

doi:10.3969/j.issn.1673-9833.2015.05.007

双振子动力吸振器设计与仿真分析

张武林, 樊征兵

(中国飞行试验研究院 飞机所, 陕西 西安 710089)

摘要: 针对传统振子吸振器单频吸振的局限性, 以及为减小薄板结构的振动响应, 基于单振子模型建立双振子多频动力吸振器。先介绍了双振子动力吸振器的模型, 采用弹簧-质量单元构成吸振系统对振动能量进行吸收; 再介绍模型参数的确定方法; 最后, 利用有限元软件对双振子模型的吸振效果进行仿真分析。仿真分析结果表明: 所设计的双振子吸振器具有较好的吸振作用, 且具有结构简单、安装方便的优点。

关键词: 双振子动力吸振器; 弹簧-质量单元; 有限元分析

中图分类号: TB123

文献标志码: A

文章编号: 1673-9833(2015)05-0029-05

Design and Simulation of Double-Oscillator Dynamic Absorber

Zhang Wulin, Fan Zhengbing

(Aircraft Research Institute, Chinese Flight Test Establishment, Xi'an 710089, China)

Abstract: Established a double-oscillator multi-frequency dynamic absorber based on single-oscillator model in order to break through the limitation of single-frequency vibration absorption and reduce the vibration response of thin plate structure. Firstly, described the double-oscillator dynamic absorber model and applied spring-mass unit to constitute the absorption system for absorbing vibration energy. Then introduced the model parameter determination scheme. Finally simulated and analyzed the absorbing effect of the double-oscillator model by finite element software. The results show that the designed model effectively absorb vibration energy, and the structure is simple and easy to install.

Keywords: double-oscillator dynamic absorber; spring-mass units; finite element analysis

0 引言

随着新型飞机的研发、飞机设计与制造技术的提高、新型材料与新型结构的采用, 对飞机的机动性、安全性、可靠性、经济性提出了更高的要求, 与此同时, 结构振动疲劳与声疲劳问题也日益突出。因此, 如何有效减小机体结构的振动和噪声问题成为研究热点。

飞机实际受激结构主要为弹性板壳结构, 如机舱地板和壁板。这些结构振动过大不仅影响结构寿命及飞行安全, 还会进一步辐射噪声, 给机舱环境带来不利的影响。受动力源转速恒定的影响, 螺旋桨飞机的受激结构的振动响应频谱存在明显的谐

特性, 且峰值较为明显。某螺旋桨飞机机舱地板的振动响应如图1所示。

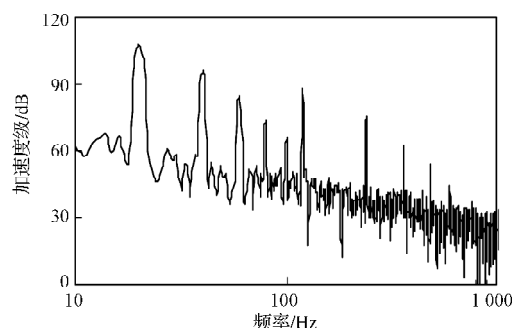


图1 机舱地板的振动测试结果图

Fig. 1 Vibration test results of cabin floor

收稿日期: 2015-07-02

作者简介: 张武林(1987-), 男, 河南宁陵人, 中国飞行试验研究院助理工程师, 主要研究方向为噪声与振动控制,

E-mail: 595172061@qq.com

动力吸振器 (dynamic vibration absorber, DVA) 是振动控制中的一种减振装置, 利用吸振器 (子系统) 的振动固有频率与振动物体 (主系统) 的振动频率相同, 来有效地消除主系统的振动。由于其结构简单, 对于主系统的窄带响应有良好的减振效果, 因此在工程实践中被广泛应用。针对频率固定的离散峰值, 动力吸振器可以取得较好的减振效果^[1-3]。近几年, 学者们进行了大量研究。陈果等^[4]设计了一种适用于管路系统减振的弹簧片式动力吸振器, 实验结果表明该动力吸振器能将共振频率下的振动降低 90% 以上。肖和业等^[5]基于导纳功率流理论, 建立变截面阻尼复合梁式新型宽带吸振器, 运用混沌粒子群算法对吸振器参数进行优化。另外, 学者们还针对不同的振动情况, 选择不同的吸振器来实现减振目标^[6-7]。

本文在弹簧-振子模型的基础上, 针对机舱壁板的振动特性, 建立了双振子模型动力吸振器, 通过仿真分析, 证实了该模型吸振的可行性及有效性。本文为新型多频动力吸振器的设计提供了新思路, 并为其工程运用奠定基础。

1 双振子模型

本文所设计的双振子吸振器为串联式吸振器, 相当于在不同位置并联安装了 2 个单振子吸振器, 可针对不同的频率同时进行吸振。与并联式吸振器相比, 串联式吸振器可以减少吸振器的安装位置, 这对于要求严格、空间有限的飞机机舱环境来说尤为重要。

双振子动力吸振器安装于被吸振结构, 其简化模型如图 2 所示。图中参数说明如下:

- m_i ($i=1, 2$) 为单振子吸振器的振子质量;
- k_i ($i=1, 2$) 为单振子吸振器的弹簧刚度系数;
- c_i ($i=1, 2$) 为单振子吸振器的阻尼系数;
- x_i ($i=1, 2$) 为单振子吸振器的振动位移;
- F 为激励载荷。

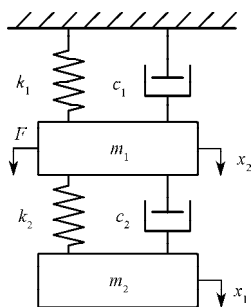


图2 双振子吸振器模型示意图

Fig. 2 Schematic of double-oscillator absorber model

为研究吸振器的动力学特性, 对其施加激励载

荷 F 。吸振器的动力学方程为:

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 + c_1 \dot{x}_1 - c_2 (\dot{x}_2 - \dot{x}_1) + k_1 x_1 - k_2 (x_2 - x_1) = F, \\ m_2 \ddot{x}_2 + c_2 (\dot{x}_2 - \dot{x}_1) + k_2 (x_2 - x_1) = 0. \end{cases} \quad (1)$$

当 $k_2 \gg k_1$ 时, m_1 与 m_2 相当于硬连接, 此时等效为单振子模型, 吸振系统的振子质量 $m=m_1+m_2$, 系统刚度 $k=k_1$; 当 $k_2 \ll k_1$ 时, m_1 相当于与被吸振结构硬连接, 此时吸振系统的振子质量 $m=m_2$, 系统刚度 $k=k_2$ 。

吸振系统受到的激励载荷为 $F=F_0 e^{j\omega t}$, 其中 F_0 , ω , t 分别为激励载荷的幅值、变化角频率与作用时间。设上述微分方程解的形式为

$$x_1 = A_1 e^{j\omega t}, \quad x_2 = A_2 e^{j\omega t},$$

式中 A_1 , A_2 为对应振子包含振动相位信息的振子振动幅值。将解代入式 (1) 中, 可得:

$$\begin{cases} A_1 = \left[(k_2 + k_1 + j\omega c_1 + j\omega c_2 - \omega^2 m_1) + \frac{(k_2 + j\omega c_2)^2}{\omega^2 m_2 - j\omega c_2 - k_2} \right]^{-1}, \\ A_2 = \frac{k_2 + j\omega c_2}{\omega^2 m_2 - j\omega c_2 - k_2} A_1. \end{cases} \quad (2)$$

双振子的振动频谱如图 3 所示。由图 3 可以看出, 双振子模型共有两阶共振频率, 其频率值与峰值大小由 m_i , k_i , c_i 共同决定, m_i , k_i 主要决定固有频率位置, c_i 主要影响峰值的大小。由于双振子模型存在两阶共振频率, 故在理论上, 可以针对被吸振结构的任意两阶共振峰进行多频吸振器的设计。

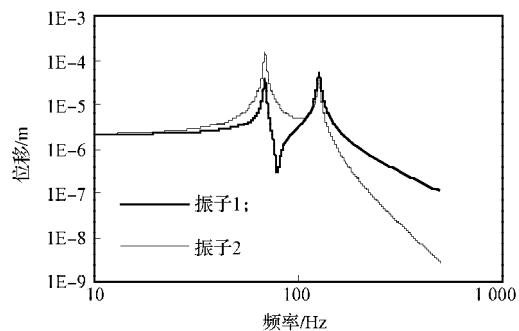


图3 振子单元振动幅值图

Fig. 3 Vibration amplitude of oscillator unit

2 模型参数的数值确定

为更方便地应用动力学吸振, 吸振器各参数的数值需要被快速有效地确定。

为简化计算, 先设阻尼系数 $c_1=c_2=0$ 。由式 (2) 可以得到双振子模型的频率公式^[8]为

$$m_1 m_2 \omega^4 - [(k_1 + k_2) m_2 + k_2 m_1] \omega^2 + k_1 k_2 = 0. \quad (3)$$

对式 (3) 作进一步化简, 得到

$$(\omega^2 - \omega_{01}^2)(\omega^2 - \omega_{02}^2) = \frac{k_2}{m_1} \omega^2, \quad (4)$$

式中: $\omega_{01} = \sqrt{\frac{k_1}{m_1}} = 2\pi f_{01}$ 为振子 1 的固有角频率, 其中 f_{01} 为振子 1 的固有频率;

$\omega_{02} = \sqrt{\frac{k_2}{m_2}} = 2\pi f_{02}$ 为振子 2 的固有角频率, 其中 f_{02} 为振子 2 的固有频率。

由式 (4) 可以看出:

1) 如果将 ω^2 作为自变量, 等式左边为关于 ω^2 的抛物线, 其与横轴的交点为 $\omega_{01}^2, \omega_{02}^2$;

2) 等式右边为关于 ω^2 、斜率为正的直线, 抛物线与直线的交点 ω_1^2, ω_2^2 即为双振子模型的共振频率;

3) 根据抛物线与直线的交点特性, 可判定 $\omega_1^2 < \omega_{01}^2 < \omega_{02}^2 < \omega_2^2$, 如图 4 所示。

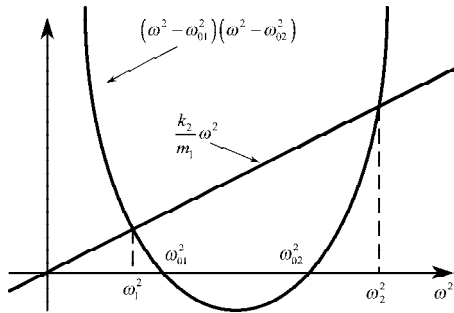


图4 固有频率公式的数学表达

Fig. 4 Mathematical expression of natural frequency formula

根据动力学吸振器的吸振原理, 当吸振器的共振频率与被吸振结构的振动频率一致时, 系统发生共振, 振动能量被“吸”到了动力吸振器中, 而被吸振结构的振动幅值会明显减小。

在进行吸振器设计时, 被吸振的目标频率 ω_1^2, ω_2^2 已知, 则将 ω_1^2, ω_2^2 代入式 (4) 中, 可得:

$$\begin{cases} (\omega_1^2 - \omega_{01}^2)(\omega_1^2 - \omega_{02}^2) = \frac{k_2}{m_1} \omega_1^2, \\ (\omega_2^2 - \omega_{01}^2)(\omega_2^2 - \omega_{02}^2) = \frac{k_2}{m_1} \omega_2^2. \end{cases} \quad (5)$$

由式 (5) 进一步可以得到 $\omega_1^2, \omega_2^2, \omega_{01}^2, \omega_{02}^2$ 的关系为

$$\omega_{02}^2 = \frac{\omega_1^2 \omega_2^2}{\omega_{01}^2}. \quad (6)$$

如果对 ω_{01}^2 设定初值, 则可以计算得到 ω_{02}^2 。将式

(6) 带入式 (4) 中, 并联立 $\omega_{02}^2 = \frac{k_2}{m_2}$, 可以得到 m_1, m_2 的关系式为

$$m_2 = \frac{(\omega_1^2 - \omega_{01}^2)(\omega_1^2 - \omega_{02}^2)}{\omega_{02}^2 \omega_1^2} m_{10} \quad (7)$$

因此, 对吸振器进行设计时, 如果对 ω_{01}^2, m_1 设定

初值, 就可以根据上述关系式计算得到双振子模型吸振器的其他参数。双振子模型各参数的确定流程如图 5 所示。

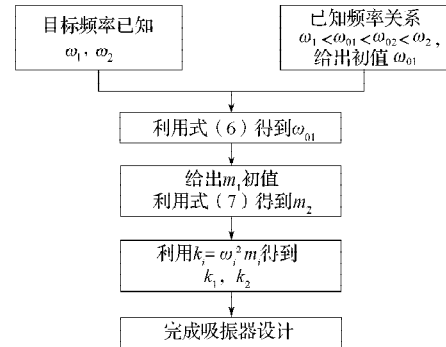


图5 双振子模型参数的确定方法

Fig. 5 The parameter determination method of double-oscillator model

3 双振子吸振器的建模与仿真分析

为验证双振子模型吸振的有效性, 本文以四边简支板为被吸振对象。板的参数设置如下: 长 $a=0.8$ m, 宽 $b=0.5$ m, 厚 $h=0.005$ m, 弹性模量 $E=2.1 \times 10^{11}$ Pa, 密度 $\rho=7800$ kg/m³, 泊松比 $\mu=0.3$, 激励位置 (0.22 m, 0.16 m)。图 6 中实线为单位简谐点力作用下简支板的振动加速度级, 虚线为安装单振子吸振器的简支板 (简称吸振板, 下同) 在单位简谐点力作用下的振动加速度级。

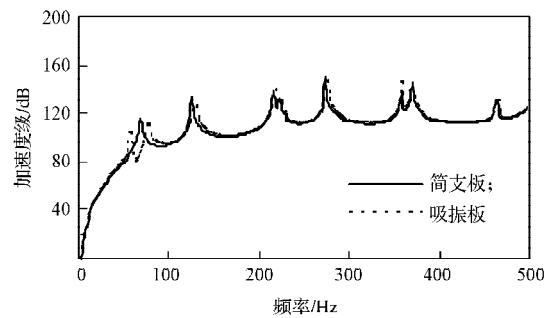


图6 简支板的振动加速度级图

Fig. 6 Vibration acceleration levels of simply-supported plate

由图 6 中的实线可以看出: 受简支板自身振动特性的影响, 振动频谱上存在很多离散的共振峰值, 如果振动过大, 可能会对简支板结构造成破坏, 且在其上安装机载设备时, 可能会对设备安全性与稳定性造成影响。对比图中实线与虚线的变化规律发现: 传统单振子吸振器每次只能针对单个共振峰值进行吸振, 频率单一, 吸振频带较窄; 而双振子模型能同时针对任意两阶共振峰进行吸振, 因此, 其可以为被吸振结构提供更宽频率的低振动区域, 即相对于单振子吸振器, 双振子吸振器能够有效地拓宽吸

振器的频率作用范围。

本文以第1阶(69 Hz, 模态阶数(1, 1))、第2阶(127 Hz, 模态阶数(2, 1))峰值为对象, 设计吸振器。设 $f_{01}=110$ Hz, $m_1=0.250$ kg, 基于上述参数值的确定方法, 得到模型的各参数值见表1。由表1可知, 双振子吸振器的总质量不足被吸振结构质量的2.5%。

表1 双振子模型各参数的取值表

Table 1 Parameter values of double-oscillator model

名称	m_i/kg	$k_i/(\text{N}\cdot\text{m}^{-1})$	$c_i/(\text{Ns}\cdot\text{m}^{-1})$
振子1	0.250	119 420	5
振子2	0.096	24 118	2

单振子吸振器的安装必须选择在模态峰值最大的振动位置, 而双振子吸振器必须同时兼顾两阶峰值。基于目标频率振型, 本文确定吸振器的安装坐标为(0.56 m, 0.13 m)。吸振前后简支板的振动加速度级对比结果如图7所示。不同阻尼下的吸振效果对比如图8所示。

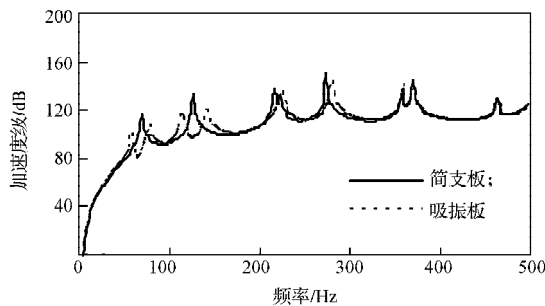


图7 吸振前后简支板的振动加速度级对比图

Fig. 7 Vibration levels contrast of simply-supported plate before and after absorbing

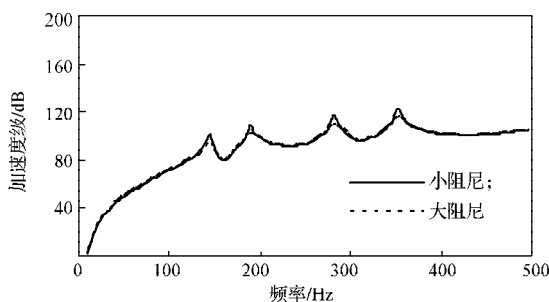


图8 不同阻尼下的吸振效果对比图

Fig. 8 Contrast of absorbing effect under different damping

由图7~8可以看出: 相对于原简支板, 吸振后简支板第1阶、第2阶共振峰值明显减小; 由于吸振器的引入, 在减小原共振峰值的同时, 会在原共振峰值两侧产生新的共振峰值^[8-9], 但峰值较小, 并且当增大阻尼系数时, 新产生的峰值会进一步减小(见图8)^[10]。另外, 对比图6与图7可以发现, 能够针对两阶共振峰值同时吸振的双振子吸振器明显拓宽

了吸振器的频率作用范围, 且在相同阻尼系数下吸振能力并未降低^[11-13]。

针对共振峰值127, 274 Hz进行吸振器设计, 改变双振子吸振器参数, 取 $f_{01}=150$ Hz, m_1 值不变, 其余参数值由图5所示的流程计算得到, 安装于简支板的位置不变。吸振器前后的对比结果如图9所示。由图9可以看出, 针对127, 274 Hz位置处的共振峰值, 改变参数后所设计的吸振器同样具有较好吸振效果。

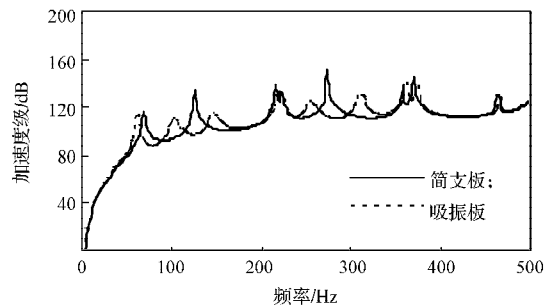


图9 改变参数后的吸振效果图

Fig. 9 Absorbing effect after changing parameter values

4 结语

针对机舱壁板存在明显谐频振动的特点, 文本基于双振子模型设计了多频动力吸振器, 给出了吸振器参数的快速确定方法, 并对其进行有限元仿真分析。该双振子吸振器的设计方法简单, 可对任意两阶共振峰进行吸振, 吸振时的频率针对性强, 吸振效果明显。本文为航空机载设备提供了稳定的安装环境, 也为机舱减振降噪的设计方案提供了理论基础。

参考文献:

- [1] 宛敏红. 薄板结构的吸振控制研究[D]. 西安: 西北工业大学, 2007.
Wan Minhong. The Study on Vibration Control of Sheet Structure[D]. Xi'an: Northwestern Polytechnical University, 2007.
- [2] 马 强. 一种宽频动力吸振器的设计研究[D]. 北京: 北方工业大学, 2011.
Ma Qiang. Research of a Dynamic Vibration Absorber with Wideband Resonant Frequency[D]. Beijing: North China University of Technology, 2011.
- [3] Cheung Y L, Wong W O. H_∞ and H_2 Optimizations of a Dynamic Vibration Absorber for Suppressing Vibrations in Plates[J]. Journal of Sound and Vibration, 2009, 320(2): 29-42.
- [4] 陈 果, 程小勇, 刘明华, 等. 用于管道减振的新型动力吸振器[J]. 中国机械工程, 2014, 25(23), 3125-3131.

- Chen Guo, Cheng Xiaoyong, Liu Minghua, et al. A New Type of Dynamic Vibration Absorber for Pipe System Vibration Suppression[J]. China Mechanical Engineering, 2014, 25(23): 3125-3131.
- [5] 肖和业, 盛美萍, 吴伟浩. 新型宽带动力吸振器优化设计[J]. 振动与冲击, 2011, 30(1): 98-101.
- Xiao Heye, Sheng Meiping, Wu Weihao. Optimization Analysis for a New Type of Broadband Dynamic Absorber Based on Partical Swarm Optimization[J]. Journal of Vibration and Shock, 2011, 30(1): 98-101.
- [6] Le T D, Ahn K K. A Vibration Isolation System in Low Frequency Excitation Region Using Negative Stiffness Structure for Vehicle Seat[J]. Journal of Sound & Vibration, 2011, 330(26): 6311-6335.
- [7] Yang Cheng, Li Deyu, Cheng Li. Dynamic Vibration Absorbers for Vibration Control Within a Frequency Band [J]. Journal of Sound & Vibration, 2011, 330(8): 1582-1598.
- [8] 盛美萍, 王敏庆, 孙进才. 噪声与振动控制技术基础[M]. 北京: 科学出版社, 2005: 74.
- Sheng Meiping, Wang Mingqing, Sun Jincai. Foundation of Noise and Vibration Control Technology[M]. Beijing: Science Press, 2005: 74.
- [9] 韩 锋. 多频动力吸振器优化设计技术研究[D]. 南京: 南京航空航天大学, 2014.
- Han Feng. Optimization Design Technology of Multi-Frequency Dynamic Vibration Absorber[D]. Nanjing: Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, 2014.
- [10] 苏彬彬, 徐 凯, 李连进. 主动式磁流变液阻尼动力吸振器的优化设计[J]. 天津理工学院学报, 2004, 20(2): 37-38.
- Su Binbin, Xu Kai, Li Lianjin. The Optimum Design of Active Vibration Absorbers of the Magnetic Rheology Damp [J]. Journal of Tianjin Institute of Technology, 2004, 20(2): 37-38.
- [11] 李剑锋, 龚兴龙, 张先舟, 等. 主动移频式动力吸振器及其动力特性的研究[J]. 实验力学, 2005, 20(4): 507-514.
- Li Jianfeng, Gong Xinglong, Zhang Xianzhou, et al. Study of Adaptive Tuned Vibration Absorber and Its Dynamic Properties[J]. Journal of Experimental Mechanics, 2005, 20(4): 507-514.
- [12] 张 立. 基于压电技术的飞壁板结构振动与噪声控制[D]. 西安: 西北工业大学, 2014.
- Zhang Li. Study on Vibration and Noise Control for Aircraft Panel Structure Based on Piezoelectric Technique[D]. Xi'an: Northwestern Polytechnical University, 2014.
- [13] 何 山. 动力吸振器的设计方法研究及其在汽车减振降噪中的应用[D]. 广东: 华南理工大学, 2014.
- He Shan. The Design Method Study of the Dynamic Vibration Absorber and the Application in Vehicle Vibration and Noise Reduction[D]. Guangdong: South China University of Technology, 2014.

(责任编辑: 邓 彬)

