

引用格式: 夏极, 李全超. 船舶轴系碟簧式纵向减振器动态特性分析[J]. 中国舰船研究, 2021, 16(3): 194–199.
XIA J, LI Q C. Dynamic characteristics analysis of disc-spring longitudinal shock absorber of ship shafting[J]. Chinese Journal of Ship Research, 2021, 16(3): 194–199.

船舶轴系碟簧式纵向减振器 动态特性分析



夏极¹, 李全超^{*2}

1 海军装备部驻武汉地区第二军事代表室, 湖北 武汉 430064
2 中国舰船研究设计中心, 湖北 武汉 430064

摘 要: [目的] 为了控制船舶轴系纵向振动, 提出采用碟簧式纵向减振器的设计思路, 并开展动态特性研究。[方法] 首先, 对减振器的静刚度特性进行理论分析和实验测试; 然后, 研究静载荷、激励频率、碟簧组合形式等因素对减振器动刚度特性的影响; 最后, 将优选后的减振器方案应用于船舶轴系, 分析减振效果。[结果] 结果表明: 所选 4 片对合碟簧组合的减振器动静刚度比低, 动刚度对静载荷、系统激励频率等因素的变化不敏感, 为工程应用的较优方案; 减振器的应用对轴系纵向振动控制效果明显。[结论] 研究成果对船舶轴系碟簧式纵向减振器的工程应用具有参考价值。
关键词: 船舶振动噪声; 碟形弹簧; 纵向减振器; 动态特性
中图分类号: U661.44 **文献标志码:** A **DOI:** 10.19693/j.issn.1673-3185.01953

Dynamic characteristics analysis of disc-spring longitudinal shock absorber of ship shafting

XIA Ji¹, LI Quanchao^{*2}

1 Wuhan Second Military Representative Office, Naval Armament Department of PLAN,
Wuhan 430064, China
2 China Ship Development and Design Center, Wuhan 430064, China

Abstract: [Objectives] In order to suppress the longitudinal vibration transfer of ship shafting, this paper put forward a design approach of applying disc-spring longitudinal shock absorber to the ship shafting, and carried out a study of dynamic characteristics before and after applying this type of longitudinal shock absorber. [Methods] First, the static stiffness of shock absorber was studied by theoretical analysis and experimental test. Secondly, the influence of static load, excitation frequency, disc spring combination and other factors on the dynamic stiffness of shock absorber was investigated by experimental test. Finally, the optimized scheme of disc-spring shock absorber was applied to ship shafting to study the effect of vibration reduction. [Results] The results show that the selected four-piece dual disc-spring shock absorber has a low ratio of dynamic stiffness to static stiffness, and its dynamic stiffness is not sensitive to the variation of static load, system excitation frequency and other factors. The application of shock absorber has obvious effect on longitudinal vibration control of shafting. [Conclusions] The research results have reference value for the engineering application of ship shafting disc-spring longitudinal shock absorber.
Key words: ship vibrational noise; disc-spring; longitudinal shock absorber; dynamic characteristics

0 引 言

船舶桨轴系统运行产生的低频纵向振动是推进舱室和船舶艏部振动噪声的重要来源, 对船舶

舱室舒适性和声隐身性能具有重要影响。因此, 若要改善船舶艏部振动噪声状态, 需对桨轴系统的纵向振动进行控制。
针对桨轴系统纵向振动控制, 国内外学者开

展了许多研究,提出了包括动力吸振、纵向减振等各种控制措施。例如,刘耀宗等^[1-3]提出的纵振动力吸振方案是通过在轴系上并联动力吸振器来达到抑制轴系共振的目的,并研究了相关设计参数对振动传递和声辐射带来的影响;冯国平等^[4]研究表明改变推力轴承刚度和基座结构形式对船舶艏部的减振降噪有一定作用;刘伟等^[5-7]提出不同形式的减振推力轴承设计思路,验证了其对轴系纵向振动的控制效果。

纵向减振器是改善桨轴系统纵向振动状态的重要手段,其思路是在推力传递通道中设置减振结构,利用减振结构的刚度、阻尼降低力传递途径中的纵向振动。由于船舶轴系具有低速、重载的特点,所以工程上纵向减振设备的选择需同时考虑较大推力载荷的承受能力、较小的纵向压缩位移以及狭小空间内的适装性等因素。目前,相关纵向减振技术的研究多数集中于纵向减振设备应用后对轴系纵向减振效果的评价方面,而鲜有对低速重载环境条件下的高静刚度、低动刚度、小压缩行程减振元件的选择进行研究,尤其是缺乏减振器动载刚度稳定性、动静刚度比特性、元件优化过程等方面的研究。

本文所提碟形弹簧(以下简称碟簧)是一种由金属带材、板材或者锻造坯料冲压而成的截锥形薄片弹簧,具有尺寸小、承载能力大、缓冲和减振能力强等特点,尤其适合安装在空间紧凑、载荷范围变化大等的场合,常被作为核心减振元件被应用于航空、航天、冶金、机械等领域^[8]。碟簧的结构紧凑、刚度高等特点也同样适合应用于船舶轴系纵向减振器。

本文将提出船舶轴系碟簧式纵向减振器设计思路,研究以碟簧作为减振元件的纵向减振器的动态特性,分析其静刚度特性,研究不同碟簧组合形式、载荷、激振频率等因素对该纵向减振器的刚度特性的影响。此外,根据减振元件的刚度特性,研究优选碟簧组合形式并应用于纵向减振器,分析其对轴系纵向振动控制的效果。

1 碟簧式减振器设计

图1所示为碟簧式减振器的设计结构,其主要由压盖、导向杆、碟簧和缸体等部件组成。其中,碟簧安装在导向杆与缸体之间,通过压盖压紧导向杆,对组合碟簧实施预紧,以保证碟簧元件的使用行程和寿命。根据使用刚度和工作行程的需要,可以设计不同组合形式的碟簧组,并通过调整导向杆尺寸来控制碟簧组的安装高度。

结合轴系纵向减振器布置的尺寸限制、受载

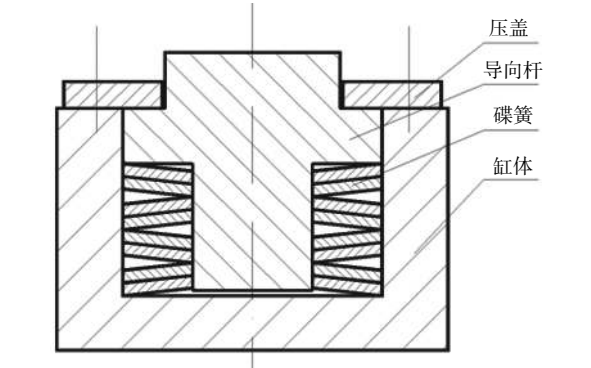


图1 碟簧式减振器结构图
Fig. 1 Structure diagram of disc-spring shock absorber

状态和刚度设计等要求,选用文献[9]中的A系列碟簧(型号A71-2),具体参数如表1所示。

表1 碟簧参数 Table 1 Parameters of disc-spring			
参数	数值	参数	数值
外径 D /mm	71	厚度 t /mm	4
内径 d /mm	36	弹性模量 E /(N·mm ⁻²)	20 600
自由高度 H_0 /mm	5.6	泊松比 ν	0.3

为研究碟簧的不同组合形式对纵向减振器动态特性的影响,本文设计了4种方案,如表2所示。其中,方案4由2片碟簧叠合后再对合组合而成。

表2 碟簧组合方案 Table 2 Combining forms of disc-spring		
方案	组合形式	组合示意
1	两片对合	
2	三片对合	
3	四片对合	
4	八片复合	

2 减振器静刚度特性研究

静刚度是指碟簧组在一定静载荷状态下的变形能力。碟簧组静刚度决定了减振器静载荷的承受能力。对应用于轴系的纵向减振器而言,这也是决定轴系有效减振推力范围的关键因素。因此,有必要研究减振器静刚度特性。本节将研究不同碟簧组合形式下的减振器静刚度特性。

首先,采用 ANSYS 有限元分析软件建立组合碟簧三维模型,分析其载荷-变形特性,图 2 所示为方案 4 的有限元模型,该方案的相邻 2 片对合碟簧采用了线接触,相邻的 2 片叠合面则采用面接触,摩擦系数取为 0.03。在最上端碟簧外边线逐步施加载荷,在最下端碟簧外边线施加垂向位移约束,开启 ANSYS 中大变形选项,利用牛顿-拉普森(N-R)迭代法求解,可以获得碟簧组在受压状态下的非线性变形情况。

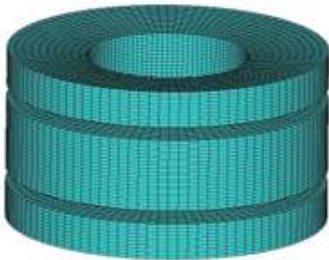


图 2 八片复合碟簧组有限元模型

Fig. 2 Finite element model of eight composite disc-springs

然后,利用静刚度试验机对安装有上述 4 种组合碟簧的减振器进行静力加载和卸载试验,试验中加载和卸载需缓慢控制,以保证静刚度测试结果的准确。图 3 所示为试验获得的 4 种减振器静载荷-变形特性曲线。

由图 3 可见,不同组合的碟簧式减振器变形

随载荷的变化而不同。通过理论分析,减振器变形曲线的刚度与卸载线性区的刚度基本一致,其静刚度存在如下特点:

1) 减振器加载初期为非线性状态,刚度逐渐增大后趋于稳定;卸载初期也呈非线性状态,刚度逐渐减小后趋于稳定;

2) 减振器的加载曲线与卸载曲线不重合,加载-卸载呈迟滞曲线分布,且卸载时线性刚度出现退化,这是由于碟簧组在加载和卸载过程中,碟簧组外缘在受力伸展和收缩时与减振器支撑面在摩擦作用下产生了一定的摩擦阻力;

3) 方案 1 与方案 4 的碟簧刚度相当,这是因为碟簧对合片数增加,静刚度会等比例降低,而叠合片数增加,静刚度也会等比例增加;

4) 复合组合碟簧的卸载曲线迟滞现象更为明显,这是因为复合碟簧中的叠合簧片间的接触面发生了微小滑动,产生了更多摩擦能耗。

3 减振器动刚度特性研究

对于受简谐激励力作用的单自由度系统,其动刚度 K_D 可表示为

$$K_D = K[(1 - \lambda^2) + 2i\zeta\lambda] \tag{1}$$

式中: K 为减振器静刚度; λ 为激励频率与系统固

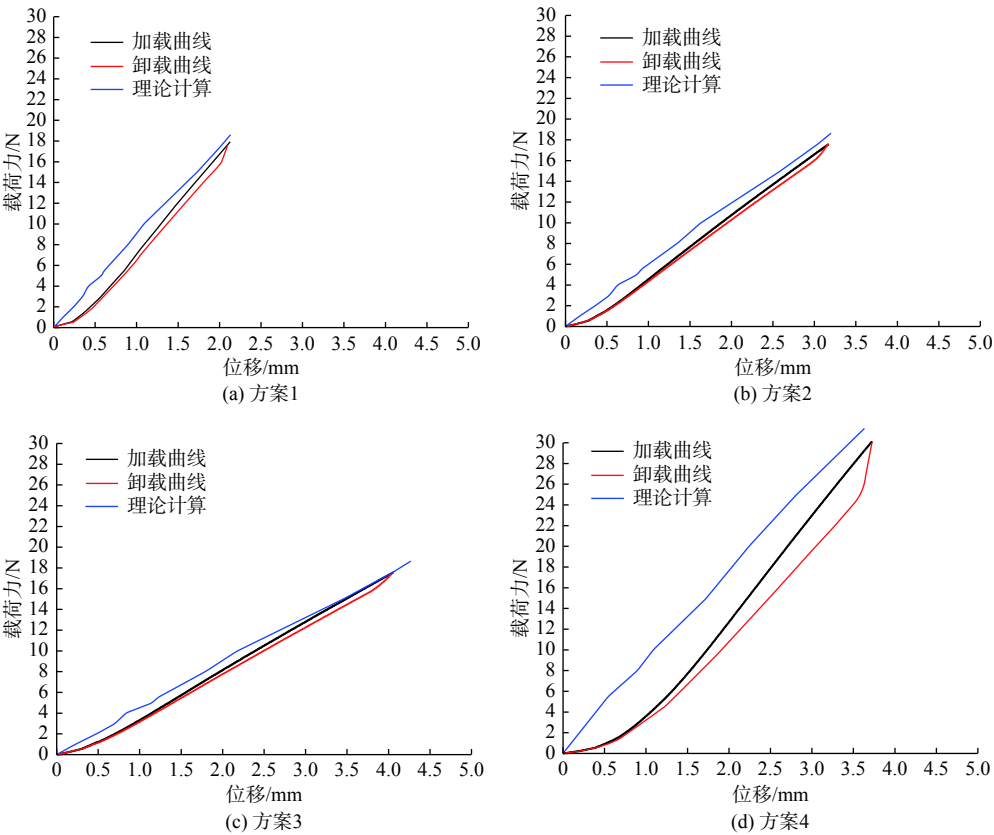


图 3 不同组合形式下碟簧式减振器静态加载曲线

Fig. 3 Load-deformation curves of different combinations of disk-spring shock absorbers under static loading

有频率的频率比; ζ 为阻尼比。由式(1)可见, 动刚度特性与系统激励频率、系统固有频率、系统阻尼等多个因素有关。

因碟簧式减振器的动刚度特性复杂, 通过理论计算的方式较难获取, 故本文采用标准动刚度试验机进行动刚度特性测试, 以研究载荷、激振频率和碟簧组合形式对减振器动刚度特性的影响。

3.1 静载荷对减振器动刚度影响分析

对碟簧式减振器进行不同静载荷下动刚度测试, 并以三次多项式拟合出减振器静载荷-动刚度特性曲线, 如图 4 所示。试验中, 试验机采用相同激振频率和幅值。

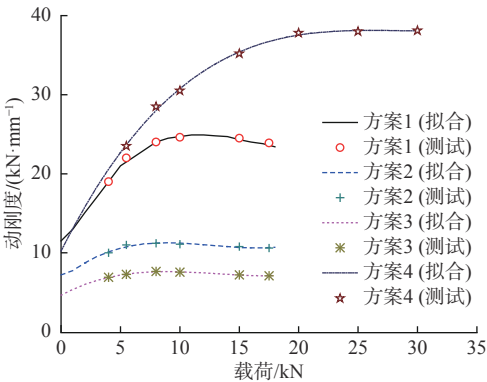


图 4 不同静载荷下碟簧式减振器动刚度特性
Fig. 4 Dynamic stiffness of disc-spring shock absorbers under multiple static loads

由图可见如下特点:

- 1) 碟簧式减振器动刚度随静载荷的增大而增加, 低载荷时的增幅大, 高载荷后趋于稳定;
- 2) 方案 4 与方案 1 碟簧式减振器的动刚度拟合曲线在频率为 0 (即静态) 处基本相当, 与静刚度测试结果一致;
- 3) 方案 4 减振器的动刚度随载荷的增大而变化, 且更为明显, 这是因为碟簧组在激振过程中碟片叠合面摩擦消耗了更多的输入能量, 系统阻尼特性影响明显;
- 4) 对于对合组合的减振器, 随着对合碟片数量的增加, 减振器的动刚度随载荷变化而趋于稳定, 4 片对合碟簧式减振器的动刚度曲线随载荷变化而最为稳定。这是因为对合碟片加载过程中内部碟片之间不会产生相对滑移, 对合碟片数量的增加不会引起更多的摩擦能耗。

3.2 激振频率对减振器动刚度影响分析

以方案 4 的碟簧式减振器为分析对象, 进一步研究激励频率对减振器动刚度的影响。由于轴

系纵向振动控制主要是低频段, 一般以不超过 100 Hz 范围为控制对象^[10], 结合动刚度试验机有效测试范围, 对减振器进行 0~80 Hz 范围内的扫频测试, 结果如图 5 所示。由图可见: 在相同载荷下, 减振器的动刚度基本上不随激振频率的变化而变化, 纵向减振器对激振频率的变化不敏感。

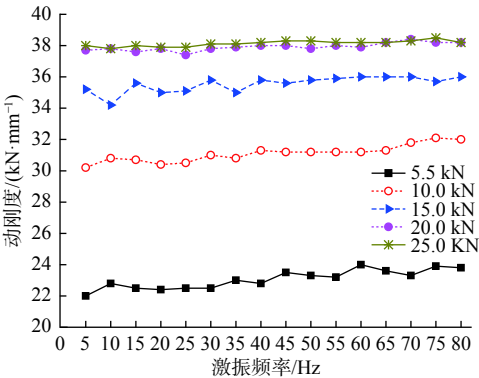


图 5 不同激振频率下碟簧式减振器动刚度特性
Fig. 5 Dynamic stiffness of disc-spring shock absorbers under excitation frequencies

3.3 碟簧组合形式对减振器刚度特性影响分析

以静态加载过程中的线性区刚度为静刚度, 最大载荷下定频激振测试结果为动刚度, 对比不同碟簧组合形式下碟簧式减振器的动刚度、静刚度特性, 以研究减振器刚度稳定性, 结果见表 3。

表 3 不同组合形式下碟簧式减振器动静刚度比			
Table 3 Dynamic-to-static stiffness ratio of shock absorbers			
方案	动刚度/(kN·mm ⁻¹)	静刚度/(kN·mm ⁻¹)	动静刚度比
1	23.9	9.71	2.46
2	10.6	6.28	1.69
3	7.09	4.73	1.50
4	38.1	10.34	3.68

由表 3 可见:

- 1) 碟簧式减振器的动刚度均大于静刚度, 两者之比大于 1;
- 2) 对合组合碟簧式减振器的对合片数越多, 动静刚度比趋于降低, 方案 3 的碟簧式减振器最大动静刚度比稳定在 1.5 左右;
- 3) 复合组合碟簧式减振器的动静刚度比远高于对合组合, 方案 4 的碟簧式减振器动静刚度比超过 3.5。

3.4 减振器碟簧组合形式对比优选

船舶轴系纵向振动模型可简化为单自由度系统, 纵向减振器刚度是该单自由度系统振动特性

的决定因素之一。

根据减振理论,对于线性系统,当外界激励频率大于 $\sqrt{2}$ 倍的系统固有频率时,振动传递率小于1,对外界激励具有减振效果。因此,获取较低且稳定的刚度,使轴系纵向固有频率远低于推进器激励频率,是减振器设计的关键。同时,由于船舶轴系也是低速重载系统,降低静刚度势必引起轴系静态纵向位移的增加,从而对轴系密封装置、弹性联轴器等其他轴系设备带来功能性损坏,所以必须控制纵向减振器具有尽可能高的静刚度。在高静刚度、低动刚度参数选择上,降低减振器的动静刚度比也是选择减振器元件的关键。

对比 4 种不同组合碟簧式减振器的动、静刚度特性,可见方案 3 的减振器在动刚度稳定性、动静刚度比的控制方面具有较大优势,故是本文轴系纵向减振器工程应用的最佳选择。

4 轴系纵向减振器应用效果研究

将本文设计的碟簧式纵向减振器应用到某船舶轴系并集成到其推力传递路径中,例如应用到推力轴承的内部,可以实现对轴系纵向振动传递的衰减效果^[6]。

建立某轴系理论分析模型,研究碟簧式纵向减振器应用对轴系纵向振动传递特性的影响。轴系纵向振动模型如图 6 所示,图中: m_1 、 m_2 、 m_3 分别为推进器、轴段及推力轴承质量,并共同构成系统的参振质量; k_2 、 c_2 分别为碟簧式纵向减振器的刚度、阻尼。该轴系由多组纵向减振器并联实现轴系纵向支撑。

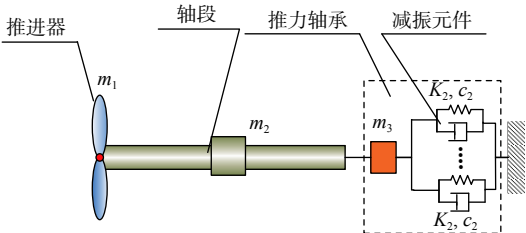


图 6 轴系纵向振动模型
Fig. 6 Shafting longitudinal vibration model

根据轴系纵向振动分析,应用纵向减振器前,轴系纵向一阶固有频率约为 44 Hz,而加装纵向减振器后,系统一阶固有频率降低至 23 Hz,可以实现 30 Hz 以上频段的轴系隔振。

在螺旋桨部位施加单位激励,获取应用纵向减振器后的轴系纵向振动加速度响应。因工程上获取推力轴承与基座间的力传递响应较困难,为便于试验测试对比,本文采取获取推力轴承处的加速度频响的方法来评价传递特性,与未应用减

振器的轴系纵向振动传递频率响应进行对比,结果如图 7 所示。由图可见,应用碟簧式纵向减振器后,轴系一阶纵振固有频率由 44 Hz 降至 23 Hz,在 30~200 Hz 频段振动传递响应明显降低。

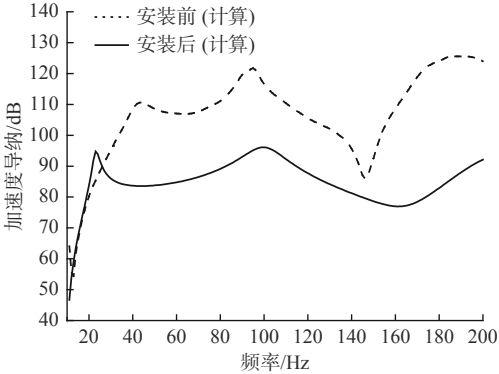


图 7 应用减振器前、后的轴系纵向振动响应计算对比
Fig. 7 Comparison of calculated shafting longitudinal vibration response before/after applying shock absorbers

进一步利用轴系陆上试验台测试纵向减振器的应用效果。试验台布置如图 8 所示,主要由推进电机、弹性联轴器、中间轴承、推力轴承、轴段、艏前轴承、艏后轴承、推进器配重等组成,艏部安装加载装置,用于模拟螺旋桨静载荷力。其中,纵向减振器布置在推力轴承内部。

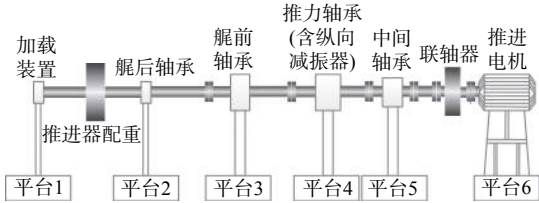


图 8 轴系试验台架结构简图
Fig. 8 Structure of shafting test bench

通过力锤在推进器配重处施加激励,分析推力轴承基座处的纵向振动响应。试验中同样以安装有碟簧式纵向减振器的推力轴承和普通推力轴承这 2 种轴系状态进行对比测试分析,结果如图 9 所示。结果表明,应用碟簧式纵向减振器后,在

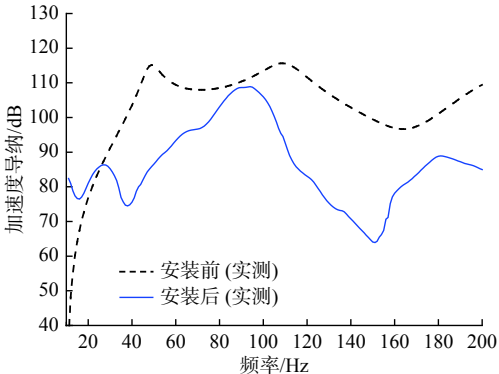


图 9 应用减振器前、后轴系纵向振动响应实测对比
Fig. 9 Comparison of measured shafting longitudinal vibration response before/after applying shock absorbers

相同激励下轴系纵向原一阶固有频率点以上低频段的轴系纵向振动响应下降明显, 原一阶固有频率处的振动响应下降约 30 dB。应用纵向减振器取得了较好的减振效果。上述研究以振动加速度频率响应作为减振效果评价方法, 后期将研究应用减振器前、后对振动传递率带来的影响, 以进一步评估其减振效果。

5 结 论

本文提出了船舶碟簧式纵向减振器设计方案, 对比研究了 4 种碟簧组合形式下的减振器动态特性, 以及静载荷、激振频率、碟簧组合形式等对减振器动刚度的影响, 得到如下结论:

- 1) 碟簧式减振器动刚度对低频激振频率不敏感;
- 2) 碟簧式减振器动刚度随静载荷的增加先增加, 在载荷增大后趋于稳定;
- 3) 碟簧叠合状态不利于减振器动刚度的稳定, 使其动静刚度比增大;
- 4) 对合片数的增加有利于减振器动刚度的稳定, 以及降低减振器动静刚度比。

通过碟簧式纵向减振器动态特性研究, 发现采用 4 片对合组合的碟簧式减振器方案在动刚度稳定性、动静刚度比的控制方面具有明显优势。

将优选的碟簧式减振器方案应用于船舶轴系纵向振动控制, 通过振动加速度频率响应情况分析了其应用效果。理论分析和研究表明: 在船舶轴系中应用本文设计的碟簧式纵向减振器后, 纵向振动控制效果明显。

参考文献:

[1] 刘耀宗, 王宁, 孟浩, 等. 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.
LIU Y Z, WANG N, MENG H, et al. Design of dynamic vibration absorbers to reduce axial vibration of propelling shafts of submarines[J]. Journal of Vibration and Shock, 2009, 28(5): 184-187 (in Chinese).

[2] 杨志荣, 秦春云, 饶柱石, 等. 船舶推进轴系纵振动力吸振器设计及参数影响规律研究 [J]. 振动与冲击, 2012, 31(16): 48-51, 61.
YANG Z R, QIN C Y, RAO Z S, et al. Design and analysis of a dynamic absorber for reducing axial vibration of ship shafting[J]. Journal of Vibration and Shock,

2012, 31(16): 48-51, 61 (in Chinese).

[3] 曹貽鹏, 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.
CAO Y P, ZHANG W P. Using dynamic absorbers to reduce underwater structural noise due to longitudinal vibration of shafting[J]. Journal of Harbin Engineering University, 2007, 28(7): 747-751 (in Chinese).

[4] 冯国平, 谌勇, 黄修长, 等. 舰艇艉部纵向激励传递特性分析 [J]. 噪声与振动控制, 2009, 29(6): 132-135.
FENG G P, CHEN Y, HUANG X C, et al. Study on transmission paths in submarine stern excited longitudinally[J]. Noise and Vibration Control, 2009, 29(6): 132-135 (in Chinese).

[5] 刘伟, 王磊, 俞强, 等. 船舶推力轴承纵向液压减振技术研究 [J]. 舰船科学技术, 2016, 38(3): 59-62.
LIU W, WANG L, YU Q, et al. Research of reducing axial vibration with hydraulic shock absorber in ship's thrust bearing[J]. Ship Science and Technology, 2016, 38(3): 59-62 (in Chinese).

[6] 李全超, 刘伟, 俞强. 船舶集成式推力轴承减振器研究与应用 [J]. 舰船科学技术, 2016, 38(11): 53-56.
LI Q C, LIU W, YU Q. Research on vibration reduction of thrust bearing[J]. Ship Science and Technology, 2016, 38(11): 53-56 (in Chinese).

[7] 李全超, 刘伟. 基于主动推力平衡原理的轴系纵向减振技术研究 [J]. 舰船科学技术, 2020, 42(1): 136-139.
LI Q C, LIU W. Research on longitudinal vibration control technology of marine shafting based on active thrust balance principle[J]. Ship Science and Technology, 2020, 42(1): 136-139 (in Chinese).

[8] 陆文遂. 碟形弹簧的计算设计与制造 [M]. 上海: 复旦大学出版社, 1990.
LU W S. Calculation design and manufacture of disc-spring[M]. Shanghai: Fudan University Press, 1990 (in Chinese).

[9] 中国国家标准化管理委员会. 碟形弹簧: GB/T 1972-2005[S]. 北京: 中国标准出版社, 2005.
China National Standardization Management Committee. Disc-spring: GB/T 1972-2005[S]. Beijing: China Standards Press, 2005 (in Chinese).

[10] 何友声, 王国强. 螺旋桨激振力 [M]. 上海: 上海交通大学出版社, 1987.
HE Y S, WANG G Q. Propeller exciting force[M]. Shanghai: Shanghai Jiao Tong University Press, 1987 (in Chinese).