目录 1、 双体钓鱼船结构强度直接计算分析 ••••••李国强 谢永和 王伟 周俊霖 申楠 2、 某渔业运输船砰击振动的测试与分析 3、计及渔具影响的拖网渔船阻力性预报 ••••••王立军 张 浩 谢永和 4、基于波浪能发电技术在船舶上应用研究 5、多用途散货船尾流场的数值计算 ••••••••••••••••••程枳宁 陈正寿 赵陈 黄聪汉 郑武 6、减摇陀螺在船舶上的应用分析 •••••••郭远志 罗殿军 韩健 7、120T 起重船扒杆结构强度及稳定性分析 …………王贵彪, 王伟, 谢永和 8、吊舱螺旋桨水动力性能研究

••••••郭安托 张吉萍 许颂捷

## 双体钓鱼船结构强度直接计算分析

李国强<sup>1</sup>,谢永和<sup>1</sup>,王伟<sup>1</sup>,周俊霖<sup>2</sup>,申楠<sup>3</sup>

(1浙江海洋大学 船舶与机电工程学院,浙江 舟山 316022; 2扬帆集团股份有限公司,浙江 舟山 316000; 3中国船级社舟山办事处,浙江 舟山 316000)

**摘要**: 以一艘 34.7m 双体钓鱼船为研究对象,结合中国船级社相关规范的要求,给出了一套双体钓鱼 船结构总强度有限元分析的方法。其中波浪载荷分别采用直接计算法和规范计算法进行计算,以此确定双 体钓鱼船结构总强度分析的输入载荷; 建立整船结构有限元模型,施加约束和载荷后进行总强度分析,探 究双体钓鱼船船体各部位的应力分布; 重点对连接桥结构进行屈曲强度评估,分析连接桥各构件的屈曲强 度特点。结果表明,此双体钓鱼船结构总强度满足要求,总横弯矩对总强度的影响最大,连接桥前后端壁 与片体连接处出现应力集中,上层建筑较大程度地参与了横向和扭转强度。该结论可为其他双体渔船的设 计和建造提供参考,为推广发展双体休闲渔船提供技术支撑,对促进休闲渔业的发展具有一定现实意义。

关键词: 双体钓鱼船; 波浪载荷; 结构强度

中图分类号: U661.43 文献标识码: A 文章编号:

# Analysis on Structural Strength Calculation of the Catamaran Fishing Boat

Li Guoqiang<sup>1</sup>, Xie Yonghe<sup>1</sup>, Wang Wei<sup>1</sup>, Zhou Junlin<sup>2</sup>

(1 Zhejiang Ocean University, Naval Architecture and Ocean Engineering, Zhoushan 316000, China;

2 Yangfan Group CO.. LTD., Zhoushan 316000, China)

Abstract: In this paper, a 34.7 metre catamaran fishing boat is taken as the main study object. According to Requirements of China Classification Society's rules, a method is presented to analyse structural strength of the catamaran fishing boat. The directly calculated value and the standard calculated value of wave loads are compared and analyzed to determine the input loads of the structural total strength analysis of the catamaran fishing boat. The finite element model of the whole catamaran fishing boats' structures is set up, and the total strength is analyzed after exerting boundary constraints and loads to study the stress distribution of various parts of the hull. The cross structure's buckling strength is assessed to analyse buckling strength characteristics of each member. The results show that the structural total strength of the catamaran fishing boat meets the requirements, the total transverse moment has the greatest influence on the total strength, the stress concentration appears at the junction between the connecting bridge's front and aft end walls and the demihull, and the superstructure takes part in the transverse and torsional strength to a large extent. This provides a reference for the design and construction of other catamaran and technical support for the promotion and development of leisure fishing catamaran. It has a certain practical significance for promoting the development of leisure fishery.

#### Key words: Catamaran fishing boat; Wave loads; Structural strength

休闲渔业将渔业生产(养殖及捕捞)与旅游、度假、游钓、观赏、餐饮等休闲活动结合 起来,对促进渔区经济发展,引导渔民发家致富,美化渔村自然环境,缓解天然水域中渔业 资源过度捕捞的压力,促进城乡间交流等都具有重要意义<sup>[1-2]</sup>。发展休闲渔业也是渔业产业 结构调整和实现渔业可持续发展的战略要求<sup>[3]</sup>。将休闲海钓业融入到休闲渔业的经营项目中, 不但可以充分利用资源,还能给休闲渔业的发展注入新的生机和活力。同时,还可以带动与 其相关的联动产业共同发展,例如钓具制造、海钓周边产品开发、海钓服务设施等,也能为 景区渔民开辟新的就业途径,延长休闲渔业的产业链<sup>[4]</sup>。

休闲渔船是发展休闲渔业的重要工具,而双体船由于具有稳性好、舒适性好等众多优点, 使其成为海上休闲观光、海钓的理想船型。双体钓鱼船在横浪与斜浪中会遭受比较严重的横 向弯矩和扭转力矩载荷作用,此时结构强度对其安全性至关重要。

国内外学者在双体船结构强度有限元分析方面进行了大量的实验研究和数值计算。 Morris<sup>[5]</sup>利用 MSC/Nastran 软件对某大型穿浪双体船整个船体和上层建筑进行了有限元分 析,得到了全船范围的应力分布。鄢慧敏<sup>[6]</sup>运用有限元软件 ANSYS 对一艘 45 米双体采砂船 进行了全船有限元分析,提出了结构优化方案。此外,黄雪忠、胡犇、刘晓鹏、吴获、周广 喜、郑莎莎等依据规范对双体船进行总纵强度、横向强度及扭转强度校核,并对双体船结构 设计提出了很多参考意见<sup>[7-13]</sup>。然而对于横向弯矩及扭矩都是依据规范求得,将弯矩施加于 船体上求得结构应力,此方法对于按规范要求设计的船舶尚可,但是对于超规范的船舶,需 采用直接计算方法校核强度,而且其波浪载荷也需要通过直接计算确定。目前,针对双体钓 鱼船结构强度的研究较少。

本文以一艘 34.7 米双体钓鱼船为研究对象,结合中国船级社规范要求,采用全船整体 三维模型对其进行总体结构强度直接计算分析,包括总纵强度、横向强度和扭转强度,计算 载荷计及总纵弯矩、总横弯矩和总扭矩。此项工作可为其他双体渔船的设计和建造提供参考, 为推广发展双体渔船提供技术支撑,对促进休闲渔业的发展具有一定现实意义。

## 1 双体钓鱼船主要参数

目标船为钢铝复合全焊接结构、双机、双桨、双舵、尾机型双体船。主甲板以下主船体 为单底、单甲板、前倾首、方尾、尾纵倾、双体、拆角线型、横骨架式全焊接结构。主船体 由连接桥结构连接左、右两个刚性水密片体组成的双体结构,以及首附加体组成。主甲板以 上设置两层甲板室。甲板室全部采用横骨架式、铝合金全焊接结构。此船主要用于海上钓鱼 (人工手钓)作业,适航于近海航区(II类稳性)。

总长 L<sub>OA</sub>: 34.71m; 垂线间长 L<sub>PP</sub>: 27.62m; 型深 D: 3.40m; 型宽 B: 9.50m; 片体 宽: 3.75m; 片体中心距: 3.15m; 满载排水量 Δ: 225.3t; 设计吃水 d: 1.90m。

## 2 结构有限元模型

建立双体钓鱼船整船结构三维有限元模型,模型范围包含所有船体外板、舱壁、甲板、 主要支撑构件、上层建筑等。网格大小按一个肋距和纵骨间距来划分。网格单元形状的边长 比不大于 3。整船模型的单元数量为 49712,节点数为 34112。

主船体及连接桥材料采用 CCSA 级船用钢材。所有甲板室围壁板材采用 5083-H321 铝合 金材质,所有甲板室型材采用 6082-T6 铝合金材质。主船体及甲板室之间采用铝钛钢三复合

过渡接头 3A21+TA2+CCSA 连接。材料参数为: 钢的弹性模型  $E = 2.06 \times 105$  N/mm<sup>2</sup>, 铝合金 的弹性模量  $E = 0.70 \times 105$  N/mm<sup>2</sup>; 泊松比 v = 0.3。

坐标系统采用笛卡尔坐标系,原点0位于 Fr0 号肋位船底中线处, x 轴指向船艏为正方向, y 轴指向左舷为正方向, z 轴垂直向上为正方向。整船有限元模型见图1。



Fig 1 Finite element model

## 3 计算工况及边界条件

根据《海上高速船入级与建造规范》(2015)<sup>114</sup>(以下简称《规范》)的要求,在总体结构分析中应计算以下 10 种载荷组合工况:

LC01:  $F_y$  (向外); LC02:  $F_y$  (向内); LC03: 0.8 $M_{BY}$  (中拱) +0.6 $M_{ty}$ ; LC04: 0.8  $M_{BY}$  (中垂) +0.6 $M_{ty}$ ; LC05: 0.6 $M_{BY}$  (中拱) +0.8 $M_{ty}$ ; LC06: 0.6 $M_{BY}$  (中垂) +0.8  $M_{ty}$ ; LC07: 0.8 $F_y$  (向外) +0.6 $M_{ty}$ ; LC08: 0.8 $F_y$  (向内) +0.6 $M_{ty}$ ; LC09: 0.6 $F_y$  (向 外) +0.8 $M_{ty}$ ; LC10: 0.6 $F_y$  (向内) +0.8 $M_{ty}$ 。其中 $F_y$ 为横向对开力,  $M_{BY}$ 为总纵弯矩,  $M_{ty}$ 为总扭矩。

给有限元模型施加边界条件,约束6个位移分量以限制模型的空间刚体运动,并且不能 影响各部分结构的相对变形。在船体纵中剖面上取首、尾部各一点A和B,中部舷侧一个点 C。A点约束 x、y、z方向的三个位移分量,B点约束 y和z方向的两个位移分量,C点约 束z方向的分量。如图2所示。



**图 2 边界条件** Fig 2 Boundary condition

4 载荷计算

4.1 直接计算

通过 SESAM 软件系统中的 Patran pre 模块建立目标船外表面模型并划分网格,将船体 外表面定义为湿表面。湿表面模型如图3所示。各装载状态下的实船质量分布用沿船长方向 分布的 21 根质量棒及其两端的质量点模拟,质量棒的密度很小近似为零,每段范围内船体 的质量集中分布在质量棒两端的质量点上。质量棒的长度为相应装载状态下横摇惯性半径的 两倍。各状态的重量和重心位置与装载计算书一致。质量模型如图4所示。



设置 21 个横向计算剖面和 7 个纵向计算剖面。横向计算剖面沿船长方向均匀分布,从 船尾向船艏编号分别为 T1<sup>~</sup>T21;纵向计算剖面沿船宽方向,L1 为中纵剖面,L2 和 L3 分别 为左右片体与连接桥连接处剖面, L4 和 L5 分别为左右片体中心线位置剖面, L6 和 L7 分别 为左右片体与舷台相交处剖面。

为考察双体钓鱼船在不同浪向波浪作用下的波浪诱导载荷,取浪向角为0~180度,间隔 15 度,共13个浪向。波浪频率按波长与船长比的0.2~3这一范围确定,取步长为0.1,共 29 个。[15-16]

根据双体钓鱼船在波浪中航行的受力特点和船体结构本身的特性,选择对总纵、横弯及 扭转强度影响最大的载荷控制参数来确定船体结构强度分析的设计载荷。总纵强度以船中横 剖面的垂向弯矩作为载荷控制参数,横弯强度以纵中剖面的总横弯矩作为载荷控制参数,扭 转强度以片体不同步纵摇扭矩作为载荷控制参数<sup>1171</sup>。计算得到满载出港工况下船体波浪垂向 弯矩、总横弯矩和扭矩的传递函数的最大幅值及相应的浪向、频率、波长和相位信息见表1。

	传递函	函数		波浪参数		
响应变量	幅	值	相位(度)	) 迫向() () ()	频 革	函 波长 (m)
	(kN.m)		们还以及,	化时(文)	(rad/s)	
最大垂向弯矩	1027		-147.812	180	1.57	24.858
最大总横弯矩	1311		-34.154	90	1.57	24.858
最大扭矩	3682		-10.771	75	1.31	35.906

表 1	<b>佳递函数最大幅值及相应的波浪参数</b>	ŕ
11. 1	医亚珀戴取八曲直及伯芦的放低多数	ί.

Τ	àb	1	Maximum	ı of	transfer	function	and	its	wave	parameters
---	----	---	---------	------	----------	----------	-----	-----	------	------------

由表 1 可以看出,迎浪时总纵波浪弯矩值最大,响应峰值出现在波长与船长比为 0.9 时:横浪时总横弯矩值最大,响应峰值出现在波长与船长比为0.9时;斜浪75度时总扭矩 值最大,响应峰值出现在波长与船长比为1.3时。

基于三维势流理论计算得到船体运动响应和波浪诱导载荷的传递函数后,采用 SESAM 软件系统的 POSTRESP 后处理模块,应用中国沿海波浪散布图,用 P-M 波浪谱模拟散布图中的海况,用二维 Wei-bull 分布拟合波浪长期分布,对波浪载荷进行长期预报。计算得到船舶在航行寿命期内超越概率  $10^{-8}$  下波浪垂向弯矩  $M_W$  的长期预报极值为 3906 kN.m,总横弯矩  $M_{BX}$  的长期预报极值为 3372 kN.m,总扭矩  $M_{\alpha}$  的长期预报极值为 6212 kN.m。

船体所受的总纵弯矩用静水弯矩 *M*<sub>s</sub> 加上垂向波浪弯矩 *M*<sub>w</sub> 的方法分别确定中拱弯矩 和中垂弯矩。

静水弯矩由完整稳性装载计算书得到。对于本船,最大静水弯矩为 $M_s$ =1219.1 kN.m。 总纵弯矩: $M_{BY} = M_W + M_s$ =3906+1219.1=5125.1 kN.m。

4.2 规范计算

根据《规范》进行载荷计算,公式(1)<sup>~</sup>(3)中各参数的详细说明见参考文献[15]。 (1)总纵弯矩

根据《规范》4.8.2.1,由波浪冲击力引起的总纵弯矩按下式计算:

$$M_{B} = C_{1}C_{2}C_{3}(1+n)(l_{x}-0.175\frac{\Delta}{B_{s}d}(1+0.2n))\Delta g \qquad \text{kN. m}$$
(1)

(2) 总横弯矩

根据《规范》4.8.6.1,船长 L 不大于 50m 的各类双体船,总横弯矩  $M_{BX}$  按下式计算:

$$M_{BX} = C_1 \Delta a_{cg} b \tag{2.}$$

(3) 总扭矩

根据《规范》4.8.6.4,双体船的两个片体由于不同步纵摇运动引起的对船宽方向Y轴的总扭矩 $M_{\alpha}$ 按下式计算:

$$M_{ty} = C_3 \Delta a_{cg} L \tag{3}$$

4.3 比较分析

波浪载荷直接计算值与规范计算值的比较见表 2。

	Tab 2 Compariso	on of wave load	is' calculation results	
载荷	规范计算值	直接计算值	规范计算值/直接计算值	实取值
总纵弯矩(kN.m)	5998.399	5215.1	1.15	5998.399
总横弯矩(kN.m)	2158.253	3372	0.64	3372
总扭矩(kN.m)	6606.267	6212	1.06	6606.267

表 2 波浪载荷计算比较

从上表可以看出波浪载荷规范计算值与直接计算值数量级相同。而 SESAM 软件应用了三

维势流理论,计及了双体钓鱼船两片体间的水动力相互作用,所以计算结果较精确。

总横弯矩的直接计算值大于规范计算值,而总纵弯矩和总扭矩的规范计算值大于直接计 算值。

波浪载荷的规范计算值与 SESAM 直接计算值基本一致,为安全起见,在双体钓鱼船结构

总强度分析中,波浪载荷实取规范计算值与直接计算值中较大者。

## 5 载荷施加

(1) 总纵弯矩加载

根据《规范》附录 2 中 2.2.1,假定船体总纵弯矩沿船长是按正弦函数曲线形式分布, 其表达式为:

$$M(x) = M_{BY} \sin(\frac{\pi x}{L})$$
 (4)

式中: x 为从尾垂线量起的横剖面纵向坐标,函数曲线的幅值为船中横剖面的总纵弯 矩 *M<sub>RY</sub>* 值。

M(x)以施加沿船长分布的垂向力q(x)来等效, q(x)(向上为正)按下式计算:

$$q(x) = \frac{46}{L^2} M_{BY} (\sin \frac{\pi x}{L} - 0.637)$$
 (5)

分别计算中拱与中垂两种情况,在有限元模型片体甲板中线上施加沿船长分布的q(x)。 (2)总横弯矩加载

根据《规范》附录 2 中 2.2.2,将总横弯矩 $M_{BX}$ 按下式计算其等效的横向对开力 $F_{y}$ :

$$F_{y} = \frac{M_{BX}}{z + 0.5d}$$
 (6)

式中: z---设计水线到连接桥中横剖面中和轴的距离, m。

d--设计吃水, m。



Fig 5 Schematic diagram of exerting transverse opposite open force

将横向对开力施加于模型吃水的一半高度处,如图 5 所示,并分别按向外作用和向内作 用的两个工况进行计算。

(3) 总扭矩加载

根据《规范》附录 2 中 2.2.3,双体船关于船宽方向 Y 轴的总扭矩 *M*<sub>v</sub> 以作用在片体半 船长上反对称分布的均布载荷 *P* 来等效。这里的反对称分布指的是:在同一片体上以中横 剖面为分界,前后载荷的方向相反,左右片体上载荷的方向也相反,见图 6。

等效均布载荷 P 按下式计算:



图 6 等效均布载荷加载示意图

Fig 6 Schematic diagram of exerting equivalent uniform load

## 6 结果分析

## 6.1 计算结果

根据《规范》要求,对于钢结构,板单元许用等效应力为164.50MPa,板单元许用剪切力为89.3MPa;对于铝合金结构,板单元许用等效应力为161.25MPa,板单元许用剪切力为88.15MPa。<sup>[18]</sup>

关键构件的应力计算结果见表 3。

## 表 3 关键构件应力结果

Tab 3 Stress results of important components

构件名称	最危险工况	最大等效应力	最大剪应力
		(MPa)	(MPa)
上层建筑 01 甲板室	LC01	59.8	32.9
上层建筑 02 甲板室	LC01	20.4	10.7
片体主甲板	LC07	46.9	23.9
横舱壁	LC01	153.0	84.7
横框架	LC01	81.7	46.0
连接桥	LC07	96.5	49.7
船底龙骨	LC07	10.9	6.06
船底外板	LC07	108.0	59.3

各构件的应力结果均满足《规范》要求。主船体板单元最大等效应力为 153MPa,最大 剪应力为 84.7MPa,出现在工况 LC01 和 LC02,即横向对开力作用时;梁单元最大正应力为 129MPa,出现在工况 LC07 和 LC08;工况 LC7 和 LC8 的应力大于工况 LC9 和 LC10 的应力。 这说明主船体最大应力受总横弯矩影响最大,其次为扭矩。LC03<sup>~</sup>LC06 工况时,主船体的应 力较小,说明总纵弯矩对该双体钓鱼船的屈服总强度影响不大。

上层建筑梁单元最大等效应力为 59.8MPa,最大剪应力为 32.9MPa,梁单元最大正应力 为 13.3MPa,均出现在工况 LC01 和 LC02,说明上层建筑应力主要受纵横弯矩影响。总体来 说,上层建筑应力较小。

由于应力结果图形较多, 仅列出最大等效应力和最大剪应力的云图, 见图 7 和图 8。



## 6.2 上层建筑的影响

关于船舶上层建筑对总纵弯曲的影响程度,国内一些学者应用试验方法和数值计算方法 做了一些研究工作,在上层建筑参与总纵弯曲的程度及其应力分布规律方面得到了一些有价 值的数据和结论[<sup>19-21]</sup>,但主要是针对单体船,而关于双体船上层建筑对总强度的影响研究 则很少见<sup>[22]</sup>。

为了研究上层建筑对该双体钓鱼船结构总强度的影响,建立了三种模型,分别进行有限 元分析。模型 1:整船有限元模型,包括主船体和两层甲板室。模型 2:主船体加一层甲板 室。模型 3:只有主船体。图 8 和图 9 比较了 3 个模型的计算结果。





图 9 最大等效应力 Fig 9 Max Von Miles stress

图 10 最大剪应力 Fig 10 Max shear stress

从图 9 和图 10 可以看出,模型 3 板单元的最大等效应力和最大剪应力均明显大于模型 1 和模型 2,尤其在工况 LC1、LC2 和工况 LC7<sup>~</sup>LC10,即在总横弯矩单独作用和总横弯矩、 总扭矩组合作用时,数值相差较大,说明上层建筑对该双体钓鱼船的横向和扭转强度有较好 的改善作用,对总纵弯曲强度的影响程度不大。模型2的数值稍大于模型1,相差不大,说 明上层建筑对船体总强度的影响主要由第一层甲板室承担,第二层甲板室对船体总强度影响 甚微。

## 6.3 屈曲强度分析

连接两个片体的连接桥是影响双体船结构强度的关键部位,它不但要承受波浪总横弯矩和总扭矩的作用,也要承受波浪的强烈拍击,所以连接桥结构的强度问题需重点关注。为全面考察连接桥结构的强度,采用 CCS 中国船级社板格屈曲评估工具 CCS\_Tool,对 34.7 米双体钓鱼船连接桥结构的板格进行屈曲强度分析。

屈曲强度评估分析所使用的输入数据如板格力学模型和工作应力值,均取自目标船整船 总强度有限元模型及其相应的计算结果。

对双体钓鱼船连接桥结构,包括连接桥甲板、底板、侧板、隔板、强横梁腹板和纵桁腹 板等,进行屈曲强度分析。屈曲校核结果见图 11。



Fig 11 Buckling evaluation results

34.7米双体钓鱼船连接桥结构各构件均满足板格屈曲强度要求。

连接桥甲板、连接桥强横梁腹板、连接桥纵桁腹板最小安全等值度的最小值均出现在工况 LC01,连接桥底板、连接桥隔板的最小安全等值度的最小值均出现在工况 LC02,连接桥侧板最小安全等值度的最小值均出现在工况 LC08,说明连接桥结构的屈曲强度主要受横向 对开力也即总横弯矩影响。

对于连接桥结构的屈曲强度,在结构设计时重点考虑连接桥甲板、底板和隔板。

## 7 结论

通过对该双体钓鱼船波浪载荷计算及结构强度有限元分析,可以得出以下主要结论:

(1)波浪载荷的规范公式计算值和水动力直接计算值在同一个数量级。总横弯矩的直接计算值大于规范计算值,而总纵弯矩和总扭矩的规范计算值大于直接计算值。

(2)总纵波浪弯矩的最大值发生在迎浪工况,总体横向弯矩最大值发生在横浪工况, 总体不同步纵摇扭矩最大值发生在斜浪 75°工况。

(3)对双体钓鱼船的结构总强度来说,总横弯矩的影响最大,其次为扭矩,总纵弯矩影响较小。所以,在进行双体钓鱼船船体结构设计时,应注意加强连接桥抗横弯和扭转的强度,例如可采取适当增加连接桥上封闭式箱型结构等措施。

(4) 扭矩作用时连接桥结构首尾部的应力相对较大,而中间部分的应力相对较小;连 接桥底板的应力相对较大,而连接桥甲板的应力相对较小;连接桥结构的应力跟相应位置处 与其连接的片体结构的刚度有很大关系;连接桥与片体横舱壁相接处应力集中现象明显。

(5)双体钓鱼船的上层建筑尤其是第一层甲板室较大程度地参与了横向和扭转强度, 能有效改善主船体的应力状态,对总纵强度的影响程度很小。

(6)连接桥结构的屈曲强度主要受横向对开力也即总横弯矩影响,受总纵弯矩影响不大。

声明:本论文已在其他刊物正式发表,在此仅参加交流。

## 参考文献

[1] 卓友瞻. 发展休闲渔业振兴渔区经济[J]. 中国水产, 2000, (01): 66-69.

[2] 柴寿升.休闲渔业开发的理论与实践研究[D].中国海洋大学,2008.

[3] 夏华丽,董鸿安.海港旅游城市滨海区域发展休闲渔业经济研究[J].农村经济,2013,(01):45-47.

[4] 王建辉,夏前征,汤哲文,邓凤云.浅谈我国休闲渔业管理对策[J].江西水产科技,2009,(04): 2-4.

[5] Morris, J.A.. A three dimensional structural analysis of a large wave piercing catamaran design [J]. IMAS 91 High Speed Marine Transportation, 1991(2): 11-13.

[6] 鄢慧敏. 双体采砂船结构强度计算研究[D]. 武汉: 武汉理工大学, 2009.

[7] 黄雪忠.小水线面双体船的结构分析与优化设计[D].上海:上海交通大学,2009.

[8]胡犇,许晟,梅国辉等. 基于 Patran 的高速小水线面双体船有限元结构强度分析[J]. 舰船科学技术, 2011, 33(10): 46-49.

[9] 刘晓鹏. 绞吸式挖泥船的结构强度评估研究和标准化探讨[D]. 上海: 上海交通大学, 2009.

作者简介:李国强(1989-),男,助理实验师,研究方向:船体结构强度,邮箱:qiang\_zi168@126.com。

[10]吴先彪. 40米钢质双体客船强度直接计算分析[D]. 厦门: 集美大学, 2014.

[11]吴荻. 双体船船体结构强度的直接计算法[D]. 武汉: 武汉理工大学, 2004.

[12]周广喜,任慧龙,冯国庆等.双体船型清污船结构强度评估[J].船海工程,2013,42(1):17-20. [13]郑莎莎,郑梓荫,李润培等.小水线面双体船的结构设计和强度分析[J].船舶与海洋工程,2004(2): 19-21.

[14]海上高速船入级与建造规范,中国船级社[S]. 2015.

[15]王伟,张吉萍,李国强. 江海直达散货船波浪载荷直接计算[J]. 造船技术,2015,(06):26-31+42. [16]国内航行海船入级与建造规范,中国船级社[S].2015.

[17]陈攀. 双体客船波浪载荷及强度计算分析[J]. 船舶工程, 2015, 37(11): 1-5+13.

[18]材料与焊接规范,中国船级社[S]. 2015.

[19]孙焕香,裴智勇,吴卫国.船舶上层建筑参加总纵弯曲强度试验研究[A].第十届全国结构工程学术会议论文集第 II 卷[C].中国力学学会,2001:5.

[20]李兴厚. 上层建筑对总纵强度的影响的试验研究[J]. 武汉造船, 1998, (05): 31-33.

[21]杨平,吴凯.上层建筑对船体总纵弯曲的效应分析[J].武汉交通科技大学学报,1999(01): 34-39.

[22]PAULLINGJR, PAYERHG. Hull—deckhouse interaction by finite element calculations [J]. Trans. SNAME, 1968, (2): 281-286.

## 某渔业运输船砰击振动的测试与分析

姜明庆, 郭远志, 张兆德

(浙江海洋大学船舶与机电工程学院,浙江省近海海洋工程技术重点实验室, 浙江舟山 316022)

摘 要: 某渔业运输船在北太平洋海域作业时,经常遇到风浪较大的海况,会出现较大幅度的船体振动,本研究对该船体进行振动测试分析,并结合有限元计算,分析认为该船振动为砰击振动,并研究 了振动成因,比较了不同改造措施的减振效果,提出了有效降低船体振动的方案。

关键词:船体振动;砰击;颤振;减振分析

中图分类号: U661.44 文献标识码: A

## Vibration Test and Analysis of Refrigerated Carrier

JIANG Ming-qing, GUO Yuan-zhi, ZHANG Zhao-de

(School of Naval Architecture and Mechanical-electrical Engineering of Zhejiang Ocean University, Key Laboratory of Offshore Engineering Technology of Zhejiang Province,

Zhoushan 316022, China)

**Abstract**: The vibrations of the hull and the mast of a refrigerated transport ship in the relative rough sea area are serious. The measured results of the hull and mast' vibration are analyzed. And some reconstruction measures are put forward according to the finite element calculation and measurement vibration under slamming. The improvement measures are analyzed. And an optimized scheme for reducing the vibration of the refrigerated transport ship is obtained.

Key words: ship vibration; slamming; flutter; vibration reduction analysis

近年来,随着国际海事组织(IMO)对船舶性能要求地不断提高。国内对船舶的各项性 能要求也逐渐提升。其中,船舶的整体振动和局部振动也逐渐受到重视。随着检验技术的提 升,各种现役船舶的振动性能已经满足不了安全要求和舒适度的要求。此时,许多船舶亟待 进行振动测试,找到整船振动或局部振动过大的原因,进而对船身结构进行改造,找到良好 的减振方式,进而保证船体结构的性能和安全,提高舒适度。

安小同和洪明<sup>[1]</sup>针对50 m冷海水贝类运输船甲板出现的有害振动问题,结合实测数据, 提出了降低有害振动的修改方案。郑翰献等<sup>[2]</sup>对京杭运河的运河漕舫船体进行测试,运用测 试结果分析船体振动过大的原因,并提出了减振降噪措施。李品敏<sup>[3]</sup>针对8 000 kW海洋救助 船和小水线面双体船的振动情况,分析了振动产生的机理,并采取有效的工艺措施,达到减振降噪的目的。林永水等<sup>[4]</sup>针对20 000 t近海散货船的有害振动问题,通过一系列的测试试验和有限元计算,找到主要振源,并给出了一系列综合减振措施。李凯等<sup>[5]</sup>针对30 000 t大湖型散货船的有害振动问题,结合实测和有限元计算,从船体结构上采取合理的减振措施,取得了良好的效果。帅兵<sup>[6]</sup>采用两种有限元方法对1 700 TEU浅吃水集装箱船进行全船振动预报,找到有害振动点并提出预防和改进措施;并对该集装箱船的机舱和上层建筑进行局部振动模拟,调准结构布置后与实测数据进行对比,保证了振动满足设计要求。刘长卿<sup>[7]</sup>结合数值计算与实船测试的方法,对全回转推进船舶尾部振动问题进行实例分析,提出了结构改进方案,验证了改进方案的有效性。张守俊<sup>[8]</sup>通过研究随机振动对船舶运行状态的影响,为减轻船体振动提供了一定的理论支持。

本文针对某渔业运输船在北太海域作业时,船身以及桅杆振动比较严重的情况,对船体 及桅杆进行了实测分析以及数值计算,结合数值计算的方案对比,分析了船舶振动的主要成 因,提出了合理的减振方案。

## 1船体参数

该渔业运输船的主要技术参数见表 1。

表1 船体主要技术参数

Tab.1 Main technical parameters of the ship

 名称	数值	名称	数值
 总长 L <sub>OA</sub>	96.72	设计排水量	5 767.2 t
设计水线长 Lwi	92.23	载货量 <i>C</i> w	3 239.0 t
垂线间长 L <sub>pp</sub>	89.75	主机功率/	2 700 kW*750
公约船长 L	90.55	船员定额 C	25 P
型宽 <b>B</b>	15.20	设计航速 V <sub>k</sub>	~13 kn
型深 <b>D</b>	8.60 m	续航力R	>3 000 n mile
设计吃水 <b>d</b>	5.65 m	航区	无限航区

船舶总布置图如图1所示。



图 1 全船总布置图 Fig.1 The ship layout

## 2 实船测试

在船舶的机舱、上层建筑及甲板的不同位置布置横向、纵向和垂向加速度传感器,进行 了振动测试。测试现场如图2所示。



(a)测试船

(a) the ship tested

(b) 振动测试

(b) vibration test

图2 渔业运输船振动测试

Fig.2 Vibration test of the fisheries transport ship

参考商船垂向和水平振动评价基准,如图3所示。





Fig.3 evaluation criterion of merchant ship's vertical and horizontal vibration

五级风以下海况下,主机转速为300~580r/min时,所有测点的振动幅值均在稳准范围之内。

当遇6级风、浪高2m以上条件下,逆风航行,且航速达到8kn以上的情况下,每当经过 几个较大波浪时,船体出现一次较大振动,这种振动衰减较慢,在驾驶台还能感觉明显的纵 向振动。甲板上的测试振动信号如图4所示。



图4 甲板测点的振动时域信号

Fig.4 Time-domain vibration signal of the tested point on deck



图 5 艏楼前壁测点的振动时域信号

#### Fig.5 Time-domain vibration signal of the tested point at the front wall of the bow

对各测点的振动信号进行频谱分析结果表明,甲板上测点的振动幅值略高于上述标准, 而艏楼前壁上测点的振动信号明显高于规范标准值。

## 3 船体数值模拟分析

3.1整船的模态分析

利用MSC.PATRAN建立全船三维有限元模型,用板单元模拟外板、甲板、舱壁等,常用的板单元有四边形和三角形两种,这种单元可以承受弯曲应力、正应力和剪应力等,本文所用模型板单元规格为650 mm×550 mm和650 mm×600 mm;用梁单元模拟横骨架、纵骨等,梁单元可以承受拉压和弯曲的受力。模型总的节点数量为30 467,单元数量为72 719。建模时坐标轴的定义:X轴向船首为,Y轴正向左舷为正,Z轴向上为正,如图6所示。



#### 图6 有限元模型

#### Fig.6 Finite element model

对现有100 t油料载况进行模态分析,得出前桅杆的一阶固有频率为2.505 Hz,后桅杆的一阶固有频率为3.179 Hz,船体垂面内总纵弯曲的一阶固有频率为2.127 Hz、第二阶频率为 3.205 Hz。



图7 船舶的模态分析

Fig.7 The modal analysis of the ship

#### 3.2振动原因分析

通过对本船的测试与有限元模拟,结合现场振动现象出现时的条件与特征,综合分 析认为,本船在风浪较大环境下因波浪砰击时而出现较大幅度振动现象为颤振。

在船艏无压载,艏吃水较小的情况下,波浪砰击更容易引起船体弯曲;由于桅杆高 而粗重,而桅屋结构的固有频率较低,船体受波浪砰击发生船体弯曲的同时桅杆发生摆动, 而桅杆的一阶固有频率与船体的二阶固有频率比较接近,会发生更大幅度的振动;同时甲板 板架与上层建筑之间结构不够强,进而会引发上层建筑长周期的纵向振动。

## 4 结构改进措施分析

对桅杆和桅屋结构进行了分析与改造研究,表2为不同改造方案下桅杆的固有频率分析。 表2 不同改造方案下桅杆的固有频率

Tab.2 The natural frequency of the mast under different transformation schemes						
方案	描述	一阶频率	二阶频率	三阶频率		

方案	描述	一阶频率	二阶频率	三阶频率
1	现结构	2.689 9	3.418 2	3.487 4
2	桅杆减3 m	4.038 4	5.506 4	5.677 5
3	加上横档	2.394	3.672 5	5.652 7
4	加中横档	2.578 1	4.046 1	4.677 3
5	加中横档, 桅杆减3 m	3.554	5.026 9	5.677 4

通过上述不同方案的分析,可以选择方案2或方案5,可以更好地提高桅杆结构的固 有频率,避免出现与船体固有频率接近,以减小振动幅度。

## 5 总结

基于测试与分析,研究现场振动现象出现时的条件,分析认为:

(1)本船在风浪较大环境下因波浪砰击时而出现的较大幅度振动现象为颤振。

(2)本船桅杆的一阶固有频率与船体二阶固有频率比较接近,更易诱发振动现象。在船艏无压载,艏吃水较小的情况下,波浪砰击颤振现象会更加明显。

(3) 缩短桅杆并加强桅屋,以增加桅屋的刚度,提高桅杆结构的固有频率。可以明显减小现有波浪砰击振动的幅度;

(4)对甲板与上层建筑局部结构加强,提高结构的刚度,也可以有效抑制上层建筑的 纵向振动。

声明:本论文已在其他刊物正式发表,在此仅参加交流。

## 参考文献:

[1] 安小同, 洪 明. 50 m冷海水运输船振动及减振分析[J]. 山东交通学院学报, 2011, 19(4): 46-50.

[2] 郑翰献, 张兆德, 谭永朝, 等. 运河漕舫的振动测试与减振降噪分析[J]. 船海工程, 2009, 38(4): 77-80.

[3] 李品敏. 船舶振动及减振技术的应用分析[J]. 广东造船, 2008(4): 40-42.

[4] 林永水, 吴卫国, 翁长俭. 20 000 t近海散货船有害振动诊断及治理[J]. 武汉理工大学学报: 交通科 学与工程版, 2015(2): 292-296.

[5] 李 凯,刘 松,李东鹏,等. 30 000 t大湖型散货船有害振动的诊断及治理[J].船舶工程,2009, 31(4):33-37.

[6] 帅 兵. 某集装箱船机舱和上层建筑的局部振动分析[D]. 广州: 华南理工大学, 2015.

[7] 刘长卿. 全回转推进船舶尾部振动特性的研究[D]. 上海: 上海交通大学, 2014.

[8] 张守俊. 随机振动影响下的船舶减振模拟计算[D]. 大连: 大连海事大学, 2012.

## 计及渔具影响的拖网渔船阻力性能预报

王立军,张浩,谢永和

(浙江海洋大学船舶与机电工程学院,浙江舟山 316022)

**摘要:**考虑渔具的作用,对拖网渔船的船体阻力进行研究,以不同纵倾角设定渔具影响的5种工况, 对船体阻力进行性能预报,并对其阻力成分进行比较分析,得出不同阻力在不同工况下的变化情况。同时 结合船模水池阻力试验,对数值模拟和试验结果进行分析,发现渔具对拖网渔船阻力的影响规律,从而预 报船体阻力性能。

**关键词:** 渔具; 拖网渔船; 数值模拟; 阻力性能 **中图分类号: 文献标志码:** A 【DOI】10.13788/j.cnki.cbgc.2017.03.001

## **Study on Drag Performance Prediction of**

## **Trawler Considering Fishing Gear**

#### WANG Lijun, ZHANG Hao, XIE Yonghe

(School of Naval Architecture and Mechanical-electrical Engineering, Zhejiang Ocean University, Zhejiang Zhoushan 316022, China)

**Abstract:**In this paper, the hull resistance of a trawlerunder the action of fishing gear is studied. Five kinds of working conditions for fishing gear influence are set up with different trim angles. The resistance of the hull is predicted, and the resistance components are compared and analyzed, and the change of the resistance under different working conditions is obtained. At the same time, combined with the tank resistance experiment, the influence of fishing gear on trawl resistance is obtained by numerical simulation and experimental results, so as to predict the hull resistance performance.

Keywords: fishing gear; trawler; numerical simulation; drag performance

## 0 引言

拖网渔船是捕捞业常见的渔船之一,在我国捕捞业的发展历史上有着举足轻重的地位, 因其捕捞量大而一直受到渔民的欢迎。研究拖网渔船在拖网作业工况下的船体阻力具有一定 的现实意义,可为研究渔船的效率性和经济性提供理论依据。

目前对拖网渔船船体阻力的研究一般只是考虑在设计工况下不同速度时的阻力变化。本 文考虑到拖网渔船作业的特殊性,以 42m 级拖网渔船为研究对象,以不同纵倾角来设定渔具 影响的 5 种工况,研究船体在不同纵倾角和不同速度下的阻力变化。通过 FLUENT 软件进行数值模拟<sup>111</sup>计算,同时结合船模水池阻力试验,进行相互验证,得到船体阻力<sup>12-51</sup>的变化情况。

## 1 数值模拟

1.1 计算方法

本文采用 FLUENT 软件进行数值模拟计算,模型求解器类型设置为压力基、绝对速度和 瞬态;湍流模型选择 SST *k*-ω模型;考虑到数值模拟需要对水汽状态下的自由液面进行模拟,多相流模型选择 VOF 模型。

1.2 工况设定

由于渔具影响是一个动态变化过程,一方面会增加船体纵向运动的阻力,另一方面会导 致船体吃水增加并产生一定的纵倾角。本文研究的拖网渔船作业方式为单船尾拖型,可认为 渔具阻力对船体在 *Y*方向的合力为 0,将渔具阻力 *R*。分解为水平方向上的力 *R*。和垂直方向 上的力 *R*2,如图 1 所示。



图1 拖网渔加工门力 而当

船体在不同 R<sub>vz</sub>的作用下,会产生相应的纵倾角。为研究其规律性,在 0°至最大纵倾 角之间均匀选取了 5个纵倾角为研究工况,即 0°、0.539°、0.719°、1.079°和 1.439°, 分别对应 LC1~LC5,计算出每种工况所对应的艏艉吃水,如表 1 所示,其中 LC1 为设计工 况。

工况	纵倾	艏 吃	艉吃水
LC1	0.000	0.23	0.232
LC2	0.539	0.22	0.242
LC3	0.719	0.21	0.252
LC4	1.079	0.20	0.262
LC5	1.439	0.19	0.272

表1船模试验工况

## 1.3 建立模型

几何模型建立得越准确,数值模拟计算的结果就与实际越接近。本文用 ICEM 软件<sup>[6]</sup>进行几何建模,并尽可能地与实船保持一致,模拟出船体表面的流线状态。取实船与船模的缩尺比为 12.5:1,主尺度参数如表 2 所示。

主尺度参数	实船	船模
总长 Loa/m	47.600	3.808
水线长 L <sub>WL</sub> /m	42.970	3. 438
垂线间长 Lpp/m	39.800	3. 184
型宽 B/m	7.000	0.560
型深 D/m	3.700	0.296
设计吃水 T/m	2.900	0.232

表 2 实船与船模主尺度参数

考虑到自由液面的存在,把计算域划分为空气域和水域两部分;考虑到船体外部流场的 充分流动,流场的计算域分别沿3个自由度方向进行扩充。船首向前延伸1倍船长,即船首 距离计算域入口为1倍船长(船长取总长 Laa);船尾向后延伸4倍船长,即船尾距离计算域 出口为4倍船长;中纵剖面向船侧延伸1倍船长;自由液面与计算域底部距离1倍船长。建 立船体模型与外流场布置,并进行网格划分,如图2和图3所示。





图3计算域网格

2 结果分析

为研究拖网渔船在不同速度下、不同工况时的阻力变化情况,每种工况分别选取 5 个速度,即 0.482m/s、0.532 m/s、0.582 m/s、0.632 m/s 和 0.682m/s,观察其在数值模拟中 阻力随流动时间变化的波形图,测定阻力值。以速度 0.582 m/s 为例,不同工况下对应的阻 力变化曲线如图 4 所示。



由图 4 可知:数值模拟过程中的阻力都是以波浪形式变化,随着计算时间的增加,曲线 波动值越来越小,即计算时间越长计算结果越精确。

结合图中阻力变化情况,取后 20 s 计算时间观察其变化波动范围。考虑到计算时间, 取波动范围小于 0.5%,满足此条件就截止计算并读取阻力值。将测定的拖网渔船<sup>们</sup>不同工况 下、不同速度时的船体阻力值列表分析,为更好研究其变化规律,与船模水池阻力试验结果 进行比较分析,具体如表 3~表 7 所示。

速度	模拟值	试验值/N	误差/%
$/(\mathbf{m} \cdot \mathbf{s}^{-1})$	/N		
0.482	-1.7752	-1.7763	-0.061
0.532	-2.1215	-2.1495	-1.303
0.582	-2.5115	-2.5725	-2.429
0.632	-2.9088	-2.9977	-2.965
0.682	-3.3810	-3.4784	-2.801

表 3 LC1 工况下数值模拟及试验阻力预报结果

速 度 /(m・s <sup>-1</sup> ) /N	模拟值	试验值/N	误差/%
0.482	-1.8000	-1.8896	-4.741
0.532	-2.2232	-2.3176	-4.072
0.582	-2.5326	-2.6824	-5.915
0.632	-2.9560	-3.2145	-8.041
0.682	-3.4751	-3.7421	-7.136

表 4 LC2 工况下数值模拟及试验阻力预报结果

表 5 LC3 工况下数值模拟及试验阻力预报结果

速周	度 模拟值	试验值	児ᆂ/⋈
$/(m \cdot s^{-1})$	/N	/N	庆左//0
0.482	-1.8658	-1.9472	-4.180
0.532	-2.2977	-2.3627	-2.751
0.582	-2.6052	-2.8323	-8.717
0.632	-3.2881	-3.3576	-2.069
0.682	-3.7751	-3.8599	-2.196

表 6 LC4 工况下数值模拟及试验阻力预报结果

速度/(m・s <sup>-1</sup> )	模拟值/N	试验值/N	误差/%
0.482	-1.9695	-1.9759	-0.323
0.532	-2.3547	-2.3927	-1.588
0.582	-2.7360	-2.9123	-6.444
0.632	-3.4747	-3.4760	-0.038
0.682	-4.0724	-3.9593	2.857

## 表 7 LC5 工况下数值模拟及试验阻力预报结果

速度	模拟值	试验值	误差/%
0.482	-2.066	-2.040	1.234
0.532	-2.605	-2.472	5.348
0.582	-2.913	-2.984	-2.423
0.632	-3.630	-3.514	3.299
0.682	-4.195	-3.984	5.298

为了更直观地观察其变化规律,绘制各工况下数值模拟与试验结果的阻力曲线,如图 5 所示。



由表 3~表 7 和图 5 可知船体阻力的变化规律,数值模拟与水池试验结果基本一致,误差最大值为-8.717%,大部分均在 6%以下。个别误差值稍微偏大,其原因包括以下 3 点:1) 试验前船模水线的标定存在一定误差;2)试验过程中阻力测量仪产生测量误差;3)数值模拟计算时,阻力值是一个波动的值,计算时间的不够充分会导致读取的阻力值存在误差。总的来说,数值模拟的船体阻力变化规律与试验结果基本相符,结果比较准确可靠。

绘制 5 种工况下数值模拟计算测定的阻力曲线,如图 6 所示。结果显示了船体阻力与纵倾角、船体速度之间的变化规律:1) 在同一纵倾角下,船体速度越大,船体阻力越大;2) 在同一速度下,纵倾角越大,船体阻力也越大。



图 6 各工况下数值模拟阻力曲线图

## 3 压阻力与摩擦阻力的变化

由数值模拟和水池试验结果可知,拖网渔船在拖网作业工况下,船体阻力会随着纵倾角的增大而增大。而船体阻力包括压阻力和摩擦阻力,压阻力的实质即为粘压阻力和兴波阻力。 粘压阻力是由船体曲度聚变处产生的漩涡引起船体表面压力变化导致的;兴波阻力是船体在 运动过程中产生波浪,而生成波浪的能量由船体克服阻力做功转化而来。两者将如何变化, 下面结合数值模拟和理论研究进行分析。

## 3.1 理论研究

当船体纵倾角增大时,艏吃水减小,而艉吃水增大,这就导致船体湿表面积增加,进而

引起摩擦阻力增加。但是湿表面积变化幅度不大,这意味着增加的阻力值不多。吃水深度的 变化意味着船体入水部分表面压力的变化,虽然艏部和艉部吃水变化量一致,但是艏部区域 比艉部小得多,这就导致压阻力发生变化。所以,纵倾角变化越大,压阻力变化也越大。

3.2 数值模拟

以 LC1 工况下 0.582 m/s 速度时为例,测定船体的压阻力和摩擦阻力值,波形图如图 7 和图 8 所示。



同理,可以测定不同速度时、不同工况下的压阻力和摩擦阻力数值。以 0.582 m/s 速度时为例,分析两种阻力成分在总阻力中的比例,如表 8 所示。

工况	压阻力/N	摩 擦 阻 力/N	总阻力/N	压阻力占比/(%)	摩擦阻力占比/(%)
LC1	-0.6246	-1.8868	-2.5115	24.87	75.13
LC2	-0.6405	-1.8921	-2.5326	25.29	74.71
LC3	-0.7022	-1.9030	-2.6052	26.95	71.08
LC4	-0.8206	-1.9154	-2.7360	29.99	70.01
LC5	-0.9740	-1.9396	-2.9136	33.43	66.57

表 8 压阻力和摩擦阻力的变化

绘制不同工况下的压阻力和摩擦阻力曲线变化,如图 9~图 12 所示。



图9不同工况下压阻力变化曲线



图 10 不同工况下摩擦阻力变化曲线



由表 8 和图 9~图 12 可知: 1) 压阻力和摩擦阻力随着纵倾角的增大而增大; 2) 纵倾 角的变化对压阻力的影响相比摩擦阻力要大; 3) 随着纵倾角的增加,摩擦阻力占总阻力百 分比减少了,但仍是主要部分。

3.3 应力云图

通过数值模拟计算,可以得到不同工况、不同速度下的船体表面压力云图。截取在 0.582 m/s 速度时不同工况的船体艏艉表面压力分布图,船首表面压力云图如图 13 所示,船尾表 面压力云图如图 14 所示。





图 14 船尾表面压力云图

比较图 13 和图 14 可知: 在同一速度、不同工况时,随着纵倾角的增加,船体艏部压力 呈递减趋势,而艉部压力呈递增趋势,这符合实际情况。从理论上来说,LC1~LC5 是一个 纵倾角递增的过程,即艏吃水减小和艉吃水增加的过程,意味着艏部压强减小和艉部压强增 大。

4 结论

本文以某拖网渔船为研究对象,计及渔具影响设定5种不同纵倾角工况,建立模型并进 行数值模拟计算,得出其阻力值。结合船模水池试验,比较分析船体阻力与速度及纵倾角之 间的变化规律,并研究其压阻力与摩擦阻力的变化,结论如下:

1)对于船体阻力的变化规律,数值模拟计算与水池试验结果基本一致,误差最大值为
 8.717%,大部分均在 6%以下,结果比较准确可靠。

2)随着船速增加,船体阻力值增加;随着纵倾角增加,船体阻力值也增加。

3)船体压阻力和摩擦阻力都随着纵倾角增大而增大。纵倾角的变化对压阻力的影响相 比摩擦阻力要大;随着纵倾角增加,摩擦阻力所占总阻力百分比减少了,但仍为主要部分。

4)随着纵倾角增加,船体艏部压力呈递减趋势,而艉部压力呈递增趋势,符合实际情况。

## 声明:本论文已在其他刊物正式发表,在此仅参加交流。

## 参考文献:

[1] 刘在良. 金枪鱼船水动力数值模拟与试验研究[D]. 浙江舟山: 浙江海洋学院, 2015.

[2] 伊绍琳. 船舶阻力[M]. 北京: 国防工业出版社, 1985.

[3] 余建伟. 基于 CFD 的船舶阻力计算与预报研究[D]. 上海: 上海交通大学, 2009.

[4] MAKIBAR J, FERNANDEZ-AKARREGI A R, DÍAZ L, et al. Pilot Scale Conical Spouted Bed Pyrolysis Reactor: Draft Tube Selection and Hydrodynamic Performance[J]. Powder Technology, 2012, 219(3):49-58.

[5] PARK C H, JANG H Y, JRONG J W, et al. A Study on the Ship Resistance and Moment Prediction for Running Attitude of 30 Feet Catamaran Sailing Yacht[J]. Journal of the Society of Naval Architects of Korea, 2010, 47(3):321-327.

[6] 郑力铭. ANSYS Fluent 15.0 流体计算从入门到精通[M]. 北京: 电子工业出版社, 2015.

[7] 赵林岗. 42m 拖网渔船水动力数值计算与试验研究[D]. 浙江舟山:浙江海洋学院, 2012.

收稿日期: 2016-11-23 修回日期:

#### 作者简介:

王立军(1971一),女,副教授,研究方向:船舶与海洋工程结构物设计制造。 张浩(1992-),男,浙江海洋大学在读研究生,研究方向:船舶与海洋工程结构物设计制造; 谢永和(1967-),男,教授,研究方向:船舶与海洋工程结构物设计制造。 地址:浙江省舟山市定海区临城街道长峙岛海大南路1号研究生二号楼。 邮编:316022。

电话: 18768012434。

## 基于波浪能发电技术在船舶上应用研究

熊玮<sup>1</sup>谷汉斌<sup>1</sup>刘海源<sup>2</sup>

(1 浙江海洋大学船舶与机电工程学院,浙江,舟山 316022

2 交通运输部天津水运工程科学研究院海洋水动力研究中心,天津 300000)

**摘要:** 浩瀚蔚蓝的海洋是巨大的资源宝库,随着人类科技发展和不断进步,对于海洋能研究越来越深 入。波浪能源是海洋能源中应用前景很广的新型、绿色、清洁、可再生能源,特别是应用在海洋浮标灯、 海岛发电、波力电站等方面。首先,对波浪能发电历史进行回顾,并从波浪能转换装置优化和应用两个方 面概述了其发展趋势。然后基于波浪能发电特点,分析了波浪能在船舶上应用的实例。结合这些实例,从 各种船舶特点及作业方式等方面,分析了波浪能在船舶上应用的问题、方式和空间。最后总结了适宜在船 舶上利用波浪能发电的几种情况,并进一步讨论了波浪能发电在船舶上的应用趋势。

关键词: 波浪能源, 波浪能发电, 船舶, 应用, 展望

## The research of Wave Power Generation Application to Ship

Xiong Wei<sup>1</sup>Hanbin Gu<sup>1</sup>Haiyuan Liu<sup>2</sup>

(1 School of Naval Architecture & Mechanical-electrical Engineering, Zhejiang Ocean University, Zhoushan, Zhejiang 316022;

2 Ocean Hydrodynamic Research Centre, Tianjin Research Institute for Water Transport Engineering ,M.O.T., Tianjin 300000)

**Abstract**: The blue ocean is a vast repository of energy resources. With the development of science and technology, the study of **ocean** energy has been great progressed and more in depth. Wave energy resource is a new-type, green, clean, renewable energy which is one of the most widely used energy, especially applied in ocean buoy light, island power generation, and wave power stationetc. Firstly, the history of wave power generation is reviewed, and its development trend is summarized from the aspect of optimization and application of wave energy convertor. Then, based on the characteristic of wave power generation, cases of the application of wave power generation on ships are analyzed. According to the analysis, existing issues, working manners and distribution space of the wave power generation applied to ships are studied in terms of the peculiarity and operation of various kindof ships. Finally, several suitable conditions for generating electricity by wave energy on ship are summarized, and the application trend of wave energy generation on ship is further discussed.

Key words: wave energy; wave power generation; ship; application; prospect

## 1 前言

一次次的能源变革是人类进步和发展的重要推进力。18 世纪工业革命以来,世界能源 需求不断增加,传统化石能源迅速消耗,生态环境逐渐恶化,严重威胁人类社会可持续发展。 人类开始迫切寻求新型可再生能源,以满足日益增长的能源需求,促进人类社会进入可持续

基金项目:浙江舟山群岛新区"5313"行动计划项目

作者简介: 熊玮, 女, 研究生. 研究方向: 渔业现代. E-mail:554702156@qq.com.

谷汉斌(联系人),男,博士,教授.海洋能源利用,港口海岸及近海工程. E-mail: hanbin.gu@163.com

发展新时期。21 世纪是新能源时代,世界各国也愈发重视开发利用新能源,陆续出台了一系列能源政策和措施,并加大资金支持力度。波浪能在海洋中无时不在、无处不在,能流密度大,具有周期性,这些特点使得世界沿海国家,尤其是波浪能资源丰富的国家十分重视利用波浪能。2013 年能源效率设计指数(EEDI)规则正式实施,对船舶节能减排提出了更高要求。按照国际海事组织(IMO)的规定,所有400总吨以上船舶,自EEDI规则实施日起到2024年分四个阶段,要求将新船建造碳效率提高到30%。因此,新型能源在船舶上利用,将是船舶行业发展的主要支撑。在国内,目前,波浪能在船舶上的应用尚未开始。而我国船舶众多,若能在此领域有新突破,将为我国船舶行业带来革命性的新发展。

## 2 波浪能发电技术发展概况

## 2.1 波浪能发电历史

2.1.1 国外

据记载,第一个波浪能发明专利在 1799 年由法国吉拉德父子获得。关于波浪能的专利 很多,在 1854 至 1973 的 119 年间,法国以 600 多项专利位居榜首,其次是英国 340 项,然 后是美国 60 项。20 世纪 60 年代,航标灯用波力发电装置研制成功,成为了首个商品化的波 浪能发电装置<sup>111</sup>。1970 年代以来,以英国、挪威、日本、美国为代表的国家,开始全面研究 波能转换原理及方案,并提出了一些创造性新概念和新装置,其中较著名的有鸭式和波浪筏 式装置以及对称翼透平(Wells 透平)等<sup>111</sup>。21 世纪,"海蛇"、"巨蟒"等巨型波浪能发电装 置成功海试,说明波浪发电技术的理论研究逐渐成熟。由此看来,波浪能发电技术很可能在 未来实现商业化。

2.1.2 国内

我国对于波浪能发电技术的研究已有 **30** 多年的历史。2002 年以前,我国主要致力于振 荡水柱波浪能发电装置的研究<sup>[2]</sup>。例如,在"七五"、"八五"和"九五"期间陆续研制了 3KW、 20KW 和 100KW 岸式振荡水柱装置。随后,中国科学院广州能源研究所成功研发了一系列振 荡浮子式波能发电装置,如 40KW 岸式振荡浮子装置、鸭式 1 号、鹰式 1 号、哪吒 1 号等。 目前,我国己成功建造多座波浪能示范电站,如大管岛 105KW 多能互补电站、南海 500KW 海岛海洋能独立电力系统示范工程、嵊山岛 500KW 多能互补示范电站等,并规划至 2020 年, 在广东、山东、海南各建 1 座 1000kW 级的岸式波力电站<sup>[3]</sup>。基于己取得的成果,未来随着 研究不断深入、技术不断进步,我国将在此领域取得重大突破。

### 2.2 波浪能发电的发展趋势

2.2.1 装置优化

对于波浪能装置优化,可以大致从以下几个方面来讨论:(1)水动力特性完善。从装置 出发,完善单体装置水动力特性。通过物理试验或者数值模拟的方式,改善装置几何形状, 减小拖曳力,使浮体能紧随波浪浮动;增大水平震荡力,增加相对运动;合理利用共振,提 高能量捕获效率。(2)装置规模化。由于单位宽度上波浪资源相对较小,研究波浪装置的阵 式布置、规模化,对于降低波浪能发电成本,提高发电总量具有重要意义。(3)海洋测试。 实际上海洋波浪是不规则波,海况条件也比在数值模拟和物理试验时复杂很多,因此建立波 浪能海上测试场十分必要。(4)储能方式。由于海洋波浪的随机性以及实际用电对电流、电 压的稳定性要求,与波浪能装置相匹配的能量储存方式至关重要。

## 2.2.2 应用领域

从目前波浪能应用来看,可应用领域应该具备以下特点: 1. 波浪能资源丰富,能流密度 大;据统计,全球波浪能储量达25亿 KW<sup>[4]</sup>,多数海域年平均波浪能流密度超过10KW/m;我 国的波浪能装机容量为1600×10<sup>4</sup>KW,按现有技术理论发电量可达1288×10<sup>8</sup>KW<sup>[5,6]</sup>。我国波 浪能资源丰富,很适合开发利用波浪能。2. 传统发电方式不适用或者发电成本高;在偏远海 岛,中等波况下波浪能发电成本不到5美分,而利用传统发电方式,发电成本通常大于19 美分<sup>[7]</sup>。因此,在海岛和离岸海上设施供电等方面,与火力、水力发电等方式相比,波浪能 发电能解决传统发电方式因运输不便而引起的高成本问题,从而节省发电成本。3. 环保要求 高;利用波浪能发电能降低对环境的污染,有利于环境保护。

## 3 波浪能在船舶上应用的适应性分析

## 3.1 波浪能在船舶上的应用实例分析

3.1.1 国外

1799 年,吉拉德父子拥有的波浪能发明专利就是将杠杆附在漂浮船上,使其随着海浪运动从而驱动岸边的水泵和发电机发电。1978 年,日本建造了一艘名为"海明号"的波浪发电船<sup>[11]</sup>。 1997 年末,日本继"海明号"后又开发了一种名为"巨鲸号"(Mighty Whale)的波浪发电船(图 1),在"海明号"的基础上将发电机组改为并排放置,提高了波能利用率<sup>[4]</sup>。英国的 Christopher Cockerell 将两个活动的泵船铰接在一起,泵船之间连接液压动力输出系统,也成功实现了对波浪能的利用,并在 1980 年取得了该波浪筏式发电系统专利<sup>[4]</sup>。瑞典漂浮式波浪发电船(Floating Wave Power)如图 2,是一种越浪式装置,其不受潮差的影响,可以适应各种极端海况<sup>[4]</sup>。波士顿大学的 Andre Sharon 等人在 2011 年清洁技术博览会上提出了海浪发电船电站的想法<sup>[8, 9]</sup>。



图 1 典型振荡水柱式日本"巨鲸号"波浪发电船[4]



图 2 瑞典漂浮式波浪发电船<sup>[4]</sup>

3.1.2 国内

我国关于波浪能发电船的研究开始较晚,但取得的成果很可观。1990年,我国振荡水柱式 导航灯船"中水道1号"(图3)成功完成了为期一年的海上测试。"八五"期间,我国又重点研 建了5KW后弯管波浪发电船(图4),并于1992至1993年进行了该船的模型性能试验工作<sup>[10]</sup>。"中 水道1号"、"5KW后弯管波浪发电船"的发电原理与"海明号"、"巨鲸号"类似,都以振荡水 柱式发电方式发电。2012年,我国10KW"鹰式一号"振荡浮子式半潜船在万成山海域进行海试 (图5)。关于波浪能发电在船舶上应用的理论研究和仿真模拟也有很多,比如訚耀保设计了一 种绳轮一棘轮式的波浪发电船,重要发电设备都装载在船上,可保证发电船在波浪起伏状态下连 续发电;林江波利用动力学分析软件 ADAMS 优化了浮子式海浪发电装置的一级能量转换部分;周 广钰重点阐明了船用浮动式波浪能发电装置发的电系统设计;李保设计了一种船用摆动叶片式波 浪发电装置,通过模拟仿真分析了其波能捕捉效率和抗风浪能力<sup>[11-14]</sup>。



图 3 导航标船的 100W 振荡水柱式波浪发电装置<sup>[4]</sup>图 4 5KW 漂浮式后弯管波浪发电船<sup>[2]</sup>



图 5 10KW "鹰式一号"振荡浮子式波浪发电装置<sup>1151</sup>

综上所述,波浪能在船舶上的应用历史悠久,已应用的装置类型有振荡水柱式、振荡浮 子式(绳轮一棘轮式)、摆式、越浪式、筏式。由于振荡浮子式波浪发电装置捕能效率高、 其发电设备可免受海水侵蚀、成本相对较低、输出电能稳定等特点,使得其在船舶上应用拥 有广阔前景,为波浪能在船舶上的应用奠定了良好基础。

## 3.2 波浪能在船舶上的应用方式分析

## 3 2 1 应用方式

波浪能在船舶上应用也受到很多限制,最主要是在船舶行驶时利用波浪能发电会使船舶 流阻增大、动力性能降低,对船舶造成负面影响<sup>116、171</sup>。同时,这也考验波浪能发电装置的 稳定性和生存性。其次,从发电效率上考虑,为实现能量的高效率转换,船体需要锚泊于波 浪资源丰富海域,这样波浪能发电装置才能更多地吸收波浪能量。因此,大多数波浪发电船 的研究都是基于船舶锚泊于某一固定海域展开的。

2011年,安德雷•夏伦等人设想了两种波浪发电船(图6)。这种波浪能发电船拥有一 定的自航能力,在极端海况时可以驶回港口,降低了对装置生存性和安全性的要求,节约了 装置制造成本,同时使用蓄电池存储电能,减少了海底电缆铺设的费用,从而大大节约了波 浪能发电的成本,也不会对海洋环境造成影响。船舶锚泊时利用波浪能发电并储存在蓄电池 中,可以保证输出电流的稳定性;且船舶航行时还可将浮体收起,达到了避免增加船舶阻力 的目的,不会对船舶造成负面影响。



图 6 安德雷•夏伦的波浪能发电船<sup>[8]</sup>

另外,严新平、张甫兴等提出波浪能发电可应用于小型灯船、海洋航标船<sup>[16,17]</sup>,如100W 振荡水柱式"中水道1号"导航标船、5KW 后弯管波浪发电船。灯船是作为航标使用的专

用船舶,历史悠久,已逐渐被海洋浮标灯所取代,只有极少数仍在使用。航标船是一种用来 维修、保养、撤换、布设航标,兼巡查维护的工作船。我国现役航标船中典型船型分为大、 中型航标布设船和小型航标巡检船,其中中型航标船船长 58.43m,航速是 12 节,功率 800\*2kW<sup>[18]</sup>。分析这类船的特点,发现除了动力系统用电外,其辅助用电主要用于船舶照明 系统,即航标灯。"中水道1号"航标船为波浪能在这类船上应用提供了参考。

### 3 2 2 渔船应用类型

借鉴此类船舶特点,在其他类似船舶上,同样可以利用波浪能发电。下面主要以渔船为 例来分析波浪能发电在渔船上的应用前景。我国渔船众多,据《2016 中国渔业统计年鉴》, 我国海洋捕捞渔船 18.72 万艘,总功率达 1441.74 万千瓦。如果取柴油机平均燃油消耗率为 每千瓦时 230g,一年工作时间为 2400 小时,则 18.72 万艘海洋捕捞渔船每年燃油消耗量为 795.8 万吨。海洋捕捞渔船对能源的需求非常大,波浪能发电在此领域有巨大的市场需求。

围网渔船在捕捞作业时需要依靠一组灯光围网船间的相互配合来进行捕捞工作,这组灯 光围网船包括1艘网船、2艘灯船和1艘运输船,其中的两艘灯船不仅用作诱渔光源的集鱼 灯,同时还需要配合网船侦查鱼群,其水上灯的主要功率为500<sup>~</sup>2000W。它的特点与航标船 十分类似,辅助用电主要用于船舶照明系统,因此也可以利用波浪能发电来解决光源能源需 求。

远洋鱿钓船作业时,会在合适海域锚泊,同时开启多盏集鱼灯,然后再进行钓捕作业。 一般,大型专业鱿钓船会在船上装配100-150套灯具,而小型鱿钓船会安装30-50套集鱼灯, 每套灯具的功率大约是1-2KW<sup>[19]</sup>。在捕捞作业时,渔船停留在锚泊区域,此时船舶不需要动 力,但仍需要消耗燃油为船舶辅助用电系统供能,以保证船舶的正常运作。整个捕捞作业过 程船舶停留时间久、能耗大,非常适合利用波浪能发电。

流刺网捕捞渔船,捕捞作业时会快速航行到目标渔场,然后减速释放网具,待网具完全释放后航速一般小于2节,而且流刺网渔船一般从放网到起网需要3个小时左右,起网之后接着再放网,一天平均作业2<sup>~3</sup>次<sup>[20]</sup>。这表明在整个捕捞作业过程中,流刺网渔船航速低, 作业时间很长,利用波浪能为船舶辅助用电系统供电十分合适。

### 4 波浪能在船舶上应用的展望

新船能效设计指数(EEDI)是用来评估船舶 CO<sub>2</sub>效能的指标,即船舶每单位创造的社会 效益和 CO<sub>2</sub> 排放量的比值。自新船能效设计指数(EEDI)正式实施后,新出厂船舶的 EEDI 值必须符合规定标准,这推进了绿色船舶设计的发展。而将波浪能这种新型可再生能源应用 在船上,能有效降低 EEDI 指数。基于上述分析,波浪能在船舶上的应用趋势主要有如下几 个方面:

(1)借鉴这些成功完成海试的波浪能发电船,对于航标船这类特殊用途的船舶,在船舶设计初期,可充分考虑波浪能的利用。例如,"中水道1号"航标船采用沿船底向后弯曲的后弯管振荡水柱波浪能发电装置,船体设计成对称的对角线简易线型,外板为平面结构,建造简单,造价低廉,维修方便<sup>[21]</sup>。"鹰式一号"波浪能发电装置是在半潜船上利用波浪能

发电,装置回收、检修和保养时船体上浮就可进行操作,十分方便。在船舶设计初期就考虑 波浪能的应用,不仅能降低船舶 EEDI 指数,同时也能节约制造和改装成本。

(2)将波浪能发电作为船舶辅助和生活用电的能量来源。对于长期处于锚泊状态的船舶, 可结合船舶用电、作业特点以及适用海况,选择相应的波浪能装置,如"中水道1号"航标 船、"鹰式一号"振荡浮子波能发电装置。对于航速低的船舶如流刺网渔船,可以装配点吸 收式、摆式波浪能发电装置,为船上辅助机械和照明系统等供电。而与远洋鱿钓船这种作业 方式相类似的船舶,则可以装载振荡水柱式、点吸收式或者筏式等波浪能发电装置。同时, 船舶上可以配装蓄电装置,在适宜发电的情况下,将装置投放于海面发电,一方面给船舶辅 助和生活用电系统提供能量,另一方面多余的电量还可以利用蓄电装置储存起来;不适宜发 电时,将装置收起即可。

(3) 波浪能和其他新能源联合应用。单一新型能源的利用,会受到其自身特点和环境条件等多方面的限制,若能联合风能、太阳能等共同使用,就能减少这些限制,从而解决单一能源使用局限性的问题。如装机容量为 2MW 的英国奥斯普瑞波浪发电装置 (Ocean Swell Power Renewable Energy)集波浪能发电和风能发电于一体,是一个典型的新能源联合应用的实例<sup>16</sup>。另外,我国也计划在 100KW 的"鹰式一号"运行成功后,联合太阳能、风能等新能源,将其发展成为一个多功能复合平台<sup>165</sup>。

(4)波浪能发电船电站。现有大多数离岸漂浮式波浪能发电装置在装置投放或回港检修时依靠船舶拖航,如果建造波浪发电船电站就可以改变这种方式,节约资源。如"鹰式1号"半潜船如果可以增加一定的自航能力,在装置投放或遇到极端海况时,就可以自行回港停泊。另外,这种拥有自航能力的波浪发电船电站,可不必铺设海底电缆,大大降低了波浪能发电成本,也提高了装置适应极端海况的能力。同时,发电船的发电机、蓄电池、控制器等重要发电设备可密封于船舱内,避免与海水直接接触而造成海水腐蚀,可延长装置的使用寿命。

波浪能的研究历史悠久,但因技术和环境条件的制约,其在船舶上的应用未能得到推广。 从上述研究来看,波浪能在船舶上应用前景广阔,若能充分利用,将对我国船舶行业发展和 实现渔业现代化起到巨大的推动作用。

#### 声明:本论文已在其他刊物正式发表,在此仅参加交流。

## 参考文献:

[1]余志.海洋波浪能发电技术进展[J].海洋工程,1993(1):86-93.

[2] 游亚戈, 盛松伟, 吴必军. 海洋波浪能发电技术现状与前景[C] // 中国海洋. 2011.

[3]李成魁, 廖文俊, 王宇鑫. 世界海洋波浪能发电技术研究进展[J]. 装备机械, 2010(2):68-73.

[4] 訚耀保. 海洋波浪能综合利用[M]. 上海科学技术出版社, 2013.

[5]刘富铀,张榕,孟洁等,我国海洋能资源数量问题研究[C]//第五届中国海洋可再生能源发展年会暨论坛, 2016.

[6] 郑崇伟, 贾本凯, 郭随平,等. 全球海域波浪能资源储量分析[J]. 资源科学, 2013, 35(8): 37-41.

[7]G. 迈克康奈尔, 李蓉. 波能发电的未来[J]. 水利水电快报, 2001, (13): 32-33.

[8]Ben Coxworth. A proposed wave-power system could be installed on ships, which would regularly return to shore to deliver power to the grid July[EB/OL] .http://newatlas.com/wave-power-system-on-ships/19251/#gallery, 2011-6-18.

[9]Renewable Energy Research. WAVE POWER HISTORY[EB/OL].http://www.bluebird-electric.net/ wave\_powered\_ships\_marine\_renewable\_energy\_research.htm, 2014.

[10]梁贤光, 王伟, 杜彬, 蒋念东. 后弯管波力发电浮标模型性能试验研究[J]. 海洋工程, 1997, (03): 78-87.

[11] 訚耀保, 付嘉华, 王智勇,等. 点吸收式振荡浮子海洋波浪发电船[J]. 中国工程机械学报, 2015, 13(2):183-188.

[12]林江波. 浮子式海浪发电船的动态分析与仿真[D]. 燕山大学, 2006.

[13] 周广钰. 船舶上可装载的波浪能发电装置设计[J]. 舰船科学技术, 2015, 37(7):216-220.

[14]李保,李国富,刘剑,等.摆动叶片式波浪能发电装置在船舶上的应用研究[J].水资源与水工程学报,2015(6).

[15] 广州能源研究所. 鹰式波浪能发电装置"万山号"投放并成功发电 [EB/0L].http://www.cas.cn/syky/201511/t20151123 4471381.shtml, 2015-11-23.

[16] 严新平. 新能源在船舶上的应用进展及展望[J]. 船海工程, 2010, 39(6):111-115.

[17]张甫兴. 浅谈新能源在船舶上的应用[J]. 江苏船舶, 2012(5):12-15.

[18]陈英俊, 孟淑媛, 赵福波. 航标船技术现状与创新研究[J]. 中国海事, 2010(10):57-60.

[19] 钱卫国,孙满昌. 大型专业鱿钓渔船合适作业间距的研究[J]. 大连水产学院学报,2006,(04):311-315.

[20] 杨炳忠, 杨吝, 谭永光, 晏磊, 张鹏. 龙头鱼流刺网网目捕获机理的初步研究[J]. 渔业现代 化, 2013, (03):46-50.

[21] 王龙文. 琼州海峡中水道一号灯船投放成功[J]. 航海, 1991, (02): 28-29.

37

## 多用途散货船尾流场的数值计算

程枳宁<sup>1</sup>,陈正寿<sup>2</sup>,赵陈<sup>2</sup>,黄聪汉<sup>3</sup>,郑武<sup>3</sup>

(1.浙江海洋大学海运与港航建筑工程学院,浙江舟山 316022; 2.浙江省近海海洋工程技术重点实验室,浙江舟山 316022; 3.太平洋海洋工程(舟山)有限公司,浙江舟山 316057)

摘要:运用 CFD 方法,开展了多用途散货船阻力性能的数值模拟。对计算得到的不同 航速下裸船体总阻力系数与 HSVA 水池试验得出的对应参数进行比较,经最终分析得到数值 计算结果与物理模型实验值相对偏差在 5%内,初步验证了数值计算方法的可靠性。本文着 重研究了不同缩尺比下船体尾部的标称伴流,分析结果表明船尾边界层厚度随雷诺数的增大 而减小;桨盘面伴流分数存在单峰值,随着雷诺数的增大,伴流分数峰值相应减小;船模缩 尺比越大,伴流尺度效应越明显。

关键词:数值仿真;总阻力系数;尺度效应;伴流分数 中图分类号:U671.99 文献标识码:A

## Numerical Study about the Wake Flow of Multi-purpose Vessel

CHENG Zhi-ning<sup>1</sup>, CHEN Zheng-shou<sup>2</sup>, ZHAO Chen<sup>2</sup>, Ng Chang Han<sup>3</sup>, ZHENG Wu<sup>3</sup>

(1.School of Maritime and Civil Engineering of Zhejiang Ocean University, Zhoushan, Zhejiang 316022; 2. Key Laboratory of Offshore Engineering Technology of Zhejiang Province, Zhoushan, Zhejiang 316022; 3.The Paxocean Engineering Co, Ltd, Zhoushan, Zhejiang 316057)

Abstract:By means of CFD method, numerical simulation of resistance performance about a multi purpose vessel has been performed. Through comparing the total resistance coefficients of different speeds, it has been found that the relative deviation due to results obtained from numerical simulation and HSVA towing tank respectively is less than 5%. The effectiveness of proposed CFD method has been well verified. Furthermore, the nominal wake at the ship stern according to different scales has also been investigated. It has been found the stern boundary layer thickness decreases with the increase of Reynolds number. In addition, there is a peak value of the paddle disk wake fraction. It is worth noting that the peak value decreases with the

收稿日期:

基金项目:浙江省公益技术应用研究计划项目(2015C34013);舟山科技计划项目(2014C41003)

通讯作者:陈正寿(1979-),男,教授,博士,研究方向:船舶与海洋结构物水动力分析(E-mail: aaaczs@163.com) 作者简介:程枳宁(1992-),男,硕士研究生,研究方向:船舶水动力性能研究分析。

increase of the Reynolds number, and sale effect on nominal wake becomes remarkable in the case of ship model scale being larger.

Key words:numerical simulation, total resistance coefficient, scale effect, wake fraction

## 0 引言

船模在做水动力试验的过程中,由于受水池大小的限制,船模的尺寸不可能达到实船尺 寸,在实际模型试验过程中,一般将船型成几何比例缩小及保证傅汝德数相同,而实船的雷 诺数通常都可达到 10<sup>9</sup>量级,远高于船模雷诺数 10<sup>6</sup>量级,因此无法同时满足傅汝德数与雷 诺数全相似。这就造成船模水池试验测得的水动力性能在换算到实船尺度后,与实船实际测 得的水动力性能之间的误差,即尺度效应。

随着计算机软硬件技术的日臻成熟, CFD 越来越多的被人们应用于船舶水动力性能的计算分析上,通过数值计算得到的模型尺度和实船尺度分析结果越来越多。王展智等人<sup>[1]</sup>运用 SST 模型计算了美国海军驱逐舰模型在不同缩尺比下桨盘面速度分布云图,验证了该驱逐舰 模型表面边界层厚度随着雷诺数的增加而减小,同时通过分析伴流分数周期变化图,发现桨 盘面各半径处平均轴向伴流分数与雷诺数的对数成近似线性关系;傅慧萍等人<sup>[2]</sup>通过 CFD 计 算分析了不同雷诺数下船舶阻力及伴流场的变化,并探讨了 2 套网格在相同的雷诺数下通过 改变 y<sup>+</sup>值大小计算出船体阻力系数,结果表明 y<sup>+</sup>取值在 30~500 之间的网格满足船模雷诺数 在 10<sup>6</sup>~10<sup>8</sup>之间的数值计算;司朝善等人<sup>[3]</sup>采用结构化网格及 RNG *к-e* 模型探讨了 SUBOFF 模 型在网格等比例加密的情况下船体阻力系数的变化情况,结果表明随着网格密度的增加,船 体粘压、摩擦、总阻力系数均趋于收敛,在网格密度达到一定程度后继续增加,船体阻力系 数变化不再明显,从而找出最佳计算网格数量。

本文以本地船企开发的多用途散货船为研究对象,运用商业 CFD 软件计算多用途散货 船在不同雷诺数下的总阻力系数,并将计算结果与船模在 HSVA 水池试验中测出的总阻力系 数进行比较,验证了多用途散货船船基于 CFD 数值模拟方法的可行性;另外通过改变船模 的缩尺比,分析不同缩尺比下裸船体尾部桨盘面上流场分布的变化规律。

## 1 研究对象和网格划分

### 1.1 研究对象

本文研究的多用途散货船总长为 166.35 米,为了减少数值计算量,选取半船为研究对象。为了检验数值计算方法的有效性,本文首先开展了数值计算结果与水池试验结果的对比验证。参考水池试验船模的大小,按照 1:25.179 的缩尺比建立三维船模,船体主要尺寸参照表 1,图 1 为建立的船体模型。

	Tab	o.1 Ship model size		
主要参数	单位	实船	模型	
垂线间长 Lpp	m	166.35	6.6067	

表1 船模尺寸

宽 B	m	27.60	1.0962
吃水深度 T	m	9.50	0.3773
方形系数 C	m	0.7043	0.7043



## 图 1 船体模型

## Fig.1 Hull model

## 1.2 网格划分

本文运用分块网格划分技术对船模进行网格构建。计算域的划分方式为:流速入口至船 首距离为2倍船长,压力出口至船尾距离为2.5倍船长,滑移侧边界至船侧的距离为5倍船 宽,下边界至船底的距离为7倍吃水深度<sup>[4]</sup>。船模分块的过程中,由于船首、船尾曲度变化 较大,纵向将船切为3块,分别对应船首、船中体、船尾,并对船首、艉处的网格进行加密 处理;垂向上于气液相交的水线面位置进行网格加密。计算域离船体越远网格越稀疏,合理 的网格节点设置有效减少数值计算所需时间。图2为多用途散货船网格划分示意图。



(a) 计算域网格划分(b) 船体表面网格划分图 2 多用途散货船网格划分示意图

Fig.2 Grid topology of the multi purpose vessel

## 2 数值计算及分析

## 2.1 连续性方程和动量守恒方程:

数值模拟水流冲击船体满足连续性方程和RANS方程,其形式如下:

$$\frac{\partial \rho}{\partial (\mathbf{1})} + \frac{\partial}{\partial x_{i}} (\rho \mu_{i}) = 0$$

$$\frac{\partial}{\partial k_{i}} (\rho \mu_{i}) + \frac{\partial}{\partial x_{i}} (\rho \mu_{i} \mu_{j}) = -\frac{\partial \rho}{\partial x_{i}} + \frac{\partial}{\partial x_{j}} \left[ \mu \left( \frac{\partial \mu_{i}}{\partial \mu_{j}} + \frac{\partial \mu_{j}}{\partial \mu_{i}} - \frac{2}{3} \delta_{i_{j}} \frac{\partial \mu_{j}}{\partial x_{j}} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x_{j}} \left( -\rho \overline{\mu_{i}' \mu_{j}'} \right)$$

式中: 为流体密度; ●为静压力; ,为流体运动粘性系数; t<sub>s</sub>k为单位张量; MA和 t<sub>s</sub> 为速度分量; 为湍流效应的雷诺应力。

## 2.2 网格敏感性分析

在对不同缩尺比下多用途散货船进行数值模拟计算前,首先要确定适当的网格密度。网格密度的增加无疑会提高计算精度,但也会增加计算耗时,在保证精度的前提下选取适当的计算网格密度是非常有必要。本文以水池实施的船模试验数据为基准校核,选取三种不同密度的网格进行计算比较,网格数量分别为150万,260万,370万,除节点密度不同外,模型的分块画法完全相同。计算值对比数据取自 HSVA 水池试验。表 2 为三个算例下计算出的船模总阻力系数。

表 2 三种网格下船模总阻力系数计算值比较

Tab.2 Comparison of the calculated values of total drag coefficient between three kinds of

grid				
网枚粉旱(下)	$M_{\rm res}$	Ct (×10 <sup>-3</sup> )	Ct (×10 <sup>-3</sup> )	<b>F</b> ##0/
M俗奴里(/J)	v(m/s)	计算值	试验值	EIT%
150	1.230	3.462	3.327	4.06
260	1.230	3.247	3.327	2.40
370	1.230	3.378	3.327	1.53

在相同工况和相同高性能计算资源下(14核并行),3种密度网格对应算例的时间消耗量分别为2、3、4天,在迭代步长3000步后,船模阻力系数监测值趋于稳定。本次计算值与水池实验数据对比发现:150万网格算例计算值与实验值相差较大,网格数为260万的算例计算结果较准确,网格数为370万的算例计算得到的结果更加准确,但计算时间较长。因后续计算算例较多,在综合考虑计算时间与计算精度的双重因素下,选取260万网格进行计算比较适宜。

## 2.3 湍流模型的验证

通过 CFD 软件计算船舶阻力性能方面,不同的研究者选取的湍流模型往往不尽相同, SST 模型属于比较常用的一种<sup>[1,5,6]</sup>,为了进一步验证 SST 模型在本船阻力计算方面的可靠性, 本文选取航速为 12-18kts 范围内的船模及实船进行阻力系数预报。船模选取网格数为 260 万的算例,实船在参考船模网格密度的基础上进行适当加密,在近壁面位置进行了重点加密 处理,最终网格数量为 400 万。计算值对比数据取自 HSVA 水池试验。表 3、表 4 为船模、 实船在不同航速下总阻力系数计算值与试验值。

## 表 3 不同航速下船模总阻力系数比较

Tab.3 Comparison of the different speed of ship model total drag coefficient

Vs(k	ts) \	/m(m/s)	Ct (×10 <sup>-3</sup> )	Ct (×10 <sup>-3</sup> )	Err%
12	1	1.230	3.247	3.327	2.40

14	1.435	3.179	3.288	3.32
16	1.640	3.483	3.342	4.22
18	1.845	3.657	3.579	2.18

表 4 不同航速下实船总阻力系数比较

Vs(kts)	Vs(m/s)	Ct(×10 <sup>-3</sup> ) 计算值	Ct(×10 <sup>-3</sup> ) 试验值	Err%	
12	6.173	2.017	2.098	3.86	
14	7.202	2.203	2.115	4.16	
16	8.230	2.277	2.215	2.80	
18	9.259	2.571	2.493	3.13	

Tab.4 Comparison of the different speed of ship total drag coefficient

通过船模总阻力系数的比较可知:计算值与实验值的相对偏差在 5%之内,这说明本次数值模拟的边界条件设置及选取的 SST 湍流模型可以较准确预报裸船体阻力性能的,同时船体网格的划分及计算参数的设置符合基本计算要求。

## 3 标称伴流场数值分析

目前通过数值模拟研究桨盘面标称伴流分布情况的算例通常选择雷诺数较小的工况<sup>[7,8]</sup>, 而本文则选取较宽的雷诺数范围进行数值模拟(Re=9.449×10<sup>6</sup>~1.214×10<sup>9</sup>),通过轴向伴流分 数等值线云图来描述桨盘面上轴向速度的分布情况。对实船模型按缩尺比分别为 1、2、6、 18、25 进行 X、Y、Z 三个方向等比例缩小,得出 5 种尺度模型。其网格拓扑结构、网格密 度、边界条件及计算参数设置完全相同。在监测的阻力系数趋于稳定后,分析 5 种尺度模型 算例的尾流场,得到 5 种缩尺比下的桨盘面轴向伴流分数等值线图,如图 3 所示。



图 3 不同缩尺比下桨盘面轴向伴流分数等值线图

#### Fig.3 Under different scale propeller disk axial wake fraction contour map

由上图可知,轴向伴流分数值ω>0.71的区域,在缩尺比为25的图中呈倒心型,而随着 模型尺度的增大,该区域越来越小且向桨盘中心处收缩,并于缩尺比为1的图中几乎消失。 桨盘面轴向伴流分数等值线间距与船体尾部边界层的厚度密切相关,伴流等值线的间距越小, 船体表面边界层越薄。通过对比不同缩尺比下桨盘面轴向伴流分数等值线图可以发现:随着 缩尺比的减小,伴流等值线向桨盘中心收缩,越来越密集。从而可以看出船模的增大使得船 体尾部的边界层厚度越来越薄。

为了分析船模在不同缩尺比下轴向伴流的尺度效应,在此统计了桨盘面轴向伴流分数在 5 种缩尺比下于不同半径处(0.4*R*、0.6*R*、0.8*R*)随角度的变化值。为了观察伴流分数的变 化趋势,选取1个周期为分析对象,如图4所示:



(a) r/R=0.4 处伴流分数变化图(b) r/R=0.6 处伴流分数变化图(c) r/R=0.8 处伴流分数变化图

图 4 不同半径处伴流分数随角度的变化

#### Fig.4 Change of wake fraction at different radii

由上图可知:随着模型缩尺比的减小,桨盘面上轴向伴流分数也相应地减小。缩尺比为 25、18 的尺度模型,船模雷诺数变化范围较小(Re=9.449×10<sup>6</sup>~1.586×10<sup>7</sup>),轴向伴流分数 变化曲线近似重合,这两个尺度模型间伴流尺度效应变化并不明显,但是与实船相比差别非 常显著;而对比缩尺比为18、6、2、1的尺度模型,船模雷诺数变化较大(Re=1.586 10<sup>7</sup>~1.214

10°), 桨盘面轴向伴流分数值均减小, 这四个尺度模型间伴流尺度效应变化明显, 且与实船相比差距逐渐缩小。总体而言, 船模缩尺比越大, 相对于实船的伴流尺度效应越明显。

在 r/R=0.4 时,轴线伴流分数的上下变化幅度相对于后者较小,而随着取值半径的增大, 伴流分数的变化幅度越来越大,并于 180 度左右时出现伴流峰,而伴流峰值的大小随着缩尺 比的减小而降低,这说明随着模型尺寸的增大,船模桨盘面处可以获得较稳定的来流,这可 以有效降低船模的激振力,弱化空泡现象的产生。因此在水池实验时,选取大尺寸的船模在 减小激振力、降低空泡的产生方面要比小尺度船模好。

本文同时采用体积积分法计算得到不同缩尺比下桨盘面(0.2*R*~*R*)的平均轴向伴流分数 值,并绘制了平均轴向伴流分数值随缩尺比的变化趋势图,如图 5 所示,表 5 为五种尺度模 型桨盘面上平均轴向伴流分数值。平均轴向伴流分数值计算公式如下:

43



由图 5 可知:随着缩尺比的增大,平均轴向伴流分数随之增大,但增大的趋势相应变缓。 在缩尺比小于 15 时,伴流尺度效应随船模的减小变化较明显,而船模在缩小到一定程度后, 模型的进一步缩小引起的尺度效应会维持在一个常态,即轴向平均伴流分数值几乎不再继续 增大。本文的研究表明:针对该尺度船型,在缩尺比到达 25 后,伴流尺度效应将不再随着 船模的缩小继续增大。

## 4 结论

基于 CFD 对多用途散货船进行数值模拟,计算出裸船体总阻力系数,同时分析了船体 尾部桨盘面上轴向伴流,可以得出以下结论:

 大尺寸模型相对于小尺寸模型,桨盘面伴流等值线间距越来越小,这说明随着缩尺 比的减小,船体尾部的边界层厚度越来越薄。

2)不同雷诺数下的船模桨盘面伴流分数值变化幅度不一样,都存在一个伴流峰值,而随着模型尺寸的增大,伴流峰值相对降低,大的船模较小船模桨盘面可以获得较稳定的进流。

3)船模与实船间存在明显的伴流尺度效应,本文研究的多用途散货船,在缩尺比到达25 后,伴流尺度效应将不再随着船模的缩小继续增大。

本次数值模拟仅在于对船体标称伴流场进行了初步研究,并未考虑到螺旋桨对船体的影响,以及在安装螺旋桨的情况下,船体尾部流场的实际情况。在今后的工作中,将会在船体 尾部加入螺旋桨,同时运用 CFD 软件对船的实效伴流场进行深入的研究。

#### 声明:本论文已在其他刊物正式发表,在此仅参加交流。

#### 参考文献:

[1] 王展智, 熊鹰, 黄政, 王睿. 双桨船轴向伴流场尺度效应的数值研究[J]. 上海交通大学学报, 2015, 49(4):457-463

[2] 傅 慧 萍,杨 晨 俊. 雷 诺 数 对 船 舶 阻 力 和 伴 流 场 的 影 响 [J]. 上 海 交 通 大 学 学 报, 2009, 43 (10): 1555-1563.

[3] 司朝善,姚惠之,张楠.大尺度高雷诺数下水下航行体的数值模拟分析研究[C].第十一届全国水动力学学术会议簪第二十四届全国水动力学研讨会论文集;上册,2012:399-408.

[4] 沈海龙,苏玉明.肥大型船伴流场数值模拟的网格划分方法研究[J].哈尔滨工程大学学报,2008,29(11):1190-1198.

[5] 郑小龙, 黄胜, 尚秀敏. 基于 CFD 的船舶阻力预报方法研究[J]. 江苏科技大学学报: 自然科学版, 2014, 28(2):109-113.

[6] 倪崇本,朱仁传,缪国平,范佘明. 一种基于 CFD 的船舶总阻力预报方法[J]. 水动力学研究与进展, 2010, 25 (5):579-586.

[7] 黄家彬,陈霞萍,朱仁传,陈昌运.基于 CFD 的标称伴流场尺度效应研究[C].第九届全国水动力学 学术会议簪第二十二届全国水动力学研讨会论文集,2009:685-692.

[8] 张恒, 詹成胜. 基于 CFD 的船舶阻力尺度效应研究 [J]. 武汉理工大学学报, 2015, 39 (2): 329-332.

## 减摇陀螺在船舶上的应用分析

郭远志<sup>1,2</sup>,罗殿军<sup>1</sup>,韩健<sup>3</sup>

(1.浙江海洋大学,船舶与机电工程学院,浙江舟山 316022; 2.浙江省近海海洋工程技术重点实验室,浙江舟山 316022; 3.上海振华重工(集团)股份有限公司,上海 200125)

摘要:针对某沿海小型科考船摇摆运动过大的问题,对其加装减摇陀螺。为测试减摇陀螺的减摇性能, 使用差分 GPS 数据采集仪对该系统进行实海测试分析。测量过程中基于不同船速和减摇陀螺是否运转,采 用了4种工况。测试结果表明:该减摇陀螺在零航速时纵摇减摇率为 26.24%,横摇减摇率为 48.82%,4节 航速时纵摇减摇率为 11.70%,横摇减摇率为 69.27%,该减摇陀螺具有良好的减摇性能。

关键词:减摇陀螺;船舶减摇;实海测试

中图分类号:U664.7 文献标识码: A

## Test and Analysis of Gyrostabilizer in Real Sea

GUO Yuan-zhi<sup>1,2</sup>, LUO Dian-jun<sup>1</sup>, HAN Jian<sup>3</sup>

(1.School of Naval Architecture and Mechanical-electrical Engineering, Zhejiang Ocean University, Zhejiang Zhoushan 316022, China; 2. Key Laboratory of Offshore Engineering Technology of Zhejiang Province, Zhejiang Zhoushan 316022, China3.Shanghai Zhenhua Heavy Industries, Shanghai 200125, China)

Abstract: In order to solve the over-rocking problem of a small coastal research vessel, it is installed a gyrostabilizer. Using the differential GPS data acquisition instrument to test the stabilization of the gyroscope in the sea. During the testing, there are four conditions based on different speeds of ship and whether turning on the gyrostabilizer. And the results indicate that at zero speed, the gyrostabilizer can reduce 25.51 percent of pitching and 44.63 percent of rolling, and at 4 knots speed, it can reduce 19.29 percent of pitching and 34.12 percent of rolling, which prove the good stabilization performance of the gyrostabilizer.

Key words: gyrostabilizer; ship stabilization; real sea test

船舶在海上航行时受到波浪、海流和海风等力的作用下产生摇摆运动。船舶的摇摆是衡量船舶性能的一个重要因素,剧烈的摇摆会影响船舶的稳性、操纵性、舒适性以及安全性。随着科学技术的不断发展,抑制船舶摇摆的技术也得到很大的发展。目前,比较常用的船舶减摇装置<sup>[1]</sup>有舭龙骨、减摇水舱、减摇陀螺、减摇鳍等。这些装置各有特点,同时也存在各自的局限性。其中,减摇陀螺曾因性价比不高而被弃用,后随着技术的改进,其减摇性能大幅提升。与其他减摇装置相比,减摇陀螺适用的限制因素较小;与普通减摇鳍相比,减摇 陀螺可以实现任意航速下减摇;与减摇水舱相比,减摇陀螺的减摇效果更明显。

减摇陀螺最早由德国设计师施力克发明,是一个两自由度的减摇陀螺<sup>[2]</sup>。近年来,技术 都在向着人机交互的方向发展,目前的减摇陀螺已经实现了"不下舱,全数字控制",所有项 目都在驾驶室的操控面板上完成<sup>[3]</sup>。尤方骏<sup>[4]</sup>等建立了船体和减摇陀螺的运动方程,研究其 组成系统的动态特性,并进行了仿真分析,得到了一些有益的结论。朱航<sup>[5]</sup>等人对陀螺减摇 器在渔业船舶上的应用进行了探讨,分析了利弊和可行性。陆建辉等人提出一种基于控制力 矩陀螺的横摇抑制装置,仿真结果表明其可以有效抑制船体的非线性横摇。陈少楠<sup>[6]</sup>等人基 于 L<sub>2</sub> 增益控制律,设计出抑制船舶横摇的装置,仿真结果表明抑制效果良好。吴振亚<sup>[7]</sup>等 人研究旋转叶片式液压阻尼器为进动机构的陀螺,同样得到了良好的抑制船舶横摇效果。

鉴于以往对减摇陀螺的研究均采用仿真模拟的方法,本文针对加装在某沿海小型科考船上的 SS-GS2000 型减摇陀螺,使用差分 GPS 动态数据采集仪采集船舶的摇摆数据,对其性能进行实海测试。

## 1 数学模型

减摇陀螺利用陀螺进动时产生的反作用力矩来减摇,其减摇效果不受船只速度的影响。 船只在摇摆时,根据船只的摇晃幅度及速度,减摇陀螺会绕进动轴做进动,在液压阻尼系统 的控制作用下,减摇陀螺内高速旋转的转子会产生与船只摇晃方向相反的力矩作用在船体上 来抵消或减少船只摇晃,进动速度越快,产生的抵消力矩越大。在每一进动循环中,陀螺减 摇器进动由电子控制器和液压制动器主动控制,以使陀螺减摇器能够提供最大的减摇力矩, 同时制动器能将陀螺进度角度限制在±60度的范围内,并起缓冲限位作用。

为对减摇陀螺进行详细表述,将陀螺减摇器简化建立相应坐标系(如图1): *O*为转 子轴的轴心与转子轴心的交点,其中坐标系 *O-xyz* 是随船舶的横摇转动的相对坐标系, 而坐标系 *Oξηζ* 是绝对坐标系,不随船体转动。假定船舶转子转速为ω<sub>0</sub>,船舶倾斜角为 φ,转子相对于进动轴的进动角为β。根据欧拉方程可得出减摇陀螺的相对运动方程是:

$$M_{x} = J \not \not \oplus \cos(\beta) + h_{0} \not \not \oplus M_{y} = J \not \not \oplus + J \not \not \oplus \sin(\beta)\cos(\beta) - h_{0} \not \not \oplus \cos(\beta)$$

$$M_{x} = I \not \not \oplus = 0$$
(1)

式中,J为转动惯量, $h_0$ 为动量矩常量 $h_0=I\omega_0$ ,省略二阶小量后,式子可简化为:

$$M_{x} = h_{0} \beta^{x}$$

$$M_{y} = J \beta^{x} - h_{0} \delta^{x} \cos(\beta)$$

$$M_{x} = 0$$
(2)

根据两坐标的关系,进行力矩分量的坐标转换,得到绝对坐标系下的动力学方程:

$$M_{\xi} = h_{0} \not\beta \cos(\beta)$$

$$M_{\eta} = J \not\beta - h_{0} \not\beta \cos(\beta)$$

$$M_{\zeta} = h_{0} \not\beta \sin(\beta)$$
(3)



## 图1 系统坐标系

## Fig.1 System coordinate system

由公式(3)可见,在理论上,减摇陀螺在三个方向上都会产生相应的力矩以减小摇晃, 也就是说,船舶在只受到侧向波浪力矩的时候,减摇陀螺在减小横摇的同时会使船舶产 生艏摇。实际的减摇要求中,一般布置两个减摇陀螺(如图 2),以抵消产生的艏摇力矩。



#### 图2 减摇陀螺工作原理

#### Fig.2 working theory of gyrostabilizer

## 2 实测数据分析

本文以某沿海小型科考船为实测船舶,船长 35.77m,垂线间长 33.10m。对该船进行摇 摆数据采集所选的海域为东海乌沙水道。减摇陀螺的设计规格为 40kN\*m,最大减摇力矩 56kN\*m,进动最大角度 60°。 对减摇陀螺进行性能分析时,主要是通过安装在船体中部的差分 GPS 动态数据采集仪 采集船舶在当时海况下的横摇和纵摇数据。对振动动态信号的测量主要是通过传感器将横摇、 纵摇转化为电信号,利用采用放大器和滤波器等对信号作适当调节,并对测量结果进行显示 和记录。实际操作时,实船测量时根据科考船运动状态和陀螺仪运转状态,选取了以下四种 工况进行测量:(1)零航速,减摇陀螺不运行;(2)零航速,减摇陀螺以额定功率运行(2800r/min); (3)4kn 航速,减摇陀螺不运行 (2800r/min); (4)4kn 航速,减摇陀螺以额定功率运行;

在对数据进行处理时,分别择取了一分钟内四中工况下的船舶运动状态,处理后得到如 下图的船舶纵摇、横摇数据曲线图:





a.纵摇

b.横摇 图 3 工况 1 下的摇摆曲线

Fig.3 rocking curve of case1





a.纵摇

b.横摇

图4 工况2下的摇摆曲线

Fig.4 rocking curve of case2





a.纵摇

b.横摇

图 5 工况 3 下的摇摆曲线

Fig.5 rocking curve of case3



## a.纵摇

b.横摇

图6 工况4下的摇摆曲线

## Fig.6 rocking curve of case4

将上述曲线的特征值形象化,通过摇摆有义值确定船舶在启用减摇陀螺前后的摇摆幅度 差异,得到结果如下:

表1不同工况下的摇摆有义值

Tab.1 the significant va	lue of rock in dif	ferent case
--------------------------	--------------------	-------------

工况	纵摇(°)	横摇(°)
1	1.41	2.54
2	1.04	1.30
3	0.94	1.79
4	0.83	0.55

由上表统计的数据,根据公式(4)计算减摇陀螺的减摇效果。

$$\eta = (1 - \frac{\theta_{\mu}}{\theta_s}) \times 100\% \tag{4}$$

式中, $\Theta_s$ 为船舶减摇陀螺未运行时摇摆角有义值; $\Theta_u$ 为船舶减摇陀螺满功率运转时摇摆角有义值。

通过计算,得到零航速时减摇陀螺的减摇率分别为纵摇 26.24%、横摇 48.82%;4 节航 速时减摇陀螺的减摇效果分别为纵摇 11.70%、横摇 69.27%。由此可得减摇陀螺对该小型科 考船横摇和纵摇的减摇效果显著。

## 3 结论

本文针对加装在某沿海小型科考船上的减摇陀螺,选取不同船速和减摇陀螺是否运转4 种工况,对其减摇性能进行实海测试,得到以下结论:

(1)该减摇陀螺在零航速时纵摇减摇率为 26.24%, 横摇减摇率为 48.82%, 4kn 航速时纵 摇减摇率为 11.70%, 横摇减摇率为 69.27%;

(2)该科考船零航速时摇摆幅度大于航行时的摇摆幅度,同时,减摇陀螺的减摇性能在零航速时优于航行时减摇性能;

(3)该减摇陀螺的横摇减摇性能优于纵摇减摇性能。

#### 声明:本论文已在其他刊物正式发表,在此仅参加交流。

### [参考文献]

[1] 盛振邦, 刘应中. 船舶原理[M]. 上海交通大学出版社, 2004.

[2] 陈少楠, 船舶陀螺减摇装置设计及控制研究[D], 中国海洋大学, 2012.

[3] 洪超,陈莹霞,船舶减摇技术现状及其发展趋势[J],船舶工程, 2012:236-244,298.

[4] 尤方骏,马维良,郭佳慧,船舶减摇陀螺装置理论探讨及仿真研究[J],船舶工程, 2012:287-290.

[5] 朱航, 陈少楠. 陀螺减摇器在渔业船舶上的应用探讨[J]. 中国水运月刊, 2014, 14(7):149-152.

[6] 陈少楠, 陆建辉. 基于 L2 增益控制律的船舶横摇抑制研究[J]. 系统仿真学报, 2012, 24(12):2567-2571.

[7] 吴振亚,杨丽红,陈少楠,等.抑制船舶非线性横摇的液压阻尼陀螺减摇装置[J]. 机械设计与研究,2016(2):65-68.

51

## 120T 起重船扒杆结构强度及稳定性分析

## 王贵彪<sup>1</sup>王伟<sup>2</sup>谢永和<sup>2</sup>

(1 浙江省海洋水产研究所 浙江舟山 316201,2浙江海洋大学 浙江舟山 316000 )

**摘要:**根据《船舶与海上设施起重设备规范 2007》,采用 MSC.Patran 建立某起重船扒杆有限元模型,在考虑质量载荷、风载等载荷和船舶横纵倾的情况下,对其结构在典型工况的强度与稳定性进行计算分析,并针对性提出部分加固改进措施和注意事项。

关键词:起重船;扒杆;有限元;强度;稳定性

## Analysis of Strength and Stability of the Gin Pole of 120T Crane

## Ship

Wang Gui-biao<sup>1</sup> Wang-Wei<sup>2</sup> Xie Yong-he<sup>2</sup>

(1Marine Fishes Research Institute of Zhejiang Zhoushan 316201 2 Zhejiang Ocean University

#### Zhoushan 316004)

**Abstract:**Based on 'rules for lifting appliances of ships and offshore installations' (2007), the finite element model of gin pole of 120T crane ship was set up by MSC.Patran.With mass loading, wind load and trim of ship considered, the strength and stability of the structure was analyzed in typical working conditions, and points for attention and improvement measures was pointed proposed.

Key word:crane ship;gin pole;finite element;strength;stability

## 1 前言

随着国家内河港口及航道的发展建设, 内河航区的起重船作为港口船舶装卸的重 要工具,在港口建设、造船工程、桥梁建筑、 水下救捞等过程中均具有广泛的用途<sup>[1]</sup>,近 几十年来有了长足的发展。同时,起重船由 于其自身工作特点,总体受力大,局部受力 集中且分布不均,吊点较高,因而对臂架及 船体结构要求特别高<sup>[2]</sup>。目前,针对几百吨

第一作者:王贵彪,(1986-),男,硕士研究生,助 理工程师

电子邮箱: wangjidelei@163.com

甚至上千吨的大型起重船及其臂架的设计 分析已较为常见<sup>[3-5]</sup>,而针对内河小型起重 船的研究却寥寥无几。近年来,随着内河港 口航道以及航运的发展,内河小型起重船以 其低造价、小巧灵活等特点在工程建设中发 挥着越来越大的作用。

本文依据《船舶及海上设施起重设备规 范》<sup>[6]</sup>(2007)(以下简称《规范》)及《船 舶及海上设施法定检验规则》之《起重设备 法定检验技术规则》(1999),对航区为内河 B级的120T起重船的扒杆结构强度及其稳 定性利用MSC.Patran/Nastran进行有限元分 析,为今后对此类内河小型起重船的臂架设 计与优化提供参考依据。

研究方向: 渔船装备与技术

## 2 起重船及扒杆概况

该 120t 起重船为自航式起重船, 主钩

Ľ	总	垂线间	型	型	吃
下 (m)		长(m)	宽(m)	深(m)	水(m)
	3	24.05	10	2	1.
5.3		54.05	.20	.5	65

起吊能力为 120t, 副钩起吊能力为 20t, 在 内河 B 级航区进行起吊作业,主尺度如下表



图1 起重船打捞布置简图

## 2有限元模型及加载

## 2.1 有限元结构模拟

应用 MSC.Patran 软件建立模型,其 X 轴沿船体纵向指向船艏,Y 轴沿船宽方向指向左舷侧,Z 轴沿船体垂向方向。模型采用



图 3 扒杆有限元模型

所示。

表 1 120t 起重船主尺度

扒杆类似 A 字,有效长度为 14 米,两 杆之间的撑柱分别离顶端为 5 米和 10 米, 如图 2 所示,其材料为 Q345B 强度钢。扒杆 工作时和水平面成 60<sup>9</sup> 固定夹角,而在起重 船航行或者过桥时,扒杆放置在甲板上,由 甲板上的撑柱进行支撑,此时扒杆与水平面 成 15<sup>9</sup> 夹角。



图 2 打捞扒杆结构简图

板单元及梁单元模拟,其中扒杆的底部及顶 部结构采用板单元模拟,而扒杆中间框架则 采用梁单元模拟,两者采用 MPC 单元进行 过渡,以确保载荷能够传递,如图 3~图 5 所示。



图 4 扒杆底部模型



图 5 有限元顶部模型

## 2.2 计算工况

本计算工况根据《规范》中的工况进行选取,具体计算工况如下:

	表 2 计算工况						
	扒杆幅角	状态	扒杆质量 载荷	主钩 重量	副 钩 重 量	作用于扒杆 的风力	作用于起升 载荷的 风力
工况 <b>1</b>	60°	无风/左倾 5°、艏倾 2°	自重	自重+起升载荷	自 重	-	-
工况 2	60°	有风/左倾 5°、艏倾 2°	自 重	自重+起升载荷	自重	朝船艏	朝船艏
工况 <b>3</b>	60°	有风/左倾 5°、艏倾 2°	自重	自重+起升载荷	自重	朝左舷	朝左舷
工况 <b>4</b>	<b>15°</b> (放置在 甲板 上)	有风/左倾 30°,垂向, 向前加速度	船体运动 +自 重	自重	自 重	朝船艉	-
工况 <b>5</b>	<b>15°</b> (放置在 甲板 上)	有风/左倾 30°,垂向, 向前加速度	船体运动 +自 重	自重	自 重	朝左舷	-
工况 6	60°(试验)	无风/左倾 5°、艏倾 2°	自 重	自重 <b>+1.1</b> 倍起 升载荷	自 重	-	-

根据《规范》,对于起重机工作时的风速取 20m/s,而在放置状态下(即本船过桥状态)的风速取 55m/s,风向取组合载荷后的最不利方向。扒杆自重则以惯性力的形式施加在扒杆上。

## 2.3 边界条件

边界条件设置如表 3 所示:

表3边界条件

位 罢	线位移约束			角位移约束		
	δx	δγ	δz	θx	θγ	θz
最底端旋转处	×	×	×	×		×
顶端拉索处	沿千	斤绳索	约束			
与甲板扒杆支柱交						
点处(放置工			×			
况)						

(注: ×表示约束, 其中甲板支柱交点处约束相对于局部坐标。)

## 3 计算结果及分析

## 3.1 强度校核

3.1.1 许用应力

按下式计算:

$$[\sigma] = \frac{\sigma_s}{\beta n} \tag{1}$$

式中 $\sigma_s$ =345 N/mm2 (材质为 Q345B 强度钢),屈强比=0.51-0.70( $\sigma_b$ =490-675),弹性模量 E

为 2.06E+5,系数 β 取 1.0,安全系数 n 及许用应力(Mpa)见表 4 所示。

表4安全系数n及许用应力(Mpa)

工况	1 无风	2 有风	3 放置、试验
安全系数 n	1.5	1.33	1.15
许用应力[σ]	230	259.4	300
剪切应力[ $ au$ ]	133.4	150.45	174

3.1.2 强度校核

表 5 扒杆最大应力汇总表(MPa)

说明	等效应力云	最大剪切应	变形值	最大梁组合应	最小梁组合应	是否
工况 <b>1</b>	174	92.7	14.6	65.1	-94.0	满足
工况 2	184	97.5	21.8	96.9	-106	满足
工况 <b>3</b>	216	115	25.9	142	-142	满足
工况 <b>4</b>	28.5	15.6	6.49	30.3	-29.3	满足
工况 <b>5</b>	68.4	37.3	9.87	53.9	-56.3	满足
工况 <b>6</b>	192	102	17.0	75.6	-105	满足

## 由表 5 可以发现,扒杆有风状态时构件的应力大于无风状态。而在有风时,横向受风时构件 应力大于纵向受风。工况 3 也即扒杆工作状态,起重船左倾 5°、艏倾 2°,同时横向 受风时为最危险工况,此时扒杆构件的应力最大。



由图 6 至图 8 可以看出:扒杆最大应力出现在扒杆主杆与底部连接区域以及与顶部连接区,其主要原因为顶部与底部有边界条件约束而导致应力集中。而在主杆区域,应力最

说明	截面轴向应力(MPa)	截面弯曲应力(MPa)	截面总体稳定性	规范许用值	是否满足
工况 <b>1</b>	49.7	50.8	0.4360	0.67	满足
工况 <b>2</b>	49.5	61.0	0.4941	0.7519	满足
工况 <b>3</b>	52.9	84.8	0.6407	0.7519	满足
工况 <b>4</b>	3.55	25.4	0.1563	0.8696	满足
工况 <b>5</b>	6.21	55.1	0.3347	0.8696	满足
工况 <b>6</b>	54.2	57.7	0.4926	0.8696	满足

大区域则主要集中于横向支撑杆与主杆的连接处。从扒杆变形云图可以发现:扒杆顶部是整个起重载荷的直接受力点,故在该区域出现了变形最大区域,并且随着高度的降低变形逐步减少,变形值最大达到了 26mm。因此,应在扒杆主杆的底部和顶部以及横向支撑杆

与主杆连接处设置肘板,以保证其结构的强度。

## 3.2 稳定性校核

## 3.2.1 校核准则

根据《规范》3.2.17.2 中指出,同时承受压力和弯曲的构件,应按下式进行稳定性校核:

$$\frac{\sigma_m}{\sigma_s} + \frac{\sigma_c}{\sigma_{cr}} \le \frac{1}{n}$$
(2)

式中: $\sigma_m$ ——构件承受的弯曲应力,MPa; $\sigma_c$ ——构件承受的压应力,MPa;

 $\sigma_s$ ——钢材屈服强度,MPa;  $\sigma_{cr}$ ——构件的临界的压应力,MPa; 根据构件的长细比和截 面形状决定; n——为安全系数。

根据《规范》附录 I,扒杆罗伯逊常数  $\alpha = 3.5$ ,临界应力  $\sigma_{cr}$ 为 174Mpa。3.2.2 稳定性校核

各工况下起重机整体稳定性校核:

#### 表6 起重机整体稳定性校核

由表 5 可以发现:扒杆的稳定性满足规范要求。工况 6 也即试验工况的截面轴向应力 最大,而工况 3 的截面弯曲应力最大。





图 11 工况 3 扒杆梁单元弯曲应力云图

以上图所示工况 3 为例: 扒杆主杆轴向应力最大的区域出现在主杆与扒杆底部连接处; 而最大弯曲应力出现在主杆与扒杆顶部连接处,同时此处扒杆变形也为最大。

## 4 结论与讨论

对于起重船来说,吊臂结构是一个需要引起高度重视的问题,它直接关系到整条起重船的安全性及造价。本文针对内河 120T 小型起重船的扒杆,运用 MSC.Patran 软件建立其

有限元模型,并进行扒杆结构强度和整体稳定性的分析校核,得出结论如下:

(1)各工况下扒杆所有构件的最大应力均小于许用应力,结构强度及其稳定性满足规范 要求。虽然部分区域仍存在高应力情况,但总体仍有进行结构优化的潜力。

(2)与大型起重船臂架最大应力出现在放置且横向受风的工况不同<sup>[7]</sup>,本船扒杆工作状态 且横向受风为最危险工况。但是出现最大应力的区域与大型起重船臂架较为一致,也是出现 在扒杆主杆与顶部、底部结构连接处以及横向支撑杆与主杆的连接处。因此,设计时应对这 些部位加以重视,加设肘板以保证其结构强度。

(3)本文由于时间和精力的限制,仅仅对起重船扒杆进行了结构强度和稳定性分析,而 没有进一步深入研究。在今后的研究中,将会以扒杆截面的内外半径为设计变量,扒杆许用 应力和稳性强度为状态变量,臂架结构重量为优化目标,对扒杆进行优化设计,以降低扒杆 造价,使其能达到最大的效能。

#### 声明:本论文已在其他刊物正式发表,在此仅参加交流。

## 5 参考文献

[1]杨辉.700t 起重船船体及千斤柱有限元强度分析[J].江苏船舶,2009,26(6):15-17.

[2]王庆丰.1000t 起重船有限元强度分析[J].造船技术,2009,5:14-18.

[3]张润宏.600t 起重船结构强度有限元分析[J].广东造船,2010,2:37-39.

[4]张少雄,任思杨.起重船有限元直接计算实例[J].船海工程,2009,38(4):5-8.

[5]周国宝,米旭峰,渠延模.1000t 起重船扒杆结构强度有限元分析[J].科学技术与工

## 程,2009,17(9):5252-5255.

[6]中国船级社.船舶与海上设施起重设备规范[S].北京:人民交通出版社,2007.

[7]陈南华,李艳贞.1500t 起重船 A 形吊臂结构强度有限元分析[J].船海工程,2013,12(6):29-32.

臂结构强度有限元分析[J].船海工程,2013,12(6):29-32.

## 吊舱螺旋桨水动力性能研究

郭安托<sup>1,2</sup>,张吉萍<sup>1,3</sup>,许颂捷<sup>4</sup>

(1. 浙江海洋大学 船舶与机电工程学院 浙江 舟山 316022; 2. 温州市渔业技术推广站 浙江 温州
 325003; 3. 浙江省近海海洋工程技术重点实验室,浙江 舟山 316022; 4. 上海羽翼船舶设备有限公司,上海
 201600)

**摘要:**基于数值模拟技术及实验技术研究了吊舱桨的水动力性能。利用 Fluent 软件建立了吊舱螺旋桨的几何模型,依据流场环境进行了网格划分并设置了边界条件。通过数值模拟结果,分析了吊舱桨页面与 叶背的压力分布特征,分析了吊舱桨的推力组成及进速系数的影响,并分析了桨盘面的流动特性。论文研 究对吊舱桨的设计应用具有重要的指导意义。

关键词: 吊舱桨; 水动力性能; 数值模拟; 压力分布

## Numerical Simulation Study on Hydrodynamic Performance

## of Pod Propeller

Guo Antuo<sup>1, 2</sup>, ZHANG Ji-ping<sup>1</sup>, Xu Songjie<sup>1</sup>

(1. School of Naval Architecture and Mechanical-electrical Engineering, Zhejiang Ocean University, Zhoushan 316022, China; 2. Wenzhou Fisheries Technology Extension Service, Wenzhou 325003, China; 3. Key Laboratory of Offshore Engineering Technology of Zhejiang Provine, Zhoushan Zhejiang 316022, China; 4. Yoyeah Marine, Shanghai 201600, China)

**Abstract:** Hydrodynamic performance of pod propeller isstudied through numerical simulation technology and experimental technology. With the FLUENT software, geometric model of pod propeller is created, the mesh generation is carried out and boundary conditions are setted according with the flow field. In the base of the results from numerical simulation, the hydrodynamic performance of pod propeller is analyzed, including the pressure distribution of the blade back and blade face, the impluse composition and the influence from the advance coefficient, and the flow characteristic of the disk. The reseach is of great guiding significance for the design and application of the pod propeller.

**Key words:**Pod Propeller;Hydrodynamic Performance;Numerical Simulation;pressure distribution

## 0 引言

吊舱螺旋桨是一种集推进器与舵于一体的新型船舶推进装置<sup>[1]</sup>。与普通螺旋桨相比较, 一方面,吊舱螺旋桨可以省去推进轴系、舵与侧推器等装置<sup>[2]</sup>,另一方面,受吊舱部分影响,

59

吊舱螺旋桨的推力和转矩系数有明显改善。同时,吊舱部分与螺旋桨部分之间的相互干扰<sup>[3]</sup> 引起推力减额及其他阻力因素的变化<sup>[4]</sup>,因此吊舱螺旋桨的水动力性能<sup>[5]</sup>研究具有重要应用 价值,能够有效指导高性能吊舱螺旋桨的设计应用。

对于船舶与海洋结构物而言,模型实验技术是验证水动力性能的最科学的方法,而数值 模拟技术则是研究水动力性能的最有效的方法。论文应用 FLUENT 软件进行吊舱螺旋桨的水 动力性能数值模拟,并与模型试验结果对比以验证数值模拟方法的可行性,并进而在数值模 拟计算结果的基础上进行吊舱螺旋桨的水动力性能分析。

## 1 吊舱桨数值预报

## 1.1 数值研究方法

运用 ANSYS-ICEM 和 ANSYS-FLUENT 两款商业软件分别完成计算网格的划分和数值预报。 运用 SIMPLE 格式的耦合求解器对压力项进行求解,差分离散格式选用二阶迎风格式,湍流 模型选用去前面研究相同的 Realizable k – ε 湍流模型,近壁面采用标准壁面函数。采用滑移 网格技术完成螺旋桨旋转的模拟,利用 interface 完成内部旋转域和外部静止远场域之间的 流动信息传递。

### 1.2 吊舱螺旋桨几何模型及网格布置方法

论文以某单桨拖式的吊舱桨作为研究对象,并 假定其处于粘性流场区域范围,且区域范围为无限 大的。图1为吊舱桨的几何模型示意图,螺旋桨布 置于吊舱区域的首部,吊舱桨的支架的横剖面为 NACA 翼型,攻角度数为0。吊舱桨的主要几何参数 如下:桨叶直径 D 为 0.24m;桨叶旋转速度为 n=10r/s;桨叶为4叶。

计算域范围为:

- (1) 上游速度入口在 2D 以外;
- (2) 远场位置设置在在 3D 以外;
- (3) 出口位置设置在桨盘面下游 8D 处。

螺旋桨的旋转运动利用滑移网格技术,划分 出螺旋桨旋转区域,静止支架则置于是静止域中, 静止域与旋转域之间需要设置 interface。如图 2 所示,蓝色网格区域即为 interface,为了确保静 止与旋转区域在数据交换的过程中的准确性、稳



图 1 吊舱桨模型

Fig. 1 3D model of nod-propeller



Fig. 2 mixing plane and surface mesh

定性,需要特别注意 interface 位置的网格大小及密度的合理性。

螺旋桨侧流体运动采用 MRF 方法,静止支架周围流体运动类型给定为静止,因此,网 格划分中,在螺旋桨与支架中间布置一个混合平面,图 3 所示。由于动、静区域间流动信 息的相互传递是通过混合面进行,所以为保证粘流计算结果的稳定性、准确性,混合面轴向 位置及其网格密度应适当选取。

该数值模拟采用了混合网格技术,包含非结构化的四面体网格与结构化的六面体网格, 边界层采用非结构的三棱柱网格进行处理,对于螺旋桨桨叶表面、支架的随边与到点附近位 置的网格进行加密。每个桨叶表面上的网格数量约为 4500 个,整个计算域内的所有网格数 量约为 433 万。

## 1.3 边界条件设置

吊舱桨敞水数值预报的边界条件设置如下:入口位置设置为来流均匀的速度入口,速度 大小根据进速系数公式计算得到;出口位置设置为 outflow 形式的出口条件;远场设置与入 口相同的边界条件。螺旋桨区域流体采用滑移网格技术处理,在(0,0,0)位置绕 x 轴方向 以转速大小为 n 进行旋转。

## 2 计算结果与分析

#### 2.1 数值计算结果验证

为验证数值计算方法的可靠性,将数值计算结果转化为扭矩系数、推力系数,并与试验 得到的结果进行比较。图 3 为敞水试验

与数值计算得到的水动力特性曲线。

由上图可以看到,数值计算得到扭 矩系数、推力系数均与试验得到的结果 相吻合,表明文中采用的数值方法的结 果具有较好的准确性。

## 2.2 桨叶表面压力分析

图 4 为进速系数为 J=0.7 工况下得 到的桨叶表面压力分布图。由图可以看 到,叶面上靠近叶根部分的导边区域为



图 3 吊舱桨水动力特性曲线 Fig.3 Open-water hydrodynamics performance

高压区,随边区域及叶梢附近区域为低压区;叶背的低压区存在于导边区域及叶梢区域,整体而叶面的压力小于叶背区域的压力,表明叶面产生的吸力小于叶背产生的推力。同时,由于叶背区域对大部分为负压区,造成叶背区域容易出现空泡现象。



图 5 为吊舱区域的压力分布。由于螺旋桨旋转产生的尾流特征是非对称的,造成吊舱 支架左侧与右侧的压力分布呈现出非对称的特性。由于数值选用的吊舱桨为右旋桨,流体驻 点将集中于左侧面,即左侧面出现高压区,右侧容易出现低压区。

#### 表1 推力系数比较

Tab 1 Results of thrust coefficient

	J=0.4	J=0.5	J=0.7	J=0.9
Κ <sub>T</sub>	0.3706	0.3248	0.2329	0.1286
К <sub>т1</sub>	0.3786	0.3367	0.2463	0.1481
К <sub>т2</sub>	-0.008	-0.0119	-0.0134	-0.0205
<i>K</i> <sub>T2</sub> / <i>K</i> <sub>T</sub>	2.29%	3.32%	6.31%	15.03%

吊舱桨的推力由螺旋桨产生的推力 和吊舱产生的推力两部分组成。在不同 进速系数下,两者所占的成分比例各不 相同。表 1 为吊舱作用的推力系数和螺 旋桨作用的推力系数比较。通过比较可 以看到,进速系数增大时,吊舱产生的 阻力逐渐增加,当 J=0.9 时,吊舱所产 生的阻力约占总推力的 15%,因此改善吊 舱区域的水动力特性对提高吊舱桨的整



Fig. 5 Pressure contour on the surface of struct

体性能有非常重要的意义。

其中: KT1 为螺旋桨产生的推力系数, KT2 为吊舱产生的推力系数, KT 为总推力系数。

2.3 桨盘面流动特性分析

图 6 为各个位置桨盘面上的压力分布图,其中 D 为螺旋桨的的直径。由图可以看到,螺 旋桨桨叶叶面位置压力较为集中,靠近叶背根部区域出现明显的低压带造成这种现象的原因 是螺旋桨旋转时的流体的泄漏作用。在 0.25D 位置附近的低压带的整个范围较小, 0.3D 位 置靠近叶梢区域的几乎不存在低压带。



图 6 桨盘面压力等势线分布

## Fig.6 Pressure contour at different axial location

## 3 小结

通过对吊舱螺旋桨粘流问题的数值预报,表明了本文数值预报方法的准确性,技术路线 及方案的可行性、有效性。以交大设计的吊舱螺旋桨为研究算例,准确地预报了其水动力性 能,获得了详尽的微观流动信息,并分析了其流体运动规律。计算结果表明,吊舱对推进器 总体性能的影响将随着航速的增加而增大,其贡献将从 2.3%增大到 15%。因此,进速系数 增加对吊舱优化设计将提出更高的要求;根据螺旋桨表面压力结果分析,叶背前部区域抗空 泡最弱;此外,螺旋桨叶梢泄漏流动的迅速耗散,更有利于提高其抗空泡性能。

#### 声明:本论文已在其他刊物正式发表,在此仅参加交流。

## 参考文献:

[1] 叶金铭, 熊鹰, 张伟康, 韩宝玉.用非定常面元法预报拖式吊舱螺旋桨水动力性能.上海交通大学学报, 2009,43(2): 213-217

[2] 于得会,王言英. 吊舱推进器螺旋桨的敞水性能数值图谱.船海工程,2007,36(4):38-42

[3] Ye Jinming, Xiong Ying, Xiao Changrun, Bi Yi. A New Methods Calculating Interactions between Propeller and Pod. Journal of Ship Mechanics, 2009, 13(3):338-346

[4] 张庆文,王言英. 吊舱推进器及其螺旋桨的敞水性能估算[J].船海工程,2006,4,173:1-4

[5] 张秀凤,尹勇,孙霄峰,金一丞.吊舱推进船舶运动数学模型及其在航海模拟器中的应用.大连海事大学学报,2013,39 (2): 9-13

作者简介:郭安托,1985年12月,男,农业机械化领域硕士研究生。

基金资助:浙江省自然科学基金(LY14E090002);国家自然科学基金(51409232)。