波浪及海洋水声环境中的船舶水弹性力学理论与应用

吴有生^{1,2*}, 邹明松^{1,2}, 丁军¹, 倪歆韵¹, 田超¹, 司马灿^{1,2}, 刘树晓^{1,2}

1. 中国船舶科学研究中心, 无锡 214082;

2. 深海载人装备国家重点实验室, 无锡 214082

*联系人, E-mail: wuys@cssrc.com.cn

收稿日期: 2018-05-02; 接受日期: 2018-07-19; 网络出版日期: 2018-08-09

国家重点基础研究发展计划(编号: 2013CB036100)、国家重点研发计划(编号: 2017YFB0202703)和国家自然科学基金(编号: 11772304, 51709241)资助项目

摘要 1984年诞生的浮体三维水弹性力学理论把海洋波浪环境中水面或水下航行器的耐波性分析、结构外载荷分析、结构强度与疲劳分析及结构振动分析融合在了一个统一的流固耦合理论基础上. 经三十多年发展, 该理论拓展成了两个主要的研究分支考察波浪激励下结构动响应的船舶三维水弹性理论, 和考察水中声学效应的船舶三维水弹性理论, 后者也称为船舶三维声弹性理论. 中国船舶科学研究中心以工程需求为牵引, 较为系统地创新建立了航行船舶三维线性与非线性水弹性理论、复杂海洋地理环境中的浮体水弹性理论、海洋水声波导环境中的船舶三维声弹性理论, 开发了相应的数值分析方法和软件. 有关理论方法和软件已广泛应用于解决船舶、海洋工程结构物以及水下航行器的性能预报、设计校核与优化等关键技术问题. 本文并非综述世界上船舶三维水弹性和声弹性理论的发展情况, 而是简述其基本概念及以中国船舶科学研究中心为主建立的理论的内涵, 同时介绍了相关理论方法和软件在预报一艘55万吨矿砂船和一座8模块超大型海洋浮体在波浪中的水弹性响应, 及一个简化潜艇结构模型在水中的声辐射的应用例子. 最后, 简要讨论了船舶三维水弹性和声弹性理论进一步发展与应用的一些重要方向.

关键词 船舶, 水弹性, 声弹性, 流固耦合, 波浪载荷, 振动, 声辐射

PACS: 46.40.Jj, 47.35.-i, 43.40.+s

1 引言

船舶结构与其周围水介质的相互作用是普遍存在的现象, 也是流固耦合动力学研究的范畴. 按激励源分

类, 船舶结构与水介质耦合动力学的第一个主要研究范畴是流场环境因素(波浪、砰击、甲板上浪、液体晃荡、涡流扰动、水下爆炸及声波等)引起的航行船舶、驻留浮体或其他类型海洋结构物的稳态、瞬态和

引用格式: 吴有生, 邹明松, 丁军, 等. 波浪及海洋水声环境中的船舶水弹性力学理论与应用. 中国科学: 物理学 力学 天文学, 2018, 48: 094602
Wu Y S, Zou M S, Ding J, et al. Three-dimensional hydroelasticity theory of ships in waves and ocean-acoustic environment with applications (in Chinese). Sci Sin-Phys Mech Astron, 2018, 48: 094602, doi: 10.1360/SSPMA2018-00164

随机动响应(包括刚体运动、结构强迫动变形、振动与噪声等), 及波浪绕射或目标声散射; 第二个主要研究范畴是非流场环境因素(如机械设备与推进器)激励引起的船体结构振动和水中声辐射. 这两个研究范畴包含的内容非常丰富. 按问题所涉及的流场波动特性的不同, 在分析过程中可把水介质处理成不可压缩流场和可压缩流场两大类.

如重点关注的研究对象是表面重力波的稳态激励或瞬态激励引起的船舶与局部结构动响应, 因与波浪频率相应的水中声波的波长远大于船舶及其运动的特征尺度, 引起的水介质密度变化甚小, 可忽略水的可压缩性对船舶结构所受水动力的影响. 水弹性力学理论(hydroelasticity theory)可以很好地处理该类流固耦合问题. 如果关注的重点不是重力波效应, 而是强压缩波(如水下爆炸冲击波)或弱压缩波(声波)与船舶结构的相互作用, 则必须考虑水的可压缩性. 针对强压缩波或弱压缩波的不同情况, 相应流场的理论表述方法不同. 声弹性力学理论(sono-elasticity theory)专门用于研究弱压缩波(即声波)与结构相互作用的流固耦合问题.

上述两类流固耦合动力学问题的研究在改善船舶运动性能与安全性、控制船舶振动噪声及提高水下声隐身性能等一系列工程问题中有广泛的应用需求与发展前景. 在20世纪70年代末^[1], 建立了二维水弹性力学理论, 成为船舶科学研究的一个新学科分支. 20世纪80年代中期^[2-4], 将结构动力学理论与三维船舶运动势流理论^[5]相结合, 提出了广义流固耦合界面条件(Price-Wu边界条件), 建立了分析波浪中航行的任意形状弹性浮体在内、外流场或机械激励下结构动响应的广义三维线性水弹性力学理论, 成为船舶与海洋工程流固耦合动力学研究领域中的一项奠基性工作. 从那时起, 中国船舶科学研究中心紧密结合工程需求, 致力于三维水弹性力学理论的发展完善, 先后提出了计及航速和非均匀定常流场影响的三维线性水弹性频域分析方法^[6]、三维线性水弹性力学时域分析理论^[7]、用于分析高海情环境中大幅运动浮体结构动响应的三维非线性水弹性力学理论与数值方法^[8-10]、三维弹性船模实验技术^[11,12]及基于水弹性理论的结构设计与安全性评估技术等. 近年又发展了岛礁海域海底地形变化和复杂来浪环境中的大型浮体水弹性理论与动响应分析方法^[13,14]. 有关理论与分析方法, 及各国学者基于同样的基础理论发展的船舶水弹性分析的不同处理方法都得

到了广泛的应用, 见综述文章^[11,15]与欧洲联合研究项目综述论文^[16].

2010年, 基于三维水弹性力学理论及Price-Wu广义流固耦合界面条件^[2], 引入计及自由液面效应的理想可压流体Green函数^[17], 发展了一个带航速和考虑自由液面影响的无限水深环境中的船舶三维声弹性理论. 2013年, 进一步与海洋水声传播理论相结合, 引入压力释放海面 and 可透声海底的Pekeris水声波导模型^[18], 建立了有限水深海洋声学环境中的船舶三维声弹性理论及计算方法^[19,20]. 该理论方法能计及航速、水面和水底边界、内外双流域、表面声学覆盖层等因素, 从而可对海洋环境中水面或水下船舶的流固耦合振动、声辐射以及声传播进行统一的计算分析^[15,21]. 其基本理论和处理方法将可进一步推广, 用于开发更复杂海洋信道环境中的船舶声弹性分析方法.

基于上述理论, 中国船舶科学研究中心开发了船舶三维水弹性分析软件THAFTS^[22]及其声学模块THAFTS-Acoustic^[23]. 在30多年的发展历程中, THAFTS软件经历大量的计算与试验考核, 从具体应用中获取经验, 在广泛的交流中吸取营养, 具备了用户体验良好的前后处理功能及大规模并行计算功能. 近年又结合国产十亿亿次级神威·太湖之光超算系统, 进行了THAFTS软件的异构高效并行优化, 在海洋超大型浮体的大规模波激动响应分析中得到了很好的应用.

本文将简要论述船舶三维水弹性和声弹性力学理论的基本内容. 介绍有关理论方法的三个应用例子, 具体包括大型集装箱船与超大型海洋浮体的波激动响应计算分析以及水下结构物的近远场辐射噪声计算分析. 在总结部分, 简要展望了船舶三维水弹性和声弹性理论的发展与应用前景.

2 基本理论

2.1 船舶三维水弹性力学理论

2.1.1 船舶线性水弹性理论

在平衡坐标系Oxyz中分析船舶的水弹性与声弹性响应问题^[2-4]. x 轴由船艏指向船艉, x - y 平面与静水面重合, z 轴垂直水平面向上并过船舶重心. 选用易于求解且具有正交完备性的船体结构在真空中的干模态作为广义基函数, 船体结构振动位移可用模态叠加法表示为

$$\mathbf{u} = \sum_{r=1}^m \mathbf{u}_r q_r(t), \quad (1)$$

其中, $\mathbf{u} = (u, v, w)$, $\mathbf{u}_r = (u_r, v_r, w_r)$ ($r = 1, 2, \dots, m$) 为船体第 r 阶干模态对应的振型位移矢量. 对于一个自由浮体, 其前六阶模态为刚体运动模态. $q_r(t)$ ($r=1, 2, \dots, m$) 为第 r 阶主坐标. 结构各部位的加速度、应变、应力及内力均可由模态叠加法表示. 于是, 广义流固耦合动力学方程可用主坐标列向量 $\{q\}$ 表示为

$$[a+A]\{\ddot{q}\} + [b+B]\{\dot{q}\} + [c+C]\{q\} = \{\Xi^{(1)}(t)\}, \quad (2)$$

其中, $[a]$, $[b]$ 和 $[c]$ 分别为结构广义质量矩阵、广义阻尼矩阵和广义刚度矩阵, $[A]$, $[B]$ 和 $[C]$ 分别为广义附连水质量、附连水阻尼和流体恢复力系数矩阵, $\{\Xi^{(1)}\}$ 为一阶线性广义波浪激励力列向量. 它们可通过入射波速度势 $\phi_o(t)$ 、绕射波速度势 $\phi_D(t)$ 和辐射波速度势 $\phi(t) = \sum_{k=1}^m \varphi_k q_k(t)$ 在平均湿表面 $\bar{S}$ 上的值计算得到. 对于一艘航行在遭遇频率为 ω_e 的规则正弦波中的船, 它们的元素的频域表达形式分别为

$$A_{rk} = \left(\frac{1}{\omega_e^2} \right) \operatorname{Re} \left[\rho \iint_{\bar{S}} \mathbf{n} \cdot \mathbf{u}_r (i\omega_e + \mathbf{W} \cdot \nabla) \varphi_k dS \right], \quad (3)$$

$$B_{rk} = \left(-\frac{1}{\omega_e} \right) \operatorname{Im} \left[\rho \iint_{\bar{S}} \mathbf{n} \cdot \mathbf{u}_r (i\omega_e + \mathbf{W} \cdot \nabla) \varphi_k dS \right], \quad (4)$$

$$C_{rk} = -\rho \iint_{\bar{S}} \mathbf{n} \cdot \mathbf{u}_r \left[g w_k + \frac{1}{2} (\mathbf{u}_k \cdot \nabla) \mathbf{W}^2 \right] dS, \quad (5)$$

$$\Xi_r^{(1)}(t) = \rho \iint_{\bar{S}} \mathbf{n} \cdot \mathbf{u}_r \left(\frac{\partial}{\partial t} + \mathbf{W} \cdot \nabla \right) [\phi_o(t) + \phi_D(t)] dS, \quad (6)$$

其中 $\mathbf{W} = U \nabla (\bar{\phi} - x)$ 为船舶恒速直线运动所诱导的非均匀定常流场相对于平衡坐标系的速度矢量, $\bar{\phi}$ 为单位航速时相应的扰动速度势. 上述速度势均满足 Laplace 方程. 采用源汇分布法, 辐射波速度势 φ_k 可用平均湿表面 $\bar{S}$ 及水线 $\bar{C}$ 上的边界积分方程表示^[24]:

$$\begin{aligned} \phi_k(\mathbf{r}) = & \frac{1}{4\pi} \iint_{\bar{S}} \sigma_k(\mathbf{r}_0) G(\mathbf{r}, \mathbf{r}_0) dS \\ & + \frac{U^2}{4\pi g} \oint_{\bar{C}} n_1^2(\mathbf{r}_0) \sigma_k(\mathbf{r}_0) G(\mathbf{r}, \mathbf{r}_0) dl, \end{aligned} \quad (7)$$

式中, $\mathbf{r} = (x, y, z)$ 与 $\mathbf{r}_0 = (x_0, y_0, z_0)$ 分别为场点与浮体湿表面上的源点, $G(\mathbf{r}, \mathbf{r}_0)$ 是满足 Laplace 方程、水面和水

底边界条件以及远场辐射条件的 Green 函数. $\sigma_k(\mathbf{r}_0)$ 为源强, 由平均湿表面上辐射波速度势应满足的 Price-Wu 广义流固耦合界面条件^[2-4]求得

$$\frac{\partial \phi_k}{\partial n} = \mathbf{n} \cdot \left[i\omega_e \mathbf{u}_k + \frac{1}{2} (\nabla \times \mathbf{u}_k) \times \mathbf{W} - (\mathbf{u}_k \cdot \nabla) \mathbf{W} \right] \quad \text{on } \bar{S}, \quad (8)$$

入射波与绕射波在船舶湿表面上满足如下边界条件:

$$\frac{\partial \phi_D}{\partial n} = -\frac{\partial \phi_o}{\partial n} \quad \text{on } \bar{S}, \quad (9)$$

绕射波速度势可表达为(7)式同样的形式. 从而当入射波 $\phi_o(t)$ 已知时, 可用(9)式求解源强, 获得 $\phi_D(t)$.

通过方程(2)求得主坐标 $q_r(t)$ 后, 即可得到船体在波浪激励下的刚体运动(耐波性)响应、结构动变形响应, 同样可得到柔性浮体周围三维流场的耦合运动与兴波信息.

2.1.2 船舶非线性水弹性理论

三维非线性水弹性力学理论计及了波浪中航行船舶周围流场的一阶速度势及其一阶运动与变形响应对二阶流场作用力与二阶结构响应的贡献, 用于研究高海情条件下航行船舶结构的非线性响应^[8-10]. 当船舶在谱密度为 $S_\zeta(\omega)$ 的不规则波浪中以恒定速度 U 前进时, 波幅 $\zeta(t)$ 可表示为

$$\begin{aligned} \zeta(t) = & \sum_{j=1}^N \varsigma_j \cos(\omega_{ej} t + \varepsilon_j), \\ \varsigma_j = & \sqrt{2S_\zeta(\omega_{ej}) \Delta \omega_{ej}}, \end{aligned} \quad (10)$$

此时的一阶线性波速度势及广义波浪激励力可表示为

$$\begin{aligned} \Phi = & U \bar{\phi}(\mathbf{r}) + \sum_{j=1}^N \varsigma_j \left[\phi_o(\mathbf{r}, \omega_{ej}) + \phi_D(\mathbf{r}, \omega_{ej}) \right. \\ & \left. + \sum_{k=1}^m \varphi_k(\mathbf{r}, \omega_{ej}) q_k(\omega_{ej}) \right] e^{i(\omega_{ej} t + \varepsilon_j)}, \end{aligned} \quad (11)$$

$$\begin{aligned} \Xi_r^{(1)} = & \sum_{j=1}^N \varsigma_j \rho \iint_{\bar{S}} [\mathbf{n} \cdot \mathbf{u}_r (i\omega_{ej} + \mathbf{W} \cdot \nabla) (\phi_o + \phi_D)] \\ & \times dS e^{i(\omega_{ej} t + \varepsilon_j)}, \end{aligned} \quad (12)$$

考虑了高海情环境中船舶的大角度横摇、纵摇与艏摇, 及船体瞬时湿表面相对于平均湿表面变化两个主

要因素引起的非线性水动力作用后, 在方程(2)的右端会增加一个由前者推导来的二阶广义激励力列向量 $\{Z^{(2)}\}$ 和由后者推导来的二阶广义激励力列向量 $\{\Delta Z^{(2)}\}$, 形成非线性广义流固耦合动力学方程:

$$[a+A]\{\ddot{p}\} + [b+B]\{\dot{p}\} + [c+C]\{p\} = \{\Xi^{(1)}\} + \{Z^{(2)}\} + \{\Delta Z^{(2)}\}, \quad (13)$$

其中, $\{p\}$ 为待求解的线性与非线性总响应的主坐标列向量. 对波浪中运动的船舶而言, 在广义二阶流体力 $\{Z^{(2)}\}$ 和 $\{\Delta Z^{(2)}\}$ 中, 由浮体大转角与瞬时湿表面引起的一阶流体压力的贡献^[8]占主导地位. 可以证明, 可通过围绕浮体平均水线 C_w 的线积分求解得到

$$\begin{aligned} \Delta Z_r^{(2)}(t) &= \rho \iint_{\Delta S} \mathbf{n} \cdot \mathbf{u}_r \left[\left(\frac{\partial}{\partial t} + \mathbf{W} \cdot \nabla \right) \Phi \right. \\ &\quad \left. + \frac{1}{2}(W^2 - U^2) \right. \\ &\quad \left. + \frac{1}{2}(\mathbf{u}_r \cdot \nabla) W^2 \right] + g(z+w) \Big] dS \\ &= -\rho g \oint_{C_w} \mathbf{n} \cdot \mathbf{u}_r (w-\zeta)^2 (1-n_3^2)^{-1/2} dl, \end{aligned} \quad (14)$$

式中, $\Delta S = S(t) - \bar{S}$ 为瞬时湿表面与平均湿表面之差, $(w-\zeta)$ 为水线处船体任一点与该处波面间的垂向相对位移, n_3 为浮体湿表面法向量的 z 向分量. 非线性波浪载荷包含有波频成分、差频成分以及和频成分. 因此, 计入非线性波浪载荷的影响后, 主坐标的解同样包含有上述三种分量.

2.1.3 复杂环境条件下的浮体水弹性理论

对于布设在岛礁附近或近岸浅水域的浮式结构物, 其遭受的入射波、绕射波和辐射波受海底地形与岛礁绕射作用的影响, 与前述船舶水弹性力学分析方法所适用的深水或均匀水深开阔海域环境大不相同. 为使复杂地理环境条件下浮体水弹性响应的入射波、绕射波和辐射波问题都在真实的复杂海底地形条件下求解^[13,14], 将海洋波浪传播理论、浮体三维势流理论和水弹性力学理论相结合, 发展了水波局域模型-Boussinesq 方程与包含复杂海底地形和时空分布不均匀波浪环境中的水弹性力学方程的耦合求解, 建立了“复杂浅海地形环境中波浪与超大型浮体水弹性响应

的直接耦合分析方法”. 该方法引入一个围绕浮体的虚拟控制面, 其外域采用可以考虑复杂海底地形对波浪传播变形影响的 Boussinesq 模型, 内域采用可考虑波浪、浮式结构物及海底地形边界相互作用的 Rankine 源模型. 在虚拟控制面边界上, 外场的 Boussinesq 模型给出的特征位置处的水平流速按照经水池试验验证的公式转化为水平流速的垂向分布, 和波面升高, 与内场求得的三维流速解建立一组连续条件, 将两者耦合起来.

外域中波浪传播变形的模拟采用 Wei 等人^[25] 的完全非线性 Boussinesq 方程. 该方程既适用于中等水深, 又可用于波浪的强非线性相互作用.

对于零航速浮体, 内域流场只包含非稳态流场速度势, 可分解为入射波速度势 ϕ_o , 绕射波速度势 ϕ_D 和辐射波速度势 ϕ . 其中入射波速度势可通过外域流场计算得到; 辐射波速度势可进一步分解为瞬时效应和记忆效应部分^[7], 即

$$\begin{aligned} \phi(\mathbf{r}, t) &= \sum_k \int_0^t \phi_k(\mathbf{r}, \tau) \dot{p}_k(t-\tau) d\tau, \\ \phi_k(\mathbf{r}, t) &= \psi_{1k}(\mathbf{r}) \delta(t) + \chi_k(\mathbf{r}, t). \end{aligned} \quad (15)$$

速度势 $\phi_o(\mathbf{r}, t)$, $\phi_D(\mathbf{r}, t)$, $\psi_{1k}(\mathbf{r})$ 和 $\chi_k(\mathbf{r}, t)$ 均满足 Laplace 方程. 用 $\tilde{\phi}$ 表达其中任何一个, 在整个内域边界 $\sum S = \bar{S}_B + S_C + S_{FI} + S_{BTI}$ 布置 Rankine 源, 可证明, $\tilde{\phi}$ 可表达为

$$2\pi\tilde{\phi}(\mathbf{r}) = \iint_S \left[\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial n} \tilde{\phi}(\mathbf{r}_0, t) - \tilde{\phi}(\mathbf{r}_0, t) \frac{\partial}{\partial n} \frac{1}{r} \right] dS, \quad (16)$$

式中, $r = |\mathbf{r} - \mathbf{r}_0|$, $\mathbf{r}_0 = (x_0, y_0, z_0)$ 是源点. $\mathbf{n}$ 是边界上 $\mathbf{r}_0$ 处的单位法向量.

从而, 时域水弹性响应方程可表示为

$$[a+A]\{\ddot{p}(t)\} + [b+B]\{\dot{p}(t)\} + [c+C+\Delta C]\{p(t)\} + \int_0^t [K(t-\tau)]\{\dot{p}(\tau)\} d\tau = \{F_o(t)\} + \{F_D(t)\}, \quad (17)$$

式中, $\{F_o(t)\}$ 和 $\{F_D(t)\}$ 分别为入射波激励力和绕射波激励力; $[K(t)]$ 为辐射波激励力的脉冲响应函数矩阵; $[\Delta C]$ 为由浮体复杂系泊系统提供的附加刚度矩阵^[2].

基于这些方程、边界条件及相关的数值方法, 形

成了可进行复杂环境条件下由多模块、连接器、系泊系统构成的超大型浮体的时域水弹性直接耦合分析方法^[13,14]及软件THAFTS-BR.

2.2 海洋水声波导环境中的船舶三维声弹性理论

在分析声介质流场中船舶结构流固耦合振动与声辐射的三维声弹性理论^[15,17-21]中, 方程(1)–(5)和方程(7)–(9)依然适用, 但所有的频域速度势 ϕ 满足Helmholtz方程^[26]. 相应的Green函数 $G(\mathbf{r}, \mathbf{r}_0)$ 描述了由位于 $\mathbf{r}_0$ 位置处的单极子点源所产生的水声场.

船舶的航行速度远小于水中声速, 因此在声学分析中航速对自由液面边界条件的影响可以忽略, 在方程(7)中可直接采用零航速Green函数. 各类海洋水声波导环境中的Green函数可参见文献^[18]. 为研究有限水深海域中船舶的声学特征, 可采用一种较常用的Pekeris水声波导模型^[26]所述的Green函数. 在该模型中, 海面为理想的压力释放边界条件, 海底是已知密度和声速的半无限空间声介质模型. 文献^[19-21]据此建立了有限水深海洋声学环境中的船舶三维声弹性理论及分析方法.

由式(7), (8)和Pekeris波导Green函数, 可以求解出船体湿表面上对应于船体各阶干振型的辐射势源强, 从而由(3)–(5)式获得船体声学响应的广义水动力系数矩阵. 船舶经受已知机械激励力 $\mathbf{F}_j(x_j, y_j, z_j)$ ($j=1, 2, \dots, N$)及入射声波激励时, 方程(2)右端广义激励力列向量的元素可表达为

$$\Xi_r^{(1)} = \rho \iint_S \mathbf{u}_r \cdot \mathbf{n} \left(i\omega - U \frac{\partial}{\partial x} \right) (\phi_o + \phi_D) dS + \sum_{j=1}^N \mathbf{u}_r(x_j, y_j, z_j) \cdot \mathbf{F}_j(x_j, y_j, z_j), \quad (18)$$

由方程(2)与(18)式求解模态主坐标响应; (1)式和(7)式给出结构振动响应与水中辐射声波速度势. 水中任一观察点 (x, y, z) 处的声压可由下式计算得到

$$p(x, y, z, \omega) = -\rho \left(i\omega - U \frac{\partial}{\partial x} \right) \phi, \quad (19)$$

由声压可换算出声压级 L_p ; 距重心1 m处的声压级称为声源级 SL_p , 用分贝表达. 按球面波衰减规律, 计算公式如下

$$SL_p = 20 \log_{10} \left(\frac{|p|}{p_0} \right) + 20 \log_{10} R, \quad (20)$$

其中, R 为观察点离浮体重心的距离, 基准声压 $p_0 = 1 \times 10^{-6} \text{ Pa}$, $|p|$ 取观察点声压的有效值.

3 三维水弹性理论的应用示例

3.1 大型矿砂船的水弹性响应分析^[27]

大型运输船因尺度大, 结构湿频率低, 往往落在波浪激励频率范围内, 易产生波激振动而导致疲劳损伤. 例如, 一型超大型矿砂船, 在特征周期较小的非规则波中航行时, 始终出现两节弯曲振动响应. 因此, 水弹性响应分析便成为大型船舶安全性设计评估不可缺少的重要手段. 图1是一型垂线间长410 m、宽68 m、满载排水量约55万吨的超大型矿砂船的外载荷和水弹性响应水池试验分段模型, 缩尺比1:73.5. 为测量8个横剖面的垂向弯矩, 将船模分为9段, 用模拟实船结构垂向弯曲刚度的两根脊梁梁连成整体.

基于船体梁有限元模型计算空气中的干模态, 用船舶三维水弹性分析软件THAFTS^[22]进行了水弹性响应分析. 由静水中船模的锤击试验激起的中横剖面垂向弯矩响应频谱(图2)可获得如图中所标注的若干模态的湿谐振频率. 表1给出了换算到实船的测试值与实尺度船水弹性分析计算值的比较结果, 两者较为接近.

图3给出了零航速、顶浪情况下船体纵摇和2节点垂向弯曲模态的线性水弹性主坐标响应传递函数(RAO, 即单位波幅周期波作用下的响应)的计算结果. 纵摇RAO还与模型试验结果进行了对比. 图4给出了以15 kn航速在规则波中顶浪航行时, 船体中横剖面垂

图1 (网络版彩图)50万吨大型矿砂船分段模型^[27]

Figure 1 (Color online) The segmented model of the 500000 DWT ultra large ore carrier ^[27].

表 1 实尺度船体谐振频率(rad/s)

Table 1 Resonant frequencies of the full scale ship (rad/s)

阶数	模态	空气中固有频率	湿谐振频率(测试)	湿谐振频率(计算)		差值 (%)
				ω_e	$\omega_e \sqrt{L/g}$	
3	垂荡	—	0.50	0.47	3.04	6.0
5	纵摇	—	0.34	0.33	2.13	2.9
7	2节点垂向弯曲	2.93	2.17	2.08	13.45	4.1
8	3节点垂向弯曲	7.35	4.98	4.83	31.23	3.0

图 2 静水中船模中横剖面垂向弯矩的锤击响应结果^[27]

Figure 2 The hammer test results of the midship VBM response of the model in calm water ^[27].

向弯矩传递函数的线性理论计算结果与模型试验结果的比较. 由于受水池造短波能力的限制, 试验结果仅覆盖 $\omega_e \sqrt{L/g} < 5.9$ 的频段. 显然, 两图中计算与试验结果均吻合良好; 在2节点垂向弯曲模态RAO图的 $\omega_e \sqrt{L/g} = 13.45$ 处出现了显著的2节点垂向弯曲谐振峰.

在评估一艘波浪中航行的船舶的载荷与响应时, 波激振动(Springing)和船体瞬时湿表面变化引起的非线性作用往往是不可忽略的重要因素. 采用2.1节中的水弹性理论及相应的软件, 可分析50万吨矿砂船的载荷与响应规律. 图5是在有义波高 $H_s=3.64$ m, 特征周期 $T_2=7.69$ s的非规则波中, 以15 kn航速顶浪航行时, 用非线性理论方法预报的该船中横剖面垂向弯矩时间变化曲线. 实线是不计船体弹性变形时, 波浪与刚体运动引起的弯矩分量, 称为“波浪弯矩”(WM); 虚线是加上弹性效应的波激振动弯矩分量后的“总弯矩”(CM). 显然, CM中呈现了2节点垂向弯曲谐振.

用线性、非线性方法计算该船在航线上会遭遇的

图 3 线性水弹性主坐标响应传递函数(零航速, 顶浪)^[27]. (a) 纵摇; (b) 2节点垂向弯曲模态

Figure 3 RAOs of the principal coordinates predicted by the linear theory ($U=0$ m/s, head sea) ^[27]. (a) Pitch; (b) 2-node vertical bending mode.

若干典型非规则波海况中的响应, 可以发现, 在 $T_2=6.45-7.69$ s, $H_s=2.65-5.92$ m的海况中, 波浪谱能量的频率范围覆盖了该船的2节点垂向弯曲谐振频率, 波激振动十分显著, 对中横剖面垂向弯矩有义值的贡献, 表达为 $(CM-WM)/CM$, 达到23%–36%; 中横剖面垂向总弯矩CM有义值的计算预报值与模型试验值相差约1.8%–13.6%. 在这些非规则波海况中, 虽然随着有义波高增大, 中横剖面垂向波浪弯矩WM与总弯矩CM的有义值也显著增大, 但非线性效应的贡献, 表达为 $(CM_{non}-CM_{lin})/CM_{non}$, 不超过5%.

图 4 船体中横剖面垂向弯矩传递函数(15 kn航速, 顶浪)^[27]
Figure 4 RAOs of the VBMs at the midship section of the ship ($U=15$ kn, head wave) [27].

图 5 非线性理论预报的中横剖面垂向弯矩时历曲线(航速 15 kn, 顶浪, $H_s=3.64$ m, $T_2=7.69$ s)^[27]
Figure 5 Time histories of the non-linear predictions of the midship VBMs (CM: the total VBM including springing component; WM: the wave induced component) ($U=15$ kn, head sea, $H_s=3.64$ m, $T_2=7.69$ s) [27].

针对该船从中国海港到巴西、澳大利亚、非洲有关海港的三条预期航线, 调查沿各航线的一系列波浪谱出现概率的长期统计结果; 对每一个波浪谱的出现周期用上述水弹性分析方法计算船体结构外载荷与热点部位应力, 结合Palmgren-Miner 准则与S-N 曲线, 给出相关波浪谱条件下热点部位疲劳损伤的短期预报; 按波浪长期统计数据, 累计所有波浪谱条件下的短期预报结果, 获得该船在预定航线上运营时, 结构各热点部位长期疲劳损伤的评估结论. 这是用三维水弹性分析方法进行船舶安全性评估的一个典型实例.

3.2 非均匀波浪环境中的超大型海洋浮体水弹性响应分析

布设在岛礁附近海域的千米级超大型浮体会遭遇空间分布显著不均匀的波浪, 从而产生与深水开阔海域环境中显著不同的结构动响应. 利用复杂环境条件

下浮体水弹性响应直接耦合分析方法和软件THAFTS-BR分析了一座布设在岛礁海域, 由8个相同的半潜式平台模块用7对连接器(C1-C14)首尾相连构成的八模块超大型浮体的运动响应和模块间连接器载荷. 每个模块长300 m, 宽100 m, 高27 m. 其几何外形、水动力线型、质量、惯量、连接器刚度等均与实尺度超大型浮体几何相似, 如图6所示.

2017年在上海交通大学波浪水池中开展了该超大型浮体的1:100缩比模型试验^[28]. 试验中模拟了岛礁遮蔽、非均匀海底、多模块耦合、系泊系统等因素的影响(图7). 预报与试验结果的比较不仅验证了理论方法和软件的正确性和适用性, 也为近岛礁超大型浮体的设计与安全性评估提供了重要依据.

这类超大型浮体在波浪中的模块刚体运动位移远大于结构弹性变形位移; 连接器变形远大于结构变形. 因此在初步设计阶段, 可把连接器基座处平台结构的变形刚度与连接器刚度合并为连接器的“等效刚度”, 把各模块简化为刚体, 从而用“刚性模块-柔性连接器

图 6 (网络版彩图)八模块超大型浮体模型示意图
Figure 6 (Color online) The model of the 8-module very large floating structure.

图 7 (网络版彩图)水池试验照片及池底斜坡造型示意图
Figure 7 (Color online) The wave basin test and illustration of the seabed simulation.

(RMFC)”模型进行超大型浮体的水弹性分析与模型试验, 以考核其动响应和连接器安全性.

图8给出了波幅3.0 m、周期13.0 s的远场规则长峰波传播到所考察的岛礁与浮体区域时, 某一时刻预报的波面演化图及13个测点处测量波高的比较图.

可以发现: 1) 由于岛礁模型的遮蔽和绕射效应, 八模块超大型浮体不同位置处的波高与浪向出现了非常明显的非均匀性; 2) 波高分布规律与水池模型试验的测量结果吻合良好, 验证了直接耦合分析方法预报地理环境与浮体引起的非均匀波浪场的适用性.

图9对比了八模块超大型浮体中第4、5模块间C7连接器所载荷的传递函数(RAO)的预报与试验结果, 可见两者吻合良好. 经分析可以发现, 连接器载荷的峰值主要集中在0.45–0.55 rad/s(周期11.42–13.96 s)与

图8 (网络版彩图)远场规则来波($H=3.0$ m, $T=13.0$ s)在岛礁与浮体区域传播演化的计算与测量结果. (a) 某一时刻波面演化图; (b) 13个测点处计算与测试波高的对比

Figure 8 (Color online) The predicted and measured wave evolution in the island and VLFS region for an incident regular wave ($H=3.0$ m, $T=13.0$ s). (a) The predicted wave surface evolution at a time; (b) comparison of predicted and measured wave heights at 13 measuring points.

图9 C7连接器受力传递函数(RAO)的预报与试验结果. (a) $C7-F_x$; (b) $C7-F_y$; (c) $C7-F_z$

Figure 9 Comparison of predictions and test results of the response amplitude operators of the connector force components acting on C7. (a) $C7-F_x$; (b) $C7-F_y$; (c) $C7-F_z$.

0.75–0.95 rad/s(周期6.61–8.37 s)两个频率段. 其中第二个频率区间正是近岛礁海域常见的波频区间. 因此, 设计超大型浮体及其连接器时, 应使其在水中的谐振频率尽量远离所处海域的常见波浪频率, 以免激起较大的连接器载荷.

4 三维声弹性理论的应用

三维声弹性分析方法与软件已经过多种尺度模型和实船试验的验证. 有关方法不仅已用于船舶声学设

计的评估与优化, 也为研究基础性问题提供了手段. 其中一个倍受关注的基础问题是如何在实际海洋水声环境中科学地测量与评定一艘船舶的水下辐射噪声. 该问题不仅涉及所处海洋环境的信噪比, 还取决于船舶噪声的近远场分布特征、信号采样与处理方法、所处海域水声传播规律、水深潜深及航速等诸多因素. 针对该问题, 本节用一简化的水下船舶模型, 探讨观察点远近对船舶声源级定量评定的影响.

4.1 加筋圆柱壳模型水下声辐射预报与试验验证

图10是放置于水深65 m水域中水面下10 m的一个直径0.72 m、长0.99 m的钢质单层加筋圆柱壳. 它受一台内置机械的法向集中力激励时, 用THAFTS-Acoustic软件计算距圆柱壳轴线5.2 m的水听器处“感受到”的辐射声压的传递函数频谱(换算为声源级, 用三分之一倍频程形式表达), 与试验结果比较, 示于图11. 两者吻合良好, 验证了理论方法的合理性^[29].

4.2 水下单壳船舶计算模型和水声环境

图12是一个假想的长度67.7 m、有7个舱室的水下单壳潜艇的简化结构模型. 结构材料参数为: 密度 7800 kg/m^3 , 杨氏模量 $2.1 \times 10^{11} \text{ N/m}^2$, 泊松比0.3, 干模态阻尼比0.01. 在III舱、V舱和VII舱的艇底壳板上施加了三个垂向宽频激励力. 激励力谱根据一艘旧船中三台典型机械设备安装处的基座面板加速度响应反算得到, 如图13所示. 横坐标 ω 为激励角频率, L 表示船长, g 为重力加速度. 三个激励力互不相关, 引入 $[0, 2\pi]$ 均匀分布的随机相位差.

采用THAFTS-Acoustic软件及海水与海底的密度和声速参数如表2所示的Pekeris水声波导模型, 计算图12水下单壳船体在水深500 m、潜深250 m和水深65 m、潜深30 m两种海洋环境(分别称为“深水环境”和“浅水环境”)中受三台设备激励时的声辐射, 观察辐射声场的分布规律.

4.3 深水环境中观察点远近对水下船舶声源级评定的影响

船舶辐射噪声场的空间分布在图14所示的以重心为原点、随体运动的坐标系 $Oxyz$ 中描述.

图15给出了“深水环境”中计算得到的辐射噪声声

图10 (网络版彩图)加筋圆柱壳模型水下辐射噪声测试. (a) 加筋圆柱壳试验模型; (b) 模型吊放及水听器布置示意图
Figure 10 (Color online) Acoustic radiation test of the stiffened cylindrical shell. (a) The test model of a stiffened cylindrical shell; (b) a sketch of the model test layout.

图11 (网络版彩图)辐射声压声源级传递函数计算与试验结果的比较

Figure 11 (Color online) Comparison of the predicted and measured RAO of the radiation noise source level produced by the stiffened cylindrical shell.

压 p 空间分布按公式(20)换算为声源级 SL_p 频谱后, 在20 Hz与100 Hz ($\omega\sqrt{L/g}$ 为330.1及1650.6) 两个频率点上的值沿 y 轴的分布规律. 图中呈现振荡特点的虚线是

图 12 (网络版彩图)有7个舱室(I-VII)的单层壳水下结构计算模型
Figure 12 (Color online) A simplified model of an underwater 7-cabin single-shell.

图 13 (网络版彩图)由三台典型机械设备引起的激励力谱
Figure 13 (Color online) Excitation force spectra induced by three typical ship board machineries.

“深水环境”计算结果, $y/L > 4$ 的三段细实折线分别表示若遵循球面波衰减规律、球面-柱面波过渡规律及柱面波衰减规律, 应该有的变化趋势. 图中在4倍艇长 ($y/L < 4$) 距离内还用粗实线给出了该艇在无界流场环境中的声源级计算结果.

可见, 在深水环境中, 船体附近的声源级曲线和无界流场环境中的声源级曲线较为接近; 随着沿 y 轴距离的增大, 声源级曲线呈现出“近场声影响区”到“球面波衰减区”, 再到“球面-柱面波过渡衰减区”, 最后到“柱面波衰减区”的演变规律. 图15中曲线的右端尚未完全进入“柱面波衰减区”.

近场衰减波不会传递到远场. 因此, 选择辐射噪声测量点(观察点)位置的条件应是保证近场衰减波对辐射噪声声压信号的干扰量在允许范围内. 文献[21]的分析指出, 当观察点离船体中纵轴线的距离大于0.7–1

表 2 计算采用的水深和潜深环境参数

Table 2 Environmental parameters used for calculation

参数	水深 (m)	潜深 (m)	海水		海底		水面声反射系数	海底声反射系数
			ρ (kg/m ³)	c (m/s)	ρ_1 (kg/m ³)	c_1 (m/s)		
深水环境	500	250	1025	1500	2600	1620	-1.0	0.46–1.0, 与声波入射角有关
浅水环境	65	30

图 14 (网络版彩图)观察辐射噪声场的随体坐标系
Figure 14 (Color online) The body-fixed coordinate system for the radiation noise observation.

倍船长时, 将进入或接近“球面波规律衰减区”, 基本满足远场测试条件. 这与图15显示的规律基本一致. 当观察点 y 坐标进入球面波规律衰减区时, 声源级曲线出现了较有规律的波动. 该算例中, 水面的声反射系数为 -1. 水底声反射系数与声波入射角有关, 在船体附近约为0.46, 远离船体时趋于1; 因此在球面波规律衰减区内, 水面的反射强于水底, 在该区域内声源级曲线的波动更多地受到水面声反射的影响, 且主要是第一次反射的贡献. 近似估算表明, 在离船体较近的球面波规律衰减区内, 声源级曲线两个相邻峰之间的距离约为 c/f (c 为声速, f 为频率); 随着观察点逐渐远离船体, 声源级曲线两个相邻峰之间的距离会逐渐增大. 当观察点远离球面波规律衰减区时, 因水面和水底的多次声反射, 声源级曲线的波动更为复杂.

由于在距离大于船长处的声压波动, 测量声压与分析船舶辐射噪声的声源级特性时, 需要采用一定频带宽度内的能量平均或者多个观察点位置处的能量平均等方法改善测量评估效果.

图16是在 y 轴上 $y = 0.3L, 0.5L, 0.7L, 1.0L$ 四个观察点处计算给出的声源级频谱图. 可见, 离船体正横方向 $0.7L$ 和 $1.0L$ 处两个观察点的声源级频谱曲线已更为接近.

4.4 浅水环境中观察点远近对水下船舶声源级评定的影响

在“浅水环境”中, 20 Hz 与 100 Hz 两个频率点上声

图 15 (网络版彩图)“深水环境”中声压声源级沿 y 坐标变化的计算结果. (a) 频率 20 Hz ($\omega\sqrt{L/g} = 330.1$); (b) 频率 100 Hz ($\omega\sqrt{L/g} = 1650.6$)

Figure 15 Variation of the predicted acoustic pressure source level along the y -axis in “Deep-Sea Case”. (a) Frequency 20 Hz ($\omega\sqrt{L/g} = 330.1$); (b) frequency 100 Hz ($\omega\sqrt{L/g} = 1650.6$).

图 16 (网络版彩图)“深水环境”中船体正横向 4 个距离处观察点给出的声源级频谱

Figure 16 (Color online) Spectra of acoustic pressure source levels obtained from 4 observation distances along y -axis.

源级沿 y 坐标变化的计算结果示于图 17. 可见, 即使在船体附近, 浅水环境中的声源级曲线与无界流场环境中的声源级曲线仍有较大差异; 随着观察点与船体间

图 17 (网络版彩图)“浅水环境”中声压声源级沿 y 坐标变化的计算结果. (a) 频率 20 Hz ($\omega\sqrt{L/g} = 330.1$); (b) 频率 100 Hz ($\omega\sqrt{L/g} = 1650.6$)

Figure 17 (Color online) Variation of the predicted acoustic pressure source level along the y -axis in “Shallow-Sea Case”. (a) Frequency 20 Hz ($\omega\sqrt{L/g} = 330.1$); (b) frequency 100 Hz ($\omega\sqrt{L/g} = 1650.6$).

距离的增大, 类似“深水环境”的结果, “浅水环境”中声源级也出现了由“近场声影响区”到“球面波衰减区”, 再到“球面-柱面波过渡衰减区”, 最后为“柱面波衰减区”的演变规律.

比较图 15 和 17 可知, 浅水环境中的总声源级变化规律与深水环境不同. 当水深较浅时, 水面和水底声反射的影响会更大, 多次反射对观察点处声压的影响会更明显. 从简正波的角度分析, 水深较浅、频率较低时, 传递到远处的往往只有一个简正波, 在远离船体的区域内声源级曲线的波动会较小.

由于水面、水底声反射的影响, 即使在船体特征尺度范围内, 浅水环境和深水环境中的声压变化规律也存在一定的差异. 在测评水下结构声辐射定量特性时, 应关注环境的影响, 确定方案与处理数据.

5 结论

本文简要阐述了船舶水弹性力学与声弹性力学的

研究内涵、部分研究进展以及理论方法的基本内容. 以一艘大型船舶与一个超大型海洋浮体为例, 简述了三维水弹性力学分析方法及软件在海洋结构物波激励响应分析中的部分作用; 以一个单层壳水下结构为例, 使用海洋水声波导环境中的船舶声弹性理论及分析软件探讨了观察点远近对船舶辐射噪声定量评定的影响. 船舶三维水弹性、声弹性理论及计算技术是在工程需求牵引下, 将力学理论方法用于解决海洋装备研究、设计与使用中的重要技术问题的产物. 因而该领域理论与应用技术的发展有强劲的生命力, 将随着自身的发展, 为探索新型海洋装备的力学与声学规律、改进与优化设计方案、建立设计规则、保障有效运行不断提供科学、有效的手段.

船舶水弹性力学理论及应用技术将在下述值得关注的方向上取得进一步的发展:

- 1) 三维波浪砰击、非线性波浪激励力、非线性湿表面效应等复杂因素作用下的船舶三维时域水弹性分析理论及方法;
- 2) 复杂海洋地理及变水深环境下浮式结构物水弹性响应及结构安全性评估的三维水弹性理论与计算方法;
- 3) 三维水弹性理论预报和模型试验结果的不确定度分析及实船测试验证;

4) 根据近远程气象海况信息进行船舶安全性实时分析及经济航线实时优化的智能操控技术;

5) 基于船舶结构动响应实时测量的波浪环境反演技术;

6) 柔性仿生体的水弹性分析理论及其动响应的主被动控制技术, 等等.

船舶三维声弹性理论及应用技术将会朝着下述重要方向, 继续开拓发展:

- 1) 温盐密分层变化的复杂海洋水声信道环境中的船舶三维声弹性理论与计算方法;
- 2) 与子结构技术、参数化建模技术及数据库技术相结合、基于三维声弹性分析的船舶定量声学设计技术及总体与系统的智能优化技术;
- 3) 水中声场信息观察方式及海域环境特征对船舶噪声水平评定效果的影响机理及规律分析;
- 4) 机械系统与操控瞬态噪声的声弹性分析技术;
- 5) 激励源在线监测与结构声弹性分析相结合的船舶声隐身状态自动监测与智能操控技术, 等等.

船舶三维水弹性和声弹性计算分析方法与超级计算机系统技术相结合, 将为大型船舶与海洋工程结构物流固耦合高性能应用软件系统, 为海洋装备技术的创新发展提供良好的条件.

参考文献

- 1 Bishop R E D, Price W G. Hydroelasticity of Ships. Cambridge: Cambridge University Press, 1979
- 2 Wu Y S. Hydroelasticity of Floating Bodies. Dissertation for Doctoral Degree. London: Brunel University, 1984
- 3 Price W G, Wu Y S. Hydroelasticity of marine structure. The 16th International Congress of Theoretical and Applied Mechanics (IUTAM). Lyngby, Denmark, 1984
- 4 Bishop R E D, Price W G, Wu Y. A general linear hydroelasticity theory of floating structures moving in a seaway. *Philos Trans R Soc A-Math Phys Eng Sci*, 1986, 316: 375–426
- 5 Newman J N. The theory of ship motions. *Adv Appl Mech*, 1978, 18: 221–285
- 6 Du S X. Perfect Frequency Domain Analysis Method of Linear Three-dimensional Hydroelasticity of Ships with Forward Speed (in Chinese). Dissertation for Doctoral Degree. Wuxi: China Ship Scientific Research Center, 1996 [杜双兴. 完善的三维航行船舶线性水弹性力学频域分析方法. 博士学位论文. 无锡: 中国船舶科学研究中心, 1996]
- 7 Wang D Y, Wu Y S. Three dimensional hydroelastic analysis in time domain with application to an elastic ship model (in Chinese). *J Hydrodyn*, 1998, 10(4): 54–61 [王大云, 吴有生. 三维时域水弹性分析及其在弹性船模中的应用. 水动力学研究与进展, 1998, 10(4): 54–61]
- 8 Wu Y S, Maeda H, Kinoshita T. The second order hydrodynamic actions on a flexible body. *Seisan-Kenkyu*, Institute of Industrial Science of University of Tokyo, 1997, 49(4): 8–19
- 9 Tian C, Wu Y S. The second-order hydroelastic analysis of a SWATH ship moving in large-amplitude waves. *J HydroDyn Ser B*, 2006, 18: 631–639
- 10 Wu Y S, Tian C. A non-linear hydroelasticity theory of ships and its application. *Fluid-Structure Interaction in Ocean Engineering*. Edwin K, ed.

- IUTAM Bookseries, Springer, 2008, 307–320
- 11 Wu Y S, Cui W C. Advances in the three-dimensional hydroelasticity of Ships. *Proc IMechE*, 2009, 223: 331–348
 - 12 Wu Y S, Chen R Z, Lin J R. Experimental technique of hydroelastic ship model. In: *Proceedings of the 3rd International Conference on Hydroelasticity in Marine Technology*. Oxford, UK, 2003. 131–142
 - 13 Wu Y S, Ding J, Li Z W, et al. Hydroelastic responses of VLFS deployed near islands and reefs. In: *Proceedings of the ASME 2017 36th International Conference on Ocean, Offshore and Arctic Engineering, OMAE2017 (The Honouring Symposium for Prof. Torgeir Moan)*. Trondheim, Norway, June, 2017, 25–30
 - 14 Wu Y, Ding J, Tian C, et al. Numerical analysis and model tests of a three-module VLFS deployed near islands and reefs. *J Ocean Eng Mar Energy*, 2018, 4: 111–122
 - 15 Zou M S, Wu Y S. Sono-elasticity of ships and the related applications (in Chinese). *Adv Mech*, 2017, 47: 385–428 [邹明松, 吴有生. 船舶声弹性力学理论及其应用. *力学进展*, 2017, 47: 385–428]
 - 16 Malenica S, Derbanne Q. Hydroelastic issues in the design of ultra large container ships-TULCS project. In: *Proceedings of the 6th International Conference on Hydroelasticity in Marine Technology*. Tokyo, Japan, September 2012, 233–246
 - 17 Zhou M, Wu Y, Ye Y. Three-dimensional hydroelasticity analysis of acoustic responses of ship structures. *J HydroDyn Ser B*, 2010, 22: 844–851
 - 18 Jensen F B, Kuperman W A, Porter M B, et al. *Computational Ocean Acoustics*. 2nd ed. Berlin: Springer, 2011
 - 19 Zou M, Wu Y, Liu Y, et al. A three-dimensional hydroelasticity theory for ship structures in acoustic field of shallow sea. *J HydroDyn Ser B*, 2013, 25: 929–937
 - 20 Zou M S, Wu Y S, Liu Y M. The application of three-dimensional hydroelastic analysis of ship structures in Pekeris hydro-acoustic waveguide environment. *Acta Mech Sin*, 2014, 30: 59–66
 - 21 Zou M S. Three-dimensional Sono-elasticity of Ships (in Chinese). Dissertation for Doctoral Degree. Wuxi: China Ship Scientific Research Center, 2014 [邹明松. 船舶三维声弹性理论. 博士学位论文. 无锡: 中国船舶科学研究中心, 2014]
 - 22 CSSRC Manual. The Software of Three-dimensional Hydroelastic Analyses of Ships THAFTS and NTHAFTS-Theories and User's Manual. Wuxi: China Ship Scientific Research Center, 2011
 - 23 CSSRC Manual. The Software of Three-dimensional Hydroelastic Analyses of Ships THAFTS-Acoustic-Theories and User's Manual. Wuxi: China Ship Scientific Research Center, 2015
 - 24 Brard R. The representation of a given ship form by singularity distribution when the boundary condition on the free surface is linearised. *J Ship Res*, 1972, 16(1): 79–92
 - 25 Wei G, Kirby J T, Grilli S T, et al. A fully nonlinear Boussinesq model for surface waves. Part 1. Highly nonlinear unsteady waves. *J Fluid Mech*, 1995, 294: 71–92
 - 26 Yang S E. *Fundamentals of Hydro-acoustic Transmission* (in Chinese). Harbin: Harbin Engineering University Press, 1994 [杨士莪. 水声传播原理. 哈尔滨: 哈尔滨工程大学出版社, 1994]
 - 27 Hu J J, Wu Y S, Tian C, et al. Hydroelastic analysis and model tests on the structural responses and fatigue behaviours of an ultra-large ore carrier in waves. *Proc IMechE*, 2012, 226: 135–155
 - 28 Ding J, Wang X F, Xu S W, et al. Model Test Report of Hydrodynamic Performance for Eight Modules VLFS in Inhomogeneous Waves (in Chinese). Wuxi: China Ship Scientific Research Center, 2017 [丁军, 汪学锋, 徐胜文, 等. 非均匀波浪条件下超大型浮体(八模块)水动力性能水池模型试验报告. 无锡: 中国船舶科学研究中心, 2017]
 - 29 Zou M S, Wu Y S, Liu S X. A three-dimensional sono-elastic method of ships in finite depth water with experimental validation. *Ocean Eng*, 2018, 164: 238–247

Three-dimensional hydroelasticity theory of ships in waves and ocean-acoustic environment with applications

WU YouSheng^{1,2*}, ZOU MingSong^{1,2}, DING Jun¹, NI XinYun¹, TIAN Chao¹, SIMA Can^{1,2}
& LIU ShuXiao^{1,2}

¹ China Ship Scientific Research Center, Wuxi 214082, China;

² State Key Laboratory of Deep-Sea Manned Vehicles, Wuxi 214082, China

The three-dimensional (3D) hydroelasticity theory of floating structures established in 1984 embodies the predictions of seakeeping behaviors, structural loads, dynamic strength, fatigue, and vibration of a surface ship or an underwater vehicle travelling in the sea in a unified generalized fluid-structure interaction theory. After more than thirty years of development, this theory has been further extended to two main branches: the 3D hydroelasticity theories for examining the wave excited dynamic responses of ships, and the 3D hydroelasticity theories for investigating the machinery or propeller excited vibrations and underwater acoustic radiations of a ship. The latter is also called the 3D sono-elasticity theory of ships. Drawn by the momentum gained from the comprehensive demand of marine applications, China Ship Scientific Research Center (CSSRC) has been devoted to the systematic innovative research in creating the linear and non-linear 3D hydroelasticity theories of ships, the 3D hydroelasticity theory of floating structures deployed in complicated ocean geographical environment near islands and reefs, the 3D sono-elasticity theory of ships in ocean acoustic environment etc. together with developing the numerical methods and corresponding software. These have been extensively employed to solve the key technical problems, such as motion and structural response predictions, behavior and safety assessment, design check and optimization of surface ships, underwater vehicles and other marine structures. This paper is not to present the state of the art of the worldwide development of hydroelasticity theories, but to concisely described the concept and framework of the 3D hydroelasticity and sono-elasticity theories of ships which are mainly developed by the research group of CSSRC. Typical application examples of the hydroelastic analyses of a 500000 DWT ultra large ore carrier and an 8-module very large floating structure, as well as the sono-elastic analysis of a simplified submarine model are also briefly illustrated. Finally, simply mentioned are the important directions of future research in the field of hydroelasticity and sono-elasticity of ships.

ship, hydroelasticity, sono-elasticity, fluid-structure interaction, wave loads, vibration, acoustic radiation

PACS: 46.40.Jj, 47.35.-i, 43.40.+s

doi: [10.1360/SSPMA2018-00164](https://doi.org/10.1360/SSPMA2018-00164)