

冷库水平空气幕热湿阻隔性能数值模拟研究

何桂香¹, 刘国强¹, 沈雄新², 贾熙², 晏刚¹, 项卫忠¹

(1. 西安交通大学能源与动力工程学院, 710049, 西安;

2. 江苏晶雪节能科技股份有限公司, 213149, 江苏常州)

摘要: 针对现有对冷库空气幕湿度场数值模拟及热湿阻隔性能研究不足的问题,以某冷库水平双层空气幕为研究对象,搭建了空气幕热湿传递参数实验测量系统,建立可表征流动与负荷特性的热湿传递数值模型。经实验验证,模型模拟计算得到的测点温度、湿度与风速平均相对误差分别为 2.86%、1.86% 和 11.40%。利用该模型,对空气幕出风角度、风口尺寸及风口位置等关键结构参数进行了改进设计,显著提升了其热湿阻隔效率。分析了不同工作模式、人员通行及货物堆放对于库内温、湿度分布及空气幕阻隔性能的影响。结果表明:结构改进后,库内平均温度、相对湿度分别下降 0.4℃ 和 0.6%,热湿阻隔效率提升 9.7%;单层冷空气幕的热湿阻隔效率较单层热空气幕提高 15.4%;双层空气幕协同工作时阻隔性能优于单层空气幕,且逆流出风模式较顺流出风模式的阻隔效率高出 7.9%;人员通行对空气幕性能的影响具有位置依赖性,即使在影响最显著的工况下,总热负荷仍较无空气幕基准工况降低 41.3%;空气幕阻隔性能随货物堆放量增加而逐渐衰减,多堆放工况下总阻隔效率较少堆放工况下降 21%。研究结果可为冷库空气幕的数值分析、结构设计及运行调控提供参考。

关键词: 冷库;空气幕;阻隔性能;热湿传递

中图分类号: TB64 **文献标志码:** A

DOI: 10.7652/xjtuxb202607006 **文章编号:** 0253-987X(2026)07-0057-12

Numerical Simulation of Heat-Moisture Barrier Performance of a Horizontal Air Curtain in Cold Storage

HE Guixiang¹, LIU Guoqiang¹, SHEN Xiongxin², JIA Xi², YAN Gang¹, XIANG Weizhong¹

(1. School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China;

2. Jiangsu Jingxue Energy Saving Technology Co., Ltd., Changzhou, Jiangsu 213149, China)

Abstract: In response to the limited numerical simulations on the humidity field and the restricted studies on heat-moisture barrier performance of air curtains in cold storage, a horizontal double-layer air curtain in a cold storage facility was studied in this paper. An experimental measurement system for heat and moisture transfer parameters of the air curtain was developed, and a numerical model for heat and moisture transfer capable of characterizing flow and load characteristics was established. The model was validated against experimental data, yielding average relative errors of 2.86% (temperature), 1.86% (relative humidity), and 11.4% (air velocity) at the measuring points. Based on this model, key structural parameters of the air curtain, including the air outlet angle, outlet size,

收稿日期: 2026-01-08。 作者简介: 何桂香(1998—),女,博士生;刘国强(通信作者),男,副教授。 基金项目: 国家自然科学基金资助项目(52306021)。

网络出版时间: 2026-03-18

网络出版地址: <https://link.cnki.net/urlid/61.1069.T.20260318.0911.002>

and outlet position, were optimized, leading to a significant improvement in heat-moisture barrier efficiency. The effects of different operating modes, personnel passage, and goods stacking on the internal temperature-humidity distribution and barrier performance of the air curtain were analyzed. The results suggest that after structural optimization, the average temperature and relative humidity inside the cold storage are reduced by $0.4\text{ }^{\circ}\text{C}$ and 0.6% , respectively, while the heat-moisture barrier efficiency is increased by 9.7% . The heat-moisture barrier efficiency of a single-layer cold air curtain is 15.4% higher than that of a single-layer hot air curtain. The barrier performance of the double-layer configuration is superior to that of the single-layer one, with the counter-flow mode achieving a 7.9% higher efficiency than the co-flow mode. Although the impact of personnel passage is position-dependent, the total heat load remains 41.3% lower than the baseline case without an air curtain even under the most significant impact. Furthermore, a gradual attenuation in the barrier performance of the air curtain is observed as the stacking density of goods rises, with the total barrier efficiency under high-stacking conditions dropping by 21% compared to that under low-stacking conditions. These findings serve as a reference for the numerical analysis, structural design, and operational control of air curtains in cold storage.

Keywords: cold storage; air curtain; barrier performance; heat and moisture transfer

为保障生鲜电商、预制菜及食品药品等易腐品的品质与安全,冷链物流市场需求持续增长^[1-2],带动了冷库容量的快速增长。截至2024年,全国冷库总容量已达到2.53亿 m^3 ,较7年前增长了一倍以上,同比增长 10.96% ,年度新增库容2491万 m^3 ^[3]。冷库运行能耗中,库门开启时空气渗透带来的热负荷可占制冷总负荷的 50% 以上,单次开门可导致约 3.4% 的库内冷空气被置换,不仅增加能耗,亦会引起温、湿度波动,影响储物品质量^[4-7]。

为减少此类能量损失,常见措施包括采用塑料门帘、快速门、门斗及空气幕等^[8]。其中,空气幕因占用空间小、不影响人员与货物通行,且能持续形成阻隔,受到广泛关注。其原理是,通过喷射气流在门洞处形成屏障,抑制冷库内、外空气交换^[9-10]。然而,空气幕的阻隔性能受射流速度、喷嘴宽度、喷射角度等参数影响,设计不当易导致射流偏转或穿透,反而加剧湿热空气渗入^[11-13]。

计算流体力学方法能够获取流场速度、温度等变量的完整分布信息,因而成为分析冷库门区域气流组织的主流工具。李艺哲等^[14]通过模拟发现射流速度存在最优值,速度过低无法覆盖门洞,过高则导致门区温度回升, 8 m/s 为其研究工况下的较优值。李艺哲^[15]进一步指出,将空气幕安装于库外虽可能引起局部温度升高,但有利于整体温度均匀性与能耗降低。Giráldez等^[16]采用大涡模拟指出,过高射流速度会增强气流掺混,不利于隔热。Gonçalves等^[17-18]对比研究表明,垂直空气幕的阻

隔效率(大于 70%)通常高于水平式(约 55%),且喷嘴宽度与射流速度需协同改进设计。Rai等^[19]发现射流向外偏转 10° 更好抑制射流弯曲,可实现冷库节能约 17.6% 。缪晨等^[20]的非稳态模拟显示,射流速度沿程衰减且分布不均,开门后形成的涡旋会破坏流场稳定性。Bellegheem等^[21]结合热成像与示踪气体实验证实,当射流动量恰使其稳定抵达对侧时,空气幕阻隔效率可达 80% 左右。除冷库领域,商用陈列展示柜^[22-23]和航空发动机高压涡轮^[24]也采用空气幕对局部区域形成射流屏障,相关研究的核心同样聚焦于射流的流动规律。

综上所述,现有研究主要建立了冷库空气幕流场和温度场模拟计算模型,且较系统地揭示了单层空气幕性能的关键影响因素与改进方向,但针对湿度分布场的建模研究相对匮乏,难以精准分析湿传递引起的附加热负荷,且对于双层空气幕的协同工作特性和阻隔性能提升设计研究不足。双层空气幕之间存在气流相互干涉,安装间距、运行模式与结构参数均会显著影响阻隔性能,相较单层空气幕的工作特性更为复杂。

本文以某小型冷库水平双层空气幕为研究对象,建立了热湿传递参数实验测量系统及高精度数值计算模型,深入分析了水平双层空气幕工作特性,提出了结构改进设计方案,系统研究不同工作模式、人员通行及货物堆放等工况下空气幕热、湿阻隔性能的变化规律。研究结果可为冷库空气幕的阻隔性能提升设计提供理论指导。

T_s 、 T_r 分别为冷风机出风口、回风口空气温度; r 为水的汽化潜热; ω_s 、 ω_r 分别为冷风机出风口、回风口空气含湿量(每 kg 干空气所容纳的水蒸气质量)。

(4)阻隔效率(η)。该指标定义为采用空气幕时的热负荷与基准工况(无空气幕时)热负荷的百分比,用于量化空气幕阻隔库内外热湿交换的性能,计算公式如下

$$\eta = \frac{Q_b - Q_a}{Q_b} \times 100\% \quad (5)$$

式中: Q_b 为未启用空气幕(基准工况)的热负荷; Q_a 为启用空气幕时的热负荷。

2 数值模型的建立与验证

2.1 物理与数学模型构建

为兼顾计算效率与精度,数值模拟基于如下假设对实际物理模型进行了合理简化:

(1)忽略冷库内微小结构对气流流动的影响,并对冷风机模型进行简化,将其制冷功能等效集成于出风口边界条件中;

(2)将库内外空气流动视为稳态湍流,湿空气按干空气与水蒸气的理想混合气体处理,并遵循理想气体状态方程;

(3)库内无货物堆放与其他内热源。

在湍流模型选择上,标准 k - ϵ 模型作为工程中广泛应用的双方程模型,能够较好地预测充分发展的湍流流动,适用于本文所涉及的空气幕射流问题^[6]。该模型通过求解湍动能(k)及其耗散率(ϵ)的输运方程闭合方程组,其通用控制方程形式如下

$$\frac{\partial(\rho u_j \varphi)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_\varphi \frac{\partial \varphi}{\partial x_j} \right) + S_\varphi \quad (6)$$

式中: φ 为通用变量; Γ_φ 为扩散系数; S_φ 为源项。各方程对应的变量、系数及源项如表 1 所示。各经验常数取值如表 2 所示^[6]。

根据测量结果,对计算域设定如下边界条件:

(1)冷库外壁采用对流换热边界,环境温度为测量值 30°C ,换热系数为 $12\text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ ^[25];环境区域壁面设置为定温壁面 30°C 。

(2)冷风机出风口采用速度入口,出风量为 $5\,000\text{ m}^3/\text{h}$,根据风口面积换算为对应风速。出风温度、相对湿度为实验测量值,分别为 10°C 、 90% 。

(3)冷风机回风口采用自由出流边界条件。

(4)冷、热空气幕风机均简化为风机交界面模型,通过输入由厂家提供的风机全压-流量性能曲线来模拟其工作特性。

表 1 通用方程的通用变量、扩散系数、源项

Table 1 Variables, diffusion coefficients, and source terms in the governing equations

方程	φ	Γ_φ	S_φ
连续性方程	1	0	0
x 动量方程	u	$\mu + \mu_t$	$-\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu_t \frac{\partial u_x}{\partial x_j} \right) + \rho g_x$
y 动量方程	v	$\mu + \mu_t$	$-\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu_t \frac{\partial u_y}{\partial x_j} \right) + \rho g_y$
z 动量方程	w	$\mu + \mu_t$	$-\frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu_t \frac{\partial u_z}{\partial x_j} \right) + \rho g_z$
能量方程	h	$\frac{k}{c_p} + \frac{\mu_t}{\sigma_t}$	0
k 方程	k	$\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k}$	$\mu_t G_k - \rho \epsilon$
ϵ 方程	ϵ	$\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon}$	$(C_{\epsilon 1} G_k - C_{\epsilon 2} \rho \epsilon) \frac{\epsilon}{k}$

注: ρ 为流体密度; u 、 v 、 w 分别为 x 、 y 、 z 方向速度分量; g_x 、 g_y 、 g_z 分别为 x 、 y 、 z 方向重力加速度分量; p 为压力; h 为比焓; μ 为分子黏性系数; μ_t 为湍流黏性系数; G_k 为湍动能生成项; σ_t 为湍流普朗特数; $C_{\epsilon 1}$ 、 $C_{\epsilon 2}$ 为 k - ϵ 模型经验常数; σ_k 、 σ_ϵ 为 k 和 ϵ 方程的湍流普朗特数。

表 2 标准 k - ϵ 模型取值

Table 2 Constants for the standard k - ϵ model

$C_{\epsilon 1}$	$C_{\epsilon 2}$	σ_k	σ_ϵ	σ_t
1.44	1.92	1	1.3	0.9

2.2 网格划分与求解设置

采用 STAR-CCM+ 软件进行几何建模与网格划分。选用多面体网格划分策略,并在空气幕系统等关键流动区域增加网格密度,环境区域则适当增加网格尺寸以平衡计算精度与效率。为排除网格数量对计算结果的影响,进行了网格无关性验证。如图 3 所示,当网格数量从 634 万增至 705 万时,冷空气幕出风口平均温度变化不超过 0.1°C ,说明网格数为 634 万时计算结果已趋于稳定。因此,确定最终网格方案如下:冷库内网格尺寸 32 mm ,空气幕系统网格尺寸 11 mm ,环境区域网格尺寸 52 mm ,风机区域进行局部加密至 6 mm ,总网格数量为 634 万。数值求解方面,采用有限体积法离散控制方程,压力-速度耦合选用 SIMPLE 算法,动量、湍动能及湍流耗散率方程采用二阶迎风格式,能量方程采用二阶中心差分格式离散。计算收敛标准设定为:连续性方程、动量方程、 k 方程与 ϵ 方程的残差小于 10^{-3} ,能量方程残差小于 10^{-6} 。

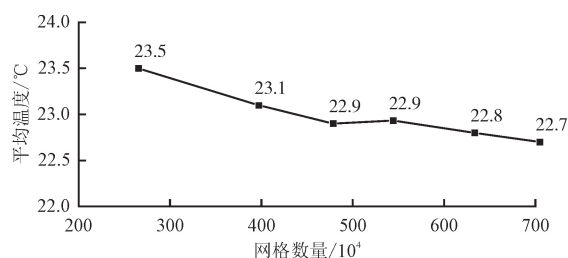
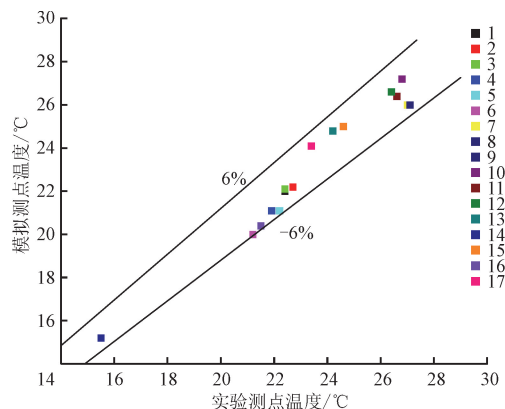


图3 网格无关性验证

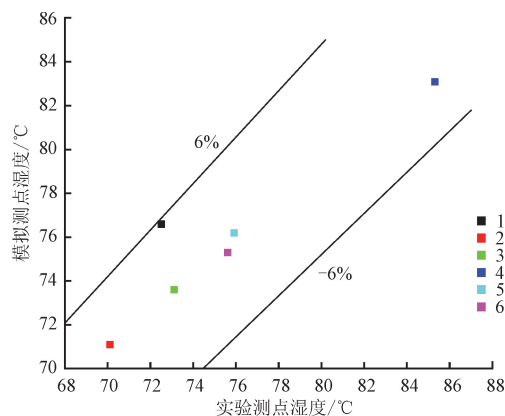
Fig. 3 Grid independence verification

2.3 模型准确性验证

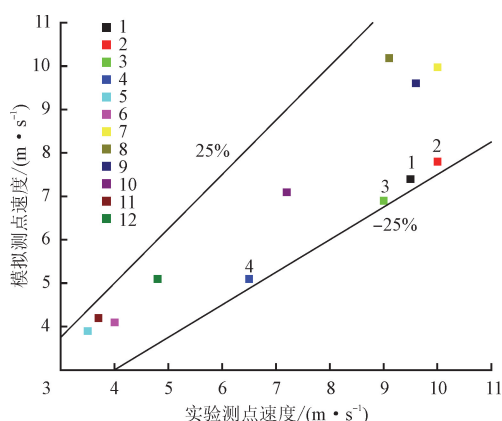
为验证所建立数值模型的准确性,将各测点的温度、湿度及速度模拟结果与相应实测数据进行了对比分析。测点温度、湿度与风速的计算值与实验值对比结果分别如图4所示。可以看出,各测点温度、湿度及风速的模拟值与实验值整体吻合良好。其中,测点温度与湿度的最大偏差小于6%,测点风速的最大偏差小于25%。值得注意的是,部分风速测点(1~4)的误差略大,这主要由于该区域风速较高,且手持风速仪在测量中易受环境扰动与探头角度偏差的影响。经统计,所有测点的温度、湿度与风速平均相对误差分别为2.86%、1.86%和11.40%。综上,各项参数的模拟误差均在工程可接受范围内,其主要来源于模型简化假设及实验测量过程中难以避免的系统误差。



(a) 测点温度



(b) 测点相对湿度



(c) 测点风速

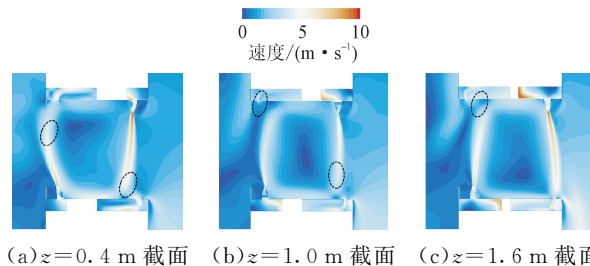
图4 测点温度、湿度与风速的计算值与实验值对比

Fig. 4 Comparison of calculated versus measured temperature, humidity, and air velocity

3 结果与讨论

3.1 水平双层空气幕结构参数改进设计

对原始空气幕结构进行数值模拟,比较了空气幕关闭与开启两种工况下的热、湿负荷。结果显示,开启空气幕后,显热负荷由7.54 kW降至5.58 kW,阻隔效率为25.9%,潜热负荷由6.22 kW降至2.96 kW,阻隔效率52.5%,总热负荷由13.76 kW降至8.54 kW,总阻隔效率37.9%。然而,气流分析表明出风均匀性欠佳。冷空气幕上、中、下层风速分别为7.4、6.9、7.8 m/s,均匀性指标 $K=0.061$;热空气幕对应风速为9.9、9.6、10.2 m/s, K 为0.030。图5展示了 z 方向的速度分布云图,图中画圈处显示空气幕射流末端与回风口偏离。从中可见:冷空气幕下层气流偏向库内偏斜,易导致外部热湿空气渗入;中上层回风口位置不当,阻碍气流回流;且射流末端速度衰减明显,尤其在 $z=1.0$ m截面处因风口宽度较小,阻隔效果减弱。图6所示的 $x=0$ 截面的温、湿度分布进一步显示,空气幕底部阻隔能力不足,热湿空气由此侵入。图7展示了冷、热空气幕射流沿程速度变化情况,其中冷空气幕上、中层最小速度仅为0.4 m/s与0.5 m/s,热空气幕下层最小速度为0.9 m/s,表明原始结构的气流屏障强度有限。

(a) $z=0.4$ m 截面 (b) $z=1.0$ m 截面 (c) $z=1.6$ m 截面图5 z 方向的速度分布云图Fig. 5 Velocity contour map in the z -direction

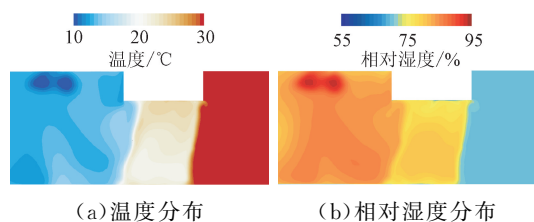
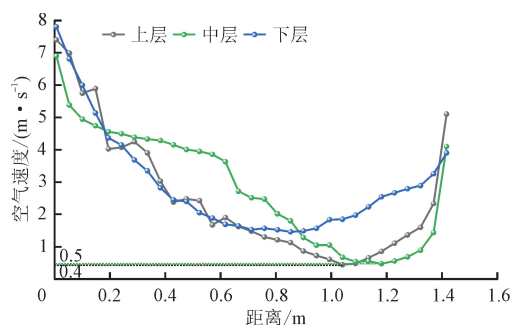
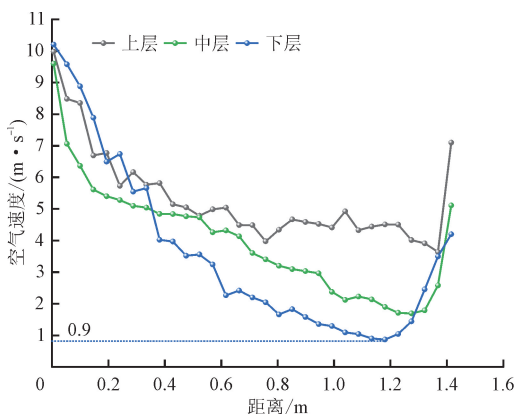


图6 $x=0$ 截面的温度和相对湿度分布

Fig. 6 Temperature and relative humidity contours at the $x=0$ cross-section



(a)冷空气幕



(b)热空气幕

图7 冷空气幕及热空气幕射流沿程速度变化

Fig. 7 Velocity variation along the jet trajectory for cold and hot air curtains

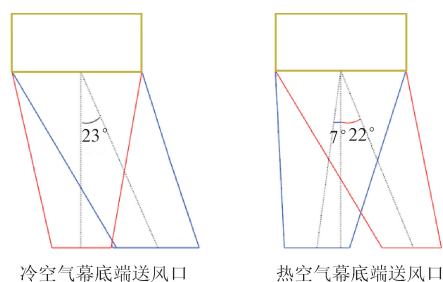
基于上述分析,对空气幕结构实施了如图8所示的耦合改进,具体如下。

(1)调整出风角度。如图8(a)所示,将冷空气幕底部偏角由偏向库内 23° 调整为 0° ,热空气幕底部出风偏角由偏向库内 7° 调整为偏向环境侧 22° 。由图9(a)可见,冷空气幕下层气流偏斜得以纠正,热空气幕下层对外部气流的阻挡作用增强。改进后冷库显热、潜热与总热负荷分别进一步降至5.31 kW、2.26 kW、总热负荷降至7.57 kW。相较于原始结构,显热、潜热与总热阻隔效率分别提升3.7%、11.1%、7.1%。

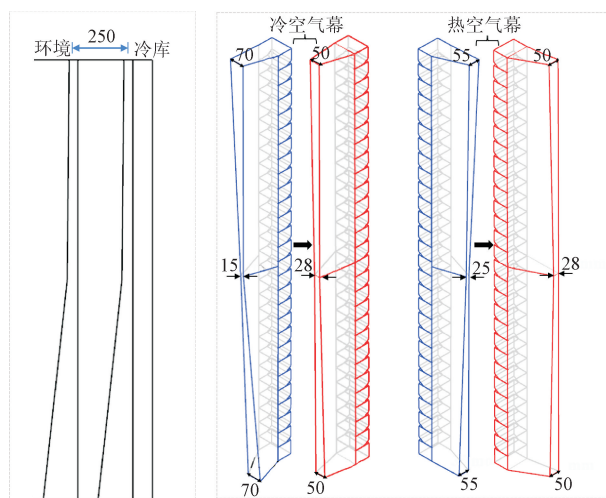
(2)调整出风角度及回风口位置。如图8(b)所示,在调整出风角度的基础上,将冷空气幕回风口向

环境侧平移250 mm。图9(b)显示,调整后,射流末端与回风口位置匹配良好,气流回流更顺畅。改进后冷库显热、潜热与总热负荷分别进一步降至5.21、2.23及7.43 kW,阻隔效率分别进一步提升1.3%、0.4%、1.0%。

(3)调整出风口角度、回风口位置及风口尺寸。如图8(c)所示,在调整风口角度和回风口位置基础上,将冷、热空气幕顶部与底部风口尺寸由70 mm与55 mm缩减至50 mm,中间段风口尺寸由15 mm与25 mm增大至28 mm。图9(c)显示,出风均匀性得到改善。改进后,冷库显热、潜热与总热负荷分别进一步降至5.02、2.20及7.21 kW,阻隔效率分别进一步提升2.4%、0.5%、1.6%。



(a)调整出风口角度



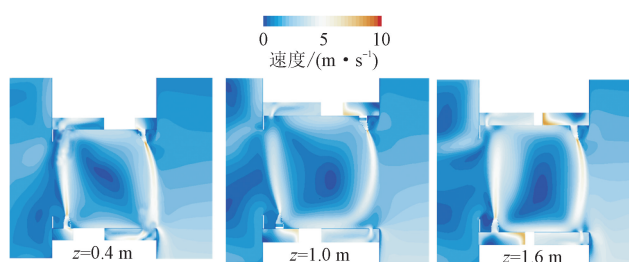
单位: mm

(b)调整回风口位置

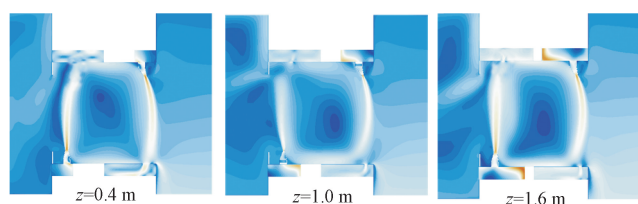
(c)调整出风口尺寸

图8 空气幕结构改进设计示意图

Fig. 8 Schematic of the improved air curtain structural design



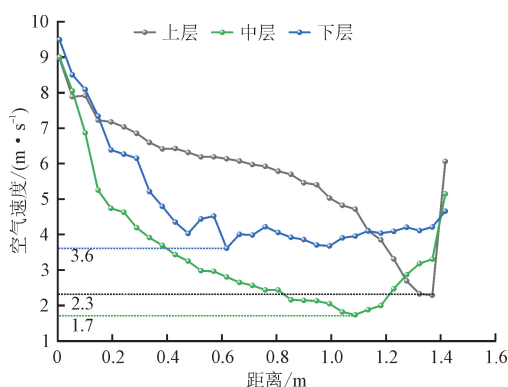
(a)调整出风口角度



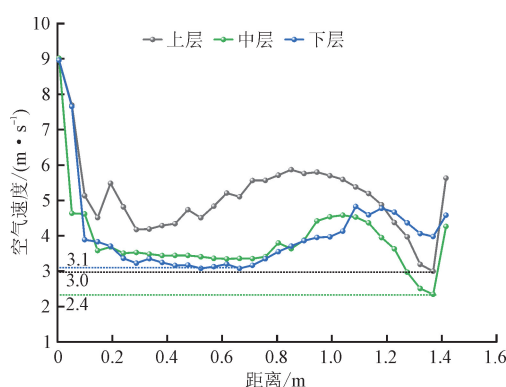
(b)调整出风口角度与回风口位置



(c)调整出风口角度、回风口位置与风口尺寸

图 9 改进后 z 方向的速度分布云图Fig. 9 Velocity contour map of the improved air curtain in the z -direction

(a)冷空气幕



(b)热空气幕

图 10 改进后冷空气幕及热空气幕射流沿程速度变化

Fig. 10 Velocity variation along the jet trajectory for improved cold and hot air curtains

3.2 不同工作模式下空气幕的热湿阻隔性能

基于改进后的双层空气幕结构,对比分析了 5 种工作模式:基准模式(空气幕关闭)、模式 1(外侧单层热空气幕开启)、模式 2(内侧单层冷空气幕开启)、模式 3(双层冷、热空气幕同时开启,采用顺流出风方式)、模式 4(双层冷、热空气幕同时开启,采用逆流出风方式)。表 3 列出了各模式下冷风机回风口的空气参数,据此计算了相应的热湿负荷。

表 3 不同工作模式下冷风机回风口空气参数

Table 3 Air parameters at the air cooler return vent under different operating modes

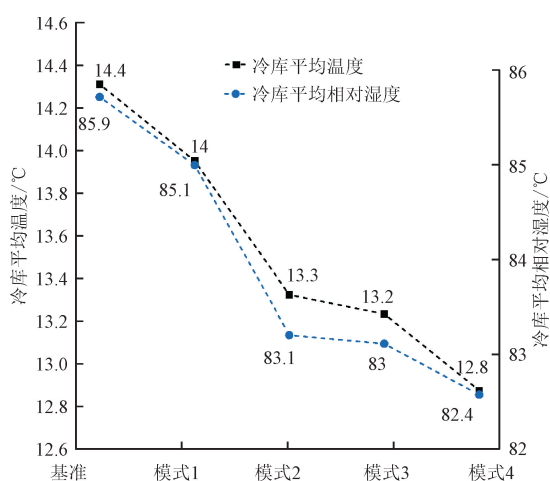
参数	基准模式	模式 1	模式 2	模式 3	模式 4
温度/ $^{\circ}\text{C}$	14.5	13.9	13.4	13.3	13.0
含湿量/ $(\text{g} \cdot \text{kg}^{-1})$	8.8	8.3	7.9	7.9	7.7

各步骤改进效果对比表明,风口角度与尺寸改进对阻隔效率的提升作用更为显著,回风口布置的影响相对有限。综合改进后,冷空气幕上、中、下层风口风速分别为 9.0、9.0、9.5 m/s,出风均匀性指标 K 降至 0.028;热空气幕对应风速为 8.9、9.0、9.0 m/s, K 降至 0.010。图 10 显示,改进后沿射流路径的最低速度显著提高。冷空气幕上、中、下层最低风速达 2.3、1.7、3.6 m/s,热空气幕对应值为 3.0、2.4、3.1 m/s。最终,冷库平均温、湿度降至 12.8 $^{\circ}\text{C}$ 、82.4%,较改进前分别降低 0.4 $^{\circ}\text{C}$ 、0.6%;空气幕的显热、潜热、总热阻隔效率达 33.3%、64.8%、47.6%,相较于原始结构分别提升 7.4%、12.3%、9.7%,整体阻隔性能得到显著改善。

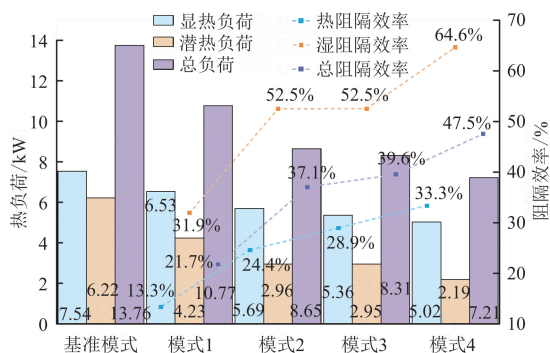
图 11(a)展示了不同模式下冷库的平均温、湿度变化。随着空气幕配置从无到单层、从双层顺流到双层逆流逐步优化,库内平均温度和相对湿度呈逐级下降趋势。基准模式下平均温、湿度为 14.4 $^{\circ}\text{C}$ 、85.9%;模式 1 降至 14.0 $^{\circ}\text{C}$ 、85.1%;模式 2 为 13.3 $^{\circ}\text{C}$ 、83.1%;模式 3 为 13.2 $^{\circ}\text{C}$ 、83.0%;模式 4 达到最低值 12.8 $^{\circ}\text{C}$ 、82.4%。图 11(b)分别展示了不同工作模式下的空气幕的阻隔性能。基准模式下,显热、潜热及总热负荷分别为 7.54、6.22 和 13.76 kW。与基准模式相比,模式 1(单层热空气幕)的显热与潜热负荷均有所降低,其热阻隔效率、湿阻隔效率及总阻隔效率分别为 13.3%、31.9%和 21.7%。模式 2(单层冷空气幕)的热负荷进一步降低,对应效率分别为 24.4%、52.5%和 37.1%。模式 3(双层顺流空气幕)的热负荷略低于模式 2(内侧

单层冷空气幕),但二者差异不显著,对应效率分别为28.9%、52.5%和39.6%。模式4(双层逆流空气幕)的热负荷最低,各项阻隔效率分别为33.3%、64.6%和47.5%。

模拟结果表明,空气幕的湿阻隔效率显著高于热阻隔效率。这主要因为,空气幕所形成的气流屏障能有效抑制外部高湿空气向库内渗透,从而直接降低潜热负荷;而显热负荷主要由温差传热主导,空气幕的阻隔作用相对有限。单层冷空气幕(模式2)的总阻隔效率较单层热空气幕(模式1)高15.4%,原因在于,冷空气幕位于门区内侧,低温出风可对渗入的湿热空气进行预冷与干燥,直接减轻冷风机负荷。



(a) 冷库平均温度和湿度



(b) 空气幕的阻隔性能

图 11 不同模式下冷库平均温湿度及空气幕的阻隔性能

Fig. 11 Average temperature/humidity in cold storage and insulation performance of the air curtain under different modes

图 12 展示了不同模式下 $x=0$ 截面的温度与相对湿度分布云图。图 12(a) 显示,基准模式下,外界热湿空气易渗入库内,对内部环境影响显著。图 12(b) 显示,模式 1 中热空气幕虽减少部分渗透,但门区冷空气外溢明显。图 12(c) 显示,模式 2 的冷空

气幕有效抑制了库内外空气交换,阻隔效果较好。图 12(d) 与图 12(e) 显示,模式 3 与模式 4 中双层空气幕协同工作,形成双重屏障,进一步降低了库内温、湿度与热负荷。图 13 进一步对比了模式 3(双层顺流出风)与模式 4(双层逆流出风)下空气幕在 z 方向的速度矢量分布。图 13(a) 显示,顺流模式下,射流末端冷热气流相互干扰,在空气幕门处形成多个涡旋,阻碍气流流向回风口,导致射流末端阻隔效果减弱。13(b) 显示,在逆流模式下,出风气流无相互干扰,仅在中心处形成单一大型涡旋,气流能顺畅流回回风口,因此阻隔能力更强。结果显示,双层逆流空气幕较双层顺流空气幕的总阻隔效率高出 7.9%。

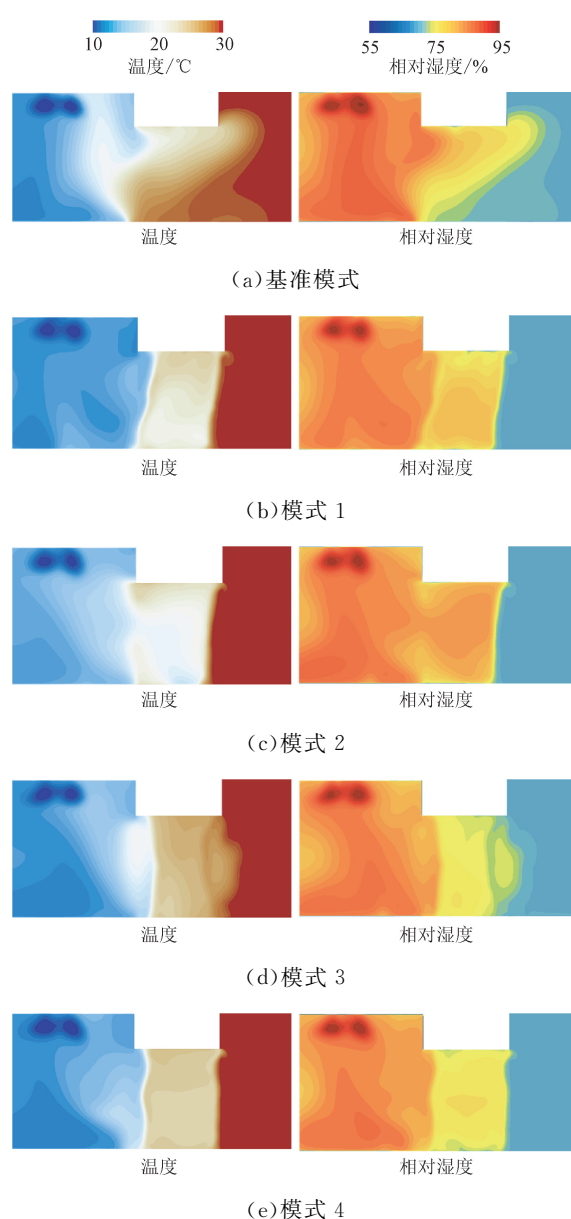


图 12 不同模式下 $x=0$ 截面的温度与相对湿度分布

Fig. 12 Temperature and relative humidity contours at the $x=0$ cross-section under different modes

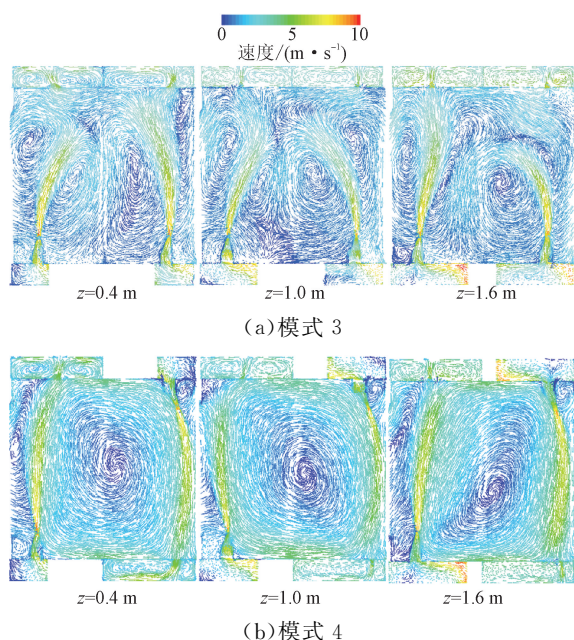


图 13 模式 3 与模式 4 的 z 方向速度矢量分布

Fig. 13 Velocity vector distribution in the z -direction for mode 3 and mode 4

3.3 人员通行对空气幕热湿阻隔性能的影响

本节通过数值模拟,分析人员处于空气幕不同位置对其热湿阻隔性能的影响。为简化计算,将人员简化为高度 1.7 m 的绝热刚体,并忽略其衣着保温条件下的自身散热量与散湿量^[26]。设定 3 种人员典型位置:位置 1(库内侧,冷空气幕出口)、位置 2(门洞中部)、位置 3(环境侧,热空气幕出口)。表 4 列出了各位置下冷风机回风口的空气参数,据此计算了相应的热湿负荷。

表 4 不同人员位置下冷风机回风口空气参数

Table 4 Air parameters at the air cooler return vent under different personnel positions

参数	无人员通行	位置 1	位置 2	位置 3
温度/ $^{\circ}\text{C}$	13.0	13.2	13.1	13.0
含湿量/ $(\text{g} \cdot \text{kg}^{-1})$	7.7	7.8	7.7	7.6

图 14 展示了人员在 3 种位置时 $z=1.0$ m 截面上的速度分布。图 15 展示了人员在 3 种位置时空气幕的阻隔性能。图 14(a)显示,当人员处于位置 1 时,人员阻挡冷空气幕射流,导致气流向库内偏移,外部热湿空气随之渗入。相较于无人员通行时,显热负荷由 5.02 kW 增至 5.39 kW,潜热负荷由 2.19 kW 增至 2.68 kW;热阻隔效率下降 4.8%,湿阻隔效率下降 7.9%,总阻隔效率下降 6.3%。图 14(b)显示,当人员处于位置 2 时,人员位于涡流区,对射流整体影响较小。热湿负荷与无人员时接近;显热负荷微增至

5.22 kW,潜热负荷略降至 2.11 kW;热阻隔效率仅下降 2.5%,湿阻隔效率因局部掺混减弱而微升 1.3%,总阻隔效率波动约 0.9%。图 14(c)显示,当人员处于位置 3 时,人员推动热空气幕射流向环境侧偏移,增强了对外部热湿空气的阻挡。潜热负荷降至 1.96 kW,显热负荷基本不变;湿阻隔效率提高 3.7%,总阻隔效率上升 1.6%,热阻隔效率仅微降 0.1%。综上所述,人员通行对空气幕性能的影响具有位置依赖性:靠近冷空气幕会破坏射流完整性,加剧热湿渗透;位于门洞中部时影响甚微;靠近热空气幕则可能增强阻隔效果。值得指出的是,即使在影响最显著的位置 1 工况下,总热负荷(8.07 kW)仍较无空气幕基准工况(13.76 kW)低 41.3%,表明空气幕在人员通行时仍具备明显的节能作用。

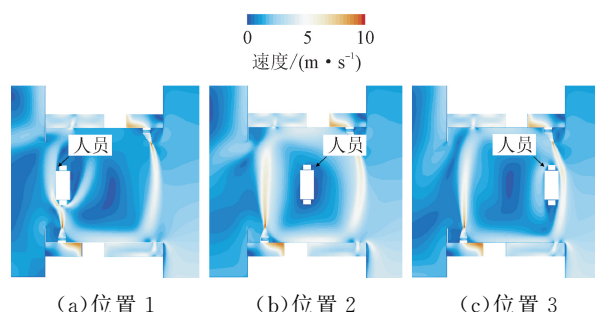


图 14 不同人员位置下 $z=1.0$ m 截面速度分布云图

Fig. 14 Velocity contour map at the $z=1.0$ m cross-section under different personnel positions

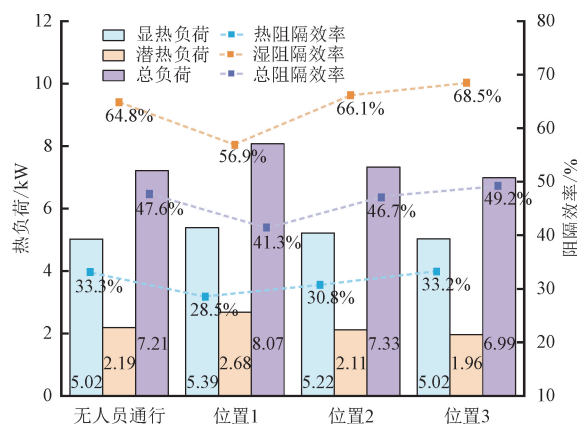


图 15 不同人员位置下空气幕的阻隔性能

Fig. 15 Thermal insulation performance of the air curtain under different personnel positions

3.4 货物堆放对空气幕热湿阻隔性能的影响

为探究货物堆放对空气幕阻隔性能的影响,本文参考 Sajadiye 等^[27]的方法,将苹果货框简化为多孔介质模型,其黏性与惯性阻力系数如表 5 所示。本文聚焦空气幕对环境热湿空气的阻隔性能,故将

货物视为绝热体。设置少堆放(50 框)、中等堆放(100 框)和多堆放(200 框)3 种工况,重点分析货物堆放数量变化引起的库内流场重构及其对空气幕阻隔性能的影响。简化前的苹果框及货框布置如图 16 所示。模拟得到不同堆放条件下冷风机回风口的空气参数如表 6 所示,据此计算了相应的热湿负荷。

表 5 苹果货框多孔介质阻力系数

Table 5 Porous medium resistance coefficients of apple container

方向	黏性阻力系数/ m^{-2}	惯性阻力系数/ m^{-1}
x	3.28×10^5	409.2
y	1.19×10^5	416.9
z	3.06×10^5	474.2

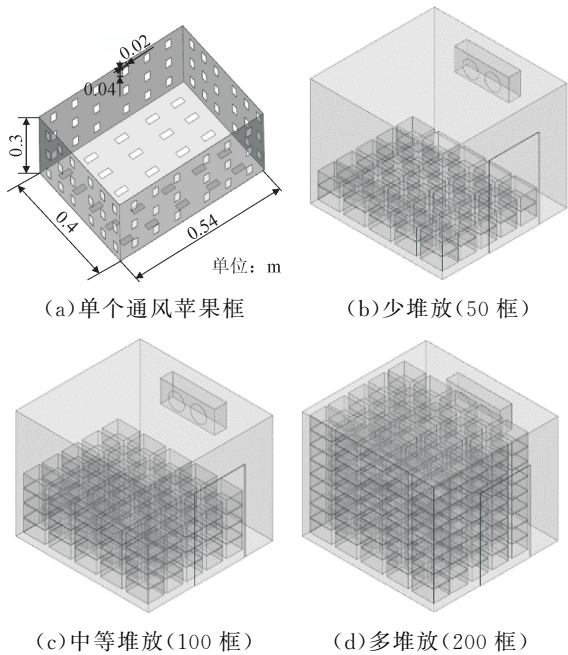


图 16 苹果框及其堆放方式示意图

Fig. 16 Schematic diagram of apple containers and their stacking method

表 6 不同堆放工况下冷风机回风口空气参数

Table 6 Air parameters at the air cooler return vent under different stacking conditions

参数	少堆放		中等堆放		多堆放	
	关	开	关	开	关	开
温度/ $^{\circ}\text{C}$	14.4	13.9	14.4	13.8	12.8	12.7
含湿量/ $(\text{g} \cdot \text{kg}^{-1})$	8.7	8.1	8.4	8.1	7.6	7.6

图 17 展示了不同堆放工况下空气幕的阻隔性能。结果表明,少堆放时,开启空气幕可使总热负荷从 13.05 kW 降至 10.16 kW,热、湿及总阻隔效率分别为 13.0%、34.3%和 22.2%,阻隔效果显著。中等堆放时,货物占据空间增多,无幕时总热负荷降至 12.05 kW;开启空气幕后总热负荷为 10.14 kW,但阻

隔效率略有下降,潜热与总阻隔效率分别降至 20.6%和 15.8%。多堆放货物时,库内空间被大幅压缩,无幕时总热负荷仅为 6.58 kW;开启空气幕后负荷仅微降至 6.50 kW,热、湿及总阻隔效率均低于 2%,空气幕的阻隔作用基本失效。图 18(a)与图 18(b)对比了中等堆放工况下空气幕开启与关闭时 z 方向速度矢量分布,可见货物占据空间后,外部热湿空气难以侵入,空气幕的附加阻隔效果因而减弱。总体而言,空气幕的阻隔效能随货物堆放量增加而逐渐降低,在货物满载时其节能贡献趋于不明显。

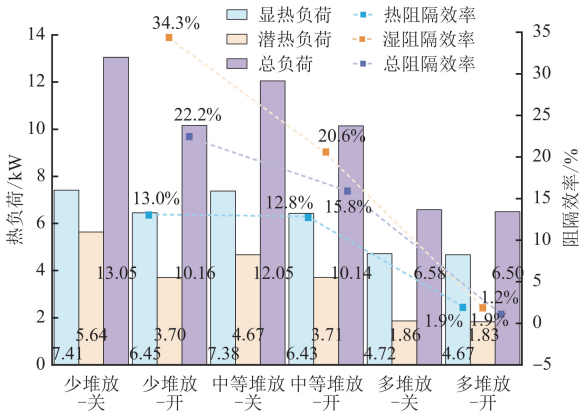


图 17 不同堆放工况下空气幕的阻隔性能

Fig. 17 Thermal insulation performance of the air curtain under different stacking conditions

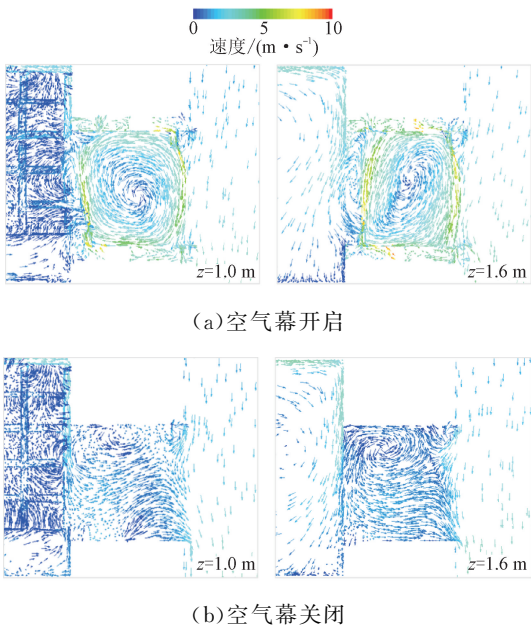


图 18 空气幕开启/关闭状态下 z 方向速度矢量分布(中等堆放工况)

Fig. 18 Velocity vector distribution in the z -direction under the air curtain on/off state (medium stacking condition)

4 结 论

本文采用实验与数值模拟相结合的方法,对冷库双层水平空气幕的工作特性及热湿阻隔性能进行了研究,得到主要结论如下。

(1)所建立的热湿传递数值模型能够有效表征空气幕的流动特性。模型验证表明,温度、湿度和风速模拟值的平均相对误差分别为 2.86%、1.86%和 11.40%,满足工程精度要求。

(2)通过对出风角度、风口尺寸及回风口位置进行多参数耦合改进,空气幕的出风均匀性与整体阻隔性能得到显著提升。结构改进后,库内平均温度和相对湿度分别下降 0.4℃和 0.6%,总阻隔效率提升 9.7%。

(3)内侧单层冷空气幕在预冷与除湿方面表现更佳,其总阻隔效率较单层热空气幕高出 15.4%;双层空气幕的阻隔性能优于单层空气幕,其中顺流送风模式下射流末端气流易相互干扰,而逆流送风模式可形成更稳定的气流屏障,其总阻隔效率较顺流模式提高 7.9%。

(4)空气幕的湿阻隔效率明显高于热阻隔效率,表明其气流屏障能更有效地抑制外部湿空气渗透,从而显著降低潜热负荷,同时具有湿度控制优势。

(5)人员通行对空气幕性能的影响具有位置依赖性,即使在影响最显著的工况下,总热负荷仍较无空气幕基准工况降低 41.3%。在本研究 50~200 框的堆放量范围内,空气幕阻隔性能随货物堆放量增加而逐渐衰减,多堆放工况下总热阻隔效率较少堆放工况下降 21%。

参考文献:

- [1] Liu Guike, Hu Jiayao, Yang Yu, et al. Vehicle routing problem in cold chain logistics: a joint distribution model with carbon trading mechanisms [J]. *Resources Conservation and Recycling*, 2020, 156: 104715.
- [2] 晏刚,任娜颖,徐荣吉,等. 船舶多温冷库新型自复叠制冷循环的研究 [J]. *西安交通大学学报*, 2006, 40(5): 536-538.
Yan Gang, Ren Nuoying, Xu Rongji, et al. Studies on a new type of auto-refrigerating cascade circle for marine multi-stage temperature refrigerator [J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 2006, 40(5): 536-538.
- [3] 白光利. 中国冷库市场深度分析与解决方案:基于过剩现状的发展路径重构 [J]. *物流技术与应用*, 2025, 30(11): 36-43.

- [4] 陈婉婷,姚晔,渠海燕,等. 自适应增强粒子群优化的 R507A/CO₂ 复合制冷系统节能控制研究 [J]. *西安交通大学学报*, 2025, 59(5): 87-96.
Chen Wanting, Yao Ye, Qu Haiyan, et al. Energy-saving control study of R507A/CO₂ composite refrigeration system based on adaptive-augmented particle swarm optimization algorithm [J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 2025, 59(5): 87-96.
- [5] 刘海波. 大型储备肉专用冷库制冷系统能耗分析与节能研究 [D]. 北京: 北京工业大学, 2018.
- [6] 王哲. 冷库大门空气幕数值模拟分析研究 [D]. 天津: 天津商业大学, 2022.
- [7] Gil-Lopez T, Castejon-Navas J, Galvez-Huerta M A, et al. Energetic, environmental and economic analysis of climatic separation by means of air curtains in cold storage rooms [J]. *Energy and Buildings*, 2014, 74, 8-16.
- [8] Wang Yabo, Shi Cong, Guo Xinxin, et al. A novel air curtain: Multi-parallel ejector air curtain for blood plasma cold storage [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2024, 255: 123945.
- [9] 尹玉成. 横流式冷库空气幕性能优化 [D]. 天津: 天津商业大学, 2023.
- [10] 梁政. 冷库空气渗透和空气幕性能的数值模拟研究 [D]. 天津: 天津商业大学, 2021.
- [11] Wang Yabo, Guo Xinxin, Liu Xinghua, et al. Jet performance exploration of an ejector for multi-parallel ejector air curtain [J]. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 2025, 164 (Part A): 108868.
- [12] Wang Yabo, Guo Xinxin, Liu Xinghua, et al. Multi-ejector structure optimization of air curtain systems using response surface methodology for enhanced thermal performance [J]. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 2026, 117(Part B): 110116.
- [13] 杨婕,郭宪民,刘圣春,等. 冷库空气幕水平送风结构参数分析 [J]. *冷藏技术*, 2023, 46(3): 61-69.
Yang Jie, Guo Xianmin, Liu Shengchun, et al. Analysis of horizontal air supply structure parameters in cold storage [J]. *Journal of Refrigeration Technology*, 2023, 46(3): 61-69.
- [14] 李艺哲,谢晶. 大型冷库内温度场的数值模拟与优化 [J]. *食品与机械*, 2017, 33(6): 139-142.
Li Yizhe, Xie Jing. Numerical simulation and optimization on temperature field in large cold store [J]. *Food & Machinery*, 2017, 33(6): 139-142.
- [15] 李艺哲. 冷库内温度场的数值模拟与优化 [D]. 上海: 上海海洋大学, 2017.

- [16] Giráldez H, Pérez Segarra C D, Olié C, et al. Heat and moisture insulation by means of air curtains: application to refrigerated chambers [J]. *International Journal of Refrigeration*, 2016, 68: 1-14.
- [17] Gonçalves J C, Costa J J, Figueiredo A R, et al. CFD modelling of aerodynamic sealing by vertical and horizontal air curtains [J]. *Energy and Buildings*, 2012, 52: 153-160.
- [18] Gonçalves J C, Costa J J, Lopes A M G. Parametric study on the performance of an air curtain based on CFD simulations -new proposal for automatic operation [J]. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, 2019, 193: 103951.
- [19] Rai A, Sun Jining, Tassou S A. Three-dimensional investigation on the positioning of air curtain on its effectiveness in refrigerated vehicles used for food distribution [J]. *Energy Procedia*, 2019, 161: 224-231.
- [20] 缪晨, 谢晶. 冷库空气幕流场的非稳态数值模拟及验证 [J]. *农业工程学报*, 2013, 29(7): 246-253.
- Miao Chen, Xie Jing. Unsteady state numerical simulation and verification of flow field of air curtain in cold stores [J]. *Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering*, 2013, 29(7): 246-253.
- [21] Belleghem M V, Verhaeghe G, T'joen C, et al. Heat transfer through vertically downward-blowing single-jet air curtains for cold rooms [J]. *Heat Transfer Engineering*, 2012, 33(14): 1196-1206.
- [22] 陈蕴光, 袁秀玲. 立式冷藏陈列柜内部结构对冷风幕流动的影响 [J]. *西安交通大学学报*, 2009, 43(1): 62-66.
- Chen Yunguang, Yuan Xiuling. Effect of interior structure on refrigerated air curtains in multi-deck display cabinets [J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 2009, 43(1): 62-66.
- [23] 陈蕴光, 袁秀玲. 冷藏陈列柜风幕卷吸特性的数值分析 [J]. *西安交通大学学报*, 2004, 38(9): 943-946.
- Chen Yunguang, Yuan Xiuling. Numerical analyses of entrainment characteristics of air curtains in multi-deck refrigerated display cases [J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 2004, 38(9): 943-946.
- [24] 杨星, 赵强, 吴航, 等. 利用空气幕冷却提升涡轮叶栅端壁气膜冷却有效度的实验研究 [J]. *西安交通大学学报*, 2023, 57(8): 1-10.
- Yang Xing, Zhao Qiang, Wu Hang, et al. An experimental investigation of improving film cooling effectiveness for turbine vane endwalls using curtain cooling [J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 2023, 57(8): 1-10.
- [25] GB 50072-2021 冷库设计标准 [S].
- [26] Yu Yanlei, Xia Yunfei, Cao Changsheng, et al. Dynamic thermal separation performance of segmented recirculating horizontal air curtain during doorway passage in cold storage [J]. *Building and Environment*, 2026, 290: 114119.
- [27] Sajadiye S M, Ahmadi H, Zolfaghari M, et al. A multi-scale three-dimensional CFD model of a full loaded cool storage [J]. *International Journal of Food Engineering*, 2013, 9(2): 163-178.

(编辑 杜秀杰)