

文章编号: 1001-4888(2008)05-0387-09

吸振器在浮筏上减振应用的有限元分析

张 颀, 陈海波*, 王莲花, 龚兴龙, 张培强

(中国科学技术大学 近代力学系, 中国科学院材料力学行为与设计重点实验室, 安徽合肥 230027)

摘要: 浮筏隔振系统是一种广泛应用的减振降噪装置, 但它在低频减振方面还存在较大不足。研究表明通过安装吸振器可以改善原系统的隔振性能。本文针对吸振器在浮筏系统中减振应用的问题, 采用有限元方法, 通过分析比较安装吸振器前后浮筏系统频响特性的变化情况, 对吸振器在实际浮筏上的减振效果进行了模拟计算; 同时采用自行研制的磁流变弹性体半主动吸振器进行了吸振器在浮筏上的减振实验。通过计算结果与实验测试值的对比, 验证了用该方法对吸振器在实际浮筏上的减振效果进行预报的可行性。

关键词: 浮筏隔振系统; 动力吸振器; 有限元; 频响函数; ANSYS

中图分类号: TB53 **文献标识码:** A

0 引言

浮筏减振是当前舰船减振降噪领域的关键技术之一, 它可以有效地降低舰船主机系统、辅机系统和其它转动设备的总体机械振动, 进而降低水中辐射噪声水平。浮筏减振技术在美、英、俄等国的舰船上已大量使用, 我国自“八五”以来也逐渐开展了这方面的研究, 并且取得了一系列理论和应用成果^[1]。但是, 传统浮筏对于低频频谱隔振效果不理想, 在舰艇低速航行, 机械设备激励频率等于或低于系统共振频率的情况, 隔振措施还会“失效”^[2]; 另外作为被动系统, 对于振源为变频激励的情况, 浮筏系统的隔振效率也受到很大影响。所以已有相关研究将主动隔振应用到浮筏系统中, 以改善浮筏对于低频激励的隔振效果^[3]。动力吸振器作为一种在稳态振动情况下简单有效的振动控制装置, 在工程实践中得到了广泛的应用^[4]。特别是半主动吸振器可以改变自身结构参数, 使吸振频率跟踪主振系所受外激励频率, 以达到理想的吸振效果, 因此受到了越来越多的关注^[5]。文献[6]研究了动力吸振器在板式浮筏上的应用, 以系统传递功率流为指标, 探讨了吸振器的类型、安装位置和结构参数等因素对浮筏系统隔振性能的影响, 为实际工程应用做了有益的探索。然而实际工程中采用的浮筏多为箱梁式焊接结构, 其动力学特性比单一的板等简单结构要复杂得多。要对吸振器在实际浮筏上的应用展开深入研究, 就需要对实际的复杂结构进行建模分析并对其减振效果进行模拟预报。

有限元方法是求解各种数学物理问题的重要方法, 更是处理各种复杂工程问题的重要分析手段。文中采用有限元方法建立了浮筏系统的分析模型。通过实验和模拟计算分析了浮筏系统的频响特性, 验证了建模的可靠性。在此基础上分析了单个动力吸振器对浮筏低频频响特性的影响, 对吸振器在实际浮筏上的减振效果进行了预测。接着在实际浮筏上进行了半主动吸振器的减振实验, 对数值模拟结果进行了验证。

1 浮筏系统的有限元建模

图 1 所示为建立的浮筏隔振系统。筏体是由不同厚度钢板焊接而成的框架结构, 浮筏基座也是由

* 收稿日期: 2008-05-15; 修订日期: 2008-08-30

通讯作者: 陈海波(1968-), 男, 教授, 博士生导师。主要从事计算力学和振动理论的研究。E-mail: hbchen@ustc.edu.cn

钢板焊接而成板梁结构。两块用于模拟动力装置的钢质配重块各通过4个BE-25型隔振器安装于筏体之上,筏体通过4个BE-85型隔振器安装于浮筏基础上,浮筏基座通过JSD-80型隔振器与地板固连。

由于浮筏隔振系统结构比较复杂,建模时做了以下简化处理:做为电机的刚性配重块采用实体单元来模拟;筏体和浮筏基座用壳体单元来模拟;而隔振器则采用三个方向的弹簧阻尼单元来分别模拟其三个方向的刚度和阻尼。建模所采用的单方向弹簧阻尼单元是两节点单元,而实际浮筏上、下层隔振器都是安装在相应结构筋板的上方,如果按照实际安装位置中心建模,就会在计算结果中出现节点响应比实际情况偏小的情形。鉴于此,采用两弹簧三节点的形式来模拟隔振器某一方向的刚度和阻尼,即两弹簧单元上端共节点,下端分别按实际的安装位置与其它结构相连。这样建立的隔振器单元就跨在结构的筋板两侧,可以较好的模拟在外激励条件下隔振器振动传递的情况。而基础隔振器无须考虑筋板的影响,仍采用两节点单元形式模拟。整个浮筏有限元模型由7080个实体单元,84个弹簧阻尼单元以及29518个壳单元组成。模型中钢块及钢板材料参数:弹性模量 $E=2.06 \times 10^5 \text{ MPa}$,泊松比 $\nu=0.3$,密度 $\rho=7.8 \times 10^3 \text{ kg/m}^3$;隔振器参数根据产品出厂参数换算并作适当修正。建立的浮筏有限元模型见图2。



图1 浮筏系统实物图

Fig. 1 Floating raft system

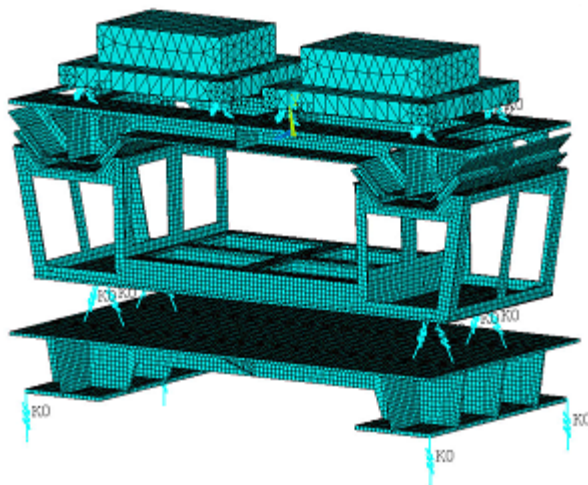


图2 浮筏系统有限元模型

Fig. 2 Finite element model of the floating raft system

2 浮筏系统低频响应的测试与数值模拟

2.1 振动频响实验

通过在筏架上附加动力吸振器,相当于改变结构的导纳特性,可以有效抑制筏架本体的振动,从而减少由机组传向基础的振动。所以在做进一步分析之前,有必要通过实验和计算手段来了解浮筏系统的频响特性,为后续安装吸振器后浮筏系统的动力学特性研究提供参考和指导。另外,实验得到的频响函数数据还可以用来检验模型的可靠性及对模型进行修正。

图3为浮筏频响函数的测试系统框图。本次试验以多通道动态信号采集仪内设的信号发生器给出 $10 \sim 100 \text{ Hz}$ 的正弦扫描信号,通过功率放大器由电磁激励器作用于浮筏系统一侧的质量块上表面中心位置。振动的激励力信号和加速度信号分别由阻抗头和加速度传感器检测,然后输入多通道信号采集仪。由计算机处理软件把汉宁窗(Hanning window)加入被测的输入和响应时间波形的处理中,直观地给出振动频响函数谱。对于如图1所示的筏架系统,由于其结构形式和激励条件都是关于结构中线对称的,其响应也具有对称性,所以可以只在浮筏系统的一侧布置测点。图3中标出的测点1和测点2分别位于浮筏系统基础一侧的两个下层隔振器安装点附近。通过测试得到测点1和测点2的幅频特性曲线如图4所示,其纵坐标为频响函数幅值,单位为 $1/\text{kg}$;横坐标为频率,单位为 Hz 。由图可见,浮筏系

统基础响应在 15Hz 有明显的共振峰。

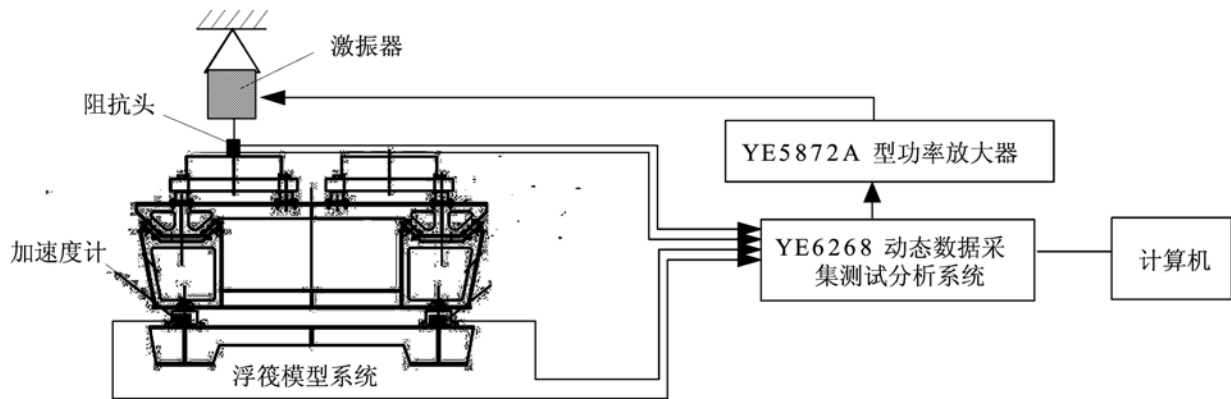


图 3 测试分析系统框图

Fig. 3 Schematic diagram of FRF experimental system

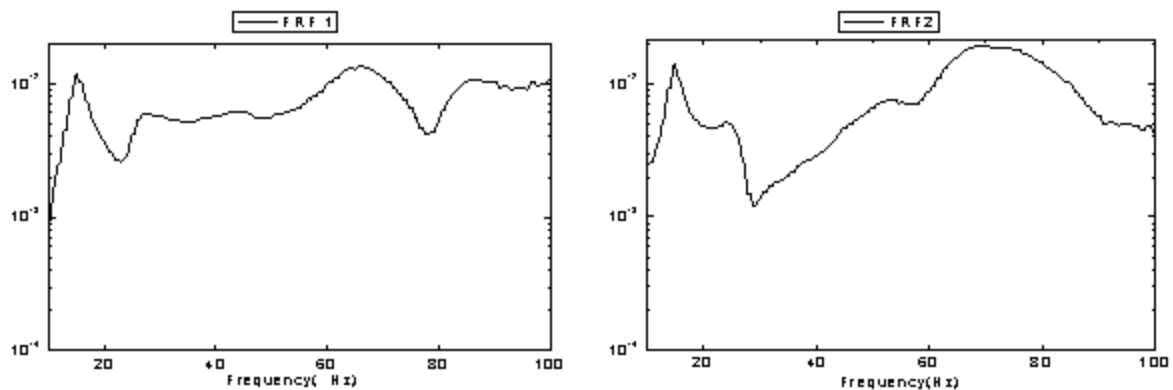


图 4 测点 1 和测点 2 的频响函数

Fig. 4 Measured FRFs of two observation points

2.2 振动频响的数值模拟

采用 ANSYS 的谐响应分析技术对浮筏结构的低频频响函数进行数值模拟。为了同实验结果对照,在图 2 所示有限元模型上选取同实验一致的激励点和观测点进行分析,即选取一侧质量块上表面的中心节点为激励点,而结构一侧,用于模拟下层隔振器的弹簧阻尼单元的下节点为响应测点。在选取的激励点输入一简谐激振力 $F\sin\omega t$,为方便计算结构频响,力幅 F 取为 1N。由于本文主要考虑动力吸振器对浮筏低频隔振特性的影响,所以分析频段定为 10~50Hz。选取 ANSYS 谐响应分析中的完全法求解,求解的频率间隔由实验曲线的频率分辨率决定。通过谐响应分析,程序计算出来的结果为测点 1 和测点 2 附近节点的位移响应序列(以幅值 X 和相位角 φ 的形式给出)。对于线性系统,正弦激励下系统的加速度响应和位移响应有如下关系:

$$\ddot{x} = X\omega^2 \sin(\omega t + \varphi + \pi) \tag{1}$$

应用上式可处理模拟计算所得到节点的位移响应,从而得到节点的加速度响应。由于选取了单位力作为激励力,所以由(1)式换算得到的节点的加速度响应的幅值即为测点频响函数的幅值。有限元模型计算和实验测试的频响函数对比见图 5。由图可见,浮筏基础测点的频响函数计算值和实验值基本一致,表明此时浮筏的有限元模型能够较好的反映实际结构的动态特性。从频响函数的频谱变化趋势和峰值看,经修正后的结构低频段动态特性与试验模型吻合得较好:测点 1 频响函数幅值平均相对误差为 3%,测点 2 频响函数幅值的平均相对误差为 5%。说明利用该有限元模型是可靠的,完全可用于对吸振器减振效果进行预估的需要。

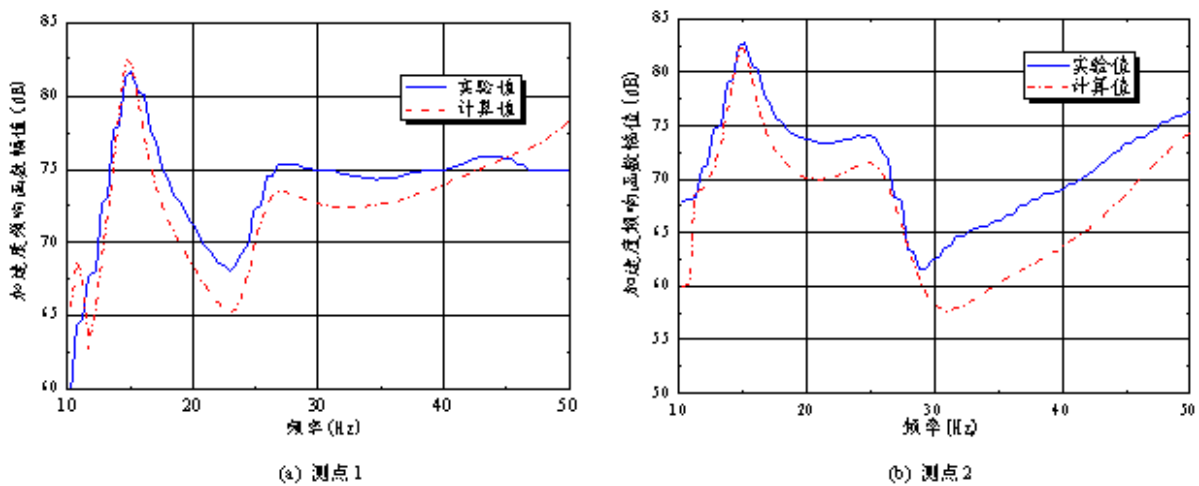


图5 浮筏测试和计算频响函数比较

Fig. 5 The comparison of the experimental and computational FRFs

3 单个吸振器对浮筏系统低频频响特性的影响

根据文献[5]在简单结构上进行的优化配置后得出的结论,吸振器布置在浮筏系统的下层隔振器的对位,会有比较理想的减振效果。所以在模拟计算吸振器对浮筏系统低频隔振特性的影响时考虑在如图6所示的靠近激励源的一侧安装一个吸振器,预测单个吸振器在实际浮筏系统中的减振效果。

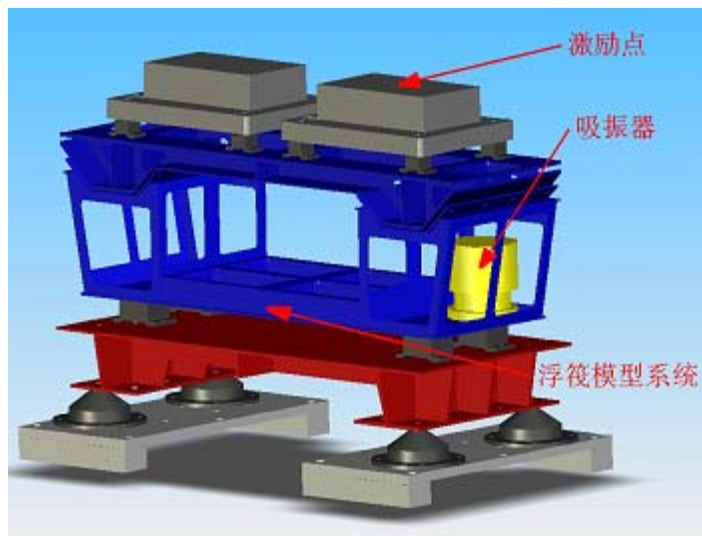


图6 单吸振器安装位置示意图

Fig. 6 Schematic diagrams of the setting position of DVA

假设浮筏隔振系统的一个质量块中心受到一单位激励力的作用,主要考察安装吸振器前后基础测点加速度响应,也即频响函数的变化情况。需要明确的是,安装质量为 m 的吸振器后,向初始的浮筏系统内引入的这部分质量必然会对浮筏的频响特性产生影响。为了突出吸振器本身的减振效果,首先在浮筏模型吸振器安装点增设一个实常数为 m 的质量单元,计算该情况下浮筏系统频响函数,以模拟由安装吸振器引入的质量 m 对系统频响的影响;然后对安装吸振器的情况进行模拟,并将结果与增设质量单元的结果比较,得出吸振器减振效果。模拟过程仍选取 ANSYS 谐响应分析中的完全法求解,采用 1 个质量单元和 1 个弹簧阻尼单元的组合来模拟吸振器的质量、刚度和阻尼。在模拟过程中,考虑了吸振器为被动和半主动两种情况:被动吸振器的质量、刚度和阻尼特性一经设定,在整个模拟过程中固定不变;而为体现半主动吸振器的吸振频率可跟踪浮筏所受外激励频率这一特性,在模拟过程把计算频段

分成多个步, 每一步对应一个外激励频率, 在每个计算频率 f_i 下, 将用来模拟半主动吸振器刚度特性的弹簧阻尼单元的刚度值 k_i 设定为 $k_i = (2\pi f_i)^2 m$, 其中 m 为吸振器质量。

图 7 反映的是计算得到的不同阻尼被动吸振器对浮筏频响函数的影响。其中“无吸振器”频响函数曲线对应的是前文提到的增加了吸振器同质量配重的浮筏系统模型结果。从图 4 浮筏的频响函数可看出基础测点加速度响应在 15Hz 较大, 所以在模拟计算中将被动吸振器的吸振频率设为 15Hz。因此从图 7 中可看出, 在安装吸振器以后, 系统响应在共振频率 15Hz 处出现了明显的反共振峰, 而在其两侧出现了新的共振峰。说明被动吸振器在其固有频率处起到了明显的减振作用, 而在远离固有频率的频段, 基本没有减振作用。图中曲线反应的趋势是反共振峰随吸振器阻尼比的增大而减小, 即共振峰处的减振效果随吸振器的阻尼增大而减小。在阻尼比为 0.15 的情况下, 15Hz 频率对应的浮筏筏架的振动情况可看作一个附加了吸振器质量的单自由度系统的振动, 此时虽然反共振峰消失, 但共振频率处仍有一定的减振效果。

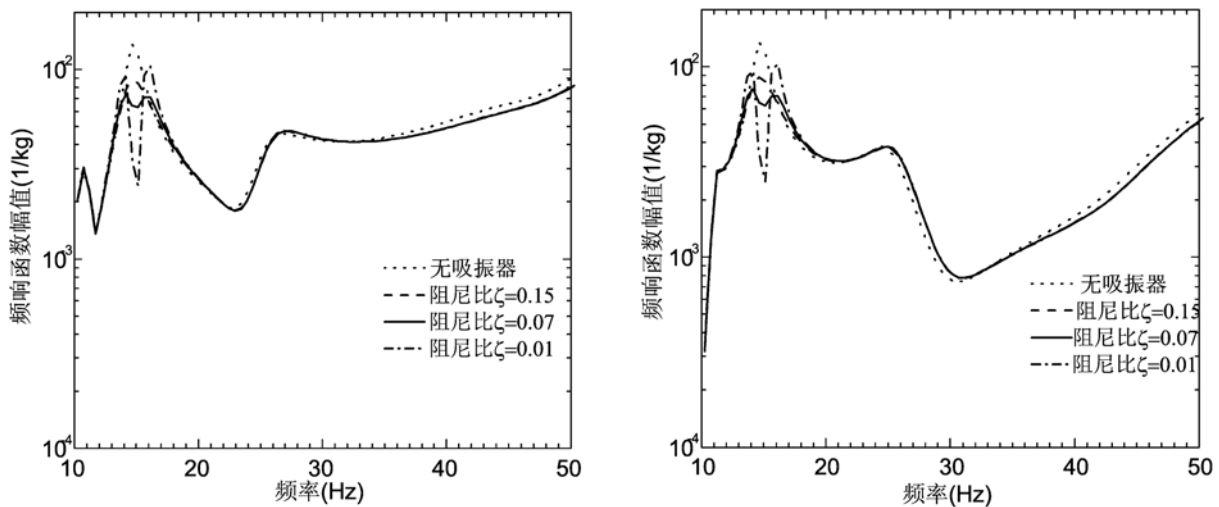


图 7 不同阻尼比被动吸振器对浮筏频响函数的影响

Fig. 7 The influence of DVA with different damping ratios on the FRFs of the floating raft system

为了更清楚地反映吸振器的减振效果定义吸振器的减振效果指标 $Effect$ 为安装吸振器后浮筏基础测点加速度响应幅值 $|a_T|$ 与无吸振器(但有与吸振器等质量配重)系统相应测点加速度响应幅值 $|a_0|$ 之比的分贝值, 即

$$Effect = 20 \lg \frac{|a_T|}{|a_0|} \tag{2}$$

为了对比吸振器减振效果, 需要以安装吸振器前后外激励保持一致为前提, 所以有:

$$a_T(\omega) = H_{A1}(\omega) f(\omega) \tag{3}$$

$$a_0(\omega) = H_{A0}(\omega) f(\omega) \tag{4}$$

其中 $H_0(\omega)$ 和 $H_T(\omega)$ 分别为安装吸振器前后激励点到响应测点的加速度频响函数。将式(3)和(4)代入式(2)可得:

$$Effect = 20 \lg \frac{|H_{AT}|}{|H_{A0}|} \tag{5}$$

从式(5)可知在外激励为简谐激励的前提下, 吸振器减振效果的评价指标最终可以表现为吸振器对于结构频响函数的影响。图 8 为模拟计算数据经公式(5)处理后得到的被动吸振器减振效果图。图中反映出吸振器阻尼比越小, 其减振效果越明显。

图 9 比较了阻尼比 ζ 都为 0.15 的被动和半主动吸振器的减振效果。在模拟计算中假设半主动吸振器调频范围覆盖整个低频段。由图可看出在被动吸振器固有频率处, 两种吸振器的减振效果相当, 然而在其他频率点处, 半主动吸振器减振效果要优于被动吸振器。图 10 比较了质量为 5kg 和 10kg 相同阻尼比的半主动吸振器的减振效果。由图可见较大质量的吸振器减振效果较好。

综合上述模拟计算结果来看,大质量、低阻尼的半主动吸振器在浮筏上的减振效果最为明显。然而在实际工程应用中,浮筏上可附加的吸振器质量往往受到严格限制;而一味减小阻尼,也会带来结构不稳定及结构设计困难等一系列问题。因此可根据实际工程需求,用模拟计算预报的吸振器减振效果为吸振器参数的设计和调整提供参考指导。

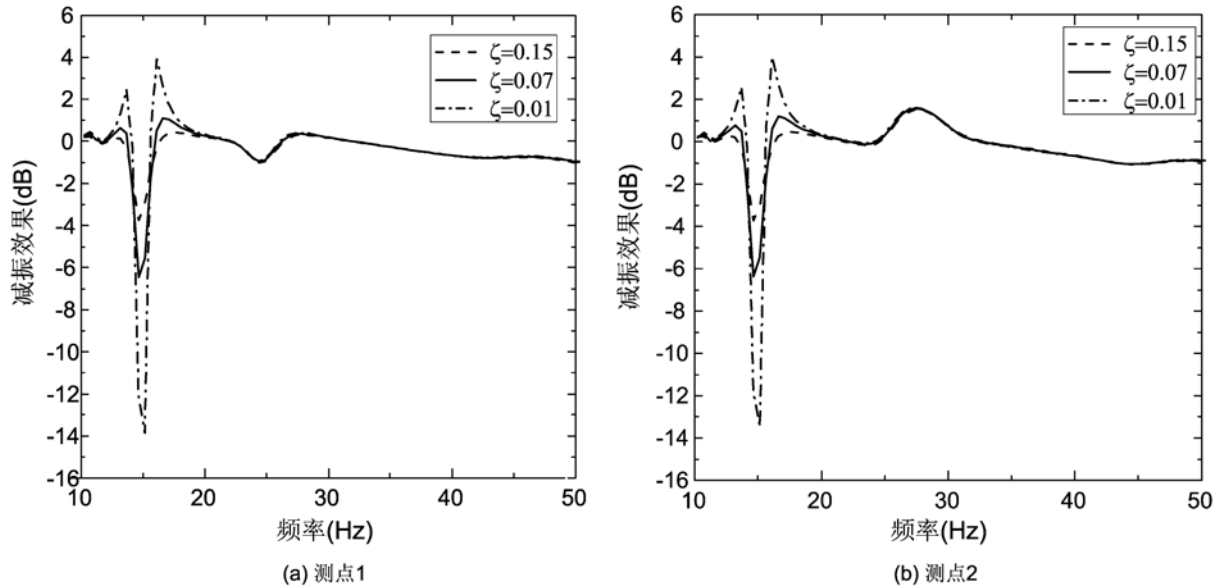


图8 不同阻尼比被动吸振器减振效果

Fig. 8 The vibration attenuation effect of single DVA with different damping ratios

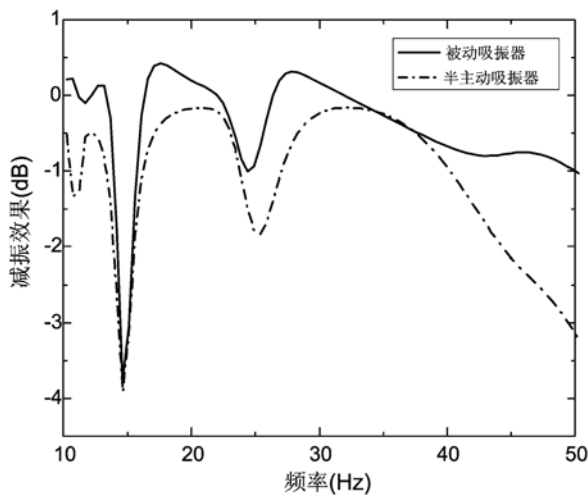


图9 半主动吸振器与被动吸振器减振效果比较

Fig. 9 The comparison of vibration attenuation effect of different types of DVAs

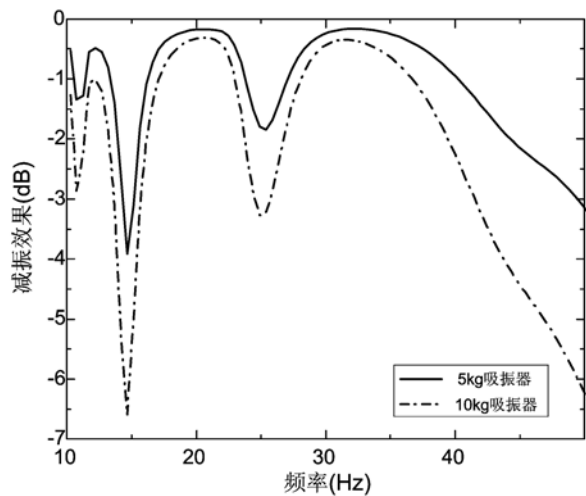


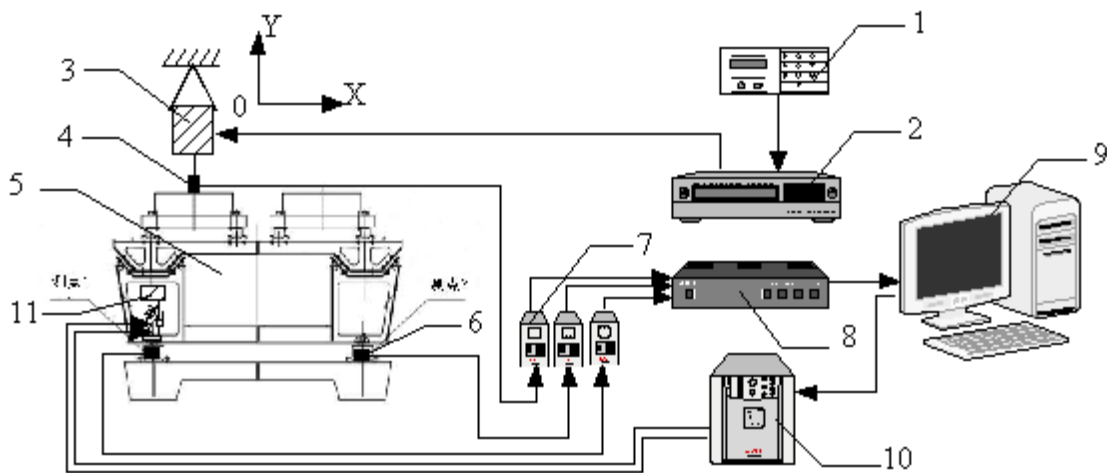
图10 不同质量半主动吸振器减振效果比较

Fig. 10 The comparison of vibration attenuation effect of DVA with different mass

4 多吸振器减振试验及数值模拟

多吸振器浮筏减振实验采用的是自行研制的磁流变弹性体可调谐式吸振器,其主要特性是吸振器的固有频率与吸振器的工作电流密切相关^[6]。实验系统如图11所示。

实验所用的1号和2号吸振器均是10kg的磁流变弹性体可调谐式吸振器,其吸振频率可调范围是12~27Hz,阻尼比约为0.15。1号吸振器安装在如图所示测点1上方的筏体内,2号吸振器安装在与1号吸振器关于 x 方向中线对称的位置。



1. 信号发生器, 2. 功率放大器, 3. 电磁激励器, 4. 阻抗头
5. 实验平台, 6. 加速度传感器, 7. 信号放大器, 8. 数据采集分析仪
9. 计算机, 10. 程控电源, 11. 磁流变弹性体频率可调吸振器

图 11 多吸振器减振实验系统示意图

Fig. 11 Schematic diagram of multiple DVA experimental system

实验时将吸振器可调频段分为若干个频率点,由信号发生器依次给出 12~27Hz 的正弦激励信号,通过功率放大器由电磁激励器作用于浮筏系统一侧的质量块上表面中心位置。由计算机程序根据数据采集卡采集的激励力信号和两个观测点的加速度信号,寻找两吸振器的最佳工作状态,由程控电源给两个吸振器提供电流,实现移频减振。

模拟计算采用前文所述的方法,在浮筏有限元模型与实验吸振器安装位置对应的节点上,建立由质量和弹簧阻尼单元模拟的吸振器模型,通过循环模拟吸振器的移频减振特性。实验和模拟计算得到的多吸振器减振效果如图 12 所示。由图可见通过安装半主动吸振器可有效改善浮筏对于低频、变频激励的隔振性能,在系统共振频率处,磁流变弹性体频率可调式吸振器可取得 12dB 左右的减振效果;且模拟计算预报结果与试验结果吻合得较好。图 13 是通过模拟计算给出的不同阻尼比多吸振器减振效果的预测。可见在限制吸振器附加质量的前提下,根据需要,减小磁流变弹性体可调谐式吸振器吸振器的阻尼可以进一步拓宽和提高减振的频带和效果。

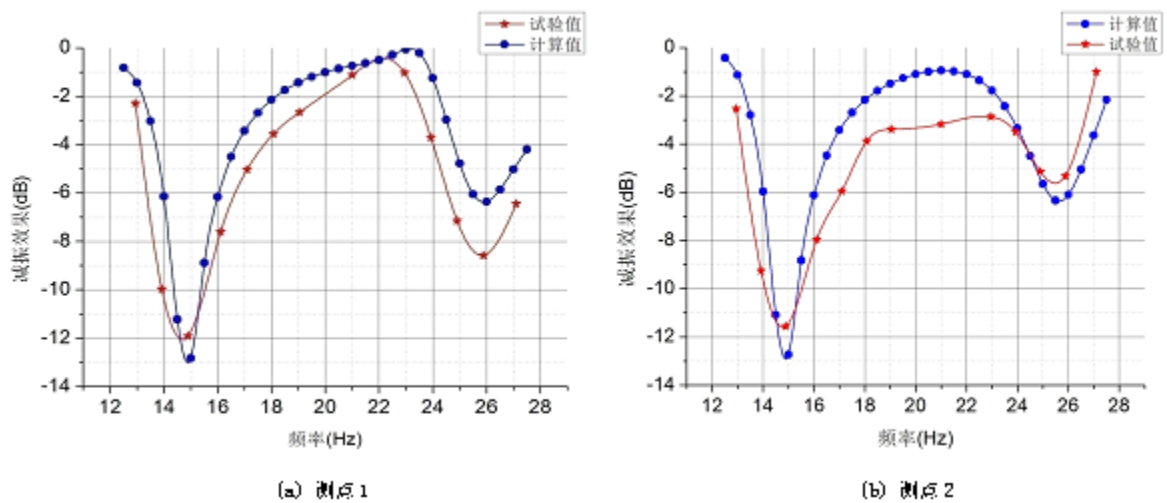


图 12 多吸振器减振效果

Fig. 12 The vibration attenuation of the two observation points

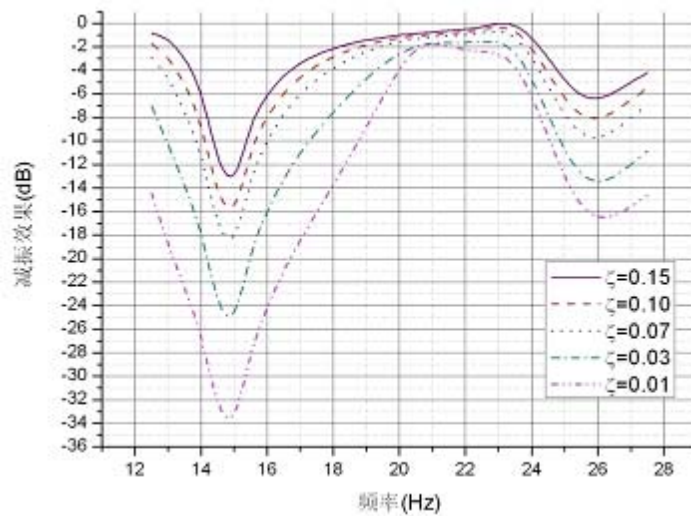


图 13 不同阻尼多吸振器减振效果

Fig. 13 The vibration attenuation effect of multiple DVAs with different damping ratios

5 结论

本文针对吸振器在浮筏系统中的减振应用问题,采用具有工程实用性的有限元方法,通过分析比较安装吸振器前后浮筏系统基础频响特性的变化情况,对吸振器在实际浮筏上的减振效果进行了预测。通过模拟计算与实验测试结果的比较,证明了该方法对吸振器在实际浮筏上的减振效果进行预报的可行性。本文的方法可以为实际工程应用提供参考和指导。

参考文献:

- [1] 张华良,傅志方,瞿祖清. 浮筏隔振系统各主要参数对系统隔振性能的影响[J]. 振动与冲击, 2000, 19(2): 5-8 (Zhang Hualiang, Fu Zhifang, Qu Zuqing. Influence of Parameters on Isolation Performance of Floating Raft System. Journal of Vibration and Shock, 2000, 19(2): 5-8 (in Chinese))
- [2] 俞孟萨,黄国荣,伏同先. 潜艇机械噪声控制技术的现状与发展概述 [J]. 船舶力学, 2003, 7(4): 110-120 (Yu Mengsa, Huang Guorong, Fu tongxian. Development Review on Mechanical - Noise Control for Submarine. Journal of Ship Mechanics, 2003, 7(4): 110-120 (in Chinese))
- [3] Niu Junchuan, Song Kongjie, Lim C W. On active vibration isolation of floating raft system[J]. Journal of Sound and Vibration, 2005, 285: 391-406.
- [4] 张洪田,刘志刚,张志华,等. 动力吸振技术的现状与发展[J]. 噪声与振动控制, 1996, 3: 22-25. (Zhang Hongtian, Liu Zhigang, Zhang Zhihua, et al. Review on Dynamic Vibration Absorbers. Journal of Noise and Vibration Control, 1996, 3: 22-25 (in Chinese))
- [5] Jalili Nader. A comparative study and analysis of semi-active vibration-control systems [J]. Journal of Vibration and Acoustics, 2002, 12: 593-605.
- [6] 张鲲,孙红灵,陈海波,张培强. 带有动力吸振器的浮筏隔振系统的功率流传递特性分析[J]. 中国科学技术大学学报, 2007, 37: 13-19 (Zhang Kun, Sun Hongling, Chen Haibo, Zhang Peiqiang. Power Flow Analysis on Floating Raft System with Dynamic Vibration Absorbers. Journal of University of Science and Technology of China, 2007, 37: 13-19 (in Chinese))
- [7] 王莲花,龚兴龙,邓华夏,等. 磁流变弹性体自调谐式吸振器及其优化控制[J]. 实验力学, 2007, 22(3-4): 429-434 (Wang Lianhua, Gong Xinglong, Deng Huaxia. Adaptive Tuned Vibration Absorber Based on Magnetorheological Elastomers and its Optimal Control. Journal of Experimental Mechanics, 2007, 22(3-4): 429-434 (in Chinese))
- [8] 李德葆,陆秋海. 实验模态分析及其应用[M]. 北京:科学出版社, 2001 (Li Debao, Lu Qiuhai. Experimental Modal Analysis and its Application. Beijing: Science Press, 2001 (in Chinese))

Finite Element Analysis of Application of Dynamic Vibration Absorber on Floating Raft System

ZHANG Kun, CHEN Hai-bo, WANG Lian-hua, GONG Xing-long, ZHANG Pei-qiang

(CAS Key Laboratory of Mechanical Behavior and Design of Materials, Department of Modern Mechanics, University of Science and Technology of China, Hefei 230027)

Abstract: Floating raft system is a widely-used isolation set for vibration and noise reduction, however it has a disadvantage to depress low frequency vibration. Research shows that the application of dynamic vibration absorbers (DVAs) can significantly improve the low frequency isolation performance of floating raft system. Aimed at predicting the effect of DVAs on the floating raft system, a numerical simulation was proposed based on finite element analysis. Frequency response functions (FRFs) of practical floating raft system with/without the DVAs were investigated numerically and a performance index was defined to evaluate the vibration attenuation effect of the DVAs. A new adaptive tuned vibration absorber (ATVA) based on magnetorheological elastomers (MRE) was used to fulfill the vibration attenuation experiment of the DVAs on a practical floating raft system. Availability of this simulation method is verified based on comparing the experimental and numerical results.

Keywords: floating raft system; dynamic vibration absorber; FEA; frequency response function; ANSYS