

TWF4095-230-01JS



		船名 SHIP		29客位客渡船		技术设计	
		图名 TITLE		舵系计算书			
版本 REV.	说明 DESCRIPTION		日期 DATE				
船级社 CLASS	船号 HULL NO.		控制号 CONTROL NO.				
船东 OWNER							
档案号(SERIES NO.)	船厂 BUILDER						
	设绘 DRAWN	王筱成	会签 COUNTERSIGN				
入库日期(STORE DATE)	校对 CHECKED	肖子	会签 COUNTERSIGN				
	审定 APPROVED	陈成以	日期 DATE	2024.07			
							
				台州翼远船舶工程设计有限公司			
				TAIZHOU WINGF MARINE ENGINEERING DESIGN CO., LTD.			
				浙江省, 台州市, 椒江区, 市府大道东段201号, 12楼			
				电话 TEL: 0576-88038828 传真 FAX: 0576-88038908 邮箱 E-MAIL: tzwingf@126.com			
						图文版权所有, 未经同意, 不得复制与转让第三方。 ALL RIGHTS RESERVED. WITHOUT CONSENT, NO COPY AND TRANSFER TO THIRD PARTIES.	

本船采用一具双支点平板舵, 有关舵系零部件的结构尺寸按“CCS”《国内航行海船建造规范》2023的相关要求进行强度设计计算。

1 设计参数

1.1 有关船舶主要尺度及设计航速

水线长	$L_{wl} =$	16.19	m
型 宽	$B =$	4.20	m
设计吃水	$d =$	1.10	m
计算航速	$V =$	8.20	kn

1.2 舵几何要素

平均舵高	$b =$	0.980	m
平均舵宽	$c =$	0.600	m
舵面积	$A =$	0.588	m ²
总舵面积	$\Sigma A =$	0.588	m ²
舵面积系数	$\mu =$	3.302	%
舵展弦比	$\lambda =$	1.633	
舵平衡比	$k =$	0.250	
平衡部分舵面积	$A_f =$	0.147	m ²

2 舵系计算

2.1 舵力

按“规范”3.1.2.1(1)计算舵力:

$C_R=132K_1K_2K_3AV^2$ N

式中: A —舵面积, 本船为 $A = 0.588$ m²
 V —最大服务航速,

本船取:

$V_{min}=$	9.40	kn	$V_{astern}=$	4.70	kn
K_1 —	按3.1.2.1(1),		$K_1=$	$(\lambda+2)/3$	= 1.21
K_2 —	按表3.1.2.1,		正车 $K_2=$	1	倒车 $K_2=$ 1
K_3 —	$K_3=$	1			
$C_{R正}=$	8305.981	N			
$C_{R倒}=$	2076.495	N			

2.2 舵杆扭矩

按“规范”3.1.2.1(2)

$Q_R=C_R \times r$ N.m

式中:

r ——臂距, 无缺口舵
 $r=c (\alpha-k)$

其中:

$$c = 0.600 \quad \text{m}$$

$$\alpha \text{ ——系数, 正车 } \alpha = 0.33 \quad ; \text{倒车 } \alpha = 0.66$$

$$k = A_f/A = 0.250$$

$$r_{\text{正}} = 0.048 \quad \text{m}$$

$$\text{另: 正车时, } r_{\min} = c/10 = 0.060$$

$$\text{取: } r_{\text{正}} = 0.060 \quad \text{m}$$

$$r_{\text{倒}} = 0.246 \quad \text{m}$$

扭矩:

$$Q_{R\text{正}} = 498.359 \quad \text{N} \cdot \text{m}$$

$$Q_{R\text{倒}} = 510.818 \quad \text{N} \cdot \text{m}$$

2.3 舵机扭矩

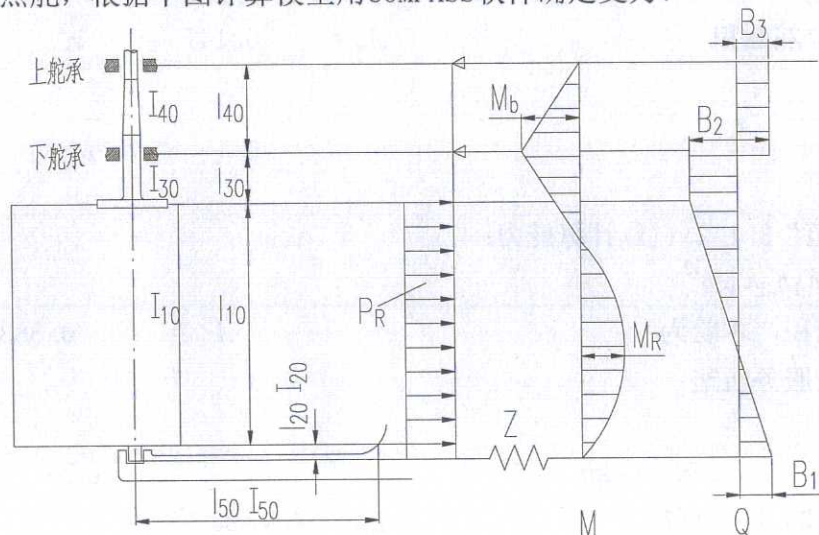
考虑风浪附加扭矩及舵系磨擦扭矩, 取 $1.8Q_{R\text{正}}$, 故舵机总扭矩:

$$Q_{R\text{总}} = 1.8Q_{R\text{正}} = 897.046 \quad \text{N} \cdot \text{m} = 0.897 \quad \text{kN} \cdot \text{m}$$

故选用 $2\text{kN} \cdot \text{m}$ 液压舵机一台。

2.4 舵杆—舵叶系统力 (附录1-2.3对尾框底骨支撑的舵)

普通双支点舵, 根据下图计算模型用COMPASS软件确定受力:



计算载荷:

$$P_R = C_R / (I_{10} 10^3) \quad \text{kN/m}$$

式中:

$$C_R \text{ —— 舵力, } C_R = 8305.981 \quad \text{N}; I_{10} = 0.980 \quad \text{m}$$

$$\text{则: } P_R = 8.475 \quad \text{kN/m}$$

底骨支撑处弹簧常数:

$$Z = 6.18 \times I_{50} \times l_{50}^3 \quad \text{kN/m}$$

$$\text{式中: } l_{50} \text{ —— 尾框底骨有效长度, } l_{50} = 0.550 \quad \text{m}$$

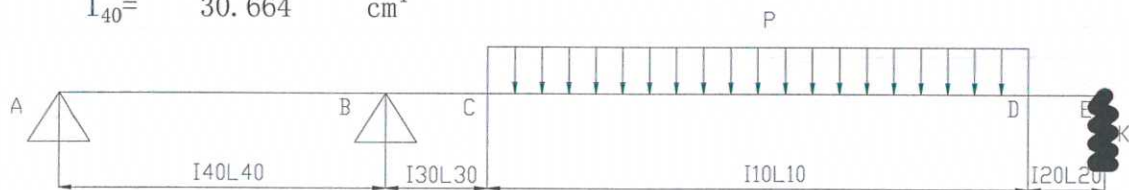
$$I_{50} \text{ —— 尾框底骨绕 } z \text{ 轴的惯性矩, } I_{50} = 505 \quad \text{cm}^4$$

$$Z = 18755.473 \quad \text{kN/m}$$

$$E = 2.06\text{E}+11 \quad \text{N/m}$$

l_{20} 、 l_{30} 、 l_{40} 各段惯性矩如下:

$l_{10} =$	0.980	m	$d_{10} =$	60	mm
$l_{20} =$	0.050	m	$d_{20} =$	40	mm
$l_{30} =$	0.259	m	$d_{30} =$	60	mm
$l_{40} =$	0.366	m	$d_{40} =$	50	mm
$I_{10} =$	63.585	cm ⁴			
$I_{20} =$	12.560	cm ⁴			
$I_{30} =$	63.585	cm ⁴			
$I_{40} =$	30.664	cm ⁴			



根据COMPASS舵杆受力计算可得:

弯矩:	$M_b =$	993	N.m
	$M_c =$	-108	N.m
	$M_d =$	-203	N.m
	$M_R =$	-1173	N.m
剪力:	$B_3 =$	-2714	N
	$B_2 =$	6964	N
	$B_1 =$	-4056	N

3 舵结构尺寸

3.1 舵杆

3.1.1 舵柄处舵杆直径

按“规范”3.1.4.1, 舵柄处传递扭矩的舵杆直径 d_t 应不小于:

$$d_t = 4.2(Q_R K_s)^{1/3} \quad \text{mm}$$

式中:

Q_R — 舵杆扭矩, $Q_R = 498.359 \quad \text{N.m}$

K_s — 舵杆材料系数, 舵杆材料为船体结构用锻钢,

实取 $R_{eH} = 235 \text{ N/mm}^2 < 200 \text{ N/mm}^2$ 亦 $> 0.7 R_m$, 实际 $R_m = 440 \text{ N/mm}^2$,

按“规范”3.1.1.5: 当 $R_{eH} \leq 235 \text{ N/mm}^2$ 时

$$K_s = 235 / R_{eH} = 1.000$$

则: $d_t = 33.299 \quad \text{mm}$

实取: 舵柄处的舵杆直径 $d_{ta} = 40 \quad \text{mm}$ (平均直径)

上舵承处的舵杆直径 $d_{tb} = 50 \quad \text{mm}$

许用扭转应力: $\tau_t = 68 / K = 68.000 \quad \text{N/mm}^2$

$$W_p = 1/16 \pi d_{ta}^3 = 12560.000 \quad \text{mm}^3$$

$$\tau_{\max} = Q_R / W_p = 39.678 \quad \text{N/mm}^2 < \tau_t \text{ 满足强度要求。}$$

3.1.2 下舵承处舵杆直径

按“规范”3.1.4.2, 下舵承处舵杆直径 d_c 应不小于:

$$d_c = d_t (1 + 4M_b^2 / (3Q_R^2))^{1/6} \quad \text{mm}$$

式中:

$$d_t = 33.299 \quad \text{mm}$$

$$M_b = 108.000 \quad \text{N/m} \quad (\text{即取直接计算中的 } M_c)$$

$$Q_R = 498.359 \quad \text{N/m}$$

$$d_c = 33.64 \quad \text{mm}$$

$$\text{实取: } d_{c1} = 60 \quad \text{mm}$$

3.1.3 校核下舵承处舵杆强度

按“规范”3.1.4.2, 舵杆等效应力:

$$\sigma_c = (\sigma_b^2 + 3\tau_t^2)^{1/2} \quad \text{N/mm}^2$$

式中:

$$\sigma_b = 10.2M_b / d_{c1}^3 \times 10^3 = 5.10 \quad \text{N/mm}^2$$

$$\tau_t = 5.1Q_R / d_{c1}^3 \times 10^3 = 11.77 \quad \text{N/mm}^2$$

则:

$$\sigma_c = 21.0 \quad \text{N/mm}^2$$

$$\text{而: } [\sigma_c] = 118/K = 118.00 \quad \text{N/mm}^2$$

$$\sigma_c < [\sigma_c] \quad \text{满足强度要求。}$$

3.2.1 舵叶

3.2.1 舵叶厚度

按“规范”3.1.5.4(2), 舵叶厚度不小于:

$$t_b = 1.5sV(K)^{1/2} + 2.5 \quad \text{mm}$$

式中:

$$s \text{—— 加强筋间距} \quad 0.49 \quad \text{m}$$

$$V \text{—— 舵设计航速} \quad 9.40 \quad \text{kn}$$

$$K \text{—— 舵叶材料系数} \quad 1.000$$

$$t_b = 9.41 \quad \text{mm}$$

$$\text{实取: } 10 \quad \text{mm}$$

3.2.2 加强筋的剖面模数

按“规范”3.1.5.4(3), 加强筋的厚度应不小于:

$$t_a = t_b \quad \text{mm}$$

$$\text{实取: } t_a = 10 \quad \text{mm}$$

按“规范”3.1.5.4(3), 加强筋的剖面模数应不小于:

$$W = 0.5sC_1^2V^2K \quad \text{cm}^3$$

式中:

s, V, K ——同上式;

C_1 ——自舵后端至舵杆中心线的水平距离, $0.450 \quad \text{m}$

则: $W=4.384 \text{ cm}^3$

本船舵叶上的加强筋实际剖面模数为 6.00cm^3 , 满足规范要求。

3.3 舵杆与舵叶连接

3.3.1 水平法兰连接

按“规范”3.1.6.1(1), 连接法兰的螺栓直径 d_b 应不小于:

$$d_b = 0.62 (d_s^3 K_b / (n e_m K_s))^{0.5} \quad \text{mm}$$

式中:

d_s —下舵承处舵杆直径, $d_s = 60.00 \text{ mm}$

n —螺栓总数, $n = 6$

e_m —螺栓中心与螺栓系统中心的平均距离,

实取 $e_m = 93.33 \text{ mm}$

K_b —螺栓材料系数, 采用35#钢 $R_{eH} = 315 \text{ N/mm}^2$

$$K_b = (235/R_{eH})^{0.75} = 0.803$$

K_s —舵杆材料系数, $K_s = 1.000$

$$d_b = 10.91 \text{ mm}$$

因: 连接法兰没有装有紧配件, 所以螺栓计算所得之值再增加10%

$$\text{则: } 110\%d_b = 12.00 \text{ mm}$$

$$\text{实取: } d_{b1} = 16 \text{ mm}$$

3.3.2 连接法兰的厚度

按“规范”3.1.6.1(2), 法兰的厚度 t 应不小于:

$$t_f = d_b (K_f / K_b)^{0.5} \quad \text{mm}$$

式中:

d_b ——螺栓直径, 16.00 mm

K_b ——螺栓材料系数, 0.803

K_f ——法兰材料系数, 1.000

$$\text{则: } t_f = 17.858 \text{ mm, 但应不小于 } 0.9d_{b1} = 14.4 \text{ mm}$$

$$\text{实取: } 20 \text{ mm}$$

3.3.3 螺栓孔外侧宽度

按“规范”3.1.6.1(3), 螺孔外侧宽度应不小于 $0.67d_{b1}$: 10.72 mm

$$\text{实取: 螺孔外侧宽度 } 12 \text{ mm}$$

3.4 舵销

3.4.1 舵销直径

按“规范”3.1.7.1, 舵销直径 d_p 应不小于:

$$d_p = 0.35 (BK_p)^{1/2} \quad \text{mm}$$

其中:

B —舵销对舵叶的支撑力, 取 $B=B_1$ $B = 4056 \text{ N}$

K_p —材料系数, 船体结构用锻钢 $K_p = 1.000$

$$d_p = 22.290 \text{ mm}$$

实取: 40 mm

3.4.2 舵销轴承

按“规范”3.1.8.1, 舵销轴承的厚度不小于: $t=0.01(P)^{1/2}$

式中: P —舵销轴承支撑力, 取 $P=B_1$ $P = 4056 \text{ N}$

则: $t = 0.637$, 且不小 8mm

实取: $t = 10 \text{ mm}$

实取舵销轴承长度 $H_b = 60 \text{ mm}$

按“规范”3.1.8.2, 舵销轴承处支承表面积 A_b 应不小于:

$$A_b = P/q_a$$

式中: P —舵销轴承支撑力, $P = 4056 \text{ N}$

q_a —许用表面压力, $q_a = 7 \text{ N/mm}^2$

则: $A_b = 579.429 \text{ mm}^2$

实际: $A_b = dH_b = 1600 \text{ mm}^2 > 579.429 \text{ mm}^2$, 满足要求。

按“规范”3.1.8.4, 舵销轴承径向间隙 δ 应不小于:

$$\delta = d/1000 + 1$$

式中: $d = 40 \text{ mm}$

则: $\delta = 1.04 \text{ mm}$, 且不小于1.50mm

3.5 尾框底骨计算

按“规范”2.14.2.5, 尾框底骨任一计算剖面对垂直中和轴的剖面模数 W

应不小于:

$$W_z = KP_x/80 \text{ cm}^3$$

式中:

K —材料系数, $K = 1.000$

P —底骨对舵叶的支持力, 取 $P=B_1$ $P = 4056 \text{ N}$

x —计算剖面至舵杆中心的距离, $x = 0.550 \text{ m}$

则: $W_z = 27.885 \text{ cm}^3$

$W_y = 13.943 \text{ cm}^3$

按“规范”2.14.2.7, 尾框底骨任一横剖面积 A_s 应不小于:

$$A_s = KP/48 \text{ mm}^2$$

$A_s = 84.500 \text{ mm}^2$

实取尾框底骨尺寸如右图(3)所示:

$a = 10.000 \text{ cm}$, $b = 8.000 \text{ cm}$

$c = 7.200 \text{ cm}$, $d = 5.200 \text{ cm}$

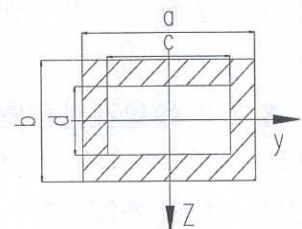
实取: $A_s = 4256 \text{ mm}^2 > 84.500 \text{ mm}^2$

$W_z = 100.985 \text{ cm}^3 > 27.885 \text{ cm}^3$

$W_y = 85.575 \text{ cm}^3 > 13.943 \text{ cm}^3$

按“规范”2.14.2.8, 尾框底骨任一横剖面相当应力应满足:

$$\sigma_e = (\sigma^2 + 3\tau^2)^{0.5} \leq 115/K = 115 \text{ N/mm}^2$$



图(3)

实际尾框底骨应力:

$$\begin{aligned}\sigma &= P_X/W_Z = 22.090 \text{ N/mm}^2 \\ \tau &= P/A_s = 0.953 \text{ N/mm}^2 \\ \sigma_e &= 22.15 \text{ N/mm}^2 < 115 \text{ N/mm}^2, \text{ 满足要求。}\end{aligned}$$

3.6 舵杆轴承

按“规范”3.1.8.2, 舵承处轴承支承表面积 A_b 不小于:

$$A_b = P/q_a, \text{ mm}^2$$

3.6.1 下舵轴承

式中: P ——轴承支持力, 由直接计算得出的下舵承处支持力 $B_2 = 6964 \text{ N}$

$$\begin{aligned}\text{实取: } P &= 6964 \text{ N} \\ q_a \text{——许用表面压力, } q_a &= 7 \text{ N/mm}^2\end{aligned}$$

则: 下舵承处轴承支撑面积 A_b 应不小于 994.857 mm^2

下舵承处轴承最小支撑面长度应不小于:

$$H_b = A_b/d = 16.581 \text{ mm} \quad \text{其中 } d = 60 \text{ mm}$$

实取: $H_b = 93 \text{ mm}$

按“规范”3.1.8.4轴承的径向间隙 δ 应不小于:

$$\delta = d/1000 + 1$$

式中: $d = 60 \text{ mm}$

则: $\delta = 1.060 \text{ mm}$, 且不小于1.5mm

3.6.2 上舵轴承

式中: P ——轴承支持力, 由直接计算得出的上舵承处支持力 $B_3 = 2714 \text{ N}$

$$q_a \text{——许用表面压力, } 7 \text{ N/mm}^2$$

则: 上舵承处轴承支撑表面积 A_b 应不小于 387.7 mm^2

其中: 上舵承处轴承最小支撑面长度应不小于:

$$H_b = A_b/d = 7.754 \text{ mm} \quad \text{其中 } d = 50 \text{ mm}$$

实取: $H_b = 40 \text{ mm}$

按“规范”3.1.8.4轴承的径向间隙 δ 应不小于:

$$\delta = d/1000 + 1$$

式中: $d = 50 \text{ mm}$

则: $\delta = 1.050 \text{ mm}$, 且不小于1.5mm

3.6 舵柄

按“规范”3.1.10.1舵柄在距舵杆中心任一剖面对其垂直轴的剖面模数 W , 应不小于按下式计算所得之值:

$$W = 0.14(1 - \frac{D_s}{R})D_t^3 \text{ cm}^3$$

式中: D_t ——舵柄处的舵杆直径, $D_t = 4 \text{ cm}$

D_s ——舵柄上计算剖面到舵杆中心线距离, $D_s = 5 \text{ cm}$

R —— 舵扇半径或舵柄长度, $R=10$ cm

$W = 4.480$ cm³

而 $W_s = 746.667$ cm³ $> W$, 满足要求。

另: 舵柄毂高 $h \leq 1.0D_1 = 40$ mm

外径 $D_0 = 1.8 D_1 = 72$ mm

本舵机配件 $h = 50$ mm, $D_0 = 90$ mm, 满足要求。

3.8 舵柄处键的强度校核

C型平键的材料为#45碳素钢, 规格为12×8×50。

(1) 按“规范”3.1.6.3(2), 舵杆的设计屈服扭矩应不大于:

$$Q_F = 0.02664d_t^3/K_s \text{ N.m}$$

式中: d_t —舵杆的直径, 40mm

K_s —舵杆材料系数, $K_s=1.000$;

则: $Q_F = 1704.960$ N.m

按“规范”3.1.10.2(1), 舵柄与舵杆的连接传递的扭矩 T_d 应不小于2 倍的舵机设计扭矩, 但不必大于按本节3.1.6.3(2)计算的舵杆设计屈服扭矩 Q_F 。

其中: 舵柄与舵杆的连接传递的扭矩 T_d — $Q_{R总}/2 = 448.523$ N.m

2 倍的舵机设计扭矩— $Q_{R总} = 897.05$ N.m

因: $T_d < 2 \times Q_{R总}$, 又 $T_d < Q_F$

实取: $T_d = 5154.54$ N.m, 满足要求。

(2) 按“规范”3.1.10.2(6), 键的剪切面积 A_s 应不小于:

摩擦传递的扭矩:

$$T_{fr} = \frac{\pi P_r D_m^2 l f}{2} \times 10^{-3} \text{ N.m}$$

式中: P_r —按“规范”3.1.10.2(2), 计算舵柄与舵杆连接的平均表面压力不小于:

$$P_r \geq \frac{2T_{fr}}{\pi D_m^2 l f} \times 10^3 \text{ N/mm}^2$$

其中: T_{fr} —摩擦传递的扭矩, 因本船有键连接

$T_{fr} = 0.5 \times T_d = 448.523$ N.m

D_m — 舵杆直径或锥体的平均直径, 40 mm

l — 与舵杆有效连接部分长度, 44 mm

f — 摩擦系数, 本船干式连接, 取0.18

则: $P_r = 22.533$ N/mm²

实取: $T_{fr} = 448.523$ N.m

键的剪切面积 A_s

$$A_s = \frac{70(T_d - k_{key} T_{fr})}{D_k R_{eH}} \text{ cm}^2$$

式中: T_d — 舵柄与舵杆连接传递的扭矩, 897.05 N.m

K_{key} — 系数, 本船取 1.0

T_{fr} — 摩擦传递的扭矩, 449 N.m

D_k — 舵杆装键处的平均直径, 40 mm

R_{eH} — 键材料的屈服应力, 键#45本船取355N/mm²。

$$A_S = 2.211 \text{ cm}^2$$

按“规范”3.1.10.2(8), 当安装两个键时, 每个键的剪切面积 A_{S1} 可取为按单键计算所得之值的2/3。

$$\text{单个键剪切面积 } A_{S1} = 5.28 \text{ cm}^2$$

实取: 双键的剪切面积 $2 \times (A_{S1} \times 2/3) = 7.040 \text{ cm}^2 \geq A_S$, 满足要求。

(3) 键的受挤压面积 A_k 应不小于按下式计算所得之值 (3.1.10.2(7))

$$A_k = \frac{22(T_d - k_{key}T_{fr})}{D_k R_{eH}} \text{ cm}^2$$

式中: $T_d, k_{key}, T_{fr}, D_k, R_{eH}$, 同上

$$A_k = 0.695 \text{ cm}^2$$

按“规范”3.1.10.2(8), 当安装两个键时, 每个键的受挤压面积 A_{k1} 可取为按单键计算所得之值的2/3。

$$\text{单个键剪切面积 } A_{k1} = 2.200 \text{ cm}^2$$

实取: 双键受挤压面积 $2 \times (A_{k1} \times 2/3) = 2.933 \text{ cm}^2 \geq A_k$, 满足要求。

剪力弯矩

舵类型.....	对尾框底骨支撑的舵	
构件长度L10.....	0.980	m
构件长度L20.....	0.050	m
构件长度L30.....	0.259	m
构件长度L40.....	0.366	m
构件惯性矩I10.....	0.000001	m ⁴
构件惯性矩I20.....	0.000000	m ⁴
构件惯性矩I30.....	0.000001	m ⁴
构件惯性矩I40.....	0.000000	m ⁴
均布载荷.....	8475.491	N/m
弹簧刚度.....	18758230.000	N/m
弯矩MB.....	993.15	N.m
弯矩MR.....	-1173.25	N.m
剪力B1.....	-4055.88	N
剪力B2.....	6963.61	N
剪力B3.....	-2713.51	N

SRH31-4[Ver.2023]1.001

20343871 — 台州翼远船舶

