



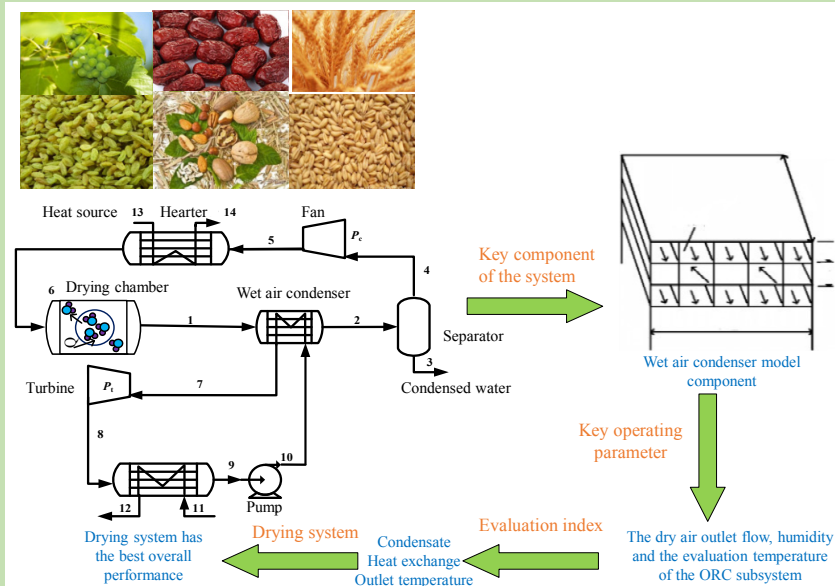
# Analysis of condensation characteristics of moist air in low temperature drying system using circulating hot air

Jin'ai DOU<sup>1</sup>, Shizhong ZHANG<sup>2</sup>, Chen YUE<sup>2\*</sup>

1. China Oilfield Services Limited, Beijing 100027, China

2. College of Energy and Power Engineering, Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing, Jiangsu 210016, China

**Abstract:** Air drying is one of the widely used farm products process technologies. Due to the thermal-sensitivity performances of the farm products, the low operation temperature makes waste heat recovery from the drying chamber exhaust wet air become difficult, and the conventional open air-drying process is energy consumption. A novel closed air drying system is proposed through integrating the top air drying cycle and a bottom organic Rankine cycle (ORC). After verified the mathematical model of the wet air waste heat recovery through the wet air condenser, condensed water



mass flow rate and the energy saving characteristics of the proposed system were investigated through analyzing the key parameter influences on the overall performance indices. The results showed that under the operation condition in this study, compared to the wet air inlet temperature and mass flow rate, increasing the relative moisture content in the wet air improved the condensed water mass flow rate and heat exchanged substantially. Also the maximal value of mass flow rate of condensed water was obtained with the optimal wet air mass flow rate at 0.10~0.15 kg/s. The overall net power output of the system increased prominently as both the dew point temperature of the drying cabin outlet wet air and the evaporation temperature of the bottom ORC increased. Therefore, for the conventional heat-sensitive farm products drying process, the low drying temperature and high dew point temperature for the wet air at drying chamber outlet, and the evaporation temperature at 313~323 K of the ORC were recommended.

**Key words:** wet air; air-drying; organic Rankine cycle; system integration; waste heat recovery

收稿: 2019-08-21, 修回: 2019-11-07, 网络发表: 2019-11-13, Received: 2019-08-21, Revised: 2019-11-07, Published online: 2019-11-13

基金项目: 中央高校基础研究项目(编号: NS2018015)

作者简介: 窦锦爱(1980-), 男, 广东省湛江市人, 本科, 勘查技术与工程专业, E-mail: douja@163.com; 岳晨, 通讯联系人, E-mail: yuechen@nuaa.edu.cn.

**引用格式:** 窦锦爱, 张世中, 岳晨. 循环热风低温干燥系统湿空气冷凝特性分析. 过程工程学报, 2020, 20(6): 703-710.

Dou J A, Zhang S Z, Yue C. Analysis of condensation characteristics of moist air in low temperature drying system using circulating hot air (in Chinese). Chin. J. Process Eng., 2020, 20(6): 703-710, DOI: 10.12034/j.issn.1009-606X.219279.

# 循环热风低温干燥系统湿空气冷凝特性分析

窦锦爱<sup>1</sup>, 张世中<sup>2</sup>, 岳晨<sup>2\*</sup>

1. 中海油田服务股份有限公司, 北京 100027

2. 南京航空航天大学能源与动力学院, 江苏 南京 210016

**摘要:** 基于能量梯级利用热力系统耦合理论, 集成了一种适合热敏性农副产品烘干的新型空气干燥循环系统, 系统可得到热敏性干燥产品, 同时回收湿空气冷凝废热用于有机朗肯循环(ORC)系统对外做功。对关键部件湿空气冷凝器建立传热传质数学模型并经实验验证, 考察了关键操作参数对系统脱水速率及节能效果的影响。结果表明, 湿空气湿度是影响该系统凝水和节能的最关键参数, 该系统凝水及节能特性均随湿空气湿度提高而改善; 当干燥箱出口湿空气含湿量温度一定时, 新型空气干燥循环凝水量主要受到干燥箱出口空气流量的影响, 系统的凝水量和换热量均随湿空气质量流量增加先增加后降低, 在 0.10~0.15 kg/s 出现极大值; 系统净输出功随 ORC 底循环蒸发温度提高显著增加。本系统下的热敏性农副产品烘干建议选择低空气流速、低烘干温度, 推荐的 ORC 底循环蒸发温度为 313~323 K。

**关键词:** 湿空气; 空气干燥; 有机朗肯循环; 系统集成; 废热回收

中图分类号: TS203

文献标识码: A

文章编号: 1009-606X(2020)06-0703-08

## 1 前言

空气干燥是一种常用的农副产品加工技术<sup>[1]</sup>, 而常规开式空气干燥工艺难回收废气中的余热, 系统整体能耗较高, 产品也易受到环境空气洁净度和湿度等的影响。随着国内外对节能减排要求不断提高, 提高热敏性农副产品的空气干燥系统节能及经济效益已成为今后的发展趋势<sup>[2]</sup>。

常用空气干燥箱出口湿空气含有大量蒸汽潜热可回收利用, 提高干燥箱出口湿空气废热回收是实现节能的关键<sup>[3]</sup>, 当前国内外对湿空气冷凝器的凝水传热特性已开展大量相关研究。但由于在湿空气的冷凝过程中, 干空气是不凝性气体, 蒸汽克服气相热阻和相界热阻在液膜表面冷凝, 而不凝性干空气聚集, 水蒸气分压降低, 干空气分压升高, 在水蒸气与液膜温度饱和分压的压差推动下, 水蒸气向液膜表面冷凝, 而干空气在液膜表面聚集产生的压差阻碍水蒸气分子的冷凝, 导致传热速率远低于纯蒸汽冷凝。采用可靠的湿空气冷凝传热预测模型是确保系统节能性能预测准确性的关键。

文献[4-6]根据空调设计手册<sup>[7]</sup>及实验数据归纳得到了一些实用的湿空气参数改进计算公式。田永兰<sup>[8]</sup>实验研究了湿空气流速对冷凝传热规律的影响。任能等<sup>[9]</sup>通过热湿交换的数值模型及实验研究, 得到了湿空气流速对凝结换热过程的影响规律。董玉军等<sup>[10]</sup>研究了冷源介质对湿空气冷凝的影响, 发现湿度临界点是影响传热

冷凝的关键。赵竞全等<sup>[11]</sup>通过对湿空气传热传质进行实验研究发现, 低湿工况下凝结液膜干扰气体流动, 导致换热系数升高; 随着凝水量增加, 液膜热阻增大。朱爱梅等<sup>[12]</sup>基于设计的实验装置, 对不凝性气体质量含量为 70%~90%的冷凝传热过程开展实验研究, 分析了不凝性气体对蒸汽的扩散阻力影响。王立国<sup>[13]</sup>分析了换热器冷侧的冷却参数的影响规律。齐巍<sup>[14]</sup>研究了含湿混合气体流速对冷凝换热强度的影响。Maalouf 等<sup>[15]</sup>对与湿空气热物理性质相似的湿烟气余热回收节能效果开展研究。Hu 等<sup>[16,17]</sup>对高湿度空气的冷凝传热过程开展实验研究, 考察了水蒸气体积分数的影响; Fouda 等<sup>[18]</sup>对矩形横截面水平管内湿空气中水蒸气凝结过程开展了实验研究, 给出了水蒸气分数对平均传热传质系数的影响规律。

由以上研究可知, 用经验公式结合析湿系数法<sup>[1]</sup>能对常压湿空气的凝结传热特性进行较准确地预测。本工作对新型空气干燥循环系统关键部件湿空气冷凝器采用基于析湿系数法的经验公式法建模并进行模型验证, 考察了实际工作条件下, 干燥系统中关键操作参数对该系统湿空气凝水传热特性的影响, 研究了新型空气干燥循环系统的脱水特性和节能特性。

## 2 新型干燥系统及湿空气冷凝器

图 1 为设计的新型空气干燥系统, 主要包括两个热力子循环: 顶循环为空气干燥子循环 1-2-4-5-6, 底循

环为湿空气废热回收有机朗肯(ORC)子循环 7-8-9-10。湿空气冷凝器将两个子循环集成在一起,顶循环的湿空气通过该设备冷凝可得到冷凝水,湿空气冷凝释放出的潜热和显热被底循环吸收,可用于 ORC 子循环对外做功。图 2 为该系统的  $T-Q$  图,其中单位质量空气(5, 6)被外热源(13, 14)加热的过程吸收的热量为  $q_s$ ,干燥箱出口湿空气通过湿空气冷凝器释放热量的过程(1, 2), ORC 子循环工质被蒸发(7, 10), 该过程又包括预热、蒸发和过热 3 个阶段,其吸收的总热量为  $q_{ev}$ , 由于湿空气冷凝过程为非线性过程,其传热过程的最小温差为  $\Delta t_{Ev}$ , 可能发生在 ORC 工质预热、蒸发和过热三个阶段的任一过程。气液分离器出口单位质量空气被风机增压循环进入加热箱需要消耗的压缩功耗为  $w_c$ 。ORC 子系统的蒸

发温度为  $T_e$ , 冷凝温度为  $T_c$ , 环境温度为  $T_0$ , 透平对外做功为  $w_t$ , 其冷凝器冷凝过程包括消除过热和冷凝两个过程,其释放的总热量为  $q_{Con}$ , 冷凝器内的最小温差为  $\Delta t_{Con}$ 。由图 2 可知,基于热能梯级利用机理, ORC 子循环对空气循环子系统的废热进行了回收,系统具有节能潜力。图 3 为湿空气冷凝器中废热回收过程的  $T-\Delta h$  图,结合图 2 和 3 可看到,与常规线性废热或纯工质恒温潜热释放过程不同,湿空气在降温过程中,废热存在明显的非线性特点。为了有效回收湿空气废热,参考文献[19]设计了多层网格状逆流卧式换热器(图 4),湿空气和制冷剂上下分层布置,为了有效冷凝湿空气,对湿空气层和制冷剂层采用了竖向分隔。

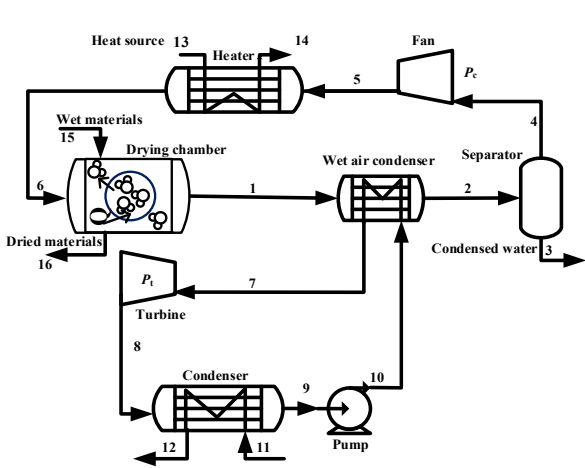


图 1 集成干燥系统示意图

Fig.1 Schematic diagram of integrated drying system

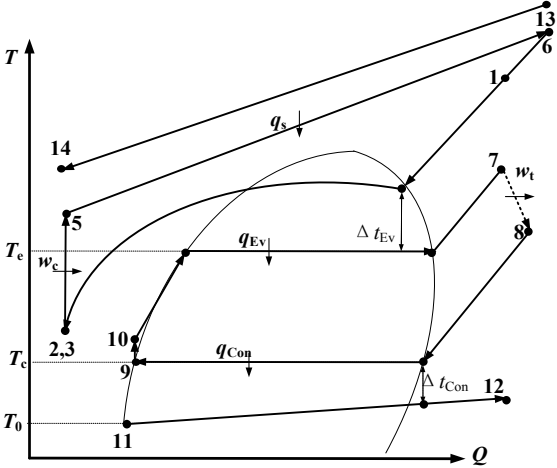


图 2 集成干燥系统的  $T-Q$  图

Fig.2  $T-Q$  diagram of integrated drying system

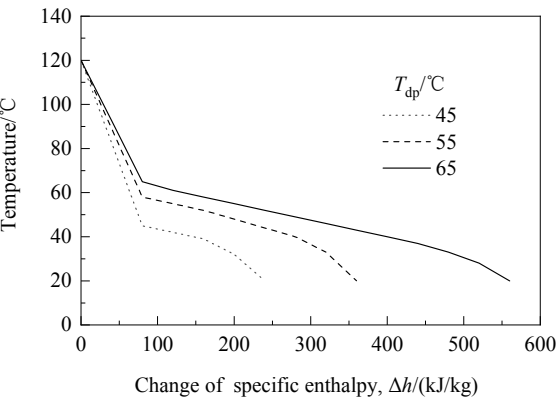


图 3 湿空气废热回收过程  $T-\Delta h$  图

Fig.3  $T-\Delta h$  diagram of wet air waste heat recovery process

2.1 几何模型

图 4 所示空气冷凝器建立传热凝水模型中,宽度  $W=0.2\text{ m}$ , 高度  $H=0.08\text{ m}$ , 长度  $L=0.3\text{ m}$ 。湿空气与空

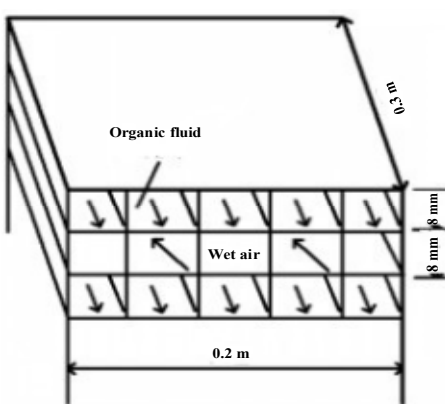


图 4 湿空气冷凝器模型

Fig.4 Model of wet air condenser

气采取逆流式换热, 流道被分隔成  $w \times d=8\text{ mm} \times 8\text{ mm}$  的小正方形流道, 左右相邻的流道中为相同流体, 上下相邻的流道中为不同流体<sup>[19]</sup>。

## 2.2 数学模型

为简化计算,结合湿空气冷凝特点,做如下假设:

(1) 湿空气冷凝器处于稳态工作状态,无波动,且沿截面方向状态均匀;(2) 忽略冷凝器与环境换热,假设与外界处于绝热状态;(3) 湿空气冷凝过程不影响湿空气的流动,湿空气中干空气质量流量为常数。

基于假设结合湿空气状态参数计算公式和换热计算公式,建立基于析湿系数法的湿空气冷凝器的数学模型。

### 2.2.1 湿空气计算模型

湿空气中的水蒸气分压力<sup>[20]</sup>为

$$p_{sa1} = \frac{2}{15} \exp \left( 18.5916 - \frac{3991.11}{t_{a1} + 233.84} \right) \quad (1)$$

式中,  $p_{sa1}$  为入口湿空气饱和水蒸气分压力(kPa),  $t_{a1}$  为入口湿空气温度(°C)。

湿空气中水蒸气分压为

$$p_{va1} = \varphi_{a1} p_{sa1} \quad (2)$$

式中,  $p_{va1}$  为入口湿空气水蒸气分压力(kPa),  $\varphi_{a1}$  为入口湿空气湿度。

湿空气含湿量为

$$d_{a1} = 0.622 \frac{p_{va1}}{p_a - p_{va1}} \quad (3)$$

式中,  $d_{a1}$  为入口湿空气含湿量(kg/kg, 干空气),  $p_a$  为入口湿空气压力(kPa)。

湿空气比焓为

$$h_{a1} = 1.005t_{a1} + (2501 + 1.86t_{a1})d_{a1} \quad (4)$$

式中,  $h_{a1}$  为入口湿空气比焓(kJ/kg, 干空气)。

湿空气密度为

$$\rho_{a1} = \left( 0.00348 \frac{p_a}{T_{a1}} - 0.00132 \frac{p_{sa1}}{T_{a1}} \right) \times 10^3 \quad (5)$$

式中,  $\rho_{a1}$  为入口湿空气密度(kg/m<sup>3</sup>),  $T_{a1}$  为入口湿空气热力学温度(K)。

### 2.2.2 湿空气冷凝器热侧换热凝水计算模型

根据换热器物理模型和湿空气状态参数可计算空气冷凝换热参数,空气努塞尔数<sup>[21]</sup>为

$$Nu = 0.0342 Re_{a1}^{0.774} \quad (6)$$

析湿系数为

$$\xi = \frac{h_d - h_{a2}}{c_{pm}(t_d - t_{a2})} \quad (7)$$

式中,  $h_d$  为露点温度对应的比焓(kJ/kg, 干空气),  $h_{a2}$  为出口温度对应的比焓(kJ/kg, 干空气),  $t_d$  为露点温度

(°C),  $t_{a2}$  为湿空气出口温度(°C),  $C_{pm}$  为湿空气比热。

### 2.2.3 湿空气冷凝器冷侧计算模型

对冷凝器中湿空气与有机工质 R134a 换热特性进行研究。由于湿空气与有机工质换热过程涉及相变,换热模型中对于有机工质侧的换热过程采用分段计算。

R134a 管内沸腾的两相表面传热系数<sup>[22]</sup>为

$$\frac{h_{r,TP}}{h_{r,L}} = c_1(c_0)^{c_2} (25Fr_{r,L})^{c_3} + c_3(B_0)^{c_4} F_{fl} \quad (8)$$

式中,  $h_{r,TP}$  为制冷剂管内沸腾的两相表面传热系数[W/(m<sup>2</sup>·K)],  $h_{r,L}$  为制冷剂液相在管内流动的表面传热系数[W/(m<sup>2</sup>·K)],  $c_0$  为制冷剂对流特征数,  $Fr_{r,L}$  为制冷剂液相弗劳德数,  $B_0$  为制冷剂沸腾特征数,  $F_{fl}$  为取决于制冷剂性质的无量纲系数,对于 R134a,  $F_{fl}=1.6$ 。

液相在管内流动的表面传热系数<sup>[22]</sup>为

$$h_{r,L} = 0.023 \left( \frac{g_r(1-x)D_r}{\mu_{r,L}} \right)^{0.8} \frac{Pr_{r,L}^{0.4} \lambda_{r,L}}{D_r} \quad (9)$$

式中,  $g_r$  为制冷剂质量流速[kg/(m<sup>2</sup>·s)],  $x$  为制冷剂平均干度,  $D_r$  为制冷剂水力直径(m),  $\mu_{r,L}$  为制冷剂液相动力黏度(Pa·s),  $\lambda_{r,L}$  为制冷剂液相热导率[W/(m·s)],  $Pr_{r,L}$  为制冷剂液相普朗特数。

### 2.2.4 传热计算模型

传热系数为

$$K_a = \frac{1}{\frac{1}{h_a} + \frac{1}{h_c}} \quad (10)$$

式中,  $K_a$  为传热系数[W/(m<sup>2</sup>·K)],  $h_a$  为湿空气侧对流换热系数[W/(m<sup>2</sup>·K)],  $h_c$  为冷空气侧对流换热系数[W/(m<sup>2</sup>·K)]。

总换热量为

$$Q_a = K_a A \Delta T \quad (11)$$

式中,  $Q_a$  为湿空气总换热量(kJ),  $A$  为总传热面积(m<sup>2</sup>),  $\Delta T$  为对数平均温差(K)。

系统净功计算公式  $W_{net}$  为

$$W_{net} = W_t - W_p - W_c \quad (12)$$

式中,  $W_t$  为透平功率,  $W_p$  为工质泵功率,  $W_c$  为循环风机功率。

## 2.3 模型验证

热侧工质为干空气的条件下,对建立的湿空气冷凝器换热特性模型进行验证,其中热侧湿空气和冷侧干空气入口参数如表 1<sup>[9]</sup>所示,进行了两组数据的验证对比。

表 1 湿空气冷凝器入口参数<sup>[19]</sup>  
Table 1 Parameters of wet air condenser inlet<sup>[19]</sup>

Wet air side	Value	Dry air side	Value
Pressure, $p_{1,i}/\text{kPa}$	101.3	Pressure, $p_{d,i}/\text{kPa}$	101.3
Mass flow rate, $m_{1,i}/(\text{kg/s})$	0.02~0.10	Mass flow rate, $m_{d,i}/(\text{kg/s})$	0.02
Inlet temperature, $T_{1,i}/\text{K}$	313	Inlet temperature, $T_{d,i}/\text{K}$	280
Inlet relative humidity, $\varphi_{1,i}/\%$	0~100	Inlet relative humidity, $\varphi_{d,i}/\%$	0

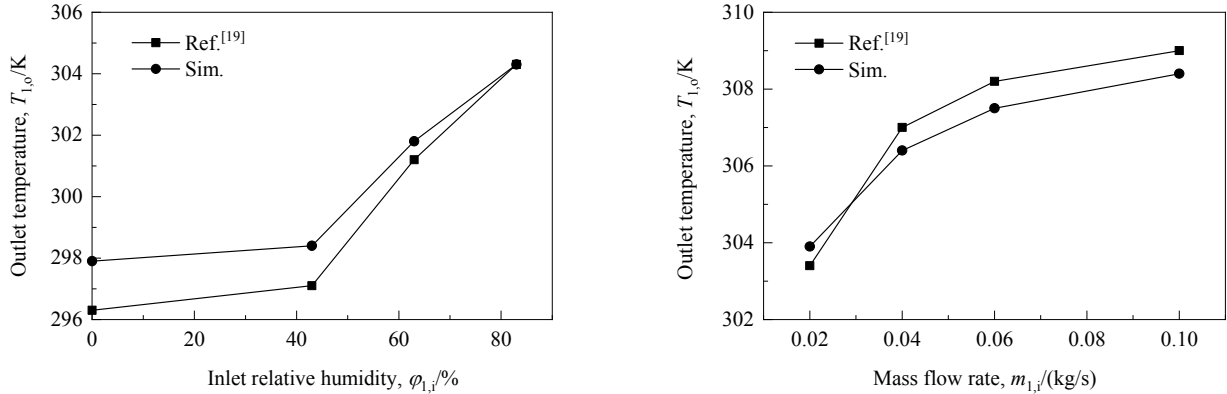


图 5 湿空气出口温度与入口相对湿度和质量流量的关系  
Fig.5 Relationship between wet air outlet temperature, inlet relative humidity and mass flow rate

湿空气出口温度与入口相对湿度和质量流量的关系如图 5 所示,图 5(a)中空气侧质量流量  $m_{1,i}=0.02\text{ kg/s}$ ,图 5(b)中相对湿度  $\varphi_{1,i}=80\%$ 。从图可看出,随着湿空气入口相对湿度增加,湿空气出口温度的文献值和模拟值均逐渐上升,吻合较好,相对误差在 1%以内。

3 湿空气冷凝器凝水换热特性

3.1 湿空气入口温度影响

为研究入口温度对湿空气冷凝器换热性能的影响,考察湿空气流量  $0.02\text{ kg/s}$ 、湿空气入口含湿量  $160\sim240\text{ g/kg}$ (干空气)时凝水量和换热量随湿空气入口温度的变化情况,湿空气入口温度为  $343\sim363\text{ K}$ 。ORC 子系统中 R134a 入口为  $323\text{ K}$  的饱和液态,质量流量为  $0.20\text{ kg/s}$ 。

图 6 和 7 分别给出了不同含湿量条件下,凝水量及换热量随湿空气入口温度的变化。从图可看出,含湿量  $d$  是影响其凝水换热量的关键,当入口温度为  $343\text{ K}$ , $d$  从  $160\text{ g/kg}$  增至  $240\text{ g/kg}$  时,凝水量及换热量分别增至 8.0 和 5.4 倍。从图 7 可知,湿空气废热中凝水潜热远大于其显热回收潜力。在给定含湿量  $d$  下,由于湿空气过热度随温度提高而增加,湿空气冷凝器用于消除过热度的换热面积增加,从而导致凝水量和换热量均随湿空气入口温度的增加而减少。在给定含湿量  $d$  下,当入口湿空气过热度增加到一定程度时,湿空气冷凝器全部用于消除过热,无冷凝水,只能回收少量湿空气显热。

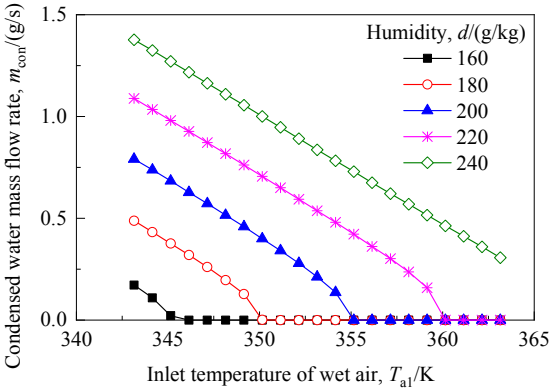


图 6 凝水量随湿空气入口温度的变化  
Fig.6 Variations of condensed water mass flow rate with inlet temperatures of wet air

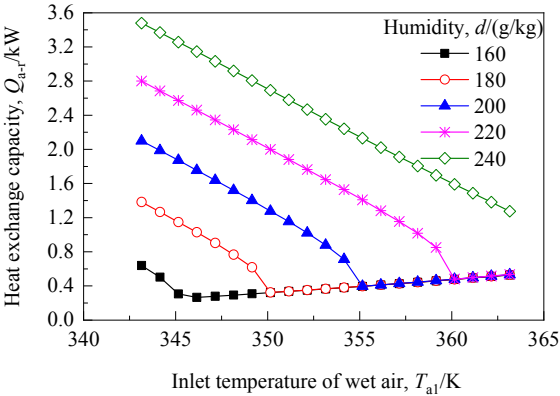


图 7 换热量随湿空气入口温度的变化  
Fig.7 Variations of heat exchange capacity with inlet temperatures of wet air

### 3.2 空气入口质量流量影响

湿空气温度为 353 K、湿空气入口含湿量为 280~310 g/kg(干空气)、R134a 入口为 323 K 的饱和液态的条件下,不同含湿量下的湿空气冷凝器凝水量、换热量与湿空气质量流量的关系如图 8 和 9 所示。由图可知,  $d < 310$  g/kg 时,湿空气冷凝废热主要为冷凝潜热,图 9 与图 8 趋势类似,凝水量和换热量基本均随湿空气质量流量增大先增加后降低,存在最佳的湿空气质量流量。主要原因是入口湿空气质量流量较低时,湿空气冷凝降温程度较大,但由于其湿蒸汽的绝对含量较低,凝水量较少,冷凝换热量也较少。湿空气质量流量较大时,尽管热侧换热系数不断提高,大部分换热器面积用于消除过热,湿空气的实际冷凝降温较低,凝水量也不高。凝水量在适当入口流速条件下达到最大,湿空气最佳质量流量为 0.10~0.15 kg/s。

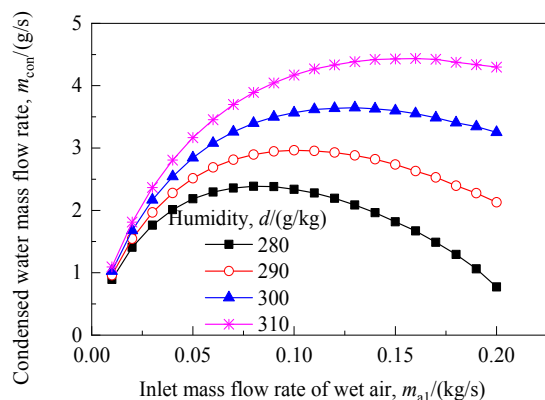


图 8 凝水量随湿空气入口质量流量的变化

Fig.8 Variations of condensed water mass flow rate with inlet mass flow rate of wet air

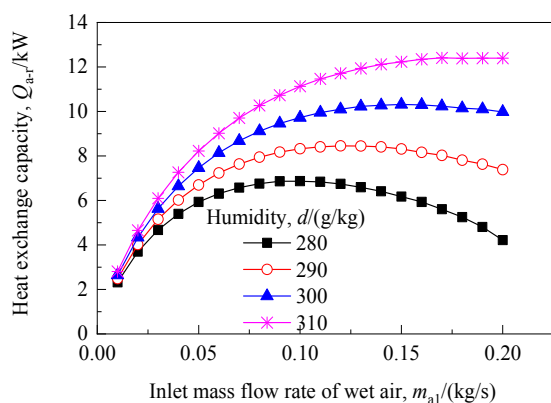


图 9 换热量随湿空气入口质量流量的变化

Fig.9 Variations of heat exchange capacity with inlet mass flow rate of wet air

湿空气入口含湿量  $d=310$  g/kg 时,当湿空气质量流量接近 0.20 kg/s 时,系统凝水量及换热量随湿空气质量

流量增加而降低的程度较小,主要是由于高湿度条件下,湿空气已接近饱和,用于消除过热的有效传热面积不大。

### 3.3 ORC 蒸发温度影响

在以 R134a 为工质、环境温度为 280 K、湿空气质量流量为 0.02 kg/s、湿空气入口含湿量为 240~360 g/kg 的条件下,考察了 R134a 蒸发温度对湿空气冷凝器换热性能的影响。湿空气冷凝器凝水量及换热量与 R134a 蒸发温度关系如图 10 和 11 所示。由图可知,给定含湿量条件下,随着蒸发温度提高,湿空气换热器内的传热温差不断降低,导致其传热量不断下降,凝水量随 R134a 蒸发温度的提高不断降低。当蒸发温度高于一定值后,传热量降低至仅用于消除过热,用于回收湿空气的显热,凝水量  $m_{con}$  降为 0,换热量  $Q_{a-r}$  降至接近 0。

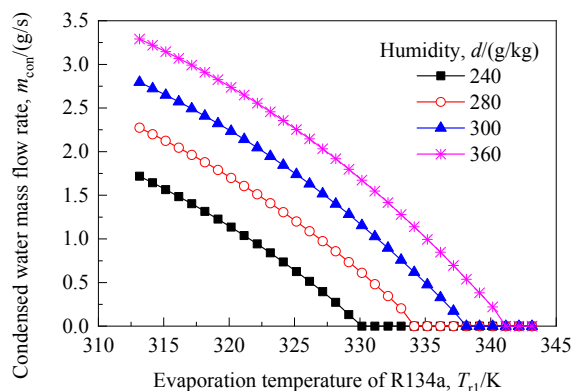


图 10 凝水量随 R134a 蒸发温度的变化

Fig.10 Variations of condensed water mass flow rate with evaporation temperatures of R134a

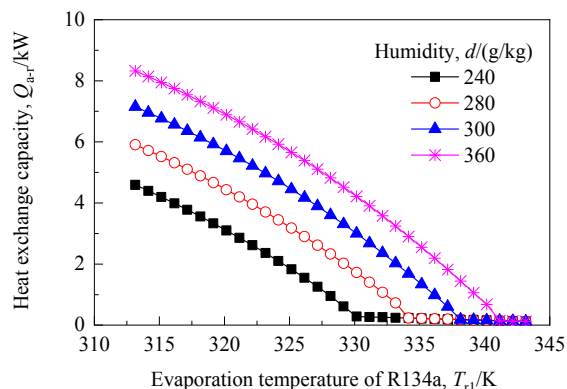


图 11 换热量随 R134a 蒸发温度的变化

Fig.11 Variations of heat exchange capacity with evaporation temperatures of R134a

## 4 系统集成特性

湿空气质量流量为 0.02 kg/s、湿空气入口含湿量 276



g/kg(干空气)(对应露点温度为 343 K)、入口温度为 348~354 K、R134a 的蒸发温度为 303~333 K 的条件下,考察了湿空气冷凝器入口湿空气温度对干燥系统热力学性能的影响。不同湿空气入口温度下 ORC 系统净功随 R134a 蒸发温度的变化如图 12 所示。由图可知,由于系统对干燥箱出口湿空气废热进行了梯级回收,给定湿空气入口含湿量的条件下,ORC 循环的热转功效率随蒸发温度升高不断增加, R134a 蒸发温度从 303 K 升至 333 K, ORC 循环净功从 24 W 增至约 70 W。

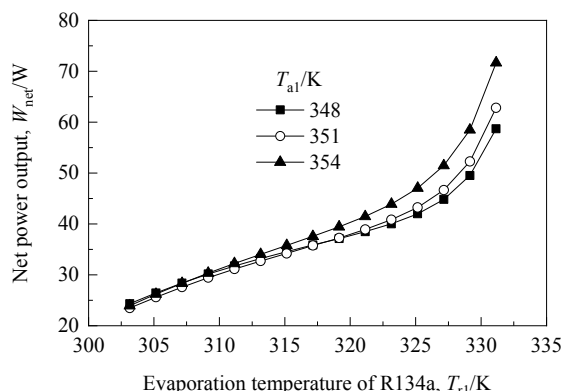


图 12 不同湿空气入口温度下 ORC 循环净功随 R134a 蒸发温度的变化

Fig.12 Variations of net power output with evaporation temperature of R134a under different inlet temperatures of wet air

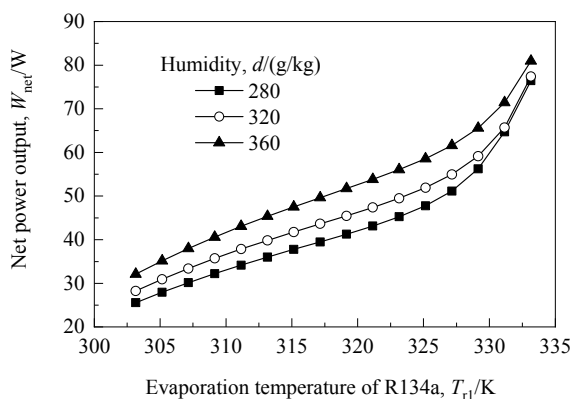


图 13 不同湿空气入口含湿量下 ORC 循环净功随 R134a 蒸发温度的变化

Fig.13 Variations of net power output with evaporation temperatures of R134a under different humidities

湿空气流量为 0.02 kg/s、入口温度为 353 K、湿空气入口含湿量为 280~360 g/kg、R134a 的蒸发温度为 303~333 K 的条件下,考察湿空气入口含湿量对系统干燥性能的影响。不同含湿量下 ORC 循环净功随 R134a 蒸发温度的变化如图 13 所示。由图可知,给定湿空气入口含湿量的条件下, R134a 蒸发温度从 303 K 升至 333

K, ORC 循环净功一直增大,湿空气入口相对湿度较大时的循环净功大于湿空气入口含湿量较小时。给定干燥箱出口湿空气温度、湿度及流量的条件下,随着 ORC 底循环蒸发温度升高,系统的净输出功一直增大;考虑到提高蒸发温度会导致空气干燥循环子系统的凝水量和换热量降低,建议 ORC 底循环蒸发温度不宜过高,推荐的 ORC 子循环的蒸发温度为 313~323 K。

## 5 结 论

集成了一种新型的适合热敏性农副产品干燥的空气干燥循环系统,分析了关键部件湿空气冷凝器传热凝水特性及其对系统整体热力学性能的影响,得到如下结论:

(1) 在给定湿空气冷凝器入口空气含湿量的条件下,降低入口空气温度能够改善湿空气冷凝器的传热凝水特性。但当入口湿空气过热度增加到一定程度时,湿空气冷凝器全部用于消除过热,此时没有凝水,只能回收少量湿空气显热。

(2) 给定干燥箱出口湿空气温度及湿度条件下,湿空气冷凝器凝水量和换热量基本均随湿空气质量流量增大先增加后降低,存在最佳的湿空气质量流量,为 0.10~0.15 kg/s。水分从热敏性农副产品中蒸发扩散的速率不高,实际干燥过程的风速不宜过高。

(3) 给定干燥箱出口湿空气温度、湿度及流量的条件下,随着 ORC 底循环蒸发温度升高,系统的净输出功一直增大;考虑到提高蒸发温度会导致空气干燥循环子系统的凝水量和换热量降低,建议 ORC 底循环蒸发温度不宜过高,推荐的 ORC 子循环的蒸发温度为 313~323 K。

## 参考文献

- [1] 王胜玮, 胡仰栋, 安维中, 等. 组合式干燥系统的分段优化设计方法 [J]. 过程工程学报, 2006, 6(6): 937-941.  
Wang S W, Hu Y D, An W Z, et al. Segmented optimal design method for the combined drying system [J]. The Chinese Journal of Process Engineering, 2006, 6(6): 937-941.
- [2] 曾宪国. 农产品和食品干燥技术及设备的现状与发展 [J]. 现代食品, 2018, (7): 172-174.  
Zeng X G. The current situation and development of agricultural products and food drying technology and equipment [J]. Modern Food, 2018, (7): 172-174.
- [3] 林宗虎. 强化传热技术 [M]. 北京: 化学工业出版社, 2005: 3-5.  
Lin Z H. Enhanced heat transfer technology [M]. Beijing: Chemical Industry Press, 2005: 3-5.
- [4] 章霆芳, 章伯其. 湿空气饱和和水蒸气压力与温度关系式的改进与应用 [J]. 发电与空调, 2005, 26(4): 43-45.  
Zhang T F, Zhang B Q. Improvement and application of the relationships between the water vapor saturation pressure and

- temperature of the moist air [J]. *Power Generation and Air Conditioning*, 2005, 26(4): 43–45.
- [5] 章伯其, 周斌. 湿空气状态参数关系式的改进 [J]. *暖通空调*, 2005, 35(6): 131.
- Zhang B Q, Zhou B. Improvement of state parameter relationship formula of moist air [J]. *Heating Ventilation and Air Conditioning*, 2005, 35(6): 131.
- [6] 吴俊云, 王磊, 陈芝久, 等. 湿球温度与饱和焓值经验关系式 [J]. *暖通空调*, 2000, 30(3): 27–29.
- Wu J Y, Wang L, Chen Z J, et al. Fitted relationship between the wet-bulb temperature and saturated enthalpy in moist air [J]. *Heating Ventilation and Air Conditioning*, 2000, 30(3): 27–29.
- [7] 第四机械工业部第十设计研究院. 空气调节设计手册 [M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 1983: 34–38.
- The Tenth Design Institute of the Ministry of Machinery Industry. *Air conditioning design manual* [M]. Beijing: China Building Industry Press, 1983: 34–38.
- [8] 田永兰. 湿空气及纯蒸汽流经冷壁面的凝结相变研究 [D]. 大连: 大连理工大学, 2017: 59–60.
- Tian Y L. Simulation of condensation phase change for moist air and pure steam flowing over cold wall surface [D]. Dalian: Dalian University of Technology, 2017: 59–60.
- [9] 任能, 谷波. 湿工况下平翅片传热传质实验与数值模拟 [J]. *化工学报*, 2007, 58(7): 1626–1631.
- Ren N, Gu B. Experimental study and numerical simulation of heat and mass transfer on plain fin in wet conditions [J]. *CIESC Journal*, 2007, 58(7): 1626–1631.
- [10] 董玉军, 袁秀玲, 包涛, 等. 湿工况下冷却空气型干式蒸发器盘管的数值模拟和性能优化 [J]. *制冷与空调*, 2005, (2): 19–24.
- Dong Y J, Yuan X L, Bao T, et al. Numerical simulation and performance optimization for air-cooling dry evaporator coil in wet condition [J]. *Refrigeration and Air-conditioning*, 2005, (2): 19–24.
- [11] 赵竟全, 冯斌, 袁修干. 板翅式湿空气热交换器传热传质性能实验研究 [J]. *航空学报*, 1999, 20(S1): 11–13.
- Zhao J Q, Feng B, Yuan X G. Experimental study on the heat and mass transfer performance of the plate-fin wet air-to-air heat exchanger [J]. *Acta Aeronautica et Astronautica Sinica*, 1999, 20(S1): 11–13.
- [12] 朱爱梅, 王立国, 熊日华, 等. 含大量不凝气的蒸汽冷凝传热 [C]//*全国化学工程与生物化工年会论文集*, 2004, A051: 81–82.
- Zhu A M, Wang L G, Xiong R H, et al. Steaming condensation heat transfer containing a large amount of non-condensable gas [C]//*Proceedings of National Chemical Engineering and Biochemical Industry Annual Meeting*, 2004, A051: 81–82.
- [13] 王立国. 含大量不凝气的蒸汽冷凝传热实验研究 [D]. 天津: 天津大学, 2005: 30–32.
- Wang L G. A study on the heat transfer of condensation in the humidified air [D]. Tianjin: Tianjin University, 2005: 30–32.
- [14] 齐巍. 含湿混合气体横掠翅片管的换热研究 [D]. 北京: 北京交通大学, 2008: 30–31.
- Qi W. Study on heat transfer for wet mixture gas flowing over the finned tube [D]. Beijing: Beijing Jiaotong University, 2008: 30–31.
- [15] Maalouf S, Ksayer E B, Clodic D. Investigation of direct contact condensation for wet flue-gas waste heat recovery using organic rankine cycle [J]. *Energy Conversion & Management*, 2016, 107: 96–102.
- [16] Hu H W, Tang G H, Niu D. Experimental investigation of convective condensation heat transfer on tube bundles with different surface wettability at large amount of noncondensable gas [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2016, 100: 699–707.
- [17] Hu H W, Tang G H, Niu D. Experimental investigation of condensation heat transfer on hybrid wettability finned tube with large amount of noncondensable gas [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2015, 85: 513–523.
- [18] Fouda A, Wasel M G, Hamed A M, et al. Investigation of the condensation process of moist air around horizontal pipe [J]. *International Journal of Thermal Sciences*, 2015, 90: 38–52.
- [19] 于冠勇. 湿空气冷凝器性能研究 [D]. 南京: 南京航空航天大学, 2012: 6–7.
- Yu G Y. Research on the performance of moist air condenser [D]. Nanjing: Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, 2012: 6–7.
- [20] 沈维道, 童钧耕. *工程热力学* [M]. 第四版. 北京: 高等教育出版社, 2007: 378–379.
- Shen W D, Tong J G. *Engineering thermodynamics* [M]. 4th Ed. Beijing: Higher Education Press, 2007: 378–379.
- [21] 杨世铭, 陶文铨. *传热学* [M]. 第四版. 北京: 高等教育出版社, 2006: 302–309.
- Yang S M, Tao W Q. *Heat transfer* [M]. 4th Ed. Beijing: Higher Education Press, 2006: 302–309.
- [22] 郑贤德. *制冷原理与装置* [M]. 北京: 机械工业出版社, 2001: 289–296.
- Zheng X D. *Refrigeration principle and device* [M]. Beijing: Mechanical Industry Press, 2001: 289–296.