

# 2160 kW 海洋救助拖船推进装置 工况匹配分析

武汉交通科技大学 顾宣炎

**摘要:** 通过船、机、桨三者之间关系的分析, 将实测的柴油机带动螺旋桨的推进特性放入主机功率允许工作区域图中, 从而判断 2160 kW 海洋救助拖船螺旋桨选配设计不合理。按拖轮使用的主要工况考虑一定的储备, 削边修正螺旋桨, 使船舶主机长期安全营运。

**关键词:** 救助拖船; 推进装置; 工况测试; 匹配分析

**Abstract:** By putting the propulsion performance curve of the dieseldriven propeller on ME's permissible working power area and analyzing the relationship among the ship, ME & propeller, a judgement was formed that the selection and design of the propeller for a salvage tug of 2160 kW was not suitable. According to the tug's main working conditions and the power reserve, the propeller was corrected through machining its tip part, the ship ME runs long and safely.

**Key words:** salvage tug; propulsion plant; working condition measurement; matching analysis

## 1 问题的由来

中国人民解放军某部队建造了多条 2160 kW 海洋救助拖船, 为了考核其设计与建造质量, 推进装置性能如何, 船、机、桨配合是否合理, 根据测试大纲的要求, 我们对该船进行了主推进装置轴功率、主机油耗、烟度、排气背压等项测试。

## 2 测试情况与结果

### 2.1 船舶技术参数

船长  $L_{OA}$ : 55.80 m;  
水线长  $L_{WL}$ : 54.00 m;  
型宽  $B$ : 11.60 m;  
型深  $D$ : 5.70 m;  
设计吃水  $T$ : 4.80 m;  
主机型号: 8L23/30  $\times 2$ ;  
主机标定功率: 1 080 kW  $\times 2$ ;  
主机标定转速: 825 r/min;  
减速齿轮箱型号: GWD42.45  $\times 2$ ;  
名义速比: 2.5  $\diamond 1$ ;  
实际速比: 2.548 4  $\diamond 1$ ;  
桨的型号: MAU5—0.704 双桨外旋;

桨径  $D$ : 1.980 m;

螺距比  $P/D$ : 0.895;

盖斯林格联轴节: 型号 BC 48/12.5/140 N;

公称扭矩: 18.5 kN·m。

### 2.2 测试条件

(1) 环境状况: 1999 年 11 月 18 日, 天气多云到晴, 西北风 5.2 m/s; 试验水域在湛江港外试验区, 水面浪较大, 浪高超过 0.2 m (超过测试标准), 水深大于船舶吃水 5 倍以上, 水域宽度大于船舶宽度 20 倍以上。

(2) 船舶静水浮态: 艏吃水  $T_1 = 4.60$  m, 舭吃水  $T_2 = 4.75$  m, 艉吃水  $T_3 = 4.90$  m, 左右舷吃水基本平衡。

(3) 机舱温度 26℃, 大气压力 102.4 kPa, 机舱相对湿度 80%。

(4) 单船自航试验, 测试时航向基本稳定。

### 2.3 测试数据与结果

(1) 测功仪布置在第一中间轴隔舱壁后上, 此处传动效率为  $\eta_{传} = 0.955$ , 烟度传感器取样探头按 GB5714—85 布置, 背压测点布置在排气管出口端面约 5 倍的直径处。

(2) 轴功率、油耗、烟度等测试数据见表 1。

表 1 轴功率、油耗、烟度、背压测试数据表

序 号	主机转速 (r/min)	轴功率 (kW)	主机输出功率 (kW)	主机耗油量 (kg/h)	主机耗油率 (g/kW·h)	背压 (Pa)	烟度 (RB)	平均排温 (℃)
1	左	438	132.6	138.8	36.49	262.88	-	-
	右	438	132.7	139.3	37.34	268.02	-	-
2	左	536	232.0	242.9	58.01	238.81	-	-
	右	535	231.6	242.5	58.34	240.58	-	-
3	左	632	411.7	431.1	95.32	221.11	-	-
	右	627	410.2	429.5	96.58	224.87	-	-
4	左	722	585.0	612.6	131.90	215.33	924	1.8
	右	724	590.3	618.1	135.34	218.96	913	1.9
5	左	771	788.7	825.9	174.44	211.22	955	1.2
	右	774	789.9	827.1	175.81	212.56	930	1.3
6	左	804	951.8	996.6	212.81	213.54	975	0.8
	右	801	963.6	1 009.7	216.79	214.71	951	0.9

(3) 回归后主机输出功率与耗油率曲线, 见图 1。

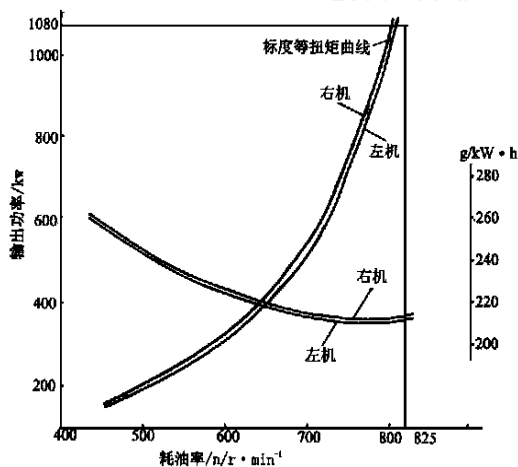


图 1 主机输出功率与耗油率曲线

(4) 测试结果 (测试误差范围)。

当左主机为 804 r/min, 右主机为 801 r/min 时, 主机输出功率:

$$P_{\text{左}} = 996.6 \times (1 \pm 0.02) \text{ kW};$$

$$P_{\text{右}} = 1\,009.7 \times (1 \pm 0.02) \text{ kW};$$

左主机耗油率 (使用 0 号轻柴油) =  $213.54 \times (1 \pm 0.022) \text{ g/kW} \cdot \text{h}$ ;

右主机耗油率 =  $214.71 \times (1 \pm 0.022) \text{ g/kW} \cdot \text{h}$ ;

左主机烟度 =  $(0.8 \pm 0.1) \text{ RB}$

右主机烟度 =  $(0.9 \pm 0.1) \text{ RB}$

左主机背压 =  $(975 \pm 10) \text{ Pa}$

右主机背压 =  $(951 \pm 10) \text{ Pa}$

### 3 船机桨工况匹配分析

#### 3.1 船、机、桨之间的能量关系

船、机、桨之间的能量转换关系见图 2。船体、主机和螺旋桨三者是一个复杂的联动机构, 三者之间的能量是通过螺旋桨将主机输出的机械能转

换为推进能, 克服船体所需的阻力能, 使船舶在水中运动。

所谓船、机、桨的工况, 就是指船、机、桨三者在一工作条件下的状况。尽管船、机、桨的工作条件与状况千变万化, 但是可归纳为两类: 一类是稳定工况的配合, 另一类是非稳定工况的配合 (即过渡工况的配合)。当船舶在稳定工况下, 三者是一个能量的平衡系统; 当船舶在非稳定工况下, 即当外界条件变化, 操纵情况变化, 本身性能变化, 船、机、桨三者能量的平衡被破坏, 直到非稳定工况结束, 三者间又建立新的能量平衡, 处于新的稳定工况。

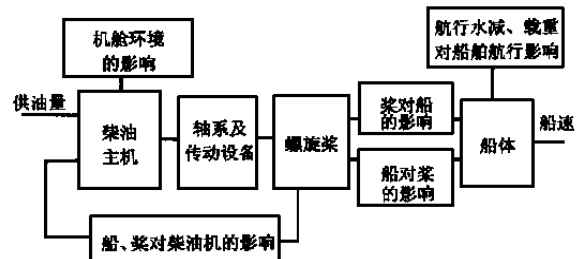


图 2 船、机、桨能量转换系统图

研究分析其不同工况条件下的配合, 目的在于确定设计点是否合理, 即船舶在安全可靠的前提下, 其能量供求是否恰当: 寻求一个燃料消耗最少、营运经济性最好、投资效果最佳的设计方案, 即在船体与所选择的主机间选配一个最佳的螺旋桨。本文主要分析讨论设计工况下三者之间配合是否合理的问题。在分析船、机、桨工况配合时, 最简便的方法是把船、机、桨各自的基本特性通过转换放入一张图内, 进行讨论。下面简述船、机、桨三者之间的配合关系。

#### 3.2 船、桨的配合关系

当船舶处在稳定工况运行下, 螺旋桨收到功率用于克服船体的有效功率, 螺旋桨产生的有效推力

平衡于船体的阻力,从而使船舶稳定航行,其关系式为:

当  $J = \text{const}$  时,可近似表示为:

$$P_R = P_P \cdot h \cdot o \cdot x$$

$$T_e = K_T n_p^2 D^4 (1-t) = A_R V_s^2$$

$$\text{即: } P_P = C_{PR} \cdot P_R \quad (1)$$

$$n_p = V_s / \left[ \frac{K_T D^4 (1-t)}{A_R} \right]^{1/2} = C_{PS} V_s \quad (2)$$

式中:  $J$  —— 桨的进速系数;

$P_R$  —— 船体在某航速  $V_s$  下的有效功率, kW;

$P_P$  —— 螺旋桨在某转速  $n_p$  下吸收功率, kW;

$h$  —— 螺旋桨的船身效率;

$o$  —— 螺旋桨的敞水效率;

$x$  —— 螺旋桨的相对旋转效率;

$T_e$  —— 螺旋桨的有效推力 kN;

$K_T$  —— 推力系数;

$t$  —— 推力减额系数;

—— 水的密度,  $\text{kg/m}^3$ ;

$A_R$  —— 船舶阻力系数;

$V_s$  —— 船舶航速, m/s;

$n_p$  —— 螺旋桨的转速, r/s;

$C_{PR}$  —— 转换系数,  $C_{PR} = (h \cdot o \cdot x)^{-1}$ ;

$C_{PS}$  —— 转换系数,

$$C_{PS} = 1 / \left[ \frac{K_T D^4 (1-t)}{A_R} \right]^{1/2}.$$

上式表示稳定航行工况下,船体的有效功率  $P_R$  与桨的收到功率  $P_P$ ,船舶的航速  $V_s$  与桨的转速  $n_p$  成线性关系,因此,只要合理选用比例尺,就可将船舶的  $P_R = f(V_s)$  与  $P_P = f(n_p)$  重合在一起。

### 3.3 机、桨的配合关系

船舶在稳定工况下航行时,船、桨的特性可重合在一起,即可将研究船、机、桨三者的配合简化为机、桨二者的配合关系。

由于本船主推进装置为间接传动装置,柴油机通过倒顺、离合、减速齿轮箱,传动轴带动螺旋桨,故需要把螺旋桨的推进特性,通过传动轴、减速齿轮箱转换为柴油机的推进特性。

当  $J = \text{const}$  时,可近似表示为:

$$n_e = n_p \cdot i \quad (3)$$

$$P_e = P_P / s \cdot r = C_{ep} \cdot P_P \quad (4)$$

式中:  $n_e$  —— 主机输出转速 r/s;

$i$  —— 齿轮减速箱传动比;

$P_e$  —— 主机在  $n_e$  转速时输出功率, kW;

$s$  —— 齿轮减速箱的传动效率;

$r$  —— 轴系的传动效率;

$C_{ep}$  —— 转换系数,  $C_{ep} = 1 / s \cdot r$ 。

当  $i$ 、 $s$ 、 $r$  不变时,主机的输出转速  $n_e$  与桨的转速  $n_p$ ,主机的输出功率  $P_e$  与桨的收到功率  $P_P$  成线性关系,故适当调整比例,螺旋桨的推进特性  $P_P = f(n_p)$  与柴油机的推进特性  $P_e = f(n_e)$  重合。

这样,船、机、桨的配合分析即可为柴油机自身特性与柴油机带动螺旋桨的推进特性之间的配合,并于一张图中进行直观分析。

### 3.4 主机功率区域图与设计配合点的分析

对于主机的工作性能,船用柴油机在高、低转速和高、低负荷方面都有限制线。本船主机为 MAN-B&W 8L23/30,是由镇江柴油机厂引进生产的。图3为 MAN-B&W 厂提供的柴油机做为主机使用的功率输出范围区域图。

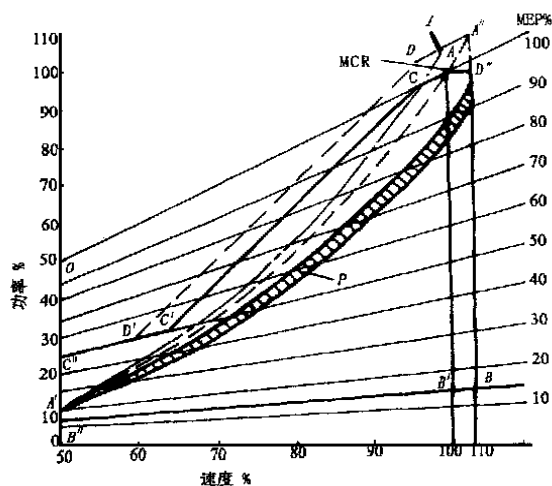


图3 主机使用功率输出区域

其中  $P$  区为定距桨设计选配区,  $AA$  为理论推进特性曲线,  $AO$  为柴油机标定扭矩线,  $ACC$  为柴油机持续运行的最大负荷限制线,  $BB$  为柴油机最低负荷限制线。工作范围  $ACC-CB-BD-A$  为持续运行区,  $D-CAD-A-DD$  为短期 1h 运行区。现将实测后转换的柴油机推进特性放入区域图中(因左右机推进特性基本一致故取其平均值线  $I$  放入)。从图中可以看出曲线  $I$  在  $AA$  理论(下转第 20 页)

在相同的环境条件下厚而窄的板远比薄而宽的板腐蚀的程度要低,上面板被腐蚀的机会又大大高于下面板,因此实际中下面板没有必要校核梁的弯曲强度,只须求出甲板的应力变化值作甲板板的稳定性校核即可。应用上述简便公式非常方便快捷。

在计算甲板板的临界欧拉应力时,根据梁的实际情况将板的边界条件取为四条边自由支持。从而可查得:  $k_y = 4.0$

原设计临界欧拉应力为:  $E = 128.45 \text{ MPa}$

腐蚀后的临界欧拉应力为:  $E = 104.04 \text{ MPa}$

与梁内甲板板最大应力值对比可知,原设计甲板板的稳定性安全系数略大于 1.5,而在甲板被腐蚀板 10% 以后,甲板板的稳定性安全系数已经变为略大于 1.1 了,如继续按原来的载荷承载,则很可能造成甲板板经不住船舶在风浪中带来的额外附加载荷而失去稳定性。

### 3 失效推测及加固措施

由于结构腐蚀程度的不均匀性,我们假定在该船二层甲板的某条梁接近中部区域已经达到或接近 10% 的腐蚀程度。在船舶出港前,因为船舶处于静态载荷下,没有任何附加外力,故该被腐蚀的甲板处实际应力值仍然小于该处甲板板的临界应力值,

事故不会发生;船舶出港后,如果在风浪中船舶产生了纵摇,则所载货物将产生附加惯性力,该甲板处的应力值也将随之增加,这样该甲板梁可能因为甲板板失去稳定性而进入塑性阶段,导致该梁的弯曲变形大大增加,从而失去对相邻梁的支撑作用。后一条梁因失去前一条梁的支撑,一方面载荷加大导致应力增加并在梁截面内产生附加扭矩,另一方面梁甲板板的一纵边失去支撑变成了一条自由边而导致甲板板的稳定性成几倍地下降,并很快进一步形成塑性铰而垮下来。接下去就形成多米诺骨牌效应一直垮到载荷较小的区域为止。

对于上面假定中的腐蚀达到 10% 的甲板板厚存在稳定性隐患的船,除了减载和更换甲板板外,我们可以在梁中部约 7.2 m 长度的甲板板下加焊一条半圆钢提高甲板板的稳定性。根据简支梁的弯矩分布知,在梁中部  $0.4472L$  长度以外梁内的截面弯矩不超过梁中部最大弯矩的 80%。该船梁中部  $0.4472L$  长度以外梁内的截面弯矩不超过  $0.8 \times 91.254 = 73 \text{ MPa}$ ,这样即使是甲板板被腐蚀 10%,失稳临界应力值降为  $104.04 \text{ MPa}$ ,也还有 1.425 的安全系数。因此只要将梁中部  $0.4472L$  长度以内甲板板的稳定性问题解决了就解决了整个梁的失效问题。

(收稿日期 1999 - 09)

(上接第 14 页)

推进特性曲线的左上方,与柴油机的持续运行最大负荷限制曲线很接近,远离  $P$  区,当左机转速为 810 r/min,右机转速为 805 r/min (单船自航) 时,主机已达到标定扭矩,当主机转速超过上述转速小于主机标定转速时,其主机扭矩超过了标定扭矩,柴油机在持续运行的最高负荷限制曲线以上工作,即主机的热负荷和机械负荷超过标定值,超负荷运转。这说明此螺旋桨的选配设计不当,桨已处于重桨状态。另外,重桨时,柴油机处于高负荷、大扭矩、较低转速下工作,增压器的转速也必然降低,进入气缸的空气量下降,必然导致燃烧恶化。故在试航时,稍打舵角,增压器就产生喘振,排气不正常,严重影响柴油机的寿命。

### 4 建议

本船是海洋救助拖船,首先要满足救助拖船的要求,救助时不论外界条件如何恶劣,应迅速赶到

出事现场救助,必须具备较高的自由航速,并具备一定的拖带能力,拖救搁浅、触礁和失去机动能力的船舶,拖带打捞浮筒、工程船、已浮沉的船舶等;其次,希望提高船舶的使用率,在空闲时可作其他运输船舶使用,应具备较多的功能,故此运转工况极为复杂。

鉴于上述状况,对该船的螺旋桨选配设计时,最好是选用满足多工况的可调螺距螺旋桨,将调距桨设计放入柴油机负荷图中的调距桨选配区(调距桨另有负荷图)。选配定距桨时,可采用多速齿轮箱或根据要求选定几种工况比较,选取最常用、较合适的主要使用工况,选配设计螺旋桨于  $P$  区。做为现有的状况,必须按该船舶的种类、船型、机型、航区、维修等综合情况考虑,按主要使用工况,对螺旋桨进行削边,使推进曲线落于  $P$  区,以确保船舶主机的长期、安全、可靠地营运。

(收稿日期 2000 - 05)