

文章编号: 1006-1355(2014)05-0223-05

动力吸振器在电动机振动控制中的应用

渠鸿飞, 褚夫强, 尹绪超, 黄承, 王安斌

(洛阳双瑞橡塑科技有限公司, 河南 洛阳 471003)

摘要: 某舰船泵用电动机运转时, 在安装基础上产生了较大的振动。有限元仿真计算和模态试验发现, 安装基板上存在的 250 Hz 及 400 Hz 的弯曲模态产生较明显的共振。针对此 2 阶共振频率设计阻尼式动力吸振器, 通过“设计—标定—修正”, 使动力吸振器达到所设计的频率。在实机上进行了安装测试, 结果表明应用该动力吸振器后电动机安装基板上的振动降低了约 7 dB, 作用效果明显。

关键词: 振动与波; 电动机; 动力吸振器; 模态分析; 振动控制

中图分类号: U260.331⁺.5

文献标识码: A

DOI 编码: 10.3969/j.issn.1006-1355.2014.05.048

Application of Dynamic Tuned Damper to Vibration Control of a Motor

QU Hong-fei, CHU Fu-qiang, YIN Xu-chao,
HUANG Cheng, WANG An-bin

(Luoyang Sunrui Rubber & Plastics Science and Technology Co. Ltd., Luoyang 471003, Henan China)

Abstract: When the pump motor of a ship is in operation, large vibration of its base occurs. Through finite element simulation and modal experiment, it is found that the obvious resonances are excited by the bending modals of 250 Hz and 400 Hz frequencies of the base plate. For the two resonance frequencies, the dynamic tuned dampers are designed respectively. A cyclic procedure of designing-calibrating-modifying is used in the frequency control of the dynamic tuned dampers. The dynamic tuned damper is then installed and tested on the motor. Result of the experiment shows that the vibration of the base plate of the rotor is reduced by 7 dB after the dynamic tuned dampers are installed, and the damping effect is obvious. The design and application method of the dynamic tuned dampers can be widely used in the vibration control of some other industrial equipments.

Key words: vibration and wave; motor; dynamic tuned damper; modal analysis; vibration control

某型舰船上的泵用电动机运转时, 在其安装基础上产生了较大的振动。通过对其振动特性进行分析, 发现其主要振动能量在频域上的分布较为集中。对于此类振动问题, 应用动力吸振器是一种适宜的解决方案。由于动力吸振技术在抑制特定频带范围内结构振动上效果显著, 国内外许多学者对其进行了深入研究, 在工程中也有较多应用实例^[1-8]。本文以电动机的振动问题为例, 研究了动力吸振器的设计及应用方法, 并通过试验手段验证了所设计动力吸振器的有效性。

收稿日期: 2014-02-18

作者简介: 渠鸿飞(1986-), 男, 硕士, 主要研究方向: 工业设备振动噪声控制, 阻尼制品研发与应用。

E-mail: hongfei231@163.com

1 电动机振源特性分析

1.1 电动机稳态响应特性分析

电动机的结构较为复杂, 在进行减振设计之前需对其振源特性进行分析以查找振动产生原因并进行针对性处理。所研究电动机及其安装台架的结构如图 1。

本文研究的目标是降低电动机台架上安装基板处(隔振器下端)的振动, 以基板四角处作为振动水平的评价点, 考察的频段范围为 10 Hz~1 000 Hz。经试验测试得到的电机稳定运行状态下各测点的原始振动级列于表 1, 其中测点 1 至 4 分别位于电动机安装基板的四角处。图 2 中给出了其中一个测点的 1/3 倍频程频谱。

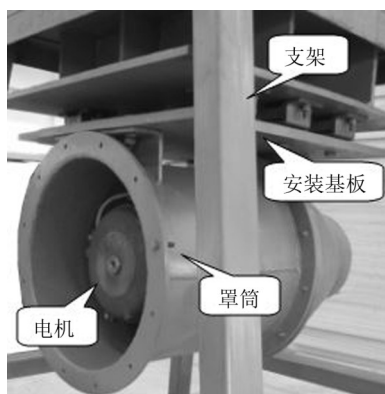


图1 研究的电动机及其安装台架

表1 各测点的原始振动级 单位 dBL
参考 10^{-6} m/s^2 10 Hz~1 000 Hz

测点号	1	2	3	4	平均值
加速度振动级	115.3	115.8	114.9	115.6	115.4

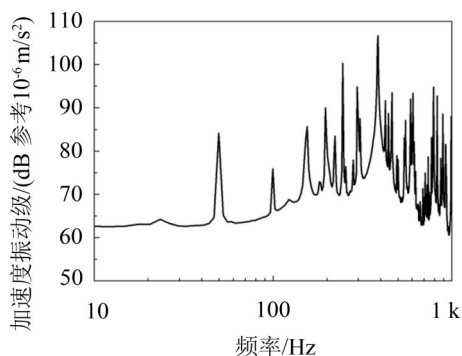


图2 电动机基板测点的频谱图

电动机振动的频谱可见振动级较高的频带在200 Hz~400 Hz之间,其中以246 Hz和386 Hz两个频率点最为突出。电动机正常运行的转速为3 000 r/min即50 Hz,振动峰值点均接近其整数倍,故推测两个频率附近存在结构的模态频率,它们与转速引起的倍频激振力吻合引起了振动的放大。因此需对电动机进行模态分析。

1.2 电动机模态分析

模态分析是系统辨识方法在工程振动领域中的应用。通过模态分析,可获得系统的质量、刚度、固有频率及主振型等固有特性。模态试验能够更真实的反映结构特性,但在测点的划分上往往较为粗略,而有限元仿真计算则可以更细致的反映出结构的各个细节,还可为模态试验的测点选取提供参考,故本文结合仿真和试验两种方式对电动机进行模态分析。

在实际中电动机被安装在特定的台架下,很难

用简单的自由度约束的方法来模拟机壳实际边界约束条件,因此模态分析时不能仅考虑电动机部分,而应该将电动机及其台架作为一个整体系统进行分析。

应用大型通用有限元软件NASTRAN进行电动机的有限元仿真分析。在建模时进行了一定的简化,模型的电动机部分包括前端盖、机壳、电动机后端盖及定子四部分;台架部分主要包括罩筒和安装基板,台架上的隔振器则简化为具有三个方向刚度的弹簧,一端连接安装基板,另一端约束所有自由度。各部件之间的螺栓连接均采用耦合约束来简化处理,即同一螺栓与两个部件接触面上约束所有节点的平动自由度运动一致。

采用LMS Test. Lab系统进行电动机模态试验。试验在实际台架安装的约束条件下进行,测点分布于电动机机壳、端盖以及台架的安装基板上。使用力锤对结构进行激励,由于电动机结构处于电动机罩内部不易锤击,故选用单点激励,多点拾振的方式测试。

由有限元计算以及模态试验可分别得到电动机的固有频率和模态阵型,由于篇幅有限只列出前4阶模态频率以及部分模态阵型,如表2和图3、图4所示。

表2 电动机的前4阶模态固有频率对比

模态阶数	有限元计算频率/Hz	模态试验频率/Hz
1	217.7	220
2	271.8	258
3	340.1	320
4	385	408

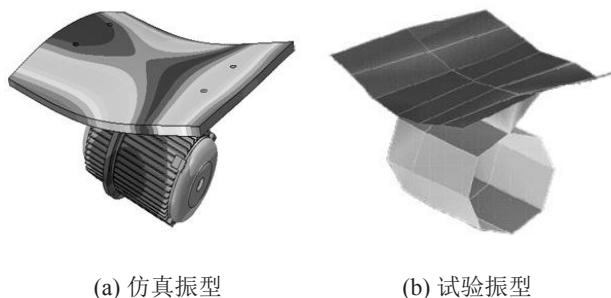


图3 电动机的第2阶模态振型

1.3 综合分析

通过电动机模态以及稳态频谱的对比可见,在246 Hz和386 Hz频点的稳态响应峰值分别与系统的第2阶和第4阶固有频率接近,但均有一定的偏

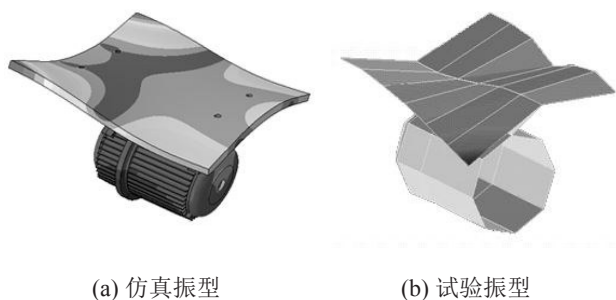


图4 电动机的第4阶模态振型

差。根据模态叠加原理,两个频点附近的结构模态对系统响应幅值的贡献最大,因此可认为这两个频点处振动是结构模态共振引起。

由于电动机稳态响应频谱中的主要峰值较为突出,通过设计对应频率的动力吸振器,能够有效的对其进行有针对性的幅值衰减,从而实现整个频段振动级的降低。从能量观点来看,动力吸振器吸振原理子是将主系统振动能量一部分转移到子系统中,利用子系统的剧烈共振达到消耗振动能量目的。因此动力吸振器的设计频率应与系统稳态响应峰值频率一致,而非固有频率。对于所研究的电动机可针对246 Hz和386 Hz频率分别设计一款动力吸振器。

2 动力吸振器的设计

2.1 确定动力吸振器的安装位置及形式

动力吸振器的作用效果受到其安装位置及主要振动方向的影响。针对某个频率设计的动力吸振器一般要求安装于对应模态阵型的振幅最大处,这样能够最大程度的发挥作用。由图3和图4可见,上节中分析的两个主要共振模态均在安装基板的四角位置处振幅最大。另外,动力吸振器需保证其主振动方向与安装位置处主振动方向一致,电动机引起的振动在安装基板上主要表现在基板的垂向。根据以上分析,选择在基板四角处各安装一个垂直方向的动力吸振器。

本文的设计中采用阻尼式动力吸振器,可以拓宽吸振器作用频带。动力吸振器的结构形式如图5所示,以橡胶材料作为弹性件提供刚度与阻尼,金属块作为吸振质量,吸振器的安装底座通过螺栓连接于安装位置处。

2.2 动力吸振器的参数计算

根据动力吸振器设计频率及安装位置,可对相关设计参数进行计算,具体有以下几个步骤^[9]:

(1) 计算安装位置处模态质量 M

动力吸振器所需的吸振质量取决于其安装位置

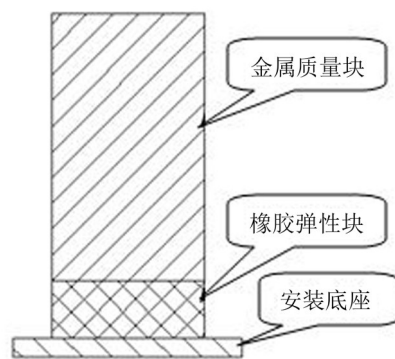


图5 动力吸振器的结构示意图

处结构的模态质量。当设计频率与结构固有频率相近时,安装点模态质量计算可以通过施加附加质量的方法估算,即首先在吸振器的安装点测量得到系统的某阶固有频率 f_1 ; 然后在相同的位置附加一质量块 m , 再进行测量得到系统的同一阶固有频率 f_2

$$f_1 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K}{M}} \quad (1)$$

$$f_2 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K}{M+m'}} \quad (2)$$

式中 K 为安装点的结构刚度, M 为安装点的模态质量。根据式(1)和式(2),得系统模态质量为

$$M = \frac{f_2^2}{f_1^2 - f_2^2} m' \quad (3)$$

按上述方法可计算出安装基板四角处在第2阶模态对应的模态质量为76.2 kg, 在第4阶模态对应的模态质量为47.5 kg。

(2) 确定动力吸振器的谐振质量 m ;

主系统模态质量确定后可按一定的质量比确定动力吸振器质量 m , 一般情况下可取质量比 $\mu = 0.01 \sim 0.1$ 。从安装使用的方便性考虑, 本文的设计中取用较小的质量比, 对于246 Hz动力吸振器取吸振质量1.15 kg, 对于386 Hz动力吸振器取吸振质量0.48 kg。

(3) 确定最佳调谐频率 f ;

对于阻尼式动力吸振器存在一个使宽频带吸振效果最好的最佳调谐频率, 最佳调谐频率与设计频率的比值 λ 满足式(4)

$$\lambda = \frac{1}{1+\mu} \quad (4)$$

本文设计中由于质量比 μ 较小, 最佳调谐频率比接近1, 故可以直接用设计频率替代最佳调谐频率。

(4) 计算动力吸振器刚度 k ;

谐振质量 m 和最佳调谐频率 f 确定后, 可根据公式

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (5)$$

计算动力吸振器刚度 k , 对于 246 Hz 动力吸振器可求得其刚度为 2.75×10^6 N/m, 对于 386 Hz 动力吸振器可求得其刚度为 2.82×10^6 N/m。

(5) 确定动力吸振器的阻尼比;

最佳调谐的阻尼式动力吸振器其阻尼比为

$$\eta = \sqrt{\frac{3\mu}{8(1+\mu)^3}} \quad (6)$$

根据(6)式计算得到最佳调谐阻尼比为 0.06。动力吸振器阻尼主要由橡胶块提供, 对于阻尼比的准确控制在实际设计中是较为困难的。本设计中采用天然橡胶作为橡胶块主体材料, 其阻尼比一般在 0.03~0.08 之间, 可以近似满足要求。

2.3 动力吸振器尺寸的初步设计

动力吸振器设计的关键是如何使实物中的金属块和橡胶块与所设计的质量和刚度匹配, 从而使其固有频率与设计频率相符。

动力吸振器的谐振质量主要金属块提供, 为使动力吸振器尺寸尽量小, 一般选用密度较大的材料, 本文设计中采用普通低碳钢。根据谐振质量和材料密度可进行金属块的外形尺寸的设计, 设计时应考虑到安装位置的空间限制及整体形状的协调美观。本文动力吸振器设计为矩形块的形式。

动力吸振器的刚度 k 通过橡胶块的设计实现, 矩形橡胶块的刚度计算式为

$$k = E_n \frac{ab}{h} \quad (7)$$

式中 $a b h$ 分别为橡胶块的长、宽、高; E_n 为橡胶块的表观弹性模量, 与胶料硬度相关。橡胶块长宽按金属块的尺寸确定, 设计中主要通过高度及胶料硬度控制其刚度。由于橡胶属于非线性材料, 力学性能复杂, 其实际刚度受到形状、材料硬度以及作用频率等多种复杂因素影响, 往往难以通过一次设计获得所需刚度。故可先根据式(7)对橡胶块尺寸及硬度进行初步设计, 再通过实际频率的标定进行相应的调整。

2.4 动力吸振器的频率标定及调整

按照初步设计的尺寸进行动力吸振器的试制, 本文中所用动力吸振器采用模压方式制作, 橡胶块与金属块和安装底座之间使用胶黏剂进行热硫化粘接。

动力吸振器试制完成后即可进行频率标定。具体方法是将动力吸振器固定在刚性基础上, 然后用力锤激励并测试振动加速度响应, 锤击方向和测

振方向应与所设计的主要振动方向相同, 本文的设计中为底座的垂直方向。动力吸振器标定方式如图 6 所示。

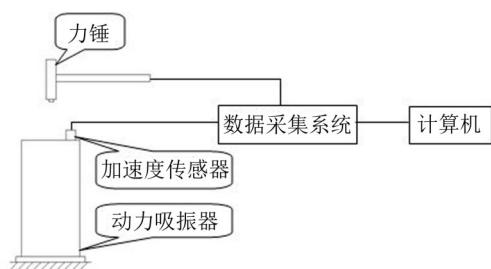


图 6 动力吸振器标定方法示意图

通过锤击试验可得到动力吸振器的频率响应函数曲线, 根据曲线中的峰值和相位突变点即可确定动力吸振器垂向固有频率。根据标定出的固有频率 $f_{\text{标定}}$ 可按式(5)计算其实际刚度 $K_{\text{实际}}$, 如果实际刚度和设计刚度相差较小可按实际刚度和设计频率计算出所需质量, 并根据质量改变量对金属块尺寸进行相应调整; 如果实际刚度和设计刚度相差较大, 则需要通过改变橡胶块的高度或调整胶料的硬度重新进行刚度的设计。

对动力吸振器的进行调整后应再次进行标定试验, 如此反复直至标定频率和设计频率在误差允许的范围内相等。本文中设计的动力吸振器经过标定及调整后确定的最终设计参数如表 3 所列。

表 3 两种动力吸振器的最终设计参数

设计频率/Hz	246	386
金属块尺寸(mm, $a \times b \times h$)	70×35×55	70×35×25
橡胶块硬度(邵尔 A)	55	55
橡胶块尺寸(mm, $a \times b \times h$)	70×35×11	70×35×10
标定频率(Hz)	248	386

3 动力吸振器的效果验证

按照最终确定的设计参数进行动力吸振器的制作, 两种频率的动力吸振器各生产 4 个, 分别安装于电动机台架安装基板的四角, 安装形式如图 7 所示, 图中左侧为 246 Hz 动力吸振器, 右侧为 386 Hz 动力吸振器。

安装动力吸振器后, 对其作用效果进行了试验验证。测试中采用的测点与原始状态相同, 并保证环境条件等其他影响因素尽可能一致。测试所得的各测点振动级如表四, 动力吸振器安装前后同一测点的频谱对比如图 8。从测点频谱可见, 246 Hz 和

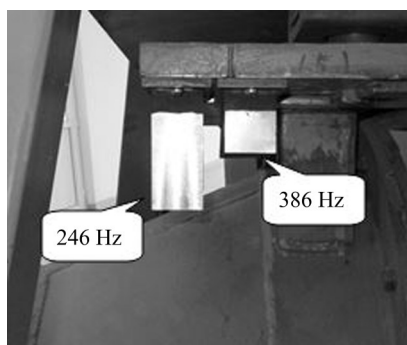


图7 动力吸振器的安装形式

386 Hz两个频率的振动峰得到了显著的抑制,同时由于阻尼的作用,200 Hz~500 Hz范围内的各频率振动级均有一定程度的下降,充分验证了动力吸振器的有效性。通过安装动力吸振器电动机安装基板上测点的平均振动级降低了约7 dB,取得了显著的减振效果。

表4 安装动力吸振器后的各测点振动级 单位:dBL
参考 10^{-6} m/s^2 , 10 Hz~1 000 Hz

测点号	1	2	3	4	平均值
加速度振动级	108.5	108.2	107.9	108.4	108.3

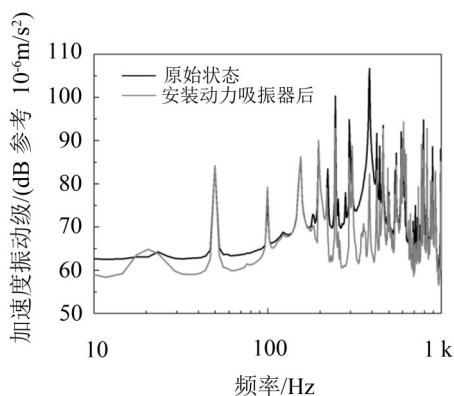


图8 动力吸振器安装前后测点的频谱对比

4 结 语

从电动机减振的实际问题出发,通过对其振动特性进行分析,提出了应用动力吸振器的减振措施;之后结合电动机动力吸振器的具体实例,对其设计方法进行了较为详细的介绍;最后通过试验验证取得了显著的减振效果。

动力吸振器设计的关键点在于安装位置的选择和橡胶块的刚度控制。本文通过模态分析,选择了相应模态阵型的振幅最大处进行动力吸振器的安装,以充分发挥其吸振作用。在橡胶块刚度的控制上采用了“设计—标定—修正”循环的方式,使动力吸振器达到所设计的频率。

参考文献:

- [1] 刘耀宗,郁殿龙,赵宏刚,等. 被动式动力吸振技术研究进展[J]. **机械工程学报**, 2007, 43(3): 14-21.
- [2] Son Y K, Savage G J. Optimal probabilistic design of the dynamic performance of a vibration absorber[J]. **Journal of Sound and Vibration**, 2007, 307: 20-37.
- [3] 李勇,顾彦,靳春梅. 汽车动力吸振器优化设计[J]. **噪声与振动控制**, 2011, 31(6): 123-126.
- [4] 郭年程,史文库,刘文军,等. 动力吸振器在后桥振动控制中的应用[J]. **吉林大学学报(工学版)**, 2012, 42(6): 1349-1354.
- [5] 魏榕祥,陈国平,黄瑞泉,等. 动力吸振器抑制某型飞机平尾振动的设计与试验研究[J]. **南京航空航天大学学报**, 2012, 42(3): 307-312.
- [6] 肖和业,盛美萍,吴伟浩. 新型宽带动力吸振器优化设计[J]. **振动与冲击**, 2011, 30(1): 98-101.
- [7] 虞自飞,王涛,沈海军,等. 动力吸振器在飞轮振动控制中的应用[J]. **噪声与振动控制**, 2013, 33(5): 173-178.
- [8] 刘建娅,李舜酩,姜建中,等. 动力吸振器在动力总成振动控制中的应用[J]. **噪声与振动控制**, 2011, 31(2): 115-118.
- [9] 张阿舟,姚起航. 振动控制工程[M]. 北京: 航空工业出版社, 1989.