◇ 研究报告 ◇

# 复材结构刚度与隔声量的计算及参数优化\*

# 林森胡莹†李晨曦丛昊

(中国商飞上海飞机设计研究院 上海 201210)

**摘要**:论文旨在满足结构刚度指标的前提下最大程度地提高复合材料(以下简称"复材")结构的隔声性能。首 先针对复材结构进行刚度分析,在铺层数和铺层比例不变的前提下,分析不同铺层构型对结构刚度的影响。然 后利用统计能量分析法,确定铺层角度对结构隔声性能的影响,并与试验结果进行对比验证模型的有效性。最 后以铺设在复材壁板上的隔音棉厚度和密度为两个优化参数,分析不同厚度和密度的隔音棉的插入损失,并 进行参数最优化分析,寻找最佳组合方式。得出结论:不同铺设角度顺序对复材整体结构的弯曲刚度和吻合效 应频率有影响,在相同尺寸和边界条件下,构型1屈曲稳定性承载能力较强,隔声效果最好,铺层方式最优;隔 音棉密度对插入损失影响较小,而隔音棉厚度对插入损失影响较大。论文选取的隔音棉密度和厚度已经使壁 板、隔音棉及内饰板的组合结构隔声量达到了收敛状态,是最优化的组合设计。

关键词:复材结构;刚度设计;隔声性能;参数优化

 中图法分类号: TB53; V2
 文献标识码: A
 文章编号: 1000-310X(2020)05-0736-11

 DOI: 10.11684/j.issn.1000-310X.2020.05.012

# Calculation and parameter optimization of stiffness and transmission loss of the composite structure

LIN Sen HU Ying LI Chenxi CONG Hao

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

Abstract: This paper aims to improve extremely the sound insulation performance of the composite structure based on satisfying the stiffness requirement. Firstly, the stiffness of different configuration composite structures has been analyzed under the condition that the number and proportion of layers are constant. Then the effect of the layer angle on the sound insulation performance has been calculated by the statistic energy analysis (SEA), and the simulated results are validated by test data. Lastly, the insertion loss (IL) of the thermal and acoustic insulation blanket (TAIB) laying on the composite structures has been evaluated and optimized by two parameters: the thickness and density of TAIB. The results show that: (1) The angle of the layers has efficient effect on the bending stiffness and coincidence frequency of the composite structure; Under the same dimension and boundary condition, the Configuration 1 has the better buckling stability bearing capacity and acoustic insulation performance. (2) Compare to the density of TAIB, its thickness has obviously influence on the IL of the structure. The transmission loss of the composite structure has been convergence with the chosen density and thickness of TAIB.

Keywords: Composite structure; Sound insulation; Transmission loss; Statistic energy analysis

<sup>2020-01-03</sup> 收稿; 2020-03-31 定稿

<sup>\*</sup>民机科研项目 (GS2015005)

作者简介:林森(1983-),男,河南驻马店人,硕士,高级工程师,研究方向:结构设计。

<sup>†</sup>通信作者 E-mail: huying2@comac.cc

## 0 引言

当前航空航天科技的发展和其追求性能、结 构效率、经济性优先的需求,继高性能合金材料之 后,复合材料(以下简称"复材")成为另一种高性能 材料被广泛应用[1]。在民机领域,复材应用发展非 常迅速,如B787机身段采用全复材结构,复材用量 达到50%,而空客A350XWB飞机的复材用量约为 52%<sup>[2-3]</sup>。复材尤其是层压板复材的应用,其优势 是可以减重和提高疲劳耐久性,相比金属材料在结 构上可减重20%以上,而且由于层压板分层铺贴固 化后,裂纹仅可能在层间扩展,疲劳性能大大得到提 高,这是其他先进技术难以达到的效果<sup>[1]</sup>。复材的 结构布局和铺层方式是影响复材结构刚度、强度和 质量的两个主要因素,针对复材结构的布局和铺层 方式优化,国内外研究人员开展了大量的研究工作, 主要是通过算法进行铺层优化设计,获取目标函数 以及影响参数从而获得最佳铺层<sup>[4-7]</sup>。但这类研究 多数基于理论分析和实验室数据,且假定一些前提 条件,与工程实际应用还存在一定差异。同时该类 研究更多的关注刚度和强度,并未考虑对声学性能 的影响。

结构的稳定性承载能力主要取决于结构刚度。 工程中经常采用0°、45°和90°铺层角度,控制45° 铺层的比例可提高层压板的屈曲承载能力。一般来 说,复材结构设计采用均衡对称方式以消除复材层 间耦合效应。本文基于复材经典层压板理论,在限 制重量的条件下,调整铺层比例和方式来获取最佳 刚度和强度,从而满足工程应用。另一方面,由于 复材的可设计性较强,带来了强度和重量优势,但 同时也造成了隔声性能的损失。与传统金属壁板结 构相比,复材壁板在中高频上的隔声性能明显下降, 必须在设计前期进行降噪设计。机身结构复材化之 后,将是承担隔离大部分外部噪声的主要部件,且 复材板壳的声学特性研究对结构的低噪声设计具 有重要的意义<sup>[8]</sup>。研究发现,复材结构的铺层、角 度、铺设方式等都对结构的隔声性能有着极大的影 响<sup>[9-10]</sup>。鉴于复材的可设计性,在设计之初通过对 铺层的参数进行分析,在满足结构刚度指标的前提 下,开展隔声参数优化设计,最大程度地提高复材结 构的隔声性能,节约重量成本。

基于上述原因,本文以某复材壁板为对象,首 先在铺层数和铺层比例不变的条件下,分析不同铺 层构型对结构刚度的影响。然后利用统计能量分析 法(Statistic energy analysis, SEA),进一步对不同 构型的复材结构进行隔声性能分析,确定铺层角度 对结构隔声性能的影响,并与测试结果进行对比分 析,验证分析模型的有效性和符合性。最后针对复 材壁板进行声学处理,以铺设在复材壁板上的隔音 棉厚度和密度为两个优化参数,分析不同厚度和密 度的隔音棉的插入损失,并进行参数最优化分析,寻 找最佳组合方式。

# 1 理论基础

#### 1.1 复材结构经典层压板理论

#### 1.1.1 单向铺层等效参数计算

复材指纤维与基体材料的混合物,形成的配置 使两种组分中某些最佳特性加以结合。复材的构建 单元为铺层或单层片,可对不同方向和材料的铺层 进行组合,形成层压板,在飞机机身结构中常使用 的复材结构组合为碳纤维和环氧树脂或酚醛树脂 等<sup>[11]</sup>。铺层或单层片可以看成一个各向同性材料 即树脂与碳纤维的组合,见图1。



图 1 单层碳纤维环氧树脂复材结构组合示意图 Fig. 1 The two-part composite of a typical carbon fiber-epoxy composite

单层复材沿纤维方向的弹性模量*E*<sub>x</sub>可以 表示为

$$E_x = E_f \frac{A_f}{A} + E_m \frac{A_m}{A},\tag{1}$$

其中,  $E_f$ 表示碳纤维的弹性模量;  $E_m$ 表示树脂材料的弹性模量;  $V_f = A_f/A \, \cup \, V_m = A_m/A \, \partial \, \mathcal{D}$ 表示碳纤维和树脂材料的容积率。

根据应力 $\sigma$ 与应变 $\varepsilon$ 的关系,复材结构沿垂直 纤维方向的应变 $\varepsilon_y$ 可以表示为

$$\varepsilon_y = V_f \frac{\sigma_2}{E_f} + V_m \frac{\sigma_2}{E_m}.$$
 (2)

$$E_y = \frac{E_f E_m}{V_m E_f + V_f E_m}.$$
(3)

同样根据剪切变形一致可以推出平面内的剪 切模量*G<sub>xy</sub>*的计算公式:

$$G_{xy} = \frac{G_m G_f}{V_m G_f + V_f G_m},\tag{4}$$

其中, G<sub>f</sub>表示碳纤维的剪切模量; G<sub>m</sub>表示树脂材 料的剪切模量。

#### 1.1.2 复材结构层压板理论

将单向铺层按不同方向顺序进行铺叠,形成多 层复材结构,即层压板。不同铺层角度的层压板,其 各个方向的力学性能与角度有关系,其整体结构可 以等效成平板结构,等效的平板结构在弯曲性能上 与实际结构相同。研究表明<sup>[11]</sup>,复材的等效耦合弯 曲以及拉伸刚度可以通过每一层各向异性材料的 弹性属性以及材料厚度及位置来进行计算。如图2 所示,每一层铺层 *xOy* 坐标系与整体结构 1*O*2 坐标 系的刚度转换可表示为

$$\begin{cases} Q_{11}^{(\theta)} = m^4 Q_{xx} + n^4 Q_{yy} + 2m^2 n^2 Q_{xy} + 4m^2 n^2 G_{xy}, \\ Q_{22}^{(\theta)} = n^4 Q_{xx} + m^4 Q_{yy} + 2m^2 n^2 Q_{xy} + 4m^2 n^2 G_{xy}, \\ Q_{12}^{(\theta)} = m^2 n^2 Q_{xx} + m^2 n^2 Q_{yy} + (m^4 + n^4) Q_{xy} \\ -4m^2 n^2 G_{xy}, \\ Q_{66}^{(\theta)} = m^2 n^2 Q_{xx} + m^2 n^2 Q_{yy} - 2m^2 n^2 Q_{xy} \\ + (m^2 - n^2)^2 G_{xy}, \\ Q_{16}^{(\theta)} = m^3 n Q_{xx} - mn^3 Q_{yy} + (mn^3 - m^3 n) Q_{xy} \\ + 2(mn^3 - m^3 n) G_{xy}, \\ Q_{26}^{(\theta)} = mn^3 Q_{xx} - m^3 n Q_{yy} + (m^3 n - mn^3) Q_{xy} \\ + 2(m^3 n - mn^3) G_{xy}, \end{cases}$$
(5)

其中,  $Q_{ij}^{(\theta)}$ 表示与整体结构 1O2坐标系呈 $\theta$ 角度的 铺层刚度矩阵系数;  $Q_{xx}$ 、 $Q_{yy}$ 、 $Q_{xy}$ 、 $G_{xy}$ 分别为单 向铺层在xOy坐标系下的刚度矩阵系数和剪切模 量;  $m = \cos \theta$ ,  $n = \sin \theta$ 。

对于薄壁复材结构(即层压板的厚度比结构的 其他尺寸小得多),层压板承载可视为处于平面应力 状态,根据应力应变关系,可得到复材结构层压板 (包括薄膜-弯曲耦合)的广义本构关系:

$$\begin{bmatrix} N_{x} \\ N_{y} \\ N_{y} \\ N_{xy} \\ M_{x} \\ M_{y} \\ M_{xy} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_{11} A_{12} A_{16} B_{11} B_{12} B_{16} \\ A_{12} A_{22} A_{26} B_{12} B_{22} B_{26} \\ A_{16} A_{26} A_{66} B_{16} B_{26} B_{66} \\ D_{11} D_{12} D_{16} \\ D_{12} D_{22} D_{26} \\ D_{16} D_{26} D_{66} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \varepsilon_{x0} \\ \varepsilon_{y0} \\ \gamma_{xy0} \\ \kappa_{x} \\ \kappa_{y} \\ \kappa_{xy} \end{bmatrix}.$$
(6)

因此,层压板的弹性刚度系数可由单层的材料 刚度参数和相对位置表示为

$$\begin{cases}
A_{ij} = \sum_{k=1}^{N} (\tilde{Q}_{ij})_k (z_k - z_{k-1}), \\
B_{ij} = \frac{1}{2} \sum_{k=1}^{N} (\tilde{Q}_{ij})_k (z_k^2 - z_{k-1}^2), \\
D_{ij} = \frac{1}{3} \sum_{k=1}^{N} (\tilde{Q}_{ij})_k (z_k^3 - z_{k-1}^3),
\end{cases}$$
(7)

其中, $z_k$ 为沿z方向的第k层单向铺层中心面与底面的距离,见图3; $(\tilde{Q}_{ij})_k$ 是第k层单向铺层的刚度;  $A_{ij}$ 、 $D_{ij}$ 、 $B_{ij}$ 分别为层压板的拉伸刚度、弯曲刚度、 拉伸-弯曲耦合刚度矩阵系数。



图2 单层铺层坐标系转换示意图

Fig. 2 Positive rotation of principal material axes from x-y axes



图 3 板结构纤维铺层示意图 Fig. 3 The laminates layup of the panel

表示为

. ...

#### 1.2 复材平板结构声振分析

利用无限大薄板理论<sup>[12]</sup>,具有对称性的复材 平板结构弯曲波振动方程可表示为<sup>[9,13]</sup>

$$D_{11}\frac{\partial^4 w}{\partial x^4} + 4D_{16}\frac{\partial^3 w}{\partial x^3}\frac{\partial w}{\partial y} + 2(D_{12} + 2D_{66})\frac{\partial^2 w}{\partial x^2}\frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + 4D_{26}\frac{\partial w}{\partial y}\frac{\partial^3 w}{\partial y^3} + D_2\frac{\partial^4 w}{\partial y^4} + \rho h\frac{\partial^2 w}{\partial t^2} = p(x, y, t),$$
(8)

式(8)中, $\rho$ 为板的密度,h为板的厚度。对于各项同性板来说, $D_{11} = D_{22} = Eh^3/12(1 - v^2)$ ,  $D_{12} = vD_{11}$ ,v为泊松比, $D_{66} = Gh^3/12$ ,且  $D_{16} = D_{26} = 0$ 。对于正交结构, $D_{11} \neq D_{22}$ ,  $D_{16} = D_{26} = 0$ 。但大多数复材结构都是各项异性的,因此 $D_{16}$ 、 $D_{26}$ 不为0。

在进行复材壁板结构的隔声性能分析时,吻合效应是必须考虑的现象。当入射声波频率大于板的临界吻合频率时,发生吻合效应现象。当复材平板阻尼为0时,其最小临界吻合频率可用式(9)计算<sup>[9]</sup>:

$$f_{c} = \frac{c^{2}}{2\pi \sin^{2} \theta_{i}} \left\{ m / \left[ D_{11} \cos^{4} \phi_{i} + 4D_{16} \cos^{3} \phi_{i} \sin \phi_{i} + 2(D_{12} + 2D_{66}) \cos^{2} \phi_{i} \sin^{2} \phi_{i} + 4D_{26} \cos \phi_{i} \sin^{3} \phi_{i} + D_{22} \sin^{4} \phi_{i} \right] \right\}^{1/2}, \quad (9)$$

式(4)中, $\theta_i$ 为入射声波与板的法向z轴的夹角; $\phi_i$ 为入射声波投射到板的平面上,与x轴的夹角。

#### 1.3 复材曲板结构隔声分析

SEA方法是解决大型结构中高频噪声问题的常用方法之一,基于能量平均的原理,对结构细节可模糊处理,计算速度快,其精确度取决于子系统的划分、敏感参数的获取以及外部声源的输入<sup>[14]</sup>。工程中常用 VA One软件对结构进行建模,对于复材结构,VA One软件也是基于复材平板结构声振分析模型计算结构的传声损失,且基于公式(9)的原理计算复材结构的吻合效应频率。

在声载荷下通过板的振动传递的声能量 可以理解成是由3部分影响的<sup>[15-16]</sup>: (1)声源 的压力谱 $G_{pp}(\omega)$ ; (2)结构的模态阻抗 $Z_{mn} = \mu_{mn} \left[\omega_{mn}^2 (1 + j\eta_{mn}) - \omega^2\right] / \omega$ 与声阻抗 $Z_0 = \rho_0 c_0$ 的比率; (3)模态辐射效率 $\sigma_{mn}(\omega)$ 。因此板在带宽  $\Delta \omega$ 内的辐射能量可表示为

$$\Pi_{\Delta\omega}^{\rm rad} = \rho_0 c_0 A \int_{\Delta\omega} d\omega \Big[ G_{pp}(\omega) \times \sum_{\omega_{mn} \in \Delta\omega} \frac{\omega^2 \sigma_{mn}^2(\omega)}{\mu_{mn}^2 |Y_{mn}(j\omega)|^2} + \sum_{\omega_{mn} < \Delta\omega} \frac{\sigma_{mn}^2(\omega)}{\mu_{mn}^2} \Big],$$
(10)

其中,表达式右边第一部分是在带宽 $\Delta\omega$ 内的共振 模态响应辐射的声功率,第二部分是非共振质量控 制辐射(质量定律)的功率。可以知道,一个具有高 刚度质量比率的复合板,在共振频率下不会有很高 的模态阻抗 $Z_{mn}$ ,除非模态阻尼非常高,这时模态阻 抗可以写成 $Z_{mn}(\omega_{mn}) = j\eta_{mn}\mu_{mn}\omega_{mn}$ 。如果模态 阻尼很高,那么板上的振动响应会相应的减弱。然 而,振动响应的降低并不是一定意味着具有更高的 隔声量,这是因为振动的减弱通常伴随着辐射效率 的增加,而整体的隔声量受到振动速度和辐射效率 的综合影响。SEA方法中定义结构的有效隔声量为

$$TL = 10 \lg \left[ \frac{A\omega}{8\pi^2 c_1^2 n_1 n_2} \left( \frac{E_1}{E_2} - \frac{n_1}{n_2} \right) \right], \qquad (11)$$

其中,A为结构有效传递面积; $c_1$ 为声波在声源室的 传播速度; $E_1$ 、 $E_2$ 分别为声源室和接收室空腔子系 统能量; $n_1$ 、 $n_2$ 分别为声源室和接收室空腔子系统 的模态密度。

## 2 复材结构刚度分析

本节首先考虑结构布局和铺层形式对复材结构刚度的影响,以某机型复材壁板为分析对象,尺寸约为2100 mm×1600 mm,具体参数见文献[10]。在总铺层数和铺层比例不变的前提下,给出可能的其他几种构型,见表1,分析不同铺层构型对结构刚度的影响。

#### 表1 不同铺层构型的复材结构

Table 1 The composite skins with differ-ent configuration

	铺层顺序
原构型	$[45^{\circ}/-45^{\circ}/0^{\circ}/0^{\circ}/45^{\circ}/90^{\circ}/-45^{\circ}/0^{\circ}]_s$
构型1	$[45^{\circ}/-45^{\circ}/0^{\circ}/0^{\circ}/0^{\circ}/45^{\circ}/90^{\circ}/-45^{\circ}]_s$
构型2	$[45^{\circ}/90^{\circ}/-45^{\circ}/0^{\circ}/0^{\circ}/45^{\circ}/-45^{\circ}]_s$
构型3	$[45^{\circ}/-45^{\circ}/90^{\circ}/45^{\circ}/0^{\circ}/0^{\circ}/0^{\circ}/-45^{\circ}]_s$
构型4	$[45^{\circ}/0^{\circ}/-45^{\circ}/0^{\circ}/0^{\circ}/45^{\circ}/90^{\circ}/-45^{\circ}]_s$
构型 5	$[45^{\circ}/90^{\circ}/-45^{\circ}/0^{\circ}/0^{\circ}/45^{\circ}/0^{\circ}/-45^{\circ}]_s$

图4给出了单向铺层(0°,±45°)和不同铺层构 型的复材整体结构弯曲刚度在极坐标下的分布。可 以看出,(0°,±45°)的单向铺层弯曲刚度分布量级 一致;不同铺设角度顺序对复材整体结构的弯曲刚 度有影响。图5给出了不同铺层构型的复材整体结 构弯曲刚度矩阵系数 D<sub>11</sub>、D<sub>12</sub>、D<sub>22</sub>、D<sub>16</sub>、D<sub>26</sub>、D<sub>66</sub> 在极坐标下的分布。可以看出,不同铺层构型的复 材整体结构弯曲刚度均呈现出对称且弱耦合性能, 其中,构型1和构型4的弯曲刚度参数与原构型类 似;构型2与构型5的弯曲刚度参数一致;构型3在



图4 单向铺层(0°,±45°)和不同铺层构型的复材整体结构弯曲刚度参数

Fig. 4 The bending stiffness parameters for a single plies of laminate  $(0^{\circ}, \pm 45^{\circ})$  and the full skin with different configuration

0°方向弯曲刚度参数较小。由此可见,当以0°为主 方向设计时,构型1和构型4的弯曲刚度参数较大, 在相同尺寸和边界条件下,屈曲稳定性承载能力较 强,且优于原构型;构型2、构型3、构型5弯曲刚度 参数相对较小,其屈曲稳定性承载能力相对较弱。 考虑壁板表层结构损伤容限设计,通常将±45°放 在表层,构型1的铺层方式较好,尤其是以局部屈曲 为临界载荷设计的壁板,仅需要调整铺层顺序不增 加重量即可满足稳定性需要。





#### 3 复材结构隔声性能分析

根据第3节的分析,发现构型1、构型4与原构 型弯曲刚度特性一致,构型2、构型3、构型5与原构 型弯曲刚度特性差别较大。其他研究表明,与金属 壁板结构相比,复材壁板在中高频上的隔声性能明 显下降。鉴于此,非常有必要对复材结构的声学性 能加以研究,以尽可能地获得最佳的隔声效果,并且 在复材结构的设计中要综合考虑结构布局、铺层形 式以及声学性能的影响,进行最优参数化设计。本 节首先利用SEA法对复材结构的隔声性能,并与测试 结果进行对比,验证建立的SEA模型。然后在验证 的SEA模型上,对表1中的不同铺层构型的复材结 构隔声性能进行分析,确定层压板的铺层角度、顺 序对结构声学特性的影响,最终达到最优参数化设 计的目的。

复材结构隔声测试在混响室-消声室进行,采 用声强法测试,被测结构通过铝合金重型双层结构 的框架安装到测试窗口上,侧边采用带加强框架的 厚铝板,以及定制的异形高碳钢结构和框架连接,可 以有效约束蒙皮的法向振动充分实现固支边界条 件,见图6。结构与框架间利用 M8-M12 规格、A2-70 或以上的不锈钢螺栓固定,螺栓间距为0.5 m。隔声 测试时,以两个放置于混响室角落的大功率全频扬 声器系统作为发声器,频率范围40 Hz~6 kHz的 白噪声信号作为激励,利用声强扫描法采集测量面 的法向声强级,并计算出壁板的隔声量。复材结构 的阻尼损耗因子分别采用力锤法和稳态激振器法 测试获得,随机在51个激励点进行激励,板上布置 42个加速度计采集振动响应,计算平均均方振速, 见图7。测试得到的复材结构固支边界条件下的阻 尼损耗因子见图8。从图8中可以看出,复材结构在 200 Hz以上频段的阻尼损耗因子在2%左右,且两 种不同激励下测试结果吻合性较好。



(a) 隔声测试安装示意图

(b) 隔声测试实物安装图

#### 图 6 复材结构隔声测试安装图





(a) 加速度测点位置



(b) 加速度测点实物布置图

图 7 复材结构阻尼测试安装图

Fig. 7 The installation of the composite curved skin on the damping test



图 8 复材结构阻尼损耗因子

Fig. 8 The damping loss factor of the composite curved skin

在VA One软件中,利用Orthotropic Solid对 结构进行建模,并在结构两侧分别建立声空间子系 统模拟发声室和接收室,利用扩散声场激励,如图9 所示。阻尼损耗因子来自于图8的测试数据。在VA One软件中计算SEA模型的隔声量,并与3种不同 声学处理方式下(见表2)复材结构的隔声量1/3倍 频程测试结果进行对比,如图10(a)所示。可以看出, 工况2和工况3仿真结果与测试结果吻合较好;工 况1在2000 Hz以上仿真结果与测试结果吻合较好;工 况1在2000 Hz、1250 Hz、1600 Hz三个频率上,工况 1的仿真结果与测试结果误差较大,分别达到8 dB、 11 dB、10 dB,其余频率上基本在±5 dB范围内,如 图10(b)所示。这是因为工况1是光壁板状态,环频 率 $f_r$ 和吻合效应频率 $f_c$ 在仿真中的影响很明显,但 在测试中受安装状态的影响,这两个频率不突显。





此外,对复材壁板采取声学处理之后,整体 结构的隔声量明显提高。尤其是在壁板表面铺设 127 mm、9.6 kg/m<sup>3</sup>的隔音棉之后,整体结构在 500 Hz以上频率隔声量提高显著15 dB以上;在此 基础上,增加内饰板安装之后,整体结构的隔声量 在整个频段上又能提高5~10 dB。由此可见,为提 高复材壁板的隔声性能,有必要铺设一定厚度的隔 音棉。

#### 表2 不同声学处理方式的复材结构

Table 2The composite skins with differ-<br/>ent noise control treatment

	声学处理方式
工况1	光壁板
工况 2	光壁板 + 隔音棉 (127 mm, 9.6 kg/m <sup>3</sup> )
工况3	光壁板 + 隔音棉 (127 mm, 9.6 kg/m <sup>3</sup> )+ 内饰板



图 10 不同声学处理方式的复材结构隔声量仿真与 测试结果对比 (1/3 倍频程)

Fig. 10 TL comparison of the composite skins with different NCT between simulation and measurement data (one third octave)

利用 SEA,分别对表1中的构型1~ 构型5等 不同铺层构型的复材结构进行隔声性能评估,并与 原构型进行对比,在表2不同工况下分析铺层顺序 对结构隔声特性的影响,如图11所示。可以看出, 因铺层顺序对层压板弯曲刚度的影响,导致构型2 的吻合效应频率 f<sub>c</sub>比其他构型小,因此构型2的隔 声性能在吻合效应区域相对于其他构型较差;构型 1 与构型4隔声效果最好,但构型4中表层非±45°;





Fig. 11 TL comparison of the curved panels with different configurations

而其余构型的隔声性能与原构型相比差别不大。因此,在进行复材结构设计时,应考虑铺层顺序对结构 隔声性能的影响,综合刚度设计需求,构型1的铺层 方式为最优。

#### 4 复材结构参数优化设计

通过以上分析,发现铺层角度对结构的弯曲刚 度和隔声性能有明显影响,且复材壁板的隔声性能 在整个频段内都不高,在机身结构设计时,除了综合 考虑铺层角度的影响之外,还需对复材壁板进行声 学处理,铺设合适厚度和密度的隔音棉。受工艺和 强度的影响,铺层角度可选择的铺设构型有限,为达 到更好的声学效果,必须在声学处理上进行参数优 化设计。本节以铺设在复材壁板上的隔音棉厚度和 密度为两个优化参数,进行最优化分析,寻找最佳组 合方式。

考虑目前航空用的隔音棉材料密度一般从 5 kg/m<sup>3</sup>到24 kg/m<sup>3</sup>不等,在机身壁板与内饰板之 间可以铺设隔音棉的空间从40 mm到130 mm不 等,在此选择范围内进行SEA参数优化。为更好地 对比优化结果,以工况1的隔声量为参考基准,分析 工况2中不同参数下的隔音棉插入损失,以及工况3 下不同参数下的隔音棉与内饰板(内饰板参数不变) 组合结构的插入损失,两种工况下的分析结果见 图12、图13所示。从图12中可以看出,工况2下的 隔音棉密度对插入损失影响较小,因此从重量成本 考虑可以选取较轻的隔音棉进行铺设;而隔音棉厚 度对插入损失影响较大。从图13中可以看出,工况 3下的隔音棉密度对插入损失影响较小,与工况2下 的结论一致;而隔音棉厚度对插入损失在1000 Hz 以下频段影响较大,1000 Hz以上改变隔音棉密度 对插入损失基本无影响,因此为保证低频的隔声效 果,考虑重量成本,可以选择合适的隔音棉的厚度, 以达到最佳的效果。

为更好地说明隔音棉最优化的参数选取,以 630 Hz(环频率)和2000 Hz(吻合效应频率)这两个 频率为优化对象,分别绘制工况3在不同密度和不 同厚度下的隔声量,如图14所示,发现工况中已经 选取的隔音棉密度9.6 kg/m<sup>3</sup>和厚度127 mm已经 使工况3的隔声量达到了收敛状态,因此本文中选 取的隔音棉参数合理,可以作为优化设计的依据。



图 12 隔音棉插入损失仿真结果 (工况 2)

Fig. 12 The simulation results of the insertion loss of insulation blanket (case 2)



图 13 隔音棉 + 内饰板插入损失仿真结果 (工况 3)









# 5 结论

综上所述,在总铺层数和铺层比例不变的前提 下,分析不同铺层构型对结构件刚度的影响。通过 对5种不同铺层顺序的构型进行分析,对比复材整体结构弯曲刚度,以及刚度矩阵系数在极坐标下的分布,得出结论:不同铺设角度顺序对复材整体结构的弯曲刚度有影响,且呈现出对称且弱耦合性;构型1和构型4的弯曲刚度参数与原构型类似;构型2与

构型5的弯曲刚度参数一致;构型3在0°方向弯曲 刚度参数较小。在复材结构设计中,当以0°为主方 向设计时,且考虑壁板表层结构损伤容限设计,在相 同尺寸和边界条件下,构型1屈曲稳定性承载能力 较强,铺层方式较好。

利用 SEA 法,进一步对这5种不同构型的复材 结构进行隔声性能分析,得出结论:不同铺设角度 顺序对复材整体结构的吻合效应频率有影响;构型 2的吻合效应频率比其他构型小,因此构型2的隔 声性能在吻合效应区域相对于其他构型较差;构型 1与构型4隔声效果最好,但构型4中表层非±45°; 而其余构型的隔声性能与原构型相比差别不大。因 此,在进行复材结构零件设计时,应考虑铺层顺序对 零件隔声特性的影响,综合刚度设计需求,构型1的 铺层方式为最优。

最后,由于复材壁板的隔声性能在整个频段都 不高,在机身结构设计时,需对复材壁板进行声学处 理,铺设合适厚度和密度的隔音棉。通过分析铺设 在复材壁板上的隔音棉厚度和密度两个参数,得出 结论:隔音棉密度对插入损失影响较小,因此从重量 成本考虑可以选取较轻的隔音棉进行铺设;而隔音 棉厚度对插入损失影响较大,因此为保证隔声效果, 考虑重量成本,可以选择合适的隔音棉的厚度,以达 到最佳的效果。经过对630 Hz (环频率)和2000 Hz (吻合效应频率)这两个频率的优化分析,本文选取 的隔音棉密度9.6 kg/m<sup>3</sup>和厚度127 mm已经使壁 板、隔音棉及内饰板的组合结构隔声量达到了收敛 状态,是最优化的组合设计。

### 参考文献

 杜善义. 先进复合材料与航空航天 [J]. 复合材料学报, 2007, 24(1): 1-12.

Du Shanyi. Advanced composite materials and aerospace engineering[J]. Acta Materiae Compositae Sinica, 2007, 24(1): 1–12.

[2] 唐见茂. 航空航天复合材料发展现状及前景 [J]. 航天器环境 工程, 2013, 30(4): 352–359.
Tang Jianmao. Current status and trends of advanced composites in aerospace[J]. Spacecraft Environment Engineering, 2013, 30(4): 352–359.

- [3] Tang J M. Current status and trend of functional composites in aerospace applications[J]. Spacecraft Environment Engineering, 2012, 29(2): 123–128.
- [4] Hwang S F, Hsu Y C, Chen Y A. Genetic algorithm for the optimization of fiber angles in composite laminates[J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2014, 28(8): 3163–3169.
- [5] Chen Y T, Xiang S, Zhao W P. Fiber orientation angle optimization for minimum stress of laminated composite plates[J]. Applied Mechanics and Materials, 2014, 709: 135–138.
- [6] Barbero E J. Introduction to composite materials design[M]. Boca Raton, Florida: CRC Press, 2010.
- [7] 王帅培,高行山,甘建,等.飞机复合材料气密舱门布局和铺
   层的两级优化设计 [J].应用力学学报,2014,31(3):457-462,497.

Wang Shuaipei, Gao Hangshan, Gan Jian, et al. Twolevel optimization on layout and ply for composite airtight port of airplane[J]. Chinese Journal of Applied Mechanics, 2014, 31(3): 457–462, 497.

- [8] 孟光, 瞿叶高. 复合材料结构振动与声学 [M]. 北京: 国防工业 出版社, 2017: 18-19.
- [9] Roussos L A, Powell C A, Grosveld F W, et al. Noise transmission characteristics of advanced composite structural materials[J]. Journal of Aircraft, 1984, 21(7): 528–535.
- [10] 胡莹,李晨曦,林森. 复合材料机身结构声学特性及影响参数 分析 [J]. 应用声学, 2019, 38(3): 333–344.
  Hu Ying, Li Chenxi, Lin Sen. Acoustic characteristics and effective factor analysis of the composite fuselage[J]. Journal of Applied Acoustics, 2019, 38(3): 333–344.
- [11] 克里斯托斯·卡萨波格罗.飞机复合材料结构设计与分析 [M]. 颜万亿,译.上海:上海交通大学出版社,2011:29-47.
- [12] 孙进才, 王冲. 机械噪声控制原理 [M]. 西安: 西北工业大学出版社, 1993: 86-140.
- [13] Lee S K, Kim M W, Park C J, et al. Effect of fiber orientation on acoustic and vibration response of a carbon fiber/epoxy composite plate: natural vibration mode and sound radiation[J]. International Journal of Mechanical Sciences, 2016, 117: 162–173.
- [14] 姚德源,王其政. 统计能量分析原理及其应用 [M]. 北京: 北京 理工大学出版社, 1995: 141-160.
- [15] Pope L D, Rennison D C, Willis C M, et al. Development and validation of preliminary analytical models for aircraft interior noise prediction[J]. Journal of Sound and Vibration, 1982, 82(4): 541–575.
- [16] Bremner P G. Vibro-acoustics of ribbed structures: a compact modal formulation for SEA models[C]. Proceedings of the 1994 National Conference on Noise Control Engineering, 1994.