

基于岩土体蓄能平衡的竖直 地埋管换热器设计方法

武汉市建筑设计院 於仲义[☆] 陈焰华
华中科技大学 胡平放

摘要 针对地埋管运行换热性能,提出了基于岩土体蓄能平衡的地埋管地源热泵系统设计方法,主要涵盖了设计基础资料的提取、蓄能平衡原则的实现以及设计目标与方案的确立。阐述了地埋管换热特性及其对岩土体蓄能平衡的影响,在此基础上给出了基于蓄能平衡原则的地埋管地源热泵系统设计方法,并通过实验数据验证了该设计方法的有效性。

关键词 地埋管地源热泵 岩土体 蓄能平衡 设计方法

Design method of vertical ground heat exchangers based on energy storage equilibrium of rock-soil body

By Yu Zhongyi[★], Chen Yanhua and Hu Pingfang

Abstract Puts forward a design method for ground-source heat pump systems based on the heat transfer performance of ground heat exchangers, including collection of basic design information, realization of energy storage equilibrium principle and establishment of design objective scheme. Analyses the heat transfer characteristic of ground heat exchangers and expounds its effect on the energy storage equilibrium of rock-soil body. Presents the design method on account of energy storage equilibrium, verified by experimental results.

Keywords ground-source heat pump, rock-soil body, energy storage equilibrium, design method

① ★ Wuhan Architectural Design Institute, Wuhan, China



於仲义

主要设计业绩

- ▶ 武汉中华奇石馆
- ▶ 武汉泰跃·金河小区
- ▶ 湖北省图书馆新馆

0 引言

地埋管地源热泵系统因具备节能、环保的特性及较强的地域适应性,在我国的应用越来越广泛。但就目前地埋管地源热泵系统常用竖直 U 形地埋管换热器的设计、施工和运行情况而言,仍然存在许多问题,甚至产生了一些误区,如在地埋管寿命周期中如何确定其满足热泵机组需求的换热能力就是其中一例。部分项目在地源热泵系统运行初期尚能满足建筑物空调负荷需求,随着时间的推移,特别是建筑物使用率增大后,建筑物空调负荷增加,要求热泵机组也增大出力来满足其使用需求。而与此相左,地埋管换

热供给能力往往不足,从而产生需求与供给的矛盾,地埋管地源热泵系统运行的时间越长,这种矛盾就越突出。地埋管从岩土体中获取冷热量是埋管内循环流体、管壁、回填材料以及岩土体之间相互作用的结果,是一个动态变化的热量传递过程,所以不加分析地将某一时间段的地埋管换热结果直接套用于工程设计的做法不符合长期运行过程中地埋管换热的本质特性。

本文将针对实际工程运行所出现的问题,运用地埋管换热器传热理论分析其换热特性,提出基于岩土体蓄能平衡的地埋管设计方法。

1 基于岩土体蓄能平衡的设计方法

在地埋管地源热泵系统设计中,目前较普遍的工程设计方法是根据典型时刻的冬季或夏季负荷和单位井深换热量来设计地埋管换热器,而这些设计数据的选取通常是依

①☆ 於仲义,男,1977 年 9 月生,博士,高级工程师
430014 湖北省武汉市江岸区四唯路 8 号武汉市建筑设计院
(027) 82739215
E-mail: yuzhongyi9551@sohu.com
收稿日期:2009-03-25

据经验、短期测试或稳态计算结果^[1]。此过程忽略了岩土蓄热体存在获取冷热量不平衡的问题,导致地埋管设计丧失理论优势,不易保证地埋管换热器设计目标^[2]。因此,用某一两个数据来全面衡量和设计地埋管换热性能是很难达到的,需要整体考虑岩土体蓄存冷热量平衡过程中地埋管换热性能。鉴于此,本文提出了基于岩土体蓄能平衡的一种全面衡量地源热泵系统长期性能的地埋管换热器设计方法,如图 1 所示。

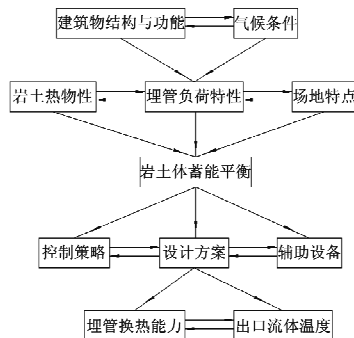


图 1 基于岩土体蓄能平衡的地埋管设计方法

该设计方法主要涵盖了设计基础资料的提取、蓄能平衡原则的实现以及设计目标与方案的确立。这三部分内容紧密联系,不可或缺。其中,基础资料是设计的前提,设计目标与方案是设计的最终目的,平衡原则是设计的基准。只有满足岩土体的蓄能平衡才能够保障地源热泵系统所需

$$\text{逐时排热量} = \sum [\text{建筑物逐时负荷} \times (1 + 1/EER)] + \sum \text{输送过程得热量} + \sum \text{水泵释热量} \quad (1)$$

$$\text{逐时取热量} = \sum [\text{建筑物逐时负荷} \times (1 - 1/COP)] + \sum \text{输送过程失热量} - \sum \text{水泵释热量} \quad (2)$$

可采用强度特性、时间特性以及累积特性这 3 个参数来描述地埋管换热负荷特征。其中,强度特性表征某一段时间内换热负荷量的大小,而累积特性是长时段内瞬时换热负荷的总和,是强度特性和换热持续的时间即时间特性共同作用的结果,但无法反映该时段内换热负荷的强度特性。在地埋管设计过程中可根据换热负荷的特点,有针对性地选取地源热泵系统的方案和地埋管的设计尺寸。

1.1.2 岩土物性和场地特点

岩土体初始温度和岩土体热物性是决定浅层地能利用程度的重要因素,决定着地埋管换热的设计成本和地源热泵系统运行效率。

岩土体初始温度是地埋管设计的基础数据之一,可靠地确立该温度值可在设计中充分发挥地埋管地源热泵空调系统的优势。一般工程可通过工程实地测试获得,详见文献^[3]。

在实际工程中,设计的另一大困难就是确定岩土体热物性参数,它极大地影响着地源热泵系统的初投资^[4]。因此,准确测量、计算出岩土体热物性可有效改善因热物性选取不符合实际情形而导致的设计偏差、投资成本过高的问

题。目前工程中多采用现场测试法,其理论依据为对数斜率法和参数估计法,详见文献^[5-6]。

1.1 设计基础资料

1.1.1 地埋管换热负荷动态特性

地埋管换热负荷受限于建筑物结构、使用功能和当地气候条件,进而影响到地埋管换热性能动态变化。因此,地埋管换热负荷的特征分析是地埋管设计以及性能分析的前提,事关实际工程中空调系统方案的可行性。从这点来说,决定着地埋管换热负荷的建筑物负荷分析已不仅仅是为空调设备选型服务的,更主要的是研究地埋管动态的换热负荷特性,以及在此基础上能否保障地埋管地源热泵系统长期正常运行。

图 2 为利用 DeST 软件计算的武汉某大学综合实验楼

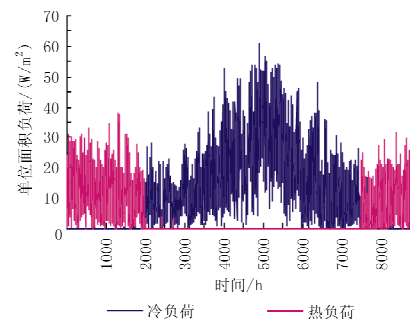


图 2 某实验综合楼单位面积全年动态负荷分布

单位面积全年动态负荷分布。地埋管逐时换热负荷(包含排热量和取热量)的计算公式如下^[1]:

题。目前工程中多采用现场测试法,其理论依据为对数斜率法和参数估计法,详见文献^[5-6]。

对于地源热泵系统大规模的群井应用,需要充分勘察分析工程场地固定的形状与大小,综合考虑群井排列布阵和优化配置,可靠高效地利用地热能,以保证地埋管地源热泵系统能够持续、稳定、高效运行。

1.2 蓄能平衡原则

岩土体在地埋管地源热泵系统运行之前处于一种自然平衡状态。地埋管与岩土体开始换热后,初始阶段换热效率最高。由于岩土体热扩散能力有限,热量传递需要一个过程,导致了一定的冷热负荷储存在钻井周围的岩土体中,地埋管换热效果会逐步降低,甚至完全恶化。此时,为岩土体提供一定的调节恢复期使其达到岩土体自然平衡态,以改善恶化的地埋管换热状态。但这种蓄能自平衡过程必然受到埋管负荷时间特性、强度特性和负荷累积特性的影响,并表现出周期性的特点。

如果在地埋管换热系统两次运行期间,有一段停止运行的时间,可使地埋管周围岩土体温度恢复到初始状态,即岩土体蓄能自平衡过程,该过程的长短就称为地埋管换

热能力恢复周期性时间。如果地埋管换热器处于连续换热状态,岩土体的蓄能超过了自身的极限能力,没有自身的恢复时间,地埋管换热器的换热性能将开始恶化甚至丧失换热能力。如果地埋管处于间歇运行或低负荷强度运行状态,岩土体的蓄能状态基本处于自然调节能力范围附近,此时岩土体易通过一定时间的恢复过程达到蓄能平衡,利于地埋管换热器的高效运行^[7]。可根据建筑物功能的需要,在保证地源热泵主机高效运行的埋管出口温度基础上维持岩土体蓄能在空调系统周期使用时间段内处于准平衡状态,即岩土体的蓄能状态在平衡态上下浮动,既可以满足建筑物空调舒适性的要求,又不额外增加初投资。

岩土体蓄能平衡状态是动态变化的,常表现为蓄能时平衡、日平衡和年平衡。根据蓄能平衡时间的长短,对地埋管处于连续性高换热负荷强度或因不同地域的气候条件导致的埋管冷热负荷明显差异等情形,可采取增加辅助设备的方式减小地埋管换热负荷对岩土体的冷热量累积,促使地埋管处于间歇传热或低负荷强度运行。

1.3 设计目标与方案

1.3.1 地埋管换热器设计

地埋管换热器设计最主要的条件是应当保证在寿命周期内地埋管内流体的出口温度保持在既定范围内及满足与空调负荷相对应的排热/取热量,并根据这一目标选择地埋管换热器的布置形式和埋管长度,使得地埋管地源热泵系统既能满足室内空调舒适性的要求又能减少初投资^[8]。

目前工程中常用常热流的线热源模型来设计地埋管换

$$\Delta t_g = \frac{q_4 - q_3}{4\pi\lambda_s} I\left(\frac{r_b^2}{4a_s(\tau_4 - \tau_3)}\right) + \frac{q_3 - q_2}{4\pi\lambda_s} I\left(\frac{r_b^2}{4a_s(\tau_4 - \tau_2)}\right) + \frac{q_2 - q_1}{4\pi\lambda_s} I\left(\frac{r_b^2}{4a_s(\tau_4 - \tau_1)}\right) + \frac{q_1}{4\pi\lambda_s} I\left(\frac{r_b^2}{4a_s\tau_4}\right) \quad (5)$$

式中 r_b 为钻孔半径, m。

为尽可能精确分析工程中地埋管换热过程,可建立与实际物理模型相一致的数值传热模型,在与 U 形管形状相同的模型基础上计算三维传热和流动,可以准确地反映地埋管内流体对流换热以及周围岩土体温度场的变化规律。

竖直 U 形管内的湍流流体对流换热的连续性方程、动量方程、能量方程、湍流动能方程以及湍流动能耗散率方程都满足如下通用形式的方程^[9]:

$$\frac{\partial(\rho\phi)}{\partial\tau} + \text{div}(\rho v\phi) = \text{div}(\Gamma_\phi \text{grad}\phi) + S_\phi \quad (6)$$

式中 ϕ 为通用变量,如温度 t ,速度 u, v, w ,湍流动能 K ,湍流耗散率 ϵ 等; τ 为时间, s; ρ 为介质密度, kg/m³; v 为速度矢量, m/s; Γ_ϕ 为通用方程扩散系数; S_ϕ 为通用方程的源项。

周围土壤热量传递过程为固体导热,对应式(6)中速度 u, v, w 取值为 0,源项 S_ϕ 取值也为 0,则式(6)变为

$$\frac{\partial t}{\partial\tau} = a\left(\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2}\right) \quad (7)$$

对于大规模群井的地源热泵工程,可利用数值传热模

热器,即

$$\Delta t_g = \frac{q}{4\pi\lambda_s} \int_x^\infty \frac{e^{-s}}{s} ds = \frac{q}{4\pi\lambda_s} I\left(\frac{r^2}{4a_s\tau}\right) \quad (3)$$

其中, I 为指数积分函数,其表达式为

$$I(x) = \int_x^\infty \frac{e^{-u}}{u} du \quad (4)$$

式(3), (4)中 Δt_g 为土壤远边界与孔洞壁面间的温差, °C; q 为单位长度埋管的热流, W/m; λ_s 为土壤导热系数, W/(m·°C); x 为积分下限; s 为积分变量; r 为埋管外半径, m; a_s 为土壤的热扩散率, m²/s 或 m²/h; τ 为运行时间, s 或 h。

根据换热负荷的强度特性、时间特性、累积特性对地埋管换热器进行变热流的线热源模型优化设计,即根据叠加原理,将某时刻以前各时间段埋管取(放)热对钻井周围土壤温度响应的作用都叠加到该时刻,如图 3 所示。对于具

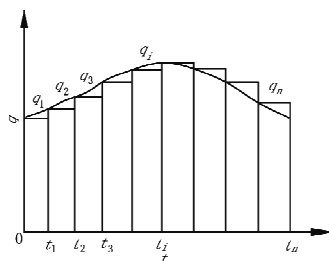


图 3 用矩形阶跃近似埋管换热负荷变化热流

有 4 个不同埋管热流量时间段的情形,则 τ_4 时刻末的土壤远边界与孔洞壁面间的温差 Δt_g 应该由近似后矩形阶跃负荷 q_1, q_2, q_3, q_4 共同来决定,有

型分析多热源群井之间的换热特点,诸如岩土体初始温度、动态埋管负荷、钻井间距、钻井深度、排列布置等影响特性和规律,建立群井的适配方法和技术,提出合理布置、优化系统运行模式,形成群井全局设计分析思想。

1.3.2 辅助设备

要最大限度地使岩土体蓄热处于平衡状态,应保证地源热泵系统处于间歇运行模式。可根据不同地区空调负荷的变化特点,设计辅助散热或取热源,即复合式地埋管地源热泵系统,使得其既满足负荷的变化,又能够维持一定的恢复期,有利于地埋管地源热泵系统保持长期稳定运行^[7]。

对于地源热泵加冷却塔复合式系统可采用 Kavanaugh 在 1998 年进行改进的设备选型方法^[10]。设计计算不仅仅得出埋管的长度和辅助散热设备的容量,更侧重的是维持每年的土壤得失热量的平衡。其主要步骤如下:

1) 首先计算得出空调冷负荷下的地埋管长度 L_c 和热负荷下的地埋管长度 L_h 。

2) 计算辅助散热设备的水流量 G_c 。

$$G_c = G_s \frac{L_c - L_h}{L_c} \quad (8)$$

式中 G_s 为机组冷凝器侧总水量, L/s。

3) 修正在有辅助设备散热情况下的当量满冷负荷运行时间 E_h (equivalent full-load hours) 为 E_{hc} 。

$$E_{hc} = E_h \left(1 - \frac{G_c}{2G_s} \right) \quad (9)$$

4) 根据上面的 E_{hc} 重新计算 L_c 和 L_h , 再根据式(8)得出新的 G_c 。

5) 计算出辅助散热设备所需工作的时间 H_{∞} 。

$$H_{\infty} = \frac{C_{fc} q_{lc} E_c - C_{fh} q_{lh} E_h}{G_c \Delta t \times 4.19} \quad (10)$$

式中 C_{fc} , C_{fh} 分别为热泵 EER 与 COP 相应的修正系数; q_{lc} , q_{lh} 分别为设计工况下的额定冷负荷和热负荷, kW; Δt 为辅助散热设备冷却水进出水温差, $^{\circ}\text{C}$ 。

根据 4) 中得到的新的 G_c 选择所需的辅助散热设备型号。

1.3.3 控制策略

配合建筑物使用功能和空调负荷特点, 采用一定的策略来控制已设计的埋管地源热泵复合式系统运行, 以保障埋管间歇换热, 提供岩土体温度的恢复时间, 最大程度保证岩土体处于蓄能平衡状态, 使得埋管换热器始终能够高效换热^[10]。

2 实验验证

2.1 实验装置组成

实验装置为某大学专业综合实验室的埋管地源热泵系统, 该空调系统为综合实验楼提供冷水或热水, 详见文献[3]。数据实时监控和采集系统由复现性较好的 Pt100, Pt1000 铂电阻温度计、转子流量计、PC 机和 MCGS 组态王软件等组成。埋管地源热泵系统实验测试对象为钻井壁处的岩土体温度、埋管换热器进出口水温及流量。

2.2 基于岩土体蓄能平衡的埋管运行分析

为了验证基于蓄能平衡的埋管换热器设计方法, 仅针对埋管地源热泵系统在夏季间歇工况下进行蓄能平衡策略下的埋管换热性能分析。

2.2.1 埋管管壁处岩土体温度场分析

钻井内埋管外壁与邻近岩土体紧密接触, 两者温度相同。选取 40 m 深的钻井壁处的 1~5 号 (距离地面分别为 5, 10, 20, 30, 40 m) 测点温度来反映岩土体温度场变化。图 4, 5 分别表示夏季和冬季 1~5 号测点温度随时间变化的曲线。夏季实验条件是埋管内流体流动方式为运行 72 h 后停止 72 h, 埋管进水温度控制在 $(35 \pm 0.5)^{\circ}\text{C}$ 的范围内, 管内流速为 0.628 m/s (管内流量为 1 200 L/h)。冬季实验条件是埋管内流体流动方式为运行 96 h 后停止 96 h, 埋管进水温度控制在 $(10 \pm 1)^{\circ}\text{C}$ 范围内, 管内流速为 0.418 m/s (管内流量为 800 L/h)。

从图 4, 5 可知, 流体在埋管内流动时, 夏季岩土体温度上升, 冬季岩土体温度则下降。实验初期, 岩土体温度变化在夏、冬季都比较剧烈, 夏季温度上升率为 $4.6^{\circ}\text{C}/\text{h}$, 冬

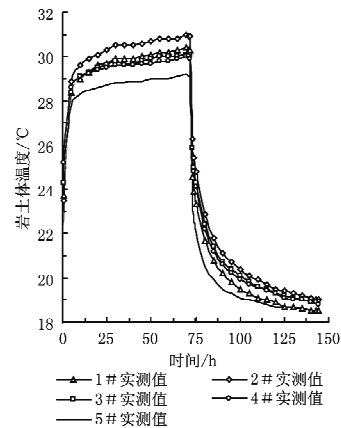


图 4 夏季管壁处岩土体温度变化曲线

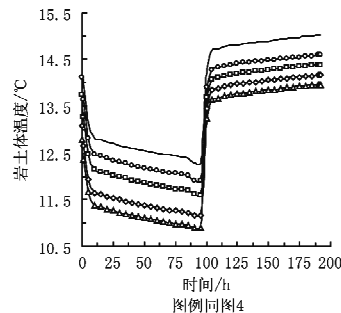


图 5 冬季管壁处岩土体温度变化曲线

季温度下降率为 $2.6^{\circ}\text{C}/\text{h}$ 。随着实验时间的延长, 温度变化逐渐平缓。当埋管内流体停止流动时, 冬季工况下岩土体温度的恢复呈上升趋势, 而夏季工况下岩土体通过与邻近岩土体传热降低自身的温度, 依赖向四周热扩散以恢复到蓄热自然平衡态。

在恢复期开始 1~2 h 内, 邻近管壁的岩土体温度迅速发生变化, 夏季温度下降率为 $4.9^{\circ}\text{C}/\text{h}$, 冬季温度上升率为 $2.9^{\circ}\text{C}/\text{h}$ 。随着恢复时间的延长, 岩土体温度变化又趋于平缓, 总体方向是朝着蓄能自然平衡。从图 4, 5 可看出, 埋管换热器经过一段时间的排热或取热后周围岩土体的温度是不能够完全恢复到岩土体的初始温度, 而是与初始温度有一定的差别, 夏季工况平均差值为 2.1°C , 冬季工况平均差值为 1.9°C , 这说明即使换热和恢复时间相同, 岩土体也不能达到自然蓄能平衡态, 需要更长一段恢复期才可达至岩土体初始蓄能状态。否则, 这种温差即使不是很大, 但经过逐年累积到达一定的程度将会损害埋管换热效果, 甚至于累积温差过大而导致埋管换热失效。

2.2.2 埋管换热性能分析

图 6 表示不同运行方式下的埋管单位井深换热量随时间变化的情况。实验过程中间歇运行工况流体流动方式为先运行 72 h, 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 h, 再继续运行 72 h, 此时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

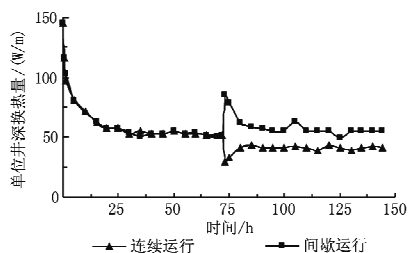


图 6 不同运行方式下的单位井深换热率

流动的前 72 h, 地埋管进水温度控制在 $(35 \pm 0.5)^\circ\text{C}$ 的范围内, 后 72 h 运行时进水温度控制在 $(30 \pm 0.5)^\circ\text{C}$ 的范围内。运行时管内流速均为 0.628 m/s (管内流量为 $1\,200\text{ L/h}$), 岩土体初始温度均为 17°C , U 形埋管钻井深度为 40 m 。

从图 6 中可以看出, 单位井深换热率随时间变化的整体趋势是逐渐变小的。在初始 72 h 换热阶段, 两种运行方式下的地埋管进出水温度、流量相同, 单位井深换热率变化一致。运行 72 h 后, 间歇运行方式具备 72 h 的恢复时间, 与其邻近的岩土体进行换热, 减弱了前一阶段堆积热量, 趋近于岩土体蓄能自然平衡态, 以利于下一个 72 h 的换热。在相同的埋管流量、同一钻井深度条件下, 两种运行方式下地埋管换热能力趋于平缓时, 单位井深换热率分别为 $54.8, 40.9\text{ W/m}$, 间歇运行比连续运行高 33.9% 。可见, 基于岩土体蓄能平衡原则采用间歇运行方式可有效地提高地埋管的换热能力。

3 结论

3.1 提出了一种基于岩土体蓄能平衡的地埋管地源热泵系统设计方法。该方法的设计目标是消除岩土体热堆积效应对地埋管换热系统运行性能的不利影响, 主要内容包括设计基础资料、蓄能平衡原则以及设计目标方案。

3.2 重点阐述了地埋管换热负荷特性及其对岩土体蓄能平衡的影响, 在此基础上给出了基于蓄能平衡原则的地埋管

管地源热泵系统设计方案。

3.3 通过对地埋管地源热泵系统实验运行数据的比较分析, 验证了基于蓄能平衡原则的设计方法的适用性。该方法能够有效改善地埋管长期运行性能, 对具体工程设计具有一定的参考和指导意义。

参考文献:

- [1] 中国建筑科学研究院. GB 50336 2005 地源热泵系统工程技术规范[S]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2005
- [2] 於仲义, 胡平放, 袁旭东. 土壤源热泵地埋管换热实验研究[J]. 华中科技大学学报: 城市科学版, 2008, 25(3): 157-161
- [3] 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(增刊): 176-179
- [4] Kavanaugh S P. Field tests for ground thermal properties methods and impact on ground source heat pump design [G] // ASHRAE Trans, 1992, 98 (2): 607-615
- [5] Roth P, Georgiev A, Busso A, et al. First in situ determination of ground and borehole thermal properties in Latin America[J]. Renewable Energy, 2004, 29(12): 1947-1963
- [6] Austin W, Yavuzturk C, Spitler J D. Development of an in-situ system for measuring ground thermal properties [G] // ASHRAE Trans, 2000, 106(1): 365-379
- [7] 於仲义, 胡平放, 袁旭东, 等. 混合式地源热泵系统优化设计[J]. 暖通空调, 2007, 37 (9): 105-109
- [8] Gary P, William S. Performance of a hybrid ground-coupled pump system[G] // ASHRAE Trans, 1998, 104(1): 763-770
- [9] 陶文铨. 数值传热学[M]. 2 版. 西安: 西安交通大学出版社, 2001
- [10] Kavanaugh S P. A design method for hybrid ground-source heat pumps[G] // ASHRAE Trans, 1998, 104 (2): 691-698
- [11] Yavuzturk C, Spitler J D. Comparative study to investigate operating and control strategies for hybrid ground source heat pump systems using a short time step simulation model [G] // ASHRAE Trans, 2000, 106(2): 192-209

了空调系统噪声设计的科学性和准确性要求, 计算过于粗略或没有计算, 降噪效果难以保证。

2) 暖通空调专业设计人员整体上缺乏噪声与振动控制的专业知识和技能, 不能针对控制对象进行科学、合理的分析和针对性设计。所以, 即使进行了相关的设计, 也不能取得满意的效果。

3) 我国目前的消声减振产品比较陈旧, 更新换代慢, 选择面比较窄, 影响了消声隔振技术的发展。

参考文献:

- [1] 马大猷. 噪声与振动控制工程手册[M]. 北京: 机械工业出版社, 2002
- [2] 项端祈. 空调制冷设备消声与隔振实用设计手册[M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 1990

(上接第 123 页)

从目前已经投入使用的场馆建筑来看, 有许多空调系统在噪声控制设计上存在不足, 而导致了不良后果。例如, 多数机房都存在一定的噪声、振动, 使相邻房间的噪声强度超过了标准。空调风管系统的消声处理常常不够恰当, 致使一些使用区域的噪声超过了控制标准, 形成了不良的室内声环境, 影响了空调房间内人员的工作、学习、娱乐和休息。究其原因主要有以下 3 方面的问题。

1) 通风空调噪声设计任务目前多留给暖通专业。暖通工程师在工程设计过程中, 并没有意识到噪声危害的严重性, 把主要注意力放在针对空调房间的温度、湿度、气流组织等技术内容的处理, 忽视