

文章编号: 1671-6612 (2023) 02-297-08

基于 Airpak 的西安地区 间接蒸发冷却冷水机组排风对进风影响分析

马 杰 孙铁柱 何沛霖

(西安工程大学城市规划与市政工程学院 西安 710048)

【摘 要】 为了研究多台多排间接蒸发冷却冷水机组在实际开阔空间中安装布置时, 机组排风对进风的影响, 利用 CFD 模拟软件 Airpak 对西安地区多机组布置下的温湿度场进行了数值模拟, 在不同布置朝向、间距下分析了机组群的排风对进风温湿度影响程度, 展示了不同布置朝向和不同间距的气流组织分布, 得出在西安地区机组垂直或平行北向两种布置不会对进排风影响状况产生作用, 并且在西安地区当主导风向垂直作用于机组进风可以大幅减小排风对进风的影响; 增大行间距比增大列间距效果差, 并且可能无法削弱各机组之间的影响; 当机组因安装位置受限, 可设置导风口消除排风对进风的影响。为间接蒸发冷却冷水机组在工程中的安装提供一定的参考。

【关键词】 气流组织; 蒸发冷却; 冷水机组; 仿真模拟

中图分类号 TU831.4 文献标识码 A

Analysis of the Impact of Indirect Evaporative Cooling Chiller Exhaust Air on Incoming Air Based on Airpak

Ma Jie Sun Tiezhu He Peilin

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

【Abstract】 In order to study the influence of the exhaust air of the unit on the inlet air when multiple multi-row indirect evaporative cooling chillers are installed and arranged in the actual open space, the temperature and humidity field under the multi-unit arrangement in the Xi'an area is numerically simulated using CFD simulation software Airpak. The influence of the exhaust air of the unit group on the inlet air temperature and humidity are analyzed under different arrangement orientations and intervals, and the air distribution of different arrangement orientations and intervals is displayed, it is concluded that the unit layout in the southeast-northwest direction in Xi'an will not affect the air inlet and exhaust, and the influence of exhaust on the air inlet can be greatly reduced when the dominant wind direction acts vertically on the front of the unit in Xi'an; increasing the row spacing ratio and increasing the column spacing is not effective, and may not be able to weaken the impact between units; when the installation position of the unit is limited, the air guide can be set to eliminate the influence of exhaust on air inlet. It provides a reference for the installation of an indirect evaporative cooling water chiller in the project.

【Keywords】 airflow organization; evaporative cooling; water chiller; simulation

0 引言

随着能源和环境问题逐步尖锐, 我国提出“双碳”政策, 各行各业不断为之努力。我国空调系统

占比较高, 蒸发冷却技术在此环境下得到了充分的发展, 间接蒸发冷却冷水机组广泛应用于数据中心、商场、工业厂房等各类建筑中^[1,2]。

作者简介: 马 杰 (1999-), 男, 在读硕士研究生, E-mail: majie18209297167@163.com

通讯作者: 孙铁柱 (1986-), 男, 博士, 硕士生导师, E-mail: suntiezhu66@163.com

收稿日期: 2022-12-09

对于间接蒸发冷却冷水机组性能,国内外已经进行了大量研究。黄翔等人对间接蒸发冷却冷水机组进行夏季测试,同时对机组出水温度特性进行分析^[3];孙铁柱等提出了复合制取高温冷水的方法,将蒸发冷却技术与机械制冷技术相结合,对水系统配比问题和机组设计进行了分析,并对间接蒸发冷却冷水机组单机运行时机组高湿度排风对进风影响状况进行理论分析,此外对多孔陶瓷 IEC 各种结构参数和工作参数的影响和喷水角度对间接蒸发冷却器冷却效率的影响进行分析^[4-9];SHi WencHao 等人基于计算流体动力学方法,建立了一种新的三维 IEC 数值模型,将湿空气冷凝的判断纳入模型中,从而预测 IEC 在炎热潮湿地区的性能,结果显示其与二维模型相比温湿度预测有较高的精确性^[10]。Francisco Comino 等人提出了简化 IEC 系统的一阶线性回归模型简化,将获得的模型与详细模型和数据中心实验数据进行比较,得到的模型具有良好的精度和低计算负载^[11];耿志超等人对数据中心风侧自然冷却方式进行介绍,提出了间接蒸发冷却空调技术的不同形式,得出间接蒸发冷却技术将会成数据中心空调系统的发展趋势^[12]。郭志成等人完善了间接蒸发冷却冷水机组制取环境空气亚湿球温度的冷水的原理及关键影响因素,通过实验研究发现空气越干燥制取冷水温度越低,并且经过对比典型机组发现间接蒸发冷却冷水机组具有较高的节能效益^[13]。屈悦滢等人介绍了复合式露点间接蒸发冷却空调机组在我国不同地区应用,总结了目前露点间接蒸发冷却空调机组存在的问题并提出优化方案^[14]。以上对间接蒸发冷却冷水机组的研究主要在机组的出水温度、组成部件以及配比等性能上忽略了机组安装后排风对进风影响。而间接蒸发冷却冷水机组排风湿度较高,如果高湿度排风与进风掺混,就会导致进风的湿度增大,从而对间接蒸发冷却冷水机组的安装后运行性能产生较大影响。单个机组时在某个设计状态下进行设计,能在设计状态下保证其机组性能,但在实际工程中一般使用多台机组,在多台机组布置安装后,如果安装布置不合理,那么间接蒸发冷却冷水机组的高湿度排风将会与进风掺混,导致进风的湿度增大,从而对间接蒸发冷却冷水机组的性能产生较大影响,使得机组在安装后无法保持原有设计性能,针对该情况,本文利用 Airpak 软件对间接蒸发冷却冷水机组的进

排风进行模拟分析,研究其合理布置间距,为工程应用提供一定的指导。

1 数值模拟

1.1 物理模型

以西安市某工程实际机组为例,西安地区主导风向为东北风,间接蒸发冷却冷水机组在建筑物楼顶距地面 12m 高布置,建筑物尺寸为 100m×55m×11.7m,机组实物如图 1 所示。该间接蒸发冷却冷水机组长 6.5m、宽 3.8m、高 7m,其侧面单侧一次风进风口尺寸为 3800mm×1830mm、二次风进风口尺寸为 3800mm×350mm,单个一次排风风口尺寸为 900mm×900mm,单个二次排风风口尺寸为 1042mm×860mm。一次风量为 76000m³/h,二次风量为 38000m³/h。室外空气干球温度为 30℃、相对湿度为 50%;一次排风空气温度为 24℃、相对湿度为 95%;二次排风空气温度为 26℃、相对湿度为 95%;机组实物及模型如图 1、图 2 所示,对于实际工程中不同排数及间距下间接蒸发冷却冷水机组进排风气流温度场和相对湿度场进行模拟。



图 1 间接蒸发冷却冷水机组

Fig.1 Indirect evaporative cooling chiller

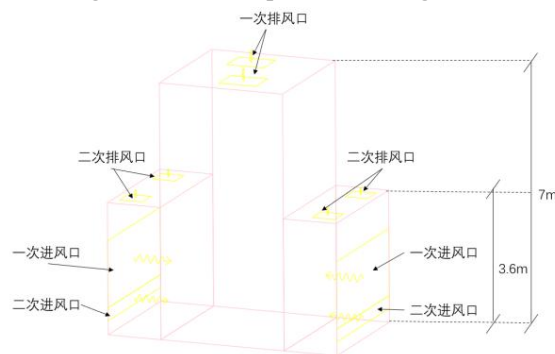


图 2 间接蒸发冷却冷水机组物理模型

Fig.2 Physical Model of Indirect Evaporative Cooling Water Chiller

1.2 数学模型

质量守恒方程:

$$\frac{\partial}{\partial t} \iiint_{vol} \rho dx dy dz + \oint_A \rho v n dA = 0 \quad (1)$$

式中: vol 指的是控制体, A 代表控制面, “=” 左侧第一项代表控制体内部流体质量的变化量, 第二项代表的是流入和流场的净通量。

动量守恒方程:

$$\frac{\partial \rho U_i}{\partial t} + \frac{\partial \rho U_i U_j}{\partial x_j} = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \left[-\frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \mu \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \delta_{ij} \right) + F + \rho g_i \right] \quad (2)$$

式中: ρ 为空气密度, kg/m^3 ; U_i , $i=1, 2, 3$ 代表的是 x_i 方向的速度, m/s ; U_j , $j=1, 2, 3$ 代表的是 x_j 方向的速度, m/s ; P 代表静压, u 代表分子粘度; ρg_i 代表的实在 i 方向的体积力; F_i 指的是由于热源或污染源等引起的源项。

能量守恒方程:

$$\frac{\partial \rho h}{\partial t} + \frac{\partial \rho h U_j}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\lambda}{c_p} \frac{\partial h}{\partial x_j} \right) + S_H \quad (3)$$

式中: h 代表的是空气的定压比焓, $\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$; S_H 指的是热源, W ; λ 代表空气的换热能力, $\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$; C_p 为空气的定压比热容, $\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ 。

K 方程 (湍流动能方程):

$$\frac{\partial (\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial (\rho u_j k)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(u + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + \mu_i \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \rho \varepsilon - \beta g_i \frac{\mu_t}{\sigma_T} \frac{\partial T}{\partial x_i} \quad (4)$$

ε 方程 (湍流能量耗散率方程):

$$\frac{\partial (\rho \varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial (\rho u_j \varepsilon)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + c_1 \frac{\varepsilon}{k} \mu_i \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - c_2 \frac{\rho \varepsilon^2}{k} \quad (5)$$

Airpak 软件包含标准 $k-\varepsilon$ 模型、室内零方程模型、 $k-\varepsilon$ 模型等多种数学模型可以进行室内热环境以及流体流动模拟。零方程模型仅需要用到上述控制微分方程中的质量守恒方程和动量守恒方程, 通过代数关系式把湍流的粘性系数跟时均值联系起来, 模拟一些简单的流体流动的湍流模型。一方程模型由零方程模型进化而来, 在零方程模型中加入湍流动能方程组, 可以使得混合长度的理论更加的完善, 也能让新的方程组封闭, 从而形成湍流一方

程组模型。一方程组模型虽然比零方程组模型更加完善, 但是由于在实际工程中难以确定某些参数。在一方程湍流模型的基础上加入耗散率方程, 就形成了新的两方程模型。两方程模型中使用最为广泛的当属湍流动能方程与耗散率 $k-\varepsilon$ 两方程模型。其中在 $k-\varepsilon$ 两方程模型中, 包括质量守恒方程 (连续性方程)、动量守恒方程、能量守恒方程、湍流脉动动能 K 方程以及湍流耗散率 ε 方程。综上所述采用数值模拟结果与实验结果吻合度较高的 $k-\varepsilon$ 两方程模型, 假设空气为不可压缩透明气体, 忽略环境中热辐射作用, 仅考虑由温度引起的密度变化, 空气流动为稳态流动^[15-17], 对于各流出边界其空气流动遵循控制方程组, 即上述质量守恒方程、动量守恒方程、能量守恒方程。

在模拟中使用压力基求解器时, 需要考虑能量方程的亚松弛, 对能量方程进行松弛处理。对于在能量场影响流体流动的问题中 (通过依赖于温度的特性或浮力), 应使用较低的亚松弛因子, 设置范围为 0.8–1.0, 本模拟采用 1.0。在流场与温度场解耦的问题中 (无温度相关特性或浮力), 通常可以保留其默认值 1.0。根据西安气象参数, 距地面 12m 机组放置处平均风速 2.6m/s, 外界环境采用 velocity-intel 边界条件, 应用 UFD 定义环境风速在近地面区域随高度变化:

$$V = V_R \left(\frac{H}{H_R} \right)^n \quad (6)$$

式中: V 为界面某一点的风速, m/s ; V_R 为已知参考点的风速, m/s ; H 为边界面上某一点的高度, m ; H_R 为参考点的高度, m ; n 为地面粗糙系数, 取有密集建筑的大城市市区粗糙度系数 0.22。

1.3 网格划分

本模拟采用 Airpak3.0 进行模拟计算。编辑物体网格优先权的时候, 保证物体周围比边界在产生网格的过程中拥有更高的优先权。为避免模型外场尺寸较小影响机组边界气流流动, 应以模型外界向外扩大计算区域, 并为了用有限的空间来模拟无限的环境影响, 本模拟采用较大的计算域进行计算, 计算域设置为 $130\text{m} \times 90\text{m} \times 60\text{m}$ 。确定该模型网格单元最大 X 、 Y 、 Z 尺寸均为 1m, 并对进出风口的网格局部加密。对于在 6 排 6 列机组在 $1H$ (H 为进风口高度) 间距下的物理模型, 所建立的网格数目为 1659086, 通过网格无关性以及网格质量检验

结果均为 1，均具有较好的网格质量，网格划分之后的模型如图 3 所示。

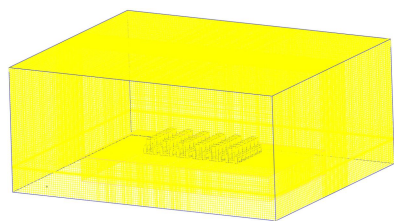


图 3 网格划分 (以 6 排 6 列 1H 间距为例)

Fig.3 Grid division (taking the space between 6 rows and 6 columns as an example)

1.4 计算模型验证

为了验证模拟结果的准确性，采用 testo174H 温湿度自记仪对厂房内间接蒸发冷却冷水机组一次进风口顶部和中部、二次进风口中部、二次排风及室外温湿度进行测试，对各点的相对湿度和温度进行对比，如图 4 与图 5 所示。测试结果显示一次进风顶部相对湿度最大，二次进风处相对湿度最小，即越往下进风口处相对湿度越小，受排风影响越小。测试结果中一次进风与二次进风温度相近，但是数据整体显示一次进风顶部温度最低，二次进风温度最接近室外温度，趋势仍然是进风处的位置越低受排风影响越小。另对间接蒸发冷却冷水机组单机在东北风 2.6m/s 的影响下，对其气流组织进行模拟，其相对湿度场如图 5 所示。可以看出模拟结果显示机组一次进风顶部相对湿度最高温度最小，即受排风影响程度最大；越往下进风口处相对湿度越小温度越接近室外温度，受影响程度越小。虽然可能由于环境影响以及温湿度自记仪放置位置有所偏差，使得模拟结果中温度与测试有所差异，但是模拟结果与测试结果的趋势相同，因此模型具有较好的可靠性。

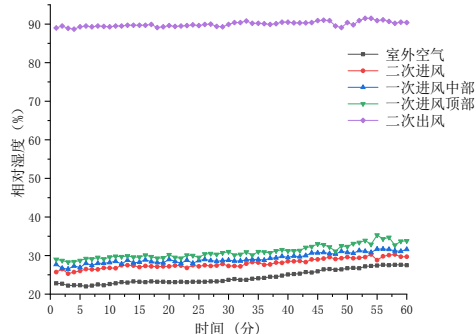


图 4 左侧各测试点相对湿度对比

Fig.4 Comparison of relative humidity at each test point on the left

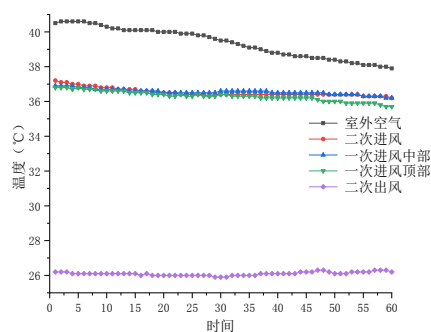


图 5 左侧各测试点温度对比

Fig.5 Comparison of Temperature at each test point on the left

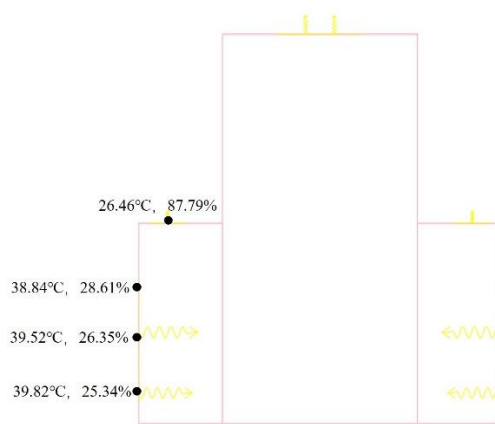


图 6 单机模拟图

Fig.6 Single machine simulation diagram

2 模拟结果与分析

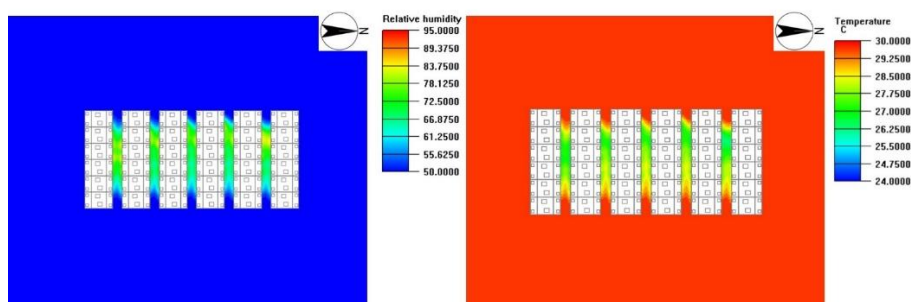
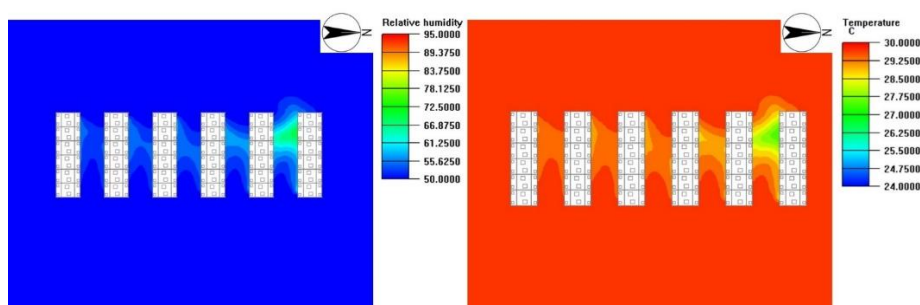
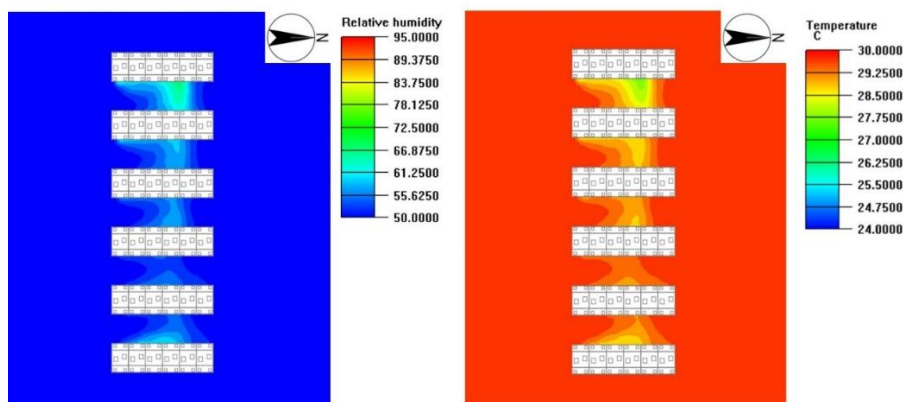
2.1 机组朝向影响

间接蒸发冷却冷水机组从侧面进风口吸入空气，在额定风量下机组进风口的大小决定了进风速度的大小，因此以间接蒸发冷却冷水机组进风口的高度 H (本文中为 2.18m) 为布置间距单元长度。由图 4、图 5、图 6 可以看出，间接蒸发冷却冷水机组排风对进风的影响由上至下逐渐衰减，一次进风顶部处的空气相对湿度最大，因此当一次进风顶部处进风相对湿度与室外空气相对湿度相同即不受排风影响时，一次进风和二次进风不会受排风影响。对于下文所示模拟云图均为进风口顶部处即 14.56m 高处截面，以该截面处的云图情况分析机组排风是否对进风有影响。

在西安地区主导风向东北风向下对多机组布置情况下排风对进风影响进行模拟，在一倍列间距布置下机组一次进风口顶部温湿度场如图 7 所示，

可以看出在该布置下进风受排风影响较大。首先对机组布置朝向对气流组织的影响进行分析, 在东北风向下机组侧面进风口朝南北向 (机组平行于北向) 布置时与机组侧面进风口朝东西向 (机组垂直于北向) 布置时, 其进风受排风影响并无明显区别, 如图 8、图 9 所示。由于机组自身情况不变, 对比图 8 和图 9 可得在东北风向下, 机组平行或垂直于北向布置对其进风受排风影响程度不会发生作用。

当环境风风向与机组进风垂直, 令环境风穿过机组之间的进风通道, 在此情况下机组进风受排风影响程度最小, 消除了局部湿度过高现象, 其温湿度场如图 10 所示。因此在西安地区机组垂直或平行北向布置并不会加深排风对进风的影响, 而当机组可以倾斜布置时, 应使得该地主导风向与侧面进风垂直, 令环境风穿过机组相对的进风通道, 并且对机组之间间隔加以 $3H$ 列间距布置, 可较大程度的消除排风对进风的影响, 减小进风相对湿度。

图 7 东北风 6 排 6 列 $1H$ 间距布置Fig.7 Northeast wind 6 rows 6 columns $1H$ spacing arrangement图 8 东北风 6 排 6 列 $3H$ 间距布置 (1)Fig.8 Northeast wind 6 rows 6 columns $3H$ spacing arrangement (1)图 9 东北风 6 排 6 列 $3H$ 间距布置 (2)Fig.9 Northeast wind 6 rows 6 columns $3H$ spacing arrangement(2)

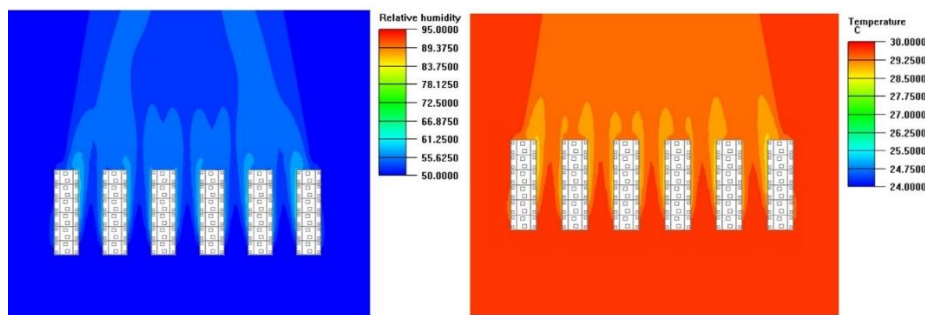


图 10 东风 6 排 6 列 3H 间距布置

Fig.10 East wind 6 rows 6 columns 3H spacing arrangement

2.2 机组行间距及列间距影响

在西安地区 6 排 6 列多机组布置下,当机组列间距增大到 4H 时其温湿度场如图 11 所示,可以看到相邻机组之间互相影响影响情况减少,相比如图 8 在 3H 列间距布置下,机组进排风掺混问题有所改善。而针对实际工程中存在无法只增大列间距的情况,对此考虑将机组分开增大行间距,以此来减少列与列的布置间距。本文中对于间接蒸发冷却冷水机组在 6 排 6 列的布置情况下,将 6 排机组分隔为两行 3 排机组并联情况下进行模拟。对机组以

7H 行间距 1H 列间距布置于西安地区时进行模拟,如图 12 所示,对比图 11 可得在 7H 行间距(15.26m)的情况下相比 4H (8.72m) 列间距下,机组布置占地面积大幅增加,然而其进排风掺混问题依然较为严重。因此对比可得增大列间距来减小排风对进风的影响相比增大行间距更加有意义,因此若要在西安地区减小间接蒸发冷却冷水机组排风对进风影响,着重点在于增大机组之间列间距即进风口之间的距离。

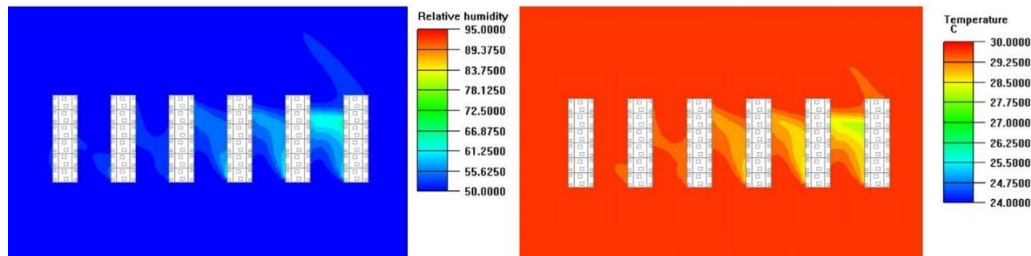


图 11 东北风 6 排 6 列 4H 列间距布置

Fig.11 Northeast wind 6 rows 6 columns 4H spacing arrangement

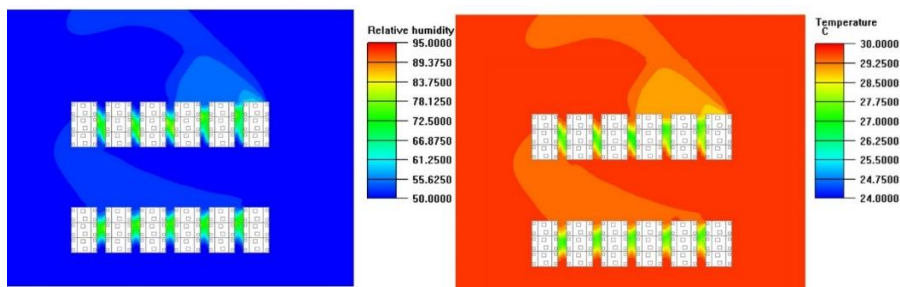


图 12 7H 行间距 1H 列间距布置

Fig.12 7H row spacing 1H column spacing arrangement

2.3 受限空间下优化布置方案

对于实际工程中可能存在安装空间有限,无法通过增大间距来减小排风对进风产生影响,以及使得间接蒸发冷却冷水机组进风完全不受排风影响

的状况。以上述图 7 西安地区 6 排 6 列多机组 1H 列间距布置为例,对间接蒸发冷却冷水机组的一、二次排风口进行围挡,及增设导风口使得排风高度增大,以此来减小排风对进风影响。对优化后的机

组进行模拟发现, 当排风口的高度增加至 6m 时, 如图 13 所示, 整个机组群的进风均不受排风影响。因此在工程中空间受限的情况下, 可以增高排风口

高度对机组进行优化处理, 以此来减小排风对进风影响, 而在西安地区可设置 6m 的导风口来消除排风对进风的影响。

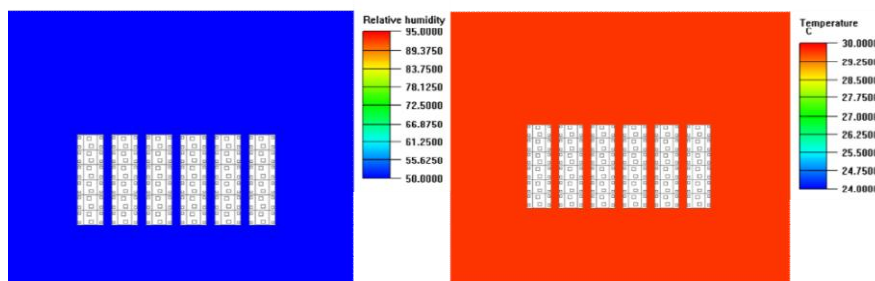


图 13 排风口高度增加 6m

Fig.13 Height of air outlet increased by 6m

3 结论

针对间接蒸发冷却冷水机组在工程应用中由于室外风及机组互相影响, 使得间接蒸发冷却冷水机组在安装后无法保持其原有设计效率, 对机组外部气流组织进行测试及模拟分析, 得到的主要结果如下:

(1) 在西安地区主导风向东北风下, 机组平行或垂直于北向布置对其进排风掺混的影响并不明显, 并且在 4H 列间距布置下可以较大程度的减小排风对进风的影响。在可倾斜布置的情况下使得该地主导风向垂直作用于机组进风穿过机组之间的进风通道, 相比机组平行或垂直于北向布置可以更大程度的减小排风对进风的影响, 在 3H 间距下即可消除排风对进风的影响。

(2) 对比西安地区 6 排 6 列机组在 4H 列间距下和 7H 行间距布置下的模拟结果, 可得通过布置间距来减小排风对进风的影响时, 增大列间距比增大行间距更有效, 即着重点在于增大进风口之间的距离。

(3) 在空间受限的情况下对间接蒸发冷却冷水机组进行布置时, 可以增高排风口高度对机组进行优化处理, 以此来消除排风对进风影响。

上述研究结果基于 6 排 6 列布置间接蒸发冷却冷水机组, 对其他布置方案下时只可借鉴, 在排列数增多时间距需要再次增大, 排列数减小时可一定缩小布置间距。今后可对其他布置下的间接蒸发冷却冷水机组外部气流组织进行分析, 以期为间接蒸发冷却冷水机组的应用提供一定的参考。

参考文献:

- [1] 田哲宁, 黄翔, 屈名勋. 蒸发冷却技术在数据中心液冷系统中的应用探讨[J]. 制冷与空调, 2022, 36(1): 120-126.
- [2] 金洋帆, 黄翔, 吴磊, 等. 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.
- [3] 黄翔, 孙铁柱, 白延斌, 等. 间接-直接蒸发冷却复合冷水机组出水温度特性试验研究[J]. 流体机械, 2012, 40(7): 52-55.
- [4] 孙铁柱, 黄翔, 文力. 蒸发冷却与机械制冷复合高温冷水机组水系统配比问题分析[J]. 流体机械, 2011, 39(5): 81-84.
- [5] 孙铁柱, 黄翔, 文力. 一种蒸发冷却与机械制冷复合制取高温冷水的新方法[J]. 制冷, 2010, 29(4): 12-15.
- [6] 孙铁柱, 黄翔, 文力. 蒸发冷却与机械制冷复合高温冷水机组初探[J]. 化工学报, 2010, 61(S2): 137-141.
- [7] 孙铁柱, 马杰. 间接蒸发冷却冷水机组排风对进风的影响[J]. 西安工程大学学报, 2022, 36(4): 98-103, 109.
- [8] Sun T. Theoretical and experimental study on Heat and mass transfer of a porous ceramic tube type indirect evaporative cooler[J]. Applied Thermal Engineering, 2020: 10.
- [9] Sun T. Experimental investigation of water spraying in an indirect evaporative cooler from nozzle type and spray strategy perspectives[J]. 2020: 10.
- [10] Shi Wenchao, Min Yunran, Chen Yi, et al. Development of a three-dimensional numerical model of indirect evaporative cooler incorporating with air dehumidification[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2022, 185.

- [11] Francisco Comino, Samanta Milani, Stefano De Antonellis, et al. Simplified performance correlation of an indirect evaporative cooling system: Development and validation[J]. *International Journal of Refrigeration*, 2018,88.
- [12] 谭浪,刘鹏,周雪梅.间接蒸发在数据机房的新风节能与过滤特性[J].*建筑节能*,2020,48(11):23-27,44.
- [13] 耿志超,黄翔,折建利,等.间接蒸发冷却空调系统在国内外数据中心的应用[J].*制冷与空调*,2017,31(5):527-532.
- [14] 郭志成,黄翔,严锦程.间接—直接蒸发冷却复合冷水机组的理论分析与应用研究[J].*制冷与空调*,2018,32(4):359-364,379.
- [15] 屈悦滢,黄翔,赵娟,等.复合式露点间接蒸发冷却空调机组的应用研究与优化设计[J].*制冷与空调*,2020,34(5):517-523.
- [16] 李文科.工程流体力学[M].合肥:中国科学技术大学出版社,2007.
- [17] 梁爽.基于大空间厂房的 CFD 气流组织模拟和优化[D].天津:天津工业大学,2021.
- [18] 陈羿姿.某高大空间室内气流组织模拟研究与优化[D].北京:华北电力大学(北京),2019.

(上接第 239 页)

- [59] 孙明杰.十二水硫酸铝铵相变储能材料应用基础研究[D].济南:山东建筑大学,2018.
- [60] WANG H, ZHANG Y, CI E D, et al. Preparation and characterization of a solar-driven sodium acetate trihydrate composite phase change material with Ti_4O_7 particles[J]. *Solar Energy Materials and Solar Cells*, 2022,238.
- [61] LI G, ZHANG B, LI X, et al. The preparation, characterization and modification of a new phase change material: $\text{CaCl}_2 \cdot 6\text{H}_2\text{O}$ - $\text{MgCl}_2 \cdot 6\text{H}_2\text{O}$ eutectic hydrate salt[J]. *Solar Energy Materials and Solar Cells*, 2014,126: 51-55.
- [62] RAI A K, KUMAR A. A review on phase change materials & their applications[J]. *International Journal of Advanced Research in Engineering & Technology (IJARET)*, 2012,3(2):214-225.
- [63] 王心怡,杨露怡,周麟辉,等.具有光热转换性能的三聚氰胺泡沫支撑铜纳米颗粒/石蜡复合相变材料的研究和应用[J].*南方农机*,2022,53(5):5-8,12.
- [64] 钟益.十二水合磷酸氢二钠/海泡石复合相变材料的制备及蓄热性能研究[D].广州:华南理工大学,2021.
- [65] WANG H, ZHANG Y, CI E, et al. An experimental study in full spectra of solar-driven magnesium nitrate hexahydrate/graphene composite phase change materials for solar thermal storage applications[J]. *Journal of Energy Storage*, 2021,38:102536.