

# 中国渔船的节能技术

## ENERGY SAVING TECHNOLOGY FOR CHINESE FISHING BOAT

章可畏

(上海水产大学, 200090)

Zhang Kewei

(Shanghai Fisheries University, 200090)

关键词 渔船, 节能技术

KEYWORDS fishing boat, energy saving technology

从我国渔船40多年发展的历史来看,大致可分三个阶段。第一阶段(1951—1965年):据统计1951年全国海洋机动渔船仅400多艘[丁兆荣,1988],为了提高渔业生产率和安全性,1953年木质风帆渔船开始机动化。至1965年全国海洋机动渔船达922艘,近15万千瓦;机帆渔船发展到近6000艘,约28万千瓦。这阶段主要是发展小功率的沿、近海渔船,最大为294千瓦(400马力),最多的为184千瓦(250马力),是当时海洋渔业生产的主力。第二阶段(1965—1979年):发展缓慢,至1979年海洋机动渔船仅有1200多艘,机帆渔船2万多艘。该阶段后期渔船老化问题突出,50年代前后建造的渔船技术性能差,急需更新。当时主要发展441千瓦(600马力)渔船,1978年中国水产科学研究院与旅大渔轮厂共同研制成的8154型尾滑道冷冻拖网渔船,后来成为各地更新渔船的一种新船型。第三阶段(1979年—至今):随着我国改革开放,带来了渔船大发展,并推向外海和远洋渔业,这阶段发展带有明显失控和盲目的痕迹。从1979年至1982年,4年共增海洋机动渔船46500多艘,86.4万千瓦,以每年新增1万多艘、20万千瓦速度增加。至1992年短短的10年多一点时间,全国海洋机动渔船已猛增至24万艘以上,780多万千瓦,年耗油量达260万吨以上。在如此巨大耗油面前,渔船节能引起全国重视。渔船节能有管理节能、

表1 吨鱼耗油量(吨)

Table 1 Oil consumption per ton of catch

	拖网	围网	流网	钓
波兰	0.23—0.80	—	—	—
挪威	0.29—0.64	0.064—0.110	—	0.18—0.30
冰岛	0.30—0.36	0.166	0.195	0.236
日本	0.33—0.90	0.150	—	—
中国	0.40—0.66	0.159	0.212	0.140—0.295

结构节能和技术节能。结构节能即调整作业结构,发展低油耗渔法,达到总体上节能。拖网渔船产量高,但耗油量且对资源保护不利,而围、流、钓作业耗油低。在同一作业海区,拖网吨鱼耗油量平均为0.53吨,而围、流、钓只有0.22—0.35吨。各国几种作业吨鱼耗油量见表1。

我国当前应有计划开发鱿鱼钓以及远洋金枪鱼延绳钓作业。在渔船上运用先进技术及其装置达到节能目的,是当前渔船研究的重点。渔船技术节能主要有以下几个方面。

## 一、研究低阻力船型

渔船的傅氏数较高,燃油消耗大,目前,国内外着重研究其减少阻力的船型,我国渔船已经在采用和研究的有:

1. 球首船型 该船型是利用球首产生的波系与船主体产生的首波系形成有利干扰,从而减少兴波阻力。近代大中型拖网渔船多采用球首船型[贾复等,1987]。早在50年代,瑞典对船长仅26.82米小型拖网渔船作了球首船型试验,减阻效果达12%。我国渔船于1980年在200吨冷海水运输船上才首次应用球首,减阻约5%,收到一定效果。之后在1985年,在450总吨冷海水运输船上再次应用球首,对球首线型作了研究,当采用7.38%的球首剖面系数和3.5%长度系数的倒梨形剖面球首时,在设计航速12节时,其减阻达10.2%(邱成宗,1990)。目前我国设计的渔船大多在30~40米,安装球首能否有效?作者则根据张鸿钧[1980]的分析研究,首先要依照“采用球首的准则”,即用边界速度 $V_b$ 与方形系数 $C_b$ 的关系式来判断。因为对于某一丰满度的船,球首效果直接与航速有关。如果航速相对其丰满度来说显得过快的话,则采用球首预期能获得良好的效果,随着速度的增加,效果越显著。这个航速的标准称为边界速度 $V_b$ 。

$$(Fn)_b = 0.645(1 - C_b) \dots \dots \text{适用球首剖面系数为 } 9\text{—}14\%$$

$$(Fn)_b = 0.506 - 0.417C_b \dots \dots \text{适用球首剖面系数为 } 5\% \text{ 小球首}$$

上两式中 $(Fn)_b$ 为边界傅氏数。 $V_b = (Fn)_b \cdot \sqrt{g \cdot L}$ 。

对于某一方形系数 $C_b$ 的船,可由上面式子求出边界速度 $V_b$ ,若原设计航速大于边界速度时,则采用球首预期可获得节约功率的效果。

举例:作者选择了广东133总吨钢质双拖渔船(船长小于30米)进行计算、分析。 $L=28.4$ 米, $C_b=0.563$ ,设计航速 $V=9.6$ 节 $=4.94$ 米/秒,采用小球首。计算得: $(Fn)_b=0.271$ ; $V_b=4.53$ 米/秒。

计算结果,原设计航速4.94米/秒大于边界速度4.53米/秒,因此采用球首预期可节约功率。当然安装球首必须经过对球首形状选型和设计,并作船模阻力对比试验而确定。水科院渔机所曾经对船长33米的60吨收鲜渔船的常规船型和球首船型的船模作了阻力对比试验,采用球首剖面系数为5.84%,长度系数为3.64%的球首,其减阻效果明显,在设计航速范围内有效功率降低10.12%(邱成宗,1990)。事实上,在日本、挪威等国球首不仅在30米以上渔船应用,而且对20—30米渔船也普遍采用。总之,球首船型节能技术的应用,应引起我们的重视。

2. 球尾船型 该船型是利用球尾产生的波系与船尾波系反相等幅,从而减少尾波,改善尾流,使伴流分布均匀,达到减少阻力和提高推进效率之目的。球尾船型国外在70年代以后进行试验研究,它不仅适用于肥大船,也同样适用于渔船。我国华南理工大学在80年代后期将球尾船型应用到渔船上,研制294千瓦综合节能渔船[李干洛等,1990],试验结果伴流分布较均匀,螺旋桨激振力小,推力减额降低,螺旋桨敞水效率提高,而船身效率提高尤为显著。经与普通船型比较,在相同的速度下,可节省功率16.5%;在相同的功率下,可提高船速0.6节。球尾设计主要参数是球体最大横剖面积、球体长度、球心

位置等,球尾线型的变化范围,在满载水线以下从船尾至 25%Lpp 区域内较为适宜,球体一般宜大些,但渔船船型较瘦削,过大球体会造成线型不光滑,所以设计时球体最大横剖面控制在船体最大横剖面水下面积的 10%左右为宜,球心位置宜选在螺旋桨轴中心线上。

## 二、渔船主要参数优化设计

为了节约能源,国内外对船舶主要参数如船体主尺度和船型系数等的选择,都广泛应用优化设计。我国渔船设计也开始迈出了这一步。

1. 用于拖网渔船的简易优化法 1982 年水科院渔机所用此法对渔船主尺度、鱼舱容积、主机功率等几个最重要的经济参数,通过优化设计,选出最合理的鱼舱容积及最经济的主机功率值,相应求出最佳的主尺度和方形系数 [汪剑萍, 1984]。这种优化设计只需使用小型台式计算机及绘图仪就能迅速分析出渔船方案设计时所必要的 8 个参数:船长、型宽、吃水、型深、排水量、方形系数、鱼舱容积、主机功率。另外,此法还可得出当外界因素改变后所求参数最佳值的变化情况及其敏感程度。这对预测今后几年渔船的鱼舱容积、主机功率、主尺度和方形系数的发展趋势提供了参考。

2. 利用有效马力等值曲线图优选渔船主尺度 [章可畏, 1987] 主尺度和船型系数对船体阻力性能

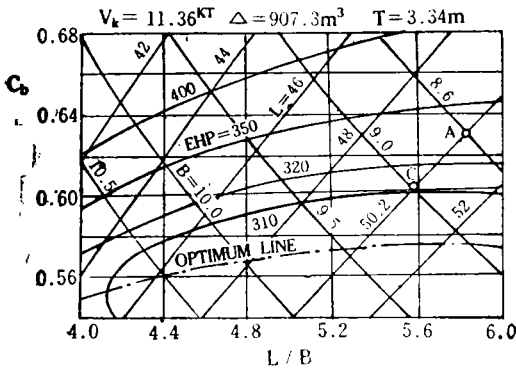


图 1 有效马力等值曲线图

Fig. 1 The EHP contour curves

影响极大,尤其是当所需的航速  $V$  和排水量  $\Delta$  以及吃水  $T$  一定时,对船长  $L$ 、长宽比  $L/B$ 、方形系数  $C_b$  或棱形系数  $C_p$  选择更为重要。作者在 1985 年日本水产工学研究所渔船工学部船体性能研究室进修期间,对日本远洋金枪鱼渔船的主尺度和船型系数作了探讨。以船模试验作依据,引用土屋孟 [1973] 的有效马力计算回归方程式,编写电算程序进行计算分析,然后采用石川岛播磨重工业 (株) 森正彦 (1983) 的成果,绘制成有效马力等值曲线图,如图 1 所示。研究主尺度及船型系数与有效马力之间的关系。此法特点是:对任意的船长  $L$  来说,就能根据有效马力等值曲线图,很容易找出使有效马力最小的一组  $L/B$  和  $C_b$  的值。

图 1 中所示 A 和 C 点代表两艘船, A 船为原有型船,其主尺度和各参数见表 2。C 船为准备改良的船。

表 2 原有型船主尺度和各参数

Table 2 Principal dimensions and parameters of modeling boat

$\Delta$ (t)	L (m)	B (m)	T (m)	L/B	B/T	$L/V^{1.8}$	$C_p$	$C_m$	LCB (%)
930.0	50.20	8.60	3.34	5.84	2.58	5.20	0.662	0.951	-1.59

根据有效马力等值曲线图, A 船和 C 船主要参数对比如表 3 所示。

C 船和 A 船相比,有效马力降低约 10%。

这说明对  $L=50.20$  米的船,可以找到  $L/B=5.58$ ,  $C_b=0.602$  一组值即 C 点,即使型宽  $B$  比原有型船大 0.4 米,其有效马力仍能降低 10%,即 C 船比 A 船在主尺度和船型系数上选择得更为合理。

(8) 森正彦,1983。船型试验データの设计への応用。船型開発と试验水槽,216—228。日本造船学会。

表3 A、C船主要参数对比表  
Table 3 Contrasting table for parameters of A and C boat

	L(m)	B(m)	L/B	C <sub>b</sub>	EHP kw(hp)
A船	50.20	8.60	5.84	0.630	252(343)
C船	50.20	9.00	5.58	0.602	228(310)

我国目前渔船设计上,对主尺度和船型系数的选择,基本上是根据型船及有关资料和所积累的经验,其所选取的值是否最佳,尚无较好办法检验,如利用有效马力等值曲线图就容易选取最佳值。作者正在对我国近年出版的钢质和木质海洋机动渔船图集[邱成宗等,1991;应光彩等,1990]中选取更有代表性渔船作为型船,计算及绘制有效马力等值曲线及系列图谱,为渔船船型改良、定型和渔船节能提供参考。

### 三、研究推进效率的提高

这是我国目前渔船,特别是拖网渔船研究最多、采用最广、效果最佳的节能途径。

#### 1. 低转速大直径螺旋桨

(1) 螺旋桨直径和推进效率的关系 根据螺旋桨理论,从  $\eta_p = \frac{2}{1 + \sqrt{1 + \sigma_T}} - 0.20$  式中可知,降低

螺旋桨的负荷(即负荷系数  $\sigma_T$ ),可提高推进效率  $\eta_p$ ,而  $\sigma_T = \frac{T}{\frac{1}{2} \rho A V_p^3}$ ,当螺旋桨推力  $T$  和进速  $V_p$  不变情

况下,增加螺旋桨直径  $D$ (即增加盘面积  $A = \frac{\pi D^2}{4}$ ),可使  $\sigma_T$  减小,因此加大螺旋桨直径,能提高推进效率。渔船在改进线型的同时,若将螺旋桨直径加大 30%,则在同一航速下所需功率可减少 20%左右,一个航次燃油消耗量可减少 12%[门井弘行,1981]。

(2) 螺旋桨转速和推进效率的关系 推进效率  $\eta_p = \eta_R \cdot \eta_0 \cdot \eta_H$ ,一般情况下,转速降低,则(i)螺旋桨相对旋转效率  $\eta_R$  几乎不变,(ii)螺旋桨敞水效率  $\eta_0$  提高,(iii)螺旋桨直径大,伴流得益减少,船身效率  $\eta_H$  降低[姜次平,1988;门井弘行,1980]。但从总体来说,推进效率是提高的。螺旋桨转速降低 50%,推进效率可提高 16%[门井弘行;1980]。

(3) 螺旋桨转速和最佳直径的关系 可用公式  $\left(\frac{D_1}{D}\right) = \left(\frac{N}{N_1}\right)^{0.66}$  表示[门井弘行;1981]。 $N$  和  $D$  为原螺旋桨转速和直径, $N_1$  和  $D_1$  为降速后螺旋桨转速和直径。根据公式,转速降低 50%,其直径约增加 46%。

直径或者说转速对效率的影响,对不同型式、不同盘面比的螺旋桨又是变化不大的,就是说,不管螺旋桨原来怎样,只要转速相对改变一定的值,其效率和直径的改变大致相同。因此可作出图 2 和图 3 所示的曲线[薛安国,1984],当螺旋桨转速大幅度变化时,其效率、直径的增加值可由图查得。

图 2、图 3 可用来极简便地对现有船舶进行估算。若降低的转速已定,则可根据  $\Delta N/N$  查图 2 和图 3 得  $\Delta \eta_0$  和  $\Delta D/D$ ,算出采用低转速后的  $\eta_0$  和  $D$ ;若已知直径最大允许值即已知  $\Delta D$ ,则可根据  $\Delta D/D$  查图 3,得  $\Delta N/N$ ,再由  $\Delta N/N$  查图 2,得  $\Delta \eta_0$ ,从而求得采用大直径后的螺旋桨效率  $\eta_0$ 。

举例:福建 137 总吨钢质灯光围网渔船,平均吃水  $T_m = 2.0$  米,尾吃水  $T_A = 2.1$  米,螺旋桨转速  $N = 375$  转/分、直径  $D = 1.42$  米,若将转速降低 20%,降速后  $N_1 = 300$  转/分,此时螺旋桨直径  $D_1$  为多少?效率提高多少?

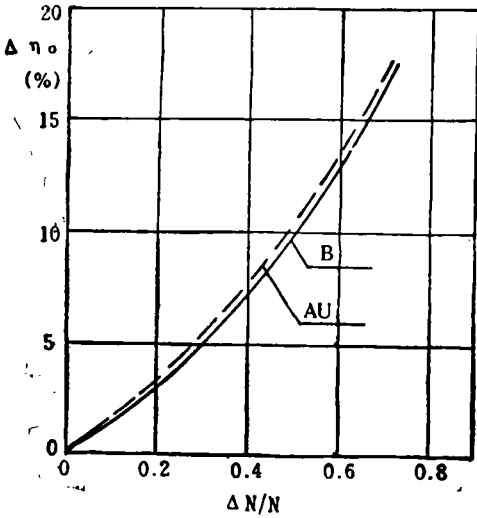


图2 转速减小时的效率增加值

Fig. 2 Increase in efficiency against decrease of revolutions per minute

$$\frac{\Delta N}{N} = \frac{375 - 300}{375} = 0.2$$

该螺旋桨按日本 AU 图谱设计,查图中虚线,得  $\Delta\eta_0 = 3.4\%$ ,  $\Delta D/D = 13\%$ , 则  $D_1 = D + 13\%D = 1.42 \text{ 米} + 0.18 \text{ 米} = 1.60 \text{ 米}$ 。即转速降低 20%,直径增加 13%,效率可提高 3.4%。

低转速大直径螺旋桨在 70 年代逐渐引起人们重视,目前已公认为重大节能措施之一。过去认识这一好处,但由于螺旋桨转速受到主机转速的制约而无法降低;同时,螺旋桨直径也受到尾框的制约等等,

使我国大多数渔船螺旋桨直径  $D$  很小,不足尾吃水  $T_A$  的一半,致使螺旋桨效率低下。当渔船主机广泛应用减速齿轮箱传动后,大大促进了低转速大直径螺旋桨的应用。最近作者对我国现有的 80 年代建造的钢、木质渔船中,选取有代表性的 78 艘各类大小渔船作了统计,其中有 58 艘螺旋桨直径与尾吃水之比  $D/T_A > 0.5$ ,超过了一半,平均为 0.62,如图 4 所示。这说明我国代表性的渔船中已有 75% 采用了大直径螺旋桨,平均加大约 25%,可节约燃油 5—10%。

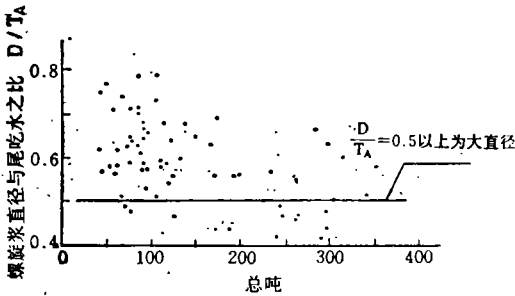


图4 各类大小渔船螺旋桨直径与尾吃水之比

Fig. 4  $D/T_A$  of fishing boats of various types and gross tonnages

需要注意的是过大的螺旋桨直径,船尾形状就会不适应;螺旋桨浸水率减少,自由液面对螺旋桨性能产生影响[王国强等,1989];叶梢至船体的间隙减少,使螺旋桨引起的激振力变大而造成船体振动,还产生空泡现象损伤螺旋桨叶片。

### 2. 导管螺旋桨

从螺旋桨效率  $\eta_p$  另一种表达式  $\eta_p = \frac{4}{3 + \sqrt{1 + \frac{4T}{\rho A_1 V_1^2}}} - 0.20$  中可获重要结论:要提高  $\eta_p$  应使

尾流速度减慢而尾流截面积  $A_1$  减少收缩。在螺旋桨上加装导管,使导管出口处截面积与盘面积相等或稍大,即尾流截面积不缩小或稍大,从而提高了螺旋桨效率,增大了推力。导管桨最显著的特点是在重负

荷时具有较高的效率,因而特别适宜于拖网渔船,若采用导管桨,拖网时与普通桨相比,拖力可提高30%左右。

目前用得较多的是两种类型导管:机翼型剖面的No. 19A导管和折角型的上海交大JD7704导管(盛振邦等,1983)。事实上,只要导管主要参数选择得当,导管剖面形状对导管效率影响很小。导管长短由导管长径比表示,轻负荷情况下,以短导管为佳;重负荷情况下,则长导管在效率上显得有利。一般导管长径比为0.5—0.7;对于拖网渔船若按拖网工况设计,宜用长导管,长径比0.6—0.8;对于轻负荷的船可用短导管,长径比0.5左右[夏泰淳,1986]。

导管螺旋桨在钢质拖网渔船中已广泛应用,但木质拖网渔船长期来无一例成功使用。为此,我们于1986年对导管桨在木质渔船上的应用进行了研究,并在福建省群众渔业渔船中试验[夏泰淳等,1990],采用先进的荷兰No. 19A导管配合Ka系列螺旋桨,设计了四种直径系列的效率高、结构合理、安装方便、基本能复盖70千瓦—300千瓦的拖网渔船。几年来已在福建、江苏、上海、浙江等地推广应用200艘左右。我们成功之处是:设计了木质渔船尾部和导管联结的钢木框架结构,大大加强了船体结构的强度,防止了船在风浪中和“坐滩”中导管变形所引起的事故,消除了危及渔船生产和安全的隐患;同时改善了渔船的纵摇性能;在技术性能上和普通桨相比,系柱拖力提高30—50%,自由航速提高0.3—0.5节,节约燃油7—9%。该项目于1990年通过技术鉴定。

导管桨在使用过程中由于容易产生空泡,引起螺旋桨和导管的剥蚀,从而降低导管桨性能及使用寿命,需要进一步研究解决。

### 3. 双速比减速齿轮箱

它是渔船重要节能技术之一。我国以往渔船推进方式均采用低速和中速柴油机直接传动固定螺距螺旋桨,使拖网渔船在自航和拖网两种工况下,螺旋桨推进特性之间的矛盾无法解决,致使拖网工况时,主机的转速和功率下降,拖力拖速低而耗油量高。当采用双速比齿轮箱后,以快速档速比用于自航,慢速档用于拖网,就能在主机功率和转速不变情况下,都能充分发挥主机功率,增大拖力拖速,降低油耗。以浙江8156型尾滑道拖网渔船为例,双速比齿轮箱的与直接传动普通桨的相比,自由航速可提高0.59节,效率提高27.3%,拖力提高34.9%[顾汉卿,1987]。另外,双速比齿轮箱促进了增压柴油机的推广应用;双速比齿轮箱带有倒车离合器取代主机倒车机构,从而使主机结构简单可靠,提高寿命;由于主机不需倒车使主机可在一定范围内持续运转,为主机轴带交流发电机提供了条件[应志梅,1989]。所以,双速比齿轮箱是较理想推进装置,但问题是目前生产的双速比齿轮箱速比范围不大,无法满足不同船、机、桨匹配的需要。

### 4. 可调螺距螺旋桨

它能在各种工况下充分发挥主机功率,因此拖网渔船采用可调桨最理想。五、六十年代先进的渔业国家广泛应用双速比齿轮箱,而今几乎全被可调桨取代。在某一定航速范围内,液压控制的可调桨可视作“无级变速推进器”,能适应多工况需要,它在变速换挡、切换方向时,主机、减速齿轮箱的转速不变,始终处于最佳状态。但可调桨结构复杂,对操作、维修人员技术要求高,在匹配中高速主机时尚需配减速齿轮箱等,此外国产可调桨还有可靠性和价格原因,致使可调桨在渔船上得不到推广。近几年我国研制开发可调桨已取得很大进展,并引进国外新技术,不久将来渔船上将会广泛应用。

## 四、研究水动力附加节能装置

渔船技术节能有两种:(1)尽量减少渔船航行时能量损失,如前研究低阻船型和高效推进装置。(2)

(4) 盛振邦等,1983. 简易导管螺旋桨 JD75 及 JD7704 + Ka 桨系列敞水试验图谱。中国船用螺旋桨系列试验图谱集,113—131。中国造船编辑部。

螺旋桨后流能量损失的回收,如船体、桨和舵三者间保持优化匹配,研究水动力附加节能装置[罗准龙等,1989]。

水动力附加节能装置如下:

1. **前置导管** 是将导管置于螺旋桨的前方与船尾连成一体,有效地克服了前述导管桨的空泡剥蚀并减少船体振动。华南理工大学对我国南方 184kw 小型拖网渔船研制了前置导管——舵球节能装置,经模型及实船试验证明,拖力增加 6—10%,节约燃油 7—12%。该装置结构简单、施工方便、成本低,不仅适合新船,旧船也可装。

2. **进流补偿导管** 适用于螺旋桨为中、轻负荷工况,它由西德希内克罗特教授等于 1984 年研制成功。我国船舶航运界也已开发,正在推广应用。补偿导管置于螺旋桨前方、桨轴上方,对螺旋桨的不均匀进流起到整流作用,使伴流均匀化,从而改善推进性能,且补偿导管本身也产生附加推力而获得节能效果,视船型和方形系数不同可达 5—11%[钱文豪等,1989]。补偿导管是由两个半环状机翼剖面的导管组成,装在尾柱两侧,高度位置从接近桨轴中心线到桨上方叶梢附近,也有只在一侧装一个半环导管的。加装补偿导管较方便,对现有推进性能较差渔船如安装,会获得节能效果,应积极推广。

3. **舵附推力鳍** 是横置在桨后的流场中,在舵的两侧适当向外伸出的机翼型剖面鳍。是一种回收能量的节能装置,其原理和舵相同,是将桨后残留的旋转能转换为推力所作的功,提高推进效率,约可节省主机功率 4—5%。上海交大在一艘拖船上安装舵附推力鳍后,系柱拖力增加 7—12%,自航时推进效率提高 9%左右。

4. **尾导流鳍** 是一种简单的节能附体,由若干片安装在桨前方船尾两侧船体上的导流叶片组成。各导流叶片将附近不同流向的水流平缓地截住,并水平导向螺旋桨。由于尾导流鳍对水流的导向作用,使流向桨的轴向斜流得到改善,回收了部分能量,提高了推进效率。同时水流导向后,舵涡减少,消耗能量也减少,则所需轴功率也减少。其节能效果约 4—6%。

5. **水平首鳍** 也是一种简单节能附体,水平地加装在船首稍高于静水面的一个或一对鳍,可用厚 5 毫米的聚丙烯平板制造。它能抑制波浪的产生,使兴波阻力降低;同时由于水平鳍可产生升力,也使船体湿面积减少,从而粘性阻力下降;水平鳍还可使船舶纵倾及水平下沉减少。是值得试验的节能装置。水平鳍设计参考:鳍板面积约为船体湿面的 1%或稍大些,展弦比为 2.0 左右,位置高于静水面,鳍板冲角为零。实际安装应作模型试验。

## 参 考 文 献

- [1] 丁兆荣,1988. 我国渔船设计建造的回顾与展望。中国造船,增刊(100):84—107。
- [2] 王国强等,1989. 自由液面对螺旋桨性能的影响。中国造船,(1):1—7。
- [3] 李干洛等,1990. 船舶推进节能技术。节能船型设计,94—124。国防工业出版社(京)。
- [4] 汪剑萍,1984. 一种简易的拖网渔船主要参数的优化法。中国造船,(3):64—73。
- [5] 应光彩等,1990. 中国海洋机动渔船图集(群众渔业),25—270。上海交通大学出版社。
- [6] 应志梅,1989. 拖网渔船推进装置的分析比较。船舶工程,(4):22—25。
- [7] 邱成宗等,1991. 中国钢质海洋渔船图集,6—159。科学出版社(京)。
- [8] 罗准龙等,1989. 节能渔船的船型研究。中国造船,(3):26—35。
- [9] 张鸿钧,1980. 单桨货船的球鼻首阻力试验及其分析。中国造船,(2):13—31。
- [10] 姜次平,1988. 低转速大直径桨肥大船的后体线型。船舶工程,(1):6—12。
- [11] 钱文豪等,1989. 船舶螺旋桨进流补偿导管。船舶工程,(3):10—16。
- [12] 夏泰淳,1986. 设计导管螺旋桨中的几个问题。渔业机械仪器,(6):24—26。
- [13] 夏泰淳等,1990. 导管螺旋桨在木质渔船上的应用。海洋渔业,(4):163—165。
- [14] 章可畏,1987. 利用有效马力等值曲线图优选渔船主尺度。渔业机械仪器,(3):16—18。
- [15] 贾复等,1987. 大、中型拖网渔船尺度分析及其特点。中国造船,(2):93—101。
- [16] 顾汉卿,1987. 双速齿轮箱在 8156 型尾拖网渔船上的应用。渔业机械仪器,(3):19—20。

- 
- [17] 薛安国,1984。大直径低转速螺旋桨的收益及其应用。船舶工程,(2):15—19。
- [18] 土屋孟,1973。渔船船型的有效马力に関する統計解析とその実用化について。水産庁渔船研究室研究報告,第6号,6—102。
- [19] 門井弘行,1980。低回転大直径プロペラによる馬力の節減。日本船用機関学会誌,15(2):126—130。
- [20] 門井弘行,1981。低回転大直径プロペラ船の推進性能。日本造船学会誌,第622号,144—152。