

水下自主航行器舷侧自噪声分布特性数值与试验研究

邓磊磊^{1,2,3,4}, 石海泉^{3,4}, 时胜国^{1,2,3}

(1. 哈尔滨工程大学 水声技术全国重点实验室, 黑龙江 哈尔滨 150001; 2. 海洋信息获取与安全工信部重点实验室工业和信息化部(哈尔滨工程大学) 工业和信息化部, 黑龙江 哈尔滨 150001; 3. 哈尔滨工程大学 水声工程学院, 黑龙江 哈尔滨 150001; 4. 昆明船舶设备研究试验中心, 云南 昆明 650101)

摘要:针对水下自主航行器舷侧阵声呐设计中舷侧自噪声特性认识不清的问题,本文首先开展了水下自主航行器振动噪声和流噪声的数值预报方法研究,采用 ANSYS 有限元软件对中等航速下水下自主航行器壳体振动响应进行数值计算,并采用 Fluent 软件对壳体表面流场分布特性进行了数值分析。然后,对 17 kn 航速下水下自主航行器振动噪声、流噪声和自噪声湖上试验数据进行处理,分析了该航速下振动噪声和流噪声在不同舷侧位置处的谱特性及其对水下自主航行器自噪声的贡献大小。试验数据分析结果表明:中等航速下水下自主航行器舷侧自噪声特性在空间上存在差异,低频自噪声成分主要是由机械振动产生的,而中高频自噪声成分则主要来源于流噪声。本文结果可指导舷侧基阵安装与噪声抑制等舷侧阵声呐设计。

关键词:舷侧阵声呐; 自噪声; 流噪声; 振动响应; 空间分布特性; 仿真预报; 噪声谱; 模态振型

DOI: 10.11990/jheu.202506051

网络出版地址: <https://link.cnki.net/urlid/23.1390.U.20250701.1225.010>

中图分类号: TN911.72 文献标志码: A 文章编号: 1006-7043(2025)08-1669-09

Numerical and experimental research on the distribution characteristics of self-noise on the flank of an AUV

DENG Leilei^{1,2,3,4}, SHI Haiquan^{3,4}, SHI Shengguo^{1,2,3}

(1. National Key Laboratory of Underwater Acoustic Technology, Harbin Engineering University, Harbin 150001, China; 2. Key Laboratory of Marine Information Acquisition and Security (Harbin Engineering University), Ministry of Industry and Information Technology; Harbin 150001, China; 3. College of Underwater Acoustic Engineering, Harbin Engineering University, Harbin 150001, China; 4. Kunming Shipborne Equipment Research and Test Center, Kunming 650101, China)

Abstract: Considering the lack of a clear understanding of self-noise in the design of the autonomous underwater vehicle (AUV) flank array sonar, numerical prediction methods for AUV vibration noise and flow-induced noise were introduced at first. The vibration response of the shell was examined by computer simulation analyses using the finite element software ANSYS. The distribution characteristics of the surface flow field at medium speed were analyzed by using Fluent. Subsequently, the test data of AUV vibration noise, flow-induced noise, and self-noise on the lake at a speed of 17 knots were processed. The spectral characteristic manifestations of vibration noise and flow-induced noise at different positions of the flank and their contribution to the AUV self-noise were analyzed. The result of data analysis showed that the low-frequency component of AUV self-noise was mainly generated by mechanical vibration, and the middle- and high-frequency components originated from the flow-induced noise. The result of this study can guide the installation of the flank array and sonar design for noise suppression.

Keywords: flank array sonar; self-noise; flow-induced noise; vibration response; spatial distribution characteristic; simulation prediction; noise spectrum; mode shape

水下自主无人航行器具有机动性能好、隐蔽性

强和智能化程度高等优点,已广泛应用于水下战场侦察与监视、反潜、反水雷、水声对抗等军事任务中^[1-2]。水下自主航行器 (autonomous underwater vehicle, AUV) 通常安装有前视避碰声呐、多普勒计程仪、通信声呐以及舷侧阵探测声呐等水声设备,其中,作为一种 AUV 探测型设备,舷侧阵探测声呐在

收稿日期: 2025-06-23. 网络出版日期: 2025-07-01.
基金项目: 技术领域基金项目 (2021-JCJQ-JJ-0752); 重点实验室基金项目 (JCKYS2023604SSJS006).

作者简介: 邓磊磊, 男, 研究员, 博士研究生;
时胜国, 男, 教授, 博士生导师.

通信作者: 时胜国, E-mail: shishengguo@hrbeu.edu.cn.

水下态势感知中发挥着重要作用。AUV 自噪声是影响舷侧阵声呐探测性能的最直接因素,是舷侧阵声呐工作中的一种近场干扰,主要由平台振动噪声、流噪声和螺旋桨噪声构成。AUV 自噪声形成路径较多,在深海探测场合,主要考虑由电机、螺旋桨、舵机等振动经壳体到达的,以及流引起壳体振动的噪声。相较于水下无人平台,水下有人平台价值高、空间大、噪声控制手段丰富,其自噪声特性得到了更加广泛地研究。然而随着 AUV 的战场价值不断提升,对 AUV 的性能,尤其是水下态势感知性能要求越来越高,研究 AUV 自噪声特性也就变得愈发重要。文献[3]通过 AUV 平台与声呐系统一体化控噪设计,利用机械降噪、隔振材料、智能控制等手段,对 AUV 进行系统性噪声控制。通过室内和湖上实验,测试平台不同部件、不同工况下的噪声特性,以及降噪效果。文献[4]在基于 Lighthill 声类比理论的声学软件 ACTRAN 中进行声场仿真计算,研究了航速、共形阵的安装位置和基阵单元安装面形状对声基阵区流噪声传播的影响,实现了对水下潜器艏部声基阵区流噪声的数值预报。文献[5]在消声水池对水下滑翔机进行了自噪声测试试验,定量分析了 4 种不同工况下平台噪声对矢量水听器各通道接收信号的影响。由于航试试验比较复杂且成本较高,上述研究大都是 AUV 在低航速下开展的,中高航速下通常做建模仿真研究,因此对 AUV 实际的自噪声特性表现掌握不充分。然而,AUV 在水下攻防对抗等应用场合中常工作在中等航速下,舷侧阵声呐作为其水下态势感知的最重要手段,直接影响其对抗效能。因此有必要对中等航速下 AUV 舷侧自噪声分布情况进行分析,为舷侧阵在 AUV 上的安装布置、自噪声抑制方法等设计提供信息支持。

本文分别基于流固耦合理论和 Lighthill 声类比理论介绍了 AUV 振动噪声和流噪声的数值预报方法,仿真分析了中等航速下 AUV 壳体振动响应以及壳体表面流场分布特性,并对 17 kn 航速下 AUV 振动响应、流噪声和自噪声湖上试验数据进行处理,分析了该航速下振动噪声和流噪声在舷侧位置的噪声谱特性表现情况,以及 2 种噪声对 AUV 自噪声的贡献情况。

1 AUV 声呐平台振动噪声和流噪声预报方法

1.1 振动噪声数值预报

AUV 受到外部载荷作用产生振动的问题比较复杂,其主要原因是结构受载荷激励作用而产生振动时,结构周围的流场会发生改变,流场的变化作用于结构,使得结构受到的载荷也发生变化,并且二者

之间还存在反馈。这种由于流体与固体界面处存在反复的动量和能量交换而产生相互作用和相互影响的现象称为流固耦合作用^[6-7]。

基于流固耦合理论,利用有限元法实现 AUV 振动噪声的数值预报。假设流体介质为理想流体,则声波的运动方程可以表示为:

$$\nabla^2 p_{\text{ins}} = \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 p_{\text{ins}}}{\partial t^2} \quad (1)$$

式中: p_{ins} 为瞬时声压; c 为在流体中的声波速度; ∇^2 为拉普拉斯算子。

不考虑周围流场作用,对式(1)经有限元离散后可得振动控制方程为:

$$\mathbf{M}_s \ddot{\mathbf{u}} + \mathbf{C}_s \dot{\mathbf{u}} + \mathbf{K}_s \mathbf{u} = \mathbf{p}(t) \quad (2)$$

式中: \mathbf{M}_s 、 \mathbf{C}_s 、 \mathbf{K}_s 分别为结构的质量矩阵、阻尼矩阵、刚度矩阵; \mathbf{u} 为结构节点位移向量; $\mathbf{p}(t)$ 为外载荷向量。

对于水下航行的 AUV,其会受到静水压力的作用,在结构内部产生一定的初始应力,影响到结构的动力强度,此时结构的刚度矩阵变为:

$$\mathbf{K} = \mathbf{K}_s + \mathbf{K}_p \quad (3)$$

式中 \mathbf{K}_p 为结构初应力的刚度矩阵。

若考虑流固耦合问题,可得结构与声场的运动控制方程为:

$$\mathbf{M} \ddot{\mathbf{u}} + \mathbf{C} \dot{\mathbf{u}} + \mathbf{K} \mathbf{u} = \mathbf{F}_s + \mathbf{F}_f \quad (4)$$

式中 \mathbf{F}_s 和 \mathbf{F}_f 分别为结构和流体的作用力向量。

可得,AUV 的流固耦合作用方程^[8-9]:

$$\begin{bmatrix} \mathbf{M}_s & 0 \\ \rho_f \mathbf{R} & \mathbf{M}_f \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{\mathbf{U}} \\ \ddot{\mathbf{P}} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \mathbf{C}_s & 0 \\ 0 & \mathbf{C}_f \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{\mathbf{U}} \\ \dot{\mathbf{P}} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \mathbf{K}_s & -\mathbf{R}^T \\ 0 & \mathbf{K}_f \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{U} \\ \mathbf{P} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{F}_s \\ 0 \end{bmatrix} \quad (5)$$

式中: \mathbf{M} 、 \mathbf{C} 、 \mathbf{K} 、 \mathbf{R} 为质量、阻尼、刚度和耦合矩阵; \mathbf{P} 、 \mathbf{U} 、 \mathbf{F}_s 为声压、速度和外力向量; ρ 为流体密度,下标 s 、 f 代表结构和流体。

1.2 流场数值预报

流噪声的研究多数是基于 Lighthill 声类比理论而开展,采用标准 k - ε 模型对 AUV 周围流场进行计算,再利用 FW-H 方程进行流噪声数值预报。

标准 k - ε 模型是一个半经验公式,在模型公式中需要求解湍动能及其耗散率方程^[10]。其中,湍动能输运方程 k 方程是一个通过精确推导得出的精确方程;耗散方程 ε 方程是一个经验公式,是通过物理推理,数学上模拟相似原形方程得到的经验方程。

标准 k - ε 模型假设流动为完全湍流,分子粘性影响可以忽略^[11]。因此,标准 k - ε 模型只适合完全是湍流的流场模拟。湍动能 k 和耗散率 ε 的方程为:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial t}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k \quad (6)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{2\varepsilon} G_b) - C_{3\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} + S_\varepsilon \quad (7)$$

式中: G_k 为由层流速度梯度而产生的湍流动能; G_b 为由浮力产生的湍流动能; Y_M 为由于在可压缩湍流中过渡的扩散产生的波动; $C_{1\varepsilon}$ 、 $C_{2\varepsilon}$ 、 $C_{3\varepsilon}$ 是常量; σ_k 和 σ_ε 为 k 方程和 ε 方程的湍流普朗特数; S_k 和 S_ε 为用户定义数据。

湍流粘性系数为:

$$\mu_t = \rho C_\mu k^2 / \varepsilon \quad (8)$$

考虑到运动的固壁流噪声问题,FW-H^[12-14] 方程为:

$$\frac{1}{c_0^2} \frac{\partial^2 p'}{\partial t^2} - \nabla^2 p' = \frac{\partial^2}{\partial x_i \partial x_j} T_{ij} H(f) - \frac{\partial}{\partial x_i} [p_{ij} n_j \delta(f)] + \frac{\partial}{\partial t} [\rho_0 u_n \delta(f)] \quad (9)$$

式中: $p' = p - p_0$, p' 为远场声压; $\delta(f)$ 和 $H(f)$ 分别为狄拉克函数和海维赛德函数; v_n 为相应的速度分量; u_n 为来流速度在 x_i 垂直壁面方向的分量; f 为壁面函数。

通过式(9)可以得出,右端的声源项由 3 个部分组成,第 1 项中包含 Lighthill 应力张量,是由于流场中的速度脉动即四偶极子引起的声源项;第 2 项中含有脉动压力项,是由于流体与固体边界相互作用引起的声源项,即偶极子源;第 3 项中包含有固体壁面的运动速度,是由于物体运动时与流场产生的作用引起的声源项,即单极子源。

2 振动噪声和流噪声仿真预报

2.1 振动噪声仿真预报

采用 ANSYS 进行回转体 AUV 有限元模型^[15-16] 建立,其流程如图 1 所示。

1) 简化模型。参考美国国防预研规划署和大卫·泰勒研究中心共同提出的 SUBOFF 模型建立 AUV 简化模型^[17];

2) 定义实常数。实常数是不同壳体或者隔板以及安装板或者钢筋的厚度值的定义;

3) 定义材料参数。材料为铝合金,其杨氏模量为 7×10^{10} Pa,泊松比为 0.3,密度为 2.7×10^3 kg/m³;

4) 建立壳体实体模型。AUV 实体模型主要包含 3 个部分:轴对称的裸 AUV 壳体、4 个尾翼和壳体内部的环肋。AUV 简化模型是轴对称回转体结构。AUV 壳体由艏部、中间平行部、艉部和艉部封

头 4 段组成。图 2 给出了 AUV 简化模型示意图。

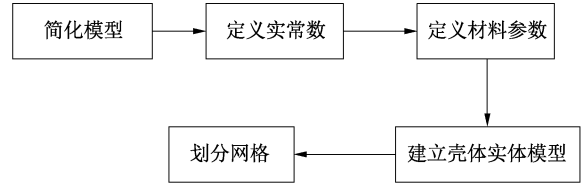


图 1 AUV 有限元模型建立流程

Fig. 1 The establishment process of AUV finite element model

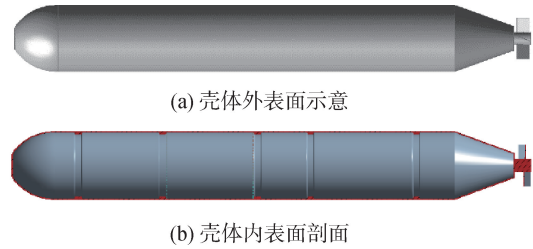


图 2 AUV 简化模型

Fig. 2 AUV simplified model

5) 划分网格。在划分网格时,提高部分网格的精度并不能有效提高计算的精度,流体模型计算的精度是由绝大部分的单元控制,而其他的有限元软件进行结构分析时,需要将重点关注部分的网格划分得细小一些。一般来说,对于线性单元,为了保证分析精度,单元长度 L 需要满足:

$$L \leq c / f_{\max} \quad (10)$$

式中: c 为声速; f_{\max} 为计算的最高频率。

采取智能自适应网格划分方法,对 AUV 简化模型进行网格划分,网格大小为 30 mm,有限元模型网格划分效果如图 3 所示。

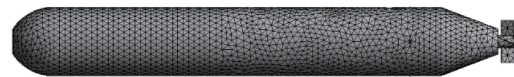


图 3 模型网格划分结果

Fig. 3 Grid division results of the model

由 ANSYS 有限元软件求解的前 20 阶模态频率如表 1 所示,个别阶次频率的振型描述和发生最大变形位置如表 2 所示。

表 1 前 20 阶模态对应的频率

Table 1 Frequencies corresponding to the first 20 modes

模态阶数	频率/Hz	模态阶数	频率/Hz
1	250.23	11	516.93
2	250.32	12	631.15
3	263.85	13	631.31
4	263.97	14	637.10
5	373.30	15	637.11
6	390.07	16	647.02
7	390.21	17	647.13
8	390.51	18	659.13
9	396.12	19	659.19
10	398.70	20	776.35

表 2 个别阶次的模态振型描述

Table 2 Descriptions of individual mode shapes

阶数	频率/Hz	模态振型描述	最大变形位置
1	250.32	壳体整体沿 Z 轴方向的弯曲模态振型	壳体中段偏后
3	263.85	壳体中段呈现中间变形大两端变形小的呼吸模态振型	壳体中段
6	390.07	壳体前段和后端分别呈现两股型的双呼吸模态振型	壳体中前段和中后段
10	398.70	螺旋桨上的振动	螺旋桨
14	637.1	壳体艏段呈现沿径向的类似呼吸模态振型	壳体后段
16	647.02	壳体呈现类似“S”形的双弯曲模态	壳体中段偏前和中段偏后

谐波激励在线性系统分析中具有基础性地位。这主要源于线性系统对谐波激励的稳态响应是频率相同的谐波函数,且其解析解通常易于获得。更重要的是,由于线性系统满足叠加原理,任何复杂的激励可通过傅里叶分析分解为一系列谐波分量(基波和谐波)。相应地,系统对复杂激励的总响应,也可由其对各个谐波分量的响应叠加得到^[8]。因此,分析线性系统在谐波激励下的响应(频响函数),可为预测其在任意激励下的响应提供了理论基础。

在现阶段主流水下航行体设计中,AUV 的机械动力装置通常集中布置于壳体艏部,构成其主要振动来源。为此,本文在壳体艏段施加简谐载荷以模拟该机械振动,激励力幅值为 1 000 N,频率范围为 100~1 000 Hz。图 4 展示了不同频率激励力作用下 AUV 壳体的变形分布情况。结果表明,壳体的振动变形随着与激励点距离的增加而变小。

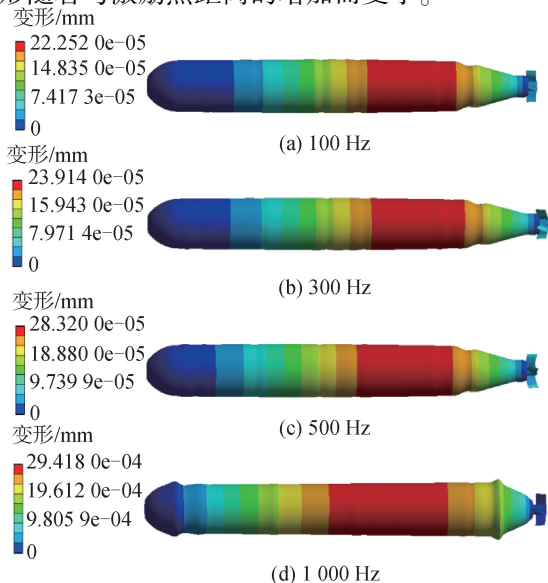


图 4 不同频率激励下的壳体振动变形
Fig. 4 Shell vibration deformation under different excitation frequencies

2.2 流噪声仿真预报

图 5 是流场计算域和边界条件的示意图。它在回转体 AUV 简化模型外围构建了一个长方体形状的流体域,AUV 艏部前方为入口边界,定义来流速度;艏部后方为出口边界,定义出口压力;另外 4 个侧面是对称边界条件。

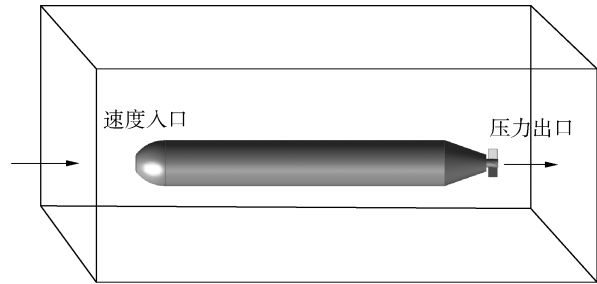


图 5 计算域和边界条件示意

Fig. 5 Calculation domain and boundary conditions

边界条件具体定义如下:

1) 入口是速度入口边界条件,来流速度为:

$$\begin{cases} u = U_{\infty} \\ v = 0 \\ w = 0 \end{cases} \quad (11)$$

2) 出口是压力出口边界条件,相对于参考点的静压为:

$$P = P_{\text{outlet}} \quad (12)$$

3) AUV 表面是固壁边界,满足无滑移条件:

$$\begin{cases} u = 0 \\ v = 0 \\ w = 0 \end{cases} \quad (13)$$

4) 计算域的另外 4 个侧面是对称边界条件:

$$\frac{\partial U}{\partial n} = 0 \quad (14)$$

流场初始化给定边界上相应速度和压力,其他计算域初始化为零,即模拟的流场是从静止到发展充分。假设来流速度为 17 kn,采用 Fluent 软件对 AUV 模型进行定常流场仿真分析,结果如图 6 所示。

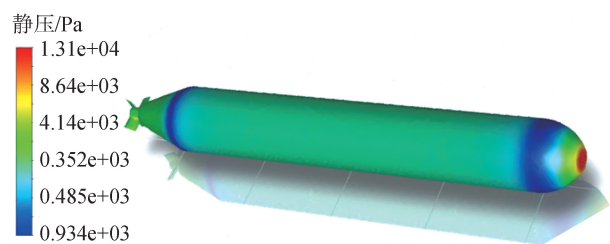


图 6 AUV 壳体静压分布

Fig. 6 Static pressure distribution on the AUV hull

对 AUV 的流噪声研究,首先以定常计算得到的流场值为初始值然后改用 LES 对流场进行非定常计算,待流场稳定后,利用 Fluent 中 FW-H 方法进行

声场的计算。

在 AUV 的艏部、舂部和艉部分别取 3 个特征点,对该特征点在中等航速为 17 kn 工况下的声压频率曲线进行了声学计算,计算结果如图 7 所示。

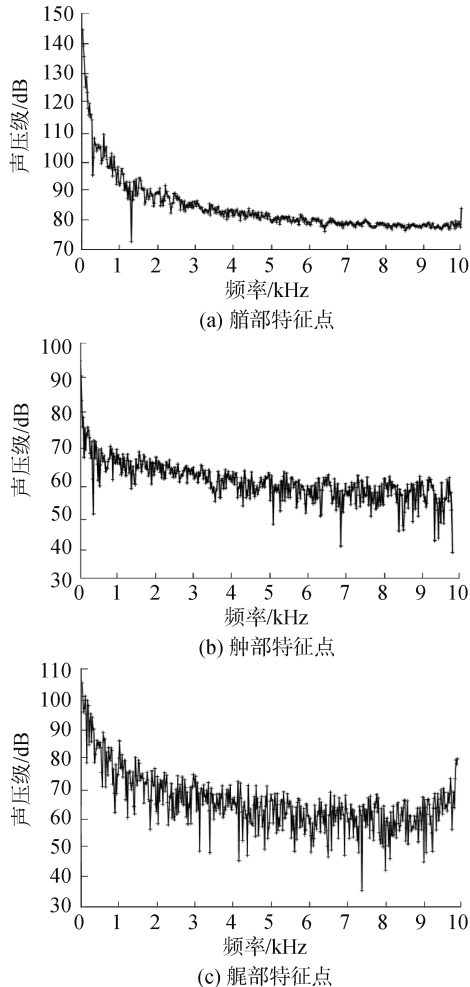


图 7 特征点处的声压频率响应曲线

Fig. 7 The sound pressure frequency response curves of the characteristic points

图 6 和图 7 结果表明,AUV 流噪声呈现显著的空间分布差异,流噪声声压级在艏部驻点区域较高,但峰值出现在其下游的转捩区(此处流动由层流转捩为湍流,湍流脉动显著增强),之后声压级随流向衰减。

3 AUV 自噪声试验数据分析

3.1 数据获取试验

AUV 噪声数据获取试验在湖上开阔水域开展,采集到了某回转体 AUV 在 17 kn 行进速度下的流噪声、振动噪声和自噪声数据。AUV 艏部(约 1/6 处)、舂部(约 1/2 处)和艉部(约 5/6 处)分别安装有传感器,内部安装加速度计,壳体表面共形安装水听器,加速度计和水听器在壳体内表面背靠背安装。传感器都安装在航行体中间圆柱段,各传感器安装

位置如图 8 所示。

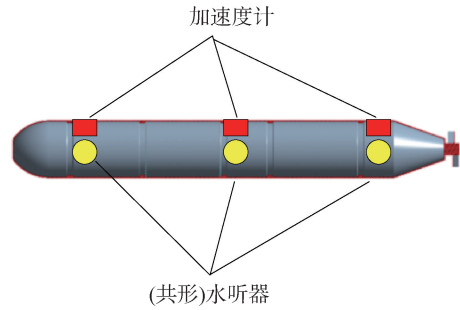


图 8 传感器安装位置示意

Fig. 8 Schematic diagram of the sensor installation position

试验过程中,AUV 内部数据采集设备同步采集 6 个通道的航行试验数据,各通道数据记录情况见表 3 所示,数据采集皆正常。

表 3 通道数据记录情况

Table 3 Data recording status

传感器类型	数据记录通道号	AUV 上位置
加速度计	Ch_001	艏部
	Ch_002	舂部
	Ch_003	艉部
水听器	Ch_004	艏部
	Ch_005	舂部
	Ch_006	艉部

各通道数据的时域波形如图 9 所示。振动噪声和自噪声在 AUV 航行过程中采集到,而流噪声在 AUV 停机滑行过程中水听器采集到。

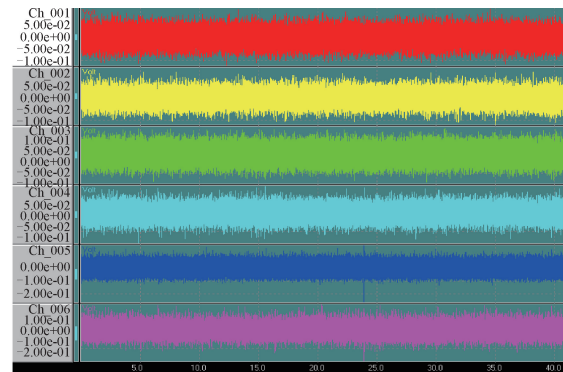


图 9 各通道数据的时域波形

Fig. 9 The time-domain waveform diagrams of the data

3.2 振动噪声特性分析

处理加速度计采集到的 AUV 壳体振动噪声数据,艏部、舂部、艉部 3 个部位的振动噪声谱如图 10 所示。从图 10 分析结果可以看出:

1) 3 个部位的振动噪声谱结构相似,低频段随着频率增加谱级下降显著,而高频段随着频率增加谱级下降不明显。

2) 艉部振动噪声强度要强于舂部,而舂部噪声强度要强于艏部。尤其在中高频段表现明显,艉部振动噪声平均谱级要比舂部高约 20 dB,舂部比艏

部高约 10 dB。

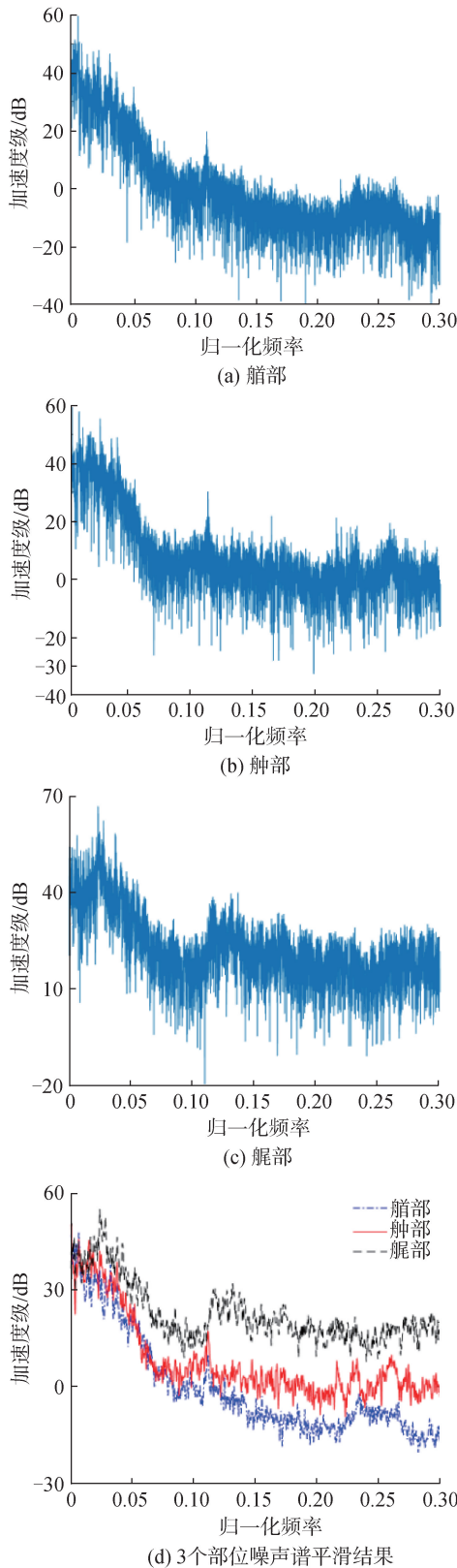


图 10 舷侧振动噪声谱

Fig. 10 Vibration noise spectrum on the flank of AUV

3) 艮部振动噪声在(归一化)频率 0.03 附近出现谱峰,随着监测位置向前推移,谱峰逐渐下降并消失。

舷侧 3 个部位振动噪声的 1/3 倍频程能量分布分析结果如图 11 所示,与频谱分析结果类似,艮部振动噪声能量要强于舦部和艏部,且在中高频段表现更加明显。

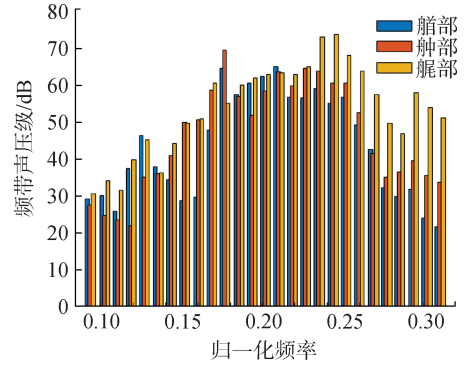
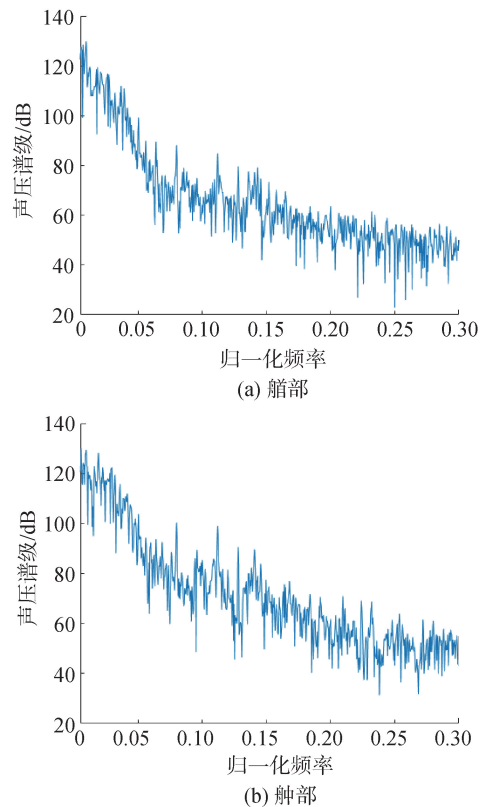


图 11 舷侧振动噪声的 1/3 倍频程能量分布

Fig. 11 The one-third octave band energy distribution of vibration noise

3.3 流噪声特性分析

处理壳体表面水听器采集到的 AUV 流噪声数据,艏部、舦部、艮部 3 个部位的流噪声谱如图 12 所示。从图 12 分析结果可以看出:1) 艏部和舦部的流噪声谱结构比较相似,随着频率增加谱级不断下降,与艮部流噪声相比差异主要体现在中高频段;2) 艮部流噪声谱级在频率超过 0.1 后出现增大,中高频段噪声谱级整体得到增加。由于 AUV 艮部结构比较复杂,在滑行过程中,艮部流场也会变得更加复杂,导致艮部流噪声出现较大差异。



(a) 艏部

(b) 舦部

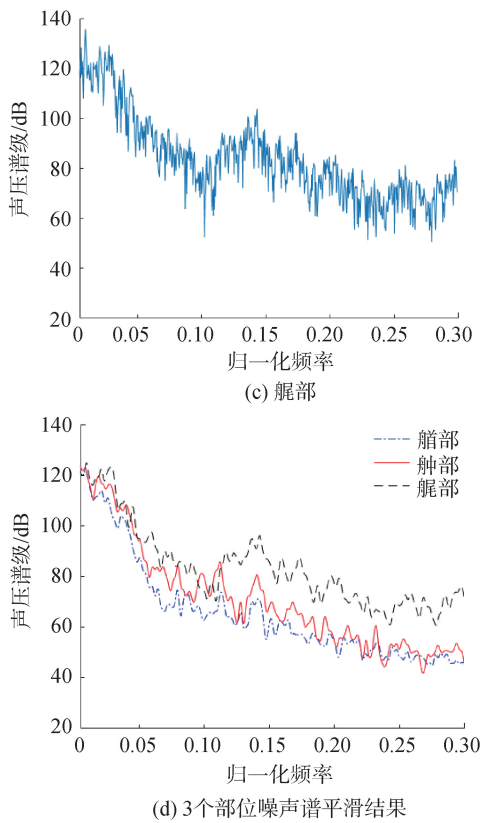


图 12 舷侧流噪声谱

Fig. 12 Flow-induced noise spectrum on the flank of AUV

舷侧 3 个部位流噪声的 1/3 倍频程能量分布分析结果如图 13 所示,与频谱分析结果类似,中高频段艇部流噪声能量要强于舢部和艏部。

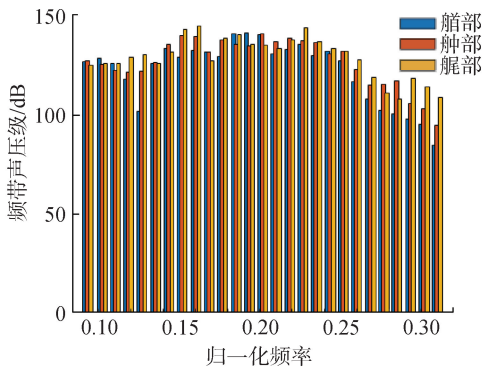


图 13 舷侧流噪声的 1/3 倍频程能量分布

Fig. 13 The one-third octave band energy distribution of flow-induced noise

3.4 自噪声特性分析

处理壳体表面水听器采集到的 AUV 自噪声数据,舢部、舳部、艇部 3 个部位的自噪声谱如图 14 所示。

综合图 10、图 12、图 14 频谱分析结果可以看出:1)在频率 0.03 以下低频段,自噪声谱与振动噪声谱结构特性更加相似;而在频率高于 0.03 的中高频段,自噪声谱结构与流噪声谱结构相似度更高;

2)基于 AUV 艇部结构复杂性,艇部自噪声呈现出差异特征,中高频段自噪声强度明显强于舢部和舳部。

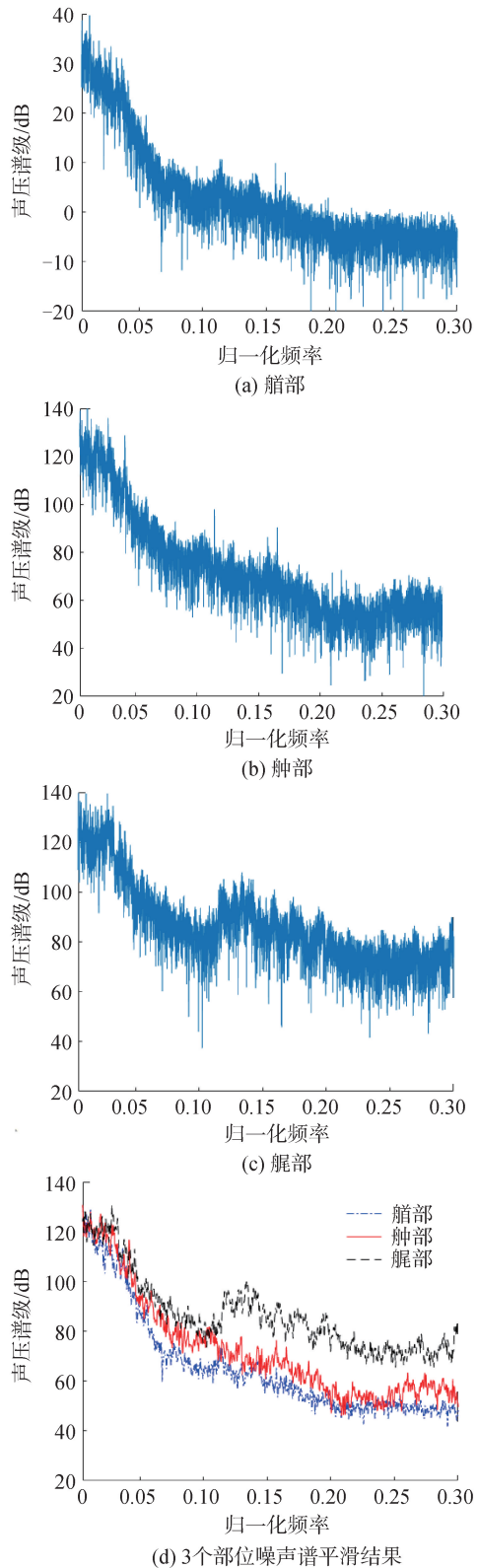


图 14 舷侧自噪声谱

Fig. 14 Self-noise spectrum on the flank of AUV

综合图 11、图 13、图 15 能量分布特性分析结果可以看出:1)自噪声在中高频段的 1/3 倍频程能量

分布趋势与流噪声能量分布趋势相似,中频段随频率增加频带能量变化不大,高频段随频率增加频带能量变小;2)自噪声在低频段的 1/3 倍频程能量分布趋势与振动噪声能量分布趋势相似,随频率增加频带能量总体呈现变大趋势。

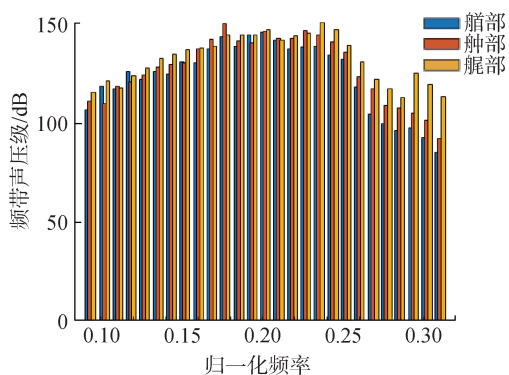


图 15 舷侧自噪声的 1/3 倍频程能量分布

Fig. 15 The one-third octave band energy distribution of self-noise

上述 AUV 振动噪声、流噪声和自噪声表现出的空间分布特性,可指导中速型 AUV 舷侧阵声纳的设计:

1) 舷侧声纳基阵尽量靠近 AUV 艏部布置安装,该位置受到航行自噪声的影响最小。若舷侧阵尺度较大,则需考虑自噪声空间分布差异给基阵处理带来的影响;

2) 在噪声抑制方法上,低频噪声抑制主要针对机械振动噪声,而中高频噪声抑制主要针对水流噪声。需根据两种类型噪声之间的差异,针对性地选择噪声抑制措施。

4 结论

1) 中等航速下,AUV 自噪声的低频噪声成分主要是由机械振动产生的,而中高频噪声成分则主要来源于流噪声。随着航速增加,流经壳体的水动力噪声将成为 AUV 自噪声的主要来源。

2) AUV 振动噪声强度从大至小分别为艉部、舦部、艏部。尤其在中高频段表现明显,艉部振动噪声平均谱级要比舦部高约 20 dB,舦部比艏部高约 10 dB。

3) AUV 舷侧自噪声特性在空间上存在差异,艏部与舦部自噪声谱特性相似,而受艉部复杂突起结构等引起的流场影响,高频段的艉部自噪声谱级要明显强于艏部与舦部。

4) AUV 舷侧自噪声分布特性研究成果,可指导舷侧基阵安装位置、以及噪声抑制方法等舷侧阵声纳设计。舷侧基阵尽量安装在自噪声较小的艏部位置,若阵尺度较大,覆盖 AUV 舦部或艉部,则应根据自噪声特性的空间差异针对性地采取自噪声抑制

措施。

5) 由于做了模型简化和边界条件近似处理,中等航速下 AUV 表现处理的振动噪声和流噪声与仿真结果存在一定的差异,但总体分布规律一致。

参考文献:

- [1] 刘洋,陈练,苏强,等. 水下无人航行器装备技术发展与应用研究[J]. 舰船科学技术, 2020, 42(23):1-7.
LIU Yang, CHEN Lian, SU Qiang, et al. Research on the development and combat application of foreign underwater unmanned vehicle [J]. Ship science and technology, 2020, 42(23): 1-7.
- [2] 潘光,宋保维,黄桥高,等. 水下无人系统发展现状及其关键技术[J]. 水下无人系统学报, 2017, 25(2): 44-51.
PAN Guang, SONG Baowei, HUANG Qiaogao, et al. Development and key techniques of unmanned undersea system[J]. Journal of unmanned undersea systems, 2017, 25(2): 44-51.
- [3] 张明,马晓晨,李建龙. 自主水下航行器自噪声控制及实验验证[J]. 舰船科学技术, 2020, 42(23): 146-149.
ZHANG Ming, MA Xiaochen, LI Jianlong. Autonomous underwater vehicle self-noise control and experimental validation[J]. Ship science and technology, 2020, 42(23): 146-149.
- [4] 樊林旭,张磊,陈德喜,等. 水下潜器艏部声基阵区流噪声研究方法[J]. 舰船科学技术, 2017, 39(13): 48-53.
FAN Linxu, ZHANG Lei, CHEN Dexi, et al. Research method about flow-induced noise in the bow of underwater vehicles [J]. Ship science and technology, 2017, 39(13): 48-53.
- [5] 王超,韩梅,孙芹东,等. 水下声学滑翔机平台噪声测试与优化[J]. 水下无人系统学报, 2020, 28(4): 396-402.
WANG Chao, HAN Mei, SUN Qindong, et al. Noise measurement and optimization of underwater acoustic glider platform [J]. Journal of unmanned undersea systems, 2020, 28(4): 396-402.
- [6] 刑景棠,崔尔杰. 流固耦合力学概述[J]. 力学进展, 1997, 27(1): 20-39.
XING Jingtang, CUI Erjie. Overview of fluid structure coupling mechanics[J]. Advances in mechanics, 1997, 27(1): 20-39.
- [7] 王仁智. 自主水下航行器噪声预报[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2020.
WANG Renzhi. Noise prediction of autonomous underwater vehicles [D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2020.
- [8] 商德江. 复杂弹性壳体水下结构振动和声场特性研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工程大学, 1999.
SHANG Dejiang. Research on vibration and sound field

- characteristics of underwater elastic shells [D]. Harbin: Harbin Engineering University, 1999.
- [9] 张森森, 杨升山, 张猛. 水下航行体振动与声辐射数值实验研究[J]. 船海工程, 2010, 39(3): 137-141.
ZHANG Sensen, YANG Shengshan, ZHANG Meng. Numerical experimental study on vibration and acoustic radiation of underwater vehicles[J]. Ship & ocean engineering, 2010, 39(3): 137-141.
- [10] 孙权. 水下航行体流致噪声的数值研究[D]. 武汉: 武汉理工大学, 2014.
SUN Quan. Numerical simulation of flow-induced noise with underwater vehicle[D]. Wuhan: Wuhan University of Technology, 2014.
- [11] YANG Z, SHIH T H. New time scale based k-epsilon model for near-wall turbulence[J]. AIAA journal, 1993, 31(7): 1191-1198.
- [12] FLOWCS W J E, HAWKINGS D L. Sound generation by turbulence and surfaces in arbitrary motion [J]. Philosophical transactions of the royal society of London series A, mathematical and physical sciences, 1969, 264 (1151): 321-342.
- [13] 屠江锋, 马少杰, 张合, 等. 基于 LES/FW-H 耦合模型的水下高速运动体流噪特性分析[J]. 南京理工大学学报, 2020, 44(2): 142-148, 153.
TU Jiangfeng, MA Shaojie, ZHANG He, et al. Analysis of flow noise characteristics of underwater high speed moving object based on LES/FW-H coupling model[J]. Journal of Nanjing University of Science and Technology, 2020, 44(2): 142-148, 153.
- [14] 王春旭, 吴崇建, 陈乐佳, 等. 流致噪声机理及预报方法研究综述[J]. 中国舰船研究, 2016, 11(1): 57-71.
WANG Chunxu, WU Chongjian, CHEN Lejia, et al. A comprehensive review on the mechanism of flow-induced noise and related prediction methods[J]. Chinese journal of ship research, 2016, 11(1): 57-71.
- [15] 艾海峰, 陈志坚. 水下航行体纵向振动特性分析[J]. 中国舰船研究, 2007, 2(6): 59-61.
AI Haifeng, CHEN Zhijian. Analysis of longitudinal vibration characteristics of underwater vehicles[J]. Chinese journal of ship research, 2007, 2(6): 59-61.
- [16] 曹佳安. 浅水小型 AUV 结构设计与分析[D]. 秦皇岛: 河北科技师范学院, 2022.
CAO Jiaan. Design and analysis of shallow water small AUV structure[D]. Qinhuangdao: Hebei normal University of Science and Technology, 2022.
- [17] CHASE N, CARRICA P M. Submarine propeller computations and application to self-propulsion of DARPA suboff [J]. Ocean engineering, 2013, 60: 68-80.

本文引用格式:

- 邓磊磊, 石海泉, 时胜国. 水下自主航行器舷侧自噪声分布特性数值与试验研究[J]. 哈尔滨工程大学学报, 2025, 46(8): 1669-1677.
DENG Leilei, SHI Haiquan, SHI Shengguo. Numerical and experimental research on the distribution characteristics of self-noise on the flank of an AUV [J]. Journal of Harbin Engineering University, 2025, 46(8): 1669-1677.