

上海交通大学硕士学位论文

基于代理致动盘的改进螺旋桨体积力模型数值 研究

- **姓 名:** 王明哲
- **学 号:** 120010910092
- **导 师:** 王建华 助理研究员
- 学 院: 船舶海洋与建筑工程学院
- 学科/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10日

A Dissertation Submitted to

Shanghai Jiao Tong University for Master Degree

THE NUMERICAL STUDY OF IMPROVED PROPELLER BODY FORCE MODEL BASED ON AGENT ACTUATING DISC AND BLADE ELEMENT MONMENTUM THEORY

Author: Mingzhe Wang Supervisor: Jianhua Wang

School of Naval Architecture, Ocean and Civil Engineering Shanghai Jiao Tong University Shanghai, P.R.China January, 2023

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。本人完全知晓本声明的法律后果由本人承担。

> 学位论文作者签名: 日期: 2023 年 1 月 6 日

上海交通大学 学位论文使用授权书

本人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,保密□1年/□2年/□3年,过保密期后适用本授权书。

□秘密论文,保密____年(不超过10年),过保密期后适用本授权书。

□**机密论文**,保密____年(不超过 20 年),过保密期后适用本授权书。

(请在以上方框内选择打"√")



上海交通大学硕士学位论文答辩决议书



姓名	王明哲	学号	120010910092	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	腾讯视频 865459166
论文题目	基于代理致动盘叶素动量理论的改进螺旋桨体积力模型数值研究				

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:

论文基于叶素动量理论进行了螺旋桨体积力模型改进研究,选题正确,具有重要的研究意义与实际应 用价值。

论文的主要工作如下:

(1)分析了传统叶素动量理论体积力模型在粘性求解器中产生误差的原因,提出了基于代理致动盘 模型的数据修正思路,梳理了拟合诱导因子及速度关系两种处理方法,并改进了体积力模型求解器;

(2)研究了改进体积力模型在螺旋桨敞水试验数值模拟中的表现,与真实螺旋桨模拟结果吻合良好,并与试验数据进行对比,验证了数值模拟的有效性;

(3)进行了改进体积力模型的桨舵干扰试验数值模拟,验证了改进后体积力模型在处理尾流与船舵 相互作用过程中的适用性;

(4)开展了基于三种不同螺旋桨求解模型的船舶自航试验数值模拟,并与试验结果进行了对比验证。分析了不同螺旋桨模型对自航因子以及螺旋桨尾流的预报准确性,验证了改进后的体积力模型优于传统体积力模型,可以代替真实螺旋桨模型参与船模自航试验的计算,有效节省计算资源。

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。论文以及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 10日

答	职务	姓名	职称	单位	签名
辩	主席	邹早建	教授	上海交通大学	部边
委员	委员	朱仁传	教授	上海交通大学	朱仁传
会	委员	王金宝	研究员	中国船舶集团公司第七〇八研究所	之全主
成员	委员	袁洪涛	研究员	上海外高桥造船有限公司	thenity
签	委员	陈伟民	研究员	上海船舶运输科学研究所	phar3612-
名	秘书	庄园	助理研究员	上海交通大学	海厕

摘要

在计算机技术不断更新的大背景下,基于数值模拟的船舶工业设计也在不断更 新着自身的形式,主要向工况的复杂化以及数据的广泛化发展。近年来,比较具有代 表性的船舶水动力学数值模拟项目包括基于大数据的船型优化以及自航-操纵-适航 的船舶综合性能探究等,所消耗的计算资源以及任务的复杂程度也在迅速提高。计算 的准确性与计算成本是一对难以调和的矛盾,如何在满足模拟任务需求的条件下尽 量减少计算成本是当前模拟任务急剧增加的情况下工业界对数值模拟手段愈加关注 的要求。对于有螺旋桨参与的与不同物体的相互作用问题,如桨舵相互作用与船桨相 互作用,螺旋桨本身几何与工作状态的复杂性对计算成本提高有较大的影响。作为代 替,螺旋桨体积力模型是一种低成本的数值模拟工具,使用直接参与控制方程的力源 项代替螺旋桨壁面与流体的相互作用力,避免了螺旋桨壁面网格的生成。但当前广泛 使用的体积力模型多为基于理想流体力学理论直接推广而来的,没有针对粘性求解 器的修正,因此在使计算简便的同时难以保证其准确性。

叶素动量理论(BEMT)作为螺旋桨研究中最传统的理论之一,其稳定性和准确性 已被证明具有相当大的应用潜力。但由于基于理想流体理论的动量方程在粘性求解 器中的应用可靠性未被证明,BEMT 仍难以在较大的工况范围内保持精度,这限制 了 BEMT 在船模自航试验等复杂螺旋桨入流条件下的应用。本文提出了一种修正传 统叶素动量理论的"代理致动盘"(Agent Actuating disc, AAD)。代理致动盘是基于螺旋 桨载荷分布得到的描述型体积力,用来得到叶元体作用下的诱导流场,并在诱导流场 中提取叶素的动力信息进行计算修正。本文尝试了两种方法处理提取到的诱导流场 信息: 第一种方法为诱导因子拟合方法,针对理想流体理论构造诱导因子求解的非 线性方程组时动量理论失效的问题,叶元体诱导因子分布由代理致动盘得到的当地 速度进行线性拟合,并在体积力模型求解过程中参与计算;第二种方法从攻角的计算 出发,利用 AAD 获得叶元体当地速度与入流速度的关系,使得叶元体攻角可以使用 几何攻角定义,避免了从离散化螺旋桨(Discretized propeller,DP)流场中利用当地 速度确定翼型攻角的不准确性以及真实螺旋桨与源项的当地速度差异造成的不准确 性。 本文首先以 KP505 螺旋桨为研究对象,进行了两种体积力模型以及真实螺旋桨 模型的敞水试验数值模拟。在敞水试验中真实螺旋桨采用重叠网格方法实现,而在体 积力模型中仅保留了螺旋桨桨轴,螺旋桨片的扫掠区域被布置了体积力源项。在正式 模拟前首先进行了网格与时间步的不确定度分析,保证所选取的模拟配置满足网格 收敛性与时间步收敛性。之后进行了若干个进速情况下的真实螺旋桨与体积力模型 的敞水试验模拟,并与已有试验结果比较。本文给出了螺旋桨的诱导因子分布,并与 理想螺旋桨理论的预测结果进行比较,证明了粘流环境对诱导因子计算造成的影响。 真实螺旋桨模型与代理致动盘模型作用下的流场得到了对比,表明源项与真实螺旋 桨壁面作用下的流场存在较大差别。结果表明。拟合诱导因子方法对于设计工况下附 近的工作状态有较好的适用性,当转速与进速较低时误差有所增加。而基于速度关系 的几何攻角计算方法在较大进速范围内都能保持良好的准确性(误差在 1%以内)。

随后为分析螺旋桨体积力模型的诱导尾流与其他结构物相互作用的情况,本文进行了基于诱导因子方法体积力模型与真实螺旋桨的桨舵干扰试验模拟。研究对象为 KP505 螺旋桨与 NA0018 截面舵。研究重点关注舵面的存在对螺旋桨载荷分布不均匀性的影响以及螺旋桨尾流对舵面压力分布的影响。本文给出了真实螺旋桨与体积力模型在舵面影响下的载荷分布对比,表明体积力模型可以捕捉到舵面造成的入流不均匀性。两种螺旋桨模型作用下的舵面压力分布随之被给出,表明体积力模型作用下的舵面压力与真实螺旋桨算例相符。由于真实螺旋桨的模型的涡系结构更加复杂,真实螺旋桨模型作用下的舵面在接近桨轴的局部位置处压力更低,但舵面整体水动力性能差别不大。

最后,本文对一艘 KRISO 集装箱船(Container ship, KCS)的自航试验进行了数 值模拟,研究了基于代理致动盘的体积力模型以及传统 HO 螺旋桨模型在处理非均 匀船舶伴流时的性能。体积力模型与真实螺旋桨模型的网格分布具有一致性,网格尺 寸与时间步长满足收敛性。首先进行船模的阻力试验数值模拟,然后在阻力模拟的基 础上得到自航模拟结果。结果表明,船模的伴流场与自由面兴波与试验相符,体积力 模型得到的推进因子计算误差在 1.7%以内。最后展示了不同螺旋桨模型作用下的尾 流场,证明体积力模型捕捉到了船后入流的不均匀以及螺旋桨尾流不对称特点,在准 确性上优于传统的 HO 模型。

关键词:代理致动盘,叶素动量理论,体积力模型,螺旋桨敞水试验,船桨舵相 互作用

ABSTRACT

Under the background of constantly updating computer technology, the ship industry design based on numerical simulation is also constantly updating its own form, mainly to the complexity of working conditions and the extensive development of data. In recent years, the representative numerical simulation projects of ship hydrodynamics include ship shape optimization based on Big Data and comprehensive performance exploration of selfpropulsion-maneuverability and seaworthiness, etc., and the computational resources consumed and the complexity of tasks are also increasing rapidly. The accuracy of calculation and the cost of calculation are irreconcilable contradictions. How to minimize the cost of calculation under the condition of satisfying the requirement of simulation task is the requirement of the industry to pay more attention to the numerical simulation method under the condition of the rapid increase of simulation task. For the problem of interaction with different objects involving propeller, such as propeller-rudder interaction and propeller-ship interaction, the complexity of propeller geometry and working state has a great influence on the increase of calculation cost. The propeller body-force model is a lowcost alternative tool for the problem of the interaction between the propeller and other objects. It uses the force source term directly involved in the governing equation to replace the interaction between the propeller wall and the fluid, avoiding the generation of the propeller wall grid. However, most of the current widely used body-force models are directly generalized based on the theory of ideal fluid dynamics, and there is no modification for the viscosity solver. Therefore, it is difficult to ensure the accuracy while making the calculation simple.

BEMT (Blade element momentum theory) is one of the most traditional propeller models, and its stability and accuracy have been proved to have considerable application potential. However, because the prior assumptions have not been proved, it is still difficult for BEMT to maintain accuracy in a wide range of working conditions, which limits the application of BEMT in ship model self-propulsion test and other complex propeller inflow conditions. In this paper, an Agent Actuating disc (AAD) is proposed to modify the traditional blade element momentum theory. Agent Actuating disc is a descriptive bodyforce model based on the propeller load distribution, which is used to obtain the induced flow field under the action of blade body, and extract the dynamic information of blade element from the induced flow field for calculation and correction. This paper attempts two methods to process the extracted induced flow field information. The first method is the

ABSTRACT

induct factor fitting method, aiming at the problem that the momentum theory fails when the nonlinear equations solved by the induct factor are constructed by the ideal fluid theory. The distribution of the inducible factor of the blade element is linearly fitted by the local velocity obtained by the AAD, and the calculation is involved in the process of solving the body-force model. The second method starts from the calculation of the Angle of attack. This method uses AAD to obtain the relationship between the local velocity of the blade element and the inflow velocity, so that the Angle of attack of the blade element can be defined by geometric Angle of attack, which avoids the inaccuracy of determining the airfoil Angle of attack by using the local velocity from the real propeller flow field and the inaccuracy caused by the difference between the real propeller and the local velocity of the source term.

In this paper, the KP505 propeller is taken as the research object, and the open-water test numerical simulation of two body-force models and real propeller model is carried out. In the open-water test, the real propeller is realized by using the overlapping grid method, but only the propeller shaft was retained in the body-force model, and the sweeping area of the propeller blade was arranged with the body-force source term. Before the formal simulation, the uncertainty need analysis of grid and time-step is carried out to ensure that the selected simulation configuration meets the convergence. After that, open-water test simulations of real propeller and body-force model at several speed were carried out and compared with the experimental results. In this paper, the induced factor distribution of the propeller is given and compared with the predicted results of the ideal propeller theory. The influence of viscous flow environment on the induced factor calculation is proved. The comparison between the real propeller model and the AAD model shows that there is a big difference between the source term and the real propeller wall. The results showed that the fitting induction factor method has a good applicability to the working conditions near the design conditions, and the error increases when the speed are low. However, the geometric Angle of attack calculation method based on velocity relation can maintain good accuracy (error within 1%) in a large range of advance ratio.

Subsequently, in order to analyze the interaction between induced wake and other structures of the propeller body-force model, the experiment simulation of propeller rudder interference based on the body-force model and the real propeller was carried out. The research object is KP505 propeller and NA0018 cross section rudder. The research focuses on the influence of rudder surface on the uneven distribution of propeller load and the influence of propeller wake on the pressure distribution of rudder surface. The comparison of load distribution between real propeller and body-force model under the influence of rudder surface is given. It is shown that the body-force model can capture the

inhomogeneous flow caused by the rudder surface. The pressure distribution of the rudder under the action of the two propeller models is then given, which shows that the pressure of the rudder under the action of the body-force model is consistent with the real propeller example. As the vortex system structure of the real propeller model is more complex, the rudder surface under the action of the real propeller model has lower pressure at the local position close to the propeller shaft, but the overall hydrodynamic performance of the rudder surface has little difference.

Finally, a numerical simulation of a KRISO Container ship (KCS) self-proplsion test is performed to investigate the performance of the body-force model based on the AAD and the traditional HO propeller model in handling non-uniform ship following. The mesh distribution of the body-force model is consistent with that of the real propeller model, and the mesh size and time-step meet the convergence. Firstly, the experimental numerical simulation of the ship model's resistance is carried out, and then the results of the selfpropulsion simulation are obtained on the basis of the resistance simulation. The results show that the wake flow field of the ship model and the wave pattern of the free surface agree with the experiment, and the calculation error of the thrust factor obtained by the body-force model is less than 1.7%. Finally, the wake field under the action of different propeller models is shown. It is proved that the body-force model captures the nonuniformity of the ship's rear inflow and the asymmetrical characteristics of the propeller wake, which is superior to the traditional HO model in accuracy.

Keywords: Agent actuating disk; Blade element momentum theory; Body-force model; Propeller open-water test; Ship hull-propeller-rudder interaction 目 录

摘	要	I
AB	STRACT	III
目	录	VI
图	录	VIII
表	录	XII
第-	→ → → → → → → → → → → → → → → → → → →	
1		1
1		1
1	12 螺旋桨及加采加用立作用效值供顶引无近限	4
	 1.2.1	7
	1.2.3 船桨舵相互作用数值模拟	
1	3 螺旋桨体积力模型研究进展	
	1.3.1 不同的螺旋桨体积力模型	
	1.3.2 叶素动量理论模型研究进展	13
1	I.4 论文主要研究内容	15
第二	二章 数值方法	17
2	2.1 控制方程	17
_	2.1.1 N-S 方程与湍流模型	
	2.1.2 两相流模型	17
2	2.2 螺旋桨计算模型	
	2.2.1 离散化螺旋桨模型	18
	2.2.2 叶素动量理论	20
	2.2.3 代理致动盘方法	24
	2.2.4 HO 体积力模型	27
2	2.3 数值不确定度分析	
2	2.4 体积力模块与原求解器的结合	29
2	2.5 程序整体框架	

2.6	求解器工作流程
2.7	本章小结
第三i	:不同螺旋桨体积力模型的敞水试验模拟研究
3.1	算例配置
3.2	数值不确定度分析
3.3	基于拟合诱导因子方法的螺旋桨敞水试验模拟41
3.4	基于速度参数方法的螺旋桨敞水试验模拟48
3.5	本章小结
第四道	基于改进螺旋桨体积力模型的桨舵干扰数值研究
4.1	算例设置
4.2	桨舵干扰试验模拟结果
4.3	本章小结
第五ī	基于改进体积力模型的船舶自航试验数值模拟研究67
5.1	算例配置67
5.2	数值不确定度分析72
5.3	船模自航试验计算结果
5.4	计算资源消耗
5.5	本章小结
第六ī	总结与展望
6.1	全文总结
6.2	展望
参 考	文 献90
攻读码	过学位期间已发表或录用的论文96
致i	5

图录

图 1-1 船舶设计流程[1]	1
图 1-2 CFD 方法在船舶设计中的应用 ^[2]	2
图 1-3 船型优化流程 ^[3]	2
图 1-4 船后螺旋桨涡结构 ^[4]	3
图 1-5 螺旋桨计算网格 ^[4]	3
图 1-6 体积力方法在数值模拟中的应用 ^[9]	4
图 1-7 参考坐标系方法在螺旋桨数值模拟中的应用[10]	5
图 1-8 滑移网格方法在螺旋桨数值模拟中的应用[11]	5
图 1-9 重叠网格方法在螺旋桨数值模拟中的应用 ^[4]	5
图 1-10 桨舵相互作用模拟的网格分布 ^[16]	3
图 1-11 船桨舵相互作用模拟的网格分布 ^[21]	9
图 2-1 不同区域的重叠网格标记19	9
图 2-2 叶元体的速度与受力20)
图 2-3 高斯投影方法计算原理2	1
图 2-4 致动点示意图	2
图 2-5 致动点分布	2
图 2-6 叶元体及其受力示意图2	3
图 2-7 改进体积力模型求解流程图2	3
图 2-8 代理致动盘求解器流程图24	4
图 2-9 基于代理致动盘的诱导流场数据计算过程2	5
图 2-10 体积力相关模块数据传递关系)
图 2-11 HPEB-FOAM-SJTU 求解器框架	1

图 2-12 基于叶素理论迭代方法的计算流程图	
图 2-13 致动盘位移矢量计算	
图 2-14 致动盘速度矢量计算	
图 3-1 KP505 螺旋桨几何模型	
图 3-2 真实螺旋桨模型计算域	
图 3-3 螺旋桨体积力模型的计算域	
图 3-4 不同螺旋桨模型的网格加密	
图 3-5 螺旋桨边界层网格	
图 3-6 KP505 螺旋桨载荷径向分布	41
图 3-7 KP505 螺旋桨轴向诱导因子分布	
图 3-8 KP505 螺旋桨切向诱导因子分布	
图 3-9 KP505 螺旋桨轴向诱导因子拟合结果	
图 3-10 KP505 螺旋桨切向诱导因子拟合结果	
图 3-11 基于拟合诱导因子方法螺旋桨体积力模型的 KP505 敞水曲线	45
图 3-12 基于拟合诱导因子方法体积力模型的 KP505 螺旋桨敞水曲线误差分	分布45
图 3-13 基于拟合诱导因子方法体积力模型的不同转速下 KP505 螺旋桨敞2	K曲线.46
图 3-14 基于拟合诱导因子方法体积力模型的不同转速下 KP505 螺旋桨敞力 力误差分布	k曲线推 47
图 3-15 基于拟合诱导因子方法体积力模型的不同转速下 KP505 螺旋桨敞2 矩误差分布	k曲线扭 47
图 3-16 不同工况下的叶元体力系数	
图 3-17 代理致动盘模型与真实螺旋桨模型桨平面当地速度模拟结果	49
图 3-18 代理致动盘模型与真实螺旋桨模型桨平面当地速度对比	50
图 3-19 不同进速系数下叶元体的速度参数	51
图 3-20 KP505 螺旋桨敞水曲线水池试验结果与不同螺旋桨模型的对比	

图 3-2	1 真实螺旋桨模型相对于水池试验结果的误差	52
图 3-22	2 不同体积力螺旋桨模型相对于真实螺旋桨模型的计算误差	52
图 3-2	3 基于速度参数的代理致动盘体积力模型收敛过程	53
图 3-24	4 基于速度参数的代理致动盘体积力模型与真实螺旋桨模型的载荷分布	53
图 3-2: 果(纵	5 基于速度参数的代理致动盘体积力模型与真实螺旋桨模型的尾流场模拟结 向视图)	54
图 3-2 算结果	6 真实螺旋桨模型与基于速度参数的代理致动盘体积力模型的螺旋桨尾流计 	55
图 3-2	7 体积力模型与真实螺旋桨模型涡结构	55
图 4-1	桨舵相互作用试验模拟的模型布置	57
图 4-2	桨舵相互作用试验模拟的计算域布置	58
图 4-3	桨舵相互作用试验模拟的网格分布	58
图 4-4	体积力模型与真实螺旋桨模型的螺旋桨载荷分布	61
图 4-5	舵面压力分布(左:体积力模型;右:真实螺旋桨模型)	62
图 4-6	舵面压力采样截面位置	63
图 4-7	舵表面三个截面位置处的压力分布	65
图 4-8	舵周围的涡结构(J=0.7)	65
图 5-1	KCS 船模示意	67
图 5-2	船桨模型相对位置示意	67
图 5-3	船模阻力试验模拟计算域及边界条件	69
图 5-4	船模自航试验模拟计算域及边界条件(体积力模型)	69
图 5-5	船模自航试验模拟计算域及边界条件(真实螺旋桨模型)	70
图 5-6	船模阻力试验与船模自航试验网格布置	72
图 5-7	船模阻力试验尾流场速度分布	75
图 5-8	EFD 和 CFD 方法在不同截面处的裸船体伴流场数据对比	76

图 5-9	船模阻力试验自由面	76
图 5-10	CFD 和 EFD 方法在流场不同纵截面处的波高对比图	77
图 5-11	船体表面波高对比	78
图 5-12	不同螺旋桨转速时的受力不平衡	78
图 5-13	船模自航试验螺旋桨推力收敛过程	79
图 5-14	EFD 和不同螺旋桨模型的船舶尾流分布结果(X/LPP = 0.9911)	81
图 5-15	不同切截面位置处的船舶尾流分布对比	82
图 5-16	不同螺旋桨模型诱导作用下的涡结构对比	83

表 录

表 3-1	KP505 螺旋桨主尺度	.34
表 3-2	KP505 体积力模型敞水试验的网格不确定度分析	.39
表 3-3	KP505 真实螺旋桨模型敞水试验的网格不确定度分析	.39
表 3-4	KP505 真实螺旋桨模型敞水试验的网格不确定度分析	.40
表 3-5	分段插值方法的叶元体升阻力系数预测误差分布	.48
表 4-1	桨舵干扰中的螺旋桨载荷计算结果	.59
表 5-1	KCS 船模主尺度	.68
表 5-2	不同网格区域的网格数量	.68
表 5-3	船模阻力试验网格不确定度分析	.73
表 5-4	船模阻力试验时间步不确定度分析	.74
表 5-5	船模自航因子预报结果对比	.80
表 5-6	不同算例的计算资源消耗统计	.84

第一章 绪 论

1.1 研究背景和意义

船舶产品的设计是一个长周期、反复迭代与螺旋上升的过程。如何有效地缩 短船舶设计周期,拿出更加科学的设计方案,是当代船舶与海洋工程领域重点关 注的问题。导致船舶设计周期无法被有效缩短的原因是对船舶产品本身性能要求 的复杂程度以及船舶与流体相互作用的复杂程度所决定的。由于并没有过多简明 的原理可以阐述清楚船舶的各种设计参数与产品性能之间的联系,为了满足全部 设计目标,基于经验的设计方法是解决此类工程问题自然而然的选择。



图1-1 船舶设计流程[1]

Fig.1-1 Ship design process^[1]

由于产品数量有限,且实船数据测量难度大,直接从产品获得研究数据往往 并不是第一选择。而昂贵的试验仪器也增加了利用试验室条件获得研究对象性能 信息的阻力。随着计算机技术的发展,数值模拟作为一种摆脱了传统试验器具的 研究方法逐渐走进船舶科研人员的视野,并成为一股强大的学科推力。计算流体 动力学(CFD)在船舶流体动力学研究领域得到了广泛的应用。通过求解复杂几何 流体域的控制方程,计算流体力学方法在获取海洋结构物的水动力信息方面比使 用昂贵的试验设备更有优势。由于数值模拟手段的可重复性与低成本,船舶的各 种工作状态可以在计算机中得到计算,同时船舶周围复杂的流场信息也可以被给出。



图1-2 CFD 方法在船舶设计中的应用^[2] Fig.1-2 The application of CFD in ship design^[2]

早期的数值模拟手段以势流理论为主,工程的分析主要基于理想流体理论。 计算机性能发展后,基于 N-S 非线性方程组的粘性流场模拟逐渐出现,并提供出 更丰富、更准确的流场细节。但与此同时,粘性流场模拟的计算成本也相应增长 了。越是复杂的流场信息,其所消耗的模拟资源越多,这主要体现在计算时间与 存储空间的成本上。对于船舶工业领域,同类的模拟过程可能要对不同产品进行 上百次,因此任何计算成本的提高都会对总的设计周期产生巨大的影响。



图1-3 船型优化流程^[3] Fig.1-3 Ship optimization process^[3]

在众多的船舶工程研究主题中,船-桨相互作用与桨-舵相互作用一直是热门 的研究方向。船舵是船舶重要的附件,与螺旋桨配合,是动力与操纵最关键的结 构,对船舶的各种性能有着至关重要的影响。对于螺旋桨来说,其上游受船体的 扰动,形成了不均匀来流;其下游受舵的阻塞,尾流发展受到影响;其本身也在 高速旋转,周围了流场剧烈变化,伴随着多个复杂涡系的产生与演化。所有的特 征都对有螺旋桨参与的水动力问题数值模拟提出了严格的要求。



图1-4 船后螺旋桨涡结构^[4] Fig.1-4 Propeller votex structure^[4]

含螺旋桨的数值模拟最直观的困难体现在螺旋桨的参与对网格数量与时间 步的影响。螺旋桨本身几何结构复杂,需要极高的网格分辨率才能较好拟合螺旋 桨表面。同时由于螺旋桨附近的网格尺寸下降,为了控制网格尺寸过渡,螺旋桨 周围的网格数量会急剧上升。螺旋桨产生的涡系也需要一定的网格布置策略准确 捕捉,增加了网格布置的难度。在船桨相互作用问题中,螺旋桨复杂的几何结构 需要的网格单元数量与船体几乎相同^[4]。含有螺旋桨的数值模拟需要考虑的第二 个问题是螺旋桨的旋转导致的计算不连续问题。为了准确考虑螺旋桨的旋转运动, 螺旋桨的网格在计算过程中会发生拓扑变化,而单个时间步内较大的变化将导致 流场信息的缺失,为此有必要将时间步限制在一定水平之内。这非常不利于模拟 长时间的船舶自航试验。



图1-5 螺旋桨计算网格^[4] Fig.1-5 Propeller mesh^[4]

第3页

体积力方法来自于数值模拟发展过程中被提出的一种朴素思想:通过设置源 项力场而不是复杂几何图形的离散化来降低复杂结构相互作用的模拟成本。浸入 边界法^[5,6]或向心力模型^[7,8]同样是这种思想的体现。在体积力法参与的算例中, 真实的螺旋桨形状不再被考虑,螺旋桨的性能及其对流场的作用通过一系列体积 力模型进行模化,以数值源项的方式直接参与控制方程的求解。螺旋桨的叶片不 再出现,取而代之的是分布在螺旋桨叶片扫掠区域内的力源项。源项对流体的作 用通过位置坐标决定,因此能在没有螺旋桨叶片存在的情况下模拟螺旋桨在流场 中造成的压力阶跃,同时有效地避免螺旋桨网格旋转引起的计算不连续问题。





1.2 螺旋桨及船桨舵相互作用数值模拟研究进展

1.2.1 螺旋桨敞水试验数值模拟

螺旋桨敞水试验数值模拟是螺旋桨与其他结构物相互作用数值模拟的基础。 螺旋桨敞水性能,桨叶载荷分布,螺旋桨周围流场信息等均可从敞水试验数值模 拟中得到结果。在设计螺旋桨敞水试验数值模拟时,要充分考虑到螺旋桨的曲面 造型、涡结构分布、边界影响以及计算成本。螺旋桨的模拟有多种网格实现方法, 包括参考坐标系方法,滑移网格方法与重叠网格方法等。

在参考坐标系方法中,不会发生网格的运动与变形,螺旋桨的位置与姿态相 对于大地坐标系中是静止的,而螺旋桨周围的流体坐标系会引入与螺旋桨相对的 旋转参考系,使流体沿桨轴旋转地通过静止的螺旋桨叶片,从而实现叶片与流体 的相对运动。这种方法可以复现真实情况下螺旋桨表面的载荷分布,且不需要复 杂的网格生成策略。但由于叶片位置静止,与真实情况有所不符,螺旋桨的一些 性能,特别是叶片靠近艉柱时的准周期载荷脉动无法准确模拟。

第4页



图1-7 参考坐标系方法在螺旋桨数值模拟中的应用[10]

Fig.1-7 The application of reference frame method in propeller numerical simulation^[10]

与参考坐标系方法相比,应用滑移网格方法进行的螺旋桨试验模拟更接近真 实情况。在滑移网格方法中要设置滑移面,一般为包裹螺旋桨的圆柱形,且尽量 远离涡结构复杂区域。滑移面内的网格节点随螺旋桨壁面一同按螺旋桨的转速转 动,而滑移面外的网格节点则保持静止,两个区域的网格在滑移面上通过插值传 递信息。这种方法利用了螺旋桨定轴旋转的特性,可以使圆柱形的滑移面时刻与 内外网格区域无缝相接。但这种方式对滑移面位置的选择提出了很大要求。若滑 移面距离螺旋桨较近,则会穿过涡结构丰富的大梯度变化流场,势必会加大插值 误差,且由于滑移面为圆柱,需要较高的网格清晰度保形,若滑移面较远则又会 导致整体网格数量大幅上升。同时,滑移面较远会导致在研究螺旋桨与其他物体 的相互作用时与其他物体发生干涉。且滑移面限制了螺旋桨的自由度,使用滑移 面的网格策略无法研究螺旋桨在摇荡运动下的性能所受影响。



图1-8 滑移网格方法在螺旋桨数值模拟中的应用[11]

Fig.1-8 The application of slid mesh method in propeller numerical simulation ^[11]

重叠网格方法是一种更灵活的网格布置策略,这种方法可以有效处理物体的 大幅运动问题,在网格布置与自由度上对研究目标几乎没有限制。重叠网格方法 通过分别生成研究对象与流体环境的网格,解除了对象周围网格对整体计算区域 网格的依赖特性。重叠网格也是通过插值来传递网格间信息,但传递信息的单元 在选择上更加灵活,可以在一定区域内寻找最佳插值方式,具体描述可见第二章。



图1-9 重叠网格方法在螺旋桨数值模拟中的应用^[4]

在已有的螺旋桨敞水试验模拟中,Hussain^[12]利用参考坐标系方法,基于桨 叶表面压力积分研究了不同进速条件下 VP1304 螺旋桨的桨载荷变化,尤其是不 同工况下桨叶所受合力矩的变化,阐明了螺旋桨性能与结构的矛盾问题。对螺旋 桨的两个几何设计变量,即螺距角与纵倾角进行了参数化研究。将压力载荷产生 的水动力扭矩定义为预测叶片结构性能的实效水动力输出参数。Eom^[13]研究了波 浪与静水条件下埋深对螺旋桨性能的影响,计算了波浪中埋深度变化对螺旋桨敞 水性能的影响,并将静水中埋深对螺旋桨性能的影响与波浪中条件结果进行了比 较。文章进而阐明波浪条件下螺旋桨出水带来的后果,表明螺旋桨性能在波浪与 静水中保有相同的发展趋势。Firouzi^[14]基于滑移网格方法探究了横向流动对螺旋 桨单个叶片以及螺旋桨整体载荷的影响,分析了不同横向流动速度下螺旋桨的载 荷变化。Kumar^[10]基于参考坐标系方法,采用大涡模拟方法对设计工况下的船用 五叶螺旋桨尾流进行了研究,并在平均载荷与相平均流场中取得了与试验较好的 对照效果。文章详细分析了相平均与周向平均流场所揭示的尾迹失稳机理。 Magionesi^[11]利用滑移网格,采用正交分解(POD)和动力学模态分解(DMD)来识别 最具能量的模态和在失稳机制的触发中起主导作用的模态。考虑了两种不同的工 况,分别代表轻载和重载条件。分析表明,该过程的时间和空间尺度对螺旋桨载 荷有很强的依赖性,并将模态的空间形状和时间尺度与螺旋桨后尾流的演化和失 稳机制联系起来。Kuang^[13]利用滑移网格方法,给出了在近自由表面螺旋桨性能 的数值研究结果。对模旋桨的各种进速系数和埋深工况进行了数值模拟。采用两 种不同的螺旋桨尺寸对所有情况进行了研究。通过仿真计算,研究了螺旋桨自由 表面的演化规律、螺旋桨周围的流动结构以及螺旋桨的水动力特性。由于与自由 表面的相互作用,螺旋桨的推力和转矩均发生了波动,梢涡的形态发生了扭曲。 自由表面的波动形态与螺旋桨的梢涡有关。较小尺度螺旋桨模型的推力和转矩的

Fig.1-9 The application of overlap mesh method in propeller numerical simulation ^[4]

减小大于较大尺度的螺旋桨模型。推力和扭矩的降低率均随进速系数的增大而增 大。综上所述,螺旋桨的涡系结构与载荷分布是各种问题中的重点关注要素,同 时也是数值模拟的准确性的重要判断因素。

1.2.2 桨舵相互作用数值模拟

舵性能同时受船体与螺旋桨的影响。充分掌握舵的水动力性能在船舶设计阶 段是必不可少的工作。为了保护推进装置,桨舵系统一般安装在船体后方,因此 桨舵系统的入流不免受到船体扰动。同时为了提高舵效,一般将螺旋桨设计在舵 之前,为舵带来更高的入流速度。这使得舵的入流环境受到螺旋桨与船体的双重 干扰。由于在船舶操纵过程中航速与舵角不断变化,船舵在船舶运营周期中的工 况条件极为复杂,因此充分掌握船舵的水动力性能需要大量试验数据支撑。

计算流体力学方法是愈加成熟的水动力学研究方法,对于船桨舵干扰问题已 经出现了基于真实螺旋桨模型的模拟方法。这种方法可以给出精细的流场特征与 涡结构,但由于螺旋桨剧烈的旋转运动与复杂的几何结构,限制了模拟的时间步 长与网格量,因此计算成本明显比单独研究船舶或舵水动力性能要高。同时在船 舶操纵性的设计问题中一般不需要得到所有的流场细节。体积力模型与真实螺旋 桨模型的计算时间有一个数量级的差距,可以有效减少大量桨舵干扰试验模拟的 计算时间。

南安普顿大学^[15]进行了丰富的船桨舵系统风洞试验,为桨舵系统的研究提供了大量参考数据。Badoe^[16]基于滑移网格方法,研究了漂角对船桨舵系统(其中船模化为平板)中螺旋桨推力、扭矩以及舵力的影响。其模拟结果与试验结果吻合良好,同时作者也指出基于真实螺旋桨模型的桨舵干扰数值模拟消耗资源巨大,体积力模型具有一定的应用空间。Posa^[17]基于参考坐标系与大涡模拟方法研究了桨舵系统中螺旋桨的尾流特征,分析了桨舵系统中的涡系演化与湍流参量分布。Bruzzone^[18]利用基于滑移网格的真实螺旋桨模型与体积力模型研究了桨舵干扰问题,探究了不同体积模型对于桨舵相互作用问题的适用性。Villa^[19]利用螺旋桨体积力模型分析桨舵干扰问题,较为完善地分析了网格布置和湍流参数对舵力的影响,并将研究重点放在舵以及桨舵之间的相互位置对螺旋桨载荷的影响。文章最后依据模拟得到的数据集提出了一种新的操纵性模型。Zhang^[20]利用参考坐标系方法研究了桨舵相互作用下的结构响应,采用分离涡模型考虑湍流,讨论了载荷、应力和变形的三维分布。

桨舵系统不仅本身存在诸多复杂的水动力表现,同时也是船桨舵系统综合模 拟的基础。要准确地捕捉桨舵相互作用条件下两者的性能特征,需要考虑各种涡 系的相互影响,以及涡系影响下的流场信息分布。这些信息是反映体积力模型对 真实螺旋桨模型代替能力的重要表现。

第7页



图1-10 桨舵相互作用模拟的网格分布^[16] Fig.1-10 The mesh distribution of propeller-rudder interaction^[16]

1.2.3 船桨舵相互作用数值模拟

为了验证早期设计的裸船体参数与螺旋桨参数是否能达到预期的性能,船舶 自航试验与船模操纵性试验是必不可少的环节。船模自航试验是船桨相互作用的 基础研究内容,船模操纵性试验则更加复杂。随着计算机的发展,数值模拟逐渐 成为船舶性能预报的一种可靠手段。与螺旋桨的敞水试验模拟相同,对于船体与 螺旋桨的网格划分策略也存在多种形式,其中重叠网格技术作为一种能有效处理 船体大幅运动以及船体-附体尺度差异的方法,近年来在船舶性能数值模拟领域 得到了大幅发展。相应地,参考坐标系法与滑移网格方法在船桨干扰问题中也有 一定的应用。Carrica^[21]将 PI 控制应用于螺旋桨转速调节,使用重叠网格技术以 及真实螺旋桨的方式完成了多艘标准船模的自航模拟。Broglia^[22]借助重叠网格 技术研究了多体船的双体间干扰流场以及双体相互作用,验证了重叠网格方法处 理多体问题的可靠性。Castro^[23]使用重叠网格模拟了实尺度 KCS 船的自航试验, 应用等效粗糙度的壁面函数,比较了实尺度下模拟结果相对于模型尺度的差异。 Mofidi^[24]通过重叠网格求解器重点分析了 KCS 船在 Z 型操纵过程中的螺旋桨尾 流对舵水动力性能的影响,指出了重叠网格方法消耗计算资源较高的问题。Shen^[4] 基于开发的重叠网格技术模拟了 KCS 自航试验与 Z 型操纵试验,分析了船舶运 动过程中螺旋桨附近形成的复杂涡量场,模拟结果与试验结果符合程度较高。 Delen^[25]基于滑移网格,在三种不同模型尺度下计算了 ONRT 船体的阻力,利用 Telfer 的 GEOSIM 方法估算了 ONRT 船体的总阻力和标称伴流分数。在模拟中 开放了两个船体自由度。文章将 Telfer GEOSIM 方法和 1978 年国际拖曳水池会 议(ITTC)的外推方法计算结果,以及 CFD 方法的结果进行了全面比较,最后证

明与 1978 年 ITTC 方法相比, Telfer GEOSIM 方法预测的实尺度结果(包括阻力 和自航因子)更接近 CFD 方法的结果。Pena^[26]提出了一种能准确表示实尺度船舶 边界层的数值方法,评估了三种湍流模型,并使用考坐标系方法实现螺旋桨模拟。 此研究证实了湍流策略的选择对船舶尾部区域的实尺度速度场有重要影响。 Kinaci^[27]基于参考坐标系方法研究了螺旋桨的侧向力对船舶航行性能的影响,并 比较了螺旋桨与船舵对导致船舶偏航的侧向力之贡献。Song^[28]基于滑移网格方 法研究了网格数量、时间步长与第一层网格高度对船舶实尺度数值模拟的影响。 Park^[29]研究了一种扭舵在双桨双舵船中的应用。其中螺旋桨的模拟分两步实现: 首先采用参考坐标系方法进行稳态计算,第二步采用滑移网格方法计算至周期性 收敛。Andersson^[30]基于能量分析方法进行了螺旋桨最佳直径设计研究。研究包 括螺旋桨敞水试验模拟与船桨自航试验模拟,其中敞水试验模拟由参考坐标系方 法实现,而船桨自航试验由滑移网格方法实现。Fan^[31]对不同航速与螺旋桨转速 下的实尺度船停船性能进行了研究。Orych^[32]进行了实尺度船收到功率的数值模 拟与验证,螺旋桨模型采用基于升力线理论的体积力模型。冯松波[33]借助滑移网 格技术研究了船-舵与船-桨-舵直航与斜航状态下的模拟,得到了研究船舶性能的 水动力导数。Win^[34]基于叶素理论进行了 KVLCC2 在有舵及无舵状态下的自航 模拟,考虑了轮毂旋转壁面的无滑移边界条件,分析了体积力作用下桨盘面附近 流场的旋涡结构与试验结果的差别,验证了螺旋桨体积力模型的适用性。



图1-11 船桨舵相互作用模拟的网格分布^[21] Fig.1-11 The mesh distribution of ship-propeller-rudder interaction^[21]

1.3 螺旋桨体积力模型研究进展

1.3.1 不同的螺旋桨体积力模型

按照体积力的分布在模拟过程中是否发生变化,体积力模型可分为描述型体 力模型^[35]和迭代型体力模型^[36,37]。描述型体力模型的载荷分布在模拟前是确定的, 没有考虑入流对螺旋桨性能的影响。相比之下,迭代型体积力模型将根据流场对 螺旋桨载荷的影响更新载荷的分布,如边界元螺旋桨模型^[38]、升力线螺旋桨模型 ^[39]和叶素动量理论模型^[37]等,可以处理非均匀入流问题。

1.3.1.1 描述型体积力模型

最早的描述型体积力模型是 HO 模型^[35],在船舶自航试验模拟中得到了广 泛的应用^[40-42]。Gao Qiuxin^[43]使用 HO 分布模型与真实螺旋桨模型进行了 KCS 船自航试验模拟,基于动量理论得到了体积力模型入流速度与诱导速度的关系, 比较了真实螺旋桨模型、螺旋桨敞水试验与体积力模型的平均诱导速度大小,结 果表明基于 HO 体积力模型与动量理论得到的诱导速度较真实螺旋桨模型偏大。 Xing tao^[44]利用 HO 分布体积力模型进行了 DTMB 船自航试验数值仿真,以大地 坐标系为参考系,在模拟过程中缓慢提高船速,以模拟真实水池情况下的试验流 程。模拟使用了7种网格进行研究,并分析了阻力系数与船舶姿态计算的网格收 敛性。结果表明对于弗劳德数处于适中或较高范围内时可以得到有效准确的结果。 Zhang^[45]使用描述型体积力模型模拟三体船喷水推进器中的转子,研究了喷水推 进三体船在短峰不规则波中的速降与对喷水推进器性能的影响,考虑了海况,航 速与风速的影响,发现升沉与纵摇是增阻主要来源,并且使喷水推进性能恶化, 同时发现风速与船速相同时风阻可达到增阻的一半。Yao^[46]使用描述型体积力模 型进行了约束模型试验模拟,并利用得到的水动力导数进行了回转与 Z 型操纵 的轨迹模拟,模拟结果与试验结果对比较好。传统的使用真实螺旋桨模型计算水 动力导数需要的时间很长,因此提出了一种利用 RANS 在较短时间内计算水动 力导数的策略。Lee^[47]进行了 KVLCC2 在静水与规则波中两个航速的阻力与自航 试验,研究了从短波到长波以及两种不同波陡对传递功率的影响,分析了不同工 况下的推进系数,传递功率,推力减额以及伴流分数。Jin^[48]借助 HO 体积力模型 模拟了 DTMB5415 回转与 Z 型操纵,对比了真实螺旋桨与体积力的结果差异,体 积力对诱导速度的估计偏小.结果差距在 10%以内。Duman^[49]提出了一种快速预 测中高速回转性能的方法,使用船速、舵角与其他三个文章所提参数,验证过程 得到了网格收敛指数(GCI)、修正系数(CF)和安全系数(FS),首先直航模拟得到带 舵船舶阻力,然后进行操纵性模拟,未知参数由数值模拟结果计算得出。Sezen^[50] 用描述型体积力法与真实螺旋桨模拟潜艇自航,使用等推力法得到了自航参数。

Kim^[51]基于体积力模型模拟了 BB2 潜艇的直航与回转。Dubbioso^[52]研究了十字 型与 X 型操作面潜艇的操纵性。所研究潜艇包含两组控制面。进行了回转运动 模拟。X型回转性更好; 艉部附件产生了减小稳定性的力, 像是增加了一个额外 附件: 粗网格, 轨迹、运动参数模拟较好, 但低估了水动力。Abbas^[53]使用了 LES 模型,考虑船桨相互作用,目标是 KVLCC2。通过对比应用诸多简化的工程方法 和数值结果验证工程方法的可靠性。对比了三种方法的水动力导数,其中两种对 力与力矩的波动模拟结果较好, 其中一种混合模型预测出了强峰值点。混合方法 同样预测出了裸船体船尾区域除舭涡外存在的横向流动结构。由于螺旋桨抽吸作 用破坏艉部边界层,这些横向结构消失。Bradford^[54]针对船舶在波浪中出现了周 期性运动,提出了一种螺旋桨体积力模型非定常经验修正方法。郁程[55]利用体积 力模型研究了船艏侧推器性能,指出在初期设计阶段未确定侧推器几何,可以使 用描述型方法,但HO理论分布与Tzabiras理论分布计算结果与基于侧推器真实 几何边界的 RANS 计算结果差距较大,因此导出了更加符合 RANS 计算结果的 侧推器体积力分布函数。由于体积力未考虑真实实体叶片,使用了流量修正系数 修正阻塞效应。流量修正系数通过真实螺旋桨与体积力的流量相等得到。向国[56] 基于体积力方法与重叠网格方法进行了双桨双舵船的 Z 型操纵模拟,体积力基 于 HO 分布,模拟结果与试验结果吻合较好。江佳炳^[57]利用 starccm+中的体积力 模块模拟泵喷系统的工作状态,研究了流量进出口方法,体积力模拟叶轮以及体 积力同时模拟导叶及叶轮三种泵喷简化研究方式,进行了泵桨混合推进船的航行 性能的相关数值模拟。王旭^[58]实现了一种 RANS-BEM 进行螺旋桨建模的耦合计 算策略,并基于描述型体积力方法与RANS-BEM 耦合方法研究了 kcs 自航模拟。 吴召华^[59]利用 Fluent 中的 HO 体积力分布模型,基于结构化网格进行了 KCS 自 航试验与回转试验的模拟。蔡博奥^[60]基于 HO 体积力模型研究了江海直达船的 浅水自航特性,并对比了这种船型与 KVLCC 航行性能的差距。胡帆^[61]将 HO 分 布体积力模型应用于喷水推进器,进行了喷水推进运输船的模拟研究,研究了船 底纵向开槽对减阻效果的影响。孔庆文^[62]基于重叠网格技术与 HO 分布体积力 模型进行了育鲲轮的 Z 型试验模拟。吕晓军^[63]基于载荷均匀分布的体积力模型 进行了潜艇自航因子的预报。

Fu^[64]基于 HO 螺旋桨模型和结构化网格,对 KCS 船模进行了自航模拟,推导出了用当地速度计算螺旋桨入流速度的方法。近年来,随着基于粘性求解器的螺旋桨敞水试验 CFD 模拟方法的逐渐成熟,一些学者开始将 CFD 结果得到的叶元体载荷作为描述型体积力模型载荷的直接输入。随着真实螺旋桨模型的模拟计算准确度越来越高,一种利用真实螺旋桨载荷径向分布的直接投影模型正在得到越来越广泛的应用。这种方法通过先进行已知工况下的螺旋桨敞水试验模拟,通过表面压力积分得到真实螺旋桨的载荷分布,并将这种分布拟合为径向分布函数,最后依据径向分布函数得到体积力的径向分布。相关研究表明按真实螺旋桨载荷

第 11 页

径向分布的体积力模型对于一些简单的模拟具有较高的应用性。最重要的一点是, 这种方法得到的诱导速度场与真实螺旋桨的诱导速度场分布非常相似。Villa^[19,65] 基于从真实螺旋桨载荷分布得到的描述型体积力模型研究了螺旋桨-舵的相互作 用。在他们的研究中,通过真实螺旋桨模型,从敞水试验的径向载荷分布得到了 体积力分布。结果表明在小舵角条件下模拟效果较好,但当舵角增大到影响来流 时,描述型体积力模型的精度会降低。Choi^[66,67]基于真实螺旋桨表面压力得到螺 旋桨载荷分布函数,基于粘流求解器中桨盘面的速度场与势流理论得到螺旋桨推 力大小,进而得到螺旋桨体积力分布。文章进行了VLCC船的自航试验模拟,并 与试验结果进行对比,模拟结果输出效率预测偏低,其他参数对比结果较好。但 这种方法使用了两个前提假设:不考虑流场扰动对螺旋桨载荷的影响,以及螺旋 桨载荷为周向均匀分布,这意味着直接将真实螺旋桨载荷投影到流场中的做法无 法考虑结构物的阻塞效应对螺旋桨性能的影响,并且这种方法无法在没有修正的 情况下进行船舶操纵性试验等复杂工况的模拟,因为在这些模拟过程中艉部会出 现非定常流场。

1.3.1.2 升力线模型与边界元模型

升力线螺旋桨模型与边界元螺旋桨模型等均属于基于势流理论求解螺旋桨 周围速度分布的螺旋桨体积力模型。它们的特征是在螺旋桨附近应用势流的控制 方程求解螺旋桨载荷分布,进而将载荷以源项的形式作用于流场中。Kawamura^[68] 基于 Nakatake 开发的升力线体积力模型进行了五种不同船型的自航试验数值模 拟,对比了模拟结果与试验结果中的型表面压力、实效伴流、推力减额等信息, 结果表明模拟结果低估了实效伴流,但其他流场与水动力模拟结果吻合较好。 Sanchez^[69,70]针对粘势流耦合方法提出了一种螺旋桨势流计算结果的修正因子, 以用于修正粘势流耦合螺旋桨体积力模型求解器势流与粘流计算结果不一致的 情况,并将其应用于对转螺旋桨的数值模拟中,结果有效降低了对转螺旋桨推力 预报误差。此方法在斜流船后工况中也得到了应用。Guo^[38]等人利用 RANS-BEM 耦合方法,将桨盘面速度场信息传入边界元求解器,基于势流理论得到螺旋桨载 荷分布,作为体积力作用于粘性流场进行自航试验模拟,结果表明此方法能在保 证准确度的同时减小计算资源的消耗。杨春蕾[71]通过粘势流耦合方法进行了船 桨干扰的预报,由进流条件通过势流方法得到螺旋桨载荷分布,同时进行了了标 准船模自航,波浪与横摇等工况的数值模拟。郑洋^[72]利用涡格法与 RANS 求解 器耦合,进行了 KCS 自航试验的模拟。孙文愈^[73]开发了基于升力线理论的螺旋 桨体积力模型与 RANS 耦合的方法,并使用 KCS 标准算例进行了验证。饶志强 ^[74]利用面元法进行了潜艇推进器的性能模拟,考虑了通过面元法计算得到的载 荷分布插值计算 RANS 流场中体积力分布的过程与迭代方法,进行了潜艇自航 试验的模拟,并依此提出了螺旋桨优化方法。姜凯军[75]利用基于升力线理论与无

第 12 页

线桨叶模型的体积力方法与动态重叠网格研究了 JBC 船模型尺度与实尺度的自航试验,给出了螺旋桨盘面处伴流分布。

1.3.1.3 叶素动量理论体积力模型

叶素动量理论模型使用螺旋桨叶片与一系列同轴圆柱面的交界面形成的二 维翼型截面代表螺旋桨的几何信息,各翼型截面互不干扰,通过记录各翼型截面 的升阻力系数与攻角的关系,再通过桨盘面速度场插值得到各翼型的实时入流速 度矢量,进而得到各翼型的入流攻角,便可以通过各翼型载荷积分得到一定速度 场下的螺旋桨载荷分布。

传统叶素动量理论模型的精度和复杂性在不同的体积力模型中处于中间位 置^[36]。传统的 BEMT 已广泛应用于螺旋桨设计、船-桨相互作用自航模拟、船-桨 -舵相互作用的船舶操纵等船舶工程问题中。Phillips 等人^[76]基于均匀推力(UT)分 布模型、HO 模型和 BEMT 模型进行了桨舵相互作用仿真。结果表明,BEMT 模 型在三种模型中与试验的吻合程度最好。这证明了在考虑桨叶形状的情况下,可 以忽略桨叶的旋转作用,即将表示叶素的源项布置在螺旋桨平面上,可以用稳态 模拟代替真实的螺旋桨瞬态模拟。Ren 等人^[77]也得出了同样的结论,他们提供了 舵周围尾流的发展情况。然而,这些研究并没有给出不同进速下的结果。Broglia 等人^[9]分别使用 HO 模型、BEMT 模型和修正的 HO 模型对船舶操纵性试验进行 模拟,发现 BEMT 虽然优于传统的 HO 模型,但在航行轨迹和运动参数结果上 仍有 10%左右的误差,且增加侧向力修正的 HO 模型效果更好。Phillips 等人^[36] 基于 BEMT 理论研究了舵角和漂移角对船-桨-舵系统的影响,结果表明,模拟结 果中的船体水动力和舵水动力的数据趋势与试验吻合较好,但螺旋桨推力被高估。 上述研究表明,BEMT 理论可以在一定程度上反映真实螺旋桨的性能,但在复杂 工况下,其精度还有很大的提高空间。

1.3.2 叶素动量理论模型研究进展

叶素动量理论方法存在两个数值误差来源。一是叶元体力系数的不准确,二 是叶元体攻角(AOA)计算的不准确。对于第一点,传统的叶元体力系数是由二维 翼型试验基于风洞或水洞的二维翼型试验结果拟合的经验公式表示的。但这些数 据往往是针对无限长翼型与给定雷诺数的,在真正使用过程中需要雷诺数与有限 长翼型的经验公式修正,对于非设计工况还需要低雷诺数或空化效应的修正。这 些修正公式的可靠性目前仍是存疑的。Ortolani^[78]基于叶素动量理论研究了船后 螺旋桨非设计工况下的径向受力情况,以得到非设计工况对螺旋桨轴疲劳特性的 影响。文章进行了船模实尺度倾斜来流数值模拟,得到了船模的尺度修正因子, 使用了一种线性空化理论模化空化效应对螺旋桨截面翼型的水动力性能影响,同 时进行了雷诺数修正,并总结了空化效应与螺旋桨水动力性能的影响。结果表明,

第 13 页

BEMT 法得到的载荷趋势和大小与试验结果一致,但绝对误差仍然很大。势流方 法也被用于螺旋桨二维翼型的性能计算,但由于忽略了螺旋桨叶片附近的三维流 动,使用这种方法计算得出的螺旋桨性能与螺旋桨敞水试验结果仍有一定的误差。 Benini^[37]采用 BEMT 计算重载螺旋桨的敞水数据,利用基于势流理论的翼型分析 程序 Xfoil 计算真实螺旋桨叶片截面的升力/阻力系数,得到叶元体力系数。结果 表明,当进速较大或较小时,由于桨叶上的径向流量较大,BEMT 误差会随之增 大;直接使用三维真实螺旋桨模拟基于粘性求解器得到的的叶元升阻力系数可 以有效降低体积力的误差,但对于不同的进速系数仍不能完全保证相同的误差水 平。Li 等人^[79]在经验公式的基础上提出了螺旋桨叶元力系数的拟合公式,通过 对离散化螺旋桨模型的叶元性能参数进行回归得到拟合系数。该方法在后续文献 如 Feng 等人^[80,81]和 Yu 等人^[42]中已用于船舶自航试验的模拟,但在较高和较低 进速下仍存在较大的误差^[42]。此外,由于三维粘性求解器不满足 BEMT 的理想 流体理论和叶元体理论,传统的 BEMT 在迭代求解实效入流速度和诱导因子时 可能会偏离实际情况。

对于第二点, 攻角的定义有两种方式:由当地速度定义的实效攻角和由入流 速度定义的几何攻角。传统的叶素动量理论模型是基于几何攻角模型与理想流体 假设,通过迭代求解诱导因子来计算入流速度;在粘性求解器中,由于不满足理 想流体假设,此种体积力模型会产生误差。另一方面,在体积力模型的应用中, 基于实效攻角来确定叶元体攻角是很困难的。虽然利用三维 CFD 流场从真实涡 轮结构中提取翼型攻角的研究取得了进展^[82-84],这些学者都集中于风机的研究。 对大桨盘面比的船用螺旋桨的相关研究尚未出现。同时,由于翼型引起的流场当 地速度与源项的差异,体力模型的当地速度难以代表翼型的当地速度。 Yamazaki^[85]提出直接利用叶元体位置处流场的当地速度来计算水动力,并给出 了叶片单元升力/阻力系数的理论公式。Tokgoz^[86]将该方法应用到粘性求解器中, 研究了叶素动量理论模型的敞水性能精度和 KP505 螺旋桨模型的斜流工况性能。 由于不需要迭代求解诱导因子,该方法节省了计算时间,在进速较高的情况下, 敞水曲线模拟相对准确,但在进速较低的情况下,推力计算结果明显大于真实螺 旋桨模型。该模型也被应用于船体-螺旋桨相互作用仿真[34,42,79-81,87]使用相同的方 案来处理当地速度。Yu 等人^[42]在提取离散化螺旋桨载荷下叶片单元的性能时, 将叶元体在螺旋桨平面内扫过的环形区域的平均速度作为叶元体元的局部速度。 但该方法的代表性尚未得到证实,这可能是误差对进速敏感的原因。

综上所述,在叶素动量理论中直接利用流场的当地速度是替代基于动量理论 迭代求解诱导因子的一种方法,但这将使叶元体的升力/阻力系数难以确定。至 少目前的方法不能在很大范围的工况条件下满足精度要求。在船舶自航试验中, 由于来流速度在螺旋桨平面分布不均匀,精度对来流速度精度敏感的体积力模型 不能完全反映螺旋桨的工作状态。

第 14 页

1.4 论文主要研究内容

叶素动量理论模型作为传统的螺旋桨分析理论之一,所提出的叶元体概念以 及叶元体性能计算方法对体积力模型的发展具有较大的指导意义。要提高叶素动 量理论在粘性求解器中的应用性,就是要处理好叶元体当地速度、攻角与力系数 等要素的计算方法,使相关数据更贴合粘性求解器的实际情况。本文的思路是对 叶素动量理论进行修正,尽可能使体积力随流场的迭代过程中使用更多真实螺旋 桨的信息,方法是使用真实螺旋桨叶元体升阻力系数以及通过拟合诱导因子建立 叶元体诱导速度场与实效来流的关系。

本文提出了一种改进的基于代理致动盘(AAD)的叶素动量理论体积力模型。 代理致动盘的载荷分布根据来流条件与叶元体动力性能预先设置,其目的是给出 符合真实螺旋桨模型载荷分布条件下的诱导流场。在这种方法中,真实螺旋桨的 升阻力系数被采用,叶元体力系数由基于叶片表面的压力和摩擦力积分计算,并 且将叶元体升阻力系数的原始数据存储在体积力模型中,在计算时根据各叶元体 处的实时攻角进行分段线性插值得到各个叶元体对推力与扭矩的贡献,不再将其 拟合为基于翼型理论的升阻力系数方程,这样做能最大程度避免应用拟合公式造 成的对原始样本数据的偏移。

真实螺旋桨的升阻力系数由真实螺旋桨进行三维 RANS 敞水试验模拟获得, 此时各叶元体的攻角由入口速度(即"实效来流")与转速求得,也就是说若想使 用这些叶元性能数据,需要得到流场迭代过程中各叶元体的"实效来流"。不幸的 是,在体积力模型实际工作时,我们只能通过桨盘面附近的网格点得到速度场插 值信息,即为"当地速度",特别是对于桨前甚至船后的工况来说,由于受到其他 物体的扰动,流场不再是均匀来流,不同位置处叶元体的"实效来流"是不同的。 因此第二步是建立"实效来流"与"当地速度"的关系。叶元体的攻角由几何攻角 定义,并通过代理致动盘得到当地速度与来流速度之间的关系。

基于得到的叶元体信息,可以得到得到各工况下与真实螺旋桨敞水试验相符 的载荷分布,即代理致动盘的载荷分布。将代理致动盘投影到有均匀来流的流场 中得到的诱导速度场与真实螺旋桨敞水试验相似,这种手段可以得到特定工况真 实螺旋桨载荷分布作用下不同位置处叶元体处的当地速度或诱导因子,并与实效 来流建立一一对应关系,这种关系同样被存储在针对某一螺旋桨的体积力模型中。 在螺旋桨模型实际工作时,程序首先会在叶元体处通过速度场插值得到当地速度, 进而通过当地速度与实效来流的对应关系得到攻角或诱导因子,进而通过分段线 性插值得到各个叶元体的升阻力,从而得到整个螺旋桨体积模型的推力与扭矩, 以及它的载荷在流场中的分布。论文的具体内容如下: 第一章介绍了基于代理致动盘的螺旋桨体积力模型开发背景及研究意义以 及相关研究进展。首先介绍了螺旋桨以及与其他结构物相互作用的相关数值,包 括螺旋桨敞水试验,桨舵相互作用以及船桨相互作用,分别对应螺旋桨基本模拟 方法、尾流分布以及不均匀入流问题。随后介绍了螺旋桨体积力模型的研究进展, 包括螺旋桨体积力模型的分类介绍以及叶素动量理论体积力模型的研究进展。在 螺旋桨体积力模型的分类中介绍了描述型体积力模型、基于势流理论的体积力模 型以及叶素动量理论体积力模型的当前应用。

第二章介绍了本文采用的计算方法,包括控制方程、不确定度分析方法以及 不同螺旋桨模型的实现方法。其中包括离散化螺旋桨模型的实现,HO模型、叶 素动量理论模型与代理致动盘模型的基本概念,拟合诱导因子方法与速度参数方 法的各自原理等。

第三章介绍了不同螺旋桨模型作用下螺旋桨敞水试验的模拟结果。研究对象 为 KP505 螺旋桨。本章搜首先介绍了算例的模拟参数,包括模型尺度、边界条 件以及网格分布、时间步设置等。随后介绍了网格尺寸与时间步长的不确定度计 算结果。最后介绍了从代理致动盘中提取的叶元体性能参数,并进行了体积力模 型与真实螺旋桨模型敞水试验的模拟结果对比,包括诱导因子分布、当地速度分 布、敞水曲线、叶元体载荷分布、尾流速度分布与涡结构等。

第四章介绍了不同螺旋桨模型作用下桨舵相互作用的模拟结果。其中算例配 置部分介绍了模型主要尺度,与计算域尺度等信息,随后给出了模拟结果。体积 力模型与准真实螺旋桨的对比包括桨载荷分布,舵面压力分布与涡结构,并截取 了舵面上三个代表性位置进行了压力分布定量对比。

第五章通过 KCS 船舶自航试验验证了基于速度参数的改进体积力模型在非 均匀来流状态下的准确性。采用了三种不同的螺旋桨模型,即基于重叠网格方法 的真实螺旋桨模型、传统的描述型体力 HO 模型和基于速度参数的改进体积力模 型进行船舶自航试验仿真。对螺旋桨的尾流速度分布进行了比较和讨论,重点讨 论了所提出的基于速度参数的改进体积力模型模拟离散化螺旋桨模型尾流动量 输运的能力。

第六章为全文的总结与展望,对全文研究结果进行梳理,并提出了本方向未 来的发展前景。
第二章 数值方法

2.1 控制方程

2.1.1 N-S 方程与湍流模型

在本研究中,体积力模型在敞水试验中的壁面模型仅有桨轴,因此静态网格可以满足模拟要求。对于基于真实螺旋桨的螺旋桨敞水试验,船模阻力试验和船模自航试验,采用了组内 CFD 求解器 naoe-FOAM-SJTU^[88]。该求解器是基于开源平台 OpenFOAM 开发的一种粘性多相流重叠网格求解器。它包括一个多级物体的六自由度运动模块,因此可以非常方便地处理螺旋桨的旋转运动。近年来, naoe-FOAM-SJTU 求解器在处理船舶阻力^[93,94]、船舶自航^[4]、船舶操纵^[95,96]和船舶耐波性^[97,98]等水动力问题上积累了越来越多的经验。

naoe-FOAM-SJTU 求解器继承了 OpenFOAM 的有限体积法和数值格式,并使用了 PIMPLE 算法——PISO 算法和 SIMPLE 算法的结合——来解耦速度和压力。对于不可压缩粘性流体,求解流场的 N-S 方程为:

$$\nabla \cdot \mathbf{U} = 0 \tag{2-1}$$

$$\frac{\partial \rho \mathbf{U}}{\partial t} + \nabla \cdot \left(\rho \left(\mathbf{U} - \mathbf{U}_g \right) \mathbf{U} \right) = -\nabla p_d - \mathbf{g} \cdot \mathbf{x} \nabla \rho + \nabla \cdot \left(\mu_{eff} \nabla \mathbf{U} \right) + \left(\nabla \mathbf{U} \right)$$
$$\cdot \nabla \mu_{eff} + f_\sigma + \left(f_\varepsilon \right)_i$$
(2-2)

其中p是压力, ρ 是密度,U是流体速度,Ug是网格速度,g表示重力加速度; $\mu_{eff} = \rho(v+v_l)$ 为有效黏度系数, $p_d = p-\rho g \cdot x$ 为动压。对于螺旋桨敞水试验的数值模拟,目前还没有确定什么是最合适的湍流模型^[89]。本文采用 $k-\omega$ SST模型。该湍流模型可以根据与壁面距离的变化激活不同的湍流参数计算方法。详细的理论和方程可以在Menter^[90]的研究成果中得到。 $(f_{\varepsilon})_i$ 为体积力源项,由求解器中单独提供的体积力代码计算^[91]。

2.1.2 两相流模型

本文采用一种人工压缩的相分数方法^[92]来捕捉船模在自航过程中自由表面 的变化。相分数输运方程为:

$$\frac{\partial \alpha}{\partial t} + \nabla \cdot [(\mathbf{U} - \mathbf{U}_g)\alpha] + \nabla \cdot [\mathbf{U}_r(1 - \alpha)\alpha] = 0$$
(2-3)

α是0到1之间的相分数。对于不同的相分数值,表示如下含义:

$\alpha = 0$	air	
$\begin{cases} \alpha = 1 \end{cases}$	water	(2-4)
$\left[0 < \alpha < 1\right]$	interface	

2.2 螺旋桨计算模型

2.2.1 离散化螺旋桨模型

在本文中,重叠网格求解器 naoe-FOAM-SJTU 被用来处理螺旋桨的旋转运动。重叠网格的基本思想是对研究对象分别生成网格,然后根据相对位置将不同的网格区域重叠放置。在进行模拟之前,每个网格都被进行了"标记",以确定其在重叠区域和网格之间的信息传递中的作用。以螺旋桨敞水试验模拟为例,这组模拟包括背景和螺旋桨两组网格。图 2-1 显示了每套网格的标记区域及其相对位置。蓝色区域为洞单元,在进行流场求解时洞单元被排除在计算之外。当网格靠近物体边界或远离物体边界时就会出现洞单元(如背景网格中的洞单元与螺旋桨网格四角处的洞单元)。红色区域为活动单元格,与传统网格作用相同,是流场计算的主要部分。绿色区域为插值单元,负责网格间的信息传递,插值单元位于每一套网格的边缘。每个插值单元会被分配几个贡献单元,负责向插值单元提供插值单元所在网格区域以外的流场信息。插值单元的物理量可由(2-5)得到:

$$\phi = \sum_{i=1}^{n} \omega_i \cdot \phi_i \tag{2-5}$$



其中,ωi为权重系数,φi为每个贡献单元的物理量。

a) 背景网格标记(纵剖面)





Fig.2-1 Overset mesh mark in different region

离散化螺旋桨模型(Discretized propeller, DP)是基于螺旋桨几何形状来生成 螺旋桨边界网格的。通过直接考虑几何边界对流体的影响,可以模拟大部分流场 细节。离散化螺旋桨模型应用的关键是处理螺旋桨几何网格运动问题。静态网格 无法模拟这类问题,因为旋转运动破坏了网格之间的拓扑关系。在 naoe-FOAM-SJTU 中,船体、背景和螺旋桨网格是相互独立的,因此任何网格之间的相对运

第 19 页

动都可以不受约束地进行。在本研究中,船体、背景和螺旋桨网格将通过 snappyHexMesh生成为三组独立的网格。通过八叉树算法确定洞单元、插值单元 以及贡献单元之间的插值关系。各个网格通过 suggar++实现交互通信。为了将螺 旋桨的运动与船舶的运动相结合,naoe-FOAM-SJTU 使用了多级物体的概念。在 这个概念中,背景网格、船体网格和螺旋桨网格分别是第一级、第二级和第三级 对象。螺旋桨网格以船体网格为背景确定插值关系。螺旋桨网格坐标运动由式(2-6)计算:

$$\mathbf{x}_{\rho rop}^{n} = \begin{bmatrix} c + n_{1}^{2}(1-c) & n_{1}n_{2}(1-c) - n_{3}s & n_{1}n_{1}(1-c) + n_{2}s \\ n_{1}n_{2}(1-c) + n_{3}s & c + n_{2}^{2}(1-c) & n_{2}n_{3}(1-c) - n_{1}s \\ n_{1}n_{3}(1-c) - n_{2}s & n_{2}n_{1}(1-c) + n_{1}s & c + n_{3}^{2}(1-c) \end{bmatrix} (\mathbf{x}_{\rho rop}^{0} - \mathbf{p}_{a}) + \mathbf{p}_{a}$$
(2-6)

式中 $c = \cos a$, $s = \sin a$; $n = (n_1, n_2, n_3)$ 为通过传动轴的单位矢量, \mathbf{P}_a 为传 动轴上的一点; x_{prop}^0 和 x_{prop}^n 是螺旋桨网旋转后的初始位置和位置。当螺旋桨网 格旋转到下一个时间步时,利用 DCI(Domain Connectivity Information)计算新的 网格拓扑关系,解决螺旋桨的网格运动问题。

2.2.2 叶素动量理论

BEMT 是一种迭代体积力模型,它根据进流体速度分布迭代计算螺旋桨载荷。本文采用几何攻角计算叶元体的水动力性能,如图 2-2 所示。





Fig.2-2 Blade element velocity and force

在叶元体坐标下,叶元体对推力和扭矩贡献的计算公式为:
$$U = \sqrt{V_t^2 + V^2}$$
(2-7)

$$\beta = \tan \frac{V}{V_t} \tag{2-8}$$

$$\alpha = \phi - \beta \tag{2-9}$$

$$dF_L = \frac{1}{2}\rho C_L U^2 c_r dr \tag{2-10}$$

$$dF_D = \frac{1}{2}\rho C_D U^2 c_r dr \tag{2-11}$$

$$dF_T = dF_{LT} - dF_{DT}, dF_{LT} = dF_L \cos\beta, dF_{DT} = dF_D \sin\beta$$
(2-12)

$$dF_{Q} = (dF_{LQ} + dF_{DQ})r, dF_{LQ} = dF_{L}\sin\beta, dF_{DQ} = dF_{D}\cos\beta$$
(2-13)

其中, V_t 和 V_a 分别为轴向和切向实效来流速度。 α 为几何攻角, β 为水动力 节距角, φ 为叶元体螺距角, dF_L 和 dF_D 为叶元体升力/阻力, dF_T 和 dF_Q 为叶叶 元体对推力和扭矩的贡献, dF_{LT} , dF_{DT} , dF_{LQ} 和 dF_{DQ} 分别为叶元体升力/阻力在轴 向和切向方向的投影。

本文使用致动点代表了螺旋桨叶片载荷的作用位置,使用叶元体水动力计算 公式计算叶片载荷,并按照一定的投影函数映射到计算域网格。每个致动点都有 一个球形的有效范围。图 2-3 显示投影范围和投影方式。红色区域表示目标网格 及其中心,蓝色区域表示网格周围的有效致动点及其有效范围。当网格中心位于 某个致动点的有效范围内时,根据高斯投影函数计算致动点对网格源项的权重:

$$\eta_{\varepsilon}(d) = \frac{1}{\varepsilon^3 \pi^{3/2}} exp[-(\frac{d_i}{\varepsilon})^2]$$
(2-14)





Fig.2-3 The calculation theory of Gauss project method

式中 *ε* 为有效投影距离,在本文中取 0.01m。网格中心的源项的最终值是周围所有有效致动点的贡献之和。

体积力作用区域是由一系列致动点的投影区域形成的包络区域。本文中致动 点的分布设计为圆盘状,这是对应船用螺旋桨盘面比大的特点。致动点在径向和 周向间距相等,轴向只有一层,如图 2-5 所示。转速只用于计算叶片单元水动力, 因为在计算过程中,致动点的位置是不变的。对于叶素动量理论模型,各致动点 的水动力计算互不影响,因此可以处理不均匀流动问题。



图2-4 致动点示意图 Fig.2-4 Actuating point sketch map



图2-5 致动点分布 Fig.2-5 Actuating point distribution

对于力系数的计算,本文首先通过螺旋桨 CFD 敞水试验得到三维叶元体的 载荷分布,之后将叶元体划分为 10 个部分计算力系数,如图 2-6 所示。这一思 想与 Feng^[81]相同。由于翼型力系数拟合公式是基于势流理论推出的,应用了较 多未被验证的假设,因此本文舍弃了力系数拟合公式,并将得到的升阻力系数整 理成数据向量的形式,并通过分段线性插值传递数据。

第 22 页



图2-6 叶元体及其受力示意图 Fig.2-6 Blade element and blade contribution of load

本文的求解器采用 PIMPLE 方法将速度场与压力场解耦。这里采用显式方法 求解体积力,即在每个时间步长,先用前一个时间步长体积力场求解速度场,再 用当前时间步长速度场计算出体积力场。代理致动盘求解器 AAD 的体积力分布 在流场求解的迭代过程中不发生变化,而对于改进的叶素动量理论体积力模型求 解器,受力随叶元体当地速度的变化进行迭代。图 2-7 和图 2-8 显示了改进的体 积力模型求解器与 AAD 求解器的执行流程。



图2-7 改进体积力模型求解流程图 Fig.2-7 Improved body-force model flow chart



图2-8 代理致动盘求解器流程图 Fig.2-8 AAD model flow chart

2.2.3 代理致动盘方法

为了提高叶素动量理论的准确性,应保证叶元体的攻角与力系数计算准确。 叶元体的力系数可以通过真实螺旋桨模型敞水试验的 CFD 结果计算,而代理致 动盘是为了保证叶元体攻角的计算准确性。对于攻角来说,翼型与源项作用下的 实效攻角会有所不同,因此本文以几何攻角定义叶元体系数,这需要得到螺旋桨 的入流速度。但是对于不均匀来流工况,比如船后工作状态,螺旋桨的来流是未 知的,体积力模型只能得到作用区域内的流场信息,因此需要通过当地速度反推 出实效来流,即建立源项作用下叶元体当地速度与实效来流的关系。

利用代理致动盘得到流场数据分布包含以下四个过程,如图 2-9 所示。首先进行真实螺旋桨模型敞水试验模拟,得到某一工况下的螺旋桨载荷分布(图 2-9 ①);随后将螺旋桨叶片沿径向位置划分为若干叶元,计算作用于各个叶元的推力与扭矩,并将此载荷分布投影在一致动盘中(图 2-9②);之后利用得到的符 合真实螺旋桨载荷分布(*dT、dQ*)的代理致动盘进行相同工况下的敞水试验模拟 (图 2-9③),待计算稳定后,便可通过代理致动盘处的当地速度 *V_x*及无穷远处 来流速度 *V*求得所需的流场信息(图 2-9④)。



图2-9 基于代理致动盘的诱导流场数据计算过程 Fig.2-9 Calculation process of induced flow field data based on AAD

由于翼型与源项对当地速度作用的差别,本文利用代理致动盘用来得到上述 速度关系。代理致动盘是螺旋桨的描述型体积力模型,其不直接参与所要研究问 题的流场模拟,而是为叶素动量理论体积力模型提供源项作用下的流场信息,使 得叶元体能保持像描述型体积力模型一样的准确度。同时由于叶元体相互之间的 计算并不耦合,因此模型的准确性以及对复杂问题的处理能力可以同时得到保证。 对于代理致动盘提供的当地速度与实效来流的关系,本文研究了两种处理方式, 分别为拟合诱导因子方法与速度参数方法。下面对这两种方法进行介绍。

2.2.3.2 拟合诱导因子方法

拟合诱导因子方法的基本思想是将诱导因子拟合为当地速度的函数关系,为此需要引入一定的前提假设。以轴向诱导因子为例,在拟合诱导因子方法中引入以下前提假设,认为无穷远处来流速度与当地速度满足线性关系:

$$V' = A(R')V'_{x} + B(R')$$
(2-15)

其中 *A*(*R*['])、*B*(*R*['])为待拟合系数, *V*[']、*V*_x[']、*R*[']分别为无因次无穷远来流速度、 无因次当地轴向速度以及无因次径向位置:

$$V' = \frac{V}{nD} \tag{2-16}$$

$$V_x' = \frac{V_x}{nD} \tag{2-17}$$

第 25 页

$$R' = \frac{R}{R_{tip}}$$
(2-18)

轴向诱导因子表示轴向当地速度与轴向来流速度的关系为:

$$V_x = (1+a)V$$
 (2-19)

联立式(2-15)与式(2-19)可得诱导因子分布拟合公式:

$$a = \frac{V'_x}{A(R')V'_x + B(R')} - 1$$
(2-20)

在代理致动盘作用下的诱导流场中,通过改变进速系数可以得到多组 R[']与 *A*(R['])、*B*(R['])的关系。整理所得结果,并使用五次多项式拟合可得:

$$\begin{bmatrix} A(R') \\ B(R') \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} J_{11}R'^5 + J_{12}R'^4 + J_{13}R'^3 + J_{14}R'^2 + J_{15}R' + J_{16} \\ J_{21}R'^5 + J_{22}R'^4 + J_{23}R'^3 + J_{24}R'^2 + J_{25}R' + J_{26} \end{bmatrix}$$
(2-21)

切向诱导因子的拟合方式与轴向诱导因子完全相同,只是将来流速度与当地 速度都换成切向速度,其中在代理致动盘中流体来流的切向速度为0,叶元体的 切向来流速度由螺旋桨的转速得到。通过将拟合参数输入求解器,便可以使求解 器在运行过程中基于式(2-21)通过叶元体的径向位置得到其拟合参数*A(R')、B(R')*, 然后通过式(2-20)当地速度 *V_x*"得到诱导因子,进而通过当地速度与诱导因子得到 叶元体的实效来流速度,使求解器可以通过几何攻角计算叶元体的水动力。

2.2.3.3 速度参数方法

记录叶元体当地速度与实效来流的关系所使用的参数应满足以下条件:第一, 对于同一螺旋桨相同进速系数的工况,这些参数应该相同,以满足模型的相似定 律;第二,参数的定义应尽可能简便,并且能保证数据采样方式简洁,采样结果 准确;第三,参数之间能建立对应关系,模型在求解中能根据当地速度计算来流 速度,进而得到完整的叶元体性能计算过程;第四,模型能够依据未稳定的流场 迭代到稳定状态,并正确模拟出对应工况下真实桨的载荷分布情况。基于此,本 文选择以下参数作为表示速度关系的参数:

$$V_a' = \frac{V_a}{nD} \tag{2-22}$$

$$V_t' = \frac{V_t}{V_x} \tag{2-23}$$

$$V_x' = \frac{V_x}{nD} \tag{2-24}$$

$$V_{\theta} = \frac{V_{\theta}}{V_{x}}$$
(2-25)

对于条件1,当螺旋桨的进速系数相同时,由于几何相似,流场中任意两点的任何方向的速度比值对于相似的算例来说为同一定值。因此*V/V_x*,*V_t/V_x* 与*V_θ/V_x* 不会随进速系数变化,即所选取的参数满足相似定律。

对于条件 2,由于描述型体积力模型的敞水流场是周向平均的,叶元体的当 地速度可以从致动点位置处通过流场插值得到,如图 2-5 所示。这避免了从真实 螺旋桨模型中获取当地速度的复杂性。

对于条件 3,代理致动盘的数据收集是基于多次不同进速的敞水模拟得到的。 从代理致动盘中得到的速度采样结果被整理成以下向量形式:

$$\mathbf{V}_{\mathbf{a}}' = [V_{a,AAD,1}, V_{a,AAD,2}, \dots V_{a,AAD,i}]$$
(2-26)

$$\mathbf{V}'_{\mathbf{x}}(r') = [V'_{x,AAD,1}(r'), V'_{x,AAD,2}(r'), \dots V'_{x,AAD,i}(r')]$$
(2-27)

$$\mathbf{V}'_{t}(r') = [V'_{t,AAD,1}(r'), V'_{t,AAD,2}(r'), ...V'_{t,AAD,i}(r')]$$
(2-28)

$$\mathbf{V}_{\theta}^{'}(r^{'}) = [V_{\theta,AAD,1}^{'}(r^{'}), V_{\theta,AAD,2}^{'}(r^{'}), ...V_{\theta,AAD,i}^{'}(r^{'})]$$
(2-29)

其中下标 AAD 表明此变量为从 AAD 采样得到的速度场数据,下标 1~*n* 为 第 *n* 次模拟的结果,变量 *r* 表示不同的径向位置,即不同的叶元体。由于螺旋桨 直径 *D* 与每一时间步的螺旋桨转速 *n* 在每次体积力的迭代前均确定,因此轴向 来流速度可以通过实时读取流场的当地速度被计算:

$$V_{a}^{'} = f(\mathbf{V}_{a}^{'}, \mathbf{V}_{x}^{'}, r')$$

$$= \mathbf{V}_{a,i-1}^{'} \times \frac{V_{x}^{'} - \mathbf{V}_{x}^{'}(r')_{i}}{\mathbf{V}_{x}^{'}(r')_{i-1} - \mathbf{V}_{x}^{'}(r')_{i}} + \mathbf{V}_{a}^{'} \times \frac{V_{x}^{'} - \mathbf{V}_{x}^{'}(r')_{i-1}}{\mathbf{V}_{x}^{'}(r')_{i-1}}, \qquad (2-30)$$

$$V_{x}^{'} \in \left[\mathbf{V}_{x}^{'}(r')_{i-1}, \mathbf{V}_{x}^{'}(r')_{i}\right]$$

$$V_{t}^{'} = f(\mathbf{V}_{t}^{'}, \mathbf{V}_{\theta}^{'}, r')$$

$$= \mathbf{V}_{t,i-1}^{'} \times \frac{V_{\theta}^{'} - \mathbf{V}_{\theta}^{'}(r')_{i}}{\mathbf{V}_{\theta}^{'}(r')_{i-1} - \mathbf{V}_{\theta}^{'}(r')_{i}} + \mathbf{V}_{t}^{'} \times \frac{V_{\theta}^{'} - \mathbf{V}_{\theta}^{'}(r')_{i-1}}{\mathbf{V}_{\theta}^{'}(r')_{i-1}}, \qquad (2-31)$$

$$V_{\theta}^{'} \in \left[\mathbf{V}_{\theta}^{'}(r')_{i-1}, \mathbf{V}_{\theta}^{'}(r')_{i}\right]$$

对于条件 4, 在后续敞水试验中可以证明该体积力可以收敛到正确的载荷分 布状态。

2.2.4 HO 体积力模型

对于描述型体积力方法,体积力的分布被视为半径的函数。Hough 和 Ordway^[35]首次提出了基于势流理论的螺旋桨载荷分布计算方法。建立 HO 模型 只需要提供螺旋桨的扭矩系数和推力系数,其计算公式如下:

$$f_{b,x} = \frac{\rho U^2}{L_{pp}} A_x r^* \sqrt{1 - r^*}$$
(2-32)

$$f_{b,\theta} = \frac{\rho U^2}{L_{pp}} A_{\theta} \frac{r^* \sqrt{1 - r^*}}{(1 - Y_H)r^* + Y_H}$$
(2-33)

$$r^* = \frac{r - R_H}{R_P - R_H}$$
(2-34)

$$Y_{H} = \frac{R_{H}}{R_{p}} \tag{2-35}$$

$$A_{x} = \frac{C_{t}}{\Delta x^{*}} \frac{105}{16(4+3Y_{H})(1-Y_{H})}$$
(2-36)

$$A_{\theta} = \frac{K_{Q}}{J^{2} \Delta x^{*}} \frac{105}{\pi (4+3Y_{H})(1-Y_{H})}$$
(2-37)

$$C_{t} = 32n^{2}R_{p}^{2}K_{T} / \pi U^{2}$$
(2-38)

式中, $f_{b,x}$ 和 $f_{b,\theta}$ 分别为单位体积推力和扭矩载荷, n 为螺旋桨转速, r 为径向 位置, R_P 和 R_H 分别为螺旋桨叶稍半径和桨毂半径。 Y_H 为毂径比, L_{pp} 为垂线间 的长度, $\Delta x^* = \Delta x / L_{pp}$ 为无因次螺旋桨厚度。在本研究中,应用单位厚度的体积力 分布来计算致动点的载荷。J为进速系数,U为入流速度。 K_T 和 K_Q 分别为推力 系数和扭矩系数,由敞水曲线计算得到。由于在船后状态下螺旋桨进速是未知的, 因此 U由试验得到的船速和伴流分数决定。

2.3 数值不确定度分析

不确定度分析是为了确保计算参数设置的有效性而实施的。为了保证计算结 果的有效性,本文首先对螺旋桨敞水试验与船模阻力试验模拟进行不确定度分析。 不确定度分析的关键参数为误差,参数收敛性与不确定度。对于数值模拟,最重 要的参数为网格尺寸与时间步长设置。误差的定义如下:

$$E = D - S \tag{2-39}$$

其中D为物理试验结果,S为数值计算误差。

对于网格尺寸与时间步长的收敛性分析,依据 ITTC 的建议,需要分别进行 三次不同参数配置的模拟。三次模拟分别对应细,粗,中的参数。使用 *S_i*表示他 们的计算结果,则收敛性参数可以表示为:

$$R = \frac{\varepsilon_{11}}{\varepsilon_{32}} = \frac{S_2 - S_1}{S_3 - S_2}$$
(2-40)

不同的 R 对应不同的收敛形式:

第 28 页

单调收敛: 0<R<1;

振荡收敛: R<0;

发散: R>1

对于单调收敛条件,可以基于理查德外推法(Richadson Extrapolation, RE)计算不确定度。首先数值误差为:

$$\delta_{RE} = \frac{\varepsilon_{21}}{r^{P_{RE}} - 1} \tag{2-41}$$

式中,r表示细化比,PRE 为观测精度阶,如下式:

$$P_{RE} = \frac{\ln(\varepsilon_{32} / \varepsilon_{21})}{\ln(r)}$$
(2-42)

此外,修正系数为:

$$C = \frac{r^{P_{RE}} - 1}{r^{P_{Gest}} - 1}$$
(2-43)

式中, *P_{Gest}* 表示数值计算中理论精度阶, 在当前分析中取 *P_{Gest}*=2。最终, 符 合单调收敛的不确定度为:

$$U = \begin{cases} [9.6(1-C)^2 + 1.1] |\delta_{RE}|, 0.875 < C < 1.125\\ [2|1-C|+1] |\delta_{RE}|, 0 < C \le 0.875 \text{ or } C \ge 1.125 \end{cases}$$
(2-44)

对于震荡收敛情况,不确定度采用下式计算:

$$U = \frac{S_3 - S_2}{2}$$
(2-45)

对于螺旋桨敞水试验与船模自航试验,其网格收敛性研究的细化比为√2,同时时间步收敛性细化比为2。确定的参数将被用来选择自航模拟的时间步长与网格尺寸。

2.4 体积力模块与原求解器的结合

为了实现改进的体积力模型在相关领域中的应用,本文在组内求解器 naoe-FOAM-SJTU 的基础上进行扩展,使之能够兼容原有的重 bf 叠网格模块,特别是 六自由度运动模块。新的求解器命名为 hpeb-FOAM-SJTU,这里对此做简要说明。

体积力的计算需要速度场信息和致动点速度,然后传出合力和体积力分布完成六自由度方程计算和流场动量方程计算,同时根据船体运动更新致动盘位置, 所以体积力的开发问题可以分解为体积力模块与重叠网格模块、六自由度运动模 块及求解器主程序的通信问题。要解决的问题如下:

1、构造体积力模块:访问重叠网格模块,提取速度场,向体积力类型的构 造函数传入必要参数;

第 29 页

2、与六自由度运动模块通信:(1)将六自由度运动模块计算得到的位移传回体积力模块,更新致动点的位置;从六自由度运动模块返回当前时间步运动速度,获得致动点与伴流场的相对速度,由叶素动量理论计算体积力分布;(2)将计算得到的致动盘总推力、总扭矩作为船体受力传入六自由度运动方程。

3、返回体积力进行流场求解:将体积力作为源项返回至求解器主程序的控制方程,参与动量方程的求解,并随时间步更新。

图 2-10 展示了相关的各个模块之间的数据传递关系。值得注意的是体积力 模块计算得到的体积力场并未直接传递给控制方程而是返回到重叠网格模块,由 重叠网格模块提供接口将体积力场传递给控制方程,这样可以使体积力模块涉及 到的数据传递局限在重叠网格内,便于实现模块的封装。





Fig.2-10 Data transfer relationship of body-force model class

2.5 程序整体框架

hpeb-FOAM-SJTU 的组成架构如图 2-11 所示。在 hpeb-FOAM-SJTU 中包含 OpenFOAM 的基础执行代码以及负责控制物体运动的六自由度代码,其中运动 信息与流场插值步骤由重叠网格代码求取并分别传递给 OpenFOAM 矩阵求解器 以及六自由度运动方程。重叠网格代码模块同时负责多个算例参数的通信与读取, 包括湍流参数、体积力参数与多级物体运动参数等。多级物体架构是处理船桨舵 等多个相互运动物体直接相互作用的有效方法。由于使用体积力模型代替螺旋桨, 因此多级物体模块只需处理船舵干扰问题。同时舵的典型试验控制逻辑也被包含 在软件架构中,包括航向保持、Z 型操纵等。



图2-11 hpeb-FOAM-SJTU 求解器框架 Fig.2-11 hpeb-FOAM-SJTU solver frame

2.6 求解器工作流程

由于叶素理论利用当地速度插值得到翼面的入流条件,因此叶素理论体积力 模型本身为迭代法体积力的思想。图 2-12 展示了叶素理论的计算流程。在一个 计算时间步的迭代过程中,首先利用船体位移更新致动点的位置,图 2-13 展示 了由初始位置矢量计算每一时间步致动点位置矢量的矢量计算图。计算更新致动 点的位置后,下一步是利用致动点附近的速度场插值,得到叶元体的入流条件, 进而计算叶元体的受力信息。应该注意船用螺旋桨的入流条件相比于螺旋桨固定 状态(如风机)不同,在计算时应计算叶元体与速度场的相对速度,因此需在原 速度场基础上叠加船舶的速度(图 2-14)。得到叶元受力后,利用高斯分布函数 计算致动点附近网格单元的体积力,同时计算致动盘的合力及扭矩,最后将合力 及扭矩传入船舶六自由度计算模块,完成一个时间步的迭代。



图2-12 基于叶素理论迭代方法的计算流程图

Fig.2-12 Flow chart of iterative method based on blade element theory





Fig.2-13 Displacement vector calculation of actuating disk



图2-14 致动盘速度矢量计算 Fig.2-14 Velocity vector calculation of actuating disk

2.7 本章小结

本章对本文所使用的控制模型以及体积力模型理论进行了全面介绍。控制方 程采取基于 RANS 湍流模型的 N-S 粘性方程,其中添加源项代表体积力的作用。 使用相分数方法处理船桨相互作用模拟中的自由面。离散化的体积力模型代表真 实的螺旋桨模型以重叠网格的方式实现,通过对不同网格单元进行标记以建立插 值关系。这种方法在数值模拟中的应用,在计算时可以考虑丰富的流动结构,因 而也最消耗计算资源。体积力模型不需要考虑复杂的网格实现方法,而是更加关 注模化螺旋桨性能的过程。叶素动量理论方法在复杂度与准确性上处于适中地位, 利用叶元体的当地速度以及求解器记录的叶元体性能参数实时计算叶元体与流 体的相互作用力,并通过高斯投影将叶元体的水动力布置在网格中。代理致动盘 方法通过提供与真实螺旋桨载荷分布相符的描述型体积力模型,可以用于得到符 合真实螺旋桨时均效果的流场,并为粘流环境中体积力模型的改进提供修正信息。 本文包含两种处理修正信息的方法,分别为拟合诱导因子方法与速度参数方法。 其中拟合诱导因子方法对代理致动盘得到的叶元体诱导因子与当地速度的关系 进行线性拟合,采用了来流速度与当地速度线性变化的假设,形式更简洁。第二 种速度参数方法通过代理致动盘提供的叶元体来流速度与当地速度的速度参数 记录叶元体几何攻角,使用多段线性插值方法,数据使用性也更丰富。最后本章 介绍了传统 HO 体积力模型的理论与时间步及网格不确定度分析的方法。

同时,本章主要介绍了体积力求解器的实现方式,包括在已有程序架构中的 求解器模块植入,植入后的程序整体架构与预期功能,以及程序的具体工作流程 与六自由度计算细节。程序的植入实现了重叠网格模块的类封装,完成了与六自 由度模块与主程序的交互通信。这种方式最大程度地使代码环境简洁,后来的开 发者可以从这个结构的基础上方便地进行扩展与升级。

第三章 不同螺旋桨体积力模型的敞水试验模拟研究

让螺旋桨在不受边界影响的流场内旋转,记录螺旋桨的载荷与进速的关系, 是螺旋桨敞水试验的主要内容。螺旋桨敞水试验是螺旋桨问题分析的基础,同时 也是检验螺旋桨模拟参数配置有效性的重要途径。在螺旋桨敞水试验中,一般只 需要考虑螺旋桨的桨叶、桨毂以及一段较长的桨轴,其中桨轴延伸到计算边界。 在螺旋桨敞水试验的数值模拟中可以得到更多丰富的信息,比如载荷分布,涡结 构等。本章采用重叠网格方法与两种改进的体积力方法进行螺旋桨敞水试验模拟, 并总结了不同方法的准确性。

3.1 算例配置

本文选取 KP505 螺旋桨为研究对象进行模型尺度的螺旋桨敞水试验模拟。 相关水池试验数据可以从东京 2005 CFD 研讨会^[99]中找到。KP505 螺旋桨模型如 图 3-1 所示。表 3-1 显示了模型的主尺度。



图3-1 KP505 螺旋桨几何模型 Fig.3-1 Geometry of the KP505 propeller

衣J-1 KF 505 际灰木工八及	表3-1	KP505	螺旋桨主尺度
--------------------	------	-------	--------

Table 3-1	Principal	dimension	of the	KP505	propeller
-					

Main particulars	symbol	Model scale	Full scale
Scale factor	λ	31.6	-
Diameter	<i>D</i> (m)	0.25	7.9
Mean pitch ratio	P _{mean} /D	0.95	0.95
Area ratio	A_e/A_0	0.800	0.800

第三章 不同螺旋桨体积力模型的敞水试验模拟研究								
Hub ratio	d_h/D	0.180	0.180					
Number of blades	Ζ	5	5					
Section profile	-	NACA66	NACA66					

螺旋桨的算例包括真实螺旋桨以及体积力模型两种模拟配置。体积力模型敞 水模拟与使用代理致动盘得到诱导速度场使用同一套计算网格。体积力模型与真 实螺旋桨模型的敞水试验网格加密特征相同。计算域为长方体,宽度与高度为 5D, 长度为 8D,其中入流段 3D,这些距离可以保证流场不受边界效应的影响。入口 与柱形边界速度均为来流,以模拟无穷远处来流条件,如图 3-2、图 3-3 所示。 真实螺旋桨模型与体积力模型除螺旋桨区域外的网格加密方式相同,如图 3-4 所 示。



图3-2 真实螺旋桨模型计算域

Fig.3-2 Computational domain of the discretized propeller model





Fig.3-3 Computational domain of the body-force propeller model



a) 真实螺旋桨模型



b) 体积力模型



Fig.3-4 Mesh refinement of propeller open-water test by different propeller model

在体积力模型的模拟中考虑了桨毂对来流的阻塞效应。体积力投影在原桨平面的位置。厚度跨越6个网格,径向方向跨越十五个网格。投影区域的厚度是由高斯距离决定的,之后的研究表明这种厚度可以使体积力模型代替真实螺旋桨模拟动量输运。真实螺旋桨采用重叠网格技术,螺旋桨网格节点以螺旋桨转速绕桨轴旋转。为了捕捉桨叶壁面的粘性作用,边界层设置的必不可少。螺旋桨的边界层需要达到一定厚度才能较好捕捉壁面附近的大梯度流动。OpenFOAM 设置了 ω 的壁面函数,这使得对于 *k*-ω SST 湍流模型来说第一层网格高度不必太低,否则为了使网格过渡到远场的尺寸,需要较高的网格生长率或不可接受的边界层数, 这将极大降低网格质量。最终确定的 y_{0.7R}⁺为 50,如图 3-5 所示。这种设置能保 证受粘性作用影响较大的扭矩计算结果准确。



图3-5 螺旋桨边界层网格 Fig.3-5 Propeller boundary layer

由于体积力模型模拟螺旋桨的时均效果,基于体积力模型的敞水试验适用于 进行稳态模拟,而基于真实螺旋桨模型的敞水试验采用瞬态模拟。

3.2 数值不确定度分析

不确定度分析方法参见第 2.3 节。敞水试验的试验结果参考了 Tokyo 2005 发布的试验报告^[99]。由于体积力模型采用稳态模拟,因此未讨论体积力模型算例的时间步长收敛性。敞水试验的准确性与不确定度研究选取 J=0.7 为研究工况,此时最接近螺旋桨的设计工况。研究结果如表 3-2、表 3-3 与表 3-4 所示。体积力模型算例网格收敛性研究中推力系数与敞水效率为震荡收敛,其他敞水试验计算结果均为单调收敛。与试验结果相比,所有计算结果不确定度在 2.7%以内,中等配置参数对应算例的各结果误差在 1.3%以内。

体积力模型的收敛速度比真实螺旋桨快且平滑。后续的螺旋桨网格依据中等 网格设置。体积力模型算例网格收敛性的验证表明当前的速度采样方式并不依赖 于网格尺寸。考虑到计算精度和资源消耗,选择中等网格尺寸和时间步长进行模 拟。

表3-2 KP505 体积力模型敞水试验的网格不确定度。

Case name	ID	Mesh size(M)	K_T	Error (%)	KQ	Error (%)	
EFD		-	0.185	-	0.0311	-	
Coarse	S_{I}	0.22	0.176	-4.86%	0.0301	-3.22%	
Medium	S_2	0.59	0.183	-1.30%	0.0309	-0.66%	
Fine	S_3	1.51	0.185	0.22%	0.0312	0.33%	
R_G	-	-	0.4274	-	0.3863	-	
P_G			2.4525	-	2.7443	-	
$\delta_{RE}(\%S_D)$	-	-	1.1371	-	0.6226	-	
$U_G(\%S_D)$	-	-	1.9094	-	1.8678	-	
Convergence type	-	-	Monotonic	-	Monotonic	-	

able 3-2 Mesh convergence study	of the KP505	body-force model	open-water test
---------------------------------	--------------	------------------	-----------------

表3-3 KP505 真实螺旋桨模型敞水试验的网格不确定度分析

Table 3-3 Mesh convergence study of the KP505 Discretized propeller model open-water test

Case name	ID	Mesh size(M)	K_T	Error (%)	KQ	Error (%)	
EFD		-	0.185	-	0.0311	-	
Coarse	\mathbf{S}_1	0.50	0.194	5.09%	0.0324	4.22%	
Medium	S_2	1.22	0.184	-0.27%	0.0311	-0.11%	
Fine	S_3	3.18	0.185	0.00%	0.0310	-0.28%	
R_G	-	-	-0.0507	-	0.0403	-	
P_G	-	-	-	-	9.2635	-	
$\delta_{RE}(\%S_D)$	-	-	-	-	-0.0073	-	
$U_G(\%S_D)$	-	-	2.6812	-	0.3414	-	
Convergence type	-	-	Oscillatory	-	Monotonic	-	

表3-4 KP505 真实螺旋桨模型敞水试验的网格不确定度分析

[ab]	le 3	5-4	Time	step	convergen	ce study	of	the	KP:	505	5 E	Discret	ized	l propel	ler mod	el op	pen-wate	r test	t
------	------	-----	------	------	-----------	----------	----	-----	-----	-----	-----	---------	------	----------	---------	-------	----------	--------	---

Case name	ID	Time-	K_T	Error	K _Q	Error	η
		step(s)		(%)		(%)	
EFD		-	0.185	-	0.0311	-	0.6
Coarse	\mathbf{S}_1	0.001	0.184	-0.38%	0.0309	-0.52%	0.6
Medium	\mathbf{S}_2	0.0005	0.184	-0.29%	0.0311	-0.11%	0.6
Fine	\mathbf{S}_3	0.00025	0.185	-0.26%	0.0311	0.02%	0.6
R_T	-	-	0.3712	-	0.3284	-	0.31
P_T	-	-	1.4295	-	3.2133	-	3.34
$\delta RE(\%S_D)$	-	-	0.0202	-	0.0652	-	-0.04
$U_G(\%S_D)$	-	-	0.0377	-	0.2945	-	0.22
Convergence type	-	-	Monotonic	-	Monotonic	-	Mono

3.3 基于拟合诱导因子方法的螺旋桨敞水试验模拟

为得到体积力模型的诱导因子分布,首先需得到载荷分布与真实螺旋桨相同的致动盘。图 3-6 为由真实螺旋桨敞水试验模拟得到的螺旋桨载荷径向分布。*R*'为无量纲径向位置, *Tr* 与 *Qr* 为各径向位置处对应叶元体所受的合力与合力矩。 各叶元体推力与扭矩均随进速系数的增大而减小,载荷分布呈现随径向位置先增 加后在叶稍附近稍有减小的趋势, *R*'=0.63 至 *R*'=0.96 范围内的载荷分布占整体 载荷分布的较大成分,而 *R*'=0.22 处的叶稍附近的载荷贡献相对较小。











Fig.3-6 KP505 propeller load radial distribution

图 3-7、图 3-8 为不同进速系数下螺旋桨轴向诱导因子 *a* 及切向诱导因子 *b* 的径向分布,其中 real 表示基于真实螺旋桨载荷分布及其诱导流场得到的诱导因子径向变化数据,throry 表示基于理想叶素动量理论得到的诱导因子径向分布。 图中数据表明诱导因子的真实情况分布与理想叶素动量理论预测结果存在差异, 轴向诱导因子随径向位置远离叶根呈现先增加后减小的趋势,且基于螺旋桨真实 载荷分布得到的轴向诱导因子分布峰值比理想叶素动量理论预测峰值高出了 6%~13%,且峰值出现位置比理想叶素动量理论预测结果更靠近叶片中部。切向 诱导因子随对应叶元与叶根距离的增大而减小。在 J'=0.2、R'>0.4 时,基于螺 旋桨真实载荷分布得到的切向诱导因子分布与理想叶素动量理论预测结果较为 接近,但在进速超过 0.4 后两种理论得到的切向诱导因子分布结果出现了显著差 别。



图3-7 KP505 螺旋桨轴向诱导因子分布

Fig.3-7 Axial induced factors istribution of KP505 propellers



图3-8 KP505 螺旋桨切向诱导因子分布

Fig.3-8 Tangential induced factors istribution of KP505 propellers

图 3-9、图 3-10 展示了不同径向位置处螺旋桨轴向诱导因子分布的拟合效 果,其中 CFD 表示基于真实螺旋桨载荷分布得到的轴向诱导因子与无量纲当地 速度的关系,fitting 表示轴向诱导因子的拟合结果,*V_x*'为无量纲当地速度。图中 两组数据点吻合,表明所使用的拟合公式可以拟合轴向诱导因子与当地速度的一 般规律。*R*'=0.2 时拟合效果较差,这是因为此处位于轮毂表面,在进行体积力诱 导流场数值计算时没有考虑桨轴的影响,导致在此处出现回流,流场状态复杂。 同时对于 *J*=0.2 工况数据点(如 *R*'=0.28 时,*V_x*'=0.37,*a*=0.85 数据点),当地速 度与无穷远处来流不再满足线性关系,轴向诱导因子与拟合曲线偏差同样较大。 在螺旋桨正常工作范围(*J*=0.6~0.8) 拟合公式的拟合效果较为良好。与轴向诱导 因子不同,切向诱导系数与拟合结果具有较高的一致性。由图 3-9 与图 3-10 的 数据可以看出,来流速度与当地速度的线性假设在一定范围内是适用的。此外, 随着局部轴向速度和局部切向速度的增大,轴向诱导因子和切向诱导因子分别减 小(绝对值)。这是因为在螺旋桨设计工况范围内,进速和转速的增大会分别导致 螺旋桨载荷的减小和增大,而进速和转速对局部轴向/切向速度起控制作用。



图3-9 KP505 螺旋桨轴向诱导因子拟合结果 Fig.3-9 KP505 propeller axial induct factor fitting result



图 3-10 KP505 螺旋桨切向诱导因子拟合结果 Fig.3-10 KP505 propeller tangential induct factor fitting result

图 3-11 为基于螺旋桨体积力模型与真实螺旋桨模型得到的敞水曲线结果对 比。其中 fitting 为拟合诱导因子方法得到的结果,theory 为基于理想叶素动量理 论得到的结果,CFD 为真实螺旋桨模型数值模拟结果。图 3-12 为两种体积力模 型相对于真实螺旋桨模型推力与扭矩计算结果的误差分布。图中数据表明两种体 积力模型计算结果与真实螺旋桨模型相近。基于理想叶素动量理论得到的推力与 扭矩相对于真实螺旋桨模型的误差较为稳定(7.2%~9.6%)。在进速处于 0.4~0.8 区间时,拟合诱导因子方法得到的推力误差与扭矩误差(0.2%~3.5%)相对于理 想叶素动量理论得到了明显改善。当 *J*=0.2 时,由图 3-9 图 3-13 可知由于此时进 速系数较低,当地速度与来流不再满足线性关系,拟合公式产生了较大误差,最 终影响推力与扭矩的计算结果(误差为 6.5%~7.7%)。当 *J*=0.9 时诱导因子拟合 方法误差同样较大(11.4%~12.4%),这是因为此时螺旋桨进速较高,推力与扭 矩较小。图 3-9 中拟合曲线与实际诱导因子分布并不完全重合,在计算过程中会 产生累积误差。当螺旋桨进速较低时,推力与扭矩更容易受到此类误差的影响。



图3-11 基于拟合诱导因子方法螺旋桨体积力模型的 KP505 敞水曲线

Fig.3-11 Open-water curve of KP505 propeller based on induct factor fitting method body-force model



图3-12 基于拟合诱导因子方法体积力模型的 KP505 螺旋桨敞水曲线误差分布 Fig.3-12 Error of KP505 open-water data based on induct factor fitting method body-force model

为测定拟合诱导因子方法在螺旋桨转速与设计工况不同时的应用性,本文进行了不同转速下的螺旋桨体积力模型敞水试验数值模拟。图 3-13 为不同转速下

拟合诱导因子方法与真实螺旋桨模型得到的敞水曲线对比。图 3-14 与图 3-15 分 别为拟合诱导因子方法相对于真实螺旋桨模型推力与扭矩的计算误差。可以发现 当进速系数在 0.4~0.8 区间,转速在 5.7rps 以上时,拟合诱导因子方法对推力与 扭矩的误差均在 7%以下。进速系数为 0.2 及 0.9 时,推力与扭矩误差较高 (7%~10%),与前文所发现规律相同。当转速为 1.9rps 时,相较于转速为 10rps 的工况,对于相同的进速系数,螺旋桨进速更小,各进速下的推力与扭矩也更小, 受到数据处理过程中误差累积的影响较大,表明在螺旋桨转速在相对于正常工作 状态有较大程度下降时,此方法存在一定的改善空间。



图3-13 基于拟合诱导因子方法体积力模型的不同转速下 KP505 螺旋桨敞水曲线 Fig.3-13 Open-water curve of KP505 propeller in different rotation rate based on induct factor fitting method body-force model



图3-14 基于拟合诱导因子方法体积力模型的不同转速下 KP505 螺旋桨敞水曲线推力误差分布 Fig.3-14 Error of KP505 open-water data in different rotation rate based on induct factor fitting method body-force model



图3-15 基于拟合诱导因子方法体积力模型的不同转速下 KP505 螺旋桨敞水曲线扭矩误差分布 Fig.3-15 Fig.3-11 Error of KP505 open-water data in different rotation rate based on induct factor fitting method body-force model

3.4 基于速度参数方法的螺旋桨敞水试验模拟

螺旋桨敞水试验的转速设置为 9.5r/s,与船模自航试验相同。为了验证分段线 性插值方法在叶元体力系数表达中的应用性,两组真实螺旋桨的敞水算例被设置。 系列 1 为 0.4-1.0 共七组算例,系列 2 为 0.45-0.95 共六组算例。图 3-16 与表 3-5 展示了两组工况下的叶元体力系数计算结果,以及使用系列 1 通过线性分段插值 预测系列 2 的误差,均在 4%以内。这得益于翼型失速前力系数曲线的二次导数 较小的特点,使得大部分插值方法对于翼型数据来说都较为适用。



图3-16 不同工况下的叶元体力系数

Fig.3-16 Blade element force coefficient under the two sets of working conditions

Table 3-5 Error of Cl/Cd interpolation
--

	r'=0.22	r'=0.30	r'=0.39	r'=0.47	r'=0.55	r'=0.63	r'=0.71	r'=0.79	r'=0.88	r'=0.96
J=0.45	3.45%	3.24%	2.52%	2.01%	1.68%	1.46%	1.28%	1.07%	0.80%	0.09%
J=0.55	3.19%	3.26%	2.69%	2.21%	1.85%	1.58%	1.35%	1.12%	0.80%	0.01%
J=0.65	3.81%	3.92%	3.31%	2.79%	2.38%	2.07%	1.76%	1.48%	1.15%	0.33%
J=0.75	3.69%	3.95%	3.35%	2.81%	2.37%	2.01%	1.72%	1.42%	0.91%	0.03%
J=0.85	3.14%	3.80%	3.30%	2.34%	1.72%	1.23%	0.88%	0.51%	0.09%	0.75%
J=0.95	3.50%	3.45%	3.78%	1.69%	1.97%	1.46%	1.90%	1.51%	1.36%	0.19%

在后续的研究中,系列1的真实螺旋桨敞水试验结果被用于进行速度采样, 并提供改进的叶素动量理论体积力模型所需要的数据。之后进行了对应于系列1 的七组 AAD 敞水流场模拟,以进行速度采样。桨盘面的速度分布如图 3-17 所 示,可以发现真实螺旋桨当地速度比 AAD 更高。



图3-17 代理致动盘模型与真实螺旋桨模型桨平面当地速度模拟结果

Fig.3-17 Comparation of local flow field in propeller plane of the AAD and the discretized propeller model

图 3-18 展示了 AAD 与真实螺旋桨作用下的桨盘面位置处的速度分布对比, 其中 AAD 的数据为流场中致动点处的当地速度,而真实螺旋桨使用流场周向环 形区域的速度的平均值计算。可以发现桨盘面处流场分布存在较大差异,这意味 着真实螺旋桨的流场平均值无法直接用于源项的建模。图 3-19 展示了由代理致 动盘计算得到的 KP505 螺旋桨体积力模型的十个不同径向位置叶元体的各速度 关系参数与进速系数的关系。由于他们是单调函数,因此可以用分段线性插值计 算相应关系。





Fig.3-18 Comparison of blade element local axial velocity obtained by the AAD and the discretized propeller models



图3-19 不同进速系数下叶元体的速度参数

Fig.3-19 Blade element velocity parameters in different advance ratios

最后,利用得到的速度关系与叶元体力系数信息,基于速度参数的代理致动 盘体积力模型的敞水试验被进行。在此模拟中体积力模型需要从各处速度均为来 流速度的初始流场迭代到螺旋桨作用下的诱导速度场。图 3-20 为不同螺旋桨模 型敞水曲线计算结果与试验的对比。可以发现各模型预测下的螺旋桨敞水性能数 据趋势相符。由于描述型体积力模型的总载荷为试验值本身,因此不再单独列出。 为了定量给出真实螺旋桨的计算准确性,图 3-21 给出了真实螺旋桨相对于试验 的敞水误差。推力误差在 1.5%以内,而扭矩误差在 2.0%以内,这证明了真实螺 旋桨 CFD 计算结果的可靠性。由于体积力模型是对真实螺旋桨模型的模化,因 此考察体积力模型计算结果相对于真实螺旋桨的敞水误差,如图 3-22 所示。Yu 论文中的数据被用于进行对比。可以发现,由于使用了分段线性插值的拟合方法, 以及攻角计算方式的改善,基于速度参数的代理致动盘体积力模型在低进速与高 进速情况下的误差均得到了控制,且均在 1%以内。

第 51 页



图 3-20 KP505 螺旋桨敞水曲线水池试验结果与不同螺旋桨模型的对比

Fig.3-20 Comparison of the KP505 propeller open-water curve based on the experiment and different propeller models



图3-21 真实螺旋桨模型相对于水池试验结果的误差

Fig.3-21 The error of the discretized propeller model relative to the experiment



图3-22 不同体积力螺旋桨模型相对于真实螺旋桨模型的计算误差

Fig.3-22 The error of different body-force propeller model relative to the discretized propeller model
图 3-23 展示了各进速下体积力模型推力与扭矩的迭代历程,黑色虚线代表 各进速对应的真实螺旋桨计算数据。图 3-24 展示了体积力收敛后的载荷分布与 真实螺旋桨的对比,可以发现数据趋势的一致性。这表明体积力模型能从初始条 件迭代到符合预期的流场稳定状态,同时证明了基于速度参数的代理致动盘体积 力模型用于计算攻角的的速度参数符合前文所提出的四项条件。



图3-23 基于速度参数的代理致动盘体积力模型收敛过程

Fig.3-23 Convergence process of the improved body-force model





body-force model

在螺旋桨的作用下,桨盘面后方出现被加速的诱导尾流,如图 3-25 所示。 为了展示基于速度参数的代理致动盘体积力模型体积力模型对螺旋桨动量输运 模拟的效果,三条平行于螺旋桨平面的采样线被设置在螺旋桨下游,每条采样线 都与桨轴相交,并等距分布有一百个采样点在上面。采样点记录了流场的速度信 息。对于真实螺旋桨模型来说,由于流场是非定常的,各个采样点的数据为螺旋 桨旋转一周内 50 个等分时刻的平均值。图 3-26 展示了体积力模型与真实螺旋桨 第 53 页 作用下由采样线得到的流场速度分布。可以发现真实螺旋桨与体积力模型的尾流 轴向速度分布相符,证明了体积力模型可以模拟下游的动量输运。图 3-27 为两 种模型计算得到的涡结构(Q=50 等值面)对比。体积力模型无法还原较为细节 的流场信息,但可以通过替代真实螺旋桨模型有效减少螺旋桨尾流动量输运模拟 的计算成本。



图3-25 基于速度参数的代理致动盘体积力模型与真实螺旋桨模型的尾流场模拟结果(纵向视图)

Fig.3-25 Wake field simulation results of inproved body-force model based on velocity parameters and discretized propeller model (longitudinal section)



第 54 页



图 3-26 真实螺旋桨模型与基于速度参数的代理致动盘体积力模型的螺旋桨尾流计算结果比较 Fig.3-26 Comparison of propeller wake between the discretized model and the improved body-force model



图3-27 体积力模型与真实螺旋桨模型涡结构 Fig.3-27 Vortex structure of body-force model and real propeller model

3.5 本章小结

本文使用真实螺旋桨模型、基于拟合诱导因子的代理致动盘改进模型和基于 速度参数的代理致动盘改进模型分别进行了KP505螺旋桨的敞水试验数值模拟, 并将模拟结果与已有的物理试验进行对比,结果表明真实螺旋桨模型与试验数据 相符。。在模拟前验证了模拟所使用的网格尺寸与时间步长的不确定度。体积力 模型与真实螺旋桨模型的敞水试验流场对比表明改进后的叶素动量理论体积力 模型的推力、扭矩、载荷分布与尾流演化与真实螺旋桨数据一致性很高,表明原 真实螺旋桨的三维水动力信息被准确反映到体积力的叶元体模型中。

在螺旋桨设计工况下, 拟合诱导因子方法体积力模型的推力与扭矩误差均在 5%以内。在设计转速工况下, 当螺旋桨推力与扭矩较小或进速较低时, 体积力模 型相对误差在 5%至 13%范围内。拟合误差以及低进速时无穷远处来流与当地速 度不满足线性关系是造成体积力误差增加的主要原因。拟合诱导因子方法适用于 非极端的工况模拟, 而对于系柱工况与轻载工况, 由于诱导因子的拟合精度不足, 体积力模型的误差偏高。

基于速度参数方法的代理致动盘体积力模型效果明显好于基于拟合诱导因 子方法。此种体积力模型在较大的进速系数范围内均保持良好的敞水性能模拟精 度,其尾流分布与真实螺旋桨的时均流场相符,且载荷分布与真实螺旋桨一致。 一方面速度参数方法不需要来流与当地速度间的线性假设,另一方面分段线性拟 合方式比线性拟合方式要更贴近原数据。这虽然增加了信息的复杂度,但在计算 资源变化不大的情况下有效提升了模型的准确性。

第四章 基于改进螺旋桨体积力模型的桨舵干扰数值研究

桨舵干扰问题是在螺旋桨敞水试验的基础上,在螺旋桨后方设置了一个翼型 截面舵。在这种配置下, 舵会影响螺旋桨周围流场造成螺旋桨载荷分布不均, 螺 旋桨的诱导尾流也会影响舵面压力分布。桨舵干扰试验的主要目的是验证体积力 模型的诱导尾流与结构物的相互作用之于真实螺旋桨模型的吻合程度。

4.1 算例设置

桨-舵相互作用研究的几何模型为 KP505 螺旋桨模型和带 NACA0018 截面的舵模型,该模型来自于 SIMMAN2020 的基准 Case3.2 KCS 船模。螺旋桨直径 D 为 0.2085m, 舵高为 0.28m。在桨-舵相互作用中,螺旋桨置于舵前,两模型之间的间隙 X/D 为 0.19。体力分布范围及桨舵布置如图 4-1 所示。在本研究中,该配置已在 5 种不同的入流条件下进行了测试,对应的进速系数分别为 J=0.4, 0.5, 0.6, 0.7, 0.8, 0.9。舵攻角设为零,这意味着本文没有研究复杂的分离流动。由于基于拟合诱导因子方法的代理致动盘体积力模型形式简便,因此使用其探究代理 致动盘模型对桨舵相互作用问题的适用性。



a) 真实螺旋桨模型

b)体积力模型

图4-1 桨舵相互作用试验模拟的模型布置 Fig.4-1 Propeller-rudder interaction model arrangement

桨-舵相互作用的计算域设为方形,速度入口和压力出口距离桨舵模型足够远,可以防止边界数值扰动对水动力计算结果的影响,如图 4-2 所示。螺旋桨和 舵的边界采用了壁面条件,其余边界均为远场条件。通过滑动网格实现螺旋桨旋转。经过螺旋桨和舵面周围的细化,真实螺旋桨模型的网格数达到 171 万,体积 力螺旋桨模型达到 89 万,如图 4-3 所示。网格独立性研究和时间步独立性研究 在已有的工作中已经得到了验证^[77]。时间步长的设置为体积力模型 0.001s, 真实 螺旋桨模型为 0.00046s。叶元体的诱导因子由第三章的相关工作计算得到。





Fig.4-2 Propeller-rudder interaction simulation domain





Fig.4-3 Propeller-rudder interaction mesh distribution

4.2 桨舵干扰试验模拟结果

表 4-1 为采用拟合诱导因子方法与实际螺旋桨模型得到的桨舵相互作用试 验模拟数据。由于拟合曲线对不同数据点的拟合误差不相同,因此每种工况下的 误差特征并不完全相同。在中等进速下(*J*=0.4~0.8),体积力模型的模拟结果非常 好,当 *J*=0.2 和 *J*=0.9 时误差增大,因为轴向诱导因子拟合误差较大,这在第三 章已经提过。对于 *J*=0.9,虽然拟合曲线与数据吻合较好,但由于该工况下螺旋 桨载荷值较小,拟合误差对试验模拟结果影响较大。每种工况的最大推力误差和 扭矩误差多数在 4%以内。结果表明,体力模型可以用于模拟设计工况下的螺旋 桨-舵相互作用。

J	0.2	0.4	0.6	0.8	0.9
Body force KT	0.396	0.334	0.241	0.128	0.065
Real model KT	0.429	0.336	0.235	0.129	0.074
Error KT	7.73%	0.62%	2.56%	0.78%	12.42%
Body force KQ	0.0564	0.0484	0.0363	0.0211	0.0120
Real model KQ	0.0604	0.0482	0.0351	0.0211	0.0136
Error KQ	6.56%	0.37%	3.55%	0.19%	11.39%

Table 4-1 Propeller load in propeller-rudder interaction

表4-1 桨舵干扰中的螺旋桨载荷计算结果

由于舵的阻塞效应的存在, 舵前螺旋桨的来流速度比相同工况条件下的敞水 试验速度低。这种情况会造成来流不均匀, 最终影响螺旋桨的载荷分布。如图 4-4 所示, 真实螺旋桨模型和体积力模型会对这一效应做出响应, 图中列出了各算 例螺旋桨盘面的体积力分布以及螺旋桨表面压力分布, 可见在阻塞效应下, 真实 螺旋桨和体积力模型的表现是一致的。不出所料, 对于螺旋桨体积力模型, 其体 积力分布在桨舵相互作用试验中并不均匀, 高载荷区集中在中线面(靠近舵前缘)。 对于真实螺旋桨来说, 靠近舵面运动的桨叶相比其他桨叶会出现更多的高压面积。 由于描述型体积力模型在模拟过程中没有迭代求解螺旋桨载荷, 因此会无法捕捉 到这一特征。



a) 体积力分布(J=0.1)

b) 螺旋桨表面压力分布(J=0.1)





g) 体积力分布(J=0.7)

10

1.5 1.3

0.5 0.0

h) 螺旋桨表面压力分布(J=0.7)



i) 体积力分布(J=0.9)

j) 螺旋桨表面压力分布(J=0.9)



为了验证拟合诱导因子方法在螺旋桨-舵相互作用问题中的准确性,选取舵 面压力分布进行分析。各进速下下两侧的压力分布如图 4-5 所示。舵前缘的高压 区和低压区是由螺旋桨旋转效应引起的,体积力模型捕捉到了这一点。体积力模 型的压力分布与实际螺旋桨模型的压力分布基本一致,只是局部有一些细节差异。 为了显示更多的压力场特征,选取了三个切面处舵面的压力分布,图 4-6 展示了 这些切面的位置,分别经过高压区和低压区中心以及螺旋桨轴中心。切面纵坐标 分别为-0.06m, 0m 和 0.06m。





Fig.4-5 Pessure distribution on rudder surface (left: Body force model; right: Real propeller model)



图4-6 舵面压力采样截面位置

Fig.4-6 Sampling Slice position for rudder pressure analize

切面上的压力分布如图 4-7 所示。图 4-7 中, x 轴为无量纲弦向坐标, 其中 *cstice* 为相应舵截面的弦长。*x/cstice* = 0 表示舵前缘。由图 4-7 可知,在五种进速条件 下,两螺旋桨模型作用下的舵面压力在 z=±0.06m 位置处吻合良好 (图 13 (b)、 (c)、(e)、(f)、(h)、(i)、(k)、(l)、(n)、(o))。对于 z=0 处的数据(图 4-7 (a), (d), (g), (j), (m)),当 *x/cstice* >0.2 时,两组数据一致性较好。当 *x/cstice* <0.2 时,真实螺旋 桨作用下舵面前缘附近的压力较低(蓝线)。这一特征在图 4-6 中也可以观察到。 这表明在真实螺旋桨模型作用下,靠近螺旋桨轮毂的舵面低压区要大于在体积力 模型作用下的低压区。这是由实际螺旋桨的局部涡结构低压引起的。







图4-7 舵表面三个截面位置处的压力分布

Fig.4-7 Pessure distribution on slice

以 J=0.7 为例,图 4-8 展示了体积力模型和真实螺旋桨模型作用下的旋涡结构。由于网格细化长度不长,涡旋结构在经过舵面后消散很快,但仍留下了舵面附近流场的丰富细节以供研究。为了更好地显示螺旋桨模型在舵面附近的旋涡结构,后处理过程中对螺旋桨模型在外侧的部分稍涡进行了切除以暴露出舵面附近的流场信息。在体力模型中,由于忽略了叶片旋转的非定常影响,稍涡沿周向均匀分布,仅存在于螺旋桨平面附近。此外,由于不考虑轮毂旋转,叶根处旋转效应较弱,旋涡结构光滑,在体积力模型作用下舵面附近流场相对稳定。在真实螺旋桨模型的作用下,舵面附近的流场不仅产生了更强烈的轮毂涡,还受到了螺旋桨下缘泄漏涡的影响,两者都对轮毂附近的流场扰动有贡献,造成了该区域附近存在复杂的涡结构。最后,高转速的旋涡导致了较低的压力区,进而导致真实螺旋桨模型与体积力模型之间的舵压分布存在差异。虽然局部流场的细节存在差异,但对舵基于表面压力积分的整体水动力性能影响不大。



a) 体积力模型涡结构

b) 真实螺旋桨模型涡结构

图4-8 舵周围的涡结构(J=0.7) Fig.4-8 Vortical structure around the rudder (J=0.7)

第 65 页

4.3 本章小结

本章利用基于拟合诱导因子方法的代理致动盘体积力模型与真实螺旋桨模型,进行了 KP505 螺旋桨与 NACA0018 舵的桨舵相互作用在五种进速条件下的数值模拟。模拟使用方形计算域,并给出了模拟的网格分布以及时间步设置。算例的模拟参数收敛性由本文之前的已有工作完成。

本章首先给出了真实螺旋桨模型与体积力模型的螺旋桨性能计算信息,之后 给出了两种螺旋桨模型的载荷分布。其中体积力模型用桨盘面处的体积力分布表 示,而真实螺旋桨模型用舵面压力表示。进而,两种模型作用下的舵面压力也被 展示,可以明显发现由于螺旋桨的旋转与加速效应,舵面导边出现的高压与低压 区域。为进行定量分析,本章在高压区域与低压区域中心,以及桨轴高度处选取 了三组有代表性的切面,并展示了其上的压力分布。最后为分析两种模型作用下 舵面压力的局部差异性,本章展示了两种模型作用下的涡结构。

模拟结果表明改进后的叶素动量理论体积力模型不仅能捕捉由于舵的阻塞 效应造成的螺旋桨载荷分布不均匀性,而且对于不同进速条件下的舵表面压力分 布,能保证与真实螺旋桨模型的一致性。由于真实螺旋桨模型产生的涡结构更加 复杂,两种模型作用下的舵表面压力分布存在细微差别,但并不影响体积力对于 舵整体水动力性能的预测。

第五章 基于改进体积力模型的船舶自航试验数值模拟研究

第三章与第四章已经分别研究了敞水状态以及桨舵干扰试验中体积力模型 的应用性,表明改进的体积力模型可以处理较为简单的工作状态。第五章研究较 为复杂的船舶自航试验问题,即研究改进的体积力模型在船桨耦合问题中的应用 性。在船体的作用下,螺旋桨的入流受到很大程度影响,并且其载荷分布与尾流 动量分布也呈现出明显的不对称特征。船舶自航试验为螺旋桨营造了较为复杂的 工作环境,同时也是船舶性能分析过程中必不可少的一环。

5.1 算例配置

本文选取 KCS 船进行船模自航试验仿真。其水池试验数据同样来自于东京 2005 CFD 研讨会^[99]。船模阻力试验和船模自航试验的计算模型以及船桨相对位 置如图 5-1 及图 5-2 所示。船模自航试验中的螺旋桨几何形状与螺旋桨敞水试验 中的模型相同,均为 KP505 螺旋桨。表 5-1 显示了船模的主尺度。



图5-1 KCS 船模示意

Fig.5-1 Geometry of the KCS ship



图5-2 船桨模型相对位置示意 Fig.5-2 Position of the KP505 propeller

表5-1 KCS 船模主尺度

Main particulars	symbol	Model scale	Full scale
Scale factor	λ	31.6	-
Length between	$L_{pp}(\mathbf{m})$	7.2786	230
perpendiculars			
Length of waterline	$L_{wL}(\mathbf{m})$	7.3576	232.5
Maximum beam of waterline	$B_{wL}(\mathbf{m})$	1.019	32.2
Draft	<i>T</i> (m)	0.342	10.8
Displacement	\varDelta (m ²)	1.649	52030
Wetted area without rudder	$A_w(m^2)$	9.4376	9424
Block coefficient	$C_B(\mathbf{m})$	0.6505	0.6505
Longitudinal center of	$LCB(\%L_{PP})$	-1.48	-1.48
buoyancy, fwd+			
Vertical center of gravity	<i>KG</i> (m)	0.230	7.28
(from keel)			
Moment of inertia	K_{yy}/L_{PP}	0.25	0.25

Table 5-1 Principal dimension of the KCS ship

船模试验包括阻力试验,体积力自航与自航试验。基于的自航试验借助重叠 网格技术,这种技术适用于多个复杂结构物的相互干扰模拟。表 5-2 展示了自航 试验中各网格区域的网格数量。

表5-2 不同网格区域的网格数量

Table 5-2 The mesh number in different overset domain

	background	hull	propeller
mesh number (M)	0.71	0.82	1.48

各模拟算例中以船体为参考坐标系,水底、入口及两侧边界的流体速度为船速。各边界离船体足够远,以至于不会受到边界反射波的影响,如图 5-3、图 5-4 与图 5-5 所示。





Fig.5-3 Computational domain of the KCS ship resistance test



图5-4 船模自航试验模拟计算域及边界条件(体积力模型)

Fig.5-4 Computational domain of the KCS ship self-propulsion test (body-force propeller model)



图5-5 船模自航试验模拟计算域及边界条件(真实螺旋桨模型)



真实桨自航试验使用,体积力自航试验中只考虑桨毂,桨叶位置为体积力分 布区域。体积力自航试验与阻力试验使用相同的计算配置。体积力自航试验与真 实桨自航试验除螺旋桨网格外其他位置网格分布均相同,如图 5-6 所示。



a) 船模阻力试验



b) 船模自航试验-体积力模型(纵向截面)



c) 船模自航试验-真实螺旋桨模型(纵向截面)



d) 船模自航试验-体积力模型(横向截面)



e) 船模自航试验-真实螺旋桨模型(横向截面)

```
图5-6 船模阻力试验与船模自航试验网格布置
```

Fig.5-6 Mesh refinement of the ship resistance test and the ship self-propulsion test

船体网格与螺旋桨网格分别单独生成,螺旋桨网格按预设螺旋桨转速绕转轴 旋转。设置船体与螺旋桨之间间隙的目的为螺旋桨提供足够的插值单元。自航试 验未模拟考虑船体的垂荡与纵摇,与试验配置相同。与敞水试验相同,基于体积 力模型与模型的船模自航试验分别采用稳态模拟与瞬态模拟。

5.2 数值不确定度分析

Casa mama	ID	Mesh	C	Error	C	Error	C	Error		Error
Case name ID	size(M)	C_p	(%)	C_{v}	(%)	C_t	(%)	W	(%)	
EFD		-	7.18E-04	-	2.83E-03	-	3.55E-03	-	0.686	-
Coarse	\mathbf{S}_1	0.60	7.83E-04	9.01%	2.84E-03	0.20%	3.62E-03	1.92%	0.648	-5.54%
Medium	S_2	1.53	7.26E-04	1.08%	2.75E-03	-2.91%	3.47E-03	-2.16%	0.668	-2.62%
Fine	S_3	3.80	7.23E-04	0.73%	2.81E-03	-0.79%	3.53E-03	-0.54%	0.674	-1.75%
R_G	-	-	0.0444	-	-0.6828	-	-0.3972	-	0.2970	-
P_G	-	-	8.9879	-	-	-	-	-	3.5034	-
$\delta RE(\%S_D)$	-	-	-0.0163	-	-	-	-	-	0.3664	-
$U_G(\%S_D)$	-	-	0.6877	-	1.5554	-	2.0421	-	1.3687	-
Convergence			Manatania		Oggillatamı		Oggillatomy		Manatania	
type	-	-	Monotonic	-	Oscillatory	-	Oscillatory	-	wonotonic	-

表5-3 船模阻力试验网格不确定度分析

Table 5-3 Mesh convergence study of the KCS model resistance test

Cara nama	ID	Time-	C	Error	C	Error	C	Error		Error
Case name ID	ID	step(s)	C_p	(%)	C_{v}	(%)	C_t	(%)	W	(%)
EFD		-	7.18E-04	-	2.83E-03	-	3.55E-03	-	0.686	
Coarse	\mathbf{S}_1	0.001	7.29E-04	1.55%	2.74E-03	- 3.11%	3.47E-03	-2.22%	0.669	-2.49%
Medium	S_2	0.0005	7.27E-04	1.21%	2.76E-03	- 2.33%	3.49E-03	-1.67%	0.669	-2.48%
Fine	S_3	0.00025	7.26E-04	1.14%	2.76E-03	- 2.34%	3.49E-03	-1.69%	0.669	-2.43%
R_G	-	-	0.2066	-	-0.0157	-	-0.0429	-	15.9354	-
P_G	-	-	2.2751	-	-	-	-	-	-	-
$\delta RE(\%S_D)$	-	-	-0.0181	-	-	-	-	-	-	-
$U_G(\%S_D)$	-	-	0.0283	-	-0.3922	-	-0.2786	-	-0.0015	-
Convergence type	-	-	Monotonic	-	Oscillatory	-	Oscillatory	-	Oscillatory	-

表5-4 船模阻力试验时间步不确定度分析

Table 5-4 Time step convergence study of the KCS resistance test

船模阻力试验的准确性与不确定度研究选择 Fr=0.26 为研究工况,此时船舶 航速为设计航速。如表 5-3、表 5-4 所示。在中等网格下 KCS 船的总阻力系数与 伴流的误差在 2.2%与 2.7%以内,压差阻力与总阻力的网格收敛性为震荡收敛, 而摩擦阻力与伴流分数的网格收敛性为单调收敛;时间步对 KCS 船的阻力计算影 响不大,中等时间步下 KCS 船的总阻力误差为 1.67%,尾流误差为 2.48%,摩擦 阻力为单调收敛,其余阻力试验参数为震荡收敛。

考虑到计算精度和资源消耗,选择中等网格尺寸和时间步长进行模拟。在自 航试验中,船体和背景网格分布与船模阻力试验相同,而螺旋桨网格和时间步长 则根据离散化的螺旋桨敞水试验进行设置。船模阻力试验计算结果

阻力试验模拟的目的是为了确定船体模拟的准确性,同时为自航模拟提供更接近计算收敛后的初始条件以减少计算时间。模拟工况与试验相同,为Fr=0.26。为了便于通过投影得到自航算例的初始条件,阻力算例没有考虑垂荡与纵摇自由度,与自航试验相同。阻力算例的总阻力与伴流分数计算结果的准确性已经在计算参数收敛性讨论;图 5-7 展示了桨盘面处的速度场。可以发现船体阻塞与船体壁面剪切作用导致的桨盘面伴流不均匀性。此处数据的试验值也一并给出,如图5-8 所示,可以发现两组数据吻合良好。





Fig.5-7 Velocity distribution of wake field in ship resistance test



图5-8 EFD 和 CFD 方法在不同截面处的裸船体伴流场数据对比 Fig.5-8 Comparison of bare hull wakes between the EFD and CFD methods in different slices

图 5-9 展示了 KCS 船在 Fr=0.26 时的船体兴波。其中 CFD 与 EFD 分别为模 拟与试验值结果。为了进行定量对比, 流场中三个纵向截面以及船表面的波高数 据被提取出来, 如图 5-10、图 5-11 所示。可以发现在船体附近, 自由面的演化 模拟结果与试验是一致的。



图5-9 船模阻力试验自由面 Fig.5-9 Free surface in ship resistance test 第 76 页





Fig.5-10 Comparison of wave heights at different longitudinal sections between the CFD and EFD models



图5-11 船体表面波高对比

Fig.5-11 Comparison of wave height at the ship hull surface

5.3 船模自航试验计算结果

自航算例工况为 Fr=0.26, 没有考虑垂荡与纵摇自由度, 这与试验设置相同。 自航算例所使用的螺旋桨模型包括模型, HO 体积力模型以及基于速度参数的改 进体积力模型。为了处理实船摩擦力与船模摩擦力的尺度效应, 需要设置 SFC (Skin Friction Correction)。在本试验中 SFC 设置为 30.25N。在自航试验中, 需要调整转速达到螺旋桨推力与船体阻力的平衡。本文基于 ITTC 提出的插值法 完成转速的确定。首先定义受力不平衡:

$$F_{imblance} = T + SFC - R_T \tag{6-46}$$

其中 $F_{imblance}$ 是受力不平衡,T是螺旋桨推力, R_T 是船舶总阻力。

通过不同转速下的受力不平衡数据,可以通过插值方法得到受力不平衡在零 附近时的目标转速。不同的螺旋桨模型在不同转速下的受力不平衡如图 5-12 所 示。最终在所选取的目标转速下,各体积力模型的受力不平衡均低于阻力值的 1%, 满足 ITTC 的要求^[100]。





Fig.5-12 Force imbalance at different propeller rotation speeds

第 78 页

图 5-13 为与体积力模型作用下螺旋桨推力, 扭矩以及船体阻力的收敛过程。 横坐标为无量纲计算时间:

$$i' = \frac{i}{I_{total}} \tag{6-47}$$

其中 i'为无量纲迭代步长, Itotal 为仿真总迭代步长, i 为迭代步长。

由于 HO 模型采用螺旋桨载荷一次性输入的方式,因此在计算过程中推力不随计算时间发生改变。从图中可以发现体积力模型的收敛速度比快。同时,由于 船体的存在破坏了流场的周向对称性,使得螺旋桨叶片在经过特定位置时出现了 载荷波动,而基于时均假设的体积力模型推力收敛后更加平稳。HO 模型与差距 较大,这是因为 HO 模型无法准确模拟对船体造成的推力减额,因此导致受力平衡时的推力较低。



图5-13 船模自航试验螺旋桨推力收敛过程 Fig.5-13 Thrust convergence process in the self-propulsion test

不同螺旋桨模型的自航因子计算结果如表 5-5 所示。自航因子的计算结果表明的模拟结果最好,其中阻力系数与推力系数的误差分别为-1.13%与-0.71%,其中螺旋桨的推力与扭矩为时均值;体积力模型的误差为-1.99%与-1.70%。HO 模型的模拟结果误差最大,其阻力与推力误差分别为为-7.98%与-7.22%。误差的分布是符合期望的,因为考虑了最多的流动细节。与此同时,HO 模型忽视了螺旋桨载荷的周向不对称性,而基于速度参数的致动盘模型考虑了不均匀入流对螺旋桨载荷分布的影响,对于自航因子的计算具有更高的准确度。

表5-5 船模自航因子预报结果对比

Table 5-5 KCS ship self-propulsion factor

	symbol	Experiment	AAD-BEMT	Error	DP	Error	НО	Error
Resistance coefficient	C_T	3.94E-03	3.86E-03	-1.99%	3.89E-03	-1.13%	3.63E-03	-7.98%
Thrust coefficient	K_T	0.170	0.167	-1.70%	0.169	-0.71%	0.183	7.43%
Torque coefficient	K_Q	0.0288	0.0285	-1.17%	0.0287	-0.27%	0.0322	11.76%
Thrust deduction	1-t	0.853	0.844	-1.05%	0.834	-2.18%	0.933	9.32%
Effective wake coefficient	l - w_t	0.792	0.789	-0.44%	0.794	0.20%	0.686	-13.38%
Open-water efficiency	η_0	0.682	0.689	1.01%	0.686	0.64%	0.637	-6.66%
Relative rotative efficiency	η_R	1.011	1.009	-0.21%	1.008	-0.27%	0.956	-5.40%
Advance ratio	J	0.728	0.737	1.27%	0.734	0.80%	0.705	-3.17%
Rate of revolution	п	9.500	9.395	-1.11%	9.41	-0.93%	8.550	-10.00%

图 5-14 为螺旋桨下游流场。与基于速度参数的改进体积力模型均吻合较好, 而 HO 模型未能充分模拟出尾流的不对称性。这是由于船体对切向流动存在阻碍 作用,船体的这种干扰将导致螺旋桨载荷的重新分布,而描述型体积力模型无法 对这种影响做出反应。基于速度参数的改进体积力模型的尾流分布特点与一致。 为了进行定量对比,图 5-15 展示了不同高度处尾流的轴向速度分布。定量对比 的结果佐证了以上观点,即通过恰当处理攻角与力系数的数据准确性,基于速度 参数的致动盘模型可以在减小计算资源消耗的同时反映模型周围的流体动量输 运。





Fig.5-14 Ship wake distribution obtained by the EFD and different CFD propeller models ($x/L_{pp} = 0.9911$)



图5-15 不同切截面位置处的船舶尾流分布对比 Fig.5-15 Comparison of ship wake distributions in different slices

图 5-16 展示了不同螺旋桨模型下的涡结构,其中涡量的定义使用了第三代 涡识别方法: Liutex 准则^[8]。涡结构等值面对应 $\tilde{\Omega}_R = 0.52$ 。梢涡出现的原因是螺 旋桨前后的压力梯度使得叶梢附近的流体从压力侧回流到吸力侧,因此梢涡的强 度与压力梯度有关。对于真实螺旋桨模型,压力梯度发生在叶片表面,而叶片之 间的间隙没有明显的压力梯度。因此,梢涡集中在叶尖,并随尾流向后方迁移, 形成五个独立的螺旋结构。而在体积力模型中,压力梯度发生在整个螺旋桨平面 内,因此梢涡呈连续的环形结构。同时,体积力模型的单位面积压力较小,因此 梢涡强度较真实螺旋桨模型弱。此外,非封闭螺旋涡系统在迁移过程中也比封闭 的环状涡系统更容易保持自身的结构。上述原因导致了体积力模型梢涡结构的快 速耗散。由于 HO 模型估计的推力较小,因此与基于速度参数的致动盘模型相比, 梢涡强度较小,耗散速度较快。同时,由于基于速度参数的致动盘模型相比, 梢涡强度较小,耗散速度较快。同时,由于基于速度参数的致动盘模型相比, 梢涡强度较小,耗散速度较快。同时,由于基于速度参数的致动盘模型相比,





c) HO 模型



5.4 计算资源消耗

本文算例均是在 Linux 环境中利用 OpenFOAM 开源代码进行的,相关工作 在 SJTU 集群上展开。其中各螺旋桨敞水算例使用了 20 个进程,单个基于速度 参数的改进体积力模型的迭代步为 1000,计算时间为 1.72h;单个模型的迭代步 数为 2000,计算时间为 19h。船模阻力模拟与船模自航模拟使用了 40 个进程, 单个船模自航模拟的迭代步为 6000,计算时间为 147h;单个体积力模型船模自 航模拟的的迭代步为 3000,计算时间为 14.2h。以上研究结果表明基于速度参数 的改进体积力模型因为对于计算资源的节省以及准确性的保证有其自身的应用 价值。 表5-6 不同算例的计算资源消耗统计

Test conditions	Propeller model	Processors	Iteration step	Calculation time (wall clock time)
Propeller open-water	AAD-BEMT	20	1000	1.72h
test	DP	20	2000	19h
Ship self-propulsion	AAD-BEMT	40	3000	14.2h
test	DP	40	6000	147h

Table 5-6 Computational resource of different tests

5.5 本章小结

本章进行了基于速度参数的改进体积力模型,HO体积力模型与体积力模型 的船模自航模拟。为了保证背景网格点正交性,船体网格采用重叠网格实现,避 免船体复杂表面对整体网格质量的影响。在进行自航模拟之前,首先进行 KCS 船的阻力试验模拟,以得到服务航速下船体周围的稳定流场,为自航模拟的计算 收敛性节约时间。在阻力试验模拟中,船体周围的自由面形状与桨盘面处伴流被 与物理试验进行对比,两者具有较好的一致性,表明船模算例的配置达到要求。 同时船模试验模拟的时间步与网格尺寸不确定度被讨论,保证了模拟参数配置的 可用性。

模拟的第二步是在阻力算例的基础上重新划分船桨自航试验网格,并将阻力 算例得到的稳定流场映射到自航试验算例中。与体积力模型的网格除螺旋桨区域 外采用相同的分布策略。

模型的螺旋桨旋转运动使用重叠网格实现,而体积力模型算例只需要在桨盘 面附近进行精细化划分。本章同时给出了使用的边界条件,其中流场入口与侧面 的速度边界条件为航速,同时考虑了无限水深的影响使底部压力边界条件为零。

自航试验通过插值方法寻找自航点,最终受力不平衡在总阻力的百分之一以 内,符合 ITTC 对自航试验的规定。本章给出了不同螺旋桨模型模拟船桨自航试 验的收敛过程。其中的推力曲线体现了叶频振动,而体积力模型的收敛过程则更 为平稳。自航因子的模拟结果表明真实螺旋桨算例的螺旋桨载荷与试验结果的误 差在 1.13%以内。HO 模型因为没有考虑桨载荷在船后工况的重新分布无法准确 模拟尾流演化的特点。改进后体积力模型的模拟结果准确度远高于 HO 模型,且 螺旋桨的尾流分布也更接近实际情况,成功捕捉到了尾流的不对称特征,且速度 区域分布与试验及相似,表明改进后的体积力模型可以模拟船后螺旋桨工作状态 下的动量输运。由于模型不同,体积力模型作用下的涡结构与真实螺旋桨模型有 较大差别,但是并不影响体积力模型对螺旋桨尾流动量输运的模拟效果。以上结 果表明改进后的体积力模型给船体带来的推力减额与船体给螺旋桨带来的不均匀入流效应均与有较高的一致性。

第六章 总结与展望

6.1 全文总结

在当前的船舶与海洋工程研究领域,螺旋桨体积力模型是一种应用前景很高的数值模拟简化方法。处理体积力模型准确性与简洁性之间的关系是当前相关领域的研究热点。本文针对叶素动量理论体积力模型提出了一种基于代理制动盘的模型优化方法。同时针对代理制动盘提供的信息,本文尝试了你和诱导因子方法以及速度参数方法。并分别利用改进后的模型进行了螺旋桨敞水试验模拟,桨舵相互作用模拟与船桨自航数值模拟。在这个过程中,物理试验结果,离散螺旋模型以及传统的 HO 体积力模型被用作对比对象。经过对以上研究内容的分析,现将全文内容总结如下:

代理制动盘模型可以有效的提供符合真实螺旋桨载荷分布的体积力模型诱导的流场。这成功体现了螺旋桨的真实壁面与源项在粘流条件下与流体相互作用的区别。通过记录代理制动盘在敞水中的行为以及其周围的流场环境,叶素动量理论体积力模型可以利用所记录的数据反推回目标叶元体的动力表现,并使模型整体符合原真实真实螺旋桨模型的性能。本文使用分段线性拟合方法计算叶元体力系数,且应用效果较好。这是由于翼型失速前其力系数曲线的变化并不剧烈,较低次数的拟合方法就能满足要求。实际计算结果也表明分段线性插值得到的力系数与真实情况的相对误差在可接受范围内,且本方法误差偏大部分集中在桨毂附近载荷贡献较小处。

对于本文所尝试的两种方法, 拟合诱导因子方法以及速度参数方法, 二者的 便捷性与准确性各有所得。为了得到简洁的单位速度与诱导因子的关系, 需要事 先决定拟合方程的形式, 因此引入了来流速度与当地速度的线性关系假设。这个 假设对于低进速情况以及高进速情况的处理效果有限, 但是对于螺旋桨设计工况 的叶元体性能有较好的描述效果。本文同时评估了不同转速下拟合诱导因子方法 对于螺旋桨敞水试验的应用价值。结果表明, 随着转速的增加, 模型的相对误差 会逐渐减小。对于速度参数方法, 由于真实螺旋桨的周向平均速度场与体积力模 型作用下的流场具有显著差别, 因此需要使用代理制动盘所提供的源项作用下的 流场信息。这些信息最终被汇总成叶元体力系数与几何攻角的关系。结果表明, 基于速度参数的代理致动盘体积力模型得到的敞水试验系列误差在 0.4~1 的进速 系数范围内均在 2%以内, 其计算误差在较大范围内具有稳定性。另外, 改进后 的体积力模型收敛速度快, 收敛过程平滑, 没有出现数值震荡等不利的数值现象。 在流场稳定之后, 改进后体积力模型的载荷分布与真实螺旋桨模型相符, 且尾流 分布也与真实螺旋桨模型的时均流场有较好的对应效果。从涡结构中可明显看出体积力模型的涡结构更加简洁,表明其所消耗的计算资源更少,同时对流场细节 有控制范围内的让步。

相对于分析敞水试验,螺旋桨体积力模型更重要的意义在于与其他结构物的 相互作用模拟。通过桨舵相互作用模拟,本文验证了螺旋桨体积力模型作用下的 尾流与翼型结构相互作用的准确性。模拟结果表明,桨舵之间存在较为明显的相 互作用。螺旋桨会影响舵面的压力分布, 而舵的存在也会影响螺旋桨载荷的重新 分布。通过对体积力模型源项强度以及真实螺旋桨表面压力的分析, 舵阻塞了螺 旋桨来流的流动, 使桨盘面局部的进速降低, 因而局部载荷增加, 且真实螺旋桨 与体积力模型的载荷集中区域分布相同,均在靠近舵导边的范围附近。本文同时 给出了两种螺旋桨模型作用下,左右舵面的压力分布情况。可以发现在螺旋桨的 旋转尾流作用下, 舵面导边出现了明显的高压区域与低压区域, 而舵面整体的压 力分布较为均匀,且体积力模型作用下的舵面压力分布与真实螺旋桨模型的作用 结果基本一致。为了定量给出两种螺旋桨模型作用下的压力分布,本文选取了三 个具有代表性的截面位置,其高度分别对应压力中心与桨毂。可以发现两种模型 作用下舵面压力中心高度处的截面压力分布数据吻合程度很高。而对于桨毂高度 处的压力数据,对于流场发展一段位置后的数据吻合程度较好,但在导边附近, 真实螺旋桨模型作用下的舵面存在一个范围较小的低压区域,而体积力模型作用 下的舵面压力分布更为单调。这个低压区域产生的原因可以用桨舵系统中涡结构 的产生与发展来解释。在体积力模型的作用下,由于采用了时均的思想,流场相 对与真实螺旋桨模型更加稳定,没有较多的周期扰动,舵面附近的涡结构更加简 洁甩强度更低。真实螺旋桨模型的载荷集中在叶片上,因此诱导生成的涡结构强 度更强,且由于桨叶随边同样存在泄涡,这部分涡结构与毂涡一同对舵面有较大 的影响,因而其造成的局部压力比体积力模型更低。但舵面的整体压力分布较为 符合,证明舵的整体水动力性能模拟结果相近。这表明诱导因子方法对桨舵干扰 有较好的应用性,也表明改进后的体积力模型诱导产生的尾流符合时均猜想的预 期。

在大多数情况下,相对于尾流与结构物的相互作用,螺旋桨与结构物的相互 作用相关数值模拟更要处理不均匀来流条件下的螺旋桨性能计算问题,如船桨自 航问题。船体复杂的型表面极大干扰了螺旋桨的来流速度场,使螺旋桨的尾流与 载荷分布与敞水条件下均有较大不同,因此能够准确模拟不均匀来流条件下的船 桨自航模拟是考验体积力模型应用能力的有力标准。本文进行了基于不同螺旋桨 模型的 KCS 船模自航试验模拟,对比了不同螺旋桨模型的计算性能。在正式进 行自航模拟之前,为了减少模拟时间,增加自航试验模拟的收敛速度,首先进行 了裸船的阻力试验模拟,并在阻力试验的稳定流场初始条件下进行自航模拟。不 确定度的分析表明算例使用的网格尺寸与时间步长符合收敛性,且裸船体伴流与

第 87 页

自由面的发展与物理试验数据相符,保证了自航试验初始条件的可靠性。本文通 过 ITTC 提出的插值法寻找船模自航点,最终使受力不平衡值保持在总阻力值的 百分之一以内,满足 ITTC 对自航试验的要求。不同螺旋桨模型作用下的螺旋桨 推力收敛曲线表明,真实螺旋桨模型由于网格量大,流动现象复杂,因此使用了 较长时间才能收敛。由于旋转带来的叶频震荡现象被捕捉到。体积力模型采用的 时均思想,且网格需求较低,因此收敛速度很快,且收敛之后推力稳定。通过与 水池试验结果相比,自航因子与螺旋桨尾流场的计算结果表明真实螺旋桨模型由 于考虑了最全面的流动细节,具有最高的计算准确度。而传统螺旋桨模型由于过 于简单,对船模推力减额的模拟准确性较差,且尾流场的发展与水池试验结果差 距较大。而改进后的体积力模型由于使用相互独立的叶元体进行螺旋桨建模,且 考虑了粘流求解器环境下叶元体模型附近的流动状态修正,因此得到的自航因子 与尾流发展与真实螺旋桨模型以及水池试验结果均十分接近。自航因子与尾流发 展的准确性证明了改进后的体积力模型可以胜任船桨相互作用等复杂螺旋桨来 流情况的数值模拟。

从计算成本上来说,体积力模型方法由于不需要考虑复杂的网格运动与螺旋 桨壁面,其计算速度本身要比真实螺旋桨模型要快,所需要的螺旋桨计算成本仅 体现在自身叶元体性能计算的迭代上。通过螺旋桨敞水试验与船桨自航试验的模 拟统计,改进后的体积力模型可将模拟时间缩短到真实螺旋桨模型的十分之一, 证明了改进螺旋桨模型的高效性。

6.2 展望

本文的研究结果表明,通过适当地处理叶素动量理论中的力系数与攻角的准确性,叶元体可以在很大进速范围内保持相对于真实螺旋桨模型的准确性,同时 叶元体之间互不干扰的计算方式对于三维粘性求解器来说是适用的。通过这种数 据处理,盘状分布的相互独立的叶元体致动点模型可以代替真实螺旋桨叶片进行 不均匀来流作用下的模拟,或进行螺旋桨尾流与其他结构物的相互作用模拟。本 文提出的方法极大减少了船桨相互作用于桨舵相互作用模拟的计算资源消耗,这 对于长时间的船模操纵性模拟以及需要大量数据的船模自航试验优化选型具有 很高的意义。

当前的研究表明代理致动盘模型可以胜任设计工况下船舶自航的模拟任务, 证明了利用代理致动盘得到的流场信息在不均匀来流下仍然具有较高的有效性。 然而对于更丰富的船模试验需求,代理致动盘的应用能力还需要得到不同特殊工 况下的验证。一种情况为船模操纵中的大漂角工况,此时螺旋桨会面临较大速度 的横向来流,进一步加剧螺旋桨载荷分布的不均匀性,因此可使用斜流状态下的 螺旋桨敞水试验进行验证,发挥该方法在处理船舶操纵性问题中的优越性;另一

第 88 页
种情况为波浪作用下船体发生周期性运动的工况,螺旋桨的流场呈现周期性特征, 对体积力模型的瞬态反应能力提出了要求。在此工况下,能否有效捕捉螺旋桨在 波浪中的推力下降是体积力模型能否保证自身有效性的重要指标,因此可依据螺 旋桨在敞水环境中的周期性运动试验与船舶耐波性试验进行验证,发挥该方法在 船桨系统耐波性能研究中的优越性。

进一步可展开船-桨-舵全附体耦合航行试验模拟,发挥该方法在处理船舶综 合水动力性能研究中的优越性。船桨舵相互作用下的操纵数值模拟问题。本文已 证明改进后的螺旋桨模型可以处理船体造成的不均匀来流以及螺旋桨尾流对舵 性能的影响。在船桨舵系统的操纵性问题中,螺旋桨的入流条件时刻变化,且船 舵具有较大攻角,对体积力模型的精度改进提出了新的需求。解决时变影响与大 舵角模拟后便可以进行复杂系统的综合操纵性模拟。船模的操纵性试验可以提供 更加全面的船舶工作状态信息,且当前相关设计工作的水池试验成本很高,对数 值模拟的依赖性较强,因此适合作为本领域的发展方向;

同时,本方法可辅助建立船模自航试验数据库。从船型到船舶性能是复杂的 多参数建模问题。传统的建模方式基于主尺度对船型建模,通过主尺度可大致估 算船模的相关性能,但适用性有限。近年来,新兴的大数据思想与机器学习技术 为船舶性能的快速测算提供了新的发展思路。通过足够多的数据学习,可以构建 复杂船体型表面的性能预测学习模型。而基于水池试验或真实螺旋桨数值模拟的 船桨自航性能研究周期较长,难以得到大量训练使用的数据信息。使用精度较高 的体积力模型可以快速得到大量准确的样本数据,同时避免较大的误差模型可靠 性的影响。

最后,本方法可与船型优化方法结合。船型优化方法需要构建设计面以确定 相关形状参数与船模性能的关系,这需要大量算例样本的计算支撑。且随着船舶 水动力学性能研究日渐成熟,在较好的型体之上产生更为明显的优化效果已经较 为困难。因此优化所使用的样本准确度就显得尤为重要,使样本误差幅度不会超 过任务的优化幅值。为了在保证计算准确度的情况下提高运算速度以处理大量样 本的优化任务,准确度稳定的体积力模型是可靠的数值工具。

参 考 文 献

- [1] K.J. Rawson, E.C. Tupper. Basic Ship Theory[M]. 2001.
- [2] CFD in the marine industry: today and tomorrow[EB/OL]. https://thenavalarch.com/cfd-in-the-marine-industry-today-and-tomorrow/.
- [3] Liu Z, Zhao W, Wan D. Resistance and wake distortion optimization of JBC considering ship-propeller interaction[J]. Ocean Engineering, 2022, 244: 110376.
- [4] Shen Z, Wan D, Carrica P M. Dynamic overset grids in OpenFOAM with application to KCS self-propulsion and maneuvering[J]. Ocean Engineering, 2015, 108: 287–306.
- [5] Posa A, Broglia R. An immersed boundary method coupled with a dynamic overlapping-grids strategy[J]. Computers & Fluids, 2019, 191: 104250.
- [6] Ye H, Chen Y, Maki K. A Discrete-Forcing Immersed Boundary Method for Moving Bodies in Air–Water Two-Phase Flows[J]. Journal of Marine Science and Engineering, 2020, 8(10): 809.
- [7] Yu H, Wang Y. Liutex-based vortex dynamics: A preliminary study[J]. Journal of Hydrodynamics, 2020, 32(6): 1217–1220.
- [8] Liu C, Gao Y, Dong X, et al. Third generation of vortex identification methods: Omega and Liutex/Rortex based systems[J]. Journal of Hydrodynamics, 2019, 31(2): 205–223.
- [9] Broglia R, Dubbioso G, Durante D, et al. Simulation of turning circle by CFD: Analysis of different propeller models and their effect on manoeuvring prediction[J]. Applied Ocean Research, 2013, 39: 1–10.
- [10] Kumar P, Mahesh K. Large eddy simulation of propeller wake instabilities[J]. Journal of Fluid Mechanics, 2017, 814: 361–396.
- [11] Magionesi F, Dubbioso G, Muscari R, et al. Modal analysis of the wake past a marine propeller[J]. Journal of Fluid Mechanics, 2018, 855: 469–502.
- [12] Hussain M, Abdel-Nasser Y, Banawan A, et al. Effect of hydrodynamic twisting moment on design and selection of flexible composite marine propellers[J]. Ocean Engineering, 2021, 220: 108399.
- [13] Eom M-J, Jang Y-H, Paik K-J. A study on the propeller open water performance due to immersion depth and regular wave[J]. Ocean Engineering, 2021, 219: 108265.
- [14] Firouzi J, Ghassemi H, Vakilabadi K A. Effect of the cross-flow wake on the hydrodynamic performance of the HSP propeller by the CFD solver[J]. Journal of Marine Engineering & Technology, 2022, 21(5): 271–280.
- [15] A.F. Molland, Stephen R Turnock. Wind tunnel tests on the influence of propeller loading and the effect of a ship hull on skeg-rudder performance[R]. 1995.
- [16] Badoe C E, Phillips A B, Turnock S R. Influence of drift angle on the computation of hull–propeller–rudder interaction[J]. Ocean Engineering, 2015, 103: 64–77.

- [17] Posa A, Broglia R, Balaras E. The wake flow downstream of a propeller-rudder system[J]. International Journal of Heat and Fluid Flow, 2021, 87: 108765.
- [18] Bruzzone D, Gaggero S, Bonvino C P, et al. RUDDER-PROPELLER INTERACTION: ANALYSIS OF DIFFERENT APPROXIMATION TECHNIQUES[C]// Proceedings of the 11thInternational Conference on Hydrodynamics, Singapore, 2014: 1-10.
- [19] Villa D, Franceschi A, Viviani M. Numerical Analysis of the Rudder–Propeller Interaction[J]. Journal of Marine Science and Engineering, 2020, 8(12): 990.
- [20] Zhang W, Chen C, Wang Z, et al. Numerical simulation of structural response during propeller-rudder interaction[J]. Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics, 2021, 15(1): 584–612.
- [21] Carrica P M, Castro A M, Stern F. Self-propulsion computations using a speed controller and a discretized propeller with dynamic overset grids[J]. Journal of Marine Science and Technology, 2010, 15(4): 316–330.
- [22] Broglia R, Zaghi S, Di Mascio A. Numerical simulation of interference effects for a high-speed catamaran[J]. Journal of Marine Science and Technology, 2011, 16(3): 254–269.
- [23] Castro A M, Carrica P M, Stern F. Full scale self-propulsion computations using discretized propeller for the KRISO container ship KCS[J]. Computers & Fluids, 2011, 51(1): 35–47.
- [24] Mofidi A. Ship maneuvers with discretized propeller and coupled propeller model/CFD[D]. University of Iowa, 2017.
- [25] Delen C, Can U, Bal S. Prediction of Resistance and Self-Propulsion Characteristics of a Full-Scale Naval Ship by CFD-Based GEOSIM Method[J]. Journal of Ship Research, 2021, 65(04): 346–361.
- [26] Pena B, Muk-Pavic E, Thomas G, et al. An Approach for the Accurate Investigation of Full-Scale Ship Boundary Layers and Wakes[J]. Ocean Engineering, 2020, 214: 107854.
- [27] Kinaci O K, Delen C, Bitirgen R, et al. Free-running tests for DTC self-propulsion – An investigation of lateral forces due to the rudder and the propeller[J]. Applied Ocean Research, 2021, 116: 102877.
- [28] Song K, Guo C, Sun C, et al. Simulation strategy of the full-scale ship resistance and propulsion performance[J]. Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics, 2021, 15(1): 1321–1342.
- [29] Park I, Paik B, Ahn J, et al. The Prediction of the Performance of a Twisted Rudder[J]. Applied Sciences, 2021, 11(15): 7098.
- [30] Andersson J, Gustafsson R, Eslamdoost A, et al. On the Selection of Optimal Propeller Diameter for a 120-m Cargo Vessel[J]. Journal of Ship Research, 2021, 65(02): 153–166.
- [31] Fan X, Tang J, Zhang Y, et al. Numerical investigation of the ship propeller load under reversed propulsion condition[J]. Journal of Hydrodynamics, 2021, 33(2): 361–369.
- [32] Orych M, Werner S, Larsson L. Validation of full-scale delivered power CFD simulations[J]. Ocean Engineering, 2021, 238: 109654.

- [33] 冯松波. 船—桨—舵系统操纵水动力数值研究[D]. 上海交通大学, 2015.
- [34] Naing Win Y, Wu P-C, Akamatsu K, et al. RANS Simulation of KVLCC2 using Simple Body-Force Propeller Model With Rudder and Without Rudder[J]. Journal of the Japan Society of Naval Architects and Ocean Engineers, 2016, 23(0): 1–11.
- [35] Hough G, Ordway D. The generalized actuator disk[J]. Dev. Theor. Appl. Mech, 1965: 317–336.
- [36] Phillips A B, Turnock S R, Furlong M. Evaluation of manoeuvring coefficients of a self-propelled ship using a blade element momentum propeller model coupled to a Reynolds averaged Navier Stokes flow solver[J]. Ocean Engineering, 2009, 36(15–16): 1217–1225.
- [37] Benini E. Significance of blade element theory in performance prediction of marine propellers[J]. Ocean Engineering, 2004, 31(8–9): 957–974.
- [38] Guo C, Wang X, Wang C, et al. Research on calculation methods of ship model self-propulsion prediction[J]. Ocean Engineering, 2020, 203: 107232.
- [39] Simonsen C D, Stern F. RANS Maneuvering Simulation of Esso Osaka With Rudder and a Body-Force Propeller[J]. Journal of Ship Research, 2005, 49(02): 98–120.
- [40] Zhang Z. Verification and validation for RANS simulation of KCS container ship without/with propeller[J]. Journal of Hydrodynamics, 2010, 22(S1): 889–896.
- [41] Kim I-T, Kim C, Kim S-H, et al. Estimation of the manoeuvrability of the KVLCC2 in calm water using free running simulation based on CFD[J]. International Journal of Naval Architecture and Ocean Engineering, 2021, 13: 466–477.
- [42] Yu J, Yao C, Liu L, et al. Assessment of full-scale KCS free running simulation with body-force models[J]. Ocean Engineering, 2021, 237: 109570.
- [43] Gao Q, Jin W, Vassalos D. The calculations of propeller induced velocity by RANS and momentum theory[J]. Journal of Marine Science and Application, 2012, 11(2): 164–168.
- [44] Xing T, Carrica P, Stern F. Computational Towing Tank Procedures for Single Run Curves of Resistance and Propulsion[J]. Journal of Fluids Engineering, 2008, 130(10): 101102.
- [45] Zhang L, Zhang J, Shang Y. A practical direct URANS CFD approach for the speed loss and propulsion performance evaluation in short-crested irregular head waves[J]. Ocean Engineering, 2021, 219: 108287.
- [46] Yao J, Liu Z, Song X, et al. Ship manoeuvring prediction with hydrodynamic derivatives from RANS: Development and application[J]. Ocean Engineering, 2021, 231: 109036.
- [47] Lee S-H, Paik K-J, Hwang H-S, et al. A study on ship performance in waves using a RANS solver, part 1: Comparison of power prediction methods in regular waves[J]. Ocean Engineering, 2021, 227: 108900.
- [48] Jin Y, Duffy J, Chai S, et al. DTMB 5415M dynamic manoeuvres with URANS computation using body-force and discretised propeller models[J]. Ocean Engineering, 2019, 182: 305–317.

- [49] Duman S, Bal S. A quick-responding technique for parameters of turning maneuver[J]. Ocean Engineering, 2019, 179: 189–201.
- [50] Sezen S, Dogrul A, Delen C, et al. Investigation of self-propulsion of DARPA Suboff by RANS method[J]. Ocean Engineering, 2018, 150: 258–271.
- [51] Kim H, Ranmuthugala D, Leong Z Q, et al. Six-DOF simulations of an underwater vehicle undergoing straight line and steady turning manoeuvres[J]. Ocean Engineering, 2018, 150: 102–112.
- [52] Dubbioso G, Broglia R, Zaghi S. CFD analysis of turning abilities of a submarine model[J]. Ocean Engineering, 2017, 129: 459–479.
- [53] Abbas N, Kornev N, Shevchuk I, et al. CFD prediction of unsteady forces on marine propellers caused by the wake nonuniformity and nonstationarity[J]. Ocean Engineering, 2015, 104: 659–672.
- [54] Knight B G, Maki K J. A semi-empirical multi-degree of freedom body force propeller model[J]. Ocean Engineering, 2019, 178: 270–282.
- [55] 郁程, 董小倩, 杨晨俊. 侧推器体积力模型及其应用[J]. 上海交通大学学报, 2018, 52(3): 291–296.
- [56] 向国, 欧勇鹏, 吴浩. 船模 Z 形操纵运动数值模拟与分析[J]. 武汉理工大学 学报(交通科学与工程版), 2016, 40(1): 184–189.
- [57] 江佳炳. 高性能船舶泵桨混合推进系统流场相互作用特性研究[D]. 武汉理 工大学, 2019.
- [58] 王旭. 基于 RANS-BEM 耦合方法 的船舶自航模拟研究[D]. 哈尔滨工程大学, 2018.
- [59] 吴召华, 陈作钢, 代燚. 基于体积力法的船体自航性能数值预报[J]. 上海交 通大学学报, 2013, 47(6): 943–949.
- [60] 蔡博奥. 江海直达船浅水自航特性研究[D]. 武汉理工大学, 2019.
- [61] 胡帆. 喷水推进高速登陆运输船舶快速性提升研究[D]. 武汉理工大学, 2017.
- [62] 孔庆文. 数值流场环境下船舶 Z 型试验模拟研究[D]. 大连海事大学, 2015.
- [63] 吕晓军,周其斗,谢志勇. 体积力在潜艇自航因子预报中的应用[J]. 华中科 技大学学报(自然科学版),2013,41(5):118–121.
- [64] Fu H, Michael T J, Carrica P M. A Method to Perform Self-Propulsion Computations with a Simplified Body-Force Propeller Model[C]// Proceedings of the Twenty-fifth (2015) International Ocean and Polar Engineering Conference, Kona, Big Island, Hawaii, USA: 2015, 968-975.
- [65] Villa D, Viviani M, Tani G, et al. Numerical Evaluation of Rudder Performance Behind a Propeller in Bollard Pull Condition[J]. Journal of Marine Science and Application, 2018, 17(2): 153–164.
- [66] Choi J-E, Kim J-H, Lee H-G, et al. Computational predictions of ship-speed performance[J]. Journal of Marine Science and Technology, 2009, 14(3): 322– 333.
- [67] Choi J E, Min K-S, Kim J H, et al. Resistance and propulsion characteristics of various commercial ships based on CFD results[J]. Ocean Engineering, 2010, 37(7): 549–566.

- [68] Kawamura T, Miyata H, Mashimo K. Numerical simulation of the flow about selfpropelling tanker models[J]. Journal of Marine Science and Technology, 1997, 2(4): 245–256.
- [69] Sánchez-Caja A, Martio J, Saisto I, et al. On the enhancement of coupling potential flow models to RANS solvers for the prediction of propeller effective wakes[J]. Journal of Marine Science and Technology, 2015, 20(1): 104–117.
- [70] Sánchez-Caja A, Martio J, Viitanen V M, et al. Simulation of turbulent effective wakes for propellers in off-design conditions by a correction factor approach[J]. Journal of Marine Science and Technology, 2021, 26(4): 1014–1025.
- [71] 杨春蕾, 朱仁传, 缪国平, et al. 一种对船桨干扰问题的黏势流耦合求解方法 [J]. 上海交通大学学报, 2014, 48(12): 1795–1801.
- [72] 郑洋, 陈作钢, 代燚. 迭代型体积力法预报船舶推进性能[J]. 上海交通大学 学报, 2015, 49(2): 269–274.
- [73] 孙文愈, 黄国富. 螺旋桨性能分析与优化设计中桨毂的影响分析[J]. 中国造船, 2016, 57(1): 19–30.
- [74] 饶志强,杨晨俊. 七叶侧斜螺旋桨水动力性能优化[J]. 中国造船,2016,57(4): 1–13.
- [75] 姜凯军, 王爽, 叶斌. 基于体积力方法的实尺度 JBC 的数值仿真[C]//第三十 一届全国水动力学研讨会论文集, 厦门, 中国, 2020: 1926–1938.
- [76] Phillips A B, Turnock S R, Furlong M. Accurate Capture of Propeller-Rudder Interaction using a Coupled Blade Element Momentum-RANS Approach[J]. Ship Technology Research, 2010, 57(2): 128–139.
- [77] Ren Z, Wang J, Wan D, et al. Numerical Investigation of Propeller-Rudder Interaction Based on Body Force Approach[C]// Proceedings of the Thirtieth (2020) International Ocean and Polar Engineering Conference, Shanghai, China, 2020, 3781-3788.
- [78] Ortolani F, Dubbioso G, Muscari R, et al. Experimental and Numerical Investigation of Propeller Loads in Off-Design Conditions[J]. Journal of Marine Science and Engineering, 2018, 6(2): 45.
- [79] Li Z, Yu J, Feng D, et al. Research on the Improved Body-Force Method Based on Viscous Flow[C]//Proceedings of the ASME 2019 38th International Conference on Ocean, Offshore and Arctic Engineering, Glasgow, Scotland, UK, 2019, 1-8.
- [80] Feng D, Yu J, He R, et al. Improved body force propulsion model for ship propeller simulation[J]. Applied Ocean Research, 2020, 104: 102328.
- [81] Feng D, Yu J, He R, et al. Free running computations of KCS with different propulsion models[J]. Ocean Engineering, 2020, 214: 107563.
- [82] Shen W Z, Hansen M O L, Sørensen J N. Determination of the angle of attack on rotor blades[J]. Wind Energy, 2009, 12(1): 91–98.
- [83] Vimalakanthan K, Schepers J G, Shen W Z, et al. Evaluation of different methods of determining the angle of attack on wind turbine blades under yawed inflow conditions[J]. Journal of Physics: Conference Series, 2018, 1037: 022028.
- [84] Melani P F, Balduzzi F, Ferrara G, et al. How to extract the angle attack on airfoils in cycloidal motion from a flow field solved with computational fluid dynamics?

Development and verification of a robust computational procedure[J]. Energy Conversion and Management, 2020, 223: 113284.

- [85] Yamazaki R. On the propulsion theory of ships on still water (improved theoretical method)[J]. Memoirs Of The Kyushu University, Faculty of Engineering, 1977, 1: 65–88.
- [86] Tokgoz E, Win Y N, Kuroda K, et al. A New Method to Predict the Propeller Body-force Distribution for Modeling the Propeller in Viscous CFD Code without Potential Flow Code [J]. Journal of the Japan Society of Naval Architects and Ocean Engineers, 2014, 19:1-7.
- [87] Windén B. Comparative Self Propulsion Simulations of the JBC Bulk Carrier[J]. Journal of the Japan Society of Naval Architects and Ocean Engineers, 2015, 20:239-242.
- [88] Wang J, Zhao W, Wan D. Development of naoe-FOAM-SJTU solver based on OpenFOAM for marine hydrodynamics[J]. Journal of Hydrodynamics, 2019, 31(1): 1–20.
- [89] Tu T N. Numerical simulation of propeller open water characteristics using RANSE method[J]. Alexandria Engineering Journal, 2019, 58(2): 531–537.
- [90] F R MENTER. Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications[J]. AIAA Journal, 1994, 32(8): 1598–1605.
- [91] M Churchfield, S Lee. NWTC design codes (SOWFA)[EB/OL]. NWTC design codes (SOWFA). 2013. http://wind.nrel.gov/designcodes/simulators/SOWFA.
- [92] Berberović, E, van Hinsberg, N, Jakirlić, S, et al. Drop impact onto a liquid layer of finite thickness dynamics of the cavity evolution[J]. Phys. Rev. E, 2009, 79(3): 36306.
- [93] Zha R, Ye H, Shen Z, et al. Numerical study of viscous wave-making resistance of ship navigation in still water[J]. Journal of Marine Science and Application, 2014, 13(2): 158–166.
- [94] Zha R, Ye H, Shen Z, et al. Numerical computations of resistance of high speed catamaran in calm water[J]. Journal of Hydrodynamics, 2014, 26(6): 930–938.
- [95] Wang J, Wan D. CFD Investigations of Ship Maneuvering in Waves Using naoe-FOAM-SJTU Solver[J]. Journal of Marine Science and Application, 2018, 17(3): 443–458.
- [96] Wang J, Wan D. CFD study of ship stopping maneuver by overset grid technique[J]. Ocean Engineering, 2020, 197: 106895.
- [97] Shen Z, Ye H, Wan D. URANS simulations of ship motion responses in long-crest irregular waves[J]. Journal of Hydrodynamics, 2014, 26(3): 436–446.
- [98] Shen Z, Wan D. An irregular wave generating approach based on naoe-FOAM-SJTU solver[J]. China Ocean Engineering, 2016, 30(2): 177–192.
- [99] Hino, T. Proceedings of CFD Workshop Tokyo 2005[R]. National Maritime Research Institute, 2005.
- [100] ITTC. ITTC Quality System Manual Recommended Procedures and Guidelines[R]. 7.5-03-03-01, ITTC.

攻读硕士学位期间已发表或录用的论文

- [1] Mingzhe Wang, Decheng Wan, Jianhua Wang, An improved BEMT model based on agent actuating disk with application to ship self-propulsion simulation [J]. Ocean Engineering, 2022, 266: 112787; <u>https://doi.org/10.1016/j.oceaneng.2022.112787</u> (SCI, 已发表)
- [2] **王明哲**,王建华,万德成,一种改进诱导因子计算方法的叶素动量理论体积 力模型[J].船舶力学.(EI,已录用)
- [3] Mingzhe Wang, Jianhua Wang, Decheng Wan, Numerical Investigation of Propeller-Rudder Interaction Based on Induct Factor Fitting Body Force Method, the Thirty-second (2022) International Ocean and Polar Engineering Conference Shanghai, China, June 5-10, 2022, pp.3700-3707.
- [4] **王明哲**,王建华,万德成,用螺旋桨体积力模型数值模拟船舶自航[C]//第三 十二届全国水动力学研讨会暨第十七届全国水动力学学术会议文集,2021年 10月30日-11月1日,江苏无锡,pp.1737-1746.

致 谢

时光荏苒,白驹过隙,转眼已到结语。从了解基础的专业知识,到掌握一定 真正具有社会价值的科研技能,这个过程既有磨练与挑战,也有收获与成长。

首先,要感谢我的导师万德成老师与王建华老师。万老师治学严谨,在听取 汇报时总能见微知著,启发我们的辩证思考,开拓我们的研究思路。对于复杂的 研究结果与丰富的研究数据,万老师鼓励我们对数据进行及时整理,深挖规律, 了解与辨析其内在的机理机制,化被动为主动。万老师不止一次地勉励我们,科 研需要坐得住的能力。万老师鼓励我们重视个人的思考能力,摆脱他人的思维定 式与工作样板。王老师为我提供了大量工作相关的学习资料,花费了相当长的时 间亲手调试我遇到的科研难题,并及时准确地为我的论文修改工作提出意见。王 老师和万老师有效的指导为我的工作提供了基石,为我的科研生活增加了信心。

感谢赵伟文老师与曹留帅老师对我的帮助。赵伟文老师在分析程序结构时拥 有清晰的逻辑,对各种调试问题具有迅速准确的判断,为我的编程工作提供了莫 大的帮助。曹留帅老师丰富的科研思路增强了我在入组初期对科研的认识,鼓励 了我未来的思考与行动。

感谢任振师兄、张牧师兄、刘志强师兄、刘鑫旺师兄关于船模试验模拟经验 的分享,这些经验为我开展工作提供了充足的参考。

感谢黄扬师兄,李政师兄,于连杰师兄,谢丰泽师兄,魏德志师兄,杨晓彬 师兄,陈松涛师兄,李晶琦师姐,胡浩师兄,胡一丁师兄,张晓嵩师兄,张冠宇 师姐,马春卉师姐在我解决难题时为我提供思路。师兄师姐们丰富的科研经验是 一片宝藏,让我少走了无数的弯路。

感谢白鹤鸣师兄、吴定坤师兄、袁常乐师兄、郭涵慧师姐、杨玉肖师兄对我 未来规划的解疑与科研生活的帮助,为我扫除关于未来的迷雾。

感谢赵旻晟师兄为我们组织一次次课外活动,为我们的工作之余增加了一份 期待、一份欢乐。

感谢与我一起入组的张文杰、黄聪祎、徐顺、魏亚博、张珂、马云鹏、曹鸿 杰、董奕清、张习迪、潘宣景、刘亢、郝未南与马楷东。遇到困难时我们总能互 相帮助,一同培养完成任务的勇气与信心。和大家的交流往往是走出岔路继续前 进的关键。

感谢我的舍友宋嘉彧、刘少杰,以及同楼的好友吴成东、籍宇阳、葛奥华、 王辰彪,在最困难的时候相互帮助,挺过疫情。

最后,我要感谢我的父母对我含辛茹苦的养育。感谢他们永远支持我做出的 决定,让我在自己选择的专业方向上继续走下去。

第 97 页