

# 船用双速齿轮箱 速比参数设计方法的探讨

广东省水产厅 梁广明

## 一、问题的提出

由于船用双速齿轮箱的顺车档有二级传动比,使柴油机主机在扭矩不变的情况下,通过换档变速使定螺距螺旋桨获得不同的扭矩。所以它能克服主机在拖网工况时,功率不能充分发挥和经济性下降等不足,使拖网渔船节省能源,提高拖力。双速齿轮箱是目前拖网渔船较理想的传动装置之一,尤其对主机为废气涡轮增压的高、中速柴油机更为适宜。预计拖网渔船将会越来越多地使用双速齿轮箱,故合理地设计这种齿轮箱的速比参数,将是值得研究的问题。

合理设计,即要求船机桨网具齿轮箱匹配后,能同时满足以下要求:

1. 当拖网渔船用第一级小速比  $i_1$  自航时,主机应在设计螺旋桨时选定的工况点运转。螺旋桨转速为  $n_1$ ,并收到设计功率  $DHP_{max}$ 。船舶达到最高航速。

2. 当拖网渔船用第二级大速比  $i_2$  拖网作业,船速为设计拖速  $V_T$  时,主机应在设计螺旋桨时选定的工况点运转,螺旋桨转速为  $n_2$ ,并收到设计最大功率  $DHP_{max}$ 。拖船发出最大拖力  $T$ 。

## 二、设计方法的分析

根据上述要求来设计双速齿轮箱的两级速比。显然,转速  $n_1$  及  $n_2$  与船机桨网具是有关系的。首先简单分析一下它们之间的关系。

假设拖网渔船的定螺距桨是以速比  $i_1$  及自航工况设计的,则在转速为  $n_1$  的自航工况下能满足“要求”的第一点。但在拖网时,由于增加了网具阻力,故螺旋桨在同一转速时船速  $V_s$  降低,而螺旋桨进速系数  $J$  下降,故扭矩系数  $K_Q$  及推力系数  $K_T$  增加,所以螺旋桨吸收到的功率  $DHP$  及扭矩  $Q$  增大(暂不考虑主机能否输出该功率)。阻力越大、航

速越低,螺旋桨转速越高,则吸收的功率及扭矩就越大。在等转速下功率与航速的关系是  $DHP=f(V_s)$ 。当然,在不同的等  $n$  下则有不同的  $DHP=f(V_s)$  曲线(如图1-3)。在这些曲线中必有一条当转速为等  $n_2$  及船速为  $V_T$  时,螺旋桨吸收到的功率为  $DHP_{max}$ 。当功率为一定时,螺旋桨吸收到的扭矩与转速的乘积为一常数,故当扭矩增大,则转速  $n$  必须要减少,所以转速  $n_2$  必然小于  $n_1$ 。如果速比还是  $i_1$ ,则主机的转速及输出功率必然小于设计工况点。所以应把速比增大为  $i_2$ ,使转速  $n_2$  与  $i_2$  的乘积为主机的额定转速  $N_H$ 。从而该螺旋桨能同时满足“要求”的第二点了。故螺旋桨是以自航工况设计时,关键是要找出一条等  $n_2$  下的  $DHP=f(V_s)$  曲线。如  $n_2$  找到,则齿轮箱的第二级速比为  $i_2=N_H/n_2$ 。反之,如果螺旋桨是以拖网工况及速比为  $i_2$  设计的,则当螺旋桨转速为  $n_2$  及船速为  $V_T$  时,必能满足“要求”的第二点。但在自航时,因无网具阻力,故总阻力下降,螺旋桨在同一转速下,船速  $V_s$  提高,螺旋桨的进速系数  $J$  增加,  $K_Q$  及  $K_T$  减少,所以螺旋桨的扭矩及功率都小于设计工况点。如要该桨能吸收到  $DHP_{max}$ ,则必须提高螺旋桨的转速(先不考虑主机是否可以提高转速)。螺旋桨转速越高,船速就越高,收到的  $DHP$  及有效推马力  $THP$  就越大。在不同的等  $n$  下则有不同的  $THP=f(V_s)$  及  $DHP=f(V_s)$  曲线。在这些曲线中必有一条转速为等  $n_1$  的  $THP=f(V_s)$  曲线,与船体的有效马力  $EHP<f(V_s)$  曲线相交,则能满足“要求”的第一点(如图2-2)。显然,转速  $n_1$  高于  $n_2$ ,故速比  $i_1$  应比  $i_2$  小。应令  $n_1$  与  $i_1$  的乘积为  $N_H$ 。这样齿轮箱的第一级速比为  $i_1=N_H/n_1$ 。

从上面分析可知,本文是分析船机桨网具四因素中的前三个因素,并根据螺旋桨的工作特性,找出各等转速  $n$  时的  $THP=f(V_s)$  或  $DHP=f(V_s)$  曲线,然后在此曲线上找出能符合“要求”的转速  $n_1$  或

$n_2$ 。四个因素中,船机是已知条件。而螺旋桨是有现成的图谱资料,可根据船机的已知参数来确定。对于网具阻力特性是很难确定的,它不单与本身参数有关,而且还与作业时潮流、风向、风速及渔场底层状况等许多因素有关。故只能让网具服从于船机桨齿轮箱匹配后的特性。

### 三、设计计算程序

由上述可知,确定双速齿轮箱速比参数的方法有两种:一种是按自航工况设计,即先设计速比  $i_1$ ;另一种是按拖网工况设计,即先设计速比  $i_2$ 。

#### 1. 按自航工况设计

已知条件:主机参数,船体参数,拖网速度  $V_T$ ,螺旋桨型式。

设计程序:①按船舶满载吃水及艉部结构型式,确定螺旋桨的最大直径  $D$ 。从螺旋桨效率来看,以选择低转数、大直径为宜。但螺旋桨的直径受渔港的深浅和船舶吃水及艉部结构型式等条件限制。故在船体参数已定的情况下,实际螺旋桨的最大直径已能确定。按一般经验可取为:

$$\text{单桨船} \quad D = (0.7 \sim 0.8) T_W$$

$$\text{双桨船} \quad D = (0.6 \sim 0.7) T_W$$

式中:  $T_W$  为船艉吃水(米)

② 求螺旋桨在等转速  $n_i$  下的有效推马力曲线  $THP=f(V_s)$ 。计算按表 1-1 进行(此表是使用 B 型螺旋桨的  $B_p-\delta$  图谱)。

表 1-1  $n_i$ (转/分)

序号	计算式或符号	单位	数值
1	假定航速 $V_s$	节	
2	进速 $V_a = V_s(1 - \omega)$	节	
3	马力系数 $B_p = \frac{n\sqrt{P}}{\sqrt{r} \cdot V_a^{2.5}}$		
4	速度系数 $\delta = \frac{3.28 \times D}{V_a}$		
5	$B_3-35 \begin{cases} \text{效率 } \eta_0 \\ \text{螺距比 } H/D \\ THP = DHP \cdot \eta_0 \cdot \eta_s \end{cases}$	马力	
6			
7			
8	$B_3-50 \begin{cases} \eta_0 \\ H/D \\ THP = DHP \cdot \eta_0 \cdot \eta_s \end{cases}$	马力	
9			
10			

注:  $\omega$ ——伴流系数

$$P \text{——英制马力} \left( P = \frac{75}{76} \times DHP_{\max} \right)$$

$\eta_0$ ——船身效率;  $D$ ——螺旋桨直径(米);

$n$ ——螺旋桨转速(转/分);  $r$ ——水比重。

表格中的第 5、6、7 项是在假定某一盘面比  $A_2/A$  下查取的(表中假定为  $B_3-35$ )。第 8、9、10 项是

假定在另一盘面比下查取(表中假定为  $B_3-50$ )。先假定两个盘面比是因为未作空泡检查,还不知螺旋桨究竟应用多大盘面比合适,有了两个数值才便于在空泡检查以后,用插入法确定所需盘面比。

螺旋桨转速  $n_i$  的选取范围可取公式(1)数值的附近。但一定要找到一条有效推马力为最大的  $THP=f(V_s)$  曲线。

$$n = \left( \frac{17.4 \cdot DHP_{\max}^{0.2}}{D} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (\text{转/分}) \cdots \cdots (1)$$

$D$ ——螺旋桨直径(米);  $DHP_{\max}$ ——螺旋桨设计功率(马力)。

③ 求出在假定盘面比下最高航速  $V_s$  对应的螺旋桨参数及转速  $n_1$ 。

a. 作出各等  $n$  的  $THP=f(V_s)$  曲线及船体有效马力曲线  $EHP=f(V_s)$ , 并找出两曲线的交点(如图 1-1)。

b. 作出各交点对应的  $V_s=f(n)$ ;  $H/D=f(n)$ ;  $\eta_0=f(n)$  曲线, 找出  $V_s=f(n)$  曲线上最高航速  $V_s$  及其对应的螺距比  $H/D$  及效率  $\eta_0$  (如图 1-2)。

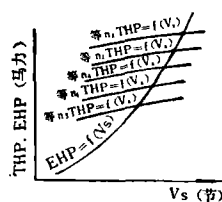


图 1-1

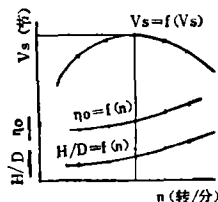


图 1-2

由此,找出两个盘面比下的螺旋桨参数( $D$ 、 $H/D$ 、 $\eta_0$ )及两个最佳转速  $n_1$  和两个最高航速  $V_s$ 。

④ 找出两个螺旋桨在各等转速  $n$  下的  $DHP=f(V_s)$  曲线。计算按表 1-2 进行(此表使用 B 型螺旋桨的  $K_T-K_Q-J$  图谱)。

表 1-2  $n_i$ (转/分)

序号	计算式或符号	单位	数值
1	假定进速系数 $J$		
2	进速 $V_j = J \cdot n \cdot D / 60$	米/秒	
3	$V_s = V_j / 0.514(1 - \omega)$	节	
4	$B_3-35 \begin{cases} K_T \\ K_Q \\ \eta_0 = \frac{K_T}{K_Q} \cdot \frac{J}{2\pi} \end{cases}$	公斤 马力	
5			
6			
7	推力 $T = K_T \cdot \rho \cdot D^4 \cdot n^2 / 3600$	公斤	
8	$DHP = T \cdot V_j / 75 \cdot \eta_0$	马力	
9	$B_3-50 \begin{cases} K_T \\ K_Q \\ \eta_0 = \frac{K_T}{K_Q} \cdot \frac{J}{2\pi} \end{cases}$	公斤 马力	
10			
11			
12	$T = K_T \cdot \rho \cdot D^4 \cdot n^2 / 3600$	公斤	
13	$DHP = T \cdot V_j / 75 \cdot \eta_0$	马力	

注:  $\rho$ ——水密度(公斤——秒<sup>2</sup>·米<sup>4</sup>),其余符号同上。

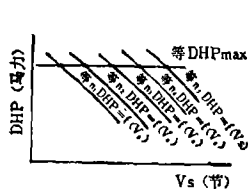


图 1-3

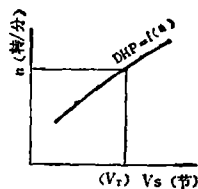


图 1-4

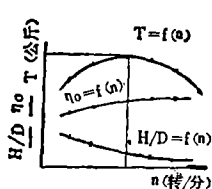


图 2-1

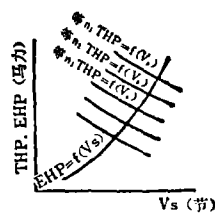


图 2-2

进速系数  $J$  的假定范围应使  $V_s$  在所要求的拖速  $V_T$  附近。

$n_i$  可取  $1.1n_1$  或  $1.3n_1$  值的附近, 主机功率大取大值, 功率小取小值。

⑤ 作出各等  $n$  下的  $DHP=f(V_s)$  曲线, 并找出与等  $DHP_{\max}$  直线的各交点(如图 1-3)。

⑥ 作出各交点的  $DHP=f(n)$  曲线, 并找出与等拖速  $V_T$  直线的交点。则交点对应的转速为  $n_1$  (如图 1-4)。

⑦ 以拖网工况进行螺旋桨空泡校核, 以确定不发生空泡的最小盘面比  $A_2/A$ 。根据所需最小盘面比用内插方法最后确定螺旋桨参数 ( $D$ 、 $H/D$ 、 $\eta_0$ 、 $A_2/A$ ) 及最高自航航速  $V_s$  和螺旋桨第一级转数  $n_1$  及第二级转速  $n_2$ , 故双速齿轮箱的速比为:  $i_1 = N_H/n_1$ ;  $i_2 = N_H/n_2$ 。

所确定的  $n_1$  及  $n_2$  一般应低于 450 转/分为好, 并应特别注意不要使螺旋桨转速落在转速禁区范围内。

## 2. 按拖网工况设计

已知条件同自航工况。设计程序:

① 定出螺旋桨最大直径(同自航工况方法)。

② 作出假定盘面比  $A_2/A$  下的  $T=f(n)$  及  $\eta_0=f(n)$ 。

表 2-1  $n_i$  (转/分)

序号	计算式或符号	单位	数值
1	拖速 $V_T$	节	
2	假定螺旋桨转速 $n$	转/分	
3	$J = 60 \times 0.514 V_T (1 - \omega) / D \cdot n$		
4	$Q = \frac{716.2 \times DHP_{\max}}{n}$	公斤-米	
5	$K_Q = \frac{3600 \cdot Q}{\rho \cdot n^2 \cdot D^5}$		
6	根据 $J$ 及 $K_Q$ 查图		
7	$B_3 - 35$		
8	$\eta_0 = \frac{K_T}{K_Q} \cdot \frac{J}{2\pi}$		
9	$T = K_T \cdot \rho \cdot D^4 \cdot n^2 / 3600$	公斤	
10	根据 $J$ 及 $K_Q$ 查图		
11	$H/D$		
12	$\eta_0 = \frac{K_T}{K_Q} \cdot \frac{J}{2\pi}$		
13	$T = K_T \cdot \rho \cdot D^4 \cdot n^2 / 3600$	公斤	

注: 符号同上。

$f(n)$ ;  $H/D=f(n)$  曲线, 并找出最大推力  $T$  对应的  $H/D$ 、 $\eta_0$  及  $n_2$ , 如图 2-1。

计算按表格 2-1 进行, 因拖速  $V_T$  较低, 故螺旋桨的马力系数  $B_p$  值大而不能用于  $B_p-\delta$  图谱, 所以该表格是以  $K_T-K_Q-J$  图谱编排的。

$n_i$  的取值范围与自航工况的②相同。

③ 以拖网工况进行螺旋桨空泡校核, 以所需最小盘面比确定螺旋桨的参数 ( $D$ 、 $H/D$ 、 $A_2/A$ 、 $\eta_0$ ) 及转速  $n_2$ 。

④ 作出各等  $n$  的  $THP=f(V_s)$  及船体有效马力  $EHP=f(V_s)$  曲线, 并找出它们的交点(如图 2-2)。

表 2-2  $n_i$  (转/分)

序号	计算式或符号	单位	数值
1	假定航速 $V_s$	节	
2	$V_a = (1 - \omega) V_s$	节	
3	$\delta = \frac{3.28 \times D \times n}{V_a}$		
4	$B_3 - 35$		
5	$\left\{ \begin{array}{l} H/D \\ \eta_0 \end{array} \right.$		
6	$\left\{ \begin{array}{l} B_p \\ B_p \end{array} \right.$		
7	$DHP = \frac{76}{75} \cdot \left( \frac{B_p \sqrt{r} \cdot V_a^{2.5}}{n} \right)^2$	马力	
8	$THP = DHP \cdot \eta_0 \cdot \eta_s$	马力	
9	$\left\{ \begin{array}{l} H/D \\ \eta_0 \end{array} \right.$		
10	$B_3 - 50$		
11	$\left\{ \begin{array}{l} B_p \\ B_p \end{array} \right.$		
12	$DHP = \frac{76}{75} \cdot \left( \frac{B_p \sqrt{r} \cdot V_a^{2.5}}{n} \right)^2$	马力	
13	$THP = DHP \cdot \eta_0 \cdot \eta_s$	马力	

注: 符号同上。

计算按表格 2-2 进行,  $n_i$  范围取  $0.9n_2$  或  $0.8n_2$  值附近。

⑤ 作出各交点的  $DHP=f(V_s)$ 、 $n=f(V_s)$  及  $\eta_0=f(V_s)$  曲线, 并找出  $DHP=f(V_s)$  曲线与等  $DHP_{\max}$  直线的交点对应的  $V_s$ 、 $\eta_0$  及  $n_1$  (如图 2-3)。则双速齿轮箱的速比为  $i_1 = N_H/n_1$ ;  $i_2 = N_H/n_2$ 。

## 四、双速齿轮箱第一级速比 $i_1$ 与

### 第二级速比 $i_2$ 的关系

通过分析  $i_1$  与  $i_2$  的关系, 我们可以预先了解该双速齿轮箱在拖网工况时的经济效果。

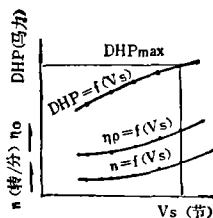


图 2-3

我们知道螺旋桨可收到的功率，一方面要受柴油机等扭矩外特性的限制（是一条通过功率  $P$ ——转速  $n$  坐标原点与设计工况点的直线），另一方面又要受等转速  $N_H$  制约。当拖网渔船因阻力增大使船速低于设计航速时，必受等扭矩外特性曲线的制约。此时螺旋桨在速比  $i_1$  或速比  $i_2$  下的最大扭矩分别为：

$$Q_1 = \frac{716.2 \times DHP_{\max}}{N_H / i_1} \text{ (公斤·米)} \quad (2)$$

$$Q_2 = \frac{716.2 \times DHP_{\max}}{N_H / i_2} \text{ (公斤·米)} \quad (3)$$

$$\text{令：齿轮箱速比系数 } \varepsilon = i_2 / i_1, \text{ 则：} Q_2 = \varepsilon Q \quad (4)$$

$$\text{令：} J_1 = J_2, \text{ 则 } K_{T1} = K_{T2}, K_{Q1} = K_{Q2}。 \text{ 因为：}$$

$$n = 60 \sqrt{Q / \rho K_Q D^5} \text{ (转/分)}$$

$$\text{故：} n_2 = \varepsilon^{1/2} \cdot n_1; \text{ 或 } N_2 = N_1 \varepsilon^{3/2} \quad (5)$$

## 鱼粉快速分析仪

目前渔业船队已拥有大量在海面上捕捞作业中加工鱼粉的渔船，但是在这些船上没有检查鱼粉参数（湿度，盐度，含脂量）的仪器设备，所有的分析测定都要在陆上实验室中进行。实验室检验的方法费时费力，而且需要一定的专门知识和技能。此外，这些分析只能记录下鱼粉质量的指标，而不能对鱼粉质量的改善及时起到监督作用。

苏联最近研制出一种快速分析测定鱼粉的仪器。这种仪器不仅可以在陆上也可以在船上进行测定。最重要的是它可以检查监督并记录鱼粉在加工工艺过程中的质量。

湿度的测定是用仪器记录鱼粉干燥时的重量变化。含脂量的测定是在干燥时从鱼粉中浸出脂肪量的变化。这两种情况中的湿度和含脂量的称量和记录，都是在仪器的称量装置上进行，并在该装置的指示设备上直接由电子信号指示出

$$\text{因为：} V_s = J \cdot n \cdot D / 60 \times 0.514 (1-w) \text{ (节)，故：} \\ V_{s2} = V_{s1} \varepsilon^{1/2} \quad (6)$$

$$\text{因为：} \eta_0 = K_T / K_Q \cdot J / 2\pi, \text{ 故：} \eta_{02} = \eta_{01} \quad (7)$$

$$\text{因为：} T = K_T / K_Q \cdot Q / D \text{ (公斤)，故：} T_2 = T_1 \varepsilon \quad (8)$$

$$\text{因为：} DHP = Q \cdot n / 716.2, \text{ 故：}$$

$$DHP_2 = DHP_1 \cdot \varepsilon^{3/2} \quad (9)$$

（注脚 1 为用  $i_1$  的情况；注脚 2 为用  $i_2$  的情况。）

从上面的关系式(8)及(9)可见，要提高双速齿轮箱的经济效果，就要增大速比系数  $\varepsilon$ 。 $\varepsilon$  越大，则效果越明显。在  $V_T$  已定时，主机功率越大，则  $\varepsilon$  就大。或在主机功率已定时， $V_T$  减少，则  $\varepsilon$  也会大。所以在选定  $V_T$  时，不宜定得过高。另外，在初步分析估算双速齿轮箱经济效果时，为便于比较，可将上面关系式看成是在  $V_{s2} \approx V_{s1}$  下存在的。因为在实用范围内公式(5)相差不会很大的。

### 【参考资料】

- (1)《船用螺旋桨设计》，广东工学院造船系编写组编
- (2)《船舶推进》，广东省航运学校 杨仪标编
- (3)《船舶蒸汽动力装置原理与设计》，上海交通大学任文江编
- (4)《海洋捕捞技术》，中册，福建水产学校主编

来。所测量的参数以百分比含量的刻度标出。

盐度的测定是将烧尽的鱼粉置于水中，记录下溶液的导电度来测定。因此要用与仪器有电子线路相联系的专门传感装置，在仪器的指示装置上显示出信号。

### 仪器的技术性能：

测量范围：湿度 0~24%，盐度 0~6%，脂肪 0~25%

测量的误差：湿度和盐度  $\pm 0.5\%$ ，脂肪  $\pm 1.0\%$

一台仪器测三项指标的时间为 15 分钟

以 50 赫兹 220 伏电压的交流电网供电，所需功率为 100 瓦

尺寸：长 300 毫米宽 240 毫米高 310 毫米

重量：8 公斤

该仪器使用轻便，可放在桌上进行测定工作。只需一人操作。

目前批量的试验样机已在渔船上试用，并在有关展览会上展出。

（巫道镛译自苏《渔业》1982 年第 7 期）