

# 限位器对隔振系统抗冲击性能的影响

赵应龙 何琳 黄映云

武汉科技大学

## 限位器对隔振系统抗冲击性能的影响

# The Influence of the Displacement Restrictor on Shock Resistance Performance of Vibration-isolating System

赵应龙 何琳 黄映云

(武汉科技大学)

**摘 要：**船舶在战斗条件下的主要威胁来自水中爆炸物的非接触性爆炸，选用抗冲击性能好的设备和对设备采取冲击防护措施可以保证艇上设备的安全性，使用隔振装置就是一种较好的冲击防护措施。对于通常的隔振装置，在一定的冲击作用下，设备的相对位移响应较大，可能超过了设备外接管线的变形能力，甚至超过了隔振器本身的极限变形能力。在隔振装置中使用限位器可以有效的限制设备的最大相对位移。通过对弹性限位器各参数（工作间隙和刚度）对隔振系统抗冲击性能（设备的最大加速度和最大相对位移）的影响的探讨，提出了限位器各参数的确定方法。对浮筏隔振系统中限位器的参数进行设计，应用 MSC. Nastran<sup>®</sup> 软件对具有限位器和没有限位器的浮筏隔振系统冲击响应进行计算，分析了限位器对浮筏隔振系统抗冲击性能的影响。

**关键词：**限位器，抗冲击性能，隔振，MSC. Nastran。

**Abstract:** Choosing the equipment with good shock-resistant performance and taking shock protection measures while designing the onboard settings, the safety of onboard settings can be assured when ships subjected to non-contact underwater explosion. Using shock-resistant equipments is one of shock protection means. The supported equipment's maximum displacement under certain shock load is large for the usual vibration-isolating system. And the maximum relative displacement would larger than the flexibility of the pipes and the isolators. The displacement restrictor can be used to restrict the maximum shock displacement of the supported equipment. The main parameters of the displacement restrictor are the working clearance and stiffness. This paper discusses the influence of the parameters on the shock resistance performance of the vibration-isolating system, which includes the supported equipment's maximum acceleration and maximum displacement under certain shock load. The method of confirming the main parameters is brought forward in this paper. The main parameters of the displacement restrictors of the raft

vibration-isolating equipment are confirmed based on the method. For the model without displacement restrictor and with displacement restrictor, the response of the raft vibration-isolating system is calculated respectively by the MSC.Nastran® software. The influence of the restrictor's parameters on the maximum shock acceleration and the maximum shock relative displacement are analyzed.

**Key words:** shock resistance performance, displacement restrictor, vibration isolating, MSC.Nastran.

船舶设计时通常对大多数机械设备采用了隔振装置, 隔振装置同时也起到抗冲击的作用。由于隔振装置对隔振性能的要求, 设计时其固有频率一般都较低, 因此在一定的冲击作用下, 设备承受的加速度一般都不大, 一般的船用机械设备都能够满足要求, 而设备的相对位移响应却较大, 大大超过了设备外接管线的变形能力, 甚至超过了隔振器本身的极限变形能力。因此在隔振装置的设计过程中, 如何限制设备的最大相对位移显得非常重要。简单地在设备上安装限位器来限制设备的位移, 是行之有效的方法之一。

限位器有一定间隙, 在设备系统正常工作时限位器不起作用, 对系统没有影响, 当设备的位移响应达到一定值时, 限位器起作用, 限制设备的最大相对位移响应。实际应用的限位器通常可对系统进行三向限位。

刚性限位器只能用于限制舰船在大风浪中摇摆时设备的位移, 承受强冲击作用时, 如果限位器不破坏, 将会造成极大的二次冲击, 具体表现为设备的加速度响应急剧增加。因此, 限位器也必须具有一定的柔度, 避免在限制设备的位移时使系统产生过大的二次冲击。

对于舰船机械设备抗冲击的研究始于 20 世纪 30 年代, 1932 年, Biot 在研究建筑物对地震的响应时提出了冲击响应谱的概念, 随后冲击响应谱的概念被应用于机械设备的冲击响应分析。美国海军发展了几种冲击设计分析方法用于设备的抗冲击设计分析, 包括冲击设计数法和基于冲击谱的响应分析方法(DDAM), 目前使用的是 1995 年修订版的 DDAM 方法<sup>[1]</sup>。欧洲各国海军使用的分析方法大多是以德国海军规范 BV043/85 为代表的冲击分析方法。

本文首先对弹性限位器的参数设计进行理论探讨, 接着应用有限元分析软件, 采用时域动力学分析方法对浮筏隔振系统有限位器和没有限位器时的冲击响应特性进行分析计算, 从而讨论限位器对浮筏隔振系统的冲击响应的影响。

## 1 理论分析

弹性限位器物理模型如图 1 所示, 质量为  $m$  的设备由支撑刚度为  $k$  的单层隔振系统支撑, 假定冲击作用为基础的速度阶跃, 初速度为  $v_0$ 。限位器的主要参数是工作间隙  $U_0$  和刚度  $k_a$ 。

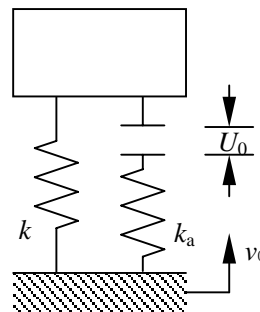


图 1 弹性限位器物理模型

在没有限位器的情况下，设备的最大响应为

$$\begin{aligned} x_{m0} &= v_0 \sqrt{m/k} \\ a_{m0} &= v_0 / \sqrt{m/k} \end{aligned} \quad (1)$$

在有限位器的情况下，通常  $U_0 < x_{m0}$ （否则限位器不起作用），由于冲击时间很短，不考虑阻尼的作用，不考虑限位器碰撞过程中的能量损耗，那么在整个冲击作用的响应过程中机械能守恒。

没有限位器和有限位器时，冲击载荷输入系统的能量为：

$$E = \frac{1}{2} k x_{m0}^2 = \frac{1}{2} m v_0^2 \quad (2)$$

因此有限位器时有如下的关系

$$\frac{1}{2} m v_0^2 = \frac{1}{2} k x_m^2 + \frac{1}{2} k_a (x_m - U_0)^2 \quad (3)$$

由上式可得

$$x_m = \frac{k_a U_0 + \sqrt{k m v_0^2 - k k_a U_0^2 + k_a m v_0^2}}{k + k_a} \quad (4)$$

$$a_m = \frac{k x_m + k_a (x_m - U_0)}{m} \quad (5)$$

采用无量纲的量  $\alpha = k_a/k$ ， $\beta = U_0/x_{m0}$ ， $A = a_m/a_{m0}$ ， $D = x_m/x_{m0}$  来表示(4)式和(5)式，可得

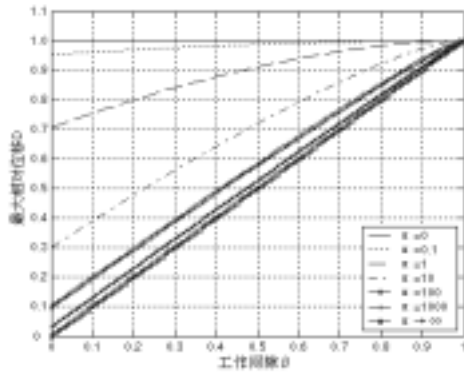
$$D = \frac{\alpha\beta + \sqrt{1 + \alpha - \alpha\beta^2}}{1 + \alpha} \quad (6)$$

$$A = D + \alpha(D - \beta) = \sqrt{1 + \alpha - \alpha\beta^2} \quad (7)$$

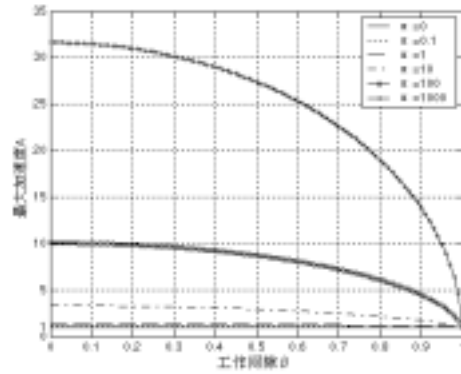
由(5)式和(6)式可得

$$D = \frac{\beta - \beta A^2 + \beta^2 A - A}{\beta^2 - A^2} \quad (8)$$

由(6)、(7)和(8)式可以表示设备的最大相对位移、最大加速度随限位器参数变化的曲线，见图2和3。



(a) 设备最大相对位移变化曲线



(b) 设备最大加速度变化曲线

图 2 设备响应随限位器参数变化的关系

图 2(a) 和 (b) 分别为不同刚度的限位器在不同工作间隙  $\beta$  下设备的最大位移  $D$  与最大加速度  $A$ 。限位器的刚度比  $\alpha$  分别为 0、0.1、1、10、100、1000 和  $\infty$ 。

由图可知：限位器的工作间隙和刚度直接影响最大位移与最大加速度，当刚度比大于 100 时，最大位移几乎和工作间隙成正比，最大加速度则相反，随着工作间隙的减小，最大加速度急剧增加。限位器的刚度增加，可以减少最大位移，但随着刚度的增加，最大加速度急剧增加，而最大位移减小不多，因而刚度不应过大。

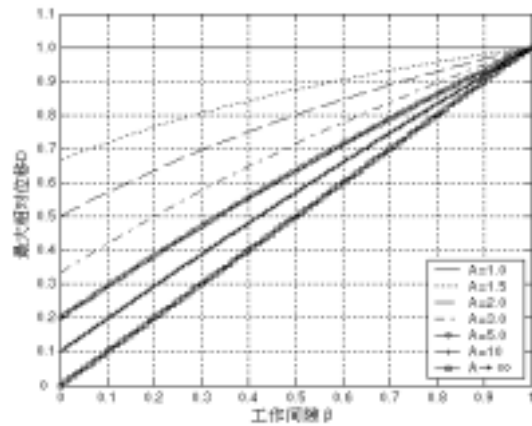


图 3 设备最大相对位移与工作间隙的关系

图 3 所示为要求最大加速度一定时最大位移与工作间隙的关系。由图可见，在  $\beta \in [0, 1]$  时，两者几乎呈线性关系，且  $\beta = 1$  时， $D = 1$ ； $\beta = 0$  时， $D = 1/A$ 。

隔振装置设计时，若选用刚性限位器，即图 2 中  $\alpha \rightarrow \infty$  时的情况，此时设备的最大相对位移与限位器的工作间隙相同，而设备的最大加速度会随着工作间隙的减小而急剧的增大。这种情况对应于图 3 中  $A \rightarrow \infty$  的情况，此时设备的最大相对位移与限位器的工作间隙相同，而加速度却非常大。因此，为了避免限位器在冲击作用时对系统产生过大的冲击力，在选用限位器时应选用弹性限位器。

由此可见，为了避免限位器的二次冲击作用，实际工程应用中，可以根据设备情况，确定限位器的工作间隙和所要限制的最大位移，然后根据冲击载荷，计算限位器的刚度。通过调整限位器的刚度和工作间隙，既满足设备正常工作时的间隙要求，又满足设备外接管线的要求，同时使设备的最大加速度响应最小。

## 2 弹性限位器参数设计

隔振装置设计时, 可以根据隔振要求确定隔振器刚度, 根据抗冲击要求确定弹性限位器参数。

对于单层隔振装置, 根据系统的隔振要求可以确定隔振系统的支撑刚度  $k$ 。根据外接管线和隔振器的极限变形能力可以确定允许的设备最大相对位移  $x_m$ , 根据设备的情况, 确定允许的最大加速度  $a_m$ 。根据冲击激励和隔振系统的支撑刚度可以确定没有限位器时设备的最大加速度响应  $a_{m0}$  和最大相对位移响应  $x_{m0}$ 。通过上述参数可以确定无量纲最大加速度  $A$  和最大相对位移  $D$ 。因此可以确定限位器的工作间隙  $\beta$  和刚度  $\alpha$ , 即  $U_0$  和  $k_a$ 。

弹性限位器的设计目标是, 为了尽可能的减小限位器的二次冲击作用, 在满足最大相对位移和最小工作间隙的要求的前提下, 通过设计弹性限位器的刚度, 使设备的冲击加速度的最小, 即设备上受到的冲击力最小。

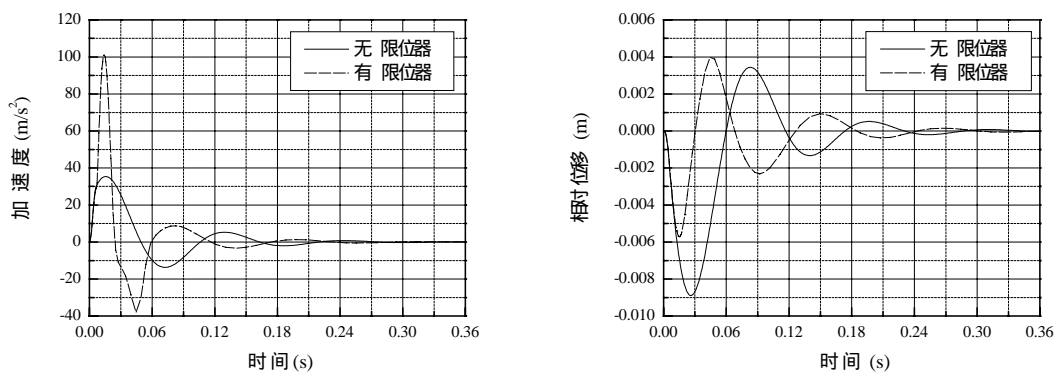
## 3 模型算例

模型算例为一单层隔振装置, 采用上述方法对该单层隔振装置需选用的弹性限位器进行理论设计, 主要确定限位器的参数即工作间隙和刚度, 并对采用限位器的隔振系统进行冲击响应计算, 从而验证限位器参数的可行性。算例仅确定限位器的垂向参数, 横向和纵向参数的确定方法相同。

算例的单层隔振装置中设备重 300kg, 所选用的隔振器刚度为  $10^6 \text{N/m}$ 。采用 MSC. Nastran 大型有限元分析软件对系统进行瞬态响应分析。计算中给定的加速度激励为半正弦时间历程, 其中加速度幅值为  $200 \text{ m/s}^2$ , 加速度激励脉冲宽度为 6ms。计算中加速度激励作用于系统的垂向, 横向以及纵向激励时的计算与垂向激励时的计算方法相同。

首先对没有限位器的系统进行计算, 计算采用直接法<sup>[2]</sup>。通过计算可得到设备的最大加速度为  $35.4 \text{ m/s}^2$ , 设备的最大相对位移为 8.9mm。设备的加速度响应和相对位移响应曲线如图 4 所示。若限制设备的最大加速度为  $106.2 \text{ m/s}^2$ , 设备的最大相对位移为 5.4 mm, 则通过上述方法可以确定限位器的参数工作间隙和刚度,  $\beta = 0.3333$ ,  $\alpha = 9$ , 即  $U_0 = 3 \text{ mm}$ ,  $k_a = 9 \times 10^6 \text{ N/m}$ 。

根据确定的限位器参数, 对带限位器的单层隔振装置进行瞬态响应分析, 用间隙单元对限位器进行模拟, 采用非线性瞬态分析方法进行计算<sup>[2]</sup>。带限位器的单层隔振系统的加速度和相对位移响应曲线如图 4 所示, 其中图 4(a)为设备的加速度响应曲线, 图 4(b)为设备的相对位移响应。从图中可以看出, 设备的最大加速度和最大相对位移满足设计时对最大加速度和最大相对位移的要求。因此所确定的限位器的参数是合理有效的。



(a) 加速度响应

(b) 相对位移响应

图 4 单层隔振模型中设备的响应曲线

## 4 工程实例

本文所讨论的工程实例为某旅游船发电机组浮筏隔振装置。

### 4.1 浮筏隔振装置组成

浮筏隔振装置主要由两台柴油发电机组、上下层隔振器、上下层限位器和中间筏体组成。其中筏体是钢结构的环氧树脂混凝土结构,两台柴油发电机组各通过 6 只隔振器弹性的安装在筏体上,浮筏隔振系统通过 18 只隔振器弹性的固定在旅游船的船体基座上。每台柴油发电机组下安装 4 个限位器、浮筏下安装 9 个限位器。

### 4.2 有限元模型

采用 MSC.Nastran 大型有限元分析软件的前后处理模块 MSC.Patran 对浮筏系统进行有限元建模<sup>[2,3]</sup>。

在有限元建模时,根据参数等效原则,在保证发电机组的柴油机以及发电机的质量、质心以及外形尺寸一致的条件下,首先将发电机组简化为均质的各向同性弹性体,然后用 8 结点的六面体单元对设备实体进行有限元网格划分。

上下层隔振器的每个隔振器分别用三个一维弹簧单元和三个一维阻尼单元建模。上下层限位器采用间隙单元建模。

考虑到筏体结构的复杂性以及筏体材料是复合材料,本文根据参数等效原则,在保证筏体的质量、质心以及外形尺寸一致的条件下,将筏体简化为均质的各向同性弹性体,用 8 结点的六面体单元对筏体进行有限元网格划分,接着通过实验测试,根据试验结果对弹性体的弹性参数进行修改并最终确定用于计算分析的弹性参数。

由于 MSC.Patran2000 还不能直接施加加速度载荷,因此在进行瞬态响应分析时采用大质量法,其中大质量用接地的 0 维质量单元建模。

浮筏隔振系统的有限元网格模型如图 5 所示。

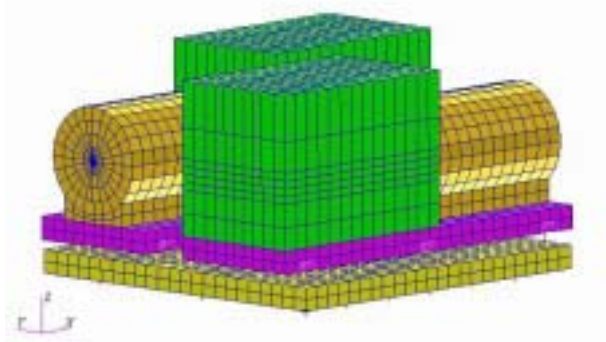


图 5 浮筏隔振系统有限元网格模型

### 4.3 理论模态分析与模态测试

由于在建立浮筏隔振系统的有限元模型时对柴油发电机组以及筏体进行了简化, 因此对筏体以及浮筏隔振系统进行理论模态分析以及模态测试的目的在于确定简化后的柴油发电机组以及筏体的弹性参数。

应用 MSC.Nastran 对筏体进行自由支承条件下的模态分析, 经过参数修正后, 筏体的前 11 阶弹性模态, 筏体的固有频率见表 1。筏体的前 2 阶弹性模态振型如图 6 所示。其中第 1 阶弹性模态为筏体的第 1 阶扭转振型, 第 2 阶弹性模态为筏体的第 1 阶弯曲振型。

应用 MSC.Nastran 对该浮筏隔振抗冲系统进行模态分析, 系统的前 10 阶固有频率的计算结果见表 2。

在完成筏体的施工后, 采用锤击法对筏体的模态振型和模态频率进行了测定<sup>[4]</sup>。为了模拟筏体的自由支承条件, 采用 12 个软弹簧将筏体支承于地面上。测试结果显示, 筏体的前 2 阶弹性模态振型与图 6 所示一致, 筏体模态频率的测试结果见表 1。

表 1 筏体固有频率计算结果与试验结果

模态序	固有频率	
	测试结果	计算结果
1	62.26	62.51
2	94.96	90.76
3	107.32	109.27
4	152.74	155.79
5	264.21	261.99
6	293.51	283.69
7	314.39	308.11
8	338.58	342.28
9	501.36	501.2
10	547.25	547.5
11	576.43	580.43

表 2 浮筏隔振系统固有频率计算结果

模态序	固有频率
1	4.33
2	4.42
3	5.51
4	6.51
5	6.99
6	7.80
7	9.71
8	10.36
9	13.82
10	15.27



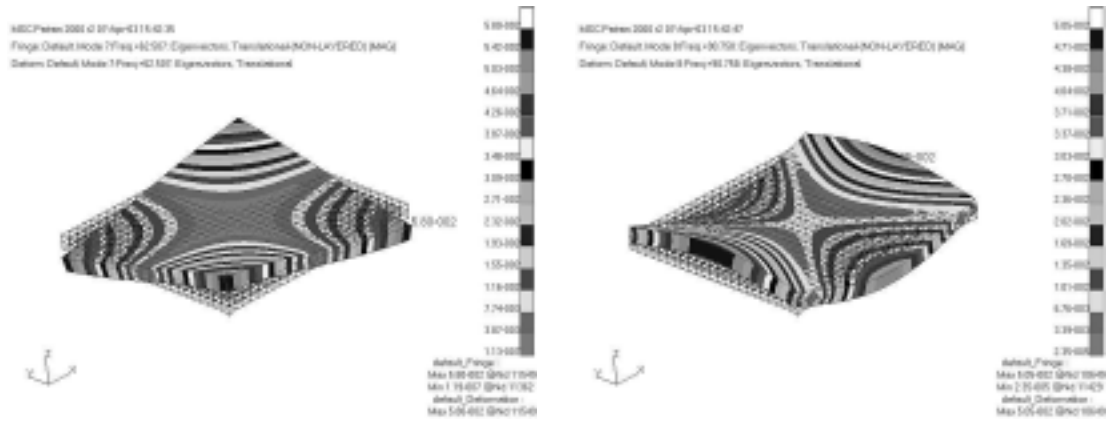


图 6 筏体的弹性模态振型

在对系统进行有限元建模时，对系统进行了适当的简化，因此可以通过测试结果（主要是筏体的材料参数和筏体的弹性模态参数）对模型进行修正，主要修正的参数是筏体的弹性参数。从表 1 可以看出，计算结果与测试结果吻合较好，说明经过参数修正后的有限元模型可以很好的描述实际的系统，因此可以利用该模型进行冲击响应分析。

#### 4.4 限位器选用与冲击响应分析

对没有限位器的浮筏隔振系统模型进行瞬态响应计算，计算采用直接法。给定的加速度激励为半正弦时间历程，其中加速度幅值为  $500 \text{ m/s}^2$ ，加速度激励脉冲宽度为  $6\text{ms}$ ，加速度激励作用于系统的垂向。通过计算可得到系统的冲击响应：设备的最大加速度为  $75.4\text{m/s}^2$ ，筏体的最大加速度为  $120 \text{ m/s}^2$ ；设备相对筏体的最大相对位移为  $19.5\text{mm}$ ，筏体相对基础的最大相对位移为  $21.5\text{mm}$ 。筏体和设备的响应曲线分别如图 7 和 8 所示。

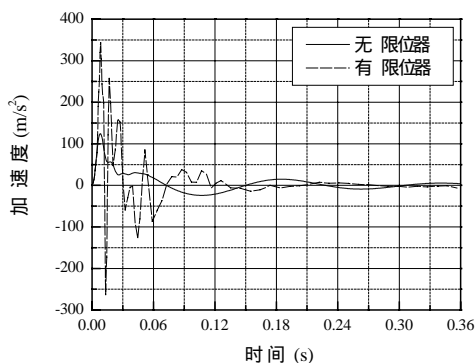
由计算结果可知，筏体和设备的最大相对位移远远大于外接管线和隔振器本身的极限变形能力，因此应在系统中安装合适的弹性限位器，弹性限位器应使设备和筏体的最大相对位移满足要求，且使设备和筏体的最大加速度尽可能的小，且筏体上的应力分布满足许用应力的要求。

浮筏隔振装置上下层隔振器的极限变形能力为  $13\text{mm}$ 。限制设备和筏体的最大相对位移为  $12.5\text{mm}$ 。设备的最大加速度不大于  $300 \text{ m/s}^2$ ，筏体的最大加速度响应不大于  $400\text{m/s}^2$ 。因此确定上层限位器的参数：工作间隙  $U_0=6.8\text{mm}$ ，刚度  $k_a=3.6 \times 10^7\text{N/m}$ ；下层限位器的参数：工作间隙  $U_0=4.3\text{mm}$ ，刚度  $k_a=1.7 \times 10^7\text{N/m}$ 。

对带限位器的浮筏隔振装置进行瞬态响应分析，用间隙单元对限位器进行建模，计算采用非线性瞬态分析方法。带限位器的浮筏隔振系统的加速度和相对位移响应曲线如图 7 和 8 所示。从图中可以看出，设备和筏体的最大相对位移都小于  $12.5\text{mm}$ ，满足设计要求。设备的最大加速度小于  $250\text{m/s}^2$ ，筏体的最大加速度小于  $350\text{m/s}^2$ ，都在允许范围内。设备和筏体的最大加速度都大于没有限位器时的最大加速度响应，这是必然的。

图 9 所示为筏体在给定冲击作用下的最大 von Mises 应力云纹图。系统没有限位器时

筏体的总体应力为 6.5MPa 左右, 最大局部应力为 7.2MPa; 带限位器的隔振装置中间筏体的总体应力为 65MPa 左右, 最大局部应力为 105MPa。应力分布满足筏体的强度要求。



(a) 加速度响应

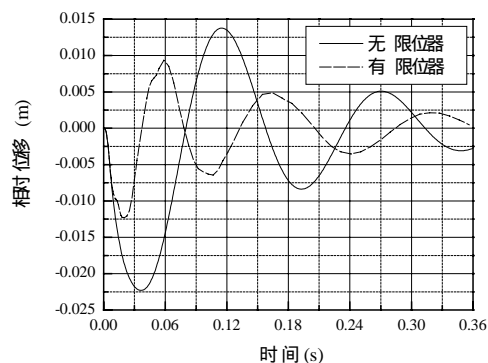
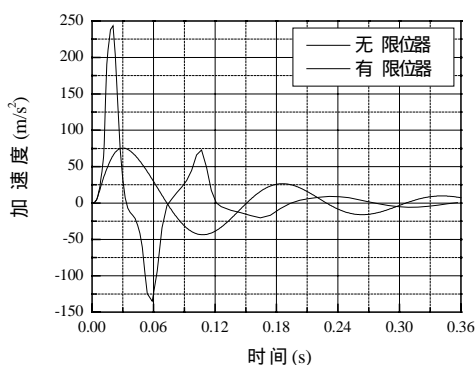
(b) 相对位移响应  
(筏体相对基础的位移响应)

图 7 筏体的冲击响应曲线



(a) 加速度响应

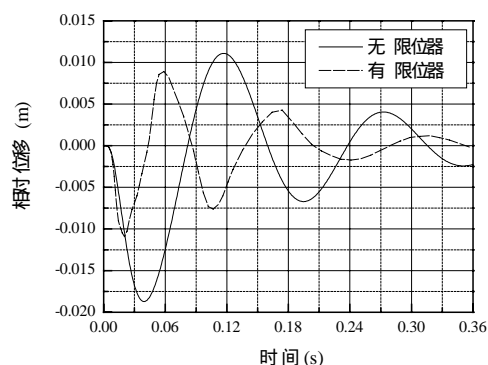
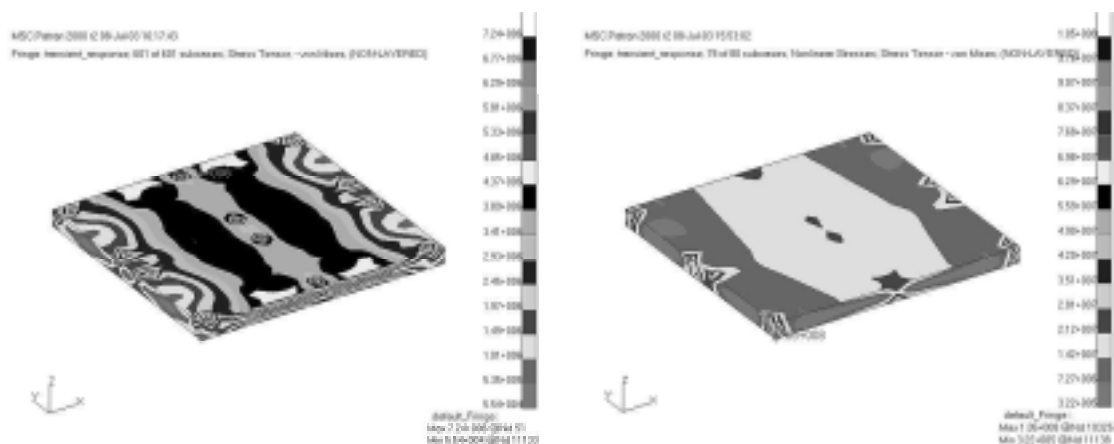
(b) 相对位移响应  
(发电机组相对筏体的位移响应)

图 8 发电机组的冲击响应曲线



(a) 无限限位器时筏体的 von Mises 应力

(b) 有限限位器时筏体的 von Mises 应力

图 9 筏体的应力分布

从上述计算结果可以看出,浮筏隔振系统安装限位器之后,筏体以及发电机组的最大相对位移可以限制在系统的允许范围之内,同时筏体以及设备的最大加速度比没有限位器时的最大加速度增大较多,而且筏体的应力也比没有限位器时增大许多,但都在允许范围内。

上述限位器参数可以指导限位器的设计。上层限位器工作间隙 $U_0=6.8\text{mm}$ ,刚度 $k_a=3.6\times 10^7\text{N/m}$ ,发电机组的最大相对位移为 $11\text{mm}$ ,因此在设计上层限位器时应保证限位器的工作间隙和刚度满足上述要求,且限位器的弹性变形能力不能小于 $4.2\text{mm}$ ;下层限位器工作间隙 $U_0=4.3\text{mm}$ ,刚度 $k_a=1.7\times 10^7\text{N/m}$ ,设计限位器时限位器参数应满足上述要求,由于筏体的最大相对位移为 $12.3\text{mm}$ ,因此限位器的弹性变形能力不能小于 $8\text{mm}$ 。

在建立有限元模型时,没有考虑隔振器的刚度非线性,因此为了获得更准确的有限元模型和得到更准确的计算结果,在计算隔振装置的冲击响应时,还应对隔振器的冲击刚度进行试验测试,用测试所得的冲击刚度数据进行冲击响应计算。

## 5 结论

本文探讨了浮筏隔振系统中增加了限位器之后,限位器对浮筏隔振系统隔冲性能的影响。在现有条件下,由于受浮筏隔振系统外接管线和隔振器本身变形能力的限制,在浮筏隔振系统中使用弹性限位器是一种克服冲击位移限制的简单有效的方法,弹性限位器可以满足浮筏隔振系统隔振性能和隔冲性能对系统刚度的不同要求,限位器主要用于改善浮筏隔振系统的抗冲击性能。但要注意的是,限位器减小设备在冲击作用下的最大相对位移的作用是建立在增大其最大加速度的基础上的,因此使用限位器时必须对浮筏隔振系统进行隔振性能和隔冲性能的分析,选用合适的限位器。

本文介绍的限位器参数设计方法可应用于限位器的理论设计,主要是用于确定限位器的工作间隙、刚度和限位器的最大变形范围。结合浮筏隔振系统的隔振性能设计,本文介绍的浮筏隔振系统冲击响应分析方法可应用于舰船浮筏隔振系统的工程设计,特别是在现有条件下指导限位器的设计。

## 6 参考文献

- [1] R. J. Scavuzzo and H. C. Pusey. Naval Shock Analysis and Design[M]. Falls Church: The Shock and Vibration Information Analysis Center, 2000.
- [2] Gregory J. Moore. MSC.Nastran Basic Dynamic Analysis User's guide[M]. Los Angeles: The MacNeal-Schwendler Corporation, 1978.
- [3] 张满满, 骆东平, 骆子夜, 徐志云, 付爱华. 船用辅机浮筏动态特性有限元分析[J]. 噪声与振动控制, 2002, 22(4): 24-26.

- [4] 施引, 朱石坚, 吕志强, 何琳, 黄映云. 豪华游艇用双层减振 (浮筏式) 装置研究[J]. 海军工程学院学报, 1995, (71): 1-4.