

螺旋桨激励水下艇体振动的试验及数值研究*

徐野,熊鹰,黄政

(海军工程大学舰船与海洋学院,湖北武汉 430033)

摘要:为考虑螺旋桨真实激励特性,在循环水槽中开展艇尾伴流场中螺旋桨诱导艇尾脉动压力及螺旋桨激励水下艇体振动响应的测量试验。试验结果表明:脉动压力幅值在叶频处最大,且随螺旋桨负载增加而增大,随与螺旋桨之间距离的增大而减小,四叶桨脉动压力在尾翼后的高伴流区幅值较大,五叶桨则在尾翼之间的低伴流区幅值较大;大部分测点的振动响应幅值随螺旋桨负载增加而增大,但也存在叶频处幅值较小和未随负载增加而增大的情况;五叶桨激励引起的侧向振动较四叶桨有所增强而轴向振动有所减弱;特定谱峰频率处振动响应幅值呈一阶弯曲振型,其频率范围与有限元计算结果较为一致。综合采用计算流体力学、有限元和模态叠加法建立螺旋桨激励水下艇体振动响应的数值计算方法,通过计算与试验结果的对比发现,该方法的计算结果与试验结果吻合较好,相比于采用单位简谐激励的谐响应分析方法更加接近真实情况。

关键词:螺旋桨;振动;试验;计算流体力学;有限元;模态叠加法

中图分类号:U661.31 **文献标志码:**A **文章编号:**1001-2486(2020)06-133-09

Experimental and numerical study on propeller induced vibration of underwater hull

XU Ye, XIONG Ying, HUANG Zheng

(College of Naval Architecture and Ocean, Naval University of Engineering, Wuhan 430033, China)

Abstract: To consider the real excitation characteristics of propeller, the measurement experiment of stern fluctuating pressure and underwater hull vibration response induced by propeller in stern wake field was conducted in circulating water channel. The experiment results show that: the fluctuating pressure has the maximum amplitude at BPF (blade-passing frequency), increases with the increase of the propeller load and decreases with the increase of the distance to propeller; the four-blade-propeller has larger amplitude at high wake region after rudders while the five-blade-propeller at low wake region between rudders; the vibration response amplitude at most of the monitor points increases with the propeller load, but there are cases that have less amplitude at BPF and no increase with propeller load; the lateral vibration induced by five-blade-propeller increases while the axis vibration decreases compared with four-blade-propeller; the vibration response amplitude at specific peak frequency presents the 1st order bending mode, and its frequency range relatively agrees with the numerical result of finite element method. The computational fluid dynamics, finite element and modal superposition method were combined to establish a numerical method to evaluate propeller induced vibration response of underwater hull. The comparison between numerical and experiment results illustrates that the numerical results provide a good agreement with the experiment results and are closer to reality than the harmonic response analysis method which uses unit harmonic excitation.

Keywords: propeller; vibration; experiment; computational fluid dynamics; finite element; modal superposition method

潜艇振动的激励源主要有艇内设备、螺旋桨和艇体表面湍流脉动等。近几十年来,各种主被动控制技术的应用使主机等机电设备的机械噪声得到了有效控制,潜艇在低速巡航时,艇体表面湍流脉动较弱,此时螺旋桨非定常负载通过轴系激励艇体的振动就凸显出来。国内外学者针对该问题开展了大量机理分析及控制措施的研究。Pan等^[1]通过试验研究了水箱中螺旋桨激振力沿轴

系到支撑板的传递特性,证明了推力轴承刚度对系统特性影响显著,试验中螺旋桨运转于静水中,其激振力的合理性还有待研究。Dylejko等^[2]建立描述螺旋桨-轴系-艇体系统的传递矩阵,采用四端参数法研究了耦合系统的振动特性,认为建立桨轴系统动力模型时应考虑艇体的影响。Merz等^[3]采用有限元和边界元方法对螺旋桨-轴系-艇体耦合系统的振动声辐射进行了研究。

* 收稿日期:2019-04-18

基金项目:国家部委基金资助项目(9140A34020115JB11079)

作者简介:徐野(1991—),男,吉林九台人,博士研究生,E-mail:hgxuye@163.com;

熊鹰(通信作者),男,教授,博士,博士生导师,E-mail:xiongying0920@163.com

Caresta 等^[4]建立组合壳体及桨轴系统的运动方程,采用解析法计算了耦合系统在纵向及横向简谐激励力作用下的结构响应与声辐射,并探讨了结构参数的影响。曹贻鹏^[5]采用空气中台架试验的方法研究了螺旋桨纵向激励力引起艇体振动的控制措施。吴仕昊^[6]开展了吊放于水中的壳体在激振器作用下振动响应的试验研究。上述研究中的试验方式大多为空气中的台架试验,即使是文献[1]将螺旋桨置于水箱中,也无法考虑艇尾伴流场对螺旋桨的作用;计算方法多是采用单位简谐力作为激励源的谐响应分析,无法反应螺旋桨真实激励特性,适用于分析结构振动特性,但不利于振动响应的准确预报。

针对以上研究现状,本文在循环水槽中开展了艇尾伴流场中螺旋桨诱导艇尾脉动压力及螺旋桨激励水下艇体振动响应的测量试验,分析了脉动压力和振动响应的特性和变化规律;在验证了螺旋桨水动力性能和艇体伴流场计算准确性的基础上,采用计算流体动力学(Computational Fluid Dynamics, CFD)方法计算艇后螺旋桨的非定常负载;建立试验装置耦合系统整体有限元模型,采用模态叠加法计算其在螺旋桨激励作用下的强迫振动响应,并与试验值进行对比分析。

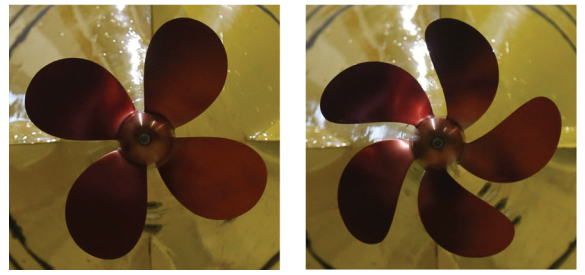
1 螺旋桨脉动压力及艇体振动响应测量试验

1.1 试验模型

试验对象的艇体为 1 : 1.25 的 SUBOFF 主体 + 尾翼模型,如图 1 所示,主体采用钢制,整艇水密;尾翼采用聚四氟乙烯制作;螺旋桨模型为铝制,分为四叶桨 INSEAN E779A 和五叶桨 DTMB 4382 两种,由伺服电机驱动。模型主要参数为:总长 $L = 3.485 \text{ m}$,直径 $D = 0.406 \text{ m}$,螺旋桨直径 $d = 0.180 \text{ m}$ 。试验场地为循环水槽,如图 2 所示。模型通过两个钢制剑杆吊装于水槽上方支架上,支架立柱直接安装于地面,不与水槽接触,可减小

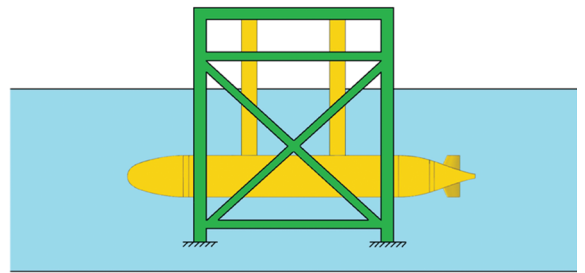


(a) 艇体
(a) Hull

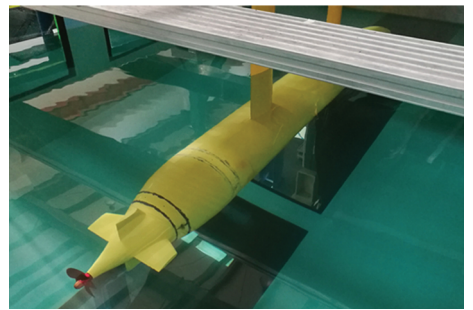


(b) E779A 螺旋桨 (c) 4382 螺旋桨
(b) E779A propeller (c) 4382 propeller

图 1 试验模型
Fig. 1 Test model



(a) 模型在循环水槽中的安装
(a) Installation of the model in circulating water channel



(b) 水下艇体
(b) Underwater hull

图 2 试验场地
Fig. 2 Test site

试验时水槽振动的干扰。

在螺旋桨前方的艇尾壳体底部布置 4 个压力传感器,用于测量螺旋桨诱导的艇尾脉动压力。其中 1#、2#测点位于艇体正下方(尾翼后高伴流区),3#、4#测点位于斜下方 45° (尾翼间低伴流区),1#、3#测点与桨盘面的轴向距离为 $0.58d$,2#、4#测点与桨盘面的轴向距离为 $0.93d$,具体布置情况如图 3(a)所示。

在艇体内部布置加速度传感器,在一些位置处还布置了若干不同方向的传感器,具体布置情况如图 3(b)及表 1 所示(表中 x 为轴向, y 为横向, z 为垂向)。

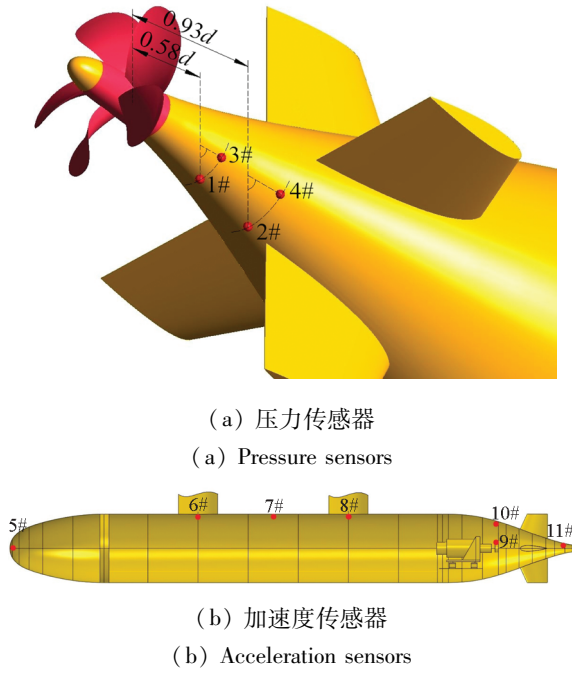


图3 传感器布置
Fig.3 Distribution of sensors

表1 加速度传感器位置及方向

Tab.1 Position and direction of acceleration sensors

No.	位置	方向	No.	位置	方向
5#	艏部	y, z	9#	推力轴承	x
6#	前剑杆	x, y, z	10#	艉部	y, z
7#	舯部	y, z	11#	尾轴承	x, y
8#	后剑杆	x, y, z			

1.2 试验内容

根据循环水槽和电机能力确定水槽的四个流速工况(流速 V 分别取 1 m/s, 1.5 m/s, 2 m/s, 2.5 m/s)及每个流速工况下螺旋桨的五个转速工况(转速 n 分别取 8 r/s, 10 r/s, 12 r/s, 14 r/s, 16 r/s),共 20 种工况。首先测量安装 E779A 桨时每种工况下的艇尾脉动压力和艇体振动加速度,然后换装 4382 桨,重复上述试验。将测得的脉动压力和振动加速度时域信号进行快速傅里叶变换(Fast Fourier Transform, FFT),得到其频谱,用于进一步分析。

1.3 试验结果分析

取 $V = 1 \text{ m/s}, n = 8 \text{ r/s}$ 为工况 1, $V = 1.5 \text{ m/s}, n = 12 \text{ r/s}$ 为工况 2, $V = 2 \text{ m/s}, n = 16 \text{ r/s}$ 为工况 3,三种工况下螺旋桨进速系数相同,负载逐渐增大,选取以上三种工况进行分析。由于频谱中轴频、叶频和 2 阶叶频处峰值较为明显,且均在本文

研究的低频范围内,因此选取以上三个频率处的幅值进行分析。分析时将幅值的单位换算为 dB,参考压力取 $1 \times 10^{-6} \text{ Pa}$,参考加速度取 $1 \times 10^{-6} \text{ m/s}^2$ 。脉动压力 p 测量结果如图 4 所示,图中每个测点处的三组数据从左至右分别为轴频、叶频和 2 阶叶频处幅值,可见脉动压力幅值在叶频处最大,且随螺旋桨负载增加而增大,随与螺旋桨距离增大而减小,E779A 桨脉动压力在尾翼后的高伴流区(1#)幅值最大,4382 桨则在尾翼之间的低伴流区(3#)幅值最大。

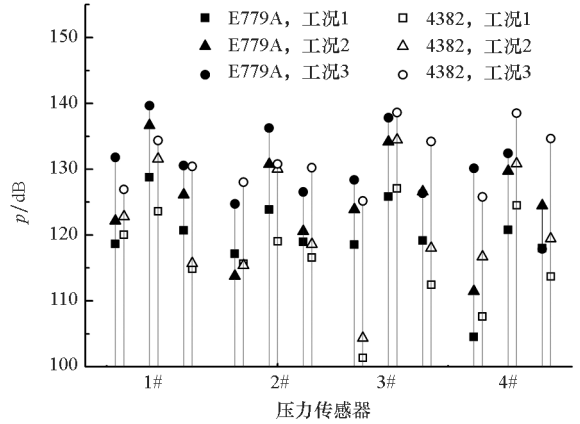


图4 脉动压力测量结果

Fig.4 Measuring results of fluctuating pressure

E779A 桨部分测点振动加速度 L_a 测量结果如图 5 所示,每个测点处的三组数据从左至右分别为轴频、叶频和 2 阶叶频处幅值。由图可见:大部分测点的振动响应随螺旋桨负载增加而增大;受模型本身的复杂振动特性以及电机和环境振动等干扰因素的影响,部分测点叶频处幅值比轴频、2 阶叶频处更小,且少数测点的振动响应并未随螺旋桨负载增加而增大。

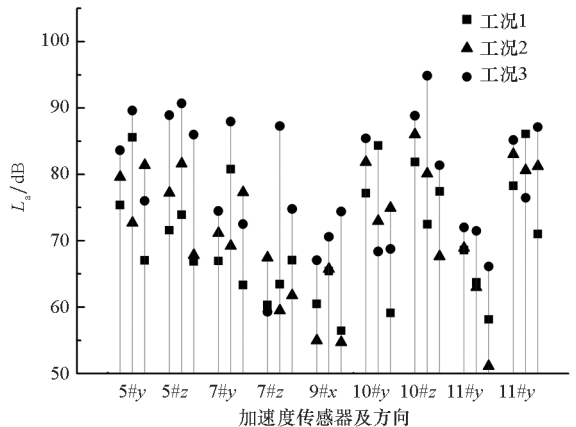


图5 振动加速度测量结果

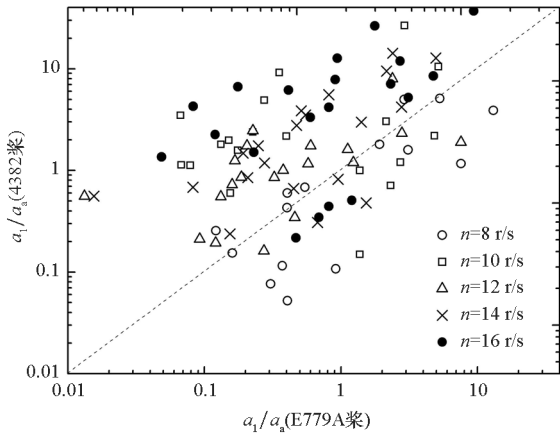
Fig.5 Measuring results of vibration acceleration

为研究螺旋桨激励特性与桨叶数的关系,同时测量了轴向及侧向(侧向包括横向和垂向)振

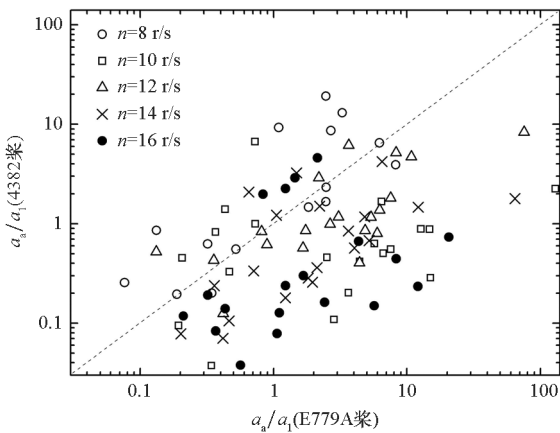
动响应的测点(6#,8#,11#)进行分析。将两桨所有工况下的叶频处侧向加速度 a_1 与轴向加速度 a_a 的比值进行对比,如图 6 所示。由图可见:大部分 4382 桨的 a_1/a_a 大于 E779A 桨,说明其激励引起的侧向振动响应比 E779A 桨更强;大部分 E779A 桨的 a_a/a_1 大于 4382 桨,说明其激励引起的轴向振动响应比 4382 桨更强;受电机及环境振动等干扰因素的影响,图中也有少部分数据并未呈现此规律。该现象与桨叶数和伴流场的关系有关,艇体尾翼产生四周期伴流场,当螺旋桨为四叶时,周向对称的四片桨叶同时进入高或低伴流区,各叶片的推力将同时达到高或低值,产生的轴向激振力较大,而侧向激振力因周向对称性可以相抵消而较小;当螺旋桨为五叶时,五片桨叶不能同时进入高或低伴流区,各叶片的推力高低值会因错位而补偿,产生的轴向激振力较小,而侧向激振力因周向非对称性无法相抵

消而较大。

通过分析各测点横向及垂向振动响应频谱,能够看出特定谱峰频率处的振动响应与测点位置之间具有一定的关系。图 7 给出了工况 2 时艇体各测点在特定谱峰频率处的横向及垂向振动响应(E779A 桨),从图中可以看出,这些频率处的加速度幅值在艇首、中、尾部较大,在剑杆处较小,基本呈一阶弯曲振型。有限元计算得到的艇体一弯模态振型如图 8 所示,其中图 8(a)~(b)为横向一弯模态,固有频率在 80 Hz 左右;图 8(c)~(f)为垂向一弯模态,固有频率在 70~75 Hz 之间。由此可见,其范围与测量结果中的一阶弯曲振型频率较为一致,说明本文试验与计算结果吻合较好,都能够较为准确地反映出艇体振动特性。



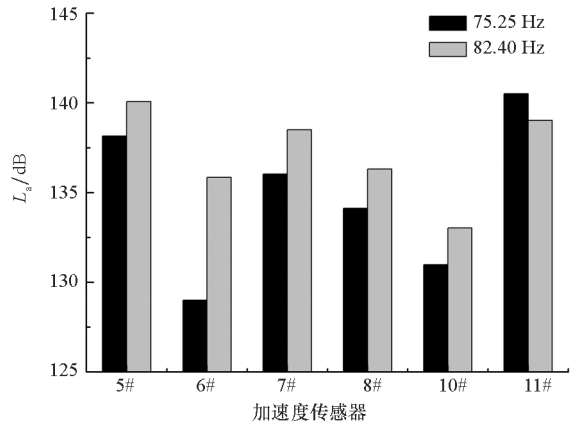
(a) a_1/a_a



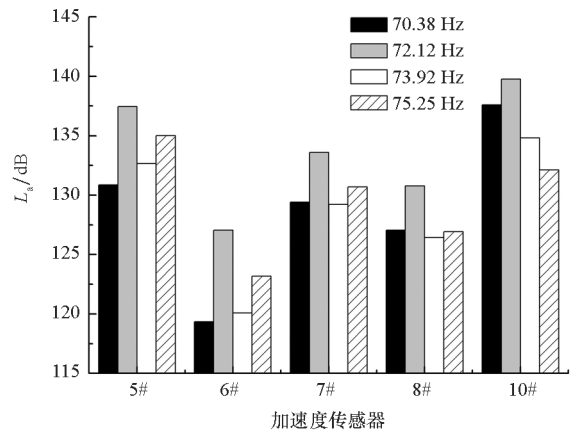
(b) a_a/a_1

图 6 两桨 a_1 与 a_a 比值的对比

Fig. 6 Comparison between the two propellers' ratio of a_1 and a_a



(a) 横向
(a) Lateral



(b) 垂向
(b) Vertical

图 7 艇体在特定谱峰频率处的振动加速度(E779A 桨)

Fig. 7 Vibration acceleration of the hull at specific peak frequency(E779A propeller)

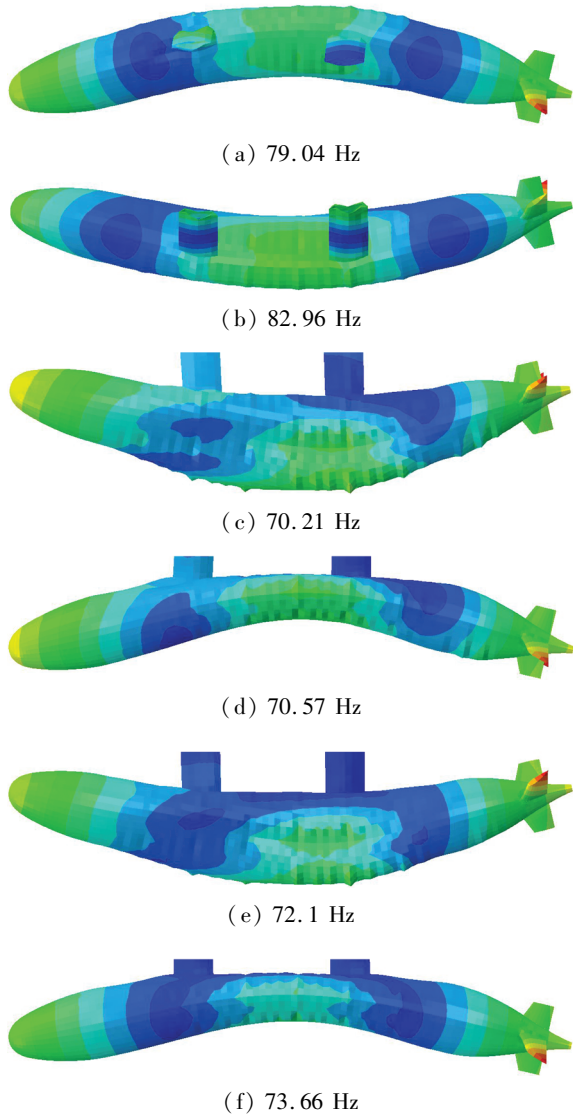


图 8 有限元计算得到的艇体一阶弯曲模式振型
 Fig. 8 The 1st order bending mode of the hull calculated by finite element method

2 螺旋桨水动力性能及艇尾伴流场数值计算

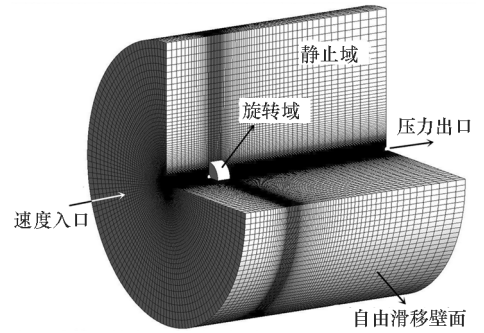
2.1 计算模型与网格划分

采用 CFD 方法对螺旋桨敞水性能和艇尾伴流场进行数值计算, 并与文献 [7-9] 中的试验结果对比, 以验证本文计算方法的可靠性。计算模型的尺寸均与上述文献中相同。

黏性流体计算基于对 $N-S$ 方程的求解, 螺旋桨流场为湍流流场, 湍流模拟采用 RANS 方法。为求解湍流方程, 需选择合适的湍流模型以解决方程的封闭性问题, 本文使用的湍流模型为剪切应力输运 (Shear-Stress Transport, SST) $k-\omega$ 模型^[10], 该模型在近壁面区有较好的精度和算法稳定性。

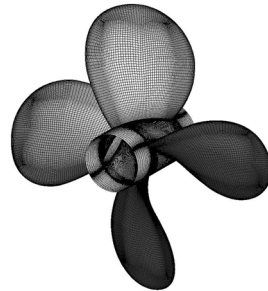
螺旋桨敞水计算域采用结构化网格进行划分, 分为静止域和旋转域, 均为圆柱体。静止域前端位于桨盘面前 $2d$ 处, 设为速度入口; 后端位于桨盘面后 $7d$ 处, 设为压力出口; 圆柱面直径为 $10d$, 设为自由滑移壁面, 网格数量约 100 万。旋转域直径为 $1.2d$, 前后端各距桨盘面 $0.25d$, E779A 和 4382 两桨网格数量分别约 220 万、250 万, 桨叶近壁面第一层网格厚度 $y^+ \leq 50$ 。敞水计算域设置及网格划分如图 9(a)~(c) 所示。

艇尾伴流场计算对象为 SUBOFF 主体 + 围壳 + 尾翼模型, 计算域为圆柱体, 采用结构化网格进行划分, 前端位于艇首前 L 处, 后端位于艇尾后 $2L$ 处, 直径为 $2L$, 边界条件设置与前文静止域类似, 网格数量约 300 万, 艇体近壁面第一层网格厚度 $y^+ \leq 50$ 。艇尾伴流场计算域设置及网格划分如图 9(d)~(e) 所示。

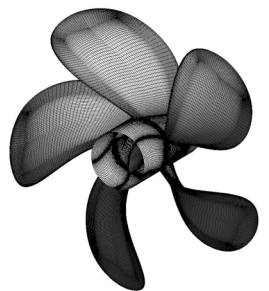


(a) 螺旋桨敞水计算域

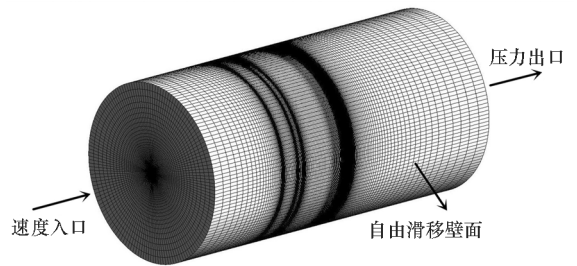
(a) Computational region of open water propeller



(b) E779A 螺旋桨
 (b) E779A propeller

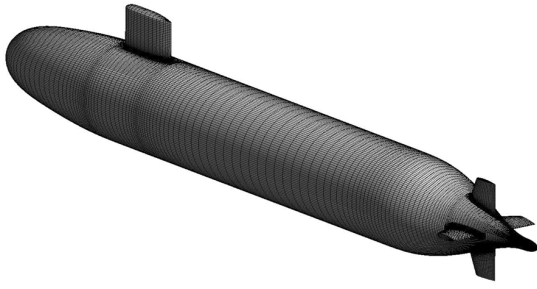


(c) 4382 螺旋桨
 (c) 4382 propeller



(d) SUBOFF 伴流场计算域

(d) Computational region of SUBOFF wake field



(e) SUBOFF 艇体
(e) SUBOFF hull

图 9 计算域设置及网格划分

Fig.9 Computational region and grid

2.2 计算结果分析

使用成熟的 CFD 软件 CFX 进行数值计算。将螺旋桨转速设为 10 r/s, 采用多重参考系 (Multiple Reference Frames, MRF) 方法对一系列进速下的螺旋桨推力、转矩进行定常计算, 结果如图 10 所示, 其中 J 为进速系数, 可见计算值与文献 [7-8] 试验值吻合较好, 推力系数 K_T 、转矩系数 K_Q 的相对误差均小于 5%。计算得到稳定的艇体伴流场后, 取 $Re = 1.2 \times 10^7$ 时, $x/L = 0.978$, $r/R = 0.25$ 处 SUBOFF 伴流的计算结果与文献 [9] 中风洞尾流场测量试验结果进行对比, 如图 11 所示, 其中 u, v, w 分别为轴向、径向、周向速度, U 为来流速度, θ 为周向角, 可见计算值与试验值吻合较好。螺旋桨水动力性能和艇体伴流场的准确计算保证了螺旋桨在艇体伴流场中非定常负载计算的可靠性。

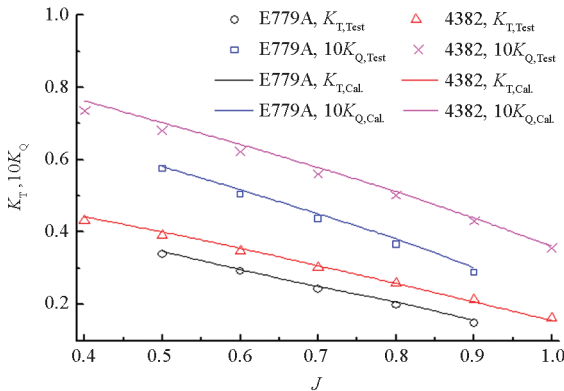


图 10 螺旋桨敞水性能计算值与试验值的对比

Fig.10 Comparison between numerical and experimental results of propeller open water performance

3 艇后伴流场中螺旋桨激励艇体振动响应数值计算

3.1 螺旋桨非定常负载计算

本文计算方法的可靠性经过验证后, 采用相

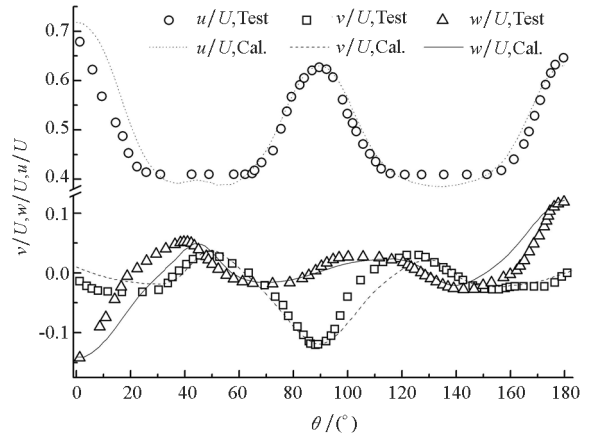
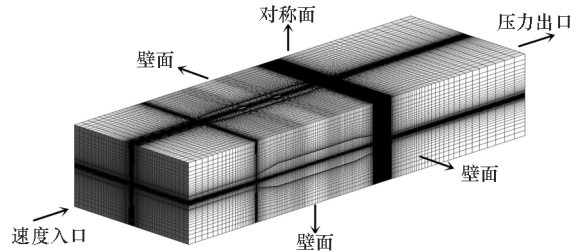


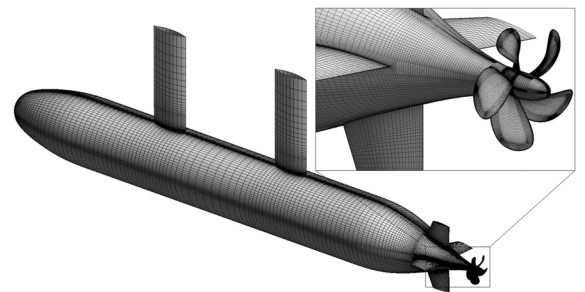
图 11 SUBOFF 伴流场计算值与试验值的对比

Fig.11 Comparison between numerical and experimental results of SUBOFF wake field

同方法对工况 2 ($V = 1.5 \text{ m/s}, n = 12 \text{ r/s}$) 下的艇后螺旋桨非定常负载进行计算。此时静止域横截面尺寸设为与循环水槽实际尺寸相同, 其前端位于艇首前 $0.5L$ 处, 设为速度入口; 后端位于艇尾后 L 处, 设为压力出口; 上端面设为对称面, 其余边界均设为壁面, 静止域网格数量约 360 万, 艇体近壁面第一层网格厚度 $y^+ \leq 50$ 。旋转域除修改桨毂形状外其余设置基本不变。计算域设置及网格划分如图 12 所示。



(a) 计算域
(a) Computational region



(b) 艇体及螺旋桨
(b) Hull and propeller

图 12 艇后螺旋桨计算域及网格划分

Fig.12 Computational region and grid of behind hull propeller

采用滑移网格方法计算艇后螺旋桨的非定常负载,时间步长取螺旋桨旋转 $1(^{\circ})/\text{步}$,结果收敛后,再计算 1 s ,将时域结果进行 FFT 后得到频域幅值。螺旋桨推力 T 计算结果如图 13 所示,图中以 BPF 表示叶频,以 SF 表示轴频,可明显看出两桨叶频及其谐频的各阶幅值,其中叶频幅值最大;由于螺旋桨处于四周期伴流场中,四叶桨 E779A 对称的两片桨叶同时进入高或低伴流区,其推力幅值比五叶桨 4382 更大;同时受四周期伴流场影响,4382 桨在 4 的整数倍轴频处也可见较小的幅值。在 240 Hz 处,由于 4382 桨 4 阶叶频和 20 阶轴频两种作用的叠加,此处幅值略大。

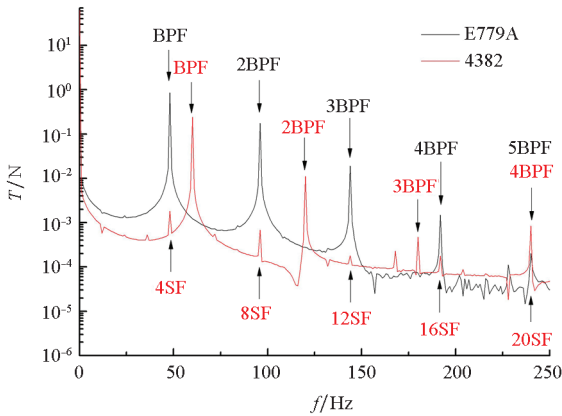
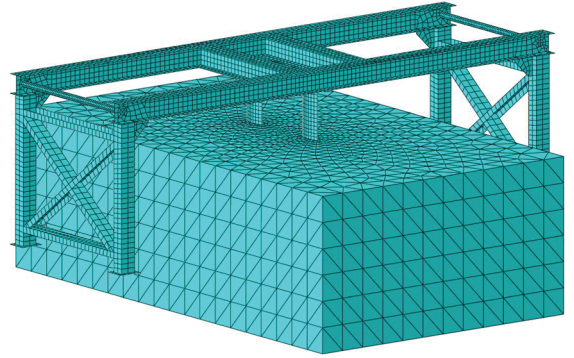


图 13 螺旋桨推力计算结果

Fig. 13 Numerical results of propeller thrust

3.2 艇体振动响应计算

建立包括螺旋桨、轴系、艇体、支架的试验装置耦合系统整体有限元模型,采用添加附加流场的方式考虑水下艇体的流固耦合作用。其中轴系、骨架采用梁单元,单元数量约 0.1 万;艇体壳体、剑杆、支架采用壳单元,单元数量约 1.2 万;尾翼、艇内机械、附加流场采用实体单元,单元数量约 3.7 万;螺旋桨、压载等采用集中质量表示。有限元网格如图 14 所示。



(b) 附加流场

(b) Additional fluid field

图 14 有限元网格

Fig. 14 Finite element mesh

首先计算得到耦合系统模态并与试验数据进行对比,研究振动响应与测点位置之间的关系;然后采用模态叠加法^[11]计算耦合系统在螺旋桨及电机等激励作用下的强迫振动响应。将计算得到的螺旋桨三个方向的非定常力 F_{px} 、 F_{py} 、 F_{pz} 及非定常转矩 M_x 、 M_y 、 M_z 加载于螺旋桨处;电机振动对试验结果的影响较大,在计算时不能将其忽略,因此将测量得到的电机三个方向的激振力 F_{mx} 、 F_{my} 、 F_{mz} 加载于电机处,如图 15 所示。

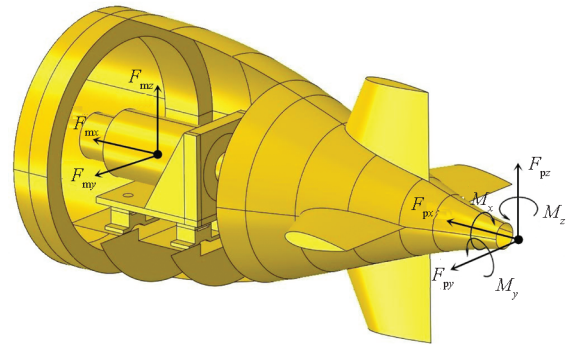
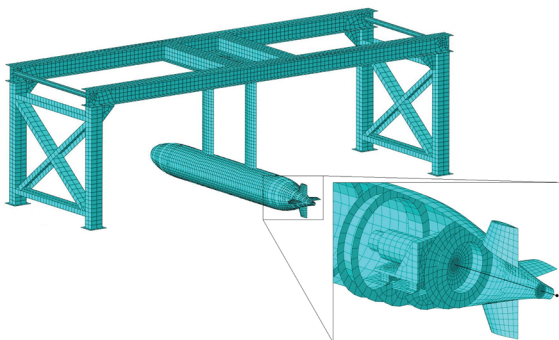


图 15 激振力的加载

Fig. 15 Loading of excitation force

3.3 计算结果分析

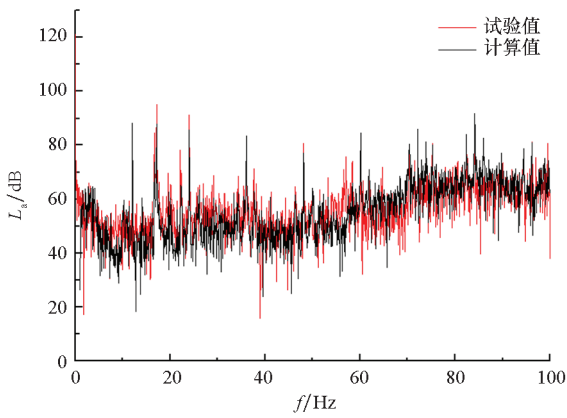
计算得到艇体振动响应后,取尾轴承处(11#)横向振动响应的计算值与试验值进行对比,如图 16 所示。由于电机激振力在各阶轴频处均有峰值,振动响应中也能观察到相应峰值,计算结果能够捕捉到试验结果频谱中的大部分峰值。两桨叶频(E779A 桨为 48 Hz ,4382 桨为 60 Hz)处振动响应对比如图 16(c) 所示,可见计算值与试验值吻合较好,图中 4382 桨振动响应较 E779A 桨在 48 Hz 处较小而在 60 Hz 处较大,体现出两桨在叶频处的激励作用。艇体振动能量大部分集中于谱峰频率处,本文方法对此处振动响应的计



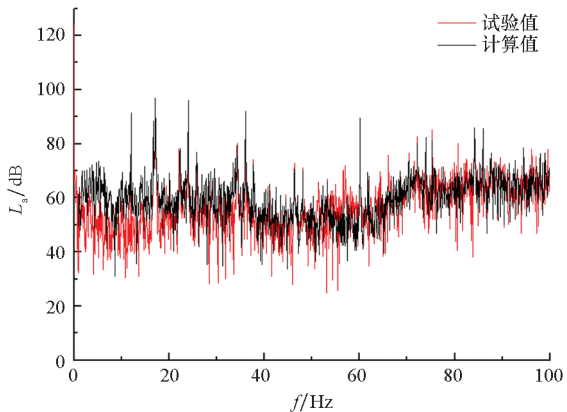
(a) 艇体及支架

(a) Hull and support

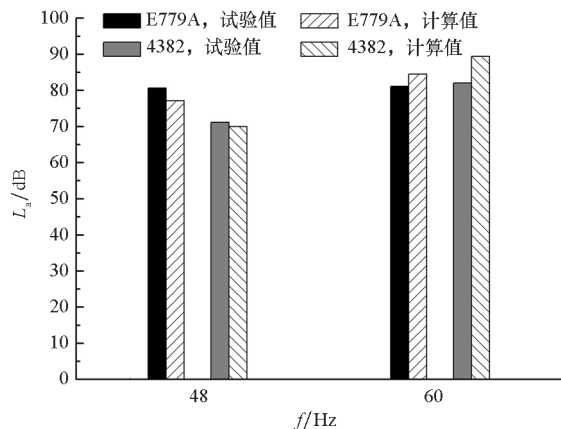
算精度较高,说明该方法能够较为准确地预报艇尾伴流场中螺旋桨激励下艇体的振动响应,相比于采用单位简谐激励的谐响应分析方法更加接近水下艇体振动的真实情况。



(a) E779A 螺旋桨
(a) E779A propeller



(b) 4382 螺旋桨
(b) 4382 propeller



(c) 两桨叶频处振动响应对比
(c) Comparison between vibration response of the two propellers at BPF

图 16 尾轴承处振动响应计算值与试验值的对比
Fig. 16 Comparison between numerical and experimental results of vibration response at stern bearing

4 结论

在循环水槽中开展了艇尾伴流场中螺旋桨诱导艇尾脉动压力及螺旋桨激励水下艇体振动响应的测量试验,综合采用 CFD 方法、有限元和模态叠加法建立了螺旋桨激励水下艇体振动响应的数值计算方法,并将计算与试验结果进行对比分析,得到如下结论:

1)螺旋桨诱导艇尾脉动压力幅值在叶频处最大,且随螺旋桨负载增加而增大,随与螺旋桨距离增大而减小,四叶桨脉动压力在尾翼后的高伴流区幅值较大,五叶桨则在尾翼之间的低伴流区幅值较大。

2)大部分测点的振动响应随螺旋桨负载增加而增大,受模型本身的复杂振动特性以及电机和环境振动等干扰因素的影响,部分测点叶频处幅值比轴频、2 阶叶频处更小,且少数测点的振动响应并未随螺旋桨负载增加而增大。五叶桨激励引起的侧向振动较四叶桨有所增强,而轴向振动则有所减弱。

3)特定频率处的侧向振动响应在艇首、中、尾部较大,在剑杆处较小,呈一阶弯曲振型,且频率范围与有限元计算结果较为一致,试验与计算结果吻合较好,都能够较为准确地反映出艇体振动特性。

4)本文采用了更能反映螺旋桨真实激励特性的激励源,相比于采用单位简谐激励的谐响应分析方法更加接近水下艇体振动的真实情况,振动响应计算值与试验值吻合较好,尤其是能够捕捉到频谱中的大部分峰值,说明本文方法能够较为准确地预报艇尾伴流场中螺旋桨激励水下艇体的振动响应,可为相关研究提供参考,有助于实现水下艇体的减振降噪。

参考文献 (References)

[1] Pan J, Farag N, Lin T, et al. Propeller induced structural vibration through the thrust bearing [C]//Proceedings of Australia Acoustical Society Annual Conference, 2002: 390 - 399.
 [2] Dylejko P G, Kessissoglou N J, Tso Y, et al. Optimization of a resonance changer to minimize the vibration transmission in marine vessels [J]. Journal of Sound and Vibration, 2007, 300(1/2): 101 - 116.
 [3] Merz S, Kinns R, Kessissoglou N. Structural and acoustic responses of a submarine hull due to propeller forces [J]. Journal of Sound and Vibration, 2009, 325(1/2): 266 - 286.
 [4] Caresta M. Active control of sound radiated by a submarine in

- bending vibration[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2011, 330(4): 615 – 624.
- [5] 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]. 哈尔滨: 哈尔滨工程大学, 2008.
CAO Yipeng. Study on underwater structure vibration and radiated noise control caused by propeller exciting force[D]. Harbin: Harbin Engineering University, 2008. (in Chinese)
- [6] 吴仕昊. 桨-轴-艇耦合结构的振动和声辐射特性理论与试验研究[D]. 上海: 上海交通大学, 2014.
WU Shihao. Theoretical and experimental study on vibration and sound characteristics of propeller-shaft-shell coupled structures [D]. Shanghai: Shanghai Jiao Tong University, 2014. (in Chinese)
- [7] Sipila T, Siikonen T, Saisto I, et al. Cavitating propeller flows predicted by RANS solver with structured grid and small Reynolds number turbulence model approach [C]// Proceedings of 7th International Symposium on Cavitation, 2009.
- [8] 谭廷寿. 非均匀流场中螺旋桨性能预报和理论设计研究[D]. 武汉: 武汉理工大学, 2003.
TAN Tingshou. Performance prediction and theoretical design research on propeller in non-uniform flow [D]. Wuhan: Wuhan University of Technology, 2003. (in Chinese)
- [9] Huang T T, Liu H L, Groves N C, et al. Measurements of flow over an axisymmetric body with various appendages in a wind tunnel; the DARPA SUBOFF experimental program[C]// Proceedings of 19th Symposium on Naval Hydrodynamics, 1992.
- [10] Menter F R. Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications [J]. *AIAA Journal*, 1994, 32(8): 1598 – 1605.
- [11] 姚熊亮. 舰船结构振动冲击与噪声[M]. 北京: 国防工业出版社, 2007.
YAO Xiongliang. Vibration, impact and noise of ship structure[M]. Beijing: National Defense Industry Press, 2007. (in Chinese)