

高档软卧车空调送风系统的 实验研究及优化

青岛建筑工程学院 胡松涛[☆] 裴念强 李郁武 王 刚

摘要 利用 CFD 仿真与实验研究相结合的方法对高档软卧车夏季工况下包厢内空调系统的气流分布和温度场进行了分析,针对高档软卧车的特点提出了空调系统的两种优化方案,并对优化方案进行仿真和分析,得出最终优化方案。

关键词 气流分布 温度场 CFD 仿真 优化

Experiment and optimization of air conditioning system in top grade trains

By Hu Songtao[★], Pei Nianqiang, Li Yuwu and Wang Gang

Abstract Analyses the air distribution and temperature field of air conditioning system in summer thermal condition using CFD simulation and experiment method. According to the characteristics of top grade trains, presents two optimization schemes. Simulates and analyses the two schemes and obtains the final optimized one.

Keywords air distribution, temperature field, CFD simulation, optimization

★ Qingdao Institute of Architecture and Engineering, Qingdao, Shandong Province, China

①

随着计算机技术的飞速发展,利用计算流体力学(computational fluid dynamics, CFD)仿真方法求解流场控制方程已经取得了巨大的成功,CFD 仿真已经日渐成为暖通空调领域不可或缺的工具。本文利用 CFD 仿真与实验相结合的方法,对高档软卧车夏季工况下包厢内空调系统的气流组织特点进行了分析,针对高档软卧车的特点提出两种空调系统优化方案。

1 物理模型

CFD 仿真物理模型如图 1 所示。几何尺寸:包厢长×宽×高=4 m×2.05 m×2.6 m;送风口 400 mm×38 mm(5 个),出风方向与水平面成 50° 向斜上送风;回风口 330 mm×140 mm(2 个)。

包厢内有床、衣柜、写字台各 1 个,座椅 2 把,人员 1 名(在后面的仿真及实验分析中,如图 1 所示,以包厢左后下角为坐标原点, x 代表 4 m 的长度方向, y 代表 2.6 m 高度方向, z 代表 2.05 m 的宽度方向)。

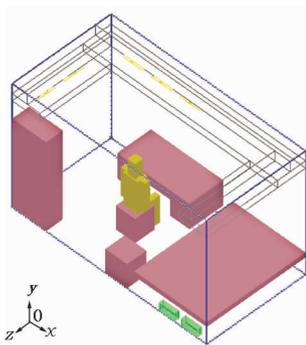


图 1 CFD 仿真物理模型

边界条件设定:风口送风温度 18 °C,送风速度 3.7 m/s;室外温度 29 °C,辐射温度 32.5 °C,地面及车厢顶部温度 32.5 °C。

包厢地板、顶棚及写字台所在墙体为外壁面,其余三面墙为内壁面。

2 CFD 仿真

图 2~4 是 CFD 仿真结果。

①[☆] 胡松涛,男,1968 年 7 月生,工学博士,博士后,教授,博导,副院长

266033 青岛建筑工程学院 605 信箱
(0532)5071710

E-mail:songtao-hu@163.net

收稿日期:2003-05-22

修回日期:2003-07-04

图 2 是风口气流流线图,可以看出气流由送风口吹出后的基本流向。图 3 与图 4 是距离地面 1.2 m 水平断面的速度和温度分布图。

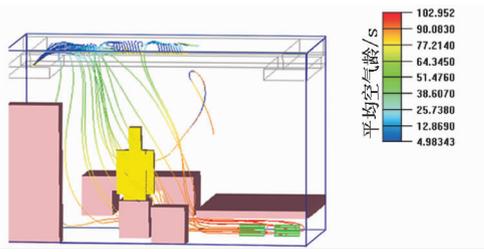


图 2 风口气流流线图

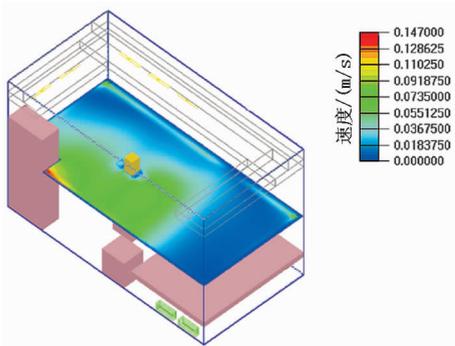


图 3 距地面 1.2 m 水平断面速度分布图

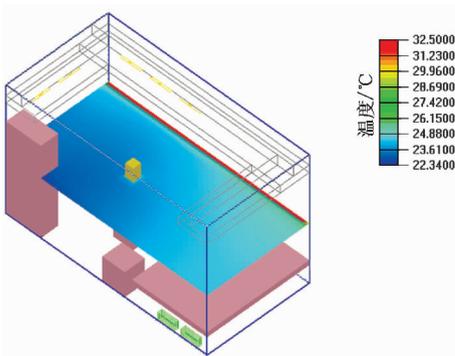


图 4 距地面 1.2 m 水平断面温度分布图

由 CFD 仿真结果可以看到,包厢内气流的基本流动规律是:气流由送风口以 50° 仰角送出,到达顶棚后反弹,包厢宽度也就是 z 方向气流沿墙壁贴附向下流动,而 x 方向由于包厢较长,气流达不到壁面,所以在床上部附近大部分气流进入回风口。由图 4 可以看出包厢内温度最高点位于床上部位置,由床上部到工作区再到包厢立柜处,温度逐渐降低,温度最低点在靠近立柜处壁面位置。床上部与工作区存在明显的温度梯度。同时,包厢内的速度场也不十分均匀,由图 3 可以看出,靠近立柜一侧的速度

最大,而床上部风速较小,这主要是由于送风口主要集中于工作区,而在床上部没有送风口,因而形成了送风死角。在仿真图中还可以看到,靠近回风口一侧的风速要高于工作区内的风速,这是由于相比于 x 方向的包厢长度, z 方向的包厢宽度较短,而且送风是沿顶棚作贴附流动,所以近回风口处的贴近壁面的速度要明显大于工作区内的气流速度。下面用实验来验证仿真结果的准确性(实验所测为 5 个送风口,2 个回风口的数据)。

3 实验台及实验仪器

本实验台按照高档软卧车尺寸 1:1 原型建立,如图 1 所示,风道长度与断面尺寸也与实际风道设计尺寸相同。风道上装有电动调节风阀与手动调节风阀,可以调节风口的出风速度。车厢的外部环境采用经改进后的直接蒸发式空调机组加热或冷却至等效环境温度,以模拟列车实际运行时的等效环境。送风经冷水机组处理至设计温度。

实验中送、回风机加装变频器,通过调节风机的频率来控制实验所需的系统风量。风速的测量采用 Model 1550 多通道风速仪,其探头为 0965-08 热式风速仪传感器探头。

温度测量采用 HP34970A 数据采集/开关单元,探头采用铜-康铜热电偶。

测量仪器均与计算机连接,由计算机处理、输出数据,并采用自控装置控制各种参数。实验室远程测量装置见图 5。



图 5 实验室远程测量装置

4 实验数据采集及处理

4.1 包厢垂直断面

图 6 是高档软卧车包厢测量实验段示意图(未加电动风口时)。在包厢内选取一垂直于 x 轴,距原点 1.8 m 的 yz 平面,平面上布置了 30 个测点,测点布置如图 7 所示。将测量数据用 MATLAB 插值处



图 6 包厢测量实验段

理后可以得到断面速度图,见图 8。

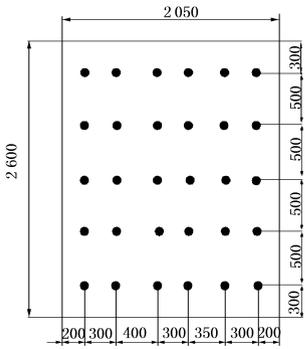


图 7 速度测点布置

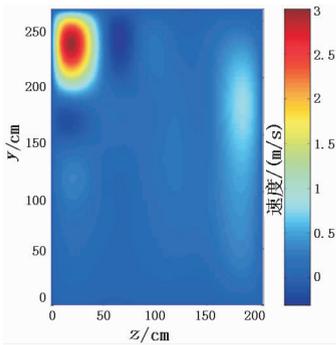


图 8 断面速度分布图

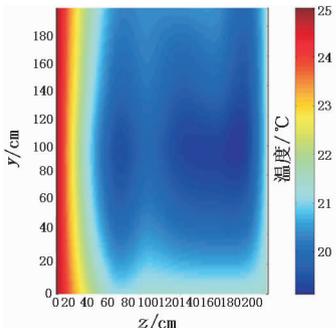


图 9 断面温度分布图

近壁面处受外墙壁温的影响而温度较高外,工作区内最高气温出现在近地面处。

4.2 床上部水平面

由图 8 可以看到,包厢内除去送风口附近的速度达到 3 m/s 外,其余各测点最大速度出现在近回风口一侧贴近壁面处,气流速度达到了 0.5 m/s;风速最低点出现在贴近地面的测点,速度小于 0.1 m/s。这是由于送风口出风有一 50°仰角,斜吹向顶板,气流在顶部并不作贴附流动,而是受顶壁反弹后以一定角度斜向下流动,到近回风口一侧壁面后作贴附流动,使近壁面处风速较大。

在同一断面均匀布置温度测点(测量中未考虑太阳辐射与人体影响),将测量结果用数据插值处理后得到图 9 所示的温度分布图。从图中可以清楚地看到,包厢内除去靠

为了研究软卧车内睡眠时人体的舒适性,在床面上部 30 cm 处取平行于床面的 xz 平面,均匀布置速度及温度测点,实验数据处理后温度和速度分布如图 10,11 所示。

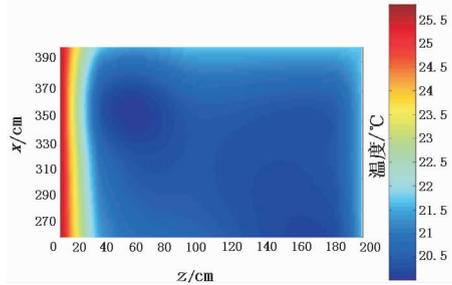


图 10 距床面 30 cm 处温度分布图

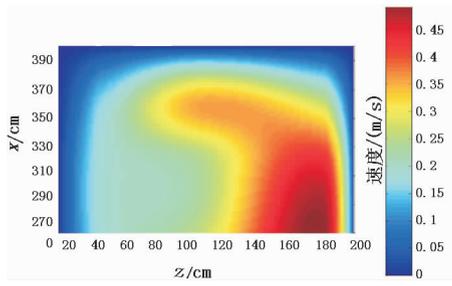


图 11 距床面 30 cm 处速度分布图

床中心区高 0.3 m/s,这会使人有吹风感,影响了人体的舒适性。这是由于包厢内只有 2 个回风口,且回风口均集中于床下面,必然会导致靠近回风口一侧的风速过大,所以有必要在后面的优化中考虑到这一实际情况,对回风进行分流。

4.3 包厢水平断面

在包厢内距地面 1.2 m 取一水平面布置速度与温度测点,测量数据处理后如图 12,13 所示。

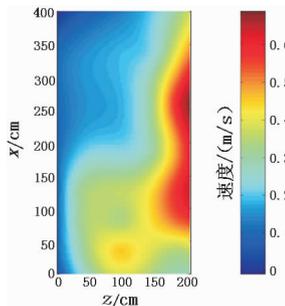


图 12 距地面 1.2 m 处整个包厢的速度分布图

由图 12 可以看出,在距离地面 1.2 m 处的速度分布有较大梯度,近回风口一侧速度最高,而在床上部速度最低,这也是由于受回风口位置的影响,故有必要对现有的风口布置进行优化,以提供更加舒适的环境。

由图 13 可以看出,包厢内的温度分布稍有不同,除去贴近壁面处受壁温的影响外,包厢内最高温度在床的位置,达到 22 °C,最低温度在立柜到回

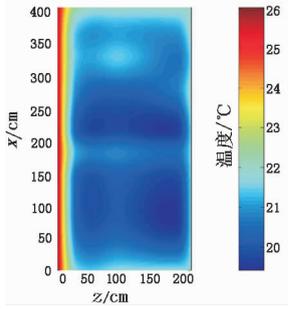


图 13 距地面 1.2 m 处整个包厢的温度分布图

风口一侧的壁面附近,工作区温度在 20.5 ~ 21.5 °C 之间,这与仿真结果吻合。

由实验结果可以看到,包厢内温度场、速度场都出现了分布不均匀的现象,对于高档软卧车包厢来说有必要对系统进行优化。

5 优化

本文根据以上对 CFD 仿真与实验结果分析提出了两种优化方案。

5.1 优化方案 1

在立柜下方加装 2 个回风口,形成如图 14 所示的四回风口系统(4 个回风口的设计风量相同)。

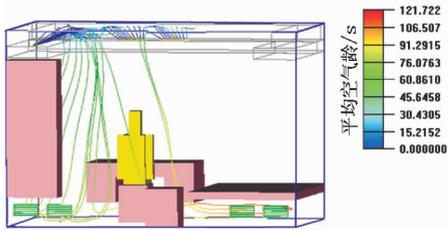


图 14 优化方案 1 包厢风口流线图

将 4 个回风口的 CFD 仿真(图 14~16)与 2 个回风口的 CFD 仿真结果加以对比可以看出,由于

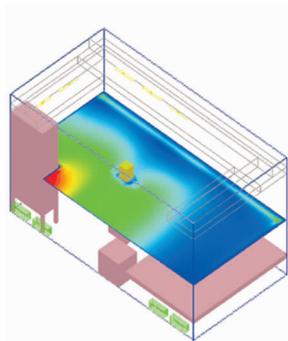


图 15 优化方案 1 距地面 1.2 m 处水平断面速度分布图

加了 2 个回风口,送风气流明显出现了分流,气流组织比两回风口时更加均匀;包厢内速度梯度与优化前相比变化并不明显;优化后的温度场有明显改变。优化前,包厢内最高温度 25 °C,最低温度 22.3 °C,最大温差 2.7 °C;优化后,包厢内最高温度 25 °C,最低温度 23.0 °C,最大温差 2.0 °C。包厢内温度梯度减小,温度分布更加均匀,特别是在床上部位置。

优化方案 1 中,包厢内的最不利点仍集中于床的位置,这是由于送风口均集中于包厢内靠近写字

台处,导致床上部风速较小,温度较高,在此基础上,本文又提出了第二种优化方案。

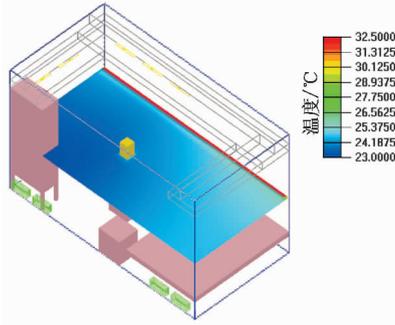


图 16 优化方案 1 距地面 1.2 m 处水平断面温度分布图

台处,导致床上部风速较小,温度较高,在此基础上,本文又提出了第二种优化方案。

5.2 优化方案 2

如图 17 所示,在四回风口的基础上,在床上部加装 2 个送风口,用来改善整个包厢内的气流组织。

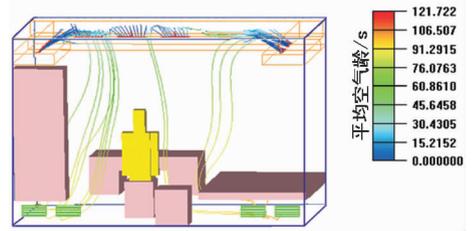


图 17 优化方案 2 包厢风口流线图

由图 17~19 可以看出床上部的气流明显增强,这就克服了原设计中床面与工作区温度梯度大的缺点。速度场更加均匀,速度梯度变化较缓,特别是床面与工作区的速度梯度明显减小。

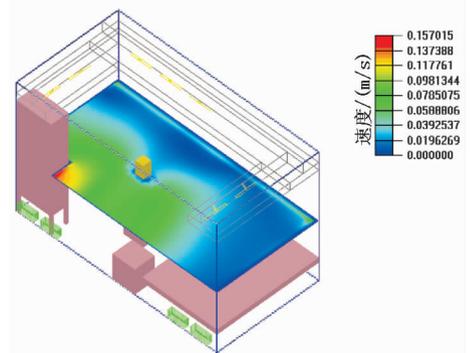


图 18 优化方案 2 距地面 1.2 m 处速度分布图

再来比较一下三种情况下包厢内的温度场。未优化时,由实验及仿真结果可知,包厢内温度梯度大,包厢内的最大温差达到 2.7 °C,人体能感觉到包厢内的温度变化;若采用优化方案 1,包厢内的温度梯度减小,最大温差 2.0 °C,但在床的位置温度略高,影响了睡眠时人体的舒适性,不满足高档软卧车的要求,需要进一步优化;而如果采用优化方案 2,由图 19 可以看出,包厢内最高温度 23.0 °C,最低温度 22.1 °C,包厢内最大温差 0.9 °C,温

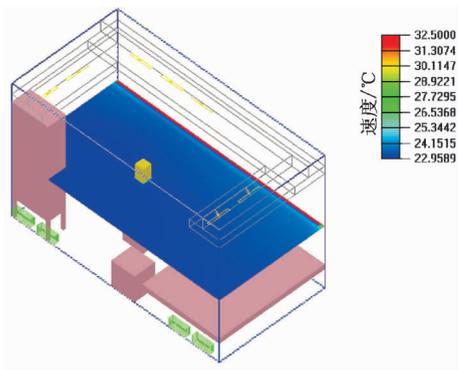


图 19 优化方案 2 距地面 1.2 m 处温度分布图

度梯度极小,工作区与床上部几乎没有温度变化,人体基本感觉不到温差的存在。

5.3 三种方案的 PMV 比较

PMV 指标代表对同一环境绝大多数人的冷热感觉,它是综合了影响人体热感觉的 6 个因素(空气温度、气流速度、湿度、平均辐射温度、人体着装情况和活动情况)而作出的指标。国际标准化组织 ISO 于 1994 年制定了 ISO 7730 标准,定义热舒适为:“人体对热环境表示满意的状况”,并推荐在热环境中 $-0.5 < PMV < 0.5$ ^[1]。

整个包厢内三种方案的 PMV 平均值分别为:

优化前: $PMV = -0.594$;

优化方案 1: $PMV = -0.556$;

优化方案 2: $PMV = -0.711$ 。

由 PMV 值可以看出,总体来说三种方案下包厢内是略微偏冷,这主要是由于包厢内空载,虽然仿真过程中考虑到了人体的影响,但是未考虑设备的发热量,未考虑包厢内物体间的热辐射作用。而且在 CFD 仿真中,三面内墙按绝热计算,但实际过程中是有热量传递的。

图 20~22 是三种方案下包厢内距地面 1.2 m

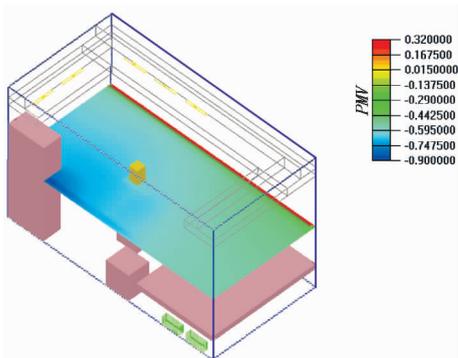


图 20 优化前距地面 1.2 m 处 PMV 指标

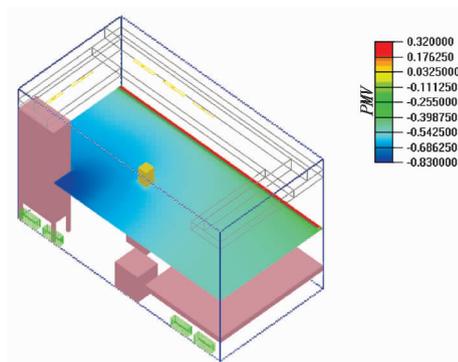


图 21 优化方案 1 距地面 1.2 m 处 PMV 指标

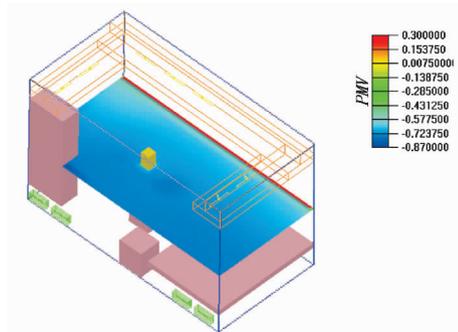


图 22 优化方案 2 距地面 1.2 m 处 PMV 指标

处的 PMV 分布。可以看出,优化前包厢内的 PMV 分布略有不均,床上部 PMV 值较高,约等于 -0.45 ,工作区 PMV 值较低,约等于 -0.70 ,相差 -0.25 ;优化方案 1 的 PMV 分布也不均匀,床上部 PMV 约等于 -0.42 ,工作区 PMV 约等于 -0.63 ,相差 -0.21 ;优化方案 2 的 PMV 分布均匀度明显增加,床上部 PMV 值约等于 -0.67 ,工作区 PMV 值约等于 -0.77 ,相差 -0.1 。优化方案 2 的 PMV 分布最为均匀,因此人体的舒适感最好。所以,从热舒适的角度来看,优化方案 2 也是最选择(PMV 分析过程中,包厢边壁及包厢内部分送风死角未考虑)。

6 结论

本文根据实际物理模型进行了 CFD 数值仿真计算,然后按照实际尺寸进行了原型实验,将实验结果与数值仿真相结合,对气流组织特性进行了研究分析,并以舒适性指标 PMV 为主要评判依据,对优化前后进行了全面比较,得出了最终的优化方案。

参考文献

- 1 赵荣义,范存养,薛殿华,等,编. 空气调节. 第 3 版. 北京:中国建筑工业出版社,1994