

文章编号:0253-4339(XXXX)XX-0001-09
doi: 10.12465/issn.0253-4339.20250225004

基于场协同理论对高架立体医药库货架布置的优化研究

刘育栋¹ 管佳佳^{2,3} 齐迪^{1,4} 赵创要^{1,4} 李安桂^{1,4}

(1 西安建筑科技大学建筑设备科学与工程学院 西安 710055; 2 华商国际工程有限公司 北京 100069; 3 西安交通大学能源与动力工程学院 西安 710049; 4 教育部低碳建筑环境国际合作联合实验室 西安 710055)

摘要 高架立体医药库的热湿环境会影响药品的储存及疗效。以天津某高架立体医药冷库为研究对象,研究不同货架布置对温湿度分布的影响。优化了冷库内部气流组织,并结合场协同理论,系统研究了冷库的温湿度分布、温湿度均匀性及制冷效果。结果表明:场协同角可有效用于高架冷库的性能评价。适当增大货架层间距对于医药库的热性能有优化作用,当货架层间距为0.6 m时,平均温度 t_p 为4.56 °C,温度不均匀系数 K_t 为0.039,平均相对湿度为55.21%,相对湿度不均匀系数为0.015,平均场协同角 α_p 为57.47°,流动换热性能合理。

关键词 高架立体医药冷库;场协同理论;热性能;气流组织;货架布置策略

中图分类号: TB657.1;TB657.5

文献标识码: A

Optimization of Shelf Arrangement of a High-Rack Pharmaceutical Cold Store Based on Field Synergy Theory

Liu Yudong¹ Guan Jiajia^{2,3} Qi Di^{1,4} Zhao Chuangyao^{1,4} Li Angui^{1,4}

(1. School of Building Services Science and Engineering, Xi'an University of Architecture and Technology, Xi'an, 710055, China; 2. Hua Shang International Engineering Co., Ltd., Beijing, 100069, China; 3. School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an, 710049, China; 4. International Joint Laboratory on Low Carbon Built Environment, Ministry of Education of China, Xi'an, 710055, China)

Abstract The temperature and humidity distributions in a pharmaceutical warehouse affect the efficacy of the medicine stored in the warehouse. For a stereoscopically-monitored high-rack medical cold-storage unit in Tianjin, the influence of shelf layout on the temperature and humidity distributions is examined. The internal airflow distribution of the cold storage unit is optimized and field-coordination theory is applied. The temperature and humidity distributions, temperature and humidity uniformity, and refrigeration effect are systematically discussed. Based on the findings, the field synergy angle can be effectively used to evaluate the performance of a high-rack cold storage unit. Increasing the spacing between the shelf layers optimized the unit's thermal performance. At a shelf-layer spacing of 0.6 m, the average temperature was 4.56 °C, the temperature inhomogeneity coefficient (K_t) 0.039, average relative humidity 55.21%, relative humidity inhomogeneity coefficient 0.015, and the average field synergy angle (α_p) 57.47°, resulting in a more uniform and reasonable temperature field.

Keywords high-rack cold-storage unit; field synergy principle; thermal performance; airflow distribution; shelf arrangement strategy

我国医药冷链行业冷库总面积从2018年的约55万 m^2 迅速增长至2023年的115万 m^2 ^[1]。医药库储藏环境、货物堆栈密度、储藏时间均是影响药品的稳定性和有效性的因素。在运输和贮存过程中,大部分药品应处于2~8 °C的恒温环境^[2-3],相对湿度为35%~75%的湿度环境^[4]。

冷库货物堆码、送风方式及冷却系统均会影响库内的温湿度及均匀性。为降低冷库温度的不均匀性,李艺哲等^[5]利用数值模拟结合实验验证研究采用

空气幕控制冷库内部温度波动,从而降低冷库能耗并提高运行效率。Qi Di等^[6]研究了高架冷库送风形式、送风角度和送风速度对热工性能和流动性能的影响,得出最优送风方式和风速并改善热均匀性。S. M. Sajadiye等^[7]研究了高架果蔬冷藏库内直列式和交错式2种堆码形式对气流组织的影响。结果表明,交错堆码能够更快实现降温,货物间距对温度均匀性也有显著影响。Wang Guanbang等^[8]使用轴流风机来提升冷库冷却性能。随着轴流风机的增加,气

流和温度分布更加均匀。

关于医药冷库或疫苗冷库的研究主要集中在冷风机数量,布置方式及库门开启角度等方面。张皓月等分析疫苗库内冷风机布置方式对库内温度场的影响,冷风机沿冷库长度方向布置能够使温度场更加均匀,且随着冷库长宽比的降低,温度不均匀性变差^[9]。疫苗的堆放方式对库内气流组织同样产生影响,研究表明疫苗摆放时应注意保持足够的间隙,以确保气流畅通^[10]。对于小型疫苗冷库,采用冷风机直吹的方式能够满足疫苗的储存要求^[11]。当冷风机安装高度高于货架时,气流能够更均匀地覆盖疫苗存储区域^[12]。胡佐新等^[13-14]改进了医药库出风方式,将风机直吹形式改为排气孔出风,并且研究货物堆码方式对医药冷库温度场的影响,提出应避免库内产生旋涡气流,以实现更理想的温度分布。

从上述文献中可以看出,调整送风方式、增加扰动、改进送风系统和使用辅助冷源是改进冷库温度与湿度的常用方法。高架医药库送风距离长,货架堆放高,垂直阻力大,速度场和温度场难以达到协同,进而影响对流换热效果,造成医药库内热湿环境的不均匀。“场协同原理”(field synergy principle, FSP)可以通过提高速度场和温度场的协同程度达到强化传热的效果^[15-16],Chen Qun 等^[17-18]利用FSP解决了室内通风问题。Wang Guanbang 等^[19]将FSP应用于冷库优化研究,求解了场协同力产生的动量源项方程,得到了冷库的最优气流组织,但缺少库内环境评价指标,本文引入了协同角对天津某高架立体医药冷库进行评价,分析了医药冷库内整体货物层间距调整以及局部货物层间距调整对医药库温湿度及均匀性的影响。

1 研究方法

1.1 物理模型

本研究的高架医药冷库长×宽×高为 132.8 m×13.1 m×23 m。内部一共 16 台冷风机,8 用 8 备,冷风机尺寸为 3.65 m×1.28 m×0.8 m。采用织物风管送风,单根风管风量为 48 000 m³/h,风管长度为 22.93 m,截面为半圆形,直径为 2.39 m。根据冷风机和织物风管的布置,在冷风机回风口下方选取 z=31、66、100 m 这 3 个截面,又在送风管中间下方选取 4 个截面 z=15、49、83、116 m 为典型监测面,每个截面上均匀分布 20 个监测点,x 方向根据冷库货架放置位置的对称性,将 20 个点设置为 4 列 x=5 m(左侧货架)、7.5 m(中间货架)、10 m(右侧货架)、13 m(右侧过道),每列 5 层,共 140 个监测点。医药库模型如图 1 所示。

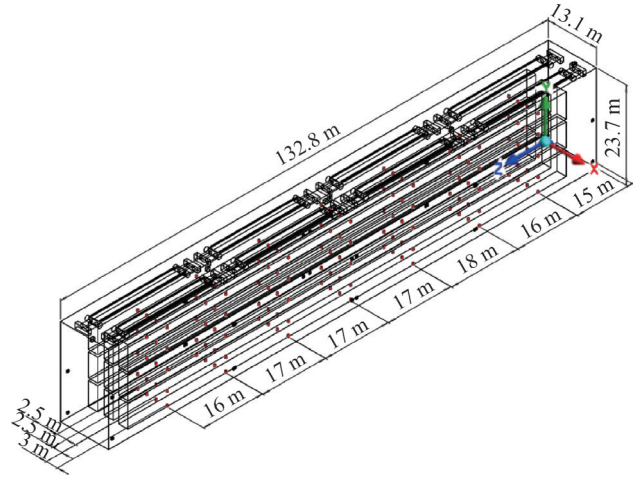


图 1 医药冷库模型和监测点布置

Fig.1 Medical cold store model and monitoring points layout

1.2 数学模型

为了简化模型,进行如下假设:

- 1)高架立体医药库内部的空气假设为不可压缩流体,忽略辐射;
- 2)设备散热和照明辐射视为内部热源,均匀分布在整个空间,无内部湿度源;
- 3)在本研究的温度范围内,密度、黏度、导热系数、比热容等物性不变。

高架立体医药库的控制方程如下^[6]:

a. 连续性方程:

$$\text{div}(u_i) = 0 \quad (1)$$

式中: u_i 为速度矢量 U 在不同方向上的分量, m/s。

b. 动量方程:

$$\rho \text{div}(u_i u_i) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \mu \text{div}(\nabla u_i) + S_i \quad (2)$$

式中: ρ 为空气密度, 1.27 kg/m³; p 为压力, Pa; μ 为空气的动力黏度, kg/(m·s); S_i 为动量源项。

货物堆栈影响冷库内部的气流组织,对货物堆栈模型的处理有 2 种方法:多孔介质法和实心块法^[20]。为了简化模型将货架区域简化为多孔介质,在动量方程中添加动量源项 S_i ^[6],计算如下:

$$S_i = \left(\frac{\mu}{\alpha} u_i + C_2 \frac{1}{2} \rho u_i^2 \right) \quad (3)$$

式中: $1/\alpha$ 为黏性阻力系数, m⁻²; C_2 为惯性阻力系数, m⁻¹。它们可以描述多孔介质中的速度降和压力降,根据 Ergun 方程,黏性阻力系数和惯性阻力系数表示为:

$$\alpha = \frac{D_p^2 \varepsilon^3}{150(1 - \varepsilon)^2} \quad (4)$$

$$C_2 = \frac{3.5(1 - \varepsilon)}{D_p \varepsilon^3} \quad (5)$$

式中: ε 为医药储存区(多孔介质区)孔隙率,取0.34; D_p 为多孔介质的特征长度^[21],m。长方体的 D_p 由式(6)计算:

$$D_p = \frac{6lbh}{2(lb + bh + lh)} \quad (6)$$

式中: l 、 b 、 h 分别为货物箱长、宽、高,m。单个货物箱尺寸 $l \times b \times h$ 为0.32 m×0.245 m×0.20 m,经计算 D_p 为0.25 m。因此,黏性阻力系数 $1/\alpha$ 为26 598.8,惯性阻力系数 C_2 为235.1。

c. 能量方程:

$$\rho \operatorname{div}(u_i c_p T) = \lambda \operatorname{div}(\nabla T) + q_v \quad (7)$$

式中: c_p 为空气比定压热容,1 005 J/(kg·K); T 为温度,K; λ 为空气的导热系数,0.024 W/(m·K); q_v 为热源项,W/m³。热源考虑了照明负荷和电机负荷,根据设备表Led灯负荷为4.1 W/m²,总照明负荷为7.2 kW。单台电机发热量为71.9 kW,2台共143.8 kW。

d. 组分输运方程^[22]:

$$\rho \frac{\partial d}{\partial t} + \rho \operatorname{div}(u_i d) = \rho D \operatorname{div}(\nabla d) \quad (8)$$

式中: d 为湿空气的含湿量,kg/kg(干空气); t 为时间,s; D 为水蒸气扩散系数,m²/s。根据假设简化可得:

$$\operatorname{div}(u_i d) = D \operatorname{div}(\nabla d) \quad (9)$$

1.3 边界条件

入口边界条件:送风口送风温度为277.05 K,在风管横截面03:00方向和09:00方向上小孔送风,03:00方向送风量为8 948 m³/h,09:00方向送风量为35 792 m³/h;风管弧形面上渗透送风,渗透送风量为3 260 m³/h。按照平均速度法设定^[23]织物风管的边界条件。

回风口边界条件:回风口位于冷风机的后部。选择压力出口作为出口边界条件。

墙体边界条件:墙壁及屋面四周均选择对流条件。 h 为墙体对流换热系数,W/(m²·K),外墙 h 为23 W/(m²·K),内墙 h 为8.7 W/(m²·K)^[24]; T_i 为外部环境温度(K),外墙为301.8 K,内墙为288 K; T_w 为墙壁外侧的温度(K)。

2 模型验证

2.1 网格独立性验证

为确保模拟结果的准确性,对比了4种网格数量下的温度分布和相对湿度分布,网格数量分别为930万、1 180万、1 380万和1 450万。图2和图3展示了在不同网格数量下,高架医药冷库($x=7.5$ m, $z=66$ m)的温度与湿度的对比曲线。当网格数超过1 380万时,温度和相对湿度曲线基本一致。1 380万

网格与1 450万网格的平均温度偏差为0.018 °C,相对湿度误差为0.09%。因此,选取1 380万网格进行计算。

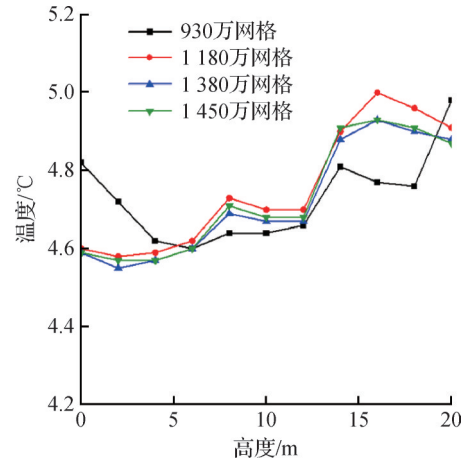


图2 高架医药冷库沿高度方向($x=7.5$ m, $z=66$ m)温度
Fig.2 Temperature of the high rack medicine cold storage along the height direction ($x=7.5$ m, $z=66$ m)

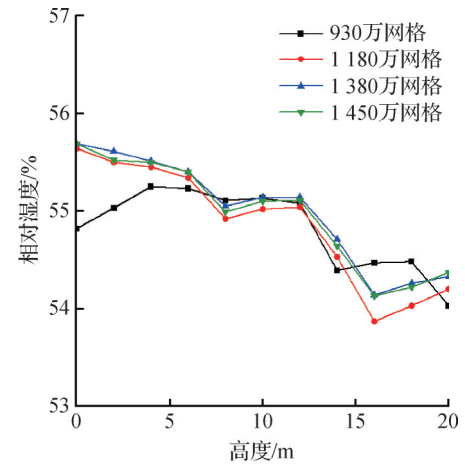


图3 高架医药冷库沿高度方向($x=7.5$ m, $z=66$ m)相对湿度
Fig.3 Relative humidity of the high rack medicine cold storage along the height direction ($x=7.5$ m, $z=66$ m)

2.2 实验验证

为保证数值模拟的准确性,采用文献[12]中的实测结果对冷库的温度分布进行验证。参考文献中的疫苗冷库的尺寸为4 m×2.5 m×2 m,选取 $y=0.1$ 、0.7、1.3 m处的截面上包含的72个测点的温度实验测量值和模拟值进行对比,模拟值和实验值的误差大小采用均方误差MSE(mean-square error)来计算:

$$E_{\text{MSE}} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (t_i - t_{\text{exp}})^2 \quad (10)$$

式中: t_i 为模拟温度,°C; t_{exp} 为实测温度,°C; n 为测点数量。

疫苗库内72个点的CFD模拟温度和实测温度如

图4所示,数据点越接近直线 $y=x$,则误差越小。冷库温度模拟值与实测值的平均温度差为 $0.1\text{ }^{\circ}\text{C}$,相对误差最大为 10% 。这是由医药库热负荷的波动引起的。MSE 为 0.027 ,数值较小,表明模拟温度与实测数据吻合较好。

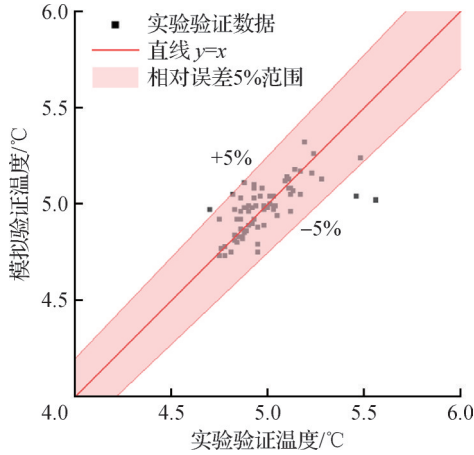


图4 实验温度与模拟温度对比

Fig.4 Comparison of experimental and simulated temperature

2.3 多孔介质模型验证

本节对比了多孔介质模型和实心块模型的计算结果。医药库内有3组9层货架,每组货架每层放置2列货架,122排。实心块模型将货堆处理为 $6\times 9\times 122$ 个货箱。简化模型将高架区域内的3组货架视为多孔介质。

图5所示为实心块模型与多孔介质模型模拟值对比,MSE 为 0.03 ,且多孔介质模型的温度结果与实心块模型相对误差大多在 5% 以内,模拟结果接近。由于多孔介质模型可以显著减少网格数量,因此采用多孔介质模型。

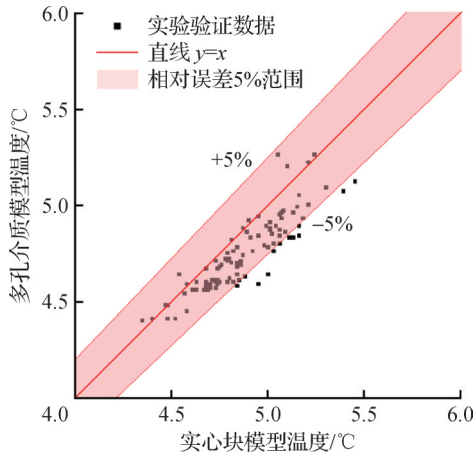


图5 实心块模型与多孔介质模型温度对比

Fig.5 Comparison of solid block model and the porous media model temperature

3 评价指标

3.1 能量利用系数

医药库在不同送风形式下的排热效果可以用能量利用系数 η 来评价^[25],定义为:

$$\eta = \frac{T_h - T_s}{T_p - T_s} \quad (11)$$

式中: T_h 为回风温度, K ; T_p 为冷库平均温度, K ; T_s 为送风温度, K 。 η 越大,节能潜力越大。

3.2 不均匀系数

医药冷库温度分布的均匀性可用非均匀系数来评价^[26]。温度不均匀系数 K_t 定义如下:

$$K_t = \frac{\sqrt{\frac{1}{n-1} \sum (t_i - \bar{t})^2}}{\bar{t}} \quad (12)$$

式中: \bar{t} 为测点的平均温度, $^{\circ}\text{C}$ 。 K_t 越小,冷库的温度场越均匀。

3.3 平均场协同角

为了评价医药库对流换热的优劣,研究流动与传热之间的协同效应,选择流速和温度梯度 (v , $\text{grad}T$) 的场协同角 (field synergy angle, FSA) 来反映流动和传热驱动力^[27]:

$$\alpha = \arccos \left| \frac{\vec{v} \cdot \nabla T}{|\vec{v}| |\nabla T|} \right| \quad (13)$$

式中: α 为速度矢量和温度梯度的之间的协同角, ($^{\circ}$)。较小的 α 有利于医药库内部的对流传热。因此,引入总体平均协同角 α_p (式(14)) 和每个监测点的局部协同角 α_i 来评价冷库总体和局部的对流传热的优劣。

$$\alpha_p = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \alpha_i \quad (14)$$

4 结果与讨论

4.1 整体调整货架层高

为了在高架医药库中获得更加均匀合理的气流分布和温度分布,在保证医药库库容和货物总量一致前提下,选取了 0.50 、 0.55 、 0.60 、 0.65 、 0.70 m 这5种货物层间距的货架布置方式。

图6所示为 0.50 、 0.55 、 0.60 、 0.70 m 这4种货物层间距的医药冷库在稳态运行下 $x=49\text{ m}$ 平面温度云图。中间货架的温度高于左右两侧,货架上方的温度高于下方。当层间距增至 0.60 m 时,由于冷风直吹,货架上方温度降低 $0.15\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。而当层间距增至 0.70 m 时,货架影响送风,造成中间货架上侧温度升

高0.1℃。

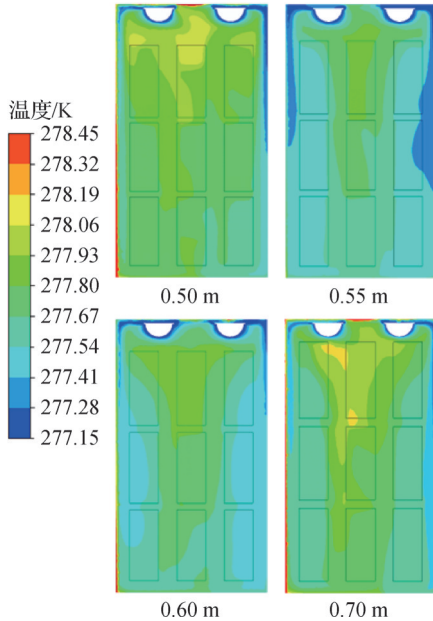


图6 不同货物层间距在 $z=49$ m温度云图

Fig.6 Temperature contour of different shelf spacing at $z=49$ m temperature

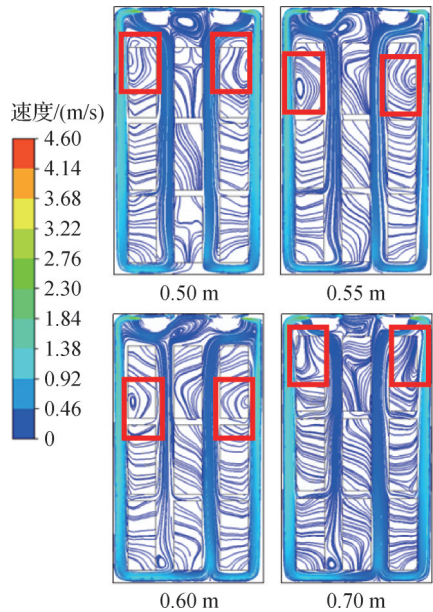


图7 不同货架层间距在 $z=49$ m平面流线图

Fig.7 Streamline of different shelf spacing at $z=49$ m

图7所示为各个层间距医药冷库在 $x=49$ m平面的流线图,墙与货架之间流速约为1 m/s,中间过道流速较低为0.2 m/s。增大层间距有利于货架内部气流流动。然而,在层间距为0.50 m和0.70 m时,在上方货架的上部位置产生涡旋,不利于两侧过道气流向货架上部渗透;当层间距为0.55 m及0.60 m时,产生涡旋区域相对靠下,货架上方流动效果加强,从而强化换热,降低中间货架温度。

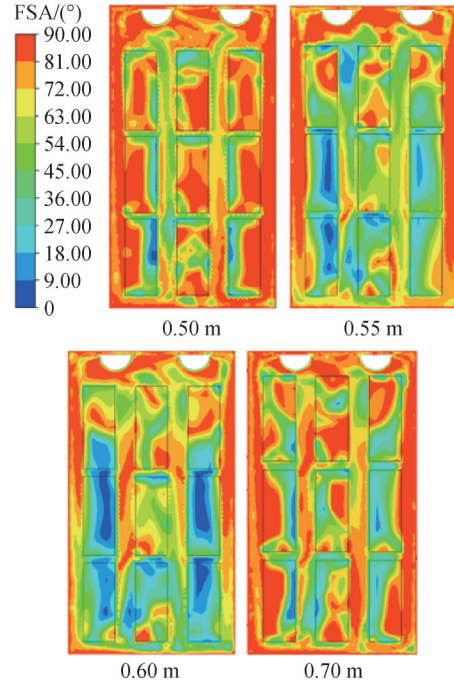


图8 不同货物层间距在 $z=49$ m平面协同角云图

Fig.8 FSA contour of different shelf spacing at $z=49$ m

图8所示为4种货物层间距的医药库协同角云图。当货物的层间距为0.50 m时,两侧过道气流向和等温线始终平行,场协同角约为 90° ,流动与换热的协同性较差,换热强度较弱,只有货架缝隙处协同角较小。当货物层间距增至0.60 m时协同角降低,尤其货架内部的协同角降低了 44.12° ,而层间距继续增至0.70 m时协同角增大 23.2° 。货架上侧的协同角比下方高出 14.37° 。层间距为0.60 m的医药库中间货架处的协同角相较两侧货架高出了 31.76° 。

从对流换热性能来看,货架层间距为0.60 m时医药库平均协同角最小,为 57.47° ;冷库的能量利用系数最高,为90%。但从医药库的温度均匀性考虑,则货架层间距为0.55 m的医药库的温度不均匀系数最小为0.035,湿度不均匀系数为0.014。若仅考虑均匀性,0.55 m最佳,但综合考虑到节能等情况,0.60 m层间距的能量利用系数和平均协同角均优于层间距0.55 m,层间距为0.60 m的医药库最佳。

从整体来看,将货物层间距调整至0.55 m或0.60 m可以有效优化高架立体医药冷库的热性能,货物的层间距增大,有利于气流在货架内部流通,降低平均温度。平均相对湿度几乎不随货架层间距增大而变化。温湿度不均匀系数的变化趋势几乎一致。当层间距增至0.65 m和0.70 m时,冷库的热性能恶化,过高的货架影响了气流在医药库中循环。

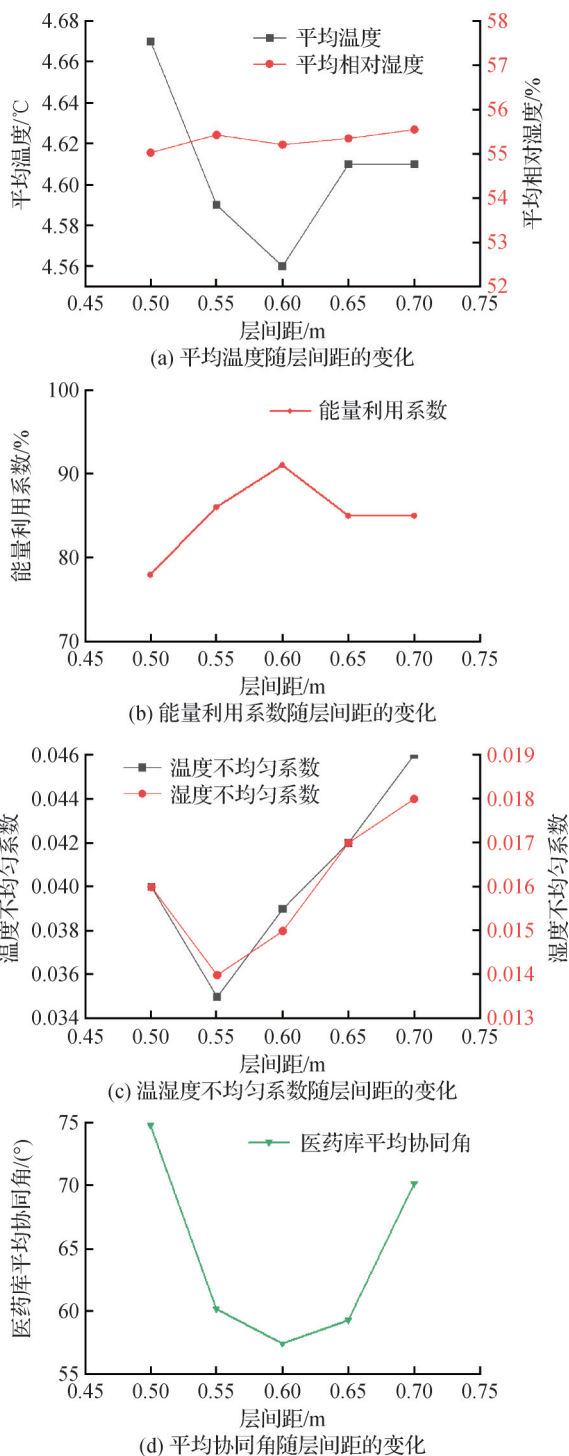


图9 整体调整货架层间距的评价参数

Fig.9 Evaluation parameters for the overall adjustment of the shelf layer spacing

4.2 局部调整货架层高

中间货架处的协同角最大,因此本节对冷库3列货架分别进行了调整。在不改变冷库容积和货物总量前提下,研究了局部调整货物层间距对高架医药库环境的影响。货架局部调整的具体方式如表1所示。

图10所示为 $z=49\text{ m}$ 平面的协同角的分布云图,

表1 货架局部调整的层间距
Tab.1 Partial adjusted layer spacing for shelves

	医药库货架局部调整案例编号					
	案例1 (初始)	案例2	案例3	案例4	案例5	案例6
左侧货物层间距/m	0.50	0.50	0.50	0.50	0.55	0.60
中间货物层间距/m	0.50	0.55	0.60	0.65	0.60	0.55
右侧货物层间距/m	0.50	0.50	0.50	0.50	0.55	0.60

左侧、中间货架的上侧的协同角大,中间货架上方的协同角最大,但与整体调整的方式相比,案例6上方货架和中间货架协同角过大的现象有所缓解,上方货架协同角分别比0.55 m和0.60 m的医药库降低了 6.32° 和 3.44° ,中间货架的协同角分别比0.55 m和0.60 m的医药库降低了 4.07° 和 3.65° ,局部调整案例6强化了货架区域的对流换热。

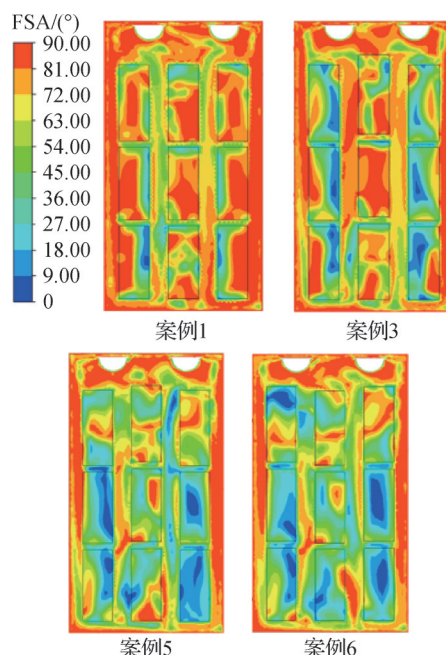


图10 不同医药库案例在 $z=49\text{ m}$ 平面协同角云图

Fig.10 FSA contour in $z=49\text{ m}$ plane for different cases

图11对比了局部调整货架排布的性能评价参数。只调整中间货架货物的层间距时,案例3和案例6的平均温度最低为 $4.61\text{ }^\circ\text{C}$;能量利用系数最高为0.85。局部调整货架布置,平均相对湿度变化较小。但案例3温度不均匀系数为0.038,高于案例6的0.036,湿度不均匀系数高于案例6,平均场协同角 64.35° 也高于案例6的 59.24° 。因此,案例3可能对长时间储存的医药产品稳定性产生不利影响。综合对比,案例6冷库热湿性能最佳。

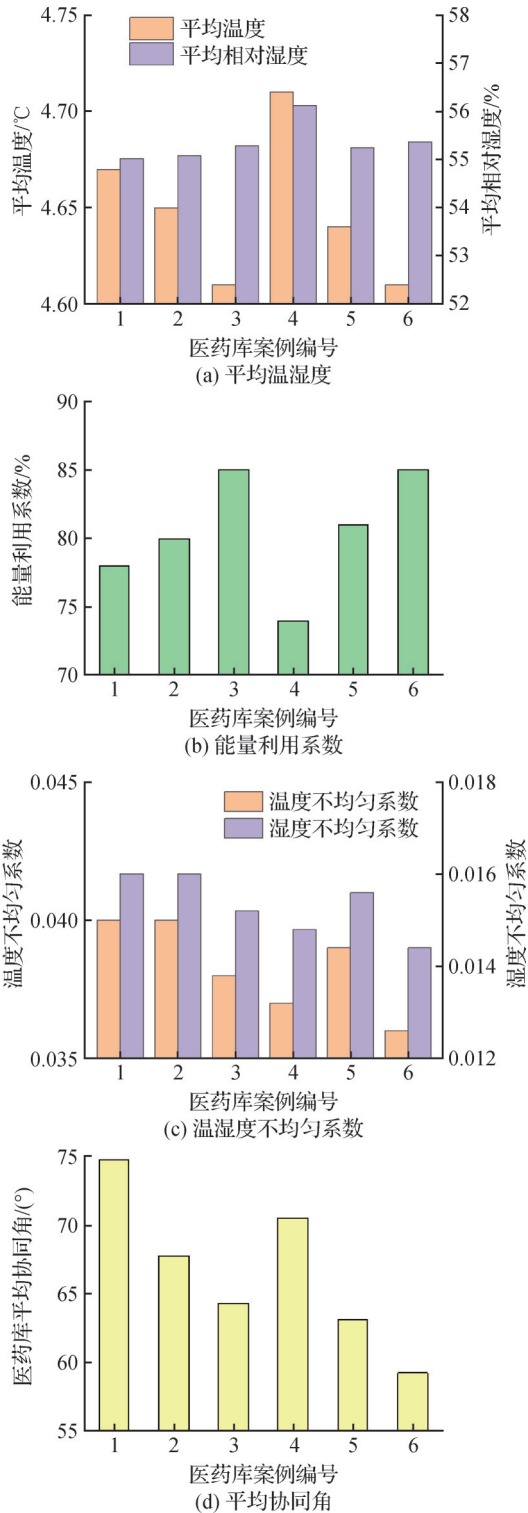


图 11 不同医药冷库案例的评价参数

Fig.11 Evaluation parameters of different medical cold store case

5 结论

为了确定高架立体医药冷库的热性能,采用温度-速度场协同角作为评价参数,讨论了整体、局部增加货架层间距对高架立体医药冷库热湿环境和场

协同角的影响,得到如下结论:

1)通过对整体货架层间距进行调整,当货架的层间距为0.55 m时,温湿度不均匀系数最小,均匀性最优。若考虑节能等多方面,层间距为0.60 m时,高架立体医药库的平均温度-速度场协同角最小为54.74°,能量利用系数最高为0.9,换热性能最优。

2)将两侧货物层间距设为0.60 m、中间货物层间距为0.55 m时,整体平均协同角为59.24°,对流换热的性能较好,温湿度均匀性较好。两侧的货物层间距的调整对医药库局部的协同角影响更大。

3)温度不均匀系数和湿度不均匀系数的变化趋势基本一致,说明温度与相对湿度具有协同性。

本文只考虑稳定运行时的医药库热湿环境,并未考虑医药库的瞬态冷却过程。未来可针对医药库瞬态冷却过程以及送风系统等方面进行研究。

参考文献

- [1] 中国物流与采购联合会医药物流分会, 国药控股股份有限公司. 中国医药物流发展报告(2024)[R]. 北京: 中国市场出版社, 2024. (China Federation of Logistics and Purchasing Pharmaceutical Logistics Branch, Sinopharm Group Co., Ltd.. Research report of Chinese pharmaceutical cold chain logistics industry (2024) [R]. Beijing: China Market Press, 2024.)
- [2] 豆孟柯, 刘宝林, 宋晓燕, 等. 蓄冷箱在疫苗冷链中的研究进展[J]. 制冷学报, 2019, 40(2): 135-141. (DOU Mengke, LIU Baolin, SONG Xiaoyan, et al. Research progress of cold storage insulation box in vaccine cold chains [J]. Journal of Refrigeration, 2019, 40 (2) : 135-141.)
- [3] PAMBUDI N A, SARIFUDIN A, GANDIDI I M, et al. Vaccine cold chain management and cold storage technology to address the challenges of vaccination programs[J]. Energy Reports, 2022, 8: 955-972.
- [4] 药品经营质量管理规范[S]. 北京: 中华人民共和国国家食品药品监督管理总局, 2016. (Good supply practice[S]. Beijing: State Food and Drug Administration of the People's Republic of China, 2016.)
- [5] 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.)
- [6] QI Di, LIU Kexin, GUAN Jiajia, et al. Decision-making analysis of air supply strategies for high rack cold stores [J]. Applied Thermal Engineering, 2022, 217: 119242.
- [7] SAJADIYE S M, ZOLFAGHARI M. Simulation of in-line

- versus staggered arrays of vented pallet boxes for assessing cooling performance of orange in cool storage[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2017, 115: 337-349.
- [8] WANG Guanbang, ZHANG Xinrong. Enhanced airflow by additional axial fans for produce cooling in a cold room: a numerical study on the trade-off between cooling performance and irreversibility[J]. *International Journal of Refrigeration*, 2021, 130: 452-465.
- [9] 方蕾, 赵娟, 丁小磊, 等. 江苏某小型疫苗冷库热性能实测分析[J]. *中国设备工程*, 2021(23): 196-197. (FANG Lei, ZHAO Juan, DING Xiaolei, et al. Measurement and analysis of thermal performance of a small vaccine cold storage in Jiangsu Province[J]. *China Plant Engineering*, 2021(23): 196-197.)
- [10] 张皓月, 张忠斌, 顾呈华, 等. 2~8℃小型疫苗冷库热性能的实验及模拟[J]. *制冷学报*, 2020, 41(6): 140-149. (ZHANG Haoyue, ZHANG Zhongbin, GU Chenghua, et al. Experimental and simulation study on thermal performance of small-volume vaccine cold storage at 2-8℃[J]. *Journal of Refrigeration*, 2020, 41(6): 140-149.)
- [11] 顾呈华, 张皓月, 张忠斌, 等. 小型疫苗冷库内部温度场试验研究[J]. *中国设备工程*, 2020(19): 77-79. (GU Chenghua, ZHANG Haoyue, ZHANG Zhongbin, et al. Experimental study on internal temperature field of small vaccine cold storage[J]. *China Plant Engineering*, 2020(19): 77-79.)
- [12] 张皓月. 2~8℃疫苗冷库热性能研究——以江苏省为例[D]. 南京: 南京师范大学, 2021. (ZHANG Haoyue. Study on thermal performance of vaccine cold storage at 2-8℃—taking Jiangsu Province as an example[D]. Nanjing: Nanjing Normal University, 2021.)
- [13] 胡佐新. 药品冷库温度场的模拟及设计优化[D]. 贵阳: 贵州大学, 2016. (HU Zuoxin. Simulation and design optimization of temperature field in drug cold storage[D]. Guiyang: Guizhou University, 2016.)
- [14] 胡佐新, 黄爽, 高欣, 等. 不同出风方式对冷库温度分布的影响[J]. *贵州大学学报(自然科学版)*, 2016, 33(1): 39-41. (HU Zuoxin, HUANG Shuang, GAO Xin, et al. Influence of different air outlet on the cold storage temperature distribution[J]. *Journal of Guizhou University (Natural Sciences)*, 2016, 33(1): 39-41.)
- [15] 屈治国, 何雅玲, 陶文铨. 平直开缝翅片传热特性的三维数值模拟及场协同原理分析[J]. *工程热物理学报*, 2003, 24(5): 825-827. (QU Zhiguo, HE Yaling, TAO Wenquan. 3D numerical simulation on heat transfer performance of slit fin surface and analysis with field synergy principle[J]. *Journal of Engineering Thermophysics*, 2003, 24(5): 825-827.)
- [16] 张剑飞, 陶文铨, 何雅玲. 螺旋折流板换热器的协同角分布特性及局部换热特征[J]. *化工学报*, 2013, 64(8): 2769-2773. (ZHANG Jianfei, TAO Wenquan, HE Yaling. Field synergy angle distribution and local heat transfer characteristic in shell and tube heat exchanger with helical baffles[J]. *CIESC Journal*, 2013, 64(8): 2769-2773.)
- [17] CHEN Qun, REN Jianxun, GUO Zengyuan. Field synergy analysis and optimization of decontamination ventilation designs[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2008, 51(3/4): 873-881.
- [18] 高飞, 张浩, 王倩. 基于场协同原理室内热舒适性模拟研究[J]. *洁净与空调技术*, 2020(2): 24-28. (GAO Fei, ZHANG Hao, WANG Qian. Simulation of indoor thermal comfort based on field synergy principle[J]. *Contamination Control & Air-Conditioning Technology*, 2020(2): 24-28.)
- [19] WANG Guanbang, ZHANG Xinrong. Enhancing uniformity of airflow and temperature distribution for produce cooling in a cold room based on field synergy principle[J]. *Journal of Enhanced Heat Transfer*, 2021, 28(5): 39-60.
- [20] HOANG H M, DURET S, FLICK D, et al. Preliminary study of airflow and heat transfer in a cold room filled with apple pallets: comparison between two modelling approaches and experimental results[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2015, 76: 367-381.
- [21] ALLEN K G, VON BACKSTRÖM T W, KRÖGER D G. Packed bed pressure drop dependence on particle shape, size distribution, packing arrangement and roughness[J]. *Powder Technology*, 2013, 246: 590-600.
- [22] NAHOR H B, HOANG M L, VERBOVEN P, et al. CFD model of the airflow, heat and mass transfer in cool stores[J]. *International Journal of Refrigeration*, 2005, 28(3): 368-380.
- [23] 陈孚江, 黄丹丹, 吴沁雨, 等. 等温环境下渗透式纤维空气分布系统CFD模型探讨[J]. *常州大学学报(自然科学版)*, 2016, 28(2): 55-61. (CHEN Fujiang, HUANG Dandan, WU Qinyu, et al. Modeling of fabric air dispersion system in penetration mode in CFD simulation under isothermal condition[J]. *Journal of Changzhou University (Natural Science Edition)*, 2016, 28(2): 55-61.)
- [24] 冷库设计标准: GB 50072—2021[S]. 北京: 中国计划出版社, 2021. (Standard for design of cold store: GB 50072—2021[S]. Beijing: China Planning Press, 2021.)
- [25] 胡艳, 蒋国强, 熊亮, 等. 基于CFD的猕猴桃冷库流场模拟[J]. *农机化研究*, 2012, 34(5): 155-159. (HU Yan, JIANG Guoqiang, XIONG Liang, et al. Flow field

simulation of kiwi fruit cold storage based on CFD [J].
Agricultural mechanization research, 2012, 34 (5) :
155-159.)

- [26] PRAEGER U, JEDERMANN R, SELWIG M, et al.
Airflow distribution in an apple storage room[J]. Journal of
Food Engineering, 2020, 269: 109746.
- [27] Li Mingliang, Zhao Yanan, Long Rui, et al. Field synergy
analysis for heat and mass transfer characteristics in
adsorption-based desalination and cooling systems [J].
Desalination, 2021, 517:115244

本文受陕西省建筑设备科学与地下空间环境国际联合研究中
心资助。(The project was supported by the International
Joint Research Center for Building Service Science and
Underground Space Environment, Shaanxi, China.)

通信作者简介

齐迪,女,副教授,西安建筑科技大学建筑设备科学与工程学院,
教育部低碳建筑环境国际合作联合实验室,15094052027,
E-mail:qidi@xauat.edu.cn。研究方向:建筑及日光温室地热能
应用,气流组织优化。

About the corresponding author

Qi Di, female, associate professor, School of Building Services
Science and Engineering, Xi'an University of Architecture and
Technology, International Joint Laboratory on Low Carbon Built
Environment, Ministry of Education of China, 86
-15094052027, E-mail: qidi@xauat. edu. cn. Research fields:
application of geothermal energy in buildings and greenhouses,
optimization of airflow.