

# 高速铁路列车检修库 热风系统数值模拟与改进

解放军理工大学 蔡浩☆  
铁道第三勘察设计院 黄保民  
解放军理工大学 朱培根  
铁道第三勘察设计院 朱建章

**摘要** 以京沪高速铁路某列车检修库为例,利用 CFD 技术,对检修库联合供暖设计方案中列车底部热风系统的实施效果进行了模拟。结合 8 个典型算例,对检修库内空气速度分布、温度分布、热舒适度指标 PMV 分布及列车表面的热流密度进行了模拟,确定了合理的送风口位置和最佳的送风参数。

**关键词** 高速铁路 列车检修库 热风系统 送风口位置 送风参数 数值模拟

## Numerical simulation and improvement of the hot air system in a train service shop of high speed railway

By Cai Hao★, Huang Baomin, Zhu Peigen and Zhu Jianzhang

**Abstract** Takes the train service shop of high speed railway between Beijing and Shanghai as an example, adopts CFD methods to simulate the effects of hot air system which is a part of combined heating system and located under the train. Based on eight typical cases, simulates the air velocity distribution, air temperature distribution, PMV distribution and heat flux density through the train surface, and finds proper locations of air supply inlet and optimal air supply parameters.

**Keywords** high speed railway, train service shop, hot air system, location of air supply inlet, air supply parameter, numerical simulation

★ PLA University of Science and Technology, Nanjing, China

①

### 0 引言

京沪高速铁路某列车检修库是具有多层工作面的高大空间。为了提高检修库内的热舒适性,加速冷态列车入库后的融雪融冰过程,并且降低供暖能耗,在检修库内采用了列车底部热风系统、燃气辐射供暖和检查沟内散热器相结合的联合供暖设计方案。

在联合供暖设计方案中,列车底部热风系统的送风任务是将冷态列车周围屏蔽,减少列车外表面形成的冷气流和冷辐射,并且加速融雪融冰过程。由于检修库内的气流和温度分布受到自然对流换

热、强制对流换热以及辐射换热等多种换热机制的影响,给热风系统送风效果的预测和控制带来了很大困难。

面对这样的设计对象,国内尚缺乏成熟的设计经验及相应业绩,传统的设计方法和设计手段难以

①☆ 蔡浩,男,1976 年 5 月生,在读博士研究生,讲师  
210007 南京市海福巷 1 号解放军理工大学工程兵工程学院  
内部设备教研室  
(025) 84864330 (0) 13915918519  
E-mail: caihaohvac@163.com  
收稿日期:2005-09-07  
一次修回:2006-02-16  
二次修回:2006-09-04

满足工程要求。随着计算机和计算流体动力学(CFD)技术的发展,专家经验与数值模拟技术的结合在建筑供暖空调设计领域已开始发挥巨大优势。

本文采用三维 CFD 模拟技术对列车底部热风系统的实施效果进行预测评价,以改进送风口的布置形式,并确定最佳的送风参数,为同类车库热风系统的设计、方案优化提供参考。

## 1 列车检修库概况

列车检修库全长约 433 m,宽 38 m,高约 12 m,占地面积约 16 500 m<sup>2</sup>,内有 5 组轨道,每组轨道两侧设有双层钢筋混凝土平台,形成 3 层作业面。每层作业面平台长约 400 m,宽为 3.3 m,净空高约 2.5 m,作业平台的边界与列车外皮之间的距离很小,大约为 200 mm,使 1,2 层作业面形成相对封闭的空间。

图 1 所示为从列车入口起长度为 72 m 的一段建筑空间。在图中 y 轴正方向为北向,检修库的南墙为外墙,而北墙为内隔墙,南北墙体的散热情况存在较大差异。

## 2 数值模拟内容

表 1 典型算例模拟内容

算例序号	模拟内容	备注
1	单列列车就位后,一趟辐射(即仅开启位于列车顶部的一排燃气辐射供暖管),送风口靠内侧,风速 5 m/s,送风温度 45 °C	送风口位置初始方案
2	单列列车就位后,一趟辐射,送风口靠外侧,风速 5 m/s,送风温度 45 °C	送风口位置最终方案
3	单列列车就位后,一趟辐射,送风口靠外侧,风速 5 m/s,送风温度 40 °C	定送风量
4	单列列车就位后,一趟辐射,送风口靠外侧,风速 5 m/s,送风温度 35 °C	定送风量
5	单列列车就位后,一趟辐射,送风口靠外侧,风速 5 m/s,送风温度 30 °C	定送风量
6	单列列车就位后,一趟辐射,送风口靠外侧,风速 4.5 m/s,送风温度 45 °C	定送风温度
7	单列列车就位后,一趟辐射,送风口靠外侧,风速 4.0 m/s,送风温度 45 °C	定送风温度
8	单列列车就位后,一趟辐射,送风口靠外侧,风速 3.5 m/s,送风温度 45 °C	定送风温度

## 3 数值模拟方法和模拟工具

### 3.1 控制方程

室内空气流动为不可压缩湍流流动,其流动和传热过程可用如下通用的时均化控制方程<sup>[1]</sup>表示:

$$\frac{\partial}{\partial \tau}(\rho\phi) + \text{div}(\rho u\phi - \Gamma_{\phi}\text{grad}\phi) = S_{\phi} \quad (1)$$

式中  $\phi$  代表流动的速度、温度、污染物浓度等,对于相应的湍流模型, $\phi$  还代表有关的湍流参数,如湍流动能以及湍流动能耗散率等。

### 3.2 湍流模型

为了模拟车库内空气的三维湍流流动,本文采用了新零方程湍流模型的简捷数值模拟方法进行模拟。该模型是由 Chen Qingyan 和 Xu Weiran 根据有关水平和垂直平板自然对流、空腔内自然对

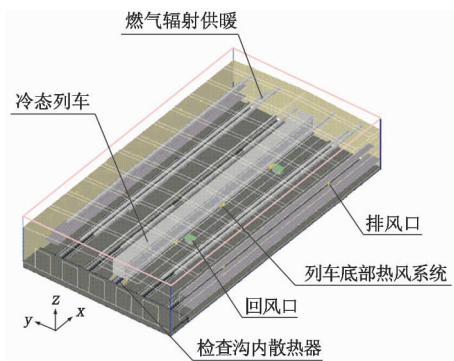


图 1 列车检修库建筑空间与供暖系统布置示意图

为了分析列车底部热风系统的风口布置形式以及送风参数对检修库内空气环境和列车融雪融冰过程的影响,本文结合多个算例的模拟结果,对送风口的布置形式进行了多次改进,并最终确定了最佳的送风口位置。在此基础上,进一步对 6 种送风工况下室内的空气速度分布、温度分布和热舒适度指标 PMV 分布进行了预测评价,以确定与该送风口位置相对应的最佳送风参数。

限于篇幅,在此选取 8 个典型算例的模拟结果加以分析,各算例的模拟内容如表 1 所示。

流和混合对流的实验数据和 DNS 的结果,结合室内空气流动的典型  $Ra$  范围( $Ra = (2.6 \sim 3.0) \times 10^{10}$ )提出的<sup>[2-3]</sup>。

新零方程湍流模型根据湍流黏度与流体密度、速度和湍流尺度成正比这一基本思想,将室内空气湍流流动的黏度  $\mu_t$  表示为

$$\mu_t = 0.03874\rho v l \quad (2)$$

式中  $\rho$  为室内空气密度; $v$  为当地时均速度; $l$  为当地位置距壁面最近的距离。

由于采用新零方程湍流模型没有附加微分方程求解涡黏度,因此求解湍流时均化方程(雷诺方程)时求解的未知量个数最少,只需求解关于三个速度分量、压力、比焓(温度)的共 5 个微分方程。

新零方程湍流模型对室内空气流动的数值模拟具有较好适用性,该方法已经经过了置换通风、混合通风、座椅送风等算例的验证,能取得和实验数据吻合较好的模拟结果<sup>[2-6]</sup>

### 3.3 边界条件

入口条件为均匀速度分布,出口采用质量流量边界条件,以保证进出控制区域的流量相等,采用壁面函数法描绘近壁面处的湍流特性。

由于供暖设计方案中包括了辐射和热风吹车等多种方式,室内气流与温度分布能够在较短时间内达到稳定,而融雪融冰过程存在相变换热,冰雪融化的时间则相对较长,因此在模拟计算过程中可以认为室内气流与温度分布在冰雪融化之前已经达到稳定。另外,由于冰雪在融化过程中与室内气流接触的相变界面温度始终保持在 $0^{\circ}\text{C}$ ,因此在模拟计算过程中可以认为,在室内空气环境达到稳态的过程中,车体表面的温度基本保持在 $0^{\circ}\text{C}$ ,车体表面处的边界条件按照 $0^{\circ}\text{C}$ 等温边界条件处理。

在各计算工况中,只开启与冷态列车对应的一趟燃气辐射供暖装置,检查沟内的散热器全部开启。燃气辐射供暖装置和散热器均按等热流密度边界条件设置,根据产品样本计算得到燃气辐射供暖装置和散热器的热流密度分别为 $2\,946.4\text{ W/m}^2$ 和 $1\,406.7\text{ W/m}^2$ 。考虑到供暖装置的热量一部分通过对流、一部分通过辐射方式传递出去,在计算中采用S2S(表面辐射模型)辐射换热模型<sup>①</sup>计算供暖装置与检修库内各表面之间的辐射换热。

### 3.4 模拟工具

目前国际上已经得到广泛应用、技术相对成熟的计算流体动力学 CFD 软件主要包括: FLUENT, Phoenics, Stream, Star-CD, CFX 等。本文采用商用 CFD 软件 FLUENT Airpak2.0 实施模拟。Airpak 是 FLUENT 公司专门为暖通空调专业开发的 CFD 软件,可以用于模拟温度场、气流场、污染物浓度、空气龄以及 PPD, PMV 指标等。Airpak 软件内含多种湍流计算数学模型,在其新版本(2.x)中增加了上文中提到的新零方程湍流模型,并将其称为“indoor zero equation”。Airpak 具有非结构化、结构化网格的自动生成能力,采用 FLUENT 软件作为其核心的求解器。

## 4 送风口布置形式模拟分析

模拟过程中对送风口的布置形式进行了多次

改进,现给出其中两个典型算例算例 1(最初方案)和算例 2(最终改进方案)的模拟结果。算例 1 和算例 2 所对应的风口布置形式如图 2 所示。

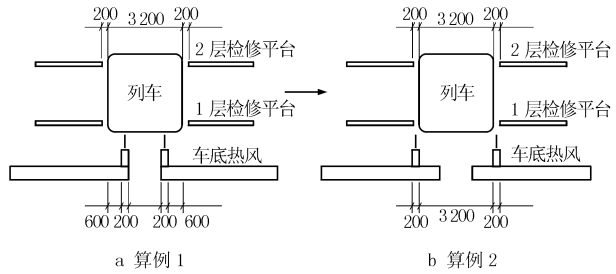


图 2 算例 1 和算例 2  $x=8\text{ m}$  断面风口布置示意图

### 4.1 速度分布对比

图 3 为算例 1 和算例 2 典型断面( $x=8\text{ m}$  断面,经过车底下送风风口的中心位置)的速度分布矢量图。

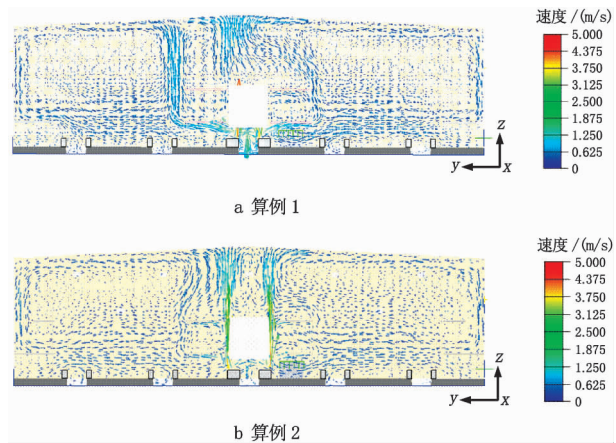


图 3 算例 1 和算例 2  $x=8\text{ m}$  断面速度分布

从图 3 可以看出,对于最初方案(算例 1),车底送风系统的热风射流受到列车底部和 1 层检修平台的抑制,向两侧流动,不能穿过 1,2 层检修平台与列车车体之间的狭窄缝隙,因而无法在列车的两侧形成有效贴附,车体两侧的空气流速较低。而对于最终改进方案(算例 2),热风射流则可以穿过 1,2 层检修平台与列车车体之间的狭窄缝隙,列车两侧的空气流速相对较高,保持在 $2\text{ m/s}$ 以上,而且 1,2 层检修平台之间的平均气流速度在 $0.2\text{ m/s}$ 左右,并不会给检修人员造成不适的吹风感。

### 4.2 温度分布对比

图 4 为算例 1 和算例 2 典型断面( $x=8\text{ m}$  断面)的温度分布图。

① Fluent Inc. Airpak 2.0 User's Guide. Fluent Inc, 2001

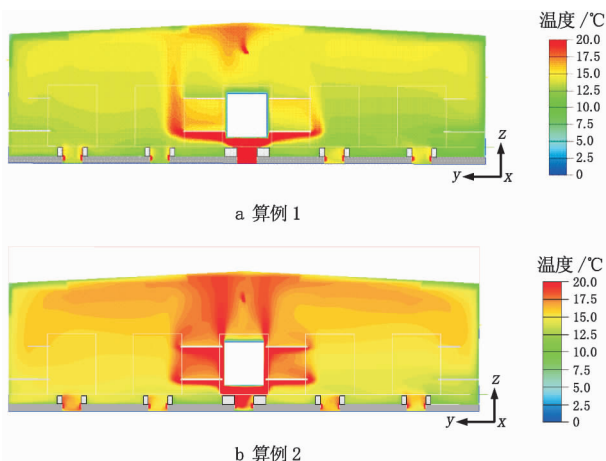


图4 算例1和算例2 x=8 m断面温度分布

从图4可以看出,对于最初方案(算例1),热风射流并没有充分送至列车两侧和1,2层检修平台之间,因此也不能有效屏蔽列车两侧的冷气流和冷辐射。而对于最终改进方案(算例2),热风射流能够在列车两侧表面形成贴附,将列车两侧的冷气流和冷辐射屏蔽,两侧检修平台的空气温度相对较高。

比较图4a和图4b,不难发现算例2的室内空气平均温度明显高于算例1,同时算例2的室内空气温度分布更加均匀。因此,算例2的风口布置方式也更有利于改善室内空气温度分布。

此外,由于南面外墙的散热远大于北面的内隔墙,因此在图中右侧靠近壁面处出现了冷气流下沉的现象。与左侧对应位置相比,右侧靠近壁面处的空气温度明显偏低。

### 4.3 列车表面对流换热强度对比

为了进一步确定各种送风方案对列车融雪融冰过程的影响,还需要对列车表面的对流换热强度

进行量化分析。图5为算例1和算例2列车表面对流换热的热流密度的对比。

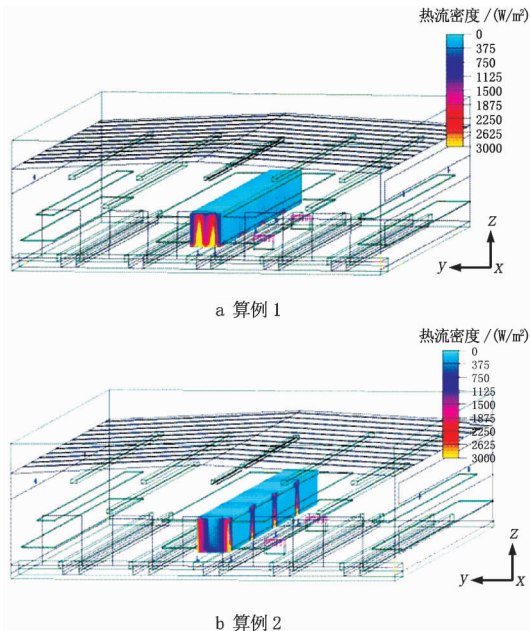


图5 算例1和算例2列车表面热流密度分布

从图5中可以直观地看出,列车两侧的换热效果算例2明显优于算例1,列车顶面的换热效果算例2和算例1无明显差异,而列车端面的换热效果则是算例1明显优于算例2。

表2归纳了算例1和算例2中列车各表面的平均热流密度和热流量值。列车表面的总热流量算例1比算例2高出近41.6 kW,导致这一结果的主要原因是算例1中列车底面的热流量远远大于算例2。另一方面,列车南北两个侧面的热流量算例2比算例1高出近83.4 kW,这对于加速列车侧面的融雪融冰过程更为有利,同时也可以有效地屏蔽列车侧面的冷气流和冷辐射。

表2 列车表面平均热流密度与热流量

	列车各表面总平均		列车顶面		列车南侧面		列车底面		列车北侧面		列车端面	
	算例1	算例2	算例1	算例2	算例1	算例2	算例1	算例2	算例1	算例2	算例1	算例2
热流量/kW	394.195	352.642	26.964	32.713	57.998	103.224	217.862	97.195	68.023	106.217	23.349	13.294
热流密度/(W/m²)	450.133	402.683	130.637	158.493	256.784	457.020	1 055.533	470.905	301.168	470.272	2 083.646	1 186.353

综合室内气流、温度分布以及列车表面对流换热强度计算结果的分析可知,通过改进下送风口的布置方式,算例2的送风效果明显优于算例1。

## 5 送风参数模拟分析

确定了合理的送风口位置后,进一步对6种送风工况(算例3~8)下室内空气速度、温度和舒适度指标PMV分布进行了预测评价,以确定与该送

风口位置相对应的最佳送风参数。

### 5.1 温度分布对比

图6为定送风量情况下(算例3~5)典型断面的温度分布图,图7为定送风温度情况下(算例6~8)典型断面的温度分布图。

从图6和图7中可以看出,在人员活动区(车体两侧,1,2层检修平台),算例3,6,7的空气温

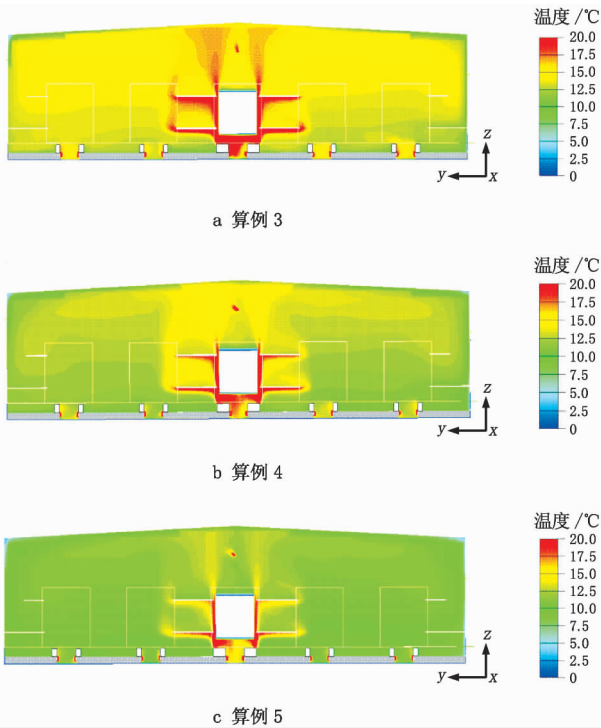


图6 算例3~5  $x=8\text{ m}$  断面温度分布

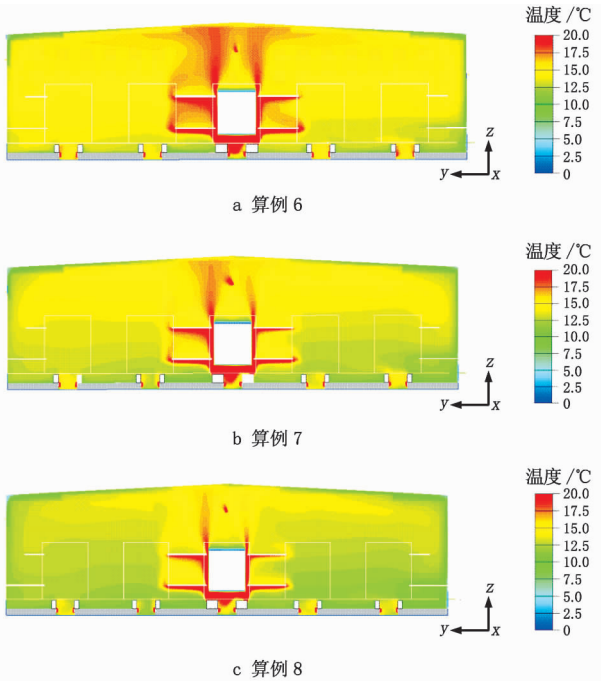


图7 算例6~8  $x=8\text{ m}$  断面温度分布

度明显高于室内设计温度  $14\text{ }^{\circ}\text{C}$ ；而算例5的空气温度则明显低于室内设计温度；算例4和算例8的空气温度与室内设计温度基本相符，仅1层检修平台以下的局部区域温度略低于室内设计温度。

对于算例3,6,7,在检修库空间上部将滞留较厚的热空气层,这一方面会造成室内温度分布不均匀,另一方面也会造成不必要的能量浪费。算例4和算例8的送风工况则较为合适,在检修库空间上部没有出现明显的热空气层,室内主体空间的温度分布也比较均匀。

### 5.2 热舒适度指标 $PMV$ 分布对比

提高室内人员的热舒适性是列车检修库联合供暖设计的重要目标。在检修库中燃气辐射供暖的热辐射,冷态车体壁面、地面和围护结构的冷辐射,以及室内气流流速都将对室内人员的热舒适性产生影响。从上节的分析可以看出,算例4和算例8在人员活动区的温度分布基本符合设计要求,本节进一步给出这两个算例的热舒适度指标  $PMV$  分布的计算结果(见图8)。在  $PMV$  值的计算过程中,室内人员的服装热阻取  $1.5\text{ clo}$  ( $1\text{ clo}=0.155\text{ m}^2\cdot\text{K}/\text{W}$ ),新陈代谢率为  $1.2\text{ met}$  ( $1\text{ met}=58.2\text{ W}/\text{m}^2$ )。  $PMV$  指标与热感觉之间的对应关系如表3所示。

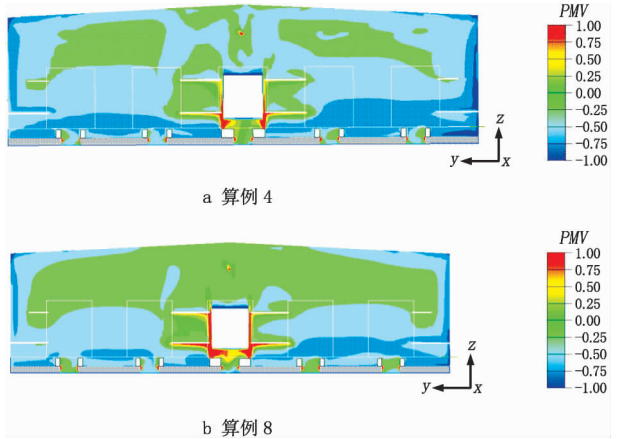


图8 算例4和算例8  $x=8\text{ m}$  断面  $PMV$  分布

表3  $PMV$  与热感觉的对应关系

$PMV$ 值	+3	+2	+1	0	-1	-2	-3
热感觉	热	暖	微暖	适中	微凉	凉	冷

从图8可以看出,在1,2层检修平台人员活动区,  $PMV$  值在 ISO 7730 推荐的  $-0.5\sim+0.5$  之间,这表明冷态车体两侧的冷气流和冷辐射得到了有效屏蔽;在垂直方向上,  $PMV$  指标分布与温度分布相比更加均匀,这表明燃气辐射供暖的热辐射能够有效地改善检修库下部空间的热舒适性;在1层检修平台以下,部分区域的  $PMV$  值在  $-0.75$  左右,检修人员的热感觉保持在微凉的水平,这也

是能够被大多数人所接受的。

### 5.3 热风系统供热量对比

表 4 给出了 6 种送风工况对应热风系统供热量。从表 4 和表 1 可以看出,采用算例 4 和算例 8 的送风方案,不仅能够满足室内空气环境的设计要求,而且热风系统供热量可以节省近 20%(与算例 3 相比)。

表 4 热风系统供热量

	算例 3	算例 4	算例 5	算例 6	算例 7	算例 8
热风系统供热量/kW	471.68	380.80	290.24	498.24	442.88	387.52

## 6 结论

通过对检修库热风系统多种送风方案实施效果的预测评价,确定了合理的送风口布置形式及其最佳送风参数,为同类车库热风系统的设计与优化提供了有益的参考。

6.1 应当选择合理的下送风口布置形式,保证热风射流能够在冷态列车两侧形成有效贴附。模拟结果表明,热风射流应当避免受到列车底部和 1 层检修平台的抑制,尽可能穿过 1,2 层检修平台与列车车体之间的狭窄缝隙。经过多次改进得到的最终方案,热风射流在列车两侧贴附良好,可以有效地屏蔽列车两侧的冷气流和冷辐射,并加速列车表面的融冰过程。

6.2 在满足室内设计温度要求的前提下,通过优选送风参数,可以改善室内活动人员的热舒适性,并降低供暖能耗。从数值模拟结果可以分析得出,如果送风参数搭配不合理,送风的供热量偏高或偏低,会导致检修库上部空间滞留较厚的热空气层,这一方面造成室内温度分布不均匀,另一方面也造

(上接第 116 页)

点温湿度属于中间范围。

## 6 结论

从以上分析可知,2 台蒸发冷却设备在空压机房中并不能有效降低室内温度,但图 4,5 显示在蒸发冷却设备风力范围内的设备被有效地降温,其降幅可高达 5℃左右。这样就使得空压机在较高的气温下能够正常工作。此外,空气温度降低可以有效改善由于气温升高引起的空气密度减小导致空气量不足的问题。

蒸发冷却设备的优点是在每天最热时工作效果最好。所以中午天气越热,它的制冷效果越好。由于工艺简单,其成本是同样制冷量的制冷空调的

成了不必要的能量浪费。采用算例 4 和算例 8 的送风方案,可避免上述问题,而且送风供热量可以节省近 20%。

6.3 室内设计温度的设定应当考虑到对流换热和冷热辐射的综合影响。模拟结果表明,下送风口的热风射流可以有效屏蔽冷态车体两侧的冷气流和冷辐射;燃气辐射供暖的热辐射能够有效改善检修库下部空间的热舒适性,PMV 指标在垂直方向上比温度分布更加均匀;尽管局部区域的空气温度略低于室内设计温度,但是能够被大多数人所接受,也符合减少供暖能耗的要求。

## 参考文献

- [1] Launder B E, Spalding D B. The numerical computation of turbulence flows [J]. Computing Methods Applied Mechanical Engineering, 1974(3): 269
- [2] Xu Weiran. New turbulence models for indoor air flow simulation[D]. USA: Massachusetts Institute of Technology, 1998
- [3] Chen Qingyan, Xu Weiran. A zero-equation turbulence model for indoor air flow simulation[J]. Energy and Buildings, 1998,28(2):137-144
- [4] 赵彬,李先庭,彦启森. 用零方程湍流模型模拟通风空调室内空气流动[J]. 清华大学学报:自然科学版, 2001, 41(10):109-113
- [5] Zhao Bin, Li Xianting, Yan Qisen. A simplified system for indoor airflow simulation[J]. Building and Environment, 2003,38(4):543-552
- [6] Zhao Bin, Li Xianting, Yan Qisen. Numerical simulation of air distribution in chair ventilated room by simplified methodology[G] // ASHRAE Trans, 2002,108(2):1079-1083

一半,且安装方便。缺点是吹出的空气湿度大,设备耗水量较大。但空压机房对湿度的要求不高,因为经过空压机处理后的空气还要经过冷干机处理,且水的成本相对低得多。

## 参考文献

- [1] 黄翔,刘鸣,于向阳. 我国新疆地区蒸发冷却技术应用现状分析[J]. 制冷与空调,2001(1):33-38
- [2] Watt J R. Evaporative air conditioning handbook [M]. 2nd ed. New York: Chapman & Hall, 1986
- [3] 武俊梅,黄翔,殷清海,等. 直接蒸发冷却空调机性能研究[J]. 建筑热能通风空调,2000,19(4):12-14
- [4] 陈沛霖. 蒸发冷却在空调中的应用[J]. 西安制冷, 1999(1):1-9