

文章编号:1006-1355(2016)02-0205-04

## 低频簧片仪冲击特性与破坏规律分析

傅 健<sup>1,3</sup>, 孟丽丽<sup>2</sup>, 赵鹏铎<sup>3</sup>, 孙淑霞<sup>1</sup>

(1. 沈阳工业大学 机械工程学院, 沈阳 110870; 2. 华北理工大学 机械工程学院,  
河北 唐山 063009; 3. 海军装备研究院, 北京 100161)

**摘要:**低频簧片仪是低频段冲击谱测量的主要装置,其结构为一组具有不同固有频率的集中质量悬臂梁。舰艇受到爆炸冲击时,集中质量悬臂梁易发生塑性变形或断裂,直接影响测量结果。为分析集中质量悬臂梁抗冲击能力,利用模态叠加法建立集中质量悬臂梁在冲击载荷作用下理论模型,分析集中质量悬臂梁在冲击载荷作用下动态响应及破坏规律。研究表明:集中质量悬臂梁固有频率越高,应力峰值越大,越容易发生塑性变形或断裂;对于集中质量悬臂梁,冲击载荷破坏能力仅与极限谱位移有关,极限谱位移越大,其破坏能力越大;负波延迟对集中质量悬臂梁的破坏能力具有一定影响,可在常规抗冲击设计中通过增大极限谱位移考虑此影响。

**关键词:**振动与波;低频簧片仪;集中质量悬臂梁;冲击特性;破坏规律

**中图分类号:** TB52<sup>+</sup>3

**文献标识码:** A

**DOI编码:** 10.3969/j.issn.1006-1335.2016.02.045

## Analysis of Shock Characteristics and Failure Law for Low-frequency Reed Gage

FU Jian<sup>1,3</sup>, MENG Li-li<sup>2</sup>, ZHAO Peng-duo<sup>3</sup>, SUN Su-xia<sup>1</sup>

(1. School of Mechanical Engineering, Shenyang University of Technology, Shenyang 110780, China;  
2. School of Mechanical Engineering, North China University of Science and Technology,  
Tangshan 063009, Hebei China; 3. Naval Academy of Armament, Beijing 100161, China)

**Abstract :** Low-frequency reed gage is the main apparatus for low-frequency shock spectrum test. Its structure consists of a series of cantilever beams with lumped-masses and different natural frequencies. When the ship is shocked by the explosion, these cantilever beams will yield plastic deformation or fracture so that the measurement results may include errors. In order to analyze the anti-shock function of the cantilever beams, the modal superposition method was employed to establish a theoretical model for the mass-lumped cantilever beams subjected to the impact load. Their dynamic response to the impact load and the failure law were analyzed. The results show that the higher natural frequency of the cantilever beams can lead to larger peak stress so that the plastic deformation and fracture in the beams may occur more easily. For the mass-lumped cantilever beams, the damage capability of the impact load is only related to the limit spectrum displacement. The damage capability increases with the increasing of the spectrum displacement. Negative wave delay has some influence on the destructive potential for the mass-lumped cantilever beams. This influence can be considered by increasing the limit spectrum displacement in conventional anti-shock design.

**Key words :** vibration and wave; low-frequency reed gage; lumped-mass cantilever beam; shock characteristics; failure law

海军舰艇在服役期间不可避免的会遭受水雷、鱼雷等水下武器非接触爆炸的攻击,水下非接触爆炸虽然不能造成舰艇结构的损坏,但会造成舰载设备的破坏<sup>[1,2]</sup>。所以,在舰艇服役前需要进行水下非接触爆炸冲击试验考核,从而确保舰艇在服役期间具有较高的作战性能。冲击谱通常用于表征舰载设备的抗冲击能力,是舰载设备抗冲击考核的基

础<sup>[3]</sup>。只有在实船水下非接触爆炸试验中测量得到完整、准确的冲击响应谱才能指导舰载设备抗冲击能力的设计,目前,加速度传感器是冲击谱测量的主要装置,其在强冲击载荷作用下的零漂现象不利于中低频段舰载设备抗冲击技术指标的考核<sup>[4]</sup>。为弥补加速度传感器测量冲击谱的不足,研制了簧片仪,作为加速度测量冲击谱的验证与补充。簧片仪的结构为一组具有不同固有频率的集中质量悬臂梁,其在强冲击载荷作用下易发生塑性变形从而丧失测量功能。因此,在进行簧片仪设计时一定要考虑集中质量悬臂梁在冲击载荷作用下的冲击特性及破坏规律。

收稿日期:2015-10-21

基金项目:国家自然科学基金青年基金资助项目(11302259)

作者简介:傅健(1990-),男,辽宁省凌海人,硕士生,主要研究方向为舰艇抗冲击技术。

通讯作者:孙淑霞,女,硕士生导师。

E-mail: 1025012280@qq.com

采用模态叠加法推导出集中质量悬臂梁在冲击载荷作用下应力表达式,分析了集中质量悬臂梁在冲击载荷作用下的动态响应情况及破坏规律。分析结果对低频簧片仪设计具有一定的参考价值。

## 1 集中质量悬臂梁冲击响应方程

### 1.1 冲击载荷描述

实船水下非接触爆炸试验得到的时域曲线一般比较复杂,无法直接应用于设备的抗冲击计算或数值仿真。因此,在进行仿真计算时首先需要将实际测量时域曲线按照德国军标 BV043/85 先转换为冲击谱,如图1所示,其中横坐标为频率 $f$ ,纵坐标为速度 $v$ ,与横坐标成 $+45^\circ$ 的谱位移为 $d_0$ ,与横坐标成 $-45^\circ$ 的为谱加速度 $a_0$ <sup>[5,6]</sup>。

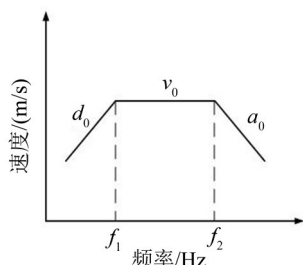


图1 冲击输入谱

再将得到的冲击谱转换为正负双波进行计算,如图2所示,正负双正弦各参数计算如下

$$\begin{cases} a_2 = 0.5a_0 \\ v_1 = 2/3v_0 \\ t_1 = 2v_1/a_2 \\ t_2 = 2d_0/v_1 - t_1 \end{cases} \quad (1)$$

式中 $a_2$ 分别为正波冲击峰值, $a_4$ 为负波冲击峰值, $t_1$ 为正波冲击时间, $t_2$ 为负波冲击时间。

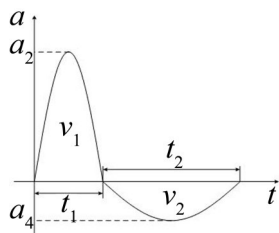


图2 正负双正弦冲击载荷

正负双正弦冲击载荷输入信号可以用式(2)表示

$$\ddot{z}(\tau) = \begin{cases} a_2 \sin \frac{\pi}{t_1} \tau & 0 < \tau \leq t_1 \\ a_4 \sin \frac{\pi}{t_2} (\tau - t_1) & t_1 < \tau \leq t_2 + t_1 \\ 0 & \tau > t_2 + t_1 \end{cases} \quad (2)$$

### 1.2 冲击载荷作用下动态响应

簧片仪中所使用的集中质量悬臂梁为等截面均质细长悬臂梁<sup>[7]</sup>,密度为 $\rho$ ,长度为 $l$ ,横截面宽度为

$b$ ,厚度为 $h$ ,横截面积为 $A=bh$ ,惯性矩为 $I$ ,端部集中质量为 $M$ ,分析时忽略集中质量悬臂梁阻尼作用,基础承受冲击载荷作用,如图3所示。

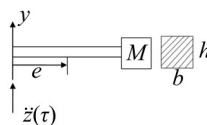


图3 集中质量悬臂梁示意图

该集中质量悬臂梁的运动可以用位于根部 $e$ 位置的弹簧-质量系统等效。因此,该集中质量悬臂梁在冲击载荷 $\ddot{z}(\tau)$ 作用下的运动方程为

$$M_{ei} \phi_i(e) \ddot{v}_i(t) + C_i \phi_i(e) \dot{v}_i(t) + K_i \phi_i(e) v_i(t) = -M_{ei} \ddot{z}(\tau) \quad (3)$$

式中 $M_{ei}$ 为第 $i$ 阶等效质量, $C_i$ 为第 $i$ 阶等效阻尼, $K_i$ 为第 $i$ 阶等效刚度, $\phi_i(e)$ , $v_i(t)$ 为第 $i$ 阶振型及对应振型的时间响应。将上式化简可以表示为

$$\ddot{v}_i(t) + 2\zeta_i \omega_{di} \dot{v}_i(t) + \omega_{ni}^2 v_i(t) = -p_i \ddot{z}(\tau) \quad (4)$$

$$p_i = \frac{\int_0^l \rho A \phi_i(x) dx + M \phi_i(l)}{\int_0^l \rho A \phi_i^2(x) dx + M \phi_i^2(l)}$$

为第 $i$ 阶模态参与因

子, $\omega_{ni}$ 为 $i$ 阶无阻尼固有圆频率, $\omega_{di} = \omega_{ni} \sqrt{1 - \zeta_i^2}$ 为第 $i$ 阶有阻尼固有圆频率, $\zeta_i = \frac{C_{ei}}{2M_{ei}\omega_{di}}$ 为第 $i$ 阶阻尼比。

式(3)在初始状态为零条件下解可以表示为

$$v_i = p_i \left\{ -\frac{1}{\omega_{di}} \int_0^t e^{-\zeta_i \omega_{di} (t-\tau)} \ddot{z}(\tau) \sin \omega_{di} (t-\tau) d\tau \right\} \quad (5)$$

集中质量悬臂梁的振型函数可以表示为

$$\phi(x) = C_1 \cos \beta x + C_2 \sin \beta x + C_3 \cosh \beta x + C_4 \sinh \beta x \quad (6)$$

式中 $C_1$ 、 $C_2$ 、 $C_3$ 、 $C_4$ 为常数, $\beta_n^4 = \frac{\rho A \omega_n^2}{EI}$ 。

设在 $x=l$ 处具有集中质量 $M$ ,其将会引起惯性力为 $-M(\frac{\partial^2 \omega}{\partial t^2})_{x=l}$ ,则集中质量端的边界条件为

$$\begin{cases} \frac{\partial^2 \phi(x_0, t)}{\partial x^2} = 0 \\ -EI(\frac{\partial^3 \omega}{\partial t^2})_{x=l} = -M(\frac{\partial^2 \omega}{\partial t^2})_{x=l} \end{cases} \quad (7)$$

设质量块与悬臂梁的质量比为 $\mu$ , $\mu = \frac{M}{\rho A l}$ ,即

可以得到具有集中质量悬臂梁系统的频率方程为 $-\mu \beta l (\sin \beta l \cos \beta l - \cos \beta l \sinh \beta l) + (\cos \beta l \cosh \beta l + 1) = 0$

集中质量悬臂梁根部最大应力可以表示为

$$\sigma_{\max} = 2E_y \sum_{i=1}^{\infty} \beta_i^2 \alpha_i \left( \frac{v_i(l)}{\omega_i M_i} \ddot{z}(\tau) \right) \quad (9)$$

式中 $\alpha_i = \frac{\cosh \beta_i l + \cos \beta_i l}{\sinh \beta_i l + \sin \beta_i l}$ 。

## 2 冲击响应计算与分析

簧片仪中所使用悬臂梁材料为60Si2Mn,其弹

性模量  $E=206\text{ GPa}$ ,泊松比  $\mu=0.32$ ,密度  $\rho=7\,850\text{ kg/m}^3$ ,屈服极限  $\sigma_s=424\text{ MPa}$ 。簧片仪中布置有6根集中质量悬臂梁,固有频率为  $5\text{ Hz}\sim 15\text{ Hz}$ ,为较好分析集中质量悬臂梁在冲击载荷作用的动态响应规律,选取簧片仪中固有频率为  $5\text{ Hz}$ 、 $10\text{ Hz}$  和  $15\text{ Hz}$  三根典型集中质量悬臂梁进行分析,其中悬臂梁宽度  $b=10\text{ mm}$ ,厚度  $h=5\text{ mm}$ ,其它参数如表1所示。

表1 集中质量悬臂梁相关参数

固有频率 $f/\text{Hz}$	悬臂梁长度 $l/\text{mm}$	质量块质量 $M/\text{kg}$
5	350	1.48
10	280	0.71
15	220	0.64

参照图2和式(1)取正波脉宽  $t_1=5\text{ ms}$ ,负波脉宽  $t_2=20\text{ ms}$ ,正波幅值  $a_2=100\text{ g}$ ,负波幅值  $a_4=25\text{ g}$ 。将此冲击载荷作用于集中质量悬臂梁的固定端。分法使用理论方法和有限元仿真对表1所列出各频率集中质量悬臂梁进行冲击响应计算。

在冲击载荷作用下,集中质量悬臂梁主要发生弯曲模态响应,其最大响应(位移、速度和加速度)发生在自由端,最大动态应力则产生在固定端。计算结束后,提取理论方法和有限元仿真得到的集中质量悬臂梁最大应力,如表2所示。由表可知,理论计算结果与有限元仿真误差在  $5\%$  左右。

表2 理论值与有限元仿真对比

固有频率/Hz	理论计算/MPa	有限元仿真/MPa	误差
5	178	186	4.5 %
10	238	226	5.1 %
15	318	333	4.7 %

集中质量悬臂梁应力如图4所示。由图可知,因给定冲击载荷的固有周期远小于集中质量悬臂梁的固有周期,集中质量悬臂梁的最大 Mises 应力出现在自由振动阶段。从图中还可以观察到,在冲击阶段,集中质量悬臂梁的固有频率越高,其应力峰值越大,即在冲击载荷作用下,固有频率高的集中质量悬臂越容易发生塑性变形或断裂。

### 3 集中质量悬臂梁冲击破坏分析

#### 3.1 集中质量悬臂梁冲击破坏规律分析

简化的三折线谱常用于舰载设备的抗冲击设计与考核,三折线分别代表极限谱位移、极限谱速度和极限谱加速度<sup>[8-10]</sup>。下面分析三者与应力之间的关系,从而获得极限谱位移、极限谱速度和极限谱加速度对集中质量悬臂梁破坏规律之间的关系。

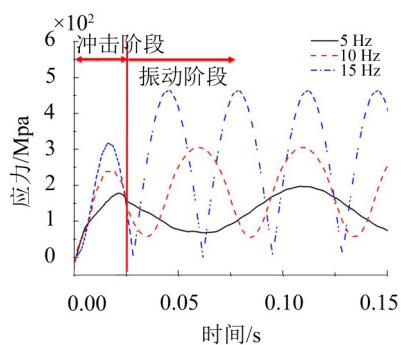


图4 应力时间历程曲线

选取簧片仪中固有频率为  $5\text{ Hz}$ 、 $10\text{ Hz}$  和  $15\text{ Hz}$  的三根典型集中质量悬臂梁进行分析,分别改变谱位移、谱速度以及谱加速度,使用表3所示冲击输入载荷进行计算。表中所示  $S_s$ 、 $V_s$ 、 $A_s$  分别代表极限谱位移、极限谱速度和极限谱加速度。

表3 冲击输入载荷

载荷	不变量		变量
第一组	$A_s/\text{g}$	$V_s/(\text{m/s})$	$S_s/\text{mm}$
	20	4	10~20
第二组	$S_s/\text{mm}$	$V_s/(\text{m/s})$	$A_s/\text{mm}$
	30	4	10~30
第三组	$A_s/\text{g}$	$S_s/\text{mm}$	$V_s/(\text{m/s})$
	25	10	10~20

在上述冲击载荷作用下,集中质量悬臂梁根部应力随极限谱位移、极限谱速度和极限谱加速度变化规律如图5—图7所示。集中质量悬臂梁的最大应力随着极限谱位移的增大而增大,且增大趋势较为明显,而极限谱速度及极限谱加速度对最大应力影响不大。因此,极限谱位移代表了冲击载荷对集中质量悬臂梁的破坏能力。

#### 3.2 负波延迟对冲击破坏的影响

水下非接触爆炸产生冲击波和气泡脉动两种冲击效应。冲击波传播速度快,作用到船体后,船体向上拱起,然后经船体结构传递给舰载设备,对设备产生正波冲击。气泡脉动随后作用到船体上,使其突然向下运动,船体结构和设备受到负波冲击。受到

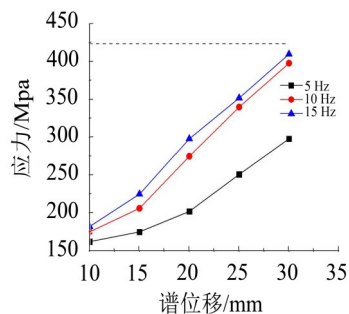


图5 应力随谱位移变化曲线

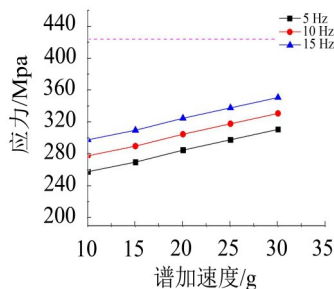


图6 应力随谱加速度变化曲线

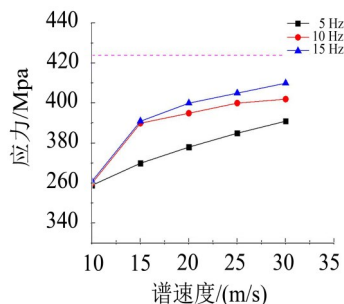


图7 应力随谱速度变化曲线

药包大小、距离、深度等多种因素影响,负波通常存在一定延迟,如图8所示。

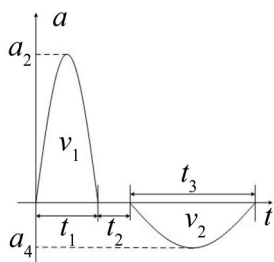


图8 正负双波不衔接

为了研究负波延迟对集中质量悬臂梁冲击响应的影响,选取簧片仪 5 Hz、10 Hz、15 Hz 三种典型集中质量悬臂梁进行分析。分别对三种集中质量悬臂梁施加正波幅值  $a_2=100$  g, 负波幅值  $a_4=25$  g, 正波脉宽  $t_1=5$  ms, 负波脉宽  $t_3-t_2=20$  ms, 负波延迟  $t_2$  分别为 5 ms、10 ms 和 15 ms, 在上述冲击载荷作用下对集中质量悬臂梁冲击响应进行分析。

不同负波延迟时间对集中质量悬臂梁应力响应如表4所示。由表4可知,负波延迟后集中质量悬臂梁根部应力具有分散性,其原因是正负双波冲击载荷可以认为是半正波与负半波冲击载荷共同作用,但两者存在相位差,负波延迟后改变了两者的相位差,导致正半波与负半波叠加后的作用结果即有增大也有减小。因此,在考虑负波延迟引起的冲击叠加变化情况,需要增大极限谱位移使簧片仪在安全范围内工作。

## 4 结语

(1) 集中质量悬臂梁根部应力最大值发生在自

表4 不同负波延迟时间对集中质量悬臂梁应力响应的影响

固有频率/Hz	负波延迟时间/ms	悬臂梁根部应力/Mpa
5	0	119
	5	155
	10	160
	15	122
	0	152
10	5	191
	10	155
	15	263
	0	163
15	5	182
	10	149
	15	243

由振动阶段,且集中质量悬臂梁的固有频率越高,应力峰值越大,在相同冲击载荷作用下越容易发生塑性变形。对于集中质量悬臂梁,冲击载荷的破坏能力仅与极限谱位移有关,极限谱位移越大,其破坏潜能越大。因此,在簧片仪设计时要满足固有频率最高的悬臂梁满足极限谱位移要求。

(2) 负波延迟对集中质量悬臂梁的破坏能力具有一定的影响,可在常规抗冲击设计中增大极限谱位移考虑此影响。

### 参考文献:

- [1] Scavuzzo R J, Pusey H C. Naval Shock Analysis and Design[M]. Falls Church: The Shock and Vibration Information Analysis Center, 2000
- [2] 吴祖堂,杨德猛,邹虹. 压电加速度传感器冲击测量中低频失真的理论分析与实验验证[J]. 传感技术学报, 2010, (11): 1586-1589.
- [3] 宫国田,金辉,张姝红,等. 国外舰艇抗水下爆炸研究进展[J]. 兵工学报, 2010, (S1): 293-298.
- [4] 马炳杰,张欢,王志刚. 内燃机曲柄连杆机构冲击动力学分析[J]. 噪声与振动控制, 2013, 33(2): 32-35.
- [5] 耿盼盼,刘永文. 舰用燃气轮机抗冲击时域模拟研究[J]. 机械强度, 2013, (3): 349-353.
- [6] 汪玉. 舰船现代冲击理论及应用[M]. 北京: 科学出版社, 2005.
- [7] 潘建强,唐佳炜,张克明. 簧片式冲击谱测量仪电测技术[J]. 应用科技, 2010, (11): 14-17.
- [8] 赵建华,汪玉,高洪滨,等. 设备冲击极限载荷及分析实例[J]. 噪声与振动控制, 2012, 32(6): 120-124+129.
- [9] Gaberson H A. Using the velocity shock spectrum to predict shock damage[J]. Sound and Vibration, 2003, 37 (9): 5-6.
- [10] MIL-STD-810 E, Environmental engineering considerations and laboratory tests[S]. United States: Department of Defense, 1989.