

中华人民共和国船舶行业标准

船舶轴系修理装配技术要求

CB/T 3420—92

分类号:R32

1 主题内容与适用范围

本标准规定了钢质船舶轴系修理时的安装与配合技术要求。

本标准适用于海洋航行的钢质船舶,内河航行和其他类型钢质船舶轴系修理时亦可参照执行。

2 尾轴与尾轴承的配合

2.1 铁梨木及层压胶木尾轴承

2.1.1 铁梨木及层压胶木尾轴承装配间隙与板条厚度按表1规定。

中国船舶工业总公司 1992-11-03 批准

1993-05-01 实施

表 1

mm

轴径 d	更 换		安 装	
	极限间隙	板条极限厚度	安装间隙	新制板条 最小厚度
≤100	3.50	—	0.90~1.00	—
>100~120	4.00	—	1.00~1.10	—
>120~150	4.50	6.00	1.10~1.20	11.00
>150~180	5.00	6.50	1.20~1.30	12.00
>180~220	5.50	7.00	1.30~1.40	12.00
>220~260	6.00	7.00	1.40~1.50	13.00
>260~310	6.60	8.00	1.50~1.65	14.00
>310~360	7.30	9.00	1.65~1.80	15.00
>360~440	8.00	10.00	1.80~2.00	16.60
>440~500	8.70	11.50	2.00~2.20	18.00
>500~600	9.50	13.00	2.20~2.40	20.00
>600~700	10.50	14.50	2.40~2.60	22.00

2.1.2 铁梨木及层压胶木尾轴承安装间隙按公式(1)计算:

$$\Delta = 0.003d + (0.50 \sim 0.70) \dots\dots\dots(1)$$

式中: Δ ——铁梨木及层压胶木尾轴承安装间隙, mm;

d——轴径, mm。

层压胶木(本标准指 MCS—2—1 桦木层压板)尾轴承的间隙可取式中较小值, 极限间隙 $\Delta_{\max} \approx 4\Delta$ 。尾轴承极限间隙, 一般以距尾端 100mm 处垂直方向的间隙数值作为更换

依据。

2.1.3 对中机型尾轴架处尾轴承的极限间隙,可按表 1 中规定值放大 20%;对尾机型船舶尾轴承,其极限间隙可取表 1 中规定值的 75%。

2.1.4 对于正常修理的船舶,尾轴承镗削时轴心线可提高,其值可为安装间隙的 50%。

2.1.5 偏心镗削尾轴承时,最薄处板条的厚度应满足表 1 中规定的新制最小厚度值。

2.1.6 船舶修理时,当尾轴承径向间隙超过极限间隙但板条最薄处厚度尚未超过表 1 中极限值,则允许通过尾轴更换铜套来调整配合间隙,新制铜套的厚度允许加大到原设计厚度的 1.25 倍。

2.1.7 船舶修理时,如铁梨木或层压胶木板条厚度尚可继续使用时,则要仔细检查板条是否有松动、碎裂,情况严重时可进行局部或全部更换。

2.2 轴承合金尾轴承

2.2.1 滑油润滑的轴承合金尾轴承装配间隙与轴承合金厚度按表 2 规定。

表 2

mm

轴径 d	更 换		安 装	
	极限间隙	轴承合金允许最小厚度	安装间隙	轴承合金新制最小厚度
≤100	1.80	1.60	0.40~0.50	3.20
>100~120	2.00	1.60	0.45~0.55	3.20
>120~150	2.20	1.80	0.50~0.60	3.60
>150~180	2.40	1.80	0.55~0.65	3.60
>180~220	2.60	2.00	0.60~0.70	4.00
>220~260	2.80	2.00	0.65~0.75	4.00
>260~310	3.00	2.20	0.70~0.80	4.40
>310~360	3.20	2.20	0.75~0.85	4.40
>360~440	3.50	2.40	0.80~0.90	4.80
>440~500	3.80	2.40	0.85~0.95	4.80
>500~600	4.10	2.60	0.90~1.00	5.20
>600~700	4.50	2.60	1.00~1.10	5.20

2.2.2 轴承合金尾轴承安装间隙和极限间隙分别按公式(2)和(3)计算:

$$\Delta \approx 0.001d + 0.40 \quad \dots\dots\dots(2)$$

$$\Delta_{\max} \approx 4\Delta \quad \dots\dots\dots(3)$$

式中: Δ ——轴承合金尾轴承安装间隙, mm;

d——轴径, mm;

Δ_{\max} ——轴承合金尾轴承极限间隙,mm。

2.2.3 当轴承合金尾轴承长度 $L > 4d$ 时,为减少轴承边缘负荷,其安装间隙应放大 10%~20%。

2.2.4 对航行于水浅流急、航道狭窄的船舶,为减少轴系的振动,防止轴系发生突然事故,轴承合金尾轴承的极限间隙应按规定值缩小 25%。

2.2.5 对于低转速($n < 150\text{r/min}$)船舶轴系,其轴承合金尾轴承的极限间隙可放大 20%。

2.2.6 对采用青铜或铸铁作为尾轴承材料的船舶轴系,其安装间隙应比表 2 中规定值放大 25%,其更换值按照表 2 规定。

2.2.7 一般修理的船舶,修理后的轴承合金尾轴承的安装间隙应取表 2 中较大值。镗孔时轴心线可提高,其数值为安装间隙值的一半。

2.2.8 轴承合金尾轴承内孔经镗削加工后,表面粗糙度 $R_a \leq 1.6\mu\text{m}$ 。

2.3 橡胶尾轴承

2.3.1 橡胶尾轴承的安装间隙和极限间隙按表 3 规定。

表 3

mm

轴径 d	金属板条橡胶尾轴承		整铸橡胶尾轴承	
	安装间隙	极限间隙	安装间隙	极限间隙
≤100	0.60~0.70	3.50	0.45~0.50	3.50
>100~120	0.65~0.75	4.00	0.50~0.55	4.00
>120~150	0.70~0.80	4.50	0.55~0.60	4.50
>150~180	0.75~0.85	5.00	0.60~0.70	5.00
>180~220	0.80~0.95	5.50	—	—
>220~260	0.90~1.05	6.00	—	—
>260~310	1.00~1.15	6.50	—	—
>310~360	1.10~1.25	7.20	—	—
>360~440	1.20~1.35	7.80	—	—
>440~500	1.30~1.50	8.50	—	—
>500~600	1.45~1.70	9.00	—	—
>600~700	1.65~1.90	10.00	—	—

2.3.2 金属板条橡胶尾轴承安装间隙按公式(4)计算:

$$\Delta = 0.002d + 0.50 \quad \dots\dots\dots(4)$$

式中: Δ ——金属板条橡胶尾轴承安装间隙, mm;

d——轴径, mm。

2.3.3 整铸式橡胶尾轴承安装间隙按公式(5)计算:

$$\Delta = 0.002d + 0.20 \quad \dots\dots\dots(5)$$

式中: Δ ——整铸橡胶尾轴承安装间隙, mm;

d——轴径, mm

2.3.4 船舶修理时,如橡胶尾轴承的径向间隙不符合表3中规定时,不允许偏心磨削板条橡胶尾轴承,但允许锉磨板条背面,以使轴承间隙符合要求。修理时允许将上下橡胶板条对调,使之继续使用。

2.3.5 橡胶尾轴承老化或脱壳、剥落严重者,应予以更换。

2.4 赛龙尾轴承

2.4.1 赛龙尾轴承安装加工间隙按公式(6)计算:

$$\Delta = \Delta_1 + C_t + C_w + C_B \quad \dots\dots\dots(6)$$

式中: Δ ——赛龙尾轴承安装加工间隙,当 $C_B=0$ 时,即为安装间隙,mm;

Δ_1 ——赛龙尾轴承运转最小间隙,当 $d \leq 150$ 时,按公式(7)计算,当 $d > 150$ 时,按公式(8)计算,mm;

C_t ——赛龙尾轴承热膨胀量,一般取为0.05~0.15(视尾轴轴径大小而定,下同),mm;

C_w ——赛龙尾轴承水膨胀量,一般取为0.15~0.40,mm;

C_B ——赛龙尾轴承内孔安装收缩量(只限在筒型轴承加工时),一般取为0.60~1.5,mm。

$$\Delta_1 = 0.0023d + 0.123 \quad \dots\dots\dots(7)$$

$$\Delta_1 = 0.0025d + 0.3 \quad \dots\dots\dots(8)$$

式中: d ——尾轴工作轴径,mm。

2.4.2 赛龙尾轴承更换的极限间隙可参照2.1。

3 中间轴与中间轴承的配合

3.1 轴承合金中间轴承

3.1.1 轴承合金中间轴承的装配间隙与轴承合金厚度按表4规定。

表 4 mm

轴径 d	更 换		安 装	
	极限间隙	轴承合金极限厚度	安装间隙	轴承合金新制最小厚度
≤100	0.40	1.20	0.15~0.19	3.00
>100~120	0.45	1.40	0.18~0.22	3.00
>120~150	0.50	1.60	0.20~0.24	3.00
>150~180	0.55	1.80	0.22~0.26	3.00
>180~220	0.60	2.00	0.24~0.27	3.50
>220~260	0.65	2.20	0.27~0.34	3.50
>260~310	0.75	2.40	0.32~0.40	4.00
>310~360	0.85	2.60	0.38~0.46	4.00
>360~440	0.95	2.80	0.42~0.54	4.50
>440~500	1.10	3.00	0.50~0.62	4.50
>500~600	1.30	3.00	0.55~0.70	5.00
>600~700	1.50	3.00	0.65~0.80	5.00

3.1.2 轴承合金中间轴承安装间隙和极限间隙分别按公式(9)和(10)计算：

$$\Delta = 0.001d + 0.10 \quad \dots\dots\dots(9)$$

$$\Delta_{\max} = 2.5\Delta \quad \dots\dots\dots(10)$$

式中： Δ ——轴承合金中间轴承安装间隙，mm；

d ——轴径，mm；

Δ_{\max} ——轴承合金中间轴承极限间隙，mm。

3.1.3 表 4 中所列安装间隙适用于转速 $n \leq 150 \text{ r/min}$ 的中间轴承。

当 $n = 150 \sim 350 \text{ r/min}$ ，安装间隙应增大 $0.04 \sim 0.06 \text{ mm}$ ；

当 $n = 350 \sim 750 \text{ r/min}$ ，安装间隙应增大 $0.06 \sim 0.10 \text{ mm}$ 。

3.1.4 对于铸钢材料的轴瓦或本体，对轴承合金厚度的要求允许按表 4 规定值减薄 20%。

3.1.5 中间轴承轴承合金工作表面上不应有裂纹、烧熔、拉毛、剥落等现象。若有局部缺陷允许修复，严重时应重新浇注轴承合金。

3.2 滚动式中间轴承

3.2.1 滚动式中间轴承如图 1、图 2 所示。其更换与安装按表 5 规定。

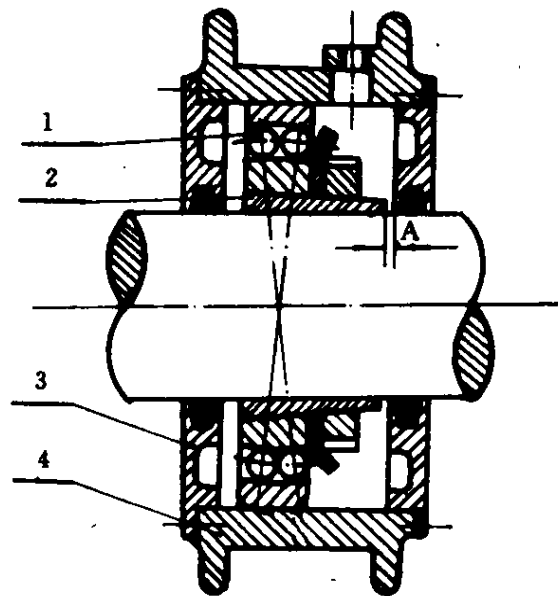


图 1

1—球轴承；2—锥形紧定套；
3—轴承端盖；4—轴承座

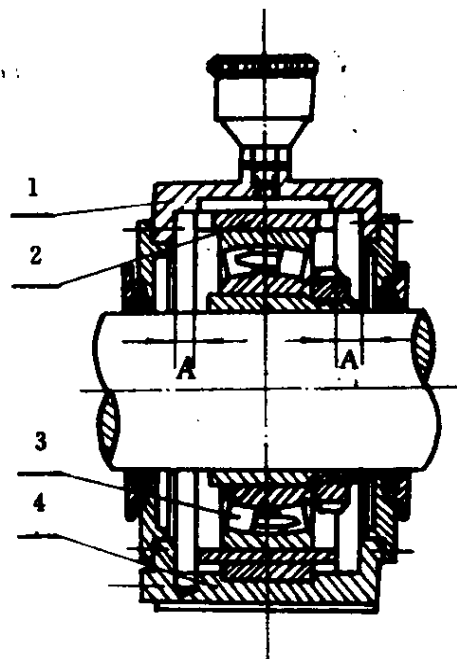


图 2

1—轴承盖；2—轴承罩；3—滚子轴承；4—轴承座

表 5

mm

轴径 d		≤120	>120~ 180	>180~ 260	>260~ 360	>360~ 500
轴承外圈 与座内孔 间 隙	安装值	0.06~ 0.08	0.08~ 0.10	0.10~ 0.13	0.13~ 0.15	0.15~ 0.18
	调 整 更换值	0.16	0.20	0.25	0.32	0.40
轴承内圈与轴颈配 合(无紧定套)		-0.02~ +0.015	-0.015~ +0.02	-0.01~ +0.025	-0.005~ +0.03	0~ +0.04
轴承的极限径向 间 隙		0.30	0.35	0.40	0.50	0.70
轴颈 d 的圆度、 圆柱度公差值		0.010	0.013	0.015	0.020	0.025

3.2.2 轴承内圈与轴颈配合具有紧定套时,固紧后应保证轴承转动灵活。当轴承座采用水冷却时,则轴承外圈与座内孔的安装间隙可按表 5 规定值放大 50%。

3.2.3 无紧定套的轴承与轴颈相配后,发现有松脱打滑现象时,应进行修复。

3.2.4 与轴承内孔相配之轴颈表面粗糙度 R_a 值为 $1.6\mu\text{m}$ 。

3.2.5 轴承装入轴颈时,允许用热油加温后进行装配。

3.2.6 凡发现轴承过热、锈蚀、剥蚀、护圈破裂、滚柱(珠)严重磨损、转动不灵活时应予换新。

3.2.7 油润滑轴承安装结束时,应注入滑油。油位高度应不低于最下面滚柱(珠)的中心位置。

3.2.8 滚动轴承(及其紧定套)装配后,前后缘与轴承座内壁间的轴向移动余量见图 1 及图 2 中的 A,不得低于表 6 之规定值。

表 6

轴系总长 m	≤ 20	$> 20 \sim 35$	$> 35 \sim 50$	> 50
移动余量 mm	3~4	4~7	7~12	12~15

4 滚动式尾轴承

滚动式尾轴承(见图 3)的检查、更换及安装可参照 3.2。

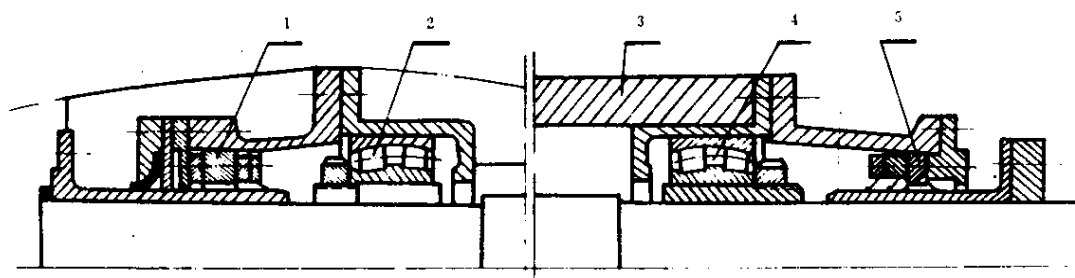


图 3

1—尾端密封;2—尾端轴承;3—尾轴管

4—首端轴承;5—首端密封

5 推力轴与推力轴承的配合

5.1 推力轴承的安装间隙、极限间隙按 7 规定。

表 7

mm

轴径 d	推力轴与推力轴承 径 向 间 隙		推力环与推力轴承 轴 向 总 间 隙		推力块 轴承合 金极限 厚 度
	安装间隙	极限间隙	安装间隙	极限间隙	
≤ 100	0.10~0.15	0.40	0.10~0.20	0.40	1.20
$>100\sim 120$	0.13~0.18	0.45	0.15~0.25	0.45	1.40
$>120\sim 150$	0.15~0.20	0.50	0.20~0.30	0.52	1.60
$>150\sim 180$	0.18~0.23	0.55	0.25~0.35	0.60	1.80
$>180\sim 220$	0.20~0.25	0.60	0.30~0.40	0.70	2.00
$>220\sim 260$	0.22~0.30	0.65	0.35~0.48	0.80	2.20
$>260\sim 310$	0.25~0.33	0.70	0.40~0.55	0.90	2.40
$>310\sim 360$	0.32~0.40	0.80	0.45~0.60	1.00	2.60
$>360\sim 440$	0.36~0.45	0.90	0.50~0.70	1.15	2.80
$>440\sim 500$	0.40~0.50	1.00	0.55~0.75	1.30	3.00
$>500\sim 600$	0.45~0.55	1.10	0.60~0.80	1.45	3.00
$>600\sim 700$	0.50~0.60	1.20	0.70~0.90	1.60	3.00

5.2 表 7 所列系指单环式推力轴承,对采用压力润滑者其安装间隙应取表中较大值。对多环式推力轴承轴向极限总间隙可按表 7 放大 25%。

5.3 对尾轴管尾端采用金属环密封装置时,推力轴承的轴向间隙允许缩小 20%。

5.4 推力轴颈与支承轴瓦应经研制配合,要求均匀接触,沿圆周方向接触面积不小于 60° 的范围。推力环与推力块经研制配合,要求均匀接触,接触面积在 75% 以上。推力块轴承合金表面不应有气孔、疏松等缺陷,其背部与推力块本体粘合牢固,不允许有脱壳现象。

5.5 推力轴承的推力块之间的厚度差,对用调节板调节的不应大于 0.02mm;对用支撑螺栓调节的则可不受此限制。

6 螺旋桨与尾轴的装配

6.1 螺旋桨锥孔与尾轴锥体的装配

6.1 螺旋桨锥孔与尾轴锥体的装配如图 4 所示。尾轴锥体经光车后,螺旋桨锥孔与尾轴锥体必须重新进行刮削和研配。接触应均匀,应保证结合面在全长上均匀贴合,在键装配后检查时,65% 以上面积应均匀接触,其中锥部大端接触必须良好。用色油检查,要求每 $25\text{mm} \times 25\text{mm}$ 的面积上不得少于 2~4 个接触点,且桨毂锥孔小端与尾轴小端面间距 A 在 10~15mm 以上(视轴径大小而定)。

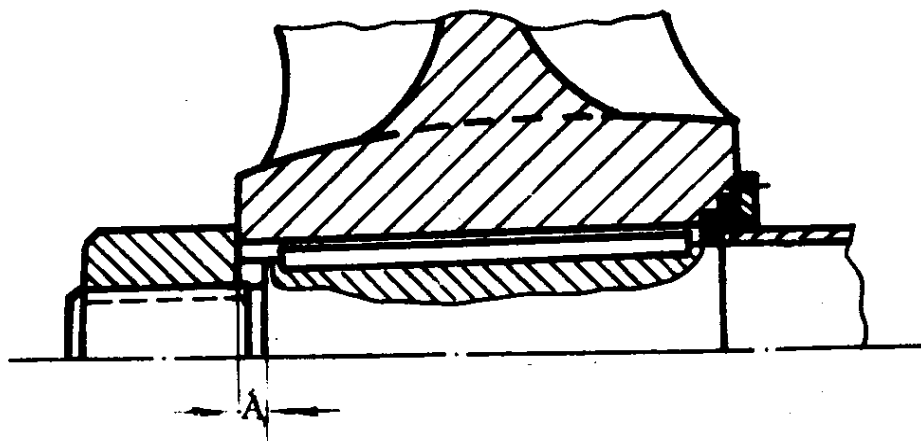


图 4

6.1.2 对沿海及内河船舶,当螺旋桨直径 $D < 4.5\text{m}$ 时,允许用键连接的同时,采用环氧树脂等粘结剂胶合装配。此时对桨毂锥孔与轴锥体的接触要求,以及对键和桨毂键槽的配合要求可以适当降低。

6.1.3 对小型船舶,当螺旋桨直径 $D < 1.5\text{m}$ 时,允许采用环氧树脂等粘结剂无键胶合安装。此时只要求桨毂锥孔两端各有 $40 \sim 60\text{mm}$ 长度的环面积上均匀接触。用色油检查,要求每 $25\text{mm} \times 25\text{mm}$ 的面积上不得少于 2 个接触点。

6.2 平键与键槽的配合

6.2.1 平键加工应平直,一般应采用磨削精加工,宽度差应小于 0.02mm 。四角应加工成小圆角,其圆角半径为 $2 \sim 6\text{mm}$ (视键宽大小而定)。

6.2.2 平键与尾轴键槽应进行单独修刮配准,并略有过盈,要求能将键轻轻打入槽内不准松脱。两侧面应均匀接触,在 80% 周长上插不进 0.05mm 塞尺。平键底部与键槽底面应用色油检验,接触面积为键长的 30% 以上,不得悬空,允许用听声音的办法检查。

6.2.3 平键与桨毂键槽应进行配制,要求两侧面接触均匀,按表 8 所示的塞尺厚度检查时,所插进的部分不超过接触长度的 40%,且键两端 2 倍于键宽的长度上接触应良好。装配后平键顶部与桨叶键槽顶部的间隙一般为 $0.20 \sim 0.60\text{mm}$ 。

表 8 mm

平 键 宽 b	≤ 30	$> 30 \sim 50$	$> 50 \sim 80$	$> 80 \sim 120$
检验塞尺的厚度	0.05	0.06	0.07	0.08

6.2.4 螺旋桨与尾轴键槽经过修理后,在配制新的平键时,

根据配合情况,允许将两侧面制成阶梯形,如图 5 所示的两种形状。但图 5(a)的形状,其偏移量 e 不应大于 0.50mm。



图 5

6.2.5 螺旋桨及尾轴的键槽经多次修理后,其厚度不断扩大,但极限宽度不能超过尾轴轴颈的 0.33 倍。

6.2.6 采用环氧树脂等粘结剂胶合安装螺旋桨时,对平键与桨槽的配合要求可适当降低,视键长不同允许留有 0.20~0.50mm 的空隙。

6.3 具有铜保护套的尾轴与螺旋桨的装配

6.3.1 具有铜保护套的尾轴与螺旋桨装配时应有橡胶水密装置,常用的橡胶水密装置见图 6 所示。具有防蚀衬套者应加垫料后与桨毂装配,见图 6(c)、6(d)。

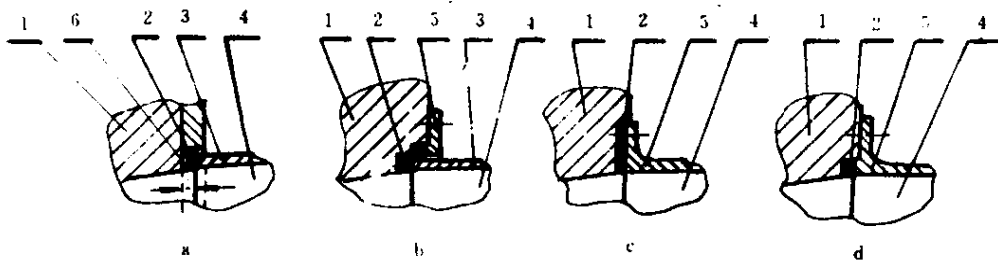


图 6

1—螺旋桨;2—橡胶圈;3—保护套;

4—尾轴;5—压紧法兰或防蚀套筒本体;6—挡圈

6.3.2 尾轴与螺旋桨装配后,铜套后端面和桨毂锥孔前端面

间的距离 A(见图 6a)以及橡胶圈内外圆尺寸参照表 9 规定。

表 9 mm

轴 径 d	≤200	> 200~300	>300~400	>400~600
间距 A 推荐值	12	14	16	18
水密橡胶圈内径与轴 过盈值	3~4	4~5	5~6	6~8
水密橡胶圈外径与桨 毂间隙值				

6.3.3 水密橡胶圈的厚度按表 10 规定。

表 10 mm

测量间距 A	≤20	>20~30	>30~50
水密橡胶厚度	A + (2~3)	A + (3~4)	A + (4~5)

7 螺旋桨的安装

7.1 无键螺旋桨的油压安装

7.1.1 用油压安装无键螺旋桨时,螺旋桨套合到尾轴上的轴向推入量 S 介于 S_1 和 S_2 之间。 S_1 和 S_2 由公式(11)和公式(12)计算:

$$S_1 = \frac{1}{K} \left[47750 \times 10^4 \frac{Ne}{An_e} \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right) + (\alpha_2 - \alpha_1) \cdot (35 - t)d_1 + 0.03 \right] \dots\dots\dots(11)$$

$$S_2 = \frac{1}{K} \left[0.7\sigma_s d_1 \frac{(d_2/d_1)^2 - 1}{\sqrt{3(d_2/d_1)^4 + 1}} \cdot \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right) - (\alpha_2 - \alpha_1)d_1 t \right] \dots\dots\dots(12)$$

式中: S_1 ——最小轴向推入量, mm;

S_2 ——最大轴向推入量, mm;

C_1 ——比值, 按公式(13)计算;

C_2 ——比值, 按公式(14)计算;

K ——尾轴螺旋桨端锥度;

N_c ——传递到尾轴螺旋桨端的额定功率, kw;

A ——螺旋桨毂与尾轴的理论接触面积, mm²;

n_c ——传递额定功率 N_c 时的转速, r/min;

E_1 ——尾轴材料弹性模数, 对钢质轴, 取

$$E_1 = 20.6 \times 10^4 \text{ MPa};$$

E_2 ——螺旋桨材料弹性模数, 对铜质螺旋桨, 取

$$E_2 = 11.77 \times 10^4 \text{ MPa};$$

α_1 ——尾轴材料线膨胀系数, 对钢质一般取

$$\alpha_1 = 11 \times 10^{-6}, 1/^\circ\text{C}$$

α_2 ——螺旋桨材料的线膨胀系数, 对铜质一般取

$$\alpha_2 = 18 \times 10^{-6}, 1/^\circ\text{C};$$

σ_s ——螺旋桨材料的屈服强度, Mpa;

t ——螺旋桨套合时的温度, $^\circ\text{C}$ 。

$$C_1 = \frac{1 + (d_0/d_1)^2}{1 - (d_0/d_1)^2} - \mu_1 \quad \dots\dots\dots(13)$$

$$C_2 = \frac{(d_2/d_1)^2 + 1}{(d_2/d_1)^2 - 1} + \mu_2 \quad \dots\dots\dots(14)$$

式中: d_0 ——轴中孔直径, mm;

d_1 ——套合接触长度范围内轴的平均直径, mm;

d_2 ——桨毂的平均外径, mm;

μ_1 ——尾轴材料的泊松比,钢质取 $\mu_1=0.30$;

μ_2 ——螺旋桨材料的泊松比,铜质取 $\mu_2=0.34$ 。

7.1.2 螺旋桨修理安装时,可以参照原装配线安装到位。对其周向位置有严格要求时,必须保证准确定位。如果需要对螺旋桨的轴向推入量进行重新校核确定时,应以螺旋桨和尾轴锥部的实际接触面积不小于理论接触面积的 70% 作为套合的起始点,一般可取总压紧力的 5% 作为起始压紧力,并应做好实船安装的检查线。

7.1.3 在螺旋桨安装套合时,应使螺旋桨与尾轴的温度相等,若两者有温度差时,必须对轴向推入量 S 进行修正。轴向推入量 S 应根据环境温度的不同而调整决定。

7.2 有键螺旋桨的液压安装

7.2.1 有键螺旋桨液压安装时的压紧力可参照公式(15)进行计算:

$$T \geq \frac{1.732 \times 10^4 P}{R \cdot n} \dots\dots\dots (15)$$

式中: T ——压紧力, N ;

P ——主机输出轴功率, kw ;

n ——主机额定转速, r/min ;

R ——桨毂锥孔配合接触部分平均内半径, m 。

7.2.2 根据螺旋桨材质的不同,依照钢质、铸铁和铜质顺序,其压紧力可分别取公式(15)的 90%~110%。

7.2.3 螺旋桨安装时,若桨与轴有温度差,则必须对压紧力和原轴向推入量进行修正。

7.2.4 采用锁紧螺母安装时,其轴向压紧量按公式(16)计

算:

$$B = K \cdot T \quad \dots\dots\dots(16)$$

式中: B——轴向压紧量, mm;

T——按公式(15)计算之压紧力, N;

K——系数, 当锥度为 1/12 时, $K = 5 \times 10^{-7}$;

当锥度为 1/15 时, $K = 6 \times 10^{-7}$ 。

7.3 螺旋桨安装时注意事项

螺旋桨与尾轴装紧, 并将螺母装妥后, 必须装有可靠的防松装置。桨毂导流帽安装必须牢固, 并有可靠的密封性。空腔内应注满石蜡等防腐材料。

8 轴系校中

8.1 轴系校中的条件与要求

8.1.1 轴系校中检查、安装和交验等视工作量大小可以分别在船坞内、船排上或水上进行, 并应以水上的测量数值作为交验的主要依据。

8.1.2 轴系校中检查、安装和交验等应考虑排除阳光照射引起船体变形所带来的影响。要求在夜间或阴雨天, 最好是在平潮时进行。

8.1.3 轴系校中检查和交验时, 应停止一切冲击、敲打等振动性作业。

8.1.4 船舶修理时轴系校中的方法可和该船新造时相同, 亦可根据各船厂的合理工艺和船舶的特点而定。

8.2 轴系中心线总偏差验收要求

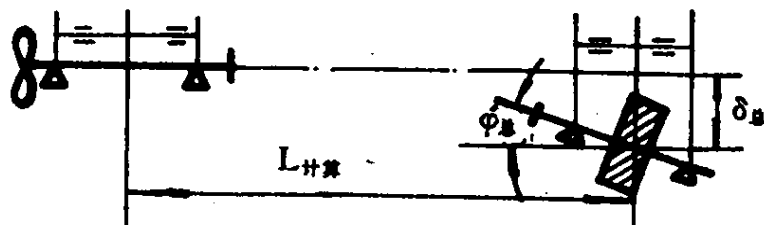
8.2.1 轴系校中时按直线校中诸方法测得主机与尾轴两端法兰间的轴线总偏差值若符合表 11 的规定值, 则该轴线被认

为合格。如在实际运转中,个别轴承有发热现象,则应调整中间轴承的位置。

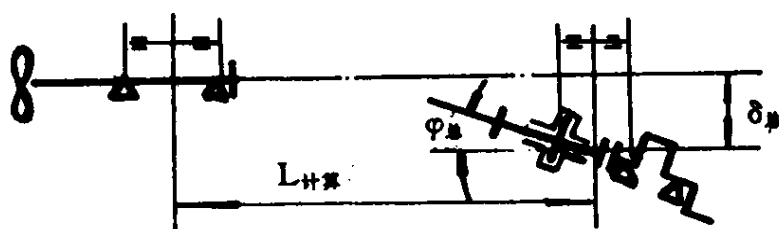
表 11

L _{计算} m	总偏移 $\delta_{\Sigma}(\varphi=0)$ mm						总曲折 $\varphi_{\Sigma}(\delta=0)$ mm/m					
	轴 的 最 小 直 径 mm											
	100	150	200	300	400	500	100	150	200	300	400	500
5	1.25	0.85	0.65	0.42	—	—	0.42	0.28	0.21	0.14	—	—
10	5.2	3.50	2.60	1.70	1.30	—	0.78	0.51	0.39	0.26	0.20	—
15	11.7	7.80	5.80	3.90	2.90	2.30	1.17	0.78	0.58	0.39	0.29	0.22
20	20.8	13.9	10.4	6.90	5.20	4.20	1.56	1.04	0.78	0.52	0.39	0.31
30	46.8	31.2	23.4	15.6	11.7	4.90	2.34	1.56	1.17	0.78	0.58	0.47
40	83.2	55.5	41.6	27.7	20.8	16.6	3.12	2.07	1.56	1.04	0.78	0.62
50	—	86.7	65.0	43.3	32.5	26.0	—	2.59	1.95	1.30	0.97	0.78
60	—	—	93.6	62.4	46.8	37.4	—	—	2.34	1.56	1.17	0.94
70	—	—	—	84.9	63.7	51.0	—	—	—	1.82	1.36	1.09
80	—	—	—	—	83.2	66.6	—	—	—	—	1.56	1.26

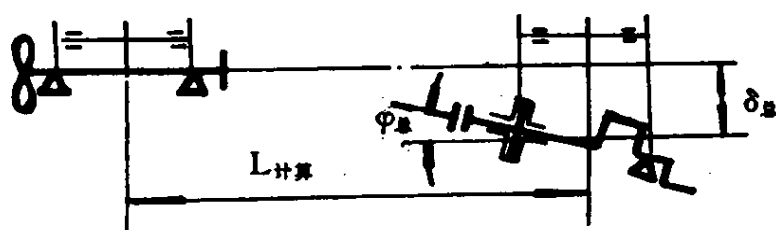
8.2.2 表 11 中, L_{计算} 值为轴系受连接偏中影响后弯曲部分的长度, 如图 7 所示, 其安装要求应较表 11 中值缩小 50%。



a. 主机减速器轴(电机轴)与轴系连接



b. 曲轴与推力轴准确对中后与轴系连接



c. 曲轴直接与轴系连接

图 7

轴系中心线允许总偏差按公式(17)和公式(18)计算:

$$\text{当 } \varphi_{\text{总}} = 0, \quad \delta_{\text{总}} = 5.2 \times 10^{-3} \cdot \frac{L_{\text{计算}}^2}{d} \quad \dots\dots(17)$$

$$\text{当 } \delta_{\text{总}} = 0, \quad \varphi_{\text{总}} = 7.8 \times 10^{-3} \cdot \frac{L_{\text{计算}}}{d} \quad \dots\dots(18)$$

式中: $\varphi_{\text{总}}$ ——轴系中心线总曲折值, mm/m;

$\delta_{\text{总}}$ ——轴系中心线总偏移值, mm;

$L_{\text{计算}}$ ——轴系受连接偏中影响后弯曲部分的长度, mm;

d ——轴的最小直径, mm

8.2.3 表 11 的使用方法: 根据所测轴系计算长度和轴径, 由表中划出 $\delta_{\text{总}}$ 和 $\varphi_{\text{总}}$, 作出 $\varphi_{\text{总}}-\delta_{\text{总}}$ 的坐标三角形(见图 8)。如测得 A 轴系的总偏差值为 φ_A 、 δ_A , 其在坐标上的交点 A 处在三角形内(阴影部分), 则 $\varphi_A-\delta_A$ 为合格。反之, 如图 8 中 B 点, 其 φ_B 和 δ_B 虽然均小于 $\varphi_{\text{总}}$ 和 $\delta_{\text{总}}$, 但 B 处于三角形之外, 则该轴系总偏差值 $\varphi_B-\delta_B$ 认为是不合格的。

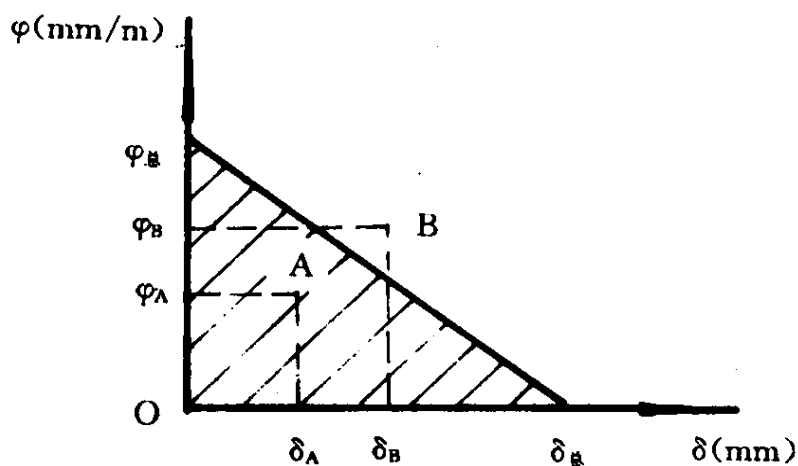


图 8

8.2.4 如轴系总偏差照表 11 中规定值有所超过, 尚可按负荷法和计算法来交验轴系, 亦可用偏心镗削尾管或者移动主机, 使轴系中心线为一直线状态。

8.3 轴系各法兰校中安装时偏差要求

8.3.1 轴系各法兰校中安装时偏差要求按表 12 规定。

表 12

分 类	要求校中部位	偏 移 δ mm	曲 折 φ mm/m	
长轴系 ¹⁾	推力轴与相邻中间轴法兰	≤ 0.15	≤ 0.20	
	尾轴与相邻中间轴法兰	尾轴安装间隙的 25%	$\delta=0$ 时	≤ 0.25 (上开口之值)
				≤ 0.50 (下开口之值)
	中间轴与中间轴相邻法兰	按 8.3.3 规定的原则,进行合理分配 δ 和 φ 值。		
短轴系 ²⁾	推力轴后各法兰	≤ 0.25	≤ 0.25	
离合器	气胀式离合器	≤ 0.60	≤ 2.00	
	齿形离合器	≤ 0.40	≤ 1.00	
弹性橡胶圈连接 螺栓联器法兰		≤ 0.40	≤ 1.00	
主机曲轴与推力轴 (或齿轮轴)法兰		—	≤ 0.10	

注:1) 长轴系指具有两根或两根以上中间轴的轴系。

2) 短轴系指具有一根中间轴或无中间轴的轴系。

8.3.2 中间轴相邻法兰的偏移与曲折值,均可参照尾轴与相邻中间轴法兰的要求而稍许降低。各中间轴法兰的 δ 与 φ 值基本上是平均分配,但靠近轴系中间部分的法兰,要求尚可相

应降低些。但当 $\delta=0$ 时, $\varphi_{\max} \leq 0.60\text{mm/m}$ 。

8.3.3 无论用何种方法校中和交验轴系,在曲轴最后一道曲拐臂距离允许范围之内,调整偏移 δ 值,使推力轴(齿轮轴或电机轴)轴心线比曲轴轴心线低 $0.05 \sim 0.10\text{mm}$ 。

8.3.4 当轴径 $d \geq 400\text{mm}$ 时,要求各法兰的曲折值为表 12 中规定值的 75%。

8.3.5 修理船舶轴系的某项质量指标略有超过上述规定值,如船舶营运正常(包括轴承温度、轴系振动等),允许继续使用。

8.4 顶举法校中安装轴系

如轴系安装采用合理校中计算法进行,则在所有轴系安装工作已完成,按相对法兰的偏移和曲折校中后,采用顶举法,按校中计算文件的规定数值,对中间轴承的实际负荷进行检测,其允许误差应不超过计算值的 $\pm 20\%$ 。

8.5 负荷法校中安装轴系

对于细长轴系,允许采用负荷法校中安装轴系,并按其工艺要求及计算书规定进行验收。

9 轴系扭转振动

船舶修理时,凡主机功率大于 110kW 的船舶推进装置,如经批准后又进行了修改(例如推进系统的重新设计或更改,螺旋桨的改变,加装弹性联轴器等)以及使用中轴系发生断裂问题时,应对轴系扭转振动重新计算和根据需要进行实船测试,并以实测为准。然后进行扭振系统的审查。

附加说明：

本标准由全国海洋船标准化技术委员会修船分技术委员会提出。

本标准由天津修船技术研究所归口。

本标准由上海船厂负责起草。

本标准主要起草人路希逵、康兆宗。