

塔式玉米除湿热泵连续烘干系统的模拟及应用

魏娟^{1,2} 杨鲁伟^{1,2} 张振涛^{1,2*} 张冲^{1,2} 李伟钊^{1,2} 李博^{1,2}

(1. 中国科学院理化技术研究所,北京 100190;

2. 热力过程节能技术北京市重点实验室,北京 100190)

摘要 针对东北粮食干燥多在冬季,干燥能耗大和污染严重的问题,采用闭式多级串联除湿和加热的方法,设计塔式玉米除湿热泵连续烘干系统,对玉米热泵干燥系统的性能进行理论和试验研究,结果表明:1)理论计算结果与实测结果吻合;2)与玉米燃煤干燥系统相比,本研究提出的多级蒸发除湿和多级冷凝加热的除湿热泵系统节能达到30%以上;3)传统玉米干燥系统环境新风加热后与粮食完成一次热湿交换,然后直接排到环境中,浪费能源,同时随废气排出的糠皮对周围环境也造成一定的污染,而本研究设计的热泵干燥系统采用闭式循环结构,玉米绒及尘土在回风管路被除尘装置收集,无任何污染物排放到环境大气中,同时,因为干燥温度低,送风均匀,玉米品质明显提高。

关键词 玉米;干燥塔;除湿热泵;连续烘干

中图分类号 S226.6;TK173

文章编号 1007-4333(2018)04-0114-06

文献标志码 A

Simulation and application of continuous corn drying tower of dehumidified heat pump

WEI Juan^{1,2}, YANG Luwei^{1,2}, ZHANG zhentao^{1,2*}, ZHANG Chong^{1,2}, LI Weizhao^{1,2}, LI Bo^{1,2}

(1. Technical Institute of Physics and Chemistry, Chinese Academy of Sciences, Beijing 100190, China;

2. Beijing Key Laboratory of Thermal Science and Technology, Beijing 100190, China)

Abstract Aiming at the problems of large energy consumption and serious pollution of corn drying, a continuous corn drying system of desiccant heat pump is designed and used in low temperature environment. The results show that: 1) Multi-stage evaporating dehumidification and multi-stage condensation system can recovery the sensible heat and latent heat of the exhaust gas discharged from the drying tower. Compared with the conventional drying equipment, the heat pump drying equipment has higher efficiency, and the overall energy-saving is 30%. 2) Of the traditional design, fresh air is heated and directly discharge atmosphere after finished heat exchange with corn which causes energy waste and the environment pollution by discharging brans with exhausted air. This drying system designed in this study is a closed-cycle structure which can have energy recovery of the air that discharged from the drying tower, no dust is released into the atmosphere and its energy-saving is obvious. Because of low drying temperature and uniformity of air flow, the quality of dried corn is improved obviously.

Keywords corn; drying tower; dehumidified heat pump; continuous drying

干燥作业是能源消耗最大的工业加工单元之一^[1-2]。作为世界上最大粮食生产和消费国,我国粮食产量占世界总产量的比重约为1/4。每年机械化

干燥粮食大约消耗170万t标准煤^[3-4]。东北地区玉米年产量超过4000万t,且在未收获时就因温度降低而冻结,这种冻玉米如果存放到来年3月份,由

收稿日期:2017-06-08

基金项目:寒冷多变条件下热泵干燥粮食装备项目(YS16A03)

第一作者:魏娟,助理研究员,博士,主要从事热泵干燥技术研究,E-mail:weijuan@mail.ipc.ac.cn

通讯作者:张振涛,副研究员,主要从事热力过程节能技术专业研究,E-mail:zzt@mail.ipc.ac.cn

于气温升高,不能及时干燥就会腐烂,所以东北玉米都是在冬季进行干燥。而冬季干燥时,环境温度低,直接加热环境新风能耗大。目前的干燥系统多为以燃煤热风炉供热为主的多段塔式干燥系统,热空气与粮食经过一次换热后,温度变为 30~60 °C、相对湿度为 40%~70%的废气,被直接排入大气。以一套处理量为 300 t/d 的粮食燃煤干燥系统为例,每天排出约 $6 \times 10^5 \text{ m}^3$ 的废气,干燥过程中除去 1 kg 水所消耗的热量高达 7 535~8 370 kJ^[5],同时煤燃烧产生的 CO、SO₂、NO_x 以及直接排放的粉尘等造成了一定的环境污染。

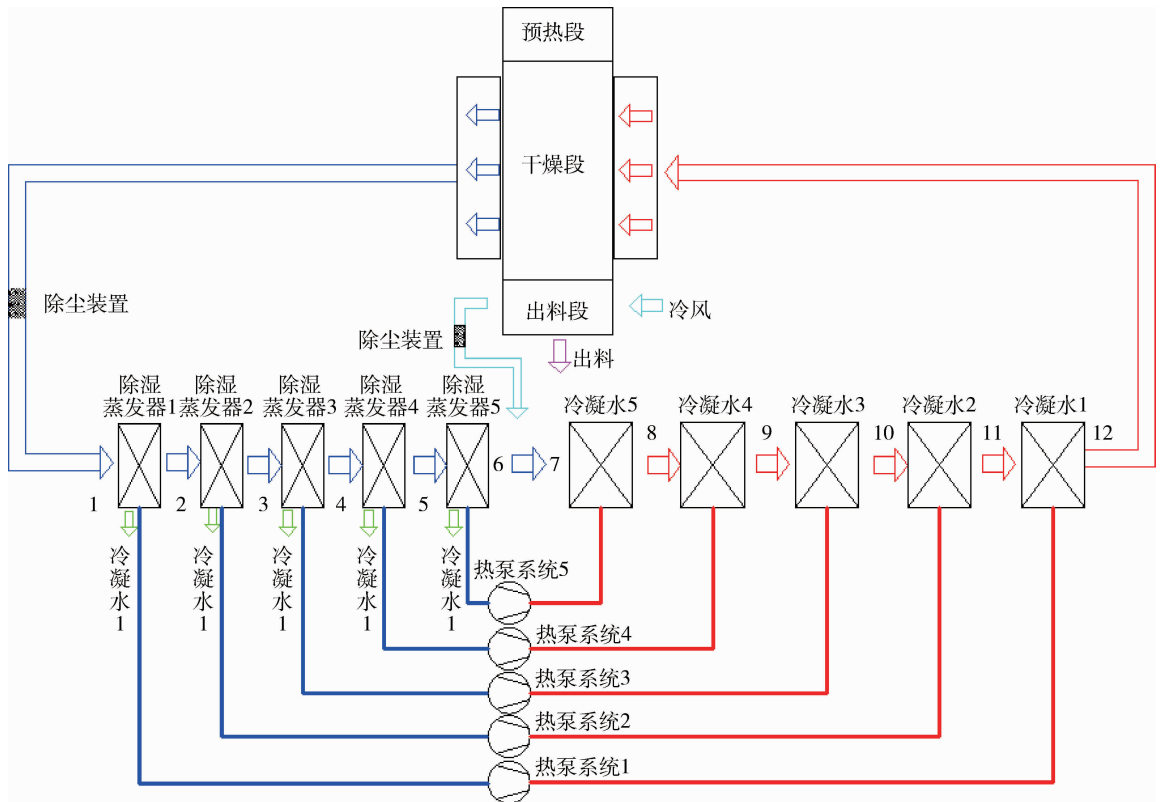
西方发达国家燃气充足,且价格相对便宜,因此普遍采用天然气进行干燥,但我国天然气价格偏高,农村地区普及率低,以天然气为热源进行大规模干燥还行不通。热泵供热以电为动力,具有高能源效率,根据张振涛等^[7]对热泵除湿干燥技术的研究,热

泵干燥与燃煤干燥相比能耗降低 40%~70%;通过节约燃料,其二氧化碳排放量可降低 30%~50%,对降低温室效应具有积极作用;对环境和被干燥物料均无污染,适合于食品及农特产品的干燥^[6]。针对东北地区玉米干燥期间环境温度 < -10 °C,传统热泵无法正常运行的情况,本研究拟设计一种能够在低温下高效运行的玉米除湿热泵干燥系统,以为玉米节能清洁干燥提供一定的借鉴。

1 干燥系统工作原理及结构

本研究设计的热泵系统日干燥玉米能力为 50 t,系统原理见图 1^[8-9]。蒸发和冷凝侧均为风冷翅片管换热器。该系统的风路近似于闭路式热泵干燥系统,干燥过程中不与外界环境进行换热,且收集了干燥过程中物料排出的粉尘,对环境无污染。

从干燥塔出来的排潮废气经除尘装置除尘后到



1,2,...,5 分别为除湿蒸发器 1,2,...,5 的入口;6 为除湿蒸发器 5 的出口;7,8,...,11 分别为冷凝器 5,4,...,1 的入口;12 为冷凝器 1 的出口。

1,2,...,5, The first dehumidified evaporator inlet to the fifth dehumidified evaporator inlet, respectively;6, The fifth dehumidified evaporator outlet;7,8,...,11, The fifth condenser inlet to the first condenser inlet, respectively;12, The first condenser outlet

图 1 干燥系统原理图

Fig. 1 Schematic view of the proposed drying system

达除湿蒸发器1入口(1点),经过除湿蒸发器1~5的冷却除湿,在除湿蒸发器5出口(6点)变成冷干空气,再经过冷凝器5~1逐级加热,从冷凝器1出口(12点)出来变成热干空气,进入干燥塔与干燥物料玉米进行热湿交换,然后进入下一个循环。在除湿蒸发器5出口(6点)和冷凝器5入口(7点)之间设置一个补风口,补风来自于干燥塔的出粮段,补风量可以根据需要通过风阀的开度调控。在6和7点之间引入部分的原因是:在蒸发器侧同时有潜热和显热交换,在冷凝器侧只有显热交换,由于水的潜热很大,当蒸发器进口空气相对湿度很大时,经过5级蒸发器除湿后空气的含湿量明显降低,变成干冷空气,风量较少时,会造成冷凝器出口侧制冷剂温度偏高,严重时会出现压缩机保护的情况,同时,因为在干燥过程中,会有部分空气泄漏到环境大气,为了维持系统稳定运行,需要补风。

2 系统模型

利用EES(Engineering equation solver)软件对整个热泵系统的稳定运行状态进行建模,通过数值模拟对系统性能进行分析,模拟变工况下系统运行特性。

2.1 模型建立

热泵机组使用的制冷剂为R134A,5个30匹压缩机的理论排气量均为 $V_d=92.4\text{ m}^3/\text{h}$ 。为简化系统计算,建模时作如下假设:

- 1) 热泵系统中蒸发器出口制冷剂过热度为 $5\text{ }^\circ\text{C}$,冷凝器出口制冷剂过冷度为 $5\text{ }^\circ\text{C}$;
- 2) 压缩机的容积效率为0.9,等熵效率为0.9;
- 3) 机组的蒸发温度比该蒸发器空气侧出口风温低 $8\text{ }^\circ\text{C}$,冷凝温度比冷凝器空气侧出口风温高 $5\text{ }^\circ\text{C}$;
- 4) 蒸发器制冷剂侧冷量充足的情况下,空气侧先释放显热后释放潜热。

在湿空气的计算中均以干空气的质量流量作为计算基准,机组进口1处的干空气流量 $Q_{m,1}$ 为:

$$Q_{m,1} = \frac{Q_{v,1}\rho_{a,1}}{1 + \omega_{a,1}} \quad (1)$$

式中: $Q_{v,1}$ 为湿空气在第一个蒸发器进口的体积流量, m^3/h ; $\rho_{a,1}$ 为湿空气在第一个蒸发器进口的密度, kg/m^3 ; $\omega_{a,1}$ 为湿空气在第一个蒸发器进口的绝对湿度, kg/kg 。

同样,补风的质量流量 $Q_{\text{add},m}$ 为:

$$Q_{\text{add},m} = \frac{Q_{\text{add},v}\rho_{\text{add}}}{1 + \omega_{\text{add}}}$$

式中: ρ_{add} 为补风的密度, kg/m^3 ; ω_{add} 为补风的绝对湿度, kg/kg 。干空气质量流量有如下关系:

$$Q_{m,1} = Q_{m,2} = Q_{m,3} = Q_{m,4} = Q_{m,5} = Q_{m,6}$$

$$Q_{m,7} = Q_{m,8} = Q_{m,9} = Q_{m,10} = Q_{m,11} = Q_{m,12}$$

根据假设3,对于*i*号机组有:

$$T_{e,i} = T_{i+1} - 8\text{ }^\circ\text{C}$$

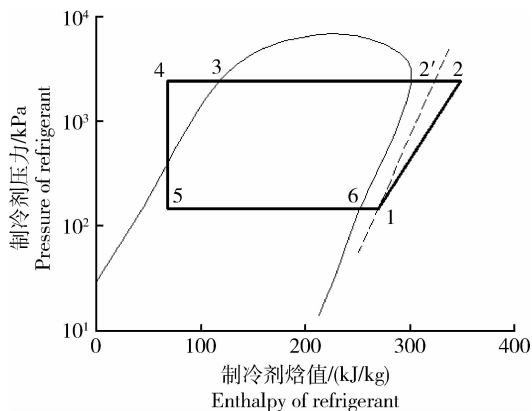
$$T_{c,i} = T_{13-i} + 5\text{ }^\circ\text{C}$$

2.2 制冷剂侧参数

本热泵干燥系统中,任意一级的热泵系统制冷剂的循环运行过程见图2:1→2→4→5→1构成一个热泵系统的制冷循环。1-2为实际压缩机压缩制冷剂的做功过程(1-2'为理论上等熵压缩的做功过程);2-3为高温高压的制冷剂过热蒸气在冷凝器内的等压冷却、冷凝过程;3-4为制冷剂液体的过冷过程;4-5为制冷剂经过膨胀阀的等焓节流过程;5-6为制冷剂在蒸发器内的等压蒸发过程;6-1为制冷剂蒸气在蒸发压力下的过热过程。

压缩机的实际吸气流量 \dot{m}_r 采用式(2)计算:

$$\dot{m}_r = \eta_v V_d \rho_{r,1} \quad (2)$$



1. 压缩机入口的制冷剂状态;2. 压缩机实际压缩后的制冷剂状态;2' 压缩机等熵压缩后的制冷剂状态;3. 冷凝器出口的饱和制冷剂状态;4. 冷凝器出口的过冷制冷剂状态;5. 蒸发器入口的制冷剂状态;6. 蒸发器出口的制冷剂状态。

1. The state point of the compressor inlet;2. The state point of the compressor outlet in actual compressing cycle;2'. The state point of the compressor outlet in isentropic compressing process;3. The saturation state point of condenser outlet;4. The sub-cooling state point of condenser outlet;5. The state point of the evaporator inlet;6. The state point of the evaporator outlet

图2 热泵系统中制冷剂循环的压焓图

Fig. 2 Pressure-enthalpy diagram of refrigeration in heat pump

式中： η_v 为压缩机的吸气容积效率； V_d 压缩机的实际吸气体积流量， m^3/h ； $\rho_{r,1}$ 为制冷剂密度， kg/m^3 。

根据制冷剂流量，压缩机指示功率、蒸发器和冷凝器负荷分别如下：

$$W_i(i) = \frac{\dot{m}_r(h_{r,2'} - h_2)}{\eta_s} \quad (3)$$

$$Q_c(i) = \dot{m}_r(h_{r,1} - h_{r,5}) \quad (4)$$

$$Q_e(i) = \dot{m}_r(h_{r,2} - h_{r,4}) \quad (5)$$

式中： $h_{r,1}, h_{r,2}, \dots, h_{r,5}$ 为图 2 中各点对应的焓值， kJ/kg 。

假设第 i 个热泵系统中压缩机的机械效率为 η_m ，电机效率为 η_d （计算中均取 0.9），则第 i 个热泵系统中压缩机的输入功率为：

$$W_c(i) = \frac{W_i(i)}{\eta_m \eta_d}$$

第 i 个机组的制热效率 COP_h 为：

$$\text{COP}_h(i) = \frac{Q_c(i)}{W_c(i)}$$

2.3 空气侧参数

对于湿空气侧，湿空气流经蒸发器为冷却析湿过程，假设空气中析出水的温度和空气在蒸发器出口的温度相同，对于第 i 个机组，湿空气经过第 i 个蒸发器的能量平衡关系如下：

$$(1 + \omega_i)Q_{m,i}h_{a,i} = (1 + \omega_{i+1})Q_{m,i+1}h_{i+1} + (\omega_i - \omega_{i+1})Q_{m,i}h_{\text{water},i} + Q_e(i) \quad (6)$$

$$\text{RH}_i = \text{RH}_{i+1} = 100$$

式中： ω_i 为在蒸发器 i 入口的湿空气的绝对湿度， kg/kg ； $h_{a,i}$ 为第 i 个蒸发器的空气出口侧的焓值， kJ/kg ； $h_{\text{water},i}$ 为第 i 个蒸发器析出的水分的焓值 kJ/kg ； RH 为相对含湿量， $\%$ 。

第 i 个蒸发器的除水速率：

$$\dot{m}_{\text{water}}(i) = Q_{m,i+1}\omega_{i+1} - Q_{m,i}\omega_i \quad (7)$$

湿空气经过冷凝器加热，因为只有显热交换，空

气的绝对湿度不变，空气在蒸发器进出口的能量平衡关系为：

$$(1 + \omega_{13-i})Q_{m,13-i}h_{13-i} = (1 + \omega_{12-i})Q_{m,12-i}h_{12-i} + Q_c(i) \quad (8)$$

$$\omega_{12-i} = \omega_{13-i}$$

图 1 中冷凝器 5 入口(7 点)的空气是由蒸发器 5 出口(6 点)的空气和补风混合，假设混合过程没有水分析出，则：

$$Q_{m,7} = Q_{m,6} + Q_{m,\text{add}}$$

$$(1 + \omega_7)Q_{m,7}h_7 = (1 + \omega_6)Q_{m,6}h_6 + (1 + \omega_{\text{add}})Q_{m,\text{add}}h_{\text{add}} \quad (9)$$

$$\omega_7 Q_{m,7} = \omega_6 Q_{m,6} + \omega_{\text{add}} Q_{m,\text{add}}$$

2.4 系统性能评价

除湿干燥系统通常选取除湿速率 \dot{m}_{water} 和单位能耗除水量 SMER (Specific moisture extraction rate, 简称 SMER) 作为系统性能的评价指标：

$$\dot{m}_{\text{water}} = \sum_{i=1}^5 \dot{m}_{\text{water}}(i) \quad (10)$$

$$\text{SMER} = \frac{\dot{m}_{\text{water}}}{\sum_{i=1}^5 W_c(i)} \quad (11)$$

3 结果分析

3.1 各级性能分析

系统模拟工况为循环风量 $Q_{v,1} = 20\,000 \text{ m}^3/\text{h}$ ，空气温度 $T_1 = 35 \text{ }^\circ\text{C}$ ，空气相对湿度 $\text{RH}_1 = 90\%$ ，冷凝器 1 出口的空气温度 $T_{12} = 75 \text{ }^\circ\text{C}$ 。通过模拟程序，计算得到的各级蒸发器和冷凝器件的空气温度参数见图 3^[14]。整个热泵系统的总除湿速率为 $395.9 \text{ kg}/\text{h}$ ， SMER 达到 $4.0 \text{ kg}/(\text{kW} \cdot \text{h})$ ，总的压缩机功耗为 97.9 kW 。经过 5 级蒸发器的冷却除湿，湿空气的温度由 $35 \text{ }^\circ\text{C}$ 冷却到 $19.19 \text{ }^\circ\text{C}$ ；为保证供热风温为 $75 \text{ }^\circ\text{C}$ ，需要的补风量为 $9\,532 \text{ m}^3/\text{h}$ ，干燥塔内总风量为 $29\,532 \text{ m}^3/\text{h}$ 。

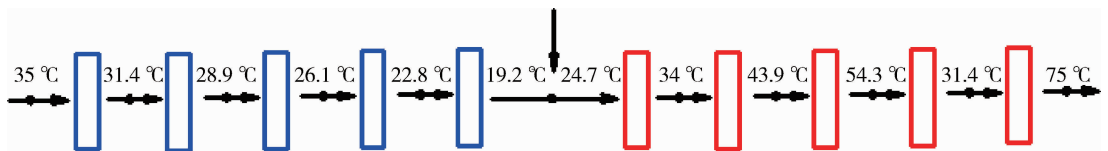


图 3 各级热泵中换热器进出口温度模拟结果

Fig. 3 Simulation results of heat pump system and each stage of the heat exchangers

本研究对干燥系统实测数据与模拟数据进行了对比，模拟结果与实测值较为一致；但由于模拟计算

中第二级空气湿度取 95% ，实际系统中空气在进入第 2 级蒸发器时已经饱和，如图 4(a) 所示第 2 级蒸

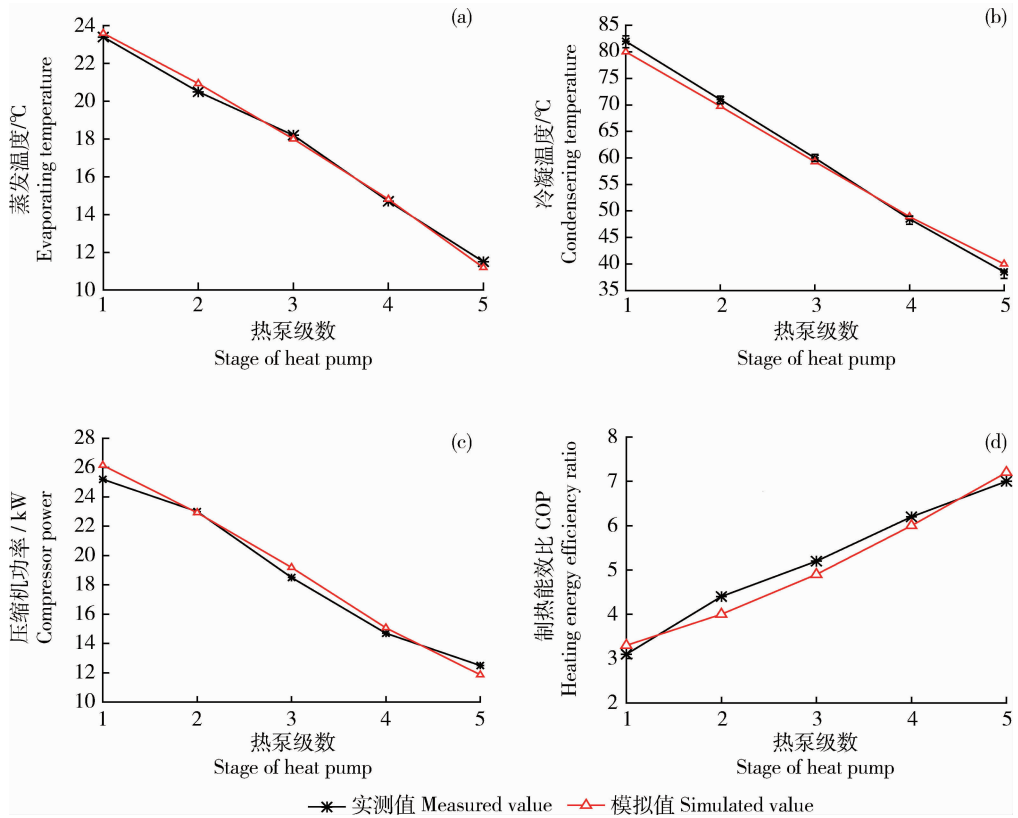


图4 各级热泵对应的蒸发温度(a)、冷凝温度(b)、压缩机功率(c)和制热能效比(d)

Fig. 4 Evaporating temperature (a), condensing temperature (b), compressor power (c) and heating energy efficiency ratio (d) at each stage of heat pump

发温度实测值与模拟值偏差较大。图4(b)比较了各级热泵系统实测冷凝温度与模拟值的差异,发现第1-3级的偏差是由于补风温度的实测值与模拟值存在差异造成的。由于蒸发温度与冷凝温度的实测值与模拟值均存在差异,使得图4(c)所示的各级热泵系统压缩机功率的模拟值与实测值存在明显偏差,同时,由图4(d)可以看出,各级热泵系统的制热能效比(COP)的实测值与理论值的相对较大,这是由于COP与制热量与压缩机功率相关,这2个变量的误差会累计到COP上。综合分析各级热泵的参数值(图4),发现蒸发温度低且冷凝温度低的系统,压缩机功耗相对小、COP相对大。

3.2 系统总能耗分析

为了对整个干燥系统的能耗和运行成本进行评估,本研究记录了牡丹江穆棱试验现场的热泵烘干塔与燃煤烘干塔烘烤的相关参数。

热泵烘干塔与燃煤烘干塔的潮粮采用同一批次,且初始含水率均为27%,干燥终了(出干燥塔)含水率均为14.5%,具体参数见表1。热泵干燥成

表1 热泵干燥与燃煤干燥相关参数对比

Table 1 The comparison data between heat pump drying and coal-fired drying

参数 Variables	热泵干燥 Heat pump drying	燃煤干燥 Coal drying
潮粮上粮速度/(t/h) The speed of loading corn	2.3	4.2
干粮排粮速度/(t/h) The speed of unloading corn	1.96	3.59
除水量/(kg/h) The dehumidification quantity	340	610
燃煤量/(kg/h) Coal consumption	—	230
耗电量/(kW·h) Electricity consumption	93	35
干燥成本/(元/t) Drying cost	23.7	36.9

注:数据以煤价500元/t,电价0.5元/(kW·h)计算。

Note: The price of coal is 500 RMB/t and the price of electricity is 0.5 RMB/(kW·h).

本为 23.7 元/t,较燃煤干燥成本降低 35.8%,节能效果显著。

4 结 论

本研究设计的塔式玉米除湿热泵连续烘干系统不受天气影响,在东北-20℃环境温度下,冷凝温度仍然能够达到 82℃,进入干燥塔的热空气温度能够达到 70℃以上。燃煤干燥与热泵干燥系统能耗对比结果表明,即使在煤价较低的情况下,热泵干燥仍然能够节约干燥成本 30%以上。传统玉米干燥机由于干燥介质温度过高,使玉米淀粉和蛋白质变性,降低了干燥后的玉米品质^[16],而本研究设计的热泵干燥系统热风温度明显低于燃煤烘干,无糊粮,根据现场用户实测,玉米容重比燃煤的增加 10%~15%,品质明显提高。

参考文献 References

- [1] Xiao H W. Some mitigation strategies for climate change[J]. *Drying Technology*, 2015, 33(14): 1679-1680
- [2] Wang D, Dai J W, Ju H Y, Xie L, Xiao H W, Liu Y H, Gao Z J. Drying kinetics of American ginseng slices in thin-layer air impingement dryer [J]. *International Journal of Food Engineering*, 2015, 11(5): 701-711
- [3] 李杰. 我国粮食干燥节能减排技术发展现状与展望[J]. 粮食储藏, 2011(4): 13-16
Li J. Present situation and prospect of grain drying technology development[J]. *Grain Storage*, 2011(4): 13-16 (in Chinese)
- [4] 王德华, 董殿文, 汪喜波. 干燥系统节能减排技术研究与实施[J]. 粮食加工, 2009, 34(3): 63-77
Wang D H, Dong D W, Wang X B. Research and implementation of energy saving and emission reduction technology in drying system[J]. *Grain Processing*, 2009, 34(3): 63-77 (in Chinese)
- [5] 陈坤杰, 陈青春, 张银. 中国谷物干燥加工中的能源消耗状况[J]. 农业工程学报, 2005, 21(5): 173-177
Chen K J, Chen Q C, Zhang Y. Energy consumption for grain drying in China[J]. *Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering*, 2005, 21(5): 173-177
- [6] 赵力. 高温热泵在我国的应用及研究进展[J]. 制冷学报, 2005(2): 8-13
Zhao L. Application and research of high temperature heat pump[J]. *Journal of Refrigeration*, 2005(2): 8-13 (in Chinese)
- [7] 张振涛, 杨鲁伟, 董艳华. 热泵除湿干燥技术应用展望[J]. 高科技与产业化, 2014(216): 70-73
Zhang Z T, Yang L W, Dong Y H. Application of dehumidified heat pump dryer [J]. *Advanced Technology and Industrialization*, 2014(216): 70-73 (in Chinese)
- [8] 中国科学院理化技术研究所. 一种塔式干燥系统及其干燥方法: 中国, 201510181473.0 [P]. 2016-11-23
The technical institute of physics and chemistry of the Chinese academy of sciences. A kind of drying tower system and drying method: China, 201510181473.0 [P]. 2016-11-23 (in Chinese)
- [9] 中国科学院理化技术研究所. 一种除湿干燥系统: 201510182204.6 [P]. 2016-11-23
The technical institute of physics and chemistry of the Chinese academy of sciences. A kind of dehumidified drying system: China, 201510182204.0 [P]. 2016-11-23 (in Chinese)
- [10] Wei J, Yang L W, Zhang Z T, Lin X J, Zhang C, Li B. Performance analysis of single-stage scroll compressor used in drying heat pump within wide condensing temperature range (30℃-80℃)[J]. *Science China*, 2014, 57(11): 2131-2137
- [11] 张绪坤, 毛志怀, 熊康明. 热泵干燥技术在食品工业中的应用[J]. 食品科技, 2004(11): 10-13
Zhang X K, Mao Z H, Xiong K M. Application of drying heat pump in food industry[J]. *Food Technology*, 2004(11): 10-13 (in Chinese)
- [12] Perera C O, Rahman M S. Heat pump dehumidifier drying of food[J]. *Trends in Food Science & Technology*, 1997, 8(3): 75-79
- [13] Wang C, Zhang Z T, Yang L W, Wei J. Multi-stage series heat pump drying system with dehumidification simulation and experiment verification[C]. In: *Proceedings of the 2015 4th International Conference on Sensors, Measurement and Intelligent Materials*. Paris: Atlantis Press, 2015: 871-880
- [14] Wei J, Zhang C, Zhang Z T, Yang L W. Performance analysis of heat-pump dryer to dry mushroom[J]. *Advance Journal of Food Science and Technology*, 2013, 5(2): 164-168
- [15] Minea V. Improvements of high-temperature drying heat pumps[J]. *International Journal of Refrigeration*, 2010(33): 180-195
- [16] 肖红伟, 高振江. 干燥对玉米饲用和加工品质影响的研究进展[J]. 农业工程学报, 2008, 24(7): 290-294
Xiao H W, Gao Z J. Research progress in the effects of drying on feeding maize and processing quality[J]. *Chinese Society of Agricultural Engineering*, 2008, 24(7): 290-294 (in Chinese)

责任编辑: 刘迎春