

DOI:10.19651/j.cnki.emt.2107916

一种截止激励抗冲击缓冲系统力学性能试验研究^{*}

王超 唐宝富 芮琴 姚晔

(南京电子技术研究所 南京 210039)

摘要: 为保证雷达的指向精度,舰载雷达多通过螺接的方式固定在舰壁上,这种连接方式将使雷达在水下爆炸等冲击环境中受到剧烈冲击,严重影响雷达设备的安全。为此,首先提出了一种由截止激励缓冲器组成的阵面缓冲系统,该缓冲系统具有低冲击下保持刚性和强冲击下呈现柔性的特点,有效解决了雷达在低冲击下保精度和强冲击下保强度的矛盾。然后,再以该阵面缓冲系统为研究对象,通过弹性元件的刚度试验、缓冲器动态特性试验、阵面缓冲系统冲击试验和颠振试验等重要试验为技术手段对新研缓冲系统的力学性能进行了系统分析,为后续新研缓冲系统的试验研究提供借鉴。

关键词: 舰载雷达;截止激励;缓冲器;试验研究;力学性能

中图分类号: TH12; TN82 **文献标识码:** A **国家标准学科分类代码:** 510.99; 460.20

Experimental study on mechanical properties of a cut-off excitation anti shock absorber system

Wang Chao Tang Baofu Rui Shen Yao Ye

(Nanjing Research Institute of Electronics Technology, Nanjing 210039, China)

Abstract: In order to ensure the pointing accuracy of radar, shipborne radar was usually fixed on the vessel by screw connection. This connection mode will make the radar suffer severe impact in the underwater explosion impact environment, which was seriously affects the safety of radar equipment. For this reason, an array buffer system composed of cut-off excitation buffer was proposed, which has the characteristics of rigidity under low impact and flexibility under strong impact. The contradiction between keeping accuracy under low impact and keeping strength under strong impact was effectively alleviated. Then take the array buffer system as the research object, the mechanical properties of the newly developed buffer system were systematically analyzed through some important tests such as the stiffness test of elastic elements, buffer dynamic characteristic test, impact test and bump test of the array buffer system, so as to provide reference for the subsequent experimental research of the newly developed buffer system.

Keywords: ship-borne radar; cut-off excitation; shock absorber; experimental research; mechanical property

0 引言

第二次世界大战以来的多次海战及相关研究表明,舰船在战时会不可避免地受到水雷等水下武器的攻击。与空气相比,水是一种近似不可压缩的流体,水中爆炸产生的冲击波威力强、传播距离远。因此,即使在较远距离的水下非接触爆炸也会引起舰船及舰上设备的强烈冲击响应,导致舰载设备的损坏或失效。相控阵雷达作为舰船上重要的精密电子设备,其抗冲击能力对提高舰船生命力和战斗力具有十分重要的意义^[1,2]。目前,舰载相控阵雷达为满足指向精度要求,工程上常采用刚性连接的方式将雷达安装在舰

壁上,以防止因连接件的变形引入误差,但这种刚性连接会使天线在爆炸冲击中承受巨大载荷;同时随着相控阵雷达朝着高精度、高集成、轻薄化、大口径方向发展^[3],刚性连接将会对雷达天线的强度设计带来严重挑战。基于此需求,未来舰船设备的安装必须考虑减振和缓冲^[4]。

在较小冲击和振动载荷下,由于其探测、检测功能要求天线不能与基座存在相对运动,所以研制的缓冲系统在低冲击下应保持足够刚性;在强冲击下呈现柔性、具有缓冲能力且能精确复位。由于体积、重量与环境等的限制,适用于该类电子设备的缓冲器目前还很少有研究^[5-6]。

本文首先对一种新研的截止激励抗冲击缓冲系统进行

收稿日期:2021-09-20

^{*} 基金项目:国家自然科学基金(51490664)项目资助

了介绍,并对缓冲器的刚度及抗冲击性能、缓冲系统抗冲击性能及复位精度等进行了详细地论证试验和测量,相关研究对其他抗冲击缓冲器的设计具有重要借鉴价值。

1 截止激励抗冲击缓冲系统结构

1.1 缓冲系统性能指标

综合考虑舰载雷达性能指标及设计成本等因素,设计的截止激励缓冲器传递至阵面的载荷衰减率 $\geq 60\%$ (衰减率 $= (1 - \text{通过缓冲器传递至阵面的载荷} / \text{输入缓冲器载荷}) \times 100\%$),进而保护阵面设备的安全性,同时为保证雷达在舰船上多种动力源及冲击源作用下有很高的指向精度,需要阵面在振动试验下无明显位移,即低冲击下缓冲器有大刚度;考虑到天线指向精度要求,冲击前后阵面的角位移需无明显放大且不累积;同时考虑到舰载雷达安装空间及重量限制,设计的缓冲器需满足体积小重量轻等要求。综合上述指标要求,设计的缓冲器需满足低冲击下保持刚性,强冲击环境下呈现柔性的变刚度特性,且在冲击前后能精确复位,有较好的环境适应性、长期可靠性和轻量化水平。

缓冲器需在如图 1 所示的垂向、横向倾斜 30° 和纵向倾斜 30° 三个方向实现冲击载荷衰减,因此设计的缓冲器需具备三向缓冲能力或通过多个单向缓冲器组合布置实现三向缓冲。

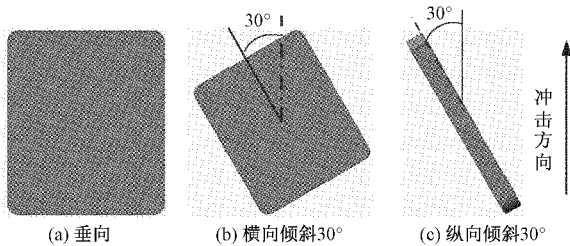


图 1 冲击载荷方向

1.2 截止激励缓冲系统设计思路

一般认为采用缓冲器后就同时解决了隔振和缓冲问题,但事实并非如此,虽然冲击和振动隔离多采用了低频隔离系统,但对于舰载雷达这种低冲击下保精度强冲击下保强度的缓冲系统,通常都将缓冲器的刚度特性做成非线性的,以便在减振和缓冲之间获得平衡。

针对新型抗冲击缓冲器的性能要求,设计了一种截止激励缓冲器,其主要设计流程如图 2 所示:先根据载荷衰减率 $\geq 60\%$ 及德国军标 BV043-85 的要求^[7-8],确定阵面缓冲系统的固有频率,进而确定阵面缓冲系统所需的刚度;再结合缓冲系统的布置空间确定缓冲器的布置形式及单个缓冲器的外形尺寸;综合阵面缓冲系统的刚度、缓冲器的布置形式及单个缓冲器的外形尺寸确定单个缓冲器的刚度特性;根据单个缓冲器的刚度特性选择合适规格和组合形式的弹性元件,进而对单个缓冲器的结构及刚度进行设计分析;综合缓冲器的刚度特性及布置形式对阵面缓冲系统的缓冲性

能进行仿真分析并进行迭代设计直至满足指标要求;在仿真分析中性能指标满足要求后对缓冲器进行详细设计,并对单个缓冲器的刚度性能和阵面缓冲系统的载荷衰减率、振动耐久性、复位精度等进行试验验证。

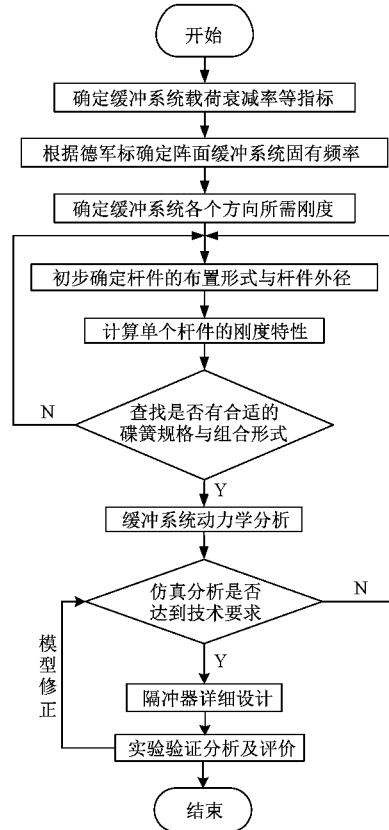


图 2 阵面缓冲系统设计流程

1.3 截止激励缓冲系统结构

1) 缓冲器布置及外形尺寸

如图 3 所示,缓冲器布置在雷达与舰壁(安装基础)之间,阵面四边分别布置 6 个缓冲器,对边布置的缓冲器相同,共两个品种。长边布置的缓冲器的外形:247 mm \times φ 47 mm;短边布置缓冲器的外形:195 mm \times φ 47 mm。

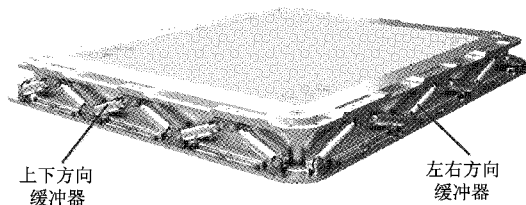


图 3 缓冲器布置空间

2) 缓冲器结构

设计的缓冲器如图 4 所示,主要由关节轴承、碟形弹簧、活塞杆、左右滑块和中空杆组成。缓冲杆件的特殊结构使得缓冲器在压缩和拉伸过程中压缩同一组碟形弹簧,这种新颖结构使得缓冲器结构更加紧凑,大大减小了缓冲器

的尺寸。两端连接点采用关节轴承与阵面和基础连接。关节轴承的滑动接触面是1个内球面和1个外球面,运动时可以在任意角度旋转摆动,进而保证在冲击过程中缓冲器不会因两端连接点的过约束引入不确定载荷。

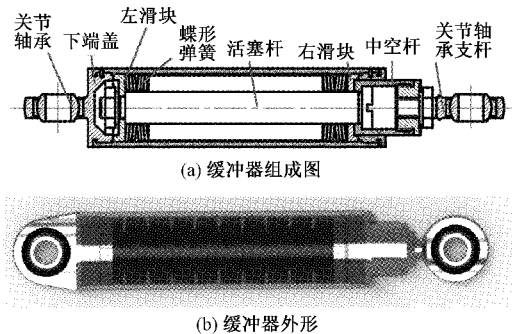


图4 缓冲器结构

2 截止激励缓冲系统力学性能试验研究

2.1 缓冲器弹性元件刚度特性分析

设计的缓冲器中弹性元件选用体积小承载能力大的碟形弹簧,并通过如图5所示的对合或叠合组合形式得到非线性的刚度特性^[9]。

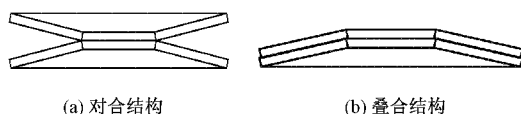


图5 碟形弹簧组合形式

对合组合弹簧有*i*个不同方向相同规格的弹簧组成,不计摩擦力时:

$$P_z = P \quad f_z = if \quad (1)$$

叠合组合弹簧是由*n*个同方向同规格的一组碟簧组成,不计摩擦力时:

$$P_z = nP \quad f_z = f \quad (2)$$

式中: P_z 为组合弹簧承载, P 为单个弹簧承载; f_z 为组合弹簧变形量; f 为单个弹簧变形量。根据式(1)和(2)初步选择碟形弹簧的外形尺寸和组合形式,并通过如图6所示的组合碟簧准静态拉压试验对缓冲器的刚度特性进行修正和评估。

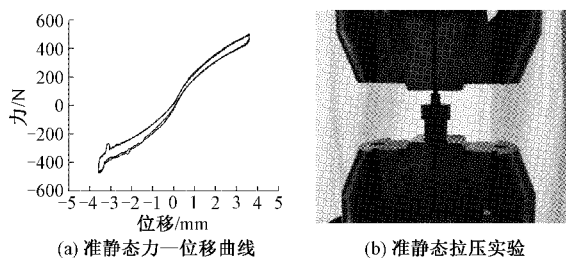


图6 组合碟簧刚度特性曲线

2.2 缓冲器动态特性试验分析

1) 缓冲器刚度阻尼性能试验分析

为分析碟形弹簧刚度阻尼性能与理论计算间的误差,设计中通过准静态拉压试验来确定碟形弹簧间的摩擦系数,为阵面缓冲系统的设计提供依据。为便于加载,试验中去掉了缓冲器关节轴承连接部分,其结构如图7所示。该缓冲器杆件的有效行程为13 mm,理论最大承载27 000 N。为了验证一致性,制作了3个缓冲器杆件进行试验研究。

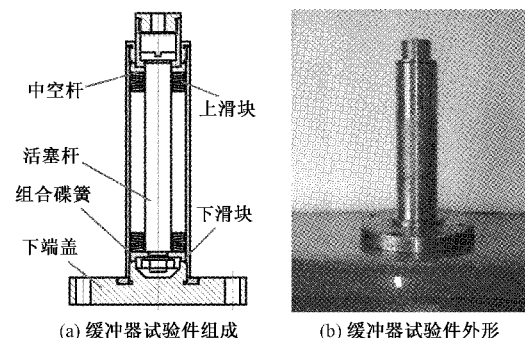


图7 试验缓冲器结构

试验中通过电子万能试验机的位移传感器与力传感器测量缓冲器杆件位移-力曲线。试验时先将缓冲器向下以5 mm/min速度压缩13 mm,再以5 mm/min速度向上移动回原点,以此测量缓冲器杆件加载、卸载的位移-力曲线。为验证缓冲器的一致性,试验中对3个缓冲器杆件试验得出位移-力曲线如图8所示,可见缓冲器的一致性较好。将试验的位移-力曲线与理论值进行对比,可见计算值与试验结果在1~13 mm行程范围内基本一致,在≤1 mm行程范围内的误差主要由电子万能试验机的初始接触应力导致。

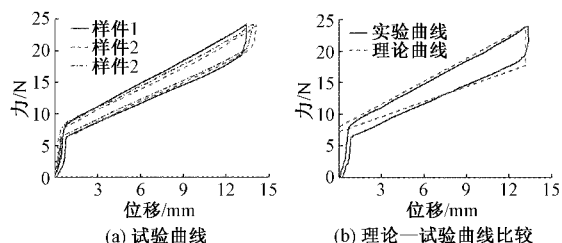


图8 缓冲器刚度阻尼特性

2) 缓冲器冲击试验

为验证缓冲器的缓冲性能,设计了如图9所示的冲击试验。该试验主要由3个缓冲器、等效负载和下底板组成,3个缓冲器呈等边三角形布置,使该试验件结构稳定且缓冲器受力均匀。试验中同时对缓冲器的加速度和位移响应进行测量。等效负载重量约180 kg,是通过缓冲系统的布置方式与雷达质量换算得来的。

试验时通过将试验台提升到400 mm的高度后自由释放,使试验件与刚性台架一起自由跌落到波形发生器上,从而产生冲击载荷。试验得到的冲击载荷和加速度响应如图10所示。跌落式冲击试验台产生了持续时间6 ms,峰

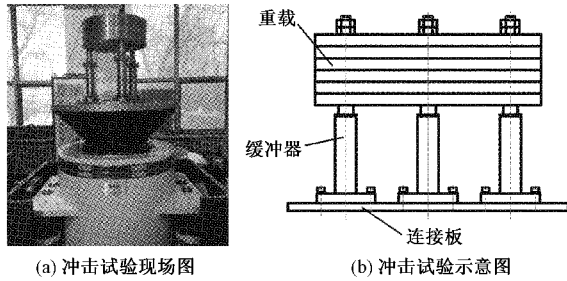


图 9 缓冲器冲击试验

值载荷 64 g 的冲击载荷。试验件经过缓冲器后负载上的加速度响应为持续时间 18 ms, 峰值载荷 23 g 的冲击载荷, 载荷衰减率约 65%。

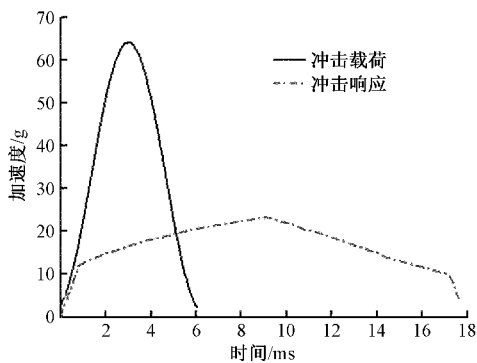


图 10 跌落实验冲击载荷及响应

将测量的刚度阻尼特性与冲击载荷输入仿真模型中进行动态分析, 试验与仿真分析得到的冲击响应对比如图 11 所示, 仿真得到的冲击响应峰值为 22 g 左右, 与试验数据误差约为 5%。仿真分析得到的缓冲器的位移响应与试验结果基本一致。

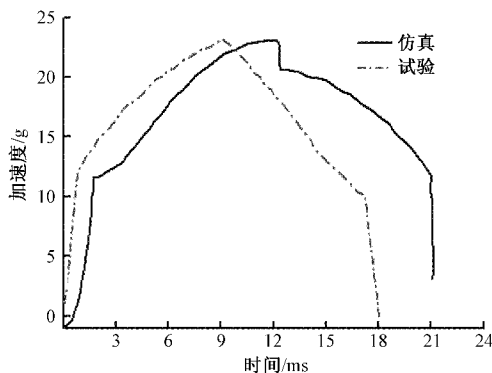


图 11 仿真与试验结果对比

2.3 阵面缓冲系统冲击试验

1) 摆锤实验工况

将阵面固定在由槽钢焊接而成的夹具上, 再通过夹具将阵面固定在如图 12 所示的摆锤冲击试验台上, 进而实现阵面在垂向、后向倾斜 30°、横向倾斜 30° 的冲击试验。按 GJB150.18-86 规定, 试验中根据试验台上设备质量确定冲

击载荷(摆锤重量及高度), 同时为比较缓冲器的效能, 试验中还测试了无缓冲垂向状态下阵面的载荷响应。

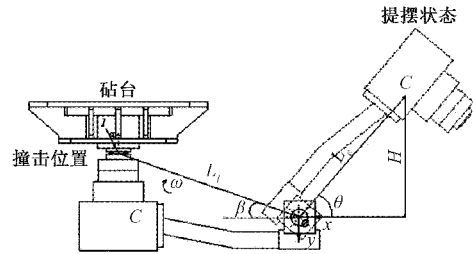


图 12 摆锤冲击试验平台

2) 阵面加速度传感器布置

阵面上布置 4 个加速度传感器如图 13 所示, 分别位于缓冲器与阵面的安装点附近, 位号为 5~8; 夹具上布置 4 个传感器, 位号为 1~4, 其中测点 1、测点 2 和测点 4 在缓冲器安装位置。夹具和阵面上传感器的对应关系为位号 1→位号 5、位号 1→位号 6、位号 2→位号 7、位号 4→位号 8, 测点 3 位于夹具固定点, 测量夹具输入载荷。

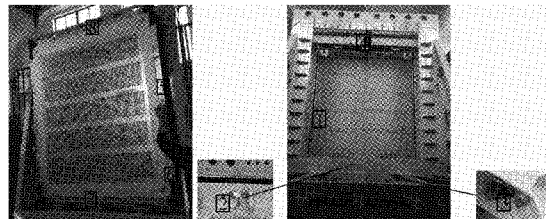
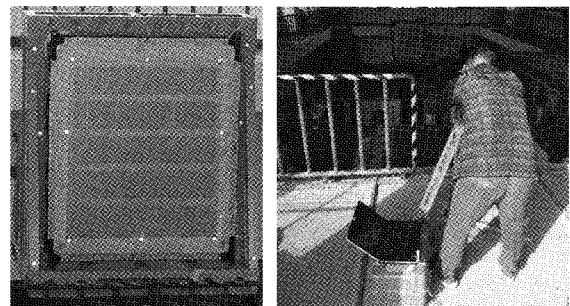


图 13 加速度传感器布置

3) 阵面转角测量

如图 14 所示, 天线阵面的单元安装面上粘贴 8 个靶标用来标定冲击后阵面的位置, 夹具上粘贴 10 个靶标用来标定阵面安装面的位置。通过全站仪标定试验前后阵面相对夹具安装面的相对位置来测量阵面的角位移。该方法操作简单, 精度高, 得到较广泛应用^[10-12]。



(a) 靶标布局 (b) 全站仪测量

图 14 靶标布置及全站仪测量

4) 数据处理

这里以垂向冲击试验为例, 通过对测点的加速度值进行处理, 生成如图 15 所示的频域曲线, 并通过最小二乘法拟合得各测点的加速度如表 1 所示。

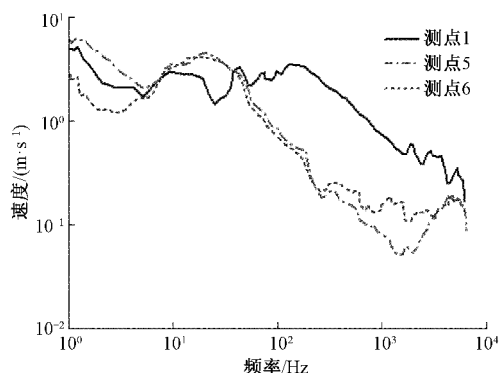


图15 测点1、测点5和测点6的加速度载荷谱

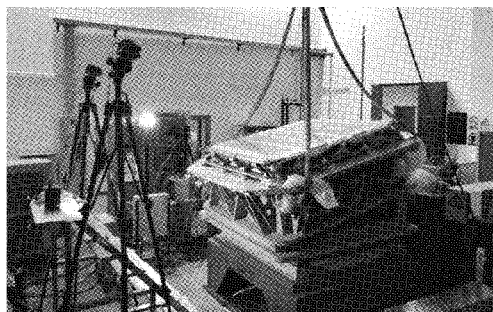


图16 振动颠振工况测量试验

表1 各测点的加速度值

测点	第1锤		第2锤		第3锤	
	加速度/	衰减/	加速度/	衰减/	加速度/	衰减/
	g	%	g	%	g	%
阵面测点5	70	82.5	50	87.5	50	90
夹具测点1	400	—	400	—	500	—
阵面测点6	40	86.7	50	87.5	50	90
夹具测点1	300	—	400	—	500	—
阵面测点7	40	90	50	91.7	50	91.7
夹具测点2	400	—	600	—	600	—
阵面测点8	35	88.3	45	90	45	90
夹具测点4	300	—	450	—	450	—

通过试验可知,安装缓冲器的阵面在冲击载荷下的载荷衰减情况如下:垂向冲击下载荷衰减约90%~91.7%;后向倾斜30°方向冲击载荷衰减约90%~93.7%;横向倾斜30°方向冲击载荷衰减约92.3%~95.6%,基本满足设计指标要求。

2.4 振动及颠振试验

阵面加装缓冲器后不仅要降低冲击载荷,还需保证在振动颠振试验下载面的振动幅度 ≤ 1 mm,且振动试验前后阵面转角小于60°。

如图16所示,试验时将阵面通过夹具固定在振动台上分别进行3个方向的振动颠振试验,在选定的频率范围内,以每分钟1个倍频程的速度先尝试扫频循环,再以共振频率(或倍频程内最高频率)振动30 min。试验中利用3个HK-A4000-TM500-S10高速相机组成一套2维以及一套3维测量系统,以帧率180 fps拍摄振动过程中天线表面、减振器两端在振动过程中的动态位移^[13-15]。

试验结果显示垂向振动试验中阵面的振动幅度约为0.75 mm,减振器变形约为0.7 mm;在侧向振动下载面的振动幅度约为1.1 mm,缓冲器变形约为0.5 mm;颠振试验下载面的最大位移约为7 mm。振动颠振试验前后通过分析阵面的相对位置变化,得到阵面的转角 $\leq 60^\circ$,满足指标要求。

3 结 论

针对目前舰船上常采用刚性连接的方式固定相控阵雷达而导致冲击载荷下载面安全性及可靠性面临严重挑战的情况,设计了一个具有截止激励的变刚度抗冲击缓冲器,再在有限的设计空间内通过缓冲器的合理布置研发了一套阵面抗冲击缓冲系统,该缓冲系统使得雷达在低冲击下有足够刚性以支撑雷达的工作精度,且在强冲击下呈现柔性以达到保护设备的目的。然后,以该新型阵面缓冲系统为研究对象,研发了一套轻薄化阵面缓冲系统原理样机,并通过该原理样机对新研缓冲系统的刚度特性、抗冲击缓冲性能、振动及颠振载荷下的力学性能的试验验证方法进行了系统分析。试验结果表明新研的缓冲系统具有较好的抗冲击缓冲性能,同时在振动、颠振等小冲击载荷下具有较好的刚度,可以满足雷达的指向精度要求。新研的缓冲系统克服了传统缓冲器虽可实现强冲击下减振缓冲能力,但同时会降低阵面的固有频率导致其小冲击载荷下指向精度降低的问题,相关研究为后续新型抗冲击缓冲系统的开发具有重要的借鉴意义。

随着有源相控阵天线不断朝着高精度、高机动、多功能、高效能等方向发展,天线将逐渐呈现出轻薄化、高集成等特点。天线的这些发展趋势及新结构特点将对冲击载荷下设备的安全性、可靠性提出更高要求,因此阵面缓冲系统的研究将会越来越受到重视。同时,随着材料技术、制造技术的不断发展,如金属橡胶克服了多次冲击下复位精度问题;橡胶缓冲器改善了低温性能;液压缓冲器的长期可靠性得到进一步提升……,未来的缓冲器将呈现结构新颖、功能全面、性价比高、系列化及产业化等特点。

参考文献

- [1] 李海涛,张良贵.舰船设备抗冲击能力的仿真研究[J].舰船科学技术,2019,41(1A):61-63.
- [2] 冯麟涵,汪玉,张磊.舰船设备抗冲击能力的可靠性分析[J].振动与冲击,2013,32(1):140-144.
- [3] 唐宝富,顾叶青,王超.智能结构在相控阵天线阵面中的应用研究[J].现代雷达,2014,36(11):8-10.
- [4] 汪玉,计晨,杜志鹏,等.远场水下爆炸作用下舰船设备冲击响应一体化动力学模型[J].工程力学,2013,

- 30(3): 390-394.
- [5] 刘巍,王宏宇,吴晓中,等.某型航炮气压缓冲器结构优化设计与强度分析[J].系统仿真学报,2012,24(5): 1143-1144.
- [6] 李子轩,杨国来,刘宁.强冲击载荷下电磁缓冲器有限元仿真模型[J].兵工学报,2021,42(5):913-923.
- [7] PING Y, LIAO N, YANG J. Design, test and modeling evaluation approach of a novel Si-oil shock absorber for protection of electronic equipment in moving vehicles[J]. Mechanism and Machine Theory, 2008,43(1):18-32.
- [8] 中国舰船研究院. BV043-85 前联邦德国国防军舰艇建造规范:冲击安全性[M]. 上海:中国舰船研究院, 1985:15-16.
- [9] 易先中,张传友,严泽生.碟形弹簧的力学特性参数研究[J].长江大学学报(自然科学版),2007,4(4): 99-101.
- [10] 方红梅,宋志国,谢永鹏,等.大型非周期相控阵天线协同设计[J].电子测量技术,2021,44(1):1-6.
- [11] 孙永江,金华松,于建成,等.舰船测控天线面精度测试及调整方法[J].国外电子测量技术,2013,32(9): 20-21.
- [12] 张庆,熊克.物体内部三维位移场分析的数字图像体相关法[J].国外电子测量技术,2020,39(4):47-51.
- [13] 李巍,董明利,孙鹏,等.大尺寸摄影测量局部参数优化相对定向方法[J].仪器仪表学报,2014,35(9): 2056-2057.
- [14] 杨康,徐爱功,刘备.工业摄影测量网形优化设计与分析[J].测绘科学,2016,41(12):279-282.
- [15] 孙溢膺,董明利,乔玉军.基于摄影测量的大型风机叶片运行模态分析[J].电子测量与仪器学报,2019, 33(10):165-172.

作者简介

王超,工学博士,高级工程师,主要研究方向为大型天线阵面结构方案论证及设计、汽车动态特性分析等。
E-mail:wangchaojlu@163.com