

文章编号: 1671-6612 (2019) 01-069-5

混流式热泵蚊香干燥系统及工程应用

左希桐 雷波

(西南交通大学机械工程学院 成都 610031)

【摘要】 提出一种混流式蚊香热泵干燥系统, 搭建系统仿真模型, 以系统能效比 COP 与单位能耗除湿量 SMER 作为评价指标, 主要分析了送风温度、截面风速、回风位置以及干燥室长度对系统性能的影响, 确定了干燥系统的结构参数与运行参数, 与传统干燥形式进行了能耗对比。研究结果对蚊香热泵干燥系统设计具有参考意义。

【关键词】 热泵干燥; 蚊香; 仿真; 工程应用

中图分类号 U453.5 文献标识码 A

Mixed-flow Heat Pump Mosquito Coil Drying System and Engineering Application

Zuo Xitong Lei Bo

(School of Mechanical Engineering, Southwest Jiaotong University, Chengdu, 610031)

【Abstract】 This paper proposed a mixed-flow mosquito heat pump drying system and established a system simulation model, using the system energy efficiency ratio COP and the unit energy consumption dehumidification capacity SMER as evaluation indicators. The influences of air temperature, cross-section wind speed, return air position and the length of the drying chamber on the system performance were analyzed. The structural parameters and operating parameters of the drying system were determined, and the energy consumption was compared with the traditional drying method. The results are of reference significance for mosquito heat pump drying system design.

【Keywords】 Heat pump drying; mosquito coils; simulation; engineering application

0 引言

蚊香在生产时一般将原料混合加水搅拌均匀后压成湿坯并冲模成型, 然后送入干燥室进行干燥。传统的蚊香干燥采用燃煤或燃气作为能源加热空气, 具有能耗高, 环境污染严重等问题。热泵干燥作为一种高效节能的干燥技术, 单位能耗除湿量一般在 1.0~4.0kg/kWh 之间^[1]。

传统蚊香干燥室一般建为长条形, 长度不等。实际生产中, 将蚊香湿坯放置于格栅式货架上, 通过简易运输车送至烘房内干燥。将流经冷凝器加热后的高温低湿空气送入干燥室内, 与物料运动方向逆向流动, 逐渐吸收蚊香湿坯内部水分, 转变

为低温高湿的空气, 最终返回至蒸发器中进行冷却除湿。

本文提出一种混流式热泵蚊香干燥系统, 通过建立热泵干燥系统仿真模型, 分析系统设计和工作参数对系统性能的影响, 结合工程实际确定适用于生产的工艺参数, 为蚊香热泵干燥系统的设计提供依据。

1 混流式热泵干燥系统工作原理

在实际空气循环中, 回风处的空气内部水分含量较多, 除湿能力较弱, 而回风处为新送入干燥室的蚊香湿坯, 内部水分含量最大。若要保证回风处

作者简介: 左希桐 (1992.12-), 女, 在读硕士研究生, E-mail: 464744806@qq.com

通信作者: 雷波 (1961.05-), 男, 博士, 教授, 博士生导师, E-mail: leibo@home.swjtu.edu.cn

收稿日期: 2018-04-23

循环空气仍然具有较强除湿能力, 必须提高送风温度或加大送风量。但在实际生产中, 送风温度与送风量并非越大越好, 送风温度过高会使蚊香表面起壳或龟裂, 送风量过大会将蚊香吹至变形甚至掉落地面。通过实际测试发现, 进行传统蚊香干燥时, 送风温度需要达到 80℃ 以上或者送风量达到 40000kg/h 才能保证所需生产量, 而该工况已超过蚊香干燥工艺参数的安全范围, 热泵机组也不能保证在较好性能下运行。

针对以上问题, 提出一种混流式热泵蚊香干燥系统, 即分别从干燥室两端送风, 从中部统一回风, 其中出料端送入与蚊香运动方向逆流的空气, 进料端送入高温低湿空气对湿坯蚊香进行预热处理, 可加快干燥效率, 提高蚊香产量。送回风流程图见图 1。

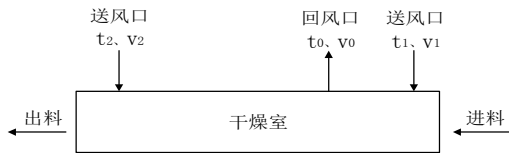


图 1 混流式热泵蚊香干燥系统送回风流程图

Fig.1 Mixed-flow heat pump mosquito coil drying system return flow diagram

2 仿真计算方法

将蚊香干燥过程分解为微元模型, 通过微元组合完成整体模型建立。微元模型示意图如图 2 所示, 具体建模策略为: 将干燥室整体划分为 n 个虚拟微元段, 通过已知条件 (设计送风温度 T_0 , 设计送风相对湿度 X_0 , 干燥室截面风速 v) 求出微元入口含湿量 d_0 , 根据蚊香干燥特性建立干燥速率 V 与送风温度, 风速, 含水量的关系式, 利用拟合关系式计算微元段内总除湿量 m 及含湿量增量 Δd , 进而计算出微元出口含湿量 d_1 , 将出口状态参数传递给下一微元, 作为其进口状态, 重复此过程, 直至干燥模型计算完毕。

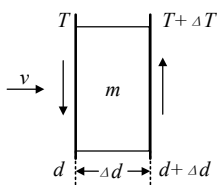


图 2 微元模型示意图

Fig.2 Microelement model diagram

蚊香干燥质量守恒关系式见式 (3)。在蚊香干燥过程中, 蚊香内部失去的水分转化为循环空气吸收的水分, 即为除湿量 m 。

$$m_0 V = m_a \Delta d \quad (3)$$

式中: m_0 为蚊香初始重量, g; V 为微元段内蚊香干燥速率, %/h; m_a 为空气流量, kg/h; Δd 为含湿量增量, g/kg。

式 (3) 中的干燥速率 V 可通过蚊香干燥实验获得, 表示为送风温度 T 、风速 v 、含水率 Y 的关系式, 见式 (4); 其中含水率 Y 可由送风温度 T 、风速 v 以及干燥时间 τ 计算, 见式 (5)。

$$V = c_1 + c_2 Y + c_3 Y^2 \quad (4)$$

$$Y = a \exp(-k\tau) \quad (5)$$

式中: Y 、 V 分别表示蚊香在不同空气状态下的含水率, %与干燥效率, %/h; τ 为干燥时间, h; c_i 、 a 、 k 为待定系数, 可通过送风温度 T 和风速 v 表示。

蚊香干燥能量守恒方程见式 (6)。干燥过程中的热量分别由蚊香内部水分蒸发吸收的热量与蚊香温度升高所需热量组成。蚊香内部水分蒸发吸收大部分热量, 剩余热量用于蚊香本身温度的升高, 若考虑干燥过程中蚊香本身温度变化, 则空气与水换热过程为减焓过程。

$$m_a \Delta h = m_w \gamma_w + c_a m_a \Delta t_w + c_w m_s \Delta t_w \quad (6)$$

式中: Δh 为空气干燥前后焓差, kJ/kg; m_a 、 m_w 分别表示空气流量、蚊香内部水分蒸发量, kg/h; m_a 、 m_s 分别表示蚊香干重及蚊香内部水分剩余量, kg; c_a 、 c_w 分别表示蚊香干重比热以及水比热, J/kg·℃; γ_w 表示水汽化潜热, kJ/kg; Δt_w 表示蚊香温升, °C。

由于实验条件有限, 不能准确测试干燥过程中蚊香温度变化, 故无法通过实验数据拟合得到蚊香温度与影响因素的关系式。因此, 利用实际测试数据对蚊香温度变化对干燥过程的影响作修正, 设置系数 k 作为蚊香温升修正系数, 修正后的能量守恒关系式见式 (7)。

$$m_a \Delta h = k m_w \gamma_w \quad (7)$$

图 3 为混流式热泵蚊香干燥系统仿真流程图。热泵系统利用 LMS AMESim 软件建立模型, 冷凝器和蒸发器采用翅片管换热器, 节流元件为毛细管, 制冷工质为 R22, 热泵系统具体数学模型参见文献[4], 这里不再累述。

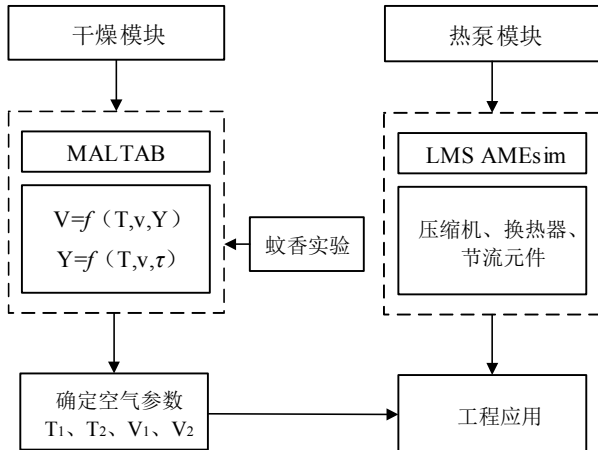


图 3 混流式热泵蚊香干燥系统仿真流程图

Fig.3 Simulation flow chart of mixed-flow heat pump mosquito coil drying system

3 系统设计参数确定

本文以系统能效比 (COP) 与单位能耗除湿量 (SMER) 作为干燥性能评价指标, 分析进、出料端送风温度、截面风速、回风位置以及干燥室长度对系统性能的影响规律, 确定干燥系统结构参数和运行参数。

3.1 进料端送风参数

温度作为干燥过程中被干物料内部湿分向外扩散的主要动力, 干燥温度的高低在影响干燥速率的同时, 也影响产量及成品质量。在实际生产中, 干燥温度并不是越高越好, 被干物料的干燥特性以及压缩机和制冷剂的工作范围成为送风温度的约束条件, 过低或者过高的干燥温度都不利于干燥的顺利进行, 而截面风速也直接影响系统循环风量, 风量过大或者过小都可能造成能量浪费^[5]。采用混流送回风方式需要从干燥室两边同时送风, 中部回风, 两端送风参数变化对系统性能存在一定影响。

在出料端送风设计温度为 65℃, 截面风速为 1.1m/s 条件下, 得到进料端送风参数对日生产量和性能评价指标的影响规律, 见图 4 和图 5。

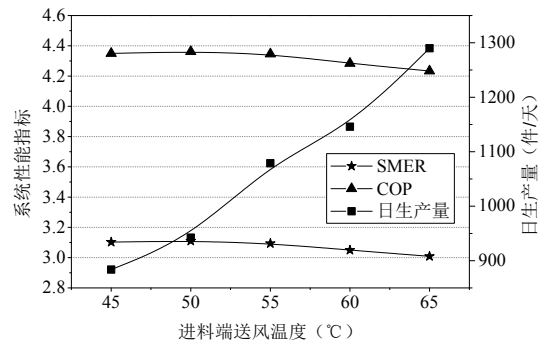


图 4 进料端送风温度对系统 COP 及 SMER 影响

Fig.4 Effect of supply air temperature at inlet on system COP and SMER

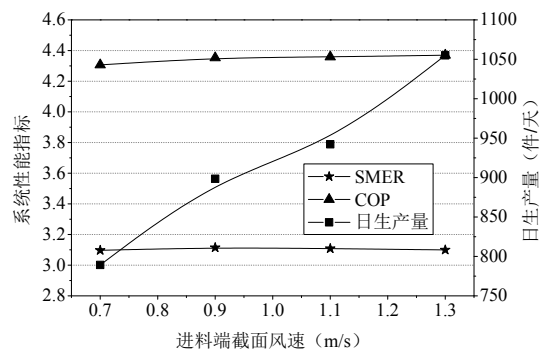


图 5 进料端截面风速对系统 COP 及 SMER 影响

Fig.5 Effect of sectional wind speed at inlet on system COP and SMER

从图 4 可知, 当进料端送风温度升高时, 日生产量增加, 性能评价指标 COP 与 SMER 先增大后减小, 送风温度为 50℃ 时, 性能评价指标最大, 当送风温度小于 50℃ 时, 日生产量与评价指标同时增加; 当送风温度大于 50℃ 时, 日生产量增加, 评价指标减小。综合考虑, 在同时保证较高日生产量与较优评价指标前提下, 进料端送风温度范围为 50℃~60℃。

从图 5 可知, 当进料端截面风速增加时, 日生产量增加, 性能评价指标 COP 增加, SMER 减少, 但两者变化幅度均不大。在满足日生产量及送风射流要求条件下, 进料端截面风速范围为 1.0m/s~1.3m/s。

3.2 出料端送风参数

在进料端送风设计温度为 50℃, 截面风速为 1.1m/s 条件下, 得到出料端送风温度和截面风速对日生产量和评价指标的影响规律, 见图 6 和图 7。

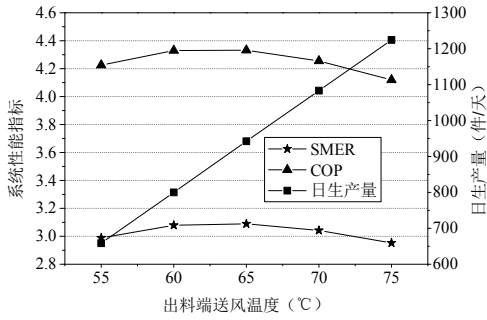


图 6 出料端送风温度对系统 COP 及 SMER 影响

Fig.6 Effect of supply air temperature at outlet on system COP and SMER

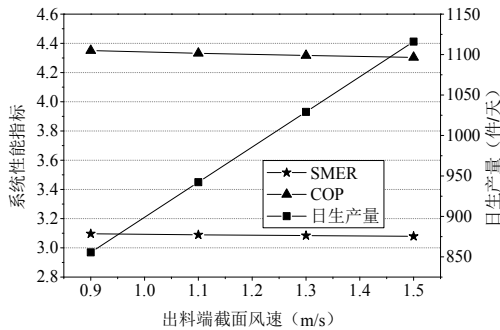


图 7 出料端截面风速对系统 COP 及 SMER 影响

Fig.7 Effect of sectional wind speed at outlet on the system COP and SMER

图 6 表示, 当出料端送风温度升高时, 日生产量与性能评价指标变化趋势与进料端类似, 即日生产量增加, 性能评价指标 COP 与 SMER 先增大后减小, 送风温度为 60℃ 时, 评价指标最大, 当送风温度小于 60℃ 时, 日生产量与评价指标同时增加; 当送风温度大于 60℃ 时, 日生产量增加, 评价指标减小。综合考虑, 在同时保证较高日生产量与较优评价指标前提下, 出料端送风温度范围为 65℃~75℃。

图 7 所示, 当出料端截面风速增加时, 日生产量增加, 性能评价指标 COP 与 SMER 同时减小, 总体变化幅度不大。在满足日生产量及送风射流要求条件下, 出料端截面风速范围为 1.2m/s~1.5m/s。

3.3 回风位置

混流送回风方式可看作两股反向气流同时送入干燥室, 与蚊香换热后分别返回至热泵机组内。回风位置不同, 返回机组蒸发器的空气参数则不同, 对整体系统性能存在影响。

图 8 表示在干燥室进料端送风温度 50℃, 相

对湿度 30%, 截面风速 1.1m/s, 出料端送风温度 65℃, 相对湿度 15% 的条件下, 得到回风位置对性能评价指标的影响规律, 其中横轴表示回风位置为与进料端的距离, 单位为 m。

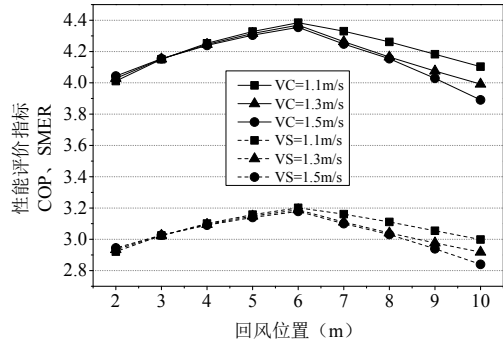


图 8 回风位置对 COP 与 SMER 的影响

Fig.8 Effect of Return Position on COP and SMER

从图 8 可知, 随着回风位置与进料端距离增大, 性能评价指标 COP 与 SMER 呈先增加后减少的趋势, 当出料端送风截面风速变化时, 该趋势仍然存在。从进料端送入的低湿空气, 通过吸收湿坯蚊香内部水分逐渐转变为高湿空气, 直至接近饱和时失去除湿能力。图 8 显示在与进料端距离 6m 处出现拐点, 此时循环空气状态近似饱和, 该点可作为在此工况下最佳的回风位置。

最佳回风位置为进料端送风介质变化至近似饱和状态时所对应的位置, 针对不同送风工况, 具体回风位置不是固定值, 该值随着送风状态变化会发生改变。因此, 在进行蚊香干燥室设计时, 需根据送风参数确定对应的最佳回风位置, 提高整体系统性能。

3.4 干燥室长度

为提高生产效率, 干燥室大多设计为长条形, 干燥室的长度影响着蚊香干燥所需时间, 也与前期投资有关。若干燥室长度较短, 在固定送风参数情况下达不到生产要求; 若干燥室长度过长, 则会造成干燥时间及经济上的浪费。

图 9 表示在进料端送风温度为 55℃, 相对湿度为 25%, 截面风速为 1.1m/s 时, 出料端送风温度对干燥室长度的变化情况, 以及在出料端送风温度为 70℃, 相对湿度为 12%, 截面风速为 1.3m/s 时, 进料端送风温度对干燥室长度的变化情况。

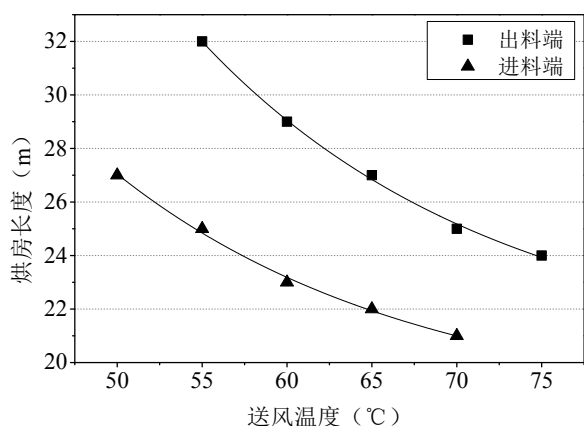


图 9 进出料端送风温度变化对干燥室长度的影响

Fig.9 Effect of temperature change of air supply and discharge on the length of drying chamber

从图 9 可知, 随着进、出料端送风温度增加, 干燥室长度减小, 减小幅度逐渐降低, 其中出料端减小幅度大于进料端。当进出料端送风温度分别为 55°C 和 70°C 时, 干燥室最优长度为 25m。在对蚊香干燥系统进行设计时, 进出料端采用不同送风参数, 最优干燥室长度会发生变化。

3.5 生产工况确定

根据前文对影响因素的分析, 在保证日生产量为 1000 件的条件下, 混流式蚊香干燥系统的结构参数及运行参数见表 1。

表 1 干燥系统设计参数

Table 1 Drying system design parameters

结构参数		运行参数	
回风位置 (m)	7	进料端送风温度 (°C)	55
干燥室长度 (m)	25	进料端截面风速 (m/s)	1.1
——	——	出料端送风温度 (°C)	70
——	——	出料端截面风速 (m/s)	1.3

选取一条蚊香生产线, 对蚊香干燥系统设计参数进行实际测试, 表 2 为干燥系统性能参数和评价指标的实际测试值与仿真值的对比结果。

结果表明, 干燥系统除湿量满足生产要求, 仿真计算的除湿量、制热量及日产量均大于实测结果, 能耗小于实测结果, 相对误差小于 6%, 系统

性能评价指标 COP、SMER 仿真结果大于实测结果, 相对误差小于 10%。

表 2 干燥系统设计条件下实验与仿真结果对比

Table 2 Comparison of experimental and simulation results under drying system design conditions

系统性能参数	实测结果	仿真结果	相对误差 (%)
除湿量 (kg/h)	305	320.5	5.07
能耗 (kW)	98	94.9	-3.19
制热量 (kW)	511	535.1	4.70
COP	5.21	5.64	8.15
SMER	3.11	3.38	8.54

3.6 能耗分析

传统的蚊香干燥采用直流式, 一般使用燃煤或燃气作为热源, 现将本文提出的混流式热泵干燥方式与传统直流干燥方式进行能耗对比。

由于燃煤、燃气及电能的单位与评价指标均不相同, 为便于对比, 现将不同能源统一化为标准煤。其中燃气折标准煤系数为 1.2143kgce/m³, 电能折标准煤系数为 0.404kgce/kwh^[6]。

表 3 不同热源干燥形式能耗对比

Table 3 Energy Comparison of Different Heat Source Drying Forms

热源形式	能耗 (kgce)	SMER	节能率 (%)
热泵	39.74	3.23	——
燃煤	62.30	2.05	36.21
燃气	75.65	1.69	47.47

备注: 表中能耗单位 kgce 为标准煤。

采用传统直流式系统进行干燥消耗的标准煤是热泵干燥系统的 1.57 倍 (燃煤) 和 1.90 倍 (燃气), 干燥热源由燃煤或燃气改为电能干燥的节能率可达 36.21% (燃煤) 和 47.47% (燃气)。热泵干燥系统在节约较大能耗的同时, 单位能耗除湿量 SMER 也较高。

(下转第 79 页)