

# 垂直 U 型地埋管换热器传热能效特性实验研究

於仲义 胡平放 胡磊 袁旭东

(武汉市建筑设计院 武汉 430014)

**摘 要:** 竖埋 U 型地埋管换热器出水温度不仅反映了地埋管换热器的传热能力,还影响着地源热泵的运行效率,引入地埋管换热器能效系数反映此影响特性。实验研究了地埋管换热器进水温度、流量、地埋管埋设深度、系统运行方式对地埋管换热器能效系数的影响。提高地埋管换热器的进水温度、降低流量、增加地埋管埋设深度及采用间歇运行方式可以有效增大能效系数。受经济性制约,地埋管换热器进水温度、埋设深度不能无限增加,应根据实际情况进行优化分析。

**关键词:** 土壤源热泵 地埋管 能效系数 实验

土壤源热泵以大地土壤作为热源或热汇,利用置入地下的埋管换热器提取冷量或热量,冬季提高土壤中的低位地热能对建筑供暖,同时蓄存冷量,以备夏用,而夏季则将建筑中的热量转入地下对建筑进行降温,同时蓄存热量,以备冬用,这种利用地热能对建筑物进行供暖和制冷,具有节能、环保的优点,被认为是一种绿色暖通空调技术<sup>[1]</sup>。垂直 U 型地埋管因较其他埋管方式具有节地、效率高及性能稳定等优点而成为当前土壤源热泵地下换热器的主流形式。

较之于易受周围环境空气温度和气候季节性变化的影响的空气源热泵而言,土壤源热泵埋管所处的地表以下的土壤温度相对比较稳定,可以分别在夏、冬两季提供相对较低的冷凝温度和较高的蒸发温度,性能稳定,效率较高<sup>[2][3]</sup>。这些理论上优势需要地埋管换热器的合理设计来保障,使得在土壤源热泵整个生命周期中埋管中循环介质的出口温度都在设定的范围之内,并满足空调冷热负荷量以充分发挥其长处。土壤源热泵运行过程中,在进口温度一定的条件下,地埋管循环介质出口温度不仅仅反映了埋管的换热能力,同时极大地影响着热泵主机的运行效率,是地埋管换热过程的一个重要能效特性参数<sup>[4]</sup>。

本文将利用实验室的土壤源热泵系统实验平台现场测试垂直 U 型地埋管换热器的运行过程<sup>[5]</sup>,分析在不同的钻井及埋管结构和运行条件下地埋管传热能效的变化规律,为土壤源热泵系统的优化设计提供技术指导。

## 1 地埋管能效特性参数

与传统的换热器不同的是,地埋管换热器是通过在换热器中流动的流体与周围的土壤进行热/冷量交换,而不是冷热两种流动工质之间的热量交换。土壤源热泵机组的出水进入到地埋管换热器的下降支管与周围土壤进行换热,从理论上来说埋管出水温度均可以最大限度的接近土壤初温。地埋管换热器在夏季放热状态下,较高温度的冷凝器出水进入到地埋管换热器的下降管,经土壤吸热后温度下降到接近土壤初温;地埋管换热器在冬季吸热状态下,较低温度的蒸发器出水进入到地埋管换热器的下降管,经土壤传热后温度能够温升到接近大地初温。从传热温差看,这两种状态地埋管具备较大的换热效果。而实际的状况是,不管是冬季状态还是夏季状态,地埋管换热器的出水温度均远离了土壤初温,造成了换热效果下降,其主要

作者简介:於仲义 博士、工程师

收稿日期:2009 年 2 月

原因一方面由于埋管越深、钻井难度加大,成本急剧增加,从经济角度不允许长度较大的地埋管,从而无法使得埋管出水温度无限接近土壤初温;另一方面埋管周围土壤经一段时间的排/取热堆积了大量的热/冷量而温度升高/降低,因而换热能力随着时间推移逐渐下降导致出水温度逐渐上升/降低,使得埋管出水温度远离土壤初始温度。

针对地埋管换热器能量交换的特性,借鉴传统换热器效能的概念,定义U型地埋管换热器能效系数,为地埋管换热器实际换热量  $Q$  与最大理论换热量  $Q'$  的比值,其表达式为:

$$E = \frac{Q}{Q'} = \frac{Gc(T_{fin} - T_{fout})}{Gc(T_{fin} - T_0)} = \frac{T_{fin} - T_{fout}}{T_{fin} - T_0} \quad (1)$$

式中  $T_{fin}$ ——地埋管换热器进水温度,℃

$T_{fout}$ ——地埋管换热器出水温度,℃

$T_0$ ——土壤初始温度,℃

$G$ ——埋管内流体流量,kg/s

$c$ ——埋管内流体比热,J/kg·℃

地埋管能效系数是一个无量纲的量,其取值范围为0~1,它表征了U型地埋管与周围土壤换热后管中流体出水温度能够达到的最低或最高的能力,是传热能力质的特征体现,与地埋管换热器的设计参数相关。地埋管换热负荷一定时,如果土壤源系统运行时埋管能效系数越低,此时埋管中流体的夏季出口温度越高,冬季出口温度越低。但相应的土壤源热泵机组的换热条件越恶劣,热泵机组的COP值越低,直至不能正常工作。一般来说,同一地区地埋管换热负荷一定时,设计时应保证地埋管能效系数尽可能的有大的取值,对应的热泵机组COP值也高,此时土壤源热泵空调系统的运行费用低些,系统经济性就好。特别地,当地埋管换热器失去工程意义上的换热能力时,地埋管能效系数  $E=0$ ;若地埋管换热器的出水温度能够无限接近土壤初温,实际换热量就达到最大理论换热量,此时地埋管能效系数  $E=1$ 。

实际运行中地埋管换热器出水温度受诸多因素影响,并随着地埋管系统运行而逐渐变化,因此地埋管能效系数也随着热物性、地埋管几何结构以及渗流状况

变化而变化。

## 2 埋管传热能效特性分析

为分析土壤源热泵系统地埋管换热器的传热特性,本文利用专业综合实验室的土壤源热泵系统台架从实验的角度对地埋管传热过程进行研究。该实验装置是由地下的地埋管换热器与地上的冷热源系统联合组成。埋设地埋管的钻井共11口,埋管类型主要有U型地埋管、套管地埋管,采用水泥、膨润土回填封井。钻井深度有40m、60m和80m,钻井直径200mm,高密度聚乙烯U型管内外径分别为26mm、32mm,套管内外径分别为63mm、50mm,管内循环流体介质为水。周围土壤类型为砂岩。各钻井内埋管换热器采用并联方式与地埋管集水器和分水器相连,埋管换热器顶部至室内的水平埋管采用地沟铺设,地沟深0.8m,地沟宽0.5m。实验装置的冷热源既可以由单纯作为冷热源的空气-水热泵机组、恒温加热水箱来承担,也可由带有空调末端水源热泵机组来承担,产生的冷、热水作为模拟冬季和夏季工况。实验装置同时配有测试系统,主要用于地埋管周围土壤温度、地埋管进出口水温测定以及管内流量测定。

在实验过程中,地埋管换热器周围土壤温度和地埋管出口温度随着运行时间的增加而上升(夏季)或下降(冬季)。而土壤与埋管内流体的温差是热量传递的动力,土壤温度变化程度的增加和区域的扩大将会影响土壤的传热能力,产生热堆积效应,从而使得地埋管换热效果动态变化。因此有必要分析土壤热堆积作用所导致的传热特性变化至关重要,下面将以描述量化地埋管能效特性的瞬时能效系数分析各实验工况下地埋管换热特性。

### 2.1 地埋管进水温度对传热特性的影响

武汉地区位于长江中下游平原,属于夏热冬冷建筑气候,冬天需要供热以加热空调区,夏天需要制冷对空调区降温。土壤源热泵系统根据需求可在供热、制冷两种模式下运行,对应着不同地埋管进水温度。依据不同的地埋管进水温度地埋管换热表现出各自的特

性,如图1、图2所示。

图1、图2表示不同进水温度条件下地埋管换热器能效系数随时间变化情况。夏季实验过程中地埋管进水温度分别控制在 $35\pm 0.5^{\circ}\text{C}$ 、 $30\pm 0.5^{\circ}\text{C}$ 的范围内,管内流速为 $0.628\text{m/s}$ (管内流量为 $1200\text{L/h}$ )。冬季实验过程总地埋管进水温度控制在 $10\pm 1^{\circ}\text{C}$ 、 $8\pm 1^{\circ}\text{C}$ 的范围内,管内流速为 $0.418\text{m/s}$ (管内流量为 $800\text{L/h}$ )。土壤初始温度均为 $17^{\circ}\text{C}$ 。

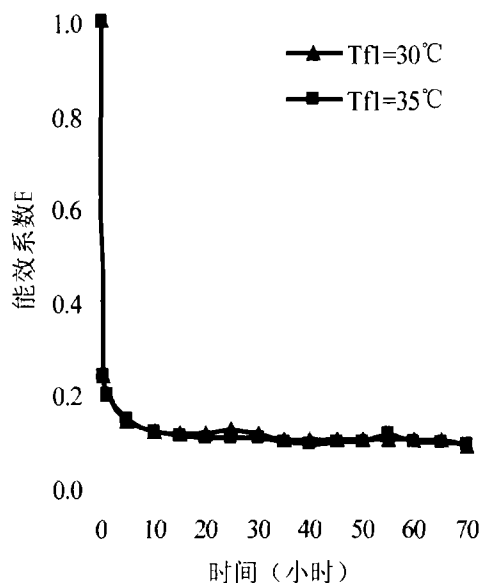


图1 夏季进口温度对地埋管能效系数的影响

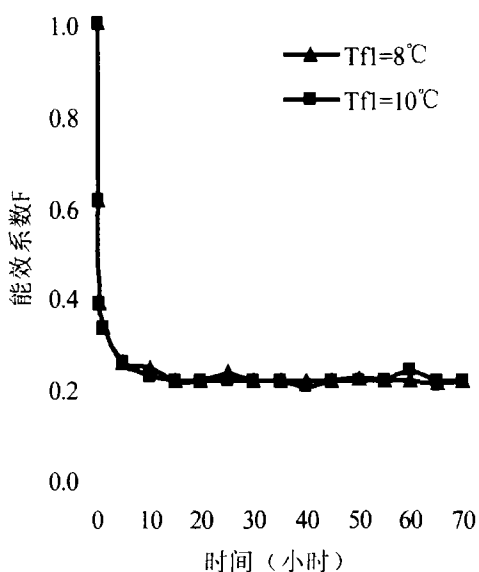


图2 冬季进口温度对地埋管能效系数的影响

从图1、图2中可知,在相同的土壤初始温度条件下,随着地埋管持续换热,不同地埋管进水温度工况的地埋管能效系数均逐渐降低,就冬季、夏季各自工况而言者在不同时刻的能效系数值并无多大不同之处,图中在某些时间段内换热能效系数的不同是因为实验过程中温度控制受条件限制精度不够导致数值上有一些出入,但整体与前面分析的规律一致,这说明地埋管全局能效系数与进水温度无关。当然,在地埋管内流体与周围土壤换热过程中,不同的埋管进水温度对地埋管进出口温度差的影响是不同的,如在埋管运行时间为30小时的时刻,夏季进水温度为 $35^{\circ}\text{C}$ 、 $30^{\circ}\text{C}$ 分别对应的进出口水温差是 $1.88$ 、 $1.43$ ,而在埋管运行时间为65小时的时刻,进水温度为 $35^{\circ}\text{C}$ 、 $30^{\circ}\text{C}$ 分别对应的进出口水温差是 $1.73$ 、 $1.27$ 。可见,在不同的地埋管进水温度条件下虽然能效系数是相同的,但进出水温差却不同,而且由于地埋管周围土壤热堆积效应导致随着时间的增加进出水温度差值越来越小,这也说明地埋管要保持一定的出水温度是不能够长时间无限制运行,而是有一定的时间段。在土壤源热泵系统设计中,尽可能在保障热泵主机高效运行的地埋管进水温度范围内取用较大值作为实际运行的温度参数,这样不仅仅能够提高地埋管的换热效率,而且可以运行相对较长的时间。

## 2.2 地埋管进水流量对传热特性的影响

土壤源热泵系统地埋管设计者设计地埋管换热器管内流量较普遍的做法是根据热泵主机需要的埋管系统的总流量分摊到每个的地埋管上,一般保证管内流体流动时处于湍流状态。由于空调区域的负荷受室外气候的影响是动态变化的,采用变频技术的热泵主机在运行过程根据负荷的需要将会有规律的调整地埋管内的流体流量,流量的不同也会促使地埋管换热器有不同的换热特性,如图3、图4。

图3、图4表示不同进口流量地埋管换热器能效系数随时间变化情况。夏季实验过程中地埋管进水温度分别控制在 $38\pm 0.5^{\circ}\text{C}$ 范围内,管内流量分别为 $1200\text{L/h}$ 、 $1600\text{L/h}$ 。冬季实验过程总地埋管进水温度控制在 $8\pm 1^{\circ}\text{C}$ 的范围内,管内流量为 $800\text{L/h}$ 、 $1000\text{L/h}$ 。土壤初始温度均为 $17^{\circ}\text{C}$ 。

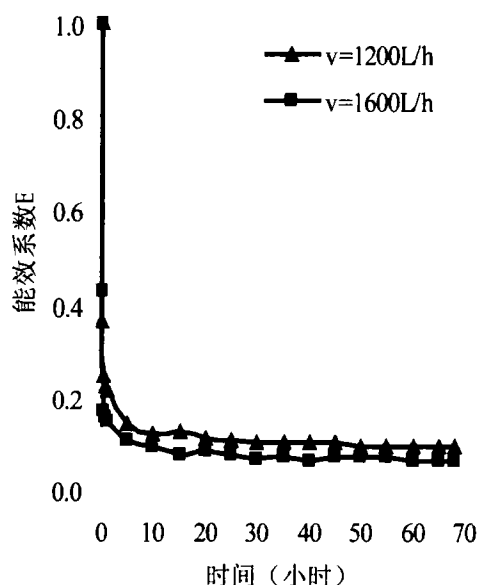


图3 夏季流量对地埋管能效系数的影响

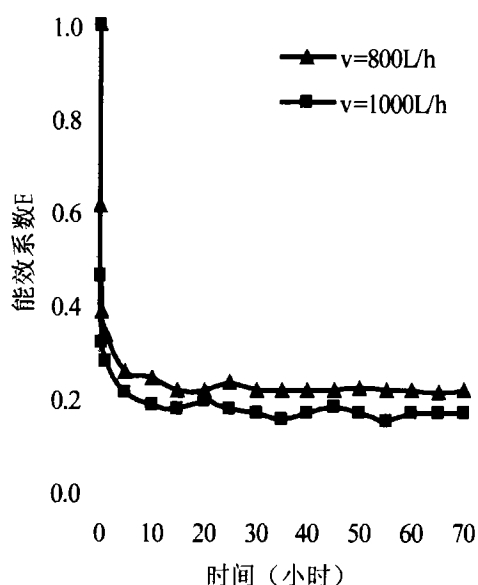


图4 冬季流量对地埋管能效系数的影响

从图3、图4中可知,在相同的土壤初始温度条件下,随着地埋管与土壤间换热时间的增加,不同地埋管进水流量工况的地埋管能效系数均逐渐降低。前面已分析过埋管进口水流温度并不影响地埋管的能效系数的大小,因而冬季、夏季进水温度不同并不影响地埋管换热器能效系数,图中各流量工况下地埋管换热器能效的不同将是由于流量不同导致的。夏季工况的流量均大于冬季流量,其能效系数也均低于后者,随着流量

的增加,地埋管换热器能效系数降低。当然,在地埋管内流体与周围土壤换热过程中,不同的埋管进水流量对地埋管进出口温度差的影响也是不同的,如在埋管运行时间为30小时的时刻,夏季进水流量为1200L/h、1600L/h分别对应的进出口水温差是2.1、1.31,而在埋管运行时间为60小时的时刻,进水温度为流量为1200L/h、1600L/h分别对应的进出口水温差是1.91、1.22。在土壤源热泵系统设计中,尽可能在保障热泵主机额定进水流量范围内取用较小值作为实际运行的流量参数,这样不仅仅能够提高地埋管的换热效率,而且可以运行相对较长的时间。

### 2.3 地埋管埋设深度对传热特性的影响

土壤源热泵系统地埋管埋设深度主要是取决于工程现场的地质状况和当地的经济费用而定。地埋管埋设深度越大肯定是有利于地埋管整体换热效果的增强,但就单位长度而言优势并不明显,甚至有不如。

图5、图6表示不同埋设深度条件地埋管换热器能效系数随时间变化情况。夏季实验过程中地埋管进水温度分别控制在 $35\pm 0.5^{\circ}\text{C}$ 范围内,管内流速为 $0.628\text{m/s}$ (管内流量为1200L/h)。冬季实验过程总地埋管进水温度控制在 $8\pm 1^{\circ}\text{C}$ 的范围内,管内流速为 $0.418\text{m/s}$ (管内流量为800L/h)。土壤初始温度均为 $17^{\circ}\text{C}$ 。

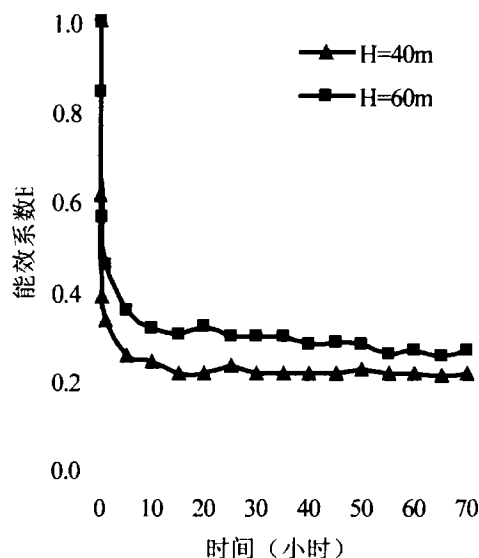


图5 夏季埋设深度对地埋管能效系数的影响

从图5、图6中可知,在相同的土壤初始温度条件下,随着地埋管系统运行时间的推移,不同地埋管埋设深度工况的地埋管能效系数均逐渐降低。地埋管换热器埋设越长,冬夏季地埋管能效系数均是越大。同样,在地埋管内流体与周围土壤换热过程中,不同的埋管进水流量对地埋管进出口温度差的影响也是不同的,如在埋管运行时间为20小时的时刻,夏季埋设深度为40m、60m分别对应的进出口水温差是1.87、3.55,而在埋管运行时间为60小时的时刻,进水温度为流量为40m、60m分别对应的进出口水温差是1.73、3.26。在土壤源热泵系统设计中,在满足热泵主机高效运行和一定的持续运行时间条件下,应根据当时当地钻井的经济状况选择适当的地埋管埋设深度。

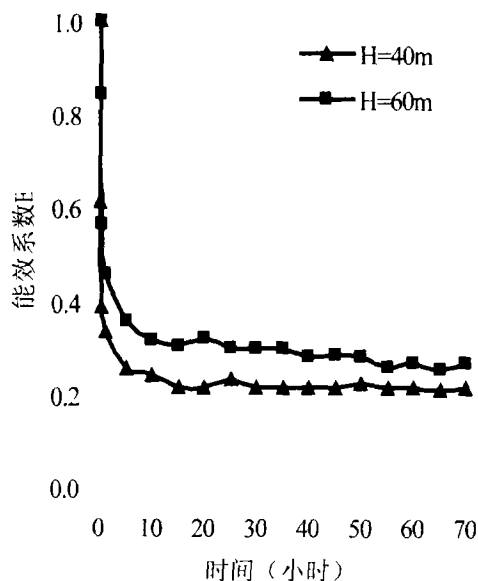


图6 冬季埋设深度对地埋管能效系数的影响

## 2.4 运行方式对换热特性的影响

在实际状态中,由于室外气象参数和室内条件的变化,室内空调负荷发生变化,导致热泵主机的启停以及运行状态不同,即土壤源热泵的运行是变工况状态下运行,在这种条件下,土壤源热泵地埋管换热器换热负荷也是动态的,表现出不同的运行方式,既有连续运行也有间隙运行。在间隙运行方式下,地埋管换热器周围土壤有一定时间的恢复期,其传热特性较长期连续运行的方式下有其自身的特点,地埋管换热性能也不同。本文以夏季工况为例讨论与分析在间隙交替和连续运行方式地埋管换热特性。

图7表示地埋管不同运行方式换热器能效系数随时间变化的情况,鉴于实验条件的限制本文仅分析地埋管在144小时范围内的运行情况。实验过程中间隙运行工况流体流动时间为先运行72小时,地埋管进水温度控制在 $35\pm 0.5^{\circ}\text{C}$ 的范围内,接着停止运行72小时,再继续运行72小时,此时地埋管进水温度控制在 $30\pm 0.5^{\circ}\text{C}$ 的范围内。连续运行工况流体流动前72小时,地埋管进水温度控制在 $35\pm 0.5^{\circ}\text{C}$ 的范围内,后72小时运行中地埋管进水温度控制在 $30\pm 0.5^{\circ}\text{C}$ 的范围内。运行时管内流速均为 $0.628\text{m/s}$ (管内流量为 $1200\text{L/h}$ ),土壤初始温度均为 $17^{\circ}\text{C}$ 。

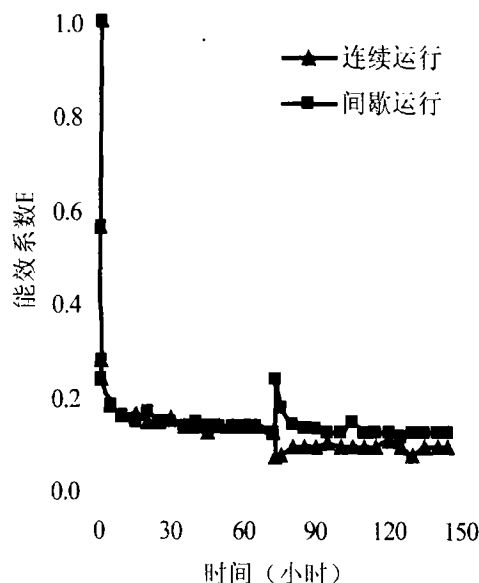


图7 地埋管运行方式对地埋管能效系数的影响

从图7中可以看出,在不同运行方式条件下地埋管换热器全局能效系数随时间变化的整体趋势是逐渐变小。在实验过程中,地埋管进水温度从 $35^{\circ}\text{C}$ 变化到 $30^{\circ}\text{C}$ ,前面已分析过进水温度的改变并不影响能效系数,但经过一段时间的换热后改变进水温度则没有这样的规律。对于连续运行工况,经过72小时的 $35^{\circ}\text{C}$ 进水温度的换热,降低埋管进水温度后,地埋管与土壤之间的换热温差降低,地埋管换热器的能效系数降低。对于间隙运行工况,地埋管在72小时的换热停止运行后,埋管内流体温度依靠与周围土壤导热来排热,而周围则在此段时间内与其邻近的土壤进行热交换,以减小管内流体流动时地埋管排出的大量堆积热量,降低埋管周围土壤自身温度,以利于下一周期中埋管的换热,此时能效系数与前面定义参数意义不同,反映的是地埋管周

围土壤的温度恢复程度,如果能效系数增大,此时的地埋管出水温度就降低,土壤温度在逐步恢复过程中,有利于后续循环周期的换热过程。地埋管继续运行后,间隙运行工况换热器能效系数高于连续运行工况对应值,这表明间歇运行是有益于地埋管的高效换热。

在土壤源热泵系统设计中,可采用带有辅助冷/热源设备的混合式土壤源热泵系统的运行。该系统中的地埋管换热负荷在有不同的间歇特性与周期特性,换热器就可以在不同间歇的方式下运行,最大程度利用土壤蓄能特性,使得地埋管换热器始终能够高效换热。当然,对于不同使用功能的建筑以及不同气候条件下,地埋管换热负荷同样具有周期性和间歇性特点,换热器同样表现出间歇的运行方式。

### 3 结论

土壤源热泵的埋管换热器与土壤之间的热量传递过程分析和研究是优化设计地埋管换热的关键。本文基于土壤源热泵实验平台的地埋管运行过程测试并通过引入地埋管传热能效特性参数——能效系数定义分析地埋管与周围土壤传热过程。利用实验装置测试不同的地埋管进水温度、管内流量、埋管埋设深度、运行方式条件下地埋管出水温度,得出了各重要特性参数的变化对U型地埋管传热能效特性的影响规律。结果

表明,增加地埋管的进水温度、埋管埋设深度、减小管内流量和采用间歇的运行方式可以有效地增大传热能效系数,增强地埋管换热效果。但从经济和运行效率的角度而言,进水温度、埋设深度不能无限制增加,同时管内流量不能无限制减小,其大小受到地埋管初投资和运行费用的影响,可根据实际情况进行优化分析,为土壤源热泵地埋管换热器的实际设计提供参考。

### 参考文献

- [1] Martin Michaela A., Durfee David J., Hughes Patrick J. Comparing maintenance costs of geothermal heat pump systems with other HVAC systems in Lincoln Public Schools: Repair, service, and corrective actions [J]. ASHRAE Transactions, 1999, (1):1208-1215.
- [2] Martin Michaela A., Durfee David J., Hughes Patrick J. Comparing maintenance costs of geothermal heat pump systems with other HVAC systems: Preventive maintenance actions and total maintenance costs[J]. ASHRAE Transactions, 2000, (1): 408-423.
- [3] 范蕊. 土壤蓄冷与热泵集成系统地埋管热渗耦合理论与实验研究[D](博士论文). 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2006.
- [4] Muraya N K, Dennis L W, Warren M W. Thermal interference of adjacent legs in a vertical U-tube heat exchanger for a ground-coupled heat pump[J]. ASHRAE Transactions, 1996, 102(2): 12-21.
- [5] 胡平放, 孙启明, 於仲义等. 地源热泵地埋管换热量的测试与分析[J]. 暖通空调, 2007, 37(10):176-179.(增刊)

(上接第33页)

蓄热能力特性得到充分的利用。如果土壤源热泵系统的地下钻井群布置适当,既可以有效避免单一运行季节钻井之间相互的热影响,又可以有效利用上一运行季在其周围土壤中所存储的热量或冷量。

### 参考文献

- [1] Lamarche L, Beauchamp B. New solutions for the short-time analysis of geothermal vertical boreholes[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2007, 50(7): 1408-1419.
- [2] Cane R L D, Forgas D A. Modeling of ground source heat pump performance[J]. ASHRAE Transactions, 1991, 97(1): 909 - 925.
- [3] Gu Y, O'Neal D L. Development of an equivalent diameter expression for vertical U-tubes used in ground-coupled heat pumps [J]. ASHRAE Transactions, 1998, 104(2):347-355.

- [4] Piechowski M. Heat and mass transfer model of a ground heat exchanger: theoretical development[J]. International Journal of Energy Research, 1999, 32(7):571-588.
- [5] Piechowski M. Heat and mass transfer model of a ground heat exchanger: validation and sensitivity analysis[J]. International Journal of Energy Research, 1998, 22 (11):965-979.
- [6] Chiasson A D, Rees S J, Spitler J D. Preliminary assessment of the effects of groundwater flow on closed-loop ground-source heat pump systems[J]. ASHRAE Transactions, 2000, 106(1): 380-393.
- [7] 陶文铨. 数值传热学(第二版)[M]. 西安: 西安交通大学出版社, 2001. 349-351.
- [8] Nield D A. Effects of local thermal non-equilibrium in steady convection processes in a saturated porous medium: forced convection in a channel[J]. Journal of Porous Media, 1998, (1): 181 ~ 186.