

转轮除湿干燥系统设计与试验

王教领 金诚谦 宋卫东 丁天航 王明友 吴今姬

(农业农村部南京农业机械化研究所, 南京 210014)

摘要: 为了实现农产品优质节能干燥, 针对转轮除湿再生能耗高等问题, 进行了转轮除湿系统优化设计, 设计了中低温可切换一体干燥机, 构建分级冷凝再生模式, 进行分级再生与香菇除湿干燥试验分析, 研究优化干燥工艺, 确定整机除湿能耗等作业参数。为了检验并提高分级冷凝作业性能, 以再生加热温度、再生冷凝热量及干燥冷凝热量为指标, 运用 Box - Benhnken 中心组合试验设计理论, 对蒸发进风温度、再生进风温度、风阀开度 3 个影响分级再生性能的因素进行响应面试验。通过数据分析, 建立了分级冷凝再生模型, 结合等值线图分析了上述 3 个试验因素对指标的影响规律, 同时对各影响因素进行了综合优化与试验验证。结果表明, 3 个回归模型均高度显著, R_{sq} 均大于 99%, 模型可靠性高; 在室温条件下, 提高蒸发温度与再生进风温度有利于提升分级冷凝再生效果; 与纯电加热再生相比, 分级冷凝再生可降低能耗 29.6%。香菇转轮除湿干燥试验表明, 在相同干燥温度下, 采用转轮除湿干燥比热泵干燥后的香菇品相好, 干燥速率提升 2 倍以上, 能耗高 5.9%。

关键词: 干燥; 转轮除湿; 香菇; 热泵; 节能再生; 分级冷凝

中图分类号: TS255.3 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2020)11-0374-11

OSID: 

Design and Test of Drying System for Desiccant Wheel Dehumidification

WANG Jiaoling JIN Chengqian SONG Weidong DING Tianhang WANG Mingyou WU Jinji

(Nanjing Institute of Agricultural Mechanization, Ministry of Agriculture and Rural Affairs, Nanjing 210014, China)

Abstract: In order to solve the problem of high energy consumption of desiccant wheel dehumidification and realize the energy-saving, high-quality and drying of agricultural products, the desiccant wheel dehumidification system was designed and optimized. And a middle and low temperature switchable integrated dryer was developed, and a fractional condensation mode was built. Fractional condensation and shii-take drying experiments were carried out. To test and improve the performance of fractional condensation, with the goal of increasing the regeneration heating temperature, Q_1 and Q_2 , the Box - Benhnken response surface test was performed on three factors that affecting the classification performance: evaporating inlet air temperature, condensing air temperature, and damper opening. Through data analysis, a response surface model was established, and the influence mechanism of the above three inspection indicators affected by changes in the value of the three experimental factors was analyzed in combination with the contour map. At the same time, comprehensive optimization and experimental verification of each influencing factor were performed. The results showed that the R_{sq} of the three models were all greater than 99%. The test factors had a great impact on the drying quality and energy consumption. When the inlet air temperature was 34.2℃, the condensing air temperature was 34.1℃, the damper opening was 82.3%, the heating temperature was 67.1℃, Q_1 was 11 030 kJ, Q_2 was 21 449 kJ, and the prediction error were less than 6%. At room temperature, as much as possible to promote the evaporation temperature and regeneration inlet air temperature was conducive to improving the effect of classification regeneration. It can reduce energy consumption by 29.6% compared with pure electric heating regeneration. The test of shii-take drying for desiccant wheel dehumidification showed that at the same drying temperature, it was better than the shii-take mushroom dried by the heat pump, the

收稿日期: 2020 - 02 - 24 修回日期: 2020 - 05 - 15

基金项目: 中央级公益性科研院所基本科研业务费专项资金项目(S202006 - 02)、中国农业科学院科技创新工程特色农产品干制与加工装备团队项目(2020)和江苏省农业科技自主创新资金项目(CX(19)3117)

作者简介: 王教领(1988—),男,助理研究员,博士生,主要从事农产品干燥加工技术与装备研究,E-mail: kclwlj@126.com

通信作者: 宋卫东(1965—),男,研究员,主要从事农产品干燥加工技术与装备研究,E-mail: songwd@163.com

drying rate was increased by more than 2 times, and the energy consumption was higher than 5.9%. The research result can provide a reference for the design of energy saving drying system for desiccant wheel dehumidification.

Key words: drying; desiccant wheel dehumidification; shii-take; heat pump; energy saving regeneration; fractional condensation

0 引言

干燥是农产品贮藏与后续加工的重要手段。目前,我国农产品干燥产业存在能耗、品质与效率等方面的问题,如热敏性果蔬、高质坚果类农产品还缺乏有效的干燥技术设备^[1-3]。常见的传热方式有对流干燥、辐射干燥和传导干燥。对流干燥应用条件低、范围广,但存在风温、风量调幅受限等问题^[4-8]。因此,可采用强化传质模式,利用低湿驱动低温干燥。

常见的除湿方式有冷凝和吸附等方式,有代表性的除湿方法包括热泵除湿和转轮除湿。热泵除湿节能性好,但深度除湿能力有限,而转轮除湿后,虽露点较低但除湿量不大。因此,采用联合除湿可以较好地发挥两种除湿方法的优势^[9-11]。典型的转轮除湿一般由转轮、加热器和转轮电机等组成,转轮中装填吸附剂,转轮面分为除湿区与再生区。在除湿过程中,转轮在驱动装置驱动下缓慢转动,处理进风进入除湿区除湿,当转轮在除湿区域吸附水分达到饱和状态时,进入再生区域,由高温空气进行脱附再生,这一过程循环进行^[12-13]。

转轮除湿早期主要用于空调和工业领域的除湿干燥^[14-16],一些学者将其应用于农产品干燥领域。如文献[17-19]将转轮除湿用于种子干燥,文献[20-21]将转轮除湿用于粮食、食品贮藏,文献[22]将转轮除湿用于椰子干燥,并与热风干燥进行对比,发现干燥速率明显提高、但能耗较大。转轮

除湿的节能问题一直是研究的重点。将转轮与热泵结合,采用蒸发器降低转轮进气温度,利用冷凝器降低干燥空气温度,可减小杏鲍菇干燥的能耗^[23],两级转轮除湿也可有效降低除湿能耗^[24-25]。转轮再生耗能是导致其能耗高的主要因素,因此,节能再生成为研究热点。现有再生节能研究主要聚焦于再生热源,如利用废热、太阳能等,这需要额外增设再生设备^[26-27]。

本文基于上述问题,进行转轮热泵联合除湿干燥系统优化设计,构建分级冷凝再生系统,进一步降低干燥能耗,并以鲜香菇进行干燥试验,进行转轮热泵联合除湿与热泵干燥速率、能耗等指标对比分析,以期为转轮除湿干燥设备优化设计提供参考。

1 样机设计与主要参数确定

1.1 整机结构与工作原理

本样机除湿工艺如图 1 所示,设备主要由热泵系统、转轮、干燥箱、辅助部件及其控制系统组成。热泵系统主要由蒸发器、冷凝器、压缩机和膨胀阀等组成,其中冷凝器由干燥冷凝器、再生冷凝器和废热冷凝器组成。转轮分为除湿区与再生区,面积比例为 3:1,由胶带驱动,可以实现无级变速。干燥箱内有干燥架,采取底部穿流式穿过物料箱。同时还有压力表、管道、新回风转换机构、中低温干燥切换阀和风机等辅助部件以及温湿度传感器等测试元器件等。

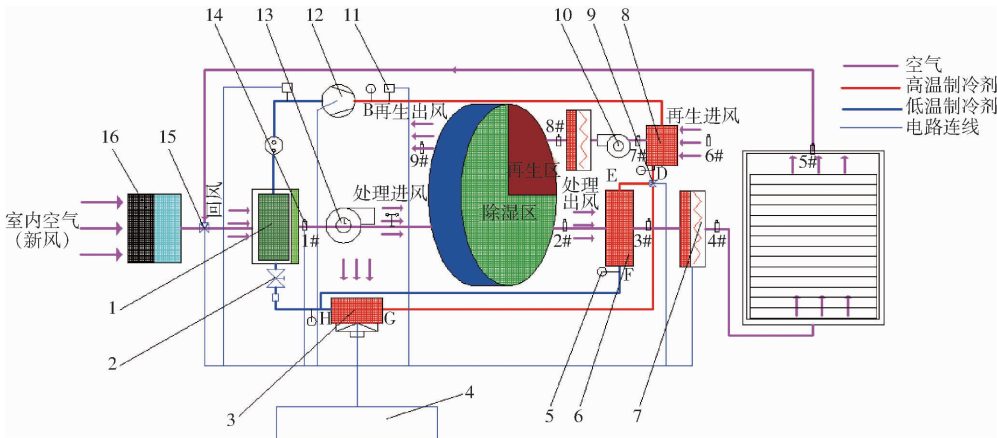


图 1 转轮除湿热泵干燥系统除湿工艺

Fig. 1 Dehumidification process about heat pump drying system of wheel dehumidification

1. 蒸发器 2. 膨胀阀 3. 废热冷凝器 4. 控制器 5. 压力表 6. 干燥冷凝器 7. 辅助加热器 8. 再生冷凝器 9. 中低温干燥切换阀 10. 再生风机 11. 压力传感器 12. 压缩机 13. 处理进风风机 14. 温湿度传感器 15. 新回风转换机构 16. 过滤器

干燥冷凝器与废热冷凝器是一组并列冷凝器,通过选择其中一个,组成热泵循环系统可实现中低温的切换,满足不同干燥温度要求。低温干燥路线为蒸发器—压缩机—再生冷凝器—废热冷凝器—膨胀阀—蒸发器,其中废热冷凝器中的热量排放到室内,该系统可用于 40℃ 以下的低温干燥。中温干燥路线为蒸发器—压缩机—再生冷凝器—干燥冷凝器—膨胀阀—蒸发器,可实现 45 ~ 50℃ 的中温干燥,如果需要更高的干燥温度可以利用辅助加热器。再生冷凝器利用压缩机排出的高温气体制冷剂,对再生进气进行加热,对转轮进行辅助再生。

设计的转轮除湿装备整机结构如图 2 所示,工作过程中分为干燥空气流动与制冷剂循环两个过程。制冷剂循环过程有中、低温两个过程,在上文已经作了分析。干燥空气的流动分为干燥与再生过程。

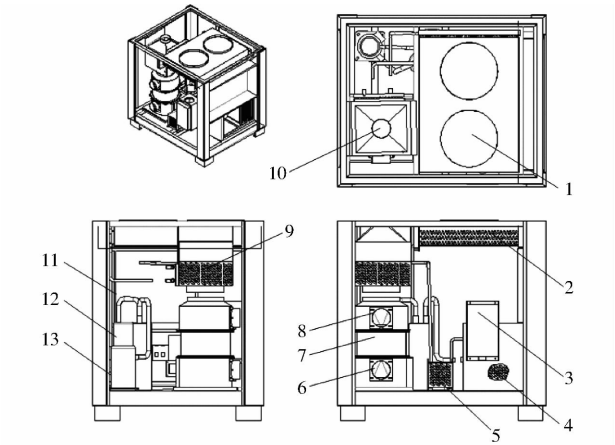


图 2 转轮除湿热泵干燥机整机结构示意图
Fig. 2 Structure schematic on drying machine of heat pump of desiccant wheel dehumidification
1. 冷凝风机 2. 废热冷凝器 3. 再生辅助加热箱 4. 蒸发器
5. 再生冷凝器 6. 再生出口 7. 转轮 8. 再生进口 9. 干燥冷凝器 10. 干燥进风口 11. 管道 12. 储液器 13. 压缩机

结合图 1,干燥初期由新回风转换机构将室内空气导入蒸发器,经降温除湿后的空气,由处理进风风机导入转轮箱,转轮箱内装有转轮,对处理进风进一步除湿,经过转轮除湿后的处理出风,进入干燥冷凝器,经调温后送入干燥箱,之后穿过带有多孔的底板,由下向上逐步穿过物料,排到大气中。而当干燥进行到某个阶段,回风湿度较低、温度较高时,通过新回风转换机构将回风导入蒸发器,进行闭环除湿干燥。

再生过程中,空气经再生冷凝器预热到 70℃ 左右,进入再生辅助加热箱,加热后经再生进口对转轮进行再生,再生后的潮湿空气经再生出口排出,排出的再生废气还可以在外界温度较低时,对再生进风

进行预热。
1.2 系统设计与参数确定
1.2.1 物料干燥设计条件
以香菇干燥为例,批次干燥质量为 50 kg,物料初始含水率为 86%,干燥温度 30 ~ 80℃ 线性可调,6 h 将物料干燥到贮藏要求。则每小时需要输入的热量为

$$Q_0 = \frac{mwh_0}{3600\lambda T} = 8.3 \text{ kW}$$

式中 m ——物料质量,kg
 w ——湿基含水率,%
 h_0 ——水的汽化潜热,取 2 380 kJ/kg
 T ——干燥时间,h
 λ ——物料吸热率,取 60%

因为热风是通过穿流方式穿过物料的,因此风速一般小于 1 m/s,本次取风速 $u = 0.5 \text{ m/s}$,出风口总面积为 $S_1 = 0.6 \text{ m}^2$,则干燥风体积流量为

$$V_a = 3600uS_1 = 1080 \text{ m}^3/\text{h}$$

取热空气密度 $\rho = 1.112 \text{ kg/m}^3$,干燥风质量流量为

$$V_{am} = \rho u S_1 = 1200 \text{ kg/h}$$

1.2.2 除湿过程设计条件

(1) 蒸发进风参数

蒸发进风取室内空气,生产地全年平均相对湿度 80%,平均温度 23℃,因此,在室内取蒸发进风参数为温度 23℃、相对湿度 80%。

(2) 转轮除湿参数

取转轮除湿后露点为 -15℃,升温至 30℃,则含水量 1.01 g/kg,焓值 32.9 kJ/kg。

(3) 干燥进出风设计

设进入干燥箱的风温度为 50℃,由于是等湿加热,则焓值为 53.2 kJ/kg,按照等焓除湿过程,设出风温度为 35℃,则含水量为 7 g/kg。

(4) 热泵除湿参数

热泵除湿后干燥介质的温湿度,取温度 15℃,露点 5℃^[28]。

1.2.3 热量与除湿负荷计算

制冷量 Q_e 为

$$Q_e = V_{am}(h_a - h_h) = 10.1 \text{ kW}$$

式中 h_a ——进风焓值,kJ/kg
 h_h ——热泵除湿后焓值,kJ/kg

转轮除湿量及效率为

$$D_w = V_{am}(d_w - d_h) = 5.3 \text{ kg/h}$$

$$\varepsilon = 1 - \frac{h_w - h_h}{h_h} = 85.8\%$$

式中 d_w ——转轮除湿后含水量,g/kg

冷模式完成。

再生风量由风阀开度控制,风阀开度在 0 ~ 100% 之间,在实际应用中为了有效利用空气能风阀开度应大于 50%,同时为了适当留一定裕度取开度 50%、70% 与 90% 共 3 个水平;再生进风温度采用室温 (20℃),当室内温度较低时采用再生废气预热,可将冷凝进风提升到 20℃,而在夏季较高温度时,室温比室外温度一般低 3 ~ 5℃,根据当地气温条件可选再生进风温度上限为 35℃;由于干燥进风在新风与回风间切换,当地全年平均气温约为 23℃,同时在中低温干燥过程中干燥箱回风温度一般不高于 50℃,因此蒸发进风温度上下限分别取 20℃ 与 50℃。

2.2.3 测试指标

(1) 纯电加热再生耗电量 Q_d

在达到稳定温度后,测试 5 min 辅助再生加热器与再生电机的耗电量,并折算成每小时电耗。

(2) 分级冷凝再生耗电量 Q_{reg}

分别读取压缩机与辅助再生加热器及再生电机 5 min 耗电量,折算成每小时电耗,计算公式为

$$Q_{reg} = \frac{Q_b}{C_{OPH}} + Q_{d1} \tag{1}$$

式中 Q_b ——分级冷凝再生耗电量,kW

(3) 再生加热温度

再生加热温度指用于再生的空气经再生冷凝器加热后获得的温度,该温度由温度传感器测得,并在触摸屏上显示。

(4) 冷凝热量

冷凝热量分为再生冷凝热量与干燥冷凝热量,利用装在两个冷凝器进出风口的温湿度传感器测量,则计算公式为

$$V_{cam} = \rho S v \tag{2}$$

$$Q_1 = V_{ram} (h_{f2} - h_{f1}) T_1 \tag{3}$$

$$Q_2 = V_{am} (h_{d2} - h_{d1}) T_2 \tag{4}$$

式中 v ——进出风口空气流速,m/s

S ——对应风口面积,m²

h_{f1} 、 h_{f2} ——再生前、后热焐值,kJ/kg

h_{d1} 、 h_{d2} ——干燥前、后热焐值,kJ/kg

T_1 ——再生冷凝加热时间,h

T_2 ——干燥冷凝加热时间,h

V_{cam} ——冷凝进风质量流量,kg/h

Q_1 ——再生冷凝热量,kJ

Q_2 ——干燥冷凝热量,kJ

试验因素与编码如表 1 所示。采用 Minitab 15.1 软件进行试验设计、数据处理与统计分析,并

绘制等值线图,根据 Box - Benhnken 试验方案进行三因素三水平响应面分析试验。

表 1 响应面试验因素与编码
Tab.1 Factors and levels of response surface test

编码	因素		
	蒸发进风温度/℃	再生进风温度/℃	风阀开度/%
-1	20	20.0	50
0	35	27.5	70
1	50	35.0	90

2.3 试验结果分析

2.3.1 能耗对比试验

以表 1 中的零水平,即蒸发进风温度 35.0℃,再生进风温度 27.5℃,风阀开度 70%,分别测试纯电加热再生与分级冷凝再生能耗,每次测试两组取平均数。

两种模式的能耗如图 4 所示,均匀性较好,设备较稳定。纯电加热再生耗能平均值为 9.88 kW·h,而分级冷凝再生耗能平均值为 6.96 kW·h,比纯电加热再生平均耗能降低 29.6%。因此,采用分级冷凝再生模式可显著降低再生能耗。

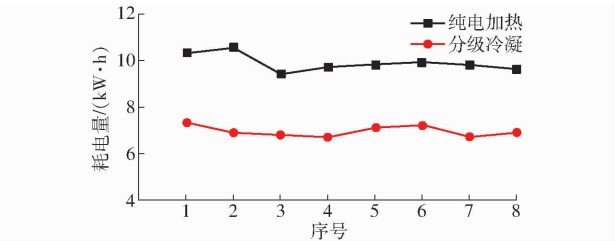


图 4 纯电加热再生与分级冷凝再生耗电量
Fig.4 Power consumption of pure electric heating regeneration and fractional condensation regeneration

2.3.2 分级冷凝再生优化工艺试验

对表 2 (表中 X_1 、 X_2 、 X_3 分别为蒸发进风温度、再生进风温度、风阀开度的编码值) 中的数据,运用 Minitab 数据分析软件进行多元回归拟合分析,结果见表 3,并绘制各考察因素与试验因素之间关系如图 5 ~ 7 所示。

由表 3 可知,再生加热温度 Y_1 、再生冷凝热量 Y_2 、干燥冷凝热量 Y_3 响应面模型的 $P < 0.001$,表明 3 个回归模型均高度显著; Y_1 、 Y_2 、 Y_3 模型失拟项均不显著 ($P > 0.1$),表明在试验范围内,回归模型与实际情况拟合度较好; Y_1 、 Y_2 、 Y_3 模型的 R_{sq} 依次为 99.44%、99.50%、99.11%,表明各模型可以解释 99% 以上响应值变化,仅有不到 1% 的总变异不能由模型来解释,预测值和实际值之间具有高度相关性,试验误差较小。因此,可用该模型对分级冷凝各指标进行分析和预测。

表 2 试验方案与结果

Tab.2 Experiment design and response values

试验 序号	X_1	X_2	X_3	再生加热 温度 $Y_1/^\circ\text{C}$	再生冷凝热 量 Y_2/kJ	干燥冷凝 热量 Y_3/kJ
1	1	1	0	65.0	9 708	22 110
2	0	0	0	66.2	11 876	23 465
3	1	-1	0	59.3	12 815	17 455
4	0	-1	-1	65.8	9 732	21 499
5	1	0	1	59.7	14 729	17 815
6	0	0	0	66.0	12 459	22 942
7	-1	-1	0	62.3	12 815	17 242
8	0	0	0	65.6	11 908	23 703
9	1	0	-1	62.3	8 044	23 808
10	0	-1	1	61.5	17 058	16 367
11	-1	0	-1	64.0	8 599	21 456
12	0	1	-1	68.4	8 773	23 642
13	-1	0	1	62.7	14 770	18 512
14	-1	1	0	66.9	10 194	20 469
15	0	1	1	67.7	13 397	19 987

由表 3 可知,模型 Y_1 的 X_1 、 X_2 、 X_3 、 X_1^2 、 X_2X_3 这 5 个回归项影响极显著, X_2^2 、 X_3^2 的 2 个回归项影响显

表 3 回归模型方差分析

Tab.3 Variance analysis of response surface model

来源	Y_1				Y_2				Y_3			
	自由度	t	P	系数	自由度	t	P	系数	自由度	t	P	系数
常量	1	323.222	***	65.933 3	1	68.139	***	12 081.0	1	96.932	***	23 370.0
X_1	1	-9.606	***	-1.200 0	1	-1.246	0.268	-135.2	1	2.971	0.031	438.7
X_2	1	19.113	***	2.387 5	1	-11.913	***	-1 293.4	1	11.553	***	1 705.7
X_3	1	-8.906	***	-1.112 5	1	28.560	***	3 100.9	1	-15.005	***	-2 215.4
X_1^2	1	-16.950	***	-3.116 7	1	-4.388	0.007	-701.3	1	-9.265	***	-2 013.6
X_2^2	1	3.037	0.029	0.558 3	1	0.020	0.985	3.2	1	-9.376	***	-2037.7
X_3^2	1	-3.490	0.017	-0.641 7	1	0.974	0.375	155.7	1	-4.411	0.007	-958.7
X_1X_2	1	1.557	0.180	0.275 0	1	-0.791	0.465	-121.4	1	1.710	0.148	357.1
X_1X_3	1	-1.840	0.125	-0.325 0	1	0.836	0.441	128.3	1	-3.651	0.015	-762.1
X_2X_3	1	5.095	0.004	0.900 0	1	-4.399	0.007	-675.5	1	1.771	0.137	369.5
回归	9	97.91	***		9	111.21	***		9	61.97	***	
线性	3	178.97	***		3	319.72	***		3	122.48	***	
平方	3	104.19	***		3	7.02	0.031		3	56.98	***	
交互作用	3	10.59	0.013		3	6.89	0.032		3	6.46	0.036	
残差误差	5				5				5			
失拟	3	1.56	0.413		3	0.80	0.597		3	1.25	0.473	
纯误差	2				2				2			
合计		$R_{Sq}=99.44\%$	$R_{Sq}(\text{adj})=98.42\%$			$R_{Sq}=99.50\%$	$R_{Sq}(\text{adj})=98.61\%$			$R_{Sq}=99.11\%$	$R_{Sq}(\text{adj})=97.51\%$	

注: ***表示 $P<0.001$; R_{Sq} 表示回归模型误差占总误差的百分比; $R_{Sq}(\text{adj})$ 表示调整的 R_{Sq} 。

由表 3 的 t 值知,蒸发进风温度 X_1 、再生进风温度 X_2 、风阀开度 X_3 对再生加热温度 Y_1 的影响由大到小依次为 X_2 、 X_1 、 X_3 。 X_1 、 X_2 、 X_3 对 Y_1 的影响效应如图 5 所示,表明再生加热温度随再生进风温度增大而增大,随蒸发进风温度呈先增后减的趋势。换

著,其余回归项影响不显著 ($P>0.05$); 模型 Y_2 的 X_2 、 X_3 、 X_1^2 、 X_2X_3 的 4 个回归项影响极显著 ($P<0.01$),其余回归项影响显著 ($P<0.05$),其余回归项影响不显著; 模型 Y_3 的 X_2 、 X_3 、 X_1^2 、 X_2^2 、 X_3^2 的 5 个回归项影响极显著 ($P<0.01$), X_1 、 X_1X_3 影响显著 ($0.01<P<0.05$),其余不显著 ($P>0.05$)。保留上述模型显著项,剔除不显著项,建立再生加热温度 Y_1 、再生冷凝热量 Y_2 、干燥冷凝热量 Y_3 对 3 个自变量 (X_1 、 X_2 、 X_3) 的二次多项式回归模型,在保证模型高度显著、失拟项不显著基础上,其回归模型可以优化为

$$Y_1=65.933\,3-1.200\,0X_1+2.387\,5X_2-1.112\,5X_3-3.116\,7X_1^2+0.558\,3X_2^2-0.641\,7X_3^2+0.900\,0X_2X_3$$

(5)

$$Y_2=12\,081.0-1\,293.4X_2+3\,100.9X_3-701.3X_1^2-675.5X_2X_3$$

(6)

$$Y_3=23\,370.0+438.7X_1+1\,705.7X_2-2\,215.4X_3-2\,013.6X_1^2-2\,037.7X_2^2-958.7X_3^2-762.1X_1X_3$$

(7)

热器传热的平均温差法表示为

$$\Phi=kA\Delta t_m$$

(8)

$$\Phi=q_{m1}c_{p1}(t_1'-t_1'')$$

(9)

$$\Phi=q_{m2}c_{p2}(t_2''-t_2')$$

(10)

式中 Φ ——换热器传热量, W

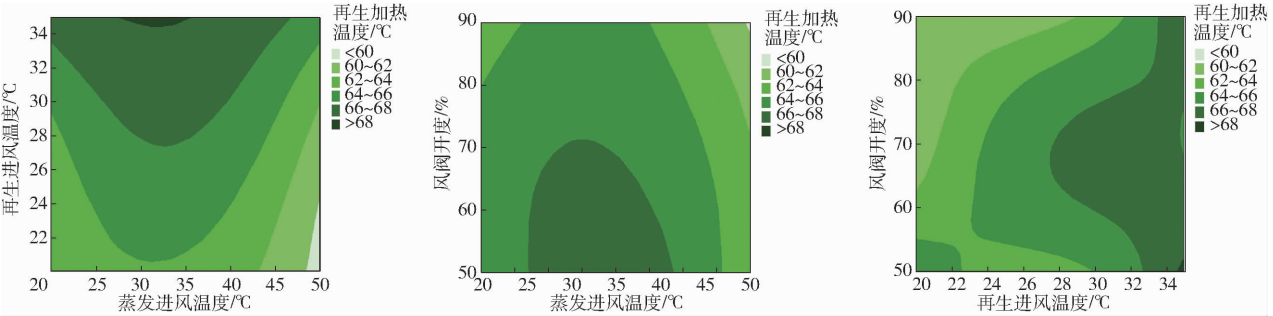


图5 再生加热温度与蒸发进风温度、再生进风温度及风阀开度的等值线图

Fig. 5 Contour plots between heating temperature and inlet air temperature, condensing air temperature and damper opening

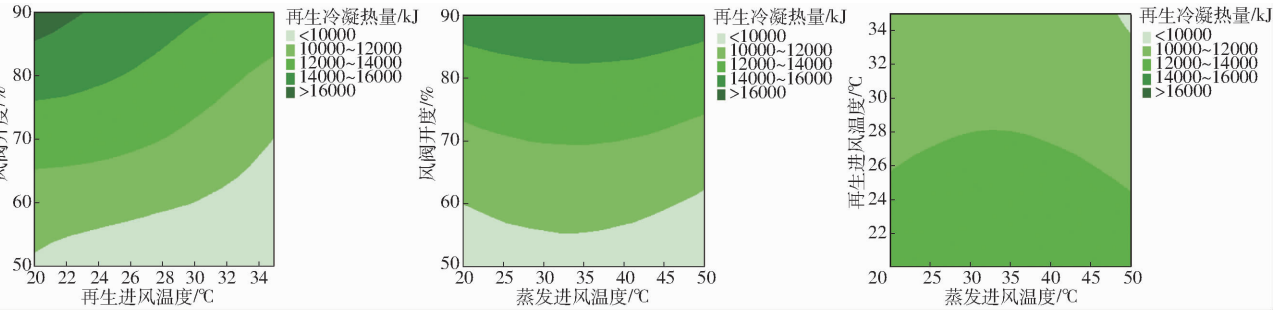


图6 再生冷凝热量与蒸发进风温度、再生进风温度及风阀开度的等值线图

Fig. 6 Contour plots between Q_1 and inlet air temperature, condensing air temperature and damper opening

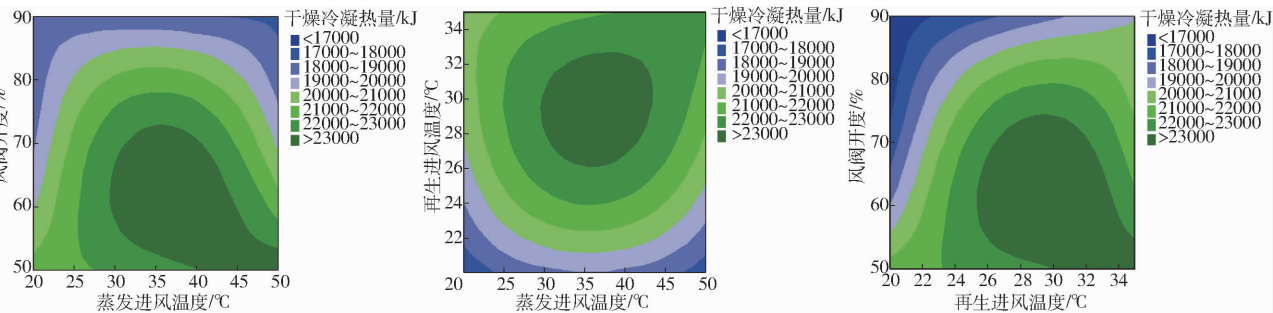


图7 干燥冷凝热量与蒸发进风温度、再生进风温度及风阀开度的等值线图

Fig. 7 Contour plots between Q_2 and inlet air temperature, condensing air temperature and damper opening

q_{m1} 、 q_{m2} ——热、冷流体的质量流量,kg/s
 c_{p1} 、 c_{p2} ——热、冷流体的比定压热容,J/(kg·K)
 t'_1 、 t''_1 ——热流体进出换热器温度,℃
 t'_2 、 t''_2 ——冷流体进出换热器温度,℃
 k ——传热系数,W/(m²·K)
 A ——热换面积,m²
 Δt_m ——平均温差,℃

当再生进风温度升高时,相同体积空气的质量变小,而定压比热容几乎不变,由式(10)知,升温所需的热量减小;蒸发进风温度升高导致蒸发温度升高,压缩比减小,排气温度减小,同时制冷剂流量也会增大,但蒸发温度随着蒸发进风温度升高上升到一定温度后将不再升高,此时蒸发进风温度再升高反而会降低制热效率。同时排气温度减小程度较制冷剂增大程度小,所以总体趋势表现为先增后减;再生加热温度随着风阀开度的增大而减小,因为风阀开度越大单位时间流过的空气质量流量越大,所以当压缩机高温排气供给的热量一定时,由式(8)可知,再生加热温度的升温越小。

蒸发进风温度 X_1 、再生进风温度 X_2 、风阀开度 X_3 对再生冷凝热量 Y_2 的影响由大到小依次为 X_3 、 X_2 、 X_1 。 X_1 、 X_2 、 X_3 对 Y_2 的影响效应如图6所示,再生冷凝热量随再生进风温度增大而减小,是因为再生进风温度越高,与排气温度差就越小,所传递的热量就越少,所以再生冷凝热量就越小;而与风阀开度成正比的原因是,风阀开度越大则单位时间流过的空气质量流量就越大,就可以吸收更多的排气热量;再生冷凝热量与蒸发进风温度呈现先增后减的趋势,主要是因为蒸发进风温度升高导致蒸发温度升高,在冷凝温度不变的情况下,压缩比会减小,从而排气温度降低,但同时制冷剂流量也会增大,而排气温度比制冷量变化程度小,因此再生冷凝量会增加,

但蒸发进风温度升高到一定温度后制热效率反而会降低。

蒸发进风温度 X_1 、再生进风温度 X_2 、风阀开度 X_3 对干燥冷凝热量 Y_3 的影响由大到小依次为 X_3 、 X_2 、 X_1 。 X_1 、 X_2 、 X_3 对 Y_2 的影响效应如图 7 所示,干燥冷凝热量随再生进风温度变化的整体趋势为:再生进风温度越大、干燥冷凝热量越大,因为再生进风温度越大,再生冷凝热量越小,则在其他因素不变的情况下,干燥冷凝热量就会越大。干燥冷凝热量随着风阀开度变化的整体趋势为:随着风阀开度的变大而减小,这是因为再生冷凝热量随着风阀开度的增大而增大,而在其他因素不变的情况下,冷凝热总量是固定的,从而导致了干燥冷凝热量出现了与再生冷凝热量相反的趋势。干燥冷凝热量随着蒸发进风温度的升高先增大后减小,其原因与再生冷凝热量随蒸发进风温度变化原因相同。

2.4 试验优化与验证

为了优化冷凝参数,获得尽可能大的再生加热温度和后级冷凝热量,同时再生冷凝热量增大的主要原因是再生加热温度的升高,但冷凝温度低也是部分因素,因此,本文运用 Minitab 响应优化器模块建立 3 个指标的全因子二次回归模型最优化解,并赋予再生加热温度、再生冷凝热量、干燥冷凝热量的权重比为 4:4:2,目标函数与变量区间如下所示:

目标函数

$$\begin{cases} \max Y_1 \\ \max Y_2 \\ \max Y_3 \end{cases}$$

响应优化区间

$$\begin{cases} 59.3^{\circ}\text{C} \leq Y_1 \leq 68.4^{\circ}\text{C} \\ 8\,044\text{ kJ} \leq Y_2 \leq 17\,058\text{ kJ} \\ 17\,242\text{ kJ} \leq Y_3 \leq 23\,808\text{ kJ} \end{cases}$$

优化后得到的各因素最优参数为:蒸发进风温度 34.2℃,再生进风温度 34.1℃,风阀开度 82.3%。此时再生加热温度为 68.4℃,再生冷凝热量为 11 550 kJ,干燥冷凝热量为 22 770 kJ,并采用此优化工艺参数进行冷凝试验 3 次,取平均值后得到再生加热温度为 67.1℃,再生冷凝热量为 11 030 kJ,干燥冷凝热量为 21 449 kJ,与预测误差均小于 6%,可靠度高。

利用温湿度在线测定仪获得了蒸发进风温度与再生加热温度之间的关系,分析曲线(图 8)表明在

10:01,蒸发进风温度在 36℃ 时,再生加热温度达到了最大值,符合试验分析。

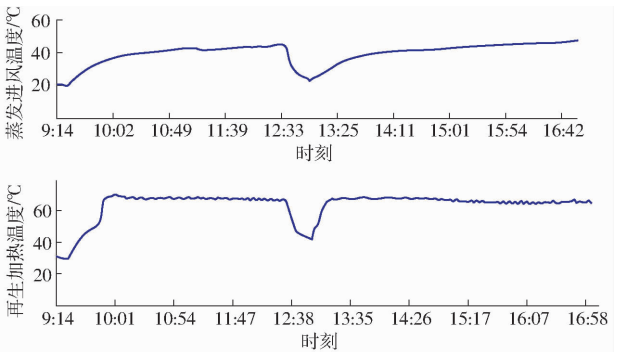


图 8 再生加热温度随进风温度的变化
Fig. 8 Change of heating temperature with inlet air temperature

3 香菇转轮除湿干燥试验

3.1 试验目的

为了检测转轮除湿干燥设备的作业性能,以香菇为试验对象,探究转轮除湿干燥设备的干燥能耗、干燥物料品质等,实现与热泵干燥的对比。

3.2 试验材料与仪器

试验用转轮除湿干燥设备为自制设备;自制热泵干燥机;香菇采自农贸市场,含水率 86% 左右;美国 OHAUS 奥豪斯 MB27 型快速水分测定仪;柯尼卡美能达 CR-10plus 型色差计;HH-4 型恒温水浴锅(精度:±1℃);BSA224S 型电子天平(精度:0.1 mg);电表。

3.3 成分测定

(1) 水分

该湿基含水率通过快速水分测定仪进行测量。

(2) 干基含水率

干基含水率与湿基含水率之间的换算关系为

$$M_t = \frac{w}{1 - w} \tag{11}$$

式中 M_t —— t 时刻干基含水率

(3) 水分比

干燥过程中香菇水分比计算公式为

$$M_R = \frac{M_t - M_e}{M_0 - M_e} \tag{12}$$

式中 M_e ——干燥平衡时试样干基含水率,%
 M_0 ——试样初始干基含水率,%

因 M_e 相对于 M_t 和 M_0 很小,可以忽略不计,则式(12)可以简化为

$$M_R = \frac{M_t}{M_0} \tag{13}$$

(4)干燥速率

香菇干燥过程中的干燥速率计算公式为

$$D_r = \frac{M_t - M_{t+\Delta t}}{\Delta t}$$
 (14)

式中 D_r ——试样干燥速率, $\text{g}/(\text{g}\cdot\text{min})$

Δt ——干燥间隔时间, min

(5)色差

色差计的 L 值(色差)表示物料色泽的明暗度, $L=0$ 表示黑色, $L=100$ 表示白色, L 值越大, 颜色越白, 褐变程度越低。本试验主要检测香菇菌盖的色差变化, 试验对每个处理组均抽取 5 个样品测试, 每个产品取不同部位测试 3 处, 每个处理组检测 15 次, 最后取其平均值作为这个处理组的色差。

(6)复水比

香菇复水性能用复水比表示, 复水比为香菇在复水一定时间后的质量与复水前质量之比, 计算公式为

$$R_R = \frac{M_f}{M_g}$$
 (15)

式中 M_f ——香菇复水沥干后的质量, kg

M_g ——香菇复水前的质量, kg

试验时, 称取一定质量的干燥香菇样品放入 40°C 恒温的蒸馏水中, 保温 30 min 后取出沥干, 并用吸水纸拭干表面水分后称质量。每组进行 3 次平行试验, 结果取平均值^[29]。

(7)单位能耗除湿量

单位能耗除湿量表示单位能耗除去的含水量。试验中利用电表测量每次试验所消耗的电量, 结合试验中除去水的质量进行计算^[30], 公式为

$$SMER = \frac{m'}{Q}$$
 (16)

式中 Q ——耗电量, $\text{kW}\cdot\text{h}$

m' ——除去水的质量, kg

3.4 试验设计

本试验在转轮分级冷凝再生试验的基础上开展香菇除湿干燥试验。分级冷凝再生优化工艺是蒸发进风温度 34.2°C 、再生进风温度 34.1°C 、风阀开度 82.3% , 表明在室温情况下尽量提高蒸发温度与再生进风温度, 但在实际生产中, 一般气候条件下, 无需对蒸发进风温度与冷凝再生温度进行预处理。经测量室内温度约为 22°C , 所以本试验再生进风采用室内空气, 蒸发进风利用室内空气或回风。根据香菇性质与文献[31-32], 香菇干燥温度通常在 60°C 左右, 一般大于 50°C , 因此选择干燥温度为 55°C 。转轮再生温度一般在 $80\sim120^\circ\text{C}$ 之间, 越高除湿能力越强, 但相应的能耗也越大; 另一方面转轮除湿是

近似等焓过程, 再生温度过高会导致再生出气温升过大, 可能超过干燥设定温度, 依据物料与设备特性选择再生温度为 100°C ; 新回风转换点根据文献[27,33]确定, 手动切换。每隔 30 min 测量一次含水率。

3.5 结果与分析

鲜香菇干燥的水分比与干燥速率如图 9、10 所示。图 10 表明, 整个干燥过程具有加速与降速过程, 无明显恒速干燥阶段, 转轮干燥平均速度超过热泵干燥 2 倍以上, 特别是干燥后期提速更明显, 其原因是后期物料中水分为结合水, 传输阻力增大, 而转轮干燥由于湿度低, 提升了干燥驱动力, 所以速率较快。

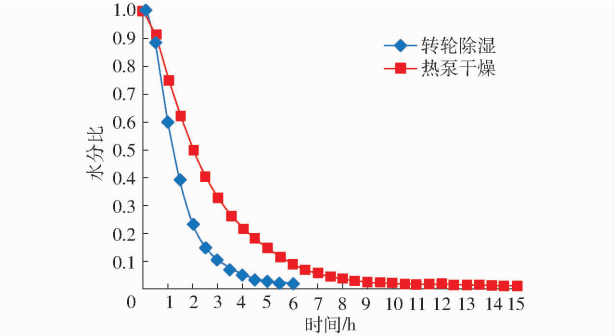


图 9 水分比与干燥时间的关系曲线
Fig. 9 Curves of MR and drying time

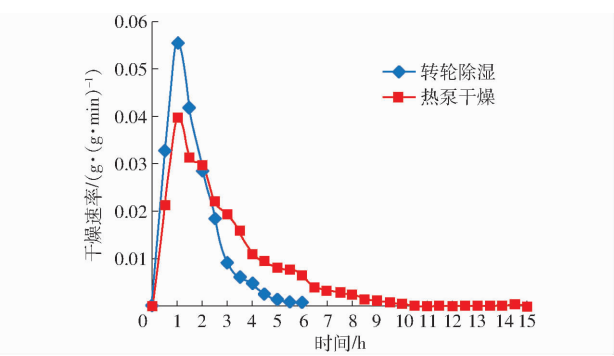


图 10 干燥速率与干燥时间的关系曲线
Fig. 10 Relationship between drying rate and drying time

试验重复 3 次, 色差如图 11 所示, 转轮除湿干燥 L 平均值大于热泵干燥, 虽然两种干燥温度相同, 但热泵干燥时间较长, 可能会发生美拉德反应, 造成颜色变暗; 转轮干燥平均复水比 5.7, 热泵干燥平均复水比 5.5(图 12), 说明转轮干燥湿度低, 在干燥过程中可能会有一定的皱缩, 但相比较于热泵干燥的较长时间对香菇空隙的影响较小。转轮除湿干燥平均单位能耗除湿量为 $1.6\text{ kg}/(\text{kW}\cdot\text{h})$, 而热泵干燥平均单位能耗除湿量为 $1.7\text{ kg}/(\text{kW}\cdot\text{h})$ (图 13), 转轮除湿平均干燥能耗比热泵干燥高 5.9% , 可能是转轮再生废气中带走一部分热量。综合其干燥速率、能

耗与品质,该技术方法具有较大应用前景,为农产品干燥,特别是热敏性果蔬干燥提供技术设备参考。

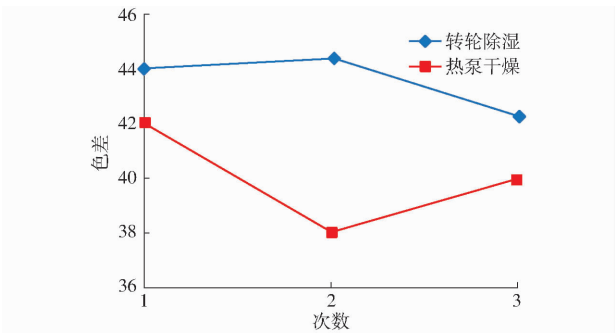


图 11 转轮除湿干燥与热泵干燥色差

Fig. 11 Color difference of desiccant wheel dehumidification and heat pump drying

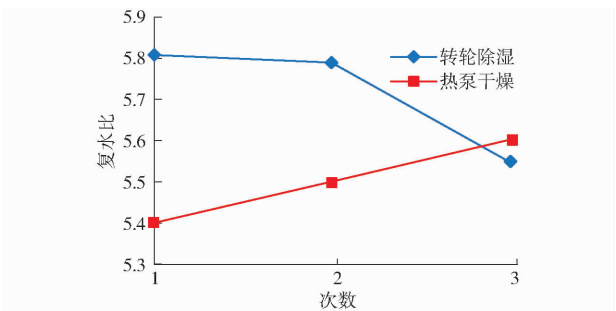


图 12 转轮除湿干燥与热泵干燥复水性

Fig. 12 Rehydration of desiccant wheel dehumidification and heat pump drying

4 结论

(1)构建了中低温两套干燥系统,建立了分级

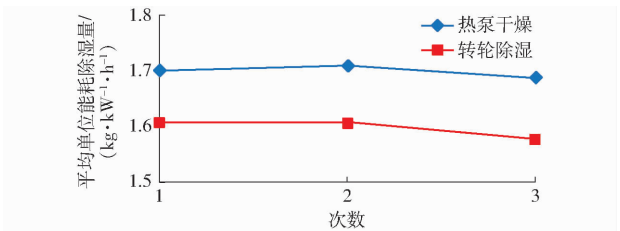


图 13 转轮除湿干燥与热泵干燥单位能耗除湿量

Fig. 13 SMER of desiccant wheel dehumidification and heat pump drying

冷凝干燥模式,明确了制热循环关键参数,并进行了分级冷凝试验,探明了蒸发进风温度、再生进风温度和风阀开度对再生加热温度、再生冷凝热量和干燥冷凝热量的影响,分级冷凝再生比纯电加热再生能耗降低 29.6%。

(2)通过多指标响应面综合试验得到最优参数为:蒸发进风温度 34.2℃,再生进风温度 34.1℃,风阀开度 82.3%,此时再生加热温度为 68.4℃,再生冷凝热量为 11 550 kJ,干燥冷凝热量为 22 770 kJ。采用此优化工艺参数进行了 3 次冷凝试验,得到再生加热温度均值为 67.1℃,再生冷凝热量均值为 11 030 kJ,干燥冷凝热量均值为 21 449 kJ,与预测误差均小于 6%,达到了预期干燥目标。

(3)香菇转轮除湿干燥试验表明,在相同干燥温度下,采用转轮除湿干燥比热泵干燥后的香菇品相好,平均干燥速率提升 2 倍以上,能耗高 5.9%,综合性能较好。

参 考 文 献

[1] IQBAL J M, AKBAR W M, AFTAB M R. Heat and mass transfer modeling for fruit drying: a review[J]. MOJ Food Process Technol., 2019, 7(3): 69–73.

[2] 王教领,宋卫东,丁天航,等. 澳洲坚果中红外干燥机设计与试验[J]. 食品与机械, 2019, 35(8): 110–114. WANG Jiaoling, SONG Weidong, DING Tianhang, et al. Design and experiment of mid-infrared dryer for macadamianut[J]. Food & Machinery, 2019, 35(8): 110–114. (in Chinese)

[3] 石启龙,赵亚,魏彦君. 热泵干燥南美白对虾品质特性与玻璃化转变关系研究[J/OL]. 农业机械学报, 2017, 48(1): 297–302. SHI Qilong, ZHAO Ya, WEI Yanjun. Relationship between quality change and glass transition during heat pump drying of penaeus vannamei meat[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2017, 48(1): 297–302. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?file_no=20170139&flag=1. DOI: 10.6041/j.issn.1000-1298.2017.01.039. (in Chinese)

[4] 代爱妮,周晓光,刘相东,等. 基于 BP 神经网络的旁热式辐射与对流粮食干燥过程模型[J/OL]. 农业机械学报, 2017, 48(3): 351–360. DAI Aini, ZHOU Xiaoguang, LIU Xiangdong, et al. Model of drying process for combined side-heat infrared radiation and convection grain dryer based on BP neural network[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2017, 48(3): 351–360. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?file_no=20170345&flag=1. DOI: 10.6041/j.issn.1000-1298.2017.03.045. (in Chinese)

[5] 朱文学,尤泰斐,白喜婷,等. 基于低场核磁的马铃薯切片干燥过程水分迁移规律研究[J/OL]. 农业机械学报, 2018, 49(12): 371–377. ZHU Wenxue, YOU Taifei, BAI Xiting, et al. Analysis of moisture transfer of potato slices during drying using low-field NMR[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2018, 49(12): 371–377. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?file_no=20181243&flag=1. DOI: 10.6041/j.issn.1000-1298.2018.12.043. (in Chinese)

[6] 张朔,王维,李一喆,等. 冷冻干燥过程强化中冷冻阶段优化的研究进展[J]. 化工进展, 2020, 39(8): 2937–2945. ZHANG Shuo, WANG Wei, LI Yizhe, et al. Research progress on optimization of freezing stage in enhancement of freeze-drying[J]. Chemical Industry and Engineering Progress, 2020, 39(8): 2937–2945. (in Chinese)

[7] 张记,孟国栋,彭桂兰,等. 稻谷热风-真空联合干燥工艺参数优化[J]. 食品与发酵工业, 2019, 45(18): 155–161. ZHANG Ji, MENG Guodong, PENG Guilan, et al. Optimization of process parameters for hot air and vacuum combined drying for rice[J]. Food and Fermentation Industries, 2019, 45(18): 155–161. (in Chinese)

[8] 罗磊,康新艳,朱文学,等. 热泵远红外联合干燥金银花的工艺优化及品质控制[J]. 食品科学, 2016, 37(18): 6–12.

- LUO Lei, KANG Xinyan, ZHU Wenxue, et al. Optimization of far-Infrared assisted heat pump drying parameters for quality control of dried honeysuckle[J]. Food Science, 2016, 37(18): 6–12. (in Chinese)
- [9] 梁明坤, 刘伟, 肖炯. 冷凝热回收型热泵调温除湿机组在烟叶醇化库的适用性[J]. 机械制造与自动化, 2016, 45(5): 204–207.
- LIANG Mingkun, LIU Wei, XIAO Jiong. Applicability of thermoregulation & dehumidification unit with condensation-heat recovery-type heat-pump in tobacco mellowing warehouse[J]. Machine Building & Automation, 2016, 45(5): 204–207. (in Chinese)
- [10] 冉广鹏, 傅允准. 转轮除湿与冷却除湿结合的新风除湿系统性能试验研究[J]. 流体机械, 2018, 46(1): 73–77.
- RAN Guangpeng, FU Yunzhun. Experimental research on performance of a fresh air dehumidifying system based on combination of rotary wheel and cooling desiccation[J]. Flow Machinery, 2018, 46(1): 73–77. (in Chinese)
- [11] 张馨予. 种子仓储除湿系统的试验与仿真研究[D]. 广州: 华南农业大学, 2016.
- ZHANG Xinyu. Experimental study of dehumidification system for storage[D]. Guangzhou: South China Agricultural University, 2016. (in Chinese)
- [12] 陈捷超, 黄宏宇, 何兆红, 等. 转轮除湿系统优化技术研究进展[J]. 新能源进展, 2017, 5(6): 457–465.
- CHEN Jiechao, HUANG Hongyu, HE Zhaozhong, et al. Research progress of optimizations for rotary desiccant wheel[J]. Advances in New and Renewable Energy, 2017, 5(6): 457–465. (in Chinese)
- [13] 李鹏越. 转轮除湿系统的改进和节能设计[D]. 南京: 南京航空航天大学, 2014.
- LI Pengyue. Improvement and energy saving design of rotary wheel dehumidification system[D]. Nanjing: Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, 2014. (in Chinese)
- [14] 代咪咪, 邹同华, 严雷, 等. 不同干燥剂转轮的除湿性能[J]. 化工进展, 2014(1): 5–11.
- DAI Mimi, ZOU Tonghua, YAN Lei, et al. Experimental investigation on the performances of different desiccant wheels[J]. Chemical Industry and Engineering Progress, 2014(1): 5–11. (in Chinese)
- [15] 赵晨旭, 郑超瑜, 陈武. 船用喷射制冷-转轮除湿空调系统工质选择[J]. 集美大学学报(自然版), 2019, 24(2): 118–124.
- ZHAO Chenxu, ZHENG Chaoyu, CHEN Wu, et al. Analysis and selection of working fluid for marine ejector refrigeration rotary desiccant air-conditioning system[J]. Journal of Jimei University(Natural Science), 2019, 24(2): 118–124. (in Chinese)
- [16] ANTONELLIS S D, KIM D S. Effectiveness of a symmetric desiccant wheel operating in balanced flow condition: modeling and application[J]. International Journal of Refrigeration, 2018, 88: 347–359.
- [17] GILL R S, SINGH S, SINGH P P. Design and development of desiccant seed dryer with airflow inversion and recirculation[J]. J. Food. Sci. Technol., 2014, 51(11): 3418–3424.
- [18] DHALIWAL S S, SINGH S, SINGH P P. Design and development of compact desiccant seed dryer[J]. Agr. Mech. Asia Africa Latin America, 2009, 40(4): 75–80.
- [19] 汤石生. 蔬菜种子转轮除湿干燥机研制[D]. 广州: 华南农业大学, 2006.
- TANG Shisheng. Development of vegetable seed wheel dehumidifier dryer[D]. Guangzhou: South China Agricultural University, 2006. (in Chinese)
- [20] 徐佰磊, 李亚飞. 食品烘干机的能耗分析与节能实现[J]. 工业控制计算机, 2015, 28(12): 97–98.
- XU Bailei, LI Yafei. Energy consumption analysis and energy saving implementation of food dryer[J]. Industrial Control Computer, 2015, 28(12): 97–98. (in Chinese)
- [21] 段洁利, 张馨予, 吕恩利, 等. 仓储转轮除湿系统管道形式参数优化试验[J]. 农业工程学报, 2016, 32(15): 255–260.
- DUAN Jieli, ZHANG Xinyu, LÜ Enli, et al. Optimization of pipeform parameters of desiccant rotary wheels of dehumidification system for storage[J]. Transactions of the CSAE, 2016, 32(15): 255–260. (in Chinese)
- [22] MADHIYANON T, ADIREKRUT S, SATHITRUANGSAK P, et al. Integration of a rotary desiccant wheel into a hot-air drying system: drying performance and product quality studies[J]. Chemical Engineering and Processing, 2007, 46(4): 282–290.
- [23] 王教领, 宋卫东, 金诚谦, 等. 杏鲍菇转轮除湿热泵干燥系统结构设计及工艺参数优化[J]. 农业工程学报, 2019, 35(4): 273–280.
- WANG Jiaoling, SONG Weidong, JIN Chengqian, et al. Structural design and process parameter optimization of heat pump drying system of wheel dehumidification for *Pleurotus eryngii*[J]. Transactions of the CSAE, 2019, 35(4): 273–280. (in Chinese)
- [24] COMINO F, ADANA M R D, PECI F. Energy saving potential of a hybrid HVAC system with a desiccant wheel activated at low temperatures and an indirect evaporative cooler in handling air in buildings with high latent loads[J]. Applied Thermal Engineering, 2018, 131: 412–427.
- [25] 盛颖. 基于高温热泵再生的转轮除湿空调机组的设计与性能研究[D]. 天津: 天津大学, 2013.
- SHENG Ying. Design of high temperature heat pump coupling to desiccant wheel hybrid air conditioning unit and performance study[D]. Tianjin: Tianjin University, 2013. (in Chinese)
- [26] 葛风华, 王剑, 郭兴龙, 等. 热泵废热再生转轮除湿空调系统的性能研究[J]. 太阳能学报, 2016, 37(9): 2326–2331.
- GE Fenghua, WANG Jian, GUO Xinglong, et al. Performance study on hybrid desiccant wheel air-conditioning system with waste heat recover of heat pump[J]. Acta Energiae Solaris Sinica, 2016, 37(9): 2326–2331. (in Chinese)
- [27] MISHA S, MAT S, RUSLAN M H, et al. Performance of a solar-assisted solid desiccant dryer for oil palm fronds drying[J]. Solar Energy, 2016, 132: 415–429.
- [28] 王琴, 吴薇, 顾陈杰, 等. 冷凝热分级利用对再生过程的影响[J]. 南京师范大学学报(工程技术版), 2017, 17(1): 58–65.
- WANG Qin, WU Wei, GU Chenjie, et al. Effects of graded condensation heat utilization on regeneration process[J]. Journal of Nanjing Normal University(Engineering and Technology Edition), 2017, 17(1): 58–65. (in Chinese)
- [29] 王教领, 宋卫东, 王明友, 等. 微波热泵联合干燥机的设计与试验研究[J]. 农机化研究, 2016, 38(12): 161–178.
- WANG Jiaoling, SONG Weidong, WANG Mingyou, et al. The design of microwave heat hump drying machine and experimental research[J]. Journal of Agricultural Mechanization Research, 2016, 38(12): 161–178. (in Chinese)
- [30] 姚曜. 排热回收式热泵密集烤烟房节能性研究[D]. 合肥: 合肥工业大学, 2017.
- YAO Yao. Energy saving efficiency of heat pump tobacco leaf bulk curing system with heat recovery unit[D]. Hefei: Hefei University of Technology, 2017. (in Chinese)
- [31] 王娅, 姚利利, 王颖, 等. 不同干燥方式对香菇品质影响的研究[J]. 食品研究与开发, 2019, 40(19): 38–41.
- WANG Ya, YAO Lili, WANG Jie, et al. Study on the effect of different drying methods on the quality of dried mushrooms[J]. Food Research And Development, 2019, 40(19): 38–41. (in Chinese)
- [32] 张慧, 张裕仁, 杨佳, 等. 响应面法优化香菇热风-微波联合干燥工艺[J]. 食品工业科技, 2019, 40(14): 214–232.
- ZHANG Hui, ZHANG Yuren, YANG Jia, et al. Optimization of hot air-microwave combined drying process of shiitakes by response surface method[J]. Science and Technology of Food Industry, 2019, 40(14): 214–232. (in Chinese)
- [33] 农业农村部南京农业机械化研究所. 转轮除湿热泵干燥系统及除湿方法: 201910178744.5[P]. 2019-05-28.