01	3.61
第二年	省去的蓄冷时间/h	76	152	230	324	495
	开始蓄冷日期	12月9日	12月9日	12月7日	12月5日	11月29日
	COP值	14.15	12.92	11.97	10.75	9.92

注:COP = 总释冷量/总耗电量,释冷率 = 总释冷量/总蓄冷量.

在释冷期,由于埋管内水温的限制,不决可能使埋管周围土壤温度恢复至蓄冷前的初始温度值. 进入第二年蓄冷期,埋管周围土壤中已预存了冷量,它的大小是由第一年埋管周围土壤的初始状态和终了状态决定. 第二年继续蓄冷时,只需要保证蓄冷结束时埋管周围土壤内能与第一年相同即可. 由于减少了蓄冷时间,第二年各模式的

COP值提高了0.65~1.34. 从表中可以看出,预存冷量对系统运行的影响较大,其中蓄冷启动温度越低影响越大.

系统第一年和第二年的COP值为8.58~13.50和9.92~14.15,与土壤源热泵系统COP值3~5相比,节能效果明显. 该系统简单,省去了热泵等设备,不仅降低了初投资,而且维护方便.

COP 值不能作为评判各方案优略的唯一标准,应根据所需释冷量和释冷温度,选择合适的蓄冷模式,笔者推荐将模式③参数作为哈尔滨地区设计参考值。

由图4可知,日平均蓄冷功率随蓄冷时室外平均温度的变化而变化.在蓄冷末期,由于土壤温度降低,蓄冷功率出现下降趋势.图中日平均蓄冷功率最高为 3.46 kW,出现在第 68 天(1月7日),该日蓄冷时室外平均温度为 $-22.84\text{ }^{\circ}\text{C}$ 也是全年最冷的一天.图中没有数据部分表示系统停机.在图5中,不同蓄冷模式的日平均释冷功率变化趋势基本一致,初始6天释冷功率下降较快,之后平稳下降,日单位井深释冷功率下降幅度由 0.4 W/m 逐渐缩小到 0.06 W/m .随着蓄冷时间的增加,释冷功率的增加幅度逐渐减小.这是因为蓄冷时间增加的同时,启动温度在降低,导致蓄冷效率下降。

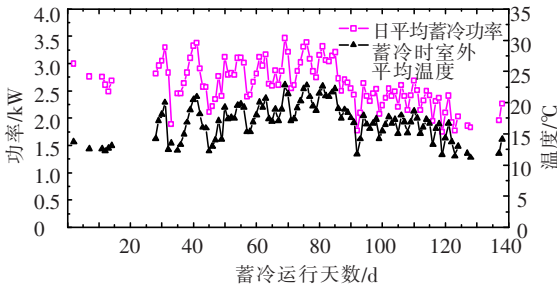


图4 蓄冷 2 000 h 日平均蓄冷功率随室外平均温度变化

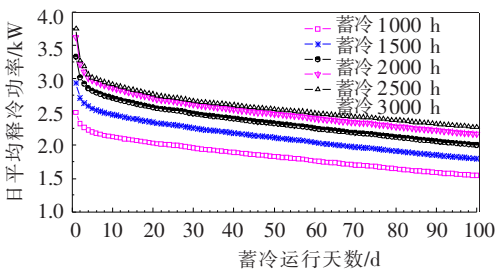


图5 不同蓄冷模式的日平均释冷功率

在图6中,埋管周围大部分土壤中正处于冻结阶段,只有距离埋管较远和深度较深的土壤未发生冻结.由于土壤中的水分冻结时可以吸收大量冷量,处于冻结的土壤,沿径向方向和深度方向温度梯度较小. $0.2\sim 1.0\text{ m}$ 处土壤温度出现了下降,说明土壤表面已开始向外损失冷量.由图7可知,进入释冷阶段,地表面空气温度升高,土壤中的冷量逐渐向土壤换热器和地表面迁移.释冷结束时,土壤中的冻结水都完全融化,沿径向方向和深度方向均出现了明显的温度梯度.图中深度大于 4 m ,距管中心大于 0.45 m 的土壤温度均在 $3.5\text{ }^{\circ}\text{C}$ 以下,仍有较大的释冷潜力。

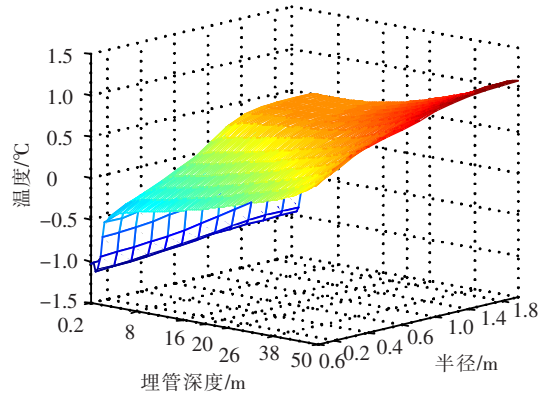


图6 蓄冷 2 000 h 蓄冷期结束时埋管周围土壤温度场

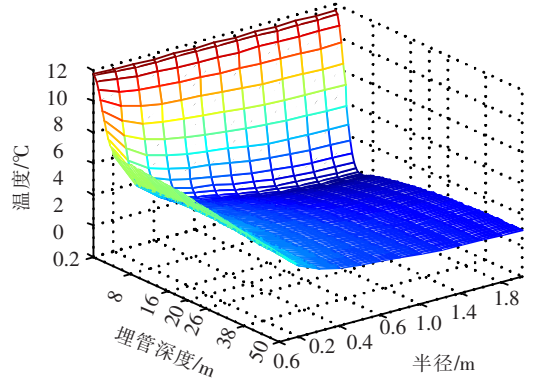


图7 蓄冷 2 000 h 释冷期结束时埋管周围土壤温度场

从图8~10可以看出:在释冷期,运行初始阶段出水温度变化较快,然后逐渐平稳,当日平均出水温度的变化不超过 $0.1\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时,可认为进入了稳定阶段.蓄冷 $1\text{ }000\text{ h}$ 进入稳定阶段的时间是第4天,之后出水温度从 $6.11\sim 7.77\text{ }^{\circ}\text{C}$ 升高到最后一天 $7.97\sim 9.00\text{ }^{\circ}\text{C}$,日平均出水温度升高了 18.31% .蓄冷 $2\text{ }000\text{ h}$ 是第5天,之后出水温度从 $4.87\sim 6.74\text{ }^{\circ}\text{C}$ 升高到最后一天 $6.90\sim 8.18\text{ }^{\circ}\text{C}$,日平均出水温度升高了 24.93% .蓄冷 $3\text{ }000\text{ h}$ 是第5天,之后出水温度从 $4.13\sim 6.38\text{ }^{\circ}\text{C}$ 升高到最后一天 $6.28\sim 7.70\text{ }^{\circ}\text{C}$,日平均出水温度升高了 24.42% .选择不同的蓄冷时间,可使逐时释冷出水温度满足不同空调降温除湿的要求。

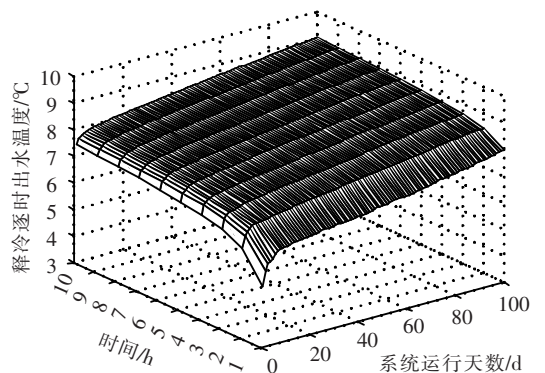


图8 蓄冷 1 000 h 逐时释冷出水温度

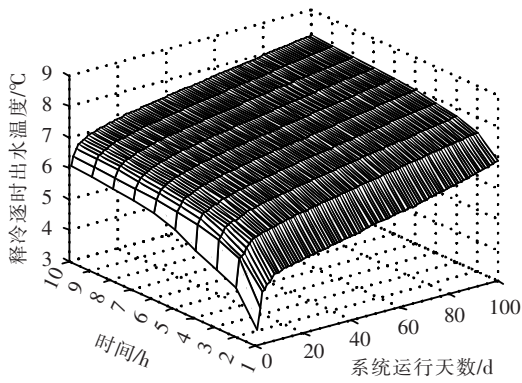


图9 蓄冷2 000 h 逐时释冷出水温度

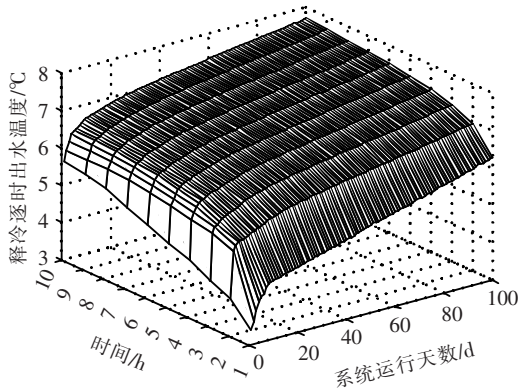


图10 蓄冷3 000 h 逐时释冷出水温度

4 结 论

1) 提出的自然冷源季节性土壤蓄冷系统,与传统机械制冷相比,该系统耗能部件仅为输送流体的机械设备(水泵和风机),因此,其性能系数很大;不使用制冷工质,对环境零污染;结构简单,省去了耗资较多的制冷设备。可以说该系统是一种节能环保,且成本较低绿色空调系统。

2) 为了研究其运行特性,对5种蓄冷模式下冬季蓄冷、过渡季停机、夏季释冷3种工况进行了模拟计算与分析。该系统COP值为9.92~14.15,释冷进入稳定阶段的时间为4~5 d,释冷期埋管

出口平均温度为6.71~8.12℃,释冷量为9 303.0~6 645.0 MJ,释冷温度和释冷量可满足空调需要。

3) 结果证明该系统应用于严寒地区是可行的。

参考文献:

- [1] 中国建筑设计标准研究所. 全国民用建筑工程设计技术措施(暖通空调动力分册)[M]. 北京:中国计划出版社,2003.
- [2] 刘红绍,肖传晶,张华. 一种过冷型多联机冰蓄冷空调系统试验研究[J]. 制冷与空调,2008,8(1):69-71.
- [3] SKOGSHERG K. The sundsvall regional hospital snow cooling plant - results from the first year of operation [J]. Cold Regions Science and Technology, 2002, 34: 135-142.
- [4] 姜益强,姚杨,马最良,等. 季节性天然蓄冷技术初步探讨[J]. 低温建筑技术,2005,108(6):110-111.
- [5] GU Yian, ONEAL D. Modeling the effect of backfills on U-tube ground coil performance[J]. ASHRAE Transactions,1998, 104(Part. 2):356-365.
- [6] 尹应德,张兰兰,顾登峰. 风机盘管的模拟、调节和节能分析[J]. 制冷与空调,2005,5(1):41-35.
- [7] 中国气象局气象信息中心气象资料室. 中国建筑热环境分析专用气象数据集[M]. 北京:中国建筑工业出版社,2005.
- [8] YANG Tao, ZHENG Maoyu. An improvement to the simulation of phase-change heat-transfer during soil freezing and thawing[J]. Mining Science and Technology, 2009, 19(2): 262-268.
- [9] 马最良,吕悦. 地源热泵系统设计与应用[M]. 北京:机械工业出版社,2007.
- [10] 杨卫波,施明恒,陈振乾. 土壤源热泵夏季运行特性的实验研究[J]. 太阳能学报,2007,28(9):1102-1106.

(编辑 刘 彤)