

镁合金 AZ91D 的阻尼减振性能*

张 津¹ 陶艳玲² 孙智富¹ 付丽娟¹ 施 全¹

(1. 重庆工学院材料科学与工程学院 重庆 400050;

2. 化学工业出版社材料科学与工程出版中心 北京 100029)

摘要: 为了解镁合金减振效果与频率、振幅等因素的关系,对 AZ91D 镁合金的实际减振行为有明确的把握,对镁合金 AZ91D、变形镁合金 AZ31、铝合金以及钢 4 种材料进行室温下的阻尼-频率测量,发现在相同振幅和频率下,镁合金 AZ91D 具有比铝合金、钢和变形镁合金高出 3~5 倍的阻尼性能,并在 6 Hz 左右出现阻尼峰。通过对镁合金与铝合金发动机箱盖在冲击脉冲载荷作用下的振动进行三阶模态分析,发现镁合金试件的阻尼比,除第三阶比铝合金试件稍微偏小外,其余各阶均高于铝合金试件。镁合金试样的第一阶模态阻尼比比铝合金试件高出 17.6%,而第二阶模态阻尼比高出 41.3%,另外镁合金试样的第一阶模态质量比铝合金试样高出 45.0%,而第二阶模态质量高出 15.3%,表明镁合金发动机箱盖在使用中镁合金的稳定性、抗冲击性能以及对冲击载荷的减幅等方面都具有良好的动力学表现。

关键词: 镁合金 阻尼 试验模态分析

中图分类号: TG146

0 前言

近来镁合金受到航空,特别是汽车工业的青睐,大量的镁合金汽车零部件被生产出来替代钢和铝合金零部件^[1]。随着镁合金的开发和应用,镁合金优良的减振性能逐渐被人们所熟知。纯镁具有最好的阻尼性能,以镁合金为基体,以石墨纤维、颗粒和短纤维为增强物的镁基复合材料也已被研究发现具有较好的阻尼性能。而对于镁合金,由于合金元素的添加,其阻尼性能则大大低于纯镁和镁基复合材料^[2]。目前对镁合金阻尼性能的研究较少,大致认为镁合金的阻尼性是其他合金的 5~20 倍。以镁合金 AZ91D 为例,在 20 MPa 应力水平下 AZ91 的衰减系数为 20%,而铝合金(A380)只有 1%;在 100 MPa 应力水平下 AZ91 的衰减系数上升为 55%,AS41 更是高达 70%,而铝合金只达到 4%^[4-5]。AZ91D 镁合金是一种常用的镁合金,现在很多摩托车或汽车的零配件就用镁合金件代替铝合金件^[6]。

为对 AZ91D 镁合金的阻尼性能做出有明确的把握,特别是了解镁合金在实际工程使用过程中的减振效果和减振表现,对应用最广泛、用量最大的压铸镁合金 AZ91D 的阻尼性能进行研究,对镁合金零件的减振阻尼进行动态特征分析。利用试验模态分析方法对镁合金与铝合金材料的发动机箱盖的

动态力学特性进行试验研究和比较。

1 常温下振动频率对几种金属阻尼性能的影响

委托中科院固体物理研究所使用扭摆内耗仪测量的室温下镁合金 AZ91D、铝合金 1100H18 以及变形镁合金 AZ31 和 60 钢阻尼在常温下随频率的变化关系。试样为长 70 mm,宽 3 mm,厚 1 mm 的丝状试样。测量时以强迫振动方式加载,控制应变振幅范围在 $5 \times 10^{-6} \sim 5 \times 10^{-5}$,由于钢试样的测量限制,控制频率为 0~8 Hz,测量结果如图 1 所示。

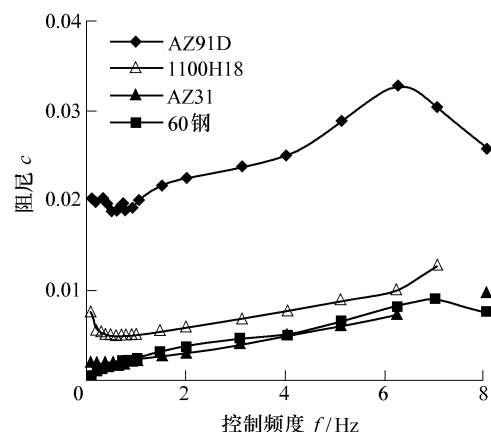


图 1 几种金属的阻尼-频率曲线

从试验中可以看到,无论是在何种频率下,镁合金 AZ91D 都具有比铝合金、钢和变形镁合金高得多的阻尼性能,是它们阻尼性能的 3~5 倍。

* 重庆市科委重点攻关资助项目(2002032—7228)。20051010 收到初稿,20060708 收到修改稿

AZ91D 在低于 6 Hz 时，阻尼随频率的增加而增大，在 6 Hz 左右有阻尼峰出现，此后阻尼随频率的升高而降低。根据金属的内耗理论^[2]：金属的阻尼主要包括动态滞后阻尼和静态滞后阻尼，动态滞后阻尼表现为金属的滞弹性或弛豫现象，而静态滞后型阻尼与频率无关。AZ91D 是动态滞后阻尼，其阻尼与应变频率的关系为^[7]

$$c = A \frac{\omega t}{1 + (\omega t)^2}$$

式中 A——弛豫强度
 t——弛豫时间
 ω——应变角频率

在一定温度以下，t 是个常数，当 ω = 1/t 时，阻尼为最大值，当 ω < 1/t，ω 越高，阻尼越大，当 ω > 1/t 时，ω 越高，阻尼越小^[8]。这是 AZ91D 材料呈现频率阻尼峰的原因。

2 振动模态试验分析

2.1 基本原理

在振动理论中，当一个线性振动系统按自身某一阶固有频率作自由振动时，整个系统将具有确定等振动形态(简称振型或模态)，描述这种振动形态的矢量称为振型矢量或模态矢量。模态矢量有一个很重要的性质，即“模态正交性”。

模态分析的首要任务是求出振动系统各阶的模态参数(例如系统的固有频率和振型、模态质量或模态刚度以及模态阻尼等)。试验模态分析便是通过试验采集系统的输入输出信号，经过参数识别获得模态参数。具体做法是由力锤锤击被测物体，锤体内的力传感器与被测物体上的加速度计同时记录下脉冲激励与被测物体的响应，经电荷放大器放大并转化为电压，经接口箱，传入计算机的采集分析系统记录。数据采集完毕后，动用分析系统，首先对数据进行传递函数分析，然后进入模态分析，根据振动理论分析系统在确定阶数后，进行质量或振型归一，自动生成分析结果并可以生成振动的各阶频率、模态质量、模态刚度和模态阻尼。

2.2 测试装置

模态分析仪是振动测试领域较为常用的一套测试系统。图 2 给出了模态的测试装置框图，可分为以下部分：测试对象、激励设备(力锤)、力传感器、电荷放大器以及 FFT 快速分析仪等。系统主要由型号为 ZY-6K 的数据采集系统，带有压电式力传感器的铁锤和一套处理软件组成。系统采集信号主要依靠加速度传感器，采集方式主要有多点激励单

点响应和单点激励多点响应。

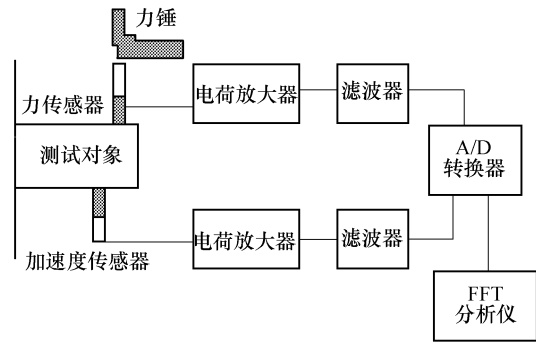
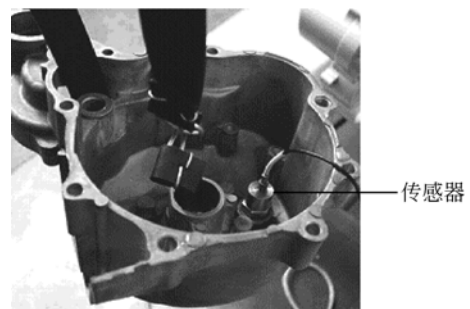


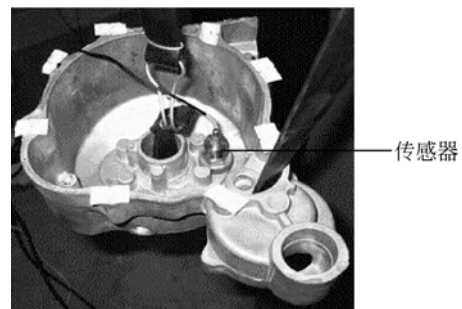
图 2 模态测试装置

2.3 试验过程

试件是由重庆镁业提供的镁合金材质和铝合金材质的摩托车发动机箱盖各两种，其外形和尺寸大小完全相同，如图 3 所示。试验中，两个试件用橡皮筋吊起，悬吊点在试件的中心，使其上表面保持水平。将一端接在数据采集系统的传感器粘在试样上，然后在试样上选择 8 个不同的点，如图 4 中的标签所示。使用一点拾振，逐点敲击(试样的测点数均为 8 点)，有效敲击次数为 10 次以上。采用装有力传感器的手锤对被测对象施加一个局部的冲击激励，冲击力的时域信号见图 4。显然，冲击脉冲作用时，试件相当于承受一个半正弦波的力脉冲。用加速度传感器从被测试对象得到各测点的加速度响应信号，与冲击力信号一起经过 A/D 转换器及 FFT 快速分析仪进行传递函数估计，并由模态分析系统提供模态参数。



(a)



(b)

图 3 镁合金和铝合金发动机箱盖

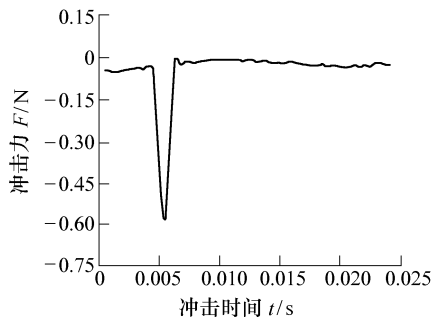


图4 激振脉冲力信号

2.4 结果分析

对镁合金与铝合金动态力学特性的试验模态分析,表1、2分别显示了相关数据。

表1 镁合金试样模态分析

阶数 n	固有频率 f/Hz	阻尼比 $\eta/\%$	模态质量 m/kg	模态刚度 $k/(\text{N gm}^{-1})$
1	8.99	76.89	3.11×10^{-2}	78.765 34
2	185.94	52.81	7.25×10^{-4}	1 912.767 00
3	495.23	3.28	3.18×10^{-4}	3 149.430 00
4	559.09	25.87	2.71×10^{-4}	3 949.478 00

表2 铝合金试样模态分析

阶数 n	固有频率 f/Hz	阻尼比 $\eta/\%$	模态质量 m/kg	模态刚度 $k/(\text{N gm}^{-1})$
1	12.26	63.32	1.71×10^{-2}	97.606 28
2	223.84	30.98	6.14×10^{-4}	1 801.002 00
3	486.57	3.49	3.28×10^{-4}	3 048.872 00
4	546.28	23.81	2.70×10^{-4}	3 928.038 00

首先查明摩托车在使用环境中的实际激振频率,以便使摩托车各阶模态频率尽可能远离上述频率。由于路面不平,摩托车运动所引起的运动学激励多属于20 Hz以下的垂直振动;对于发动机的激振频率,当发动机怠速为8~9 kr/min时,相应爆发频率为37.3~48.1 Hz。常用车速为60~80 km/h时,相应发动机爆发频率为82.2~135.2 Hz。

从表1、2中可以看出,镁合金和铝合金的发动机箱盖除第一阶固有频率低于发动机怠速频率,没有避开路面对摩托车的激振频率范围,其余各阶固有频率均远远高于发动机的激振频率,不会引起共振,使用比较安全。

在有阻尼的自由振动系统中,系统的振动方程为

$$m\ddot{y} + 2\xi\omega\dot{y} + \omega^2 y = 0$$

式中 ξ ——阻尼比

$$\xi = \frac{C}{2m\omega}$$

$$\omega = \sqrt{\frac{k}{m}}$$

C ——阻尼常数

振动位移为

$$y = \exp(-\xi\omega t) A \sin(\omega_r t + \alpha)$$

式中 $\omega_r = \omega\sqrt{1-\xi^2}$

一般结构 $\xi < 0.2$, 故 $\omega_r \approx \omega$ 。阻尼比 ξ 的测定公式^[9-10]为

$$\xi \approx \frac{1}{2n\pi} \ln \frac{y_k}{y_{k+n}}$$

式中 y_k, y_{k+n} ——相距 n 个周期的自振振幅^[9-10]

由以上分析看出系统振动刚度、阻尼和质量对振动的影响,增大刚度、阻尼或者增加质量,可以减少振动。

在表1、2中,镁合金试件的阻尼比,除第三阶比铝合金试件稍微偏小外,其余各阶均高于铝合金试件。镁合金试件的第一阶模态阻尼比比铝合金试件的第一阶模态阻尼比增加了17.6%,而第二阶模态阻尼比增加了41.3%;另外,镁合金试件的第一阶模态质量比铝合金试件的第一阶模态质量增加了45.0%,而第二阶模态质量增加了15.3%。镁合金材料试件具有较高的阻尼比和模态质量,说明其在外载荷作用下,能量在传递过程中耗散能力较强,材料变形时所吸收的弹性应变能大,能量释放率相对较小,材料内部能量储存较多,体现了与铝合金材料相比对冲击力具有较强的减幅作用。与铝合金材料的动态性能参数相比,镁合金材料在稳定性以及对冲击载荷作用的减幅等方面显示了良好的动态力学特性。

但是,与铝合金相比,镁合金的前两阶具有相对较小的模态刚度,其余两阶比铝合金也只是稍微偏高,在冲击载荷下该材料抵抗变形的能力可能偏低。但另一方面,镁合金试件在比铝合金试件模态刚度偏低的或者相近以及质量偏低的情况下,表现出比铝合金试件高的多的阻尼比和模态质量,进一步说明了镁合金材料的良好减振效果。

3 结论

(1) 低频下 AZ91D 阻尼性能随频率增大而增大。AZ91D 具有比铝合金、钢和变形镁合金高出3~5倍的阻尼性能,

(2) 6 Hz 左右 AZ91D 出现频率阻尼峰,阻尼达到0.033,表现出很高的阻尼性能,此频率是使用 AZ91D 减振性能的最佳频率。

(3) 对镁合金与铝合金发动机箱盖在冲击脉冲

载荷作用下的试验模态分析, 表明镁合金发动机箱盖在使用中具有较高阻尼比以及模态质量, 在稳定性、抗冲击以及对冲击载荷的减幅等方面具有良好的动力学特性。

参 考 文 献

- [1] 葛庭燧. 扭摆内耗仪的发明与内耗研究的开拓与发展[J]. 力学进展, 1994, 24(3): 336-350.
- [2] 张小农, 张荻, 吴人洁, 等. 纯镁基复合材料的阻尼性能[J]. 功能材料, 1997, 28(5): 540-543.
- [3] LAMBRI O A, RIEHEMANN W. Damping due to incoherent precipitates in commercial QE22 magnesium alloy[J]. Scripta Materialia, 2004: 52: 93-97.
- [4] GOKEN J, RIEHEMANN W. Damping behavior of AZ91 magnesium alloy with cracks[J]. Materials Science and Engineering A: 2004: 370: 417-421.
- [5] LAMBRI O A, RIEHEMANN W, TROJANOVA Z. Mechanical spectroscopy of commercial AZ91 magnesium alloy[J]. Scripta Materialia, 2001, 45: 1 365-1 371.
- [6] 曾荣昌, 柯伟, 徐永波, 等. Mg 合金的最新发展及应用前景[J]. 金属学报, 2001, 37(7): 673-685.
- [7] 甄纳 C. 金属的弹性与滞弹性[M]. 北京: 科学出版社, 1965.
- [8] 方前锋, 朱震刚, 葛庭燧. 高阻尼材料的阻尼机理及性能评估[J]. 物理, 2000, 29(9): 541-545.
- [9] 姚学锋, 杨桂, 姚振汉, 等. 先进复合材料自行车架的动力学特性分析. 工程力学, 1997(增刊): 50-54.
- [10] 马功勋, 梁晓媛. 纤维增强复合悬臂板模态分析[J]. 南京化工大学学报, 1996, 18(2): 23-28.

VIBRATION DAMPING CAPACITY OF AZ91D MAGNESIUM ALLOYS

ZHANG Jin¹ TAO Yanling² SUN Zhifu¹
FU Lijuan¹ SHI Quan¹

(1. School of Material Science and Engineering,
Chongqing Institute of Technology,
Chongqing 400050;
2. Material Science and Engineering Center,
Chemical Industry Press, Beijing 100029)

Abstract: To understand damping capacity of magnesium at different frequency and amplitude of vibration, damping-frequency curves of AZ91D, AZ31, aluminum alloy and steel are measured at room temperature. It reveals that AZ91D has the best damping capacity among the mentioned four materials and a damping peak is found at frequency 6 Hz. To know its damping action in real use, the dynamic mechanical characteristics of magnesium engine box cover and aluminum engine box cover are studied by means of the experimental modal analysis technique. It is found that the first and the second stages of modal damping ratio of magnesium engine box cover are 17.6% and 41.3%, higher than the aluminum engine box cover individually. The first and the second stages of the modal mass of magnesium engine box cover are 45.0% and 15.3%, higher than the aluminum engine box cover individually. These reveal that magnesium alloys have better shock absorption and better stability in appliance.

Key words: Magnesium alloy Damping
Experimental modal analysis

作者简介: 张津, 女, 1963年出生, 博士, 教授。主要研究方向为表面工程。
E-mail: zhangjin@cqit.edu.cn