

文章编号: 1671-6612 (2026) 04-541-08

# 蒸发式冷气机在某加油站降温效果的应用研究

李泽源 强天伟 闫鸿刚 褚俊杰 李东林 高 乾

(西安工程大学城市规划与市政工程学院 西安 710048)

**【摘 要】** 针对加油站夏季高温环境, 提出了一种结合蒸发式冷气机与空气气幕技术的降温系统, 并通过现场实测与数值模拟相结合的方法进行了深入研究。初始工况分析显示, 冷气到达工人作业区域时平均温度约为 35.2℃ (风速 3m/s), 难以满足人体热舒适性需求。为此, 研究通过调整送风口高度与空气气幕风速对系统进行了优化分析。首先, 对比了送风口高度分别为 4.15m、3.65m 及 3.15m 时的降温性能, 结果表明 3.65m 为较优高度, 作业区平均温度可降至 30.5℃。在此基础上, 进一步探究了空气气幕射流速度 (2m/s、5m/s、8m/s) 对温度场的影响。研究发现, 当气幕风速设定为 5m/s 时, 系统降温效果最佳, 工人作业区域平均温度显著降低至 28.1℃, 有效改善了加油站的工作环境。

**【关键词】** 加油站; 蒸发式冷气机; 数值模拟; 空气气幕; 平均温度

中图分类号 TU831 文献标志码 A

## Research on the Application of Evaporative Air Conditioners in Reducing Temperature at a Gas Station

Li Zeyuan Qiang Tianwei Yan Honggang Chu Junjie Li Donglin Gao Qian

(School of Urban Planning and Municipal Engineering, Xi'an Polytechnic University, Xi'an, 710048)

**【Abstract】** To address the high-temperature environment in gas stations during summer, this study proposes a cooling system integrating an evaporative air cooler with an air curtain. The system performance was investigated using a combination of field measurements and numerical simulations. Initial analysis revealed that the average temperature in the workers' operating zone was approximately 35.2℃ (with an air velocity of 3 m/s), which failed to meet human thermal comfort requirements. Consequently, the system was optimized by adjusting the height of the air supply outlet and the velocity of the air curtain. First, the cooling performance was evaluated at outlet heights of 4.15 m, 3.65 m, and 3.15 m. The results indicated that 3.65 m was the optimal height, reducing the average temperature in the operating zone to 30.5℃. Subsequently, the influence of air curtain jet velocities (2 m/s, 5 m/s, and 8 m/s) on the temperature field was examined based on the optimized height. The findings demonstrated that a jet velocity of 5 m/s yielded the best cooling effect, significantly lowering the average temperature in the operating zone to 28.1℃, thereby effectively improving the working environment of the gas station.

**【Keywords】** Gas station; Evaporative cooler; Numerical simulation; Air curtain; Average temperature

## 0 引言

随着我国经济实力的增强, “节能减排”战略的深入实施以及人们生活水平的提高, 我国汽车保有量逐年攀高<sup>[1]</sup>。当今我国已是世界第一大汽车保

有国, 加油站也成了必须消费的地方, 加油站环境的舒适程度直接决定着车主的加油消费体验和加油站员工的工作环境满意度<sup>[2,3]</sup>。如何降低通风降温系统的能耗逐渐成为亟待解决的热点问题, 因此

作者简介: 李泽源 (2001.09-), 男, 在读研究生, E-mail: 1412933258@qq.com

通讯作者: 强天伟 (1970.11-), 男, 博士, 教授, E-mail: 254599797@qq.com

收稿日期: 2026-02-11

良好的降温设备以及降温方案尤其重要。

由于西安处于西北干燥地区,空气具有较高的“干空气能”,并且西安部分地区的最高温度甚至达到  $40^{\circ}\text{C}$  以上<sup>[4,5]</sup>。金洋帆等<sup>[6]</sup>和蒋苏贤等<sup>[7]</sup>研究了干燥地区蒸发冷却空调系统的运行效果及能耗分析,表明在此类环境下,蒸发冷却空调能够显著提高系统的能效。此外,蒸发式冷气机在交通岗亭中的应用研究表明,蒸发冷气机能在高温环境中提供有效的降温效果<sup>[8]</sup>。

然而,加油站属于典型半开放作业空间,受外界高温空气持续侵入、车辆遮挡等因素影响,蒸发式冷气机在该场景下面临冷射流衰减快、作业区覆盖不足以及局部热空气回流明显等问题。现有研究对交通岗亭等小型半开放空间已有一定关注,但针对加油站多扰动条件下冷气射流组织规律及空气气幕协同机制的研究仍较少。

基于此,本文拟解决以下两个关键问题:其一,蒸发式冷气机送风高度变化对加油站作业区温度场与速度场的影响规律;其二,空气气幕射流速度对外界热空气阻隔能力及内部冷气稳定性的耦合作用机制,并据此确定适用于加油站夏季工况的优化运行参数。

## 1 加油站降温系统设计

### 1.1 项目概况



图1 加油站现场图

Fig.1 On-site picture of a gas station

此加油站位于陕西省西安市,长 13m、宽 10m、高 5m,内设两台加油机,四面开放,现场如图 1 所示。经测试结果显示,室外干球温度为  $36.5^{\circ}\text{C}$ ,湿度 40.63%,风速  $1.53\text{m/s}$ 。冷气机送风口的温度为  $26.2^{\circ}\text{C}$ ,湿度为 79.38%。在工人工作区域,温度为  $34.44^{\circ}\text{C}$ ,湿度 42.22%。蒸发式冷气机虽然有降温效果,但由于环境复杂,受限于复杂的开放边

界条件及车辆遮挡与一定热扰动的影响,冷气射流衰减较快,工作人员体感温度仍较高,在应对车辆阻挡气流及附加热源干扰方面仍存在不足,作业区热舒适性有待进一步优化。

### 1.2 降温方案设计

采用蒸发式冷气机与空气气幕相结合的降温方案,如图 2 所示。蒸发式冷气机安装在收银处顶层,通过出风口覆盖各个区域,同时在加油站顶棚四周增设空气气幕可调节风速,将冷空气与外界热空气隔离。夏季高温时,系统同时开启,通过送风管道将冷空气送至工作人员和消费者区域,既节省能耗,又能有效满足降温需求。

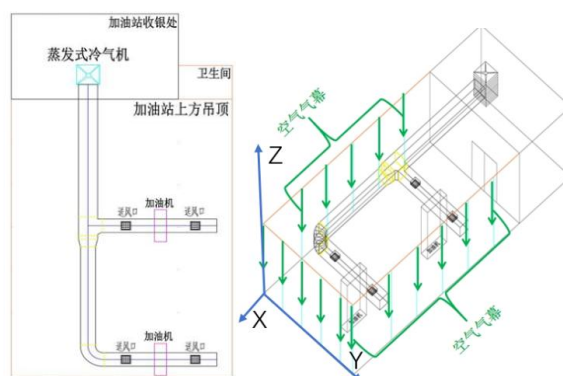


图2 降温方案设计平面与立面布置图

Fig.2 Plan and elevation layout of the cooling system

蒸发式冷气机设备选型根据测量结果,所需风量为  $40226.1\text{m}^3/\text{h}$ ,选择型号为 AZL40-LC31F 蒸发式冷气机 1 台<sup>[9-14]</sup>。根据国标 GB 50736-2012《民用建筑供暖通风与空气调节设计规范》《实用供热空调设计手册》以及现场勘察,将蒸发式冷气机放置于收银处顶层的楼顶,收银处旁恰好有卫生间,以便于冷气机的用水以及排水需求<sup>[15,16]</sup>。如图 3 所示为现场实际安装图。



图3 加油站蒸发式冷气机实际工程安装图

Fig.3 Actual engineering installation diagram of evaporative air conditioner at gas station

## 2 降温系统数据测试及数值模拟

### 2.1 模型建立及验证

对加油站的模型进行构建并简化相关模型。模型主要包括送风管道、加油站顶棚、加油站收银处墙壁、三面空气气幕、加油机及加油车辆。将加油站围在一个尺寸为  $16\text{m} \times 6\text{m} \times 5.75\text{m}$  的空间内; 加油机的尺寸大小为  $1.2\text{m} \times 3.5\text{m} \times 2.6\text{m}$ ; 加油车辆的尺寸大小为  $1.6\text{m} \times 3.8\text{m} \times 1.5\text{m}$ ; 送风口尺寸为  $0.5\text{m} \times 0.5\text{m}$ , 与实际尺寸大小相同。数值模拟模型如图 4 (a) 所示。

为检验网格数量对模拟结果的影响, 分别建立粗、中、细三组网格, 网格数约为  $1.28 \times 10^6$ 、 $1.89 \times 10^6$  和  $2.46 \times 10^6$ 。选取工作区  $Z=1.5\text{m}$  截面平均温度、平均风速以及送风口特征截面速度作为网格无关性评价指标, 对三组网格的计算结果进行对比分析。结果表明, 当网格数由  $1.89 \times 10^6$  增加至  $2.46 \times 10^6$  时, 各关键评价参数变化幅度较小, 差异控制约 5%, 表明计算结果对网格尺度已基本不敏感, 达到网格无关性要求。因此, 综合考虑计算精度与计算成本, 本文选取  $1.89 \times 10^6$  的中等网格作为后续模拟计算所用网格, 如图 4 (b) 所示。

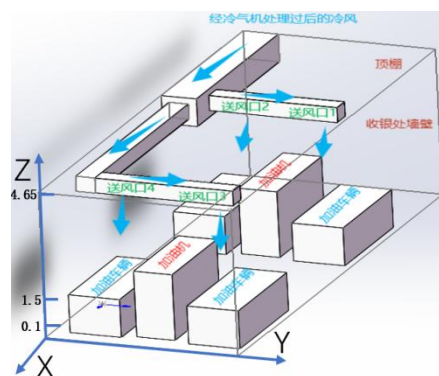
本研究双方程  $k-\varepsilon$  模型基于雷诺时均纳维-斯托克斯 RANS, 通过求解湍动能  $k$  和湍动耗散率  $\varepsilon$  的两个运输来封闭方程组。 $k$  表示湍流的平均动能, 反映了湍流的强度;  $\varepsilon$  代表湍动能的耗散速率, 描述湍流能量在小尺度上转化为热能的快慢。双方程  $k-\varepsilon$  模型具有计算效率较高、对多种湍流流动有预测能力的优势。能够处理边界层流动、射流、混合层等常见的湍流问题。标准  $k-\varepsilon$  模型的湍流模型动能  $k$  和耗散率  $\varepsilon$  如公式 (1) (2) 所示<sup>[17-20]</sup>。

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho k u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left( \frac{\mu_t}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + 2\mu_t e_{(ij)} e_{ij} - \rho \varepsilon \quad (1)$$

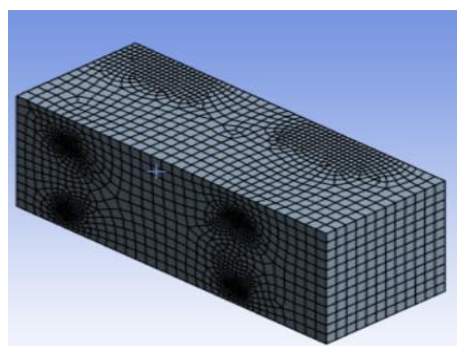
$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \varepsilon u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left( \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) + c_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} 2\mu_t e_{ij} e_{ij} - c_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (2)$$

式中:  $u_i$  为速度分量;  $e_{ij}$  为变形速率分量;  $\mu_t$  为涡粘性, 且  $\mu_t = \rho c_\mu \frac{k^2}{\varepsilon}$ 。

在 FLUENT 软件中, 模型中的常数取值为  $c_\mu=0.09$ ,  $\sigma_k=1.00$ ,  $\sigma_\varepsilon=1.30$ ,  $c_{1\varepsilon}=1.44$ ,  $c_{2\varepsilon}=1.92$ 。



(a) 立体模型



(b) 网格划分

图 4 降温方案数值模拟图

Fig.4 Numerical simulation diagram of cooling scheme

### 2.2 流动介质和边界条件

(1) 流动介质: 主要研究对象是空气的温湿度和速度, 流动介质仅为空气, 其具体的物性参数如表 1 所示。

表 1 空气物性参数

Table 1 Thermophysical properties of air

| 参数   | 数值                    | 单位                                     |
|------|-----------------------|----------------------------------------|
| 密度   | 1.205                 | $\text{kg/m}^3$                        |
| 比热   | 1.005                 | $\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ |
| 热导率  | $2.59 \times 10^{-2}$ | $\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$   |
| 动力粘度 | $1.86 \times 10^{-5}$ | $\text{kg}/(\text{m} \cdot \text{s})$  |

#### (2) 边界条件

(a) 加油站顶部吊顶设置为无滑移、无渗透的绝热壁面 (wall);

(b) 加油站收银处墙面设置为无滑移、无渗透的绝热壁面 (wall);

(c) 蒸发式冷气机进口边界条件, 设置为速度进口 (inlet), 进口空气速度值和温度值设置为实验实测值, 风速  $10\text{m/s}$ , 送风温度  $26.2^\circ\text{C}$ ;

(d) 内部加油车辆设置为恒温壁面 (Isothermal Wall), 温度取室外空气温度  $36.5^{\circ}\text{C}$ ;

(e) 三面开放空间设置为送风出口 (Outlet), 温度设置为  $36.5^{\circ}\text{C}$ 。

### 2.3 测试与模拟数据分析

图 5-7 为工作面高度  $Z=1.5\text{m}$  处模拟数据与实测数据对比图, 平均温度误差值为  $1.18\%$ ; 平均模拟相对湿度误差值为  $1.83\%$ ; 平均模拟风速误差值为  $12.94\%$ , 误差在可接受范围内。

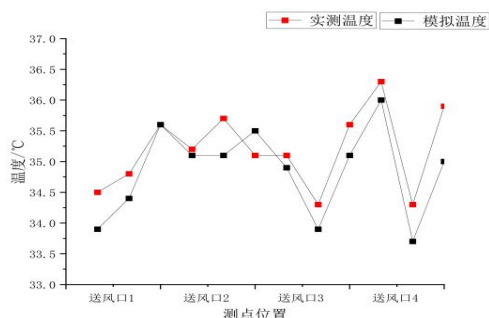


图 5 温度模拟与实测对比图

Fig.5 Comparison between simulated and measured temperatures

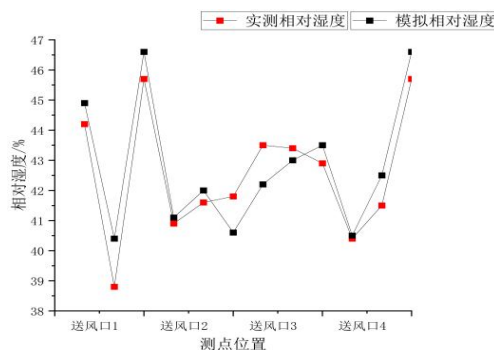


图 6 相对湿度模拟与实测对比图

Fig.6 Comparison of Simulated and Measured Relative Humidity

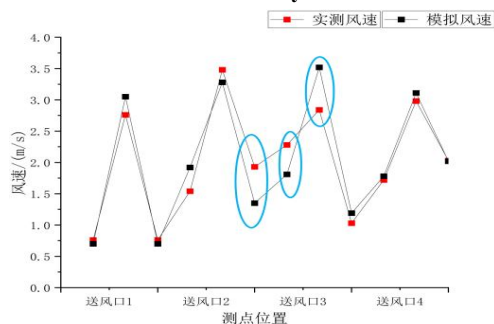


图 7 风速模拟与实测对比图

Fig.7 Comparison of Simulated and Measured Wind Speeds

### 2.4 加油站温度及风速模拟

本研究对象为开放式加油站作业空间, 建筑净高约为  $5\text{m}$ 。送风口高度的选取需要同时兼顾, 射流贴附与扩散发展特性; 冷空气对人员作业区约  $1.5\text{m}$  高度的覆盖能力; 避免过高安装导致“短路回流”或冷量难以下送, 也避免过低安装引起局部吹风不适与气流紊乱。

基于上述工程约束与现场安装条件, 本研究选取了三个具有代表性的高度区间进行对比分析:

**4.15m:** 接近顶棚布置, 代表“偏高送风”工况, 用于考察高位射流下送效率; **3.65m:** 位于空间中上部, 符合工程中常见送风布置区间, 作为“中等高度”代表工况; **3.15m:** 靠近作业区上方, 代表“偏低送风”工况, 用于分析低位送风对工作区覆盖及气流组织的影响。

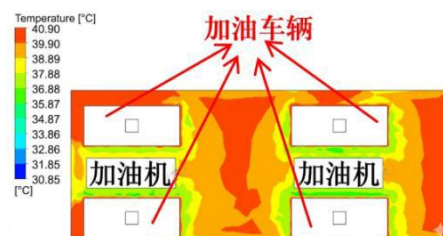
因此, 这三个高度分别代表高位、中位、低位三种典型工程布置情形, 用于系统比较送风高度对气流组织与降温效果的影响趋势, 并据此确定更合理的安装高度。

图 8-10 分别显示了距离地面高度  $Z=0.1\text{m}$ 、 $Z=1.5\text{m}$ 、 $Z=4.65\text{m}$  处加油站的温度及风速分布。

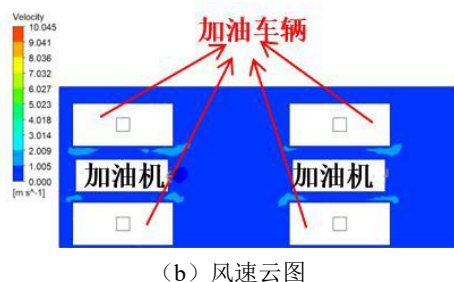
由温度云图可知, 在  $Z=1.5\text{m}$  俯视截面, 加油机周围形成了较大的低温区域, 工作区平均温度约为  $35.2^{\circ}\text{C}$ ; 在  $Z=0.1\text{m}$  截面, 靠近地面的高温区域面积较大, 局部温度可达  $38^{\circ}\text{C}$ ; 在  $Z=4.65\text{m}$  侧视截面, 送风口附近形成局部低温核心区, 最低温度约  $26.6^{\circ}\text{C}$ , 随着距离送风口增加, 空气与环境空气不断混合, 温度逐渐升高。

由速度云图可以看出, 在  $Z=1.5\text{m}$  工作面形成了较大范围的中高速气流覆盖区域, 平均风速约  $3\text{m/s}$ ;  $Z=0.1\text{m}$  截面主要为低风速区域, 平均风速约  $1\text{m/s}$ ; 送风口附近局部风速最高, 可达  $10\text{m/s}$ 。

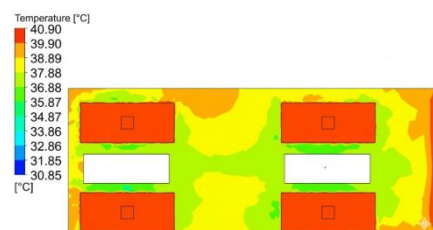
在  $Z=1.5\text{m}$  处模拟平均温度为  $35.2^{\circ}\text{C}$ , 测试平均温度  $34.44^{\circ}\text{C}$ 。模拟平均风速为  $2.52\text{m/s}$ , 测试平均风速  $3\text{m/s}$ 。



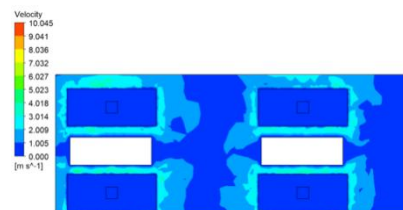
(a) 温度云图



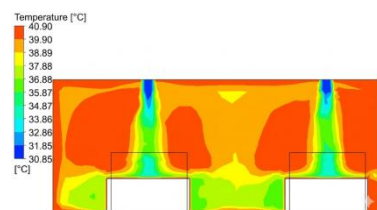
(b) 风速云图

图 8  $Z=0.1\text{m}$  处温度及风速俯视云图Fig.8 Temperature and wind speed map  $Z = 0.1\text{m}$ 

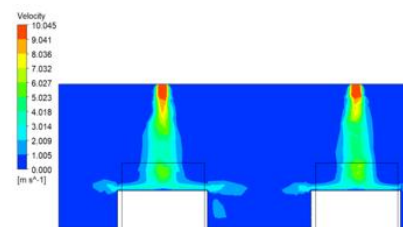
(a) 温度云图



(b) 风速云图

图 9 工作区域  $Z=1.5\text{m}$  处温度及风速俯视云图Fig.9 Temperature and wind speed cloud map at working area at  $Z = 1.5\text{m}$ 

(a) 温度云图



(b) 风速云图

图 10 送风口  $Z=4.65\text{m}$  处温度及风速侧视云图Fig.10 Temperature and wind speed cloud map at the air outlet  $Z = 4.65\text{m}$ 

### 3 加油站降温系统优化设计

#### 3.1 方案一: 优化送风高度

送风高度决定冷风送至工作区域的温度及风速。因此将原来送风口高度  $4.65\text{m}$  分别降低到  $Z=4.15\text{m}$ 、 $Z=3.65\text{m}$ 、 $Z=3.15\text{m}$ , 分析风口高度降低后的温度与风速, 图 11 是优化后的几何模型。

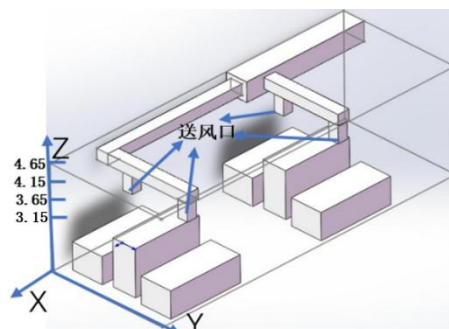


图 11 出风口向下延伸的几何模型

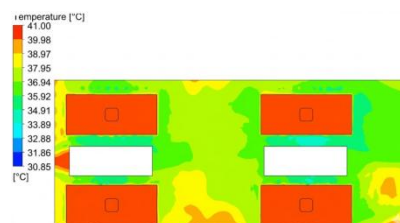
Fig.11 The geometric model with the air outlet extending downward

#### 3.1.1 温度比较

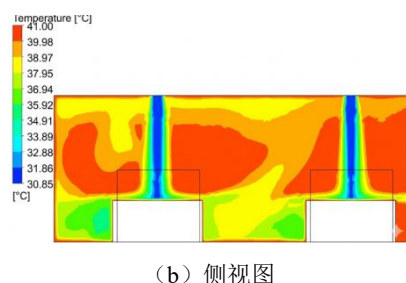
模拟 3 种出风口高度下的温度变化, 图 12、13、14 为温度分布场云图, 由三组图的俯视云图 12 (a) 中可以清晰地看出,  $Z=4.15\text{m}$  与  $Z=3.65\text{m}$  两种工况下, 工作区域内低温区域覆盖范围基本一致, 平均温度约  $32.4^\circ\text{C}$ ; 当送风高度降至  $3.15\text{m}$  时, 低温区域覆盖面积明显减小, 而高温区域有所扩大, 平均温度升高至  $32.8^\circ\text{C}$ , 降温效果反而下降。

由三组侧视图 (b) 可以看出, 在  $Z=3.65\text{m}$  工况下, 送风口附近高温区域面积最小, 温度分布最均匀, 工作区域平均温度降低至  $30.5^\circ\text{C}$ , 较优化前下降约  $4.7^\circ\text{C}$ , 综合降温效果最佳。

图 14 显示在  $Z=3.15\text{m}$  时工作区域平均温度反而升高到  $32.8^\circ\text{C}$ , 图 14 (b) 左上角出现明显的局部高温聚集区, 说明送风高度过低导致热空气卷吸增强, 削弱了冷空气向作业区的有效覆盖能力。因此, 并不是风管的高度越低降温效果就越好, 综合比较后, 确定送风高度  $Z=3.65\text{m}$  为最优布置高度。



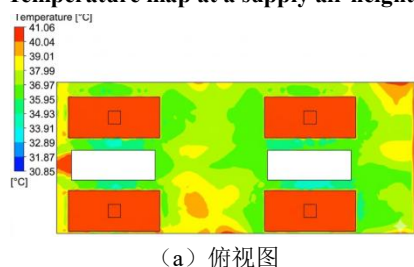
(a) 俯视图



(b) 侧视图

图 12 送风口高度 4.15m 时温度云图

Fig.12 Temperature map at a supply air height of 4.15m

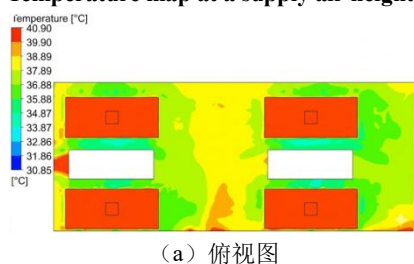


(a) 俯视图

(b) 侧视图

图 13 送风口高度 3.65m 时温度云图

Fig.13 Temperature map at a supply air height of 3.65m



(a) 俯视图

(b) 侧视图

图 14 送风口高度 3.15m 时温度云图

Fig.14 Temperature map at a supply air height of 3.15m

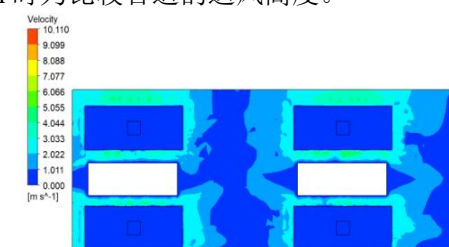
### 3.1.2 风速比较

风速分布云图如图 15-17 所示,随着风管高度

降低,风速逐渐增大。当送风口高度为 4.15m 时,风速最大值约为 5m/s;送风口高度为 3.65m 时,风速最大值约为 6m/s;送风口高度为 3.15m 时,风速最大值可达约 7~8m/s。

依据 GB 50019-2015 工业建筑供暖通风与空气调节设计规范,室外工作地点降温设备风速应为 2~6m/s,送风高度  $Z=3.15\text{m}$  时显然不合适<sup>[21]</sup>。

因为加油员需要长时间处在加油机旁边,过高的风速会增加噪音,会造成工作人员身体不适<sup>[22]</sup>。结合上述温度比较的结果,送风口高度距地面 3.65m 时为比较合适的送风高度。

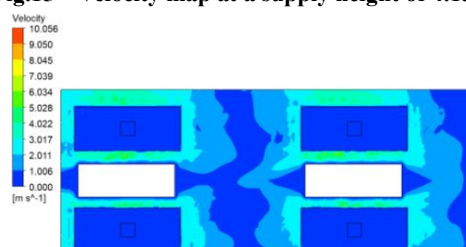


(a) 俯视图

(b) 侧视图

图 15 送风高度 4.15m 时速度云图

Fig.15 Velocity map at a supply height of 4.15m



(a) 俯视图

(b) 侧视图

图 16 送风高度 3.65m 时速度云图

Fig.16 Velocity map at a supply height of 3.65m

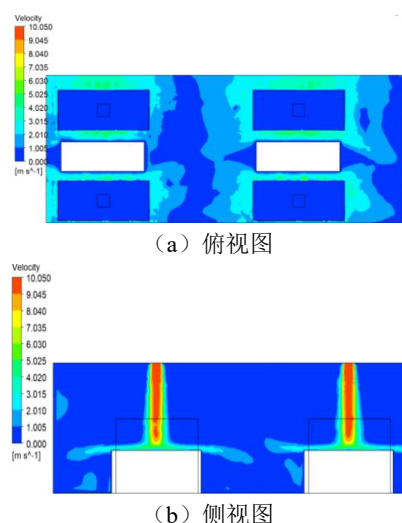


图 17 送风高度 3.15m 时速度云图

Fig.17 Velocity map at a supply height of 3.15m

### 3.2 方案二: 增加空气气幕

优化方案二是在送风高度为 3.65m 时, 通过增加空气气幕, 并改变空气气幕出风速度, 将空气气幕出风温度设置与当前空气温湿度相同, 以分析加油站内温度的变化。

空气气幕的射流速度需要在隔热效果、气流稳定性与人员舒适性之间取得平衡。根据工程应用经验及暖通通风领域的推荐范围 ASHRAE 相关通风与射流送风设计建议, 空气气幕常用风速通常位于约 2~8m/s 区间内。2m/s: 代表较低风速工况, 具有能耗低、扰动小的优点, 但隔离与阻隔热空气能力有限; 5m/s: 代表工程中较常用的中等风速区间, 在隔热效果与气流稳定性之间取得折中; 8m/s: 代表较高风速工况, 隔离能力更强, 但会引起较强湍流和人员不适风险。

因此, 选取 2、5、8m/s 三个速度工况, 旨在覆盖低、中、高三个典型工作区间, 系统分析气幕风速对温度场及作业区热环境的影响规律, 并从中确定综合性能最优的运行参数。图 18 是优化后的几何模型。

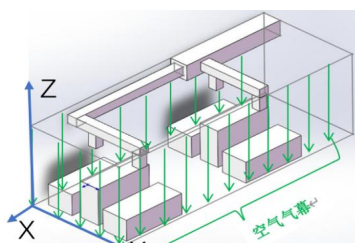


图 18 增加空气气幕后的几何模型

Fig.18 Geometric model after adding air curtain

由图 19、20、21 中的俯视图 (a) 明显看出当空气气幕速度为 2m/s 时, 工作区低温区域覆盖范围较大, 平均温度为 29.6°C; 当空气气幕速度提高至 5m/s 时, 低温区域覆盖面积达到最大且温度分布最均匀, 工作区平均温度降至 28.1°C; 继续提高至 8m/s 时, 高温区域重新扩大, 平均温度升高至 30.1°C。

由三组图的侧视图 (b) 得出当空气气幕速度为 5m/s 时, 高温区域范围最小, 冷热空气分层最稳定, 蒸发式冷气机降温效果最佳, 平均温度最低, 为 28.1°C。

当空气气幕的速度为 2m/s 时, 对外部高温的阻隔能力较弱, 导致加油站内部形成一片较大的高温区域, 降温效果不明显; 当空气气幕的速度为 5m/s 时, 气幕形成了有效阻碍外部高温气体的屏障, 温度降低; 当空气气幕速度为 8m/s 时, 工作区中部局部高温区域明显扩大。这是由于过大的射流速度增强了湍流混合作用, 破坏了冷空气的稳定分布, 导致降温性能下降。

故将空气气幕风速设置为 5m/s 时可以有效提升蒸发式冷气机的制冷效果, 此时工作区域平均温度降至 28.1°C。

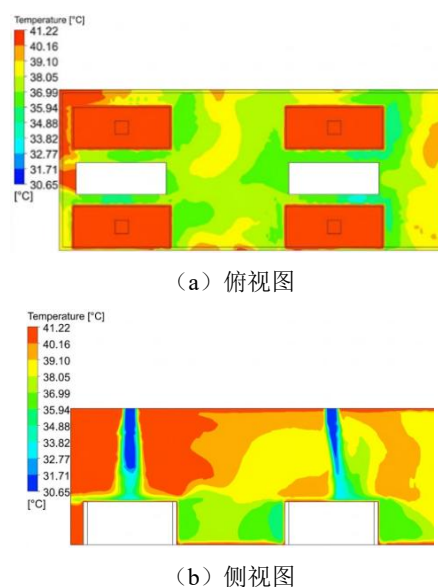
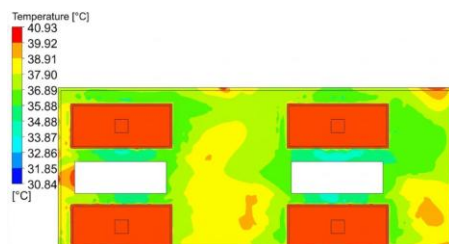
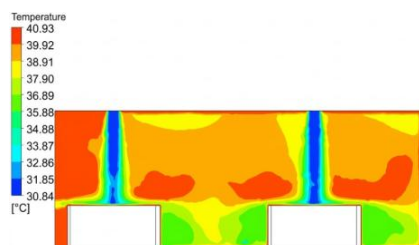


图 19 空气气幕速度 2m/s 温度云图

Fig.19 Temperature map when the air curtain speed is 2m/s



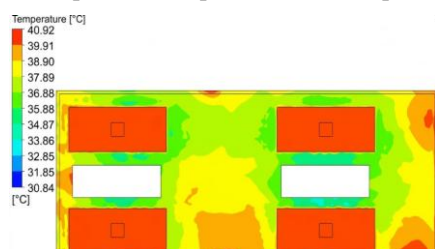
(a) 俯视图



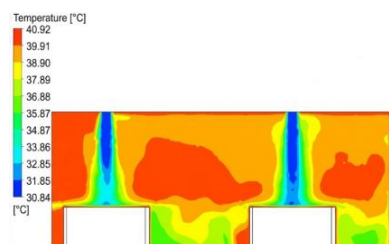
(b) 侧视图

图 20 空气气幕速度 5m/s 温度云图

Fig.20 Temperature map the air curtain speed is 5m/s



(a) 俯视图



(b) 侧视图

图 21 空气气幕速度 8m/s 温度云图

Fig.21 Temperature map the air curtain speed is 8m/s

#### 4 结论

本文以西安市某加油站为研究对象,针对其半开放式作业环境,提出了一种基于蒸发式冷气机与空气气幕协同作用的降温系统,旨在改善户外工作人员的热舒适环境。研究通过数值模拟与现场测试的方法,重点对送风口垂向布置高度及空气气幕射流风速进行了优化分析。

模拟结果表明:在单一冷气机工况下,当送风

口高度优化至 3.65m 时,系统降温效能最佳,作业区平均风速约为 6m/s,温度降至 30.5℃;在此基础上引入空气气幕技术,当气幕射流速度设定为 5 m/s 时,降温效果得到进一步提升,工作区域环境平均温度可低至 28.1℃,此时系统性能达到最优,有效提升工作人员热舒适性。

#### 参考文献:

- [1] 王倩.节能减排政策的统筹协调[J].开放导报,2019,(6): 101-105.
- [2] 国家统计局,中华人民共和国 2024 年国民经济和社会发展统计公报[J].新华文摘,2025,(9):43-54.
- [3] 严炜,周睿.基于行为洞察的加油站便利店消费体验设计研究[J].工业设计研究,2022,(10):96-104.
- [4] 黄翔,宋应乾.蒸发冷却空调技术在低碳经济中的作用[C].纺织空调除尘高效节能减排技术研讨会,2010:5.
- [5] 《中国气候变化蓝皮书(2024)》发布[J].节能与环保, 2024,(7):1.
- [6] 金洋帆,黄翔,吴磊.干燥地区蒸发冷却空调系统运行效果及能耗分析[J].制冷与空调,2021,35(1):64-69.
- [7] 蒋苏贤,黄翔,武苗苗,等.玉米出库前蒸发式冷气机调质通风实验[J].制冷与空调,2024,38(1):119-125.
- [8] 鞠昊宏,黄翔,王兴兴,等.蒸发式冷气机在交通岗亭的应用[J].制冷与空调,2016,16(11):63-65,71.
- [9] 梁凯,黄翔,蒋苏贤,等.蒸发冷却(凝)技术应用分析[J].制冷与空调,2024,24(2):22-27.
- [10] GB/T 25860-2010,蒸发式冷气机[S].北京:中国标准出版社,2010.
- [11] 何华明.蒸发式冷气机选型软件开发研究及应用[J].制冷与空调,2019,19(11):23-29.
- [12] 兰丽丽.结合通风技术的暖通空调设计方案分析[J].江西建材,2021,(12):135-136,146.
- [13] 杜鸿,强天伟,徐宏锦.蒸发式冷气机在西安某高校食堂的应用[J].制冷与空调,2021,35(6):894-898.
- [14] 李跃奇,强天伟,裴雨露,等.蒸发式冷气机在西北地区某热电厂配电室中的应用[J].制冷与空调,2020, 20(1): 58-60.
- [15] GB 50736-2012,民用建筑供暖通风与空气调节设计规范[S].北京:中国建筑工业出版社,2012.
- [16] 陆耀庆.实用供热空调设计手册(第二版)[M].北京:中国建筑工业出版社,2008.

(下转第 628 页)