



Research
Rail Transit—Article

地铁客室通风板模型数值模拟及实验研究

陶羽^a, 杨明智^{a,b}, 钱博森^{a,b}, 伍钊^{a,b}, 王田天^{a,b,*}

^a Key Laboratory of Traffic Safety on Track, Ministry of Education, School of Traffic and Transportation Engineering, Central South University, Changsha 410075, China

^b Joint International Research Laboratory of Key Technologies for Rail Traffic Safety, Changsha 410075, China

ARTICLE INFO

Article history:

Received 11 October 2018

Revised 27 November 2018

Accepted 28 December 2018

Available online 2 March 2019

关键词

数值模拟

实验

通风板模型

地铁

摘要

列车客室内流场研究是轨道列车设计及优化中的关键一环。内流场特性对车内温度分布及乘客舒适性有着显著影响。针对内流场的实验研究可获得较准确的结果,但需要大量时间和经济成本。数值模拟相对于实验可在更短时间内获得内流场特性。本文采用两种简化模型(多孔介质模型和多孔阶跃面模型)来提升轨道列车客室内流场数值模拟的计算效率。将两种简化模型及原始模型的数值模拟结果与实验数据进行比较。结果表明,多孔介质模型的结果与原始模型结果以及实验数据吻合得较好,其流场特性参数(温度和速度)的数值误差较小,最大数值误差为4.71%。在原始模型和多孔介质模型的数值模拟结果中,同一参数之间的数值误差在1%以内。采用多孔介质模型替代原始模型进行地铁列车客室内流场数值模拟,所占用的计算资源相应减少了25%,且其结果保持了很好的准确性。

© 2019 THE AUTHORS. Published by Elsevier LTD on behalf of Chinese Academy of Engineering and Higher Education Press Limited Company This is an open access article under the CC BY-NC-ND license (<http://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/>).

1. 引言

当地铁列车运行时,其客室内的温度需要保持一定范围内。这主要是通过采暖通风与空调(HVAC)系统来实现,它利用机械通风使空气在腔室边界进行交换[1]。当前,对于密闭腔室内HVAC系统性能的研究主要集中于建筑物、飞机以及汽车。先对流场进行数值模拟,再与实验数据进行对比[1]。Dehghan和Abdolzadeh[2]、Zhuang等[3]及Pang等[4]采用带有发热人体模型的三维(3D)模型分别模拟了房间内和民用飞机客舱内的流场。其流场均采用定常雷诺平均N-S(RANS)方程来模拟,但所采用湍流模型分别为 v^2-f 模型和RNG(renormalization group) $k-\epsilon$ 模型。实际上,客室内的流场和温度场

是非定常的,所以对内流场的模拟应采用非定常RANS(URANS)方程。其中标准 $k-\epsilon$ 湍流模型[5,6]和RNG $k-\epsilon$ 湍流模型[7,8]在该方面应用得更为广泛。

关于铁路车辆HVAC系统的现有研究主要集中在HVAC系统的参数和车辆结构上。Dullinger等[9]将HVAC系统与动态热车辆模型相结合,且包括运行和天气输入的方法来进行数值模拟。Hofstädter等[10]和Luger等[11]研究了铁路车辆的动态热模型和暖通空调系统的运行条件。结果表明,空调系统参数和车辆结构对地铁列车客室的热舒适性和送风均匀性有显著影响。Schmeling和Bosbach[12]以及Li和Sun[13]通过数值模拟研究了地铁和铁路车辆的动态冷负荷和通风效率。其结论为HVAC系统的冷却性能受到新风利用率的限制。

* Corresponding author.

E-mail address: wangtiantian@csu.edu.cn

Liu等[14]研究了不同冷负荷下环境条件和人体发热的影响,为确定不同地区、不同时段列车的冷负荷提供了坚实的基础。Suárez等[15]研究了设有HVAC系统的典型铁路车辆的空气分布情况,研究中同时考虑了壁面传热和人体发热。Wang等[16]采用数值模拟评价3种不同的中国铁路高速列车客室配风系统的性能。Aliahmadipour等[17]建议对客车车厢结构进行修改,以此为坐或躺在车厢内的乘客提供更好的热环境。

通风板通常安装在客室的进气口处,以获得更好的流动均匀性。每个通风板都带有大量的小通风孔,且这些小通风孔以矩阵形式排列。在数值模拟中,这些小通风孔便需要小尺寸的网格划分。因此,在通风板附近区域大量的这种小而密的单元网格将大大增加计算成本。在本文中,采用两种简化模型来提高数值模拟的效率。通过全尺寸模拟模型(原始模型)和实验测量结果验证了简化模型。在计算偏差满足误差允许范围的前提下,简化模型可以有效减少计算时间。本文提出的简化模型为今后地铁客室内部流场和温度场的数值模拟研究提供了一种新的方法。

2. 数值模拟

2.1. 几何模型

本文选用了某型号地铁列车的中间车来进行研究,它包括客室、两端连廊、空调系统和风道系统。其几何模型如图1所示。在图中,地铁列车的高和宽分别用 H 和 W 表示。 L_1 为客室的长度, L_2 为单个连廊的长度。两个空调机组位于列车客室的顶部,且每个空调机组设有两个送风口和一个回风口。在本文的数值模拟中不建立空调机组的实际模型,通过将送风口和回风口设置为速度入口边界条件来代替。图1中的红色虚线框代表空调

机组的实际位置。风道系统包括送风风道、回风风道和废排风道。新风从空调机组的送风口沿送风风道进入客室内。客室内的气流一部分通过回风风道进入空调机组内,与新风混合后重新利用;还有一部分通过废排风道直接排至车外。绿色部分即为送风风道,沿车厢长度分布呈两列并沿中心轴线对称。其中单列送风风道的内部是相连通的,客室的进风口沿地铁车厢长度方向设置在顶部和侧面。红色和黄色部分分别是回风风道和废排风道。紫色部分代表客室内的座椅,共有8个,对称分布在车厢两侧,且座椅均紧贴列车壁面,因此将座椅作为内流场计算中的壁面模型处理。为便于分析,客室的前后两端分别定义为I位端(End I)和II位端(End II),如图1(a)所示。

图2所示为送风风道的横截面示意图。送风风道位于车顶,从上到下可分为5个区域(图2中1~5所示)。它们的高度差分别为 ΔZ_1 、 ΔZ_2 、 ΔZ_3 、 ΔZ_4 ,其中区域2和3的高度差相同。区域6代表列车客室内部,各主要区域的连接面依次设为A~D。区域1连接空调系统和区域2,为图1中所示两对凸起的绿色部分。即区域1并不是沿列车全长分布,而只位于空调系统所在局部位置。区域2、3和5为沿车长方向分布的腔道。新风经这些腔道进入客室(即区域6)。

区域2的内部包含使气流向两侧流动的挡板,其两侧的通风口即为图2中的连接面B,如图3(a)所示。区域4代表连接上下两列腔道(区域3和5)的方形通道。空调系统送入的新风通过面A进入送风风道区域1,然后沿着箭头标示的方向,经客室正上方进风口(D_2 和 D_3)和侧方进风口(D_1 和 D_4)流入客室。

通风板如图3所示,它被用来保障沿列车长度方向上各进风口的送风均匀性。基于工程要求,在客室正上方和侧方的进风口处分别采用两种通风板,如图3

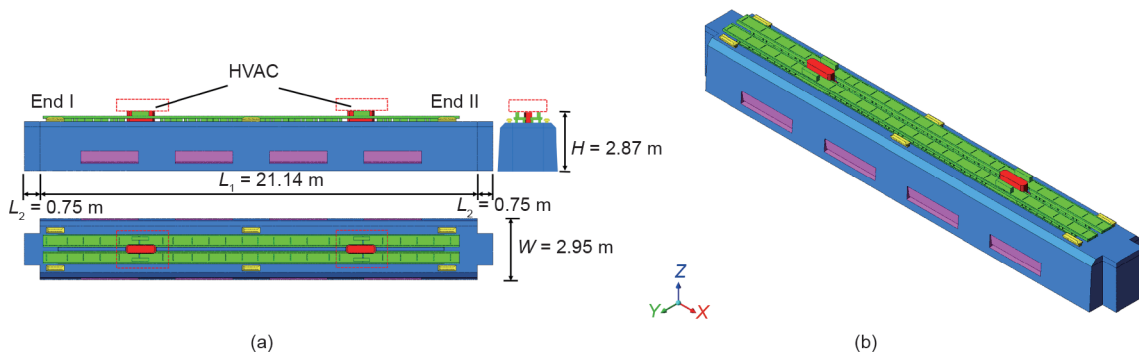


图1. 地铁列车几何模型。(a) 尺寸图;(b) 三维示意图。

(b) 和 (c) 所示。正上方进风口处的通风板的厚度为 2 mm，每个通风孔为圆孔且半径为 2.5 mm，整个通风板的孔隙率为 0.087。侧方进风口处的通风板的厚度为 4 mm，每个通风孔的两端为半圆且直径为 7 mm，总长度为 43 m，整个通风板的孔隙率为 0.257。

2.2. 网格及边界条件

本文采用非结构网格，在风道及客室壁面处进行加密并设置附面层网格。第一层附面层网格的尺寸为 3 mm，总网格数量达到 1.1×10^8 个，部分区域面网格如图 4 所示。地铁列车客室内为湍流流场。 $k-\epsilon$ 湍流模型被

广泛应用，且在模拟中要求 y^+ 在 30~100 的范围内。其中， y^+ 的定义为无量纲化的第一层网格间距，其表达式为 $y^+ = y \cdot u_t \cdot \mu^{-1}$ ，式中 y 为近壁面第一层网格的厚度； u_t 为摩擦速度； μ 为运动黏度。本文中所用网格的平均 y^+ 为 33，符合其数值模拟要求。为保证网格对数值计算结果无影响，在使用多孔介质模型和多孔阶跃面模型时（详见第 3 节），只改变通风板区域的网格，其他区域的网格保持不变。这两种模型的网格同样满足 y^+ 的要求。

本文中的边界条件设置如下：

(1) 空调机组的送风口和回风口以及客室的废排风口均采用速度入口边界条件。当流量为负值时则

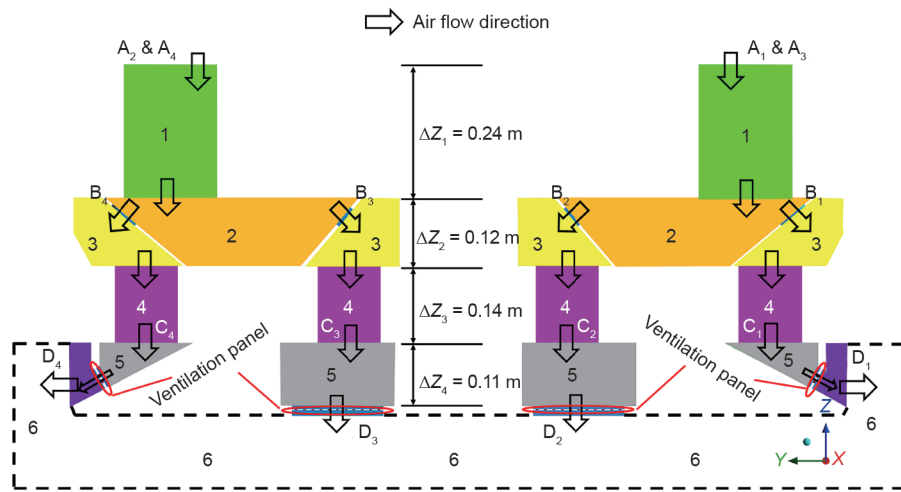


图2. 送风风道横截面示意图。

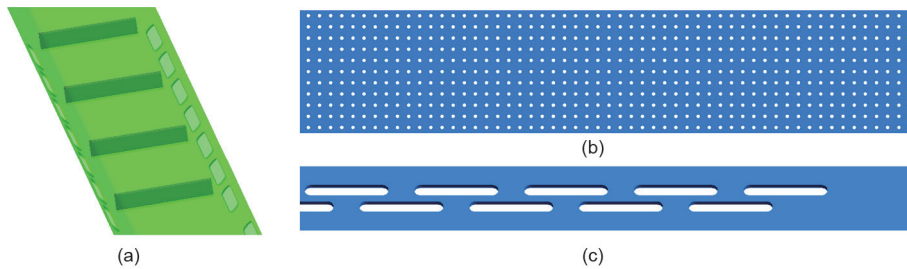


图3. 模型示意图。(a) 图2中区域2模型；(b) 正上方进风口处的通风板；(c) 侧方进风口处的通风板。

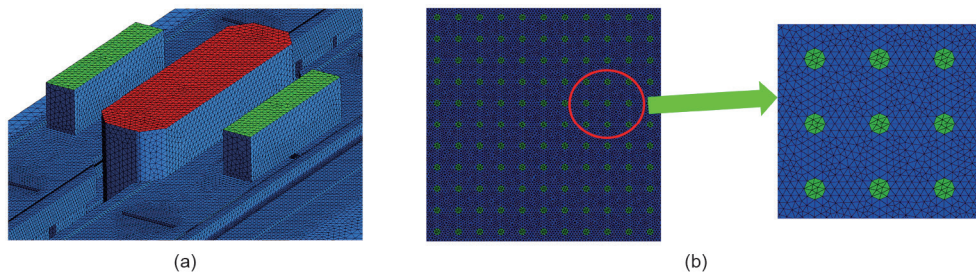


图4. 局部分网格示意图。(a) 空调机组区域；(b) 正上方进风口处的通风孔板。

表示气流从此边界面流出计算域。送风量、回风量和废排出风风量分别为 $10\,000\text{ m}^3\cdot\text{h}^{-1}$ 、 $-6800\text{ m}^3\cdot\text{h}^{-1}$ 和 $-3200\text{ m}^3\cdot\text{h}^{-1}$ 。根据各风口对应的边界面面积，通过换算得出相应的送风速度、回风速度和废排出风速度分别为 $5.261\text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ 、 $-1.937\text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ 和 $-3.922\text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ 。

(2) 客室侧壁设置为对流换热边界，其传热系数(即 K 值)为 $2.5\text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$ ， K 值的定义详见文献[18]。

(3) 所有壁面均设置为无滑移壁面边界条件。

(4) 本文研究的是夏季满载工况，在单节地铁车厢内共载有310人，且外界环境温度设置为 $33\text{ }^\circ\text{C}$ 。由于人体的发热量很大，所以在数值模拟中考虑了乘客的人体发热量。依据欧洲标准EN14750 [19]，单人的发热量为 120 W 。人体发热以体积热源的形式加载到客室内人体主要活动区域所对应的计算域中。通过换算得出客室内的人体体积热源为 $294.5\text{ W}\cdot\text{m}^{-3}$ 。因客室内发热量巨大，将空调送入的新风的温度设置为 $13\text{ }^\circ\text{C}$ 。

(5) 在本文中选取了3种通风板模型来进行数值模拟：原始模型(original model)、多孔介质模型(porous media model)和多孔阶跃面模型(porous jump face model)。其详细介绍见第3节。

2.3. 测点设置

本文进行了实车实验验证，并按照欧洲标准EN14750设置测点位置(图5中黑色和红色的点)，在每个测点测量速度和温度。根据标准，9个水平测点(点1~9)的速度和温度平均值分别定义为客室内的平均速度和平均温度(v_a 和 T_a)，其最大差值分别定义为水平速度差和水平温度差(v_x 和 T_x)。而9个垂直测点(点2、5、8和10~15)的速度和温度的最大差值则分别定义为垂直速度差和垂直温度差(v_z 和 T_z)。

2.4. 数值方法

在本文中，通过ANSYS Fluent软件对地铁中间车

的内流场进行数值模拟，该软件基于有限体积法进行求解。本文的数值模拟采用了URANS方法和RNG $k\text{-}\epsilon$ 湍流模型，其控制方程可见文献[20]和[21]。由于客室内的空气流速较低，压力波动较小，在模拟中将流体设为不可压缩流体。本文研究的工况为封闭腔室内的对流换热，在计算时采用了Boussinesq假设用于解决热浮力流动[22~24]。该假设的定义可见文献[25]和[26]。

3. 通风板模型

本文的数值模拟采用了3种不同的通风板模型。将根据通风板实际结构及尺寸建立的数值模拟模型定义为“原始模型”。由于原始模型在数值计算时需要耗费大量的计算资源，多孔介质模型和多孔阶跃面模型已被广泛应用于内部流场的数值模拟[27,28]。本文的重点是使用所提出的通风板模型对地铁列车的内部流场进行数值模拟。

对于多孔介质模型，将通风板定义为一个单元体，通过给定多孔介质参数，便可获得气流通过该通风板后的压力损失，如式(1)所示[29]：

$$\Delta p = \frac{1}{2} C_2 \cdot \rho \cdot \Delta n \cdot v^2 + \frac{\mu}{\alpha} \cdot \Delta n \cdot v \quad (1)$$

式中， Δp 代表通风板的压力损失，Pa； μ 为空气动力黏度，本文取 $1.8 \cdot 10^{-5}\text{ Pa}\cdot\text{s}$ ； v 为空气速度， $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ ； C_2 为惯性阻力系数， m^{-1} ； α 为面渗透率， m^2 ； ρ 为空气密度，本文取 $1.225\text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$ ； Δn 为通风板厚度，客室的正上方和侧方进风口处的通风板的厚度分别为 2 mm 和 4 mm 。

多孔阶跃面模型可视为将多孔介质模型进行一维(1D)简化，将通风板定义为一个单元面，且式(1)同样适用。

本文通过实验获得了客室的正上方和侧方进风口处的通风板在不同空气流速下的压力损失。在中南大学模

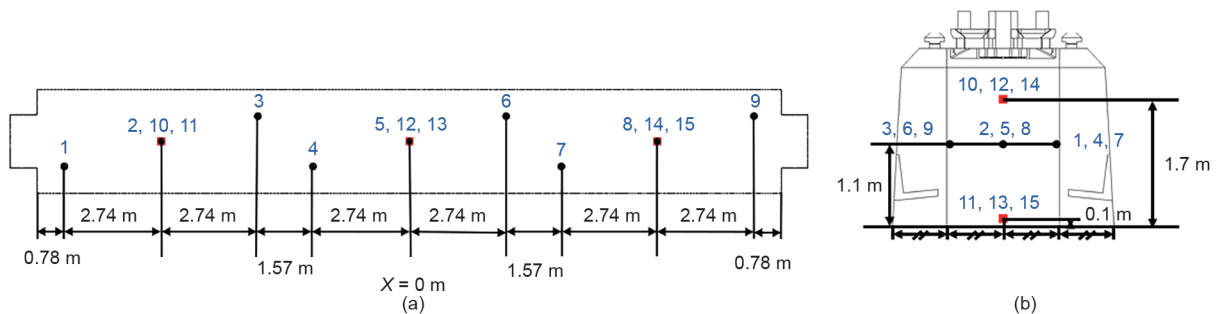


图5. 实车实验中的测点布置示意图。(a) 俯视图；(b) 正视图。

型试验平台上进行了通风板试验, 该实验平台具备中国计量认证 (CMA) 资格 (证书编号2014002479K)。该平台的具体介绍可见文献[30]和[31]。实验时的空气流速分别为1、2、3、4和5 $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ 。实验模型按通风板的真实尺寸加工而成, 如图6 (a) 所示。压力传感器采用 Honeywell DC030NDC4型压力传感器, 如图6 (b) 所示。实验中该传感器的采样频率为1 kHz, 测量精度为0.01 Pa。速度传感器采用TSI9525型风速仪搭配热线风速探头, 测量精度为0.01 $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ 。每次实验前, 每个传感器均须重新进行校准和标定, 加载实验的误差在0.2%之内, 才被认为是完全满足实验精度要求。每个工况需要重复进行5次, 并检查空气速度的准确性。实验测量结果与目标空气速度的误差若不符合 $\pm 0.2\%$ 的精度要求, 便会被舍弃。将5次有效实验数据的平均值作为最终实验结果。表1为通风板压力损失的实验结果。表中的 v 和 Δp 即为公式 (1) 中的变量, 而“upper”和“lateral”分别代表客室正上方和侧方进风口处的通风板。将实验所得的通风板压力损失按式 (1) 进行拟合, 结果如表2所示。表中的 R^2 代表拟合公式的决定系数。将各常数带入表2中的系数, 可获得通风板的多孔介质参数 $1/\alpha$ 和 C_2 , 如表3所示。

在数值模拟中, 通过ANSYS Fluent软件来设置通风板的多孔介质模型和多孔阶跃面模型。对于使用这两种模型的地铁车辆内部流场的数值模拟, 均需给定所获得的多孔介质参数 $1/\alpha$ 和 C_2 , 以及通风板的孔隙率; 对于

多孔介质模型, 将通风板区域定义为“cell zone conditions”下的“porous zone”, 并设置相关参数; 对于多孔阶跃面模型, 在“boundary condition”中将通风板的边界面设置为“porous jump”, 并设置通风板厚度 Δn 。

4. 实验验证和分析

本文对地铁列车内流场数值模拟采用的3种通风板模型进行对比, 且将其结果与实车实验数据相比较, 旨在选取可准确且高效模拟地铁列车内流场特性的通风板模型。

4.1. 地铁列车实车实验

本文的内流场实车实验是在中南大学模型试验平台上进行的。该平台的具体介绍可见文献[30]和[31]。实验采用真实尺寸某型号地铁列车的中间车, 尺寸如图1 (a) 所示。实验选取了4台约特通风设备有限公司的XFH型空调机组, 可提供2500 $\text{m}^3\cdot\text{h}^{-1}$ 的新风送风量, 且新风温度为13 $^{\circ}\text{C}$ 。共4个新风送风口, 每个空调机组对应一个, 产生的新风直接通入送风风道。没有设置回风风道, 在回风口设置排风机直接将空气排出客室。客室共设置了2个回风口, 单个回风排风机的排气量为3400 $\text{m}^3\cdot\text{h}^{-1}$ 。在废排风口处也设置了排风机将空气直接排出。客室共有6个废排风口, 单个废排排风机的排气量为533 $\text{m}^3\cdot\text{h}^{-1}$ 。通过在客室底部均匀布置310个发热功

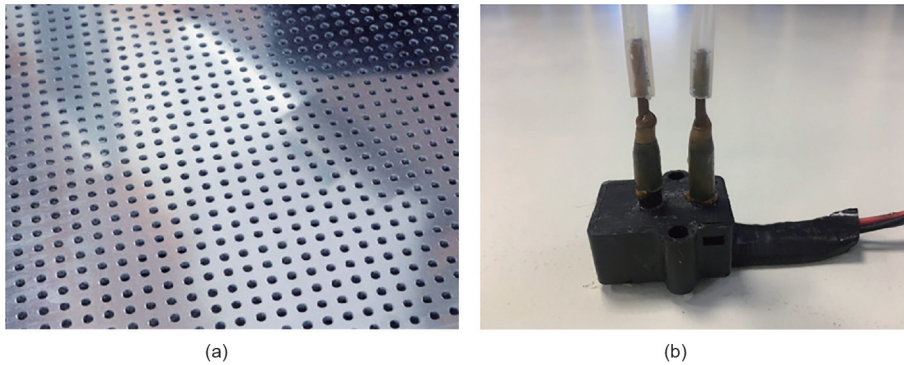


图6. 实验模型和传感器。(a) 通风板实验模型; (b) 压力传感器。

表1 通风板压力损失实验数据

Location	Δp (Pa)				
	1 $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$	2 $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$	3 $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$	4 $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$	5 $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$
Upper	183.54	734.07	1651.60	2936.13	4587.65
Lateral	7.86	30.70	68.52	121.33	189.13

表2 通风板压力损失拟合公式及其决定系数

Location	Equation	R^2
Upper	$\Delta p = 183.5v^2 + 0.03622v$	1.000
Lateral	$\Delta p = 7.492v^2 + 0.3646v$	1.000

率为120 W的发热线圈，模拟满载的工况。空调机组和发热线圈开始工作30 min之后，开始进行客室内相关流场参数的测量。此时，客室内的流场结构和温度均已稳定，可以有效模拟真实的夏季满载情况。

客室内各部位压力的变化极小，距地面1.1 m处水平面（ $Z = 1.1 \text{ m}$ ）的最大压力差在1 Pa以内。因此，在测量中未标定各测点位置的压力，只标定了各测点位置的空气速度和温度。速度传感器同样采用TSI9525型风速仪搭配热线风速探头，测量精度为 $0.01 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ 。温度传感器采用AI5600型手持式高精度测温仪，测量精度为 $0.01 \text{ }^\circ\text{C}$ 。各测点位置及测量获得的参数与2.3节中设定的一致。

4.2. 实验验证

将采用原始模型、多孔介质模型和多孔阶跃面模型的地铁列车客室内流场数值模拟结果与实车实验数据进行对比，如表4所示。

由表可知，原始模型的数值模拟结果中各参数与实验数据吻合得较好，各参数的数值模拟偏差均在4%以内。原始模型完全参照真实通风板进行的建模，其数值模拟偏差表明本文所选取的湍流模型和计算网格可有效模拟地铁列车客室内流场。因此，该模拟方法通过了实验数据的验证。

从表4中可看出，多孔阶跃面模型的数值模拟结果与实验数据相差较大，个别参数的数值模拟误差超过8%。因此，多孔阶跃面模型并不适用于地铁列车内流场的数值模拟。多孔介质模型的数值误差相对较小，最大数值误差均为4.7%。原始模型和多孔介质模型的数

表3 通风板的多孔介质参数

Location	$C_2 (\text{m}^{-1})$	$1/\alpha (\text{m}^2)$
Upper	149 795	1 005 556
Lateral	3058	5 063 889

表4 实车实验结果和数值模拟偏差

	Experimental data	Numerical errors		
		Original model	Porous media model	Porous jump face model
v_a	$0.17 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$	3.19%	3.45%	10.59%
v_x	$0.25 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$	-3.07%	-3.21%	8.40%
v_z	$0.59 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$	-2.53%	-2.48%	-9.15%
T_a	$26.90 \text{ }^\circ\text{C}$	-3.98%	-4.71%	-4.13%
T_x	$6.68 \text{ }^\circ\text{C}$	-1.35%	1.65%	-5.39%
T_z	$6.94 \text{ }^\circ\text{C}$	1.30%	-1.87%	4.61%

值计算结果中同一参数之间的数值模拟误差在1%以内。此外，相较于原始模型，多孔介质模型极大地减小了数值模拟所需的计算资源。因此，在工程应用中，可使用多孔介质模型代替通风板的原始模型来进行地铁列车客室内流场的数值模拟研究。

4.3. 内流场分析

将采用多孔介质模型数值模拟的地铁列车客室内流场与采用原始模型的相比较，可进一步说明多孔介质模型替代原始模型的可行性。

实车实验中根据欧洲标准EN14750标准设置了15个测点，如图5所示根据位置分布分为水平面测点组和竖直面测点组。每组测点分别对应一个平面，即距客室底面1.1 m的水平截面（ $Z = 1.1 \text{ m}$ ）和竖直截面（ $Y = 0 \text{ m}$ ）。本文即对这两个典型截面的流场云图进行对比分析。由于送风系统、回风系统和废排系统的综合作用，速度场会保持在一个较为稳定的状态。客室外部环境温度为 $33 \text{ }^\circ\text{C}$ ，送入客室的新风为 $13 \text{ }^\circ\text{C}$ 。考虑客室内乘客的发热以及壁面的传热作用，客室内部的温度也保持在一个相对平衡的状态。因此，这两个典型截面速度分布和温度分布可以分别代表客室内的速度场和温度场。由于室内压力变化极小，不对客室内流场的压力场进行研究。

图7为同一时刻原始模型和多孔介质模型在地铁客室内两个典型截面上的速度云图。由于湍流的不稳定性且两种模型的速度变化范围几乎相同，两种模型的速度场也基本一致。因回风抽气作用，在客室回风口附近区域的风速明显大于其他部分。结合节2.3节中的定义可知，这两种模型的客室内平均速度、水平速度差和垂直速度差基本相同，与表4中结果相符。

图8为同一时刻原始模型和多孔介质模型在地铁客室内两个典型截面上的温度云图。由图可知，在两种模型的客室内的两个截面上，尤其是人体活动区域的温度分布基本一致。两个模型的高温区域均位于End II位端

的中上部区域。End I位端中上部区域的温度较人体活动区域略高。结合图1可得，这是由客室进风口的布局位置所引起的。客室进风口并未沿列车全长布满，客室两端均距最近的客室进风口有一定距离，且End II位端相较于End I位端距进风口更远。由于新风温度相对较低，End II位端的温度要高于End I位端的温度，且相对低温区域位于客室的顶部。

对比图8(a)和(b)可得，对于水平截面，在End II位端区域，原始模型的温度相较于多孔介质模型的要高一点，其他区域的温度相差不大。因此，原始模型的平均温度相对略高，与表4中规律一致。多孔介质模型的局部有小区域的温度低于原始模型的相对应区域，因此，多孔介质模型的水平温差略大于原始模型。

对比图8(c)和(d)可得，对于竖直截面，原始模型的End II位端区域的温度要高于多孔介质模型。在客室顶部的出风口区域，多孔介质模型的低温区面积略大，且极值与原始模型的相差不大。而在其他区域，两

种模型的温度基本一致。因此，原始模型的垂直温差略大于多孔介质模型，与表4中规律一致。

通过分析典型截面速度和温度云图，可以得出多孔介质模型的内流场分布规律与原始模型吻合得很好。也从另一个侧面说明，在对内流场的数值模拟研究中，多孔介质模型能够很好地替代通风板的原始模型。

5. 结论

本文旨在简化地铁客室通风板的数值模拟模型。为提高数值计算效率，选用并评估了两种简化的数值模拟模型（即多孔介质模型和多孔阶跃面模型）。通过实验数据确定多孔介质模型和多孔阶跃面模型所需的物性参数。将两种简化模型和原始模型的数值模拟结果以及地铁列车车实验的数据进行了比较。结果表明，使用多孔介质模型替代原始模型进行地铁客室内流场数值模拟，可有效减少计算时间和占用的计算资源。多孔介质

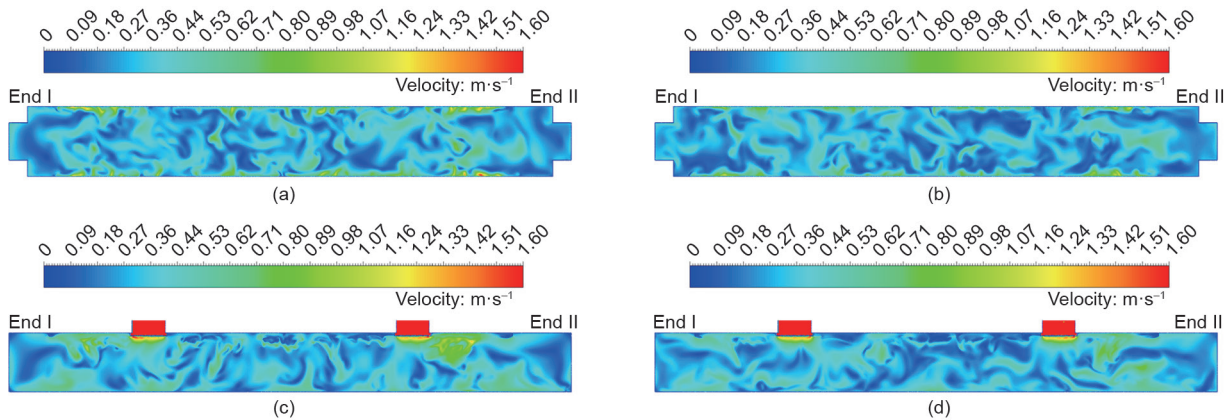


图7. 同一时刻客室内典型截面速度云图。(a) 原始模型 ($Z=1.1\text{ m}$)；(b) 多孔介质模型 ($Z=1.1\text{ m}$)；(c) 原始模型 ($Y=0\text{ m}$)；(d) 多孔介质模型 ($Y=0\text{ m}$)。

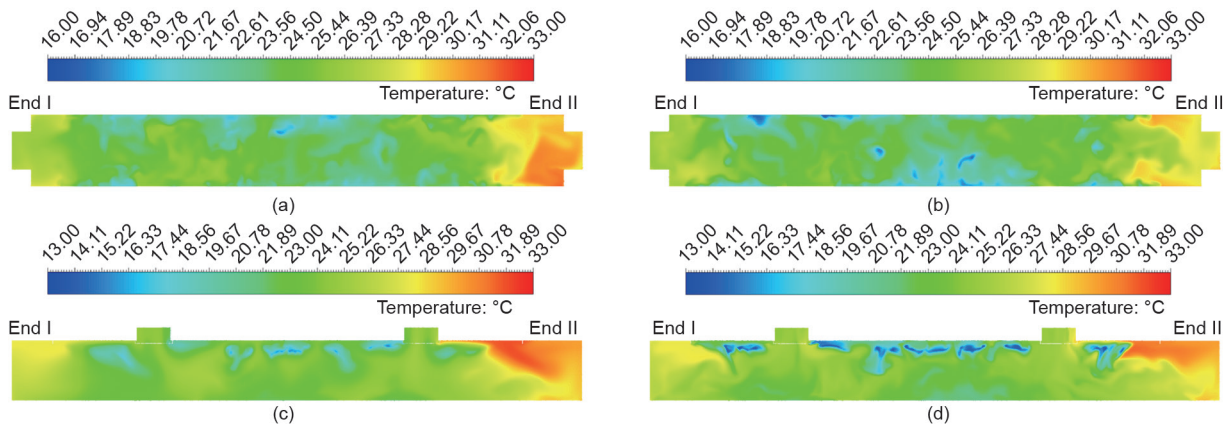


图8. 同一时刻客室内典型截面温度云图。(a) 原始模型 ($Z=1.1\text{ m}$)；(b) 多孔介质模型 ($Z=1.1\text{ m}$)；(c) 原始模型 ($Y=0\text{ m}$)；(d) 多孔介质模型 ($Y=0\text{ m}$)。

模型的流场参数（温度和速度）具有相对较小的数值误差，最大数值误差为4.71%。原始模型和多孔介质模型的数值计算结果中同一参数之间的数值误差在1%以内。多孔介质模型可以将所需的计算资源减少约25%。本文所采用的多孔介质模型为地铁客室内流场特性的研究提供了一种更高效的数值模拟方法。

致谢

感谢席宇翔和刘欣对本文数值模拟研究做出的相关贡献。同时，衷心地感谢国家“十三五”重点研发计划（2016YFB1200602-11和2016YFB1200602-12）的支持。

Compliance with ethics guidelines

Yu Tao, Mingzhi Yang, Bosen Qian, Fan Wu, and Tiantian Wang declare that they have no conflict of interest or financial conflicts to disclose.

Reference

- [1] Chow WK. Ventilation of enclosed train compartments in Hong Kong. *Appl Energy* 2002;71(3):161–70.
- [2] Dehghan MH, Abdolzadeh M. Comparison study on air flow and particle dispersion in a typical room with floor, skirt boarding, and radiator heating systems. *Build Environ* 2018;133:161–77.
- [3] Zhuang R, Li X, Tu J. CFD study of the effects of furniture layout on indoor air quality under typical office ventilation schemes. *Build Simul* 2014;7(3):263–75.
- [4] Pang L, Li P, Bai L, Liu D, Zhou Y, Yao J. Optimization of air distribution mode coupled interior design for civil aircraft cabin. *Build Environ* 2018;134:131–45.
- [5] Zhang H, Dai L, Xu G, Li Y, Chen W, Tao W. Studies of air-flow and temperature fields inside a passenger compartment for improving thermal comfort and saving energy. Part I: test/numerical model and validation. *Appl Therm Eng* 2009;29(10):2022–7.
- [6] Zhang H, Dai L, Xu G, Li Y, Chen W, Tao W. Studies of air-flow and temperature fields inside a passenger compartment for improving thermal comfort and saving energy. Part II: simulation results and discussion. *Appl Therm Eng* 2009;29(10):2028–36.
- [7] Bianco V, Manca O, Nardini S, Roma M. Numerical investigation of transient thermal and fluiddynamic fields in an executive aircraft cabin. *Appl Therm Eng* 2009;29(16):3418–25.
- [8] Mao Y, Wang J, Li J. Experimental and numerical study of air flow and temperature variations in an electric vehicle cabin during cooling and heating. *Appl Therm Eng* 2018;137:356–67.
- [9] Dullinger C, Struckl W, Kozek M. A modular thermal simulation tool for computing energy consumption of HVAC units in rail vehicles. *Appl Therm Eng* 2015;78:616–29.
- [10] Hofstädter RN, Zero T, Dullinger C, Richter G, Kozek M. Heat capacity and heat transfer coefficient estimation for a dynamic thermal model of rail vehicles. *Math Comput Model Dyn Syst* 2017;23(5):439–52.
- [11] Luger C, Kallinovsky J, Rieberer R. Identification of representative operating conditions of HVAC systems in passenger rail vehicles based on sampling virtual train trips. *Adv Eng Inform* 2016;30(2):157–67.
- [12] Schmeling D, Bosbach J. On the influence of sensible heat release on displacement ventilation in a train compartment. *Build Environ* 2017;125:248–60.
- [13] Li W, Sun J. Numerical simulation and analysis of transport air conditioning system integrated with passenger compartment. *Appl Therm Eng* 2013;50(1):37–45.
- [14] Liu W, Deng Q, Huang W, Liu R. Variation in cooling load of a moving airconditioned train compartment under the effects of ambient conditions and body thermal storage. *Appl Therm Eng* 2011;31(6–7):1150–62.
- [15] Suárez C, Iranzo A, Salva JA, Tapia E, Barea G, Guerra J. Parametric investigation using computational fluid dynamics of the HVAC air distribution in a railway vehicle for representative weather and operating conditions. *Energies* 2017;10(8):1074–86.
- [16] Wang H, Lin M, Chen Y. Performance evaluation of air distribution systems in three different China railway high-speed train cabins using numerical simulation. *Build Simul* 2014;7(6):629–38.
- [17] Aliahmadipour M, Abdolzadeh M, Lari K. Air flow simulation of HVAC system in compartment of a passenger coach. *Appl Therm Eng* 2017;123:973–90.
- [18] BS EN 14750-1: Railway applications—air conditioning for urban and suburban rolling stock. Part 1: comfort parameters. British standard. London: British Standards Institution; 2006.
- [19] BS EN 14750-2: Railway applications—air conditioning for urban and suburban rolling stock. Part 2: type tests. British standard. London: British Standards Institution; 2006.
- [20] Chen Z, Liu T, Zhou X, Niu JQ. Impact of ambient wind on aerodynamic performance when two trains intersect inside a tunnel. *J Wind Eng Ind Aerodyn* 2017;169:139–55.
- [21] Niu J, Zhou D, Liang X, Liu T, Liu S. Numerical study on the aerodynamic pressure of a metro train running between two adjacent platforms. *Tunn Undergr Space Technol* 2017;65:187–99.
- [22] Yan Y, Li X, Tu J. Effects of passenger thermal plume on the transport and distribution characteristics of airborne particles in an airliner cabin section. *Sci Technol Built Environ* 2016;22(2):153–63.
- [23] Dehne T, Lange P, Volkmann A, Schmeling D, Konstantinov M, Bosbach J. Vertical ventilation concepts for future passenger cars. *Build Environ* 2018;129:142–53.
- [24] Yang L, Li M, Li X, Tu J. The effects of diffuser type on thermal flow and contaminant transport in high-speed train (HST) cabins—a numerical study. *Int J Vent* 2018;17(1):48–62.
- [25] Gray DD, Giorgini A. The validity of the Boussinesq approximation for liquids and gases. *Int J Heat Mass Transf* 1976;19(5):545–51.
- [26] Bacharoudis E, Vrachopoulos MG, Koukou MK, Margaris D, Filios AE, Mavrommatis SA. Study of the natural convection phenomena inside a wall solar chimney with one wall adiabatic and one wall under a heat flux. *Appl Therm Eng* 2007;27(13):2266–75.
- [27] Teitel M, Dvorkin D, Haim Y, Tanny J, Seginer I. Comparison of measured and simulated flow through screens: effects of screen inclination and porosity. *Biosyst Eng* 2009;104(3):404–16.
- [28] Bejan A, Dincer I, Lorente S, Miguel AF, Reis AH. Porous and complex flow structures in modern technologies. New York: Springer; 2004.
- [29] Fluent help. Pittsburgh: ANSYS Inc.; 2017.
- [30] Yang M, Du J, Li Z, Huang S, Zhou D. Moving model test of high-speed train aerodynamic drag based on stagnation pressure measurements. *PLoS ONE* 2017;12(1):e0169471.
- [31] Zhang L, Yang M, Liang X, Zhang J. Oblique tunnel portal effects on train and tunnel aerodynamics based on moving model tests. *J Wind Eng Ind Aerodyn* 2017;167:128–39.