

文章编号: 1007-7294(2025)10-1638-11

一种新型集成式双向隔振装置设计及试验研究

马超超, 许金, 李想, 贾正荣, 芮万智
(海军工程大学 电磁能技术全国重点实验室, 武汉 430033)

摘要: 某些抗冲击性能薄弱的舰船设备具有以下特点: 空间占比小、冲击载荷多变且较大、负载动态变化, 并需要满足刚柔状态转换及被动式工作的隔振需求, 而传统的隔振装置已无法满足这些需求。基于此, 本文首先提出一种新型集成式双向隔振装置, 并进行相应的结构设计; 其次, 建立隔振装置的动力学模型, 预测其在复杂载荷作用下的动力学响应, 并进一步探索频率和阻尼比对隔振装置抗冲击性能的影响; 最后, 搭建隔振装置试验台架, 验证结构与理论分析的合理性。结果表明: 冲击载荷与动态摇摆载荷的作用方向会影响隔振装置的抗冲击性能; 同向作用会提升性能, 反向作用会降低性能; 随着频率或阻尼比的增大, 隔振装置的抗冲击性能逐渐下降, 因此需结合关键指标对其进行优化。隔振装置的试验测试结果曲线平滑无畸变, 理论计算结果与其总体趋势基本相同, 验证了结构与理论分析的合理性。本研究结果可为舰船抗冲击性能薄弱设备的隔振抗冲击设计提供有益指导。

关键词: 集成式; 双向隔振装置; 动力学模型; 复杂载荷; 抗冲击

中图分类号: TB535 **文献标识码:** A **doi:** 10.3969/j.issn.1007-7294.2025.10.013

Design and experimental study of a novel integrated bi-directional vibration isolation device

MA Chao-chao, XU Jin, LI Xiang, JIA Zheng-rong, RUI Wan-zhi

(National Key Laboratory of Electromagnetic Energy, Naval University of Engineering, Wuhan 430033, China)

Abstract: Some ship equipment with weak anti-shock properties has the following characteristics such as small space proportion, variable and large shock loads, dynamic load changes, rigid-flexible state transitions and passive operation. However, these needs cannot be met by traditional vibration isolation devices. Therefore, this paper proposed a novel integrated bi-directional vibration isolation device and conducted the corresponding structural design. Then, the dynamic model of the vibration isolation device was established to predict the dynamic response under complex loading and to explore the effects of frequency and damping ratio on the anti-shock properties of the device. Finally, the test bench for the vibration isolation device was built to verify the validity of the structural design and theoretical analysis. The results show that the direction of the impact load and dynamic sway load affects the anti-shock properties of the vibration isolation device, When the loads act in the same direction, the anti-shock performance will be improved, whereas when the performance will be decreased if the loads act in opposite directions. As the frequency or damping ratio increases, the anti-shock properties of the vibration isolation device gradually decrease, thus requires optimization based on key performance indicators. The test results of the vibration isolation device have

收稿日期: 2025-04-22

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51977218)

作者简介: 马超超(1994-), 男, 博士研究生, E-mail: 747843226@qq.com;

许金(1983-), 男, 博士, 研究员, 博士生导师, 通讯作者, E-mail: 15308653681@163.com。

smooth curves without distortion, and the overall trend is basically the same as that of the theoretical calculation results, which can verify the validity of the structural design and theoretical analysis. The results of the study can provide useful guidance for the design of vibration isolation and anti-shock for weak ship equipment.

Key words: integrated; bi-directional vibration isolation device; dynamic changes; complex loading; anti-shock

0 引言

舰船设备的抗冲击性能是舰船战斗力和生命力的重要体现,国内外学者进行了大量关于舰船设备抗冲击性能的研究。从 19 世纪开始,美国、英国、荷兰、韩国和中国陆续进行了实船爆炸冲击试验^[1-3],获取了大量的毁伤经验和试验数据,为舰船设备的强化设计奠定了基础。然而,实船爆炸代价非常大,无法频繁进行冲击试验。因此,基于实船爆炸经验,美国最先发布了舰船设备抗冲击标准,随后,德国也发布了新版的抗冲击标准^[4],极大地提高了舰船设备抗冲击设计的规范化程度。舰船设备抗冲击强化设计的主要方法包括静态等效法^[5]、动态设计分析法^[6]和时域模拟法^[7],这些方法对提高设备的抗冲击性能有显著的指导意义。

对于无法通过强化设计解决抗冲击问题的薄弱设备,安装隔振装置是最常用的防护手段。近年来,国内外学者对隔振装置的设计及优化进行了大量深入的研究,有效地提高了舰船薄弱设备的抗冲击性能^[8-9]。惠安民等^[10]设计了一种含预紧力的对合碟簧隔振单元,提出了考虑边界摩擦条件的刚度模型和非线性动力学模型,研究了不同激励下隔振单元的振动特性。Zhou 等^[11]设计了一种大负载、大缓冲行程的非对称准零刚度隔振装置,考虑了非线性刚度特性与阻尼特性,研究了不同外界激励与结构参数对隔振性能的影响,结果表明,该隔振装置具有更长的缓冲行程、更小的位移传递率及更小的隔振起始频率。Wang 等^[12]对舰船的非线性隔振装置进行了分析及设计,通过载荷传递率评估隔振装置性能,并将非线性隔振装置简化为多自由度系统,设置优化的非线性阻尼后可提高隔振性能,为非线性舰船隔振装置的设计提供了参考。张相闻等^[13]提出并设计了一种新型的船用隔振蜂窝基座,对其隔振及抗冲击性能进行了评估研究,结果表明该基座具有工艺简单、隔振性能好等优点,为舰船设备的隔振应用提供了参考。现阶段,对隔振装置的研究主要聚焦于非被动式设计、适应小负载需要的优化及大缓冲行程的实现等方向。然而,在实际应用过程中,某些抗冲击性能薄弱的舰船设备自身结构、工作特点及环境特性非常复杂,具有空间占比小、冲击载荷多变且较大、负载动态变化等特色,并需要满足刚柔状态转换及被动式工作的隔振需求。因此,对隔振装置的优化及设计还需进一步深入研究。

本文针对舰船薄弱设备的隔振需求,首先提出一种新型集成式双向隔振装置,其特点为集成化结构、被动式工作、含预紧力、空间占比小及承载能力强,为此进行了详细的结构设计。其次,建立了隔振装置的动力学模型,以预测该装置在复杂载荷作用下的动力学响应,并探索不同设计参数对其抗冲击性能的影响。最后,通过台架试验对隔振装置的结构设计和理论分析进行验证。本文相关研究成果可为舰船薄弱设备的隔振抗冲击设计提供参考。

1 隔振装置设计

1.1 结构设计

新型集成式双向隔振装置主要包括缸体、一级活塞杆、二级活塞杆、浮动活塞、密封圈、安装接口 1 和 2,其结构如图 1 所示。缸体设置有通气孔,一级活塞杆设置有通流孔和通气孔,两者之间形成环腔油室。二级活塞杆设置有节流孔,与一级活塞杆之间形成外油室。浮动活塞与二级活塞杆一侧形成内油室,与另一侧形成气室。安装接口 1 与船体相连,安装接口 2 与舰船设备相连。

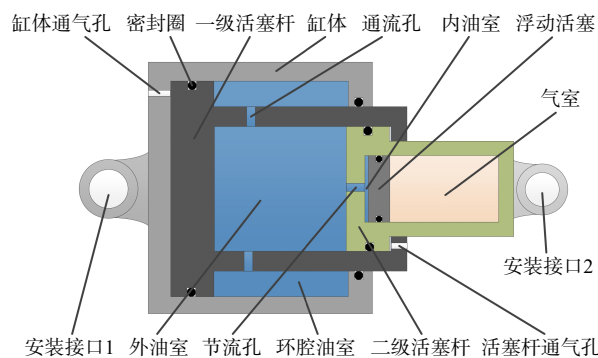


图1 新型集成式双向隔振装置结构示意图

Fig.1 Structural schematic diagram of the novel integrated bi-directional vibration isolation device

新型集成式双向隔振装置的优势为:

(1)刚柔状态被动转换。隔振装置设有预紧力,令舰船设备在无冲击载荷或高频低幅的摇摆载荷作用下能够保持固定不动(即刚性模式),在低频高幅的冲击载荷作用下进行缓冲而不产生破坏(即柔性模式),同时转换过程无需额外的电气控制操作,有效解决了设备在任意海况下的振荡问题,最大程度地发挥了设备的工作性能,降低了设备发生疲劳破坏的可能性。

(2)集成化程度高。隔振装置为预紧、压缩和拉伸集成化设计结构,通过内部油室和气室的自循环作用,实现舰船设备的隔振缓冲,无需额外的蓄能器装置,有效提高了设备的空间利用率。

(3)承载能力强。在隔振装置内部油室和气室的共同作用下,其能够承受百吨级的冲击载荷,在秒级内也能够自动恢复初始状态,极大提高了舰船设备的抗冲击性能。另一方面,隔振装置与船体、舰船设备通过标准化的安装接口相连,提高了安装及更换效率,推动舰船设备的隔振防护趋向于通用化。

1.2 工作原理

新型集成式双向隔振装置压缩过程如图2(a)所示,当装置受到压缩载荷后,若小于压缩预紧力,则保持固定不动;若大于压缩预紧力,则开始进入缓冲阶段。缸体带动一级活塞杆向右运动,导致外油室油液通过节流孔进入内油室,而内油室体积变大导致浮动活塞向右运动,气室内的气体被压缩,实现隔振缓冲功能,其恢复过程与上述压缩过程相反。隔振装置拉伸过程如图2(b)所示,当装置受到拉伸的冲击载荷后,若小于拉伸预紧力,则保持固定不动;若大于拉伸预紧力,则开始进入缓冲阶段。缸体向左运动,导致环腔油室油液通过通流孔进入外油室,再通过节流孔进入内油室,内油室体积变大导致浮动活塞向右运动,气室内的气体被压缩,实现隔振缓冲功能,其恢复过程与上述压缩过程相反。隔振装置通过压缩与拉伸的循环过程实现对多变冲击载荷的隔振缓冲,通过油液在多个油室间的循环流动实现冲击能量的耗散。

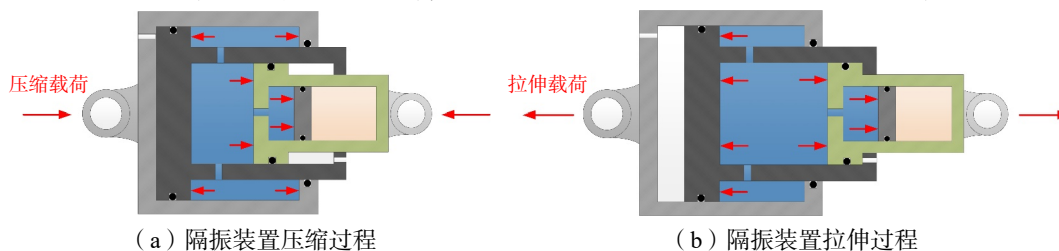


图2 隔振装置运动过程示意图

Fig.2 Schematic diagram of working process of the vibration isolation device

2 隔振装置性能分析

2.1 动力学建模

新型集成式双向隔振装置简化模型如图3所示。为了满足负载动态变化的舰船设备的需求,我们

对隔振装置的设计进行了特殊考虑。其中压缩时的刚度系数、阻尼系数、预紧力及负载质量与拉伸时均不相同。受到压缩的冲击载荷时,船体向右运动;受到拉伸的冲击载荷时,船体向左运动。假设船体与舰船设备之间仅连接一个隔振装置,基于 Kelvin-Voigt 方法,以先压缩再拉伸为例进行动力学建模。

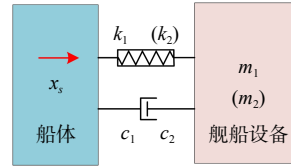


图 3 新型集成式双向隔振装置简化模型

Fig.3 Simplified model of the novel integrated bi-directional vibration isolation device

当 $x - x_s < 0$ 时,隔振装置进入压缩过程,全过程可用公式 (1) 表示为:

$$\begin{aligned} m_1 \ddot{x} &= -k_1 [x - (x_s + \delta_1)] - c_1 (\dot{x} - \dot{x}_s) \\ &= k_1 \delta_1 - k_1 (x - x_s) - c_1 (\dot{x} - \dot{x}_s) \end{aligned} \quad (1)$$

式中: x 为舰船设备位移, x_s 为船体位移, m_1 为压缩时的舰船设备质量, k_1 为压缩刚度系数, δ_1 为预压缩位移, c_1 为压缩阻尼系数。

当出现 $x - x_s > 0$ 时,隔振装置结束压缩过程回至中位后进入拉伸过程,同时刚度系数、阻尼系数、预紧力及负载质量都发生改变,全过程可用公式表示为:

$$\begin{aligned} m_2 \ddot{x} &= -k_2 [x - (x_s - \delta_2)] - c_2 (\dot{x} - \dot{x}_s) \\ &= -k_2 \delta_2 - k_2 (x - x_s) - c_2 (\dot{x} - \dot{x}_s) \end{aligned} \quad (2)$$

式中: m_2 为拉伸时的舰船设备质量, k_2 为拉伸刚度系数, δ_2 为预拉伸位移, c_2 为拉伸阻尼系数。

令船体与舰船设备的相对位移为 $z = x - x_s$, 压缩预紧力为 $F_{pre} = k_1 \delta_1$, 拉伸预紧力为 $F_{pul} = k_2 \delta_2$, 船体加速度为 \ddot{x}_s , 则新型集成式双向隔振装置的动力学模型为:

$$\begin{cases} m_1 \ddot{z} = F_{pre} - k_1 z - c_1 \dot{z} - m_1 \ddot{x}_s, & z < 0 \\ m_2 \ddot{z} = -F_{pul} - k_2 z - c_2 \dot{z} - m_2 \ddot{x}_s, & z > 0 \end{cases} \quad (3)$$

通过 HJB715 规范标准^[14] 可将冲击谱转化为正弦波加速度时域载荷,如下公式所示:

$$a(t) = \begin{cases} a_1 \sin\left(\frac{\pi}{t_1} t\right), & 0 \leq t < t_1 \\ a_2 \sin\left[\frac{\pi}{t_2} (t - t_1)\right], & t_1 \leq t < t_1 + t_2 \end{cases} \quad (4)$$

式中: $a(t)$ 为冲击时域输入, t 为冲击输入时域, a_1 为轨道为正的的正弦波加速度幅值, a_2 为负的正弦波加速度幅值, t_1 为正的的正弦波脉宽, t_2 为负的正弦波脉宽。

冲击时域输入 $a(t)$ 为船体加速度 \ddot{x}_s , 即 $\ddot{x}_s = a(t)$, 因此公式 (3) 又可表示为:

$$\begin{cases} m_1 \ddot{z} = F_{pre} - k_1 z - c_1 \dot{z} - m_1 a(t), & z < 0 \\ m_2 \ddot{z} = -F_{pul} - k_2 z - c_2 \dot{z} - m_2 a(t), & z > 0 \end{cases} \quad (5)$$

冲击时域输入曲线示意如图 4 所示,具体参数如表 1 所示。

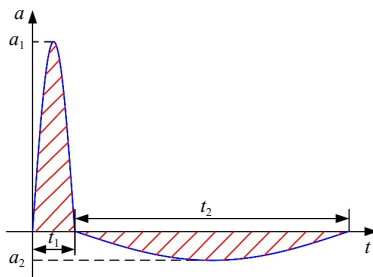


图 4 冲击时域输入曲线示意图

Fig.4 Schematic diagram of the shock time domain input curve

表 1 冲击时域输入参数

Tab.1 Parameters of the shock time domain input curve

名称	符号/单位	数值
正正弦波加速度幅值	$a_1 / (\text{m} \cdot \text{s}^{-2})$	190.2012
负正弦波加速度幅值	$a_2 / (\text{m} \cdot \text{s}^{-2})$	-28.9619
正正弦波脉宽	t_1 / ms	8.9867
负正弦波脉宽	t_2 / ms	59.0181

2.2 抗冲击性能分析

当舰船设备受到冲击载荷时,大概率也会受到动态摇摆载荷的影响。基于 GJB1060.1 规范标准^[15],动态摇摆载荷计算方法如公式(6)所示:

$$F_a = \sin \theta + \frac{A}{g} + \frac{4\pi^2}{gT^2} \theta^2 X + \frac{4\pi^2}{gT^2} \theta Z \quad (6)$$

式中: F_a 为动态摇摆载荷与重力的比值, θ 为最大摇摆角, A 为运动加速度幅值, g 为重力加速度, T 为摇摆周期, X 和 Z 为设备位于舰船的坐标位置。

以隔振装置开始压缩为例,舰船在最大横摇角时,舰船设备受力分解示意如图5所示。

由于冲击载荷与动态摇摆载荷的作用方向未知,因此,此处将同向、反向和无摇摆有冲击作为典型工况进行抗冲击性能分析。以隔振装置开始压缩为例,三种典型工况的受力分解示意如图6所示。

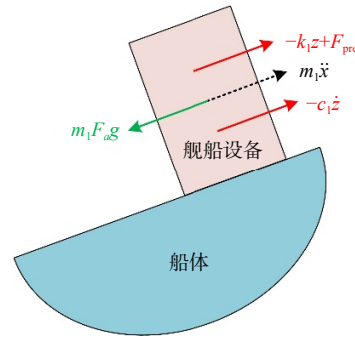


图5 最大横摇角时舰船设备受力分解示意图

Fig.5 Schematic diagram of the force decomposition of ship equipment at maximum transverse rolling angle

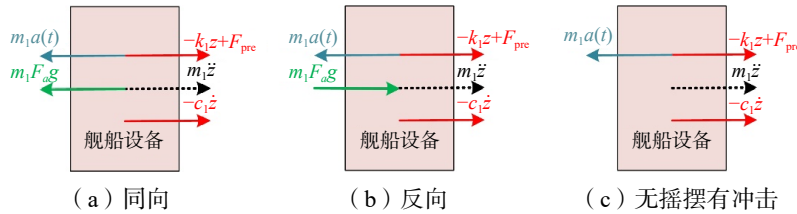


图6 三种典型工况受力分解示意图

Fig.6 Schematic diagram of the force decomposition in three typical working conditions

为了更清晰地描述隔振装置的动力学响应,定义隔振装置相对位移最大值为:

$$z_{\max} = \max [abs(z)] \quad (7)$$

定义舰船设备绝对加速度最大值、最大作用力分别为:

$$\begin{cases} a_{\max} = \max [\ddot{z} + a(t) + F_a g] \\ F_{\max} = m_1 a_{\max} \end{cases} \quad (8)$$

定义隔振率为:

$$\eta = \frac{a_1 + F_a g - a_{\max}}{a_1 + F_a g} \quad (9)$$

隔振装置抗冲击性能计算参数如表2所示。

表2 抗冲击性能计算参数

Tab.2 Calculation parameters of the anti-shock properties

名称	压缩过程		拉伸过程	
	符号/单位	数值	符号/单位	数值
舰船设备质量	m_1/kg	4.33×10^4	m_2/kg	1.71×10^4
刚度系数	$k_1/(\text{N} \cdot \text{m}^{-1})$	2.07×10^7	$k_2/(\text{N} \cdot \text{m}^{-1})$	7.26×10^6
阻尼系数	$c_1/(\text{N} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{s})$	5.38×10^5	$c_2/(\text{N} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{s})$	3.01×10^5
预紧位移	δ_1/mm	33.47	δ_2/mm	30.12

图7为隔振装置在动态摇摆载荷与冲击载荷共同作用下的动力学响应曲线,其中,相对位移为负值表示压缩,正值表示拉伸。当动态摇摆载荷与冲击载荷同向作用时,会增加同向的外界激励,导致隔振装置的压缩位移较大,最大值为0.024 m。结合式(8),较大的外界激励也会导致舰船设备的绝对加

速度较大,最大值为 39.22 m/s^2 。同时,绝对加速度最大值出现的时刻属于压缩过程,因此最大作用力为 6785.1 kN ;通过隔振装置处理后,加速度显著降低,由 215.2012 m/s^2 降至 39.22 m/s^2 ,隔振率为 81.78% ,表明该隔振装置能够极大地改善舰船设备抗冲击的安全性。当动态摇摆载荷与冲击载荷反向作用时,会减小同向的外部激励,且动态摇摆载荷为长时低幅激励,而冲击载荷为短时高幅激励,因此冲击载荷作用结束后,反向的动态摇摆载荷会导致隔振装置的拉伸位移较大,最大值为 0.057 m ;在较小的外界激励下舰船设备的绝对加速度最大值也较小,为 34.04 m/s^2 ;同时,绝对加速度最大值出现的时刻属于压缩过程,因此最大作用力为 5715.9 kN ;通过隔振装置隔振后,加速度由 165.2012 m/s^2 降至 33.04 m/s^2 ,隔振率为 80% ,同样表明该隔振装置能够极大地改善舰船设备抗冲击的安全性。当无动态摇摆载荷仅有冲击载荷作用时,外界激励仅为冲击载荷,且负的正弦波脉宽较长,因此隔振装置的拉伸位移较大,最大值为 0.021 m ;外界激励的幅值处于具有正、反向动态摇摆载荷之间,因此舰船设备的绝对加速度幅值也处于两者之间,最大值为 35.72 m/s^2 ;同时,绝对加速度最大值出现的时刻属于压缩过程,最大作用力为 6179.6 kN ;通过隔振装置处理后,加速度由 190.2012 m/s^2 降至 35.72 m/s^2 ,隔振率为 81.22% ,再次表明该隔振装置能够极大地改善舰船设备抗冲击的安全性。

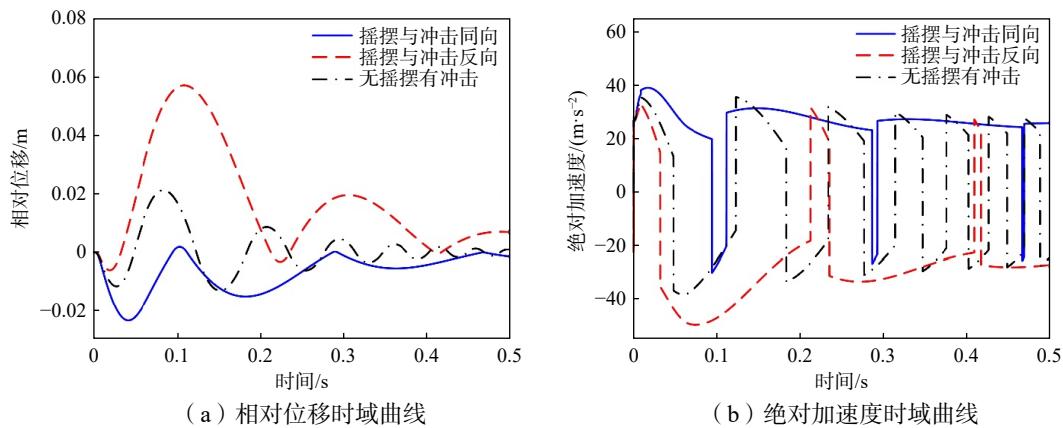


图 7 隔振装置动力学响应曲线

Fig.7 Dynamic response curve of vibration isolation device

结果表明:若冲击载荷与动态摇摆载荷两者作用方向相同时,会增强隔振效果,但相对位移变大,载荷衰减变慢;若冲击载荷与动态摇摆载荷两者作用方向相反时,会降低隔振装置的抗冲击性能,同时相对位移变大,载荷衰减变慢。该隔振装置能够极大地改善舰船设备抗冲击的安全性,建议工程设计时考虑冲击载荷与动态摇摆载荷的作用方向,确保隔振装置能够满足任何工况下的抗冲击需求。

2.3 参数影响分析

(1) 频率对抗冲击性能的影响

隔振装置的刚度系数与频率密切相关,两者之间的关系如下式所示:

$$\begin{cases} k_1 = m_1(2\pi f_1)^2 \\ k_2 = m_2(2\pi f_2)^2 \end{cases} \quad (10)$$

式中: f_1 为隔振装置压缩过程中的频率, f_2 为隔振装置拉伸过程中的频率。

为研究频率对隔振装置抗冲击性能的影响,我们对频率分别为 2 Hz 、 3 Hz 和 4 Hz 的工况进行抗冲击性能分析。图 8 为隔振装置在不同频率工况下的动力学响应曲线。由图可知,频率为 2 Hz 时,隔振装置相对位移最大值为 0.025 m ,舰船设备绝对加速度最大值为 32.79 m/s^2 ,最大作用力为 5672.7 kN ,隔振率为 82.76% ;频率为 3 Hz 时,隔振装置相对位移最大值为 0.021 m ,舰船设备绝对加速度最大值为 35.72 m/s^2 ,最大作用力为 6179.6 kN ,隔振率为 81.22% ;频率为 4 Hz 时,隔振装置相对位移最大值为 0.019 m ,舰船设备绝对加速度最大值为 39.45 m/s^2 ,最大作用力为 6824.9 kN ,隔振率为 79.26% 。

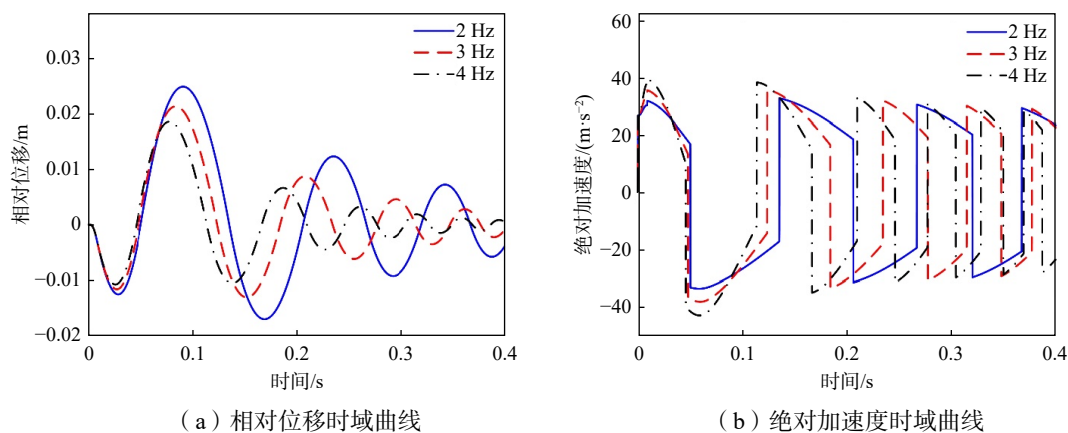


图8 频率对隔振装置动力学响应的影响

Fig.8 Effect of frequency on the dynamic response of vibration isolation device

结果表明: 频率越大, 隔振装置相对位移越小, 载荷衰减越快; 但舰船设备的作用力越大, 隔振率越低。建议工程应用设计时考虑频率的大小, 结合关键的性能指标对频率进行优化设计。

(2) 阻尼比对抗冲击性能的影响

隔振装置的阻尼系数与阻尼比密切相关, 两者之间的关系如下式所示:

$$\begin{cases} c_1 = 2\xi_1 \sqrt{k_1 m_1} \\ c_2 = 2\xi_2 \sqrt{k_2 m_2} \end{cases} \quad (11)$$

式中: ξ_1 为隔振装置压缩过程中的阻尼比, ξ_2 为隔振装置拉伸过程中的阻尼比。

为研究阻尼比对隔振装置抗冲击性能的影响, 我们对阻尼比分别为 0.2、0.3 和 0.4 的工况进行抗冲击性能分析。图 9 为隔振装置在不同阻尼比下的动力学响应曲线。由图可知, 阻尼比为 0.2 时, 隔振装置相对位移最大值为 0.024 m, 舰船设备绝对加速度最大值为 33.71 m/s^2 , 最大作用力为 5831.8 kN, 隔振率为 82.28%; 阻尼比为 0.3 时, 隔振装置相对位移最大值为 0.021 m, 舰船设备绝对加速度最大值为 35.72 m/s^2 , 最大作用力为 6179.6 kN, 隔振率为 81.22%; 阻尼比为 0.4 时, 隔振装置相对位移最大值为 0.019 m, 舰船设备绝对加速度最大值为 38.47 m/s^2 , 最大作用力为 6655.3 kN, 隔振率为 79.77%。

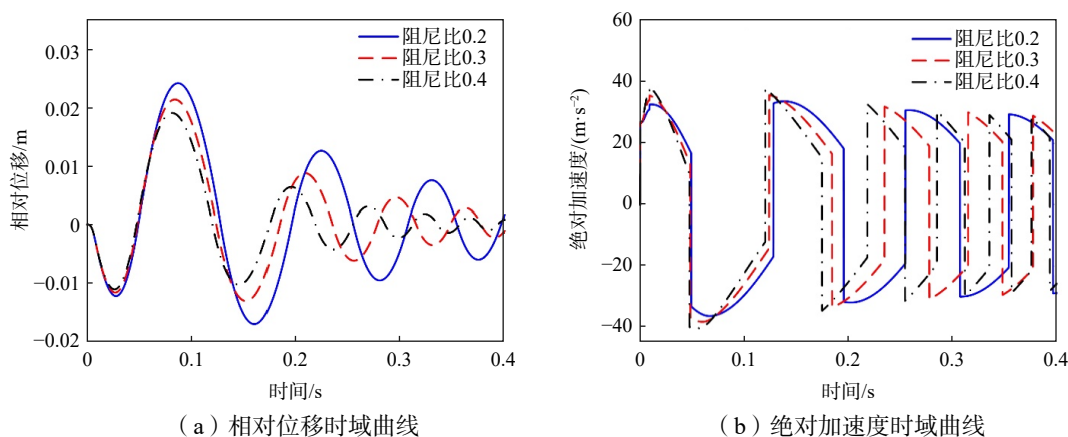


图9 阻尼比对隔振装置动力学响应的影响

Fig.9 Effect of damping ratio on the dynamic response curve of vibration isolation device

结果表明: 阻尼越大, 隔振装置相对位移越小, 载荷衰减越快, 但舰船设备的作用力越大, 隔振率越低。建议工程应用设计时考虑阻尼比的大小, 结合关键的性能指标对阻尼比进行优化设计。

3 试验验证

3.1 试验台架

为验证本文提出的新型集成式隔振装置结构设计和理论分析的合理性,专门进行了台架试验。隔振装置试验品的质量为 833 kg,中位长度为 1205 mm,压缩后为 1163 mm,拉伸后为 1247 mm,如图 10(a)所示。陪试装置主要包括动力平台和测试系统。动力平台为电液伺服振动台,包括油源、管路、压力传感器及加载缸,最大输出力为 800 kN,运动规律可控。测试系统包括数据采集设备、电缆线、位移传感器及辅助仪器设备,如图 10(b)所示。

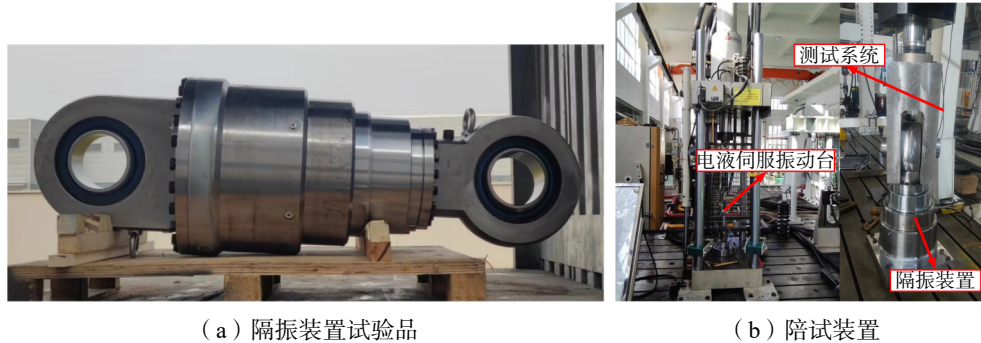


图 10 台架试验示意图

Fig.10 Schematic diagram of bench test

台架试验的基本原理如图 11 所示。在单个运动周期内,隔振装置的力值与位移是唯一对应关系。为充分测试隔振装置的动态性能,本试验共进行 2 组,第 1 组测试隔振装置的压缩动态性能,第 2 组测试隔振装置的拉伸动态性能。首先,将隔振装置的一端固定在基准面上,另一端与电液伺服振动台运动部分相连。此时,隔振装置的初始位置为其中位。其次,电液伺服振动台推动隔振装置进行规律可控的运动,先开展位移为 0~5 mm、频率为 0.01 Hz 的压缩运动,待压缩运动结束后再开展位移为 0~40 mm、频率为 0.01 Hz 的拉伸运动,运动位移输入曲线如图 12 所示。最后,我们通过测试系统采集压力和位移传感器数据。

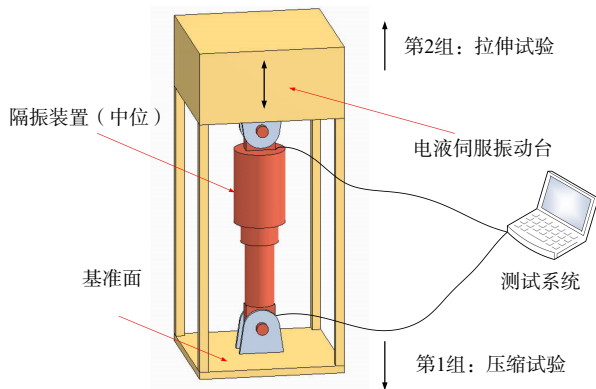


图 11 台架试验基本原理

Fig.11 Basic principle of bench test

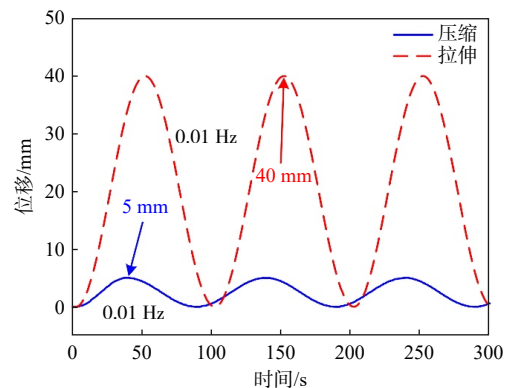


图 12 电液伺服振动台位移输入曲线

Fig.12 Displacement input curve of electro-hydraulic servo shaker

3.2 试验结果分析

我们对比了隔振装置的理论计算结果与试验测试结果,这些结果包括压缩过程与拉伸过程,如图 13 所示。图 13(a)和图 13(b)为隔振装置压缩过程的理论与试验结果对比。由图可知,压缩过程的力值随位移增加而增加,至 5 mm 处到达最大值。对于相同的参数,理论计算与试验测试结果总体趋势基本相同,但也存在部分差异。主要原因是隔振装置为互通的多腔室结构,具有较多的动密封组件,而

且设置了预紧力,这导致压缩至中位附近时会出现建压位移,即力值未从零开始且急剧增大。此外,理论计算未考虑隔振装置的结构装配、配合间隙、运动回差及油液压缩变形,因此理论计算与试验测试的起点有差异,随后两者逐渐吻合。然而,隔振装置的压缩缓冲行程远大于建压位移,因此上述现象不会影响隔振装置的抗冲击性能。

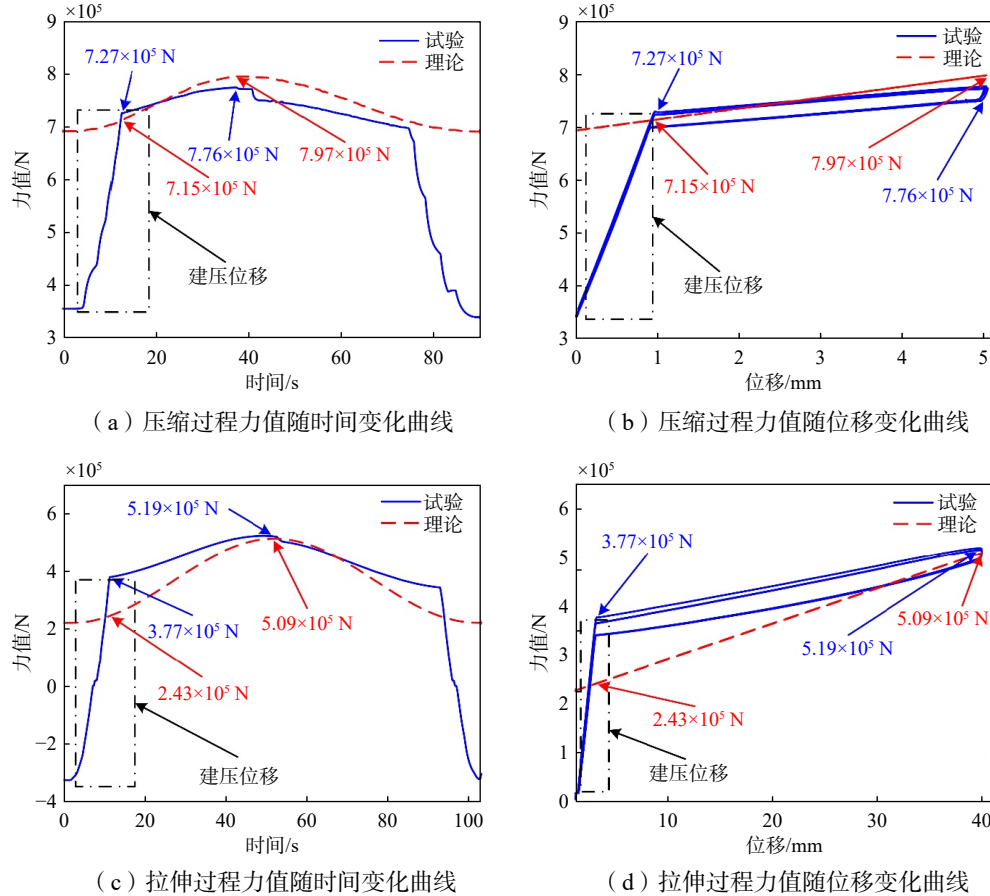


图 13 理论计算与试验测试结果对比

Fig. 13 Comparison between theoretical calculations and experimental test results

图 13(c)和图 13(d)为隔振装置拉伸过程的理论与试验结果对比。由图可知,拉伸过程的力值随位移增加而增加,至 40 mm 处到达最大值。对于相同的计算参数和试验参数,隔振装置的理论计算与试验测试结果总体趋势基本相同,但也存在部分差异。主要原因是拉伸至中位附近也会出现建压位移,而且理论计算进行了简化。由于测试系统位移传感器采样频率有限,隔振装置拉伸过程位移输入曲线出现了负值,导致力值出现负值。同时,隔振装置压缩设计力值远大于拉伸设计力值,导致拉伸过程位移输入刚出现负值时,试验测试力值随即会出现较大负值,但该现象出现在拉伸与压缩运动的过渡阶段,即拉伸过程结束后进入压缩过程,因此不会影响隔振装置的抗冲击性能。

我们将理论计算与试验测试结果的力值进行比较,结果如表 3 所示。建压位移之后,拉伸 3.5 mm 处的试验测试力值远大于理论计算,这是由于隔振装置为互通的多腔室结构,在满足压缩设计力值的同时,会对拉伸设计力值产生影响,导致装置的设计值与实际值产生误差;进一步地,理论计算未考虑该隔振装置多腔室互通的特殊结构,忽略了压缩过程与拉伸过程之间各参数的内在联系,最终导致拉伸 3.5 mm 处试验测试和理论计算的吻合度只有 64.46%。然而,拉伸力值的增加能够提高隔振装置的缓冲与隔振性能,因此上述现象不会影响抗冲击性能。建压位移之后,除拉伸过程的开始阶段外,理论计算结果与试验测试结果的力值吻合度均大于 97%。

表 3 理论计算与试验测试结果的力值比较

名称	压缩1 mm/N	压缩5 mm/N	拉伸3.5 mm/N	拉伸40 mm/N
试验测试	7.27×10^5	7.76×10^5	3.77×10^5	5.19×10^5
理论计算	7.15×10^5	7.97×10^5	2.43×10^5	5.09×10^5
吻合度	98.35%	97.29%	64.46%	98.07%

上述结果表明：隔振装置的力值随位移增加而增加，且试验测试的力值曲线平滑无畸变，验证了结构设计的合理性；同时，基于隔振装置动力学模型的理论计算与试验测试总体趋势基本相同，且力值吻合度较高，验证了理论分析的合理性，也证明动力学模型能够用于预测分析不同工况下隔振装置的抗冲击性能；然而，为进一步提高理论计算的精确性，我们需要尽可能使隔振装置的设计值与实际值接近，且充分考虑隔振装置压缩过程与拉伸过程之间各参数的内在联系，以减小理论计算与试验测试之间的误差。

4 结 论

本文针对舰船薄弱设备的抗冲击需求，首先提出了一种新型集成式双向隔振装置，并进行了相应的结构设计。其次，建立了隔振装置的动力学模型，预测了复杂载荷作用下的动力学响应，并分析了频率和阻尼比对其抗冲击性能的影响。最后，搭建了隔振装置试验台架，通过对比理论计算与试验测试结果，验证了其结构与理论分析的合理性。根据研究分析结果可得到以下结论：

(1) 新型集成式双向隔振装置具有刚柔状态被动转换、集成化程度高、空间占比小、承载能力强及标准化程度高等显著优势。

(2) 冲击载荷与动态摇摆载荷的作用方向会影响隔振装置的抗冲击性能，同向作用会提升隔振装置的抗冲击性能，而反向作用则会降低其性能。

(3) 随着频率或阻尼比的增大，隔振装置的抗冲击性能逐渐下降，工程应用需结合关键性能指标对其进行优化设计。

(4) 隔振装置的试验测试结果曲线平滑无畸变，理论计算结果与其总体趋势基本相同，进一步证实了其结构与理论分析的合理性。

(5) 研究成果可为舰船薄弱设备的隔振抗冲击设计提供有益参考，确保这些设备绝对加速度最大值和最大作用力均能满足设计要求。

参 考 文 献：

- [1] Young S S. Ship shock modeling and simulation for far-field underwater explosion[J]. Computers & Structures, 2004, 82(23-26): 2211-2219.
- [2] 汪 玉, 华宏星. 舰船现代冲击理论及应用[M]. 北京: 科学出版社, 2005.
Wang Y, Hua H X. The modern shock theory and application[M]. Beijing: Science Press, 2005. (in Chinese)
- [3] 蒋国岩, 金 辉, 李 兵, 等. 水下爆炸研究现状及发展方向展望[J]. 科技导报, 2009, 27(9): 87-91.
Jiang G Y, Jin H, Li B, et al. Review of studies on underwater explosion[J]. Science & Technology Review, 2009, 27(9): 87-91. (in Chinese)
- [4] BV043-85. Specification for construction of German national defense warships-impact security[S]. 1987.
- [5] 王官祥, 汪 玉. 模态分析在冲击动力学分析中的应用[J]. 噪声与振动控制, 2001, 21(3): 10-12.
Wang G X, Wang Y. The application of modal analysis to shock dynamics analysis[J]. Noise and Vibration Control, 2001, 21(3): 10-12. (in Chinese)
- [6] Xie Z W, He S H, Wu X Y. Anti-shock optimization of a certain gas turbine foundation by DDAM[J]. Advanced Materials

- Research, 2010, 129: 376–380.
- [7] 史冬岩, 张成, 张亮, 等. 船用主汽轮机汽缸冲击响应的计算与实验研究[J]. 振动与冲击, 2012, 31(12): 28–33.
Shi D Y, Zhang C, Zhang L, et al. Shock response calculation and test for marine main turbine cylinder[J]. Journal of Vibration and Shock, 2012, 31(12): 28–33. (in Chinese)
- [8] Zhou Z H, Zhou M R, Dai Z H, et al. Design and experimental validation of a vibration isolator with high-static low-dynamic stiffness and operating point variable property[J]. Journal of Vibration and Control, 2022, 28(11–12): 1341–1350.
- [9] Duan N Y, Yu H T, Zhang Z G, et al. Study on the hydraulic leveraged dynamic anti-resonance vibration isolator with nonlinear damping characteristics[J]. Journal of Vibration and Control, 2023, 29(5–6): 1229–1242.
- [10] 惠安民, 金映丽, 张磊, 等. 边界摩擦条件下含有预紧的对合碟簧隔振单元的振动特性[J]. 振动与冲击, 2021, 40(2): 228–234.
Hui A M, Jin Y L, Zhang L, et al. Vibration characteristics of a disc spring vibration isolator with pre-tightening under boundary friction condition[J]. Journal of Vibration and Shock, 2021, 40(2): 228–234.
- [11] Zhou X H, Zhao D X, Sun X, et al. An asymmetric quasi-zero stiffness vibration isolator with long stroke and large bearing capacity[J]. Nonlinear Dynamic, 2022, 108(3): 1903–1930.
- [12] Wang Y, Zhu X H, Zheng R, et al. Analysis and design of the power law damping based on the nonlinear vessel isolation system[J]. Advances in Mechanical Engineering, 2018, 10(12).
- [13] 张相闻, 杨德庆. 船用新型抗冲击隔振蜂窝基座[J]. 振动与冲击, 2015, 34(10): 40–45.
Zhang X W, Yang D Q. A novel marine impact resistance and vibration isolation cellular base[J]. Journal of Vibration and Shock, 2015, 34(10): 40–45. (in Chinese)
- [14] 舰船冲击响应谱: HJB715–2016[S]. 北京: 中国人民解放军海军, 2017.
Ship impact response spectrum: HJB715–2016[S]. Beijing: People's Liberation Army Navy, 2017. (in Chinese)
- [15] 舰船环境条件要求 机械环境: GJB1061.1–91[S]. 北京: 国防科学技术工业委员会, 1991.
General requirement for environment conditions of naval ships mechanical environment: GJB1060.1–91[S]. Beijing: National Defense Science and Technology Committee, 1991. (in Chinese)