

# 平旋推进器桨叶驱动机构的研究

第七〇四研究所 周行健

**提 要:** 简述船用平旋推进器的运动学原理,分析研究驱动机构的结构与运动。对 6 杆桨叶驱动机构作了运动学分析和动力学分析的建模计算,并通过试验样机的运动试验和图解法分析,进行了准确性验证,奠定了平旋推进器的设计基础。

**关键词:** 船舶 平旋推进器 桨叶 驱动机构 运动学 动力学 计算 研究

平旋推进器又称直翼推进器,它是一种回转轴竖直安置的特殊的推进装置(见图 1)。其桨叶采用一般螺旋桨常用的低阻升比翼型,所产生的推力也是基于翼型升力理论。但要达到这一点,必须使其桨叶遵循摆线运动轨迹,并需要设计一套特殊的桨叶驱动机构。平旋推进器也可和调距桨一样,设有可以改变螺距的变距机构及驱动控制变距机构的电-液遥控系统或手动杠杆操纵系统(小船用)。

由于平旋推进器可在  $360^\circ$  范围内快速改变推力方向和发出零至最大值推力,故可使舰船获得极其优良的机动性和可操纵性。目前,它常被用于拖轮、渡轮和起重浮吊等船舶,近年来又不断为猎雷舰艇所选用。

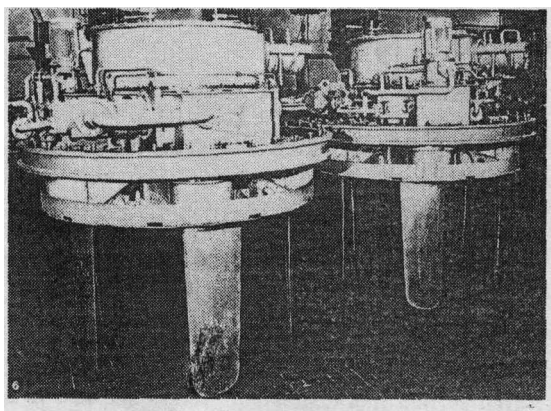


图 1 平旋推进器外形图

## 1 平旋推进器的工作原理

平旋推进器桨叶随转盘旋转一周中,除了  $0^\circ$  和  $180^\circ$  两个位置不应产生推力外,其它位置

(主要在  $90^\circ$  和  $270^\circ$  位置附近)都应产生推力(见图 2)。为此,桨叶必须遵循摆线轨迹运动。

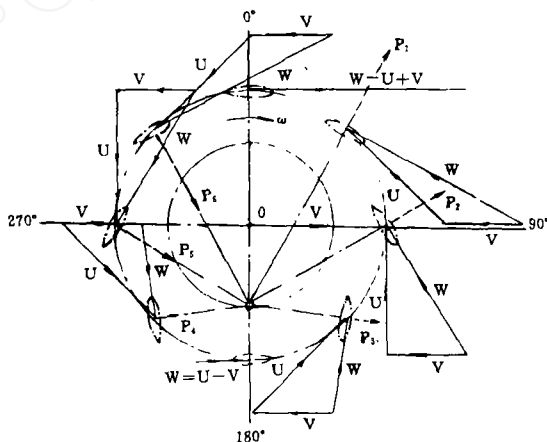


图 2 平旋推进器旋转一周各桨叶的升力图( $P_1, P_2, \dots, P_6$ )

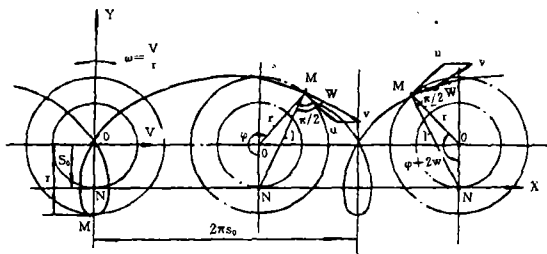


图 3 M 点的摆线运动轨迹

桨叶的摆线运动见图 3。设 M 点为桨叶的枢轴,转盘的旋转角速度为  $\omega$ ,以  $ON=S$ 。为半径的圆周与 x 轴相切于 N 点,并沿 x 轴作无滑动的滚动,则转盘中心遂以  $V=S_0\omega$  的线速度

向前移动。这样,桨叶枢轴 M 既随转盘以角速度  $\omega$  转动,又随转盘中心 O 以速度 V 向前移动,其合成轨迹即为图 3 所示的摆线。切点 N 即为速度瞬心;M 点的运动方向 W 始终垂直于 MN;M 点的速度是 M 点随转盘旋转的切向速度  $U=r\omega$  和随转盘前移的线速度  $V=S_0\omega$  的合成,即  $\vec{W}=\vec{U}+\vec{V}$ ,因此由  $\vec{W}$ 、 $\vec{V}$  和  $\vec{U}$  构成的速度三角形与  $\triangle OMN$  相似,并存在下述关系:

$$S_0/r = V/U$$

$$S_0 = r \frac{V}{U}$$

偏心距  $S_0$  即为滚动圆半径。转盘转动一周, O 点前进距离即为螺距  $H=2\pi S_0$ ,但此时水的来流方向(即合成速度的相反方向)通过对称剖面中心(或通过不对称剖面零升力线),故无推力产生,此时的螺距称零推力螺距。零推力螺距比为:

$$H/D = \frac{2\pi S_0}{2r} = \frac{S_0}{r}\pi$$

综上所述,平旋推进器桨叶在其转动一周的任何位置上,过桨叶枢轴 M 点垂直于桨叶剖面弦线(对称剖面,非对称剖面为零升力线)的 MN 线任何时候均穿过同一点 N,该点称为平旋推进器的操纵点或控制点。这就是平旋推进器的运动学的理论基础。

实际上,偏心距  $S>S_0$ ,使桨叶摆动的幅角超过图 4 所示的  $\phi$  值,水流来流方向与桨叶弦线构成一冲角  $\alpha$ ,遂使桨叶产生升力,其前进方向上的投影即为推力,虽然增加了一个冲角  $\alpha$ ,使桨叶摆角幅值有所增加,根据摆线运动性质,保证桨叶在旋转一周的任何位置(除  $0^\circ$  和  $180^\circ$

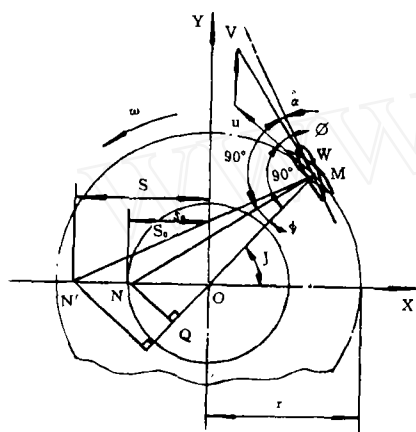


图 4 计算简图

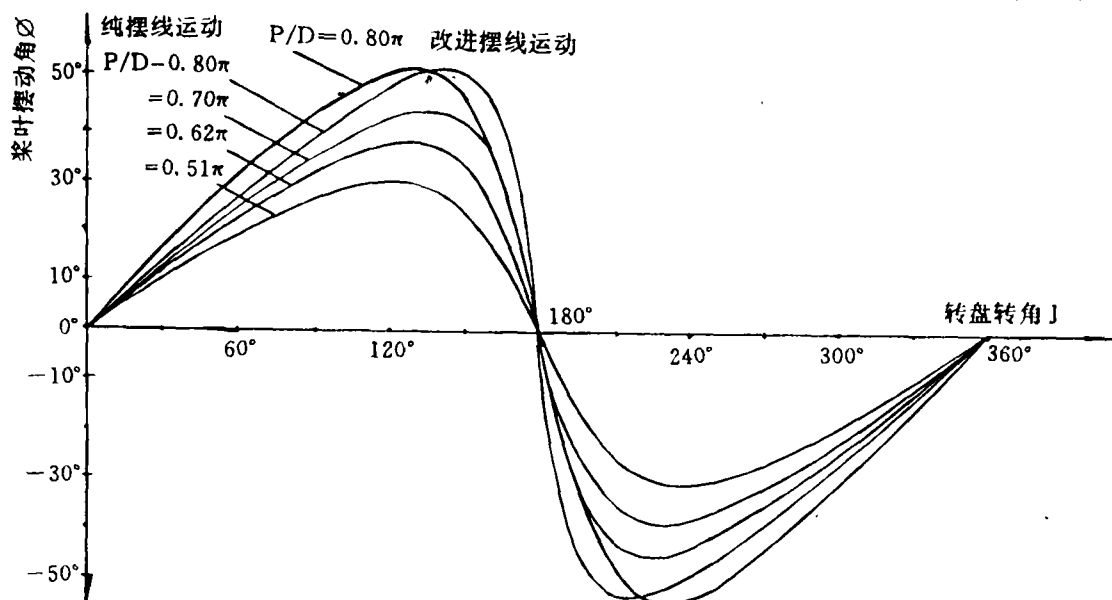


图 5 桨叶摆动角-转盘转角之函数关系曲线

以外)产生的升力在前进方向的投影总保持正值,并保证了平旋推进器应有的效率,这就是平旋推进器有负荷状态。

根据图 4,可导出桨叶作摆线运动时,桨叶摆动值  $\phi$  随桨叶转盘转角  $J$  和偏心距  $S$  变化的函数关系式:

平旋推进器无负荷状态

$$\phi = \text{tg}^{-1} \frac{\sin J}{r/S_0 + \cos J}$$

平旋推进器有负荷状态

$$\phi' = \phi + \alpha = \text{tg}^{-1} \frac{\sin J}{r/S + \cos J}$$

其函数曲线如图 5 所示。

研究表明,为使平旋推进器效率能与常规螺旋桨相比,必须使其螺距比达到  $H/D=0.8\pi$  (如图 6 所示)。但动力学分析又表明,当螺距比  $H/D=0.8\pi$  时,过大的桨叶摆动角加速度,产生过大的惯性力,将使驱动机构无法承受。因此,就连有 60 多年生产平旋推进器历史的德国 J. M. Voith 公司,在其最新研制的桨叶驱动机构中,仍使用图 7 所示的六杆曲柄连杆机构。六

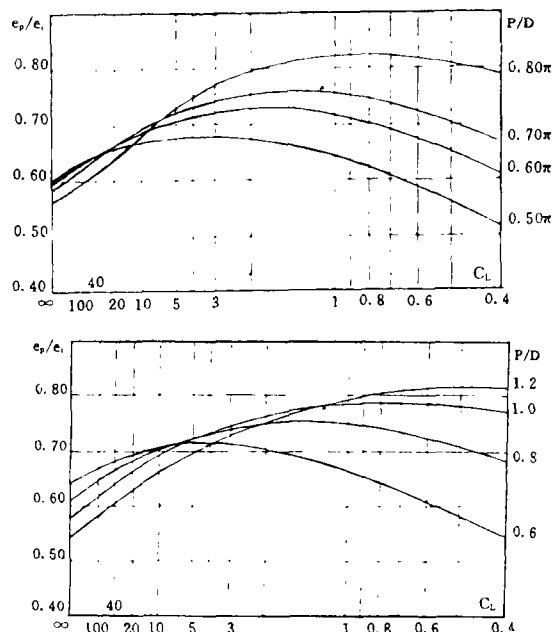


图 6 平旋推进器(上图)与楚思德 B-4-55 螺旋桨(下图)效率对比

杆曲柄连杆机构可使桨叶产生图 5 所示的“改进的摆线运动”。它将使最大桨叶摆角对应的转盘转角  $145^\circ$  提前到  $125^\circ$ ,并使桨叶驱动机构的惯性力限制在允许范围内,特别是在大螺距比情况下,并可使桨叶不显著偏离真实的摆线运动。

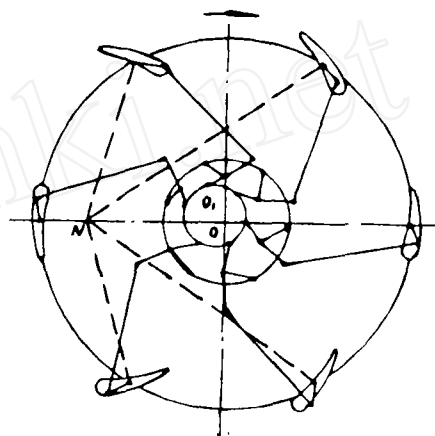


图 7 六杆曲柄连杆机构

## 2 桨叶驱动机构的运动学研究

### 2.1 桨叶驱动机构的结构和尺寸

以某船用 2 台 1000Hp 的平旋推进器为

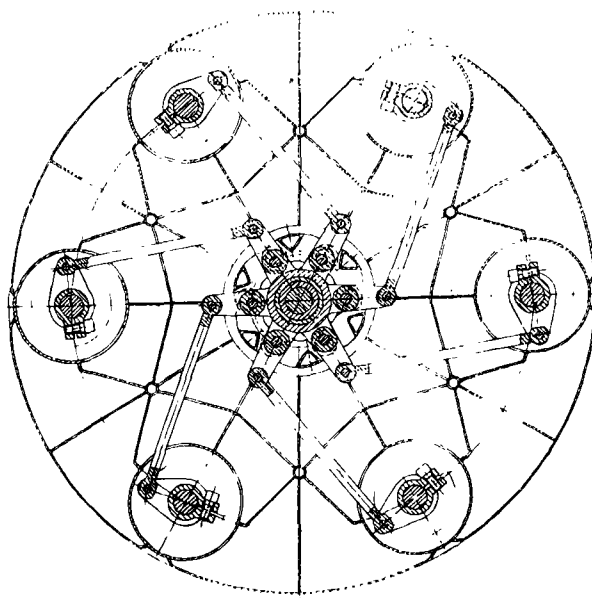


图 8 1000 马力平旋推进器方案图

例,其主要尺度为:

轨道直径 (m)	1.8
转盘转速 $n(r/min)$	158
桨叶数 $Z$	6
效率 $\eta$	$\sim 0.532$
装置质量 $G(kg)$	$\sim 5750$

经方案设计,驱动机构的结构如图 8 所示,其运动简图如图 9 所示,其尺寸列于表 1。图 9 中,点 1 为转盘回转中心,点 7 为桨叶摆动中心,点 4 为连杆  $R_{34}$  在转盘上的支承中心,点 1、4、7 均在转盘上,其间距即为杆  $R_{14}$  和  $R_{17}$ 。

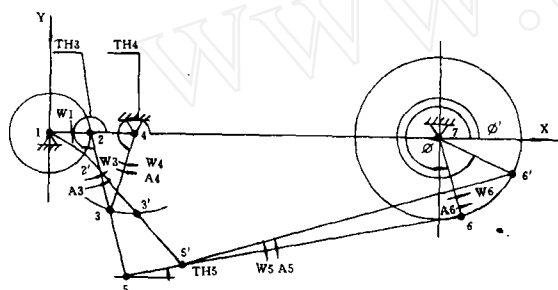


图 9 桨叶驱动机构运动简图

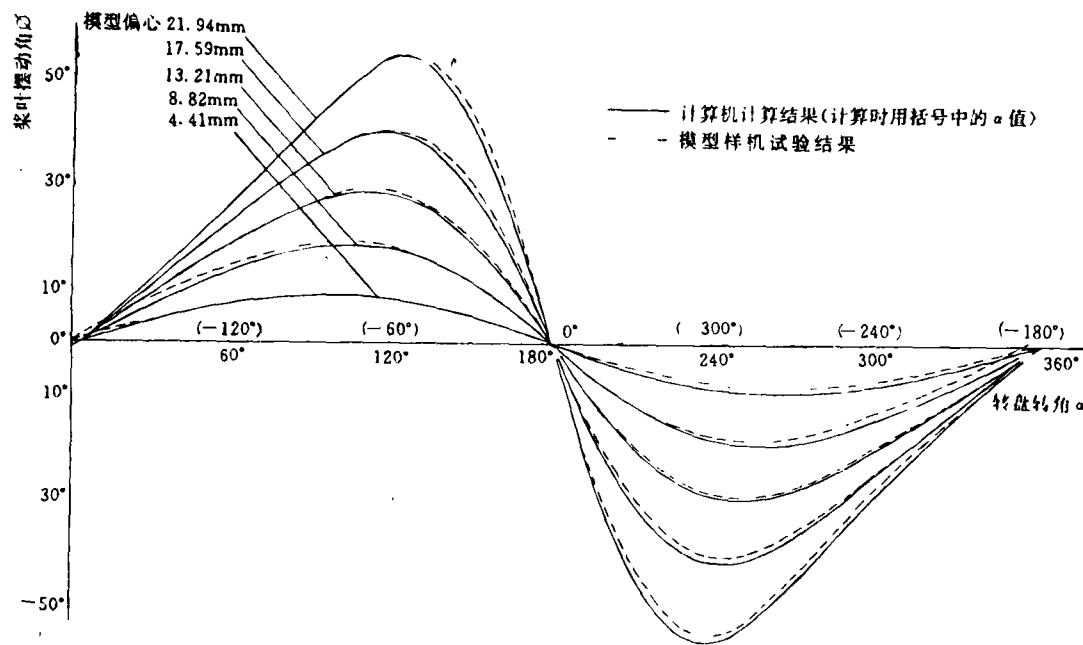


图 10 计算机计算结果与运动模型样机试验结果比较

表 1 桨叶驱动机构尺寸

杆名称	杆长(mm)	杆名称	杆长(mm)
$R_{12max}$	87.75	$R_{34}$	185.5
$R_{14}$	195	$R_{35}$	156
$R_{17}$	900	$R_{56}$	755
$R_{23}$	185	$R_{67}$	160
$R_{25}$	341		

## 2.2 桨叶驱动机构的结构分析

由图 9 可知,这是一个平面机构,5 根连杆通过铰链互相连接,另通过 2 个铰链与机架连接。每根连杆有 3 个自由度,每个铰链有 2 个约束点,因此整个结构的自由度为

$$f = 3 \times 5 - 2 \times 7 = 1$$

该机构可分解成 1 个主动件  $R_{12}$ 、1 个机架即转盘以及两组 II 级基本杆组。各个组件的自由度之和仍为 1。与结构的自由度相同。这证明机构的相对运动是确定的,分解是正确的。

## 2.3 桨叶驱动机构的运动分析

图 9 系左旋平旋推进器一个桨叶驱动机构的运动简图(顶视图)。为分析方便起见,假定桨叶转盘不转动,而是由曲柄  $R_{12}$  顺时针回转。

这样使桨叶驱动机构相对于转盘(即机架)来说,其位移、速度、加速度或角位移、角速度和角加速度与真实情况完全一致。需要注意的是动力分析时,曲柄组的离心载荷不能遗漏。至于其它构件,由于质量小,回转速度不高,所产生的离心载荷与它们承受的其它载荷相比,可以忽

略不计。

机构的运动分析方法有解析法和图解法两类。解析法可应用计算机通过编程来计算,速度快,精确。图解法形象直观,易于理解,但误差较大,一般用于校核解析法的计算结果。

本研究采用解析法中的基本杆组分析法。

表 2 六杆驱动机构的计算结果

$i=-10$				
TH3- · 637656E+02		TH4- · 109258E+03	TH5 · 122565E+02	PHI. 753128E+02
W3 · 662316E+01		W4 · 539820E+01	W5 · 467102E+00	W6 · 116122E+02
A3 · 159433E+02		A4 · 989814E+02	A5 · 492703E+00	A6 · 707912E+02
K	j	P(K,J)	$V_p(K,J)$	$a_p(K,J)$
1	1	· 000000E+00	· 000000E+00	· 000000E+00
1	2	· 000000E+00	· 000000E+02	· 000000E+00
2	1	· 520382E-01	- · 153741E+00	- · 146090E+02
2	2	- · 917514E-02	- · 871911E+00	· 257597E+01
3	1	· 133816E+00	· 945330E+00	- · 155506E+02
3	2	- · 175119E+00	- · 330281E+00	· 111591E+02
4	1	· 195000E+00	· 000000E+00	· 000000E+00
4	2	· 000000E+00	· 000000E+00	· 000000E+00
5	1	· 202775E+00	· 187211E+01	- · 163446E+02
5	2	- · 315050E+00	· 126445E+00	· 183968E+02
6	1	· 940567E+00	· 179725E+01	- · 164266E+02
6	2	- · 154772E+20	· 471069E+00	· 179983E+02
7	1	· 900000E+00	· 000000E+00	· 000000E+00
7	2	· 000000E+00	· 000000E+00	· 000000E+00
$i=-300$				
TH3- · 772021E+02		TH4- · 133462E+03	TH5 · 104322E+02	PHI- · 110305E+03
W3- · 133976E+01		W4 · 389957E+01	W5 · 614244E+00	W6 · 158116E+01
A3 · 110916E+03		A4 · 785683E+02	A5 · 924794E+01	A6 · 201093E+03
K	J	P(K,J)	$V_p(K,J)$	$a_p(K,J)$
1	1	· 000000E+00	· 000000E+00	· 000000E+00
1	2	· 000000E+00	· 000000E+00	· 000000E+00
2	1	· 264205E-01	· 766746E+00	- · 741720E+01
2	2	· 457617E-01	- · 442681E+00	- · 128470E+02
3	1	· 674004E-01	· 525048E+00	· 125190E+02
3	2	- · 134642E+00	- · 497584E+00	- · 797782E+01
4	1	· 195000E+00	· 000000E+00	· 000000E+00
4	2	· 000000E+00	· 000000E+00	· 000000E+00
5	1	· 101956E+00	· 321238E+00	· 293301E+02
5	2	- · 286767E+00	- · 543880E+00	- · 387194E+01
6	1	· 844476E+00	· 237265E+00	· 303142E+02
6	2	- · 150057E+00	- · 877924E-01	- · 0.107903E+02
7	1	· 900000E+00	· 000000E+00	· 000000E+00
7	2	· 000000E+00	· 000000E+00	· 000000E+00

以两组Ⅱ级基本杆组和刚体为基础,建立起刚体和基本杆组中各运动参数和几何参数间的数学模型,用FORTRAN77语言编制计算机程序来进行分析计算。

选用间隔较为均匀的五组 $R_{12}$ 值,经计算机计算后,可作出图10所示的桨叶摆角 $\varnothing$ 与转盘转角 $\alpha$ 的关系曲线。表2列出了转盘转角 $\alpha = -10^\circ$ 、 $-300^\circ$ ,  $R_{12} = 0.052841\text{m}$ 时的计算结果。

用图解法校核 $R_{12} = 0.052841\text{m}$ 、转角 $i = -300^\circ$ 时的计算机计算结果,两种方法计算值列于表3进行比较。由表列结果可知,只有个别数据有约10%的误差,绝大多数数据符合很好,说明六杆桨叶驱动机杆运动分析的数学模型和计算机计算程序都是准确的。

#### 2.4 桨叶驱动机构的样机试验

表3 解析法计算结果与图解法分析结果的比较

运动学参数	单位	解析法计算结果	图解法分析结果	两者误差(%)
TH3	°	-77.2021	-76.9	0.4
TH4	°	-133.462	-133	0.35
TH5	°	10.4322	11.1	-6.4
$\varnothing$	°	-110.305	-110.7	0.36
W3	1/sec	-1.3398	-1.2973	3.2
W4	1/sec	3.8996	3.9353	0.92
W5	1/sec	0.6142	0.6013	2.1
W6	1/sec	1.5812	1.6875	-6.7
$\epsilon_3$	1/sec <sup>2</sup>	110.916	111.3514	-0.4
$\epsilon_4$	1/sec <sup>2</sup>	78.5683	78.0593	0.65
$\epsilon_5$	1/sec <sup>2</sup>	-9.2479	-9.48	-2.5
$\epsilon_6$	1/sec <sup>2</sup>	201.093	200.6	0.25
$V_2^x$	m/sec	0.7667	0.762	0.62
$V_2^y$	m/sec	-0.4427	-0.443	-0.07
$V_3^x$	m/sec	0.525	0.53	-0.94
$V_3^y$	m/sec	-0.4976	-0.497	0.1
$V_5^x$	m/sec	0.3212	0.332	-3.4
$V_5^y$	m/sec	-0.5439	-0.541	0.5
$V_6^x$	m/sec	0.2373	0.25	-5.4
$V_6^y$	m/sec	-0.0878	-0.092	-1.8
$A_2^x$	m/sec <sup>2</sup>	-7.4172	-7.41	0.1
$A_2^y$	m/sec <sup>2</sup>	-12.847	-12.8	0.4
$A_3^x$	m/sec <sup>2</sup>	12.519	12.49	0.2
$A_3^y$	m/sec <sup>2</sup>	-7.9778	-7.73	3.1
$A_5^x$	m/sec <sup>2</sup>	29.3301	29.3	0.1
$A_5^y$	m/sec <sup>2</sup>	-3.8719	-3.48	10.1
$A_6^x$	m/sec <sup>2</sup>	30.3142	30.28	0.1
$A_6^y$	m/sec <sup>2</sup>	-10.7903	-10.52	2.5

按1/4缩尺设计制作此平旋推进器桨叶驱动机构的试验样机(图11所示)。作此试验样机的运动试验,测出各转盘转角下所对应的桨叶摆动角值(示于图10上)。进一步证实桨叶驱动机构运动分析数学模型和计算程序的正确性。

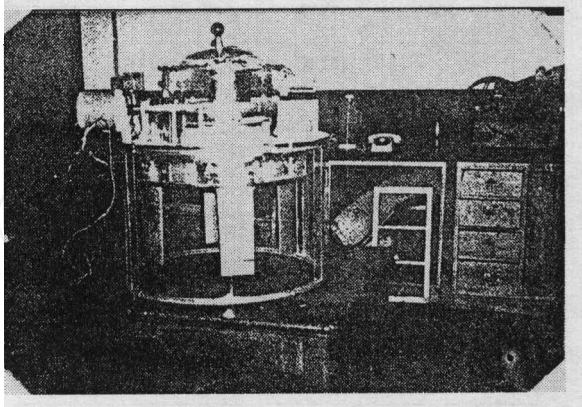


图11 桨叶驱动机构试验样机

### 3 桨叶驱动机构的动力学研究

#### 3.1 动力学研究的内容和方法

桨叶驱动机构的动力学分析研究的目的在于,确定机构各运动副中的约束反力,以及维持桨叶驱动机构给定运动规律时所需施加的平衡力(计及运动副中的摩擦阻力)。

动力学分析也有两种方法:一是本文采用的解析法。即按作用于构件上的外力和力矩、构件的质量、转动惯量、构件的加速度和角加速度,列出刚体平面运动的微分方程,从而求出运动副中的约束反力和平衡力;由远及近依次对Ⅱ级杆组进行力分析,直至最后对主动曲柄进行力分析;按照上述平面运动微分方程建立起数学模型,编制出计算机程序;经计算机计算出其结果(见表4)。二是源于动态静力分析的图解法。本研究用此法来校核解析法的计算结果。

#### 3.2 桨叶驱动机构上的作用力

只要存在偏心,桨叶角就会按摆线规律运动,此时桨叶驱动机构上的作用力有:驱动力和外载荷(桨叶水动力矩、桨叶离心力矩、桨叶驱动机构的惯性力和力矩以及摩擦力和力矩)。

### (1)驱动力(或平衡力)P

通过主柱(图 12)的杠杆作用,将伺服油缸驱动力转变为保持偏心矩方向和大小的平衡力。

表 4 动力学分析计算结果

POINT	J=-10	J=-300
1	X • 18923400E+03	X • 87168650E+04
	Y • 10864820E+04	Y • 26453410E+05
2	X • 18923400E+03	X • 87168650E+04
	Y • 10864820E+04	Y • 26453410E+05
3	X • 59700850E+03	X • 25291590E+05
	Y • 14684380E+04	Y • 29293050E+05
4	X • 48190760E+03	X • 25367030E+05
	Y • 14758070E+04	Y • 29244980E+05
5	X- • 65223390E+03	X • 16431700E+05
	Y- • 22870600E+03	Y- • 29800660E+04
6	X- • 78282750E+03	X- • 16194020E+05
	Y- • 83671590E+02	Y- • 30384950E+04
7	X- • 19668860E+04	X- • 14008920E+05
	Y • 12136740E+04	Y- • 38162780E+04

### (2)水动力矩和离心力矩

平旋推进器运转时的桨叶的升力因偏离桨叶摆动中心而产生的力矩称水动力矩;桨叶绕转盘回转中心回转时产生的离心力对桨叶摆动中心形成的力矩称离心力矩。

### (3)惯性力和力矩

桨叶组件和杆件运动时产生的惯性力和惯性力矩。尤其在大螺距比时,此惯性力矩较大。

### (4)摩擦力和摩擦力矩

各支承和多杆件连接副在桨叶驱动机构运动时产生摩擦力和摩擦力矩,它是阻力和阻力矩。

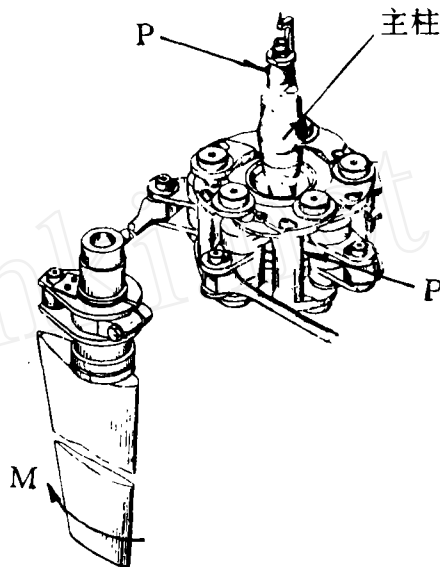


图 12 桨叶驱动机构受力图

上述作用力中,水动力矩的离心力矩可按相近功率和相近几何尺寸,由文献资料中查得。惯性力及力矩、摩擦力及力矩均在零件已知几何尺寸、质量、质心、惯量列入微分方程作为中间计算值出现。

### 3.3 计算的分析及校核

以  $R_{12}=0.052841\text{m}$ ,转盘转角 $\alpha=-300^\circ$ 进行计算,并以动静法为基础的图解法校核之,其结果列于表 5。

表 5 六杆驱动机构动力学计算结果与校核

铰链号	杆受力	电算结果 (考虑摩擦) (N)	图解法结果 (未考虑摩擦) (N)	解析法计算 (未考虑摩擦) (N)	误差	
					电算法与图解法之间 %	图解法与解析法 (手算)之间 %
2	R2	27852.5876	24400	23953.1726	13.21	14
3	R3	38700.7403		35275.1514		8.85
4	R4	38713.7581	35720	35211.7406	8	9.05
5	R5	16699.7473	16351.756	15713.9283	2.11	4
6	R6	16476.6118		16074.7057		2.4
7	R7	14519.4289	14040	14103.1518	3.36	-0.45

由表 5 不难看出,由于考虑了摩擦,电算结果的数值均大于图解法和解析法(手算);其中杆力 R2 误差略大,是由于其铰链直径达到 185mm,大大超过其它铰链直径所致。总的说来,电算结果与实际相符,完全可以应用,从而证明动力分析中的数学模型和计算程序是正确的。

#### 4 改进摆线运动和纯摆线运动的特性比较

##### 4.1 运动学特性比较

##### (1) 桨叶摆动角随转盘转角变化规律

两种运动桨叶摆动角最大值均为 55°左右(见图 13),均达到使平旋推进器效率最佳的螺距比范围。但改进摆线的桨叶摆动角较纯摆线的提前 20°使转盘转角达到最大值,可降低桨叶摆动角角加速度数值。

##### (2) 桨叶摆动角角加速度比较

表 6 为摆动角角加速度比较结果。

由表列值可知,改进摆线的桨叶最大摆动角角加速度值是纯摆线的最大摆动角角加速度的 1/5。

表 6 桨叶摆动角加速度比较

改进的摆线运动		纯摆线运动		
转盘转角 S	桨叶摆动角加速度 (1/sec <sup>2</sup> )	转盘转角 J	桨叶摆动角速度 (1/sec)	桨叶摆动角加速度 (1/sec <sup>2</sup> )
125°	-532.969	120°-130°		
138°	-614.005	130°-140°		
145°	-598.843	140°-150°	-0.8377	-723.7784
155°	-508.459	150°-160°	-8.3773	-1487.7604
165°	-348.036	160°-170°	-23.8753	-3015.7435
175°	-110.750	170°-180°	-55.2903	

##### (3) 桨叶曲柄组件质心加速度比较

按图 14 计算质心点 11 的加速度。

$$\begin{aligned}
 \frac{a_{11\text{改}}}{a_{11\text{纯}}} &= \sqrt{\frac{(a_{11\text{改}}^r)^2 + (a_{11\text{改}}^n)^2}{(a_{11\text{纯}}^r)^2 + (a_{11\text{纯}}^n)^2}} \\
 &= \sqrt{\frac{(\omega_{11\text{改}})^4 + (\epsilon_{11\text{改}})^2}{(\omega_{11\text{纯}})^4 + (\epsilon_{11\text{纯}})^2}} \\
 &= \sqrt{\frac{9.7771^4 + 614^2}{55.29^4 + 3015.7435^2}} \\
 &= 0.143
 \end{aligned}$$

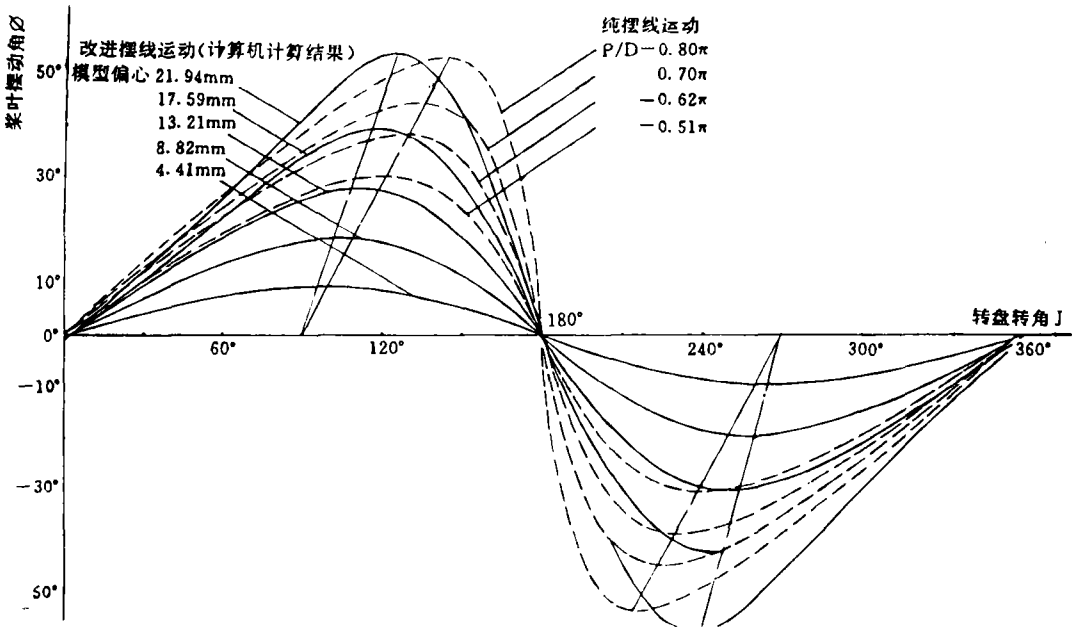


图 13 两种桨叶摆动运动比较



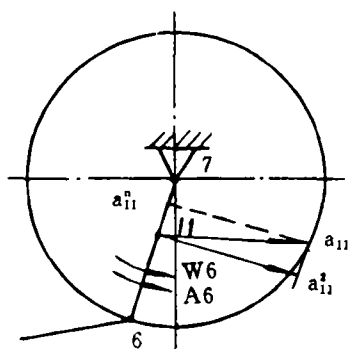


图 14

通过计算可知,改进的摆线运动的曲柄组件质心最大加速度是纯摆线运动的  $\frac{1}{7}$ 。

#### 4.2 动力学特性的比较

桨叶曲柄组件摆动对机构各运动副支反力的影响,要比桨叶驱动机构其它构件的大得多,究其原因桨叶曲柄组件的质量和转动惯量为其它构件的 7~10 倍及桨叶曲柄组件摆动角加速度为其它构件的几倍之故。因此在作两种运动动力学分析比较时,只需着重考虑桨叶曲柄组件摆动的影响即可,其它构件的影响可忽略不计。表 7 列出了两种运动分析计算结果。

表 7 两种运动转动副支反力比较

转动副 号 码	改进摆线运动支反力 (N)	纯摆线运动支反力 (N)
2	86115.783	243664.1454
3	126178.5228	268333.2196
4	126217.607	268333.2196
5	50626.80	96913.6684
6	50185.1411	97120.6753
7	46665.2673	53655.8797

由表可知:

(1)改进摆线运动的支反力较纯摆线运动的小,在最大支反力处可减小 47%。

(2)最大支反力发生在转动副 3 和 4 处,即作用于撑杆零件上。说明该零件是最关键构件,

只要解决此构件的强度问题,其它构件问题就不大了。对该构件强度、承压分析表明,选用好的材料(如 18CrNiW)即可满足强度要求。这说明采用改进摆线运动桨叶驱动机构,不仅可以达到最佳效率,强度也是可以保证的。

#### 5 结束语

以某船用 2 台 1000 马力平旋推进器为例,研究了一套六杆桨叶驱动机构,通过对其运动学、动力学分析,表明该机构可使桨叶遵循“改进的摆线运动”轨迹,其桨叶摆动角加速度仅为“纯摆线运动”的  $\frac{1}{5}$ ,其桨叶质心加速度仅为“纯摆线运动”的  $\frac{1}{7}$ ,其机构转动副的最大支反力仅为“纯摆线运动”的  $\frac{1}{2}$ ,显著降低制约该机构达到最佳螺距比的桨叶曲柄组件的加速度、惯性负荷和机构转动副的最大支反力,使平旋推进器的螺距比可达到  $0.80\pi$ ,达到了德国 Voith 公司产品的螺距比为  $0.788\pi$  的世界先进水平,从而使平旋推进器获得可与普通螺旋桨媲美的高效率。试验样机运动试验以及机构运动学、动力学图解法分析进一步证实本研究的研究方法、数学模型和计算机编程均正确无误。

#### 参 考 文 献

- 1 The Latest Voith-Schneider Propeller and it's trend of development. Marine Engineering Review. June, 1973
- 2 直翼推进器. 中国造船. 1955, 11
- 3 V-5/2 型摆线推进器叶片系统参数选择的几何运动学标准(译名). Prace Instytutu Maszyn Przepływowych(波兰). 1969(45)
- 4 朱友民,江裕金编. 机械原理(上册). 1985
- 5 Крыльчатый движитель. Судостроение. 1971, 8

欢迎订阅

欢迎来稿