

DOI: 10.19416/j.cnki.1674-9804.2018.01.017

民机空调组件舱通风仿真计算研究

CFD Simulation Calculation of Pack Bay Ventilation on Civil Aircraft

史乔升 汪光文 郭天鹏 李革萍 / SHI Qiaosheng WANG Guangwen GUO Tianpeng LI Ceping

(上海飞机设计研究院, 上海 201210)

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

摘要:

民机的空调组件舱位于非增压区,其内部包含有换热器、压缩机等高温环控组件。为避免高温对舱体结构产生危害,需要采用冷却措施。以某机型的空调组件舱通风冷却方案为参考,建立了空调组件舱通风系统的几何模型,并以此模型为基础进行了 CFD 仿真计算。对计算结果进行分析后,提出了方案的缺陷,并为后续的方案设计提出了关注点。

关键词:民用飞机;通风;空调组件舱

中图分类号:V245.3⁺41

文献标识码:A

[Abstract] Pack Bay in civil aircraft is located in unpressurized area, which contains high temperature components of ECS(Environmental Control System), such as heat exchanger, compressor and so on. In order to avoid high temperature damage to the structure, cooling method should be applied. In this article, a Pack Bay ventilation geometry model is built according to an existing configuration, and then CFD(Computational Fluid Dynamics) simulation calculation is taken based on this model. After analyzing the calculation results, drawbacks of this configuration are listed, and recommendations for the future design are proposed.

[Keywords] civil aircraft; ventilation; pack bay

0 引言

民机的空调组件舱通常位于中央翼盒下方的非增压区域,其内部布置有飞机主要的制冷单元——空调组件。由于空调组件包含压缩机、换热器、高压管路等产热量较高的部件^[1],可能会导致舱内空气以及舱体结构温度过高,从而引发以下问题:1) 因为组件过热而导致设备故障;2) 因为燃油蒸汽积聚与空气温度过高产生爆炸风险;3) 因为舱体结构温度过高而导致结构材料失效,导致机体结构强度产生隐患。因此,在进行空调组件舱设计时,需要评估上述问题,若问题存在且影响较大时,就应该提出空调组件舱的冷却方案,以解决舱内空气及舱体过热的问题。

然而,参考 CCAR 25 部发现,适航条款对空调组件舱冷却这一部分并没有相关要求^[2]。若此区

域出现过多的热量积聚导致温度过高,可能会影响到设备的正常运转与舱体结构性能,产生安全隐患,因此需要采用相关措施来降低结构温度。为了探究空调组件舱的冷却方法及其效果,本文将对现有的某机型空调组件舱冷却方案进行介绍,并根据其方案进行流体仿真计算,以验证其冷却效果。

1 空调组件舱冷却方案介绍

空调组件舱通风系统的原理图如图 1 所示,系统主要包括引气组件与通风组件两部分。其中,引气组件的功能是确保飞机在地面或空中飞行状态下,都能够为下游的通风组件提供总量供气。引气组件主要由进气口、涡轮风扇以及单向活门等部件构成,其运转方式根据飞行状态不同可分为两种:当飞机处于飞行状态时,涡轮风扇关闭,单向活门打开,外界空气进入引气口后,将通过单向活门的

供气支路进入到下游通风组件;而当飞机处于地面状态时,单向活门关闭,涡轮风扇供气活门打开,高压引气会驱动涡轮风扇运转,通过风扇的抽吸作用使外界空气进入引气口,并通过涡轮风扇后进入到下游通风组件。

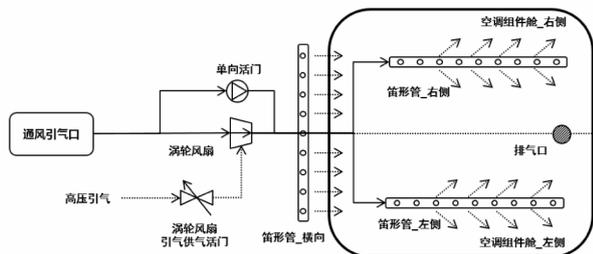


图1 某机型空调组件舱通风系统原理图

通风组件的功能是为空调组件舱内部提供通风与排气,组件主要由笛形管、连接管路以及排气口等部件构成。笛形管的布置与空调组件大小位置相关,笛形管的合理分布有助于提高通风均匀性与散热有效性。此方案采用了3组笛形管,其中,2组分别布置于左右两个空调组件旁边,形成对空调组件的横向气流吹袭;另外1组呈横向布置,对两个空调组件形成从前至后的吹袭作用。两个方向的交叉通风减少了通风死角的范围,形成了良好的换热。

在下文的 CFD 计算中,将以上述通风方案为依据,对空调组件舱通风系统进行建模与计算。

2 空调组件舱通风建模

2.1 几何模型建立

空调组件舱几何模型参考某型窄体客机的相关数据建立,由于左、右空调组件舱为对称结构,因此仅对左侧组件舱进行建模。模型外形尺寸约为 $970\text{ mm} \times 1\ 700\text{ mm} \times 3\ 500\text{ mm}$,模型主要包括组件舱的舱体外形结构以及舱内的空调组件轮廓两部分。

简化的空调组件保留了核心部件的外形轮廓,包括两级换热器、压缩机、冷凝器、涡轮、回热器及连接管路,同时也保留了部分冲压空气组件与供气管路。模型简化时对形状较复杂的装置尽可能以相似的简单形状代替,对诸如台阶、倒角一类的微小结构进行了平滑处理。

空调组件舱的前端面为气密隔框,上端面为中

央翼盒下表面外侧,下端面为整流罩内侧,后端面为起落架舱前隔板。对舱体外形进行简化时,主要对上述四个端面的外形进行简化处理,使舱体表面尽量保持平整。

在上述简化模型的基础上,引入空调组件舱通风系统建模。考虑到 CFD 计算仅针对特定飞行状态进行计算,不需要考虑引气模式的切换,因此不需要对引气系统进行建模,仅对通风系统建模即可。参考方案的笛形管布置形式,建立笛形管通风模型,如图2所示。模型包含两个方向互相垂直的笛形管,管径 120 mm ,在靠近空调组件一侧开有 25 mm 的多个小孔,以形成交叉气流吹袭作用。另外,在舱体整流罩侧开有直径 166 mm 的排气孔,用于实现排气。

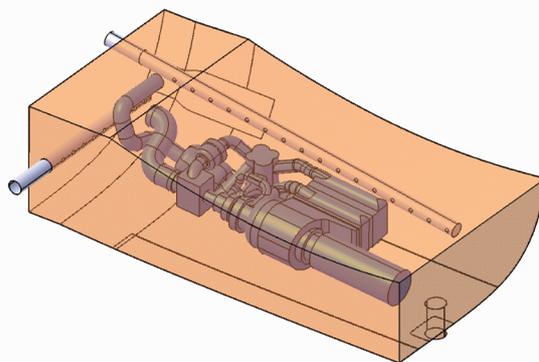


图2 空调组件舱通风笛形管通风建模几何示意图

2.2 网格模型建立

采用 STAR-CCM+ 软件对模型进行网格划分,选用多面体网格、薄壁网格以及棱柱体网格模型,自动生成多面体网格。生成网格后,得到网格数量共 173 万,网格示意图如图3所示。

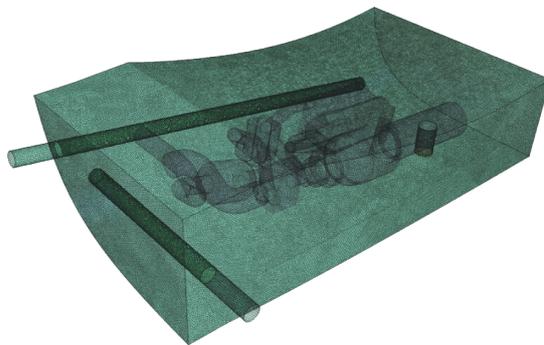
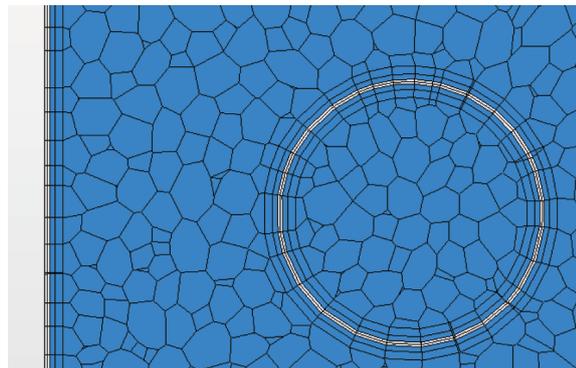


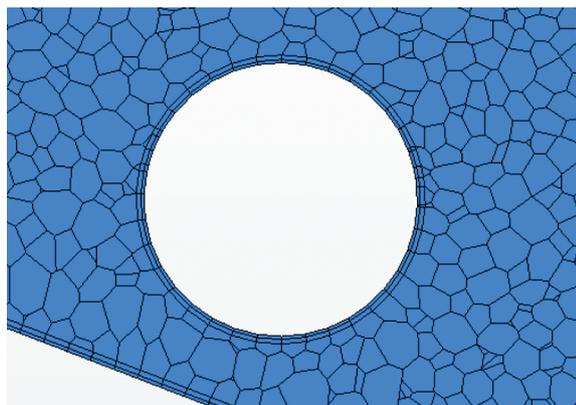
图3 网格整体示意图

在网格划分过程中,对一些局部区域进行了精细控制。如图4所示,a)中的固体壁板区域应用了

薄壁网格模型,在壁板很薄的情况下,也保证壁板内至少拥有两层上下一致的网格;b)中的组件表面附近区域进行了边界层的划分,以保证计算结果可以更好地捕捉空调组件表面附近的对流以及换热特性。



a) 薄壁网格



b) 边界层网格

图 4 局部网格示意图

3 CFD 计算与分析

3.1 计算思路

本次计算采用 Star-CCM + 10.06 软件,计算目的是验证方案的通风冷却有效性。计算应考虑最极端的恶劣环境,因此选取地面热天工况进行计算。计算需要考虑多个流量和温度工况,以确定满足冷却效果的最低冷量,此时舱内环境应满足结构材料的要求以及空调组件的运转条件。

对空调组件而言,由于其包含传感器、活门等电子元件,需要按照 DO-160G 文件的要求对舱内环境进行约束^[3]。通常来说,空调组件舱区域的设备环境要求为 D2 类型,即海拔 50 000 ft 以下的非增压与非温控区域。根据 D2 环境的温度要求可知,

设备运转温度应在 $-55\text{ }^{\circ}\text{C} \sim 70\text{ }^{\circ}\text{C}$ 的范围内,地面热天环境温度应不高于 $85\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。

对结构材料而言,本次计算假设采用铝合金材料。结构温度达到 $85\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时,材料强度不受影响,因此不需要考虑结构的温度要求。

根据上述限定条件,本次计算参考 $85\text{ }^{\circ}\text{C}$ 的温度上限,限定 $5\text{ }^{\circ}\text{C}$ 的温度裕度,规定舱内环境温度与舱体结构最高温度不可超过 $80\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。

3.2 计算设置

在 Star-CCM + 10.06 软件中对计算域进行设置,主要设置信息见下文。

1) 计算模型

计算选用如下模型:稳态计算、理想气体方程、k-epsilon 湍流、分离流体温度、分离固体温度以及灰体辐射模型。

2) 材料物性

计算设定舱体材料均为铝,而流动工质为常物性空气,设置属性见表 1。

表 1 计算用到的工质/材料物性表

	密度/ $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$	导热率/ $\text{W}(\text{m} \cdot \text{K})^{-1}$	动力粘度/ $\text{Pa} \cdot \text{s}$	比热/ $\text{J} \cdot (\text{kg} \cdot \text{K})^{-1}$
空气	1.184	0.026 03	1.855×10^{-5}	1 004
铝	2 702	237.0		903.0

3) 流动边界设置

由于计算涉及多个工况,每个工况对应不同的流动边界,将各个工况对应流动边界设置信息见表 2。其中,较短的横向笛形管与较长的纵向笛形管流量比例固定为 1:2。

表 2 多工况流动边界设置

序号	供气温度/ $^{\circ}\text{C}$	供气流量/ $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$	环境条件
1	无供气	无供气	地面热天
2		0.048	
3		0.096	
4	27	0.144	
5		0.192	
6		0.024	

4) 热边界

根据前期计算经验,对空调组件表面进行恒温

壁面设置。由于同一温度可能覆盖至不同组件,不便于文字描述,故以图的形式展示壁面温度的设置情况。温度设置示意图如图 5 所示。

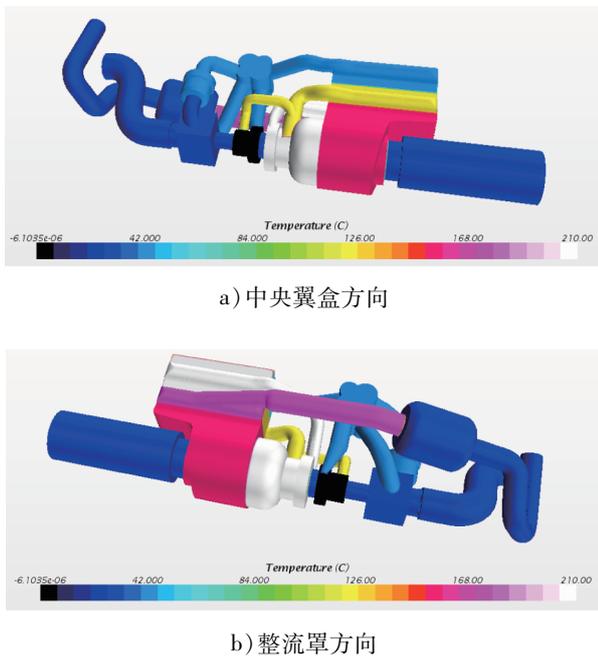


图 5 恒温壁面设置示意图

对流边界设置于空调舱外表面,环境为地面热天,设置环境温度为 50 °C。假设环境处于无风的状态,设置对流换热系数见表 3。

表 3 对流换热系数设置表

	中央翼	水平气密隔板	气密框隔板	整流罩	主起舱前端板
对流换热系数/ $W \cdot (m^2 \cdot K)^{-1}$	2.05	5.6	2.84	1.19	1.19

由于空调组件表面温度较高,因此计算时需要考虑辐射的影响。辐射计算采用灰体辐射模型,各边界辐射发射率参考相关资料进行设置,如表 4 所示。其中,空调组件以铁、铝和多种合金材料构成,且大都经过抛光处理。据此查询资料,发射率范围处于 0.05 ~ 0.5 的区间内,对于空调组件,统一取发射率为 0.5。

表 4 辐射表面发射率设置

	空调组件表面	高压管路绝热层表面	空调舱体表面
辐射发射率	0.5	0.93	0.3

3.3 计算结果

3.3.1 总通风量 0.96 kg/s 工况计算结果

本部分将对工况 3,即总通风量为 0.96 kg/s 的速度场以及温度场计算结果进行展示说明。

流线图如图 6 所示。由图可以看出,笛形管入口处流速较高,长管入口处平均流速达到了 5 m/s。随着空气不断从开孔位置通向组件舱内,管内流速逐渐下降。开孔处的流速基本处于 1 ~ 2.5 m/s 的区间内,对组件形成了较均匀的吹袭作用。完成通风后,空气最终从底部的排气口汇聚排出,此处空气达到最大流速 5.7 m/s。

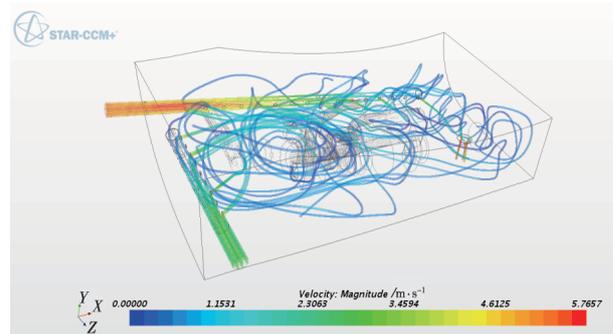


图 6 流线示意图

速度场分布云图如图 7 所示。可以看出,开孔处的通风效果都很明显,可形成有效的气流吹袭作用。而除了开孔位置附近,其他区域的流速基本处于 0 ~ 0.5 m/s 的低速区间。

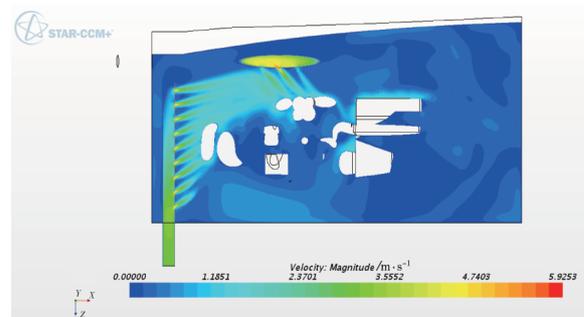


图 7 速度场分布 XZ 平面二维图

温度场分布云图如图 8 所示。由图可以看出,与空调组件距离较近的空气会达到 120 °C 以上的高温,而受到气流直接吹袭的区域由于换热良好,因此温度都处于较低水平。但是,靠近整流罩一侧的空气域由于受到气流吹袭作用较弱,换热不充分,形成了热量积聚,导致这一区域的空气温度偏高。

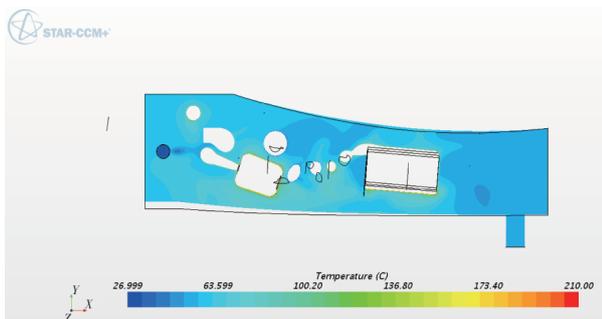
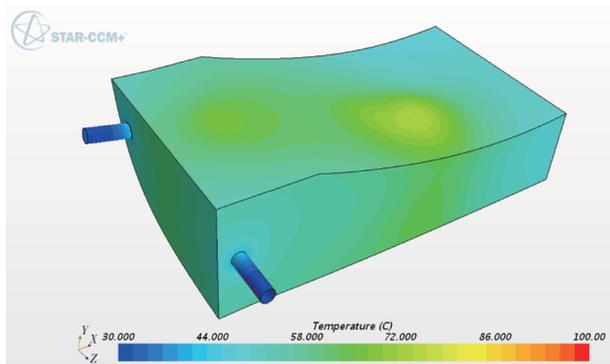
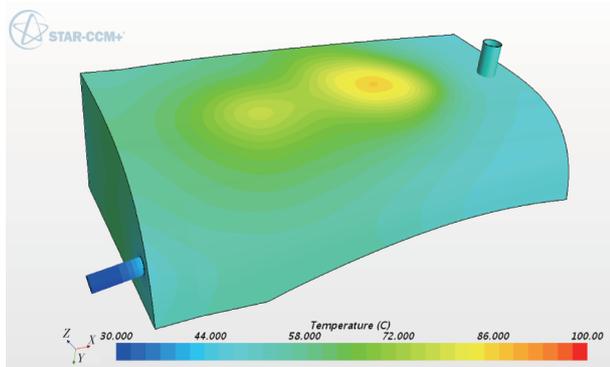


图 8 温度场分布 YZ 平面二维图

壳体外表面温度分布云图如图 9 所示。由图可以看出,外壳表面最高温度为 87.1 °C,以此中心形成辐射的高温度区域聚集于整流罩面。经统计,壳体外表面平均温度为 58.2 °C。



a) 中央翼盒方向



b) 整流罩方向

图 9 外壳表面温度分布云图

3.3.2 不同通风量的计算结果

为了考察满足温度要求的通风量,本部分将各工况的流体温度以及外壳温度进行了统计,得到相关结果见表 5。

表 5 不同供气流量工况结果统计

序号	对应流量 / $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$	外壳表面平均温度 / °C	外壳表面最大温度 / °C	出口流体温度 / °C
1	无供气	62.6	99.2	
2	0.048	60.2	92.8	55.0
3	0.096	58.2	87.1	52.4
4	0.144	56.9	84.1	51.6
5	0.192	55.6	81.6	49.0
6	0.240	54.8	80.0	47.7

以供气流量为 X 轴,各温度值为 Y 轴,根据表 5 绘制曲线如图 10 所示。可以看出,随着供气流量的增加,各项温度呈现出相应的降低趋势。而随着流量增加,“外表面最大温度”曲线的斜率不断减小,即变化率不断减小。这也就是说,当供气流量增大到一定程度时,供气流量继续增加,温度降低程度将会变小。因此,应结合组件舱的温度需求来选取流量工况,在满足需求的前提下,流量应当尽量选择较小的值,以避免造成不必要的浪费。

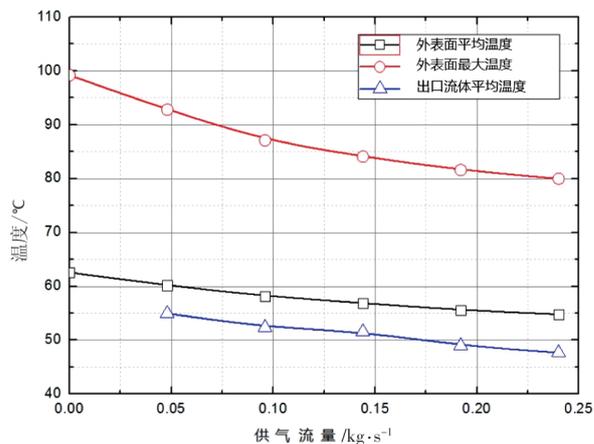


图 10 不同供气流量工况的统计结果

根据 3.1 节要求,外壳最大温度不应超过 80 °C。而由图可以看出,尽管各工况的出口流体平均温度全部低于 80 °C,但是对于外表面最大温度这一项而言,只有流量最大的 0.24 kg/s 的工况 6 才恰好满足 80 °C 温度上限的要求,其他工况都因为供气冷量不足而无法达到要求。

3.4 计算结果分析

为了更好了解通风对组件舱换热的重要性,本部分将对换热组成与换热量做统计分析。此通风系统处于开口系统,其换热方程应满足关系式(1)。

$$Q_{\text{pack}} = (H_{\text{out}} - H_{\text{in}}) + Q_{\text{en}} \quad (1)$$

其中, Q_{pack} 表示组件散热量, H_{out} 表示通风出口焓值, H_{in} 表示通风入口焓值, Q_{en} 表示环境散热量。

根据统计,在工况3的条件下,组件总散热量4 143 W,流体入口与出口焓差为2 558 W,外壳表面散热量为1 553 W,三者代入关系式中存在22 W偏差,这是由于计算收敛时,残差小幅震荡导致的。由于占总换热量比例较小,因此认为这样的偏差是可接受的。从上述统计值可以看出,流体入口与出口焓差相对于外壳表面散热量而言占比较大,约占总散热量的62%。也就是说,由通风直接带走热量是主要的散热方式,而向周围环境散热是次要的散热方式。这也就凸显了通风散热的有效性与必要性。

另外,值得注意的是,无论在何种工况下,在整流罩一侧的外表面上都有一处高温区域,此处也是壳体表面的最高温度区域。这个位置与换热器的高温表面距离较近,因此形成了局部高温区域。当无通风措施时,此区域可达到99.2℃;当通风量达到0.096 kg/s时,最高温下降到了87.1℃;直到流量继续增加至0.24 kg/s时,此区域最高温度才降到80℃。流量线性增加时,降温效果却并没有呈现同比例的增长,这就显得方案的冷却效果缺乏效率,且缺少对外壳高温防护的针对性。

4 结论

本文对现有某机型的空调组件舱通风方案进行了介绍,并以此通风方案为基础,建立了空调组件舱的通风模型,并根据此模型在STAR-CCM + 10.06软件中完成了多个流量工况的CFD仿真。

经过对计算结果的分析可知,在供气温度27℃

的条件下,供气流量增加至0.24 kg/s时,可实现舱内流体平均温度与外壳表面最大温度均低于80℃的要求。但是经过对多流量工况曲线图的分析可知,此方案对于外壳高温区的冷却效果并不理想,尽管实现了冷却目标,但是却消耗了较多的冷量,这对于飞机的经济性提升而言是不利的。若未来将复合材料应用至空调组件舱的外壳区域,局部高温对材料的影响将会更加显著。冷却方案除了考虑对内部空间的降温,还应考虑对外壳区域的热防护。

综上,此方案还有较大改进空间。未来空调组件舱通风系统方案的设计应以提高通风效率及舱体热防护为设计目标之一,提出更经济、更具针对性的通风方案。

参考文献:

- [1] 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.
- [2] 中国民用航空总局. 中国民用航空规章第25部:运输类飞机适航标准[S]. 北京:中国民用航空总局,2011.
- [3] Environmental Conditions and Test Procedures for Airborne Equipment: RTCA/DO-160G[S]. RTCA, Inc. 2010.

作者简介

史乔升 男,硕士,工程师。主要研究方向:民机通风系统;E-mail: shiqiaosheng@comac.cc

汪光文 男,博士,研究员。主要研究方向:环控,舱室环境设计;E-mail: wangguangwen@comac.cc

郭天鹏 男,硕士,高级工程师。主要研究方向:通风,湿度控制,噪声;E-mail: guotianpeng@comac.cc

李革萍 女,学历,硕士,研究员。主要研究方向:环控,氧气,水废水;E-mail: ligeping@comac.cc