



上海交通大学硕士学位论文

导管桨梢隙涡特性及尾流不稳定性研究

姓 名：张习迪

学 号：120010910098

导 师：王建华

学 院：船舶海洋与建筑工程学院

专业名称：船舶与海洋工程

学位类型：学术型

申请学位层次：硕士

2023 年 1 月



20002098



A Dissertation Submitted to

Shanghai Jiao Tong University for Master Degree

**STUDY OF DUCTED PROPELLER TIP LEAKAGE
VORTEX CHARACTERISTICS AND WAKE
INSTABILITY**

Author: Xidi Zhang

Supervisor: Jianhua Wang

School of Naval Architecture, Ocean and Civil Engineering

Shanghai Jiao Tong University

Shanghai, P.R. China

January, 13th, 2023



20002098



摘 要

导管桨的尾流动力学对船舶的功率特性、噪声以及船舶的可操作性都有很大影响。导管和叶顶间隙的大小对于尾流不稳定性的影响机制机理分析,对导管桨水动力学性能、噪声性能的优化具有深远的指导意义,并能够为导管桨构型的设计提供参考。目前,国内外很多研究人员已经进行过螺旋桨尾流动力学的相关研究,但对导管桨尾流不稳定性的分析研究较少。此外,导管桨特殊的涡结构,尤其是梢隙涡(tip leakage vortex, 简称为 TLV), 相关研究较少。本文将通过借鉴和拓展敞水螺旋桨系统的分析方法和理论体系,结合导管桨特殊的涡系结构,探究其尾流不稳定性的影响因素及其规律。

基于数值模拟方法,开展了数值模拟与试验对比验证、有无导管工况下螺旋桨的性能对比、不同叶顶间隙下导管桨的性能对比以及不同前缘结节构型对导管桨性能的影响,将研究的侧重点放在导管桨的梢隙涡特性和尾流的不稳定性分析方面,并借助湍流动能功率谱密度分析方法,建立了导管桨的叶尖涡特性和尾流失稳之间的相互联系,揭示了导管、叶顶间隙、前缘结节及其尺寸和分布对于导管桨尾流的短波不稳定性、长波不稳定性 and 互感的影响规律。

首先,对基准导管桨进行数值模拟,且与实验对比验证,确定了后续计算的网格和湍流模型;其次,比较不带导管螺旋桨和导管桨的敞水特性和尾流发展情况,揭示了导管对螺旋桨各项性能、流场特征和尾流不稳定性的影响,结果表明在中低进速系数下,导管可以优化尾流,提升叶尖涡互感及二次互感的稳定性;然后,研究了不同叶顶间隙尺寸的导管桨梢隙涡和尾流发展情况,探讨叶顶间隙尺寸对螺旋桨各项性能、流场特征及尾流不稳定性的影响,对叶尖涡特性及尾流测点的 PSD 分析结果表明,适当的叶顶间隙可以提升叶尖涡互感及二次互感的稳定性,较大或较小的叶顶间隙尺寸均会提升导管桨的尾流不稳定性;最后,对基于不同构型的仿生前缘结节的导管桨数值模拟结果进行对比,探究仿生前缘结节及其尺寸对导管桨性能、流场特性、叶片受力时历波动及尾流不稳定性的影响。结果表明,前缘结节有助于提高敞水性能,降低叶片受力时历波动,对叶尖涡特性及尾流测点的 PSD 分析表明,较大尺寸的前缘结节在低速重载工况下较为适用,可以明显提升叶尖涡互感及二次互感的稳定性,并且有助于优化导管桨尾部流动。

关键词: CFD, 导管螺旋桨, 梢隙涡, 仿生前缘结节, 尾流不稳定性





ABSTRACT

The wake dynamics of ducted propeller has great influence on its open water characteristics, noise and maneuverability of ship. The mechanism analysis of the influence of the gap between duct and blade tip on the wake instability has far-reaching guiding significance for the optimization of the hydrodynamic performance and noise performance of the ducted propeller, and can provide a reference for the design of the configuration of the ducted propeller. At present, many researchers at home and abroad have carried out relevant research on propeller wake dynamics, but the analysis and research on the instability of ducted propeller wake are few. In addition, there are few studies on the special vortex structure of the duct propeller, especially the Tip leakage vortex (TLV). In this thesis, by referring to and expanding the analysis methods and theoretical system of conventional propeller system, combined with the special vortex system structure of ducted propeller, the influencing factors and rules of its wake instability will be explored.

Based on the numerical simulation method, the comparison and verification of numerical simulation and experiment, the performance comparison of propeller with or without conduit, the performance comparison of conduit propeller under different tip clearance, and the influence of different bionic tubercle leading-edges on the performance of ducted propeller were carried out. The research focuses on the tip leakage vortex characteristics of ducted propeller and the instability analysis of wake flow. By means of turbulent kinetic energy power spectral density analysis method, the correlation between tip vortex characteristics and wake stability was established, and the influence law of duct, tip clearance, bionic tubercle leading-edge and their size and distribution on short-wave instability, long-wave instability and mutual inductance of the wake of ducted propeller were revealed.

Firstly, the numerical simulation of the reference propeller was carried out, and compared with the experimental values, the mesh and turbulence models for the subsequent calculation were determined; Secondly, by comparing the open water characteristics and wake development of the open water propeller and the ducted propeller, the influences of the duct on propeller performance, flow field characteristics and wake instability were revealed. The results show that the duct can optimize the wake and improve the stability of tip vortex mutual inductance and secondary mutual inductance under the medium and low advance coefficients. Thirdly, the development of tip leakage vortexes and wake of ducted propellers with different tip clearance sizes was



studied, and the influence of tip clearance sizes on propeller performance, flow field characteristics and wake instability was discussed. The PSD analysis of tip vortex characteristics and wake measuring points showed that appropriate tip clearance could improve the stability of tip vortex mutual inductance and secondary mutual inductance. Larger or smaller tip clearance size will increase the wake instability of the propeller. Finally, we compared the numerical simulation results of the guided propellers based on different bionic tubercle leading-edges, the influence of the tubercle leading-edges and its size on the performance of the guided propellers, flow field characteristics, blade force time fluctuation and wake instability were explored. The results show that the bionic tubercle leading-edge is helpful to improve the open water performance and reduce the time history fluctuation of the blade force. The PSD analysis on the characteristics of tip vortices and wake measuring points shows that the larger bionic tubercle leading-edge is more suitable under low advanced coefficient and heavy load condition, which can significantly improve the stability of tip vortices mutual inductance and secondary mutual inductance, and help to optimize the wake flow.

Keywords: CFD, ducted propeller, Tip leakage vortex, bionic tubercle leading-edge, wake instability



目 录

摘 要	I
ABSTRACT	III
第一章 绪 论	1
1.1 研究背景与意义	1
1.2 导管桨流动特性研究进展	3
1.2.1 导管桨水动力特性研究	3
1.2.2 导管桨梢隙涡流动特性研究	4
1.2.3 基于不同湍流模型的梢隙涡流动模拟	6
1.3 尾流不稳定性分析研究与进展	7
1.3.1 螺旋桨尾流不稳定性基础研究	7
1.3.2 尾流不稳定性控制研究	12
1.4 论文主要研究内容	13
1.5 论文主要创新点	15
第二章 导管桨流动特性数值模拟方法	17
2.1 控制方程	17
2.2 湍流模型	18
2.3 导管桨敞水性能参数定义	19
2.4 尾流不稳定性及其定义	20
2.5 本章小结	22
第三章 导管桨敞水性能及梢隙涡特性研究	23
3.1 几何模型及其建立	23
3.2 计算域设置	24
3.3 导管桨敞水性能研究	25
3.3.1 导管桨网格收敛性分析	25
3.3.2 导管桨敞水性能验证	28
3.4 基于不同湍流模型的梢隙涡特性分析	29
3.5 本章小结	33
第四章 导管对螺旋桨敞水性能及尾流特性影响研究	35



4.1 几何模型及其建立	35
4.2 网格划分与数值设置.....	35
4.3 导管对敞水性能影响研究.....	38
4.4 导管对流场影响研究.....	39
4.5 导管对叶尖涡演化特性研究.....	41
4.6 导管对尾流不稳定性影响研究.....	44
4.7 导管对尾流不稳定性影响机制	48
4.8 本章小结	48
第五章 叶顶间隙对导管桨梢隙涡及尾流特性影响研究.....	51
5.1 几何模型及其建立	51
5.2 网格划分与数值设置.....	52
5.3 叶顶间隙对敞水性能影响研究.....	54
5.4 叶顶间隙对流场特性影响研究.....	55
5.5 叶顶间隙对梢隙涡及叶尖涡特性影响研究	61
5.6 叶顶间隙对尾流不稳定性影响研究.....	66
5.7 叶顶间隙对尾流不稳定性影响机制.....	72
5.8 本章小结	73
第六章 前缘结节对导管桨水动力及尾流特性影响研究.....	75
6.1 几何模型及其建立	75
6.2 网格划分与数值设置.....	76
6.3 前缘结节对敞水性能影响研究.....	78
6.4 前缘结节对导管桨叶片受力影响研究.....	78
6.5 前缘结节对导管桨叶尖涡演化及流动特性影响研究	81
6.6 前缘结节对导管桨尾流不稳定性影响研究.....	88
6.7 前缘结节对尾流不稳定性影响机制.....	90
6.8 本章小结	91
第七章 总结和展望.....	93
7.1 全文总结	93
7.2 展望	95
参 考 文 献	97
攻读硕士学位期间已发表或录用的论文.....	103
攻读硕士学位期间参与的科研项目	105
致 谢	107



第一章 绪 论

1.1 研究背景与意义

随着互联网的普及和经济实力的大幅提升，我国的船舶与海洋工程在新世纪以来得到了空前的发展，船舶科学研究取得了前所未有的进步^[1]。船舶航行在水中，会受到来自各方的阻力如空气阻力、粘压阻力、兴波阻力、摩擦阻力等等^[2]。而船舶要在水中保持给定航速前进，尤其在加速过程中，不仅需要克服这些阻力，还需要提供额外的动力，这意味着必须在船舶装备中配置动力装置。这其中，船用推进器作为最普遍高效、性价比高的动力装置，在船舶领域广泛应用。船用推进器的种类数不胜数，按照其发展顺序列举，船用推进器经历了从手摇桨、风帆、蒸汽明轮到如今的螺旋桨推进、泵喷推进器 (Pump-jet propulsor, PJP)、喷水推进器等的发展过程^[3]，在科学技术的发展和一步步的改进与验证中，螺旋桨成为了目前最广泛采用和普遍高效的船用推进设备。

作为船舶的动力输出装备，螺旋桨的流线特性和材质好坏对其推进效率影响极大；螺旋桨的转速往往很高，因此其激振力水平较为显著，这与船体的振动密切相关；此外，船舶的航速也同样依托于螺旋桨的性能。因此，随着经济的发展与世界普遍环保意识的提高，设计并使用节能高效环保的螺旋桨逐渐成为船舶行业共同的需求。另外，在敞水螺旋桨难以达到一些特殊性能要求的情况下，发展出了一些适用于特殊工况、极限工作状态下，或者有特殊作用的螺旋桨，例如导管螺旋桨、对转桨、摆线推进器等，它们被称为特种推进器^[4]。下图 1-1 提供了导管桨的船体安装实物图。



图 1-1 导管桨船体安装实物图^[4]

Fig.1-1 Physical picture of the ducted propeller mounted on the hull ^[4]



导管螺旋桨是特种推进器之一，其由标准螺旋桨和剖面形状为二维水翼的导管组成，螺旋桨固定在导管中间，它们共同组成推进器整体。由于导管对螺旋桨流场具有明显的优化作用，可以有效改善船舶伴流对导管桨性能的影响^[5]；导管能够对螺旋桨的推力和转矩等推进参数进行改善，并且在重载低速情况下能提供额外的推力，从而显著提高导管螺旋桨整体的推进效率^[6]；导管桨可以适应较大载荷的工况，并且在该工况下保持优良的水动力学性能。是以，导管螺旋桨广泛应用于船舶推动范畴，尤其是作为重载船舶的推进器被广泛投入应用。同时，在近年来的研究中发现，导管螺旋桨布置在重载船舶上时，有利于减小振动，从而对改良噪声性能有一定的帮助^[7]。

在经济全球化的今天，全世界都在倡导建设能源节约型、环境友好型社会，对于船舶行业来说，节约能源面对的最直接的问题便是“如何提高推进效率，实现能源最大化利用”。船舶在航行时，推进器的适当采用、优化设计等对于提高其工作效率，从而节约能源具有直接的意义。随着船舶行业向大型化智能化发展，传统螺旋桨在一些条件尤其是极端工况下，已经不能达到满足船舶性能的需要，例如重载船、低噪声潜艇等。导管桨作为船用特种推进器之一，已经成为了海上低速重载船舶常用的推进装置，基于导管桨进行改良的泵喷推进器 (PJP) 也被广泛用于无人航行器领域^[8]。相较于常规桨型，导管桨可以有效提升低速重载工况下的推进效率，并对尾流有一定的优化作用^[9]。其尾流动力学对船舶的功率特性、噪声以及船舶的可操作性都有很大影响。导管螺旋桨作为特种推进器之一，其特殊的结构保证了良好的推力和优秀的推进效率，并能够完成低噪声的目标。

对于导管螺旋桨的研究方法分类，基于流体力学领域的整体研究思路，可以分为实验方法、理论模型方法和计算流体力学数值模拟，即 CFD。实验研究可以分为实尺度实验和模型尺度实验，实验场地主要为湖泊、开阔水域及室内的水池、水槽等。其优点是数据结果真实准确，具有实际意义，有说服力，其缺点是实验的开展及准确度受限于试验场地的大小及测量装置的水平，并且对人力物力的要求较高；对导管螺旋桨的理论研究是基于螺旋桨的势流理论研究基础发展而来的，最广泛采用的有升力面模型及面元法等势流理论，通过在这些理论模型中加入导管的影响，从而进行导管螺旋桨的理论研究^[10-13]；CFD 方法是基于计算机的高速精确模拟，采用流体力学计算程序及软件对流动方程进行求解，这种方法在 21 世纪以来广泛兴起，其计算便捷、结果准确、计算性价比高，因此迅速被流体力学工程及科研领域所采用，对导管螺旋桨的水动力学数值模拟也是在 CFD 方法的普及中发展出来的。例如，上海交通大学的汪蕾基于 JD 导管型号的改变，利用商业 FLUENT 计算软件模拟了 KA 桨与其组合时的水动力特性^[14]。702 研究所的刘登成、张志荣



等人对不同叶顶间隙构型的前置定子导管桨做了仿真模拟研究，分析了叶顶间隙尺寸对前置定子导管桨的水动力学性能的各种影响^[15]。

由上述可知，对于导管螺旋桨的研究由来已久，尤其是在计算流体力学迅速发展起来之后，国内外诸多学者对导管桨进行了一系列研究。但这些研究的侧重点较多在导管桨的效率和动力性能方面，对于导管桨特殊的尾流系统，尤其是梢隙涡，相关研究不多。而梢隙涡作为导管桨尾部流动中最重要的涡系结构，对于其水动力性能、尾流场压力速度分布特性等方面有显著的影响，其中的机理机制值得研究。

另外，导管桨的尾流不稳定性对于其噪声和尾流动力学等方面具有显著的影响，但这方面国内的相关研究极少。相较于敞水螺旋桨，导管的存在使得导管桨的尾流不稳定性有不同的发展规律。导管和叶顶间隙的大小对于尾流不稳定性的影响机制机理分析，对导管桨水动力学性能、噪声性能的优化具有深远的指导意义，并能够为导管桨型的设计提供参考。

目前，国内外很多研究人员已经进行过螺旋桨尾流动力学的相关研究，但对导管桨尾流不稳定性的分析研究较少。导管桨尾流不稳定性直接影响着其推进性能、激振力以及流噪声等，因此有必要对其进行详细研究，本文将通过借鉴和拓展敞水螺旋桨的分析方法和理论体系，探究导管桨尾流不稳定性的影响因素及其规律。

1.2 导管桨流动特性研究进展

导管桨由标准螺旋桨和横截面为二维水翼的导管组成，螺旋桨装配在导管正中央。导管的存在对螺旋桨流场及其尾流有显著的优化作用，可以提高螺旋桨的推力和扭矩，在重载和低速下提供额外的推力，从而提高推进效率^[16]。另一方面，Gaggero 等证明导管优化了螺旋桨的入流量，于是导管螺旋桨盘面的速率比不带导管螺旋桨受船速转变的影响要小得多^[17]。是以，导管桨广泛应用于船舶推动范畴。

1.2.1 导管桨水动力特性研究

导管桨的水动力性能会受到许多因素的影响。对导管桨开展的研究一般采用改变单个几何尺寸参数，来观察其对各种性能的影响。胡健等人提出了基于改变导管构型的加速导管和减速导管的改良设计思路^[18]。Song 等人模拟了无轮毂螺旋桨和 4 对轮毂式 Ka4-70 螺旋桨，它们具有 0.05、0.1、0.167、0.25 四种不同的轮毂直径比，模拟结果表明，无轮毂 Ka4-70 螺旋桨是比轮毂式 Ka4-70 螺旋桨效率更高，并且轮毂式螺旋桨效率随着轮毂直径和进速系数的增加而提高^[19]。Valčić 和 Dejhalla 研究了盘面比对导管桨性能的影响，并建立了基于两层前馈神经网络的推



力和扭矩系数确定模型，验证了该神经网络在导管桨仿真中的可靠性和显著的逼近能力^[20]。龚杰等人采用分离涡模拟(Detached eddy simulation, DES)对导管和非导管桨尾涡动力学进行数值分析，详细分析了不同载荷条件下的涡结构组成。结果表明，螺旋桨尾涡结构的形状和稳定性明显受导管的影响^[21]。通过改变导管桨叶片的数目，龚杰等人还讨论了叶片与导管的相互作用对尾流动力学的影响，对无导管和有导管工况下叶片的水动力特性、尾流演化特性等进行了对比分析^[22]。

1.2.2 导管桨梢隙涡流动特性研究

此外，对于导管桨等泵类机械，还有一个对其流场和性能有明显影响的几何参数，即叶顶间隙^[23]。在导管螺旋桨的流动中，导管和桨叶之间的间隙区域的流动对螺旋桨的性能具有重要的影响，同时还会影响螺旋桨的尾部流动，产生不同于敞水螺旋桨的特殊流动现象，其中，梢隙流动最具特殊性及其研究意义^[24]。

由于其特殊的几何结构，导管桨尾流中包含多种不同的涡结构，其中，导管边缘涡、梢隙涡、梢隙涡发展而成的叶尖涡、二次涡等占绝大多数。它们在尾流的发展中相互影响，生长、碰撞、扭结、湮灭，在发展过程中产生互感、缠绕等特殊的流动现象。是以，导管桨的尾迹演化及规律十分复杂。对导管桨的尾流不稳定性的分析，可以得到导管对螺旋桨尾流的影响机理，进一步分析叶顶间隙的大小对导管桨尾流的影响机理，有助于深刻揭示导管桨尾部各个涡系的相互影响，对于导管桨的噪声、空泡性能也能够提供一定的参考。下图 1-2 提供了导管桨梢隙涡的模拟及试验图像。

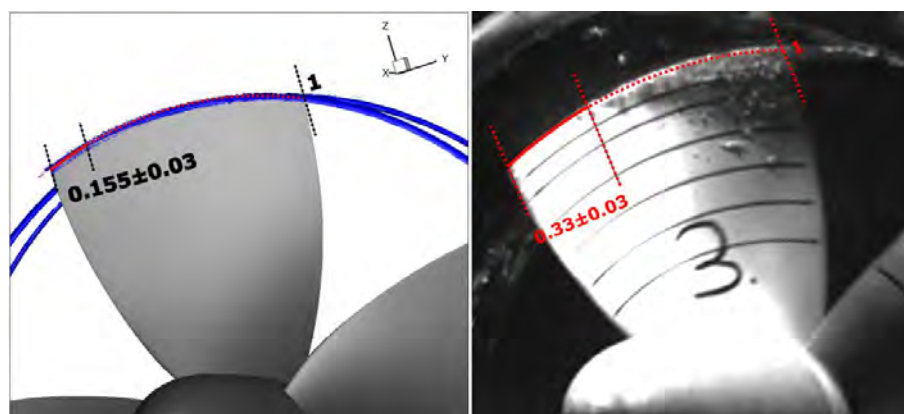


图 1-2 导管桨梢隙涡模拟及试验图^[94]

Fig.1-2 The test and simulation TLV of ducted propeller ^[94]

近年来，国内外学者对导管桨叶顶间隙开展了一些研究。安晓毅等利用双向流固耦合(FSI)方法分析叶顶间隙对复合材料导管螺旋桨的影响，对不同叶顶间隙尺寸的复合材料导管螺旋桨与金属导管螺旋桨进行了比较研究，给出了推力、转矩、效率、压力分布、变形和扭转角随叶顶间隙的变化^[25]。顾强强等采用商用计算流体



动力学(CFD)软件对不同叶顶间隙下导管桨进行了研究,对比不同湍流模型仿真结果并分析了导管桨表面的压力、速度分布情况^[26]。张习迪等采用 DES 数值模拟方法,分析了不同叶顶间隙尺寸造成的导管桨性能和泄漏涡的改变及其规律^[27]。刘登成、洪方文等人对不同叶顶间隙构型的前置定子导管桨进行了仿真模拟研究,分析了叶顶间隙尺寸对前置定子导管桨的梢隙涡形态的影响,并探讨了敞水性能(即 Open Water Characteristics, 简称为 OWC)的改变^[28]。李坚波等基于雷诺平均 Navier-Stokes (RANS) 湍流模型,模拟了多组不同叶顶间隙尺寸的导管桨,研究其对敞水特性的影响,结果表明,导管桨的总推力、扭矩与叶顶间隙尺寸呈负相关^[29]。郝岳等人通过数值仿真对称和非对称叶顶间隙混流泵,讨论了其能量特征和径向力,结果表明,效率与叶顶间隙呈负相关,对于叶顶间隙不对称的混流泵,能量特性下降,总径向力增大。可是,他们没有阐释流场对导管螺旋桨 OWC 的影响,对导管桨尾流影响较大的导管桨梢隙涡也没有给出特别的探讨^[30]。

导管桨的梢隙涡对其尾部流动特性具有显著的影响,尾部涡系的结构、发展及其稳定性都与导管桨的梢隙涡紧密相关。袁建平等基于 DES 湍流模型和 Z-G-B (Zwart-Gerber-Belamri)空化模型,对泵射流螺旋桨三维全流场进行了非定常数值模拟,模拟得到了叶顶间隙区涡核和周围流场的涡形,揭示了泵射流螺旋桨内部叶尖涡的动态特性^[31]。刘彦斌等采用数值方法研究了水轮机混合流泵在泵态下的能量特性和梢隙涡演化,分析了叶片正、负旋转角度下的 TLV 模式、演变和相关的流动不稳定性,并提出稳态 TLV 基本分为导管内集中管状的主要 TLV,即 PTLV,和靠近叶顶间隙区域的不连续条形的次级 TLV,即 STLV^[32]。张琴等采用 DES 模型和瞬态滑动网格方法进行了导管桨数值模拟,研究了零入流和不同推进系数条件下导管桨的漩涡结构演化和尾流发展情况^[33]。Antonio Posa 等基于大涡模拟 (Large eddy simulation, LES),仿真了涡轮叶尖涡脱落的不稳定性。模拟结果表明:叶尖涡之间的互感,导致了涡的弯曲、配对和跳变,从而加大了叶尖涡与原始螺旋轨迹的偏差,放大了叶尖涡失稳的过程,揭露了叶尖涡破裂的机制^[34]。

压力波动和能量回收也与叶顶间隙密切相关,这是由不同叶顶间隙尺寸的 TLV 结构差异及其对尾流场的影响造成的。Bi 等人研究了 NACA0009 水翼的 TLV 结构,分析了两种凹槽对 TLV 的影响及其抑制机制^[35]。Yuan 等人基于 DES 模型模拟了泵射流螺旋桨的三维全流场,通过仿真得到叶顶间隙区涡核及周围流场的涡形,揭示了泵射流螺旋桨内部叶尖涡的动态特性^[31]。鹿麟^[36]和 Yu^[37]分别讨论了叶顶间隙对泵和泵喷推进器 (PJP) 压力波动的重要影响。结果表明,随着叶顶间隙的增加,泄漏涡的强度增强,PJP 中压力波动的最大值显著增加,但均未提及 TLV 的时历演变。



1.2.3 基于不同湍流模型的梢隙涡流动模拟

在 CFD 领域, RANS 方法已被许多学者广泛用于计算导管桨性能^[38-40]。可是, RANS 方法没法捕捉较为精细的流场。因此, 近年来, 其他先进的湍流模型, 例如 DES 模型^[41,42]、延迟分离涡 (Delayed detached eddy simulation, DDES) 模型^[43,44]、改进的延迟分离涡 (Improved delayed detached eddy simulation, IDDES) 模型^[45-47]和 LES 模型^[48-50]都相继被开发了出来。它们越来越多地被用于导管桨的数值模拟。

Posa 等人使用 LES 方法模拟了涡轮叶尖涡脱落的不稳定性^[34]; 江等人开展了端壁运动线性叶栅的三维翼型叶顶间隙流动的 LES 模型, 并讨论了叶顶间隙涡流随叶顶间隙宽度变化的机理^[51]。然而, LES 需要大量的计算, 这对当前的计算资源是一个巨大的挑战, 尤其是在工程领域。通过结合 RANS 和 LES 模型的优点, 可以在有限的计算资源下进行更精确的仿真, 因此混合 RANS/LES 模型近年来在管道机械中得到了广泛的应用。Zhang 等使用 DDES 模型和瞬态滑动网格法进行导管螺旋桨数值模拟, 研究了零流入和不同进速系数条件下的涡结构演化和尾流演化特性, 但未提及叶顶间隙效应^[52]。Li 等人使用 RANS/LES 混合模型研究了预旋定子泵喷螺旋桨的瞬态流动, 在设计工况下比较了非定常力和尾流的涡系结构。结果表明, 混合 RANS/LES 模型对涡旋运动和演化具有明显的分辨能力^[53]。Qin 等人采用 IDDES 方法对带有预旋泵的螺旋桨的流动进行了数值模拟, 并讨论了定子、转子和导管对尾流和涡流结构的影响^[54]。然而, 这些研究并未考虑叶顶间隙尺寸的影响。刘等人采用数值方法研究了涡轮混流泵的能量特性和 TLV, 分析了正负叶片旋转角下的 TLV 模式、演变及相关的流动不稳定性。他们认为, 稳态 TLV 基本上可以分为导管中的 PTLV 和靠近叶顶间隙区域的 STL^[55], 见下图 1-3。但是, 他们并没有解释 TLV 和尾流动力学之间的相互作用关系。



图 1-3 叶轮转动周期内 TLV 的不稳定演化(截取前 3 个时间步)^[55]

Fig.1-3 The unsteady evolution of the TLV in an impeller rotation period, $Q = 5 \times 10^5 \text{ s}^{-2}$ ^[55]

在以往的研究中, 导管桨的 OWC 与叶顶间隙漩涡结构发展之间的关系尚未得到明确阐明。TLV 的演化研究很少, 特别是 TLV 随叶顶间隙大小变化的机制尚未揭示, TLV 演化对尾流稳定性的影响也没有揭示。在这种情况下, 本文通过数值



仿真研究了叶顶间隙对 OWC 和导管桨梢隙涡流动的影响，揭示了 TLV 在不同叶顶间隙下的全生命周期演化以及尾流不稳定的相互作用机制。

1.3 尾流不稳定性分析与进展

近年来随着 CFD 技术的兴起和飞速发展，对导管桨的研究普遍集中在对效率、敞水性能、导管力、几何结构等方面，而对尾流不稳定性研究少之又少。在国内，几乎没有对导管桨尾流不稳定性分析。

尾流不稳定性分析在坡堤的研究中比较常见。沈良朵进行了缓坡均匀沿岸流不稳定流动的仿真案例，并进行了实验对比，讨论了缓坡均匀沿岸流的两种不稳定性流动特点，即线性不稳定、非线性不稳定性^[56]。刘喆，邵传平等同样采用数值模拟和模型试验这两种方法，对矩形柱的尾流进行了稳定性研究，结果显示，矩形柱的尾流具有非常强烈的非线性^[57]。任春平，邹志利等开展了平面斜坡模型试验，建立了线性沿岸流失稳理论，应用于单向不规则波的沿岸流不稳定性中，并验证了理论的应用准确性^[58]。此外，不稳定性分析还常被应用在飞机的设计和尾流特性处理中。鲍锋，刘锦生等通过添加矩形扰流小翼，以期促进尾流的瑞利-路德维希相交不稳定性发生，结果表明，适当形状的扰流小翼确实可以达到预期的效果，进行提前消波^[59,60]。高助威对旋风分离器的内流场进行了数值仿真，研究了其各种涡结构的发展，发现流场中的涡频率基本维持几个定值，证明了其自保持性^[61]。李勇，明晓等对于对流不稳定性进行了理论研究，并应用于实际工程问题，求解了钝体尾流发展的数值模拟问题，研究了入流速度对于钝体尾流不稳定性影响^[62]。

1.3.1 螺旋桨尾流不稳定性基础研究

1.3.1.1 国外研究基础

螺旋桨尾流不稳定性分析及其机理研究是螺旋桨尾流动力学的重点，这方面的工作和研究由来已久。Widnall 等研究了单个螺旋涡丝相对于空间扰动的稳定性。他用无粘线性稳定性分析表明，孤立的螺旋涡丝有三种不稳定性模式：短波、长波和互感。其中，短波不稳定性的扰动产生在涡核内部，波长与涡核半径正相关。对于长波不稳定性，扰动使整个涡旋细丝位移，波长远大于核心半径，当相邻细丝相互作用时，会产生互感，螺旋间距减小^[63]。

2011 年，Felli 等进行了具有里程碑意义的三维尾流实验，得出结论，相邻螺旋尖端涡丝之间的互感模式构成了船舶螺旋桨尾流不稳定性的基础^[64]。Shakeel Ahmed 等利用大涡模拟评估了基准船 INSEAN (即意大利造船试验研究所) E779A



螺旋桨的尾流特性,并确定了导致尾流破裂的不稳定机制,下图 1-4 截取了文中关于低推进系数 $J=0.65$ 时的涡丝相互作用云图,研究表明,螺旋涡片与前一个叶尖涡的相互作用导致了叶尖涡丝的破裂、相互作用和长波不稳定性^[65]。

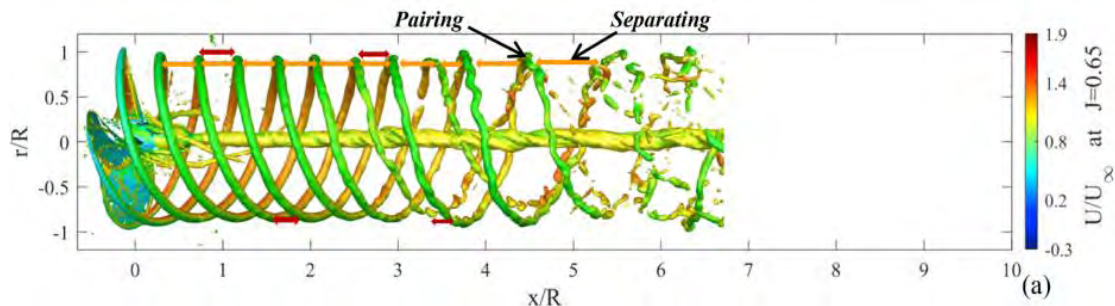


图 1-4 低推进系数 $J=0.65$ 时的涡丝相互作用^[65]

Fig.1-4 Mutual Filament Interaction at low advance coefficient of $J=0.65$ ^[65]

Morteza Heydari 和 Hamid Sadat-Hosseini 等采用 CFD 数值模拟方法,研究了在敞水条件下不同推进系数下螺旋桨后的尾流场。他们采用均值分析、均方根分析和傅立叶分析对局部变量(速度、压力)和尾迹结构特性进行了广泛的分析,并研究了积分变量(力/力矩)及其与局部变量的关系。积分变量的傅里叶分析研究表明,在高进速系数 J 时,整个螺旋桨的旋转决定了侧力的波动,而在低进速系数 J 时,主要是单个叶片的旋转影响侧力。局部流场研究表明,进速系数与漩涡结构的形成、轨迹和稳定性等特征具有很强的相关性^[66]。Antonio Posa 等利用大涡模拟再现了轴流式水轮机叶片尖端涡的不稳定性,图 1-5 提供了轴向涡轮叶尖涡脱落的云图,结果表明,叶尖涡不稳定性与雷诺应力和湍流产生的行为有很强的相关性,每个叶尖涡与前一叶片尾迹外部区域相互作用的重要作用,这种相互作用增强了它们之间的互感过程,促进了湍流的产生和相干结构的失稳^[34]。

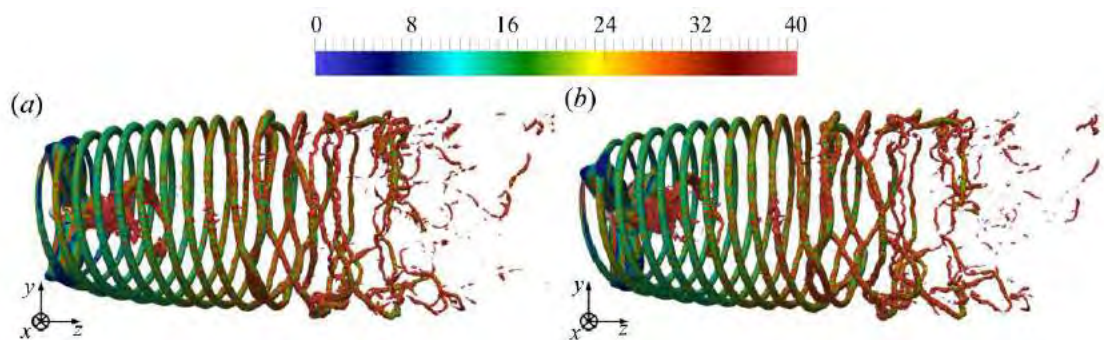


图 1-5 轴向涡轮叶尖涡脱落的不稳定性^[34]

Fig.1-5 Instability of the tip vortices shed by an axial turbine ^[34]

Ghanem Oweis, Steven Ceccio 等^[67]基于激光 Doppler 测速(LDV)方法测量了稳定运行条件下,直径 33.4 英寸的导管式海洋推进器在叶梢处的 TLV,测量与螺旋桨角位置同步。对速度场的分析表明,在给定空间位置的叶尖涡强度、核心涡尺寸



和整体结构上都有很大的变化。此外，他们讨论了涡变对空化起始的影响，瞬时流场的平均涡特性与平均流场的平均涡特性存在显著差异。Mario Felli, Massimo Falchi, Pietro Fornari 等^[68]在 INSEAN 的大型空泡筒中，在导管螺旋桨壁面距离较小范围内，对涡流射流冲击进行了详细的研究，对导管螺旋桨及其喷射系统的大型模型进行了测量。结果表明，射流如此显著的扩展本质上是涡流分量的结果，并且随着涡流数的增加而增加。Diego Villa 和 Stefano Gaggero 等^[69]对加速导管和减速导管的导管桨分别进行了数值模拟，对产生的涡结构进行了分析，表明导管的存在产生了二次涡，并定性地描述了这些二次涡的演变及其与主叶尖涡的相互作用，突出了它们对于螺旋桨空化和噪声可能存在的影响。Praveen Kumar 和 Krishnan Mahesh 等^[70]基于 LES 方法数值仿真了螺旋桨的尾流特性。流场可视化结果显示，螺旋桨的均匀载荷和相均流场都与尝试成果符合较好。此外，他们详细分析了相位平均流场和方位平均流场，探讨了尾流失稳的机理：从叶尖涡的振荡可以明显看出，由叶尖涡和轮毂涡组成的螺旋桨尾迹经历高速剪切流收缩，随后开始不稳定。仿真结果表明，在近尾迹中，叶尖涡与尾缘尾迹卷起延伸出的小涡相互作用，是一种互感失稳机制，下图 1-6 提供了叶尖涡与相邻叶片尾迹相互作用的示意图。研究表明，虽然互感模式是螺旋桨失稳的主要模式，但实际的失稳机制取决于螺旋桨的几何形状和工作条件。

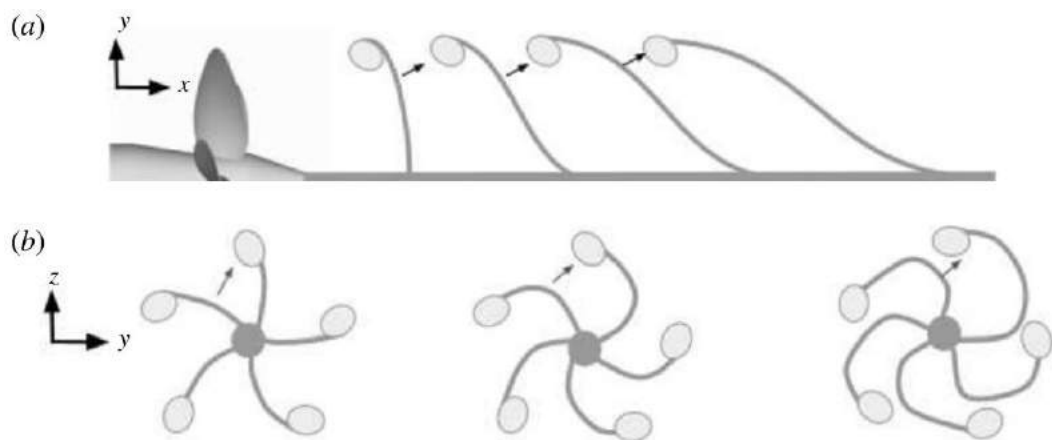


图 1-6 在 xy (a) 和 yz (b) 平面上显示叶尖涡与相邻叶片尾迹相互作用的示意图^[70]

Fig.1-6 Schematic diagram showing mutual interaction between the tip vortex and the adjacent blade wake in the xy (a) and yz (b) planes^[70]

M.Felli, R.Camussi 等^[64]采用三组不同叶数的同叶片型号螺旋桨进行实验，研究了过渡区和远场中螺旋桨叶尖和轮毂涡的演化机制，详细分析了叶片叶数对尾迹演化和不稳定转变机制的影响。在此基础上，重点讨论了叶尖涡的多步骤分组机制。研究表明，这种现象是由相邻螺旋桨之间的互感驱动的，而互感的特性随叶片数的改变而改变。M.Felli, M.Falchi 等^[71]通过开展模型试验，探讨了螺旋桨斜流条件



下的尾流发展。研究扩展了螺旋桨尾流动力学的主题，主要突出非轴对称螺旋桨的不稳定和崩溃，如吸力面和其后的压力面部位不对称不稳定的漩涡，叶尖与连接涡的干扰，尾迹的破坏与叶尖和轮毂涡的失稳之间的因果关系。

1.3.1.2 国内研究基础

螺旋桨和 PJP 的尾流不稳定性的分析在国内也有一些相关研究。王恋舟等采用改进的延迟分离涡模拟(IDDES)和大涡模拟(LES)方法研究了重载条件下螺旋桨尾流失稳机理，结果表明 LES 可以在同一时间和网格分辨率上分辨出更多的湍流细节，并预测早期的叶尖涡结构破裂，但 IDDES 结果中可以观察到尾流的近场相干性^[72]。龚杰等通过 DES 模拟研究了导管螺旋桨尾流动力学及其不稳定性，结果表明，由于不稳定的二次涡加速了涡的演化，短波不稳定性在尾迹中占主导地位^[22]。王恋舟等基于 IDDES 模型、LES 模型、无湍流模型以及粒子成像测速(PIV)试验方法分别进行了螺旋桨尾流演化仿真模拟，下图 1-7 提供了基于 DDES 模型的尾涡结构模拟。随后，探讨了螺旋桨尾流不稳定性的触发机理，从而基于程序化理论建立了叶尖涡不稳定的预测模型^[73]。

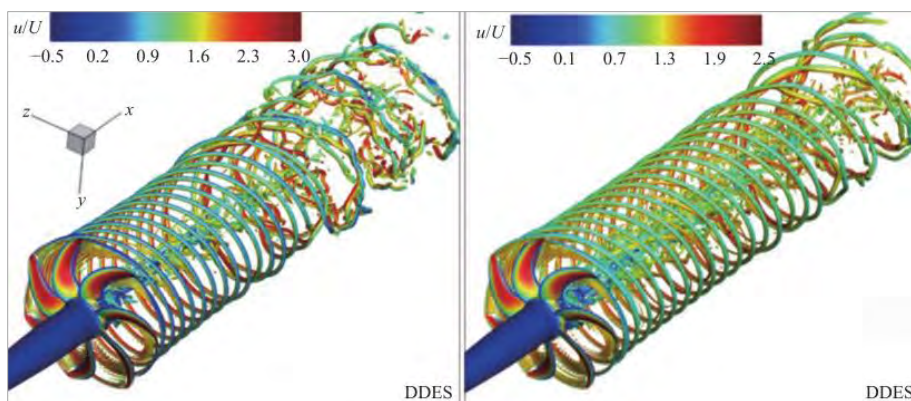


图 1-7 基于 DDES 模型的尾涡结构模拟^[73]

Fig.1-7 Wake vortex structure simulation based on DDES model ^[73]

鹿麟采用数值模拟方法研究了带有预旋定子的泵喷推进器(PJP)的尾流，考察了涡系结构的组成，研究表明 PJP 的梢隙涡首先表现为短波不稳定性，在导管涡的作用下，失稳过程加速^[74]。王恋舟等模拟了不同工况的舵前螺旋桨，以进速系数和舵角为变量，通过单一变量控制，研究了螺旋桨来流和舵角角度对尾流场的瞬态演化影响。在重载条件下，旋涡系统的拓扑结构变得更加复杂，尾迹与舵的相互作用更强。此外，在叶尖涡附近形成了一个连接叶尖涡的二次涡结构，随后二次涡长大并形成了二次涡对^[75]。秦登辉和黄桥高等^[76]基于 DES 模型仿真了预旋泵喷推进器的尾流瞬态发展。结果表明，叶尖涡、轮毂涡、尾尖涡和尾根涡组成了预旋泵喷推进器的复杂尾涡系统。与不带导管螺旋桨相比，该转子模型的尾涡是由于叶顶涡过



早脱落而产生的, 尾根涡的存在增加了轮毂涡的稳定性。当进速系数 J 较低时, 叶尖涡出现了一种独特的多感应不稳定模式, 称为叠前现象。研究发现, 叶尖涡的不稳定性不仅与螺旋间的距离有关, 而且与螺旋桨的最高效率点有关。叶顶涡的不稳定起始点随着 J 的增大而向下游移动, 而当 J 大于螺旋桨的最高效率点时, 叶顶涡的稳定长度急剧下降。叶尖涡的叶次谐波向轴次谐波的能量传递过程取决于 J , 并与叶尖涡的空间演化有关。下图给出了 PJP 尾流场涡丝在 y - z 平面上缠绕的示意图。

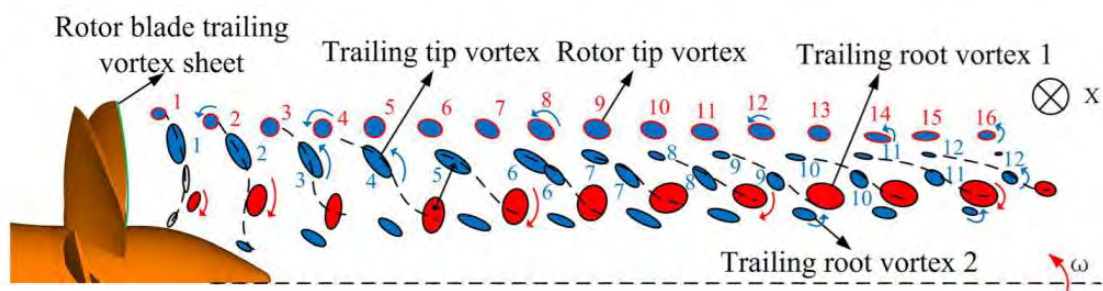


图 1-8 动叶尾缘涡丝在 y - z 平面上缠绕的示意图^[76]

Fig.1-8 Schematic representation of rotor blade trailing edge vortex sheet roll-up in the y - z plane^[76]

李晗, 黄桥高等^[77]基于 DDES 模型, 数值仿真了带预旋静子的泵喷推进器的瞬态尾流发展。通过对不同载荷条件下尾迹形态的系统比较, 对流场进行了详细分析, 考察了尾迹失稳过程和失稳机理。为了进一步研究涡旋的演化以及它们的相互作用和失稳, 他们分析了压力波动和湍流动能谱。结果表明 PJP 流场具有庞大繁杂的涡系, 涡系的时历演变情况决定了尾迹的不稳定性发展。梢隙涡首先表现为短波不稳定, 在导管脱落涡的作用下, 其不稳定过程加速, 促进了二次涡的产生。二次涡进一步增强了失稳过程, 导致混沌演化, 尾流场涡系结构及其演化见图 1-9。

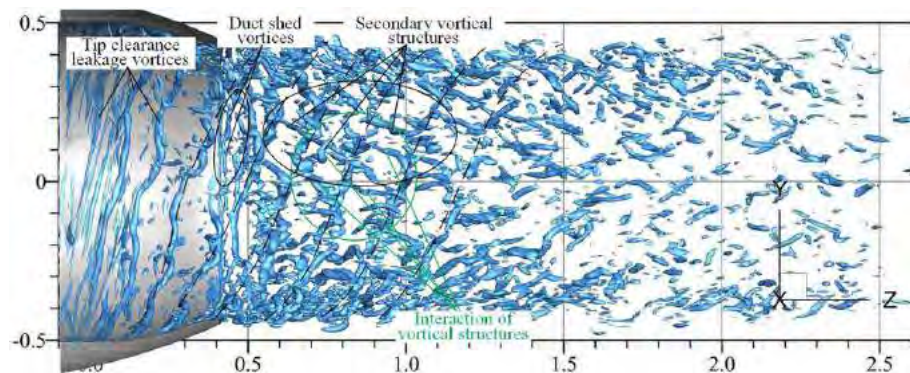


图 1-9 $J=1.0$ 时叶顶间隙泄漏涡和导管脱落涡的相干结构及其相互作用^[77]

Fig.1-9 Coherent structures of the tip clearance leakage vortices and duct shed vortices and their interaction at $J=1.0$ ^[77]

王恋舟等^[78]基于 PIV 测量进行了实验, 并和使用 DDES 模型的数值模拟比较, 分析了在 DARPA Suboff 后面运行的 E1658 螺旋桨在自由水面附近的尾迹特性,



对三种不同推进系数的工况进行了研究。结果表明,船体的存在以及与自由水面的相互作用强烈地影响螺旋桨的入流,产生更高的局部推进系数和接近水面的叶片载荷,在浅轴深度的强烈自由表面波动也会导致近场螺旋桨顶端涡的不稳定性和破坏。Zhu 等^[79]基于 Simcenter STAR-CCM+ 软件,采用 LES 模型数值仿真了叶片顶端带小翼的螺旋桨,并对叶尖涡尾迹区域的网格进行了进一步细化。采用 Q 准则、螺旋度和蒸汽体积分数对基准螺旋桨和带小翼螺旋桨的叶尖空化现象进行了比较研究。结果表明,叶尖涡尾迹的强度被小翼削弱,小翼的存在导致了蒸汽体积的减小,从而缓解了叶尖空化现象。

1.3.2 尾流不稳定性控制研究

以上是螺旋桨、PJP 以及导管桨等尾流不稳定性的原理和基础研究,但对于导管桨尾流的控制研究相对较少,其中最具代表性的即前缘结节仿生原理在导管桨上的应用。近年来,国内外学者对座头鲸胸鳍上的前缘结节进行了越来越多的研究,这些结节被认为是通过长时间的水流附着赋予鲸鱼优越的机动性,在空气动力学有较广泛的应用,例如,邹琳等基于 LES 模型数值仿真了风机翼型,对不同攻角下的前后边仿生连续结节的仿生风机翼型进行了数值模拟。研究表明,仿生风机翼型比标准型有更加稳定的失速区升力系数^[80]。Julien Favier 等对低雷诺数下带前缘结节的机翼进行了数值模拟,发现前缘结节可以显著改变分离区的拓扑结构,而分离区由前缘凸起两侧产生的流向对转涡控制^[81]。前缘结节在水动力学领域也有少量的应用,并已证明可以改善海洋应用中的水动力性能:孙帅等基于分离涡模拟方法,模拟了仿生结节前缘对不同空化数的螺旋桨的空化流动现象的影响,结果表明,仿生结节有利于空化和叶片脱落涡的减少,同时可以降低噪声含量^[82]。此外,前缘结节在导管桨上已经有少量的应用,并取得了较好的结果。其中,Stark Callum 等基于 IDDES 湍流模型和 Schnerr-Sauer 空化模型模拟了基准导管螺旋桨叶片上的小结节在重空化和轻空化条件下的流动空化现象,结果表明叶节呈现出空化漏斗效应,可以有效减小叶片空化体积^[83]。

在船舶推进领域,已有一些仿生的研究,但大部分是翼型或者是普通螺旋桨,而针对导管桨的研究不充分,作用机理并不明确,尤其是尾流不稳定性方面,更是涉及较少。前缘结节对导管桨的尾流影响非常显著,然而不同大小和分布规律的前缘结节对导管桨的尾流改善效果并不相同,有待进一步研究。因此,为了探究前缘结节及其构型对载荷和尾流特性的影响,本文基于改变桨叶导边的几何构型方法,生成了两种不同结节大小和间距的导管桨,并对其水动力性能做了简要的分析,随后对其在流场稳定后的尾流演化进行了对比分析。为了更进一步揭示前缘结节影



响尾流的机理,采用功率谱密度分析方法对给定测点位置进行分析,阐述了前缘结节及其形状对导管桨尾流能量分布及压力脉动的影响规律。

1.4 论文主要研究内容

由于新世纪节约能源、发展环保能源技术的需求,以及特殊工况的需要,船舶装备中配置的动力装置不再只依赖于敞水螺旋桨,各种特种推进器应运而生,已被广泛应用于船舶推进领域,导管螺旋桨作为特种推进器中性能稳定、效率提升明显的一种,在船舶领域,尤其是低速重载船舶中被广泛应用,因此对导管桨的研究需求越来越明显。导管和叶顶间隙的大小对于尾流不稳定性的影响机制机理分析,对导管桨水动力学性能、噪声性能的优化具有深远的指导意义。此外,基于前缘波浪仿生结节在翼型或螺旋桨叶片上的应用,作为被动控制方法,被证明能够在一定工况下,显著改善叶后流动。因此本文基于数值模拟方法,采用 KA4-70 19A 导管桨型,开展了数值模拟与试验对比验证、有无导管工况下螺旋桨的性能对比、不同叶顶间隙下导管桨的性能对比以及不同前缘结节构型对导管桨性能的影响,将研究的侧重点放在导管桨的梢隙涡特性和尾流的不稳定性分析方面,并借助湍流动能功率谱密度分析方法,建立了导管桨的叶尖涡特性和尾流失稳之间的相互联系,揭示了导管、叶顶间隙、前缘结节及其尺寸和分布对于导管桨尾流的短波不稳定性、长波不稳定性及互感的影响规律。具体工作内容如下:

第一章首先阐述了导管桨相关研究的背景和研究意义,其次对导管桨的水动力学研究进行了概括和总结,引入了叶顶间隙对导管桨及 PJP、喷水推进器等水力机械的性能的显著影响,阐述了梢隙涡的相关研究。随后,阐述了国内外对螺旋桨 PJP 和导管桨的尾流动力学方面的基础理论研究。本文借鉴文献中对螺旋桨的不稳定性分析研究方法,进行了导管桨的尾流不稳定性分析。最后,就仿生前缘结节这一流动被动控制手段进行了文献梳理与介绍,阐述了前缘结节在导管桨上的应用,以及其对导管桨的梢隙涡特性和尾流不稳定性的影响的研究意义。

第二章是文中仿真模拟所涉及的理论基础及数值设置的详细阐述。首先介绍了本文所用到的控制方程与两种湍流模型:SST $k-\omega$ 湍流模型和 IDDES 湍流模型。它们是使得流体力学计算方程封闭的必要条件。其次阐述了导管桨性能参数的定义,最终,对导管桨尾流不稳定性做详细介绍,阐明了短波不稳定性、长波不稳定性及互感这三种不稳定性现象,并介绍了湍流动能谱密度分析方法,及其与导管桨叶尖涡特性、尾流不稳定性的直接关系。

第三章进行了本文所采用的 KA4-70 19A 导管桨型的数值模拟与试验值的对比验证,并进行了湍流模型的选取。首先阐述了仿真案例的基本物理参数,其次给



出了计算区域尺寸及其边界条件和网格离散化模型，采用不同疏密程度的五组网格进行了网格收敛性分析。随后，采用 IDDES 湍流模型和瞬态的刚体运动(Rigid body motion, 简称 RBM)方法，基于网格收敛验证后获得的计算网格，对导管桨进行了数值模拟与实验的对比验证。最后，设置三组不同进速下，对导管桨进行瞬态数值模拟，对基于 SST $k-\omega$ 模型和 IDDES 模型的导管桨计算结果的叶顶间隙处梢隙涡特性、尾流发展情况进行了对比。

第四章对不带导管螺旋桨和导管桨分别进行了数值模拟，并将计算结果进行对比，探究导管对螺旋桨性能、流场特性和尾流不稳定性的影响。首先介绍了几何模型，接着，阐述了仿真案例的基本物理参数、计算区域尺寸及其边界条件和网格离散化模型，采用三组不同进速系数对不带导管螺旋桨和导管桨分别进行了计算。首先对有无导管的螺旋桨进行了敞水性能对比分析、尾流部位的无量纲速度、压力和涡量对比分析，其次基于 Q 准则捕捉不带导管螺旋桨和导管桨的尾流涡结构，并进行对比分析。最终，在计算稳定后，取尾流部位叶尖、近场、中场和远场四个测点的湍流动能时历监测值，进行湍动能密度谱分析，并阐述了频域分布与螺旋桨尾流涡系结构的对应关系，借此揭示了导管对尾流不稳定性的影响机制。

第五章对不同叶顶间隙尺寸的导管桨进行了数值模拟，并将结果进行对比，探究叶顶间隙尺寸对螺旋桨性能、流场特性及尾流不稳定性的影响。首先介绍了不同叶顶间隙尺寸的导管桨的几何模型及其构型方法，接着，阐述了仿真案例的基本物理参数、计算区域尺寸及其边界条件和网格离散化模型。对四组不同叶顶间隙的导管桨分别在三组不同进速系数下的敞水性能进行了计算，分析了导管桨叶顶间隙尺寸对各项敞水性能的影响规律。还基于 IDDES 湍流模型和瞬态模拟的 RBM 方法，分析了 $J = 0.2$ 工况下四组不同叶顶间隙的导管桨尾流梢隙涡特性。对尾流部位的无量纲速度、压力和涡量对比分析，并基于 Q 准则捕捉导管桨的梢隙涡结构、尾流叶尖涡结构，进行对比分析，确定了叶顶间隙对导管桨梢隙涡特性的影响规律。最终，在计算稳定后，取尾流部位叶尖、近场、中场和远场共 6 个测点的湍流动能时历监测值，进行湍动能密度谱分析，并阐述了频域分布与螺旋桨涡系结构及其不稳定性的对应关系，从而揭示了叶顶间隙尺寸对尾流不稳定性的影响机制。

第六章对基于不同构型的仿生前缘结节的导管桨进行了数值模拟，并将计算结果进行对比，探究仿生前缘结节及其尺寸对螺旋桨性能、流场特性、叶片激振力及尾流不稳定性的影响。首先，引入了前缘结节在导管桨几何模型上的应用方法，接着，阐述了仿真案例的基本物理参数、计算区域尺寸及其边界条件和网格离散化模型。在计算中，对两组不同前缘结节尺寸的导管桨、以及原构型导管桨分别在四组不同进速系数下的敞水性能进行了数值模拟，分析了前缘结节构型及其对导管



桨各项敞水性能的影响规律。其次，基于 IDDES 湍流模型和瞬态模拟的 RBM 方法，对低速重载工况下四组不同叶顶间隙的导管桨叶片受力、尾流梢隙涡特性等情况进行了数值模拟。在瞬态模拟的计算稳定阶段，监测了导管桨单叶片的受力情况以及所有叶片合力及其频域分布；分析了计算案例的流场物理量分布情况，比较了尾流场叶尖涡特性；给出了尾部三个测点的频域分布，并以此建立了尾流场叶尖涡特性的联系，阐述了前缘结节对导管桨尾流不稳定性的影响规律。

1.5 论文主要创新点

本文的主要创新有：

1. 采用 IDDES 模型取代 RANS 模型，进行不同构型导管桨的数值模拟，研究导管、叶顶间隙、前缘结节对梢隙涡特性及导管桨尾流不稳定发展的影响。以往的研究中，RANS 模型对导管桨叶顶间隙处的流动捕捉存在一定的局限性，对尾流部位的流动更加难以达到准确，采用 IDDES 模型能够提高模拟的准确度，更能够为导管桨尾流不稳定性的研究提供一些相对可靠的结论。

2. 阐述了导管桨涡系结构的三种不稳定性：短波不稳定性、长波不稳定性 and 互感，并采用 PSD 分析方法，对导管桨尾流的湍流动能谱密度进行频域分析，建立了导管桨叶尖涡形态与尾流不稳定性的联系。以往的尾流不稳定性研究中，多是针对不带导管螺旋桨，对导管桨尾流不稳定性的研究不多，更未成系统。本文总结了前人对于螺旋桨尾流不稳定性的基础研究，并将其在导管桨尾流不稳定性分析中拓展，从而对不同叶顶间隙、前缘结节构型的导管桨的尾流不稳定性进行了系统分析。

3. 将前缘结节这一被动控制手段应用在导管桨，并阐述了其构型对导管桨尾流不稳定性的影响。对于导管桨尾流的控制研究相对较少，其中最具代表性的即前缘结节仿生原理在导管桨上的应用，前缘结节在空气动力学研究中比较广泛，并被证明具有较好的流动控制效果，因此将其采用到导管桨前缘构型中，研究其对导管桨的尾流不稳定性的影响效果。





第二章 导管浆流动特性数值模拟方法

计算流体力学 (Computational Fluid Dynamics), 又称为 CFD 技术。顾名思义, 这是一门介绍如何利用计算机技术对流体动力学问题进行求解的学科。它是计算流体力学在近代与计算机技术、数值计算学科交叉发展出来的^[84]。CFD 软件于 1970 年前后最先在美国被发明并应用, 距今已有半个世纪的历史。随着电子产业兴起, 计算机技术极速发展, 计算能力大幅度提升, 直至现在, CFD 技术渐渐发展变成了流体力学研究里十分重要的分析手段和计算工具。

2.1 控制方程

质量、动量和能量守恒定律是流体力学问题的求解中必须满足的三个物理定理, 它们共同组成了 CFD 求解的基本方程。其中, 在流体力学范畴, 质量守恒定律又被称为连续方程。该方程可表述为:

$$\frac{\partial}{\partial t} \iiint \rho d\Omega = - \oint \rho(\mathbf{V} \cdot \mathbf{n}) ds = - \iiint \nabla \cdot (\rho \mathbf{V}) d\Omega \quad (2-1)$$

其中, ρ 是流体密度即单位流体单元的质量, $\mathbf{V}$ 是流体速度, 可进一步简化为:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{V}) = 0 \quad (2-2)$$

这便是瞬态三维可压流体的质量守恒方程表达式^[85]。当研究范畴继续缩小为恒密度不可压缩的均质流体, 公式 (2-2) 便可改写为:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (2-3)$$

其中, u 、 v 、 w 分别是流场速度在 x 、 y 、 z 方向上的投影分量。式 2-3 便是连续性方程。无论理想流体还是真实流体, 均应满足连续方程, 否则流动为不可能^[86]。

动量守恒定律也是流体流动问题必须遵守的物理定律之一。通过指定密度 ρ 、研究流体体积 U 、流速 V 、研究流体的表面积矢量 $\mathbf{s}$ 、单位体积力矢量 $\mathbf{f}$ 。其动量定理可被进行如下表述:

$$\frac{d}{dt} \iiint \rho V dU = \iint \mathbf{s} dS + \iiint \rho \mathbf{f} dU \quad (2-4)$$

简化为:

$$\rho \frac{dV}{dt} = \nabla \cdot \boldsymbol{\sigma} + \rho \mathbf{f} \quad (2-5)$$

其中, $\boldsymbol{\sigma}$ 是作用在流体微团的表面力, 为二阶张量。将表面力的各项放入方程中, 再进行展开, 就可以得到动量守恒方程:

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho u v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho u w)}{\partial z} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu \frac{\partial u}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \frac{\partial u}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu \frac{\partial u}{\partial z} \right) - \frac{\partial p}{\partial x} + O_u \quad (2-6)$$



$$\frac{\partial(\rho v)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho v u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho v w)}{\partial z} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu \frac{\partial v}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \frac{\partial v}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu \frac{\partial v}{\partial z} \right) - \frac{\partial p}{\partial y} + O_v \quad (2-7)$$

$$\frac{\partial(\rho w)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho w u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho w v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w w)}{\partial z} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu \frac{\partial w}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \frac{\partial w}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu \frac{\partial w}{\partial z} \right) - \frac{\partial p}{\partial z} + O_w \quad (2-8)$$

以上公式之中, u 、 v 、 w 是流体微团的在 x 、 y 、 z 方向上的速度映射分量; p 是流体微元体上的压力; μ 是动力粘度; O_u 、 O_v 、 O_w 广义源项。式 2-6 到 2-8 就是流体的动量守恒方程, 又称为纳韦尔-斯托克斯, N-S 方程。

2.2 湍流模型

在计算流体动力学 (CFD) 领域, RANS 方法已被许多学者广泛用于计算螺旋桨性能^[38-40], 其中, 在计算导管桨水动力性能时, SST $k-\omega$ 模型是较为常用的湍流模型。SST $k-\omega$ 模型, 即剪切应力传递 $k-\omega$ 模型, 它由 Menter^[87] 提出并不断发展。为了改善刚体壁面附近的自由流动中的计算精度, Menter 将 $k-\varepsilon$ 模型修改为 $k-\omega$ 模型^[88]。对于对流减压区的计算, 由于导管桨的尾流和近壁流动较为剧烈, 因此 $k-\omega$ 模型比较合适, $k-\omega$ 模型还考虑了正交散度项, 扩大了其适用范围, 使其既能在近壁面, 也能在远壁面适用。SST $k-\omega$ 流动方程如下:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + P_k - D_k \quad (2-9)$$

其中, k 是湍动能; ω 是湍流动能的特定耗散。

P_k 代表动能产生项; D_k 代表动能耗散项。 Γ_k 代表湍流的有效扩散项。

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \omega) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \omega u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_\omega \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) + P_\omega - D_\omega + O_\omega \quad (2-10)$$

上述公式中, P_ω 是 ω 的产生项, D_ω 是 ω 的耗散项; Γ_ω 是 ω 的有效扩散项; O_ω 是正交散度项。

然而, 雷诺平均方法无法捕获较为详细的流场。因此, 近年来, 随着计算机的高速发展, 其他先进的湍流模型, 例如在 1.2 节提及的 LES 模型、DES 模型、DDES 模型、IDDES 模型等都接续诞生, 并且在 CFD 领域广泛投入应用。同时, 它们也倍加广泛地用在导管桨的数值仿真中。

在上述新发展的湍流模型中, 大涡模拟是被认为计算最精确的, 相对来说能够捕捉到更多的流场细节。然而, LES 模型需要大量的计算, 这对当前的计算资源是一个巨大的挑战, 尤其是在工程领域。通过组合 RANS 与 LES 模型的计算优势, DES 模型可以在有限的计算资源下进行更精确可靠的仿真, 因此 DES 模型近年来在管道机械中得到了广泛的应用。DES 模型结合了 RANS 与 LES 两种方法的优



点, 已广泛应用于高雷诺数和大分离流动的计算。在边界层采取 RANS 方程进行离散化求解, 湍流大区域则采取 LES 方程进行求解。其原理如下: 考虑到 LES 和 RANS 方法的控制方程相似, Spalart^[89]等学者利用了 LES 和 RANS 控制方程相同的数学特性, 采用统一的控制方程, 只需在方程中加入混合函数或改变方程中的某些源项, 即可实现不同方法之间的转换。

与一般的 DES 模型相比, 改进的延迟分离涡模拟方法, 即 IDDES 模型, 引入了一个延迟函数来修正湍流特性长度^[90], 从而避免了 LES 和 RANS 之间过渡区湍流粘度的计算误差^[91]。相关公式表示如下:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(u_j k)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\mu_l + \sigma_k \mu_t) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + \tau_{ij} S_{ij} - \frac{\rho k^{3/2}}{L_{hybrid}} \quad (2-11)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_j \omega)}{\partial x_j} = & \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\mu_l + \sigma_\omega \mu_t) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + \frac{\omega}{k} \tau_{ij} S_{ij} - \frac{\rho k^{3/2}}{L_{hybrid}} - \beta \rho \omega^2 \\ & + 2(1 - F_1) \frac{\rho \sigma_{\omega 2}}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \end{aligned} \quad (2-12)$$

其中, S_{ij} 为应变张量, τ_{ij} 为应力张量, ρ 是流体密度, k 即湍流动能, ω 是湍流动能的比耗散率, μ_t 记作湍流涡旋黏度, μ_l 是动力黏度, $\sigma_{\omega 2}$ 为模型系数, F_1 被记作混合函数变量。

长度尺度 L_{hybird} 定义为:

$$L_{hybird} = f_B (1 + f_e) L_{RANS} + (1 - f_B) L_{LES} \quad (2-13)$$

$$L_{RANS} = k^2 / (\beta^* \omega) \quad (2-14)$$

$$L_{LES} = C_{DES} \Delta \quad (2-15)$$

其中, 系数 β^* 取 0.09, C_{DES} 为 0.78, Δ 为网格尺寸长度, 改善系数 f_e 为了防止 RANS 雷诺应力的过度降低, f_B 表示从 RANS ($f_B = 1$) 到 LES 模型 ($f_B = 0$) 的切换函数。

2.3 导管桨敞水性能参数定义

在对导管桨相关水动力, 例如对桨叶和导管推力、转矩的数据处理中, 为了方便对比分析, 经常对所得数据无因次处理, 得到相应计算模型对应的推力系数 K_T 、推进器效率 η 和转矩系数 K_Q 。这些参数被称为螺旋桨的敞水性能参数, 简称为 OWC。无因次系数在一定程度上更直观地表示出相应物理量的变化规律, 是后期



进行数据处理和结果分析的必要方法，是进行螺旋桨敞水性能实验以及 CFD 模拟中极其重要的参数。其中，导管螺旋桨常用的性能参数及其计算公式如下：

$$J = \frac{V_{in}}{nD} \quad (2-16)$$

$$K_{TB} = \frac{T_B}{\rho n^2 D^4} \quad (2-17)$$

$$K_{TD} = \frac{T_D}{\rho n^2 D^4} \quad (2-18)$$

$$K_Q = \frac{Q}{\rho n^2 D^5} \quad (2-19)$$

$$K_T = K_{TB} + K_{TD} \quad (2-20)$$

$$\eta = \frac{J}{2\pi} \frac{K_T}{K_Q} \quad (2-21)$$

其中， J 是进速系数， n 为螺旋桨转速， D 代表着螺旋桨直径， V_{in} 代表是螺旋桨进速； T_B 、 T_D 分别作为螺旋桨和导管的推力， Q 代表导管桨的转矩； K_{TB} 、 K_{TD} 分别指代螺旋桨推力系数和导管推力系数， K_Q 是导管桨转矩系数， K_T 代表着导管螺旋桨总推力系数， η 是导管螺旋桨的效率。

2.4 尾流不稳定性及其定义

导管桨的尾流动力学对船舶的功率特性、噪声以及船舶的可操作性都有很大影响，而尾流不稳定性分析及其机理研究是导管桨尾流动力学的重点，因此这方面的单独研究是十分有必要的。概括地说，螺旋桨尾流由叶片旋转而生成于每扇叶片叶尖和叶片根部的两组漩涡结构组成，由于叶面和叶背之间的压差力而卷起。对于导管桨，尾流更加复杂，即：由于导管的存在，生于叶片叶尖的漩涡会受到影响，它们会在发展初期与导管内壁相互作用，并且其强度会被明显削弱。因其生成于叶梢间隙处，所以又被称为梢隙涡(TLV, 或 PTLV, 即 primary TLV)，为便于表述和区分，在本文研究内容中，梢隙涡继续向桨后发展，泄出导管范围后，在尾流区域，和敞水桨的叫法相同，统一称之为叶尖涡，只在间隙附近称之为梢隙涡；由于间隙的存在，还有二次梢隙涡特性直接从叶顶间隙中泄出，它们的强度相对于梢隙涡稍弱，因此被称为二次梢隙涡，即 secondary TLV(STLV)；而由叶片根部发展出来的涡系结构被称为轮毂涡。除此之外，在高进速工况下，还存在由于导管外壁发生流动分离而衍生出的导管外缘涡。它们在螺旋桨尾部不断发展，并伴随着复杂的流动机制，产生整个导管桨尾部涡结构的演化、收缩和破裂等一系列流动现象。



目前,国内外很多研究人员已经进行过螺旋桨尾流动力学的相关研究,但对导管桨尾流不稳定性的分析研究较少。导管桨尾流不稳定性直接影响着其推进性能、激振力以及流噪声等水平,值得研究。本文将通过借鉴和拓展敞水螺旋桨尾流不稳定性系统的分析方法和理论体系,探究导管、叶顶间隙和前缘结节等几何构型对导管桨尾流不稳定性的影响规律。

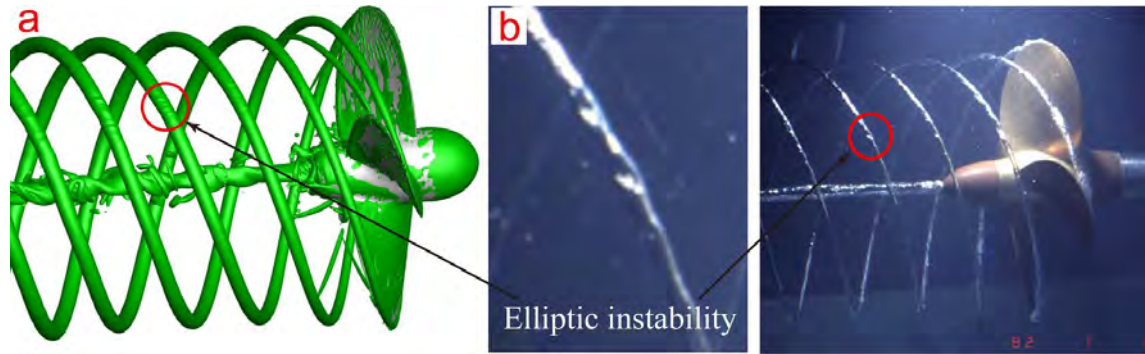


图 2-1 E779A 螺旋桨的短波不稳定性 (椭圆不稳定性) 现象^[72]

Fig.2-1 Short-wave instability (elliptic instability) of E779A propeller ^[72]

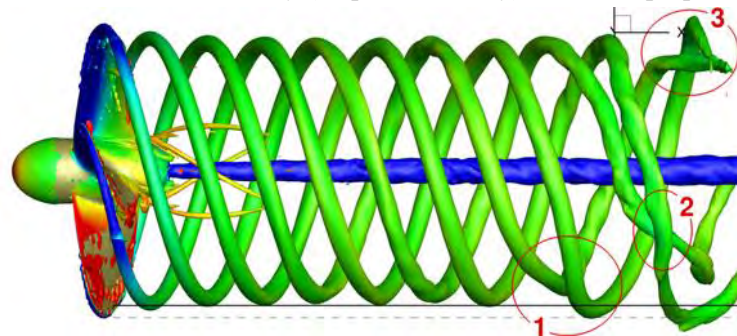


图 2-2 进速系数为 0.45 时 INSEAN E779A 螺旋桨尾流的长波不稳定性现象^[92]

Fig.2-2 Long-wave instability of INSEAN E779A propeller Wake when $J = 0.45$ ^[92]

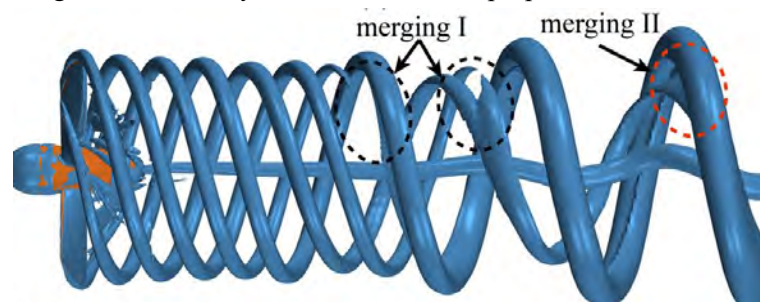


图 2-3 进速系数 0.5 时不带导管螺旋桨的三维叶尖涡结构的互感和二次互感现象^[22]

Fig.2-3 Merging and secondary merging phenomenon of three-dimensional tip vortex structure of open water propeller with advance coefficient 0.5^[22]

螺旋桨的尾流不稳定性有三种模式,即短波不稳定性、长波不稳定性 and 互感。这在第一章的绪论中 Widnall 等^[63]的研究中有所介绍。他们用无粘线性稳定性分析研究了单个螺旋涡丝相对于空间扰动的稳定性,表明孤立的螺旋涡丝有三种不稳



定性模式：短波、长波和互感。其中，短波不稳定性的扰动产生在涡核内部，波长与涡核半径正相关。对于长波不稳定性，扰动使整个涡旋细丝位移，波长远大于核心半径，当相邻细丝相互作用时，会产生互感，螺旋间距减小。事实上，互感便是由于较强的长波不稳定性所产生的螺旋桨尾流的一种新的发展状态。对于这三种不稳定性现象，引用文献中的实物图，以直观阐述其概念，短波不稳定性见图 2-1 所示，长波不稳定性现象见图 2-2 所示，互感和二次互感现象见图 2-3 所示。

在目前的研究中，辨别和阐述螺旋桨尾流的失稳原因，是螺旋桨尾流不稳定性分析的重点，也就是说，要判断尾流失稳是由上述的短波不稳定性、长波不稳定性和互感这三种模式中哪一种所导致的，或者说是由哪几种导致的，而哪一种占主导作用。虽然涡识别方法可以对流场的漩涡结构进行可视化，但有时螺旋桨尾部的涡结构过于复杂，难以靠图像展示清楚。此外，为了探讨螺旋桨尾流的更多演化机理，仅靠流场可视化分析，是非常不足的，国内外学者常采用湍流动能功率谱密度 (Power spectral density, PSD) 分析的方法，对螺旋桨尾流不稳定性进行研究。

PSD 分析的原理基础是：通过探索能量传递过程来研究螺旋桨尾迹的演化 (Felli 等人^[64]；Di Mascio 等人^[92]；龚杰等人^[22])，这涉及湍流动能 (Turbulence Kinetic Energy, T_{KE}) 的功率谱密度研究。湍流动能的频域信号在 PSD 的转移和演变表明了涉及基本频率的能量重定位机制，同时还能作为尾流场涡结构真实演化的判据和佐证。根据 Muscari 等人^[93]和 Di Mascio 等人^[92]的文献介绍，与 f/f_{bp} 的非整数值相关的峰值(其中， f_{bp} 表示叶片通过频率，简称叶频)，即轴频率倍数处峰值的出现表明了相邻叶尖涡流配对的开始过程的出现或次级涡流的增长，这则结论将在本文后续的尾流不稳定性相关的分析中多次用到。

2.5 本章小结

本章是全文计算所涉及的数值设置与相关定义和理论的详细介绍。首先介绍了计算流体动力学技术的定义，随后引入了 CFD 计算的控制方程，它们在流体力学中被称之为输运方程、纳韦尔-斯托克斯(N-S)方程。其次，介绍了本文数值仿真所采用的 SST $k-\omega$ 湍流模型和 IDDES 湍流模型。再次，介绍了导管桨性能参数的定义，对螺旋桨相关水动力如对推力、转矩和效率等的数据进行无因次处理的相关必要公式进行了阐述。最终，对导管桨尾流不稳定性做详细介绍，阐明了短波不稳定性、长波不稳定性和互感这三种不稳定性，并介绍了湍流动能谱密度分析方法，通过前人的研究内容，给出了湍流动能谱密度分析的结果与导管桨叶尖涡特性、尾流不稳定性的直接关系。



第三章 导管桨敞水性能及梢隙涡特性研究

3.1 几何模型及其建立

本文所开展的所有工作中，采用的几何模型均为带 19A 导管的 KA4-70 螺旋桨。作为荷兰水池实验室的传统桨型，KA 系列桨叶在导管桨中被广泛应用。本文采用 KA 系列盘面比为 0.7 的 4 桨叶螺旋桨，给定螺距比 P/D 为 1，采取等螺距螺旋桨构型。参照 Negrato^[94]中给出的实验，直径 D 取为 218.87mm，桨叶 0.6R 剖面处的叶切面弦长按照下述公式求解得出：

$$L_{0.6R} = 1.969 \frac{1}{Z} \cdot \frac{A_E}{A_D} D \tag{3-1}$$

其中， Z 为螺旋桨叶数， A_E/A_D 为桨叶的盘面比， D 是桨叶直径。按照以下公式，转换给出的桨叶剖面二维型值点，获得桨叶各剖面的三维坐标：

$$X = R_i \cos[(X_2 \cos \varphi - Y_2 \sin \varphi)/R_i] \tag{3-2}$$

$$Y = R_i \sin[(X_2 \cos \varphi - Y_2 \sin \varphi)/R_i] \tag{3-3}$$

$$Z = X_2 \sin \varphi + Y_2 \cos \varphi \tag{3-4}$$

上述公式中， X 、 Y 、 Z 是三维坐标值， X_2 、 Y_2 是桨叶各个剖面的二维坐标， φ 是螺距角， R_i 是各个叶剖面的半径长。导管包围螺旋桨放置，在其选型中，采用常用的 19A 翼型，绕螺旋桨轴线旋转一周，得到导管。为准确进行与桨叶的匹配，导管的长度取为 $L_d=D/2$ 。参考文献^[94]中的取值，导管内表面和螺旋桨叶梢顶端之间的间隙取为 1.01 mm，叶顶间隙和螺旋桨直径的比值 $t/D=0.46\%$ 。此外，参考试验中的几何模型设置，在数值模拟的验证中，采用加长螺旋桨轴来减少尾流中轮毂涡的产生及其对尾流影响的影响。导管和螺旋桨的具体参数见表 3-1：

表 3-1 导管和螺旋桨参数设置表

Tab.3-1 Duct and propeller parameter setting table

螺旋桨模型	Ka4-70	
导管模型	19A	
叶片数	Z	4
直径	D	0.21887m
0.7R 处的螺距比	$P_{0.7}/D$	1
毂径比	D_{HUB}/D	0.204
导管长度	L_{duct}	0.5D
叶顶间隙	t	1.01mm



通过 CATIA 软件建立螺旋桨和导管的几何模型，得到延长桨轴的导管桨，其几何模型见图 3-1。实验^[94]的设备图见图 3-2。

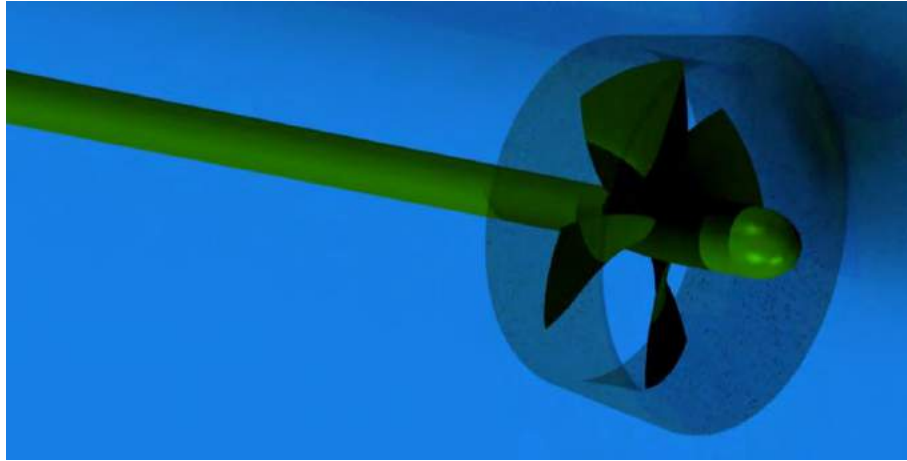


图 3.1 导管桨几何模型

Fig.3-1 Geometric model of duct propeller

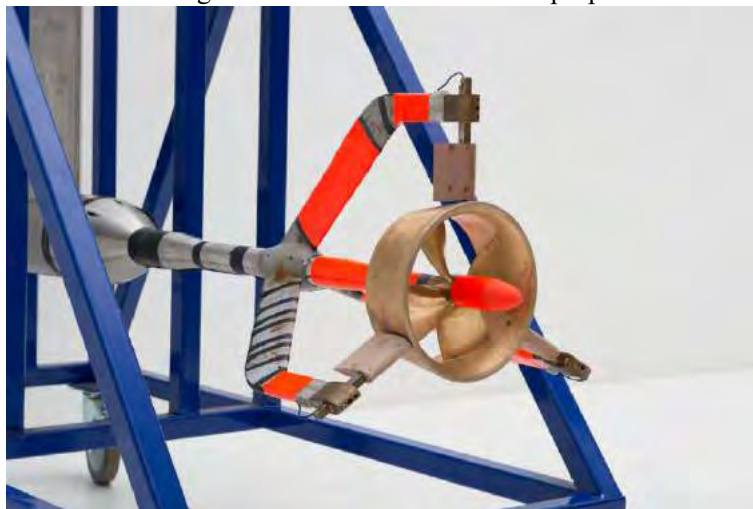


图 3-2 KA4-70 19A 导管桨试验装置前视图^[94]

Fig.3-2 Front view of KA4-70 19A propeller test equipment ^[94]

3.2 计算域设置

在导管桨的敞水性能验证部分，为验证数值计算方法的准确性和可靠度，进行了标准模型的敞水特性仿真计算。其中，转速 n 设置为固定值 15rps。通过改变入口处的流体入流速度，控制螺旋桨推进速度 V_{in} ，进一步使进速系数 J 发生变化。进速系数设置为从 0.1 开始，到 0.8 结束，间隔为 0.1 等间隔，共 8 组进速系数，采用移动参考坐标系 (Moving reference frame method, MRF) 方法和 SST $k-\omega$ 湍流模型，进行 8 组不同进速下



的导管桨数值模拟。将数值模拟的敞水性能结果和试验值^[94]比较,从而判断数值仿真的模型是否准确。参考试验中的几何模型设置^[94],在数值仿真的验证中,采取螺旋桨轴来削减尾流中轮毂涡的发生及其对尾流的影响。导管桨桨轴设置为足够长,即延伸到压力出口表面,从而达到和实验条件的几何模型完全一致。

边界条件的设置见图 3-3。左边进口设置为入流区,右边平面设置为压力出口,其余四个平面全部设置为对称平面,以趋同于无限水深的模拟工况。由于桨叶在进行高速旋转,因此在螺旋桨附近设置圆柱形旋转区域,并单独设置基于旋转坐标系的运动,或采用 RBM 方法单独赋予该区域旋转运动状态,从而模拟螺旋桨的旋转。旋转域设置及其各项几何尺度参数见图 3-3(b)。

计算区域为六面体,沿导管桨轴径向(x 轴正方向)的面取边长为 $9.14D$ 的正方形,桨盘面与入流平面的间距给定为 $4.57D$,与压力出口面的间距给定为 $11.42D$,其余具体数值设置和边界条件类型设置见图 3-3:

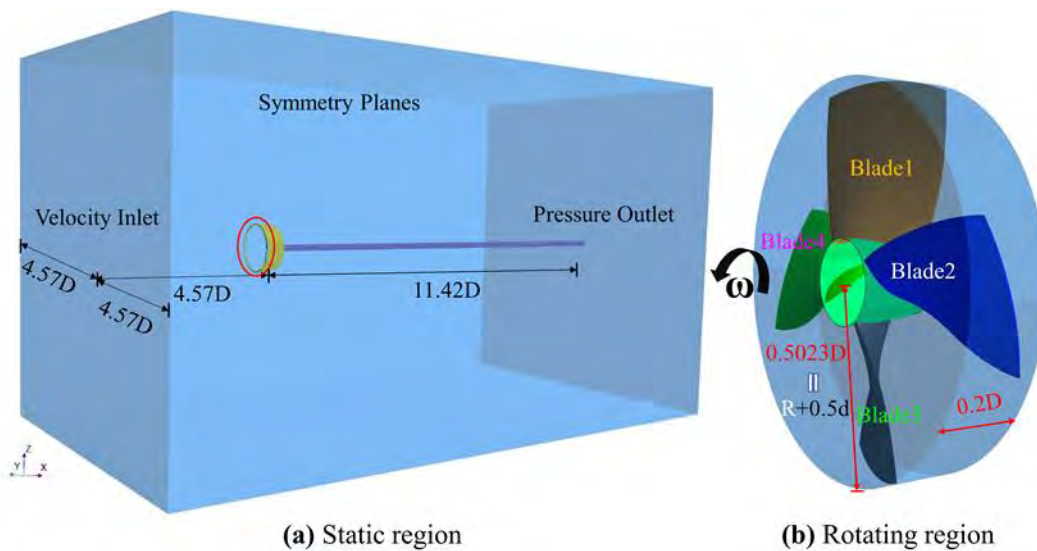


图 3-3 导管桨模拟数值设置及边界条件类型

Fig.3-3 Numerical setting and boundary condition type of ducter propeller simulation

3.3 导管桨敞水性能研究

3.3.1 导管桨网格收敛性分析

网格划分采用商业软件 Simcenter STAR-CCM+的自动化网格,网格类型均采取棱柱层网格,在螺旋桨叶片、螺旋桨轴及导管边缘设置边界层网格,以捕捉流场的真实流动



状态。适当地选择网格和计算步骤的数量，以确保在每个进速系数下使模拟的计算结果达到收敛。

采取从稀疏到密集的五组网格模型 M1-M5，在相同工况条件下进行数值模拟，以验证模拟方法的可行性。网格模型的参数见表三，不同疏密程度的导管桨叶片网格模型见图 3-4。基于 MRF 方法和 SST $k-\omega$ 模型进行仿真计算，得到 $J = 0.1-0.8$ 下的螺旋桨推力、导管推力和导管桨扭矩。

表 3-2 五组不同网格的参数设置

Tab.3-2 Parameter Settings for five different grids

项目(单位)	M1	M2	M3	M4	M5
基本网格尺寸(mm)	80	40	20	10	10
最小网格尺寸(mm)	5	2.5	1.25	0.625	0.3125
目标网格尺寸(mm)	10	5	2.5	1.25	1.25
总网格数(百万)	0.3	0.7	2.4	7.7	10.2

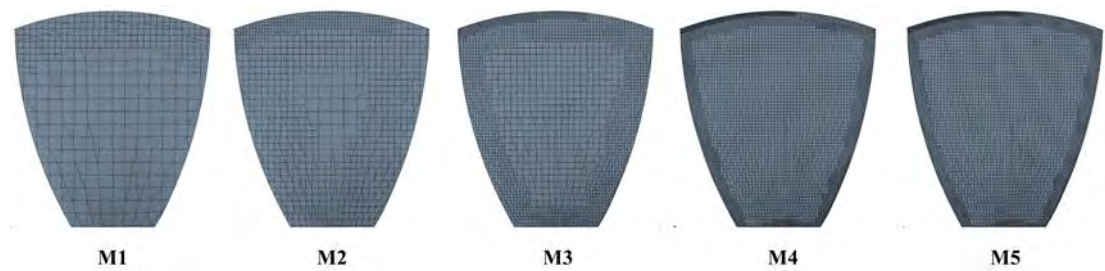


图 3-4 五组不同疏密程度的螺旋桨面网格分布图

Fig.3-4 Five groups of propeller surface grid distribution with different degree of density

导管螺旋桨的数值模拟有两个不同于敞水螺旋桨的难点：即叶顶间隙区域流动的模拟和导管受力的精确捕捉。是以，为了更好地模拟不带导管螺旋桨尾部叶尖涡的流动、导管螺旋桨导管内外边缘和叶顶间隙部位的流动，在划分网格时，对导管螺旋桨的叶尖涡尾流区、导管和叶顶间隙区域采用了圆筒状三维区域对网格进行细化，以解决求解不准确的问题。得到的计算网格如图 3-5 所示。其中，图 3-5(a)为全部计算域的中纵截面网格侧视图，图 3-5(b)为导管桨尾流加密侧视图，图 3-5(c)为导管桨叶顶间隙和叶片叶梢处纵截面网格侧视图。

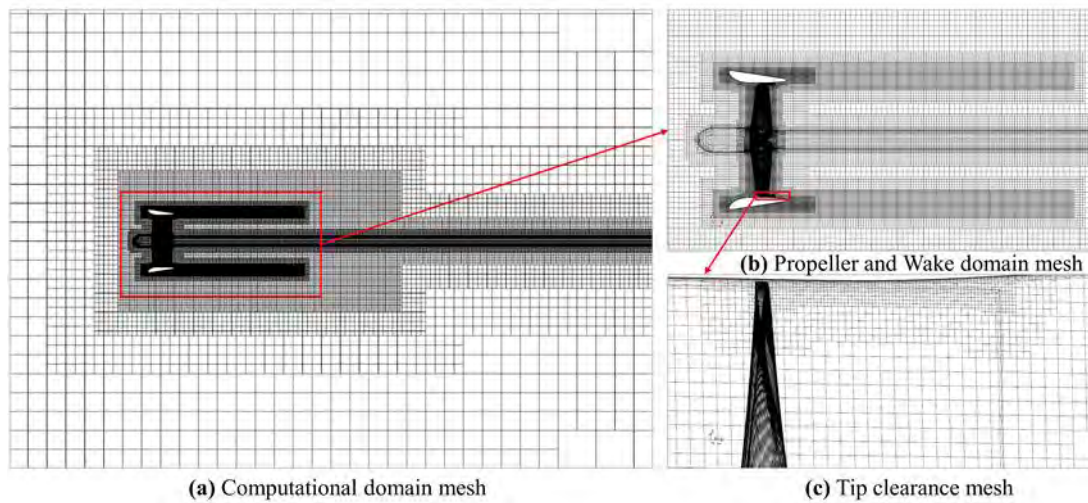


图 3-5 计算模型整体和局部网格设置

Fig.3-5 Calculate model global and local grid Settings

通过数值模拟得到了和 5 组不同网格数量的数值模拟的导管桨效率 η ，与文献中实验值^[94]（Negrato，2015）及其模拟值的导管桨效率 η 进行对比，并绘制了它们随进速系数的变化曲线，见图 3-6。计算数据及其可视化图像显示，仿真结果与试验值较为接近，而且跟着网格数目的增长逐步收敛到试验值。这表明本文的仿真计算方法和网格模型，对导管桨的数值计算是真实有效的。

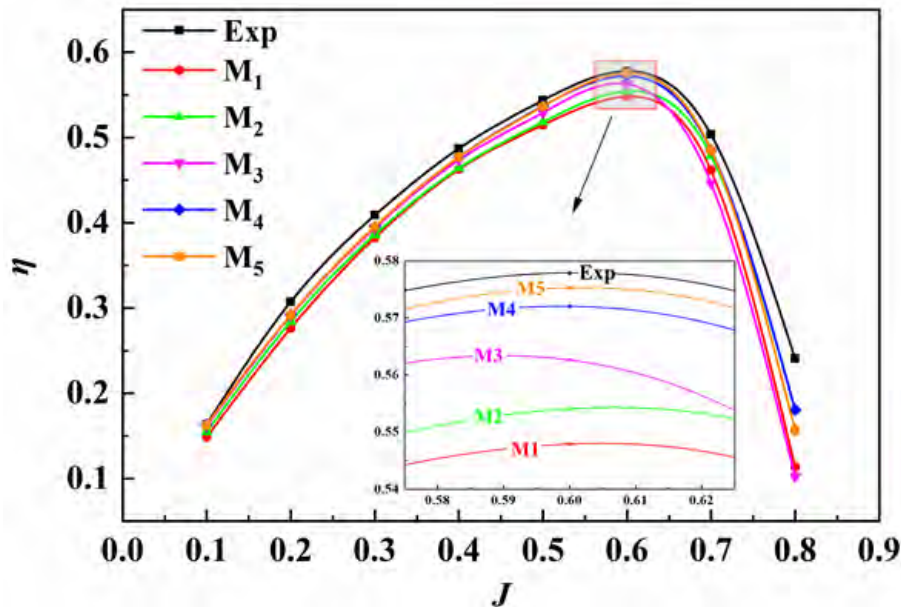


图 3-6 实验与模拟在不同进速系数下效率值比较图

Fig.3-6 Comparison of experimental and simulated efficiency values at different advance coefficients

特别地，带 19A 导管的 Ka4-70 导管桨中的最高效率的进速系数为 0.6。于是，在此分析并对比了 $J=0.6$ 下各组网格的敞水性能系数的仿真结果，见图 3-7。

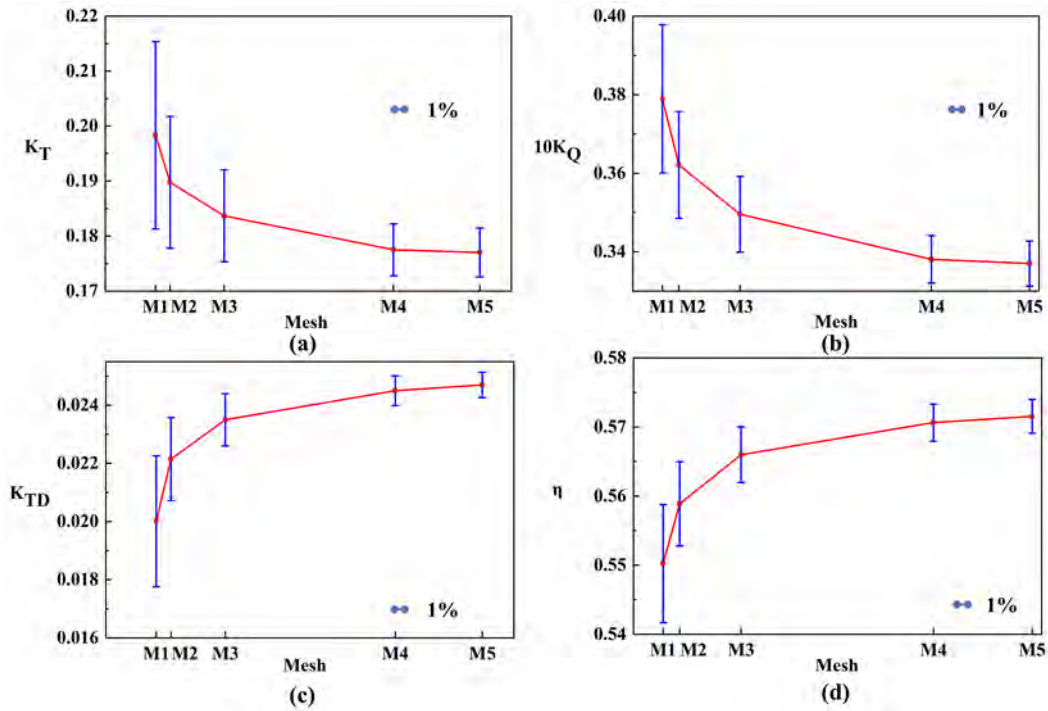


图 3-7 敞水性能模拟结果及其与实验值的误差百分比

Fig.3-7 The results of open water performance simulation and error percentage with the experimental values

结果表明，导管桨敞水性能的模拟结果随着网格数量的增加越来越接近实验值，并且每组模拟的相对误差也逐渐减小，这表明模拟结果逐渐收敛，这验证了本文的数值方法和计算模型对于导管桨的数值仿真的可行性。在图 3-7 中，蓝色误差条用于表示模拟值相对于实验值的误差。最后，它们都低于 5%。因此，综合考虑计算精度和计算资源，最终选择网格 M4 作为仿真网格模型，进行敞水性能模拟，并与试验值进行比较。

3.3.2 导管桨敞水性能验证

为了验证 IDDES 模型和瞬态计算的准确性，同时提高计算精度，采用 RBM 方法和 IDDES 模型进行数值模拟，绘制导管桨的敞水性能曲线并与文献中的实验值和仿真结果进行对比，见图 3-8。其中，虚线值表示实验值^[94]，红点表示 RANS-BEM 模拟结果^[94]，黑点代表边界元方法（BEM）模拟结果^[94]，蓝点代表本文计算的模拟值。整体来看，图 3-8 表明基于不同方法得到的四组数据较为接近。特别地，本文的计算结果中， K_{TD} 比文献中的模拟值更接近试验值，这表明本文进行的模拟能够更准确地捕捉导管的力。此外，本文的仿真结果在最高效率的推进速度系数（即 $J=0.6$ ）下更加准确。

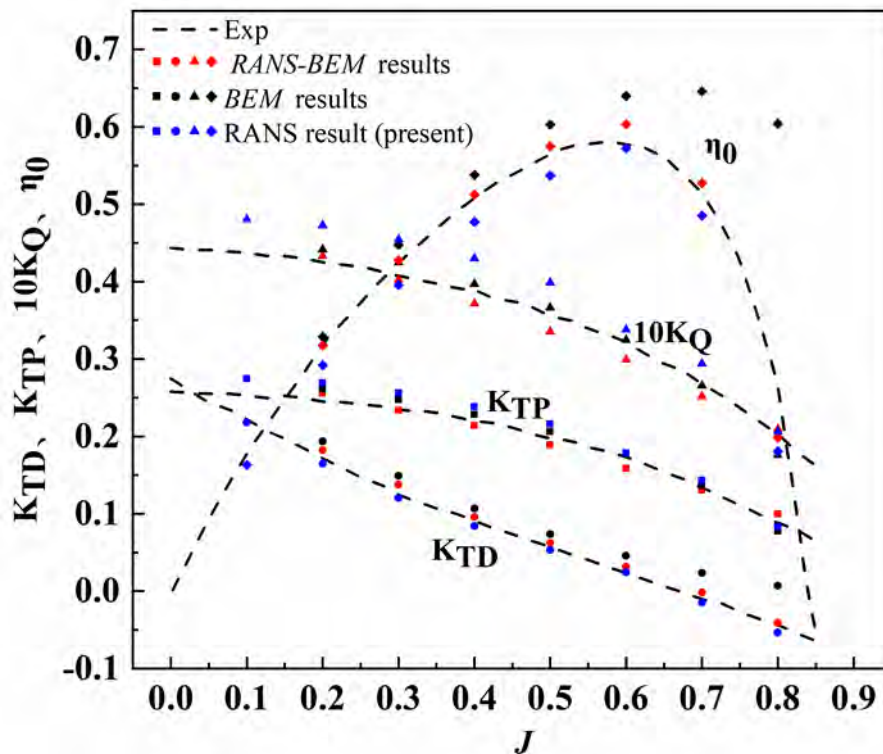


图 3-8 敞水性能模拟结果验证

Fig.3-8 Open water performance simulation results verification

3.4 基于不同湍流模型的梢隙涡特性分析

在第一章所述的较早的前人工作中,导管桨模拟大多采用 RANS 湍流模型,但 RANS 模型对流场的详细模拟常常不够充分,尤其是在导管桨的数值模拟中,对导管桨复杂的尾部涡系结构,尤其是梢隙涡,难以进行精细准确的捕捉。

因此,为了精确捕捉导管桨的尾流叶尖涡系和梢隙涡,本节利用 IDDES 模型对导管桨进行了更精确的模拟,并将其结果与 RANS 模型的仿真结果进行对比,分析其导管桨尾流场和叶顶间隙的流动细节,从而为后续研究中湍流模型的采用提供依据。此外,叶顶间隙处的流动对导管螺旋桨的尾流场有极其显著的影响。因此在使用两种不同的湍流模型,并采用刚体运动法进行瞬态模拟时,使用更加精细的网格来优化叶顶间隙处的计算区域,以更好地捕捉梢隙涡结构。

对于不同湍流模型的模拟结果对比,以本节采用的 SST $k-\omega$ 模型和 IDDES 模型为例,分别画出对应进速系数为 $J=0.2$ 、 0.4 、 0.6 时瞬态数值仿真的尾流场的无量纲速率图和瞬时涡量图,见图 3-9 和图 3-10。流场速度图中,采用进口速度将流场速度进行无

量纲化，即 $V=v_0/U$ ，其中 v_0 是流场中的轴向速度， U 是边界条件下的入流速度。涡量图的绘制选择 $Q=5000\text{ s}^{-2}$ 并以无量纲速度进行渲染。

Q 是表示第二代涡识别方法的物理量，被表述为：

$$Q = -\frac{1}{2}\left[\left(\frac{\partial u}{\partial x}\right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial y}\right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial z}\right)^2 + 2\frac{\partial u}{\partial y}\frac{\partial v}{\partial x} + 2\frac{\partial u}{\partial z}\frac{\partial w}{\partial x} + 2\frac{\partial v}{\partial z}\frac{\partial w}{\partial y}\right] \quad (3-5)$$

其中， u 、 v 、 w 代表流场中的速度在 x 、 y 、 z 方向上的投影分量。

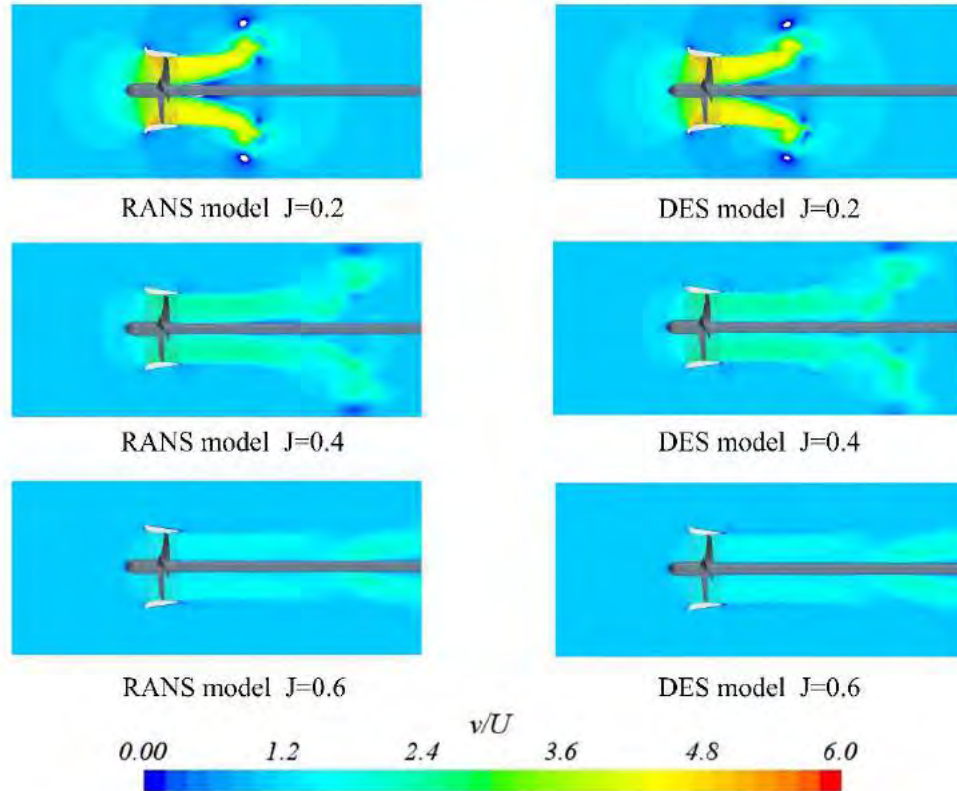


图 3-9 两种湍流模型模拟下不同进速系数的流场速度图

Fig.3-9 Flow field velocity diagrams with different inlet coefficients under two turbulence models

可以看出，当进速系数 J 较小时，此时，计算的物理时间也较短，导管桨尾部的流动尚未充分发展，存在大量的堆积的涡结构。随着物理时间的增长，流动更加充分，流场中的速率和涡结构趋向于稳定化。由于无量纲化参数采用进口流速，而在低进速系数下，进口流速较小，而导管桨的转速为固定值，也就是说在不同进速系数下螺旋桨转速提供的推进速度大致相同，因此，在低进速工况下的无量纲速度反而相对较高。

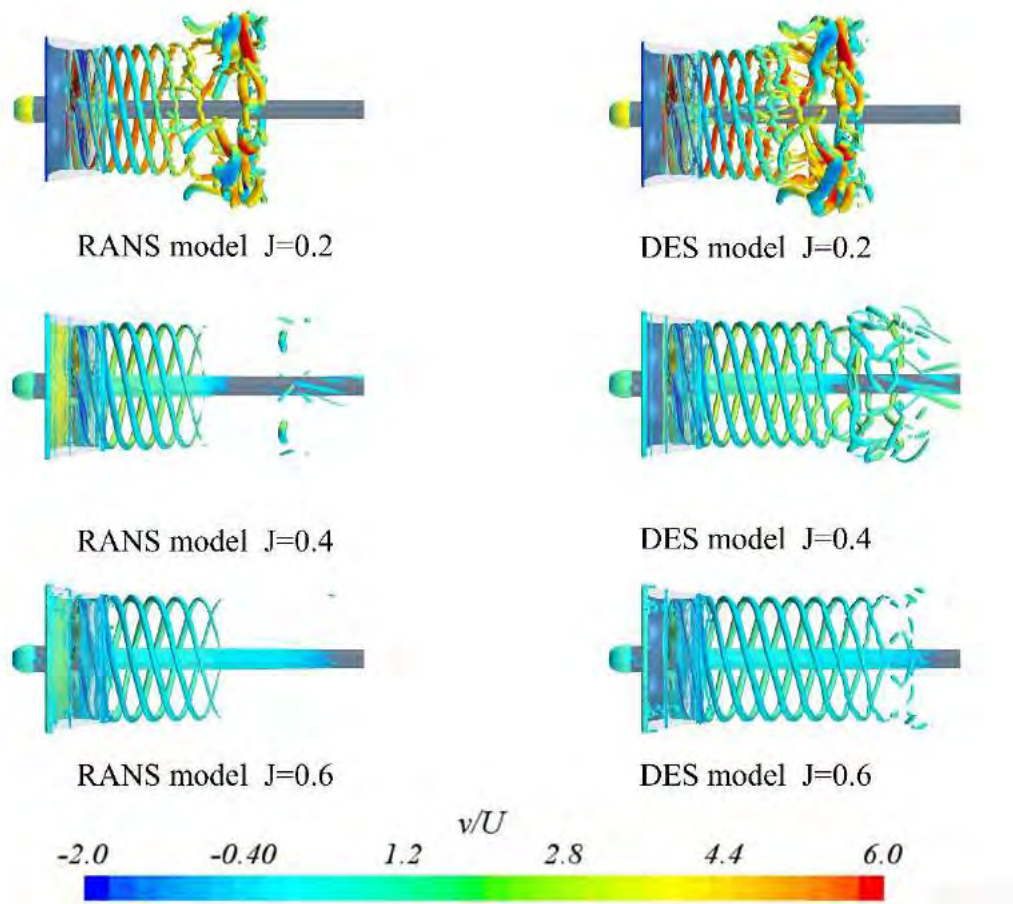


图 3-10 两种湍流模型模拟下不同进速系数的导管桨尾流涡量图

Fig.3-10 The wake vorticity diagram of duct propeller with different advance coefficients under two turbulence models

见图 3-10，在不同进速系数的导管桨数值模拟中，导管的内表面均有大量破碎的叶尖涡，这些破碎叶尖涡是梢涡和导管相互作用形成的。这说明导管的存在可以削弱叶尖涡的能量，从而有效回收尾流中的动能，提高螺旋桨的效率。此外，在导管螺旋桨的叶顶间隙区域，会产生一个环形尖端涡流，它被称为梢隙涡，或叶顶间隙涡 (Tip Leakage Vortex, TLV)。对比结果清楚地表明，IDDES 模型比 SST $k-\omega$ 模型能更精细地捕捉到涡结构和流动细节，更适合在尾流场分析中采用。

选择 y 方向作为法线截面，提取截面上的速度矢量，并绘出叶顶间隙处的速度矢量图，见图 3-11。从图中可以清楚地看到，在不同进速系数的导管桨数值模拟中，其叶顶间隙处均存在一个速度涡，即 TLV。随着进速系数的增长，梢隙涡的产生位置向后挪动，这是易于理解的，因为进速系数影响着导管桨叶梢的速度和压力分布，而梢隙涡的初始泄出位置与叶梢的压力分布密切相关。计算结果还表明，相比于 RANS 模型，IDDES

模型捕捉到壁面附近更多的漩涡结构，这表明采用 IDDES 模型进行导管桨模拟可以更好地模拟壁面附近的速度。

为了更加清晰地观察流场中强度较高的梢隙涡结构，选择更高的 Q 阈值等值面，即 $Q = 10^5 \text{ s}^{-2}$ 以捕获叶顶间隙处极强的梢隙涡结构，并同样以无量纲速度 v/U 进行渲染，见图 3-12。可以清楚地看到，在导管桨的四个桨叶叶片后面都有一个螺旋涡流，即 TLV。随着进速系数 J 的增加，TLV 在叶尖的脱落位置从前缘向后移动到后缘，并且其脱落角随着进速系数 J 的增加而减小，这与李晗等^[95]对于不同叶顶间隙的泵喷推进器的模拟结果一致。

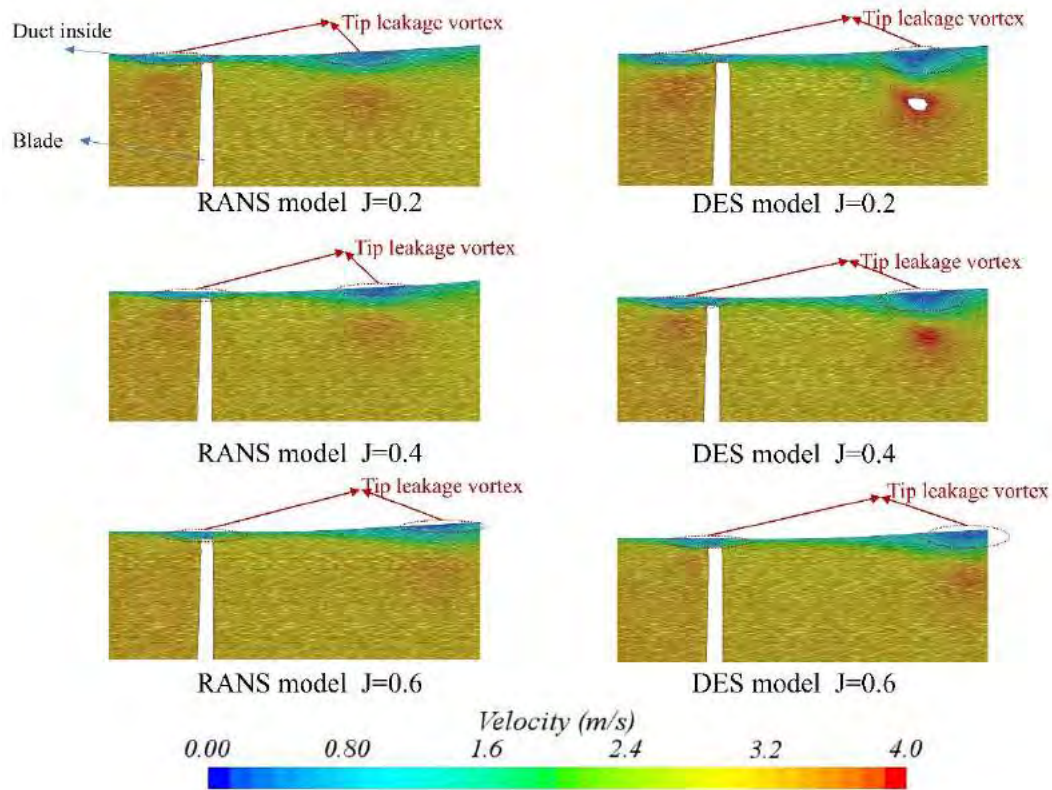


图 3-11 两种湍流模型模拟下不同进速系数的导管桨叶顶间隙流场图

Fig.3-11 Flow field diagram of tip clearance of duct propeller under two turbulence models with different advance coefficients

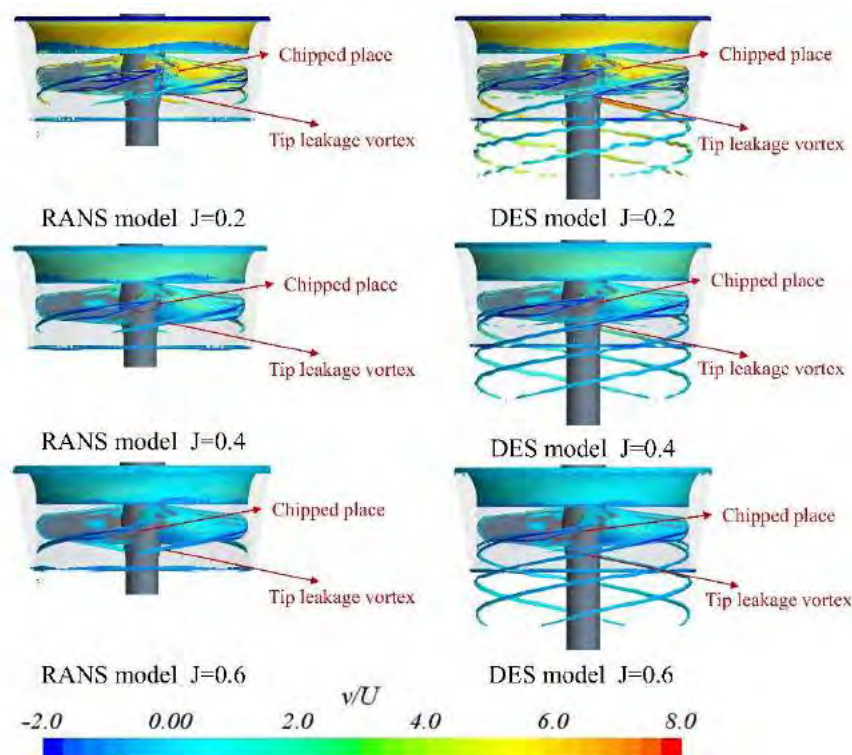


图 3-12 两种湍流模型模拟下不同进速系数的导管桨梢隙涡特性图

Fig.3-12 Tip clearance leakage vortex diagram of duct propeller with different advance coefficients simulated by two turbulence models

更进一步地，由图 3-12 可以看出，在 IDDES 模型的模拟结果中，梢隙涡的延伸区域更长，这表明与 SST $k-\omega$ 模型相比，IDDES 模型能够更好地捕捉导管桨的梢隙涡结构。

因此，综合考虑到计算资源和模拟精确度，在后续模拟中，均采用稳态的 MRF 方法和 SST $k-\omega$ 模型对导管桨在多组进速系数下的敞水性能进行模拟。进一步地，在特定进速系数下，采用 IDDES 模型和瞬态的 RBM 方法对导管桨进行模拟，并采用此数值模拟结果进行后续分析其梢隙涡特性、流场物理量的规律及尾流不稳定性及其机理。

3.5 本章小结

本章进行了本文所采用的 KA4-70 19A 导管桨型的数值模拟与试验值的对比验证，并通过比较 SST $k-\omega$ 模型和 IDDES 模型对导管桨梢隙涡特性及流场的模拟结果，进行了湍流模型的选取。首先介绍了几何模型及其建立的方法，采用相应的公式对二维型值点进行三维转换，然后在 CATIA 软件中进行建模，同时，给出了导管和螺旋桨的各项参数设置，本文所有的计算采用模型尺度。随后给出了数值模拟的计算域划分和数值设



置情况,采用 MRF 方法和 SST $k-\omega$ 湍流模型,进行 8 组不同进速下的导管桨数值模拟,并且将数值模拟的敞水性能结果和试验值进行比较,计算同时采用了不同疏密程度的五组网格进行了网格收敛性分析,验证发现各项敞水性能随着网格增加逐渐收敛于试验值,最后选择 770 万网格计算单元的 M4 作为计算网格模型。随后,采用 IDDES 湍流模型和瞬态的 RBM 方法,基于网格收敛验证后获得的计算网格,对导管桨进行了数值模拟与实验的对比验证,验证结果在误差允许范围内,并且本文的模拟中, K_{TD} 比文献中的模拟值更接近试验值,这表明本文进行的模拟能够更准确地捕捉导管的力;此外,本文的仿真结果在最高效率的推进速度系数(即 $J=0.6$)下更加准确,这表明了计算方法和网格模型的准确性和可靠度。最终,为了对比分析两种湍流模型对导管桨的计算效果,分别采用不同的两种湍流模型,即 SST $k-\omega$ 模型和 IDDES 模型,设置三组不同进速下,对导管桨进行瞬态数值模拟,对基于这两种湍流模型的导管桨计算结果的叶顶间隙处梢隙涡特性、尾流发展情况进行了对比,结果表明,与 SST $k-\omega$ 模型相比, IDDES 模型能够更好地捕捉导管桨的梢隙涡结构,同时,可以捕捉到壁面附近更多的漩涡结构,这表明采用 IDDES 模型进行导管桨模拟可以更好地模拟壁面附近的速度,此外,采用 IDDES 模型进行的数值模拟,对尾流部位的流场细节也有更好的辨识度。



第四章 导管对螺旋桨敞水性能及尾流特性影响研究

4.1 几何模型及其建立

本章所开展的研究中，采用的几何模型仍为带 19A 导管的 KA4-70 螺旋桨，即采用 KA 系列盘面比为 0.7 的 4 桨叶螺旋桨，给定螺距比 P/D 为 1，采取等螺距螺旋桨构型，而导管包围螺旋桨放置，采用 19A 翼型，绕螺旋桨轴线旋转一周，得到导管。为准确进行与桨叶的匹配，导管的长度取为 $L_d=D/2$ 。导管和螺旋桨的叶顶间隙仍取为 1.01 mm，叶顶间隙和螺旋桨直径的比值 $t/D=0.46\%$ 。导管和螺旋桨具体参数仍然和表 3-1 一致。

通过 CATIA 软件进行螺旋桨和导管的三维几何建模，得到敞水螺旋桨（不带导管）和导管桨，为了研究轮毂涡对尾流的影响，将导管桨和不带导管螺旋桨的无限长轴改为正常轮毂。其几何模型见图 4-1。

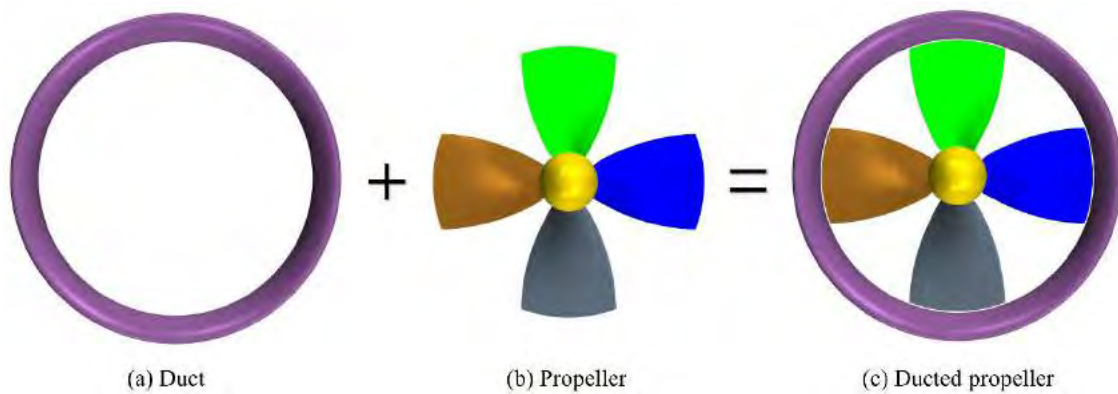


图 4-1 不带导管螺旋桨和导管桨几何模型

Fig.4-1 Geometric model of open water propeller and ducted propeller

4.2 网格划分与数值设置

螺旋桨的转速取为 15rps，通过改变进口流速，来控制导管桨的进速系数。不带导管螺旋桨和导管桨的计算域及数值设置分别见下图 4-2 和图 4-3。左边进口设置为入流区，右边平面设置为压力出口，其余四个平面全部设置为对称平面，以趋同于无限水深的模拟工况。由于螺旋桨桨叶在进行高速旋转，因此在桨叶附近设置圆柱形旋转区域，并单独采用刚体运动法（RBM 方法）单独赋予该区域旋转运动状态，从而模拟螺旋桨的旋



转。旋转域设置及其各项几何尺度参数详细见图 4-2(b) (不带导管螺旋桨)和图 4-3(b) (导管桨)。

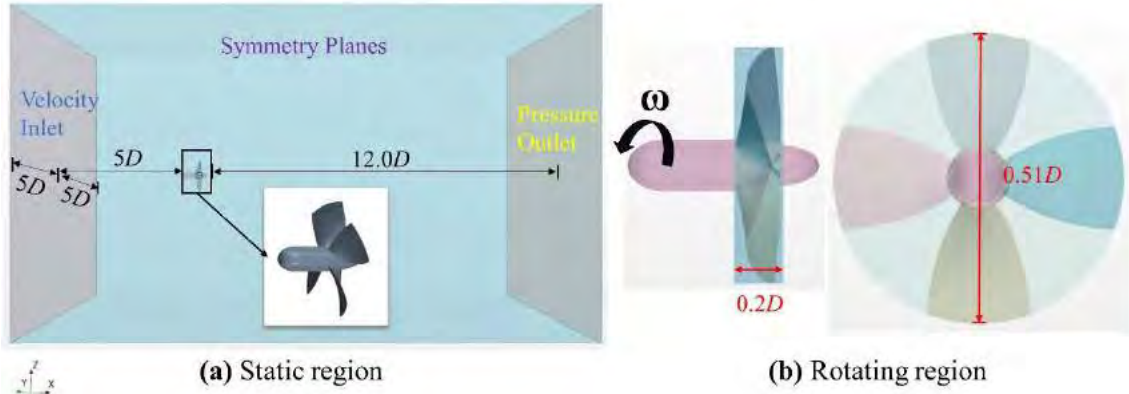


图 4-2 不带导管螺旋桨计算域及边界条件设置图

Fig.4-2 Calculation domain and boundary condition setting diagram of open water propeller

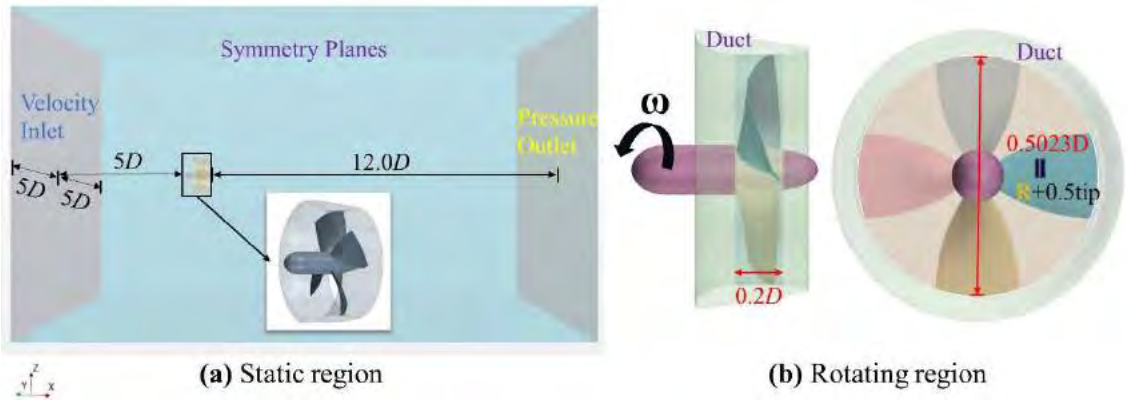


图 4-3 导管桨计算域及边界条件设置图

Fig.4-3 Calculation domain and boundary condition setting diagram of ducted propeller

网格划分采用商业软件 Simcenter STAR-CCM+的自动化网格, 网格类型均采用棱柱层网格, 在螺旋桨叶片、螺旋桨轴及导管内外边缘设置边界层网格, 以求更准确地模拟流场的真实流动状态。此外, 为了更好地模拟不带导管螺旋桨尾部叶尖涡的流动、导管螺旋桨的导管内外边缘、叶顶间隙部位的流动以及它们的尾流演化情况, 在划分网格时, 对上述区域进行细化, 得到最终计算所使用的网格, 见图 4-4 和图 4-5。其中, 图 4-4 为不带导管螺旋桨和导管桨中纵剖面侧视网格图, 图 4-5 分别为导管桨的导管附近(4-5-a)和叶顶间隙处(4-5-b)的中纵剖面网格侧视图。

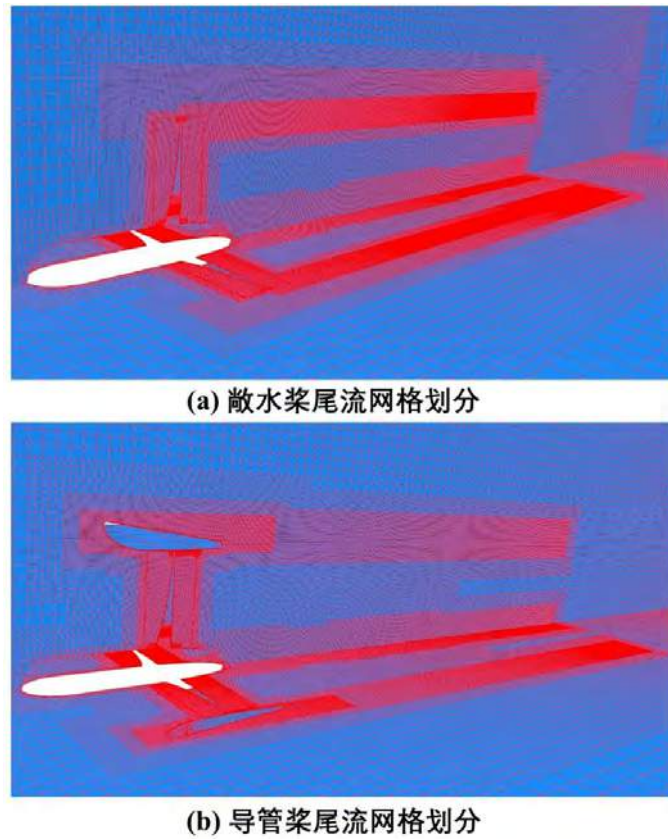


图 4-4 不带导管螺旋桨和导管桨尾流纵剖面网格

Fig.4-4 Longitudinal profile grid for wake of open water and ducter propeller

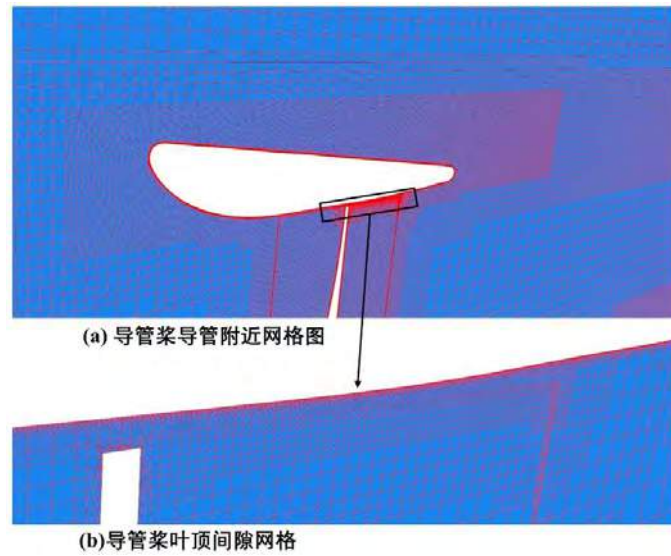


图 4-5 导管桨的导管处和叶顶间隙处的网格

Fig.4-5 The grid at the gap between the duct and tip of the propeller



4.3 导管对敞水性能影响研究

通过应用 MRF 方法和 SST $k-\omega$ 湍流模型，对不同进速系数下，不带导管螺旋桨和导管桨的敞水性能进行了数值仿真计算。其中，进速系数都取为 0.1-0.8 共 8 组进速系数，间隔为等间隔 0.1。其敞水性能对比见图 4-6，其中，4-6-(a)为总推力系数；4-6-(b)为导管桨的导管推力系数；4-6-(c)为转矩系数；4-6-(d)为效率。

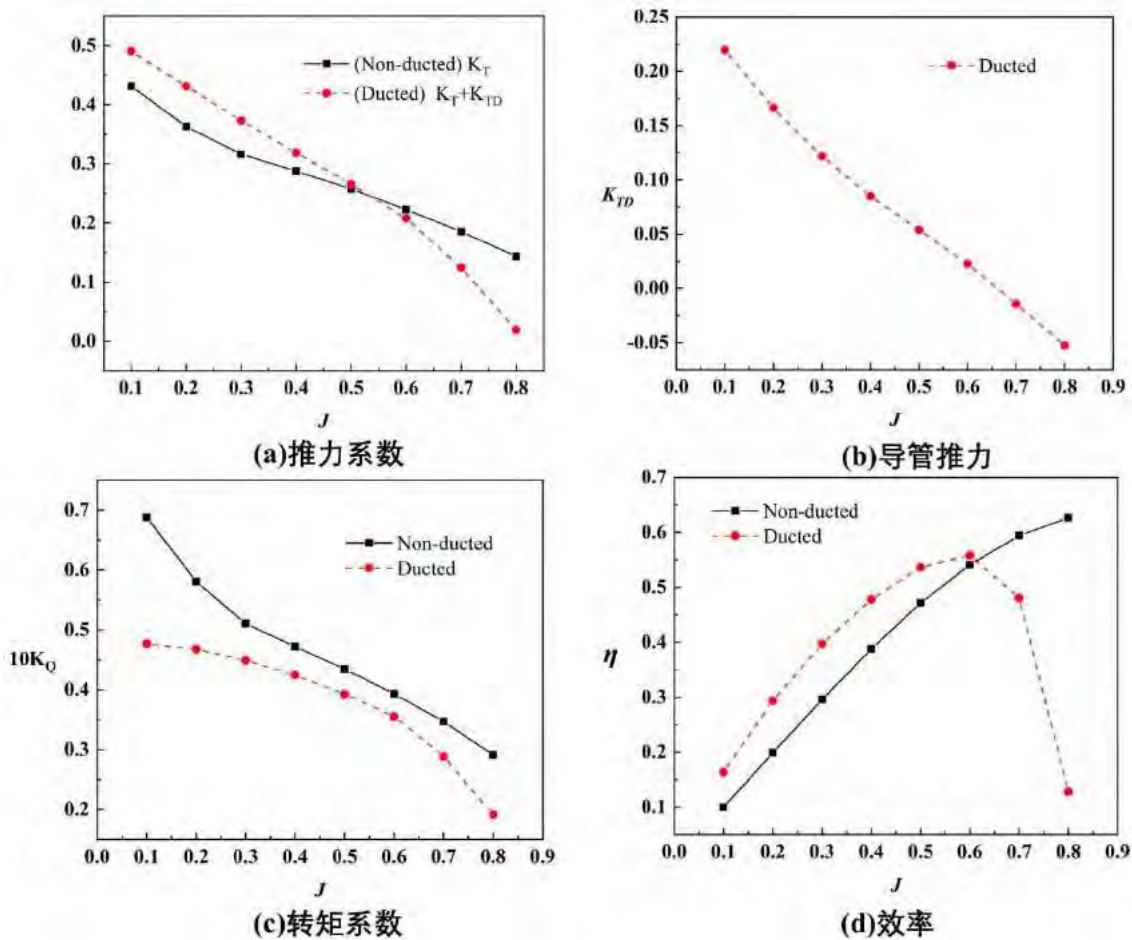


图 4-6 有无导管螺旋桨的敞水性能对比图

Fig.4-6 Comparison diagram of open water performance of propeller with or without duct

计算结果表明，对照于不带导管螺旋桨，在导管桨的推力系数中，额外出现了 K_{TD} 项，这代表着导管提供的额外推力。结合图 4-6-(a)具体来看，导管桨在低速重载工况下提高了桨的整体推进力，因此提高了导管螺旋桨在低推进系数 ($J < 0.6$) 时的效率，见图 4-6-(d)。然而对于较高的进速系数工况，联系图 4-6-(b)分析，导管上的推力系数 K_{TD} 变差，甚至在较高进速系数下 ($J > 0.6$) 时，导管上供给的力变成负值，也就是阻力。因此整体来看，导管桨的推力随进速系数的提高下降得很快，这表明该类型导管仅适用于低速



工况，在低速重载工况下可以提供额外的推力，并提高效率。此外，图 4-6-(c)中导管桨的 K_Q 值在所有进速系数下都小于不带导管螺旋桨，这与导管和叶尖涡的相互作用有关，导管对叶尖涡的阻碍作用降低并且优化了叶片上的扭矩。

4.4 导管对流场影响研究

为了更准确地捕获螺旋桨尾部的流动特性，完成导管桨和不带导管螺旋桨的流动特性和尾流不稳定性分析与比较，采用瞬态的 RBM 方法，并应用 IDDES 湍流模型模拟了 0.2、0.4 和 0.6 三组进速系数下，不带导管螺旋桨和导管桨的尾流演化过程，从而准确地模拟在较大进速系数范围内导管对螺旋桨尾流发展及其不稳定性的不同影响。捕获到尾流的轴向流动速率 v_x ，并用螺旋桨叶尖的旋转线速度 (即 ωr) 将轴向速度进行无因此化处理，获得了不带导管螺旋桨和导管桨中纵截面轴向速度系数随进速系数的变化云图，结果见图 4-7。

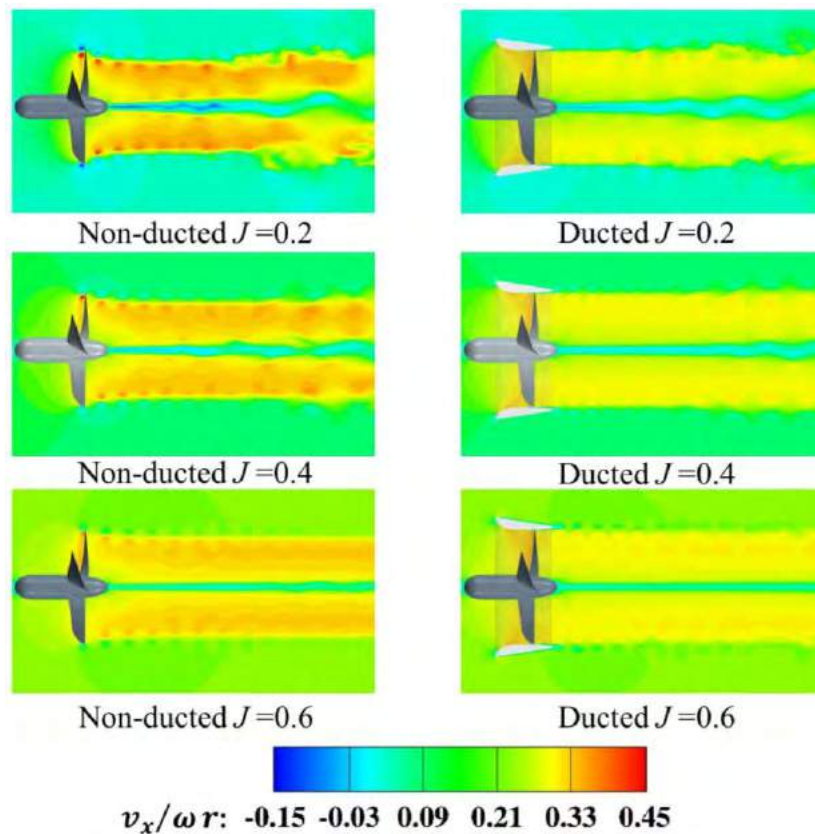


图 4-7 不带导管螺旋桨和导管桨中纵截面轴向速度分布

Fig.4-7 Axial velocity distribution in longitudinal section of open water and ducted propeller



整体来看，导管可以加宽桨盘面后的尾流区域，使其速度分布更加均匀。在低进速系数下，导管对降低尾流不稳定性的作用尤其突出。同时，导管的存在减缓了轮毂涡与叶尖涡之间的相互作用，这也是尾流稳定性提高的原因之一。

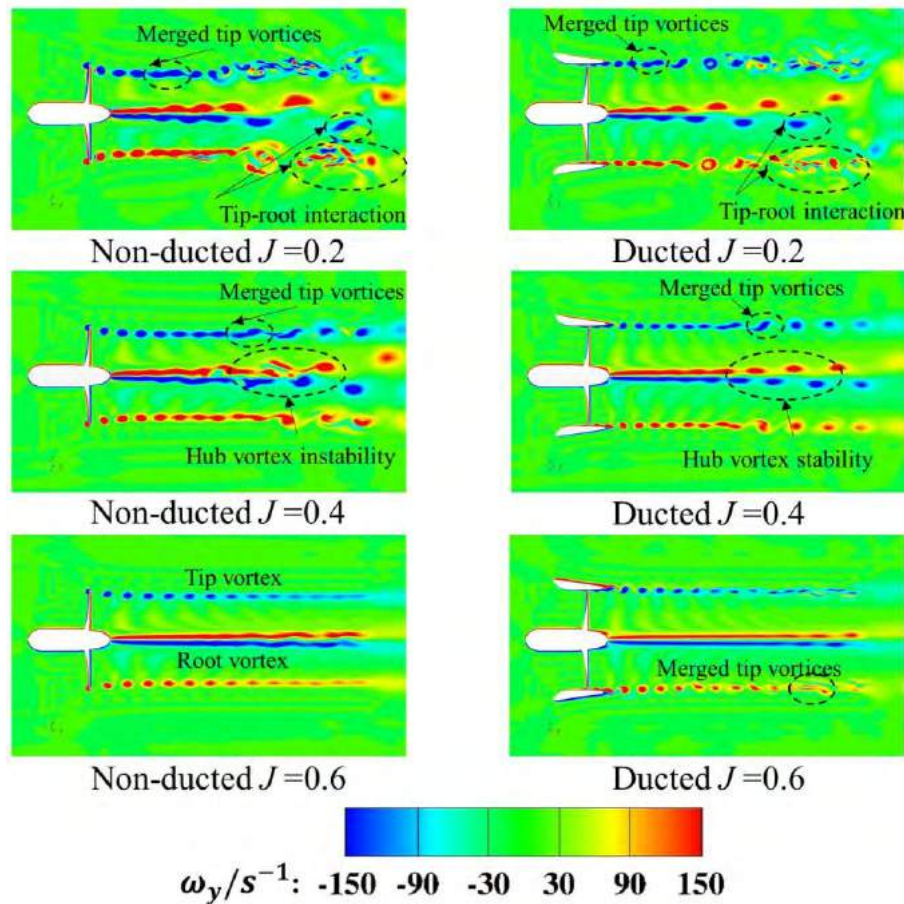


图 4-8 不带导管螺旋桨和导管桨中纵截面涡量分布

Fig.4-8 Vorticity distribution in longitudinal section of open water and ducted propeller

图 4-8 为导管螺旋桨和不带导管螺旋桨在 y 方向的尾流涡度分量的比较结果，相较于不带导管螺旋桨，导管的存在在一定工况下可以降低尾流涡度的不稳定性。当 $J=0.2$ 时，导管使尾涡分布更加均匀，减弱了相邻叶尖涡对的互感现象(Merged tip vortices)，并且减缓了叶尖涡与轮毂涡的相互作用。当 $J=0.4$ 时，导管使叶尖涡在尾流中稳定发展，并距离轮毂涡相对较远，因此减缓了叶尖涡与轮毂涡的相互作用，提升了轮毂涡的稳定性，使得其发展更加有序。在 $J=0.6$ 时，导管桨对尾流的优化作用开始失效，结合图 4-6 的敞水性能曲线，这大致也是导管桨敞水性能开始劣于不带导管螺旋桨敞水性能的分界点。但在高进速系数工况下，导管外边缘存在二次涡流，这应归因于高速工况下的流动分离。由于导管外边缘涡的加剧，在此工况下，导管的存在并未显著增加螺旋桨



的推力性能，并且导管桨对尾流的优化作用开始失效，这说明本文采用的 19A 导管在和 KA4-70 螺旋桨的配合中，不适合用于高于 0.6 的进速系数。

4.5 导管对叶尖涡演化特性研究

随后，通过涡识别方法对导管桨和不带导管螺旋桨的尾流涡系结构进行表达。在 $J = 0.2$ 和 0.4 工况下采用等值面 $Q = 5000 \text{ s}^{-2}$ ，在 $J = 0.6$ 工况下采用等值面 $Q = 1500 \text{ s}^{-2}$ ，以获得在计算稳定状态下的导管桨和不带导管螺旋桨的尾流部位的涡结构，结果见图 4-9-图 4-11。

图 4-9 展示了在低进速系数下的不带导管螺旋桨和导管桨的瞬态叶尖涡特性，整体来看，在相同的 Q 等值面捕捉下，导管桨单叶片的叶尖涡结构相比于不带导管螺旋桨更加细小，这表明导管的存在削弱了尾流中叶尖涡的强度。此外，导管桨的尾流中，叶尖涡离桨轴的距离更远，并且相邻叶尖涡的距离明显减小了一些，这是由于导管对螺旋桨发挥了整流作用，导致叶尖涡系发生了质的变化。

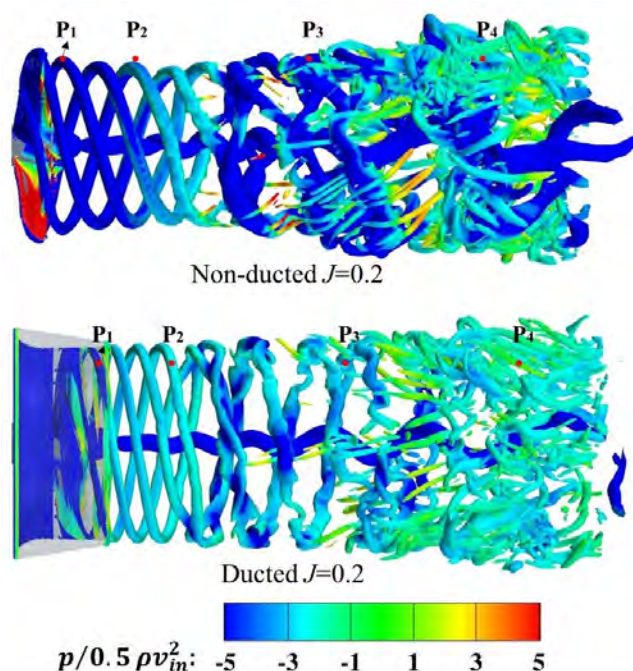


图 4-9 $J = 0.2$ 工况下不带导管螺旋桨和导管桨的尾流叶尖涡特性图

Fig.4-9 Wake vortex diagram of open water and ducted propeller under $J = 0.2$

不带导管螺旋桨相邻两个涡流合并严重，导致尾流中存在大量二次涡，而导管桨尾流二次涡相对较少，这是由于导管桨尾流中的相邻两涡间距较短，虽然相比于不带导管螺旋桨，导管桨的尾流较早发生长波不稳定性，但是其长波不稳定性导致相邻两涡产生



的互感，相对来说比较稳定，它们形成的合并涡向下游发展，稳定发展了一段时间，随后开始消散，逐渐形成二次涡。而对于不带导管螺旋桨来说，虽然其尾流稍晚发生长波不稳定性，但其长波不稳定性更加剧烈，导致尾部产生大量的二次涡结构，同时，因为其叶尖涡距离轮毂涡较近，因此不带导管螺旋桨的叶尖涡和轮毂涡的相对作用更加强烈，在图 4-9 的最右端可以明显看出，不带导管螺旋桨的轮毂涡和叶尖涡及其二次涡系之间的相互作用极其强烈，而导管桨的轮毂涡较为稳定，其叶尖涡及其二次涡系和轮毂涡基本没有相互作用。在中远场，导管桨和不带导管螺旋桨均发生了两合并涡的二次互感现象，其中，导管桨的二次互感较为稳定，而不带导管螺旋桨的二次互感现象较强烈，导致尾流场产生了大量的二次涡。此外，在不带导管螺旋桨和导管桨的 P_2 测点附近，均捕捉到短波不稳定性的出现，但是它们波动幅度较小，没有导致整个涡系结构的破坏，即低进速系数下，不论是不带导管螺旋桨还是导管桨，其尾流的溃散主要归因于长波不稳定性与互感。

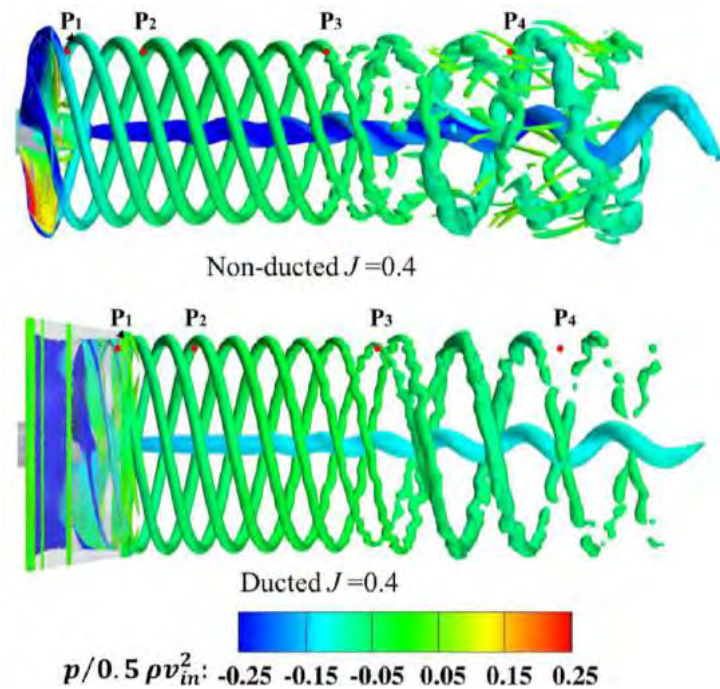


图 4-10 $J = 0.4$ 工况下不带导管螺旋桨和导管桨的尾流叶尖涡特性图

Fig.4-10 Wake vortex diagram of open water and ducted propeller under $J = 0.4$

图 4-10 展示了在 $J = 0.4$ 工况下的不带导管螺旋桨和导管桨的瞬态叶尖涡特性，导管桨单叶片的叶尖涡结构相比于不带导管螺旋桨相对细小，这表明导管在中进速系数下，还可以回收尾流中叶尖涡的能量。整体来看，导管桨的尾流相对不带导管螺旋桨的尾流更加稳定。在 $J = 0.4$ 工况下，不带导管螺旋桨和导管桨的尾流均有明显的长波不稳定性发生，相邻两涡丝之间由于长波不稳定性的影响，有相互靠近的大幅度的轴向位移发生，

并大约在中场的 P_3 测点之后发生互感现象，两相邻叶尖涡发生了合并。导管桨的互感现象发生得较早，但其互感之后形成的合并涡更加稳定，没有产生明显的二次涡；而不带导管螺旋桨的叶尖涡互感现象发生得稍晚，但更加剧烈，由于强烈的长波不稳定性，致使其中一条叶尖涡丝发生断裂和破碎，互感现象并不稳定，在中远场的尾流部位产生了大量的二次涡。同样地，在不带导管螺旋桨和导管桨的中近场，也捕捉到了短波不稳定性的出现，但是相对于低进速系数工况下，短波不稳定性发生得更晚，且其造成的波动相对较小，没有导致整个涡系结构的破坏。在中进速系数工况下，不论是不带导管螺旋桨还是导管桨，其尾流的溃散主要还是归因于长波不稳定性及互感。

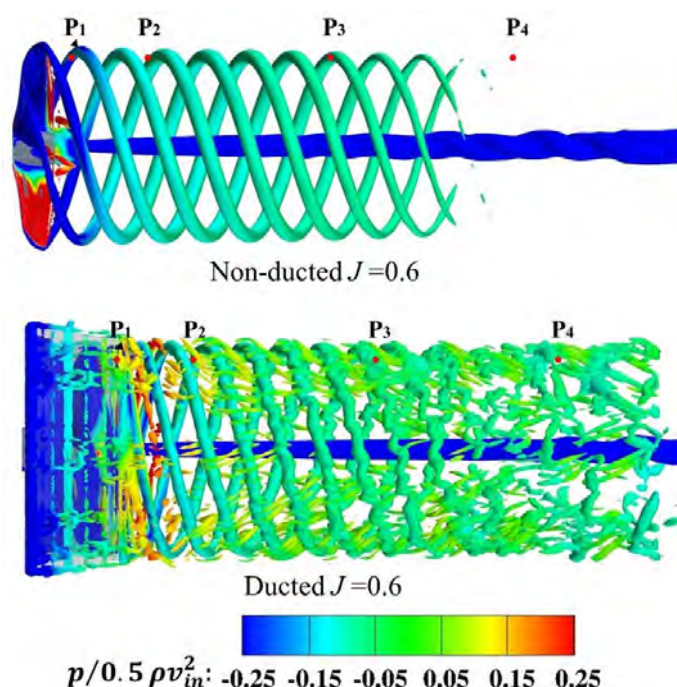


图 4-11 $J=0.6$ 工况下不带导管螺旋桨和导管桨的尾流叶尖涡特性图

Fig.4-11 Wake vortex diagram of open water and ducted propeller under $J=0.6$

图 4-11 展示了在 $J=0.6$ 工况下的不带导管螺旋桨和导管桨的瞬态叶尖涡特性，和前述工况相似，在相同的 Q 等值面捕捉下，导管桨单叶片的叶尖涡结构相比于不带导管螺旋桨更加细小，这表明导管的存在在高进速系数条件下，依然可以削弱尾流中叶尖涡的强度。大体观察，导管桨的尾流相对于不带导管螺旋桨的尾流稍显杂乱。不带导管螺旋桨的尾流未见明显的长波不稳定性发生，相邻两涡之间更未发生互感现象，其尾流在延续一段时间后发生了耗散，推测与短波不稳定性的影响相关。导管桨的尾流相比不带导管螺旋桨复杂得多，首先，由于进速系数的提升，导管外边缘出现了导管延伸涡，随着尾流的发展，导管外边缘涡与叶尖涡发生了相互作用，明显提高了其不稳定性。导管桨的不稳定性在 P_2 测点附近主要表现为短波不稳定性，由于导管延伸涡与叶尖涡的相



互作用，短波不稳定性增强，表现在涡丝在发展过程中的向涡心外的偏移增加；随后，在 P_3 附近，导管桨的不稳定性转化为长波不稳定性，由于相邻两涡之间的相互作用，涡丝发生较大幅度的轴向位移，并且在与导管延伸涡的相互作用中，长波不稳定性增强，导管桨的尾流迅速变得不稳定，并发生了涡丝断裂，产生了较多的二次涡，尾涡完全破碎，发展成为完全的不稳定状态。

4.6 导管对尾流不稳定性影响研究

更进一步地，为详细分析导管桨和不带导管螺旋桨尾流随着涡系结构演化的能量转化规律，以及其尾流不稳定性对叶尖涡状态的影响，对三种进速工况下导管桨和不带导管螺旋桨尾流的 P_1 - P_4 四个测点的湍流动能进行了 PSD 分析。 P_1 到 P_4 测点的取值都取垂向 $0.9r$ 处，位于中纵剖面，故所有测点的 y 值取 0，而轴向位置分别取在桨盘面后 $0.25r$, $1.5r$, $3.6r$ 和 $6r$ 处，分别代表叶尖区域、近场区域、中场区域和远场区域的测点。具体结果和结论如下。利用叶片通过频率对 PSD 分析的横轴进行无量纲化处理，具体公式如下：

$$k = f/f_{bp} \quad (4-1)$$

图 4-12 提供了 $J=0.2$ 工况下，不带导管螺旋桨和导管桨的尾流测点的湍流动能功率谱密度分析结果，计算结果表明：整体来看，不带导管螺旋桨尾流在 P_1 至 P_4 测点的 PSD 分析主频域峰值均高于导管桨，这说明本文所采用的 19A 导管在低进速系数下可以优化 KA 4-70 螺旋桨的尾流，降低流场中叶尖涡系的能量，这表明导管在低进速系数下对流场能量的回收利用能力较强，这与图 4-9 中 $J=0.2$ 工况下不带导管螺旋桨和导管桨的尾流叶尖涡特性图的结论是一致的。

分开来看，在叶尖测点 P_1 处，不带导管螺旋桨的 PSD 分析主频域为叶片通过频率，且峰值较高，且在其叶片倍叶频处也存在较高的峰值，这表明不带导管螺旋桨的叶尖涡在叶尖区域强度较高，导管桨在叶尖测点 P_1 处也存在同样的现象，但其 PSD 分析主频域峰值较低，在其叶片倍叶频处也存在峰值，但相比不带导管螺旋桨较低。在近场测点 P_2 处，PSD 主频域未发生变化，但叶片倍叶频处的峰值减少，有些峰值甚至消失了，这表明在叶尖测点 P_1 到近场测点 P_2 的发展中，存在明显的倍叶频频率转移到主叶频的现象，这与叶尖涡结构的短波不稳定性导致的涡结构耗散有关。同时，在 P_2 测点，0.5 倍叶频处开始出现峰值，但并不是主叶频，且不带导管螺旋桨的峰值更加明显，这表明流场中即将出现两叶尖涡的互感现象，或者出现二次涡的产生，这与图 4-9 中 $J=0.2$ 工况下不带导管螺旋桨和导管桨的尾流叶尖涡特性图的结论相互验证。在中场的 P_3 测点，



不带导管螺旋桨和导管桨的尾流 PSD 分析的主频率均低于叶片通过频率，且导管桨的峰值比不带导管螺旋桨的峰值低，且更加不明显。这表明从近场到中场，发生了两涡互感现象或者出现了二次涡的产生，结合图 4-9 中尾流叶尖涡特性，结果显示在中场不带导管螺旋桨和导管桨的尾流叶尖涡均在进行互感现象，且伴随着二次涡的产生，不带导管螺旋桨的尾流中，二次涡结构更多，且强度较高。这说明，导管的存在减弱了尾流中叶尖涡的长波不稳定性，使得两涡的互感稳定了一些，并提高了尾流的稳定性。到远场的 P4 测点，不带导管螺旋桨和导管桨的尾流 PSD 峰值均趋于不明显，这说明尾流已经基本达到完全紊乱的状态。

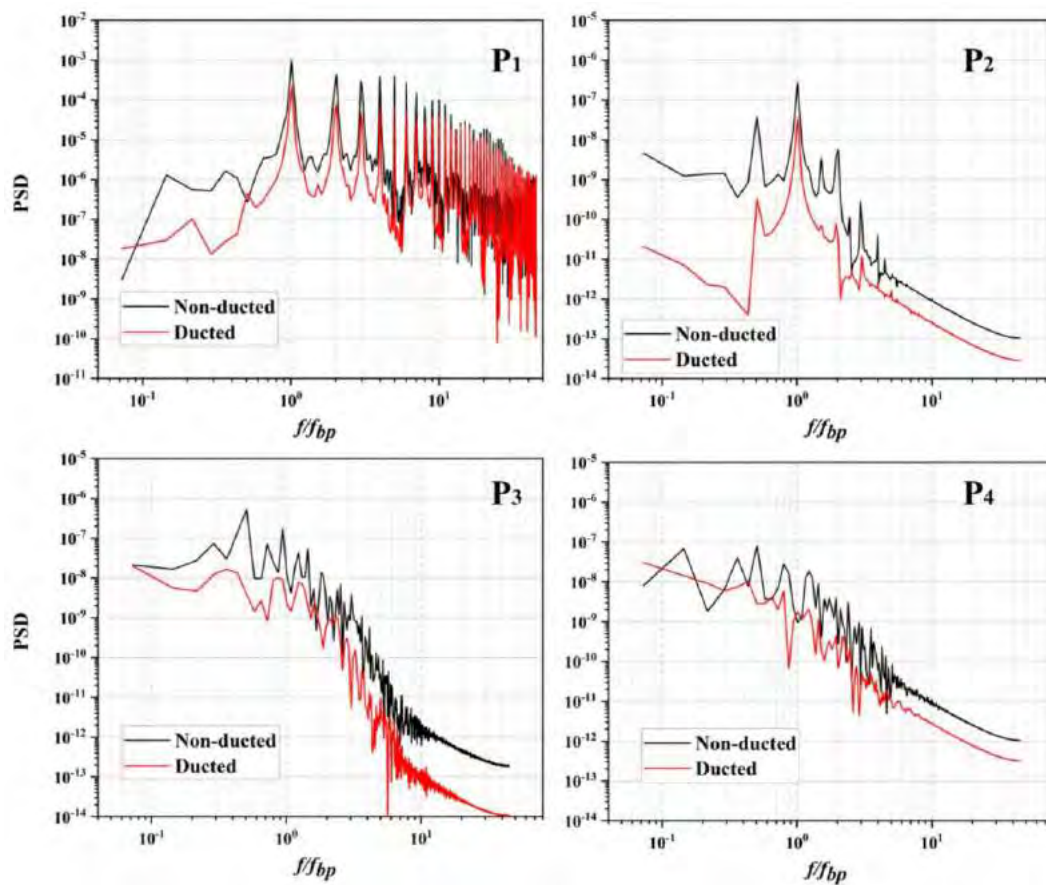


图 4-12 $J=0.2$ 工况下不带导管螺旋桨和导管桨的尾流测点 PSD 分析图

Fig.4-12 PSD analysis diagram of measuring points of open water and ducted propeller under $J=0.2$

图 4-13 中 $J=0.4$ 工况下与 $J=0.2$ 工况的尾流测点 PSD 分析结果有很多相似的结论，整体来看，导管桨的尾流在 P1 至 P4 测点的 PSD 分布普遍全面低于不带导管螺旋桨，尤其是主频域的峰值，这说明 19A 导管在中进速系数下可以回收尾流中能量。

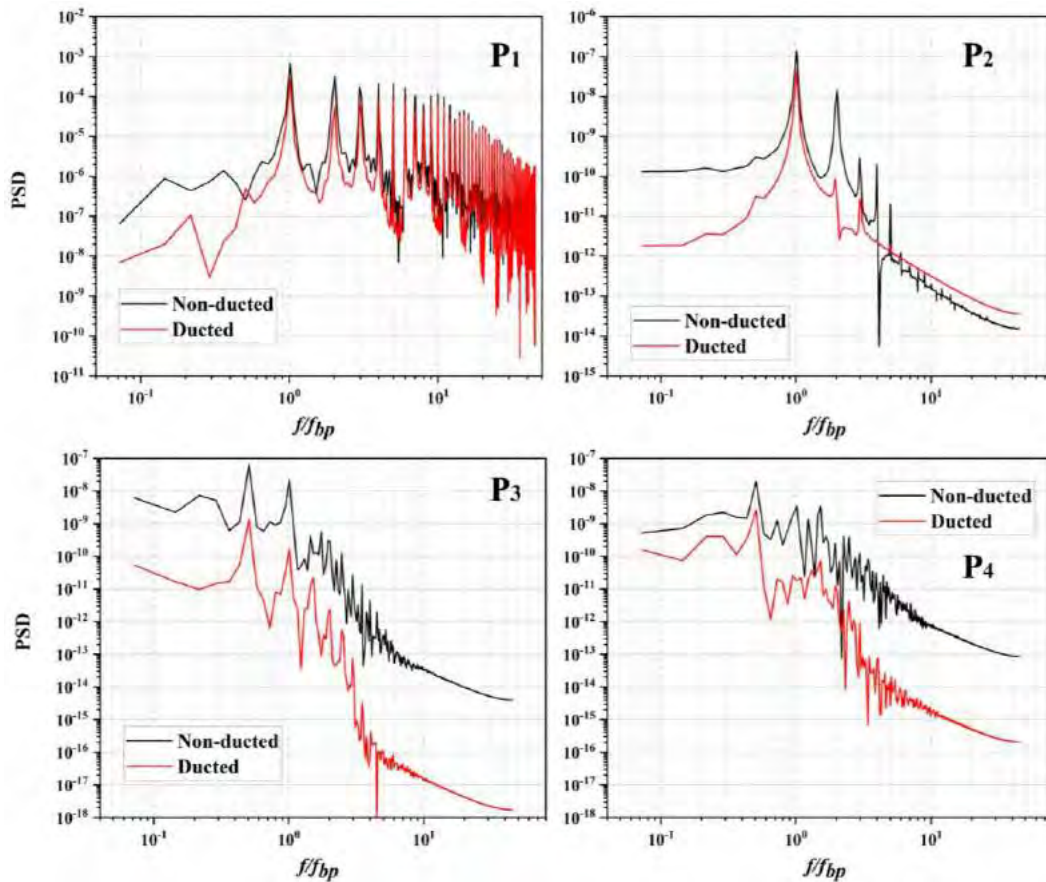

图 4-13 $J=0.4$ 工况下不带导管螺旋桨和导管桨的尾流测点 PSD 分析图

Fig.4-13 PSD analysis diagram of measuring points of open water and ducted propeller under $J=0.4$

特别地，在 P_1 监测点，导管桨和不带导管螺旋桨的叶片通过频率及其倍频均存在明显的峰值，导管桨的峰值小于不带导管螺旋桨，说明导管在进速系数为 0.4 时依旧降低了近场尾流中的能量，这与导管桨的敞水性能在 0.4 进速系数下高于不带导管螺旋桨是相互验证的。在 P_2 监测点，不同于 $J=0.2$ 工况，PSD 分析中没有明显的低频率峰值产生，这说明随着进速系数的增加，不带导管螺旋桨和导管桨的互感现象发生得相对较晚。在 P_3 监测点，不带导管螺旋桨和导管桨的尾流中的主频域均变为了 $0.5f_{bp}$ ，这说明在此时发生了两涡互感或者有二次涡的产生，结合图 4-10 中的 $J=0.4$ 工况下不带导管螺旋桨和导管桨的尾流叶尖涡特性，可以确定主频域的转移对应着两涡互感的发生。其中，不带导管螺旋桨的峰值相比导管桨不太显著，这说明流场中存在二次涡结构，导致峰值频率被削弱。在远场的 P_4 测点，不带导管螺旋桨和导管桨的 PSD 分析中还存在明显的峰值，这说明涡系结构还未完全崩溃，互感后的合并涡还在继续向下游发展，直至完全



不稳定。不带导管螺旋桨的峰值相对不明显，说明相较于导管桨，不带导管螺旋桨的远场尾流更加不稳定，这与图 4-10 的叶尖涡特性所推出的结论相同。

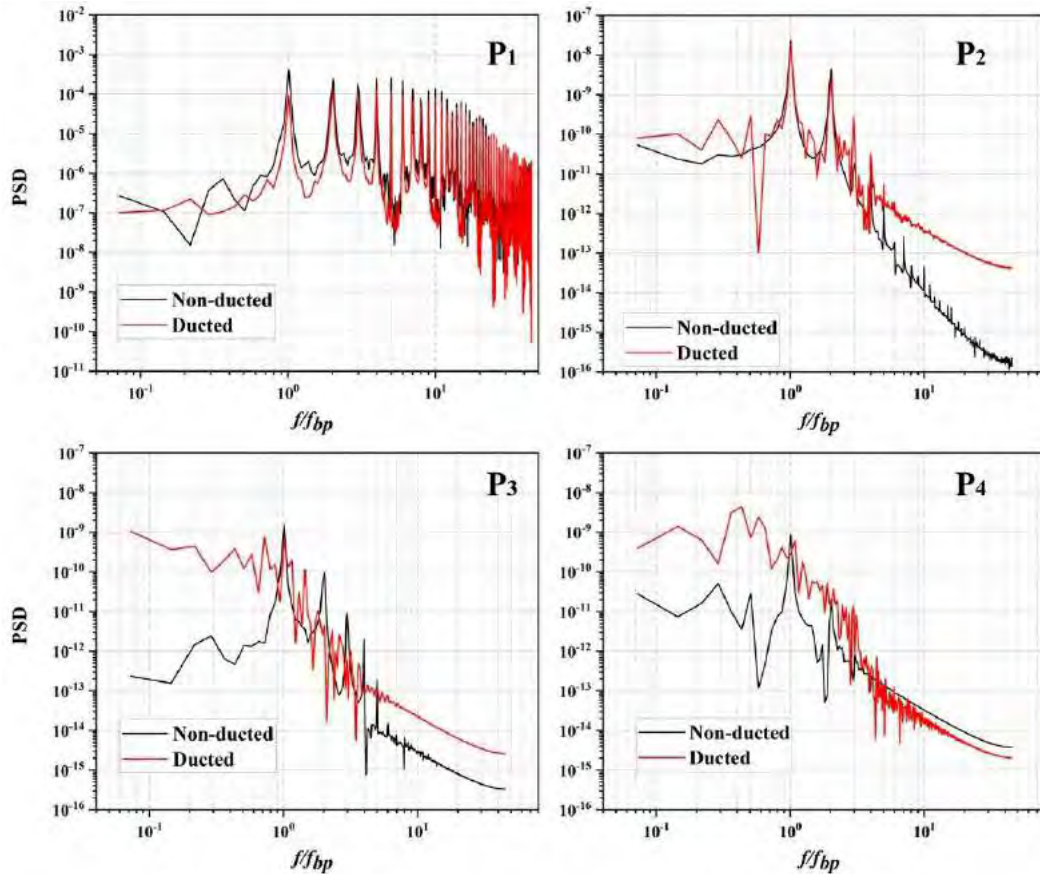


图 4-14 $J=0.6$ 工况下不带导管螺旋桨和导管桨的尾流测点 PSD 分析图

Fig.4-14 PSD analysis diagram of measuring points of open water and ducted propeller under $J=0.6$

图 4-14 中 $J=0.6$ 工况下的 PSD 分析表明，在 P_1 监测点，导管桨和不带导管螺旋桨的叶片通过频率及其倍频都有明显的峰值，但导管桨的峰值相对较小，说明本文采用的 19A 导管在进速系数为 0.6 时仍可以降低近场尾流中的能量，从而提高能量回收率。然而，在图 4-14 中 P_2 - P_4 测量点，除了导管桨值低于不带导管螺旋桨的峰值位置外，导管桨其他部分的值较高，并且在中远场，导管桨的 P_3 和 P_4 测点在低于叶片通过频率的 $0.5f_{bp}$ 、 $0.25f_{bp}$ 和 $0.75f_{bp}$ 存在峰值，表明在这种情况下，与敞水螺旋桨相比，导管桨的尾部涡流存在二次涡结构，这说明在较高的进速系数下，这种 19A 型的导管桨对尾流稳定性不再具备提升作用。



4.7 导管对尾流不稳定性的影响机制

在 0.2、0.4 和 0.6 三组不同进速系数工况下，通过采用 IDDES 湍流模型和瞬态的刚体运动法对 KA4-70 无导管桨型和加 19A 导管后的导管桨型的流场细节进行模拟，并进行了叶尖、近场、中场和远场测点的能量谱密度分析，阐述了导管对螺旋桨尾流能量分布及其不稳定性的影响规律。重要结论总结阐述见下：

(1) 在 $J=0.2$ 、0.4 和 0.6 工况下，19A 导管均可以降低流场中叶尖涡系的能量，这与敞水性能的计算结果是一致的。

(2) 在低进速系数下，在中场，导管桨和不带导管螺旋桨尾流中均存在长波不稳定性和互感现象的发生，甚至还发生了合并涡的二次互感现象，PSD 分析表明，导管的存在减弱了尾流中叶尖涡的长波不稳定性，使得两涡的互感更加稳定。不带导管螺旋桨和导管桨的尾流中均存在因为互感而造成的二次涡，但导管桨尾流涡系中的二次涡较少。

(3) 在中进速系数下，在中远场，不带导管螺旋桨和导管桨均发生了长波不稳定性和互感。不带导管螺旋桨的 PSD 主频域峰值相比导管桨不太显著，这说明流场中存在二次涡结构，导致峰值频率被削弱。在远场，不带导管螺旋桨的峰值还是相对不明显，说明相较于导管桨，不带导管螺旋桨的远场尾流更加不稳定，这是由于不带导管螺旋桨的叶尖涡互感并不稳定。

(4) 在高进速系数下，在中远场，导管桨尾流测点的 PSD 图像在 $0.5f_{bp}$ 、 $0.25f_{bp}$ 和 $0.75f_{bp}$ 均存在峰值，而不带导管螺旋桨的主频域峰值依旧维持在 f_{bp} ，这说明导管桨的尾部涡流存在大量的二次涡结构，这是由于高进速系数下，导管外边缘出现了导管延伸涡，随着尾流的发展，导管外边缘涡与叶尖涡发生了相互作用，明显提高了其不稳定性。因此，这种 19A 型的导管桨对尾流稳定性不再具备提升作用，甚至减弱了尾流不稳定性。

4.8 本章小结

本章对不带导管螺旋桨和导管桨分别进行了数值模拟，并将计算结果进行对比，探究了导管对螺旋桨性能、流场特性和尾流不稳定性的影响。首先介绍了几何模型，导管桨仍是第三章进行数值模拟验证的导管桨型，不同的是，为了研究轮毂涡对尾流的影响，将导管桨和不带导管螺旋桨的无限长轴改为正常轮毂，为控制变量进行对比，不带导管螺旋桨完全采用导管桨内的螺旋桨型，只是去掉导管，不做其他的任何几何改动。接着，阐述了仿真案例的基本物理参数、计算区域尺寸及其边界条件和网格离散化模型。在计算部分，首先，通过应用 MRF 方法和 SST $k-\omega$ 湍流模型，模拟了进速系数取为 0.1-0.8



的工况下, 不带导管螺旋桨和导管螺旋桨的敞水性能, 并进行了对比分析, 计算结果表明, 导管桨在低速重载工况下提高了桨的整体推进力, 并且提高了导管螺旋桨在较低推进系数 ($J < 0.6$) 时的效率, 导管桨的 K_Q 值在所有进速系数下都小于不带导管螺旋桨, 这说明导管的存在优化了叶片上的扭矩, 此外, 随着进速系数增加, 导管上的推力变差, 甚至在较高进速系数下时, 导管上提供的力由推力变为阻力。

随后, 采用瞬态的 RBM 方法, 并应用 IDDES 湍流模型模拟了三组不同进速系数下, 不带导管螺旋桨和导管桨的尾流演化过程, 进行了导管桨和不带导管螺旋桨尾流部位的无量纲速度和涡量对比分析, 对比结果表明, 导管可以加宽螺旋桨后面的尾流区域, 使其速度分布更加均匀, 同时, 导管在低速重载工况下可以降低尾流涡度的不稳定性。随后, 基于 Q 准则捕捉不带导管螺旋桨和导管桨的尾流涡结构, 并进行了对比分析, 结果表明, 导管在三种进速系数下均能削弱尾流中叶尖涡的强度, 这也是导管桨效率提升的原因。特别地, 在低进速系数下, 导管桨的尾流发生长波不稳定性较早, 但是其长波不稳定性导致相邻两涡产生的互感比较稳定, 因此二次涡结构的出现较晚。对不带导管螺旋桨来说, 虽然其尾流稍晚发生长波不稳定性, 但其长波不稳定性更加剧烈, 导致尾部产生大量的二次涡结构, 同时, 因为其叶尖涡距离轮毂涡较近, 因此不带导管螺旋桨的叶尖涡和轮毂涡的相对作用更加强烈。在低进速系数下, 不论是不带导管螺旋桨还是导管桨, 其尾流的溃散主要归因于长波不稳定性和互感, 短波不稳定性在其中起的作用较小。在中进速系数下, 不带导管螺旋桨的尾流未发生长波不稳定性和互感现象, 受短波不稳定性的影响, 其尾流在延续一段时间后发生了耗散。导管桨的尾流更加复杂, 在该进速系数下, 导管外边缘出现了导管延伸涡, 并且与叶尖涡发生了相互作用, 明显提高了其近场的短波不稳定性和中场的长波不稳定性。对于 P2 测点附近的短波不稳定性, 导管延伸涡与叶尖涡的相互作用导致其短波不稳定性增强, 表现在涡丝在发展过程中, 向涡心外的偏移增加; 在 P3 测点附近, 导管桨的不稳定性转化为长波不稳定性, 并且在与导管延伸涡的相互作用中, 长波不稳定性增强, 导管桨的尾流迅速变得不稳定, 并发生了涡丝断裂, 产生了较多的二次涡, 尾流完全破碎, 发展成为完全的不稳定状态。

最终, 在计算稳定后, 取尾流部位叶尖、近场、中场和远场四个测点的湍流动能时历监测值, 进行湍动能密度谱分析, 并阐述了频域分布与螺旋桨涡系结构的对应关系, 借此揭示了导管对尾流不稳定性的影响机制。





第五章 叶顶间隙对导管桨梢隙涡及尾流特性影响研究

5.1 几何模型及其建立

为了进一步探讨叶顶间隙尺寸对导管桨敞水性能和尾流场流动特性的影响，以第三章所采用的 $d=1.01\text{ mm}$ 导管桨模型为基准，另设 4 组不同叶顶间隙的导管桨。将它们命名为修改模型 I、II、III、IV，具体参数见表 5-1。

这四组叶顶间隙的选取是建立在相关文献的调查^[96]和数值仿真计算的基础上的。事实上，我们对叶顶间隙为 1.0 mm、2.0 mm、3.0 mm、4.0 mm 和 5.0 mm 的导管桨均进行了敞水性能模拟，计算结果显示，在叶顶间隙大于 2.0 mm 之后，即 GSR 大于 0.92 之后，各项敞水性能数据均呈现一致的下降，研究意义不大。是以，最终选择表 5-1 所述的四组叶顶间隙尺寸的导管桨进行仿真模拟。

叶顶间隙采用导管桨直径进行无量纲化，具体公式如下，其中， d 是叶顶间隙， D 是导管桨直径：

$$GSR = \frac{d}{D} \times 100\% \quad (5-1)$$

表 5-1 不同叶顶间隙导管桨参数表

Tab.4-5 Parameter table of different tip clearance ducted propellers

Modified model	Tip clearance/mm	Modified percentage/%	GSR
I	0.5	-50.5	0.23
II	1.0	-0.5	0.46
III	1.5	+49.5	0.69
IV	2.0	+99.5	0.92

导管桨的叶顶间隙及尾流结构示意图见图 5-1 所示。

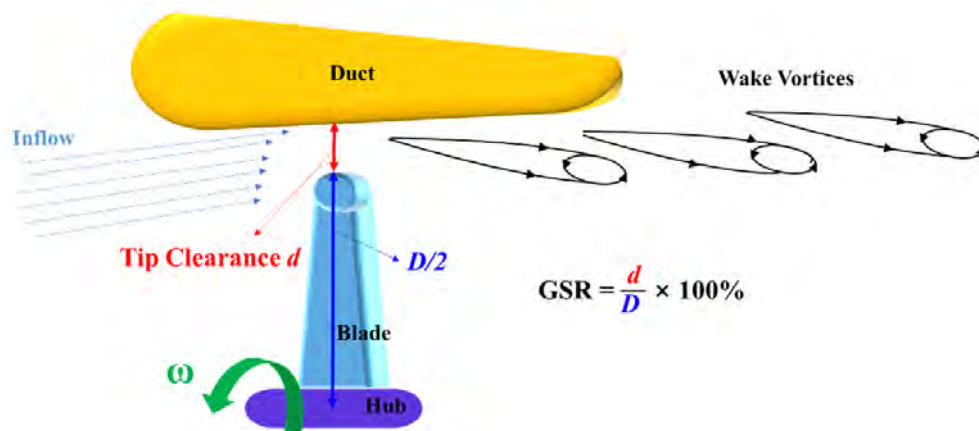


图 5-1 导管桨叶顶间隙及尾流结构示意图

Fig.5-1 Schematic diagram of tip clearance and wake structure of ducted propeller



进行数值模拟的几何模型采用和第三章相同的基本模型，通过同时改变导管的内径和外径尺寸，从而在不改变导管的二维截面线型的情况下，获得了四组不同叶顶间隙的导管桨，其模型见图 5-2。由于叶顶间隙尺寸对导管桨流场的影响非常明显，导致在其变化比例较小的情况下，导管桨的性能以及尾流的发展就会产生显著的变化。因此，对导管桨叶顶间隙处进行放大，再来比较四组不同叶顶间隙的导管桨的叶顶间隙尺寸的差别，见图 5-3。

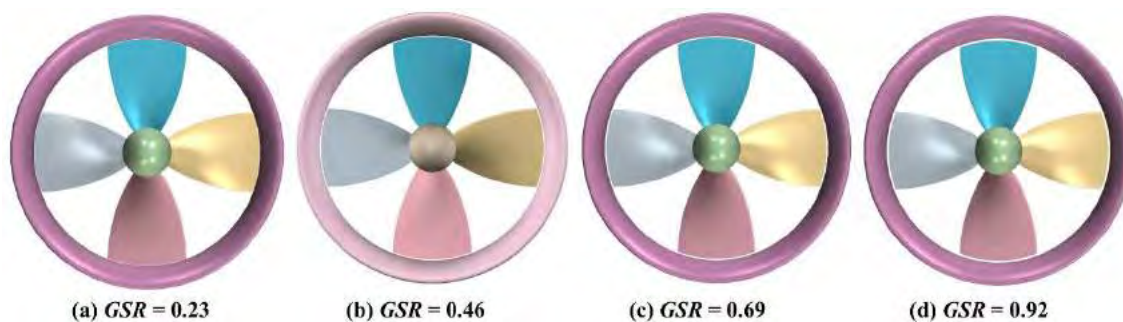


图 5-2 四组不同叶顶间隙的导管桨模型图

Fig.5-2 Diagram of four groups of ducted propellers with different tip clearances

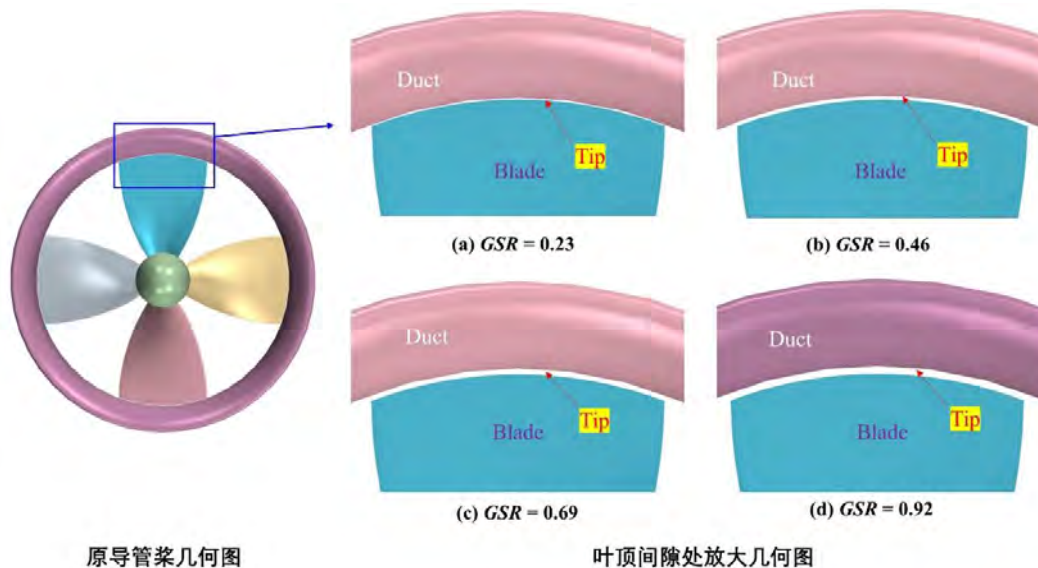


图 5-3 四组不同叶顶间隙的导管桨叶顶间隙部位放大图

Fig.5-3 Enlarged diagram of four groups of ducted propellers with different tip clearances

5.2 网格划分与数值设置

导管桨的转速仍取为 15rps，边界条件的设置见图 5-4。计算域设置仍基本和第三章相同，划分为静止域和旋转域，边界条件的设置也是相同的。但由于叶顶间隙的增大，对于 $GSR = 0.69$ 和 $GSR = 0.92$ 的两个工况，不同于基准导管桨的设置，



它们的旋转域半径扩大了 0.5 mm ，即旋转域和静止域的交界面外扩了 0.5 mm ，这样设置是为了优化叶顶间隙处的网格质量，从而提高计算精度。

同样地，左边进口设置为入流区，右边平面设置为压力出口，其余四个平面全部设置为对称平面，以趋同于无限水深的模拟工况。在桨叶附近设置圆柱形旋转区域，并单独赋予该区域旋转运动状态（刚体运动法，RBM 方法），从而模拟螺旋桨的旋转。旋转域设置及其各项几何尺度参数见图 5-4。

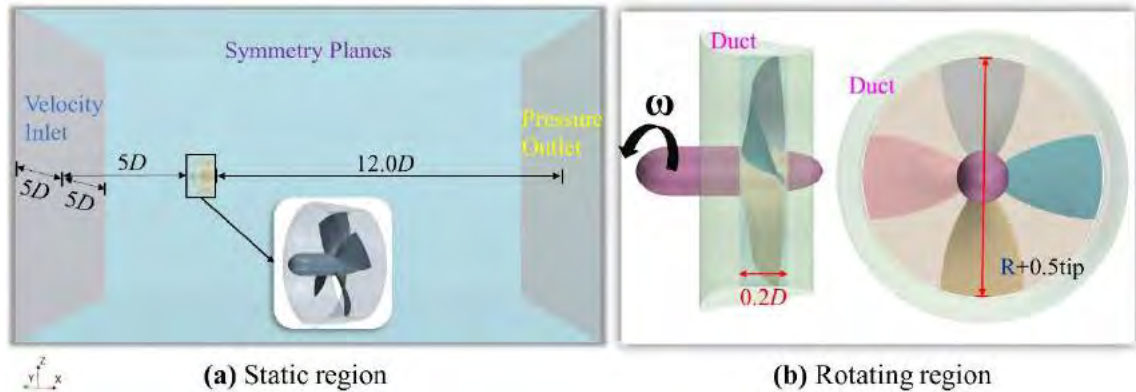


图 5-4 不同叶顶间隙的导管桨计算域划分(以 $\text{GSR}=0.92$ 为例)

Fig.5-4 Calculation domain of ducted propeller with different tip clearance ($\text{GSR}=0.92$)

本章对四组不同叶顶间隙的导管桨进行精细模拟，采用 IDDES 湍流模型和基于瞬态模拟的 RBM 方法，以求能捕捉到更精确的结果。由于采用了 IDDES 方法，这四组不同叶顶间隙下的导管桨的仿真对网格密度提出了更高的要求。为提高导管桨叶顶间隙区和尾流区流动的模拟精度，对导管特别是叶顶间隙区进行了进一步细化，分别生成了这四组导管桨的计算网格。

由于尾流部位的涡系结构复杂，为研究其发展及尾流不稳定性，对导管桨尾部较长($5.5D$)的区域进行环状加密，以求捕捉尾流场的真实流动。四组不同 GSR 的导管桨叶顶间隙处的纵截面网格如图 5-5 所示。此外，以 $\text{GSR}=0.92$ 为例，导管桨尾流处的网格加密见图 5-6。

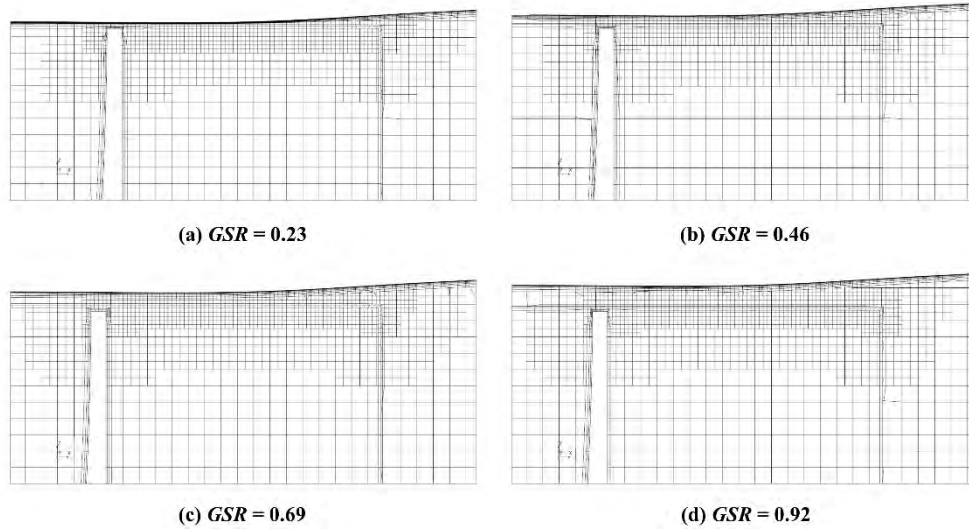


图 5-5 不同叶顶间隙导管桨的网格侧视图

Fig.5-5 Mesh side view of the ducted propellers with different tip clearances

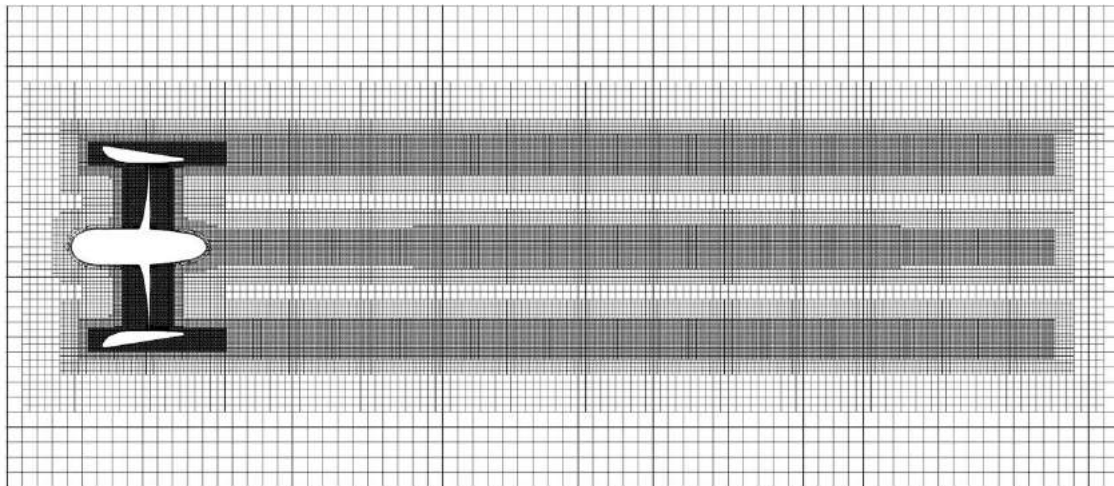


图 5-6 导管桨的尾流场加密网格侧视图

Fig.5-6 Mesh side view of the ducted propellers with different tip clearances

5.3 叶顶间隙对敞水性能影响研究

基于 IDDES 湍流模型和瞬态模拟的 RBM 方法，计算了四组不同叶顶间隙的导管桨分别在不同进速系数下的敞水性能，计算采用三组进速系数，为 0.2，0.4 和 0.6，转速设置为 15rps，通过改变入流速度来变化进速系数 J 。

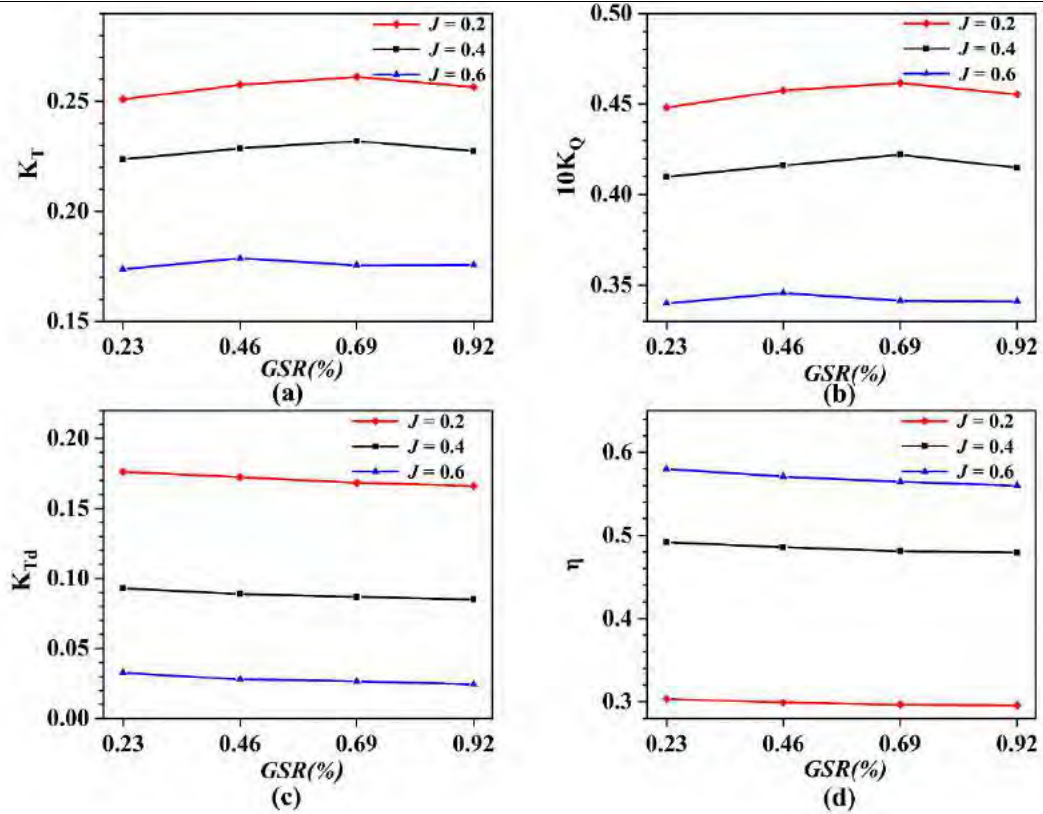


图 5-7 不同叶顶间隙导管桨敞水性能计算结果及比较

Fig.5-7 Calculation results and comparison of OWC of ducted propellers with different GSR

采用第二章 2.5 的无量纲化分析公式，将数值模拟计算获得的导管桨的桨叶推力、扭矩、导管推力、扭矩无量纲化，根据仿真结果得到导管桨的敞水性能随进速系数和 GSR 的变化曲线，具体见图 5-7。

从图中可以看出， K_{TB} 、 K_{TD} 和扭矩系数 K_Q 都随着进速系数的增加而减小，这与第三章中基准导管桨的验证结果一致。随着 GSR 的增加， K_Q 和 K_{TB} 增加，但有一个峰值点，增加到这个峰值点后， K_Q 和 K_{TB} 开始下降，即存在某个叶顶间隙 d ，能够让 K_Q 和 K_{TB} 取到极大值。此外，从图中可以看出，随着进速系数的增大，叶片推力和扭矩极大值对应的导管桨叶顶间隙趋于减小。另外， K_{TD} 和 η_0 都跟着 GSR 的增大而逐步减小。

5.4 叶顶间隙对流场特性影响研究

基于 IDDES 湍流模型和瞬态模拟的 RBM 方法，计算了四组不同叶顶间隙的导管桨分别在较低进速系数下的尾流场流动特性，这表明导管桨都处于低速重载的情况，这种工况下尾流场中的相邻叶尖涡间距更近，从而使得长波不稳定性加强，



这导致相邻叶尖涡之间的互感现象更为明显。并且导管外边缘涡在低速工况下生成较少，对尾流的影响很小，因此更容易进行尾部叶尖涡流动的分析。

进速系数设置为 0.2，表明导管桨处于低速重载的情况，这种工况下尾流场中的相邻叶尖涡互感现象更为明显，并且导管外边缘涡在低速工况下生成较少，对尾流的影响很小，更容易进行尾部流动的分析。转速设置为 15rps，通过改变入流速度来变化进速系数 J 。计算结果首先采用导管桨计算域的中纵截面的涡量进行可视化处理，着重于导管桨叶顶间隙处的流动情况。四组导管桨的尾流场涡量的瞬时分布见图 5-8，可以看出，不同叶顶间隙大小的四组导管桨的整体流动现象和涡量分布大致比较相似，但随着 GSR 的增加，在叶片尾流后方的导管内部区域和导管后方区域的流动有比较明显的细节上的变化。首先，对于尾部的第一个涡区(采用实线圆圈标示)，在 $GSR=0.23$ 时，涡区比较小，这表明此时能量的浪费比较小，更多的能量被转化到导管上进行回收利用，因此在此工况下， K_{TD} 和 η_0 相对较大。随着 GSR 的增加，当 $GSR=0.46$ 和 $GSR=0.69$ 工况下，尾部的第一个涡区逐渐增大，这意味着导管桨的尾部流场中有更多的速度损失，同时导管回收的动能也在逐渐减少，因此， K_{TD} 和 η_0 均随着 GSR 的增加而减小。

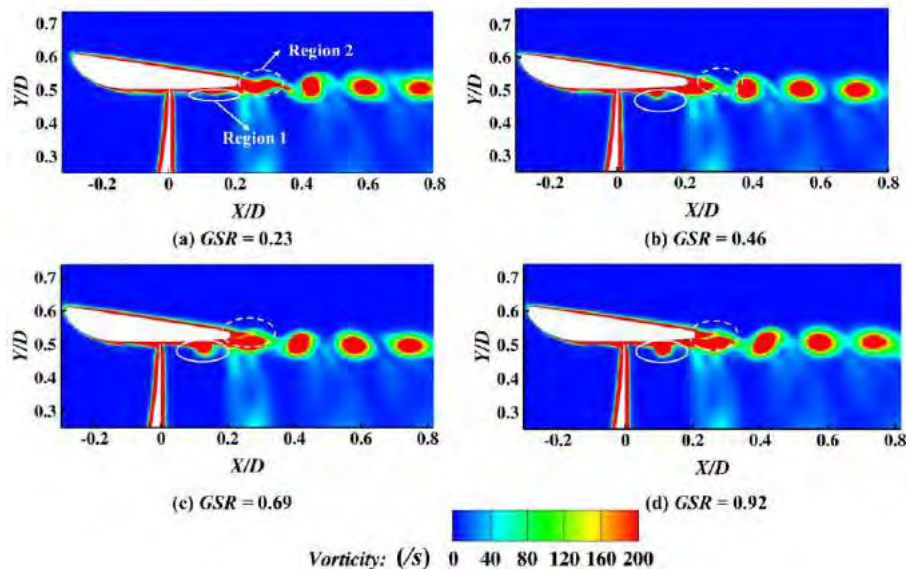


图 5-8 不同叶顶间隙导管桨尾部涡量图

Fig.5-8 Wake vorticity diagram of ducted propellers with different GSR

另外，在图 5-8 中，尾部的第一个涡区的位置变化也并不具有单一规律性。例如，随着 GSR 的增加，当 $GSR=0.69$ 时，相比于 $GSR=0.46$ 的导管桨，尾部的第一个涡区向泄尾流区域转移；而当 $GSR=0.92$ 时，相对于 $GSR=0.69$ 时，尾部的第一个涡区所在的区域反而向泄尾流的反方向前移。这就导致导管桨叶片以及导管的压力存在相应的变化，在 $GSR=0.92$ 时，叶片的流动受到了轻微的阻滞，从而在此工况下，与叶片相关的敞水性能系数 K_Q 和 K_{TB} 有了明显的下降。同时，随着 GSR

的增加, 导管尾部虚线处的涡区, 即导管外涡区呈现越来越大的趋势, 这也导致导管回收的动能减少, K_{TD} 和 η_0 均随着 GSR 增加而减小。

结合导管内表面截面的压力情况, 可以看出叶顶间隙的大小对导管桨的受力的影响, 进一步验证其对导管的敞水性能的直接影响。对比图 5-9 的黑色圆圈区域, 在图 5-9(a)和图 5-9(d)中, 导管桨压力区接近叶片压力面的压力较小, 而在图 5-9(b)和图 5-9(c)中的对应区域的压力相对较大。因为叶片的推力来自于叶面和叶背的压力差, 因此在 $d = 1.0\text{mm}$ 和 $d = 1.5\text{mm}$ 时, 与叶片相关的敞水性能系数 K_Q 和 K_{TB} 随着 GSR 的增加有明显的上升趋势, 而在 $d = 2.0\text{mm}$ 时, K_Q 和 K_{TB} 又开始下降。

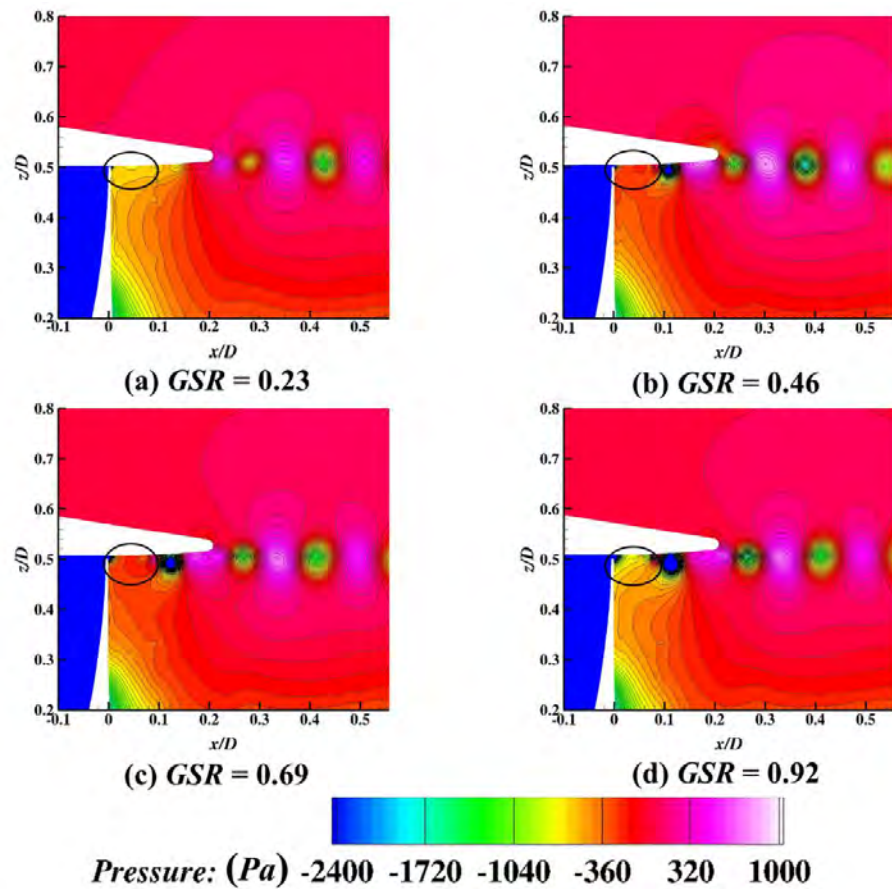


图 5-9 不同叶顶间隙导管桨叶顶间隙后压力分布及比较

Fig.5-9 Pressure distribution and comparison after tip clearance of ducted propellers with different GSR

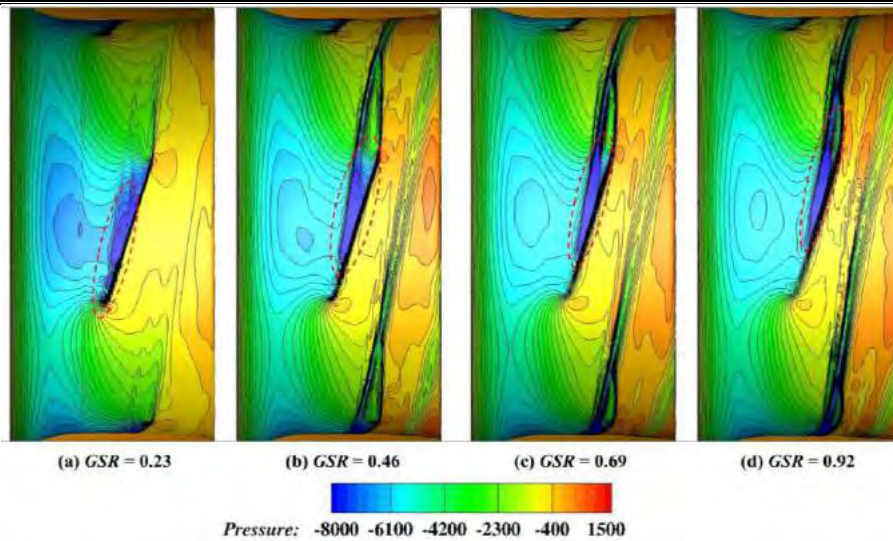


图 5-10 不同叶顶间隙导管桨导管内壁面压力分布及比较

Fig.5-10 Pressure distribution and comparison of inner wall in duct of ducted propellers with different GSR

结合图 5-9 和图 5-10, 比较得出叶顶间隙的大小对导管桨的受力及流动现象的影响: 导管内壁上在吸力面一侧的低压区随着 GSR 的增加大致呈逐渐扩散的状态, 并且低压区的初始位置随着 GSR 的增加沿着叶片的方向显著向后移动, 同时导管内壁上在压力面一侧的高压区的压力随着 GSR 增大逐渐增加。由于叶顶间隙极小, 对于 $d=0.5\text{mm}$ 的导管桨, 其梢隙涡较早地打散在导管上, 在导管内壁面未观察到显著的梢隙涡, 而其他三组的叶片吸力面压力区域都受到了相邻叶片的梢隙涡影响, 并且随着 GSR 的增加, 梢隙涡流动区域的流场稳定性显著降低。

为研究在不同叶顶间隙尺寸的情况下, 导管桨尾流场物理量分布的区别与联系, 取 $y=0$ 截面提取流场中的数据, 进行流场速度和压力图的绘制, 并分别采用进口速度 U 和 $0.5\rho U^2$ 进行无因次化。

四组不同叶顶间隙导管桨的尾流场速度分布见下图 5-11, 四组不同叶顶间隙尺寸的导管桨均在尾流区产生了明显的高速区域, 并且在高速区域的边缘存在部分高速和低速速度漩涡, 这是由于尾流场梢隙涡结构及其继续发展形成的叶尖涡结构影响了其速度分布。但不同叶顶间隙尺寸的尾流区发展并不相同。若将稳定速度区定义为在流动区域的边缘没有出现非常紊乱的速度变化边界, 尾流处的高速区和外部的低速区有明显和清晰的规则的边界的区域, 那么不同叶顶间隙导管桨对应的尾流速度稳定区并不一致, 直观来看, GSR 处于中间的稳定速度区是最长的, 即 $\text{GSR} = 0.46$ 和 0.69 , 到 $x = 3.35D$ 和 $x = 4.25D$ 的区域。较小和较大的叶顶间隙尺寸均减短了尾流稳定速度区, 仅到 $x = 2.0D-3.0D$ 之间的区域。上述边界均在图



5-11 中用黑线画出。这表明叶顶间隙处于中间的尺寸对低速重载工况下导管桨的尾流优化作用更好，而偏大和偏小的叶顶间隙尺寸均对尾流有一定的扰动作用。

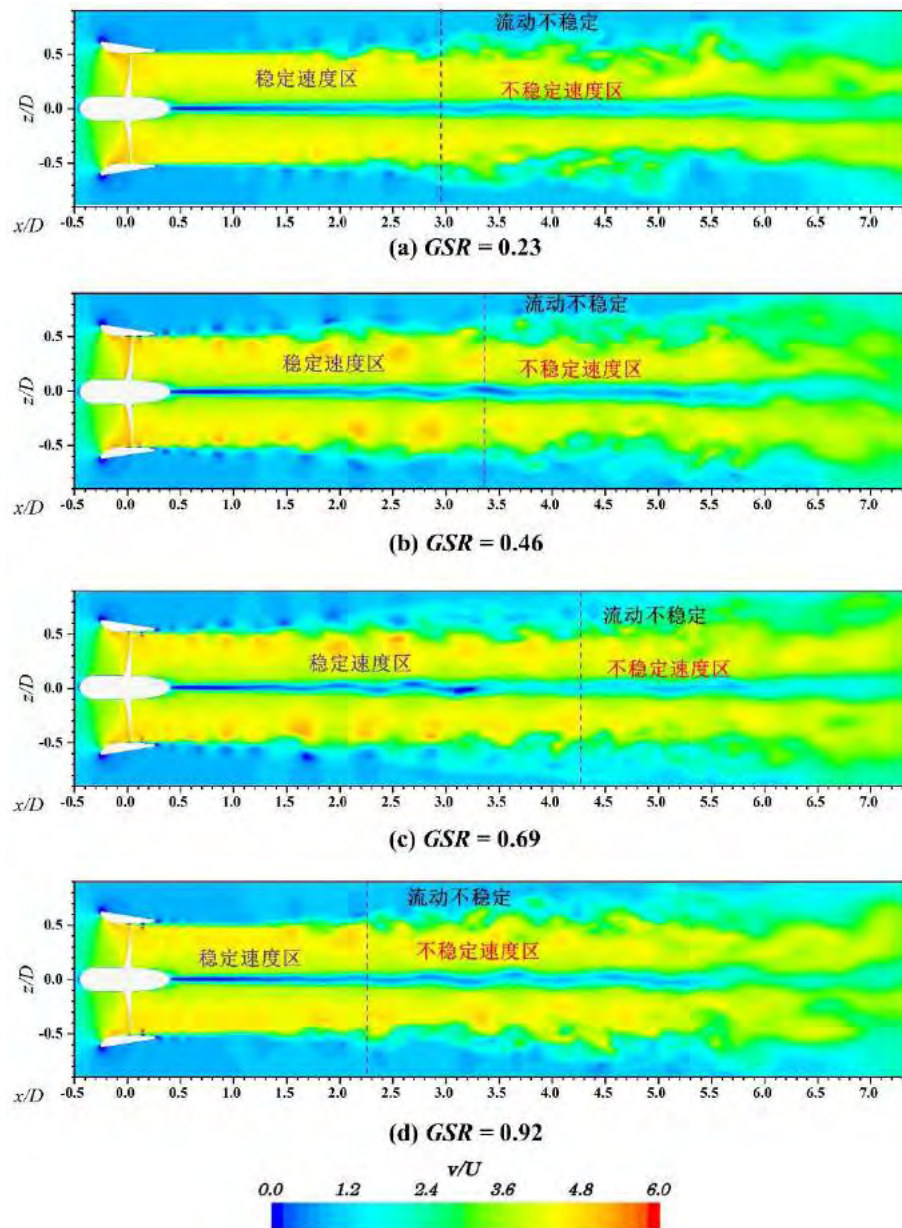


图 5-11 不同叶顶间隙导管桨尾流场速度分布对比图

Fig.5-11 Comparison of wake flow velocity distribution of ducted propellers with different GSR

四组不同叶顶间隙尺寸导管桨的尾流场无量纲压力分布见下图 5-12 所示，取 $y=0$ 截面进行尾流场压力分布图的绘制，并采用 $0.5\rho U^2$ 进行无量纲化处理，获得尾流场压力系数的分布图。对比结果显示，叶顶间隙尺寸不同的情况下，导管桨的尾流发生显著破碎的区域分布并不一致，尤其是在叶顶间隙最大时，即 $GSR=0.92$ ，尾流最不稳定，相比于其他工况最早发生破碎，在 $x=1.4D$ 部位。其次是最小的叶顶间隙尺寸对应的导管桨，即 $GSR=0.23$ ，在 $x=3.7D$ 部位。再然后是 $GSR=0.46$



的导管桨对应的尾流发生破碎, 在 $x = 4.25D$ 部位。GSR=0.69 的导管桨对应的尾流最晚发生破碎, 在 $x=5.2D$ 部位, 在此之前的尾流压力场均处于相对稳定阶段, 叶尖涡的低压区域和相邻的高压区域比较明显, 并且可以较好地辨识。以上流动边界均在图 5-12 中标示。

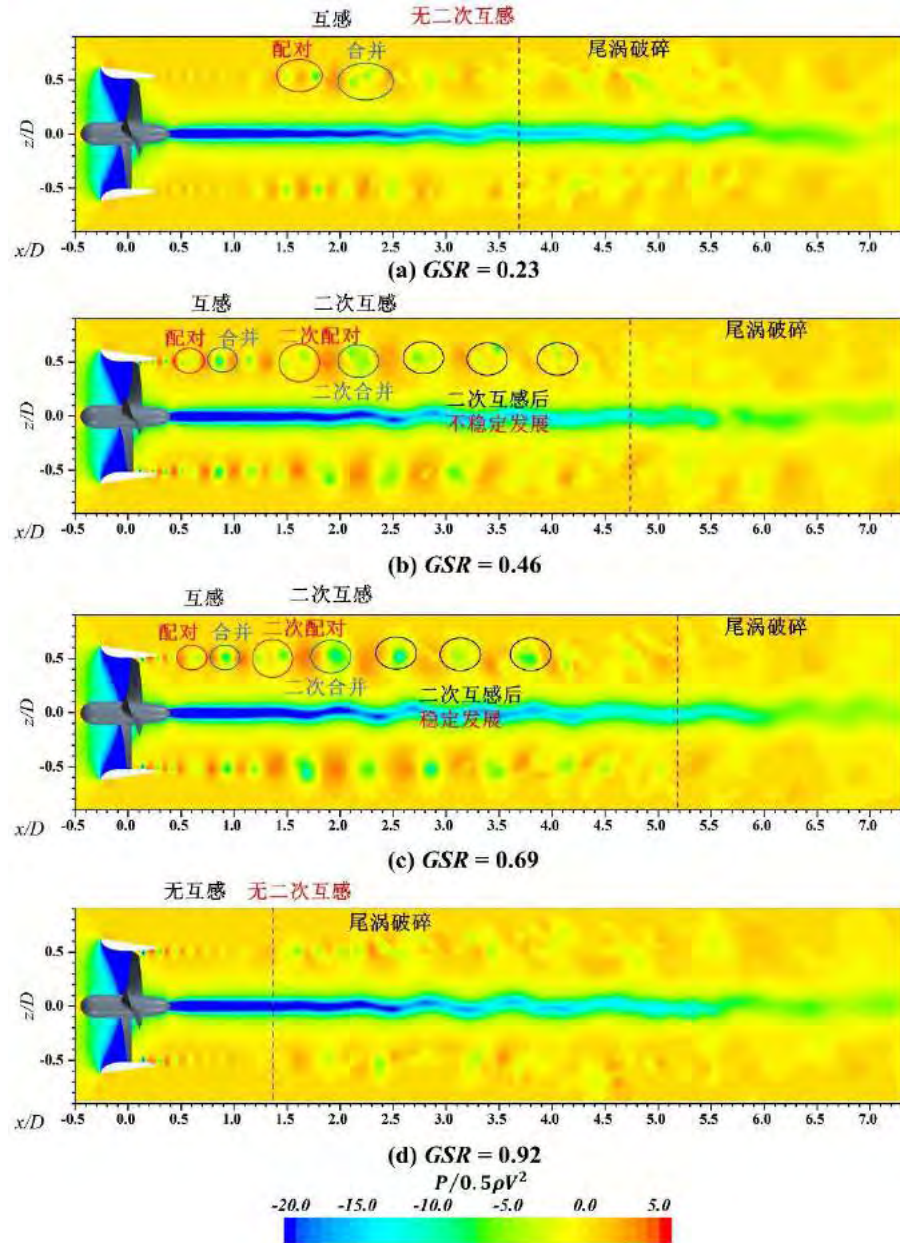


图 5-12 不同叶顶间隙导管桨尾流场压力系数分布对比图

Fig.5-12 Comparison of pressure distribution in wake field of ducted propellers with different GSR

另一方面, 从流动近场开始进行分析, 以探究叶顶间隙尺寸对导管桨尾流产生如此大的影响的原因及其规律。结果表明, 在低速重载工况下, 叶顶间隙对导管桨尾部叶尖涡的自身稳定性影响很大, 也因此影响了相邻叶尖涡的互感。四组不同叶顶间隙导管桨的近场相邻叶尖涡互感情况均在图中标示, 如有互感现象, 其配对和



合并的压力区域也已经圈出。结果表明,叶顶间隙尺寸的大小对互感过程的影响很大,对合并形成的新的相邻叶尖涡的二次互感也有一定的影响。首先,以叶尖涡发展最显著的 5-12-(b)和(c)为例,即 $GSR=0.46$ 和 0.69 对应的导管桨尾流发展情况,在这两组叶顶间隙尺寸下,尾部涡系结构的发展比较相似。梢隙涡离开导管部分,向尾流区继续发展,但在 $x=0.6D$ 附近,相邻的叶尖涡开始互感,并随后在 $x=0.8D$ 附近产生两涡合并现象,一同向下游发展,随后,合并形成的两组合并涡又发生了二次互感现象。在此处, $GSR=0.46$ 和 0.69 对应的导管桨尾流产生了不同的发展: $GSR=0.46$ 对应的导管桨尾流的二次互感现象,两合并涡互感后并不稳定,产生了不稳定发展,并逐渐破碎; $GSR=0.69$ 对应的导管桨尾流的二次互感现象,两合并涡互感后稳定发展,并且合并为一个涡,稳定发展一段区域后,才开始逐渐破碎。

当 $GSR=0.92$ 时,由于叶顶间隙较大,导致其叶尖涡的短波不稳定性较强,以至于在 $x=0.5D$ 到 $x=1.0D$ 之间,叶尖涡强度迅速降低,以至于并未发生两涡互感现象,同时在后续发展中,叶尖涡迅速破碎,最先达到完全紊乱的尾流状态。对于最小叶顶间隙尺寸的导管桨,其叶尖涡强度在产生时就较小,相比于叶顶间隙较大的导管桨,它在叶顶间隙处没有明显的低压区,如图 5-12 中标识,因此,在 $GSR=0.23$ 时,尾流区没有明显的两涡互感现象,但在较远的尾流发展区域,约 $x=2.0D$ 左右,相邻叶尖涡之间发生了相互作用。为了更进一步研究其现象和机理,后续将对四组不同叶顶间隙尺寸的导管桨涡结构的演化进行分析。

5.5 叶顶间隙对梢隙涡及叶尖涡特性影响研究

导管桨的梢隙涡(TLV)是其独有的特殊流动现象,对其水动力性能和效率的影响很大,此外,它对于导管桨的敞水特性、空化、腐蚀等方面均有显著的影响。同时,它是导管桨极为重要的尾部涡系结构,对导管桨的尾流场及其动力学性能有很大的影响。而在不同的叶顶间隙下,导管桨梢隙涡的形态也存在一些区别和联系,不同叶顶间隙下 TLV 的产生、演化和不稳定性直接影响其空化和声学特性,同时还会影响导管桨尾流部位的叶尖涡发展,对尾流不稳定性有很大影响。为揭示叶顶间隙效应对 Ka4-70 19A 导管桨的 TLV 演化和尾流不稳定性影响机制,基于 IDDES 湍流模型和瞬态数值模拟对导管桨梢隙涡及尾流叶尖涡特性进行研究。

第一章中绪论里提到,刘彦斌等^{[32][57]}认为,稳态 TLV 基本上可以分为流场中的主要 TLV(PTLV)和靠近叶顶间隙区域的次级 TLV(STLV)。

图 5-13 提供了在流场稳定状态下,四组不同叶顶间隙的导管桨单桨叶梢隙涡特性的侧视图。其中,STLV 用红色标出,其余部分为导管桨的 PTLV。采用 $Q=2 \times 10^5 s^{-2}$ 的等值面对 TLV 进行可视化处理。

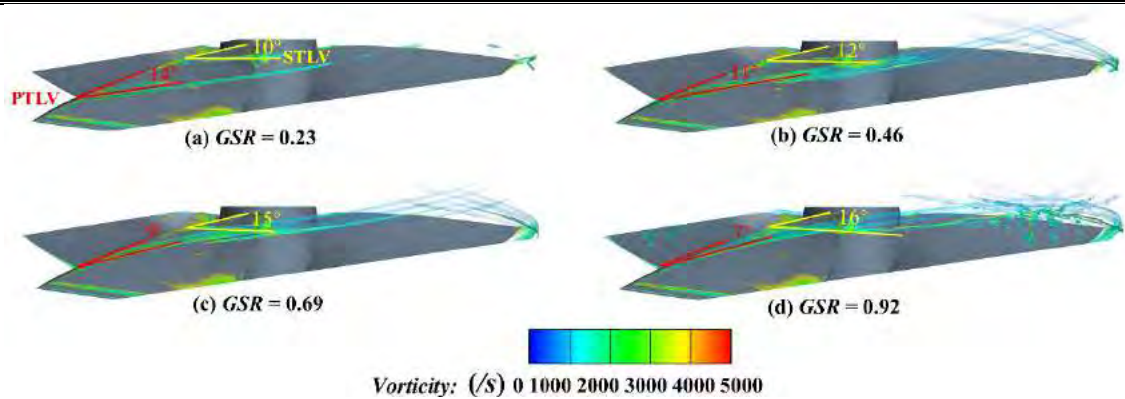


图 5-13 不同叶顶间隙导管桨尾流场无量纲化速度对比

Fig.5-13 Comparison of wake field dimensionless velocity of ducted propellers with different GSR

如图 5-13 所示，在稳态下，下降角随着 GSR 的增加而增加。同时，随着 GSR 的增加，STLV 的泄出位置基本保持不变，但脱落角逐渐减小。这进一步说明叶顶间隙越大，PTLV 和 STL 之间的两个涡流的干涉越强，因此两个涡流的角度受到影响，并且随着 GSR 的增加，两个涡流越来越靠近。

为了探究 TLV 在流场中的生成、发展和演化过程，采用进速系数 $J=0.2$ ，对四组不同叶顶间隙导管桨进行瞬态仿真计算，在计算已经达到 2.0s（导管桨转速为 15rps），计算稳定之后，在导管桨单叶片旋转一周的过程中，以整个旋转周期为 T ，均匀取 9 个时间间隔，对每个时间节点的桨叶梢隙涡形态进行捕捉，见图 5-14。

图 5-14 计算云图表明：整体来看，PTLV 生成于叶梢靠近导边一侧的位置，而 STL 生成于叶梢中间的位置。STLV 在发展的过程中与 PTLV 合并或者撞击，对 PTLV 的稳定性有显著的影响。涡量的绝对值与 GSR 呈负相关，涡结构及其大小却与 GSR 正相关，此外，涡结构随着 GSR 的增加而趋于不稳定性。在 $d=0.5\text{mm}$ 时，涡结构的涡量值相比其他例子较大，但其延展宽度却是最小的。 t_0 时刻属于涡衰减和消散区，在 t_1 时刻基本完全消散，并开始新一周期的 TLV 的发展。在 t_2 到 t_5 阶段，处于 TLV 的发展期。 t_2 和 t_3 时刻，PTLV 和 STL 融合并在此后共同发展。 t_5 时刻 TLV 的发展基本达到最大，在 t_5 - t_7 时刻处于其稳定持续期，TLV 的延展长度和稳定性均没有较大的变化。稳定持续期是在 GSR 较小时具有的特殊发展时期。 $d=1.0\text{mm}$ 和 $d=1.5\text{mm}$ 时涡结构比较相似，均在 t_0 时刻基本达到涡发展的最大值，其后在 t_2 - t_4 时刻开始衰减并消散，在 t_5 时刻基本消散完毕，同时开始新一周期的涡结构的产生和发展。

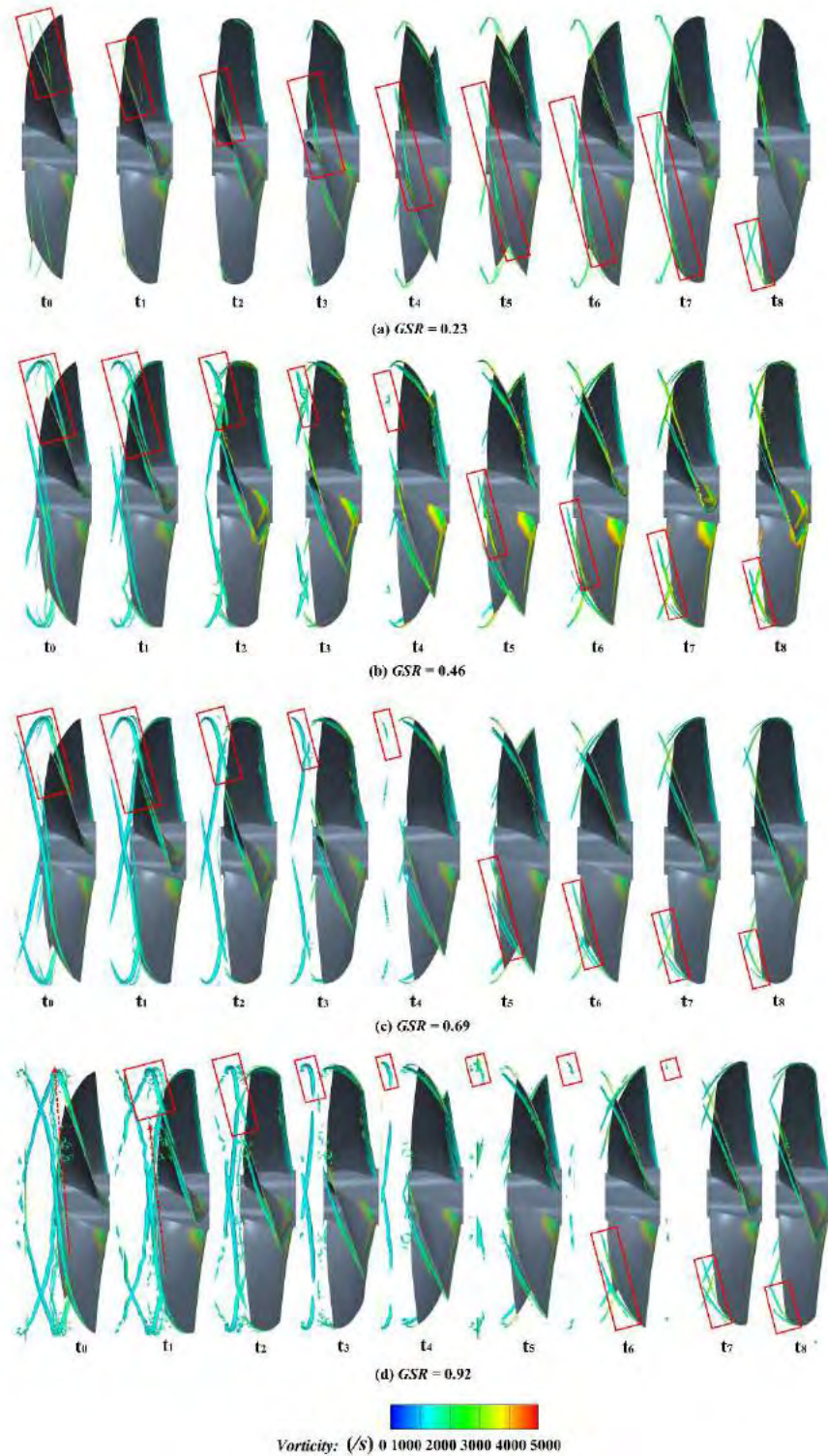


图 5-14 不同叶顶间隙导管桨梢隙涡演化图

Fig.5-14 Diagram of TLV evolution of ducted propellers with different GSR

当 GSR 较大时, 即 $d=2.0\text{ mm}$ 时, 产生了不同于其他更小叶顶间隙尺寸导管桨间隙流动现象。在 t_0 时刻, 前一个叶片的 $STLV$ 延伸至后一个叶片的涡系中, 并与其相作用, 在图 5-14-(d)- t_0 中已用红色箭头标明。同时, 由于其不稳定性较强,

在 t_1 和 t_2 时刻 STLTV 逐渐耗散, 在 t_3 时刻完全消失。STLV 的影响和 PTLV 自身的不稳定性使得其较快地进入耗散期, 但其耗散期很长(t_2 至 t_6), 在 5-14-(d)-(t_2 - t_6)上排红框中前一个 TLV 的涡结构消散得很慢, 推测是由于涡宽度和大小相比于小叶顶间隙尺寸时较大, 因此耗散较慢。

综上所述, GSR 对导管桨 TLV 的影响显著, 随着 GSR 增加, TLV 结构更加庞大并且复杂, 包含的能量也更多, 这说明导管桨的导管回收的能量更少, 流场中有更多的能量损失。因此出于提高能量回收效应来看, 应减小导管桨的 GSR, 这与前面关于效率的分析是一致的。此外, 对于本文模拟的 KA4-70 导管桨, 其 GSR 应小于 0.9, 从而避免前一叶片的 STLTV 与后一叶片的 PTLTV 的诱导合并现象, 减少流场的能量损失和不稳定性。

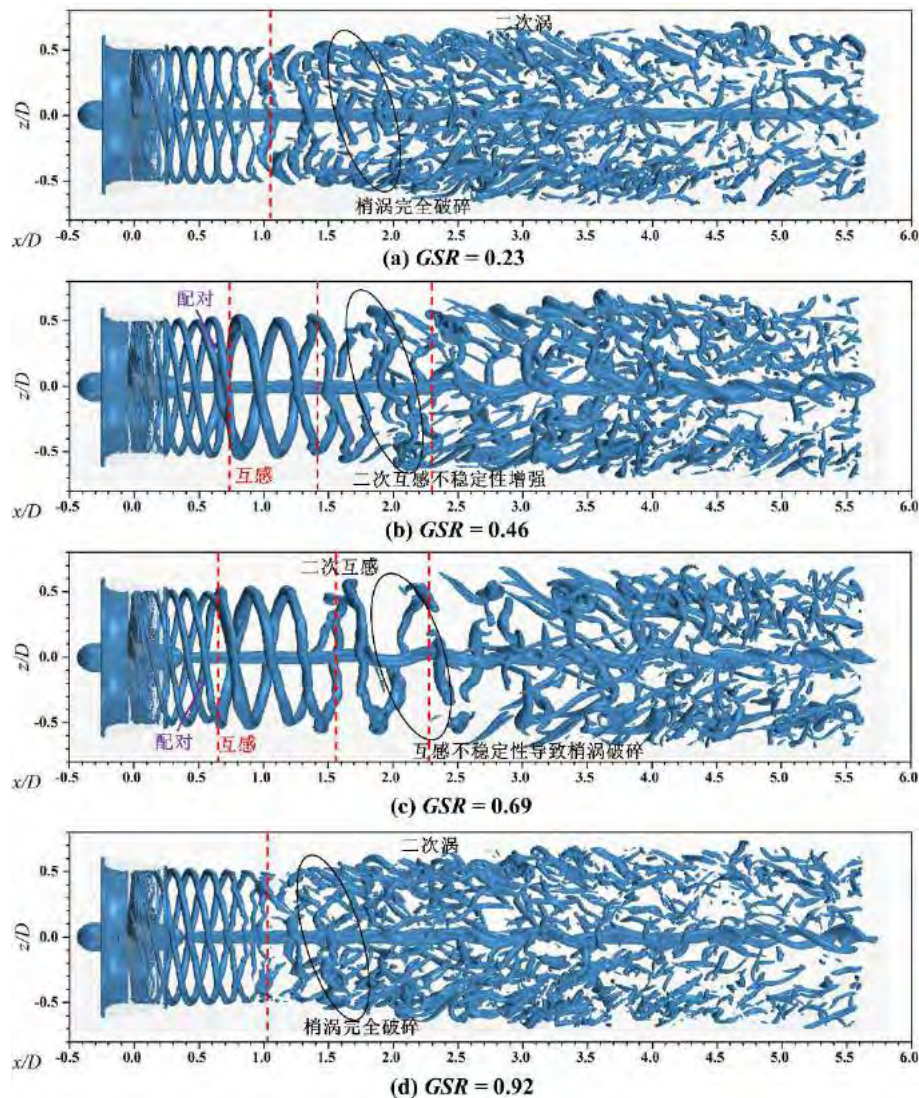


图 5-15 不同叶顶间隙导管桨尾流场涡系结构演化图

Fig.5-15 Wake vortex structure evolution diagram of of ducted propellers with different GSR



为了更进一步地研究叶顶间隙对导管桨尾流的演化以及特性的影响, 采用 $Q=5000\text{s}^{-1}$ 对不同叶顶间隙下导管桨的尾部涡区域进行捕捉, 得到图 5-15 的不同叶顶间隙导管桨尾流场涡系结构演化对比结果。

四组不同叶顶间隙导管桨的尾流场的涡结构的演化区别较大, 对于叶顶间隙尺寸处于中间的两组导管桨, 其尾流场发展较为相似; 而叶顶间隙尺寸最大和最小对应的导管桨的尾流场发展较为相似。

对于叶顶间隙尺寸处于中间的两组导管桨, 即 $GSR=0.46$ 和 $GSR=0.69$ 时, 导管桨尾流场的演化可以大致分为四个区域: 稳定区域、稳定互感区域、二次互感区域、完全不稳定区域。在 $x=0.5D$ 左右, 相邻叶尖涡开始配对, 并且相互之间的距离开始缩短, 在这之后, 在 $GSR=0.46$ 的导管桨尾流的 $x=0.75D$ 左右, 和 $GSR=0.69$ 的导管桨尾流的 $x=0.65D$ 左右, 均产生明显的两涡缠绕合并现象, 四条叶尖涡在此时两两合并, 成为两条向下游继续发展的合并涡。在 $x=1.5D$ 区域左右, 这两条合并涡丝继续互相靠近、配对, 并在此处产生了不同的流动现象: 在 $GSR=0.69$ 的导管桨尾流的 $x=1.5D$ 区域, 发生了两合并涡丝的二次互感, 并且两涡成功配对、缠绕合并, 形成了一个新的合并涡, 至此, 流场中的四条叶尖涡经过先后两次互感现象, 最终合并为了一条; 而在 $GSR=0.46$ 的导管桨尾流的 $x=1.4D$ 到 $x=2.3D$ 区域之间, 同样发生了两合并涡丝的二次互感现象, 但不同的是, 由于发生的互感现象并不稳定, 两涡产生了不规则的波动, 即长波不稳定性, 两涡并没有成功缠绕合并, 而是发生了涡破碎的情况, 即在 $x=1.8D$ 附近, 可以观察到其中一条合并涡丝已经在中间部位发生断裂, 在 $x=2.3D$ 之后, 大量紊乱的二次涡结构慢慢产生并脱落, 随着断裂的涡丝继续向下游发展, 随后, 互感不稳定性导致叶尖涡完全破碎, 尾流处于完全不稳定状态。

对于叶顶间隙尺寸最大和最小对应的导管桨, 即 $GSR=0.23$ 和 $GSR=0.92$ 时, 导管桨尾流场中并未发生明显的互感现象, 尾流场的演化可以大致分为两个区域: 稳定区域和不稳定区域。 $GSR=0.23$ 时, 即叶顶间隙尺寸最小的导管桨, 相比于叶顶间隙尺寸在中间的两组导管桨, 它的尾流部位对应的相邻叶尖涡的互感现象并不明显, 因此没有发生两涡互感现象。同时, 由于叶尖涡强度较小, 耗散较快, 在 $x=0.9D$ 附近开始耗散, 并且在后续衍生出大量的二次涡结构, 以及破碎的叶尖涡, 尾流场达到不稳定状态。 $GSR=0.92$ 时, 即叶顶间隙尺寸最大的导管桨, 它的尾流也没有发生明显的两涡互感现象, 并且在 $x=1.0D$ 附近开始耗散。然而, $GSR=0.92$ 的大叶顶间隙的导管桨的叶尖涡强度较弱的原因却与 $GSR=0.23$ 时完全不同: $GSR=0.23$ 时, 叶顶间隙尺寸较小, 导管桨梢隙涡大部分与导管相互作用, 因此发展到尾流部位的叶尖涡强度很低; $GSR=0.92$ 时, 叶顶间隙尺寸较大, 其梢隙涡理



论上应该较强,发展出的尾流也不容易耗散,但在图 5-14-(d)中,叶顶间隙区域的流动表明,前一个叶片的 STL_V 延伸至后一个叶片的涡系的 PTL_V 中(PTLV 在尾流场发展中对应着后续的叶尖涡结构),并与其相作用,从而大幅降低了其强度,并且提高了它的不稳定性,这是导致 GSR=0.92 的大叶顶间隙导管桨的尾流不稳定,且在近场就发生紊乱的原因。然而,相较于 GSR=0.23 时, GSR=0.92 的导管桨的尾流在 $x = 1.0D$ 附近发生了长波不稳定性,相邻叶尖涡丝互相作用,在 $x = 0.9D$ 到 $x = 1.1D$ 之间,长波不稳定性导致相邻叶尖涡产生波浪线形状的扭曲,这影响了它们的稳定性,但由于两涡相距较远,且其强度在与 STL_V 的作用中减弱,因此没有产生互感现象。

5.6 叶顶间隙对尾流不稳定性影响研究

为了研究 GSR 对导管螺旋桨尾迹动态特性和 TLV 不稳定性的影响,在 $t = 2.0$ s 时,当不同叶顶间隙的导管螺旋桨尾流计算达到收敛时,选择 6 个放置在导管螺旋桨尾迹不同位置的尾迹测点,分析了导管螺旋桨在 3 个旋转周期 ($2 \sim 2.2$ s) 内的物理量变化。取这 6 个测点具有一样的纵向和垂向位置,即 $y = 0, z = 0.9r$,只改变其轴向位置。测点的具体位置及其取值如图 5-16 所示,其中 t_1 为叶尖监测点, n_1 和 n_2 为近场监测点, m_1 和 m_2 为中场监测点, f_1 为远场监测点。分析了这些测点的压力 p 及其频域分布,周向速度 v_r 及其频域分布,以及进行了这些测点的能量谱密度分析,从而揭示叶顶间隙尺寸对导管桨尾流不稳定性从近场到远场的发展规律的影响。利用叶片通过频率对横轴进行无因次化,具体公式如下:

$$k = f/f_{bp} \quad (5-2)$$

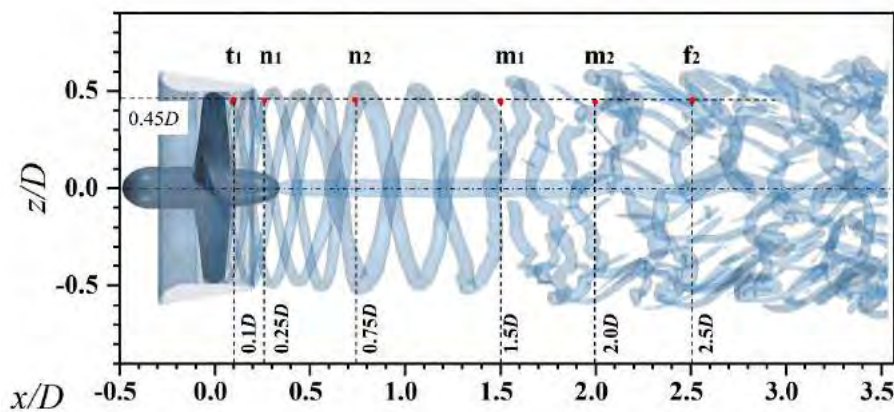


图 5-16 不同叶顶间隙导管桨尾流测点布置图

Fig.5-16 Wake measuring point layout of ducted propellers with different GSR



图 5-17 和图 5-18 分别给出了不同叶顶间隙导管桨尾流测点压力时历曲线和频域分布图。总体而言，从叶尖场到远场，压力测量点频域分布主要发生两个变化：

1) 从叶尖区域到近场，压力频域分布从 nf_b 向 f_b 移动 ($n=2,3,4,5, \dots$)， f_b 为主叶频。初步推测这与 STL V 的逐渐耗散或与 PTL V 的相互作用有关。2) 从近场到远场，压力的主频率由主叶频向较低的频率转移，包括 $0.5f_b$ 和 $0.25f_b$ ，这是远场涡旋结构演化及相邻叶尖涡互感的结果。由于 TL V 的短波不稳定性及长波不稳定性及其互感现象导致尾流逐渐紊乱，产生了大量的二次涡，其脱落频率是不规则的。

在叶尖监测点 t_1 处，GSR 对压力的影响主要表现为波动幅度，如图 5-17(a)所示。随着 GSR 的增加，压力波动幅度呈上升趋势。总体而言，压力谱在 nf_b 处出现了一个显著的峰值，表明导管叶片叶尖涡的主要特征频率是叶片通过频率。近场中，压力波动幅度与 GSR 成正比；在中场，当 $GSR = 0.46$ 和 0.92 时，频率由 f_b 向低频转移的过程更为显著；在中场和远场，随着 GSR 的增加，稳定性降低， f_b 向低频的过渡区域提前。在同一监测点，当 GSR 增大，低叶频幅值也会增加。当 $GSR = 0.92$ 时，压力频率振幅在 $0.5f_b$ 处出现峰值，并在 m_2 和 f_1 监测点处超过 f_b 峰值。

综上所述，导管螺旋桨尾迹在叶顶间隙区域到近场的演变与 STL V 的逐渐耗散或与 PTL V 的相互作用有关，这导致压力频域分布从 nf_b 向 f_b 移动；中场的演变主要是梢隙涡发展到尾流区域的相邻叶尖涡的长波不稳定性及其造成的互感现象，这导致压力的主频率由主叶频向较低的频率转移，例如 $0.5f_b$ 。随着 GSR 的增大，叶尖涡不稳定性增大，主叶频压力波动向低频传递的过程加快。

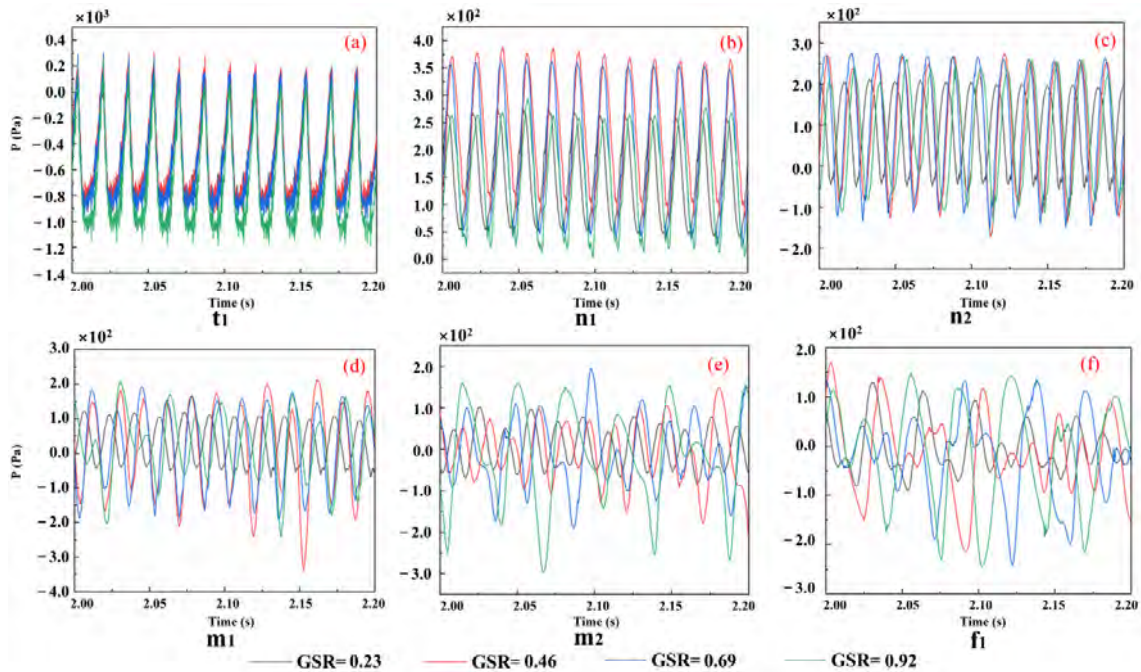


图 5-17 不同叶顶间隙导管桨尾流测点压力时历曲线

Fig.5-17 Pressure-time curve of wake measuring point of ducted propellers with different GSR

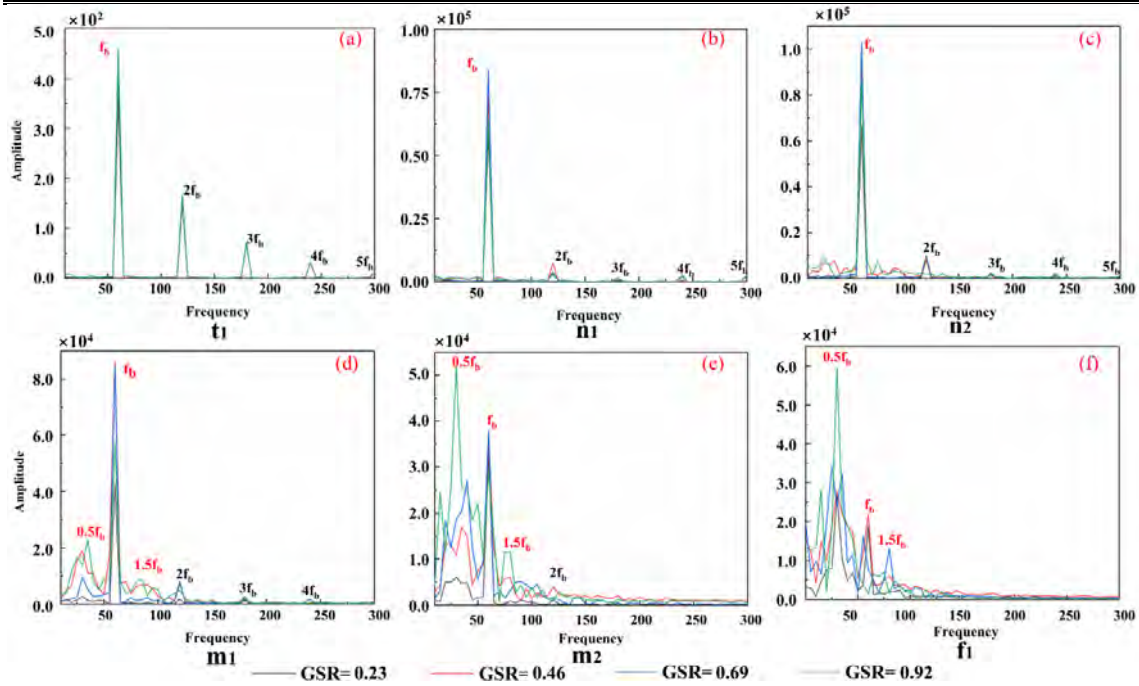


图 5-18 不同叶顶间隙导管桨尾流测点压力频域分布

Fig.5-18 Pressure distribution in frequency domain of wake measuring point of ducted propellers with different GSR

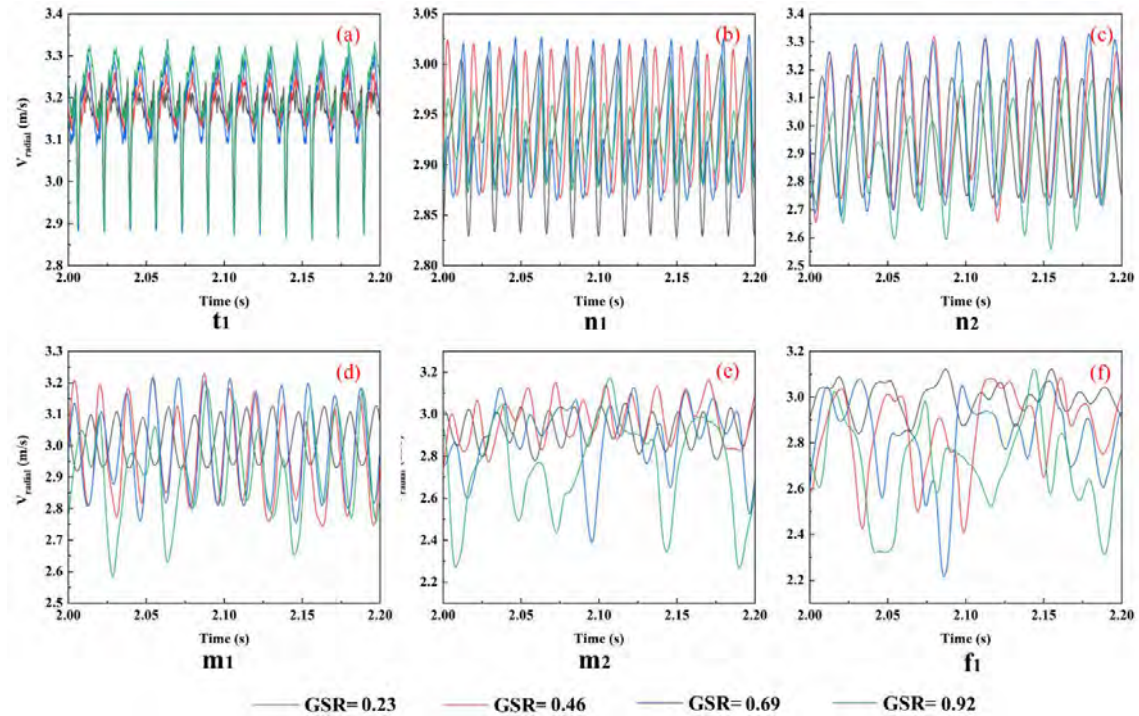


图 5-19 不同叶顶间隙导管桨尾流测点周向速度时历曲线

Fig.5-19 Circumferential velocity-time curve of wake measuring point of ducted propellers with different GSR of ducted propellers with different GSR

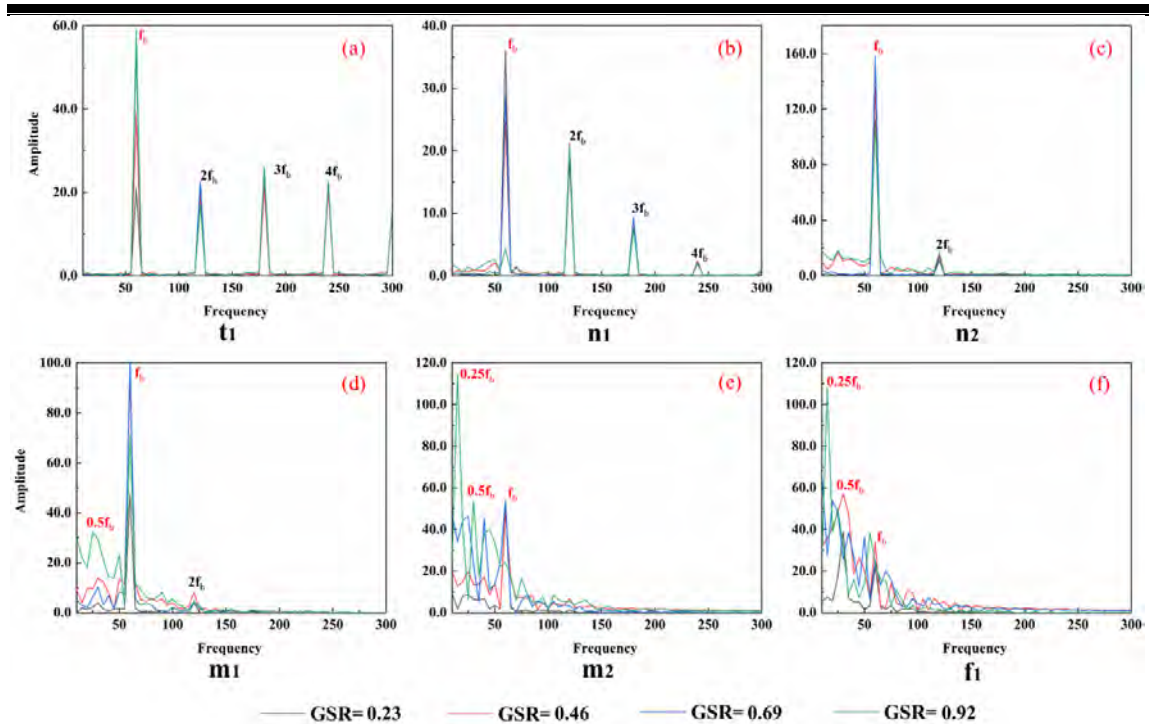


图 5-20 不同叶顶间隙导管桨尾流测点周向速度频域分布

Fig.5-20 Frequency domain distribution of circumferential velocity of wake measuring point of ducted propellers with different GSR

图 5-19 和图 5-20 分别为不同叶顶间隙导管桨尾流测点周向速度的时历曲线和频域分布。图 5-19 表明，随着 GSR 的增加，周向速度周期性减弱，GSR=0.92 时，周向速度在中场 m_1 测点就开始不稳定分布。

周向速度的频率分布也服从上述压力频域分布规律的两个主要变化，不同的是，在 t_1 向 n_1 的发展中，还经历了倍叶频频率峰值之间的相互转化，即 $3f_b$ 和 $4f_b$ 向 $2f_b$ 的转化；随后，在近场的尾流发展过程中，即从 n_1 向 n_2 的发展中，周向速度的频率分布主频率由 $2f_b$ 向 f_b 转化，并最终保持一个较小的 $2f_b$ 幅值。在尾流中场和远场的发展过程中， f_b 同样向低频次发展，其发展规律大致遵循随着 GSR 增加， f_b 向低频次的转化区域提前，表现在中场和远场每个测点低频区域 ($f < f_b$) 的幅值随 GSR 增大逐渐增加。例如，在图 5-20 中， m_1 和 m_2 以及 f_1 测点的绿色曲线（对应的是 GSR=0.92 的最大尺寸叶顶间隙的导管桨）在低频次区域均存在较高的峰值，这说明最大尺寸叶顶间隙导管桨对应的尾流场演化率先达到最不稳定的状态，在中场和远场，这些低频次区域存在的较高的峰值意味着尾流场中的叶尖涡系结构开始破坏，并伴随着大量二次涡的产生。

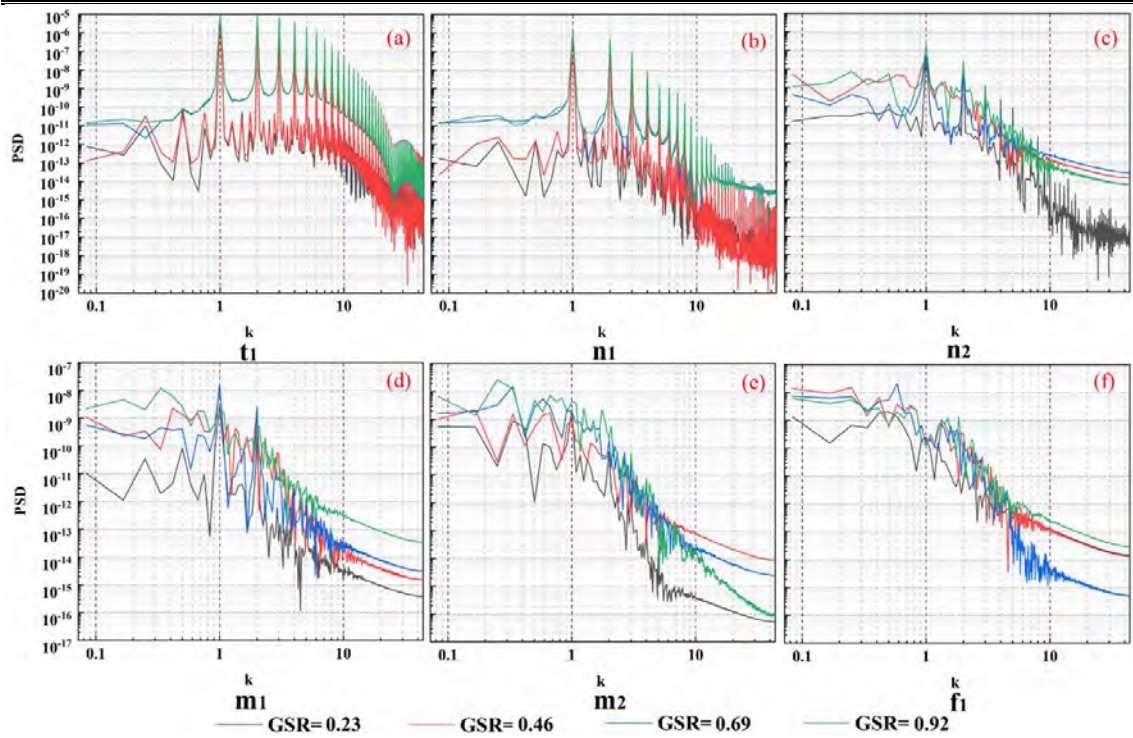


图 5-21 不同叶顶间隙导管桨尾流测点 PSD 分析

Fig.5-21 PSD analysis of wake measuring points of ducted propellers with different GSR

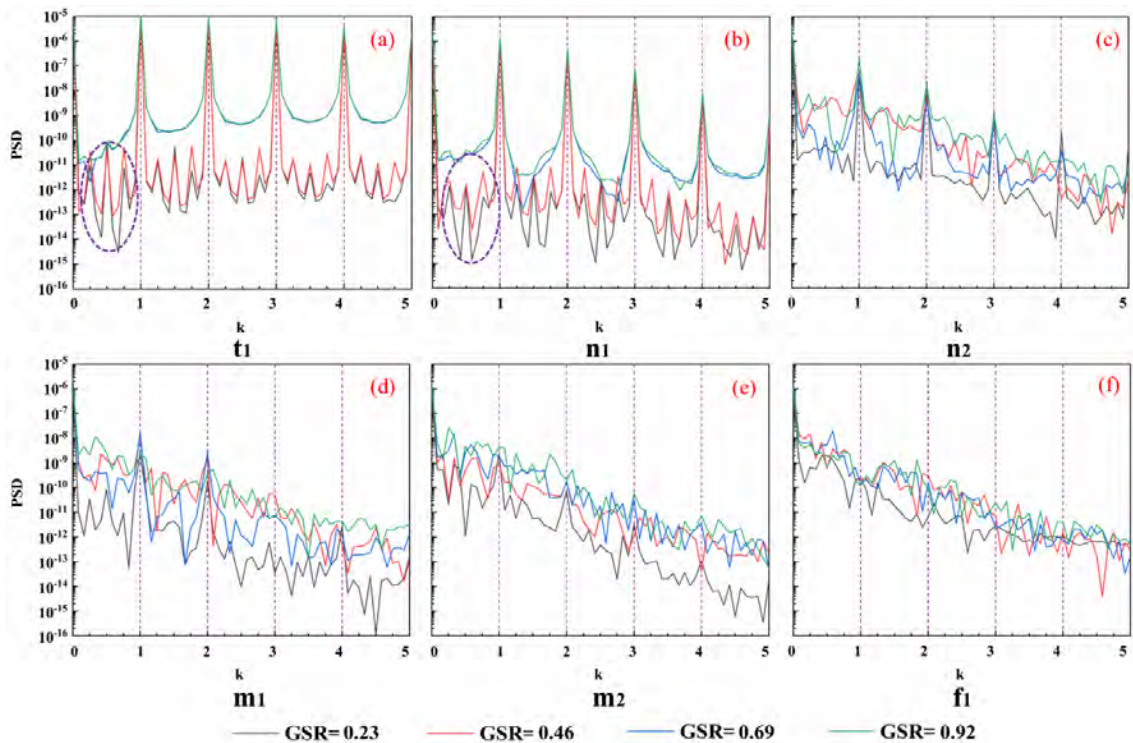


图 5-22 不同叶顶间隙导管桨尾流测点 PSD 分析放大图

Fig.5-22 Enlarged PSD analysis of wake measuring points of ducted propellers with different GSR

通过 PSD 分析，确定了 GSR 对导管螺旋桨尾迹能量分布和动态发展的影响。



为简明表达, 将 f_{bp} 简写为 f_b , 表示叶片通过频率。计算结果表明, PSD 的频域分布遵循与上述压力分布相似的行为。从叶尖到近场尾流的演化中, PSD 分布频率峰值也逐渐从 nf_b 转移到 f_b , ($n = 2, 3, 4, 5, \dots$), 在叶尖区域, 推测这与导管浆 STLTV 的逐渐耗散或与 PTLV 的相互作用有关; 在近场, 由于每条叶尖涡自身涡丝的短波不稳定性的存在, 导致其强度逐渐被削弱, 因此, 在同一测点位置难以捕捉到较多的涡系频率, 故 PSD 分布频率峰值逐渐从 nf_b 转移到 f_b 。从中场到远场尾流的演化过程中, PSD 的峰值频率由主叶频 f_b 向较低的频率转移, 包括 $0.5f_b$ 和 $0.25f_b$, 结合相关文献中的结论, 这是由于在中场附近, 尾流涡系结构, 主要是梢隙涡延伸出导管后形成的叶尖涡系, 逐渐发生长波不稳定性, 甚至产生了相邻叶尖涡之间的互感现象, 与此同时, 在涡系结构已经比较不稳定的情况下, 涡旋结构的演化必然导致二次涡结构的出现, 这些是导致 PSD 的峰值频率由主叶频 f_b 向较低的频率转移的原因。

结合图 5-15 的不同叶顶间隙导管浆的尾流叶尖涡特性进行对比, 导管浆的尾流叶尖涡特性表明, 当 $GSR = 0.23$ 时, 因为叶尖涡强度较小, 在 $x = 0.9D$ 附近开始耗散, 并且在后续衍生出大量的二次涡结构, 以及破碎的叶尖涡; 在 $GSR = 0.46$ 的导管浆尾流的 $x = 0.75D$ 左右, 和 $GSR = 0.69$ 的导管浆尾流的 $x = 0.65D$ 左右, 均产生明显的两涡缠绕合并现象, 四条叶尖涡在此时两两合并, 成为两条向下游继续发展的合并涡, 在 $x = 1.5D$ 区域左右, 这两条合并涡丝继续互相靠近、配对; 在 $GSR = 0.92$ 时, 即叶顶间隙尺寸最大的导管浆, 它的尾流没有发生明显的两涡互感现象, 但在 $x = 1.0D$ 附近开始耗散, 产生大量的二次涡结构。这些结论与 PSD 的频域分布在从中场到远场尾流的演化过程中, 其峰值频率由主叶频 f_b 向较低的 $0.5f_b$ 和 $0.25f_b$ 频率转移现象是吻合的, 并且可以进行互相验证。

此外, 通过 PSD 分析观察中远场的能量谱频域分布, 从而进行不同叶顶间隙的导管浆的尾流稳定性的比较, 同样可以得到与导管浆的尾流叶尖涡特性相吻合的结论。图 5-21 中, 从近场向中场直至远场的尾流演化过程中, 主频域峰值最晚发生变化的是蓝色线条, 在 m_1 测点, 除去叶顶间隙尺寸最小的导管浆的尾流, 由于强度较弱, 在 PSD 分析中, 不能明显地捕捉到其峰值, $GSR = 0.46$ 和 $GSR = 0.92$ 的导管浆对应的尾流测点 PSD 分析的频域峰值均由主叶频 f_b 向较低的 $0.5f_b$ 和 $0.25f_b$ 频率产生了转移, 只有 $GSR = 0.69$ 对应的导管浆, 在 m_2 测点才有较高的低频率峰值出现, 这说明在 $GSR = 0.69$ 时, 导管浆的尾流相对稳定, 其尾流场中的二次涡结构也相对较晚产生, 同时相对较少, 这与图 5-15 中不同叶顶间隙导管浆尾流场的涡系结构演化获得的结论是完全一致的。



特别地,由图 5-22 中的 PSD 频域放大结果,在叶尖区域和近场,由于 GSR 的差异,频率分布受到显著影响。在 t_1 测点处,频率分布分为两组:较小的 $\text{GSR} = 0.23$ 和 $\text{GSR} = 0.46$ 对应的导管桨、较大的 $\text{GSR} = 0.69$ 和 0.92 对应的导管桨。当 GSR 较小时,主叶频率的谐波频率之间存在突出的频率峰值,当其增加到 0.69 和 0.92 时,主叶频 f_b 的谐波频率之间的频率部分不存在突出的峰值。初步推测,当导管螺旋桨的 GSR 较小时,导管内壁和 TLV 的影响更为显著,这导致了显著的频率峰值存在。特别是当 $\text{GSR} \geq 0.69$ 时,由于距离关系,相互作用不再显著。

5.7 叶顶间隙对尾流不稳定性的影响机制

通过同时改变导管桨导管的内外径尺寸,构建了四种拥有不同叶顶间隙尺寸的导管桨,对低速重载工况下这四组导管桨进行了数值模拟,结合 IDDES 湍流模型和瞬态的刚体运动法对流场细节进行模拟,并进行了叶顶区域、近场区域、中场区域和远场区域的一系列测点的能量谱密度分析,阐述了叶顶间隙对导管桨尾流能量分布及压力脉动的影响规律。更进一步地,对叶顶间隙影响尾流不稳定性的机理进行了深入分析,主要结论总结如下:

1) 叶顶间隙尺寸对导管桨尾流的短波不稳定性存在一定影响,叶顶间隙取得过大和过小,都会增强导管桨尾流的短波不稳定性,但其影响机理并不相同。表现在 $\text{GSR}=0.23$ 对应的叶顶间隙尺寸最小的导管桨,其尾流叶尖涡能量较弱,由于较强的短波不稳定性,叶尖涡系在近场直接发生了破碎。 $\text{GSR}=0.92$ 对应的叶顶间隙尺寸最大的导管桨,其叶顶间隙区域的流动表明,前一个叶片的 STLTV 延伸至后一个叶片的涡系的 PTLV 中,并与其相作用,从而大幅降低了其强度,并且提高了它的短波不稳定性,导致其后发展成为了的叶尖涡较早发生了破碎现象。叶尖和近场尾流的演化中,PSD 分布频率峰值从 $n f_b$ 转移到 f_b ,意味着短波不稳定性对叶尖涡的强度产生了影响,导致其耗散加快。

2) 叶顶间隙尺寸对导管桨尾流的长波不稳定性存在较大影响,并直接影响叶尖涡系的互感现象,叶顶间隙尺寸处于中间的两组导管桨表现出较强的长波不稳定性,并发生第一次互感现象,但由于第一次两涡合并现象较为稳定,因此在一定程度上反而提高了尾流场的稳定性,减少了二次涡的产生,延缓了尾流场涡系结构的破碎和崩溃。四组不同叶顶间隙尺寸的导管桨在从中场到远场尾流的演化过程中,其尾流测点 PSD 的峰值频率由主叶频 f_b 向较低的 $0.5 f_b$ 和 $0.25 f_b$ 频率转移,这代表着相邻叶尖涡之间产生了互感现象,或叶尖涡发生了破碎,导致流场中产生了二次涡结构,这与四组不同叶顶间隙尺寸的导管桨尾流的叶尖涡特性结论互相吻合。对于叶顶间隙尺寸处于中间的两组导管桨,即 $\text{GSR}=0.46$ 和 $\text{GSR}=0.69$ 时,在



导管桨尾流场 $x = 0.5D$ 左右, 由于较强的长波不稳定性, 相邻叶尖涡开始配对并且随后产生互感, 两涡缠绕合并; 对于叶顶间隙尺寸取得最大和最小的两组导管桨, 其尾流中相邻叶尖涡的长波不稳定性相对较弱, 没有造成明显的互感及两涡合并现象的产生, 但也导致了尾流场涡系结构的不稳定性进一步增强, 从而导致后续大量的二次涡结构的产生, 以及涡系结构的破碎和崩溃。

3) 叶顶间隙尺寸对导管桨尾流中叶尖涡系的二次互感也存在较大影响。主要表现在叶顶间隙尺寸处于中间的两组导管桨, 当 $GSR=0.69$ 时, 导管桨尾流中场发生了两合并涡丝的二次稳定互感, 两涡成功缠绕合并为新的合并涡; 当 $GSR=0.46$ 时, 同样发生了两合并涡丝的二次互感现象, 但其互感现象并未导致两涡合并, 而是产生了不规则的波动, 即长波不稳定性, 随后这种不稳定性导致叶尖涡破碎, 产生了大量二次涡, 并在最终导致尾流场演化为完全不稳定的状态。

4) PSD 分析表明, 尾流场中的整体能量随着 GSR 的增加而增强, 这表明导管桨的能量利用率与叶顶间隙尺寸呈负相关。特别地, t_1 测点的 PSD 分析表明, 涡流相互作用会在叶尖区域产生显著的压力和湍流能量脉动, 可能会增加螺旋桨的激振力, 并对噪声水平产生一定的不良影响。

5.8 本章小结

本章对不同叶顶间隙尺寸的导管桨进行了数值模拟, 并将结果进行对比, 探究叶顶间隙尺寸对螺旋桨性能、流场特性及尾流不稳定性的影响。首先介绍了不同叶顶间隙尺寸的导管桨的几何模型及其构型方法, 即通过同时改变导管桨导管的内外径尺寸, 构建了四种拥有不同叶顶间隙尺寸的导管桨, 随后给出了数值模拟的计算域划分、网格划分情况以及数值设置。

在数值模拟模块, 首先, 对四组不同叶顶间隙的导管桨分别在三组不同进速系数下的敞水性能进行了数值模拟, 分析了导管桨叶顶间隙尺寸对各项敞水性能的影响规律, 计算结果表明, 随着 GSR 的增加, K_Q 和 K_{TB} 增加, 但有一个峰值点, 增加到这个峰值点后, K_Q 和 K_{TB} 开始下降, 而 K_{TD} 和 η_0 都随着 GSR 的增大而逐渐减小。其次, 基于 IDDES 湍流模型和瞬态模拟的 RBM 方法, 采用进速系数为 0.2 的工况下, 对四组不同叶顶间隙的导管桨尾流场的瞬态演化进行了数值模拟。随后通过对流场中的物理量进行分析, 探究叶顶间隙对导管桨尾流场流动的影响, 首先对不同叶顶间隙尺寸的导管桨叶顶间隙部位的流场流动细节进行分析, 分析结果表明, 叶顶间隙尺寸处于中间的两组导管桨, 其叶顶间隙靠近叶片表面的区域压力较小, 这与叶片的敞水性能系数 K_Q 和 K_{TB} 的变化是互相验证的。其次对尾流部位的无量纲速度、压力和涡量对比分析, 结果表明, 叶顶间隙尺寸对导管桨的尾流场



分布情况影响显著, 严重改变了导管桨尾流的速度稳定区域, GSR 处于中间的稳定速度区是最长的, 即对于 $GSR = 0.46$ 和 0.69 的导管桨尾流速度稳定区域, 最远到 $x = 3.35D$ 和 $x = 4.25D$ 处。较小和较大的叶顶间隙尺寸均减短了尾流稳定速度区, 仅到 $x = 2.0D-3.0D$ 之间的区域。压力图结果显示叶顶间隙尺寸的大小对互感过程的影响很大, 对合并形成的新的相邻叶尖涡的二次互感也有一定的影响。最后基于 Q 准则捕捉导管桨的梢隙涡结构、尾流涡结构, 并进行对比分析, 确定了叶顶间隙对导管桨梢隙涡特性的影响规律: 对于叶顶间隙尺寸处于中间的两组导管桨, 即 $GSR=0.46$ 和 $GSR=0.69$ 时, 在 $x = 0.5D$ 左右, 相邻叶尖涡开始配对, 并且相互之间的距离开始缩短, 在 $x = 0.7D$ 左右, 发生两涡合并的互感现象, 并且在后续的发展中, 又发生了两合并涡的二次互感现象, $GSR=0.69$ 对应的导管桨尾流中的二次合并较为稳定, 继续向下游发展, 但 $GSR=0.46$ 对应的导管桨尾流中的二次合并不稳定, 导致合并涡破碎, 流场趋于紊乱化发展。对于叶顶间隙尺寸最大和最小对应的导管桨, 即 $GSR=0.23$ 和 $GSR=0.92$ 时, 导管桨尾流场中并未发生明显的互感现象, 但原因并不同: 叶顶间隙最小时, 叶尖涡强度也较小, 所以耗散较快, 在近场就开始耗散, 导致叶尖涡破碎, 并且衍生出大量的二次涡结构, 尾流场达到不稳定状态; 叶顶间隙最大时, 在叶顶间隙处, 前一个叶片的 $STLV$ 延伸至后一个叶片的涡系的 $PTLV$ 中, 并与其相作用, 从而大幅降低了其强度, 并且提高了它的不稳定性, 导致其发展成为的叶尖涡系不稳定性较强, 并且没有互感现象发生。

最终, 在计算稳定后, 取尾流部位叶尖、近场、中场和远场共 6 个测点的湍流动能时历监测值, 进行湍动能密度谱分析, 并阐述了频域分布与螺旋桨涡系结构及其不稳定性的对应关系, 从而揭示了叶顶间隙尺寸对尾流不稳定性的影响机制: 叶顶间隙尺寸对导管桨尾流的短波不稳定性存在一定影响, 叶顶间隙取得过大和过小, 都会增强导管桨尾流的短波不稳定性, 叶尖和近场尾流的演化中, PSD 分布频率峰值从 nf_b 转移到 f_b , 意味着短波不稳定性对叶尖涡的强度产生了影响, 导致其耗散加快。叶顶间隙尺寸对导管桨尾流的长波不稳定性存在较大影响, 并直接影响叶尖涡系的互感现象, 在从中场到远场尾流的演化过程中, 其尾流测点 PSD 的峰值频率由主叶频 f_b 向较低的 $0.5f_b$ 和 $0.25f_b$ 频率转移, 这代表着相邻叶尖涡之间产生了互感现象, 或叶尖涡发生了破碎, 导致流场中产生了二次涡结构, 结合叶尖涡特性分析图, 在 $GSR=0.46$ 和 $GSR=0.69$ 时, 发生了相邻叶尖涡的配对互感和合并; 对于叶顶间隙尺寸取得最大和最小的两组导管桨, 存在大量的二次涡结构的产生。叶顶间隙尺寸对导管桨尾流中叶尖涡系的二次互感也存在较大影响, 表现为当 $GSR=0.69$ 和 0.46 时, 导管桨尾流中场分别发生了两合并涡系的稳定二次互感和不稳定二次互感现象。



第六章 前缘结节对导管桨水动力及尾流特性影响研究

6.1 几何模型及其建立

本章的数值模拟的几何模型仍然采用基于 KA 系列桨型的螺旋桨，采用该系列盘面比为 0.7 的 4 桨叶螺旋桨，螺距比为 1，为等螺距螺旋桨，整个螺旋桨叶片不设置侧斜。这个系列的螺旋桨源于荷兰 MARIN 船模水池，是最常用的导管桨桨型之一，并有着广泛的试验数据可以进行对比验证。

通过改变桨叶前缘导边的线形进行优化，得到仿生叶片桨型。实际上，我们改变了导管桨导边的一些控制点，并以正弦曲线相连接，从而得到带前缘结节的导边。对于翼型的前缘结节参数定义和几何模型的示意图如图 6-1 所示，前缘结节最高处为波峰，低处为波谷，波峰和波谷的垂直距离被定义为波幅，用 A 来表示。每相邻两个结节之间均为等间距，其间距被定义为波距 λ 。

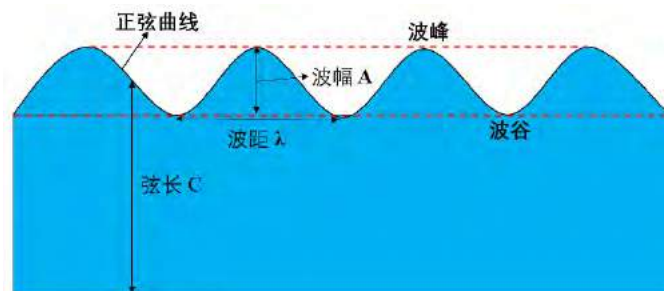


图 6-1 前缘结节几何模型及参数示意图

Fig.6-1 Geometric model and parameter diagram of bionic tubercle leading-edge

由于螺旋桨是由不同截面的二维剖面所构建而成，并且这些截面有着不同的攻角，这导致了叶片的扭曲，这同样也是螺旋桨叶片不同于水翼和舵的地方。因此前缘结节添加在螺旋桨叶片的导边上，不如图 6-1 的水翼直观，但其基本原理是完全一致的。通过改变前缘结节线型的参数，我们得到了两种仿生桨型，仿生桨 I 型和仿生桨 II 型。其参数定义如表 6-1 所示，得到的仿生桨叶片如图 6-2、整个导管桨几何如图 6-3 所示。

表 6-1 仿生桨前缘结节线型参数

Tab.6-1 Bionic tubercle leading-edge profile parameters

	A/mm	λ/mm	A/R	λ/R
仿生桨 I 型	10.9435	43.774	0.1	0.4
仿生桨 II 型	5.47175	21.887	0.05	0.2

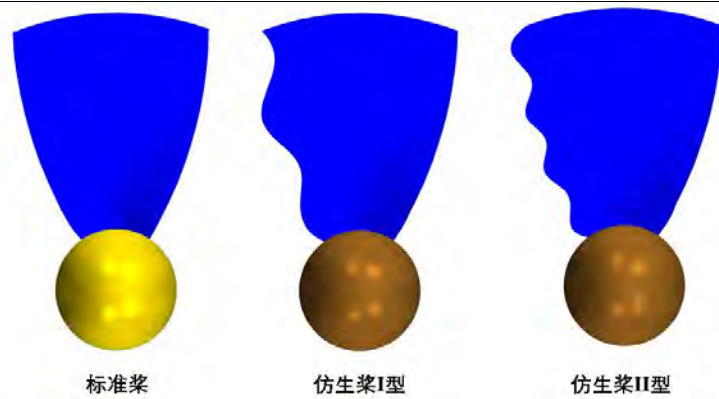


图 6-2 原型导管桨和仿生桨桨叶三维几何模型

Fig.6-2 3D blade models of original ducted propeller and bionic ducted propeller

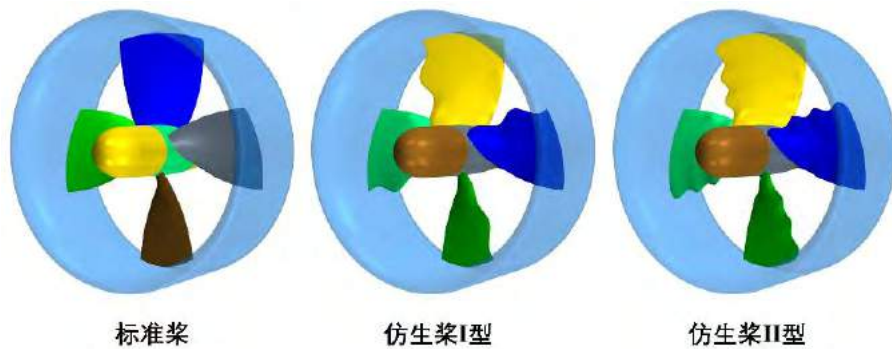


图 6-3 原型导管桨和仿生导管桨整体三维几何模型

Fig.6-3 3D models of original ducted propeller and bionic ducted propeller

6.2 网格划分与数值设置

计算域被分为静止域和旋转域，在螺旋桨叶片附近采用圆柱形的区域作为旋转域，螺旋桨的转速设置为 15rps。旋转域圆柱完全包裹螺旋桨叶片，并且不切到导管内壁，见图 6-4 的红色标识的旋转域，旋转域的尺寸也在图中标出。静止域采用长方体，作为流体流动的主要区域。前方设置速度入口(见图 6-4 静止域左边平面)，后方设置压力出口(见图 6-4 静止域右边平面)，其余四个平面均设置为对称平面，以保证模拟接近于无限水域环境，静止域如图 6-4 所示，其主要尺寸也在图中标出。

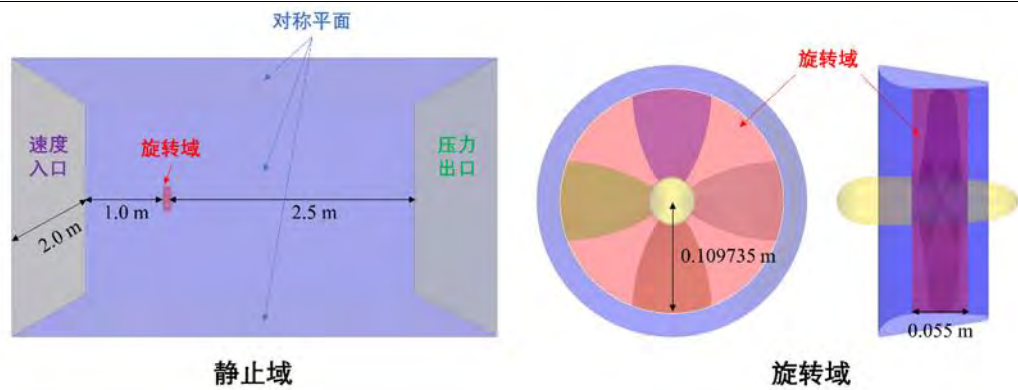


图 6-4 计算域设置

Fig.6-4 Computing domain settings

网格划分采用层层加密的方式，均采用棱柱层网格。为了精确模拟螺旋桨的流动，在叶片旋转区域设置较密的网格。出于捕捉流场流动细节的需要，在可能发生流动分离和流动比较剧烈的部分进行单独加密，如导管内外、叶顶间隙处、轮毂尾轴后方和尾流叶尖涡部位进行局部圆筒状加密。原型桨和仿生桨的桨叶网格如图 6-5 所示，计算域整体网格如图 6-6 所示。

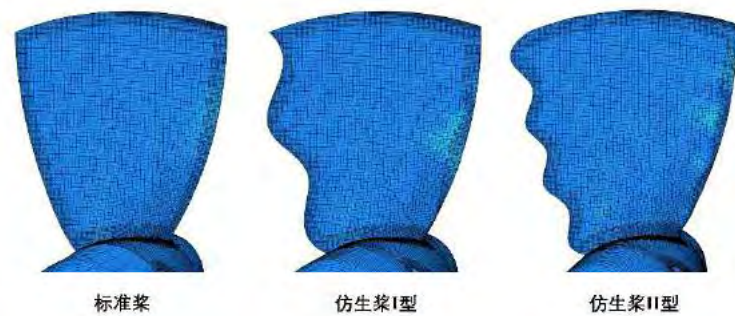


图 6-5 原型桨和仿生桨桨叶网格

Fig.6-5 Mesh of original and bionic ducted propeller blade

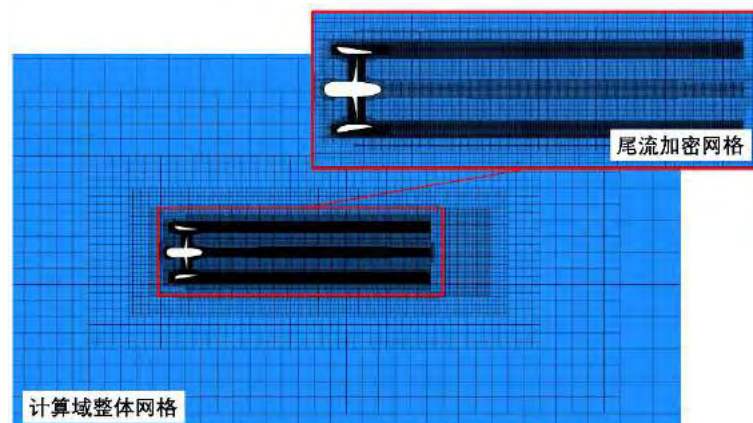


图 6-6 计算域整体网格

Fig.6-6 Mesh of Overall Computational Domain



6.3 前缘结节对敞水性能影响研究

将仿生桨的敞水性能系数与原型桨对比，进行做差比较，并将差值进行百分化处理，计算公式如下，其中， ΔK 表示各项敞水性能系数的百分比误差， K_{bio} 表示仿生桨的各项敞水性能系数， K_{ori} 表示原型桨的各项敞水性能系数：

$$\Delta K = \frac{K_{\text{bio}} - K_{\text{ori}}}{K_{\text{ori}}} \times 100\% \quad (12)$$

分别将两种仿生桨型与原型桨比较，敞水性能对比结果如图 6-7 所示：

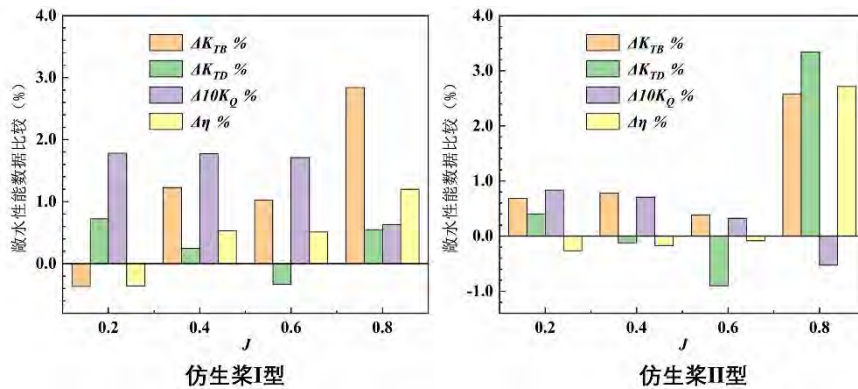


图 6-7 敞水性能对比结果

Fig.6-7 Open water performance comparison results

整体来看，前缘仿生叶片在低进速、中进速和高进速情况下均有助于提升导管桨的敞水性能系数，但提升效果并不大，最高只有 3% 左右，大多数工况下均在 2% 以下。分开来看，仿生桨 I 型在全进速系数下对水动力的提升更加稳定，而仿生桨 II 型在高进速系数下有更好的适用性。

6.4 前缘结节对导管桨叶片受力影响研究

为了研究前缘结节对导管桨叶片受力的影响，应用 IDDES 湍流模型，并采用瞬态的刚体运动法对原型桨、仿生桨 I 型和仿生桨 II 型进行数值模拟。模拟总时长为 1.5s，相当于螺旋桨转 22.5 圈。分别监测三个桨型在低速重载 ($J=0.2$) 工况下的四个叶片受力情况，发现在全时长内，三个桨型的各个叶片受力及发展基本一致，单叶片受力很快达到稳定，并保持不变，见图 6-8-(1)。取导管桨在流场稳定的情况下旋转 3 圈的时间段 $t=1.2-1.4$ s，对单叶片受力进行放大绘图，见图 6-8-(1)。结果表明，三组桨型的叶片推进力基本上是同相位变化的，并且其推力在螺旋桨的旋转一周内经历四次波动（螺旋桨旋转一周为 0.667s）。

分开来看，两种仿生桨型的叶片受力波动的幅值相较于原型桨都有所减少，这表明前缘结节的引入有助于改善叶片所受力的波动。但对于仿生叶片 I 型，其四



个叶片的受力并不完全相等,奇数叶片(叶片 1 和叶片 3)受力较小,而偶数叶片(叶片 2 和叶片 4)受力较大。通过统计计算得到叶片 1 和叶片 4 在 1.2s-1.4s 内的受力时均值,叶片 1 和叶片 4 受力时均值分别为 32.76 N 和 32.96 N,将其作差,发现两者的差值占叶片 1 受力时均值的 0.6%,这说明前缘大结节可能会对多叶桨的各叶片载荷分布有细微的影响。初步分析,这是由于较大结节的叶片在结节前后会形成对转涡结构(Julien Favier 等^[86]的研究解释了对转涡引起的对转涡及其发展机理),对转涡的发展会对流场增加扰动,相对于小结节和原型桨,大结节仿生桨对桨叶旋转区域的流场流动的影响较大,流场的影响反过来作用在叶片上,对各个叶片的压力面和吸力面的压力影响不完全相同(区别于原型桨),则表现为影响了各个叶片的载荷分布,更加精细的机制分析有待进一步研究。为了更加直观地观察各桨型桨叶受力波动的数据,将各桨型的每个叶片受力的最大值和最小值做差,得到其受力波动的幅值,并进行统计,见图 6-8-(2)。结果表明前缘结节的引入可以有效降低叶片受力波动的幅值,并且两种仿生桨型的改善效果相当。

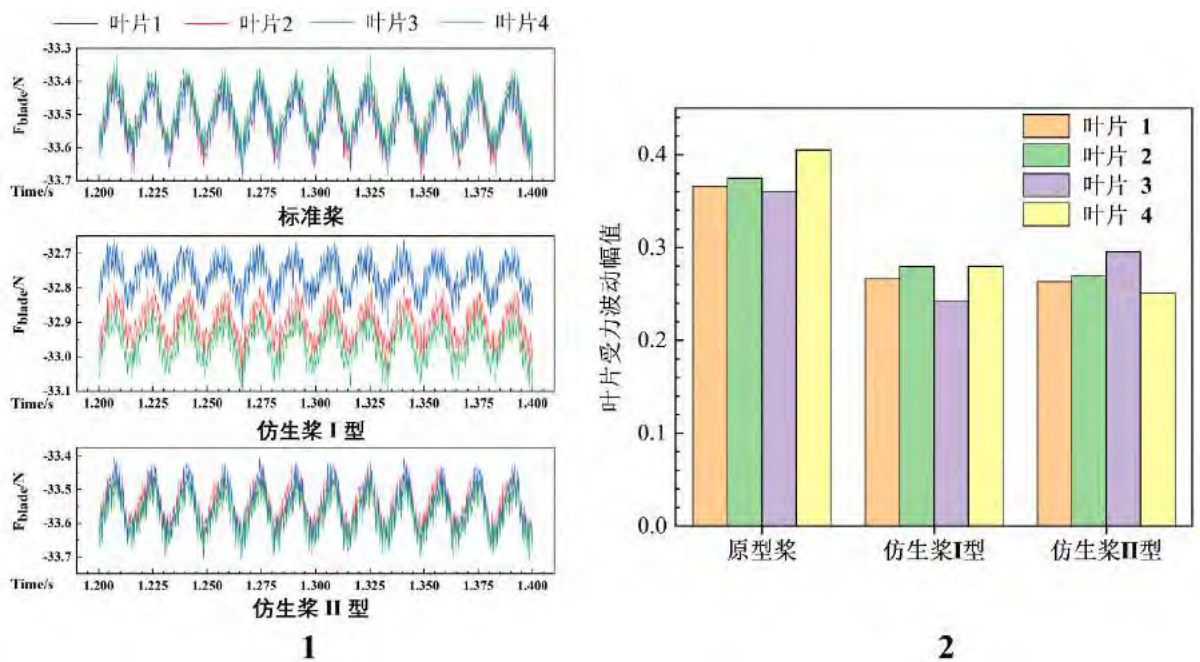


图 6-8 1-各叶片单独受力对比图 2-各叶片受力波动幅值对比图

Fig.6-8 (1)-Comparison of the individual force of each blade (2)-Comparison of the force fluctuation amplitude of each blade

为观察前缘结节的引入对导管桨单个叶片受力的频域影响,将受力曲线图进行快速傅里叶变化,得到其频域分布。定义叶片通过频率为 f_b ,表示有叶片通过流场中同一个点的频率,由于导管桨的转速为 15rps,那么叶片通过频率 f_b 为 60hz。将傅里叶变换得到的频率进行无量纲化处理,即 f/f_b 作为横坐标,傅里叶变换的幅值作为纵坐标绘图,见图 6-9。

整体来看,前缘结节的引入对导管桨叶片受力的主要频率影响不大,并未改变其主要峰值分布,三种桨型的叶片受力主峰值均在叶片通过频率 f_b ,第二峰值 $15.74f_b$ 和第三峰值 $2f_b$ 也都相同。前缘结节的引入对于主频率下的峰值有较大的影响,其中仿生桨 I 型有效地降低了主频率的峰值,从 28.96 降到了 19.52,第二频率的峰值也有所下降,从 11.73 降到了 11.1,但会稍微增加处于 $2f_b$ 的第三峰值,从 1.74 增到 2.88。仿生桨 II 型也对主频率和第二频率的峰值有所减小,分别从 28.96 和 11.73 降到了 26.43 和 10.95,但是也增加了处于 $2f_b$ 的第三峰值,从 1.74 增到了 4.87。直观来看,大结节仿生桨,即仿生桨 I 型对优化叶片受力的峰值效果更好,两种仿生桨都会少量增加处于 $2f_b$ 的第三峰值,且大结节仿生桨的增加较少。

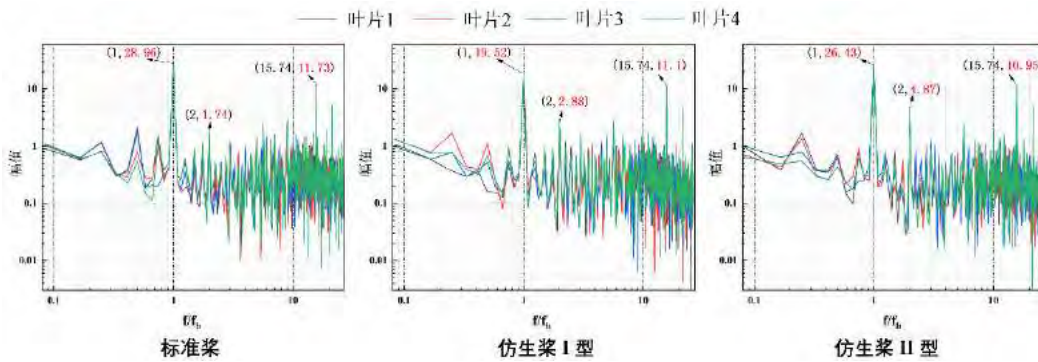


图 6-9 各叶片受力频域对比图

Fig.6-9 Comparison of the force frequency of each blade

进一步对三种桨型的叶片合推力进行了时域和频域统计。在导管桨旋转的三周内,三种桨型的叶片所受合推力结果如图 6-10 所示,结果表明仿生桨 I 型在低速重载情况下略微降低了叶片推力,而仿生桨 II 型则提升了一些。

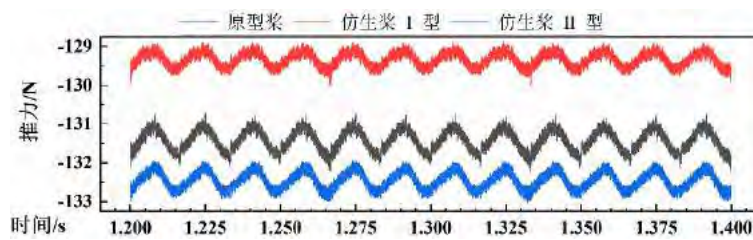


图 6-10 三种桨型叶片合力时域对比图

Fig.6-10 Time domain comparison chart of resultant force of three propeller blades

将时域的结果进行快速傅里叶变换(FFT),得到其对应的频域分布结果,见图 6-11。结果表明,前缘结节的引入对导管桨叶片整体受力的主要频率影响不大,并未改变其主要峰值分布,主要频率和单叶片主要频率相似,主频率为叶片通过频率,即 f_b ,其余峰值均分布在叶片通过频率的倍频上,即 nf_b ,由主频率峰值部分的放大图可以看出,前缘结节的引入可以有效地降低叶片合力的主频率峰值,并且大结节,即仿生桨 I 型对优化叶片合力的 fft 峰值效果更好,从 676.38 降到了 428.84。

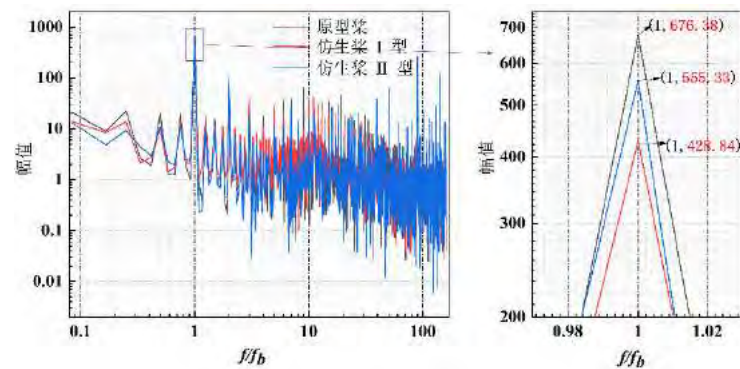


图 6-11 三种桨型叶片合力频域对比图

Fig.6-11 Comparison of the resultant force of three types of blades in frequency domain

6.5 前缘结节对导管桨叶尖涡演化及流动特性影响研究

为了研究前缘结节对导管桨尾流场的影响，基于 IDDES 湍流模型和瞬态的刚体运动法对三种叶片形状的导管桨进行了流场仿真模拟，进速系数仍然设置为 0.2，表明三种桨型都处于低速重载的情况，这种工况下尾流场中的相邻叶尖涡互感现象更为明显，并且导管外边缘涡在低速工况下生成较少，对尾流的影响很小，更容易进行尾部流动的分析。

流场的整体网格和尾流处的加密网格见上图 6-6，对导管桨尾流处进行的局部加密使得尾流部位的流场细节更容易被捕捉到，足够长的加密区域保证了模拟的准确性，能够更接近于导管桨的真实流动。为研究前缘结节对导管桨尾流场物理量分布的影响，取 $y=0$ 截面进行流场速度和压力图的绘制，并进行无量纲化处理。

三种桨型的尾流场速度分布如下图 6-12 所示，结果表明三种导管桨均在导管和桨叶后方有明显的高速区，并且存在或多或少的高速和低速速度漩涡，这是由于尾流场叶尖涡结构影响了其速度分布。但不同的是，三种桨型的尾流速度稳定区并不一致，稳定速度区定义为在流动区域的边缘没有出现非常紊乱的速度变化边界，尾流处的高速区和外部的低速区有明显和清晰的边界。直观来看，仿生桨 I 型的稳定速度区是最长的，到 $x=4.15D$ 的区域，而原型桨次之，到 $x=3.35D$ 的区域。仿生桨 II 型反而减短了尾流稳定速度区，仅到 $x=2.0D$ 的区域。上述边界均在图 6-12 中用黑线画出。这表明大的前缘结节在低速重载工况下对导管桨的尾流优化作用更好，而小的前缘结节对尾流有一定的扰动作用。

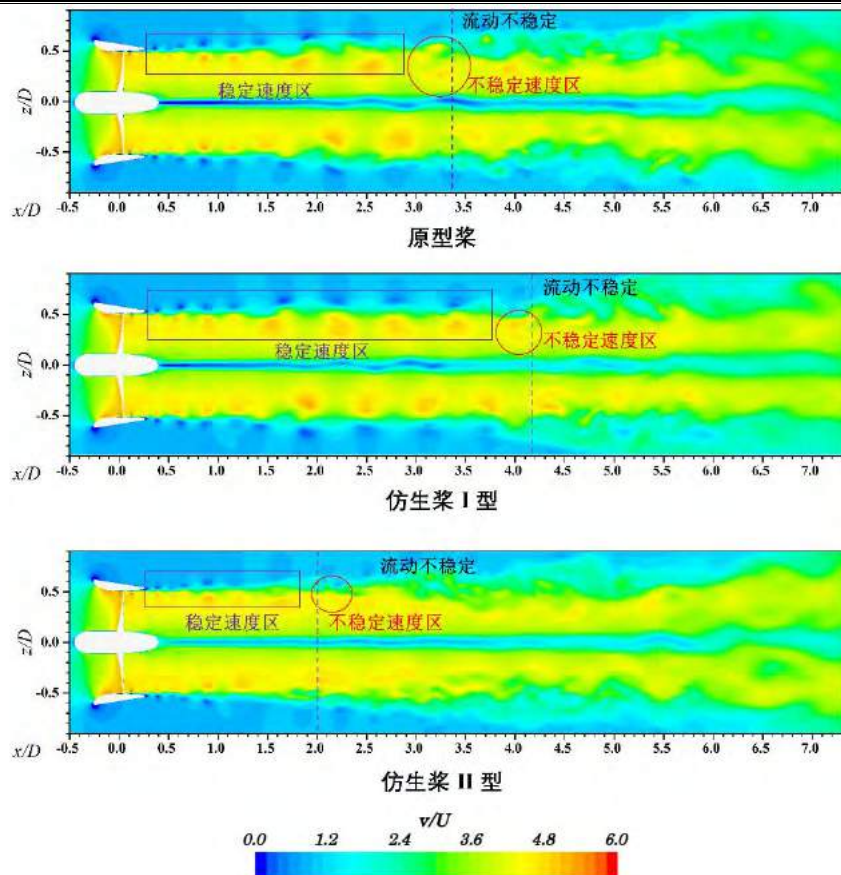


图 6-12 尾流场无量纲速度对比图

Fig.6-12 Comparison chart of dimensionless velocity of wake field

三种桨型的尾流场压力分布如图 6-13 所示。同样地，取 $y=0$ 截面进行尾流场压力分布图的绘制，并进行无量纲化处理，获得尾流场压力系数的分布图。对比结果表明，三种桨型的尾流破碎区域的分布与不稳定速度区的分布基本一致，仿生桨 II 型的尾流最早发生破碎，在 $x=1.6D$ 部位，其次是原型桨，在 $x=4.25D$ 部位，仿生桨 I 型的尾流最晚发生破碎，在 $x=5.2D$ 部位，在此之前的尾流压力场均处于相对稳定阶段，叶尖涡的低压区域和相邻的高压区域比较明显，并且可以较好地辨识。以上流动边界均在图 6-13 中标示。

更进一步地，从流动近场进行分析，结果表明，在低速重载工况下，前缘结节对导管桨尾部相邻叶尖涡的互感影响很大，三种桨型的近场相邻两叶尖涡配对和合并的压力区域均在图中标示，就截面压力系数分布来看，前缘结节对互感过程的影响有限，但对合并形成的新的相邻叶尖涡的二次互感有着很大的影响。对于原型桨，二次配对后两涡并未完全合并，而是一同向下游发展，如图 6-13 中标识，这表明原型桨在此工况下经历二次互感后，尾流发展并不稳定。而仿生桨 I 型中大前缘结节的应用提高了二次互感的稳定性，仿生桨 I 型中经过一次合并后的叶尖涡，在其二次配对后完全合并，向下游稳定发展，因此其尾流破碎阶段较晚。相反

地，仿生桨 II 型的引入导致二次互感现象消失，叶尖涡在一次合并后已经不稳定发展并破碎。为了更进一步研究其现象和机理，后续将对三种导管桨涡结构的演化进行分析。

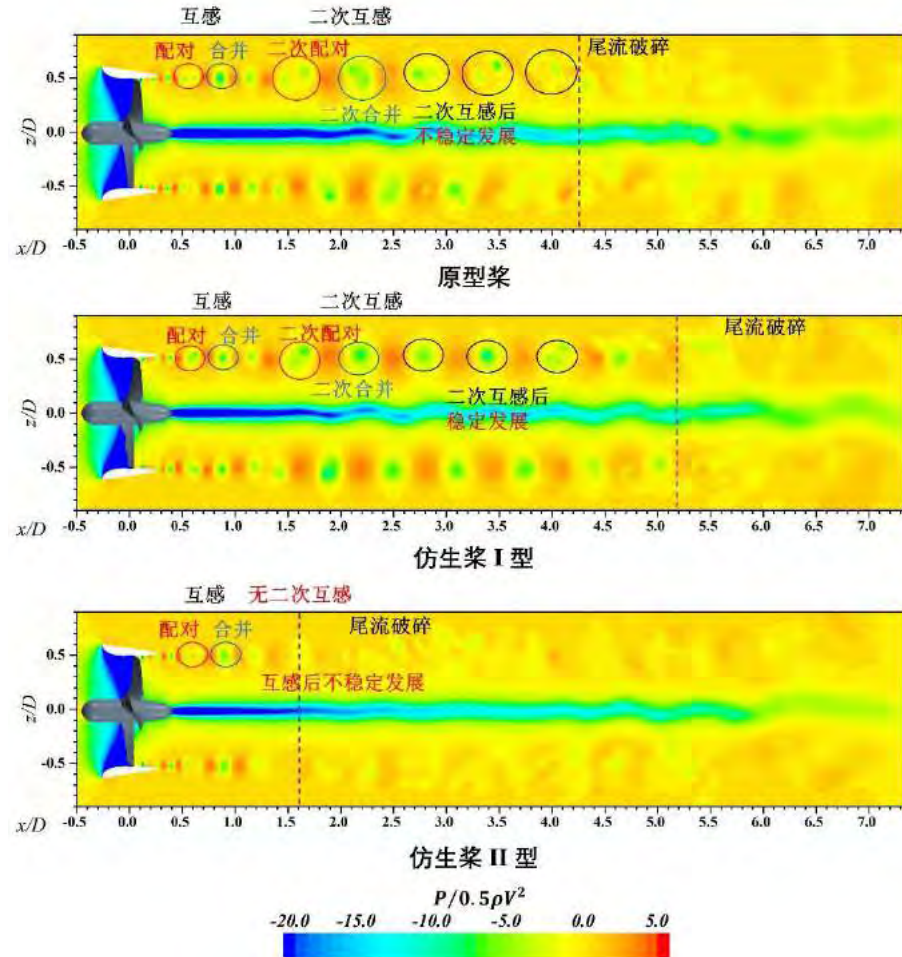


图 6-13 尾流场压力系数对比图

Fig.6-13 Comparison chart of pressure coefficient of wake field

为探究前缘结节对导管桨尾流涡结构细节及其演化的影响，进一步研究其对导管桨尾流不稳定性的影响机制，在计算稳定后，尾流场的发展已经足够充分，对三种桨型的数值模拟结果进行可视化处理，采用 $Q = 5000s^{-2}$ 等值面对三种导管桨尾流的涡结构进行捕捉，并取导管桨旋转一周内的四个尾流场快照进行绘图，对应时刻分别为 T_0 , $T_0+T/3$, $T_0+2T/3$, T_0+T ，从而捕捉一完整旋转周期内尾流场涡结构的演化情况及其细节。

原型桨尾流场涡结构演化如图 6-14 所示。大体来看，尾流场的演化分为三个区域：稳定阶段、稳定互感阶段、不稳定阶段。在 T_0 时刻， $x=0.7D$ 左右，相邻两叶尖涡开始配对，并且两者的距离开始缩短，在 $x=0.8D$ 左右，两涡由于互感发生缠绕合并，继续向下游发展，由于导管桨采用的是四叶构型，所以在最初有 4 条涡



丝。由于两两合并，所以最初的互感涡丝共有四条，它们首先平稳地向下游过渡，在 $x = 0.8D$ 到 $x = 1.5D$ 区域内，两两合并形成的两条涡丝稳定向后发展，在 $x = 1.5D$ 附近，可以明显观察到这段涡丝已经受相邻涡丝的干扰，开始出现波动和弯曲的形状，在 $x = 1.5D$ 之后，可以看到在该时刻这段涡丝开始断裂，虽然仍在和另一条涡丝进行二次互感，但并未有明显的缠绕合并现象，两条涡丝相互靠近并互相干扰，并伴随着大量二次涡结构的产生和脱落，形成了两涡不稳定互感区域，即在 $x > 1.5D$ 区域，为不稳定阶段。在 $T_0 + T/3$ 及后续时刻，同样可以观察到两涡第一次互感的两两配对和合并，尾流也同样被划分为稳定阶段、稳定互感阶段和不稳定阶段。但在 $T_0 + T/3$ 时刻，合并后的两涡干扰现象有了不同的发展，在 $x = 1.5D$ 附近，黑色圆圈标注的位置，相较于 T_0 时刻，两涡互感的不稳定性增强，表现在两条涡丝都开始有明显而剧烈的波动，互相靠近、并且开始有明显的变形。到了 $T_0 + 2T/3$ 时刻，这种不稳定性表现得更加剧烈，并且发生了质的变化，由于不稳定互感，两条互感的涡丝中，其中一条已经存在断裂的现象，并且因此开始产生大量的二次涡结构，而另一条的波动也已经变得十分剧烈。到了 $T_0 + T$ 时刻，即一个新的旋转周期的开始，此时断裂的这条涡丝已经基本完全破碎，并产生大量的二次涡，随着另一条涡丝向下游发展。另一条涡丝也很快变得不稳定并产生断裂和破碎，约在 $x = 3.5D$ ，随后，尾流变成完全不稳定阶段。

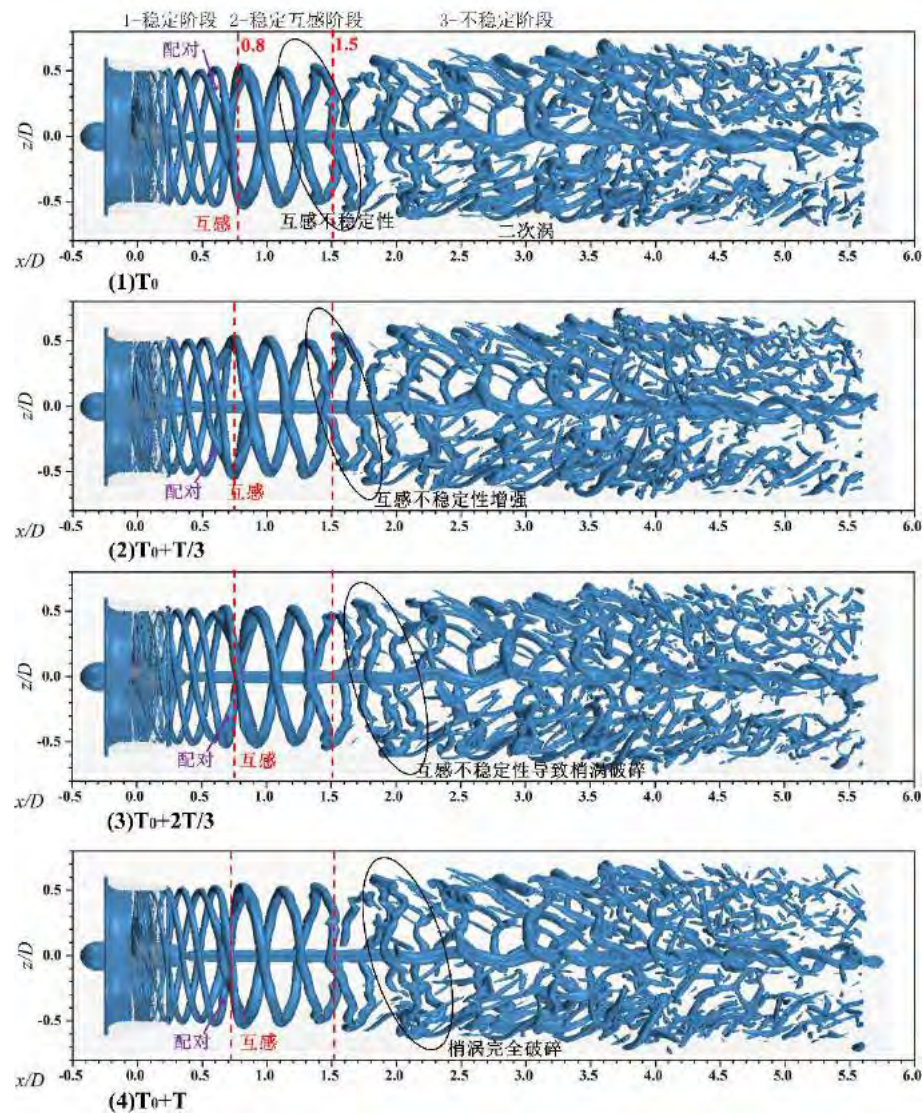

图 6-14 原型桨旋转一周内尾流叶尖涡时域演化图 ($Q=5000s^{-2}$)

Fig.6-14 Evolution of wake vortex within one revolution of the original propeller ($Q=5000s^{-2}$)

仿生桨 I 型的尾流场涡结构随时间的演化如图 6-15 所示。不同于原型桨，带大前缘结节的仿生桨 I 型的尾流场演化可以分为四个区域：稳定阶段、稳定互感阶段、二次互感阶段和不稳定阶段。相比于原型桨，仿生桨 I 型的二次互感阶段较为稳定，并且两条涡丝可以较完全地合并。在 T_0 时刻，比原型桨更靠前，在 $x = 0.4D$ 左右，相邻两叶尖涡开始配对，两者的距离很快地缩短，在 $x = 0.55D$ 左右，两涡由于互感发生缠绕合并，继续平稳地向下游过渡，在 $x = 0.55D$ 到 $x = 1.4D$ 区域内，两两合并形成的两条涡丝稳定向后发展，在 $x = 1.4D$ 到 $2.3D$ 之间，是二次互感、配对和缠绕合并发生的区域，可以明显观察到两条涡丝相互干扰，很快地相互靠近并缠绕合并，形成一条新的涡丝向下游继续发展。但这条涡丝的稳定性的并不好，在 $x = 2.3D$ 附近，二次互感合并形成的涡丝开始断裂，但是仍在继续向下游发



展, 到 $x=3.2D$ 附近, 可以观察到有明显的二次涡结构的产生, 随后伴随着断裂的涡丝继续发展, 尾流完全变为不稳定阶段。

相较于原型桨, 大前缘结节的引入在低速工况下有助于提升尾流的稳定性, 并且这种稳定性的提升大多体现在提升了相邻两涡的互感不稳定性上。在流场中的细节表现为: 引入大前缘结节后, 导管桨尾流的两涡互感现象更容易发生, 在第一次互感现象中, 仿生桨 I 型的两涡合并提前到了 $x=0.55D$ 处, 原型桨为 $x=0.8D$ 处, 而第二次互感现象的差别更加明显, 仿生桨 I 型的两涡迅速配对, 并于 $x=1.7D$ 发生了稳定的合并, 而原型桨的两涡在 $x=1.7D$ 左右相互干扰, 不够靠近, 无法进行合并, 后续则发生了断裂, 并未形成稳定的互感现象。

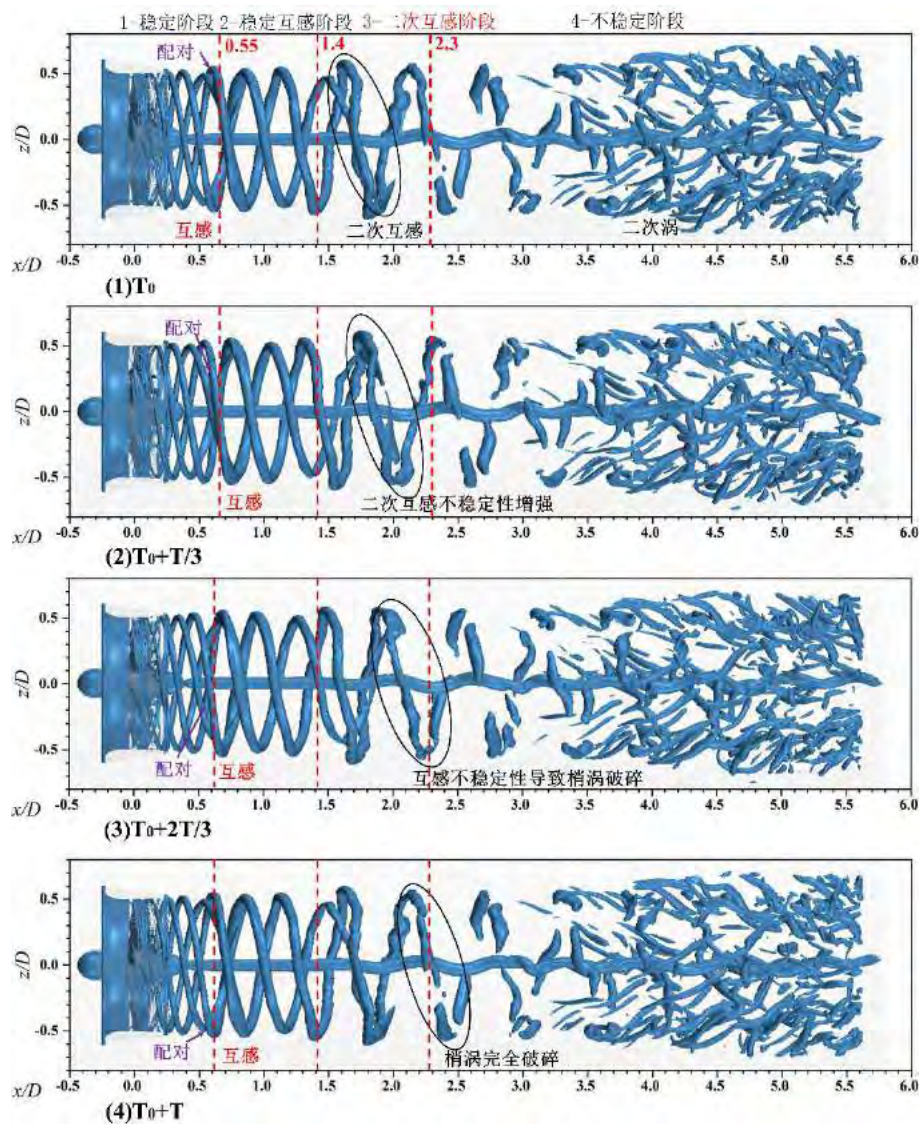


图 6-15 仿生桨 I 型旋转一周内尾流叶尖涡时域演化图 ($Q=5000s^{-2}$)

Fig.6-15 Evolution of wake vortex within one revolution of the bionic propeller I ($Q=5000s^{-2}$)

仿生桨 II 型的尾流场涡结构随时间的演化如图 6-16 所示。尾流场的演化也可以大致分为三个区域：稳定阶段、不稳定互感阶段、完全不稳定阶段。在 T_0 时刻， $x=0.7D$ 左右，相邻叶尖涡开始配对，并且相互之间的距离开始缩短，但在这之后，并未发生明显的两涡缠绕合并现象，在 $x=0.7D$ 到 $x=1.3D$ 区域内，相邻涡丝由于发生不稳定的互感现象而产生不规则的波动，即长波不稳定性，并且这种不稳定性越向下游越严重，本来位于前方的涡丝由于波动反而落后于后一个涡丝，这种现象又称为蛙跳。随后，在 $x=1.3D$ 附近，可以观察到有的涡丝已经在中间部位发生断裂，在 $x=1.5D$ 之后，大量紊乱的二次涡结构慢慢产生并脱落，随着断裂的涡丝继续向下游发展，随后，互感不稳定性导致叶尖涡完全破碎，尾流处于完全不稳定状态。

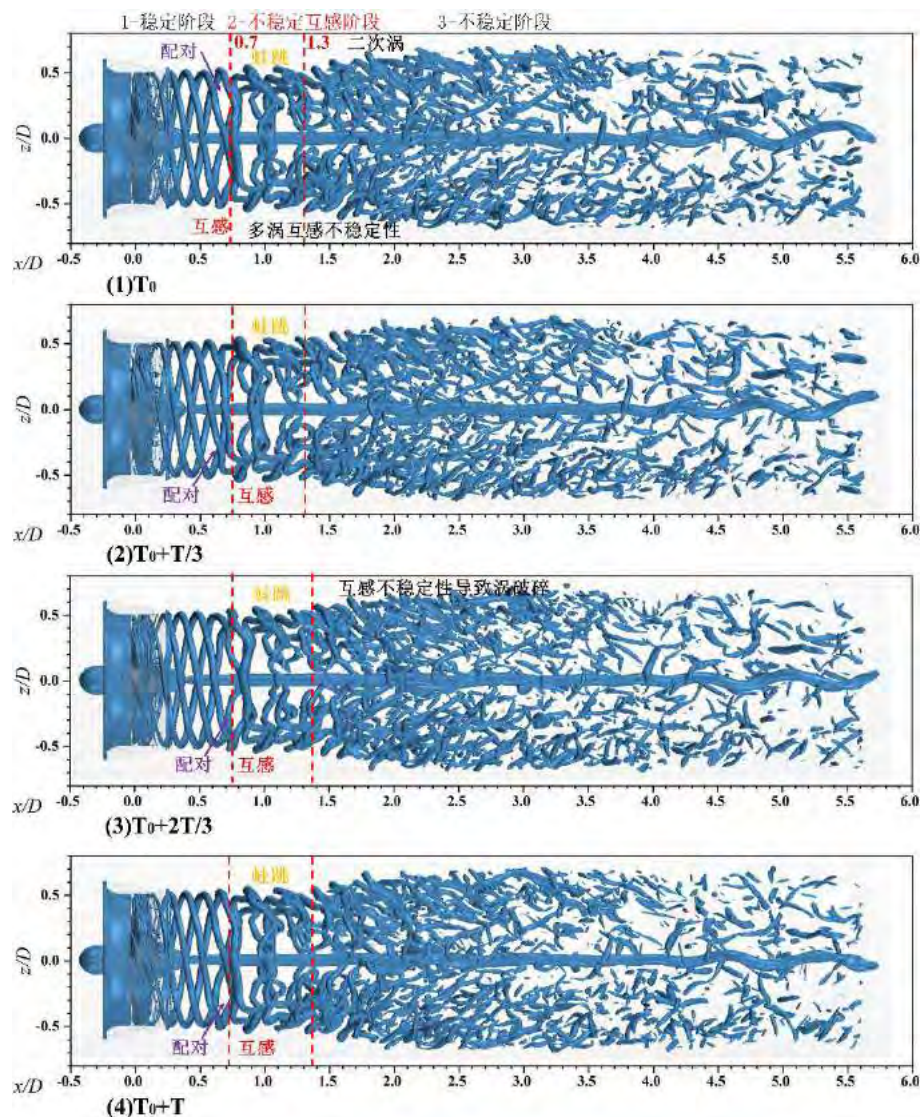


图 6-16 仿生桨II型旋转一周内尾流叶尖涡时域演化图 ($Q=5000s^{-2}$)

Fig.6-16 Evolution of wake vortex within one revolution of the bionic propeller II ($Q=5000s^{-2}$)



结果表明,小结节在本文所采用的导管桨的应用中,在低进速情况下不利于改善尾流稳定性。这是由于小结节的采用影响了相邻两涡的互感现象,使得第一次互感现象并未发生两涡合并,因此在不稳定互感现象的发展中,涡丝提早发生断裂,尾流很快地进入了完全不稳定阶段。

6.6 前缘结节对导管桨尾流不稳定性影响研究

为了探究前缘结节对尾流场能量演化以及尾流不稳定性的量化影响,在导管桨尾流部位设置系列测点 P_1 、 P_2 和 P_3 ,其横纵坐标参数如下图 6-17 所示,分别为近场、中场和远场测点。分别监测在尾流发展稳定阶段,在 1.2s 到 1.4s,导管桨共旋转 3 圈的时间间隔内,三种桨型导管桨的对应测点的湍流动能随时间变化曲线。

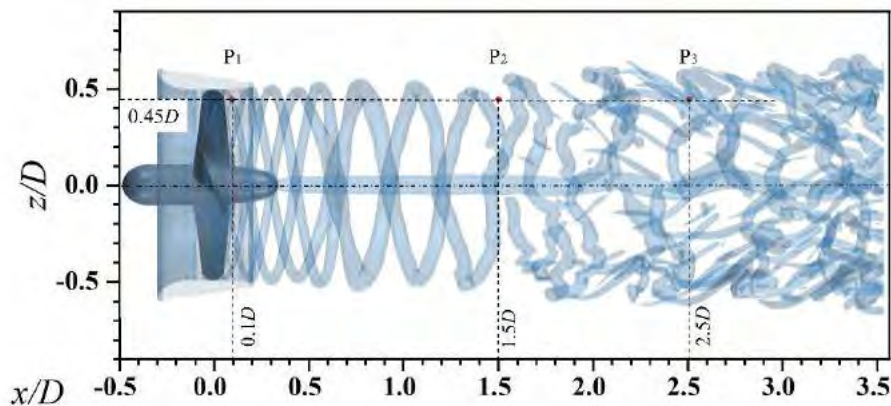


图 6-17 尾流近场、中场、远场测点分布图

Fig.6-17 Distribution map of near-field, mid-field and far-field measurement points of wake

为了研究前缘结节对尾流场能量频率分布的影响规律,对获得的测点的湍动能时历分布进行能量谱密度(PSD)分析,得到如下图 6-18-近场测点、图 6-19-中场测点、图 6-20-远场测点的无量纲频率-能量谱密度曲线。由图 6-18 观察,前缘结节的引入对叶顶间隙附近流场湍动能的主频率分布影响不大,峰值频率均是处于叶片通过频率 f_b 及其倍频,但对于峰值的能量值有一定的影响,小结节会略微增加 PSD 的峰值,而大结节会对该峰值有所降低,从 5.3×10^{-6} 降低到 4.2×10^{-6} ,这表明大结节可以提升近尾流场的能量利用率。图 6-19 中 P_2 中场测点的 PSD 分析表明,尖峰频率均是处于叶片通过频率 f_b 及其 $0.25f_b$ 、 $0.5f_b$ 和 $0.75f_b$,而主频率均是 $0.25f_b$,这表明在中场正在发生两涡配对、合并等互感现象,或者产生了大量的二次涡结构,这与前面尾流场的叶尖涡特性分析一致。

分开来看,仿生桨 II 型在中场的各频率能量分布峰值均比较高,这意味着在尾流中有更多的能量损失,并且其尾流更加不稳定,这与前面尾流场物理量和叶尖涡特性分析所得的结论是一致的。而仿生桨 I 型在 $0.25f_b$ 处的尖峰峰值也高于原



型桨, 这表明其中场能量频率分布集中于低频, 而在较高频率的能量分布, 可以看出仿生桨 I 型的值普遍低于原型桨, 更低于仿生桨 II 型, 这表明大前缘结节对尾流能量回收效果较好。图 6-20 中对 P_3 场测点的 PSD 分析结果看出, 原型桨和仿生桨 II 型的能量分布主频率在 $0.25f_b$ 处, 而仿生桨 I 型的能量分布主频率转移到了 $0.5f_b$ 处, 这表明仿生桨 I 型在测点 P_3 所处的位置发生稳定的两涡二次合并, 这与尾流场叶尖涡特性分析所得结论一致。在峰值对比上, 仿生桨 I 型的 PSD 尖峰最小, 为 2.1×10^{-9} , 而原型桨和仿生桨 II 型对应的最大峰值分别为 2.25×10^{-8} 和 6.8×10^{-8} 。同时, 尾流场普遍的峰值分布显示, 仿生桨 I 型的能量谱密度最低, 原型桨次之, 最高的是仿生桨 II 型, 这表明大的前缘结节在低进速工况下, 对本文所研究的导管桨型的尾流能量分布及其尾流稳定性有较好的优化和提升作用。

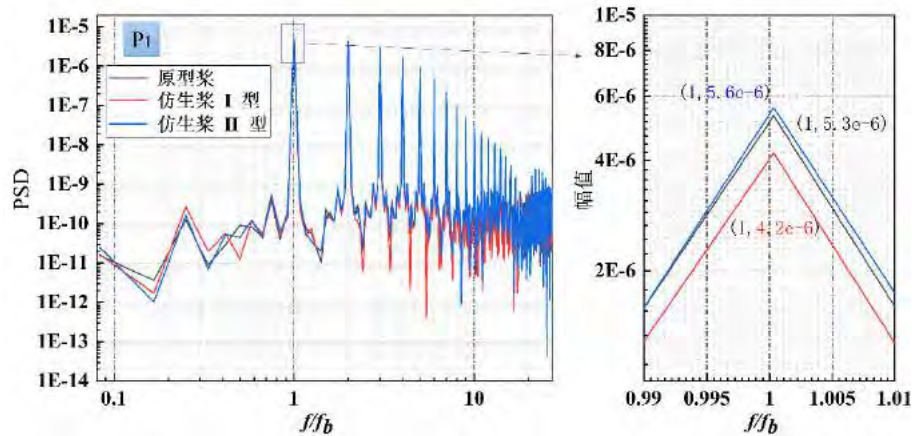


图 6-18 近场测点功率谱密度图

Fig.6-18 Near-field measuring point power spectral density

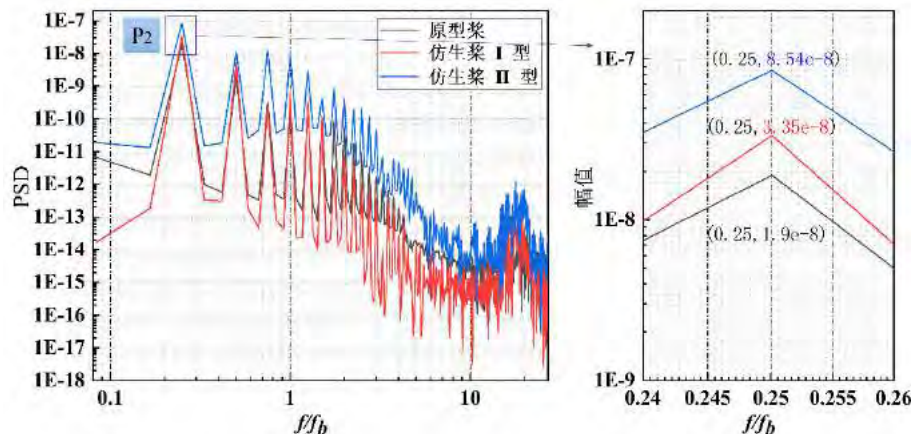


图 6-19 中场测点功率谱密度及其放大图

Fig.6-19 Mid-field measuring point power spectral density and its magnification

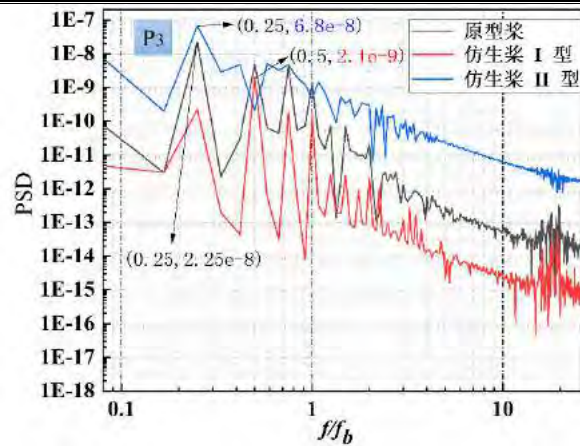


图 6-20 远场测点功率谱密度图

Fig.6-20 Far-field measuring point power spectral density

6.7 前缘结节对尾流不稳定性的影响机制

通过改变导管桨叶片导边的线形，构建了两种拥有不同大小前缘结节的仿生桨，对低速重载工况下常规导管桨和上述两种仿生叶片导管桨进行了数值模拟，结合 IDDES 湍流模型和瞬态的刚体运动法对流场细节进行模拟，并进行了近场、中场和远场测点的能量谱密度分析，阐述了前缘结节及其形状对导管桨尾流能量分布及压力脉动的影响规律。更进一步地，对前缘结节影响尾流不稳定性的机理进行了深入分析，主要结论总结如下：

(1) 大前缘结节的引入在低速工况下有助于提升尾流的稳定性，这是由于其降低了相邻两涡的长波不稳定性，并使得其互感更加稳定。引入大前缘结节后，导管桨尾流的第一次互感现象更早发生，而第二次互感现象相对稳定，因此尾流场也保持在较为稳定的状态，没有较多的二次涡的产生。

(2) 小结节在本文所采用的导管桨的应用中，在低进速情况下不利于提升尾流稳定性，小结节的采用提升了导管桨尾流场叶尖涡系的长波不稳定性，并且影响了相邻两涡的互感现象，使得第一次互感现象并未发生两涡合并，而是向着使流场紊乱的方向发展，导致尾流场稳定性变差。

(3) 大的前缘结节在低进速工况下，对本文所研究的导管桨型的尾流能量分布及其尾流稳定性有较好的优化和提升作用，表现在：在近场可以有效降低主频率的 PSD 峰值，在中场可以普遍降低 PSD 在各频段的数值，在远场可以改善 PSD 频率分布并降低峰值。



6.8 本章小结

本章通过改变导管桨叶片导边的线形，构建了两种拥有不同大小前缘结节的仿生桨，对低速重载工况下常规导管桨和上述两种仿生叶片导管桨进行了数值模拟，对尾流场无量纲化速度、压力等物理量及叶尖涡特性进行了详尽的研究分析，并进行了近场、中场和远场测点的能量谱密度分析，阐述了前缘结节及其形状对导管桨尾流能量分布及压力脉动的影响规律。更进一步地，对前缘结节影响尾流不稳定性的机理进行了深入分析。

首先介绍了几何模型及前缘结节在导管桨上的应用方法，接着，阐述了仿真案例的基本物理参数、计算区域尺寸及其边界条件和网格离散化模型。在计算中，首先对两组不同前缘结节尺寸的导管桨、以及原构型导管桨分别在四组不同进速系数下的敞水性能进行了数值模拟，分析了前缘结节构型及其对导管桨各项敞水性能的影响规律，结果表明，前缘仿生叶片在低进速、中进速和高进速情况下均有助于提升导管桨的敞水性能系数，但提升效果并不大，最高只有 3% 左右，大多数工况下均在 2% 以下。分开来看，仿生桨 I 型在全进速系数下对水动力的提升更加稳定，而仿生桨 II 型在高进速系数下有较好的适用性。

基于 IDDES 湍流模型和瞬态模拟的 RBM 方法，采用进速系数为 0.2 的低速重载工况下，对两组不同前缘结节尺寸的导管桨、以及原构型导管桨的叶片受力、尾流叶尖涡特性等情况进行了数值模拟。随后，进行了计算结果的分析，首先在瞬态模拟的计算稳定阶段，监测了导管桨单叶片的受力情况及其频域分布，结果表明前缘结节可以有效降低单叶片的主频率峰值，并且大结节仿生桨对优化叶片受力的峰值效果更好；其次，监测了导管桨所有叶片合力及其频域分布，结果表明前缘结节的引入可以有效地降低叶片合力的主频率峰值，并且大结节仿生桨对优化叶片合力的 fft 峰值效果更好；随后，分析了计算案例的流场物理量分布情况，对比结果表明，对两组不同前缘结节尺寸的导管桨、以及原构型导管桨在低速重载工况下的尾流场叶尖涡特性进行对比，结果表明大前缘结节仿生桨的稳定速度区是最长的，到 $x=4.15D$ 的区域，而原型桨次之，到 $x=3.35D$ 的区域，小前缘结节仿生桨反而减短了尾流稳定速度区，仅到 $x=2.0D$ 的区域。此外，压力分布表明，前缘结节对互感过程的影响有限，但对合并形成的新的相邻叶尖涡的二次互感有着很大的影响。原型桨在经历二次互感后，尾流发展并不稳定，而仿生桨 I 型中大前缘结节的应用提高了二次互感的稳定性，经过一次合并后的叶尖涡，在其二次配对后完全合并，向下游稳定发展，因此其尾流破碎阶段较晚。相反地，仿生桨 II 型的引入导致二次互感现象消失，叶尖涡在一次合并后已经不稳定发展并破碎。三组导管桨的尾流时间演化结果表明，大前缘结节的引入在低速工况下有助于提升导管



桨尾流的稳定性，主要是降低了相邻两涡的互感不稳定性。引入大前缘结节后，导管桨尾流的两涡互感现象更容易发生，在第一次互感现象中，仿生桨 I 型的两涡合并提前到了 $x = 0.55D$ 处，原型桨为 $x = 0.8D$ 处，而第二次互感现象的差别更加明显，仿生桨 I 型的两涡迅速配对，并于 $x = 1.7D$ 发生了稳定的合并，而原型桨的两涡在 $x = 1.7D$ 左右相互干扰，只有长波不稳定性的扰动，但两涡无法进行合并，后续则发生了断裂，并未形成稳定的互感现象；小结节在本文所采用的导管桨的应用中，在低进速情况下不利于改善尾流稳定性。小结节的采用影响了相邻两涡的互感现象，使得第一次互感现象并未发生两涡合并，因此在不稳定互感现象的发展中，涡丝提早发生断裂，尾流很快地进入了完全不稳定阶段。

最终，分析了尾部三个测点的频域分布，并以此建立了尾流场叶尖涡特性的联系，阐述了前缘结节对导管桨尾流不稳定性的影响规律：大前缘结节导管桨在低速工况下的尾流的稳定性提升，表现在其尾流场的相邻两涡的长波不稳定性降低，互感更加稳定。引入大前缘结节后，导管桨尾流的第一次互感现象更早发生，同时第二次互感现象相对稳定，因此尾流场也保持在较为稳定的状态，没有较多的二次涡的产生。小结节在本文所采用的导管桨的应用中，在低进速情况下不利于提升尾流稳定性，它加强了导管桨尾流场叶尖涡系的长波不稳定性，并且影响了相邻两涡的互感现象，使得第一次互感现象并未发生两涡合并，而是向着使流场紊乱的方向发展，导致尾流场稳定性变差。



第七章 总结和展望

7.1 全文总结

本文基于数值模拟方法，采用传统的 KA4-70 19A 导管桨型，开展了数值模拟与试验对比验证、有无导管工况下螺旋桨的性能对比、不同叶顶间隙下导管桨的性能对比以及不同前缘结节构型对导管桨性能的影响，在计算分析中将侧重点放在导管桨的梢隙涡特性和尾流的不稳定分析方面，并借助湍流动能功率谱密度分析方法，建立了导管桨的叶尖涡特性和尾流失稳之间的相互联系，揭示了导管、叶顶间隙、前缘结节及其尺寸和分布对于导管桨尾流的短波不稳定性、长波不稳定性的影响规律。以下是工作内容及其主要结论的展开介绍：

第一章阐述了导管桨相关研究的背景和研究意义，对导管桨的水动力学研究进行了概括和总结，揭示了它们在导管桨尾流演化中的重要性。随后，引入了对螺旋桨、导管桨、PJP 的尾流不稳定性分析，阐述了国内外对螺旋桨的尾流动力学方面的基础理论研究。对导管桨的尾流动力学及其不稳定性研究较少，因此本文借鉴文献中对螺旋桨的不稳定性分析研究方法，进行导管桨尾流不稳定性分析。

第二章是全文计算所涉及的数值设置的详细介绍。给出了本文模拟所采用的流体力学控制方程及 SST $k-\omega$ 湍流模型和 IDDES 湍流模型。其次，阐述了导管桨性能参数的定义，最终，对导管桨尾流不稳定性做详细介绍，阐明了短波不稳定性、长波不稳定性、互感这三种不稳定性现象，并介绍了湍流动能谱密度分析方法，及其与导管桨叶尖涡特性、尾流不稳定性的直接关系。

第三章进行了本文所采用的 KA4-70 19A 导管桨型的数值模拟与试验值的对比验证，并进行了湍流模型的选取。具体结论如下：

1. 对导管桨进行了数值模拟与实验的对比验证，验证结果在误差允许范围内。
2. 与 SST $k-\omega$ 模型相比，IDDES 模型能够更好地捕捉导管桨的梢隙涡结构，并可以捕捉到壁面附近更多的漩涡结构，这表明采用 IDDES 模型进行导管桨研究对尾流部位的流场细节有更好的辨识度。

第四章对不带导管螺旋桨和导管桨分别进行了数值模拟，并将计算结果进行对比，探究导管对螺旋桨性能、流场特性和尾流不稳定性的影响。具体结论如下：



1. 导管桨在低速重载工况下提高了桨的整体推进力和效率, 在全进速系数范围内优化了叶片上的扭矩, 但随着进速系数增加, 导管上的推力变差, 甚至在较高进速系数下时, 导管上提供的力由推力变为阻力。

2. 导管可以加宽螺旋桨后面的尾流区域, 使其速度分布更加均匀, 同时, 导管在低速重载工况下可以降低尾流涡度的不稳定性。

3. 在低进速系数下, 导管桨的尾流发生长波不稳定性较早, 但互感比较稳定。不带导管螺旋桨的尾流稍晚发生长波不稳定性, 但更加剧烈。此外, 不带导管螺旋桨的叶尖涡和轮毂涡的相对作用更加强烈。在低进速系数下, 不论是不带导管螺旋桨还是导管桨, 其尾流的溃散主要归因于长波不稳定性 and 互感, 短波不稳定性在其中起的作用较小; 在中进速系数下, 不带导管螺旋桨和导管桨的尾流均有明显的长波不稳定性 and 互感现象发生, 且导管桨的两涡互感更加稳定; 在高进速系数下, 不带导管螺旋桨的尾流未发生长波不稳定性 and 互感现象。导管外边缘出现了导管延伸涡, 并且与叶尖涡发生了相互作用, 明显提高了其近场的短波不稳定性 and 中场的长波不稳定性。

第五章对不同叶顶间隙尺寸的导管桨进行了数值模拟, 并将结果进行对比, 探究叶顶间隙尺寸对螺旋桨性能、流场特性及尾流不稳定性的影响。具体结论如下:

1. 随着 GSR 的增加, K_Q 和 K_{TB} 增加, 但有一个峰值点, 增加到这个峰值点后, K_Q 和 K_{TB} 开始下降, 而 K_{TD} 和 η_0 都随着 GSR 的增大而逐渐减小。

2. 叶顶间隙尺寸对导管桨的尾流场分布情况影响显著, $GSR = 0.46$ 和 0.69 时稳定速度区最长, 较小和较大的叶顶间隙尺寸均减短了尾流稳定速度区。压力图结果显示, 叶顶间隙尺寸的大小对互感过程的影响很大, 对合并形成的新的相邻叶尖涡的二次互感也有影响。

3. GSR 对导管桨尾流的短波不稳定性存在一定影响。在叶尖和近场, PSD 分布频率峰值从 ηf_b 转移到 f_b , 意味着短波不稳定性对叶尖涡的强度产生了影响, 导致其耗散加快。 GSR 对导管桨尾流的长波不稳定性存在较大影响, 并直接影响叶尖涡系的互感现象, 从中场到远场, 尾流测点 PSD 的峰值频率由主叶频 f_b 向较低的 $0.5f_b$ 和 $0.25f_b$ 频率转移。结合叶尖涡特性分析图, 在 $GSR=0.46$ 和 $GSR=0.69$ 时, 发生了相邻叶尖涡的配对互感和合并; 当 $GSR=0.23$ 和 $GSR=0.92$ 时, 存在大量的二次涡结构的产生。 GSR 对导管桨尾流中叶尖涡系的二次互感也存在较大影响, 表现为当 $GSR=0.69$ 和 0.46 时, 导管桨尾流中场分别发生了两合并涡丝的稳定二次互感和不稳定二次互感现象。



第六章对基于不同构型的仿生前缘结节的导管桨进行了数值模拟，并将计算结果进行对比，探究仿生前缘结节及其尺寸对螺旋桨性能、流场特性、叶片激振力及尾流不稳定性的影响。具体结论阐述如下：

1. 前缘仿生叶片在低进速、中进速和高进速情况下均有助于提升导管桨的敞水性能系数，且大结节在全进速系数下对水动力的提升更加稳定，而小结节在高进速系数下有较好的适用性。前缘结节可以有效降低单叶片的主频率峰值和叶片合力的主频率峰值，并且大结节仿生桨对优化叶片受力的峰值效果更好。

2. 大前缘结节仿生桨的稳定速度区最长，而原型桨次之，小前缘结节仿生桨反而减短了尾流稳定速度区。压力分布表明，前缘结节对互感过程的影响有限，但对合并形成的新的相邻叶尖涡的二次互感有着很大的影响。

3. 大前缘结节的引入在低速工况下有助于提升相邻两涡的互感不稳定性。引入大前缘结节后，导管桨尾流的两涡互感现象更容易发生，二次互感更加稳定；小结节的采用阻止了两涡互感现象，尾流很快地进入了完全不稳定阶段。

7.2 展望

本文基于数值模拟方法，采用 KA4-70 19A 导管桨型，开展了导管桨数值模拟与试验的对比验证、导管桨和不带导管螺旋桨的性能对比、不同叶顶间隙下导管桨的性能对比以及不同前缘结节构型下导管桨性能的对比，重点阐述了导管桨尾流场的梢隙涡特性及不稳定性分析，并对不同构型下的导管桨的尾流场叶尖涡特性进行了细致的分析，对导管、叶顶间隙及前缘结节对导管桨的尾流不稳定性影响规律进行了详尽的阐述。然而，由于论文的篇幅和研究时间的限制，文中仍存在一些問題值得在未来进行进一步的展开和探索：

1. 为了方便与实验进行对比，并进行机理研究与分析，本文所采用的导管桨型只有 KA4-70 桨和 19A 导管的组合，研究了导管、叶顶间隙以及前缘结节这些几何构型参数对其尾流叶尖涡特性及不稳定性的影响。但事实上，导管桨的桨型和导管的型号均有很多，本文研究的规律虽能对其他桨型导管桨提供大体上的参考意义，但存在事实上的应用不完全一致的可能。因此，对于其他桨型和导管型号选取的相关研究是在未来的研究中要进一步展开的，并可以与本文的研究结果进行相互对比。

2. 受限於研究时间和篇幅，文中的叶顶间隙尺寸只选取了具有良好可比性的四组间隙，总结出了 GSR 对导管桨各项性能大体的规律。事实上，敞水性能的研究可以进行更多不同叶顶间隙尺寸导管桨的研究，以便得出更密集的测点，从而更好地反映规律性。



3. 文中的前缘结节只选取了两组进行对比，仅验证了前缘结节在导管桨上采用的可靠性，及低速重载工况下的选择适用性，事实上，在前缘结节的波长和波幅的选择上均可以多采取几组，从而系统性地研究前缘结节的几何特性对导管桨各项性能的影响规律。此外，广泛的进速系数工况也是值得研究的，在较高进速系数工况下，虽没有明显的长波不稳定性现象及互感的发生，但其敞水性能和叶片脉动力及尾流场能量分布规律，依旧值得进一步研究。



参考文献

- [1] 顾敏童. 船舶设计原理[M]. 上海: 上海交通大学出版社, 2001.
- [2] 刘岳元, 冯铁城, 刘应中. 水动力学基础[M]. 上海交通大学出版社, 1990.
- [3] 盛振邦, 刘应中. 船舶原理[M]. 上海, 中国: 上海交通大学出版社, 2005.
- [4] 王国强, 盛振邦. 船舶推进[M]. 上海: 上海交通大学出版社, 1995:188-199.
- [5] 杨晨俊, 王国强. 导管螺旋桨定常性能理论计算[J]. 上海交通大学学报, 1997, 31(11): 36-39.
- [6] 吕晓军, 周其斗, 纪刚. 导管螺旋桨敞水性能的预报和比较[J]. 海军工程大学学报, 2010, (1): 24-30.
- [7] 崔立新. 导管螺旋桨的水动力性能及噪声性能预报[D]. 哈尔滨工程大学, 2013.
- [8] 饶志强. 泵喷推进器水动力性能数值模拟[D]. 上海交通大学, 2012.
- [9] 赵强. 导管螺旋桨水动力性能和船尾伴流场的 CFD 模拟[D]. 武汉理工大学, 2011.
- [10] 刘子洋. 面元法预报导管桨水动力性能[D]. 武汉理工大学, 2004.
- [11] 王国强, 张建华. 导管螺旋桨的升力面/面元偶合设计方法[J]. 船舶力学, 2003(04): 21-27.
- [12] 韩宝玉, 熊鹰, 叶金铭. 面元法预估导管螺旋桨定常性能的一种简便方法[J]. 船海工程, 2007(03): 42-45.
- [13] 刘飞. 导管螺旋桨定常水动力性能预报[D]. 武汉理工大学, 2007.
- [14] 汪蕾. 导管螺旋桨非定常水动力性能数值预报[D]. 上海交通大学, 2009.
- [15] 刘登成, 张志荣, 黄国富, 唐登海. 带前置定子导管桨梢隙流动数值分析[C]. 第二十一届全国水动力学研讨会暨第八届全国水动力学学术会议暨两岸船舶与海洋工程水动力学研讨会文集, 2008: 704-712.
- [16] Park, W.; Jung, Y.; Kim, C., Numerical flow analysis of single-stage ducted marine propulsor[J]. Ocean Engineering. 2005, 32, (10), 1260-1277.
- [17] Gaggero, S.; Villa, D.; Tani, G.; Viviani, M.; Bertetta, D., Design of ducted propeller nozzles through a RANSE-based optimization approach[J]. Ocean Engineering. 2017, 145, 444-463.
- [18] 胡健, 王楠, 胡洋. 加速导管和减速导管的性能比较[J]. 北京航空航天大学学报, 2017, 43(02): 240-252.
- [19] Song, B.; Wang, Y.; Tian, W., Open water performance comparison between hub-type and hubless rim driven thrusters based on CFD method[J]. Ocean Engineering. 2015, 103, 55-63.
- [20] Valčić, M., Dejhalla, R., 2015. Neural network prediction of open water characteristics of ducted propeller[J]. Pomorski zbornik. 49 (1), 101-115.
- [21] Gong, J.; Guo, C.; Zhao, D.; Wu, T.; Song, K., A comparative DES study of wake vortex evolution for ducted and non-ducted propellers[J]. Ocean Engineering. 2018, 160, 78-93.



- [22] Gong, J.; Ding, J.; Wang, L., Propeller-duct interaction on the wake dynamics of a ducted propeller[J]. *Physics of Fluids*, 2021,33:074102.
- [23] 欧礼坚, 李德玉, 张薇. 基于 CFD 的导管桨叶梢与内壁间隙对水动力性能影响分析[J]. *广东造船*, 2013, 32(04): 33-35.
- [24] Lu, Y.; Wang, X.; Liu, H.; Zhou, F.; Tang, T.; Lai, X., Analysis of the impeller's tip clearance size on the operating characteristics of the underwater vehicle with a new high-speed water jet propulsion pump[J]. *Ocean Engineering*. 2021, 236.
- [25] An, X., Wang, P., 2020. Bi-directional fluid-structure interaction for prediction of tip clearance influence on a composite ducted propeller[J]. *Ocean Engineering*. 208.
- [26] 顾强强, 李铁骊, 胡俊明, 林焰, 郭晓晶. 叶梢间隙和尖角对导管桨敞水性能的影响[J]. *船海工程*, 2018, 47(01): 11-15.
- [27] 张习迪, 曹留帅, 万德成. 不同叶顶间隙对导管桨性能和泄漏涡的影响研究[C]//第十六届全国水动力学学术会议暨第三十二届全国水动力学研讨会论文集(上册)., 2021:924-934.
- [28] 刘登成, 洪方文. 导管间隙对带前置定子导管桨水动力性能的影响研究[C]//第二十五届全国水动力学研讨会暨第十二届全国水动力学学术会议文集(下册)., 2013: 263-270.
- [29] 李坚波. 叶梢间隙对导管桨性能的影响分析[J]. *船海工程*, 2010, 39(03): 36-39.
- [30] Hao, Y.; Tan, L.; Liu, Y.; Xu, Y.; Zhang, J.; Zhu, B., Energy Performance and Radial Force of a Mixed-Flow Pump with Symmetrical and Unsymmetrical Tip Clearances. *Energies*[J]. 2017, 10, (1).
- [31] Yuan, J.; Chen, Y.; Wang, L.; Fu, Y.; Zhou, Y.; Xu, J.; Lu, R., Dynamic Analysis of Cavitation Tip Vortex of Pump-Jet Propeller Based on DES. *Applied Sciences*[J]. 2020, 10, (17).
- [32] Liu, Y.; Tan, L.; Hao, Y.; Xu, Y., Energy Performance and Flow Patterns of a Mixed-Flow Pump with Different Tip Clearance Sizes [J]. *Energies*. 2017, 10, (2).
- [33] Zhang, Q.; Jaiman, R. K., Numerical analysis on the wake dynamics of a ducted propeller. *Ocean Engineering* [J]. 2019, 171, 202-224.
- [34] Posa, A.; Broglia, R.; Balaras, E., Instability of the tip vortices shed by an axial-flow turbine in uniform flow [J]. *Journal of Fluid Mechanics*. 2021, 920.
- [35] Bi, Z.; Zhang, L.; Shao, X., Numerical study of suppression mechanism of two types of grooves on the TLV[J]. *Ocean Engineering*. 2021, 224.
- [36] 鹿麟, 李强, 高跃飞. 不同叶顶间隙对泵喷推进器性能的影响[J]. *华中科技大学学报(自然科学版)*, 2017, 45(08): 110-114.
- [37] Yu, H.; Zhang, Z.; Hua, H., Numerical investigation of tip clearance effects on propulsion performance and pressure fluctuation of a pump-jet propulsor[J]. *Ocean Engineering*. 2019, 192.
- [38] Bhattacharyya, A.; Krasilnikov, V.; Steen, S., A CFD-based scaling approach for ducted propellers[J]. *Ocean Engineering*. 2016, 123, 116-130.
- [39] Martio, J.; SánchezCaja, A.; Siikonen, T., Open and ducted propeller virtual mass and damping coefficients by URANS-method in straight and oblique flow[J]. *Ocean Engineering*. 2017, 130, 92-102.



- [40] Stark, C.; Shi, W., The influence of leading-edge tubercles on the hydrodynamic performance and propeller wake flow development of a ducted propeller[C]. The 31st International Ocean and Polar Engineering Conference. 2021.
- [41] Cao, L.; Huang, F.; Liu, C.; Wan, D., Vortical structures and wakes of a sphere in homogeneous and density stratified fluid[J]. Journal of Hydrodynamics. 2021, 33, (2), 207-215.
- [42] 龚杰, 郭春雨, 吴铁成, 宋科委, 林健峰. 基于分离涡模拟方法的导管桨近尾流场及尾涡特性分析[J]. 上海交通大学学报, 2018, 52(06): 674-680.
- [43] 张崧, 郭子康, 刘永辉, 赵昌宇, 许情. 导管桨近水平壁面流场特性 DDES 模拟[J]. 中国海洋大学学报(自然科学版), 2022, 52(06): 134-141.
- [44] Wu Dingkun, Wang Jianhua, Wan Decheng. Delayed detached eddy simulation method for breaking bow waves of a surface combatant model with different trim angle[J]. Ocean Engineering, 2021, 242.
- [45] Saini R, Karimi N, Duan L, et al. Effects of near wall modeling in the improved-delayed-detached-eddy-simulation (IDDES) methodology[J]. Entropy, 2018, 20(10): 771.
- [46] Rasekh Sepehr, Karimian Saeed. Effect of solidity on aeroacoustic performance of a vertical axis wind turbine using improved delayed detached eddy simulation[J]. International Journal of Aeroacoustics, 2021, 20(3-4).
- [47] Luo Bo, Chu Wuli, Yan Song, Shen Zhengjing, Zhang Haoguang. Assessment of improved delayed detached eddy simulation in predicting unsteady flows and sound around a circular cylinder[J]. Modern Physics Letters B, 2021, 35(23).
- [48] Yan Hao, Li Jian, Wu Min, Xie Chuanliu, Liu Changhai, Qi Fenglei. Study on the influence of active jet parameters on the cavitation performance of Clark-Y hydrofoil[J]. Ocean Engineering, 2022, 261.
- [49] 周彬, 赵敏, 万德成. 基于大涡模拟的 ROV 导管推进器梢隙流动数值研究[J]. 海洋工程, 2020, 38(03): 85-93.
- [50] Zhao Xinran, Yu Zongxin, Chapelier JeanBaptiste, Scalo Carlo. Direct numerical and large-eddy simulation of trefoil knotted vortices[J]. Journal of Fluid Mechanics, 2021, 910(431).
- [51] Jiang, J.; Wang, W.; Chen, K.; Huang, W., Large-eddy simulation of three-dimensional aerofoil tip-gap flow[J]. Ocean Engineering. 2022, 243.
- [52] Zhang, Q.; Jaiman, R. K., Numerical analysis on the wake dynamics of a ducted propeller[J]. Ocean Engineering. 2019, 171, 202-224.
- [53] Li, H.; Huang, Q.; Pan, G.; Dong, X., The transient prediction of a pre-swirl stator pump-jet propulsor and a comparative study of hybrid RANS/LES simulations on the wake vortices[J]. Ocean Engineering. 2020, 203.
- [54] Qin, D.; Huang, Q.; Pan, G.; Shi, Y.; Han, P.; Dong, X., Effect of the duct and the pre-swirl stator on the wake dynamics of a pre-swirl pumpjet propulsor[J]. Ocean Engineering. 2021, 237.
- [55] Liu, Y.; Han, Y.; Tan, L.; Wang, Y., Blade rotation angle on energy performance and tip leakage vortex in a mixed flow pump as turbine at pump mode[J]. Energy. 2020, 206.
- [56] 沈良朵. 缓坡沿岸流不稳定性特征研究[D]. 大连理工大学, 2015.
- [57] 刘喆, 邵传平. 矩形柱二维尾流的稳定性研究[J]. 中国计量学院学报, 2012, 23(04): 346-352.



- [58] 任春平, 邹志利. 沿岸流不稳定性的实验研究及理论分析[J]. 海洋学报(中文版), 2008(05): 113-123.
- [59] 鲍锋, 刘锦生, 朱睿, 江建华, 王俊伟. 基于涡系相交不稳定性的飞机尾流控制方法[J]. 北京航空航天大学学报, 2015, 41(08): 1381-1387.
- [60] 鲍锋, 杨锦文, 刘锦生, 江建华, 王俊伟, 何意. 基于相交不稳定性的尾流自消散机翼实验研究[J]. 力学学报, 2015, 47(03): 398-405.
- [61] 高助威. 旋风分离器内旋流不稳定性的特性研究[D]. 中国石油大学(北京), 2019.
- [62] 李勇, 明晓. 绝对不稳定性理论在尾流稳定性分析方面的研究[J]. 南京航空航天大学学报, 1996(06): 739-744.
- [63] Widnall, Sheila E. The stability of a helical vortex filament[J]. Journal of Fluid Mechanics, 1972, 54: 641-663.
- [64] Felli M, Camussi R, Di F F. Mechanisms of evolution of the propeller wake in the transition and far fields[J]. Journal of Fluid Mechanics. 2011, 682:5-53.
- [65] Ahmed S, Croaker P, Doolan C J. On the instability mechanisms of ship propeller wakes[J]. Ocean Engineering, 2020, 213: 107609.
- [66] Morteza Heydari, Hamid Sadat-Hosseini, Analysis of propeller wake field and vortical structures using $k-\omega$ SST Method[J], Ocean Engineering, Volume 204, 2020, 107247, ISSN 0029-8018.
- [67] Oweis G, Ceccio S L, Chesnakas C, et al. Tip leakage vortex (TLV) variability from a ducted propeller under steady operation and its implications on cavitation inception[J]. Proc. of CAV2003, 2003.
- [68] Felli M, Falchi M, Fornari P. Impinging swirling jet against a wall: experimental investigation by PIV and high speed visualizations[J]. Propulsion and Cavitation Laboratory, INSEAN, Italy, 2008.
- [69] Villa D, Gaggero S, Tani G, et al. Numerical and experimental comparison of ducted and non-ducted propellers[J]. Journal of Marine Science and Engineering, 2020, 8(4): 257.
- [70] Kumar P, Mahesh K. Large eddy simulation of propeller wake instabilities[J]. Journal of Fluid Mechanics, 2017, 814: 361-396.
- [71] Felli M, Falchi M. Propeller wake evolution mechanisms in oblique flow conditions[J]. Journal of fluid mechanics, 2018, 845: 520-559.
- [72] Wang, L.; Wu, T.; Gong, J., et al. Numerical simulation of the wake instabilities of a propeller[J]. Physics of Fluids, 2021, 33:125125.
- [73] 王恋舟, 吴铁成, 郭春雨. 螺旋桨梢涡不稳定性机理与演化模型研究[J]. 力学学报, 2021, 53(08): 2267-2278.
- [74] 鹿麟. 泵喷推进器设计与流场特性研究[D]. 西北工业大学, 2016.
- [75] Lianzhou Wang, Chunyu Guo, Pei Xu, Yumin Su, Analysis of the wake dynamics of a propeller operating before a rudder[J]. Ocean Engineering, Volume 188, 2019, 106250, ISSN 0029-8018.
- [76] Qin D, Huang Q, Pan G, et al. Numerical simulation of vortex instabilities in the wake of a preswirl pumpjet propulsor[J]. Physics of Fluids, 2021, 33(5): 055119.
- [77] Li H, Huang Q, Pan G, et al. Wake instabilities of a pre-swirl stator pump-jet propulsor[J]. Physics of Fluids, 2021, 33(8): 085119.



- [78] Wang L, Martin J E, Felli M, et al. Experiments and CFD for the propeller wake of a generic submarine operating near the surface[J]. *Ocean Engineering*, 2020, 206: 107304.
- [79] Zhu W, Gao H. A numerical investigation of a winglet-propeller using an LES model[J]. *Journal of Marine Science and Engineering*, 2019, 7(10): 333.
- [80] 邹琳. 波浪型结节改形风机翼型的气动性能研究[J]. *流体机械*, 2012, 40(03): 27-31.
- [81] Favier J, Pinelli A, Piomelli U. Control of the separated flow around an airfoil using a wavy leading edge inspired by humpback whale flippers[J]. *Comptes Rendus Mécanique*, 2012, 340: 107-114.
- [82] Sun Shuai, Zhi Yuchang, Li Xiang, et al. Numerical investigation on cavitating wake dynamic of a propeller with bionic tubercle leading-edge[J]. *Ocean Engineering*, 2022, 252: 111240.
- [83] Stark C, Shi weichao, Troll M. Cavitation funnel effect: bio-inspired leading-edge tubercle application on ducted marine propeller blades[J]. *Applied Ocean Research*, 2021, 116: 102864.
- [84] 王福军. 计算流体动力学分析-CFD 软件原理与应用[M]. 清华大学出版社. 2004.
- [85] 吴望一. 流体力学[M]. 北京大学出版社. 1982.
- [86] 何川. CFD 基础及应用[M]. 重庆大学出版社:普通高等教育精品教材, 2015: 116-186.
- [87] Menter, Zonal Two Equation $k-\omega$ Turbulence Models For Aerodynamic Flows[C]. In 23rd Fluid Dynamics, Plasmadynamics, and Lasers Conference, 1993.
- [88] Menter F R. Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications[J]. *AIAA journal*, 1994, 32(8): 1598-1605.
- [89] Spalart, P.R., Deck, S., Shur, M.L., Squires, K.D., Strelets, M.K., Travin, A., 2006. A New Version of Detached-eddy Simulation, Resistant to Ambiguous Grid Densities[J]. *Theoretical and Computational Fluid Dynamics*. 20 (3), 181-195
- [90] Shur, M.L., Spalart, P.R., Strelets, M.K., Travin, A.K., 2008. A hybrid RANS-LES approach with delayed-DES and wall-modelled LES capabilities[J]. *International Journal of Heat and Fluid Flow*. 29 (6), 1638-1649
- [91] Gritskevich M S, Garbaruk A V, Schütze J, et al. Development of DDES and IDDES formulations for the $k-\omega$ shear stress transport model[J]. *Flow, turbulence and combustion*, 2012, 88(3): 431-449.
- [92] Di Mascio A, Muscari R, Dubbioso G. On the wake dynamics of a propeller operating in drift[J]. *Journal of fluid mechanics*, 2014, 754: 263-307.
- [93] Muscari R, Di Mascio A, Verzicco R. Modeling of vortex dynamics in the wake of a marine propeller[J]. *Computers & Fluids*, 2013, 73: 65-79.
- [94] Negrato, C. Prediction of the performance of ducted propellers with BEM and hybrid RANS-BEM methods[D]. Delft University of Technology, Faculty of Mechanical, Maritime and Materials Engineering (3mE), 2015.
- [95] Li H, Pan G, Huang Q. Transient analysis of the fluid flow on a pumpjet propulsor[J]. *Ocean Engineering*, 2019, 191: 106520.
- [96] Yongle D, Baowei S, Peng W. Numerical investigation of tip clearance effects on the performance of ducted propeller[J]. *International journal of naval architecture and ocean engineering*, 2015, 7(5): 795-804.





攻读硕士学位期间已发表或录用的论文

- [1] **Zhang, X.D.**, Liu, Z.H., Cao, L.S., Wan, D.C. Tip Clearance Effect on The Tip Leakage Vortex Evolution and Wake Instability of a Ducted Propeller. *J. Mar. Sci. Eng.* 2022, **10**,1007. (SCI, 收入号: 000834922200001)
- [2] **张习迪**,曹留帅,万德成.带前缘结节叶片导管桨尾流不稳定性分析.海洋工程. 已录用.
- [3] **Zhang, X.D.**, Cao, L.S., Wan, D.C., Shi F.F. Prediction of Open Water Performance of a Ducted Propeller by RANS and DES Methods. *Proceedings of the Thirty-first (2021) International Ocean and Polar Engineering Conference Rhodes, Greece, June 20 – 25, 2021*, PP. 2907-2913.
- [4] **Zhang, X.D.**, Wu, J.W., Cao, L.S., Wan, D.C. Comparative Study on Wake Instabilities of a Propeller with and without Duct. *Proceedings of the Thirty-second (2022) International Ocean and Polar Engineering Conference, Shanghai, China, June 5–10, 2022*, ISSN 1098-6189.
- [5] **张习迪**, 曹留帅, 万德成, 不同叶顶间隙对导管桨性能和泄漏涡的影响研究, 第十六届全国水动力学学术会议暨第三十二届全国水动力学研讨会论文集, 2021 年 10 月 29 日-11 月 1 日, 江苏无锡, pp.895-905.





攻读硕士学位期间参与的科研项目

- [1] 国家自然科学基金项目：《水气泡混合流对螺旋桨推进性能影响机理研究》，批准号：52131102，2022 年 1 月至 2023 年 12 月。
- [2] 国家自然科学基金青年基金项目：《密度分层流中全附体航行器复杂流场数值模拟方法研究》，2021 年 1 月至 2023 年 12 月。
- [3] 海军预研项目：《海上无人航行器总体技术应用与创新平台》，2020 年 12 月至 2022 年 12 月。
- [4] HJZB 研制项目：《新型推进器多方案性能仿真计算》，2020 年 5 月至 2020 年 12 月。





致 谢

两年半的研究生生活时光飞逝，转眼间就要画上句号了。回想过去的时间，有太多的事情发生，这段日子是极其充实的。本研究论文的完成，离不开我这一路上遇到的大家。在此，我想对这些人道一声感谢。

感谢万德成老师，在 CMHL 团队的这两年半时间里，我学习到了很多知识，更学会了很多做人的道理。万老师治学严谨，为人随和，总是充斥着饱满的热情和活力，每周都会和同学们一起进行组会交流。在组会上，万老师总能给每位同学的研究做出指导和适当的批评指正，而且能够引起同学们探索的兴趣。万老师对于本文开展的研究内容给出了许多的指导工作，使得论文有了最终的可靠成果。是万老师提供了无比广阔的平台，让我得以参加各种学术会议，指导我的投稿选刊，使我在硕士生涯中能够获得极好的学术研究平台，做到项目学业两不误。

感谢曹留帅老师、王建华老师、赵伟文老师，三位老师在我科研工作中给了很多可靠的指导。在项目工作中，三位老师在最开始给了我很多的包容，这给予了我提高知识水平、软件操作水平以及科学素养的勇气。尤其要感谢曹留帅老师，作为我的研究指导老师，曹老师给予了我莫大的帮助。曹老师更像是一位兄长，亲切而可靠，是我科研道路上的指南针。从我入学定方向后，曹老师耐心地对我提供了很多的指导、鼓励和监督，使我从科研小白蜕变为了合格的研究生，也取得了不错的研究成果。

感谢 CMHL 团队中的师兄师姐们，感谢吴定坤师兄、黄凤来师姐教我从零学软件、做科研。感谢张晓嵩师兄、任振师兄、刘志强师兄、陈松涛师兄在科研项目工作上给我的帮助，是师兄师姐们不厌其烦的指导和付出让我得到了成长。感谢同届的所有硕士研究生和同年入学的博士研究生，我们一起成长，一起组会汇报，一起参加学术会议，一起结伴出游。尤其感谢马楷东和刘亢，同方向的你们在科研和生活中与我共同前进，2021 年的 ISOPE 是我对于科研最初的美好回忆。

感谢我的室友赵旭东和朱轲涵，两年半一同起居，一起娱乐，是别样的缘分。感谢工程 F4，感谢李德玉、张博、毕鸢博、刘恺同学从工程到交大的一路陪伴，祝你们前程似锦。感谢我的好兄弟李超越一直以来的陪伴，祝你事业有成，生活幸福美满。

感谢刘奕辰，在这一年多以来，在生活上对我的包容、在学业上对我的鼓励，是你的陪伴让我在失落时能够重整旗鼓，祝愿你前程似锦，生活幸福。



最后要感谢我的家人们，感谢我的父亲，在我的生活中给我提供可靠的肩膀，在我困难时听我唠叨，在我失落时给我鼓励，在我获奖时陪我一起开心，这 24 年一路走来，您辛苦了。感谢我妹妹的陪伴，希望你今年考进理想的大学。感谢我的奶奶，愿您在天堂过得开心。

硕士生涯即将告一段落，这两年半积累的专业知识和研究能力，经历的幸福快乐和困顿踌躇、逐步成长的体验，将成为我一生的宝贵财富。新的生活也在前方招手，这不是终点，而是新的起点，交大给了我这个卓越的平台，我会继续努力奋进，在新的生活中加油前行，投身祖国的海洋强国建设中去。

长风破浪会有时，直挂云帆济沧海。



上海交通大学 学位论文原创性声明

本人郑重声明：所呈交的学位论文，是本人在导师的指导下，独立进行研究工作所取得的成果。除文中已经注明引用的内容外，本论文不包含任何其他个人或集体已经发表或撰写过的作品成果。对本文的研究做出重要贡献的个人和集体，均已在文中以明确方式标明。本人完全意识到本声明的法律结果由本人承担。

学位论文作者签名：

张迪

日期： 2023 年 1 月 13 日

上海交通大学 学位论文使用授权书

本学位论文作者完全了解学校有关保留、使用学位论文的规定，同意学校保留并向国家有关部门或机构送交论文的复印件和电子版，允许论文被查阅和借阅。

本学位论文属于 ☒ 公开论文

☐ 内部论文， ☐ 1 年/☐ 2 年/☐ 3 年 解密后适用本授权书。

☐ 秘密论文， ____ 年（不超过 10 年）解密后适用本授权书。

☐ 机密论文， ____ 年（不超过 20 年）解密后适用本授权书。

（请在以上方框内打“√”）

学位论文作者签名：

张迪

指导教师签名：

王建华

日期： 2023 年 1 月 13 日

日期： 2023 年 1 月



20002098



120010910098

上海交通大学硕士学位论文答辩决议书

姓 名	张习迪	学号	120010910098	所在学科	船舶与海洋工程					
指导教师	王建华	答辩日期	2023-01-12	答辩地点	腾讯会议：865459166					
论文题目	导管桨梢隙涡特性及尾流不稳定性研究									
投票表决结果： 5/ 5 /5 （同意票数/实到委员数/应到委员数） 答辩结论： ☒ 通过 ☐ 未通过 评语和决议：										
论文针对导管桨梢隙涡特性及尾流不稳定性对性能影响机理不清晰的现状开展研究，选题正确，具有重要的理论意义和工程应用价值。 论文的主要工作如下： （1）应用 SST $k-\omega$ 湍流模型及改进的延迟分离涡模拟方法，开展了导管桨敞水性能数值模拟结果与试验结果的对比研究，验证了数值模拟方法的正确性； （2）采用改进的延迟分离涡模拟方法，研究并揭示了导管和叶顶间隙对导管桨敞水性能、梢隙涡特性、尾流场物理量分布和尾流不稳定性的影响规律； （3）开展了不同叶片前缘结节构型对导管桨梢隙涡特性、尾流场物理量分布和尾流不稳定性的影响分析，发现了大前缘结节可以改善导管桨叶尖涡的互感现象，可以提高尾流稳定性，对导管桨的设计和性能分析具有重要的参考价值。 论文研究内容丰富，技术路线正确，内容翔实，结果可信。论文结构完整，条理清晰，逻辑性强。论文撰写行文流畅，图表规范。论文已经达到硕士学位论文的要求，是一篇优秀的硕士论文。论文工作表明作者已经掌握本学科坚实的基础理论和系统的专业知识，具有较强的独立从事科研工作的能力。 论文作者在答辩中思路清晰，回答问题正确。经答辩委员会投票表决，全票(5票)同意通过论文答辩，并建议授予硕士学位。 2023 年 1 月 12 日										
答辩委员会成员签名	职务	姓名	职称	单位	签名					
	主席	邹早建	教授	上海交通大学	邹早建					
	委员	王金宝	研究员	中国船舶集团第七〇八研究所	王金宝					
	委员	袁洪涛	研究员	上海外高桥造船有限公司	袁洪涛					
	委员	朱仁传	教授	上海交通大学	朱仁传					
	委员	陈伟民	研究员	上海船舶运输科学研究所	陈伟民					
	秘书	曹留帅	助理研究员	上海交通大学	曹留帅					