

文章编号:1674-2974(2016)02-0077-08

## 基于结构水下冲击响应识别结构模态参数<sup>\*</sup>

夏茂龙<sup>1,2</sup>, 于大鹏<sup>3</sup>, 黎 胜<sup>1,2†</sup>

(1. 大连理工大学 工业装备结构分析国家重点实验室, 辽宁 大连 116024;  
2. 大连理工大学 船舶工程学院, 辽宁 大连 116024; 3. 海军装备研究院, 北京 100161)

**摘 要:**在冲击载荷作用下, 基于水下结构的动力学方程, 结合 Hilbert-Huang 变换 (HHT) 推导出冲击作用下结构响应与模态参数的关系, 并识别了水下结构的频率和模态阻尼比. HHT 方法适合处理冲击等非平稳响应, 设计的带通滤波器能自动选取截止频率, 可以准确地得到各阶模态响应. 且只需要结构适当一点的冲击响应, 就可得到结构的固有频率和模态阻尼比. 最后, 以一水下矩形钢板为例, 经数值计算在典型的爆炸冲击载荷作用下结构的振动响应, 通过本方法得到了结构的固有频率和模态阻尼比, 再以水下圆柱壳结构为例, 同样得到了结构的固有频率和模态阻尼比, 验证了本方法在冲击作用下识别水下结构模态参数的可行性.

**关键词:**水下冲击; 模态参数识别; Hilbert-Huang 变换; 带通滤波

**中图分类号:** TU311.3

**文献标识码:** A

## Identification of Structural Modal Parameters Based on Underwater Shock Response

XIA Mao-long<sup>1,2</sup>, YU Da-peng<sup>3</sup>, LI Sheng<sup>1,2†</sup>

(1. State Key Laboratory of Structural Analysis for Industrial Equipment, Dalian Univ of Technology, Dalian, Liaoning 116024, China; 2. School of Naval Architecture, Dalian Univ of Technology, Dalian, Liaoning 116024, China; 3. Naval Academy of Armament, Beijing 100161, China)

**Abstract:** Based on the dynamic equations of underwater structures, the modal parameters under shock were identified with Hilbert-Huang Transform (HHT). The method combines the advantages of HHT for nonlinear and non-stationary signal, and the band-pass filters designed can select the cut-off frequency automatically, which can accurately obtain each modal response. Then, it can identify the structural natural frequencies and dampings with only one measured data in proper place. Finally, the accuracy and the validity of the method were verified on the basis of numerical simulation experiments, which identify the structural natural frequencies and dampings with one node response. It offers a practical method for the structural identification of modal parameters of underwater shock environment.

**Key words:** underwater shock; identification of modal parameters; Hilbert-Huang Transform; band-pass filtering

\* 收稿日期: 2014-12-10

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51109219), National Natural Science Foundation of China(51109219); 中央高校基本科研业务费专项资金资助项目(DUT13ZD(G)03)

作者简介: 夏茂龙(1988-), 男, 山东临沂人, 大连理工大学博士研究生

† 通讯联系人, E-mail: Shengli@dlut.edu.cn

随着我国海洋经济、海防事业的快速发展,主要的海洋结构物包括海洋平台、舰船所起的作用越来越大,爆炸冲击、风浪流冰冲击、舰船撞击等冲击作用作为海洋结构物可能遭受的最主要的破坏方式,对海洋平台、舰船等的生命力和战斗力构成了严重威胁,因而海洋结构物特别是舰艇的抗冲击性能问题具有一定的研究意义.在抗冲击性能研究中,无论是理论模型简化、有限元仿真,还是冲击响应谱分析,都需要提供结构和设备的具体动力学模态参数作为理论指导与技术支撑.但是,随着舰艇等结构趋于大型化,常规的实验模态分析方法很难有足够能量的激励系统或者方法来实现结构的总体振动,同时输入的激励复杂且能量巨大,很难准确地测量,因此无法得到全部的模态特征.运行模态分析方法虽然能仅依靠环境激励下的响应数据来识别模态参数,但是大都只适用于白噪声激励假设下的模态分析,不适用于冲击激励作用下的模态识别.因此如何通过结构的冲击响应数据来识别模态参数是一项基础性的工作.

目前结构模态参数识别方法主要分为频域法和时域法两大类<sup>[1]</sup>,此外还有时频方法及基于模拟进化的方法.对于舰艇结构而言,由于结构受到的冲击输入激励频率高、强度大,很可能会引起结构的时变特征,需摒弃传统的基于 Fourier 分析的方法,引入时频分析方法<sup>[2]</sup>.为了能通过水下冲击载荷作用下结构的非平稳冲击响应来识别模态参数,本文引入了希尔伯特-黄变换(HHT)方法<sup>[3]</sup>.HHT方法是依赖数据本身的时间尺度特征进行且自适应的,相对于短时傅里叶变换、小波分析等方法而言完全脱离了全域波理论的限制,更适合于非线性、非平稳数据的分析.姚熊亮等人通过 HHT 方法分析了舰船在爆炸载荷作用下的响应成分和特点<sup>[4]</sup>,于大鹏等人通过 HHT 方法从本质上分析了爆炸载荷作用下舰船自由振动和受迫振动的机理<sup>[5]</sup>.在结构模态识别方面,Yang 等人利用 HHT 方法识别了多自由度结构体系的模态参数以及高层建筑风振数据下的固有频率和阻尼比<sup>[6-7]</sup>.范兴超、祁泉泉等人也利用 HHT 方法识别了模型固有频率和阻尼比<sup>[8-9]</sup>,表明该方法可以有效地处理爆炸等非平稳响应数据,也能够识别结构的模态参数.因此本文在 HHT 方法的基础上,基于大量计算确定了带通滤波器截止频率选取的原则,通过处理水下结构冲击响应数据,

实现了冲击作用下水下结构的模态参数的识别.最后,本文以水下矩形钢板和圆柱壳结构为例,通过数值计算在典型的爆炸冲击载荷作用下结构的振动响应,利用本方法得到了结构的固有频率和模态阻尼比,同时又选取了不同位置节点响应得到了相同的结果,验证了本方法识别结构模态参数的可行性.

## 1 水下结构的动力学方程

$n$  自由度考虑流体加载的结构动力学方程可以表示为:

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{X}}(t) + \mathbf{C}\dot{\mathbf{X}}(t) + \mathbf{K}\mathbf{X}(t) = \mathbf{F}(t) - \mathbf{GAP}. \quad (1)$$

式中:  $\mathbf{X}(t) = [x_1, x_2, \dots, x_n]^T$  是结构位移响应;  $\mathbf{M}$ ,  $\mathbf{C}$ ,  $\mathbf{K}$  分别为结构质量、阻尼和刚度矩阵 ( $n \times n$ );  $\mathbf{F}(t)$  为激振力;  $\mathbf{G}$  为转换矩阵;  $\mathbf{A}$  为面积矩阵,  $\mathbf{A} = \int_S \mathbf{N}^T \mathbf{N} dS$ ,  $\mathbf{N}$  为形状函数,  $S$  为结构表面;  $\mathbf{P}$  为结构表面声压向量.

结构表面的声压和结构的表面法向速度的关系<sup>[10]</sup>如下:

$$\mathbf{P} = \mathbf{Z}\mathbf{V}_n. \quad (2)$$

式中:  $\mathbf{Z}$  是声阻抗矩阵;  $\mathbf{V}_n$  为结构的表面法向振动速度.

式(2)中的  $\mathbf{V}_n$  可通过转换矩阵  $\mathbf{G}$  得到与位移  $\mathbf{X}$  的关系:

$$\mathbf{V}_n = \mathbf{G}^T \mathbf{V} = \mathbf{G}^T \dot{\mathbf{X}}. \quad (3)$$

将式(2)和(3)代入式(1)中得:

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{X}}(t) + (\mathbf{C} + \mathbf{G}^T \mathbf{AZG})\dot{\mathbf{X}}(t) + \mathbf{K}\mathbf{X}(t) = \mathbf{F}(t). \quad (4)$$

写成另一种形式即为:<sup>[10]</sup>

$$(\mathbf{M} + \mathbf{M}_a)\ddot{\mathbf{X}}(t) + (\mathbf{C} + \mathbf{C}_a)\dot{\mathbf{X}}(t) + \mathbf{K}\mathbf{X}(t) = \mathbf{F}(t). \quad (5)$$

式中:  $\mathbf{M}_a$ ,  $\mathbf{C}_a$  分别为考虑流体加载下结构的附加质量阵和阻尼阵.

令流体加载下系统的质量阵、阻尼阵分别为

$$\tilde{\mathbf{M}} = \mathbf{M} + \mathbf{M}_a, \tilde{\mathbf{C}} = \mathbf{C} + \mathbf{C}_a,$$

则动力学方程(5)变为

$$\tilde{\mathbf{M}}\ddot{\mathbf{X}}(t) + \tilde{\mathbf{C}}\dot{\mathbf{X}}(t) + \tilde{\mathbf{K}}\mathbf{X}(t) = \mathbf{F}(t). \quad (6)$$

在状态空间下,方程(6)可以写成:

$$\mathbf{P}\dot{\mathbf{Y}} + \mathbf{Q}\mathbf{Y} = \mathbf{U} \text{ 或者 } \dot{\mathbf{Y}} = \mathbf{D}\mathbf{Y} + \mathbf{P}^{-1}\mathbf{U}. \quad (7)$$

式中:  $\mathbf{Y} = \begin{Bmatrix} \mathbf{X} \\ \dot{\mathbf{X}} \end{Bmatrix}$ ;  $\mathbf{P} = \begin{bmatrix} \tilde{\mathbf{C}} & \tilde{\mathbf{M}} \\ \tilde{\mathbf{M}} & 0 \end{bmatrix}$ ;

$$\mathbf{Q} = \begin{bmatrix} \tilde{\mathbf{K}} & 0 \\ 0 & -\tilde{\mathbf{M}} \end{bmatrix}; \mathbf{U} = \begin{Bmatrix} \mathbf{F} \\ 0 \end{Bmatrix};$$

$$\mathbf{D} = -\mathbf{P}^{-1}\mathbf{Q} = \begin{bmatrix} 0 & \mathbf{I} \\ -\mathbf{M}^{-1}\mathbf{K} & -\mathbf{M}^{-1}\mathbf{C} \end{bmatrix}.$$

则系统的特征值  $\lambda_j$  和特征向量  $\boldsymbol{\Psi}_j$  可由  $\mathbf{D}$  矩阵求得,共  $2n$  个,其中特征值  $\lambda_j$  和特征向量  $\boldsymbol{\Psi}_j$  均为复数,且共轭成对.

$$\mathbf{D}\boldsymbol{\Psi}_j = \lambda_j\boldsymbol{\Psi}_j, \boldsymbol{\Psi}_j = \begin{Bmatrix} \boldsymbol{\Phi}_j \\ \lambda_j\boldsymbol{\Phi}_j \end{Bmatrix},$$

$$j=1,2,\dots,2n. \quad (8)$$

转换到模态空间,则状态空间下的响应  $\mathbf{Y}$  可以表示为:

$$\mathbf{Y} = \boldsymbol{\Psi}\mathbf{q} = \sum_{j=1}^{2n} \boldsymbol{\Psi}_j q_j(t). \quad (9)$$

将式(9)代入式(7)中,式(4)中的  $\mathbf{AZ}$  为实对称矩阵<sup>[11]</sup>,故方程(7)中  $\mathbf{P}$  和  $\mathbf{Q}$  矩阵是对称矩阵,根据复模态的正交性得到:

$$a_j q_j + b_j q_j = \boldsymbol{\Psi}_j^T \mathbf{U},$$

$$\mathbf{Y} = \boldsymbol{\Psi}\mathbf{q} = \sum_{j=1}^{2n} \boldsymbol{\Psi}_j q_j(t). \quad (10)$$

式中:

$$\boldsymbol{\Psi}_j^T \mathbf{P} \boldsymbol{\Psi}_j = a_j; \boldsymbol{\Psi}_j^T \mathbf{Q} \boldsymbol{\Psi}_j = b_j; \lambda_j = -b_j/a_j; j=1, 2, \dots, 2n. \quad (11)$$

结构的加速度响应可由各阶模态响应线性组合表示:

$$\ddot{\mathbf{X}}(t) = \boldsymbol{\Phi}\ddot{\mathbf{q}} = \sum_{j=1}^{2n} \boldsymbol{\Phi}_j \ddot{q}_j(t). \quad (12)$$

当结构受到冲击载荷如水下爆炸冲击作用时,由于冲击波多具有压力突跃现象,然后近似以指数的形式衰减,持续时间一般不超过数毫秒,因此可以认为结构节点受脉冲激励  $\mathbf{F}(t) = \mathbf{F}\delta(t)$  的作用,则第  $j$  阶加速度对应的模态坐标为:

$$\ddot{q}_j(t) = B_{kj} e^{\lambda_j t} = \frac{\lambda_j^2 \sum_{k=1}^n f_k \varphi_{kj}}{a_j} e^{\lambda_j t}. \quad (13)$$

式中:  $f_k$  是外力  $\mathbf{F}$  的第  $k$  个元素;  $\varphi_{kj}$  为第  $j$  阶振型  $\boldsymbol{\Phi}_j$  的第  $k$  个元素.

则结构的  $p$  节点的加速度响应为

$$\ddot{x}_p(t) = \sum_{j=1}^{2n} \varphi_{pj} \ddot{q}_j(t) = \sum_{j=1}^{2n} \varphi_{pj} B_{kj} e^{\lambda_j t} = \sum_{j=1}^n \ddot{x}_{pj}(t). \quad (14)$$

第  $j$  阶模态响应

$$\ddot{x}_{pj}(t) = R_{pj,k} e^{-\xi_j \omega_j t} \cos(\omega_{dj} t + \theta(\varphi_{pj}) + \theta(B_{kj})),$$

$$R_{pj,k} = 2 |\varphi_{pj}| |B_{kj}|. \quad (15)$$

式中:  $\theta(\varphi_{pj})$  和  $\theta(B_{kj})$  分别为复数  $\varphi_{pj}$  和  $B_{kj}$  的相位角.

## 2 EMD 与带通滤波截止频率选取

经验模态分解(EMD)是由 Huang 提出的用于分解任意信号的一种方法<sup>[3]</sup>.正如文献[7]所示,加速度响应信号可分解成若干本征模态函数(IMF)和趋势项:

$$\ddot{x}_p(t) = \sum_{j=1}^m c_{pj}(t) + r_{pm}(t). \quad (16)$$

式中:  $c_{pj}(t)$  ( $j=1,2,\dots,m$ ) 表示分解成的  $m$  个 IMF;  $r_{pm}$  表示趋势项.

虽然 IMF 是经 EMD 分解得到平稳信号,但是每个  $c_{pj}(t)$  可能包含多个频率成分,不能等同于结构的模态响应  $\ddot{x}_{pj}(t)$ .为了得到较精确的模态响应, Yang 等<sup>[7]</sup>提出了带通滤波与 EMD 相结合的方法.既然采用带通滤波来获取模态响应,那么带通滤波器的截止频率选取就是一个十分重要的问题,但是 Yang 并没有对滤波器截止频率的选择给出明确的说明.由于第  $j$  阶模态振动响应  $\ddot{x}_{pj}(t)$  主要是由第  $j$  阶频率  $\omega_j$  所对应模态引起的,从能量的角度看,结构的第  $j$  阶振动能量主要是由第  $j$  阶频率  $\omega_j$  所对应的模态贡献的,因此可以先将响应信号进行傅里叶谱分析,得到振动响应信号的能量谱,从能量谱中可以得到峰值  $A_s$  对应的频率值.我们选取峰值  $0.1A_s$  对应的频率值 ( $F_{s1}, F_{s2}$ ) 作为带通滤波的截止频率<sup>[12]</sup>,如图 1 所示.

通过对原振动信号进行滤波处理,将加速度的模态响应分离出来并得到了每阶振动模态响应  $\ddot{x}_{pj}(t)$ ,此时的模态响应为带宽范围内所有频率激励的叠加.为了能精确地得到固有频率  $\omega_j$  激励下的第  $j$  阶模态响应,将滤波处理得到的模态响应作为原信号进行 EMD 分解,再通过计算每阶 IMF 与原信号的相关系数<sup>[13]</sup>,选出相关系数最大,也就是能量最高的 IMF 作为精确的第  $j$  阶模态响应.本文采用 Chebyshev I 类带通滤波方法对信号进行滤波处理,通过带通滤波减少了其他阶模态响应的干扰,得到了每阶振动模态响应.

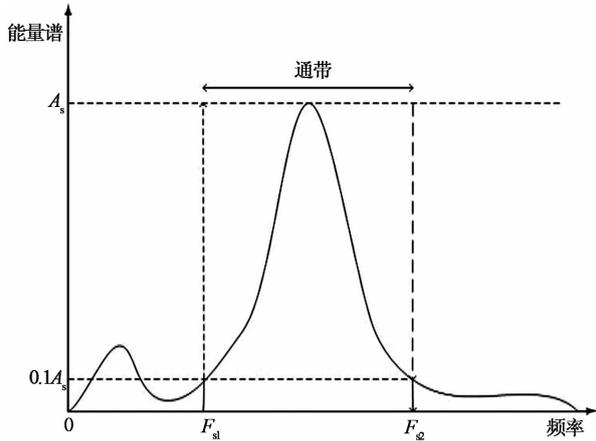


图 1 截止频率的选取  
Fig. 1 Selection of cut-off frequency

### 3 HHT 与结构模态参数识别

上节已经得到结构的第  $j$  阶模态响应  $\ddot{x}_{pj}(t)$ ，经过 Hilbert 变换(HT)变换后得到  $\tilde{\ddot{x}}_{pj}(t)$ ：

$$\tilde{\ddot{x}}_{pj}(t) = \text{HT}[\ddot{x}_{pj}(t)] = \int_{-\infty}^{+\infty} \frac{\tilde{\ddot{x}}_{pj}(\tau)}{\pi(t-\tau)} d\tau. \quad (17)$$

$\ddot{x}_{pj}(t)$  的解析信号为：

$$Y(t) = \ddot{x}_{pj}(t) + i\tilde{\ddot{x}}_{pj}(t) = A_{pj}(t)e^{i\theta_{pj}(t)}. \quad (18)$$

式中： $A_{pj}(t)$  为瞬时振幅； $\theta_{pj}(t)$  为瞬时相位角；瞬时频率  $\omega(t) = d\theta/dt$ 。

当  $\xi_j$  相对较小而  $\omega_j$  相对较大时，由文献[7]可知，

$$\ddot{x}_{pj}(t) = R_{pj,k} e^{-\xi_j \omega_j t} \sin(\omega_{dj} + \theta(\varphi_{pj}) + \theta(B_{kj})), \quad (19)$$

$$A_{pj}(t) = R_{pj,k} e^{-\xi_j \omega_j t}, \quad (20)$$

$$\theta_{pj}(t) = \omega_{dj} t + \theta(\varphi_{pj}) + \theta(B_{kj}).$$

则由式(20)可得

$$\ln A_{pj}(t) = -\xi_j \omega_j t + \ln R_{pj,k}, \quad (21)$$

$$\omega_j(t) = d\theta_{pj}(t)/dt = \omega_{dj}. \quad (22)$$

当测量得到结构任意一点的加速度响应  $\ddot{X}_p(t)$  后，经过能量谱分析，选择合适的带通滤波器，将得到的信号再经过 EMD 分解，筛选出每阶相关系数最大的 IMF，作为结构的第  $j$  阶响应模态  $\ddot{x}_{pj}(t)$ 。然后对每一阶模态响应  $\ddot{x}_{pj}(t)$  做 HT 变换，由式(21)和(22)可知，阻尼频率  $\omega_{dj}$  为瞬时相位角的随时间变化的斜率， $-\xi_j \omega_j$  为瞬时振幅的取对数的斜率，再由公式  $\omega_{dj} = \omega_j \sqrt{1 - \xi_j^2}$  可以求得阻尼比  $\xi_j$ 。

当阻尼比  $\xi_j$  相对较大时，可以采用最小二乘法线性拟合去获取上述两公式的斜率，求得  $\omega_{dj}$  和  $\xi_j$  [6]。结构模态参数识别流程图如图 2 所示。

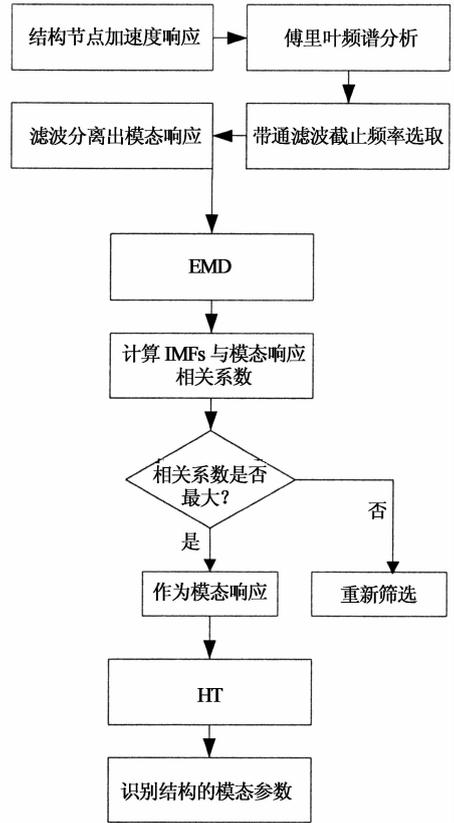


图 2 结构模态参数识别流程图  
Fig. 2 Flow chart of structural modal parameter identification

### 4 数值算例

本节首先以舰艇的基本构件—矩形板—施加水下非接触的爆炸冲击激励为例，利用结构一点的加速度响应识别结构的固有频率和模态阻尼比。然后再选取典型的水下圆柱壳结构为例，验证所述方法识别结构固有频率和模态阻尼比的适用性。

选取的矩形平板及流体参数如下：板长  $L_x = 0.455$  m，板宽  $L_y = 0.379$  m，板厚  $h = 0.003$  m，板密度  $\rho_s = 7850$  kg/m<sup>3</sup>，杨氏模量  $E = 2.1 \times 10^{11}$  N/m<sup>2</sup>，泊松比  $\nu = 0.3$ ，水的密度为  $\rho = 997$  kg/m<sup>3</sup>，体积模量为  $K = 2.0 \times 10^9$  Pa。

结构所受的爆炸冲击激励如图 3 所示，利用 ABAQUS 建立结构的有限元模型，通过数值计算得到结构的加速度响应。

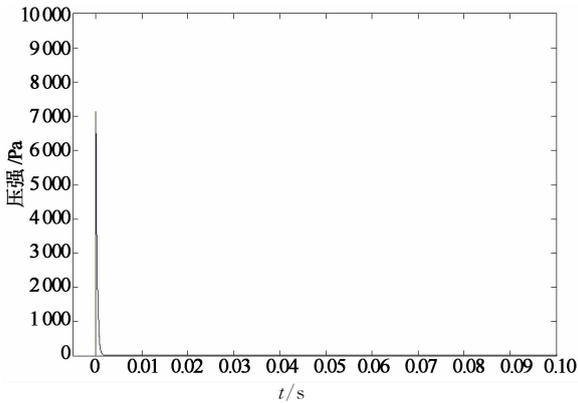


图 3 平板结构爆炸冲击激励

Fig. 3 Underwater shock loading of plate model

平板划分的单元数为 100, 流体半径为 10 m, 流体单元采用四面体声学单元来模拟. 初始时刻无加速度, 采样频率为 5 000 Hz, 时间长度为 1 s. 经数值计算, 结构未发生塑性变形. 选取平板节点 31 ( $x = -0.047, y = -0.091$ ), 水下爆炸载荷作用下平板的响应以垂向响应为主, 因此得到此节点的垂向加速度时历曲线, 如图 4 所示.

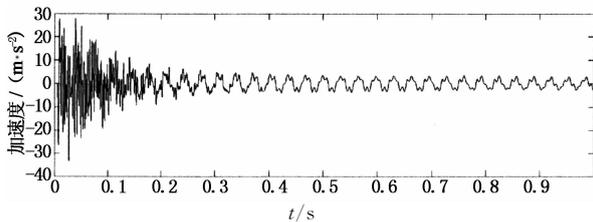


图 4 节点 31 加速度响应时历曲线

Fig. 4 Acceleration response of node 31

根据上节所述方法, 处理此节点加速度响应得到相应的模态参数, 具体步骤如下:

1) 将得到的节点加速度进行 FFT 变换, 根据能量谱上对应的峰值  $A_{s_j}$ , 选取临近峰值  $0.1A_{s_j}$  对应的频率  $F_{j_s2}$  和  $F_{j_s1}$  作为带通滤波的截止上、下频率, 本文取结构前四阶频率 ( $j=1, 2, 3, 4$ ).

从能量谱中得到前 4 阶的中心频率为  $f_1 = 31$  Hz,  $f_2 = 93$  Hz,  $f_3 = 123$  Hz,  $f_4 = 189$  Hz. 根据各阶中心频率对应的幅值  $A_{s_j}$ , 通过选取临近各阶中心频率且幅值为  $0.1A_{s_j}$  所对应的频率为各阶带通截止上、下频率. 则前四阶的带通滤波范围为:  $28 \text{ Hz} < f_1 < 33 \text{ Hz}$ ,  $88 \text{ Hz} < f_2 < 98 \text{ Hz}$ ,  $116 \text{ Hz} < f_3 < 125 \text{ Hz}$ ,  $185 \text{ Hz} < f_4 < 196 \text{ Hz}$ . 其加速度响应能量谱如图 5 所示.

2) 对此信号采用带通滤波器滤波, 分别得到滤波后的第  $j$  阶 ( $j=1, 2, 3, 4$ ) 模态响应信号, 对每阶模态响应信号进行 EMD 分解, 通过相关系数计算,

求得与原模态信号相关系数最高的 IMF 作为第  $j$  阶模态响应信号.

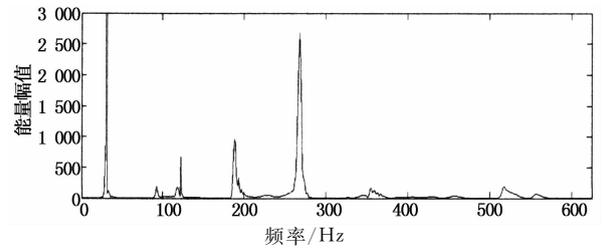


图 5 节点 31 加速度响应能量谱

Fig. 5 Energy spectrum of node 31

3) 将上述响应进行 HT 变换, 利用去端点法舍掉端点效应严重的部分, 根据式 (24) 通过最小二乘法线性拟合得到图 6—图 9.

据图得到图像斜率并计算出前四阶结构固有频率和模态阻尼比. 同理可得到节点 68 ( $x = 0, y = 0.091$ ) 和 70 ( $x = 0.095, y = 0.091$ ) 的前四阶结构的固有频率和模态阻尼比. ITD 法 (The Ibrahim Time Domain Technique) 是 Ibrahim 提出的一种在时域内利用自由振动响应信号的模态参数识别方法<sup>[14]</sup>, 在本文中, 把基于带通滤波及 EMD 处理得到的模态响应作为输入数据, 经 ITD 法得到结构模态参数作对比, 见表 1 和表 2.

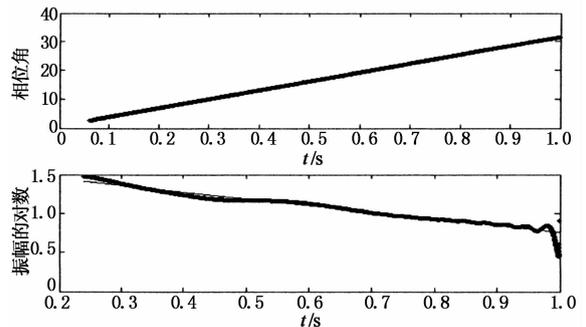


图 6 第 1 阶模态响应所对应相位和对数幅值曲线

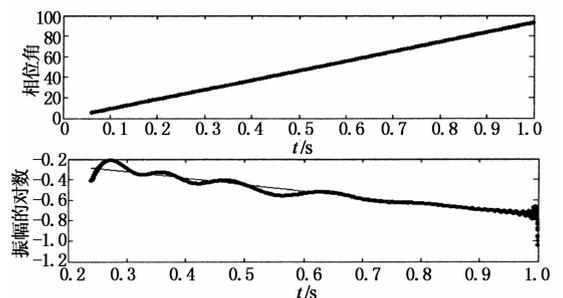
Fig. 6 Plot of phase and  $\ln$  amplitude of node 31; first mode

图 7 第 2 阶模态响应所对应相位和对数幅值曲线

Fig. 7 Plot of phase and  $\ln$  amplitude of node 31; second mode

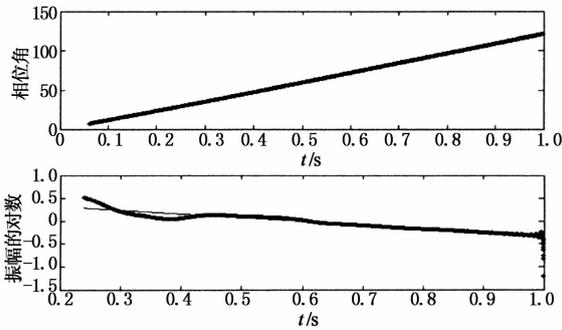


图8 第3阶模态响应所对应相位和对数幅值曲线  
Fig. 8 Plot of phase and ln amplitude of node 31; third mode

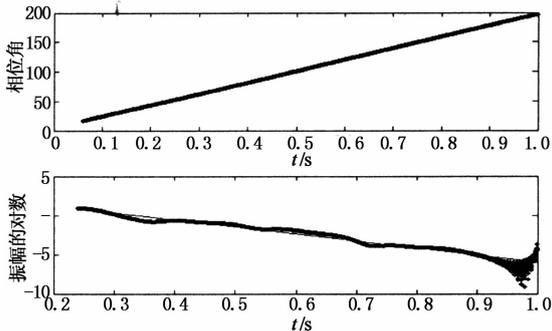


图9 第4阶模态响应所对应相位和对数幅值曲线  
Fig. 9 Plot of phase and ln amplitude of node 31; fourth mode

根据表1和表2的计算结果可以得出,利用本方法在各个节点测得的前四阶频率和模态阻尼比吻合,并与数值解和ITD法识别结果相符,相对误差小。

同样地,假设平板结构的阻尼为瑞利阻尼,瑞利阻尼系数  $\alpha = 7.5227, \beta = 1.13642 \times 10^{-5}$ ,选取相同载荷下节点21( $x = -0.095, y = -0.137$ ),31( $x = -0.047, y = -0.091$ )和70( $x = 0.095, y = 0.091$ )的冲击响应信号,得到结构前四阶频率和模态阻尼比,见表3和表4。

表1 平板结构前4阶固有频率  
Tab. 1 Natural frequencies of plate model

方法	节点	固有频率/Hz				平均相对误差/%
		第1阶	第2阶	第3阶	第4阶	
数值解 <sup>[15]</sup>	—	30.4	93.9	121.6	193.6	—
ITD	—	31.0	93.8	123.1	194.9	0.99
	31	30.8	93.3	121.9	193.0	0.63
本方法	68	30.8	93.3	122.1	192.3	0.76
	70	30.8	93.1	122.1	193.0	0.73

表2 平板结构前4阶模态阻尼比  
Tab. 2 Damping ratios of plate model

节点(位置)	阻尼比/%							
	第1阶		第2阶		第3阶		第4阶	
	ITD	HHT	ITD	HHT	ITD	HHT	ITD	HHT
31	0.42	0.45	0.13	0.11	0.09	0.11	0.75	0.74
68	0.40	0.45	0.07	0.11	—	0.10	0.75	0.68
70	0.39	0.44	0.14	0.11	0.11	0.10	0.79	0.70

表3 瑞利阻尼平板前4阶固有频率  
Tab. 3 Natural frequencies of Rayleigh damping plate model

节点	固有频率/Hz				平均相对误差/%
	第1阶	第2阶	第3阶	第4阶	
ITD法	31.0	93.8	123.1	194.6	0.96%
21	30.8	93.3	122.0	193.0	0.65%
31	30.8	93.3	121.8	191.6	0.79%
70	30.8	93.1	122.1	192.1	0.87%

表4 瑞利阻尼平板前四阶模态阻尼比  
Tab. 4 Damping ratios of Rayleigh damping plate model

节点(位置)	阻尼比/%							
	第1阶		第2阶		第3阶		第4阶	
	ITD	HHT	ITD	HHT	ITD	HHT	ITD	HHT
21	0.77	0.80	0.57	0.57	0.65	0.66	1.3	0.94
31	0.75	0.80	0.54	0.55	0.64	0.66	1.24	0.95
70	0.76	0.81	0.58	0.60	0.64	0.68	1.5	0.95

通过表1,表2,表3,表4对比可知,利用平板结构在水下爆炸冲击载荷下的加速度响应,基于HHT方法可以得到振动结构的前四阶频率和模态阻尼比;随着结构阻尼增大,模态阻尼比明显增大;计算的振动频率无明显增减,验证了结构阻尼对振动频率影响较小。

为探究本方法在典型结构模态参数识别中的适用性,又以一水下圆柱壳结构为例,施加水下非接触的爆炸冲击激励,选取结构一点的加速度响应来识别结构的固有频率和模态阻尼比。

圆柱壳结构参数如下:圆柱壳长度  $L = 1.28$  m,半径  $R = 0.18$  m,壳厚  $h = 0.003$  m,密度  $\rho_s = 7850$  kg/m<sup>3</sup>,杨氏模量  $E = 2.1 \times 10^{11}$  N/m<sup>2</sup>,泊松比  $\nu = 0.3$ .瑞利阻尼系数  $\alpha = 6.8921, \beta = 1.4424 \times 10^{-5}$ .利用ABAQUS建立如图10所示结构有限元模型,图10(b)中显示了流体单元的1/4。

圆柱壳划分的单元数为1141,考虑计算结果精确性和计算的时间因素,取流体半径为6m,流体单元采用四面体声学单元来模拟,流体网格从内到外作渐变处理,单元数为186041.初始时刻无加速度,采样频率为5000Hz,时间长度为0.5s.加载的爆炸冲击激励幅值如图11所示.经数值计算,结构未发生塑性变形.选取节点应尽量避免各阶振型节点位置,本例首先选取结构节点785( $x = -0.069, y = 0.166, z = 0.171$ ),得到此节点的垂向加速度时历曲线.如上例所示,首先通过FFT选择带通滤波的截止上、下频率,本例同样取结构前四阶频率,模

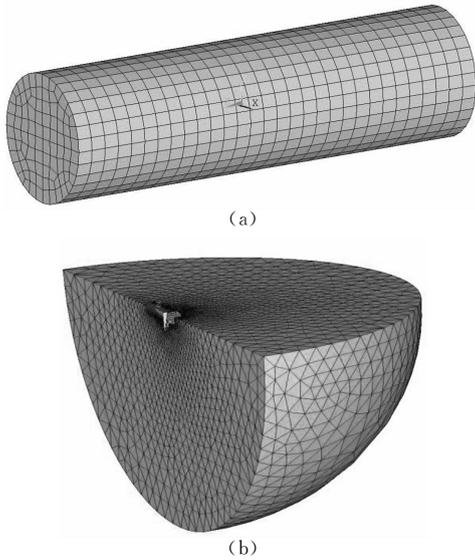


图 10 圆柱壳及流固耦合模型  
Fig. 10 Cylindrical shell and fluid-structure coupled model

态振型的表达形式为  $(m-n)$ , 其中  $m$  为圆柱壳的轴向半波数,  $n$  为周向波数. 所取的前四阶模态分别为  $(1-2), (1-3), (1-4), (2-3)$ . 带通滤波范围为:  $97 \text{ Hz} < f_1 < 105 \text{ Hz}, 110 \text{ Hz} < f_2 < 120 \text{ Hz}, 198 \text{ Hz} < f_3 < 214 \text{ Hz}, 216 \text{ Hz} < f_4 < 232 \text{ Hz}$ ; 再对此信号采用带通滤波器滤波, 分别得到滤波后的第  $j$  阶 ( $j=1, 2, 3, 4$ ) 模态响应信号, 经 EMD 分解和相关系数计算, 求得与原模态信号相关系数最高的 IMF 作为第

$j$  阶模态响应信号; 最后将上述模态响应进行 HT 变换, 通过最小二乘法线性拟合得到图像的斜率并计算出前四阶结构的固有频率和模态阻尼比. 同样可得到节点 1 046 ( $x=0.127, y=0.127, z=0.171$ ), 1 075 ( $x=0.100, y=0.150, z=0.171$ ) 和 350 ( $x=0.100, y=-0.149, z=0.171$ ) 的频率和模态阻尼比.

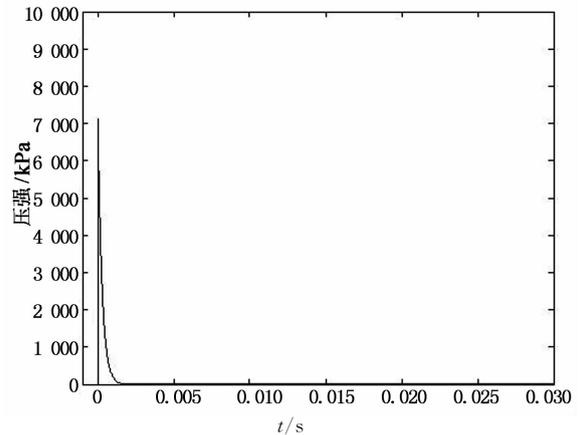


图 11 圆柱壳结构爆炸冲击激励  
Fig. 11 Underwater shock loading of cylindrical shell model

根据表 5 和表 6 的计算结果可以得出, 本方法可有效识别水下圆柱壳结构前四阶频率和模态阻尼比, 和数值解与 ITD 法结果较吻合, 且通过多节点的重叠验证, 保持较高的准确性, 相对误差较小.

表 5 圆柱壳结构前 4 阶固有频率  
Tab. 5 Natural frequencies of submerged cylinder model

方法	节点	固有频率/Hz				平均相对误差/%
		(1-2)	(1-3)	(1-4)	(2-3)	
数值解 <sup>[16]</sup>	—	100.0	110.0	203.5	219.0	—
ITD	—	101.8	116.2	209.8	219.1	2.64
	785	101.8	116.4	207.0	219.5	2.39
本方法	1 046	101.8	116.8	208.3	219.3	2.62
	1 075	101.8	116.9	207.3	219.5	2.54
	350	101.9	116.9	208.3	219.4	2.68

表 6 圆柱壳结构前 4 阶模态阻尼比  
Tab. 6 Damping ratios of submerged cylinder model

节点(位置)	阻尼比/%							
	(1-2)		(1-3)		(1-4)		(2-3)	
	ITD	HHT	ITD	HHT	ITD	HHT	ITD	HHT
785	0.56	0.62	0.90	0.77	1.98	0.79	0.77	0.97
1 046	0.88	0.81	0.75	0.75	2.49	0.82	1.04	1.06
1 075	0.85	0.72	0.66	0.72	1.62	0.81	0.98	1.00
350	0.62	0.57	0.64	0.73	2.37	0.77	1.10	0.99

## 5 结 论

本文通过测量水下冲击载荷作用下结构产生的振动响应,结合 HHT 方法推导来识别水下结构固有频率和阻尼比.冲击响应一般是非线性非平稳信号,然而结合的 HHT 方法,是一种自适应的信号处理方法,能有效地处理非线性、非平稳响应信号,因此可以通过此方法处理抗冲击试验的振动响应.设计的带通滤波器可以根据输入响应自动地选取截止频率,再经 EMD 分解后通过相关系数计算选取相关系数最大的 IMF,可以确定结构的模态响应并识别出结构的频率和模态阻尼比.而且本文所述方法只需要测量水下结构任一适当位置的振动响应信号,就能够得到该结构的频率和模态阻尼比.最后本文以水下矩形钢板和圆柱壳结构为例,在典型的爆炸冲击载荷作用下选取结构上多节点响应信号,都可以独立得到结构前四阶的频率和模态阻尼比,且都保持较高的准确性,验证了本方法在冲击作用下识别水下结构模态参数的可行性.

## 参考文献

- [1] 刘宇飞, 辛克贵, 樊健生, 等. 环境激励下结构模态参数识别方法综述[J]. 工程力学, 2013, 31(4): 46-53.  
LIU Yu-fei, XIN Ke-gui, FAN Jian-sheng, *et al.* A review of structure modal identification methods through ambient excitation[J]. Engineering Mechanics, 2013, 31(4): 46-53. (In Chinese)
- [2] 张贤达. 非平稳信号分析与处理[M]. 北京: 国防工业出版社, 2003: 12-13.  
ZHANG Xian-da. Non-stationary signal analysis and processing [M]. Beijing: National Defense Industry Press, 2003: 12-13. (In Chinese)
- [3] HUANG N E, SHEN Z, LONG S R, *et al.* The empirical mode decomposition and the Hilbert spectrum for nonlinear and non-stationary time series analysis[J]. Proceedings of the Royal Society of London. Series A: Mathematical, Physical and Engineering Sciences, 1998, 454(1971): 903-995.
- [4] 姚雄亮, 张阿曼. 经验模态分解方法在结构冲击信号分析中的应用[J]. 中国舰船研究, 2006, 1(4): 11-15.  
YAO Xiong-liang, ZHANG A-man. Application of EMD method in the analysis of structural impulse signals[J]. Chinese Journal of Ship Research, 2006, 1(4): 11-15. (In Chinese)
- [5] YU D P, WANG Y. Time-frequency feature analysis of naval vessel impact response using the Hilbert Huang transform method[J]. Journal of Marine Engineering and Technology, 2013, 12(1): 35-45.
- [6] YANG J N, LEI Y, PAN S W, *et al.* System identification of linear structures based on Hilbert-Huang spectral analysis. Part 1: Normal modes[J]. Earthquake Engineering and Structural Dynamics, 2003, 32(9): 1443-1467.
- [7] YANG J N, LEI Y, HUANG N. Identification of natural frequencies and dampings of in situ tall buildings using ambient wind vibration data[J]. Journal of Engineering Mechanics, 2004, 130(5): 570-577.
- [8] 范兴超, 纪国宜. 基于希尔伯特变换结构模态参数识别[J]. 噪声与振动控制, 2014, 34(3): 52-56.  
FAN Xing-chao, JI Guo-yi. Modal parameter identification of structures based on Hilbert Transform[J]. Noise and Vibration Control, 2014, 34(3): 52-56. (In Chinese)
- [9] 祁泉泉, 辛克贵, 杜运兴, 等. HHT 方法在结构模态参数识别中的改进[J]. 湖南大学学报: 自然科学版, 2011, 38(8): 13-18.  
QI Quan-quan, XIN Ke-gui, DU Yun-xing, *et al.* Improvement of HHT in structural modal parameter identification[J]. Journal of Hunan University: Natural Sciences, 2011, 38(8): 13-18. (In Chinese)
- [10] LI S. Active modal control simulation of vibro-acoustic response of a fluid-loaded plate[J]. Journal of Sound and Vibration, 2011, 330(23): 5545-5557.
- [11] CHEN P T, JU S H, CHA K C. A symmetric formulation of coupled BEM/FEM in solving responses of submerged elastic structures for large degrees of freedom[J]. Journal of Sound and Vibration, 2000, 233(3): 407-422.
- [12] LIN J W. Mode-by-mode evaluation of structural systems using a bandpass-HHT filtering approach[J]. Structural Engineering and Mechanics, 2010, 36(6): 697-714.
- [13] XUN J, YAN S. A revised Hilbert-Huang transformation based on the neural networks and its application in vibration signal analysis of a deployable structure[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2008, 22(7): 1705-1723.
- [14] 李德葆, 路秋海. 实验模态分析及其应用[M]. 北京: 科学出版社, 2001: 193-197.  
LI De-bao, LU Qiu-hai. Experimental modal analysis and application[M]. Beijing: Science Press, 2001: 193-197. (In Chinese)
- [15] LI S. Modal models for vibro-acoustic response analysis of fluid-loaded plates[J]. Journal of Vibration and Control, 2011, 17(10): 1540-1546.
- [16] ERGIN A, PRICE W G. Dynamic characteristics of a submerged, flexible cylinder vibrating in finite water depths[J]. Journal of Ship Research, 1992, 36(2): 154-167.