

文章编号: 1671-6612 (2024) 04-505-12

# 考虑环境非均匀性的 地铁站台送风参数边界约束研究

毕梦波 刘雪峰 徐瑾蔓 马文静 陈文聪 郑明龙

(华南理工大学电力学院 广州 510640)

**【摘要】** 随着地铁站空调系统“高能耗，低能效”问题日益突出，风水联动成为当前优化控制的趋势，针对其优化过程中送风参数约束边界不精确引起的热舒适性差及冷量浪费问题，提出了一种考虑环境非均匀性的边界约束方法。基于 Realizable  $k-\epsilon$ 模型与 Species Transport 模型对站台热湿环境进行数值模拟，分析了气流组织对站台热湿非均匀性影响以及送风参数对站台温度、相对湿度和风速的耦合作用机理，采用非线性最小二乘法拟合送风参数约束边界，探究了送风速度、人员负荷及风口数量对约束边界的影响规律，对比验证了考虑环境非均匀性的边界约束方法对热舒适性控制精度及节能潜力挖掘的提升效果。结果表明：在给定负荷条件下，站台设定温度  $t_a$  一定时，送风温度  $t$  与送风速度  $v$  满足约束关系  $t=a+bt_a-c/v$ ；送风速度越低，忽略站台环境非均匀性引起送风参数约束边界偏差越大；考虑环境非均匀性的约束边界对相对热指标 RWI 控制精度的提升高达 0.1；在空调季全新风模式与最小新风模式下，考虑环境非均匀性可分别节省 29.75%与 12.04%的冷量。考虑环境非均匀性的送风参数约束边界方法可有效提升热舒适性控制精度及系统节能潜力，对风水联动优化控制中送风参数边界约束具有理论借鉴意义。

**【关键词】** 地铁站台；风水联动；送风参数；边界约束；气流组织；数值模拟

中图分类号 U231.4/TU962 文献标志码 A

## Boundary Constraint Study on Air Supply Parameters of Subway Platforms Considering Environmental Non-uniformity

Bi Mengbo Liu Xuefeng Xu Jinman Ma Wenjing Chen Wencong Zheng Minglong

(School of electric power, South China University of technology, Guangzhou, 510640)

**【Abstract】** As the problem of "high energy consumption and low energy efficiency" of the air conditioning system in subway stations is becoming prominent, the air-water linkage becomes the trend of optimization, and a boundary constraint method considering the non-uniformity of the environment is proposed to address the poor thermal comfort and waste of cooling capacity. Based on the Realizable  $k-\epsilon$  and Species Transport model, we numerically simulate the environment of the platform, analyze the influence of airflow organization on the thermal and humid non-uniformity of the platform, and the coupling mechanism of the air supply parameters on the platform temperature, relative humidity, and wind speed, and use the nonlinear least-squares method to fit the constraint boundary of the air supply parameters, and further investigate the influence of the air supply speed, personnel load, and the number of air outlets on the constraint boundary, and further investigate the influence of the air supply speed, personnel load, and the number of air outlets on the constraint boundary. The influence of air supply speed, personnel load and number of air

基金项目: 国家自然科学基金资助项目 (51778234); 广东省自然科学基金资助项目 (2020A1515010762)

作者简介: 毕梦波 (1999-), 男, 硕士研究生, E-mail: 17710560339@163.com

通讯作者: 刘雪峰 (1976-), 男, 博士研究生, 副教授, E-mail: lyxfliu@scut.edu.cn

收稿日期: 2024-02-05

outlets on the constraint boundary is further investigated, and the effect of the boundary constraint method considering the non-uniformity of the environment on the control accuracy of thermal comfort and energy-saving potential is compared and verified. The results show that: when the design temperature  $t_a$  is certain, the air supply temperature and the air supply speed satisfy the constraint relationship  $t = a + bt_a - c/v$ ; the lower the air supply speed is, the larger the deviation of the constraint boundary caused by ignoring the environmental nonuniformity of the station; the constraint boundary considering the environmental nonuniformity improves the control accuracy of the relative thermal index RWI by 0.1; in the air-conditioning season, the cooling savings from considering environmental non-uniformity are 29.75 % and 12.04 % for the full fresh air mode and the minimum fresh air mode, respectively. The air supply parameter constraint boundary method considering environmental non-uniformity can effectively improve the thermal comfort control accuracy and system energy saving potential, which is of theoretical significance for the air supply parameter boundary constraints in the optimal control of air-water linkage.

**【Keywords】** Subway platform; Wind-water linkage; Air supply parameters; Boundary constraints; Airflow organization; Numerical simulation

## 0 引言

在“十四五”加快建设交通强国背景下，轨道交通作为惠及民生、促进经济的公共交通系统发展迅速<sup>[1]</sup>，然其车站通风空调系统“高能耗、低能效”问题也愈发突出。目前我国车站年平均用电量为180~230万千瓦时，其中通风空调系统占比高达30~50%<sup>[2,3]</sup>，降低地铁车站通风空调系统能耗对实现“双碳”目标意义重大。车站通风空调系统主要运行优化控制策略有风系统变频控制<sup>[4]</sup>、冷源群控<sup>[5]</sup>及风水联动控制，其中风系统变频和冷源群控均由BAS系统直接或间接控制，控制参数设定过于依赖现场人员经验，缺乏理论支撑<sup>[6]</sup>，且忽略了风系统与水系统间的强耦合关系，仅保证系统局部处于能效最优。而风水联动优化控制贯穿了通风空调系统的各个环节，如冷水环节、冷却水环节、机组群控环节、末端控制环节、冷水机组出水温度动态设置等<sup>[7]</sup>，充分考虑系统子设备间的水力、热力耦合，使系统运行在全局能耗最优工况点<sup>[8,9]</sup>，是未来优化控制的主要手段。

风水联动控制的关键在于协同调节风/水系统以响应负荷变化，其优化效果极大程度受制于负荷预测准确性、热力/能耗模型准确性、优化算法适应性及送风参数约束边界合理性等。其中合理的送风参数边界约束对于人体热舒适性控制及系统节能潜力挖掘至关重要。目前常规的送风参数边界假设控制环境空气参数均匀，将回风温度近似为室内温度，通过给定负荷与室内环境控制温度，得到送风温度与送风量的约束关系，但该方法忽略了送风参数变化对环境非均匀性的影响，容易使公共区实

际运行温度低于设定值<sup>[10]</sup>。有研究表明，站内运行温度每降低1℃，冷负荷约增加7%<sup>[11]</sup>，冷量浪费严重。因此对于单位面积负荷大且具有一定高度与纵深的站台站厅而言，在空调系统运行调节过程中，送风参数、人员负荷以及风口布置形式等气流组织的关键影响因素均会对环境非均匀性产生显著影响。针对此问题，李红民等<sup>[12]</sup>通过在房间关键位置布置传感器，将实时PMV值与最优设定值的差值作为PID控制变量，该方法考虑了变风量调节下环境非均匀性引起的热舒适问题，但并未揭示送风参数对热湿环境的耦合作用机理。近年来计算流体力学由于其高效率、低成本的突出优势，被广泛应用于内室内气流组织优化与热湿环境预测<sup>[13]</sup>，为此多数学者采用BES-CFD耦合计算方法，通过互补边界条件精确预测建筑室内非均匀热环境并优化空调系统能耗。Fan等<sup>[14]</sup>通过建立Fluent和TRNSYS耦合模型证明在具有垂向温度梯度时BES-CFD耦合模型较单一的BES模型对热性能预测准确性可提升约21%；Du等<sup>[15]</sup>利用CFD-BES联合模型将室内温度分布引入变风量控制中，避免了控制过程中以牺牲舒适性为代价的虚假优化；Zhu等<sup>[16]</sup>发现基于BES-CFD耦合模型的融合多传感器的变风量控制方法其ADPI值较常规变风量控制提升约20%。该方法证明了在空调系统变送风参数控制中数值模拟技术能有效提升热舒适性控制效果和挖掘系统全局节能潜力，但BES-CFD耦合模型建模难度大，对CFD计算效率要求高<sup>[17]</sup>，适用于网格数量少且计算频率低的场景，对于负荷波动频繁的车站空调系统而言适应性较差。

为解决上述地铁车站空调系统风水联动优化控制中送风参数约束边界不精确引起的热不舒适及冷量浪费问题, 本文提出了一种考虑环境非均匀性的边界约束方法, 分析变负荷条件下送风参数对热湿环境耦合作用机理并拟合送风参数约束边界, 探究送风速度、人员负荷及风口数量对约束边界的影响规律, 对比论证了该方法对热舒适性控制精度及系统节能潜力挖掘的提升效果, 为风水联动优化控制中送风参数边界约束提供理论依据。

## 1 模型与方法

### 1.1 物理模型

本研究以广州某地下二层岛式地铁车站的屏蔽门系统站台为研究对象, 其内部结构如图 1 所示, 主要包括立柱、扶梯、直梯、屏蔽门等部分。简化平台尺寸为  $80\text{m} (L) \times 10\text{m} (W) \times 3.3\text{m} (H)$ 。根据平台内的乘员人数和乘客两列排队候车习惯, 将候车乘员群体简化为 12 个长方体<sup>[18]</sup>, 置于站台两侧每对屏蔽门中间位置, 乘员散湿简化为 8 个散湿口, 置于立柱两侧, 简化模型详细尺寸见表 1。

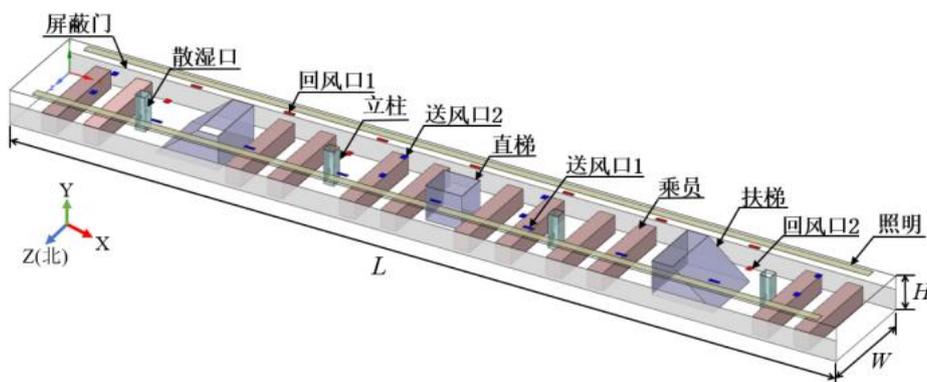


图 1 站台简化模型

Fig.1 Simplified model of station platform

表 1 站台简化模型尺寸

Table 1 Structural parameters of basic cyclone tube demister

名称	数量	长×宽 (×高)
乘员	12	9m×1.5m×1.7m
送风口1	7	1m×0.3m
送风口2	8	0.6m×0.5m
散湿口	8	0.2m×0.2m
回风口1	7	1m×0.3m
回风口2	3	0.6m×0.5m
照明	2	76m×0.8m
立柱	4	1m×1m×3.3m
直梯	1	3.5m×3.1m×3.3m
屏蔽门	2	80m×2.2m

为探究风口数量对送风参数约束边界的影响, 建立了单侧送单侧回形式下, 送风口数量  $N$  为 10、15、20、25 的风口均匀布置模型, 见图 2, 其中风口数量为 15 的送风面积与站台原送风面积相等。

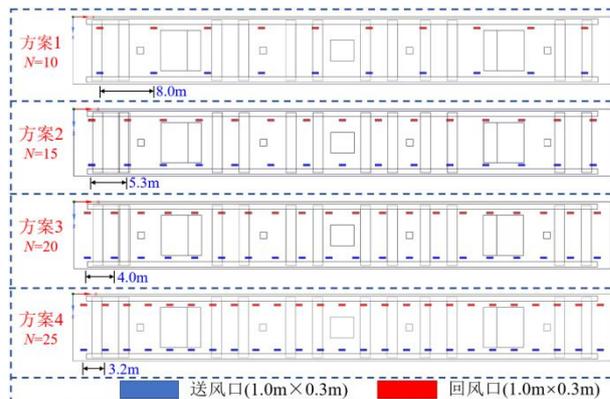


图 2 风口布置示意图

Fig.2 Schematic diagram of air outlet arrangement

### 1.2 数学模型

#### 1.2.1 模型假设

为简化问题, 结合数值模拟特点, 对模型作出如下假设:

- (1) 站台空气低速流动, 可视为不可压缩流体;
- (2) 忽略人员运动对气流组织的影响<sup>[19]</sup>, 站台气流视为定常流动;

(3) 屏蔽门系统缓解了车辆进出站时的活塞风问题,故假设站厅与站台连接的扶梯处无气流交换;

(4) 忽略屏蔽门渗透风对站台气流组织的影响。

### 1.2.2 控制方程

基于以上假设,站内空气流动符合连续性方程、N-S方程和能量方程:

$$\nabla \cdot V = 0 \quad (1)$$

$$\rho \left[ \frac{\partial V}{\partial t} + (V \cdot \nabla)V \right] = F - \nabla p + \mu \nabla^2 V \quad (2)$$

$$\frac{\partial(\rho T)}{\partial t} = \nabla \cdot (\rho V T) + \nabla \cdot \left( \frac{\lambda}{c_p} \nabla T \right) + \Phi + S_h \quad (3)$$

其中:  $V$ 为空气的速度矢量;  $F$ 为空气所受的质量力矢量;  $t$ 为时间;  $\rho$ 为空气的密度;  $p$ 为空气的静压力;  $\mu$ 为空气的动力黏度;  $T$ 为空气温度;  $\lambda$ 为空气导热系数;  $\Phi$ 为耗散函数;  $S_h$ 为内热源。

对N-S方程时均化,得到湍流Reynolds应力输运方程,采用Realizable k- $\epsilon$ 双方程模型对湍流Reynolds应力输运方程封闭,湍流脉动动能 $k$ 方程和湍流脉动动能耗散率 $\epsilon$ 方程为:

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho k u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + \mu \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \rho \epsilon \quad (4)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho \epsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_i} \right] + c_1 \rho S \epsilon - c_2 \rho \frac{\epsilon^2}{k + \sqrt{\nu \epsilon}} \quad (5)$$

其中:  $k$ 为湍流脉动动能;  $\epsilon$ 为湍流能量耗散率;  $u$ 和 $x$ 分别为速度矢量和位置矢量; 下标 $i, j, k$ 为哑标,符合爱因斯坦求和约定;  $\mu_t$ 为湍流粘性系数;  $\sigma_k$ 和 $\sigma_\epsilon$ 分别取经验值1.2和1.0,为对应于 $k$ 和 $\epsilon$ 的湍流Prandtl数。

湿空气的对流扩散还应遵循组分输运方程:

$$\frac{\partial(\rho \varphi)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \varphi V) = \nabla \cdot (D \nabla \varphi) + S \quad (6)$$

其中:  $\rho$ 为组分的密度;  $\varphi$ 为该组分的质量分数;  $t$ 为时间;  $V$ 为该组分的速度矢量;  $D$ 为该组分的扩散系数矩阵;  $S$ 为该组分源项。

站台空调送风气流具有高雷诺数,采用k- $\epsilon$ 模型模拟,而壁面附近的流动则可视作具有简单的紊流边界层流动,采用标准壁面函数求解<sup>[20]</sup>。

### 1.2.3 计算方法与边界条件

本研究选用基于压力(Pressure-Based)的隐式格式求解器进行稳态(Steady)求解,压力速度耦合方式为SIMPLE算法,对流项离散格式选择二阶迎风格式(Second Order Upwind)。k- $\epsilon$ 双方程能量残差值收敛条件为 $1 \times 10^{-6}$ ,其他变量为 $1 \times 10^{-4}$ ,同时监测观测面平均温度,当残差值满足收敛条件且监测温度稳定则计算收敛。

送风温度与送风速度各选取5个水平,地铁站舒适性空调一般无再热系统<sup>[21]</sup>,以机器露点送风,送风相对湿度取95%。

该车站位于广州,属夏热冬暖气候,供冷季为4月~11月,无供暖工况。冷负荷主要组成为人员、扶梯、照明与电子设备和屏蔽门,其中屏蔽门的传热负荷受隧道与站台温差影响,所以屏蔽门采用第三类边界条件,隧道内温度取35℃,屏蔽门总传热系数取 $6.4 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$ ,其他均为定热流边界。人员全热负荷取134W/人,扶梯负荷取6kW/台,照明负荷取20W/m<sup>2</sup>。湿负荷来自人员散湿,取115g/h/人,群集系数取0.9。站台日负荷波主要受客流量影响<sup>[22]</sup>,本文根据站台远期客流量设置3种人员负荷工况,为负荷1、2、3,分别对应客流量10000、3000、1000人·h<sup>-1</sup>,对应人均站台停留时间3、5、6min,具体边界条件设置见表2。

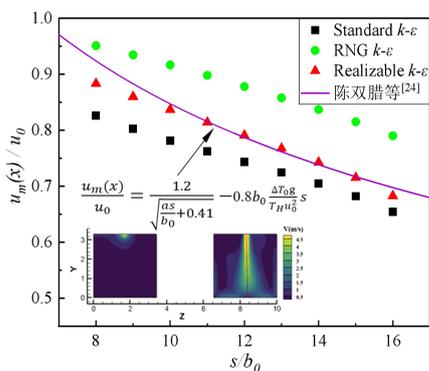
表2 边界条件

Table 2 Boundary condition

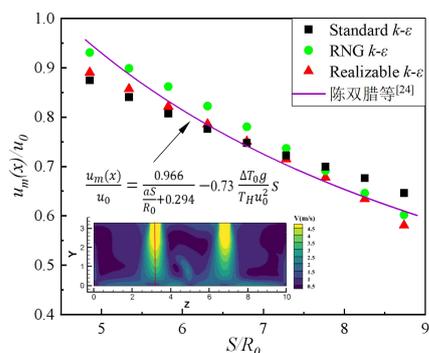
边界名称	边界类型	参数/单位	数值
送风入口	Velocity-inlet	温度/℃	14,16,18,20,22
		速度/m·s <sup>-1</sup>	1,2,3,4,5
		相对湿度/%	95
回风出口	Outflow	——	——
散湿入口	Velocity-inlet	温度/℃	27
		速度/m·s <sup>-1</sup>	0.78,0.39,0.16
		相对湿度/%	100
乘客	Wall	热流/W	102,51,11
扶梯	Wall	热流/W	77
照明	Wall	热流/W	132
屏蔽门	Wall	来流温度/℃	35
		传热系数/W·m <sup>-2</sup> ·K <sup>-1</sup>	6.4

### 1.2.4 湍流模型验证

在雷诺平均纳维斯托克斯 (RANS) 方法中,  $k-\epsilon$  双方程模型由于适应性强、计算消耗小及准确性高等优点被广泛应用于气流组织数值模拟。为此, 对 Standard  $k-\epsilon$ 、RNG  $k-\epsilon$  和 Realizable  $k-\epsilon$  三种湍流模型进行仿真计算以检验数值模拟的准确性。该站台采用矩形双层百叶送风口作为送风末端, 由文献[23]可知, 空调末端送风射流通常可认为是紊动射流, 因此本文依据陈双腊等[24]提出的非等温垂直紊动射流轴心速度公式, 对比验证三种湍流模型下射流核心速度衰减准确性, 结果见图3, 对于两种尺寸类型百叶风口送风, Realizable  $k-\epsilon$  模型在无因次射流距离上的无因次速度衰减与文献[24]中的无因次速度衰减曲线吻合效果最佳, 故选用 Realizable  $k-\epsilon$  模型预测地铁站台送风气流组织。



(a) 送风口尺寸: 1.0m×0.3m



(b) 送风口尺寸: 0.6m×0.5m

图 3 湍流模型对比验证

Fig.3 Comparative validation of turbulence models

### 1.2.5 网格独立性验证

为保证计算精度与效率, 本文采用ICEM-CFD对地铁站台简化模型进行六面体结构网格划分, 并对送、回风口等流速梯度较大区域进行局部网格加密, 全局网格划分情况如图4所示。

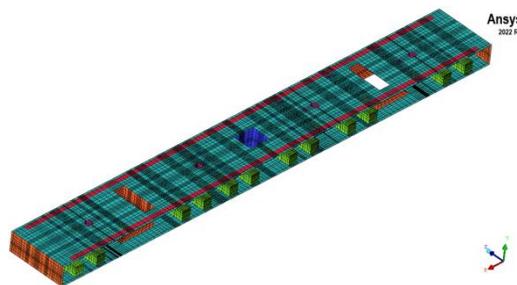


图 4 全局网格图

Fig.4 Global Grid Map

为消除网格数量对仿真计算精度的影响, 建立了网格总数为 23 万、78 万、114 万、180 万、269 万的 5 种网格划分模型, 监测 0.15m 与 1.65m 高度平面平均温度。计算结果如图 5 所示, 当网格数量大于 114 万后继续细化网格温度偏差小于 1%, 综合考虑计算效率与精度, 选取 114 万网格模型进行求解计算。

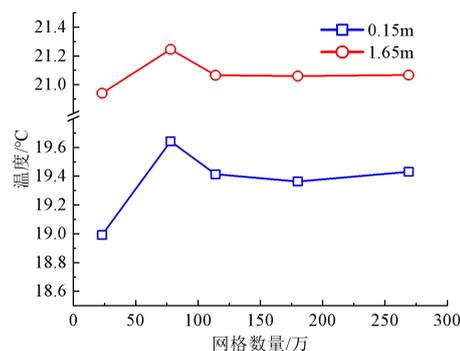


图 5 网格独立性检验

Fig.5 Grid independence test

### 1.2.6 实验验证

为验证数值模拟方法对站台热湿环境预测的准确性, 在站台1.65m高度平面设置温湿度采样点, 如图6所示。温湿度测量采用rotronicHL-NT2-D型温湿度传感器, 温度精度±0.1℃, 相对湿度精度±0.8%RH; 风速测量采用PROVA AVM-07型风速仪, 量程0.0~45.0m·s<sup>-1</sup>, 精度±3%±0.1dgts。

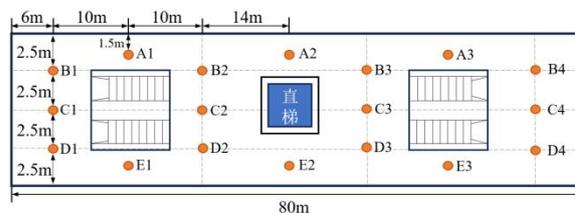


图 6 站台空气参数实测采样点分布

Fig.6 Sampling points for measured air parameters

实测站台送风温度19.85℃，相对湿度77.52%，风速3.1m/s，人员负荷对应负荷2，其余边界条件与表2一致。站台观测面环境参数实测值与模拟值对比见表3，由表可知，绝大多数测点的温度实测值与模拟值相对误差在±5%范围内，相对湿度误差在±10%范围内，实测值与模拟值吻合效果良好。综上可知，该模型方法具有较好的预测精度，可用于后续研究分析。

表3 站台温湿度实测值与模拟值对比

Table 3 Comparison of measured and CFD values

测点	干球温度		相对湿度			
	实测 /℃	CFD/℃	相对误差 /%	实测 /%	CFD/%	相对误差 /%
A1	24.31	24.41	0.42	66.71	62.04	-7.00
A2	23.89	22.89	-4.18	65.44	67.09	2.52
A3	24.04	24.47	1.78	65.06	61.30	-5.78
B1	25.06	22.30	-11.01	65.65	69.45	5.80
B2	24.25	24.05	-0.82	67.92	63.75	-6.14
B3	24.95	22.83	-8.51	64.59	68.59	6.19
B4	24.31	22.46	-7.61	63.00	68.80	9.21
C1	25.04	22.71	-9.32	65.82	67.77	2.97
C2	24.67	23.98	-2.81	65.24	63.89	-2.07
C3	24.95	23.81	-4.56	65.13	68.97	5.90
C4	24.52	21.13	-13.83	63.15	74.67	18.24
D1	25.05	23.39	-6.63	66.91	65.02	-2.82
D2	24.65	24.43	-0.91	63.18	62.25	-1.48
D3	24.82	24.21	-2.45	66.75	62.70	-6.07
D4	24.89	22.52	-9.51	63.11	68.57	8.65
E1	25.20	24.43	-3.06	64.89	61.77	-4.81
E2	24.42	23.40	-4.17	64.77	65.28	0.79
E3	24.87	24.57	-1.22	66.16	61.12	-7.62

## 2 结果与分析

### 2.1 站台热湿环境分布特性分析

#### 2.1.1 送风温度对热湿分布特性影响

在风水联动优化控制中，送风温度是影响系统能耗与热舒适性的关键变量，图7反映了送风温度对站台高度方向上温湿度分布的影响规律。由图7 (a)可知，当送风速度与负荷一定时，站台平均温度随着高度的增加而升高，垂向温度梯度约为

1.7℃·m<sup>-1</sup>，且仅调节送风温度并不会影响站台垂向温度分布趋势与温度梯度。由图7 (b)可知，在不同的送风温度下，由于送风相对湿度一定，送风温度越高，送风含湿量越大，在充分混合扩散后站台的含湿量也越大。当送风温度一定，含湿量在高度方向上分布均匀，但由于垂向温度不均匀性，相对湿度随着高度增加而减小，且在不同的送风温度下，站台垂向相对湿度分布一致。

综上可知，当送风速度一定时，送风温度并不会影响站台垂向热湿非均匀性。

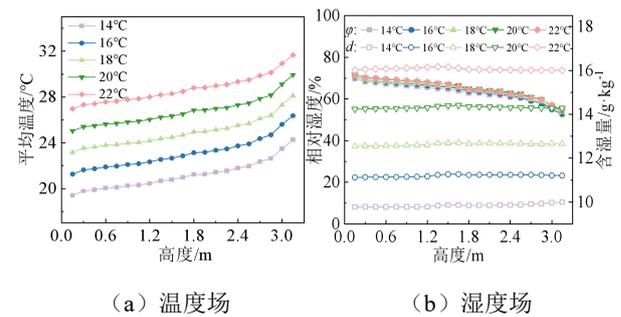


图7 送风温度对垂向热湿环境的影响

Fig7 Influence of supply air temperature on environment

#### 2.1.2 送风速度对热湿分布特性影响

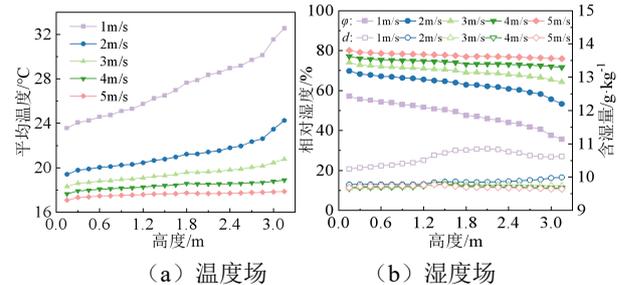


图8 送风速度对垂向热湿环境的影响

Fig.8 Influence of air supply velocity on environments

送风风量是风水联动优化控制中的另一关键变量，合理调节风量以响应负荷变化是降低风机能耗的有效手段，图8则反映了送风速度对站台垂向上温湿度分布的影响。由图8 (a)可知，当送风温度与负荷一定时，增大送风速度有利于降低站台垂向温度梯度，当送风速度为1、4m·s<sup>-1</sup>时，垂向温度梯度分别约为3、0.3℃·m<sup>-1</sup>，降幅约90%，继续增大风速对垂向温度场均匀性提升有限。由图8 (b)可知，在不同送风速度下含湿量在垂向上分布较为均匀，且v=1m·s<sup>-1</sup>时除湿效果略差。站台垂向上相对湿度分布主要受环境温度的影响，随着高度增加温度升高，环境相对湿度不断降低，且在低送风速

度下站台垂向相对湿度极差较大。

综上可知, 送风风速在 1~3m·s<sup>-1</sup> 范围内变化对站台垂向热湿非均匀性有显著影响, 提升送风风速有利于降低站台垂向热湿非均匀性。

### 2.1.3 人员负荷对热湿分布特性影响

人员负荷是引起站台室内负荷波动的关键因素, 其对站台垂向温度梯度与相对湿度梯度的影响如图9所示。由图可知, 当送风速度 $v=1\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ 时, 令站台负荷由负荷1降低至负荷3, 对应人员负荷降低80%, 站台垂向温度梯度与相对湿度梯度则分别减少25%与12.5%, 且随着送风速度增加, 温度梯度随负荷变化幅度进一步减小。

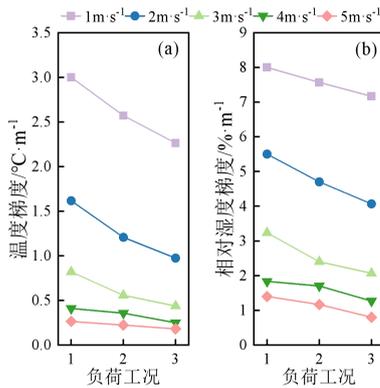


图 9 人员负荷对垂向热湿环境的影响

Fig.9 Influence of personnel loads on environments

### 2.1.4 风口布置对热湿分布特性影响

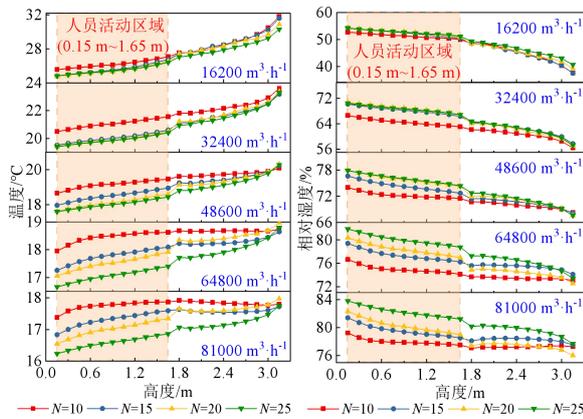


图 10 风口布置对垂向热湿环境的影响

Fig.10 Influence of outlet arrangement on environment

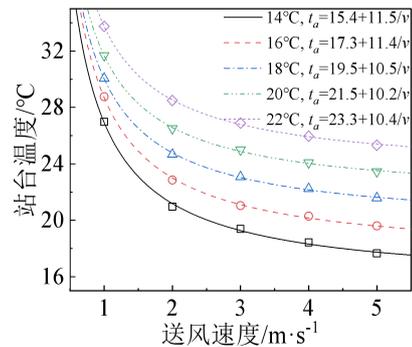
风口布置是气流组织的关键影响因素, 其对站台环境热湿均匀性的影响如图 10 所示。由图可知, 风量在 16200m<sup>3</sup>·h<sup>-1</sup>~81000m<sup>3</sup>·h<sup>-1</sup> 范围内, 随着风口数量增加, 站台的垂向温度不均匀性增强; 在人员

活动区域内, 站台温度随着风口数量的增加而降低。因此增加风口数量虽会增加站台纵向温度不均匀性, 但会使人员活动区域站台温度更低, 具有更大的节能潜力。风口数量的增加同样会增大相对湿度垂向不均匀性, 但在人员活动区域, 不同风口数量模型间相对湿度偏差低于 5%, 影响可忽略不计。

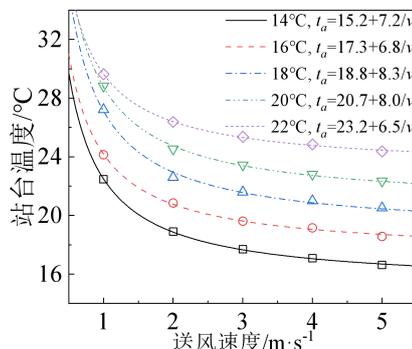
## 2.2 送风参数对站台环境耦合影响机理

### 2.2.1 送风参数对站台温度的影响

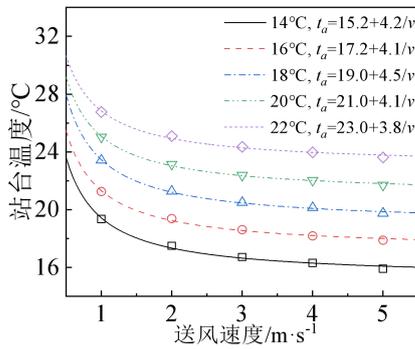
前文已分析气流组织对热湿环境非均匀性的影响规律, 需进一步分析送风参数对站台温度、湿度、风速的耦合作用机理, 从而拟合送风参数约束边界。图11反映了送风参数对站台(取距地1.65m 平面作为观测面温度的影响。由图可知, 负荷一定时, 站台温度 $t_a$ 与送风速度 $v$ 成反比例函数关系  $t_a = a + b/v$ , 站台温度对于送风速度在1~2m·s<sup>-1</sup> 区间变化十分敏感; 负荷一定, 站台温度与送风温度呈线性相关关系  $t_a = c + dt$ ; 当站台负荷逐渐减小, 站台温度对送风速度变化的敏感度也逐渐降低, 负荷1条件下1~2m·s<sup>-1</sup>送风速度区间站台温度差异约6°C, 当人员负荷降低80%后(负荷3)仅约2°C, 因此高负荷条件下风量的调节极易引起室温波动, 需更加谨慎。



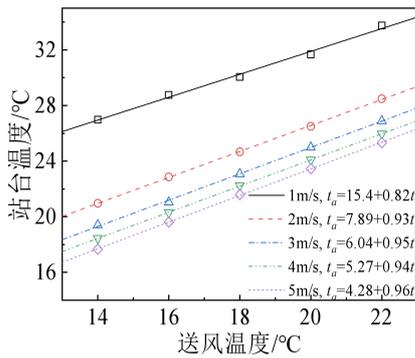
(a) 负荷1-变风速



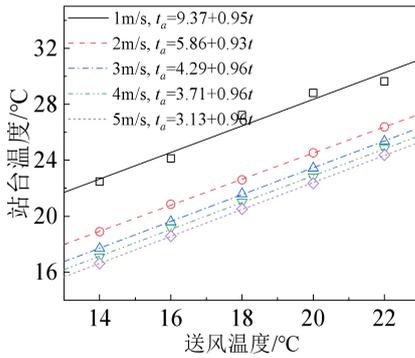
(b) 负荷2-变风速



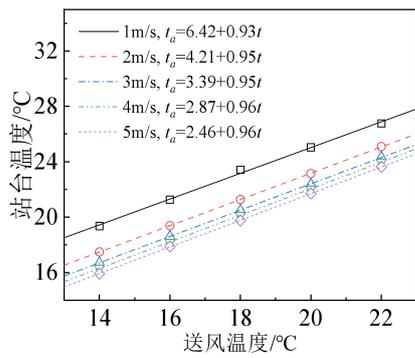
(c) 负荷3-变风速



(d) 负荷1-变风温



(e) 负荷2-变风温



(f) 负荷3-变风温

图 11 变负荷下送风参数对站台温度的影响

Fig.11 Influence of inlet parameters on temperature

综上可知，站台温度与送风风速和送风温度分别呈强线性相关和反比例相关，且非常数项系数几乎不受送风温度或送风速度的影响，为反映送风温度与送风速度对站台温度的耦合影响关系，构建函数关系式  $t_a = a + bt + c/v$ ，并采用Matlab的Curve Fitting工具箱中的自定义函数非线性最小二乘法对三种负荷条件下函数关系式进行拟合，拟合结果见表4。由表可知，在三种负荷条件下，误差平方和（SSE）与决定系数（R<sup>2</sup>）均在工程应用可接受范围内，该式能准确反映送风参数对站台温度的耦合影响。

表4 站台温度拟合结果

Table 4 Station temperature fitting results

负荷	a	b	c	SSE	R <sup>2</sup>
1	0.425	1.079	10.8	11.8679	0.9714
2	1.898	0.9529	7.381	1.5509	0.9948
3	1.977	0.9499	4.144	0.3209	0.9985

### 2.2.2 送风参数对站台风速的影响

图12反映了不同负荷条件下送风参数对站台风速（ $v_a$ ）的影响。由图可知，站台风速与送风速度呈  $v_a = a + bv$  强线性相关，送风速度每提升  $1\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ ，站台风速约提升  $0.09\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ ，送风温度与负荷对风速场均无显著影响。

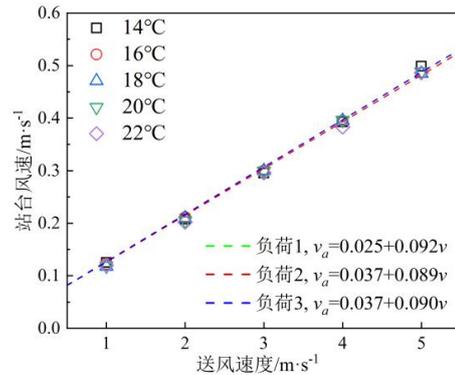


图 12 变负荷下送风参数对站台风速的影响

Fig.12 Influence of inlet parameters on wind speeds

### 2.2.3 送风参数对站台相对湿度的影响

送风参数对站台相对湿度（ $\phi_a$ ）的影响如图13所示。在不同负荷条件下，站台相对湿度与送风速度均呈  $\phi_a = a + b \ln(v)$  对数相关关系，送风温度对站台相对湿度的影响不显著；当人员负荷减小时，相同的送风参数下站台温度更低，从而站台的相对湿度升高。

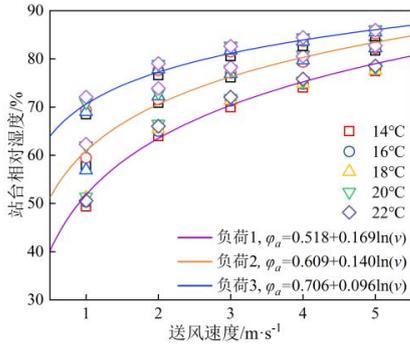
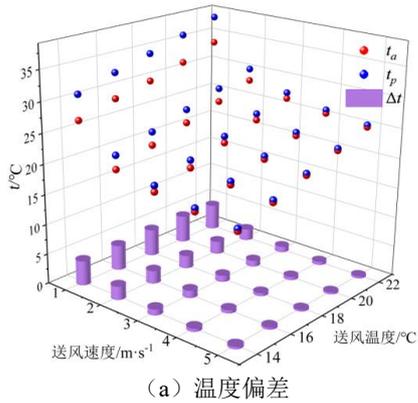


图 13 变负荷下送风参数对站台相对湿度的影响

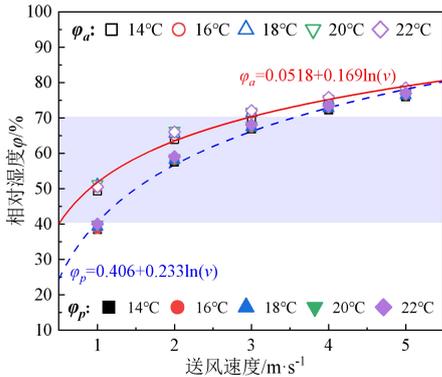
Fig.13 Influence of inlet parameters on humidity

### 2.3 送风参数边界约束分析

#### 2.3.1 环境非均匀性对约束边界的影响



(a) 温度偏差



(b) 相对湿度偏差

图 14 忽略环境非均匀性引起的控制偏差

Fig.14 Neglecting control bias due to environmental non-homogeneity

目前多数学者进行送风参数边界约束时,常忽略控制环境的非均匀性,采用回风空气参数替代控制环境参数,图14则反映了非均匀热湿环境下站台与回风空气参数偏差。由图14(a)可知,站台温度 $t_a$ 与回风温度 $t_p$ 在低送风速度下差异显著。以 $t=14^\circ\text{C}$ 为例, $v=1\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ 时温度偏差约 $4.1^\circ\text{C}$ , $v=5\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ 时仅约 $0.3^\circ\text{C}$ 。由图14(b)可知,站台观测面实际

相对湿度 $\varphi_a$ 小于回风相对湿度 $\varphi_p$ ,送风速度越小差异越显著,在 $v=1\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ 时偏差约为10%。

为进一步分析站台环境非均匀性对送风参数约束边界的影响,图15展示了分别以站台干球温度 $t_a$ 与回风干球温度 $t_p$ 作为控制目标时,送风速度与送风温度的耦合约束边界。由图可知,在两种控制目标下,以回风干球温度作为控制目标得到的送风温度始终低于以站台干球温度作为控制目标对应的送风温度,且送风温差随着送风速度减小而增大,以设定温度 $27^\circ\text{C}$ 为例,当送风速度为1.5, 2.0,  $2.5\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ 时,送风温差分别为 $2.7, 1.7, 1.0^\circ\text{C}$ ,送风速度越小,环境非均匀性越强,约束边界差异越大。

综上可知,忽略站台环境非均匀性会引起送风参数约束边界偏差,且送风速度越低偏差越大。

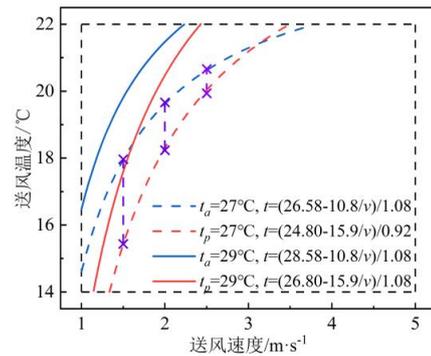


图 15 考虑环境非均匀性的送风参数约束边界差异

Fig.15 Constrained Boundary Differences in Air Supply Parameters Considering Environmental Non-Homogeneity

#### 2.3.2 变人员负荷下送风参数约束边界

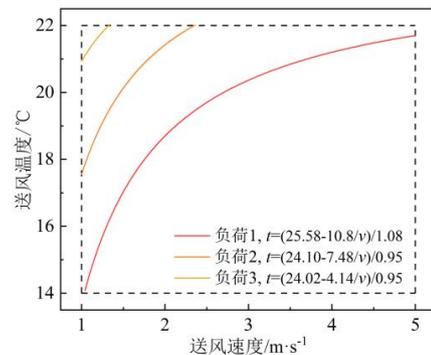


图 16 人员负荷对送风参数约束边界的影响

Fig.16 Influence of Personnel Load on the Constraint Boundaries of Air Supply Parameters

地铁车站室内负荷受早晚高峰客流影响呈周期波动,因此探究不同人员负荷条件下的站台送风参数约束边界对于优化控制至关重要,图16展示了变负荷工况下站台的送风参数约束边界。由图可

知, 随着人员负荷降低, 送风温度下限逐渐提升, 依次为14、17.5、21℃, 送风速度上限逐渐降低, 依次为5、2.2、1.3m·s<sup>-1</sup>, 送风参数可调域变窄。因此低负荷下送风温度与送风速度的可调性较差, 需精确的约束边界指导送风参数调节。

### 2.3.3 不同风口数量下送风参数约束边界

图17反映了风口数量对送风参数约束边界的影响规律。在站台设定温度 $t_a=27^\circ\text{C}$ 控制目标下, 送风温度与送风量仍满足 $t=a+bt_a-c/v$ 约束关系, 当风口数量 $N$ 由10增加至20, 相同送风量条件下系统的送风温度逐渐升高, 此时继续增加风口数量 $N$ 至25, 送风参数约束边界几乎不再发生变化。且在相同负荷下, 由于风口数量的不同在低风量时其送风温度差异高达1.1℃。因此风口数量的增加有利于从设计层面提升空调系统节能潜力, 但存在临界值, 以本站台单侧送单侧回形式为例, 风口数量临界值 $N$ 为20。

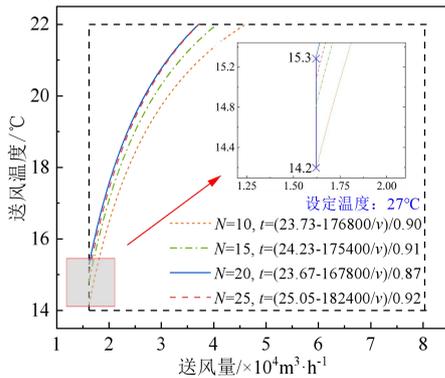


图 17 风口数量对约束边界的影响

Fig.17 Influence of the number of wind openings on the constraint boundary

### 2.4 送风参数约束边界对热舒适性影响

为分析不同约束边界方法对控制环境中人体热舒适性的影响, 同时考虑到地铁站台属于典型过渡环境, 因此选取相对热指标 (RWI) 作为站台人体热舒适性评价指标<sup>[25]</sup>, 计算公式见式 (7) :

$$RWI \begin{cases} \frac{M(I_{cw} + I_a) + 6.42(t - 35) + RI_a}{65.2 \times (5858.44 - P_q)}, P_q \geq 2269\text{Pa} \\ \frac{M(I_{cw} + I_a) + 6.42(t - 35) + RI_a}{234}, P_q < 2269\text{Pa} \end{cases} \quad (7)$$

式中:  $M$  为新陈代谢率,  $\text{W}\cdot\text{m}^{-2}$ ;  $I_{cw}$  为服装热阻,  $\text{clo}$ ;  $I_a$  为空气边界层热阻,  $\text{clo}$ ;  $t$  为干球温度,  $^\circ\text{C}$ ;

$R$  为人体接受的平均辐射强度,  $\text{W}\cdot\text{m}^{-2}$ ;  $P_q$  为水蒸气分压力,  $\text{Pa}$ 。

RWI 与 ASHRAE 人体热感觉对照见表 5<sup>[26]</sup>:

表 5 RWI 与 ASHRAE 热感觉标度对照表

Table 5 Comparison of RWI and ASHRAE Thermal Sensation

热感觉	ASHRAE 热感觉标度	RWI
暖	2	0.25
稍暖	1	0.15
舒适	0	0.08
稍凉	-1	0

在夏季供冷工况下, 乘客在站台站立且偶尔走动,  $M$  取  $123\text{W}\cdot\text{m}^{-2}$ ;  $I_{cw}$  按夏季室内典型着装取  $0.5\text{clo}$ ;  $R$  值不考虑室温条件下的壁面辐射得热, 取  $0\text{W}\cdot\text{m}^{-2}$ ; 人体与环境间的相对风速  $v_a$  会在服装外形成空气边界层, 边界层的热阻可由  $I_a = 0.3923v_a^{-0.424}$  计算; 环境中水蒸气分压力由  $P_q = \phi P_{q,b}$  计算获得。

将 2.3.1 小节中考虑环境非均匀性 (以  $t_a=27^\circ\text{C}$  作为边界约束目标) 与不考虑环境非均匀性 (以  $t_p=27^\circ\text{C}$  作为边界约束目标) 得到的送风参数约束边界代入式 (7) 中, 得到在两种约束边界下观测面的 RWI 值分布情况, 如图 18 所示。

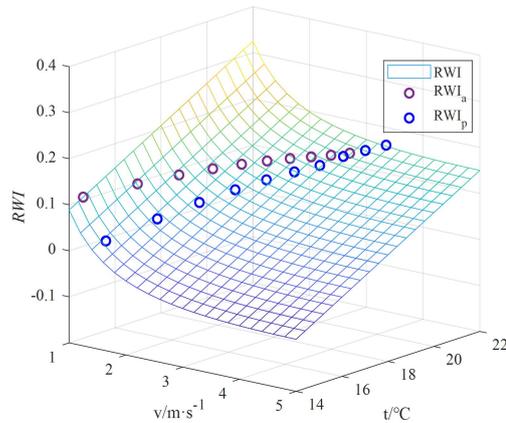


图 18 不同约束边界对乘客热舒适性影响

Fig.18 Effect of different constraint boundaries on comfort

由图 18 可知, 采用不考虑环境非均匀性以回风温度替代观测面温度的送风参数约束边界会使实际观测面的 RWI 值偏低, 且当减小送风速度, 站台环境非均匀性增强, 此时 RWI 偏差进一步增大。以  $t_a=27^\circ\text{C}$  作为约束目标, 观测面 RWI 在约束

边界上约为 0.1, 对应乘客热感觉为舒适; 以  $t_p=27^\circ\text{C}$  作为约束目标, 当送风速度  $v=1.5\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$  时, 观测面 RWI 约为 0, 乘客热感觉为偏凉, 热感觉差异显著。

综上可知, 考虑环境非均匀性的送风参数约束边界作用下的观测面热舒适性优于不考虑环境非均匀性, 且二者间 RWI 偏差在低送风风速下高达 0.1。

### 2.5 送风参数约束边界对冷负荷影响

为进一步分析分别以  $t_a=27^\circ\text{C}$  与  $t_p=27^\circ\text{C}$  作为约束目标得到的送风参数约束边界对站台冷负荷的影响, 以负荷 1 为例, 计算了空调季全新风模式下与最小新风模式下两种约束边界的冷负荷差异, 结果见表 6。其中全新风模式室外空气参数为  $t_w=25^\circ\text{C}$ ,  $\varphi_w=80\%$ ; 最小新风模式的室外空气参数

取值参考《民用建筑供暖通风与空气调节设计规范》(GB 50736-2012), 其中广州地区室外空气计算参数  $t_w=34.8^\circ\text{C}$ ,  $\varphi_w=62\%$ 。最小新风模式中的新风量依据负荷 1 工况中对应客流量所需最小新风量设定, 为  $6300\text{m}^3\cdot\text{h}^{-1}$ 。

由表 6 可知, 在空调季全新风模式与最小新风模式下采用以  $t_a=27^\circ\text{C}$  作为约束目标, 其冷负荷均低于以  $t_p=27^\circ\text{C}$  作为约束目标, 且冷量节省随着送风速度的降低而增大, 当  $v=1.5\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$  时, 全新风模式与最小新风模式下冷量节省分别高达 29.75% 与 12.04%。因此对送风参数进行边界约束时, 考虑站台环境非均匀性的影响能够更大程度挖掘系统的节能潜力。

表 6 不同约束边界下冷负荷差异

Table 6 Differences in cooling loads with different constraint boundaries

送风速度 / $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$	约束 边界	设定温度 / $^\circ\text{C}$	送风温度 / $^\circ\text{C}$	送风相对湿度 / $\%$	全新风模式		最小新风模式	
					冷负荷/kW	冷量节省/ $\%$	冷负荷/kW	冷量节省/ $\%$
1.5	1	$t_a=27$	17.9	95	143.32	29.75	197.38	12.04
	2	$t_p=27$	15.4	95	204.01		224.40	
2.0	1	$t_a=27$	19.6	95	131.23	25.96	182.73	8.55
	2	$t_p=27$	18.3	95	177.24		199.81	
2.5	1	$t_a=27$	20.6	95	117.95	19.03	173.23	4.81
	2	$t_p=27$	20.0	95	145.68		181.98	
3.0	1	$t_a=27$	21.3	95	101.21	5.44	167.62	1.03
	2	$t_p=27$	21.2	95	107.03		169.36	

注: 表格中约束边界的“1”和“2”分别表示考虑与不考虑站台环境非均匀性时的送风参数约束边界。

## 3 结论

本研究提出了一种考虑环境非均匀性的送风参数边界约束方法, 以地铁站台为研究对象, 基于数值模拟方法开展了对不同气流组织影响下送风参数约束边界的研究, 得出以下结论:

(1) 当站台温度设定值  $t_a$  一定时, 送风温度  $t$  与送风速度  $v$  的约束边界为  $t=a+bt_a-c/v$ ; 站台相对湿度与送风速度呈  $\varphi_a=a+b\ln(v)$  对数关系; 站台风速与送风速度呈  $v_a=a+bv$  线性关系。

(2) 送风速度越低, 忽略环境非均匀性所引起的送风参数约束边界误差越大, 考虑环境非均匀性的送风参数约束边界可使 RWI 控制精度提升 0.1, 在空调季全新风模式与最小新风模式下可分

别节省冷量 29.75% 与 12.04%。

(3) 风口布置形式对送风参数约束边界有显著影响, 以单侧送单侧回形式为例, 增加风口数量有利于提升系统节能潜力, 当达到临界值  $N=20$  后, 继续增加风口数量影响不显著。

本文提出的送风参数边界约束方法揭示了环境控制温度与送风量、送风温度的耦合关系, 可为风水联动控制时送风量与送风温度调节提供精确约束。未来将进一步把室内负荷作为连续变量纳入考虑, 构建环境温度与室内冷负荷、送风量、送风温度函数关系, 并将该约束边界应用于基于水力热力平衡的风水耦合系统物理模型, 对比研究考虑环境非均匀性的送风参数约束边界与将室内温度近似为回风温度两种边界下系统运行特性的差异。

## 参考文献:

- [1] 城市轨道交通 2022 年度统计和分析报告[J].城市轨道交通,2023,(4):13-15.
- [2] Bi H, Zhou Y, Liu J, et al. Load forecast and fuzzy control of the air-conditioning systems at the subway stations[J]. Journal of Building Engineering, 2022,49: 104029.
- [3] 付强,冯炼,袁中原.地铁车站变风量空调系统能耗模拟分析[J].制冷与空调,2019,33(1):21-24,39.
- [4] 刘俊,刘健,车轮飞.地铁变风量空调风系统控制方法研究[J].建筑热能通风空调,2014,33(5):10-15.
- [5] Yang S, Yu J, Gao Z, et al. Energy-saving optimization of air-conditioning water system based on data-driven and improved parallel artificial immune system algorithm[J]. energy conversion and management, 2023, 283.
- [6] 曹勇,丁天一,于震.地铁站通风空调控制系统节能优化研究综述[J].建筑科学,2022,38(4):213-228.
- [7] 樊航.风水联动系统在地铁车站的应用分析[J].暖通空调,2020,50(S1):78-81.
- [8] 王晓保,杨欣,袁立新.地铁车站空调实施风水联动控制技术节能效果分析[J].上海节能,2013,(7):10-14.
- [9] 李军,周航,杨欣,等.南宁地铁 1 号线通风空调系统风水联动节能控制技术应用研究[J].暖通空调,2021,51(9): 108-113.
- [10] Yu W, Yang S, Wang H, et al. Establishment and Analysis of Energy Consumption Prediction Model of Air Conditioning System in Subway Station[J]. 2022 8th international conference on hydraulic and civil engineering: deep space intelligent development and utilization forum, ichce, 2022:427-430.
- [11] Yin H, Yang C, Yi L, et al. Ventilation and air conditioning system of deep-buried subway station in sub-tropical climates: Energy-saving strategies[J]. Applied Thermal Engineering, 2020,178:115555.
- [12] 李红民,曲宗昊,张家瑞,等.基于 PMV 值的变风量空调系统控制策略研究[J].计算机时代,2022(7):84-88,93.
- [13] Li J, Li A, Hou Y, et al. Air distribution and thermal environment optimization on subway platform using an innovative attached ventilation mode[J]. Building and environment, 2021,204:108226.
- [14] Yunqing FAN T H K I. Coupled simulation of BES-CFD and performance assessment of energy recovery ventilation system for office model[J]. J. Cent. South Univ, 2012,19(1):633-638.
- [15] Du Z, Xu P, Jin X, et al. Temperature sensor placement optimization for VAV control using CFD-BES co-simulation strategy[J]. Building and Environment, 2015,85:104-113.
- [16] Zhu X, Shi T, Jin X, et al. Multi-sensor information fusion based control for VAV systems using thermal comfort constraints[J]. Building Simulation, 2021,14(4): 1047-1062.
- [17] Zhou Q, Ooka R. Implementation of a coupled simulation framework with neural network and Modelica for fast building energy simulation considering non-uniform indoor environment[J]. Building and environment, 2022,211:108740.
- [18] Yonggao Yin W X J K. Experimental Study on Displacement and Mixing Ventilation Systems for a Patient Ward[J]. HVAC&R Research, 2011,15(6):1175-1191.
- [19] 闫军威,刘洋,周璇,等.基于数值模拟的空调末端节能优化[J].华南理工大学学报(自然科学版),2012,40(4): 144-149.
- [20] 杜立春,裴峰.空调房间内气流组织的数值模拟[J].制冷与空调,2004,(1):8-10,38.
- [21] 刘雪峰,刘金平.基于变风量的相对热指标运行模式在地铁空调中的应用研究[J].建筑科学,2007,23(4):78-82.
- [22] 丁天一,曹勇,崔治国,等.基于负荷特征识别的地铁站空调智能控制系统研究[J].建筑科学,2023,39(4):286-294.
- [23] 赵彬,李先庭,彦启森.入口紊乱参数对室内空气分布的影响研究[J].建筑热能通风空调,2000,19(1):1-4.
- [24] 陈双腊,徐美群,陈宙颖.垂直温差射流轴心速度的计算[J].宁夏工学院学报(自然科学版),1996,8(2):3.
- [25] Ampofo F, Maidment G, Missenden J. Underground railway environment in the UK Part 1: Review of thermal comfort[J]. Applied thermal engineering, 2004, 24(5):611-631.
- [26] 樊玲,冯炼.利用“相对热流指标”对地铁系统设计温度的探讨[J].城市轨道交通研究,2002,(1):50-52.