

中国造船工程学会

第二届船舶推进器及空泡学术讨论会

论文集

· 1983 ·

大 连

(上 册)

船舶力学学术委员会

《中国造船》编辑部

第二届船舶推进器及空泡学术讨论会论文集

目

录

1. 螺旋桨和固定叶轮推进器水动力性能的初步研究	张建华	董世汤	(1)
2. 螺旋桨水动力性能的一种解法		陈泽梁	(13)
3. 船用螺旋桨激水性能计算		黄 胜	(27)
4. 螺旋桨随边切割量的确定		黄武林	(38)
5. 切割桨叶随边后的螺旋桨性能估算	顾蕴德	孙 勤	(48)
6. 螺旋桨理论设计与实验研究	王言英 张忠业	孙同腓	华汉金 (60)
7. 二元畸变切面性能研究及其与几何特征参数的关系	朱 超 陈泽梁 任 群	施用山	袁维谨 (75)
8. 螺旋桨升力面理论设计		王新平	(91)
9. 用升力面理论预报螺旋桨性能和桨叶表面压力分布	姜际升 劳国升	丛良滋	(107)
10. 螺旋桨空泡的理论预测		邢文萍	(118)
11. 非均匀流场中螺旋桨性能的理论预报	叶永兴	邢文萍	(135)
12. 螺旋桨脉动压力的理论预测		沈貽德	(157)
13. 设计早期阶段单桨船螺旋桨激振的预报		沈貽德	(171)
14. 实效伴流场的计算——从带运转螺旋桨的实船上测得的表观伴流场计算实效伴流场		钱文豪	(178)
15. 单隧道船型实船伴流测试及其结果分析	陈文钊 郭 焜 朱承明	方日光	周广辉 (195)
16. 几种螺旋桨材料的空蚀特性的试验研究		计志也	(210)
17. 螺旋桨叶剖面空泡斗计算		劳国升	王少新 (221)
18. 掺气减蚀机理探讨	夏维洪	陶栋修	孙景琴 (235)
19. 反弧曲线上水流的空化	夏维洪	陶栋修	贾春英 (242)
20. 船用螺旋桨面空泡损伤		钱晓南	(251)
21. 空气含量对毂涡空泡及片空泡的影响		叶元培	(260)
22. 四种剖面的空泡斗及其近似数值表达	黄汝道	刘朝权	(280)
23. 粗糙度对毂涡空泡及旋涡破裂的影响		叶元培	(303)
24. 三种典型螺旋桨材料的空蚀试验研究	茅春浦	韩企平	朱世权 (331)
25. 挟沙水流中几种金属材料抗空蚀和抗磨蚀性能对比试验研究	黄继汤	田立言	李玉柱 (340)
26. 导管螺旋桨升力面理论设计计算方法		董世汤	杨昌培 (355)
27. 削去 K_a 桨叶梢尖角对导管桨性能的影响	曹梅亮 王国强 张云彩	周凤斌	(376)

28. 带稳定板的转动导管	王国强 曹梅亮	张云彩	周凤斌 (381)
29. 特重负荷导管螺旋桨的试验研究			沈国鉴 (395)
30. 桨叶最大厚度及侧斜对导管螺旋桨性能的影响		叶元培	郑永敏 (403)
31. 关于挖泥船螺旋桨的若干问题			钱晓南 (421)
32. 圆弧型风帆空气动力性能的试验研究		张云彩	盛振邦 (435)
33. 恒攻角摆线推进器的最佳效率		吴鸿遇	朱典明 (448)
34. 喷水推进器进口及管道内流动的试验研究			
	吴民权 任朝海	哈两孝	刘 海 (455)
35. 有关船舶喷水推进中几个问题的探讨			任朝海 (481)
36. 水筒均流中桨舵模型相互影响的初步试验		黄平涛	俞眉英 (491)
37. 导管螺旋桨在闭式圆截面水筒中的筒壁修正		袁泽文	陈泽梁 (500)
38. 水筒中伴流场的模拟及其对脉动压力的影响			
	王天奎	褚永泉	黄平涛 (512)
39. 螺旋桨叶片五分力仪及其在空泡水筒试验中的应用		吴幼华	孙承灿 (521)
40. 船舶螺旋桨空化噪声预报初步	朱物华	汪鸿振	朱蓓丽 (534)
41. 自然通气降低导管螺旋桨空泡噪声试验和理论分析		朱月锐	席德胤 (540)
42. 气液二相流动抑制螺旋桨空泡噪声试验研究		朱月锐	席德胤 (560)
43. 用空气喷射装置降低导管螺旋桨空泡噪声的研究		朱月锐	席德胤 (571)
44. 模型水轮机空化试验中的噪声频谱特征		关仁卿	张训时 (591)

螺旋桨和固定叶轮推进器水动力性能的初步研究

张建华 董世汤

(中国船舶科学研究中心)

提 要

本文应用螺旋桨环流理论的升力线方法,对螺旋桨加固定叶轮推进器进行了设计计算,根据计算结果加工了一对桨模,在空泡水筒内进行了模型试验,并将试验结果与荷兰B型桨、日本AO型桨作了比较,结果表明,在常用螺旋桨后加固定叶轮的推进器方式,对于回收桨后尾流的旋转能量,提高推进效率具有较明显的效果。

(一) 引 言

固定叶轮和螺旋桨的组合装置是节能推进器的一种,即在常用螺旋桨后,安装一组固定的导流叶片,在桨尾流的作用下产生一定推力,以达到利用尾流旋转能量提高推进效率的目的。

据文献[3]介绍,在1930年就有人对这种装置进行过研究,并获得了较好的效果,但以后就中断了该项工作的研究,直至1966年德国人奥托·格里姆(Otto Grim)发表了“螺旋桨与叶轮”的论文中,才重新提及此推进装置,同时还将它与常用桨和螺旋桨加叶轮等几种推进方式作了比较,结果表明,螺旋桨加固定叶轮的推进效率比常规桨提高5.32%,而桨后加自由旋转叶轮系统的效率比常规桨提高4.38%,这说明桨后加固定叶轮对提高推进性能有较显著的效果,然而目前国内对此种推进装置的研究还不多,而且至今未见有公开发表的资料。

为了对此种装置作初次研究,本文应用螺旋桨环流理论的升力线方法进行了理论计算,并按计算结果做了桨模,在空泡水筒内进行了模型试验,结果表明,该推进装置对于回收桨后尾流的旋转能量,提高推进效率确实具有较为明显的效果,在给定工况下,该装置最佳试验状态可提高推力4.5%,推进效率比常用桨增加8.4%。

(二) 螺旋桨加固定叶轮推进器的理论计算方法

本文应用的理论计算方法,主要是参照“对转螺旋桨环流理论计算方法”^[1],将固定叶轮视为一个固定不动(转速 $n=0$)的螺旋桨,而后求出它与前桨的相互干扰速度,再根据升力线理论的诱导因子法,分别对前、后两桨进行设计计算。

如文献[1]中所作的简化一样,把两桨相互间产生的干扰速度看作在某一半径上的周向平均值,因而当两桨间的距离给定后,它仅为径向坐标的函数,图1(a)表示一半径为 r 、轴线与桨轴重合的圆柱面,并在其表面上作封闭环路 S_1 为前桨之桨盘面, S_2 为固定叶轮之盘面,假如由于固定叶轮的存在能全部吸收螺旋桨尾流的旋转能量,则最理想状态是在 S_2 后方处切向诱导速度 $u_t=0$,或者说 $u_t \equiv 0$,但对有限叶数的桨来说, u_t 在圆周上并非零值,因此,要控制 $u_t \equiv 0$ 是难能办到的,故严合流应考虑如

下:

设螺旋桨前进速度为 v_y , 转速为 n , 则螺旋桨旋转一周时它所移动的距离为 v_y/n 。取一个圆柱形控制面, 如图 1 (b), 半径取为无限大, 端面 S_A 在桨前无限远处, 端面 S_B 在桨后无限远, 当桨移动 v_y/n 距离后 (即完成了一个周期), 则在控制面内流体增加之能量为

$$E_1 = \rho \iiint_{\tau} (u_a^2 + u_t^2 + u_r^2) d\tau$$

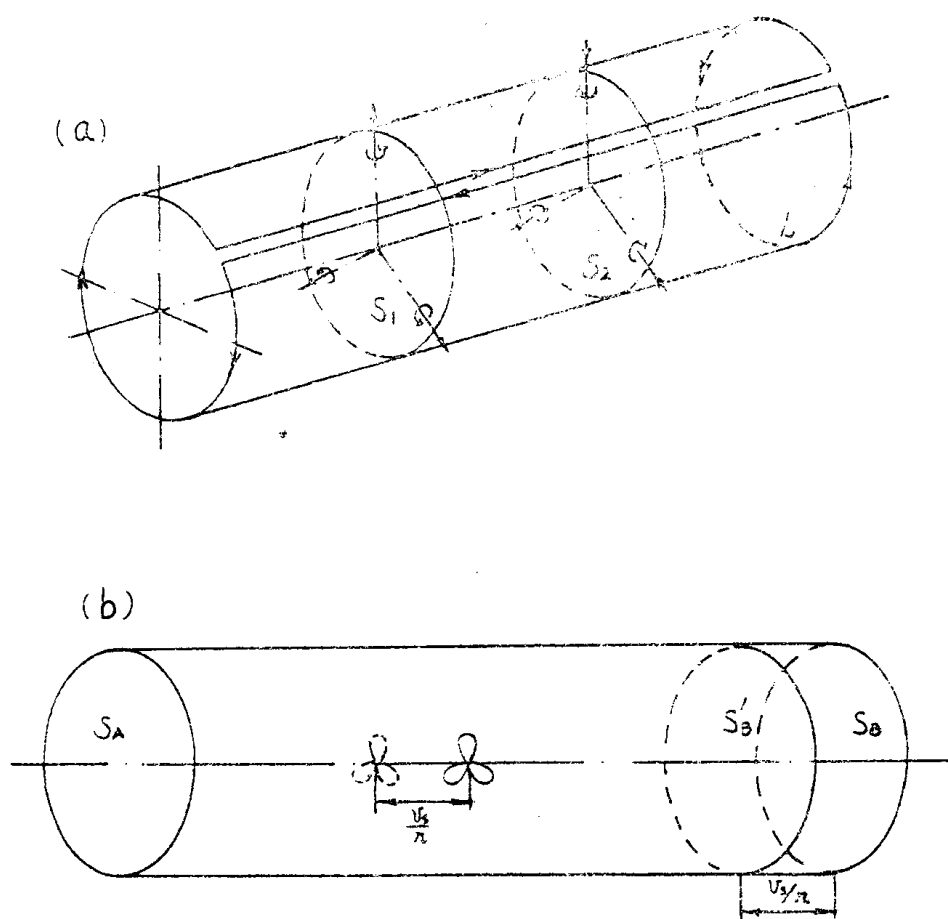


图 1 封闭回路和控制面

这也就是螺旋桨在这段时间内所损失之能量, τ 是端面为 S_B 和 S_B' 的圆柱体的体积, 在无限远后方, 尾流不再收缩, 故认为 $u_r=0$, 故

$$E_1 = \rho \iiint_{\tau} (u_a^2 + u_t^2) d\tau$$

因此, 要使切向诱导速度造成之能量损失为最小的办法是要寻求固定叶轮的桨叶环量分布 (设螺旋桨的环量分布形式已指定), 在约束条件为:

总推力 = 指定常数

的情况下, 使

$$E_{1t} = \rho \iiint_{\tau} u_t^2 d\tau = \text{最小}$$

但要求出这样条件下的环量分布是比较复杂的一个变分问题。而这一问题的求解非本文的意图, 但考虑到无限桨叶数的推进器问题比较简单, 此时在无限远后方切向诱导速度 u_t 在同一圆周上是常数, 并可有

$$u_t(r) = \frac{g_{1\infty} \Gamma_{1\infty}(r) + g_{2\infty} \Gamma_{2\infty}(r)}{2\pi r}$$

其中: $g_{1\infty} \Gamma_{1\infty}(r)$ 为无限叶数的螺旋桨叶在半径为 r 处各叶加起来的总环量, $g_{2\infty} \Gamma_{2\infty}(r)$ 为无限叶数固定叶轮的总环量, 故只要

$$g_{1\infty} \Gamma_{1\infty}(r) + g_{2\infty} \Gamma_{2\infty}(r) = 0$$

则 $u_t \equiv 0$, 本文把这一条件近似地用来远取有限叶数固定叶轮的环量分布, 即利用

$$g_1 \Gamma_1(r) + g_2 \Gamma_2(r) = 0$$

作为条件进行尝试, 由此式, 得

$$\Gamma_2(r) = -\frac{g_1}{g_2} \Gamma_1(r)$$

式中 $g_1, g_2, \Gamma_1, \Gamma_2$ 分别为前、后桨的叶数和环量分布, 这就是说, 如果前桨桨叶之环量一旦确定, 则后桨的环量即为己知量。

前桨对后桨的切向干扰速度 (后桨对前桨的切向干扰速度为零)

$$\bar{u}_{t2} = \frac{1}{2\pi r} \int_0^{2\pi} u_t r d\theta = \frac{g_1 \Gamma_1(r)}{2\pi r}$$

$$\text{令 } \psi_{t2} = \frac{\bar{u}_{t2}}{U_s}, \quad x = \frac{2r}{D_2}$$

$$\text{则 } \psi_{t2} = g_1 \frac{D_1}{D_2} \cdot \frac{1}{x} G_1(x')$$

其中

$$G_1(x) = \frac{\Gamma_1(x)}{\pi D_1 v_s}$$

$$x' = x \cdot \frac{D_2}{D_1}$$

(D_1, D_2 分别为前后桨的直径)

关于轴向干扰速度，则用文献[1]中的变负荷汇盘方法进行计算。

至于螺旋桨计算，仍采用众所周知的诱导因子法，本文就勿需详述，图2表示前后桨的速度多边形，因此可得其水动力螺距角 $\beta_{1j}(x)$ 之关系式：

$$\begin{aligned} \tan \beta_{1j}(x) &= \frac{v_s [1-w(x) + \psi_{aj}] + u_{aj}}{\pi D_j n_j x + v_s \psi_{tj} - u_{tj}} \\ &= \frac{[1-w(x) + \psi_{aj}] + u_{aj}/v_s}{\Omega_{sj} x + \psi_{tj} - u_{tj}/v_s} \end{aligned}$$

其中

$$\Omega_{sj} = \frac{\pi n_j D_j}{v_s} = \frac{1}{\lambda_{sj}}$$

$w(x)$ 为伴流分数

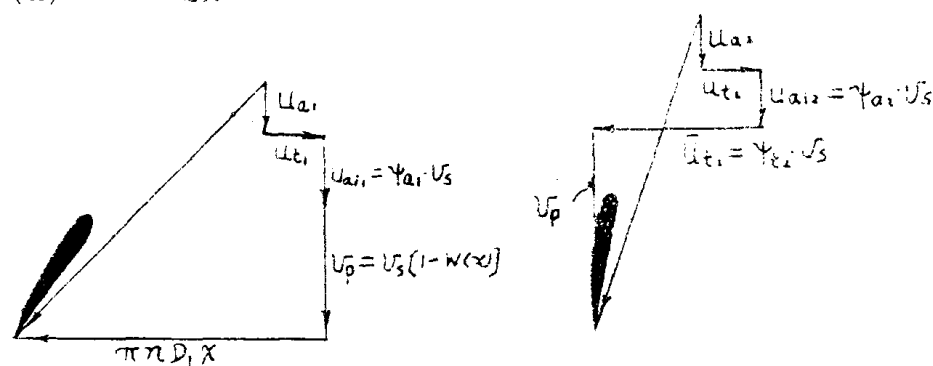


图2 速度多边形

从而可计算出叶元体的升长积和空泡数，再根据强度计算和空泡起始图选择螺旋桨的桨叶剖面几何要素，关于这部分的计算本文用参考文献[2]的程序作适当修改后，编成本推进系统的计算程序，以得到最后之结果。

三 模型桨的空泡筒试验

为了便于分析比较，应用上述的理论计算方法和所编制的计算程序，以某实船为对象进行了螺旋桨设计计算，该船的有关参数如下：

桨的总推力 T	106520 公斤
桨轴马力 HP	13680 马力
转速 N	123 转/分
桨轴深 H。	8.8 米
船速 v_s	15 节 (7.725 米/秒)
桨直径 D_1	6.17 米
叶轮直径 D_2	5.92 米
两桨之间距 d	1.3 米
桨、叶轮之叶片数	5

考虑到桨模试验是在水管内均匀流中进行，亦为了便于校核计算和试验的结果，因而在计算设计时不考虑伴流和推力减额，前桨的环量分布形式为任意给定如图 3 表示，因测试仪器所限，取较大的径径比（前后桨分别为 0.25 和 0.261），前桨和固定叶轮皆无纵倾和侧斜，表 1 即为计算设计之模型参数。

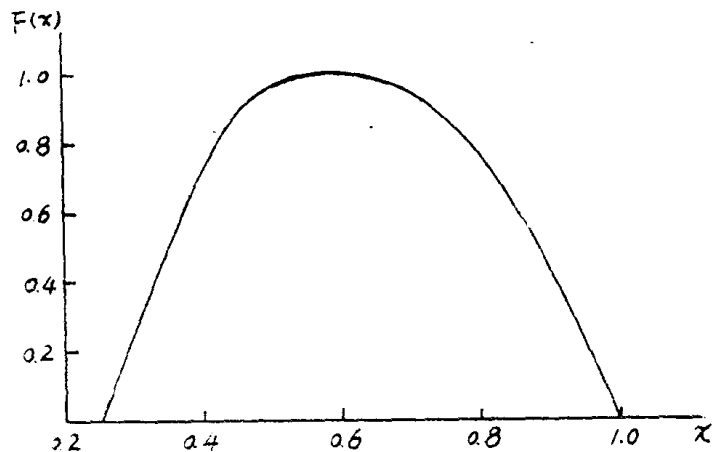


图 3 桨叶环量的径向分布

表 1 各桨叶之几何参数

前桨之几何参数（盘面比 $A_E/A_0 = 0.533$ ）

x	L/D	t/D	F/L	P/D
0.25	0.1456	0.04320	0.00000	0.4888
0.30	0.1676	0.03691	0.01332	0.7496
0.40	0.2073	0.02784	0.02254	0.9784
0.50	0.2412	0.02104	0.02236	1.0300
0.60	0.2691	0.01653	0.01887	1.0100
0.70	0.2911	0.01314	0.01544	0.9726
0.80	0.2771	0.00976	0.01305	0.9236
0.90	0.2034	0.00638	0.01100	0.8011
1.00	0.0000	0.00300	0.0000	0.4711

固定叶轮的几何参数（盘面比 $A_E/A_0 = 0.317$ ）

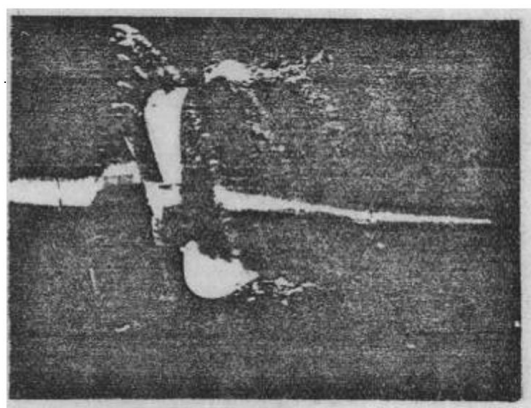
x	L/D	t/D	F/L	P/D
0.261	0.08734	0.02990	0.00000	2.398
0.30	0.1006	0.02585	0.02526	7.895
0.40	0.1244	0.01742	0.05289	25.357
0.50	0.1447	0.01176	0.06275	45.799
0.60	0.1615	0.00890	0.06020	60.500
0.70	0.1747	0.00742	0.05796	64.099
0.80	0.1663	0.00595	0.05621	56.900
0.90	0.1221	0.00447	0.05694	45.158
1.00	0.0000	0.00300	0.00000	29.700

为了与常规桨进行比较,亦用文献[4]的方法和程序设计计算了一单桨,其结果如表2所示。

表2 单桨桨叶的几何参数 (盘面比 $A_E/A_0=0.502$)

x	L/D	t/D	F/L	P/D
0.25	0.1193	0.0481	0.0000	0.833
0.30	0.1476	0.0425	0.02426	0.905
0.40	0.1956	0.0305	0.03058	0.984
0.50	0.2381	0.0227	0.02681	1.008
0.60	0.2647	0.0166	0.02174	0.978
0.70	0.2672	0.0114	0.01835	0.935
0.80	0.2561	0.0086	0.01520	0.867
0.90	0.1870	0.0058	0.01201	0.750
1.00	0.000	0.0030	0.0000	0.590

模型试验在本所空泡水筒内进行,前桨安装在水筒的测试轴上,而桨后之固定叶轮安装在本所自制叶片五分力仪上^[5],其推力、扭矩以及叶片的旋转力矩可用五分力仪传感器测得,图4即为模型安装和试验的照片。



$\lambda_p = 0.43$



$\lambda_p = 0.61$

图4

考虑到理论计算与实际速度场的差别,特别是工作在尾流场中的固定叶轮,其螺距主要取决于诱导速度和干扰速度的计算,因此其误差必然影响叶轮的流体动力性能,试验时,利用叶片五分力仪的桨叶可调性,把叶轮的叶片从设计位置旋转某个角度,以观察改变叶片的螺距角后所带来的影响。

试验做了三个角度 $\theta = 0^\circ, -4^\circ, -8^\circ$ (注: $\theta = 0^\circ$ 即为设计情况下之叶片位置,负值为减小螺距之角度)和两个空泡数。

四 结果与分析

表3给出了设计条件下的计算和试验结果。

表3 试验结果与理论计算的比较 ($\lambda_p = 0.61$)

		螺旋桨+固定叶轮	单 桨
理论计算	C_T	1.122	1.1399
	C_p	1.778	1.841
	η_p	0.631	0.619
试验结果	C_T	1.259	1.113
	C_p	1.953	1.896
	η_p	0.645	0.592

由此可见,本程序计算设计的模型,理论计算比试验结果偏低,而利用(4)的程序,其理论计算的结果与试验比较接近,两种推进器的试验结果比较,螺旋桨加固定叶轮的功率系数比单桨结果高3%,而推力系数要高1%,因此其效率要比单桨高8.9%。

表4给出了在改变固定叶轮的叶片角度后,对性能的影响,由表可见,调节固定叶轮的叶片角度,桨的总推力系数有所增加,但桨的效率并未获得好处,然而缩小桨的间距时,在设计条件下,推力系数增加2.7%,螺旋桨的效率可增加6.3%,图5表示改变前后桨的距离时对性能的影响。

表4 试验结果为常用桨比较 ($\lambda_p = 0.61$)

	螺旋桨+固定叶轮				B型	AU型
	$\theta = 0^\circ$	$\theta^* = -4^\circ$	$\theta = -4^\circ$	$\theta = -8^\circ$	螺旋桨	螺旋桨
K_T	0.184	0.192	0.187	0.191	0.177	0.184
K_Q	0.0277	0.0279	0.0290	0.0289	0.0279	0.0279
η_p	0.645	0.668	0.626	0.640	0.616	0.641

(θ^* 表示两桨的间距缩小9%后的结果)

为了将本试验的结果与荷兰B型桨和日本Au型桨进行比较,在相同进速比情况下,用等扭矩法计算了两种结果,也列于表内,由此可看出,若用 $\theta^* = -4^\circ$ 的情况与其比较,在螺旋桨吸收相同马力的情况下,它比B型桨的效率要增加8.4%,而比效率高的Au型桨也增高4.2%。

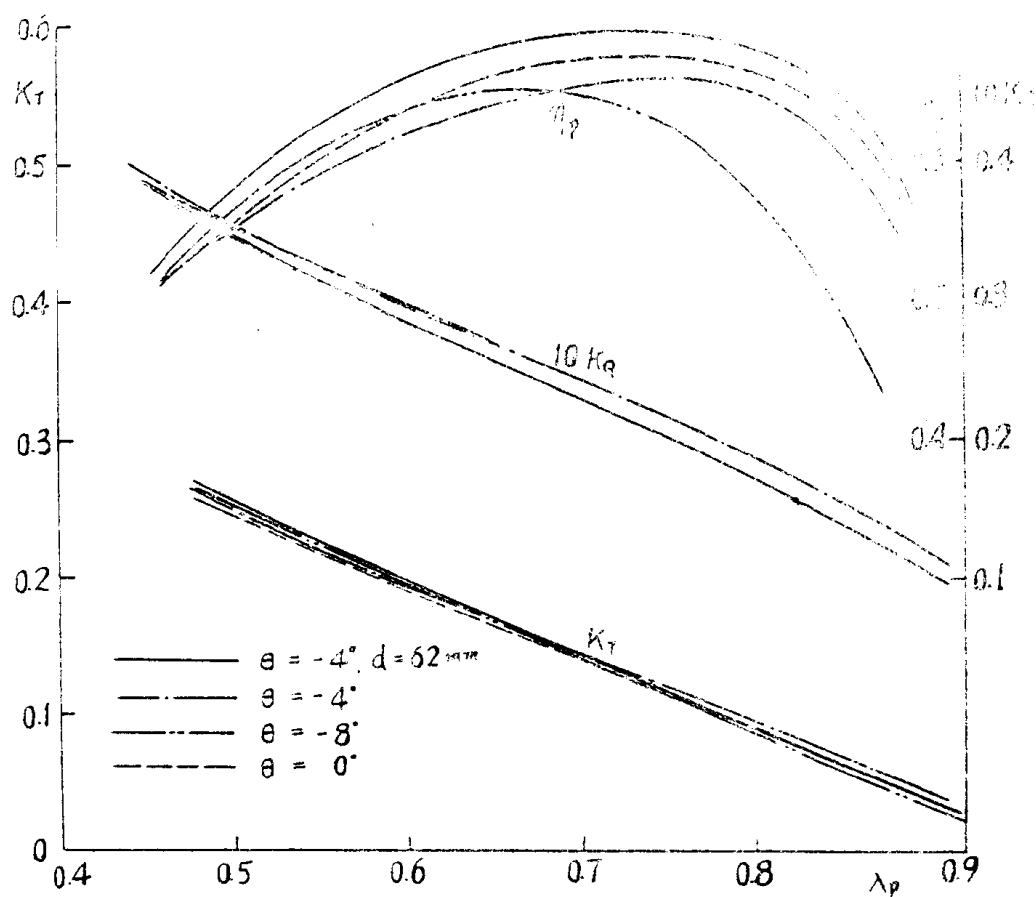


图5 各种状态下性能的比较

表5表示 将螺旋桨和固定叶轮推进系统的总推力以及叶轮的推力换算到实船的结果, 在本试验的最佳情况下, 固定叶轮的推力可达总推力的 4.5%。

表5 螺旋桨和固定叶轮的推力 ($\lambda_p = 0.61$)
(换算到实船推力)

	$\theta = 0^\circ$ (理论值)	$\theta = 0^\circ$	$\theta = -4^\circ$	$\theta^* = -4^\circ$	$\theta = -8^\circ$
推进器总 推力 T (公斤)	104601.3	117106.8	119016.2	122198.4	121562.0
固定叶轮 推力 T_w (公斤)	1391.9	1909.4	1877.5	5473.5	3818.7
比 值 T_w/T %	1.3	1.6	1.6	4.5	3.1

图6和图7表示改变叶片角度时, 引起叶轮本身转叶力矩 (C_{Ms}) 和扭转力矩系数 (C_Q) 的变化, 由图可见, 改变叶片角度, C_{Ms} 和 C_Q 的变化是显著的, 在设计条件下, 转叶力矩系数在 $\theta = -4^\circ$ 时为最小, 而扭矩系数在 $\theta = -8^\circ$ 时最小。

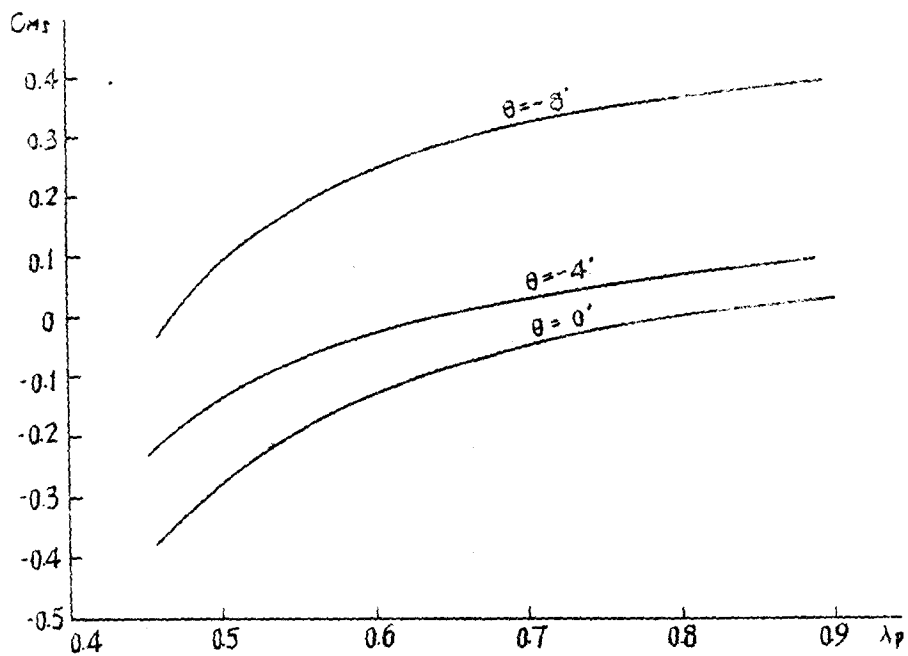


图6 转叶力矩系数曲线

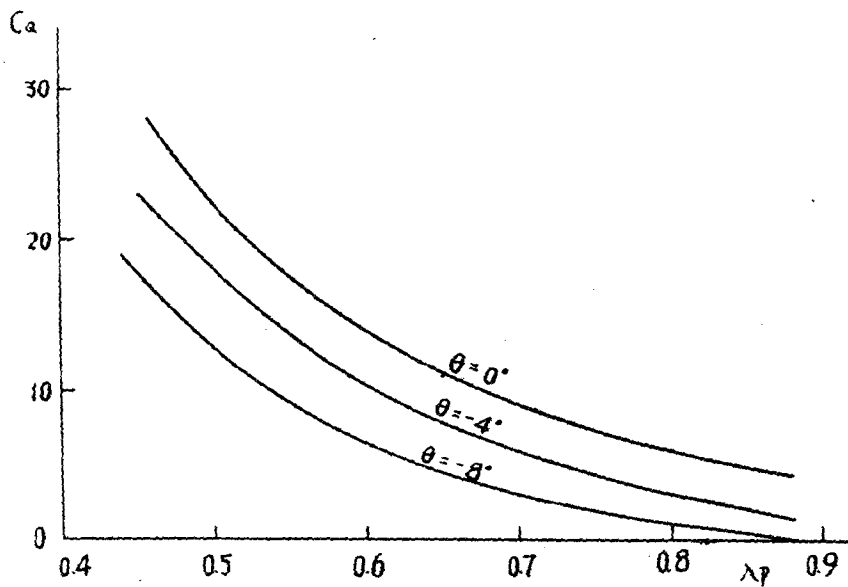


图7 扭矩系数

图8表示各种情况下，固定叶轮本身的推力系数随 θ 角的变化，从中可知随着 θ 角的减小，推力系数增加，同时随 λ_p 的减小其推力的增加就愈快，尤其当缩小两桨之间距时，推力系数的增加更加明显，这说明间距的变化对性能带来重要的影响。

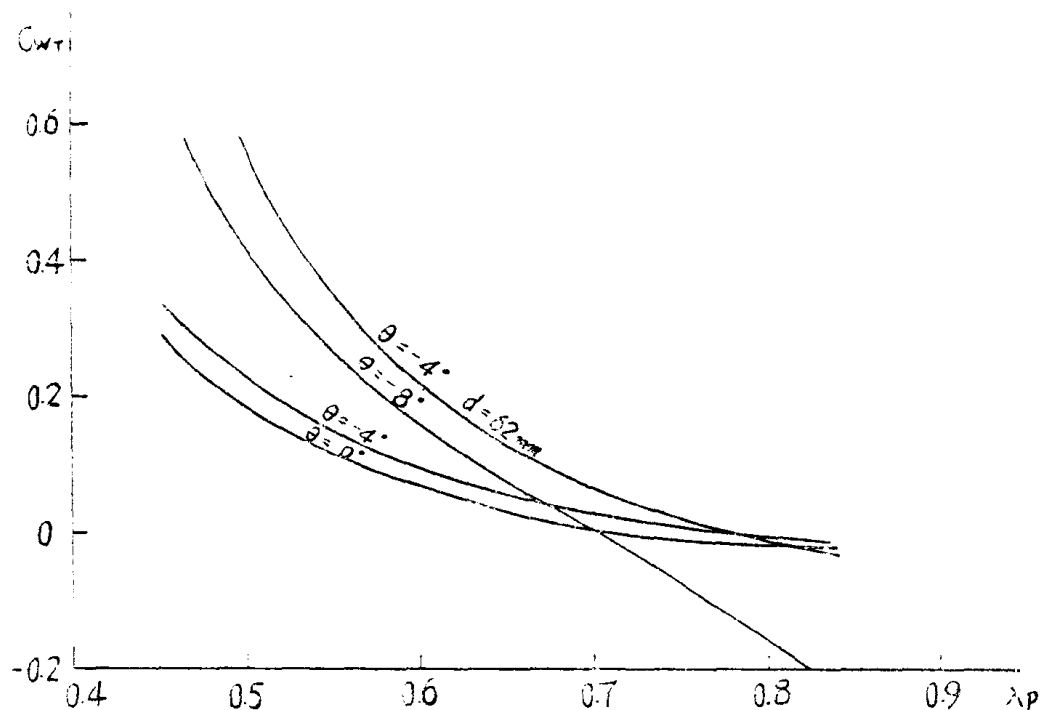


图 8 推力系数的比较

五 结 论

由本文的理论计算和试验的结果可见，螺旋桨加固定叶轮的推进装置，对回收桨后尾流中的旋转能量，增加推进器的推力，从而提高推进效率，确实能获得一定的效果，就本文的最佳情况而言，在相同的轴马力时，其推进效率比常用的 B 型桨高 8.4%，比高效率的 AU 型桨也高 4.2%，因而比文献[3]中提及的同类推进装置优越。

同时由试验结果可知：

(1) 调节固定叶轮的叶片角度（即改变其螺距及螺距分布）对增加推力有一定的效果，但对推进效率并无改善，这说明固定叶轮叶片的计算设计必需慎重对待，才能对提高推进效率带来好处。另外，改变叶片的角度对改变叶片本身的扭矩和转叶力矩都有较大的影响。

(2) 改变两桨的间距，可以明显的影响推进性能，在本试验中，将间距减小 9%，则推力系数增加 2.7% 效率可增加 6.3%。

(3) 固定叶轮的推力随 λ_p 的减小而明显增加，因而加固定叶轮的推进器如同导管推进器的导管相似，其推力的大小与桨本身的负荷有关，在重载的情况下，螺旋桨的能量损失大，因而加装固定叶轮也就可能带来更大的好处。

六 志 谢

本课题在进行空泡筒的模型试验中，曾得到吴幼华同志的热情帮助，在此表示诚挚的感谢。

符 号 表

$\lambda_p = \frac{V}{nD}$	桨的进速系数
D_1, D_2	前后桨的直径
d	两桨中线之间的轴向距离
$\Gamma_j(x)$	桨叶环量沿径向的分布
g_j	桨叶叶数
$\bar{u}_{tj}$	切向干扰速度
ψ_{tj}	切向干扰速度系数
ψ_{aj}	轴向干扰速度系数
$\Omega_{sj} = \frac{\pi n_j D_j}{V}$	进速比 λ_{sj} 的倒数
$w(x)$	伴流分数
L/D	桨叶的弦长比
$t/D, P/D$	桨叶的厚度比和螺距比
F/L	桨叶的拱度比
$C_T = \frac{T}{\frac{\pi}{8} \rho D^2 V_s^2}$	推力系数
$C_P = \frac{P_s}{\frac{\pi}{8} \rho D^2 V_s^3}$	功率系数
η_p	推进效率
$C_{wT} = \frac{T}{\frac{1}{2} \rho V_s^2 S}$	固定叶轮的推力系数
$C_Q = \frac{M_a}{\frac{1}{2} \rho V_s^2 S b}$	固定叶轮的扭矩系数
$C_{Ms} = \frac{M_s}{\frac{1}{2} \rho V_s^2 S b}$	固定叶轮的转叶力矩系数
ρ	水的密度
S	叶片的展开面积
b	叶片的平均叶宽
θ	叶片的转动角度, 设计位置为零度
j	下标变量, 代表桨的编号
	$j=1$ 为前桨
	$j=2$ 为固定叶轮

参 考 文 献

- (1) 董世汤、陈立强: “对转螺旋桨环流理论计算方法”
《舰船性能研究》 1976年第2期(总第2期)
- (2) “对转螺旋桨计算设计程序”, 《舰船辅助机电设备》
1975年第2期(增刊)

- [3] Otto Grim: "Propeller and Vane Wheel" Journal of Ship Research,
Vol.24, No4. Dec.1980.
- [4] 黄汝道、陈财源: "考虑来流速度场不均匀性影响的螺旋桨设计计算方法"
《舰船性能研究》 1982 年第 4 期
- [5] 吴幼华、孙承灿: "螺旋桨叶片五分力仪及其在空泡水筒试验中的应用"
中国船舶科学研究中心研究报告。
- [6] "荷兰船模水池 B 型螺旋桨系列新图谱"
哈尔滨船舶工程学院编。
- [7] "船用螺旋桨设计参考资料" 上海市 3203 信箱, 1971 年 9 月

螺旋桨水动力性能的一种解法

陈 泽 梁

(上海交通大学)

提 要

本文利用有限基本解方法,对 JDC 3-65 系列中螺距比 $P/D=0.4, 0.6, 0.8, 1.0$ 及 1.2 五个螺旋桨进行了水动力性能的估算。导出了螺旋桨推力及扭矩的公式,进行了数值计算。用升力线方法计算了考虑粘性及无粘性的水动力性能,以此为基础对有限基本解方法的结果进行修正。得出了大体上与试验一致的结果。低进速比时,得出的扭矩系数较升力线计算的结果更接近试验值。

(一) 引 言

数值计算方法是求解流体力学基本方程的一种方法。随着电子计算机的出现和使用,使它有了新的发展。目前较为广泛使用的有限基本解方法就是其中的一种。该方法首先在航空工业中应用,并且解决了一些相当复杂的问题,得到了比较满意的结果⁽¹⁾。对于流体力学中的一些线性问题,有限基本解方法在计算上较古典的有限差分法方便,工作量少,计算结果准确。因而是求解线性问题的有效方法之一。对于非线性问题,亦可以用迭代法或历程法化为线性问题来求解。

有限基本解方法是将势流场的边界或物体内部的某一曲面划分成许多四边形小块。每个小块用一个小平面代替,在它上面适当布置满足速度势方程的奇点,如源汇、旋涡或偶极子等。用该面元系上的奇点组合所产生的流动来代替原物体对流场所产生的扰动。在每一个四边形小块的适当位置上放置控制点,并使其满足物面法向速度为零的边界条件,以便确定各四边形小块上奇点的强度。从而使一个复杂的物体绕流问题归结为求解满足边界条件的有限个基本解的分布强度问题,把求解积分方程的复杂问题化为求解多元线性代数方程组的问题,便于应用高速电子计算机计算。

在研究螺旋桨水动力性能中,有限基本解方法已经得到应用。不仅仅用于解决螺旋桨的正问题,而且用于研究更加深入和复杂的问题上。例如,计算桨叶剖面上的压力分布,预报空泡位置及研究激振力等问题⁽²⁾⁽³⁾⁽⁴⁾,都取得了较为成功的结果。从而使这种方法得到了更加广泛的应用。

转角后的调距桨桨叶,剖面几何形状发生畸变,流体动力特性更为复杂。作者企图用这种方法估算螺旋桨的推力和扭矩。由于计算机内存容量及计算速度的限制,目前所能做到的仅仅是计算桨叶未转动时调距桨的推力和扭矩的数值。在网格的划分上,数目不可能太多。半径方向取7块,弦向取6块,共计 $7 \times 6 = 42$ 个网格。当螺距比 $P/D = 0.8$ 时, DJS-6 计算机所需机时为45分钟,当弦向划分为10块时,总数为70块,机时则增加为80分钟。对结果影响不大。算得的推力和扭矩数值基本上是满意的,为进一步深入研究奠定了一定的基础。

二 几何处理

1. 坐标系

采用二种坐标系，圆柱坐标系及直角坐标系。如图1所示。

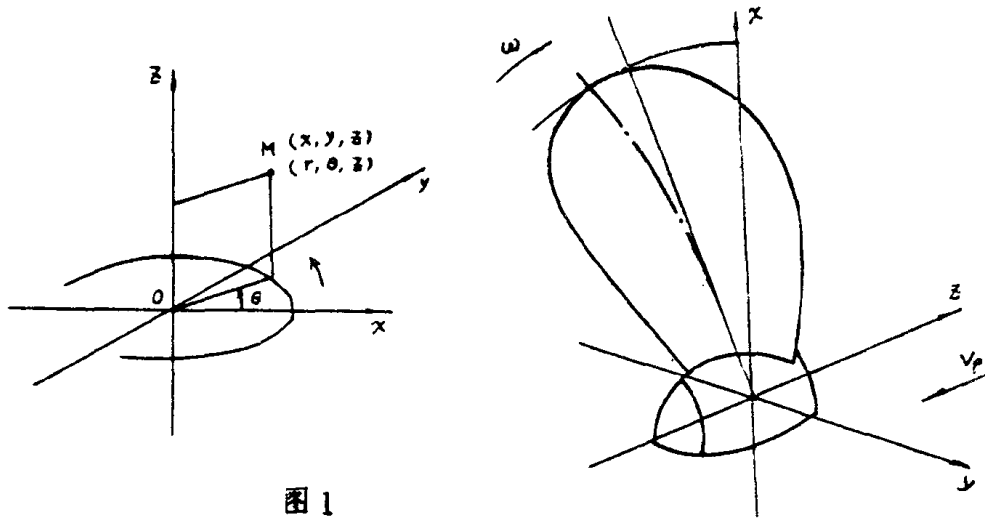


图 1

在直角坐标系 $oxyz$ 中, oz 轴是沿着螺旋桨轴的方向, 正向指向螺旋桨前进的方向, ox 轴取在某一桨叶的参考线上, 指向叶梢取正值. oy 轴按右手法则决定. 圆柱坐标系的 z 轴与直角坐标系的 oz 轴重合, θ 坐标以 x 轴为零点反时针方向取正值. r 坐标为螺旋桨的半径方向. 它们之间的关系是:

$$\begin{aligned} x &= r \cos \theta; \\ y &= r \sin \theta; \\ z &= z; \\ r &= \sqrt{x^2 + y^2} \\ &= \arctan \left(\frac{y}{x} \right). \end{aligned}$$

设螺旋桨的叶数为 G , 由于 G 个叶片的几何形状相同, 各叶片对应点处的 r 及 z 值是相同的, 而 θ 值仅相差桨叶之间的角位置, 相对于第一个叶片的差值为:

$$(m-1) \frac{2\pi}{G}, \quad m = 1, 2, \dots, G.$$

因此, 在总体直角坐标系中, 桨叶上各点的直角坐标与圆柱坐标的关系可以写成:

$$\begin{aligned} z &= z \\ x &= r \cos \left[\theta + (m-1) \frac{2\pi}{G} \right] \\ y &= r \sin \left[\theta + (m-1) \frac{2\pi}{G} \right] \\ m &= 1, 2, \dots, G \end{aligned}$$