文章编号：1007−7294(2026)08−1387−10

水下回转体结构脉动载荷特性及控制方法研究

李玉慧[1]，常道庆[1,2]，孙红灵[1,2]，牟震洋[1]，孙陆阳[1]
（1. 中国科学院声学研究所，北京 100190；2. 中国科学院大学，北京 100049）

摘要：水下航行器水动力噪声预报精度与控制效果直接影响其综合性能。准确掌握脉动压力分布特征，是评估水动力噪声水平与开展低噪声设计的基础和关键依据。本文以水下回转体结构为研究对象，基于大涡模拟技术开展脉动压力数值仿真并分析了不同区域的分布规律；利用 Q 准则捕捉回转体结构各典型区域的涡结构，并结合涡量分布深入解析各区域脉动压力特性；通过将脉动压力仿真结果与试验数据比对，验证了仿真方法的准确性。在此基础上，开展了水下航行器舷侧阵区域脉动压力控制方法研究，提出在舷侧阵前端与艇体过渡位置增设导流圆角；研究表明，该措施可有效抑制因舷侧阵几何突变诱发的马蹄涡，使典型位置处的脉动压力总级降低 5 dB 以上。

关键词：脉动压力；水动力噪声；载荷分布；优化设计
中图分类号：U661.1 **文献标识码：**A **doi:** 10.3969/j.issn.1007−7294.2026.08.014

Pulsating pressure characteristics and control methods of underwater rotating body structures

LI Yu−hui[1], *CHANG Dao−qing*[1,2], *SUN Hong−ling*[1,2], *MU Zhen−yang*[1], *SUN Lu−yang*[1]
(1. Institute of Acoustics (IOA) of the Chinese Academy of Sciences, Beijing 100190, China; 2. University of Chinese Academy of Sciences, Beijing 100049, China)

Abstract: The prediction accuracy and control effectiveness of hydrodynamic noise for underwater vehicles directly impact their overall performance. Accurately grasping the distribution characteristics of pulsating pressure is the fundamental and critical basis for assessing hydrodynamic noise levels and conducting low-noise design. This study takes an axisymmetric underwater structure as the research object, conducts numerical simulations of pulsating pressures based on Large Eddy Simulation (LES), and analyzes their distribution patterns in different regions. Using the Q-criterion, the vortex structures in various typical regions of the axisymmetric structure are captured and the characteristics of pulsating pressures in each region are analyzed in conjunction with vorticity distribution. By comparing the simulated pulsating pressure results with experimental data, the accuracy of the simulation method was verified. Based on this, research on pulsating pressure control methods in the flank array region of an underwater vehicle was conducted, and it proposes adding a guide fillet at the transition position between the front end of the flank array and the hull. The study shows that this measure can effectively suppress the horseshoe vortex induced by the

收稿日期：2026−02−15
基金项目：国家自然科学基金资助项目(52501410)
作者简介：李玉慧(1994–)，女，博士，通讯作者，E-mail: liyuhui@mail.ioa.ac.cn；
常道庆(1976–)，男，博士，研究员；孙红灵(1980–)，男，博士，研究员；
牟震洋(1999–)，男，博士研究生；孙陆阳(1987–)，博士，副研究员。

geometric discontinuity of the flank array, reducing the overall pulsating pressure level at typical locations by over 5 dB.

Key words: pulsating pressure; hydrodynamic noise; load distribution; optimized design

0 引 言

水下航行器的水动力噪声主要源于其壁面边界层内的湍流扰动以及脉动压力激励结构所产生的振动。尤其在中高速航行时,水动力噪声成为水下声场的主导成分,其预报与控制精度直接影响航行器的整体性能。深入分析其生成机制可知,在较高航速下,湍流边界层中的脉动压力不仅是结构振动辐射噪声的主要激励源,同时也是声呐设备自噪声的主要来源[1]。壁面脉动压力的精确预报和高效控制,在水动力噪声预报及控制的诸多环节中起着至关重要的作用[2]。

数值分析手段已成为探索湍流脉动压力特性的重要途径。选用高精度的湍流模型对于提高数值模拟的准确性尤为关键。当前,主流的湍流模拟策略主要包括直接数值模拟[3](DNS)、雷诺时均湍流模型[4](RANS)、大涡模拟[5](LES)以及混合湍流模型(Hybrid Model)。Zheng 等[6] 通过仿真与试验的对比验证了大涡模拟方法在计算大多数压力特性时优于 RANS 方法。Meng 等[7] 运用 LES 技术详尽地再现了低速翼型表面的脉动压力特性,随后通过与风洞实验数据的对比分析,验证了大涡模拟方法在预测此类复杂流动现象时的精确性和可靠性。张晓龙等[8] 对平板以及翼型体的脉动压力进行了大涡模拟方法的计算,通过与试验数据对比,发现脉动压力功率谱密度计算误差不超过 6 dB。Qu 等[9] 采用大涡模拟结合浸没边界法分析了潜艇围壳周围蹄涡、发卡涡和项链涡 3 种不同类型的大尺度涡结构及其形成机理。在数值计算流体噪声的探索中,Piomelli 及其团队[10] 通过深入研究小尺度涡流对 Lighthill 声类比中各源项的贡献,评估了大涡模拟方法在流体噪声预报中的适用性和精确度。研究发现,对于流体噪声的低频成分,大涡模拟能够提供高度准确的模拟结果。以上有关湍流边界层脉动压力的一系列研究为水下航行器水动力噪声的研究打下了坚实的基础。大涡模拟因能有效捕捉湍流边界层内的脉动特性且具有较为高效的计算效率,已成为探究边界层脉动压力的首选方法,因此本文采用该方法进行脉动载荷的计算。

为改善水动力性能、降低水动力噪声,许多学者对水下航行器外形进行了优化设计。俞孟萨等[11] 基于 Lauchle 提出的过渡区湍流猝发的单极子声辐射理论,建立了水下航行体艏部低噪声线型的声学设计方法。何幸等[12] 分析了航行速度及艏部线型对艏部表面脉动压力的影响,揭示了脉动压力峰值位置与艏部噪声之间的关系。附体外形与尺寸对水下航行器流场、脉动压力以及流激噪声有着重要影响,为进一步提升水下航行器水动力及噪声性能,围壳外形与尺寸优化持续受到关注。近年来研究热点更聚焦于抑制或消除围壳与艇体接合部马蹄涡及其诱发的流激噪声[13],大量研究表明在围壳前缘与主艇体接合部加装不同形式的填角后流场品质会得到很大改善,对抑制围壳结合部马蹄涡都有较好的作用,可有效抑制水动力噪声[14−16]。此外,基于抑制马蹄涡的研究思路,谷春婷[17] 提出了在舷侧阵平台和艇身接合部加设填角、在舷侧阵平台前端加设涡流发生器和在舷侧阵平台两侧加设消涡整流片三种水动力噪声控制方法。

上述研究表明,众多学者虽采用多种湍流模型对脉动压力进行了数值计算,但在水下航行器水动力噪声预报中,对边界层内脉动压力分布特性的细致分析仍显不足。此外,针对水下航行器的外形优化设计,现有研究多聚焦于艏部线型与围壳形态的改进,而舷侧阵平台作为重要附体结构,若其设计不当,易诱发马蹄涡并显著加剧水动力噪声,因此,亟需对舷侧阵平台实施针对性优化设计,以抑制脉动压力、减小水动力噪声。为响应水下航行器精细化线型设计与流动控制的需求,本研究首先采用大涡模拟方法,对典型水下回转体结构的脉动压力分布特性进行了细致分析,并与试验结果对比验证计算精度,旨在揭示其分布规律并为优化提供理论依据;随后,以 SUBOFF 模型为基准,分别通过在舷侧阵前

缘加装过渡圆角实施线型优化，以及在舷侧阵上游布置阻流块促进边界层提前转捩，并系统评估了上述优化措施的流场控制效果，定量分析了其对脉动压力的抑制效能。研究结果可为水下航行器的低噪声外形设计与水动力性能优化提供一定的技术支撑。

1 脉动载荷计算流程

1.1 回转体结构几何模型

本文计算模型为长 $L=0.4$ m，最大直径 $D=0.06$ m 的回转体结构，如图 1 所示。其中，计算域入口定义为速度入口边界，速度为 $U=8$ m/s（$Re=UL/\nu=3.2\times10^6$，ν为运动粘性系数，常温下取 1.006×10^{-6} m^2/s），速度入口距离艏部长度为 L（L 为回转体长度），出口定义为压力出口边界，为确保尾流得到充分发展，距离回转体艉部长度为 $3L$，流体域半径为 L，远场边界定义为对称边界，回转体结构固壁边界和连接模型的壁面定义为无滑移边界。

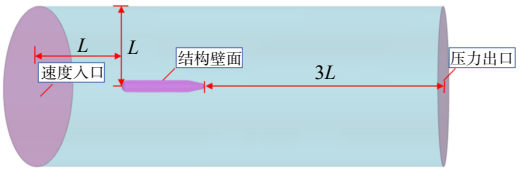


图 1　流体计算域和边界条件

Fig.1　Computational domain and boundary conditions

1.2 回转体结构脉动载荷计算

脉动压力本质上是流场中大尺度涡旋瞬时运动与结构表面相互作用的结果。LES 通过直接解析流场中的大尺度涡旋运动，仅对亚格子尺度运动采用简化模型，可有效克服 RANS 方法依赖经验性湍流封闭模型、难以准确捕捉瞬时脉动特征的局限，在保证瞬时流动细节捕捉精度的同时，兼顾了工程应用对计算成本的可控性。因此，当计算目标涉及“瞬时脉动特性”或“复杂非定常流场”时，LES 是当前精度与效率平衡的最优数值方法。为深入揭示回转体边界层内脉动压力、涡量结构及流线演化等关键物理量的分布特性，本文采用 LES 湍流模型开展高精度数值计算。

为了直接模拟近壁面粘性底层，避免因网格分辨率不足导致分子粘性作用被低估以及壁面剪切力失真，同时兼顾计算效率，近壁面法向第一层网格高度的设置需达到“精度-成本平衡点”，因此无量纲壁面距离取为$y^+\approx1$，边界层内共设置 25 层网格节点，网格延展比控制在 1.2，壁面沿流向与展向的无量纲网格尺寸$\Delta x^+\approx\Delta z^+\approx10y^+$，主流区无量纲网格尺寸$\Delta x^+\approx\Delta z^+\approx\Delta y^+$。

$$y^+=\frac{u_\tau\cdot y}{\nu}=\frac{u_\tau\cdot(\Delta y/2)}{\nu},\quad \Delta x^+=\frac{u_\tau\cdot\Delta x}{\nu},\quad \Delta z^+=\frac{u_\tau\cdot\Delta z}{\nu} \tag{1}$$

其中，u_τ为摩擦速度，y为从壁面到计算网格节点的距离，Δy为沿法向的网格尺寸，Δx为沿流向的网格尺寸，Δz为沿展向格尺寸。

为了进一步提升边界层附近的计算精度，对流固耦合交界面网格实施了二次加密处理，为高效处理复杂几何并精确捕捉边界层效应，计算域主体采用切割体网格进行离散，并在壁面附近构建棱柱层网格以准确解析边界层流动，流体域网格总数为 2060 万，满足计算收敛性要求。

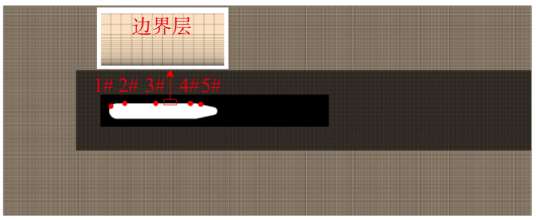


图 2　流体计算域网格

Fig.2　Mesh of the fluid computational domain

为定量分析回转体结构的脉动压力的分布特性，沿流向在不同区域设置 5 个监测点，其中 1#监测点距艏部顶点 0.01 m，2#监测点距艏部顶点 0.06 m，3#监测点距艏部顶点 0.18 m，4#监测点距艏部顶点 0.3 m，5#监测点距艏部顶点 0.35 m，各监测点位置及流体域计算网格如图 2 所示。

基于流动特征时间尺度的经验性时间步长选取准则初步计算时间步长，满足$\Delta t<C\times L_{\mathrm{ref}}/U_{\mathrm{ref}}$，其中

系数C通常取 0.1~0.01, 本文取$C = 0.05$, 流动特征速度$U_{\mathrm{ref}} = U = 8$ m/s, 特征长度$L_{\mathrm{ref}} = D = 0.06$ m, 则$\Delta t < 0.005$ s。为兼顾计算效率与流场收敛性, 本文采用“分阶段时间步长控制”策略。具体地, 初始阶段选取较大时间步长$\Delta t = 0.001$ s进行流场演化计算, 以加速流场从初始非稳态向统计稳态过渡, 观察所设置监测点的瞬时压力 $p(t)$ 的时间历程曲线, 确认其围绕一个相对稳定的平均值随机波动, 无明显单调趋势后则认为达到收敛标准。达到收敛标准后将时间步长缩短至$\Delta t = 0.000\,25$ s, 进行高精度非定常数值模拟, 并提取流场达到稳定状态后时长为 1 s 的瞬时脉动压力数据, 通过快速傅里叶变换得到傅里叶幅值谱, 基于该谱分析水下回转体脉动压力的空间分布特性。

2 水下回转体脉动压力分布特性

2.1 水下回转体不同特征区域脉动压力分布

为更清晰地揭示水下回转体结构表面脉动压力空间分布特性, 沿其流向在各特征区域共布设 5 个压力监测点, 图 3 展示了不同特征区域监测点处脉动压力傅里叶幅值谱的对比结果。

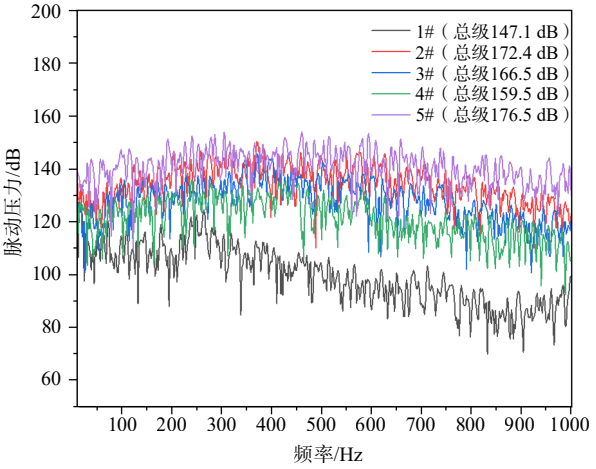


图 3 不同特征区域监测点脉动压力对比

Fig.3 Comparison of pulsating pressure at assessment points in different characteristic areas

由图 3 可知, 各监测点的脉动压力频谱趋势基本一致, 但其在频域内的幅值大小及脉动压力总级存在显著的空间分布差异。其中, 1#监测点的脉动压力水平显著低于其余四个监测点, 其脉动压力总级较最高值 5#监测点低约 30 dB。与 1#监测点相比, 2#至 5#监测点的脉动压力变化趋势更为接近, 但各监测点之间仍然存在较明显的差异: 5#监测点的脉动压力水平最高; 其次为 2#监测点, 其总级较 5#监测点低约 4 dB; 再次为 3#监测点, 总级较 2#点低约 6 dB; 最后为 4#监测点, 总级较 3#监测点低约 7 dB。这 5 个监测点分别属于不同的特征区域, 观测到的空间分布差异主要源于各特征区域边界层流动特性的不同, 如边界层状态、转捩位置、分离点及湍流强度等。

2.2 基于涡结构分布的水下回转体脉动压力特性研究

涡量可表示为

$$\omega = \nabla \times u \tag{2}$$

其中, ω为涡量, u为速度矢量。

对不可压缩动量方程求散度, 即可得到涡量的输运方程为

$$\frac{\partial \omega}{\partial t} + u \cdot \nabla \omega = \omega \cdot \nabla u + \nu \nabla^2 \omega \tag{3}$$

其中, $\omega \cdot \nabla u$为涡量生成项, 速度梯度分量 $\dfrac{\partial u_i}{\partial x_j}$ 可表示为

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_j} = S_{ij} - \boldsymbol{\Omega}_{ij} \tag{4}$$

其中, S_{ij}为速度梯度的对称张量, 即变形率张量, $\boldsymbol{\Omega}_{ij}$ 为速度梯度的反对称张量, 即旋转率张量。

通过 Q 准则进行涡量识别

$$Q = \frac{1}{2}\left(\left\|\boldsymbol{\Omega}^2\right\|_F - \left\|S^2\right\|_F\right) \tag{5}$$

Q 准则识别出的涡代表在速度场中有旋运动且涡量集中区域[18]。为分析脉动载荷空间分布特性，以 Q=100 和 Q=700 绘制了回转体三维涡结构云图如图 4 所示。

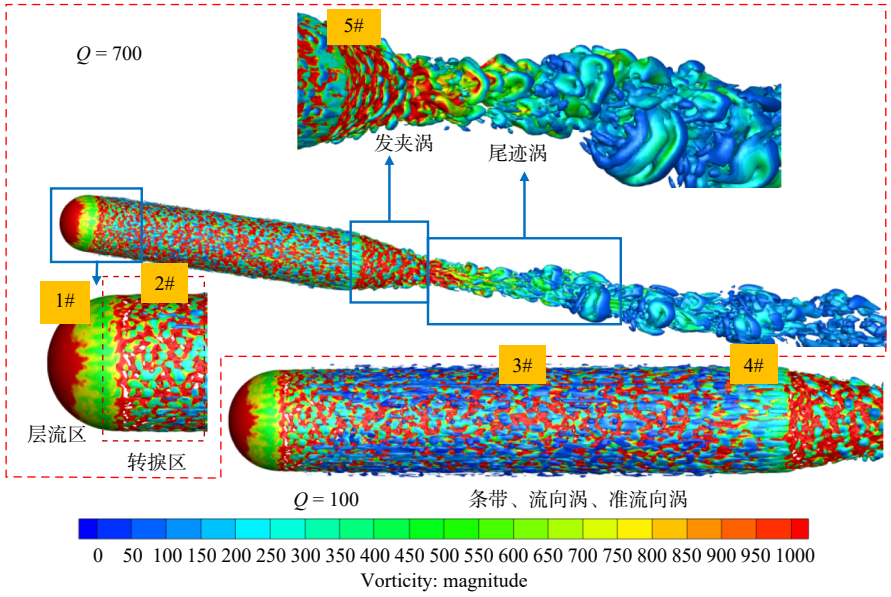


图 4　回转体三维涡结构云图

Fig.4　Three-dimensional vortex structure contour of the rotating body

通常认为完全发展的湍流流动是由许多尺寸不同的涡旋运动构成的[10]，由图 4 可知，1#监测点位于回转体艏部层流区，流动平稳，因此脉动压力远小于其他区域；流体流经肩部后发生转捩，涡量结构发生波浪状变形，随后涡结构快速拉伸、合并、破碎，最终形成复杂的湍流结构，2#监测点位于层流向湍流转捩的区域，该区域流动较湍流区更为不稳定，脉动压力显著增加，甚至超过湍流区。

经过转捩区之后，平行中体壁面出现漩涡的湍流拟序运动，在此过程中，涡结构组织成条带，条带进一步促进流向涡的再生，最终形成自维持的湍流状态。3#和 4#监测点位于该充分发展的湍流区。由图 4 与图 5 显示，3#监测点处的涡量已低于转捩区，因此其脉动压力水平亦相应降低。在平行中体中后段，湍流趋于更充分发展，流动结构达到统计平衡状态。如图 5 所示，进入湍流区后，涡量分布复杂，存在各种尺度和方向的涡结构，高、低涡量区交替分布；随着流动向下游发展，涡量分布逐渐趋于平衡。如图 6 的横剖面流线图显示，位于更下游的 4#监测点横剖面上的漩涡尺度较 3#监测点附近的上游区域明显减小，该区域脉动压力的空间相关性减弱，这可能是导致其脉动压力较 3#监测点进一步降低的原因。

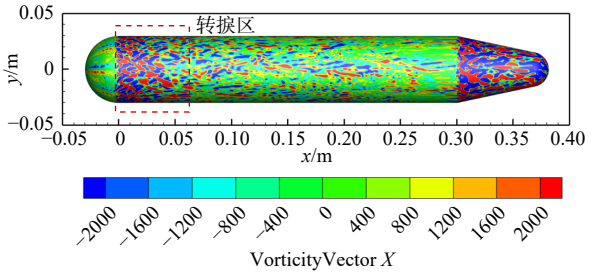


图 5　回转体涡量云图

Fig.5　Vorticity contour of the rotating body

如图 7 所示，5#监测点位于回转体艉部的流动分离区，由于艉部几何形状的突变，在低速条带区头部和边侧诱导形成了不稳定剪切层。该剪切层不稳定发展并卷起形成旋涡，伴随显著的边界层增厚并导致流动分离。分离区涡结构的剧烈脱落与相互作用进一步激发了强烈的脉动压力。因此，位于此分离区域的 5#监测点记录到最高的脉动压力。上述脉动压力的空间分布规律，为针对性地实施脉动压力控制策略提供了依据，从而有望有效控制水下航行器由脉动压力诱发的水动力噪声。

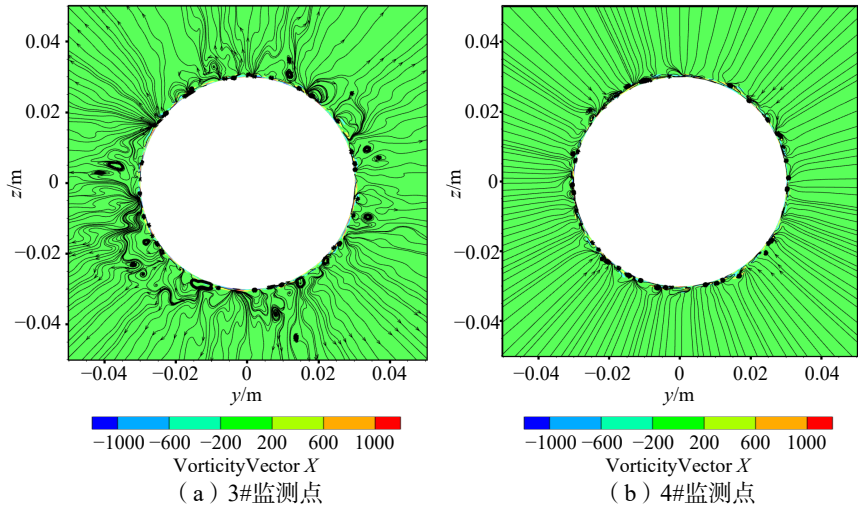


图 6 过 3#和 4#监测点的横剖面流线图

Fig.6 Cross-sectional flow images passing through assessment Points 3# and 4#

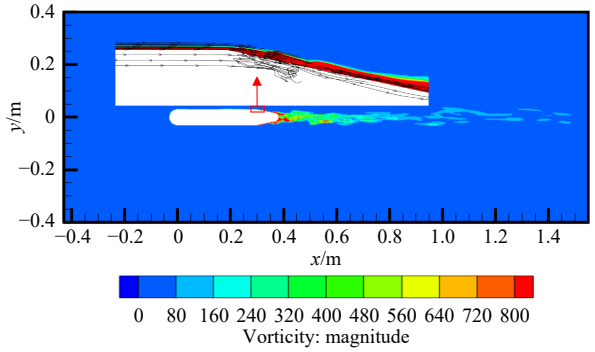


图 7 纵剖面涡量及艉部流线图

Fig.7 Longitudinal section vorticity and stern flow image

3 水下回转体模型脉动压力试验

3.1 高速水洞脉动压力试验

为验证本文脉动压力计算方法的准确性，在西北工业大学高速水洞进行了脉动压力试验，试验模型采用不锈钢材质，外形与仿真模型相同，试验流速为 8 m/s，高速水洞脉动压力试验如图 8 所示。

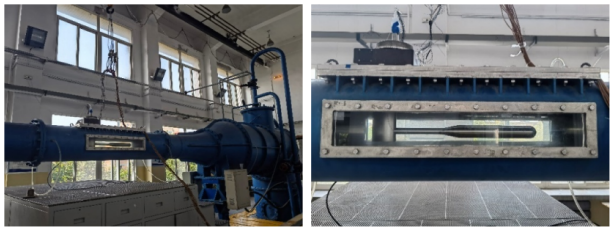


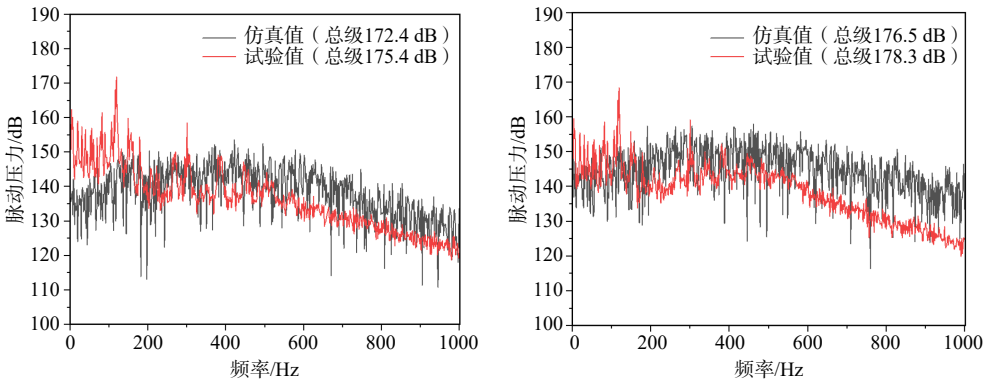
图 8 高速水洞脉动压力试验

Fig.8 Pulsating pressure test in high-speed water tunnel

3.2 仿真与试验结果对比

选取相隔距离较远的 2#监测点和 5#监测点的仿真值与试验值进行对比，对比结果如图 9 所示。

从图 9 可知，两监测点仿真值在低频段均略低于试验值，在中高频段则略高于实验值，但整体吻合较好，总级误差不超过 3 dB，尤其是在压阻式压力传感器传感器感应效果最佳的 200~500 Hz 频段范围内，仿真值与试验值趋势基本一致。此外，在 0~100 Hz 频段范围内，可能由于艉部支撑杆发生低频振动导致试验值偏高，而对于压阻式压力传感器，通常在 500 Hz 以上脉动压力衰减较快。因此，上述对比验证了本文数值计算方法的有效性和准确性。



（a）2#监测点　　（b）5#监测点

图 9　脉动压力仿真值与实验值对比

Fig.9　Comparison of simulated and experimental values of pulsating pressure

4　水下航行器脉动压力控制方法研究

基于以上研究方法及规律，本节开展了水下航行器的脉动压力控制方法研究。为满足水声探测需求，在距离模型最前端 0.5 m 处开始布设舷侧声呐阵，光艇模型采用 SUBOOF 模型为基准模型，模型全长为 4.356 m，最大直径为 0.508 m，光艇前半部分模型如图 10 所示，加舷侧声呐阵之后的模型如图 11 所示。这一改动使得 1 #监测点附近的结构出现突变，进而产生大量马蹄涡，如图 12 所示，导致该测点的脉动压力显著增加。因此，1#监测点，也就是声呐阵开始的突变位置，成为脉动压力控制的重点区域。



图 10　光艇模型（模型 1）

Fig.10　Lightboat model (Model 1)

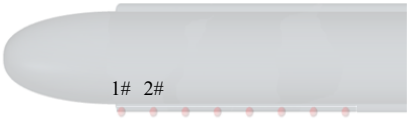


图 11　加装舷侧声呐阵模型（模型 2）

Fig.11　The model with side sonar arrays added (Model 2)

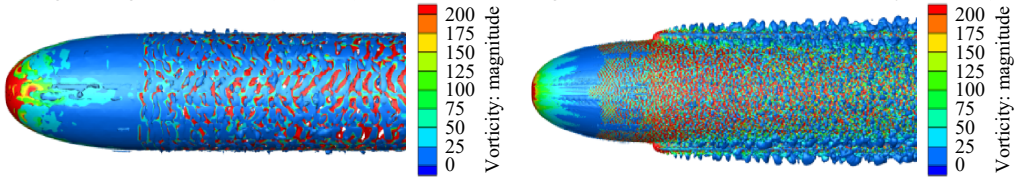


图 12　模型 1 和模型 2 三维涡结构云图

Fig.12　Three-dimensional vortex structure contours of Models 1 and 2

针对以上问题，初步提出两种方案，分别为：在艏部声呐阵前方加阻流块，以及在舷侧声呐阵前端加缓慢过度的导流圆角，如图 13 和图 14 所示。



图 13　加装阻流块优化模型（模型 3）

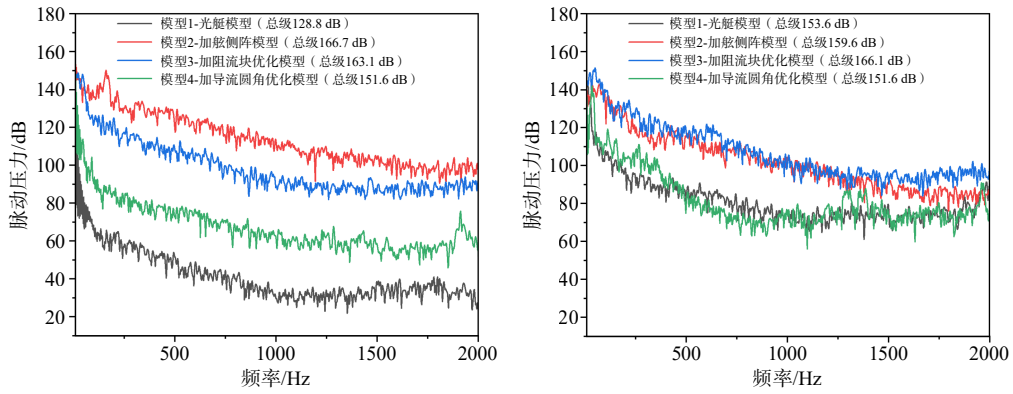
Fig.13　Optimized model with flow blocks added (Model 3)



图 14　加导流圆角优化模型（模型 4）

Fig.14　Optimized model with flow-directing rounded corners (Model 4)

分别对光艇模型、加装舷侧阵的模型以及两种优化方案模型进行脉动压力仿真计算，计算流速为 6 节，计算方法与第 1 节一致，在 1#及 2#监测点的脉动压力对比如图 15 所示。



（a）1#监测点　　（b）2#监测点

图 15 各模型脉动压力对比曲线

Fig.15 Comparison curves of pulsating pressure among various models

由图 15 可知，加装舷侧声呐阵的模型 2，其脉动压力较光艇模型 1 有了明显的升高，其中 1#监测点脉动压力总级增加约 38 dB，2#监测点增加 6 dB，加装阻流块的优化方案（模型 3）对 1#监测点的脉动压力有一定的控制效果，总级降低 3.6 dB，对 2#监测点考核位置的控制效果不佳；加导流圆角的优化方案（模型 4）对 1#和 2#监测点都有明显的控制效果，其中 1#脉动压力总级降低 15.1 dB，2#监测点脉动压力总级降低 8 dB。

如图 16 所示，优化后的边界层明显变薄，流动更加光顺。加装阻流块的优化方案（模型 3）使湍流边界层在舷侧阵的突变位置之前提前分离，故 1#监测点脉动压力较模型 2 有所降低，模型 2 的 1#监测点是结构刚开始发生突变的位置，其脉动压力本身要比 2#监测点考核位置高，虽然阻流块使边界层提前分离，但是对于 2#监测点附近马蹄涡的控制效果仍不显著；模型 4 在舷侧阵前端增加了导流圆角，阵壳逐渐过渡与船体共形，削弱了舷侧阵突变位置引起的马蹄涡，使得该位置流场更为流畅，无明显的大涡产生，因此达到了较好的脉动压力控制效果。以上研究可为水动力噪声控制提供一定的方法参考。

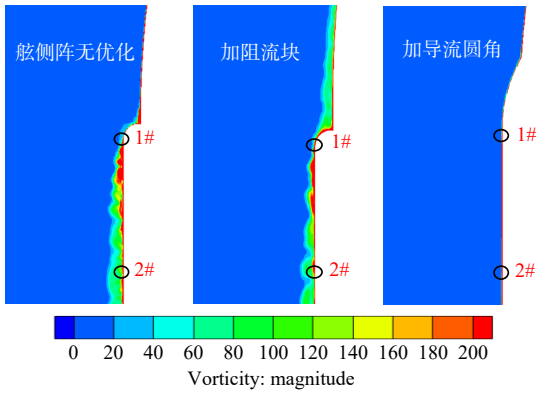


图 16 各模型监测点位置的涡量云图

Fig.16 Vorticity contours of the monitoring points in each model

5 结　论

本文基于回转体表面涡结构分布对脉动载荷空间分布特性进行了分析，通过与试验对比进行了仿真结果的验证，最后提出了脉动压力控制方案，具体结论如下：

（1）对于水下回转体结构，由于艉部结构发生突变导致边界层发生分离，使该区域脉动压力显著高于其他区域。转捩区是除艉部外脉动压力最大的区域，且水下航行器的声呐等探测装备往往布设于该位置，因此需对该位置进行噪声的重点防控。

（2）在水下回转体平行中体部位的湍流区域，随流体流动距离的增加，流动结构趋于统计平衡，脉动压力逐渐降低，且均低于转捩区和分离区。

（3）本文计算结果与试验结果总级误差不超过 3 dB，验证了数值方法的可靠性和有效性。

（4）在舷侧阵前端增加了导流圆角的优化方案达到了较好的脉动压力控制效果，监测点总级降低

8 dB 以上，可为水动力噪声控制提供一定的方法参考，后续将继续对脉动压力控制方法进行更深入的研究，例如对过渡圆角的长度、阻流块位置等进行参数化研究，对多方案进行协调控制等。

参 考 文 献：

[1] 汤渭霖, 俞孟萨, 王　斌. 水动力噪声理论[M]. 北京: 科学出版社, 2019.
Tang W L, Yu M S, Wang B. Hydrodynamic noise theory[M]. Beijing: Science Press, 2019. (in Chinese)

[2] 徐嘉启, 梅志远. 声呐导流罩边界层壁面脉动压力研究进展[J]. 中国舰船研究, 2018, 13(4): 57–69.
Xu J Q, Mei Z Y. Research progress in sonar dome turbulent boundary layer wall fluctuating pressure[J]. Chinese Journal of Ship Research, 2018, 13(4): 57–69. (in Chinese)

[3] Kim J, Sung H J. Wall pressure fluctuations and flow-induced noise in a turbulent boundary layer over a bump[J]. Journal of Fluid Mechanics, 2006, 558: 79−102.

[4] 冀　楠, 杨　春, 钱志鹏, 等. 限制水域船−桨−舵一体舵力及脉动压力数值研究[J]. 水动力学研究与进展 (A 辑), 2021, 36(5): 677−685.
Ji N, Yang C, Qian Z P, et al. Numerical study on rudder force and pulsating pressure of ship-oar-rudder integrated in confined waters[J]. Hydrodynamics Research and Progress (Series A), 2021, 36(5): 677–685. (in Chinese)

[5] Goncalvès E. Numerical study of unsteady turbulent cavitating flows[J]. European Journal of Mechanics, B. Fluids, 2011, 30(1): 26–40.

[6] Zheng X, Montazeri H, Blodeen B, et al. CFD simulations of wind flow and mean surface pressure for buildings with balconies: Comparison of RANS and LES[J]. Building and Environment, 2020, 173: 106747.

[7] Meng W, Moreau S, Iaccarino G, et al. LES prediction of wall-pulsating pressures and noise of a low-speed airfoil[J]. The Journal of the Acoustical Society of America, 2008, 123(5): 3538.

[8] 张晓龙, 张　楠, 吴宝山. 翼型体湍流脉动压力及其波数−频率谱的大涡模拟计算分析研究[C]// 第二十七届全国水动力学研讨会文集 (上册). 2015: 100−110.
Zhang X L, Zhang N, Wu B S. Computational analysis of large eddy simulation of turbulent fluctuating pressure and wavenumber-frequency spectrum of airfoil[C]//Proceedings of the 27th National Symposium on Hydrodynamics (Volume I). 2015: 100−110. (in Chinese)

[9] Qu Y, Wu Q, Zhao X, et al. Numerical investigation of flow structures around the DARPA SUBOFF model[J]. Ocean Engineering, 2021, 239: 109866.

[10] Piomelli U, Streett C L, Sarkar S. On the computation of sound by large-eddy simulations[J]. Journal of Engineering Mathematics, 1997, 32: 217–236.

[11] 俞孟萨, 吕世金, 吴永兴. 水下航行体艏部低噪声线型的声学设计方法[J]. 水动力学研究与进展: A 辑, 2002, 17(5): 529−537.
Yu M S, Lü S J, Wu Y X. An acoustic designing method of low noise profile for for-body of underwater vehicle[J]. Chinese Journal of Hydrodynamics, 2002, 17(5): 529−537. (in Chinese)

[12] 何　幸, 黄桥高, 卢　博, 等. 水下航行器艏部脉动压力及水动力噪声试验研究[J]. 西北工业大学学报, 2025, 43(3): 488–495.
He X, Huang Q G, Lu B, et al. Experimental study on pulsating pressure and hydrodynamic noise at the bow of underwater vehicles[J]. Journal of Northwestern Polytechnical University, 2025, 43(3): 488–495. (in Chinese)

[13] 张　楠, 吕世金, 沈泓萃, 等. 潜艇围壳线型优化抑制脉动压力与流激噪声的数值模拟研究[J]. 船舶力学, 2014, 18(4): 448–458.
Zhang N, Lü S J, Shen H C, et al. Numerical simulation on the effect of fairwater optimization to suppress the wall pressure fluctuations and flow induced noise[J]. Journal of Ship Mechanics, 2014, 18(4): 448–458. (in Chinese)

[14] Toxopeus, Serge, Kuin, et al. Improvement of resistance and wake field of an underwater vehicle by optimising the fin-body junction flow with CFD[C]//ASME 2014 33rd International Conference on Ocean, Offshore and Arctic Engineering: American Society of Mechanical Engineers, 2014.

[15] 王曦晖, 黄桥高, 潘　光. 围壳形状对潜艇水动力噪声影响数值研究[J]. 中国造船, 2020, 61(S2): 262−272.
Wang X H, Huang Q G, Pan G. Numerical research on influence of fairwater shape on flow-induced noise of sub-marine[J]. Shipbuilding of China, 2020, 61(2): 262−272. (in Chinese)

[16] Wang X H, Huang Q G, Pan G. Numerical research on the influence of sail leading edge shapes on the hydrodynamic noise of a submarine[J]. Applied Ocean Research, 2021, 117: 102935.

[17] 谷春婷. 舷侧阵平台的水动力噪声及控制技术研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工程大学, 2025.
Gu C T. Research on hydrodynamic noise and control technology of side array platform[D]. Harbin: Harbin Engineering University, 2025. (in Chinese)

[18] 范宝春, 董　刚, 张　辉. 湍流控制原理[M]. 北京: 国防工业出版社, 2011.
Fan B C, Dong G, Zhang H. Turbulence control principle[M]. Beijing: National Defense Industry Press, 2011. (in Chinese)