

热渗耦合作用下 地下埋管换热器的传热分析^{*}

哈尔滨工业大学 范蕊[☆] 马最良

摘要 为确定地下水渗流对 U 型地下埋管换热器的影响,基于热渗耦合作用下的数学模型,采用整体求解方法求得管内流体、地下埋管换热器及周围土壤的温度场数值解。分析了地下水渗流对传热过程的影响,结果表明地下水流动对原温度场的影响明显,而且地下水流速越高影响越大。进一步分析了有渗流时不同土壤类型对地下埋管换热器的影响情况,在饱和状态下导热系数是主要的影响因素。

关键词 地源热泵 地下埋管换热器 热渗耦合 数值分析 温度场

Heat transfer analysis of underground heat exchangers under coupled thermal conduction and groundwater advection conditions

By Fan Rui[★] and Ma Zuiliang

Abstract To determine extent of the effect of groundwater advection on U-type vertical underground heat exchangers, based on a mathematics model considering thermal conduction and groundwater advection, utilizes an overall solution to obtain the whole temperature field including fluid in pipe, pipe wall and surrounding soil. The results indicate that groundwater flow has notable effects on original temperature field and that the higher the groundwater velocity is, the larger the effect is. Then through calculation of several cases with different soil type, concludes that the thermal conductivity of soil has more influence than water content.

Keywords ground source heat pump, underground heat exchanger, coupled thermal conduction and groundwater advection, numerical analysis, temperature field

★ Harbin Institute of Technology, Harbin, China

①

0 引言

土壤是固、液、气多孔介质,地下水在其中流动。流体在多孔介质中的流动称为渗流,因此埋地盘管周围土壤传热过程其实是个热渗耦合过程。竖直埋管一般都垂直深埋,所以实际上在其穿透的地层中或多或少地都存在着地下水的渗流,尤其是在沿海地区或地下水丰富的地区甚至有地下水的流动。地下水的渗流或流动有利于地下埋管换热器的传热,也有利于减弱或消除由于地下埋管换热器吸放热不平衡而引起的热量累积效应。对垂直

U 型埋管换热器,管段大部分位于地下水位以下的土壤饱和区内,因此地下水流动的影响尤为重要,尤其对于孔隙率较大、渗透系数较高的含水层,作用更为明显。

目前国内外关于垂直 U 型埋管换热器的传热模型都是基于纯导热的模型,虽然很多研究者和工

①☆ 范蕊,女,1977 年 11 月生,在读博士研究生
150090 哈尔滨工业大学市政环境工程学院
(0451) 82291527 (0) 13816333286
E-mail: fan_rui@163.com

收稿日期:2005-04-28

一次修回:2005-06-16

二次修回:2005-12-20

程技术人员认识到地下水渗流可能对地下埋管换热器的传热能力产生重要的影响,也提出过一些定性的分析,但是由于该问题的复杂性,至今很少见到深入的理论分析,现有的地下埋管换热器设计软件中也都没有考虑地下水渗流的影响。但在美国明尼苏达州,曾经出现现场测试的土壤导热系数极度偏高,后经分析是地下水流动引起的^[1]。英国的一栋 3 层办公楼夏季管内流体平均温度测试值只达到 3℃,比模拟值低很多,经分析是由于地下水流动使管周围的温度降低而引起的^[2]。此外,在现场测试和采用人工地下水流动的模拟实验中也发现了类似的现象^[3]。

因此,本文针对地源热泵系统,进一步研究渗流对地下埋管换热器传热的影响。

1 热渗耦合作用下的传热模型

地下埋管换热器的传热过程是一个复杂的、非稳态的过程,该过程所涉及的几何条件和物理条件也都很复杂,为了便于分析,须作必要的简化。将土壤看成均匀的、各向同性的多孔介质,忽略质量力;不考虑热辐射影响和黏性耗散;流体与固体瞬间达到局部热平衡,即 $t_f(x, y, \tau) = t_s(x, y, \tau) = t(x, y, \tau)$, 其中,下标 f 和 s 分别对应于流体和固体。将两管脚传热相互影响的垂直 U 型管换热器等效为一当量直径的单管^[4], 如图 1 所示。

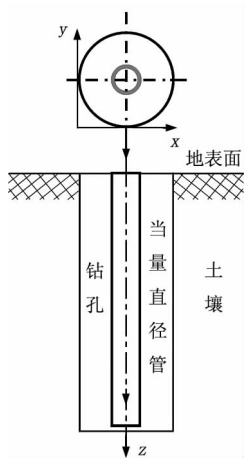


图 1 等效单管示意图

在非等温渗流中,一个物质系统或空间体积内含有固体和流体两部分,在研究实际非等温渗流时要把二者结合起来构成统一的能量方程,令土壤的孔隙率为 φ ,则单相流体非等温渗流的能量方程为

$$\sigma \frac{\partial t_s}{\partial \tau} + (\mathbf{u} \cdot \nabla) t_s = a_t \nabla^2 t_s + \frac{q_t}{(\rho c_p)_f} \quad (1)$$

且

$$\left. \begin{aligned} (\rho c_p)_t &= \varphi(\rho c_p)_f + (1 - \varphi)(\rho c_p)_s \\ \lambda_t &= \varphi\lambda_f + (1 - \varphi)\lambda_s \\ q_t &= \varphi q_f + (1 - \varphi)q_s \\ \sigma &= \frac{(\rho c_p)_t}{(\rho c_p)_f}, \quad a_t = \frac{\lambda_t}{(\rho c_p)_f} \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

式(1),(2)中 σ 为热容比; $\mathbf{u}$ 为渗流速度, m/s; a_t 为总热扩散率, m^2/s ; q_t 为总内热源, W/m^3 ; $(\rho c_p)_t$ 为多孔介质(包括水)的总热容, $\text{J}/(\text{m}^3 \cdot ^\circ\text{C})$; λ_t 为总导热系数, $\text{W}/(\text{m} \cdot ^\circ\text{C})$ 。

进一步假设在所研究的整个区域内渗流速度 $\mathbf{u}$ 均匀且仅沿 x 方向, 记为 u_x , 则式(1)简化为

$$\sigma \frac{\partial t_s}{\partial \tau} + u_x \frac{\partial t_s}{\partial x} = a_t \nabla^2 t_s + \frac{q_t}{(\rho c_p)_f} \quad (3)$$

盘管壁非稳态能量方程为

$$\frac{\partial t_p}{\partial \tau} = \frac{\lambda_p}{(\rho c_p)_p} \nabla^2 t_p \quad (4)$$

式中 t_p 为盘管壁的温度, $^\circ\text{C}$; λ_p 为盘管壁的导热系数, $\text{W}/(\text{m} \cdot ^\circ\text{C})$; $(\rho c_p)_p$ 为盘管壁的热容, $\text{J}/(\text{m}^3 \cdot ^\circ\text{C})$ 。

管内流体非稳态能量方程为

$$\frac{\partial t_{\text{fl}}}{\partial \tau} + u_z \frac{\partial t_{\text{fl}}}{\partial z} = \frac{q_{\text{fl}}}{(\rho c_p)_{\text{fl}}} \quad (5)$$

式中 t_{fl} 为管内流体的温度, $^\circ\text{C}$; u_z 为管内流体的流速, m/s; $(\rho c_p)_{\text{fl}}$ 为管内流体的热容, $\text{J}/(\text{m}^3 \cdot ^\circ\text{C})$ 。

初始条件

$$t_{\text{fl}}(z, \tau) = t_p(x, y, \tau) = t_s(x, y, \tau) = t_0 \quad (\tau = 0) \quad (6)$$

式中 t_0 为土壤、盘管及管内流体的初始温度, $^\circ\text{C}$ 。

外边界条件

$$t_s(x, y, \tau) = t_0 \quad (7)$$

流体的入口温度

$$t_{\text{fl}}(z = 0, \tau) = t_{\text{in}}(\tau) \quad (8)$$

式中 t_{in} 为盘管中流体的入口温度, $^\circ\text{C}$ 。

如果分别对土壤与盘管的温度进行求解,则二者交界面上的边界条件应包括温度及热流密度两类条件。同理,盘管内壁与管内流体交界面也受到流体与壁面之间相互作用的制约,这种热边界条件是随热量交换过程动态变化的,不能预先给定。针对这种耦合传热问题,可以先假定交界面上的温度分布,对其中一个区域进行求解,得出耦合边界上的局部热流密度和温度,然后再求解另一个区域,得出界面上新的温度分布,再以此为基础重新计算第一个区域,反复计算直至收敛。笔者为了避免这种反复迭代计算,采用了整场离散、整场求解方法,界面上的当量热扩散率采用调和平均法确定^[5]。由于不同介质相交界面两侧物质的热容不相等,所

以为了满足耦合界面上热流连续条件,采用虚拟密度法解决这个问题^[6]。

地下埋管换热器非稳态通用控制方程为

$$\sigma_i \frac{\partial t_i}{\partial \tau} + u_i \frac{\partial t_i}{\partial x} = a_i \nabla^2 t_i + \frac{q_i}{(\rho c_p)_i}$$

(9)

式中 i 代表 s, fl, p, 分别对应于土壤、管内流体和盘管。式(9)与式(6)~(8)共同构成地下埋管换热器非稳态控制方程。

式(9)为系统运行过程中的控制方程,当系统停运时,管内流体处于静止状态,流体与管壁间以导热形式传热,此时管内流体的能量平衡方程为

$$\frac{\partial t_{fl}}{\partial \tau} = \frac{q_{fl}}{(\rho c_p)_{fl}}$$

(10)

式(10)与式(6)~(8)共同构成地下埋管换热器停运时的控制方程。

本文仅对单井地下埋管换热器进行模拟分析,采用整场模拟进行整体求解的方法。针对地下埋管换热器物理模型的复杂性,采用非结构化网格进行划分,采用有限容积法对方程离散,利用 Gauss-Seidel 点迭代法进行求解。

为了比较有渗流与无渗流两种情况,本文针对地源热泵夏季空调工况进行计算分析,系统采用连续运行 20 d、每天释冷 9 h 运行模式。

2 单井地下埋管换热器的模拟与分析

2.1 渗流对系统运行特性的影响

对于地源热泵夏季空调工况,计算时采用的各项参数见表 1。

表 1 模拟计算参数

盘管内径/外径/ mm	15/20	管脚间距/mm	30	盘管埋深/m	50
埋管间距/m	4.6	干基含水量/ (kg/kg)	0.035	土壤类型	亚黏土
盘管入口水温/℃	40	饱和区含水量/ (kg/kg)	0.042	盘管类型	HDPE
管内流体雷诺数	2 400	土壤初始温 度/℃	12	渗流速度/ (m/a)	300

注:HDPE 指高密度聚乙烯管材。

2.1.1 有渗流与无渗流两种情况下的土壤温度场

在有渗流的情况下,地下埋管换热器的传热途径有两种:一是多孔介质骨架和孔隙中地下水的导热;二是地下水渗流产生的水平对流换热。图 2 和图 3 都是在夏季空调工况下,经过 20 d 运行,第 20 d 的第 24 h 的温度场情况。从两图可以看出,无渗流时的土壤温度场基本上是以中心对称的,由于

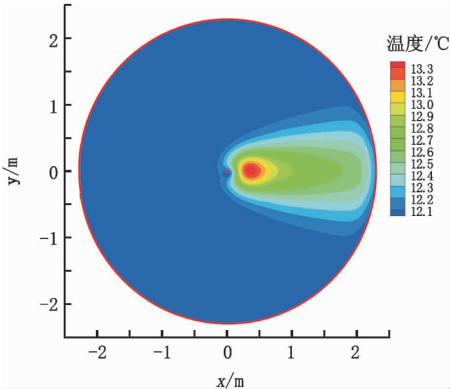


图 2 夏季工况有渗流时土壤温度场

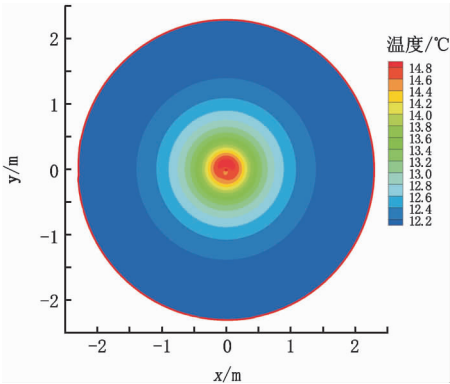


图 3 夏季工况无渗流时土壤温度场

渗流作用,有渗流的土壤温度场产生了变形;有渗流时管周围温度比无渗流时低。

由此可见,有渗流情况下盘管周围相对较低的土壤温度场更加有利于地下埋管换热器夏季空调工况的良好运行。因此,渗流对于地下埋管换热器的影响很大,是不可忽略的问题。

2.1.2 渗流对盘管换热量及出水温度的影响

图 4 给出了空调工况下连续运行 20 d 内的盘管逐时出水温度。有渗流的情况下,系统运行 3 d 后就已达到稳态,盘管日平均出水温度随着运行天数的增加变化不大,均在 26.54℃左右;并且每天盘管逐时出水温度平均从 21.80℃逐渐升高到 27.63℃。而在无渗流的情况下,盘管日平均出水温度随着运行天数的增加逐渐从 28.39℃升高到 29.74℃,升幅达到 4.53%;并且每天盘管逐时出水温度平均从 24.23℃逐渐升高到 30.88℃。

从图 4 可以得出,若盘管埋在有渗流的土壤中,而计算时未考虑渗流的影响,那么计算误差是很大的。如有渗流时盘管出水温度变化率是 0.647℃/h 左右,而无渗流时盘管出水温度变化

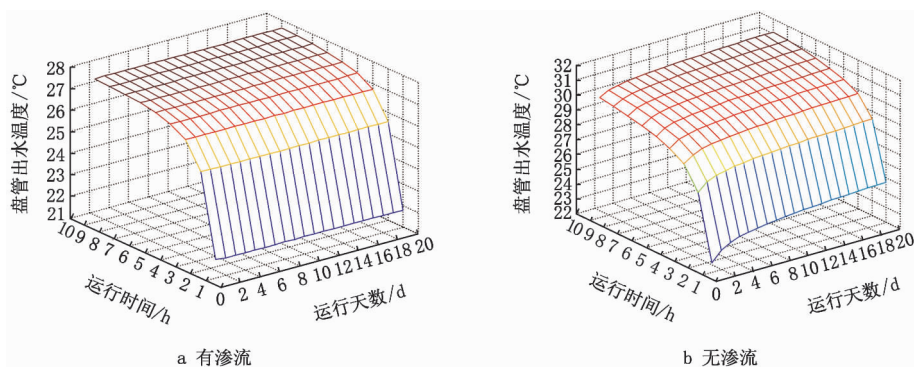


图4 空调工况下渗流对盘管出水温度的影响

率从 $0.831\text{ }^{\circ}\text{C/h}$ 逐渐变为 $0.734\text{ }^{\circ}\text{C/h}$, 并且后者每天的盘管逐时出水温度比前者平均增加了 $2.83\text{ }^{\circ}\text{C}$, 增幅达到 10.65% 。这主要是由于地下水渗流的存在, 使得土壤恢复能力增强, 因而在制冷过程中, 有渗流时盘管日平均出水温度较低, 并且每天盘管逐时出水温度升值也较小。

地下埋管换热器在整个运行期间的逐日放热量见图5。从该图可以看出, 有渗流时的地下埋管

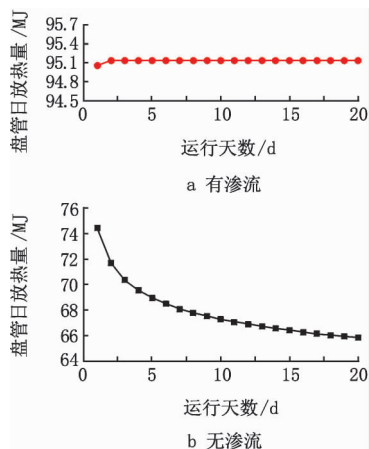


图5 空调工况下渗流对盘管日放热量的影响

换热器很快就达到稳态, 运行期间日平均放热量变化很小, 平均值为 95.13 MJ ; 当无渗流时, 随着运行时间延长, 日平均放热量逐渐从 74.45 MJ 减小到 65.82 MJ , 降幅达到 11.60% ; 并且与有渗流情况相比, 无渗流时盘管日放热量较小, 平均小 27.23 MJ , 占前者平均放热量的 28.6% 。这充分表明有渗流有利于释放冷凝热, 有利于土壤耦合热泵系统的稳定运行。其原因也是由于地下水流动增强了地下埋管换热器的传热能力以及土壤的恢复能力。

因此, 如果在有渗流的地方忽略渗流的影响将

会使地下埋管换热器设计容量偏大, 造成经济和资源浪费; 从盘管出水温度角度和盘管放热量方面看, 在实际工程中, 将盘管埋在有渗流的土壤中是十分有利的。

2.2 渗流速度对系统运行特性的影响

为了分析不同渗流速度对系统运行特性的影响, 选取 $60, 150, 300\text{ m/a}$ 三种流速针对夏季工况分别进行模拟, 计算时采用的其他参数见表1, 模拟结果见图6, 7。

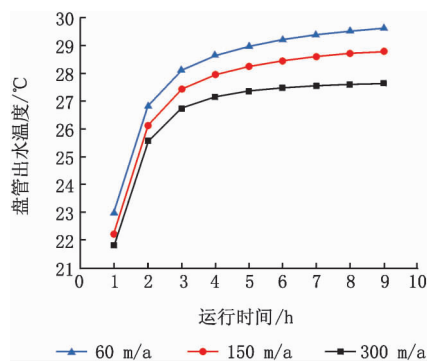


图6 夏季工况渗流速度对盘管出水温度的影响

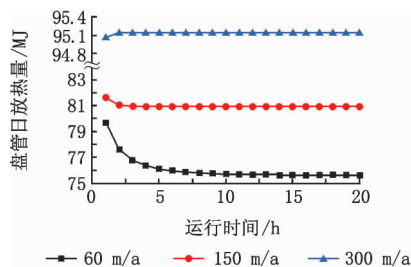


图7 夏季工况渗流速度对盘管日放热量的影响

由于有渗流时盘管逐时出水温度随着运行天数的增加变化不大, 因此图6仅给出了20d运行值取平均后的盘管逐时出水温度。从图中可以看出, 随着运行时间的增加盘管出水温度逐渐升高,

但是对三种渗流速度其升高值变化不大,对应渗流速度从小到大,其水温升高值依次为 6.63℃,6.59℃,5.83℃;并且渗流速度愈大其盘管出水温度愈低,对应渗流速度从小到大,盘管平均出水温度分别为 28.14℃,27.38℃,26.54℃。

从图 7 可以看出,随着渗流速度的增加盘管日放热量也逐渐增加,若以渗流速度 60 m/a 情况为基准,当渗流速度增加到 150 m/a 和 300 m/a 时,日放热量分别增加 4.88 MJ 和 19.06 MJ,增幅分别达到 6.41%和 25.07%;并且渗流速度越大,系统达到稳态所需的时间越短。由此可见,选择地下水渗流速度大的地区能大大增强地下埋管换热器的换热能力。

2.3 土壤类型对系统运行特性的影响

上述仅针对亚黏土土壤进行了渗流影响方面的模拟分析。为了分析在不同土壤类型情况下渗流影响的变化规律,分别对碎石亚黏土及砾砂土壤的系统运行情况进行了研究,三种土壤的热物性参数见表 2。模拟计算参数见表 3。

表 2 土壤的热物性参数

	干基/饱和区 含水量/ (kg/kg)	干密度/ (kg/m³)	干基/饱和区 导热系数/ (W/(m·℃))	干基/饱和区 比定压热容/ (J/(kg·℃))
亚黏土	0.035/0.042	1 600	1.54/1.75	2 300.1/2 576.0
碎石亚黏土	0.017/0.037	1 800	1.71/2.34	1 547.3/2 377.0
砾砂	0.018/0.037	1 800	2.18/2.41	1 547.3/2 341.0

表 3 研究土壤类型影响的模拟计算参数

埋管间距/m	4.6	管脚间距/mm	30	盘管埋深/m	50
盘管入口水温/℃	40	土壤初始温度/℃	12	盘管类型	HDPE
盘管内径/外径/ mm	15/20	管内流体雷诺数	2 400	渗流速度/ (m/a)	150

计算得出,有渗流时各种土壤类型下盘管逐时出水温度随运行天数变化都不大,因此图 8 仅给出了三种土壤情况下夏季工况时 20 d 运行值取平均

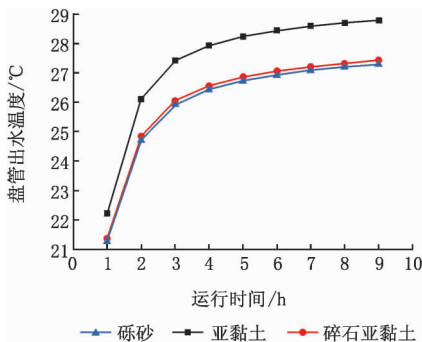


图 8 土壤类型对盘管出水温度的影响

后的盘管逐时出水温度。从表 2 可知亚黏土的导热系数分别是砾砂和碎石亚黏土导热系数的 0.75 和 0.73 倍,图 8 表明亚黏土情况下盘管平均出水温度约为 27.38℃,比后两种分别高 1.42℃和 1.30℃;前者的盘管出水温度平均变化率是 0.732℃/h,后两者的盘管出水温度平均变化率分别是 0.669℃/h 和 0.673℃/h。

图 9 给出三种土壤情况下的盘管逐日放热量。

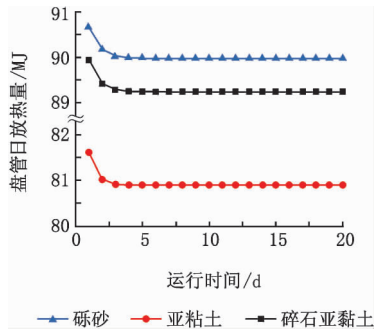


图 9 不同土壤类型对盘管日放热量的影响

由图可见,三种土壤情况下的盘管日放热量在运行初期均逐渐降低,但很快达到稳态;在整个运行期间,亚黏土情况下的系统的平均日放热量为 80.94 MJ,而碎石亚黏土和砾砂情况下的平均日放热量分别为 89.29 MJ 和 90.02 MJ,与前者相比分别增加了 10.32%和 11.22%。这主要是由于亚黏土相对于砾砂、碎石亚黏土而言导热系数较小,所以尽管有相对较高的含水量,但是制冷能力远不如后两种土壤。此外,由于碎石亚黏土和砾砂的导热系数及含水量都比较接近,所以二者的盘管逐时出水温度和放热量都相差不大。

3 结论

本文基于热渗联合作用下的传热模型,采用全场离散、整体求解方法求得地下埋管换热器、管内流体及周围土壤的温度场,分析了渗流对地下埋管换热器传热的影响,得到以下结论:渗流能增强地下埋管换热器的传热能力,更加有利于工程实践;如果盘管埋在有渗流的土壤中,而在设计计算中没有考虑渗流的影响,则会导致设计容量偏大,造成经济和资源的浪费;选择地下水渗流速度大的地区更有利于地下埋管换热器更好地工作;地下埋管换热器宜埋在导热系数大的土壤中。因此,在地下埋管换热器设计中,若其穿过不同的地质层时,应分

频率特性最高为 21.1 dB(31.5 Hz),最低为 5.4 dB(1 000 Hz),两者相差 15.7 dB;不装均流孔板时,风口频率特性最高为 26.4 dB(63 Hz),最低为 4 dB(500 Hz),两者相差 22.4 dB。室内噪声在中低频的变化趋势和风口不完全相同,原因是室内噪声不仅受送风噪声的影响,还受背景噪声的影响。室内噪声在 1/3 倍频图上频谱变化比较复杂,但总体趋势与倍频图相同。

2.4 结果分析

空调送风系统在启用时应该是噪声较低的,在有送风设备的房间内系统的允许噪声级与该室内的背景噪声有关。在剧院之类要求非常严格的场所,送风系统的噪声级应该低于室内背景噪声级 20 dB 左右(即不让观众听见),并且不得有任何频率突出。舞台表演中最低的噪声级约为 40~50 dB,因此送风系统的噪声级最好不要超过 20 dB。在德国规范中也建议剧院送风系统的噪声级不宜超过 20~25 dB。文献[5]规定的剧院室内的允许噪声标准如表 4 所示。

表 4 剧院内允许噪声标准^[5]

	噪声评价数 NR	L_A /dB
话剧院	20	25
地方戏剧院	30	35
歌剧院	20	25
多功能剧院	25	30

从测试结果可以看出,不论是送风器本身噪声,还是室内噪声,都是安装均流孔板的声级值比不装均流孔板的大,说明均流孔板在稳定气流和调节风量的同时,也提高了噪声,在选用时要慎重。两种情况送风时风口噪声级均没有超过 20 dB。室内噪声比没有送风时提高也很少,在剧院室内允许噪声范围之内,说明气流噪声不会对观众造成影

(上接第 10 页)

层予以考虑。

在后续工作中,如有条件将进一步展开实验研究,以验证模型的准确性。

参考文献

[1] Chiasson A D. Advances in modeling of ground-source heat pump systems[D]. Oklahoma: Oklahoma State University, 1999

[2] Witte H J L, van Gelder A J, Serrão M. Comparison of design and operation of a commercial UK ground source heat pump project[C]//1st International Conference on Sustainable Energy Technologies, 2002

[3] Witte H J L. Geothermal response tests with heat

响。风口和室内噪声级在两种情况下均满足剧院允许噪声标准的要求。

根据噪声倍频带频谱和噪声评价数确定方法可以得出,在送风器装有均流孔板时和不装均流孔板时室内的噪声评价数都为 20,这表明剧院不会因安装了座椅下送风空调系统而超出允许噪声标准的要求。

3 结论

送风器噪声特性为连续频谱,分布在低中频,没有高频,人耳对它的感觉比较迟钝,这说明送风器噪声对人的影响比较小。从频谱分析和 A 声级数据都可以看出,不装均流孔板的噪声特性优于安装均流孔板,所以在满足剧院噪声标准的条件下,才可考虑安装均流孔板。

实验测试的座椅下圆柱型多孔送风器在空调送风时,风口本身噪声和室内噪声均满足剧院允许噪声标准的要求。

参考文献

[1] 白玮,潘毅群,村田敏夫,等. 某剧场座椅下送风空调方式的温热环境与气流分布研究——(1)实验室模拟分析[C]//全国暖通空调制冷 2002 年学术年会论文集,2002:625-629

[2] 刘加林,秦学玲,王力红,等. 常用噪声评价量的特点及运用[J]. 四川环境,2002,21(4):83-85

[3] 黄钊. 空调系统风机的噪声控制[J]. 福建建筑高等专科学校学报,2001,3(3):50-52

[4] 奚旦立. 环境监测[M]. 2 版. 北京:高等教育出版社,1995

[5] 顾兴莹. 民用建筑暖通空调设计技术措施[M]. 2 版. 北京:中国建筑工业出版社,1996

[6] 蒋秋莉. 室内噪声的测量与评价[J]. 新质量,2003(4):38

extraction and heat injection: examples of application in research and design of geothermal ground heat exchangers[EB/OL]. <http://www.groenholland.nl/download/Lausanne>

[4] Gu Yian, O'Neal D L. Development of an equivalent diameter expression for vertical U-tube used in ground-coupled heat pumps[G]//ASHARE Trans, 1998, 104(2): 347-355

[5] 陶文铨. 数值传热学. 2 版. 西安:西安交通大学出版社,2001:81,483-487

[6] Chen Xi, Han Peng. A note on the solution of conjugate heat transfer problems using SIMPLE-like algorithms[J]. International Journal of Heat and Fluid Flow, 2000,21:463-467