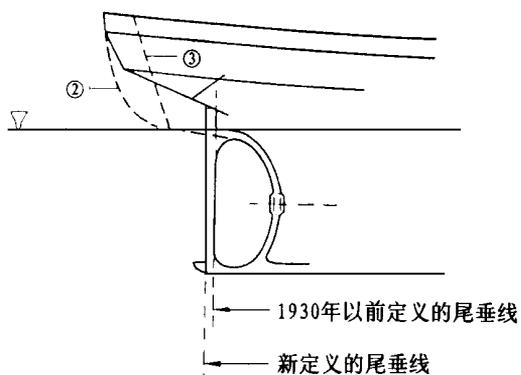


# 船舶型线设计(续 1)

钱文豪

## 3.4 船尾和后体(海洋运输船)

设计船尾型线考虑因素如下: 阻力小; 推进效率高; 螺旋桨之进流均匀, 良好的推力减额和伴流分数的比例; 避免螺旋桨引起的振动; 操纵性; 耐波性。应特别注意避免振动, 丰满船尾设计时要注意低速、淌航时的航向稳定性。以上要求有时互有矛盾, 即无法同时满足, 设计时应仔细权衡。如高推进效率和低阻力之船尾, 现常常采用一种阻力略高些而船身效率更高。桨进流更均匀的尾型从而所需推进功率更小。



椭圆型尾 巡洋舰型尾 方型尾

图 23 几种常见的商船尾形状

## 3.4.1 几种常用的船尾

本小节主要讨论船尾水上部分的形状。表 4 所示为几种常用的船尾(图 23)。

方型尾采用压浪板(图 25)可非常有效地影响纵倾, 它使流经的水流具有一个向下的分量, 降低尾兴波高度并减小能量损失。文献<sup>[18]</sup>378~ 379 页给出了设计方型尾时有关量值的选取。压浪板亦可与船尾型线光滑相连而成压浪方型尾。由于压浪板的作用, 高速时船首被压入水中较深, 会对船的耐波性产生不利影响。

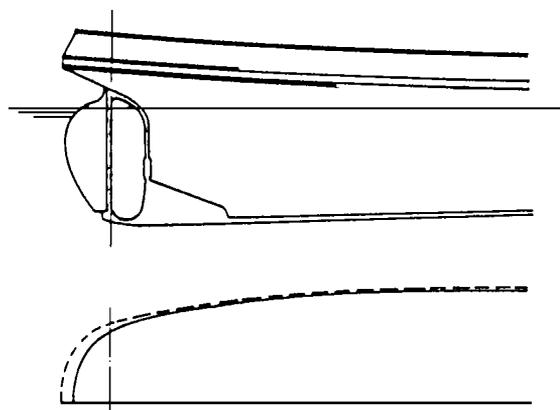


图 24 拖船型尾

表 4 几种常用的商船尾型

船尾名称	外形特点	常用年代	优点	图示
椭圆型尾 (悬伸型尾)	从上往下看, 甲板线和折角线形状大致是椭圆形; 垂线间长与水线长一致; 尾柱垂直升高超过设计水线再迅速外飘, 在接近上甲板处成折角	1930 年以前		图 23
拖船型尾	为椭圆型尾的一个变种; 上部外飘更明显; 折角线在上甲板高度处, 其上的舷墙向内倾斜。	1945 年前后用于拖船、港务艇。		图 24
巡洋舰型尾	尾底部外廓线低于椭圆型尾; 取消了设计水线以上的折角线; 水线长大于垂线间长。	1850 年后用于军舰; 1920 年前后开始用于商船。	低位尾伸部降低小直径单、双桨船之阻力, 阻力性能优于椭圆型尾。	图 23
方型尾	在巡洋舰型尾的基础上切除最后部分; 平的方尾端面下部大致起始于设计水线高度处。		易于建造; 增加甲板面积; 用于快速船通过虚长度作用和减小尾倾来降低阻力。	图 23

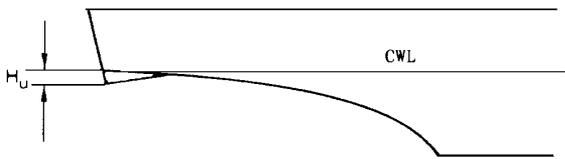


图 25 压浪方型尾

图 26 所示的方型尾设计推荐值如下<sup>[30, 81]</sup>:

$F_n < 0.3$  方型尾位于水线以上, 即静水浸深  $H_u$  取负值, 在海上航行时船尾有点浸深;

$F_n = 0.3$  设计水线处方型尾浸宽  $B_{TS} < 0.5B$ ,  $H_u < 0.1T$

$F_n = 0.4$   $B_{TS} = (0.5 \sim 0.7)B$ ,

$H_u = (0.10 \sim 0.15)T$ ;

$F_n > 0.5$   $B_{TS} = (0.9 \sim 1.0)B$ ,

$H_u = (0.15 \sim 0.20)T$ 。

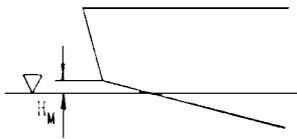


图 26 方型尾的浸深

设计浸深大的方型尾还应注意<sup>[2]</sup>:

(1) 边缘必须尖削, 使水流分界明显;

(2) 优选方型尾时各方案的稳性应保持不变, 而不是船宽不变。但实际上方型尾船可比非方型尾船取得窄些;

(3) 方型尾, 尤其它的压浪板部分, 影响推进效率。螺旋桨和螺旋桨上部外板之间的区域内有少量涡流;

(4) 平底方型尾可能很少出现砰击现象, 因为船舶航行时水流基本上紧贴方型尾表面流动;

(5) 低速航行时, 在尾封板后形成大量旋涡, 不再存在虚长度。此时的阻力明显大于采用巡洋舰型的同型船;

(6) 方型尾船的纵摇中心约距船尾  $1/4$  船长处, 而普通尾船则距船尾  $1/3$  船长处。在汹涌海面上, 方型尾船的首部更易淹湿;

(7) 在倒车航行时或在汹涌海面上因水被“壅高”, 方型尾船的后部甲板易淹湿。建议采用图 27 所示的方型尾, 如凹面形尾封板造价太高, 可采用上部外倾的平折形尾封板。在倒航时, 后倾加折角能较好

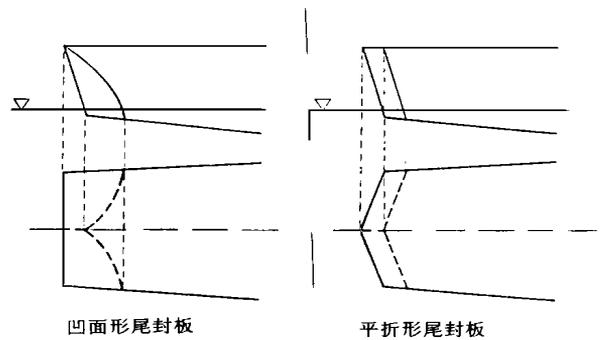


图 27 尾封板倾斜的方型尾

地推开水, 避免甲板淹湿。

与巡洋舰型尾相比, 方型尾的功率收盖随  $F_n$  增加而增大。 $F_n = 0.5$  时, 约为 10%。自航比较试验表明阻力降低所致的功率减小值小于推进效率的改善值。

### 3.4.2 船尾水下形状的设计要点

设计船尾水下形状应注意: 水流分离减至最小; 尽量减小螺旋桨的吸水作用; 螺旋桨盘面处伴流分布尽量均匀; 螺旋桨与船体之间间隙要足够。

#### (1) 船尾的水流分离

船尾水流是否分离, 分离形态与船体形状和螺旋桨的影响有关。单桨船螺旋桨的吸水作用使水流密集, 它减小, 有时完全避免水流分离。双桨船螺旋桨的吸水作用促使水流分离, 外旋螺旋桨更是这种情况。水流分离所损失的能量, 其中一部分通过涡流进入桨盘面为螺旋桨回收。水流分离还受到水流经过处外板的曲率半径和相对于船舶前进方向水流偏斜的影响。

为了限制水流分离, 应该避免出现尾肩部过突和水流与船舶运动方向的夹角大于临界值的情况。由于在设计阶段水流沿船体表面的走向还是个未知数, 如水流主要沿水线而不是纵剖线流动, 一般就以平衡斜剖角或几何上可明确定义的水线角来代替平衡水流走向。

水线半去流角  $i_r = 15^\circ$  时, 水流分离刚开始;  $i_r > 20^\circ$  时, 水流分离则无法避免<sup>[2]</sup>。力求使水流走向小于  $20^\circ$  的要求同样适用于水流斜流时斜剖线与船舶中线面之间的夹角。

在某些船体表面处要满足水流走向上下两个临界角常有困难, 特别是大方形系数船。最难的是尾伸部下, 即尾伸部与螺旋桨柱之间的区域(图 28)。

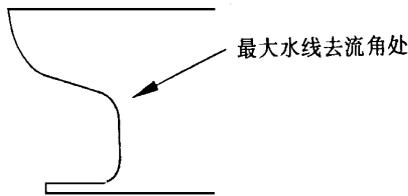


图 28 最大水线去流角的位置

在水流主要沿纵剖面流动的局部区域,如方型尾走势平坦的下部和球尾下部,各水线去流角一般不会产生流动分离。减小水流分离的一个原则:与船体表面相切的平面和船舶中线面之间的夹角要尽量小。

以纵流型为主的船舶,如宽度吃水比特别大的船舶,某些内河船,要注意船尾底部升高角不要超过 $15^\circ$ ;能小则更好。

### (2) 螺旋桨上部的水线

为了保持尽可能小的水线去流角,设计水线尾部段取直线,尽量避免凹形。不能满足临界水线角的地方,宁可在短距离内明显超过此角度,也不要在此较长距离范围内都刚刚超过临界角。这样可把无法避免的水流分离区限制在小范围内(图 29),还可在此局部小范围内采取措施,如加装补偿导管等(见 1)来减小或消除水流分离。

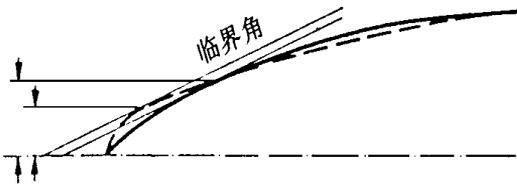


图 29 船尾水线后的水流分离区

### (3) 螺旋桨前的水线

船尾伸部与螺旋桨轴间的水线末端应尽可能保持尖削(图 30)。此处外板应平直,最多只能微曲过渡到船尾。为使推力减额尽量低,在螺旋桨进流区域的水线常处理成微凹。这样做:可降低所需推进功率,减小阻力和推力减额分数;减少螺旋桨进流的横向分量,有利于螺旋桨平稳地运转。

### (4) 减小水线去流角的方法

总体上说,采用小方形系数利于减小尾部水线去流角。

#### a 单桨船

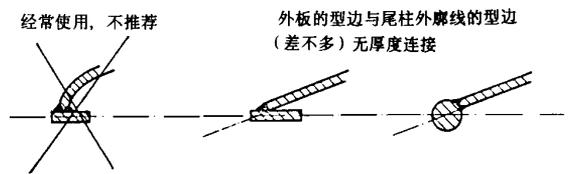


图 30 外板与螺旋桨柱的连接

首先,从桨舵布置上考虑。舵、桨尽量往船尾移,桨舵间距只要保证舵转 $35^\circ$ 能卸装螺旋桨即可。这样做:保持肩突和水线去流角尽可能小;保持螺旋桨吸水作用尽可能低,推力减额小,阻力低,推进效率高;螺旋桨进流横向分量小;舵回收桨尾流旋转能量份额多些。

考虑采用如下非常规舵布置方式<sup>[2]</sup>,进一步后移螺旋桨柱,可有效地减小单桨船螺旋桨柱处水线去流角。

a) 采用轴杆通过桨叶梢平面的可转导管,取代原桨、舵。但可转导管推进效率低些,设计时要权衡。

b) 采用带 Z 推的舵桨装置;

c) 采用如图 31 所示的并排布置的单桨双舵方案,与常规布置相比,其优点:推进效率更高,约高 $5\sim 7\%$ ;主机可后移;桨舵空泡剥蚀危险性更小;坞修时不必折舵就可抽桨轴。提高推进效率的原因:伴流分数减小;推力减额比伴流分数降低更多;抬高尾伸部可放大螺旋桨直径,桨效率提高;桨进流更均匀些,相对旋转效率更高。其缺点:双舵舵效不如与之面积相同的单舵;

双舵的额外阻力大于推进上的收益。切面弦长长,舵高不宜太高,小舵角时也使舵处于桨之尾流中。零位须通过试验优化,需对多种舵高度进行优化;造价更高。

上述布置与宽隧道尾一起使用,并采用分级优化最佳舵安装角及高度,可比宽隧道尾常规舵桨布置需更少的推进功率。

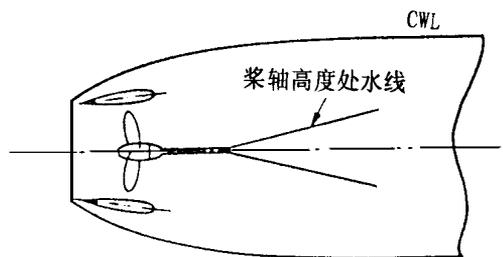


图 31 并排布置的单桨双舵方案

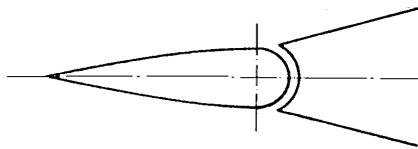


图 32 双桨船的中线舵

### b. 双桨配中线舵

双桨船配中线舵, 布置时把中线舵和尾部水线一起考虑, 以起延长船体的作用减小阻力。排水量略增, 操纵性能不变(图 32)。

### (5) 螺旋桨的吸水作用

螺旋桨进流区的型线, 特别是桨直前方的水线, 设计时要使之受桨的吸力尽可能小, 以便使螺旋桨回收因船体表面水流分离而损失的一部分能量。就吸水作用而言下面的积分值应尽可能小(图 33)<sup>[21]</sup>:

$$\frac{\sin\alpha}{a^x} ds$$

式中  $ds$ —桨前船体外板的面积单元;

$\alpha$ —面积单元与船中线面的夹角;

$a$ —螺旋桨至面积单元的距离;

$x$ —约为 2。

从上式可知, 减小吸力的措施: 增加螺旋桨与船体之间间隙; 瘦削螺旋桨正前方的水线。即使会造成水线去流角比自然延伸水线的大, 也应使螺旋桨前面的水线微凹些。

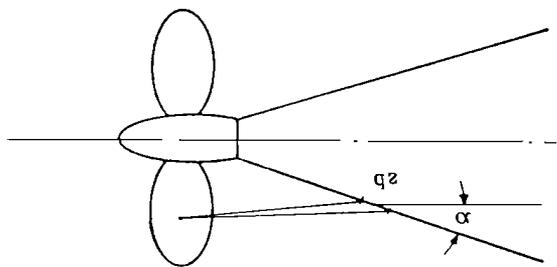


图 33 船体外板面上螺旋桨叶元的吸力

### 3.4.3 后体横剖面形状

商船尾的水下横剖面形状为 V、U 和球尾三种型式(图 34)。

单桨船不同型式的后体横剖面均以不同方式影响船舶阻力推进性能。

V 型横剖面在各种  $F_n$  下阻力均最小, U 型较高, 常规型式的球尾最高。伴流分布则反之, V 型最不均匀, 球尾最均匀, U 型介于两者之间。伴流越均匀, 推进效率也就高, 螺旋桨引起的振动也越小。

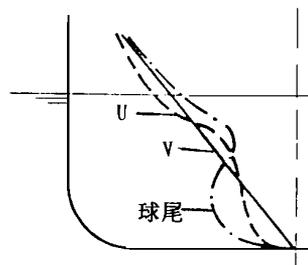


图 34 船尾部典型横剖面示意图

尾部形状对推进性能的影响比对阻力性能的影响要大得多。考虑节省功率, 减小螺旋桨产生的振动, 单桨船尾部往往采用 U 型或球尾。设计此类型线, 要特别注意保证螺旋桨进流充分而均匀。特别是直接位于螺旋桨前面的区域, 对伴流分布有很大影响。其中尤以尾段横剖面形状和螺旋桨与桨柱水平间隙为要。螺旋桨上半区域的伴流值相对较大, 桨直前方该区域的横剖面宜瘦一些, 螺旋桨下半区域的伴流值相对较小, 桨前该区域内的横剖面可适当宽一些。要保证桨进流充分, 桨前方横剖面不能太丰满。如图 11 所示的小球尾型线是适宜的, 但球尾的缺点是生产成本高。

双桨船的尾部形状对推进性能和振动影响较小, 大多采用阻力性能优良的 V 型横剖面。

### 3.4.4 有关伴流分布的进一步说明

螺旋桨效率来自轴向均匀进流的桨模系列试验结果。进流方向的不规则和速度不均匀的影响与其它因素的影响一起用相对旋转效率来考虑。伴流不均匀会降低推进效率, 引起振动, 特别重要的是同一半径的叶切面在不同周向位置处的进流均匀性。进流速度的径向不均匀可调整螺旋桨螺距的办法来考虑, 而周向不均匀则只能采用大侧斜桨的办法使脉动力在时间分布上更均匀些。

双桨船螺旋桨进流, 除船尾形状外, 还有其它许多影响因素: 轴的布置收拢或外张、水平或倾斜;

轴的支承方式, 轴包套、单或多臂尾轴架等; 螺旋桨至船中线面的距离; 螺旋桨与船体表面的间隙。

### 3.4.5 普通螺旋桨的布置

螺旋桨通常都设在船尾。如设在船首, 螺旋桨喷出的水流冲击船体, 使船体受到更高的阻力, 表现为摩擦推力减额形式。因此, 船首螺旋桨只用于: 破冰船上, 利用船首螺旋桨前的负压力场来破冰; 频繁改变方向的双头渡船上; 在内河机动货船上, 起可转导管螺旋桨的作用。当船向前航行时, 船

### 首螺旋桨尾流沿船体斜喷。

螺旋桨的浸深应使上叶梢至设计水线的距离约为桨径的一半,在压载吃水带尾倾时螺旋桨仍有足够的浸深。

### 3.4.6 宽浅吃水船的设计

大宽度吃水比船与常规 $B/T$ 船相比:相对中横剖面面积而言,螺旋桨尾流工作面积小,螺旋桨效率低;与相同丰满度或排水体积长度系数 $\nabla/L^3$ 的其它船相比,水线去流角增大,阻力和推力减额较高。

#### (1) 增加螺旋桨尾流工作面积的方法

a 多桨推进 它可以增加推进效率。其缺点:船身效率低;轴、尾轴架有附加阻力;用几个推进装置,购置费、维护费增加。

b 采用隧道尾 它可容纳大直径螺旋桨,直径达吃水的90%以上。多见于内河船,近年来亦有海船采用隧道尾,推进效率明显提高。缺点:阻力和推力减额增加。

c 提高船尾的尾伸部,放大螺旋桨直径 此措施会缩短水线长度,用于内河船会增加阻力。较高的尾伸部多见于香蕉运输船,因为这种船几乎都限制吃水,而且输出功率大。

d 把螺旋桨伸至龙骨线以下 常见于驱逐舰和其它军舰上,但很少用于商船,损坏螺旋桨的危险性大。

e 增加吃水 它可放大螺旋桨直径,但不一定都能实现。增加吃水可减小 $C_B$ ,降低阻力。采用“龙骨设计斜度”也可加大吃水。有设计斜度的坐底龙骨、方龙骨和箱形龙骨用在渔船、拖船和潜水艇上。

f 采用导管螺旋桨 海船用导管螺旋桨主要担心漂浮物卡在螺旋桨与导管之间隙内和发生空泡剥蚀。

#### (2) 宽浅吃水船的船尾

这种船要避免大的水线去流角实际上是不可能的。采取如下措施减小因宽船尾所致的高阻力:

a 采用小 $C_B$ 和小 $C_{wp}$ (水线面系数),以放长长度使尾部型线变瘦;

b 为宽而丰满的单桨船开发了一种尾鳍型尾(图35),它如驳船尾那样底部平坦,其下带有可容纳主机

底座的“吊舱”附加物的船底。尾鳍可光滑过渡或用折角连到“驳船尾”。这种尾型把尾部分成两个区域:水流流经的水线区(尾鳍)和水流流经的纵剖线区。伴流分布相当均匀。

c 需要局部加宽船尾时,设法使水线主要沿纵剖线流动,即所谓纵流型船型,纵剖线与基线的交角小于 $15^\circ$ ;限制水流分离,减小阻力。

d 在宽船上,对船的侧面积而言常规的舵面积已不够了,特别是回直操纵时,要特别注意舵的灵敏性。舵面积取 $12\sim 16\%$ 的中横剖面面积代替 $1.6\%$ 的侧面积。 $A_R = (0.12\sim 0.16)A_M$ 亦适用于中小 $C_B$ 船。<sup>[2]</sup>

e 双桨船可采用双尾鳍型或双体型船尾(图36),它优于常规型船尾。在双体型船尾的两片体外表面,水流以很小的水线去流角进入螺旋桨,两桨之间的水大体上沿纵剖线流动,中线面附近的纵剖线要平坦。双体型船尾所需功率随设计不同而大有差别。采取桨轴和尾体中心线之间保持 $3^\circ\sim 5^\circ$ 的向后收缩布置要比平行桨轴布置来得好,这种方案,仅用一个桨仍可操船。桨轴向后收缩布置在某些情况下操纵作用很大,设计时好好权衡收缩和舵的度量。

### 3.4.7 螺旋桨间隙

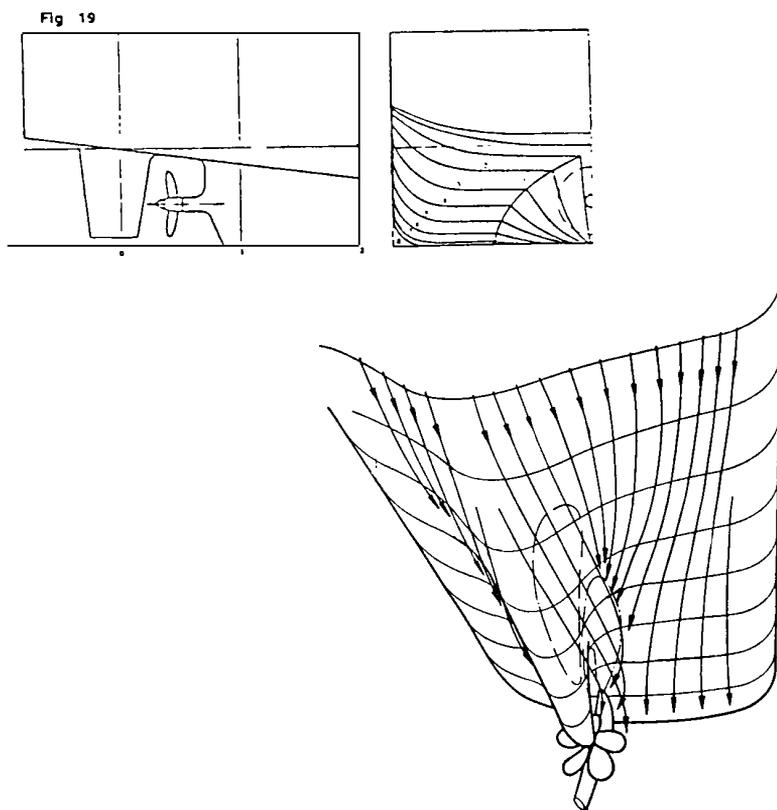


图 35 尾鳍型尾

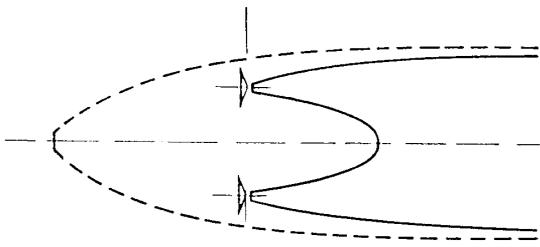


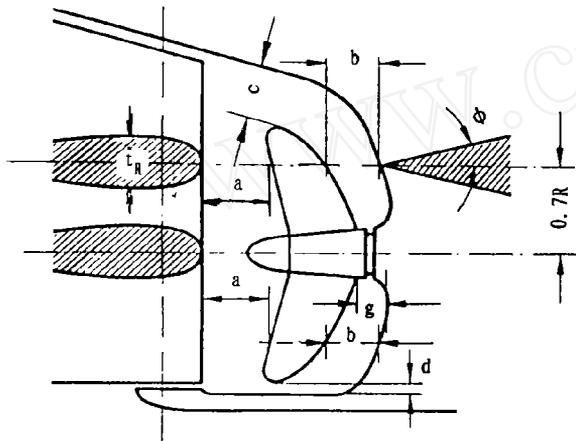
图 36 双体型船尾 (实线为桨轴高度处的水准面)

当螺旋桨桨叶在船尾同期性地旋转时,会产生流体脉动力,它通过外板和桨轴传到船体内部。桨叶和船体、舵之间的间隙增大,脉动力就减小,这些间隙称之为螺旋桨间隙。螺旋桨间隙影响:激起螺旋桨和船尾的振动;螺旋桨转矩的脉动;所需的功率;螺旋桨直径和最佳螺旋桨转速。

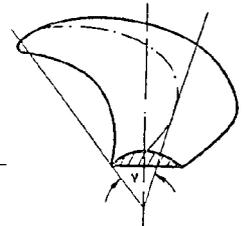
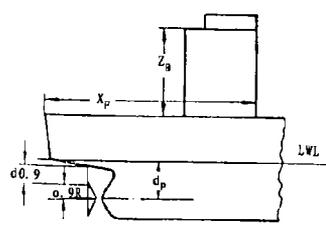
螺旋桨引起的振动,不仅使人员不舒服,而且还会引起疲劳破坏。

(1) 规范对螺旋桨间隙的规定

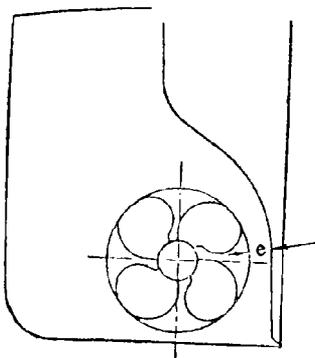
表 5 为主要船级社的规范对螺旋桨最小间隙的要求。



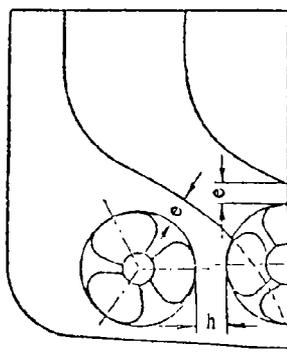
(a) 单桨船



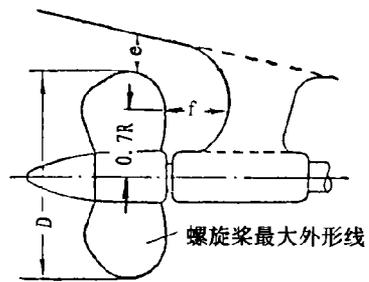
(b) 单桨船



(c) 多桨船



(d) 多桨船



(e) 多桨船

图 37 螺旋桨间隙

采用蒸汽机的老式船舶,由于推进功率小,螺旋桨转速低,即使考虑振动,小间隙也足够了。采用桨叶侧斜螺旋桨,垂向间隙可以减小。因为不同半径处叶切面的脉动压力传到尾伸部的时间各不相同,虽然总脉动力不变,但在时域的分配上与普通螺旋桨不同。脉动压力约与间隙的1.5次方成反比,即  $p_p = C_L^{-1.5}$ 。

选取间隙必须知道螺旋桨形状及其侧投影。当螺旋桨柱呈圆弧形时,间隙应从假想的尾部外廓线——两侧外板切线的交点来量取。对无尾柱底骨的普通货船,下叶梢至基线的距离为  $0.1 \sim 0.2m$ 。

福斯纳克(Vossnack)认为<sup>[2]</sup>,避免振动和空泡所必须的螺旋桨间隙值实际上不是D的函数,而主要取决于功率、伴流场和良好的螺旋桨进流。他建议单桨船  $C \leq 0.1 mm/kW$ ,  $b \leq 0.23 mm/kW$ 。

联邦德国军舰建造规范(BV 41)对双桨船螺旋桨  $0.7R$  处叶切面随边至舵叶导边水平距离建议取  $a > \frac{2}{Z} \frac{A_E}{A_0} D$ <sup>[2]</sup>。

上述推荐值对一些重要的影响因素如船型、水线去流角、推进功率、螺旋桨转速等考虑不够。如果结构、航速或功率有些特殊,应对这些间隙值作仔细研究。如方形系数相对于航速偏大,或水线去流角偏大,或尾柱偏厚,间隙就应比推荐值取得大些。

### (2) 大间隙的缺点

a 垂向间隙 c 和 d 垂线间长不变,大的垂向间隙可使水线变得更利于向螺旋桨供水,但这不是

限制了螺旋桨直径影响其效率就是升高了尾伸部而对阻力不利。

b 水平间隙 a、b、g 垂线间长不变,大的水平间隙会使水线变钝而增加阻力。但增加螺旋桨柱与螺旋桨的间隙,在此间隙为  $2D$  范围之内,推力减额下降的量级比伴流分数下降的大<sup>[2]</sup>,故可改善船身效率。

c 至舵的距离 a 位于螺旋桨后面的舵,与桨相互干扰,回收螺旋桨尾流中所损失的一部分旋转能量。间隙增大,此作用减小,引起所需功率的增减视功率和桨舵布置而异。

### (3) 权衡

表6简要给出单桨船螺旋桨间隙的权衡要点。

### (4) 尾柱底骨

不设尾柱底骨的开式尾框结构优点如下:

a) 因无尾柱底骨和尾鳍,可放低尾伸部,对改善阻力性能有利;

b) 受到螺旋桨压力脉冲的表面减少;

c) 造价便宜。

对设尾柱底骨的情况,建议其上部修圆以减小振动(图38)。

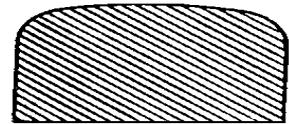


图38 修圆的尾柱底骨

表6 螺旋桨间隙的权衡

间隙	间隙大	间隙小		备注
a	可减小振动	螺旋桨柱后移,对阻力有利	舵可回收更多的桨尾流中的旋转能量	
b	可减小振动	螺旋桨柱后移,对阻力有利		有利于改善 $\eta_h$ 在 $2D$ 范围内增大 b, 阻力虽会增大,但对减少振动和减少所需功率均有利。
c	可减小振动	尾伸部下降对阻力有利或可使用较大直径螺旋桨		
d	可减小振动	尾伸部下降对阻力有利或可使用较大直径螺旋桨		
g	可减小振动	螺旋桨柱后移,对阻力有利	舵可回收更多的桨尾流中的旋转能量	有利于改善 $\eta_h$

(5) 隧道尾与桨之间隙

设计隧道尾时, 由于螺旋桨叶梢与外板之间的间隙一般都较小, 应做到此间隙沿桨叶梢周向变化不能太快, 即外板曲度呈凹形, 此段隧道外板的圆形曲率半径应大于螺旋桨半径。

(6) 初步设计阶段间隙的考虑

初步设计阶段还未精确确定桨、舵等的量度、外形形状, 此时建议取图 39 所示量值作为螺旋桨柱和尾垂线之间的最小间距。

如果螺旋桨上方的外板刚性较好, 对减小振动有利。在螺旋桨区域内的外板厚度可取周围外板的 1.8 倍, 并用中间肋骨、支撑构件加强。

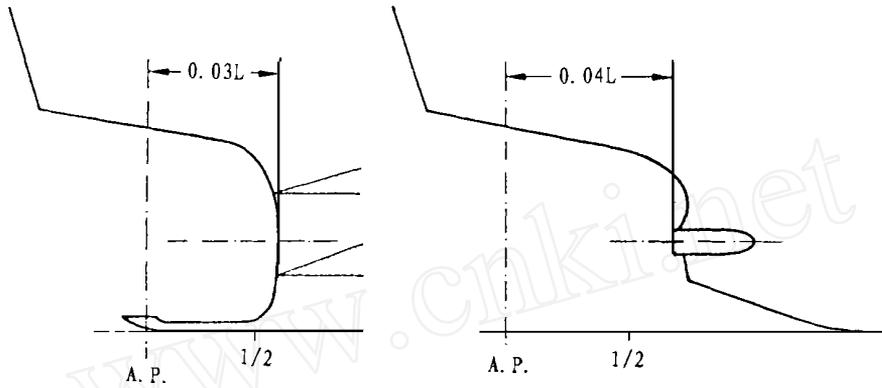


图 39 螺旋桨柱和尾垂线 (A.P) 间的最小距离

(待续)

(上接第 46 页)

高速双体客船的排水量。

用排水量系数  $d = \frac{D}{nV}$  来估算排水量 (见图 38)。

$n$ —旅客数 (人)

$V$ —航速 (kn)

$D$ —排水量 (t)

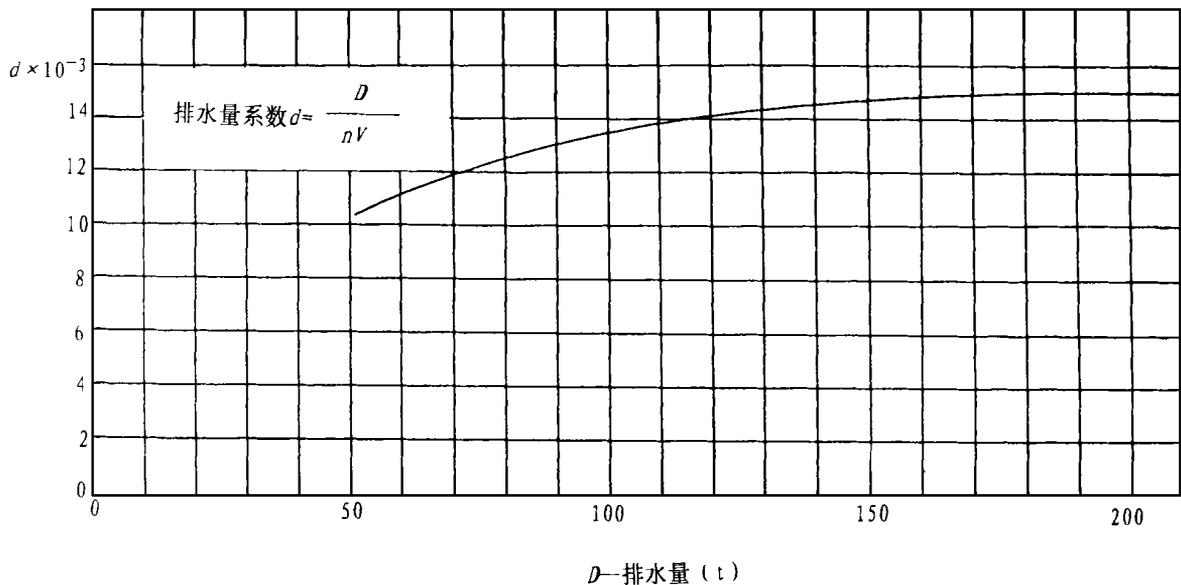


图 38

(待续)