

冬季地板送风参数的研究

铁道第三勘察设计院集团有限公司 郭海超[☆]

摘要 结合某工程,采用送风区域内的竖向温度分布代替工作区的温度分布,根据 PMV-PPD 指标和 PD 指标要求,得到满足人体热舒适性要求的冬季地板送风速度和送风温差;并计算了该系统的通风效率,结果显示优于传统的混合通风方式。

关键词 地板送风 冬季 送风速度 送风温差 PMV-PPD PD 通风效率

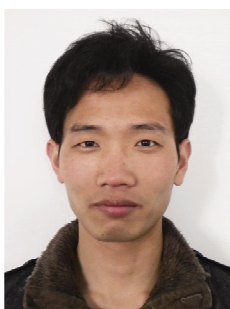
Study of underfloor air distribution parameters in winter

By Guo Haichao[☆]

Abstract With a project, using the vertical temperature distribution in the core air supply zone to substitute that in the occupied zone, considering the PMV-PPD and PD, acquires the supply air velocity and temperature difference which can meet expectation of thermal comfort. Calculates the ventilation efficiency, the result showing that it is superior to that of conventional mixing ventilation mode.

Keywords underfloor air distribution, winter, supply air velocity, supply air temperature difference, PMV-PPD, PD, ventilation efficiency

① [☆] The Third Railway Survey and Design Institute Group Corporation, Tianjin, China



郭海超

主要设计项目

- 太原调度指挥中心改造工程
- 沈阳北站配套工程

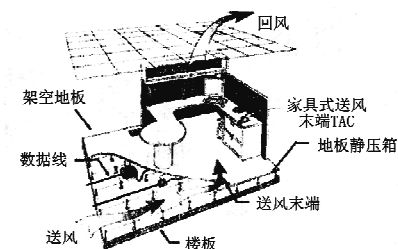


图 1 地板送、回风方式^[2]

0 引言

某路局调度大楼调度大厅,长 67.5 m,最大宽度 32 m,总面积 2 062.4 m²,内设 100 个调度工作台,额定人员数量 200 人,主要用于办公,为配合布线,房间采用防静电地板。根据房间特点,结合便利条件,利用防静电地板作静压箱,采用了地板送风的形式,风口在房间内均匀布置。由于送风口与人体的距离可以保证在 0.7 m 以上,所以选用普通地板送风口^[1]。地板送、回风方式如图 1 所示。

评价地板送风的舒适性指标包括竖向温度梯度、吹风感、PMV-PPD 指标、PD(因吹风感引起的不满意率)指标、通风效率、换气效率^[3]。通风效率与换气效率反映通风性能。二氧化碳是室内主要的污染物,是办公建筑中鉴定 IAQ 的主要指标^[4]。在满足要求的新风量的前提下,较高的通风效率能够更快地将余热和呼吸产生的二氧化碳排出工作区,从而保证工作区内理想的空气质量。本文通过计算分析送风区域的竖向温度梯度、PMV-PPD 指标、PD 指

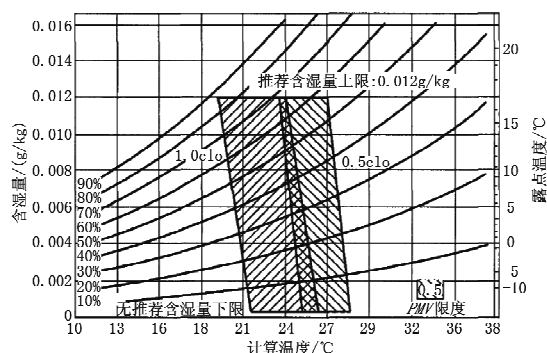
标,评价冬季供热时工作区内人员舒适程度,用通风效率指标来反映工作区的空气质量。

1 冬季地板送风热舒适性研究

GB/T 5701—2008《室内热环境条件》给出了基于 PMV-PPD 指标假设,适用于多数办公房间,代表 80% 的人群接受性的热舒适性区域图,如图 2 所示;同时给出从事静坐活动、不受阳光直接照射、周围空气速度不大于 0.20 m/s 的人员可以使用的作业温度公式^[5]。

由于冬季地板散流器送风方式为竖直上送,风口布置均匀,且冬季热风会直接上升到空间顶部,不能形成温度分层。本文研究圆形百叶风口竖直送风形成的非等温射流,

①[☆] 郭海超,男,1983 年 10 月生,硕士,工程师
300251 天津市河北区金沙江路 33 号增 1 号建筑分院
(0) 15822589517
E-mail: guohaichao@tsdig.com
收稿日期:2010-03-17
修回日期:2010-04-07

图 2 基于 80% 可接受的作业温度区间^[5]

由于风口分布均匀且风口风速较小,将送风区域内的竖向温度分布视为工作区的温度分布。风口送风状态如图 3 所示,图中 d_s 为风口直径, v_s 为风口出流的平均速度, x 为风口至计算断面的距离, v_x 为计算断面的轴心风速。

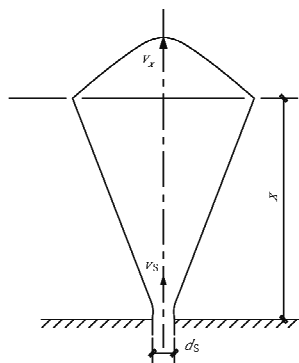


图 3 地板射流送风

送风初始段的长度 L_0 为

$$L_0 = K_P d_s \quad (1)$$

式中 K_P 为射流衰减因子,对于圆形百叶风口, $K_P=3$ 。

主体段的速度和温度的衰减公式为

$$\frac{v_x}{v_s} = K_P \frac{d_s}{x} \left[1 + 1.9 \frac{Ar}{K_P} \left(\frac{x}{d_s} \right)^2 \right]^{-\frac{1}{3}} \quad (2)$$

$$\frac{\Delta t_x}{\Delta t_s} = 0.83 \frac{v_x}{v_s} \quad (3)$$

式(2),(3)中 Ar 为阿基米得数, $Ar = \frac{g \Delta t_s d_s}{v_s^2 (t_n + 273)}$, 其中 g 为自由落体加速度,取 9.8 m/s^2 , Δt_s 为送风温差, $^\circ\text{C}$, t_n 为室内空气温度, $^\circ\text{C}$; Δt_x 为计算断面处轴心温度与周围空气温度的差, $^\circ\text{C}$ 。

对于本工程 d_s 为 0.02 m ,将各参数代入式(2)有

$$\frac{v_x}{v_s} = \frac{3}{5x} \left[1 + 1.9 \frac{1.966 \Delta t_s}{879 v_s^2} (5x)^2 \right]^{-\frac{1}{3}} \quad (4)$$

ANSI/ASHRAE 标准^[6]推荐使用作业温度代替室内空气温度来评价室内环境的热舒适性,作业温度综合考虑了室内温度和室内辐射温度的影响。在辐射供热/冷工程设计中,常近似认为平均辐射温度 $\bar{t}_r$ 等于房间围护结构内表面的面积加权平均温度,即

$$\bar{t}_r = \frac{A_1 t_1 + A_2 t_2 + \dots + A_n t_n}{A_1 + A_2 + \dots + A_n} \quad (5)$$

式中 $A_1, A_2, \dots, A_n$ 为围护结构的面积, m^2 ; $t_1, t_2, \dots, t_n$ 为围护结构的内表面温度, $^\circ\text{C}$ 。

根据空间内整体热量平衡控制室内平均温度为 $20 \text{ }^\circ\text{C}$, 根据 GB 50019—2003《采暖通风与空气调节设计规范》取围护结构内、外表面表面传热系数分别为 $8.7 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ 和 $23 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$,取大厅吊顶内上、下表面表面传热系数为 $8.14 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ ^[7]。由于本工程采用防静电地板作送风静压箱,还应计入送风空气对地板表面的传热作用。 $\bar{t}_r$ 计算结果见表 1。

表 1 调度大厅内平均辐射温度

	墙	窗	顶棚	地板
面积/ m^2	383.5	172.8	2 062.4	2 062.4
传热系数/ $(\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}))$	0.36	2.60	0.39	5.18
内表面温度/ $^\circ\text{C}$	18.65	10.23	18.53	$20 + 0.60 \Delta t_s$
平均辐射温度/ $^\circ\text{C}$	$18.88 + 0.264 \Delta t_s$			

由表 1 中的平均辐射温度的计算结果也可以看出,送风温差 Δt_s 对平均辐射温度有直接影响。利用地板静压箱的冬季地板送风方式可以有效提高室内平均辐射温度,在获得同样热舒适性的前提下可以降低送风温度,从而减少能耗。

根据文献^[5]得到作业温度:

$$t_{op} = \frac{t_n + \bar{t}_r}{2} \quad (6)$$

式中 t_{op} 为作业温度, $^\circ\text{C}$ 。

根据工程当地大气压及调度大厅内空气平均温度与相对湿度可以得到室内空气含湿量为 6.5 g/kg ,查图 2 可知满足 80% 可接受的作业温度为 $20.4 \sim 25.3 \text{ }^\circ\text{C}$ 。

由于送风区域内的竖向温度分布被视为工作区的温度分布,即有

$$t_a = t_x \quad (7)$$

将 $\bar{t}_r$ 与 t_a 代入式(6)得到

$$20.4 < \frac{38.88 + 0.264 \Delta t_s + \Delta t_x}{2} < 25.3 \quad (8)$$

P. O. Fanger 等人提出了评价吹风感的不满意率百分比 PD 的计算式为^[8]

$$PD = (34 - t_a)(\bar{v} - 0.05)^{0.62} (0.37 \bar{v} T_u + 3.14) \quad (9)$$

式中 $\bar{v}$ 为空气平均速度, m/s ,取 $\bar{v} = \frac{v_s + v_{1.8}}{2}$, 其中 $v_{1.8}$

为 $x=1.8 \text{ m}$ 断面处的轴心风速; T_u 为湍流强度,量纲一。

文献^[7]推荐:工作区内 $PD < 15\%$ 。由于地板送风口风速小于 2 m/s 且布置均匀时与大面积风口侧送风一样起着置换通风作用^[10],所以房间内湍流强度可取 20% ^[5]。

将式(7)及各相关参数代入式(9)得到

$$PD = (14 - \Delta t_x)(v_x - 0.05)^{0.62} \cdot (0.074 \bar{v} + 3.14) < 0.15 \quad (10)$$

ISO 7730 中要求地面以上 $0.1 \sim 1.1 \text{ m}$ 间的竖直温差 不大于 $3 \text{ }^\circ\text{C}$, 即

$$\Delta t_{0,1} - \Delta t_{1,1} < 3 \quad (11)$$

式中 $\Delta t_{0,1}$ 和 $\Delta t_{1,1}$ 分别为 $x=0.1$ m 和 1.1 m 时 Δt_x 的值。

联立式(1),(3),(4),(8),(10),(11),并利用试算的方法确定 $0 \sim 1.1$ m 工作区域范围内符合要求的 v_x 及 Δt_x 。利用 Matlab 软件编制程序,计算得到满足舒适性要求的冬季地板送风速度与送风温差,结果如图 4 所示,图中各线围成的区域为工作区内空气参数符合热舒适性要求的送风参数分布区域。

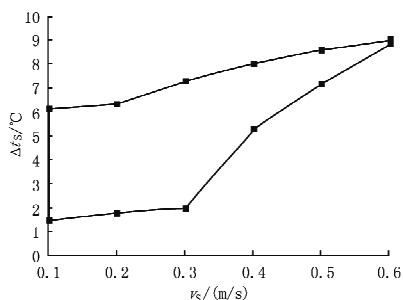


图 4 工作区域满足舒适性要求的送风速度 v_s 与送风温差 Δt_s 的分布

工程中希望采用尽量大的送风温差,从而减少送风量,降低能耗;加大送风速度又可以减少房间内的风口数量,所以本工程采用 0.6 m/s 的风口送风速度和 9 °C 的送风温差。

2 冬季地板送风室内空气质量的研究

HVAC 系统的通风效率可以用来表征送风排除室内余热及有害物质的快慢程度,它从整体上反映通风系统新风的有效利用情况,是衡量通风系统有效性的主要指标。J Laurikainen 提出了置换通风系统的通风效率计算方法^[9]。马仁民指出地板送风速度小于 2 m/s 且送风口均匀布置时,可以实现如置换通风一样的空气质量^[10]。由于地板送风系统与置换通风系统有相似的工作特点,本文采用 J Laurikainen 的通风效率 η 公式:

$$\eta = \frac{t_p - t_0}{t_n - t_0} = \frac{C_p - C_0}{C_n - C_0} \quad (12)$$

式中 t_p 为排风温度,°C; t_0 为送风温度,°C; t_n 为工作区温度,取 $t_n = \frac{\sum t_i}{12}$, °C, 其中 $i=0, 1, 2, \dots, 11$; C_p 为排

风中 CO_2 的体积分数, 10^{-6} ; C_0 为送风中 CO_2 的体积分数, 10^{-6} ; C_n 为工作区 CO_2 的体积分数, 10^{-6} 。

由工作区空气温度的算术平均值代替工作区温度,计算得到本通风系统的通风效率为 183.8% 。而文献[6]指出传统的混合式通风效率为 100% , 实际应用中常为 $50\% \sim 70\%$ 。由此可见本通风系统的通风效率高于传统的混合式通风方式,可以保证工作区内理想的空气质量。

3 结论

3.1 利用地板静压箱的冬季地板送风方式可以有效提高室内平均辐射温度,从而在获得同样热舒适性的前提下可以降低送风温度,减少能耗。

3.2 本文对热舒适性的推导具有可扩展性和实用性,应用者可以根据实际工程情况来确定其中的参数。不过本研究的基础限定于固定百叶风口,且送风方向竖直向上的普通地板送风口。

3.3 地板送风系统的通风效率高于传统的混合式通风方式,可以保证工作区内理想的空气质量。

参考文献:

- [1] 马仁民. 地板送风技术条件与舒适性的研究[J]. 暖通空调, 1995, 25(6)
- [2] 张悦. 办公空间地板送风系统的应用研究[D]. 上海: 同济大学, 2006
- [3] 阮芳. 不同热源条件下地板送风系统特性的实验与数值模拟研究[D]. 长沙: 湖南大学, 2006
- [4] Sekhar S C, Tham K W, Cheong K W. Indoor air quality and energy performance of air-conditioned office buildings in Singapore[J]. Indoor Air, 2004, 14(2)
- [5] 清华大学, 中国标准化研究院. GB/T 5701—2008 室内热环境条件[S]. 北京: 中国标准出版社, 2009
- [6] ASHRAE. ANSI/ASHRAE Standard 55—2004 Thermal environment conditions for human occupancy[S]. Atlanta: ASHRAE, 2004
- [7] 陆耀庆. 实用供热空调设计手册[M]. 2版. 北京: 中国建筑工业出版社, 2008
- [8] Fanger P O, Melidov A K, Iizawa H, et al. Turbulence and draft[J]. ASHRAE Journal, 1989, 31 (4): 18-25
- [9] Laurikainen J. Calculation method for airflow rate in displacement ventilation system [C]// IAQ'91 Healthy Buildings, 1991: 293-299
- [10] 马仁民, 连之伟. 置换通风几个问题的讨论[J]. 暖通空调, 2000, 30(4): 18-22

· 书讯 · 《全国勘察设计注册公用设备工程师暖通空调专业考试模拟题集》(2010 年版)

为配合全国勘察设计注册公用设备工程师暖通空调专业考试, 帮助广大考生复习备考, 应广大考生的要求, 《暖通空调》杂志社特邀国内知名专家、教授, 根据《全国勘察设计注册公用设备工程师暖通空调专业考试复习教材》(第 2 版)、复习大纲和相关规范, 在《全国勘察设计注册公用设备工程师暖通空调专业考试模拟题》(2009 年版)的基础上作了适当订正、删减和增补, 编写了 2010 年版模拟题集。新版模拟题集特邀北京市建筑设计研究院张锡虎教授级高工对采暖部分及民用建筑房屋卫生设备和燃气供应部分作了审校, 同济大学徐文华教授对通

风部分作了审校, 总装备部工程设计研究总院李兆坚研究员对空调部分作了审校, 中国电子工程设计院郑纯友教授级高工对净化部分作了审校。新版模拟题集还增加了《全国勘察设计注册公用设备工程师暖通空调专业考试复习教材》(第 2 版)的思考题参考答案。

新版模拟题集将于 2010 年 5 月底出版, 订价 180 元/本(含平邮)。欲购者请与《暖通空调》杂志社金庆平、龚雪联系, 电话: (010)68362755, 68302899, 地址: 北京市西城区车公庄大街 19 号, 邮编: 100044。或登录暖通空调在线 (www.ehvacr.com) 暖通书城购买。