DOI: 10.11883/1001-1455(2015)02-0236-07

浮动冲击平台冲击环境对设备响应的影响*

王 军,姚熊亮,杨 棣
(哈尔滨工程大学船舶工程学院,黑龙江 哈尔滨 150001)

摘要: 对浮动冲击平台提供给设备的冲击环境及舰载设备在不同冲击环境下的响应进行了数值模拟和理论分析。以美国中型浮动冲击平台为计算模型,将设备基座的冲击环境与德国规范 BV 043-85 进行了比较,为分析两个体系在设备抗冲击要求中谱加速度的差异,对不同舰载设备进行数值模拟计算,并通过虚拟约束边界模态方法,提出不同冲击环境下基础激励的多自由度系统响应的计算方法。数值分析及理论计算结果表明:冲击谱中谱加速度对舰载设备响应影响较小,而谱位移和谱速度对设备响应有较大影响,理论计算得到的多自由度系统响应与数值模拟结果较一致,同时在进行浮动冲击平台设计时可不考虑谱加速度对设备响应的影响。

关键词: 爆炸力学;设备响应;有限元;浮动冲击平台;冲击环境
中图分类号: O383.3 **国标学科代码**: 1303599 **文献标志码**: A

舰载设备的抗冲击能力对舰船生命力有重要作用。各国海军为提高设备抗冲击能力,都对关键设备进行冲击实验,同时制定了相应的设备抗冲击标准[1]。各国的设备抗冲击标准自成体系,对冲击要求的严格程度不同,其指标也有所不同[2]。研究美国标准 MIL-S-901D(标准 1)和德国规范 BV 043-85(规范 2),可对我国抗冲击标准体系的建设提供参考。在对美国中型浮动冲击平台提供给设备的冲击环境进行分析时,发现低频段的谱位移和中频段的谱速度与规范 2 较一致,而高频段的谱加速度却相差很大[3]。以 30 t 舰载设备为例,规范 2 要求的谱加速度为 122g,而美国中型浮动冲击平台内底板上的谱加速度超过了 200g,而两国对舰载设备的抗冲击要求不应出现如此大的差别。浮动冲击平台提供给设备的冲击环境中谱加速度高于规范要求,是否会使本来满足抗冲击要求的设备发生损坏,此问题的解决对浮动冲击平台的设计研究至关重要。

现阶段主要有对浮动冲击平台在水下爆炸载荷作用下的响应进行的研究[4-6],设备在冲击输入下的响应也有过数值分析[7-9],但还未能解决浮动冲击平台在水下爆炸冲击环境中各谱参数对设备响应的影响这个问题。本文中,通过建立美国中型浮动冲击平台模型,分析平台内底板提供给设备的冲击环境,并与规范 2 进行比较。应用数值模拟研究冲击谱各参数对不同舰载设备响应的影响,同时根据虚拟约束边界模态方法,提出设备在频域冲击输入的多自由度理论分析方法,研究冲击谱各参数对多自由度系统响应的影响,分析结果可对冲击载荷作用下设备响应的理论分析及我国大中型浮动冲击平台的研究建设提供参考。

1 浮动冲击平台冲击环境分析

按照美国中型浮动冲击平台的尺寸建立有限元模型,长 12.2 m,宽 6.1 m,采用双层底形式,双层底之间通过纵桁和实肋板加强,内底板上开有减轻孔。以 30 t 舰用增压锅炉为研究对象,建立设备的基座,将增压锅炉安装于浮动冲击平台内底板上,各模型装配后如图 1 所示。

以标准 1 规定的实验工况进行水下爆炸数值模拟,得到基座与设备连接处的冲击谱,如图 2 中虚线所示,其谱参数为:谱位移 4.51 cm,谱速度 3.48 m/s,谱加速度 280g。对于 30 t 舰载设备,规范 2 的抗

* **收稿日期**: 2013-07-05; **修回日期**: 2013-09-18
基金项目: 国家自然科学基金项目(51279038);国家安全重大基础研究项目(613157)
第一作者: 王 军(1989—),男,博士研究生,wangjun5613@163.com。

冲击要求如图 2 中实线所示，谱位移和谱速度与浮动冲击平台提供给设备的冲击环境较接近，而谱加速度却差别很大。标准 1 虽未给出设备抗冲击参数要求，只是要求按照规范规定的工况进行实验考核，设备不发生损坏即满足抗冲击要求[10]，但通过浮动冲击平台的数值分析可以看出标准 1 和规范 2 在低频段和中频段相当，而高频段远高于规范 2。抗冲击标准 1 和规范 2 的巨大差异让人思索，高频段的谱加速度变化对舰载设备的响应是否无关紧要。因此需采用不同的舰载设备在不同冲击环境下的响应进行分析，解决这个问题。

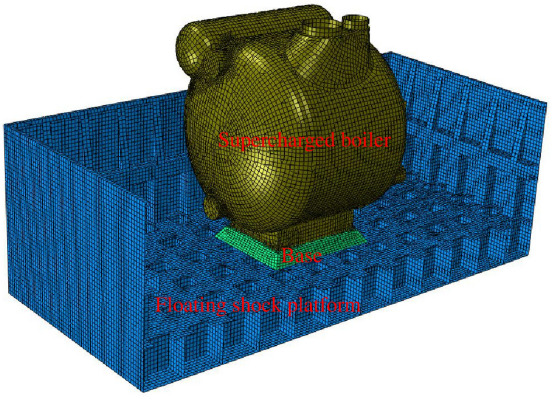

图 1　浮动冲击平台分析模型

Fig. 1　Analysis model of floating shock platform

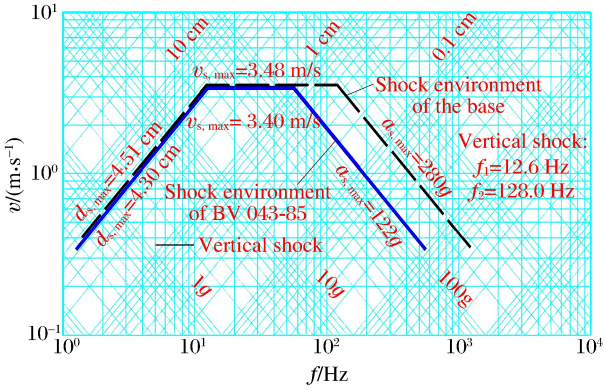

图 2　设备考核冲击环境

Fig. 2　Shock environment of equipment examination

2　不同冲击环境下舰载设备响应数值分析

在频域范围内表示冲击输入的冲击谱，可按规范 2 提供的方法转换为在时域表示的组合三角波，把随时间变化的加速度输入作用给设备，从而可以求解设备在不同冲击环境下的动态响应。首先以上述 30 t 的舰用增压锅炉设备为计算模型，利用有限元分析软件 ABAQUS，求解在规范 2 要求的冲击环境下的动态响应，即图 2 中实线作为冲击输入，得到增压锅炉的 Mises 应力云图如图 3 所示。作为对比分析，在保持谱位移和谱速度不变的情况下，将谱加速度由 122g 增加为浮动冲击平台内底板提供的 280g，增幅为 130%，计算得到锅炉的 Mises 应力云图如图 4 所示。

比较图 3～4 可以看出，两种计算工况下的最大 Mises 应力分别为 479 和 484 MPa，相差 1%，最大应力发生的位置也相同，锅炉整体的应力分布也相似，同时最大等效塑性应变都为 0.34，因此增加谱加速度后对设备的响应基本无影响。

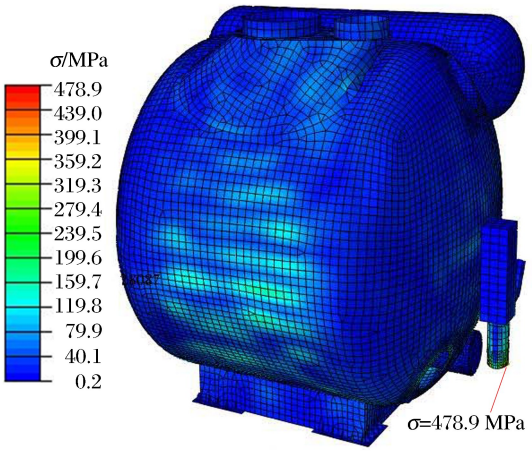

图 3　规范 BV 043-85 要求冲击环境下增压锅炉响应

Fig. 3　The response of supercharged boiler under the shock environment of BV 043-85

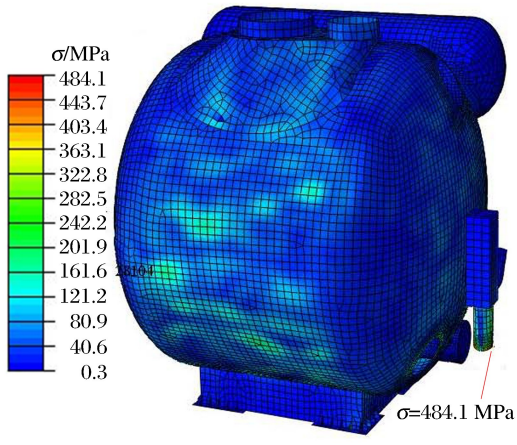

图 4　增大谱加速度后增压锅炉响应

Fig. 4　The response of supercharged boiler after increasing the spectrum acceleration

为得到冲击谱参数中谱位移和谱速度的变化对设备响应的影响，分别将规范 2 要求的冲击环境中谱位移由之前的 4.3 cm 增加为 5 cm、谱速度由之前的 3.4 m/s 增加为 4 m/s，增幅分别为 16%和 17%，远小于谱加速度的增幅，而改变谱位移和谱速度后，增压锅炉的最大 Mises 应力分别为 459 和 514 MPa，最大等效塑性应变分别为 0.3 和 0.41，比规范 2 要求冲击环境下的设备响应有较大变化。因此谱位移及谱速度的变化对设备响应影响较大。

通过选择不同重量的设备进行数值模拟计算，验证上述分析结论的普遍性，现选取舰载齿轮箱模型按照上述思路进行同样分析。齿轮箱模型重 37 t，规范 2 要求的抗冲击环境为：谱位移 0.043 m，谱速度 3.14 m/s，谱加速度 109g。此时浮动冲击平台提供给设备的冲击环境中谱位移与谱速度和规范 2 较吻合，而谱加速度为 250g，比规范 2 高 130%。将规范 2 要求的冲击环境和谱加速度增加为 250g 的冲击环境转换成时域输入激励，计算得到齿轮箱模型的 Mises 应力云图如图 5～6 所示。

两种计算工况的最大应力都为 640 MPa，出现最大应力的位置一致，应力分布也相似，最大等效塑性应变分别为 0.64 和 0.66，两者相差 3%，差别不大。因此对应 37 t 的齿轮箱模型，只是增加谱加速度对模型的响应基本无影响。

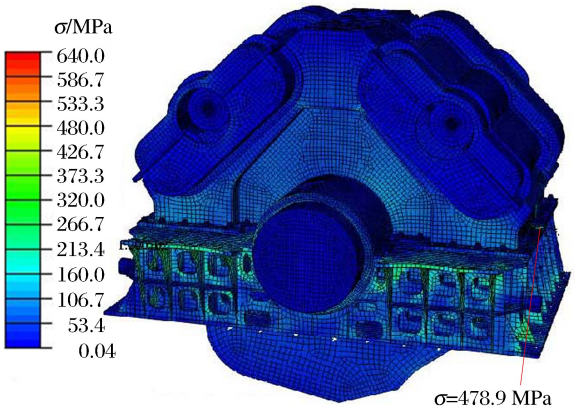

图 5 规范 BV 043-85 要求冲击环境下齿轮箱响应

Fig. 5 The response of gearbox under the shock environment of BV 043-85

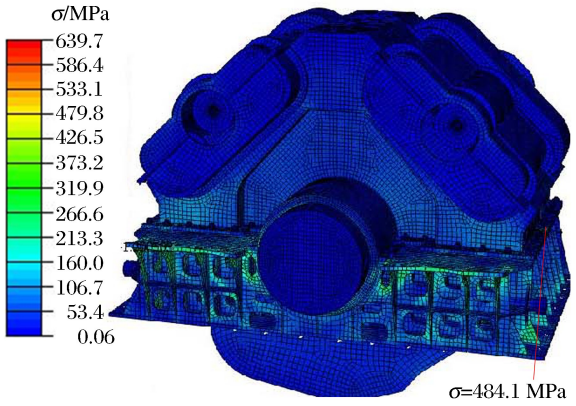

图 6 增大谱加速度后齿轮箱响应

Fig. 6 The response of gearbox after increasing the spectrum acceleration

根据计算结果可以看出，低频段的谱位移和中频段的谱速度发生一定程度变化，会使设备响应发生较大变化，而高频段的谱加速度较大幅度变化对设备响应影响较小。由于舰载设备的前几阶固有频率一般为几赫兹到几十赫兹，可以认为，高频段谱加速度的变化对舰载设备的响应基本无响应。虽然浮动冲击平台提供给设备的冲击环境比规范 2 要求的谱加速度偏大，但对设备的响应影响较小，可以不考虑高频对应的谱加速度。也可以看出规范 2 和标准 1 虽然对设备抗冲击能力要求的形式不同，但抗冲击水平大体上是一致的。同时在浮动冲击平台设计时，只需主要考虑提供给设备的冲击环境中谱位移和谱速度达到一定要求即可，谱加速度可不去考虑。

3 不同冲击环境下多自由度系统分析方法

3.1 理论计算方法

以上通过数值模拟方法，得出冲击环境中谱加速度的变化对设备响应影响较小的结论，但是在理论上尚不能充分说明这个现象存在的原因。为了探究问题的根源，下面通过理论推导的方法，进一步解释不同冲击环境对设备冲击响应的影响。根据傅里叶逆变换方法，可将频域内的冲击载荷转化为时域冲击信号，在此参照规范 2，使用简化的计算公式[1]，将频率内表示的冲击谱转换为在时域表示的组合正弦波，如图 7 所示。其中，各参数计算为：$a_2=0.5A_s$，$v_1=v_2=\frac{2}{3}v_s$，$t_1=\frac{\pi v_1}{2a_2}$，$t_2=\frac{2d_s}{v_1}-t_1$，$a_4=\frac{\pi v_1}{2t_2}$。

以上述 30 t 增压锅炉为例，将规范 2 要求的设备冲击环境和谱加速度增加为 280g 的冲击环境，按照转换方法得到的载荷时间历程如图 7 所示，分别对应图中的实线和虚线，可用分段函数表示为：

$$a(t)=\begin{cases}a_2\sin\left(\pi\dfrac{t}{t_1}\right) & 0\leqslant t<t_1\\ a_2\sin\left(\pi\dfrac{t+t_2-t_1}{t_2}\right) & t_1\leqslant t\leqslant t_1+t_2\end{cases}\tag{1}$$

由于式(1)表示的冲击输入为非简谐的激振力，计算多自由度结构的动态响应比较困难，因此将式(1)展开成傅里叶级数，化成频率为 ω、2ω、3ω、…、$n\omega$ 的无穷多个简谐激振力之和，n 可以根据计算量及要求精度确定。$a(t)$只是在$[0,t_1+t_2]$有定义的函数，可进行偶延拓，以满足狄利克雷条件而得到其傅里叶级数的和函数，$a(t)$可表示为：

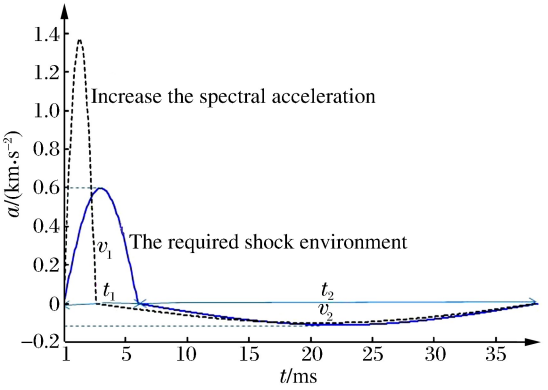

图 7　冲击谱转换为时域冲击载荷

Fig. 7　The conversion from shock spectrum to time history

$$a(t)=\frac{a_0}{2}+\sum_{n=1}^{\infty}a_n\cos\left(\pi\frac{n}{l}t\right)\tag{2}$$

式中：$l=t_1+t_2$，$a_n=\dfrac{2}{l}\int_0^l a(t)\cos\left(\pi\dfrac{n}{l}t\right)\mathrm{d}t$，$n=0,1,2,\cdots$。

以规范 2 要求的冲击环境为例，将图 7 实线表示的加速度输入写成式(1)形式，由 a_n 得到$a(t)$，展成傅里叶级数形式后，为便于运算，将加速度输入写成复数形式，通过复数的实部表示：

$$a(t)=\mathrm{Re}\left(\sum_{n=1}^{\infty}a_n\mathrm{e}^{\mathrm{i}n\omega t}\right)\tag{3}$$

由于实际的结构响应物理量是实数，因此需将复数运算后所得的复数解化为实数的结果。对傅里叶级数第 n 项频率为 $n\omega$ 的简谐激励可表示成 $a(n,t)=\mathrm{Re}(a_n\mathrm{e}^{\mathrm{i}n\omega t})$，则结构位移 x 可表示为 $x(n,t)=\mathrm{Re}(X_n\mathrm{e}^{\mathrm{i}n\omega t})$，对不同频率计算得到的结构位移响应进行叠加，即可得到结构在加速度输入 $a(t)$作用下的动力响应：

$$x(t)=\mathrm{Re}\left(\sum_{n=1}^{\infty}X_n\mathrm{e}^{\mathrm{i}n\omega t}\right)\tag{4}$$

有限元计算中，设备划分成若干子结构单元，单元应力、应变都是通过单元节点的位移计算得到，上述增压锅炉就可简化为基座、外壳、内部部件等各子结构，如图 8 所示。同时参考浮筏隔振系统的力学分析方法[11]以及现阶段舰载设备数学模型的建立方法[1]，将设备简化成如图 9 所示的多自由度系统，每个子结构代表有限元分析中的子结构单元，求解子结构的位移响应即可对设备的响应进行模拟分析。下面根据上述 $a(t)$求解图 9 所示系统的动力响应 $x(t)$。

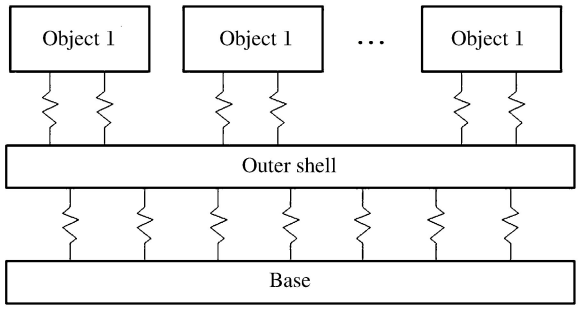

图 8　增压锅炉力学模型

Fig. 8　Mechanical model of supercharged boiler

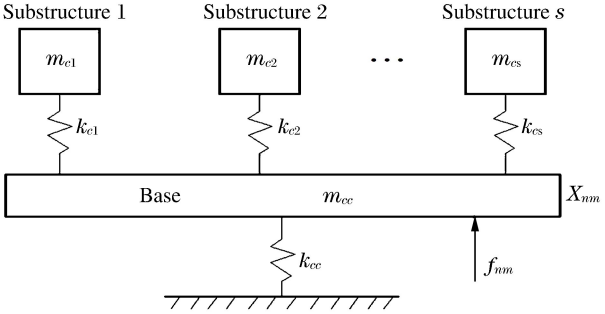

图 9　基础激励示意图

Fig. 9　The diagram of base excitation

在此采用虚拟约束边界模态方法[12]对图 9 所示的多自由度系统进行求解。首先,在结构边界上选定某个自然边界作为选定边界,把这个选定边界的自由度集合定义为 m 集,结构内部和其余边界自由度称为非选定边界自由度,简称为内部自由度,该集合定义为 s 集,如图 10 所示。按照此方法,以受激励的基础 m_{cc} 为选定边界 m 集,设备内部的 m_{c1}、m_{c2}、…、m_{cs} 定义为内部自由度 s 集。对于下式所描述的简谐激励作用于 m_{cc} 上,则整个系统的响应可表示为式(4),其位移幅值 $\boldsymbol{X}_n$ 的控制方程为:

$$[\boldsymbol{K}-(n\omega)^2\boldsymbol{M}]\boldsymbol{X}_n=\boldsymbol{f}_n \tag{5}$$

式中:$\boldsymbol{M}$、$\boldsymbol{K}$ 与 $\boldsymbol{f}$ 分别为质量、刚度和外力向量矩阵。按照边界和内部集合的定义,式(5)写成分块形式为:

$$\left(\begin{pmatrix}K_{ss} & K_{sm}\\ K_{ms} & K_{mm}\end{pmatrix}-(n\omega)^2\begin{pmatrix}M_{ss} & M_{sm}\\ M_{ms} & M_{mm}\end{pmatrix}\right)\begin{pmatrix}X_{ns}\\ X_{nm}\end{pmatrix}=\begin{pmatrix}f_{ns}\\ f_{nm}\end{pmatrix} \tag{6}$$

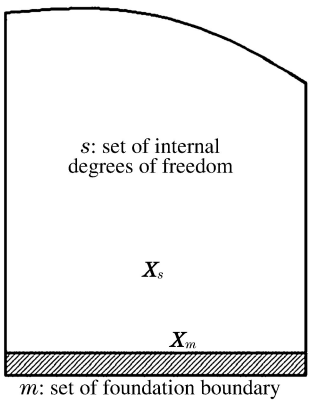

图 10 基础边界示意图

Fig. 10 The diagram of foundation boundary

式中:下标 m 表示选定边界自由度,下标 s 表示结构内部和其余边界自由度,下标 n 表示基础激励式(5)中第 n 个简谐激励。由于是基础激励,内部自由度不受外力,只承受 m_{cc} 作用给内部集合的力,因此有:

$$\begin{pmatrix}f_{ns}\\ f_{nm}\end{pmatrix}=\begin{pmatrix}0\\ m_{cc}a_n\end{pmatrix} \tag{7}$$

给出虚拟约束界面的特征值矩阵 $\boldsymbol{\Lambda}$ 和相应的虚拟约束边界特征向量 $\boldsymbol{\varphi}$,则虚拟约束界面模态的正交关系为:

$$\begin{cases}\boldsymbol{\varphi}_b^{\mathrm{T}}\boldsymbol{K}\boldsymbol{\varphi}_b=\varphi_{bs}^{\mathrm{T}}K_{ss}\varphi_{bs}=\Lambda_b\\ \boldsymbol{\varphi}_b^{\mathrm{T}}\boldsymbol{M}\boldsymbol{\varphi}_b=\varphi_{bs}^{\mathrm{T}}M_{ss}\varphi_{bs}=I_b\end{cases} \tag{8}$$

由于位移幅值 $\boldsymbol{X}_n$ 可表示为 $\boldsymbol{X}_n=\boldsymbol{\varphi}_b q_{nb}+\boldsymbol{\Phi}_{c0}X_{nm}$,其中 q_{nb} 为模态坐标,$\boldsymbol{\Phi}_{c0}$ 称为静虚拟约束模态,计算公式为 $\boldsymbol{\Phi}_{c0}=(-K_{ss}^{-1}K_{sm},I_c)^{\mathrm{T}}$,则式(6)可表示为:

$$\left(\begin{pmatrix}\Lambda_b & 0\\ 0 & k_{cc}\end{pmatrix}-\lambda_n\begin{pmatrix}I_b & L_{bc}\\ L_{cb} & m_{cc}\end{pmatrix}\right)\begin{pmatrix}q_{nb}\\ X_{nm}\end{pmatrix}=\begin{pmatrix}0\\ f_{nm}\end{pmatrix} \tag{9}$$

式中:$\lambda_n=(n\omega)^2$,L_{bc} 为模态参与因子,$L_{bc}=L_{cb}^{\mathrm{T}}=\boldsymbol{\varphi}_b^{\mathrm{T}}\boldsymbol{M}\boldsymbol{\Phi}_{c0}$。由式(9)第 1 个方程可求得模态坐标 $q_{nb}=(\Lambda_b-\lambda I_b)^{-1}\lambda L_{bc}X_{nm}$,将其代入式(9)第 2 个方程,可得:

$$X_{nm}=[(k_{cc}-\lambda_n m_{cc})-\lambda_n^2\Delta M_n]^{-1}m_{cc}a_n \tag{10}$$

式中:$\Delta M_n=L_{cb}(\Lambda_b-\lambda_n I_b)^{-1}L_{bc}$,将式(8)及 L_{bc} 表达式代入 ΔM_n 中,可得:

$$\Delta M_n=(M_{ms}-K_{ms}K_{ss}^{-1}M_{ss})(K_{ss}-\lambda_n M_{ss})^{-1}(M_{sn}-M_{ss}K_{ss}^{-1}K_{sm}) \tag{11}$$

式(11)只含有多自由度系统的质量及刚度矩阵,代入式(10)可方便求出基础的位移幅值 X_{nm},之后得到整个系统的位移响应幅值 $\boldsymbol{X}_n$ 为:

$$\boldsymbol{X}_n=[\lambda\varphi_b(\Lambda_b-\lambda_n I_b)^{-1}\varphi_b^{\mathrm{T}}\boldsymbol{M}+\boldsymbol{I}]\boldsymbol{\Phi}_{c0}X_{nm} \tag{12}$$

最后,将 $n\omega$ 对应的整体系统响应 $\boldsymbol{X}_n$ 都求出,应用叠加法,通过式(4)可得到整体多自由度系统在加速度输入 $a(t)$ 作用下的动力响应。

3.2 算例分析

以图 9 所示的基础激励模型为计算实例,内部自由度集采用 3 个子结构,加上基础子结构组成四自由度系统。为使系统的固有频率与舰载设备的固有频率相近,更好模拟舰载设备的响应,各子结构质量为 $m_{c1}=4$ t、$m_{c2}=4.5$ t、$m_{c3}=3$ t、$m_{cc}=5$ t,各弹簧系数为 $k_{c1}=1.2\times10^8$ N/m、$k_{c2}=8\times10^7$ N/m、$k_{c3}=2.5\times10^7$ N/m、$k_{cc}=3\times10^6$ N/m,分别计算图 2 实线所示冲击环境(初始冲击环境)及谱加速度增加为 $280g$ 的两种冲击输入下的系统响应。

按照本文中计算分析方法，在满足冲击输入载荷展开精度并保证计算效率的前提下，傅里叶展开项数 n 取为 50。计算得到图 2 实线所示冲击环境和谱加速度增加为 $280g$ 的各子结构的位移响应幅值，见表 1。表中，a、v、d 分别为谱加速度、谱速度、谱位移，A 为位移响应幅值。

表 1 不同基础激励的系统位移响应幅值

Table 1 The amplitude of displacement response under different base excitation

基础激励	A/cm			
	子结构 1	子结构 2	子结构 3	基座
初始冲击环境	1.7	0.9	2.6	0.5
$a=280g$	1.8	0.9	2.5	0.5
$v=4$ m/s	1.5	1.8	3.9	0.9
$d=5$ cm	1.6	2.3	2.6	1.1

为了说明谱速度和谱位移的变化对系统响应的影响，在设备考核要求冲击环境的基础上，分别把谱速度和谱位移增加为 4 m/s 和 5 cm，计算系统位移响应幅值，如表 1 所示。根据表中数据，即使谱加速度增大 130%，各子结构位移幅值基本无变化。而谱速度提高 17%和谱位移增加 16%时，系统的位移响应幅值却有较大变化。理论分析结果与模拟计算得到的结果一致，同时数值模拟出现的现象也验证理论方法的正确性。

改变子结构质量或弹簧系数，使系统的固有频率发生变化，当系统一阶模态频率为 0.1 Hz 量级时，谱加速度的变化对系统的响应基本无影响；当使系统的固有频率提高到上千赫兹时，高频段的谱加速度便开始对系统的响应有较大作用，但此时由于系统的刚度较大，系统的响应也很小。因此对于一般的舰载设备，主要模态频率为几赫兹、几十赫兹乃至上百赫兹时[13]，都可忽略冲击环境中谱加速度对舰载设备响应的影响。

4　结　论

(1)冲击谱参数中谱加速度大幅变化对舰载设备响应影响较小，而谱位移和谱速度即使小幅变化，也会使设备响应发生较大变化。

(2)浮动冲击平台提供给设备的冲击环境中，低频段的谱位移和中频段的谱速度与规范 2 较一致，而谱加速度偏大；由于谱加速度对舰载设备响应较小，虽然标准 1 和规范 2 对设备抗冲击要求规定的形式不同，但所要求的设备抗冲击能力水平大体一致；在浮动冲击平台设计时，只需要提供给设备的冲击环境中谱位移和谱速度达到一定要求即可，谱加速度可不去考虑。

(3)通过虚拟约束边界模态方法计算，得到模拟舰载设备的多自由度系统在不同冲击环境下的响应，谱加速度的变化对多自由度系统响应幅值影响较小，而谱位移和谱速度的变化对系统响应有较大影响，这与数值模拟结果较一致，验证了理论计算方法的合理性。

参考文献：

[1] 汪玉，华宏星. 舰船现代冲击理论及应用[M]. 北京：科学出版社，2005：185-195.

[2] 李国华，李玉节，张效慈. 浮动冲击平台水下爆炸冲击谱测量与分析[J]. 船舶力学，2000，4(2)：51-60.
Li Guo-hua, Li Yu-jie, Zhang Xiao-ci. Shock spectrum measurement and analysis of underwater explosion on a floating shock platform[J]. Journal of Ship Mechanics, 2000, 4(2): 51-60.

[3] 刘建湖，潘建强，何斌. 各主要海军国家设备抗冲击标准之比较[J]. 应用科技，2010，37(9)：17-25.
Liu Jian-hu, Pan Jian-qiang, He Bin. Comparison of anti-shock criteria for equipment in some primary navy countries[J]. Applied Science and Technology, 2010, 37(9): 17-25.

[4] 张玮. 利用浮动冲击平台考核舰用设备抗冲击能力的数值仿真研究[J]. 振动与冲击，2010，29(12)：60-63.
Zhang Wei. Numerical simulation for shock resistivity of shipboard equipment on floating shock platform[J]. Journal of Vibration and Shock, 2010, 29(12): 60-63.

[5] 梁卓中，陈立贤. 应用美规 MIL-STD-901D 标准水中爆震平台进行船舰重装备之抗震能力分析[J]. 科学与工程技术期刊，2009，5(2)：35-50.
Liang Zhuo-zhong, Chen Li-xian. Heavyweight shock resistant shipboard equipment: A numerical study using an MIL-STD-901D floating shock platform[J]. Journal of Science and Engineering Technology, 2009, 5(2): 35-50.

[6] Kwon J I, Lee S G, Chung J H. Numerical simulation of MIL-S-901D heavy weight shock test of a double resiliently mounted main engine module[J]. Journal of the Society of Naval Architects of Korea, 2005,42(5):499-505.

[7] 郑长允,赵鹏远,赵红光,等.设备缓冲平台在水下爆炸载荷作用下冲击响应分析[J].科技导报,2012,30(18):37-40.
Zheng Chang-yun, Zhao Peng-yuan, Zhao Hong-guang, et al. Shock response of buffer platform for equipment in under-water explosion[J]. Science and Technology Review, 2012,30(18):37-40.

[8] 姚熊亮,戴绍仕,周其新,等.船体与设备一体化抗冲击分析[J].爆炸与冲击,2009,29(4):367-374.
Yao Xiong-liang, Dai Shao-shi, Zhou Qi-xin, et al. Numerical experiment methods for ship hull and equipment integrated analysis on shock resistance of shipboard equipments[J]. Explosion and Shock Waves, 2009,29(4):367-374.

[9] Zhang A M, Zhou W X, Wang S P, et al. Dynamic response of the non-contact underwater explosions on naval equipment[J]. Marine Structures, 2011,24(4):396-411.

[10] MIL-S-901D Shock tests high impact shipboard machinery, equipment, and systems, requirement[S]. US NAVY, 1989.

[11] 温建明,冯奇.弹性限位浮筏隔振系统的动力学建模与算法[J].船舶力学,2010,14(5):549-555.
Wen Jian-ming, Feng Qi. Model and algorithm for floating raft with elastic limiters[J]. Journal of Ship Mechanics, 2010,14(5):549-555.

[12] 邱吉宝,向树红,张正平.计算结构动力学[M].合肥:中国科学技术大学出版社,2009:279-283.

[13] 朱石坚,何琳.船舶机械振动控制[M].北京:国防工业出版社,2006:17-32.

Impact analysis of shock environment from floating shock platform on equipment response

Wang Jun, Yao Xiong-liang, Yang Di

(*College of Shipbuilding Engineering, Harbin Engineering University, Harbin* 150001, *Heilongjiang, China*)

Abstract: The shock environment of floating shock platform for the equipment and the response of ship board equipment under different shock environment were studied by numerical simulation and theoretical analysis. Based on the calculation model of American intermediate floating shock platform, the shock environment of equipment base was compared with German BV specification. In order to analyze the difference of spectrum acceleration between the two systems in impact requirements of the equipment, numerical simulations for different ship board equipment were carried out. Through the modal method of virtual constraint boundary, a model for the multi-degree freedom system with basic excitation under different shock environment was proposed. Numerical analysis and theoretical results show that the spectrum acceleration of shock spectrum has little effect on the response of ship board equipment, but spectrum displacement and velocity have significant effect on equipment response. The response of multi-degree freedom system analyzed by theoretical calculations is consistent with the numerical simulation results. Meanwhile, during the design of floating shock platform, the influence of spectrum acceleration on equipment response does not need to be considered.

Key words: mechanics of explosion; equipment response; finite element; floating shock platform; shock environment

(责任编辑 丁 峰)