

再循环对飞机空调系统性能影响分析

Analysis of the Recirculation Impact to Aircraft Air Conditioning Performances

南国鹏 孙学德 / Nan Guopeng Sun Xuede

(上海飞机设计研究院, 上海 201210)

(Shanghai Aircraft Design and Research Institute, Shanghai 201210, China)

摘要:

结合国内民航客机环境控制系统的研制需求,利用热力学理论建立了再循环系统各附件数学模型,并编制了系统仿真程序。通过仿真对再循环系统设计参数与空调系统的稳、动态指标之间的影响因素进行了研究,并得出再循环系统的设计原则和参数选取范围。将其结论应用于某型飞机环境控制系统的研制中,效果良好。

关键词:环境控制;再循环;空气调节;仿真计算

[Abstract] For the development of the commercial aircraft environment control system (ECS), with the thermodynamics theory, established mathematical models of the recirculation system and the simulation software has been developed. Using this simulation, analyzed the impact of the recirculation to the steady and dynamic performances of air conditioning system. Then the design principle and parameters scope of the recirculation system are concluded. The analysis result is directly applied to design the ECS of the certain commercial aircraft, the good achievement is gotten.

[Key words] Environment Control; Recirculation; Air Conditioning; Simulation

0 引言

军用歼击机座舱通常采用全新鲜空调供气,而民航客机大多设置了再循环系统^[1],以新鲜空气与再循环空气相混合的方式来实现对座舱供气。这与民用建筑空调系统一次回风系统功能类似,具有节能、改善舱内空调温度均匀性及人员舒适性等作用^[2]。但再循环系统的循环风量由风扇提供,风扇所消耗功率大部分会转化成热量,并通过送风系统进入座舱,造成座舱热载荷的增加,另外总送风量的增加,也会引起下游分配导管尺寸及重量的增加。因此,在再循环系统的设计中,应综合以上因素,并结合空调系统设计要求,达到再循环系统的最优设计。

本文以大型客机为研究对象,建立了再循环系统附件及其系统热力计算模型,并通过数值仿真完成再循环系统对飞机空调系统性能的影响因素分析,以确定再循环系统关键设计依据,为飞机环境控制系统的研制提供支持。

1 再循环系统组成及原理

典型的民航客机再循环系统主要由空气过滤器、再循环风扇、单向活门、混合腔及管道、传感器等组成,具体如图1所示。

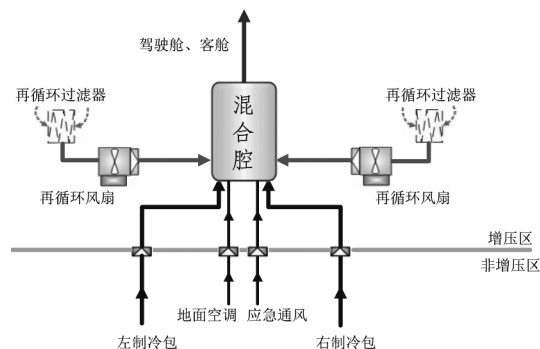


图1 再循环系统流程图

其原理为:客舱部分空调排气经过滤器除尘、除菌净化后,由再循环风扇抽吸,进入混合腔内,与来自制冷组件的新鲜供气进行充分混合后,送入客

舱、驾驶舱区域,实现客舱及驾驶舱的温度调节。

2 系统模型建立

依据再循环系统的组成,本文首先利用热力学理论,对各附件的数学模型进行推导和建立,然后构建系统仿真模型,具体过程如下。

2.1 混合腔模型

在正常制冷工作模式下,进入混合腔的空气由来自制冷组件的新鲜空气和客舱再循环空气组成。空气在混合腔内的处理过程为:低温新鲜空气与再循环热空气混合,保证合适的混合温度,同时,若新鲜空气中含有游离水,会在此过程中,因热空气加热而部分蒸发,未蒸发的游离水部分随混合空气带入下游送风系统中,其余则通过混合腔底部的排水管排至机舱外。根据上述空气变化过程及湿空气计算方法^[3],混合腔模型建立如下:

$$G_m = G_p + G_r \quad (1)$$

$$G_p H_p + G_r H_r = G_m H_m \quad (2)$$

$$G_p d_p + G_r d_r = G_m d_m \quad (3)$$

式中: G_m 、 G_p 、 G_r 分别为混合后总空气流量、制冷组件及再循环空气流量(kg/s); H 为空气焓值(kJ/kg); d 为空气含湿量(kg/kg·dr);脚注 m 、 p 和 r 分别代表混合腔、制冷组件及再循环。

进入混合腔中的制冷组件新鲜空气和再循环空气的焓值,可通过对应的空气温度及湿度求得,其计算公式如下:

$$H_p = (1.005 + 1.88d_{p, \text{ev}})t_p + 2501d_{p, \text{ev}} \quad (4)$$

$$H_r = (1.005 + 1.88d_r)t_r + 2501d_r \quad (5)$$

式中: $d_{p, \text{ev}}$ 、 d_r 分别为制冷组件出口空气及再循环空气的气态含湿量(kg/kg·dr)。

公式(1)~(5)构成混合腔的热力计算模型。其输入参数为:新鲜空气及再循环空气的流量、温度及湿度;输出参数为:混合后空气流量、焓值及湿度。利用湿空气计算公式,可进一步求出混合后空气的温度、游离水等参数。

2.2 再循环风扇

空气在风扇内与叶轮、机壳及环境的换热是一个较为复杂的过程。为了简化模型和计算过程,本文将空气和内部的叶片等视为具有单一温度的热力学结点。这样,其换热则包括以下两个方面:流体通过机壳与外界环境的换热;风扇对空气做功引起空气温度增加。由此按流体能量方程,再循环风扇的计算模型如下:

$$G_r C_p (T_2 - T_1) = (hA)_o [T_h - T_2] + \Delta P G_r / \rho \quad (6)$$

式中: ρ 为空气密度(kg/m³); C_p 为空气比热(J/kg·K); T_h 为风扇周围环境温度(°C); T_1 、 T_2 分别为风扇进出口空气温度(°C); G_r 为再循环空气流量(kg/s); $(hA)_o$ 为流体与环境间的总传热热容(J/K); ΔP 为风扇产生的空气压头(Pa)。

2.3 空气导管

空气导管换热模型可等同于管式换热器,计算中可假设导管壁面温度保持一致,以简化计算模型。具体推导如下:

$$G(H_o - H_i) = KF(H_w - \bar{H}) \quad (7)$$

$$\bar{H} = \int_0^1 H(x) dx = H_w + (H_i - H_w) \frac{1 - e^{-a}}{a} \quad (8)$$

$$a = KF/G$$

式中: G 为空气流量(kg/s); H_i 、 H_o 为导管空气进出口焓值(kJ/kg); H_w 为管壁温度对应的空气焓值(kJ/kg); K 为总传热系数(J/s·K); F 为导管壁面等效传热面积(m²);

公式(6)~(8)构成了空气导管的热力计算模型。在实际计算中,由于导管长度较长,可分段进行计算,以减少因假设导管壁面温度保持一致所引起的计算误差。

2.4 座舱热力模型

对于座舱内部的热力环境,不仅要分析其稳态情况,同时也需分析其动态变化情况(即在空调供气状态下,座舱温、湿度等参数的动态变化过程)。因此,本文依据动态方程建立座舱热力模型。

飞机座舱的传热主要包括:太阳辐射及通过透明玻璃进入座舱内的热载荷、外部热环境通过围护结构进入座舱的热载荷、内部座椅及结构蓄热载荷、内部照明及电子设备载荷、人员热载荷、空调供气及排气热载荷等。文献[4]对以上热载荷计算方法进行了研究,本文将以此为基础,并增加了液态水及客舱湿度等参数的影响因素。具体热力模型建立如下:

$$m_c C_p \frac{dt_c}{d\tau} = KF(t_s - t_c) + G_a C_p (t_a - t_c) + a_z F_z (t_z - t_c) - G_a d_{fr} R_f + \Sigma Q \quad (9)$$

$$m_z C_z \frac{dt_z}{d\tau} = a_z F (t_c - t_z) \quad (10)$$

$$m_b C_b \frac{dt_b}{d\tau} = KF(t_s - t_b) + a_b F_b (t_c - t_b) \quad (11)$$

由质量守恒定律,客舱内湿度计算方程如下:

$$m_c \frac{d(d_c)}{d\tau} = G_a(d_{in} - d_c) + N_p \cdot M_{wet} \quad (12)$$

式中: m 为质量(kg); F 为传热面积(m^2); C_p 为空气比热容(J/kg·K); t 为温度($^{\circ}C$); τ 为时间(s); a 为空气对流换热系数(KW/($m^2 \cdot ^{\circ}C$)); K 为传热系数(W/ $m^2 \cdot ^{\circ}C$); G_a 为进入客舱的空气流量(kg/s); ΣQ 为设备散热、太阳辐射热及人员散热等总和(w); 下标 c 表示客舱, Z 表示座椅, 下标 a 表示供气空气, b 表示壁面; d_{fr} 为供气导管出口含水量(kg/kg. dr); R_j 为水蒸发潜热(J/kg); d_c 、 d_{in} 分别为座舱内空气及空调供气含湿量(kg/kg. dr); N_p 为客舱人数, M_{wet} 为每个乘客散湿量(kg/s)。

公式(9)~(12)组成了客舱内部动态热力计算模型。

2.5 水含量计算

在混合腔、空气导管及客舱内的空气会存在液态游离水, 并会发生游离水遇热而蒸发吸热、水蒸气遇冷凝结放热的情况, 其会对空气的温度及湿度产生影响, 因此在计算中需考虑液态水含量。由此, 本文依据湿空气计算理论, 确定了液态水含量的计算方法及流程。其主要依据空气流量、焓值、总含湿量、压力, 确定空气中是否存在液态游离水, 并求出液态水含量、空气温湿度等参数。具体计算流程如图2所示。

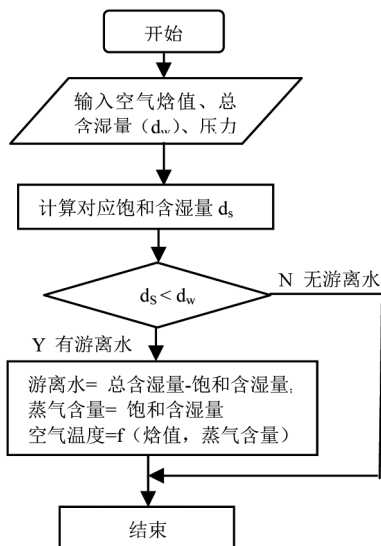


图2 液态水含量计算流程

由于混合腔内部设有挡水板及排水管, 因此在混合腔热力计算时, 若混合后空气含有游离水, 则可通过混合腔排水效率计算进入座舱分配导管的游离水量。其计算公式如下:

$$d_{fi} = (1 - \eta_w) d_{fm} \quad (13)$$

式中: d_{fm} 为混合腔中空气所含的游离水量(kg/kg. dr); d_{fi} 为混合腔出口空气游离水(kg/kg. dr); η_w 为混合腔内排水效率。

3 系统模型及计算分析

3.1 系统模型

再循环系统的计算模型由以上各附件模型汇总而成, 其附件间的流体参数依据系统流程进行传递。系统热力计算流程如图3所示。

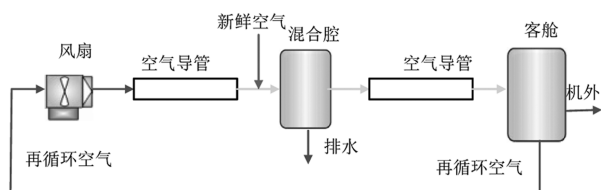


图3 系统热力计算流程示意图

在制冷状态下, 空气热力参数变化过程为: 客舱排气经再循环风扇升温, 之后在空气导管中, 与客舱三角区的环境换热, 温度稍有下降。然后与制冷组件出口的冷空气在混合腔中充分混合, 在混合过程中, 冷空气中所含的部分游离水进行蒸发, 多余的游离水中, 其少量被混合空气带入客舱空调分配导管中, 另一部分沉淀在混合腔底部, 并排至排风导管中。混合空气在客舱空调分配导管与外界进行换热, 温度稍有上升, 并使空气中的含水量进一步降低, 最后送至客舱中, 达到客舱温度调节要求。

3.2 计算分析

空调系统主要分为稳态及动态性能指标。其稳态要求为: 在飞机飞行及外界环境包线内, 座舱温度应保持在 $24^{\circ}C$; 动态要求为: 在地面热天条件下, 座舱温度降至 $27^{\circ}C$, 时间应不超过 30min, 同时空调系统在热天条件工作时, 座舱内应不能含有游离水。

本文以大型客机为研究对象, 针对上述空调系统性能, 对再循环系统热力性能进行分析。

3.2.1 稳态冷却

计算条件为:

地面热天、乘客满员; 外界环境温度为 $40^{\circ}C$, 环境湿度为 19g/kg. dr, 设备热载荷及太阳载荷按 100% 取。制冷组件出口空气参数按以下值确定: 温度为 $-6.6^{\circ}C$, 湿度为 7.6g/kg. dr, 流量为 1.06kg/s。

计算中取不同的再循环与新鲜空气比例(本文取值范围为 0.2~0.8), 以分析再循环流量与客舱温度及供气液态水含量的关系。计算结果如图4、

图5所示。

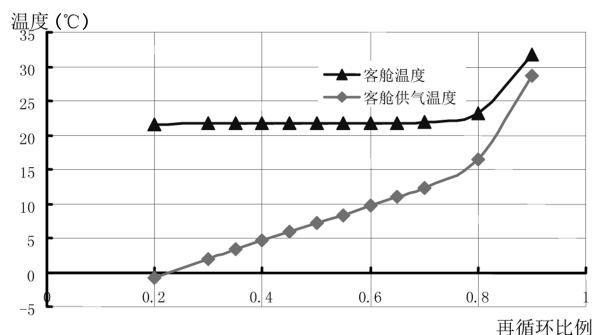


图4 再循环流量与客舱温度关系曲线

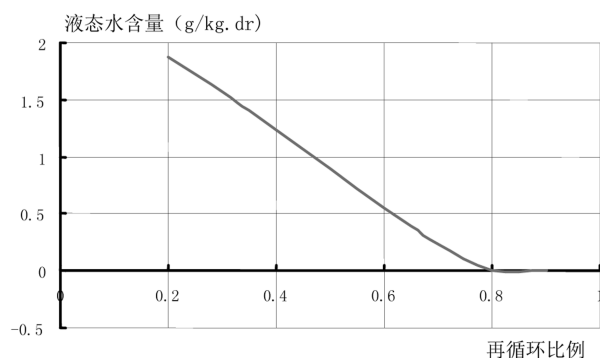


图5 再循环流量与供水水含量关系曲线

3.2.2 动态冷却

计算条件为：

在热天地面条件下，客舱内无乘客，开启20%的客舱电子设备，太阳热载荷取最大值的40%。计算结果如图6~图8所示。

1)设计再循环流量下，客舱内空气湿度随时间的动态变化曲线；

2)设计再循环流量下，客舱内空气温度及客舱供气温度随时间的动态变化曲线；

3)不同再循环比例下，客舱动态降温所需时间的变化情况。

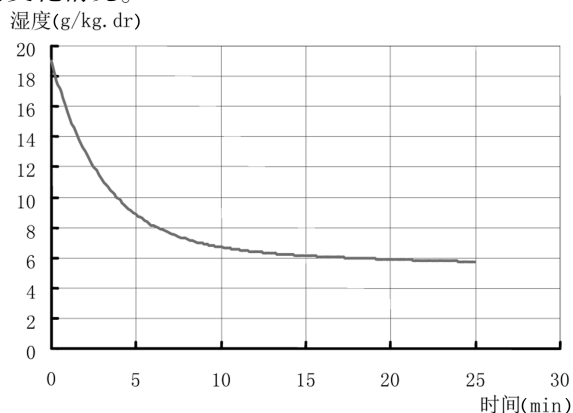


图6 客舱湿度动态变化曲线

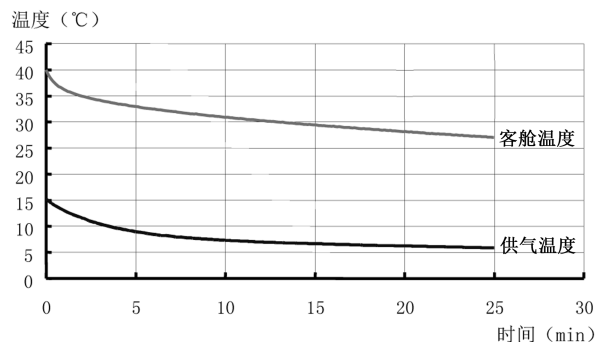


图7 客舱温度及供气温度动态变化曲线

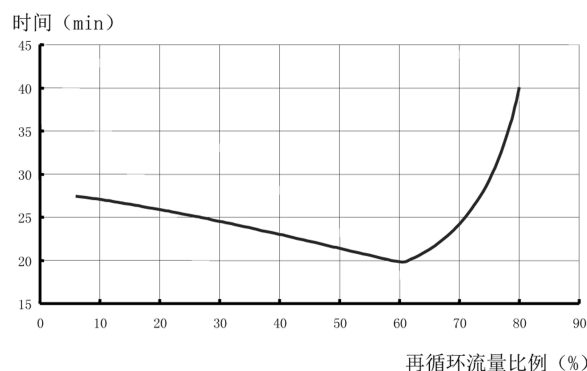


图8 客舱降温所需时间与再循环流量关系曲线

3.3 结果分析

从以上计算结果可知：

1)再循环比例的增加，会逐步提高客舱供气温度，即减少客舱供气温差，有利于客舱温度均匀性的提高；再循环流量对客舱稳态温度影响较小，但当再循环比例大于一定值后（本文为80%），随着再循环风量的增加，客舱温度会迅速上升，超过客舱温度要求值（24℃）。

2)再循环比例的增加，可以有效减少客舱空调供气中液态游离水含量，利于避免客舱出现“水空调”的现象。

3)空调动态冷却时间，首先随再循环流量增加而减少，并在达到最小值后，随再循环流量的增加而迅速增加。

通过进一步分析，上述现象的原因如下：

从能量平衡角度出发，一方面再循环风扇功率会增加客舱的热载荷（正值），另一方面来自制冷组件液态游离水会蒸发吸热，而产生额外制冷量（负值）。图9显示了在稳态条件下，风扇功率及水蒸发制冷量分别与再循环流量的关系，可以看出，两者综合值（即制冷量与热载荷之和）在开始阶段基本维持不变，从而使客舱稳态温度也基本恒定。但当制冷组件出口所含游离水被全部蒸发后，即水蒸

（下转第51页）

北工业大学出版社,2010.

[2]李有堂.机械系统动力学[M].北京:国防工业出版社,2010.

[3]汪越胜,税国双.运动学与动力学[M].北京:电子工业出版社,2011.

[4]徐赵东,马乐为.结构动力学[M].北京:科学出版

社,2007.

[5]应祖光.高等动力学—理论及应用[M].杭州:浙江大学出版社,2011.

[6]钟永光等.系统动力学[M].北京:科学出版社,2009.

(上接第45页)

发制冷量已达到最大值,这时再循环功率所产生的多余热载荷会直接导致客舱温度的迅速上升。

在客舱动态冷却过程中,客舱起始阶段温度较高,再循环风的增加,会提高液态水的蒸发比例和水蒸发制冷量的利用率,从而使风扇功率影响处于次要位置,以加速客舱动态降温。同样,当再循环风量增加使水蒸发制冷量利用达到最大值后,此时风扇功率占主导位置,会减缓客舱降温速度。

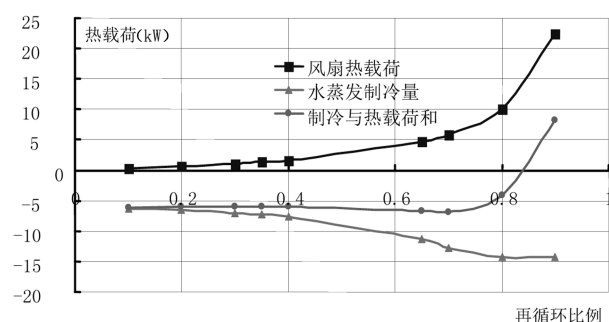


图9 风扇热载荷、水蒸发制冷量与再循环关系

4 综合因素分析

由上述计算分析表明,再循环风量的增加可改善客舱温度均匀性、热舒适性及空调系统动态性能。较小的再循环比例会加大座舱供气温差及液态水含量,导致客舱温度均匀性变差及发生“水空调”问题,在此意义上,应加大再循环风量。

但再循环风量加大,会产生额外的不利因素,主要为:再循环风扇功率、重量、尺寸的增加;空调系统供气管路及相关成品尺寸、重量增加,并造成系统安装困难及维修性差。

基于以上因素,应确定合理的再循环设计参数。结合其他飞机的技术规范及相关标准,本文认为在设计中需考虑以下原则:

1)在地面热天稳态工况下,客舱供气温度与客舱平均温度差不应超过 18°C ,以保证客舱温度均匀性和热舒适性^[5];

2)在地面热天稳态工况下,混合腔出口液态水含量应控制在 1g/kg 以下,以保证经下游导管进

入客舱的空气,不会在乘客周围产生液态游离水;

3)在座舱快速冷却下,混合腔出口空气温度不应低于 2°C ,以避免混合腔内发生冰堵现象;

4)需满足热天地面状态座舱稳态及动态指标要求,同时需校核冷天及飞行等其它工况下的空调系统性能;

5)在满足上述条件下,应尽可能减少再循环比例(其值宜在 35% ~ 50% 范围内)。

依据上述设计原则,本文以大型客机为研究对象,经对再循环系统参数的优化后,将再循环比例确定为 37%,使再循环流量从起初 0.95kg/s 减少至 0.65kg/s ,减少比例约 32%。由此带来再循环系统及下游管网系统的尺寸减少了约 10%,共减少重量约 9kg,并改善了空调系统安装空间及维修性,取得了很好的效果。

5 结论

基于国内民航客机空调系统研制需求,利用热力学理论,对再循环系统各附件数学模型进行了推导和建立,并编制了系统仿真程序。在计算中,针对再循环对空调系统的稳、动态指标的影响因素,对再循环系统参数进行分析研究,并得出再循环系统的参数最佳取值范围和确定原则。其已应用于大型客机的环境控制系统研制工作中,对空调及导管网系统的设计、重量及尺寸优化提供了重要支持。

参考文献:

[1]王恒斌,张宝霖.国外飞机环境控制系统手册[M].北京:国防工业出版社,1986.

[2]寿荣中,何慧珊.飞行器环境控制[M].北京:北京航空航天大学出版社,2004.

[3]朱立.空气调节技术[M].北京:高等教育出版社,2008.

[4]简夕忠,李楠.飞机座舱动态热载荷计算方法研究[J].民用飞机设计与研究,2010(3):30-33.

[5]American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers. ANSI/ASHRAE Standard 161 - 2007 Air Quality within Commercial Aircraft[S]. Atlanta:2007.