

DOI: 10.19416/j.cnki.1674-9804.2019.02.014

民用飞机客舱干燥系统的性能分析

Performance Analysis of the Desiccation System in Civil Aircraft Passenger Cabin

王 刚 / Wang Gang

(中国商飞民用飞机试飞中心, 上海 201323)

(COMAC Flight Test Center, Shanghai 201323, China)

摘 要:

飞机客舱内的湿空气很容易在舱壁冷表面结露, 冷凝水不仅会给飞机带来额外重量而且会腐蚀机体结构, 所以需要安装干燥系统对客舱顶部空气进行除湿处理。在做出合理假设的基础上建立了硅胶转轮的物理模型和数学控制方程, 运用 Jurinak 模型对转轮出口参数进行了数值计算, 基于 3 种指标和火用效率对干燥系统的性能进行了评估。结果表明, 除湿量、除湿效率、除湿性能系数、火用效率的变化趋势并不相同, 系统设计时需要权衡考虑各项指标, 增加回热结构后系统的性能有明显提升。

关键词: 客舱干燥系统; 硅胶转轮; 性能分析

中图分类号: V223+.2

文献标识码: A

OSID:



[Abstract] Normally the wet air condenses easily on the aircraft's cabin cold surface. The condensed water brings extra weight and corrode the air-frame structure. So a desiccation system is established to deal with the air at the top of the passenger cabin. This paper establishes the physical model and mathematical control equations of the silica-gel desiccant wheel. Jurinak model was used to calculate the outlet parameters, and the system performance was evaluated based on 3 indexes and exergy efficiency. The results show that the changing trend of dehumidification capacity, dehumidification effectiveness, exergy efficiency, dehumidification COP are different; all indexes should be weighed in system design and the performance is obviously improved by adding heat recovery structure.

[Keywords] passenger cabin desiccation system; silica-gel desiccant wheel; performance analysis

0 引言

除湿是工业生产和日常生活中经常面临的问题, 当周围空气的露点温度高于除湿表面的温度时, 空气中的水蒸气就会在该表面凝结成雾或露^[1]。飞机在高空飞行时, 如果舱壁的绝热层出现老化或破损, 其内表面温度会低于舱内空气的露点温度, 空气很容易在舱壁内表面凝结, 产生的冷凝水进入到绝热层内导致飞机重量增加, 严重时可腐蚀机体结构降低绝热层性能和使用寿命。当前多孔性固体除湿材料(硅胶、活性炭、氯化物等)以其强力的除湿吸附能力受到人们的青睐, 在工业应用中除湿材料一般制作成转轮结构, 湿空气在转轮的除湿区被干燥, 外界新鲜空气被加热后送入转轮的再生区对除

湿材料进行再生, 可提供露点温度低至 $-60\text{ }^{\circ}\text{C} \sim -20\text{ }^{\circ}\text{C}$ 的干燥空气^[2]。文献[3]阐述了转轮除湿的机理: 通常情况下干燥剂表面的水蒸气分压力远低于处理空气中的水蒸气分压力, 处理空气中的水蒸气在压差的作用下被吸入干燥剂晶体内部; 干燥剂吸湿后其水蒸气分压力低于再生空气中的水蒸气分压力, 水分在压差作用下又从干燥剂流向再生空气。

当前对转轮除湿的研究主要以试验、数值计算和除湿空调耦合系统为主, 冯青^[4]等人对一种新型制冷空调机建立了数理模型, 编制 DACS(Desiccant Air Conditioning System, 简称 DACS) 程序对通风系统的性能进行了计算, 发现换热器性能及再生空气与工作气流流量比对系统总体性能影响最大; 唐正

艳等^[5]在上海夏季典型工况下对一种新型开式转轮除湿空调进行了实验研究,与传统循环相比可大大降低送风温度,克服了传统循环显热处理能力不足的问题;Li Yong 等人^[6]提出一种除湿转轮和蒸汽压缩制冷耦合式空调系统,显热和潜热负荷分别由蒸发器和转轮承担,再生空气热源来自冷凝器,结果表明压缩制冷系统的性能提高且系统的实际能耗降低了。

本文对某型民用飞机客舱内典型的干燥系统进行了性能分析,建立了除湿转轮的物理、数学模型,编制程序计算不同工况下除湿系统的出口参数随进口参数的变化,并基于 3 项指标和火用效率评估了客舱干燥系统的性能。

1 客舱干燥系统

1.1 物理模型

完整的客舱干燥系统构型如图 1 所示,货舱三角区的二次空气为处理空气源,处理后的干空气送入客舱顶部区域对绝热层表面进行干燥,防止结露。再生湿空气直接排至舱外。

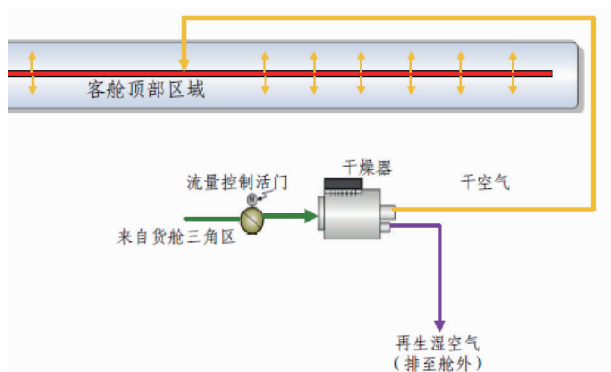


图 1 客舱干燥系统构型

客舱干燥系统的核心部件转轮除湿系统如图 2 所示,处理空气经由过滤器分为两路,一路进入转子上部除湿区,空气中部分水蒸气被吸湿转子吸收后

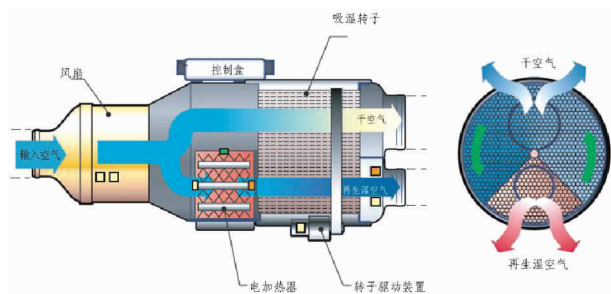


图 2 转轮除湿系统示意图

湿度降低,干空气被送至客舱顶部;另一路被加热器加热后进入转子下部再生区,热空气将吸湿转子中水蒸气带走后湿度增加,排至机外。转子以一定速度旋转,循环工作,控制器采集各传感器的参数对系统进行微调以达到设定的除湿效果。

1.2 数学模型

如图 3 所示,硅胶转轮为圆盘型结构,除湿区占 3/4,再生区占 1/4。转轮的空气流道由做成平板形和正弦曲线形的覆盖硅胶的玻璃纤维围成,选取其中一个凹槽建立数学模型,其结构如图 4 所示。

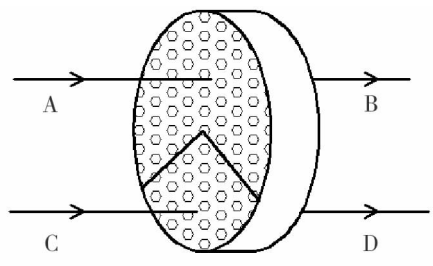


图 3 转轮结构图

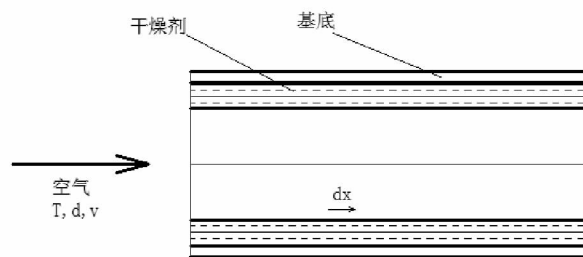


图 4 流道示意图

对于图 4 的一维流道模型,本研究在建立数学控制方程前做出如下假设:所有空气流道相同,通道之间绝热、无渗漏,干燥剂均匀分布;转轮慢速转动,可认为是惯性系;空气流速远高于转轮旋转速度,忽略高度方向上的传热传质;忽略干燥剂吸附过程对传热传质边界层厚度的影响;忽略基底材料的吸附性,基底为绝热面;空气、干燥剂、基底材料的热物性为定值常数;基底材料无径向的温湿度梯度。

基于上述假设,表征转轮单个流道内的的质量守恒方程、传质方程、能量守恒方程、传热方程^[7]分别为:

$$\frac{\partial d}{\partial t} + v \frac{\partial d}{\partial x} + \frac{m_l}{A \rho_a} \frac{\partial W}{\partial t} = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial W}{\partial t} = \frac{\alpha P}{m_l} (d - d_w) \quad (2)$$

$$\frac{\partial T}{\partial t} + v \frac{\partial t}{\partial x} + \frac{m_l(c_{pd} + Wc_{pl}) + m_m c_{pm}}{A\rho_a(c_{pa} + dc_{pv})} \frac{\partial T_w}{\partial t} = \frac{\alpha PQ}{A\rho_a(c_{pa} + dc_{pv})} \frac{\partial W}{\partial t} \quad (3)$$

$$\frac{\partial T_w}{\partial t} + \frac{hP}{m_l(c_{pd} + Wc_{pl}) + c_{pm}m_m}(T_w - T) + \frac{\alpha PQ}{m_l(c_{pd} + Wc_{pl}) + m_m c_{pm}}(d_w - d) = 0 \quad (4)$$

式中, T 为空气温度; d 为空气含湿量; v 为空气流速; W 为干燥剂中水分吸附量; d_w 为与干燥剂达吸附平衡时空气中水分含量; T_w 为干燥剂温度; m_l 为单位长度内干燥剂质量; A 为流道截面积; ρ_a 为空气密度; α 为传质系数; P 为流道周长; h 为对流换热系数; m_m 为单位长度内基底质量; Q 为水分吸附热; c_{pa} 为空气定压比热; c_{pd} 为干燥剂定压比热; c_{pl} 为干燥剂中水分定压比热; c_{pv} 为空气中水分定压比热; c_{pm} 为基底材料定压比热。

1.3 Jurinak 模型

上述数学控制方程求解较为繁琐且不适合转轮的非稳态模拟。对于图3中的硅胶转轮, Jurinak^[8]提出了温度势和湿度势的概念, 采用 f_{1i} 和 f_{2i} 模拟除湿过程的等温线和等焓线, 基于效益系数 η_1 和 η_2 模拟转轮的传热传质性能。模型中的4个参数定义如下:

$$\eta_1 = \frac{f_{1B} - f_{1A}}{f_{1C} - f_{1A}} \quad (5)$$

$$\eta_2 = \frac{f_{2B} - f_{2A}}{f_{2C} - f_{2A}} \quad (6)$$

$$f_{1i} = -2865T_i^{1.49} + 4.344d_i^{0.8624} \quad (7)$$

$$f_{2i} = \frac{T_i^{1.49}}{6360} - 1.127d_i^{0.07969} \quad (8)$$

式中, T 为空气干球温度, d 为含湿量, 下标 i 表示图3各空气状态点。模型只涉及温度和含湿量两个参数, 利用 Jurinak 模型可以快速计算转轮进出口状态。

2 干燥系统性能分析

2.1 性能评价指标

转轮除湿的评价指数主要有以下几种:

1) 除湿量 $D = d_A - d_B$, 直接体现转轮的除湿能力, 当处理空气含湿量 d_A 不变时, D 越大说明系统除湿量越大;

2) 除湿率 $\varepsilon = (d_A - d_B)/d_A$, 体现进出口含湿量的变化率, ε 越高说明除湿效果越好;

3) 以上两个指标只考察了转轮处理空气一侧

的变化情况, 没有考虑到整个系统投入到再生空气一侧的能量。采用除湿性能系数 DCOP (Dehumidification Coefficient of Performance, 简称 DCOP) 对整个除湿系统的性能进行综合评价, 其值越高说明系统性能越好。

$$\text{DCOP} = \frac{m_p L (d_A - d_B)}{m_r (h_C - h_A)} \quad (9)$$

$$h = 1.01T + (2500 + 1.84T)d \quad (10)$$

式中, m_p 为处理空气质量流量, m_r 为再生空气质量流量, $L = 2500 \text{ kJ/kg}$ (水蒸气的汽化潜热), d 为含湿量, h 为湿空气的焓值。

2.2 系统性能分析

对于图2所示的干燥系统, 影响其性能的只有处理空气温度、处理空气含湿量、再生空气温度3个进口参数, 与飞机本身各系统的性能无关。对于装机的特定型号硅胶转轮, 其形状特性、物理特性、传热传质特性已经恒定。干燥系统的进口流量分配比 $m_p/m_r = 3$ 为常数, 再生空气和处理空气的进口含湿量相同, 下文基于 Jurinak 模型编制程序对进口参数对系统性能的影响进行了分析。对于除湿体积为再生体积3倍的转轮, 效益系数 $\eta_1 = 0.14$, $\eta_2 = 2.87$ 时可得到较好的耦合效果。民用飞机客舱三角区的空气主要为客舱地板下的废气, 该空气温度适中且比外界大气干燥。温度范围取 $17^\circ\text{C} \sim 22^\circ\text{C}$, 相对湿度取 $30\% \sim 50\%$ 。

1) 处理空气温度

计算工况: 处理空气温度 $17^\circ\text{C} \sim 22^\circ\text{C}$ 、含湿量 5.7 g/kg , 再生空气温度 40°C 。计算结果如图5所示。随处理空气温度升高出口空气含湿量增加, 除湿量减少, 除湿率降低, DCOP 变化不明显。温度升

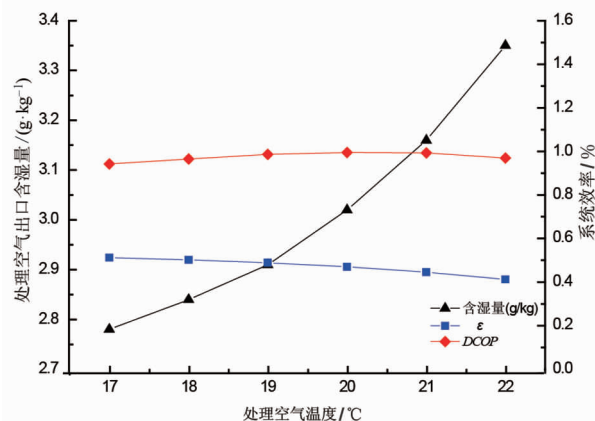


图5 处理空气温度—系统性能指标

高后空气的容湿能力增加,系统的除湿量相应减少,导致出口含湿量增加、除湿率降低。再生段所需热量随进口空气温度增加减少,即系统消耗降低了,但同时系统收益(被转轮吸收的水蒸气的气化热)也降低了,导致 DCOP 变化不明显。综合考虑 3 项指标,硅胶转轮适用于处理空气温度较低的情况。

2) 处理空气含湿量

计算工况:处理空气含湿量 3.2 g/kg ~ 8.2 g/kg、温度 20 °C,再生空气温度 40 °C,计算结果如图 6 所示。处理空气含湿量增加时,出口空气含湿量增加,除湿量增加、除湿率降低、DCOP 增加。这是因为处理空气水蒸气和干燥剂中水蒸气的压力差增大,提供了更大的除湿能力,但是再生能力并未提高,所以除湿率反而降低了。除湿过程中系统能耗不变的同时收益增加了,所以 DCOP 增加。

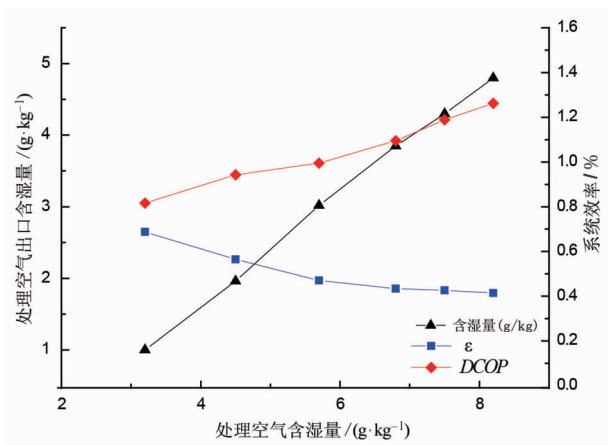


图 6 处理空气含湿量—系统性能指标

3) 再生空气温度

计算工况:处理空气温度 20 °C,含湿量 5.7 g/kg,再生空气温度 36 °C ~ 56 °C,计算结果如图 7 所示。

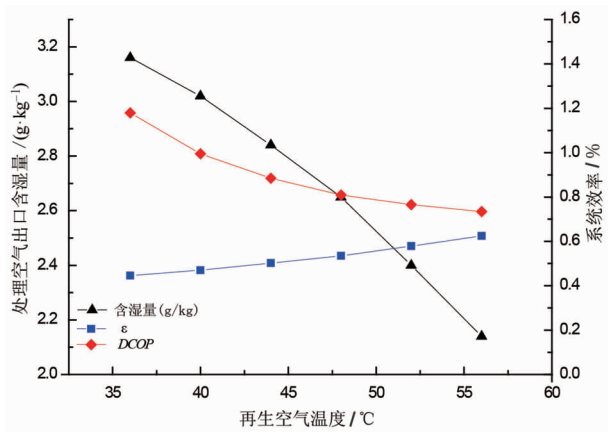


图 7 再生空气温度—系统性能指标

随再生空气温度升高处理空气出口含湿量减少、除湿量增加、除湿率升高、但 DCOP 降低了。再生空气温度升高后,容湿能力增强,热空气对转轮再生区的解吸能力增强,除湿区吸湿材料内水蒸气分压力降低,除湿能力增强。系统收益的增幅低于能耗增加,所以除湿性能系数反而降低了。

综上,进口参数变化时除湿效率和除湿性能系数通常有相反的变化趋势,这是因为干燥系统除湿效率增大时通常需要更多的能耗。在干燥系统设计中需要综合考虑除湿量、ε 和 DCOP,通过上述性能分析,可采取的方法包括降低处理空气温度和提高再生空气温度。

2.3 系统火用效率分析

根据热力学第二定律,能量不仅有“量”还有“质”的区别,现代工程热力学中常用火用(Exergy)分析法来确定系统运行过程中能量利用的程度。火用效率 ε_e 作为分析的重要指标,其计算式为:

$$\varepsilon_e = \frac{\Delta E_{chp}}{\Delta E_{thr}} \quad (11)$$

ΔE_{thr} 为再生段空气在加热器前后的热量火用差,即系统付出的代价。 ΔE_{chp} 为处理段空气的化学火用差,即系统获得的收益。湿空气的化学火用和热量火用计算式分别为:

$$E_{ch} = mRT_0 \frac{1}{1+d'} \left[(1+d') \ln \frac{1+d'_0}{1+d'} + d' \ln \frac{d'}{d'_0} \right] \quad (12)$$

$$E_{th} = mT_0 \left[\left(\frac{T}{T_0} - 1 - \ln \frac{T}{T_0} \right) \frac{c_{pa} + c_{pv} d'}{1+d'} \right] \quad (13)$$

式中, m 为质量流量,除湿段和再生段空气质量流量之比为 3; R 为气体常数, 287 J/kgK; T_0 为环境温度,对于本文的干燥系统,除湿段和再生段入口空气温度和环境温度相同; $d' = 1.608 d$; d'_0 为环境温度下饱和湿空气的含湿量,其余参数上文已提及。

客舱内温度 20 °C、含湿量 5.7 g/kg、再生空气温度 40 °C 时,系统火用效率仅有 66.3%。为提高系统效率,降低处理空气温度和提高再生空气温度,分析处理空气温度(17 °C ~ 22 °C)和再生空气温度(36 °C ~ 56 °C)对系统火用效率的影响,结果如图 8 所示。

处理空气温度上升时,除湿量减小,化学火用差降低,系统收益减少,但计算工况中再生空气温度并无变化,热量火用差降低,且其幅度较大,所以除湿

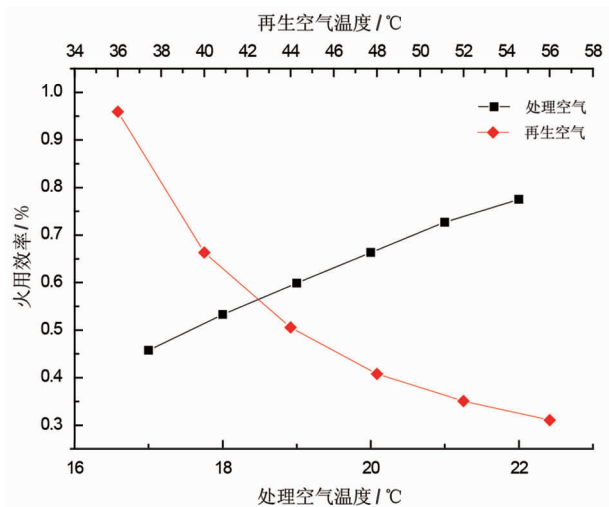


图8 进口空气温度—系统火用效率

效率降低时系统火用效率反而增加;再生空气温度上升时,除湿量增加,但系统火用效率并没增加,这是因为系统的代价增幅大于收益的增幅。综合考虑图5和图7的计算结果,除湿效率和火用效率变化趋势是相反的,在设计干燥系统时要权衡除湿效率、DCOP和火用效率。

2.4 采用回热结构的客舱空气干燥系统

根据上文所述,提高系统效率有两种方法,其一是对处理空气进行预冷,其二是进行再生段空气的热回收。由于密闭客舱内没有易取得的冷源,且采用强制冷却会额外增加能耗,所以一般不考虑第一种方法。再生段空气的热回收可以通过在电加热器前增加换热器来实现,系统架构如图9所示。

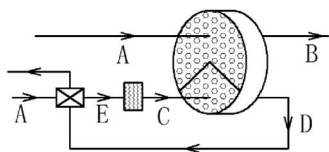


图9 带回热装置的硅胶转轮干燥系统

再生段空气首先和D点出口空气进行显热交换,再经电阻丝加热后对转轮进行再生,由于对D点空气废热做了回收,E点至C点电阻丝耗功减小。譬如在舱内温度20℃,含湿量5.7 g/kg,再生空气温度40℃,换热器效率80%的工况下,计算得到D点温度为33.2℃,含湿量8.38 g/kg,E点温度30.56℃,系统DCOP从0.995提高到2.1,火用效率从66.33%提高至90.46%,分别提升了111%和36%。

3 结论

本文对某型民用飞机客舱内典型的干燥系统建立了数学物理模型,基于各类评价指标,对除湿转轮出口参数和性能进行了数值计算,得到以下结论:

1) Jurinak模型适用于典型的客舱干燥系统硅胶转轮出口参数计算。

2) 处理空气温度升高时,除湿量减少、DCOP变化幅度很小,系统火用效率升高;处理空气含湿量增加时,除湿量增大、DCOP升高;再生空气温度升高时,除湿量增大、DCOP降低,火用效率降低。各种性能指标变化趋势并不同,系统设计时需要权衡考虑。

3) 降低处理空气温度和提高再生空气温度对系统性能较为有利。空气预冷在客舱内较难实现且会增加额外能耗,而增加回热结构却是可行的,经计算再生废气热回收后极大提升了干燥系统的DCOP和火用效率。

参考文献:

- [1] 王高飞. 转轮除湿空调系统研究[D]. 广州: 广州大学, 2007.
- [2] 胡晓微. 新型干式工业空调系统的研究[D]. 天津: 天津大学, 2014.
- [3] 杨婉. 新型转轮除湿机的应用与分析[J]. 制冷与空调, 2003(3): 49-50.
- [4] 冯青, 俞金娣, 张鹤飞. 转轮式固体干燥剂制冷空调系统的数值计算与分析[J]. 太阳能学报, 1996, 17(1): 27-33.
- [5] 唐正艳, 李勇, 腊栋, 等. 开式转轮除湿空调冷水系统实验特性研究[J]. 太阳能学报, 2014, 35(4): 656-662.
- [6] LI Y, SUNMATHY K, DAI Y J, WANG R Z. Experimental study on a hybrid desiccant dehumidification and air conditioning system[J]. Journal of Solar Energy Engineering, 2006, 128(1): 77-82.
- [7] 张舸. 硅胶转轮的空气净化能力研究[D]. 天津: 天津大学, 2007.
- [8] JURINAK J J, MITCHELL J W, BECKMAN W A. Open-Cycle desiccant air conditioning as an alternative to vapor compression cooling in residential applications[J]. Journal of Solar Energy Engineering-transactions of The Asme—J SOL ENERGY ENG, 1984, 106(3): 35-43.

作者简介

王刚 男, 硕士, 工程师。主要研究方向: 飞行器环境控制工程, 人机与环境工程。E-mail: vstadodotb@163.com