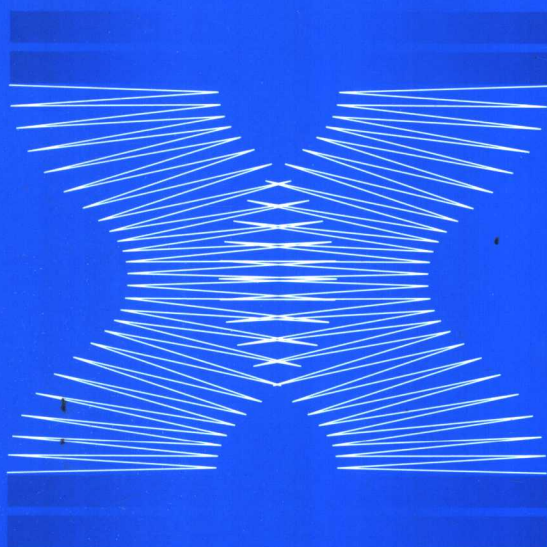


舰船设备抗冲隔振系统 建模理论及其应用

汪玉 冯奇 著



国防工业出版社

National Defense Industry Press

舰船设备抗冲隔振系统 建模理论及其应用

汪玉 冯奇 著

国防工业出版社

·北京·

图书在版编目(CIP)数据

舰船设备抗冲隔振系统建模理论及其应用/汪玉,冯奇著. —北京:国防工业出版社,2006.5

ISBN 7-118-04366-4

I. 舰... II. ①汪...②冯... III. ①军用船—船体设备—抗冲击—系统建模②军用船—船体设备—隔振—系统建模 IV. U674.7

中国版本图书馆 CIP 数据核字(2006)第 009840 号

※

国防工业出版社 出版发行

(北京市海淀区紫竹院南路 23 号 邮政编码 100044)

腾飞胶印厂印刷

新华书店经售

*

开本 710×960 1/16 印张 14 $\frac{3}{4}$ 字数 310 千字

2006 年 5 月第 1 版第 1 次印刷 印数 1—2000 册 定价 48.00 元

(本书如有印装错误,我社负责调换)

国防书店:(010)68428422

发行邮购:(010)68414474

发行传真:(010)68411535

发行业务:(010)68472764

前 言

舰船设备的冲击防护是各国海军十分关注的问题。采用隔离器来支撑设备是目前各国舰艇通常所采用的办法,既可以起到减震降噪的作用,又可以起到冲击隔离的作用。由于冲击位移远大于振动振幅,传统的线性多层隔振系统冲击响应的计算分析理论难以使二者性能兼优,因此舰船设备抗冲隔振系统在理论方法和工程应用上还有很多问题需要解决。本书的目的旨在提出一套非线性、非光滑隔振系统冲击响应的计算分析方法以及隔振器优化设计方法理论。

舰船设备抗冲隔振系统是一类特殊的系统,它有自己的特殊规律。本书主要介绍将多体动力学理论应用于各类舰船设备抗冲隔振系统建模的方法,分析各种非线性因素对抗冲隔振系统动力学行为的影响,探讨采用最优控制理论优化设计抗冲隔振器参数的方法。

本书按力学性质将舰船设备抗冲隔振系统分成三类:(1)无限位非线性抗冲隔振系统;(2)双层非线性抗冲隔振系统;(3)无限位线性浮筏抗冲隔振系统。

单层无限位抗冲隔振系统主要用于电子设备隔振,有时也将双层无限位抗冲隔振系统用于个别辅机隔振。由于无限位装置的存在,在大冲击作用下,允许设备发生大位移,此时,隔振元件的变形达到非线性阶段,因此,隔振器的非线性必须加以考虑。本书的第二章从多刚体动力学基本原理出发,除了考虑隔振器本身的非线性,即非线性刚度、非线性阻尼及位置的非线性,同时考虑陀螺力的非线性因素,在此基础上导出非线性双层无限位抗冲隔振系统动力学基本方程,并采用龙格—库塔法进行数值仿真,通过一个电子设备单层隔振系统和一个水泵的双层无限位抗冲隔振系统例子的数值仿真结果,展示本书建议方法的实用性。

主机隔振对于舰船的隐蔽性极其重要。本书从第三章起到第七章介绍主机隔振系统冲击动力学建模方法,并详细地解剖了德国 MTU 生产的柴油机隔振系统的动力学特性。主机隔振一般采用双层带限位抗冲隔振系统,由于限位装置的存在,主机在大冲击作用下一般不允许发生大位移,此时,隔振元件的变形仍停留在线性阶段,但主机和中间质量可能发生与限位装置的接触,因此,对于主机抗冲隔振系统而言,隔振器本身的非线性可以不加考虑,同时我们的研究表

明,陀螺力在方程中仅是弱非线性项,系统主要非线性因素是限位带来的非线性和非光滑性。

在本书的第三章中,首先考虑若采用线性隔振器,按照多刚体动力学方法建立无限位双层抗冲隔振系统动力学模型,主要讨论陀螺力对系统响应的影响。通过 MTU 柴油机隔振系统实例的分析指出,经典隔振系统建模理论适宜用于初步设计。本章采用经典摄动法与数值仿真的结果进行比较,结果显示出摄动解对此问题具有足够的精度,并且摄动解的导出为以后几章的工作奠定了基础。

由第三章导出的结果,应用单向约束多体动力学中离散动力学方法,在第四章中,导出了确定性带刚性限位的双层抗冲隔振系统动力学的离散模型;由于随机问题的普适性,在第五章中,则发展了随机带刚性限位的双层抗冲隔振系统动力学的离散模型;在第六章中,根据多个可能约束的单向约束多体动力学理论,采用半解析半数值方法,建立了带弹性限位的双层抗冲隔振系统动力学模型;并详细剖析了 MTU 柴油机隔振系统实例的非线性性质;在第七章中,应用各类模型分析的结果进行了比较,实例分析指出限位对系统动力学特性的影响。

作为辅机抗冲隔振的有效手段——浮筏抗冲隔振系统是最后介绍的内容。第八章作为基础理论我们介绍了带弹性基础的刚性浮筏抗冲隔振系统;作为工程应用,在第九章中,我们以子结构动力学和多弹体动力学相结合的方法,提出了筏体为弹性结构的某空压机浮筏系统的建模方法;最后一章,仍以某空压机浮筏系统为例,探讨了采用最优控制理论优化隔振器参数的设想,上述方法可以推广到对任意一类特殊的弹性浮筏系统的建模手段。

本书以作者亲身实践体会为基础,结合国内外有关最新研究成果,系统地建立了舰艇设备抗冲隔振系统的建模方法。内容全面,取材新颖,注重方法,实用性强。综观全书,有三大特点:

1. 体系完整

本书首次系统地建立了多层隔振系统的冲击分析理论。从双层隔振系统到弹性浮筏系统,从无限位隔振系统到刚性、弹性限位隔振系统,详细地论述了各种不同的隔振系统的冲击建模理论以及冲击控制方法,并采用实例进行了分析,所得结果对实际设计有一定的指导意义。

2. 内容新颖

本书中采用了国内外较新的理论——非光滑动力学理论,建立了有限位隔振系统,即刚性、弹性限位隔振系统的数学力学模型,并通过 MTU 柴油机隔振系统的实例,展示了当采用不同性质的限位器时,系统所表现的不同的非线性动

力学特性。非光滑动力学是目前国内外普遍感兴趣的一个年轻的科学领域,将该理论用于解决舰艇设备抗冲隔振系统的研究,是本书的创新点之一,也是本书的学术价值所在。

3. 旨在应用

舰船设备抗冲隔振技术目前我国还是一个较新的研究领域,为了使广大从事舰船抗冲击隔振分析和设计的有关工程技术人员能够正确地设计隔振系统,本书最后一章采用最优控制理论和准最优控制理论,对典型的实例进行了优化设计,说明如何将理论应用于实际,以便从事舰船抗冲击分析和设计的有关工程技术人员能够方便地了解和应用最新成果。

舰船设备抗冲隔振技术目前我国还是一个较新的研究领域,缺乏系统的参考资料。本书是作者近五年来研究工作的总结,希望对舰船领域有关工程技术人员开展冲击防护研究试验工作提供有益的指导和帮助。本书还可作为高等院校船舶工程、轮机工程等专业以及航空航天、地震、爆炸等领域里的高年级学生和研究生的教学用书,对广大从事冲击动力学分析、研究、应用和开发的科研人员也有较大的参考价值。

最后感谢贺华、王志刚、温建明、张继峰等在攻读博士学位期间为本书相关内容课题所做的宝贵研究工作。感谢海军装备部舰艇部杨志利部长、姜义庆副部长、姚耀中处长、张继明处长、海军装备研究院丁晓明总工程师、赵永浦所长等领导和同事们对本书写作的大力支持和帮助。

希望本书的出版对我国的舰船抗冲击研究试验工作起到推动作用。由于水平和学识所限,书中肯定有不少疏漏、欠妥与谬误之处,真诚希望读者、专家和同行不吝赐教。

作者

2006. 2. 1

目 录

第一章 概论	1
1.1 背景	1
1.1.1 问题的提出	1
1.1.2 冲击研究	1
1.2 抗冲隔振研究	6
1.2.1 抗冲隔振系统	6
1.2.2 舰船设备隔振系统抗冲击研究的意义	7
1.2.3 隔振系统分类	8
1.3 本书主要内容	9
第二章 无限位非线性抗冲隔振系统建模理论与仿真计算	12
2.1 无限位非线性抗冲隔振系统建模理论	12
2.1.1 研究对象	12
2.1.2 坐标选择	13
2.1.3 牛顿—欧拉方程	13
2.2 无限位单层非线性抗冲隔振系统建模实例分析比较	22
2.2.1 结构参数	22
2.2.2 计算结果比较	22
2.2.3 结果讨论	22
2.2.4 小结	24
2.3 无限位非线性双层抗冲隔振系统建模实例分析	27
2.3.1 结构图及参数	27
2.3.2 计算结果	31
2.4 结论	34
第三章 无限位装置的双层隔振系统建模与非线性性质研究	35
3.1 引言	35

3.2	无限位装置的双层隔振系统力学模型的建立	35
3.2.1	坐标系的设置及坐标变换关系	35
3.2.2	弹簧力与力矩的计算	38
3.3	无限位装置双层隔振系统运动方程的建立	43
3.4	采用摄动法求解弱非线性运动方程	43
3.5	柴油机双层隔振系统的振动分析	45
3.5.1	固有频率分析	46
3.5.2	正常工况下振动分析	47
3.5.3	有损工况下振动分析	48
3.6	结论	58
第四章	带刚性限位装置的双层抗冲隔振系统的离散模型	60
4.1	引言	60
4.2	碰撞振动系统的离散映射方程	61
4.2.1	Delassus 问题	61
4.2.2	碰撞庞加莱映射	61
4.3	带刚性限位装置的双层隔振系统的力学模型建立	64
4.3.1	碰撞接触模型假设	64
4.3.2	刚性限位装置	65
4.4	带刚性限位装置的双层隔振系统的运动方程	65
4.4.1	自由飞行相	66
4.4.2	碰撞接触相	68
4.4.3	离散模型的建立	68
4.5	实例分析	68
4.5.1	限位器安装间隙的影响	69
4.5.2	冲击后外激励频率的影响	72
4.6	结论	76
第五章	带刚性限位装置的双层抗冲隔振系统的随机离散模型	78
5.1	最大碰撞庞加莱映射	78
5.1.1	平均庞加莱映射	78
5.1.2	平均碰撞庞加莱映射	79
5.1.3	最大碰撞庞加莱映射	80
5.2	带刚性限位装置的双层隔振系统的随机动力学方程	82

5.2.1	自由飞行相	83
5.2.2	碰撞接触相	84
5.2.3	建立最大碰撞庞加莱映射	84
5.3	实例分析	85
5.3.1	隔振系统冲击后受柴油机的某不平衡干扰力和低强度 白噪声共同作用	85
5.3.2	隔振系统冲击后受较大的不平衡力矩和低强度的白噪 声共同作用	86
5.4	结论	91
第六章 带弹性限位装置的双层抗冲隔振系统的建模理论及仿真计算		92
6.1	引言	92
6.2	带弹性限位装置的双层隔振系统的力学模型建立	93
6.3	运动方程	94
6.4	限位器安装间隙的影响	95
6.4.1	隔振系统冲击后仅受柴油机某不平衡干扰力作用	96
6.4.2	隔振系统冲击后仅受较大的不平衡力矩作用	104
6.4.3	小结	111
6.5	限位器刚度对系统响应的影响	112
6.5.1	隔振系统冲击后仅受柴油机某不平衡干扰力的作用	112
6.5.2	隔振系统冲击后受较大的不平衡力矩作用	117
6.5.3	小结	121
6.6	结论	122
第七章 双层抗冲隔振系统的各种模型比较		123
7.1	引言	123
7.2	带刚性限位装置的随机模型和确定性模型比较	124
7.3	冲击后响应的比较	127
7.4	结论	129
第八章 具有弹性基础的刚性浮筏系统的动力学特性研究		130
8.1	引言	130
8.2	主变流机组浮筏系统	131
8.2.1	结构数据	131

8.2.2 减震器参数	131
8.3 模型简化	134
8.4 弹性梁基础的浮筏隔振系统振动微分方程的建立	134
8.4.1 多刚体浮筏隔振系统的振动方程	135
8.4.2 弹性基础梁的振动	136
8.4.3 系统的振动微分方程	136
8.5 弹性板基础的浮筏隔振系统振动微分方程的建立	137
8.5.1 弹性基础板的振动	137
8.5.2 系统的振动微分方程	138
8.6 计算结果	138
8.6.1 带弹性梁基础的主变流机组浮筏系统	138
8.6.2 带弹性板基础的主变流机组浮筏系统	139
8.7 结论	145
第九章 弹性浮筏系统建模方法	146
9.1 力学模型的建立	146
9.2 子系统 A 的动力学方程	148
9.3 子系统 B 的动力学方程	153
9.4 子系统 C 的动力学方程	159
9.4.1 载体 C' 的刚体运动方程	159
9.4.2 子系统 C 相对载体的弹性振动方程	168
9.5 弹性浮筏系统的动力学总方程	171
第十章 空压机浮筏系统应用实例	180
10.1 空压机浮筏隔振系统模型与参数	180
10.2 中间弹性筏架的有限元模态分析	181
10.3 空压机浮筏隔振系统的动力学方程及固有频率求解	186
10.4 弹性浮筏隔振系统的冲击和振动分析	188
10.4.1 冲击作用与冲击后外激励载荷	188
10.4.2 冲击及冲击后振动分析	188
10.5 结论	192
第十一章 冲击作用下的弹性浮筏系统随机最优控制研究	193
11.1 引言	193

11.2 施加控制前随机浮筏系统在冲击作用下的动力学分析	194
11.2.1 随机浮筏系统在冲击载荷作用下动力学分析(确定性部分)	194
11.2.2 随机浮筏系统在冲击载荷作用下动力学分析(随机部分)	195
11.2.3 算例分析	196
11.3 随机浮筏系统在冲击作用下的理想最优控制	197
11.3.1 随机浮筏系统在冲击作用下的理想最优控制(确定性部分)	198
11.3.2 随机浮筏系统在冲击作用下的理想最优控制(随机部分)	199
11.3.3 算例分析	200
11.4 随机浮筏系统在冲击作用下的准最优控制	201
11.4.1 准最优控制力向量 $U^*(t)$ 的求解和减震器最优参数确定	204
11.4.2 随机浮筏系统在冲击载荷作用下准最优控制(确定性部分)	206
11.4.3 随机浮筏系统在冲击载荷作用下准最优控制(随机部分)	207
11.4.4 算例分析	208
11.5 结论	210
第十二章 总结及展望	213
12.1 全书总结	213
12.2 今后工作展望	214
参考文献	216

第一章 概 论

1.1 背 景

1.1.1 问题的提出

现代舰船装备的各种各样的精密仪器、电子设备,在舰载武器发射时强大反冲力造成的巨大冲击和 underwater 武器爆炸时的巨大冲击下,都易造成故障或损坏,因此保护这些设备仪器免受冲击破坏是舰船研制中的一项重要工作。

现代高科技的发展,使水中兵器的爆炸当量越来越大,因此,对舰艇设备的威胁更为严重,所以提高舰艇的抗冲击性能成为一个更加迫切的任务。在强冲击条件下,线性隔振系统已难以达到良好的抗冲击效果,因此,往往设计成非线性隔振系统,这对舰船设备隔振系统的理论研究提出了更高的要求。在通常的隔振系统中,为了得到良好的隔振效果,隔振器通常做得比较柔软,刚度较小,又由于稳态振动时的幅值一般都不大,因此可以将隔振器的刚度特性考虑成线性的,但是在现代舰船设备中,隔振器为了要吸收较大的冲击能量,常常做得比较刚硬,刚度较大,又由于冲击运动的相对位移都比较大,因此冲击隔振器的刚度特性常常被设计成非线性的。此外,为了防止设备启动、关闭或舰船在各种海情下摇摆时造成的过大位移,在重要动力设备隔振系统中安装限位装置,这样当受到冲击激励时产生的大位移将引起设备和限位装置的接触,所有的这些接触使构成的系统具有非线性、非光滑性。因此,原有的线性多层隔振系统冲击响应的计算分析理论已不适应目前状况,本书旨在提出一套非线性、非光滑隔振系统冲击响应的计算分析方法以及对隔振器优化设计方法理论进行探讨。

1.1.2 冲击研究^[1~5]

1. 冲击概念

冲击是指系统在很短的时间内,受到突然瞬态激励,其位置、速度或加速度发生突然变化的一种物理现象。冲击往往具有以下几个特点:冲击作用的持续时间非常短暂,能量的释放、转换和传递是在很短的时间内骤然完成的;冲击激励函数不呈现周期性,系统所产生的运动为瞬态运动;在冲击作用下,系统的运动

响应与冲击作用的持续时间及系统的固有频率或周期有关。

冲击研究是一个很大的领域,对于舰艇及舰船机电设备来讲,在服役中必然要面临冲击环境问题,舰艇船体和舰船机电设备如何抗击各种兵器的接触爆炸和非接触爆炸产生的冲击载荷,是海军和舰艇设计师所关心的问题。对舰艇和舰船机电设备抗冲击的基本理论和计算方法的研究一直是世界各国海军所关注的热点问题。

冲击对于机械设备系统、电子系统、结构以及人体会带来很大的危害,有时会造成致命的灾难性后果。各种兵器的接触爆炸和非接触爆炸时产生的冲击载荷,轻者能使舰载机电设备功能失效,重者能使舰艇断裂沉没。特别是近年来随着导弹、激光炸弹和水中兵器的发展,爆炸当量和冲击持续时间明显增加,精确的计算机制导使命命中率大大提高,对舰艇及舰船机电设备的威胁越来越严重。与此同时,随着电子对抗、通信导航等先进舰载仪器的大量装备,对环境要求更为苛刻,如激光陀螺、罗经等精密的导航装置,稍有冲击波输入,其敏感的反应将导致长时间的操纵失控。因此,提高舰艇及舰船机电设备抗冲击保护能力已经成为现役及新型舰艇的重要战术性能。

恶劣的冲击环境对于水面舰艇的生命力和战斗力造成了极大的威胁,也考验着舰船的抗冲击能力,海军史上无数的战例证明了这一点。1982年4月的马岛战争中,英国 Sheffield 巡洋舰被一颗飞鱼导弹击中导致沉没;2000年8月12日,俄罗斯海军“库尔斯克”号核潜艇在参加一次军事演习时不幸发生爆炸后沉没巴伦支海,118人葬身海底;而美国 Laffey 舰在第二次世界大战的冲绳海战中被日本4颗炸弹和5架装满炸药的“神风”战斗机击中受伤后却顺利返回军港;在20世纪80年代波斯湾冲突中,美国4艘军舰分别被水雷和鱼雷击中,但都没有受到致命伤害导致沉没。

在海战中,舰艇遭受敌方攻击的主要冲击源有三个。

(1) 接触性爆炸,如遭受导弹、激光炸弹直接攻击,造成舰体损伤及舰船机电设备损伤。

(2) 水中非接触性爆炸,如遭受声呐鱼雷爆炸的冲击,主要破坏舰载机电设备。

(3) 自身武器发射时反冲力造成的冲击,也会影响舰载机电设备的正常运转。

即使冲击时船体未遭破坏,其生存及其剩余的工作能力实际上仍取决于舰船设备的抗冲击能力。

2. 冲击研究历史

战争中的冲击会造成舰艇船体、设备的破坏及人员的损伤,所以长期以来舰

艇和舰载设备的抗冲击研究受到各国海军的重视。国外舰艇抗冲击研究的历史,有关资料表明可以追溯到 19 世纪,美国海军早在 1860 年就进行了船体抗暴试验。文献非常详尽地阐述了舰艇水下爆炸试验研究的完整历史,记述了自 19 世纪开始所有的有影响的水下爆炸试验。世界海军技术革命开始于 19 世纪中期,通过多次海战以后,当时西方海军强国认识到,铁甲战舰队对水下爆炸的冲击波具有更强的抗冲击能力。

在 20 世纪的 50 年代到 80 年代,冲击试验、冲击理论、冲击设计计算方法、建造工艺以及新型材料应用等的进展使舰艇的抗冲击能力得到了前所未有的提高。19 世纪中期,世界海军新技术革命刚刚开始,经历过多次大型海战后的西方海军强国就认识到舰艇的抗冲击能力对舰艇的生命力的重要意义,而第一次世界大战更使参战各国海军意识到,水下爆炸不仅能造成甲板的破坏,而且会造成舰载机电设备冲击后功能丧失,致使舰艇完全丧失战斗力。于是从 20 世纪初开始,西方诸国海军就各自进行了大量的舰艇抗水下爆炸的试验,并且制定、修改了相应的军标,对船舶机械设备冲击环境标准、抗冲击设计规范等进行了规定。

在当代世界各国对舰艇及舰船机电设备抗水下冲击的研究中,美国海军走在最前列,欧洲海军诸强国以及澳大利亚、日本等国家紧随其后。第二次世界大战以后,美国海军制定的规范强调用冲击试验考核舰船设备抗冲击能力,并作为舰船设备的验收标准。由此进行了一系列爆炸冲击试验,投入了大量的人力物力对舰船抗冲击性能进行研究,文献详情介绍了美国海军舰艇抗冲击试验^[6]。美国海军在 1947 年召开了第一届冲击和振动研讨会(Shock and Vibration Symposium),以后每年举行一两次研讨会,内容涉及冲击、碰撞、动力试验、水下爆炸及振动等,很多学者也做出了卓有成效的工作^[5]。

为了模拟舰船机械设备的冲击环境,美国海军早在 1954 年就制定了军用规范 MIL-S901B 规定舰用机器、设备和系统强碰撞冲击试验的要求,用来考核舰船设备抗冲击能力和作为舰船设备的验收标准,并且于 1963 年更新为 901C,1989 年更新为 901D。随着军用冲击规范的更新,被进行冲击考核的舰船设备强碰撞冲击等级越来越高。美国凭借其强大的国家综合实力,在抗冲击研究中侧重于冲击试验研究,主要包括冲击试验机试验和实船或模型系列试验。大凡设备通过了冲击试验,即表明它能承受未来海战实践中的严酷条件。它主要从以下几个方面进行了研究:对动力载荷冲击舰艇的保护;水下爆炸的试验和数据分析;舰艇的弱点建模(SVM)和致命性评估;强化的舰艇和装甲的概念;对力的防护、建模和应用程序;损伤预测模型和武器致命性评估;现场火力试验和评价支持以及整个舰艇的生命力支持;NAV SEA 冲击测试管理;零部件的冲击限定和试验顺序;建模、仿真的确认和权威认证。由此可以看出,美国在开展舰艇水下爆炸冲击

试验研究领域的水平是相当领先的。

舰船抗冲击试验可以提高海军舰艇的抗冲击能力,但是冲击试验需要大量的费用和时间,投入很大;而通过冲击建模、仿真预测冲击响应,结合部分的冲击试验进行校核是西欧海军普遍采用的方法。20 世纪 70 年代联邦德国海军的 BV043/73 冲击标准主要是采用舰船设备冲击建模和计算的方法考核舰船机电设备的冲击保护问题。它同时给出了抗冲击设计计算所需的冲击波形、冲击幅值和冲击作用时间。冲击速度和相应的冲击时间按设备质量来确定,并考虑到舰船类型的不同(水上、水下),安装部位的不同(外部连接、内部连接),以及冲击作用方向的不同(垂向、横向、纵向)进行加权。

近 20 年来,由于命中率及爆炸当量成几何级数地增加、舰艇机电设备的不断更新以及舰船冲击能量传递的数理模型及数字计算模拟技术的发展,美国与西欧诸国一直在持续地进行实船的海上冲击试验,也导致冲击标准与振动(噪声)军标的数次同时更新。水下的爆炸当量对舰艇设备的威胁更趋严重,特别是英国——阿根廷马岛海战中,舰艇在遭到攻击后,舰体受到严重破坏,爆炸引起的冲击振动导致了减震器拉裂、剪切破坏、管道破裂、运动机件失灵、联轴节卡死、部分设备振裂、主推进轴承振裂、部分电子设备失控、器件短路等各种问题,致使一些舰艇过早地部分或全部丧失战斗力或生命力。西方诸国基于海战中舰艇机电设备的损坏及运行情况,对冲击保护的标准,即 BV043/73、MIL901C 等,及设备抗冲击性能进行了全面的评估及分析,1985 年在北约组织的协调和联邦德国海军部主持下,通过了舰艇冲击新军标,即 BV043/85。此后,美国海军亦制定了 MIL901D 的军标。新军标 BV043/85 比 BV043/73 更加进步,它给出了由位移、速度、加速度三者构成的冲击输入谱;冲击波形由原来理想的半正弦波、梯形波改为标准的全波,即双峰正弦波、双峰三角波;冲击载荷加大,冲击载荷增加到三级,并按照非线性方法进行计算。同时西方国家海军根据新军标,在建立冲击计算模型、研制符合新军标要求的隔冲器、现役舰艇的设备改装等方面做了许多工作。建立了单层隔振系统非线性冲击计算模型,完成了按 BV043/85 冲击标准的隔冲系统校核程序;对现役舰艇的机电设备的抗冲击系统进行全面评价;研制符合新军标要求的隔冲器,以取代现役产品;对改装舰艇的机电设备采用冲击校核程序,逐一选择恰当的隔冲器型号及类型,进行改装更新。

苏联在舰艇机电设备抗冲击技术路线上同西方有明显的差别,它更强调设备本身抗冲击水平,而在抗冲击元器件上还是沿袭很多年前的产品,如近年引进的乌克兰燃气轮机垂向加速度抗冲击能力可达到 45g,而配套的隔振元器件是平板橡胶块,系统固有频率为 25Hz;相反美国的 LM2500 燃气轮机垂向加速度抗冲击能力只有 15g,但是设备弹性支承的是频率只有 6Hz 的金属碟形隔振器,

具有很好的冲击隔离作用。西欧认为苏联舰艇的抗冲击技术水平仅达到西欧 20 世纪 70 年代水平。

我国的舰艇及舰船机电设备冲击研究大约自 20 世纪六七十年代起步,从收集、引进和消化国外的资料开始,进行过一些小型设备试验、实艇水下爆炸试验、理论方法和测试方法研究,为水面舰艇的冲击环境和建立我国自己的舰艇抗冲击设计规范积累数据资料,探索理论计算方法^[7~25]。七五期间,中国船舶工业总公司 702 研究所研制成功小型浮动冲击平台。1986 年我国第一个关于舰艇设备冲击试验的标准 GJB150.18 正式发布,1991 年又发布了 GJB 1060.1-91 有关冲击环境的标准。这两个标准基本上代表了我国舰艇设备现有的抗冲击技术水平,它为我国舰艇设备的抗冲击设计、制造和验收起到了一定的保障作用。

3. 冲击校核

舰船抗冲击试验是研究舰船提高抗冲击能力的重要手段,但冲击试验需要大量的时间和经费,投入很大;结合我国经济实力还不是非常强大的国情,参考西欧各国的经验,通过冲击建模、计算预估冲击响应,结合部分的冲击试验进行校核是抗冲击研究的可取之路。事实上,近年来,国内许多学者在这方面做了大量的工作。

对于冲击响应的计算,早期求解的方法一般采用 Duhamel 积分、Laplace 变换,随后发展到 Fourier 变换和 FFT 方法。1948 年,美国海军研究实验室 NRL(Navy Research Laboratory)提出“冲击运动的等静力加速度”概念,这是早期的舰船机电设备冲击设计计算方法。W. P. Welch 在《舰船设备抗冲击设计指南》一文中第一次提出了用阶跃速度法来进行冲击隔离设计的计算方法,R. L. Bort 也提出了舰船冲击运动的计算公式。Sal Giannoccolo 给出了舰船机电设备冲击速度的大致范围。P. B. Wishart 在《The shock environment encountered in naval vessels》一文中提出了舰船各部分的冲击速度的不同分布情况。Mel Baron 在 20 世纪 50 年代研究了水下壳体在横向冲击激励下的响应。Baron 发展了基于 DAA(Doubly Asymptotic Approximation)方法水下壳体冲击响应的计算机程序,并在 80 年代完成了水面舰艇冲击分析系统 SRUE(Structural Response to Underwater Explosions)计算机程序。

舰船机电设备冲击响应计算分析的动态设计分析方法 DDAM(Dynamic Design Analysis Method)是目前广为采用的一个基本的计算方法,它对一个装备项目或质量、弹簧系统进行数学建模,运用模态理论解决响应、强度应力计算分析。通过数学建模求解系统的振动固有频率和固有模态的动态特性,用规定的冲击载荷施加到每个模态上以得到整个系统的冲击响应,其数学建模和计算方法在不断发展和完善。

总的来说,几十年来,舰船机电设备冲击设计分析理论方法得到了很大的发展,由于国防机密、信息封锁等原因,有关舰船机电设备冲击设计分析理论具体方法很难从国外资料上直接得到,必须独立自主开发各种冲击计算方法。近年来,国内由高校和研究所组成的研究队伍,对舰艇抗冲击动力学仿真分析方法进行了较深入的研究,在舰船机电设备抗冲击设计计算方法上取得了不少的进展,本书是部分理论研究的总结。

1.2 抗冲隔振研究

1.2.1 抗冲隔振系统^[1,2]

冲击隔离是指通过隔离的途径来减少冲击带来的危害。具体地讲,它通过在基础和设备之间加入弹性元件(缓冲器或减震器),将强烈的冲击能量以位移能的形式最大限度地储存在其中,然后按隔离系统本身的特性缓慢地将能量释放出来,从而减少激励从基础传递到设备或从设备传递到基础所引起的响应,以达到保护设备的目的。

振动是日常生产和生活中的一种常见现象。它不仅影响到技术设备的使用寿命,仪表器械的使用性能,操作人员的正常工作,而且还影响到舰船、飞机的生命力及其战斗技术性能,甚至影响到人的健康,在现代工程技术中日益受到人们的关注。

隔振是振动控制中研究最多、应用最广的一项振动控制技术。它是在振源与系统之间采取一定措施,适当安置减震、隔振器材以隔离振动的直接传递,其实质是在振源与系统之间附加一个子系统(隔振器)。隔振分为被动隔振和主动隔振。被动隔振是在振源与系统之间加入弹性元件、阻尼元件甚至惯性元件以及它们的组合所构成的子系统。主动隔振则是在被动隔振的基础上,并联能产生满足一定要求的控制器,或用作动器代替被动隔振装置的部分或全部元件。

冲击隔离与振动隔离主要有以下几个方面区别。

- (1) 冲击隔离研究的是瞬态过程;而振动则考虑的是系统稳态过程。
- (2) 冲击隔离物体的响应是一随时间衰减的瞬态响应,其频率等于隔离系统有阻尼时的固有频率;而振动隔离中物体振动频率等于激励频率或等于隔振系统的固有频率。

- (3) 在隔离效果的评价方面:振动隔离是以激励频率 f 或频率比 (f/f_0) 为横坐标的振动传递率特性曲线来表示的,这里 f 为激励频率, f_0 为隔振系统的固有频率,振动隔离传递率的定义是响应的简谐振动幅值 $\dot{X}_m$ 与激励的简谐振动