



井世亮,王久元,Jibril A N,等.全闭式谷物干燥机热泵系统的优化与研究试验[J].南京农业大学学报,2026,49(4):945-954.

Jing S L,Wang J Y,Jibril A N,et al. Optimization and research on a fully closed heat pump system for grain dryer[J]. Journal of Nanjing Agricultural University, 2026, 49(4): 945-954.

全闭式谷物干燥机热泵系统的优化与研究试验

井世亮,王久元,Abdulaziz Nuhu Jibril,夏宇,刘瑞强,黄继超,陈坤杰*

(南京农业大学工学院,江苏 南京 211800)

摘要:[目的]为进一步降低干燥能耗,解决开式和半开式热泵性能受环境工况影响较大、对环境污染大的问题,本研究开发了一种带旁通的全闭式热泵干燥系统并确定最佳旁通比。[方法]通过三维建模及仿真试验,研究环境温度和旁通比对热泵性能及干燥过程的影响,获得不同环境温度条件下最佳旁通比。分别利用自研带旁通全闭式热泵干燥机与半封闭热泵干燥机,在干燥温度为45℃与环境温度为10~25℃的条件下,开展不同旁通比的稻谷干燥试验,测定稻谷含水率、风量、温湿度和系统能耗等,计算稻谷干燥速率、除湿能耗比(SMER)和热泵性能系数(COP),验证并确定全闭式热泵系统的最佳旁通比和适宜的环境温度条件。[结果]仿真试验结果表明:随着进风温度升高,蒸发器热回收量逐渐减少;随着风速的增加,蒸发器的热回收率逐步增大,在风速为 $7\text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ 时,热回收率接近峰值,进一步增加风速后,热回收率增加幅度很小;在相同的回风状态下,随着旁通比的增加,热回收量逐步下降。在回风温度为27~30℃、旁通比为0.3~0.5时,热回收量最大。生产试验表明,在环境温度为10~25℃条件下,当旁通比为0.5时,热泵的COP最大,为4.36。相较于半封闭热泵,带旁通全闭式热泵的COP和SMER分别提高15.1%和36.1%,干燥品质更高。[结论]利用带旁通的全闭式热泵干燥机进行稻谷干燥,不仅能进一步降低干燥能耗,而且干燥品质更高,更适合江淮地区稻谷的干燥。

关键词:空气源热泵;旁通技术;仿真分析;稻谷;干燥;热泵性能系数(COP)

中图分类号:S226.6

文献标志码:A

文章编号:1000-2030(2026)04-0945-10

Optimization and research on a fully closed heat pump system for grain dryer

JING Shiliang, WANG Jiuyuan, Abdulaziz Nuhu Jibril, XIA Yu, LIU Ruiqiang, HUANG Jichao, CHEN Kunjie*

(College of Engineering, Nanjing Agricultural University, Nanjing 211800, China)

Abstract:[Objectives] In order to further reduce the drying energy consumption, and solve the problem that the performance of open and semi-open heat pumps is greatly affected by the environmental conditions and pollutes the environment, a fully closed heat pump drying system with bypass was developed and the optimal bypass ratio was determined. [Methods] Through three-dimensional modeling and simulation test, the influence of ambient temperature and bypass ratio on the performance of heat pump and drying process was studied, and the optimal bypass ratio was obtained under different ambient temperature conditions. Using the self-developed fully-closed heat pump dryer with bypass and the semi-closed heat pump dryer respectively, the paddy drying test with different bypass ratios was carried out under the conditions of drying temperature of 45℃ and ambient temperature of 10-25℃ to determine the paddy moisture content, air volume, temperature and humidity, and system energy consumption, etc., and the drying rate of paddy, the dehumidification and energy consumption ratio (SMER) and the coefficient of performance (COP) of the heat pump were calculated, and the optimal performance of the fully-closed heat pump system was verified and determined. The optimal bypass ratio and suitable ambient temperature conditions of the fully closed heat pump system were verified and determined. [Results] Simulation test results show that, with the increase of the inlet air temperature, the evaporator heat recovery gradually decreased; with the increase of wind speed, the heat recovery rate of the evaporator gradually increased, the heat recovery rate was close to the peak when the wind speed was $7\text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$, and the heat recovery rate increased very little after further increasing the wind speed; the heat recovery gradually decreased with the increase of the bypass ratio under the same return air condition. At a return air temperature of 27-30℃, and a bypass ratio of 0.3-0.5, the maximum heat recovery was achieved. The production test showed that the COP of the heat pump was 4.36 when the bypass ratio was 0.5 under the condition of ambient temperature of 10-25℃. Compared with the semi-closed heat pump, the COP and dehumidification energy consumption ratio of the fully-closed heat pump with bypass were improved by 15.1% and 36.1% respectively,

收稿日期:2025-01-24

基金项目:2023年江苏省现代农机装备与技术示范推广项目(NJ2023-09)

作者简介:井世亮,硕士研究生。*通信作者:陈坤杰,教授,博导,主要从事农产品加工、无损检测及智能化装备研究, E-mail: kunjiechen@njau.edu.cn。

and the drying quality was higher. [Conclusions] Utilizing a closed heat pump dryer with bypass for paddy drying not only further reduced drying energy consumption, but also had higher drying quality and was more suitable for drying paddy in the JAC region.

Keywords: air-source heat pump; bypass technology; simulation analysis; paddy; drying; coefficient of performance (COP)

粮食干燥是粮食生产重要环节^[1]。目前,粮食干燥主要采取热风干燥^[2],采用的热源以煤、油及生物质为主^[3]。近年来,空气源热泵以绿色环保、干燥成本低逐渐在我国南方粮食产区推广应用^[4-5]。粮食干燥用热泵系统主要有开式、半闭式和全闭式 3 种结构。

现有的粮食干燥热泵系统主要采用多级开式结构^[6],新风经过冷凝器加热后通入干燥机,干燥废气直接排放到大气环境中。开式结构的热泵系统性能受环境影响大,低温工况下出风温度低、效率差,还会发生蒸发器结霜现象,严重影响使用^[7];半开式结构热泵系统,干燥废气经过除尘处理后,先通入蒸发器,将其中所含的部分热量吸收利用后,再排入大气环境,可排除环境工况的影响,改善热泵性能。由于只回收利用废气中的部分余热,热泵性能的提升不显著,仍有很大的改善空间^[8]。另外,半闭式热泵干燥仍有大量废气排放,会对环境造成一定的污染。全闭式结构经过除尘处理的干燥废气先通入蒸发器进行除湿,然后再通入冷凝器加热作为干燥介质使用。整个过程为密闭循环,没有废气排放,确保热交换不受外部环境的直接影响,废气中所含的热量被完全吸收利用,具有较高的能效和稳定性。不足的是在干燥后期,当热泵的除湿效率变低或冷凝器进风温度低于外界环境温度时,干燥速率降低,热泵性能下降^[9]。

目前,全闭式热泵系统主要用于果蔬、肉类、茶叶等农副产品的干燥^[10]。现有的热泵干燥研究大多集中在开式热泵的抑霜除霜^[11]、半开式热泵的余热回收利用^[12]、闭式热泵干燥效率提升^[13]等方面。为提高热泵的环境适应性,梁士民等^[14]研制了一种抑霜型热泵,在低温环境下制热性能显著改善,能效提升 21%~37.3%。Jin 等^[15]借助 ANSYS 仿真软件设计无霜 ASHP 蒸发器,为寒冷地区 ASHP 的设计与应用提供了新的视角。吴文婧^[16]分别对开式和半开式热泵进行粮食干燥试验,发现半开式热泵通过余热回收可使干燥能耗低于开式热泵,在低温环境下干燥性能远高于开式热泵。Zhao 等^[17]在余热回收热泵干燥系统的数学模型中引入气象模型,研究了带余热回收热泵的年度性能并分析年度总能耗,为热泵系统的运行控制和设计提供指导。Jokiel 等^[18]通过建立动态热泵辅助干燥机模型,证明闭式热泵可减少高达 84% 的能量需求,水分提取率比开式热泵烘干机高 4 倍,但干燥时间增加了 69%。Meng 等^[19]研究了压缩机转速、膨胀阀开度和干燥温度对闭式热泵干燥系统性能的影响,发现降低压缩机转速和干燥温度,增加膨胀阀开度可以有效提高 CHPD 系统的热性能。

全闭式热泵用于粮食干燥,可进一步降低干燥能耗^[20],解决开式和半开式热泵性能受环境工况影响较大、干燥废气污染环境等问题^[21]。但该系统用于粮食干燥目前还存在 2 个难以解决的技术问题:一是全闭式粮食热泵干燥平均干燥速率低于开式和半开式热泵,生产效率较低;二是当外界环境温度较高时,全闭式热泵性能会低于开式及半开式热泵^[22]。为解决上述全闭式粮食热泵干燥的 2 个不足,本文设计开发了一种带有旁通的新型全闭式粮食热泵干燥系统,通过研究旁通比对热泵性能的影响,提出基于环境工况和干燥过程的旁通比控制策略,解决全闭式粮食热泵干燥存在的 2 个技术问题,实现粮食的绿色、低耗及高效干燥。

1 全闭式热泵干燥原理及系统组成

1.1 全闭式热泵干燥的热力学过程分析

空气源热泵是一种能源转换设备,基于制冷剂的相变,利用逆卡诺循环原理^[23],将从低温环境空气中提取的热能转移到高温环境,其过程通常包括蒸发、压缩、冷凝和膨胀 4 个阶段。全闭式热泵干燥过程中,空气为闭式循环,其在循环过程中的状态参数变化如图 1 所示。点 1 表示经过冷凝器加热后进入干燥机的空气状态,点 2 表示干燥后干燥机出口废气的状态,点 3 表示经过蒸发器冷却到露点温度的废风状态,点 4 表示

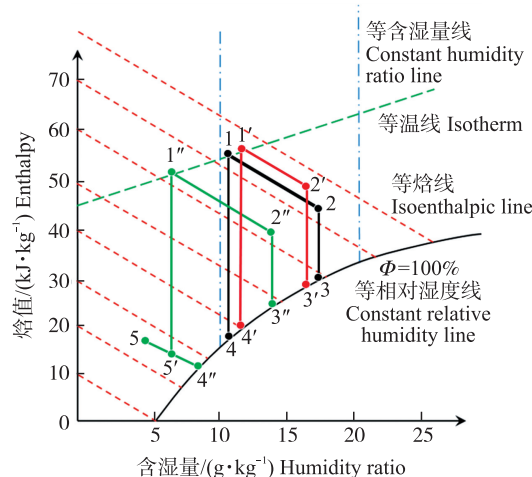


图 1 干燥空气焓湿图

Fig. 1 Enthalpy-humidity diagram of drying air

经蒸发器除湿后蒸发器出口和冷凝器进口的空气状态。整个干燥过程分为4个阶段:4—1为等湿加热阶段,低温低湿冷空气(点4)经过冷凝器加热后成为高温低湿热空气(点1);1—2为等焓降温增湿阶段,热空气在干燥机内与谷物发生热质交换,温度下降,湿度增加成为废气(点2);2—3—4为降温除湿阶段,废气进入蒸发器先冷却到露点(点3),然后继续冷却除湿,成为低温低湿的冷空气(点4)。

随着干燥的进行,尤其是在干燥后期,随着谷物含水量的减少,干燥废气的含湿量显著下降。进入蒸发器的废气温度升高导致蒸发器除湿能力下降,因此经冷凝器加热后的空气湿度也增加。此时空气循环过程变为1'—2'—3'—4'—1',尽管废气的温度有所升高,但湿度低于废气的焓值低导致蒸发器中制冷剂从废气吸收的潜热减少。为满足冷凝器制热要求,压缩机绝热压缩过程做功增加,系统耗电量增大。因此,在制热量不变的情况下,热泵性能系数下降。废气经蒸发器降温除湿后,一般都成为饱和和低温湿空气。此时如果进入冷凝器的湿空气温度低于环境温度,采用饱和和低温湿空气为干燥介质,不仅加热能耗会高于以新风为干燥介质的干燥能耗,而且干燥介质的湿度也相对较高,导致在同样风速下的干燥速率降低。因此,在蒸发器出来的湿空气温度低于环境温度的情况下,相较于半闭式热泵干燥,全闭式热泵干燥的能耗较高,干燥速率较低。

在全闭式热泵干燥机增加空气旁通,当环境温度较高时,通过废气出风阀,将部分干燥废气排出系统,降低进入蒸发器的废气量,减少热泵的蒸发负荷,同时通过新风进风阀将来自蒸发器的饱和和低温湿空气与部分新风混合,在提高进入冷凝器空气温度的同时,降低其湿度。空气循环状态的变化如图1中1"—2"—3"—4"—5"—1"所示。点5为环境新风,点5'为饱和和低温湿空气(点4")与新风混合后的混合空气。由于混合空气提高了冷凝器进风温度,从而降低了湿度,会降低干燥能耗热量,提高干燥速率。因此,增加空气旁通,根据干燥进程及环境温度变化,控制旁通比将有利于热泵性能的提高和缩短干燥时间。

1.2 整机系统组成

全闭式热泵干燥系统包括全闭式旁通式热泵系统、谷物干燥机、除尘系统3部分,整机结构图如图2所示。其中:干燥机选择金子农机公司生产的CEL-1200,批处理12 t;除尘系统选择镇江TBLM-1型脉冲布筒除尘器,两者具体技术参数见表1;根据热泵设计手册^[24],进行了冷凝器和蒸发器的设计计算及压缩机的选型计算,结果见表2。

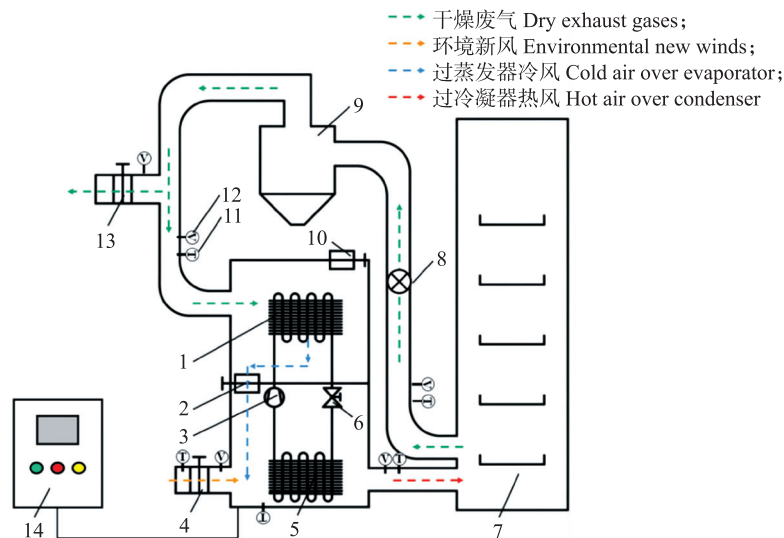


图2 全闭式谷物干燥机整机结构图

Fig. 2 Structure diagram of the whole machine of fully closed grain dryer

1.蒸发器;2.内部进风阀;3.压缩机;4.新风进风阀;5.冷凝器;6.膨胀阀;7.干燥机;8.风机;9.除尘系统;10.冷气出风阀;11.温度传感器;12.风速传感器;13.废气出风阀;14.控制系统。

1. Evaporator; 2. Internal inlet valve; 3. Compressor; 4. Fresh air inlet valve; 5. Condenser; 6. Expansion valve; 7. Dryer; 8. Fan; 9. Dust removal system; 10. Cold air outlet valve; 11. Temperature sensor; 12. Wind speed sensor; 13. Exhaust air outlet valve; 14. Control system.

表1 金子 CEL-1200 干燥机与 TBLM-1 型脉冲除尘器参数

Table 1 Parameters of Gold CEL-1200 dryer and TBLM-1 pulse dust collector

项目名称 Project name	参数 Parameters	项目名称 Project name	参数 Parameters
干燥机尺寸/mm Dryer size	2 065×1 660×8 098	过滤面积/m ² Filter area	58.7
热风温度范围/℃ Hot air temperature range	30~60	过滤袋数量 Number of filter bags	52
谷物处理量/kg Grain handling capacity	10 000~12 000	过滤风量/(m ³ ·h ⁻¹) Filter air volume	8 460~12 700
额定进风量/m ³ Rated air intake	8 000~10 000	风机动力/kW Turbine power	1.5

表2 YW285A1-100 压缩机与换热器参数

Table 2 YW285A1-100 compressor and heat exchanger parameters

项目名称 Project name	参数 Parameters	项目名称 Project name	参数 Parameters
压缩机数量 Number of compressors	4	压缩机工质 Compressor media	R22
额定制热量/kW Rated heat capacity	33.8	输入功率/kW Input power	9.37
冷凝器传热面积/m ² Condenser heat transfer area	281.07	蒸发器传热面积/m ² Evaporator heat transfer area	300.68
冷凝器迎风面积/m ² Condenser windward area	1.1	蒸发器迎风面积/m ² Evaporator windward area	1.8

2 全闭式热泵系统 Fluent 仿真分析

上述热力学分析及相关研究均显示,增加旁通并根据环境工况对旁通比进行适时控制,可有效提高热泵的性能,减少干燥能耗。为研究不同环境工况下,旁通比对热泵性能及干燥过程的影响,获得不同工况、不同干燥条件下的最佳旁通比,采用流体仿真技术对热泵蒸发器与冷凝器进行仿真研究,通过改变进风流量、进风温湿度及旁通比来研究空气温湿度和旁通比对热泵除湿能力、吸热能力的影响规律,优化热泵除湿能力,提高热泵性能。

2.1 仿真假设

为简化仿真难度,对仿真过程做出如下假设:1)制冷剂与干燥介质空气均为不可压缩流体;2)干燥介质空气视为混合物,由水蒸气和空气2种物质组成,不包含其他物质;3)壁面设为绝热壁面,不与外界环境进行热交换;4)系统一直处于稳态状态。

2.2 模型选择

为降低仿真难度,以1:3的比例在Solidworks中建立热泵蒸发器的三维模型。热泵运行过程中内部空气流速较大,选择湍流模型 Realizable k- ε 进行仿真,以提高对复杂流动仿真的准确性。空气连续性方程、动量方程、能量方程及 Realizable k- ε 模型的计算公式^[25]如下:

连续性方程:

$$\partial \bar{u}_i / \partial \bar{x}_i = 0 \quad (1)$$

式中: $\partial \bar{u}_i$ 是时均速度 ($\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$); $\partial \bar{x}_i$ 表示各坐标分量 (m)。

动量方程:

$$\rho \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial t} + \rho \bar{u}_j \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} = \rho \bar{F}_i - \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} - \rho \bar{u}_i' \bar{u}_j' \right) \quad (2)$$

式中: $\partial \bar{x}_j$ 是坐标分量 (m); ρ 是流体密度 ($\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$); $\bar{F}_i$ 是体积力 ($\text{N} \cdot \text{m}^{-3}$); $\bar{p}$ 是平均压力 (Pa); $\rho \bar{u}_i' \bar{u}_j'$ 是雷诺应力 ($\text{N} \cdot \text{m}^{-2}$)。

能量方程:

$$\frac{\partial (\rho T)}{\partial t} + \text{div}(\rho u T) = \text{div} \left(\frac{\lambda}{C_p} \text{grad}(T) \right) + ST \quad (3)$$

式中: T 是空气温度 (°C); λ 是空气传热系数 [$\text{W} \cdot (\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})^{-1}$]; C_p 是比热容 [$\text{J} \cdot (\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})^{-1}$]。

Realizable k- ε 模型计算公式分为湍动能方程和湍动能耗散率方程,具体公式如下:

$$\frac{\partial (\rho k)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho k V) = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \nabla k \right] + P_k - \rho \varepsilon \quad (4)$$

$$\frac{\partial (\rho \varepsilon)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \varepsilon V) = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \nabla \varepsilon \right] + \rho C_1 S_\varepsilon - \rho C_2 \frac{\varepsilon^2}{k + \sqrt{v \varepsilon}} \quad (5)$$

式中: k 是湍动能 ($\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-2}$); ε 是湍动能耗散率 ($\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-3}$); V 是流体速度矢量 ($\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$); μ 是分子黏性系数

$[\text{kg} \cdot (\text{m} \cdot \text{s})^{-1}]$; μ_t 是湍流黏性系数 $[\text{kg} \cdot (\text{m} \cdot \text{s})^{-1}]$; σ_k 是湍动能的 Prandtl 数(经验常数,通常为 1.0); P_k 是湍流生产项; σ_ϵ 是湍动能耗散率的 Prandtl 数(经验常数,通常为 1.2); S_ϵ 是湍流生产项; $C_1 = 0.43$, $C_2 = 1.9$; 经验常数; ν 为运动黏度 $(\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1})$ 。

2.3 参数设置

热泵外壳选择钢材料,蒸发器为翅片管式结构,传热管材质为铜,翅片选择铝片,制冷剂材料为 R22,干燥工质为湿空气,组分选定为混合物,相变由气相变为液相。仿真过程为稳态,计算热泵系统达到稳定后的状态。蒸发器进口为经过处理后的干燥废风,温度在 25~30 °C,湿度随干燥过程下降,按实际试验数据设定。蒸发器蒸发温度为 -5 °C。旁通进口为环境新风,按干燥当地环境设定。旁通比是指环境进风量与经过蒸发器风量的比值,旁通比为 1 时,环境空气进风量与通过蒸发器空气流量相同,旁通比为 0 时,热泵为全封闭状态,当系统干燥介质完全使用旁通风阀进风时,定义为完全旁通。计算公式如下:

$$B = \frac{V_1}{V_2} \quad (6)$$

式中: B 是旁通比; V_1 是旁通风阀进风量 (m^3); V_2 是经过蒸发器风量 (m^3)。

热回收量指空气经过蒸发器后蒸发器吸收的热量,计算公式如下:

$$h_1 = \rho C_p q (T_j - T_c) \quad (7)$$

式中: h_1 是蒸发器吸收的热量 (kJ); ρ 是空气密度 ($\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$); C_p 是定压比热容 $[\text{kJ} \cdot (\text{kg} \cdot \text{K})^{-1}]$; q 是热泵风量 ($\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$); T_j 是蒸发器进风温度 (°C); T_c 是蒸发器出风温度 (°C)。

热回收率指蒸发器热回收量与冷凝器加热后制冷剂总热量的比值,计算公式如下:

$$\theta = \frac{h_1}{h_2} \quad (8)$$

式中: θ 是热回收率 (%); h_1 是蒸发器吸收的热量 (kJ); h_2 是冷凝器经压缩后的制冷剂总热量 (kJ)。

2.4 仿真结果分析

2.4.1 回风空气温湿度对蒸发器热回收量与除湿的影响 为探究蒸发器在进风状态改变后热回收量(制冷剂从废气中吸收的热量)与除湿能力的变化,对蒸发器冷凝过程进行仿真模拟。当进风量不变时,不同进风状态下,蒸发器前后温度分布情况如图 3-A 所示,温度越高,蒸发器出风温度相应越高。热回收量和冷凝后空气含湿量变化如图 3-B 所示。随着进风温度升高,蒸发器热回收量逐渐减少,蒸发器热回收能力下降。这可能是导致干燥后期压缩机功耗增加,热泵性能下降的原因。另外,随着进风温度升高,蒸发器除湿能力下降,导致出风空气含湿量升高。这验证了图 1 所示的干燥后期空气循环的状态变化,也说明干燥介质湿度较大导致全闭式热泵干燥时间较长,干燥速率较低。

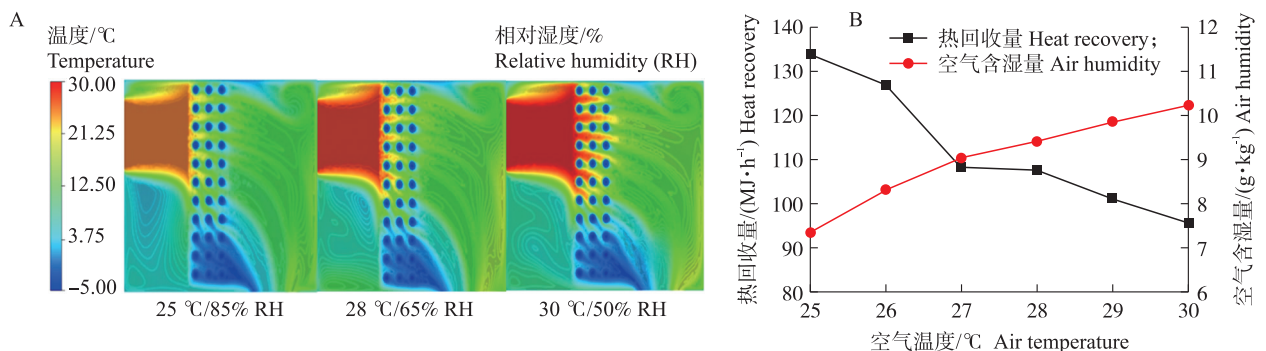


图3 不同空气状态下蒸发器出风温度(A)和冷却后热回收量与出风含湿量(B)的变化

Fig. 3 Variation of evaporator outlet air temperature(A) and heat recovery after cooling with moisture content of outlet air (B) under different air states

2.4.2 进风风速对蒸发器热回收的影响 设定进风速度分别为 4、6、8 $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$, 状态为 30 °C/50%RH, 对空气通过蒸发器的风速分布情况进行仿真, 结果如图 4 所示。进风量越大, 经蒸发器后的风速分布越不均匀。随着风速的增加, 蒸发器的热回收率逐步增大, 当进风速为 7 $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$ 时热回收率接近峰值, 进一步增加风速后, 热回收率增加幅度很小。这可能是蒸发器的迎面风速过大时, 湿空气与蒸发器接触时间太短, 导致热交换不充分。如果风速过低, 过少的空气无法提供蒸发器所需热量, 因此热回收率较低。

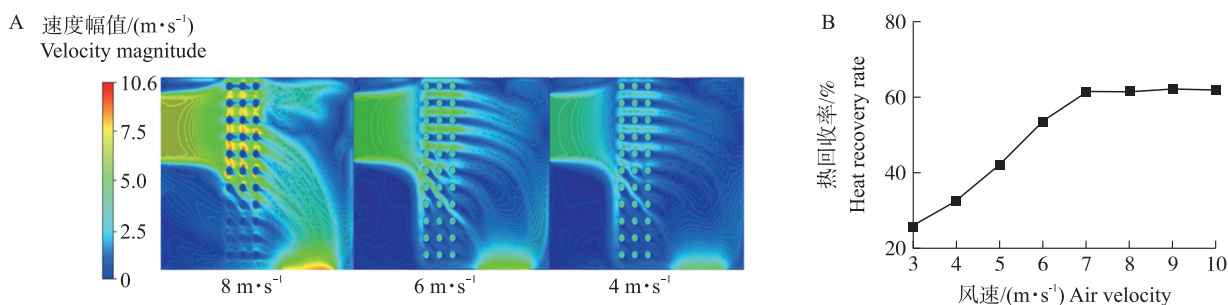


图4 不同风速下蒸发器风速分布(A)和热回收率(B)

Fig. 4 Evaporator wind speed distribution(A) and heat recovery rate(B) at different wind speeds

2.4.3 最佳旁通比的确定 为寻找最佳旁通条件,通过改变旁通比和旁过程中进风进行模拟,为研究不同温湿度环境、不同旁通比条件下,蒸发器内空气温度的分布以及旁通比对蒸发器热回收量的影响,对蒸发器内空气的温度场进行仿真模拟,结果如图5所示。旁通比越小,蒸发器出风温度的分布越均匀;开启旁通后,回风温度越高,热回收率越低;在相同的回风状态下,随着旁通比的增加,热回收量基本上呈逐步下降趋势;当回风温度在 27~30 ℃,旁通比在 0.3~0.5 时,热回收量最大。

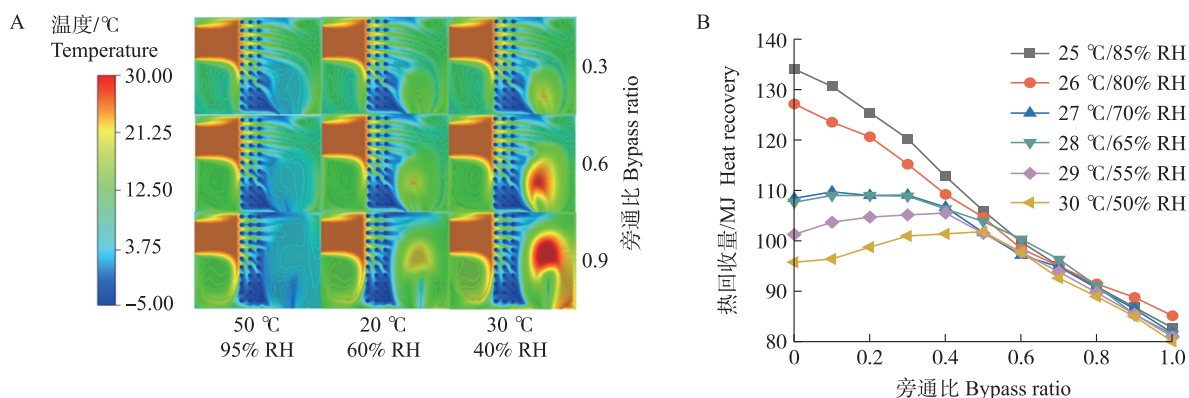


图5 不同环境温度下旁通的温度分布图(A)和空气热回收量(B)

Fig. 5 Temperature profile of bypass at different ambient temperatures(A) and air heat recovery(B)

由图6-A可知,当环境温度高于15 ℃时,随着旁通比的增加,混合空气的温度逐步提高。在15 ℃以下,随着旁通比的增加,混合空气的温度逐步下降。因此,从降低能耗的角度考虑,当环境温度低于15 ℃时,应该关闭旁通。由图6-B可知,旁通开启后,混合空气的含湿量明显降低,且环境温度越低,下降得越显著。当旁通比大于0.4,降低速率开始变缓。但当环境温度大于20 ℃且旁通比大于0.4时,随着旁通比增加,混合空气的含湿量不再下降,甚至会出现上升趋势。因此,当环境温度较高时(环境温度 ≥ 15 ℃),应当开启空气旁通,并将旁通比控制在0.4~0.5。

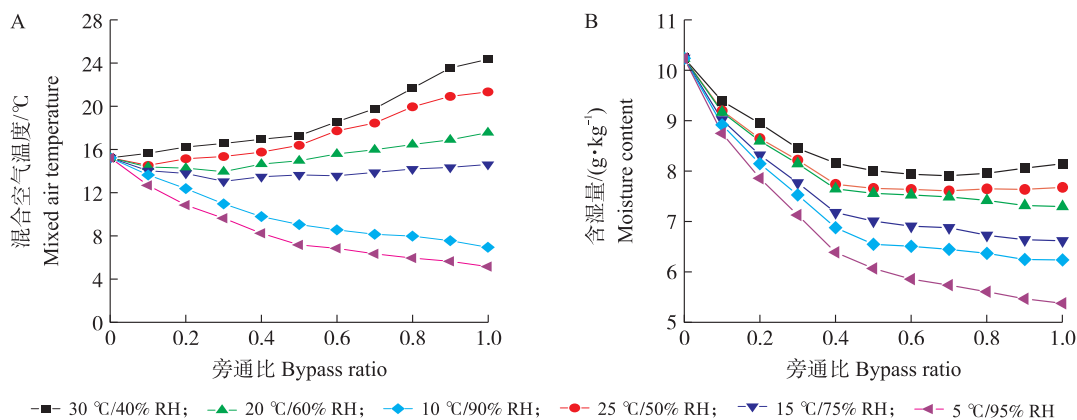


图6 不同旁通比下改变旁通空气状态后混合空气温度(A)与含湿量(B)变化

Fig. 6 Mixed air temperature(A) and moisture content(B) after changing the bypass air state at different bypass ratios

3 全闭式空气源热泵干燥系统的试验

3.1 试验材料与仪器设备

试验在南京汤山太和水稻合作社进行,时间为2023年11月与2024年11月,试验材料为‘宁粳8号’稻谷。试验设备包括自研全封闭带旁通热泵干燥机与半封闭热泵干燥机。试验仪器包括RS-WS-2D温湿度传感器(建大仁科)、317型数字钳形电流表(美国FLUKE公司)、AS847温湿度传感器(希玛公司)、RS-WS-N01-9VH风速传感器(建大仁科)等。

3.2 试验参数测定

稻谷含水率参考标准《GB/T 5497—1985 粮食、油料检测 水分测定法》测定得到,爆腰增值根据《GB/T 5496—1985 粮食、油料检验 黄粒米及裂纹粒检验法》标准进行测定。

热泵性能系数是热泵系统制热量与消耗电能的比值,用来评价热泵系统的效率,其中制热量由测得的进出风口温度与风量计算得到,热泵消耗功率由测得热泵工作电流计算得到。公式如下:

$$C_{op} = \frac{Q}{W_1} \quad (9)$$

式中: C_{op} 是热泵性能系数; Q 是热泵系统制热量(kW); W_1 是热泵压缩机消耗功率(kW)。

热泵系统制热量通过测量进出风口温度与风量后,利用如下公式计算得到:

$$Q = \rho C_p q (T_2 - T_1) \quad (10)$$

式中: Q 是制热量(kW); ρ 是空气密度($\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$); C_p 是空气定压比热容[$\text{kJ} \cdot (\text{kg} \cdot \text{K})^{-1}$]; q 是热泵风量($\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$); T_1 是冷凝器进风温度($^{\circ}\text{C}$); T_2 是冷凝器出风温度($^{\circ}\text{C}$)。

热泵压缩机消耗功率通过测量热泵工作电流电压,利用如下公式计算得出:

$$P = \sqrt{3} UI \cos \phi \quad (11)$$

式中: P 是压缩机消耗功率(kW); U 是压缩机工作电压(V); I 是压缩机工作电流(A); $\cos \phi$ 是功率因数,取0.8。

单位除湿能耗比(S_{mer})是设备消耗单位电能(千瓦时)所去除的水分量,其中,除水量由稻谷含水率变化计算得出,消耗电能通过电流表检测整个设备电流及电压计算得到,公式如下:

$$S_{\text{mer}} = \frac{M}{W_2} \quad (12)$$

式中: S_{mer} 是单位除湿能耗比[$\text{kg} \cdot (\text{kW} \cdot \text{h})^{-1}$]; M 是设备在一定时间内去除的水分量(kg); W_2 是设备同一时间内所消耗的电能($\text{kW} \cdot \text{h}$)。

单位时间除湿量(M_{er})是指干燥系统工作单位时间去除的水分量,其中除水量由干燥过程含水率变化量与谷物初始重量得出,时间为干燥工作时间,公式如下:

$$M_{\text{er}} = \frac{M_1}{T} \quad (13)$$

式中: M_{er} 是单位时间除湿量($\text{kg} \cdot \text{h}^{-1}$); M_1 是设备在一定时间内去除的水分量(kg); T 是干燥工作时间(h)。

干燥不均匀度通过测定干燥后稻谷最大含水率与最小含水率计算得出。

3.3 试验方法

设定干燥温度(热泵出风口温度)为45 $^{\circ}\text{C}$,调节旁通风阀开度,控制旁通风量,在旁通比分别为0、0.4、0.5、0.6、0.7及完全旁通下进行干燥试验。测定并记录稻谷含水率,干燥机进风口热风的风量、温湿度,混合空气的温湿度和系统的电能消耗。然后基于上述数据,计算稻谷干燥速率、除湿能耗比(SMER)和热泵性能系数(COP)。同时,在半闭式热泵干燥机上,在相同环境及干燥温度下,采用相同试验材料,同步开展3轮稻谷干燥试验,分析比较2种系统在干燥速率、能耗等方面的表现。

4 全闭式空气源热泵干燥系统试验结果与分析

4.1 不同旁通比下全闭式热泵干燥机性能与干燥品质

当环境温度变化时,不同旁通比下热泵性能系数如图7-A,环境温度低于15 $^{\circ}\text{C}$ 时,随着旁通比增大,COP逐渐下降,最低为2.78;环境温度大于15 $^{\circ}\text{C}$,旁通比为0.4时,COP最大,环境温度越高,热泵性能系

数越高。当 COP 最高为 4.36 时,热泵性能系数相较于闭式热泵提高了 12.1%。当冷凝器进风完全使用环境空气时,此时为完全旁通,在 10~25 ℃ 的环境温度下试验。试验表明随着环境温度的升高,热泵性能系数逐渐提高,范围为 2.87~4.46。当环境温度超过 22 ℃ 时,热泵性能系数稳定在 4.3 以上,超过旁通比为 0.4 时的热泵性能系数。当环境温度在 10~15 ℃ 时,随着旁通比的增加,热泵 COP 逐步下降;在环境温度在 15~20 ℃ 时,随着旁通比的增加,热泵 COP 先缓慢增加,在旁通比为 0.4 时达到最大值,然后开始逐步下降;当环境温度为 20~25 ℃ 时,随着旁通比的增加,热泵 COP 先明显上升,在旁通比为 0.4 时达到最大值(4.36),然后开始逐步下降。

在干燥温度为 45 ℃,环境温度为 10~25 ℃,不同旁通比条件下,将稻谷含水率从 19%降至 15%,稻谷含水率随时间的变化如图 7-B 所示。当旁通比为 0 时,干燥时间最长,达到 11.3 h;当旁通比最大时,干燥时间最短,将稻谷干燥到相同含水率的时间为 9.2 h。其他旁通比条件下,干燥时间介于二者之间。这表明旁通比对于干燥速率有较大影响。

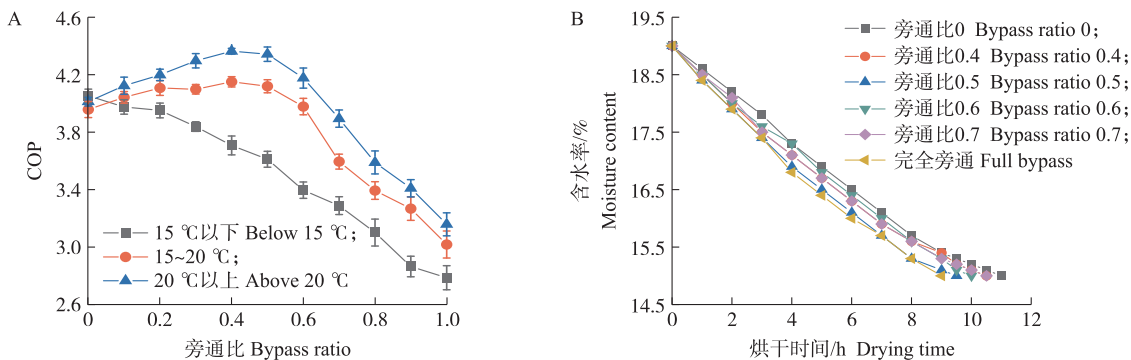


图 7 不同环境温度旁通后热泵性能系数(A)和不同旁通比下稻谷湿基含水率(B)的变化
Fig. 7 Coefficient of performance(COP) of heat pump(A)after bypassing at different ambient temperatures and change in wet basis moisture content(B) of paddy at different bypass ratios

热泵完全旁通时,环境温度对热泵 COP 及除湿能耗比的影响如图 8 所示。随着环境温度的增加,除湿能耗比和 COP 均显著增大,证明环境温度对热泵性能及能耗具有极大影响。

在环境温度为 10~25 ℃ 的条件下,旁通比对热泵性能及干燥品质的影响见表 3。当旁通比为 0 时(全闭式干燥),除湿能耗比和水分去除率均最低,此时不仅能耗高,而且干燥速度低。完全旁通时,稻谷干燥速度最快,水分去除率达到 75.09 kg·h⁻¹,其次为旁通比为 0.5 时的 72.75 kg·h⁻¹;但就热泵性能而言,当旁通比为 0.5 时,热泵的 COP 最大,为 4.36。另外,随着旁通比增加,稻谷干燥品质降低。当旁通比大于 0.6 时,稻谷爆腰增值大于 3%,干燥不均匀度高于 0.66%。

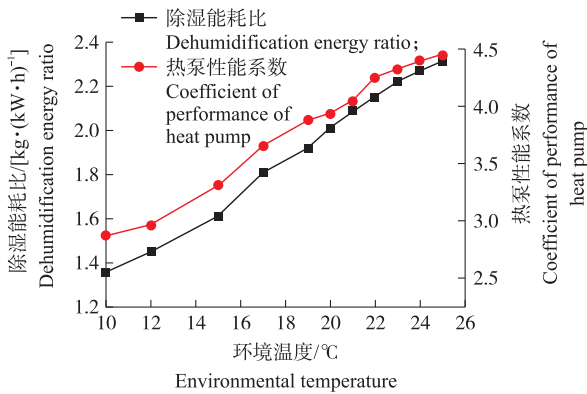


图 8 完全旁通下环境温度对热泵性能的影响
Fig. 8 Effect of ambient temperature on heat pump performance under full bypass conditions

表 3 不同旁通比下热泵系统能耗与品质分析

指标 Index	旁通比 Bypass ratio					
	0	0.4	0.5	0.6	0.7	完全旁通 Full bypass
热泵性能系数 Coefficient of performance of heat pump	3.94	4.25	4.36	4.17	3.89	4.32
水分去除率/(kg·h ⁻¹) Water removal rate	61.41	67.06	72.75	70.58	71.31	75.09
除湿能耗比/[kg·(kW·h) ⁻¹] Dehumidification energy ratio	1.58	1.83	2.12	1.79	1.69	2.17
爆腰增值/% Explosive waist added value	2	2	3	5	7	3
干燥不均匀度/% Unevenness of drying	0.53	0.49	0.55	0.66	0.81	0.52

综合试验结果来看,当环境温度大于 15 ℃ 时,旁通比设置为 0.4~0.5,热泵性能最佳,干燥能耗最低,干燥速度较快,干燥品质较好。此环境条件下,不应采取全闭式干燥;当环境温度低于 15 ℃ 时,不应开启

旁通,应采用全闭式干燥,以获得更好的干燥效果。

4.2 闭式旁通热泵与普通半封闭热泵对比试验

在干燥温度为 45 ℃ 且试验过程环境温度为 10.5~21.6 ℃ 的条件下,采用带旁通的全闭式热泵干燥机(旁通比设为 0.5)与半闭式热泵干燥机,同时进行 3 轮稻谷干燥对比试验(表 4)。在干燥时间和干燥速率没有显著差别的情况下,带旁通全闭式热泵 COP 和除湿能耗比相较于半封闭热泵,分别提升了 15.1% 和 36.1%,效果非常显著。带旁通全闭式热泵相较于半封闭热泵,干燥效率相当,但能耗更低。在干燥品质方面,带旁通全闭式热泵也优于半封闭热泵。这说明带旁通全闭式热泵干燥机在稻谷干燥作业中具有明显优势,更适用于江淮地区秋季稻谷的干燥。

表 4 全闭式与半封闭式干燥机系统试验结果对比
Table 4 Comparison of test results between closed and semi-closed dryer systems

参数 Parameters	第 1 次试验 First test		第 2 次试验 Second test		第 3 次试验 Third test	
	半封闭	封闭	半封闭	封闭	半封闭	封闭
	Semi enclosed	Confined	Semi enclosed	Confined	Semi enclosed	Confined
初始含水率/% Initial moisture content	23.7	23.7	21.3	21.3	25.6	25.6
最终含水率/% Final moisture content	15	15	15	15	15	15
平均干燥速率/(kg·h ⁻¹) Average drying rate	0.60	0.58	0.42	0.42	0.623	0.60
干燥时间/h Drying time	14.5	15.0	13.0	13.0	17.0	17.5
热泵性能系数 Coefficient of performance of heat pump	3.66	4.17	3.69	4.22	3.42	3.99
爆腰增值/% Explosive waist added value	5	3	4	2	4	3
除湿能耗比/[kg·(kW·h) ⁻¹] Dehumidification energy ratio	1.56	1.85	1.31	1.66	1.55	1.94

5 结论

- 1) Fluent 仿真结果说明,随着干燥的进行,干燥废气的湿度下降,温度升高。当进风量不变时,随着蒸发器进风温度的升高,其出风温度相应升高,蒸发器的热回收量逐渐减少,除湿能力下降,是导致干燥后期全闭式热泵干燥能耗增加、热泵性能下降和干燥效率降低的主要原因。
- 2) 环境温度和旁通比对热泵性能、干燥效率及干燥品质有重要影响。随着环境温度的增加,除湿能耗比和 COP 均显著增大;当旁通比为 0 时(全闭式干燥),干燥能耗高,且干燥速度低。旁通比最大时,干燥效率最高;在环境温度大于 15 ℃ 的条件下,将旁通比设置为 0.5,可在保证干燥品质的同时,使热泵性能最佳;当环境温度低于 15 ℃ 时,应采用全闭式干燥。
- 3) 相较于半封闭热泵干燥机,带旁通全闭式热泵干燥机的干燥效率相当,但干燥品质更高,干燥能耗更低,性能有明显提升,更适合于江淮地区的稻谷干燥。

参考文献 References:

[1] Panigrahi S S, Luthra K, Singh C B, et al. On-farm grain drying system sustainability: current energy and carbon footprint assessment with potential reform measures[J]. Sustainable Energy Technologies and Assessments, 2023, 60: 103430.

[2] 盛韶阳, 吴敏, 胡纯秋, 等. 热风-真空复合工艺干燥玉米力学特性研究[J]. 农业机械学报, 2020, 51(增刊 1): 476-482.
Sheng S Y, Wu M, Hu C Q, et al. Mechanical properties of maize kernel dried by hot-air-vacuum compound process[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2020, 51(Suppl 1): 476-482 (in Chinese with English abstract).

[3] 李广伟, 孙玉田, 孙健超, 等. 空气源热泵机组在粮食烘干领域的应用[J]. 粮食与食品工业, 2020, 27(3): 55-57, 60.
Li G W, Sun Y T, Sun J C, et al. Application of air source heat pump unit in the field of grain drying[J]. Cereal & Food Industry, 2020, 27(3): 55-57, 60 (in Chinese).

[4] 姚克恒, 彭卓敏, 朱继平, 等. 我国粮食晾晒收集现状与机械化发展对策分析[J]. 江苏农业科学, 2014, 42(11): 417-420.
Yao K H, Peng Z M, Zhu J P, et al. Analysis on the present situation of grain drying and collection in China and the development countermeasures of mechanization[J]. Jiangsu Agricultural Sciences, 2014, 42(11): 417-420 (in Chinese).

[5] 郎少华, 冯荣, 曹岗林, 等. 回热式热泵干燥系统温湿度智能调控策略研究[J]. 智能化农业装备学报(中英文), 2026, 7(1): 96-104.
Lang S H, Feng R, Cao G L, et al. Research on air volume ratio control strategy of heat pump drying system with regenerator[J]. Journal of Intelligent Agricultural Mechanization, 2026, 7(1): 96-104 (in Chinese with English abstract).

[6] Ma Y X, Gao E Y, Zhang X S, et al. Parametric analysis and design optimization of a fully open absorption heat pump for heat and water recovery of flue gas[J]. Applied Energy, 2024, 375: 124144.

- [7] 吴宗达. 太阳能喷射增压式空气源热泵系统性能研究[D]. 太原:太原理工大学,2023.
Wu Z D. Performance research of solar ejector-enhanced air-source heat pump system[D]. Taiyuan:Taiyuan University of Technology,2023(in Chinese with English abstract).
- [8] Shahzad M K,Ding Y Q,Zhang H,et al. Energy efficiency analysis of novel combined open absorption multifunctional heat pump and FlashME desalination system with a compressed air dryer[J]. Desalination,2024,582:117662.
- [9] 颜建春,谢焕雄,魏海,等. 5H-1.5A 型花生换向通风干燥机研制[J]. 农业工程学报,2019,35(10):9-18.
Yan J C,Xie H X,Wei H,et al. Development of 5H-1.5A peanut reversing ventilation dryer[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering,2019,35(10):9-18(in Chinese with English abstract).
- [10] 刘紫薇,贲宗友,杨浩勇,等. 粮食烘干机变频式热泵系统的开发及试验研究[J]. 南京农业大学学报,2022,45(6):1286-1294.
Liu Z W,Ben Z Y,Yang H Y,et al. Design of heat pump system of variable frequency grain dryer and rice drying experiment[J]. Journal of Nanjing Agricultural University,2022,45(6):1286-1294(in Chinese with English abstract).
- [11] 郭焱华,邵大全,李浩,等. 基于数据驱动研究空气源热泵除霜效果研究[J]. 工程热物理学报,2024,45(3):628-634.
Guo Y H,Shao S Q,Li H,et al. A data-driven evaluating method on the defrosting effect of the air source heat pump system[J]. Journal of Engineering Thermophysics,2024,45(3):628-634(in Chinese with English abstract).
- [12] 成家豪,曹祥,葛美才,等. 用于海苔烘干的湿冷双效回收型高效热泵系统[J]. 制冷学报,2021,42(5):140-145.
Cheng J H,Cao X,Ge M C,et al. Seaweed heat pump dryer with latent heat and cooling energy recovery[J]. Journal of Refrigeration,2021,42(5):140-145(in Chinese with English abstract).
- [13] Liu S C,Li X Q,Song M J,et al. Experimental investigation on drying performance of an existed enclosed fixed frequency air source heat pump drying system[J]. Applied Thermal Engineering,2018,130:735-744.
- [14] 梁士民,王伟,孙育英,等. 抑霜型空气源热泵机组应用实测研究[J]. 制冷学报,2022,43(5):24-32.
Liang S M,Wang W,Sun Y Y,et al. Field study on the application of frost-suppression air-source heat pump units[J]. Journal of Refrigeration,2022,43(5):24-32(in Chinese with English abstract).
- [15] Jin W,Wang Y X. Three-dimensional model construction of a frost-free air source heat pump evaporator and its performance analysis[J]. Results in Engineering,2024,22:102001.
- [16] 吴文婧. 空气源热泵技术在稻谷烘干中的应用与研究[D]. 扬州:扬州大学,2020.
Wu W J. Application and research of air source heat pump technology in grain drying[D]. Yangzhou:Yangzhou University,2020(in Chinese with English abstract).
- [17] Zhao H B,Wu K. Annual performance analysis of heat pump drying system with waste heat recovery[J]. Sustainable Energy Technologies and Assessments,2022,53:102625.
- [18] Jokiel M,Bantle M,Kopp C,et al. Modelica-based modelling of heat pump-assisted apple drying for varied drying temperatures and bypass ratios[J]. Thermal Science and Engineering Progress,2020,19:100575.
- [19] Meng Z F,Zhang F,Liu Y,et al. Experimental study on thermal performance of a closed heat pump drying system[J]. Case Studies in Thermal Engineering,2023,51:103590.
- [20] Hou Y X,Wu W D,Li Z B,et al. Effect of drying air supply temperature and internal heat exchanger on performance of a novel closed-loop transcritical CO₂ air source heat pump drying system[J]. Renewable Energy,2023,219:119516.
- [21] 杜江凌. 基于 TRNSYS 的茯砖茶烘房空气源热泵系统运行特性研究[D]. 西安:西安建筑科技大学,2022.
Du J L. Research on operation characteristics of fu brick tea drying room air source heat pump system based on TRNSYS modeling[D]. Xi'an:Xi'an University of Architecture and Technology,2022(in Chinese with English abstract).
- [22] 朱烨,江涛,张现广,等. 海带自然晾晒与热泵烘干级联干燥自动控制系统研制[J]. 农业工程学报,2020,36(19):298-305.
Zhu Y,Jiang T,Zhang X G,et al. Development of automatic control system for natural drying and heat pump drying of kelp cascade drying[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering,2020,36(19):298-305(in Chinese with English abstract).
- [23] 过增元,赵甜,薛提微. 逆卡诺循环与逆 p-V 循环性能分析[J]. 中国科学:技术科学,2018,48(11):1190-1198.
Guo Z Y,Zhao T,Xue T W. The performance analysis of reversed Carnot cycle and reversed p-V cycle[J]. Scientia Sinica Technologica,2018,48(11):1190-1198(in Chinese with English abstract).
- [24] 陈东. 热泵技术手册[M]. 北京:化学工业出版社,2012.
Chen D. Technical Manual of Heat Pump[M]. Beijing:Chemical Industry Press,2012(in Chinese).
- [25] 夏军勇,黎宇辉. 基于 Realizable k-ε 湍流模型的山楂片热风干燥数值模拟[J]. 包装与食品机械,2023,41(6):82-87.
Xia J Y,Li Y H. Numerical simulation of hawthorn slice drying by hot air based on Realizable k-ε turbulence model[J]. Packaging and Food Machinery,2023,41(6):82-87(in Chinese).

责任编辑:刘怡辰