

文章编号:1671-6833(2006)04-0097-04

飞机座舱减振降噪优化设计方法

高行山, 雷 平

(西北工业大学工程力学系, 陕西 西安 710072)

摘 要: 基于变密度拓扑优化方法和声-结构耦合系统有限元模型, 对四角固支箱体模拟的飞机座舱进行了减振降噪分析. 通过数值模拟, 对结构质量和刚度特性优化配置使结构的固有频率避开激振频率, 从而避免共振. 通过比较优化前后结构固有频率的变化和对声压的影响, 验证了拓扑优化在结构减振降噪方面的可行性和有效性. 这种方法对飞机座舱减振降噪设计具有一定的参考价值.

关键词: 飞机座舱; 振动; 噪声; 拓扑优化

中图分类号: TB 53, O 342 **文献标识码:** A

0 引言

在座舱结构设计时, 噪声控制非常重要. 特别是减少舱内的中低频噪声. 飞机座舱内的噪声来源很复杂, 但主要是通过固体传播和空气传播, 而对人影响比较大的中低频(20~400 Hz)噪声主要通过固体结构件传播振动至舱体, 引起舱体的振动, 再由舱壁板振动辐射噪声至舱内, 形成舱内噪声. 舱体壁板的固有频率、振型、阻尼等模态参数, 对舱内噪声的形成起着重要的作用. 当激振力的频率接近座舱的一阶固有频率时, 舱体发生共振, 这使得噪声放大. 目前座舱内噪声控制主要包括减少噪声源、控制噪声的传播途径和保护被控对象. 这些做法都是从改变结构的刚度、质量和阻尼特性及其分布来达到减振降噪的.

目前, 从结构角度研究减振降噪的主要是加筋板的结构设计, 通过筋的布置来控制低频噪声, 但是, 为了得到满意的加筋板通常是经过反复的试验, 这样所得到的效益是比较低的. 作者将结构拓扑优化方法引入到声-结构耦合系统中, 通过有限元数值模拟, 在设计概念阶段进行结构质量和刚度特性优化配置, 使结构的固有频率避开外激励频率, 从而避免共振的发生, 利用该方法可以更加有效地减少低频噪声, 并且可大大降低设计成本.

1 频率目标下结构拓扑优化设计变密度法原理

结构拓扑优化首次在动力学方面的应用是自由振动的特征值优化^[1], 通常在动力加载结构中, 最大化结构动态响应, 使得结构的基频高于结构可能的扰动频率或者共振频率. 优化结构的多模态特征值问题将影响到结果的稳定性, 因此我们建立优化模型时需要考虑特征值之间的差异. 作者利用变密度方法^[2]建立拓扑优化方程, 用优化准则法(OC 法)解决拓扑优化问题, 从而将优化问题转化成为材料分布问题, 再利用拓扑优化的结果进行加筋设计. 频率目标下结构拓扑优化数学模型为

$$\begin{aligned} & \text{Maximize } \beta \\ & \text{s.t. } \begin{cases} [q^i \lambda] \geq \beta \quad (i=1, \dots, N_{\text{def}}) \\ (K - \lambda M) \Phi_i = 0 \\ \sum_{j=1}^N \rho_j \leq V \\ 0 < \rho_{\min} \leq \rho_j < 1 \quad (j=1, \dots, N) \end{cases} \end{aligned} \quad (1)$$

式中: K 表示系统刚度矩阵; M 表示系统的质量矩阵; Φ_i 是与第 i 阶特征值 λ_i 相应的特征向量; ρ 表示设计变量, 为了避免刚度矩阵的奇异解, 取 $\rho_{\min} = 0.001$; $j = 1, \dots, N$ 为单元数目; $i = 1, \dots, N_{\text{def}}$ 为特征值问题的所有模态; β 为指定频率值; $\alpha = 0.95$. 实际情况中, 我们只截取前 10 阶对动态响应起主要作用的模态.

收稿日期: 2006-07-10; 修订日期: 2006-09-26

作者简介: 高行山(1964-), 男, 陕西西安人, 西北工业大学教授, 博士, 主要从事工程力学、微/纳机电系统力学、工程结构优化设计方面的研究工作.

目标函数为

$$\lambda=(\Phi^TK\Phi)/(\Phi^TM\Phi) \tag{2}$$

单一模态特征值的灵敏度为

$$\frac{\partial \lambda}{\partial \rho}=\Phi^T\left[\frac{\partial K}{\partial \rho}-\lambda\frac{\partial M}{\partial \rho}\right]\Phi \tag{3}$$

密度函数插值模型(SIMP 模型)

$$E^p(x_j)=E^{\min}+\vartheta(E^0-E^{\min}) \tag{4}$$

式中: E^p 表示插值后的弹性模量; E^0 和 E^{\min} 分别为固体和空洞部分材料的弹性模量, 令 $\Delta E=E^0-E^{\min}$, 为了数值求解稳定, 取 $E^{\min}=E^0/1000$, 则 SIMP 模型的刚度矩阵及其质量矩阵为

$$K=\sum_{j=1}^n(E^{\min}+\vartheta\Delta E)K_j \tag{5}$$

$$M=\sum_{j=1}^n(E^{\min}+\vartheta\Delta E)M_j \tag{6}$$

2 声—结构耦合系统的有限元分析

在本文中, 将考虑声—结构耦合系统, 对耦合系统进行模态分析, 评定座舱内的声压级. 自从能量公式的提出, 声和结构作为一个系统被广泛研究. 提出了很多分析方法像有限元法、边界元法. 利用这些方法可以预测声压级, 但是怎样将噪声控制到一个令人满意的水平, 目前大都采用的是不断的试验, 而且需要依靠有经验的操作者和大量的金钱和时间, 这样一来阻碍了研究的进行. Luo^[3] 提出来了将结构优化方法引入到声—结构耦合系统, 运用该方法将大大减少舱内噪声.

假设在箱体节点声压为 p_e , 节点位移为 u_e , 速度势为 $\phi=\int Pd\tau$, 声场系统质量矩阵为 M_{aa} , 结构系统质量矩阵为 M_{ss} , 耦合系统质量矩阵为 M_{sa} .

声场系统拉格朗日函数方程为

$$L_a=\frac{1}{2}\Phi^TK_{aa}\Phi-\frac{1}{2}\Phi_e^TM_{aa}\Phi_e-\Phi_e^TM_{sa}u_e \tag{7}$$

利用哈密尔顿原理, 声场系统的动力学方程的变分形式为

$$\delta\int_{t_2}^{t_1}L_a dt=0 \tag{8}$$

用有限元格式可以表示为

$$M_{aa}\ddot{p}_e+K_{aa}p_e+M_{sa}\ddot{u}_e=0 \tag{9}$$

同理, 结构系统拉格朗日函数方程表示成有限元形式为

$$M_{ss}\ddot{u}_e+K_{ss}u_e-M_{sa}^Tp_e=f_s \tag{10}$$

由于, $K_{sa}=-M_{sa}^T$, 则结构系统动力学方程为

$$M_{ss}\ddot{u}_e+K_{ss}u_e+K_{sa}p_e=f_s \tag{11}$$

声—结构耦合系统的动力学方程为

$$\begin{bmatrix} M_{ss} & 0 \\ M_{sa} & M_{aa} \end{bmatrix}\begin{Bmatrix} \ddot{u}_e \\ \ddot{p}_e \end{Bmatrix}+\begin{bmatrix} K_{ss} & K_{sa} \\ 0 & K_{aa} \end{bmatrix}\begin{Bmatrix} u_e \\ p_e \end{Bmatrix}=\begin{Bmatrix} f_s \\ 0 \end{Bmatrix} \tag{12}$$

假设在外激励 $f_s e^{i\omega t}$ 作用下, 结构和声音的响应分别为 $u_e e^{i\omega t}$ 和 $p_e e^{i\omega t}$, ω 为激频率. 代入式 (6), 得

$$\begin{bmatrix} K_{ss}-\omega^2 M_{ss} & K_{sa} \\ -\omega^2 M_{sa} & K_{aa}-\omega^2 M_{aa} \end{bmatrix}\begin{Bmatrix} u_e \\ p_e \end{Bmatrix}=\begin{Bmatrix} f_s \\ 0 \end{Bmatrix} \tag{13}$$

因此, 在低激扰频率作用下, 式 (13) 可由模态综合法解决.

3 算例

利用变密度法^[4] 对底边四脚固支的薄壁箱体进行频率为目标的拓扑优化, 其目的是预先确定所需加筋的厚度以及筋的分布情况. 如图 1 所示, 四角固支的箱体尺寸为 30cm×40cm×50cm, 厚度 0.15cm, 弹性模量 2.1×10^{11} N/m², 泊松比 0.3, 密度 7 800 kg/m³. 图 2 显示的是将原箱体壁板改变为 2 mm, 在保持最终板厚为 1.5 mm 基础上, 经过最大化一阶频率拓扑优化得到的密度分布情况. 原箱体质量 10.913 9 kg, 变厚度后箱体质量为 14.551 9 kg, 经过优化最终质量为 12.005 3 kg.

依靠拓扑优化结果, 对薄壁箱进行加筋设计而进行的优化, 它与传统优化最大的不同在于不去除材料, 而是在设计区域中基于可移动的节点生成加强筋. 这些筋可以使结构加强, 同时提高了结构的固有频率. 图 3 所示的为所加筋的分布情况, 所加筋的高度×宽度=2 mm×0.5 mm, 加筋后箱体质量 10.961 7 kg. 图 4 为加筋结构得到的一阶振型. 表 1 给出了优化前后结构固有频率变化的比较.

通过上述分析结果可知, 按最优拓扑结构分布材料可以大大提高结构的固有频率. 加筋对提高结构固有频率的幅度不大, 但是加强了原结构的刚度, 且质量增加也不大.

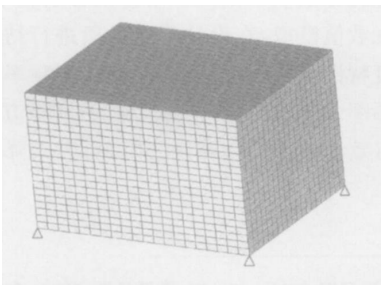


图 1 四角固支箱体的有限元模型

Fig. 1 FEM model of a box fixed at four corners

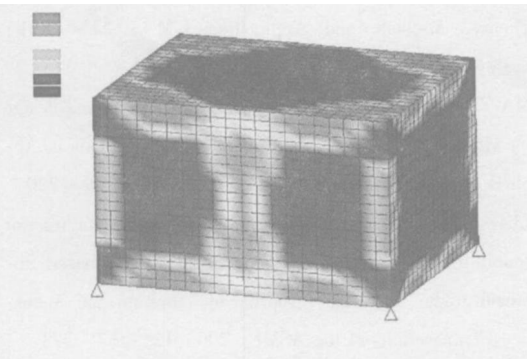


图 2 一阶频率最大化的最优拓扑

Fig.2 The optimal topology of the box with 1st order eigenfrequency

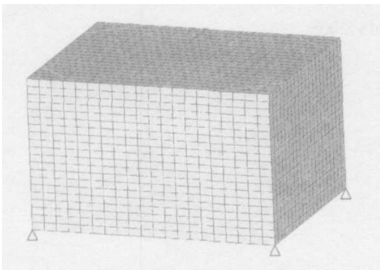


图 3 根据最优拓扑加筋

Fig.3 Adding rib according to the optimal topology

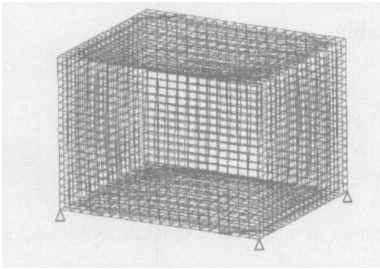


图 4 加筋结构的一阶振型

Fig.4 The 1st mode shape of adding rib structure

比较结构优化前后对声压级的响应.假设集中激振力作用于箱体上表面中心,幅值 100 N,激频率从10Hz 到500Hz,结构模态阻尼系数为

0.01,参考声压为 $2\times10^{-5}\text{Pa}$.笔者比较了在相同激振力作用下,结构拓扑型的变化对声压的影响,用LMS /SYSNOISE^[9] 计算出了箱体中心处的声压结果,如图 5,6 所示.

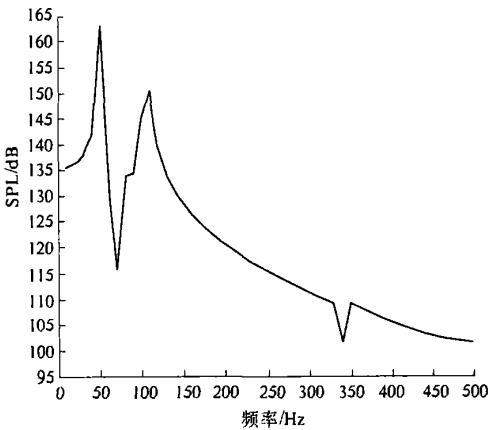


图 5 原结构声压频响曲线

Fig.5 SPL-frequency response curve of Initial structure

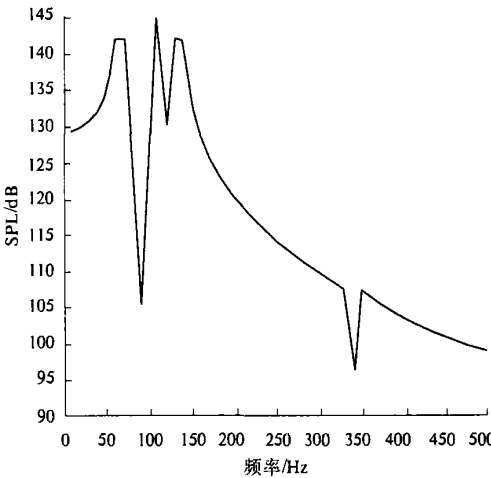


图 6 最优化结构声压频响曲线

Fig.6 SPL-frequency response curve of optimal structure

表 1 优化前后箱体的固有频率比较

Tab.1 Comparison of eigenfrequencies of box during opti zation				Hz
模数	原结构频率	拓扑后结构	加筋结构频率	
1	4.863 643E +01	6.483 133E +01	4.901 990E +01	
2	5.531 289E +01	7.372 172E +01	5.669 315E +01	
3	7.602 684E +01	1.012 582E +02	7.889 813E +01	
4	8.261 474E +01	1.100 876E +02	8.285 495E +01	
5	8.277 724E +01	1.103 228E +02	8.563 322E +01	
6	9.788 668E +01	1.304 771E +02	1.009 510E +02	
7	1.018 857E +02	1.357 770E +02	1.020 854E +02	
8	1.084 616E +02	1.445 448E +02	1.086 736E +02	
9	1.229 772E +02	1.638 641E +02	1.234 037E +02	
10	1.271 143E +02	1.693 482E +02	1.308 040E +02	

由图 5、6 可以看出,声压得峰值有所下降,但是它们的分布形式非常相似,一方面说明了变化结构拓扑形可以改变结构固有频率,另一方面拓扑优化改变了声压的模式分布.

4 结 论

研究了采用结构的拓扑优化设计方法在进行飞机座舱内减振降噪方面的可行性.利用拓扑优化方法合理进行结构的质量和刚度的优化配置,确定加筋方式,将大大提高固有频率,同时降低飞机座舱内噪声.可以预测将结构优化与阻尼材料布置相结合,减振效果肯定更佳.将这一理论方法应用于其它运动舱的减振降噪设计中,具有一定的指导意义.

参考文献:

[1] BENDSOE M P, SIGMUND O. Topology Optimization

Theory, Methods and Applications [M]. New York : Springer , 2003.

[2] MA Z D, KIKUCHI N, CHENG H C. Topological design for vibrating structures[J]. Computational Methods in Applied Mechanics and Engineering , 1995, 121: 259~280.

[3] LUO J H, GEA H C. Optimal stiffener design for interior sound reduction using a topology optimization based approach under review[J]. Journal of Vibration and Acoustics , Transactions of the ASME , 2003, 125: 267~273.

[4] ESCHENAUER H A, OLHOFF N. Topology optimization of continuum structures : A review[J]. Appl Mech Rev , 2001, 54(4) : 331~390.

[5] LMS. Sysnoise Rev 5.6 User ' s Manual [M]. Belgium : LMS , 2003.

Structural Optimal Design to Reduce Vibration and Interior Noise of Aircraft Cabin

GAO Hang -shan , LEI Ping

(Department of Engineering Mechanics , Northwestern Polytechnical University , Xi ' an 710072, China)

Abstract : The structural topology optimization method -variable density method is used to optimize the topology of an acoustic box for interior sound pressure reduction . A coupled acoustic structural system is considered and modal analysis method of the coupled system is used to evaluate the interior sound pressure level . Numerical results show the method can carry out aircraft cabin noise reduction analysis effectively . The prospects of application topology optimization in other vehicles vibration and noise reduction design are also discussed .

Key words : aircraft cabin ; vibration ; noise ; topology optimization