

磁悬浮隔振装置的研制及基本机理研究

崔瑞意 申仲翰 刘玉标

(中国科学院力学研究所, 北京 100080)

徐友钊

(中国物理研究院总体工程研究所, 绵阳 610003)

摘要 将磁场力作用的基本原理及新型磁性材料的特性与经典隔振理论相结合, 针对磁悬浮隔振装置的研制进行了探讨, 并对这种新型隔振器的基本机理及特点进行试验与计算分析研究。

关键词 磁悬浮隔振, 振动控制, 磁性材料

随着国民经济的发展, 各种高精尖技术的应用, 对减振、隔振技术的研究提出了更高的要求。

利用磁性材料(永磁或电磁)做隔振、减振装置的基本元件是实现隔振控制的一项新想法。由于它所具有的非线性特性, 制作成为隔振、减振器时, 其刚度、阻尼等参数均可调节, 减振的频带宽、低频性能好, 而且结构简单、安全可靠, 适应于更多种多样的激励和环境条件。在航天、航空等隔振与减振控制中具有独特的应用价值。

1 磁悬浮隔振系统的基本特点及结构形式

磁悬浮隔振的基本特点是分别将振体与基础作为两个同性磁极, 利用其间的磁场斥力作用代替隔振系统中的刚度项(kx)与阻尼项($c\dot{x}$)。由于磁场强度的大小与两个极板之间的距离呈非线性关系, 从而使得磁悬浮隔振具有良好的非线性隔振性能。另外利用电磁线圈中电流强度的变化可很方便地改变磁场强度, 从而为振动的主动控制提供了简单易行的条件。

磁悬浮隔振系统的设计取决于各种应用条件, 作为本课题的研究目的, 我们所设计的隔振装置的外观大致呈圆柱形(图1)。圆柱的中心部分装有磁性材料, 上、下两端可分别与振体和基础相联接。设计中还考虑到了摩擦、运动轨迹的约束及稳定性等诸方面的因素。

2 试验测定

对所设计的装置进行了静刚度测定、固有频率测试、频响曲线测试等试验研究。

测定其静刚度曲线时, 在系统上顺序增加或减少负载的质量, 并由读数显微镜读出相应位移的大小,

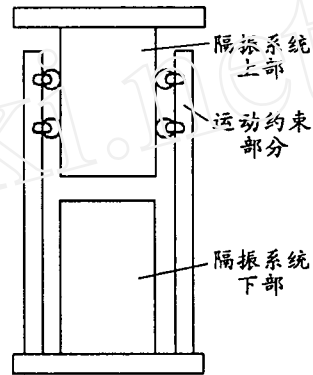


图1 磁悬浮隔振系统示意图

由此得到静刚度的测定数据。

采用敲击法测定装置的固有频率, 即敲击装置的上部, 并拾取其加速度响应信号作频谱分析。时域及频域信号分别示于图2和图3。

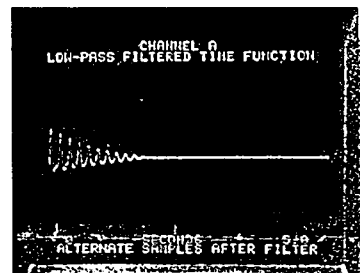


图2 磁悬浮隔振系统的时域衰减曲线

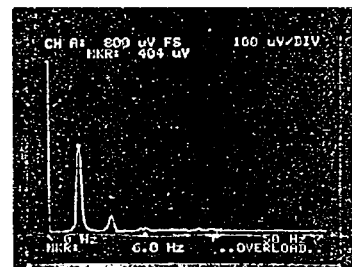


图3 磁悬浮隔振系统的频谱图

本文于1998-12-04收到。

磁悬浮隔振装置的频响试验通过常规的振动激励系统进行。将其固定在电磁振动台上，保持激励加速度为恒值，激振频率在 5 Hz~14 Hz 范围内变化，由此，测得在频率范围 5 Hz~14 Hz，激振加速度为 1g(单峰)时磁悬浮隔振装置的响应加速度。

3 理论分析

3.1 刚度曲线的处理，拟合方程式

根据试验所测得静刚度数据，采用载荷的三次方程式进行拟合，得到如下的拟合方程式

$$x = 1.0252l + 1.0460l^2 + 0.5245l^3$$

其中 x 为位移 (cm), l 为载荷 (kg)。

由以上方程得到的曲线和测试得到的点 (以圆圈表示) 示于图 4。

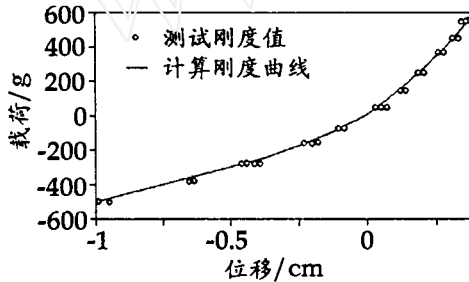


图 4 计算刚度曲线与测试刚度值标示

3.2 固有频率、阻尼率的计算

由测试得知，该装置的一阶固有频率随激励的大小而发生少量变化。在本文中具体试验的激励条件下，频率值约为 6 Hz 左右。又根据所测得的时域衰减曲线并结合以下公式，估算出该装置的阻尼率 δ 为 0.23。

阻尼率计算公式

$$\delta = \frac{1}{m} \ln \frac{x_N}{x_{N+m}}$$

其中， x_N 、 x_{N+m} 分别为第 N 周和第 $N+m$ 周之振幅。

3.3 磁悬浮隔振系统的响应计算及与试验数据的比较

1) 磁悬浮隔振装置的响应计算方法

设磁悬浮振子的运动方程为

$$m \frac{d^2x}{dt^2} + c \frac{dx}{dt} + K_1x + K_2x^2 + K_3x^3 = -ma \cos \omega t \quad (1)$$

在上式中， m, c, x, a 分别为质量，阻尼系数，相对位移及振动台加速度。

$$f(x) = K_1x + K_2x^2 + K_3x^3 \quad (2)$$

为磁场斥力与相对位移的关系

令 $\Omega_1^2 = K_1/m$, $c = 2\xi m\Omega_1$, 方程 (1) 两边除以 K_1 变为

$$\frac{1}{\Omega_1^2} \frac{d^2x}{dt^2} + \frac{2\xi}{\Omega_1} \frac{dx}{dt} + x + k_2x^2 + k_3x^3 = -\frac{a}{\Omega_1^2} \cos \omega t \quad (3)$$

其中 $k_2 = \frac{K_2}{K_1}$, $k_3 = \frac{K_3}{K_1}$ 。

$$\text{令 } \tau = \Omega_1 t, \Omega = \frac{\omega}{\Omega_1}, \frac{d}{d\tau}, f = -\frac{a}{\Omega_1^2}$$

方程变为

$$\ddot{x} + 2\xi\dot{x} + x + k_2x^2 + k_3x^3 = f \cos \Omega\tau \quad (4)$$

应用增量谐波平衡法求解方程 (4)，设

$$x = a_0 + \sum_{n=1}^3 (a_n \cos n\Omega\tau + b_n \sin n\Omega\tau)$$

代入方程 (4) 获得以 a_0, a_n, b_n 为未知数的非线性代数方程组，然后求解这一非线性代数方程组，可获得不同的激振频率 Ω 下的 a_0, a_n, b_n 系数。由此可获得振子运动 (4) 在各种激励频率下的稳态响应

$$x = a_0 + \sum_{n=1}^3 (a_n \cos n\Omega\tau + b_n \sin n\Omega\tau)$$

$$\dot{x} = \sum_{n=1}^3 (-n\Omega a_n \sin n\Omega\tau + n\Omega b_n \cos n\Omega\tau)$$

$$\ddot{x} = \sum_{n=1}^3 (-n^2\Omega^2 a_n \cos n\Omega\tau - n^2\Omega^2 b_n \sin n\Omega\tau)$$

应用上述方法计算得到的频响曲线如图 5 所示。

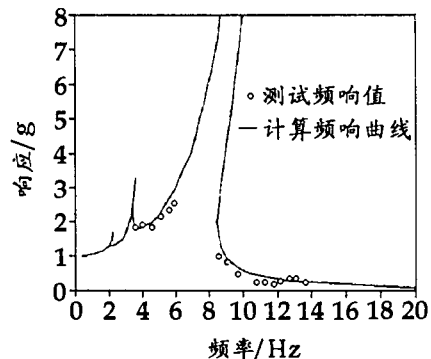


图 5 计算频响曲线与测试频响值标示

2) 试验频响值 (图中以符号“o”表示) 与计算频响曲线的对应关系参见图 5, 可见两者较为接近且变化趋势也相同。

4 结论

(1) 通过试验与计算的综合分析, 阐明了磁悬浮隔振体系的基本力学特征. 系统隔振效果明显, 结构简单, 使用和制作均较方便. 表明本文所采取的研究方法是可行的.

(2) 磁悬浮隔振系统呈非线性弹性特征, 而且正负方向刚度不对称, 即向下压缩时的刚度大于向上运动时的刚度(图4); 恢复力与位移之间呈现三次函数的关系; 同时上下刚度的不对称还造成了磁悬浮振体的时域振动曲线的非对称性, 图2的测试曲线对该种现象作出了清楚的展示.

(3) 磁悬浮隔振系统具有良好的阻尼特征, 阻尼因子 $\delta = 0.23$.

(4) 在对磁性材料本身的特性作深入的研究, 并结合具体的应用环境使之从理论及技术更趋完善, 必将有良好的应用前景.

(5) 磁悬浮隔振的主动控制具有良好的先决条件和应用前景.

参 考 文 献

- 1 Yamakawa I, Takeda S, Kojima H. Behavior of a new type dynamic vibration absorber consisting of three permanent magnets. *Bulletin of the JSME*, 1977,

20(146): 947~954

- 2 仓挂幸隆, 福田幸雄. Work of magnetic dynamic absorber. *ASME Bulletin*, 1980, 23(181): 1026~1212

MAGNETIC SUSPENDED ISOLATOR AND ITS MECHANISM

CUI Ruiyi SHEN Zhonghan LIU Yubiao

(Institute of Mechanics, Chinese Academy of Sciences, Beijing 100080, China)

XU Youju

(China Academy of Engineering Physics, Mianyang 610003, China)

Abstract In this paper, fundamentals of magnetic force's effect, characteristic of new magnetic materials and classical isolation theory have been synthetically studied. According to the above-mentioned study, we have developed a magnetic suspended isolating device. Moreover, we have studied its mechanism and specific property.

Key words magnetic suspended isolation, vibration control, magnetic material

闭式柴油喷嘴阀体座面的冲击应力计算

姚春德

(天津大学内燃机燃烧学国家重点实验室, 天津 300072)

摘要 介绍按应力波理论推导出的无推杆式低惯量喷嘴的针阀座面冲击应力的计算公式, 该式不仅为此类喷嘴的设计和启喷压力的选择提出了一个可靠的理论依据, 也解决了长期以来此类喷嘴用传统计算公式计算得到的允许启喷压力值与其实际应用的启喷压力值不一致的矛盾.

关键词 座面应力, 柴油机

柴油机的闭式喷嘴内的针阀是保证按时开启与关闭高压燃油的关键部件. 在燃油喷射终了, 针阀的迅速落座将对其座面产生一个冲击力. 因柴油机的工作转速较高且针阀的落座时间很短, 故对座面的冲击

力比较大. 为了让针阀可靠地工作并有合适的寿命, 在闭式喷嘴的设计时, 常以此冲击造成的座面应力作为主要限制指标. 虽然, 影响座面冲击应力的因素很多, 但在实用中主要考虑的是针阀自身的结构型式与其所用的针阀开启压力这两大因素.

1 针阀落座的冲击应力计算公式的评述

目前, 计算针阀冲击压力一般是采用文献 [1] 中推荐的经验公式

$$\sigma = \frac{F}{A} = \frac{1}{A} \sqrt{F_s L \frac{E}{\frac{l_1}{4a_1} + \frac{l_2}{a_2}}} \quad (1)$$

1998-04-07 收到第 1 稿, 1998-06-15 收到修改稿.