

文章编号:0253-4339(2024)02-0081-13

doi:10.3969/j.issn.0253-4339.2024.02.081

阵列低环温空气源热泵外流场模拟研究

谭庆澎¹ 刘金平^{1,2} 陈建勋¹ 陈潇¹ 陈梓宇¹

(1 华南理工大学电力学院 广州 510640; 2 广东省能源高效清洁利用重点实验室 广州 510640)

摘要 建立了无墙面阻碍和有墙面阻碍情况下低环境温度空气源热泵六列四行的阵列物理模型,对以 261.15 K 为名义工况下的空气源热泵外环境流场进行三维数值模拟。对比研究不同水平风速下蒸发器换热面入口空气温度和换热量,分析冷风回流现象对低环温空气源热泵传热性能的影响,指出最恶劣工况机组的位置。环境风存在阻碍风机出口冷空气的扩散,使风机出口偏转角增大,导致冷空气在风机上部堆积,阵列内部以及背风侧的机组冷风回流现象更加明显。结果表明:当机组横向间距为 0.6 m 时,水平风速分别从 0 m/s 增至 5 m/s,阵列机组最低入口空气温度比环境温度低 2.44~3.69 K,平均换热量下降 1%~6.2%,平均入口空气温度比环境温度低 0.78~1.57 K;当机组距墙间距为 0.6 m 时,水平风速分别从 0 m/s 增至 5 m/s,阵列机组最低入口空气温度比环境温度低 3.51~4.14 K,平均换热量下降 5.9%~11.5%,平均入口空气温度比环境温度低 1.29~1.98 K。在此基础上对不同横向间距、不同距墙间距下阵列空气源热泵进行模拟,结果表明:增大横向间距或距墙间距均能改善阵列低环温空气源热泵机组的换热。当横向间距增至 1.2 m,阵列机组平均换热量可达原来机组换热量的 96.5%以上;距墙间距增至 1.2 m,阵列机组平均换热量可达原来机组换热量的 91.3%以上。横向间距或距墙间距为 1.2 m 为较好安装间距。

关键词 低环温空气源热泵阵列;数值模拟;冷风回流;环境风场

中图分类号:TB61⁺7; TB657

文献标识码: A

External Flow Field Simulation of Low Ambient Temperature Air-source Heat Pump Array

Tan Qingpeng¹ Liu Jinping^{1,2} Chen Jianxun¹ Chen Xiao¹ Chen Ziyu¹

(1. School of Electric Power, South China University of Technology, Guangzhou, 510640, China; 2. Guangdong Province Key Laboratory of Efficient and Clean Energy Utilization, Guangzhou, 510640, China)

Abstract In this study, physical models of six-row and four-row arrays of a low-ambient-temperature air-source heat pump with and without wall obstruction are established. A three-dimensional numerical simulation of the ambient flow field of the low-ambient-temperature air-source heat pump under nominal working conditions at 261.15 K is carried out. In this study, the inlet air temperature of the evaporator surface and the heat transfer rate of the low-ambient-temperature air-source heat pump under different horizontal wind speeds are investigated. The location of the unit under the worst conditions is determined, and the influence of cold air backflow on the heat transfer performance is analyzed. The ambient wind hindered the diffusion of cold air at the fan outlet and increased the deflection angle of the fan outlet, resulting in the accumulation of cold air in the upper part of the fan, and the cold air reflux phenomenon in the unit was more obvious inside and on the lee side the array. The results showed that when the horizontal distance between the units was 0.6 m, the horizontal wind speed increased from 0 to 5 m/s. The lowest inlet air temperature of the array unit is 2.44~3.69 K lower than the ambient temperature; the average heat transfer decreases by 1%~6.2%, and the average inlet air temperature is 0.78~1.57 K lower than the ambient temperature. When the distance between the unit and wall is 0.6 m, the horizontal wind speed increases from 0 m/s to 5 m/s, respectively; the lowest inlet air temperature of the array unit is 3.51~4.14 K lower than the ambient temperature; the average heat transfer rate decreases by 5.9%~11.5%, and the average inlet air temperature is 1.29~1.98 K lower than the ambient temperature. On this basis, an array air-source heat pump was simulated under different lateral spacings and distances from the wall. The results showed that increasing the lateral spacing or distance from the wall enhanced the heat transfer of the array low-ambient-temperature air-source heat pump unit. When the lateral spacing increases to 1.8 m, the average heat transfer rate of the array unit can reach more than 96.5% of the baseline heat transfer rate of the array unit. When the distance from the wall is increased to 1.8 m, the average heat transfer rate of the array unit can be more than 91.3% that of the baseline unit. A horizontal spacing or a spacing from the wall of 1.2 m is a better

基金项目:国家自然科学基金(51776075, 51976063)资助项目。(The project was supported by the National Natural Science Foundation of China (No. 51776075, No. 51976063).) 收稿日期:2023-02-16;修回日期:2023-06-29;录用日期:2023-06-29

installation spacing, which provides a theoretical basis for on-site installation.

Keywords low ambient temperature air-source heat pump array; numerical simulation; cold air backflow; ambient wind fields

空气源热泵作为一种高效、节能装置,具有广泛的应用前景和市场价格^[1],在冬季工况下,低环温空气源热泵的室外机翅片管换热器用作蒸发器,空气经过蒸发器后温度降低,再通过风机排出至环境中。由于排出冷空气温度比环境空气低,风机排出冷空气在上部堆积,冷空气容易重新回到蒸发器入口,使阵列中间机组入口空气温度降低,形成冷岛^[2-3],影响空气源热泵传热性能,且温度越低,影响越显著。

CFD 技术应用的重要领域之一是暖通空调制冷行业,是除模型实验外可详细解析三次元室内气流分布特征的唯一手段^[4-7]。在各种分析工具中,计算机模拟是研究高层建筑室外机散热问题最方便、最经济的一种分析工具^[8]。采用 CFD 技术可以对空气源热泵外流场进行模拟分析,从而指导空气源热泵布置使其达到良好的通风效果^[9-11]。王梅荣^[12]对采用 V 型翅片管换热器的空气源热泵在环境温度为 285 K 的情况下进行模拟研究,结果表明不同方向环境风场对 3×5 阵列热泵性能具有不同影响,适当的风速分布可改善换热器外部流场的分布,有助于提高换热器换热。田晓焱等^[13]对两侧进风的空气源热泵在环境温度为 274.45 K 的情况下进行模拟,结果表明机组并列布置时,机组临界间距为 2.7 m。刘黔奇^[14]对三面进风翅片管换热器的空气源热泵在环境温度为 270 K 的情况下进行模拟研究,通过回流率来解释布置方式、主导方向、机组间距对空气源热泵机组回流的影响。马原^[15]对环境温度为 266 K 下 V 型翅片管换热器热泵机组进行模拟研究,通过对石家庄市某热源站的空气源热泵进行实验与模拟,提出加装隔流板并架高机组措施,但此技术措施会导致成本增加。在低环境温度下,空气源热泵的室外机容易结霜,严重影响机组的换热性能^[16-17],热泵在不同环境条件下应根据不同情况制定热泵除霜周期^[18-19]。

然而目前针对空气源热泵外流场的研究主要集中在环境温度较高工况下 V 型翅片管蒸发器,少有关于低环境温度工况下空气源热泵进行模拟研究。由于采用双 U 型翅片管换热器的空气源热泵单位体积传热面积大,具有较好的性价比,目前市面上采用双 U 型翅片管换热器的热泵较多。

而我国幅员辽阔,涵盖多个气候区,不同气候区特征不同,对空气源热泵进行分区设计具有重要意义^[20]。按照使用的制热季气候环境,可以分为 4 种类型,基于制冷需求的通用名义制冷工况(室外干球

温度 = 308.15 K)和名义制热工况(室外干/湿球温度 = 280.15/279.15 K)研发的空气源热泵产品,虽然能满足制冷需求,但不能满足不同气候区制热需求。2017 年《北方地区冬季清洁取暖规划(2017—2021)》出台^[21],对清洁能源取暖有了明确要求,至 2021 年,电供暖(含热泵)面积达到 15 亿 m²。其中:分散式电供暖 7 亿 m²、电锅炉供暖 3 亿 m²、热泵供暖 5 亿 m²。低环境温度工况使用的热泵日渐增多,国家也制定了相关标准,如 GB 37480—2019《低环境温度空气源热泵(冷水)机组能效限定值及能效等级》^[22]和 GB/T 25127.1—2020《低环境温度空气源热泵(冷水)机组 第 1 部分:工业或商业用及类似用途的热泵(冷水)机组》^[23]。因此,本文针对以 261.15 K 为名义工况下的空气源热泵,对双 U 型翅片管作为蒸发器的空气源热泵外流场进行三维数值模拟,完善了关于低环境温度工况下的空气源热泵模拟分析。对无墙面阻碍以及有墙面阻碍下的 4×6 阵列低环温空气源热泵外流场进行模拟,分析了水平风速、外围阻碍和机组间距对阵列机组入口空气温度和换热量的影响,是对强化低环温空气源热泵传热具有实际工程应用价值的工作。

1 物理模型和模拟条件设置

1.1 物理模型

研究对象为图 1 所示的低环温空气源热泵机组,该低环温空气源热泵机组室外换热器由两个 U 型翅片管换热器组成。在冬季工况下,U 型翅片管换热器作为机组蒸发器进行换热。空气从侧面进入 U 型翅片管换热器后温度降低,从换热器顶部风机排出至大气中,风机排出空气温度会低于环境温度,密度大于环境空气,与外部空气存在密度差,在浮升力和机组内外压差力的作用下,风机吹出的冷空气可能会重新进入蒸发器入口,导致蒸发器入口空气温度降低,严重影响空气源热泵换热,该情况在阵列机组当中尤为严重,且环境温度越低,对热泵影响越显著。

图 1 中低环温空气源热泵单元尺寸为 2 m×1 m×2.1 m,制冷量为 22 kW,管内流动的制冷剂为 R410A,U 型单管有效长度为 2.25 m。

1.2 模型假设

由于 U 型翅片管换热器结构尺寸较大,翅片较为密集且厚度较小,如果对所有 U 型翅片管进行建模划分网格,网格数量剧增,计算时间急剧增大,会给



图 1 低环温空气源热泵机组

Fig.1 Low ambient temperature air-source heat pump unit

模拟带来较大的困难。对空气源热泵外流场模拟主要研究流经机组速度场以及温度场,无需研究翅片管的影响。由此本文忽略翅片管的内部结构,采用 radiator 换热器边界以及多孔介质模型来模拟流经翅片管换热器的换热和压力损失,可减少模拟计算时间。本文对低环温空气源热泵机组外空气流动换热模拟进行以下假设:

- 1) 整个流场里面空气为稳态湍流流动;
- 2) 采用多孔介质模拟流经蒸发器流动阻力;
- 3) 采用换热器模型对蒸发器内部空气换热进行模拟;
- 4) 空气密度采用 Boussinesq 假设处理;
- 5) 忽略蒸发器上结霜导致温度场和压力场的变化,忽略蒸发器周围其他部件对外流场的影响。

1.3 网格划分方法和边界条件设置

本文对阵列低环温空气源热泵外流场模拟,由于求解区域复杂,采用结构化网格进行划分难度剧增,因此本文采用非结构网格对冬季工况下阵列低环温空气源热泵及其外流场进行网格划分。在机组附近进行传热传质的区域进行网格加密,其他外部流场区域可以选择较为稀疏的网格,在有限的网格数目得到较为精确的模拟数据,使非结构网格质量越大越好。建模使整个外环境流场向外延长,保证经过蒸发器和风机的空气流场完整,不受外流场边界的影响,使计算域尺寸对结果的影响可忽略。

将地面、机组外壳、建筑墙体以及风机顶部外壳简化为厚度为 0 的绝热薄壁,采用壁面边界条件 (wall),对于粘性流动,墙面采用无滑移条件。换热器外流场出口边界为压力出口边界条件 (pressure-outlet),将出口处的静压值设为 0 Pa,回流温度设置为环境温度 261.15 K。当研究外界风速风向对机组运行的影响时,将环境风来流面设定为速度入口边界

条件 (velocity-inlet),温度为环境温度 261.15 K,其他边界仍然设定为压力出口边界条件 (pressure-outlet)。

蒸发器被简化为多孔介质去计算经过换热器的压降,采用 porous zone 边界条件。对于 U 型翅片管换热器,采用各向异性方法设置不同方向蒸发器。本文根据参考文献[24]的实验数据设置粘性阻力系数为 1.6×10^7 ,惯性阻力系数为 209,通过设置非主流方向阻力系数为主流阻力系数 1 000 倍,控制通过蒸发器流动的空气只从主流方向流动,并根据实际翅片管结构计算出多孔介质孔隙率为 0.678 6。

采用 radiator 边界模拟经过蒸发器的传热过程,设置蒸发器传热系数与流速之间的关系以及蒸发器温度为 253.15 K。排风罩出风口处风扇模型采用 fan 边界条件,在对设定工况进行计算之前先进行试算,根据风机性能曲线得到风机 fan 边界条件中压降和流速的关系式。

1.4 网格独立性检验

对六列四行的阵列低环温空气源热泵及其外流场进行不同网格划分,网格数目分别为 148 万、291 万、520 万和 1 045 万。通过模拟得到低环温空气源热泵最低入口空气温度和第 8 号机组风机流量,如图 2 所示。结果表明,网格数目增至 520 万后再继续增加网格数目,蒸发器最低入口空气温度和第 8 号风机流量变化率小于 1%。此时选定计算网格数量为 520 万的网格设置方式对阵列低环温空气源热泵及其外流场网格进行设置。

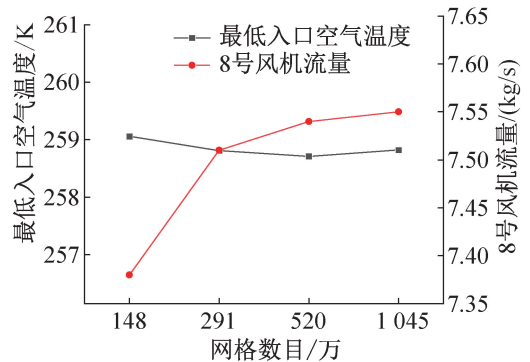


图 2 网格独立性检验结果

Fig.2 Test result of grid independence

2 水平方向环境风场对无墙面阻碍下阵列空气源热泵影响

2.1 无墙面阻碍下阵列空气源热泵物理模型

本文将多台低环温空气源热泵机组排布成六列四行的形式,整个空气源热泵阵列计算流体域为 $27 \text{ m} \times 17.8 \text{ m} \times 15 \text{ m}$,最外层蒸发器与流场出口间距

为 6 m, 最外层的空气源热泵风机出口空气不受阻碍, 机组单元与单元之间的横向间距和纵向间距均为 0.6 m, 保证整个外流场处于对称结构, 如图 3 所示。对于六列四行阵列空气源热泵, 定义 x 方向为水平方向, z 方向为纵向方向。

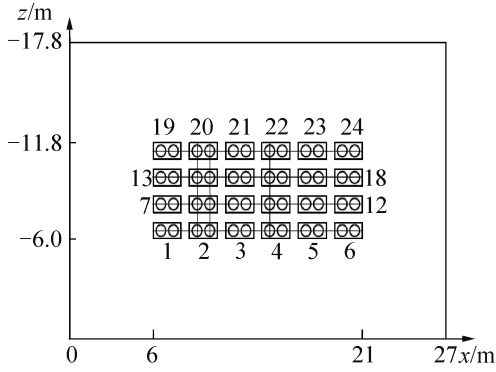


图 3 无墙面阻碍下降列空气源热泵位置

Fig.3 Location of air-source heat pump array without wall obstruction

2.2 水平方向环境风场对阵列空气源热泵外流场影响

根据 1.3 节中蒸发器网格划分方式和边界条件设置以及 1.4 节中 520 万网格系统选择, 对六列四行阵列低温空气源热泵机组进行模拟。图 4 所示为

水平方向环境风场时, 环境风速分别为 0~5 m/s 的流场温度分布。整个低环温空气源热泵机组高度为 2.1 m, 选取 $y=1.8$ m 的截面对无墙面阻碍低温空气源热泵阵列外流场进行分析。

由图 4 可知, 对于无墙面阻碍低温空气源热泵阵列, 在无风工况下, 整个外流场温度场云图均处于对称状态, 整个阵列最中间位置的空气源热泵单元入口温度明显低于两侧的热泵单元。空气经过蒸发器后温度降低, 经过风机将冷空气排出。排出的冷空气由于密度比环境空气大, 在机组上方产生堆积, 形成冷岛效应。在浮升力以及换热器内部和周围环境空气压差的影响下从风机排出的冷空气重新进入蒸发器, 蒸发器入口温度降低, 引发机组单元换热量降低, 机组 COP 降低等一系列的后果。同时蒸发器入口温度降低, 在蒸发器的表面更加容易结霜, 化霜时间有所增加, 严重影响换热器的换热性能。

在水平方向环境风场作用下, 整个低温空气源热泵阵列流场有所改变。环境风场对第一列迎风侧空气源热泵单元传热起到强化作用, 第一列入口温度升高, 且迎风侧换热器入口风速增加, 传热系数有所增大。存在环境风场情况下, 环境风场对风机出口冷空气起阻碍作用, 环境风速越大, 风机出口气流偏转角越大, 经过风机排出的冷空气更容易重新回流至蒸

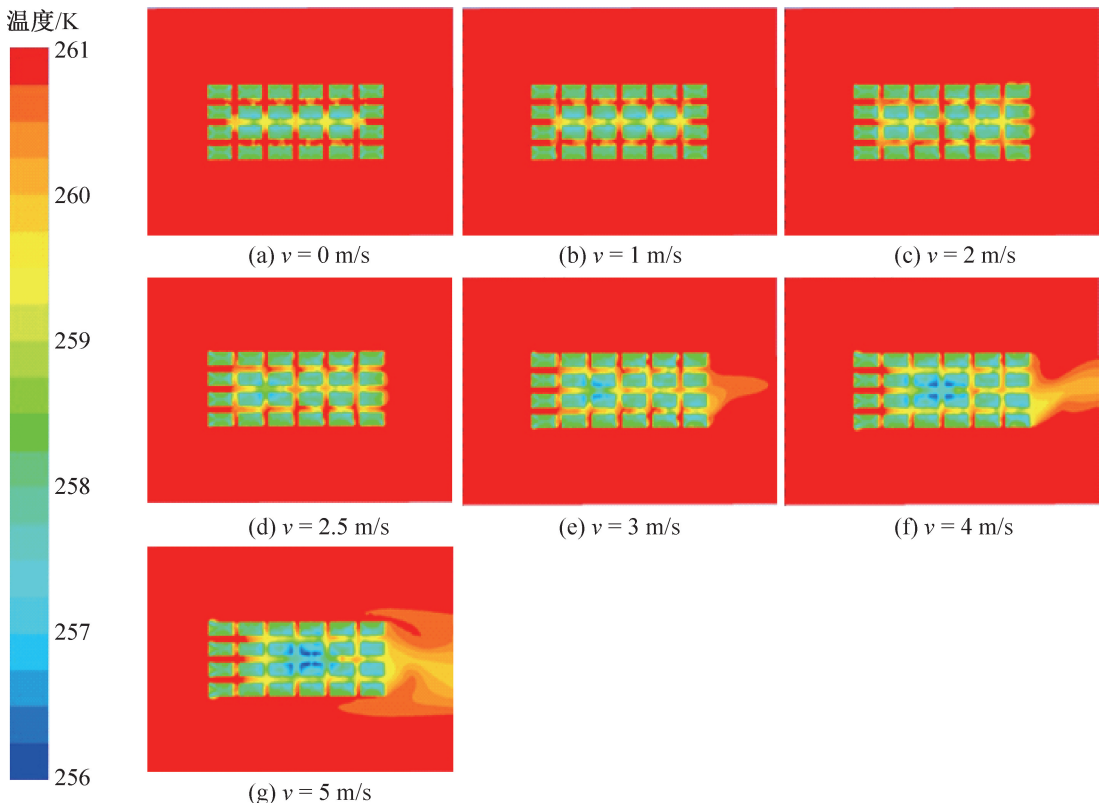


图 4 水平方向环境风场下 $y=1.8$ m 平面温度场分布

Fig.4 Contour diagram of the temperature at $y=1.8$ m

发器,导致蒸发器入口温度降低,环境风场对背风侧以及阵列中间热泵单元存在不利影响。图 4 中当水平风速增大,风机出口气流偏转角增大,在阵列机组内部及背风处形成剧烈冷风回流现象,导致内部及背风处机组入口空气温度降低。

由图 4 可知,随着水平方向环境风速改变,热泵阵列内部温度场也会有所不同,环境风速对入口空气温度最低的机组位置存在影响。随着水平方向环境风速增加,低环温空气源热泵阵列内部入口空气温度最低的机组向背风侧移动。

由于不同环境风场下入口温度最低的机组位置有所改变,下面选取各个水平方向环境风场下入口空气温度最低机组的截面进行分析。环境风速为 0 m/s 时,入口空气温度最低的位置位于 8 号机组,选取 $x=10.05$ m 截面温度流线图进行分析;环境风速为 2.5 m/s 时,入口空气温度最低的位置位于 8 号机组,选取 $x=10.05$ m 截面温度流线图进行分析;环境风速为 5 m/s 时,入口空气温度最低的位置位于 10 号机组,选取 $x=14.35$ m 截面温度流线图进行分析,如图 5 所示。

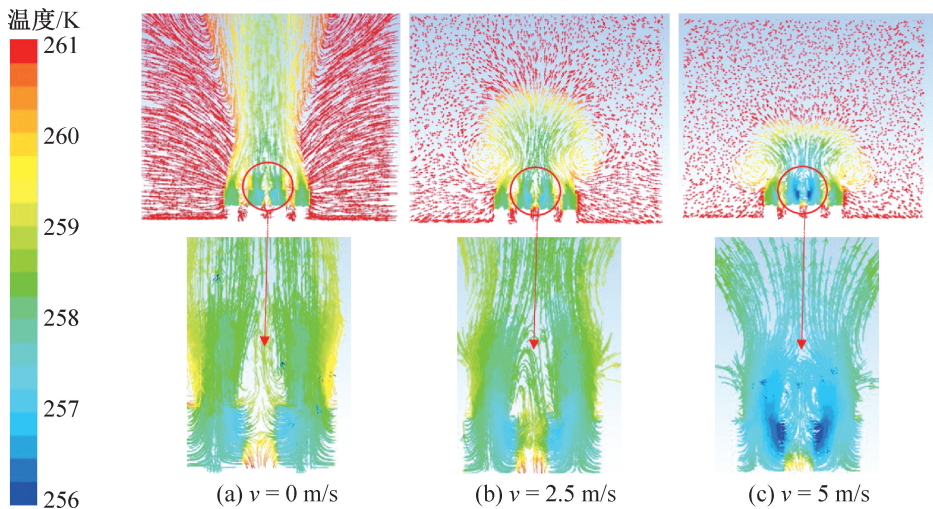


图 5 变水平风速下 x 方向局部截面流线图

Fig.5 Local section flow diagram in x direction under variable horizontal wind speed

由图 5 可知,位于阵列中间机组存在明显冷风回流现象,从风机出口冷空气由于密度差以及环境风场阻碍下会出现回流,对本机组以及周围机组空气入口温度产生影响,且环境风速越大,回流现象越明显。导致阵列中间机组入口空气温度降低,影响中间机组单元的蒸发温度以及 COP,严重影响到机组单元的正常使用寿命。

2.3 水平方向环境风场对阵列空气源热泵换热量影响

图 6 所示为不同水平风速下六列四行低环温空气源热泵换热量分布,由图 6 可知,水平风速增大,24 台低环温空气源热泵平均换热量会出现先增大后下降的趋势。水平风速越大,风机出口气流偏转角也越大,当水平风速大于 2 m/s 时,在阵列机组背风处会形成涡旋,形成强烈冷风回流现象,导致阵列机组内部以及背风处机组入口空气温度降低,24 台机组平均换热量也会有明显下降。当水平风速为 5 m/s 时,24 台机组平均换热量为 20.6 kW,仅为原来机组换热量的 93.8%。

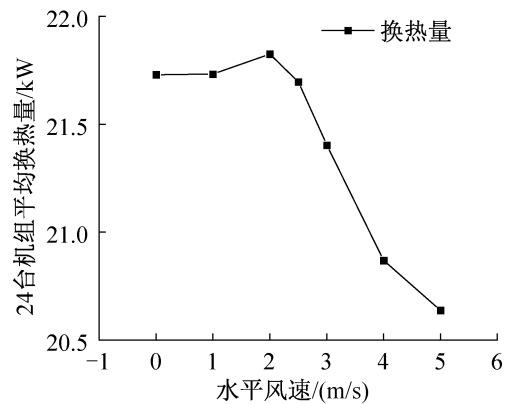


图 6 阵列机组平均换热量

Fig.6 Average heat transfer of array unit

图 7 所示为不同水平方向环境风速下各蒸发器换热量变化。从模拟中截取 0、2.5 和 5 m/s 三个数据点,由图 7 可知,当环境风速为 0 m/s 时,第 8 号机组换热量最低,换热量为实际机组换热量的 95.2%。环境风速为 2.5 m/s 时,第 8 号机组换热量最低,换热量为实际机组换热量的 91.4%。环境风速为 5 m/s 时,第 10 号机组换热量最低,换热量为实际机组换热量

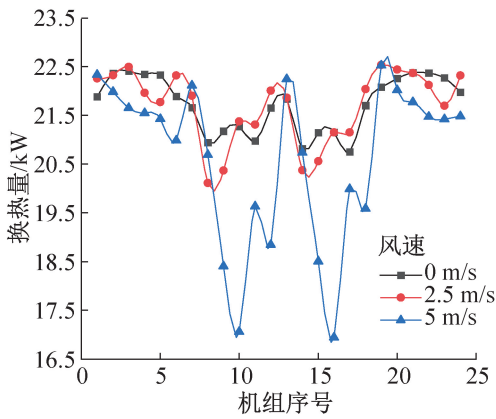


图 7 不同水平风场下机组换热量变化

Fig.7 Variation of heat transfer rate of multi-unit under different ambient wind fields

量的 77.5%。对于无墙面进行阻碍的低环温空气源热泵阵列,由于冷风回流导致中间机组入口空气温度降低,机组换热量也会降低。无墙面阻碍下的阵列低环温空气源热泵换热量最低机组一般在阵列内部机组。

由图 7 可知,随着水平方向环境风速的增加,蒸发器换热量最低机组远离迎风侧,换热量最低机组从 8 号机组移至 10 号机组。环境风速增大对低环温空气源热泵阵列换热量存在影响,对背风侧和中间机组换热起到恶化作用。

2.4 水平方向环境风场对空气源热泵机组的影响

图 8 所示为 24 台机组平均入口空气温度随水平风速的变化,水平风速越高,24 台机组平均入口空气温度越低,入口空气温度和环境温度温差越大。当环境风速为 5 m/s 时,24 台机组平均入口空气温度和环境温度温差为 1.57 K,入口温度降低,导致整个阵列机组换热量下降,在蒸发器入口更容易结霜。

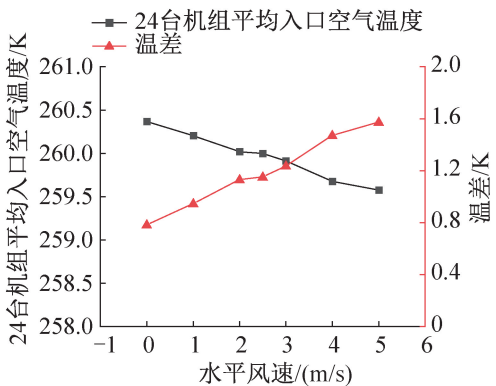


图 8 阵列机组平均入口空气温度

Fig.8 Average inlet air temperature of array unit

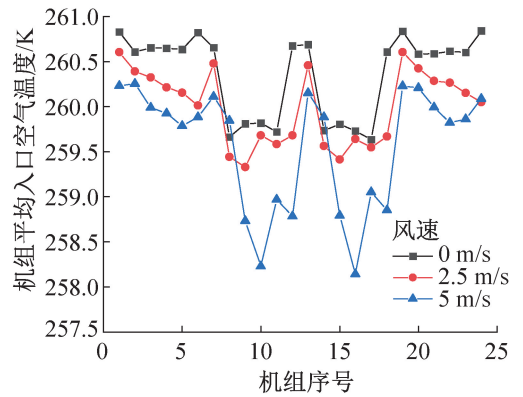


图 9 不同水平风场下机组平均入口空气温度变化

Fig.9 Change of average inlet air temperature of unit under different level wind field

入口空气温度比外部机组要低,且水平风速越大,入口空气温度越低。随着水平风速增大,最低入口温度的机组向背风侧移动,严重影响背风侧换热器换热性能。

存在水平方向环境风场情况下,无墙面阻碍下低环温空气源热泵阵列外部空气流场关于水平方向对称。由表 1 可知,随着水平方向环境风速的增加,蒸发器入口空气温度最低的机组向远离迎风侧移动,从 8 号机组移至 10 号机组,机组中间最低入口空气温度从 258.71 K 降至 257.46 K。最低入口空气温度和环境温度具有 2.44 ~ 3.69 K 的温差,空气源热泵机组阵列内部存在明显冷风回流现象,使蒸发器入口温度降低,严重影响蒸发器换热性能。

表 1 工况最恶劣机组分布情况

Tab.1 Unit distribution under the worst operating conditions

水平风速/ (m/s)	蒸发器入口空气 温度最低机组	最低入口 空气温度/K
0	第 8 号机组	258.71
2.5	第 8 号机组	258.40
5	第 10 号机组	257.46

3 水平方向环境风场对有墙面阻碍下阵列空气源热泵影响

3.1 有墙面阻碍下阵列空气源热泵物理模型

本文将多台低环温空气源热泵机组排布成六排四列的形式,整个空气源热泵阵列计算流体域为 27 m×12.4 m×15 m。根据图 10 可知第四行蒸发器与墙面之间间距为 0.6 m,机组之间的横向间距和纵向间距均为 0.6 m,靠近墙面一侧的低环温空气源热泵风机排出的冷空气受到墙面阻碍。本节

研究环境风场对有墙面阻碍下阵列空气源热泵外流场的影响。

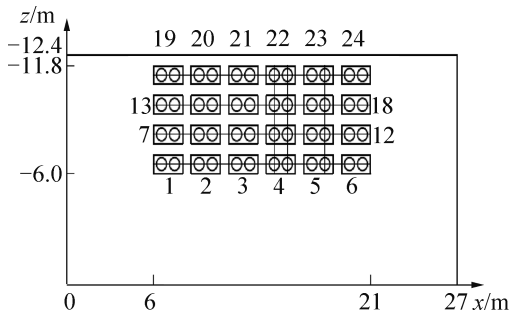


图 10 有墙面阻碍下阵列空气源热泵位置

Fig.10 Location of air-source heat pump array with wall obstruction

3.2 水平方向环境风场对阵列空气源热泵外流场影响

根据 1.3 和 1.4 节中蒸发器网格划分方式和边

界条件设置,对六列四行低环温空气源热泵机组进行模拟,模拟结果如图 11 所示。图 11 为水平风场下局部截面流线图,为水平方向环境风场时,环境风速分别为 0~5 m/s 的温度分布。整个低环温空气源热泵机组高度为 2.1 m,选取 $y=1.8$ m 的截面对无墙面阻碍下阵列低环温空气源热泵外流场进行分析。

由图 11 可知,对于有墙面阻碍下阵列低环温空气源热泵,在无风工况下,整个外流场温度场云图也处于一个对称的状态,整个低环温空气源热泵阵列最靠近墙面中间位置的空气源热泵单元入口空气温度明显低于远离墙面机组单元。在浮升力、内外压差和墙面阻碍冷空气流动的多重影响下,靠近墙面的机组单元的风机排出的冷空气不能扩散至外部,更加容易回流至蒸发器入口,形成强烈冷风回流现象。强烈冷风回流现象会导致蒸发器入口温度降低,导致整个空气源热泵蒸发器蒸发温度降低、机组单元换热量降低

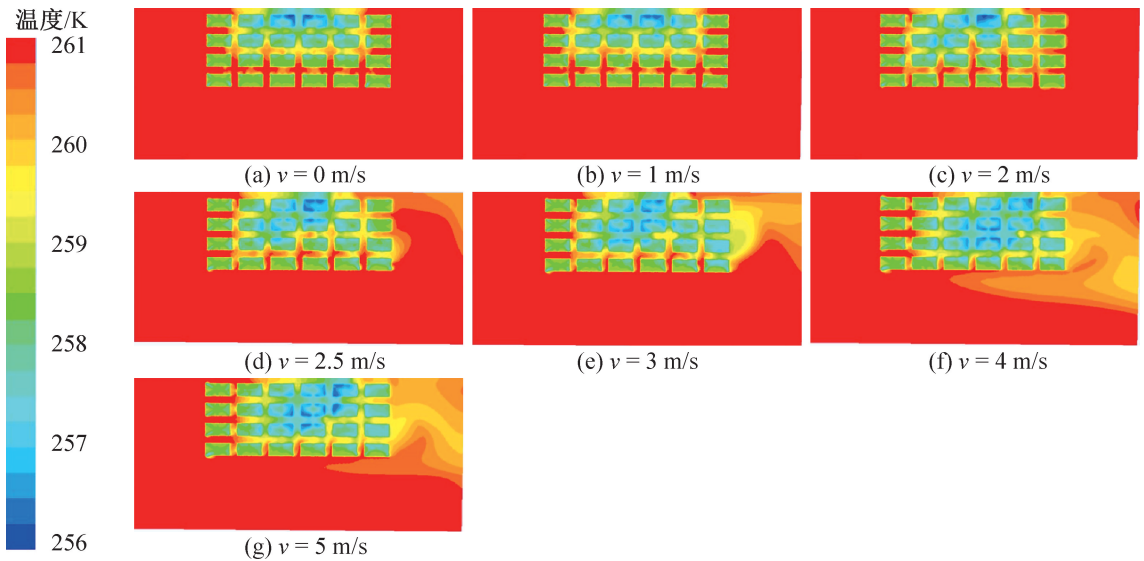


图 11 水平风场下 $y=1.8$ m 平面温度场分布

Fig.11 Contour diagram of the temperature at $y=1.8$ m

以及机组 COP 降低等一系列的影响。当水平风速增至 2.5 m/s 后,在阵列背风侧冷风回流现象更加明显。

随着水平方向环境风速改变,热泵阵列内部温度场也会有所不同,环境风速对入口空气温度最低的机组位置存在影响。相比于无墙面阻碍下的热泵阵列机组,靠墙一侧的热泵机组单元入口空气温度会有所降低。水平方向环境风速从 0 m/s 增至 5 m/s,热泵阵列靠墙一侧最低入口空气温度的机组向背风侧移动,从 22 号机组移至 23 号机组。

由于不同环境风场下入口温度最低的机组位置有所改变,下面选取各个水平方向环境风场下入口空气

温度最低机组的截面进行分析。环境风速为 0 m/s 时,入口空气温度最低的位置位于 22 号机组,选取 $x=14.35$ m 截面温度流线图进行分析;环境风场为 2.5 m/s 时,入口空气温度最低的位置位于 22 号机组,选取 $x=15.25$ m 截面温度流线图进行分析;环境风场为 5 m/s 时,入口空气温度最低的位置位于 23 号机组,选取 $x=17.85$ m 截面温度流线图进行分析,如图 12 所示。

由图 12 可知,位于靠近墙壁一侧的中间机组存在明显冷风回流现象,风机出口冷空气由于浮升力和墙壁阻碍作用而回流,对本机组以及周围机组空气入口温度产生影响。该现象导致阵列中间机组入口空

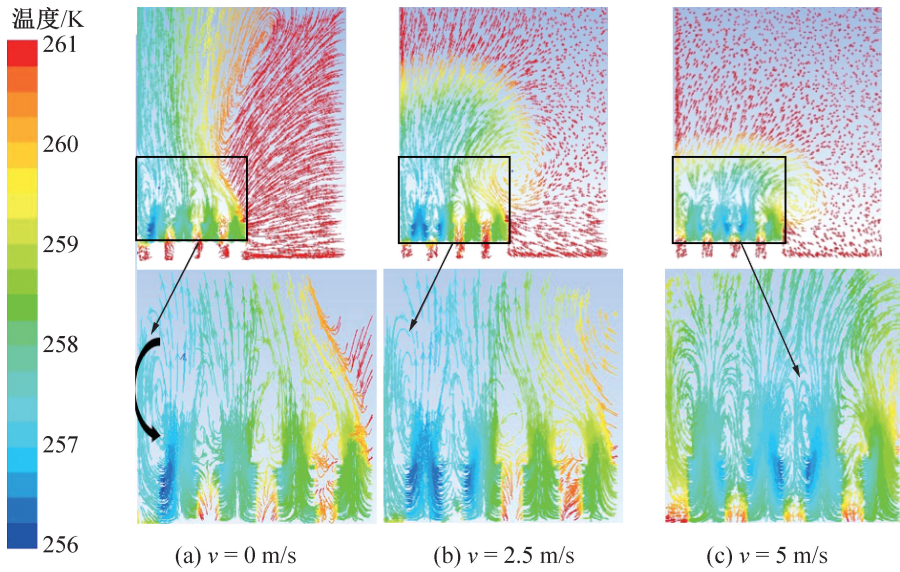


图 12 变水平风速下 x 方向局部截面流线图

Fig.12 Local section flow diagram in x direction under variable horizontal wind speed

气温度降低,影响中间机组单元的蒸发温度以及 COP。

3.3 水平方向环境风场对阵列空气源热泵换热量影响

图 13 所示为不同水平风速下六列四行低环温空气源热泵换热量分布,由图 13 可知,水平风速增大,24 台低环温空气源热泵平均换热量会出现先稍微增大后下降的趋势。水平风速越大,风机出口气流偏转角也越大,当水平风速大于 2.5 m/s 时,在阵列机组内部以及背风处会形成涡旋,形成强烈冷风回流现象,导致阵列机组背风处机组入口空气温度降低,24 台机组平均换热量也会有明显下降。当水平风速为 5 m/s 时,24 台机组平均换热量为 19.5 kW,平均换热量仅为原来机组换热量的 88.5%。

图 14 所示为不同水平方向环境风速下各个蒸发器换热量分布。可知,当空气流速为 0 m/s,第 22 号机组换热量最低,换热量为实际机组换热量的 69.6%。外界空气流速为 2.5 m/s,第 22 号机组换热量最低,换热量为实际机组换热量的 62.8%;外界空气流速为 5 m/s,第 23 号机组换热量最低,换热量为实际机组换热量的 66.3%;换热量最低机组一般在第 22、23 号机组,近墙一侧机组换热量明显降低。由图 14 可知,当水平方向环境风速增大,靠墙一侧最低换热量机组越远离迎风侧,换热量最低机组从 22 号机组移至 23 号机组。

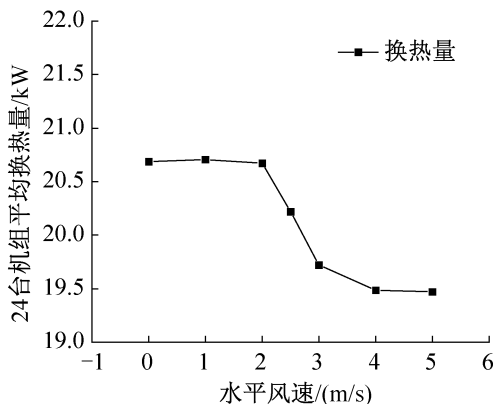


图 13 阵列机组平均换热量

Fig.13 Average heat transfer of array unit

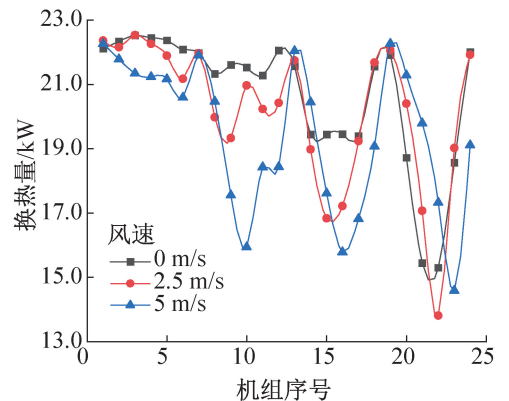


图 14 不同环境风场下机组换热量变化

Fig.14 Variation of heat transfer rate of multi-unit under different ambient wind fields

3.4 水平方向环境风场对空气源热泵机组的影响

图 15 所示为阵列机组平均入口空气温度随水平风速的变化,水平风速越高,24 台机组平均入口空气温度越低,入口空气温度和环境温度温差越大。当环境风速为 5 m/s 时,24 台机组平均入口空气温度

和环境温度温差为 1.98 K,入口温度降低,导致整个阵列机组换热量下降,在蒸发器入口更容易结霜。

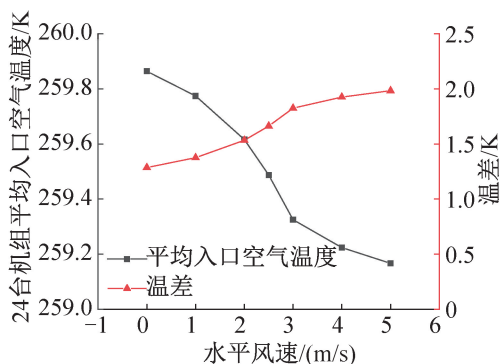


图 15 阵列机组平均入口空气温度

Fig.15 Average inlet air temperature diagram of array unit

由图 16 可知,位于近墙一侧机组(19~24 号)平均入口空气温度更低,随着水平风速增大,在阵列机组内部以及背风侧机组入口空气温度降低,影响阵列机组换热性能。

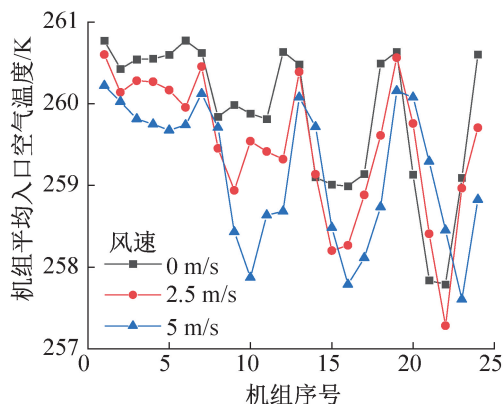


图 16 不同水平风场下机组平均入口空气温度变化

Fig.16 Change of average inlet air temperature of unit under different level wind field

从温度云图可知,对于不同环境风场下有墙面阻碍的最恶劣工况机组位置有所不同,统计最恶劣工况机组序号和温度,如表 2 所示。当环境风速分别为 0、2.5 和 5 m/s 时,近墙一侧蒸发器最低入口空气温度分别为 257.04、257.01 和 257.64 K,与外流场环境空气温度存在 3.51~4.14 K 的温差,存在明显冷风

表 2 工况最恶劣机组分布情况

Tab.2 Unit distribution under the worst operating conditions

水平风速/ (m/s)	蒸发器入口空气 温度最低机组	最低入口 空气温度/K
0	第 22 号机组	257.04
2.5	第 22 号机组	257.01
5	第 23 号机组	257.64

回流的现象。水平方向环境风速越高,蒸发器入口空气温度最低机组从 22 号机组移至 23 号机组,工况最恶劣机组向越远迎风侧。

4 阵列低环温空气源热泵布置方式对换热性能的影响

对于六列四行阵列空气源热泵,定义机组水平方向间距为横向间距,机组竖直方向间距为纵向间距。通过对阵列空气源热泵的研究可知,阵列空气源热泵布置方式对换热性能存在影响,因此对不同布置方式进行模拟具有重要意义。

4.1 横向间距对无墙面阻碍下阵列低环温空气源热泵换热性能的影响

对于无墙面阻碍下的阵列低环温空气源热泵,横向间距对换热量存在明显影响。保持机组纵向间距为 0.6 m 不变,本节研究了横向间距的大小对阵列空气源热泵换热量的影响,分别对横向间距为 0.6、1.2 和 1.8 m 三种布置方式进行模拟。图 17(a)、(b)、(c)分别为水平风速为 0、2.5 和 5 m/s 下不同横向间距下机组换热量分布。

图 17 结果表明,机组之间横向间距对阵列低环温空气源热泵换热量存在影响,而且增大机组横向间距显著提高阵列中间低环温空气源热泵机组换热量。在环境风速为 0 m/s 下,机组之间横向间距从 0.6 m 增至 1.8 m,机组最低换热量从原来的机组换热量 95.2%升至 100.5%;在环境风速为 2.5 m/s 下,机组之间横向间距从 0.6 m 增至 1.8 m,机组最低换热量从原来的机组换热量 91.4%升至 99.8%;在环境风速为 5 m/s 下,机组之间横向间距从 0.6 m 增至 1.8 m,机组最低换热量从原来的机组换热量 77.5%升至 90.7%。由图 17 可得,在机组横向间距增至 1.8 m 时,对于不同环境风速下阵列机组最低换热量均在原来机组换热量的 90%以上。增大机组横向间距使较大环境风速下阵列低环温空气源热泵最低换热量大幅提高,有效改善无墙面阻碍下阵列低环温空气源热泵换热。

虽然增大横向间距能够有效提高无墙面阻碍情况下阵列低环温空气源热泵最低换热量,但增大机组之间横向间距增大机组的平均占地面积,横向间距增大 0.6 m,机组平均占地面积增大 11.1%。当横向间距从 0.6 m 增至 1.2 m 时,阵列机组平均换热量上升幅度较大,当横向间距增至 1.8 m 时,阵列机组平均换热量上升幅度变小。当横向间距增至 1.2 m 时,对于不同水平风速下阵列机组平均换热量已达原来机组换热量的 96.5%以上,再继续增大间距使占地面

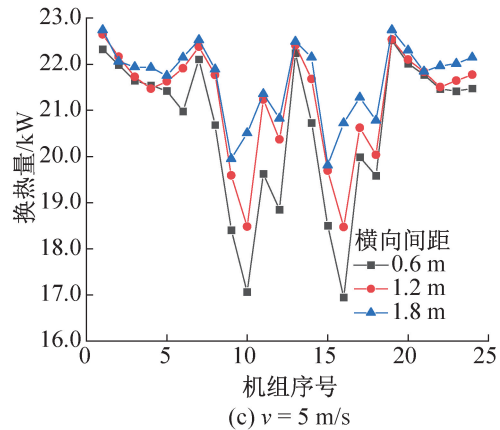
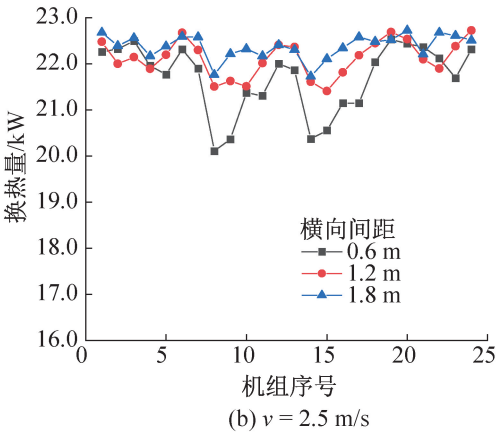
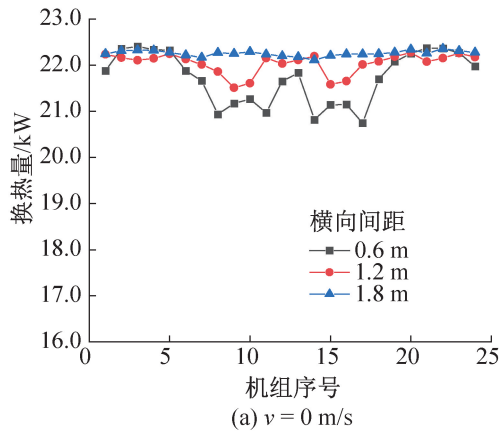


图 17 不同水平风速时不同横向间距下机组换热量分布
Fig.17 Heat transfer distribution of unit under different horizontal wind speed and different lateral spacing

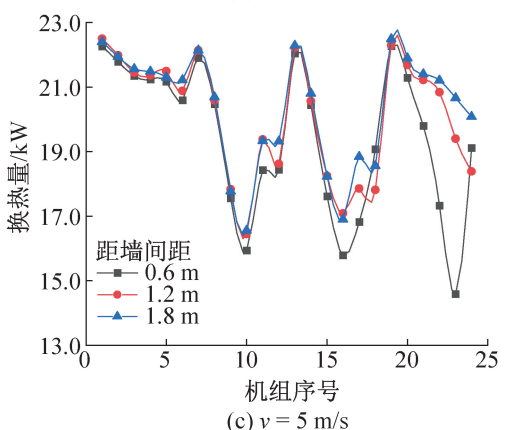
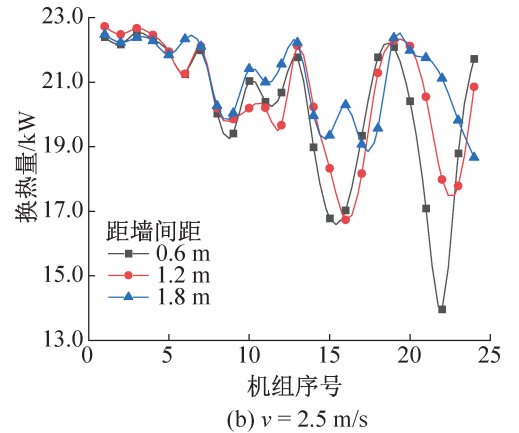
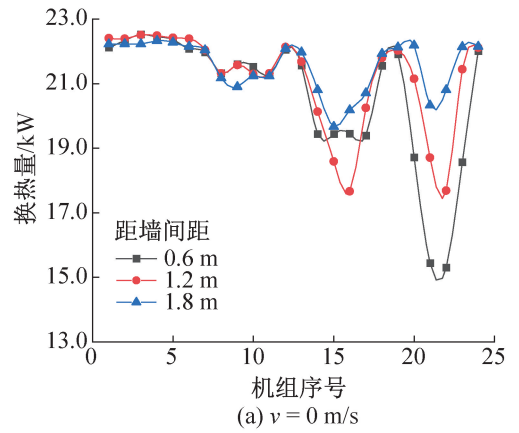


图 18 不同水平风速时不同距墙间距下机组换热量分布
Fig.18 Heat transfer distribution of unit under different horizontal wind speed and different spacing from wall

积增大,占地成本升高。

4.2 距墙间距对有墙面阻碍下阵列低环温空气源热泵换热性能的影响

对于有墙面阻碍下的阵列低环温空气源热泵,距墙间距对换热性能存在明显影响。本节研究了距墙间距的大小对阵列空气源热泵换热量的影响,分别对距墙间距为 0.6、1.2 和 1.8 m 三种布置方式进行模拟。图 18(a)、(b)、(c) 分别为水平风速为 0、2.5 和 5 m/s 下不同距墙间距下机组换热量分布。

结果表明,距墙间距对阵列低环温空气源热泵换

热量存在影响,随着距墙间距增大,近墙一侧低环温空气源热泵换热量明显增大,能提高 20~24 号机组的换热量,但对中间机组换热量提升影响较小。

在环境风速为 0 m/s 下,距墙间距从 0.6 m 增至 1.8 m,机组最低换热量从原来机组换热量的 69.6% 升至 92.4%;在环境风速为 2.5 m/s 下,距墙间距从 0.6 m 增至 1.8 m,机组最低换热量从原来机组换热量的 62.3% 升至 84.8%;在环境风速为 5 m/s 下,距墙间距从 0.6 m 增至 1.8 m,机组最低换热量从原来机组换热量的 66.3% 升至 91.3%。由图 18 可得,距

墙间距增至 1.8 m 时,对于不同环境风速下近墙一侧机组换热量均在原来机组换热量的 84% 以上,近墙一侧机组最低换热量均增大 22% 以上,有效改善有墙面阻碍下阵列低环温空气源热泵最低换热。当距墙间距增至 1.2 m,不同风速下阵列机组平均换热量均在原来机组换热量的 91.3% 以上。阵列低环温空气源热泵换热量最低的部分出现在阵列内部中间,继续增大距墙间距对高风速下阵列内部换热量变化几乎无影响。

5 结论

1) 对于在 261.15 K 为名义工况下运行的六列四行阵列低环温空气源热泵,由于风机出口冷空气存在回流,导致蒸发器入口空气温度降低,严重影响热泵换热量。

2) 在水平方向环境风场作用下,对于无墙面阻碍的阵列低环温空气源热泵,机组最恶劣工况出现在机组内部中间。阵列内部环境风速越高,机组内部中间机组换热性能越差,24 台机组平均换热量下降 1%~6.2%,平均入口空气温度下降 0.78~1.57 K。当横向间距为 0.6 m 时,蒸发器最低入口空气温度和环境温度具有 2.44~3.69 K 的温差,存在明显冷风回流现象。当水平风速为 5 m/s 时,机组最低换热量为原来机组换热量的 77.5%。

3) 对于无墙面阻碍的阵列低环温空气源热泵,横向间距越大,机组换热量越大。当横向间距增至 1.8 m 时,对于不同环境风速下阵列机组最低换热量均在原来机组换热量的 90% 以上,对高水平风速下的阵列机组换热量提升尤为明显。当横向间距采用 1.2 m 时,为较优安装间距,不同风速下阵列平均换热量均在原来机组换热量的 96.5% 以上。

4) 在水平方向环境风场作用下,对于有墙面阻碍的阵列低环温空气源热泵,由于墙面阻碍冷空气向外扩散,机组最恶劣工况一般出现在靠墙一侧。24 台机组平均换热量下降 5.9%~11.5%,平均入口空气温度下降 1.29~1.98 K。当距墙间距为 0.6 m 时,靠墙一侧蒸发器最低入口空气温度与环境空气温度存在 3.51~4.14 K 的温差,存在明显冷风回流现象。靠墙一侧机组最低换热量均在原来机组换热量的 70% 以下。

5) 对于有墙面阻碍的阵列低环温空气源热泵,距墙间距越大,机组换热量越大。当距墙间距为 1.2 m 时,为较优安装间距,不同风速下阵列机组平均换热量在原来机组换热量的 91.3% 以上。阵列低环温空气源热泵换热量最低的部分出现在阵列内部

中间,继续增大距墙间距对高风速下阵列内部换热量变化几乎无影响。

6) 水平方向环境风速越高,阵列中最低换热量的机组越远离迎风侧,阵列机组平均入口空气温度越低。

7) 对于阵列低环温空气源热泵,在高风速和有墙面阻碍的情况下换热量衰减较大,在对热泵进行设计时要引起重视并进行多方验证。

参考文献

- [1] 王洋浩,王志华,郑煜鑫,等. 低温环境下空气源热泵的研究现状及展望[J]. 制冷学报, 2013, 34(5): 47-54. (WANG Fenghao, WANG Zhihua, ZHENG Yuxin, et al. Research progress and prospect of air source heat pump in low temperature environment[J]. Journal of Refrigeration, 2013, 34(5): 47-54.)
- [2] 雷艳杰,陈奎. 空气源热泵集群式布置的采暖系统中冷岛效应的产生机理及控制措施[J]. 节能与环保, 2021(5): 51-54. (LEI Yanjie, CHEN Kui. The generating mechanism and controlling measures of cold island effect in clustered air-source heat pump heating system [J]. Energy Conservation & Environmental Protection, 2021(5): 51-54.)
- [3] 郭郑道,许强强,陈锦鹏,等. 空气源热泵冷岛效应形成机理及实验验证[J]. 太阳能学报, 2022, 43(10): 7-14. (GUO Zhengdao, XU Qiangqiang, CHEN Jimpeng, et al. Formation mechanism and experimental verification of cold island effect of air source heat pumps[J]. Acta Energiae Solaris Sinica, 2022, 43(10): 7-14.)
- [4] 龚光彩. CFD 技术在暖通空调制冷工程中的应用[J]. 暖通空调, 1999, 29(6): 25-27. (GONG Guangcai. Application of CFD methods in the HVAC engineering field [J]. Journal of HV&AC, 1999, 29(6): 25-27.)
- [5] 张智力,吴喜平. CFD 基本算法及其在暖通空调领域中的运用[J]. 能源技术, 2002, 23(1): 8-11. (ZHANG Zhili, WU Xiping. The basic methods of CFD problems and its applications in HVAC[J]. Energy Technology, 2002, 23(1): 8-11.)
- [6] 赵琴. Fluent 软件的技术特点及其在暖通空调领域的应用[J]. 计算机应用, 2003, 23(增刊 2): 424-425. (ZHAO Qin. Technical characteristics of Fluent software and its application in HVAC field[J]. Journal of Computer Applications, 2003, 23(Suppl. 2): 424-425.)
- [7] 牛爱明,李振江,乔莺. CFD 技术在暖通空调领域的应用[J]. 山西能源与节能, 2006(3): 14-15, 17. (NIU Aiming, LI Zhenjiang, QIAO Ying. Application of CFD technology in HVAC field[J]. Shanxi Energy and Conser-

- vation, 2006(3): 14–15, 17.)
- [8] CHOW T T, LIN Z. Prediction of on-coil temperature of condensers installed at tall building re-entrant[J]. *Applied Thermal Engineering*, 1999, 19(2): 117–132.
- [9] 柳成文, 王冬青, 龚建英. 风速分布不均匀性对空气源热泵风侧换热器性能的影响[J]. *制冷与空调(北京)*, 2008, 8(3): 87–90. (LIU Chengwen, WANG Dongqing, GONG Jianying. Effect of airflow maldistribution on the performance of air side heat exchanger of air source heat pump[J]. *Refrigeration and Air-conditioning*, 2008, 8(3): 87–90.)
- [10] 封江, 华斌, 鹿世化. 顶部开窗对空气源冷热水机组外部流场影响的数值模拟分析[J]. *制冷空调与电力机械*, 2011, 32(5): 53–55. (FENG Jiang, HUA Bin, LU Shihua. Numerical simulation study of impact of the external flow field of air source heat pump caused by opening the window at the top[J]. *Refrigeration Air Conditioning & Electric Power Machinery*, 2011, 32(5): 53–55.)
- [11] 焦敏, 许吉凯, 张海静, 等. 低温空气源热泵与建筑室外机流动分析[J]. *建设科技*, 2018(22): 86–89. (JIAO Min, XU Jikai, ZHANG Haijing, et al. Flow analysis of low-temperature air source heat pump and outdoor unit[J]. *Construction Science and Technology*, 2018(22): 86–89.)
- [12] 王梅荣. 冷岛效应及环境风场对空气源热泵阵列运行性能影响研究[D]. 济南: 山东大学, 2019. (WANG Meirong. Study on the influence of cold island effect and ambient wind field on the operation performance of air source heat pump array[D]. Jinan: Shandong University, 2019.)
- [13] 田晓焱, 马广兴, 梁春阳. 严寒地区供暖用空气源热泵机组群热环境模拟[J]. *建筑节能*, 2020, 48(12): 83–88. (TIAN Xiaoyan, MA Guangxing, LIANG Chunyang. Simulation on thermal environment of air source heat pump units for heating in severe cold regions[J]. *Building Energy Efficiency*, 2020, 48(12): 83–88.)
- [14] 刘黔奇. 空气源热泵群工作环境模拟研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2017. (LIU Qianqi. Simulation study on working environment of air source heat pump group [D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2017.)
- [15] 马原. 改善空气源热泵机组阵列冷岛效应的技术措施研究[D]. 张家口: 河北建筑工程学院, 2021. (MA Yuan. Study on technical measures to improve the cold island effect of air source heat pump unit array [D]. Zhangjiakou: Hebei University of Architecture, 2021.)
- [16] YAO Yang, JIANG Yiqiang, DENG Shiming, et al. A study on the performance of the airside heat exchanger under frosting in an air source heat pump water heater/chiller unit[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2004, 47(17/18): 3745–3756.
- [17] VOCALE P, MORINI G L, SPIGA M. Influence of outdoor air conditions on the air source heat pumps performance[J]. *Energy Procedia*, 2014, 45: 653–662.
- [18] 张哲, 田津津. 低温热泵蒸发器结霜特性实验的研究[J]. *低温与超导*, 2006, 34(4): 308–311. (ZHANG Zhe, TIAN Jinjin. Experimental study on frost of evaporator of heat pump used at low temperature[J]. *Cryogenics and Superconductivity*, 2006, 34(4): 308–311.)
- [19] 郭宪民, 陈轶光, 汪伟华, 等. 室外环境参数对空气源热泵翅片管蒸发器动态结霜特性的影响[J]. *制冷学报*, 2006, 27(6): 29–33. (GUO Xianmin, CHEN Yiguang, WANG Weihua, et al. Effects of outdoor air parameters on frosting characteristics of fin-tube evaporator for air source heat pump unit[J]. *Journal of Refrigeration*, 2006, 27(6): 29–33.)
- [20] 石文星, 杨子旭, 王宝龙. 对我国空气源热泵室外名义工况分区的思考[J]. *制冷学报*, 2019, 40(5): 1–12. (SHI Wenxing, YANG Zixu, WANG Baolong. Division of outdoor nominal condition of air source heat pumps in China [J]. *Journal of Refrigeration*, 2019, 40(5): 1–12.)
- [21] 国家能源局. 北方地区冬季清洁取暖规划(2017—2021)解读[EB/OL]. (2018-01-24)[2023-02-10]. http://www.nea.gov.cn/2018-01/24/c_136921343.htm. (National Energy Administration. Interpretation of the winter clean heating plan in Northern China (2017—2021) [EB/OL]. (2018-01-24)[2023-02-10]. http://www.nea.gov.cn/2018-01/24/c_136921343.htm.)
- [22] 低环境温度空气源热泵(冷水)机组能效限定值及能效等级: GB 37480—2019[S]. 北京: 中国标准出版社, 2019. (Minimum allowable values of energy efficiency and energy efficiency grades for low ambient temperature air source heat pumps (water chiller) packages; GB 37480—2019[S]. Beijing: Standards Press of China, 2019.)
- [23] 低环境温度空气源热泵(冷水)机组 第1部分: 工业或商业用及类似用途的热泵(冷水)机组: GB/T 25127.1—2020[S]. 北京: 中国标准出版社, 2020. (Low ambient temperature air source heat pump (water chilling) packages—Part 1: Heat pump (water chilling) packages for industrial & commercial and similar application; GB/T 25127.1—2020[S]. Beijing: Standards Press of China, 2020.)
- [24] 汪吉平, 任能, 吴振林. V形布置换热器性能优化[J].

制冷与空调(北京), 2013, 13(9): 35-37. (WANG Jiping, REN Neng, WU Zhenlin. Performance optimization of V-shaped heat exchanger[J]. Refrigeration and Air-conditioning, 2013, 13(9): 35-37.)

通信作者简介

刘金平, 男, 教授, 华南理工大学电力学院, 13501546214,

E-mail: mpjpliu@scut.edu.cn。研究方向: 高效相变换热与高密度储能。

About the corresponding author

Liu Jinping, male, professor, School of Electric Power, South China University of Technology, 86-13501546214, E-mail: mpjpliu@scut.edu.cn. Research fields: efficient phase transfer heat and high density energy storage.