文章编号:1006-1355(2014)02-0216-04

基于纯加速度测量的隔振器阻抗测试方法

胡宗成

(海军驻武汉七一九所 军事代表室,武汉 430064)

摘 要:隔振器的阻抗特性是船舶机电设备隔振系统设计与评估的重要输入参数。考虑到ISO标准及国标中对力传感器频响要求较高及边界支反力的影响,本文提出了基于纯加速度测量的隔振器阻抗测试方法。首先根据四端参数法推导了任意边界条件下隔振器的阻抗关系式,然后在准自由边界条件下通过加速度测量对某橡胶隔振器进行了阻抗测试,利用牛顿第二定律和加速度信号测量替代了力传感器实现力的测量。测试结果与理论计算结果吻合,验证了测试方法的有效性。

关键词:振动与波;隔振器;阻抗测试;四端参数法;自由边界模拟

中图分类号:TB535.2 **文献标识码:**A **DOI编码:**10.3969/j.issn.1006-1335.2014.02.050

A Method for Isolator Impedance Testing Based on Acceleration Measurement

HU Zong-cheng

(Navy Ship Design Military Represetative Office in 719 Institute, Wuhan 430064, China)

Abstract : Impedance characteristics of isolators are important input parameters in design and evaluation for isolation systems of ship's power plants. Taking into consideration of exact demand for frequency response of force sensor according to ISO and Chinese Standard and the effect of boundary forces in experiment, a method for isolator impedance testing based on acceleration measurement only is put out in this paper. Four- polar parameter equations are used to deduced the expressions of the isolator impedance under arbitrary boundary conditions. Then, impedance testing on a rubber isolator is carried out under quasi free boundary condition. The results from test match well with those from theoretical computation . Thus, the effectiveness of the pure acceleration testing method proposed in this paper is validated.

Key words : vibration and wave ; isolators ; impedance testing ; four-end parameter method ; free boundary simulation

船舶机电设备振动引起的结构振动直接导致船舶舱室振动和噪声,不仅影响设备的正常工作,而且会降低民船舱室的舒适性和舰艇乘员的战斗力。尽管科研人员深入研究了阻振质量 [1]及弹性夹层 [2]等阻波措施,有效地抑制了结构振动能量在船舶结构中的传递。但是根据“最优的噪声与振动抑制必须从源头出发” [3]的基本理念,各类金属弹簧及橡胶隔振设备仍然被船舶设计及建造人员公认为是最简单有效且性价比极高的从源头出发的振动控抑制手段。

目前,针对隔振器的研究主要涉及两个方面:一是隔振器结构设计与其材料的选择;二是隔振器固有特性(阻抗特性)的分析 [4, 5]。对于船舶设计人员而言,隔振器的传递阻抗尤为重要,它不仅是隔振系统设计计算与评估的必要输入条件,也是隔振器选型的重要依据。在实际工程中,隔振器的形式非常复杂,且多采用橡胶等高分子材料,尤其是在大变形的情况下,解析和数值方法均不能精确地计算其实际阻抗参数。因此,在工程上最可靠且最常用的方法仍然是对隔振器进行实验测量 [6, 7]。

传统的测试通常将试件固定在某台架上,用力传感器来测量隔振器的力传递函数或阻抗特性,这种方法表面上看简单可行,但实际上存在一定问题。其主要原因是:阻抗测量中所采用的力传感器并非绝对刚性,而是有微弹性的,其有效频响范围会随着负载质量的增加而不断下降,从而限制了隔振器机械阻抗测试频率范围。这就使得即使采用价格

收稿日期:2013-12-02

作者简介:胡宗成(1972-),男,本科,蒸汽动力管理专业。
E-mail: HZC0719@163.com

昂贵的进口力传感器，目前所能达到的频率范围也仅在1 kHz以内。因此相关ISO [8]及国标 [9,10]中均建议慎用力传感器，并明确而严格地规定了力传感器的频响要求及标定方法。

实际上动力学的经典——牛顿定律已为我们提供了试验的理论基础，众所周知，已知物体的质量和它的加速度就知道了它所承受的力。加速度测量已经十分成熟，现代的加速度计完全可以保证在很宽的频率范围内有优良的频率响应特性和线性度，而且安装方便，不像力传感器要串联在系统之中。因此可以考虑利用加速度传感器结合牛顿第二定律替代力传感器进行力的测量。但是在这种方式下，边界支反力对被测对象的加速度影响不可忽略。要求实测中被测质量的边界是自由的，以保证由隔振器传递的力就等于该质量与其加速度的乘积。根据参考文献 [1, 11]，这种自由边界完全可以由柔性约束来模拟。

基于以上原因，本文在利用四端参数法对隔振器阻抗参数分析的基础上提出了一种准自由表面模拟条件下基于纯加速度测量的传递阻抗测试方法，并将其应用到某橡胶隔振器传递阻抗测试中，以克服边界约束及力传感器局限对测试的影响。

1 任意边界下的隔振器阻抗关系

根据文献 [3]，结构的机械阻抗定义为

$$Z = \frac{F}{v} \tag{1}$$

其中 F为结构通过某点所施加或传递的力，而 v为某点的速度响应。若受力点与响应点相同，则称该阻抗为当地阻抗或输入阻抗；若受力点与响应点不同，则称该阻抗为异地阻抗或传递阻抗。

在简谐激励下，激励力与速度响应均为时变的向量，可以表示为

$$F = \left(F' + \mathrm{j}F''\right)\cdot e^{\mathrm{j}\omega t} \tag{2}$$

$$v = \left(v' + \mathrm{j}v''\right)\cdot e^{\mathrm{j}\omega t} \tag{3}$$

其中 $\mathrm{j} = \sqrt{-1}$，ω 为激励的圆频率，上标撇与双撇分别表示向量的实部与虚部。则结构某点所传递的振动功率流可通过当地阻抗表示为 [3]

$$P = \mathrm{Re}\{F\}\cdot \mathrm{Re}\{v\} \tag{4}$$

将(4)沿时间积分并对周期取平均，可得周期内的平均振动功率为

$$P = \frac{1}{2}\mathrm{Re}\{F\cdot v^*\} = \frac{1}{2}|F|^2\,\mathrm{Re}\left\{\frac{1}{Z}\right\} = \frac{1}{2}|v|^2\,\mathrm{Re}\{Z\} \tag{5}$$

现考虑如图1所示的结构，隔振器两端连接有刚度非常大的质量块，分别模拟基座及被隔离的设备。考虑到基座及船体的刚度，M_2 的另一端被设为阻抗边界，其中 K_2, c_2 分别是基础刚度及阻尼。以系统静平衡位置为原点，分别在两质量块上建立广义坐标系 ox_1 和 ox_2

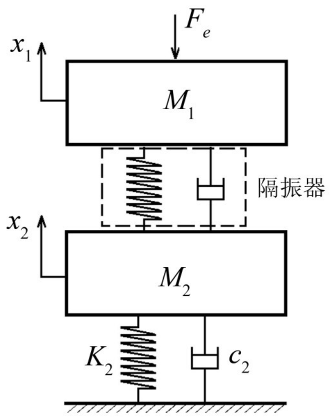

图1 隔振系统模型

设上图隔振器两端所受的作用力分别为 F_1 和 F_2，质量1所受的外激励为 F_e，则质量块和隔振器应满足如下方程

$$M_1\frac{\mathrm{d}^2x_1}{\mathrm{d}t^2} + F_1 + F_e = 0 \tag{6}$$

$$M_2\frac{\mathrm{d}^2x_2}{\mathrm{d}t^2} + c_2\frac{\mathrm{d}x_2}{\mathrm{d}t} + k_2x_2 = F_2 \tag{7}$$

根据四端参数方程 [12]，隔振器的阻抗关系式可写成

$$\begin{bmatrix} Z_{11} & Z_{12} \\ Z_{21} & Z_{22} \end{bmatrix}\cdot\begin{Bmatrix} v_1 \\ v_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F_1 \\ F_2 \end{Bmatrix} \tag{8}$$

其中 M_1, M_2 为隔振器上下的质量，v_1, v_2 为隔振器两端的速度响应，Z_{11}, Z_{22} 和 Z_{21}, Z_{12} 分别为隔振器两端的输入阻抗及两个方向的传递阻抗，F_1, F_2 分别为隔振器两端所受的力，考虑到质量与隔振器连接处的连续性，在简谐振动下有

$$v_1 = \frac{\mathrm{d}x_1}{\mathrm{d}t} = \mathrm{j}\omega x_1 \tag{9}$$

$$v_2 = \frac{\mathrm{d}x_2}{\mathrm{d}t} = \mathrm{j}\omega x_2 \tag{10}$$

将(9)，(10)代入(6)，(7)可得

$$\left(\mathrm{j}\omega M_1\right)\cdot v_1 = -F_1 - F_e \tag{11}$$

$$\left(\mathrm{j}\omega M_2 + c_2 + \frac{K_2}{\mathrm{j}\omega}\right)\cdot v_2 = F_2 \tag{12}$$

将(11)，(12)代入(8)可得

$$\begin{bmatrix} Z_{11} + \left(\mathrm{j}\omega M_1\right) & Z_{12} \\ Z_{21} & Z_{22} - \left(\mathrm{j}\omega M_2 + c_2 + \dfrac{K_2}{\mathrm{j}\omega}\right) \end{bmatrix}\cdot \begin{Bmatrix} v_1 \\ v_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} -F_e \\ 0 \end{Bmatrix} \tag{13}$$

若将质量2固定，即 $v_2 = 0$，$K_2 = \infty$，根据(13)可

求得

$$Z_{11}=\frac{F_e}{v_1}-\mathrm{j}\omega M_1 \tag{14}$$

同理，若将质量1设为固定，质量2设为自由，同时将外激励移至质量2，可得隔振器下端的输入阻抗为

$$Z_{22}=\frac{F_e}{v_2}-\mathrm{j}\omega M_2 \tag{15}$$

然后将(14)，(15)计算所得 Z_{11},Z_{22} 代入(13)，并将系统改回阻抗边界，便可通过测量外激励 F_e 及隔振器两端的速度响应计算求得 Z_{12},Z_{21}。

2 基于加速度测量的隔振器阻抗测试

根据上述方法对两种类型隔振器的阻抗进行测试,考虑到隔振器的传递阻抗是设计人员主要关心的参量，且输入阻抗的测试及注意事项在文献 [6，7] 中已有详细的论述，本文主要介绍的是准自由边界模拟条件下的传递阻抗测试方法。

利用加速度测量取代力传感器及消除边界支反力对测试系统的影响，本文设计了一个模拟准自由边界的阻抗测试台架，并通过加速度测量来实现激振力的测量，如图2所示。隔振器安装于一个刚度非常大的基量块上，其上端通过一根连杆与激振器相连；为了尽可能消除边界阻抗及支反力对测试的影响，基础质量及激振器均通过柔度非常大的弹性绳悬挂于刚度非常大的结构上。根据参考文献 [11]，当基础—隔振器—激振器与弹性绳构成的质量弹簧系统的固有频率远低于测试频率的时候，可将其视作准自由边界从而消除边界影响，实测中整个悬挂系统的固有频率在1～2 Hz左右。

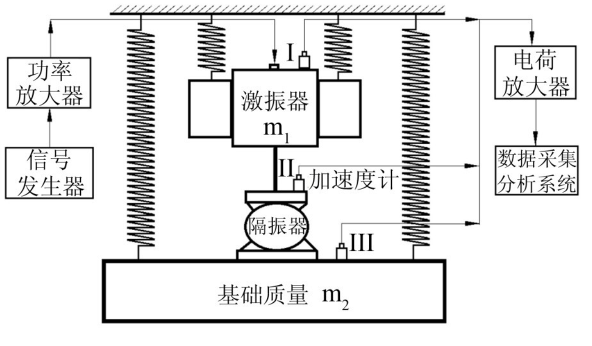

图2 测试系统简图

测试时扫频信号发生器产生1～1 000 Hz扫频正弦信号，通过功率放大器驱动激振器激励结构振动。分别在激振器配重质量、隔振器上表面及基础质量上安装3个加速度传感器记录相应的加速度响应。在这种情况下，式(13)中的外激励 F_e 完全可由配重激振器的惯性力所替代，因此可转化为

$$\frac{1}{\mathrm{j}w}\begin{bmatrix} Z_{11}+\mathrm{j}\omega m_e & Z_{12}\\ Z_{21} & Z_{22}+\mathrm{j}\omega m_2\end{bmatrix}\cdot\begin{Bmatrix} a_{II}\\ a_{III}\end{Bmatrix}=\begin{Bmatrix} m_1 a_I\\ 0\end{Bmatrix} \tag{16}$$

其中 m_1,m_2 分别为配重后的激振器及基础质量；m_e 为隔振器等效计算质量，即将隔振器质量集中在上表面时的等效质量，通常在小变形假设下约等于隔振器弹性部件质量的1/3，当隔振器质量远小于基础质量时可忽略。

图3 被测试件及测试系统图

由式(16)与式(13)的比较可见，通过惯性力的取代，测试中的完全不出现力信号。在固定基础质量的条件下可以测得隔振器输入阻抗 Z_{11}，Z_{22}，随后在系统自由状态下，只要测得系统三点的加速度相应 a_I,a_{II},a_{III} 就能通过(16)计算求得隔振器的传递阻抗。

基于上述方法对某型橡胶隔振器进行了阻抗测试，并将其测试结果与计算结果相比较，如图4、图5所示。

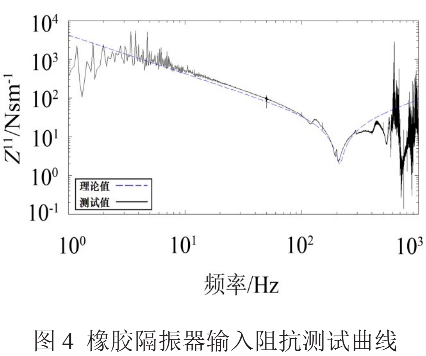

图4 橡胶隔振器输入阻抗测试曲线

由图4、图5所示的数据比较可见，实测阻抗曲线与理论值变化趋势一致且误差在可接受范围内，这表明用加速度测量结合牛顿第二定律代替力传感器进行阻抗测量的方法是可行的。

由图4的曲线可见，输入阻抗测量中，低频区橡

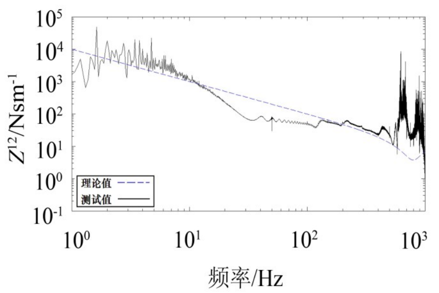

图5　橡胶隔振器传递阻抗测试曲线

胶隔振器阻抗的实测值略小于理论值，这是因为在输入阻抗的计算采用的是隔振器的等效静刚度，在测试中隔振器变形后橡胶隔振器的动刚度篇大，使得实测值发生相应变化，导致了上述结果。此外，测试中高频区阻抗频谱变化剧烈且误差明显增大，这是因为计算中为方便起见把隔振器简化为弹簧与阻尼的结合元件，而实际情况下随着频率的增大，结构波的波长不断减小，这样就不能保证隔振元件变形的一致性，与理论假设不符，导致误差。

3　结　语

为了克服传统阻抗测试中力传感器的使用受其频响特性影响的问题提出了一种基于纯加速度测量的隔振器阻抗测试方法；利用四端参数法推导了各种系统的阻抗关系式，并设计了准自由边界模拟的测试台架。对两种不同类型的隔振器进行了实测，测试结果与理论值吻合，证明了加速度测量再用牛顿第二定律换算，可以完全替代力传感器。

参考文献：

[1]　车驰东，陈端石. 成任意角度连接的两块平板转角处阻振质量对平面弯曲波传递的影响分析[J]. **声学学报**，2007，32(03)：282-288.

[2]　计　方，路晓东，姚熊亮. 船体结构粘弹性夹层阻抑振动波传递特性研究[J]. 应用基础与工程科学学报，2012, 20(3)：464-471.

[3]　Cemer L, Heckl M, Ungar E E. Structure- borne sound［M］. Berlin: Springer-Verlag, 1988.

[4]　孙　健，朱石坚，吕志强. 隔振器机械阻抗特性研究[J]. **船海工程**，2003，(4)：25-29.

[5]　祝　华，张宗安. 弹性元件的机械阻抗理论研究[J]. **噪声与振动控制**，2001，(4)：31-33.

[6]　沈建平，周　璞. 隔振器机械阻抗测量方法[J]. **舰船科学技术**，2006，28(2)：98-105.

[7]　王汉刚，帅长庚，郭　伟，王　伟. 气囊隔振器垂向阻抗及其传递特性研究[J]. **噪声与振动控制**，2010，(6)：192-194.

[8]　ISO10846, Acoustics and vibration- laboratory measurement of vibro- acoustic transfer properties of resilient elements (part 1-part 5)[S].

[9]　GB /T 11349. 1-1989，机械导纳的试验确定基本定义与传感器[S].

[10]　GB /T 11349. 2-1989，机械导纳的试验确定用激振器作单点激励测量[S].

[11]　车驰东，陈端石. 转角处阻振质量对平面纵波—弯曲波传递衰减作用的研究[J]. **船舶力学**，2011，15(88)，132-142.

[12]　沈建平，周　璞. 基于四端参数分析的隔振器传递阻抗测量方法[J]. **噪声与振动控制**，2004，24(5)：30-32.