

DOI:10.3969/j.issn.1001-4551.2019.03.018

某船尾绞缆机修理工艺的研究及应用

张庆举¹, 张宇宁², 王 洋¹

(1. 大连船舶重工集团 船务工程有限公司, 辽宁 大连 116318; 2. 辽宁师范大学 外国语学院, 辽宁 大连 116029)

摘要:针对某船尾绞缆机因部件腐蚀磨损而产生的使用安全问题,对尾绞缆机底座钢板、绳筒刹车毂、传动齿轮以及绞缆轴与轴瓦等部件的检修工艺进行了研究。对底座钢板更换、左绞缆机定位、绳筒刹车毂修理以及刹车力试验等工艺进行了分析;对减薄超差的小齿轮进行了测绘、加工,对轮齿弯曲强度和齿面接触强度进行了验算;根据轴瓦间隙和齿面接触情况,对新轴瓦进行了研配。研究表明:更换尾部甲板后,绞缆机底座定位方法可行;更换绳筒刹车毂后刹车力可靠;液压马达小齿轮新制后,满足传动要求;轴瓦研配后,轴瓦间隙以及齿面接触达标。

关键词:尾绞缆机;定位;刹车毂;公差配合;变位齿轮;轴瓦;研配

中图分类号:TH17;TH607;U672.2

文献标志码:A

文章编号:1001-4551(2019)03-0316-06

Research and application of repair technology for a ship's tail-warping winch

ZHANG Qing-ju¹, ZHANG Yu-ning², WANG Yang¹

(1. Marine Engineering Ltd., Dalian Shipbuilding Industry Co., Ltd., Dalian 116318, China;

2. College of Foreign Languages, Liaoning Normal University, Dalian 116029, China)

Abstract: Aiming at the safety problems caused by corrosion and wear of the parts of a ship's stern cable winch, the repair technology of the base steel plate, the brake hub, the transmission gear, the winch shaft and the bearing bush of the tail-twisting machine were analysed. The technology of replacing base steel plate, positioning of left stranded cable machine, repairing brake hub of rope cylinder and brake force test were analysed. The bending strength and tooth surface contact strength of gear tooth were checked and calculated. According to the clearance of bearing and tooth surface contact, the new bearing was developed. The results indicate that the positioning method of the base of the winch is feasible after replacing the rear deck, the brake force is reliable after the replacement of the brake hub of the rope cylinder, the new hydraulic motor pinion meets the requirements of transmission.

Key words: tail-warping winch; positioning; brake hub; tolerance fit; modification gear; bearing; fit and scrape

0 引 言

船舶尾绞缆机长期在高湿、高盐环境下使用,其钢制零部件极易腐蚀磨损,导致部件强度低、刹车能力下降,因此尾绞缆机是船舶的关键设备^[1]。为了保证船舶系泊安全,船方都要定期维修绞缆设备。

按修理范围,绞缆机修理分小修、中修和大修3种。小修仅更换刹车皮,可在船上施工。中修增加了

修换轴瓦和传动齿轮,受船上条件限制,一般需要在船厂维修。大修则需要更换甲板和底座,需要进行绞缆机定位和找正,也必须在船厂进行修整。

某船在使用维护过程中,发现左尾绞缆机部位甲板锈蚀严重、绳筒刹车效果不佳、传动小齿轮磨损严重等问题。为保证船舶正常系泊,该船年检时进厂专门修理了尾绞缆机。

本文将对该船绞缆机的修理过程和相关工艺进行

详细描述。

1 尾绞缆机的组成、作用及存在的问题

1.1 组成及作用

尾绞缆机由同轴的左、右两台绞缆机组成,每台绞缆机均由绞缆滚筒、缆绳筒、牙嵌离合器、轴瓦支架、绞缆机座等部件组成,其结构示意图如图1所示。

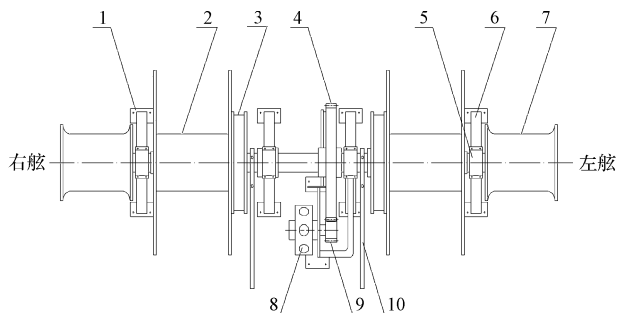


图1 尾绞缆机结构示意图

1 - 绞缆机座;2 - 缆绳筒;3 - 刹车毂;4 - 大齿轮;5 - 轴瓦座;6 - 支架;7 - 绞缆滚筒;8 - 液压马达;9 - 小齿轮;10 - 离合手柄

尾绞缆轴通过平键与绞缆滚筒连为一体,缆绳筒套装在绞缆轴上,通过离合器与轴连接或断开。整个绞缆轴及其附件装在支架轴瓦上。尾绞缆机通过液压马达-齿轮副驱动绞缆轴,绞缆滚筒跟着转动进行绞缆,完成靠离码头作业。

合上离合器,液压马达驱动缆绳筒收纳或释放缆绳。液压马达停机,固紧刹车装置,缆绳筒依靠刹车力并借助其他系缆设备承载系泊负荷。

1.2 存在的问题

该船尾绞缆机存在的问题主要有:

(1)左尾绞缆机部位的尾甲板腐蚀严重,减薄超过10%钢板厚度的规范要求^[2];

(2)缆绳筒刹车毂圆周工作面,腐蚀、磨损严重,除锈后表面坑洼不平,刹车毂钢板无修理加工余量;

(3)刹车带磨损严重,减薄超过25%刹车带厚度,无法保证必要的刹车力;

(4)齿轮副均有磨损,尤其是在节圆处,液压马达小齿轮磨损量远超齿厚15%的更换标准^[3];

(5)绞缆轴与座瓦、绞缆轴与缆绳筒铜套间隙超过轴径0.004 d的更换标准。

1.3 原因分析及解决方案

该船长期在海上作业,甲板机械全是钢铁制品,在高湿、高盐环境下很容易被腐蚀,使尾甲板与缆绳筒刹车毂减薄过多。

刹车带经常使用,有磨损属正常现象。刹车毂工作面粗糙不平,使刹车带出现非正常严重磨损。

液压马达小齿轮,是主传动齿轮,转速快,啮合次数多,磨损比大齿轮严重。另外,齿轮材料选择和齿面热处理硬度可能存在一些不足,也加剧了小齿轮的磨损。

绞缆轴在轴瓦上运转,工作载荷大。如果润滑不畅,发生干摩擦,则轴与瓦就出现非正常磨损,造成间隙超差。

针对尾绞缆机存在的问题,笔者的解决方案是:(1)按原钢板厚度,更换左尾绞缆机部位尾甲板,以保证甲板强度,安全承接绞缆机传递的系泊负荷;(2)更换缆绳筒刹车毂和刹车带,恢复设计要求的刹车力;(3)新制液压马达小齿轮,选择合适材料及齿面硬度,满足传递功率需要;(4)修理绞缆轴,更换间隙超差的轴瓦和铜套;(5)尾绞缆机和尾甲板表面除锈、刷油,涂防腐层。

2 尾甲板换板、左尾绞缆机定位工艺分析

尾甲板选用同等厚度的A级板^[4],进行等面积更换。加工新机座的主要内容有:(1)按图纸制作新机座;(2)加工机座面板焊接垫,并研配固焊;(3)加工、研配活垫片;(4)机座面板及垫片号孔、钻孔;(5)绞缆机固定后,焊定位挡块。

因旧机座状态良好,先移除,后复位继续使用。

左、右尾绞缆机共用一根绞缆轴。因此,尾甲板换板后,以右绞缆机和绞缆轴为基准,调整左绞缆机,恢复至原先位置。左绞缆机上下位置调整,由轴与瓦接触情况决定。前后、左右位置调整,按定位基准进行。

3 缆绳筒维修工艺

缆绳筒刹车装置应具备设计要求的刹车力,其修理内容包括:(1)更换、加工新刹车毂;(2)更换加工缆绳筒铜套;(3)更换刹车带。

3.1 缆绳筒的修理工艺

本研究按照图纸尺寸,选用合适厚度造船钢板,卷制刹车毂,固焊在缆绳筒侧板上。

刹车毂工作面宽度按刹车带宽度+(5~10)mm确定。刹车毂外侧必须有10mm宽、(7~10)mm高的台阶,以防刹车架在缆绳筒运转时从刹车毂上脱离、掉落。测绘刹车架半径,根据刹车带厚度,计算刹车毂直径。缆绳筒内孔如有损坏,则先修内孔,后加工刹

车毂。

刹车毂修理示意图如图 2 所示。

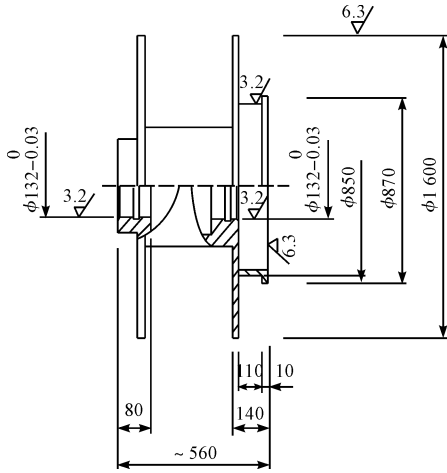


图 2 缆绳筒修理示意图

刹车带按图纸尺寸换新,用铜沉头螺钉固紧。铜沉头螺钉应没入刹车带厚度三分之一。刹车毂加工、刹车带换新后,应保证刹车带 75% 以上圆弧与刹车毂良好贴合。缆绳筒铜套外径与本体孔按 H7/s6 公差配合确定尺寸^[5],铜套内孔与轴按 0.001 5 d (d —轴径) 标准确定间隙。

3.2 刹车力试验

本文在缆绳筒侧板上钻孔,制作试验用工装。刹车力试验示意图如图 3 所示。

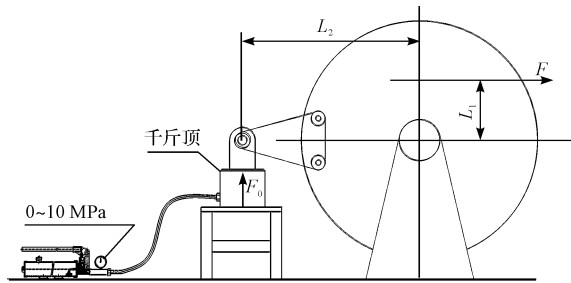


图 3 刹车力试验示意图

缆绳筒底径 $\phi 450$, 缆绳直径 $\phi 70$ 。缆绳受力 $F = 5 \text{ ton}$, 缆绳受力半径 $L_1 = 260 \text{ mm}$ 。工装支撑半径 $L_2 = 1200 \text{ mm}$, 千斤顶活塞直径 $\phi 95$ 。经计算,固紧刹车毂,承受 5 ton 缆绳拉力,需要千斤顶顶力 $F_0 = 10833.3 \text{ N}$,千斤顶油压大约为 1.53 MPa。缆绳筒刹紧后,千斤顶油压 1.6 MPa 时,缆绳筒保持不动。试验结果表明,缆绳筒修理后,刹车力满足使用要求。

4 传动齿轮维修

4.1 齿轮连续传动分析

液压马达通过齿轮驱动绞缆轴。小齿轮装在液压

马达轴上,大齿轮装在绞缆轴上,齿轮副传动比是 4:1。齿轮啮合传动图如图 4 所示。

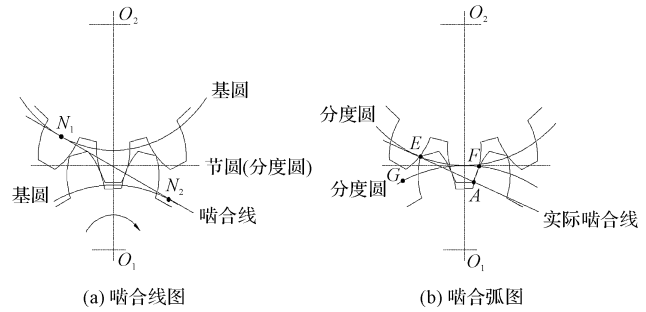


图 4 齿轮啮合传动图

$N_1 - N_2$ 啮合线; $A - E$ 实际啮合线; $F - G$ 啮合弧

该减速传动从小齿轮齿根与大齿轮齿顶的接触点 A 开始,然后啮合点沿啮合线 $N_1 - N_2$ 滑动,齿廓接触点由小齿轮的齿根向齿顶移动,在小齿轮齿顶与啮合线交点 E 处,大、小齿轮脱离接触,完成一对轮齿的一次啮合传动。大、小齿轮传动时,啮合线上可能有两点同时啮合,这两点间的啮合距离应小于实际啮合线段长度。一对轮齿从开始啮合到脱离啮合,分度圆上的啮合弧必须大于齿距 P ,即重合度 > 1 时,齿轮才能连续传动。

4.2 齿轮副的测绘、修理方案

4.2.1 传动齿轮测绘及数据分析

经测量并圆整,数据如下:

小齿轮齿数 $Z_1 = 27$, 齿顶圆直径约 $d_{a1} = \phi 230.4$, 齿根圆直径约 $d_{f1} = \phi 194.4$, 小齿轮磨损严重。大齿轮齿数 $Z_2 = 108$, 齿顶圆直径约 $d_{a2} = \phi 881.6$, 齿根圆直径约 $d_{f2} = \phi 845.6$, 大齿轮磨损轻微。模数约 $m = 8$, 标准中心距约 $a' = 540$, 实际中心距 $a = 540$ 。

从测绘结果看,大、小齿轮齿高都是标准齿高,中心距是标准中心距。但大齿轮齿顶、齿根直径偏大,小齿轮齿顶、齿根直径偏小。因中心距不变,属于等移距高度变位。正常情况下,为提高轮齿抗弯能力,应增加小齿轮齿根厚度。但实测齿轮副变位情况正相反,属单个例外传动设计。

4.2.2 齿轮修理方案

模数 $m = 8$ 的标准齿距 $P = 25.12 \text{ mm}$, 标准齿厚 $E = 12.56 \text{ mm}$ 。负变位后,小齿轮齿厚减薄,齿槽加宽。正变位的大齿轮情况刚好相反。小齿轮比大齿轮宽,小齿轮未磨损处齿厚大约 11.9、齿槽大约 13.1。

实测小齿轮磨损处齿厚大约 9.7 mm, 远超减薄 15% 齿厚的更换标准。实测大齿轮齿厚大约 12.5 mm, 没超正变位齿厚 15% 的更换标准。因此,决定保留大

齿轮,单配换新小齿轮。

5 液压马达小齿轮参数计算及材料选择

5.1 齿轮传动精度分析及选择

一般地,绞缆滚筒收、放缆绳速度在 15 m/min ~ 30 m/min 之间, max 50 m/min。绞缆滚筒和缆绳筒直径都是 $\phi 450$, 对应的绞缆滚筒角速度 10.62 r/min ~ 21.23 r/min, max 35.4 r/min。根据 4:1 的减速比, 得出小齿轮转速范围是 42.5 r/min ~ 84.92 r/min, max 141.6 r/min。小齿轮分度圆直径 $\phi 216$, 对应的线速度范围是 0.48 m/s ~ 0.96 m/s, max 1.6 m/s, 属于低速传动。

又因传动齿轮露天放置, 对齿轮传动精度要求较低。根据齿轮传动精度应用标准, 本文选液压马达小齿轮精度等级为 9 级。

5.2 液压马达小齿轮参数的确定

小齿轮齿高约 $h = 18$ mm, 经计算取模数 $m = 8$ 。小齿轮齿顶、齿根直径比标准值小 1.6, 负变位。高度变位齿轮计算公式为:

$$d_a = d_1 + m(2 + 2x_1) \quad (1)$$

$$d_f = d_1 - m(2.5 - 2x_1) \quad (2)$$

得小齿轮变位系数约为 $x_1 = -0.1$, 大齿轮变位系数约 $x_2 = 0.1$ 。综合大小齿轮测绘数据和齿轮传动啮合情况, 取小齿轮参数如下: 精度等级: 9 级, 齿数 $Z_1 = 27$, 模数 $m_1 = 8$, 分度圆直径 $d_1 = 216$, 齿顶圆直径 $d_{a1} = 230.4$, 齿根圆直径 $d_{f1} = 194.4$, 高度变位系数 $x_1 = -0.1$, 齿轮宽度: 90。

5.3 液压马达小齿轮材料选择

原齿轮材料 45# 钢, 调质处理。因小齿轮转速比较快, 啮合次数多, 磨损严重。另外, 小齿轮属单个换新, 负变位与大齿轮配对, 需要提高轮齿抗弯能力。因此, 决定选用 40Cr 锻料, 热处理采用调质 + 表面淬火^[7]。

6 液压马达小齿轮的强度校核

6.1 齿轮材料许用应力计算

6.1.1 许用接触应力

许用接触应力计算公式为:

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H\lim}}{S_H} = \frac{1\ 240}{1.5} = 826.7 \text{ MPa} \quad (3)$$

小齿轮选用 40Cr 锻料, 表面淬火, 接触疲劳极限 $\sigma_{H\lim} = 1\ 240$ MPa。取齿轮传动安全系数 $S_H = 1.5$, 则

小齿轮许用接触应力为 826.7 MPa。

6.1.2 许用弯曲应力

许用弯曲应力计算公式为:

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F\lim}}{S_F} = \frac{335}{2.2} = 152.273 \text{ MPa} \quad (4)$$

小齿轮选用 40Cr 锻料, 表面淬火, 弯曲疲劳强度 $\sigma_{F\lim} = 335$ MPa。取齿轮传动安全系数 $S_F = 2.2$, 则小齿轮许用弯曲应力为 152.27 MPa。

6.2 小齿轮强度验算

6.2.1 齿面接触强度验算

齿面接触应力计算公式为:

$$\sigma_H = Z_E Z_H \sqrt{\frac{(i+1)^3 K T_1}{2 i b a^2}} \quad (5)$$

式中: Z_E —弹性系数, $Z_E = 189.8$; Z_H —节点区域系数, $Z_H = 2.5$; i —传动比; b —齿宽; a —中心距。

小齿轮按 9 级精度加工, 载荷系数 $K = 1$ 。缆绳拉力 $F = 5$ t, 作用半径 $L_1 = 260$ mm, 大齿轮分度圆径 $\phi 864$, 则齿轮分度圆上的圆周力 $F_2 = 3.009 \times 10^4$ N。小齿轮分度圆径 $\phi 216$, 则小齿轮上的力矩 $T_1 = 3.25 \times 10^6$ 。将参数代入式(5)可得到 $\sigma_H = 660.05$ MPa。因 $\sigma_H < [\sigma_H]$, 齿面接触强度满足需要。

6.2.2 轮齿弯曲强度验算

轮齿弯曲应力计算公式为:

$$\sigma_{F1} = \frac{2KT_1 Y_{F1}}{bm^2 z_1} \quad (6)$$

小齿轮齿数 $Z_1 = 27$, 负变位。齿形系数取 $Y_{F1} = 2.65$ 。代入式(6)可得到 $\sigma_{F1} = 110.76$ MPa。因 $\sigma_F < [\sigma_F]$, 所以轮齿弯曲强度满足需要。

6.3 小齿轮强度校核结果分析

校核结果表明, 小齿轮轮齿弯曲强度和齿面接触强度全在允许应力范围内, 负变位的小齿轮满足传动要求。

7 齿轮副重合度、齿侧间隙校核

7.1 重合度校核

标准齿轮, 重合度大于 1, 就能满足正常传动需要。一般情况下, 重合度取值范围在 1.3 ~ 1.4。变位齿轮, 重合度必须大于 1.35^[8], 才能保证传动的平稳性和连续性。

新齿轮装配后, 小齿轮有近两个齿处于啮合状态, 即分度圆实际啮合弧长大约是(1 个齿距 + 1 个变位后的齿厚), 重合度约在 1.4 左右, 大于 1.35 的传动要求。

因此, 该开式变位传动能平稳、连续地进行。

7.2 齿侧间隙校核

新制小齿轮变位后,分度圆齿厚 $S_1 = 11.98 \text{ mm}$ 。齿轮传动,理论上是无侧隙啮合传动。加工齿轮时,齿侧间隙是通过控制齿厚偏差来实现的,目的是为润滑和齿轮热膨胀留出空间。该开式齿轮按标准成对换新时,齿侧间隙大约 0.56 mm 左右。

因保留大齿轮,单配小齿轮,装配后,齿侧间隙主要由大齿轮齿厚磨损和小齿轮齿厚偏差组成。

大齿轮正变位齿厚 13.14 mm ,大齿轮实测齿厚大约 12.5 mm ,大齿轮齿厚减薄约 0.6 mm 。尾绞缆机总装后,齿侧间隙实测 0.75 mm ,与大齿轮磨损量约 0.6 mm 、小齿轮齿厚偏差约 0.1 mm 之和相一致。

齿侧间隙 0.75 ,没超 2 倍标准齿侧间隙 1.12 mm 。因此,齿侧间隙满足传动要求。

7.3 重合度、齿侧间隙校核结果分析

经实际测量,齿轮副重合度满足传动的平稳性和连续性要求。齿侧间隙没超极限,实测值与计算值吻合,齿轮副满足使用要求。

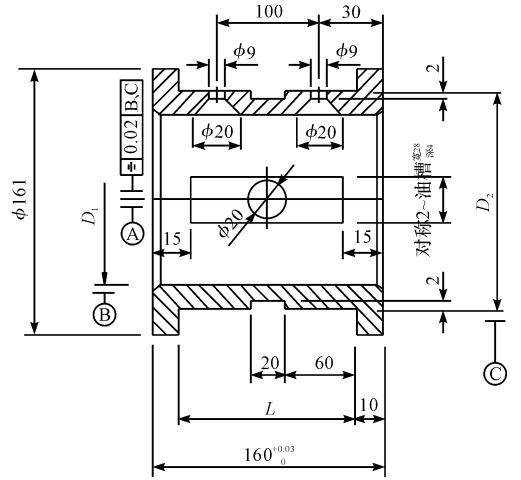


图 5 尾绞缆轴瓦结构示意图

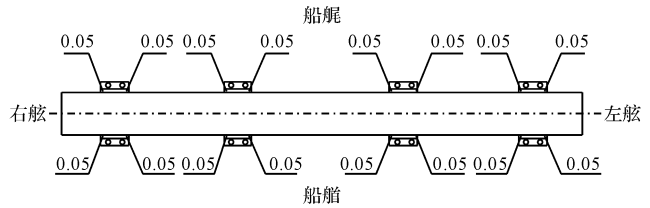


图 6 左尾绞缆机座微调示意图

8 轴瓦的加工、研配

8.1 轴瓦加工

尾绞缆轴由 4 副轴瓦支撑,每副轴瓦均由分体式、无垫片的两个青铜半瓦组成。尾绞缆机分解后,测量轴径;瓦座固紧后,测量轴瓦内孔。轴瓦间隙均超 $0.004 d$ (d —轴径) 的换新标准。

因此,新制 4 副轴瓦,轴瓦间隙是 $0.001 5d + 0.10$ 。轴承加工时,留 0.10 mm 研量,内孔尺寸按轴径 $+0.001 5d$ 给定。新瓦外径与座孔属过渡配合,按 $H8/k6$ 给公差。轴瓦翻边按 H8 确定公差。尾绞缆机轴瓦结构示意图如图 5 所示。

8.2 轴瓦研配

为保证轴瓦与坐孔接触良好,要求瓦背与坐孔均匀接触,红油检查,着色面积不少于 80%。

左尾绞缆机座固焊前,为使绞缆轴在轴瓦上呈自由状态,减少额外应力,减少轴瓦的研磨量,机座位置应根据轴与瓦的接触情况进行微调。要求轴与 4 个瓦底均应接触,轴与瓦口前后方向均有间隙且间隙尽量相等,其示意图如图 6 所示。

研配轴瓦时,要求齿面高度方向 30% 以上、宽度方向 40% 以上面积均匀接触,绞缆轴与下瓦在轴线前后各 45° 范围内均匀接触,面积不少于 80%。研配后,轴瓦间隙和齿面接触均满足要求。

9 绞缆机维修注意事项

(1) 齿轮尽量成对换新,换新时尽量选用标准传动。如需变位,小齿轮应正变位,大齿轮负变位,以增强小齿轮齿根抗弯强度;

(2) 齿轮选择材料时,尽量选用不同牌号钢,如采用相同牌号钢,也应进行不同热处理,使小齿轮硬度比大齿轮高 HB20~25;

(3) 小齿轮采用锻料加工。加工前锻件表面不允许存在折叠、夹层、裂纹、夹渣和过烧等缺陷。允许在不降低强度情况下对缺陷进行修补;

(4) 小齿轮加工时,锥孔大端尺寸尽量与原孔尺寸保持一致,确保小齿轮在液压马达轴上的位置保持不变,保证齿宽方向大齿轮与小齿轮完全啮合;

(下转第 326 页)

本文引用格式:

张庆举,张宇宁,王 洋. 某船尾绞缆机修理工艺的研究及应用[J]. 机电工程,2019,36(3):316-320,326.

ZHANG Qing-ju, ZHANG Yu-ning, WANG Yang. Research and application of repair technology for a ship's tail-warping winch[J]. Journal of Mechanical & Electrical Engineering, 2019,36(3):316-320,326. 《机电工程》杂志: http://www.meem.com.cn