

文章编号: 1007-7294(2025)07-1134-13

舰船推进轴系-壳体耦合系统振动传递特性分析

田亚奇^{1a,2,3}, 张 聪^{1a,2,3}, 贾泽坤^{1b}

(1. 武汉理工大学 a. 交通与物流工程学院; b. 船海与能源动力工程学院, 武汉 430063; 2. 水路交通控制
全国重点实验室, 武汉 430063; 3. 国家水运安全工程技术研究中心, 武汉 430063)

摘要: 舰船的推进轴系与壳体之间存在着双向振动传递作用, 仅建立单一结构的动力学模型无法真实反映两者之间的振动耦合效应。本文基于解析法建立水下舰船推进轴系-壳体耦合系统的动力学模型, 其中壳体简化为水下锥柱组合壳, 推进轴系视为梁结构, 轴承简化为弹簧-阻尼-质量系统作为轴与壳之间的连接结构。采用功率流理论, 分析轴端、壳端不同方向激励下的输入功率流, 以及轴与壳之间经由轴承所传递的功率流, 并借助有限元法对解析法求解轴-壳耦合系统振动传递特性的有效性进行验证。结果表明: 激励施加在轴系端部时, 轴壳耦合系统的输入功率流更大; 轴-壳耦合效应会显著增加轴端激励下的输入功率流; 后艉轴承是轴-壳之间横向振动传递的主要路径。本研究可为水下舰船的减振降噪和优化设计提供理论支撑。

关键词: 功率流; 推进轴系; 浸没锥柱组合壳; 多跨梁; 解析法

中图分类号: U661.44 文献标识码: A doi: 10.3969/j.issn.1007-7294.2025.07.012

Analysis of vibration transmission characteristics of marine propulsion shafting-shell coupling system

TIAN Ya-qi^{1a,2,3}, ZHANG Cong^{1a,2,3}, JIA Ze-kun^{1b}

(1a. School of Transportation and Logistics Engineering; b. Ocean and Energy Power Engineering, Wuhan University of Technology, Wuhan 430063, China; 2. State Key Laboratory of Maritime Technology and Safety, Wuhan 430063, China; 3. National Engineering Research Center for Water Transport Safety, Wuhan 430063, China)

Abstract: There exists a two-way vibration transmission between the propulsion shafting system and the shell of an underwater vessel. A single structural dynamics model cannot accurately reflect the vibration coupling effect between the propulsion shafting and the shell. In this paper, a dynamic model of the propulsion shafting-shell coupling system of an underwater vessel was established using an analytical method. The shell was simplified as a combination of underwater conical-cylindrical shell, and the propulsion shafting was modeled as a beam structure. The bearing was simplified as a spring-damper-mass system to serve as the connecting structure between the shafting and the shell. Power flow theory was used to analyze the input power flow at the shafting end and shell end under different directions of excitation, as well as the power flow transmitted through the bearing between the shafting and the shell. In addition, the vibration transfer characteristics of the shafting-shell coupling system solved by the analytical method were verified by the finite element method. The results show that the input power flow of the shafting-shell coupling system is

收稿日期: 2025-02-18

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(522411102)

作者简介: 田亚奇(1997-), 男, 博士研究生;

张 聪(1986-), 女, 博士, 副教授, 通讯作者, E-mail: zhangcong@whut.edu.cn。

greater under shafting end excitation, the shafting-shell coupling effect can significantly increase the input power flow under shafting end excitation, and the rear stern bearing is the main path for transverse vibration transmission between the shafting and the shell. This research provides theoretical support for vibration reduction and noise optimization design of underwater vessels.

Key words: power flow; propulsion shafting; immersed conical-cylindrical shell; multi-span beam; analytical method

0 引 言

舰船在航行中,推进轴系会受到螺旋桨脉动力的激励而产生振动,并且随着舰船高速化、大型化的发展趋势,轴系刚度下降导致振动更加显著。船体作为一个大型薄壁空腔结构,在螺旋桨表面力、流体载荷等激励下也极易发生振动。推进轴系与船体之间通过轴承相连存在着振动耦合效应^[1],仅建立推进轴系或船体的动力学模型无法真实反映两者之间的双向振动传递作用。

近年来,很多学者都关注到了这种舰船推进轴系-壳体之间的振动耦合现象,从振动位移(速度、加速度)或轴承传递力的角度分析了舰船推进轴系-壳体系统的耦合特性。多位学者分别采用频响函数综合法^[2-3]、有限元法^[4]、试验测试^[5]等方法系统地开展了轴-壳系统振动耦合特性分析。文献[2]基于频响函数综合法建立了弹性螺旋桨-轴-船体系统纵向和横向耦合振动的动力学模型,其中轴采用 Timoshenko 梁理论建模,壳体采用有限元法建模,分析了轴端激励下各轴承处的加速度响应;文献[3]分别通过解析法和有限元法获取了轴系和壳体的频响函数,并通过频响函数综合法建立了轴-壳耦合系统的动力学模型,通过对比分析螺旋桨激励和轴上主动控制力所引起的壳体加速度响应,验证了轴-壳耦合系统主动控制方案的有效性;文献[4]建立了螺旋桨-轴系-艇体的有限元模型,通过艇体表面和轴系的均方振速谱,分析了轴系与艇体间的振动耦合关系;文献[5]在推进轴-壳体试验模型中沿壳体轴向放置了一系列质量块,研究了非对称结构对耦合系统振动特性的影响,并分析了轴承力与壳体模态的对应关系。此外,楼京俊等^[6]在 Abaqus 软件中建立了流体中螺旋桨-推进轴-壳体的简化模型,发现螺旋桨桨叶的伞形模态对于推进轴系传递到壳体的振动位移有较大的贡献。Huang 等^[7]建立了螺旋桨-推进轴系-船体耦合系统在螺旋桨激振力和推进电机激振力作用下的动力学模型,分析了轴承和隔振器参数对于振动传递的影响。Qi 等^[8]将三维声弹性理论引入到了螺旋桨-轴-船体系统的声学 and 振动特性的研究中,讨论了轴承基座位置和安装方案对耦合系统声振特性的影响。Xie 等^[9]和 Zhang 等^[10]采用解析法建立了桨-轴-艇系统动力学模型,分析了激励位置、流体、壳体边界条件、轴承刚度以及壳体厚度对于轴-壳之间耦合振动特性的影响。Xie 等^[11]建立了桨-轴-艇纵向动力学模型,分析了轴端螺旋桨脉动力激励经由轴承的力传递率。Qin 等^[12]采用有限元法建立了轴-壳耦合系统的动力学模型,以各轴承处的加速度响应作为指标,尝试采用电磁轴承降低了螺旋桨激励向壳体的振动传递。

振动在结构中的传递本质上是振动能量在结构中的传播,功率流理论将力和速度代表的功率作为研究变量,并同时考虑了力和速度两个量值之间的相位关系,能更为真实地反映耦合系统之间的振动传递特性。Chen 等^[13]采用有限元法对推进轴和壳体两个子结构进行了建模,两个子结构通过简化为弹簧和阻尼器的轴承连接,采用功率流法分析螺旋桨低频激励的传递路径。曹怡鹏^[14]基于有限元功率流方法求解了轴-壳耦合系统的输入功率,并分析了轴系振动经由各轴承传递到壳体上的功率。Liu 等^[15]建立了带有动态抗共振隔振器的轴-壳结构频响综合模型,其中壳体采用有限元方法进行建模,分析安装了动态抗共振隔振器后的舰船功率流衰减特性。罗晨^[16]采用有限元方法,建立了推进轴系-艇部结构耦合系统的动力学模型,并根据功率流理论计算分析了轴、壳之间各路径中的能量传递特性。贾泽坤等^[17]采用 ANSYS 建立了推进轴系-艇体耦合模型,采用功率流对螺旋桨脉动力的传递路径进行了分析。目前,对于舰船推进轴系-壳体耦合系统功率流的研究主要是基于有限元方法,这类方法能够

比较方便地建立复杂结构的实体模型,使得所建立的模型更接近舰船实际结构,但存在着建模操作繁琐、运算速度慢、所需存储大,以及不方便进行多参数对比分析的缺点。与有限元法相比,解析法具有物理意义明确、计算精度高、计算速度快等优点,采用解析法开展舰船推进轴系-壳体系统耦合机理、振动传递路径分析具有重要意义。

本文在已有文献的基础上,基于解析法建立水下舰船推进轴系-壳体耦合系统的动力学模型,并考虑作用在轴系和壳体端部的纵向、横向激励,分析轴-壳耦合系统的输入功率流以及轴、壳之间的功率流传递特性。

1 理论推导

1.1 系统模型

水下舰船艏部典型结构可简化为图1中的形式,其中壳体被简化为加筋锥柱组合壳,舱壁被简化为有限圆板,推进轴系简化为梁结构,将螺旋桨视为带有转动惯量的集中质量可获得轴系螺旋桨端的边界条件,轴承简化为分布式弹簧-阻尼-质量系统作为轴与壳之间的连接结构。

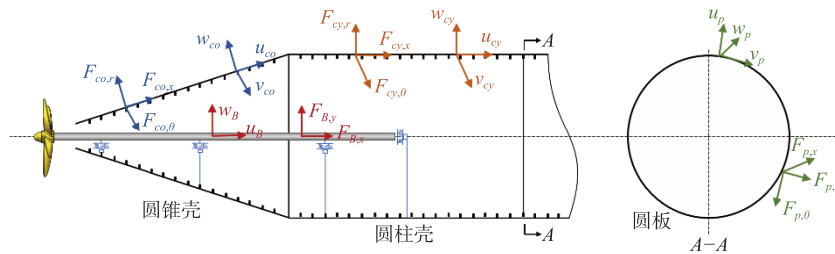


图1 轴-壳耦合系统结构示意图

Fig.1 Schematic diagram of the shafting-shell coupling system

1.2 子结构运动方程

如图1所示, u_{cy} 、 v_{cy} 和 w_{cy} 分别为圆柱壳轴向、周向和径向三个方向的位移, u_{co} 、 v_{co} 和 w_{co} 为圆锥壳上相应的位移。圆柱壳的运动方程由 Flügge 理论^[18]可表示为

$$\frac{\partial^2 u_{cy}}{\partial x^2} + \frac{(1-\mu_{cy})}{2R_1^2} (1+\beta^2) \frac{\partial^2 u_{cy}}{\partial \theta^2} + \frac{1+\mu_{cy}}{2R_1} \frac{\partial^2 v_{cy}}{\partial x \partial \theta} + \frac{\mu_{cy}}{R_1} \frac{\partial w_{cy}}{\partial x} - \beta^2 R_1 \frac{\partial^3 w_{cy}}{\partial x^3} + \beta^2 \frac{(1-\mu_{cy})}{2R_1} \frac{\partial^3 w_{cy}}{\partial x \partial \theta^2} - \frac{\gamma}{c_{Lc}^2} \frac{\partial^2 u_{cy}}{\partial t^2} = 0 \quad (1)$$

$$\frac{1+\mu_{cy}}{2R_1} \frac{\partial^2 u_{cy}}{\partial x \partial \theta} + \frac{(1-\mu_{cy})}{2} \frac{\partial^2 v_{cy}}{\partial x^2} + \beta^2 \left(\frac{3(1-\mu_{cy})}{2} \frac{\partial^2 v_{cy}}{\partial x^2} - \frac{(3-\mu_{cy})}{2} \frac{\partial^3 w_{cy}}{\partial x^2 \partial \theta} \right) + \frac{1}{R_1^2} \frac{\partial^2 v_{cy}}{\partial \theta^2} + \frac{1}{R_1^2} \frac{\partial w_{cy}}{\partial \theta} - \frac{\gamma}{c_{Lc}^2} \frac{\partial^2 v_{cy}}{\partial t^2} = 0 \quad (2)$$

$$-\beta^2 \left(R_1^2 \frac{\partial^4 w_{cy}}{\partial x^4} + 2 \frac{\partial^4 w_{cy}}{\partial x^2 \partial \theta^2} + \frac{1}{R_1^2} \frac{\partial^4 w_{cy}}{\partial \theta^4} - R_1 \frac{\partial^3 u_{cy}}{\partial x^3} + \frac{(1-\mu_{cy})}{2R_1} \frac{\partial^3 u_{cy}}{\partial x \partial \theta^2} - \frac{(3-\mu_c)}{2} \frac{\partial^3 v_c}{\partial x^2 \partial \theta} + \frac{2}{R_1^2} \frac{\partial^2 w_c}{\partial \theta^2} \right) - \frac{\mu_c}{R_1} \frac{\partial u_{cy}}{\partial x} - \frac{1}{R_1^2} \left(\frac{\partial v_{cy}}{\partial \theta} + w_{cy} (1+\beta^2) \right) - \frac{\gamma}{c_{Lc}^2} \frac{\partial^2 w_{cy}}{\partial t^2} + \frac{p_a}{c_{Lc}^2 \rho_{cy} h_{cy}} = 0 \quad (3)$$

圆柱壳三个方向的位移采用波传播法^[11]求解:

$$u_{cy}(x, \theta, t) = \frac{U_{cy}}{W_{cy}} [e^{i\lambda_n^S x} \cos(n\theta) + e^{i\lambda_n^A x} \sin(n\theta)] e^{-j\omega t} \quad (4)$$

$$v_{cy}(x, \theta, t) = \frac{V_{cy}}{W_{cy}} [e^{i\lambda_n^S x} \sin(n\theta) + e^{i\lambda_n^A x} \cos(n\theta)] e^{-j\omega t} \quad (5)$$

$$w_{cy}(x, \theta, t) = W_{cy} [e^{i\lambda_n^S x} \cos(n\theta) + e^{i\lambda_n^A x} \sin(n\theta)] e^{-j\omega t} \quad (6)$$

式中, λ_n^S 和 λ_n^A 分别为对称模式和反对称模式的轴向结构波数。

圆锥壳的运动方程由 Flügge 壳体理论^[19] 可表示为

$$L_{11}u_{co} + L_{12}v_{co} + L_{13}w_{co} - \rho_{co}h_{co}\partial^2 u_{co}/\partial t^2 = 0 \quad (7)$$

$$L_{21}u_{co} + L_{22}v_{co} + L_{23}w_{co} - \rho_{co}h_{co}\partial^2 v_{co}/\partial t^2 = 0 \quad (8)$$

$$L_{31}u_{co} + L_{32}v_{co} + L_{33}w_{co} - \rho_{co}h_{co}\partial^2 w_{co}/\partial t^2 = 0 \quad (9)$$

圆锥壳的位移函数采用幂级数法^[11] 求解:

$$u_{co}(x, \theta, t) = \sum_{n=0}^{\infty} \left[U_{co,n}^S (X_{co,n}^S)^T \cos(n\theta) + U_{co,n}^A (X_{co,n}^A)^T \sin(n\theta) \right] e^{-j\omega t} \quad (10)$$

$$v_{co}(x, \theta, t) = \sum_{n=0}^{\infty} \left[V_{co,n}^S (X_{co,n}^S)^T \sin(n\theta) + V_{co,n}^A (X_{co,n}^A)^T \cos(n\theta) \right] e^{-j\omega t} \quad (11)$$

$$w_{co}(x, \theta, t) = \sum_{n=0}^{\infty} \left[W_{co,n}^S (X_{co,n}^S)^T \cos(n\theta) + U_{co,n}^A (X_{co,n}^A)^T \sin(n\theta) \right] e^{-j\omega t} \quad (12)$$

圆板的振动方程^[20] 为

$$\nabla^4 w_p - \frac{\rho_p \omega^2 h_p}{D_p} w_p = 0 \quad (13)$$

$$\frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{\partial u_p}{\partial r} + \frac{u_p}{R_p} + \frac{1}{R_p} \frac{\partial v_p}{\partial \theta} \right) - \frac{(1-\mu_p)}{2R_p} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\frac{\partial v_p}{\partial r} + \frac{v_p}{R_p} - \frac{1}{R_p} \frac{\partial u_p}{\partial \theta} \right) - \frac{1}{c_{Lp}^2} \frac{\partial^2 u_p}{\partial t^2} = 0 \quad (14)$$

$$\frac{1}{R_p} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\frac{\partial u_p}{\partial r} + \frac{u_p}{R_p} + \frac{1}{R_p} \frac{\partial v_p}{\partial \theta} \right) + \frac{(1-\mu_p)}{2} \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{\partial v_p}{\partial r} + \frac{v_p}{R_p} - \frac{1}{R_p} \frac{\partial u_p}{\partial \theta} \right) - \frac{1}{c_{Lp}^2} \frac{\partial^2 v_p}{\partial t^2} = 0 \quad (15)$$

圆板三个方向的位移由 Bessel 函数可展开为

$$u_p = \sum_{n=0}^{\infty} \sum_{i=1}^2 \zeta_{pu,n,i} [W_{p,n,i}^S \cos(n\theta) + W_{p,n,i}^A \sin(n\theta)] e^{-j\omega t} \quad (16)$$

$$v_p = \sum_{n=0}^{\infty} \sum_{i=1}^2 \zeta_{pv,n,i} [W_{p,n,i}^S \sin(n\theta) - W_{p,n,i}^A \cos(n\theta)] e^{-j\omega t} \quad (17)$$

$$w_p = \sum_{n=0}^{\infty} \sum_{i=3}^4 \zeta_{pw,n,i} [W_{p,n,i}^S \cos(n\theta) + W_{p,n,i}^A \sin(n\theta)] e^{-j\omega t} \quad (18)$$

将舰船推进轴系视为均匀等截面梁, 轴系横向振动 $w_B(x, t)$ 和纵向振动 $u_B(x, t)$ 的动力学方程由 Euler-Bernoulli 理论^[21] 可分别表示为

$$E_B I_B \frac{\partial^4 w_{B,i}(x, t)}{\partial x^4} + m_B \frac{\partial^2 w_{B,i}(x, t)}{\partial t^2} = 0, m_B \frac{\partial^2 u_{B,i}(x, t)}{\partial t^2} - A_B E_B \frac{\partial^2 u_{B,i}(x, t)}{\partial x^2} = 0 \quad (19)$$

将式中轴系的位移 $w_B(x, t)$ 、 $u_B(x, t)$ 分别表示为

$$w_B(x, t) = \phi_w(x) q(t), u_B(x, t) = \phi_u(x) q(t) \quad (20)$$

$\phi(x)$ 为轴系振动的模态函数, 其通解形式为

$$\phi_w(x) = C_1 \cos(\beta x) + C_2 \sin(\beta x) + C_3 \cosh(\beta x) + C_4 \sinh(\beta x), \phi_u(x) = D_1 \sin \frac{\omega x}{a} + D_2 \cos \frac{\omega x}{a} \quad (21)$$

1.3 边界条件与连续条件

在圆柱壳、圆锥壳及圆板位移函数的基础上, 可通过相邻子结构间在位移和内力上的连续条件建立带有舱壁的锥柱组合壳结构。

圆锥壳段之间的连续条件为

$$u_{co,i} = u_{co,i+1}, v_{co,i} = v_{co,i+1}, w_{co,i} = w_{co,i+1}, \frac{\partial w_{co,i}}{\partial x} = \frac{\partial w_{co,i+1}}{\partial x} \quad (22)$$

$$F_{co,z,i} = F_{co,z,i+1}, F_{co,\theta,i} = F_{co,\theta,i+1}, F_{co,z,i} = F_{co,z,i+1}, M_{co,x,i} = M_{co,x,i+1} \quad (23)$$

圆柱壳段之间存在相似的连续条件, 此处不再赘述。对于圆锥壳与圆柱壳之间的连续条件, 可将

圆锥壳母向、法向方向上的位移和内力转换到柱坐标系下的轴向、径向方向上,从而建立起锥柱组合壳动力学模型。当圆锥壳与圆柱壳结合处存在舱壁时,则可将圆板各方向的内力和位移加入到连续条件中:

$$\tilde{u}_{co} = w_p = u_{cy}, v_{co} = v_p = v_{cy}, \tilde{w}_{co} = u_p = w_{cy}, \frac{\partial w_{co}}{\partial x} = -\frac{\partial w_p}{\partial x} = \frac{\partial w_{cy}}{\partial x} \quad (24)$$

$$\tilde{F}_{co,x} - F_{cy,x} + F_{p,x} = 0, F_{co,\theta} - F_{cy,\theta} + F_{p,\theta} = 0, \tilde{F}_{co,z} - F_{cy,z} + F_{p,z} = 0, M_{co,x} - M_{cy,x} + M_{p,x} = 0 \quad (25)$$

两段圆柱壳之间存在舱壁时,可通过类似的连续条件建立起圆柱壳-圆板-圆柱壳组合结构。

圆柱壳、圆锥壳为自由边界条件时,各方向的内力和力矩均为 0,即

$$F_{cy,x} = 0, F_{cy,\theta} = 0, F_{cy,z} = 0, M_{cy,x} = 0, F_{co,x} = 0, F_{co,\theta} = 0, F_{co,z} = 0, M_{co,x} = 0 \quad (26)$$

推进轴系由于轴承的存在而被分为数段,各段之间在位移、转角、弯矩以及剪力上存在连续条件:

$$w_{B,i}(l_i, t) = w_{B,i+1}(0, t), \frac{\partial w_{B,i}(l_i, t)}{\partial x} = \frac{\partial w_{B,i+1}(0, t)}{\partial x}, u_{B,i}(l_i, t) = u_{B,i+1}(0, t) \quad (27)$$

$$E_B I_B \frac{\partial^2 w_{B,i}(l_i, t)}{\partial x^2} = E_B I_B \frac{\partial^2 w_{B,i+1}(0, t)}{\partial x^2}, E_B I_B \frac{\partial^3 w_{B,i}(l_i, t)}{\partial x^3} = E_B I_B \frac{\partial^3 w_{B,i+1}(0, t)}{\partial x^3}, \quad (28)$$

$$E_B A_B \frac{\partial u_{B,i}(l_i, t)}{\partial x} = E_B A_B \frac{\partial u_{B,i+1}(0, t)}{\partial x}$$

将螺旋桨视为带有转动惯量 J_p 的集中质量 M_p , 则轴系螺旋桨端的边界条件为

$$E_B I_B \frac{\partial^2 w_B(0, t)}{\partial x^2} = -\omega^2 \frac{\partial w_B(0, t)}{\partial x} J_p, E_B I_B \frac{\partial^3 w_B(0, t)}{\partial x^3} = -\omega^2 \partial w_B(0, t) M_p, E_B A_B \frac{\partial u_B(0, t)}{\partial x} = \omega^2 u_B(0, t) M_p \quad (29)$$

轴系非螺旋桨端的边界条件为

$$E_B I_B \frac{\partial^2 w_B(l, t)}{\partial x^2} = 0, E_B I_B \frac{\partial^3 w_B(l, t)}{\partial x^3} = 0, E_B A_B \frac{\partial u_{B,i}(l, t)}{\partial x} = 0 \quad (30)$$

舰船推进轴系-壳体耦合系统模型可通过在轴承处将轴系和壳体分段,并将轴承力相应项加入到轴段间以及壳段间连续条件中建立。

$$E_B I_B \frac{\partial^3 w_{s,i}}{\partial x^3} = E_B I_B \frac{\partial^3 w_{s,i+1}}{\partial x^3} - F_b^B, E_B A_B \frac{\partial u_{B,i}(l, t)}{\partial x} = -F_b^B \quad (31)$$

$$F_{co,x,j} = F_{co,x,j+1} + F_b^H \sin \alpha, F_{co,z,j} = F_{co,z,j+1} + F_b^H \cos \alpha, F_{cy,z,j} = F_{cy,z,j+1} + F_b^H \quad (32)$$

其中,轴承受力的幅值 F_{b0} 可归因于壳体与轴系之间的位移矢量差,

$$F_{b0}^B = -F_{b0}^H = \sum_{n_b=0}^N \left\{ (k_{b0} - j\omega c_{b0}) w_{B,i} - (k_{b0} - j\omega c_{b0} - \omega^2 m_{b0}) w_{H,j,n_b} \right\} \quad (33)$$

1.4 激励力

舰船在航行中轴系会受到螺旋桨轴承力的激励作用,壳体也会受到螺旋桨表面力以及流体的激励作用,同时壳体与轴系相互运动也会产生轴承力。本节介绍轴系和壳体上任意位置处受到的激励力。

采用 Dirac 函数 δ 将作用在轴系任意点上的激励表示为

$$F_e^B(x_0) = F_0 \delta(x-x_0) \phi(x) \quad (34)$$

式中, F_0 为激励力的幅值。

当激励力作用在壳体上时,同样可采用 Dirac 函数表示为

$$F_e^H(x_0, \theta_0) = \frac{1}{r} F_0 \delta(x-x_0) \delta(\theta-\theta_0) e^{-j\omega t} \quad (35)$$

借助三角函数的正交性,可将壳体对称模态和反对称模态受到的激励力分别表示为

$$F_e^{HS}(X, \theta) = \frac{F_0}{2\pi r} + \sum_{n=1}^{\infty} \frac{F_0}{\pi r} \cos(n\theta), F_e^{HA}(X, \theta) = \frac{F_0}{2\pi r} + \sum_{n=1}^{\infty} \frac{F_0}{\pi r} \sin(n\theta) \quad (36)$$

当外部激励力作用在轴系或壳体端部时,可将相应的内力边界条件与激励力保持相等,即

$$E_B A_B \frac{\partial u_B(0, t)}{\partial x} + \omega^2 u_B(0, t) M_p = F_e^B, E_B I_B \frac{\partial^3 w(0, t)}{\partial x^3} + \omega^2 w_B(0, t) m_p = F_e^B, \tilde{F}_{co,z} = F_e^H \quad (37)$$

类似地,当轴承力作用在轴系和壳体中部时,则可将轴系和壳体进行分段,内力连续条件与轴承力保持相等。

1.5 振动功率流

舰船推进轴系-壳体耦合系统在轴端和壳端激励作用下,所引发的振动能量通过各轴承在轴与壳之间传递,如图 2 所示。在求得结构表面激励点的振动位移响应后,输入功率流为

$$P_{in} = \frac{1}{2} \omega \text{Im} [F_e(\omega) x^*(\omega)] \quad (38)$$

式中, $x^*(\omega)$ 为轴端或壳端激励点处位移的共轭。类似地,轴与壳之间通过轴承所传递的功率流为

$$P_{tr} = \frac{1}{2} \omega \text{Im} [F_{bo}(\omega) x_b^*(\omega)] \quad (39)$$

式中, $x_b^*(\omega)$ 为轴承连接处轴或壳位移响应的共轭。

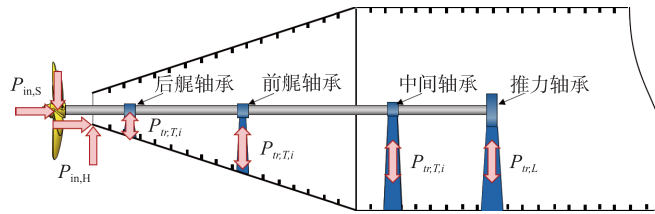


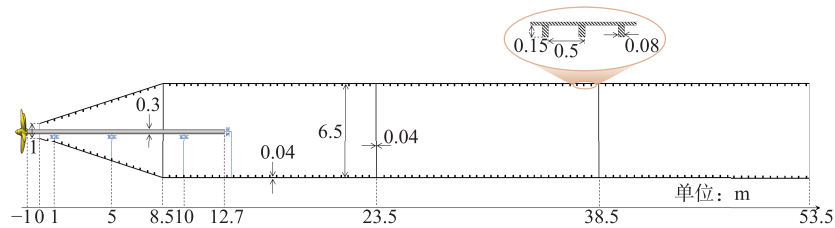
图 2 轴-壳耦合系统能量传递示意图

Fig.2 Energy transfer diagram of the shafting-shell coupling system

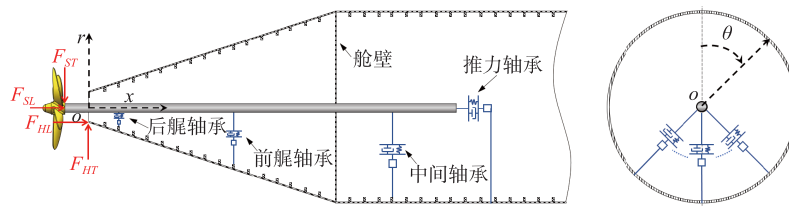
2 数值计算与分析

2.1 计算模型

本文所采用的计算模型如图 3 所示,其中图 3(a)中标注了模型的各项尺寸参数,图 3(b)中建立了全局坐标系 $O-x, r, \theta$ 。轴、壳体、舱壁、环肋的材料参数均取钢材的理论值:杨氏模量为 $2.1 \times 10^{11} \text{ N/m}^2$,密度为 7800 kg/m^3 ,泊松比为 0.3。为考虑结构阻尼,采用复杨氏模量的形式 $E_c = E(1 - j\eta_s)$,其中 $\eta_s = 0.01$ 。螺旋桨本身质量为 2950 kg ,桨叶数为 5,螺距比为 1.36,盘面比为 0.715,螺旋桨直径为 4.5 m 。推进轴系与壳体之间通过后艉轴承、前艉轴承、中间轴承和推力轴承相连,轴承的刚度、阻尼、质量分别为 $1 \times 10^7 \text{ N/m}$ 、 $2 \times 10^3 \text{ N} \cdot \text{m/s}$ 、 200 kg 。壳体外部流体的密度为 1000 kg/m^3 ,声速为 1500 m/s 。如图 3(b)



(a) 整体模型



(b) 局部模型

图 3 计算模型

Fig.3 Calculation model

所示,考虑作用在轴端和壳端的激励(F_{ST} 、 F_{SL} 、 F_{HT} 、 F_{HL}),其中 F_{ST} 和 F_{HT} 为横向激励力, F_{SL} 和 F_{HL} 为纵向激励力,各激励力的幅值均为 1 N。在实船上前、后艉轴承通常位于艉轴管中,并在艉轴管四周装置填料函来保证水密性,中间轴承和推力轴承通常采用轴承座的形式坐落在船体底部,为考虑轴承的周向跨度,在本文的动力学建模中将轴承简化成周向分布式弹簧-阻尼-质量系统,其中前、后艉轴承在建模中的周向跨度选取 $\theta=[0^\circ,360^\circ]$,推力轴承、中间轴承的周向跨度选取 $\theta=[120^\circ,240^\circ]$ 。

为验证采用解析法求解推进轴系-壳体耦合系统振动的有效性,本文借助有限元方法进行验证。对于图 3 中的计算模型采用有限元软件 ANSYS 建立有限元模型如图 4(a)所示。圆锥壳、圆柱壳以及舱壁采用 SHELL63 单元建立,推进轴以及壳体上的环肋采用 BEAM188 单元建立,螺旋桨的质量和转动惯量采用 MASS21 单元模拟,轴承采用 COMBIN14 单元和 MASS21 单元组合的形式进行建模,壳体外部的流场采用 FLUID30 单元建立,并增加 FLUID130 单元以考虑流场吸声边界。图 4(b)为轴端 F_{ST} 激励下,解析法与有限元法所计算的输入功率流、轴承传递功率流结果对比。从图中曲线可以发现,两种方法整体振动响应趋势相同,振动幅值大小处于同一量级,波峰的频率相近,部分波峰位置和峰值大小有所差别。但整体上来说,两种方法的比对结果在可以接受的范围内,这就证明了采用解析法求解水下舰船推进轴系-壳体系统耦合振动的准确性、有效性。

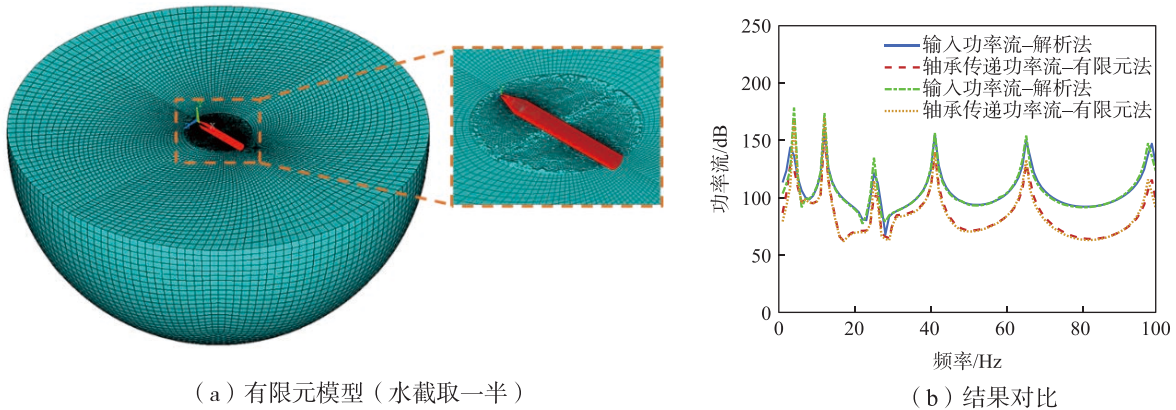


图 4 解析方法验证

Fig.4 Validation for analytical method using FEM

2.2 轴端、壳端输入功率流

舰船在航行中,推进轴系和壳体分别会受到螺旋桨轴承力、表面力的激励作用,本节分析轴端、壳端在不同方向激励下(如图 3(b)所示)的输入功率流。图 5 为各激励下轴-壳耦合系统的输入功率流,从图中可以发现,轴端激励下的输入功率流(F_{ST} 、 F_{SL})的幅值整体上要大于壳端激励(F_{HT} 、 F_{HL})下的输入功率流,说明作用在推进轴系上的激励能够引起轴-壳耦合系统更显著的振动。此外,由于组合壳体大型薄壁空腔的结构形式,导致其刚度与轴系相比较小,在低频范围内具有更密集的波峰,结合表 1 各峰值处的响应云图可以发现,在壳端激励下(F_{HT} 、 F_{HL})主要激起了壳体 $n=1$ 阶模态的响应;由于推进轴系的刚度较大,在 0~100 Hz 频率范围内,轴端横向激励(F_{ST})激起了轴系前 6 阶弯曲振动的响应,而在轴端纵向激励下(F_{SL})下,仅在 8 Hz 处激起了轴系 1 阶纵向振动的响应。

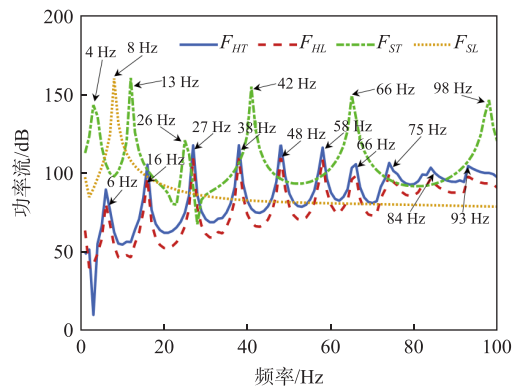
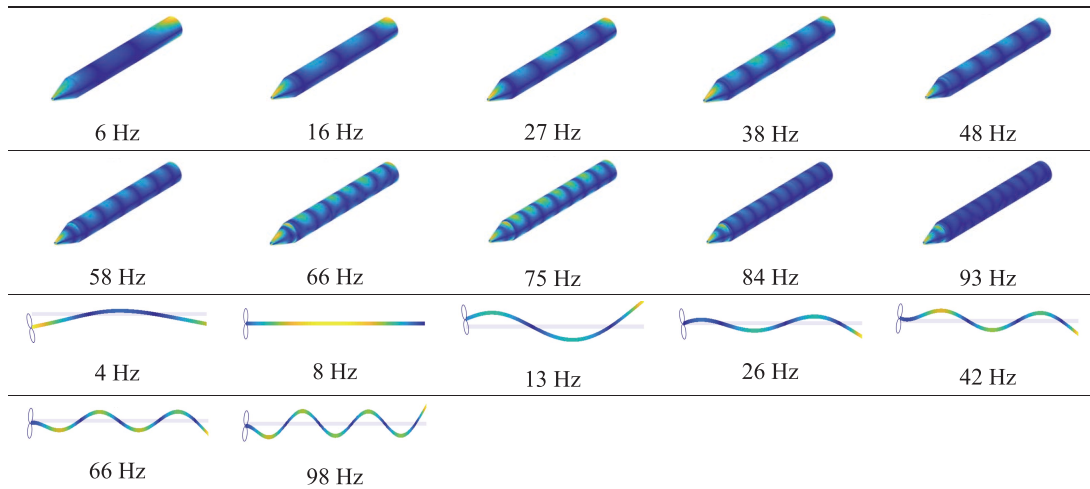


图 5 各激励下轴-壳耦合系统输入功率流

Fig.5 Input power flow of shafting-shell coupling system under each excitation

表 1 轴-壳耦合系统峰值频率处响应云图

Tab.1 Response cloud map at the peak frequency of the shaft-shell coupling system



为进一步分析轴、壳之间的振动耦合效应对输入功率流的影响，绘制了各激励下轴、壳是否耦合时的输入功率流曲线，如图 6 所示。可以发现，轴、壳是否耦合对壳端激励 (F_{HT} 、 F_{HL}) 下的输入功率流影响较小；而对于轴端激励 (F_{ST} 、 F_{SL}) 下的输入功率流，当轴、壳耦合时输入功率流显著增大，即作用在轴端的激励更有效地激起了结构的振动。此外，这也说明建立舰船推进轴系-壳体耦合动力学模型并研究其振动耦合机理的必要性。

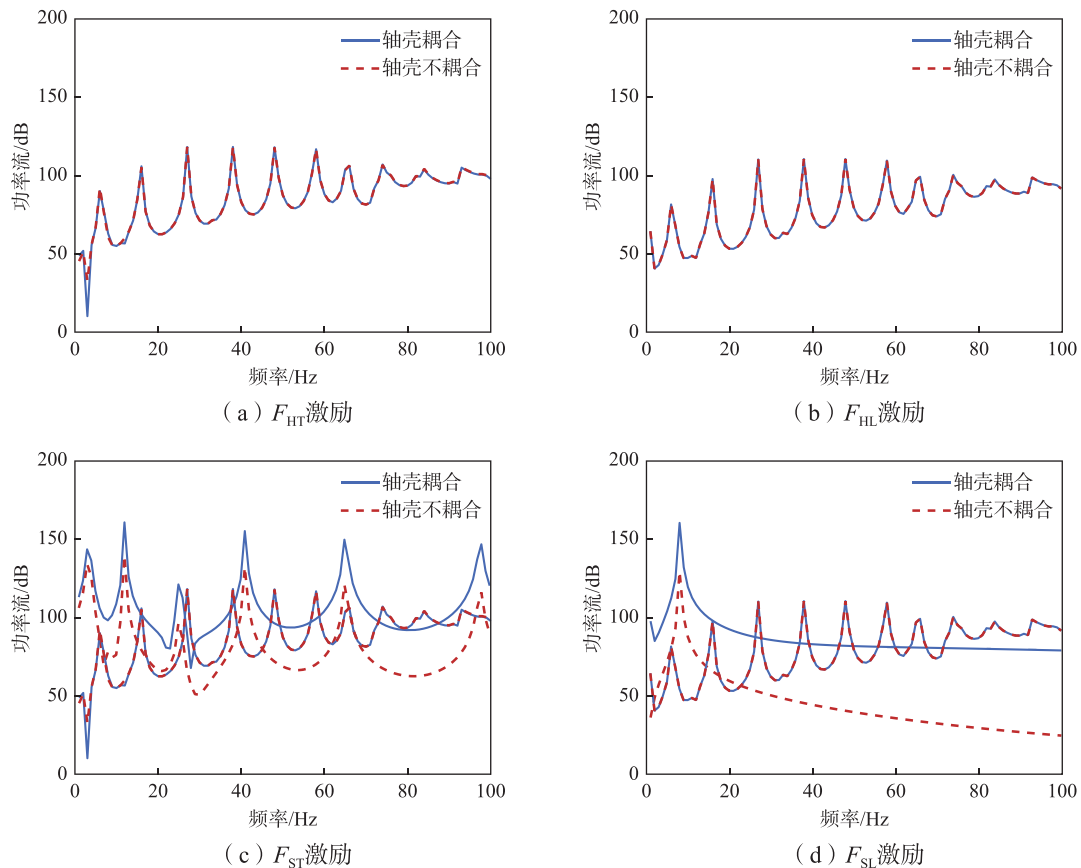


图 6 轴-壳耦合对输入功率流的影响

Fig.6 Influence of shafting-shell coupling on input power flow

2.3 轴、壳之间功率流传递

舰船推进轴系与壳体之间通过径向轴承(包括前艉轴承、后艉轴承、中间轴承)和推力轴承相连,两者存在着双向振动传递作用,其中径向轴承主要传递横向振动,推力轴承主要传递纵向振动。本节主要分析轴、壳之间经由轴承所传递的功率流。

图7所示为各激励下轴-壳耦合系统的输入功率流 P_{in} 和轴承传递功率流 P_{tr} (横向激励下轴承传递功率流为各径向轴承所传递的功率流之和,纵向激励下轴承传递的功率流为推力轴承所传递的功率流)对比,图8所示为所对应的功率流传递效率(P_{tr}/P_{in})。从图中可以发现,壳端激励(F_{HT} 、 F_{HL})下输入功

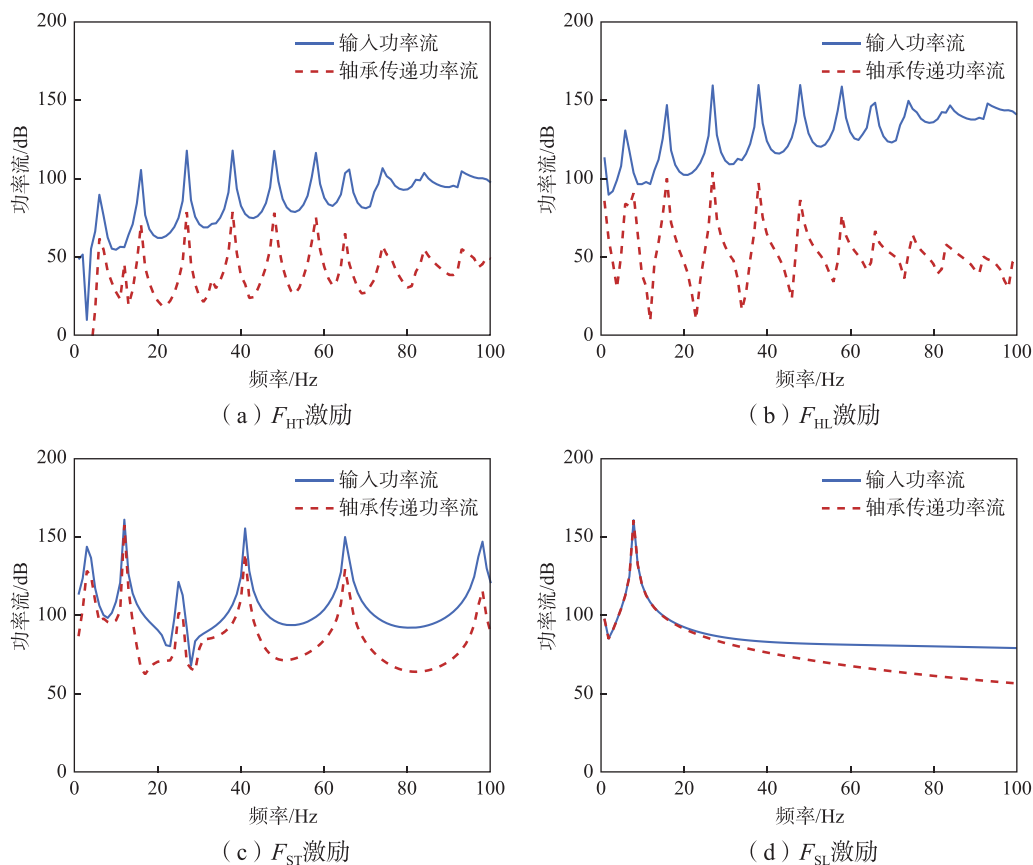


图7 各激励下输入功率流与轴承传递功率流对比

Fig.7 Comparison of input power flow and bearing power flow under each excitation

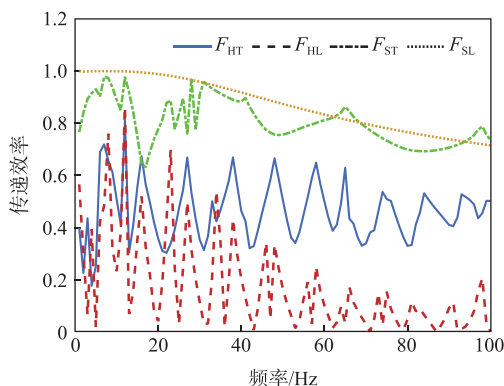


图8 各激励下功率流传递效率

Fig.8 Power flow transfer efficiency under each excitation

率流远大于轴承所传递的功率流,传递效率整体在 0.8 以下,即壳端激励经由轴承向推进轴系传递的振动能量较少,这是由于组合壳体系统结构较大且包含舱壁、环肋等附件,振动在壳体内部传播过程中能量耗散较多。而在轴端激励(F_{ST} 、 F_{SL})下,轴承传递功率流仅略小于输入功率流,且在各峰值频率处传递效率更高。特别是在轴端纵向激励 F_{SL} 下,轴系一阶纵振共振频率(8 Hz,如表 1 所示)附近输入功率流与轴承传递功率流相近,传递效率接近于 1(20 Hz 以下),即在上述频率附近轴端纵向激励所引起的推进轴系振动能量几乎全部通过轴承传递给了壳体,轴-壳之间的振动耦合效应较强。

与轴-壳纵向耦合振动主要沿着推进轴系-推力轴承-壳体(或反向)单一路径传递不同,轴-壳在横向上通过多个径向轴承相连,存在着复杂的横向振动耦合形式。采用功率流理论进一步开展轴-壳横向耦合振动传递路径分析,定义某径向轴承的贡献度为流经该轴承的功率流与流经所有径向轴承的总功率流之比($P_{tr,T,i}/P_{tr,T,all}$),图 9、图 10 分别绘制了壳端横向激励 F_{HT} 和轴端横向激励 F_{ST} 下,各径向轴承所传递的功率流及其贡献度。在壳端横向激励 F_{HT} 下,振动能量主要通过后艉轴承进行传递,在各峰值频率附近后艉轴承的贡献度均接近甚至大于 1,而中间轴承在多个峰值频率附近的贡献度为负数,即在上述频率附近壳体的振动能量经由前、后艉轴承传递到推进轴系后,又通过中间轴承回流到壳体。在轴端横向激励 F_{ST} 下,各径向轴承的贡献度较为均匀,主频(13 Hz)附近的振动能量主要通过后艉轴承由推进轴系传递到壳体。为进一步分析,绘制了各峰值频率处的贡献度进行对比(如图 11 所示),从图中可以发现在壳端横向激励 F_{HT} 下后艉轴承的贡献度在所有峰值频率处均大于另外两个轴承,而在轴端横向激励 F_{ST} 下各轴承的贡献度较均匀,均不大于 1,但后艉轴承处的贡献度在多数波峰频率附近仍大于另外两个径向轴承。以上说明,不管是在壳端激励下还是在轴端激励下,后艉轴承在轴与壳之间横向振动能量传递中均发挥着重要的作用。

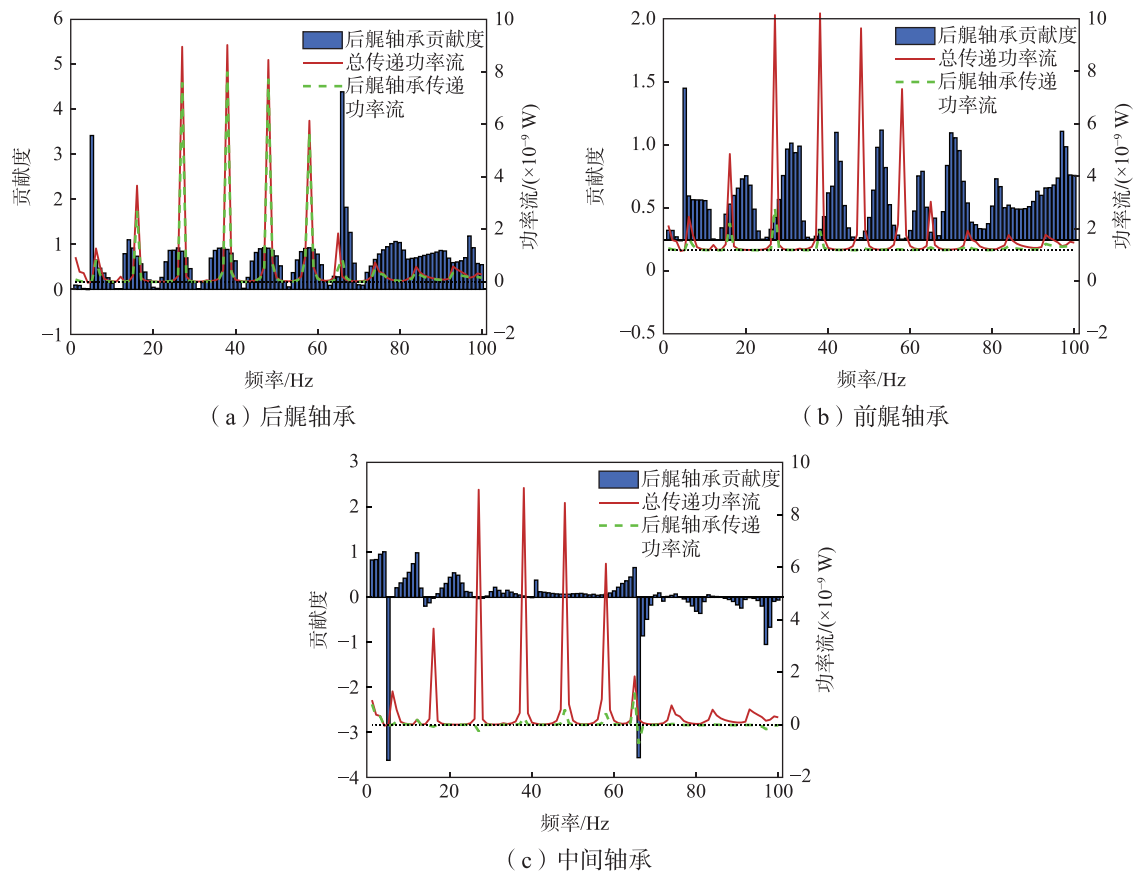


图 9 壳端激励 F_{HT} 下径向轴承传递路径分析

Fig.9 Analysis of transfer path of radial bearing under shell end excitation F_{HT}

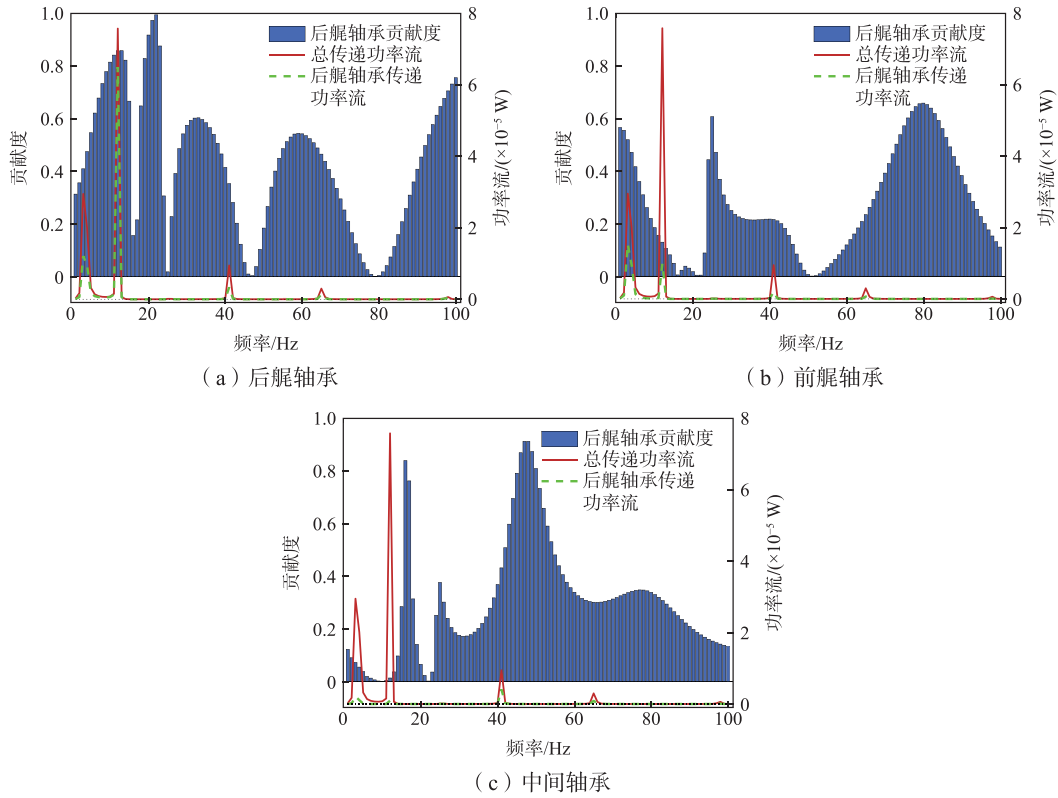


图 10 轴端激励 F_{ST} 下径向轴承传递路径分析

Fig.10 Analysis of transmission path of radial bearing under shafting end excitation F_{ST}

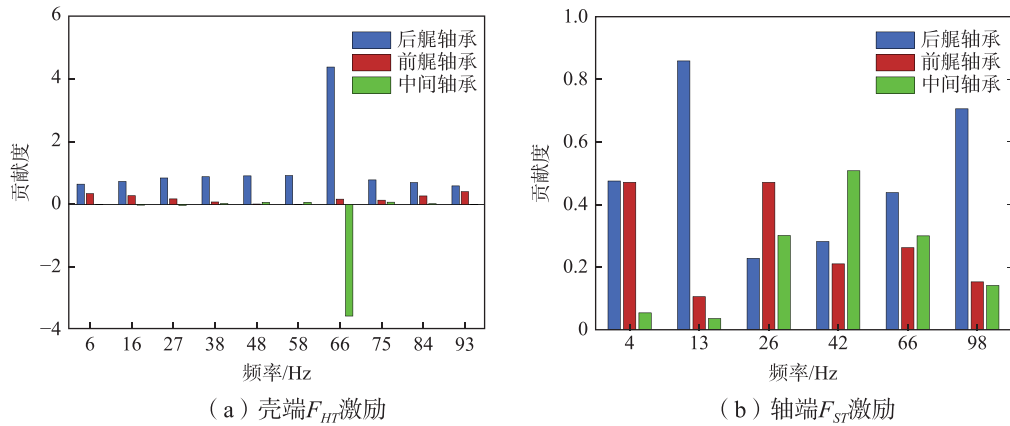


图 11 主要峰值频率处径向轴承贡献度

Fig.11 Radial bearing contribution at main peak frequencies

3 结 论

本文基于解析法建立了水下舰船推进轴系-壳体耦合系统的动力学模型,其中圆柱壳的振动采用波传播法求解,圆锥壳的振动采用幂级数法求解,轴的纵向、横向振动采用 Euler-Bernoulli 梁理论描述,通过子结构间的连续条件建立轴-壳耦合系统动力学模型。采用解析法所建立的力学模型,具有物理意义明确、计算速度快、方便多参数对比分析等优点。在上述基础上,分析了激励位置、激励方向、轴-壳耦合等对于振动功率流的影响。功率流理论同时考虑了力和速度以及两个量值之间的相位

关系,能更为真实地反映耦合系统之间的振动传递特性。得到的主要结论如下:

(1)激励施加在推进轴系端部时,轴-壳耦合系统的输入功率流比激励施加在壳体端部时更大,即轴端激励下能够引起轴-壳耦合系统更大的振动响应;由于组合壳体的刚度较小,壳端激励下引起了轴-壳耦合系统更密集的低频共振峰。

(2)在各共振频率附近轴承传递振动能量的效率有所提高。特别是轴端纵向激励下所激励起的轴系一阶纵振模态,轴系的振动能量在该轴系共振频率附近几乎全部传递到壳体。

(3)不管是在壳端激励下还是在轴端激励下,后艉轴承均是推进轴系与壳体之间横向振动能量传递的主要途径。

参 考 文 献:

- [1] 华宏星,俞 强. 船舶艉部激励耦合振动噪声机理研究进展与展望[J]. 中国舰船研究, 2017, 12(4): 11.
Hua H X, Yu Q. Structural and acoustic response due to excitation from ship stern: Overview and suggestions for future research[J]. Chinese Journal of Ship Research, 2017, 12(4): 11.
- [2] Chen F, Chen Y, Hua H. Vibration analysis of a submarine elastic propeller-shaft-hull system using FRF-based substructuring method[J]. Journal of Sound and Vibration, 2019, 443(1): 460–482.
- [3] 李攀硕,张志谊,华宏星. 轴-壳体系统耦合振动控制原理分析及试验[J]. 机械工程学报, 2012, 48(19): 103–108.
Li P S, Zhang Z Y, Hua H X. Theoretical analysis and experiment on active vibration control of a shaft-hull system[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2012, 48(19): 103–108.
- [4] 李晨阳. 桨-轴-艇耦合系统声振特性及被动控制方法研究[D]. 上海: 上海交通大学, 2016.
Li C Y. Investigation on vibro-acoustic responses of propeller-shaft-hull coupled system and passive control methods[D]. Shanghai: Shanghai Jiao Tong University, 2016.
- [5] Wang J, Yang H, Hua H. Investigations on the vibrational and acoustic characteristics of a submarine-like system by experiments and simulations[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part M: Journal of Engineering for the Maritime Environment, 2019, 233(1): 3–13.
- [6] 楼京俊,李海峰,邹明松,等. 低频桨-轴-壳体耦合振动声辐射机理研究[J]. 西安交通大学学报, 2016, 50(11): 144–149.
Lou J J, Li H F, Zou M S, et al. Research on the vibration and acoustic radiation mechanism of propeller-shaft-hull coupled structure in low-frequency[J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2016, 50(11): 144–149. (in Chinese)
- [7] Huang X, Ni Z, Zhang Z, et al. Stiffness optimization of marine propulsion shafting system by FRF-based substructuring method and sensitivity analysis[J]. Ocean Engineering, 2017, 144: 243–256.
- [8] Qi L, Wu Y, Zou M, et al. Acoustic and vibrational characteristics of a propeller-shaft-hull coupled system based on sono-elasticity theory[J]. Journal of Vibration and Control, 2018, 24(9): 1707–1715.
- [9] Xie D, Zhang C. Study on transverse vibration characteristics of the coupled system of shaft and submerged conical-cylindrical shell[J]. Ocean Engineering, 2020, 197: 106834.
- [10] Zhang C, Tian Y, Yang L, et al. Analytical study on longitudinal vibration characteristics of the coupled shaft and conical-cylindrical shell[J]. Ocean Engineering, 2021, 223: 108691.
- [11] Xie K, Chen M, Dong W, et al. A semi-analytic method for vibro-acoustic analysis of coupled propeller-shaft-hull systems under propeller excitations[J]. Ocean Engineering, 2020, 218: 108175.
- [12] Qin H, Xie X, Zhang Z. Influence of electromagnetic bearings on lateral vibrations and sound radiation of a shaft-hull system[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part M. Journal of Engineering for the Maritime Environment, 2020, 234(1): 245–252.
- [13] Chen F, Chen Y, Hua H. Coupled vibration characteristics of a submarine propeller-shaft-hull system at low frequency[J]. Journal of Low Frequency Noise, Vibration and Active Control, 2020, 39(2): 258–279.
- [14] 曹贻鹏. 推进轴系引起的艇体结构振动与辐射噪声控制研究[D]. 黑龙江: 哈尔滨工程大学, 2008.
Cao Y P. Study on underwater structure vibration and radiated noise control caused by propeller exciting force[D].

- Heilongjiang: Harbin Engineering University, 2008. (in Chinese)
- [15] Liu N, Li C, Yin C, et al. Application of a dynamic antiresonant vibration isolator to minimize the vibration transmission in underwater vehicles[J]. *Journal of Vibration and Control*, 2018, 24(17): 3819–3829.
- [16] 罗 晨. 水面舰船轴系-尾部结构耦合振动及水声特性研究[D]. 北京: 中国舰船研究院, 2014.
Luo C. The research on characteristics of vibration and underwater radiated noise of shaft-stern coupled system[D]. Beijing: China Ship Research Institute, 2014. (in Chinese)
- [17] 贾泽坤, 孙 孟, 张冠军. 桨-轴-艇耦合模型振动传递及声学优化[J]. *船舶工程*, 2022, 44(8): 14–20+169.
Jia Z K, Sun M, Zhang G J. Vibration transfer characteristics and acoustic optimization of propeller-shaft-shell coupling model[J]. *Ship Engineering*, 2022, 44(8): 14–20+169. (in Chinese)
- [18] Caresta M, Kessissoglou N. Structural and acoustic responses of a fluid-loaded cylindrical hull with structural discontinuities[J]. *Applied Acoustics*, 2009, 70(7): 954–963.
- [19] Caresta M, Kessissoglou N. Acoustic signature of a submarine hull under harmonic excitation[J]. *Applied Acoustics*, 2010, 71(1): 17–31.
- [20] Tso Y, Hansen C. Wave propagation through cylinder/plate junctions[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 1995, 186(3): 447–461.
- [21] Clough R, Penzien J, Griffin D. *Dynamics of structures*[M]. Amsterdam: Computers and Structures, 1995.