

# 旅客列车硬座车厢内气流模拟与浓度场分析

张登春<sup>1,2</sup>, 翁培奋<sup>2</sup>

(1. 湖南科技大学能源与安全工程学院, 湖南湘潭 411201; 2. 上海大学应用数学和力学研究所, 上海 200072)

[摘要] 采用稳态不可压缩雷诺时均 N-S 方程、 $k-\varepsilon$  湍流模型, 对旅客列车空调硬座车厢内气流场和浓度场进行了数值计算。采用立方体代表旅客, 以人体呼出的  $\text{CO}_2$  作为代表性污染物, 研究了非空载下车厢内气流和浓度分布。计算结果表明: 现有的送风方式除车厢两端外, 车厢内沿长度方向气流分布比较均匀; 人体散热和太阳辐射对车厢内流场温度场影响较大, 非空载时车厢内流场分布与空载时有较大差别, 太阳照射和人体产生的热气流使车厢内存在较大的温度梯度; 车厢内过道区浓度较低, 但座位区由于人员集中, 人体呼吸区污染物积聚, 浓度偏高, 且车厢中部断面污染物浓度高于端部断面。现有的送回风方式不能较好地置换人员区的污染空气, 对车厢内空气质量不利。

[关键词] 车厢; 湍流模型; 流场; 浓度场; 计算流体动力学

[中图分类号] TK124; U238 [文献标识码] A [文章编号] 10009-1742(2007)11-0080-07

旅客列车空调车厢内部环境的热舒适性和空气质量是列车设计和制造的重要指标。车厢内部的环境受车外太阳辐射和车内乘客散热的影响, 由于车内结构复杂、人员多、速度场和温度场相互影响、强迫对流和自然对流共存以及受太阳辐射和车体传热等因素的影响, 用实验方法研究车厢内的气流分布具有相当大的难度。采用数值方法对空调车厢内气流组织进行研究, 近几年在国内外获得了广泛的应用。在国外主要研究了空调汽车内流场、温度场及热舒适性<sup>[1-5]</sup>, 一些著名的汽车公司如 Chrysler, GM, Ford, NISSAN 等公司已积极开展这方面的研究工作, 但这些研究主要针对小轿车。国内近几年对空调车厢内流场和温度场进行了大量的研究, 文献[6]研究了高速列车驾驶室和旅客车厢内的气流分布, 并与射流的经验公式进行了比较; 文献[7]利用湍流  $k-\varepsilon$  双方程数学模型研究了铁路客车硬座车厢内的气流组织, 并与车厢内温度分布的实测值进行了对比; 文献[8]对铁路空调硬卧车内的温度场和速度场进行了数值模拟, 并分析了车厢内气流组

织的平均空气龄; 文献[9]采用 SIMPLE 算法对空调硬卧车内空气三维湍流流动与传热进行了数值模拟, 研究了送风方式和送风速度对车厢内流场的影响, 并用 PMV-PPD 指标对车厢内人体热舒适性进行了研究; 文献[10]利用 CFD 仿真与实验研究相结合的方法对高档软卧车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; 文献[11]基于  $k-\varepsilon$  两方程模型, 利用 PHOENICS 软件对列车车厢空调各种气流组织方式进行了模拟, 并对其舒适性及经济性进行了评价。所有这些研究都是在空载条件下进行的, 对于乘客作为热源体对车厢内流场、温度场的影响考虑较少, 对车厢内浓度场的研究更少。作者在考虑人体散热和太阳辐射对流场影响的基础上, 采用立方体代表旅客, 以人体呼出的  $\text{CO}_2$  作为代表性污染物来研究空调车内的气流组织和空气质量, 对非空载条件下旅客列车车厢内三维空气流场和  $\text{CO}_2$  浓度场进行了数值计算。研究结果对优化气流组织设计和改善

[收稿日期] 2007-01-22; 修回日期

[基金项目] 湖南省教育厅优秀青年基金资助项目(07B022); 湖南省教育厅基金资助项目(03C495)

[作者简介] 张登春(1972-), 男, 湖南祁阳县人, 湖南科技大学能源与安全工程学院副教授, 博士生。

车厢内空气品质有指导意义。

## 1 模型

### 1.1 物理模型

以 25 K 型空调列车硬座车厢为研究对象,其内部结构为:车厢净长 19 200 mm,净宽 2 900 mm,净高 2 500 mm,车厢左右两侧各设 24 排座椅(宽分别为 900 mm 和 1 350 mm),座椅上的旅客用长×宽×高为 300 mm×400 mm×600 mm 的立方体表示,车厢两侧 1 950 mm 高度处各设一排行李架(宽 500 mm),采用顶部送风,即在车厢顶部中心线两侧对称各设长 19 200 mm、宽 14 mm 的条缝型送风口,回风方式为侧回风,即在车厢两端利用车门回风(尺寸 850 mm×2 000 mm)。由于车厢内部的布置及送回风方式前后对称,因此取车厢的一半作为计算对象,如图 1 所示。

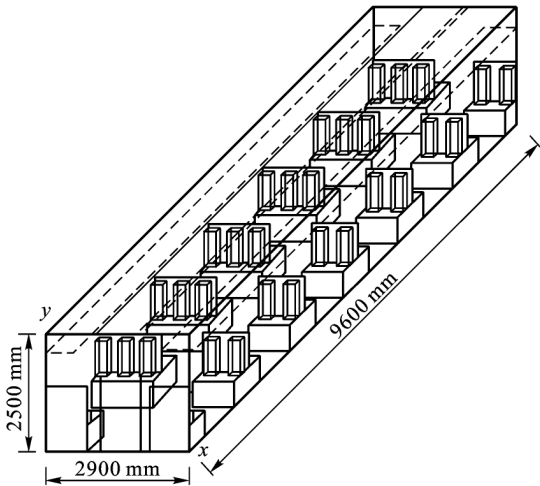


图 1 25 K 型空调车厢计算模型图

Fig. 1 Computational model of 25K air-conditioned passenger car

### 1.2 控制方程

采用  $k-\varepsilon$  湍流模型,并作如下假设:1)假设气流为稳态湍流;2)流体作低速不可压缩流动且符合 Boussinesq 假设;3)忽略能量方程中由于粘性作用而引起的能量耗散;4)忽略固体壁面间的热辐射,车厢内空气为辐射透明介质;5)忽略送风气流中含有的  $\text{CO}_2$ ,只考虑人体呼出的  $\text{CO}_2$ ;6)不考虑漏风的影响,车厢内气密性良好。根据以上假设,车厢内空气湍流流动与浓度扩散控制方程可表示为:

连续性方程

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0, i = 1, 2, 3 \quad (1)$$

动量方程

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i u_j) &= -\frac{\partial}{\partial x_i}(p + \frac{2}{3}\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i} \\ &[(\mu + \mu_t)(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i}) + \beta(T_0 - t)\rho g] \end{aligned} \quad (2)$$

能量方程

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i T) = \frac{\partial}{\partial x_i}[(\frac{\mu}{Pr} + \frac{\mu_t}{\sigma_t})\frac{\partial t}{\partial x_i}] + \frac{q}{c_p} \quad (3)$$

湍流脉动动能方程(k 方程)

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i k) &= \frac{\partial}{\partial x_i}[(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k})\frac{\partial k}{\partial x_i}] + \\ &G - \rho\varepsilon + \beta g \frac{\mu_t}{Pr} \frac{\partial t}{\partial x_i} \end{aligned} \quad (4)$$

湍流脉动能耗散率方程( $\varepsilon$  方程)

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i \varepsilon) &= \frac{\partial}{\partial x_i}[(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon})\frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i}] + \\ &(c_1 G - c_2 \rho\varepsilon) + c_3 \beta g \frac{\varepsilon}{k} \frac{\mu_t}{Pr} \frac{\partial t}{\partial x_i} \end{aligned} \quad (5)$$

体积分方程( $\varphi$  方程)

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i \varphi) = \frac{\partial}{\partial x_i}[(\frac{\rho}{Re \cdot Sc} + \frac{\mu_t}{\sigma_c})\frac{\partial \varphi}{\partial x_i}] + \frac{\rho Q L_0}{u_0 \varphi_0} \quad (6)$$

式中  $u_i$  为速度分量;  $x_i$  为坐标;  $\rho, p, t$  分别为空气密度、压力和温度;  $\beta$  为体积膨胀系数,  $\beta = 1/t$ ;  $q$  为热流密度,  $q = 800 \text{ W/m}^3$ ;  $Pr$  为普朗特数,  $Pr = 0.7$ ;  $c_p$  为空气的定压比热,  $c_p = 1.01 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{C})$ ;  $L_0$  为特征长度,  $L_0 = 0.028 \text{ m}$ ;  $u_0$  为特征速度,  $u_0 = 2.0 \text{ m/s}$ ;  $t_0$  为特征温度,  $t_0 = 26 \text{ C}$ ;  $\varphi_0$  为特征体积分,  $\varphi_0 = 300 \times 10^{-6}$ ;  $Q$  为污染物发生率,  $Q = 27.8 \times 10^{-6} \cdot \text{s}^{-1}$ ;  $\mu, \mu_t$  分别为层流粘度和湍流粘度,  $\mu_t = c_\mu \rho k^2 / \varepsilon$ ;  $Re$  为雷诺数,  $Re = u_0 L_0 / \nu = 3720$ ;  $Sc$  为史密特数,  $Sc = \nu / D = 1.09$ ;  $G$  为湍流脉动动能产生项,  $G = \mu_t \left[ \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right] \frac{\partial u_i}{\partial x_j}$ ; 方程中各经验常数的取值为<sup>[13]</sup>:  $c_1 = 1.44, c_2 = 1.92, c_3 = 1.0, c_\mu = 0.09, \sigma_t = 0.9, \sigma_k = 1.0, \sigma_\varepsilon = 1.3, \sigma_c = 1.0$ 。

## 2 数值方法

### 2.1 数值方法

在笛卡尔直角坐标系下划分均匀计算网格,分别以车厢长、宽、高作为坐标的  $x, y, z$  方向,以车门底边与车厢侧面的交点作为坐标原点。将控制方程

化为通用控制方程,然后对通用方程中各变量进行无因次化,采用基于交错网格的控制容积法对通用控制方程进行离散,对流项和扩散项均采用幂函数差分格式,应用 SIMPLE 算法<sup>[12]</sup>求解离散控制方程。靠近壁面粘性层内,流动和换热计算采用壁面函数法<sup>[13]</sup>,靠近壁面不划分网格,把第一个与壁面相邻的节点布置在旺盛湍流区域内。

## 2.2 边界条件的处理

**a. 入口边界:**以条缝出风口作为计算区域的入口边界, $v_1 = v_2 = 0, v_3 = -2.0 \text{ m/s}, t = 18 \text{ }^\circ\text{C}, \varphi = 0$ ,  $k$  取出风口平均动能的 0.5%,  $\varepsilon$  由公式  $\varepsilon = c_\mu^{3/4} k^{3/2} / L_0$  计算<sup>[13]</sup>。**b. 出口边界:**以车厢端门为计算区域的出口边界, $P = P_{out}, k, \varepsilon$ : 充分发展条件,  $\frac{\partial k}{\partial x}$

$= \frac{\partial \varepsilon}{\partial x} = 0$ 。**c. 壁面边界:**车顶、地板及两侧壁面取定

热流边界条件,车体综合传热系数  $K = 1.16 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{ }^\circ\text{C})$ ,车外温度取  $t_w = 36 \text{ }^\circ\text{C}$ ;车厢端部不直接同车外进行热交换,视为绝热边界。**d. 热源和污染源边界:**人体散热取定热流边界条  $u$  件,车厢内乘客按 118 人计算,每位乘客当作一个热源体,散热量按 116.3 W/人计算;通过车厢一侧玻璃窗的太阳辐射热,采用 Monte Carlo 法对太阳辐射能在车厢内各内表面的分配比例进行计算,将这些热量作为能量方程的热生成源项<sup>[14]</sup>。乘客在车厢内呼出的  $\text{CO}_2$  按  $0.0144 \text{ m}^3/(\text{h} \cdot \text{人})$  计算<sup>[15]</sup>,将这些污染物量作为浓度方程的附加源项。**e. 车厢中部假想对称面取对称条件,**  $\frac{\partial \mu}{\partial x} = \frac{\partial t}{\partial x} = \frac{\partial \varphi}{\partial x} = \frac{\partial k}{\partial x} = \frac{\partial \varepsilon}{\partial x} = 0$ 。**f. 对气、固耦合问题,**人体、座椅和行李架等固体区域的粘性系数设为无穷大,气、固界面空气流动取无滑移条件,即  $v_1 = v_2 = v_3 = 0$ ;座椅和行李架等壁面温度按绝热条件进行计算。

## 3 结果分析

分别就  $x, y, z$  三个方向选择典型断面对计算结果进行分析;图 2,图 3 为非空载时  $x = 0.5 \text{ m}, x = 9.3 \text{ m}$  断面流场分布;图 4,图 5 为空载时  $x = 0.5 \text{ m}, x = 9.3 \text{ m}$  断面流场分布;图 6,图 7 为非空载时  $x = 0.5 \text{ m}, x = 9.3 \text{ m}$  断面温度分布;图 8,图 9 为空载时  $x = 0.5 \text{ m}, x = 9.3 \text{ m}$  断面温度分布;图 10,图 11 为非空载时  $x = 0.5 \text{ m}, x = 9.3 \text{ m}$  断面浓度分布;图 12,图 13 为非空载时  $y = 0.3 \text{ m}$  断面温度和浓度分布;图 14,图 15 为非空载时  $z = 0.9 \text{ m}$

断面温度和浓度分布。由图可知:

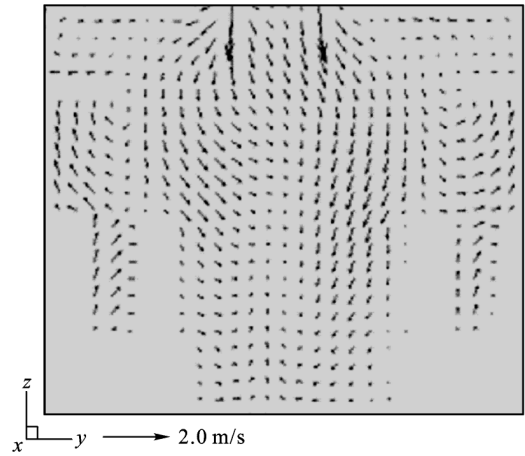


图 2 非空载时  $x = 0.5 \text{ m}$  断面流场分布

Fig. 2 Airflow field at  $x = 0.5 \text{ m}$  in occupied state

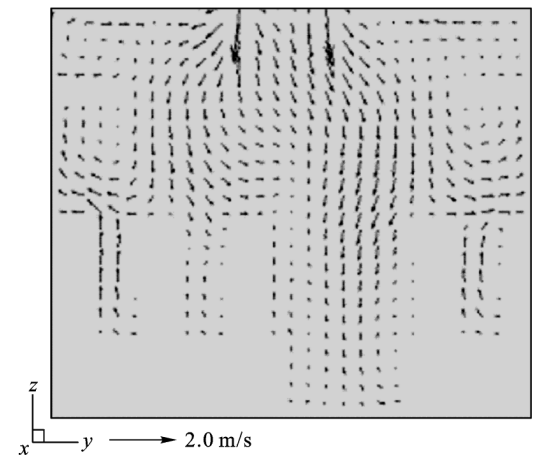


图 3 非空载时  $x = 9.3 \text{ m}$  断面流场分布

Fig. 3 Airflow field at  $x = 9.3 \text{ m}$  in occupied state

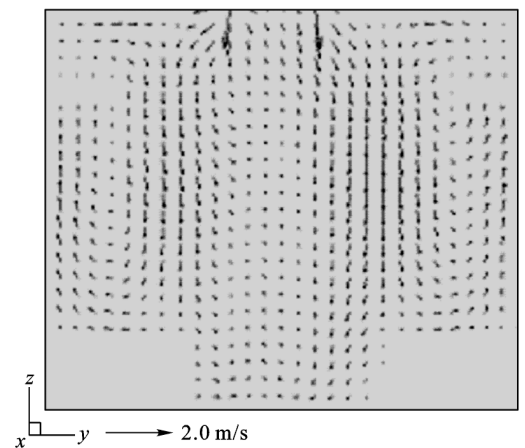


图 4 空载时  $x = 0.5 \text{ m}$  断面流场分布

Fig. 4 Airflow field at  $x = 0.5 \text{ m}$  in empty state

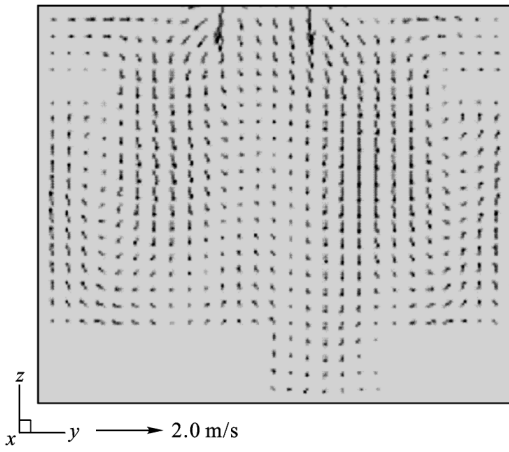


图5 空载时  $x = 9.3$  m 断面流场分布

Fig. 5 Airflow field at  $x = 9.3$  m in empty state

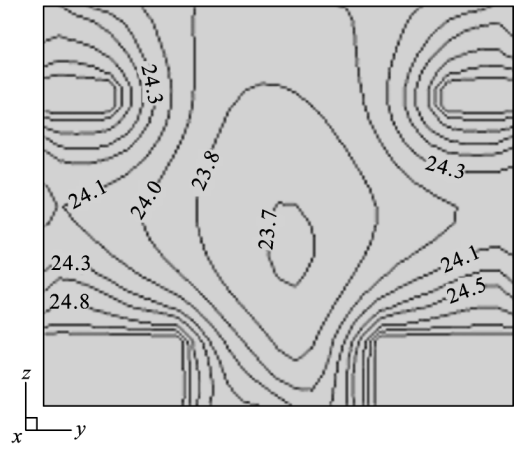


图8 空载时  $x = 0.5$  m 断面温度分布( $^{\circ}\text{C}$ )

Fig. 8 Temperature field at  $x = 0.5$  m in empty state

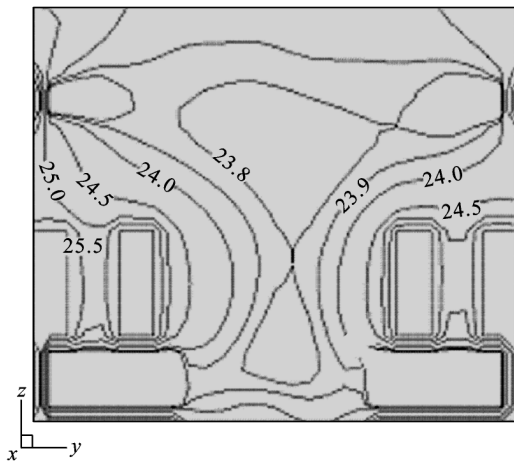


图6 非空载时  $x = 0.5$  m 断面温度分布( $^{\circ}\text{C}$ )

Fig. 6 Temperature field at  $x = 0.5$  m in occupied state

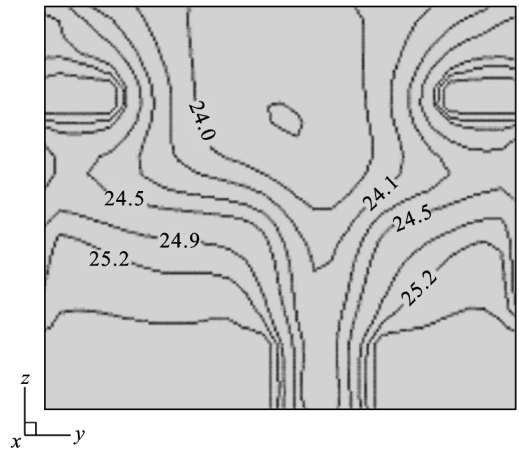


图9 空载时  $x = 9.3$  m 断面温度分布( $^{\circ}\text{C}$ )

Fig. 9 Temperature field at  $x = 9.3$  m in empty state

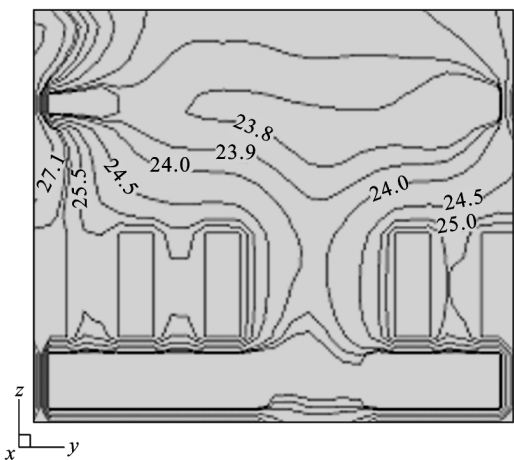


图7 非空载时  $x = 9.3$  m 断面温度分布( $^{\circ}\text{C}$ )

Fig. 7 Temperature field at  $x = 9.3$  m in occupied state

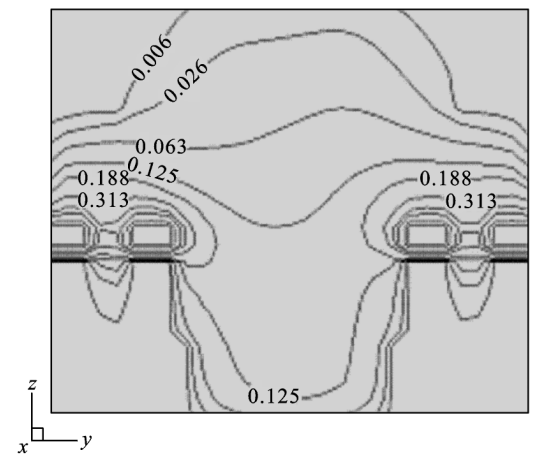


图10 非空载时  $x = 0.5$  m 断面浓度分布( $10^{-2}$ )

Fig. 10 Concentration field at  $x = 0.5$  m in occupied state

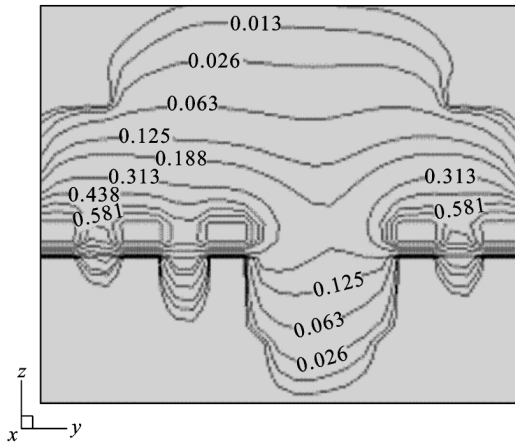


图 11 非空载时  $x = 9.3 \text{ m}$  断面浓度分布 ( $10^{-2}$ )  
**Fig. 11 Concentration field at  $x = 9.3 \text{ m}$  in occupied state**

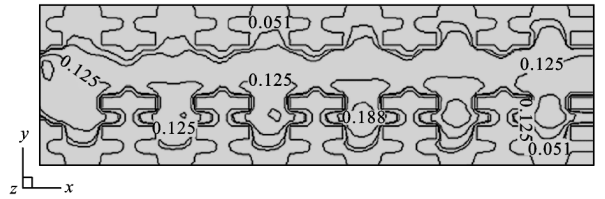


图 15 非空载时  $z = 0.9 \text{ m}$  断面浓度分布 ( $10^{-2}$ )  
**Fig. 15 Concentration field at  $z = 0.9 \text{ m}$  in occupied state**

涡,中间过道处空气流动强度较大,温度较低,过道处最低温度为  $23.8 \text{ }^\circ\text{C}$ ;而座位区空气流动强度较小,温度较高,座位区最高温度为  $27.1 \text{ }^\circ\text{C}$  (见图 7),但靠近车厢壁面由于受边界层作用和热气流自然对流的影响,空气流速较大。回风口由于位于车厢的两端,汇流速度衰减很快,因此对车厢内流场影响不显著,但靠近车厢两端的空气流动效果要明显好于车厢其他断面,该断面温度较低且比较均匀 (见图 6)。

2) 人体散热和太阳辐射对车厢内流场温度场影响较大。人体作为热源体不但要散发大量的热量,同时又是障碍物,因此旅客的存在使车厢内流场分布与空载时有较大差别。非空载时在车厢中部人体上方产生两个较大的流动漩涡,同时车厢中部过道处形成一个较小的漩涡 (见图 2, 图 3); 空载时车厢两侧的流动漩涡要明显下移<sup>[16]</sup>,且车厢两侧的流场基本上呈对称分布 (见图 4, 图 5)。可见,旅客的存在阻碍了空气的流动,改变了车厢内的流场分布。非空载时人体散热要产生上升气流,与送风冷射流相互耦合,靠近车厢过道处空气流动效果较好,乘客热舒适性较好;而靠窗乘客处在涡流区,空气流动效果较差,温度偏高,且三人座一侧的温度要高于两人座一侧的温度 (见图 14)。空载时车厢内温度分布比较均匀,座位区的温度明显比非空载时低 (见图 8、图 9),可见乘客散热产生的上升气流对车厢内温度分布影响较大。太阳辐射通过透射和玻璃窗的传热进入车厢内,有太阳照射的车厢一侧座位区的温度明显高于车厢另一侧的温度,尤其是靠窗乘客处温度较高,最高温度达到  $27.1 \text{ }^\circ\text{C}$ ,比同一断面最低温度  $23.8 \text{ }^\circ\text{C}$  高出  $3.3 \text{ }^\circ\text{C}$  (见图 7)。车厢内过高的温度梯度会影响乘客的热舒适感。

3) 在条缝送风口均匀送风的条件下,车厢中部过道区  $\text{CO}_2$  浓度较低,但座位区人员集中处浓度较高。座位区是乘客的主要呼吸区,而且座位区污染物受座椅和人体的影响不容易排出,尤其

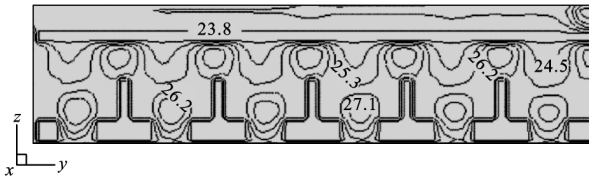


图 12 非空载时  $y = 0.3 \text{ m}$  断面温度分布 ( $^\circ\text{C}$ )  
**Fig. 12 Temperature field at  $y = 0.3 \text{ m}$  in occupied state**

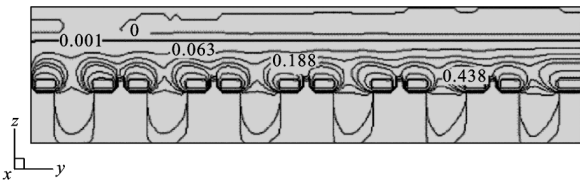


图 13 非空载时  $y = 0.3 \text{ m}$  断面浓度分布 ( $10^{-2}$ )  
**Fig. 13 Concentration field at  $y = 0.3 \text{ m}$  in occupied state**

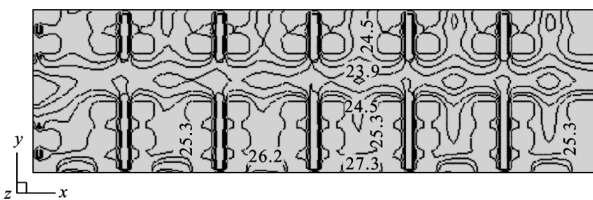


图 14 非空载时  $z = 0.9 \text{ m}$  断面温度分布 ( $^\circ\text{C}$ )  
**Fig. 14 Temperature field at  $z = 0.9 \text{ m}$  in occupied state**

1) 送风口的布置对车厢内流场温度场分布影响较大。由于送风口位于车厢中轴线两侧对称分布,送风气流在车厢两侧形成两股比较大的流动旋

是靠近车窗处污染物更容易积聚;在人体头部上方,沿高度方向污染物  $\text{CO}_2$  浓度有明显分层现象,随着高度的增加,浓度逐渐降低(见图 10,图 11,图 13)。由于回风口在车厢两端,车厢中部污染物不能及时排走,因此中部断面污染物浓度明显要高于端部断面;在同一水平面上,浓度分布比较均匀,三人座一侧的浓度要高于两人座一侧(见图 15);车厢上部和下部浓度较低,但中部人体呼吸区污染物积聚,浓度偏高(见图 10,图 11),使车厢内空气品质变差。因此,采用目前的送回风方式不能较好地置换座位区的污染空气,车厢内人体呼吸区空气比较浑浊,局部浓度趋高,极大地影响了旅客的乘坐舒适性。为了降低车厢内座位区污染物  $\text{CO}_2$  的浓度,可以适当增加新风量和送风速度,但新风量和送风速度的增加会引起空调能耗的增加,而且使车厢内微风速超标,过道处乘客有吹冷风感。改善车厢内空气品质比较有效的措施是加强座位区空气的扰动,如可以在车厢两侧的中上部设置一些排风口,以尽快置换人员区的污染空气,从而保持车厢内良好的空气环境。

## 4 结论

1) 送风口的布置对车厢内流场、温度场分布影响较大。送风气流在车厢两侧形成两股比较大的流动旋涡,中间过道处空气流动强度较大,温度较低,而座位区空气流动强度较小,温度较高。回风口只影响车厢两端处的流场。

2) 除车厢两端外,车厢内气流分布比较均匀,沿车厢长度方向各个截面上温度分布差别不大。人体散热和太阳辐射对车厢内流场温度场影响较大,非空载时车厢内流场分布与空载时有较大差别,太阳照射和人体产生的热气流使车厢内存在较大的温度梯度。

3) 车厢内过道区浓度较低,但座位区由于人员集中,人体呼吸区污染物积聚,浓度偏高,且车厢中部断面污染物浓度高于端部断面。现有的送回风方

式不能较好地置换人员区的污染空气,对改善车厢内空气品质不利。

## 参考文献

- [1] Tohr K. Analysis of vehicle passenger compartment ventilation using experimental and numerical models [J]. SAE Trans, 1997, 98(6):392~400
- [2] Curre J. Numerical Simulation of the flow in a passenger compartment and evaluation of the thermal comfort of the occupants [R]. 1997. SAE paper 970529
- [3] Lin C H, Lelli M A, Han T, et al, A experimental and computational study of cooling in a simplified GM-10 passenger compartment [R]. 1998. SAE paper 980216
- [4] Mezrhah A, Bouzidi M. Computation of thermal comfort inside a passenger compartment[J]. Applied Thermal Engereering, 2006, 26(14):1697~1704
- [5] Kazuhiko M. Evaluation and measurement of thermal comfort in the vehicles with a new thermal mannequin [R]. 1993. SAE paper 931958
- [6] 庄达民,林国华,袁修干. 高速列车舱内气流分布的数值模拟[J]. 铁道学报, 2000, 22(2):26~30
- [7] 靳谊勇,郁永章. 铁路空调客车车内气流组织的数值模拟[J]. 制冷学报, 2002, 33(2):30~34
- [8] 王利,陆震,黄兴华. 铁路空调硬卧客室内气流组织的数值模拟[J]. 上海交通大学学报, 2002, 36(11):1579~1582
- [9] 陈焕新,张登春. 空调硬卧车内人体热舒适性研究[J]. 铁道学报, 2004,26(3):46~50
- [10] 胡松涛,斐念强,李郁武. 高档软卧车空调送风系统的实验研究与优化[J]. 暖通空调, 2004,34(4):9~13
- [11] 连之伟,张桂荣,叶晓江. 铁路空调客车气流组织评价[J]. 上海交通大学学报, 2004, 38(6):961~966
- [12] Chung K C. Three-dimensional analysis of airflow and contaminant particle transport in a partitioned enclosure [J]. Building and Environment, 1999, 34(3):7~17
- [13] 陶文铨. 数值传热学[M]. 西安:西安交通大学出版社, 2001
- [14] 张登春,邹声华,翁培奋. 铁路空调硬卧车内气流分布的数值模拟[J]. 应用力学学报, 2006, 23(1):132~136
- [15] 陈焕新,杨培志,张登春. 列车车厢内  $\text{CO}_2$  浓度控制系统仿真[J]. 湘潭矿业学院学报, 2002, 17(3):75~77
- [16] 张登春,陈焕新,舒信伟,等. 空调车内三维紊流流动与传热的模拟研究[J]. 铁道学报, 2002, 24(6):32~36

# Enhance Independent Innovation Ability of Paper Industry, Construct Innovation System of Paper Technology

Zhang Dengchun<sup>1,2</sup>, Weng Peifen<sup>2</sup>

(1. School of Energy and Safety Engineering, Hunan University of Science and Technology, Xiangtan, Hunan 411201, China; 2. Shanghai Institute of Appl. Math. and Mech., Shanghai University, Shanghai 200072, China)

[Abstract] Based on steady state incompressible Reynolds-averaged Navier-Stokes equation, turbulence model, the three-dimension airflow and concentration fields in passenger car are calculated numerically. Regarding passengers as cubes and the exhalant CO<sub>2</sub> as representative contaminant respectively, the airflow and concentration distributions are investigated in non-empty state. The results show that existing sew supply modes make the airflow distribution homogeneous except for the ends. Body heat and solar radiation have much influence on airflow and temperature fields. The air distribution in occupied passenger car differs from that in empty one. The heat flux from body heat and solar radiation produces a much big temperature gradient in occupied passenger car. The concentration is low in gangway zone while high in seat zone with crowded passengers. The concentration in middle section is higher than that in end section and contaminant gathers in respiratory region, and the polluted air can't be exchanged effectively in seat zone, which is disadvantageous to air quality in passenger car.

[Key words] passenger car; turbulence model; airflow field; concentration field; computational fluid dynamics

---

## 《中国工程科学》2007 年第 12 期要目预告

- |  |  |
|--|--|
| 我国石油工业可持续发展的探讨 张福琴 等                       | 近岸波浪破碎区污染物运动的数值模拟 唐 军等                 |
| 我国企业安全生产管理的制度创新研究 罗一新                      | 优化输水方式提高三峡船闸通过能力措施研究                   |
| 大型多支承回转窑托轮偏斜接触有限元<br>分析 李学军等               | 曹光荣等                                   |
| 面向维修的机械系统可靠度预测与仿真研究 黄良沛等                   | 城市给水管网恒定流和瞬变流数学模型研究                    |
| 某奥运体育场馆排烟系统和布封系统性能化<br>设计 付 强 张和平 朱五八等     | 汪守东等                                   |
| 朝鲜半岛构造系统地质环境演化及动力学机制的<br>地球卫星遥感影像解译研究 胡东生等 | 基于遗传算法的传感器网络拓扑控制研究 刘林峰等                |
| 评价网络理论在电力公司反应堆建设决策中的<br>应用 王华亭等            | 一种抗 RPE - LTP 声码器压缩的端到端数据<br>传输方法 陈立全等 |
| 低高宽比矩形微通道中流动沸腾的压降特性<br>张炳雷等                | 消光法测定磷酸铵盐微粒灭火剂灭火浓度研究                   |
|  | 殷志平                                    |
|  | 大型公共项目融资风险与控制研究 陈守科                    |