文章编号：1006-1355(2015)04-0138-05

磁流变弹性体动力吸振器的实验

李清云[1]，解忠良[1]，杨志荣[1,2]，塔 娜[1]，饶柱石[1]

（1. 上海交通大学 振动、冲击、噪声实验室，上海 200240；
2. 集美大学 轮机工程学院，福建 厦门 361021）

摘 要：针对船舶轴系纵向振动控制展开研究。结合智能材料磁流变弹性体结构特点，提出一种新型动力吸振器结构--磁流变弹性体动力吸振器(MRE-DVA)一的思想，通过利用磁流变弹性体的刚度可调特性设计一种新型的宽频吸振器，实现变转速工况下对船舶轴系纵向振动的有效控制。加工相应的轴系半主动控制吸振器，并进行移频效应测试试验，验证利用磁流变弹性体流变特性设计动力吸振器的构想，从而为推进轴系的纵向振动控制提供理论和工程依据。

关键词：振动与波；船舶推进轴系；磁流变弹性体；动力吸振器；移频效应试验

中图分类号：TH113.1 **文献标识码**：A DOI编码：10.3969/j.issn.1006-1335.2015.04.031

Experiment of Dynamic Vibration Absorbers Made of Magneto-rheological Elastomer Material

LI Qing-yun[1], *XIE Zhong-liang*[1], *YANG Zhi-rong*[1,2], *TA Na*[1], *RAO Zhu-shi*[1]

(1. Laboratory of Vibration, Shock and Noise, Shanghai Jiaotong University, Shanghai 200240, China;
2. Marine Engineering Institute, Jimei University, Xiamen 361021, Fujian China)

Abstract : Longitudinal vibration control of ship propelling shaft system was studied. The idea of a new-type dynamic vibration absorber (DVA) was put forward based on the structural characteristics of the smart material of magneto-rheological elastomers (MRE). A new-type broad frequency absorber was designed, employing the characteristic of stiffness adjustable of MRE material, to realize the effective control of the longitudinal vibration of the ship shafting system under variable operating conditions. A semi-active control absorber for the shaft system was processed, and the frequency shift effect was measured. The experiment results agree well with the theoretical analysis. This idea is verified. It is of directive significance for engineering design and application of the dynamic vibration absorbers.

Key words : vibration and wave ; propelling shaft system ; magneto-rheological elastomers (MRE) ; dynamic vibration absorber ; frequency shift effect test

船舶在水中运行时，其艉部形成不均匀伴流场，螺旋桨在其中工作，所产生的推力包括桨叶合成的静推力以及叠加在静推力之上的脉动推力。其中前者是推动船舶前进的动力，是我们需要的部分；后者虽不需要但客观存在，并会使得推进轴系产生周期性的纵向拉压变形，即引起其纵向振动，并经推力轴承、基座传递到壳体，引起壳体振动进而产生水下声辐射，从而对船舶声隐身性能产生不利影响[1]。

国内外学者对此做了大量研究工作，Goodwin[2]提出利用共振转换器（Resonance Changer）抑制推进轴系纵振，澳大利亚学者Dylejko[3]借鉴Goodwin的思想，对共振转换器进行了比较详细的研究。国内对船舶水下噪声辐射的研究也取得了很大的进展。曹贻鹏[4,5]采用有限元/边界元方法分析了艇体与推进器的耦合作用，刘耀宗[6]得出利用动力吸振器能有效抑制轴系共振频率附近的轴壳纵向振动，而对其它轴壳纵向共振频率吸振效果则大为降低的结论。Jacquot[7]通过对梁的横向动力消振的研究，提出利用其一阶模态振型近似系统的振动，并取得了较为精确的结果。但是船舶轴系转速不是衡定的，传统的被动式吸振器只能在某个频率点上产生较好的减振效果，存在明显局限性。

收稿日期：2014－12－02

作者简介：李清云（1989－），男，四川成都人，硕士研究生，目前从事船舶轴系振动控制，智能材料研究。
E-mail: iamlqy1115@sjtu.edu.cn

通讯作者：饶柱石（1962－），男，教授，博导。
E-mail: zsrao@sjtu.edu.cn

磁流变弹性体(MRE)是一种通过在橡胶基体中添加磁性金属颗粒而形成的一种新型智能材料，磁致剪切模量是其主要力学特性，即磁流变弹性体的剪切模量随外加磁场的变化而变化，故可由外加磁场来控制力学性能。因而磁流变弹性体在吸振器设计中有广泛的应用前景[8]。

本文从船舶轴系纵向振动的动力学特性出发，结合磁流变弹性体结构特点，提出一种新型半主动动力吸振器结构，通过利用磁流变弹性体的刚度可调特性设计加工一种新型的宽频带动力吸振器，并对其移频效应进行测试，验证了利用磁流变弹性体设计动力吸振器的构想，从而为推进轴系的纵向振动控制提供理论和工程依据[9-11]。

1　结构设计

1.1　磁流变材料性能

以天然橡胶为基体，制备出的磁流变弹性体外形尺寸为直径50 mm，厚度5 mm，在室温下，测试频率为10 Hz、应变为0.1 %和外加磁场范围取0～1 000 mT的测试条件下测试样品，线性范围内磁流变弹性体的相对磁导率取平均值2.91。图1为剪切模量随磁感应强度的变化曲线。由图可知，零场剪切模量约为0.74 MPa，磁致剪切模量约为3.23 MPa，相对磁流变效应约为440 %。根据其中的数据点可拟合出磁流变弹性体的剪切模量 G 与磁感应强度 B 的关系式如下。

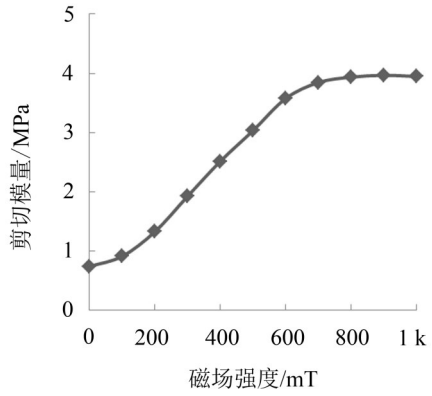


图1　剪切模量随磁感应强度变化

$$G=\begin{cases}10.68B^2+0.772\,9B+0.732\,3, & 0\le B<0.3\ T\\ 5.512(B-0.3)+1.932, & 0\le B<0.6T\\ -4.56B^2+8.167B+0.333\,9 & 0.6\ T\le B<1\ T\end{cases} \quad (1)$$

图2为损耗因子随磁感应强度的变化曲线，由图可知，磁流变弹性体的损耗因子随着磁场的增加有所降低，但变化不大，取损耗因子的平均值约为0.23，故磁流变弹性体的阻尼比为 $\xi=\beta/2\sim0.11\beta$。

磁流变弹性体在简谐的剪切载荷激励下将产生交变的应力和应变。在弹性材料中，切应力 τ 和切应变 γ 近似同相位，材料的剪切模量为

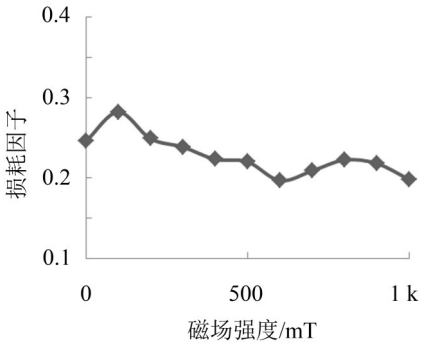


图2　损耗因子随磁感应强度的变化

$$G=\frac{\tau}{\gamma} \quad (2)$$

相应的剪切刚度为

$$K=G\cdot\frac{A}{H} \quad (3)$$

其中 A 为弹性元件的受剪切面积，H 为弹性元件的原始厚度

2.2　吸振器结构设计

根据磁流变弹性体具有剪切模量可调的原理以及有关推进轴系纵向振动半主动式动力吸振器的设计理论方法，结合推进轴系的具体结构形状，设计了一款内外嵌套式的磁流变弹性体动力吸振器，其主要结构如图3所示。

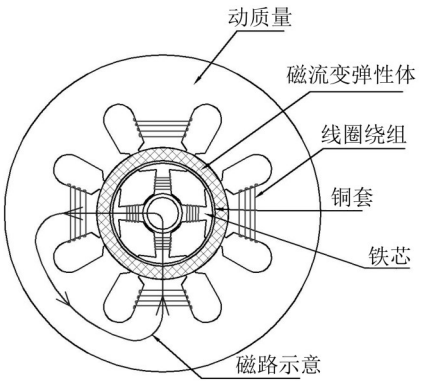


图3　磁流变弹性体动力吸振器的结构示意图

磁流变弹性体由三个部件组成：动质量(振子)、磁流变弹性体和铁芯。铁芯与磁流变弹性体之间用铜套连接，在铁芯的四翼上缠绕有线圈，线圈的方向沿轴线方向，动质量上开有槽孔用于缠绕线圈，增强作用在磁流变弹性体上的磁场强度。动质量沿轴向往复运动过程中，磁流变弹性体承受剪切变形；线圈产生的磁场可以控制磁流变弹性体的剪切刚度，实现改变动力吸振器固有频率的效果。安装时，可通过多个吸振器并联均布在轴系的周围来增加质量比，吸振器通过纵向的往复运动来消耗推进轴系的振动能量，达到吸振的目的。

所设计的动力吸振器安装在实验室模型的推进轴系上，该模型的纵向振动第1阶固有频率约为91 Hz。由2.1节中可知所选定的磁流变弹性体的材料在零磁场状态下剪切模量为0.74 MPa，达到磁饱和状态后其剪切模量转变为3.23 MPa。由式(3)可知，剪切刚度与剪切模量线性相关。如果按照此剪切模量的变化情况，可知理论上所设计出的动力吸振器的固有频率最大移频率可达到

$$\frac{\sqrt{3.23}-\sqrt{0.74}}{\sqrt{0.74}}\times 100\,\%=109\,\% \qquad (4)$$

为使吸振器的移频范围对称覆盖推进轴系纵振的第1阶固有频率，在较低转速上也具有吸振效果，设定动力吸振器在零磁场条件下的固有频率为 $f_0=75$ Hz 左右。根据磁场强度需要及吸振质量比需要确定吸振器参数，取铁芯的半径 $R_x=20$ mm，动质量的内半径 $R_1=25$ mm，外半径 $R_0=60$ mm，轴向长度取为 $l=30$ mm。此时，吸振器零磁场条件下固有频率为 $f_0=78.2$ Hz。

确定了动力吸振器具体尺寸之后，为了得知电磁场的分布情况，并最终确定线圈匝数和通电之后的磁流变弹性体剪切模量，需要对动力吸振器进行电磁场分析。图4为单个动力吸振器的电磁场有限元分析模型，图5为激励电流为5 A情况下的动力吸振器中磁流变弹性体的磁感应强度分布矢量图。

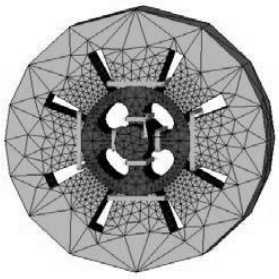


图4 单个动力吸振器的有限元模型

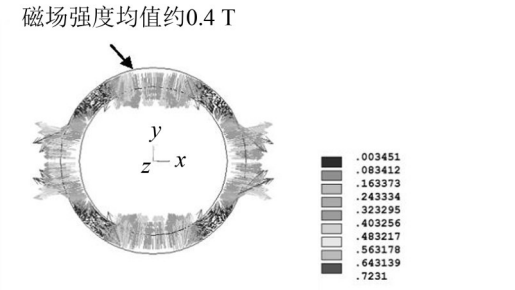


图5 磁流变弹性体的磁感应强度

由图5可知，在磁流变弹性体与铁芯接触的四个翼上，磁力线均匀垂直穿越其中，磁感应强度的平均值约为0.4 T，由式(1)与式(4)可知，固有频率最大移频可达到83 %，吸振器固有频率的理论变化范围为78.2 Hz～143.3 Hz，完全覆盖了工作的频率范围，所以0.4 T能满足磁流变弹性体磁致剪切模量变化的磁场需要。

2 吸振器加工与实验

2.1 单体吸振器加工

图6为按照设计加工出来的磁流变弹性体动力吸振器。通过在铁芯上安装铜套增大与磁流变弹性体的接触面积，将处理成长方形的磁流变弹性体沿着铜套表面用特殊胶水粘结，待磁流变弹性体完全覆盖铜套的表面后，将其整体装入振子中。动力吸振器铁芯和振子绕组线圈直接与稳流直流可调电源相接，电流变化在磁流变弹性体中产生不同的稳定磁场。磁流变弹性体黏贴在铁芯和振子之间，在磁场的作用之下其剪切模量发生瞬时变化，进而使动力吸振器的固有频率改变。

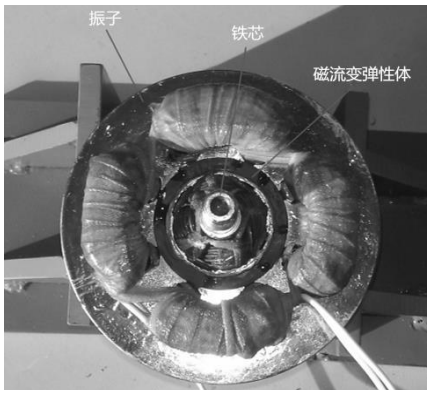


图6 磁流变弹性体动力吸振器

2.2 吸振器移频实验

动力吸振器移频特性试验如图7所示。

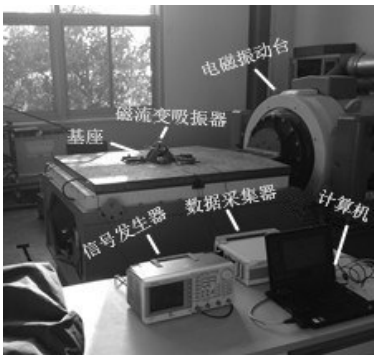


图7 试验装置实物图

动力吸振器及基座的整套装置固定在水平振动台上，振动台对动力吸振器进行激振，由安装在吸振器的基座和振子上的传感器得出振子的响应信号与基础激励信号之间的传递函数（绝对加速度传递率）的频率谱，从而得到吸振器的固有频率；动力吸振器上的线圈与稳流直流可调电源相接以产生不同的稳定磁场，调节电流，得到动力吸振器的固有频率随激

励电流变化的关系，即磁流变弹性体动力吸振器的移频特性。

3　结果讨论

3.1　单体移频特性分析

磁流变弹性体动力吸振器通电流后的铁芯线圈将产生温升，进而使得磁流变弹性体的温度上升，对磁流变弹性体的弹性模量影响较大，进而影响吸振器的固有频率特性。为了研究的方便，这里分别命名单体A/B/C加以区分三套不同的动力吸振器。图8、9为磁流变弹性体动力吸振器单体A在不同激励电流下的绝对加速度传递率（传递函数）的频率谱。

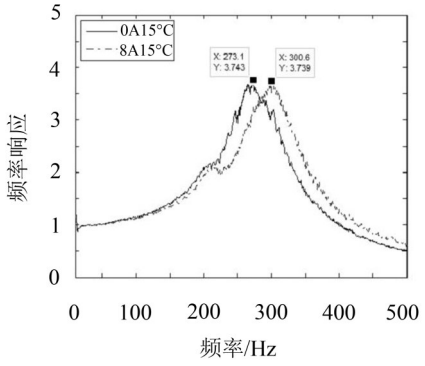


图8　15 ℃下激励电流为8 A时与0 A时的传递函数比较

由图8可知，初始温度（15 ℃）下未加电流时，动力吸振器的纵振第1阶固有频率为273.1 Hz，在相同温度的情况下，激励电流为8 A时，动力吸振器的纵振第1阶固有频率为300.6 Hz，频率改变量为$\triangle f$=27.5 Hz。

由图9可知，在相同温度（85 ℃）的情况下，激励电流为8 A时与未加电流时的动力吸振器的纵振第1阶固有频率分别为153.1 Hz和130.6 Hz，频率改变量为$\triangle f$=22.5 Hz。

3.2　温度对固有频率的影响

为了研究磁流变弹性体在不同温度下对动力吸振器纵振固有频率的影响，图10为相同激励电流8 A的情况下，不同磁流变弹性体温度时，动力吸振器的第1阶纵振固有频率的测试结果。

由图10可知，在相同激励电流8 A下，磁流变弹性体温度分别为20 ℃、40 ℃、60 ℃、80 ℃、85 ℃时，动力吸振器的纵振第1阶固有频率分别为270.6 Hz、243.8 Hz、199.4 Hz、166.3 Hz和153.1 Hz。动力吸振器的纵振第1阶固有频率随着磁流变弹性体的温度的升高而降低，温度对磁流变弹性体动力吸振器的固有频率的影响较大。单体B/C在不同工况下的第1阶纵振固有频率，变化趋势与单体A类似，只是由于个体装配工艺的差别，具体频率点略有不同。

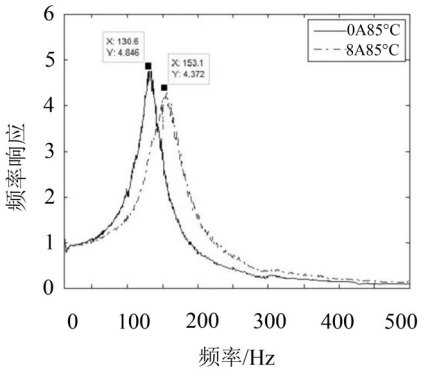


图9　85 ℃下激励电流为8A时与0A时的传递函数比较

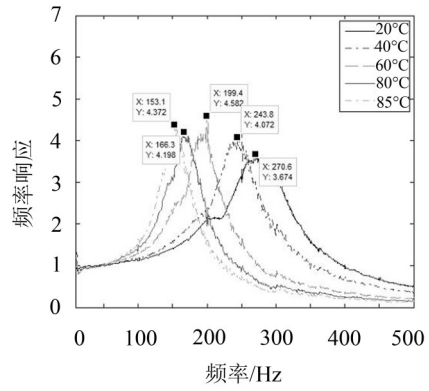


图10　相同激励电流不同温度时的传递函数比较

由以上的试验结果可知，测试出的磁流变弹性体动力吸振器的固有频率与理论仿真结果相差较大，这可能是由于磁流变弹性体的加工工艺以及实际装配时黏合剂的影响等原因，因此需要根据实验结果重新进行理论建模并对质量进行调整。

为此，根据吸振器的纵振固有频率与振子的质量的根号成反比，可以在动力吸振器的振子再增加一个质量为5.4 kg的质量块如图11所示，这样调整之后的振子质量可达到7.7 kg，可以有效降低动力吸振器的第1阶纵振固有频率。

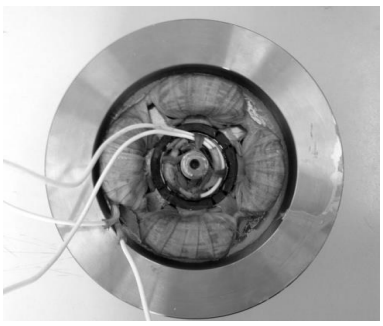


图11　增加质量后的单体吸振器

3.3　增加质量后单体移频特性测试

对调整振子质量之后的动力吸振器再次进行移频特性试验，图12为单体A在不同温度下纵振固有频率随激励电流的变化关系（单体B/C变化与A类似）。

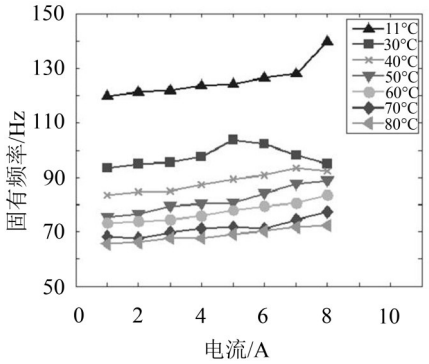


图 12 单体A在不同温度下纵振固有频率随激励电流的变化

由图12可知，磁流变弹性体动力吸振器的固有频率变化范围在62 Hz～139 Hz之间，涵盖了理论仿真设计的75 Hz～128.9 Hz频率范围，基本上满足推进轴系在主要工作转速范围（160 r/min～300 r/min）内的纵向激励频率范围要求。此外，动力吸振器的纵振第1阶固有频率随着磁流变弹性体的温度的升高而降低，同一温度下随着激励电流的增加而增加，温度对磁流变弹性体动力吸振器的固有频率的影响更为明显。由于试验过程中，温度因素较难控制，在温度为30 ℃的工况下，激励电流从5 A变化到8 A过程中，出现固有频率随激励电流增加而略为降低的现象，这是因为在测试过程中，温升的影响使得固有频率降低。在实船应用中，如何使动力吸振器尽可能稳定工作在上述所列的大多数试验工况，仍面临较大的挑战。

3.4 电流强度对固有频率影响

为了研究动力吸振器在施加电流后在稳定工作状态下的固有频率特性，在室温12 ℃下，施加激励电流稳定工作一段时间后，此时吸振器达到相对热平衡，对动力吸振器进行传递函数测试，测得稳定工况下单体A/B/C在施加不同激励电流时的吸振器第一阶纵振固有频率曲线如图13所示。

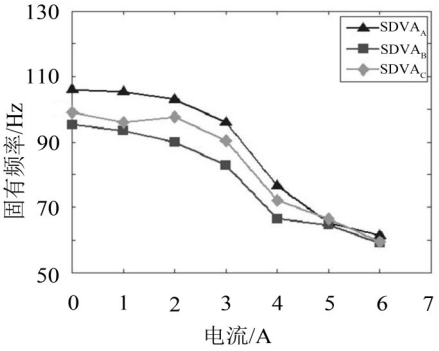


图 13 稳定工况下的各单体在不同激励电流下的固有频率

由图可知，随着激励电流的增大，动力吸振器在稳定工作状态下，温度升高，固有频率值下降。在激励电流为6 A，稳定工作一段时间后，温度上升至88 ℃，此时三个吸振器的固有频率约为60 Hz左右，已经达到设计频率范围的下限。

4 结 语

从船舶轴系纵向振动的动力学特性出发，设计并加工了基于磁流变弹性体的轴系半主动控制吸振器，并对其进行移频效应测试，得出如下结论：

(1) 通电施加磁场后，吸振器频移可达到27.5 Hz，证明了利用磁流变弹性体剪切特性可调的特点设计宽频动力吸振器的可行性；

(2) 现有设计存在严重的散热问题，通电后磁流变弹性体升温使其刚度降低，导致单体动力吸振器固有频率下降，下降幅度完全覆盖磁场影响所带来的频移效果。在后续的设计中应充分考虑到结构的改善以解决散热问题；

(3) 温度增加，吸振器频率降低，其频率跨度达到50 Hz以上，这给了我们一个设计船舶吸振器的新的思路，在工况变化缓慢，同时解决橡胶材料受热老化问题的情况下，可以利用本动力吸振器的温度性能，达到一个宽频吸振的效果。

参考文献：

[1] 许运秀，何轩轩，钟学添. 船舶轴系纵向振动[M]. 北京：人民交通出版社，1985.

[2] Goodwin, The design of a resonance changer to overcome excessive axial vibration of propeller shafting[J]. **Transactions of the Institute of Marine Engineers**, 1960, 72: 37-62.

[3] Dylejko Paul G, Optimisation of a resonance changer to minimise the vibration transmission in marine vessels[J]. **Journal of Sound and Vibration**, 2007, 300(1-2), 101-116.

[4] 曹贻鹏，张文平，使用动力吸振器降低轴系纵振引起的水下结构辐射噪声研究[J]. **哈尔滨工程大学学报**，2007，28(7)：747-751.

[5] 曹贻鹏. 推进轴系引起的艇体结构振动与辐射噪声控制研究[D]. 哈尔滨：哈尔滨工程大学，2008.

[6] 刘耀宗，王宁. 基于动力吸振器的潜艇推进轴系轴向减振研究[J]. **振动与冲击**，2009，28(5)：184-187.

[7] R G Jacquot, Optimal Dynamic Vibration Absorbers for General Beam Systems[J]. **Journal of Sound and Vibration**, 1978, 60(4), 535-542.

[8] 汪建晓，孟光. 磁流变弹性体研究进展[J]. **功能材料**，2006，37(005)：706-709.

[9] Zhirong Yang, Design and analyses of axial semi-active dynamic vibration absorbers based on magneto-rheological elastomers[J]. **Journal of Intelligent Material Systems and Structures**, 2014, Vol. 25(17) :2199-2207.

[10] 秦春云，杨志荣，饶柱石，等. 船舶推进轴系纵向振动抑制研究[J]. **噪声与振动控制**，2013，33(3)：147-152.

[11] 杨志荣，秦春云，饶柱石，等. 船舶推力轴承纵向橡胶减振器设计研究[J]. **噪声与振动控制**，2013，33(6)：211-215.