

舰船科学技术

JIANCHUAN KEXUE JISHU

ISSN 1672-7649

CN 11-1885/U



2019 4

ISSN 1672-7649



中文核心期刊 中国科技核心期刊 中国优秀国防科技期刊

目次

舰船科学技术

主管单位 中国船舶重工集团有限公司
主办单位 中国舰船研究院
中国船舶重工集团公司第七一四研究所
出版单位 《舰船科学技术》编辑部
主 编 吴传利
执行主编 魏瑞兰
副 主 编 宋久振
责任编辑 陈 鹏
美 编 曲 蕾
通信地址 100101
北京市朝阳区科荟路 55 号院
网 址 <http://jckx.cbpt.cnki.net>
<http://JCKX.chinajournal.net.cn>
电子信箱 JCKXJS@shipol.com.cn
电 话 010-83027274
印 刷 北京时捷印刷有限公司
发 行 北京 2854 信箱发行部
国内定价 50.00 元 / 册

广告经营许可证 京朝工商广字 0146 号

Supervised by

China Shipbuilding Industry Corporation

Sponsored by

China Ship Research and Development Academy

The 714 Research Institute of CSIC

Edited & Published by

Editorial Department of Ship Science and Technology

Editor-in-Chief Wu Chuan-li

Executive Editor-in-Chief Wei Rui-lan

Deputy Editor-in-Chief Song Jiu-zhen

Editor Chen Peng

Art Editor Qu Lei

ADD: No.55 Kehui Road,Chaoyang,Beijing,China

P.O.Box: 2854 Beijing

Post Code: 100101

Tel: 010-83027274

E-mail: JCKXJS@shipol.com.cn

Website: <http://jckx.cbpt.cnki.net>

<http://JCKX.chinajournal.net.cn>

本刊已许可CNKI《中国期刊全文数据库》、《中国核心期刊(遴选)数据库》和《中文科技期刊数据库》以数字化方式复制、汇编、发行、信息网络传播本刊全文。其作者著作权使用费与本刊稿酬一次性支付。若作者不同意文章被收录,请在来稿时注明,本刊将作适当处理。

研究综述

1 水下矢量推进器研究综述 张 帅 肖晶晶

基础科技

- 6 集成优化思想在舰船总体设计应用中的思考 范则阳 谢 坤 等
11 基于充气金属球壳的吸声覆盖层声学特性研究 江 旻 王桂波 等
19 DARPA2潜艇模型非定常流动粘性流场和水动力计算 于向阳 姚凌虹 等
25 水翼对高速双体船纵向减摇性能影响研究 王 允 余 骁 等
30 基于Fluent的E799A空泡性能数值计算网格对比 裘 鹏 熊 鹰 等
34 船体结构强度评估的线性设计波法研究 夏 风 黄 东 等
39 离心风机管道中三维精细速度场的数值预报与验证 李 亚 许影博 等
44 船体梁在循环载荷下的极限强度研究 喻 霁 杨 平
49 钛合金耐压球壳极限强度数值估算方法 张喜秋 于 昊 等
54 基于FOAM-X的多孔材料吸声性能研究 蒋 坤 向 阳 等
61 考虑中心距变化的船用人字齿轮啮合动力学特性分析 魏 维 郭文勇 等
66 浮筏隔振系统拓扑优化减重研究 王 锋 邵海征 等
71 船舶推进轴系振动对轴承承载特性的影响 张新宝 王 鼎
76 船舶矢量舵减横摇控制系统 刘 胜 谭银朝
83 水面无人艇集群系统研究 胡建章 唐国元 等
89 基于改进人工势场法的水下滑翔机路径规划 李沛伦 杨 启
94 一种水下航行器运动自导航及轨迹跟踪方法 高 清 泽

海洋工程

100 串联双立管螺旋列板抑制涡激振动的数值模拟 李艳潇 张淑君

动力系统

- 106 小型汽发机组油路系统特性研究 杜晓东 王贵龙 等
109 舰船供电生命力测试指标选择与方法研究 戚双斌 刘 东

水声电子

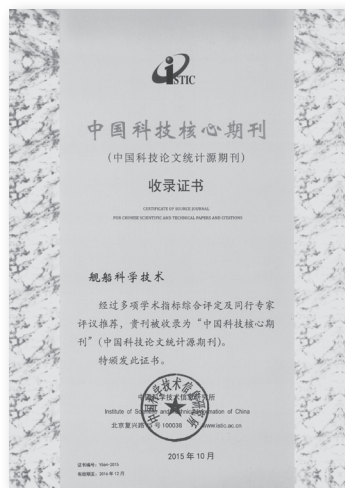
- 114 卡尔曼滤波器在舰艇综合导航系统中的应用 戴海发 卞鸿巍 等
119 舰船消磁实验载具的设计与分析 余建国 陈 杨 等
124 一种抑制模糊度函数特定区域旁瓣级的波形设计方法 周 飞 程锦盛
129 基于大数据的船舶建造供应商RBF神经网络评价模型研究 钱 芳

目次

装备技术

- | | |
|------------------------|-----------|
| 132 新型舰载刚性充气艇艇型设计研究 | 陈 练 孔祥明 等 |
| 137 鱼雷水下发射的6-DOF运动仿真 | 华 琦 段 浩 等 |
| 142 舰载导弹发射筒指向精度研究 | 王 勇 赵喜磊 等 |
| 148 雷-靶碰撞结构动态响应试验与仿真分析 | 李静肖 陈彦勇 等 |
| 154 舰炮射击击发装置损坏故障定位研究 | 苏万山 |

- 北大中文核心期刊
 中国科技核心期刊
 中国核心期刊(遴选)数据库收录期刊
 《中国学术期刊(光盘版)检索与评价数据规范》执行优秀期刊
 中国学术期刊综合评价数据库来源期刊
 中国学术期刊(光盘版)全文收录期刊
 中国期刊全文数据库收录期刊
 万方数据——数字化期刊群全文上网期刊



《舰船科学技术》第六届编委会 (以姓氏笔画为序)

顾问 Consultants

- | | |
|---------------------------|-----------------|
| 马伟明 (院士) Ma Wei-ming | (member of CAE) |
| 朱英富 (院士) Zhu Ying-fu | (member of CAE) |
| 李启虎 (院士) Li Qi-hu | (member of CAS) |
| 杨士莪 (院士) Yang Shi-e | (member of CAE) |
| 吴有生 (院士) Wu You-sheng | (member of CAE) |
| 汪顺亭 (院士) Wang Shun-ting | (member of CAE) |
| 沈闻孙 (院士) Shen Wen-sun | (member of CAE) |
| 沈昌祥 (院士) Shen Chang-xiang | (member of CAE) |
| 张金麟 (院士) Zhang Jin-lin | (member of CAE) |
| 陆建勋 (院士) Lu Jian-xun | (member of CAE) |
| 金东寒 (院士) Jin Dong-han | (member of CAE) |
| 闻雪友 (院士) Wen Xue-you | (member of CAE) |
| 赵晓哲 (院士) Zhao Xiao-zhe | (member of CAE) |
| 宫先仪 (院士) Gong Xian-yi | (member of CAE) |
| 徐德民 (院士) Xu De-min | (member of CAE) |
| 黄旭华 (院士) Huang Xu-hua | (member of CAE) |
| 董春鹏 (院士) Dong Chun-peng | (member of CAE) |
| 曾恒一 (院士) Zeng Heng-yi | (member of CAE) |
| 潘镜芙 (院士) Pan Jing-fu | (member of CAE) |

主任委员 Chairman

杜 刚 Du Gang

副主任委员 Vice Chairmen

- | | |
|------------------|-----------------|
| 刘 飞 Liu Fei | 王俊利 Wang Jun-li |
| 周希辰 Zhou Xi-chen | 吴传利 Wu Chuan-li |

秘书 Secretary-general

钱治强 Qian Zhi-qiang 郭隆华 Guo Long-hua

委员 Members

- | | |
|----------------------|-------------------|
| 丁 一 Ding Yi | 王其红 Wang Qi-hong |
| 王 锋 Wang Feng | 史小锋 Shi Xiao-feng |
| 付 恒 Fu Heng | 吕 千 Lv Qian |
| 李丁山 Li Ding-shan | 李忠刚 Li Zhong-gang |
| 李 炜 Li Wei | 刘文帅 Liu Wen-shuai |
| 刘敬贤 Liu Jing-xian | 刘 潜 Liu Qian |
| 苏玉民 Su Yu-min | 陆志宏 Lu Zhi-hong |
| 吴幼冬 Wu You-dong | 张信学 Zhang Xin-xue |
| 汪东平 Wang Dong-ping | 杨建民 Yang Jian-min |
| 杨益新 Yang Yi-xin | 杜选民 Du Xuan-min |
| 杜栓平 Du Shuan-ping | 杜 奎 Du Kui |
| 沈桂明 Shen Gui-ming | 陈 欢 Chen Huan |
| 陈海波 Chen Hai-bo | 岳 崑 Yue Wei |
| 郭建增 Guo Jian-zeng | 常 山 Chang Shan |
| 曹万华 Cao Wan-hua | 谢 伟 Xie Wei |
| 崔国平 Cui Guo-ping | 焦 依 Jiao Nong |
| 程远胜 Cheng Yuan-sheng | 韩 兵 Han Bing |
| 韩志韧 Han Zhi-ren | 韩庆华 Han Qing-hua |
| 鲍晓静 Bao Xiao-jing | 嵇春艳 Ji Chun-yan |
| 颜 开 Yan Kai | 潘冠华 Pan Guan-hua |

水下矢量推进器研究综述

张 帅, 肖晶晶

(厦门大学 航空航天学院, 福建 厦门 361102)

摘 要: 本文结合水下潜器和水上船舶的水下矢量推进器, 对具有不同矢量推进方式的螺旋桨矢量推进器和喷水矢量推进器进行分类整理和展开描述, 概述部分矢量推进器的发展历史, 阐明国内外各类不同方式的水下矢量推进器的工作原理及特点, 最后总结了水下矢量推进器的发展趋势, 对未来水下矢量推进器的设计和应用具有一定的参考价值。

关键词: 矢量; 推进器; 螺旋桨

中图分类号: U664.1 文献标识码: A

文章编号: 1672-7649(2019)04-0001-05 doi: 10.3404/j.issn.1672-7649.2019.04.001

Review of underwater vector propulsion devices

ZHANG Shuai, XIAO Jing-jing

(School of Aerospace Engineering, Xiamen University, Xiamen 361102, China)

Abstract: The various forms of propeller vector thruster and waterjet vector thruster are sorted out and expanded especially for underwater vehicles and ships in this paper. The development history of part of the vector propulsion devices are summarized, and the operation mechanism and the features of the various types of vector propulsion devices are also illustrated in detail. Finally, the development trend of underwater vector propulsion devices is summarized. There is a certain reference value for future design and application of the underwater propulsion devices in this paper.

Key words: vector; thruster; propeller

0 引 言

海洋属于国家非常重要的战略资源, 在生存资源日益枯竭的当下, 海洋资源显得尤为重要。而船舶和潜水器是开发水下资源的排头兵, 对于船舶和潜水器来说, 操纵性和机动性是非常重要的指标。

推力矢量技术概念来源于飞行器设计技术, 飞行器的推进系统除了在直线方向提供推力外, 还能同时或者单独在运动物体的俯仰、偏航、横滚等其他方向上提供推力, 即推力的矢量化。随着时代的发展, 人们越来越重视水下推进技术的研发, 将矢量推进技术应用用于水下, 可有效提高船舶及潜水器的机动性和操纵性, 具有矢量推进技术的水下推进器称为水下矢量推进器。

水下矢量推进器不仅在海洋资源探索方面意义重大, 在军事、科考等方面同样具有非常重要的现实意义。

随着近年来仿生推进、磁流体推进等推进方式的发展, 水下推进方式呈现出多元化、多样化的发展趋势。但是鉴于技术发展的时间较短, 新兴的推进方式无法较好地克服自身的不足, 比如仿生推进具有高度的机动性能和高效的推进效率, 但是目前的技术难度较大, 较难应用于大型的潜水器; 磁流体推进方式拥有出众的静音效果, 但是目前技术不够成熟、建设成本太高、航行速度太慢等原因同样影响其大规模应用。

目前主流的水下矢量推进器的推进方式是螺旋桨式和喷水式, 而其中又以螺旋桨式应用最为广泛, 本文针对这2种方式进行综述, 其基本分类框架如表1所示。

1 螺旋桨式矢量推进器

螺旋桨式矢量推进器主要分为传统螺旋桨式、变矢量螺旋桨式、并联式、串联式和吊舱式等。

表 1 水下矢量推进器的主要分类及特点

Tab. 1 Main classifications and features of underwater vector propulsion devices

主要分类	次级分类	具体结构或特点	典型实例或开发单位
螺旋桨式矢量推进器	传统螺旋桨式矢量推进器	多个固定螺旋桨或二元矢量螺旋桨的组合	“蛟龙”号潜水器
	变矢量螺旋桨推进器	无需改变螺旋桨的方向也能提供矢量力	日本三菱重工
	并联式矢量螺旋桨推进器	承载能力强、精度较高、末端质量惯性小	天津大学
	串联式矢量螺旋桨推进器	结构较简单、控制简单、所需的运动空间较大	国防科技大学
	吊舱式矢量螺旋桨推进器	应用广泛, 推进器可360°旋转	“海洋独立”号邮轮
喷水式矢量推进器	基于二次射流的矢量推进器	通过二次射流的横向速度场改变主射流转向, 噪声低、能量损失少但安装空间较大	中国科学院
	基于可变向喷头的矢量推进器	低噪声、高机动性、能量损失少	华中科技大学

1.1 传统螺旋桨式矢量推进器

传统螺旋桨式矢量推进技术主要应用于自主式潜航器, 这种推进方式是在水下潜器的周围布置多个固定螺旋桨或者固定螺旋桨和二元矢量螺旋桨搭配式组合, 每个固定螺旋桨只能进行自旋运动, 每个二元矢量螺旋桨既可以自旋又可以进行偏摆或回转运动。如图 1 所示, 该水下潜器是由麻省理工学院研制的 1 台 AUV, 在其前后左右均有 1 个固定的螺旋桨, 从而可以控制其几个方向的运动。但是由于其非流线型并且所使用的部分固定螺旋桨的利用率不高, 所以其局限性较大^[1]。

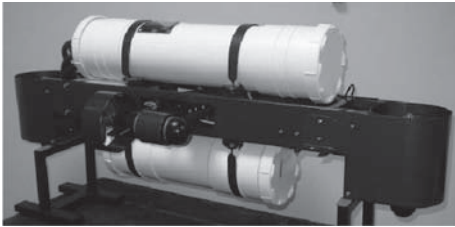


图 1 麻省理工大学的 AUV

Fig. 1 AUV designed by MIT

我国自主设计建造的潜水器“蛟龙”号采用的是固定螺旋桨和二元矢量螺旋桨组合矢量方式, 其拥有 4 个固定管道桨、2 个旋转管道桨以及 1 个槽道桨。通过操作控制系统, 能够让载人潜水器拥有实现六自由度的空间运动能力^[2]。

传统的螺旋桨式矢量推进器使用堆积组合螺旋桨数量的方式来实现水下潜器的六自由度运动。该种方式的优点是实用性、高效性, 没有复杂的传动系统, 矢量推进方式较简单, 缺点是由于潜水器外部需要布置多个螺旋桨, 整个潜水器的外形结构更加复杂、水动力性能降低。

1.2 变矢量螺旋桨推进器

变矢量螺旋桨推进器又称为全方位螺旋桨推进

器, 它是一种在桨叶旋转一周的过程中, 叶片螺距角作周期性变化的特种推进器, 不同于其他螺旋桨推进器, 其最大的特点是在螺旋桨桨叶旋转的过程中, 通过控制叶片螺距角的周期性变化, 从而能够产生上下、前后、左右 6 个方向的推力^[3]。

全方位螺旋桨推进器最早出现在 1961 年美国人 F.R.Haselton 发明的潜艇上, 当时这个系统在潜艇前后方将 2 个同样的全方位推进器串联安装, 构成了潜艇的推进系统, 通过前后桨的反向旋转可以发出任何方向的推力和转矩。1987 年, 美国制造商 AMETEK Straza Division 发表了 1 篇装配全方位推进器的载人潜水器的报道。不久, G.M.Stenovc 等发表了将 F.R.Haselton 的发明装配到潜水器上的文章^[4]。

日本研究人员在 20 世纪 80 年代进行模型试验, 并发表了试验结果和基于准定常理论的数学计算模型, 此后日本将这种推进器应用于潜水器和水下机器人, 取得了较为明显的效果。

迄今为止, 国内对全方位推进器的研究大多数停留在水动力性能计算方面。黄胜^[5]对螺距调节式全方位推进器的研究取得了初创性的成果, 研究工作体现在对螺距调解式全方位推进器的工作原理和水动力性能预报方法进行了研究, 对螺距调解式全方位推进器水动力性能进行了计算, 所得到的计算结果与日本相关方面的实验结果吻合良好^[6-7]。

通过使用全方向推进器可以减少动力系统的传动部件, 增加潜水器的操纵性、机动性, 减少潜水器的重量和体积, 改善潜水器的结构强度以及潜器内部的总布置, 降低噪声并节约能量, 因此具有重大的应用价值。

1.3 矢量螺旋桨推进器

以下矢量螺旋桨推进器均是使用单个螺旋桨, 利用一些传动系统等附加的机械机构, 通过改变螺旋桨

的方向来实现矢量推力的示例。

1.3.1 并联式矢量螺旋桨推进器

并联机构简称 PM, 其特点是动平台和定平台通过至少 2 个独立的运动链相连接, 机构具有 2 个或 2 个以上自由度, 且以并联方式驱动。

1) 双控制臂矢量推进器

图 2 为基于球齿轮柔性轴的矢量螺旋桨推进器, 其主要以 1 个主驱动电机和 2 个直线电机作为动力源, 核心部分是由球齿轮和万向节组成的柔性轴, 该柔性轴能够满足向各个方向转向的要求。主驱动电机是保持螺旋桨在当前姿态下自旋的动力电机, 其产生的动力通过一系列的传动部件最终到达螺旋桨, 满足螺旋桨的转向转速需求。2 个直线电机在两侧相互配合使得推力环发生偏转, 从而可以使螺旋桨向各个方向偏转, 实现推力方向的改变^[8]。

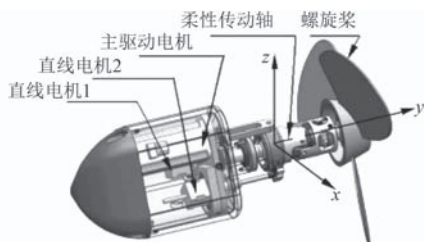


图 2 主动矢量推进装置三维图

Fig. 2 Three-dimensional graph of active vector propulsion device

2) 三控制臂矢量推进器

图 3 为采用 3-RPS 与 SPS 组合机构的并联式矢量推进器。主推电机控制螺旋桨转速, 主推电机的连接轴与螺旋桨连接轴通过万向节连接, 3 个作动筒通过球铰链来控制螺旋桨的偏摆, 作动筒的驱动是靠内部步进电机驱动丝杠螺母副来实现。当装置螺旋桨需要做偏摆运动时, 3 个作动筒相互协调通过丝杠螺母和球机铰链完成角度偏转^[9]。

1.3.2 串联式矢量螺旋桨推进器

串联机构特点是若干个单自由度的基本机构顺序联接, 每一个前置机构的输出运动是后置机构的输入。

1) 基于齿轮系串联式矢量推进器

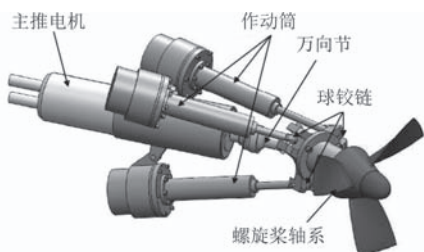


图 3 并联式矢量推进器三维图

Fig. 3 Three-dimensional graph of parallel vector propeller

如图 4 所示, 该矢量推进器的传动系统主要是由锥齿轮和直齿轮、传动轴组成, 3 个电机构成整个推进器自转和偏摆的动力源。它主要有滚转传动链、偏摆传动链、自旋传动链 3 个传动链。滚转传动链与偏摆传动链串联, 共同控制螺旋桨的空间位置^[10]。

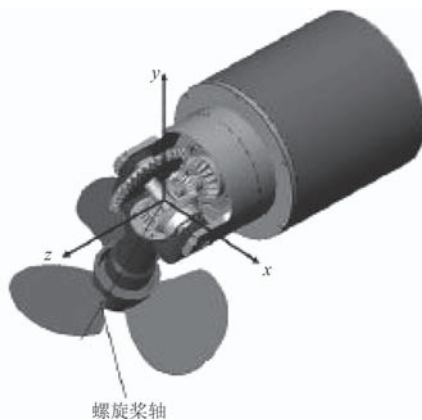


图 4 基于锥齿轮的矢量推进器机构三维图

Fig. 4 Three-dimensional graph of vector propeller mechanism based on bevel gears

2) 直接串联式矢量螺旋桨推进器

浙江大学设计了一种串联式的矢量推进装置, 主要由螺旋桨以及 3 组电机组成, 3 组电机各自控制上 1 组电机在 1 个自由度上的运动, 第 1 组电机的输出轴水平放置并与螺旋桨连接, 第 2 组电机输出轴竖直设置并且与第 1 组电机的壳体固连, 第 3 组电机固定于潜水器的尾部并且与第 2 组电机的壳体固连。3 个电机中后 1 组电机的输出端是前 1 组电机的输入端, 可实现串联式矢量推进控制^[11]。

1.4 吊舱推进器

吊舱推进器由于其巨大的实用性, 故单独将其归纳作为一类水下矢量推进器。吊舱式推进器简称 POD 推进器, 由于其较先进的设计理念和全新的推进方式而广受青睐, 其广泛应用于潜艇、旅游船只、货运船只、破冰船只等。

吊舱式推进器的原理是把船舶的推进器密封于 1 个吊舱内, 该吊舱内有动力电机和驱动轴并且吊舱可以 360° 旋转, 这种方式集成了传统船舶推进装置的固定动力源和方向舵的功能, 把动力装置和转向装置全部集成在船体的外部, 节省了大量的空间, 有助于船舶的操纵, 提高了船舶的灵活性。

正是由于吊舱推进器有着创新性的突破, 其受到很多公司和科研工作者的追捧。例如: 日本科学家把高温超导电机利用到吊舱推进器中; 加拿大科学家对吊舱推进器装置进行了详细的受力分析; 美国海军和

MIT 进行合作并研发了一种新型的吊舱推进器, 并且比较好地完成了当初的设计指标^[12-13]。超级邮轮“海洋独立”号动力系统采用的是吊舱式推进器, 其船底前部还有转向螺旋桨, 在转向螺旋桨和吊舱推进器的共同作用下, 巨大的船身拥有非常小的转弯半径, 可以灵活控制船体位置, 因而可以在比较狭小的港口停泊。

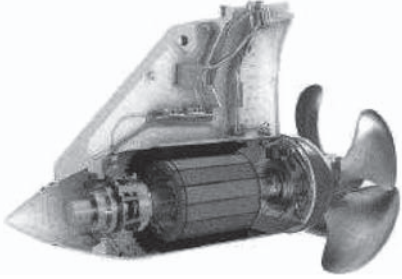


图 5 吊舱式推进装置三维图

Fig. 5 Three-dimensional graph of POD propulsion device

2 喷水式矢量推进器

喷水推进器是利用推进泵高速旋转, 产生从进口到出口高速流出的水流, 利用作用力与反作用力的原理, 产生前进的推力。

喷水推进器相较于螺旋桨推进器, 具有更高效的推进效率、更优越的抑噪抑振能力、更好的尾流处理效果、对泵的保护更好等优点, 在一些需要高速、高静音要求、军用等特殊情况下, 喷水推进器有着不可比拟的先天优势。在 20 世纪 50 年代, 喷水推进器只是较多地应用在内河低速的船舶上。到了 60 年代, 喷水推进器越来越多地应用在高性能船艇上。在 70 年代中期, 英国第 1 个将喷水推进器应用于其核潜艇 Sovereign 号上, 美国和法国也相继在其作战核潜艇上应用喷水推进装置^[14]。

目前应用较多的喷水矢量推进器大体可以分为两大类: 基于二次射流的矢量推进器; 基于可变向喷头的矢量推进器。

2.1 基于二次射流的矢量推进器

图 6 是 1 种基于横向二次射流的水下矢量推进器。该设计的主要原理是在主推进器的四周均布数个二次射流装置, 二次射流装置射流方向与主推进器的射流方向垂直, 所以在二次射流的横向速度的影响下, 主射流的流向就会相对地发生偏转, 通过控制主推进器周围不同的二次射流的流通速度大小就可以改变主射流的偏转^[15]。

二次射流的方式改变推力的方法没有推力损失, 能够有效地改变射流方向, 但是储存二次射流需要一定的空间, 增大了整个推进器的体积, 并且这种方式

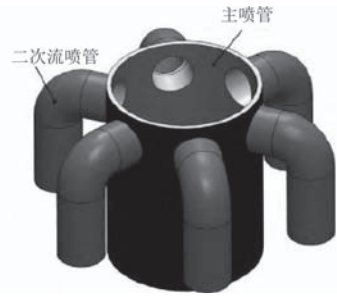


图 6 基于横向二次射流的喷水矢量推进器

Fig. 6 Waterjet vector thruster based on cross second flow

在实际使用中主射流的偏转角度有限。

2.2 基于可变向喷头的矢量推进器

可变喷头式矢量推进方式包括单喷头式和多喷头式, 单喷头矢量推进器的特点是喷头可以俯仰和偏摆, 1 个喷头就起到了动力推进+舵的作用, 而多喷头矢量推进器往往不能在单一喷头上既满足俯仰又满足偏摆的要求, 需要多个低自由度矢量喷头一起协同运作来满足多自由度运动的要求。

1) 单喷头矢量推进器

图 7 是 1 种基于 3-RPS 的矢量喷水推进器, 该推进器由 3 个液压杆定向调节控制其喷头的转向, 喷头的动力源是 1 个水压泵装置, 该设计有潜力具备军事上的高速度、高机动性、声隐身性等要求^[16]。

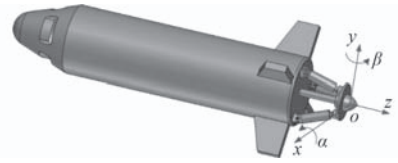


图 7 基于 3-RPS 的喷水矢量推进器三维图

Fig. 7 Three-dimensional graph of waterjet vector thruster based on 3-RPS

2) 多喷头矢量喷水推进器

国防科技大学设计了 1 种水下潜器的矢量推进装置, 在潜器的尾部和两侧分别设置了 1 个平面矢量推进器, 潜器两侧各有 1 个可以 360° 旋转的矢量喷头。当潜器需要前进后退、升沉或者摇摆时, 只需控制两侧和尾部的矢量喷头即可^[17]。

该矢量推进器的缺点是由于 3 个矢量推进器均是二元的, 致使潜器无法直接进行侧向移动。

3 发展趋势分析

综上所述可以发现, 螺旋桨式矢量推进方式依然是水下矢量推进方式的主流, 而传统螺旋桨矢量推进方式更是依靠其强大的实用性、可靠性和简便性, 在今后相当长的一段时间内依然将会是潜水器水下矢量推进

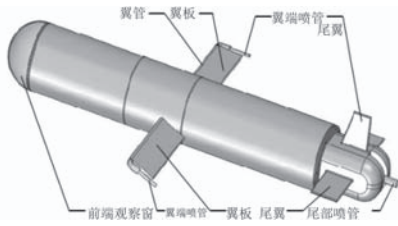


图 8 多喷头矢量喷水推进器三维图

Fig. 8 Three-dimensional graph of vector thruster based on multi waterjet propulsion

方式的首选。今后矢量推进方式中将会更多地出现固定螺旋桨、二元矢量螺旋桨、三元矢量螺旋桨三者的混合搭配。变矢量螺旋桨推进方式是 1 种新型的推进方式, 相信在未来会成为替代传统螺旋桨矢量推进方式的重要力量。喷水推进的矢量化在某些应用中也较广泛, 正逐渐在某些特殊领域替代螺旋桨矢量推进器。

每一种推进器都有各自的优点及缺点, 如果能根据其不同的优势, 把其中不同的推进方式结合起来形成一种新矢量推进方式, 在不同的工况之下, 推进器种类之间能相互配合达到优势互补, 这样或许会产生意外的效果。随着仿生推进、磁流体推进等其他推进方式的发展, 相信越来越多的 2 种或者 2 种以上的混合推进方式也会逐渐被学习和应用。

4 结 语

对于船舶和潜水器来说, 操纵性和机动性无疑是一个非常重要的指标, 水下矢量推进器的出现就是为了提高船舶和潜水器的操纵性和机动性, 提高人类开展深海探索的能力。

本文综述了螺旋桨式和喷水式水下矢量推进器的分类和实例, 由于很多水下矢量推进器设计还未完全产业化, 还有些是存在于实验室或者科研人员的专利和论文中, 所以本篇综述很大部分是对国内外实验室研究或者是论文构想进行的分类整理和归纳拓展。

参考文献:

- [1] GONZALEZ L A. Design, modelling and control of an autonomous underwater vehicle[J]. Be Thesis, 2004.
- [2] LIU F, CUI W C, LI X Y. China's first deep manned submersible, JIAOLONG[J]. Science China Earth Sciences, 2010, 53(10): 1407-1410.
- [3] 冯永军. 全方向推进器的水动力性能计算与试验设计研究 [D]. 哈尔滨: 哈尔滨工程大学, 2002.
FENG Yong-jun. Study on the hydrodynamic characteristics and experimental design of variable vector propeller[D]. Harbin: Harbin Engineering University, 2002.
- [4] STENOVEC G M. The Tandem propeller system[J].

Proceedings of Rov, 1987: 110-116.

- [5] HUANG sheng, SHAO Xue-ming. Theoretical prediction of hydrodynamic characteristics of variable vector propeller[J]. Selected Papers of CSNAME, 1997, 12.
- [6] 任冬. 潜器变向轴全方位推进器控制系统 [D]. 哈尔滨: 哈尔滨工程大学, 2013.
REN Dong. Research on variable direction axis variable vector propeller control system of underwater vehicle[D]. Harbin: Harbin Engineering University, 2013.
- [7] 常欣. 潜器全方向推进器的研究 [D]. 哈尔滨: 哈尔滨工程大学, 2005.
CHANG Xin. Research on the variable vector propeller of submersible[D]. Harbin: Harbin Engineering University, 2005.
- [8] 徐海军, 潘存云. 柔性轴主动矢量推进装置螺旋桨轨迹求解与分析 [J]. 机械传动, 2009, 3: 4-10.
XU Hai-jun, PAN Cun-yun. Solution and analysis of propeller path of flexible axis and active vector propulsion device[J]. Mechanical transmission, 2009, 3: 4-10.
- [9] 魏东杰. 水下机器人并联式矢量推进器设计与研究 [D]. 天津: 天津大学, 2013.
WEI Dong-jie. Design and research of the underwater robot vectored thruster with parallel mechanism[D]. Tianjin: Tianjin University, 2013.
- [10] 方世鹏. 水下矢量推进螺旋桨装置设计与研究 [D]. 长沙: 国防科技大学, 2008.
FANG Shi-peng. Research on submarine thrust-vectoring propulsion device[D]. Changsha: National Defense University, 2008.
- [11] 陈振纬, 姜勇. 用于潜水器的矢量螺旋桨推进器 [P]. 中国专利: 201710100742.5, 2017-07-14.
- [12] UMEMOTO K, AIZAWA K, YOKOYAMA M, et al. Development of 1 MW-class HTS motor for podded ship propulsion system[C]// 9th European Conference on Applied Superconductivity (EUCAS09), 2010, 234(3): 1-7.
- [13] LIU P, ISLAM M, VEITCH B. Unsteady hydromechanics of a steering podded propeller unit[J]. Ocean Engineering, 2009, 36(12-13): 1003-1014.
- [14] 刘柱, 孟凡立. 船舶喷水推进技术发展 [J]. 航海技术, 2004, 4: 42-44.
LIU Zhu, MENG Fan-li. The development on technology of water jet propulsion for ship[J]. Marine technology, 2004, 4: 42-44.
- [15] 耿令波, 胡志强, 林杨, 等. 基于横向二次射流的水下推力矢量方法 [J]. 航空动力学报, 2017, 32(8): 1922-1932.
GENG Ling-bo, HU Zhi-qiang, Lin Yang, et al. Underwater thrust vectoring method based on cross second flow[J]. Journal of Aerospace Power, 2017, 32(8): 1922-1932.
- [16] BA Xin, LUO Xiao-hui, SHI Zhao-cun, et al. A vectored water jet propulsion method for autonomous underwater vehicles[J]. Ocean Engineering, 2013, 74(3), 133-140.
- [17] 郑昆山. 基于喷水矢量推进的水下机器人设计与研究 [D]. 长沙: 国防科技大学, 2013.
ZHENG Kun-shan. Design and research on vectorial waterjet propulsion based underwater vehicle[D]. Changsha: National Defense University, 2013.

集成优化思想在舰船总体设计应用中的思考

范则阳^{1,2}, 谢坤^{1,2}, 任赛林², 许建², 易宏¹

(1. 上海交通大学海洋工程国家重点实验室, 上海 200240; 2. 中国舰船研究设计中心, 湖北武汉 430064)

摘要: 舰船总体堆砌式设计及各设备独立性太强, 导致总体设计冗余度大幅增加, 舰船上的空间越来越小, 维修保养也变得更加困难。随着电子技术的发展, 集成电路被广泛应用, 舰船设备逐渐实现了自动化和小型化。通过进一步引入总体集成优化思想, 对资源进行整合优化, 可以降低设备冗余和系统复杂度, 节省舰船可利用空间、降低维修保养难度, 并提高舰船总体性能。

关键词: 舰船; 总体设计; 集成优化; 总体性能

中图分类号: U662.3 文献标识码: A

文章编号: 1672-7649(2019)04-0006-05 doi: 10.3404/j.issn.1672-7649.2019.04.002

The application of integration and optimization method in warship overall design

FAN Ze-yang^{1,2}, XIE Kun^{1,2}, REN Sai-lin², XU Jian², YI Hong¹

(1. State Key Laboratory of Ocean Engineering, Shanghai Jiaotong University, Shanghai 200240, China;
2. China Ship Development and Design Center, Wuhan 430064, China)

Abstract: Since the development of electronic technology, integrated circuit is widely used, which helps the devices of warship to realize automation and minimization. However, due to stacking design, and individualized devices of warship, the spare space of warship becomes lesser and lesser. Meanwhile, the maintenance becomes more difficult. Consequently, it leads an over redundant warship global design. By adopting system integration and optimization method, the device redundancy and system complication can be sufficiently reduced, and thus the spare space of the warship can be saved. The system performance of the warship is improved. Besides, the difficulty of maintenance is mitigated.

Key words: warship; overall design; integration and optimization; performance

0 引言

我国舰船经历了几代跨越式发展, 其自动化水平有了很大提高, 各种新技术的应用也越来越广泛。譬如, 电子技术从早期的模拟电路发展到数字电路; 显示技术从早期体积庞大的CRT到现在的加固液晶显示器; 控制技术从早期的人工控制到PLC等计算机控制。然而, 我国舰船总体设计仍存在诸多问题, 设计保守, 各系统、专业设计相对独立, 总体设计所对各设备厂、所缺乏有效的约束力, 对设备重量体积和接口较难控制等。这些问题造成我国舰船系统、设备种类繁多, 堆砌严重, 资源共享不足, 总体系统集成化水平低等, 制约了我国舰船总体性能的进一步提高^[1]。

通过在总体设计中引入集成优化的思想, 增加网络信息技术应用, 对资源进行整合优化等策略, 可以

解决现役舰船典型的堆砌式设计问题, 提高舰船可利用空间, 降低维修保养难度。同时, 集成优化思想的应用也可以促进总体设计部门人员自身素质与设计手段的提高。

1 总体设计存在的问题

1.1 堆砌式设计方式

舰船总体设计思想和我国航空工业二代战斗机的设计思想相同。其中很大一部分的工作是将各设备制造单位的设备安装到舰船船壳里, 然后按照设备要求供油、供气、供电、供水^[2]。当设备数量不多时, 完成这种工作还比较容易。随着对舰船性能的不断提高, 堆砌的设备越来越多, 船壳内渐渐被塞满, “蒜瓣”包不住, 于是只有增大排水量。随之而来的, 舰

船总体快速性、续航力等指标会下降, 陷入恶性循环, 问题愈发暴露出来。

1.2 各系统、专业的设计相对独立

舰船总体设计是总、船、机、电各专业紧密配合的一项工作, 一般项目均需上述专业共同合作完成。但是在进行论证和技术协调时, 提到总体专业, 被关心得最多的是多重、多大和总体性能; 提到船体专业时, 被关心得最多的是结构强度和安全^[1]; 提到机械专业时, 被谈及最多的是液压和冷却需求; 提到电气专业, 被谈及最多的是用什么电制, 负荷多大。在总体设计中缺少一个站在更高层面的角色, 来整合优化资源。例如: 目前舰船上各系统的信号采集、指示、报警等绝大部分是相对独立设计的, 因此在舰船上可见形形色色的信号处理箱、指示灯盒、报警器。它们的生产厂家众多、结构形状不一、设备功能重复, 给船员的使用、维护带来了不便, 也占用了舰船上宝贵的空间。

1.3 总体设计工作不够精细

目前, 舰船的总体设计比较粗放。设计的依据仍是现有的标准规范以及一些设计经验。随着新技术的快速发展, 对舰船的性能提出了更高要求, 这时, 现有的一些标准规范会显得过于保守(如设计裕量过大), 制约了新技术的应用, 也给总体设计造成了一定的负担。例如: 在设备马脚的选型及其高度的选取时, 在设计设备的基座时, 在设备电缆与管路的选型时, 以及在船体结构部件的设计中, 都存在设计裕量过大这种现象。另外, 在系统油、水、气等容量的设计, 以及辅机的功率选取时也存在冗余过大的问题。

1.4 总体对设备体积重量控制不够严格

由于总体对各设备制造单位约束力不够, 各设备单位考虑到自身利益, 设备的体积和重量裕量往往保留得过大。例如, 某型舰船上的液压站中间控制箱, 在总体设计时预留的体积为 390 mm×475 mm×280 mm, 重量为 24 kg。实际上, 该设备仅由一个万能转换开关、一个继电器板和端子排组成。按照上述预留空间制造的设备, 其内部绝大部分的空间被浪费了。另外, 在产品研制过程中, 相关的新设备研制同步进行。往往设备的技术规格书签署时设备还没有开始研制。因此在确定设备体积和重量时, 设备生产厂家会给自己留非常大的裕量。由于设备组成及结构形式均没有定论, 因此总体单位此时也无法对设备体积和重量进行干预。经初步统计, 在某型舰船设备技术规格书修改的文件中, 80% 以上都涉及到设备重量的修改。

1.5 总体对设备接口控制不够严格

除体积和重量控制不够严外, 在新设备和产品同步研制过程中, 设备单位提出的油、水、气、电接口参数会留较大的裕量。总体部门根据各设备单位提供的参数进行总体油、水、气、电系统的设计, 往往也会留一定的裕量, 造成“过设计”。系统的液压源、水源、气源、电源设备体积重量会增加, 系统管路、电缆均会过粗或过重, 对总体造成沉重的负担。例如: 某电气设备的技术规格书规定其额定功率为 250 W, 而实测只需 60 W, 实测值与规定值相差几倍, 造成电缆选型、保护器件选型等均不同程度的放大。

1.6 总体对新技术、新产品的运用不够

在舰船总体设计中, 即使有新技术、新产品可供选用, 但是为了降低技术风险以及减少工作量, 通常会沿袭以往设计的做法。这样做虽然可以减少技术风险, 减少工作量, 但是难以满足甲方的使用需求, 也跟不上时代的发展。例如, 舰船上用的开关、接线盒, 从 20 世纪 60 年代到现在都没变过。材质采用的是黄铜, 重量都在 1 kg 以上。实际上, 现在有很多采用非金属材料的开关、接线盒可供选择。其重量只有黄铜材质开关、接线盒的 1/4。如果能运用这些新产品, 不仅可以减小总体设计的压力, 还可以带来显著的技术和经济效益。

2 集成优化思想在舰船总体设计中的实现途径

舰船配置系统复杂, 参与人员众多, 其操作、运行需要多个专业, 多个战位的人员协调配合完成。操作形式既有遥控操作, 也有现场手操, 还包括传令和回令等。在舰船总体设计中实现集成优化要求有多种途径。

2.1 网络信息技术的运用

网络技术的优点是传输数据量大, 扩展方便。现在工业控制中现场总线技术、网络技术已经相当发达, 而目前我国舰船上大部分的信息交互仍然停留在点对点的水平。通信协议各式各样, 线路繁多复杂, 无法实现信息真正的互联互通。不但造成了资源浪费, 也为后期升级改造增加了难度。因此以自动化、网络化为基础, 借助现代信息技术, 可以加快舰船平台设计模式和体系结构的升级与改革。通过对动力、电力、操船、保障、大气监控等系统实施信息化、网络化综合集成, 来实现对全船的综合管理与控制, 达到提高舰船操作效率、降低船员配置、进而提高舰船总体性能等目的^[4-5]。

2.2 标准化的硬件

目前舰船上大部分的系统、设备是独立开发的，还没有统一的规范，设备的标准化程度很低。例如，各类监控设备的设置由于总体单位的约束不够，导致功能单一、可扩展性差，造成大量的资源浪费，对舰船的后期维护升级改造也带来很大的困难。图 1 为典型的舰船信息化系统构架图，其主要控制流程为：信号采集→信号处理→信号传输→控制逻辑→反馈。具体对应的硬件设备为传感器→I/O 设备→网络设备→显控设备→I/O 设备^[6]。如果采用标准化的传感器、标准化的现场信息处理设备、标准化的显控台，实现设备的标准化、模块化和系列化，则可提高系统的通用性、灵活性和开放性，这也有利于装备的改造升级。

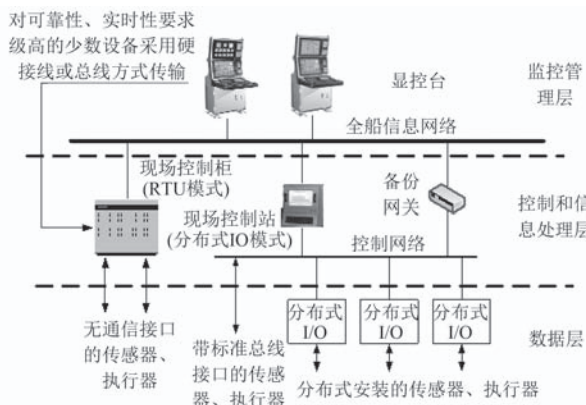


图 1 舰船信息化系统构架

Fig. 1 Basic system structure of warship information system

2.3 以“软”代“硬”

目前舰船上设备的控制都是通过自带的控制器或者集控台来实现，各控制器和控制台数量繁多，功能单一，兼容性差。如果后续升级改造，必须通过新增设备或者连同原有设备一起更换，大大增加了后续升级时间和成本。而设备的控制如果采用软件实现，则有利于实现标准化和模块化，具有功能扩展方便、不占体积等优点。结合网络化信息化技术和标准化的硬件，可轻松实现设备功能的扩展。因此，应尽量开发、使用通用型的多功能设备，充分发挥软件的优势，以适应任务变化对功能变化的需求，提升系统及设备执行多任务的能力和适应任务变化的能力^[7-8]。图 2 为典型的软件结构图。这种系统结构具有良好的开放性，可实现包括平台、动力和作战系统任务应用软件的同时运行。具体实施时，可将应用软件划分成多个组成模块，每个模块都是具有一定功能、具备对外接口的软件实体，以便于升级维护管理和软件复用。

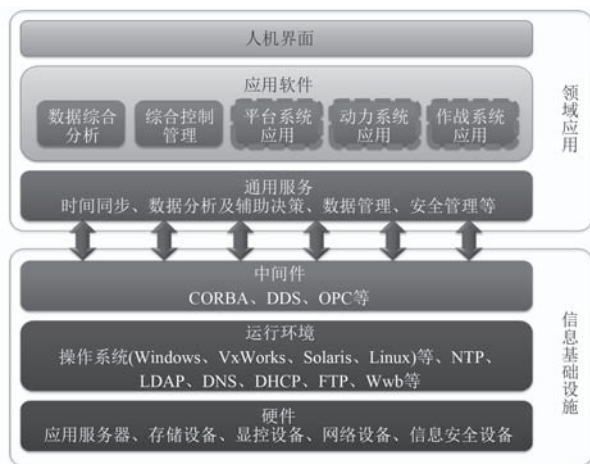


图 2 典型的软件结构

Fig. 2 Typical software structure

2.4 资源整合优化

在增加信息化指标要求的同时，总体、系统应该勇于主动打破传统设备、系统的条条框框及利益划分，从有利于提高总体性能的角度开展资源整合优化工作。例如：可从优化总体、系统功能需求出发，尽可能地取消、整合各类单一功能设备；深入参与各类设备的具体设计工作，并为设备的标准化、模块化提供帮助；统一考虑供油、供气、供电、供水等几个方面接口的标准化；通过设备、系统功能的整合优化人员编制。

图 3 为某舰电力系统集成优化设计前后对比图。可以看出，集成化优化设计不仅可以减少设备的重量和数量，还有利于节省人力成本，提高舰船的综合性能。

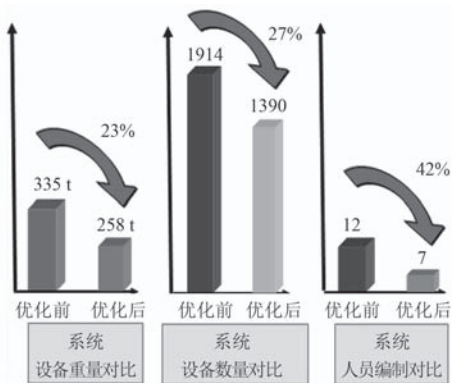


图 3 某舰电力系统集成优化设计前后对比

Fig. 3 Comparison of integrated optimization design of a warship's power system

3 集成优化设计思想对舰船总体设计提出的要求

集成优化设计思想的提出并非偶然。它能显著改善舰船空间的利用率，降低后期维护难度，简化船员的操作。然而，要实现装备的集成优化难度非常大。

对于总体设计部门而言,需要协调好各设备单位之间的利益关系,并给予一定的设计授权。反过来,集成优化思想对总体设计也提出了更高要求。

3.1 要求总体设计人员转变思路,勇于创新

目前,我国军工受益于集成化的典型案例是战斗机。航空工业二代战斗机向三代战斗机设计理念的转变经历了一个很大的阵痛期,但最终克服了种种困难,实现了技术上质的飞跃。舰船上的设备众多,对集成化设计的需求也很迫切,但目前进展比较缓慢。为此,需借鉴航空部门的经验,转变思路,结合自身特点,将被动拼凑式设计方式改为主动规划式设计方式,勇于开展技术创新,并探索由于技术创新引起的管理创新,实现跨越式发展。

3.2 要求总体设计人员素质更加全面

一方面集成化要求各方面的资源能优化利用。这要求总体设计人员具有较高的大局观,较好的前瞻性,能够打破专业、系统的限制;另一方面总体设计人员以往只关心设备的重量、体积、接口以及性能指标,对设备内部组成以及工作原理并没有深入的研究。随着集成优化对设备的体积和重量有更严格的要求时,这需要总体设计人员对设备的组成、工作原理等有详细的了解。同时,还需要对电气设备结构设计、热设计、电磁兼容设计、三防设计等具有较高的理论和实践经验。如前所述,网络化、信息化以及现代控制技术都是以软件为核心的,这也需要总体设计人员克服相关理论不足的短板,能熟悉软件的相关标准规范,具有一定的制定软件的理论水平。

3.3 要求总体设计更加精细

目前,集成化需求比较紧迫的是对舰船上各种电气电子设备进行优化整合。除此之外,对舰船上的机械部分,例如船体结构设计、设备管路马脚、基座设计、电缆与管路选型等,也需要进行优化整合。为保证设计的精细度,建议利用计算机辅助设计技术、计算机仿真技术对设计进行分析,打破标准规范的约束,实现设计的最优化。通过先进的仿真设计技术使电力负荷计算、电力系统结构、控制网络设计、总体电磁兼容设计等工作更加合理和精准。

3.4 要求总体设计手段更加先进

总体设计单位能够让各设备、系统单位根据其总体规划和构架开展工作,必须能够拿出充足的理论和实验数据来证明其顶层设计的合理性。目前先进的数字式系统仿真技术、数字式控制机电系统技术、计算机辅助设计/分析技术、计算机辅助实验技术、计算

机辅助制造技术等手段来都可以验证设计结果的合理性。对于舰船总体设计而言,也应采用更加先进的设计、验证手段,采用计算机辅助仿真/实验技术等设计手段来验证总体设计的合理性^[9-11]。

4 舰船总体设计集成优化工作开展的建议

集成优化工作不是一蹴而就的,需要进行长期的研究和探索,并充分发挥总体设计部门的大局观、协调抓总能力、技术创新能力。为便于舰船总体设计集成优化工作的开展,建议从4个方面尽快开展设计工作。

4.1 尽快开展顶层设计研究

集成优化工作如果到产品的论证阶段再实施的话已经来不及,在产品论证阶段只能是对设备选型和设计优化、对部分设备进行整合优化、对操作模式进行优化。然而,这些优化均不能从总体、系统的顶层开始进行全新的设计。因此,在产品的论证阶段前,总体设计部门应对各系统工作流程进行清理,开展顶层设计研究。在装备需求定义、总体顶层设计和各系统性能分配、各系统的规划和构架、实验体系规划、综合保障规划等方面开展工作。

4.2 尽快开展标准规范的研究和制定

为落实2.1,2.2和2.3的优化工作,应尽快开展《舰船重量体积与总体接口管理规定》,《舰船多功能标准显控台设计规范》,《舰船控制设备网络接口设计规范》,《舰船现场控制设备指导性设计规范》,《舰船传感器、执行器指导性选型规范》,《舰船软件设计规范》,《舰船软件测试规范》和《舰船平台综合管理系统接口协议制定规范》的研究和制定。

4.3 进行相关专题的研究

为落实2.4的优化工作,应尽快开展集成优化与设备、系统可靠性关系的研究;开展集中控制与分散控制对比分析研究;开展人机工程研究;开展专用电源整合技术研究;开展网络信息安全技术研究;开展船员任务决策支持、综合运行管理、舰船健康状态评估技术研究等专题的研究工作。

4.4 复合型人才的培养

3.2节提到集成优化设计要求总体设计人员既要懂系统又要懂设备,更要懂总体;既要懂硬件又要懂软件。因此在人才培养中可多派人员参加一些专业的研修班,多深入到设备生产单位掌握一些电子设备结构与工艺设计、软件可靠性与测试性技术、可靠性系统工程设计、电子产品可靠性与环境实验设计、电子设备及产品热设计等技术。另外在人才引进时,可优先

考虑具有软件背景的自动控制专业人才。

5 结 语

在舰船总体设计中采用集成优化设计思想刻不容缓。各专业应贯彻集成优化思想,转变思路,勇于创新,勇于合并集成,同时还需提高自身素质,采用更先进的设计手段,进行更精细化的设计,实现总体资源的优化利用,以提高舰船空间利用率以及舰船综合性能。

参考文献:

- [1] 李爽,田斌斌,徐青,等.水面舰船集成优化设计探讨[J].中国舰船研究,2013,4(2):2-5.
LI Shuang, TIAN Bin-bin, XU Qing, et al. Integration and optimization in the design of naval surface ships[J]. Chinese Journal of Ship Research, 2013, 4(2): 2-5.
- [2] 谢如元,楼伟锋.舰船装备顶层论证中标准化要求研究[J].电子质量,2017,359(2):55-58.
XIE Ru-yuan, LOU Wei-feng. Research on standardization requirement of the warship demonstration[J]. Electronics Quality, 2017, 359(2): 55-58.
- [3] WILSON W, HENDRIX D, GORSKI J. Hull form optimization for early ship design[J]. Naval Engineers Journal, 2010, 122(2): 53-65.
- [4] 李明.美国军开放式体系构架计算环境发展综述及启示[J].计算机与数字工程,2012,40(12):56-59.
LI Ming. A survey of open architecture computing environment development in US navy[J]. Computer & Digital Engineering, 2012, 40(12): 56-59.
- [5] 吴向军.舰船综合平台管理系统网络通信与集成技术研究[J].舰船电子工程,2005,25(5):47-51.
WU Xiang-jun. Researches on network and integration technology of ship' integrated platform management system[J]. Ship Electronic Engineering, 2005, 25(5): 47-51.
- [6] 刘乐善,欧阳星明,刘学清.微型计算机接口技术及应用[M].武汉:华中科技大学出版社,2004.
- [7] 王汉刚,钱家昌,游卓.舰船装备集成优化设计发展分析[J].舰船科学技术,2015,37(1):84-87.
WANG Han-gang, QIAN Jia-chang, YOU Zhuo. Study of optimized development for integrated equipments on warships[J]. Ship Science and Technology, 2015, 37(1): 84-87.
- [8] 李向东,高甲子.舰船装备系统软件一体化测试技术与质量控制方法研究[J].船舶标准化与质量,2017,272(5):53-59.
LI Xiang-dong, GAO Jia-zi. Research on integrated test technology and quality control method of ship equipment system software[J]. Ship building Standardization & Quality, 2017, 272(5): 53-59.
- [9] 曾凡明,刘金林,赖国军,等.舰船动力装置多学科集成设计优化方法[J].中国舰船研究,2017,12(2):100-106,115.
ZENG Fan-ming, LIU Jin-lin, LAI Guo-jun. Multidisciplinary integrated design optimization methodology of marine power plants[J]. Chinese Journal of Ship Research, 2017, 12(2): 100-106, 115.
- [10] 黄海燕,王地禹.舰船多学科协同设计优化软件系统设计[J].中国舰船研究,2011,40(1):47-50.
HUANG Hai-yan, WANG Di-yu. Design of the multi-disciplinary collaborative optimization software for ship design[J]. Ship & Ocean Engineering, 2011, 40(1): 47-50.
- [11] 谢如元,楼伟锋.舰船装备顶层论证中标准化要求研究[J].电子质量,2017,359(2):55-58.

基于充水金属球壳的吸声覆盖层声学特性研究

江 旻, 王桂波, 张若军, 王 添

(中国船舶重工集团公司第七一四研究所, 北京 100101)

摘 要: 为改善低频吸声性能, 提出一种基于充水金属球壳的吸声覆盖层结构, 并利用有限元方法对其吸声特性开展数值仿真分析。结果表明: 充水球壳的引入能改善原有橡胶基层的吸声性能; 通过多个不同几何参数的球壳组合, 吸声覆盖层的低频性能得到显著提升; 球壳中的弹性球应采用模量较大的橡胶材料制备, 否则在静水压强下, 吸声覆盖层无法保持原有性能; 吸声覆盖层的吸声机理由低频时弹性球的共振、中高频时组合结构耦合共振引起的基体材料形变、耦合共振对声波散射作用增强 3 部分构成。

关键词: 吸声覆盖层; 充水金属球壳; 耦合共振; 低频吸声

中图分类号: U666.7 **文献标识码:** A

文章编号: 1672 - 7649(2019)04 - 0011 - 08 **doi:** 10.3404/j.issn.1672 - 7649.2019.04.003

Acoustic characteristics of the anechoic coating containing water-filled metal spherical shells

JIANG Min, WANG Gui-bo, ZHANG Ruo-jun, WANG Tian

(The 714 Research Institute of CSIS, Beijing 100101, China)

Abstract: In order to improve the low-frequency sound absorption performance, an anechoic coating containing water-filled metal spherical shells was proposed, and its sound absorption characteristics were analyzed by finite element method. The results show that the introduction of water-filled metal spherical shells can improve the sound adsorption of original rubber layer; the low-frequency performance of the anechoic coating is significantly improved by the combination of spherical shells with different geometric parameters; the elastic balloon in the shell should be made by rubber of large modulus, otherwise the original performance cannot be maintained under hydrostatic pressure; the sound absorption mechanism of the anechoic coating consists of the resonance of the elastic balloon at low frequency, the deformation of the base material caused by the coupling resonance of the combined structure at medium and high frequencies, and the enhancement of the scattering effect of the coupled resonance on the acoustic wave.

Key words: anechoic coating; water-filled metal spherical shells; resonance coupling; low frequency sound absorption

0 引 言

吸声覆盖层一般贴覆在潜艇外部壳体外侧, 主要实现减小壳体对主动声呐探测波的反射, 降低目标强度的功能。目前, 主动声呐的工作频率已低至 1~3kHz^[1]。为了应对低频主动声呐的挑战, 吸声覆盖层技术相应的也必须向低频拓展, 低频、宽带是水下吸声覆盖层的主要发展方向。

近年来, 国内外针对水中气泡的物理特性进行了大量研究^[2-3]。当入射声波激发起气泡共振, 气泡大小

作极大极小的变化, 引起的声散射会使声能量衰减很快。气泡在入射声波激励下的受迫运动并不是绝热的, 气泡仍然与水进行热传导作用, 所以会导致周围介质吸收一部分声能量。因为流体具有粘滞作用, 当水中的气泡进行振动时, 气泡表面与周围介质之间的摩擦也会让部分声能转化为热能。由于海水中气泡的共振频率很低, 因此其对声能量的衰减也集中在低频段。

基于上述原理, 本文将在现有以橡胶为主的吸声覆盖层基体材料上, 叠加弹性气球与金属球壳构造的耦合共振结构, 在低频段充分利用气泡散射和耦合共

振引发的形变使声能量得到衰减，提高水下吸声覆盖层的低频性能。本文首先对基于充水金属球壳的吸声覆盖层物理结构进行阐述，然后利用有限元法建立和验证了吸声覆盖层的计算模型，最后分析材质、几何参数、静水压强和球壳数目对覆盖层吸声性能的影响。

1 充水金属球壳吸声覆盖层结构

充水金属球壳组合结构模型如图 1 所示。组合结构由 2 部分构成，分别是外层的金属球壳和内部充有空气的弹性气泡。金属球壳开有小孔，与外界海水相通，内部放置弹性气泡，气泡与球壳壁之间充填海水。气泡由粘弹性材料制成，气泡在入射声波激励下发生共振，引起气泡壁产生较大的剪切形变，粘弹性材料的阻尼耗散机制将在共振频率附近对声波产生非常大的耗散。金属球壳的存在一方面在深海压强下起到结构支撑作用，另一方面其本身可视为亥姆赫兹共鸣器，与弹性气泡形成的球壳组合结构理论上可以在非常低的频率下发生耦合共振。耦合共振不仅使弹性气泡发生形变，球壳结构的振动也会带动周围的基体材料产生大形变。

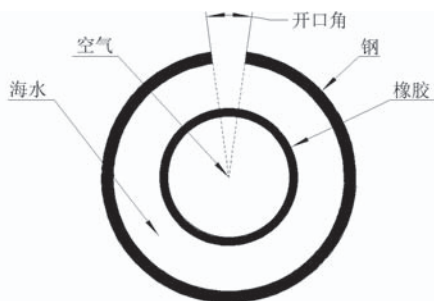


图 1 充水金属球壳模型

Fig. 1 Sketch of an water-filled metal spherical shell

将设计的金属球壳埋于现有的消声瓦中（见图 2），在保持原有消声瓦水声吸声性能的基础上，可以利用金属球壳的低频耦合共振，进一步拓宽消声瓦的低频

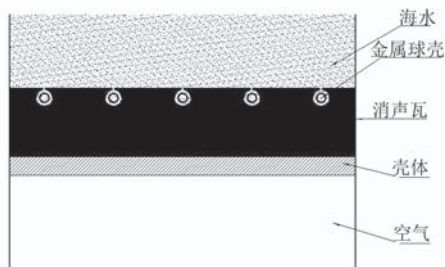


图 2 充水金属球壳吸声覆盖层模型

Fig. 2 Sketch of an anechoic coating containing water-filled metal spherical shells

吸声频段，降低潜艇等水下目标的低频声散射特性。

2 计算模型及验证

2.1 吸声覆盖层计算模型

吸声覆盖层敷设于潜艇表面，与艇壳组成多层复合结构。吸声覆盖层后面的背衬条件对于其吸声特性有着举足轻重的影响。因此，分析一种吸声覆盖层的性能，仅仅对覆盖层本身进行研究远远不够，必须把流体层、吸声材料层、背衬层作为一个整体结构来分析，才能较为准确地获得吸声覆盖层的吸声性能。

计算模型如图 3 所示。将吸声覆盖层与艇壳组成的多层结构简化为水-吸声覆盖层-钢板-空气的平面结构。吸声覆盖层的基层采用橡胶基体材料，内部周期性排列金属球壳耦合共振结构。吸声覆盖层一侧为半无限水空间，模拟艇外大海，钢板模拟艇壳，钢板一侧为空气，模拟舱室内部。平面声波从水中垂直入射到吸声覆盖层上。

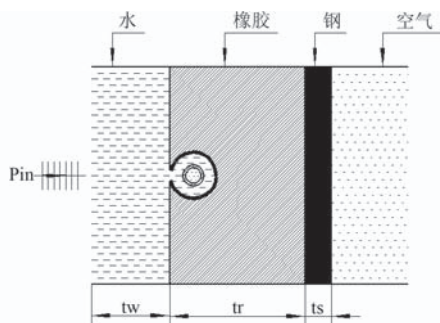


图 3 单元计算模型

Fig. 3 Simulation model of a unit cell

覆盖层的吸声性能计算采用有限元方法，通过大型商用软件 COMSOL 中的声固耦合模块实现。由于覆盖层的内部共振结构呈周期性排列，利用 Bloch 定理可通过一个共振结构单元实现整个覆盖层吸声性能的分析，因此计算模型中只考虑了单个球壳，在上下表面采用周期性条件来模拟无限大结构。在不同介质交界处，采用连续性条件。水和空气的无限界面处按辐射条件处理。

仿真计算采用的材料参数如表 1 所示。海水的参数为：密度 1 000 kg/m³，声速 1 489 m/s；空气的参数为：密度 1.21 kg/m³，声速 340 m/s。

2.2 模型有效性验证

为了验证有限元模型的有效性，针对文献 [4] 中的均匀无腔橡胶层算例进行模拟，吸声系数的计算结果如图 4 所示。本文利用有限元仿真得到的数值解与参考解吻合得非常好。

表 1 材料参数
Tab. 1 Physical parameters

材料	密度/ $\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$	杨氏模量 GPa	损耗因子	泊松比	纵波波速/ $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$	横波波速/ $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$
橡胶	1 100	0.14	0.23	0.49	—	—
钢	7 800	207	0	0.3	—	—
硅胶	1 040	—	0	—	1 049	30.2

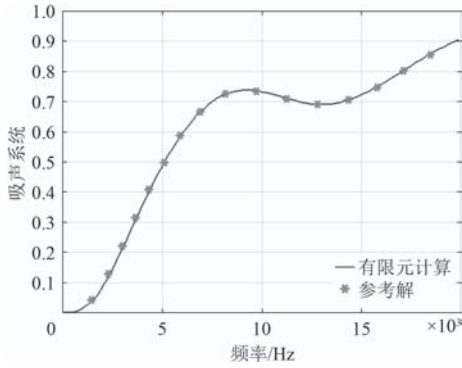


图 4 有限元和参考解的吸声系数对比

Fig. 4 A comparison of sound absorption coefficients between FEM results and reference solutions

由于本文研究的吸声覆盖层并非匀质结构, 为了进一步对有限元模型进行校核, 对包含圆柱形空腔的吸声覆盖层结构进行有限元仿真计算, 并与文献 [5] 中的吸声系数进行对比, 如图 5 所示。

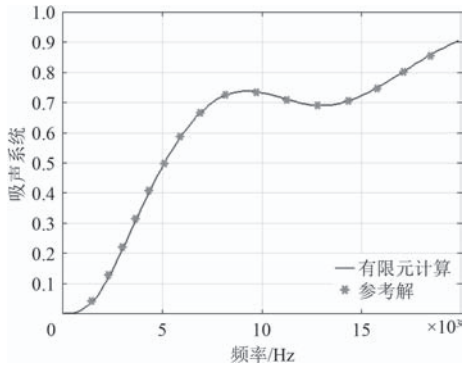


图 5 有限元和参考解的吸声系数对比

Fig. 5 A comparison of sound absorption coefficient between FEM results and reference solutions

从 2 条吸声曲线的对比可以看出, 本文的计算结果与文献中的结果变化趋势一致, 两吸声系数计算结果中均存在 3 个吸声峰。第 1 个和第 3 个吸声峰 2 条曲线吻合得较好, 只是第 2 个吸声峰的幅值文献中的结果小于本文结果。这主要是因为二者计算网格的疏密程度和结果呈现的频率点选取不同。

3 吸声特性计算及影响因素分析

对图 3 所示的吸声覆盖层结构开展有限元分析计

算。橡胶基层厚度 50 mm, 模拟艇壳的钢板厚度 5 mm, 球壳外径 5.8 mm, 球壳内径 5.4 mm, 开口角度 10° , 弹性球外径 3.5 mm, 壁厚 1 mm, 材质为橡胶。吸声系数的计算结果如图 6 所示。

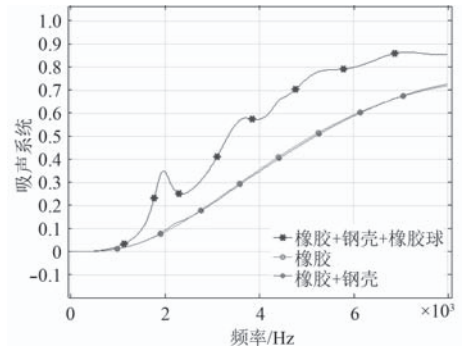


图 6 充水金属球壳吸声覆盖层的吸声系数

Fig. 6 Sound absorption coefficient of the anechoic coating containing water-filled metal spherical shell

图中的 3 条曲线分别对应加入完整球壳、匀质橡胶、加入不含气球的球壳。加入完整球壳结构后, 在 2 000 Hz 处出现 1 个明显的吸声峰, 并且明显提升了 2 000 Hz 以上频段的吸声系数, 但是 1 000 Hz 以下频段的吸声系数没有明显变化。如果球壳内部无弹性橡胶球, 该条件下吸声系数与橡胶基体材料无明显区别, 说明共振机制的形成需弹性球和钢质球壳共同作用。

3.1 弹性球材质对吸声性能的影响

保持弹性球的几何参数不变, 当球壳内部的弹性球材质从橡胶变为硅胶后的吸声系数对比如图 7 所示。由于硅胶的模量低于橡胶, 因此硅胶球自身的共振频率显著低于橡胶球, 导致吸声峰大幅向低频移动, 在 500 Hz 附近出现了一个明显的吸声峰, 峰值吸声系数达到 0.8。同时, 中高频段的吸声性能也得到改善, 这主要是因为硅胶球的模量较小, 在该频段与球壳形成的耦合共振效应的变形更大, 从而增加了对声能量的耗散。

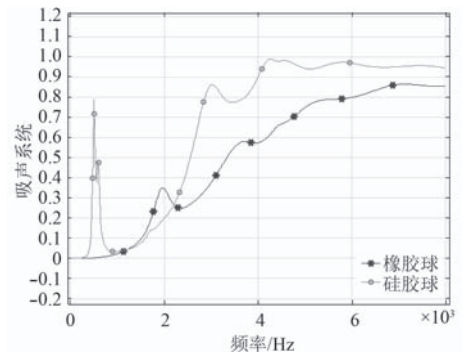


图 7 弹性球材质的影响

Fig. 7 Effect of balloon material on sound absorption coefficient

3.2 球壳开口角度对吸声性能的影响

图 8 给出了刚性球壳开口角度对吸声覆盖层吸声性能的影响。由于金属球壳可以近似看成是一个亥姆霍兹共振腔，增加开口角度相当于使开口面积增加，腔体的共振频率随之提升，使低频的吸声峰频率向高频移动，反之向低频移动，但对整体吸声性能的影响较小。

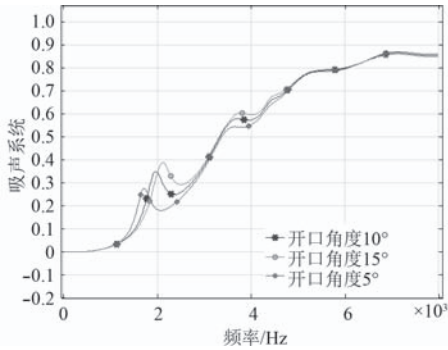


图 8 球壳开口角度对吸声系数的影响

Fig. 8 Effect of hole angle of the shell on sound absorption coefficient

3.3 静水压强对吸声性能的影响

上述针对吸声特性的分析均没有考虑静水压强的影响，而在实际工程应用中，下潜深度通常为几百米，此时的海水压强为 10^6 Pa 量级。针对本文研究的金属球壳，其内腔与海水相通，等同于弹性球浸没在 10^6 Pa 压强的海水中。海水压强作用于充气的弹性球，有可能使弹性球发生大变形，影响球体的共振特性，从而影响整体的吸声性能。

针对静水压强下的吸声性能计算共分为两步：第 1 步通过固体力学模块，计算得到组合结构在静水压强下的变形量；第 2 步在已发生变形的几何形体上重新构建变形网格，然后利用声固耦合模块，对声波激励下的声学特性进行分析。

图 9 给出了当海水压强为 4 MPa 时覆盖层局部的变形情况，此时对应的海水深度约为 400 m，弹性球



图 9 静水压强下的橡胶球变形

Fig. 9 Deformation of the rubber balloon under water pressure

材质为橡胶，内部充有 1 个大气压的空气。由于刚性球壳的支撑作用，海水压强只是造成开口处的橡胶轻微向内凹陷，橡胶球也只是轻微压缩，未造成明显的形变。从图 10 的添加静水压强前后的吸声系数对比可以看出，海水压强并未对覆盖层的吸声性能造成显著的影响。

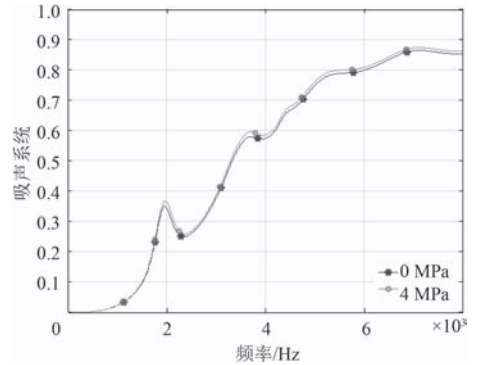


图 10 静水压强对吸声系数的影响

Fig. 10 Effect of water pressure on sound absorption coefficient

橡胶模量较大，因此静水压强造成的几何形变不会对球体的吸声性能产生显著影响。硅胶的模量显著低于橡胶，图 11 给出了在 1 MPa 压强下（海水深度约为 100 m），替换为硅胶球后的形变。即使压强减小为 1 MPa，硅胶球也产生了明显的收缩。



图 11 静水压强的硅胶球变形

Fig. 11 Deformation of the silicon rubber balloon under water pressure

图 12 为对应压强下的吸声系数，由于几何变形非常明显，硅胶球的力学特性发生了显著变化，低频段由于硅胶球共振产生的吸声峰消失，中高频段的吸声系数也有一定降低。

根据以上计算分析，虽然硅胶球能产生更低的共振吸声峰，但是如果考虑实际使用中海水压强的影响，硅胶球无法满足需求。

3.4 多个球壳结构组合对吸声性能的影响

在橡胶中埋入球壳结构确实能改善基体材料的吸声性能，但是根据图 6 的结果，改善的频段主要集中在中高频段，对低频段的提升非常有限，即使换成材

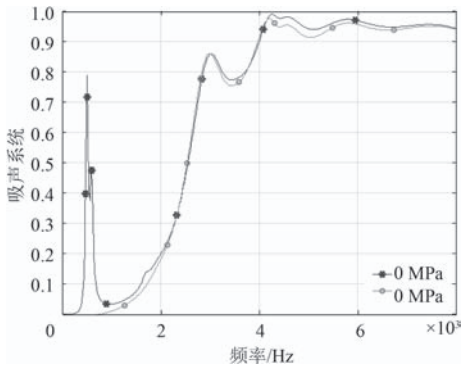


图 12 静水压强对吸声系数的影响

Fig. 12 Effect of water pressure on sound absorption coefficient

质更软的硅胶球,也只是在低频段呈现非常窄的吸声峰。由于球壳结构的共振频率与几何参数相关,考虑埋入不同几何尺寸的球壳以覆盖更宽的吸声频段。图 13 分别给出了埋入 2 种和 3 种不同几何参数球壳的仿真模型。



图 13 包含多个球壳的仿真模型

Fig. 13 Simulation model of multiple spherical shells

图 13 (a) 中,上球壳外径 8.0 mm,内径 7.3 mm,橡胶球外径 3.8 mm,内径 3.5 mm,开口角 40°。下球壳外径为 8.0 mm,内径 5.4 mm,橡胶球外径 3.8 mm,内径 2.9 mm,开口角 40°。图 13 (b) 中,上球壳的外径 8.3 mm,内径 7.3 mm,橡胶球外径 3.8 mm,内径 3.3 mm,开口角 50°。中间球壳外径 12.2 mm,内径 8.1 mm,橡胶球外径 6.9 mm,内径 6.2 mm,开口角 50°。下球壳外径为 8.3 mm,内径 5.4 mm,橡胶球外径 3.8 mm,内径 2.9 mm,开口角 50°。

图 14 给出了多球与单球吸声系数对比,双球结构的吸声系数在 1 300 Hz 以上频段基本都在 0.8 以上,三球结构的吸声系数在 800 Hz 以上频段基本都在 0.7 以上,相比单球低频吸声性能得到明显提升,后续可通过参数优化进一步提升。

4 吸声机理分析

水下吸声覆盖层的吸声机制主要包含以下方面:

1) 以橡胶为代表的粘弹性基体介质在声波的作用下发生形变时,利用材料的内摩擦作用和弹性弛豫过程,将声能转变为热能耗散掉; 2) 基体材料中包含空腔或

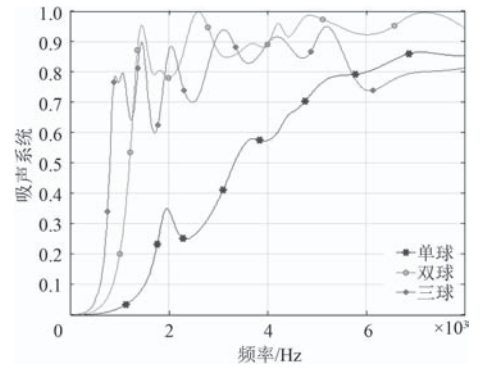


图 14 多个球壳结构的吸声系数

Fig. 14 Sound absorption coefficient of multiple spherical shells

其他夹杂物时,声波在传播过程中将发生散射甚至多重散射,多次反射和散射增加了声波的传播路径和纵波向横波的转换,以增加声能量的消耗,而且周期排列的散射体可以产生逾量吸声; 3) 声波在空腔和夹杂物附近产生局域共振,基体材料中产生大的形变量,增强了材料的内摩擦作用,使其对声波的吸收大大增加。

针对本文研究的金属球壳组合结构,上述 3 种机制均有涉及,但在不同的频段会有不同的侧重。由于弹性球材质不同时,吸声曲线的差异较为明显,因此以下就分为硅胶球和橡胶球 2 种情形,对球壳结构的吸声机理进行分析。

4.1 弹性球为硅胶球

钢壳和硅胶球组合结构的特征频率和振型分析如表 1 所示,第 2, 4, 6, 7, 8 阶表现为单纯硅胶球的共振引起的剪切形变,第 1, 3, 5, 9 阶表现为组合结构的耦合共振。

吸声覆盖层中包含夹杂物引起的声波散射作用加

表 2 钢壳-硅胶球组合结构特征频率分析
Tab. 2 Eigen frequency analysis of steel shell-silica balloon composite structure

频率/Hz	429.4	570.7	1 321.8	1 692.2
振型				
频率/Hz	2 415.7	3 123.5	4 068.3	4 684
振型				
频率/Hz	5 430.4			
振型				

强是主要的吸声机制之一。硅胶球以及钢壳-硅胶球的散射声强分布如图 15 所示。与理论的刚性球相比，声波的散射作用都得到显著加强，并且钢壳-硅胶球的组合结构出现了更多的散射声强峰值。结合上面的特征频率和振型的分析结果，硅胶球散射峰 f_2 对应第 2 阶特征频率，即硅胶球共振引起的径向涨缩作用增强了球体对声波的散射。钢壳-硅胶球的散射峰 f_1 、 f_2 和 f_3 对应第 1, 3, 9 阶特征频率，耦合共振效应增强了结构对声波的散射。

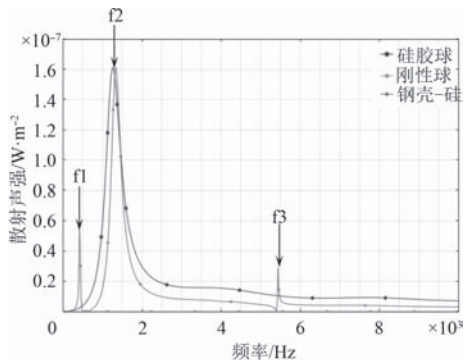


图 15 散射声强

Fig. 15 Scattering sound intensity

图 16 为前文计算得到的当弹性球为硅胶球时，充水金属球壳吸声覆盖层的吸声系数曲线。其中， $f_1 \sim f_5$ 分别对应前 5 阶吸声峰。

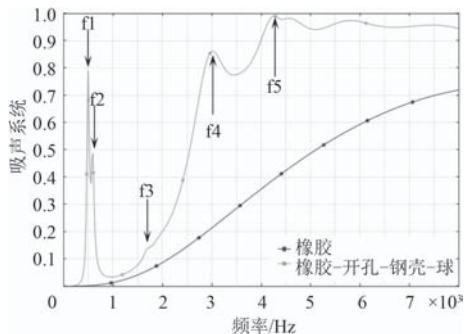


图 16 充水金属球壳吸声覆盖层的吸声系数

Fig. 16 Sound absorption coefficients of the anechoic coating containing water-filled metal spherical shell

对前 5 个吸声峰对应的结构变形和能量损耗情况进行了分析，如图 17 所示。可以看出，前 3 个吸声峰主要是由于硅胶球自身共振引起的剪切形变产生的。而后 2 个吸声峰主要是由于硅胶球-钢壳组合结构的耦合共振并引起周边橡胶基体材料的形变产生的。

图 16 所示的某些频率下的声波散射增强并没有引发对应的吸声系数的提升，主要是因为前两阶散射峰均出现在较低频段，声波散射转化为声能量吸收还需要依靠橡胶基体材料本身的吸声，而橡胶等粘弹性材

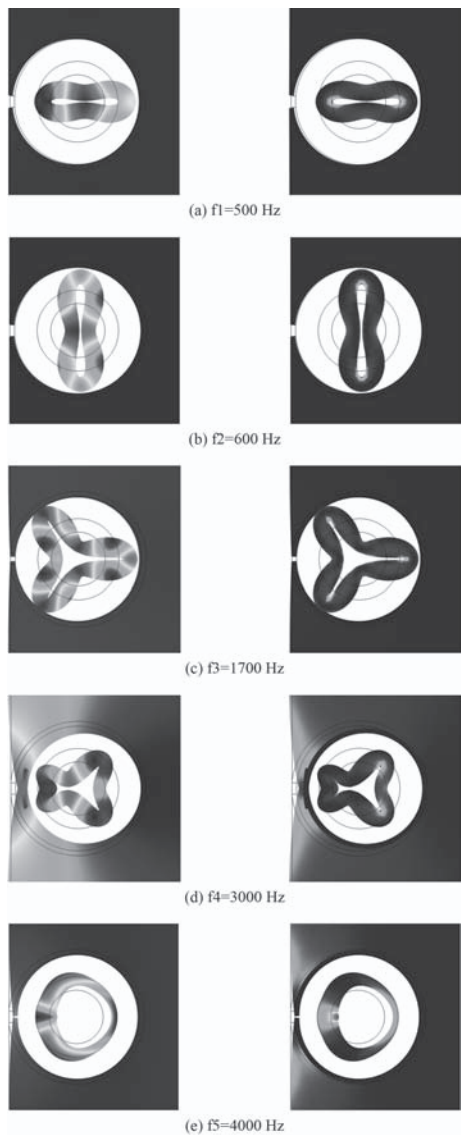


图 17 球壳结构的变形云图和总功率损耗密度云图
Fig. 17 Deformation and total power loss density diagram of spherical shell structures

料的吸声主要作用在高频段，因此该两阶散射峰没有在吸声系数曲线上得到体现。至于第 3 个散射峰，相比前 2 个，散射强度已经削弱很多，因此引起的吸声系数的提升没有那么明显。

图 18 和图 19 给出了硅胶球和橡胶基体材料对声能量吸收的对比分析。可明显看出，在 1 000 Hz 以下的低频段，以硅胶球共振引起的能量损耗占据主导地位。随着频率的升高，橡胶基体材料能量损耗占比迅速提升。

4.2 弹性球为橡胶球

钢壳和橡胶球组合结构的特征频率和振型分析如表 2 所示。由于橡胶模量比较大，因此橡胶球和钢壳之间的耦合作用更强。第 1 阶振型为钢壳本身的共

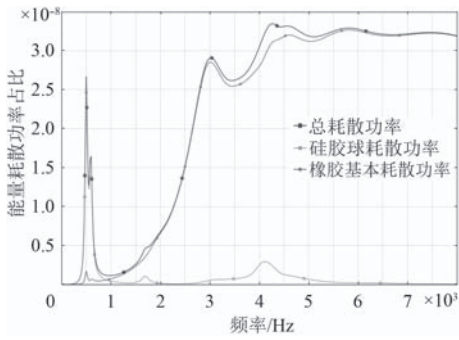


图 18 能量耗散功率分布

Fig. 18 Energy dissipation power distribution

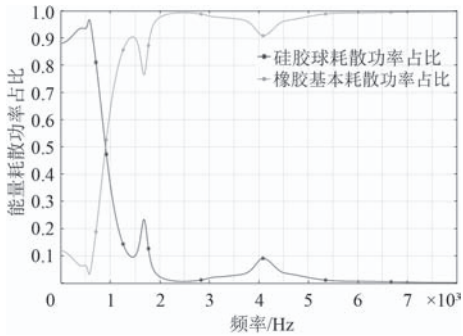


图 19 耗散功率占比

Fig. 19 Dissipated power ratio

表 3 钢壳-橡胶球组合结构特征频率分析
Tab. 3 Eigen frequency analysis of steel shell-silica balloon composite structure

频率/Hz	561.1	2 254.6	3 822.5	4 138.3
振型				
频率/Hz	5 579.5	6 318.2	8 318.9	10 209
振型				
频率/Hz	11 540			
振型				

振, 第 9 阶振型表现为橡胶球自身的共振, 其他均为组合结构的耦合共振。

橡胶球以及钢壳-橡胶球的散射声强分布如图 20 所示。针对单一的橡胶球, 2 个散射峰 f_3 和 f_4 分别对应第 2 阶和第 4 阶共振频率, 此时球体主要表现为涨缩, 从而增强了对声波的散射。针对组合结构, 2 个散射峰 f_1 和 f_2 分别对应第 5 和第 6 阶共振频率, 此时由于耦合共振增强了对声波的散射。

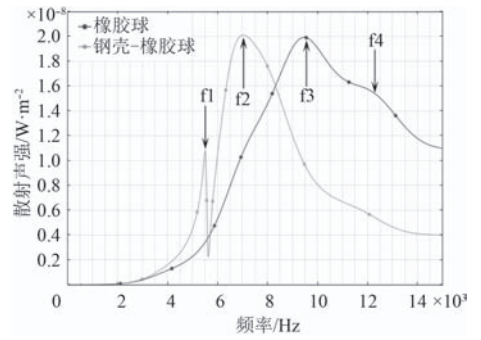


图 20 散射声强

Fig. 20 Scattering sound intensity

图 21 给出的前文计算得到的当弹性球为橡胶球时, 金属球壳结构的吸声系数, 其中对前 4 个吸声峰对应的结构形变和能量损耗情况进行分析, 如图 22 所示。可以看出, 前 3 阶吸声峰 f_1, f_2, f_3 主要是由于橡胶球-钢壳组合结构的耦合共振并引起周边橡胶基体材料的形变产生的。而第 4 个吸声峰与组合结构引起的声波散射作用增强相关。

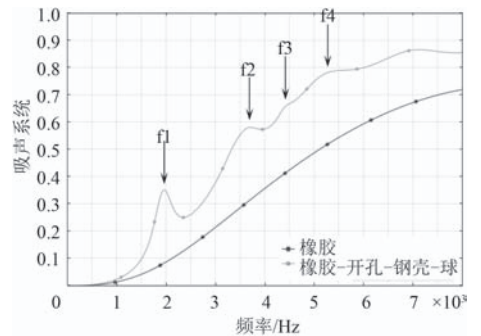


图 21 充水金属球壳吸声覆盖层的吸声系数

Fig. 21 Absorption coefficients the anechoic coating containing water-filled metal spherical shell

图 23 和图 24 给出了橡胶球和橡胶基体材料对声能量吸收的对比分析。随着频率的升高, 橡胶球和橡胶基体材料对声能量的吸收都在增强, 这主要是组合结构的耦合共振吸声机制占据主导地位。

综上所述, 当弹性球以模量较小的硅胶为材质时, 金属球壳的吸声机制表现为低频时单纯硅胶球的共振和中高频时结构的耦合共振; 当弹性球以模量较大的橡胶为材质时, 金属球壳的吸声机制表现为组合结构耦合共振引起的基体材料形变和对声波散射作用的增强。

5 结 语

运用有限元法计算并分析了充水金属球壳吸声覆盖层的吸声特性, 得到如下结论: 1) 充水球壳的引入

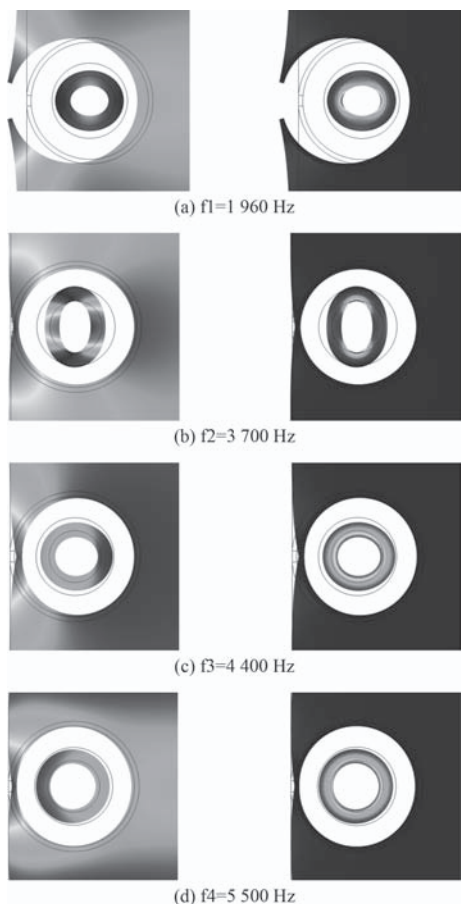


图 22 球壳结构的变形云图和总功率损耗密度云图
 Fig. 22 Deformation and total power loss density diagram of spherical shell structures

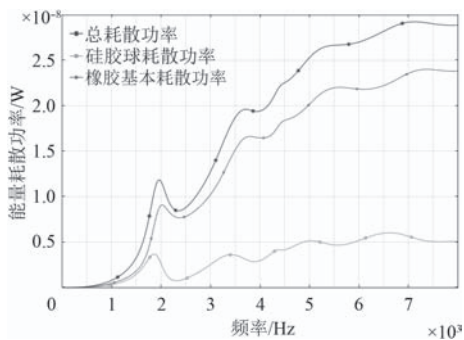


图 23 能量耗散功率分布
 Fig. 23 Energy dissipation power distribution

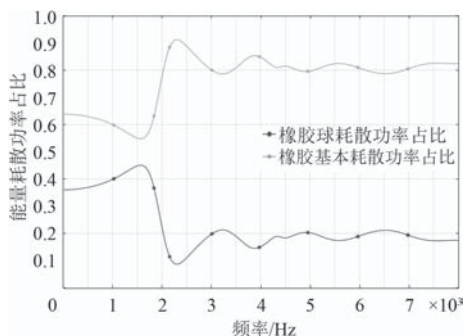


图 24 耗散功率占比
 Fig. 24 Dissipated power ratio

可改善原有橡胶基层的吸声性能；2) 实际工程应用中应避免使用模量较小的硅胶材料制备弹性球，否则在静水压强下无法保持原有吸声性能；3) 通过埋入不同几何参数的球壳结构，可以实现 800 Hz 以上频段吸声系数超过 0.7；4) 为进一步提升低频性能，应针对金属球壳的材料参数、几何形状等开展优化设计研究；5) 当弹性球以模量较小的硅胶材质时，吸声机制表现为低频时单纯硅胶球的共振和中高频时结构的耦合共振；当弹性球以模量较大的橡胶材质时，吸声机制表现为组合结构耦合共振引起的基体材料形变和对声波散射作用的增强。

参考文献：

- [1] 白国峰.水下消声覆盖层吸声机理研究 [D]. 哈尔滨: 哈尔滨工程大学, 2003: 1-73.
- [2] A PROSPERETTI. Thermal effects and damping mechanisms in the forced radial oscillations of gas bubbles in liquids[J]. Journal of the Acoustical Society of America, 1977, 61(1): 17-27.
- [3] PA HUANG, WJ TEAGUE. Low-frequency resonant scattering of bubble clouds[J]. Journal of Atmospheric and Oceanic Technology, 2000, 17: 847-853.
- [4] 何祚镛, 王曼. 水下均匀复合结构吸声的理论研究 [J]. 应用声学, 1996, 15(5): 6-11.
- [5] 王曼. 水声吸声覆盖层理论与实验研究 [D]. 哈尔滨: 哈尔滨工程大学, 2004: 1-108.

DARPA2 潜艇模型非定常流动粘性流场和水动力计算

于向阳¹, 姚凌虹¹, 孟庆昌², 刘巨斌², 张志宏²

(1. 海军航空大学青岛校区, 山东 青岛 266000; 2. 海军工程大学, 湖北 武汉 430033)

摘要: 采用基于非结构化网格的有限体积法数值求解非定常的 DARPA2 潜艇模型粘性流场和水动力, 应用动网格技术处理含有动态边界问题的非稳态运动状态, 通过调整边界条件和部分松弛因子, 使初始流场变量达到收敛精度, 并采用编译的 UDF 对模型运动进行定义。为了得到较好的非定常结果, 需要对初始流场进行讨论。用 model-1 对实验数据的拟合效果较好, 数值计算结果稳定。要取得与实验一致的模拟效果, 由实验中的不确定因素产生的误差是需要加以考虑的。进行非定常数值模拟。

关键词: 数值模拟; 非定常流动粘性流场计算; DARPA2

中图分类号: U661.44 **文献标识码:** A

文章编号: 1672-7649(2019)04-0019-06 **doi:** 10.3404/j.issn.1672-7649.2019.04.004

Unsteady viscous flow and hydrodynamic force's numerical methodology of DARPA2 submarine model

YU Xiang-yang¹, YAO Ling-hong¹, MENG Qing-chang², LIU Ju-bin², ZHANG Zhi-hong²

(1. Naval Aviation University Qingdao Branch, Qingdao 266000, China;

2. Naval University of Engineering, Wuhan 430033, China)

Abstract: A calculating method of finite volume method which is based on unstructured meshes is proposed to simulate the unsteady flow and hydrodynamic force of DARPA2 submarine model, and the dynamic grid technique is adopted to solve the unsteady state with dynamic boundary problem. The initial variables of flow is convergent by changing the boundary conditions and part of relaxing factor. Also, the motion of submarine model is defined by UDF model, which is compiled in this paper. Initial flow is discussed with the purpose of getting the accurate unsteady results. In model-1, the imitative effect is preferable and the calculation is stable. The uncertain factor in the experiment, including equipment and the physics character of the flow variable, should be considered with a view to obtain an appropriate imitative effect.

Key words: numerical approach; unsteady viscous flow's numerical methodology; DARPA2

0 引言

潜艇水下操纵性能研究, 与潜艇的安全航行密切相关, 是其进行战术机动的重要保证, 同时有着直接的作战应用背景。实际航行中的潜艇是一种复杂运动的组合体。一方面, 其高速、大攻角及强机动的运动特征, 使其呈现出非定常性与强非线性; 另一方面, 潜艇作有攻角机动时, 即使攻角保持不变, 由于边界层分离产生漩涡, 流动仍然会呈现出非定常特征。这就给理论和试验研究带来了很大的困难, 采用数值模拟是切实可行的研究方法^[1-3]。

非结构化网格的有限体积法, 数值求解非定常、不可压缩的 RANS 方程, 湍流模型采用 SA 模式, 在 SA 模式中 $C_v = 30$, 速度-压力耦合 SIMPLE 方法处理, 对流项采用 2 阶迎风格式, 非定常项采用 2 阶精度离散, 隐式迭代求解方程组, 非稳态迭代时间步长 $\Delta t = 2.3224 \times 10^{-3}$ s (无量纲时间步长 $\Delta t' = 3.73 \times 10^{-2}$), 步进 200 步, 非稳态流场速度由 UDF 给定, 得到非定常粘性流场和水动力数值计算结果, 并与文献 [1] 的实验结果进行对比。

1 数值离散方法

采用 CFD 软件数值求解 DARPA2 潜艇模型粘性流

本文以 DARPA2 潜艇模型为研究对象, 采用基于

场和水动力,采用基于非结构化网格的有限体积法,数值求解非定常、不可压缩的 RANS 方程。

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0, \quad (1)$$

$$\frac{\partial \rho u_i}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_i u_j}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) + \frac{\partial (-\rho u'_i u'_j)}{\partial x_j} \right]. \quad (2)$$

湍流模型采用 SA 模式,在 SA 模式中,生成项所采用的形式为:

$$G_v = \rho C_{b1} \tilde{S} \tilde{\nu}, \quad \tilde{S} = \Omega + C_v \min(0, S - \Omega), \quad \text{取 } C_v = 30. \quad (3)$$

速度-压力耦合采用 SIMPLE 方法处理,对流项采用 2 阶迎风格式,非定常项采用 2 阶精度离散,隐式迭代求解方程组。计算雷诺数 $Re=5.52 \times 10^6$,初值收敛准则为所有求解变量的无量纲残差下降 4 个量级,非稳态迭代时间步长 $\Delta t=2.3224 \times 10^{-3}$ s (无量纲时间步长 $\Delta t'=3.73 \times 10^{-2}$),步进 200 步,模型的运动状态由 UDF 定义。

1.1 计算模型

计算对象为 DARPA2 潜艇模型(见图 1),模型主要参数如表 1 所示,包括艇主体、指挥台围壳、尾附体。数值计算在惯性坐标系中进行,采用直角坐标系,原点取在模型头部顶端, x 轴与艇体的对称轴重合,方向与无攻角时来流方向一致, z 轴竖直向上, y 轴水平,计算时直角坐标系保持为模型处于零攻角时的位置,当模型作操纵运动时,坐标不变,而模型



图 1 全附体 DARPA2 模型

Fig. 1 DARPA2 submarine model with sail and stern appendages mounted

表 1 DARPA2 潜艇模型主要参数
Tab. 1 DARPA2 model scale

模型主要部分名称	尺寸/m
全艇长	2.236
艇体最大回转半径	0.266 7
指挥台高	0.368 3
特征长度	2.236

与坐标系产生相对运动;在所定义的坐标系下,规定来流的 z 方向速度分量正时为正攻角,初始攻角为 0° 。

考虑到模型本身的对称性,同时操纵运动仅为 xz 面内的非定常回转运动,在不影响数值计算的准确性前提下,仅对半艇体流动进行数值计算,以减少计算量;计算域为半圆柱体区域,范围: $-2.0 \leq x/L \leq 5.2$, $-2 \leq z/L \leq 2$, $0 \leq y/L \leq 2$,其中 L 为艇体长度, $L=2.236$ m,计算域如图 2 所示。

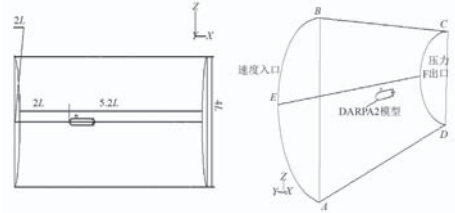


图 2 模型的边界条件设置

Fig. 2 Boundary setting of the computational domain

1.2 边界条件

边界条件设置可分为初始流场状态和非稳态运动状态 2 个阶段。

初始边界条件(见图 2):半圆柱体的左半圆面 AEB ($x/L=-2.0$ 处)定义为速度入口,给定速度大小和方向;半圆柱体的右半圆面 DFC ($x/L=5.2$ 处)定义为压力出口;半圆柱面的上、下两部分 ($EBCF/AEFD$),及主体、指挥台围壳、尾附体,定义为无滑移壁面,速度分量和湍动能为 0,以加速收敛,获得较好的初值;对称面上,法向速度分量为 0,平行于对称面的速度分量的法向导数和所有标量的法向导数为 0;初始攻角为 0° 。

非稳态时模型作操纵运动,攻角发生改变,变化范围由 $0^\circ \sim -25^\circ$,须调整边界条件,以适应运动状态的变化,此时定义半圆柱面的上半部分 $EBCF$ ($z>0$) 为速度入口;半圆柱面的下半部分 $AEFD$ ($z \leq 0$) 为压力出口,考虑到在迭代过程中,有可能存在数值上的反向流动,设置出口回流方向的方式为垂直于出口面;由于采用惯性坐标系,体网格是运动的,定义体网格和物面旋转中心 $(0.65962, 0, 0)$ 和旋转轴 y 轴,角速度由 UDF 定义。角速度曲线,具体描述如图 3 及表 2 所示(实验数据来自文献[1])。

1.3 网格设置

体网格采用基于四面体的非结构化网格形式,边界层网格进行加密处理,网格密度由模型表面至远场由密到疏分布。

网格主要参数见表 3, y^+ 的计算结果如图 4 和图 5 所示。

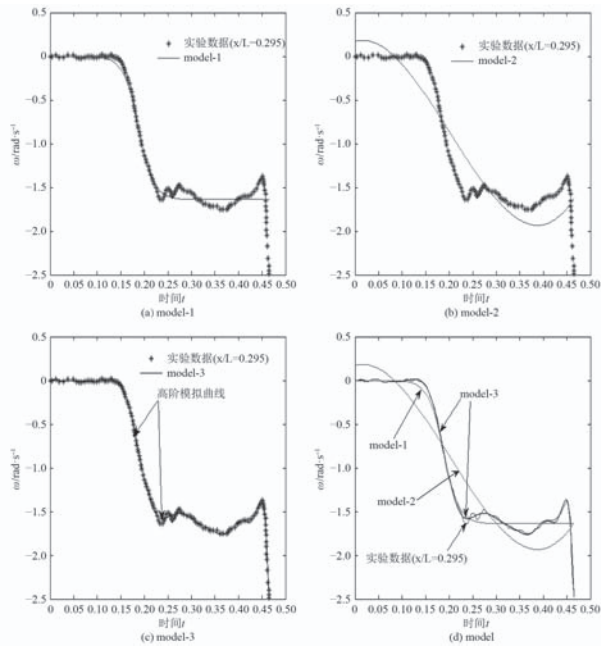


图 3 角速度 ω 随时间变化曲线

Fig. 3 ω vs. time

表 2 不同模型的角速度函数

Tab. 2 The function of ω for different model

模型曲线	定义及曲线描述
model-1	$\omega = a \cdot \tanh(b \cdot t) + c$, a, b, c 为常数
model-2	$\omega = \sum_{i=0}^3 a_i x^i$; 应用最小二乘法, 低阶多项式拟合
model-3	$\omega = \sum_{i=0}^{18} a_i x^i$; 应用最小二乘法, 高阶多项式拟合

表 3 网格主要参数

Tab. 3 The grids for simulation

网格单 元数	网格节 点数	计算域 内部面	物面网 格数/主体	物面网 格数/指挥	物面网 格数/艇
992 939	297 875	2 127 281	6 538	6 538	1 913

考虑到对模型进行非稳态运动模拟时, 网格动态变化, 网格需要均匀衔接, 以避免网格的奇异变化导致迭代不收敛。

2 动态边界处理

本文中应用动网格技术处理含有动态边界问题的非稳态运动状态, 边界运动由 UDF 定义。

2.1 UDF 编写

用户自定义函数 UDF (User-Defined Function) 是 CFD 软件提供的一个用户接口, 使用者可以通过它与 CFD 软件的内部数据进行交流, 方便用户解决一些标准的 CFD 软件模块不能解决的问题^[4-6]。

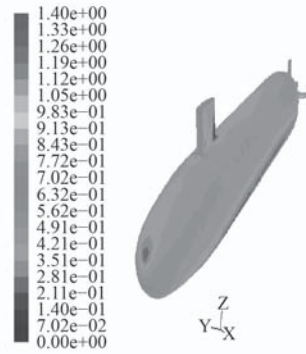


图 4 攻角-25°物面 y^+ (model-1)

Fig. 4 y^+ for the wall at -25° (model-1)

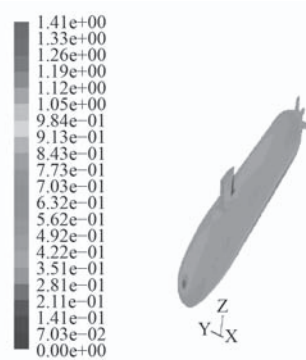


图 5 攻角-25°物面 y^+ (model-2)

Fig. 5 y^+ for the wall at -25° (model-2)

本文考虑到非稳态问题的复杂性, 以及计算机本身的运行环境 (已安装 Visual Studio C++ 开发软件), 采用编译的 UDF 定义其运动 (非稳态场的角速度函数), 以提高执行速度^[7]。

2.2 网格更新

动网格模型, 即在每一个时间步迭代之前, 根据边界或物体的运动和变形来更新和重新构建计算域网格, 从而达到求解非定常问题的目的^[8-10]。而边界的形变和运动由 UDF 加以定义。计算中的网格更新情况如图 6 所示。

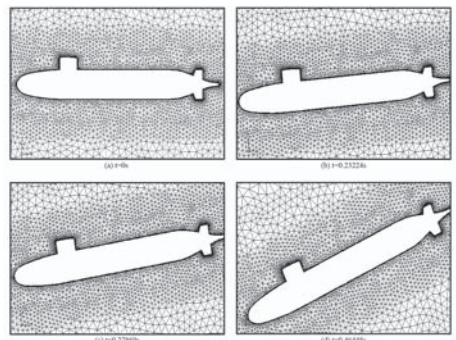


图 6 网格更新示意图 (model-1)

Fig. 6 The view of mesh motion (model-1)

由图 6 可知，艇体和附体的物面边界层都参与了网格的重构过程，网格质量没有受到影响，网格更新过程中没有负体积和大长宽比网格出现，从而保证了数值迭代的延续。

3 初始流场计算

为了得到较好的非定常结果，需要对初始流场进行讨论。本文中非定常因素，一方面，大攻角时，分离流动导致伴随涡的出现；另一方面，给定的模型运动状态，即角速度的定义本身就是随时间变化的函数。图 7 给出不同计算参数和边界条件下的初始流场变量收敛曲线。最初，分析初始时刻时，没有过多地考虑零攻角的流场特征，将边界条件半圆柱面的上、下两部分（EBCF/AEFD）分别定义为压力出口和速度出口，在迭代过程中流场变量波动起伏，近似周期性变化，但收敛精度未达到要求，如图 7（a）所示；分析上述收敛精度持续不下的情况，可能是松弛因子过大的原因，将部分松弛因子降低 30%，流场变量的波动情况消失，但收敛精度未出现改观，如图 7（b）所示；观察到速度分量残差未发生变化，追溯根源，可能是边界条件有待优化，在图 7（a）所定义的边界条件的基础上，将半圆柱面的上、下两部分（EBCF/AEFD）分别定义为无滑移壁面，速度分量残差迅速收敛，如图 7（c）所示；图 7（d）再次调整部分松弛因子，流场变量在 925 次迭代后达到收敛精度。

4 时间步长选取

初始流场由零攻角定常结果给出，进行非定常计

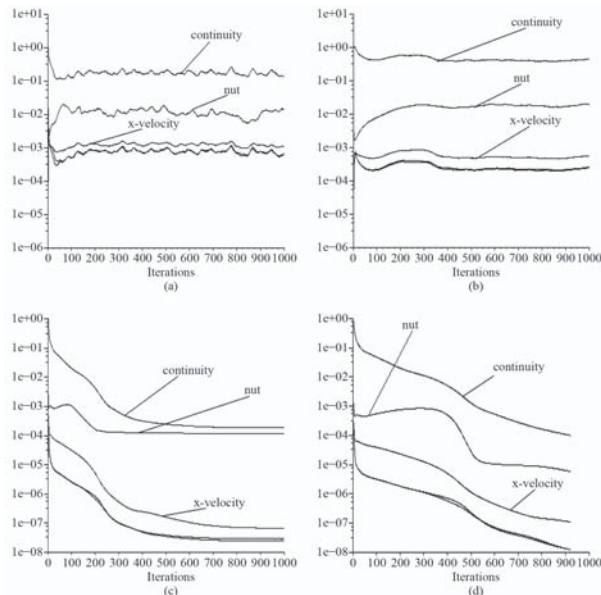


图 7 初始流场变量收敛历史

Fig. 7 Convergence history of flowfield variables

算时需给定时间步长。依据文献 [1] 中的模型实验，给定角速度随无量纲时间 t' 的变化关系如图 8 所示，无量纲时间定义为 $t' = tU_o/L$ ，无量纲时间取值范围 $0 \sim 7.4637$ 时，对应的有量纲时间为 $0 \sim 0.46448$ ，计算时采用有量纲时间进行计算，非定常攻角范围 $0 \sim -25^\circ$ ，考虑到时间步长 Δt 对数值计算结果的影响，认为 10^{-3} s 数量级已满足计算精度的要求。

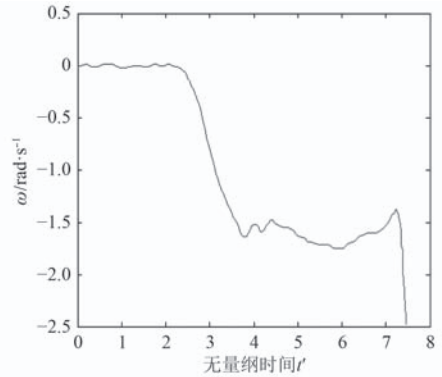


图 8 角速度 ω (rad/s) 随无量纲时间变化曲线

Fig. 8 ω (rad/s) vs. non-dimensional time

本例中选取时间步长 $\Delta t = 2.3224 \times 10^{-3}$ （无量纲时间步长 $\Delta t' = 3.73 \times 10^{-2}$ ），在 0.46448 s 内步进 200 步，固定时间步长，不进行数据的平均统计，每个时间步长内迭代 100 次，内迭代的次数既要满足收敛残差的要求，同时避免选取过大，增加不必要的计算时间。

5 计算结果分析

应用表 2 中的 3 种模型曲线，对模型运动进行定义。初始化流场后，进行非定常数值模拟。

为追求曲线拟合的精确性，采用最小二乘法高阶多项式拟合实验数据，如图 3（model-3）所示，当 $n=18$ 时，除波动较复杂的拐点处略有差别外，整条曲线基本重合；但进行非定常数值计算时，角速度给定值持续增加，在不到 100 步的迭代过程中，迭代时间不到半数，残差竟迅速增至 10^2 数量级，超出预定值近 100 倍，最后导致计算结果发散。分析原因，认为是时间精度不够的原因，将时间步长下降一个量级后，结果仍旧如前所述。尝试时间步长的一味降低，势必导致计算量的增大。

重新分析计算结果发散的原因，非稳态问题本身需要进行空间和时间的离散，变量之间的耦合关系将导致非线性增强，同时高阶曲线拟合容易造成较大的截断误差，综合上述原因，应用 model-2，降低多项式阶次拟合实验数据，以验证是否是截断误差过大导致结果发散；非定常结果稳定，且角速度按给定值正常迭代。

但 model-2 对实验数据拟合效果不够理想，需要寻

找其他函数, 进行数值计算。本例采用 model-1 对实验数据进行拟合, 同时略去角速度变化较大的尾端, 拟合效果较好, 数值计算结果稳定。

5.1 水动力分析

图 9 给出了模型进行非定常数值计算时, 升力系数 C_L 随时间的变化情况。图中曲线 unsteady, Quasi-Steady+Time Lag 和 Quasi-Steady 为文献 [1] 中的实验结果, 曲线 unsteady 为某一次非定常试验结果, Quasi-Steady+Time Lag 为 20 次非定常试验结果的平均值, Quasi-Steady 为准定常状态下的试验结果。

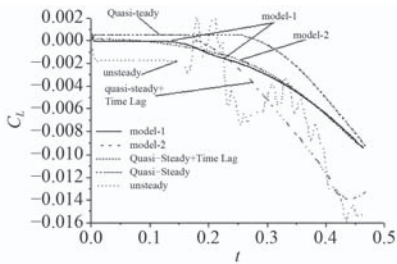


图 9 升力系数与时间的关系

Fig. 9 Normal force development against time

从图中可以看到, 定义相同的运动状态, unsteady 的升力系数却表现出较强的不确定性, Quasi-Steady+Time Lag 曲线在描述 unsteady 曲线时符合程度也存在较大的偏差。分析上述问题产生的原因 (参考图 3), 本文在对实验所定义的运动曲线的模拟上也存在局限性; 同时, 不得不指出非定常试验本身所具有的不确定性因素, 如风洞中温度、风速的变化、及气流对操纵运动装置的影响 (易使模型发生振动) 等, 随着时间的变化, 流场中物理量的变化容易受到这些不确定因素的影响。

比较 2 种模型的数值计算结果, 升力系数随时间变化平稳, 在前 0.25 s 与实验值符合较好; 模型 model-1 对升力系数的计算值在中间段 (0.15 ~ 0.25 s) 有较明显的减小过程 (参考图 3), 这与 model-1 所定义的角速度曲线在中间段有一个负向加速过程相对应; 模型 model-2 在初始阶段, 升力系数由正转负, 是与其所定义的角速度值在初始阶段大于 0 相一致的; 要取得与实验一致的模拟效果, 由实验中的不确定因素产生的误差需要加以考虑。

5.2 粘性流场分析

图 10 ~ 图 13 给出了分别采用 2 种模型得到攻角 -25° 时物面压强系数和物面切应力系数的数值计算结果, 两者在物面上的连贯性和均匀性均较好, 在迎风处出现极值, 这与理论上此处对应速度的最小值是相符合的。与定常攻角 -25° (见图 14 和图 15) 时的结果相比, 在变化趋势和数值分布上一致。

图 16 给出了攻角 -25° 时 $x/L=0.863$ 截面速度向量图 (model-1), 在背风面可以清晰地看到有分离涡出现, 反映了流场的粘性分离特性。

6 结 语

采用 CFD 软件数值求解非定常的 DARPA2 潜艇模型粘性流场和水动力, 采用基于非结构化网格的有限

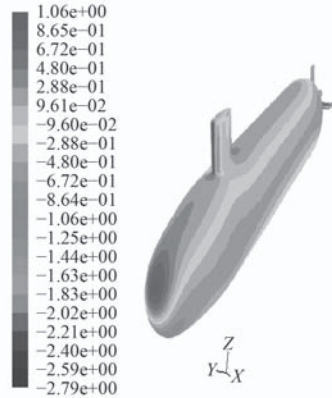


图 10 攻角 -25° 物面压强系数 (mode-1)

Fig. 10 Surface pressure coefficient at -25° (mode-2)

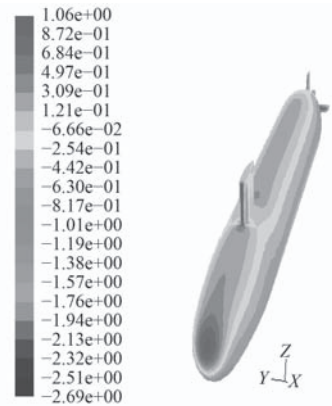


图 11 攻角 -25° 物面压强系数 (mode-2)

Fig. 11 Surface pressure coefficient at -25° (mode-1)

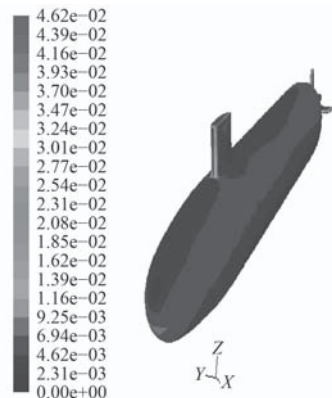


图 12 攻角 -25° 物面剪切力系数 (mode-1)

Fig. 12 Surface friction coefficient at -25° (mode-1)

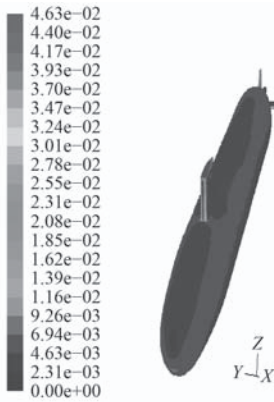


图 13 攻角-25°物面剪切力系数 (mode-2)

Fig. 13 Surface friction coefficient at -25° (mode-2)

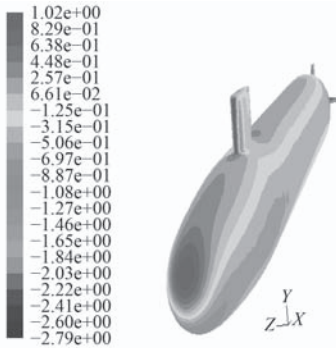


图 14 攻角-25°物面压强系数

Fig. 14 Surface pressure coefficient at -25°

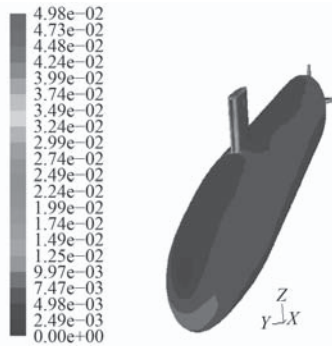


图 15 攻角-25°物面切应力系数

Fig. 15 Surface friction coefficient at -25°

体积法, 数值求解非定常、不可压缩的 RANS 方程, 湍流模型采用 SA 模式, 在 SA 模式中 $C_v = 30$, 速度-压力耦合采用 SIMPLE 方法处理, 对流项采用 2 阶迎风格式, 非定常项采用 2 阶精度离散, 隐式迭代求解方程组, 非稳态迭代时间步长 $\Delta t = 2.322 \times 10^{-3}$ s (无量纲时间步长 $\Delta t' = 3.73 \times 10^{-2}$), 步进 200 步, 非稳态流场速度由 UDF 给定。采用编译的 UDF 定义其运动 (非稳态场的角速度函数)。

为了得到较好的非定常结果, 需要对初始流场进行讨论。通过调整边界条件和部分松弛因子, 初始流

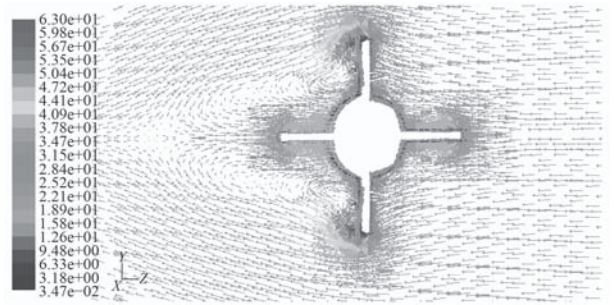


图 16 攻角-25°时 $x/L=0.863$ 截面速度向量图

Fig. 16 Velocity vector diagram at $x/L=0.863$ section and -25° angle of attack against time

场变量在 925 次迭代后达到收敛精度。

在初始流场稳定的基础上, 应用表 2 中的 3 种模型曲线, 分别定义运动状态, 进行非定常数值模拟。过分追求曲线拟合的精确性, 采用高阶多项式拟合实验数据导致将计算结果发散; 降低多项式阶次, 得到稳定的非定常结果; 采用 model-1 对实验数据进行拟合, 拟合效果较好, 数值计算结果稳定。

要取得与实验一致的模拟效果, 由实验中的不确定因素产生的误差需要加以考虑。攻角-25°时物面压强系数和物面切应力系数的数值计算结果, 在壁面上的连贯性和均匀性均较好, 与定常攻角-25°时的结果在变化趋势和数值分布上一致。

参考文献:

- [1] WHITFIELD C C. Steady and unsteady force and moment data on a DARPA2 submarine[D]. Virginia: Faculty of the Virginia Polytechnic Institute and State University, 1999.
- [2] 林兆伟, 孟生, 殷洪, 等. 潜器操纵性水动力系数的数值预报方法 [J]. 中国造船, 2016, 57(1): 59-68.
- [3] 曹留帅, 朱军, 黄昆仑, 等. 全附体潜艇模型回转运动流场数值模拟 [J]. 海军工程大学学报, 2015, 27(04): 17-20.
- [4] PAN Y C, ZHOU Q D, ZHANG H X. Numerical simulation of rotating arm test for prediction of submarine rotary derivatives[J]. Journal of Hydrodynamics, 2015, 27(1): 68-75.
- [5] 周广礼, 欧勇鹏, 高霄鹏. 潜艇上浮出水运动及粘性流场直接数值模拟方法 [J]. 海军工程大学学报, 2017, 29(4): 86-92.
- [6] 温正, 石良辰, 等. Fluent 流体计算应用教程 [M]. 北京: 清华大学出版社, 2009: 26-38.
- [7] 孙铭泽, 王永生, 杨琼方. 潜艇操纵性数值模拟中雷诺数的影响分析 [J]. 哈尔滨工程大学学报, 2012, 33(11): 1334-1340.
- [8] 周广礼, 董文才, 欧勇鹏. 潜艇应急上浮六自由度运动及黏性流场数值模拟 [J]. 国防科技大学学报, 2017, 39(2): 199-206.
- [9] 叶金铭, 张凯奇, 于安斌. 基于 STAR-CCM+的全附体潜艇尾流场数值分析 [J]. 海军工程大学学报, 2017, 29(4): 53-58.
- [10] 戴天奇, 姚世卫, 魏志国. 基于动网格技术的潜艇热尾流浮升规律研究 [J]. 舰船科学技术, 2015, 37(5): 86-89.

水翼对高速双体船纵向减摇性能影响研究

王允¹, 余骁¹, 李燎原², 雷慧¹

(1. 武汉第二船舶设计研究所, 湖北武汉 430064; 2. 中国舰船研究设计中心, 湖北武汉 430064)

摘要: 基于水翼在高速双体船上的广泛应用, 运用 Fluent 软件, 通过在水翼的攻角、尺寸、安装方式方面进行选型设计, 研究水翼与高速双体船之间的相互影响, 并且基于静特征数的附体减摇能力分析, 研究静水中水翼对高速双体船的纵向减摇性能。计算分析结果表明, 水翼对高速双体船的纵向运动能起到一定的辅助作用, 可以减缓船体的纵摇与升沉。

关键词: 水翼; 高速双体船; 静特征数

中图分类号: U662.3 **文献标识码:** A

文章编号: 1672-7649(2019)04-0025-05 **doi:** 10.3404/j.issn.1672-7649.2019.04.005

Hydrodynamic research on longitudinal motion stabilizing hydrofoils of high-speed catamaran

WANG Yun¹, YU Xiao¹, LI Liao-yuan², LEI Hui¹

(1. Wuhan Second Ship Design and Research Institute, Wuhan 430064, China;
2. China Ship Development and Design Center, Wuhan 430064, China)

Abstract: On the basis of the widespread use of hydrofoils on high-speed catamaran and using Fluent software, this paper layout and design about the angle of attack, the size and installation of hydrofoils of high-speed catamaran, research the effect between hydrofoils and high-speed catamaran, and based on the appendages stabilizing capacity analysis of static characteristic number, to research the stabilizing capacity of hydrofoils for high-speed catamaran in calm water. The calculation results show that hydrofoils can play a role in controlling the longitudinal movement of high-speed catamaran and can slow down hull pitching and heaving.

Key words: high-speed catamaran; hydrofoils; static characteristic number

0 引言

高速双体船^[1]因其航速高、甲板面积大、安全性高等优点, 在船舶与海洋工程中得到广泛应用。但高速双体船在波浪中航行时会产生横摇与纵摇相耦合的摇荡运动现象, 而且会因为其高航速或者遭遇频率的提高导致船体在迎浪航行时产生更为剧烈的升沉和纵摇运动^[2], 因此有必要考虑在船体上加装合适的减缓船体纵摇与升沉的控制装置, 称之为减摇附体, 通过对减摇附体的选择与优化, 使得双体船具有更高的使用价值, 其中水翼为减摇附体中比较有实用价值的一种。本文对高速双体船上水翼的攻角、尺寸、安装方式等方面进行布局与设计, 并且基于静特征数^[3]的附体减摇能力分析, 来分析静水中水翼对高速双

体船的纵向减摇能力, 为高速双体船在实际风浪中航行时水翼对高速双体船的纵向运动控制研究和减摇能力分析提供基础和依据。

1 某高速双体船水动力数值计算

本文以 Fluent 软件^[4]为数值求解工具, 所计算的某高速双体船的主要尺度参数见表 1。

本节中对某高速双体船的水动力进行数值计算时不考虑吃水以上部分的影响。对高速双体船进行缩尺后计算, 缩尺比为 1:30。缩尺后双体船模型几何参数为: 船长 17.87 m, 船体水线宽 5.84 m, 片体水线宽 1.48 m, 设计吃水 0.99 m, 船体湿表面积 381.24 m²。高速双体船的计算航速为 30 kn, 因此模型的航速为

2.817 5 m/s。图 1 为高速双体船的三维几何计算模型。

表 1 某高速双体船主要尺度参数

Tab. 1 Main dimensions of the certain high-speed catamaran

序号	项目	数值	备注
1	船长/m	89.85	提供
2	片体水线宽/m	6.02	提供
	船体水线宽/m	29.84	提供
3	吃水/m	4.15	提供
4	排水体积/m ³	2 425.36	提供
5	船体湿表面积/m ²	1 871.98	软件计算
6	水线面面积/m ²	860.02	软件计算
7	中横剖面面积/m ²	32.85	软件计算
8	纵稳性高/m	198.33	软件计算



图 1 某高速双体船的三维几何计算模型

Fig. 1 Three-dimensional geometric model of the certain high-speed catamaran

1.1 计算流体域与边界条件设置

对高速双体船计算域的范围和边界条件设定为：船长方向由船首向前取为 2 倍船长处，边界条件设置为速度入口，由船尾向后取为 4 倍船长处，边界条件设置为自由出口；船宽方向由 2 个片体的最外侧向外延伸取为 15 个片体半宽处；吃水方向由船体基线向下取为 15 倍吃水处。侧面边界条件均设置为壁面边界。模型的计算域示意图如图 2 和图 3 所示。



图 2 计算域侧视图

Fig. 2 Side view of the calculation domain



图 3 计算域俯视图

Fig. 3 Vertical view of the calculation domain

1.2 网格划分

此高速双体船的网格划分采用混合网格的方式，应用 ICEM 软件^[5]来划分，即内部流场采用非结构网格，而外部流场采用六面体结构化网格，网格的划分如图 4 和图 5 所示。为了保证混合网格处理湍流边界的精度，有必要在片体表面生成边界层。

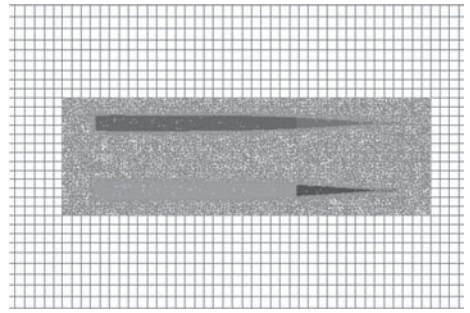


图 4 流场域网格划分(局部)示意图

Fig. 4 Schematic diagram of mesh division in flow field (part)



图 5 内部流场非结构网格示意图

Fig. 5 Schematic diagram of unstructured meshes of internal flow field

对于船体表面边界层网格的生成，需要确定出第 1 层网格的分布，尤其是第 1 层网格节点高度 y ，它以 Y^+ 值来衡量，满足公式^[6]：

$$Y^+ = 0.172 \left(\frac{y}{L} \right) Re^{0.9} \tag{1}$$

式中： L 为船模长度； Re 为船模长度下的雷诺数。当 $30 \leq Y^+ \leq 200$ 时，可以比较好地模拟出片体表面边界层的流动情况。

1.3 计算结果

应用上述模型和设置、采用 SST $k-\omega$ 湍流模型、离散格式选取为 1 阶迎风格式，对某高速双体船船模的水动力性能进行数值预报。计算时实船的航速选取为 30 kn，即模型的计算航速为 2.817 5 m/s。建模时， x 轴从船尾向船首看去指向左舷为正， y 轴沿吃水方向向上为正， z 轴指向船首为正。计算得出的船体水动力性能计算结果如表 2 所示。

表 2 某高速双体船水动力性能计算结果

Tab. 2 Hydrodynamic capacity calculation results of the certain high-speed catamaran

裸船体	阻力 F_{zc} /kN	垂向力 F_{yc} /kN	纵倾力矩 M_{xc} /kN·m
	-1 095.38	-476.29	-2 018.54

高速双体船片体表面的压力分布云图如图 6 所示。

2 水翼选型方案设计

本章以 Fluent 软件为数值求解工具，主要根据某高速双体船的水动力性能，来确定船上安装水翼的尺寸以及安装方式。其中，对于水翼的安装方式，选取 2 种常见的安装方式进行水动力性能^[7-8]的比较，选择出其中性能较优的一种。以此为基础，对高速双体船

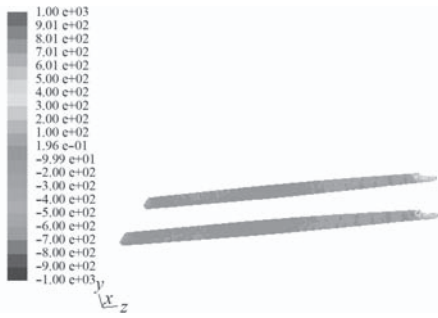


图 6 船体表面的压力分布云图

Fig. 6 Diagram of pressure distribution of the catamaran surface

加装水翼前后的水动力数值进行计算、加以比较,意在分析出水翼对高速双体船纵向运动方面的影响。

2.1 水翼尺寸确定

对于安装在某高速双体船上的水翼,本文选择标准 NACA0021 翼型。需要对水翼的尺寸进行确定,即需要确定水翼的面积和展弦比。

对于平面形状为矩形的翼型,其展弦比 λ 表示为

$$\lambda = l/b. \quad (2)$$

式中: l 为水翼的展长; b 为水翼的弦长。

水翼的展弦比是影响水翼水动力性能的重要参数之一,特别是对水翼升力性能的影响。选择 NACA0021 翼型展弦比分别为 1.5、2.0 和 2.5 三种情况下的水翼进行阻力系数和升力系数的计算,计算结果如图 7 和图 8 所示。

可以看出,在同一水翼攻角下,水翼的阻力系数随

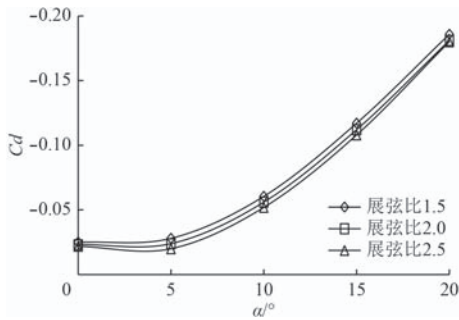


图 7 不同展弦比下水翼的阻力系数

Fig. 7 Drag coefficient of hydrofoil in different aspect ratio

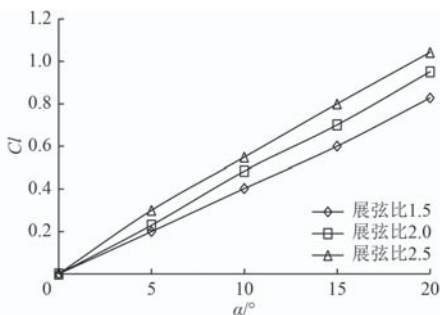


图 8 不同展弦比下水翼的升力系数

Fig. 8 Lift coefficient of hydrofoil in different aspect ratio

着展弦比的增大而减小,升力系数随着展弦比的增大而增加。可见,在其他参数相同时,相同的水翼面积下,若要提高水翼的升力,可以增大水翼的展弦比。展弦比增大意味着水翼的展长增大弦长减小,但水翼的展长不能过大,它受双体船的片体间距和水翼自身的结构强度要求所限。在实际应用时,在条件允许的范围内,可以通过增加展弦比来提高水翼的升力性能。

根据以上分析,本文选定所研究 NACA0021 型水翼的展弦比 $\lambda=2.0$ 。

在确定了水翼的展弦比后,需要再确定水翼的面积。所选择的确定方法为:使船体纵倾一定的角度,采用 Fluent 软件计算出船体的纵倾力矩,从而估算出船体恢复到正浮状态所需要的回复力矩。而船体加装水翼后,水翼可以提供一定的纵向力矩,用来充当双体船的回复力矩。通过此回复力矩值可以估算出水翼的面积,所根据的公式为:

$$\frac{1}{2}\rho v^2 S \cdot C_L \cdot L = M'. \quad (3)$$

式中: L 为所安装水翼的位置到船体建模原点的纵向距离,本文取为 35 m; v 为实船的航速,为 30 kn; M' 为船体恢复到正浮状态所需要的回复力矩。

由上式估算得出水翼的面积 S 为 2.92 m²,综合多种因素,选取计算水翼的面积为 4.0 m²。

以上确定了水翼的展弦比 $\lambda=2.0$,水翼的面积 S 为 4.0 m²,由此确定所计算高速双体船上安装 NACA0021 型水翼的展长为 2.828 m,弦长为 1.414 m。

2.2 水翼安装方式

水翼在高速双体船上的安装位置直接影响到水翼对高速双体船水动力性能的影响。本节对水翼采用 2 种安装方式,并对加装水翼的高速双体船进行水动力性能计算分析,选出性能较优的那种安装方式。

1) 水翼安装于片体首部舷侧

将水翼安装于双体船的片体首部舷侧,即在高速双体船的 2 个片体的内侧安装水翼,图 9 给出了左侧片体安装水翼后的示意图,右侧片体与之相对应。

2) 水翼安装于片体首底

将水翼以 T 型水翼的方式安装于双体船的片体首底,即在高速双体船 2 个片体的底部安装 T 型水翼,水翼通过支架与船体相连接。图 10 给出了左侧片体安装水翼后的示意图,右侧片体与之相对应。

下面分别计算 2 种水翼安装方式下高速双体船的船体水动力数值。选取水翼攻角为 $-20^\circ, -15^\circ, -10^\circ, -5^\circ, 0^\circ, 5^\circ, 10^\circ, 15^\circ, 20^\circ$ 共 9 个不同的摆角,将 2 种情况下的水动力计算结果进行比较,如图 11 ~

图 13 所示。

图 11 ~ 图 13 分别表示 2 种水翼安装方式下不同攻角下水翼相对于船体产生的纵向阻力、垂向力和纵向力矩，将水翼安装在双体船片体首部舷侧时的计算结



图 9 片体舷侧安装水翼示意图

Fig. 9 Demihull side mounted hydrofoil schematic



图 10 片体首底安装水翼示意图

Fig. 10 Demihull bow bottom mounted hydrofoil schematic

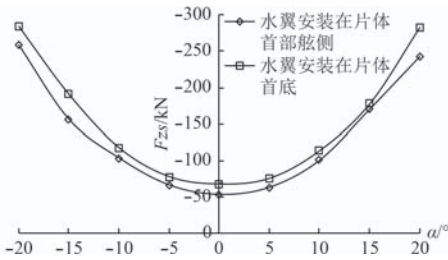


图 11 不同攻角下水翼相对于船体产生的阻力

Fig. 11 Drag of hydrofoil to catamaran in different attack angle

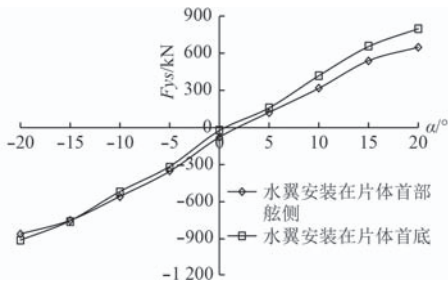


图 12 不同攻角下水翼相对于船体产生的垂向力

Fig. 12 Lift of hydrofoil to catamaran in different attack angle

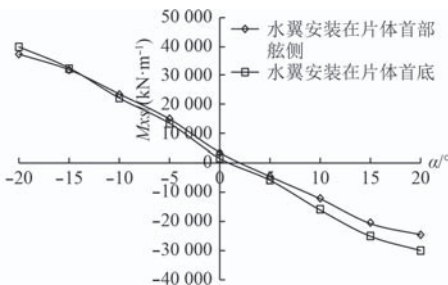


图 13 不同攻角水翼相对于船体产生的纵向力矩

Fig. 13 Moment of trim of hydrofoil to catamaran in different attack angle

果和水翼安装在双体船片体首底部的计算结果比较发现，总体来讲，后者计算得出的垂向力和纵倾力矩变化范围较大，即可以对高速双体船的纵向运动产生更大范围的影响。产生这种结果的原因可以分析为：水翼安装在双体船片体首部舷侧时，是直接和片体相接触，水翼的性能会受到船体的影响；而水翼以 T 型水翼的方式安装在片体首底，是通过一定连接机构与片体间接连接，船体对其水动力影响相对较小。

因此在本文的某高速双体船上，所安装的水翼方式为将水翼安装以 T 型水翼的方式安装在片体首底。

2.3 船体对舷侧水翼水动力数值影响

上一节通过计算对比，得出水翼安装在双体船片体首底部比安装在片体首部舷侧能够对高速双体船的纵向运动产生更大范围的影响，原因分析为：水翼安装在片体首部舷侧时，是直接和片体相接触，水翼的性能会受到船体的影响。本节对水翼安装在首部舷侧时船体对水翼的水动力影响进行数值分析。

选择以下 3 种情况下，计算得到水翼产生的阻力和升力值，并进行比较分析：

- 1) 水翼加装在高速双体船上；
- 2) 将高速双体船去掉，只保留水翼，其他条件如计算流体域的划分、网格的划分、边界条件的设置等与水翼加装在高速双体船上时相同；
- 3) 将高速双体船去掉，以与船长相当尺度的壁面代替，保留水翼，其他条件如计算流体域的划分、网格的划分、边界条件的设置等与水翼加装在高速双体船上时相同。

以上 3 种情况下计算得出的水翼阻力和升力曲线如图 14 ~ 图 15 所示。

比较有船体时水翼的水动力数值和将船体拿掉时水翼的水动力数值，可以看出船体对水翼的水动力会产生一定的影响，会使得水翼产生的阻力和垂向力减小，产生的误差最大值为 4.7%；若用与船长同尺度的壁面代替船体，计算出的水翼的水动力数值则与无高速双体船时水翼的数值相差较小，产生误差的最大值为 2.8%。因此，在分析船体对安装水翼的水动力性能

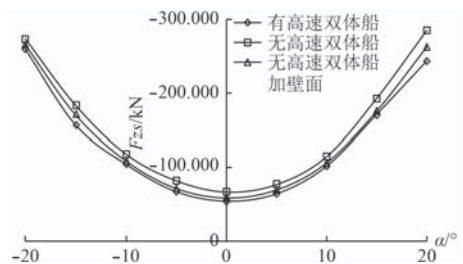


图 14 水翼产生的阻力

Fig. 14 Drag of hydrofoil

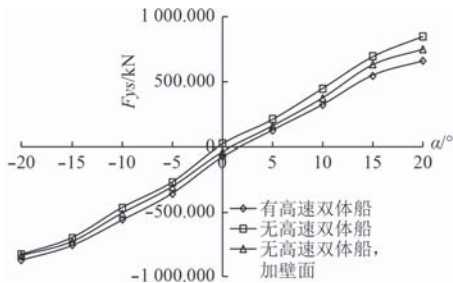


图 15 水翼产生的垂向力
Fig. 15 Lift of hydrofoil

影响时, 若用与船长相同尺度的壁面来代替船体, 求得的水翼水动力数值与实际值更为接近。

2.4 水翼对双体船水动力性能影响

在前面选出了某高速双体船上安装水翼的尺寸、位置及安装方式后, 本节对所选水翼对高速双体船的水动力性能影响进行分析。上节中已经计算出了水翼在攻角为 -20° , -15° , -10° , -5° , 0° , 5° , 10° , 15° , 20° 下船体及水翼的阻力、垂向力和纵倾力矩, 并通过绘制曲线的形式表示了出来。从图 11~图 13 可以看出, 随着水翼攻角的增加, 船体受到的阻力、船体的垂向力和纵倾力矩都有所增加。

3 水翼静特征数计算分析

3.1 减摇附体静特征数定义

减摇附体静特征数^[3]指的是船舶在静水中航行时, 安装在船体上的运动控制装置(如首部水翼)作用在船体上时产生最大的垂向力和纵倾力矩, 会使船体产生一个最大的升沉位移和最大纵倾角。静特征数表征了减摇附体对船体纵向运动的最大控制能力。分别记 φ_3 为升沉静特征数, 表示附体作用于船体产生垂向力而引起的升沉位移; 记 φ_5 为纵摇静特征数, 表示附体作用于船体产生纵倾力矩而引起的纵倾角度。 φ_3 和 φ_5 的表达式分别为:

$$\varphi_3 = \frac{F}{100q_{cm}}, \quad (4)$$

$$\varphi_5 = \frac{M}{\Delta H}。 \quad (5)$$

式中: F 和 M 为表示运动控制装置(水翼)作用于船体而产生的垂向力和纵倾力矩; q_{cm} 为船体的每厘米吃水吨数; Δ 为船舶的设计排水量; H 为船舶的纵稳性高。

静特征数越大, 表明纵向运动减摇附体对船体的纵摇和升沉的控制能力就越强。因此, 静特征数是表征纵向运动减摇附体对船体纵向运动控制能力的重要指标, 其控制能力主要取决于减摇附体的尺寸、安装位置和水动力性能等。

规定升沉静特征数 φ_3 的方向上升为正, 下沉为负; 规定纵摇静特征数 φ_5 首倾为正值, 尾倾为负值。计算过程中所用到的数学符号及其表示的含义如下: φ_{3s} 为水翼相对于船体产生的升沉静特征数, m ; φ_{5s} 为水翼相对于船体产生的纵摇静特征数, ($^\circ$)。

3.2 水翼静特征数计算分析

前面已经计算出了高速双体船首底部加装水翼后不同攻角水翼相对于船体产生的垂向力和纵倾力矩, 根据式(3)和式(4)计算出水翼的升沉静特征数和纵摇静特征数, 可以得出其随水翼攻角改变的变化曲线, 如图 16 和图 17 所示。从图中可以看出, 水翼的升沉静特征数(绝对值)随着水翼攻角(绝对值)的增加而增大, 水翼攻角从 0° 逐渐变为 -20° 时, 可使高速双体船船体下沉且最大下沉 1.11 m, 水翼攻角从 0° 逐渐变为 20° 时, 可使高速双体船船体抬升且最大抬升 0.97 m; 水翼的纵摇静特征数(绝对值)随着水翼攻角(绝对值)的增加而增大, 水翼攻角从 0° 逐渐变为 -20° 时, 高速双体船船体逐渐埋首且埋首最大角度为 4.94° , 水翼攻角从 0° 逐渐变为 20° 时, 高速双体船船体逐渐抬首且抬首最大角度为 3.73° 。可以表明水翼对高速双体船升沉与纵摇的控制能力随着水翼攻角(绝对值)的增大而增大。

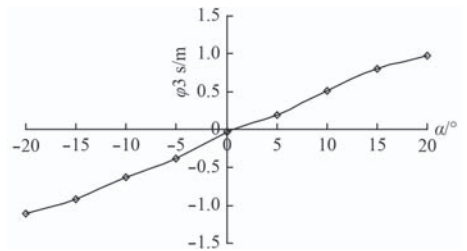


图 16 水翼的升沉静特征数

Fig. 16 Heave static characteristic number of hydrofoil

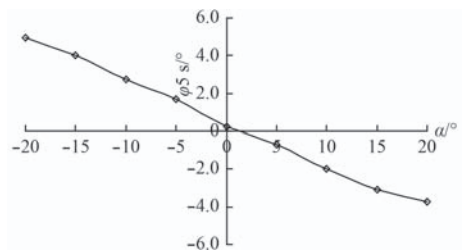


图 17 水翼的纵摇静特征数

Fig. 17 Pitching static characteristic number of hydrofoil

4 结 语

本文目的为开展静水状态下水翼和高速双体船纵向水动力的 Fluent 数值模拟研究, 基于水翼对高速双体船的纵向减摇能力, 在水翼的攻角、尺寸、安装方
(下转第 43 页)

基于 Fluent 的 E799A 空泡性能数值 计算网格对比

袁鹏, 熊鹰, 蒲汲君

(海军工程大学舰船与海洋学院, 湖北武汉 430033)

摘要: 本文以 E799A 螺旋桨为研究对象, 基于 Fluent 数值计算软件, 采用结构网格和非结构网格共 3 套计算网格对其空泡性能进行计算。首先对 $J=0.71$ 时全湿模态和空泡数为 1.515 下的推进系数与试验值进行对比, 验证计算的准确性。然后选取了桨叶不同半径处的表面压力进行对比, 与空泡图符合良好。通过对比气体体积分数分布图与试验空泡图, 本文认为结构网格受网格质量影响较大, 而非结构网格对于片空泡的模拟比较准确。而桨盘面处水流速度的轴向变化比较图, 显示结构网格对于梢涡处流场的捕捉好于非结构网格, 从侧面反映了结构网格更利于捕捉梢涡空泡。本文采用 Fluent 对 E799A 空泡性能计算进行初步探讨, 对今后的研究工作有一定的借鉴意义。

关键词: E799A; 空泡性能; 网格; 表面压力

中图分类号: U661.3 **文献标识码:** A

文章编号: 1672 - 7649(2019)04 - 0030 - 04 **doi:** 10.3404/j.issn.1672 - 7649.2019.04.006

Mesh comparison on E799A cavitation performance based on Fluent

XI Peng, XIONG Ying, PU Ji-jun

(Ship and Ocean Academy, Naval University of Engineering, Wuhan 430033, China)

Abstract: The paper took E799A as study model and carried research on its cavitation performance with three different meshes based on Fluent. Comparison of thrust coefficient with experimental result verifies the accuracy of the simulation. Then blade surface pressure at different radius were contrasted. Comparison on cavitation of simulated result and experiment result shows that result of unstructured mesh matches the experiment result well while result of structured mesh depends more on mesh quality. Axial transformation of water velocity at propeller plane shows that structured mesh performs better at simulating tip vortex field than unstructured mesh, which indicates to some degree that structured mesh shall catch tip vortex cavitation well. The paper took research into cavitation performance of E799A with different meshes by Fluent, which is of much significance for future work.

Key words: E799A; cavitation performance; mesh; surface pressure

0 引言

螺旋桨空泡性能是评价螺旋桨性能的重要指标之一。片空泡作为一种主要的空泡形式, 其生成、脱落、溃灭等现象对螺旋桨水动力、振动、噪声等有重要影响。近年来随着计算流体力学的快速发展, 通过数值模拟方法研究螺旋桨空泡现象得到广泛使用, 并在工程应用中得到认可。

Salvatore^[1] 基于 RANS 和 DES 比较了均匀流和非均匀流下, 有空泡和无空泡时螺旋桨的水动力性能, 以及空泡面积。Morgut^[2] 分别用 CFD 中 3 种空泡模型

Zwart 模型、全空泡模型 (FCM)、Kunz 模型对螺旋桨空泡形态进行预报, 结果显示, 在不考虑网格划分等其他因素下, 3 种预报结果接近, 空泡面积都比试验结果要大一些。国内应用 CFD 预报螺旋桨空泡技术也不断开展。刘登成^[3] 采用 CFD 对螺旋桨进行空泡预报, 所采用空泡模型为全空泡模型, 预报出的片空泡形态与文献结果及公开发表的试验结果相一致。温亮军等^[4] 分析了螺旋桨侧斜、纵倾分布以及叶剖面等设计参数对空泡性能的影响, 为空泡螺旋桨的优化设计提供了基础。刘亚非等^[5] 以典型槽道式侧推调距螺旋

桨及其附体为对象, 采用数值模拟的方法对其空泡形态和槽道脉动压力进行研究, 分别计算了不同来流速度、不同推力大小及不同推力方向下桨叶附近的空泡形态和槽道内壁的脉动压力。蒲汲君等^[6]采用 LES 湍流模型对 E799A 螺旋桨在全湿和一定空泡数下的水动力系数, 以及不同工况下的空泡生成情况进行数值模拟研究, 研究了来流速度和模型尺度的变化对螺旋桨片空泡产生的影响。

在商用软件 Fluent 中, 螺旋桨空化数值研究可以采取非结构网格和结构网格 2 种。结构网格可以更加精细模拟梢涡空化的产生, 然而, 其质量对计算结果影响较大。作者在实际工作中发现在对某些大侧斜大螺距螺旋桨进行结构网格划分时, 由于桨叶形状复杂、曲率变化大, 网格质量并不高。鉴于此, 本文将以 E799A 螺旋桨为研究对象, 对结构网格、非结构网格在空化模拟中的表现进行对比研究, 以期今后的空化研究奠定基础。

1 数学模型

1.1 控制方程

目前, 对于 N-S 方程的统计平均方法以及补充反映湍流特性的其他方程, 如湍动能方程和湍流耗散率方程, 是目前的基本方法。

连续性方程是质量守恒定律在流体运动中的具体表现形式, 流体连续性方程为:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0,$$

雷诺平均 N-S 方程为:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu_0 \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \right] + \frac{\partial}{\partial x_j}(-\overline{\rho u'_i u'_j}) + \rho f_i。$$

式中的变量都是时历平均值。其中: ρ 为流体密度; p 为静压; f_i 为单位质量的质量力; u_i, u_j 为速度分量; $-\overline{\rho u'_i u'_j}$ 为代表湍流效应的雷诺应力项。

为了求解 N-S 方程中增加的雷诺应力, 需要额外增加方程, 以使雷诺应力中的脉动值与时均值联系起来, 使方程组封闭, 即湍流模型。本文采用的湍流模型为 Standard $k-\omega$ 湍流模型。

1.2 空泡模型

通过假设系统内所有气泡具有相同的尺寸, Zwart 等提出使用气泡密度 (n) 来计算整个单位体积内汽液相间质量传输率 (R), 单个气泡的质量传输率为:

$$R = n \times \left(4\pi R_B^2 \rho_v \frac{DR_B}{Dt} \right),$$

代入 n 的值, 可以得到净质量传输的表达式:

$$R = \frac{3\alpha \rho_v}{R_B} \sqrt{\frac{2}{3} \frac{P_B - P}{\rho_l}}。$$

由上式可见, 单位体积内的质量传输率仅仅与气相密度 (ρ_v) 有关, 在该模型中, R 与液相以及混合密度有关, 最终的空泡模型为:

$$\text{当 } P \leq P_v, R_e = F_{\text{vap}} \frac{3\alpha_{\text{nuc}}(1-\alpha_v)\rho_v}{R_B} \sqrt{\frac{2}{3} \frac{P_B - P}{\rho_l}},$$

$$\text{当 } P > P_v, R_c = F_{\text{cond}} \frac{3\alpha_v \alpha_v \rho_v}{R_B} \sqrt{\frac{2}{3} \frac{P_B - P}{\rho_l}}。$$

式中: 气核半径 $R_b = 10^{-6}$ m; 气核体积分数 $\alpha_{\text{nuc}} = 5 \times 10^{-4}$; 汽化系数 F_{vap} 和凝结系数 F_{cond} 分别为 100 和 0.01。

2 研究对象及网格划分

本文选用 4 叶侧斜螺旋桨 E779A 为研究对象。国外已经对该桨模做了大量相关的实验研究和数值模拟, 其实验数据真实可靠, 具有较好的参考价值。E799A 螺旋桨模型直径为 227.27 mm, 螺距比为 1.1, 详细参数见文献 [7]。

选用 MRF 方法^[8]进行螺旋桨空泡性能计算。计算域入口距桨盘面 $2D$, 出口距桨盘面 $5D$, 外域直径为 $3D$, 如图 1 所示。计算外域选用结构网格进行划分, 计算内域分别采用结构网格和非结构网格 2 种方法进行划分, 其中结构网格 1 套和非结构网格 2 套, 共 3 套网格。网格基本参数如表 1 所示, 桨叶网格如图 2 所示。

在计算中, 螺旋桨转速 n 固定为 11.8 r/s, 通过调节来流速度改变进速系数 J 。根据螺旋桨空化数的定义 $\sigma_n = (p_0 - p_v) / (0.5 \rho n^2 d^2)$, 通过调节远场参考压力 p_0 来

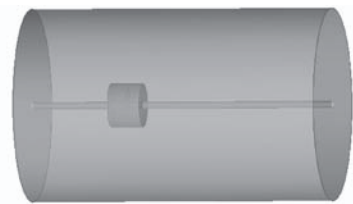


图 1 螺旋桨敞水计算域

Fig. 1 Computational field of the propeller

表 1 网格基本参数

Tab. 1 Parameters of mesh

编号	内域网格类型	内域网格数量/万	桨叶网格最大值/mm	桨叶第1层网格值/mm
1	结构网格	529		0.6
2	非结构网格	433	1	
3	非结构网格	713	0.8	



图 2 螺旋桨表面网格划分

Fig. 2 Grid on the propeller blade

控制空化数 σ_n 的大小, 参考压力即为出口边界处压力。二相流模型选用适合空泡计算的 Mixture 模型, 计算采用 Simple 算法。其中动量方程和耗散项都采用 2 阶迎风格式。压力项采用 Standard 模式, 使用旋转坐标系的方法处理螺旋桨旋转内域。时间步长设置为 0.000 707 s。空泡模型使用 Zwart 模型, 设置参数为默认参数。

3 结果分析

本文首先对 3 种网格在 $J=0.71$ 时全湿模态和空泡数为 1.515 两种状态下的推力系数进行计算比较, 如表 2 所示。结果显示, 在全湿模态下, 3 种网格的计算误差都在 3% 以内, 说明了网格的可靠性和计算设置的准确性。在空泡数为 1.515 时, 3 种网格的计算误差都有明显增大, 说明空泡的产生对于计算精度产生了较大影响。

采用 3 种网格对 $J=0.71, \sigma_n=1.515$ 和 $J=0.77, \sigma_n=1.783$ 两种工况下的螺旋桨空泡性能进行计算分析。

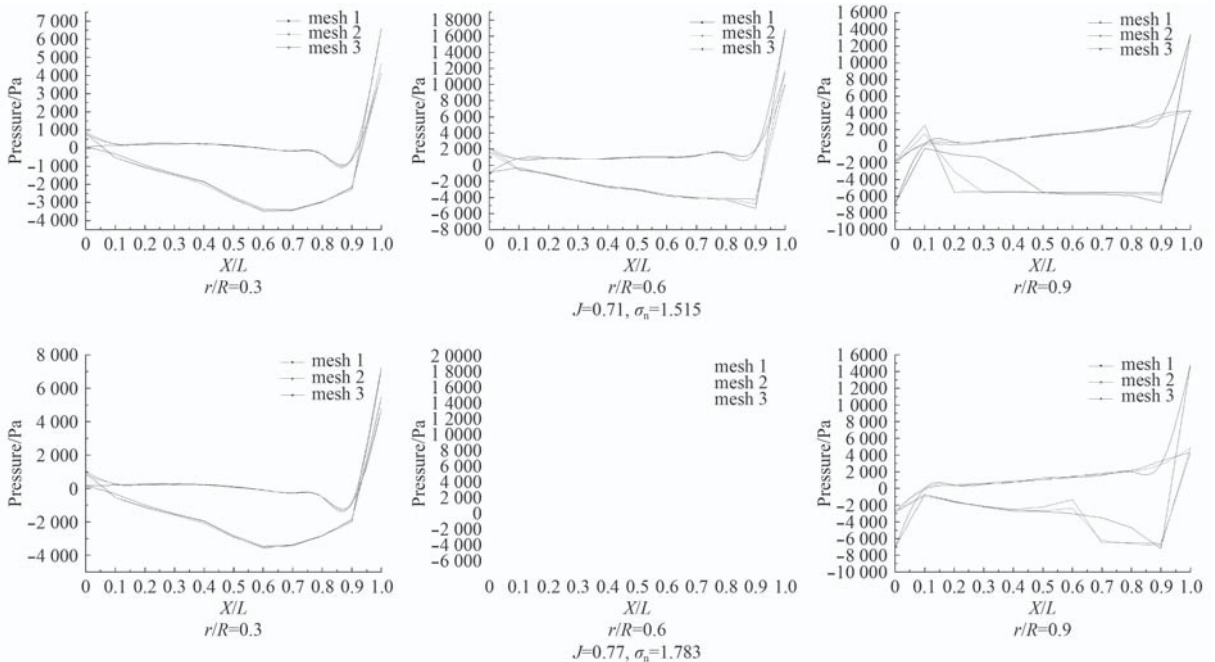


图 3 不同半径处桨叶表面压力对比图

Fig. 3 Comparison of surface pressure at different ritches

表 2 敞水因子对比

Tab. 2 Comparison of open water factor

编号	全湿模态		$\sigma_n=1.515$	
	KT	error/%	KT	error/%
1	0.237 1	-0.40	0.233 9	-8.29
2	0.243 7	2.39	0.241 7	-5.23
3	0.241 3	1.40	0.241 7	-5.23
试验值	0.238		0.255	

2 种工况对应的参考压力 p_0 分别为 8 969 Pa 和 9 929 Pa。首先对 3 种网格计算得到的螺旋桨 0.3 R, 0.6 R, 0.9 R 半径处的桨叶表面压力进行对比, 如图 3 所示。其中横坐标 $X/L=0$ 表示随边, $X/L=1$ 表示导边。图中显示, 从叶根到叶梢, 桨叶表面最低压力逐渐减小, 说明该浆空泡主要产生于叶梢部位, 叶根处无空泡产生。在 0.9 R 半径处 $J=0.71, \sigma_n=1.515$ 的工况所得到的结果是: 网格 1 计算得到的桨叶最低压力范围为 $X/L=0.5 \sim 0.9$, 网格 2 的范围为 $X/L=0.3 \sim 0.9$, 网格 3 计算得到的桨叶最低压力则涵盖了 $X/L=0.2 \sim 0.9$; $J=0.77, \sigma_n=1.783$ 工况所得到的结果类似。该结果显示所选 2 种非结构网格对于桨叶压力的捕捉好于所选结构网格, 而加密的非结构网格则好于稀疏的非结构网格。

图 4 显示了计算得到的气体体积分数分布图与试验所得空泡分布图的对比, 该分布图与上述桨叶表面最低压力的分布基本一致。通过对比可以看出, 结构网格所得空泡体积相比于试验结果偏小, 2 种非结构网格所得空泡体积基本一致, 与试验结果符合较好。

图 5 为桨盘面处水流速度轴向变化图, 在桨盘面处, 3 种网格计算结果基本一致。从 $X/D=0.044$ 开始时, 结构网格对于叶梢处水流速度的捕捉好于非结构网格, 从侧面可以体现出结构网格对于梢涡空泡的捕捉好于非结构网格。

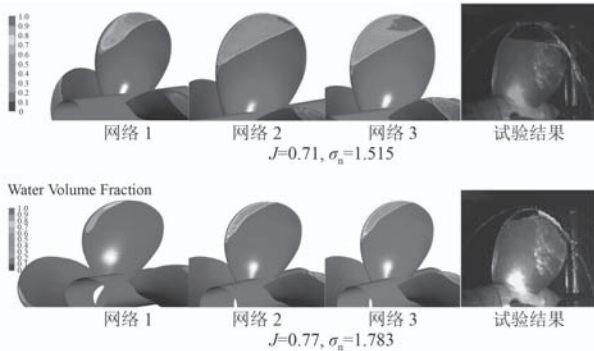


图 4 空泡形态对比

Fig. 4 Comparison of cavitation

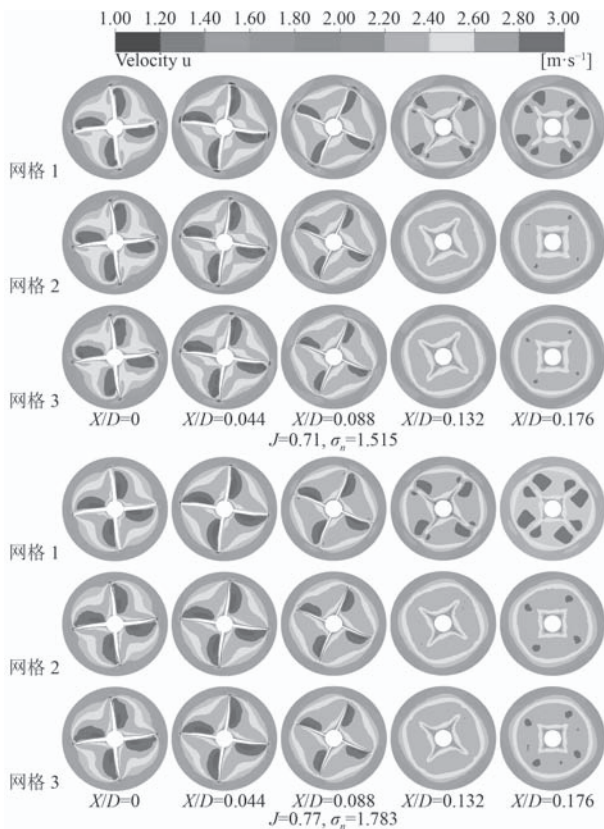


图 5 桨盘面水流速度轴向变化图

Fig. 5 Axial transformation of water velocity at propeller plane

4 结 语

本文以 E799A 为研究对象, 分别采用结构网格和非结构网格计算了其空泡性能。首先对 $J=0.71$ 时空泡和无空泡状态下的推力系数与试验值进行对比, 验证了计算的准确性和网格的可靠性。然后提取了桨叶表面压力, 所示规律与空泡发生位置符合良好。空泡面积的对比显示, 非结构网格对于片空泡的模拟结果与试验结果更加吻合, 而桨盘面水流速度轴向变化图显示结构网格对于叶梢处伴流场的捕捉更好, 从侧面可以体现出结构网格对于梢涡空泡的捕捉好于非结构网格。因此, 在进行螺旋桨片空泡研究时, 尤其是某些大曲率螺旋桨的片空泡研究时, 非结构网格是可靠的选择, 而在进行梢涡空泡研究或者某些需要考虑桨后流场的研究时, 采用结构网格是更好的选择。

本文对 E799A 的空泡性能计算进行了初步探讨, 对今后的研究工作有一定的借鉴意义。

参考文献:

- [1] FRANCESCO Salvatore. Propeller cavitation modelling by CFD -results from the VIRTUE 2008Rome workshop//[C] First International Symposium on Marine Propulsors smp'09, Trondheim, Norway, June 2009.
- [2] MITJA Morgut, ENRICO Nobile. Influence of the mass transfer model on the numerical prediction of the cavitating flow around a marine propeller[C]//Second International Symposium on Marine Propulsors smp'11, Hamburg, Germany, June 2011.
- [3] LIU Deng-cheng. The CFD analysis of propeller sheet cavitation[C]//Nantes France: Proceedings of the 8th International Conference on Hydrodynamics, 2008: 171-176.
- [4] 温亮军. 船舶螺旋桨空泡数值预报及参数影响分析 [D]. 武汉: 中国舰船研究院, 2016.
- [5] 刘亚非. 典型侧推调距螺旋桨空泡形态及激振力研究 [C]//第十四届全国水动力学学术会议暨第二十八届全国水动力学研讨会文集.
- [6] 蒲汲君, 熊鹰. 螺旋桨片空泡尺度效应研究 [J]. 武汉理工大学学报 (交通科学与工程版), 2016, 40(4): 705-708.
- [7] FRANCESCO Salvatore, CLAUDIO Testa, LUCA Greco. A viscous/inviscid coupled formulation for unsteady sheet cavitation modelling of marine propellers[C]// Fifth International Symposium on Cavitation (CAV2003). Osaka: [s.n.], 2003: 1-16.
- [8] 王超, 黄胜, 解学参. 基于 CFD 方法的螺旋桨水动力性能预报 [J]. 海军工程大学学报, 2008, 20(4): 107-112.

船体结构强度评估的线性设计波法研究

夏 风, 黄 东, 滕洪园, 郭建军

(武汉第二船舶设计研究所, 湖北 武汉 430064)

摘 要: 针对不适用规范公式计算船体波浪载荷的特殊船型, 以一艘浮式生产储油船(FPSO)为例, 介绍了一种长期预报设计波法, 使用该设计波法确定了FPSO的波浪载荷长期预报极值和设计波波浪参数。同时, 与规范计算公式及非线性修正后得到的波浪载荷进行比较分析。最后, 利用设计波载荷计算结果, 对该FPSO的船体结构强度进行评估。分析结果表明, 使用长期预报设计波法计算FPSO的波浪载荷具有一定的合理性, 其船体结构强度符合规范要求。

关键词: 波浪载荷; 设计波法; FPSO; 长期预报; 结构强度

中图分类号: U663.2 **文献标识码:** A

文章编号: 1672-7649(2019)04-0034-05 **doi:** 10.3404/j.issn.1672-7649.2019.04.007

Research on linear design wave method of structure strength evaluating of hull

XIA Feng, HUANG Dong, TENG Hong-yuan, GUO Jian-jun

(Wuhan Second Ship Design and Research Institute, Wuhan 430064, China)

Abstract: According to the special ship type cannot be suited for the formula of rules to calculate the wave load of the hull, takes a FPSO for an example, introducing a long term prediction of the design wave method, using the design wave method to determine the extreme long-term prediction for wave load and design wave parameters of the FPSO. Furthermore, a comparative analysis is given to the formula of rules and nonlinear correction of wave loads. Finally, an evaluate is given to the structure strength of the FPSO by using the design wave load result. The analysis results show that the calculation of the wave loads of FPSO by the long-term prediction of the design wave method has a certain of rationality, and the structure strength of the FPSO is satisfied for the rules.

Key words: wave loads; design wave method; FPSO; long-term prediction; structure strength

0 引 言

在当今海洋石油开发中, 浮式生产储油船(FPSO)已成为海上平台开采的油气处理、加工、存储和转运的重要装备之一。由于FPSO长期系泊于特定海域, 海洋环境十分恶劣。因此, 必须在设计阶段对其可能遭受的极限载荷进行计算, 使船体具有足够的强度储备, 以保证FPSO全寿命期内正常安全的运营。波浪载荷是评估船体结构安全性的关键性载荷, 在海洋平台结构设计中, 正确地预报其波浪设计载荷对平台的安全运营至关重要。

对于海洋平台结构的波浪设计载荷与强度分析, 根据其结构类型不同与考虑计算工作量等因素, 方法上有所变化和选择, 大体上可分为确定性的设计波

法、随机性设计波法以及长期预报设计波法, 长期预报设计波法由于考虑了多种因素的变化, 成为船级社船体结构强度校核应用较多的波浪载荷直接计算方法, 本文采用长期预报设计波方法针对某型FPSO的波浪载荷进行计算, 为同类型船舶的波浪载荷计算提供参考, 并作为船体结构强度有限元分析的设计输入, 进行船体结构强度校核以及后续的结构优化设计工作。

1 设计波参数确定方法

1.1 载荷控制参数

由于不同波浪环境下船体结构出现高应力的部位不同, 一般选取多个设计波来校核全船的结构应力水

平。一般采用主要控制参数来确定对船体不同结构部位的最不利波浪, 针对所有主要控制参数对应的每个设计波进行船体结构强度校核, 最终确定船体结构设计是否满足船级社结构规范的强度要求。不同船级社对于设计波的载荷控制参数的选取不同, 根据船型不同, 设计波控制参数的选取也不同。结合目标船的功能特点和结构特点, 参考《海上浮式装置入级规范(2014 版)》^[1]的相关要求, 选取目标船的船中波浪弯矩以及最大剖面垂向剪力作为主要控制载荷进行设计波计算。

1.2 波浪载荷传递函数(RAO)计算

波浪载荷传递函数指的是船舶在单位波幅规则波中的各控制载荷参数的响应(如加速度, 水动压力, 剖面载荷等)对应波浪频率的传递函数^[2], 可用三维波浪载荷计算程序得到。

在计算中, 浪向角的范围一般选取 $0 \sim 330^\circ$ 以 30° 为步长递增, 波浪频率选取 $0.1 \sim 2.0 \text{ rad/s}$ 以 0.1 rad/s 为间隔。

1.3 长期预报

为了估算极值波浪载荷, 先计算该载荷振幅的长期分布, 然后按照超越概率确定其极值^[3]。

对一般的海洋结构物的响应振幅, 其长期分布的超越概率 $P(X > x)$, 可表示为:

$$P(X > x) = \frac{\sum_i \sum_j \sum_k \sum_l N_* p_i p_j p_k p_l P_*(X > x)}{\sum_i \sum_j \sum_k \sum_l N_* p_i p_j p_k p_l}$$

式中: $P_*(X > x)$ 为短期响应振幅的超越概率; N_* 为在每秒钟内短期响应振幅的平均出现次数, 例如可取 $N_* = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{(m_2)_*}{(m_0)_*}}$; $(m_0)_*$ 为短期响应谱的零阶矩; $(m_2)_*$ 为短期响应谱的二阶矩; p_i 为各种海情(有效波高)的加权因子; p_j 为在给定有效波高下, 选用的海浪谱变化时的加权因子, 如采用双参数海浪谱, 则可令 $p_i p_j = p_{ij}$, p_{ij} 为有效波高 H_i 与周期 T_j 的联合出现率; p_k 为工程系统遭遇波向角变化时的加权因子; p_l 为在上述各因素给定下, 工程系统的其他因素(航速、吃水)变化时的加权因子。

在响应谱是窄谱情况下, 响应振幅的短期分布是雷利分布^[4], 其超越概率

$$P_*(X > x) = \exp\left\{-\frac{x^2}{2(m_0)_*}\right\}$$

在工程系统的设计重现期 T 小时中, 上述响应振幅的总出现次数为:

$$N = \left\{ \sum_i \sum_j \sum_k \sum_l N_* p_i p_j p_k p_l \right\} \times T \times 3600 / \left\{ \sum_i \sum_j \sum_k \sum_l p_i p_j p_k p_l \right\},$$

于是设计载荷极值 $\hat{x}(N)$ 可按下式确定:

$$\frac{1}{P(X > \hat{x}(N))} = N.$$

1.4 设计波参数确定

分析控制参数的幅频响应计算结果, 并在浪向和频率范围内进行搜索, 获得幅频响应最大时对应的浪向、频率及初相位, 便为由该控制载荷参数出发得到的设计波参数^[5](浪向、频率及初相位)。

通过波浪载荷计算程序得到对应于一定超越概率的控制载荷参数长期值 R_L , 通过搜索可获得幅频响应传递函数最大值 R_M , 于是对应的设计波的波幅为 $\zeta = \frac{R_L}{R_M}$ 。

2 计算结果与分析

2.1 目标船体与计算条件

针对工作海域为渤海海域的某 FPSO 进行波浪载荷分析, 设计海况选取为工作海域百年一遇下的自存工况, 目标船的主要参数如表 1 所示。

表 1 目标船的主要参数

Tab. 1 Major parameter of the target ship

船长 L/m	型宽 B/m	设计吃水 T/m	方形系数 C_b
106	28	9	0.92

应用 COMPASS-WALCS 软件计算目标船船体运动响应和波浪载荷, 目标船的水动力模型如图 1 所示。

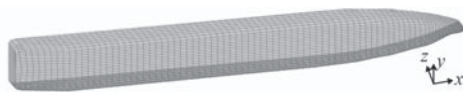


图 1 目标船水动力模型

Fig. 1 Hydrodynamic model of the target ship

2.2 计算结果

2.2.1 载荷响应 RAO

为了节省计算时间, 考虑到船舶运动的对称性, 计算中, 选取浪向角为 $0^\circ, 30^\circ, 60^\circ, 90^\circ, 120^\circ, 150^\circ$ 和 180° 下的船中垂向波浪弯矩和最大剖面垂向剪力响应 RAO 进行分析, 计算结果分别如图 2 和图 3 所示。

2.2.2 长期预报结果

在计算中, 波浪载荷长期预报的计算统计参数选取分别如下:

- 1) 波浪谱选取为 Jonswap 谱;
- 2) 波浪形式考虑短峰波的影响;

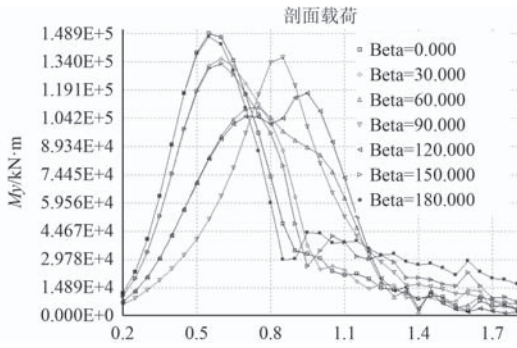


图 2 船中垂向波浪弯矩 RAO

Fig. 2 Vertical wave moment RAO

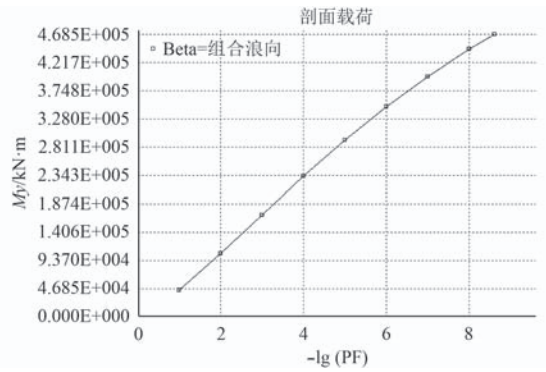


图 5 最大剖面垂向剪力长期预报极值

Fig. 5 Long-term forecast extreme value of maximum profile vertical shear force

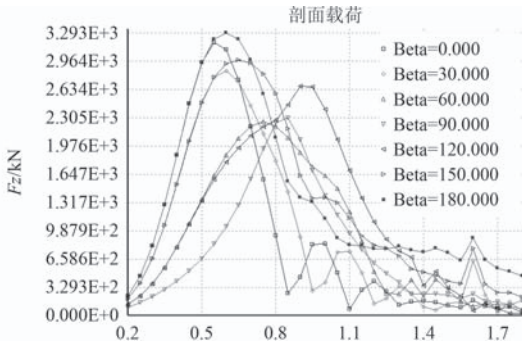


图 3 最大剖面垂向剪力 RAO

Fig. 3 Maximum profile vertical shear force RAO

表 2 设计波浪参数

Tab. 2 Parameters of the design wave

控制参数	浪向角/(°)	频率	波高/m
船舳垂向波浪弯矩	0	0.55	6.29
最大剖面垂向剪力	180	0.60	6.01

面静压力、波动压力、运动瞬时加速度等)，进而进行船体结构强度评估。

2.2.4 规范计算结果

根据《钢质海船入级规范（2015 版）》的公式对目标船的船中垂向波浪弯矩和最大剖面垂向剪力进行计算，计算结果如表 3 所示。

表 3 目标船波浪载荷计算对比

Tab. 3 A comparison about the wave load calculation of target ship

波浪载荷	线性设计	规范	直接计算
	波法	计算法	修正值
中拱船舳垂向波浪弯矩/kN·m	4.69E+5	4.43E+5	4.65E+5
中垂船中垂向波浪弯矩/kN·m	4.69E+5	4.50E+5	4.72E+5
中拱最大剖面垂向剪力/kN	9 897	5 253	9 030
中垂最大剖面垂向剪力/kN	9 897	5 341	9 181

2.3 波浪载荷计算结果分析

中国船级社（CCS）在《钢质海船入级规范（2015 版）》当中规定了使用设计波进行波浪载荷的直接计算方法，并且规定通过线性波浪理论得到的波浪弯矩和波浪剪力应按相关要求进行非线性修正，其中波浪弯矩非线性修正系数如下：

$$f_{nt-h} = \frac{190C_b}{95C_b + 55(C_b + 0.7)},$$

$$f_{nt-s} = \frac{110(C_b + 0.7)}{95C_b + 55(C_b + 0.7)}.$$

- 3) 扩散函数为 $\frac{2}{\pi} \cos^2 \theta$;
 - 4) 海浪散布图为渤海海域波浪散布图;
 - 5) 超越概率为重现期百年一遇海况下的超越概率。
- 计算得到的船中垂向波浪弯矩长期预报极值如图 4 所示，最大剖面垂向剪力长期预报极值如图 5 所示。

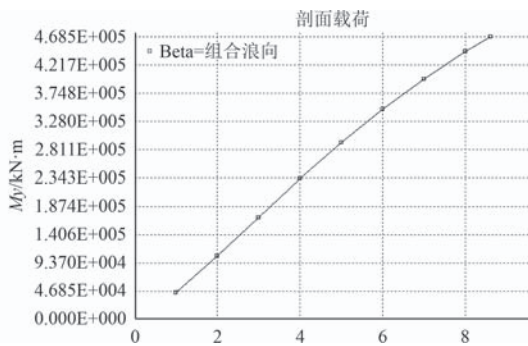


图 4 船中垂向波浪弯矩长期预报极值

Fig. 4 Long-term forecast extreme value of vertical wave bending moment

2.2.3 设计波结果

通过目标船的波浪载荷 RAO 及载荷极值计算得到的设计波浪参数如表 2 所示。

确定了各控制参数的设计波浪参数后，就可采用波浪载荷计算程序得到设计波载荷（包括船体湿表

考虑非线性修正后剪力沿船长的分布系数分别按 MERGEFORMAT 图 6 和图 7 进行计算。

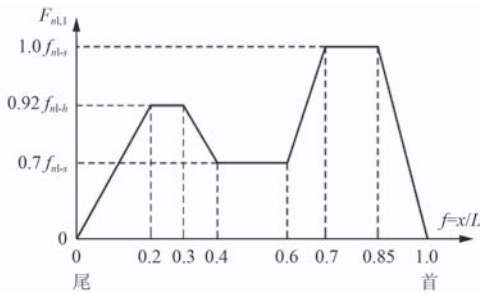


图 6 系数 f_{nh-1} 沿船长分布

Fig. 6 The coefficient f_{nh-1} distributed along the length of the ship

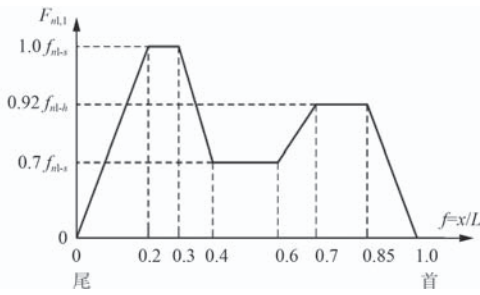


图 7 系数 f_{nh-1} 沿船长分布

Fig. 7 The coefficient f_{nh-1} distributed along the length of the ship

图中, f_{nl-h} , f_{nl-s} 分别为中拱波浪弯矩和中垂波浪弯矩的非线性修正系数; f_{nh-1} , f_{nl-2} 分别为中拱波浪剪力和中垂波浪剪力考虑非线性修正后沿船长的分布系数。

长期预报设计波法计算的船中垂向波浪弯矩、最大剖面垂向剪力与 CCS 规范计算的波浪弯矩、波浪剪力计算结果对比见表 3。

3 船体结构强度评估

3.1 模型建立

使用 MSC.Patran 软件建立了 FPSO 全船有限元模型如图 8 所示。模型采用右手坐标系, 坐标原点位于 FR0 尾垂线与基线交点处, X 轴指向船首为正, Y 轴指向左舷为正, Z 轴向上为正。模型中使用了板单元和

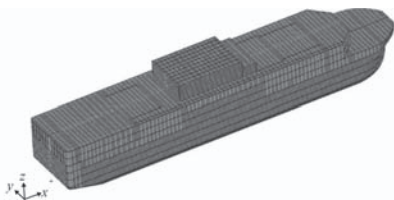


图 8 全船有限元模型

Fig. 8 The finite element model of whole ship

梁单元, 网格按照纵骨间距和肋距进行划分。

3.2 计算载荷施加

船体结构强度评估的设计载荷包括静载荷与动载荷。其中静载荷包括重力载荷 (船舶自重)、舷外静水压力及液舱静压力, 动载荷包括舷外水动压力、液舱动压力及全船惯性载荷。通过编写 PCL 程序将设计波下的舷外水压力 (包括静水压力与波浪动压力, 如图 9 和图 10 所示) 及液舱压力 (包括液舱静压力与液舱动压力) 计算结果以压力场的形式施加在 patran 模型中, 重力载荷与全船惯性载荷则以加速度场的形式施加于模型上。



图 9 舷外静水压力云图

Fig. 9 The hydrostatic pressure cloud picture of outshell



图 10 舷外波动压力云图

Fig. 10 The dynamic pressure cloud picture of outshell

3.3 边界条件

根据 CCS《海上浮式装置入级规范 (2014 版)》的相关要求, 采用惯性释放的方法实现全船的准静态强度的分析。惯性释放的原理即相当于在整船的重心位置处施加一个“虚支座”, 用来平衡整个系统的不平衡力, 该方法的应用前提是惯性释放之前整个系统应达到近似的平衡状态, 其整体不平衡力应满足: 在迎浪状态下, 不超过对应排水量的 1%; 横浪及斜浪状态, 不超过对应排水量的 2%。

3.4 评估结果

通过有限元软件 MSC.Nastran 的计算, 经过后处理得到设计波载荷作用下的极限工况 (各设计波载荷工况的包络) 整船应力云图如图 11 所示。

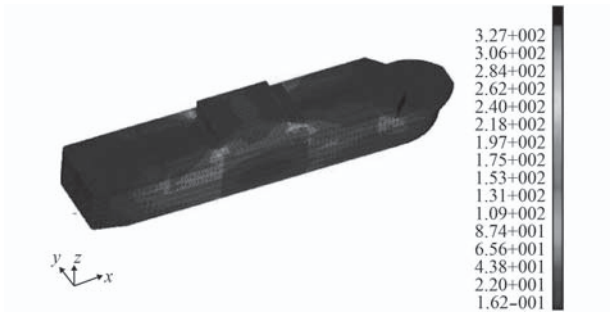


图 11 极限工况下整船应力云图

Fig. 11 The stress cloud picture of whole ship under extreme condition

排除应力集中及网格形状不佳的单元应力, 提取主要构件局部最大相当应力结果如表 4 所示。

表 4 主要构件应力结果

Tab. 4 The stress results of main component

构件	最大相当应力/MPa	许用应力/MPa	应力比
上甲板	237	220/K	0.78
内底板	194	220/K	0.64
纵舱壁	158	175/K	0.65
横舱壁	139	175/K	0.57
内壳板	143	175/K	0.59
底肋板	106	175/K	0.44
底纵桁	125	235/K	0.38

注: K 为材料换算系数, 目标船取为0.72。

4 结 语

本文使用线性设计波法, 对某 FPSO 进行波浪载荷计算, 得到其等效设计波波浪参数。同时, 根据其

设计波载荷进行了该 FPSO 的船体结构强度分析。分析结果表明:

1) 用线性设计波法计算的波浪载荷比规范计算法得到的波浪载荷稍大, 这是因为规范中波浪载荷的计算公式适用于 $L < 500$ m, $L/B > 5$, $B/D < 2.5$, $C_b \geq 0.6$ 的常规船型, 而目标船 $L/B = 3.78$ 超出了规范计算公式的使用要求, 需要采用直接算法计算其波浪载荷, 采用线性设计波法计算的目标船波浪载荷更为保守。

2) CCS《钢质海船入级规范(2015)》中给出了对于线性设计波法直接计算波浪载荷的非线性修正公式, 波浪载荷非线性修正结果与线性设计波直接计算结果相差不大, 用线性设计波法能较好的预报目标船这类方形系数较大、非线性效应不显著的船型。

3) 由船体结构强度评估结果可以看出, 在不考虑应力集中的情况下, 极限工况下的船体主要构件的应力水平满足规范对总纵强度的要求。

参考文献:

- [1] 中国船级社. 海上浮式装置入级规范 [S]. 北京: 人民交通出版社, 2014.
- [2] 中国船级社. 钢质海船入级规范 [S]. 北京: 人民交通出版社, 2015.
- [3] 方钟圣. 西北太平洋波浪统计集 [M]. 北京: 国防工业出版社, 1996.
- [4] 戴仰山, 沈进威. 船舶波浪载荷 [M]. 北京: 国防工业出版社, 2007.
- [5] 张朝阳, 刘俊, 白艳彬. 深水半潜平台波浪载荷计算的设计波方法研究 [J]. 中国海洋平台, 2012, 27(5): 34-40.

离心风机管道中三维精细速度场的数值预报与验证

李亚¹, 许影博¹, 张楠²

(1. 中国船舶科学研究中心 船舶振动噪声重点实验室, 江苏无锡 214082;

2. 水动力学重点实验室, 江苏无锡 214082)

摘要: 离心风机在某转速运行时, 进风口、出风口均与大气直接相通, 本文用自由入口、自由出口作为计算时的边界条件以模拟实际情况; 根据风机几何拓扑特征, 划分高质量的结构化网格; 数值计算时, 外域静止、包含叶轮的內域以离心风机实际转速旋转, 以交界面进行数据传递, 湍流模型采用 RNG $k-\epsilon$, 计算得到的管道中流速与测量结果十分吻合。预报方法可用于复杂风管设计、风机选型等。

关键词: 离心风机; 结构化网格; 数值模拟; 风速

中图分类号: TH432 **文献标识码:** A

文章编号: 1672-7649(2019)04-0039-06 **doi:** 10.3404/j.issn.1672-7649.2019.04.008

The prediction of the 3D fine velocity field in the pipe of centrifugal fan and the validation

LI Ya¹, XU Ying-bo¹, ZHANG Nan²

(1. China Ship Scientific Research Center, National Key Laboratory on Ship Vibration and Noise, Wuxi 214082, China;

2. National Key Laboratory of Hydrodynamics, Wuxi 214082, China)

Abstract: When centrifugal fan working at some resolution, the inlet and the vent is connected with atmosphere. Therefor the inlet and outlet is set as pressure free to simulate the real condition. Firstly, the structured grid is meshed according to the topology of the fan. When calculating, the external domain is set as static and internal domain is set as rotating at the realistic resolution; the interface is used to transfer data; RNG $k-\epsilon$ is adopted as the turbulence mode. By using commercial software, the velocity in the pipe is calculated and it pretty fit with the measured result. The prediction method can be used for complicated pipe design and centrifugal fan selection.

Key words: centrifugal fan; structured grid; numerical simulation; wind velocity

0 引言

风机是一种量大面广的通用机械设备, 几乎所有行业均有使用, 其中离心风机更是占风机市场总量的50%左右^[1]。离心风机的风速一般与转速和叶片出口角有关^[2], 在使用时一般需要安装管道, 风管的压力损失有沿程压力损失和局部压力损失, 可以用工程方法估算^[2], 根据损失就可以选择风机与电机, 以满足风速要求。随着数值模拟技术的发展, 管道中的风速可以通过数值计算得到。

在数值计算方面, 除了网格质量之外, 边界条件对计算准确性有较大影响。对于不可压缩流体, 入口或出口边界条件一般可以设置速度入口或速度出口边界, 压力入口或压力出口边界, 进风口或通风口边界

条件, 其中比较常见的是速度入口、自由出口, 如在车载高效离心风机内部流动的数值模拟^[3]、离心风机整机三维数值仿真方法^[4]中使用了这种边界条件, 另外在与风机类似的离心泵激励力模拟时^[5]也使用了这种边界条件。对于压力入口、压力出口, 在轴流风机流场模拟^[6]中, 采用了这种边界条件, 但无试验结果验证。在离心风机流场数值模拟研究^[7], 在验证时是用计算出来的全压与风机性能试验测得的结果进入验证, 没有进行速度验证。

如果风机安装的管道比较复杂, 用工程方法难以估算准确风速, 管中速度低则无法满足要求, 速度高又须减少转速或增加挡风装置, 从而增加能源消耗。在风机实际运行中, 只有一个转速参量, 还有自由出

入口，由这些条件采用数值计算理应得到精确的出口速度。本文采用一种专业的前处理软件 ICEM CFD 对离心风机全域绘制了质量较高的结构化网格离心风机，采用 Fluent 进行计算，并与测量结果进行了比较。

1 计算对象与网格划分

计算对象为一离心式通风机，如图 1 所示。风机重约 117 kg，高约 1.25 m。风机型号为 4-72-5A，电机为三相异步电机，电压 380 V，功率 2.2 kW，电流 3.43 A。

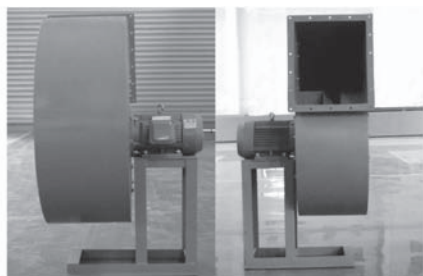


图 1 离心式风机
Fig. 1 The centrifugal fan

首先测量风机的几何尺寸，对于叶片采用便携式节能推进装置三维激光扫描仪，最终在 UG 软件中生成叶片，叶片最大直径为 503 mm，如图 2 所示。

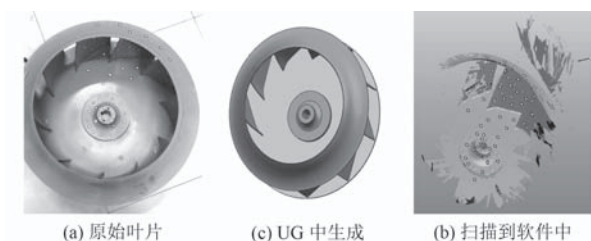


图 2 叶片绘制过程
Fig. 2 The process of fan drawing

对于蜗壳等其他部分采用钢尺、游标卡尺等进行测量，最终包含管道的整个模型如图 3 所示。进口长约 12.3 m，出口长约 11.6 m，出口管道直径为 267 mm，进口管道开始部分为 267 mm，经扩张段后为 300 mm。

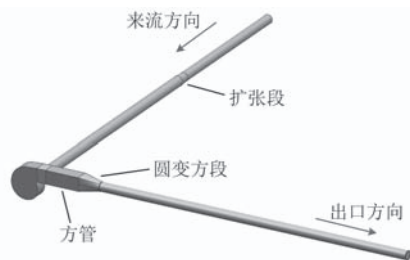


图 3 整体模型示意图
Fig. 3 Sketch of the whole model

1.1 网格划分

数值计算中采用多参考系模型 (multiple reference frame model, MRF) 模拟风机叶片旋转运动，具体实施方法：风机叶片所在区域划分出一个小圆柱体区域，如图 4 所示，交界面有阶梯。小圆柱体内包含叶片，此区域作为转动部分，其他区域作为外域，为静止部分，静止部分和转动部分设置交界面 (interface) 进行数据交换，以此来保证各物理量守恒。

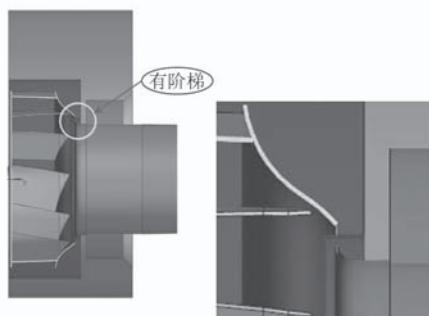


图 4 交界面划分示意图 (右侧为局部放大图)
Fig. 4 The sketch of interface splitting (the right part is enlarged view)

由于风机内部流场复杂 (气体由叶片甩出、进风管与出风管垂直)，而且体积较大，因此对网格质量要求较高，另外网格数量应尽可能少一些，因此所有网格均采用结构化网格绘制，均在 ICEM 中划分完成。叶片是 10 叶，在划分时，先在 UG 中剖分行 1/10 部分，然后再划分网格，由于叶片和前盘是扭曲的，在绘制时需要添加辅助线，进行线的关联，最终旋转生成总体的网格，划分过程如图 5 所示。

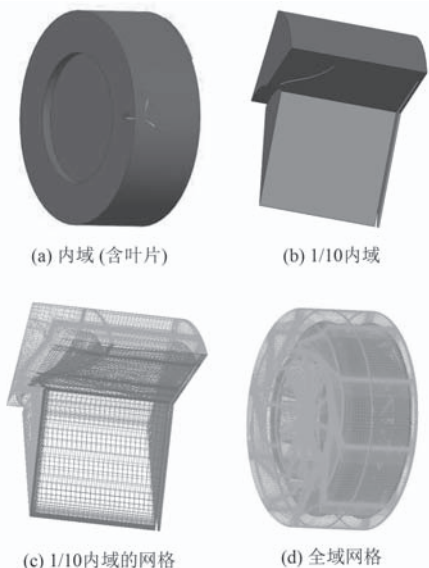


图 5 风机网格的划分
Fig. 5 The generation of the fan's grid

由于风机出口部分是圆段,而之前是方段,这样静止区域的网格由蜗壳部分和出口部分2部分组成。其中蜗壳部分需要有如图6所示的拓扑结构(箭头表示线的关联),才能得到高质量的网格。图7和图8分别为蜗壳网格和出口段网格。

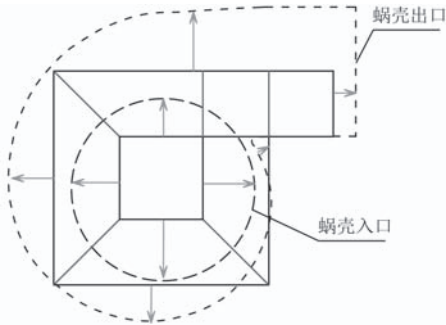


图6 蜗壳部分的拓扑结构

Fig. 6 The topology structure of volute



图7 蜗壳部分(含入口与部分出口)网格

Fig. 7 The grid of the volute (including the inlet and part of the vent)



图8 风机出口段网格

Fig. 8 The grid of the vent

网格的蜗壳部分第1层网格设置为0.6 mm,叶片为0.3 mm,出口段也为0.3 mm。在运算稳定后,无因次壁面法向高度 y^+ 为5~35范围内,满足计算要求。

2 离心风机风速数值模拟

2.1 数值模拟方法

由于风机管中速度不高,可当做不可压缩气体处理。求解时采用RNG $k-\varepsilon$ 模型,是由Yakhot及Orzag提出的^[8]。在此模型中,方程和系数是来自解析解, ε 方程改善了模拟高应变流动的能力,其他增加选项用来预测涡流和低雷诺数流动;修正后的粘度项体现小尺度的影响,而使这些小尺度运动有系统地控制方程中去除。它可以更好地处理高应变率及流线弯曲程序较大的流动,相应的方程为^[9]

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho k u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[a_k \mu_{eff} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + \rho \varepsilon, \quad (1)$$

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \varepsilon u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[a_\varepsilon \mu_{eff} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \frac{C_{1\varepsilon}^* \rho \varepsilon}{k} G_k - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k}. \quad (2)$$

其中:

$$\begin{cases} \mu_{eff} = \mu + \mu_t, \\ \mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon}, \\ C_\mu = 0.0845, a_k = a_\varepsilon = 1.39, \\ C_{1\varepsilon}^* = C_{1\varepsilon} - \frac{\eta(1-\eta/\eta_0)}{1+\beta\eta^3}, \\ C_{1\varepsilon} = 1.42 C_{2\varepsilon} = 1.68, \\ \eta = (2E_{ij} \cdot E_{ij})^{1/2} \frac{k}{\varepsilon}, \\ E_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right), \\ \eta_0 = 4.377, \beta = 0.012. \end{cases} \quad (3)$$

模型仍是针对充分发展的湍流有效的,而对近壁区内的流动及 Re 数较低的流动,需用壁面函数法来模拟,本次壁面函数采用的是标准壁面函数。

叶片转速通过蜗壳表面脉动压力的频谱分析后得到,为1470 r/min。整个区域设置为运动参考系(Frame Motion)。自由进口的湍流强度设为2%,湍流粘性比设为2,而出口处由于湍流已经充分发展,所以出口的湍流强度设为5%,湍流粘性比设为5。除了交界面外,其他边界条件均设为壁面条件,即无滑移边界条件。由于网格分为3部分,因此需设置2个交界面,1个是蜗壳与叶片,另外1个是蜗壳与出口段。

在求解时采用求解压力耦合方程的半隐方法,梯度采用基于单元的最小二乘法、动量方程差分采用二阶迎风格式,湍动能、耗散率的差分均采用一阶迎风格式。

2.2 网格收敛性分析

数值计算软件采用Fluent。由于网格数量对数值计算的结果有影响,首先进行网格无关性检查,共使用了5套网格,其中第1套的网格量最大,从表1可以看出,网格数量从低到高变化时计算结果已趋于稳定。在后继的数值计算中采用的是第1套网格。

表1 不同数量网格计算结果

Tab. 1 The result calculated by different nets

序号	变化情况	蜗壳与管道 网格数量	叶片部分 网格数量	出口管道 网格数量	出口流 量kg/s	备注
1		234万	519万	27万	1.42	
2	蜗壳部分 网格变化	175万	519万	27万	1.43	
3		131万	519万	27万	1.49	
4		234万	519万	27万	1.42	同1中 结果
5	叶片部分 网格变化	234万	390万	27万	1.44	
6		234万	293万	27万	1.47	

3 离心风机管中速度数值预报结果与试验验证

3.1 风管中速度的计算

Fluent 中计算 6 000 步后，计算结果就已经收敛。与测量位置相对应在出口管距出口处 6.1 m 处，垂直于气流方向，做一个平面，在这个平面上可以得到速度矢量图，如图 9 所示。

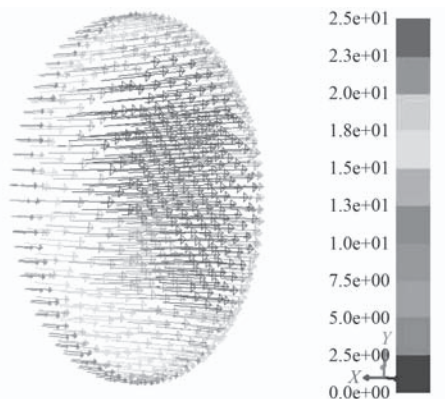


图 9 风机出风管截面处速度矢量图

Fig. 9 The velocity vector at section of the fan outlet pipe

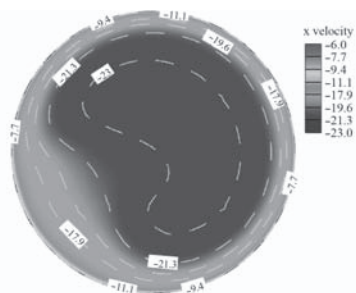
管中速度在 X 、 Y 、 Z 三个方向的分量分别使用 Tecplot 软件（美国 Tecplot 公司的数据分析和可视化处理软件）绘出，如图 10 所示，可以看出 X 方向的速度在管中心区域达到了 22 m/s，远大于 Y 方向与 Z 方向的结果，同时在图 10 (a) 中的左下方，速度稍小，等值线有些向中心凹陷，而图 10 (c) 中同样位置的速度较大，结合图 9 中同样位置的矢量图，可以看出这里的气体速度矢量并不是垂直平面的，气体是扭转喷出的。通过在 Fluent 中提取管道中心的速度，可以得出在这点处的值为 22.9 m/s。

3.2 管中速度测量结果

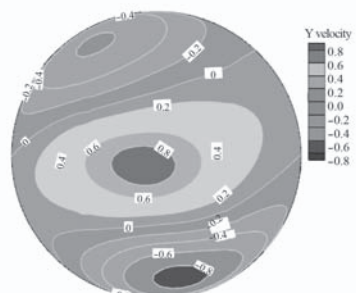
试验现场如图 11 所示，风机的管道较长，部分延伸到墙壁外面。

风管中风速测量采用的是手持式风速计，测量时在壁面钻一小孔，探头位置在风管中间，测量中采用短时求平均值的功能，结果为 21.9 m/s。数值模拟得到的计算结果（22.9 m/s）与实际结果非常接近，差别的原因有可能是实际风管由多段连接而成，在接口处无法对齐，流道并不如数值模拟中的光滑。

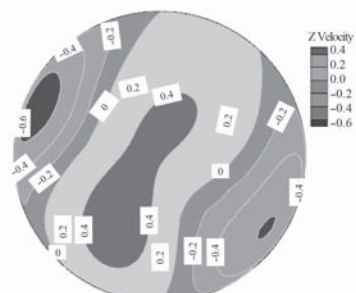
从图中可以看出离心风机风管很长，其中有 267~300 mm 的扩展段、出口方管、方变圆段，管道类型多。而经过几何建模与网格绘制和数值求解后，可以得到非常接近的流速结果，这说明数值模拟是十分精确的。



(a) X 方向速度等值线图



(b) Y 方向速度等值线图

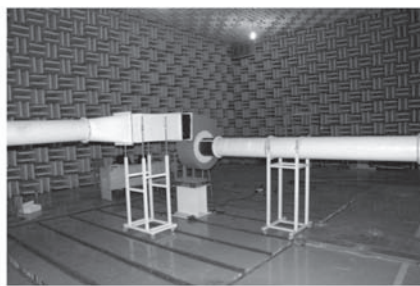


(c) Z 方向速度等值线图

图 10 风机出风管截面处速度等值线图

Fig. 10 The contour map at section of the fan vent pipe

4 结 语



(a) 风机部分



(b) 进风口



(c) 出风口

图 11 试验中的风机

Fig. 11 The fan in the experiment

本文对一离心通风机进行流场的数值模拟和实际管中速度测量后, 可以得出以下结论:

1) 通过激光设备扫描后进行逆向建模可以得到风机叶轮模型。根据叶轮与蜗壳几何特征, 可以绘制高质量的结构化网格。

2) 由于叶轮旋转, 用有台阶的小圆柱体内包含叶片, 并作为旋转区域, 数据通过圆柱体外表面与蜗壳相应部分进行数据传递。风机边界条件采用入口自由、进口自由, 采用 RNG $k-\epsilon$ 模型可以进行流场模拟。出口管中心速度比实验结果仅高出 4.6%。

3) 风机管道形状多样、尺寸多变, 且整体有 90°的转向, 说明采用结构化网格后数值模拟的结果是十分可靠的。数值模拟结果可以给风管设计、风机选型、电动机配置提供重要参考依据。

参考文献:

- [1] 中国风机技术网. 中国风机行业发展分析报告 [EB/OL]. http://www.cftn.cn/news/cftn_1/81/2009060411263815_1964.html. 2016-09-10.
- [2] 张世芳. 泵与风机 [M]. 北京: 机械工业出版社. 1998 年.
- [3] 范玉亭. 车载高效离心风机内部流动的数值模拟 [D]. 东营: 中国石油大学, 2011 年.

- [4] 李照军. 离心风机流场数值模拟研究 [J]. 中州煤炭, 2012(9): 17-19.
LI Zhaojun. Simulation of the inside field for the centrifugal fan[J]. Zhong Zhou Coal, 2012(9): 17-19.
- [5] 蒋爱华, 章艺, 靳思宇, 等. 离心泵流体激励力的研究: 蜗壳部分 [J]. 振动与冲击, 2012, 31(4): 60-66.
JIANG Ai-hua, ZHANG Yi, JIN Si-yu. et al. Fluid exciting forces on centrifugal pump part I : force on volute[J]. Journal of Vibration and Shock, 2012, 31(4): 60-66.
- [6] 方开翔, 李豪杰, 高慧. 基于 Fluent 6.0 的风机流场模拟与噪声预估 [J]. 江苏科技大学学报: 自然科学版, 2008, 22(4): 42-47.
FANG Kaixiang, LI Haojie, GAO Hui. Simulation of inside flow field and noise forecast for a fan based on Fluent 6.0[J]. Journal of Jiangsu University of Science and Technology, 2008, 22(4): 42-47.
- [7] 李晓丽, 楚武利, 袁森. 离心风机整机三维数值仿真方法及分析 [J]. 计算机仿真, 2010, 27(10): 335-340.
LI Xiaoli, CHU Wuli, YUAN Sen. Three dimensional numerical emulation method and analysis of a whole centrifugal fan[J]. Computer Simulation, 2010, 27(10): 335-340.
- [8] YAKHOT V, ORZAGS S A. Renormalization group analysis of turbulence: basic theory[J]. Scient Comput. 1: 3-11, 1986.
- [9] 王福军. 计算流体力学分析-CFD 软件原理与应用 [M]. 北京: 清华大学出版社. 2004 年.

(上接第 29 页)

式方面进行设计选择, 并且基于静特征数的附体减摇能力分析, 来分析静水中水翼对高速双体船的纵向减摇能力, 为高速双体船在实际风浪中航行时水翼对高速双体船的纵向运动控制研究和减摇能力分析提供基础和依据。研究出的结论主要有:

1) 对某高速双体船上安装的水翼进行选型确定, 主要包括水翼展弦比、水翼面积和水翼安装方式的确定。水翼确定后, 分析了水翼和高速双体船对彼此水动力性能的相互影响, 计算结果表明, 船体对水翼的水动力会产生一定的影响, 会使得水翼产生的阻力和垂向力减小; 水翼的存在会对高速双体船的水动力性能产生一定的影响, 随着水翼攻角的增加, 船体所受到的阻力、垂向力和纵倾力矩都会有所增加。

2) 运用静特征数这一参数对水翼的升沉静特征数和纵摇静特征数进行了计算与分析, 得出水翼对高速双体船纵向运动的控制范围和能力。结果表明, 水翼会对高速双体船升沉与纵摇产生一定的控制作用, 船体升沉范围可从下沉 1.11 m 到抬升 0.97 m, 船体纵倾

角范围可从首倾 4.94°到尾倾 3.73°。但是, 实际应用中需要权衡水翼对高速双体船产生的阻力。

参考文献:

- [1] 赵连恩, 谢永和. 高性能船舶原理与设计 [M]. 北京: 国防工业出版社, 2009.
- [2] FANG Chih-chung, CHAN Hoi-sang. Investigation of seakeeping characteristics of high speed catamarans in waves, [J]. Journal of Marine Science and Technology, 2004(12-1): 7-15.
- [3] 李积德. 船舶耐波性 [M]. 哈尔滨: 哈尔滨工程大学出版社, 2007: 161-163.
- [4] 周志勇. CFD 在船型优化中的应用 [J]. 船舶设计通讯, 2005(2): 81-84.
- [5] 纪兵兵, 陈金瓶. ANSYS ICEM CFD 网格划分技术实例详解 [M]. 北京: 中国水利水电出版社, 2012.
- [6] LIN Cheng-wen, PERCIVAL Scott, EUGENE H G. Viscous drag calculations for ship hull geometry[Z]. Hydromechanics Webmaster Team/webmaster@www50.dt.navy.mil. 12-Dec-95.
- [7] 王献孚. 船用翼理论 [M]. 北京: 国防工业出版社, 1998.
- [8] 张亮, 李云波. 流体力学 [M]. 哈尔滨: 哈尔滨工程大学出版社, 2001: 219-224.

船体梁在循环载荷下的极限强度研究

喻 霁¹, 杨 平²

(1. 武汉船舶职业技术学院 船舶与海洋工程学院, 湖北 武汉 430050;

2. 武汉理工大学 交通学院, 湖北 武汉 430063)

摘要: 在船体极限强度的研究中, 对船体到达极限强度后的剩余承载能力的研究非常重要, 其关系到船体结构的生命力设计, 用于判断船舶破损情况下是否还能保持一定的自存能力, 制定救援方案以及作为船舶在极端情况下安全性的判断依据。目前此类研究多是针对单次加载, 而在实际海洋环境中, 船舶会受到交变载荷的作用, 如果超过弹性范围, 会留下塑性应变, 这些残留应变会影响船舶最终承载能力的大小。本文以逐步崩溃法为基础, 用 Fortran 语言开发了计算程序, 该程序可以得到船体梁在极限强度后的承载能力, 同时通过递增塑性法来模拟循环加载带来的影响, 并采用非线性有限元法进行对比验证。

关键词: 循环载荷; 递增塑性法; 剩余极限强度

中图分类号: U661.4 文献标识码: A

文章编号: 1672 - 7649(2019)04 - 0044 - 05 doi: 10.3404/j.issn.1672 - 7649.2019.04.009

Research on the ultimate strength of hull girder under cyclic bending loads

YU Ji¹, YANG Ping²

(1. School of Ship and Ocean, Wuhan Institute of Shipbuilding Technology, Wuhan 430050, China;

2. School of Transportation, Wuhan University of Technology, Wuhan 430063, China)

Abstract: After imposing the longitudinal ultimate strength, the capacity of ship will be changed due to obviously nonlinear deformation. At present, the residual capacity of ship is very concerned in the study of hull girder strength. And the residual strength will be changed strongly under cyclic loading. In this paper, the nonlinear FEM calculations under cyclic loading of box beams and some real ships have been carried out by Abaqus respectively, to obtain moment - curvature curves, and based on the analysis of the incremental plastic method and the progressive collapse method, a calculation program have been developed, it can analysis the residual carrying capacity of hull girder under cyclic bending loads, then compare it to the FEM calculations' results.

Key words: cyclic bending; the progressive collapse method; residual strength

0 引言

国内外学者对船体梁极限强度的研究已经有好多年的历史, 从 2006 年起, 船体梁的极限强度评估已经写入了国际船级社协会 (IACS) 所发布的共同规范里, 作为大型海船所必须的强度校核之一, 发展到现在, 求解船体极限强度的方法已经很成熟, 例如直接法、逐步崩溃法、非线性有限元算法、理想结构单元法等, 很多方法都能够较好地进行极限承载能力校核。不过大多数的研究目的都是为了得到极限总纵弯

矩的值, 且普遍认为船体梁的破坏是一次性行为, 然而事实上船体梁的破坏常常并不是一次性加载的结果。船舶在实际海洋波浪环境中受到的是交变载荷, 在多次外力的作用下, 船体梁的构件将反复受到不同载荷的作用, 当有局部外力超过构件承载能力时, 船体梁结构中部分构件必然会发生一定程度的屈曲甚至屈服, 而一旦进入塑性阶段, 一定会产生塑性应变, 这些应变并不会随着外载荷的卸载而消失, 其造成的结果是, 船体梁断面的极限承载能力降低, 这种塑性应变积累越多, 总纵弯曲强度的降低越明显, 称这种

收稿日期: 2018 - 04 - 17

基金项目: 国家自然科学基金面上资助项目 (51278150)

作者简介: 喻霁 (1985 -), 男, 硕士研究生, 讲师, 主要从事船体强度研究。

结构失效行为为船舶梁结构的递增塑性破坏。日本船舶“尾道丸”号的沉没就是由于这样的多次塑性累积, 导致极限承载能力下降而引起的灾难性事故。

2014 年 4 月, 国际船级社协会颁布的协调版共同规范中, 除了极限强度校核的要求之外, 还增加了剩余强度校核, 指出船舶在遭受高于极限强度的载荷后, 仍然具有一定程度的承载能力, 即所谓的后剩余承载能力。目前已有不少关于单板、加筋板、箱形梁等结构的研究成果发表。如 Paik^[1] 采用半解析法预测船体板格在受外力屈曲后的剩余极限强度。Yao^[2] 运用有限元方法分析了矩形板在轴向面内压力作用下的后极限强度承载能力以及变形行为。Fujikubo^[3] 等运用水弹塑性分析方法研究箱型梁的剩余承载能力。目前比较有效的方法有试验法、非线性有限元法、逐步崩溃法等, 这些方法都能够得到完整的应力-变形曲线, 由此来分析结构承载能力的变化。

而在经历超过构件极限强度的过载后, 相关构件必然会产生塑性应变, 使得构件承载能力下降, 从而引起该断面承载能力降低, 但此时该断面往往依然能承受一定的外载荷作用。那么究竟构件受到的外载荷会引起多大塑性应变, 而塑性应变的不断累积对船体梁的极限强度以及后剩余承载能力有多大影响, 就需要结构的应力-变形曲线进行分析。

所以, 船体梁的极限强度的分析是值得深入研究的, 施加循环交变载荷比一次性加载的校核能更准确的反映船舶的实际失效过程, 更准确地计算出船体梁的剩余承载能力。本文以逐步崩溃法为基础, 引入递增塑性分析, 用 Fortran 编写了计算程序, 得到了在循环外力作用下的后极限强度阶段的应力-变形曲线。并使用了通用有限元计算软件 Abaqus 进行了加筋板, 箱形梁, 实船的总纵极限强度非线性有限元分析, 作为自编程序的验证。

1 循环载荷下加筋板的后极限承载能力分析

要分析船体梁在外载荷下的力学行为, 最关键的要研究加筋板的平均应力-应变关系。一般来说, 非线性有限元的计算结果已经得到广大学者认可, 计算方法也比较成熟, 往往被用来作为其他解析方法的参考标准。对于加筋板的一次性加载的研究, 已经有许多学者做了大量研究, 其中有一些方法可以模拟其在后极限强度阶段的非线性变化, 如 Yao^[4] 采用半解析法来模拟加筋板后极限强度的平均应力-应变关系, Nikolov^[5] 运用参数法获得加筋板平均应力-应变关系曲线等。这些方法有的偏于理论, 有的偏于实验; 有的

侧重于效率, 有的侧重于精度。对于一次性加载来说, 除了非线性有限元法, 其他能够较好的模拟加筋板后极限强度阶段行为的方法普遍较为复杂, 例如 Ueda^[6] 的理想结构单元法 (ISUM) 等, 这些方法虽然精度较高, 计算加筋板优势很大, 但用于计算船体梁结构时过于复杂, 需要花费大量时间来做计算的准备工作, 比起有限元法无明显优点。而如果要考虑循环载荷, 需要在指定载荷步下改变载荷大小以及方向, 如果过程控制过于复杂, 在进行船体梁计算时很难实现, 所以选择一种显式的应力-应变关系式才能提高简化算法的可行性。

Rahman^[7] 运用梁理论, 将船体梁离散成若干加筋板单元, 并运用逐步崩溃法来进行极限强度分析。在他的计算单元中, 采用的是分段函数来表达平均应力-应变关系, 认为单元受压时, 会经历稳定阶段, 非卸载阶段和卸载 3 个阶段, 如图 1 所示。

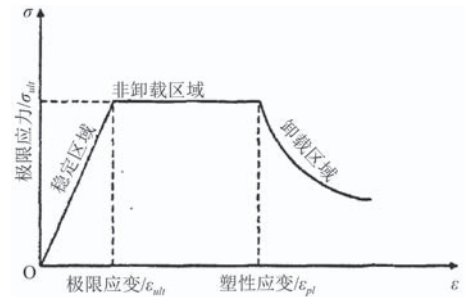


图 1 Rahman 梁理论的应力应变关系

Fig. 1 Stress-strain relationship in Rahman beam theory

详细公式请见 Rahman^[7] 的论文。

而考虑到交变载荷作用下, 还需分析受拉及卸载阶段, 在受拉阶段, 因为不会发生面外变形, 所以平均应力-应变关系比较简单, 如下式:

$$\sigma = \begin{cases} E\varepsilon_x, & \text{if } 0 < \varepsilon_x \leq \varepsilon_y, \\ \sigma_y, & \text{if } \varepsilon_y < \varepsilon_x. \end{cases} \quad (1)$$

而卸载时, 在任一阶段均认为应力应变关系为弹性, 实际上也是如此, 即

$$\sigma = E\varepsilon. \quad (2)$$

于是, 在循环载荷下的各个阶段的应力应变关系都能通过显式表达式来计算得到, 此时采用递增塑性法来分析全过程, 如图 2 所示。将上一载荷步的残余塑性变形代入下一载荷步, 作为下一步的初始条件, 以此来实现塑性累积, 考虑交变载荷的影响。

2 循环弯矩作用下船体梁的后极限承载能力分析

对于船体梁结构的极限总纵弯矩的计算, 目前国

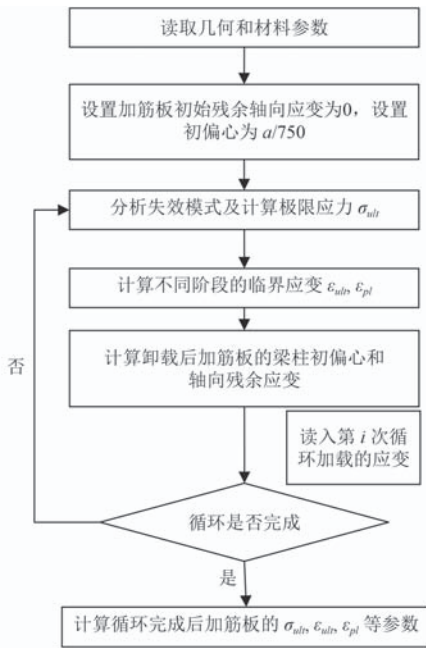


图 2 递增塑性法流程图

Fig. 2 Flow chart of incremental plastic method

内外已经有很多种方法, 其中一些已经很成熟, 而其中涉及到后极限承载能力的分析, 主要还是采用非线性有限元法, 因为有限元法适用性强, 且计算精度较高, 同时也可以通过施加交变载荷来分析循环弯矩所造成的影响。本文将采用通用有限元计算软件进行循环弯矩作用下的船体梁后极限承载能力分析, 并得到相关计算曲线。此外, 还希望能够得到一种较为简单快速的方法, 来得到循环弯曲载荷下的船体梁的后极限强度行为, 使其在船舶设计阶段就能够提供较高的参考价值。

目前研究极限强度问题主要有以下几种方法: 直接法、非线性有限元法、逐步崩溃法和理想结构单元法等。其中, 直接法只能计算出极限强度值, 无法分析极限强度前后的过程。非线性有限元方法精度高, 但该方法计算的准备工作依然繁琐, 特别是对于大型海船, 仅仅是有限元模型的建立就需要大量的工时, 并且计算时间过长, 即使采用多核计算服务器并行计算, 光计算时间往往都需要数十小时; 而且循环加载的过程中, 往往因为载荷突然反向而无法收敛, 需要经过多次尝试, 就目前来看还无法应用于船舶设计阶段。理想结构单元法在船体梁的单次加载分析中有着非常高的精度, 且需要的计算时间比有限元法短得多, 但是该方法需要提前开发适用于循环分析的单元函数, 其单元的变形函数推导将会变得极其复杂, 可行性不高。

经过比较及分析, 逐步崩溃法作为一种简单有效的计算方法, 精度也被广泛认可, 目前已经应用于船舶设计中, 被各大船级社所认可。该方法的关键主要是要得到加筋板单元平均应力-应变关系, 同时不同的应力-应变关系将决定该方法的计算精度, 可以较方便的进行修正及扩展。为了能考虑循环载荷, 采用了递增累积塑性^[8]的概念, 若有单元在循环的过程中进入塑性阶段, 可以把上一步卸载后的残余应变作为下一步的初始条件施加到计算中, 以此来模拟构件的塑性积累。该方法准备工作少, 计算速度快, 可以迅速得到结果, 只要精度合格, 将能够应用于船舶设计工作中。本文选用逐步崩溃法, 采用计算效率较高的 Fortran 语言来编写计算程序, 得到了多个船体梁在循环弯矩作用下的弯矩-曲率曲线, 分析了其后极限承载能力, 并与通用有限元软件 Abaqus 的计算结构进行对比。

2.1 箱型梁模型计算及讨论

2.1.1 单向循环载荷

目前有关船体梁在循环外力作用下行为的研究并不多, 原华中理工大学的黄震球曾经用箱型梁做过循环试验, 研究箱型梁的破坏行为^[9]。由于原试验只做了单向循环加载, 可对比数据有限, 所以此处只是采用了他的模型, 分别使用非线性有限元和自编的计算程序进行分析。计算模型是具有纵向加强筋的箱型薄壁梁结构, 分为模型 A, B 和 C 进行计算。模型的横截面和构件尺寸如图 3 所示, 纵向加强筋的为 50×2.94 mm 的扁钢, 模型的力学性能如表 1 所示。模型全长 495 mm。

本文分别使用了通用非线性有限元软件 Abaqus 和自编的程序 rahmanCy 进行计算。首先进行中垂方向的

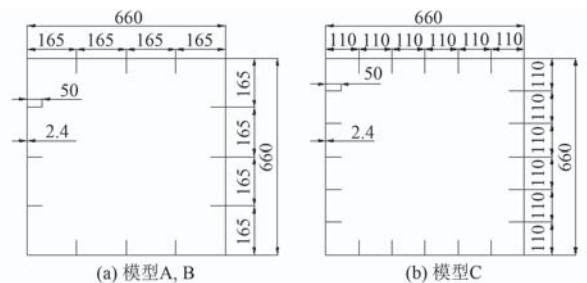


图 3 箱型梁结构试验模型

Fig. 3 Test model of box girder structure

表 1 力学性能数据

Tab. 1 Mechanical properties data

	屈服应力/MPa	弹性模量/GPa	泊松比
壳板	385.5	202.3	0.31
加强筋	445.4	200.7	0.28

加载, 使用 2 种方法达到相同的曲率后进行卸载, 当弯矩为 0 后再次进行加载, 即加载-卸载-加载-卸载-加载, 这种控制方法和黄震球的实验思路一致。得到的弯矩-曲率曲线如图 2 和图 3 所示。

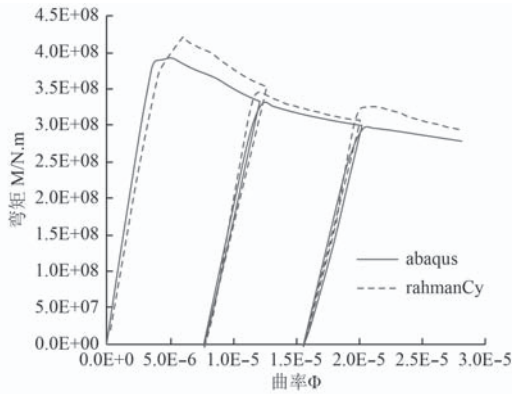


图 4 黄震球模型 A 单向循环加载

Fig. 4 One-way cyclic loading of huang's model A

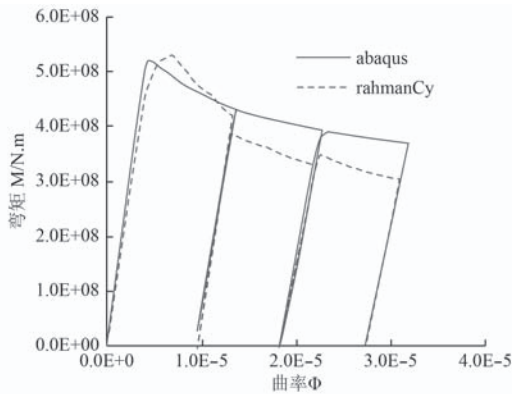


图 5 黄震球模型 C 单向循环加载

Fig. 5 One-way cyclic loading of huang's model C

2.1.2 双向循环载荷

双向循环计算选择中垂-中拱-中垂-卸载的计算过程。其计算结果如图 4 和图 5 所示。通过计算可以发现, 2 种方法都能够得到循环加载下的弯矩曲率曲线, 且崩溃趋势基本吻合, 精度有待提高。

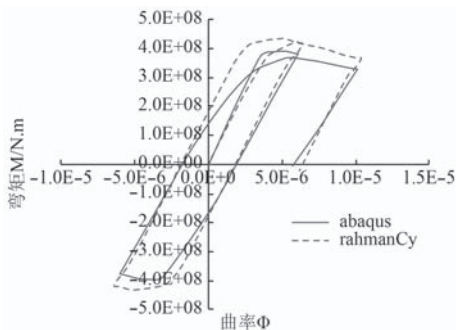


图 6 模型 A 双向循环加载

Fig. 6 Two-way cyclic loading of model A

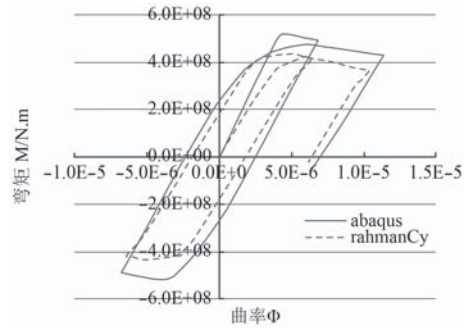


图 7 模型 C 双向循环加载

Fig. 7 Two-way cyclic loading of model C

2.2 某内河集散货船

所选择的实船计算对象是 1 艘长 108 m 的内河集散货船, 图 8 是其中剖面结构图。

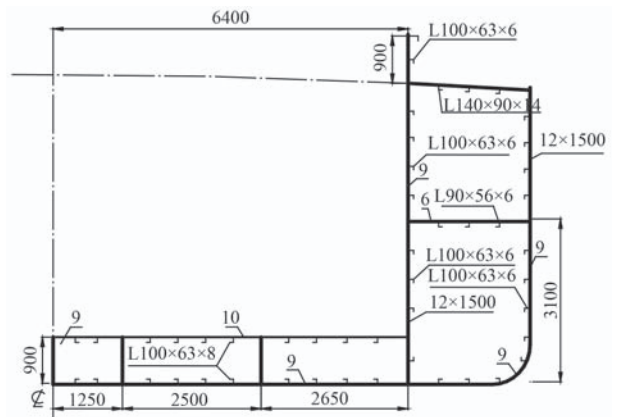


图 8 108 m 集散货船横剖面结构图

Fig. 8 Cross section of 108 m distributed cargo ship

该船强框架间距为 1500 m, 屈服极限为 235 MPa, 弹性模量取 205 800 MPa。具体构件尺寸参见文献 [10]。

计算步骤与箱型梁相同, 分别进行单向和双向计算, 计算结果如图 9 和图 10 所示。

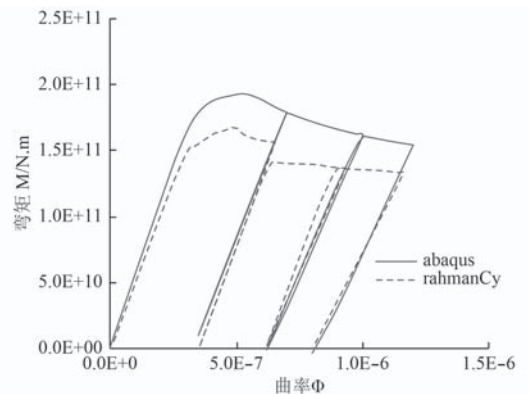


图 9 某内河船单向循环加载

Fig. 9 One-way cyclic loading of river ship

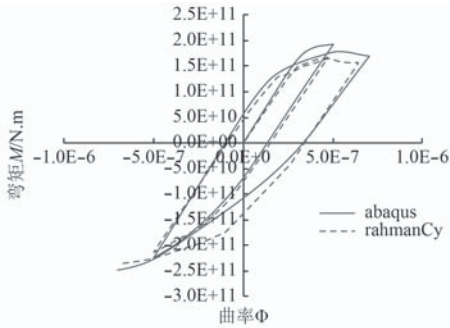


图 10 某内河船双向循环加载

Fig. 10 Two-way cyclic loading of river ship

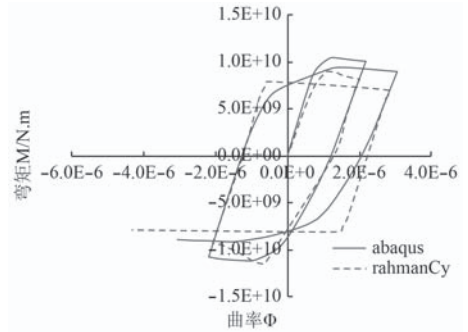


图 13 Dow's 1/3 Test Hull 双向循环加载

Fig. 13 Two-way cyclic loading of dow's 1/3 test hull

2.3 Dow's 1/3 Test Hull

这是 1 艘驱逐舰模型，曾作为验证极限强度评估的验证实验，但只是一次性加载直至崩溃破坏，未进行循环分析。船体中剖面结构如图 11 所示，具体构件尺寸参见文献 [10]。计算结果如图 12 和图 13 所示。

文自编程都能进行循环载荷下的后极限强度分析，且由于产生的塑性变形不断积累，使得承载能力下降，这说明在经历极限载荷之后，结构仍然具有剩余强度，但由于部分构件已经进入塑性，承载能力降低，使得整船极限强度明显下降，所以评估循环载荷下的后极限强度行为，对船舶在极端海况下的自存能力有重要意义。

而从计算精度上来看，本文自编程与有限元法有差距，原因之一是逐步崩溃法无法考虑单元之间的影响，牺牲了一定精度，其次就是本文使用的单元应力应变关系较为简单，将来如果开发出更加合适的计算单元，将能提高精度。同时有限元法虽然从理论上可以较好模拟实际情况，但往往与试验值也有出入，特别是循环载荷这样复杂的情况下，也只能作为一种参考。相对来说，开发出更适合循环加载的计算单元也许会更符合实际情况。

如果从计算效率方面来比较，使用非线性有限元法，对这样一个简单的箱形梁来说，需要建模，加属性，加初始缺陷，设置载况等，至少花费 30 min，而在服务器级别的工作站上计算也要将近花费 40 min，而用本文程序从准备到计算完毕，花费不过 5 min。如果计算实际船舶，根据其结构复杂程度，有限元法的计算刚度矩阵会更加庞大，计算时间会成指数增加，同时，以 Abaqus 非线性有限元程序为例，由于非线性分析的收敛性问题，时常发生不收敛的情况，需要反复试算，特别是载荷从加载到卸载，往往需要分多次调整参数。顺利的时候一个加载步骤也需要数小时，不顺利的时候甚至要花费数天时间来反复调整。而该简化方法由于采用简化公式，受结构复杂程度的影响不大，该方法的效率优势将更加明显。

本文计算的意义为，目前对于循环载荷下的船体

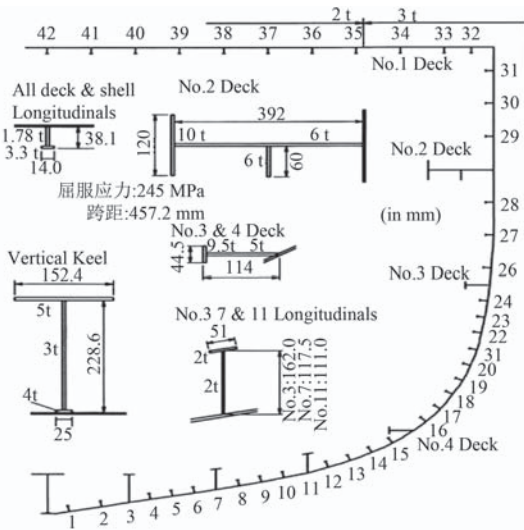


图 11 中剖面结构图

Fig. 11 Cross section of 108 m dow's 1/3 test hull

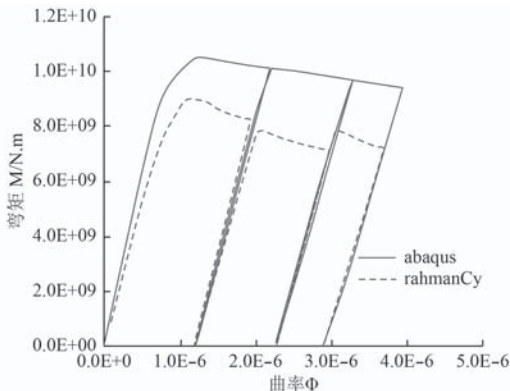


图 12 Dow's 1/3 Test Hull 单向循环加载

Fig. 12 One-way cyclic loading of dow's 1/3 test hull

从以上计算结果可以看到，非线性有限元法和本

钛合金耐压球壳极限强度数值估算方法

张喜秋¹, 于昊², 于昌利³, 杨硕³

(1. 山东交通学院威海校区, 山东威海 264200;

2. 中国船舶重工集团有限公司, 北京 100097;

3. 哈尔滨工业大学(威海)船舶与海洋工程学院, 山东威海 264209)

摘要: 深潜器在海洋开发中扮演非常重要的角色, 其中耐压球壳作为保证潜水器设备和人员安全的关键部件, 其结构设计直接关系到深潜器总体性能和重量指标。耐压球壳体的焊接工艺对结构极限强度有不可忽视的影响, 因此本文提出一种耐压球壳极限强度的数值计算方法, 其充分考虑了焊接加工工艺对壳体极限强度的影响, 包括焊接对焊道周围材料属性的影响, 焊接引起的变形以及残余应力。经由与试验结果对比, 该数值方法结果较为精确, 且计算结果偏于保守, 表明该方法能考虑到工程安全性, 有实际工程意义及较强的工程应用价值。

关键词: 钛合金; 耐压球壳; 极限强度; 数值方法

中图分类号: U663.9 文献标识码: A

文章编号: 1672-7649(2019)04-0049-05 doi: 10.3404/j.issn.1672-7649.2019.04.010

Research on the numerical method on the ultimate strength of titanium alloy pressure spherical shell

ZHANG Xi-qiu¹, YU Hao², YU Chang-li³, YANG Shuo³

(1. Shandong Jiaotong University Weihai Campus, Weihai 264200, China;

2. China Shipbuilding Industry Corporation Co., Ltd., Beijing 100097, China;

3. Harbin Institute of Technology (Weihai), School of Naval Architecture and Ocean Engineering, Weihai 264209, China)

Abstract: Deep Sea Vehicle (DSV) is indispensable to marine development, and the pressure spherical shell, the structure design of which is key to general performance and weight index of DSV, forms the heart of equipment and personnel safety. The welding process has an assignable impact on the ultimate strength of the pressure shell. Therefore, in this paper, a numerical method considering the welding process is presented, which takes the material property change, the residual stress as well as the deformation induced by welding into account. Firstly, welding numerical simulation is carried on based on Gaussian heat source. Secondly, the material affected by welding is distinguished as equivalent property and equivalent zone. Finally, the ultimate strength of the pressure shell is worked out by numerical method. Comparison with previous experiment as well as numerical simulation shows that the numerical results proposed in this study are slightly lower, that's because the welding process is not completely considered in the literature. Thus the numerical method in the present study allows for the safety margin, it has high engineering value.

Key words: titanium alloy; pressure spherical shell; ultimate strength; numerical method

0 引言

深潜器对海洋开发十分重要, 其中深潜器的耐压壳作为保证潜水器设备和人员安全的关键部件, 它的结构设计直接关系到深潜器总体性能和重量指标^[1]。对于大深度潜水器耐压壳, 为了尽量减小耐压壳的重

量排水量比, 为潜水器提供较大的有效载荷, 同时产生较小的应力水平, 球壳是最为理想的承压结构^[2], 比强度、比刚度较高的钛合金是较为理想的结构材料。

鉴于耐压球壳结构极限强度研究在深海开发技术装备及其他领域的潜在应用价值, 国内外众多学者先

收稿日期: 2019-01-14; 修回日期: 2019-01-27

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51609055)

作者简介: 张喜秋(1984-), 女, 讲师, 研究方向为船舶与海洋工程。

后研究了理想球壳和非理想球壳的失效模式,探讨了影响球壳极限强度的核心要素,发展了球壳极限强度的计算方法。例如:在理想球壳方面,R. Zoelly^[3-4]在1915年用小变形假设导出受外压薄球壳弹性失稳的最早理论公式,Haghi和Anand^[5]分析了各向同性的应变加强粘塑性材料加工而成的厚壳在承受外压时的强度问题;非理想球壳方面,Krenzke和Kiernan^[6]通过对200多个耐压球壳试验模型的极限强度测试,形成了美国海军耐压球壳设计公式,与理想球壳计算结果相比,该公式计算结果只有70%。崔维成及其团队对载人潜水器载人球壳备选钛合金断裂韧性进行了试验,重点考察了相同韧带尺寸下试件厚度的效应^[7],并针对钛合金耐压球壳的极限强度进行了一系列的研究^[8-10],利用有限元Anasys分析结果提出了钛合金耐压球壳的设计公式^[11],并开展了相关试验研究^[12]对所提出的实际公式进行了验证,指出壳体焊接工艺参数对结构极限强度有不可忽视的影响,但对其影响机理与规律并未做进一步深入的研究。

基于现有研究成果,本文提出一种考虑加工工艺对材料属性变化的球壳极限强度研究方法,通过将耐压球壳划分为接头属性区和母材属性区两部分(见图1),母材属性区材料性能仍沿用母材材料属性,而接头属性区则使用等效材料属性,并将焊接所致的焊接变形和残余应力加载到理想结构模型中,计算结构的极限强度。

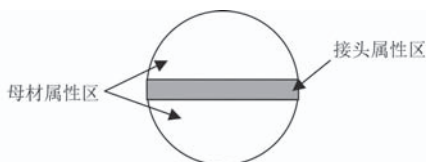


图1 耐压球壳材料属性区分

Fig. 1 Material properties distinction scheme of pressure spherical shell

1 数值计算模型

采用有限元商业软件Abaqus的直接热-力耦合模块对钛合金耐压球壳的焊接过程和极限强度估算进行数值模拟,球壳建模采用将圆弧线旋转360°,球壳半径为 $r=500$ mm。钛合金由于其良好的强度重量比和耐腐蚀性,被广泛应用于深潜器耐压结构中,本研究采用TC4钛合金属性对材料进行赋值,具体材料力学属性如表1所示。材料随温度改变的热力学属性如图2所示。

网格计算单元采用8节点的热耦合单元(C3D8T)。为了平衡计算时间和精度,设置网格尺寸为30 mm,同时焊接区域的网格加密,尺寸为厚度的一半,网格划分方案如图3所示。

表1 钛合金材料的力学属性
Tab. 1 Mechanical properties of TC4

属性项	数值
杨氏模量/Pa	1.1×10^{11}
泊松比	0.34
屈服强度/MPa	860

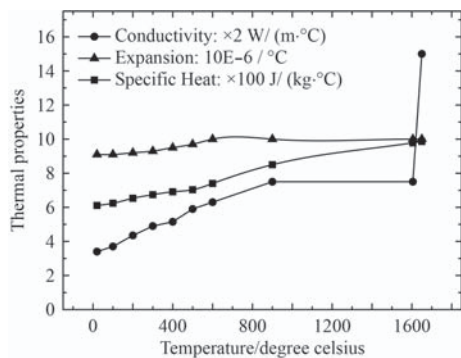


图2 随温度变化的材料热力学属性

Fig. 2 The Change of material thermodynamic properties with temperature

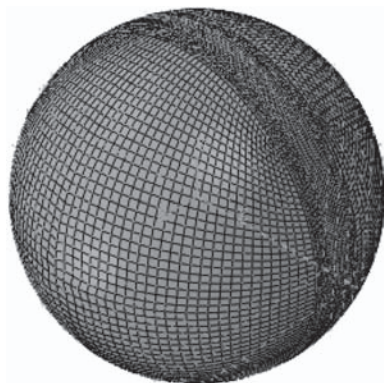


图3 网格划分方案

Fig. 3 Scheme of meshing

加工过程中所导致的初始缺陷对结构的极限强度具有重要的影响,在评估结构极限承载能力时必须考虑其影响。本文采用弹性屈曲计算模块用来模拟结构初始缺陷,初始缺陷的最大幅值依据下式进行计算。

$$w_i = \frac{0.01 \cdot t}{2^{i-1}} \quad (1)$$

式中: i 为模态阶数; t 为球壳厚度。

边界条件设定为约束到球体外端的一位移固定点上,以确保计算收敛。在焊接模拟步骤之后设置足够的时间(7 200 s)允许焊接熔池温度恢复到室温(20 °C)。

2 钛合金球壳焊接数值模拟

焊接热源模型是实现焊接过程数值模拟的基本条件, 其局部集中和瞬时移动的特点易形成在时间和空间域内梯度都很大的不均匀温度场, 导致焊接过程中出现较大的焊接应力和变形, 因此选择合适的热原模型对焊接模拟的研究至关重要。本文采用椭球状热源模型模拟焊接热源, 很好的模拟了体热源的分布, 椭球状热源分布函数如下式^[13]:

$$q_r = \frac{6\sqrt{3}Q}{\pi^3 \sqrt{2abc}} \exp\left(-3\left(\left(\frac{x}{a}\right)^2 + \left(\frac{y}{b}\right)^2 + \left(\frac{z}{c}\right)^2\right)\right) \quad (2)$$

式中: $Q=\eta UI$; η 为热源效率; U 为焊接电压, V ; I 为焊接电流, A ; a, b, c 为椭球形状参数。焊接热源模型由 Fortune 子程序建立, 通过子程序 Dflux 接口输入到 Abaqus 程序。

钛合金在施焊过程中, 温度在 300 °C 以上能够快速吸氢, 410 °C 以上时能快速吸氧, 600 °C 以上时能快速吸氮。而当熔池中侵入这些有害气体后, 焊接接头的塑性和韧性都会发生明显的变化, 特别是在 820 °C 以上, 接头晶粒严重粗大化, 冷却时形成马氏体组织, 使接头强度、硬度、塑性和韧性下降, 过热倾向严重, 接头严重脆化。根据表 2 中原始 β 晶体尺寸与钛合金性能匹配关系, 随着焊接温度的升高, β 晶粒不断增大^[14], 同时随着 β 晶粒的增大, 钛合金的材料属性发生变化, 因此, 将 820 °C 设置为焊接热影响区域边界温度。

表 2 钛合金晶粒大小与温度关系^[14]

Tab. 2 The relationship between titanium alloy grain size and temperature

温度	β 晶粒尺寸/ μm
820	230
900	355
110	530
1 200	845

以球壳厚度 $t=10 \text{ mm}$ 时为例, 焊接初始阶段结果如图 4 所示, 随着焊接热源能量向外辐射, 应力分布也由中心焊点的高应力区向外逐渐减小变化。焊接数值模拟过程结果如图 5 所示, 随着焊点的移动, 焊接路径中温度场发生变化, 如图 6 所示, 焊接完成区域的应力值有所降低, 但仍处于较高的应力范围内。

为了确定焊接热影响区域的范围, 在焊接数值模拟过程中沿焊缝垂直方向设置观测点, 绘制焊缝周边温度变化情况, 结果如图 7 所示。寻找温度为 820 °C

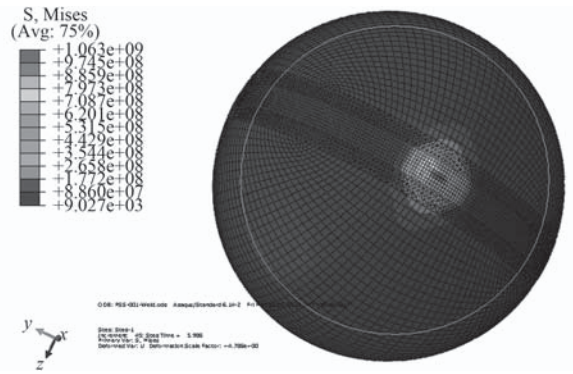


图 4 焊接初始阶段模拟结果

Fig. 4 Numerical result for welding initial stage

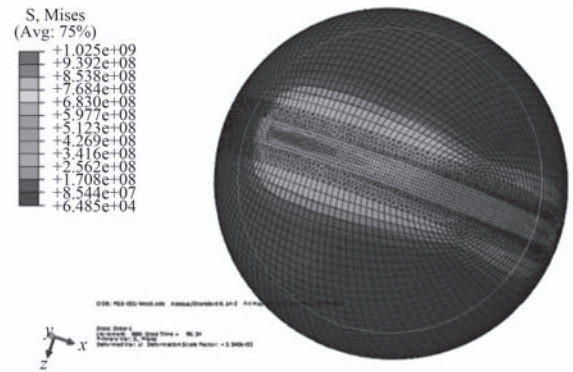


图 5 焊接模拟过程结果

Fig. 5 Numerical result for welding process

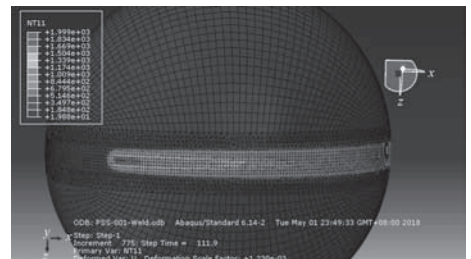


图 6 过程温度场

Fig. 6 Temperature distribution for welding process

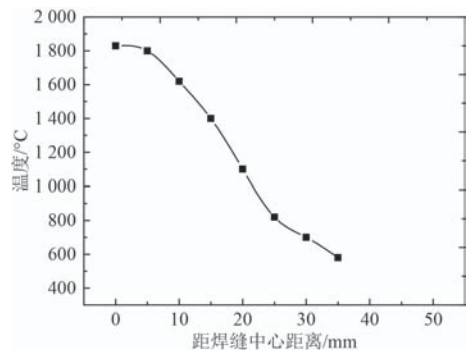


图 7 焊缝垂线位置温度变化曲线

Fig. 7 Temperature variation of position vertical welding track

所对应的距离焊缝中心线宽度约为 21 mm，由于焊接能量关于焊缝中心线对称，因此确定焊接热影响区域为 42 mm。

3 基于焊接热影响区域划分的钛合金球壳极限强度评估

由焊接数值模拟确定热影响区域，热影响区域内的，采用等效材料属性赋值，热影响区域之外材料采用母材属性。钛合金焊接试件拉伸试验测得，钛合金焊接后屈服强度与杨氏模量按 4.5% 减少，以此来确定焊接热影响区内的材料属性。

弧长法用来计算结构极限承载能力，最大外部均匀压强设置为 100 MPa 保证结构达到失效，最大和最小弧长增量分别设置为 2×10^{-2} 和 1×10^{-5} 。

典型的压力承载能力随弧长变化曲线如图 8 所示，曲线峰值点即为结构的极限承载能力。通过图 8 中是否残余应力的加载过程的 2 条曲线的对比可以发现，残余应力对钛合金耐压球壳结构极限承载能力有小幅的削减影响，但影响程度较小，甚至可以忽略，主要原因为加工工艺所致的残余应力在结构局部存在，但对于结构整体，残余应力是平衡分布。

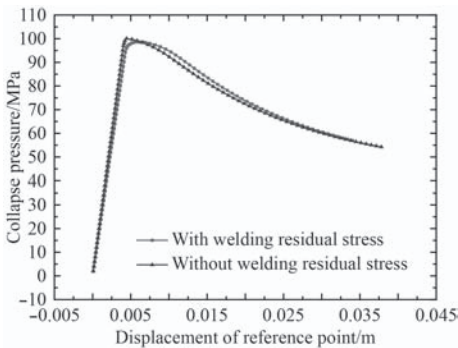


图 8 耐压球壳加载过程变化曲线

Fig. 8 Loading process of pressure spherical shell

随着载荷的不断增大，高应力区范围遍布整个球壳，在两端中心处开始被击溃。当钛合金耐压球壳结构达到极限强度时的应力分布如图 9 所示，耐压球壳完全被击溃时的失效模式如图 10 所示。

耐压球壳厚度半径比 t/R 是结构极限承载能力的最为重要参数之一，工程中常用范围为 0.01 ~ 0.1。本文分别选取了 $t/R=0.01, 0.03, 0.05, 0.07$ 和 0.09 进行计算，与参考文献中实验和数值结果对比结果如图 11 所示。结果对比可以看出，本文所提出的钛合金耐压球壳极限强度估算方法的结果与实验结果误差很小，充分证明了该数值估算方法的科学性与可靠性；同

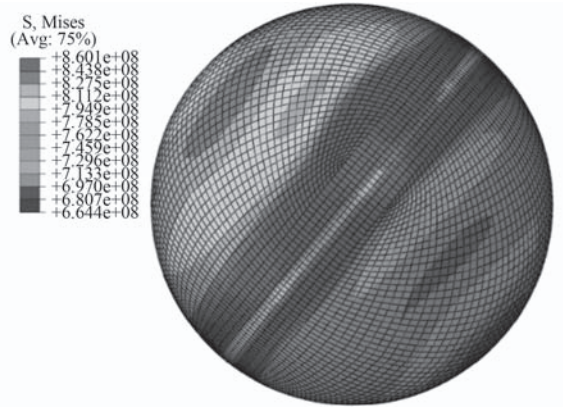


图 9 耐压球壳极限强度时应力分布

Fig. 9 Stress distribution of pressure spherical shell inlimate state

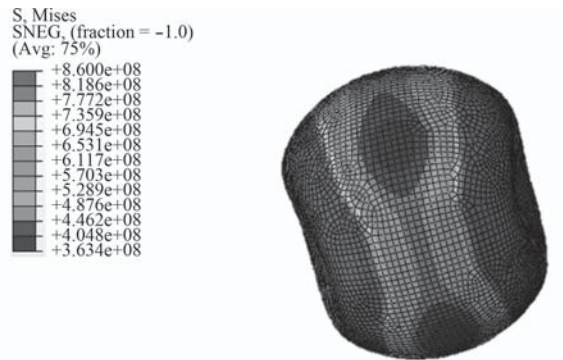


图 10 耐压球壳击溃时失效模式图

Fig. 10 Failure mode of collapse pressure spherical shell

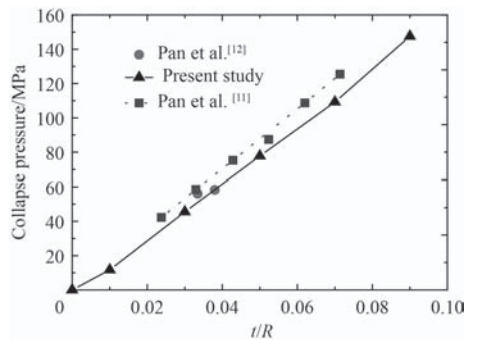


图 11 评估结果对比

Fig. 11 Comparison of assessment results with references

时，与传统的耐压球壳数值计算相比，本文所提出的数值估算方法所得结果偏于保守，且没有超出实验测得结果范围，说明本文所提出的基于焊接热影响区域划分的耐压球壳极限强度评估方法充分考虑了加工工艺过程对结构极限承载能力的影响，偏于保守的结果估算将更有利于实际工程结构的安全性，更能满足结构设计阶段的需求。

为了便于实际工程设计应用，采用递归算法对钛合金耐压球的极限强度进行了经验公式拟合。利用 Matlab 曲线拟合工具，选择多项式表达形式，通过对

比拟合误差, 最终确定多项式的指数为 3 次, 拟合出的经验公式如下:

$$P_U = -1.408 \times 10^5 \times (t/R)^3 + 1.822 \times 10^4 \times (t/R)^2 + 1.065 \times 10^3 \times (t/R) - 0.7147. \quad (3)$$

Matlab 中和方差 (SSE) 与确定系数 (R-square) 可以很好地反应数据拟合的效果, 其中 SSE 越接近 0, R-square 越接近 1, 说明拟合效果越好。式 (3) 拟合的 SSE 值足够小, 仅为 4.949, 而 R-Square 值为 0.999 8, 足够接近 1, 证明式 (3) 充分反映了原始数据之间的关系。

4 结 语

本文针对焊接球体加工工艺的特点, 提出了基于等效材料属性计算耐压球壳极限强度的数值方法。经过数值模拟计算与以往试验以及数值模拟结果的对比, 得出如下结论:

该方法充分考虑了耐压球壳在焊接过程中焊道附近材料属性的变化、残余应力与焊接变形。数值模拟计算结果同试验结果误差很小, 且计算结果偏于保守, 因为在以往的耐压球壳极限强度数值模拟中, 并未全面考虑焊接工艺所造成的影响, 表明该方法能考虑到工程安全性, 有较强的工程应用价值。本文采用的递归算法所拟合的经验公式, 具有足够的精度, 可供钛合金耐压球壳初步设计阶段参考。

参考文献:

- [1] 陆蓓, 刘涛, 崔维成. 深海载人潜水器耐压球壳极限强度研究 [J]. 船舶力学, 2004, 8(1): 51-58.
- [2] 俞铭华, 王自力, 李良碧, 等. 大深度载人潜水器耐压壳体结构研究进展 [J]. 华东船舶工业学院学报 (自然科学版), 2004, 18(4): 1-6.
- [3] 陈铁云, 沈惠申. 结构的屈曲 [M]. 上海: 上海科学技术文献出版社, 1993.
- [4] 施德培, 李长春. 潜水器结构强度 [M]. 上海: 上海交通大学出版社, 1991.
- [5] HAGHI M, ANAND L. Analysis of strain-hardening viscoplastic thick-walled sphere and cylinder under external pressure[J]. International Journal of Plasticity, 1991, 7(3): 123-140.
- [6] KRENZKE MA, KIERNAN TJ. Test of stiffened and unstiffened machined spherical shells under external hydrostatic pressure[S]. David Taylor Model Basin, report 1741, S-R0110101; 1963.
- [7] WANG F, CUI WC, SHEN YS, et al. Analysis on fracture toughness test results of candidate Titanium alloys used in deep manned submersible[J]. Journal of Ship Mechanics, 2012, 16(9): 1056-1063.
- [8] 刘涛. 深海载人潜水器耐压球壳设计特性分析 [J]. 船舶力学, 2007, 11(2): 214-220.
- [9] 刘涛. 大深度潜水器结构分析与设计研究 [D]. 武汉: 中国船舶科学研究中心. 2001.
- [10] PAN BB, CUI WC. An overview of buckling and ultimate strength of spherical pressure hull under external pressure[J]. Marine Structures, 2010, 23: 227-240.
- [11] PAN BB, CUI WC, SHEN YS, et al. Further study on the ultimate strength analysis of spherical pressure hulls[J]. Marine Structures, 2010, 23: 444-461.
- [12] PAN BB, CUI WC, SHEN YS. Experimental verification of the new ultimate strength equation of spherical pressure hulls[J]. Marine Structures, 2012, 29: 169-176.
- [13] 方洪渊. 焊接结构学 [M]. 北京: 机械工业出版社, 2008.
- [14] BUFFA G, DUCATO A, FRATINI L. FEM based prediction of phase transformations during friction stir welding of Ti6Al4V titanium alloy[J]. Materials Science and Engineering A, 2013, 581: 56-65.

基于 FOAM-X 的多孔材料吸声性能研究

蒋 坤^{1,2}, 向 阳^{1,2}, 张 波^{1,2}

(1. 高性能船舶技术教育部重点实验室(武汉理工大学), 湖北武汉 430063; 2. 武汉理工大学能源与动力工程学院, 湖北武汉 430063; 3. 船舶动力系统运用技术交通行业重点实验室, 湖北武汉 430063)

摘 要: 基于 FOAM-X 对聚氨酯泡沫、三聚氰胺泡沫和玻璃棉 3 种多孔材料的吸声系数进行分析, 研究了多孔材料的厚度、孔隙率、背后空腔深度、热效特征长度和粘滞特征长度对吸声性能的影响。以聚氨酯泡沫为例, 在 VA-ONE 中进行隔声仿真, 比较了 3 种多孔材料的吸声性能, 并通过仿真值与实测值对比, 验证 FOAM-X 对声学参数预测的可靠性。研究表明, 多孔材料的厚度、孔隙率、背后空腔深度和粘滞特征长度对多孔材料的吸声性能具有显著影响, 而热效特征长度则几乎没有影响, 三聚氰胺泡沫具有良好的吸声性能, FOAM-X 对声学参数预测较准确。

关键词: 多孔吸声材料; 吸声系数; FOAM-X; 毕奥原理

中图分类号: TB535 文献标识码: A

文章编号: 1672-7649(2019)04-0054-07 doi: 10.3404/j.issn.1672-7649.2019.04.011

Research on sound absorption performance of porous materials based on foam-x

JIANG Kun^{1,2}, XIANG Yang^{1,2}, ZHANG Bo^{1,2}

(1. Key Laboratory of High Performance Ship Technology (Wuhan University of Technology), Ministry of Education, Wuhan 430063, China; 2. School of Energy and Power Engineering, Wuhan University of Technology, Wuhan 430063, China; 3. Key Laboratory of Marine Power Engineering and Technology, Ministry of Communications, Wuhan 430063, China)

Abstract: Analysis of the sound absorption coefficient of three kinds of porous materials of polyurethane foam, melamine foam and glass cotton based on FOAM-X, The influence of the thickness, porosity, the depth of the cavity behind, the length of the thermal effect and the length of the viscosity of the porous material on the sound absorption properties are studied, and using polyurethane foam as an example, the sound insulation simulation is carried out in the VA-ONE. Besides, the sound absorption properties of three kinds of porous materials were compared, and the reliability of FOAM-X for prediction of acoustic parameters was verified by comparing simulation values with measured values. The results show that the thickness, porosity, cavity depth and viscosity characteristic length of porous materials have significant influence on sound absorption properties of porous materials, while the thermal characteristic length has little effect, and the melamine foam has good sound absorption properties, FOAM-X is accurate in predicting acoustic parameters.

Key words: porous material; absorption coefficient; FOAM-X; Biot principle

0 引 言

通常控制噪声的方法有隔振、吸声、隔音和消声等几种方法, 其中吸声降噪按结构和吸声特性又可分为穿孔板吸声、多孔材料吸声和阻抗复合吸声等, 而多孔吸声材料的特征在于从材料表面到内部有很多互相贯通的微孔, 当有声波入射到多孔材料表面时, 一部分声波在多孔材料的表面被反射掉, 另一部分进入

多孔材料内部激发起微孔内的空气振动, 致使多孔材料内部的空气与固体筋络之间产生相对位移, 又由于空气的粘滞性, 在微孔内产生相应的粘滞阻力, 从而使振动空气的动能不断转化成热能, 声能衰减。除此之外, 空气绝热压缩时导致空气与微孔壁发生热交换, 也使得声能转化为热能, 从而声能衰减^[7]。

刘鹏辉^[3]和朱从云^[8]基于不同的思路提出了多孔

收稿日期: 2018-04-12

基金项目: 国防预研基金资助项目(10204010410); 国家自然科学基金资助项目(51279148, 51079118)

作者简介: 蒋坤(1995-), 男, 硕士研究生, 研究方向为振动与噪声。

吸声材料吸声系数的理论解法, 并通过理论计算值与试验结果对比, 验证了理论算法的可行性。张锦岚^[1]和梁小光^[4]分别基于 NOVA 和 LMS Virtual.Lab 对多孔吸声材料的吸声特性进行分析, 并研究了多孔材料的声学参数对吸声系数的影响。王东^[9]和周理杰^[11]采用试验的方法研究了一些因素对几种纤维材料的吸声特性的影响, 取得了一系列有意义的结论。Allard^[5]详细介绍了多孔介质毕奥原理及其吸声特性, 成为多孔材料研究方面的经典理论, 马大猷^[10]提出微穿孔共振吸声结构以来, 也引起了专家和学者对微穿孔板和空腔组合方式的广泛讨论。由上可知, 国内外学者基于不同的方法或软件对多孔材料吸声系数做了研究, 而将吸声系数仿真与隔声应用结合并对多种特征参数对吸声系数影响的研究较少, 本文将基于 FOAM-X 并结合 VA-ONE 对聚氨酯泡沫、三聚氰胺泡沫和玻璃棉 3 种多孔材料进行吸声性能研究和隔声验证, 以期在工程上吸声材料的设计和选材提供借鉴。

1 FOAM-X 相关理论概述

多孔材料由固体框架部分和其中的流体部分组成, 毕奥 (Biot) 原理提出用 3 组参数来描述多孔材料: 弹性参数、声学参数和毛孔参数。刚性多孔材料由于忽略了骨架变形, 只有声学参数和毛孔参数。弹性参数有杨氏模量、泊松比、固体密度声学参数有流体密度、定压比热、定容比热、流体动力粘度系数、流体热传导系数毛孔参数有孔隙率、流阻系数、毕奥因子、流体体积模量、曲折系数、特征粘性长度、特征热效长度^[2]。毕奥理论考虑了固体框架与其内部流体之间的相对位移, 这种相对位移产生的摩擦导致了能量的衰减, 该理论的一个基本特征在于多孔材料介质中有 3 种波的存在, 包括 1 个横波、1 个快速纵波和 1 个慢速纵波。

FOAM-X 是一个用于定义基于阻抗管测试的多孔材料、多孔板和阻抗层声学属性的软件, 属于 ESI 公司产品, 与 VA-ONE 交互良好, 它采用 Allard 提交的多孔介质毕奥理论并对其进行延伸来细致描述多孔材料。FOAM-X 一共包含 4 个模块: 特征化模块、验证与仿真模块、灵敏度分析模块和边框振动测试模块, 主要使用到前 2 个模块, 分别用来识别多孔材料的声学参数和提供不同频率范围、样品厚度和边界条件下的声学预测, 为 VA-ONE 仿真服务。

2 多孔材料吸声系数研究

FOAM-X 中的仿真模型如图 1 所示, 前部为激励

源, 多孔材料样品厚度为 d , 样品背后为深度 L_c 的空腔, 由空腔深度和空腔孔隙率定义, 通常空腔孔隙率等于 1, 本文所有的研究中空腔孔隙率均为 1, 空腔后面为刚性壁。同时在 VA-ONE 中建立隔声仿真模型, 以聚氨酯为例, 将 FOAM-X 得到的各条件下聚氨酯泡沫声学参数应用到隔声模型中进行仿真分析, 仿真模型如图 2 所示, 中间吸声层长和宽皆为 1 m, 厚度为 0.001 m, 在其右壁面上敷设一定厚度的聚氨酯泡沫。声腔为边长为 1 m 的立方体, 介质为空气, 内损耗因子为 0.01, 分析频率为 16 ~ 8 000 Hz (1/3 倍频程), 左声腔上作用一个 100 dB 大小的扩散声场, 用来模拟外部声激励, 右声腔用来接收吸声结构的透声量, 计算左右声腔之间的隔声量作为目标值, 整体隔声量越大则吸声降噪效果越好。选取的聚氨酯泡沫、三聚氰胺泡沫和玻璃棉的密度分别为 30 kg/m^3 , 8.8 kg/m^3 和 20 kg/m^3 , 所有研究均在温度为 25°C 、大气压为 1 013.25 mbar 和相对湿度为 40% 的环境下进行。

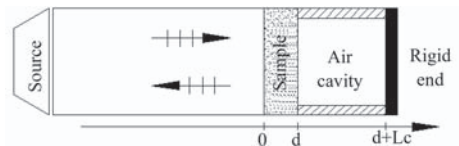


图 1 多孔材料仿真模型

Fig. 1 Simulation model of porous material

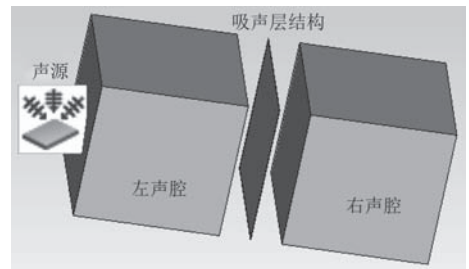


图 2 隔声仿真模型

Fig. 2 Sound insulation simulation model

2.1 验证

为了验证 FOAM-X 对吸声系数计算的准确性, 在与文献 [6] 中实验的特征参数相同的情况下计算泡沫塑料的吸声系数和阻抗值, 并与该文献中实测值对比, 结果如图 3 所示。

由图可以看出无论是吸声系数曲线还是阻抗曲线, 仿真值与实测值都吻合的很好, 证明 FOAM-X 对多孔材料声学参数的预测具有较高的可靠性。

2.2 厚度对多孔材料吸声性能的影响

设置 6 个样品厚度为 8 mm, 10 mm, 15 mm, 20 mm, 30 mm 和 50 mm, 得到 3 种多孔材料的吸声系数曲线如图 4 (a) ~ 图 4 (c) 所示。同时选取聚氨酯泡沫在

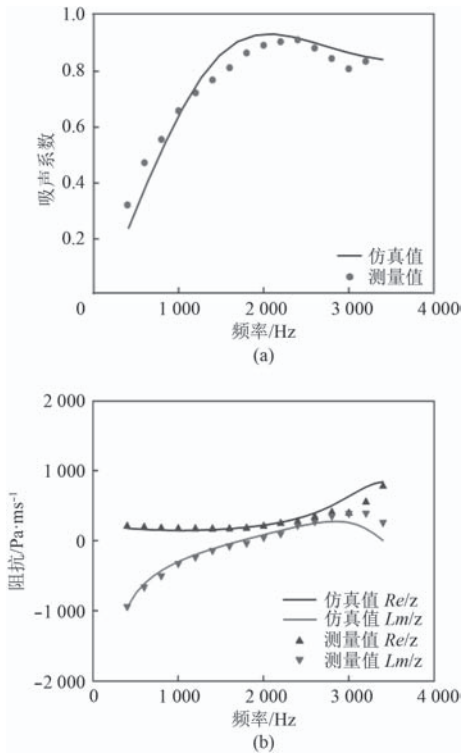


图 3 仿真值与测量值对比

Fig. 3 Comparison between simulation values and measured values

隔声仿真模型进行仿真，为了在图表中将不同厚度隔声量的区别更清晰地显示，只展示了聚氨酯泡沫在厚度为 10 mm，20 mm，30 mm 和 50 mm 的隔声量，结果如图 4 (d) 所示。

由图 4 (a)~图 4 (c) 可以看出，对于所研究的几个材料厚度，聚氨酯泡沫、三聚氰胺泡沫和玻璃棉整体上随着材料厚度的增加，吸声系数呈现增大趋势，这种趋势在低频段内更明显，同时吸声系数曲线逐渐显现峰值，且峰值对应的共振频率有向低频扩展的趋势，峰值过后的吸声系数曲线变化幅度逐渐减小，但随着厚度的增加起伏也增多。这是因为在其他参数一定的情况下，随着材料厚度的增加，进入材料空隙中的声波经过的通道也就更长，使得能量衰减更多，而声波的高频成分主要有多孔材料表面吸收，中低频成分主要在材料内部吸收，因此增加材料厚度对中低频的吸声系数影响要更大一些。从图 4 (d) 可以看出，在 100~1 600 Hz 的频率范围内，出现隔声低谷，且随着厚度增加，其低谷向低频偏移，而在频率 1 600 Hz 以后，隔声量随材料厚度增加明显增大。以上并不是说材料的厚度越大越好，继续增加材料的厚度，吸声系数增大的平均值逐渐减小，且材料体积也越来越大，因此在采用多孔材料降噪时需要合理选择材料厚度，避免造成浪费。

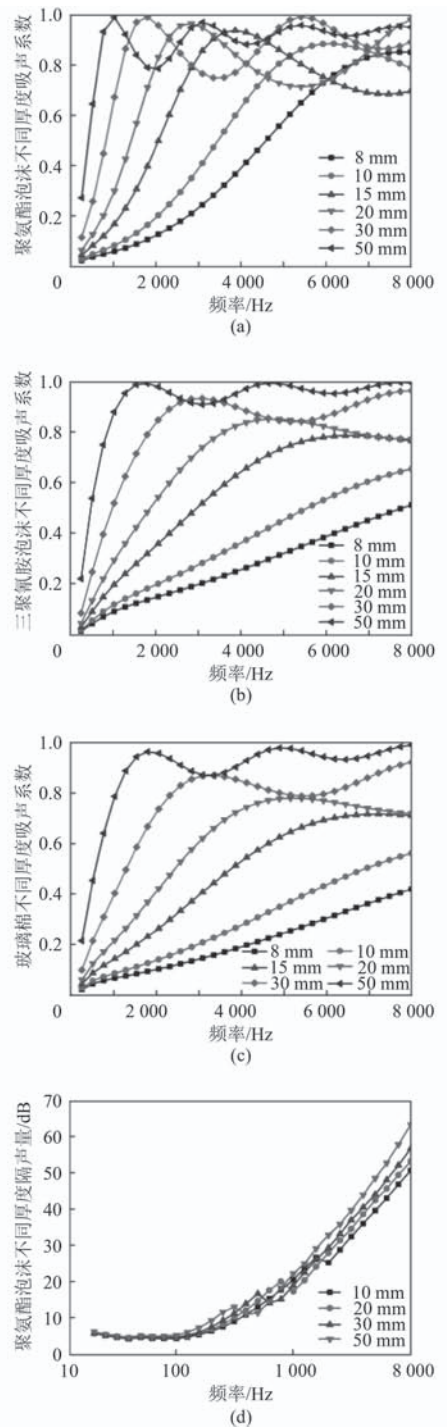


图 4 不同厚度多孔材料的吸声系数及聚氨酯泡沫隔声量

Fig. 4 Sound absorption coefficient of porous materials with different thickness and sound insulation of polyurethane foam

2.3 孔隙率对多孔材料吸声性能的影响

在 FOAM-X 中选择 6 个孔隙率为 0.05，0.1，0.25，0.5，0.75 和 0.96，得到 3 种多孔材料的吸声系数曲线如图 5 (a)~图 5 (c) 所示，在 VA-ONE 中隔声仿真的结果如图 5 (c) 所示，展示了孔隙率为 0.25，0.5，

0.75 和 0.96 时的隔声结果。

由图 5 (a)~图 5 (c) 可以看出, 孔隙率在一定范围内增加时, 3 种多孔材料的吸声系数峰值呈现增大趋势 (聚氨酯泡沫为 0.75 以下, 三聚氰胺泡沫为 0.25 以下, 玻璃棉泡沫为 0.25 以下), 超过这一范

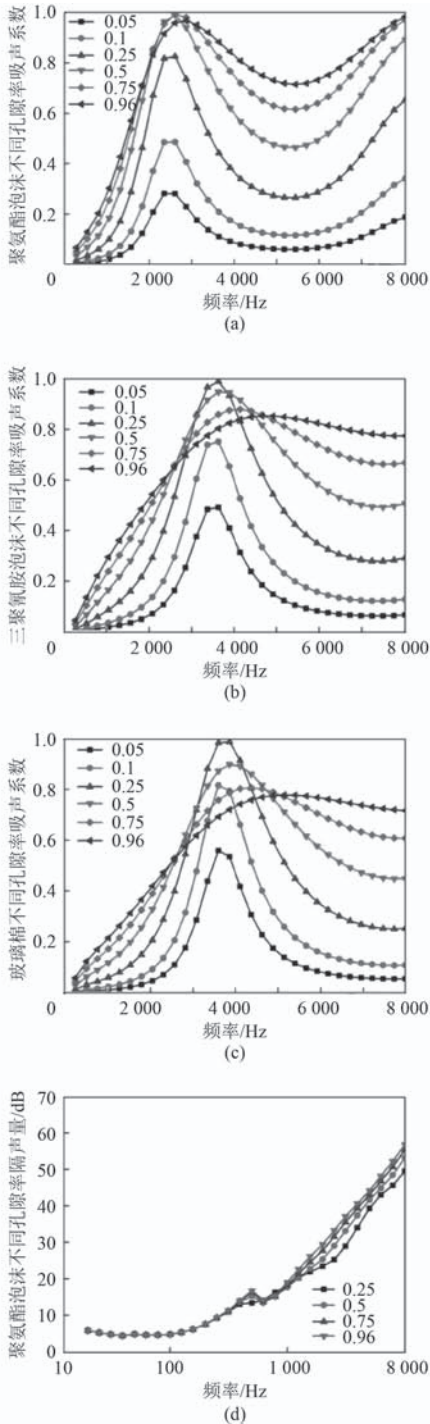


图 5 不同孔隙率多孔材料的吸声系数及聚氨酯泡沫隔声量

Fig. 5 Sound absorption coefficient of porous materials with different porosity and sound insulation of polyurethane foam

围, 吸声系数峰值逐渐下降, 且峰值越来越不明显。而在峰值频率前后, 吸声系数随孔隙率增加而增大, 在大于 4 000 Hz 以后的高频段尤其明显, 因此从整体上看, 除了峰值频率附近的频率区间吸声系数不严格随孔隙率的增加而增大外, 大部分频段内吸声系数随孔隙率增加而增大, 但增大的平均值随孔隙率增加而减小。从图 5 (d) 可以看出, 在频率 500 Hz 处出现隔声低谷, 且随孔隙率的增大, 隔声低谷现象越来越明显, 频率 500 Hz 以后, 随孔隙率增加隔声量增大, 这主要是因为孔隙率越高, 材料内部筋络越复杂, 曲折率也更大, 导致空气与材料内部的孔隙壁摩擦加剧, 使得声能衰减越多, 但这种声能衰减的效果同吸声系数一样, 随孔隙率增加而减小。由上吸声系数曲线和隔声仿真结果可以看出, 在满足其他限制条件的情况下, 应尽量使多孔材料的孔隙率越大, 从而达到最好的吸声效果。

2.4 背后空腔深度对多孔材料吸声性能的影响

在 FOAM-X 中仿真得到 3 种多孔材料背后空腔深度为 0 mm, 5 mm, 10 mm, 20 mm 和 30 mm 时的吸声系数曲线如图 6 (a)~图 6 (c) 所示, 在 VA-ONE=中的隔声仿真结果如图 6 (d) 所示。

由图 6 (a)~图 6 (c) 可以看出, 随着空腔深度的增加, 第 1 个共振频率呈现向低频扩展的趋势, 且在低于第 1 个共振频率的低频段内吸声系数增大。同时可以看出, 在频率高于第 1 共振频率之后, 材料背后空腔深度整体上对吸声系数影响不大, 吸声系数基本维持在较高值上下波动, 而波动的幅度随空腔深度的增加而加大。从图 6 (d) 看出, 在 80~2 500 Hz 频段内, 3 种空腔深度聚氨酯泡沫的隔声量明显大于没有空腔时的隔声量, 频率 2 500 Hz 以后, 4 条隔声量曲线又接近重合, 而整体上 10 mm, 20 mm 和 30 mm 空腔深度的隔声量相差不大, 说明虽然在材料背后加上空腔能在一定频段内提高隔声量, 但隔声量并不随着空腔深度的增加持续增大。以上可以证明在多孔材料的背后加一定深度的空腔能在中低频范围内起到良好的降噪效果, 但这种降噪效果在高频范围内几乎没有, 这是因为增加空腔的作用相当于加大多孔材料的厚度, 改善了中低频的吸收, 但也并不是空腔深度越大越好, 因此需要合理考虑空腔深度。

2.5 热效特征长度和粘滞特征长度对多孔材料吸声性能的影响

热效特征长度和粘滞特征长度是孔径大小的表现, 热效特征长度表征流体与多孔结构之间的热能传递, 粘滞特征长度用来表征由于流体与多孔结构的粘

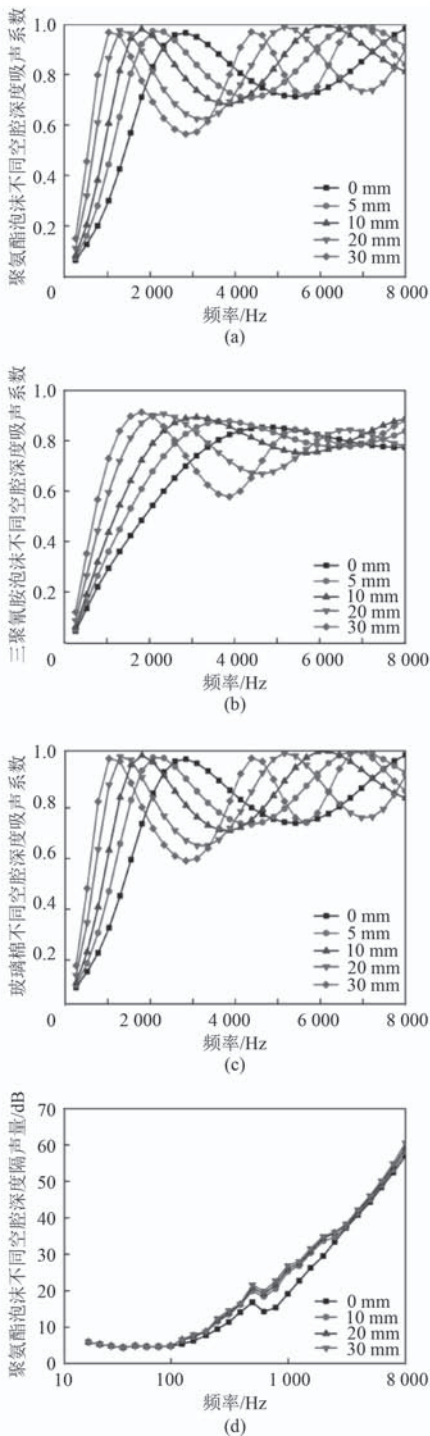


图 6 不同背后空腔深度多孔材料的吸声系数及聚氨酯泡沫隔声量

Fig. 6 Sound absorption coefficient of porous materials with different cavity depths and sound insulation of polyurethane foam

性而产生的能量损失，其在物理上的意义可用图 7 中的尺寸近似表示， d_1 近似表示热效特征长度， d_2 近似表示粘滞特征长度。

在保持粘滞特征长度一定时，设置 5 个热效特征

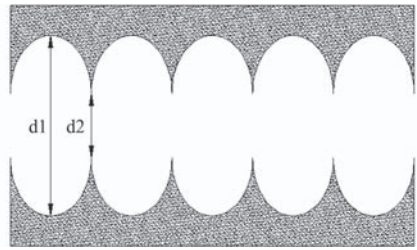


图 7 热效特征长度和粘滞特征长度物理意义示意

Fig. 7 Physical meaning of thermal characteristic length and viscosity characteristic length

长度对吸声系数进行仿真，其结果如图 8 (a)~图 8 (c) 所示，VA-ONE 中聚氨酯泡沫的隔声仿真结果如图 8 (d) 所示。

由图 8 可以看出，3 种多孔材料的吸声系数随热效特征长度的增大变化很小，呈现出高度的一致性，3 种热效特征长度聚氨酯泡沫的隔声仿真结果也验证了这一点，说明单纯的改变热效特征长度对多孔材料的吸声系数影响甚微，也证明了单一的改变热效特征长度对空气和结构之间的热量传递几乎没有影响。

同时研究粘滞特征长度对吸声系数和降噪效果的影响如图 9 所示。

由图 9 (a)~图 9 (c) 可以看出随着粘滞特征长度的增加，峰值对应的第 1 共振频率向高频偏移，且峰值的大小随粘滞特征长度的增加先增大后减小，在高频区域 3 种多孔材料的吸声系数也随粘滞特征长度的增加先增大后减小，而从图 9 (d) 隔声量的结果也可以看出，整体上粘滞特征长度为 10 μm 时隔声量最小，在高频区域粘滞特征长度为 50 μm 时隔声量最大，明显大于粘滞特征长度为 10 μm 和 90 μm 时的隔声量。这是因为在一定范围内增大粘性特征长度相当于改善了孔隙的连通性，使得进入多孔材料内部的声波增多，特别是让更多高频声波进入孔隙，从而声波的能量在孔隙中衰减的也越多，但继续增大粘性特征长度时，孔隙的连通性持续增强，使得空气在孔隙中流通比较顺畅，降低了空气与孔隙壁摩擦的几率，从而消耗的能量减少。所以在设计多孔材料时，一定要合理的选择粘性特征长度，既不能太大也不能太小，一般来说在粘性特征长度为 50 μm 时，吸声效果最好^[7]。

2.6 吸声性能比较

为比较聚氨酯泡沫、三聚氰胺泡沫和玻璃棉 3 种多孔材料的吸声性能，研究了以上 3 种多孔材料在相同条件下的吸声系数，厚度为 50 mm，没有背后空腔，孔隙率取 0.96，热效特征长度为 300 μm ，粘滞热效特征长度为 50 μm ，其结果如图 10 所示。可以看

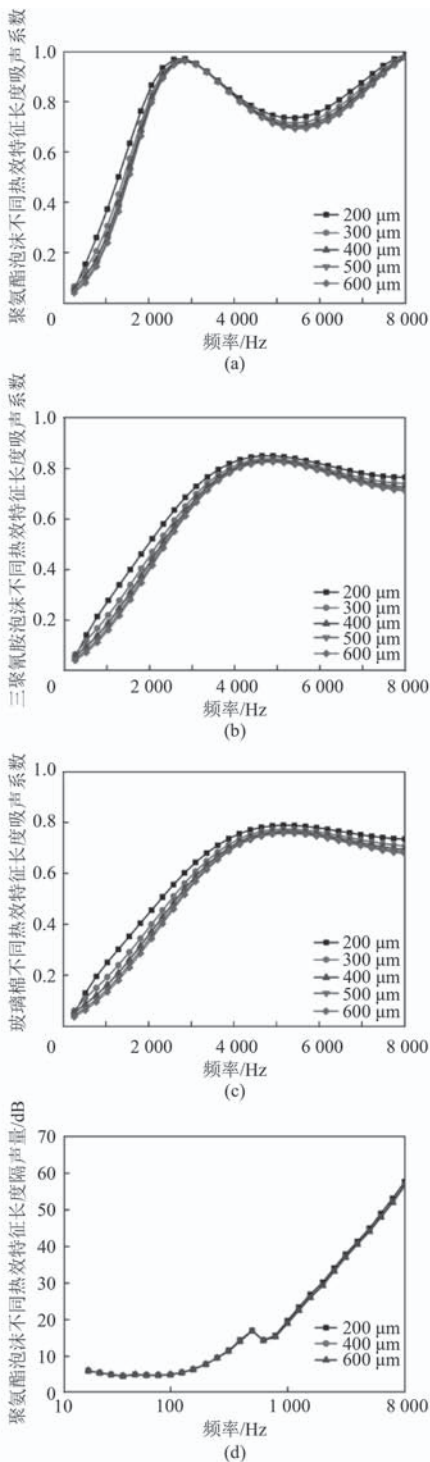


图 8 不同热效特征长度多孔材料的吸声系数及聚氨酯泡沫隔声量

Fig. 8 Sound absorption coefficient of porous materials with different thermal characteristic length and sound insulation of polyurethane foam

出, 3 种多孔材料的吸声系数曲线都表现为低频较低, 在某一频段内增加到较大值后吸声系数基本不变, 但有小幅波动, 这也是多孔材料吸声系数曲线的普遍趋势^[10]。在 0~1 000 Hz 的频段内, 3 种多孔材料

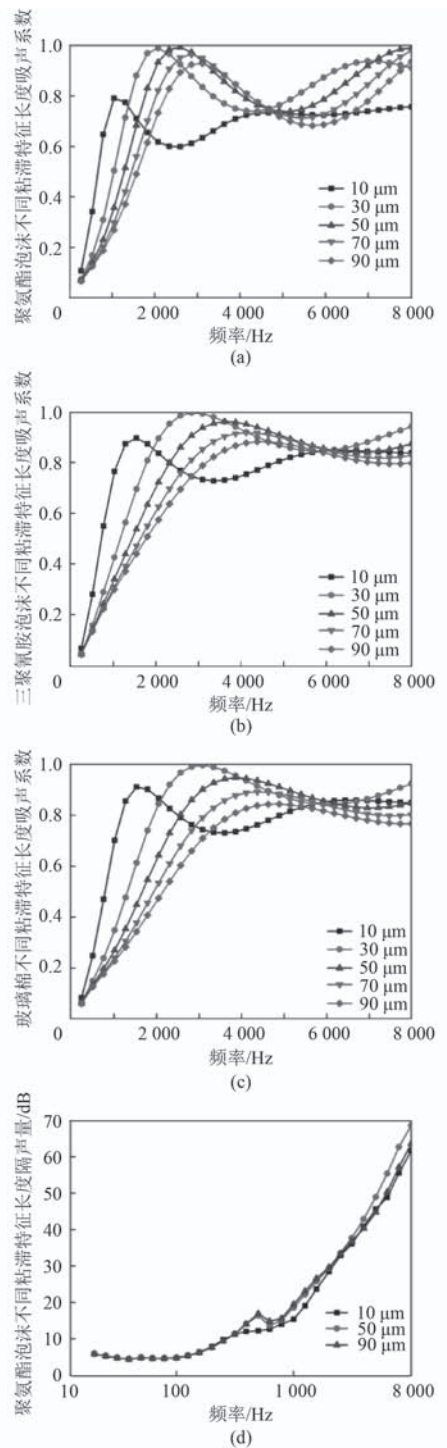


图 9 不同粘滞特征长度多孔材料的吸声系数及聚氨酯泡沫隔声量

Fig. 9 Sound absorption coefficient of porous materials with different viscosity characteristic length and sound insulation of polyurethane foam

吸声系数差别不大, 但在 1 000 Hz 以后, 三聚氰胺泡沫的吸声系数明显高于其聚氨酯泡沫和玻璃棉, 表明在相同的条件下三聚氰胺泡沫的吸声性能比聚氨酯泡沫和玻璃棉好。

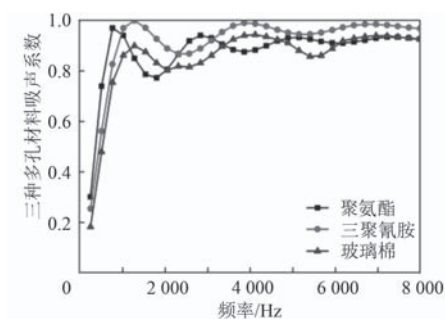


图 10 多孔材料吸声性能对比

Fig. 10 Comparison of sound absorption properties of porous materials

3 结 语

本文基于 FOAM-X 并结合 VA-ONE 对聚氨酯泡沫、三聚氰胺泡沫和玻璃棉的吸声系数进行仿真研究, 研究结果表明:

1) FOAM-X 对多孔材料声学参数的预测具有较高的可靠性;

2) 各特征参数对吸声系数的影响主要集中在中高频段内, 在频率 100 Hz 以下, 几乎没有影响;

3) 多孔材料厚度、孔隙率、背后空腔深度和粘滞特征长度在一定条件和频段内对多孔材料的吸声性能具有显著影响, 而热效特征长度则几乎没有影响;

4) 多孔材料厚度和背后空腔深度越大, 吸声效果越好, 但在实际设计中需要合理考虑材料体积;

5) 在其他参数一定时, 存在一个最优的粘滞特征长度能最大的提升多孔材料吸声性能;

6) 在相同的条件下, 三聚氰胺泡沫的吸声性能优于聚氨酯泡沫和玻璃棉。

参考文献:

- [1] 张锦岚, 钱家昌, 王文博. 基于 NOVA 的多孔材料吸声性能分析及优化 [J]. 舰船科学技术, 2017, 39(2): 61-65.
- [2] 刘恺. 基于 VA-ONE 的多孔吸声材料的应用仿真研究 [D]. 武汉: 武汉理工大学, 2010.
- [3] 刘鹏辉, 杨宜谦, 姚京川. 多孔吸声材料的吸声特性研究 [J]. 噪声与振动控制, 2011(4): 123-126.
- [4] 梁小光. 基于 Virtual. lab 的多孔材料吸声性能仿真研究 [D]. 成都: 西南交通大学, 2012.
- [5] ALLARD J F, ATALLA N. Propagation of sound in porous media: modeling sound absorbing materials[M]. 2nd Edition, Wiley, 1999.
- [6] REBILLARD P, ALLARD J F, DEPOLLIER C, et al. The effect of a porous facing on the impedance and the absorption coefficient of a layer of porous material[J]. Journal of Sound & Vibration, 1992, 156(3): 541-555.
- [7] 赵玫. 机械振动与噪声学 [M]. 北京: 科学出版社, 2004.
- [8] 朱从云, 黄其柏. 多层吸声材料吸声系数的理论计算 [J]. 声学技术, 2008(2): 101-105.
- [9] 王东. 基于 Biot 模型的木纤维/聚酯纤维复合材料吸声性能研究 [D]. 北京: 中国林业科学研究院, 2016.
- [10] 马大猷. 噪声与振动控制工程手册 [M]. 北京: 机械工业出版社, 2002.
- [11] 周理杰, 罗胜利, 晏雄, 等. 材料和空腔深度对吸声系数测定影响的研究 [J]. 中国纤检, 2017(3): 80-83.

考虑中心距变化的船用人字齿轮啮合动力学特性分析

魏 维, 郭文勇, 吴新跃, 吴启豪

(海军工程大学 动力工程学院, 湖北 武汉 430033)

摘 要: 人字齿轮在舰船传动系统中有着广泛的应用, 本文为研究中心距变化对人字齿轮啮合动力学特性的影响, 建立齿轮啮合的动力学模型, 理论分析了中心距对齿轮啮合刚度以及啮合重合度的影响, 利用 ADAMS 动力学分析软件对人字齿轮进行了啮合动力学特性分析。结果表明, 在标准啮合的基础上增加啮合中心距, 啮合重合度及啮合刚度都随之减小, 啮合冲击随之增大, 啮合频率的高次谐波分量幅值增加, 增大了齿轮系统发生共振的风险, 中心距相较于标准值有微小变化就会带来较大的啮合冲击激励。

关键词: 人字齿轮; 啮合中心距; 啮合动力学特性; ADAMS

中图分类号: TH32 **文献标识码:** A

文章编号: 1672 - 7649(2019)04 - 0061 - 05 **doi:** 10.3404/j.issn.1672 - 7649.2019.04.012

Analysis on meshing dynamic characteristics of marine herringbone gear with consideration of center distance

WEI Wei, GUO Wen-yong, WU Xin-yue, WU Qi-hao

(Naval University of Engineering, Wuhan 430033, China)

Abstract: Herringbone Gear has widely application in transmission system of ships and warships. In this paper, in order to study the influence of center distance change on the meshing dynamics of herringbone gears, the dynamic model of gear engagement was established, the influence of center distance on meshing stiffness and engagement degree was analyzed theoretically, the meshing dynamic characteristics of the gears were analyzed by using ADAMS. The results show that the increase in the basic standard of meshing center distance, meshing contact ratio and mesh stiffness decreases, the amplitude of the harmonic meshing frequency increases, which increases the risk of resonance of the gear system, the center distance compared with the standard value of the tiny change will bring greater incentive engagement impact.

Key words: herringbone gear; meshing center distance; meshing dynamic characteristics; ADAMS

0 引 言

人字齿轮凭借其承载力大、轴向力相互抵消以及传动平稳等特点, 在船舶传动系统中得到了广泛的应用, 而其动态特性是衡量设计优劣的重要指标之一^[1]。在实际传动过程中, 人字齿轮很难达到理想啮合条件而会造成啮合冲击的出现, 影响因素有制造和安装误差、轮齿承载间隙以及热变形等^[4]。其中, 由于制造和安装误差以及齿轮轴颈涡动导致的啮合中心距的改变, 也会影响齿侧间隙的改变, 进而产生啮合冲击^[5]。因而开展人字齿轮啮合响应的分析研究, 对降低齿轮噪声、提高系统疲劳寿命有着积极的意义。

已有的研究虽然对造成齿轮啮合冲击的因素进行了较为深入的探讨, 但有关考虑中心距变化对啮合冲击造成影响的研究相对较少。为此, 本文主要研究齿轮啮合中心距变化的影响, 在不考虑啮合误差和弹流润滑的情况下, 建立齿轮系统的动力学模型, 并通过动力学仿真软件 ADAMS 得到中心距变化对齿轮副动力学特性的影响, 为合理选择轴承配合公差, 进一步改善舰船用齿轮传动系统动态特性提供参考。

1 齿轮啮合动力学模型

在不考虑轮齿承载变形以及加工误差的条件下, 轮齿啮合过程中, 由于齿轮副的中心距改变, 使轮齿

啮合产生基节误差,如图 1 所示,图 1 (a) 中齿轮处于标准啮合状态,中心距等于两齿轮分度圆半径之和,齿轮能够平稳传动。图 1 (b) 中,实际中心距大于标准中心距,当轮齿进入啮合时,实际啮合起始点偏离理论啮合起始点,引起啮入冲击,同理在啮出时也会产生啮出冲击。齿轮啮合产生的冲击激励是齿轮传动系统的内部激励源之一^[8]。

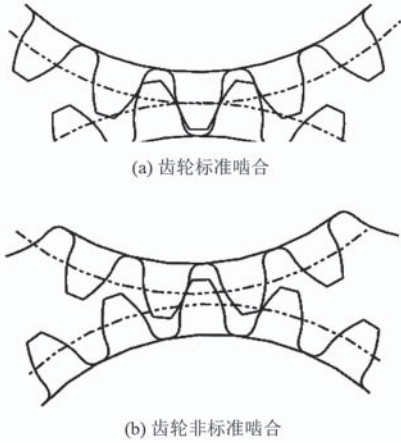


图 1 齿轮啮合状态示意图

Fig. 1 Schematic diagram of gear meshing

分析齿轮啮合冲击时,可以把啮合齿轮对简化为一振动模型,如图 2 所示。这种模型不考虑齿轮的横向振动,只考虑齿轮副的扭转振动。该模型中, m 为啮合齿轮对等效质量,阻尼系数为 c ,齿轮系统啮合刚度为 k ,定义相对位移为 x_s ,振动加速度、速度和位移分别为 \ddot{x}, \dot{x}, x ,定义齿轮综合误差,包括齿形误差和基节误差为 $e(t)$,外部系统载荷为 $F(t)$,则其非线性啮合动力学方程可表示为:

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + k(t)[x + x_s + e(t)] = F(t), \quad (1)$$

改写方程,同时忽略相对位移后有:

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + \bar{k}x = -\Delta k(t)e(t) + s(t) + F(t), \quad (2)$$

$$s(t) = -\Delta k(t)x - \bar{k}e(t). \quad (3)$$

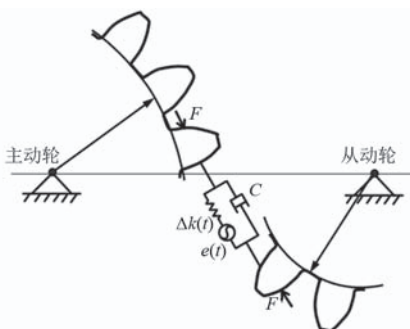


图 2 齿轮啮合振动模型

Fig. 2 Gear meshing vibration model

式中: \bar{k} 为齿轮不变刚度部分, $s(t)$ 为啮合冲击激励力, $\Delta k(t)$ 是齿轮啮合刚度中变化部分, $\Delta k(t) = k(t) - \bar{k}$ 。式(2)中,右端第 1 项 $\Delta k(t)e(t)$ 包含了刚度激励和误差激励,第 2 项 $s(t)$ 为啮合冲击激励,第 3 项代表了外部激励。

2 考虑中心距变化的人字齿轮啮合刚度分析

为方便问题的讨论,在分析时引入一些假设:认为齿轮是刚体;无弹流润滑作用;齿轮制造没有误差。虽然假设会对分析结果带来一定的局限性,但其能对理论分析和仿真进行简化,使得系统动力特性的阐述简单明了。

2.1 人字齿轮啮合刚度激励

由于在齿轮传动过程中,同时参与啮合的轮齿对数随着时间而周期变化,因而引起了轮齿啮合刚度的周期变化,从而引起啮合力的周期变化^[9]。与此同时,当啮合齿轮副的中心距发生变化时,也会导致啮合刚度的变化。由啮合刚度变化而引起的动态激励称之为刚度激励^[3]。

本文主要研究中心距对啮合刚度的影响,因此先忽略齿轮传动中由于啮合齿轮对不同造成的啮合刚度的变化,此时理论单齿刚度计算公式为^[10]:

$$k' = 1 / \left(0.04723 + \frac{0.1551}{z_1} + \frac{0.25791}{z_2} - 0.00635X_1 - 0.00193X_2 - 0.11654 \frac{X_1}{z_1} - 0.24188 \frac{X_2}{z_2} + 0.00529X_1^2 + 0.00182X_2^2 \right). \quad (4)$$

式中: k' 为单齿刚度, $\text{N/mm} \cdot \mu\text{m}$; z_1 为主动齿轮齿数; z_2 为被动齿轮齿数; X_1 为主动齿轮法面变位系数; X_2 为被动齿轮法面变位系数。

当重合度 $\varepsilon_\alpha \geq 1.2$ 、螺旋角 $\beta \leq 30^\circ$ 时,渐开线标准圆柱斜齿轮的轮齿刚度为:

$$k_G' = C_R b_y 0.75\varepsilon + 0.25k' \times 10^6. \quad (5)$$

式中: k_G' 为齿轮刚度, N/mm , b_y 为齿宽, mm ; ε' 为斜齿轮重合度; C_R 为轮坯结构系数(由圆形坯成型的齿轮该系数取 1)。

斜齿轮的重合度由 2 部分组成:

$$\varepsilon' = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta, \quad (6)$$

式中 ε_α 为斜齿轮的端面重合度,计算公式为:

$$\varepsilon_\alpha = [z_1(\tan \alpha_{at1} - \tan \alpha_t') + z_2(\tan \alpha_{at2} - \tan \alpha_t')]/2\pi, \quad (7)$$

ε_β 为轴面重合度,计算公式为:

$$\varepsilon_{\beta} = b_y \sin \beta / (\pi m_n). \quad (8)$$

式中: α_{at1} , α_{at2} 分别为主动齿轮、被动齿轮齿顶圆端面压力角; α'_t 为斜齿轮端面啮合角; m_n 为斜齿轮法面模数。

图 3 为齿轮啮合传动示意图, 图中 r_{a1} , r_{a2} 为齿顶圆半径; r_{b1} , r_{b2} 为基圆半径; α_{at1} , α_{at2} 为端面齿顶圆压力角; α'_t 端面为啮合角; a 为啮合中心距; N_1 , N_2 为啮合极限点; $\overline{B_1 B_2}$ 为实际啮合线段。由式 (6) ~ 式 (8) 可知, 重合度与斜齿轮的法面模数 m_n 有关, 随着齿数 z 的增大而增大, 此外, 重合度还随端面啮合角 α'_t 的减小而增大。根据图 3 所示的几何关系可得到端面啮合角与齿轮对中心距的数学关系为:

$$\tan \alpha'_t = \frac{\sqrt{a^2 - (r_{b1} + r_{b2})^2}}{r_{b1} + r_{b2}}. \quad (9)$$

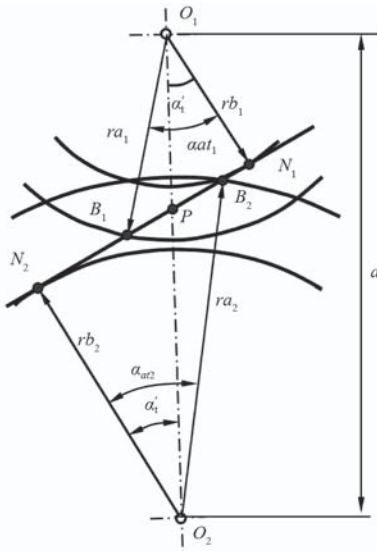


图 3 斜齿轮端面啮合几何模型

Fig. 3 Geometric model of helical gear end face meshing

结合式 (4)、式 (5) 可整理得到斜齿轮啮合刚度与啮合中心距的关系为:

$$k_G' = C_R b_y \left(0.75 \left[z_1 \left(\tan \alpha_{at1} - \frac{\sqrt{a^2 - (r_{b1} + r_{b2})^2}}{r_{b1} + r_{b2}} \right) + z_2 \left(\tan \alpha_{at2} - \frac{\sqrt{a^2 - (r_{b1} + r_{b2})^2}}{r_{b1} + r_{b2}} \right) \right] / 2\pi + b \sin \beta / (\pi m_n) + 0.25 \right) k' \times 10^6. \quad (10)$$

人字齿轮由 1 组螺旋角旋向相反其他参数相同的斜齿轮组合而成, 因而人字齿轮与相对应的斜齿轮的啮合刚度、重合度的关系为:

$$\begin{cases} k_G = 2k_G', \\ \varepsilon = 2\varepsilon'. \end{cases} \quad (11)$$

其中: k_G 为人字齿轮的啮合刚度; k_G' 为斜齿轮的啮合刚度; ε 为人字齿轮的重合度; ε' 为斜齿轮的重合度。

2.2 中心距对啮合刚度、重合度的影响

由于加工误差、齿轮轴颈涡动等原因, 齿轮副的实际中心距会变化。受制于齿轮的设计参数, 标准斜齿轮中心距的最小值等于标准啮合值 a_s , 计算公式为:

$$a_s = m_n (z_1 + z_2) / 2 \cos(\beta), \quad (12)$$

同时要保证齿轮对啮合的连续性, 一般取重合度 $\varepsilon_{\alpha} \geq 1.2$, 即

$$[z_1 (\tan \alpha_{at1} - \tan \alpha'_t) + z_2 (\tan \alpha_{at2} - \tan \alpha'_t)] / 2\pi \geq 1.2, \quad (13)$$

结合式 (9) 可得:

$$a \leq \frac{r_{b1} + r_{b2}}{z_1 + z_2} \sqrt{[(z_1 \tan \alpha_{at1} + z_2 \tan \alpha_{at2} - 2.4\pi)^2 + (z_1 + z_2)^2]}. \quad (14)$$

表 1 为某型船用齿轮箱人字齿轮副参数。将表中的数据代入式 (14) 可得: $a \leq 587.874 2$ mm, 又根据式 (12) 计算得标准啮合中心距 $a_s = 579.999 5$ mm。

表 1 某型船用齿轮箱啮合齿轮副参数
Tab. 1 A certain type of marine gearbox meshing gear pair parameters

结构	小齿轮	大齿轮
齿数 Z	43	138
法面模数 M_n		5.5
法面压力角 $\alpha_n / (^\circ)$		20
螺旋角 $\beta / (^\circ)$		30
端面齿宽 b_t / mm		147.5

由上述计算可知, 为保证齿轮能够连续啮合, 齿轮的中心距范围是 $[579.995, 587.874 2]$ 。分别根据齿轮中心距与啮合刚度及重合度的函数关系绘制曲线如图 4 和图 5 所示。

由图中曲线可以看出, 随着中心距的增加, 齿轮的重合度和啮合刚度都在减小, 特别是中心距从 580 mm 减小到 580.6 mm 时刚度和重合度减小的速度较快, 因此在齿轮啮合传动时, 实际中心距在标准中心距的基础上有微小的变化就会造成啮合刚度的迅速变化, 进而产生较大的啮合冲击。

3 啮合冲击动力学仿真计算

根据表 1 中的参数利用 SolidWorks 构建人字齿轮的三维仿真模型, 文中对齿轮进行了适当简化, 建模

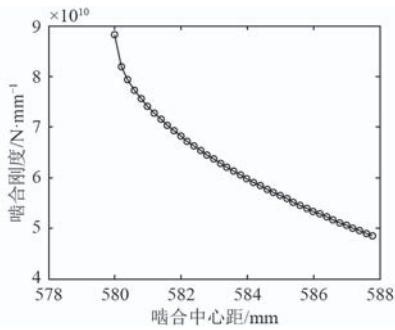


图 4 人字齿轮啮合刚度与中心距的关系

Fig. 4 Relationship between meshing stiffness of herringbone gear and center distance

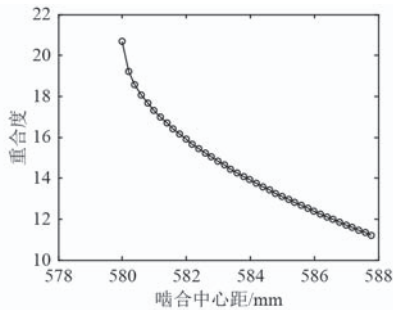


图 5 人字齿轮重合度与中心距的关系

Fig. 5 The relationship between the coincidence degree of herringbone gear and the center distance

时没有建立齿轮轴。将齿轮模型导入多体动力学分析软件 ADAMS 中, 进行人字齿轮的啮合动力学仿真。齿轮动力学仿真模型如图 6 所示, 其中小齿轮为主动齿轮, 大齿轮为从动齿轮。

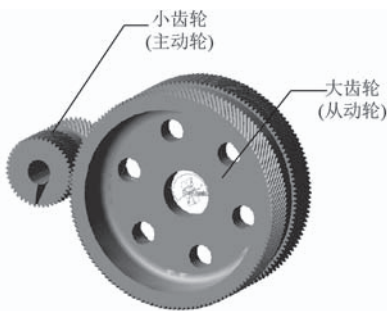


图 6 人字齿轮副动力学仿真模型

Fig. 6 Herringbone gear pair dynamics simulation model

3.1 仿真参数设置

在利用 ADAMS 软件进行仿真之前需要对模型进行约束定义, 确定齿轮间的相对运动关系。图中的人字齿轮副主要约束设置如下:

- 1) 两人字齿轮与地面间设置为旋转副;
- 2) 两齿轮间采用实体-实体接触约束, 模拟齿轮传动过程中的接触碰撞;
- 3) 小齿轮作为主动轮, 在其旋转副上添加转速激励;

4) 大齿轮作为从动轮, 在其旋转副上添加负载力矩。

设定小齿轮的输入转速为 150 r/min, 负载转矩 $T = 1 \times 10^6 \text{ N}\cdot\text{mm}$, 仿真时间 $t=3 \text{ s}$, 仿真步长为 0.001 s。求解器类型选择 GSTIFF, 积分格式为 I3, 积分误差设置为 0.001。

3.2 仿真结果分析

1) 图 7 为从动轮 (大齿轮) 的角速度和角加速度曲线, 由曲线可以看出去除初始冲击, 大齿轮角速度和角加速度波动比较平稳。仿真得到的平均角速度为 280.54 °/s, 传动比为 0.311 7, 理论设计的传动比为 0.311 6, 误差为 0.032%, 满足传动比要求, 证明了模型的正确性。

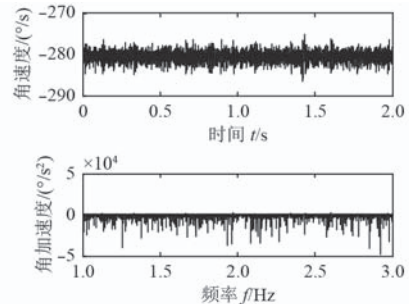


图 7 大齿轮角速度及角加速度 ($d=580 \text{ mm}$)

Fig. 7 Large gear angular velocity and angular acceleration ($d=580 \text{ mm}$)

2) 分别设置仿真模型中齿轮的中心距参数为 580 mm, 580.2 mm, 580.4 mm, 580.6 mm, 580.8 mm 和 581 mm, 得到齿轮接触力的时域和频域曲线, 如图 8 (a) ~ 8 (f) 所示。图 8 (a) 是在标准啮合状态下得到的啮合力曲线, 由时域曲线可以看出啮合力波动较为平稳, 从频域曲线分析, 啮合具有一定的周期变化, 周期是单个轮齿啮合所需的时间, 但周期性此时并不明显。随着啮合中心距的不断增加, 由图 8 (b) ~ 8 (f) 中的时域曲线可以看出啮合冲击波动逐渐加剧, 通过第 1 节和第 2 节的分析可知, 齿轮的啮合刚度、啮合重合度随着中心距的增加而减小, 会造成啮合冲击波动的增加。

3) 图 9 为齿轮副一阶啮合频率对应的啮合力与中心距的关系。由曲线可以看出, 中心距由 580 mm 增加到 580.2 mm 时, 啮合力从 1 886 N 迅速增加到了 10 700 N, 随后啮合力随中心距增加而增加的趋势逐渐放缓, 仿真结果与 2.2 节中对刚度与中心距关系的分析结论基本一致, 验证了仿真结果的有效性。

4 结 语

本文在齿轮啮合振动模型的基础上, 理论分析了

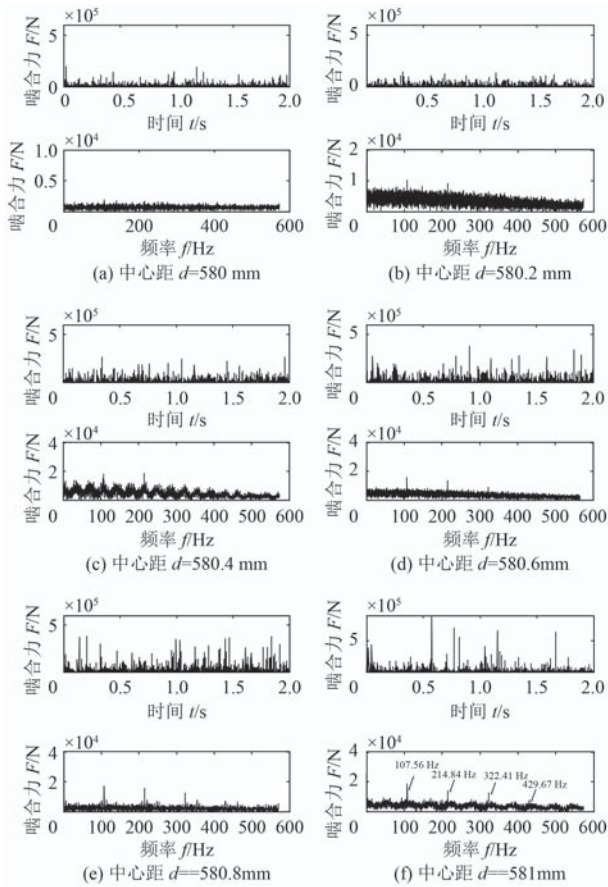


图 8 齿轮接触力时域及频域曲线

Fig. 8 Gear contact force time domain and frequency domain curve

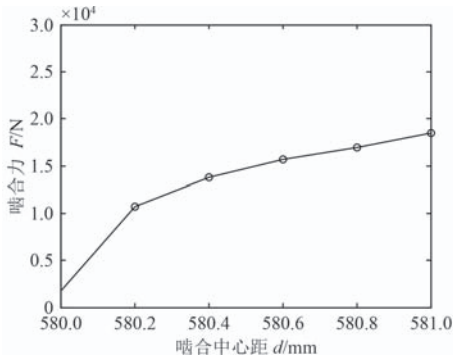


图 9 一阶啮合频率啮合力与中心距的关系

Fig. 9 The relationship between the first-order meshing frequency meshing force and the center distance

人字齿轮啮合刚度、重合度与啮合中心距的关系, 并利用仿真软件 ADAMS 进行了齿轮啮合动力学仿真, 得到了齿轮副在不同中心距时的啮合力时域与频域曲线。通过对比分析, 在不考虑啮合刚度和弹流润滑的情况下, 可以得到以下结论:

1) 啮合刚度和啮合重合度会受到啮合中心距的影响, 随着中心距的增加而减小, 且中心距在标准值附近的微小变化会造成啮合刚度和重合度的较大波动;

2) 齿轮啮合力随着中心距的增加而增加, 从频域的角度来看, 中心距的增加会导致啮合频率谐波分量的增加, 这会增加系统发生共振的风险, 在设计时需要引起注意。

3) 中心距在标准值处发生微小变化时, 齿轮的 1 阶啮合频率啮合力会发生较大变化, 这与啮合刚度、重合度的变化规律相一致。因此根据本文的分析结果, 应从齿轮的设计、加工、安装等多个方面保证中心距的精度。

4) 本文所建立的模型是对真实齿轮副的部分简化, 所建立的模型为刚体, 没有考虑齿轮的弹流润滑特性以及齿轮的加工误差, 以齿轮副的中心距为影响振动特性的唯一变量进行仿真分析, 所得结果与理论分析相一致且符合实际经验, 因此具有一定的参考意义。

参考文献:

[1] 常乐浩, 刘更, 周建星. 功率双分支齿轮系统动力学特性研究 [J]. 船舶力学, 2013, 17(10): 1176-1184.
 CHANG Le-hao, LIU Geng, ZHOU Jian-xing. Research on dynamic characteristics of dual-branching gear system[J]. Journal of Ship Mechanics, 2013, 17(10): 1176-1184.

[2] 王峰. 人字齿轮传动系统振动特性分析与试验研究 [D]. 西安: 西北工业大学, 2014.

[3] 周建星, 刘更, 马尚君. 内激励作用下齿轮箱动态响应与振动噪声分析 [J]. 振动与冲击, 2011, 30(6): 234-238.

[4] ZHANG J J, ESAT I I, SHI Y H. Load analysis with varying mesh stiffness[J]. Computers & Structures, 1999, 70(3): 273-280.

[5] 胡晓禾, 刘邱祖, 常宗旭, 等. 考虑可变刚度的 CST 齿轮传动系统刚柔耦合动力学研究 [J]. 舰船科学技术, 2017, 39(7): 94-97.

[6] 常乐浩, 贺朝霞, 李岚, 等. 一种确定斜齿轮传递误差和啮合刚度的快速有效方法 [J]. 振动与冲击, 2017, 36(10): 235-240.
 CHANG Le-hao, HE zhao-xia, LIU han, et al. Express method for determining the transmission error and mesh stiffness of helical gears[J]. Journal of Vibration and Shock, 2017, 36(10): 235-240.

[7] VAN K N, CAU T M, DIEN N P. Modelling parametric vibration of gear-pair systems as a tool for aiding gear fault diagnosis[J]. Technical Mechanic, 2004, 24(3-4): 198-205.

[8] 郭会珍, 谭长均, 陈俊峰. 基于 ADAMS 的行星轮系动力学仿真 [J]. 机械传动, 2013, 37(5): 86-89.

[9] 李杰, 张磊, 赵旗, 等. 斜齿轮三维弯曲有限元模型及应力分析 [J]. 沈阳工业大学学报, 2011, 33(3): 265-269.
 LI Jie, ZHANG Lei, ZHAO Qi, et al. Three-dimensional bending finite element model and stress analysis of helical gear[J]. Journal of Shenyang University of Technology, 2011, 33(3): 265-269.

[10] ISO. ISO 6336-1-1996. Calculation of load capacity of spur and helical gears-Part 1: basic principles, introduction and general influence factors[S]. Geneva: ISO. 1996.

浮筏隔振系统拓扑优化减重研究

王 锋¹, 邵海征², 崔洪宇³

(1. 中国舰船研究院, 北京 100192;

2. 渤海造船厂集团有限公司, 辽宁葫芦岛 125005;

3. 大连理工大学船舶工程学院, 辽宁大连 116024)

摘 要: 随着隔振技术的发展, 采用浮筏隔振装置已成为控制舰艇机械振动的重要措施。浮筏筏体的结构和质量差异, 对其隔振性能有较大影响, 而且应用浮筏隔振必然占用更多重量、空间等资源, 增加舰艇总体的负担。本文采用拓扑优化方法对浮筏隔振系统进行优化, 设计了新的筏体结构, 同时采用功率流的分析手段研究了振动能量在浮筏隔振系统中传递的特性, 通过数值仿真结果可以看出本文优化的筏体结构在重量减轻的情况下, 仍具有较好的隔振性能, 验证了拓扑优化方法用于浮筏结构优化和减重的可行性, 具有极其重要的工程应用价值。

关键词: 浮筏; 拓扑优化; 功率流; 隔振; 减重

中图分类号: U661.44 文献标识码: A

文章编号: 1672-7649(2019)04-0066-05 doi: 10.3404/j.issn.1672-7649.2019.04.013

Topology optimization weight loss research of the floating raft isolation system

WANG Feng¹, SHAO Hai-zheng², CUI Hong-yu³

(1. China Ship Research and Development Academy, Beijing 100192, China;

2. Bohai Shipyard Group CO., Ltd., Huludao 125005, China;

3. School of Naval Architecture and Ocean Engineering, Dalian University of Technology, Dalian 116024, China)

Abstract: With the development of the vibration isolation technology, a growing number of actual ships adopt the floating raft isolation system, and obtain a good effect on vibration isolation. The difference of raft body's structure and mass has a great effect on the performance of vibration isolation, so this paper uses the topology optimization method to optimize the floating raft isolation system and design a new raft structure, at the same time, uses power flow analysis method to study the vibration energy transfer characteristics in the floating raft isolation system. The numerical simulation result can show that the optimization raft structure under the condition of losing weight still has a good performance of vibration isolation.

Key words: floating raft; topology optimization; power flow; vibration isolation; weight loss

0 引 言

浮筏隔振系统是将多台设备置于一个中间平台上, 此隔振平台能大幅减小动力机械振动和噪声, 并能提高设备工作的稳定性。浮筏隔振系统已在舰船上大量的使用并取得了非常理想的减振降噪效果^[1], 但是也面临过多占用总体重量和空间的矛盾。因此, 为了进一步提高浮筏隔振系统的使用性能, 同时降低浮筏隔振装置重量和空间尺寸, 对浮筏隔振系统进行优化设计和隔振特性研究具有极其重要的意义和相当大的工程应用价值^[2]。

针对浮筏隔振系统, 筏体的结构及其质量的不同对其隔振性能有较大的影响, 浮筏隔振系统的筏体结构通常是板架或框架结构, 很多学者将筏体结构的板厚或者尺寸作为优化设计的变量, 从而进行结构优化研究^[3-6]。一些研究人员对影响浮筏隔振系统隔振效果的因素进行了大量的探讨, 具有极其重要的参考价值^[7-10]。一些学者研究了浮筏隔振系统的动力学模型和功率流传递特点, 对浮筏隔振性能的优劣评定做出了重要贡献^[11-12]。Xiong 等^[13]将等效导纳矩阵的概念应用于多输入多输出的复杂耦合系统, 对其振动功率流传递特性

进行研究。伍先俊等^[14]阐述了将有限元计算应用于功率流研究的可能性。

本文将基于 Optistruct 优化软件进行浮筏隔振系统筏体结构形式的拓扑优化研究,旨在通过对筏体结构的优化设计,使其在保证隔振效果的情况下,重量可以大大减轻。并对优化后的结构进行功率流分析,研究浮筏隔振系统的振动特性。

1 筏体结构拓扑优化设计

结构拓扑优化技术是目前结构优化中比较突出的技术,其可以在给定的设计空间内,在给定的外载荷和边界条件下找到最佳的结构材料分布,实现结构性能的最优设计。

变密度法是应用最广泛的拓扑优化方法之一,其中心思想是引入一种假定的密度可变的材料。将材料密度作为优化设计变量,结构的拓扑优化问题就被转变成了材料的最优分布问题,从而建立数学模型如下:

$$\begin{cases} \text{Find } x = (x_1, x_2, \dots, x_n)^T, \\ \text{Min } C(x) = F^T U, \\ \text{s.t. } \begin{cases} V \leq fV_0, \\ F = KU, \\ 0 < x_{\min} \leq x_i \leq 1, (i = 1, 2, \dots, n). \end{cases} \end{cases} \quad (1)$$

式中: n 为优化设计的变量个数; F 为结构所承受的外力向量; U 为结构的位移向量; V 为结构优化后的体积; V_0 为结构的初始体积; f 为结构的体积约束参数; fV_0 为优化后结构体积的上限值; K 为结构的总刚度矩阵; x_i 为结构优化的设计变量,取 $[x_{\min}, 1]$ 之间的连续值;取 $x_{\min} = 0.001$,为了避免优化过程中总刚度矩阵奇异。

固体各向同性材料惩罚模型(SIMP)是变密度法常用的插值模型,它为了使结构在拓扑优化过程中不会出现中间密度单元,引入惩罚因子,方便结构在实际工程中的加工制造,其数学模型如下:

$$E_i = x_i^p E_0, \quad (i = 1, 2, \dots, n). \quad (2)$$

式中: E_i 为单元 i 的弹性模量, E_0 为实体部分材料单元(即 $x_i=1$)的弹性模量; p 为惩罚因子; x_i 为单元相对密度。

本文采用的算法为优化准则法,其具有物理概念简单,易于程序化,求解问题效率高等优点,是拓扑优化技术中应用较广泛的算法之一。基于 SIMP 插值模型的最小柔度拓扑优化问题的模型如下:

$$\begin{cases} \text{Find } x = (x_1, x_2, \dots, x_n)^T, \\ \text{Min } C(x) = F^T U = U^T K U = \\ \quad \sum_{i=1}^n x_i^p u_i^T k_0 u_i, \\ \text{s.t. } \begin{cases} V = \sum_{i=1}^n x_i v_i \leq fV_0, \\ F = KU, \\ 0 < x_{\min} \leq x_i \leq 1, (i = 1, 2, \dots, n). \end{cases} \end{cases} \quad (3)$$

分析 SIMP 插值函数模型,利用结构刚度矩阵的对称性,可得到下式:

将 $k_i = x_i^p k_0, V = \sum_{i=1}^n x_i v_i$ 代入上式,可得:

$$\frac{p(x_i)^{(p-1)} u_i^T k_0 u_i}{\lambda_1 v_i} = 1, \quad (4)$$

令 $C_i^k = \frac{p(x_i)^{(p-1)} u_i^T k_0 u_i}{\lambda_1 v_i}$,将其作为 SIMP 模型优化设计准则法的变量迭代因子。

考虑优化准则法中设计变量的上下限,可得到相应的迭代公式如下:

$$x_i^{k+1} = \begin{cases} (C_i^k)^\xi x_i^k, & \text{if } x_{\min} < (C_i^k)^\xi x_i^k < 1, \\ x_{\min}, & \text{if } (C_i^k)^\xi x_i^k < x_{\min}, \\ 1, & \text{if } (C_i^k)^\xi x_i^k \geq 1. \end{cases} \quad (5)$$

式中: ξ 是假定的一个阻尼系数,为了保证结构拓扑优化的收敛性和稳定性。

本文采用变密度法对浮筏隔振系统进行拓扑优化分析,使筏体在满足隔振特性的前提下,质量最小。优化对象为某舰艇空气压缩机浮筏隔振装置的中间筏体,该浮筏上对称布置 2 台空气压缩机组,单台设备质量 500 kg,筏体材料为 Q235 钢,筏体的上下表面设置垫板作为隔振器安装点。上层减振器为 12 个 BE120 型橡胶减振器,额定载荷为 120 kg,额定载荷固有频率约 10 Hz,动刚度为 480 N/mm,静刚度为 300 N/mm,阻尼比为 0.07~0.11;下层减振器为 6 个 BE400 型橡胶减振器,额定载荷为 400 kg,额定载荷固有频率约 10 Hz,动刚度为 1 610 N/mm,静刚度为 1 000 N/mm,阻尼比为 0.07~0.11。在初始筏体的表面设置硬点来连接隔振器,并用 PSOLID 单元来离散优化空间,从而建立筏体结构的有限元模型如图 1 所示。本文采用 CONM2 单元来模拟机械设备的重量,共 2 台,其大小均为 1 000 kg。隔振器采用 CELAS1 单元来进行模拟,可设置刚度和阻尼值。CONM2 单元与上层隔振器的上端进行多点约束(RBE2 单元),以此来确保机械设备和隔振器上端的运动保持一致。

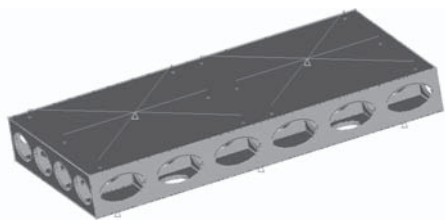


图 1 Optistruct 中的有限元模型

Fig. 1 The raft's finite element model by Optistruct

在建立筏体的拓扑优化有限元模型之后，针对优化模型进行相关的优化设置：

1) 优化变量：离散结构的优化空间之后，每个离散单元的材料相对密度（其值在 0~1 之间）。

2) 优化响应：上层隔振器与筏体连接点处的静力位移（共 12 个）；下层隔振器与筏体连接点处的静力位移（共 6 个）；筏体的质量。

3) 优化约束：筏体上部承载有较大重量的机械设备，除了需要考虑整个浮筏隔振系统的隔振性能，还需要保证筏体结构上的响应较小，即具有一定程度的强度，以此来保证整个系统的承载。因此，优化模型中以下端隔振器与筏体连接的 6 个节点的位移以及上端隔振器与筏体连接的 12 个节点的位移为约束条件。

4) 优化目标：筏体在满足一定隔振特性和刚度的前提下，质量最小。

2 筏体结构拓扑优化结果分析

通过拓扑优化迭代计算，计算收敛，从而得到拓扑优化结果，即设计空间的材料密度分布云图，如图 2 所示。

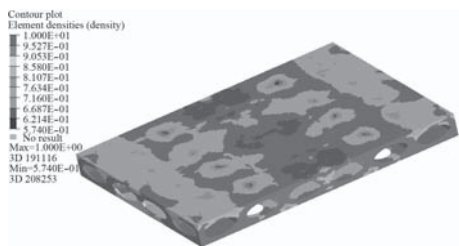


图 2 优化后密度分布云图

Fig. 2 The density nephogram of optimized raft

从上面密度分布云图中可以看出，在上层隔振器和下层隔振器与筏体连接点处密度比较集中，筏体中心处以及靠近筏体边缘的位置，材料分布较少。因此在进行筏体结构设计时，可以对面板和肋板进行减重设计。

拓扑优化迭代计算得到的仅仅是满足结构优化设置的材料密度分布情况，在优化结果的基础上考虑工程实际应用中的筏体结构，根据 OSSmooth 的尺寸数据，经过规则化处理，在上下面板材料分布较少的位置增设减轻孔，并将受力不大的肋板变薄，最终优化

筏体结构如图 3 所示。

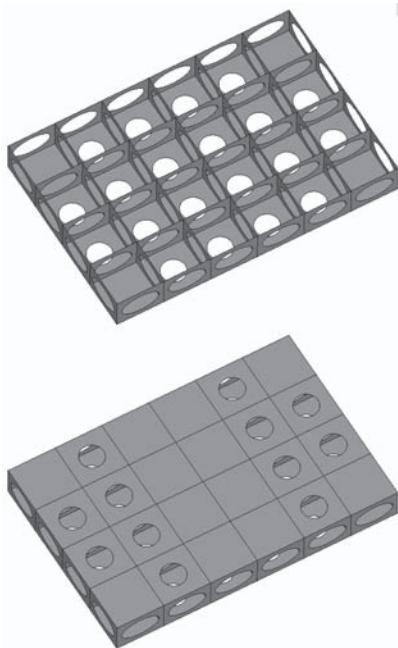


图 3 优化筏体结构图

Fig. 3 Optimized raft's structure drawing

3 优化筏体结构的有限元分析

为了跟拓扑优化中的模型保持一致，将下层隔振器的下端施加全约束，并将浮筏的基础视为刚体。使用 Ansys 中的 shell63 单元来离散浮筏筏体结构，使用 COMBIN14 单元来模拟弹簧隔振器，进行有限元建模仿真。

1) 优化筏体的模态和振型

在 Ansys 中进行优化筏体的建模，并对其进行有限元分析，计算得到优化筏体的前四阶固有频率和振型，如图 4 所示。

优化后筏体质量减少了约 20%，但由表 1 可以看出优化筏体前四阶固有频率高于初始筏体，说明优化筏体在质量大大减轻的情况下，仍具有较好的刚度。

2) 初始筏体和优化筏体的应力分布

在 Ansys 中建立初始筏体与优化筏体的有限元模型，除中间筏体结构形式外，其余参数（包括设备重量、隔振器参数等）设置相同。对其进行静力分析，得到应力分布结果如图 5 所示。

由图 5 和表 2 中数据可以看出，优化后筏体最大应力与初始筏体相差不大，并且远远小于材料的屈服应力。

4 浮筏隔振系统功率流有限元分析

本文采用功率流的分析手段来探讨浮筏隔振系统中振动能量传递的特性。功率流方法既考虑到了传到

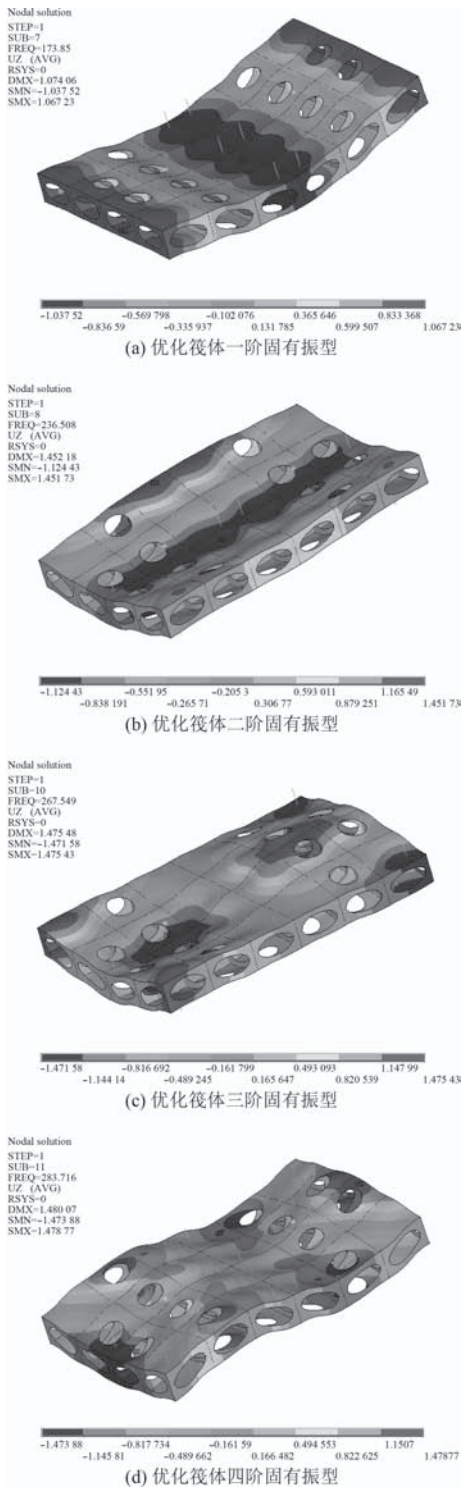


图 4 优化筏体前四阶固有振型

Fig. 4 The previous four natural modes of optimized raft

结构上的力,也考虑到了传到结构上的速度,具有更佳的评定价值,同时功率流方法能给出了振动传输的一种绝对度量。

可将力和位移分别写成下式:

$$F(t) = \text{Re}\{\tilde{F} \cdot e^{i\omega t}\}, \quad (6)$$

表 1 优化前后筏体前四阶固有频率 (Hz)

Tab. 1 The previous four natural frequencies of before and after optimization raft

阶数	第1阶	第2阶	第3阶	第4阶
初始筏体	170	235	258	267
优化筏体	174	237	268	284

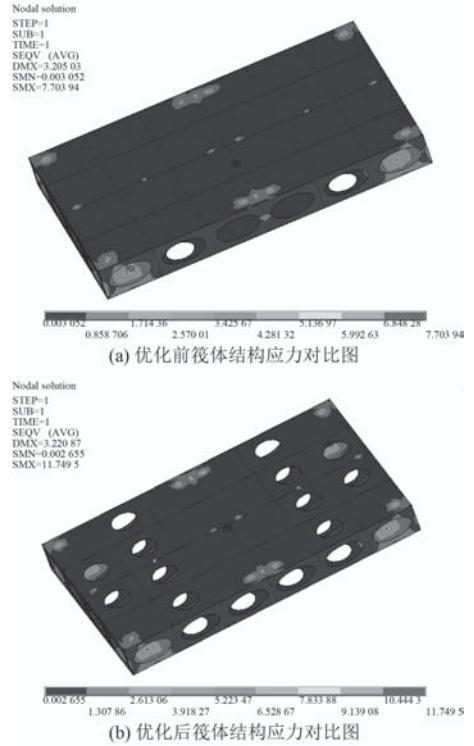


图 5 优化前后筏体结构应力对比图

Fig. 5 The stress diagram of before and after optimization raft

表 2 优化前后筏体最大应力值

Tab. 2 The maximum stress of before and after optimization raft

	初始筏体	优化筏体
最大应力/MPa	7.7	11.7

$$X(t) = \text{Re}\{\tilde{X} \cdot e^{i\omega t}\}, \quad (7)$$

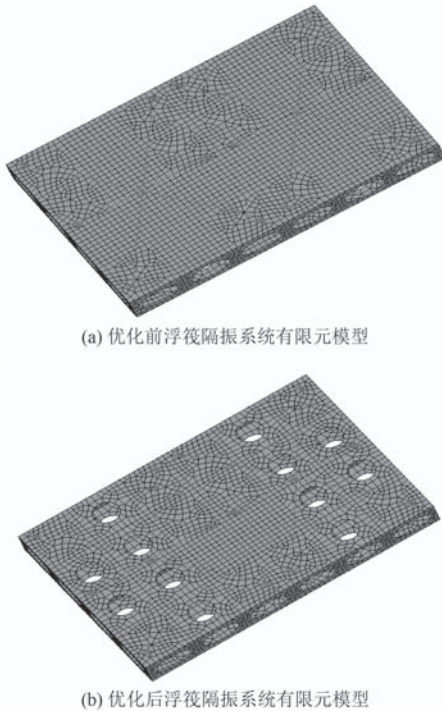
$$P = \frac{1}{T} \int_0^T F(t) \cdot V(t) \cdot dt = \frac{1}{T} \int_0^T \text{Re}\{\tilde{F} \cdot e^{i\omega t}\} \cdot \text{Re}\{i\omega \tilde{X} \cdot e^{i\omega t}\} \cdot dt. \quad (8)$$

式中 $T = \frac{2\pi}{\omega}$, ω 为振动频率, \tilde{F} 和 \tilde{X} 均为复数,本身包含相角。

令 $\tilde{F} = F' + iF''$, $\tilde{X} = X' + iX''$, F' , F'' , X' 及 X'' 均为实数。

$$P = \frac{1}{T} \int_0^T [F' \cos \omega t - F'' \sin \omega t] \times (-\omega) [X' \sin \omega t + X'' \cos \omega t] \cdot dt = (-\omega) \times \left(\frac{1}{2} F' X'' - \frac{1}{2} X' F'' \right) = \pi f (X' F'' - F' X''). \quad (9)$$

浮筏隔振系统的有限元模型如图 6 所示，对于代表机械设备的质量点施加垂直方向的简谐集中力，对于下层隔振器的下端施加全约束。对整个浮筏隔振系统进行谐响应分析，获取其在简谐激励下的动态响应数据。为了获得某点处的功率流，选取该处隔振器与筏体连接的节点的位移响应和广义内力，代入式 (10) 即可。但按此方法求出的仅仅是各个节点处的功率流，为了提高计算的可靠性和精确度，将响应节点的功率流进行叠加，然后再进行对比分析。



(a) 优化前浮筏隔振系统有限元模型

(b) 优化后浮筏隔振系统有限元模型

图 6 优化前后浮筏隔振系统有限元模型

Fig. 6 The finite element model of before and after optimization floating raft

实际工程应用中，垂直方向的能量是浮筏系统中传递的主要振动能量形式。通过有限元仿真分析，得到优化前后垂直方向上的输入浮筏系统、输出浮筏筏体的功率流对比图，如图 7 所示。

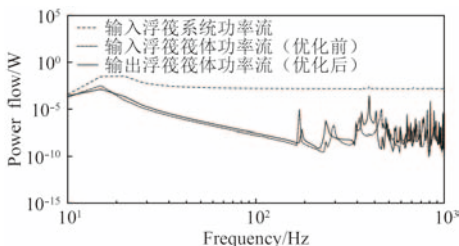


图 7 优化前后浮筏隔振系统功率流传递曲线

Fig. 7 The powerflow's transfer curve of before and after optimization floating raft

出，其依旧有较好的隔振性能。说明在优化前后筏体的隔振效果差异不大，但是筏体重量却大大减小，本文较好地改造了筏体的结构。由图 7 可以进一步看出，浮筏隔振平台中高频区域的振动衰减效果相对于低频区域要更好。

5 结 语

本文借助于有限元技术和优化算法，建立浮筏隔振系统的拓扑优化模型，并对其进行了优化。经过规则化处理，得到满足优化约束条件的浮筏隔振系统。使用有限元分析软件建立了浮筏隔振系统的有限元仿真模型并进行了谐响应分析，绘制出了功率流传递曲线图。通过有限元分析证明优化后的筏体结构在重量减轻的情况下，仍具有较好的隔振性能。本文将拓扑优化用于浮筏隔振系统设计的方法能很好地满足工程需要，具有重要的应用价值。

参考文献：

[1] 马永涛, 周炎. 舰船浮筏隔振技术综述 [J]. 舰船科学技术, 2008, 30(4): 22–26.

[2] 张乐. 浮筏系统隔振优化设计 [J]. 中国水运, 2014, 14(2): 150–151.

[3] 杨德庆, 郭凤骏. 振级落差约束下齿轮箱基座拓扑构型设计 [J]. 振动与冲击, 2008, 27(6): 173–177.

[4] 汪玉, 陈国钧, 华宏星, 等. 船舶动力装置双层隔振系统的优化设计 [J]. 中国造船, 2001, 42(1): 45–49.

[5] 刘克龙, 姚卫星, 穆雪峰. 基于 Kriging 代理模型的结构形状优化方法研究 [J]. 计算力学学报, 2006, 23(3): 344–347.

[6] 赵晓明, 黄浩. 基于 ANSYS 的舰艇浮筏隔振系统特性 [J]. 机电设备, 2017, 34(3): 1–4.

[7] 严济宽, 沈密群, 尚国清. 浮筏结构动力参数的选定 [J]. 噪声与振动控制, 1995(1): 2–9.

[8] 华宏星, 林莉. 浮筏系统频率响应灵敏度分析 [J]. 中国造船, 1999(3): 92–97.

[9] 张华良, 傅志方. 浮筏隔振系统各主要参数对系统隔振性能的影响 [J]. 振动与冲击, 2000, 19(2): 5–8.

[10] 郑贵学. 舰船浮筏减振特性研究 [J]. 舰船科学技术, 2018(2): 7–9.

[11] SCIULLIA, D. D. J Inmanb. Isolation design for a flexible system[J]. Journal of Sound and Vibration, 1998, 246(N0. 2): 251–267.

[12] LI, W. L., M. DANIELSW. ZHOU Vibrational power transmission from a machine to its supporting cylindrical shell[J]. Journal of Sound and Vibration, 2002, 257(2): 283–299.

[13] XIONG, Y P, J T XINGW G. Price. Power flow analysis of complex coupled systems by progressive approaches[J]. Journal Of Sound And Vibration, 2001, 239(2): 275–295.

[14] 伍先俊, 朱石坚. 基于有限元分析的功率流计算技术及隔振系统优化设计 [J]. 船舶力学, 2005, 9(4): 138–145.

优化后筏体质量减少了约 20%，但由图 7 可以看

船舶推进轴系振动对轴承承载特性的影响

张新宝, 王 鼎

(华中科技大学机械科学与工程学院, 湖北 武汉 430074)

摘 要: 本文以某实际船舶推进轴系为研究对象, 计入螺旋桨激振力大小和频率的影响, 获得推进轴系发生振动时径向滑动轴承的承载状态, 推导了径向润滑轴承承载力及液膜刚度的计算表达式, 分析了螺旋桨激振力引起的推进轴系振动对径向润滑轴承承载特性的影响。结果表明, 螺旋桨激振力会导致径向润滑轴承承载力及液膜刚度产生周期性的波动, 不同加载频率前提下轴承承载特性表现各异, 且重载条件下轴承承载特性的波动更为明显, 必须合理设计轴承以提高轴承的承载能力, 进而保证整个推进轴系的运行稳定性。

关键词: 推进轴系; 径向滑动轴承; 液膜刚度; 承载特性

中图分类号: U664.21 **文献标识码:** A

文章编号: 1672-7649(2019)04-0071-05 **doi:** 10.3404/j.issn.1672-7649.2019.04.014

Research on influence of ship propulsion shaft vibration to bearing bearing characteristics

ZHANG Xin-bao, WANG Ding

(School of Mechanical Science and Engineering, Huazhong University of Science and Technology, Wuhan 430074, China)

Abstract: This paper takes the actual ship propulsion shafting as the research object, considers the influence of propeller excitation force magnitude and frequency, obtains the bearing state of the radial sliding bearing when the propulsion shafting vibrates, and deduces the expression of liquid film stiffness and bearing capacity of the radial sliding bearings, analyzes the effect of propulsive shaft vibration caused by propeller excitation on bearing characteristics of radial sliding bearings. The research results show that the propeller excitation force will cause the periodic fluctuating of bearing capacity and liquid film stiffness of the radial lubricated bearing. The bearing characteristics of the bearing are different under different load frequencies, and the bearing characteristics of the bearing are more fluctuating under heavy load conditions. Obviously, bearings must be properly designed to improve the bearing's bearing capacity, and thus ensure the stability of the entire propulsion shaft system.

Key words: propulsion shafting; radial sliding bearings; liquid film stiffness; bearing characteristics

0 引 言

推进轴系是船舶动力系统的重要组成部分, 其与船舶推进电机直接相连, 中间由多个径向滑动轴承进行支承。径向滑动轴承的承载特性对船舶推进轴系运行稳定性具有显著的影响^[1], 特别是靠近螺旋桨端的尾轴承, 由于推进轴系很大一部分质量集中在螺旋桨端, 尾轴承刚度变化对推进轴系运行稳定性的影响更为明显。径向滑动轴承的支承刚度与其工作状态有关^[2], 在理想的工作状态下, 径向滑动轴承内承载的轴颈中心线保持稳定。但是在实际工作过程中, 由于推进轴

系振动等多方面因素的影响, 轴颈中心线承载部位往往并不固定。

目前, 关于轴承承载特性国内外学者已进行大量的研究工作, 积累了一定的研究资料。戴惠良等^[3]对轴承液膜压力计算方法进行研究; Meruane等^[4]基于无限短轴承假设对雷诺方程进行分析, 通过对液膜压力积分求得液膜承载力, 同时采取对位移扰动求偏导的方式获得轴承的刚度系数; B.C.Majumdar等^[5]采用扰动法对轴承的液膜刚度进行相关研究; 朱汉华等^[6]对轴系转速与轴承液膜刚度之间的关系进行研究, 研究结果显示随着转速增加, 轴承液膜动态刚度不断降

收稿日期: 2018-04-10

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51375197)

作者简介: 张新宝(1965-), 男, 博士, 副教授, 研究方向为精密机械设计与制造、推进轴系的合理校中工艺。

低。杨家友等^[7]基于轴承的不同工作状态详细探究了轴承的承载特性,但均忽略了推进轴系振动因素对轴承承载特性的影响,然而实际运行过程中推进轴系的振动无法避免,故有必要对轴承承载特性进行更深入的研究。

张新宝等^[8]已分析了轴系校中因素对轴承液膜特性的影响,本文将在此基础上进一步研究推进轴系振动因素对轴承承载特性的作用规律。首先推导能合理表征轴承润滑特性的 Reynolds 方程,然后建立轴承液膜承载力和承载刚度的分析模型,编制相关 Matlab 计算分析程序,根据某推进轴系的振动响应参数通过计算求得轴承承载特性的变化规律。研究结果揭示了振动幅值、振动频率等推进轴系振动因素对轴承承载特性的影响规律,同时也对轴承的合理设计以及船舶推进轴系稳定运行提供了理论指导。

1 Reynolds 方程的求解原理

根据流体润滑理论,在船舶推进轴系正常运行的条件下,忽略切向速度变化因素及径向速度变化因素的影响,轴承的液膜润滑状态可以简化为无量纲形式:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6U \frac{\partial h}{\partial x} \quad (1)$$

式中:油粘度, $\text{N} \cdot \text{s}/\text{m}^2$; h 为液膜厚度, m ; p 为液膜压力, N/m^2 ; x 为轴承沿圆周方向的坐标; z 为轴承向轴坐标; U 为轴颈线速度, m/s 。

式(1)可利用有限差分法进行求解,将轴瓦内表面由偏位角处展开成一平面,然后将该平面划分成大小为 $m \times n$ 的网格。以圆周 φ 方向为列,列数用编号 i 表示;以轴承长度 λ 方向为行,行数用编号 j 表示,每个节点的位置可由唯一的二维坐标 (i, j) 表示,如图 1 所示。方程中的各阶导数可用网格节点处的压力值构成的各阶差商表示,根据边界条件迭代求出各节点处的压力值。

2 轴承承载特性分析

2.1 推进轴系振动时轴承承载力

推进轴系运行时在激振力的作用下,轴颈会在轴承孔内产生扰动,轴承所受力的的大小并不是保持不变的。轴承负荷的来源主要有 2 个方面:1) 轴系自重引起的负荷 F_1 , 在推进轴系运行过程中保持不变,可以通过现有的相关校中计算方法获得;2) 激振力引起的轴承附加载荷 F_2 , 会随振动不断变化,激振力引起的附加载荷 F_2 可采用传递矩阵法求得。

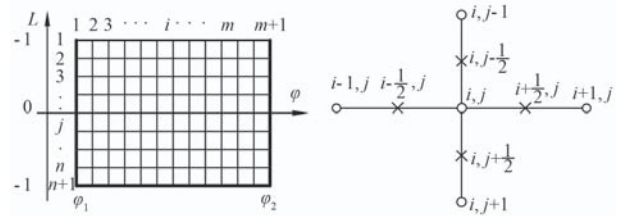


图 1 轴瓦平面网格划分与差商示意图

Fig. 1 Bearing shell mesh and differential quotient diagram

推进轴系可视为以轴承为支撑点的带有若干集中质量的多跨距梁横向振动系统,将整个系统离散化为足够数量的轴段,其中螺旋桨及联轴节等视为集中质量处理,轴承支撑点、集中质量重心和不同直径轴段连接处作轴段分界点处理,从螺旋桨端起依次对各分界点进行编号 1, 2, ..., n_0 。分界点之间的轴段离散成无质量的梁,其原本质量按重心不变原则集中到轴段两端,即分界点处。

其中质量单元的传递矩阵为:

$$\begin{Bmatrix} y_z \\ \theta_z \\ M \\ Q \end{Bmatrix}_i^R = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ -k + m\omega^2 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} y_z \\ \theta_z \\ M \\ Q \end{Bmatrix}_i^L \quad (2)$$

无均布质量等截面轴的传递矩阵为:

$$\begin{Bmatrix} y_z \\ \theta_z \\ M \\ Q \end{Bmatrix}_i^L = \begin{bmatrix} 1 & l_i & \frac{l_i^2}{2EJ} & \frac{l_i^3}{6EJ} \\ 0 & 1 & \frac{l_i}{EJ} & \frac{l_i^2}{2EJ} \\ 0 & 0 & 1 & l_i \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} y_z \\ \theta_z \\ M \\ Q \end{Bmatrix}_{i-1}^R \quad (3)$$

式中: y_z 为分界点挠度; θ_z 为分界点转角; M 为分界点弯矩; Q 为分界点剪力; 上标 L 、 R 分别表示单元的左端和右端; i 为分界点编号; l 为轴段长度; EJ 为横截面抗弯刚度; k 为轴承刚度; m 为分界点质量; ω 为运行频率。

将各个单元的传递矩阵按编号从左到右依次相乘求得累积矩阵,代入激振力的影响,即可求得 F_2 。轴承负荷 F 表示为:

$$F = F_1 + F_2 = F_1 + A_2 \sin \omega t \quad (4)$$

其中 A_2 表示轴承刚度不变时 F_2 的幅值,其大小取决于激振力以及试验台的结构参数。实际计算时需选择合理的 k 值,其大小也会对振动响应数值构成影响,进而影响轴承负荷近似计算结果的准确性。

2.2 液膜刚度的计算

轴系稳定运行时, 轴颈偏位角 θ 和偏心率 ε 稳定在一定部位, 使得液膜水平方向合力为 0, 并且竖直方向的合力等于轴承所受负荷。其中液膜水平方向合力 F_x 和竖直方向上合力 F_y 可表达为:

$$\begin{cases} F_x = \int_{-1}^1 \int_0^{2\pi} p_{ij} \sin(\theta + \varphi) d\varphi d\lambda \approx \\ \sum_{i=1}^{m+1} \sum_{j=1}^{n+1} p_{ij} \sin(\theta + \varphi_i) \Delta\varphi \Delta\lambda, \\ F_y = \int_{-1}^1 \int_0^{2\pi} p_{ij} \cos(\theta + \varphi) d\varphi d\lambda \approx \\ \sum_{i=1}^{m+1} \sum_{j=1}^{n+1} p_{ij} \cos(\theta + \varphi_i) \Delta\varphi \Delta\lambda. \end{cases} \quad (5)$$

编写程序迭代求出偏心率 ε 和偏位角 θ , 即可得出液膜承载力大小。

轴承支反力与轴颈扰动的关系实际上是非线性的, 当力和位移的扰动均极微小时, 可以将其处理为线性关系。因此, 可采用载荷增量法对液膜刚度进行求解。

轴颈由原来的平衡位置发生偏移到建立并稳定到新的平衡。假设轴颈沿 x, y 方向上的微小扰动 $\Delta x, \Delta y$ 引起的液膜压力增量分别记为 $\Delta F_x, \Delta F_y$, 由此可得液膜刚度系数表达式:

$$\begin{cases} K_{xx} = \lim_{\Delta x \rightarrow 0} \frac{\Delta F_x}{\Delta x} = \frac{\partial F_x}{\partial x}, \\ K_{yx} = \lim_{\Delta x \rightarrow 0} \frac{\Delta F_y}{\Delta x} = \frac{\partial F_y}{\partial x}, \\ K_{xy} = \lim_{\Delta y \rightarrow 0} \frac{\Delta F_x}{\Delta y} = \frac{\partial F_x}{\partial y}, \\ K_{yy} = \lim_{\Delta y \rightarrow 0} \frac{\Delta F_y}{\Delta y} = \frac{\partial F_y}{\partial y}. \end{cases} \quad (6)$$

轴承动力模型如图 2 所示。本文采用在轴颈的平衡位置上加小扰动位移而计算液膜力增量的方法来求解液膜刚度, 具体计算模型如图 3 所示。

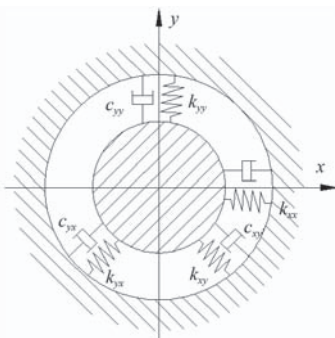


图 2 轴承的刚度阻尼简化模型

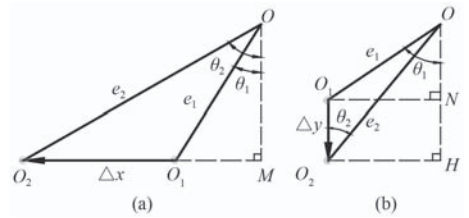


图 3 扰动位移示意图

Fig. 3 Disturbance displacement diagram

假设轴颈的轴心沿 x (水平) 方向从 O_1 移动一个小距离 Δx 到 O_2 , 如图 3 (a) 所示, 记初始的轴颈偏心距和偏位角分别为 e_1, θ_1 , 则由几何关系可得出新的轴颈平衡位置处的偏心距 e_2 为:

$$e_2 = \sqrt{OM^2 + (O_1M + \Delta x)^2} = \sqrt{e_1^2 + \Delta x^2 + 2\Delta x e_1 \sin \theta_1}, \quad (7)$$

新的平衡位置处的偏位角 θ_2 可表示为:

$$\theta_2 = \cos^{-1}(OM/e_2) = \cos^{-1}(e_1 \cos \theta_1 / e_2). \quad (8)$$

由式 (7) 和式 (8) 可得新的轴颈位置处的液膜分力 F'_x, F'_y , 根据定义可得轴承的液膜刚度系数 K_{xx}, K_{yx} 的表达式:

$$\begin{cases} K_{xx} = \frac{F'_x - F_x}{\Delta x}, \\ K_{yx} = \frac{F'_y - F_y}{\Delta x}. \end{cases} \quad (9)$$

同理也可求出轴承液膜刚度 K_{xy}, K_{yy} , 本文主要研究振动因素对轴承承载刚度 K_{yy} 的影响。选取合适的位移量对于液膜刚度的求解十分重要, 代入现有程序中进行试算, 逐步减小位移量直至液膜刚度值趋于稳定。

3 算例分析

在推进轴系工作过程中, 尾管后轴承因其支承位置特殊受激振力的影响极其明显, 本文以某船舶推进轴系对其尾管后轴承承载特性的影响为例进行计算分析, 尾管后轴承具体参数如表 1 所示。分别研究推进轴系激振力的幅值、频率及安装参数对轴承承载力及承载刚度的影响规律。

表 1 尾管后轴承结构参数

Tab. 1 Stern tube bearing structure parameter table

艏管后轴承参数	数值
轴承长度/m	0.68
轴颈直径/m	0.32
轴承半径差/m	0.000 6
动力粘度/Pa·s	0.027

Fig. 2 Bearing stiffness and damping simplified model

3.1 推进轴系激振力幅值的影响

船舶推进轴系运行过程中，由于工作情况等因素影响，推进轴系激振力的大小并不保持恒定。现以尾管后轴承为例，探究推进轴系激振力的幅值对轴承承载力及承载刚度的影响。

保持激振力频率大小不变，改变激振力幅值的大小，得到结果如图 4 和图 5 所示。

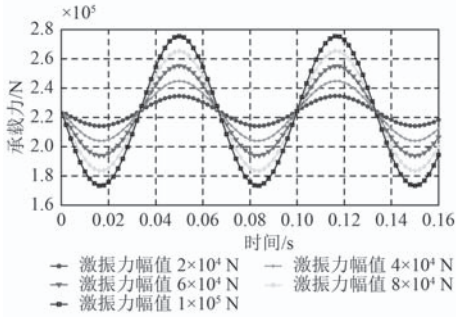


图 4 激振力幅值对轴承承载力影响

Fig. 4 The effect of exciting frequency on bearing capacity

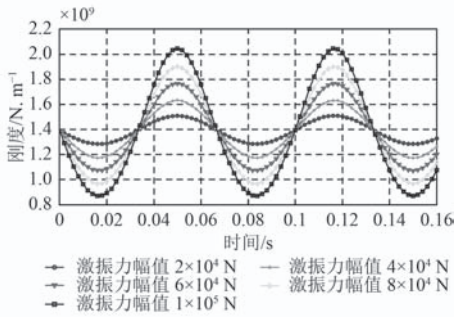


图 5 激振力幅值对轴承承载刚度影响

Fig. 5 The effect of exciting frequency on bearing stiffness

从图 4 可以看出，随着激振力振幅增加，轴承承载力波动范围也随之增加，且与激振力幅值大小成正比关系，若激振力幅值进一步增加，承载力计算结果可能出现负值，即导致轴承承载失效，这是轴承正常工作时所不能允许的。结合图 5 可以看出，轴承承载刚度也随轴承承载力增加而增加，与承载力的变化趋势类似，但当激振力振幅增加时，轴承承载刚度的波动范围明显提升，且激振力幅值越大，波动范围增加的速度越快，加速削弱了轴承承载的稳定性。

3.2 推进轴系激振力频率的影响

如果推进轴系转速发生改变，激振力频率也会相应发生改变，从而对轴承承载力及承载刚度造成一定程度的影响，结果如图 6 和图 7 所示。

从图 6 可以看出，随着激振力频率改变，轴承承载力波动范围也随之改变，且在部分频率区段，由于接近推进轴系共振频率，轴承承载力波动范围过大，

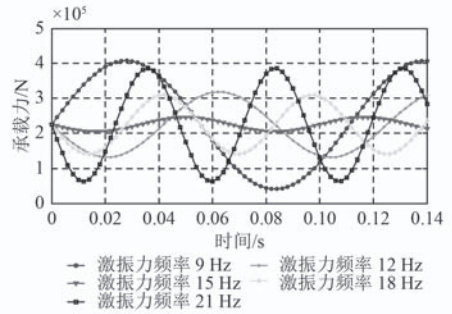


图 6 激振力频率对轴承承载力影响

Fig. 6 The effect of exciting frequency on bearing capacity

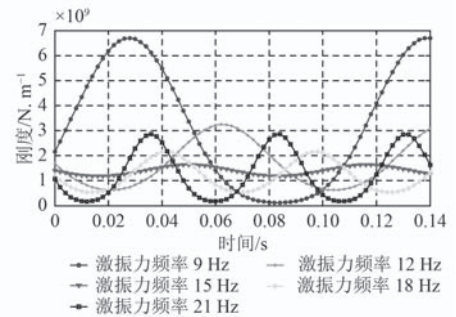


图 7 激振力频率对轴承承载刚度影响

Fig. 7 The effect of exciting frequency on bearing stiffness

导致轴承承载失效，而部分频率区段轴承承载力波动很小，轴承承载情况十分稳定。结合图 7 可以看出，轴承承载刚度波动情况也随激振力频率改变而改变，且轴系转速越高，轴承的承载刚度越稳定，承载能力更强；而轴系共振频率区段会出现明显的轴承刚度强化效应，该区段不仅极易产生轴承承载失效现象，而且承载刚度极不稳定，实际轴承工作过程中应予以规避，本文所分析多支承船舶推进轴系的承载力与运行频率间的关系曲线如图 8 所示。选择合理的频率范围，可以使轴承承载刚度更为稳定，提升轴承承载的稳定性。

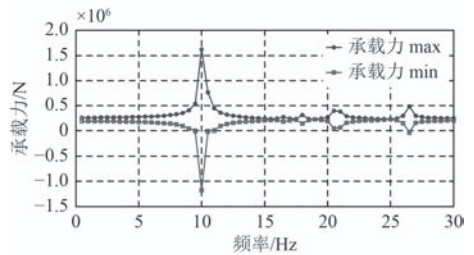


图 8 频率与承载力幅值关系曲线

Fig. 8 Frequency and bearing force amplitude curve

4 结 语

在船舶推进轴系运行过程中，轴承承载力及刚度大小会随激振力的变化产生相应改变，主要得出以下结论：

- 1) 激振力幅值越大，轴承承载力及承载刚度的波

动范围越大, 且承载刚度的波动范围增加越明显, 降低激振力的幅值大小可有效改善轴承的承载性能。

2) 轴承承载力及承载刚度的波动范围随激振力频率改变而改变, 部分频率范围甚至导致轴承承载失效, 选择合理的运行频率, 适当增加转速, 可以提高轴承承载的稳定性。

3) 合理设计轴承结构参数, 同时提高轴承的安装精度, 可以有效改善轴承的承载性能, 保证推进轴系的运行稳定性。

参考文献:

- [1] 周继良, 邹鸿均. 船舶轴系校中原理及其应用 [M]. 北京: 人民交通出版社. 1985.
- [2] 耿厚才. 船舶轴系的动态校中计算 [J]. 中国造船, 2006, 47(3): 51-56.
GENG Hou-cai. Dynamic alignment calculations for marine shafting[J]. Shipbuilding of China, 2006, 47(3): 51-56.
- [3] 戴惠良, 刘思仁, 张亮. 滑动轴承油膜压力的新算法 [J]. 机床与液压, 2011, 39(11): 27-28.
DAI Hui-liang, LIU Si-ren, ZHANG Liang. A new algorithm of

oil pressure for a sliding bearing[J]. Machine tool&Hydraulics, 2011, 39(11): 27-28.

- [4] MERUANE V, PASCUAL R. Identification of nonlinear dynamic coefficients in plain journal bearings[J]. Tribology International, 2008, 41: 743-754.
- [5] B C MAJUMDAR, R PAI, D J HARGREAVES. Analysis of water lubricated journal bearings with multiple axial grooves[J]. Proc. Instn. Mech. Engrs, Part J, Journal of Engineering Tribology, 2004, 218: 135-146.
- [6] 朱汉华, 严新平, 刘正林, 等. 转速对油膜刚度与螺旋桨轴振动影响研究 [J]. 船海工程, 2007, 36(4): 83-85.
ZHU Han-hua, YAN Xin-ping, LIU Zheng-lin, et al. Research on the influence of rotation speed upon rigidity of lubricant oil film and vibration of propeller shaft[J]. Ship & Ocean Engineering, 2007, 36(4): 83-85.
- [7] 杨家友. 水润滑轴承液膜刚度特性及对轴系振动的影响研究 [D]. 哈尔滨: 哈尔滨工程大学, 2013.
- [8] 张新宝, 顾兴晨. 轴系轴承不对中夹角误差对其承载特性的影响 [J]. 舰船科学技术, 2017, 39(2): 97-102.
ZHANG Xin-bao, GU Xing-chen. Influence of misalignment angle error of shafting bearing on the load-bearing properties of the bearing[J]. Ship Science and Technology, 2017, 39(2): 97-102.

(上接第 48 页)

梁极限强度的研究还在初级阶段, 特别有效地模拟船体梁循环载荷下的力学行为的方法不多, 本文提出了一种简单的计算方法来得到循环载荷下的力学曲线, 并采用了非线性有限元进行对比, 虽还有许多问题, 但也希望能抛砖引玉, 使其更加完善。

3 结 语

本文采用了非线性有限元法分析了船体梁在单向, 双向循环载荷下的后极限承载能力, 并得到其弯矩-曲率曲线。并基于逐步崩溃法, 以塑性递增的思路得出一套计算循环载荷下船体承载力的简化方法, 并编写计算程序, 与通用非线性有限元方法进行对比。

总体来看, 2 种方法都能够模拟循环载荷下的后极限强度行为。与有限元法相比, 计算程序计算效率高, 有较好的工程应用价值, 但精度有待提高, 进一步完善后有望成为分析该类问题的一种实用的评估方法与手段。

参考文献:

- [1] PAIK J K, PEDERSEN P T. A simplified method for predicting ultimate compression strength of ship panels[J]. Int.

Shipbuild. Progr., 1996, 43(434): 139-157.

- [2] YAO T, et al. Post-ultimate strength behavior of long rectangular plate subjected to uni-axial thrust[R]. Stavanger, Norway:International Society of offshore and Polar Engineers, 2001.
- [3] XU W, IJIMA K, FUJIKUBO M. Parametric dependencies of post-ultimate strength behavior of a ship's hull girder in waves[J]. Journal of Marine Science and Technology, 2012, 17(2): 203-215.
- [4] YAO T, NIKOLOV P I. Buckling/Plastic Collapse of Plates under Cyclic Loading[J]. Journal of The Society of Naval Architects of Japan, 1990, 168: 449-462.
- [5] PLAMEN Ivanov Nikolov, Progressive collapse analysis of a ship's hull under longitudinal bending[D]. 1992(6).
- [6] UEDA Y. Advances in the application of ISUM to marine structures[J]. Advances in Marine Structure, 1991: 628-649P.
- [7] RAHMAN M K, CHOWDHURY M. Estimation of ultimate longitudinal bending moment of ships and box girders[J]. Journal of Ship Research, 1996, 40(3): 244-257.
- [8] 李辉程. 基于递增塑性法的船体极限强度研究 [D]. 哈尔滨: 哈尔滨工程大学, 2009.
- [9] 黄震球, 陈齐树, 骆子夜. 循环弯曲载荷下船体梁的极限总强度 [J]. 中国造船, 1996(3): 87-95.
- [10] 喻霁. 循环弯曲作用下船体梁逐步崩溃行为的研究 [D]. 武汉: 武汉理工大学, 2013.

船舶矢量舵减横摇控制系统

刘胜^{1,2}, 谭银朝¹

(1. 山东省船舶控制工程与智能系统工程技术研究中心, 山东荣成 264300;

2. 哈尔滨工程大学, 黑龙江哈尔滨 150001)

摘要: 针对未加装减摇装置系统的船舶的横摇运动问题, 本文提出由舵和翼舵构成 2 个相对独立的矢量控制面减横摇稳定控制系统, 建立了矢量舵控制力矩和扭矩与舵角、翼舵角的 m 阶回归模型, 给出了拟合精度。设计了系统 μ -鲁棒控制器, 本系统能量最小指标下设计了基于改进遗传算法的舵角/翼舵角智能协调决策器。仿真结果表明, 在保证航向控制精度同时, 矢量舵减横摇 μ -鲁棒控制系统能有效减小横摇, 降低系统能耗, 且增强了抗系统参数摄动的鲁棒性。

关键词: 船舶矢量舵; 减横摇; μ -鲁棒控制器; 智能协调决策器

中图分类号: U664.7 **文献标识码:** A

文章编号: 1672-7649(2019)04-0076-07 **doi:** 10.3404/j.issn.1672-7649.2019.04.015

Vessel vector rudder reduction roll control system

LIU Sheng^{1,2}, TAN Yin-chao¹

(1. Shandong Shipbuilding Control Engineering and Intelligent System Engineering Technology Research Center, Rongcheng 264300, China; 2. Harbin Engineering University, Harbin 150001, China)

Abstract: For the roll motion problem of ships without anti-rolling device system, this paper proposes that the rudder and fin rudder constitute two relatively independent vector control plane roll stability control systems. The vector rudder control torque and the m -order regression model of torque, rudder angle and wing rudder angle are established accuracy. A system μ -robust controller is designed. The intelligent coordinator for rudder angle/wing rudder angle is designed based on the improved genetic algorithm. The simulation results show that the vector rudder is decelerated and the rudder is reduced. The rod control system can effectively reduce roll, reduce system energy consumption, and enhance the robustness against system parameter perturbation.

Key words: vessel vector rudder; roll-off reduction; μ -robust controller; intelligent coordination decision maker

0 引言

水面船舶在海上航行时, 不可避免地遭遇随机风浪的干扰, 由此将引起船舶六自由度运动姿态的随机运动。航向(首摇)的校正作用一般是靠自动舵控制系统承担, 对于未加装减摇装置系统的船舶, 其横摇运动是欠驱动系统, 将会对船舶的稳定性、船上人员的舒适感、车载设备的运行性能和武备系统的命中率产生较大的影响。此外, 横摇运动也将耦合影响航向的保持性能及航行的安全性^[1-3]。

船舶动力学、运动学研究结果表明^[4-5], 船舶航行时, 舵叶上除了能生成首摇控制力(矩)外, 还能够

生成可观的横摇扶正力(矩), 加之首摇运动动态特性处在较低频率域, 而横摇运动相对首摇运动而言, 处在较高频率域, 这使得有可能寻求在不添装减摇装置系统情况下, 通过合理的设计自动舵控制系统和策略, 在保证航行方向稳定的同时, 显著地减少船的横摇运动。

本文提出的矢量舵是在普通的后缘开襟形成一个独立的可动面——翼舵, 从而与主舵形成 2 个相对独立的矢量控制。翼舵相当于一个可调整舵叶双侧曲率不对称度的控制面, 通过翼舵控制面的转动控制, 可改变舵叶双侧曲率的不称度, 从而增大舵叶上的水动力(系数), 即控制力(矩), 实现提高舵效之

目的。

目前, 工程上应用的带有翼舵的航向控制系统, 均为基于舵和翼舵是线性连动的控制面, 没有实现矢量控制面, 而实际上, 在 (u_r, α_r, β_r) 三维空间中, 每对应一个 u_r 值将由多组甚至无穷多组 (α_r, β_r) 的组合值与之对应, 即对应二维 (α_r, β_r) 平面上形成一个 $u_r(\alpha_r, \beta_r)$ 空间曲面^[6-8]。因此, 通过实现舵、翼舵相互独立运动的矢量控制, 将能有效地提高控制效果, 减小系统能耗。

本文提出了矢量舵减横摇控制系统技术, 设计了 μ -鲁棒控制策略, 利用改进的遗传算法构成舵角、翼舵角智能协调决策器, 并进行了数字仿真试验, 结果显示矢量舵减横摇控制系统能有效的减小船舶横摇运动, 降低了系统的能耗。

1 船舶矢量舵减横摇控制系统建模

船舶矢量减横摇控制系统结构原理图如图 1 所示。

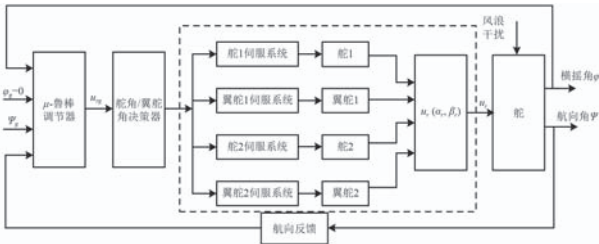


图 1 船舶矢量舵减横摇控制系统结构原理图

Fig. 1 Schematic diagram of the structure of ship vector rudder anti-roll control system

该系统主要有控制器（控制策略）、主舵角和翼舵角协调决策分配器, 舵和翼舵组成的矢量舵、舵角、翼舵角矢量传动装置, 舵、翼舵伺服驱动系统, 横摇反馈信号传感器等构成。

船体横荡, 首摇, 横摇三自由度运动非线性模型为^[9]:

$$\begin{cases} m(\dot{v} + ur) = -m_y \dot{y} - m_x ur + Y_v v + Y_r r + Y_{|v|} |v| |v| + Y_{r|v|} r |v| + Y_{vvr} v^2 r + Y_{vrr} vr^2 + Y_r(\alpha_r, \beta_r) + Y_d, \\ I_z \dot{r} = -\Delta I_z \dot{r} + N_v v + N_r r + N_{|v|} |v| |v| + N_{r|v|} r |v| + N_{vvr} v^2 r + N_{vrr} vr^2 + N_\varphi \varphi + N_{|\varphi|} |\varphi| + N_{r|\varphi|} r |\varphi| + N_r(\alpha_r, \beta_r) + N_d, \\ I_x \dot{p} = -\Delta I_x \dot{p} - 2N_p p - Wh\varphi - z_H(-m_y \dot{v} - m_x ur + Y_v v + Y_r r + Y_{|v|} |v| |v| + Y_{r|v|} r |v| + Y_{vvr} v^2 r + Y_{vrr} vr^2) + K_r(\alpha_r, \beta_r) + K_d. \end{cases} \quad (1)$$

式中: m 为船舶质量; u 为纵荡速度; I_z 为船舶对 Z 轴的转动惯量; I_x 为船舶对 X 轴的转动惯量; v 为横荡速度; r 为首摇角速度; p 为横摇角速度; m_x 为纵荡附加质量; m_y 为横荡附加质量; ΔI_z 为船舶对 Z 轴的附加转动惯量; ΔI_x 为船舶对 X 轴的附加转动惯量; $2N_p$ 为每单位横摇角速度的船舶阻尼力矩; W 为船舶排水量;

h 横稳心高; z_H 为船舶横向力的作用点至重心的垂向距离; φ 为横摇角; Y 、 N 为船舶粘性水动力系数; α_r 为舵角; β_r 为翼舵角; $Y_r(\alpha_r, \beta_r)$ 、 $N_r(\alpha_r, \beta_r)$ 、 $K_r(\alpha_r, \beta_r)$ 为舵/翼舵产生的横荡力、首摇力矩和横摇力矩; Y_d 、 N_d 、 K_d 为船体受到的横荡干扰力、首摇干扰力矩和横摇干扰力矩。

舵/翼舵产生的对船体的横荡力 $Y_r(\alpha_r, \beta_r)$ 、首摇力矩 $N_r(\alpha_r, \beta_r)$ 和横摇力矩 $K_r(\alpha_r, \beta_r)$ 分布别为:

$$\begin{aligned} Y_r(\alpha_r, \beta_r) &= (1 + \alpha_H) P_N \cos \alpha_r, \\ N_r(\alpha_r, \beta_r) &= -(1 + \alpha_H) x_R P_N \cos \alpha_r, \\ K_r(\alpha_r, \beta_r) &= (1 + \alpha_H) z_R P_N \cos \alpha_r. \end{aligned} \quad (2)$$

式中: P_N 为舵/翼舵的法向力; x_R 、 z_R 分别为舵/翼舵水动力作用点的纵向和垂向坐标。 α_H 为舵/翼舵与船体水动力影响系数, 近似公式为^[10]:

$$\alpha_H = 1.052 C_b + 0.125. \quad (3)$$

考虑到舵/翼舵在水中的实际受力情况, 有: $P_N \approx P$, 其中 P 为舵/翼舵在水流中受到的合力。

$P \cos \alpha_r = P_y$, P_y 为舵/翼舵的升力。近似计算公式为:

$$\begin{aligned} Y_r(\alpha_r, \beta_r) &= (1 + \alpha_H) P_y, \\ N_r(\alpha_r, \beta_r) &= -(1 + \alpha_H) x_R P_y, \\ K_r(\alpha_r, \beta_r) &= (1 + \alpha_H) z_R P_y, \\ P_y &= \frac{1}{2} \rho v^2 S_p C_{yr}(\alpha_r, \beta_r). \end{aligned} \quad (4)$$

式中: ρ 为海水密度; v 为舵处来流速度; S_p 为舵投影面积; $C_{yr}(\alpha_r, \beta_r)$ 为舵/翼舵的升力系数。

由于受到船体伴流的影响, 导致 v 与正常水流的速度不一样, 其中关系为: $v = (1 - \psi_c) V$ 。式中: V 为船舶航速, $\psi_c = 0.5 C_b - 0.05$ 为船体的伴流系数。

矢量舵产生的控制力矩 $K_r(\alpha_r, \beta_r)$ 选取 m 阶回归模型, 并且令 $u_r(\alpha_r, \beta_r) = K_r(\alpha_r, \beta_r)$, 则

$$\begin{aligned} u_r(\alpha_r, \beta_r) &= A_0 + a_1 \alpha_r + a_2 \alpha_r^2 + \dots + a_m \alpha_r^m + \\ & b_1 \beta_r + b_2 \beta_r^2 + \dots + b_m \beta_r^m + \\ & c_1 \alpha_r \beta_r + c_2 \alpha_r^2 \beta_r + \dots + c_{m-1} \alpha_r^{m-1} \beta_r + \\ & d_2 \alpha_r \beta_r^2 + d_3 \alpha_r \beta_r^3 + \dots + d_{m-1} \alpha_r \beta_r^{m-1}. \end{aligned} \quad (5)$$

由于舵为对称剖面, 当 $\alpha_r = \beta_r = 0$ 时, $u_r(\alpha_r, \beta_r) = 0$, 故 $A_0 = 0$, 采用最小二乘法对回归系数 $(a_1, a_2, \dots, a_m; b_1, b_2, \dots, b_m; c_1, c_2, \dots, c_{m-1}; d_2, d_3, \dots, d_{m-1})$ 进行参数估计, 选取舵/翼舵尾弦比为 0.25, 剖面为 NACA0021, 展弦比为 1.2 的舵/翼舵升力系数实验曲线图谱^[11] 采样数据, 并进行 $m=1, 2, 3, 4, 5, 6$ 时回归参数的估计, 图谱曲线如图 2 所示。根据拟合结果, 当 $m \geq 4$ 时, 其拟合误差平方 $QLS = \sum_{k=1}^n (u_r(k) - \hat{u}_r(k))^2$ 下降不明显, 故选择回归模型阶数 $m=4$, 此时,

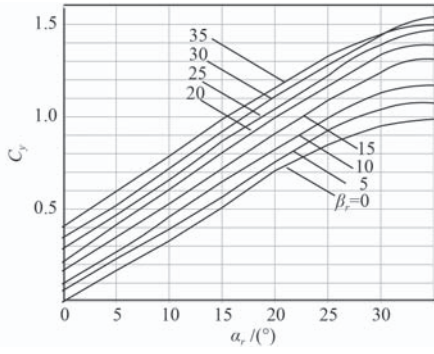


图 2 舵/翼舵升力系数图谱

Fig. 2 Rudder / wing rudder lift coefficient map

$$c_r(\alpha_r, \beta_r) = 1.47\alpha_r + 3.04\alpha_r^2 - 3.82\alpha_r^3 - 1.46\alpha_r^4 + 0.29\beta_r + 3.86\beta_r^2 - 10.45\beta_r^3 + 8.37\beta_r^4 + 0.50\alpha_r\beta_r - 4.09\alpha_r^2\beta_r + 7.61\alpha_r^3\beta_r + 4.43\alpha_r\beta_r^2 - 4.59\alpha_r\beta_r^3. \quad (6)$$

其中： $c_r(\alpha_r, \beta_r)$ 为矢量舵水动力升力系数，且有：

$$u_r(\alpha_r, \beta_r) = \frac{1}{2}\rho V^2 S_r L_r c_r(\alpha_r, \beta_r). \quad (7)$$

式中： ρ 为海水密度； V 为舵处来流速度； S_r 为矢量舵投影面积； L_r 为舵力臂。

相同的方法，根据图 3 的扭矩系数试验曲线图谱，得到舵扭矩系数回归模型^[12]：

$$c_{mr}(\alpha_r, \beta_r) = 0.3566\alpha_r + 0.1434\alpha_r^2 + 1.2103\alpha_r^3 - 1.4828\alpha_r^4 + 0.3812\beta_r + 0.3741\beta_r^2 - 0.9712\beta_r^3 + 0.6939\beta_r^4 + 0.1113\alpha_r\beta_r + 0.7201\alpha_r^2\beta_r - 1.1948\alpha_r^3\beta_r + 2.2576\alpha_r\beta_r^2 - 3.1038\alpha_r\beta_r^3 - 0.6231\alpha_r^2\beta_r^2. \quad (8)$$

根据图 4 的翼舵扭矩系数试验曲线图谱，得到翼舵扭矩系数回归模型：

$$c_{m3r}(\alpha_r, \beta_r) = 0.4324\alpha_r + 0.1100\alpha_r^2 - 0.5116\alpha_r^3 + 0.3506\alpha_r^4 + 0.3474\beta_r + 0.2321\beta_r^2 + 0.9427\beta_r^3 - 1.3335\beta_r^4 + 0.2419\alpha_r\beta_r + 1.8923\alpha_r^2\beta_r - 2.4432\alpha_r^3\beta_r + 0.4246\alpha_r\beta_r^2 - 0.7528\alpha_r\beta_r^3 - 0.7310\alpha_r^2\beta_r^2. \quad (9)$$

图 5、图 6 和图 7 分别给出了舵/翼舵升力系数、舵扭矩系数和翼舵扭矩系数由图谱采样数据得到的曲面与拟合的回归模型计算得到的曲面之相对误差曲面（相对误差为图谱采样计算值与回归模型计算值的差值除以图谱采样计算值）。

2 μ -鲁棒控制策略设计

将式 (1) 中模型的非线性项和横荡影响并入到参数摄动和广义干扰项，忽略横荡的影响和方程中非线性

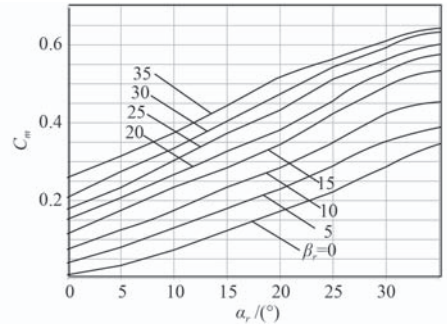


图 3 舵扭矩系数图谱

Fig. 3 Torque factor map

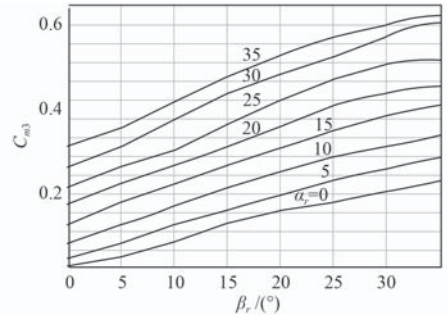


图 4 舵扭矩系数图谱

Fig. 4 Torque factor map

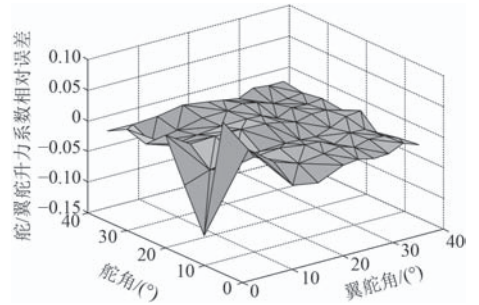


图 5 舵/翼舵升力系数相对误差曲面

Fig. 5 Relative error surface of rudder/wing rudder lift coefficient

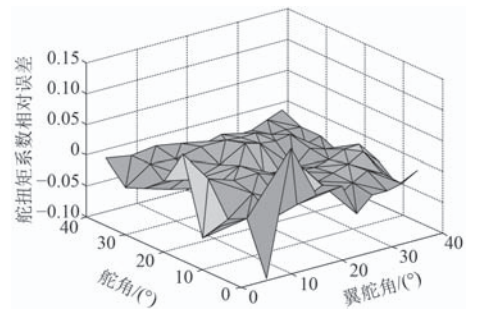


图 6 舵扭矩系数相对误差曲面

Fig. 6 Relative error surface of rudder torque coefficient

项，得到简化的首摇/横摇线性耦合模型为^[13]：

$$\begin{cases} (I_x + a_{\varphi\varphi})\ddot{\varphi} + b_{\varphi\varphi}\dot{\varphi} + c_{\varphi\varphi}\varphi + a_{\varphi\psi}\ddot{\psi} + b_{\varphi\psi}\dot{\psi} = K_r(\alpha_r, \beta_r) + K_d, \\ (I_z + a_{\psi\psi})\ddot{\psi} + b_{\psi\psi}\dot{\psi} + a_{\psi\varphi}\ddot{\varphi} + b_{\psi\varphi}\dot{\varphi} = N_r(\alpha_r, \beta_r) + N_d. \end{cases} \quad (10)$$

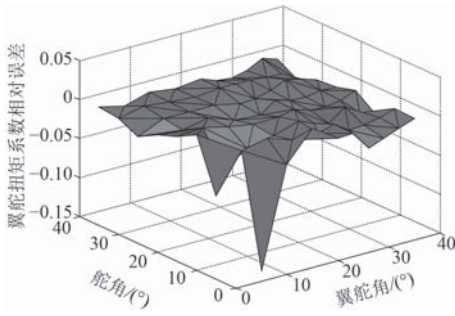


图 7 翼舵扭矩系数相对误差曲面

Fig. 7 Relative error surface of torque coefficient of wing rudder

记 $x_1 = \varphi, x_2 = \dot{\varphi}, x_3 = \psi, X = [x_1 x_2 x_3]^T$, 则系统的状态方程为:

$$\dot{X} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 \\ -E_1^{-1}E_2 & & \end{bmatrix} X + \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ E_1^{-1} & \end{bmatrix} \begin{bmatrix} K_r(\alpha_r, \beta_r) \\ N_r(\alpha_r, \beta_r) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ E_1^{-1} & \end{bmatrix} \begin{bmatrix} K_d \\ N_d \end{bmatrix} y = CX, C = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \end{bmatrix}. \quad (11)$$

其中:

$$E_1 = \begin{bmatrix} I_x + a_{\varphi\varphi} & a_{\varphi\psi} \\ a_{\psi\varphi} & I_z + a_{\psi\psi} \end{bmatrix}, E_2 = \begin{bmatrix} c_{\varphi\varphi} & b_{\varphi\varphi} & b_{\varphi\psi} \\ 0 & b_{\psi\varphi} & b_{\psi\psi} \end{bmatrix}. \quad (12)$$

将系统状态方程中由控制量舵/翼舵产生的状态 X_1 和由干扰产生的状态 X_2 分离, 即记:

$$\begin{aligned} \dot{X}_1 &= \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 \\ -E_1^{-1}E_2 & & \end{bmatrix} X_1 + \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ E_1^{-1} & \end{bmatrix} \begin{bmatrix} K_r(\alpha_r, \beta_r) \\ N_r(\alpha_r, \beta_r) \end{bmatrix}, \\ \dot{X}_2 &= \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 \\ -E_1^{-1}E_2 & & \end{bmatrix} X_2 + \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ E_1^{-1} & \end{bmatrix} \begin{bmatrix} K_d \\ N_d \end{bmatrix}, \\ y &= CX = CX_1 + CX_2. \end{aligned} \quad (13)$$

定义广义干扰 $\omega = CX_2$, 由

$$\begin{bmatrix} K_r(\alpha_r, \beta_r) \\ N_r(\alpha_r, \beta_r) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} (1+a_H)Z_R \\ -(1+a_H)X_R \end{bmatrix} P_y(\alpha_r, \beta_r) = B_R P_y(\alpha_r, \beta_r), \quad (14)$$

得到:

$$\begin{cases} \dot{X}_1 = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 \\ -E_1^{-1}E_2 & & \end{bmatrix} X_1 + \begin{bmatrix} 0 \\ E_1^{-1}B_R \end{bmatrix} P_y(\alpha_r, \beta_r), \\ y = CX_1 + \omega. \end{cases} \quad (15)$$

这样就将系统的奇异控制问题变换为非奇异的标准控制问题。

记 $q_1 = (c_{\varphi\varphi}, b_{\varphi\varphi}, b_{\varphi\psi}, b_{\psi\varphi}, b_{\psi\psi})$, $q_2 = (a_{\varphi\varphi}, a_{\varphi\psi}, a_{\psi\varphi}, a_{\psi\psi})$, $q = (q_1, q_2)$, 得

$$M(q) = \begin{bmatrix} A(q) & B(q) \\ C(q) & D(q) \end{bmatrix}. \quad (16)$$

根据仿射参数摄动系统的线性分式表示问题的解

法^[14], 求得:

$$\begin{aligned} M(g) &= F_u(P_M, \Delta), \\ \Delta &= \text{diag}(c_{\varphi\varphi}, b_{\varphi\varphi}, b_{\varphi\psi}, b_{\psi\varphi}, b_{\psi\psi}, a_{\varphi\varphi}, a_{\varphi\psi}, a_{\psi\varphi}, a_{\psi\psi}), \end{aligned} \quad (17)$$

$$P_M = \begin{bmatrix} P_{M11} & P_{M12} \\ P_{M21} & P_{M22} \end{bmatrix}, \quad (18)$$

假设对象参数 I_x, I_z 的摄动范围为 30%, 得到:

$$\Delta = F_u(P_\Delta, \Delta_\delta), \quad (19)$$

$$\Delta_\delta = \text{diag}(\delta_1, \delta_2, \delta_3, \delta_4, \delta_5, \delta_6, \delta_7, \delta_8, \delta_9). \quad (20)$$

且 $|\delta_i| \leq 1$, $P_\Delta = \begin{bmatrix} P_{\Delta11} & P_{\Delta12} \\ P_{\Delta21} & P_{\Delta22} \end{bmatrix}$, 利用“星积运算”, 得到 $M(\delta)$ 的线性分式变换模型为:

$$M(\delta) = F_u(P, \Delta_\delta). \quad (21)$$

其中:

$$P = \begin{bmatrix} F_l(P_\Delta, P_{M11}) & P_{\Delta12}(I - P_{M11}P_{\Delta22})^{-1}P_{M12} \\ P_{M21}(I - P_{\Delta22}P_{M11})^{-1}P_{\Delta12} & F_u(P_M, P_{\Delta21}) \end{bmatrix}. \quad (22)$$

图 8 为船舶舵/翼舵减摇鲁棒控制系统的原理结构图。 ω 为广义干扰, $P_y(\alpha_r, \beta_r)$ 为舵/翼舵上产生的升力, W_p 是反应系统控制目标的性能权函数, 系统性能指标是对所有容许的不确定性 Δ_δ 从 d 到 Z 的传递函数矩阵在 H_∞ 范数意义下达到最小。

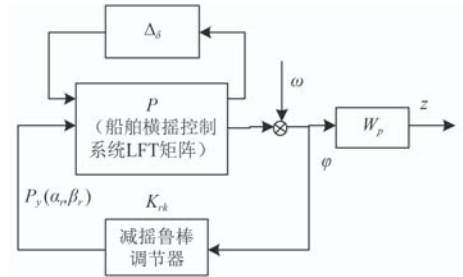
图 8 船舶舵/翼舵减摇 μ -鲁棒控制系统原理图

Fig. 8 Ship rudder/wing rudder roll-robust control system schematic

船减摇控制策略设计的目标为: $\left\| \frac{W_p S_r}{W_u u_r S_r} \right\| < 1$, 其中, W_p 为系统控制目标性能权函数, W_r 为控制量 $u_r(\alpha_r, \beta_r)$ 加权函数, S 为灵敏度函数, 且 $S_r = \frac{1}{1 + GK_{rk}}$. 根据船体的横摇动态特性和首摇/横摇运动的分频特性, 选择权函数为:

$$W_p = \frac{0.39s}{s^4 + 2.46s^3 + 1.29s^2 + 0.84s + 0.19}, \quad (23)$$

$$W_r = \frac{0.03s^2 + 0.03s + 0.01}{s^2 + 100s + 0.001}. \quad (24)$$

利用 Matlab 中的 D-K 迭代算法求得船减摇控制器传递函数^[10], μ 最大值为 0.45, 并经过降阶简化处理后, 得舵减摇 μ -鲁棒控制器传递函数为:

$$k_{rk}(s) = \frac{-8.89(s+100)(s+0.94)(s^2+0.08s+0.003)}{(s+5.10)(s+0.63)(s+0.05)(s^2+5.01s+21.4)} \quad (25)$$

3 舵角/翼舵角智能协调决策器设计

智能决策指标函数就是在矢量舵提供所需控制力矩 $u_r(\alpha_r, \beta_r)$ 前提下, 使系统能耗最小, 即驱动能量最小^[15]。

若记 $M_{\alpha r}$ 为舵伺服系统驱动力矩, $M_{\beta r}$ 为翼舵伺服系统驱动力矩, 则从 k 时刻到 $k+1$ 时刻, 系统驱动能量为:

$$J_r(k+1) = \int_{\alpha_r(k)}^{\alpha_r(k+1)} M_{\alpha r}(\theta, \beta_r(k)) d\theta + \int_{\alpha_r(k+1)+\beta_r(k)}^{\alpha_r(k+1)+\beta_r(k+1)} M_{\beta r}(\alpha_r(k+1), \theta) d\theta, \quad (26)$$

$$M_{\alpha r} + M_{\alpha N} + M_{\alpha J} + M_{\alpha h} + M_{\alpha f} = 0, \quad (27)$$

$$M_{\beta r} + M_{\beta N} + M_{\beta J} + M_{\beta h} + M_{\beta f} = 0. \quad (28)$$

其中: $M_{\alpha N}$ 为主舵扭矩; $M_{\alpha J}$ 为主舵惯性力矩; $M_{\alpha h}$ 为主舵恢复力矩; $M_{\alpha f}$ 为主舵摩擦力矩; $M_{\beta N}$ 为翼舵扭矩; $M_{\beta J}$ 为翼舵惯性力矩; $M_{\beta h}$ 为翼舵恢复力矩; $M_{\beta f}$ 为翼舵摩擦力矩。于是有

$$J_r(k+1) = \frac{1}{2} \rho V^2 S_{\alpha r} L_{\alpha r} \int_{\alpha_r(k)}^{\alpha_r(k+1)} c_{\alpha r}(\theta, \beta_r(k+1)) d\theta + (M_{\alpha J} + M_{\alpha h} + M_{\alpha f})(\alpha_r(k+1) - \alpha_r(k)) + \frac{1}{2} \rho V^2 S_{\beta r} L_{\beta r} \int_{\alpha_r(k+1)+\beta_r(k)}^{\alpha_r(k+1)+\beta_r(k+1)} c_{\beta N}(\alpha_r(k+1), \theta) d\theta + (M_{\beta J} + M_{\beta h} + M_{\beta f})(\beta_r(k+1) - \beta_r(k)). \quad (29)$$

其中: $L_{\alpha r}$ 和 $L_{\beta r}$ 分别为水动力作用点距主舵轴, 翼舵轴的距离; $c_{\alpha r}(\cdot)$ 和 $c_{\beta N}(\cdot)$ 分别为主舵和翼舵的扭矩系数。

矢量舵上产生的控制力矩 $u_r(\alpha_r, \beta_r)$ 是舵角和翼舵角的二元函数, 当减摇调节器计算得到减横摇所需控制力矩为 $K_r(k+1)$ 时, 应满足:

$$u_r(\alpha_r(k+1), \beta_r(k+1)) = K_r(k+1), \quad (30)$$

考虑到舵角、舵角速度、翼舵角、翼舵角速度均有限制, 故有:

$$\begin{aligned} |\alpha_r(k+1)| &\leq \alpha_{r\max}, \\ |\dot{\alpha}_r(k+1)| &\leq \dot{\alpha}_{r\max}, \\ |\beta_r(k+1)| &\leq \beta_{r\max}, \\ |\dot{\beta}_r(k+1)| &\leq \dot{\beta}_{r\max}. \end{aligned} \quad (31)$$

舵角/翼舵角决策规则为在保证 $u_r(\alpha_r(k+1), \beta_r(k+1))$ 同时, 使系统驱动能量最小, 即

$$\begin{aligned} J_r(k+1) \min, \\ u_r(\alpha_r(k+1), \beta_r(k+1)) = N_r(k+1), \\ |\alpha_r(k+1)| \leq \alpha_{r\max}, \\ |\dot{\alpha}_r(k+1)| \leq \dot{\alpha}_{r\max}, \\ |\beta_r(k+1)| \leq \beta_{r\max}, \\ |\dot{\beta}_r(k+1)| \leq \dot{\beta}_{r\max}. \end{aligned} \quad (32)$$

舵角/翼舵角最优智能决策追求的是^[16]在决策规则约束下快速精确地寻优给出 $\alpha_{rg}(k+1)$, $\beta_{rg}(k+1)$ 。本文采用改进遗传算法, 通过初始种群和适应度函数选取、搜索空间范围确定、二进制编码、改进遗传算子和遗传操作等步骤, 实现了舵角/翼舵角的智能协调决策分配器, 其程序流程如图 9 所示。

4 系统仿真试验及结果

本文对某船矢量舵减横摇控制系统进行数字仿真, 并给出了仿真试验结果。

仿真条件: 船水动力参数见参考文献^[1], 海浪有义波高 H_s 为 3.15 m, 4.2 m, 浪向角 ψ_e (迎浪时 $\psi_e = 0^\circ$) 为 30° , 60° , 90° , 120° , 150° , 对象无参数摄动 ($\Delta I_x = 0$, $\Delta I_z = 0$) 和参数摄动 ($\Delta I_x = I_x \times 30\%$, $\Delta I_z = I_z \times 30\%$), 仿真统计结果见表 1~表 4。STD(φ) 为横摇角均方差, η 为减摇率, STD(α_r) 为舵角均方根值, STD(β_r) 为翼舵角均方根值。

仿真实验结果表明: 1) 船舶矢量舵减横摇控制系统能有效地减小横摇, 在有利浪向下, 减摇率达 50%, 这是非常可观的, 说明了舵减摇的有效性; 2) 系统在横浪时减摇效果最显著; 3) 在尾斜浪时减摇效果最差, 这是由于舵叶与水流相对速度和横摇首摇运动分频特性引起的, 即舵只能减小较高频域的横摇, 而对较低频域横摇无能为力; 4) μ -鲁棒控制能有效抑制系统的参数摄动, 而不使减摇性能受到明显影响; 5) 引入舵/翼舵矢量舵减摇控制系统与常规舵减摇控制系统相比, 降低系统能耗约 15%。

5 结 语

本文提出由舵和翼舵构成的矢量舵减横摇控制系统, 设计了系统 μ -鲁棒控制器和基于改进遗传算法的舵角/翼舵角智能协调决策器, 并对系统进行仿真, 仿真结果表明矢量舵减横摇控制系统能有效减小横摇, 降低系统能耗, 且增强了抗系统参数摄动的鲁棒性。

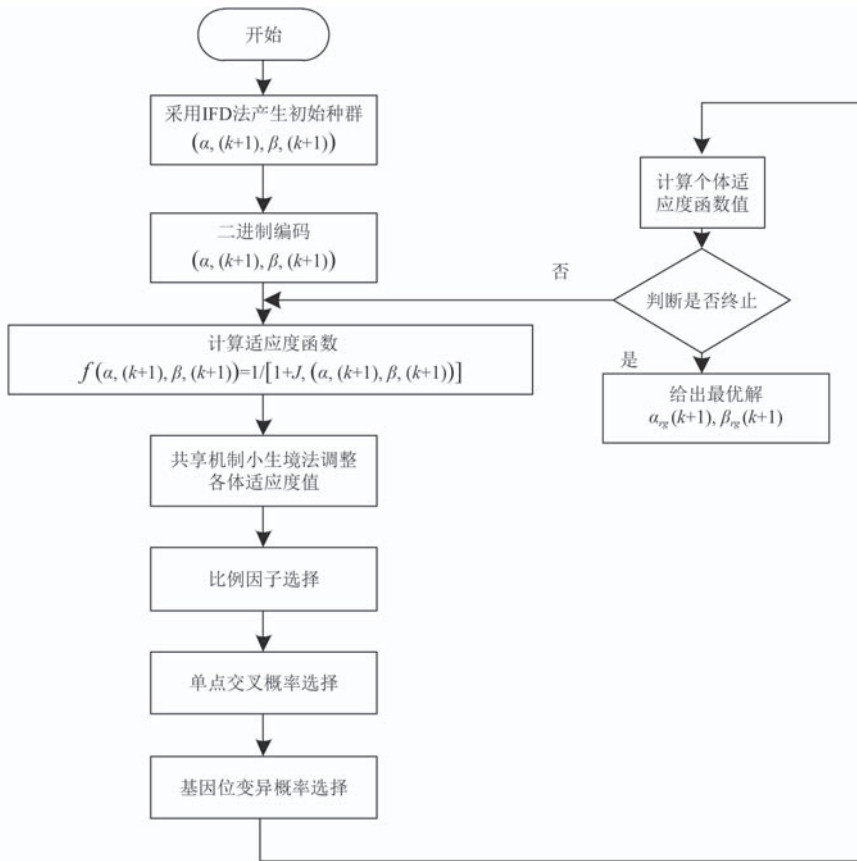


图 9 舵角/翼舵角改进 GA 智能协调决策分配器实现流程图

Fig. 9 Flow diagram of the improved intelligent coordination decision distributor for rudder angle / wing rudder angle

表 1 $H_s = 3.15 \text{ m}, \Delta I_x = 0, \Delta I_z = 0$

Tab. 1 $H_s = 3.15 \text{ m}, \Delta I_x = 0, \Delta I_z = 0$

流向	统计值				
	$STD(\varphi)$	$STD(\alpha_r)$	$STD(\beta_r)$	$STD(\psi)$	η
30°	0.50	0.81	1.35	0.38	48.36%
60°	0.75	0.92	1.36	0.39	44.69%
90°	1.30	0.93	1.38	0.43	54.67%
120°	3.52	0.96	1.39	0.95	51.33%
150°	2.61	0.98	1.42	0.97	31.71%

表 2 $H_s = 3.15 \text{ m}, \Delta I_x = 0.3I_x, \Delta I_z = 0.3I_z$

Tab. 2 $H_s = 3.15 \text{ m}, \Delta I_x = 0.3I_x, \Delta I_z = 0.3I_z$

流向	统计值				
	$STD(\varphi)$	$STD(\alpha_r)$	$STD(\beta_r)$	$STD(\psi)$	η
30°	0.62	0.84	1.42	0.42	46.44%
60°	0.84	0.95	1.45	0.45	45.66%
90°	1.38	0.95	1.60	0.47	53.23%
120°	3.66	0.98	1.62	1.07	50.22%
150°	2.83	1.10	1.82	1.12	30.65%

表 3 $H_s = 4.2 \text{ m}, \Delta I_x = 0, \Delta I_z = 0$

Tab. 3 $H_s = 4.2 \text{ m}, \Delta I_x = 0, \Delta I_z = 0$

流向	统计值				
	$STD(\varphi)$	$STD(\alpha_r)$	$STD(\beta_r)$	$STD(\psi)$	η
30°	0.55	0.92	1.38	0.39	45.20%
60°	0.80	0.97	1.43	0.54	47.30%
90°	1.51	0.97	1.46	0.61	53.11%
120°	3.72	1.22	1.67	0.99	50.12%
150°	2.67	1.45	1.84	1.62	15.15%

表 4 $H_s = 4.2 \text{ m}, \Delta I_x = 0.3I_x, \Delta I_z = 0.3I_z$

Tab. 4 $H_s = 4.2 \text{ m}, \Delta I_x = 0.3I_x, \Delta I_z = 0.3I_z$

流向	统计值				
	$STD(\varphi)$	$STD(\alpha_r)$	$STD(\beta_r)$	$STD(\psi)$	η
30°	0.75	0.98	1.41	0.40	50.01%
60°	0.93	1.02	1.52	0.60	50.23%
90°	1.78	1.05	1.59	0.72	50.15%
120°	3.94	1.57	1.77	1.01	41.22%
150°	2.89	1.68	1.94	1.24	7.15%

参考文献:

- [1] 王勇. 随机波浪中船舶航行非线性横摇稳定性评估分析[J]. 舰船科学技术, 2018, 40(2): 4-6.
WANG Yong. Evaluation and analysis of nonlinear rolling stability of ships in random waves[J]. Ship Science and Technology, 2018, 40(2): 4-6.
- [2] DO K D. Global robust adaptive path-tracking control of underactuated ships under stochastic disturbances[J]. Ocean Engineering, 2016, 111: 267-278.
- [3] CHAI W, NAESS A, LEIRA B J. Stochastic roll response for a vessel with nonlinear damping models and steady heeling angles in random beam seas[J]. Ocean Engineering, 2016, 120: 202-211.
- [4] 刘胜. 现代船舶控制工程[M]. 北京: 科学出版社, 2010.
- [5] 刘胜, 于萍, 方亮, 等. 船舶舵减横摇 H_{∞} 鲁棒控制研究[J]. 中国造船, 2007(3): 35-43.
LIU Sheng, YU Ping, FANG Liang, et al. H_{∞} Robust control system of ship rudder roll damping[J]. Shipbuilding of China, 2007(3): 35-43.
- [6] CHAI W, NAESS A, LEIRA B J. Stochastic nonlinear ship rolling in random beam seas by the path integration method[J]. Probabilistic Engineering Mechanics, 2016, 44: 43-52.
- [7] 屈高敏, 李继广. 流体矢量推进特性分析和控制[J]. 兵器装备工程学报, 2018(3): 62-67.
QU Gao-min, LI Ji-guang. Fluid vector propulsion characteristics analysis and control[J]. Journal of Ordnance Equipment Engineering, 2018(3): 62-67.
- [8] ZHAO D, GUO C, SU Y. Hydrodynamic performance of ichthyoid rudder at different rudder angle settings[J]. Journal of Coastal Research, 2016, 32(5): 1184-1195.
- [9] LIU S, FANG L, LI G Y, et al. Fin/flap fin joint control for ship anti-roll system[C]// IEEE International Conference on Mechatronics and Automation. IEEE, 2009: 386-391.
- [10] 贾欣乐, 杨盐生. 船舶运动数学模型——机理建模与辨识建模[M]. 大连: 大连海事大学出版社, 1999.
- [11] 冯崇谦. 船用襟翼舵[M]. 北京: 国防工业出版社, 1989.
- [12] 王磊, 唐为民, 郭亚军. 飞艇推力矢量转向系统支架的静动态特性分析[J]. 四川兵工学报, 2014, 35(6): 85-86+90.
WANG Lei, TANG Wei-min, GUO Ya-jun. Analysis of static and dynamic characteristic for bracket of thrust vector steering mechanism for airship platform[J]. Journal of Sichuan Armament, 2014, 35(6): 85-86+90.
- [13] LIU S, SONG Y. Fin/flap fin anti-roll control for ship based on MSA-PSO intelligent allocation[C]// Proceeding of the 33rd Chinese Control Conference, 2014: 8607-8611.
- [14] ZHANG X K, ZHANG Q, REN H X, et al. Linear reduction of backstepping algorithm based on nonlinear decoration for ship course-keeping control system[J]. Ocean Engineering, 2018, 147: 1-8.
- [15] WANG Y, CHAI S, KHAN F, et al. Unscented Kalman Filter trained neural networks based rudder roll stabilization system for ship in waves[J]. Applied Ocean Research, 2017, 68: 26-38.
- [16] 张云峰, 胡国仁. 遗传优化算法在船舶航向混合智能控制中的应用[J]. 舰船科学技术, 2017, 39(8A): 22-24.
ZHANG Yun-feng, HU Guo-ren. Application of genetic optimization algorithm in ship routing mixed intelligent control[J]. Ship Science and Technology, 2017, 39(8A): 22-24.

水面无人艇集群系统研究

胡建章, 唐国元, 王建军, 吴 晓, 解 德

(华中科技大学 船舶与海洋工程学院, 湖北 武汉 430074)

摘 要: 研制开发1套水面无人艇(USV)集群系统,使无人艇能够实现集群化运作。根据系统的功能需求,设计系统的整体架构,将整个系统划分为岸基基站子系统和无人艇子系统。基于模块化设计理念,再将子系统细分成各个模块,分别对各模块进行硬件选型与软件设计,使其有机的结合,建立具备多任务、长航时、高精度导航及较高智能化的集群系统。将系统运送至喻家湖湖区进行各项试验,实验结果表明,该水面无人艇集群系统具有良好的实时性、准确性与可靠性,能够满足集群化运作的要求。该系统的结构还可扩展至无人机、无人水下航行器等,对今后开展无人集群系统的协同化、智能化研究具有参考意义。

关键词: 无人艇; 无人集群

中图分类号: E273 文献标识码: A

文章编号: 1672-7649(2019)04-0083-06 doi: 10.3404/j.issn.1672-7649.2019.04.016

Research on unmanned surface vehicle cluster system

HU Jian-zhang, TANG Guo-yuan, WANG Jian-jun, WU Xiao, XIE De

(School of Naval Architecture and Ocean Engineering, Huazhong University of Science and Technology, Wuhan 430074, China)

Abstract: In order to make sure the USV achieve cluster operation, unmanned surface vehicle(USV) cluster system was developed. According to the functional requirements of the system, we designed the overall system architecture. The whole system is divided into base station subsystem and USV subsystem. Based on the modular design concept, the sub system is subdivided into each module, and the hardware selection and software design of each module were carried out to set up a cluster system with multi task, long endurance, high precision navigation and high intelligence. By transporting the system to the lake Yujia lake for the experiment, experiment results show that the USVs system have good real-time, accuracy and reliability. The system can meet the requirements of cluster operation. The structure of the system can be extended to UAVs, UUVs and so on. It will be of reference significance for the collaborative and intelligent research of unmanned trunked system in the future.

Key words: USV; unmanned cluster

0 引 言

水面无人艇(Unmanned surface vehicle, USV)作为一种无人海洋智能运载平台,具有自主规划及自主航行能力。其在军事和民用领域具有极其广泛的应用前景,如:反潜、反鱼雷、情报监视与侦查,以及海洋环境监测、海洋气象预报、海洋生物研究、海图绘制、通信中继等诸多用途^[1]。此外,USV具有在海-空界面之间运行的优势,可作为水下自主潜航器与空中无人机之间的通讯中继站,从而充当立体化海洋空间的关键节点^[2,3]。

当面临复杂的水域环境,以及越来越精密化、多样化的任务时,单一的USV已经难以担此重任。所以集成多艘USV所构成的集群系统应运而生,其具有更广的作业范围、更高的作业效率、更强的鲁棒性以及灵活性等诸多优点,成为现如今无人系统的研究热点^[4]。USV协同系统绝不是几艘USV的简单叠加,而是它们的有机结合、协同运作,利用协同来实现资源的有效利用,以提高任务的执行效率^[5]。

国外学者对于多USV的协同路径规划、协同路径跟踪和协同作业中的避碰进行了较多的仿真与试验研究^[6-9]。国内学者在USV的艇型设计、智能控制方

收稿日期: 2017-10-10

基金项目: 湖北省自然科学基金资助项目(2013CFB154); 上海交通大学海洋工程国家重点实验室开放基金资助项目(1304)

作者简介: 胡建章(1994-),男,硕士研究生,研究方向为海洋无人集群。

法、操纵性、自主导航等方面进行了较多研究^[10-12]。本文构建了一种水面无人艇集群系统，通过系统的总体设计研究以及模块化设计研究，建立具备多任务、长航时、高精度导航及较高智能化的集群系统。

1 水面无人艇集群系统的体系结构

水面无人艇集群系统在物理上可以分为岸基基站子系统和若干无人艇子系统，在逻辑上可以分为6个层次：智能决策层、可视化分析层通信链路层、识别感知层、控制层以及功能执行层，系统总体体系结构图如图1所示。整个系统呈星型结构，系统拓扑结构图如图2所示。

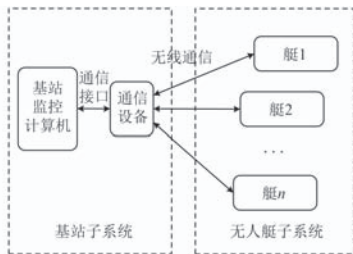


图1 水面无人艇集群系统体系结构图
Fig. 1 Architecture diagram of USVs system

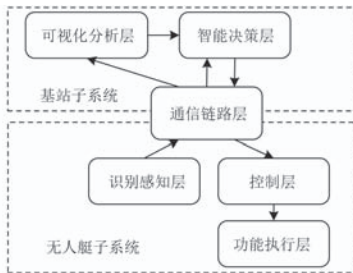


图2 水面无人艇集群系统拓扑结构图
Fig. 2 Topology diagram of USVs system

系统通过识别感知层获取当前的水域信息、地理信息、系统自身的运作情况等各种信息，并经由通信链路层传输至可视化分析层和智能决策层，然后由智能决策层合理规划控制策略（如避障、包围、返回、原地待命等），完全取代操作人员采取最佳策略。当接收到指挥指令时，根据任务优先级和当前所处情势确定当前应采取的措施，使得任务得以完成或损失最小，具备态势判断与决策能力。这些决策同样通过通信链路层传达给底层的控制层，并由其解算出控制指令来控制功能执行层完成相应的功能及任务。

1.1 岸基基站子系统

岸基基站子系统是整个集群系统的指挥与控制中枢，负责对集群系统进行任务规划、智能决策、电子地图显示、状态监控、指挥控制。其物理组成包括：监控计算机、无线网桥、GPS接收机、数传电台及其天线、

馈线等，如图3所示。其中监控计算机的智能决策模块和航行数据库组成智能决策层，电子导航地图和系统监控软件构成了可视化分析层，无线网桥以及数传电台属于数据链路层，GPS接收机属于识别感知层。

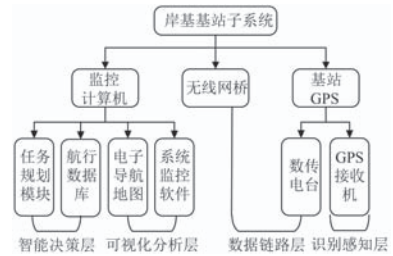


图3 岸基基站子系统结构框图

Fig. 3 Block diagram of base station subsystem

监控计算机采用研华IPC-610L一体化工业计算机，配备双显示屏，分别显示电子导航地图以及系统监控界面。并通过RJ-45以太网接口与BodaCOM-6000系列基站端无线网桥连接，实现与USV的通信。USV的实时航向、位置，以及艇载摄像头的监控画面等重要信息都经由无线网桥传回上位机。上位机的控制指令也通过网桥实时发送给USV，由USV的控制模块负责解析和分类，然后进一步传送给相应的艇载设备，实现对USV的控制操作。基站的SDI-TimeNav-6授时导航定位接收机配备2个RS232标准串口，串口通信波特率为9600 bps。COM1口与工控机相连接，获取基站的GPS信息；COM2口连接MDS2710A数传电台，用于传输RTK差分数据，实时校正USVs的GPS信息。

1.2 无人艇子系统

无人艇子系统的主要功能是接受岸基基站子系统的命令，实现相应的功能。结合系统的功能以及需求，基于模块化的设计理念，将无人艇子系统分解为控制模块、视频模块、导航模块、通信模块、艇体模块、能源模块、航行模块以及功能模块（水质环境检测模块）等，如图4所示。其中控制模块即为控制层，视频模块和导航模块的GPS信号接收机属于识别感知层，导航模块的数传电台和通信模块属于通信链

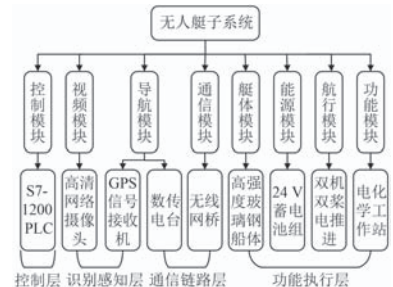


图4 无人艇子系统结构框图

Fig. 4 Block diagram of USV subsystem

路层, 艇体模块、能源模块、航行模块以及功能模块共同构成功能执行层。

1) 控制模块

在 USV 运动控制子系统中, 运动控制器除了要接收基站上位机的指令, 运行控制算法, 向电机控制器输出控制信号, 并检测电机的反馈信号, 还要接受 GPS 信号接收机接收到的 USV 位置及航向信息, 然后通过无线网桥实时传送给上位机。因此要求具有较强的运算能力、较短的运行周期及可靠的性能, 采用西门子 S7-1200 系列 PLC 作为控制模块, 以实现 USV 的航行控制。

2) 视频模块

水域视频信息采集模块主要用于对 USV 周边水域进行侦查和监视。在艇首部安装海康威视 DS-2CD3T00 系列高清网络摄像头, 用于获取现场的实时视频信息, 再通过交换机和无线网桥传回基站。

3) 导航模块

由于 USV 执行任务时, 需要精确的导航定位信息, 所以需要使用卫星导航系统。常规的 GPS 测量方法, 如静态、快速静态、动态测量都需要事后进行解算才能获得厘米级的精度, 而本系统所采用的 RTK 技术是能够在野外实时得到厘米级定位精度的测量方法, 它采用了载波相位动态实时差分 (Real-time kinematic) 方法。其工作原理是将 1 台接收机置于基准站上, 另 1 台或几台接收机置于载体 (称为流动站) 上, 基准站和流动站同时接收同一时间、同一 GPS 卫星发射的信号, 基准站所获得的观测值与已知位置信息进行比较, 得到 GPS 差分改正值。然后将这个改正值通过无线电数据链电台及时传递给共视卫星的流动站精化其 GPS 观测值, 从而得到经差分改正后流动站较准确的实时位置。

4) 通信模块

USV 与岸站的通讯和数据回传主要有 UHF/VHF 无线电通讯方式、GSM/3G、海事卫星通信几种通信方式。考虑到 USV 外出执行任务时与基站设备的距离并不是很远, 在基站和移动站上布置无线网桥, 采用无线局域网进行通信。移动站同样采用 BodaCOM-6000 系列无线网桥, 支持最新的 IEEE 802.11AC 标准, 设备工作在 5.8 G 免许可证频段, 支持 POE 供电, 带宽高达 520 Mbps, 传输距离不低于 35 km。完全满足本系统对通信的要求。

5) 艇体模块

艇体是 USV 子系统的载体。艇体作为 USV 所有设备的搭载平台, 确保设备的安全稳固是对其最基本的要求。艇体对 USV 的操纵性、灵活性、续航力、载重量和其他功能的实现上, 都有较大的影响。首先对系统进行技术需求分析, 根据分析结果初步确定艇型,

随后计算艇体的结构参数 (主尺度、艇体结构与总体布置、重量控制与校核, 艇体静水力计算等)。根据艇体的结构参数, 计算艇体的稳性, 建立艇体的缩比模型, 进行艇体静水阻力试验与耐波性试验研究, 掌握 USV 的阻力特性及在波浪中的运动响应特性。利用流体仿真软件, 建立 USV 的 CFD 仿真模型, 对 USV 的水动力性能进行优化设计研究。

6) 能源模块

能源模块提供全艇所需能源。常规的航行任务对 USV 的航速要求不高, 但对持续航行时间以及巡航的水域面积有一定的要求, 同时为避免柴油机的噪声及燃油污染, 采用 4 个 20 000 mAh 铅蓄电池构成的蓄电池组对全艇进行稳定的 24 V 直流供电, 为合理充分地利用电能, 保证 USV 的各个用电系统的可靠运行, 建立 USV 的能量管理系统。根据任务需要还可整体替换蓄电池组, 以满足连续执行任务的需要。

7) 航行模块

航行模块主要对 USV 的航向和航速进行实时控制, 以实现 USV 的航行功能。采用 24 V 双直流伺服电机驱动的推进系统, 通过双螺旋桨的差速实现转向。电推进系统相对传统柴油机直接带动螺旋桨推进相比较具有响应快、调速范围宽、低速特性好等优点, 并能够结合供电系统实现全船能量的统一管理和合理分配, 提高能量利用效率。

8) 功能模块

水质环境检测为该系统的扩展功能, 用于对特定的水域进行水质环境检测分析, 该模块采用顺序控制模式, 完成全自动、一体化的水质采样-搅拌-检测-排出等流程。实现对获取的多源动态水质环境数据进行一体化查询、可视化分析等功能, 从而帮助有关部门快速获取相关水质环境监测信息^[13-15]。

2 系统上位机监控软件设计

为提供良好的可视化界面, 设计本系统的上位机监控软件分成 2 个界面。左边为电子导航地图软件, 采用 C# 编写, 右边为系统控制软件, 采用 Labview 编写。两程序之间采用 Socket 协议通信^[16], 以实现数据的交换。Socket 是在应用层和传输层之间的一个抽象层, 它把 TCP/IP 层复杂的操作抽象为几个简单的接口供应用层调用, 以实现进程在网络中的通信。

2.1 电子导航地图软件

电子导航地图软件的左半部分模拟了水域及周边陆地环境, 3 艘 USV 会根据其实时经纬度及航向信息而实时显示在地图界面上; 右半部分为 USV 搭载的摄像头拍摄到的视频信息。电子导航地图有普通地图和

卫星地图 2 种模式供操作人员选择。“选项”子菜单可对 IP 地址、通信端口等参数进行配置,确保地图与摄像头以及系统控制软件的通信畅通。

地图软件的“实时控制”模式如图 5 所示,在该模式下可实时控制 USV 自动驶向选定的目标位置。



图 5 电子导航地图实时控制模式

Fig. 5 Real time control model of electronic navigation map

图 6 为地图的“路径规划”模式。打开“路径编辑器”,可以在地图上实时规划航行路径,也可以向地图导入预先规划完成的路径文件,还可以对路径进行各种插值处理得到更加精确的路径信息,并导出保存为 path 文件。系统控制软件通过读取该 path 文件,并解析出具体路径,控制 USV 沿着该路径航行。

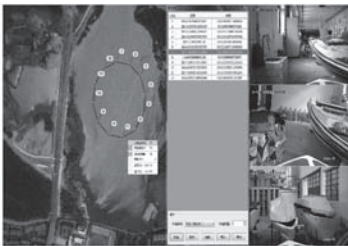


图 6 电子导航地图路径规划模式

Fig. 6 Path planning model for electronic navigation map

2.2 系统监控软件

结合控制要求,设计系统监控软件,其界面如图 7 所示。界面左半边会实时显示 3 艘 USV 的经纬度及航向信息,以及目标点经纬度坐标。

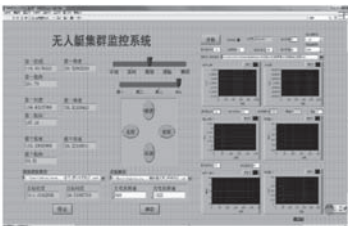


图 7 系统控制软件运行界面

Fig. 7 The running interface of system control software

界面中部有着系统运作模式的切换控件和 USV 的选择控件。“手动”模式可用下方的方向控键来遥控 USV 航行;“实时”以及“规划”模式在 2.1 节已经叙述;“巡航”模式即将选定的位置点连成一个封闭的曲

线,系统自动解算出一个最优切入点(切入角度小、切入距离短),使 USV 从该点切入并沿着该路线进行自主巡航;在“辨识”模式下,可分别给定左右螺旋桨不同转速,并记录航行状态参数,由此可辨识 USV 的动力学参数,从而帮助建立 USV 的精确动力学模型。

界面的右半部分是为 USV 上搭载的水质环境监测模块编写的电化学数据记录、显示、分析界面,供环保人员进行水域环境保护状态分析。软件会同步保存检测数据供有关人员带回实验室做进一步的分析研究。

3 无人艇控制系统设计

无人艇控制系统结构框图如图 8 所示,采用西门子 S7-1200 系列 PLC 作为 USV 的控制器,加配具有全双工 RS232 串口的通信模块(CM),连接艇载 SDI-TimeNav-H 双天线 GNSS 定位测向接收机,以接收 GPS 信息,串口通信波特率为 115 200 bps,数据采集频率为 5 Hz。通过识别帧头“GPRMC”和“HEADINGA”来提取系统需要的经纬度、航速及航向信息^[17],实时传输给系统控制界面。系统控制界面与 PLC 之间采用 Modbus/TCP 协议通信^[18]。基于 TCP/IP 的 Modbus 协议,将 Modbus 帧简单的嵌入到 TCP/IP 帧中,开发容易,硬件成本低廉,适用于各种应用的解决方案,已成为自动化设备最广泛支持的协议。

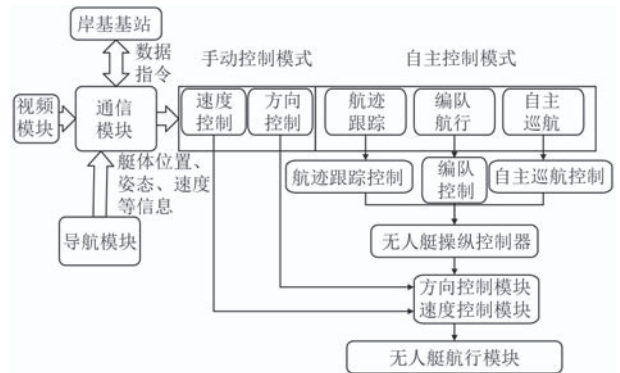


图 8 无人艇控制系统结构框图

Fig. 8 Block diagram of USV control system

采用模拟量对推进器进行调速,由于该型号 PLC 的 CPU 模块集成的模拟量输出为电流,可在不添加模拟量输出模块的情况下,将电流模拟量输出端口并联一个 250 Ω 的定值电阻,即可将 0~20 mA 的电流模拟量转化为 0~5 V 的电压模拟量,用于控制伺服电推进器在 0~1 500 rpm 范围内调速; PLC 的数字量输出连接继电器用来控制推进器倒顺车;将推进器集成的编码器输出总线接回 PLC 的高速计数器以获取电机的实时转速。推进器连接示意图如图 9 所示。

如图 10 所示, USV 的运动控制由外环航迹控制

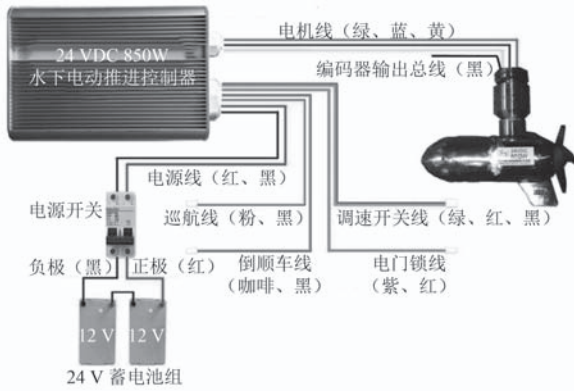


图 9 水下电动推进器连接示意图

Fig. 9 Connection diagram of underwater electric propulsion

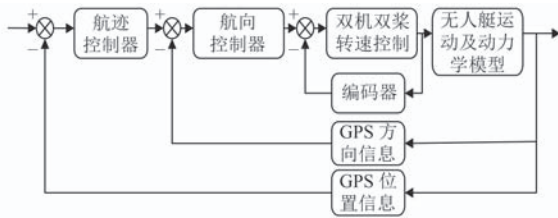


图 10 无人艇运动控制原理图

Fig. 10 Schematic diagram of USV motion control

环、中间航向控制环、内环航速控制环 3 个闭环控制组成。航迹控制环将 GPS 接收到 USV 位置信息同规划航迹作比较, 计算出航迹偏差, 由航迹控制算法解算后向航向控制器发送航向控制命令消除航迹偏差, 航向控制环将 GPS 接收机获取的 USV 的实际航向与命令航向进行比较, 得到航向偏差信号, 通过航向控制算法向 USV 的双机双桨控制环发送一个速度差命令, 双机速度差控制环驱动电推进伺服系统使实际速度差与命令速度差一致, 通过航向控制和双机速度差控制共同作用以消除航向偏差。由 3 个闭环共同作用使 USV 消除位置、航向偏差实现航迹跟踪控制。

4 调试与实验

为了验证系统的可行性, 在拖曳水池实验室对各个子系统以及模块进行联调。经测试, 通信正常, 系统能够稳定运行。

考虑实际情况, 将整套系统运载至华中科技大学喻家湖湖区进行各项试验, 并记录实验数据(部分数据见表 1 和表 2), 试验照片如图 11~图 12 所示。

1) 单艇推进功能试验(分别测试 3 艘艇): USV 处于系泊状态, 使左推进器缓慢加速、右推进器缓慢加速、双推进器同时加速、以及控制 USV 转向。发现各项推进及转向功能正常, GPS 信号也能够正常接收, 可进行后续各项试验。

2) 单艇自由航行试验(分别测试 3 艘艇): 解除

表 1 USV 的 GPS 信息

Tab. 1 GPS information of USV

	经度/(°)	纬度/(°)	航向/(°)
目标	114.430 139 06	30.521 086 11	
艇1	114.431 566 21	30.520 023 24	261.79
艇2	114.432 370 66	30.521 594 33	167.18
艇3	114.430 139 06	30.521 086 11	33.52

表 2 水样 SWV 扫描

Tab. 2 SWV scanning of water sample

电压/V	电流/mA	电压/V	电流/mA
5.000 000E-1	2.341 223E-2	1.800 000E-1	2.349 228E-2
4.600 000E-1	2.356 514E-2	1.400 000E-1	2.349 286E-2
4.200 000E-1	2.356 577E-2	1.000 000E-1	2.356 961E-2
3.800 000E-1	2.341 402E-2	6.000 000E-2	2.357 021E-2
3.400 000E-1	2.364 308E-2	2.000 000E-2	2.349 464E-2
3.000 000E-1	2.364 369E-2	-1.999 999E-2	2.357 140E-2
2.600 000E-1	2.364 428E-2	-5.999 999E-2	2.357 199E-2
2.400 000E-1	2.349 228E-2	-9.999 999E-2	2.364 875E-2



图 11 单艇规划航行

Fig. 11 Single USV planning sailing



图 12 双艇跟踪航行

Fig. 12 Twin USVs tracking

系泊状态, 同时将控制界面调至“手动”模式, 使双推进器同步加速, USV 直线航行; 调整电机转速差, 控制 USV 的转向; 控制电机反转, 实现倒车功能。控制 USV 能在当前水域范围内自由航行。

3) 单艇指定目标点航行试验: 控制界面调至“实时”模式, 在电子地图上实时选定一个目标点, USV 立即自动驶向该点, 当 USV 逐渐靠近目标点时, 推进器随之减速, 使得 USV 最终停至该目标点。

4) 单艇规划航行试验: 控制界面调至“规划”模

式, 在电子地图上实时规划路径, 或是加载预先规划好的路径文件, 使 USV 按照该路径航行。

5) 双艇跟踪航行试验: 前艇航行 20 m 后, 后艇起航; 前艇手动操作转向, 后艇跟随前艇运动; 前艇规划航行, 后艇跟踪。跟踪航行过程中两艇距离始终控制在 20 m 左右。

6) 多艇编队巡航试验: 控制界面调至“巡航”模式, 在电子地图上规划出一个圆周轨迹, 3 艘 USV 保持艇间距 20 m 按照该轨迹进行编队巡航。

7) 拓展试验(水质采样分析): 在地图上选定几个采样点, 控制 USV 驶向该位置, 并进行水质的一体化电化学采样分析。

5 结 语

本文构建了一种水面无人艇集群系统, 针对系统的硬件架构和软件架构进行了详细的阐述。基于模块化的设计理念, 将整个系统细分为各子系统(模块), 并对其进行选择及设计, 使之有机结合成为一套完整的无人艇集群系统。通过对系统进行试验验证, 结果表明: 该集群系统能够实现遥控航行、追踪目标点航行、规划路径航行以及编队自主巡航等多项功能。

随着研究的继续, 会对本套无人集群系统进行扩展, 如拓展无人艇子系统、无人水下航行器子系统等。与此同时还会进一步展开对于涉海涉水相关目标探测与识别、信息处理、集群控制、人工智能等相关理论与技术的学习和探讨, 为无人集群的自主化、协同化和智能化研究打下坚实基础。

参考文献:

- [1] 柳晨光, 初秀民, 吴青, 等. USV 发展现状及展望 [J]. 中国造船, 2014, 55(4): 194-205.
LIU Chen-guang, CHU Xiu-min, WU Qing, et al. A review and prospect of USV research[J]. Shipbuilding of China, 2014, 55(4): 194-205.
- [2] M F H, C A, A M. Environmental modeling with precision navigation using ROAZ autonomous surface vehicle[M]. IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems. 2012: 1-6.
- [3] CACCIA M, BIBULI M, BONO R, et al. Unmanned surface vehicle for coastal and protected waters applications: the charlie project[J]. Marine Technology Society Journal, 2007, 41(2): 62-71.
- [4] 马天宇, 杨松林, 王涛涛, 等. 多 USV 协同系统研究现状与发展概述 [J]. 舰船科学技术, 2014, 36(6): 7-13.

MA Tian-yu, YANG Song-lin, WANG Tao-tao, et al. An outline of current status and development of the multiple USV cooperation system[J]. Ship Science and Technology, 2014, 36(6): 7-13.

- [5] 徐博, 白金磊, 郝艳玲, 等. 多 AUV 协同导航问题的研究现状与进展 [J]. 自动化学报, 2015, 41(3): 445-461.
- [6] CAMPBELL S, NAEEM W, IRWIN G W. A review on improving the autonomy of unmanned surface vehicles through intelligent collision avoidance manoeuvres[J]. Annual Reviews in Control, 2012, 36(2): 267-283.
- [7] CACCIA M, BIBULI M, BRUZZONE G, et al. Integration of acoustic devices on small usvs: the charlie experience; proceedings of the Control & Automation (MED), 2011 19th Mediterranean Conference on, F, 2011[C]. IEEE.
- [8] MOTWANI A. A survey of uninhabited surface vehicles[J]. Marine and Industrial Dynamic Analysis, School of Marine Science and Engineering Plymouth University, Plymouth, Tech Rep, 2012.
- [9] STEIMLE E T, HALL M L. Unmanned surface vehicles as environmental monitoring and assessment tools[C]// Proceedings of the OCEANS 2006, 2006, 9: 18-21.
- [10] 张博, 康凤举, 阎晋屯. 无人舰艇集群攻击任务规划优化模型仿真 [J]. 计算机仿真, 2014, 31(11): 24-27.
- [11] 张博, 康凤举, 苏冰. 多无人艇联合攻击任务规划模型仿真 [J]. 计算机仿真, 2015, 32(4): 349-354.
- [12] 王卓, 冯晓宁, 万磊, 等. 水面无人艇协同仿真平台设计方法 [J]. 哈尔滨工程大学学报, 2012, 33(3): 275-282.
WANG Zhuo, FENG Xiao-ning, WAN Lei, et al. Research on the platform design method of a USV collaborative simulation[J]. Journal of Harbin Engineering University, 2012, 33(3): 275-282.
- [13] 吴玉平, 王建华, 杨钊. 基于双天线的高精度 GPS 定位测向系统及其在无人水面艇上的应用 [J]. 计算机测量与控制, 2015, 23(4): 1330-1332.
- [14] 金久才, 张杰, 邵峰, 等. 一种海洋环境监测无人船系统及其海洋应用 [J]. 海岸工程, 2015, 34(3): 87-92.
- [15] 贺丹丹. 基于 GIS 的自动遥控测量船控制系统研究 [D]. 天津: 天津大学, 2012.
- [16] 高炳堂, 刘建华. LabVIEW 与 VC 程序的动态数据交换 [J]. 工业控制计算机, 2009, 22(12): 26-28.
GAO Bing-tang, LIU Jian-hua. Dynamic data exchange between Lab VIEW and VC program[J]. Industrial Control Computer, 2009, 22(12): 26-28.
- [17] 张文涛, 马冬宝, 叶如燕, 等. PLC 与 GPS 接收器通讯及定位数据采集技术设计 [J]. 实验室研究与探索, 2012, 31(5): 54-57.
- [18] 罗光耀, 张龙刚, 余瑞欣. LabVIEW 与 S7-1200 系列 PLC 基于 Modbus TCP/IP 协议的通信方法 [J]. 塑料包装, 2015, 25(5): 26-29.

基于改进人工势场法的水下滑翔机路径规划

李沛伦¹, 杨启^{1,2}

(1. 上海交通大学 高新船舶与海洋开发装备协同创新中心, 海洋工程国家重点实验室, 上海 200240;
2. 上海交通大学海洋水下工程科学研究院有限公司, 上海 200231)

摘要: 研究了水下滑翔机在单个运动周期下躲避障碍物的路径规划问题, 针对水下滑翔机运动特点, 采用改进的人工势场法, 规划出避障路径。首先, 对传统的人工势场法进行改进, 以克服局部极值与目标不可达问题, 并引入速度势场函数, 将静态势场转变为动态势场; 然后, 将水下滑翔机的运动特性及约束考虑进来, 提出障碍物影响半径确定方法; 之后, 分析了定常海流对路径规划的影响。最后, 以 HUST-2 号水下滑翔机为例在不同情况下进行仿真试验。结果表明, 所用方法能使水下滑翔机成功避开水中静态与动态障碍物。

关键词: 水下滑翔机; 路径规划; 人工势场; 海流影响

中图分类号: U675 **文献标识码:** A

文章编号: 1672-7649(2019)04-0089-05 **doi:** 10.3404/j.issn.1672-7649.2019.04.017

Path planning for underwater glider based on improved artificial potential field method

LI Pei-lun¹, YANG Qi^{1,2}

(1. Collaborative Innovation Center for Advanced Ship and Deep-sea Exploration, State Key laboratory of Ocean Engineering, Shanghai Jiaotong University, Shanghai 200240, China;
2. Shanghai Jiaotong University Underwater Engineering Institute Co., Ltd., Shanghai 200231, China)

Abstract: The problem of path planning for underwater glider avoiding obstacles in a single cycle is studied. An improved artificial potential field method is applied to generate an obstacle-avoiding path according to the motion characteristics of underwater glider. Firstly, to overcome the local minimum problem and destination unreachable problem, the traditional artificial potential field method is improved, and the velocity potential field function is introduced to transform the static potential field into dynamic potential field. Secondly, in terms of the motion characteristics and constraints of underwater glider, the method of determining the obstacle's influence radius is proposed. Subsequently, the constant force of current is added and its influence on path planning is analyzed. Finally, taking the underwater glider named HUST-2 as an example, simulation tests of path planning for underwater glider are conducted. The simulation results indicate that the underwater glider can avoid the static and dynamic obstacles by using the proposed method.

Key words: underwater glider; path planning; artificial potential field; current influence

0 引言

水下滑翔机 (underwater glider) 是一种利用净浮力驱动, 以锯齿形状轨迹进行航行的新型水下自主机器人, 具有成本低、续航强、能耗少、噪声小等特点, 在海洋研究、环境监测、资源勘探以及军事侦察等领域都有着广阔的应用前景^[1]。

路径规划问题是水下滑翔机研究领域的热点问题之一。很多学者对水下滑翔机的路径规划问题做了研

究: Alvarez 研究了水下滑翔机与浮标组成的优化采样问题, 利用遗传算法对水下滑翔机进行路径规划^[2]。文献 [3] 采用改进的 A* 算法, 考虑了水下滑翔机水下不可控的特性, 对其进行路径规划。文献 [4] 根据海洋环境和深度数据, 结合 RRT 算法和 A* 算法, 规划了能耗较优的路径。Pereira^[5] 将最小化碰撞风险作为目标, 对水下滑翔机进行路径规划。朱心科^[6] 基于能耗模型, 采用两步链式 Lin-Kemighan 算法对水下滑翔机的海洋采样路径进行优化。

收稿日期: 2018-04-17

作者简介: 李沛伦 (1994-), 男, 硕士研究生, 研究方向为水下滑翔机路径规划。

本文通过改进传统的人工势场法来解决水下滑翔机在海流作用下躲避静态障碍物、动态障碍物的路径规划问题。提出对传统人工势场法的改进方法,将水下滑翔机的运动约束引入到人工势场法中;之后,将海流力引入势场力模型,并推出航向角公式,最后,以HUST-2号水下滑翔机为例在不同环境下进行仿真试验。

1 改进的人工势场法

人工势场法算法高效、生成路径平滑,适用于路径实时性及安全性要求较高的路径规划任务^[7]。但本身也存在局部极值、目标不可达差等缺陷。

其原理是在目标点处设置引力场,障碍物周围设置斥力场,物体在2种势场力共同作用下运动,最终到达目标位置。

1.1 改进斥力势场函数

采用传统的斥力势场函数,当目标点在障碍物势场的影响距离内时,运动物体无法到达目标位置,因此考虑在斥力势场函数中加入与目标点的位置关系^[8]。新的斥力势场函数为:

$$U_{reps}(X) = \begin{cases} \frac{1}{2}\eta_r \left(\frac{1}{\rho(X, X_o)} - \frac{1}{\rho_0} \right)^2 \rho^2(X, X_g), & \rho(X, X_o) \leq \rho_0; \\ 0, & \rho(X, X_o) > \rho_0. \end{cases} \quad (1)$$

式中: η_r 为斥力势场系数; X , X_o 和 X_g 分别为运动物体、障碍物和目标点的空间位置坐标; $\rho(X, X_o)$, $\rho(X, X_g)$ 分别为运动物体与障碍物,目标点的距离; ρ_0 为斥力势场的作用范围,通常称为障碍物的影响半径。

相应斥力函数为(用 \vec{F} 和 F 区分矢量和标量,且 $F = |\vec{F}|$,其他变量类似):

$$\vec{F}_{reps}(X) = \begin{cases} \vec{F}_{reps1}(X) \cdot \nabla \rho(X, X_o) - \vec{F}_{reps2}(X) \times \nabla \rho(X, X_g), & \rho(X, X_o) \leq \rho_0; \\ 0, & \rho(X, X_o) > \rho_0. \end{cases} \quad (2)$$

式中: $F_{reps1}(X)$ 方向由障碍物指向运动物体, $F_{reps2}(X)$ 方向由运动物体指向目标点。

1.2 改进引力势场函数

物体在运动过程中,除目标点外,当斥力与引力的合力为0时,会陷入局部极值,最简单的情况如障碍物处于运动物体与目标点的连线上会出现受力为0,从而停止运动或震荡不前^[9]。考虑引入局部引力势场,驱使物体逃逸出来继续运动。局部引力势场为:

$$U_{local}(X) = \begin{cases} \frac{\varepsilon}{\rho^2(X, X_g)}, & \rho(X, X_g) > \rho_g; \\ 0, & \rho(X, X_g) \leq \rho_g. \end{cases} \quad (3)$$

式中: ε 为局部引力势场系数; ρ_g 为物体是否到达目标

位置的评判距离,认为 $\rho(X, X_g) \leq \rho_g$ 时,运动物体到达目标点。若物体没陷入局部极值, $U_{local}(X) = 0$ 。

改进后的引力场 $U_{att}(X)$ 变为:

$$U_{att}(X) = \begin{cases} \frac{1}{2}\xi_a \rho^2(X, X_g), & \rho(X, X_g) > \rho_g \\ \text{且 } F_{total}(X) \neq 0; \\ \frac{1}{2}\xi_a \rho^2(X, X_g) + \frac{\varepsilon}{\rho^2(X, X_g)}, & \rho(X, X_g) > \rho_g \\ \text{且 } F_{total}(X) = 0; \\ 0, & \rho(X, X_g) \leq \rho_g. \end{cases} \quad (4)$$

式中, ξ_a 为引力势场系数。

1.3 引入速度势场

水下滑翔机在水中航行时可能会遇到动态障碍物,引入速度势场可以把动态障碍物考虑进来^[10]。

将水下滑翔机与动态障碍物的速度分别用 \vec{V} 和 \vec{V}_o 来表示,用 U_{repv} 表示相对速度 $(\vec{V} - \vec{V}_o)$ 产生的速度斥力势场。速度斥力势场函数表示为:

$$U_{repv}(X) = \begin{cases} \eta_v \left\| \vec{V} - \vec{V}_o \right\| \sin \phi = \eta_v V_{or} |\sin \phi|, & \rho(X, X_o) \leq \rho_0; \\ 0, & \rho(X, X_o) > \rho_0. \end{cases} \quad (5)$$

式中: η_v 为速度斥力势场系数; V_{or} 为障碍物与水下滑翔机的相对速度大小; ϕ 为相对速度矢量 \vec{V}_{or} 与水下滑翔机与障碍物的中心连线形成的夹角,设水下滑翔机、动态障碍物的位置坐标分别为 $X = (x, y)$, $X_o = (x_o, y_o)$,二者相对位置坐标 $(X - X_o) = (x_{ro}, y_{ro})$ 。

速度斥力函数 $F_{repv}(X)$ 可由 $U_{repv}(X)$ 的位置微分求得,方向垂直于水下滑翔机与障碍物的中心连线。

$\cos \phi > 0$ 表示水下滑翔机在朝向障碍物运动,此时需要相对速度斥力; $\cos \phi \leq 0$ 表示水下滑翔机在远离障碍物运动,此时就算没有速度斥力也不会与障碍物发生碰撞,因此 $\cos \phi \leq 0$ 时 $U_{repv} = 0$ 。于是距离和速度产生的总斥力势场函数 U_{rep} 为:

$$U_{rep}(X) = \begin{cases} U_{reps}(X) + U_{repv}(X), & \rho(X, X_o) \leq \rho_0 \text{ 且 } \cos \phi > 0, \\ U_{reps}(X), & \rho(X, X_o) \leq \rho_0 \text{ 且 } \cos \phi \leq 0, \\ 0, & \rho(X, X_o) > \rho_0. \end{cases} \quad (6)$$

2 考虑水下滑翔机的运动特点及约束

2.1 水下滑翔机的运动特点及约束

水下滑翔机在航行过程中,主要是沿锯齿形状轨迹做周期性运动。在理想情况下(没有海流以及水中障碍物),以一定滑翔角 θ 和航速 V 做定常滑翔运动。本文研究水下滑翔机在单个周期下的避障问题,路径

规划范围如图 1 所示。

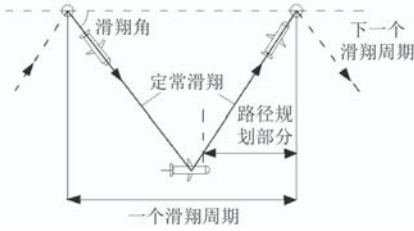


图 1 水下滑翔机一个周期内的运动情况

Fig. 1 Movement of underwater glider in one cycle

路径起点的运动参数会影响之后路径的形状, 所以将路径规划起点处的运动参数约束为水下滑翔机的速度大小及滑翔角方向。此外, 与一些智能水下机器人相比, 水下滑翔机机动性和回转性相对较差, 主要体现为有最小回转半径 R_{\min} 这一约束条件^[11]。

2.2 确定障碍物的影响半径

传统人工势场法中, ρ_0 是不确定值, 由经验而定。本文根据 R_{\min} 来约束 ρ_0 大小, 从而把水下滑翔机的运动约束引入到人工势场法中。

为简化讨论, 不考虑障碍物具体形状, 表示为包含障碍物轮廓的外包圆, 如图 2 所示。将水下滑翔机外包圆半径 r_u 计在障碍物半径 r 内, 即 $r = r_o + r_u$, r_o 为障碍物实际半径, r_u 一般为 1 m 左右。根据水中障碍物性质, r_o 大体包含 2 种情况: 一种是无危险范围的障碍物, r_o 指包含障碍物轮廓的外包圆半径; 一种是像水雷这种有一定危险爆炸范围的障碍物, r_o 指包含水雷及其危险爆炸范围在内的圆形范围半径, 这时 r_o 取值较大。

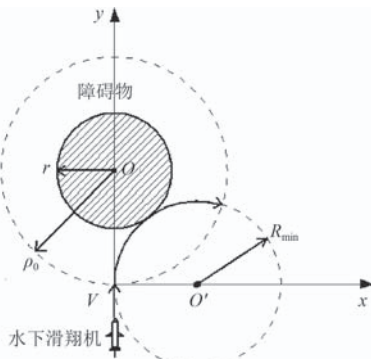


图 2 临界情况示意图

Fig. 2 Diagram of the critical situation

考虑水下滑翔机运动轨迹相切于障碍物边界的临界情况, 水下滑翔机受到虚拟向心力的作用以恒定速率 V 沿障碍物法线方向运动, 假设虚拟向心力中心位置为 O' 处。

将圆 O 与圆 O' 的坐标方程联立, 得

$$(4R_{\min}^2 + 4\rho_0^2)x^2 + [8R_{\min}r(\rho_0 - r) + 4R_{\min}(\rho_0 - r)^2 - 8R_{\min}\rho_0^2]x + [2r(\rho_0 - r) + (\rho_0 - r)^2]^2 = 0. \quad (7)$$

为使圆 O 与圆 O' 相切, 令判别式为 0, 得 $\rho_0^2 + 2r\rho_0 - 2R_{\min}r = 0$ 。

因为 $\rho_0 \geq r, R_{\min} > 0, r > 0$, 所以可求得临界状态下 ρ_{\min} 为:

$$\rho_{\min} = \sqrt{r^2 + 2Rr}, \quad (8)$$

由于水下滑翔机的回转半径 $R \geq R_{\min}$, 所以 $\rho_0 \geq \rho_{\min}$, 即 $\rho_0 \geq \sqrt{r^2 + 2Rr}$ 。

当障碍物半径足够大时, 相对于水下滑翔机的最小回转半径而言, 障碍物表面接近平面, 此时易得 ρ_{\min} 为:

$$\rho_{\min} = R_{\min} + r, \quad (9)$$

对应的 ρ_0 取值范围为 $\rho_0 \geq R_{\min} + r$ 。

3 海流影响

水下滑翔机在海洋中航行的速度较小(实际应用的水下滑翔机航速 V 一般为 1~2 kn), 对海流影响比较敏感, 路径规划时要考虑海流的影响。

在海洋环境中, 大部分海流的整体流动方向呈水平方向, 而且在有限的区域和时间段内流动比较稳定^[12]。这里考虑水平方向上的定常海流 \vec{F}_c 对水下滑翔机运动的影响, 水下滑翔机在势场中的总受力分析图如图 3 所示。

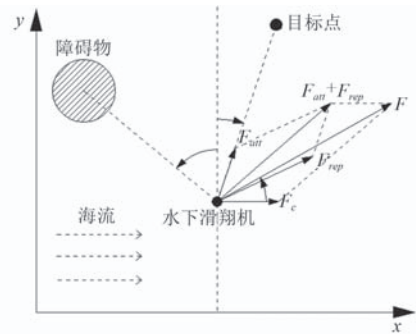


图 3 水下滑翔机总受力示意图

Fig. 3 Diagram of the whole forces of underwater glider

图中, F 表示考虑海流力后水下滑翔机所受合力, φ 表示水下滑翔机的航向角。定常海流 \vec{F}_c 与海流流速 \vec{V}_c 成正比: $\vec{F}_c = \lambda\vec{V}_c$, λ 为海流力系数。设在直角坐标系下, 水下滑翔机、障碍物、目标点的位置坐标 XX_0X_g 分别为 $(x, y), (x_o, y_o), (x_g, y_g)$, 则可求得水下滑翔机与目标点、障碍物的中心连线与 y 轴夹角 α, β 分别为: $\alpha = \arctan \frac{x_g - x}{y_g - y}, \beta = \arctan \frac{x - x_o}{y - y_o}$ 。由此, 可得水下滑翔机的航向角 φ :

$$\varphi = \arctan \frac{F_{att,x} + \sum_{i=1}^n (F_{reps1,x}^i + F_{reps2,x}^i + F_{repv,x}^i) + F_c}{F_{att,y} + \sum_{i=1}^n (F_{reps1,y}^i + F_{reps2,y}^i + F_{repv,y}^i)} \quad (10)$$

其中, $F_{att,x} = F_{att} \cdot \sin \alpha$, $F_{reps1,x}^i = F_{reps1}^i \cdot \sin \beta$, $F_{reps1,x}^i = F_{reps2}^i \cdot \sin \alpha$, $F_{repv,x}^i = F_{repv}^i \cdot \sin \beta$, $F_{reps1,y}^i = F_{reps1}^i \cdot \cos \beta$, $F_{reps1,y}^i = F_{reps2}^i \cdot \cos \alpha$, $F_{repv,y}^i = F_{repv}^i \cdot \cos \beta$

每运动一个步长后重新进行受力分析, 并根据式 (10) 重新计算航向角 φ 。根据航向角 φ 以及水下滑翔机的速度 V , 计算下一步的位置: $x_{k+1} = x_k + V \cdot \delta t \cos \varphi$, $y_{k+1} = y_k + V \cdot \delta t \sin \varphi$, 直到水下滑翔机到达目标点的评判范围内。

4 仿真试验

4.1 无海流环境的路径规划

设定路径规划范围为水下滑翔机单个周期内的上升阶段, 起始点坐标为 (5 m, -145 m), 目标点坐标为 (150 m, 0 m)。水下滑翔机速度 V 、滑翔角 θ 、最小回转半径 R_{min} 之间存在一定约束关系^[4], 参考文献 [13] 中对 HUST-2 号水下滑翔机的参数优化研究, 取航速 V 为 0.8 m/s、滑翔角 θ 为 45°、最小回转半径 R_{min} 为 10 m, 以此约束路径起点的运动参数。

静态障碍物信息见表 1, 动态障碍物的参数及运动信息见表 2。考虑最小回转半径约束, 由式 (8) 计算障碍物 1 的影响半径为 $\rho_{min} = 6.63$ m, 实取 $\rho_0 = 6.63$ m。由于水下滑翔机尺寸 (机长约 2 m) 比障碍物 2、障碍物 3、障碍物 4 小很多, 按式 (9) 取障碍物 2、障碍物 3 的 ρ_0 值为 18 m。为验证改进人工势场法解决目标不可达问题的效果, 将障碍物 4 的影响半径取为 28 m, 以包含目标点。为验证改进人工势场法对解决局部极值问题的效果, 将障碍物 1、障碍物 2 取在路径规划起点与目标点连线上, 且障碍物 1、障碍物 2 有交叉范围。

表 1 静态障碍物信息

Tab. 1 Information of static obstacles

障碍物标号	障碍物中心位置/m	障碍物半径 r /m
1	(30, -120)	2
2	(45, -105)	8
3	(65, -55)	8
4	(135, -15)	8

表 2 动态障碍物信息

Tab. 2 Information of dynamic obstacle

障碍物标号	初始位置中心坐标/m	半径/m	速度/m·s ⁻¹	运动方向
5	(130, -85)	4	0.3	与y轴夹角-45°

水下滑翔机进入、离开动态障碍物影响范围的过程如图 4 所示。最终路径规划结果如图 5 所示。

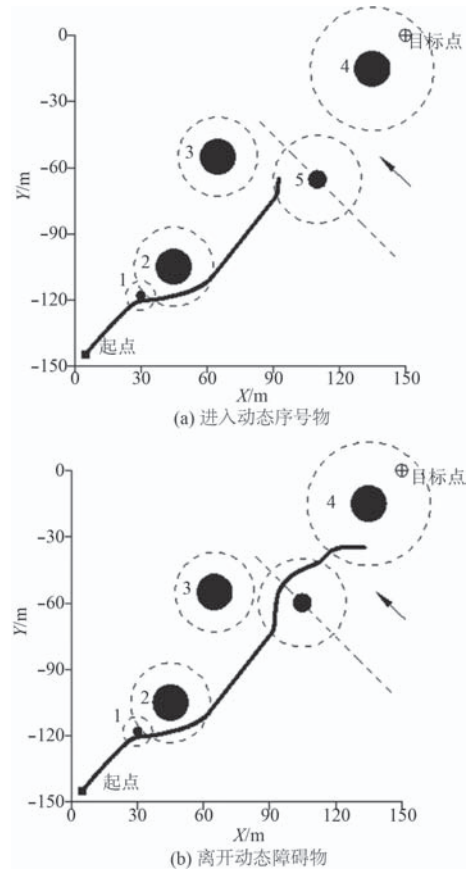


图 4 躲避动态障碍物过程

Fig. 4 Process of avoiding dynamic obstacle

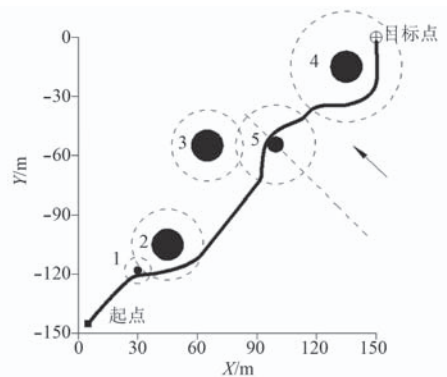


图 5 动态环境下的最终路径规划结果

Fig. 5 Path planning result in dynamic environment

由图 4 和图 5 可知, 采用改进的人工势场法可使水下滑翔机有效避开静态和动态障碍物, 规划出安全的航行路径到达目标点。过程中没有出现局部极值以及目标不可达现象, 说明对人工势场法的改进有效。且得到的路径较平滑, 符合滑翔机运动特点。

4.2 定常海流对路径规划的影响

在同样的动态环境引入海流作用, 设定海流方向

水平向右, 流速 $V_c = 0.2 \text{ m/s}$, 作用区域为 y 轴 $-120 \sim -90 \text{ m}$ 区域, 仿真结果如图 6 所示。

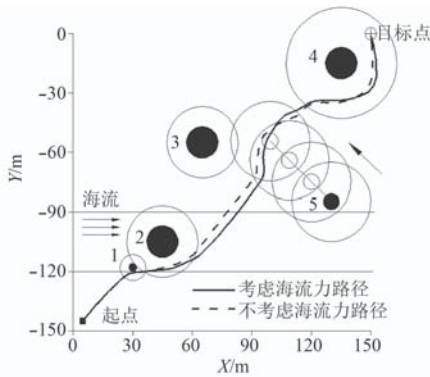


图 6 常值海流作用下的动态路径规划

Fig. 6 Dynamic path planning with constant current

通过比较图 6 中 2 条路径可知: 在海流作用下, 路径会发生较为明显的偏移, 而且会影响离开海流区域后的航路走向, 但势场法的原理决定最终仍会到达目标点。

为对比不同流速的常值海流对路径规划的影响, 分别引入 0.2 m/s , 0.4 m/s , 0.6 m/s 三种常值海流, 仿真结果如图 7 所示。可知, 海流流速越大, 对路径干扰越大。且在障碍物影响范围外, 没有海流作用的路径方向稳定, 而海流作用的路径则呈现不规则变向运动, 这在实际航行中会增加水下滑翔机的能耗。

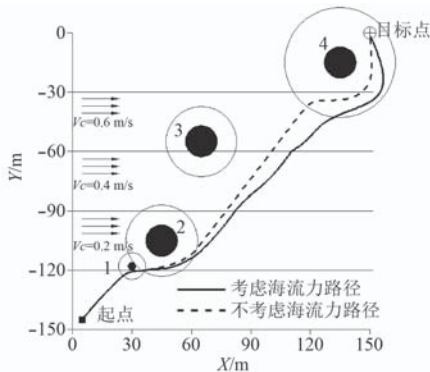


图 7 不同海流作用下的静态路径规划

Fig. 7 Static path planning with different currents

5 结 语

本文提出一种改进的人工势场方法, 对海流作用下水下滑翔机在单个周期下的避障问题作了研究。改进的人工势场法综合考虑了传统人工势场法缺陷、动态障碍物、水下滑翔机运动约束以及海流的影响。结果显示采用的改进人工势场法能使水下滑翔机在无海流和有海流的情况下成功避开静态和动态障碍物。另

外, 本文只考虑了定常海流对路径规划的影响, 对于复杂海流等情况对路径规划的影响, 还需作更多研究。

参考文献:

- [1] 赵宝强. 基于粒子群改进算法的水下滑翔机路径优化 [J]. 舰船科学技术, 2015, 37(8): 140-145.
ZHAO Bao-qiang. Underwater glider path optimization based on improved particle swarm algorithm[J]. Ship Science and Technology, 2015, 37(8): 140-145.
- [2] ALVAREZ A, GARAU B, CAITI A. Combining networks of drifting profiling floats and gliders for adaptive sampling of the Ocean[C]// IEEE International Conference on Robotics and Automation. IEEE, 2007:157-162.
- [3] FERNÁNDEZ-PERDOMO E, CABRERA-GÁMEZ J, HERNÁNDEZ-SOSA D, et al. Path planning for gliders using regional ocean models: application of pinzón path planner with the ESEOAT model and the RU27 trans-Atlantic flight data[C]// Oceans. IEEE, 2010:1-10.
- [4] RAO D, WILLIAMS S B. Large-scale path planning for Underwater Gliders in ocean currents[J]. 2009.
- [5] PEREIRA A A, BINNEY J, HOLLINGER G A, et al. Risk-aware path planning for autonomous underwater vehicles using predictive ocean models[J]. Journal of Field Robotics, 2013, 30(5): 741-762.
- [6] 朱心科, 俞建成, 王晓辉. 能耗最优的水下滑翔机采样路径规划 [J]. 机器人, 2011, 33(3): 360-365.
ZHU Xin-ke, YU Jian-cheng, WANG Xiao-hui. Sampling path planning of underwater glider for optimal energy consumption[J]. Robot, 2011, 33(3): 360-365.
- [7] 张殿富, 刘福. 基于人工势场法的路径规划方法研究及展望 [J]. 计算机工程与科学, 2013, 35(6): 88-95.
- [8] 王奎民, 赵玉飞, 侯恕萍, 等. 一种改进人工势场的 UUV 障碍航路规避方法 [J]. 智能系统学报, 2014(1): 47-52.
- [9] KIM Y, GU D W, POSTLETHWAITE I. Real-time path planning with limited information for autonomous unmanned air vehicles[M]. Pergamon Press, Inc. 2008.
- [10] 李惠光, 李旭锋, 邹立颖, 等. 动态环境下基于人工势场的足球机器人路径规划 [J]. 国外电子测量技术, 2008, 27(5): 27-30.
- [11] WU Z, ZHAO M, WANG Y, et al. Path Planning for Underwater Gliders with Motion Constraints[M]// Mechanism and Machine Science. Springer Singapore, 2017.
- [12] 曹璟. 复杂环境下 AUV 路径规划方法研究 [D]. 青岛: 中国海洋大学, 2011.
- [13] 顾建农, 张志宏, 王冲, 等. 水下滑翔机定常螺旋回转运动特性分析 [J]. 中国造船, 2017(3): 68-79.
GU Jian-nong, ZHANG Zhi-hong, WANG Chong, et al. Analysis of steady spiral gyration motion characteristics of underwater glider[J]. Shipbuilding of China, 2017(3): 68-79.

一种水下航行器运动自导航及轨迹跟踪方法

高清泽

(中国船舶重工集团公司第七六〇研究所, 辽宁大连 116013)

摘要: 水下航迹是水中运动物体的重要参数之一, 通过航迹可以推算出水中运动目标的航速、回转半径等信息。本文介绍一种针对于水下自主航行器运动自导航及轨迹跟踪的方法及其工程实现, 该方法采用声学定位原理, 可以使水下自主航行器自身和船载指挥平台精确掌握航行器在水下的位置信息, 对于自主航行器自身实现自导航和位置修正以及岸站指挥人员即时掌握水下自主航行器在水下的位置、速度及机动情况等态势信息有重要意义。

关键词: 水下航行器; 声学定位; 轨迹跟踪; 工程实现

中图分类号: U666.7 文献标识码: A

文章编号: 1672-7649(2019)04-0094-06 doi: 10.3404/j.issn.1672-7649.2019.04.018

A method of moving self-navigation and tracking for auv

GAO Qing-ze

(The 760 Research Institute of CSIC, Dalian 116013, China)

Abstract: Underwater track is one of the important parameters of underwater moving object. We can calculate the speed and radius of gyration by the track. This paper introduces a method of self-navigation and tracking for AUV and the engineering realization, which adopts the principle of acoustic positioning. It is possible for AUV and shipborne platform to grasp the underwater position information accurately. It is of great significance for the AUV to realize self-navigation and position correction and for the shore station command personnel to grasp the position, speed and maneuverability of the AUV in real time.

Key words: AUV; acoustic positioning; track tracking; engineering realization

0 引言

AUV 是水下机器人的一种, 是无缆式水下机器人, 习惯上称为自主式水下航行器 (Autonomous Underwater Vehicle, AUV)^[1], 近年来 AUV 作为一种别具特色的海洋应用装备在海洋物探、定位打捞、军事侦察等领域呈现出强劲的发展势头, 正成为一种新的隐蔽性好、机动性高的水下作业平台, 已经具有相当的搭载能力和水下续航能力, 但由于海水对电磁波 (包括可见光在内) 的吸收和反射等效应, AUV 等水下航行器要实现精确的定位和导航是一件很高难度的事情。目前水下自主航行器的水下自身定位导航都是以惯性导航为基础, 主要依靠陀螺仪系统, 精确地感知水下自主航行器运动姿态的变化, 结合加速度传感器, 通过实时速度对时间的积分推算水下自主航行器在水下行进的距离和方向从而解算出自身的位置。这

种技术的局限性在于测量误差一定存在, 并且随着时间积分在不断累积和放大。

迄今为止, 水下目标定位跟踪的主要手段仍是依赖于几何原理的水声学定位方法^[2], 对于水下 AUV 等自主航行器的定位和跟踪主要通过短基线或者超短基线声学定位系统进行, 由于这 2 种方法的工作原理是测量船舶和 AUV 的相对位置关系, 对于 AUV 的定位精度受测量船本身的位置精度影响较大, 且这 2 种测量方法相对于水声长基线定位方法精度较低, 不适用于水下精确定位的场合, 长基线测量系统独立于深度测量, 所以其精度非常高^[3]。

本文介绍一种适用于水下固定试验场的水下航行器运动自导航及轨迹跟踪方法, 主要应用于水下自主航行器的海上测试。由于水声通信是当前唯一可在水下进行远程信息传输的通信形式^[4], 水声通信与水声网络由于在海洋信息应用领域的不断扩大而取得了很

大的进步^[5]，采用在水下试验场海底预先布设位置已知的定位基元，采用同步式水声精确测距技术，实现 AUV 等航行器在水下自动获取自身的位置信息和运动轨迹信息以及实现岸站或船载平台精确掌握 AUV 等航行器在水下的位置和运动轨迹信息。

1 轨迹跟踪方法介绍

轨迹跟踪是对目标进行连续定位，本文介绍的方法采用声学长基线定位原理，声学长基线定位包括同步定位、异步定位和应答式定位。

同步定位是指发射端使用与接收端同步的定位发射机，可通过水下合作目标上装载高精度铷钟守时系统来实现^[6]，根据信号发射和接收端时间同步测距原理，通过至少 3 个距离值解算完成目标位置信息。

异步定位是指通过发出的定位信号到达一对定位基元的时间差来确定定位信标发射模块（即目标）所在的双曲面，再利用另外 2 对基元确定另外 2 个双曲面，3 个双曲面交汇在一起就可以确定目标位置。

应答方式是声基元和合作目标之间通过询问和应答的方式测距，所以二者均需要收发声信号的能力^[3]。通过信号发射时间和回码时间延时解算得到声基元与声信标之间的双倍声程，从而得到二者之间的距离，获得至少 3 个距离值计算得到定位目标的大地坐标。

本文采用声学长基线同步定位原理，多个定位基元的三维空间位置可以视为已知量，定位信标接收水下基元基阵发射的信号，不同位置基元发射的信号频率不同，信号接收端可据此分辨出接收时刻不同，基元与定位信标的声程（即信号发射时间与信标接收到的时间差），与水中声速相乘就得出 3 个基元与定位信标的距离。数学模型如图 1 所示。

$$R_i = c \cdot \Delta t_i = \sqrt{(x - X_i)^2 + (y - Y_i)^2 + (z - Z_i)^2} \quad (1)$$

其中： R_i 为第*i*个基元水听器到信标的直线距离； X_i ， Y_i ， Z_i 为第*i*个基元水听器的位置（三维坐标）； x ， y ， z 为目标当前位置（三维坐标）； c 为水中声速； Δt_i 为定位信标接收到第*i*个基元基阵发射信号时间与本

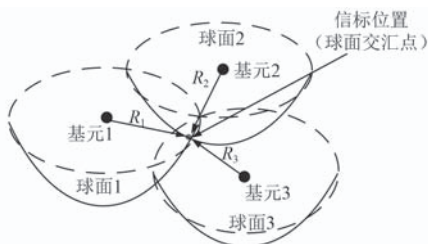


图 1 长基线三圆定位原理数学模型

Fig. 1 Mathematical model of long baseline three-circle position principle

地基准时间的差。

从模型上看，定位信标到基元的距离可以看作是以基元为中心的球体半径，意味着信标在该球面上。信标与 2 个基元的距离，则意味着目标位于这 2 个球面相交的曲线上，该曲线为一圆周，2 个距离还是不能提供足够的信息求出一个三维解，因此还需要第 3 个距离来计算目标位置。3 个球面相交就可以得到一个完整的三维解。

2 定位精度分析

2.1 固定目标定位精度分析

由式（1）可知，目标定位误差主要由定位基阵的水平位置误差、时间测试误差和平均声速误差引起，下面通过蒙特卡罗反演方法仿真分析这 3 个误差源对目标定位精度的影响。

假设一个 5 km×2.5 km 的定位基阵，在阵元位置误差 0.5 m、时间测试误差 0.05 ms、声速误差 0.5‰ 的定位精度仿真结果如图 2 所示。

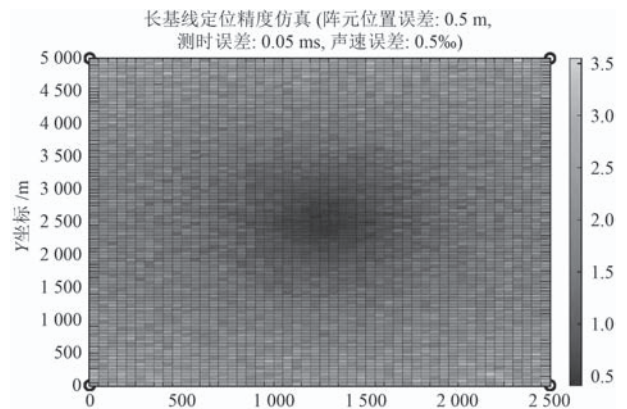


图 2 固定目标精度仿真结果

Fig. 2 Simulation results of fixed target precision

由图 2 可以看出系统定位误差 ≤ 3.5 m，在基阵中心位置的定位误差 ≤ 0.5 m。

2.2 运动目标定位精度分析

系统的一种工作方式是定位基阵作为接收端，同运动目标信号发射端工作在同步状态。运动目标发射定位信号，定位基阵接收定位信号后，利用长基线定位原理对目标进行定位解算。目标发射的定位信号传输到基阵这段时间内，目标处于运动状态，定位系统解算出的目标位置是目标发射信号时刻的位置，并不是定位基阵接收到信号后进行解算时刻的位置，所以这种工作方式下的定位结果会产生滞后，但是目标的运动不影响定位精度，因为目标发射信号不会影响到接收信号的时延。这种模式是定位系统可延时知道目标的精确位置，但运动目标不能解算自己的位置。

系统的另一种工作模式是定位基阵各阵元发射信号，运动目标接收不同阵元的信号时延，然后根据长基线定位原理解算自己的位置。这种工作方式目标解算自身的位置没有滞后，但是目标的运动会使系统的测时产生误差。对于一个固定目标收到不同阵元 i 的时延为 t_i 。但是由于目标一直在运动，导致阵元 t_1 的时延不是 t_1 而是 $t_1 + \Delta t$ ，其他阵元相应也会有时延误差，这个误差将会影响系统定位精度。对于固定目标的定位系统，影响系统定位精度有阵元误差、测时误差和声速误差。对于运动目标定位系统，目标运动引入了新的测时误差，不会影响阵元误差和声速误差。下面将重点从运动目标带来的测时误差来分析系统定位精度。

长基线定位系统定位解算时最少需要 3 个阵元来完成目标定位，下面从最小阵元数的三元阵来分析运动目标定位系统的定位精度。

首先证明系统定位精度不受基阵发射信号时刻的影响。假设固定目标位于 A 点处，基阵 t_0 时刻发射信号，目标 t_1 时刻收到阵元 1 的信号， t_2 时刻收到阵元 2 的信号， t_3 时刻收到阵元 3 的信号，用 t_1, t_2, t_3 对目标定位，系统定位精度没有受到影响。同样情况下，目标运动时，目标的起始位置为 A ，目标在收到阵元 1 的信号时位置为 B ，收到阵元 1 的时延是 $t_1 + t'_1$ ，如果这时目标停止运动，然后收到阵元 2 的时延 $t_2 + t'_2$ ，再后收到阵元 3 的时延 $t_3 + t'_3$ ，进行定位解算，此时定位解算的结果是目标在 B 点的准确位置，虽然目标在运动，但定位结果并没有滞后。所以系统定位精度不受发射时刻的影响。影响定位精度主要在于，目标到了 B 点后继续运动，导致阵元 2 和阵元 3 产生时延差。如果假定阵元 1 测时无时延差，则阵元 2 产生的时延差如下：

$$\Delta t_2 = \frac{V_2(L_2 - L_1)}{1500} / 1500. \tag{2}$$

式中： V_2 为目标相对于阵元 2 的运动速度； L_1 为目标距阵元 1 的距离； L_2 为目标距阵元 2 的距离。

同理可推出阵元 3 产生的测时误差如下：

$$\Delta t_3 = \frac{V_3(L_3 - L_1)}{1500} / 1500. \tag{3}$$

式中： V_3 为目标相对于阵元 3 的运动速度； L_1 为目标距阵元 1 的距离； L_3 为目标距阵元 3 的距离。

从式 (2) 和式 (3) 可以得出如果速度一定的情况下，导致测时误差主要是阵元间距差。阵元距离目标的距离差越小系统定位精度越高，换言之如果同时收到 3 个阵元的信号（3 个阵元和目标距离一致），则系统准确定出目标位置，目标的运动不会对系统带来任何误差影响。

下面就不同阵型来分析目标定位精度。

如图 3 所示的正方形阵，正方形的边长为 L ，4 个阵元分别为 $A B C D$ 。

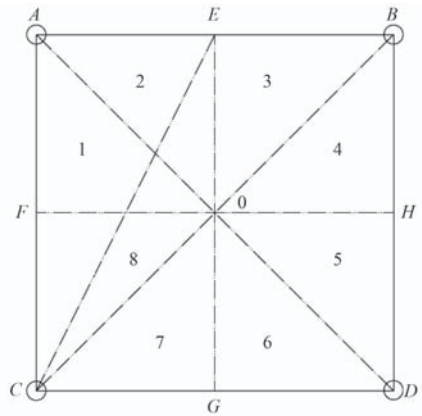


图 3 正方形阵

Fig. 3 Square array

如果目标位于 A 点，目标最先收到阵元 A 的信号，然后收到阵元 $B C$ 的信号，最后收到阵元 D 的信号。根据理论分析虽然最先收到 A 阵元的信号，使用 $B C D$ 三阵元来定位，则误差更小。采用 $B C D$ 三阵元来定位，测时误差为

$$\Delta t_D = \frac{V_D(\sqrt{2} - 1)L}{1500} / 1500, \tag{4}$$

式中， V_D 为目标相对于 D 阵元运动的速度。

同理可以证明目标在区域 1 和 2 内使用 $B C D$ 定位精度要高；目标在区域 3 和区域 4 内使用 $A C D$ 定位精度要高；目标在区域 5 和区域 6 内使用 $A B C$ 定位精度要高；目标在区域 7 和 8 内使用 $A B D$ 定位精度要高。同理可以计算出定位精度最差的点的位置 $E F G H$ 。例如 E 点采用 $B C D$ 三阵元来定位。

$$\Delta t_D = \frac{V_D(\sqrt{5}/2 - 1/2)L}{1500} / 1500, \tag{5}$$

式中， V_D 为目标相对 D 阵元运动的速度。

理论上 O 点的误差最小，为 0，因为 O 点到各个阵元间的距离相同。

如果在 O 点增加一个阵元，则 $E F G H$ 四点的定位误差为 0，定位误差最大点则为 $A B C D$ 四点，测时误差为

$$\Delta t_D = \frac{V_D(\sqrt{2} - 1)L}{1500} / 1500. \tag{6}$$

如果要覆盖长度 $2L$ 的范围，方形阵需要 9 个阵元，如图 4 所示，但是每 4 阵元的精度如上面 4 阵元精度所分析。

如图 5 的正六边形阵，阵元间距为 L ，7 个阵元分

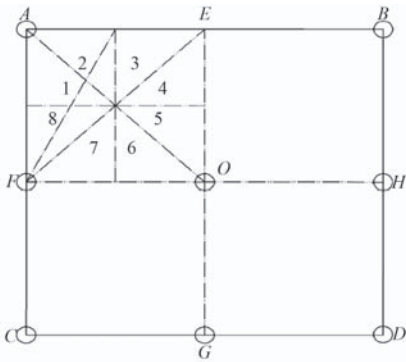


图 4 正方形 9 阵元

Fig. 4 Square 9-element array

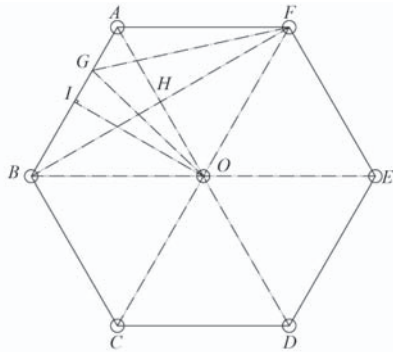


图 5 正六边形阵

Fig. 5 Normal hexagonal array

别为 $ABCDEFGHI O$ 。

由于该阵型多方位对称性，所以只分析 AOI 该区域的精度，其他对称方位的精度即可得出。理论上这个阵型的 6 个顶点和中心位置的误差都为 0，如 A 点可以采用 BOF 三阵元来定位，3 个阵元到 A 点距离相等。而且中心位置 O 点与多个阵元间的距离都相等，因此定位精度最高。对于 AOI 区域，误差最大处在边界位置，首先计算 I 点误差， I 点采用 ABO 三阵元定位，计算可得：

$$\Delta t_o = \frac{V_o(\sqrt{3}/2 - 1/2)L}{1500} / 1500, \quad (7)$$

式中， V_o 为目标相对于 O 阵元运动的速度。

误差最大点应该位于 AI 之间的某个点上，这个点应该就是 2 个阵型的变换点，比如为 G 点，在 AG 之间采用 BOF 三阵元定位，在 GI 之间采用 ABO 三阵元定位，在 G 点采用 BOF 三阵元定位或采用 ABO 三阵元定位，定位误差一样。所以在 G 处应满足：

$$(GO - GA) = (GF - GB),$$

($GO - GA$) 为在 ABO 三阵元定位时，最长距离减去最短距离；($GF - GB$) 为在 BOF 三阵元定位时，最长距离减去最短距离。

$$\Delta t_o = \frac{V_o \cdot 0.543 \cdot L}{1500} / 1500, \quad (8)$$

G 的位置满足 $AG = 0.338L$ 。

从原理上解 G 点和 I 点使用 CDE 三阵元来解算误差会更小，但是考虑到声信号作用距离和信噪比的影响，选取更近的阵元来解算。

如图 6 所示的正八边形阵，中心阵元到边上阵元间距为 L ，9 个阵元分别为 $ABCDEFGHI O$ 。

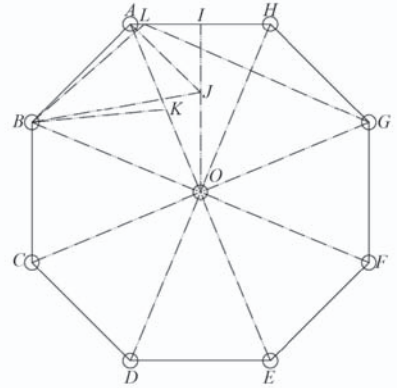


图 6 正八边形阵

Fig. 6 Normal octagonal array

由于该阵型多方位对称性，所以只分析 AOI 该区域的精度，其他对称方位的精度即可得出。

对于 AOI 区域，误差最大都在边界，首先分析 IO 边上，接近 I 点则用 BOG 三阵元定位，接近 O 点则用 ABH 三阵元定位。误差最大点就是 2 个阵型转换处，假设为 J 点，则在 $(BJ - AJ) = (BJ - OJ)$ 处误差最大，也就是 $AJ = OJ$ 时，可以计算得 $AJ = OJ = 0.54L$ ，这时 $BJ = 0.937L$ 。

$$\Delta t_o = \frac{V_o \cdot (0.937 - 0.541) \cdot L}{1500} / 1500, \quad (9)$$

计算得

$$\Delta t_o = \frac{V_o \cdot 0.543 \cdot L}{1500} / 1500. \quad (10)$$

再次分析 AI 边上，接近 I 点则用 BOG 三阵元定位，接近 A 点则用 BOH 三阵元定位。误差最大点就是 2 个阵型转换处，假设为 L 点，则在 $(LG - LO) = (BL - LH)$ 处误差最大，可以计算得 $LH = 0.512L$ ，这时 $BL = 0.96L$ 。

$$\Delta t_o = \frac{V_o \cdot (0.96 - 0.512) \cdot L}{1500} / 1500, \quad (11)$$

计算得

$$\Delta t_o = \frac{V_o \cdot 0.448 \cdot L}{1500} / 1500. \quad (12)$$

最后分析 AO 边上，接近 O 点则用 ABH 三阵元定

位, 接近 A 点则用 BOH 三阵元定位。误差最大点就是 2 个阵型转换处, 假设为 K 点, 则在 $(BK - KO) = (BK - AK)$ 处误差最大, 也就是 $KO = AK$ 时, 可以计算得 $KO = AK = 0.5L$, 这时 $BK = 0.737L$ 。

$$\Delta t_o = \frac{V_o \cdot (0.737 - 0.5) \cdot L}{1500} / 1500, \quad (13)$$

计算得

$$\Delta t_o = \frac{V_o \cdot 0.237 \cdot L}{1500} / 1500. \quad (14)$$

综上所述正八边形阵的最大误差为

$$\Delta t_o = \frac{V_o \cdot 0.448 \cdot L}{1500} / 1500.$$

经过上述分析, 覆盖范围 $2L$ 的长度。

采用正方形阵, 最大误差为

$$\Delta t_D = \frac{V_D(\sqrt{5}/2 - 1/2)L}{1500} / 1500 = \frac{V_D \cdot 0.618 \cdot L}{1500} / 1500, \quad (15)$$

采用正六边形阵时, 系统最大误差为

$$\Delta t_o = \frac{V_o \cdot 0.543 \cdot L}{1500} / 1500, \quad (16)$$

采用正八边形阵时, 系统最大误差为

$$\Delta t_o = \frac{V_o \cdot 0.448 \cdot L}{1500} / 1500. \quad (17)$$

经上述分析建议采用正八边形阵, 系统误差最小。

如果采用正八边形阵型, 覆盖范围 5 km , 相当于计算中的 L 为 2.5 km , 目标速度 10 kn (5 m/s), 目标直指 O 点运动 (目标所有速度分量都指向 O), 最大的测时误差 2.4 ms , 产生的最大距离误差 3.7 m 。经上述仿真固定目标最大误差 3.5 m , 所以系统最大误差 7.2 m 。

通过上述分析, 在不同区域, 可以选择不同的阵元来解算, 但是在实际使用中, 并不知道目标在什么区域, 无法预先判断。所以在工程实现上, 在一定时间范围内接收到多个阵元信号, 然后通过计算找到时延差值最小的 3 组阵元信号作为定位解算的数据来进行长基线定位。此外通常声学定位系统的频率选择是根据使用的范围和要求的精度来确定, 但是声学界就精度与频率的关系问题还在研究, 一般情况下频率越高精度越高^[7], 本文不做探究。

3 工程实现方法

根据上述定位原理和精度分析, 设计水下运动目标自导航运动轨迹跟踪系统, 系统组成如图 7 所示。

水下运动目标自导航及运动轨迹跟踪系统由水声

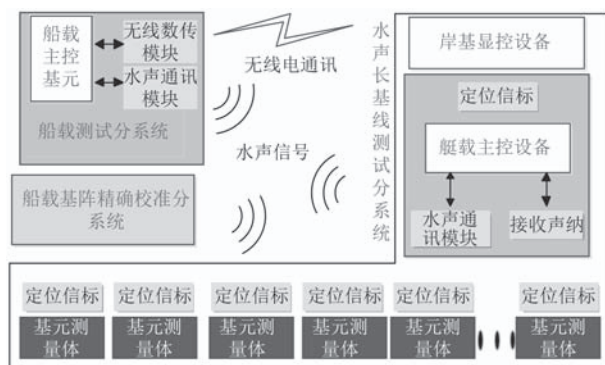


图 7 系统组成框图

Fig. 7 System composition block diagram

长基线测试分系统、舰载测试分系统和舰载基阵精确校准分系统组成。

水声长基线测试分系统主要用于对水下运动目标进行水声长基线同步定位, 使运动目标能够获取自身在实验区水下的位置、速度及机动情况, 同时水下定位基阵获取其与水下运动目标的距离信息, 并将距离信息通过中继浮标上的无线电数传模块发送给舰载测试子系统, 通过软件计算将定位及轨迹跟踪结果实时上传岸基显控设备, 在岸基指挥中心实时地显示运动目标在试验区水下的航速、航迹及机动情况等态势信息, 便于岸站试验指挥人员掌握水下运动目标 (AUV) 当前方位, 进行试验现场指挥。该系统包括多枚水下基元测量体、艇载主控设备、中继浮标和岸基显控设备等。

舰载测试子系统用于接收中继浮标数据, 通过软件计算, 在试验船上实时地显示运动目标在试验区水下的航速和航迹、机动情况等态势信息, 并将测试结果进行处理后通过无线电数传电台上传岸基显控设备。

舰载基阵精确校准分系统装配在试验测量船上, 对水声长基线测试系统的基元测量体的布放点进行精确定位, 并定期进行水下基元测量体的位置校准, 水下基阵精确校准系统采用水声超短基线定位设备, 在水下定位基元上加装应答式定位信标, 采用超短基线的定位原理进行多次定位修正, 获取其精确的位置信息。

系统工作时, 首先根据定位区域的大小, 合理规划定位基阵布放阵型, 本系统根据实际需求在海底按照正六边形布放固定式长基线定位阵, 阵列由 7 个水下定位基元潜标组成, 每个定位基元相距 1 km , 每个水下基元的精确位置信息要通过舰载基阵精确校准分系统进行精确标定, 并将位置信息装订在水下运动目标 (AUV) 内, 每个水下定位基元为水声收发一体。水下运动目标利用至少 3 个基元发射的定位信号进行

自我定位并做出轨迹，进而实现自导航和位置修正。岸站或者船载平台同时利用至少 3 个基元距运动目标的距离信息对水下合作目标进行定位，掌握其位置信息，并通过跟踪算法测出其运动轨迹。

系统进行轨迹跟踪时，首先水下运动合作目标（比如 AUV）上加装的定位信标定时对外发射水声定位信号，定位基元（如 1#，2#，3#潜标）接收定位信号并通过同步定位原理计算获得距离信息，通过水下光缆将距离信息传送给中继浮标，通过无线数传电台将数据传送给岸站或船载平台，由多个距离信息解算出水下运动目标的位置信息提供给岸站人员，完成水下运动目标的轨迹跟踪。

在跟踪定位过程执行一次后，水下 7 个定位基元同时发射声学定位信号，每个水下定位基元发射信号频率不同，水下运动目标上的声学换能器同步接收多路声学定位信号，经信号分离后解算出自身距离多个水下基元的距离信息，由多个距离信息解算出自身的位置信息，实现自导航和自身位置修正。

水下运动目标轨迹跟踪定位和自导航定位由事先设定好的时间间隔交替进行，完成系统整体功能。正六边形布放固定式长基线定位阵，每个定位基元相距 1 km，则在定位区域内，水下运动目标距离定位基元最远距离约为 2 km，按海水中声速约为 1531 m/s（25℃）计算^[8]，则信号最远传输时间约为 1.33 s，可取时间间隔为 1.5 s。

系统工作时序如图 8 所示。

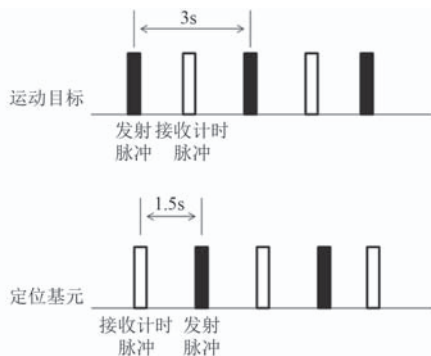


图 8 系统工作时序图

Fig. 8 System working sequence

运动目标上的声学发射机发射定位声学脉冲，每隔 3 s 发射下一个定位脉冲，发射完定位脉冲后 1.5 s

接收机开启接收计时。定位基元上的声学接收机接收定位声学脉冲，每隔 3 s 清空计时，重新开启接收计时，开启接收计时后 1.5 s 发射机发送定位脉冲。系统完成一个完整的跟踪定位和自导航周期为 3 s。

系统整体工作态势图 9 所示。

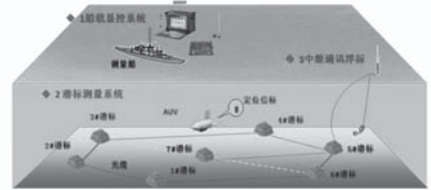


图 9 系统工作态势图

Fig. 9 System working situation map

4 结 语

本文介绍一种针对水下自主航行器运动轨迹的直接测试方法，方法简捷直观，测试精度相对于短基线和超短基线声学定位较高，在工程实现方面切实可行，可应用于水下固定试验场，在试验场中对 AUV、UUV、ROV 等水下合作运动目标进行轨迹跟踪定位，同时也可实现水下运动目标的自导航和位置修正，对于水下运动目标的回转半径、航速保持、惯性导航精度等指标测试提供技术手段和支持。

参考文献：

- [1] 马伟锋, 胡震. AUV 的研究现状与发展趋势 [J]. 火力与指挥控制, 2008, 33(6): 10-13.
- [2] 江南, 黄建国, 李珊. 长基线水下目标定位新技术研究 [J]. 仪器仪表学报, 2004, 25(4): 77-80.
- [3] 于运治, 姜璐, 郭志强. 一种水下精确定位方法及其误差分析 [J]. 四川兵工学报, 2011, 32(9): 121-123.
- [4] 蔡惠智, 刘云涛, 蔡慧, 等. 水声通信及其研究进展 [J]. 物理, 2006, 35(12): 1038-1042.
- [5] 许肖梅. 水声通讯与水声网络的发展与应用 [J]. 声学技术, 2009, 28(6): 811-814.
- [6] 陈云飞, 李桂娟, 贾兵, 等. 水下合作目标三维定位技术 [J]. 舰船科学技术, 2010, 32(5): 48-51.
- [7] 吴永亭, 周兴华, 杨龙. 水下声学定位系统及其应用 [J]. 海洋测绘, 2003, 23(4): 18-21.
- [8] 陈逸伦. 一种基于 GPS 实现水下定位的有效方法 [J]. 科学技术与工程, 2011, 11(31): 7754-7757.

串列双立管螺旋列板抑制涡激振动的数值模拟

李艳潇, 张淑君

(河海大学力学与材料学院, 江苏南京 210098)

摘要:在波浪和洋流的作用下,深水立管两侧会出现周期性的漩涡脱落,这一现象极易引发涡激振动,使得立管出现疲劳损伤,显著降低其服役寿命。同时,当立管间距较近时,还会产生流场干涉效应。为研究立管之间的相互干涉作用及螺旋列板对双立管涡激振动的抑制效果,本文采用大涡模拟(LES)的方法,对 $Re=3\ 900$ 均匀来流下的串列双立管的涡激振动响应进行三维数值分析。并针对不同的立管间距($3D$, $5D$, $8D$, D 为立管直径)以及附加螺旋列板的情况,建模分析了立管的水动力系数,并进一步探究了螺旋列板对双立管涡激振动的抑制效果。研究表明:对于串列双立管情况,下游立管受到上游立管尾涡和自身漩涡脱落的影响,升力系数幅值较单立管时更大。在3种立管间距工况中,立管间距为 $3D$ 时下游立管升力系数最大, $8D$ 时升阻力系数接近单立管情况。附加螺旋列板能有效抑制双立管涡激振动,双立管升力系数明显减小,从而减少了立管的振幅响应。附加螺旋列板双立管之间的相互作用与光滑双立管之间的相互作用总体趋势相似。并且由于列板的分流作用,彻底破坏了立管的脱涡方式,在立管后形成了间距很小,近乎平行的尾涡。

关键词:螺旋列板;串列双圆柱;涡激振动;数值模拟

中图分类号: O35 **文献标识码:** A

文章编号: 1672-7649(2019)04-0100-06 **doi:** 10.3404/j.issn.1672-7649.2019.04.019

Three dimensional numerical simulation of VIV of tandem double risers by helical strakes

LI Yan-xiao, ZHANG Shu-jun

(College of Mechanics and Materials, Hohai University, Nanjing 210098, China)

Abstract: Deepwater riser in waves and currents suffer from a periodic vortex shedding, which can cause vortex-induced vibration(VIV) and the structural fatigue damage. When the riser is close to each other, the flow field interference effect occurs. In this paper, we investigate the interaction between risers and the effect on suppressing VIV of helical strakes. Three-dimensional numerical analysis is carried out for the smooth tandem double risers and the fixed tandem double riser with helical strakes at $Re=3900$ by large eddy simulation (LES). In view of the different riser spacing ($3D$, $5D$, $8D$, D as riser diameter) and additional helical strakes case, the hydrodynamic coefficients of riser are analyzed, further exploring the effect of helical strakes on Vortex-induced Vibration of Double risers. The results show that the lift coefficient of downstream riser is maximum in case that the spacing of riser is $3D$, the drag coefficient and lift coefficient are the same as that of the single riser in case of $8D$. The lift coefficient and the amplitude response of the double riser is significantly reduced after adding the helical strakes. Due to the shunting effect of the helical strakes, the vortex removal method of the riser was completely destroyed, and a very small parallel nearly trailing vortex appeared behind the riser.

Key words: helical strakes; tandem double risers; vortex-induced vibration; numerical simulation

0 引言

海洋立管是连接海底井口与海洋平台或钻井船的重要构件,兼具油气传输与钻探生产,是海洋工程中必不可少的重要设备。由于波浪和水流的作用,立管

两侧会产生交替脱落的漩涡,从而引起一个周期性的可变力,使得立管发生横向和流向的位移振动,称之为涡激振动(Vortex-induced Vibration, VIV)。VIV会对立管产生严重的结构疲劳破坏作用,减少其使用寿

收稿日期: 2018-11-02

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(11872174)

作者简介: 李艳潇(1993-),女,硕士研究生,研究方向为计算流体力学。

命, 增加工程风险和成本。目前工程中抑制立管的涡激振动主要采用附加螺旋列板的方法^[1-21]。杨加栋等^[3]分析表明, 对于相同的列板高度和螺距, 一般选用 3 螺头的列板。李红艳等^[4-5]对多组螺高螺距工况进行数值分析, 认为螺高螺距分别取 $0.25D$, $17.5D$ (D 为管径) 时为最佳。Michael Breuer 等^[6-7]在对圆柱绕流进行数值模拟时试用了多种模型, 对比发现, 大雷诺数条件下采用大涡模拟的模型计算结果最好。目前多数对涡激振动抑制措施的研究以单一立管为设计对象^[8-11], 而实际工程中立管常以管群的方式出现。管群排列紧密, 互相影响, 使其运动响应比单立管时更加复杂^[12-15]。研究深海立管涡激振动的同时考虑管群的相互作用更具有现实意义。本文运用三维数值模拟的方法, 分别对单、双立管的水动力系数以及尾流场漩涡脱落情况进行分析, 对附加螺旋列板对串列双立管升阻力系数及尾流场漩涡脱落的影响进行了模拟研究。

1 数学模型

1.1 大涡模拟的控制方程

当流体为湍流状态时, 非稳态连续性方程和 N-S 方程联合求解得到:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) = \rho F_i - \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j}(2\mu s_{ij}),$$

$$s_{ij} = \frac{1}{2} \left[\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right]. \quad (1)$$

式中: F 为质量力; ρ 为密度; t 为时间; p 为压力; μ 为流体的动力粘性系数; x , u 分别为笛卡儿坐标系下的位置和速度分量。

大涡模拟方法是指在一定的空间区域内对 N-S 方程进行平均, 从而在流场中滤掉小尺度的涡而导出大尺度涡所满足的方程的方法。小涡对大涡的影响会体现在大涡方程中, 再通过亚格子尺度模型来模拟小涡的影响。

$$\frac{\partial u_i}{\partial t} + \frac{\partial \overline{u_i u_j}}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \overline{p}}{\partial x_i} + \nu \frac{\partial^2 \overline{u_i}}{\partial x_j \partial x_j}, \quad (2)$$

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0, \quad (3)$$

令 $\overline{u_i u_j} = \overline{u_i} \overline{u_j} + (\overline{u_i u_j} - \overline{u_i} \overline{u_j})$, 并称

$$\overline{\tau_{ij}} = -(\overline{u_i u_j} - \overline{u_i} \overline{u_j}), \quad (4)$$

为亚格子尺度雷诺应力, 则式 (2) 可写作

$$\frac{\partial \overline{u_i}}{\partial t} + \frac{\partial \overline{u_i u_j}}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \overline{p}}{\partial x_i} + \nu \frac{\partial^2 \overline{u_i}}{\partial x_j \partial x_j} + \frac{\partial \overline{\tau_{ij}}}{\partial x_j}, \quad (5)$$

令

$$u'_j = u_j - \overline{u_j}, \quad (6)$$

代表小尺度运动。将速度分解式代入式 (4), 得

$$\overline{\tau_{ij}} = (\overline{u_i u_j} - \overline{\overline{u_i} \overline{u_j}}) - (\overline{u'_i u'_j} + \overline{u'_i \overline{u_j}}) - \overline{u'_i u'_j}. \quad (7)$$

1.2 结构动力学方程

圆柱体在运动的流体中因为所受的涡激力产生流向和横向的运动, 其运动方程为:

$$\begin{aligned} mx + cx + kx &= F_x(t), \\ my + cy + ky &= F_y(t). \end{aligned} \quad (8)$$

式中: c 为结构阻尼系数; k 为弹簧刚度系数; $F_x(t)$ 为流向的阻力; $F_y(t)$ 为横向的升力。

1.3 水动力系数

圆柱的阻力和升力系数:

$$\begin{aligned} C_d(t) &= \frac{F_x(t)}{\frac{1}{2} \rho U_c^2} = \frac{\int p(t) \cos \alpha dA}{\frac{1}{2} \rho U_c^2}, \\ C_l(t) &= \frac{F_y(t)}{\frac{1}{2} \rho U_c^2} = \frac{\int p(t) \sin \alpha dA}{\frac{1}{2} \rho U_c^2}. \end{aligned} \quad (9)$$

式中: A 为圆柱的迎流面积; α 为来流与压力的夹角; U_c 为来流速度。

2 数值模拟结果分析

2.1 几何模型及工况设置

参考以往的实验和数值模拟结论^[16], 选取矩形流域时为避免下游壁面边界对圆柱周围流场产生影响, 圆柱中心至下游壁面间距离需大于 $14.5D$ (D 为圆柱直径), 侧壁至圆柱中心间距离需大于 $8D$, 其中。本算例流场区域如图 1 所示, 圆柱中心距上游 $10D$, 距下游 $25D$, 与两侧壁面距离均取 $10D$, 展向长度取为 $10D$ 。对于串列双立管, 立管圆心间距分别取 $3D$, $5D$, $8D$, 上游立管距各壁面距离同上。螺旋列板的几何尺寸包括螺距 P 、板高 H 以及螺头数等。大量的实验和数值计算表明, 螺距 P 对列板的涡激振动抑制效率影响不大, 板高 H 、螺头数及覆盖率是影响涡激振动抑制效率的主要因素, 而板高取 $0.25D$ 时抑制效果最佳。文中涉及列板均选为三螺头, 螺距 P 为 17.5 , 板高 H 为 $0.25D$, 列板的截面形状选为三角形, 如图 2 所示。

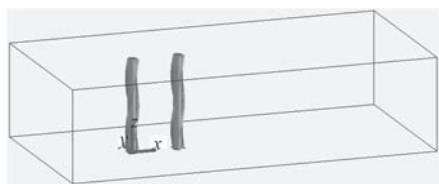


图 1 流域模型

Fig. 1 Model of fluid field

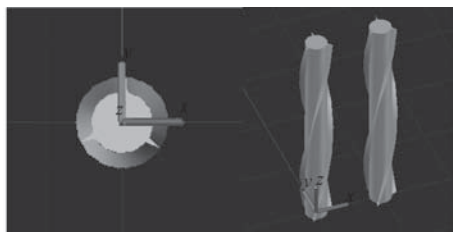


图 2 附加螺旋列板

Fig. 2 Model of riser with helical strakes

2.2 网格划分及计算设置

在 SolidWorks 中建立光滑立管的物理模型及计算区域, 导入 ICEM CFD 中, 将流域分成 9 个区域划分网格, 考虑到不同区域网格对流场变化的影响, 以立管模型为中心, 周围 3D 范围内网格加密, 中间区域采用 o-grid 剖分, 其网格质量达 0.6 以上。圆柱体的网格划分使用结构化六面体网格, 而螺旋列板网格划分使用非结构化的四面体网格。具体网格划分如图 3 所示。前后侧面分别设置为速度入口和出流边界, 其他侧面设置为无滑移壁面。湍流模型采用大涡模拟的方法, 流体域介质是水, 采用稳定性较高的 SIMPLEC 方法进行压力和速度耦合。压力项采用 Standard 离散格式, 对动量方程的离散采用中心差分格式, 对时间的离散采用二阶隐式。通过光滑单圆柱工况的模拟结果验证其可靠性。

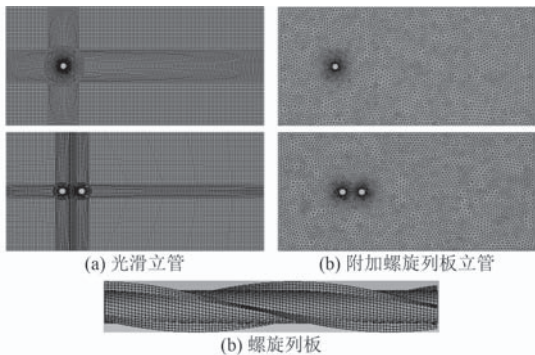


图 3 网格划分

Fig. 3 Mesh generation

本文采用 $Re=3\ 900$ 的均匀来流, 光滑单立管的平均阻力系数 C_d 值为 1.006, 升力系数最大振幅在 0.5 左右。由图 4 可看出, 阻力系数振动频率是升力系数振

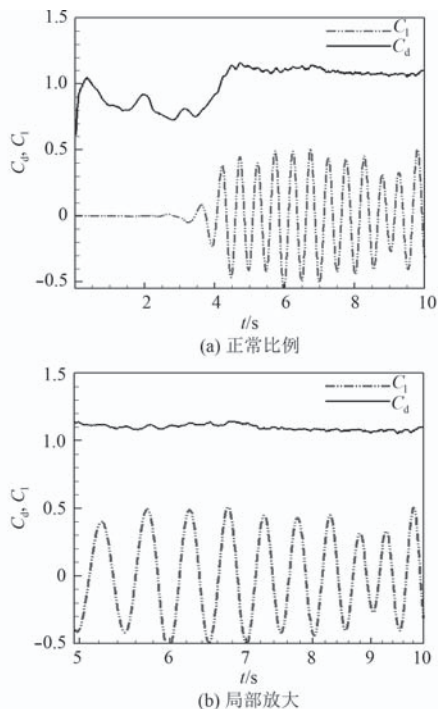


图 4 光滑单管阻力系数与升力系数曲线
Fig. 4 Drag and lift coefficients of smooth riser

动频率的 2 倍。对升力系数进行快速傅里叶变换得到立管的振动频率 $f_s=1.92$, 换算得相应的 St 数为 0.20, 与以往实验及模拟^[17-19]经验总结的亚临界雷诺数范围内, St 在 0.19~0.23 之间相符。

2.3 光滑立管结果分析

由图 5 和图 6 可以看出, 双立管情况下, 上游立管的升阻力系数与单立管升阻力系数相似, 由于上游立管剪切层的脱落和下游立管本身的漩涡脱落造成下游立管力的叠加效应, 使其受力情况复杂。下游立管阻力系数较单立管有明显减小, 而升力系数振动幅值显著增大, 当然, 这也与双立管间距有关。本文图表中均用 X 表示双立管间的顺流向距离与立管直径的比值。

2.4 光滑串列双立管模拟分析

由表 1 可见, 立管间距为 $3D$ ($X=3$) 时, 上游立管升阻力系数近似于单立管的升阻力系数, 下游立管平均阻力系数明显减小, 而升力系数幅值较单立管增加了 1.57 倍; 立管间距为 $5D$ ($X=5$) 时, 下游立管阻力系数比 3 倍管径时有所增大, 升力系数幅值减小, 但仍比单立管时大; 立管间距为 $8D$ ($X=8$) 时, 下游立管平均阻力系数继续增大, 但仍小于单管的阻力系数, 且升力系数幅值最小, 接近单管时的升力系数。

由于下游圆柱受上游圆柱尾流及自身漩涡脱落的双重影响, 出现了下游立管阻力系数比单立管小的现象, 而随着立管间距从 $3D$ 增加到 $8D$, 下游的阻力系

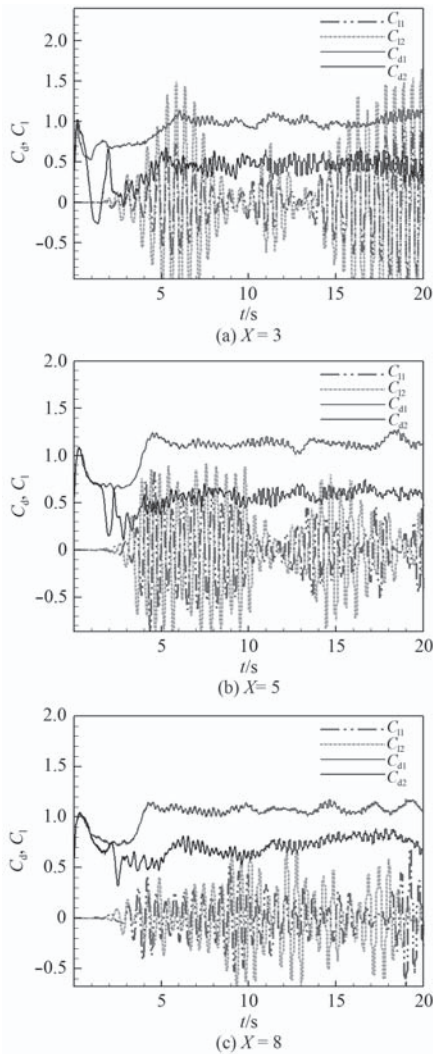


图 5 光滑双立管的受力系数

Fig. 5 Drag and lift coefficients of double smoothed risers

数也回升至单立管时的状态。

2.5 附加螺旋列板双立管结果分析

双立管附加螺旋列板前后阻力系数均值以及升力系数标准差列于表 2。双立管间距为 $3D$ 时, 附加列板后前柱阻力系数增大, 后柱减小且均值为负值。前后柱升力标准差都降低, 前柱比后柱降低幅度更大。立管间距为 $5D$ 时, 前柱阻力系数增大, 后柱阻力系数减小, 升力标准差显著降低。立管间距为 $8D$ 时, 前柱阻力系数增大, 后柱阻力系数与光滑管近似, 升力系数标准差仍有显著降低。

附加螺旋列板后两管间的流动情况复杂。上游立管附加的列板对来流起到分流作用, 在上游立管尾流的作用下, 下游立管尾流场依然存在相当量的漩涡脱落, 导致其发生了大幅振动, 其中横向振动占主要作用。附加螺旋列板后, 立管阻力系数略微增大, 但升力系数幅值显著降低。由图 7 可以明显看出, 双立管

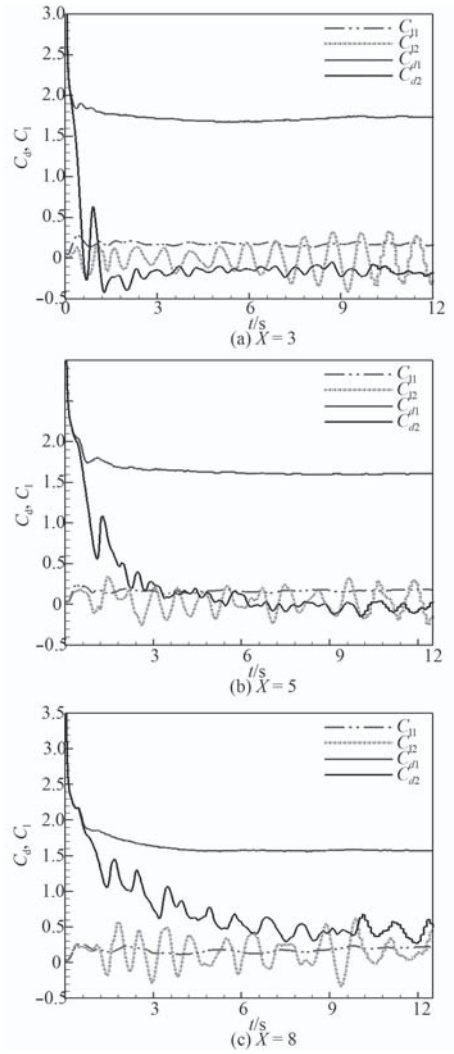


图 6 附加列板后双立管的受力系数

Fig. 6 Drag and lift coefficients of risers with helical strakes

间距为 $3D$ 时, 附加螺旋列板后双立管升力系数的降幅最大, 随着双立管间距增加, 升力系数的降幅明显减小。而升力是影响立管涡激振动最主要的因素, 因此, 立管间距为 $3D$ 时螺旋列板抑制效率最高, 立管间距为 $8D$ 时螺旋列板抑制效率最低。并且附加螺旋列板双立管之间的相互作用与光滑双立管之间的相互作用总体趋势相似。

由图 8 可以看出, 光滑双立管之间有完整的漩涡脱落, 其尾涡的脱落呈现 $2P$, $2S$, $P+S$ 多种脱落模式。附加螺旋列板后, 由于列板的分流作用, 在圆柱后形成了间距很小, 近乎平行的尾涡。

3 结 语

本文对 $Re=3900$ 的均匀来流下串联双立管及附加螺旋列板双立管进行数值模拟, 模拟分析了不同管间

表 1 双立管间距不同时立管受力系数分析

Tab. 1 Drag and lift coefficient of risers with different X

模型	上游立管		下游立管	
	阻力 (均值)	升力 (标准差)	阻力 (均值)	升力 (标准差)
$X=0$	1.006 0	0.242 2	-	-
$X=3$	0.942 3	0.326 5	0.428 8	0.622 0
$X=5$	1.063 6	0.272 6	0.575 6	0.396 1
$X=8$	1.037 0	0.197 8	0.717 3	0.262 6

表 2 附加列板前后立管受力系数分析

Tab. 2 Drag and lift coefficients of smoothed riser and risers with helical strakes

模型		阻力均值		升力标准差	
		前柱	后柱	前柱	后柱
$X=3$	光滑	0.942 3	0.428 8	0.326 5	0.622 0
	加板	1.762 1	-0.051 9	0.025 0	0.169 8
$X=5$	光滑	1.063 6	0.575 6	0.272 6	0.396 1
	加板	1.685 8	0.255 1	0.023 4	0.138 9
$X=8$	光滑	1.037 0	0.717 3	0.197 8	0.262 6
	加板	1.669 4	0.773 4	0.038 9	0.194 1

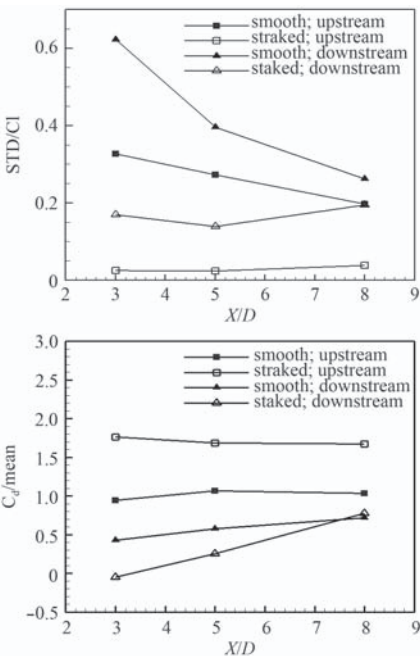


图 7 附加螺旋列板前后升力标准差和阻力均值的对比
Fig. 7 Standard deviation of lift coefficients and mean drag coefficient of smoothed riser and risers with helical strakes

距对立管受力的影响以及附加螺旋侧板对双立管涡激振动的抑制作用,主要结论如下:

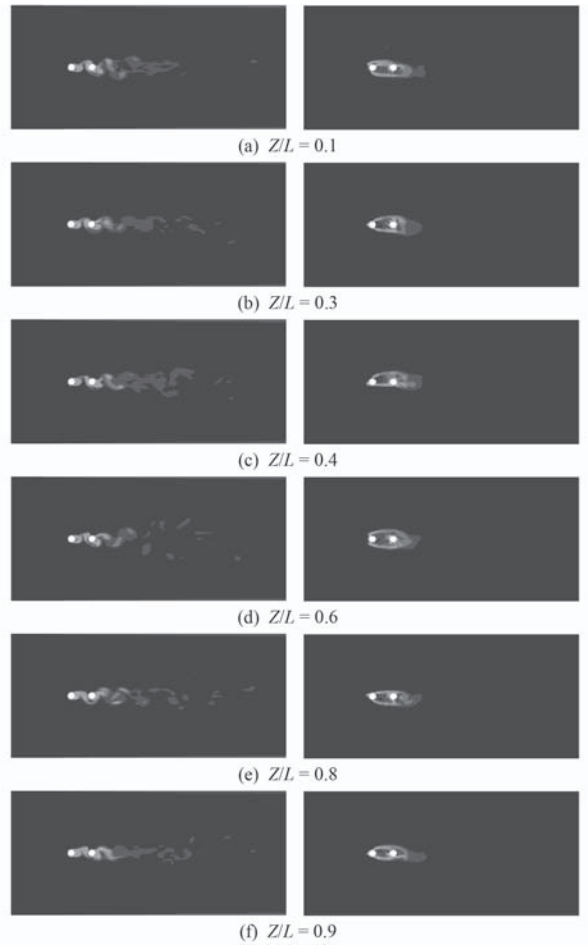


图 8 光滑双立管与附加螺旋列板双立管涡量切片图
Fig. 8 Vorticity slice graph of smoothed riser and risers with helical strakes

1) 对于双立管情况,上游立管受力与单立管情况相似,而下游立管受到来自上游立管脱落的剪切层以及自身脱落的漩涡的力的叠加影响,受力情况复杂,与单立管情况相比,其阻力系数明显减小,而升力系数幅值增大。

2) 研究发现,立管间距为 3D 时上下游立管间的相互影响较大,导致下游立管升力系数幅值显著增加;立管间距为 5D 时,下游立管升力系数的增加趋于平缓;立管间距为 8D 时,上下游立管间相互影响最小,升阻力系数接近单立管情况。

3) 螺旋列板可以有效地抑制双立管的涡激振动。附加螺旋列板后,双立管升力系数幅值显著降低,从而减少了立管的振幅响应,但是阻力系数比光滑管时更大。双立管加板前后,上下游立管之间相互作用的总体趋势相似。并且由于列板的分流作用,彻底破坏了立管的脱涡方式,在立管后形成间距很小,近乎平行的尾涡。

参考文献:

- [1] GAO Yun, FU Shi-xiao, CAO Jing, et al. Experimental study on response performance of VIV of a flexible riser with helical strakes[J]. *China Ocean Engineering*, 2015, 29(5).
- [2] HUANG S. VIV suppression of a two-degree-of-freedom circular cylinder and drag reduction of a fixed circular cylinder by the use of helical grooves[J]. *Journal of Fluids and Structures*, 2011, 27(7): 1124–1133.
- [3] 杨加栋, 张晓灵, 杜宝银, 等. 螺旋列板——深水立管涡激振动抑制装置[J]. *海洋技术*, 2010, 29(4): 88–92, 116.
- [4] 李红艳, 朱仁庆, 王玲. 剪切流中螺旋侧板抑制柔性立管涡激振动的数值模拟[J]. *江苏科技大学学报(自然科学版)*, 2016, 30(05): 417–423.
- [5] 付世晓, 王德禹. 深水立管涡激振动模型试验报告[D]. 上海: 上海交通大学, 2011.
- [6] BREUER M. A challenging test case for large eddy simulation: high Reynolds number circular cylinder flow[J]. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 2000, 21(5): 648–654.
- [7] 乔永亮, 桂洪斌, 刘祥鑫. 三维圆柱绕流数值模拟湍流方法的选择[J]. *水利水运工程学报*, 2016(3): 119–125.
- [8] E R RANJITH, A S SUNIL. Lipp in pauly analysis of flow over a circular cylinder fitted with helical strakes[J]. *Procedia Technology*, 2016, 24.
- [9] YU Heng-xu, MI Wei-jian, ZHOU Tong-ming, et al. Experimental and numerical studies on the suppression of vortex induced vibrations using helical Strakes[C]// *Proceedings of the 2011 International Conference on Advances in Construction Machinery and Vehicle Engineering* 2011: 6.
- [10] 盛磊祥, 陈国明. 螺旋列板绕流场 CFD 分析[J]. *中国造船*, 2010, 51(01): 78–83.
- [11] LEE Kee Quen, AMINUDIN Abu, NAOMI Kato, PAUZIAH Muhamad, ASNIZAH Sahekhaini, HANIDA Abdullah. Investigation on the effectiveness of helical strakes in suppressing VIV of flexible riser[J]. *Applied Ocean Research*, 2014: 44.
- [12] 曹淑刚, 黄维平, 周阳, 等. 并列双立管涡激振动特性的数值和实验研究[J]. *船海工程*, 2015, 44(2): 130–135.
- [13] 陈海明, 黄维平. 基于 CFX-CFD 软件的并列双立管升阻力研究[J]. *中国水运(下半月)*, 2010, 10(7): 107–108.
- [14] 贾晓荷. 单圆柱及双圆柱绕流的大涡模拟[D]. 上海: 上海交通大学, 2008.
- [15] 魏东泽. 基于雷诺相似的串列双立管涡激振动研究[D]. 青岛: 中国海洋大学, 2012.
- [16] T E TEZDUYAR, R SHIH. Numerical Experiments on downstream boundary of flow past cylinder[J]. *Journal of Engineering Mechanics*, 1991, 117: 4.
- [17] KRAVCHENKO A G, MOIN P. Numerical studies of flow over a circular cylinder at $Re = 3\ 900$ [J]. *Physics of Fluids*, 2000, 12(2): 403–417.
- [18] ROSHKO A. On the development of turbulent wakes from vortex streets[R]. NACA report 1191, NACA, USA, 1954.
- [19] LIE H, KAASEN K E. Modal analysis of measurements from a large-scale VIV model test of a riser in linearly sheared flow[J]. *Journal of Fluids and Structures*, 2006, 22(4): 557–575.

小型汽发机组油路系统特性研究

杜晓东, 王贵龙, 李一兴, 龚存忠

(中国船舶重工集团公司第七〇四研究所, 上海 200031)

摘要: 针对某型汽轮发电机组设计的油路系统, 通过试验结合数值仿真的方法对油系统的总体特性及主油泵特性进行研究。结果表明油路系统性能满足要求, 主油泵变工况性能良好, 润滑总管油压及主油泵压增与转速具有稳定的关系, 机组可据此进行调速。

关键词: 油路系统; 主油泵; 汽轮发电机组; 数值仿真

中图分类号: TK262 文献标识码: A

文章编号: 1672-7649(2019)04-0106-03 doi: 10.3404/j.issn.1672-7649.2019.04.020

Research on the characteristics of diminutive turbogenerator set's oil system

DU Xiao-dong, WANG Gui-long, LI Yi-xing, GONG Cun-zhong

(The 704 Research Institute of CSIC, Shanghai 200031, China)

Abstract: A test-bed was set up for a turbogenerator set, the general characteristics of the oil system and the characteristics of the main oil pump are studied by means of test and numerical simulation. The result show that the performance of the oil system meets the requirements and the off-design condition of the main oil pump is good. The lubricating oil pressure and the pressure increase of main oil pump have a stable relationship with the speed, thus the turbogenerator set can be adjusted accordingly.

Key words: oil system; main oil pump; turbogenerator set; numerical simulation

0 引言

油路系统是汽发机组的重要组成部分, 起着为机组调节液压系统提供高压油以及向滑油系统提供润滑油的作用^[1-3]。油路系统工作的可靠与否, 直接关系到汽轮发电机组的运行安全^[4-5], 因此有必要研究掌握机组油路系统特性, 提高机组运行的可靠性。

目前关于油路系统的研究多集中于主油泵特性的分析, 如对主油泵进行试验, 分析其压力和流量与转速的关系^[4], 研究离心钻孔泵的稳流网几何形式对流动场的影响^[6-7], 对不同预旋形式的主油泵结构进行数值与试验, 研究其变工况性能, 以及分析主油泵及电动泵无法正常切换故障的研究^[8], 但对油路系统特性的研究较少。本文针对某船用小型汽轮发电机组的油路系统, 采用试验与数值计算相结合的方法, 对油路系统总体特性及主油泵特性开展研究。

1 油路系统原理

试验用汽轮发电机组滑油系统试验台基本原理如

图1所示。机组启停的过程中, 当汽轮机转速低于设定值时, 电动油泵启动为机组供油, 转速高于设定值时, 电动油泵关闭, 机组钻孔主油泵(轴带泵)将旋转动能转化为油压, 为机组调速安保及润滑系统供油, 同时配置应急辅油泵, 增强机组可靠性。

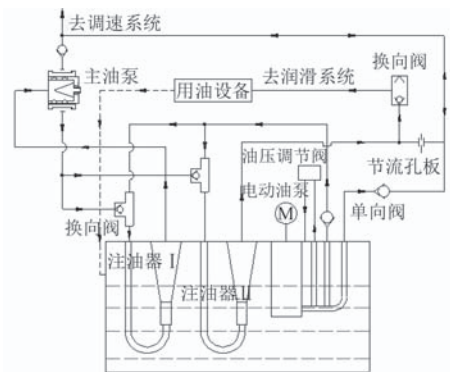


图1 油系统原理图

Fig. 1 Schematic diagram of oil system

机组试验时发现, 额定转速时油路系统的润滑油量略有不足, 无法满足润滑需要, 滑油出口油温偏

高。因此在注油器 II 出口与主油泵供给调速保安系统油路间增加一路旁路, 利用主油泵出口高压油补给润滑系统, 旁路上使用节流孔板控制油量。

针对改进后的油路系统, 对油路系统开展试验与数值分析, 试验中旁路节流孔板的孔径分别采取了 $\Phi 10$ 及 $\Phi 15$ 两种规格, 同时研究旁路对油路系统的影响。

2 油系统总体特性分析

图 2 为油路系统压力特性, 分析可知, 随着转速的升高, 润滑总管压力随转速升高基本呈线性关系, 主油泵压增特性较为稳定且呈指数型增长规律, 与理论计算中的压增与转速的平方成正比规律一致。因此主油泵工作时, 主油泵压增及润滑总管油压的变化都能准确反映机组转速的变化, 机组可以根据该特征进行调速。

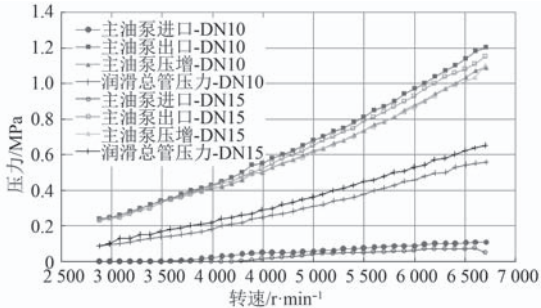


图 2 油路系统压力特性

Fig. 2 Pressure characteristics of oil system

2 种节流孔板孔径规格的试验中, 主油泵转速-压增曲线基本重合, 但随着转速的升高, $\Phi 15$ 规格的节流孔板的油路系统, 主油泵进出口压力相对 $\Phi 10$ 方案有所降低, 润滑总管压力则更高。这是由于旁路流量增大后, 从主油泵进入注油器的流量被分流, 根据注油器特性可知, 注油器 I 从油箱中抽吸的流量相应减少、出口压力下降, 即主油泵进口压力降低, 主油泵压增 (转速) 不变的情况下, 出口压力相应减小, 而润滑总管由于主油泵高压油的补充油压升高。

图 3 为油路系统油量分配特性, 分析可知, 从主油泵进入两路注油器的油量基本一致, 随着转速的上升, 分配给注油器的油量基本呈线性增长, 与主油泵进口流量随转速变化规律一致, 但主油泵分配给注油器的流量百分比随转速增大逐渐减小, 总体而言油量分配较为稳定。各路油量的变化则主要是因为随着转速的上升, 注油器 II 出口即润滑总管与主油泵出口的压差逐渐增大, 因此旁路通流能力增强, 润滑总管流量相应增大, 具体数值见表 1。

$\Phi 15$ 节流孔板的油路方案相对 $\Phi 10$ 方案, 主油泵

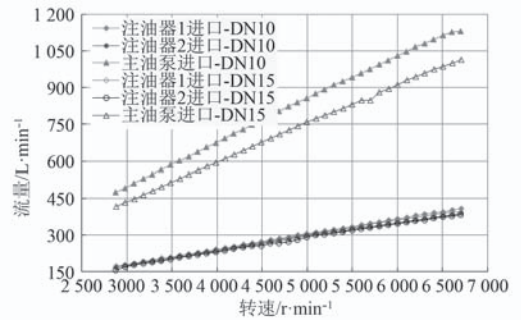


图 3 油量分配特性

Fig. 3 Oil distribution characteristics

表 1 注油器与主油泵进口流量比例

Tab. 1 The ratio of the flow rate of the jet pump to the main oil pump inlet

节流孔板方案	流路	比例	
		额定转速/%	电动泵启动转速/%
DN10	注油器 I	37.5	39.9
	注油器 II	36.1	37.9
DN15	注油器 I	38.7	39.1
	注油器 II	36.8	38.3

油量比例基本维持在 0.89, 而润滑总管油量比例增大到 1.074 倍, 注油器相对主油泵的流量比例相对较大, 且 2 种方案下在机组从额定转速降低到电动泵启动转速的过程中, 注油器相对主油泵流量比例逐渐增大。以上规律说明旁路对油路系统中的主油泵油量影响较大, 而对注油器及润滑总管的特性影响稍小。

$\Phi 15$ 孔板方案的润滑总管油量比例较大说明旁通管路孔板扩大有助于润滑油量的增加, 有利于提升停机工况下的润滑油压以便电动油泵的安全切换, 进而提高机组的安全裕度。但是随着转速的逐步下降, 2 种节流孔板方案下的润滑总管油压及油量差距逐步减小, 至主油泵启动转速时趋于一致, 说明在 $\Phi 10$ 旁通孔板方案的基础上进一步扩大孔径, 无法降低机组的最低油泵切换转速, 并易引起主油泵气蚀, 因此旁通管路的设置需结合试验确定。

3 主油泵特性分析

图 4 为主油泵压增随转速的变化曲线, 其“变流量-试验”曲线即为油系统压力特性中的“主油泵压增”曲线, “变流量-数值计算”曲线为采用各转速下试验数据的流量入口及压力出口数据数值计算得到的。对比变流量曲线可知, 数值计算结果与试验曲线基本一

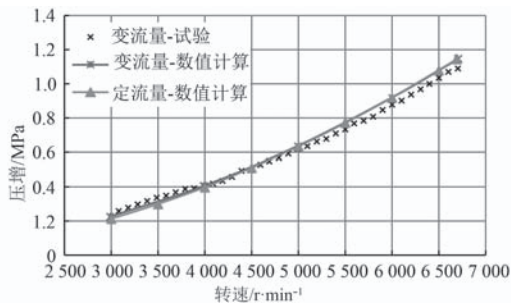


图 4 主油泵压增-转速曲线

Fig. 4 Pressure increase-speed curve of main oil pump

致,说明数值计算精度满足要求,能够反映主油泵真实特性。额定转速时通过主油泵的流量 $\sim 1\ 000\ \text{L}/\text{min}$,压增 $\sim 1.1\ \text{MPa}$,与设计指标一致。

“定流量-数值计算”曲线则为在额定流量 $1\ 000\ \text{L}/\text{min}$ 时,给定相同背压及不同转速得到,对比曲线可知定流量与变流量曲线规律及数值基本一致,只有在转速低于 $4\ 000\ \text{r}/\text{min}$ 时,变流量曲线的压增更高,这主要是因为定流量曲线的计算流量恒定不变,低转速时的流量较变流量曲线更大,经钻孔泵增压后流经较密的稳流网时,流动损失相对压增而言,低转速时占比更高,因此低转速时定流量曲线值更小。无论定流量还是变流量,主油泵压增与转速的关系基本呈指数型上升的规律。

图5为在额定转速下的主油泵压增随流量的变化曲线,分析可知随着流量的增大压增逐渐减小,且压增变化的趋势趋于平缓,600 L/min与1 200 L/min流量引起的压增差距较小仅为 $0.016\ \text{MPa}$,这说明主油泵在大流量范围内的变工况特性较好。

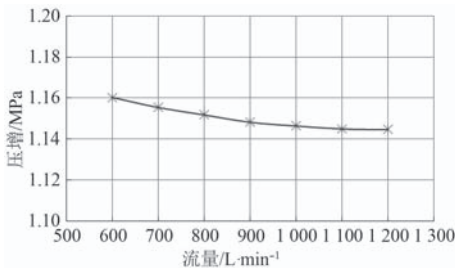


图 5 主油泵压增-流量曲线

Fig. 5 Pressure increase-flow curve of main oil pump

4 结 语

通过对机组油路系统的研究,分析后主要得到以下结论:

1) 主油泵压增及润滑总管的油压随机组转速的升

高具有一定规律,能准确反映机组转速的变化,机组可据此特征进行调速;

2) 主油泵在大流量范围内具有良好的变工况性能;

3) 油路系统性能满足设计要求。

参考文献:

- [1] 杨懿,李一兴,江攀,等.小型汽轮机主油泵设计优化与试验研究[J].机电设备,2014(4):12-15.
YANG Yi, LI Yi-xing, JIANG Pan, et al. Optimization design and performance test of main oil pump for compact steam turbine[J]. Mechanical and Electrical Equipment, 2014(4): 12-15.
- [2] 周李军.汽轮机滑油系统建模与仿真[D].重庆:重庆大学,2005.
- [3] 于达仁,张志强,徐基豫,等.汽轮机油系统发展综述及故障树分析[J].中国电力,2002,35(7):1-7.
YU Da-ren, ZHANG Zhi-qiang, XU Ji-yu, et al. Development of turbine oil system and fault tree analysis[J]. Electric Power, 2002, 35(7): 1-7.
- [4] 吴刚金,彭立,戴义平.大型主油泵性能试验研究[J].东方电气评论,2014,28(110):38-42.
WU Gang-jin, PENG Li, DAI Yi-ping. An experimental investigation on large main oil pump characteristics[J]. Dongfang Electric Review, 2014, 28(110): 38-42.
- [5] 李向阳.小型汽轮发电机组停机过程中润滑总管油压突变现象的分析[J].机电设备,2009(4):1-5.
LI Xiang-yang. Analysis of the lubricating oil pressure mutation in the lubricating pipe during shutdown of a small turbo-generator set[J]. Mechanical and Electrical Equipment, 2009(4): 1-5.
- [6] 龚存忠,张文芳.钻孔油泵稳流网对油泵性能影响的实验研究[J].机电设备,2002(1):23-25.
GONG Cun-zhong, ZHANG Wen-fang. A test study on the effects of FLOW-stabilizing net on the performances of drilling oil pump[J]. Mechanical and Electrical Equipment, 2002(1): 23-25.
- [7] 张鲲鹏,李少军,靳军.汽轮机主油泵的稳流网几何形式对流动场的影响[J].汽轮机技术,2015,57(5):326-328.
ZHANG Kun-yu, LI Shao-jun, JIN Jun. The effect of flow-stabilizing net's geometry on flow field in a steam turbine oil pump[J]. Turbine Technology, 2015, 57(5): 326-328.
- [8] 闫佳男.汽轮机主油泵不能正常切换原因分析[J].通用机械,2014(7):75-77.
YAN Jia-nan. The reason analysis of the main pnpmp of steam turbine cannot be switched[J]. General Machinery, 2014(7): 75-77.

舰船供电生命力测试指标选择与方法研究

戚双斌, 刘东

(中国人民解放军91404部队, 河北秦皇岛066000)

摘要: 针对大部分舰船供电生命力研究集中在评估方法而缺少实船测试的缺陷, 本文从供电生命力设计要求和电力系统组成角度出发, 对舰船供电生命力测试列项、指标分析及测试方法进行研究。进而形成一整套实船供电生命力测试方案并应用于舰船性能鉴定试验, 为后续舰船供电生命力性能鉴定试验提供理论和实践支撑。

关键词: 舰船供电生命力; 性能鉴定; 指标分析; 实船测试

中图分类号: U665 文献标识码: A

文章编号: 1672-7649(2019)04-0109-05 doi: 10.3404/j.issn.1672-7649.2019.04.021

Research on the selection and method of ship power supply life test index

QI Shuang-bin, LIU Dong

(No.91404 Unit of PLA, Qinhuangdao 066000, China)

Abstract: In view of the fact that most researches on the power supply life of ships focus on the evaluation method and lack of the defects of the real ship test, this paper studies the test items, index analysis and test methods of the power supply life of ships from the perspective of the design requirements of the power supply life and the composition of the power system. Thus forming a complete set of testing result of power supply vitality test scheme and performance evaluation test is applied to a certain type of ships. For subsequent new ship power vitality of the performance evaluation test to provide theoretical and practical support.

Key words: ship power supply vitality; performance appraisal; index analysis; real ship test

0 引言

舰船电力系统生命力(供电生命力), 即舰船在战斗损伤及事故损伤条件下能否继续生存, 为舰船重要设备(操舵系统、推进系统、反应堆及一回路系统、武器系统和消防系统等)供电的能力^[1], 是整个舰船生命力的命脉。

目前对舰船电力系统供电生命力的研究主要集中在以下3个方面:

1) 从生命力的设计角度进行研究, 为后续生命力评估研究做基础。如进行“自顶向下”的树状生命力分解定义结构, 生命力评估的指标体系, 对指标设计定量要求与概率要求^[2]。分别使用图模型和宽度优先搜索算法、功能树模型、组合合成原则描述, 对设计阶段生命力模型分类^[3]。

2) 结合舰船电力网络组成特点, 进行电力系统生命力性能优化算法研究。如基于模糊综合评判理论, 采用蒙特卡罗算法计算电网的损坏程度, 建立电力系统的数学评判模型, 采用遗传算法建立优化方案^[4-5]。

3) 从生命力评估软件的算法角度进行研究, 如概率分析法、贝叶斯网络法^[6]、神经网络和贝叶斯网络结合算法^[7]、损伤树分析方法^[8]、模糊数学理论进行模糊综合评判^[9-10]。

上述主要是从供电生命力设计角度或评估方法方面进行研究。然而, 新型舰船在建造完成交付用户使用前, 需由军方对电力系统进行性能鉴定。用户更关心的是电力系统供电生命力测试方法和结果, 这就急需设计1套系统的新型舰船供电生命力测试方案。因此本文在实船供电生命力测试列项、测试指标及测试方法等方面开展研究, 形成一整套实船测试方案并应用于某型舰船性能鉴定试验。

1 舰船供电生命力实船测试列项

电力系统生命力概念比较模糊, 实船测试的项目指标又要求具体。本文从舰船设计时对供电生命力的要求, 即“设计原则”和“舰船电力系统的组成”2

个方面,对实船测试进行列项分析。

1.1 由设计原则对供电生命力测试列项

逐项对照国军标中水面舰艇供电生命力设计原则,提炼实船上测试项目及指标(见表1~表8)。

1) 舰船供电系统的生命力必须和舰船总体的抗沉性相适应。当舰船遭受战斗损害而保持不沉时,电站和配电系统的剩余供电能力必须保证维持舰船机动性、必要的舰船

表 1 测试列项 1

Tab. 1 Test items one

测试列项	考核说明	考核指标
1. 一个或多个电站失去供电能力时全舰供电能力考核	模拟机舱破损致某电站失去供电能力。对于前后2个电站的舰船,考核在战斗工况下“单电站供电的供电能力”;对于多个电站大型舰船,考核“关闭1个或2个电站,剩余电站的供电能力”。舰船在战斗工况下,测试重要部位电能质量。记录各用电设备工作情况	战斗工况下,各系统按设定设备开机并进入工作状态,对重要的武备如雷达等进行加高压。记录各发电机工作状态(机组功率、电压、电流等)及武备和配电设备工作状态(设备载流、通断及监测报警等)。雷达加高压,武器发射,在供电断进行电能品质(电压、电流、频率相关电能品质指标)测量。对主要操动型设备(舵机减摇鳍等)检查两舷供电设计及转换功能。
2. 战斗工况供电品质检查	舰船破损一路失去供电能力,转由另一路供电。	

表 2 测试列项 2

Tab. 2 Test items two

测试列项	考核说明	考核指标
4. 系统保护功能检查	考核发电配电到用电设备,各级保护设定及设备保护功能情况。	发电机组自身保护(油水汽的压温及流量、内外短路);主配电板检测,监控报警及短路器断开;各区配电板(武器配电板)保护报警。分别对区配电板内任意一路供电设置故障和对区配电板整体设置故障,检查影响供电范围。供电受限,检查自投入重要设备优先情况,电网过载时,检查自动卸载能力。
5. 分区配电功能检查	配电分区设计,切断受损部分供电,不影响其他区域供电,使故障范围限制到最小的能力。	
6. 负载设置优先级考核	通过负载控制器设置重要负载的自投入和自卸载的优先顺序。考核其功能情况	

表 3 测试列项 3

Tab. 3 Test items three

测试列项	考核说明	考核指标
7. 电气设备抗冲击设计中抗冲击检查	实船勘察设备抗冲击设计,在战斗工况时,检查其功效。根据设计情况,结合抗电磁脉冲专项试验,考核抗电磁脉冲情况。	检查发电机组、主配电板,直流应急配电板的隔振设计及功能。
8. 电气设备抗浪设计中抗电磁脉冲检查	弹库、露天等易受损害部位供配电设备均设自身保护设施。	电磁环境实战演练中考核。实船检查相关部位(灯具、电缆、应急发电机等)防护设施。

表 4 测试列项 4

Tab. 4 Test items four

测试列项	考核说明	考核指标
10. 重要负载正常和备用多路供电检查(设备角度)	重要设备(舵机、减摇鳍、各区配电板,武器配电板,负载中心)由两路供电,部分有应急或UPS电源供电。	检查两舷电源转换设计及自动手动转换功能。应急供电和UPS供电的主备电源转换情况。新型舰船应急电源组网运行考核。考核单机组负载100%额定负载时工作情况,全部机组累加。战斗工况下,相关设备开机,武备加高压,记录最大功率及各运行参数。结合电力负荷计算书和相关部件载流能力计算冗余,战斗工况下记录相应部位最大电流值。
11. 装机容量检查	结合电力负荷计算书检查。	
12. 电站储备裕度考核	通过电力负荷计算书和战斗工况时最大用电量最进行计算。	
13. 汇流排、主干电缆等的容量、载流量等有冗余检查	检查汇流排、主干电缆均设冗余情况。	

表 5 测试列项 5

Tab. 5 Test items five

测试列项	考核说明	考核指标
14. 系统战斗冗余(隔离)设计检查	“统一性和互换性检查”(同种设备的型号相同,能更换)和“改装储备检查”(备品备件及单个设备的备用电路等。)重要负载(舵机、消防泵、潜水泵、惯导设备等)进行事故电网供电。	结合设计图纸,实船勘验,发电机组、配电板和其他电气设备的数量、尺寸和布置的正确合理的选择和设计。考核事故电网供电和设备工作状态(软电缆供电及温升)。

表 6 测试列项 6

Tab. 6 Test items six

测试列项	考核说明	考核指标
16. 相互依赖非冗余设备布置紧凑性检查	非冗余设备布置紧凑性,降低破坏概率。查看设计图纸结合实船勘验。	检查同一电站的各发电机组、主配电板及其附属设施布置;武器配电板与对应武器布置情况。

表 7 测试列项 7

Tab. 7 Test items seven

测试列项	考核说明	考核指标
17. 损害管制检查	考核电力系统方面损管设计情况,提供决策评估手段和方法,以及对损害管制方案设计,数据库的更新能力。	检查各战损报警及决策功能。结合实船经验查看辅助数据库战损决策合理性。

表 8 测试列项 8

Tab. 8 Test items eight

测试列项	考核说明	考核指标
18. 应急工况下负载投入设置检查	应急供电情况下,结合供电容量优先保障重要负载。	查看应急电源设置情况,对重要负载供电,检查负载投入情况、容量及持续供电时间。

生命力和最低限度的自卫能力所必需的重要负载的供电^[1]。

2) 电力系统的功能设计应保证在功能工况下能可靠地检测、切除和隔离受损部位; 并根据负载功能的重要程度对负载分类区别安排, 优先保证重要负载的供电^[1]。

3) 电气设备应作抗损设计, 装舰电气设备均应满足抗冲击、抗电磁脉冲的要求。露天甲板以上的电气设备、应急发电机组和电缆应尽可能设置金属护罩防护或由周围钢结构提供的屏障^[1]。

4) 电力系统应采用冗余设计和合理布置, 其应满足:

①系统功能冗余设计时, 采用对重要负载设置正常和备用等多路电源供电的方式; 电站, 汇流排、主干电缆等的容量、载流量等应有冗余^[1];

②系统战斗冗余(隔离)设计时, 应通过发电机组、配电板和其他电气设备的数量、尺寸和布置的正确合理的选择和设计, 来保证功能工况下供电的连续性。大中型水面战斗舰艇应设置事故配电系统, 临时拉敷软电缆替代受损电缆, 实施事故供电^[1];

③对非冗余的功能上相互依赖的重要组成部分(设备)应靠近合并安置, 尽可能缩小目标体积^[1]。

5) 电力系统设计应考虑损害管制。应采用有效手段和方法及时评估供电系统的战斗损害情况, 以便及时实施损害管制^[1]。

6) 电力系统应严格控制舰船应急工况下的负载投入, 保证应急配电系统的负载容量与应急电站的容量相适应^[1]。

1.2 由系统组成对供电生命力测试补充列项

舰船电力系统包括一次二次系统。主要由电源设备、配电系统和负载组成。新型大型舰船电力系统组成从功能方面分类, 如图 1 所示。

1) 发电功能系统方面

除从设计角度对发电机组和主配电板所列项进行细化外, 考核机组自身性能(见表 9)。

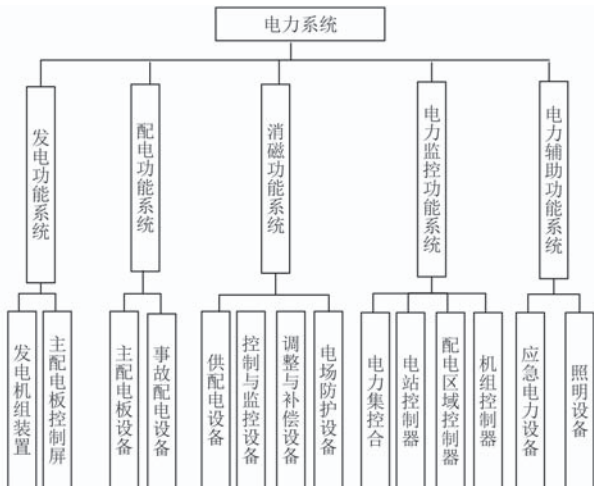


图 1 电力系统组成图

Fig. 1 Power system composition diagram

表 9 发电功能系统补充列项

Tab. 9 Lists of power system

测试列项	考核说明	考核指标
1 起动力能	随着负载增加机组正常启动及运行情况。	考核机组自启动情况(机组油气水电压各运行参数)及时间。
2 调速、调压性能	负荷突加或突卸时机组自身调整性能。	在战斗工况下, 武备开机加减高压过程中, 记录机组调压调速能力。
3 过载性能	突加负载或某运行机组故障自退出, 运行机组过载。	加模拟负载对单机组考核过载能力, 要有 1 小时 110% 额定负载运行能力。
4 主配电板各屏功能	对电力系统操作控制及各种显示报警, 主要由主配电板各屏来完成。	结合主配电板各屏(机组控制屏、跨接屏、岸电屏)具体功能检测试验完成。同时, 在其他试验中记录。

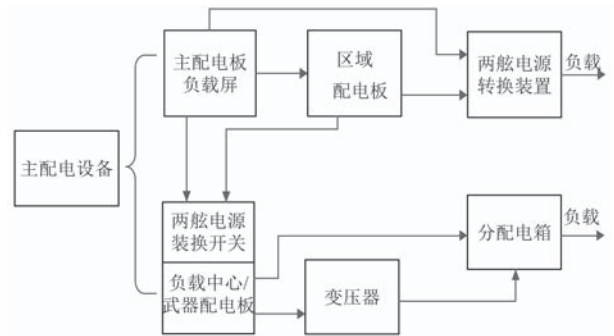


图 2 主配电设备组成图

Fig. 2 Composition diagram of main distribution equipmen

2) 配电功能系统方面

对设计角度列项中分区配电、两舷供电及事故电网列项进行细化。对配电设备自身功能列项, 试验时结合前面列项完成。列 6 项, 对应图 2 中设备。

3) 消磁功能系统方面

结合图 1 中消磁功能系统 4 类设备, 列 4 项。主要考核设备监控显示报警功能。

4) 电力监控功能系统方面

结合图 1 中 4 类设备组成, 列 4 项。考核各级控制、报警、显示、监测功能。各级控制之间的通信功能, 配电区域控制器的询问卸载重载功能。

5) 电力辅助功能系统方面

结合图 1 该系统组成, 列 2 项。在战斗工况时, 考核主照明和应急照明稳定性, 考核应急电力设备组网运行及主备电源转换功能。

2 舰船供电生命力实船测试方法分析

根据试验相关工作设计鉴定试验流程, 如图 3 所示。

2.1 方案设计

本文结合某型舰性能鉴定试验设计 1 套完整的供电生命力测试方案。对测试指标进行梳理, 通过选定实验环境及方法, 使指标测试尽可能接近实战环境。

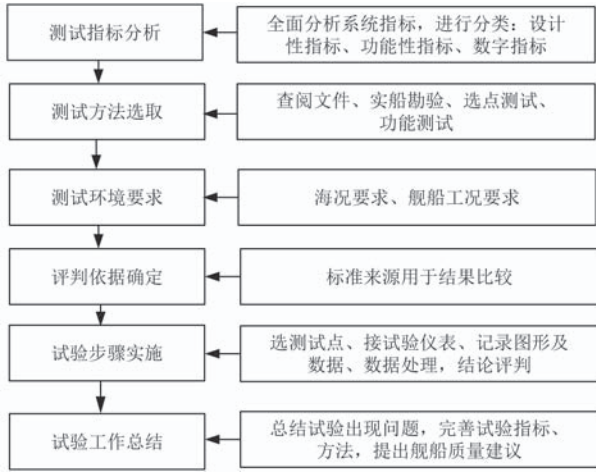


图 3 性能鉴定试验测试流程图

Fig. 3 Flow chart of performance testing and testing

以表 1 中第 1 个指标为例进行设计。

1) 试验目的

考核有舱室破损, 一个或多个电站失去供电能力时全舰供电能力。

2) 试验环境和条件

①环境要求: 试验舰为战斗工况;

②被试品工作状态: 电力系统正常工作, 配属的仪器仪表经过校准;

③配试装设备: 电能品质测量设备、电压表、电流表、频率表等。

3) 试验方法

根据舰总体不沉性设计, 模拟船舱进水, 分别关闭 1 个 (XX 号) 和 2 个 (XX 号和 XX 号) 电站, 利用剩余电站向全舰用电负荷供电。在电力集控台记录电力系统工作情况 (记录各电气参数), 统计各用电系统/设备的工作情况 (记录故障情况)。在雷达加高压时, 在供电输入端测试电能品质。在多次记录 (读取数字和波形图) 相关数据。

4) 数据处理

按照具体参数要求 (军标相关规程) 进行处理。

5) 评定准则

各测试参数指标满足相关要求 (军用标准、研制要求或规格书等) 为合格。

2.2 具体实施过程

试验实施过程由指标性质本身来定, 现将测试指标分为勘验型、功能型和测值型 3 类。

1) 勘验型

设计安装类指标。如表 5 中第 142 页、表 6 第 162 页, 只需按图纸在实船勘验即可。

2) 功能型

具备功能类指标。如表 5 第 152 页。事故电网接入某负载 (舵机), 记录整个过程 2 h 供电的完成情

况。无故障发生为合格。

3) 测值型

具体参考数值类指标。如表 1 中第 22 页。需要一个“选点、仪表选择、测试记录、数据处理、结果评估”的流程。实施过程如下:

①在战斗工况开始前, 将大功率雷达供电开关分闸, 在大功率雷达电源输入端 (起动箱) 连接测试线路;

②大功率雷达供电开关合闸恢复供电;

③使用电能质量分析仪记录三相电压波形, 读取起动前稳态电压及频率, 启动至稳态后读取稳态电压、稳态电流及频率。根据波形计算电压跌落、电压恢复时间、频率跌落及频率恢复时间; 同时记录雷达工作的稳定性 (记录故障发生情况)。

2.3 测试结果处理

勘验型和功能类指标记录结果即为结论。测值型指标, 采用从波形图中读取数值和直接从仪表中记录数值, 并进行计算处理。

以“在战斗工况时某大功率雷达输入端交流电源品质测量”中部分指标为例, 记录数据及处理过程如图 4、图 5 和表 10 所示。

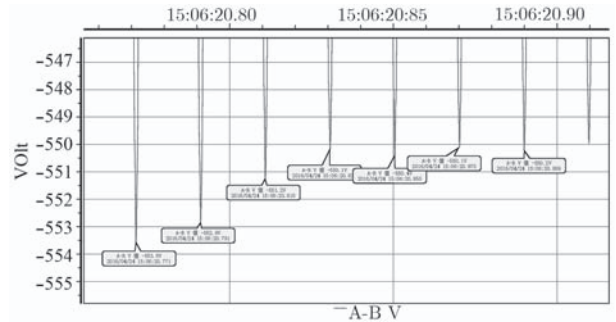


图 4 大功率雷达输入端 AB 项起动电压有效值

Fig. 4 The effective value of the AB entry voltage for the input terminal of the high-power radar

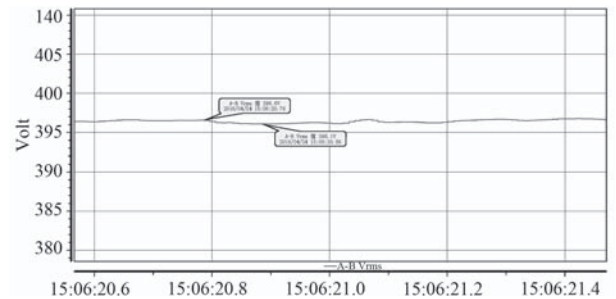


图 5 大功率雷达输入端 AB 相起动电压波峰

Fig. 5 High power radar input terminal AB phase start voltage wave peak

3 结 语

本文从供电生命力设计要求和电力系统组成角度, 对实船供电生命力进行测试列项、指标分析及测

表 10 大功率雷达启动过程部分参数记录及处理表

Tab. 10 Some parameter records and processing tables of a high power radar starting process

试验项目	试验结果			试验结果与指标对比
	AB相	BC相	AC相	
启动前稳态电压/V	397.4	397.7	397.4	指标范围 (342~402)
电压跌落/V	1.3	1.0	1.0	电压跌落为0.27%在指标为 (+6%~-10%)
电压恢复时间/s	0	0	0	恢复时间指标要求≤2 s
启动后稳态电压/V	397.0	397.4	396.8	指标范围 (342~402)
启动后稳态电流/A	A相	B相	C相	—
	48	46	49	
启动前稳态频率/Hz	50.62			指标要求 (47.5~52.5)
频率跌落/Hz	0.40			频率跌落为0.4% 指标要求为±4%
频率恢复时间/s	0			恢复时间指标要求≤2 s
启动后稳态频率/Hz	50.62			指标要求 (47.5~52.5)

试验结果: 上述测试结果均在对应指标要求范围内, 结论为合格。

试方法方面开展研究, 并进行实船测试, 得出如下结论:

1) 通过把供电生命力抽象概念具体化, 对实船供电生命力测试进行列项分析, 明确指标, 把供电生命力分析单纯依靠评估方法转变为与实船测试结合的方式, 有助于用户对舰船性能直观了解。

2) 模拟舰船战斗工况和战损状态比较困难, 试验测试与实战状况还有相当差距。列项指标、测试环境和测试方法还要进一步完善。

3) 建议舰船交付部队使用后, 战斗演练演习过程中, 有针对性的对部分关键指标进一步次考核。为后续舰船提供依据。

参考文献:

- [1] 李红江, 鲁宗相, 朱凌志, 等. 舰船电力系统生命力评估研究 [J]. 武汉理工大学学报 (交通科学与工程版), 2007, 31(3): 533-536.
LI Hong-jiang, LU Zong-xiang, ZHU Ling-zhi, et al. Research on survivability evaluation of ship power system[J]. Journal of Wuhan University of Technology (Transportation Science and Engineering Edition), 2007, 31(3): 533-536.
- [2] 金涛, 罗斌, 陈晓洪. 舰艇设计中的生命力要求 [J]. 海军工程大学学报, 2006, 18(2): 37-41.
JIN Tao, LUO Bin, CHEN Xiao-hong. The vitality requirements in the design of naval vessels[J]. Journal of Naval Engineering University, 2006, 18(2): 37-41.

- [3] 易祥烈, 邱金水. 舰艇电力系统生命力评估中的图论分析法 [J]. 船海工程, 2007, 36(3): 107-110.
YI Xiang-lie, QIU Jin-shui. The graphic analysis method in the assessment of the vitality of naval power system[J]. Ship and Sea Project, 2007, 36(3): 107-110.
- [4] 王德运. 基于电力系统生命力性能的舰船电网优化方法 [J]. 舰船科学技术, 2016, 38(12): 61-63.
WANG De-yun. Ship power network optimization method based on the performance of power system[J]. Ship Science and Technology, 2016, 38(12): 61-63.
- [5] 王从俊, 王锡淮, 肖建梅. 改进差分进化算法在舰船电力系统网络重构中的应用 [J]. 船舶工程, 2013(6): 55-59.
WANG Cong-jiao, WANG Xi-huai, XIAO Jian-mei. Application of improved differential evolution algorithm to network reconfiguration of naval power system[J]. Ship Engineering, 2013(6): 55-59.
- [6] 李鑫. 舰船电力系统生命力评估方法研究 [D]. 哈尔滨: 哈尔滨工程大学, 2011.
- [7] 吕世韬, 金涛, 曹杰. 水面舰船综合生命力评估方法研究 [J]. 舰船科学技术, 2011, 33(2): 126-130.
LV Shi-tao, JIN Tao, CAO Jie. Study on the evaluation of the comprehensive vitality of surface ships[J]. Ship Science and Technology, 2011, 33(2): 126-130.
- [8] 熊凯军, 浦金云, 陈晓洪. 潜艇电力系统生命力评估的损伤树法 [J]. 武汉理工大学学报: 交通科学与工程版, 2006, 30(2): 303-305.
XIONG Kai-jun, PU Jin-yun, CHEN Xiao-hong. Evaluation of damage tree vitality submarine power system[J]. Journal of Wuhan University of Technology: Transportation Science & Engineering, 2006, 30(2): 303-305.
- [9] 崔鲁宁, 浦金云, 蔡一轮. 多种武器攻击下舰船电力系统生命力的加权模糊综合评判 [J]. 船舶, 2004(2): 47-49.
CUI Lu-ning, PU Jin-yun, CAI Yi-lun. Weighted survivability of warship electric power system under multiple weapon attack fuzzy comprehensive evaluation of[J]. Ship, 2004(2): 47-49.
- [10] 崔鲁宁, 浦金云, 蔡一轮. 舰船电力系统生命力的加权模糊综合评判 [J]. 船舶工程, 2003, 25(5): 64-66.
CUI Lu-ning, PU Jin-yun, CAI Yi-lun. Weighted shipboard power system fuzzy comprehensive evaluation of[J]. Ship Engineering, 2003, 25(5): 64-66.
- [11] GJB4000—2000, 舰船通用规范 [S]. 北京: 中国人民解放军装备部, 2000.
- [12] 戚双斌, 冯卫永, 杨哲. 舰船电力系统电能质量测试分析 [J]. 电网与清洁能源, 2017, 33(6): 36-41.
QI Shuang-bin, FENG Wei-yong, YANG Zhe. Test and analysis of power quality of naval power system[J]. Power Grid and Clean Energy, 2017, 33(6): 36-41.

多航向传感器信息融合与容错联邦卡尔曼滤波器在舰艇综合导航系统中的应用

戴海发, 卞鸿巍, 王荣颖, 马恒

(海军工程大学导航工程系, 湖北武汉 430033)

摘要: 不同的航向确定方法呈现不同的误差特性, 通过多航向传感器的信息融合能够获得更稳定、准确的航向测量。本文提出了一种包含多个航向传感器数据融合和故障容错联邦卡尔曼滤波器的组合导航方法。该方法能够实现多个航向传感器的数据融合, 同时还能实现传感器的在线故障检测和实时容错。首先基于输出误差协方差的权值法对航向测量进行最优融合, 然后基于状态卡方和残差卡方设计了一个容错联邦卡尔曼滤波器, 该滤波器能够检测并隔离故障的航向传感器。实测数据试验表明, 该方法能够达到预期的舰艇组合导航系统的故障容错性能。

关键词: 组合导航; 多航向信息融合; 容错联邦滤波; 状态卡方; 残差卡方

中图分类号: U666 文献标识码: A

文章编号: 1672-7649(2019)04-0114-05 doi: 10.3404/j.issn.1672-7649.2019.04.022

Application of muti-heading sensors data fusion and fault-tolerant kalman filter in integrated navigation system of ship

DAI Hai-fa, BIAN Hong-wei, WANG Rong-ying, MA Heng

(Department of Navigation Engineering, Naval University of Engineering, Wuhan 430033, China)

Abstract: The different measurement methods of heading has different error characteristics, however, the more stable and accuracy heading measurement can be gained by muti-heading sensors data fusion. This paper present a scheme for integrated navigation system with applications of sensors data fusion and fault-tolerant Kalman filter(FTFK). It can complete data fusion of muti-heading sensors, detect faulty sensors online and conduct fault-tolerant in real time. First, implement optimal data fusion of muti-heading sensors by weighted method based on output error variance, then a faulty-tolerant Kalman filter scheme is designed, The FTFK can detect and isolate the faulty sensor by using fault detection based on method of state Chi-Square test and residual Chi-Square. The comparative analysis performance of experiment shows that the propose scheme may achieve the expected fault-tolerant performance in integrated navigation system.

Key words: integrated navigation system; muti-heading data fusion; fault-tolerant Kalman filter; state Chi-Square test; residual Chi-Square test

0 引言

由于惯性器件误差的存在, 惯性导航系统误差会随着时间迅速累积, 因此惯导不能单独用于舰艇的长时间导航与定位。全球卫星定位系统能够提供较精确的当地位置信息, 且不会随着时间发散, 但是存在输出频率较低, 容易受到干扰的缺点, 所以常把全球卫星定位系统和惯导系统组合起来用于载体的导航与定位^[1-2]。

当前舰艇上的航向传感器主要包括: 平台罗经、天文导航系统、惯性导航系统以及卫星导航系统。它们均有各自的缺点, 比如平台罗经和惯导航向误差会随着时间的积累而增大; 天文导航系统容易受到天气环境的影响, 在可见度低的条件下难以正常工作^[3], 卫导系统在静止和大机动条件下航向指示误差大。因此这些航向传感器也不适合单独使用。

收稿日期: 2017-09-05; 修回日期: 2017-11-14

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(41506220)

作者简介: 戴海发(1990-), 男, 博士研究生, 主要从事组合导航技术研究。

为了提高导航系统的可靠性和航向测量的精度, 本文在惯导/卫导组合导航系统中加入了平台罗经和天文导航系统, 并通过基于传感器输出误差协方差的权值分配方法实现航向信息的融合, 从而更加准确地测量得到舰艇的航向信息。

图 1 为该组合导航系统的原理图。除了包含航向传感器和导航系统外, 该结构还包含优化航向信息融合和故障容错卡尔曼滤波器 2 个模块。本文主要对这 2 个系统作特别的说明, 并且通过船舶航行试验验证设计方案的可行性。

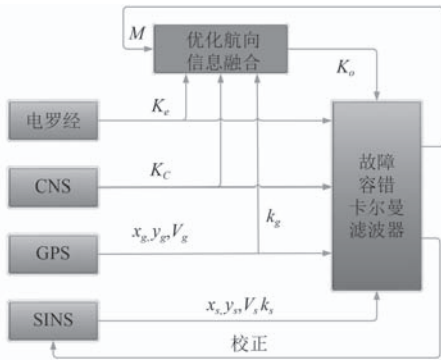


图 1 组合导航原理框图

Fig. 1 Diagram of the integrated navigation system

1 最优航向信息融合

本文通过权值法对多个位置传感器的数据进行融合:

$$k_o = WMK = [w_g, w_c, w_e] [diag m_g, m_c, m_e] [k_g, k_c, k_e]. \quad (1)$$

式中: W 为权值矩阵, 其中 w_g, w_c, w_e 分别为 GPS、天导、电罗经航向对应的权值; M 为故障矩阵, 其中 m_g, m_c, m_e 分别为 GPS、天导、电罗经航向对应的故障状态; K 为航向信息矩阵, 其中 k_g, k_c, k_e 分别为 GPS、天导、电罗经航向对应的航向值。

权值的分配基于误差协方差, 以电罗经输出的航向最优信息为例, 其权重为:

$$w_e = \frac{m_e}{\sigma_e^2(m_e/\sigma_e^2 + m_c/\sigma_c^2 + m_g/\sigma_g^2)}. \quad (2)$$

式中: $\sigma_e^2, \sigma_c^2, \sigma_g^2$ 分别为电罗经、天文导航系统、GPS 对应的输出协方差。通过这样的权值分配方案, 一旦检测出某个航向传感器发生故障, 就可以自动的将该传感器对应的航向信息进行隔离, 并对权值进行重新分配。

在 k 时刻, 如果电罗经输出的航向信息为 $\tilde{k}_e(k)$, 按照下式计算得到电罗经的输出协方差:

$$\begin{cases} \Delta \tilde{k}_e(k) = \tilde{k}_e(k) - \hat{k}_e(k); \\ \Delta \tilde{k}_e = \frac{1}{N} \sum_{k=1}^N \Delta \tilde{k}_e(k), \quad k = 1, 2, \dots, N; \\ \sigma_e(k) = \frac{1}{N} \sum_{k=1}^N (\Delta \tilde{k}_e(k) - \Delta \tilde{k}_e). \end{cases} \quad (3)$$

式中, $\hat{k}_e(k)$ 为 k 时刻卡尔曼滤波器的估计航向, $\Delta \tilde{k}_e(k)$ 为 k 时刻电罗经的滤波残差, $\Delta \tilde{k}_e$ 为电罗经滤波残差的平均值。

按照以下方式得到航向融合解:

$$k_o = w_e m_e k_e + w_c m_c k_c + w_g m_g k_g. \quad (4)$$

2 故障容错卡尔曼滤波器设计

2.1 卡尔曼滤波器

图 2 为故障容错卡尔曼滤波器的原理框图。其中滤波器 O 为标准 SINS/GNSS 组合导航系统, 采用文献 [4] 的状态方程与观测方程, 状态变量为 $X_o = [\varphi_x, \varphi_y, \varphi_z, \delta v_x, \delta v_y, \delta v_z, \delta x, \delta y, \delta z, \varepsilon_x, \varepsilon_y, \varepsilon_z, \nabla_x, \nabla_y, \nabla_z]^T$, 其中 $\varphi_x, \varphi_y, \varphi_z$ 均为航姿误差, $\delta v_x, \delta v_y, \delta v_z$ 均为速度误差, $\delta x, \delta y, \delta z$ 均为位置误差, $\varepsilon_x, \varepsilon_y, \varepsilon_z$ 均为陀螺零偏, $\nabla_x, \nabla_y, \nabla_z$ 均为加速度计零偏; 滤波器 C, E, G 分别为 SINS 与电罗经、天文导航、GPS 以航向差为观测量组成的卡尔曼滤波器。本文选用的卡尔曼滤波器均为标准滤波器, 以卡尔曼滤波器 G 为例, 卡尔曼滤波器的状态向量为: $X_g = [\varphi_x, \varphi_y, \varphi_z, \varepsilon_x, \varepsilon_y, \varepsilon_z]^T$ 。

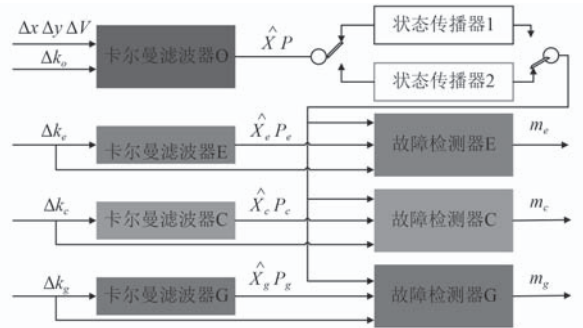


图 2 故障容错卡尔曼滤波器

Fig. 2 Fault-tolerant Kalman filter

其中 $\varphi_x, \varphi_y, \varphi_z$ 为 SINS 的姿态误差, $\varepsilon_x, \varepsilon_y, \varepsilon_z$ 为陀螺漂移的常值项。

卡尔曼滤波器 G 的离散化状态方程为:

$$X_{g,k} = F_{g,k} X_{g,k-1} + w_{g,k}, \quad (5)$$

$$F_{g,k} = \begin{bmatrix} I_3 & \hat{C}_b^n \tau_s \\ 0 & I_3 \end{bmatrix}, \quad (6)$$

其中: I_3 为 3×3 单位矩阵; \hat{C}_b^n 为载体坐标系到导航坐

标系转换矩阵的估计； τ_s 为滤波的间隔； $w_{g,k}$ 为过程噪声；假设为零均值方差 $Q_{g,k}$ 的高斯白噪声。

观测量为：

$$Y_g = k_s - k_g, \quad (7)$$

式中， k_s 为 SINS 的航向输出。

观测方程为：

$$Y_{g,k} = H_{g,k} X_{g,k} + v_{g,k}, \quad (8)$$

$$H_{g,k} = \begin{bmatrix} I_3 & 0_3 \end{bmatrix}. \quad (9)$$

其中， $v_{g,k}$ 为测量噪声，假设为零均值方差 $R_{g,k}$ 的高斯白噪声。

卡尔曼滤波器 C 以及卡尔曼滤波器 E 与卡尔曼滤波 G 具有完全相同的结构，状态矩阵也一样，观测量分别为 CNS、电罗经与 SINS 的航向差。

2.2 状态传播

状态传播器只对状态进行预测，不进行量测更新，所以不受故障观测值的影响，因此状态传播器的预测结果可作为子滤波器的参考信号，用于检测观测数据中的故障数据。状态传播器的状态传播方程为：

$$\begin{cases} \hat{X}_{i,k|k-1} = F_{i,k} X_{i,k-1|k-1} \\ P_{i,k|k-1} = F_{i,k} P_{i,k-1|k-1} F_{i,k}^T + Q_{i,k} \end{cases}, \quad i = 1, 2, \dots, \quad (10)$$

$$F_{i,k} = F_{g,k}. \quad (11)$$

其中，下标 i 为第 i 个状态传播器。为了避免状态传播器发散，每隔一段时间利用主滤波器的信息交替对状态传播器进行校准。

2.3 故障检测

检验信号和参考信号之间一致性的卡方检验被广泛使用于随机动态系统中的故障检测。通过使用不同的方式来计算检验统计量，卡方检验可以分为 3 类^[5-7]：

1) 使用滤波器残差的残差卡方检验，尽管该方法可以容易地检测传感器中的故障，但几乎不可能检测到渐变的故障；2) 通过使用具有一个状态传播器的状态向量卡方检验，该方法可以检测到渐变故障，但信号的幅度随着运行时间增加最终发散；3) 通过使用具有 2 个状态传播器的状态向量卡方检验，该方法可以通过在一段时间间隔后根据卡尔曼滤波器的输出交替地重置 2 个状态传播器，从而避免发散。但是，状态传播器的数量是滤波器数量的 2 倍，这可能严重影响计算速度。

本文采用文献 [7] 的基于残差 χ^2 检测和状态 χ^2 检测

的并行结构故障检测方法。只要故障检测器中的一个检测到故障，便可以认为该传感器是故障传感器。此外，由于所有卡尔曼滤波器的状态向量相同，所以只需要使用 2 个状态传播器，从而减少了计算量。

为了得到状态 χ^2 ，定义误差状态向量为：

$$\begin{cases} e_{i,k} = X_k - \hat{X}_{i,k}, \\ e_{i,g} = X_k - \hat{X}_{g,k}, \end{cases} \quad (12)$$

其中： X_k 为状态向量的真值， $\hat{X}_{g,k}$ 为卡尔曼滤波器 G 估计的状态， $\hat{X}_{i,k}$ 为状态传播器 i 的估计状态。

本文采用下述变量作为卡尔曼滤波器 G 的故障检测的检测统计量：

$$\beta_{g,k} = e_{i,k} - e_{i,g} = \hat{X}_{g,k} - \hat{X}_{i,k}, \quad (13)$$

该变量的协方差为：

$$T_{g,k} = E\{\beta_{g,k}\beta_{g,k}^T\} = E\{e_{g,k}e_{g,k}^T - e_{g,k}e_{i,k}^T - e_{i,k}e_{g,k}^T + e_{i,k}e_{i,k}^T\} = P_{g,k} - P_{gi,k} - P_{ig,k} + P_{i,k}, \quad (14)$$

其中， $P_{gi,k}$ 为卡尔曼滤波器与状态传播器 i 的协方差。

假定卡尔曼滤波器 G 与状态传播器 i 的初始状态相同，可以得到 $P_{gi,k} = P_{ig,k} = P_{i,k}$ ，所以变量的协方差可以写成：

$$T_{g,k} = P_{g,k} - P_{i,k}, \quad (15)$$

所以状态 χ^2 的检验统计量可以写成：

$$\lambda_{g,k} = \beta_{g,k}^T T_{g,k}^{-1} \beta_{g,k}, \quad (16)$$

检测统计量 $\lambda_{g,k}$ 服从自由度为 6 的 χ^2 分布^[8]，故障检测规则为：

$$\begin{cases} \lambda_{g,k} > \varepsilon_\beta, & \text{fault;} \\ \lambda_{g,k} < \varepsilon_\beta, & \text{no fault.} \end{cases} \quad (17)$$

其中阈值 ε_β 由误警率函数确定。

同理，对于卡尔曼滤波器 G 定义残差 χ^2 检验的误差观测向量为：

$$d_{g,k} = \Delta k_{g,k} - \Delta \hat{k}_{i,k}, \quad (18)$$

残差协方差为：

$$S_{g,k} = H_{g,k} P_{g,k} H_{g,k}^T + R_{g,k}, \quad (19)$$

所以残差 χ^2 的检验统计量可以写成：

$$\gamma_{g,k} = d_{g,k}^T S_{g,k}^{-1} d_{g,k}, \quad (20)$$

如果状态 χ^2 或残差 χ^2 检验检测到了故障，那么

$m_g = 0$, 否则 $m_g = 1$ 。

3 试验结果与比较分析

为了验证设计方案的可行性, 本文以高精度天文导航系统的航向为参考基准, 在船上做了验证试验。试验采集了几个设备 3 h 左右的输出数据, 试验结果如下:

1) 无故障检测的融合

采用无故障检测融合算法计算出的航向如图 3 所示。与卫导输出的航向相比, 航向值的波动幅度明显减小, 从原来的 $\pm 250^\circ$ 下降到 $\pm 60^\circ$ 。与惯导/卫导组合输出的航向相比, 在船运动过程中, 野值点的数量明显减少。

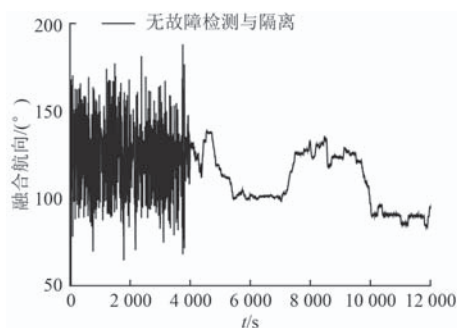


图 3 无故障检测与隔离算法的融合航向

Fig. 3 Fusion heading without fault detection and isolation

滤波器 G, E, C 的残差及状态卡方检测统计量分别如图 4 和图 5 所示。从图 4 可以看出, 滤波器 G 在船静止状态下的残差卡方检测统计量大多数都很大, 而在运动状态下的数值较小, 这说明卫导在静止条件下得到的航向不可用, 动态性能较好, 但也存在一些跳跃点。而滤波器 E, C 的故障检测统计量在整个航行过程中的数值都较小, 只存在几个数值较大的点, 这说明电罗经与天导系统输出的航向比较稳定, 只含有一些幅值较大的故障信息。从图 5 可以看出, 卫导航向数据中含有缓变干扰, 而电罗经和天导航向不含有缓变干扰。

2) 含有故障检测与隔离的融合算法

使用含有故障检测与隔离的融合算法, 选取误警率为 1%, 则 $\lambda_k = 0.872$, $\gamma_k = 0.115$ 。得到的融合结果如图 6 和图 7 所示。

对比图 3 和图 6, 可以看出, 经过故障检测与隔离算法后, 融合得到的航向信息更加平滑, 野值点得到抑制。从图 7 可以看出, 加入故障检测与隔离后, 融合出的航向, 其相对误差明显减小, 从原来的 $\pm 1.7^\circ$ 减小到 $\pm 0.5^\circ$ 。

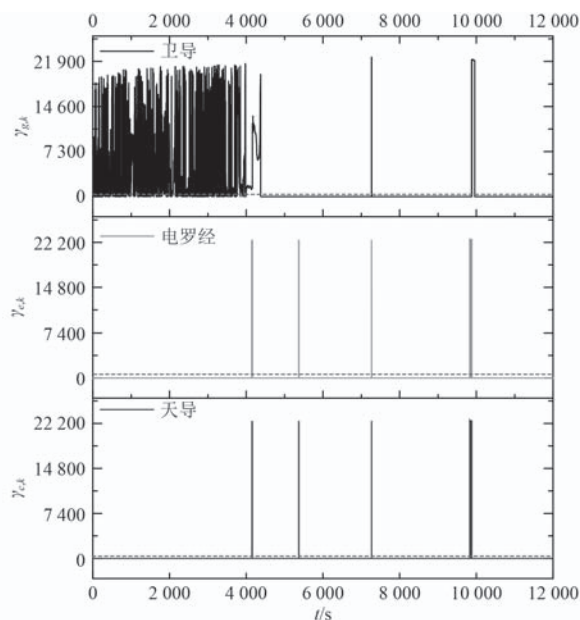


图 4 残差卡方检测统计量

Fig. 4 Heading test statistic of residue Chi-square test

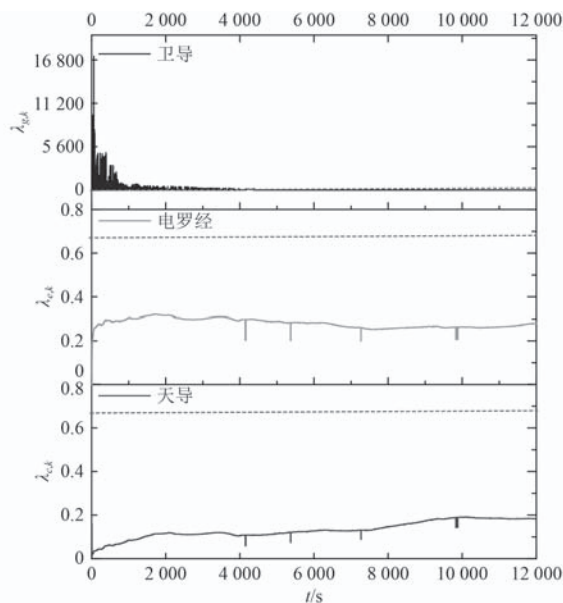


图 5 状态卡方检测统计量

Fig. 5 Heading test statistic of state Chi-square test

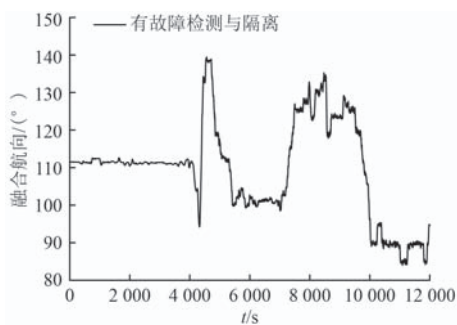


图 6 含有故障检测与隔离的算法融合航向

Fig. 6 Fusion heading with fault detection and isolation

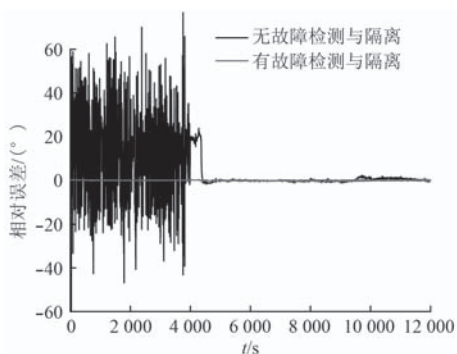


图 7 2 种算法融合航向的相对误差

Fig. 7 Comparisons of fusion heading error with different method

4 结 语

本文提出了一种适用于舰艇的基于最优信息融合与容错卡尔曼滤波器的多航向传感器信息融合算法,该方法利用了基于协方差的权值分配方法以及状态卡方与残差卡方并行的故障检测策略,能够同时检测到突变故障与缓变故障,为了防止状态传播器的发散,本文还引入了双状态传播器,进一步提高了系统的可靠性,然后利用故障检测结果对故障传感器进行自动隔离和权值的重新分配,最后通过实际试验验证方案的可行性。试验结果表明,本文提出的航向融合算法能够明显的提高系统的可靠性以及航向精度,为工程实践提供参考。

参考文献:

- [1] SHANKAR R. Fusion of onboard sensors for better navigation[J]. Defence Science Journal, 2013, 63(2): 145-152.
- [2] MOHINDER S GREWAL, LAWRENCE R WEILL, ANGUS P ANDREWS. Global positioning systems, inertial navigation, and integration[M]. John Wiley & Sons, 2007.
- [3] QUAN Wei, LI Jian-li, GONG Xiao-lin, et al. INS/CNS/GNSS integrated navigation technology[M]. Springer, 2015.
- [4] PAUL D. G, ebrary Inc. Principles of GNSS, inertial, and multisensor integrated navigation systems, in GNSS technology and applications series Boston: Artech House., 2008, pp. xvi, 518 p. ill.
- [5] JOERGER M, PERVAN B. Fault detection and exclusion using solution separation and chi-squared ARAIM[J]. IEEE Transactions on Aerospace and Electronic Systems, 2016, 52(2): 726-742.
- [6] MATHIEU JOERGER, BORIS PERVAN. Kalman filter-based integrity monitoring against sensor faults[J]. Journal of Guidance Control & Dynamics, 2013, 36(2): 349-361.
- [7] KE Ke Geng, CHULIN N. A CHULIN. Applications of multi-height sensors data fusion and fault-tolerant Kalman filter in integrated navigation system of UAV[J]. Procedia Computer Science, 2017, 103: 231-238.
- [8] 杨春, 张磊, 郭健, 等. 采用双状态传播卡方检验和模糊自适应滤波的容错组合导航算法 [J]. 控制理论与应用, 2016(4): 500-511.

舰船消磁实验载具的设计与分析

余建国¹, 陈杨¹, 葛建飞¹, 陈宁²

(1. 江苏科技大学机械工程学院, 江苏镇江 212003;

2. 江苏科技大学能源与动力工程学院, 江苏镇江 212003)

摘要: 为了克服传统舰船消磁实验的不足, 实现测磁过程的动态性, 提高数据采集的效率, 提出一种适用于舰船消磁实验的载具。依据感应磁场与舰船航向及姿态变化关系, 完成载具的结构设计, 并对其动力学特性进行研究。结果反映载具受力与运动的真实情况, 验证了载具的工作性能, 满足舰船消磁实验的要求。

关键词: 舰船消磁实验; 载具; 结构设计; 动力学

中图分类号: U665.18 **文献标识码:** A

文章编号: 1672-7649(2019)04-0119-05 **doi:** 10.3404/j.issn.1672-7649.2019.04.023

Design and analysis of the carrier for ship degaussing experiment

SHE Jian-guo¹, CHEN Yang¹, GE Jian-fei¹, CHEN Ning²

(1. School of Mechanical Engineering, Jiangsu University of Science and Technology, Zhenjiang 212003, China;

2. School of Energy and Power Engineering, Jiangsu University of Science and Technology, Zhenjiang 212003, China)

Abstract: In order to overcome the shortcomings of traditional degaussing experiment, to realize the dynamic magnetic measurement process, to improve the efficiency of gathering data, the author puts forward a carrier for ship degaussing experiment. In this paper, according to the relationship between the induction magnetic field and ship heading and posture change, the author completes the overall structural design, and its characteristic of dynamics is researched. The results reflect the real status about force and motion of the carrier, and verifies working characteristic of the carrier, which meets requirements of ship degaussing experiment.

Key words: ship degaussing experiment; carrier; structural design; dynamics

0 引言

舰船面临一个被探测的严重风险——磁信号。磁信号为人们提供了发现舰船的存在或位移的手段, 实现定位。为了保证舰船航行安全, 对于“钢筋铁骨”的舰船所采取的防护措施是进行消磁。

采用舰船消磁实验来模拟真实舰船的消磁过程, 是普遍的研究方法。

舰船消磁实验, 具体分为2个过程, 一是测磁工作; 二是消磁工作。测磁工作是为了消磁工作做准备, 前者完成好坏直接影响了后续的消磁绕组的布置, 决定了消磁工作的成功率。测磁工作是在模拟的地磁场环境下, 一般所包含设备有矩形坑道、无磁钢轨、测磁传感器(磁探头)、磁性体舰船模型、行车等; 消磁工作包含测磁完毕后线圈绕组的布置、安匝

的调整、电流的输入等^[1]。

载具是测磁工作中的重要组成部分, 理论上它与移动的行车作用等同, 起着承载磁性体舰船模型的作用, 同时为了规避原有行车静态性的缺点, 实现动态性的测磁过程, 载具在原理和结构上做了非常大的改动, 可以模拟真实舰船在海上所产生的航向和姿态的改变。具体讲, 舰船消磁实验中, 在模拟的地磁场环境下, 当载具携带磁性体的舰船模型在无磁轨道上行进时, 船模随着载具的摆动发生航向和姿态变化引起自身感应磁场的变化, 改变了磁场强度和分布, 预先布置的磁探头可以对舰船模型不同位置的磁场信号进行实时动态测量, 获取感应磁场纵向、横向、垂向分量, 为消磁绕组的布置提供理论计算数据, 完成后续消磁工作。整个过程既能够真实模拟实船的运动, 同时比较接近实船测量法的数据采集。

1 运动功能分析

舰船航行时,受到海上风、浪、流的影响,会产生6个自由度摇荡运动,即绕3个坐标轴的往复摇荡(进退、横荡、升沉)和旋转摇荡(横摇、纵摇、首尾摇)^[2],如图1(a)所示。

载具能够模拟真实舰船在海上产生的航向和姿态改变动作,携带磁性体舰船模型完成横摇、纵摇、偏航3个基本运动,将上述运动在空间坐标系里做相关定义,如图1(b)所示。此外,还能够完成行进运动以及调整舰船模型航向的运动。

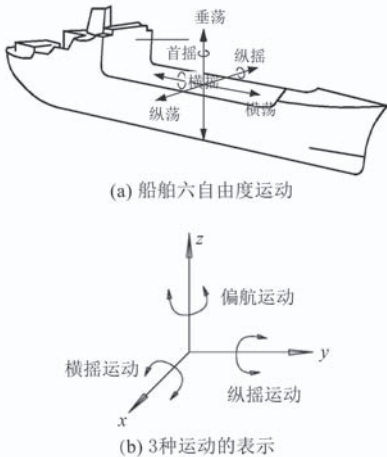


图 1 各种运动在坐标系中的表示

Fig. 1 Representation of various motion in coordinate

通过上述分析,所设计的载具需要完成绕固定的坐标轴X, Y, Z的3个转动运动;沿着固定坐标轴X的一个移动运动;绕固定坐标轴Z的一个回转运动。

区别于真实舰船航行时的运动参数,载具携带磁性体舰船模型完成各种运动时,具有特定要求,即载具携带舰船模型以较小的恒速度在无磁钢轨上匀速行进;同时航向及姿态以一定角度变化;当偏航时,及时调整航向。

基本的运动类型以及运动范围,如表1所示。

2 结构设计

2.1 结构设计

载具的结构设计方案,如图2所示。其构成元素有基座(移动小车)、转动平台、约束机构球轴承、传动

表 1 基本运动类型与运动范围

Tab. 1 The type and range of motion

运动	运动范围
横摇	-8°~8°
纵摇	-3°~3°
偏航	-5°~5°
进退	-
回转	5°~-5°

机构、绞盘、电机(含减速器)及驱动绳索。采用对称结构设计,4根绳索的一端与转动平台相连接,另一端通过基座上的传动机构与电机驱动的绞盘相连接。由于驱动绳索存在着单向受力特性,需要有冗余力实现转动平台的力闭合,因此要实现n自由度的运动,应有n+1根绳索驱动完成^[3]。本文使用粗细质量相同的4根绳索对称布置在转动平台下表面的4个角来驱动转动平台。

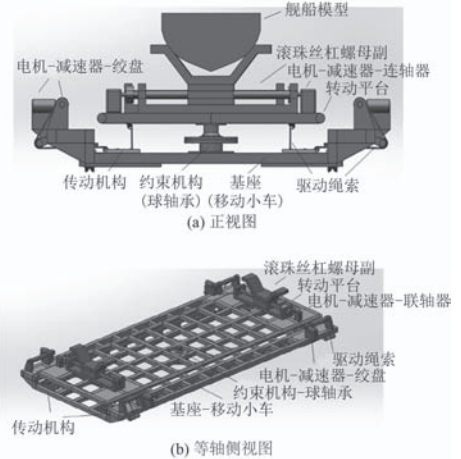


图 2 载具的三维模型

Fig. 2 3D model of the carrier

2.2 自由度分析

分析闭环空间机构的自由度,一般采用 Kutzbach Grubler 公式^[4]来计算,即

$$F = 6(n - g - 1) + \sum_{i=1}^g f_i$$

式中:F为自由度数目;n为总构件数目;g为运动副数目;f_i为第i个运动副的相对自由度数目。

在研究过程中,各驱动绳索始终保持张紧状态,将其理想化,认为绳索具有足够的刚性,能够实现运动副的作用。任意一条驱动绳索都可以等效地看作是一端为球副、另一端为球销副,中间为移动副^[5]。可由图2机构的三维模型抽象出载具的等效机构简图,如图3所示。

由上面的机构等效简图分析并计算其自由度,机构的总构件数目为10(每条驱动绳索等效为2个构件,1个转动平台,基座(移动小车)与约束机构球

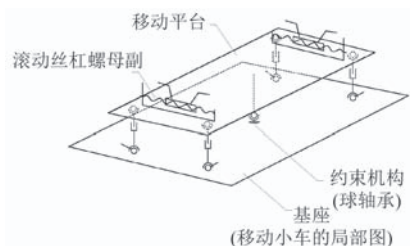


图 3 等效机构简图

Fig. 3 Simplified diagram of equivalent mechanism

轴承看做 1 个构件), 共 13 个运动副 (4 个球销副, 4 个移动副, 5 个球面副 (含 1 个球轴承)), 共有 27 个自由度, 由公式计算可得到:

$$F = 6(10 - 13 - 1) + 27 = 3.$$

综上, 所研究的载具分为 3 层, 实现 5 个自由度的运动。下层: 移动小车在牵引绳索牵引下沿着轨道实现前后移动, 完成 1 个移动自由度, 模拟舰船在正常航行; 中间层: 在 4 根驱动绳索的协调控制下, 转动平台实现空间三维转动, 完成 3 个转动自由度, 模拟舰船横摇、纵摇和偏航 3 种姿态和航向改变的动作; 上层: 对称布置的滚珠丝杠螺母副, 当舰船偏航时, 它们沿相反方向驱动舰船模型达到调整航向的任务, 完成 1 个回转自由度。因此, 所设计的载具能够实现期望的运动功能, 并满足舰船消磁实验测磁工作的要求。

3 动力学分析

动力学分析主要研究机构运动与力的关系, 建立精确的动力学模型对于研究机构动力学非常重要。动力学模型是常说的动力学方程, 通过推导动力学方程来研究机构动力学问题。载具的动力学模型可理解为, 转动平台绕着固定坐标系中心点 O_1 转动, 类似一般刚体的转动, 利用动量矩定理^[6]来分析并建立欧拉方程式。

转动平台的受力分析, 如图 4 所示。

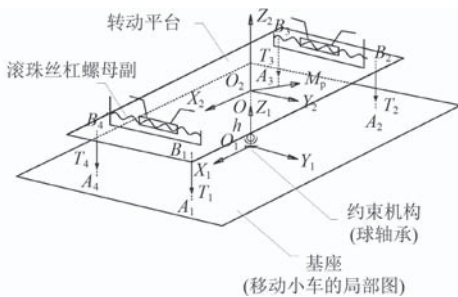


图 4 载具转动平台受力简图

Fig. 4 Stress diagram of the rotating platform of the carrier

根据转动平台受力简图, 可建立如下动力学方程:

$$\begin{cases} \sum_{i=1}^4 T_i + F + Q + mg + F_c = 0, \\ \sum_{i=1}^4 {}^1R_2^2 b_i \times T_i + M_p + M_c = 0. \end{cases} \quad (1)$$

其中:

$$F_c = mv'_c, \quad (2)$$

$$M_c = -I_c^1 \omega_2' - {}^1\omega_2 \times (I_c^1 \omega_2). \quad (3)$$

式中: F , M_p 为作用于转动平台上的外力, 外力矩; F_c , M_c 为作用于转动平台上的不考虑重力影响的惯性力, 惯性力矩; v'_c 为转动平台的质心加速度; I_c 为转动平台绕

固定坐标系中心点 O_1 转动的惯性张量; ${}^1\omega_2$, ${}^1\omega_2'$ 为转动平台的角速度算子矩阵, 转动平台的角加速度算子矩阵; 1R_2 为转动坐标系 $X_2Y_2Z_2O_2$ 相对于固定坐标系 $X_1Y_1Z_1O_1$ 的变换矩阵; m 为转动平台的质量; Q 为约束机构球轴承对转动平台的支撑力; g 为重力加速度矢量。

将上述动力学方程写成矩阵形式, 即

$$UV = W, \quad (4)$$

其中:

$$W = \begin{bmatrix} W_1 & W_2 \end{bmatrix}^T = \begin{bmatrix} -(F + Q + mg + F_c) \\ -(M_p + M_c) \end{bmatrix}. \quad (5)$$

式 (5) 建立了转动平台动力学模型, 将其作为载具的动力学模型。

4 动力学仿真

4.1 机构的运动参数

转动平台的运动参数为: 单独运动时: 横摇运动 $\pm 8^\circ/0.5$ Hz, 纵摇运动 $\pm 3^\circ/0.5$ Hz, 偏航运动 $\pm 8^\circ/0.5$ Hz; 联动时: 横摇、纵摇以及偏航运动均为 $\pm 1^\circ/2$ Hz, 工作载荷为 2 000 kg (包含舰船模型与转动平台的质量), 转动平台做正弦摆动, 如表 2 所示。

表 2 机构的运动参数

Tab. 2 Motion parameters of the mechanism

		横摇	纵摇	偏航
单动	摆动角度	$\pm 8^\circ$	$\pm 3^\circ$	$\pm 5^\circ$
	摆动频率	0.5 Hz	0.5 Hz	0.5 Hz
联动	摆动角度	$\pm 1^\circ$	$\pm 1^\circ$	$\pm 1^\circ$
	摆动频率	2 Hz	2 Hz	2 Hz

以横摇为例, 若转动平台做正弦运动。初始时, 摆动角度为 0, 速度为 0。当横摇运动 $\pm 8^\circ/0.5$ Hz 时, 时间为 5 s, 一开始时在 $0 \sim 8^\circ$ 内做半个周期的正弦运动, 之后在 $\pm 8^\circ$ 之间做正弦摆动, 得到上面单独运动曲线图, 如图 5 所示。

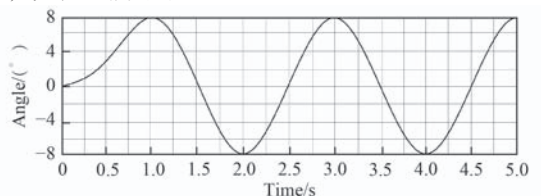


图 5 转动平台做横摇运动时的曲线

Fig. 5 The curve of rotating platform doing rolling motion

4.2 动力学仿真

动力学仿真, 最期望得到的是在转动平台携带舰船模型做横摇、纵摇、偏航单独运动以及 3 种运动联动时的摆动角度、驱动绳索的拉力、速度变化曲线。

运用多体动力学软件 ADAMS 给出了横摇、纵摇、偏航及联动时的仿真结果, 如图 6~图 9 所示。

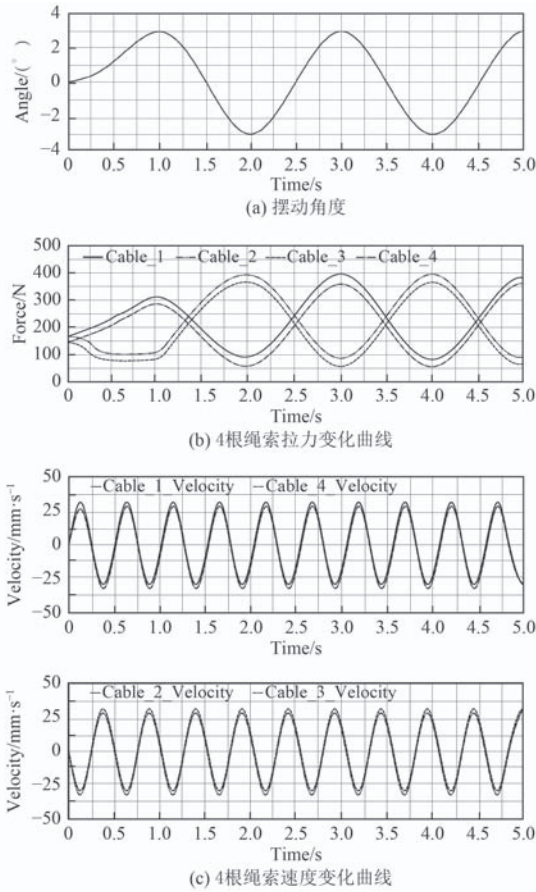


图 6 转动平台做横摇运动时仿真曲线

Fig. 6 Simulation curve of rotating platform carried out rolling motion

1) 从图 6 可以看出, 当转动平台携带舰船模型做横摇运动时, 初始时保持静止状态, 转动平台摆角与速度值均为 0, 而绳索拉力值不为 0, 主要是为了保证转动平台平衡, 绳索需处于张紧状态, 所以初始时拉力保持定值。

运动时, 图 6 (a) 中转动平台从 0~8°半个周期内做上升运动, 对应图 6 (b) 中绳索 l_1 、 l_2 和 l_3 、 l_4 拉力运动趋势相反, 前者增大, 后者减小; 从 8°~ -8°做的是周期性正弦摆动, 对应的绳索拉力也呈现周期摆动; 速度也保持正弦摆动, 波动较小, 说明此时转动平台摆动平稳。

2) 从图 7 可以看出, 当转动平台携带舰船模型做纵摇运动时, 初始时保持静止状态, 转动平台摆角与速度的值均为 0; 为了保证转动平台平衡, 绳索需处于张紧状态, 故各根绳索拉力值不为 0。

运动时, 图 7 (a) 中转动平台从 0~3°半个周期内做上升运动, 对应图 7 (b) 中绳索 l_1 、 l_4 和 l_2 、 l_3 拉力运动趋势相反, 前者增大, 后者减小; 从 3°~ -3°做的是周期性正弦摆动, 对应的绳索拉力也呈现周期摆

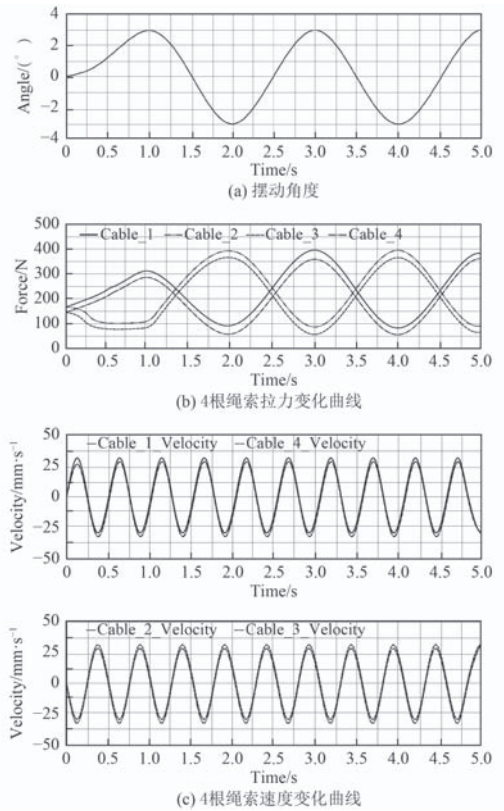


图 7 转动平台做纵摇运动时仿真曲线

Fig. 7 Simulation curve of rotating platform doing pitching motion

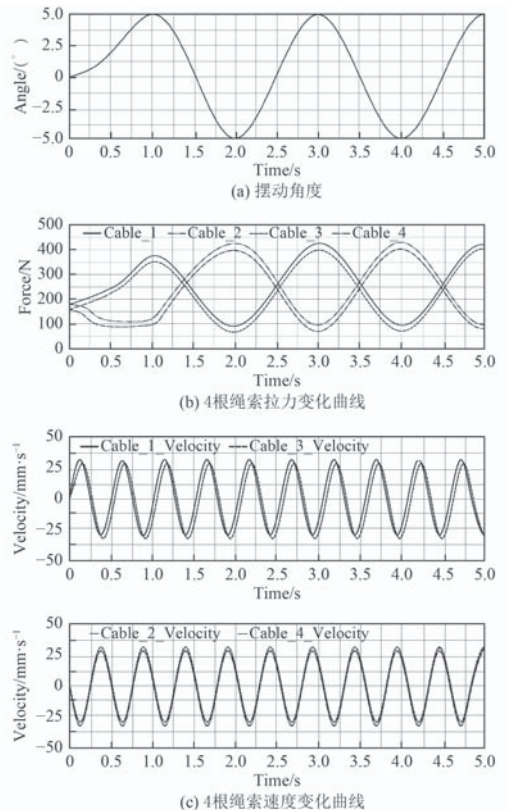


图 8 转动平台做偏航运动时仿真曲线

Fig. 8 Simulation curve of rotating platform doing yawing motion

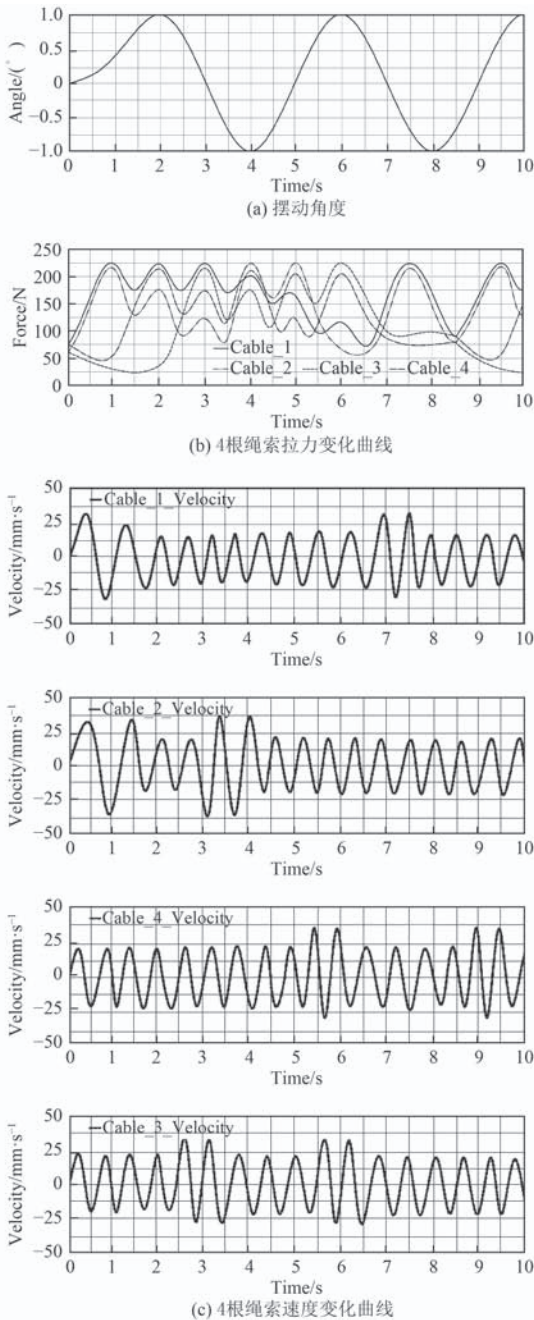


图 9 转动平台做联动运动时仿真曲线

Fig. 9 Simulation curve of rotating platform doing coupling motion

动; 速度也保持正弦摆动, 波动较小, 说明此时转动平台摆动平稳。纵摇运动时, 由于纵摇摆角较小, 相比较横摇运动, 对应各绳索的拉力值也变小。

3) 从图 8 可以看出, 当转动平台携带舰船模型做偏航运动时, 初始时保持静止状态, 转动平台摆角与速度的值均为 0; 为保证转动平台平衡, 绳索需处于张紧状态, 故绳索拉力值不为 0。

运动时, 图 8 (a) 中转动平台从 $0 \sim 5^\circ$ 半个周期内做

上升运动, 对应图 8 (b) 中绳索 l_1 、 l_3 和 l_2 、 l_4 拉力运动趋势相反, 前者增大, 后者减小; 从 $5^\circ \sim -5^\circ$ 做周期性正弦摆动, 对应绳索拉力也呈现周期摆动; 速度也保持正弦摆动, 波动较小。说明此时转动平台摆动平稳。相比横摇, 绳索拉力变化较小; 相比纵摇, 绳索拉力变化较大。

4) 从图 9 可以看出, 当转动平台携带舰船模型做联动运动时, 初始时保持静止状态, 转动平台摆角与速度值均为 0, 绳索拉力值不为 0。

运动时, 图 9 (a) 中转动平台从 $0 \sim 1^\circ$ 半个周期内做上升运动, 从 $1^\circ \sim -1^\circ$ 做的是周期性正弦摆动。

分析绳索拉力的变化情况: 图 9 (b) 中, 转动平台在 $0 \sim 3$ s 内, 做横摇运动时的绳索 l_1 的变化趋势增大, 此时绳索 l_2 和绳索 l_3 趋势相同; 当到达一个高点后绳索 l_1 做小幅的正弦摆动, 此后做纵摇时, 绳索 l_2 波动趋势下降, 绳索 l_4 上升, 做偏航时, 绳索 l_2 波动趋势继续下降, 绳索 l_4 下降, 绳索 l_3 上升; 从 3 s \sim 4 s 内, 开始做相反的偏航运动, 对应的绳索拉力 l_2 与 l_4 拉力上升且相近; 4 s \sim 5 s 内做相反的纵摇, 绳索拉力 l_2 与 l_3 拉力上升且相近; 5 s \sim 6 s 内做相反的横摇运动, 绳索拉力 l_1 与 l_2 拉力上升; 第 6 s 开始从 $1^\circ \sim -1^\circ$, 做了横摇运动, 之后进入周期性变化。图 9 (c) 中速度对应拉力变化, 有相对较大的波动, 但总体上波动较小, 说明联动时转动平台摆动相对平稳。

5 结语

通过动力学仿真分析, 对真实工作情况中的驱动绳索、转动平台等关键部件的受力与运动进行研究, 反映了载具的真实工作情况, 进一步验证了载具的运动性能, 满足了设计要求, 达到了舰船消磁实验的要求。

参考文献:

- [1] 刘胜道, 王巍, 肖存龙. 低磁钢舰艇消磁系统绕组匝调整 [J]. 船电技术, 2013, 33(4): 25-27.
- [2] 冯铁城, 朱文蔚, 顾树华. 船舶操纵与摇荡 (修订本) [M]. 国防工业出版社, 1989.
- [3] 张立勋, 刘攀, 王克义, 等. 绳索牵引并联康复机器人的建模与控制 [J]. 哈尔滨工程大学学报, 2009, 30(1): 81-85.
- [4] 严传续. 小型船舶运动模拟器研究 [D]. 哈尔滨: 哈尔滨工程大学, 2008.
- [5] 禹润田. 新型绳驱动并联踝关节康复机构设计及分析 [D]. 北京: 北京交通大学, 2015. 3.
- [6] 陈立平. 机械系统动力学分析及 ADAMS 应用教程 [M]. 北京: 清华大学出版社, 2005.

一种抑制模糊度函数特定区域旁瓣级的波形设计方法

周 飞, 程锦盛

(上海船舶电子设备研究所, 上海 201108)

摘 要: 针对发射波形为相位编码, 探测低速运动目标时存在的模糊度函数旁瓣峰值过高, 容易淹没微弱目标的问题, 提出了在特定区域最小化模糊度函数旁瓣级的多相编码波形设计优化算法。该算法利用低速运动目标多普勒频移很小的特点, 对模糊度函数进行简化, 提出了离散模糊度函数的概念, 在此基础上将模糊度函数峰值附近旁瓣级的最小化转化为离散模糊度函数峰值附近旁瓣级的最小化问题, 并利用循环算法进行相位编码的设计。计算机仿真结果表明, 所提出的波形设计方法能够有效抑制离散模糊度函数原点附近的旁瓣级, 提高探测系统对微弱低速运动目标的检测能力。

关键词: 旁瓣抑制; 多相编码; 波形设计; 离散模糊度函数

中图分类号: TN957.51 文献标识码: A

文章编号: 1672 - 7649(2019)04 - 0124 - 05 doi: 10.3404/j.issn.1672 - 7649.2019.04.024

A waveform design method for reducing sidelobe level in a particular area of ambiguous function

ZHOU Fei, CHENG Jin-sheng

(Shanghai Marine Electronic Equipment Research Institute, Shanghai 201108, China)

Abstract: When detecting low velocity moving targets, Polyphase pulse has high peak sidelobe that will cause the loss of weak target detection. To solve this Problem, a waveform design method for reducing sidelobe level in a particular area of ambiguous function(AF) was proposed. This method take advantage of the low velocity moving targets with very small doppler frequency shift, simplified the ambiguous function. we put forward a conceptual for Discrete Ambiguous Function(D-AF). The foregoing discussion implies that by minimizing the correlations of AF, we equivalently minimize the D-AF sidelobes. The minimization problem can be solved by the cyclic algorithm described in this paper. Numerical simulation showed that the proposed algorithm sidelobe suppression for designing sequences with a thumbtack-shaped discrete-AF near the origin of the delay-Doppler plane effectively, meanwhile, it improved the detection ability of weak target detection.

Key words: sidelobe suppression; polyphase pulse; waveform design; discrete ambiguous function

0 引 言

主动信号处理中, 当使用相位编码信号在接收端进行相关匹配的时候, 会同时产生主瓣和不需要的旁瓣。主动声呐系统探测单个目标时, 距离旁瓣的影响较小。但需要探测 2 个或者 2 个以上的目标时, 大功率信号的旁瓣必将影响小功率信号目标的检测, 尤其当所探测目标的功率相差较大时, 小功率目标往往会淹没在大功率目标的旁瓣中, 必将导致检测不到小功率的目标^[1]。因此, 为了预防上述情况发生, 必须采取一些算法来抑制大功率目标的旁瓣级。按照体积不

变的原理, 旁瓣不可能全部被抑制, 依据尽量降低旁瓣同时尽量提高主旁瓣比的思路, 在实现相位编码声呐低旁瓣的问题上进行大量研究。

目前, 研究方向分为两方面: 一是选择好的码字来获得好的相关性, 这种方法没有普适意义, 不能满足保密和抗干扰的需求; 二是通过信号处理的方式来实现旁瓣压制, 相比第一种波形设计方法, 它具有码字无限制、不易被敌方破解的特点, 因此成为研究热点^[2]。Petre Stoica 和 Jian Li 等在零多普勒的条件下提出了一种时间(或距离)高分辨率的多相位编码波形设

计方法^[3]。曾祥能等在接收端对相位编码使用 Woo 滤波处理技术产生的均匀旁瓣结构, 抑制了输出的旁瓣区能量^[4]。李从风等提出了恒模波形设计方法, 有效抑制了多相编码特定区间的自相关函数旁瓣^[5]。

以上的波形设计方法, 只考虑了目标静止, 多普勒频移为 0 的情况, 不能有效解决目标有多普勒频移时, 相位编码存在的旁瓣峰值过高, 造成弱目标丢失的问题。本文针对此问题, 提出一种针对低速运动目标, 有多普勒频移的波形设计方法。

1 离散模糊度函数

1.1 相位编码脉冲

在雷达和声呐等应用中, 为了保证发射功率最大, 一般采用的波形都是相位调制 (phase modulation) 方式, 可以是恒相位 (CW 单频)、线性变化相位 (LFM) 和非线性变化相位, 此时发射波形的幅度不变, 因此功率或能量不变。对多脉冲雷达, 主要是设计不同脉冲间的相位; 而对于声呐, 就是把单个脉冲划分成多个子脉冲, 每个子脉冲的中心频率相同, 但初始相位不同。相位编码脉冲的具体表达式为^[6]。

$$x(n) = e^{j\phi_n}, \quad (1)$$

式中, ϕ_n 代表相位, $n = 1, \dots, N$ 。并且限定 $\{x(n)\}_{n=1}^N$ 的能量为 N , 即

$$\sum_{n=1}^N |x(n)|^2 = N. \quad (2)$$

主动声呐发射的编码脉冲是模拟信号 (即连续时间信号) 经过采样和量化得来的, 模拟信号经理想的方波信号调制后, 得到的基带波形可表示为:

$$s(t) = \sum_{n=1}^N x(n) p_n(t), \quad (3)$$

式中, $0 \leq t \leq T$, T 表示脉冲重复时间。 $x(n)$ 表示将要设计的调制编码序列 (设定 $x(n) = 0, n \notin [1, N]$), $p_n(t)$ 是持续时间为 t_p 的理想方波信号。同时 $p(t)$ 具有单位能量的波形, 即

$$\int_0^{T_p} |p(t)|^2 dt = 1, \quad (4)$$

其中 $|\cdot|$ 表示复数的模。

式 (3) 可以进一步表示为:

$$s(t) = \sum_{n=0}^{N-1} x(n) p(t - nT_r), \quad (5)$$

式中: T_r 表示相位编码脉冲重复时间, 并且 $T_p \leq T_r$,

信号的复包络可以表示为:

$$v_0(t) = a_t s(t) \exp[j(2\pi f_0 t + \phi)]. \quad (6)$$

式中: $v_0(t)$ 为信号的复包络; a_t 为发射信号幅度; f_0 为载波信号的频率; ϕ 为随机相位。

1.2 离散模糊度函数

根据式 (3), 广义的离散模糊度函数表达式为^[7]:

$$\chi(\tau, f) = \int_0^T \left(\sum_{n=1}^N x(n) p_n(t) \right) \left(\sum_{m=1}^N x^*(m) p_m(t - \tau) \right) \times e^{j2\pi f(t - \tau)} dt = \sum_{m=1}^N \sum_{n=1}^N x^*(m) \left(\int_0^T p_n(t) p_m(t - \tau) e^{j2\pi f(t - \tau)} dt \right) x(n), \quad (7)$$

式中: $\chi(\tau, f)$ 决定了相邻目标距离-速度联合分辨率, 是信号与该信号在时间和频率上位移后, 两者之间相关性的度量。 $\chi(\tau, f)$ 随着时延和频移的增大下降的越快, 2 个相邻目标越容易分辨。

设时间延迟 $\{\tau = kt_p\} (k = -N + 1, \dots, 0, \dots, N - 1)$ 所有的延迟点是子脉冲长度持续时间 t_p 的整数倍。那么, 在 $\tau = kt_p$ 处的 $\chi(\tau, f)$ 为:

$$\chi(kt_p, f) = \sum_{m=1}^N \sum_{n=1}^N x^*(m) \left(\int_{(n-1)t_p}^{nt_p} |p_n(t)|^2 e^{j2\pi f(t - kt_p)} dt \right) \times \delta_{m+k, n} x(n) = \frac{e^{j\pi f t_p} \sin(\pi f t_p)}{\pi f t_p} \times \sum_{n=1}^N x(n) x^*(n - k) e^{-j2\pi f t_p(n - k)}, \quad (8)$$

值得注意的是 $\chi(kt_p, f) = 0, k \notin [-N + 1, N - 1]$ 。

设频移 $\{f = p/Nt_p\}$, ($p = -N/2, \dots, N/2 - 1$), 整数 p 范围的选定依据是: 它所对应的最大的多普勒频移范围很容易被识别。发射相位编码脉冲信号 $s(t)$ 的带宽近似等于 $1/t_p$ 。同时, 假定序列的长度 N 为偶数, 可得

$$\chi\left(kt_p, \frac{p}{Nt_p}\right) = e^{j\pi \frac{p}{N}} \text{sinc}\left(\pi \frac{p}{N}\right) \bar{r}(k, p), \quad (9)$$

式中 $\text{sinc}(x) = \sin x/x$, 同时设定

$$\bar{r}(k, p) = \sum_{n=1}^N x(n) x^*(n - k) e^{-j2\pi f t_p(n - k)}, \quad (10)$$

$k = -N + 1, \dots, 0, \dots, N - 1, p = -N/2, \dots, N/2 - 1$ 。

在低速目标的探测中, 多普勒频移非常小 ($f \rightarrow 0$), 又因为 $\{f = p/Nt_p\}$, 故 $|p| \ll N, |p|/N \rightarrow 0$, 所以 $\text{sinc}(\pi p/N) \approx 1$, 得

$$\left| \chi\left(kt_p, \frac{p}{Nt_p}\right) \right| \approx \bar{r}(k, p), \quad (11)$$

式中, $\bar{r}(k, p)$ 为所定义的离散模糊度函数。或者说, 离散模糊度函数是连续模糊度函数在多普勒频移较小时的近似。

2 抑制离散模糊度函数原点附近旁瓣级的相位编码设计

在以下的波形设计分析中, 主要关心对于序列 $\{x(n)\}_{n=1}^N$ 的设计, 以便于在特定区域最小化离散模糊度函数的旁瓣级, 数学表达式可以写为:

$$\min_{\{x(n)\}} C_1 = \sum_{k \in \kappa} \sum_{p \in \rho} |\bar{r}(k, p)|^2, \quad (12)$$

式中, k, p 是指定感兴趣区域的索引集合。因为 $\bar{r}(k, p)$ 的总体积固定, 当且仅当 k, p 分别是 $\{-N+1, \dots, N-1\}$, $\{-N/2+1, \dots, N/2-1\}$ 的严格子集时, 式 (12) 才有意义。

按照式 (11) 所定义的符号, 假定 $\kappa = \{-N+1, \dots, N-1\}$ 代表感兴趣的时延子集, $\rho = \{0, \pm 1, \dots, \pm(P-1)\}$ 表示感兴趣的多普勒频移子集。用式 (12) 定义一组 P 序列 $\{x_m(n)\}_{m=1}^P$:

$$\begin{cases} x_1(n) = x(n) \Big|_{n=1}^N, \\ x_2(n) = x(n) e^{j2\pi \frac{n}{N}} \Big|_{n=1}^N, \\ \vdots \\ x_P(n) = x(n) e^{j2\pi \frac{n(P-1)}{N}} \Big|_{n=1}^N. \end{cases} \quad (13)$$

值得注意的是 $\{x_m(n)\}_{m=1}^P = 0, n \notin [1, N]$, 令 $\{r_{ml}(k)\}$ 表示 $\{x_m(n)\}$ 和 $\{x_l(n)\}$ 之间的相关函数。

$$\begin{aligned} r_{ml}(k) &= \sum_{n=1}^N x_m(n) x_l^*(n-k) = \\ & e^{j2\pi \frac{(m-1)k}{N}} \sum_{n=1}^N x(n) x^*(n-k) e^{-j2\pi \frac{(n-k)(l-m)}{N}}. \end{aligned} \quad (14)$$

显而易见, $k \in \kappa, l = 1, \dots, p$, $|\bar{r}(k, p)|$ ($k \in \kappa$ 并且 $p \in \rho$) 的所有值都包含在集合 $\{r_{ml}(k)\}$ 中, ($k \in \kappa$ 并且 $m, l = 1, \dots, P$), 值得注意的是, m 和 l 不需要以 1 为步长逐步增加到 P 。

举例, $\{r_{ml}(k)\} (m, l = 1, 2, 5, 7)$ 已经涵盖了 $\{\bar{r}(k, p)\}$ ($p = 0, 1, 2, 3, 4, 5, 6$) 的所有值 (类似于最小化线性阵的冗余), 这样做仅仅减少了计算量, 但算法的性能并没有提高。为了简化符号, 在式 (14) 中, $m, l = 1, \dots, P$ 。

从前面的分析可知, 最小化式 (14) 的旁瓣级等同于减小离散模糊度函数的旁瓣级, 也就是式 (12) 的准则 C_1 。下面来分析解决这个最小化问题的具体方法。

定义

$$\mathbf{X} = [\mathbf{X}_1 \cdots \mathbf{X}_P]_{(N+K-1) \times KP}, \quad (15)$$

其中:

$$\mathbf{X}_m = \begin{bmatrix} x_m(1) & & & 0 \\ & \ddots & & \\ & & & x_m(1) \\ x_m(N) & & & \vdots \\ & & \ddots & \vdots \\ 0 & & & x_m(N) \end{bmatrix}, \quad (16)$$

$\{x_m(n)\}$ 如式 (12) 所定义, 可得

$$\mathbf{X}_m^H \mathbf{X}_l = \begin{bmatrix} r_{ml}(0) & r_{ml}^*(1) & \cdots & r_{ml}^*(N-1) \\ r_{ml}(1) & r_{ml}(0) & \ddots & \vdots \\ \vdots & \ddots & \ddots & r_{ml}^*(1) \\ r_{ml}(N-1) & \cdots & r_{ml}(1) & r_{ml}(0) \end{bmatrix}_{N \times N}, \quad (17)$$

矩阵 $\mathbf{X}^H \mathbf{X}$ 包含了所有的 $|r_{ml}(k)|$ ($k \in \kappa$, 且 $m, l = 1, \dots, P$) 的元素。

另外, 由于 $\sum_{n=1}^N |x(n)|^2 = N$, 矩阵 $\mathbf{X}^H \mathbf{X}$ 对角线的所有元素之和为 N 。因此, 最小化式 (13) 所示的序列集合的旁瓣级可以通过最小化式 (18) 的准则来实现。

$$\hat{C}_1 = \|\mathbf{X}^H \mathbf{X} - N \mathbf{I}_{KP}\|^2. \quad (18)$$

注意到, 如果矩阵 \mathbf{X} 是一个被 \sqrt{N} 尺度化的半酉矩阵, 准则 \hat{C}_1 等于 0。式 (18) 可以简化为式 (19) 所示的最小化问题。

$$\begin{aligned} \min_{\mathbf{X}, \mathbf{U}} \|\mathbf{X} - \sqrt{N} \mathbf{U}\|^2, \\ \text{s.t. } |x(n)| = 1, n = 1, \dots, N, \\ x_m(n) = x(n) e^{j2\pi \frac{n(m-1)}{N}}. \end{aligned} \quad (19)$$

式中: $m = 1, \dots, P$, $n = 1, \dots, N$, $\mathbf{U}^H \mathbf{U} = \mathbf{I}$, 其中 \mathbf{U} 是一个 $(N+K-1) \times KP$ 矩阵, 可以通过下面的循环算法来解决式 (19) 的最小化问题^[8]。

- 1) 随机的选取现有的序列来初始化序列 $\{x(n)\}$;
- 2) 固定 \mathbf{X} , 通过式 (20) 来计算极小值

$$\mathbf{U} = \mathbf{U}_1 \mathbf{U}_1^H, \quad (20)$$

式中, $\mathbf{U}_1 (KP \times KP)$ 和 $\mathbf{U}_2 ((N+K-1) \times KP)$ 是 \mathbf{X}^H 的奇异值分解, 也就是说 $\mathbf{X}^H = \mathbf{U}_1 \mathbf{\Sigma} \mathbf{U}_2^H$;

- 3) 固定 \mathbf{U} , 式 (19) 可写为下式:

$$\begin{aligned} \|\mathbf{X} - \sqrt{N} \mathbf{U}\|^2 &= \sum_{n=1}^N \sum_{l=1}^{KP} |\mu_{nl} x(n) - f_{nl}|^2 = \\ \text{const} - 2 \sum_{n=1}^N \text{Re} \left[\left(\sum_{l=1}^{KP} |\mu_{nl}^* f_{nl}|^2 \right) x^*(n) \right]. \end{aligned} \quad (21)$$

这里, const 不完全取决于 $\{x(n)\}$, $\{\mu_{nl}\}$ 是矩阵 \mathbf{X} 的元素并且包含 $x(n)$ 。

$$[\mu_{n1} \cdots \mu_{n,KP}] = \left[\underbrace{1 \cdots 1}_K \underbrace{e^{j2\pi \frac{n}{N}} \cdots e^{j2\pi \frac{n}{N}}}_K \cdots \underbrace{e^{j2\pi \frac{n(p-1)}{N}} \cdots e^{j2\pi \frac{n(p-1)}{N}}}_K \right]_{1 \times KP}, \quad (22)$$

$\{f_{nl}\}$ 是矩阵 $\sqrt{N}U$ 的元素, 它的位置和 $\{\mu_{nl}\}$ 在矩阵 X 的元素位置相同, 极小值 $x(n)$ 所对应的相位为:

$$\phi_n = \arg \left(\sum_{l=1}^{KP} \mu_l^* f_{nl} \right), \quad n = 1, \cdots, N. \quad (23)$$

4) 重复第 2 步和第 3 步直到收敛。

3 性能分析

仿真 1: 随机相位编码的模糊度函数及等高线图。

随机相位序列的表达式为

$$x(n) = e^{j\phi(n)}, \quad (24)$$

式中: $\{\phi(n)\}$ 是均匀分布在 $[0, 2\pi]$ 上的独立随机变量。使用本文所使用的循环算法来设计一个单位模序列 $\{x(n)\}_{n=1}^N$, 设定门限为 10^{-6} 。

图 1 为随机相位编码的模糊度函数图, 可以发现, 随机相位序列的模糊度函数是图钉型的。

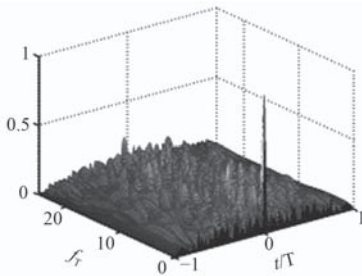


图 1 随机相位序列的模糊度函数图

Fig. 1 The AF of a length-50 random-phase sequence, 3D plot of the positive Doppler plane

图 2 为随机相位编码的模糊度函数等高线图, 图中颜色越深, 代表能量越高。

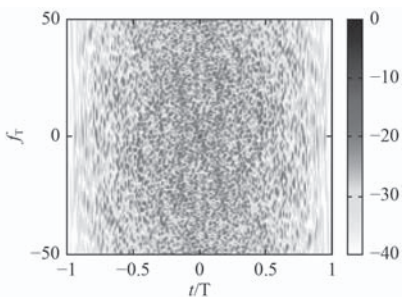


图 2 随机相位序列的模糊度函数等高线图

Fig. 2 The AF of a length-50 random-phase sequence, 2D plot of the positive Doppler plane

值得注意的是, 在图 2 中, 在时延为 0 处, 有一条垂直的窄白线。这是因为, 模糊度函数在时延为零

处的切割实质是 $u(t)u(t)^*$ 的傅立叶变换, 时延为零处的模糊度函数可以表示为

$$\chi(0, f) = \int_{-\infty}^{+\infty} u(t)u(t)^* e^{-i2\pi ft} dt = \int_0^T e^{-i2\pi ft} dt = \frac{1 - e^{-j2\pi fT}}{j2\pi f} = e^{-j\pi fT} T \text{sinc}(\pi fT), \quad (25)$$

这里, $\text{sinc}(x) = \sin x/x$ 。

所以 $|\chi(0, f)| = |T \text{sinc}(\pi fT)|$, 因为 $u(t)$ 是单位模序列, 故 $u(t)u(t)^* = 1$, 因而 $\text{sinc}(\pi fT)$ 随着 f 的增大会以越来越快的速度趋近于 0。

仿真 2: 初始序列是长度 $N=100, K=10, P=3$ 的随机相位编码时所设计编码的模糊度函数等高线图。

观察图 3 可以发现, 所设计序列的模糊度函数等高线图在原点中心出现较小的白色方形区域, 这说明, 算法对于原点附近的旁瓣有很强的抑制作用。

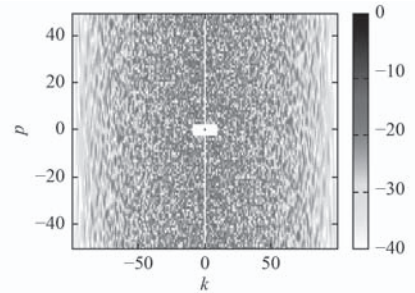


图 3 设计编码的离散模糊度函数等高线图 (用相同长度的随机编码作为算法的初始序列)

Fig. 3 A synthesized discrete-AF: $|\bar{r}(k, p)|$, 2D plot of the positive Doppler plane $K=10, P=3$

仿真 3: N, K 不变, 增加 P 时所设计编码的离散模糊度函数等高线图。

设定初始序列是长度 $N=100$ 随机相位序列, 且 $K=10$ 不变。通过增加 P 值的方法来设计不同 P 值下的单位模序列 $\{x(n)\}_{n=1}^N$, 图 4 中 $P=15$; 图 5 中 $P=50$, 所设计序列的离散模糊度函数 $\bar{r}(k, p)$, 如图 4 和图 5 所示。

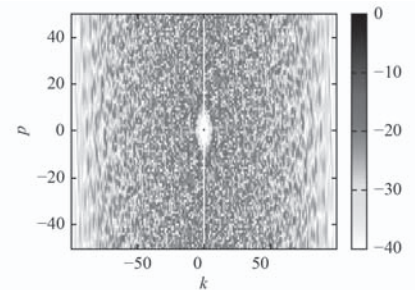


图 4 $K=10, P=15$ 时设计编码的模糊度函数等高线图

Fig. 4 A synthesized discrete-AF: $|\bar{r}(k, p)|$, 2D plot of the positive Doppler plane $K=10, P=15$

在图 4 和图 5 中, 在 N 和 K 不变的情况下, 展示了不同 P 值下, 所设计序列的模糊度函数等高线图, 对比

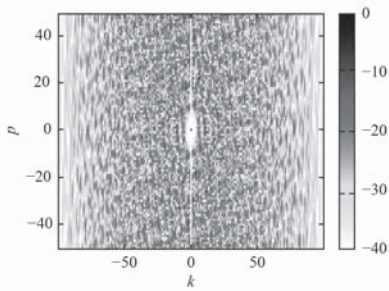


图 5 $K=10, P=50$ 时设计编码的模糊度函数等高线图

Fig. 5 A synthesized discrete-AF: $|\bar{f}(k, p)|$, 2D plot of the positive Doppler plane $K=10, P=50$

图 4 和图 5 可以发现, 通过增大 P 值, 可以增大所设计序列的白色区域, 但观察图 4 和图 5 可以发现, P 从 15 增大到 50 时, 所设计序列的模糊度函数的白色区域并没有继续增大。具体原因为当 P 较大时, 式 (18) 不再成立, 这种情况下, 本文所提出的算法不再适用。

仿真 4: N, P 不变, 增加 K 时所设计序列的离散模糊度函数等高线图。

假设初始序列是长度 $N=100$ 随机相位序列, 且 $P=1$ 不变。通过增加 K 值的方法来设计不同 K 值下的单位模序列 $\{x(n)\}_{n=1}^N$, (a) 中 $K=30$; (b) 中 $K=50$, 所设计序列的离散模糊度函数 $\bar{r}(k, p)$ 如图 6 和图 7 所示。

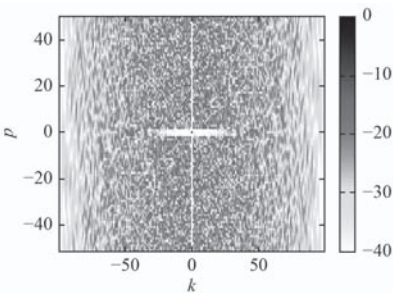


图 6 $K=30, P=1$ 时设计编码的模糊度函数等高线图

Fig. 6 A synthesized discrete-AF: $|\bar{f}(k, p)|$, 2D plot of the positive Doppler plane $K=30, P=1$

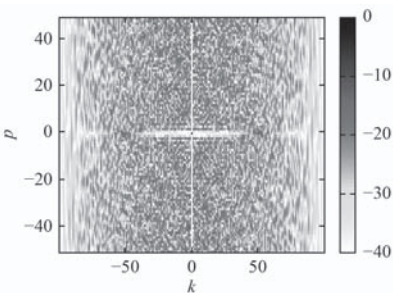


图 7 $K=50, P=1$ 时, 设计编码的模糊度函数等高线图

Fig. 7 A synthesized discrete-AF: $|\bar{f}(k, p)|$, 2D plot of the positive Doppler plane $K=50, P=1$

在图 6 和图 7 中, 在 N 和 P 不变的情况下, 展示

了不同 K 值下, 所设计序列的模糊度函数, 对比图 6 和图 7 可以发现, 通过增大 K 值, 可以增大所设计序列的白色区域, 值得注意的是, 虽然图 7 白色区域范围较大, 但白色区域内部仍有旁瓣, 也就是说, 算法的抑制旁瓣的性能有所下降。因为在式 (21) 中, $\{\mu_{nl}\}$ 的值由 $K \times P$ 决定, $K \times P$ 越大, $2 \sum_{n=1}^N \operatorname{Re} \left[\left(\sum_{l=1}^{KP} \mu_{nl}^* f_{nl} \right)^2 \right] x^*(n)$ 越难逼近整数, 设计的序列性能也就越来越差。

综上, 本文所设计波形是一种离散模糊度函数原点附近旁瓣级极低的波形, 但低旁瓣级局限在一个很小的区域, 而且要求 K 和 P 的取值接近原点。

4 结 语

针对低速运动目标的探测问题, 本文提出一种相位编码优化算法, 可以有效抑制模糊度函数特定区域旁瓣级。同时引进了离散模糊度函数的概念, 并对其定义及其性质进行介绍, 提出一种最小化离散模糊度函数附近旁瓣级的算法, 这个算法可以用来在时延多普勒平面的原点附近设计图钉型离散模糊度函数。通过计算机仿真发现, 在 K 和 P 值接近原点的情况下, 本文所提出的算法对离散模糊度函数原点附近的旁瓣级有很好的抑制作用。

参考文献:

- [1] LEE K PATTON, BRILIAN D RIGLING. Phase retrieval for ra-dar waveform optimization[J]. IEEE Transactions on Aerospace and Electronic Systems, 2012, 48(4): 3287-3302.
- [2] N ZHANG, SW GOLOMB. Polyphase sequence with low autocorrelations[J]. IEEE Trans Inf.Theory, 1993, 5(39): 1085-1089.
- [3] PETRE STOICA, HAO HE, JIAN LI. New algorithms for designing unimodular sequences with good correlation properties[J]. IEEE Transactions on Signal Processing, 2009, 57(4): 1415-1425.
- [4] 曾祥能, 张永顺, 何峰, 等. 相位编码信号的综合旁瓣能量改善技术 [J]. 电波科学学报, 2012, 2(1): 30-35.
- [5] 李风从, 赵宜楠, 乔晓林. 抑制特定区间距离旁瓣的恒模波形设计方法 [J]. 电子与信息学报, 2013, 35(3): 532-536.
- [6] STOICA P, H LI. New algorithms for designing unimodular sequences with good correlation properties[J]. IEEE Transactions on Signal Processing, 2009, 57(4): 1415-1425.
- [7] STEIN S. Algorithms for ambiguity function processing[J]. IEEE Transactions on Acoustics, Speech and Signal Processing, 1981, 29(3): 1425-1435.
- [8] FULVIO GINI, ANTONIO DE MAIO, LEE PATTON. Waveform design and diversity for advanced radar systems. 2012.

基于大数据的船舶建造供应商 RBF 神经网络评价模型研究

钱芳

(青岛远洋船员职业学院, 山东青岛 266071)

摘要: 本文在航运和船舶建造的大数据背景下, 以对船舶建造供应商评价为研究对象, 选取大数据指标, 用 Matlab、Excel 软件进行数据分析处理, 使用 RBF 径向基函数网络方法建立船舶建造供应商的评价模型, 并以 16 家船舶建造供应商的实例数据对此评价模型进行分析验证, 解决了大数据背景下的船舶建造供应商选择评价问题。

关键词: 大数据; RBF 神经网络; 供应商评价

中图分类号: TP183 **文献标识码:** A

文章编号: 1672 - 7649(2019)04 - 0129 - 03 **doi:** 10.3404/j.issn.1672 - 7649.2019.04.025

Research on RBF neural network evaluation model for shipbuilding suppliers based on big data

QIAN Fang

(Qingdao Ocean Shipping Mariners College, Qingdao 266071, China)

Abstract: Based on the background of big data of shipping and shipbuilding, this paper takes the evaluation of shipbuilding suppliers as the research object, chooses appropriate big data indicators, uses MATLAB and EXCEL software for data analysis and processing, establishes the evaluation model of shipbuilding suppliers by RBF radial basis function network method, uses 16 shipbuilding suppliers' data to analyze the evaluation model. The validation solves the problem of supplier selection and evaluation of shipbuilding under the background of big data.

Key words: big data; RBF neural network; supplier evaluation

0 引言

在航运和船舶建造市场大环境低迷的背景下, 航运公司前几年进行了大规模的运力调整, 2013—2017年, 在国家拆船补贴政策的刺激下, 航运企业积极进行老旧船舶拆船活动。与此同时, 根据国家“十三五”发展规划, 航运企业进行船队结构调整, 纷纷加大对特定船舶建造的投资力度, 2018年前10个月全国承接新船订单2846万载重吨, 同比增长41.4%。对于航运企业来说, 对船舶建造供应商相关数据信息进行分析处理, 合理有效地评价选择船舶建造供应商, 是航运企业一直关注的论题。

关于供应商的选择和评价, 相关研究采用层次分析法^[1]、模糊评价^[2]等方法来建立供应商评价模型, 这些方法的共同特点是决策思维过程数学化, 利用定量定性结合方法建构评价体系。但是这些方法也有其

局限性: 1) 其中很多数据来自专家的主观评价, 数据需要被反复验证; 2) 各层次之间很难确认层次之间的数据关系, 不同关系产生的结果可能大不相同^[3]。

同时, 随着互联网大数据、工业4.0、智能技术等技术的深化发展, 航运企业面临着新的历史变革。航运企业作为船舶管理企业, 源源不断地产生大量作业数据, 如船舶航线信息、气象信息、实时船舶运行状况及航行过程中的外部环境等数据。同时, 还有很多管理数据, 如企业发展战略、各类型船舶运行情况、盈利情况等; 船舶维修保养记录, 船舶日常供应记录等。除了内部数据, 由于ERP、互联网电商等系统的广泛应用, 多家大数据企业的不断涌现, 航运企业还流通着企业财税记录、企业信用记录、政策执行情况等外部数据。在大数据背景下, 航运企业对船舶建造供应商的评价方法面临

新的挑战，之前的评价方法还不能有效地解决由大数据背景产生的海量数据问题，但航运企业对船舶建造供应商的评价方法也面临新的机遇，即利用大数据更合理、更准确地构建船舶建造供应商的评价模型。

因而，根据船舶建造供应商评价的特点，本文利用径向基 RBF 神经网络理论来构建船舶建造供应商评价模型，这种方法克服传统方法的局限性，利用径向基神经网络所具备的快速收敛、可以逼近任意非线性函数的特点，解决了在大数据背景下，船舶建造供应商的评价问题。

1 船舶建造供应商评价大数据指标

除了内部数据可以成为航运企业评价船舶建造供应商评价的依据，外部数据应该更大的发挥作用。在大数据背景下，航运企业应该加强自身大数据应用研究，同时也应该更多地与大数据企业进行战略合作，充分利用大数据资源和数据挖掘技术。

船舶建造供应商评价指标的选取非常重要。在大数据背景下，本文选择船舶公司的法律诉讼、手持订单、专利数量、服务水平、价格 5 个指标。这些指标都可以从大数据中进行数据筛选、数据挖掘得到，具有客观性的特点。

船舶建造的周期很长，无论是航运企业还是船舶建造企业面临的风险都很大，在短短几年间，多家船舶制造企业申请破产重组，航运企业选择船舶建造供应商首先要对船舶建造供应商的信用要求，这些数据可以取自网络大数据各船舶建造公司的手持订单，相关法律诉讼数量等指标。

根据航运企业转型发展的需要，新建船舶主要是新型船舶及客户定制船舶为主，这就对船舶建造供应商提出了更高的要求，这就要求船舶企业拥有足够的开发人员团队、更多先进的专利技术，选取目前各船舶建造供应商的专利技术数量作为衡量技术能力的重要指标。

根据船舶维修保养记录及各船舶公司相关业务人员对船舶建造公司的服务评价可以得到服务质量指标。价格指标是选择了某一船型各船舶公司的报价。其中，手持订单来自 2018 年上半年克拉克松数据，相关法律诉讼案件数量、专利技术数量来自网络大数据。

2 船舶建造供应商 RBF 神经网络评价模型

径向基 (Radial Basis Function, RBF) 函数神经网络^[4]，是一种结构简单、可以快速收敛，更适合实时性要求高的情况，更能够适应大数据背景要求；模拟人的大脑神经网络结构，能够逼近任意非线性函数的网络。

本文采用广义径向基网络，其结构如图 1 所示。

第 1 层是输入层，由输入结点组成，输入节点的

个数等于输入向量 X ；第 2 层是隐含层，其隐含节点个数为 n ， $n < N$ ，第 i 个隐含节点基函数为 $\phi(\|X - X_i\|)$ ， $X_i = [X_{i1}, X_{i2}, \dots, X_{im}]$ 为基函数的中心。输出层有 L 个神经元，在这里增加了 ϕ_0 ，输出单元各与其相连的可能会为 $\omega_{0\ell}$ 。

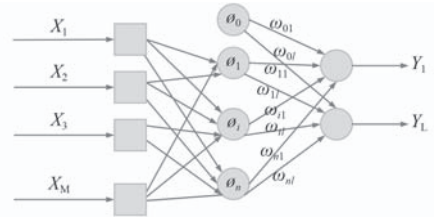


图 1 径向基神经网络结构示意图

Fig. 1 Structure of radial basis function neural network

设实际输出为 $Y_k = [Y_{k1}, Y_{k2}, \dots, Y_{kL}]$ ， L 为输出单元个数，那么输入训练样本 X_k 时，第 ℓ 个输出神经元得出的结果为

$$y_{k\ell} = \omega_{0\ell} + \sum_{i=1}^n \omega_{i\ell} \phi(X_k, X_i), \ell = 1, 2, \dots, L.$$

本文的径向基 RBF 神经网络采取的是广义径向基函数网络。

3 实例仿真

本文采用 Matlab 程序进行编写，首先进行初始化，通过 newrb 建立径向基函数神经网络函数，确定输入层、隐含层、输出层个数。其中，隐含层的个数不确定，只能是设定一个范围，不断地向神经网络中添加新的隐含层节点，并调整节点中心，直到所得到的网络达到误差的预期要求。

选取 16 个国内船舶建造供应商，在大数据背景下收集相关指标数据，其中输入初始训练样本为 11 个 (见表 1)，即输入为 6×11 指标矩阵，其中 5×11 为训练样本 X 值， 1×11 为训练样本 Y 值。

为了充分利用样本，设隐含层节点最大个数 $N=500$ ，径向基神经网络对 11 份训练样本进行二维插

表 1 初始训练样本

Tab. 1 Initial training samples

序号	法律诉讼 件数	手持订单量/ 修正总万吨	专利个数	服务质量	价格/ 亿元	目标评 分值
1	1	65.8	29	8	1.12	5.34
2	17	57.1	43	8	1.00	5.99
3	2	748.1	441	4	1.15	7.15
4	12	153.1	783	6.5	1.02	7.56
5	27	183.9	955	4.3	1.08	6.53
6	1	281.0	34	5	1.20	5.68
7	21	91.97	71	7.6	1.18	5.15
8	76	85.2	117	7.5	1.08	5.25
9	25	304.5	296	8.5	1.10	7.57
10	17	98.3	82	8.5	0.98	6.74
11	9	54.2	233	5.8	0.95	6.41

值，将样本数扩大。如 $n=100$ 时，二维插值后，输入训练矩阵 6×11 变为 6×100 矩阵； n 在不变增加，直到网络误差小于 e^{-8} 。

当 $spread=22$ 时，径向基收敛最快，收敛目标为网络的误差小于 e^{-8} ，其网络训练曲线如图 2 所示。

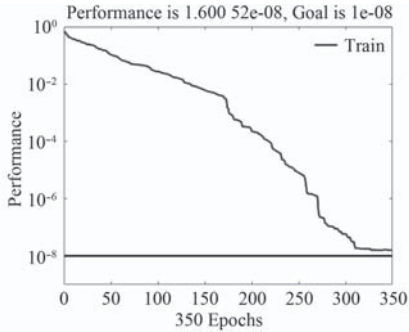


图 2 RBF 神经网络训练曲线图

Fig. 2 RBF neural network training curve

利用 VIEW 指令，查看 RBF 神经网络结构图（见图 3）可以看到，此隐含层包含 399 个神经元节点，即当神经元达到 399 个时，此 RBF 神经网络的误差小于 e^{-8} 。



图 3 RBF 神经网络结构图

Fig. 3 RBF neural network structure diagram

输入 5 个测试样本如表 2 所示，并运行 Matlab 软件，得到具体测试评分值 $yy=(6.298, 5.8603, 6.3340, 6.2982, 5.7284)$ 。

表 2 测试样本
Tab. 2 Test samples

序号	法律诉讼 件数	手持订单量/ 修正总万吨	专利个数	服务质量	价格/ 亿元	目标评 分值
1	99	130.6	668	7	11 000	6.02
2	18	158.9	49	6	10 500	5.97
3	9	100	774	4.5	9 900	6.55
4	2	354.1	72	4.8	11 000	6.31
5	5	86.9	147	7	10 900	5.76

为了更直观显现测试结果，可以得到目标评分值与测试评分值的残差（见图 4）。

进一步分析目标评分与预测评分值对比（见图 5），5 个测试点的平均相对误差为 2.099 2%，在 3% 以下；最大相对误差为 4.626 4%，也控制在 5% 以内，从而可以认为径向基 RBF 神经网络在大数据背景下准确地对船舶建造供应商进行评价。

4 结 语

本文采用径向基 RBF 神经网络方法，在大数据背

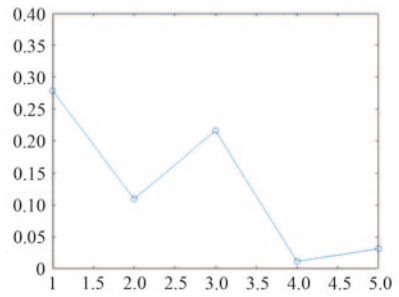


图 4 船舶建造供应商目标评分与预测评分值残差图
Fig. 4 Residual diagram of ship construction supplier target score and prediction score value

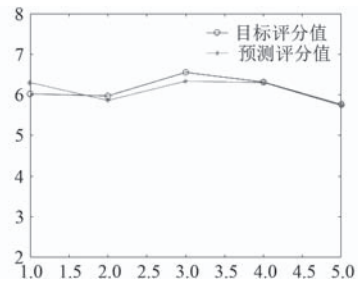


图 5 船舶建造供应商目标评分与预测评分值对比图
Fig. 5 Contrast chart of target score and forecast score of shipbuilding suppliers

景下选取了 5 个船舶建造供应商评价指标，建立了船舶建造供应商评价指标模型，通过对模型地实例仿真，验证了模型的可用性。这个方法一方面解决了传统方法人为因素过多，影响评价准确性的问题，直接采用网络大数据作为评价模型输入；另一方面，这个方法可以在大数据环境下实现快速收敛，具有实时性的特点。

由于数据收集的难度，本文只选取了 5 个指标，在真实的大数据环境下，可以将相关指标进一步增加；本文选择的 16 个样本数据都为国内船舶建造供应商数据，2018 年 7 月，随着中国船舶工业已全面对外开放，要加强对国外船舶建造供应商数据的收集和分析。

参考文献：

- [1] 贺绍鹏, 李屹, 邹兰青. 大数据环境下供应商评价设计与分析 [J]. 物流技术, 2018, 37(2): 96-100.
- [2] 赵杰. 船舶物流风险综合评估算法研究 [J]. 舰船科学技术, 2016, 38(11A): 172-174.
- [3] 张晓瑞, 方创琳, 王振波. 基于 RBF 神经网络的城市建成区面积预测研究——兼与 BP 神经网络和线性回归对比分析 [J]. 长江流域资源与环境, 2013, 22(6): 691-697.
- [4] 张奎, 王建南, 王肖峰. 基于神经网络的变压器故障诊断 [J]. 电子测量技术, 2017, 40(12): 98-101.

新型舰载刚性充气艇艇型设计研究

陈 练, 孔祥明, 何远玲
(中国船舶信息中心, 北京 100192)

摘 要: 基于舰载艇的工作环境以及海军装备发展需求, 为保证海军护航任务及临检捕拿等执法工作顺利实施, 新型舰载艇及自扶正系统和充气护舷设计开发具有极大的现实意义。本文考虑不同艇体底部斜升角及不同护舷安装高度的船型方案, 通过CFD软件进行仿真计算, 最终确定性能较优的船型方案, 并针对较优船型方案, 设计研发了与之相配套的自扶正系统及充气护舷; 最后对较优的船型方案做水池试验, 探究了重心纵向位置及排水量对阻力和航行姿态的影响, 研究结果对后续刚性充气艇的艇型设计具有借鉴意义。

关键词: 舰载; 刚性充气艇; 船型设计; 斜升角; 自扶正系统; 充气护舷

中图分类号: U661.42 **文献标识码:** A

文章编号: 1672 - 7649(2019)04 - 0132 - 05 **doi:** 10.3404/j.issn.1672 - 7649.2019.04.026

Design and research of new rib for naval shipboard

CHEN Lian, KONG Xiang-ming, HE Yuan-ling
(China Ship Information Center, Beijing 100192, China)

Abstract: According to the working environment of shipboard and the development requirements of naval equipment, it is of great practical significance to carry out the development of new shipboard and self-righting systems and inflatable fenders to ensure the smooth implementation of naval escort missions and immediate detection and capture. In this paper, the ship type scheme with different oblique angle and different fender mounting height is considered. Through CFD software simulation calculation, the ship type scheme with better performance is finally determined, and the ship type scheme with better performance is targeted. Design and development of the corresponding self-righting system and inflatable fenders; In the end, the effect of the longitudinal position and displacement of the center of gravity on the resistance and attitude of navigation is explored. The results of this paper are of great reference to the design of subsequent RIB.

Key words: shipboard; RIB; design of hull form; oblique angle; self-righting system; fender

0 引 言

近年来, 海军护航任务日趋频繁且多样化、复杂化, 常规舰载艇的性能已很难满足任务需求^[1]。目前我国舰载艇多以救助艇改装船型为主, 国内很少有从事于刚性充气艇的专项研发厂家, 而欧美刚性充气艇技术已非常成熟, 且批量建造装备部队^[2]。

本文根据舰载艇研制要求, 确定了主尺度及总布置; 结合主尺度及船型特点, 设计了自扶正系统和充气护舷; 应用CFD数值仿真软件FINE/Marine对7组船型方案做仿真计算, 根据分析结果确定了较优的船型方案, 并通过船模试验探究了重心纵向位置及排水量对该船型阻力及航行姿态的影响, 最终确定了较优的重心

纵向位置范围, 为舰载刚性充气艇的船型设计提供参考。

1 船型方案设计

1.1 主要要素

根据舰载艇的使用要求和技术要求, 本文采用单体滑行艇, 舷侧配备刚性充气护舷, 尾部设置自扶正系统。根据舰载艇在母船上的布置空间要求及母型艇的主尺度, 本艇主要参数如表1所示。艇体采用尖首、方尾、深V型艇。采用舷内柴油喷泵推进, 主机型号为CUMMINS QSB6.7INT, 其额定功率为353 kW; 喷泵型号为Hamilton HJ274, 最大输入功率330 kW, 最高转速3 000 r/min。该艇采用高性能纤维增强树脂复合材料, 既保证了结构强度, 又降低了结构重量。

表 1 舰载刚性充气艇主要参数
Tab. 1 Main elements of shipboard RIB

主尺度	大小
总长/m	7.5
船宽/m	2.75
型深/m	0.7
吃水/m	0.55
最大载员/人	12
满载排水量/t	3.7
设计航速/kn	30

1.2 总布置设计

在满足《舰用小艇规范》^[3]和航行性能相关要求下, 根据相关的设计要求和原则, 对小艇进行合理的总体布局(见图 1)。本艇设置露天干舷甲板、1 张驾驶座椅及驾控台, 首部升高甲板设计机枪架兼做系缆桩。在驾驶台下方配置蓄电池 2 只, 驾驶台侧壁、船首、船尾共设置 3 个 1 kg 的干粉灭火器。本艇采用单点吊形式, 用于吊运该艇。艇的舷侧设有充气护舷, 提供足够的储备浮力并保护艇体。艇体尾部设有自扶正系统, 保证小艇在倾覆时能自动扶正。

1.3 型线设计

型线设计是决定艇型性能的主要因素^[4], 目前滑艇艇型设计已从一味追求快速性向重点考虑具有优异的适航性条件下兼顾快速性方向发展^[5]。高海况下的航速稳定性、高速航行时的平台稳定性和海豚效应成为衡量滑艇艇型优良的关键标志。在艇型设计中, 斜升角和护舷是影响其主动力性能的主要参数, 其中斜升角主要影响滑艇的快速性和稳定性, 护舷主要影响艇的横向稳定性和耐波性。选取最优的斜升角与护舷配置是艇型设计的关键。

1.3.1 船型方案

在对国外同级别艇型进行深入的研究后, 基于原型艇型线, 以 17°, 19°, 21°, 23°斜升角分别建模, 通过 FINE/Marine 计算, 确定较优的斜升角; 针对较优斜升角根据护舷不同安装高度位置, 确定 3 个船型方案, 具体船型方案如表 2 所示。

表 2 船型方案
Tab. 2 Plan of ship type

方案	斜升角/(°)	对比
1	23	
2	21	
3	19	
4	17	
5	23	相对1号模型: 护舷下移25 mm (实船距离)
6	23	相对1号模型: 护舷下移50 mm (实船距离)
7	23	相对1号模型: 护舷下移100 mm (实船距离)

1.3.2 FINE/Marine 仿真计算

1) 船模参数

为了减少计算时间和计算成本, 本文缩尺比为 1:3.5 的船模计算, 主要参数如表 3 所示。

表 3 船模参数
Tab. 3 Ship model parameters

主尺度	总长 L/m	总宽 B/m	型深 D/m	吃水 d/m	排水量 /kg	重心位置/m
大小	2.143	0.786	0.2	0.157	83.97	(-0.657 1430 0.142 857)

2) 计算结果

基于 FINE/Marine 的快速性能数值仿真方法, 对表 2 中的 7 个船型方案取静水中 5 个不同航速, 分别仿真计算阻力、纵倾角及升沉幅值, 具体结果如下:

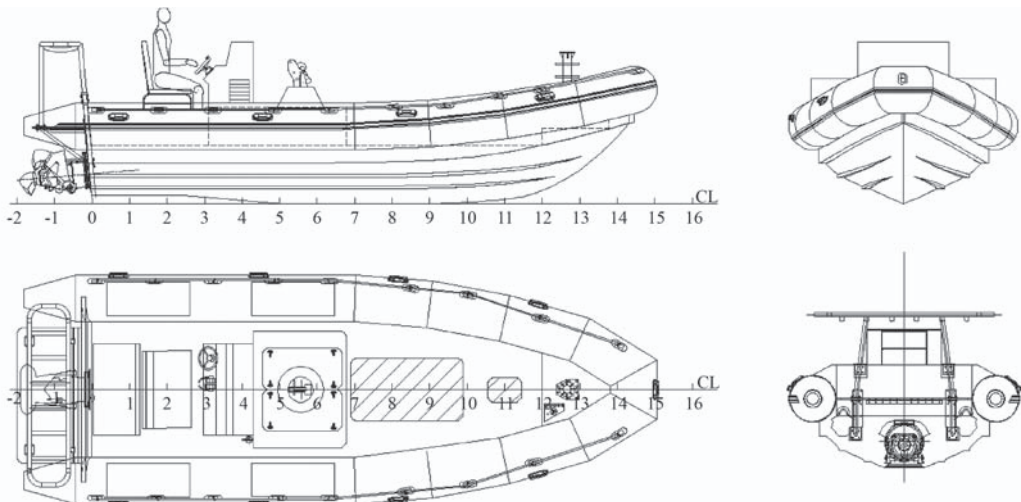


图 1 舰载刚性充气艇总布置图

Fig. 1 General layout plan of shipboard RIB

①阻力仿真结果

通过表 4 可知，在方案 1 到方案 4 中，随着斜升角的减小，阻力值也不同幅度的降低，斜升角 17° 的船型方案即方案 4 阻力值最小。在不同护舷安装位置高度方案中，即方案 1、方案 5、方案 6、方案 7，阻力值在方案 5 中最小且与方案 4 的阻力值相近。

表 4 阻力计算表
Tab. 4 Resistance result table

序号	航速/m·s ⁻¹	阻力/N						
		1号	2号	3号	4号	5号	6号	7号
1	3	148	150	144	147	145	141	139
2	5	149	147	141	140	145	158	156
3	7	120	108	106	103	107	141	135
4	9	94	95	91	90	87	112	120
5	11	92	90	85	84	86	97	111

②纵倾角仿真结果

通过表 5 可知，在方案 1 到方案 4 中，随着斜升角的减小，纵倾幅值也不同幅度的降低，斜升角 17° 的船型方案纵倾幅值最小。在不同护舷安装位置高度方案中，即方案 1、方案 5、方案 6、方案 7，方案 5 的纵倾幅值最小，且优于方案 4。

表 5 纵倾角计算表
Tab. 5 Trim angle result table

序号	航速/m·s ⁻¹	纵倾/(°)						
		1号	2号	3号	4号	5号	6号	7号
1	3	8.3	8.5	8.1	7.9	8.1	8.0	7.9
2	5	9.2	8.9	8.3	8.2	8.4	9.5	9.3
3	7	6.6	6.0	5.6	5.5	5.6	7.2	6.8
4	9	4.7	4.7	4.3	4.0	3.9	5.1	5.0
5	11	3.8	3.8	3.4	3.2	3.0	4.1	4.2

③升沉仿真结果

通过表 6 可知，在方案 1 到方案 4 中，升沉幅值随斜升角的减小无明显的变化规律，总体而言方案 1 在高速航行时，升沉幅值较小。在不同护舷安装位置高度方案中，即方案 1、方案 5、方案 6、方案 7，方案 5 的升沉幅值最小且优于方案 1。

基于上述仿真结果，最终选取方案 5 为较优船型方案，船型横剖面图如图 2 所示。

2 自扶正系统

2.1 自扶正原理

自扶正能力属于安全救生能力的一种，指船艇倾

表 6 升沉幅值计算表

Tab. 6 Lifting amplitude result table

序号	航速/m·s ⁻¹	升沉幅值/mm						
		1号	2号	3号	4号	5号	6号	7号
1	3	11	11	10	9.6	11	11	11
2	5	77	79	78	79	80	79	78
3	7	101	100	99	101	100	106	102
4	9	109	110	109	110	108	111	109
5	11	115	118	117	116	112	117	116

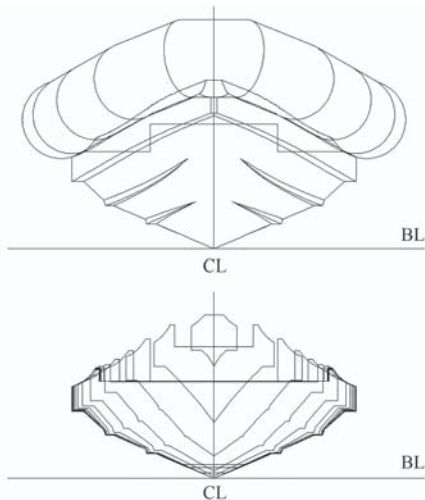


图 2 横剖面图
Fig. 2 Cross section

覆时可以依靠自身的能力回正，增强了船舶的生存能力。目前小艇自扶正能力的实现主要依靠自扶正装置，如图 3 所示。船艇倾覆后打开自扶正装置，改变吃水、浮态和浮心位置等参数从而使船舶的静稳性力臂为正，达到回复正浮状态的目的^[6]。

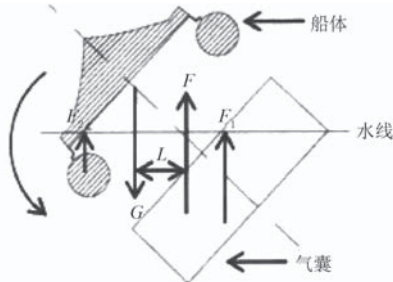


图 3 自扶正原理图
Fig. 3 Self-righting principle diagram

图 3 中， F 表示浮力，作用点为浮心， $F = F_1 + F_2$ ， F_1 表示对自扶正有利的浮力部分，而 F_2 表示抵抗自扶正的浮力部分， F_1 与 F_2 的合力即为总的浮力， L 为回复力臂，其大小决定了小艇的自扶正能力； G 表示重力，作用点为重心，敞开式艇倾覆后，甲板上未能有

效固定的载荷将全部落水, 因而其重量、重心都将变化。因此, 计算应以载荷落水, 变化后的重量、重心为准。

2.2 自扶正系统设计

自扶正系统主要包括: 自扶正气囊 1; 自扶正架 2, 自扶正架 2 通过连接法兰 8 和 9, 10 与尾封板固定连接; 自扶正架上的固定安装弯管 3, 弯管 3 上固定安装自扶正气囊 1, 弯管 3 呈弧形与自扶正气囊 1 满气状态的外圆完全吻合; 弯管 3 底部分别安装充气瓶 4 和自动充气装置 5, 通过卡箍 6 与弯管 3 固定连接, 自动开启装置 5 分别通过进气管 7 与充气瓶 4 和自扶正气囊 1 相连, 自动开启装置 5 遇水后会自动开启, 进行充气。

小艇在正常航行时, 自扶正气囊 1 处于非充气状态, 可以减小航行时的空气阻力。当小艇发生倾覆时, 自动充气装置 5 会及时打开充气瓶 4 对自扶正气囊 1 进行充气, 小艇进行自动扶正。

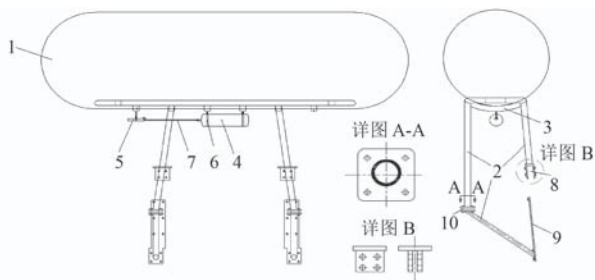


图 4 自扶正系统图

Fig. 4 Self-righting system diagram

3 充气护舷设计

护舷在设计时, 强调为小艇提供足够的储备浮力, 在小艇布放、回收或与舰船、码头靠帮时提供防护, 同时提高小艇在高海况条件下的适航性。

护舷结构采用全充气式护舷结构形式, 增加多独立舱室结构设计, 保证相邻舱室发生损坏时, 整体护舷的可用性; 增加内部骨架设计, 防止反复充放气的形状变形。鉴于刚性充气艇的工作环境及用途, 选择多独立舱室式护舷。多独立气室式一般有 5 个或 7 个气室, 根据该小艇的主尺度, 选取 7 个独立气室的护舷。《沿海小型船舶法定检验技术规则》5.4.2.1 对甲板艇储备浮力的要求为不小于 100% 满载排水量^[7]。本艇储备浮力由充气护舷提供, 小艇满载排水 3.7 t, 通过计算最终确定护舷直径 560 mm。

此外, 本艇的护舷在与艇体结构连接时, 不仅采用了填充密封胶的方式让护舷和船体贴合更为紧密、随型性更优, 同时也在护舷位于船体两侧各增加了一块连接布, 采用打孔填充密封胶再与船体铆接的方

式, 一方面增加了护舷和船体连接的紧固效果, 另一方面使得船体在发生碰撞时护舷能够更好地吸收冲击产生的能量, 同时也提高了本艇的航行稳定性。

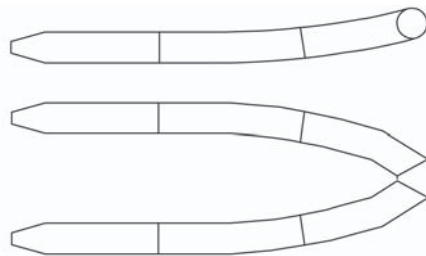


图 5 充气护舷外型及气室布置简图

Fig. 5 Brief diagram of inflatable fenders and air chamber layout

4 水池试验

4.1 船模简介

试验船模缩尺比 $\lambda=1:3.5$, 船模长 2 143 mm, 船模宽 786 mm, 船模高 471 mm, 站距 200 mm。船模的站位编号从尾往首依次增加, 船模的 0#站位置为距护舷尾端面沿首方向 205.71 mm 处竖直平面, 均匀向船首方向分布各站位, 共 10 个站位。由中国特种飞行器研究所高速水动力实验室按照型线图加工, 模型采用木料进行加工, 经做防水、喷漆处理而成。船模表面光滑, 符合《CB/Z244-88 滑行艇船模阻力测试方法》中规定的允许误差标准。

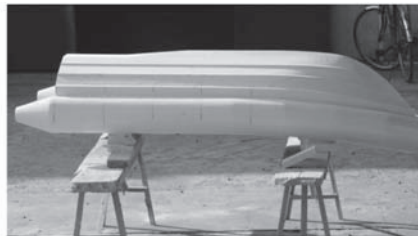


图 6 船模实物图

Fig. 6 Model physical map

4.2 试验方案

本试验为探究不同排水量及不同重心纵向位置对刚性充气艇性能影响, 确定了 3 个重心纵向位置及 2 个排水量, 共 6 种工况。静水试验速度共 13 个, 分别为: 2.0 m/s, 3.0 m/s, 4.0 m/s, 5.0 m/s, 6.0 m/s, 7.0 m/s, 8.0 m/s, 9.0 m/s, 10.0 m/s, 11.0 m/s, 12.0 m/s, 13.0 m/s 和 13.7 m/s, 主要测量参数包含静水试验中的阻力、升沉(重心处)和纵倾角, 具体工况见表 7。

4.3 试验结果及分析

1) 纵倾角

由图 7 可知, 对同一排水量船模而言, 纵倾角随航速增大先增大后减小最后趋于稳定; 对同一排水量不同重心纵向位置船模而言, 重心纵向位置越接近尾

表 7 水池试验工况
Tab. 7 Pool test conditions

序号	工况	排水量/kg	重心纵向位置 x_g /mm	拖曳速度/ $m \cdot s^{-1}$
1	Case1	86.47	742.9	2.0~13.7
2	Case2	86.47	685.7	
3	Case3	86.47	628.6	
4	Case4	72.82	742.9	
5	Case5	72.82	685.7	
6	Case6	72.82	628.6	

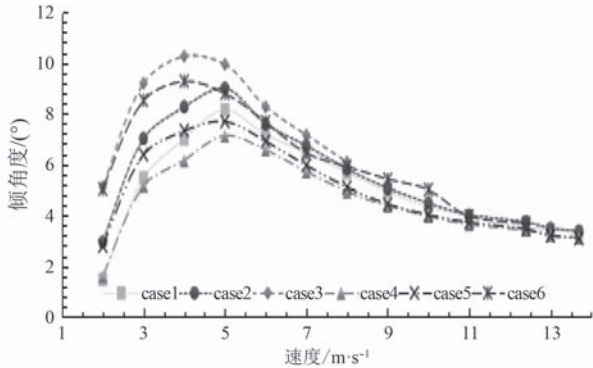


图 7 不同方案纵倾角图

Fig. 7 Diagram of trim for different schemes

部纵倾角越大。Case3 在航速 $v_m=9$ m/s 发生纵摇现象；Case6 在航速 $v_m=12$ m/s 发生纵摇现象。换言之，当重心纵向位置在 $x_g=628.6$ mm，船模在不同排水量状态下，存在某一航速使之发生严重纵摇。

2) 重心处升沉幅值

由图 8 可知，对同一排水量船模而言，重心处升沉幅值随航速的增大而增大最后趋于稳定。对同一排水量不同重心纵向位置船模而言，重心纵向位置越接近尾部重心处升沉幅值越大；重心纵向位置相同时，重心处升沉幅值随排水量增大而增大。

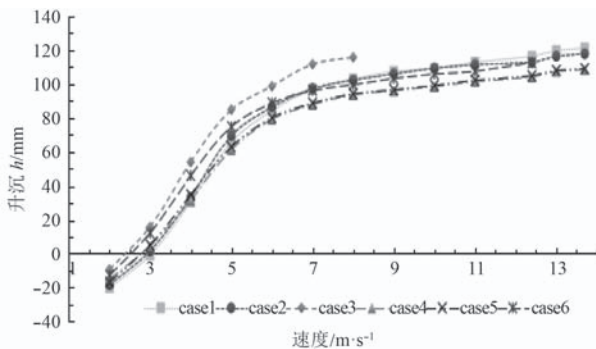


图 8 不同方案升沉幅值

Fig. 8 Diagram of lifting amplitude for different schemes

3) 船模阻力

由图 9 可知，重心纵向位置对相同排水量船模阻力影响较小；排水量大小对阻力影响较大，且随着航

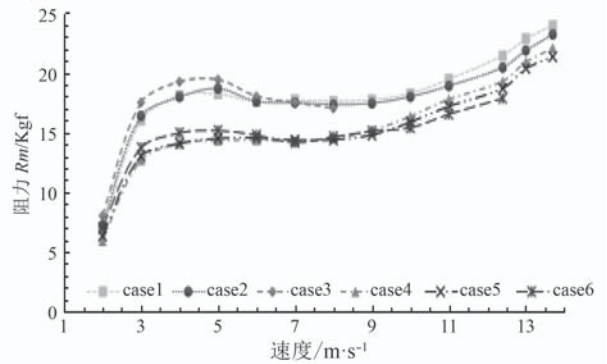


图 9 不同方案阻力图

Fig. 9 Diagram of resistance for different schemes

速的增大，不同排水量船模阻力差值先增大后减小最后趋于稳定。对同一排水量而言，低速时重心纵向位置越靠近尾部阻力越大；高速时重心纵向位置越靠近船尾阻力越小。

5 结 语

根据我国舰载艇使用现状及发展需求，设计了一种性能较优良的刚性充气艇，考虑不同斜升角及护舷安装高度 7 种刚性充气艇船型方案，通过对静水中快速性能和航行性能的仿真计算，最终选取方案 5 作为设计船型，对该船型做水池试验，得出以下结论：

1) 从阻力性能和航行性能 2 个主要指标考虑，选取较优的船型方案：斜升角 23° ，护舷安装高度下移 25 mm。

2) 通过船模试验得出：重心纵向位置对航行姿态影响较大，并得出较优航行性能的重心纵向位置范围 (685.7 ~ 742.9) mm。

本文得出的船型方案及重心纵向位置，对后续相似船型开发具有较大的借鉴意义；与之配套的自扶正系统和充气护舷具有一定的工程价值。

参考文献：

- [1] 韩云东, 金良安, 彭术光, 等. 面向远海护航的舰船导航装备发展需求 [J]. 中国航海, 2016, 39(3): 5-8.
- [2] 何杰. 美国海岸警卫队小艇装备体系研究 [J]. 舰船科学技术, 2016, 38(4): 153-157.
- [3] 中国人民解放军总参谋部武器装备综合论证研究所 [M]. 《舰用小艇规范》. 1992.
- [4] 董文才, 岳国强. 深 V 型滑行艇纵向运动试验研究 [J]. 船舶工程, 22004, 26(2): 14-16.
- [5] 许蕴蕾. 基于罚函数的滑行艇阻力性能优化方法研究 [J]. 船舶, 2010(5): 9-13.
- [6] 景帅文, 赵自奇. 高速艇自扶正计算及优化 [J]. 广船科技, 2016(2): 1-6.
- [7] 中国船级社. 沿海小型船舶法定检验技术规则 [M]. 北京: 人民交通出版社, 2007.

鱼雷水下发射的 6-DOF 运动仿真

华琦, 段浩, 陈杰, 李传喜, 张炜权, 周海涛

(中国船舶重工集团公司昆明精密仪器研究所, 云南昆明 650118)

摘要: 为了直观、量化地描述鱼雷在发射出管的运动状态, 研究质浮心间距对于鱼雷航行质心轨迹及姿态角的影响, 本文通过建立鱼雷发射的网格模型, 运用重叠网格方法和 6-DOF 方法对鱼雷出管的运动状态进行数值仿真分析。对仿真数据进行分析, 得到了鱼雷运动时质心轨迹随时间的变化规律、姿态角随时间的变化规律、质心轨迹和姿态角随发射速度的变化规律和质浮心间距对于鱼雷运动姿态角的影响, 以及鱼雷运动时的瞬态速度场分布。为鱼雷发射后运动姿态的调整和控制提供理论依据。

关键词: 质心轨迹; 姿态角; 质浮心间距; 速度场; 重叠网格

中图分类号: TJ63+5; TJ630; TJ63+1 文献标识码: A

文章编号: 1672-7649(2019)04-0137-05 doi: 10.3404/j.issn.1672-7649.2019.04.027

Simulation for 6-dof movement of underwater torpedo launching

HUA Qi, DUAN Hao, CHEN Jie, LI Chuan-xi, ZHANG Wei-quan, ZHOU Hai-tao

(Kunming Institute of Precision Machinery, China Shipbuilding Industry Corporation, Kunming 650118, China)

Abstract: In order to describe the movement state of the torpedo after launching outside the tube intuitively and quantitatively, and to study the influence of the distance of the center of mass and the center of buoyancy on the track of torpedo and the attitude angle. The model of Torpedo launching is established, using the overlapping mesh method and 6-DOF method numerically simulates torpedo motion after torpedo launch. The simulation results show that the track of mass center changes with time, the law of the attitude angle change with time, law for the track of torpedo mass center and attitude angle change with the velocity of launch, the effect of the center of mass and center of buoyancy distance on the attitude of the torpedo, and the movement of the torpedo. And the transient velocity field distribution. It provides a theoretical basis for the adjustment and control of the torpedo after launching.

Key words: centroid locus; attitude angle; the distance of center of mass and center of buoyancy; velocity field; overset mesh

0 引言

目前研究水中兵器在水中运动状态的方法主要有实验和数值模拟 2 种方法。实验方法成本高、周期长、结果不精确。数值模拟方法分为解运动微分方程法和 CFD 方法, 前者对运动的微分方程进行精确的求解, 但是忽略水下流场的复杂状况, 是一种简单化和理想化的求解方法。后者利用 CFD 软件可以有效模拟水下真实状况, 特别是水下复杂流场的模拟和运动状态的监视, 更加符合实际情况。

本文采用重叠网格方法和 6-DOF 方法对水中兵器在水下侧向流中的运动状态进行数值仿真, 研究了鱼雷发射速度对鱼雷轨迹^[1]和姿态角的影响, 为鱼雷安全发射提供理论依据, 研究质心浮心的距离对姿态角的影响,

得到最优的质浮心间距, 为鱼雷运动的稳定性提供理论依据。模拟鱼雷发射后的运动状态, 得到鱼雷结构参数和发射参数对于运动状态的影响^[6]。为鱼雷结构设计的优化和发射参数的调整以及鱼雷发射的运动控制和调整提供理论支持。可以有效地减少水中兵器研制过程中的湖试和海试次数, 有效地降低研制费用。

1 模型简介

1.1 鱼雷模型

1.1.1 几何模型

几何模型如图 1 所示。

1.1.2 网格模型

网格模型如图 2 所示。鱼雷及水池的网格数量



图 1 鱼雷几何模型

Fig. 1 The geometry model of torpedo



图 2 鱼雷及水池网格模型

Fig. 2 The mesh model of torpedo and tank

200 万左右, 在头尾等曲率大、尺寸变化较大的地方做了网格加密, 以保证网格质量。

鱼雷外包装一层嵌套网格, 此网格大小与外部流场网格大小一致, 重叠网格区域网格数量 30 万左右。

2 数值仿真

2.1 模型设置

本文主要模拟鱼雷在发射后的纵向和轴向的质心运动轨迹, 以及绕 Y 轴的姿态角变化规律。水池的 $X+$, $X-$, $Z+$, $Z-$ 设置为对称面, $Y-$ 为速度入口, $Y+$ 为压力出口。选择隐式非稳态模型, 湍流模型选择 $K-\epsilon$ 模型, 选择有限体积法中的分离流求解方法。

2.2 数值仿真方法简介

2.2.1 重叠网格方法

重叠网格方法^[7]是一种区域分割与网格组合的策略。首先复杂流场区域按网格生成的需要被分解, 并在各个区域内生成高质量的网格块, 网格块之间可能共享边界, 也可能共享一片区域, 其次对所有网格块进行预处理, 将多余的网格节点删除, 然后建立网格块的流场变量在重叠区域边界上的传递关系。网格预处理使得网格块重新组合成 1 套可用的计算网格, 最后每个分块网格根据各自网格类型使用不同的求解器并行独立运算, 流场信息在重叠区域通过差值运算进行交流耦合, 最终使得流场收敛并获得整个计算域的流场分布。

本文研究对象运动幅度大, 时间步长小, 重叠网格技术可以较好地模拟鱼雷运动过程的状态变化。该方法的网格分为背景区域和重叠网格区域(见图 3), 背景区域为整个水池的计算域, 重叠区域为包含鱼雷的运动区域, 在数值计算时 2 个区域通过交界面进行



图 3 重叠网格模型

Fig. 3 The overset mesh model

数据交换, 利用重叠网格相对背景网格的运动代替鱼雷相对水池的运动。

2.2.2 6-DOF 模型

6-DOF 模型采用 STAR-CCM+ 中的六自由度求解模型^[4]来定义鱼雷质量、质心位置、转动惯量、发射速度、发射角度等参数, 视鱼雷为刚体, 将其动量方程和动量矩方程对时间 t 求导, 利用六自由度求解器求解鱼雷运动参数。

3 仿真结果与分析

STAR-CCM+^[3] 提供强大的后处理功能, 用以对计算结果进行分析处理, 也可以用可视化方法对鱼雷及水池流场予以显示。本文首先对质心在浮心 100 mm 前, 发射速度为 10 m/s 的鱼雷进行数值仿真, 对比试验数据, 分析模型可靠性。

图 4~图 5 可见鱼雷发射在不同时刻的速度云图, 鱼雷发射后 2 s 内基本平稳前进, 同时由于负浮力作用向下运动。可以观察到鱼雷头部下方速度大于头部上方速度, 尾部上方速度大于尾部下方速度, 鱼雷绕 Y 轴正向转动。

图 6 显示鱼雷运动 2 s 后流场的绝对压力分布图, 水池上方绝对压力较小, 下方绝对压力较大, 鱼雷上表面压力较小下表面压力较大。且头部压力略大于尾

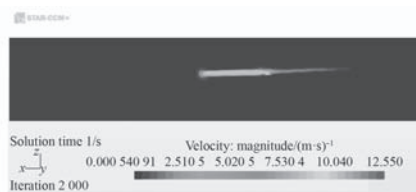
图 4 速度云图 ($t=1$ s)

Fig. 4 Contour of velocity when time is 1 s

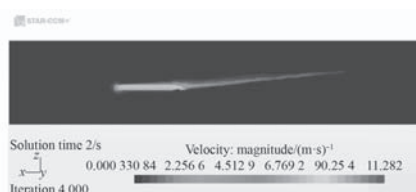
图 5 速度云图 ($t=2$ s)

Fig. 5 Contour of velocity when time is 2 s

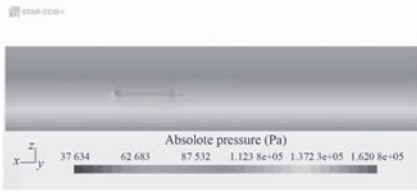


图 6 压力云图 ($t=2\text{ s}$)

Fig. 6 Contour of Absolute pressure when time is 2 s

部压力, 故鱼雷有向下的倾角。

图 7~图 12 为鱼雷在运动过程中的数值模拟仿真结果。可得 2 s 内鱼雷沿 X 轴前进 16.59 m 沿 Z 轴向下运动 1.51 m。图 11 显示鱼雷沿 X 轴的速度由初始的 10 m/s 逐渐减小, 2 s 时速度约为 7.77 m/s。图 12 显示鱼雷沿 Z 轴的速度由 0 m/s 逐渐增大, 至 2 s 时速度约为 1.167 m/s。

鱼雷在运动过程的 X 轴向受力即鱼雷运动过程阻

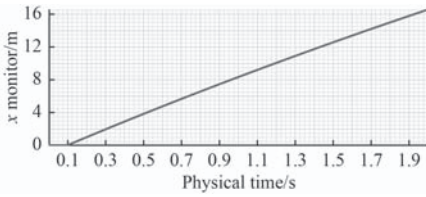


图 7 X 轴向位移

Fig. 7 The distance of X axis

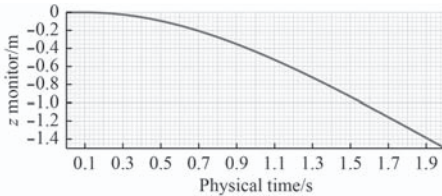


图 8 Z 轴向位移

Fig. 8 The distance of Z axis

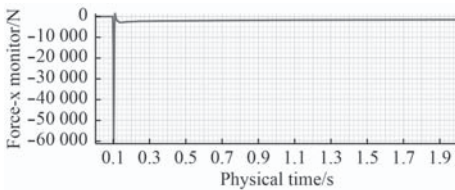


图 9 鱼雷 X 轴向受力

Fig. 9 The force of Torpedo on X axis

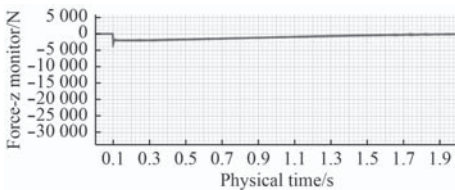


图 10 鱼雷的 Z 轴向受力

Fig. 10 The force of torpedo on Z axis

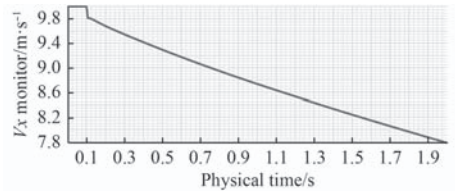


图 11 鱼雷的 X 轴向速度

Fig. 11 The velocity of Torpedo on X axis

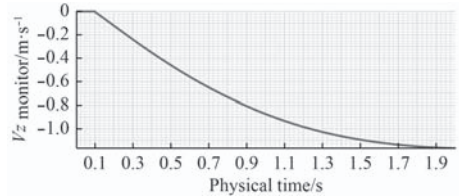


图 12 鱼雷的 Z 轴向速度

Fig. 12 The velocity of Torpedo on Z axis

力, 由图 9 可见鱼雷在发射瞬间鱼雷阻力由较大迅速缩小^[2], 0.15 s 后阻力缓慢减小, 2 s 时阻力约 1 437 N。启动瞬间要克服惯性故阻力较大, 启动后由于鱼雷无动力前进, 速度缓慢减小, 由式 (1) 可得阻力与速度平方成正比关系, 故阻力也随之减小。

$$F_x = c_x \rho \frac{v_x^2}{2} s_m \quad (1)$$

式中: F_x 为鱼雷沿 X 轴阻力; c_x 为鱼雷 X 轴阻力系数; v_x 为鱼雷沿 X 轴的速度; s_m 为鱼雷湿表面积; ρ 为海水密度。

鱼雷在运动过程中的 Z 轴向力为鱼雷的负浮力减去鱼雷的下沉阻力。由图 10 可得鱼雷在下沉过程中 Z 轴向受力在下沉瞬间由较大急剧减小, 0.15 s 后趋于稳定, 0.15~2 s 沿 Z 轴力缓慢减小, 1.2 s 后沿 Z 轴的力为 94 N。由式 (2) 得下沉阻力与下沉速度平方成正比, 鱼雷的下沉阻力随速度的增大而变大, 故鱼雷的 Z 轴向受力随速度增大而减小。

$$F_z = P - c_z \rho \frac{v_z^2}{2} s_m \quad (2)$$

式中: F_z 为鱼雷沿 Z 轴的受力; P 为鱼雷的负浮力; c_z 为鱼雷的下沉阻力系数; v_z 为鱼雷的下沉速度; s_m 为鱼雷纵剖面积。

鱼雷绕 Y 轴的转动角度在 $0^\circ \sim 1^\circ$ 之间。其主要原因是鱼雷在运动过程绕 Y 轴的力矩决定, 图 14 显示绕 Y 轴的力矩先正后负, 但绝对值较小。故鱼雷在运动过程中绕 Y 轴的角度先变大后变小且幅度较小。

由于鱼雷的质浮心在 Y 方向有 2 mm 的间距, 即质心侧移, 故鱼雷在无动力前进过程中会出现绕 X 轴的转矩, 在转矩作用下会出现绕 X 轴的转角。

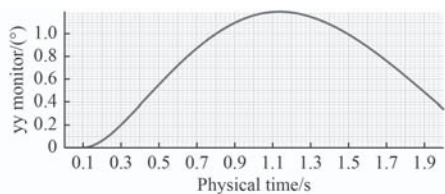


图 13 俯仰角

Fig. 13 The angle of pitch

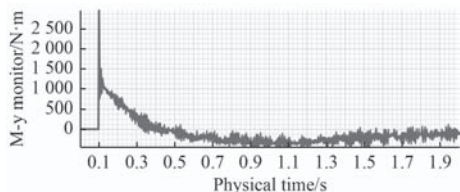


图 14 俯仰力矩

Fig. 14 The moment of pitch

$$\varphi_0 = \frac{\Delta M_p}{Gh} v^2 + \frac{z_G}{h}$$

式中： φ_0 为直航运动的横滚角； $M_p v^2$ 为螺旋桨的失衡力矩； z_G 为质心侧移量； h 为质心下移量。

4 质浮心间距对运动状态影响

鱼雷质浮心间距对鱼雷出管后的运动状态有重要的影响，选择合适的质浮心间距可以有效起到稳定鱼雷运动作用。本文设置质心位于浮心前为正值，质心位于浮心后为负值，分别选取-300 mm，-100 mm，0 mm，100 mm，300 mm 对鱼雷出管后无动力阶段进行数值仿真，得到结果如图 17~图 21 所示。

图 22 显示鱼雷在不同质浮心间距下前进绕 Y 轴的转角变化，+300 mm 的转角约 11°，+100 mm 的转角变化最小，约为 1°，0 mm 的转角约 -4°，-100 mm 的转

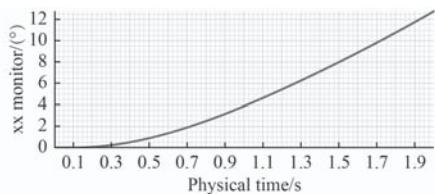


图 15 横滚角

Fig. 15 The angle of roll

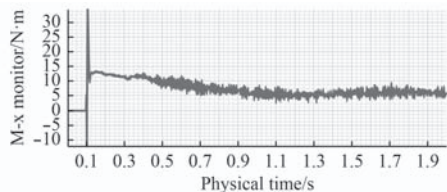


图 16 横滚力矩

Fig. 16 The moment of roll

角约 -10°，-300 mm 的转角最大约 23°，故在鱼雷总体结构设计时应取质浮心间距为 +100 mm。

由图 23 可得质浮心间距对于鱼雷的 X 轴向位移影响并不大，对 Z 轴向位移影响较大，主要由于鱼雷不同的质浮心间距使得俯仰力矩发生变化，鱼雷发生偏

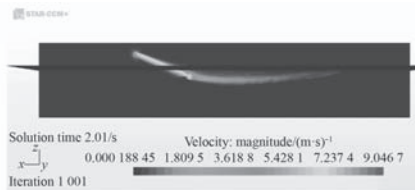


图 17 质心在浮心前 300 mm 的速度云图

Fig. 17 Contour of velocity when center of mass at 300 mm before center of buoyancy

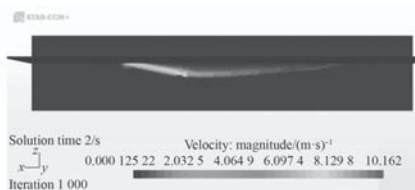


图 18 质心在浮心前 100 mm 的速度云图

Fig. 18 Contour of velocity when center of mass at 100 mm before center of buoyancy

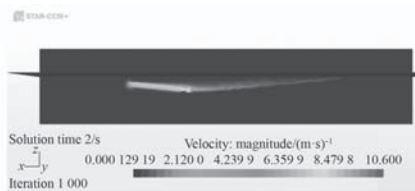


图 19 质心在浮心前 0 mm 的速度云图

Fig. 19 Contour of velocity when center of mass at 0 mm before center of buoyancy

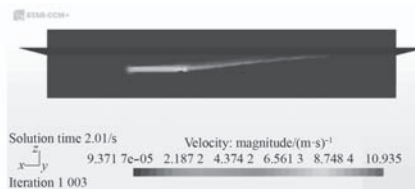


图 20 质心在浮心后 100 mm 的速度云图

Fig. 20 Contour of velocity when center of mass at 100 mm behind center of buoyancy

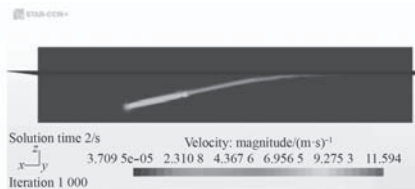


图 21 质心在浮心前 300 mm 的速度云图

Fig. 21 Contour of velocity when center of mass at 300 mm behind center of buoyancy

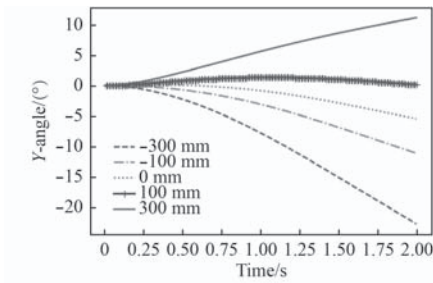


图 22 鱼雷不同质浮心间距下俯仰角

Fig. 22 The angle of pitch with different distance between the center of mass and center of buoyancy

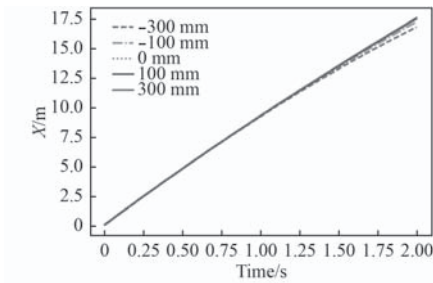


图 23 鱼雷不同质浮心间距下的 X 轴向位移

Fig. 23 The displacement of X-axis with different distance between the center of mass and center of buoyancy

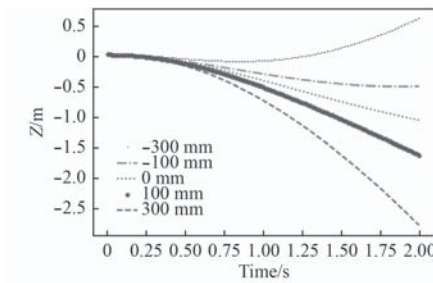


图 24 鱼雷不同质浮心间距下 Z 轴向位移

Fig. 24 The displacement of Z-axis with different distance between the center of mass and center of buoyancy

转, 引起质心沿 Z 轴的变化较大,

5 结 语

本文利用 STAR-CCM+软件的重叠网格方法和 6-DOF 方法对鱼雷水下运动状态进行模拟仿真。得到以下结论:

1) 鱼雷发射后不同运动时刻的速度云图和压力云图, 结合云图分析鱼雷运动状态。

2) 得到鱼雷运动的质心轨迹图、姿态角变化, 结合受力和力矩对运动轨迹和姿态进行分析, 结合运动方程分析了速度变化曲线的原因。

3) 研究了不同质浮心间距对于鱼雷发射稳定性的影响, 得到质浮心+100 mm 时鱼雷航行最平稳, 可以作为鱼雷结构设计的参考。

本文在仿真中为了简化鱼雷发射模型, 只考虑了 Y 轴向转动, 忽略了鱼雷运动时绕 X 轴及 Z 轴的转动以及 Y 轴方向的位移。模拟理想情况下鱼雷发射的运动状态, 忽略水下复杂海流状况。本文只研究了 X 轴向的质浮心间距对鱼雷发射稳定性的影响^[8], 忽略了 Y 轴向、Z 轴向的质浮心间距对鱼雷运动状态的影响。实际水下流场情况复杂, 鱼雷运动的状态应考虑更多参数, 将需进一步的深入研究。

参考文献:

- [1] 段浩. 鱼雷发射技术 [M]. 北京: 国防工业出版社, 2015.
- [2] 潘光. 鱼雷力学 [M]. 陕西: 陕西师范大学出版社, 2013.
- [3] 李明. STAR-CCM+与流场计算 [M]. 北京: 机械工业出版社, 2017.
- [4] 房萍萍. 计及侧向流影响的自治水下航行器 6-DOF 运动仿真 [D]. 天津: 天津大学, 2014.
- [5] 宋保维. 气动不平衡式鱼雷发射器内弹道流场仿真研究 [J]. 鱼雷技术, 2008, 16(2): 46-49.
SONG Bao-wei. Simulation of inner trajectory flow field for pneumatic imbalance torpedo launcher[J]. Torpedo Technology, 2008, 16(2): 46-49.
- [6] 董明阳. 假海试验设施复杂内流场仿真 [J]. 鱼雷技术, 2015, 23(1): 66-70.
DONG Ming-Yang. Simulation on complicated inner flow field in false sea test facility[J]. Torpedo Technology, 2015, 23(1): 66-70.
- [7] 杨壮涛. 小型浮标在波浪作用下运动响应研究 [D]. 昆明: 中国舰船研究院, 2018.
- [8] 曹永辉, 石秀华. 水下航行器轨迹跟踪控制与仿真 [J]. 计算机仿真, 2006, 23(7): 19-21.
CAO Yong-hui, SHI Xiu-hua. Trajectory tracking control and simulation of AUV[J]. Computer Simulation, 2006, 23(7): 19-21.

舰载导弹发射筒指向精度研究

王 勇, 赵喜磊, 李翔宇

(中国船舶重工集团公司第七一三研究所, 河南 郑州 450015)

摘 要: 指向精度是衡量导弹发射筒发射精度的一项重要指标, 为导弹提供了初始的出筒角度, 是导弹是否能够准确命中目标的关键因素之一。本文通过剖析某舰载倾斜固定式导弹发射筒的总体结构, 确定了影响导弹发射筒指向精度的因素, 运用基于均方根值和最大值相结合的误差分析理论对导弹发射筒的指向精度进行统计计算, 结合数据对比分析, 提出一套可靠且系统的研究方法。该方法在一定程度上解决了影响导弹发射筒指向精度各个因素之间的相位角问题, 较为客观地反映了指向精度的真实情况, 对导弹发射筒总体设计具有一定的指导意义和应用价值。

关键词: 指向精度; 导弹发射筒; 均方根值; 最大值; 相位角

中图分类号: E925; TJ768 **文献标识码:** A

文章编号: 1672 - 7649(2019)04 - 0142 - 06 **doi:** 10.3404/j.issn.1672 - 7649.2019.04.028

Research on pointing accuracy of a ship-based missile launch canister

WANG Yong, ZHAO Xi-lei, LI Xiang-yu

(The 713 Research Institute of CSIC, Zhengzhou 450015, China)

Abstract: Pointing accuracy is an important index to the precision of missile launch canister. Providing the initial angle when a missile is launched, pointing accuracy is a vital factor deciding whether a missile will hit its target precisely. This research paper decides the factors that influence the precision of missile launch canister by analysing the overall composition of a ship-based oblique fixed missile launch canister and puts forward a reliable and systematic research method based on the comprehensive analysis of RMS and Maximum's error and the comparison of data. To some degree, this research method decreases the influence of phase angle of various factors that influence the precision of missile launch canister and reflects the pointing accuracy relatively truthfully, offering instructive function and application value to the overall design of missile launch canister.

Key words: pointing accuracy; missile launch canister; RMS; maximum; phase angle

0 引 言

指向精度是衡量导弹发射筒发射精度的一项重要指标, 为导弹提供了初始的出筒角度, 是导弹是否能够准确命中目标的关键因素之一。因此, 若要保证导弹发射时具有必要的精度值, 在进行导弹发射筒总体设计时, 必须要对导弹发射筒的指向精度进行评估和控制。

本文以某舰载倾斜固定式导弹发射筒(以下称导弹发射筒)为研究对象, 通过剖析导弹发射筒总体结构, 确定了影响导弹发射筒指向精度的因素, 对导弹发射筒各关键部件的制造和安装误差对指向精度的影

响进行研究, 运用基于均方根值(RMS)和最大值(Maximum)相结合的误差分析理论对导弹发射筒的指向精度进行统计计算, 结合数据对比分析, 提出一套可靠且系统的研究方法, 在一定程度上解决了影响导弹发射筒指向精度各个因素之间的相位角问题, 较为客观地反映了指向误差的真实情况, 提高了导弹发射筒总体设计的合理性和经济性。

1 影响导弹发射筒指向精度因素分析

1.1 导弹发射筒结构

如图1所示, 导弹发射筒由导弹和发射筒组成。

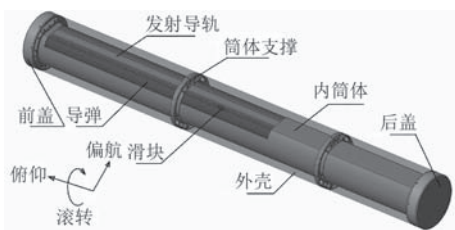


图 1 导弹发射筒结构示意图

Fig. 1 The structure schematic diagram of a missile launch canister

发射筒由内筒体、发射导轨、筒体支撑、前后盖和外壳等组成。其中,内筒体、外壳均由轻质合金薄壁材料成型,两者之间通过前后筒体支撑等连接成圆柱型框架夹层结构,保证发射筒体的结构刚强度;筒体支撑设置在内筒下部,通过固定件实现与舰上发射支架进行连接;内筒体上部安装有发射导轨,导弹通过自身滑块挂在发射导轨上;发射时,导弹沿发射导轨运动直至出筒,获得初始发射角和出筒速度。

1.2 导弹发射筒指向精度的评估和分配

导弹发射筒指向误差是指导弹实际瞄准线与理想瞄准线之间的偏差,指向精度的变化可以延伸成重要的弹道偏差,有可能影响导弹正常飞行^[1]和命中概率。

因此,在导弹发射筒研制过程中,指向精度的评估是十分重要的环节,需要剖析多误差源的影响^[2],对误差指标进行合理的精度分析和分配,使其在各自限定的范围内指导导弹发射筒的结构型式设计和制造公差选择,为提高总体精度指明工作重点和努力方向,在改进武器系统设计的同时,节省经费并缩短研制周期。

根据某导弹发射筒的结构型式,决定其指向精度的主要有导弹和发射筒两方面。在精度分配时,需要综合衡量导弹的制导能力和定位方式、发射筒的制造难度以及结构复杂度等多种因素的影响,以达到二者合理地匹配,刻意强调和限制某一方面也不科学。

1.3 影响导弹发射筒指向精度的因素分析

导弹发射筒安装在舰上基座后,导弹轴线相对于导弹发射筒的安装基准面,在俯仰、偏航和滚转 3 个方向均有定位误差要求,以此来保证导弹的发射精度。

导弹发射筒的准确指向受到各部分几何误差的影响,几何误差主要是由于部件加工、装配的不准确导致的制造误差以及由于外部载荷作用等原因造成的运动误差等^[3]。由导弹发射筒的结构布局和工作原理可知,影响导弹发射筒指向精度的关键部件主要有:导弹滑块、发射导轨、内筒体和筒体支撑。外部影响主要是导弹发射筒工作时承受的振动和冲击载荷。由此确定的影响因素主要包括以下几个方面:导弹滑块与

导弹中心线安装精度、导弹滑块与发射导轨配合精度^[4]、发射导轨制造和安装精度、发射筒内筒体安装面制造精度、筒体支撑制造精度以及与内筒体安装精度、发射筒与舰上发射支架定位精度、发射筒的结构刚度。以下针对各项因素的影响逐一进行分析研究。

1.3.1 导弹的影响

在对导弹的影响进行分析时,将导弹视为一个刚体,只考虑导弹的制造误差和在发射筒内的初始定位精度,不考虑导弹的制导精度和扰动等因素的影响。

导弹对指向精度的影响主要取决于导弹滑块的安装精度以及与发射导轨的定位精度。导弹滑块位于导弹顶部,为了保证导弹发射时获得较高的初速度和发射精度,设计时应尽量保证导弹在出筒过程中,导弹滑块与发射导轨配合时间尽可能长。如图 2 所示,某舰载导弹设置了 2 个滑块,分别位于导弹的中部和后部。导弹滑块通过与发射导轨配合,为导弹提供初始发射精度。

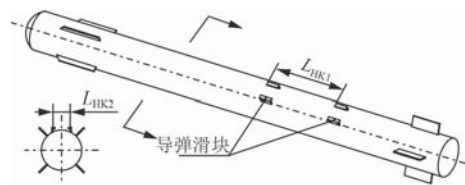


图 2 某舰载导弹结构示意图

Fig. 2 The structure schematic diagram of a ship-based missile

1.3.1.1 导弹滑块与导弹中心线安装精度的影响

导弹滑块导轨配合面与导弹中心的轴向平行度误差为 δ_{PX_1} , 导弹前后滑块之间的距离为 L_{HK_1} 。则由于导弹滑块导轨配合面与导弹中心的轴向平行度影响所产生的俯仰误差 β_{D_1} 为:

$$\beta_{D_1} = \arctan(\delta_{PX_1}/L_{HK_1})。 \quad (1)$$

导弹滑块导轨配合面与导弹中心的横向平行度误差为 δ_{PX_2} , 导弹滑块配合面宽度为 L_{HK_2} , 则由于导弹滑块导轨配合面与导弹中心的平行度影响所产生的滚转误差 γ_{D_1} 为:

$$\gamma_{D_1} = \arctan(\delta_{PX_2}/L_{HK_2})。 \quad (2)$$

导弹前后滑块与导弹中心线对称度误差为 δ_{DC_1} , 导弹前后滑块之间的距离为 L_{HK_1} 。则由于导弹前后滑块与导弹中心线对称度影响所产生的偏航误差 α_{D_1} 为:

$$\alpha_{D_1} = \arctan(\delta_{DC_1}/L_{HK_1})。 \quad (3)$$

1.3.1.2 导弹滑块与发射导轨配合精度的影响

导弹滑块与发射导轨侧向间隙为 δ_{JX_1} , 发射导轨长

度为 L_{DG1} ，则由于导弹滑块与发射导轨侧向间隙影响所产生的偏航误差 α_{D2} 为：

$$\alpha_{D2} = \arctan(\delta_{JX1}/L_{DG1})。 \quad (4)$$

导弹滑块与发射导轨垂向间隙为 δ_{JX2} ，发射导轨长度为 L_{DG1} ，则由于导弹滑块与发射导轨垂向间隙影响所产生的俯仰误差 β_{D2} 为：

$$\beta_{D2} = \arctan(\delta_{JX2}/L_{DG1})。 \quad (5)$$

1.3.2 发射筒的影响

1.3.2.1 发射导轨的影响

发射导轨安装在发射筒的内筒体内侧顶部，与导弹滑块配合，实现导弹在发射筒内的初始安装和固定；保证在导弹发射时约束导弹并赋予导弹起始运动的方向及合适的离轨速度^[4]，是影响导弹发射筒指向精度的关键部件，其加工和装配水平直接决定导弹的初始角度。

如图 3 所示，发射导轨的加工精度主要包括发射导轨上部安装面以及各导向面的直线度、倾斜度和平行度等形位公差^[1]，分别产生俯仰误差、滚转误差以及偏航误差；发射导轨的安装精度也是产生指向误差的重要因素，会引起偏航误差。

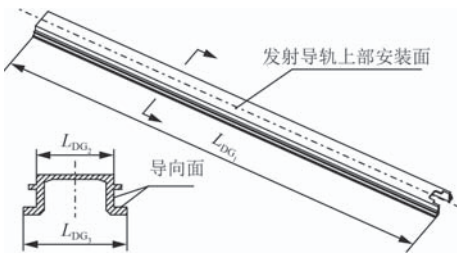


图 3 发射导轨结构示意图

Fig. 3 The structure schematic diagram of launching guide

1) 发射导轨上部安装面加工精度的影响

发射导轨上部安装面轴向直线度误差为 δ_{ZX1} ，发射导轨长度为 L_{DG1} ，则由于发射导轨上部安装面轴向直线度影响所产生的俯仰误差 β_{T1} 为：

$$\beta_{T1} = \arctan(\delta_{ZX1}/L_{DG1})。 \quad (6)$$

发射导轨上部安装面横向倾斜度误差为 δ_{QX1} ，发射导轨上部安装面宽度为 L_{DG2} 。则由于发射导轨上部安装面横向倾斜度影响所产生的滚转误差 γ_{T1} 为：

$$\gamma_{T1} = \arctan(\delta_{QX1}/L_{DG2})。 \quad (7)$$

2) 发射导轨与导弹滑块配合面加工精度的影响

发射导轨导弹滑块配合面与安装面轴向平行度误

差为 δ_{PX3} ，发射导轨长度为 L_{DG1} ，则由于发射导轨导弹滑块配合面与安装面轴向平行度影响所产生的俯仰误差 β_{T2} 为：

$$\beta_{T2} = \arctan(\delta_{PX3}/L_{DG1})。 \quad (8)$$

发射导轨导弹滑块配合面与安装面横向平行度为 δ_{PX4} ，发射导轨导弹滑块配合面宽度为 L_{DG3} ，则由于发射导轨导弹滑块配合面与安装面横向平行度影响所产生的滚转误差 γ_{T2} 为：

$$\gamma_{T2} = \arctan(\delta_{PX4}/L_{DG3})。 \quad (9)$$

发射导轨导弹滑块配合面与导轨中心线对称度误差为 δ_{DC2} ，发射导轨长度为 L_{DG1} ，则由于发射导轨导弹滑块配合面与导轨中心线对称度影响所产生的偏航误差 α_{T1} 为：

$$\alpha_{T1} = \arctan(\delta_{DC2}/L_{DG1})。 \quad (10)$$

3) 发射导轨安装精度的影响

发射导轨侧向工作面中心线与内筒首尾刻线安装误差为 δ_{AZ1} ，发射导轨长度为 L_{DG1} ，则由于发射导轨安装精度影响所产生的偏航误差 α_{T2} 为：

$$\alpha_{T2} = \arctan(\delta_{AZ1}/L_{DG1})。 \quad (11)$$

1.3.2.2 发射筒内筒体安装面制造精度的影响

如图 4 所示，发射筒的内筒体用于连接发射导轨和筒体支撑，是发射筒的主承力部件。由于内筒体加工及安装要素较多，其制造精度对发射筒的指向精度影响较大。因此，对内筒体的成型质量和制造精度提出了较高的要求。

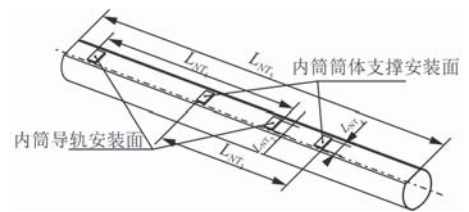


图 4 内筒体结构示意图

Fig. 4 The structure schematic diagram of inner cylinder

1) 发射筒内筒导轨安装面制造精度的影响

发射筒内筒导轨安装面与内筒中心线的轴向平行度误差为 δ_{PX5} ，内筒导轨安装面长度为 L_{NT1} ，则由于发射筒内筒导轨安装面与内筒中心线的平行度影响所产生的俯仰误差 β_{T3} 为：

$$\beta_{T3} = \arctan(\delta_{PX5}/L_{NT1})。 \quad (12)$$

发射筒内筒导轨安装面与内筒中心线的横向平行度误差为 δ_{PX_6} , 内筒导轨安装面宽度为 L_{NT_2} , 则由于发射筒内筒导轨安装面与内筒中心线的平行度影响所产生的滚转误差 γ_{T_3} 为:

$$\gamma_{T_3} = \arctan(\delta_{PX_6}/L_{NT_2}). \quad (13)$$

2) 发射筒内筒筒体支撑安装面制造精度的影响

发射筒内筒筒体支撑安装面与内筒中心线的轴向平行度误差为 δ_{PX_7} , 内筒筒体支撑安装面长度为 L_{NT_3} , 则由于发射筒内筒筒体支撑安装面与内筒中心线的平行度影响所产生的俯仰误差 β_{T_4} 为:

$$\beta_{T_4} = \arctan(\delta_{PX_7}/L_{NT_3}). \quad (14)$$

发射筒内筒筒体支撑安装面与内筒中心线的横向平行度误差为 δ_{PX_8} , 内筒筒体支撑安装面宽度为 L_{NT_4} , 则由于发射筒内筒筒体支撑安装面与内筒中心线的平行度影响所产生的滚转误差 γ_{T_4} 为:

$$\gamma_{T_4} = \arctan(\delta_{PX_8}/L_{NT_4}). \quad (15)$$

1.3.2.3 筒体支撑的影响

如图5所示, 筒体支撑安装在内筒体上, 通过与发射支架的安装接口, 实现发射筒与发射支架的固定; 在发射支架上安装完毕后, 使用定位销来固化发射筒与发射支架的相对位置, 以保证导弹发射筒的指向精度。

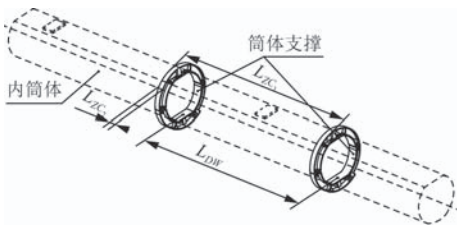


图5 筒体支撑结构示意图

Fig. 5 The structure schematic diagram of cylinder support

1) 筒体支撑制造精度的影响

筒体支撑安装面与其中心线的轴向平行度误差为 δ_{PX_9} , 筒体支撑安装面长度为 L_{ZC_1} , 则由于筒体支撑安装面与其中心线的平行度影响所产生的俯仰误差 β_{T_5} 为:

$$\beta_{T_5} = \arctan(\delta_{PX_9}/L_{ZC_1}), \quad (16)$$

筒体支撑安装面与其中心线的横向平行度误差为 $\delta_{PX_{10}}$, 筒体支撑安装面宽度为 L_{ZC_2} . 则由于筒体支撑安装面与其中心线的平行度影响所产生的滚转误差 γ_{T_5} 为:

$$\gamma_{T_5} = \arctan(\delta_{PX_{10}}/L_{ZC_2}). \quad (17)$$

2) 筒体支撑与内筒安装精度的影响

筒体支撑中心刻线与内筒船艏刻线安装偏差为 δ_{AZ_2} , 内筒筒体支撑安装面长度为 L_{NT_3} , 则由于筒体支撑中心刻线与内筒船艏刻线安装偏差影响所产生的偏航误差 α_{T_3} 为:

$$\alpha_{T_3} = \arctan(\delta_{AZ_2}/L_{NT_3}). \quad (18)$$

1.3.2.4 发射筒与发射支架安装精度的影响

发射筒定位销孔与发射架定位销之间的配合间隙为 δ_{JX_3} , 发射筒前后定位销之间的距离为 L_{DW} , 则由于发射筒定位销孔与发射架定位销之间的配合间隙影响所产生的偏航误差 α_{T_4} 为:

$$\alpha_{T_4} = \arctan(\delta_{JX_3}/L_{DW}). \quad (19)$$

1.3.2.5 发射筒结构刚度的影响

发射筒的强度和刚度应能够承受导弹在吊装、装填、贮存、运输和发射过程中产生的振动和冲击载荷, 包括轴向、横向和法向3个方向的过载要求。这些作用于发射筒上的不平衡载荷会引起导弹瞄准线产生变化^[1], 对发射筒的偏航误差和俯仰误差产生动态的影响。这也是影响导弹发射筒指向精度的重要因素之一。

通过对发射筒进行有限元计算分析, 可得出由于过载载荷引起的横向变形为 $\Delta_{\text{横向}}$, 法向变形为 $\Delta_{\text{法向}}$, 发射筒内筒体长度为 L_{NT_5} , 则发射筒结构刚度对偏航误差、俯仰误差的影响为:

$$\alpha_{T\text{结构刚度}} = \arctan(\Delta_{\text{横向}}/L_{NT_5}), \quad (20)$$

$$\beta_{T\text{结构刚度}} = \arctan(\Delta_{\text{法向}}/L_{NT_5}). \quad (21)$$

1.3.2.6 导弹发射筒各因素引起的指向误差汇总

通过对影响导弹发射筒指向精度的各个因素进行分析, 结果如表1所示。

表1中序号1~2和3~6描述的分别为导弹和发射筒的结构固有静态指向误差; 序号7描述的是由于发射筒受到不平衡载荷引起的动态指向误差。

2 导弹发射筒指向误差统计方法

2.1 统计方法

对于传统的误差计算方法一般是将各种因素产生的指向误差简单地作代数运算, 但由于各种误差不是同时处于最大值和完全相同的相位角, 这种最大值误差统计方法得出的计算结果虽然安全但不能得到比较经济的设计, 价值有限^[9], 不能体现产品真实的指向精度。

本文运用一种均方根值和最大值相结合的统计方法。以发射筒为例, 首先将发射筒静态指向误差和动

表 1 指向误差汇总
Tab. 1 Pointing error summary

序号	名称	项目	指向误差
1	导弹	导弹滑块导轨配合面与导弹中心的轴向平行度	俯仰误差 β_{D1}
		导弹滑块与导弹中心线安装	滚转误差 γ_{D1}
		导弹前后滑块与导弹中心线对称度	偏航误差 α_{D1}
2	导弹滑块与发射导轨配合	导弹滑块与发射导轨侧向间隙	偏航误差 α_{D2}
		导弹滑块与发射导轨垂向间隙	俯仰误差 β_{D2}
3	发射导轨制造与安装	发射导轨上部安装面直线度	俯仰误差 β_{T1}
		发射导轨上部安装面倾斜度	滚转误差 γ_{T1}
		发射导轨导弹滑块配合面与安装面轴向平行度	俯仰误差 β_{T2}
		发射导轨导弹滑块配合面与安装面横向平行度	滚转误差 γ_{T2}
		发射导轨导弹滑块配合面与导轨中心线对称度	偏航误差 α_{T1}
		发射导轨侧向工作面中心线与内筒船艏刻线安装偏差	偏航误差 α_{T2}
		发射筒内筒导轨安装面与内筒中心线的轴向平行度	俯仰误差 β_{T3}
4	发射筒安装面制造	发射筒内筒体中心线的横向平行度	滚转误差 γ_{T3}
		发射筒内筒体支撑安装面与内筒中心线的轴向平行度	俯仰误差 β_{T4}
		发射筒内筒体支撑安装面与内筒中心线的横向平行度	滚转误差 γ_{T4}
5	筒体支撑制造与安装	筒体支撑安装面与其中心线的轴向平行度	俯仰误差 β_{T5}
		筒体支撑安装面与其中心线的横向平行度	滚转误差 γ_{T5}
6	发射筒与发射支架安装	筒体支撑中心刻线与内筒船艏刻线安装偏差	偏航误差 α_{T3}
		发射筒定位销孔与发射支架定位销之间的配合间隙	偏航误差 α_{T4}
7	发射筒结构刚度	过载载荷引起的横向变形	偏航 α_{T7} 结构刚度
		过载载荷引起的法向变形	俯仰 β_{T7} 结构刚度

态指向误差进行分类；然后将同类各项误差进行平方相加，然后取其均值^[6]；最后将均方处理后静态指向误差和动态指向误差进行代数运算。同理计算出导弹的指向精度后，与发射筒指向精度取代数和，将所得结果近似认为是导弹发射筒的指向精度。这种统计方法可以保证在具有合理的安全裕度的前提下，得到较为经济的设计。

1) 导弹发射筒的偏航误差 $\alpha_{\text{偏航误差}}$ 统计方法如下：

$$\alpha_{\text{偏航误差}} = \alpha_D + \alpha_T = \alpha_D + (\alpha_{T\text{静态}} + \alpha_{T\text{动态}}) = \sqrt{\sum_{k=1}^n \alpha_{Dk}^2} + \left(\sqrt{\sum_{j=1}^m \alpha_{Tj}^2} + \alpha_{T\text{结构刚度}} \right) \quad (22)$$

式中： α_D 为导弹的偏航误差； α_T 为发射筒的偏航误差； $\alpha_{T\text{静态}}$ 为发射筒的静态偏航误差； $\alpha_{T\text{动态}}$ 为发射筒的动态偏航误差。

2) 导弹发射筒的俯仰误差 $\beta_{\text{俯仰误差}}$ 统计方法如下：

$$\beta_{\text{俯仰误差}} = \beta_D + \beta_T = \beta_D + (\beta_{T\text{静态}} + \beta_{T\text{动态}}) = \sqrt{\sum_{k=1}^n \beta_{Dk}^2} + \left(\sqrt{\sum_{j=1}^m \beta_{Tj}^2} + \beta_{T\text{结构刚度}} \right) \quad (23)$$

式中： β_D 为导弹的俯仰误差； β_T 为发射筒的俯仰误差； $\beta_{T\text{静态}}$ 为发射筒的静态俯仰误差； $\beta_{T\text{动态}}$ 为发射筒的动态俯仰误差。

3) 导弹发射筒的滚转误差 $\gamma_{\text{滚转误差}}$ 统计方法如下：

$$\gamma_{\text{滚转误差}} = \gamma_D + \gamma_T = \sqrt{\sum_{k=1}^n \gamma_{Dk}^2} + \sqrt{\sum_{j=1}^m \gamma_{Tj}^2} \quad (24)$$

式中： γ_D 为导弹的滚转误差； γ_T 为发射筒的滚转误差。

2.2 统计结果和数据分析

在导弹发射筒设计过程中，根据设计输入阶段的初始精度分配，对导弹发射筒各部件选择了相应的公差范围，对导弹发射筒的静态误差进行了分析计算。采用 Ansys 有限元分析方法，对发射筒动态指向精度进行仿真，仿真结果如图 6 所示。运用本文提出的 RMS+Maximum 统计方法，对导弹发射筒初始精度分配进行复核复算，最终确定了产品尺寸链并优化了各零部件的公差，指导了产品制造时合理的工艺选择。

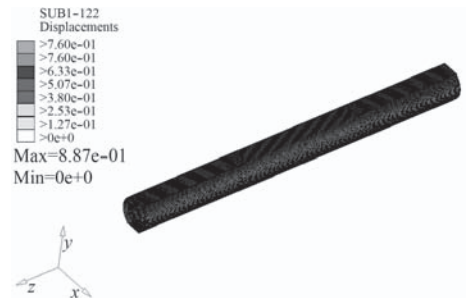


图 6 发射筒有限元仿真结果

Fig. 6 Finite element simulation results of launch canister

采用“激光垂准仪+标准靶标”的试验方法，对导弹发射筒静态指向精度进行测量；发射筒动态指向精度采用有限元仿真结果。导弹发射筒指向误差数据的对比情况如表 2 所示。

对比可知，本文所提出的 RMS+Maximum 统计方法计算出来的数据结果满足初始精度分配指标，在一定程度上消除了同类各项误差之间的相位角问题，较

表 2 指向误差数据对比表
Tab. 2 Pointing error data contrast table

序号	项目	指向误差数据			
		偏航误差	俯仰误差	滚转误差	
1	精度分配	D	2'	2'	5'
		T	6'	6'	8'
		总	8'	8'	13'
2	Maximum	D	1.23'	1.52'	3'
		T	10.41'	9.71'	11.26'
		总	11.64'	11.23'	14.26'
3	RMS+Maximum	D	1.23'	1.52'	3'
		T	5.52'	4.78'	4.53'
		总	6.75'	6.30'	7.53'
4	实测值	总	3.71'	3.45'	5.28'

为符合产品生产加工中设备及人员的实际条件, 与实际产品的测量结果符合度较高, 并具有合理的安全裕度, 在一定程度上可指导总体精度指标的确定, 具有一定的现实价值和实用性。

3 提高导弹发射筒指向精度的措施

3.1 提高各关键部件的加工和安装精度

导弹发射筒指向精度与各关键部件的加工和安装精度关系十分密切。因此, 产品试制时, 在工艺、设备、人员等条件允许的情况下, 在精度分配指标合理的范围内, 尽可能提高发射导轨、内筒、筒体支撑等关键部件的加工精度和形位公差等级, 增强互换性。利用定位工装和修配手段减少或消除装配误差, 以此提高导弹发射筒的指向精度。

3.2 合理的进行结构设计

导弹发射筒结构型式的优劣直接影响其指向精度。因此, 在导弹发射筒设计过程中, 在结构刚度和负载允许的前提下, 合理的布置总体结构, 尽可能的减少零件数量, 以一体式设计代替分级组装结构, 减少中间环节。在导弹和发射筒等关键配合处设置可调结构或功能, 通过后期修配和标定等手段, 提高导弹发射筒的指向精度。

3.3 减少误差源

误差源越多, 则对导弹发射筒的累积影响就越大。因此, 在条件允许的情况下, 可最大限度地减少误差源^[7], 以提高指向精度。比如, 通过采用锥销或夹紧套等措施, 可有效地消除导弹发射筒和发射支架的配

合间隙误差。另外, 导弹滑块与发射导轨侧向和垂向间隙也可以通过增加止挡块等措施予以消除, 减少误差源, 提高导弹发射筒的指向精度。

总之, 合理制定关键部件的制造精度、优化结构设计、减少误差源, 是提高导弹发射筒指向精度的最重要的途径, 三者只能有机的处理, 不能片面强调某一方面, 比如对精度过低的部件而想只用改进结构的方法获得较高的指向精度, 这也是不现实的。

4 结 语

通过本文的相关论述, 使导弹发射筒指向误差研究有了一个较为具体的理论体系, 结合多种统计方法与实测结果的符合度分析, 对如何提高导弹发射筒的指向精度提出了有效的解决途径, 减少了总体精度指标确定的不合理性以及后续设计工作的盲目性, 对于导弹发射筒的总体设计和制备工作具有一定的指导意义和应用价值。

参考文献:

- [1] 姚昌仁, 张波. 火箭导弹发射装置设计 [M]. 北京: 北京理工大学出版社, 1998.
- [2] 徐挺, 李斐, 王霞. 指导系统精度分析及误差分配方法 [J]. 四川兵工学报, 2014, 35(3): 18-20.
XU Ting, LI Fei, WANG Xia. Accuracy analysis and error distribution of guidance system[J]. Journal of Sichuan Ordnance, 2014, 35(3): 18-20.
- [3] 王晨晨, 胡祥涛. 光电稳定平台指向误差建模与分析 [J]. 新型工业化, 2014, 4(2): 86-90.
WANG Chen-chen, HU Xiang-tao. The modeling and analysis of opto-electronic stabilized platform pointing accuracy[J]. The Journal of New Industrialization, 2014, 4(2): 86-90.
- [4] 吴秉贤, 严世泽, 龚龙兴. 火箭发射装置结构分析 [M]. 北京: 国防工业出版社, 1988.
- [5] 叶期传, 徐辅仁, 王新华. 用概率统计法计算齿轮机构的回差 [J]. 机电设备, 2003(1): 16-19.
YE Qi-chuan, XU Fu-ren, WANG Xin-hua. Calculating the return stagnant angle of the gearing by use of probability statistic[J]. Mechanical and Electrical Equipment(Marine), 2003(1): 16-19.
- [6] 张家华. 某型跟踪雷达传动误差及回差测量方法 [J]. 舰船电子对抗, 2002, 25(2): 40-41.
ZHANG Jia-hua. Measurement method of transmission error and return stagnant for a tracking radar[J]. Shipboard Electronic Countermeasure, 2002, 25(2): 40-41.
- [7] 孙新学, 李文武, 荣茜, 等. 提高机械传动精度的方法和措施 [J]. 机床与液压, 2004(3): 166-170.
SUN Xin-xue, LI Wen-wu, RONG Qian, et al. Methods and measures to improve the precision of mechanical transmission [J]. Machine Tool & Hydraulics, 2004(3): 166-170.

雷-靶碰撞结构动态响应试验与仿真分析

李静肖, 陈彦勇, 张涛, 许达

(中国船舶重工集团公司第705研究所昆明分部, 云南昆明 650118)

摘要: 针对目标靶典型结构在鱼雷撞击作用下的损伤变形及撞击过程中的动态响应设计并进行试验研究, 首先利用非线性有限元仿真对2种试验工况进行预测, 后续开展试验, 对靶板变形模式及撞头加速度响应进行研究。结果表明, 随撞击速度增加, 靶板变形程度增大, 加速度响应更剧烈, 随靶板厚度增加, 靶板变形程度减弱, 加速度响应更剧烈。对比研究仿真与试验所得结果, 结果表明, 仿真结果与试验结果吻合程度较好, 所采用的数值仿真方法能够对鱼雷撞击目标靶时结构动态响应进行准确预报。

关键词: 雷靶碰撞; 模型试验; 非线性有限元; 结构响应

中图分类号: TJ630.3; TB122 **文献标识码:** A

文章编号: 1672-7649(2019)04-0148-06 **doi:** 10.3404/j.issn.1672-7649.2019.04.029

Research on dynamic response test and numerical simulation of the torpedo impacting the target

LI Jing-xiao, CHEN Yan-yong, ZHANG Tao, XU Da

(The 705 Research Institute of CSIC, Kunming 650118, China)

Abstract: The target typical structure damage deformation and dynamic response during the process of torpedo impacting was studied experimentally, firstly, the two impacting condition was predicted by FEM numerical simulation, then, the effects of impact parameters on results was studied experimentally. The result show that the faster of the striker, the target deformation is more obvious, and acceleration response is more rapid. The thicker of target thickness, the target deformation is weakened, and acceleration response is also more rapid. And the results of two methods were compared, the result show that the result based on test and numerical simulation are well matched, the numerical simulation method in the paper can predict the dynamic response during the torpedo impacting the target.

Key words: impact of torpedo on target; model test; non-linear finite element analysis; structural response

0 引言

随着鱼雷技术的不断发展, 技术先进程度越来越高, 反潜训练对靶标的使用要求也不断提高。鱼雷撞击目标靶时, 雷头引信部位加速度需达到一定幅值及脉宽才能使触发引信动作^[1-2], 因此靶体结构刚度是否满足触发引信动作要求是靶体结构设计中的一项关键内容。目前对于水下碰撞问题的研究主要是采用数值仿真法, 数值仿真方法可较为全面地模拟和再现整个碰撞历程, 但由于雷-靶碰撞是一复杂的多学科综合性课题, 碰撞过程中涉及大量非线性综合问题, 同时鉴于靶体结构的特殊性, 碰撞过程中许多细节难以通过

数值仿真计算手段进行研究。因此为了获得到直观可靠的碰撞数据, 同时验证所用仿真分析方法的准确性, 继而指导靶体结构设计, 进行相关试验研究必不可少。

本文拟通过靶体典型结构陆上台架碰撞试验, 对不同撞击工况下的靶体碰撞特性进行研究, 首先基于非线性有限元技术, 利用商业有限元软件 Ls-dyna 对2种典型试验工况进行预测, 然后开展试验, 对多工况下雷头撞击靶板进行研究, 分析不同撞击参数对靶板变形模式及动态响应的影响, 并将仿真结果与试验进行对比, 验证所用仿真方法的准确性, 为后续的靶体设计提供参考。

1 靶板典型结构碰撞仿真预测

为了更好地研究碰撞过程中的动态响应, 本文利用 Ls-dyna 软件对 2 种试验工况 (1#工况撞头以 6.5 m/s 速度撞击 2 mm 靶板、2#工况撞头以 9.9 m/s 速度撞击 2 mm 靶板) 进行数值仿真, 通过对靶板结构响应及撞头加速度响应进行分析, 深入探讨雷靶碰撞特性, 同时将仿真与试验结果进行对比, 验证所用仿真方法的准确性。

1.1 有限元模型

1.1.1 撞头模型

撞头中前部模型根据鱼雷相关资料建立, 考虑到碰撞过程中撞头后部不参与撞击, 将其简化为一实体, 通过调整密度使撞头整体质量与全雷相同。撞头采用六面体实体单元模拟, 为提高计算精度, 对撞头前端主要撞击区域网格进行加密。撞头首段覆盖有硫化橡胶层, 采用超弹性材料模型模拟, 撞头金属部分采用双线性各向同性硬化弹塑性材料模型模拟, 后端配重区域为刚体材料。撞头有限元模型如图 1 所示。

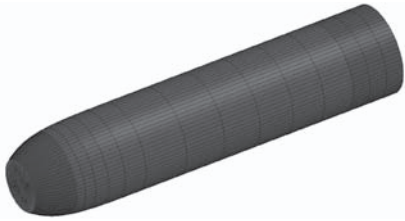


图 1 撞头有限元模型

Fig. 1 The FEM model of striker

1.1.2 靶板模型

靶板尺寸与试验所用靶板尺寸相同, 在靶板下方设有限位框, 使其安装方式与试验条件相同。靶板材料采用各向同性、分段线性硬化弹塑性材料模型模拟, 限位框架采用刚体材料进行模拟。靶板及限位框有限元模型如图 2 所示。



图 2 靶板及限位框有限元模型

Fig. 2 The FEM model of target and bounding box

1.1.3 撞头与靶板约束和定位

为保证仿真与试验条件相吻合, 约束撞头水平方向运动, 使其只做垂向运动, 同时约束撞头 3 个方向的转动。

根据试验中靶板的安装与约束情况, 仿真中对靶板四周通过设定多个约束将靶板定位在限位框上, 约束布置位置与试验中螺钉安装位置相同。靶板约束情况如图 3 所示。



图 3 靶板约束图

Fig. 3 The constraint of target

1.2 计算相关参数设定

1.2.1 材料失效条件

撞头撞击到靶板时, 靶板以及周边约束会因为产生大变形而出现断裂及失效。本文仿真中为准确预报结构的断裂及失效, 考虑了材料的应变率效应, 引入了最大应变失效准则^[3-4]。该准则中当靶体碰撞区域某个单元的等效塑性应变达到最大塑性失效应变时该单元失效, 不再具有强度, 不参与后面的计算。根据相关文献, 靶板失效参数取 0.35, 约束部位取 0.7^[5-6]。

1.2.2 接触与摩擦

在动态接触问题中, 不同构件之间的相对运动引起的接触与摩擦是 2 个关键问题^[7-8]。根据相关文献, 本文采用 Ls-dyna 自带的基于主-从面的动态接触算法计算碰撞过程中撞头与靶板的接触^[9]。

碰撞过程中撞头与靶板的相对滑动会产生摩擦, 摩擦力可通过经典库仑摩擦定理进行计算, 摩擦力大小由下式确定^[10]:

$$F_f = \mu F_N \quad (1)$$

式中: F_f 为摩擦力; μ 为摩擦系数; F_N 为法向接触力; 摩擦系数由下式确定:

$$\mu = \mu_k + (\mu_s - \mu_k) e^{-\beta v} \quad (2)$$

式中: μ_s 为静摩擦系数; μ_k 为动摩擦系数; β 为指数衰减系数; v 为主从面之间的相对滑移速度。

1.3 仿真结果与分析

1.3.1 靶板变形

图 4 显示了 1#工况对应仿真所得碰撞过程中靶板的应变情况, 仿真结果表明撞头撞击后靶板中心出现了明显的凹陷, 同时靶板四周由于约束出现失效, 从而出现了绕曲及变形。通过与试验结果对比发现, 2 种方法所得靶板变形情况较为吻合。

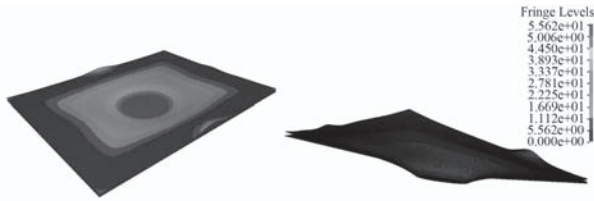


图 4 工况 1 靶板变形图

Fig. 4 The target deformation on test condition 1

图 5 显示了碰撞过程中靶体应变，碰撞后靶板撞击区域出现了明显凹陷，同时边界约束条件大量失效，靶板脱离约束框架向中间凹陷。靶板变形情况与试验所得结果相吻合。

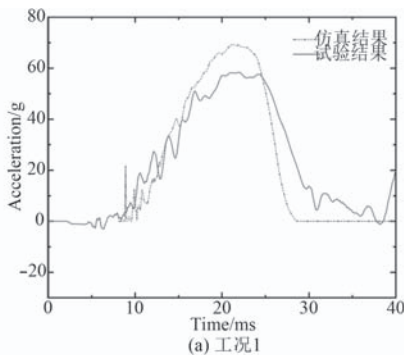


图 5 工况 2 靶板变形图

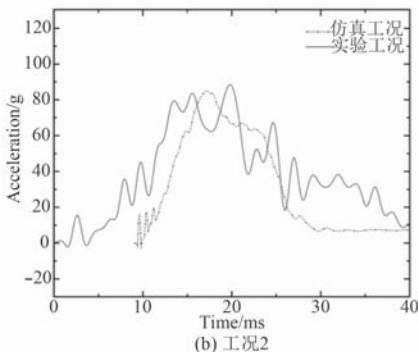
Fig. 5 The target deformation on test condition 2

1.3.2 撞头加速度变化

图 6 显示了仿真与试验所得加速度响应时历曲线。可以看出，在整个碰撞过程中加速度变化趋势基本一致，同时加速度峰值也处于同一数值水平。在碰撞后期，由于仿真中不存在撞头撞击限位框的情况，



(a) 工况 1



(b) 工况 2

图 6 仿真与试验所得加速度响应对比

Fig. 6 The comparison of acceleration response

因此加速度在碰撞结束后不再发生变化，而试验中由于撞头下落后撞击到限位块，碰撞结束后仍会出现一定程度的加速度波动。

通过对试验与仿真所得结果对比及分析，发现靶体变形不论从变形范围、模式及大小上，两者均具有良好的一致性，同时加速度变化曲线变化趋势一致，吻合度好，在一定程度上验证了本文所采用数值仿真方法的适用性及准确性。

2 靶体典型结构碰撞试验

2.1 试验模型

为了研究靶板在雷头撞击下的破坏形式，同时检验靶体结构刚度是否能满足鱼雷触发引信动作条件，本试验选取靶体环肋间隔最大处蒙皮作为典型区域，并根据靶上实际安装形式对蒙皮进行约束，开展典型区域碰撞试验。所用靶板试件材料为 Q345 钢板，尺寸为 960 mm×820 mm，有效撞击面积为 720 mm×530 mm，靶板有效面积外围通过 M6 高强度螺钉固定在底座上。靶板厚度分别为 1.5 mm，2.0 mm 和 3.0 mm（以实测厚度为准）。撞头尺寸与鱼雷雷头相同，撞头后部通过增加配重块使撞头质量与全雷质量相同。

2.2 试验原理

试验开始前将靶板对中安装至冲击塔轨道下方底座上，并将撞头对心，将撞头沿轨道提升至指定高度 h ，通过电磁开关控制撞头沿轨道做自由落体运动。撞头撞击靶板时的初速度 $\sqrt{2gh}$ ，此速度通过置于轨道上的光电门进行测量，撞击过程中撞头引信部位的加速度通过加速度传感器测量。试验工况如表 1 所示。

表 1 试验工况
Tab. 1 Experiment condition

工况	下落高度/m	实测撞击速度/m·s ⁻¹	实测厚度/mm
1	2.0	6.50	2.1
2	5.0	9.90	2.1
3	10.0	14.89	2.0
4	10.0	15.48	1.4
5	10.0	13.86	2.1
6	10.0	14.00	3.3

2.3 试验结果与分析

2.3.1 不同撞击速度下靶板变形及加速度响应

图 7 显示了 2.0 mm 靶板在 3 种不同撞击速度下（工况 1、工况 2、工况 3）靶板变形情况。可以看出，撞击后，靶板呈现不同程度的整体绕曲及凹陷，

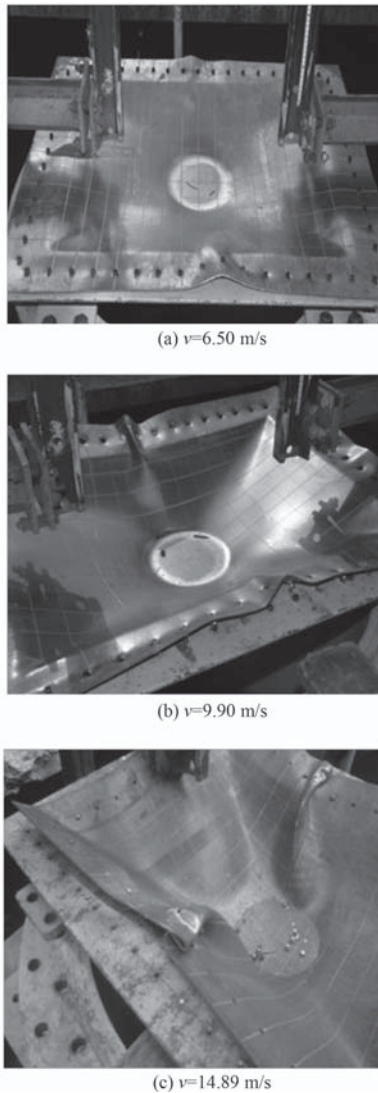


图 7 不同撞击速度下靶板变形图

Fig. 7 The target deformation on different impacting velocity

靶板中心局部区域变形形状与撞头形状相符, 靶板在变形过程中边界上的螺钉出现了失效。

随着撞击速度的增加, 靶板变形程度更为明显, 中心凹陷深度增加, 边界上螺钉失效和断裂数量增加。特别是在 14.89 m/s 速度下, 由于撞击力较大, 螺钉断裂, 靶板大部分区域与固定框架脱离, 靶板整体向内部凹陷。

图 8 显示了上述不同撞击速度下撞头监测点部位加速度响应。可以看出, 碰撞过程中加速度变化呈现很强的非线性特征, 在不同碰撞时期, 加速度出现不同程度的卸载, 这表明在碰撞过程中靶板出现不同程度的变形以及四周螺钉的失效。在工况 2 下, 加速度呈现大幅值, 长脉宽的“拱形”区域, 说明此工况下靶板为明显的塑性变形, 且变形较慢, 周边螺钉失效不明显。但随着碰撞速度的增加, “拱形”区域愈发

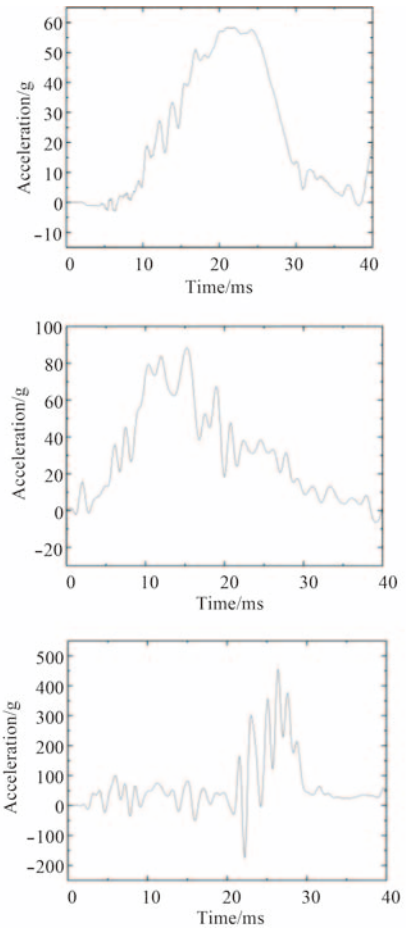


图 8 不同撞击速度下撞头监测点加速度响应

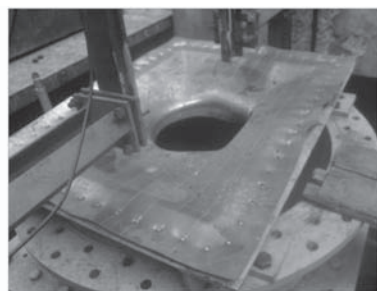
Fig. 8 The acceleration response of check point on different impacting velocity

变窄, 加速度曲线卸载出现的更加频繁且明显, 意味着靶板变形更大, 且周边螺钉失效破坏程度更大, 这也与图 7 中靶板的变形情况吻合。上述试验工况下加速度拱形区域的幅值和脉宽均能包络鱼雷触发引信动作要求, 此厚度靶板及固定方式满足目标靶刚度要求。

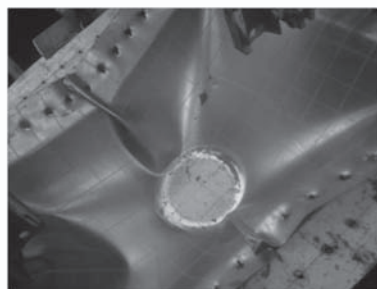
2.3.2 不同厚度下靶板变形及加速度响应

图 9 显示了 10 m 高度撞头下落撞击不同厚度靶板时靶板变形情况。可以看出, 撞头直接穿透了 1.4 mm 靶板, 同时靶板出现一定程度绕曲和变形, 四周边界上的螺钉未出现明显失效。撞头未穿透 2.1 mm 靶板和 3.3 mm 靶板, 但 2 种厚度靶板均出现了明显变形和向内凹陷, 且四周螺钉出现了断裂和失效。随着靶板厚度的增加, 撞头穿透靶板的可能性减小, 靶板变形程度减小。

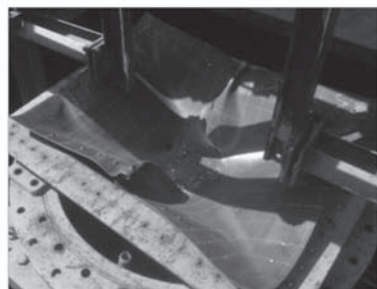
图 10 显示了撞头撞击不同厚度靶板时的加速度响应。可以看出, 当撞头撞击 1.4 mm 靶板时, 加速度出现非常明显的峰值卸载, 这是由于撞头动能较大, 靶板吸能能力以及强度有限, 撞头穿透靶板后撞击力急



(a) $\delta=1.4\text{mm}$



(b) $\delta=2.1\text{mm}$



(c) $\delta=3.3\text{mm}$

图 9 不同靶板厚度下靶板变形图

Fig. 9 The different thickness target deformation

剧减小所导致的。随着靶板厚度的增加，靶板强度增加，加速度出现多次卸载，这是由于靶板部分边界失效引起的，但并未出现因靶板被穿透而导致的明显峰值卸载。同时随着靶板厚度的增加，加速度“拱形”区域出现一定程度的延后。通过对比上述工况加速度曲线，并结合工程需求发现，若采用 1.5 mm 靶板会导致鱼雷撞击目标靶时加速度脉宽无法满足触发引信动作要求，3.0 mm 靶板强度虽能满足撞击时触发引信动作要求，但会增加目标靶重量以及生产成本，因此结合上节所得结论，采用 2.0 mm 靶板作为目标靶蒙皮既能满足触发引信动作要求，又可节约成本。

3 结 语

本文针对鱼雷撞击目标靶时靶体结构响应以及鱼雷加速度响应进行了典型结构陆上台架试验以及仿真分析，主要结论如下：

1) 由试验结果分析可得，靶板在受撞击后其变形

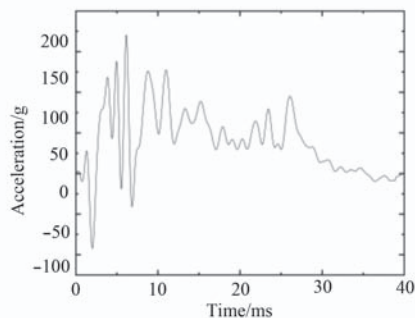
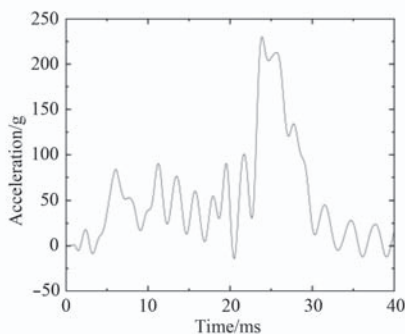
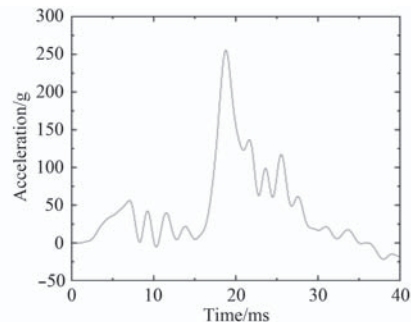


图 10 撞头撞击不同厚度靶板加速度响应时历曲线

Fig. 10 The acceleration response of check point on different target thickness

主要表现为靶板中心撞击区域的凹陷以及约束边界的绕曲，而靶板出现破坏时呈现为花瓣形破口，破口形状与撞头形状相吻合。同时随着撞击速度的增加，靶板变形程度更加剧烈，约束失效更为明显，加速度峰值更高，响应更剧烈，符合物理规律。

2) 不同板厚对靶板响应也存在一定影响，薄板在高速撞击下会出现破坏，撞头穿过靶板，而随板厚增加靶板变形程度逐渐减小，加速度“拱形”区域出现时间有所延后。对比多工况下试验结果，并结合工程实际，采用 2 mm 厚度靶板既能满足靶体结构刚度设计要求，又能控制靶体重量。

3) 通过与试验结果对比发现，仿真所得靶板变形及加速度响应和试验结果具有良好的一致性，所采用数值仿真方法适用于该问题的分析，并具有较高准确性。

参考文献:

- [1] 肖文勇, 严谨, 岳建军, 等. 鱼雷撞击靶板动态仿真建模方法探讨 [J]. 舰船科学技术, 2004(3): 47-50.
XIAO Wen-yong, YAN Jin, YUE Jian-jun, et al. Discussions on the dynamic simulation modeling of a torpedo impacting the plate[J]. Ship Science and Technology, 2004(3): 47-50.
- [2] 南长江, 鲁忠宝, 岳建军. 鱼雷与目标撞击引信部位加速度响应仿真分析 [J]. 水下无人系统学报, 2004, 12(4): 000017-20.
NAN Chang-jiang, LU Zhong-bao, YUE Jian-jun. Acceleration response simulation and analysis of the fuze upon impact of torpedo on target[J]. Torpedo Technology, 2004, 12(4): 000017-20.
- [3] 张志强, 李华峰, 张咏鸥. 失效准则在船舶碰撞破坏中的应用研究 [J]. 舰船科学技术, 2017, 39(1): 56-62.
ZHANG Zhi-qiang, LI Hua-feng, ZHANG Yong-ou. An application research on failure criteria of collision damage in ship structures[J]. Ship Science and Technology, 2017, 39(1): 56-62.
- [4] 张涛, 陈继恩, 谢凡. 低速撞击下矩形板动态断裂试验及数值仿真 [J]. 华中科技大学学报(自然科学版), 2012, 40(5): 37-40, 45.
ZHANG Tao, CHEN Ji-en, XIE Fan. Dynamic fracture test and numerical simulation of rectangular plate under low velocity collision[J]. Journal of Huazhong University of Science and Technology (Nature Science), 2012, 40(5): 37-40, 45.
- [5] 陈凯, 刘均, 张攀. 低速碰撞载荷下钢制波纹夹层板动态响应研究 [J]. 舰船科学技术, 2018, 40(1): 27-34.
CHEN Kai, LIU Jun, ZHANG Pan. Dynamic response analysis on corrugated metallic sandwich panel under low velocity impact loading[J]. Ship Science and Technology, 2018, 40(1): 27-34.
- [6] 王自力. 船舶碰撞损伤机理与结构耐撞性研究 [D]. 上海: 上海交通大学, 2000.
- [7] 王自力, 顾永宁. 船舶碰撞动力学过程的数值仿真研究 [J]. 爆炸与冲击, 2001(1): 29-34.
WANG Zi-li, GU Yong-ning. Numerical simulation of ship collisions[J]. Explosion and Shock Waves, 2001(1): 29-34.
- [8] 朱新阳, 梅志远, 吴梵. 潜艇典型结构在撞击载荷作用下动态响应的试验研究 [J]. 船海工程, 2009, 38(4): 88-91.
ZHU XIN-yang, MEI Zhi-yuan, WU Fan. Research on dynamic response test of submarine typical structure unit's under impact load[J]. Ship&Ocean Engineering, 2009, 38(4): 88-91.
- [9] 杨桂通, 熊祝华. 塑性动力学 [M]. 北京: 科学出版社, 1982
- [10] 梅志远. 基于 MSC Dytran 的潜艇结构撞击强度分析 [J]. 计算机辅助工程, 2006(S1): 295-329.
MEI Zhi-yuan. Numerical analysis based on MSC dytran collision strength of submarine structure[J]. Computer Aided Engineering, 2006(S1): 295-329.

舰炮射击击发装置损坏故障定位研究

苏万山

(中国船舶重工集团公司第七一三研究所, 河南 郑州 450015)

摘要: 某舰炮击发装置在射击实验中, 多次发生击发装置损坏故障, 具体表现为击发装置推杆被撞弯, 导致射击停止。通过故障树分析方法, 对故障的各末端因素进行逐一分析, 并确定推杆动作不灵活和磁铁顶杆螺栓防松不可靠是击发装置多次损坏故障的主要原因。解决方案中对磁铁顶杆螺栓防松措施进行调整, 并对击发推杆机构进行改进, 并进行多次实弹射击实验, 彻底解决了舰炮射击时击发装置损坏的故障。

关键词: 舰炮; 击发装置; 故障树

中图分类号: TJ391 文献标识码: A

文章编号: 1672-7649(2019)04-0154-04 doi: 10.3404/j.issn.1672-7649.2019.04.030

Research on location of damaging fault of percussion mechanism in naval gun firing

SU Wan-shan

(The 713 Research Institute of CSIC, Zhengzhou 450015, China)

Abstract: The damaging fault of percussion mechanism was usually occurred in the naval gun firing of a new model, the result is that the percussion mechanism putter is bent, causing a stop of firing, the end factors of the fault are analyzed one by one through the method of fault tree analysis, it is determined that the main reasons for the damaging fault of percussion mechanism are the looseness of the putter and unreliability of the electromagnet bolts. In the solution, the anti loosening measures were adjusted and the push rod mechanism of percussion mechanism was improved. On the basis of several practical firing experiments, it is completely solved the damaging fault of percussion mechanism in naval gun firing.

Key words: naval gun; percussion mechanism; fault tree method

0 引言

发射系统是舰炮的主要分系统, 能否完成正常动作关乎射击的成败^[1]。在某舰炮的实弹射击中, 各分系统性能指标都达到了设计技术要求, 但出现多次击发装置损坏故障。按照故障树分析方法对击发装置设计、生产、总装等因素进行系统分析^[2], 从而确定发生击发装置损坏故障的各种原因, 并彻底解决此次故障, 保证研制工作的顺利进行。

1 击发装置结构组成及原理

舰炮发射系统炮尾安装在摇架上, 摇架是各分系统的安装基础, 其中击发装置安装在摇架左梁, 如图1所示。击发装置的主要作用是在舰炮射击时击发推杆挤压炮尾发射器压杆, 进而带动击针撞击底火, 完成单发射击动作, 击发装置推杆与发射器压杆相对位

置如图2所示。

击发装置示意图如图3所示。动作原理为: 当舰炮输弹装置输弹入膛后, 闩体关闭, 此时击发装置上双磁铁同时得电, 电磁铁压杆推动击发装置上的杠杆, 从而带动推杆向前运动, 推杆将炮尾发射器压杆压入4 mm, 此后炮尾内击针击发弹药底火实现弹药发射, 随后炮尾后座复进, 摆弹和输弹相继动作, 击发装置推杆动作继续完成下一发弹药射击。

当进行炮尾后座复进时, 炮尾动作较快, 在30 MJ炮口动能的作用下, 炮尾后座平均速度约10 m/s, 击发装置触头杆与炮尾发射器压杆初始间隙为2 mm, 正常情况下击发装置动作后, 将发射器压杆压入4 mm, 此时推杆与炮尾左平面还有6 mm间隙, 炮尾的后座复进将不会触碰到击发装置推杆, 击发装置推杆可避开炮尾, 防止被炮尾撞弯。

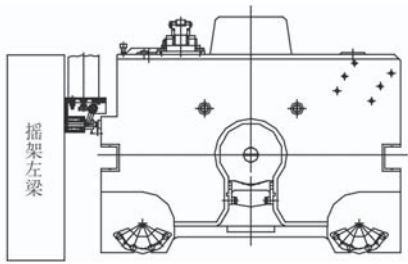


图 1 击发装置安装图

Fig. 1 Assembly drawing of percussion mechanism

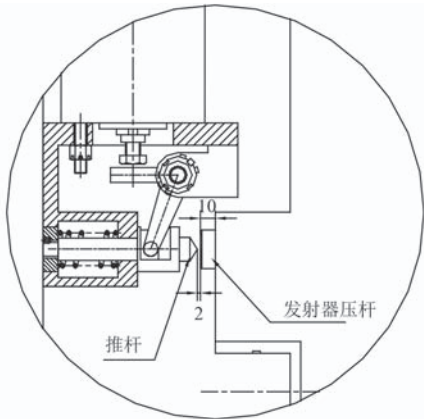


图 2 推杆与发射器压杆位置

Fig. 2 Position diagram of push rod and launcher bar

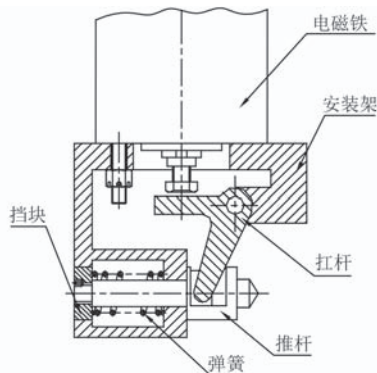


图 3 击发装置剖面图

Fig. 3 Sectional drawing of percussion mechanism

2 击发装置损坏故障原因分析

某舰炮在开始射击试验时各部件工作可靠，但在后续连续射击时出现 2 次击发装置推杆撞弯的故障，故障现象如图 4 和图 5 所示。采用高速摄影对击发装置工作情况进行跟踪，经检查发现，炮尾在后座过程中会偶发性撞击击发装置推杆，导致推杆被撞弯，从而导致击发装置无法完成击发，也严重影响了舰炮的射击可靠性^[3]。

通过对击发装置损坏的故障现象及机理进行分析，造成击发装置推杆撞弯的主要原因有 3 点：电磁



图 4 击发装置损坏现场图

Fig. 4 Damaged picture of percussion mechanism

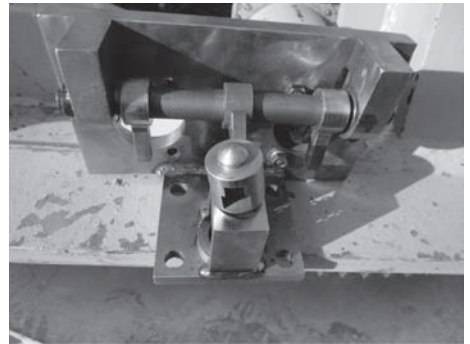


图 5 击发装置损坏故障拆卸图

Fig. 5 Damage fault disassembly diagram of percussion mechanism

铁故障；击发转臂机构不灵活；磁铁顶杆螺栓防松不可靠。对发生故障的各末端因素进行梳理，发射机构损坏故障故障树如图 6 所示^[4-5]。

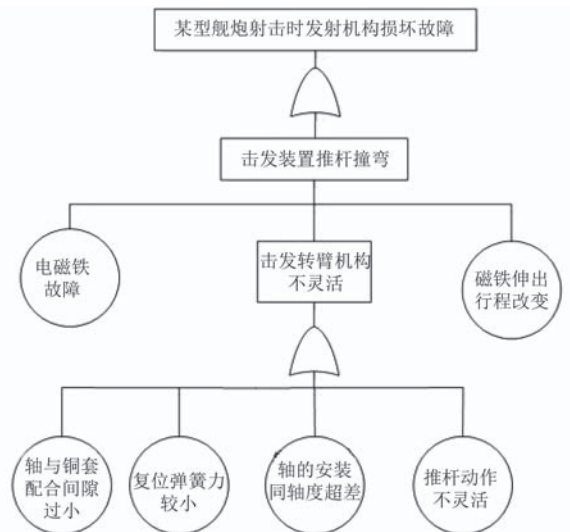


图 6 击发装置损坏故障树

Fig. 6 The fault tree percussion mechanism

2.1 电磁铁故障

击发装置为双磁铁作用连杆机构，两磁铁各自推动下安装的转臂，2 个转臂通过平键连接带动轴转

动,进而带动击发推杆伸出使炮尾击发器击发。目前所用的 2 台电磁铁均为 DCT 型,但 2 台电磁铁的生产厂家不同,2 台电磁铁外形一致,但吸合时间、释放时间和吸力不同。

推杆的释放主要依靠击发装置内的弹簧,因此 2 台磁铁的释放时间一致。通过现场实测,2 台电磁铁推力和响应时间仅有微小差异,推力上的不同不会导致推杆伸出撞弯,响应时间微小的差异也不会引起转臂作用的不同步。

因此确认两击发电磁铁工作正常,排除电磁铁故障的因素。

2.2 击发转臂机构不灵活

1) 轴和铜套配合间隙过小

轴与铜套之间要求能够灵活转动,并不要求太高的配合精度,设计配合公差为 H9/d9,该配合为间隙较大的灵活转动配合^[6],通过脂润滑保证轴与铜套之间的相对转动无卡滞,铜套和转臂安装图如图 7 所示。现场将铜套和轴的尺寸重新进行复测,经检测,击发装置左右两铜套和轴的设计尺寸都在公差范围内。因此,确认轴和铜套间隙满足设计要求。

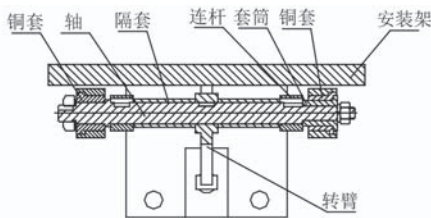


图 7 铜套和转臂安装图

Fig. 7 The installation diagram of copper sleeve and rotary arm

2) 复位弹簧力较小

电磁铁断电后,击发装置推杆收回,收回的速度主要取决于弹簧的工作压力,通过弹簧的压缩作用使推杆获得复位加速度,保证推杆快速回位。现场对弹簧的初压力和工作压力进行复测,弹簧的设计工作压力都在设计要求范围内,弹簧力足够。因此,确认弹簧簧力满足设计要求。

3) 轴的安装同轴度超差

轴安装在安装架两侧铜套内,两侧铜套作为轴向旋转支撑,在杠杆的推动下轴发生旋转,如果两铜套的同轴度超差,则轴在旋转过程中与推杆和转臂会发生侧面挤压现象,进而产生较大的摩擦阻力导致轴的旋转不灵活^[7]。两铜套安装后轴孔的同轴度设计误差为 0.02 mm,现场对两铜套安装同轴度误差进行测量,实测同轴度为 0.015 mm,满足设计要求。

4) 推杆动作不灵活

推杆末端连接螺母挡块,推杆在杠杆作用下伸出,安装架的圆孔为导向孔,推杆的伸出最大行程为 10 mm,超过 10 mm 后推杆变回脱离安装架导向圆孔,会发生推杆倾斜无法返回的现象,如图 8 所示。在螺母挡块随着推杆伸出的过程中,螺母的导向部分逐渐减少,推杆的轴向约束逐渐不足,在推杆伸出后会回位不灵活。因此,推杆动作不灵活是击发装置损坏的原因。

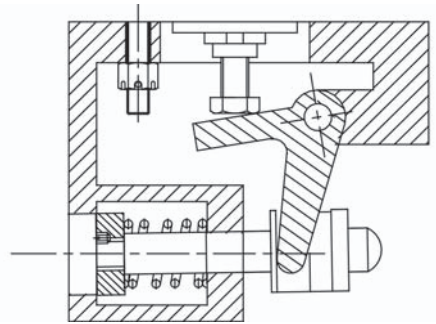


图 8 推杆导向不足发生倾斜

Fig. 8 Tilt caused by insufficient guide of push rod

2.3 磁铁顶杆螺栓防松不可靠

电磁铁伸出时,其头部顶杆螺栓对杠杆施加推力,带动转臂及推杆执行相应动作。电磁铁顶杆螺栓头部采用弹垫及螺母防松,保证磁铁的伸出行程固定,正常情况下,要通过调整电磁铁触头螺栓来调节推杆的伸出行程,电磁铁触头与转臂上平面调整距离应为 7 mm,此时推杆的伸出量为理论行程 10 mm (见图 9)。而现场在拆卸的过程中,发现防松螺母已发生松动,磁铁螺栓头部 7 mm 的安装间隙已经不能保证。由于舰炮射击时后坐力较大,托架及摇架都会发生震动,进而导致安装在摇架左梁的击发装置震动,长期使用会导致磁铁顶杆防松螺母发生松动,推杆撞弯发生在击发后炮尾后座的过程中,此时炮尾后座,电磁铁若继续推动连杆,则可导致推杆继续伸出

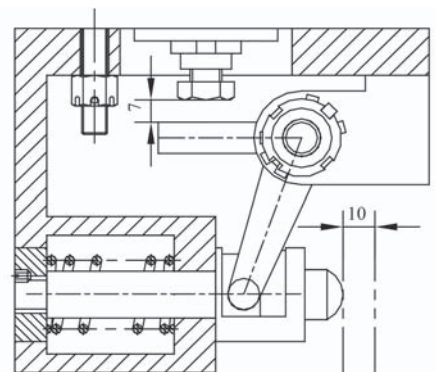


图 9 电磁铁推杆初始安装位

Fig. 9 Initial installation position of electromagnet push rod

并撞在炮尾左后侧棱边上, 发生推杆撞弯故障。

因此, 磁铁伸出行程改变是击发装置损坏的主要因素, 直接因素为电磁铁头部螺栓防松措施不到位。

3 解决措施和实施效果

通过对击发装置损坏故障的所有原因进行逐一分析、排查, 可以确定推杆动作不灵活和磁铁顶杆螺栓防松不可靠是多次击发装置损坏故障的主要原因。根据故障的因素采取相应的解决措施。故障定位及解决措施如表 1 所示。

表 1 击发装置损坏故障定位及解决措施对照表

Tab. 1 The measure of the damaging of percussion mechanism in naval gun firing

故障原因	分析结论	解决措施	实施效果
电磁铁故障	非要因		
轴和铜套配合间隙过小	非要因		
复位弹簧力较小	非要因		
轴的安装同轴度超差	非要因		
推杆动作不灵活	要因	改进螺母挡块结构, 增加导向和推杆限位	非常明显
磁铁顶杆螺栓防松不可靠	要因	采用高强度螺纹胶防松处理	非常明显

对于磁铁顶杆螺栓防松不可靠的问题, 在原有防松螺母的基础上, 增加高强度螺纹锁固剂(乐泰 263 胶), 该螺纹胶已广泛应用于大口径舰炮发射系统中, 防松效果可靠^[8]。同时, 重新设计螺母挡块结构, 并增加导向套, 该结构可从根本上约束击发装置推杆行程, 同时也保证了推杆全行程内的可靠约束。

将新设计的螺母挡块和导向套安装在击发装置上, 同时对磁铁顶杆螺母采用螺纹胶防松处理, 在后续的实弹射击实验中均未出现此故障, 故障得以解决。

4 结 语

本文以某舰炮实弹射击中出现的击发装置损坏故障为研究对象, 采用故障树分析方法, 对发生故障的各种原理进行逐一定性和定量分析, 并从故障机理上确定出发生故障的原因, 使得故障得到解决。实践证明, 故障树分析方法应用于舰炮故障诊断、技术分

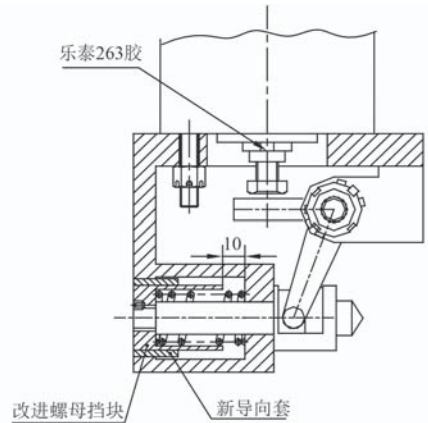


图 10 改进措施

Fig. 10 Improvement measures

析、装置改进上非常有效。通过故障树可以系统全面反映发生故障的各种末端因素, 是舰炮各系统故障技术归零切实可行的方法。

参考文献:

- [1] 谈乐斌, 张相炎, 郑建国, 等. 火炮概论 [M]. 北京: 北京理工大学出版社, 2014.
- [2] 刘建同. 系统可靠性保障工程 [M]. 北京: 中国宇航出版社, 2014.
- [3] 郭昭蔚. 某型中口径舰炮改进方法 [J]. 舰船科学技术, 2015, 37(3): 135-138.
GUO Zhao-wei. Research on the method of certain medium caliber naval gun performance improvement[J]. Ship Science and Technology, 2015, 37(3): 135-138.
- [4] 邵新杰, 康海英, 田广, 等. 故障树分析法在某型轮式自行火炮故障诊断中的应 [J]. 四川兵工学报, 2013, 34(1): 11-12.
SHAO Xin-jie, KANG Hai-ying, TIAN Guang, et al. Application of fault tree analysis method in fault diagnosis of a certain type of wheel self-propelled gun[J]. Journal of Sichuan Ordnance, 2013, 34(1): 11-12.
- [5] 金美华, 王晓勇. 故障树分析在船舶起货机液压系统中的应用仿真 [J]. 舰船科学技术, 2017, 39(7A): 152-154.
- [6] 成大先. 机械设计手册 [M]. 北京: 化学工业出版社, 2002
- [7] 哈尔滨工业大学理论力学教研室. 理论力学 [M]. 北京: 高等教育出版社, 2009.
- [8] 李瑞琴. 机械原理 [M]. 北京: 国防工业出版社, 2008.

CONTENTS

Review of underwater vector propulsion devices	ZHANG Shuai, XIAO Jing-jing (1)
The application of integration and optimization method in warship overall design	FAN Ze-yang, XIE Kun, REN Sai-lin, <i>et al</i> (6)
Acoustic characteristics of the anechoic coating containing water-filled metal spherical shells.....	JIANG Min, WANG Gui-bo, ZHANG Ruo-jun, <i>et al</i> (11)
Unsteady viscous flow and hydrodynamic force's numerical methodology of DARPA2 submarine model	YU Xiang-yang, YAO Ling-hong, MENG Qing-chang, <i>et al</i> (19)
Hydrodynamic research on longitudinal motion stabilizing hydrofoils of high-speed catamaran.....	WANG Yun, YU Xiao, LI Liao-yuan, <i>et al</i> (25)
Mesh comparison on E799A cavitation performance based on Fluent.....	XI Peng, XIONG Ying, PU Ji-jun (30)
Research on linear design wave method of structure strength evaluating of hull.....	XIA Feng, HUANG Dong, TENG Hong-yuan, <i>et al</i> (34)
The prediction of the 3D fine velocity field in the pipe of centrifugal fan and the validation.....	LI Ya, XU Ying-bo, ZHANG Nan (39)
Research on the ultimate strength of hull girder under cyclic bending loads.....	YU Ji, YANG Ping (44)
Research on the numerical method on the ultimate strength of titanium alloy pressure spherical shell	ZHANG Xi-qiu, YU Hao, YU Chang-li (49)
Research on sound absorption performance of porous materials based on foam-x.....	JIANG Kun, XIANG Yang, ZHANG Bo (54)
Analysis on meshing dynamic characteristics of marine herringbone gear with consideration of center distance	WEI Wei, GUO Wen-yong, WU Xin-yue, <i>et al</i> (61)
Topology optimization weight loss research of the floating raft isolation system	WANG Feng, SHAO Hai-zheng, CUI Hong-yu (66)
Research on influence of ship propulsion shaft vibration to bearing bearing characteristics	ZHANG Xin-bao, WANG Ding (71)
Vessel vector rudder reduction roll control system.....	LIU Sheng, TAN Yin-chao (76)
Research on unmanned surface vehicle cluster system	HU Jian-zhang, TANG Guo-yuan, WANG Jian-jun, <i>et al</i> (83)
Path planning for underwater glider based on improved artificial potential field method	LI Pei-lun, YANG Qi (89)
A method of moving self-navigation and tracking for auv.....	GAO Qing-ze (94)
Three dimensional numerical simulation of VIV of tandem double risers by helical strakes	LI Yan-xiao, ZHANG Shu-jun (100)
Research on the characteristics of diminutive turbogenerator set's oil system	DU Xiao-dong, WANG Gui-long, LI Yi-xing, <i>et al</i> (106)
Research on the selection and method of ship power supply life test index	QI Shuang-bin, LIU Dong (109)
Application of multi-heading sensors data fusion and fault-tolerant kalman filter in integrated navigation system of ship	DAI Hai-fa, BIAN Hong-wei, WANG Rong-ying, <i>et al</i> (114)
Design and analysis of the carrier for ship degaussing experiment.....	SHE Jian-guo, CHEN Yang, GE Jian-fei, <i>et al</i> (119)
A waveform design method for reducing sidelobe level in a particular area of ambiguous function	ZHOU Fei, CHENG Jin-sheng (124)
Research on RBF neural network evaluation model for shipbuilding suppliers based on big data.....	QIAN Fang (129)
Design and research of new rib for naval shipboard	CHEN Lian, KONG Xiang-ming, HE Yuan-ling (132)
Simulation for 6-dof movement of underwater torpedo launching	HUA Qi, DUAN Hao, CHEN Jie, <i>et al</i> (137)
Research on pointing accuracy of a ship-based missile launch canister.....	WANG Yong, ZHAO Xi-lei, LI Xiang-yu (142)
Research on dynamic response test and numerical simulation of the torpedo impacting the target.....	LI Jing-xiao, CHEN Yan-yong, ZHANG Tao, <i>et al</i> (148)
Research on location of damaging fault of percussion mechanism in naval gun firing	SU Wan-shan (154)

中国船舶信息中心多种期刊类定期研究成果 (包括对外发行的和内部发行的) 任您选

序号	名称	简介	发送周期	定价
1	《颠覆性技术》	密切跟踪国外颠覆性技术的发展动向,敏锐捕捉具有重大影响的颠覆性技术方案,深刻分析主要军事强国推动颠覆性技术创新发展的主要做法和成功经验,每期发布几十条有关动态和数篇研究文章,为科研管理人员和一线科研人员把握颠覆性技术发展前沿,理解颠覆性技术军事影响提供参考。	每月	电子版: 18000元/年 纸质版: 12000元/年
2	《国防工业战略观察》	立足于对国际安全形势和世界防务动态的全面跟踪和系统研究,甄选国防战略与工业领域重点和焦点问题,进行专业、深入地研究与分析,并适时梳理国外国防与工业领域要闻动态,每期发布数篇研究文章,对军工领域管理人员和科研人员及时把握重要动向、了解国外做法,有较强的参考价值。	每月	电子版: 18000元/年 纸质版: 12000元/年
3	《海上力量瞭望》	重点关注国外海军战术战法、战略规划、装备技术以及基础性、前沿性技术,研究未来国外海上力量格局,每期发布几十条有关动态和数篇研究文章,对国内海上战术发展、装备规划、产业转型等具有引导意义。	每月	电子版: 18000元/年 纸质版: 12000元/年
4	《舰船科学技术》 (刊号: CN11-1885/U)	主要刊登舰船科技方面的学术论文,北大中文核心期刊。	每月	纸质版: 600元/年
5	《船舶物资与市场》 (刊号: CN11-3636/F)	主要刊登船舶行业市场分析,政策解读,技术推广等文章。	每月	纸质版: 360元/年
6	《现代舰船》 (刊号: CN11-1884/U)	主要刊登舰船类科普文章,普及海军舰船知识。	每半月	纸质版: 360元/年 电子版: 12000元/年
7	《游艇业》 (刊号: CN11-5575/U)	主要介绍游艇产品,游艇生活方式,帆船赛事等	每两月	纸质版: 600元/年
8	《中船重工科技》	密切跟踪国内外海洋装备技术的发展动向,敏锐捕捉具有重大影响的国家政策法规,深刻分析时下最受关注的行业热点问题,及时更新中国船舶重工集团公司及成员单位最新科技创新成果,每期发布几十条有关动态和数篇研究文章,为科研管理人员和一线科研人员把握海洋装备技术发展前沿和发展动向提供参考。	每两月	电子版: 6000元/年 纸质版: 4000元/年

中国船舶重工集团公司第七一四研究所始建于1963年,是一家综合性信息研究机构。在政府、军队、集团公司各级领导亲切的关怀下,主要业务领域已经从传统的舰船科技信息研究扩展到战略与信息研究、船舶与装备产业策略支撑研究、军民融合与动员、知识产权、标准与可靠性、国际活动组织、新技术开发,以及文化传播、信息技术、咨询服务和科技发展等领域。当前,第七一四研究所坚持“创新驱动、加快发展”的指导方针,全面实施第三次创业,瞄准创建国内一流、国际知名智库,打造具有鲜明特色和独特文化影响力的文化产业集团目标,努力建设成为政府和军队决策部门最信赖的咨询研究力量和社会发展中具有影响力的产业新军,为国防现代化建设和国民经济发展做出更大的贡献。

中国船舶信息中心多种期刊类定期研究成果 (包括对外发行的和内部发行的) 任您选

9	《中船重工产业》	围绕集团公司主要产业方向和领域,密切跟踪国内外海洋装备、战略新兴、动力机电、生产性现代服务业各领域市场动态及产业情报,每期发表10篇左右产业研究文章,数十项行业最新数据情报,为公司产业发展提供重要的情报决策支撑。	每月	电子版: 6000元/年 纸质版: 4000元/年
10	《船海新观察》	围绕船舶和海工市场热点话题及研究领域,发表5篇左右独立撰写的市场和产业研究文章,数十项船舶行业最新数据情报,系统梳理国内外订单成交、产业动态、产业政策等信息,为集团公司船海产业发展提供重要的市场情报服务支持。	每月	电子版: 18000元/年 纸质版: 12000元/年
11	《中船重工财务》	密切跟踪国内财经资讯、政策法规以及集团财务金融方面动态,每期发布数篇研究财经方向文章,为财务管理人员和一线财务人员把握国内财经动态、集团财务金融大事记提供参考。	每两月	纸质版: 400元/年
12	《军民融合观察与研究》	根据当前我国军民融合发展现状调查及各地主管部门的反馈意见,为建立各级政府部门、军队有关部门、军民结合产业基地和园区、企事业单位之间的信息共享平台,宣传党和国家军民融合发展战略、指导方针和政策法规,发布军民融合动态信息,展现军民融合最新进展,探讨军民融合理论和前沿问题。	每两月	电子版: 24000元/年 纸质版: 16000元/年
13	《国外航母工程情报》	密切跟踪国外航母技术发展动向,重点分析国外航母设计建造关键技术,作战使用方法等。每期刊登数篇经典文章及当月航母相关重大快讯,为相关部门提供参考。	每月	纸质版: 12000元/年
14	《国外舰艇工程情报》	密切跟踪国外舰艇的综合发展和关键系统设备技术;每期发布几十条动态和2篇文章,为相关部门提供参考。	每月	纸质版: 12000元/年
15	《国外两栖战水雷战舰艇和辅助舰船月度发展动态》	密切跟踪国外辅船的发展动态,每期包含几十条动态新闻,为相关部门提供参考。	每月	纸质版: 12000元/年
16	《国外海军信息装备及技术》	密切跟踪国外海军信息装备及技术;每期发布几十条动态和几篇分析性文章,为相关部门提供参考。	每月	纸质版: 12000元/年

另有以上相关声像和 underwater 装备技术、舰船动力等方面的期刊类研究成果可定制。

另外,本中心有与以上期刊类研究成果涉及领域相关的研究报告、翻译报告、声像资源、文献资源等多种成果、资源和服务可根据您的需要进行定制,由于有了一定的积累,可在短时间内满足您的需要,价格根据研究内容和周期双方商议。

咨询联系人: 王助理; **联系座机:** 010-83027029; **联系手机或微信:** 13426369560

银行汇款: 账户: 中国船舶重工集团公司第七一四研究所;

账号: 0200002909088100229; **银行:** 工行北京新街口支行

开票明细: 一般为资料费,附盖发票章的具体资料清单(特殊情况可商议)。

地址：北京市朝阳区科荟路55号院

邮编：100101

电话：010-83027274

传真：010-83027299

E-mail: JCKXJS@shipol.com.cn

微信号：舰船科学技术

QQ: 2796634006

在线投稿: jckxjsgw.com



SHIP SCIENCE AND TECHNOLOGY