

文章编号: 1001-8360(2000)02-0026-05

高速列车舱内气流分布的数值模拟

庄达民¹, 林国华², 袁修干¹

(¹北京航空航天大学 飞行器设计与应用力学系, 北京 100083; ²中国科学院力学研究所 LNM, 北京 100080)

摘 要: 高速列车的高密闭性要求空调座舱满足驾驶员和旅客的热舒适性要求, 而传统的舱内通风设计依赖自由射流的经验公式, 确定座舱内温度场和速度场的方法, 因无法考虑送排风气流和室内障碍物的影响, 通风设计很大程度上依赖于模型实验。本文对旅客车厢采用传统的有限差分法, 将送排风气流与车厢形状及座椅作为一体来考虑, 通过计算机来模拟车厢内温度场和速度场, 以及确定出送风速度和送风温差; 对驾驶室, 根据高速列车机车形状, 采用贴体网格生成法和计算机仿真技术模拟了三维驾驶室形状及室内气流分布。

关键词: 高速列车; 通风设计; 气流分布; 数值计算

中图分类号: U 238 **文献标识码:** A

Simulation of a air distribution in cabin of high speed train

ZHUANG Da-min¹, LIN Guo-hua², YUAN Xiu-gan¹

(¹Dept. of Flight Vehicle and Applied Mechanics, Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100083, China;

²Laboratory for Nonlinear Mechanics of Continuous Media Institute of Mechanics, Chinese Academy of Sciences, Beijing 100080, China)

Abstract: For the characteristic of high closing in cabin of high speed train, the ventilation design should ensure passengers' safety and comfort. Since the traditional method of temperature and velocity distribution depending on free jet experimental equations cannot consider the effects of push-pull flow and obstacle, the ventilation design mainly depends on modeling experiment. By regarding the push-pull flow and the shape of cabin and seats as a integer, the simulation method by using the difference technique or the body-fitted coordinate may simulate directly the temperature and velocity distribution to ensure the demand of comfortable air conditioner, and the required feeding velocity and feeding temperature difference may be obtained conveniently.

Keywords: high speed train; ventilation design; air distribution; numerical calculation

高速列车是我国目前正在开发研究中的重大科研项目。时速 200 km 的高速列车即将投入运行, 而更高速的高速列车亦在研制中。为了防止高速列车过隧道和两车相遇时车内外压力急剧变化对座舱旅客安全性和舒适性带来的影响^[1], 高速列车车厢要求具有高度密闭性能。为此从旅客和驾驶员的安全性和舒适性出发, 研究适合高速列车的通风设计至关重要。

以往空调列车的通风设计是参照室内通风设计, 将送风气流看成射流^[2], 通过求解射流的经验公式来确定车厢内各个断面的温度分布和速度分布, 再视该温度分布和速度分布是否满足设计要求来调整送风口位置、尺寸及送风速度等。由于射流的经验公式无法考

虑到具体的车厢形状及座椅等的影响, 亦无法考虑排风气流对射流形成的影响, 故采用射流的经验公式获得的计算结果是比较粗糙的。本研究采用数值解析的方法来求解高速列车舱内流场和温度场, 由于将送排风气流与车厢形状及座椅作为一体来考虑, 除计算精确度高外, 还能方便与精确地预测出合适的送排风口位置、尺寸及送排风速度和送风温差。

1 三维笛卡尔坐标系和贴体坐标系下的通用输运方程

在对旅客车厢内的气流分布进行计算时, 车厢形状、座椅及行李架等接近于规则(矩形)布置, 故笛卡尔直角坐标系下的通用输运方程, 可直接用于解析旅客车厢内的气流分布等。对高速列车机车的通风设计, 因

收稿日期: 1999-06-08; 修回日期: 1999-09-27
基金项目: 铁道部、航空工业总公司科研项目(96J03B-2)
作者简介: 庄达民(1953—), 男, 浙江奉化人, 教授, 博士

机车外形的流线型布置,使机车内部有较多的曲面结构,采用曲线坐标系能较好地模拟曲面附近的速度和温度分布,这里采用各坐标轴与所计算物体的边界相符合的贴体坐标系。

在笛卡尔直角坐标系,用矢量表示的稳态通用输运方程为

$$\nabla \cdot (\rho \bar{V} \phi) - \nabla \cdot (\Gamma \nabla \phi) = S \phi \quad (1)$$

式中, ϕ 分别表示速度分量 $u(x, y, z)$, $v(x, y, z)$ 和 $w(x, y, z)$, 温度 $T(x, y, z)$, 紊流能量 $k(x, y, z)$ 和紊流能量消散率 $\epsilon(x, y, z)$; \bar{V} 表示速度矢量; $\Gamma \phi$ 为对应于 ϕ 的扩散系数; $S \phi$ 为源项。如将式(1)转化为张量形式的通用输运方程^[3], 然后进行如下的坐标变换

$$x = x(\xi, \eta, \zeta) \quad y = y(\xi, \eta, \zeta) \quad z = z(\xi, \eta, \zeta)$$

即可导出式(1)在 $\xi - \eta - \zeta$ 曲线坐标系下的通用输运方程

$$\begin{aligned} & \frac{\partial(\rho U \phi)}{\partial \xi} + \frac{\partial(\rho V \phi)}{\partial \eta} + \frac{\partial(\rho W \phi)}{\partial \zeta} = \\ & \frac{\partial}{\partial \xi} \left(\frac{\alpha}{J} \Gamma \phi \frac{\partial \phi}{\partial \xi} \right) + \frac{\partial}{\partial \eta} \left(\frac{\beta}{J} \Gamma \phi \frac{\partial \phi}{\partial \eta} \right) + \\ & \frac{\partial}{\partial \zeta} \left(\frac{\gamma}{J} \Gamma \phi \frac{\partial \phi}{\partial \zeta} \right) + J \bar{S} \phi + J S \phi \end{aligned} \quad (2)$$

式中, $\bar{S} \phi$ 为起因于网格的非正交性,反映了局部坐标偏离正交性的程度。 $\bar{S} \phi$ 值一般较小,在计算中可以取上一轮的变量的值,因而把它从扩散项中分离出来,归入源项中。 α, β, γ 为笛卡尔坐标转化为曲线坐标时的系数项

$$\left. \begin{aligned} \alpha &= \alpha_1^2 + \alpha_2^2 + \alpha_3^2 \\ \beta &= \beta_1^2 + \beta_2^2 + \beta_3^2 \\ \gamma &= \gamma_1^2 + \gamma_2^2 + \gamma_3^2 \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

Jacobian 行列式

$$J = \frac{\partial(x, y, z)}{\partial(\xi, \eta, \zeta)} = \begin{vmatrix} x_\xi & x_\eta & x_\zeta \\ y_\xi & y_\eta & y_\zeta \\ z_\xi & z_\eta & z_\zeta \end{vmatrix} \quad (4)$$

为了清楚表示笛卡尔坐标下的速度与贴体坐标下的速度间的变换关系,贴体坐标下的速度分量 U, V, W 和笛卡尔坐标下的速度分量 u, v 和 w 有下述的矩阵关系。

$$\begin{pmatrix} U \\ V \\ W \end{pmatrix} = \begin{bmatrix} \alpha_1 & \alpha_2 & \alpha_3 \\ \beta_1 & \beta_2 & \beta_3 \\ \gamma_1 & \gamma_2 & \gamma_3 \end{bmatrix} \begin{pmatrix} u \\ v \\ w \end{pmatrix} = \begin{bmatrix} z_\zeta \eta - z_\eta \zeta & x_\zeta \eta - x_\eta \zeta & y_\zeta \eta - y_\eta \zeta \\ z_\xi \eta - z_\eta \xi & x_\xi \eta - x_\eta \xi & y_\xi \eta - y_\eta \xi \\ z_\xi \zeta - z_\zeta \xi & x_\xi \zeta - x_\zeta \xi & y_\xi \zeta - y_\zeta \xi \end{bmatrix} \begin{pmatrix} u \\ v \\ w \end{pmatrix} \quad (5)$$

式中, $x_\xi, x_\eta, x_\zeta, y_\xi, y_\eta, y_\zeta$ 和 z_ξ, z_η, z_ζ 分别表示 x, y 和 z

对 ξ, η 和 ζ 的一阶导数。

2 三维计算网格的生成

建立了合适的控制方程后需将微分方程离散到差分网格上求解。差分网格的设计,在很大程度上确定了数值计算的精度及敛散性,尤其是对复杂的边界形状引起的复杂的流动现象。

笛卡尔直角坐标下的差分网格为矩形网格,网格划分的粗密程度视计算精度和计算成本而定。图 1 为

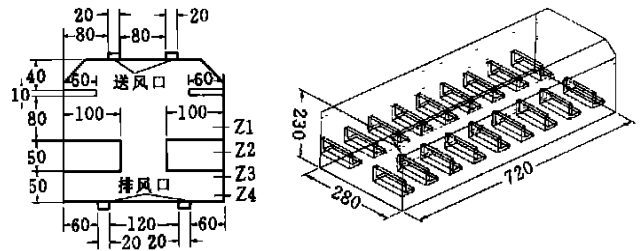


图 1 车厢三维透视及剖面图

简化后的车厢三维透视图及通过座椅的剖面图。整个车厢用均匀网格(100 mm × 100 mm × 100 mm)划分。由图示可知,车厢两侧左右对称各设 9 排等间距(800 mm)的俩人座椅(宽 400 mm)。在车厢上侧左右各设一排行李架(宽 600 mm)。通风方式为上送下排方式,即在车厢顶部对称的设有两排条缝型送风口,在车厢底部对称的设有两排条缝型吸风口(日本新干线的吸风口设置在每排座位下,吸风口连接在其下部的吸风管道上)。由于车厢内部的布置及送排风方式都前后呼应,左右对称,除车厢两端因座椅的布置使边界条件相异外,基本上可认为每两排座椅间的通风条件是相同的。图中 Z1、Z2、Z3 和 Z4 分别代表离车厢 1.2 m 高度、0.8 m 高度、0.4 m 高度和 0.1 m 高度上的四个断面。Z1 和 Z4 代表了乘客坐着时头部和脚部的高度。Z2 横切了座椅,故可反映座椅前后的流场和温度场。Z3 在座椅下部,故可反映座椅下部的流场和温度场。

对三维贴体网格生成,本文采用文献为 Thomps 等人提出的 TTM 法^[4]扩展而成。即求解三维的 Poisson 方程

$$\left. \begin{aligned} \xi_{xx} + \xi_{yy} + \xi_{zz} &= P(\xi, \eta, \zeta) \\ \eta_{xx} + \eta_{yy} + \eta_{zz} &= Q(\xi, \eta, \zeta) \\ \zeta_{xx} + \zeta_{yy} + \zeta_{zz} &= R(\xi, \eta, \zeta) \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

将方程(6)变换为计算空间的拟线性椭圆方程

$$\begin{aligned} & \alpha_{11} r_{\xi\xi} + \alpha_{22} r_{\eta\eta} + \alpha_{33} r_{\zeta\zeta} \\ & + 2(\alpha_{12} r_{\xi\eta} + \alpha_{13} r_{\xi\zeta} + \alpha_{23} r_{\eta\zeta}) = \\ & - J^2 (P r_{\xi\xi} + Q r_{\eta\eta} + R r_{\zeta\zeta}) \end{aligned} \quad (7)$$

式中, $r = \begin{bmatrix} x \\ y \\ z \end{bmatrix}$, $\alpha_{ij} = \sum_{m=1}^3 \beta_{ni} \beta_{mj}$, β_{ij} 是矩阵 M 的第 (i, j) 元素的余子式, 而 M 和 Jacobian 矩阵 J 的关系为 $J = \frac{\partial(x, y, z)}{\partial(\xi, \eta, \zeta)} = |M|$ 。

选取控制函数 P, Q, R 后采用有限差分求解方程组 (7) 即可获得三维贴体网格。图 2 为采用贴体网格技术生成的高速列车机车计算空间的形状及网格划分示意图。

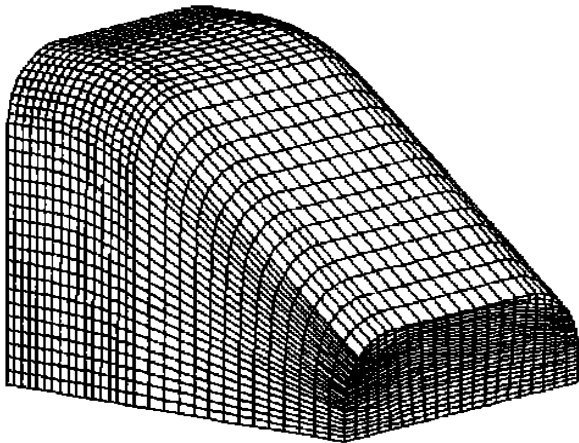


图 2 计算空间的形状及网格划分

表 1 初始值及边界条件

边界位置	初始值及边界条件
空气入口	$\bar{U} = 1.0; \bar{T} = -1.0; k = 0.002;$ $\epsilon = 0.00008; Re = 25000$
空气出口	$\bar{U} = 1.0; \bar{T} = 0.0; k; \epsilon$ 自由滑动
壁面	$\bar{U} = 0.0; \bar{T}$ 按绝热条件; $k; \epsilon$ 自由滑动

3 数值求解方法

式 (1) 和式 (2) 是用有因次量表示的通用输运方程。在车厢的流场和温度场的计算中, 采用了无因次量的通用输运方程。无因次速度 \bar{U} 和温度 \bar{T} 定义为

$$\bar{U} = U/U_0 \quad (8)$$

$$\bar{T} = (T - T_s)/|T_0 - T_s| \quad (9)$$

式中, U 为车厢内任一点的速度 (m/s), U_0 为送风口处的速度 (m/s)。 T 为车厢内任一点的实际温度, T_s 为环境空气温度 (这里设其为排风口处温度), T_0 为送风口温度。送风温差为 $|T_0 - T_s|$ 。 U_0 和 $|T_0 - T_s|$ 亦为计算基准量。对于其他各变量, 确定计算基准量后即可给出其无因次量^[6,7], 进而将各无因次量代入通用输运方程后, 即可获得用无因次量来表示的通用输运方程。本文在此省略了用无因次量来表示的通用输运方程, 因如果忽略表示无因次量的符号“ $\bar{\cdot}$ ”后将会发现用有因次

量和无因次量表示的方程形式几乎一致, 它们的区别主要体现在无因次量公式中出现了 Re 数、 Pr 数和 Ar 数等无因次量^[6,7]。表 1 为采用无因次量计算时采用的初始条件和边界条件。

由于贴体网格生成法重在表现机车形状及舱内气流分布, 计算直接采用了式 (2) 等用有因次量表示的通用输运方程。对于计算初始值的设定, 令送风量等于排风量即可求出舱内流场等, 而送风口处的紊流能量 k 和紊流能量消散率 ϵ 的取值对计算精度影响甚微^[9], 故送风口处的 k 值和 ϵ 值及边界条件的处理法同表 1 所示。

采用控制体积法及交错网格^[5]对笛卡尔直角坐标系和贴体坐标系下的控制方程进行离散。分别对车厢和机车内的气流分布进行计算, 计算采用 SIMPLE 法和 $k-\epsilon$ 紊流模型^[5]。差分格式采用 QUICK 法^[8]。对于车厢内设的座椅等障碍物, 将障碍物处的粘性系数设为无穷大, 以此保证障碍物处速度为零; 而障碍物壁面温度按绝热条件进行计算。车厢内的气流分布和温度分布通过与传统的采用射流的经验公式^[2]进行对比来确立计算的有效性。

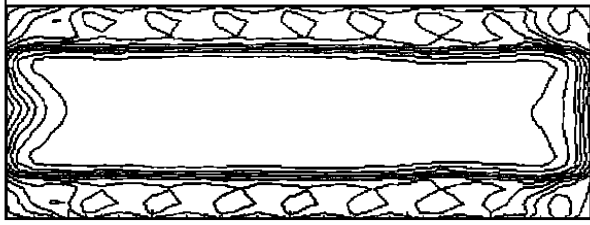
4 计算结果及分析

计算所得的车厢各个断面的温度场和流场由图 3 和图 4 所示。由图 3 和图 4 可知, 除车厢两端边界条件相异对温度场和流场分布有些影响外, 各排座椅间的温度场和流场分布基本上是均匀的。为此沿车厢长度方向取温度和速度分布的平均值, 这样, 图 3 和图 4 可由图 5 和图 6 所示的车厢横断面上的温度和速度分布来代表。

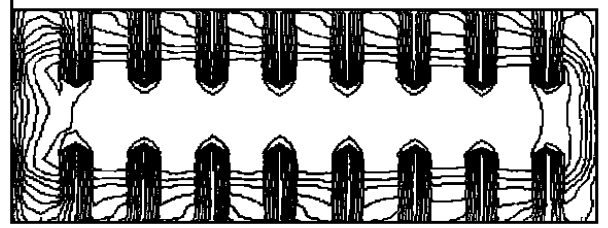
由图 5 可知, 人坐着时车厢内垂直高度上最大平均温差分布在 $Z1$ 和 $Z3$ 断面处。这是因为 $Z1$ 断面处于送风上流区, 除车厢的两侧因行李架阻挠通风气流有效的带走热量, 使该处的温度分布略高于 $Z2$ 和 $Z4$ 断面外, 受送风冷气流的影响, $Z1$ 断面的平均温差分布最低。而 $Z3$ 断面正处于座椅下部, 该处除通道外为通风死角区, 热量不能被有效带走, 故座椅下部的温度要高于其他垂直断面处的温度分布。

将 $Z1 \sim Z4$ 断面上的各点的温度再取平均值后, $Z1$ 和 $Z3$ 断面处平均温差为 $\Delta \bar{T} = 0.21$ 。参照舒适空调设计要求^[2], 该范围的垂直温差推荐不大于 3。这样通过式 (6) 计算知, 当送风温差 $|T_0 - T_s| = 14.0$ 时, 可保证 $Z1$ 和 $Z3$ 断面处的垂直温差不大于 3。

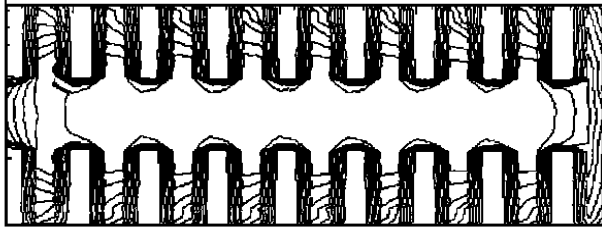
图 6 为各断面处的平均无因次速度分布。按舒适



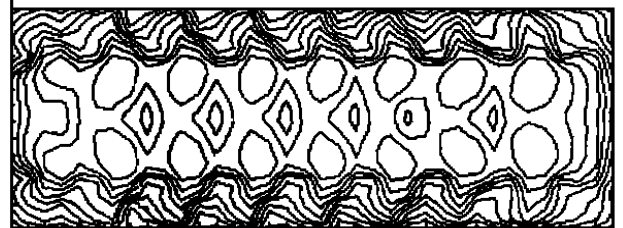
(a) Z1 断面温度分布



(b) Z2 断面温度分布



(c) Z3 断面温度分布

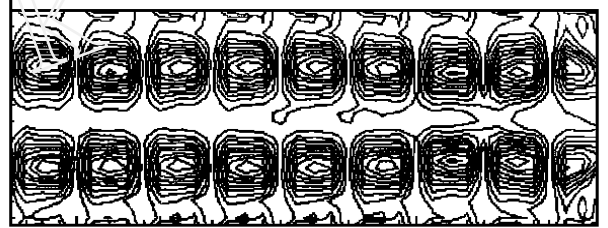


(d) Z4 断面温度分布

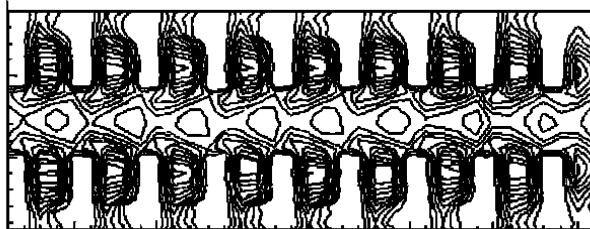
图 3 各计算断面上的温度分布



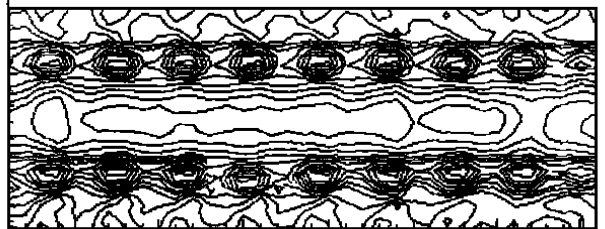
(a) Z1 断面速度分布



(b) Z2 断面速度分布



(c) Z3 断面速度分布



(d) Z4 断面速度分布

图 4 各计算断面上的速度分布

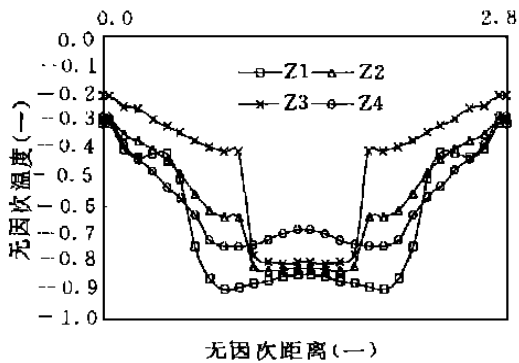


图 5 车厢内各垂直高度上平均温差

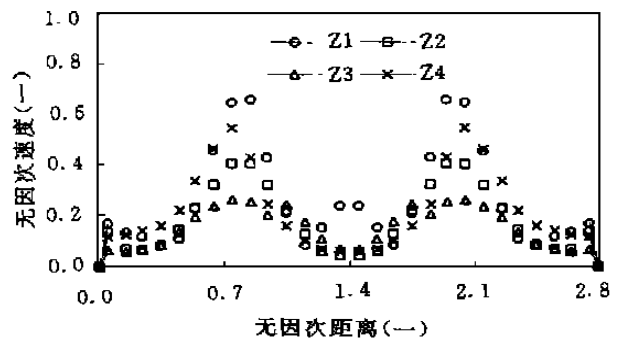


图 6 各断面处的平均无量纲速度分布

空调要求^[2]的平均风速应小于 0.25 m/s。将 Z1~ Z4 断面上的各点的速度再取平均值后, Z1 断面上的平均速度 $\bar{U} = 0.265$ 为最大。故为保证平均风速小于 0.25 m/s, 通过式(8)计算可得实际送风口速度应低于 0.94 m/s。

图 7 为送风速度 1 m/s 用射流公式^[2]求得的射流断面速度分布。由图 7 可知由于没考虑排风影响及实际空间为有限空间, 以至越远离喷口处射流所卷吸的空气越多, 断面上的平均速度也越大, 这显然偏离了实际情况。

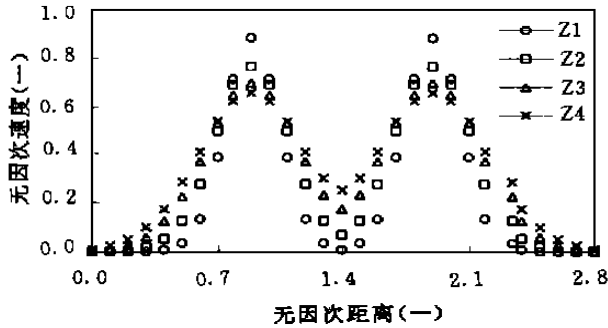


图 7 射流各断面处的无量纲速度分布

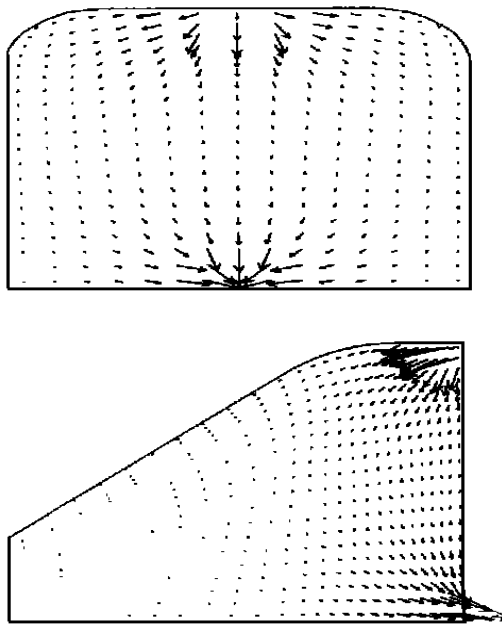


图 8 空调机车内部流场分布

图 8 为高速列车机车内部流场分布示意图。送风方案为送风口 (300 mm × 200 mm) 和回风口 (300 mm × 200 mm) 上下左右对称地设置在机车后墙的上部和下部。由图 8 可知, 采用贴体网格技术后在圆弧处可以得到满意的速度分布, 从而可提高整个计算精度。

5 结束语

本文采用了数值模拟的方法求解高速列车舱内的气流分布以及确定送排风口尺寸及送排风速度, 通过与采用传统的射流的经验公式获得的计算结果比较可知, 数值模拟的方法是非常有效的, 今后拟结合模型实验来进一步验证数值模拟法的精度和实用性。

[参 考 文 献]

- [1] 张兴娟, 袁修干. 高速列车车厢新型压力控制技术研究 [J]. 北京航空航天大学学报, 1997, 23(5).
- [2] SHASE Handbook [Z]. Japan: Society of Heating, Air-conditioning and Sanitation Engineers, 1996
- [3] 林国华. 空调座舱流体流动和传热的数值研究 [D]. 北京航空航天大学, 1998
- [4] Thompos J F, Warsi Z U A, Mastin C W. Numerical Grid generation, foundation and applications [M]. North-Holland, New York, 1985
- [5] Patanker S V. Numerical heat transfer and fluid flow [M]. New York: Hemisphere Publishing Corporation, 1980
- [6] 陶文铨. 数值传热学 [M]. 西安交通大学出版社, 1988
- [7] Zhuang Dam in. Basic study on the numerical prediction method for indoor air distribution [D]. Doctoral dissertation of Kagoshima University, Japan, 1977.
- [8] 庄达民, 袁修干. 差分格式的优化组合 [J]. 北京航空航天大学学报, 1999, 25(2).
- [9] Yamakuchi. Basic study of indoor air distribution [D]. Doctoral dissertation of Osaka University, Japan, 1979.

(责任编辑 田克平)