

文章编号: 1001-4888(2019)01-0157-09

两种橡胶型发动机隔振器动力特性试验研究^{*}

杭超, 苏尔敦, 燕群, 黄文超

(中国飞机强度研究所 航空发动机强度研究室, 陕西西安 710065)

摘要: 对两种苯基硅橡胶材料的航空发动机隔振器的动力特性参数进行了试验研究。建立了试验测试方法的理论模型, 分析了工程近似公式在计算隔振器动力特性参数时的误差, 并给出了精确计算公式和迭代求解算法。用振动台扫频试验测得了两种隔振器系统常温下三个轴向的动刚度和阻尼比, 以及两种隔振器在不同环境温度下 X 方向的动刚度和阻尼比。试验结果表明, 常温下两种隔振器 X 方向的动刚度都远大于 Y、Z 方向的动刚度; 随着环境温度的升高, 两种隔振器 X 方向的动刚度都逐渐减小; 加入阻尼助剂的改进型隔振器的动刚度和阻尼比都大于普通型隔振器。

关键词: 发动机隔振器; 苯基硅橡胶; 动力特性; 共振频率; 传递率

中图分类号: O32; O311 **文献标识码:** A **DOI:** 10.7520/1001-4888-17-111

0 引言

航空发动机是飞机结构振动的重要来源。目前, 发动机隔振装置被广泛用于隔离飞机结构上由发动机引起的振动。发动机隔振装置位于发动机与飞机吊挂结构之间, 用以降低发动机传递到飞机结构的振动量值^[1]。对于发动机隔振装置的研究一般集中在发动机及其连接件的整体振动特性分析, 以及单个隔振器的隔振性能分析等方面。在发动机与连接结构整体振动研究方面, Baklanov 等人^[2, 3]建立了发动机和飞机的整体连接模型, 用以分析发动机与飞机之间的振动传递特性。Swanson 等人^[4]用理论和试验方法研究了隔振装置的振动传递率。陈熠等人^[5]用有限元方法研究了发动机、机翼和机身整体的振动传递特性。在单个隔振器隔振性能分析方面, 姚起杭等人^[6]研究了应用于航空领域的金属丝网减振器的设计研制方法; Rancourt 等人^[7]用试验方法研究了发动机液氮隔振器的振动传递特性; 姜洪源等人^[8]研究了应用于航空发动机的金属橡胶隔振器的静态和动态力学性能; 陈永辉等人^[9]用有限元方法研究了橡胶材料的刚度计算方法, 为涡桨发动机隔振器的刚度设计提供了简便方法; 林松等人^[10]用振动台定频试验方法测得了橡胶隔振器的迟滞曲线, 并研究了隔振器的 M-RT 本构模型。本文用振动台扫频试验方法研究两种不同阻尼材料制成的航空发动机隔振器在多种试验条件下的动力特性参数, 首先用理论方法推导动刚度和阻尼比的精确计算公式和迭代求解算法, 然后设计并校核试验夹具, 最后用振动台扫频试验测得两种隔振器在常温以及高低温环境下的动力特性性能参数。该性能参数可以对发动机整体隔振系统的仿真分析以及隔振效能评估提供数据输入。

1 试验测试分析原理

1.1 试验测试原理

采用振动台基础激励法研究硅橡胶隔振器系统的动力特性, 可将隔振器系统看作由质量、弹簧、阻

^{*} 收稿日期: 2017-05-08; 修回日期: 2017-07-30

通讯作者: 杭超(1990—), 男, 硕士, 工程师。主要研究领域: 发动机结构动强度。Email: hangchaonwpu@163.com

尼器组成的单自由度振动系统,其系统模型如图 1 所示。图中坐标 x 表示振动台台面和夹具组成的刚性底座的运动,坐标 y 表示连接在隔振器上的负载的运动。本文研究的两种发动机隔振器材料均为苯基硅橡胶,它在受力变形过程中,内部分子链发生不可逆转的扭转和滑移,从而消耗能量产生宏观阻尼。模型中采用粘性阻尼描述苯基硅橡胶材料的阻尼特性,即认为阻尼力与运动速度成正比。当振动台给

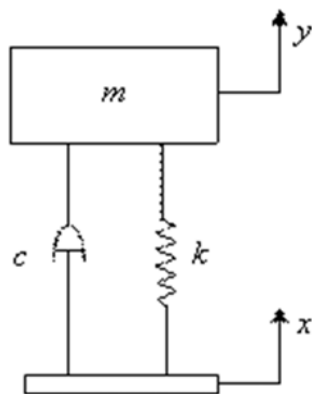


图 1 隔振器系统单自由度振动模型

Fig. 1 Single degree of freedom modal of vibration isolators system

隔振器系统施加恒定加速度的正弦基础激励时,隔振器系统的运动微分方程可表示为:

$$m\ddot{y} + c\dot{y} + ky = c\dot{x} + kx \quad (1)$$

其中, m 表示隔振器系统负载; k 表示系统动刚度; c 表示粘性阻尼系数。

将 x 和 y 表示成复数形式:

$$x = Xe^{j\omega t} \quad (2)$$

$$y = Ye^{j(\omega t - \phi)} \quad (3)$$

其中, X 和 Y 分别表示底座和负载简谐振动的位移幅值; ω 表示外激力的频率; ϕ 表示由阻尼引起的 x 和 y 之间的相位差。

将式(2)和式(3)代入式(1),整理后可得:

$$\frac{Y}{X}e^{-j\phi} = \frac{k + jc\omega}{(k - m\omega^2) + jc\omega} \quad (4)$$

由于橡胶材料阻尼的影响,使得隔振器负载与底座之间存在一定的相位差。然而在工程实际中,往往更关心隔振器系统的绝对传递率。因此对式(4)两端取绝对值,并引入无量纲阻尼比 $\zeta = \frac{c}{2\sqrt{mk}}$ 和频

率比 $\gamma = \omega / \sqrt{\frac{k}{m}}$, 可得系统的绝对传递率 T 为:

$$T = \frac{Y}{X} = \sqrt{\frac{1 + (2\zeta\gamma)^2}{(1 - \gamma^2)^2 + (2\zeta\gamma)^2}} \quad (5)$$

分析式(5)可知,隔振器系统的绝对传递率随外激力频率的增大,呈现出先增大后减小的趋势,存在唯一的峰值点。对于大多数工程问题,系统阻尼比较小,满足阻尼比 $\zeta \ll 1$,可近似认为当频率比等于 1 时,即外激力频率:

$$\omega = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (6)$$

系统的绝对传递率 T 取极大值

$$T_{\max} = \frac{1}{2\zeta} \quad (7)$$

基础激励法通过振动台发出正弦扫频振动,测量隔振器系统负载与底座的绝对传递率随激振力频率的变化曲线,找出曲线峰值点对应的共振频率和绝对传递率,再结合工程近似计算公式(6)和(7),即可计算出隔振器系统的动刚度和阻尼比。

1.2 工程近似方法误差分析

计算隔振器系统的动刚度和阻尼比的工程近似计算公式(6)和(7)具有结构形式简单易用的优点,因此在工程领域被广泛应用。然而,上述近似的正确应用需满足阻尼比 $\zeta \ll 1$ 的前提条件。事实上,并非所有工程环境都满足小阻尼假设。如果不加分析直接使用工程近似方法进行计算,必然会对后续结果产生误差。

为了定量分析工程近似计算公式(6)和(7)产生的误差,下文中不采用小阻尼假设,直接求解绝对传递率与频率比曲线上峰值点坐标的解析表示式。令式(5)中绝对传递率 T 关于频率比的一阶导数等于零,可以得到当外激力频率

$$\omega = \sqrt{\frac{k}{m} \cdot \frac{\sqrt{1+8\zeta^2}-1}{4\zeta^2}} \quad (8)$$

时,系统绝对传递率 T 的极大值为:

$$T_{\max} = \sqrt{\frac{\sqrt{1+8\zeta^2}}{\left[1 - \frac{\sqrt{1+8\zeta^2}-1}{4\zeta^2}\right]^2 + \sqrt{1+8\zeta^2}-1}} \quad (9)$$

式(8)和(9)就是求解系统动刚度与阻尼比的精确公式。分析式(9)可知,绝对传递率峰值只和阻尼比有关。但是由于式(9)比较复杂,难以写出阻尼比的显式表达式,故采用数值迭代法进行求解。构造如下迭代格式:

$$\zeta^{(k+1)} = \frac{\zeta^{(k)}}{T_{\max}} \sqrt{\frac{\sqrt{1+8\zeta^{(k)^2}}}{\left[1 - \frac{\sqrt{1+8\zeta^{(k)^2}-1}{4\zeta^{(k)^2}}\right]^2 + \sqrt{1+8\zeta^{(k)^2}-1}}}, \quad k = 0, 1, 2, \dots \quad (10)$$

其中, k 为迭代次数,取阻尼比的初值为 $\zeta^{(0)} = \frac{1}{2T_{\max}}$,迭代终止条件为 $\frac{|\zeta^{(k+1)} - \zeta^{(k)}|}{\zeta^{(k+1)}} \leq 10^{-4}$ 。将迭代法求出的阻尼比代入式(8),即可得到系统的动刚度 k 。

分别采用近似公式(7)和精确公式(9)计算不同绝对传递率峰值对应阻尼比,结果如图 2 所示。可以看出近似公式(7)计算得到的阻尼比均小于精确公式(9)计算得到的阻尼比,当绝对传递率峰值小于 3 时,两者表现出明显的差异。为了进一步描述工程近似方法对阻尼比引起的误差,计算由近似公式引起的阻尼比相对误差如图 3 所示。随着绝对传递率峰值的增大,阻尼比相对误差呈现出减小趋势,减小的速度先快后慢。当绝对传递率峰值大于 2.6 时,阻尼比相对误差小于 10%;当绝对传递率峰值大于 3.6 时,阻尼比相对误差小于 5%。

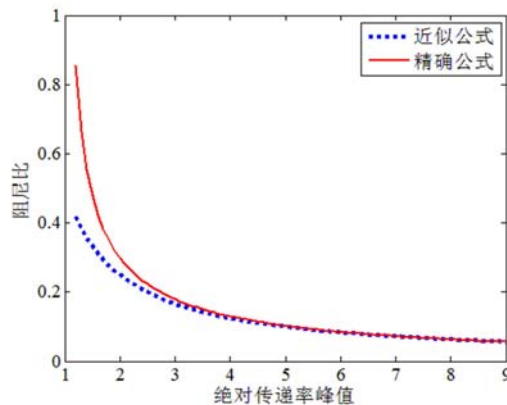


图 2 阻尼比随绝对传递率峰值的变化曲线

Fig. 2 Curve of damping ratio versus absolute transmission peak

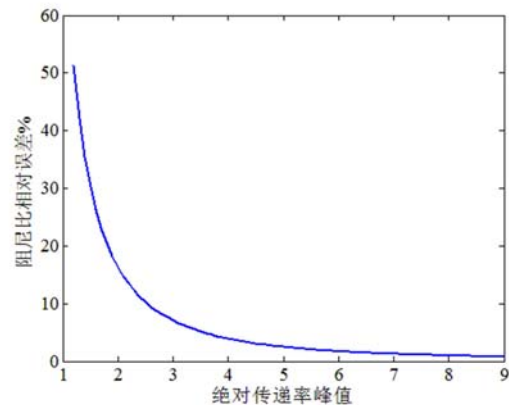


图 3 近似公式引起的阻尼比相对误差曲线

Fig. 3 Curve of damping ratio relative errors caused by approximate formulas

工程近似方法对动刚度也会带来误差。动刚度的绝对误差与激振力频率、系统质量有关,而相对误差则没有这些因素的影响。根据近似公式(6)和精确公式(8)、(9)分别计算系统的动刚度,然后计算近似公式引起的动刚度相对误差,结果如图 4 所示。随着绝对传递率峰值的增大,动刚度相对误差与阻尼比相对误差的变化趋势相同,都呈现出先快后慢的减小。当绝对传递率峰值大于 2.3 时,动刚度相对误差小于 10%;当绝对传递率峰值大于 3.2 时,动刚度相对误差小于 5%。

工程近似公式(6)、(7)具有简洁的优点,然而不可避免地会引起误差。在计算机能力飞速发展的今天,为了更加精确地测得隔振器系统的动力特性参数,本文建议采用精确公式(8)~(10)迭代计算系统的动刚度和阻尼比,避免数据处理环节产生的误差。

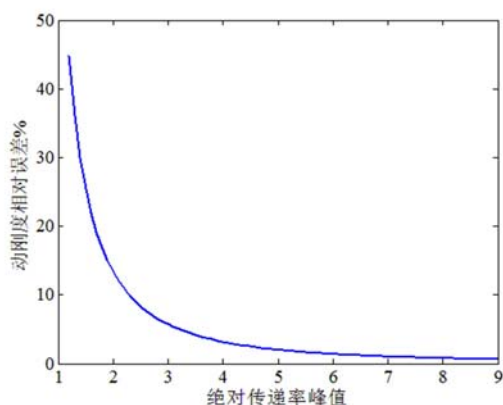


图 4 近似公式引起的动刚度相对误差曲线

Fig. 4 Curve of dynamic stiffness relative errors caused by approximate formulas

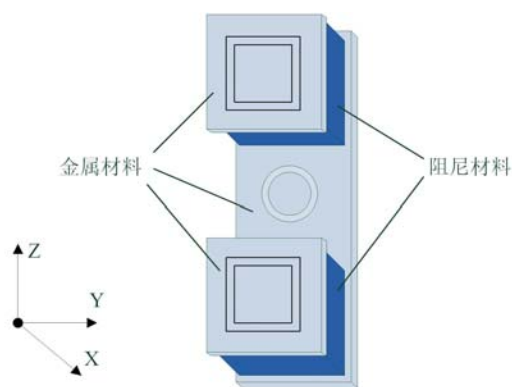


图 5 隔振器单件形状示意图

Fig. 5 Sketch map of the single vibration isolator

2 试验方法与内容

2.1 硅橡胶隔振器简介

本文的研究对象是两种苯基硅橡胶材料制成的航空发动机隔振器。两种隔振器外形尺寸完全相同,只有橡胶材料不同。一种是普通的苯基硅橡胶,另一种是改进的苯基硅橡胶,改进方案是在橡胶研制过程中加入了阻尼助剂。下文中将这两种苯基硅橡胶隔振器分别命名为“普通型”和“改进型”。隔振器单件的形状如图 5 所示,两个隔振器单件对称地组装在一起形成一套隔振系统。工作时隔振器安装在航空发动机与吊挂系统之间,为飞行器提供隔振。

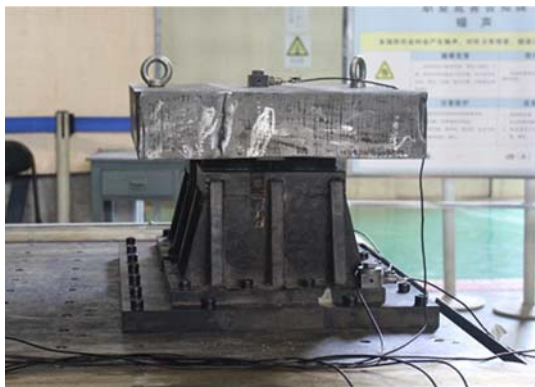


图 6 试验夹具安装图

Fig. 6 Picture of test clamp installation

2.2 试验夹具设计与分析

采用振动台基础激励法测试隔振器系统的动力特性参数,需要设计隔振器系统与振动台台面连接的夹具。考虑到试验安装的稳定性,试验中同时测试两套隔振器与负载组成的系统的动力特性参数。该夹具不仅要保证振动台台面与隔振器的正确连接,还需保证振动台的振动可以准确地传递至隔振器系统,即夹具需要有足够的刚度,夹具自身的固有频率不会干扰隔振器系统固有频率的测试。图 6 为试验夹具与振动台、隔振器、负载的安装图。

为了校核试验夹具的固有频率是否满足测试要求,采用 ABAQUS 有限元软件对试验夹具的固有频率进行分析。有限元分析中设置的计算参数如下:夹具材料采用 Q235 钢,密度为 7850 kg/m^3 ,弹性模量为 210 GPa ,泊松比为 0.3 ;夹具的网格数量为 23022 个,网格单元类型采用六面体八节点单元 (C3D8R);夹具与振动台的连接底面采用固支边界条件。有限元分析结果表明,夹具的一阶固有频率为 780.5 Hz 。已知隔振器系统的固有频率小于 150 Hz ,夹具的固有频率远高于隔振器系统的固有频率,因此夹具不会对隔振器系统固有频率的测试产生影响。

2.3 试验内容

本文对两种硅橡胶隔振器系统分别进行常温扫频试验和高低温扫频试验,试验方向与图 5 中的坐标系方向相同。常温试验中,分别测试两种硅橡胶隔振器系统 X、Y、Z 三个方向的共振频率和传递率;高低温试验中,测试两种硅橡胶隔振器系统 X 方向在不同环境温度下的共振频率和传递率,试验温度

分别为-50℃、0℃、100℃、150℃。高低温试验环境通过温度箱产生,如图 7 所示。

2.4 试验加载、测量与控制

试验中的加载设备为 UD 公司生产的 SAI 120F-T2000-44/ST 振动台,其最大推力为 89kN。通过振动台对隔振器系统施加正弦扫频振动,为了尽可能减小扫频速率对试验结果的影响,采用较低的扫频速率为 1 倍频程/分钟。扫频过程为向上扫频和向下扫频各一次,扫频范围为 10Hz~150Hz。根据 HB5830.5-84“机载设备环境条件及试验方法 振动”中对扫频试验方法的规定,扫频振动的量值分为两段:当频率小于 40Hz 时,控制振动位移峰-峰值为 0.6mm;当频率大于 40Hz 时,控制振动加速度为 2g。在高频和低频段采用不同的扫频量值符合电磁振动台的性能特点。



图 7 温度箱中的隔振器系统

Fig. 7 Vibration isolator system in temperature box

试验中采用 BK 公司 4384 型加速度传感器测量夹具和负载上的加速度,该传感器可在-74℃~250℃的环境温度下工作。在试验夹具上对称粘贴 2 个加速度传感器,在负载中间位置粘贴 1 个加速度传感器,分别测量夹具和负载上的振动响应。试验中将夹具上的 2 个加速度传感器信号的平均值作为控制参数。因为系统处于正弦振动环境中,在任意时刻,夹具的振动频率都和负载的振动频率相同,系统负载与夹具上的位移幅值之比与加速度之比相等。因此,隔振器系统的传递率可以用试验中测得的负载加速度与夹具加速度之比表示。

在所有试验项目中,连接隔振器与夹具的螺栓拧紧力矩均为 20N·m,负载质量为 120kg。在高低温试验中,隔振器系统必须在每个环境温度下保温 1.5 小时后,方可进行测试。

3 试验结果及讨论

3.1 常温三轴向扫频试验

分别对普通型和改进型的苯基硅橡胶隔振器系统在常温下进行正弦扫频试验,测得两种隔振器系统在 X、Y、Z 三个轴向的共振频率和绝对传递率峰值,结果如表 1 所示。分析表 1 中的试验结果可知,在常温下,这种构型的隔振器 Y、Z 方向的共振频率大小相当,但 X 方向的共振频率远高于 Y 方向和 Z 方向;加入了阻尼助剂的改进型隔振器 X、Y、Z 三个方向的共振频率都高于普通型,其绝对传递率峰值都低于普通型;两种隔振器向上扫频和向下扫频的试验结果偏差都比较小,试验结果可信用度高。

表 1 两种隔振器系统常温下扫频试验结果

Tab. 1 Sweep test results of two vibration isolators system within normal temperature

隔振器类型	方向	温度/℃	上扫共振 频率/Hz	下扫共振 频率/Hz	上扫绝对 传递率峰值	下扫绝对 传递率峰值
普通型	X	20	88.34	88.34	6.94	7.11
	Y	20	25.59	25.59	6.81	6.95
	Z	20	23.64	23.21	5.61	5.88
改进型	X	20	97.69	98.99	3.60	3.83
	Y	20	30.19	28.66	6.19	6.43
	Z	20	27.83	27.35	5.67	5.57

根据上述试验结果计算隔振器系统的动力特性参数时,用上扫和下扫的试验结果平均值计算隔振器的动力特性参数。由于橡胶具有阻尼特性,其响应和激励力之间存在时间差,扫频试验中上扫和下扫的试验结果都不能反映隔振器的动力特性。一般情况下,向上扫频测得的共振频率稍高于结构固有频

率,向下扫频测得的共振频率稍低于结构固有频率,因此取上扫和下扫试验结果的平均值更加合理。同时,认为隔振器系统的质量等于负载的质量,不计隔振器自身及其连接附件的质量。

根据表 1 中的试验数据,结合精确计算公式(8)~(10),可得两种隔振器系统的动力特性参数,如表 2 所示。对比常温下两种隔振器不同方向的动力特性参数可知,两种隔振器 X 方向的动刚度比 Y、Z 方向的动刚度大 10 倍以上,普通型隔振器三个方向的阻尼比大小相当,改进型隔振器 X 方向的阻尼比明显高于 Y、Z 方向的阻尼比。对比普通型和改进型隔振器的动力特性参数可知,改进型隔振器三个方向的动刚度都大于普通型。因此在苯基硅橡胶研制过程中,阻尼助剂的加入提高了隔振器每个方向的动刚度。改进型隔振器在三个方向的阻尼比也都高于普通型,特别是其 X 方向的阻尼比有显著提高。这种隔振器在 X 方向的变形以拉压变形为主,在 Y、Z 方向的变形以剪切变形为主。因此,该阻尼助剂的加入显著提高了苯基硅橡胶隔振器的拉压变形阻尼,对其剪切变形阻尼有轻微的提高。

表 2 两种隔振器系统常温下的动力特性参数

Tab. 2 Dynamic parameters of two vibration isolators system within normal temperature

隔振器类型	方向	温度/℃	动刚度/(N/m)	阻尼比
普通型	X	20	3.74×10^7	0.072
	Y	20	3.14×10^6	0.074
	Z	20	2.64×10^6	0.089
改进型	X	20	4.76×10^7	0.141
	Y	20	4.15×10^6	0.081
	Z	20	3.66×10^6	0.091

3.2 高低温 X 向扫频试验

分别对普通型和改进型的苯基硅橡胶隔振器系统在不同环境温度下进行正弦扫频试验,测得了两种隔振器系统 X 方向的共振频率和绝对传递率峰值,结果如表 3 所示。将常温环境下 X 方向的测试结果也列在表 3 中。分析表 3 中的试验结果可知,两种隔振器 X 方向的共振频率随温度的升高都呈现出减小趋势;普通型隔振器 X 方向的绝对传递率峰值随温度的升高呈现出增大趋势,而改进型隔振器 X 方向的绝对传递率峰值随温度的升高先轻微减小然后增大;两种隔振器向上扫频和向下扫频的试验结果偏差都比较小,试验结果可信度高。

表 3 两种隔振器系统在不同环境温度下的扫频试验结果

Tab. 3 Sweep test results of two vibration isolators system within different temperatures

隔振器类型	方向	温度/℃	上扫共振 频率/Hz	下扫共振 频率/Hz	上扫绝对 传递率峰值	下扫绝对 传递率峰值
普通型	X	-50	113.60	112.70	5.54	5.63
	X	0	89.52	89.52	6.00	6.08
	X	20	88.34	88.34	6.94	7.11
	X	100	82.03	82.90	10.68	11.75
	X	150	77.39	76.98	12.74	13.54
改进型	X	-50	118.20	118.20	4.44	4.39
	X	0	108.30	108.30	3.97	3.97
	X	20	97.69	98.99	3.60	3.83
	X	100	86.72	84.01	6.83	7.18
	X	150	80.95	78.01	8.40	9.23

与 3.1 节中计算隔振器动力特性参数的方法相同,采用公式(8)~(10),计算得到两种隔振器系统不同环境温度下的动力特性参数,如表 4 所示。两种隔振器不同温度下 X 方向的动刚度和阻尼分别如图 8 和图 9 所示。分析以上动刚度和阻尼比数据可知,在试验环境温度从-50℃增加到 150℃的过程中,两种隔振器 X 方向的动刚度都逐渐减小,且减小速度都逐渐降低;随着试验环境温度的增加,普通型隔振器 X 方向的阻尼比逐渐减小,分析图 9 中数据可知,改进型隔振器 X 方向的阻尼比先增大后减小,在常温下其阻尼比最大,低温环境中的阻尼比略小于常温,高温环境中的阻尼比显著低于常温。对比普通型和改进型隔振器在不同环境温度下的动力特性参数可知,改进型隔振器在每个测试温度下 X 方向的动刚度和阻尼比都大于普通型。说明在苯基硅橡胶中加入阻尼助剂,使隔振器在整个测试温度范围内 X 方向的动刚度和阻尼比都增大,达到了增加隔振器阻尼的目的,同时也使隔振器的动刚度有所增加。

表 4 两种隔振器系统在不同环境温度下的动力特性参数

Tab. 4 Dynamic parameters of two vibration isolators system within different temperatures

隔振器类型	方向	温度/℃	动刚度/(N/m)	阻尼比
普通型	X	-50	6.16×10^7	0.091
	X	0	3.85×10^7	0.084
	X	20	3.74×10^7	0.072
	X	100	3.23×10^7	0.045
	X	150	2.83×10^7	0.038
改进型	X	-50	6.80×10^7	0.117
	X	0	5.74×10^7	0.131
	X	20	4.76×10^7	0.141
	X	100	3.49×10^7	0.072
	X	150	3.01×10^7	0.057

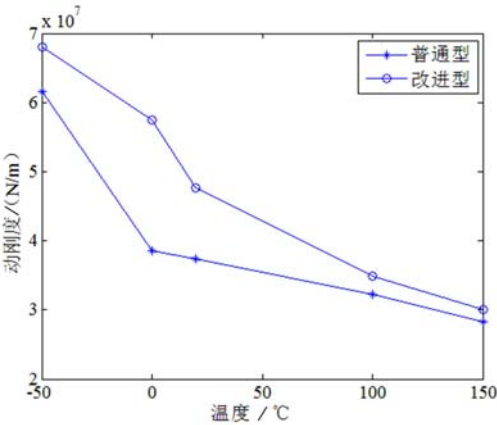


图 8 两种隔振器不同温度下 X 方向的动刚度
Fig. 8 Dynamic stiffness of two vibration isolators system in X direction within different temperatures

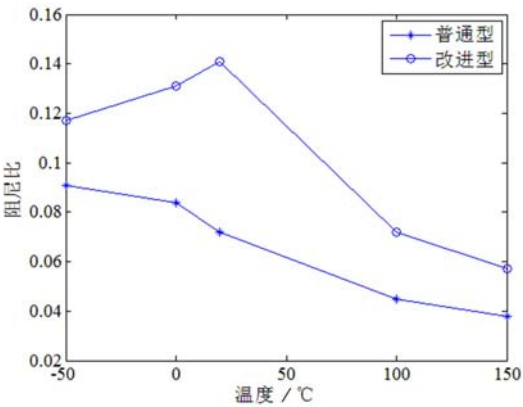


图 9 两种隔振器不同温度下 X 方向的阻尼比
Fig. 9 Damping ratio of two vibration isolators system in X direction within different temperatures

4 结论

本文对两种不同阻尼材料制成的航空发动机隔振器的动力特性参数进行了试验研究。首先用理论方法分析了工程近似公式计算隔振器系统动刚度和阻尼比的误差,并给出了精确计算公式和迭代求解

算法。然后设计了该试验的夹具,并用有限元方法对夹具的固有频率特性进行校核,证明了夹具设计的合理性。最后用振动台扫频试验测得了两种隔振器系统常温下三个轴向的动刚度和阻尼比,以及两种隔振器在不同环境温度下 X 方向的动刚度和阻尼比。上述试验结果在发动机整体隔振系统的仿真分析、隔振效能评估等方面具有应用价值,而且可以对苯基硅橡胶材料的研制提供参考。分析本文试验结果得出以下结论:

(1)在常温环境下,两种隔振器 X 方向的动刚度都远大于 Y、Z 方向的动刚度,普通型隔振器三个方向的阻尼比大小相当,改进型隔振器 X 方向的阻尼比明显高于 Y、Z 方向的阻尼比。

(2)在试验环境温度从 -50°C 增加到 150°C 的过程中,两种隔振器 X 方向的动刚度都逐渐减小,普通型隔振器 X 方向的阻尼比逐渐减小,改进型隔振器 X 方向的阻尼比先增大后减小。

(3)加入阻尼助剂的改进型隔振器在常温下三个方向的动刚度都有提高,而且其拉压变形方向的阻尼提高显著,两个剪切变形方向的阻尼只有轻微提高。加入阻尼助剂的改进型隔振器在 -50°C 到 150°C 的温度范围内 X 方向的动刚度和阻尼比都高于普通型隔振器。

参考文献:

- [1] 林国政. 航空发动机的安装和振动控制[J]. 民用飞机设计与研究, 2009(4): 44—47 (LIN Guozheng. Installation and vibration control of aero-engine[J]. Civil Aircraft Design & Research, 2009(4): 44—47 (in Chinese))
- [2] Baklanov V S, Golov I V, Poston S. Vibroisolation of power plants for new generation airplanes with engines of high by-pass ratio[R]. AIAA-2004-2823, 2004.
- [3] Baklanov V S. Low-frequency vibroisolation mounting of power plants for new-generation airplanes with engines of extra-high bypass ratio[J]. Journal of Sound and Vibration, 2007, 308(3): 709—720.
- [4] Swanson D A, Miller L R, Norris M A. Multidimensional mount effectiveness for vibration isolation[J]. Journal of Aircraft, 1994, 31(1): 188—196.
- [5] 陈熠, 贺尔铭, 扈西枝, 等. 大型客机发动机振动载荷传递特性研究[J]. 西北工业大学学报, 2012, 30(3): 384—389 (CHEN Yi, HE Erming, HU Xizhi, et al. Exploring wing-mounted engine vibration transmission for new generation airplanes with turbofan engines of high bypass ratio [J]. Journal of Northwestern Polytechnical University, 2012, 30(3): 384—389(in Chinese))
- [6] 姚起杭, 葛祖德, 潘树祥, 等. 航空用金属丝网减振器的设计研制[J]. 机械科学与技术, 2002, 21(增刊 1): 20—22 (YAO Qihang, GE Zude, PAN Shuxiang, et al. The design and development of aviation wire netting isolator [J]. Mechanical Science and Technology, 2002, 21(Suppl. 1): 20—22 (in Chinese))
- [7] Rancourt D, Whiteford G P, Lemire J. A systematic approach to evaluate the effectiveness of engine mount systems[R]. AIAA-2003-1894, 2003.
- [8] 姜洪源, 董春芳, 敖宏瑞, 等. 航空发动机用金属橡胶隔振器动静态性能的研究[J]. 航空学报, 2004, 25(2): 140—142 (JIANG Hongyuan, DONG Chunfang, AO Hongrui, et al. Research on dynamic and static characteristics of the wine-mounted engine pylon[J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica, 2004, 25(2): 140—142 (in Chinese))
- [9] 陈永辉, 王会利, 苏尔敦, 等. 涡桨发动机橡胶隔振器设计方法研究[J]. 科学技术与工程, 2013, 13(20): 5889—5893 (CHEN Yonghui, WANG Huili, SU Erdun, et al. Design method of aeroengine rubber vibration isolator [J]. Science Technology and Engineering, 2013, 13(20): 5889—5893 (in Chinese))
- [10] 林松, 张鲲, 孙磊, 等. 橡胶隔振器动态特性的本构研究[J]. 振动与冲击, 2011, 30(3): 177—179 (LIN Song, ZHANG Kun, SUN Lei, et al. Study on dynamic characteristics of rubber isolator[J]. Journal of Vibration and Shock, 2011, 30(3): 177—179 (in Chinese))

Experimental investigation on dynamic characteristics of two kinds of rubber engine vibration isolator

HANG Chao, SU Er-dun, YAN Qun, HUANG Wen-chao

(Aeroengine Strength Laboratory, AVIC Aircraft Strength Research Institute, Xi'an 710065, China)

Abstract: Dynamic characteristic parameters of two kinds of phenyl silicone rubber vibration isolator in aeroengine were studied experimentally. Firstly, the theoretical model of experimental measurement method was established, and the error of engineering approximate formula used in dynamic characteristic parameters calculation of isolator was analyzed. The accurate formulas and iterative algorithm were given. The dynamic stiffness and damping ratio of two isolators were measured by sweep vibration method at room temperature along three axes, and the dynamic stiffness and damping ratios of two isolators along x direction and at different ambient temperatures were also measured by same method. Experimental results show that at room temperature, the dynamic stiffness of two isolators along x direction is much larger than that along y and z direction. With the increase of ambient temperature, the dynamic stiffness of two isolators along x direction decreases gradually. The dynamic stiffness and damping ratio of the improved isolator with damping additive are greater than that of ordinary isolator.

Keywords: aeroengine vibration isolator; phenyl silicon rubber; dynamic performance; resonant frequency; transmissibility