

供冷工况地板送风静压层热力衰减的实验研究

孔琼香^{1,2}, 俞炳丰¹, 杨青², 杨海龙²

(1. 西安交通大学能源与动力工程学院, 710049, 西安; 2. 西安交通大学人居环境与建筑工程学院, 710049, 西安)

摘要: 对不同进风参数和不同室内热源条件下地板送风静压层的热力衰减进行了实验研究. 实验结果表明: 典型供冷工况下静压层内温度具有不均匀分布的特点, 随着气流流程的增加, 静压层内空气温升增大; 随着送风量的减小, 静压层内温度分布更不均匀; 送风温度的改变对静压层内空气相对温升的影响较小; 室内热源对静压层内热衰减影响较大; 在楼板没有加绝热层的实验条件下, 静压层的进送风温差与总进回风温差之比为 18%~33%.

关键词: 地板送风; 送风静压层; 热力衰减

中图分类号: TU83 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2008)09-1174-05

Experimental Investigation on Thermal Decay in an Underfloor Plenum for Cooling Case

KONG Qiongxiang^{1,2}, YU Bingfeng¹, YANG Qing², YANG Hailong²

(1. School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China; 2. School of Human Settlement and Civil Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: Experiments were conducted to investigate thermal decay in an underfloor plenum under different inlet air conditions and heat sources located in the test room on the plenum. The results show that the air temperature distribution in the plenum was not uniform for typical cooling case, and the air temperature in the plenum rose with the distance that the inlet air traveled. Moreover, lower rates of air flow caused more non-uniform air temperature distribution in the plenum, and the change of inlet air temperature had small effect on the relative air temperature rise in the plenum while the effect of room heat sources on the thermal decay in the plenum was significant. In addition, the ratio of temperature difference between supply air and inlet air in the plenum to the temperature difference between return air and inlet air was 18%-33% for the non-adiabatic slab in our experiments.

Keywords: underfloor air distribution; supply air plenum; thermal decay

由于地板送风系统具有较高的灵活性、舒适的个人环境、良好的空气品质和节能潜力,它在欧美、日本等国家的应用逐渐增加^[1-3],因而人们对地板送风系统的研究增多,但关于送风静压层的研究相对较少. 地板送风静压层的主要任务是经地板送风口均匀送出室内所需的风量、调整送风参数(温度和湿度等),但经过处理的冷/热空气通过静压层时会直接与建筑结构(混凝土楼板、架空地板、壁面)进行热

交换,即根据温差的不同,静压层内的空气或从结构中获取热量(供冷工况),或将热量传给结构(供暖工况). 因此,从地板送风口送出的空气温度比进风口的温度升高(供冷工况)或降低(供暖工况),送风温度在静压层内的变化量即为热力衰减. 研究地板静压层的送风和热特性,对地板送风系统的设计和运行十分重要.

Bauman 等人^[4]对面积为 12m×24m 的大开

间静压层的地板送风口的送风均匀性进行了实验研究,得出静压层至少应具有 75 mm 的净高。Linden^[5]由模型实验得到,对于高长之比很小($\ll 1$)的静压层,层内气流表现为二维流动,其气流流型主要取决于入口,而受出口(即地板送风口)的位置和数量影响很小。Hui 等人^[6]通过在大小为 $6.7\text{ m} \times 14.6\text{ m} \times 0.3\text{ m}$ 的静压层的实验以及相应的数学模拟研究,分析了不同的进风方式和进风速度对地板送风口温度的影响。文献^[7]通过实验和数值模拟阐明了地板送风静压层内气流流动及送风的特征。关于送风静压层内温度分布特征、热力衰减机理和规律等方面则有待于深入研究。

本文在文献^[7]已开展研究工作的基础上,利用建立的地板送风实验室,主要研究了供冷工况下办公室(类似单人间)的送风静压层在不同进风参数和室内热源条件下的热力衰减特性。

1 实验装置

1.1 实验室

本文地板送风实验室建立在一间普通实验室内,其结构和室内热源的布置如图 1 所示,实验室的详细情况参见文献^[7]。经空调系统处理的空气首先从地板送风静压层的进风口进入静压层,然后通过安置于架空地板上的送风口送入室内,吸收室内的余热、余湿和污染物后,通过位于顶棚的回风口回到空气处理设备或排入大气。

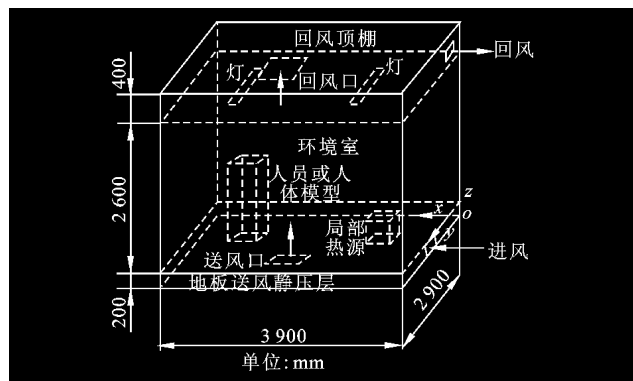


图1 实验室结构

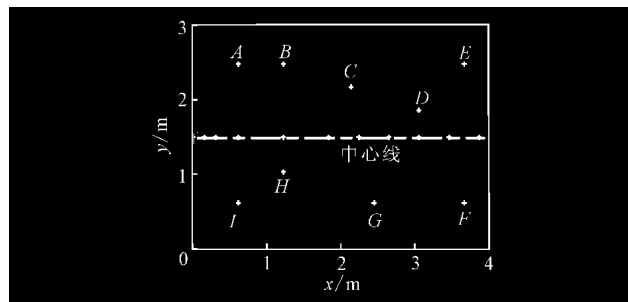
地板送风静压层的净高为 0.17 m,四壁为 75 mm厚的彩钢复合夹芯板,上面为架空活动地板,下面为油漆水泥楼板。静压层的进风口是有效面积为 0.066 m^2 的百叶风口,地板送风口是有效面积为 0.067 m^2 的格栅风口。

1.2 测量系统

1.2.1 静压层内温度测点布置

为了测量送风静

压层内的空气温度分布,在如图 2 所示的平面位置布置了热电偶。在进风口的中心线沿 x 方向(即 $y = 1.45\text{ m}, z = -0.1\text{ m}$)上布置了 11 个测点,中心线以外布置了 9 个测点(A~I),这些测点的热电偶均固定在 $1/2$ 静压层高度的平面上。另外,在 C 点的垂直方向也布置了 4 个热电偶,以测量静压层内空气在垂直方向上的温度变化。



况通常运行 3~4 h,所有测点温度波动在 $\pm 0.1\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时,认为达到稳定状态。本文实验数据均为稳定状态测得的。

表1 夏季实验工况

工况	送风量 $Q_0/\text{L}\cdot\text{s}^{-1}$	进风口温度 $T_i/^{\circ}\text{C}$	室内热源
1	68.0	18.6	75 W 人体模型、144 W 灯光
2	88.1	21.7	1 m 高 500 W 热源
3	71.3	21.4	1 m 高 500 W 热源
4	39.7	21.9	1 m 高 500 W 热源
5	70.7	18.6	1 m 高 500 W 热源
6	70.0	18.9	1 m 高 200 W 热源
7	71.4	16.9	1 m 高 1 000 W 热源
8	66.6	20.4	0.1 m 高 200 W 热源
9	68.9	18.9	144 W 灯光

3 实验结果与分析

3.1 典型的供冷工况下静压层内温度分布

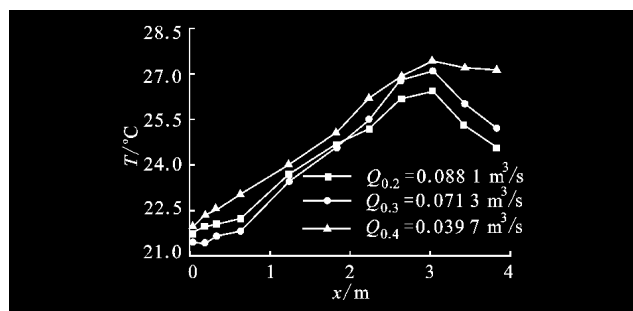
由于静压层的净高相对于它的长度和宽度(1:17)较小,静压层内气流除了近壁面外,在 z 方向上变化很小,可近似为 xy 平面的二维流动,故本文主要讨论静压层半高度上 xy 平面的温度分布。

在工况 1 中,进风口温度为 $18.6\text{ }^{\circ}\text{C}$,送风的换气次数为 8.3 次/h,类似单人办公室地板送风的典型工况,其静压层内温度分布如图 3 所示,其中图 3a 为工况 1 的所有测点值及以测点值作出的等温线,从进风口至送风口 C 点空气温度逐渐升高。在进风口中心的中心线上(见图 3b),开始一段为进风口射流区域,空气的温升慢,在 x 为 0.6 m 之后温升迅速,直至 x 为 3 m 后温度逐渐降低。利用数值模拟可以看出,由于射流在静压层的扩散过程中会在静压层内引起回流,形成漩涡, x 为 3 m 处约为漩涡中心,另外架高地板上 75 W 人体模型位于附近,故 x 为 3 m 处的温度达到最高值 $24.1\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。在分散测点中,出风口 C 点位于进风射流区的末端,温升为 $2.4\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。H 点位于射流的边缘地区,温升为 $3.2\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。流程较远的 A 点和 I 点的温升($5.1\text{ }^{\circ}\text{C}$ 和 $5.2\text{ }^{\circ}\text{C}$)较高,是 C 点温升的 1 倍多;D 点和 G 点位于静压层内漩涡的附近,温升($4.6\text{ }^{\circ}\text{C}$)也不小,大约为 C 点温升的 1 倍。由此可见,静压层内温度分布是不均匀的,与静压层内的气流流型有关,随着气流

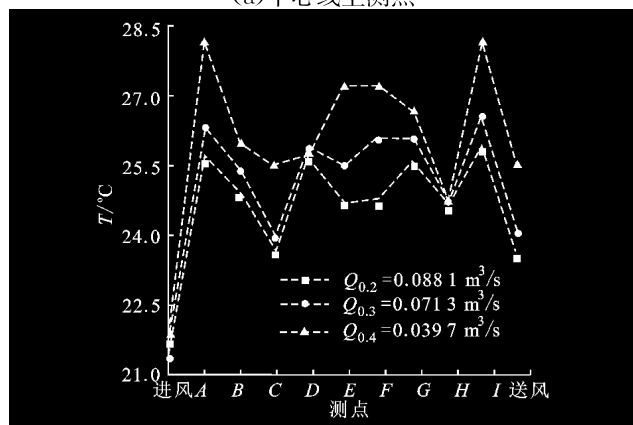
流程的增加,空气温升增大。

在工况 1 中,室内回风口与静压层进风口总的温差(简称为进回风温差)为 $6.9\text{ }^{\circ}\text{C}$,而静压层楼板没有加绝热层,静压层的进风口与送风口的温差(进送风温差)为 $2.3\text{ }^{\circ}\text{C}$,占总的进回风温差的 33%,即静压层吸收的热量约占室内总负荷的 1/3。由此可见,静压层的热力衰减对室内负荷的影响较大

在风量较小(工况4)时,静压层内空气温度分布更不均匀,因此在应用中,应设计合理的风速作为进风速度。



(a)中心线上测点

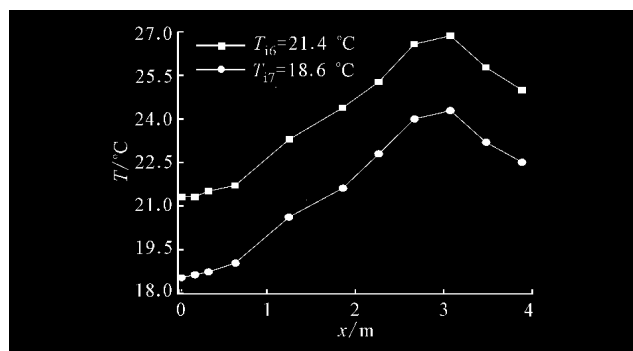


(b)分散测点

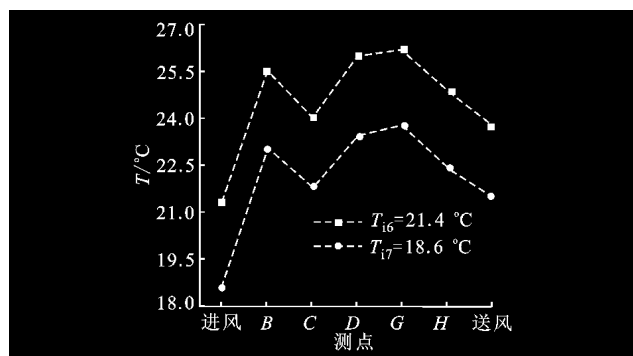
图4 送风量对静压层内温度分布的影响

3.3 进风口温度对静压层内温度分布的影响

图5为其他条件相同,仅进风口温度 T_i 不同



(a)中心线上测点



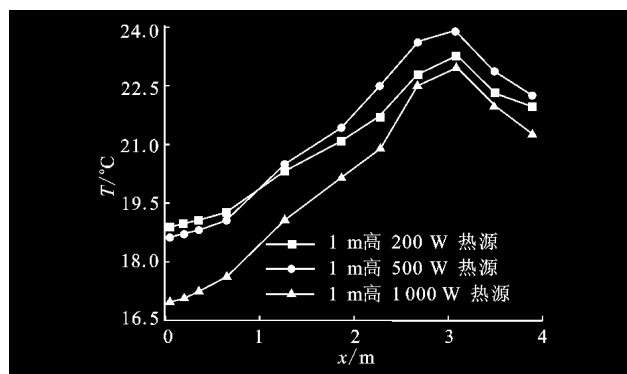
(b)分散测点

图5 不同进风口温度对静压层温度分布的影响

时,静压层内温度分布的比较. 其中,工况3的 $\Delta T_{is,3}=2.4^{\circ}\text{C}$; 工况5的 $\Delta T_{is,5}=2.9^{\circ}\text{C}$. 由图5可见,当工况5的进风温度降低时,静压层内所有测点温度普遍降低,送风温度也降低,但温度分布趋势变化很小,进送风口温差略有增大. 这是因为,当进风温度较低时,室内外温差增大,室内的热量略有增大,静压层吸收的热量稍有增加。

3.4 室内热源对静压层内温度分布的影响

当室内热源变化时,静压层内的温度变化如图6、图7所示. 图6是同一位置的室内热源散热大小不同的情况,其中:工况6的热源散热最小, $\Delta T_{is,6}=2.4^{\circ}\text{C}$; 工况7的热源散热最大, $\Delta T_{is,7}=4.0^{\circ}\text{C}$. 工况5与工况6的进风口温度相差不大,由于送风量相同,所以入口射流附近温度基本一致,但 x 为0.6 m之后受不同室内热源的影响而温升不同. 尽管工况7的进风口的温度较低,但热源散热最大,故进送风口温升最大,热衰减最多。



较快,而从图 7b 看来,不同位置或形式的室内热源对静压层的热力衰减有影响,但影响不大. 因此,在分析室内热源对静压层热力衰减的影响时,应主要考虑热源散热的大小.

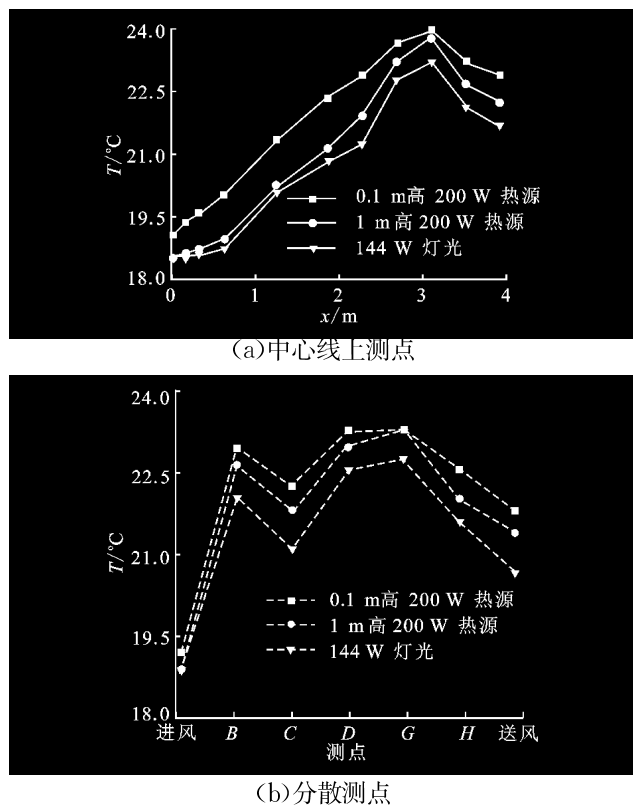


图7 不同室内热源位置对静压层内温度分布的影响

3.5 静压层内热力衰减相对值

对于地板送风空调系统的整个室内冷负荷来说,供冷工况静压层内热力衰减是由于一部分室内冷负荷传入了静压层内,定义静压层进出口的温度变化量与总进回风的温度变化量之比为静压层内热力衰减相对值 ω ,如果忽略漏风, ω 则是传入静压层的冷负荷与室内总冷负荷之比. 以上各实验工况中静压层内 ω 的大小如表2所示. 从表2可以看出,在本实验条件下(楼板没有加绝热层),供冷工况时的 ω 为18%~33%,即静压层的进送风温差占总进回风温差的18%~33%.

表2 供冷工况静压层内热力衰减相对值

工况	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$\omega/\%$	33	19	18	31	29	31	33	30	28

4 结 论

(1)供冷工况时的静压层内温度分布是不均匀

的,与静压层内的气流流型有关,随着气流流程的增加,空气温升增大.

(2)随着送风量的减小,静压层内温度不均匀分布加重,送风温度的改变对静压层内空气相对于进风的温升影响较小,室内热源散热大小对静压层内热衰减影响较大,室内热源散热越大,静压层内热衰减越快.

(3)在本实验中楼板没有加绝热层的条件下,随着室内热源或进风参数的变化,静压层的进送风温差与总进回风温差之比为18%~33%.

参考文献:

- [1] BAUMAN F, WEBSTER T. Outlook for underfloor air distribution [J]. ASHRAE Journal, 2001, 43 (6): 18-27.
- [2] LOUDERMILK K. Underfloor air distribution solutions for open office applications [J]. ASHRAE Transactions, 1999, 105 (1): 605-613.
- [3] MATSUNAWA K, LIZUKA H, TANABE S. Development and application of an underfloor air-conditioning system with improved outlets for a "smart" building in Tokyo [J]. ASHRAE Transactions, 1995, 101 (2): 887-901.
- [4] BAUMAN F, PECORA P, WEBSTER T. How low can you go? Airflow performance of low-height underfloor plenums [EB/OL]. [2007-05-20]. http://repositories.cellib.org/cedr/cbe/havc/Bauman_1999_Plenums.
- [5] LINDEN P F, KANDA I, YAMAGUCHI D. Flow in an underfloor plenum [C]// The SimBuild 2004 Conference. Boulder, Colorado, USA: IBPSA, 2004: 1-5.
- [6] HUI Jin, BAUMAN F, WEBSTER T. Testing and modeling of underfloor air supply plenums [J]. ASHRAE Transactions