基于声散射波的水下声固耦合系统 频率识别方法

肖伟¹,李上明^{1,2*}

(1.中国工程物理研究院总体工程研究所,四川 绵阳 621999; 2.工程材料与结构冲击振动四川省重点实验室,四川 绵阳 621999)

摘要:目的 面向水下声固耦合系统固有频率识别需求,提出了一种基于水下声压响应的系统特征频率识 别方法。方法 利用有限元法计算得到无限水域中结构的时域散射声压,采用希尔伯特-黄变换(HHT)方 法识别了声散射波中各阶模态分量中的特征频率。针对传统的 HHT 方法在经验模态分解(EMD)步骤中 存在产生虚假模态和模态混叠的情况,应用相关系数检验的方法剔除虚假模态分量,并利用频谱分析与滤 波技术相结合的方法避免模态混叠的影响,提升识别结果的精度。结果 基于该方法识别了水下圆柱、平 板等声固耦合系统的固有频率,验证了该方法的适用性。结论 该方法能有效识别声固耦合系统的主要固 有频率。

关键词:声散射波;希尔伯特-黄变换;系统频率识别;经验模态分解;声固耦合
中图分类号:TU311
文献标志码:A
文章编号:1672-9242(2024)08-0136-09
DOI: 10.7643/issn.1672-9242.2024.08.016

Frequency Identification Method of Underwater Acoustic-solid Coupling System Based on Acoustic Scattering Wave

XIAO Wei¹, LI Shangming^{1,2*}

(1. Institute of Systems Engineering, China Academy of Engineering Physics, Sichuan Mianyang 621999, China; 2. Shock and Vibration of Engineering Materials and Structures Key Laboratory of Sichuan Province, Sichuan Mianyang 621999, China)

ABSTRACT: The work aims to propose a natural frequency identification method based on submerged structural scattered sound pressure response to meet the requirement of natural frequency identification of submerged acoustic-structure coupling systems. The time-domain scattered sound pressure of the structure submerged in infinite water was calculated by the finite element method, and the characteristic frequency of each modal component in the acoustic scattered wave was identified by Hilbert-Huang transform. In view of the existence of false modes and mode aliasing in the empirical mode decomposition (EMD) step of the traditional HHT method, the correlation coefficient test method was applied to eliminate false mode components, and the combination of spectrum analysis and filtering technology was used to avoid the influence of mode aliasing, which improved

收稿日期: 2024-04-23; 修订日期: 2024-05-02

Received: 2024-04-23; Revised: 2024-05-02

基金项目:国家自然科学基金(11272299)

Fund: The National Natural Science Foundation of China (11272299)

引文格式:肖伟,李上明.基于声散射波的水下声固耦合系统频率识别方法[J].装备环境工程,2024,21(8):136-144.

XIAO Wei, LI Shangming. Frequency Identification Method of Underwater Acoustic-solid Coupling System Based on Acoustic Scattering Wave[J]. Equipment Environmental Engineering, 2024, 21(8): 136-144.

^{*}通信作者(Corresponding author)

the accuracy of HHT method in identifying the natural frequencies of submerged structures. Based on the method, the natural frequency of the system such as submerged cylindrical shell and slab was identified, which verified the accuracy of the method. The identification results show that the proposed method can effectively identify the main natural frequencies of the acoustic-solid coupling system.

KEY WORDS: acoustic scattered wave; Hilbert-Huang transform; system frequency identification; empirical mode decomposition (EMD); acoustic-solid coupling

水中声固耦合系统的特征频率是表征水下结构 振动特性和声辐射特性的重要参数。获得该参数的方 法有水下模态试验方法、数值模拟方法及基于水下结 构响应的特征频率识别方法等。其中,后两者因其可 以避免复杂的水下模态测试过程,常用来识别水下结 构的固有频率。

Zhu 等^[1-2]分别采用流固耦合与声固耦合方法计 算了水下结构的振动特性,并分析了不同边界条件对 模态参数的影响。邹元杰等^[3]提出了基于共轭子空间 迭代法的双重迭代算法计算不同水下结构的固有频 率和振型。唐宇航等^[4]通过实验对典型船体板单元模 型的模态阻尼比进行测试,并验证了计算结果的合理 性。杨念等^[5]利用多项式近似结合二次型矩阵线性化 的方法,对含复杂预应力的水下圆柱壳结构的固有频 率进行了求解。蔡克伦等^[6]通过实验得到了水下复杂 壳体结构湿模态的固有频率,并对仿真数据进行了验 证。夏茂龙等^[7-8]应用 HHT 方法识别了在冲击载荷作 用下水下结构响应中的模态参数。金广文等^[9-10]利用 水下模型的实验振动数据,采用不同方法处理得到了 水下结构的模态参数。Prezelj等^[11-12]分别将激光测振 仪和光纤传感器等设备应用至不同结构的固有频率 提取实验中。Wang 等^[13-14]提出了基于精确传递矩阵 法计算水下加筋圆柱壳固有频率的方法,并通过实验 验证了该方法的可靠性。

上述方法中,不管是数值模拟方法还是试验研究 方法,都是需要已知水下结构,并获取结构的振动响 应,并不适用当水下结构不明时或无法获取水下结构 振动响应的情况。为此,本文采用水中声压信号,利 用 HHT 方法提取声压中的散射波频率成分,来识别 水下结构声固耦合系统的固有频率。

1 基于HHT方法的系统模态识别理论

HHT 方法中的关键步骤希尔伯特变换(HT)常用于研究线性和非线性系统在时频域中的模态参数 识别。以脉冲载荷下的线性单自由度系统的参数识别 为例,已知系统在脉冲载荷作用下的位移响应函数形 式为:

 $v(t) = A_0 \exp(-\xi \omega_0 t) \sin \omega_d t, t \ge 0$ (1)

式中: A_0 是一个与脉冲载荷强度和系统自身质量和频率相关的常数; ω_0 是系统的固有频率; ξ 是

阻尼比; *ω*_d 是阻尼频率。通过构造其镜像来将脉冲 响应函数的有效定义域扩展至负频率范围:

$$v(t) = A_0 \exp(-\xi \omega_0 |t|) \sin \omega_d t, -\infty < t < +\infty$$
(2)

通过 HT 方法得到上述 v(t) 的解析信号 z(t):

$$z(t) = v(t) + i\tilde{v}(t) = A(t)\exp\left|-i\theta(t)\right|$$
(3)

系统的振幅 A(t) 和相位角 $\theta(t)$ 可由式 (4)、(5) 求得:

$$A(t) = A_0 \exp(-\xi \omega_0 t) \tag{4}$$

$$\theta(t) = \arctan\left[\tilde{\nu}(t)/\nu(t)\right] = \omega_{\rm d}t - \frac{\pi}{2}$$
(5)

通过将对数和微分算子分别引入式(4)、(5)可 以得到:

$$\ln A(t) = -\xi \omega_0 t + \ln A_0 \tag{6}$$

$$\omega(t) = \mathrm{d}\theta(t)/\mathrm{d}t = \omega_{\mathrm{d}} \tag{7}$$

系统阻尼频率 ω_d 可以从瞬时频率 $\omega(t)$ 中识别。 利用得到的 ω_d 和振幅函数 A(t)的斜率 – $\xi\omega_0$,可以从 函数 $\omega_d = \omega_0 (1 - \xi^2)^{1/2}$ 确定阻尼比 $\xi^{[15]}$ 。注意式(5) 和式(7)给出了固有频率与结构响应的关系,只要 给出响应就可获得结构的固有特性。

HHT 通过将 EMD 方法与 HT 方法相结合,该方 法能较好地继承上述方法的特点,因此被广泛应用于 不同类型多自由度系统的模态识别^[16-18]。其主要分为 3 个步骤:首先使用 EMD 方法将测量的系统响应时 间历程分解为多个 IMF 分量,每一个 IMF 可视为一 个单自由度系统的响应;通过相关方式获得每个 IMF 的自由模态响应时间历程;对单自由度系统的每个自 由模态响应时程进行 HT 识别,求出固有频率和模态 阻尼比。

2 基于 HHT 的声散射波特征频率提 取方法

针对水下声固耦合系统在声压激励下的响应,本 文考虑采用 HHT 方法识别声散射波中所含的耦合系 统特征频率成分,并提出具体适用的改进方法。

根据 HHT 方法可知,对于任意一段散射声压信 号 *p*(*t*)通过 EMD 方法可分解成若干不同本征模态函数(IMF)和残余项:

$$p(t) = \sum_{j=1}^{m} c_j(t) + r_m(t)$$
(8)

式中: $c_j(t)$ 表示分解的第 *j* 阶 IMF 分量 (*j*=1,2,…,*m*); $r_m(t)$ 表示残余项,其为一单调函数, 不包含任何频率信息。水下结构的声散射信号经过 EMD 分解所得 IMF 分量中存在部分虚假分量,为此 需要依次对各阶 IMF 分量进行筛选。

基于真实的模态分量与原始信号相关性较好,虚 假分量与信号的相关性较差的特点^[19],本文考虑引入 相关系数 µ_i 作为筛选指标,其定义:

$$\mu_{j} = \frac{\sum_{i=1}^{N} \left[p(t_{i}) - \overline{p} \right] \left[c_{j}(t_{i}) - \overline{c_{j}} \right]}{\sqrt{\sum_{i=1}^{N} \left[p(t_{i}) - \overline{p} \right]^{2}} \sqrt{\sqrt{\sum_{i=1}^{N} \left[c_{j}(t_{i}) - \overline{c_{j}} \right]^{2}}}$$
(9)

式中: $p(t_i)$ 为原始信号时间序列; \overline{p} 为原始信 号时间序列的均值; $c_j(t_i)$ 为第 j 阶 IMF 分量的时间 序列; \overline{c}_j 为第 j 阶 IMF 分量时间序列的均值。相关 系数 μ_j 表示第 j 阶 IMF 分量与原始时域波形的相似 程度。为了确定较为合理的相关系数作为选择标准, 引入一个筛选阈值 ζ 对各阶 IMF 分量进行选择,将 ζ 定义为最大相关系数 μ_{max} 与比例因子 η 之比的绝 对值:

$$\zeta = |\mu_{\max} / \eta|$$

$$\mu_{\max} = \max(\mu_j), (j = 1, 2, \cdots m)$$
 (10)

其中, η 取值一般大于 1^[20]。本文结合实际的模型分析总结,并参考了文献[20]中的经验值,在本文算例中,选择 $\eta=3$,而 μ_{max} 表示所有 IMF 分量相对应的相关系数中的最大值。将各阶 IMF 分量的相关系数通过阈值进行筛选,选择大于阈值 ζ 的 IMF 分量作为主要的模态分量。

由于水下结构在入射波作用下,其散射声压信号中大部分能量集中表现为结构的反射波,其反射波频率由外界入射波频率决定^[21],可知在经过筛选得到的 IMF 分量的频率范围中,存在与入射波频率相同的 IMF 分量。将筛选得到的 IMF 经过频谱分析,根据 频谱图中峰值对应频率与入射波频率相同的特征,可 找出反映结构反射波特征的 IMF 分量,该分量不反 映系统固有的特征频率特征。

经过 EMD 分解所得每一阶 IMF 分量均是具有一定频率范围的平稳信号,无法直接得到准确的特征值信息。根据文献[22]考虑采用滤波手段获取其特征频率成分,根据 IMF 分量频谱图找到最大峰值 *T*_{max} 对应的频率值 *f*₀,选择频谱中与 *f*₀相邻且幅值为 0.2*T*_{max} 所对应的频率(*f*_{s1},*f*_{s2})作为截止滤波范围。本文采用切比雪夫 I类带通滤波方法对所选的 IMF 进行

滤波处理,该方法能避免标准 EMD 分解所得 IMF 分量中存在的模态混叠现象对最终提取结果的干扰,可得到较为准确的特征频率信息^[23]。

设经过筛选与滤波后的第k阶模态分量为 $\tilde{c}_k(t)$,通过HT处理后得到 $\tilde{c}_k(t)$:

$$\tilde{c}_{k}(t) = HT\left[\breve{c}_{k}(t)\right] = \int_{-\infty}^{+\infty} \frac{\breve{c}_{k}(\tau)}{\pi(t-\tau)} d\tau$$
(11)

由此可以构造解析信号 $\hat{c}_k(t)$:

$$\hat{c}_k(t) = \breve{c}_k(t) + i\tilde{c}_k(t) = B(t)\exp\left[i\theta(t)\right]$$
(12)

式中:
$$B(t) = \sqrt{\tilde{c}_k(t)^2 + \tilde{c}_k(t)^2}$$
。

$$\theta_k(t) = \arctan\left[\tilde{c}_k(t)/\tilde{c}_k(t)\right]$$
(13)

由此可得到第 k 阶的瞬时频率为:

$$\omega_k(t) = \mathrm{d}\theta_k/\mathrm{d}t, f_k = \omega_k(t)/2\pi \tag{14}$$

总结本节主要内容,本文针对无限水域下结构声 散射波提取耦合系统频率的过程分为以下几个步骤:

1)通过式(9)中定义的相关系数与式(10)中的筛选阈值,对各阶分量进行筛选得到可提取特征频率的真实 IMF 分量。

2)对筛选后的 IMF 分量进行频谱分析,观察不同 IMF 分量在频谱中主要的能量分布范围。根据已 知的入射波频率与各阶 IMF 频谱图中主要能量分布, 找出表征反射波的 IMF 分量。

3)根据前面筛选后 IMF 分量的频谱图分析其主要能量的频率分布范围,选择能量峰值的相邻频率作为 IMF 分量的滤波频率范围进行滤波。对滤波后所得到 IMF 进行 HT 处理,由公式(13)和公式(14)可得对应 IMF 的瞬时相位函数,采用最小二乘法线性拟合获取其斜率,进而求得相应的系统特征频率,完整的耦合系统频率识别流程如图 1 所示。



图 1 水下结构散射波提取系统特征频率流程 Fig.1 Characteristic frequency flow chart of underwater structure scattering wave extraction system

第21卷 第8期

3 有效性验证

3.1 二维水下圆筒模型的耦合系统频率识别

本文考虑为浸没在无限水域下的无限长圆筒模型在平面入射波作用下的声散射问题,将其简化为二 维平面模型,如图 2 所示。以坐标轴原点 O 为圆心, 建立一个半径 r=0.2 m 的圆代表平面圆筒模型,其壁 厚 h=0.006 m,圆筒材料密度为 7 800 kg/m³,弹性模 量为 201 GPa, 泊松比为 0.3。圆筒内部真空,在圆 筒外建立一个半径 R=0.8 m 的同心圆作为有限水域 边界 S,截断水域的密度为 1 000 kg/m³,水声速为 1 500 m/s。平面入射波采用类似 CW 脉冲信号,入射 波的频率 200 Hz,脉宽为 50 ms,其入射声压如图 3 所示。



图 2 平面入射波与水下圆筒模型 Fig.2 Plane incident wave and underwater cylinder model



模型中采用隐式算法求解,计算时间步长为 0.002 381 ms,初始时刻平面波位于距离圆筒最右端 表面 0.2 m的位置处,计算终止时刻为 1 s。在截断水 域外层设定外层区域为完美匹配层(PML)作为吸收 层,以此实现无反射边界条件。采用映射网格划分法, 沿径向将其划分成 20 层单元。在 PML 中,比例因子 与曲率因子分别设定为 1 和 3。水下圆柱壳采用二次 的巧凑边型平面应变单元进行离散,有限水域内用二次的拉格朗日型平面单元离散。为了确保计算精度, 由域内可能出现最大频率*f*_{max}=100 Hz确定网格大小, 则声学域内网格的最大尺寸满足 *d*_{1max}≤*c*/(6*f*_{max}),而 圆柱壳网格的最大尺寸满足 *d*_{1max}≤*c*/(10*f*_{max})。

在水域内的设定观测点记录圆筒在外激励下的 近场声散射波,观测点在图 2 中距离圆柱表面 0.4 m 位置处,观测点记录时域散射声压如图 4 所示。为了 详细观察信号不同时段内的特征波形,分别对 0~0.055 s 和 0.055~0.4 s 时段内的时域声压图进行放 大。从图 4c 中可以看出,在 0.055~0.4 s 内,散射声 压幅值较小,但包含了一定的频率成分。图 4a 中 0~1 s 段内信号对应的频谱图如图 5 所示。



Fig.4 Time-domain scattering sound pressure of near-field observation point



为获取图 4a 中的声散射波所包含的特征频率成分,本文首先考虑经典的 HHT 方法提取特征频率作为本文方法的对照。首先通过 EMD 分解得到 4个 IMF 分量,各个 IMF 分量如图 6a~d 所示。将 4个 IMF 分量直接进行 HT 处理,得到 4个 IMF 的瞬时相位角曲线,通过线性拟合的方式得到其曲线的斜率,其瞬时相位角曲线与拟合直线如图 7 所示。将曲线斜率的结果假设为系统的特征频率结果,其结果见表 1。



图 6 经过 EMD 分解后的各阶 IMF 分量与相应的频谱 Fig.6 Each order IMF components and corresponding frequency spectrum after EMD decomposition



图 7 各阶 IMF 分量未滤波的瞬时相位图 Fig.7 Unfiltered instantaneous phase of IMF components

Tab.1 Correlation coefficient, filtering range and characteristic frequency of IMF components before and after filtering						
	相关系数	滤波范围/Hz	未滤波的频率/Hz	拟合优度 R_2^2	滤波后的频率/Hz	拟合优度 R_2^2
IMF1	0.97	188~215	127.6	0.912	200.1	0.999
IMF2	0.42	36~78	93.5	0.923	59.8	0.997
IMF3	0.28	21~62	26.4	0.919	32.3	0.997
IMF4	0.13	0~27	18.7	0.901	28.3	0.998

表 合则 IMF 分重的怕大杀致、滤波氾固与滤波削加的行	征频率
--------------------------------	-----

按照图 1 中的步骤识别系统响应中的特征频率, 其步骤如下所述:

1 將 EMD 分解后的 4 个 IMF 分量首先通过式(9) 计算对应的相关系数,其相关系数结果见表 1,选择 4 个相关系数中的最大值作为最大相关系数, μ_{max}=0.97。

2) 计算筛选阈值 ζ ,通过式 (10) 计算得到阈值 ζ =0.32,将阈值 ζ 与表 1 的 4 个相关系数进行对比, 将 IMF3 和 IMF4 考虑为虚假模态进行剔除。

3) 将保留的 IMF1 和 IMF2 做频谱分析, 其频谱

图见图 6e、f, 通过频谱图确认 IMF1 和 IMF2 的频率 分布范围。由于 IM1 的主要能量峰值位于 200 Hz 左 右,将其考虑为声散射波中主要的反射波频率。

4)根据频谱分布选择其能量峰值 20%的相邻频 率作为滤波范围,采用相应的滤波技术对 IMF1 和 IMF2 进行滤波,滤波范围的具体选择见表 1。

5) 对滤波后的 IMF1 和 IMF2 进行 HT 处理,获 取其对应的瞬时相位角曲线,并拟合直线,其拟合的 相位角图见图 8a、b,拟合结果见表 1。



图 8 经过滤波后的瞬时相位 Fig.8 Instantaneous phase after filtering

本文的计算结果与传统的 HHT 识别结果的差别 在于虚假模态 IMF3 和 IMF4 对最终结果判断的影响, 以及 IMF1 和 IMF2 在采用滤波前后的拟合结果相差 较大。假设保留 IMF3 和 IMF4,并对其进行滤波, 通过 HT 处理得到其瞬时相位角曲线见图 8c、d。图 7 与图 8 中瞬时相位角的拟合优度 *R*₁² 和 *R*₂² 见表 1 中 的第 4 列和第 6 列数据,对比两者曲线的拟合情况可 知经过滤波后 IMF 的瞬时相位角的拟合效果更好。

为了判断传统的 HHT 方法和本文改进方法的结 果的合理性,在相同的物理模型基础上,采用频域计 算方法计算在相同观测点处的散射声压级。计算频域 范围为 1~210 Hz,间隔为 0.1 Hz,得到计算结果见图 9。从图 9 中可看出,当频率为 60.1 Hz 时,散射声压 级出现了明显的峰值,这反映了圆筒在单一频率载荷 激励下产生的低频共振,由此可判断在 60.1 Hz 可以 近似为耦合系统的特征频率。图 9 结果与表 1 中 IMF1 的拟合结果 59.8 Hz 接近,说明本文方法有效剔除了 IMF3 和 IMF4 对最终结果判断的干扰,且滤波的步 骤能有效确保最终计算结果的精度。

3.2 水下平板模型的耦合系统频率识别

考虑以三维矩形板模型为例,进一步地验证所述 方法识别耦合系统频率的适用性。参考文献[24]中的



Fig.9 Scattering sound pressure level in frequency domain

实验平板数据,本文计算的矩形板及流体参数如下: 板长 *a*=0.455 m,板宽 *b*=0.379 m,板厚 *h*=0.003 5 m, 板的四边为固支边界条件。材料相关参数与 3.1 节中 材料相同。

构建的几何模型如图 10 所示。水域半径 r=5 m, 水域外 PML 厚度 L_{PML}=1 m,平板中心位于球心位 置,平板的上表面的正法线与 z 轴重合,初始时刻 平面波距离平板最上端表面 z=0.02 m 处,沿着 z 轴 负方向传播,入射声压见图 3。算例中考虑的最大计 算频率为 300 Hz,网格的尺寸划分与 3.1 节中所用 方法相同。



图 10 三维平板声散射模型 Fig.10 Acoustic scattering model of three-dimensional plate

本算例分析了图 10 中直角坐标(0, 0, 0.02)观测 处的声散射声压。按照如图 1 所示流程,采用本文所 提方法进行分析,具体的分析步骤如下:

1) 对计算所得的时域散射声压采用 EMD 处理, 得到 6 个 IMF 分量,并根据式(9)计算各个 IMF 的 相关系数,其相关系数的结果见表 2,选择出最大的 相关系数 μ_{max}=0.83。

2)根据式(10)计算出筛选阈值 ζ =0.28,通过 将各个 IMF 的分量的相关系数与阈值 ζ 对比,将相关 系数较小的 IMF5 和 IMF6 作为虚假模态进行剔除。

3)将筛选保留的 IMF 分量进行频谱分析,得到 其主要的频率分布范围,找出与入射声压频率分布相 近似的 IMF2 分量,将其余的 IMF 分量考虑为表征系 统特征频率的模态分量。

4)根据频率分布范围,选择频谱图中与能量峰 值相邻的频率作为各个 IMF 分量的滤波范围,其具 体的滤波范围选择见表 2,通过滤波得到新的 IMF 分量。

5)将滤波后的 IMF 进行 HT 处理得到对应的瞬时相位角图,通过拟合其瞬时相位角曲线得到具体的特征频率值,结果见表 2。

表 2 散射声压识别特征频率的过程参数与结果

Tab.2 Process parameters and results of identifying characteristic frequency by scattered sound pressure of observation point					
分量	相关系数	滤波范围/Hz	拟合频率/Hz		
IMF1	0.52	265~295	281.7		
IMF2	0.83	175~218	200.5		
IMF3	0.41	125~153	139.5		
IMF4	0.34	15~30	28.1		
IMF5	0.21	—	—		
IME6	0.16				

为进一步验证结果的准确性,将本文计算所得的 结果与文献[24]中通过相关的模态实验得到的平板湿 模态下的固有频率结果进行对照,其实验结果见表3。

表 3	平板湿模态的前5阶固有频率的分析结果
Tab.3	Analysis results of first 5 natural frequencies
	of wet modes of slab

阶数	声散波提取 结果/Hz	结构加速度 响应提取结 果/Hz	文献实验结 果/Hz	加速度响应 分析相对误 差/%
1	28.1	28.3	26.56	5.7
2	—	82.6	79.38	4.1
3	139.5	139.7	148.4	5.9
4	_	262.3	257.8	2.2
5	281.7	281.1	271.9	3.6

对比结果可以发现,在外界激励作用下,平板产 生的声散射波中出现了第1阶、第3阶和第5阶相应 结构湿模态下的固有频率信息。这是由于外载荷在模 态空间中的映射中会存在部分载荷分量与模态基向 量正交的情况,导致了该部分的模态不能被激起,因 此散射波所包含频率成分仅来自部分被激起的模态 分量^[25]。若考虑结构上的振动响应,通过本文方法分 析平板中心位置节点的加速度信号,可提取出结构前 5阶的固有频率,其结果见表 3。目前已有学者通过 不同的方法分析结构响应数据,并有效提取出结构的 固有频率^[7,17]。本文主要考虑水中的声散射波所包含 的耦合系统特征频率,对比的结果表明,文献[24]中 的实验结果与本文基于水下声压信号分析方法提取 到的系统耦合频率是相符合的。

4 方法应用

在验证了本文方法与简单模型的有效性之后,本 节进一步探讨了复杂结构模型在不同方向入射波作 用下,在相同观测点处的声散射波提取系统特征频率 的差异。本节主要分析双层加肋圆柱壳体在无限水域 下的声散射问题,壳体结构的具体参数如图 11 所示, 圆柱壳的两端采用简支边界条件。圆柱壳的声散射模 型如图 12 所示,为三维模型在 *x-y* 平面的展示。本 节主要探讨平面波在 3 个不同入射方向的声散射效 应,入射平面的法向单位矢量在坐标系中的取向分 别为:方向 1 对应矢量(0, -1, 0),方向 2 对应矢量(-1, -1, 0),以及方向 3 对应矢量(0, 0, 1)。采用的入射波 参数见图 3,散射声压的观测点在 3 个计算模型中均 相同。

模型中有限水域的半径为 5 m,水域外层的 PML 厚度 *L*_{PML}=1 m,算例分析中所考虑的最大计算频率 为 300 Hz,网格尺寸的划分与 3.1 节中计算相似。

观测点位于图 12 坐标系中(0,-3.5,0)位置处,通 过本文分析方法,将 3 组计算模型的时域声散射波提 取系统的特性频率,并将所有的识别结果与参考文献 [9]中的实验结果对照,见表 4。







图 12 水下圆柱壳声散射二维对称模型 Fig.12 Two-dimensional symmetric acoustic scattering model of underwater cylindrical shell

表 4 双层加肋圆柱壳湿模态的前两阶固有频率与不同入 射方向下的识别结果

Tab.4 First two natural frequencies of wet mode of double-layer stiffened cylindrical shell and recognition results of different incidence directions

阶数	方向 1/Hz	方向 2/Hz	方向 3/Hz	文献[9]实验 结果/Hz	平均相对 误差/%
1	187.9	186.9	187.5	179.2	4.6
2	234.1	233.4	233.9	222.7	4.9

通过对比的结果可知,3组计算模型所获取的声 散射波均能提取到系统的前两阶特征频率。说明在不 同方向的入射波激励下,相同位置观测到的圆柱壳结 构声散射波中所包含的特征频率成分是相同的。通过 模态叠加法的分析可知,该算例中圆柱壳结构在湿模 态下的前两阶振型是结构在该低频段内响应的主要 模态分量。因此,针对内部结构复杂的圆柱壳模型, 当分析其侧向位置处的低频段散射声压时,通过本文 方法能有效识别一定范围内的特征频率成分,且识别 结果不受外激励的方向影响。

5 结论

本文通过有限元模型计算获取低频段内的近场 散射声信号,结合改进的 HHT 方法来获取水下声固 耦合系统特征频率。该方法主要有以下特点:

1)利用水中声压信号进行系统特征频率识别, 不需要获取结构响应,有效利用声压信号非接触测量 的优点,可应用至水中未知目标的声探测过程中对系 统特征频率的识别。

2)通过定义相关系数和阈值进行筛选获取主要 的模态分量,可有效避免虚假模态的出现。

3)通过采用滤波的方式,选择合适的滤波范围 对筛选的模态分量进行滤波,提高识别系统特征频率 的精度。

本文通过具体算例的声散射波分析结果验证了 文中方法的有效性,通过与传统的 HHT 分析结果对 比,本文的方法有效地改进了针对声散射问题中传统 HHT 分析的不足之处,提升了识别水下耦合系统特 征频率的准确性。最后将该方法应用至复杂圆柱壳模 型的声散射问题中,总结了入射波的方向对最终识别 结果的影响,说明本文方法能有效通过近场水域内的 低频散射声压识别系统的特征频率。

参考文献:

- ZHU L, SONG H B, YAO X L, et al. Study on Fluid-Solid Coupling for Vibration Characteristics of Stiffened Plate[J]. Applied Mechanics and Materials, 2014, 633/634: 1047-1051.
- [2] ZHU W D, LIU J M, XU Y F, et al. A Modal Test Method Using Sound Pressure Transducers Based on Vibro-Acoustic Reciprocity[J]. Journal of Sound and Vibration, 2014, 333(13): 2728-2742.
- [3] 邹元杰,赵德有.水下结构声固耦合振动的特征值计 算[J].船舶力学,2004,8(2):109-120.
 ZOU Y J, ZHAO D Y. Computation of Eigenvalues of Acoustic-Structural Coupled Vibration for Underwater Structures[J]. Journal of Ship Mechanics, 2004, 8(2): 109-120.
 [4] 唐宇航,陈志坚,梅志远.脉冲激励下船舶结构谐振响

 唐宇航,陈志坚,梅志远.脉冲激励下船舶结构谐振响 应预报及其模态阻尼参数识别[J].国防科技大学学报, 2017, 39(6): 79-87.
 TANG Y H, CHEN Z J, MEI Z Y. Ship Structure Resonance Response Prediction and Modal Damping Parameter Identification under Effect of Impulse Excitation[J]. Journal of National University of Defense Technology, 2017, 39(6): 79-87.

[5] 杨念,陈炉云,易宏,等.水下复杂应力结构的固有频率研究[J].振动与冲击,2016,35(22):92-100. YANG N, CHEN L Y, YI H, et al. Natural Frequencies of Underwater Complex Stress Structures[J]. Journal of Vibration and Shock, 2016, 35(22): 92-100. [6] 蔡克伦,刘玉红,朱亚强,等. 刚-液-柔耦合结构湿模态试验与仿真分析[J]. 振动与冲击,2020,39(23):
 128-134.
 CAI K L, LIU Y H, ZHU Y Q, et al. Wet Modal Tests

and Numerical Simulation for a Rigid-Liquid-Flexible Coupled Structure[J]. Journal of Vibration and Shock, 2020, 39(23): 128-134.

[7] 夏茂龙,于大鹏,黎胜. 基于结构水下冲击响应识别结构模态参数[J]. 湖南大学学报(自然科学版), 2016, 43(2):77-84.
 XIA M L, YU D P, LI S. Identification of Structural Mo-

dal Parameters Based on Underwater Shock Response[J]. Journal of Hunan University (Natural Sciences), 2016, 43(2): 77-84.

- [8] 夏茂龙,黎胜. 基于声压测量的结构模态参数辨识[J]. 振动与冲击, 2017, 36(22): 232-238.
 XIA M L, LI S. Identification of Structural Modal Parameters Based on Sound Pressure Measurement[J]. Journal of Vibration and Shock, 2017, 36(22): 232-238.
- [9] 金广文, 缪旭弘, 匡贡献, 等. 基于工作模态参数辨识的水下复杂结构模态分析方法[J]. 武汉理工大学学报 (交通科学与工程版), 2011, 35(2): 285-288. JIN G W, MIAO X H, KUANG G X, et al. Modal Analysis of Submerged Structure Based on Operating Modal Parameters Identification[J]. Journal of Wuhan University of Technology (Transportation Science & Engineering), 2011, 35(2): 285-288.
- [10] 孙谦, 陈志坚. 基于实船航行试验的舰船总振动阻尼 识别方法[J]. 中国舰船研究, 2011, 6(6): 34-37.
 SUN Q, CHEN Z J. Hull Vibration Damping Identification Method Based on Prototype Experiment[J]. Chinese Journal of Ship Research, 2011, 6(6): 34-37.
- [11] PREZELJ J, ČERNE D, OTTOWITZ L, et al. Investigation on Identifying Structural Modes by Sound Pressure Signals[J]. E & I Elektrotechnik und Informationstechnik, 2009, 126(5): 194-199.
- [12] KO J M, NI Y Q. Technology Developments in Structural Health Monitoring of Large-Scale Bridges[J]. Engineering Structures, 2005, 27(12): 1715-1725.
- [13] WANG X Z, CHEN D, XIONG Y P, et al. Experiment and Modeling of Vibro-Acoustic Response of a Stiffened Submerged Cylindrical Shell with Force and Acoustic Excitation[J]. Results in Physics, 2018, 11: 315-324.
- [14] WANG X Z, GUO W W. Dynamic Modeling and Vibration Characteristics Analysis of Submerged Stiffened Combined Shells[J]. Ocean Engineering, 2016, 127: 226-235.
- [15] XU Y L, CHEN S W, ZHANG R C. Modal Identification of Di Wang Building under Typhoon York Using the Hilbert-Huang Transform Method[J]. The Structural De-

sign of Tall and Special Buildings, 2003, 12(1): 21-47.

- [16] 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, 2014, 31(4): 46-53. LIU Y F, XIN K G, FAN J S, et al. A Review of Structure Modal Identification Methods through Ambient Excitation[J]. Engineering Mechanics, 2014, 31(4): 46-53.
- [17] 张永利. HHT 结合 NExT 法识别结构参数[J]. 工程抗震 与加固改造, 2009, 31(5): 8-13.
 ZHANG Y L. Identification of Structural Parameters Based on HHT and NExt[J]. Earthquake Resistant Engineering and Retrofitting, 2009, 31(5): 8-13.
- [18] 祁泉泉. 基于振动信号的结构参数识别系统方法研究
 [D]. 北京:清华大学, 2011.
 QI Q Q. Research on Structural Parameter Identification System Method Based on Vibration Signal[D]. Beijing: Tsinghua University, 2011.
- [19] 夏茂龙. 基于模态分析的结构振动声辐射主动控制方 法研究[D]. 大连: 大连理工大学, 2018.
 XIA M L. Research on Active Control Method of Structural Vibration and Sound Radiation Based on Modal Analysis[D]. Dalian: Dalian University of Technology, 2018.
- [20] XUN J, YAN S Z. 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.
- [21] 汤渭霖, 范军, 马忠成. 水中目标声散射[M]. 北京: 科学出版社, 2018: 50-64.
 TANG W L, FAN J, MA Z C. Acoustic Scattering of Underwater Target[M]. Beijing: Science Press, 2018: 50-64.
- [22] YANG J N, LEI Y, LIN S L, et al. 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.
- [23] 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.
- [24] 于丹竹,黎胜. 基于降阶模型的水下结构振动主动控制仿真及实验研究[J]. 振动与冲击, 2017, 36(3): 70-76. YU D Z, LI S. Active Vibration Control Simulation and Experiment Studies of Underwater Structures Based on a Reduced Order Model[J]. Journal of Vibration and Shock, 2017, 36(3): 70-76.
- [25] 王勖成. 有限单元法[M]. 北京:清华大学出版社, 2003: 484-489.
 WANG X C. Finite Element Method[M]. Beijing: Tsinghua University Press, 2003: 484-489.