

# 稻谷热管辅助热泵除湿干燥技术\*

罗乔军<sup>1,2</sup> 张进疆<sup>2</sup> 吴耀森<sup>2</sup> 刘清化<sup>2</sup>

(1. 华南农业大学工程学院, 广州 510642; 2. 广东省现代农业装备研究所, 广州 510630)

**摘要:** 针对热泵除湿干燥系统因降温除湿致使干燥介质热空气温度偏低,影响稻谷干燥速率和能耗,在热泵蒸发器两侧设计一套分离式热管换热器,对环境空气进行预冷却和预加热,在不增加能耗的前提下,提高了热泵除湿系统的除湿量和干燥空气的温度。试验研究表明当环境温度为27℃、空气相对湿度为60%~78%时,热管换热器对应降低除湿能耗28.4%~9.6%。在环境温度为26.2℃、空气相对湿度为80.2%时,热管辅助热泵除湿稻谷干燥能耗为1560 kJ/kg,相对热泵除湿干燥系统节能18.2%。

**关键词:** 稻谷 热泵除湿 热管 干燥 节能

**中图分类号:** S226.6 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2014)S0-0247-05

## 引言

我国农户粮食产后损失率为7%,远高于发达国家1%的水平<sup>[1]</sup>。其主要原因为粮食在收获季节不能及时干燥或干燥方法不当引起了霉变、发芽等损失。2011年我国谷物干燥机保有量仅4.21万台,机械化干燥水平为10%左右,远低于日韩的80%~90%<sup>[2]</sup>。目前谷物干燥机主要使用连续式、批式循环谷物干燥机,干燥能耗在5280 kJ/kg左右<sup>[3]</sup>。干燥能耗过大是制约我国粮食机械化干燥的重要因素。热泵除湿干燥节能效果显著,且有利于提升稻谷品质,目前已应用于稻谷干燥<sup>[4-11]</sup>。

Theerakulpisut 在环境温度22℃、相对湿度62%的空气状态下进行了热泵除湿稻谷干燥实验,研究发现环境空气在热泵蒸发器除湿过程中温度下降严重,经冷凝器加热后干燥介质热空气(干燥空气)温度仅为30℃,远低于热泵加热系统的40℃和热泵余热回收系统的44℃,严重影响热泵除湿稻谷干燥性能<sup>[6]</sup>。Bekki 利用热泵除湿系统进行了稻谷薄层干燥实验,研究表明干燥空气的温度相对于相对湿度更有利于提高稻谷干燥速率<sup>[9-10]</sup>。为有效降低干燥空气相对湿度和提高干燥空气温度,热泵除湿干燥系统应该在提高系统除湿量的同时有效减小环境空气的温度降幅。

热管技术可有效提高空气调节系统除湿量,Beckwith 在风冷或水冷除湿系统的冷却器两侧设计

一套分离式热管换热器,湿热空气经过热管蒸发端预冷至露点,进入冷却器可充分冷凝除湿,当冷却器制冷量一定时,热管换热器将除湿量由原来的3.68 g/s提高至5.25 g/s<sup>[12]</sup>。根据此原理,笔者在热泵除湿稻谷干燥系统中蒸发器的两侧设计了一组分离式热管换热器,用于辅助蒸发器除湿<sup>[4-5]</sup>。本文研究热管换热器对热泵除湿性能的影响,以及应用在稻谷干燥中对干燥性能的影响。

## 1 热管辅助热泵除湿干燥理论

工业常用分离式热管换热器为竖直并联布管的重力热管换热器,由一支蒸汽上升管和一支液体下降管连接蒸发端和冷凝端形成回路<sup>[13-14]</sup>。因液体回流主要依靠重力作用,故设备要求换热器冷凝端必须高出蒸发端,由此造成通风管路布置困难,以及气流阻力增大的问题。本文采用一种水平排管的热管换热器,这样蒸发端和冷凝端可以在同一高度,分别布置在热泵蒸发器的两侧。换热器热管呈正三角形排列,沿风速方向水平串联(图1),垂直风速方向自成系统,形成多个并行的传热回路。该布管方式既可以保持冷凝端和蒸发端有一定的高度差,加快液体回流,又可在蒸发端和冷凝端同时实现逆流传热,提高传热效率。

本文设计的热管辅助热泵除湿稻谷干燥系统中(图2),环境空气先经过热管换热器蒸发端预冷至接近露点,饱和湿空气接着进入热泵蒸发器充分冷

收稿日期: 2014-07-25 修回日期: 2014-08-20

\* 国家高技术研究发展计划(863计划)资助项目(2012AA10A502-02)

作者简介: 罗乔军, 博士生, 广东省现代农业装备研究所工程师, 主要从事农产品干燥技术及装备研究, E-mail: qiaojunluo122@sina.com

通讯作者: 张进疆, 教授级高级工程师, 主要从事农产品干燥加工技术及装备研究, E-mail: zjj@gddrying.com

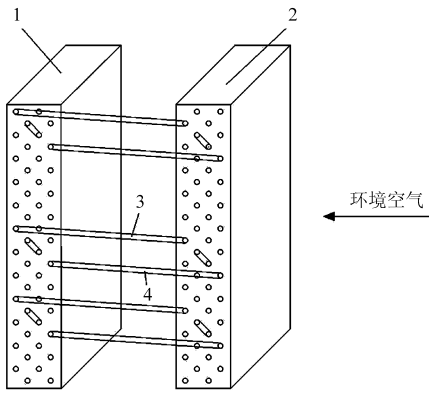


图1 水平布管分离式热管换热器

Fig. 1 Horizontal-pipe gravitational separate heat pipe heat exchanger

1. 蒸发端 2. 冷凝端 3. 蒸汽上升管 4. 液体下降管

凝除湿,除湿后的空气进入热管换热器冷凝端预加热,然后进入热泵冷凝器充分加热变为高温低湿的干燥空气,最后进入循环谷物干燥机进行稻谷干燥,热管辅助热泵除湿系统相当于有2个制冷剂循环回路,湿空气经过2次降温 and 升温过程。

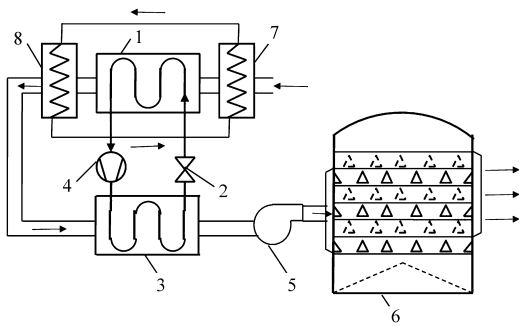


图2 热管辅助热泵稻谷干燥试验示意图

Fig. 2 Rice drying by heat pump dehumidifying system with heat pipe

1. 蒸发器 2. 膨胀阀 3. 冷凝器 4. 压缩机 5. 风机 6. 循环谷物干燥机 7. 热管换热器蒸发端 8. 热管换热器冷凝端

当热泵蒸发器制冷量一定时,热管蒸发端对环境空气预冷至露点,减少了蒸发器消耗在预冷却过程的能耗,冷量主要用于对饱和湿空气充分冷凝除湿,有效提高了系统的除湿量。同时热管蒸发端对环境空气预冷,吸收的热量传递至热管冷凝端对空气进行再加热,能源合理回收利用,提高了系统处理后的空气温度。热管换热器可降低处理后干燥空气的相对湿度,提高干燥空气的温度,从而有效提高稻谷干燥性能。

## 2 试验装置及方法

### 2.1 试验装置

试验装置由热泵除湿系统、分离式热管换热器、循环谷物干燥机组组成,其中热泵除湿系统和热管换

热器均由外购元件组装而成,循环谷物干燥机自制(表1)。

表1 主要试验装置及仪表

Tab. 1 Main test equipment and instruments

| 试验装置     | 型号                         | 性能参数                                |
|----------|----------------------------|-------------------------------------|
| 热泵压缩机    | 优美乐 MTZ64                  | 额定功率 4.23 kW                        |
| 热管换热器    | 自制                         | 充注 R22                              |
| 循环谷物干燥机  | 自制                         | 6层,每层4排角状盒,截面积 0.005 m <sup>2</sup> |
| 风机       | 南方风机                       | 1 800 ~ 2 200 m <sup>3</sup> /h     |
| 人工环境模拟系统 | 自制(由加湿器、除湿器、循环风机、温湿度传感器组成) | 提供恒温恒湿的室内环境工况                       |
| 稻谷水分测定仪  | 德国 MA30                    | 远红外加热,失重测定,精度 0.05%                 |
| 温湿度记录仪   | 日本 TRH-DM3                 | 温度精度 ± 0.6℃,湿度精度 ± 1%               |
| 电子微风速仪   | 天津 EY3-2A                  | 测量范围 1 ~ 30 m/s,精度 ± 2%             |
| 电子秤      | 常熟 TC10KB                  | 量程 10 kg,精度 1 g                     |

### 2.2 试验方法

#### (1) 热管辅助热泵除湿性能试验

在相同环境空气状态下进行热泵除湿与热管辅助热泵除湿的对比试验,通过检测仪表获取空气状态参数、除湿量、压缩机和风机能耗,测定热管对除湿性能的影响。在相同温度下调节环境空气的相对湿度,试验研究环境空气相对湿度对除湿性能的影响。

#### (2) 热管辅助热泵稻谷干燥试验

热管辅助热泵除湿系统连接循环谷物干燥机,空气经过系统处理后进入循环谷物干燥机,对高湿稻谷进行干燥。在相同环境空气状态下,研究热管换热器对稻谷干燥性能的影响。

### 2.3 检测及计算方法

(1) 空气状态参数(温度  $T$ ,相对湿度  $\varphi$ ):温湿度记录仪、电子微风速仪检测。

(2) 稻谷水分检测(含水率  $M_t$ ):每小时在干燥机废气通道的中间位置取子样 12 个,将子样混合后由德国 MA30 型稻谷水分测定仪测定每个阶段稻谷含水率。

(3) 耗电量  $N$ :压缩机、风机、提升机、螺旋输送机耗电量由电度表测定。

(4) 湿稻谷质量  $G$ :磅秤测定湿稻谷质量。

(5) 蒸发器除湿量  $m$ :冷凝水质量由电子秤测定。

(6) 显热比  $\varepsilon$ :降温除湿过程中显热换热量与

总换热量的比例,各空气状态点如图3所示。

$$\varepsilon_{1-4} = \frac{C_{p1-4}(T_1 - T_4)}{h_1 - h_4}$$

式中  $\varepsilon_{1-4}$ ——热泵除湿过程的显热比  
 $C_{p1-4}$ ——热泵除湿过程中空气定压比热容  
 $T_1, T_4$ ——空气进、出蒸发器的温度  
 $h_1, h_4$ ——空气进、出蒸发器的焓

$$\varepsilon_{1-5} = \frac{C_{p1-5}(T_1 - T_5)}{h_1 - h_5}$$

式中  $\varepsilon_{1-5}$ ——热管辅助热泵除湿过程的显热比  
 $C_{p1-5}$ ——热管辅助热泵除湿过程中空气定压比热容  
 $T_5$ ——空气出热管冷凝端的温度  
 $h_5$ ——空气出热管冷凝端的焓

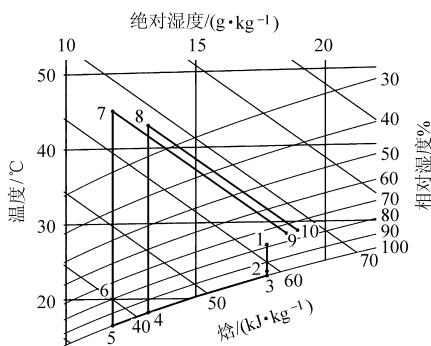


图3 热管辅助热泵除湿系统空气处理焓湿图  
 (1-4-8 热泵除湿干燥系统工况点;  
 1-2-3-5-6-7-9 热管辅助热泵除湿干燥系统工况点)

Fig.3 Psychrometric chart of moist air in heat pump dehumidifying system with heat pipe

(7) 除湿能耗比 (SPC) 计算式为

$$Q_1 = \frac{N_1}{m}$$

式中  $N_1$ ——除湿能耗(包括压缩机、风机耗电量)

(8) 干燥速率计算式为

$$v_t = \frac{M_t - M_{t-1}}{t_d}$$

式中  $M_t$ —— $t$ 时刻稻谷干基含水率  
 $M_{t-1}$ —— $t-1$ 时刻稻谷干基含水率  
 $t_d$ —— $t$ 与 $t-1$ 时刻的时间间隔

(9) 干燥能耗计算式

$$Q_2 = \frac{N_2(100 - M_2)}{G(M_1 - M_2)}$$

式中  $N_2$ ——干燥耗电量(包括压缩机、风机、提升机、螺旋输送机)  
 $M_1$ ——湿稻谷湿基含水率  
 $M_2$ ——干稻谷湿基含水率

### 3 试验结果及分析

#### 3.1 热管换热器对热泵除湿性能的影响

热管辅助热泵除湿试验在环境温度 27℃、空气相对湿度 70% 条件下进行。图3为热泵除湿试验中热管换热器安装前后空气状态焓湿图,描述了环境空气处理前后的变化状态。安装热管换热器前,环境空气在热泵蒸发器处由 27℃ 冷凝至露点然后冷凝除湿至图3点4,空气温度变为 18.2℃。安装热管换热器后,环境空气在热管蒸发端冷凝至点2(环境温度 23.4℃、空气相对湿度 97%),然后进入热泵蒸发器充分冷凝除湿至点5的 16.4℃。由此可以看出,安装热管换热器后,热泵蒸发器冷量主要用于湿空气冷凝除湿,环境空气除湿质量比由 4.51 g/kg 增加至 5.94 g/kg,热管辅助除湿效果显著。同时由图4可以看出安装热管换热器后,系统处理后的干燥空气温度由 43℃ 提高至 45℃(图3中点7、8)。这是由于热管蒸发端的冷量合理利用,对除湿后低温空气进行预加热,预加热后空气点6温度相对热泵除湿系统点4提高了 2℃。由此可见热管辅助热泵除湿可降低处理后干燥空气的相对湿度,提高干燥空气的温度,从而提高干燥空气的干燥能力。热管辅助热泵除湿系统应用于稻谷干燥可以提高稻谷干燥性能。

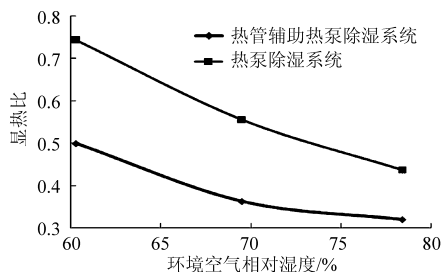


图4 热管换热器对除湿系统显热比的影响

Fig.4 Effects of heat pipe heat exchanger for sensible heat ratio of dehumidification system

显热比和除湿能耗是除湿系统的重要性能参数,试验研究表明热管换热器显著降低了热泵除湿系统的显热比和除湿能耗,降低幅度都随着环境空气相对湿度的增大而减小(图4、5)。当环境温度为 27℃、空气相对湿度在 60% ~ 78% 之间时,热管换热器对应降低除湿能耗为 28.4% ~ 9.6%。此外随着空气相对湿度的增大,无论是否安装热管换热器,湿热比和除湿能耗都对应急剧下降,由此可见空气相对湿度显著影响着热泵除湿系统性能。

热管换热器降低显热比和除湿能耗的原因主要在于其替代热泵蒸发器完成了环境空气预冷的功能,吸收了环境空气的部分显热,同时将这部分显热

对除湿后的空气进行预加热,相当于这部分显热没有参加总体的换热过程,故此显热比降低。同时热管换热器也是合理利用了这部分显热,避免这部分显热在除湿过程中损失,有效实现了节能。但当环境温度一定,随着空气相对湿度的增大,其自身显热减小,潜热增大,热交换过程中热管换热器吸收的部分显热占总换热量的比例也逐渐减小,故出现了显热比和除湿能耗降幅衰减的现象。

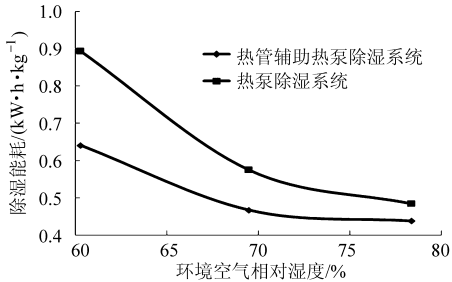


图5 热管换热器对除湿系统除湿能耗的影响

Fig. 5 Effects of heat pipe heat exchanger for dehumidification energy of dehumidification system

### 3.2 热管换热器对稻谷干燥性能的影响

热管辅助热泵除湿稻谷干燥试验在环境温度 $26.2^{\circ}\text{C}$ 、空气相对湿度 $80.2\%$ 条件下进行。环境空气经热管辅助热泵除湿系统处理后变为环境温度 $46^{\circ}\text{C}$ 、空气相对湿度 $18.8\%$ 状态后进入循环谷物干燥机对 $1\,170\text{ kg}$ 高湿稻谷进行干燥。由图6可以看出,热管辅助热泵干燥显著提高了稻谷的干燥速率,高湿稻谷的干基含水率在 $16\text{ h}$ 内由 $44\%$ 降至 $15\%$ ,平均干燥速率为 $1.81\%/h$ ,大于热泵除湿干燥系统的 $1.54\%/h$ ,也大于低温循环谷物干燥机的 $(0.8\sim 0.9)\%/h$ (湿基含量)<sup>[15]</sup>。稻谷干燥速率提高的原因主要在于热管辅助有效降低了干燥空气的相对湿度,提高了干燥空气的温度。干燥空气状态由热泵除湿系统的环境温度 $43^{\circ}\text{C}$ 、空气相对湿度 $26\%$ 变为环境温度 $46^{\circ}\text{C}$ 、空气相对湿度 $18.8\%$ ,进入循环谷物干燥机干燥高湿稻谷后变为环境温度 $25^{\circ}\text{C}$ 、空气相对湿度 $90\%$ ,干燥空气吸收携带水分 $7.46\text{ g/kg}$ 。热管辅助显著提高了干燥空气的干燥能力,加快了稻谷水分的蒸发,提高了稻谷干燥速率。

试验结果显示热管辅助热泵除湿稻谷干燥在环境温度 $26.2^{\circ}\text{C}$ 、空气相对湿度 $80.2\%$ 状态下干燥能耗为 $1\,562\text{ kJ/kg}$ ,相对于热泵除湿干燥系统节能 $18.2\%$ ,

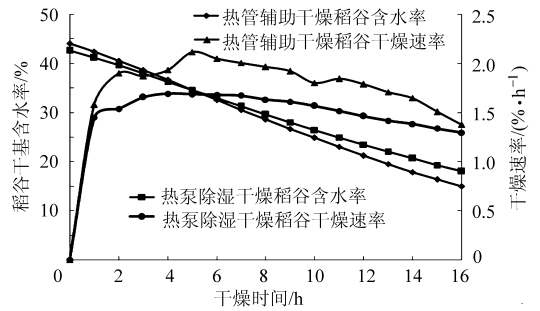


图6 热管辅助热泵稻谷干燥曲线

Fig. 6 Rice drying curve in heat pump dehumidifying system with heat pipe

相对于Somchart的种子热泵除湿干燥节能 $15.6\%$ (表2)。节能效果显著,节能的主要原因在于热管换热器制冷介质自然循环,在不增加能耗的前提下提高了热空气的干燥能力。

表2 各种热泵稻谷干燥系统性能

Tab. 2 Performance of various heat pump systems for rice drying

| 参数                                      | 热管辅助热泵除湿干燥   | 热泵除湿干燥       | 热泵除湿干燥 <sup>[11]</sup> |
|---|--------------|--------------|------------------------|
| 环境空气状态(温度/ $^{\circ}\text{C}$ ,相对湿度/%)  | (26.2, 80.2) | (26.8, 78.1) | (27, 70)               |
| 谷物处理量/kg                                | 1 170        | 1 080        | 4 000                  |
| 稻谷初始含水率/%                               | 30.58        | 29.8         | 22.15                  |
| 稻谷最终含水率/%                               | 13.02        | 15.28        | 12.45                  |
| 干燥空气状态(温度/ $^{\circ}\text{C}$ ,相对湿度/%)  | (46, 18.8)   | (43, 26)     | (41, 24)               |
| 干燥能耗/( $\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$ ) | 1 562        | 1 910        | 1 850                  |

## 4 结论

(1) 热管换热器有效提高了热泵除湿系统的除湿量和处理后干燥空气的温度,提高了稻谷干燥速率,降低了稻谷干燥能耗。

(2) 热管换热器显著降低了热泵除湿系统的显热比和除湿能耗,当环境温度为 $27^{\circ}\text{C}$ ,空气相对湿度在 $60\%\sim 78\%$ 之间,热管换热器对应降低热泵除湿系统除湿能耗 $28.4\%\sim 9.6\%$ ,降低幅度随着空气相对湿度的增大而减小。

(3) 热管辅助热泵除湿稻谷干燥系统在环境温度 $26.2^{\circ}\text{C}$ 、空气相对湿度 $80.2\%$ 下干燥能耗为 $1\,562\text{ kJ/kg}$ ,相对于热泵除湿干燥系统节能 $18.2\%$ ,节能效果显著。

## 参考文献

- 农业部农产品加工局. 农产品加工业“十二五”发展规划[R]. 2011.
- 农业部南京农业机械化研究所. 中国农业机械化年鉴[M]. 北京:中国农业科学技术出版社, 2012.
- Takahiro Noda, Yasuyuki Hidaka, Mio Yokoe, et al. Study on application of a heat pump system to grain drying[C] // Proceedings of 7th Asia-Pacific Drying Conference, 2011.

- 4 Zhang Jinjiang, Wu Yaosen, Liu Qinghua, et al. Application of air source heat pump with heat recovery in agricultural products drying process[C] // Proceedings of 7th Asia-Pacific Drying Conference, 2011.
- 5 Zhang Jinjiang, Wu Yaosen. Experimental study on drying high moisture paddy by heat pump dryer with heat recovery[J]. International Journal of Food Engineering, 2010, 6(2): Article No. 13.
- 6 Theerakulpisit S. Modeling heat pump grain drying system[D]. Melbourne: University of Melbourne, 1990.
- 7 徐建国, 徐刚, 顾震, 等. 低温热泵穿流干燥新鲜稻谷实验研究[J]. 食品工业科技, 2013, 23(4): 228 - 231.  
Xu Jianguo, Xu Gang, Gu Zhen, et al. Study on fresh paddy drying process in a cross-flow heat pump dryer[J]. Science and Technology of Food Industry, 2013, 23(4): 228 - 231. (in Chinese)
- 8 Regalado M J C, Bekki E, Madamba P S. Dehumidification drying of high-moisture rough rice in a radial-flow circular bin[J]. Drying Technology, 2000, 18(10): 2307 - 2326.
- 9 Manuel Jose, Regalado M J C, Bekki E. Thin-layer dehumidification drying studies on rough rice (part 1)—closed circulating air system including dehumidifier[J]. Journal of the Japanese Society of Agricultural Machinery, 2000, 62(3): 128 - 139.
- 10 Regalado M J C, Bekki E. Thin-layer dehumidification drying studies on rough rice (part 2)—open airflow system including dehumidifier[J]. Journal of the Japanese Society of Agricultural Machinery, 2000, 62(5): 87 - 97.
- 11 Somchart Soponronnarit, Somboon Wetchacama, Tanin Kanphukdee. Seed drying using a heat pump[J]. International Energy Journal, 2000, 1(2): 97 - 102.
- 12 Beckwith W. Novel applications of heat pipes for economical dehumidification in air conditioning systems[C] // 5th International Heat Pipe Symposium, 1996.
- 13 韩亚芳, 王磊, 张秀平, 等. 空调性能试验装置用分离组合式空气热回收器的试验研究[J]. 流体机械, 2011, 39(6): 64 - 67.  
Han Yafang, Wang Lei, Zhang Xiuping, et al. Experimental research of the separation of combined air heat recoverer for testing equipment of air-conditioning performance[J]. Fluid Machinery, 2011, 39(6): 64 - 67. (in Chinese)
- 14 唐志伟, 师明星, 韩雅芳, 等. 分离式热管换热器传热特性的实验研究[J]. 工程热物理学报, 2012, 33(7): 1190 - 1192.  
Tang Zhiwei, Shi Mingxing, Han Yafang, et al. Experimental study to heat transfer characteristics of separated heat pipes[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2012, 33(7): 1190 - 1192. (in Chinese)
- 15 吴苏喜, 刘瑞兴, 杨文凤, 等. 低温循环式烘干机对南方高水分稻谷干燥的实践[J]. 食品与机械, 2011, 27(6): 192 - 194.  
Wu Suxi, Liu Ruixing, Yang Wenfeng, et al. Drying test of paddy grain with high moisture by low-temperature recirculation dryer[J]. Food and Machinery, 2011, 27(6): 192 - 194. (in Chinese)
- 16 李长友, 方壮东. 高湿稻谷多段逆流干燥缓苏解析模型研究[J]. 农业机械学报, 2014, 45(5): 179 - 184.  
Li Changyou, Fang Zhuangdong. Analytical models of multistage counter flow drying and tempering process of grain[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2014, 45(5): 179 - 184. (in Chinese)

## Rice Drying Using Heat Pump Dehumidifying System with Heat Pipe

Luo Qiaojun<sup>1,2</sup> Zhang Jinjiang<sup>2</sup> Wu Yaosen<sup>2</sup> Liu Qinghua<sup>2</sup>

(1. College of Engineering, South China Agricultural University, Guangzhou 510642, China

2. Guangdong Institute of Modern Agricultural Equipment, Guangzhou 510630, China)

**Abstract:** The ambient air dehumidification needs cooling down the air temperature in conventional heat pump dehumidification system. However, it decreased the temperature of hot air to the grain dryer, which reduced rice drying rate and increased energy consumption at the same time. A heat pipe heat exchanger was installed on the two sides of evaporator of heat pump dehumidification system, which was used for pre-cooling and pre-heating of ambient air respectively, so that dehumidifying capacity can be enhanced and the hot air temperature can be increased. Experiential results showed that with heat pipe in the system, the energy consumption of dehumidification were reduced by 9.6% ~ 28.4% when air relative humidity was 60% ~ 78% at 27°C. Meanwhile, the results demonstrated that dehydrating 1 kg water from rice consumed 1 560 kJ energy when inlet air with relative humidity of 80.2% at 26.2 °C, and saved 18.2% of energy compared with traditional heat pump dehumidification system.

**Key words:** Rice Heat pump dehumidifying Heat pipe Drying Energy-saving