

金属丝网隔振器的研制与试验研究

秦洁, 师永宁

(中国飞机强度研究所, 西安 710065)

摘要: 研制了一套适用于某航空机载设备的金属丝网隔振器, 包括三个不同型号。通过测试机载设备三个方向的载荷和激励频率, 确定了减振器的固有频率和刚度, 设计了与机载设备重心参考坐标面非对称的减振器布置形式。减振器的隔振效率为81%。进行了动态特性和耐久性验证试验, 结果表明, 该套金属丝网隔振器能有效抑制共振峰, 具有较好的缓冲和宽频带隔振效果, 可以作为航空机载悬置系统的隔振元件。

关键词: 金属丝网减振器; 非线性; 动态特性试验; 耐久试验

中图分类号: TH703.63; U260.331⁺5 **文献标识码:** A

文章编号: 1672-9242(2013)02-0109-04

Development and Test of Metal Wire Net Isolator

QIN Jie, SHI Yong-ning

(Aircraft Strength Research Institute of China, Xi'an 710065, China)

Abstract: One set of metal wire net isolator was developed and tested for airborne equipment, which included three models. Load and exciting frequency of airborne equipment was checked in three directions. Natural frequency and stiffness of metal wire net isolators was determined. Non-symmetry gravity center arrangement of the metal wire net isolators was designed. Dynamic characteristic and durability test result showed that the wire net isolators can restrain resonance effectively, which have better damping and broadband frequency isolating effects; the isolation efficiency is 81%. It was concluded that the wire net isolator can be used as vibration isolator of airborne suspension system.

Key words: wire net isolator; non-linear; the characteristic of dynamic test; endurance test

随着飞机、船舶、车辆的速度和机动性的提高, 振动与噪声已成为影响乘坐舒适性和引起仪器损坏的一个突出问题, 更为重要的是, 强烈的振动会使机体结构长期处于交变应力作用下而发生疲劳断裂。于是人们对机载设备的减振性能提出了更高的要求, 由此出现了许多新型减振器, 例如: 钢丝绳^[1]、

钢丝网减振器, 复合材料制成的减振器, 还有一些智能材料制成的减振器^[2]。另外, 非线性减振器也是近年来发展较快、研究较多的一类减振器^[3], 如金属橡胶减振器、金属丝网隔振器^[4-5]等。金属丝网隔振器作为一种新型隔振器, 具有变刚度、大阻尼、环境适应能力强等特点。

收稿日期: 2012-12-01

作者简介: 秦洁(1981—), 女, 山东潍坊人, 硕士, 工程师, 研究方向为振动控制。

笔者针对某机载设备的特殊要求,专门设计加工了金属丝网隔振器,通过该套隔振器工作原理的分析、动态特性及耐久性等的测试试验,对金属丝网隔振器在机载设备悬置系统中的应用进行了研究探讨。

1 金属丝网隔振器动态特性参数设计流程

1.1 隔振的基本原理

金属丝网隔振器是采用不锈钢金属丝网块作为弹性元件的一种新型隔振器,其主要工作原理是利用网块在负载作用下丝间滑移所产生的干摩擦阻尼,大量吸收和耗散系统能量,达到隔振和缓冲的目的。

根据动力学原理,机载设备隔振系统如图1所示,其运动微分方程为:

$$m\ddot{x} + c(\dot{x} - \dot{u}) + k(x - u) = 0$$

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = c\dot{u} + ku = cu_0\omega\cos\omega t + ku_0\sin\omega t$$

式中 ω_n 为固有频率, $\omega_n^2 = k/m$ 。

$$\text{传递系数 } \eta = \sqrt{\frac{1 + \left(2\xi\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2}{\left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_n^2}\right)^2 + \left(2\xi\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2}}, \xi \text{ 为阻}$$

尼比。

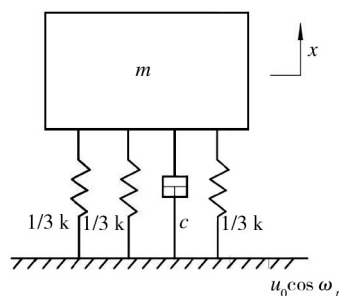


图1 机载设备隔振系统

Fig. 1 The diagram of vibration isolating system for airborne equipment

由传递系数表达式可以得出,当 $(\omega/\omega_n) > \sqrt{2}$ 时,频率比越大,隔振效果越好。但频率比过大,意味着隔振器要设计得很软,相应的体积也要增大,导致稳定性降低。当 $(\omega/\omega_n) \geq 5$ 以后, η 值变化不明显。因此,根据理论分析和实践经验, (ω/ω_n) 值一

般取 2.5~4.5 之间,相应的隔振效率为 80%~95%。

1.2 设计流程

一般情况下设计流程是:根据振源类型、隔振器的安装参数及布置方式,设计合适的隔振器;然后审核其隔振效果。具体设计流程如图2所示。

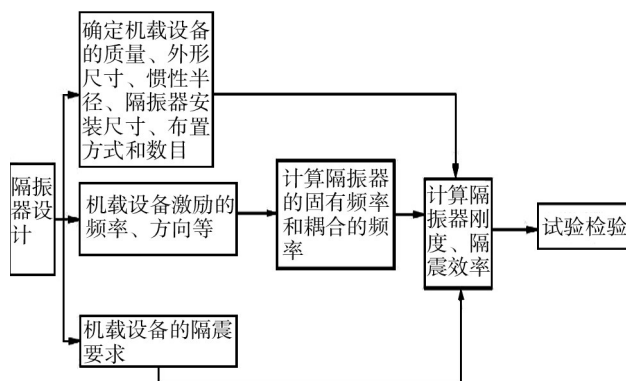


图2 隔振器设计流程

Fig. 2 The flow block diagram of vibration isolator design

2 金属丝网隔振器动态特性参数设计分析

某机载设备外形尺寸为 160 mm × 115 mm × 37.6 mm, 质量为 5.4 kg, 质量接近均布, 最低激励频率 40 Hz, 要求减振器的隔振效率不低于 65%, 设备外形尺寸和隔振器根据机载设备特点采用吊装, 给定的隔振器的布置形式和可利用空间如图3所示。

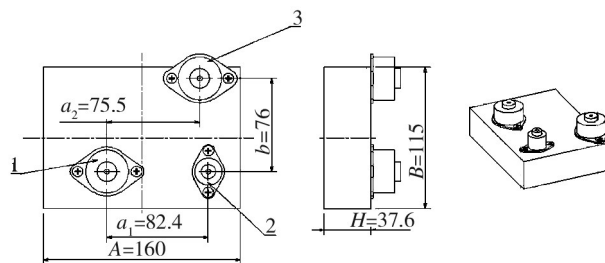


图3 隔振器安装示意

Fig. 3 The diagrammatic sketch of mounting vibration isolator

根据隔振器布置和机载设备质量^[6]确定了三个安装点处的承受载荷,分别为 0.3, 2.0, 3.2 N。采用三个不同型号隔振器构成一套隔振系统,隔振器型

号分别是JWZ-L3403, JWZ-L4620, JWZ-L4832, 如图3所示。

2.1 确定隔振器的固有频率

机载设备最低激励频率为40 Hz, 最低激励频率与固有频率比 f/f_n 一般应 ≥ 2.5 , 频率比取3, 可求得 z 向上的固有频率:

$$f_z = f/3 = 1.3 \text{ Hz}, \omega_z = f_z \times 2\pi = 83.73 \text{ rad/s}.$$

2.2 计算耦合振动频率

由理论力学可知, 机载设备对 x 轴和 y 轴的惯性

半径为:

$$i_x = \sqrt{I_x/m} = \sqrt{(B^2 + H^2)/12} = 0.0369 \text{ m}$$

$$i_y = \sqrt{I_y/m} = \sqrt{(A^2 + H^2)/12} = 0.0474 \text{ m}$$

式中: A, B, H 为机载设备尺寸; m 为机载设备质量。隔振器高度 $h_{隔}=0.024 \text{ m}$, 机载设备重心距隔振器地面高度则为:

$$h_{隔}=H/2+h_{隔}=0.0428 \text{ m}.$$

采用吊装时, 横向刚度的取值范围为: $k_{xy}=(0.25 \sim 0.5)k_z$, 取 $k_x/k_z=k_y/k_z=0.4$, a_1, a_2, b 为隔振器安装尺寸。将以上参数代入下式中:

$$\begin{aligned}\omega_1 &= \frac{\omega_z}{\sqrt{2}} \sqrt{\frac{k_x}{k_z} \left(1 + \frac{h^2}{i_y^2}\right) + \frac{a_1^2}{i_y^2} + \left[\sqrt{\frac{k_x}{k_z} \left(1 + \frac{h^2}{i_y^2}\right) + \frac{a_1^2}{i_y^2} - \frac{4k_x a_1^2}{k_z i_y^2}} \right]} \\ \omega_2 &= \frac{\omega_z}{\sqrt{2}} \sqrt{\frac{k_x}{k_z} \left(1 + \frac{h^2}{i_y^2}\right) + \frac{a_2^2}{i_y^2} + \left[\sqrt{\frac{k_x}{k_z} \left(1 + \frac{h^2}{i_y^2}\right) + \frac{a_2^2}{i_y^2} - \frac{4k_x a_2^2}{k_z i_y^2}} \right]} \\ \omega_3 &= \frac{\omega_z}{\sqrt{2}} \sqrt{\frac{k_y}{k_z} \left(1 + \frac{h^2}{i_x^2}\right) + \frac{b^2}{i_x^2} + \left[\sqrt{\frac{k_y}{k_z} \left(1 + \frac{h^2}{i_x^2}\right) + \frac{b^2}{i_x^2} - \frac{4k_y b^2}{k_z i_x^2}} \right]}\end{aligned}$$

可求得各耦合振动频率:

$$\omega_1=54.47 \text{ rad/s} \quad \omega_2=59.51 \text{ rad/s} \quad \omega_3=48.42 \text{ rad/s}$$

$$f_1=8.67 \text{ Hz} \quad f_2=9.48 \text{ Hz} \quad f_3=7.71 \text{ Hz}$$

以上三个耦合频率均小于最低激励频率, 符合要求。

2.3 隔振器的刚度与隔振效率

隔振系统总刚度为 $k_z=m\omega_z^2=3.79 \times 10^4 \text{ N/m}$; 每个隔振器刚度为 $k_{iz}=k_z/3=1.26 \times 10^4 \text{ N/m}$ 。

隔振系统的隔振效率为:

$$I = 1 - T = 1 - \sqrt{\frac{1 + (2\zeta r)^2}{(1 - r^2)^2 + (2\zeta r)^2}} = 81\%$$

式中: T 为传递系数; ζ 为隔振器的阻尼比, 阻尼比取为0.2; r 为频率比。说明三个不同型号隔振器能够满足隔振要求。

三个不同型号隔振器承受载荷不同, 刚度相同, 且隔振器采用非对称于机载设备中心的参考坐标面布置, 理论计算得到的隔振效率满足振动要求。

3 隔振器的动态特性试验

基于非线性隔振理论, JWZ-L3403采用小于0.1 mm的金属丝网材料和小于2 mm直径的弹簧;

JWZ-L4620和JWZ-L4832采用小于0.2 mm的金属丝网材料和小于2 mm直径的弹簧。

3.1 金属丝网隔振器的动态特性试验

动态特性试验依据某机载设备功能试验谱进行。

试验内容: 金属丝网隔振器的动态特性试验是在载荷为55 N, 加速度有效值为7.8g(隔离频带10~2000 Hz), 扫描时间(10~2000 Hz)为10 min的条件下进行的功能试验, 分别测定 x, y, z 方向的固有频率、共振放大因子及隔振效率等。

由表1可见, x, y, z 方向的频率为13.75~35 Hz, 避开了机载设备常用标准工况下共振频率, 共振放大因子为1.48~1.91, 可有效抑制共振峰, 具有良好的缓冲隔振效果, 隔振效率为83.1%~89.92%, 因此隔振器设计方案是合理的。

表1 隔振器动态特性数据

Table 1 The dynamic characteristic data of the vibration isolators

试验方向	频率/Hz	共振放大因子	隔振效率/%	隔离频带/Hz
x 向	25	1.48	86.44	31~2000
y 向	13.75	1.68	83.1	28~2000
z 向	35	1.91	89.92	47~2000

3.2 金属丝网隔振器的耐久性及最终共振检查试验

耐久性及最终共振检查试验的目的是确定隔振器在规定时间(4 h)内能否承受预期的振动应力,经耐久试验后动特性无大的变化,并对隔振器网垫有否断丝、破碎及结构损坏等现象进行宏观物理检查。试验依据某机载设备功能试验谱的1.6倍进行。耐久试验前后隔振器的动特性变化的对比情况见表2。

表2 隔振器耐久试验前后动特性比较

Table 2 Dynamic characteristic comparison before and after endurance test

试验方向		频率/Hz	共振放大因子	隔振效率/%	隔离频带/Hz
试验前	x 向	25	1.48	86.44	31 ~ 2000
	y 向	13.75	1.68	83.1	28 ~ 2000
	z 向	35	1.91	89.92	47 ~ 2000
试验后	x 向	21.25	1.8	87	28 ~ 2000
	y 向	13.75	1.73	82.34	28 ~ 2000
	z 向	32	1.9	91.45	44 ~ 2000

从表2可见,隔振器耐久试验前后, x 向、 y 向、 z 向动特性变化很小。 x 向固有频率降低了3.75 Hz, y 向固有频率无变化, z 向固有频率降低了3 Hz; x 向共振放大因子增加了0.32, y 向共振放大因子增加了0.05, z 向共振放大因子降低了0.01; x 向隔振效率增加了0.54%, y 向隔振效率降低了0.76%, z 向隔振效率增加了1.53%。耐振试验后将隔振器在现场分解,宏观物理检查发现,隔振器网垫未出现断丝、破碎现象,结构完好。

4 结论

1) 通过理论计算得出了非对称于机载设备中心的参考坐标面布置、由三种不同型号隔振器构成

的隔振组合应用于某机载设备隔振系统,隔振效率为81%,理论上达到了较好地隔振效果。

2) 隔振系统在经历4 h的耐久试验后,隔振器结构完好,未出现断丝和破碎现象,隔振效率均大于82%,隔振效率仍比较理想。

3) 理论计算过程将机载设备模型做了简化,本次耐久试验4 h,隔振器按照非对称于机载设备重心参考坐标面的形式布置。JWZ-L3404隔振器的振幅较其他两个型号隔振器振幅大,如果延长耐久试验时间,JWZ-L3404隔振器可能首先失效,今后还需进一步研究以提高对机载设备的隔振水平。

参考文献:

- [1] 宣兆龙,赵瑾,刘亚超. 钢丝绳隔振器及其在弹药方舱中的应用[J]. 装备环境工程,2012,9(4):79—81.
- [2] 胡海岩,李岳峰. 具有记忆特性的非线性减振器参数识别[J]. 振动工程学报,1989,2(2):17—27.
- [3] 傅志方,周炎. 一种非线性振动系统参数辨识模型[J]. 振动工程学报,1992,5(3):251—256.
- [4] 赵俊生,樊文欣,张宝成. 金属丝网减振器非线性特性研究[J]. 华北工学院学报,2004(1):28—30.
- [5] 阎文兵,姜绍忠. 两种悬置元件的对比试验研究[J]. 华北工学院测试技术学报,2000(4):235—240.
- [6] 张阿舟. 实用振动工程 第二册:振动控制与设计[M]. 北京:航空工业出版社,1997.