

200 kN 振动台动圈建模与仿真分析

张逸波, 齐晓军, 张丽新
(上海卫星工程研究所, 上海 200240)

摘要: 文章利用 Solidworks 软件及 Cosmosworks 软件针对 200 kN 振动台动圈进行了建模和有限元模态分析, 通过模态试验对模型进行了修正, 并以修正后的模型为基础进行了动态响应仿真分析, 得到了传递函数和响应曲线, 计算出 1g 加速度控制条件下的驱动力谱, 并运用该力谱模拟了正弦扫频试验, 得到的控制点响应曲线与实际情况较为吻合。

关键词: 振动台; 动圈; 仿真; 模态试验

中图分类号: V416.2

文献标识码: A

文章编号: 1673-1379(2009)03-0244-04

DOI: 10.3969/j.issn.1673-1379.2009.03.011

1 前言

振动台用来模拟振动环境, 是检验产品可靠性、动强度的一种有效手段, 然而在实际应用中由于受到试验设备和测点数量的限制, 不能全面获得试验件各个部分的响应特性, 其试验结果尚不能作为结构、产品设计的唯一依据。振动试验虚拟仿真技术是弥补这一不足的有效方法。随着计算机技术的发展和运算速率的提高, 振动试验仿真越来越受到人们的重视^[1-3]。

振动试验仿真首先要对作为边界条件的振动台进行仿真, 动圈是振动台的核心部分^[4], 因此动圈仿真是振动台仿真的基础。本文针对 200 kN 振动台动圈进行了三维建模, 通过模态试验数据对模型参数进行修正, 并根据动态响应分析方法推出力谱, 最终求出动圈台面 4 点平均控制点的响应曲线。本文运用 Solidworks 软件进行建模, 运用 Cosmosworks 软件进行有限元计算。

2 动圈建模

2.1 三维建模

动圈结构如图 1 所示, 它主要由台面、上端框、筋板和线圈组成, 其中前三者合称为动圈骨架。为准确建立动圈的有限元模型, 我们将动圈从振动台体中拆出, 分别对动圈骨架和线圈两部分进行测

套、水管及保险丝拆除。测绘结果: 动圈最大直径约 640 mm, 高度约 640 mm, 质量 93.5 kg。根据以上结构尺寸, 利用 Solidworks 软件绘制了骨架及线圈部分的三维模型 (见图 2), 其中骨架部分忽略了 32 个钢套安装孔, 线圈部分则视为实体。由于真实动圈的骨架部分为单一铝合金材料, 所以可直接将骨架模型定义为铝合金; 线圈部分由铜质线圈、不锈钢表层和环氧树脂绝缘带组成, 由于线圈为全封闭状态, 无法得知其内部结构, 因此只能将其视为实体, 并通过修正弹性模量和密度这两个动态响应分析最为主要的参数来模拟真实情况。

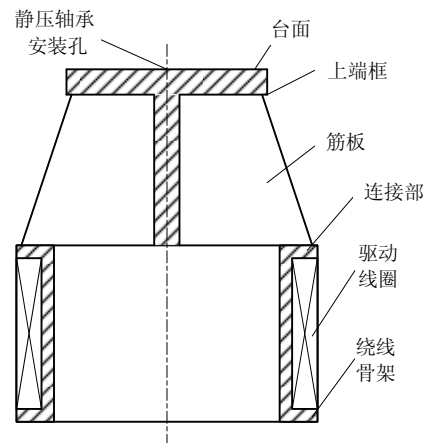


图 1 动圈结构
Fig. 1 Structure of armature

收稿日期: 2008-12-02

作者简介: 张逸波 (1980-), 男, 主要从事卫星力学试验方法及设备的研究。E-mail: zhangyb509@163.com。

绘, 在测绘中为了简化模型将动圈台面的 32 个钢

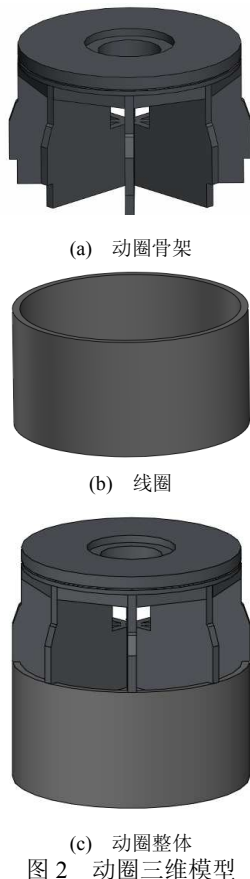


图 2 动圈三维模型

Fig. 2 Three-dimensional model of armature

2.2 网格划分

在划分网格时采用了三角实体网格。为了节省计算时间,并考虑到精度的要求,先通过软件对模型的计算来给出合适的网格大小,再对其进行微量细化,从而提高网格化精度。最终的网格大小为 33.4 mm,节点数 24 581,单元数 12 359,其中带高宽比例 <3 的为 96.7%,带高宽比例 >10 的仅为 0.007 89%,可见网格畸变非常少(见图 3)。

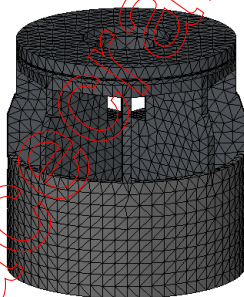


图 3 动圈有限元模型

Fig. 3 Finite element model of armature

2.3 模态试验

为了更真实地反映动圈的固有特性,我们尽量排除边界条件的影响,采用近似自由状态法来进行

模态试验。具体方法为将动圈用橡皮绳吊起,线圈底部用 2 台激振器同步激励,激励信号为 3 000 Hz 宽带随机信号,试验状态见图 4。

模态试验共布置 80 个三向测点,主要分布于台面、筋板和线圈(见图 5)。

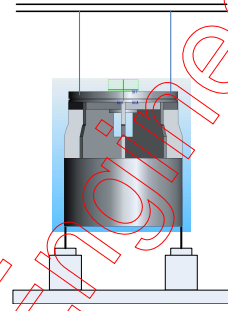


图 4 动圈模态试验状态

Fig. 4 Armature modal test

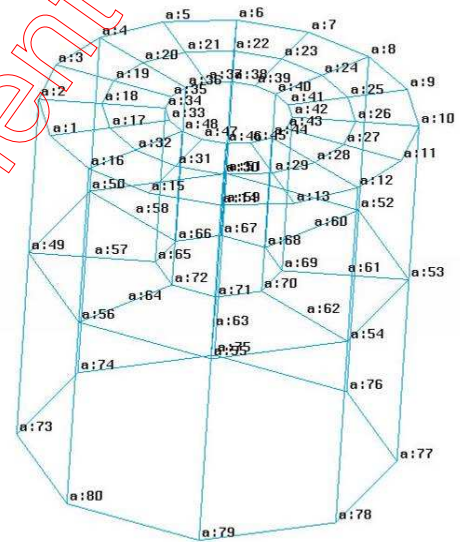


图 5 动圈模态试验测点布置

Fig. 5 Distribution of test points in armature modal test

2.4 模型修正

材料属性的修正主要针对线圈密度和弹性模量这两个参数。密度修正的目标是使模型与实物的质量接近一致,弹性模量修正的目标是使模型与实物的刚度接近一致。参数修正的依据以与模态试验结果的一致性为准。在动圈尺寸确定的条件下,经过对这两个参数的修正,即可认为模型基本与实物等效。经反复比对,动圈参数值见表 1。

表 1 动圈骨架及修正后线圈的弹性模量与密度值
Table 1 Elastic modulus and density of armature frame and modified loops

序号	部件	弹性模量 E/GPa	密度 $\rho/(\text{kg}\cdot\text{m}^{-3})$
1	骨架	69	2 700
2	线圈	58	2 117

修正拟合后整个动圈的质量为 93.515 kg, 与实物相比误差为 0.016%, 运用 Cosmosworks 软件进行动圈自由状态模态计算, 计算结果与试验结果的比对见表 2。

表 2 动圈模态结果对比

Table 2 Comparison of armature modal frequencies

模态振型	试验结果/Hz	计算结果/Hz	误差
一阶呼吸	460.86	463.98	0.68%
二阶呼吸	585.31	566.32	-3.2%
横向一阶弯曲	932.74	965.76	3.5%
筋板呼吸	1 019.32	1 033.2	1.4%
腰部弯曲	1 528.24	1 565.5	2.4%
纵向一阶	1 829.68	1 832.4	0.15%

从表中可以看出, 各主要模态的频率误差都在 ±4%以内, 作为动圈最主要的纵向一阶模态频率误差仅为 0.15%, 可见建模已达到了合适的精度。

3 响应分析

3.1 理论分析

电动振动台产生力的主要部件是励磁线圈和动圈线圈, 励磁线圈在加载直流电后会产生恒定的磁场, 而动圈线圈加载的是随频率变化的交流电, 两者基于载流导体在磁场中受到电磁力作用的安培定律来产生力, 并由动圈线圈交变磁场的相位来确定力的方向, 由交变磁场的频率来确定力变向的速率, 从而实现动圈的往复运动。

目前在振动试验中最常用的4点平均控制是通过计算动圈台面的4个控制传感器的平均反馈信号来控制振动台驱动电压, 从而使控制点的正弦扫描加速度谱满足试验输入条件。载流导体在永磁场中受到的电磁力^[5]

$$F = 2\pi anBI, \quad (1)$$

式中: a 为线圈半径; n 为线圈匝数; B 为通过线圈的磁通密度; I 为通过线圈的电流。对于给定的振动台, a 、 n 、 B 均为常数, 因而力 F 与电流 I 成正比。由于控制系统是通过控制振动台的驱动电压来获得动圈台面不同加速度的输出, 由安培定律可知, 电流 I 与电压 V 成正比, 因而在一个振动台系统中, 振动台所产生的力与驱动电压成正比, 即动圈的载荷完全可用力来代替驱动电压。由上所述可得振动台控制的逻辑关系(见图6)。

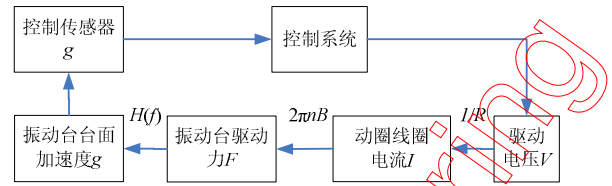


图6 振动台控制逻辑关系
Fig. 6 Control logic of the shaker

从图6中可以看出, 当电压、电流一定时, 振动台驱动力是确定值, 且与电流、电压成线性关系, 而力与台面加速度之间的关系是一个随频率变化的函数, 即动圈的传递函数。动圈传递函数是响应分析的基础, 因此在仿真中必须首先求出传递函数曲线, 继而推出控制条件下的力谱, 最后计算台面控制点的响应情况。

3.2 动圈正弦扫频响应计算

3.2.1 传递函数曲线计算

3.2.1.1 边界条件及载荷

(1) 约束动圈四周U型弹簧安装位的两个径向平动及轴向旋转自由度, 放开轴向平动为激振方向提供自由度;

(2) 约束上下导向轴安装面两个径向平动及轴向旋转自由度, 放开轴向平动为激振方向提供自由度;

(3) 基于驱动电压与力的确定关系, 直接在动圈中施加驱动力, 初定在动圈线圈外表面施加 100 N/m²的力。

求解点与施加状态见图 7 所示。



图 7 动圈边界条件及求解点

Fig. 7 Armature border conditions and its solution points

3.2.1.2 响应计算

根据已修正的模型和图 7 所示的边界条件, 运用模态叠加法进行响应分析, 计算动圈台面 4 个控制点的加速度响应。响应计算范围为 5~2 000 Hz, 模态计算范围为 5~2 500 Hz, 阻尼系数全频带取

0.05。控制点的响应计算结果见图 8 (注: 4 个控制点的响应曲线重合为一)。

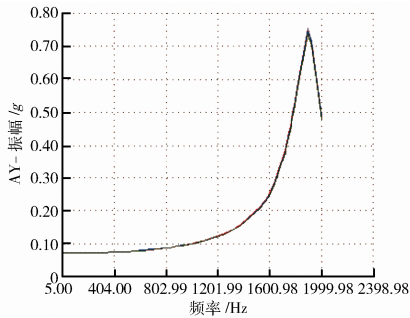


图 8 控制点加速度响应曲线

Fig. 8 Acceleration response curve of control points

3.2.2 计算驱动力谱

根据传递函数的定义, 动圈传递函数可表示为控制点加速度响应与振动台驱动力的比值, 此处振动台驱动力为恒定值 100 N/m^2 , 因此图 8 中的响应曲线除以驱动力 100 N/m^2 即为动圈的传递函数曲线 (见图 9)。

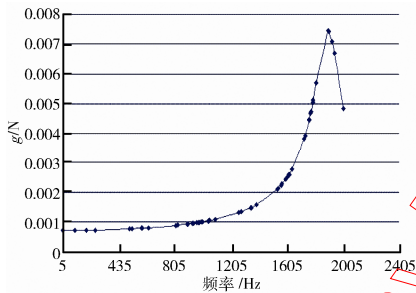


图 9 动圈传递函数

Fig. 9 Transfer function of the armature

设将动圈台面加速度控制为 $5 \sim 2000 \text{ Hz}$ 、 1 g 时, 计算动圈的驱动力谱

$$F(f) = \frac{a(f)}{H(f)}, \quad (2)$$

式中: $F(f)$ 为驱动力谱; $a(f)$ 为控制加速度谱; $H(f)$ 为动圈的传递函数。经计算得 $5 \sim 2000 \text{ Hz}$ 驱动力谱如图 10 所示。

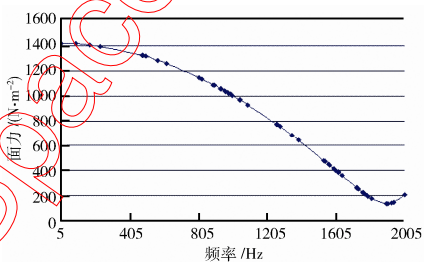


图 10 驱动力谱

Fig. 10 Driving force spectrum

3.2.3 控制点响应仿真分析

为了验证上述计算的准确性, 必须以驱动力谱作为输入条件, 再次计算动圈台面 4 个控制点的加速度响应, 计算结果见图 11。由图 11 可见, 其加速度响应曲线基本围绕 1 g 振幅呈水平直线分布, 在高频处 4 点响应呈两上两下形态, 略有发散, 这主要是由于动圈共振时, 4 个控制点响应不一致造成的, 与实际情况相符。由此可认为力谱的计算是较为准确的。

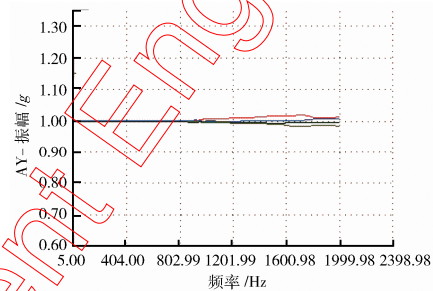


图 11 驱动力谱作用下控制点加速度响应曲线

Fig. 11 Acceleration response curve of control points influenced by driving force spectrum

4 结束语

本文针对 200 kN 振动台动圈进行了三维建模, 根据模态试验的结果对模型进行修正, 经修正后的模型质量误差为 0.016% , 各主要模态频率误差在 $\pm 4\%$ 以内, 一阶纵向模态频率误差仅为 0.15% 。之后以该模型为基础进行了动态响应分析, 并得到了动圈的传递函数曲线, 最终计算出了 1 g 加速度控制条件下的驱动力谱, 并以该力谱为输入条件进行了正弦扫频振动试验仿真, 其结果中 4 个控制点的响应在高频处略呈发散状态, 与实际情况较为吻合, 为进一步深入研究打下了基础。

参考文献 (References)

- [1] 向树红, 晏廷飞, 邱吉宝, 等. 40 吨振动台虚拟试验仿真技术研究[J]. 宇航学报, 2004, 25(4): 375-381
- [2] 范宣华, 胡绍全. 电动振动台空台建模与仿真技术研究[J]. 系统仿真学报, 2006, 18(2): 313-315
- [3] 朱元夫. 系统级产品振动试验仿真[J]. 强度与环境, 2003, 11(4): 59-62
- [4] 朱兰春. 强度环境试验设备与仪器仪表[M]. 北京: 宇航出版社, 1991
- [5] 范宣华. 电动振动台建模与试验仿真技术研究[D]. 中国工程物理研究院, 2005