

doi:10.3969/j.issn.1673-9833.2014.03.001

# 神农大酒店地源热泵空调系统技术方案分析

谭超毅<sup>1</sup>, 王孟孟<sup>1</sup>, 胡海华<sup>1</sup>, 陈刚<sup>2</sup>, 唐文斐<sup>1</sup>

(1. 湖南工业大学 土木工程学院, 湖南 株洲 412007; 2. 湖南天易集团有限公司, 湖南 株洲 412007)

**摘要:** 为了提高地源热泵空调系统的能效比并降低地源热泵空调系统埋地换热器的换热器面积, 减小系统投资, 对神农大酒店地源热泵空调系统采用不同技术方案, 从系统热负荷、全年不平衡热负荷、冷却水流量、系统能效比等几方面进行理论分析, 经综合比较, 采用冷热一体机与热水机串联+冷却塔辅助散热的复合式系统方案优于其他方案。但此方案受制于目前市场上冷热一体机的冷凝器和热水机蒸发器的循环水流通截面积不相等, 引起流动阻力增加, 影响使用效果。因此开发出冷热一体机的冷凝器和热水机蒸发器的循环水流通截面积相等的产品, 是科研工作者和生产厂家要解决的首要问题。

**关键词:** 地源热泵空调系统; 能效比; 埋地换热器; 换热面积; 不平衡热负荷

中图分类号: TU831

文献标志码: A

文章编号: 1673-9833(2014)03-0001-05

## Analysis on Technology Scheme of Ground-Source Heat Pump System in Shennong Hotel

Tan Chaoyi<sup>1</sup>, Wang Mengmeng<sup>1</sup>, Hu Haihua<sup>1</sup>, Chen Gang<sup>2</sup>, Tang Wenfei<sup>1</sup>

(1. School of Civil Engineering, Hunan University of Technology, Zhuzhou Hunan 412007, China;

2. Hunan Tianyi Group Co., Ltd., Zhuzhou Hunan 412007, China)

**Abstract :** In order to improve the energy efficiency of ground-source heat pump system and reduce the system underground heat exchanger area and to lower the system investment, different technical solutions are considered in ground-source heat pump system of Shennong Hotel. After comprehensively analyzing and comparing the system heat load, the annual unbalance heat load, cooling water flow and the system energy efficiency of different solutions, the scheme of cooling and heating integrative machine with water heater series connection and cooling tower auxiliary radiation hybrid system outperforms the other schemes. However, the scheme is subject to the unequal cross-sectional area between the condenser of cooling and heating machine and the evaporator of water heater, resulting in flow resistance increases and affecting the use effect. Therefore, the key issue for researchers and manufacturers is to develop the matching condenser and evaporator with equal circulating water flow area.

**Keywords :** ground-source heat pump system ; energy efficiency ratio; ground heat exchanger; heat exchanger area ; unbalance heat load

收稿日期: 2014-02-24

基金项目: 湖南省科技重大专项基金资助项目(2011FJ1007)

作者简介: 谭超毅(1956-), 湖南邵阳人, 湖南工业大学教授, 硕士, 主要从事建筑设备节能技术方面的研究,

E-mail: tanchaoyi123@126.com

## 0 引言

世界性的能源危机和生存环境的恶化,催生人们对能源和环保的重视。地源热泵空调系统作为一项实用的环保节能技术,对它的利用和研究方兴未艾。国际能源大会、国际能源署、国际制冷学会等国际著名组织的研究者都普遍认为,无论目前还是将来,地源热泵空调系统是最有前途的节能装置和系统。我国研究者<sup>[1]</sup>认为地源热泵空调技术的大量推广应用,有助于我国2020年实现单位国内生产总值二氧化碳排放比2005年下降40%~45%的减排目标。随着我国“十一五”节能规划和《可再生能源法》的颁布实施,可再生能源在建筑中的应用成为建筑节能减排的大方向。地源热泵空调技术的推广应用为建筑节能与可再生能源的应用提供了很好的技术结合点。据相关数据统计,截至2012年底,我国与地源热泵相关企业如设备制造、工程设计与施工、系统集成与调试、管理与维护等已经达到3 450余家,从全国范围看来,现有工程数量已经达到5 000多个,总面积达2.4亿m<sup>2</sup>。<sup>[2]</sup>

神农城建设项目是株洲市建设“资源节约型、环境友好型”两型社会的精品工程之一,也是株洲市继创建国家卫生城市、国家园林城市后,实施“城市提质”“园区攻坚”和“旅游升温”三大战役的重大组成部分,是提升城市品位,将株洲市建设成为低碳经济、资源节约、环境友好、生态宜居城市的重大举措。神农城建设项目以炎帝广场和天台公园为核心,以神农文化为主题,在原炎帝广场的基础上,建设生态天台公园、生态水系神农渠和神农湖、辅以神农大道、神农广场、神农塔、神农像、神农太阳城、神农文化艺术中心、神农大剧院和神农大酒店等一大批标志性建筑和景观,是集园林、文化、旅游、商业于一体的新型城市建筑群。作为“资源节约型、环境友好型”两型社会的精品工程,节能减排是它肩负的历史使命。地源热泵空调技术成为首选的节能环保技术。<sup>[1]</sup>

神农城积极响应国家的节能减排号召,在空调系统实施方案中综合考虑自身区位优势 and 地理条件,在神农大酒店采用地源热泵空调系统方案。在地源热泵空调系统方案中,通常为满足地层全年的吸放热平衡以及提高能量利用率,地源热泵机组通常与冷却塔、热水机组组合成复合式系统。本文将就冷热一体机组,包括带冷凝热回收的冷热一体机组与热水机组串联或并联在系统中,并采用冷却塔辅助散热或集热的几种方案进行对比分析,适宜于神农

大酒店的投资小、节能效果显著的地源热泵空调系统方案。

## 1 神农大酒店地源热泵空调系统方案分析与比较

神农大酒店,建筑层数为16层,建筑面积17 000 m<sup>2</sup>,空调冷负荷2 450 kW,空调热负荷1 700 kW,热水热负荷370 kW。

根据神农大酒店的负荷特点和周边的地理条件,从节能角度出发,宜采用水源热泵或地源热泵空调系统。根据神农湖的供暖供冷能力,建设方已经决定将水源热泵空调系统安排在神农艺术中心等建筑中,故本文不再作讨论,仅讨论在神农大酒店采用地源热泵空调系统方案。

下面分别讨论冷热一体机组,包括带冷凝热回收的冷热一体机组与热水机组串联或并联在系统中,并采用冷却塔辅助散热或集热的几种方案。即:方案一为采用冷热一体机与热水机并联+冷却塔辅助散热的复合式系统,方案二为采用带热回收的冷热一体机与热水机并联+冷却塔辅助散热的复合式系统,方案三为冷热一体机与热水机串联+冷却塔辅助散热的复合式系统。复合系统的投资取决于地理管换热器的换热面积和冷却塔辅助散热系统,节能减排效果取决于系统的能效比。而系统的换热器换热面积与系统的冷凝热负荷或蒸发冷负荷成正比,冷却塔辅助散热或集热系统的大小与系统的全年不平衡热负荷成正比。所以本文通过对3种不同方案中复合式系统的系统热负荷、全年不平衡热负荷、冷却塔冷却水量以及系统能效比的计算对比对3种方案进行评价。为了分析的简单,本文作下述假定:假定一,冷热一体机组与带冷凝热回收的冷热一体机组的制冷、制热系数相等;假定二,地理换热器面积足够大,流出冷热一体机组或热水机组的循环水,进入地理换热器换热后,恢复到原状。

### 1.1 方案一的相关参数计算

#### 1) 冷凝热负荷和全年不平衡热负荷计算

供冷产生的冷凝热负荷可以按式(1)计算。

$$Q_{\text{热}1} = nQ_1T_j \left( 1 + \frac{1}{\varepsilon_1} \right) \sum_{i=1}^n \frac{T_{i1} - T_{01}}{T_1 - T_{01}}, \quad (1)$$

式中:  $Q_{\text{热}1}$  为方案一的冷凝热负荷, kW·h;  $n$  为供冷天数;  $Q_1$  为建筑最大冷负荷, kW;  $T_j$  为每天运行时间, h;  $\varepsilon_1$  为冷热一体机组制冷系数;  $T_{i1}$  为夏季室外每日平均温度, °C;  $T_{01}$  为空调室内设计温度, °C;  $T_1$  为夏季空调室外计算温度, °C。

冷热一体机供热产生的冷负荷可以按式(2)计算。

$$Q_{\text{冷}11} = mQ_2T_j \left( 1 - \frac{1}{\varepsilon_1 + 1} \right) \sum_{i=1}^m \frac{T_{i2} - T_{02}}{T_2 - T_{02}}, \quad (2)$$

式中:  $Q_{\text{冷}11}$  为方案一的蒸发冷负荷,  $\text{kW} \cdot \text{h}$ ;  $m$  为供热天数;  $Q_2$  为建筑最大热负荷;  $\text{kW}$ ;  $\varepsilon_1$  为冷热一体机制冷系数;  $T_{i2}$  为冬季室外每日平均温度,  $^{\circ}\text{C}$ ;  $T_{02}$  为空调室内设计温度,  $^{\circ}\text{C}$ ;  $T_2$  为冬季空调室外计算温度,  $^{\circ}\text{C}$ 。

热水机组供热水产生的冷负荷可按式(3)计算。

$$Q_{\text{冷}12} = 365 \times 24 Q_3 \left( 1 - \frac{1}{\varepsilon_2} \right), \quad (3)$$

式中:  $Q_{\text{冷}12}$  为热水机制热蒸发冷负荷,  $\text{kW} \cdot \text{h}$ ;  $Q_3$  为建筑热水负荷按式(4)计算后的热负荷,  $\text{kW}$ ;  $\varepsilon_2$  为热水机组制热系数。

$$Q_3 = Q_4 C \sum_{i=1}^{12} (T_3 - T_{i3}), \quad (4)$$

式中:  $Q_4$  为建筑最大热水用量,  $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$ ;  $C$  为水的比热容,  $\text{kJ} \cdot (\text{kg} \cdot ^{\circ}\text{C})^{-1}$ ;  $T_3$  为热水供水温度,  $^{\circ}\text{C}$ ;  $T_{i3}$  为室外水的月平均温度,  $^{\circ}\text{C}$ 。

系统全年不平衡热负荷, 即必须由冷却塔提供或散发的热负荷, 按式(5)计算。

$$Q_{15} = Q_{\text{热}1} - Q_{\text{冷}11} - Q_{\text{冷}12}, \quad (5)$$

式中  $Q_{15}$  为系统全年运行不平衡热负荷,  $\text{kW} \cdot \text{h}$ 。

若  $Q_{15} > 0$ , 则夏季运行冷却塔散热, 反之则冬季运行冷却塔吸热。

### 2) 冷却塔冷却水量计算

冷却塔冷却水量, 根据全年不平衡热负荷, 按式(6)计算, 即

$$G_1 = \frac{Q_{15}}{\eta C \Delta t \sum_{i=1}^n T_i}, \quad (6)$$

式中:  $G_1$  为方案一的冷却塔冷却水流量,  $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$ ;  $\eta$  为冷却塔的换热效率, 由设备厂家提供;  $\Delta t$  为冷却水在冷却塔的水温降,  $^{\circ}\text{C}$ 。

### 3) 能效比

方案一的能效比按最高的平均能效比计算, 按式(7)计算, 即

$$\eta_1 = \frac{n\varepsilon_1 + m(\varepsilon_1 + 1)}{n + m} \frac{N_1 + \varepsilon_2 N_2}{N_1 + N_2}, \quad (7)$$

式中:  $\eta_1$  为系统的最高平均能效比;  $N_1$  为冷热一体机的有效功率;  $N_2$  为热水机的有效功率。

## 1.2 方案二的相关参数计算

### 1) 冷凝热负荷和全年不平衡热负荷计算

此方案中, 夏季热水由带热回收的冷热一体机提供, 其他季节, 热水由热水机组提供。供冷产生的冷凝热负荷可以按式(8)计算。

$$Q_{\text{热}2} = nQ_1T_j \left( 1 + \frac{1}{\varepsilon_1} \right) \sum_{i=1}^n \frac{T_{i1} - T_{01}}{T_1 - T_{01}} - nT_jR, \quad (8)$$

式中:  $Q_{\text{热}2}$  为方案二的冷凝热负荷,  $\text{kW} \cdot \text{h}$ ;  $R$  为机组单位时间回收的热量,  $\text{kW}$ 。

冷热一体机供热产生的冷负荷按式(9)计算。

$$Q_{\text{冷}21} = mQ_2T_j \left( 1 - \frac{1}{\varepsilon_1 + 1} \right) \sum_{i=1}^m \frac{T_{i2} - T_{02}}{T_2 - T_{02}}, \quad (9)$$

式中:  $Q_{\text{冷}21}$  为方案二冷热一体机供热产生的冷负荷,  $\text{kW} \cdot \text{h}$ 。

热水机组供热水产生的冷负荷按式(10)计算。

$$Q_{\text{冷}22} = (365 - n) \times 24 Q_3 \left( 1 - \frac{1}{\varepsilon_2} \right), \quad (10)$$

式中:  $Q_{\text{冷}22}$  为热水机制热蒸发冷负荷,  $\text{kW} \cdot \text{h}$ 。

系统全年运行不平衡热负荷, 即必须由冷却塔提供或散发的热负荷, 按(11)式计算。

$$Q_{25} = Q_{\text{热}2} - Q_{\text{冷}21} - Q_{\text{冷}22}, \quad (11)$$

式中:  $Q_{25}$  为方案二的全年不平衡热负荷,  $\text{kW} \cdot \text{h}$ 。

若  $Q_{25} > 0$ , 则夏季运行冷却塔散热, 反之则冬季运行冷却塔吸热。

### 2) 冷却塔冷却水量计算

冷却塔冷却水量, 根据全年不平衡热负荷, 按式(12)计算

$$G_2 = \frac{Q_{25}}{\eta C \Delta t \sum_{i=1}^n T_i}, \quad (12)$$

式中:  $G_2$  为方案二的冷却塔冷却水量,  $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$ 。

### 3) 能效比

方案二的能效比按最高的平均能效比计算, 按式(13)计算, 即

$$\eta_2 = \frac{n \left( \varepsilon_1 + \frac{R}{(\varepsilon_1 + 1)N_1} \right) + m(\varepsilon_1 + 1)}{n + m} \frac{N_1 + \varepsilon_2 N_2}{N_1 + N_2}, \quad (13)$$

式中  $\eta_2$  为系统的最高平均能效比。

## 1.3 方案三的相关参数计算

冷热一体机与热水机串联, 有两种可供选择的方案。方案一: 冷热一体机的冷凝器与热水机的蒸发器串联, 且冷热一体机的冷凝器在前, 热水机的蒸发器在后, 使制冷产生的热不经过地理换热器就大部分被热水机吸收。这种串联方式可以提高热水机组的能效比, 同时减少地理换热器的换热面积。方

案二：冷热一体机的冷凝器与热水机的蒸发器串联，且热水机的蒸发器在前，冷热一体机的冷凝器在后。这种串联方式，可以提高冷热一体机的制冷能效比，但制冷时产生的热全部进入地埋换热器，故对减少地埋换热器换热面积的效果比方案一差，故不讨论。

### 1) 冷凝热负荷和全年不平衡热负荷计算

联合供冷和供热水时段产生的冷凝热负荷可以按下式计算。

$$Q_{\text{热}3} = nQ_1 T_j \left( 1 + \frac{1}{\varepsilon_1} \right) \sum_{i=1}^n \frac{T_{i1} - T_{01}}{T_1 - T_{01}} - 24nQ_3 \left( 1 - \frac{1}{\varepsilon_2} \right), \quad (14)$$

式中  $Q_{\text{热}3}$  为方案三的冷凝热负荷，kW·h。

式(8)中的冷凝回收热与采用热水机制热水所耗能相等，因此  $nT_j R = 24nQ_3$ ，故有  $Q_{\text{热}3} > Q_{\text{热}2}$ 。

冷热一体机组供热产生的冷负荷可以按式(15)计算。

$$Q_{\text{冷}31} = mQ_2 T_j \left( 1 - \frac{1}{\varepsilon_1 + 1} \right) \sum_{i=1}^m \frac{T_{i2} - T_{02}}{T_2 - T_{02}}, \quad (15)$$

式中  $Q_{\text{冷}31}$  为方案三的蒸发冷负荷，kW·h。

其余时段热水机组供热水产生的冷负荷可以按式(16)计算。

$$Q_{\text{冷}32} = (365 - n) \times 24Q_3 \left( 1 - \frac{1}{\varepsilon_2} \right), \quad (16)$$

式中  $Q_{\text{冷}32}$  为热水机制热蒸发冷负荷，kW·h。

全年不平衡热负荷，即必须由冷却塔提供或散发的热负荷，按式(17)计算。

$$Q_{35} = Q_{\text{热}3} - Q_{\text{冷}31} - Q_{\text{冷}32}, \quad (17)$$

式中： $Q_{35}$  为方案三的全年不平衡热负荷，kW·h。

若  $Q_{35} > 0$ ，则夏季运行冷却塔散热，反之则冬季运行冷却塔吸热。

### 2) 冷却塔冷却水量计算。

方案三的冷却塔冷却水量，根据全年不平衡热负荷，按式(18)计算。

$$G_3 = \frac{Q_{35}}{\eta C \Delta t \sum_{i=1}^n T_i}, \quad (18)$$

式中  $G_3$  为冷却塔的冷却水流量，kg·s<sup>-1</sup>。

### 3) 能效比

方案三的能效比按最高的平均能效比计算，按式(19)计算。

$$\eta_3 = \frac{n\varepsilon_1 + m(\varepsilon_1 + 1)}{n + m} \frac{N_1 + \varepsilon_2' N_2}{N_1 + N_2}, \quad (19)$$

式中： $\eta_3$  为系统的最高平均能效比； $\varepsilon_2$  为水温升高后

的热水机制热系数，按式(20)计算。

$$\varepsilon_2' = \left[ 1 + \frac{T_0 + \Delta t}{T_k - (T_0 + \Delta t)} \right] > \left( 1 + \frac{T_0}{T_k - T_0} \right) = \varepsilon_2, \quad (20)$$

式中： $T_k$  为制冷剂冷凝温度，℃； $T_0$  为地埋管系统循环水温度，℃； $\Delta t$  为串联在热水机前的冷热一体机制冷时产生的冷凝热释放在循环水中引起水温升高的温度，℃。

## 2 3 种方案比较

地源热泵空调系统是一种利用地下浅层低温地热资源的既可供热又可制冷的高效节能系统。地源热泵通过输入少量的高品位能源(如电能)，实现低品位热能向高品位转移。地能分别在冬季作为热泵供暖的热源，同时蓄存冷量，以备夏用；而在夏季作为冷源，同时蓄存热量，以备冬用。只要在运行周期内，空调系统冷热负荷大致相等，一般可通过土壤自身的恢复能力和合理的运行调节来解决全年的热平衡问题。地源热泵换热系统是以地下200米以内几乎恒温的地层作为贮存和提供冷热源的介质。与传统空调系统相比，地源热泵换热系统占地面积大，造价也高。但一般的空调系统，冷热负荷并不相等，地源热泵经长时间运行，就会出现地层温度升高或降低的状况，使地源热泵系统的效率降低。

为了解决上述问题，平衡地源热泵在运行周期内的土壤得热与失热，国内大多采用冷却塔辅助散热或集热<sup>[3-4]</sup>的复合式系统。显然，上述方案一至方案三都是这类复合式系统。复合式系统与投资大小有关的是地埋管换热器换热面积的大小和冷却塔辅助散热系统的大小。地埋管换热器换热面积与系统的冷凝热负荷或蒸发冷负荷(一般按两负荷中小者来设计地埋管换热器换热面积)成正比；冷却塔辅助散热或集热系统的大小与系统的全年不平衡热负荷大小成正比。比较式(1)，(8)，(14)有  $Q_{\text{热}1} > Q_{\text{热}3} > Q_{\text{热}2}$ ，比较公式(5)，(11)，(17)有系统全年不平衡热负荷  $Q_{15} > Q_{35} > Q_{25}$ ；比较式(6)，(12)，(18)有冷却塔冷却水量  $G_1 > G_3 > G_2$ 。因此，可得到以下结论：方案一的地理换热器换热面积和冷却塔辅助散热或集热系统大于方案三的地理换热器换热面积和冷却塔辅助散热或集热系统；方案三的地理换热器换热面积和冷却塔辅助散热或集热系统大于方案二的地理换热器换热面积和冷却塔辅助散热或集热系统。

为了提高改善地下换热情况，提高系统能效比。有不少研究者<sup>[5-6]</sup>研究将冷水机组与热水机组串联或并联在系统中。还有直接采用带冷凝热回收的冷热

水机组,如方案二。本文作者着重研究方案三,即将冷热一体机与热水机串联+冷却塔辅助散热的复合式系统,以期提高系统能效比,同时减少地理管换热器换热面积和冷却塔辅助散热系统,达到降低工程造价的目的。

下面从3个方案能效比的大小,来确定系统的优劣。比较式(7)与式(13),很容易得出: $\eta_2 > \eta_1$ ; 因为 $\eta_3$ 与 $\eta_2$ 不能直接比较,要经计算才能确定。设经冷热一体机制冷后,循环水温度升高 $\Delta t = 5^\circ\text{C}$ ,  $\varepsilon_1 = 6$ ,  $n = m = 100$ ,  $\frac{R}{N_1} = 1$ (相当于回收冷凝热占20%左右),  $\frac{N_1}{N_2} = 3$ , 经计算 $\eta_2 = 6.70$ ,  $\eta_3 = 7.64$ ; 若 $\frac{R}{N_1} = 2$ (相当于回收冷凝热占40%左右), 其它条件相同, 经计算 $\eta_2 = 6.73$ ,  $\eta_3 = 7.64$ 。即使 $\frac{R}{N_1} = 5$ (相当于冷凝热全部回收), 其它条件相同, 经计算 $\eta_2 = 6.90$ ,  $\eta_3 = 7.64$ 。因此恒有: $\eta_3 > \eta_2$ 。从而有: $\eta_3 > \eta_2 > \eta_1$ 。即方案三优于方案二, 方案二优于方案一。

综合上述比较结论, 本文得出方案三优于方案二, 方案二优于方案一, 即方案三最好。

但第三方案, 受制于目前市场上冷热一体机的冷凝器和热水机蒸发器的循环水流通截面积不相等, 引起流动阻力的增加, 影响使用效果。因此开发出冷热一体机的冷凝器和热水机蒸发器的循环水流通截面积相等的产品, 是科研工作者和生产厂家要解决的首要问题。

### 3 结语

通过对神农大酒店地理管空调系统采用不同技术方案的理论分析, 从减小地理管空调系统热负荷, 减少地理换热器换热面积和冷却塔容量, 降低系统投资、提高系统能效比等几方面进行综合比较, 采用冷热一体机与热水机串联+冷却塔辅助散热的复合式系统的方案优于其他方案。

### 参考文献:

- [1] 孙友宏, 仲崇梅, 王庆华. 中国地源热泵技术应用及进展[J]. 探矿工程: 岩土钻掘工程, 2010, 37(10): 30-34. Sun Youhong, Zhong Chongmei, Wang Qinghua, Progress and Application of Ground Source Heat Pump Technology in China[J]. Exploration Engineering: Rock & Soil Drilling and Tunneling, 2010, 37(10): 30-34.
- [2] 徐伟, 刘志坚. 中国地源热泵技术发展展望[J]. 建筑科学, 2013, 29(10): 26-33. Xu Wei, Liu Zhijian, Development and Prospect of Ground Source Heat Pump Technology in China[J]. Building Science, 2013, 29(10): 26-33.
- [3] 花莉, 范蕊, 潘毅群, 等. 复合式地源热泵系统的回顾与发展[J]. 制冷与空调, 2011, 25(5): 518-525. Hua Li, Fan Rui, Pan Yiqun, et al. Review and Development of Hybrid Ground-Coupled Heat Pump System[J]. Refrigeration and Air Conditioning, 2011, 25(5): 518-525.
- [4] 余跃进, 陈正顺. 南京地区混合式地源热泵系统可行性与初投资的探讨[J]. 流体机械, 2008, 36(8): 70-72. Yu Yuejin, Chen Zhengshun. Discussion on HGSHPs Feasibility & Initially Invests in Nanjing Area[J]. Fluid Machinery, 2008, 36(8): 70-72.
- [5] 吴建波, 王虹. 地源热泵复合系统热水机组实验研究[J]. 节能, 2008(10): 26-28. Wu Jianbo, Wang Hong. Experimental Study on the Hot Water Unit of Composite Ground Source Heat Pump System[J]. Energy Conservation, 2008(10): 26-28.
- [6] 郝先栋, 罗寿平, 王从永. 并、串联连接混合式地源热泵比较[J]. 制冷与空调, 2009, 23(2): 42-45. Hao Xiandong, Luo Shouping, Wang Congyong. The Comparison of Parallel and Series Connection's HGSHPs[J]. Refrigeration and Air Conditioning, 2009, 23(2): 42-45.

(责任编辑: 申 剑)

