

远 洋 船 舶 机 损 事 故 汇 编

(三)

1993—2003

中国远洋运输（集团）总公司

二 四年七月十日

序

1993~2003 年是中远发展史上极为重要的十年，1993 年 2 月 26 日，中远在人民大会堂宣布中远集团正式成立，从此中远集团进入改革、创新、发展的快航道，十年来中远的方方面面发生了巨大的变化。首先是成功实现了船队管理体制调整，先后组建集装箱船队、散货船队、液体散货船队和以特种船为主体的杂货船队等。其次中远船队技术进步取得惊人变化，顺应竞争需要，先后有第三代第四代集装箱船投入营运；有 VLCC 超大型双壳原油船加入中远；有世界少有的新型半潜船；有一批技术先进、适航适货的灵便型、巴拿马型、好望角型船舶加入中远船队。这些船舶装备着各种世界先进技术，有高压油泵 VIT 技术，柴油机智能化技术，SSP 技术，单机功率超过 58600 kW。同时一批经济性技术性能落后，技术状态不佳的老旧船舶退出远洋船队，实现船舶技术上的一大飞跃。

十年间，国际社会为了保护船舶和船员安全，防止污染海洋环境，要求 IMO 成员国在航运公司和远洋船舶建立国际安全管理体系，要求各港口国实施港口国检查。中远是一家负责任的大型国际航运公司，十年来，中远改革发展和技术进步的步伐一天也未停过，安全工作取得了令人瞩目的成绩，十年来机损、污染事故逐年减少，机损理赔额逐年下降，保险免赔额不断提高。港口国检查在要求越来越严、标准越来越高、检查频度越来越密的情况下，船舶滞留率逐年减低。国家海事局在 2003 年评选中国“安全诚信船舶”144 艘，其中中远各司有 96 艘船舶被评上，占总船舶数 66%。机务安全工作有力地保证了航运生产的需要，各种技术管理规章制度能够适应国际社会对船舶安全，人命安全，防止污染海洋环境的要求。

但是，我们必须承认，在船舶管理上尚有不少不尽人意之处，十年间发

生了一些机械事故和故障，既有责任性的，也有非责任性的，包括安全管理制度不到位，人员责任心不强，管理人员素质不高，应急应变能力欠缺，以及各种意外和不可抗拒的恶劣环境的影响等。这里面，有许多事故教训是十分沉痛的，有的甚至是用血的教训换来的，代价很大，这些资料具有很高的实用价值。今天，集团船技处和各司技术部门一起组织编写、印发这些事故案例，目的就是让广大机务工作者从中得到警示，防止事故重复发生。

国际公约的生效，钢船建造规范的形成，船舶检验规则的实施，以及船舶管理规章制度的执行，无不是从各种事故中得到启发。经过精心准备，中远“远洋船舶机损事故汇编（1993-2003）”与大家见面了，这是安全工作的一件实事，一个实招，是预防控制体系的一个组成部分。出现事故并不可怕，可怕的是我们不能从事故中吸取教训，改进自己，提高自己。我希望广大船员和机关管理人员认真学习，从中得到启发，接受教训，增强安全意识，提高应急应变能力，提高处理复杂技术问题的能力，为集团的改革和发展，为创造船舶管理的品牌，为中远事业作出贡献。



中远（集团）总公司副总裁 王富田

二 四年七月十日

前 言

船舶机务技术的管理本质是一种预防控制管理，做好预防控制工作，构建完善的预防控制体系是我们大力研究的一个课题。我们认为管理者、管理对象和环境是安全的三大因素，回顾 1993 年到 2003 年十年，中远在船舶管理上发生了一些安全事故和故障，发生的原因有安全管理机制问题、管理人员违章操作、工作人员素质低应变能力差，人员培训上的欠缺，以及各种意外和不可抗拒的恶劣环境的影响等，这些事故既有责任性的，也有非责任性的，教训非常深刻，代价也很大。

我们编写组对十年来的事故进行了汇总、分析和研究，收集了各司 8 大类共 134 篇典型事故和故障，请石俊岱、解占山两位退休的高级轮机长进行了核对和整理，集团总公司船技处李长秋对所有案例进行了研究和统稿，编写组成员一起专门进行了认真的讨论和审核，编写过程中还得到中远老领导老专家、各司机务技术领导和技术部门的指导。编写组人员本着认真严谨的态度编辑这些事故案例，有时一个案例就与有关人员讨论了很多次，目的就是希望在理论和实际上尽量不要出错，使本书具有参考价值，使每个阅读者有所收益。

中远“远洋船舶机损事故汇编（1993-2003）”是继中远机损事故汇编的第三个十年汇编，保持了工作的连续性。借此机会，向印发本汇编提供材料，参加编写、审核、指导典型机损事故的所有人员表示衷心感谢。由于有些事故时间久，编者水平有限，对事故的分析不够全面，疏漏或错误在所难免，望指正并提出宝贵意见和给予谅解。

本案例不作为保险理赔的证据。

编 写 组

中远（集团）总公司远洋船舶机损事故汇编

（1993-2003）

编写组成员名单

编写组成员（按姓氏笔画排列）：

丁春葵	方志伟	王志学	王伟彬	王新全	邓文鹏
李长秋	李春明	肖洪群	张世功	张燕青	里俊宝
杨学安	竺希望	徐玉平	陈 枝	汤金顺	赵金文
周一雄	周广仁	柯毅峰	舒 毅	黄占彪	黄明华
韩庆松	蔡 虹	蔡锦锋	戴福运		

责任编辑 王伟彬 李长秋 蔡 虹

审 核 石俊岱 解占山

目 录

一、主机

A、SULZER 机型

- 1、AQH 轮主机平衡器链条断损事故(2)
- 2、JH 轮主机燃油进入铝矿粉，造成缸套、活塞异常磨损.....(3)
- 3、GAY 轮主机透平重复发生故障和损坏(4)
- 4、ZH 轮主机 No. 7 缸燃油凸轮损坏(5)
- 5、FY 轮主机空冷器脏堵燃烧恶化.....(7)
- 6、XX 轮因主机失控造成重大碰撞事故.....(8)
- 7、C 轮主机增压器频繁喘振(10)
- 8、GHS 轮主机连续机损(11)
- 9、FH 轮主机 No. 2 缸活塞头烧穿(13)
- 10、DH 轮主机扫气箱爆炸空冷器损坏(14)
- 11、Z 轮主机 No. 9 缸排温异常转速波动(16)
- 12、FH 轮主机高压油泵柱塞多次咬伤、咬死(18)
- 13、GHM 轮超负荷运行引发主机机损(20)

B、MAN 机型

- 14、SHH 轮主机 No. 1 增压器转子弯曲变形.....(21)
- 15、SHH 轮主机 No. 3 缸活塞水伸缩管断裂.....(22)
- 16、XX 轮主机排气阀断裂掉入气缸(24)

C、B&W 和 MAN B&W 机型

- 17、PNH 轮主机排气阀凸轮移位.....(26)
- 18、YC 轮主机缸套、活塞异常磨损(28)
- 19、TH 轮主机气缸油混用造成活塞环异常磨损(29)
- 20、CH 轮主机增压器轴承多次烧毁转子损坏(30)
- 21、TZh 轮主机缸头裂纹事故.....(31)
- 22、XH 轮主机中间轴承断油烧毁(32)
- 23、JH 轮曲轴 No. 6 缸红套移位.....(33)
- 24、TAH 轮主机链条张紧装置调节螺杆断裂事故.....(34)
- 25、JYH 轮主机 No. 4 缸曲柄销机损事故.....(35)

26、SHH 轮燃油舱进海水，主机燃烧恶化裂缸套.....	(36)
27、MH 轮主机燃用劣质燃油，缸套异常磨损.....	(38)
28、TH 轮主机曲轴红套移位，缸头、缸套裂缝	(39)
29、ZH 轮主机 No. 3 缸缸头螺栓连根拔起	(40)
30、GJS 轮主机凸轮轴断裂事故.....	(41)
31、T 轮主机换向系统故障.....	(42)
32、LH 轮主机活塞断裂、裙部脱落	(44)
33、DR 轮主机 No. 5 缸活塞杆填料函碎裂	(45)
34、DOH 轮主机 No. 4 缸活塞裙脱落事故.....	(46)
35、YGH 轮主机链条断裂事故	(48)
36、ER 轮主机增压器压气机叶轮碎裂事故	(49)
37、BYH 轮主机 No. 2 缸燃油凸轮换向机构损坏.....	(51)
38、YEH、YH 轮主机增压器转子断裂	(53)
39、L 轮主机活塞环断裂、缸套裂缝.....	(56)
40、LSH 轮主机排气阀、缸套、活塞头损坏事故.....	(57)
41、YH 轮主机十字头导板损坏导致曲轴损伤	(58)
42、FH 轮主机主轴瓦脱铅事故	(60)
43、FNH 轮主机十字头滑油增压泵损坏事故.....	(65)
44、JLH 轮主机 No. 1 缸燃油凸轮损坏事故	(66)
45、关于 XX 轮主机高压油泵故障的思考.....	(67)
46、DHH 轮主机排气阀故障	(70)
47、TYH 轮主机空冷器故障.....	(71)
48、TSH 轮主机排气阀故障.....	(72)
D、其它低速机型	
49、GTD 轮主机失控引起的碰撞事故.....	(73)
E、中速机	
50、GBK 轮主机连杆螺栓断裂.....	(75)
51、HS 轮主机进气阀卡死，断裂落入气缸	(76)
52、GBK 轮主机排气阀阀杆断裂，气阀落入气缸	(77)
53、XSK 轮主机 A5 缸连杆螺栓断裂、伸腿.....	(79)
54、HTH 轮主机滑油超时使用，主轴承、连杆轴承损坏.....	(81)
55、SJ 轮主机凸轮轴、凸轮传动齿轮损坏.....	(82)
56、XYC 轮主机减速齿轮箱轴承损坏	(83)
57、TH 轮主机 No. 3 排气阀阀头断裂，敲坏缸头、活塞.....	(84)

二、副机

A、MAN B&W 机型

58、JC 轮 No. 1 副机 No. 5 缸伸腿事故..... (86)

B、DAIHATSU 机型

59、HMH 轮 No. 2 副机飞车,发电机损坏事故.....(87)

60、TC 轮副机跳电,船舶失控碰撞码头.....(88)

61、HJH 轮因副机误操作引起海损事故(89)

62、XGH 轮副机活塞、缸套异常磨损.....(90)

63、YC、TC 轮副机先后发生伸腿事故.....(91)

64、TGH 轮副机损坏事故.....(92)

65、JLH 轮 No. 2 副机伸腿事故.....(93)

66、RC 轮 No. 2 副机曲轴事故.....(94)

67、TAH 轮 No. 3 副机主轴瓦瓦盖断裂事故.....(95)

68、TSH 轮 No. 2 副机机座裂纹事故.....(96)

69、GXC 轮副机大修后的机损事故(97)

70、RSH 轮副机透平损坏事故(99)

C、MAK 机型

71、GTH 轮违章指挥引起的副机机损事故.....(100)

72、BH 轮 3 台副机缸套、活塞环、轴承异常磨损.....(101)

73、XH 轮副机冷却水高温跳电,船舶失去动力.....(103)

D、WARTSILA 机型

74、JH 轮 No. 1 副机高压油管破裂,机舱失火(105)

75、ZH 轮 No. 3 副机损坏事故.....(106)

76、LH 轮 No. 1 副机增压器转子变形损坏(107)

77、LH 轮副机飞车曲轴报废.....(108)

78、QH 轮 No. 2 副机曲轴损坏事故.....(109)

79、YH 轮 No. 3 副机 No. 3 缸排气阀断裂,活塞缸套和增压器损坏.....(110)

80、H 轮 No. 2 副机 No. 2 缸连杆伸腿事故.....(111)

81、TH 轮 No. 2 副机平衡轴损坏事故(113)

82、SH 轮 No. 2 副机伸腿事故(114)

83、LHH 轮 No. 3 副机平衡轴故障.....(115)

84、GHM 轮和 GHY 轮相继发生的两起副机机损事故(116)

E、其他机型

85、PC 轮 No. 3 副机连杆、主轴承损坏.....	(118)
86、LH 轮、LHH 轮副机断滑油断油造成轴承烧毁、主轴颈拉伤.....	(119)
87、GMC 轮水击造成副机全损大事故.....	(120)
88、XX 轮副机曲轴断裂事故.....	(121)
89、FCH 轮 No. 1 副机轴瓦脱铅事故.....	(123)
90、MZH 轮副机曲轴损坏事故.....	(124)
91、LX 轮 No. 3 副机起动飞车，并列运行异常跳电.....	(125)
92、Y 轮副机起动系统故障.....	(126)
93、LH 轮 No. 3 副机 No. 3 连杆伸腿	(129)
94、GDY 轮 No. 2 副机飞车造成机损	(130)

三、主发电机 应急发电机

95、SH 轮主机轴带发电机烧毁.....	(133)
96、LH 轮发电机异常损坏.....	(134)
97、LLH 轮 2 台主发电机意外烧毁	(135)
98、JLC 轮 No. 1 发电机损坏.....	(136)
99、XH 轮主配电板异常烧毁.....	(137)
100、SSH 轮 No. 3 发电机损坏事故.....	(139)
101、LH 轮应急发电机故障，船舶失去动力.....	(140)

四、锅炉

102、XX 轮废气锅炉着火烧塌损坏	(142)
103、GFS 轮废气锅炉烧毁事故.....	(143)
104、BC 轮辅锅炉爆燃，烧伤检修人员	(144)
105、LH 轮辅锅炉缺水烧损	(145)
106、GDY 轮辅锅炉烧塌事故.....	(146)
107、SSH 轮废气锅炉烧塌事故.....	(147)
108、HYY 轮组合锅炉水管裂漏事故.....	(149)

五、起重机械

109、FY 轮 No. 4 起货机吊杆稳索钢丝断裂.....	(151)
110、TBH 轮 No. 2 克令吊臂损坏事故.....	(152)
111、CH 轮克令油泵损坏事故	(153)
112、BH 轮克令油泵损坏事故	(154)

113、JSH 轮 No. 4 克令油马达损坏事故.....	(155)
114、AQH 轮 No. 3 克令吊臂摔毁事故.....	(156)
115、SBS 轮 No. 3 克令滚筒损坏.....	(157)
六、其他设备	
116、MH 轮和 SHH 两轮舵轴承损坏事故.....	(159)
117、STH 轮锚机刹车失灵 ,右锚和 11 节锚链丢失.....	(161)
118、TSH 和 TYH 两轮锚机和锚眼故障.....	(162)
119、CHH 轮救生艇施放不当掉入海里.....	(164)
120、XX 轮舵叶卡死造成船舶搁浅	(166)
121、DL 轮舵叶失落 ,船舶失控.....	(168)
122、XX 轮舵叶丢失事故	(169)
123、DHH 轮 No. 3 舱左舱盖失控脱轨事故.....	(170)
124、TL 轮丢锚事故.....	(171)
125、DQH 轮空调压缩机活塞连杆损坏事故.....	(172)
七、燃润油	
126、KJH 轮水泥漏入燃油舱事故.....	(173)
127、NCH 轮主机系统油污染事故	(174)
128、QZH 轮主机系统油乳化事故	(175)
八、火灾 , 污染	
129、THH 轮机舱火灾事故	(177)
130、XX 轮主机高压油泵故障引起的火情.....	(179)
131、GZH 轮机舱火灾事故	(180)
132、XM 轮污染事故.....	(182)
133、HSH 轮污染事故	(183)
134、JZH 轮油水分离器事故.....	(184)
九、远洋船舶机损事故汇编事故统计分析	(185)

第一部分 主机

1、AQH 轮主机平衡器链条断损事故

主机型号：HITACHI ZOSEN SULZER 6RT

事故经过：

1995年3月1日0900时，该轮在经由太平洋返回国内的途中，机舱值班人员发现主机平衡器响声大，主机有剧烈振动，当即停车。经轮机长与值班人员对主机平衡器检查，发现平衡器链条已断7节。事故后该轮按公司指示减速航行，到香港更换链条。

这次事故的直接经济损失为9.8万元人民币，损失时间20小时。

事故原因：

1、该轮曾于8月8日利用靠码头的机会，对主机平衡器和链条进行过常规检查，发现有3节链子的连接板已松动，并用手锤打紧。虽然当时这样处理后没有发生异常情况，但却由此埋下事故的隐患。因为说明书的要求是“发现链条的连接板松动时，需将链条换新，”而且“装配时一定要使用专用工具”。

2、船舶处于恶劣海况时，产生轴系不正常振动使主机平衡器的受力大大加大，从而导致传动链条的损坏。

事故教训：

在实施对机械设备的检修保养中，不仅要按规定的时间间隔和检查内容进行，还必须严格按照说明书规定的检修方法和要求进行。

2、JH 轮主机燃油系统进入铝矿粉， 造成缸套、活塞环异常磨损

主机型号：IHI SULZER 6RD76

事故经过：

1995年3月18日在温哥华装完货的JH轮开始返航上海的航程。20日海况恶劣风浪大、船舶左右摇摆、上下颠簸。上午轮机长对主机做了适当减速；下午主机出现各缸排烟温度高，转速下降、冒黑烟和扫气箱多次着火等险象，换用轻油后也没有效果，主机还出现转速大幅度波动和爆燃现象。因前面海况恶劣不能停车检查，经请示公司同意返回温哥华港检查修理。23日JH轮掉头，主机使用轻油降速维持航行。3月26日抵靠维多利亚港码头后，轮机部对主机6只缸做了吊缸检查，发现气缸套内较脏，有的缸活塞环断裂和咬死，缸套异常磨损，扫气箱脏污严重，排泄管堵死。对燃油系统进行拆检发现燃油供给管中、分油机内沉积很多铝矿粉，打开燃油沉淀柜、日用柜道门检查内部，油脚（铝矿粉）很厚，燃油驳运系统中也沉积很多铝矿粉。船上奋力抢修了一个多星期的时间，再加装新的燃油后，才恢复了航行能力。

事故原因：

1、燃油舱的透气管是沿着货舱壁向上穿过货舱顶板至甲板的，而货舱中的铝矿粉就是从油舱透气管上的烂穿处进入了燃油舱。

2、在大风浪中随着船舶颠簸翻滚上来铝矿粉，沿着驳运系统进入沉淀柜，再逃过分离机械进入日用柜设施，进一步就被供油系统喷入了气缸。

3、燃油系统进入铝矿粉引起油嘴雾化不良、燃烧不良，破坏了气缸润滑，铝矿粉起到了磨料的作用，加剧了活塞环和缸套的不正常磨损，使活塞环咬死、断裂，再导致进一步的燃烧恶化，这样的恶性循环致使主机压缩压力降低，有的缸不能发火，有的缸爆燃进而造成转速下降和大波动等一系列难以维持正常运转的险象。

事故教训：

1、要切实加强对经过货舱（尤其是散货舱）的各透气管、测量管的检查、保养，发现损坏要及时修理。

2、要严格按照船舶燃油管理的各项规定，做好对燃油的管理工作。如定期对油柜、各过滤器和分油机进行解体清洁检查，发现垃圾、油脚过多要及时查明原因、消除各种隐患，确保主机在海况恶劣环境中的安全运转。

3、GAY 轮主机透平重复发生故障和损坏

主机型号：SULZER 6RLB56 主机透平型号：VTR454-31

事故经过：

GAY 轮 1995 年开离 PASLRGUDA 港三天后航行在马六甲海峡时，因主机透平扫气压力太低、排烟高温，主机转速加不上去，被迫漂航解体透平，内部清洁、更换了两端轴承、油泵和油气封，装复后续航。两天后运转中的主机透平有严重摩擦声，油泵断油，主机转速急剧下降，GAY 轮不得不再次漂航解体检查透平。检查中发现油泵咬死、油气封损坏，风机端叶轮与壳体有擦碰痕迹。经请示公司，按主管要求 GAY 轮慢速坚持到科伦坡港，并安派新加坡中远海事派人到船实施修理，同时要求轮机长上报所急需的备件。

6 月 15 日，GAY 轮驶抵科伦坡港，19 日透平转子等备件到船后，立即着手修理并于第二天开航。但主机运转近两小时，换过转子的透平的扫气压力只有 0.002，比原来还低，主机不能提速。GAY 轮再次折返科伦坡港重新订购透平转子等备件，直至 6 月 28 日才完成修理正常开航。

GAY 轮主机透平故障前后漂航自修两次、进科伦坡厂修两次，长达 20 余天。

事故原因：

1、轮机长、大管轮工作责任心差，存在侥幸心理，拖延修理而酿成事故。

1995 年 4 月份轮机长换班时，接班轮机长就被告知主机透平已脏污，需做解体清洁。而 GAY 轮又继续营运了几个天津至日本航次后，曾于 5 月 4 日回到营口港，而且连续停港 14 天，PASLRGUDA 港又停泊了 6 天。在这些停泊时间里，无论是厂修还是自修都具备充裕的时间，但就是没有进行。

2、没有按照说明书的规定和要求实施拆装，再次种下事故祸根。

在马六甲漂航自修中，因轮机长错误地担心如再有故障没有备件更换，而没有使用船存的新的轴承备件，换上了一对过去厂修换下的情况不明的旧轴承。

3、业务水平低，工作粗心大意，不能在第一时间发现事故苗头。

第一次错误地换上一对情况不明的旧轴承后，在试运行中船方又失于加强观察、检查，没能及早发现透平油泵供油不正常的问题，进而扩大了损坏程度。船上申订备件却不能提供准确的型号、备件号；备件上船时没能查验出新转子的叶轮尺寸不一样（小了很多）就同意厂方安装；到开航后主机不正常，再次返回厂修拆检才进行尺寸测量，致使船舶停航重新订购、等待备件。

事故教训：

1、机务主管要在努力提高自身业务素质的前提下，加强对船舶的现场检查监督力度；对自己所管船舶的技术资料、重要设备的技术状况以及船存备件的实际情况，要有深入的了解，才能够做到跟踪船舶的技术管理并能给船舶提供及时有效的技术指导。

2、努力提高船员素质，加强业务技术培训和考核。轮机员要认真阅读主管设备的说明书。平时不准备、不熟悉，遇到故障手忙脚乱；不按技术要求拆检，必将埋下事故隐患。

3、对存放在船的旧备件，应用专门标签注明其名称、型号、备件号；技术性能状况、被换下的时间及处理意见。

4、ZH 轮主机 No. 7 缸燃油凸轮损坏

主机型号：SULZER 9RTA84C 营运功率 31097 kW 营运转速 97 转/分

事故经过：

ZH 轮于 1994 年 1 月出厂投入营运。1995 年 11 月 11 日航行中，1530 值班轮机员在主机上层时隐约听到主机后部有“咚!咚!”的撞击声响，寻声查找后确认异常声响来自主机 No. 7 缸和 No. 8 缸凸轮轴箱处。值班轮机员回到集控室通知驾驶台把主机操纵转到集控室操纵；通知轮机长和大管轮；同时把主机转速自 96 转/分降到 30 转/分。减速后异常撞击声依旧，只是节奏慢了下来。轮机长、大管轮下到机舱后，到主机 No. 7、No. 8 缸高压油泵凸轮轴箱处，打开高压油泵本体下部的凸轮轴箱上的小道门进行检查，发现 No. 7 缸高压油泵滚轮导套机构已移位 90 度，凸轮与滚轮呈 90 度交叉接触，No. 8 缸凸轮与滚轮工作正常。经与驾驶台联系，经船长同意主机于 1540 停车。打开道门盘车检查，发现滚轮局部撞碎。并磨出一道沿轴向的凹坑（尺寸：100 mm × 30 mm × 5 mm）；燃油凸轮表面被拉毛和磨损约 0.5 mm；滚轮导套机构、滚轮、凸轮报废不能用。经请示公司后，对主机 No. 7 缸进行单缸停油、降速航行到目的港。抵港后造船厂技术人员更换了凸轮、滚轮和导套机构一套，才恢复正常航行。

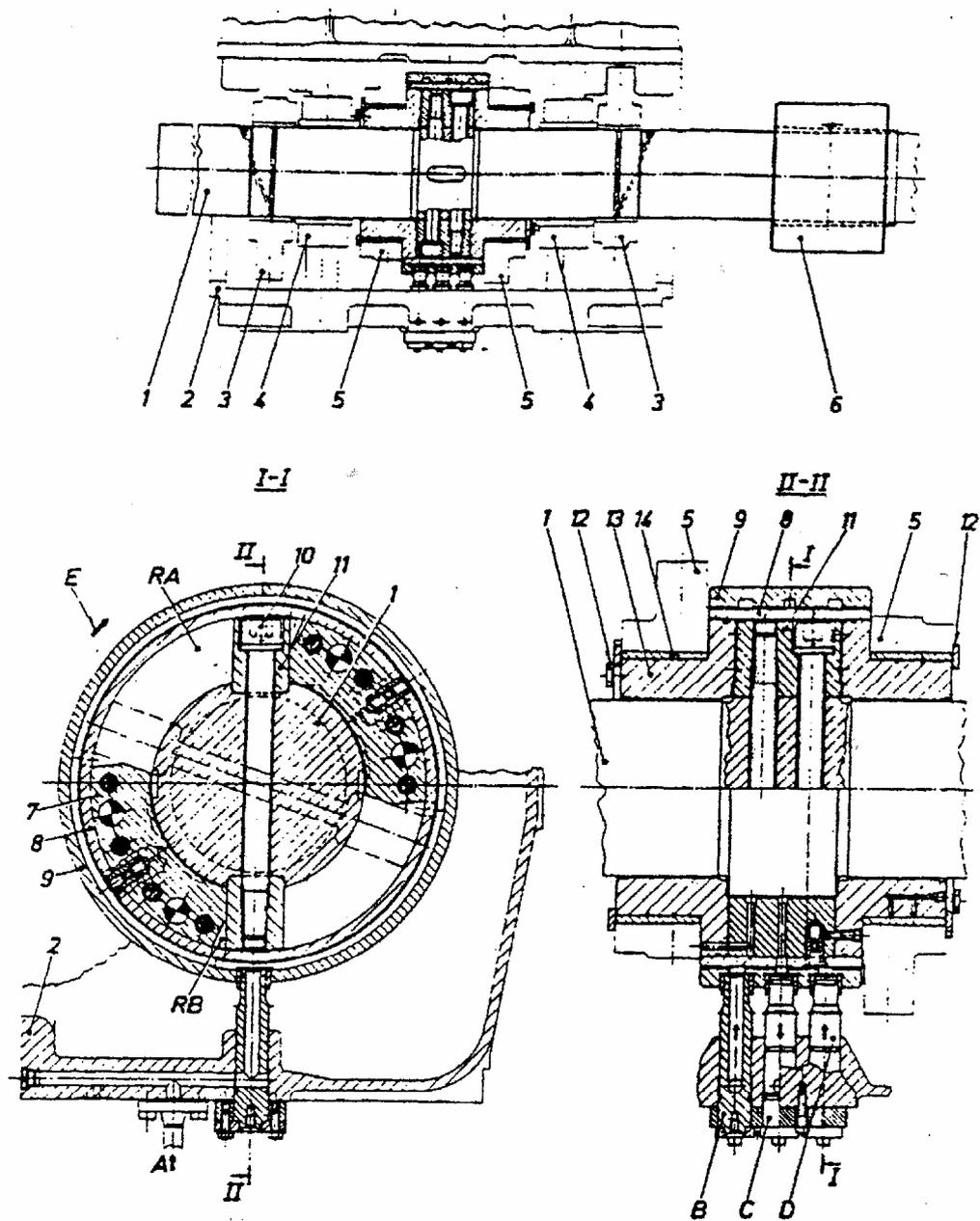
事故原因：

ZH 轮是一艘出厂没有多久的新船。主机高压油泵的凸轮换向一改以往的整根凸轮换向方式，采用新型单缸凸轮换向（如图）。其换向是由液压控制的分隔元件 7 和换向臂 11 转动而带动高压油泵的凸轮转动，使凸轮移动相对位置来实现差动换向（RA 进油时为正车—B 油管进油，RB 进油时为倒车—D 油管进油）。

从损坏的高压油泵的滚轮导套机构中来看，在保险插销头部，有被撞击和磨损的痕迹以及导套垂直槽的损坏痕迹表明，该事故的原因主要是由于导套保险销紧固螺丝（船厂）未上紧，而且保险销均未用钢丝保险。这样该机构在船舶进出港或者在机动操纵时，频繁正、倒车，滚轮也频繁动作和主机运行中导套上下运动、震动，引起固定螺丝松动，时间一长，保险插销移位，导致运行中滚轮窜动和撞击，造成滚轮局部撞碎，滚轮导套移位损坏和凸轮拉毛、磨损的事故发生。

事故教训：

- 1、该事故是由于船厂的失误引起，它提醒我们的监造人员要在工作中注意加强监督检查，对于存在的问题要及时联系厂方予以解决。
- 2、近几年所建造的船舶，主机（低速二冲程 RTA 柴油机）的换向机构大多采用此机构。要提醒同类型船舶注意，抓紧时间检查该机构的保险情况，杜绝发生类似事故。
- 3、当船舶主、副机在运行中发现运动部件有不正常的敲击时，在场的轮机人员应尽早采取措施或停车检查。切忌延误时机把事故扩大，造成更大的损失。



1-轴; 2-高压油泵壳; 3-凸轮; 4-凸轮轴承; 5-燃油凸轮; 6-考必令; 7-分隔元件;
8-布司; 9-滑动环; 10-螺丝; 11-换向臂; 12-锁紧装置; 13-伺服器; 14-布司

图为 9RTA 84C 燃油凸轮换向机构

5、FY 轮主机空冷器脏堵燃烧恶化

主机型号：SULZER 6RND76 1973 年由南斯拉夫五·三厂制造

事故经过：

1996 年 6 月，FY 轮主机开始冒黑烟，燃烧工况恶化。No. 1、No. 3 缸接连发生扫气箱着火，增压器喘振，主机被迫减速运转。6 月 27 日 No. 3 缸排烟温度上升至 450℃，排烟管烧红，只得调低第 3 缸的进油量来减低排温。到港后吊缸检查，发现第 3 缸活塞环槽间隙过大，活塞环咬死，已失去密封作用。第 1 缸吊缸，活塞环全部换新。还对定时进行了调整，清洁了 6 个缸的扫气箱，主空冷器原地做了化学清洗。航修后，主机工况有所好转，但空冷器前后压差仍较大。12 月初主机又冒黑烟，主机增压器转速上不去，主机转速稍增加点，就易造成扫气箱起火。为此，又对定时进行了检查调整对油头进行了泵压，对扫气箱进行了清洁，但效果仍不明显，主机只能维持开 65 转/分。

1997 年 5 月进行航修。主要项目有，增压器解体检查，转子和喷嘴环化学清洗，第 1 缸吊缸检查并换新缸套，各缸定时重新校正。效果：主机在 50 转/分以下时排烟正常，70 转/分时轻微冒黑烟，75 转/分以上时黑烟严重，可以说工况未见好转。

船到新加坡后，拆下空冷器进厂进行彻底清洁（原 1/3 冷却管被海生物堵死）。船上又对 6 个缸的扫气箱进行清洁，掏出油泥 20 余桶，口琴阀全部拆洗（换新 10 组）。上述工作完成后，主机工况恢复了正常。

事故原因：

FY 轮自 1996 年 6 月主机工况恶化，第 1、3 缸扫气箱接连起火，到 1997 年 5 月以后在新加坡航修得以恢复正常。在一年的时间里好象走到哪、就修到哪，一直在折腾。在自修和三次航修期间做了大量重复性的检修工作：共计吊缸 3 缸次、检查定时 3 次、油头泵压一次、清洁扫气箱 3 次、解体透平增压器一次、直到最后一次才做了“口琴阀片全部拆洗并换新 10 组”这项从一开始就该做的工作。从上述经过应该得到的结论是：

忽略了口琴阀性能状况不佳这个首要因素。因为口琴阀单向气密不好，会影响扫气压力，直接影响燃烧质量；同时口琴阀单向气密不好，还会把活塞下部加压的气流倒灌进入扫气箱，如果活塞环的密封不好的话，扫气箱很容易被污染，甚至起火；进而也会造成空冷器的污染；而空冷器的污染又反过来影响主机的燃烧工况，使排烟温度升高、甚至结碳，影响气缸润滑、加快缸套和活塞环的磨损，这种恶性循环不断加重，就会诱发和加剧透平喘振。所以，如果说造成燃烧恶化的原因是空冷器脏堵的话，那么致使空冷器快速污染的原因就是口琴阀（单向气密不好）了。

事故教训：

FY 轮的这件事例非常典型，因为它消耗了我们巨大的人力、物力和精力，增加了船员们的海上风险，影响了船舶的营运效益。

影响主机燃烧工况的因素很多，要针对故障的特征及其征兆规律，结合主机自身的技术状况——即对过去的维修检测数据和轮机日志中各种相关的运转参数的数据记录进行认真分析，在诸多因素中抓住最关键的、首要的因素，给予优先解决——这是阻断状况恶化、避免损失扩大、减少重复修理的正确方法。

另外，在运行中监视主机空冷器脏污程度的压差表（U 型管），要保持其正常显示功能。

6、××轮因主机失控造成重大碰撞事故

主机型号：SULZER 5RTA62 7203 kW 81 r/min 1989 年日本制造

事故经过：

1996年12月14日10点40分，××轮满载64,000吨货物从密西西比河135海里处的LAPACE锚地出发，顺流而下，意欲出河口返东南亚卸货。11点03分主机转至驾驶室控制，11点30分主机港内全速（72.5 r/min），14时06分主机机油泵低压报警并随即自动停车。当时船舶刚过新奥尔良大桥，14时07分驾驶室值班人员感到船舶震动，主机转速只有30 r/min左右，即询问机舱控制室，并将控制转向机舱。当时另一台机油泵处于自动备用位置，但没有启动。机舱人员即刻人工启动了备用油泵，14时09分主机重新启动恢复运行。但为时已晚，船艏已扫过河岸的停车场和商店，14时11分船舶沿岸边坐浅。

损失修理费用120万美元，修期56天；保险公司也为此赔付了5000万美元（至今仍未完全结案）。

事故原因：（即主机停车原因）

1、主机机油压力在事发前就偏低

根据该轮自动打印记录，这次报警前的机油压力为0.264 MPa。这与报警压力值（0.25 MPa）、自动停车压力值（0.23 MPa）相差不大（只有0.014~0.034）。主机运转引起的油温正常升高、机油滤器压差的正常加大，船舶摇摆较大时可能引起机油泵吸入压力的瞬间降低，都有可能造成机油压力下降到0.23 MPa而致使主机停车。

2、机油太脏，滤器前后压差太大

该轮主机机油由于分滤不当和漏入燃油等原因，先后造成粘度超过允许极限，滤器前后压差长期0.06~0.07 MPa（正常应≤0.04 MPa）。这也是造成该轮平时机油压力偏低的原因之一。

3、该轮主机机油泵的自动转换未起作用

该轮自动转换采用压力型开关，压力源来自进主机的机油管路，自动转换压力设定为0.24 MPa，压差为0.03 MPa，装置具有下列三个特点：

（a）机油泵初次起动后只要压力超过0.27 MPa，另一台泵就自动置于“备用”，即当系统压力低于0.24 MPa时自动起动投入运行。

（b）机油泵初次起动后，在设定的时间内（原设定时间为起动后的10~30分钟），油压未达到0.27 MPa以上，在该时间内将另一台泵置于“备用”位置。当系统压力低于0.24 MPa时，另一台泵就会自动投入运行。

（c）机油泵初次起动后，在设定时间以后，才将另一台泵置于“备车”位置，如果油压不超0.27 MPa，那么当油压低于0.24 MPa时，另一台泵就不会自动投入运行。如果油压超过0.27 MPa，那么当油压低于0.24 MPa时，另一台泵会自动投入运行。

由于该轮平时机油压力偏低，机油泵的设定转换时间被船上主管人由原设定的10~30分钟

改调为 10 秒。从而使转换功能形同虚设，即上述“(c)”状况，当油压低于 0.24 MPa 时，另一台泵根本就不能自动投入运行。

4、主机循环油柜油位太低，是导致瞬间机油压力过低主机停车的直接原因

该轮主机循环油柜容积量为 17.5 m³，油深 1.16 m；油位低位报警为 9.3 m³，油深 0.6 m。事发时循环油柜实际存油只有 7.5 m³，油深 0.44 m。这种油位偏低情况已连续几个月时间（主管人员还调改了报警值）。事发时，船速 12.5 节左右，还正值大角度向右转弯，船舶向左倾斜。本来就过低的油位加上（船舶）突然左倾，使位于油柜右侧的机油泵吸入口骤然漏出油面，机油泵抽空，导致机油失压，主机自动停车。

（这时，就是另外一台机油泵能够起动，也无法逃脱抽空、失压、停车的厄运。）

事故教训：

1、加强责任心，强化机油管理工作。

这次事故暴露出该轮在机油管理工作中存在着不少问题。该轮机油系统和机油状况长期处于不正常状态，如机油脏、粘度高、压力偏低等。事发前一个多月公司曾指令“认真清洗循环柜，更换机油”，并于 1996 年 11 月 5 日收到了船上已清洗油柜和更换了机油的回复。事实上没有清洗油柜。船上为了减少新机油污染，有意加少了循环油柜的油量（准备另觅时间清洗油柜），致使滤器前后压差大和系统压力偏低的问题没能解决，还埋下了循环油柜油位过低这个祸根。

2、擅自改动安全设施的设定值的做法，遗患无穷！

（该轮对机油泵自动转换设定时间和循环油柜油位低报警值，做了擅自改动。）

7、C 轮主机增压器频繁喘振

主机型号：IHI SULZER 8RND76M 增压器型号：IHIVTR631-1

主要经过：

增压器喘振是该轮的常发故障现象。1998 年 4 月在 SHA 港曾更换了 No. 1 空冷器（备件是翻新件）；7 月份在 SGP 港更换 No. 2 空冷器（备件也是翻新件）；还由厂家解体 No. 1、2 增压器（油泵和轴承换新），当时虽发现叶轮腐蚀较严重，因船期紧没有实施修理。修后主机转速可达到 112 转/分，只有当外界负荷增加较大时，增压器才会偶发喘振。

1998 年 8 月下旬开始，喘振次数逐渐增多。主机必须是在增压器转速 ≤ 7900 转/分或油门指示 ≤ 6.5 格、总排烟温度 $\leq 515^{\circ}\text{C}$ （集控室表指示的极限 $\leq 525^{\circ}\text{C}$ ）的前提下运转，否则增压器就会喘振。

1998 年 9 月从上海港开出，主机转速开始为 106 转/分（主机限制转速为 115 转/分），外界负荷稍有增加或用舵角 35° 时，两台增压器就会连续地先后发生喘振、排烟温度马上升高 $\geq 525^{\circ}\text{C}$ 。为了主机安全，将主机转速逐步下降，最后只能在 94 转/分左右运转（因主机共振转速为 96~102 转/分）。

该轮自报按靠泊港的顺序，对主机做的维修项目有：

1) HK 港，检查空冷器气面，看到空冷器表面很干净，散热片金属发亮，做了化学清洗；还对扫气箱、口琴阀、进、排气口进行了清洁检查。

2) SGP 港，废气炉烟腔化学剂浸泡，并用机械疏通。离港后航行中每天进行蒸气吹灰两次。

3) DUR 港，增压器滤网拆下化学清洗，在两台空冷器的空气进口处各装一只压力表（原来只有在空冷器的空气出口有压力表），可以观察它的压差情况。

开离 DUR 港后，航行中每三天用 ACC-9 与水混合液对空冷器冲洗一次。但该轮称效果甚微。在自 DUR 港驶向 BNA 港途中，由于顶风、顶流，增压器喘振程度有增无减且更为频繁。被迫将主机再次降速至 90 转/分左右。

事故原因：

1、如上述经过内容属实，营运中主机运转工况肯定隐藏着一些不正常因素，即带病运行。如对示功图进行分析，可能存在压缩压力、爆炸压力低，有后燃现象。说明活塞环、缸套和口琴阀的状况不理想。

2、在自 DUR 港驶向 BNA 港途中，主机存在有超负荷运转的情况（遭遇恶劣海况时，用同样转速，主机的马力负荷是不一样的）。

3、对口琴阀的维修不全面，单向密封性能差；对空冷器的清洗工作不彻底。

事故教训：

1、注意加强业务培训，强化、提高现场监督指导的工作力度和水平。

2、强化船舶基础工作（示功图，检修记录），确保各处压差表的正常使用状态，分析故障要有根据（数据），减少盲目性，提高鉴别分析能力。

8、GHS 轮主机连续机损事故

主机机型：SULZER 6RLB56 5640 kW 130 r/min 1984 年由南斯拉夫建造

事故经过：

该轮自 1998 年 8 月 5 日起到 10 月 31 日，在不足三个月的时间里，连续重复发生主机缸套严重拉缸、裂损、活塞头烧蚀、活塞令槽烧融等事故。共损坏气缸套 9 只，活塞头 5 只：

1、1998 年 8 月 5 日在印度贝迪港锚地等候进港期间，第 6 缸（运转 7208 小时，未发现不良缺陷）正常吊缸检修。活塞吊出后，发现缸套气口处有多条裂纹，活塞检测正常，换新缸套、更换全部活塞令后装复。

2、1998 年 9 月 14 日航抵越南胡志明港，因第 4 缸缸套漏水吊缸，发现严重拉缸，缸套有多条横向、纵向裂纹，第 1 道活塞令卡死在令槽中，更换新缸套和备用活塞组。

3、1998 年 9 月 21 日自国内张家港满载出航，第二天刚出长江口，因第 6 缸缸套裂损、大量漏水，漂航吊缸。发现缸套严重拉伤，内表面多处金属剥落，活塞头第 1 令槽以上部分被 1~3 毫米的金属包层裹住，明显是与缸套高温摩擦形成金属焊接现象（8 月 5 日新换的缸套仅使用 557 小时）。更换新缸套和备用活塞头。

4、1998 年 10 月 23 日中午，即漂航吊缸续航后仅 10 多个小时，第 2、4 两个缸同时裂漏。因前方有 10 级台风，同时船上也没有备用缸套，只好封两缸慢速开往福建的三都澳锚地避风等候缸套备件。在锚地船员又吊第 2、4 两缸，发现缸套气口处多处横向裂纹，表层多处剥落，活塞令全部卡死，活塞头部第一道令槽以上被金属包裹，船员敲除包层约 1~3 毫米后打磨换新令装复。第 4 缸距 9 月 14 日换新缸套只使用 334 小时。

5、1998 年 10 月 28 日，0915 由三都澳锚地开航，1310 定速。1800 又发生第 3、5 两缸严重敲缸、第 6 缸再次裂漏一系列不正常现象，船舶无法继续航行，10 月 29 日锚泊福建建平海港外锚地。船员再次吊出第 6 缸换新缸套，因第 1 道令槽烧融活塞令无法取出，船上已无备用活塞和缸套，只得封第 6、3 两缸慢速开往厦门港锚地等待备件和安排厂修。这次第 6 缸缸套仅使用 28 小时。

6、1998 年 10 月 31 日到 11 月 3 日，该轮在厦门锚地航修，并由公司技术部门组织调查，查找分析原因。在厦门锚地，更换第 6、1 两缸的活塞头；第 1、3、5 三个缸的缸套。拆检中发现第 1、3 两缸的气缸油注油器积碳咬死；而各裂损的缸套的裂纹大多在气口附近，呈横向断裂状，少则 4 条，多则有 16 条横向裂纹。

事故原因：

该轮在短期内连续共损坏 9 只新缸套（其中第 6 缸 3 只、第 4 缸 2 只，第 1、2、3、5 缸各 1 只），还有 5 只活塞头。其中有 3 只缸套损坏时的工作小时之低（557、334、28 小时），令人心惊！查阅轮机日志、维修记录、车钟记录、测量报告，及轮机长、大管轮工作记录以及查看损坏的部件，大家认为原因并不复杂：

1、严重违反主机安全操作规程是他们吊哪个缸那个缸就出毛病的首要原因！主机换新缸套，活塞等重要运动部件后，船上没有必须要进行磨合的意识。吊缸后重新注入的冷却水温度没到；冷却水温度到了后，是否继续暖了多长时间以保证缸套和活塞也“暖过来”；吊缸后主机暖缸不充分就投入运转，而且象往常（没吊缸、或没更换部件）那样，不经过磨合就很快地加速，都会带来巨大的损伤。（车钟记录情况略）

2、机舱管理混乱，隐患很多。

1) 气缸油调节失误。1998年8月6日轮机日志记录：第一次吊第6缸后将气缸油总成调到最大8格处，而不是只把第6缸气缸油调大。第1~5缸的气缸油过量，致使积碳严重和卡令故障。而从此以后因事故频频，气缸油再也没调整过。

2) 活塞冷却系统长期不检查除油，致使活塞冷却不良，活塞头内部冷却腔碳化油层达1~3毫米厚，水中含有大量污油，严重影响活塞冷却的传热效果。

3) 口琴阀从不拆检，表面被油污严重污染；空冷器长期没有进行化学清洗；主机各缸排烟长期温差大、冷却水温长期温差大。

4) 扫气压力表长期失效，定死在一个位置，影响对故障的分析判断。

事故教训：

1、强化安全意识，严格执行安全操作规程。决不能为赶船期，违反科学、野蛮操作。

2、加强机务主管部门对船舶现场监督的工作力度，提高对故障船舶的跟踪、技术指导。

9、FH 轮 No. 2 缸活塞头烧穿

主机型号：SULZER 9RTA84C 32310 kW 94 r/min

1994 年 BV-NEW SULZER DIESEL 厂制造

事故经过：

1999 年 11 月 30 日离天津港返上海途中，0815 时主机油雾浓度探测器报警，显示主机曲拐箱油雾浓度高，主机自动减速。值班人员在集控室检查主机滑油、活塞冷却油及冷却水压力、温度正常，主机各运行参数未见异常。手模各缸曲拐箱道门温度也正常，但探测器复位不掉，经电机员清洁后实现复位。FH 轮该航次受海法港罢工影响已经脱班，为了抓赶班期，在加强检查的同时主机逐渐加速到 85 转/分，此时发现主机第 4 缸凸轮油管处靠后端轴封有烟气渗出，伴有异味。轮机长立即减回到微速运行，报告船长要求停车检查。停车后保持机油泵运转，搭上转车机盘车，电流正常，检查第 4 缸凸轮箱轴承温度正常。此时发现烟气从曲拐箱上来。一刻钟后打开曲拐箱道门，各缸都是烟雾，手模主轴承、十字头轴承和连杆轴承温度正常。对活塞头检查发现第 2 缸活塞顶部有一直径为 5 mm 的小孔，用铁丝已能插入。采用铁制闷头闷死小孔的临时措施后复航，赶回上海修理。

事故原因：

该轮主机第 1 缸活塞头也有曾被烧穿、活塞换新的记载，除了第 1 缸烧蚀情况不明显外，No. 3~No. 9 缸的活塞头部都有不同程度烧蚀现象。从吊缸检查情况来看，活塞环气密性没有问题，扫气工况正常。而从主机油头拆检雾化试验发现，按照保养周期 3000 小时，油头工作性能甚差，滴漏和直线喷出情况严重，针阀偶件均需换新，个别油头工作不到 2000 小时就难以继续使用。所以确定油头工作性能变差可能是导致活塞头烧蚀烧穿的重要因素之一。

事故教训：

对 9RTA84C 机型普遍存在活塞头容易烧蚀烧穿的问题，除了需要与制造厂商咨询外，船岸机务人员也须共同探讨在管理上的应对措施。

- 1、在各种环境下，注意严格把握主机不在超负荷状态下运转。
- 2、加强对油头的维修保养，多做抽查，视情缩短油头的维修周期。
- 3、每次吊缸应认真检查活塞头烧蚀的程度，做好记录备案。
- 4、当烧蚀深度达到壁厚 1/3 时，停止继续使用对活塞头进行修复，避免活塞头烧穿事故的发生。

10、DH 轮主机扫气箱爆炸空冷器损坏

主机机型：NEW-SULZER 9RTA84C 34400 kW 96.5 r/min,

1994 年 HITACHI ZOSEN JAPAN 厂制造

事故经过：

2000 年 3 月 28 日，DH 轮第 72 航次由香港至上海港。1100 机舱值班人员接驾驶室台通知备车离港，1110 主机试车起时，“轰”一声巨响的同时主机扫气箱高温报警；主机低温水膨胀水箱低位报警；主机防爆门起跳，机舱烟雾弥漫。检查发现 No. 1 主机空冷器漏水，扫气箱内有大量冷却水，主机无法起动。公司安技科安排香港合兴厂上船协同检查、抢修。船方和合兴厂人员在共同检查中，发现主机扫气箱内有几只缸的扫气止回档板严重断损变形；No. 1 空冷器底部冷却管束约有 60 几根损坏漏水和部分底部冷却水管束严重变形，已与冷却器芯子两端面脱开。经过合兴厂全力抢修，更换或校正扫气止回档板；临时车制 300 多只铜闷头，No. 1 空冷器两端盖，将漏水的冷却水管闷堵，恢复该空冷器工作等项工作，于 2000 抢修完毕，试车运行正常后开往上海。

事故原因：

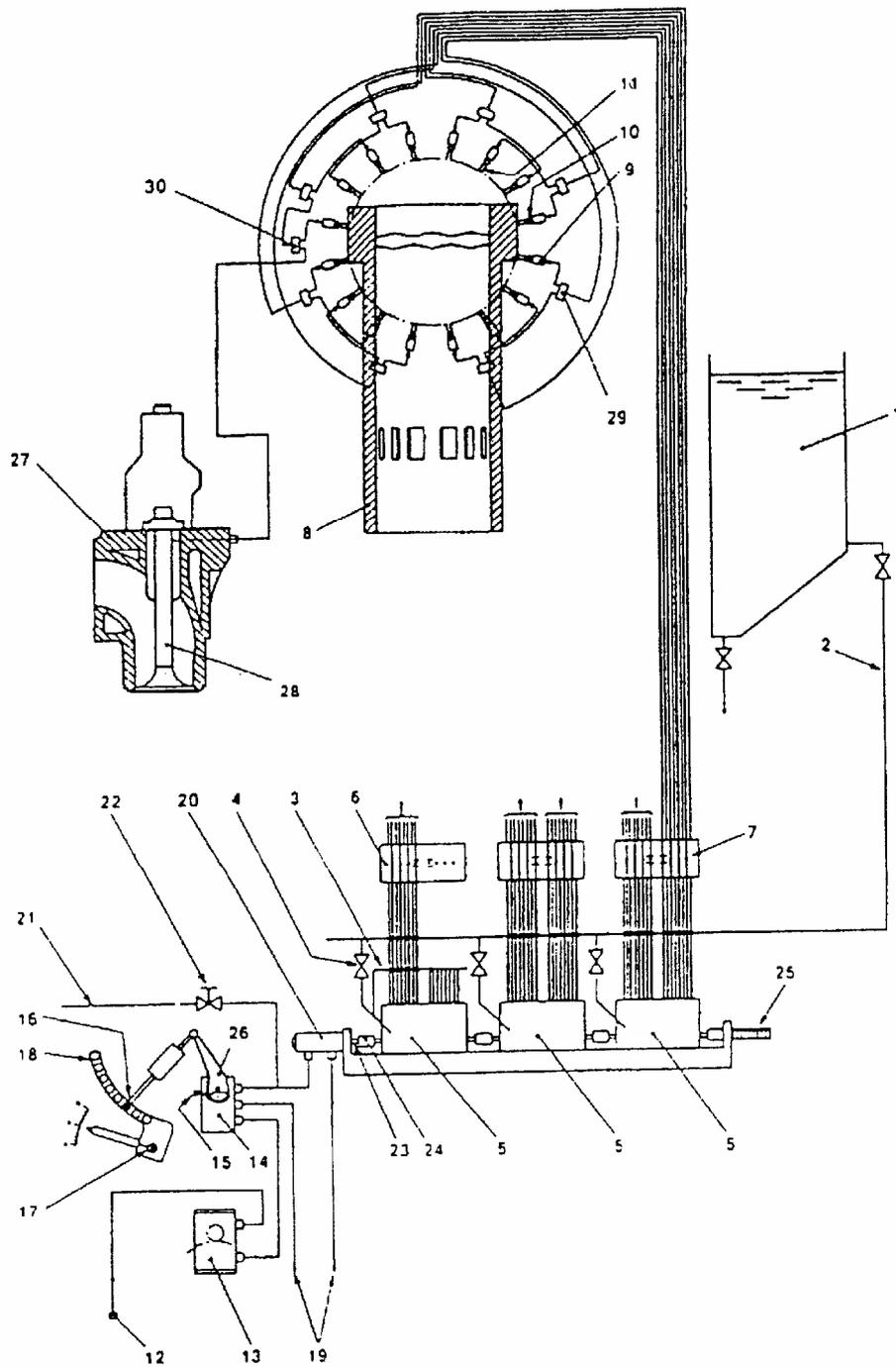
该轮气缸油注油器改变了传统的驱动机构（见图）。采用专用的液压马达 20 驱动各缸的气缸注油器 5。液压马达 5 受流量控制阀 14 控制（流量阀可随主机负荷的变化而变化-LCD），流量阀的滑油来自齿轮泵 13（专用），该泵的滑油来自系统滑油（轴承）12。液压驱动泵还有一路来自十字头的滑油作为当流量阀故障时应急使用 21。

事后经调查了解，该轮 2000 年 3 月 27 日 2300 靠泊香港完车后，值班轮机员和机工按照日常操作要求，将主机盘车和把气缸油注油器驱动油用手动顶开控制阀 22，以使气缸油注油器投入工作。但事后忘记恢复原样即停止气缸油注油器的工作，造成自 3 月 27 日 2300——3 月 28 日 1100 冲车时，这 12 个小时内，主机 9 个缸的气缸油注油器一直处于工作状态，连续向气缸内注入气缸油，有的缸气缸油通过气口流入扫气箱。大量的气缸油聚集在燃烧室，在机体余热的作用下产生油雾存留在扫气箱和各燃烧室内。使该轮在备车试车时发生了油气爆燃。

事故教训：

1、该事故系由操作错误（未按机舱正常备车/完车的操作程序进行操作）所引起。要对船员加强责任心教育。

2、采用警告牌的办法，或探讨是否有必要研究改造方案，如加装阀位指示器，以警示操作人员注意。



1-高位油柜；2-进油管；3-回油管；4-截止阀；5-注油器；6-流量检查装置；7-开关；8-缸套；9-油注枪；10-止回阀；11-套管；12-轴承滑油管；13-齿轮泵；14-调节阀；15-最低转速设定；16-设定杠；17-调节轴；18-设定标杆；19-曲拐箱；20-液压马达；21-（来自）十字头系统滑油；22-应急阀；23-驱动轴；24-连轴器；25-计数器；26-连接杆；27-排气阀；28-排气阀阀杆；29-分配器

图为 9RTA 84C 气缸注油系统

11、Z 轮主机 No. 9 缸排温异常转速波动

主机型号：SULZER 9RTA84C

事故经过：

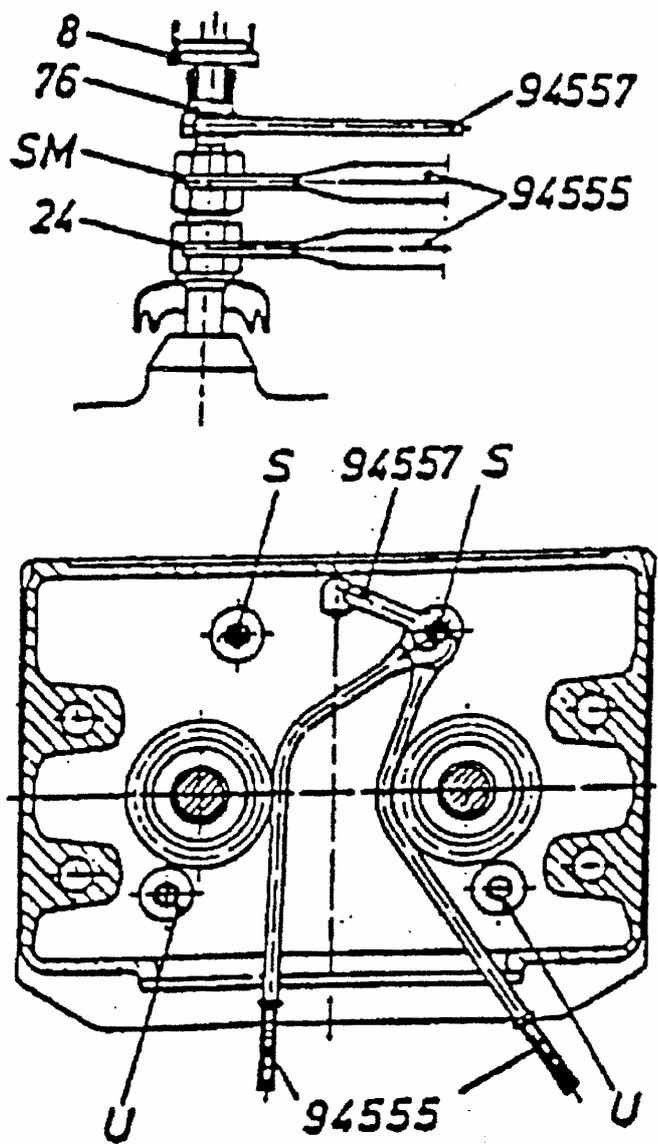
Z 轮是一艘 3800TEU 的集装箱船。主机型号为 9RTA84C，回油阀式高压油泵。主机设有排烟温度报警并自动减速功能，温差设定值为 50℃。2000 年某日 Z 论在航行途中主机第 9 缸排温报警，同时自动减速。更换油头后故障依旧。经查该缸高压油泵的进、出、回油阀及其弹簧刚换新过，打开该缸高压油泵小道门查看，用手转动回油阀调节杆未发现异常；凸轮轴检查也未发现问题。将温差报警设定值调至 60℃，试车仍旧是排烟温差大不能维持正常航行。再次停车检查了扫气箱、更换了排气阀之后情况依旧。而且主机转速波动、振动明显；主机在低转速时，该缸高压油管脉动（手感）明显大于其它缸；该缸高压油泵发出的响声也比其它缸沉重；该缸排烟温度时而一度一度地升高、时而“按兵不动”、时而一度一度地下降，总的趋势是升高。后来测取各缸爆炸压力没有太大差异，想减小该缸油门来维持航行，当用专用扳手转动回油阀调节杆的锁紧螺母（参见附图）时，发现回油阀调节杆的锁紧螺母松动，经测量与其它缸回油阀调节杆相比，该缸的回油阀调节杆长度少了 4 毫米。将它调节至与其它缸差不多后，主机转速波动消失，排烟温度恢复正常。

事故原因：

回油阀式高压油泵供油量的大小，是由进、回油阀的启闭时刻决定的。在供油始点不变的情况下，回油阀调节杆长度的相对缩短，意味着回油阀的开启滞后，从而使供油量增加；反之，则使供油量减少。回油阀调节杆的长度可以通过调节螺丝调节。当回油阀调节杆的锁紧螺母松动后，这个调节螺丝在调节杆上下运动中，产生转动，而且其转动的方向带有不确定性。有时转动使调节杆缩短，致使供油量增加、排温升高；有时转动是调节杆加长，致使供油量减少、排温降低。由于回油阀调节螺丝锁紧螺母松动的不严重（检查时手拧没有感觉到），因而限制了调节螺丝的转动幅度。这就是排温变化缓慢的缘由。

事故教训：

该机型的高压油泵在运行中，可以打开高压油泵小道门，通过比较各缸回油阀调节杆的长度进行检查，但不能测量和调整。所以在日常保养时，应该对进、回油阀调节杆的长度及锁紧程度进行测量、检查。



图为 9RTA84C 高压油泵调节

12、FH 轮主机高压油泵柱塞多次咬伤、咬死

主机型号：NEW SULZER 9RTA84C

事故经过：

FH 轮 2000 年 6 月 13 日抵意大利热那亚港，由租家安排加装 1600 吨 IF380 cSt 燃油。1100 左右，一条载有 1300 吨 IF380 cSt 燃油的加油船到达，轮机长核实来油指标后，吩咐加入 No. 4 左右燃油舱各 400 吨和 No. 5 左右燃油舱各 250 吨（上述各油舱已经按照规定比例加入了 FOT DUAL PURPOSE 燃油添加剂）。1900 左右，另一条载有 300 吨 IF380 cSt 燃油的加油船到达，轮机长核对了燃油指标后，将油继续加入 No. 5 左右燃油舱。

2000 年 6 月 23 日，FH 轮原存的新加坡加装的燃油用完，开始使用热那亚加装 No. 5 左右燃油舱的燃油。当时进机燃油粘度设定为 11 cSt，实际进机温度为 126℃（此温度偏低）。刚开始时，由于日用柜中还有部分新加坡加装的燃油，情况还较正常。

6 月 25 日下午主机燃油进机滤器压差报警，更换滤芯后继续航行。此时进机粘度设定仍为 11 cSt，燃油实际进机温度已上升至 135℃。6 月 27 日 1700，主机第 8 缸高压油泵柱塞咬住，此时进机粘度设定仍为 11 cSt、温度为 138℃。由于过去该轮高压油泵柱塞咬住的故障出现较频繁，当时并未引起船上高度重视，停车更换了第 8 缸高压油泵柱塞后，2045 启动主机继续航行。2053 第 9 缸高压油泵柱塞又发生卡阻现象，经敲击柱塞弹簧后柱塞下落，运行又正常。主机逐渐加速，2138 第 8 缸新换的高压油泵柱塞又咬住，经敲击弹簧后柱塞下落，运行又正常。两小时后，主机加速到 67 转/分时第 8 缸高压油泵柱塞再次咬住减速，敲击又正常。运转一段时间后加速到 65 转/分观察。

6 月 27 日 0930，主机转速已由 65 转/分开始加速到 80 转/分，1250 第 9 缸高压油泵又咬住，随后第 1 和第 9 缸高压油泵轮流发生咬住现象。2330 停车解体这两只高压油泵第 9 缸柱塞换新：第 1 缸由于柱塞套筒的并紧螺母咬死无法拆松，只将柱塞柱塞抽出抛光拉痕后装复。6 月 28 日 0700 续航之后主机其它几个缸的高压油泵又相继发生咬住或卡阻现象。

7 月 2 日 FH 临时弯靠科伦坡锚地，由公司安排加装 IF180 cSt 燃油 400 吨后直驶新加坡。刚开始因还是混油，个别油泵受过伤，还频频发生卡阻，7 月 4 日形势逐步好转。虽然主机第 6 缸柱塞咬住，因船上已无备件实行单缸停油、维持 80 转/分航行。7 月 7 日抵新加坡，因缺乏高压油泵本体，无法换新第 6 缸高压油泵。再维持航行到香港，将第 6 缸高压油泵柱塞和套筒进行彻底修整后装复。从香港开船后才一切恢复正常。

事故原因：

- 1、换重油初期一段时间内，因控制加热设施存在的迟后性，对混用油的温度控制不当，温度提升迟后。
- 2、该轮大部分柱塞的损伤在柱塞的下部，根据（SULZER 瑞士总部）对损伤柱塞的检验分

析，认为该轮使用热那亚加装的燃料油所实际使用的粘度偏高。

3、燃油滤器效果不是很理想。

事故教训：

1、高压油泵工作发生异常，不要把思想过多地锁定在燃油有问题、粘度计有问题等硬件上，还应该同时从自身现场操作管理的角度多做分析、查找原因并采取应对措施。

2、使用 IF380 cSt 燃料油的船舶，应对燃油系统的各种相关设备、设施，过细做好检查、保养工作。如注意对粘度计系统及其温控系统的正确使用和进行科学保养；以及注意对燃油系统的各油柜设施、分油设施、各处滤器及各处伴热设施的检查、保养工作。

项 目	单 位	表二、标准燃油化验 报告 (IF380 cSt)	表三、掺进约 15% 废机油的 燃油化验报告 (IF380 cSt)
密度	gm/ml	0.991	0.9887
粘度	cSt	—	342.32
水份	%vol	1.0	0.79
残碳	%wt	18	14.68
杂质 (TSP)	%wt	0.10	0.012
灰份 (ASH)	%wt	0.15	0.041
闪点	摄式度	大于 60	84
硫	%wt	5.00	3.62
钒	ppm wt	300	79
钠	ppm wt	100	6.97
铝+硅	ppm wt	80	4.14+2.6
铁	ppm wt	15	44.80
钙	ppm wt	3	54.78
镁	ppm wt	2	7.58
白合金	ppm wt	1	0.33
锌	ppm wt	1	1.36

13、GHM 轮超负荷运行引发主机机损

主机型号：SULZER 6RLB56 5640 kW 150 r/min 现行营运转速 120 r/min

事故经过：

由于 GHM 轮曾在墨西哥因货舱起火，停留近两个月时间（8 月 20 日至 10 月 19 日），船底和 underwater 部分严重被海生物和藻类污染。第 27 航次返航时，公司主管部门根据船上要求，曾安排在卡亚俄请水下工人铲刮过海蛎子。

2001 年 11 月 22 日，GHM 轮满载自智利托科皮利亚开航，公司业务部门要求 12 月 30 日前到连云港。在前 20 天的航行中，主机转速 120~123 转/分，透平转速 11200~11700 转/分，扫气压力 75~85 kPa，各缸排烟温度在 350~380℃ 之间。

12 月 13 日在太平洋航行中，主机第 5 缸排烟高温报警、扫气道着火。换轻油后停车漂航吊缸检查，发现活塞上两道令槽有烧蚀现象，更换活塞令后装复。于次日 0345 复航，至 0400 全速，恢复到 122.3 转/分。航行 49 小时后——

12 月 16 日下午主机第 2 缸敲缸严重。17 日 0800 停车吊缸，发现燃烧室部位的缸套有 3 道纵向裂纹裂损，更换了备用缸套和活塞令后装复。于 17 日 6000 复航。转速在 112~115 转/分；透平 10200 转/分，扫气压力 63~75 kPa，而船速只有 9~10 节。再航行 13 天后——

12 月 29 日主机第 6 缸排烟高温报警、扫气道着火。29 日凌晨停车更换活塞令、装复后 0715 复航，到 1000 主机转速 118~120 转/分。航行约 30 个小时后——

12 月 30 日中午，主机转速突然下降到 113 转/分；2002 年 1 月 1 日起主机第 1、5 两缸排温上升，透平转速由 11000 突然上升到 16000 转/分；1830 透平严重喘振、冒出黑烟，时而发出呼啸声和伴有剧烈的敲击声。主机只得减速到 55~60 转/分，因海况恶劣，减速后船舶以 1.50~2.0 节的速度倒退，报经公司应急小组后，船舶掉头驶向日本种子岛，以后由日本拖轮拖带到安全地点。

2002 年 1 月 4 日，在日本收到活塞令备件后，对第 5、1 两缸吊缸检查，发现第 5 缸 5 道活塞令全部断裂，令槽有四分之一周烧融或变形，有数十条裂纹烧穿，头部一侧面凹陷，须更新活塞组和活塞令，第 1 缸上部两道活塞令咬死，更新活塞令后装复。

2002 年 1 月 5 日 1225 GHM 轮备车，离开日本，1400 海速，主机转速由 107 逐步加到 119 转/分。1 月 8 日回到连云港。

事故原因：

- 1、安全意识差，业务水平低。返航的前 20 天内没有做马力测算，为了赶船期，主机长期超负荷运行。发生几次机损故障抢修后，毫无察觉，继续接着超负荷运行。
- 2、几次漂航抢修更换备件后，都不按照规定程序磨合运转，而且不顾及海况、加速过快。
- 3、每次抢修装复后的备车暖缸不充分（水温不够高、时间不够长）。

事故教训：

- 1、强化安全意识，严格执行安全操作规程。决不能为赶船期，违反科学，野蛮操作。
- 2、轮机员应该清楚：装载不同、海况不同、主机同样的转速下的马力是截然不同的。决不能只讲转速，不顾马力。必须通过测算马力去评估主机的马力大小和工况情况。
- 3、加强机务主管部门对船舶现场监督的工作力度，提高对故障船舶的跟踪、技术指导。

14、SHH 轮主机 No. 1 增压器转子弯曲变形

主机型号：MAN K7SZ70/150CL 110 r/min

增压器型号：NA57/TO384

事故经过：

1996年3月4日SHH轮自澳大利亚悉尼港至墨尔本港航行途中，1350值班人员听到主机“咚！咚！”的冷爆声响，在缸头层敲击声更是响得可怕。值班人员即刻返回集控室电告驾驶台和轮机长，要求减速、停车。轮机长到机舱后，主机于1356减速停车。对主机进行全面检查未发现异常情况；1408主机重新启动再进行观察：启动后主机运转平稳，也没有冷爆现象；而后逐步加速，当主机转速到72转/分时，No.1增压器转速表显示不稳定，来回波动较大，并伴有“嚓！嚓！”的响声和振动现象。把主机转速减至65转/分时，No.1增压器转速表显示才平稳，同时振动现象也减弱，响声也减少许多。

考虑到即将抵达墨尔本港，轮机长感到船上自行拆装增压器有困难，决定维持航行到港，由船厂派人拆检修理。3月6日上午SHH轮停靠墨尔本港，船厂来人对No.1增压器解体检查。发现增压器压气端轴承已经过度磨损，压气端叶轮擦边磨损很多，转子弯曲变形已不能使用，更换轴承和转子后恢复正常航行。

事故原因：

1、主机运行中有冷爆现象，通常原因是油嘴雾化不良，或气缸密封性不好，压缩压力不够，或是进入气缸的空气大量减少所致。而该轮主机在运行中，不只是一个缸突然有冷爆敲击声，应考虑为增压器有故障造成扫气压力下降、主机供气不足而引起的冷爆。

2、经查该轮主机No.1增压器的轴承运行时间已超过说明书规定的时间要求，轴承已过度磨损和疲劳损伤，转子跳动量增大的恶性循环，最后造成轴承烧毁、转子下沉、叶轮与涡壳擦碰而损伤。

事故教训：

1、轮机主管人员应对主管设备，尤其是关键设备的重要部件（增压器）的运行时间，做好认真统计。避免部件超时使用，造成疲劳损坏，引发事故。

2、加强对船员的技能培训。使其面临应急情况时能够采取应急措施，使机损减少到最低限度。而不是心中无数、无从下手，导致事故进一步发展恶化，造成更大的损失。

（注：增压器轴承故障时，如果情况不允许长时间停车检修，可用专用工具临时锁住转子维持航行，以避免转子损坏。）

15、SHH 轮主机 No. 3 缸活塞水伸缩管断裂

主机型号：MAN K7SZ70/150 11550 kW 110 r/min

事故经过：

SHH 轮是 1983 年在 MAN WEST GERMANY 厂制造的全集装箱船。1999 年 3 月 17 日该轮从新港开往营口的航行途中，1725 主机活塞水低压报警，压力大幅度波动，主机自动减速。值班人员发现主机第 3 缸活塞冷却水喷射出，急回集控室电话报驾驶室和轮机长要求停车。1729 经船长同意主机停车检查，发现第 3 缸活塞水伸缩管撞断、严重变形，断损的伸缩管掉落在缓冲空气室内，无法取出。因船上无缓冲空气室备件，无法修复。直至 3 月 19 日 0330 完成主机“封缸”工作，起锚维持航行到港。后由其它姊妹船的支援备件，装复后恢复正常航行。

事故原因：

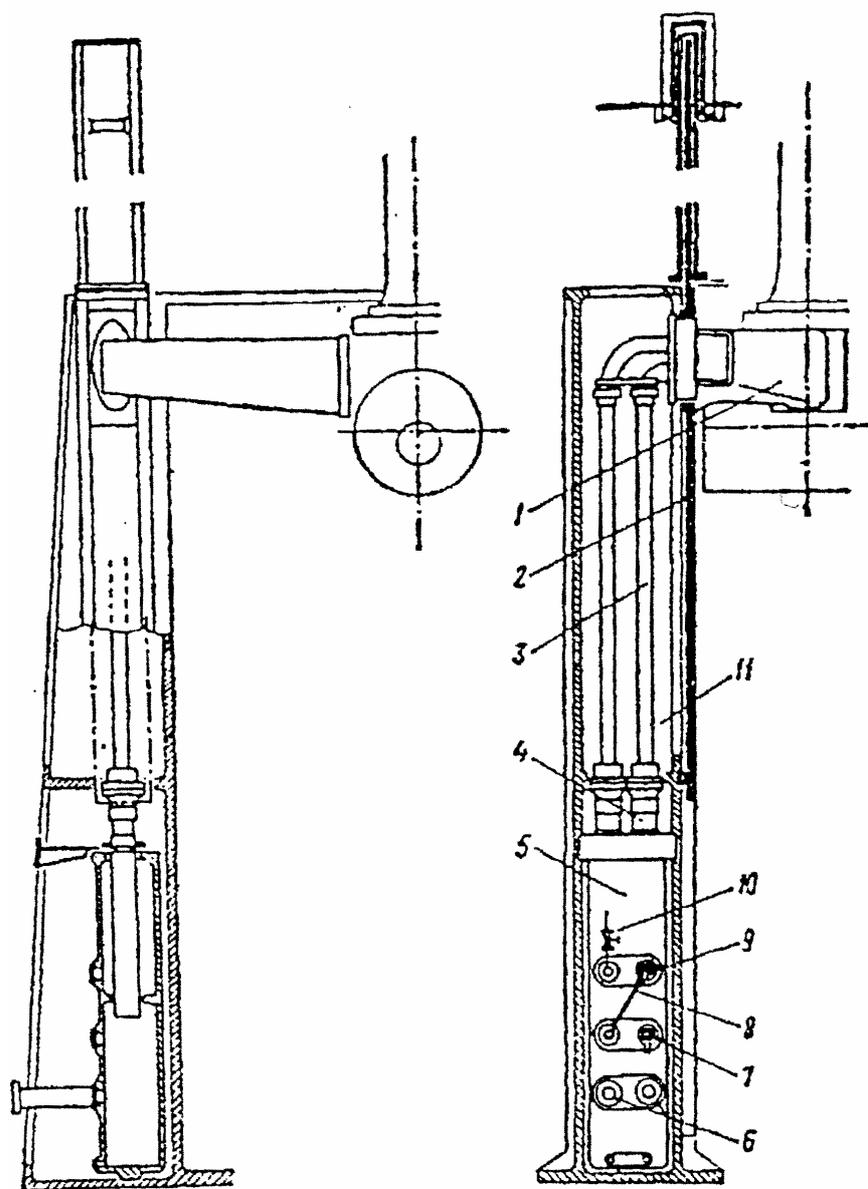
因第 3 缸活塞冷却水机构中的压缩空气调节止回阀（阀头）固定螺丝脱落，使止回阀失灵，缓冲空气室（因没有工作空气）失去缓冲作用，致使往复运动中的活塞冷却水伸缩管承受了强大“液击”而损坏。

附：MAN KSZ 机型的主机冷却水机构图。其中——

缓冲用的压缩空气经过可调节的止回阀冲入进水空气室。可以缓和进、出活塞冷却水管件做上、下往复运动时，因发生容积变化所引起的活塞冷却水压波动。

事故教训：

航行中，值班人员应认真巡回检查，及时发现并排除隐患，将事故消灭在萌芽之中。



1-托架；2-滑板；3-动管；4-密封函；5-空气室；6-管接头；
7-检验阀；8-连接管；9-旋塞；10-止回阀；11-动管室

图 2-5 MAN K SZ 活塞的套管式冷却机构

16、××轮主机排气阀断裂掉入气缸

主机机型：KAWASAKI MAN 7L52/55 5430 kW 450 r/min

事故经过：

某河轮 1980 年建造于台湾基隆船厂，1987 年购买的二手集装箱船。2001 年 2 月 27 日 0400 主机第 2 缸漏水，3 月 1 日 2130 抵港后船员更换备用缸头，安装进气阀时，发现进气阀壳外径与缸头阀孔内径尺寸不符，无法落座到位。修正阀壳外圆后安装到位。3 月 2 日 1245 完工。1400 离港时第 2 缸缸头起动阀有燃气漏出，1550 抵锚地抛锚，对起动阀平面研磨后装入，试车还是漏气。更换缸头起动阀，再试车仍漏气，不得已拆除缸头起动阀控制空气管，用两块 18 mm 厚钢板将起动空气进口封住。3 月 3 日 0230 起锚续航，主机使用正常转速和螺距角工况未见异常。0930 第 2 缸声音异常，停车检查发现排气阀一只和缸头起动阀杆断裂，阀盘落入气缸，活塞头打坏，缸头及附件均有不同程度损坏。此时已无备用缸头，故将原该缸换下已漏水的缸头装上使用，活塞头换新封缸维持航行，待抵港备件上船后再修复。

3 月 4 日 0655 续航，主机 250 r/min，工况未见异常。渐加速至 375 r/min，螺距角由 0 度渐增至 4 度（正常航行使用 8.9 度），主机工况基本正常，但第 6 缸排温较高，达 460℃。由于第 6 缸油门已调至最小，故采用增加其它各缸油门的方法来相对降低第 6 缸的负荷，以控制该缸排温。

3 月 4 日 1600，主机 415 r/min，螺距角 4.9 度，第 6 缸排温控制在 440℃，其它缸排温基本在 420~430℃；

3 月 4 日 1950 主机第 6 缸排温急剧升高并报警，发现第 6 缸排温又升至 460℃，轮机长即告驾驶室将螺距角降至 4 度，并叫大管轮检查排温。此时该缸排温上升至 470℃，轮机长再电告驾驶室再次减小螺距角。此时已听到主机异常声响，即按“紧急停车”按钮停车。并将主机油门拉至零位。这时第 6 缸排烟管接头处烧红起火。

3 月 4 日 2050，主机第 6 缸吊缸检查，发现损坏严重：进气阀一只阀杆弯曲，另一只进气阀头和两只排气阀头落入气缸；活塞顶部碎裂，起动阀杆弯曲。

事故原因：

- 1、没有对备用缸头进行认真检查，不知备用缸头不能使用；
- 2、主机第 2 缸因排气阀断裂敲坏缸头和活塞头，封缸运转后，由于海况恶劣封掉一只缸后，致使第 6 缸负荷加大，排烟高温，造成排气阀阀盘与阀杆过度位置处（R 处）高温疲劳断裂，阀盘掉入气缸，打坏活塞、缸头等部件；
- 3、当主机第 6 缸排烟出现高温的一段时间内，减小油门无效后，应该能判断出排气阀已损坏（立即采取切断第 6 缸供油或停车更换排气阀的有效措施），而没能做到，失去了宝贵的时机，终使主机第 6 缸排气阀由烧损到断裂。

事故教训：

1、加强对船用备件特别是大型和重要备件的管理，确保大型和重要备件附件齐全并处于随时可用状态。

2、在中速机故障中，进、排气阀烧融造成损坏的案例占有相当大的比例。必须严格遵照说明书的有关要求，加强对中速机进、排气阀的科学管理。

3、使用（进、排气阀）翻新件的船舶，必须严格审核、确保翻修件的质量符合使用要求，并跟踪记录阀件的修理次数和使用时间。

4、加强机务主管部门对船舶进行现场监督的工作力度，提高对老龄船舶、故障多发船舶的技术跟踪和有效的技术指导。

17、PNH 轮主机排气阀凸轮移位

主机型号：GV B&W 7K90GF 17600 kW

事故经过：

PNH 轮是超大型散装船，1976 年由 AB GOTAVERKEN 厂制造。1993 年元月某日下午，PNH 轮在澳大利亚丹皮尔港装载 12 万吨铁矿后离泊。在航道上，1510 驾驶台用倒退一、主机 42 转/分运行一分钟左右后停车；1522 驾驶台开始用微进一、前进一、前进二等，主机转速为 60 转/分时，第 3 缸排温显著升高，比其它缸高出 90℃，单缸减油后有所降低；驾驶台用前进三、主机转速达 65 转/分时，第 3 缸排温又迅速升高到 420℃，扫气箱高温报警、主机自动减速。鉴于船舶驶在航道上，轮机长电话告知驾驶台后，再次减少第 3 缸油门、把主机控制在 45 转/分，维持航行到锚地。

抛锚后，轮机人员判断是第 3 缸的三只油嘴雾化不良或是排气阀被吹坏，换上备用排气阀和 2 只油嘴后试车，第 2 缸排温仍旧比其它缸高出许多。轮机长测取示功图后发现扫气尾部不正常，怀疑排气定时有问题。停车后打开第 3 缸凸轮轴箱检查，发现排气凸轮移位大约 25 度。按照说明书要求使用专用液压工具进行调整复位后，试车正常。

事故原因：

该轮主机排气阀的启闭采用液压-机械弹簧式（如图）。导致排气凸轮移位的原因有：

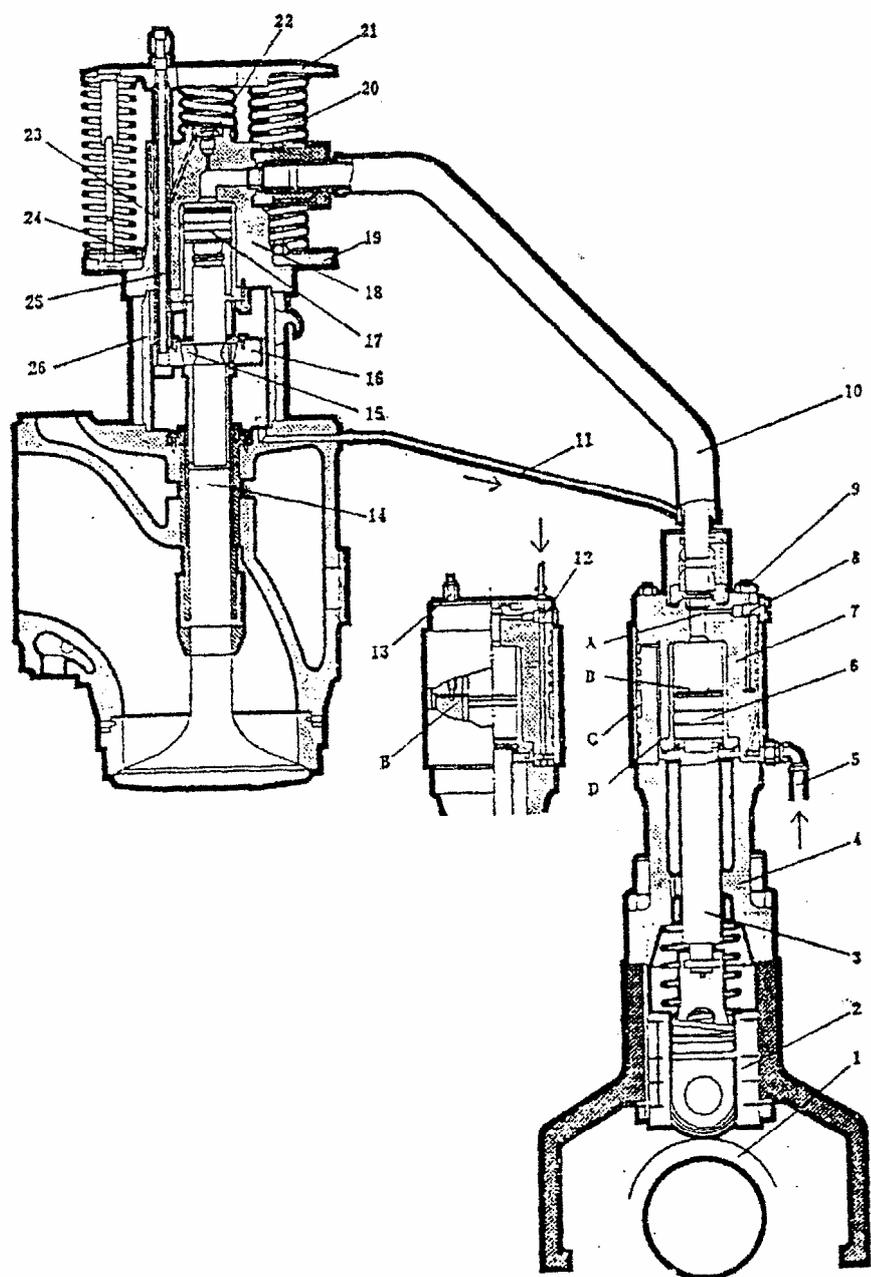
- 1) 排气阀阀杆 14 与导套卡住；
- 2) 执行机构液压油缸里活塞 17 与油缸 18 咬住；或是
- 3) 驱动油泵的柱塞 6 咬死，导致驱动油泵的瞬时工作负荷过大，造成凸轮移位或者造成油管 10 破裂。

从排气阀解体的情况，确定阀杆与导套咬住是这次故障的直接原因。

事故教训：

- 1、该机型老龄船舶的排气阀检修保养周期，应视情缩短；
- 2、在排气阀解体检修中，尤其注意要认真仔细地把排气阀导套中的结碳彻底清理干净、不留死角，并认真检查测量导套的磨损情况，（与阀杆的）间隙过大时，应换新导套。

注：该轮对故障的分析、处理比较得体。轮机长通过测取示功图进行分析，找到问题症结，消除了故障，很值得借鉴。



- 1-凸轮; 2-顶头; 3-顶杆; 4-油缸支架; 5-进油管; 6-活塞; 7-油缸; 8-止回阀;
 9-螺栓; 10-油管; 11-回油管; 12-安全阀; 13-调节螺钉; 14-排气阀; 15-卡块;
 16-卡盘; 17-活塞; 18-油缸; 19-下弹簧盘; 20-弹簧; 21-上弹簧盘; 22-放气螺钉;
 23-撑杆; 24-螺栓; 25-螺栓; 26-油缸支架

图为 GV-B&W-7K90GF 型的排气阀驱动机构

18、YC 轮主机缸套、活塞异常磨损

主机型号：B&W 7K62EF 6900 kW

事故经过：

1993年1月10日航行途中，主机第2、3、7缸排烟温度和扫气箱温度不正常（比正常高），而且烟色也不好（冒黑烟）。因海况不好主机减负荷运行坚持航行到港。

1月13日至15日，该轮在维多利亚港对第2、3、7缸吊缸检查，发现缸套及活塞第一道环槽处有异常磨损现象。其中第3缸活塞环最大宽度达22.4 mm，且环槽内有3 mm的台阶，第7缸缸套磨损严重达2.37 mm，通过扫气箱对各缸扫气口进行检查，只有第1缸比较正常，其余缸都比较脏。根据磨损情况，第3缸活塞换新；接着再对第4、6缸吊缸检查，发现这两只缸活塞的第一道环槽的磨损情况与第3缸相似。因没有备用活塞，只把令槽内的台阶锉平，装复维持使用；第2、7缸缸套异常磨损，缸套直径分别为624.57和624.5 mm，因船上只有一只备用缸套，只得换用一只，另一只维持使用等待备件；另外四只活塞都需要堆焊修理，才能正常使用。

事故原因：

该轮主机第2~7缸的缸套、活塞出现不同程度的异常磨损，主要原因是主机在运行中，有磨料进入气缸，而磨料就是因扫气箱的日常排污效果不好（排污不畅或有不同程度的堵塞）、积累在扫气箱低部的残油和污物。这些残留物在活塞下行至扫气口时，随着增压空气进入气缸，造成缸套、活塞环槽的异常磨损。

事故教训：

- 1、主机运行中，扫气箱的日常排污应严格按照说明书的要求操作，定时对每个缸逐一排放，而不能贪图省事、应付了事把几个缸的排污阀同时打开排放。
- 2、定期清洁扫气箱，确保活塞下部的缓冲空间（扫气箱）内，无残油、残渣、水存在。

19、TH 轮主机气缸油混用造成活塞环异常磨损

主机机型：MAN B&W 6L80MC 15066 kW 85 r/min

事故概况：

1994年2月至3月，TH轮在短短一个月航行中，主机No. 1~No. 6缸先后燃烧工况恶化，排烟温度、扫气温度升高，有的缸扫气箱着火，多次漂航吊缸。在吊缸中发现No. 1~No. 6缸各缸活塞环都有不正常磨损和断裂问题。

经查，主机扫气箱排污放残系统畅通；扫气箱也经过几次清洁（每次清洁都比较脏）；燃油喷射系统及排气阀均为正常状态。

事故原因：

该轮在一个多月时间内，未经技术部门同意，负责安排供油的处室擅自多次更换供船的气缸油品种，致使该轮主机气缸油混用，造成活塞环异常磨损。

经查，该轮从1989年9月主机出厂时，是使用BP公司的气缸油；

1993年12月6日换用了TEXCO公司的气缸油（加装了17538 kg）；

1994年1月11日又换用了CASTROL公司的气缸油（加装了22390 kg）。

即，该轮在一个月内，主机混用了三种不同公司的气缸油。

事故教训：

1、船舶主机滑油（尤其是气缸油），由造机厂提供建议使用的品种。一旦选定，不宜随便调换。由于某种原因确须更换品种时，应该认真研究供油公司提供的（气缸油）性能指标是否能替代，以及与原来使用的气缸油是否具有相容性。需要油公司承诺保证，由公司技术部门决定。

2、船舶更换主机气缸油，需要事前清洁气缸油日用油柜、清除油角，尽量减少混油的数量；在两种气缸油实际更换（进机）过程中，轮机人员应注意跟踪监视主机工况变化，消除因混油引起性能变化而埋下的隐患。

3、对主机扫气箱进行常规检查时，一旦发现断令，必须寻找机会尽快吊缸更换，不允许带有断令继续长时间运行，使故障进一步扩大酿成恶性事故。

20、CH 轮主机增压器轴承多次烧毁转子损坏

主机型号：MAN B&W 6L70MCE

增压器型号：NA070

事故经过：

1994年3月20日，CH轮从上海港去澳大利亚的航行途中，1030值班轮机员发现主机各缸排烟温度明显升高，主机滑油循环油柜透气孔向外冒热气，主机增压器有“呼啦!呼啦!”的喘振声。轮机长接到值班轮机员电话后，即刻赶到机舱查看，把主机转速减少了10转/分，情况有所好转。经认真检查后确认是主机增压器有毛病，考虑再过十几个钟头就要到目的港卸货，就决定主机降速维持航行到港后进行拆检修理。

1994年3月21日凌晨，CH轮到港后拆检主机增压器，发现压气端轴承、轴套损坏，叶轮下沉与涡壳相碰，磨损达4.5mm。船员更换了轴承，测量了转子跳动量和有关间隙数据。因船上备件不齐，只是做了临时修理。

7月10日订购的增压器备件到齐，公司安排CH轮在上海港航修。当拆除压气端轴承、轴套后，发现轴套备件内外径尺寸不对，有余量，无法装上，临时采用加温办法将衬套红套在转子轴上，再上磨床校正，组装后试车、开航。但是在正常航速下运行没有多长时间，压气端轴承又烧坏，压气端叶轮下沉擦碰外壳，又磨去5mm，而且废气端轴承、推力块也烧坏，两只（转子）衬套有数道龟裂。经人工修磨后，维持使用驶往香港。

7月23日CH轮抵香港解体增压器、更换轴套，安装后试车，主机转速为65转/分、增压器转速6000转/分时再次咬死。鉴于两次修理均未能修好，最后从德国购买一台新转子装复后运转正常。

事故原因：

增压器是高转速设备。该轮增压器在轴承烧毁、转子下沉、叶轮擦碰涡壳损伤后，要送厂对转子进行动平衡试验。

1) 该轮第一次航修时，轴套尺寸不对，就简单地把轴套“红套”在转子轴上，上磨床校正，转子动平衡已被破坏，因此安装后转子在高速运转时，产生巨大的不平衡惯性力，导致新换上的轴承烧毁、衬套龟裂。

2) 该轮第二次在香港修理，虽然更换了备件，但转子的损伤没能彻底消除，因此试车时再次烧毁轴承、咬死转子。

事故教训：

1) 要认真做好增压器的运转时间的统计记录，避免增压器轴承超时使用导致疲劳损坏。当增压器轴承烧毁后，假如条件不允许长时间停车。也要争取时间用专用工具把转子封锁住，避免转子损坏。

2) 增压器轴承的滑油要保持洁净。对滚珠轴承和独立润滑系统的滑油要定期更换，避免超时使用，性能下降而导致轴承损坏。

21、TZH 轮主机缸头裂纹事故

主机型号：B&W 5L80GFCA

事故经过：

1995 年 3 月 20 日，该轮在航行中主机一缸头有裂纹，经船长同意停车更换缸头后复航。事后将换下的缸头裂纹处用手动砂轮打出 20 mm 坡口，用不锈钢焊条焊好后留船备用。

事故原因：

该轮前几年在中挪公司营运期间，主机燃用 380 cSt 燃油，因燃油加温设备跟不上，进机燃油雾化不良，燃烧工况恶劣，致使主机缸套、缸头、活塞头热应力超极限。

同在中挪公司服役的几条同类型船已多次不同程度出现过缸头、缸套、活塞头裂纹及排气阀烧蚀。为此公司已经投入了大量备件费用。

事故教训：

- 1、使用 380 cSt 燃油的船舶，要严格按照主机说明书中的规定要求，控制好燃油的进机粘度；
- 2、认真做好主机各项维修保养工作，保证喷油器和主机各运动部件处于良好的技术状态；
- 3、切实做好开航前和每次临时抢修后、复航前的主机暖缸工作，在冷却水温度偏低时，主机不能投入运行和不能加速太快，以尽力避免或降低热应力的伤害；
- 4、在航行中，尤其在海况恶劣情况下，控制主机热工参数在安全合理的范围，严格避免主机超负荷运行。

22、XH 轮主机中间轴承断油烧毁

主机型号：MAN B&W 6L70MCE

事故经过：

1995 年 5 月 21 日上午 XH 轮厂修结束开离船厂。0600 驾驶台车钟推至“前进二”，主机转速逐渐增加，大约加到 65 转/分时，主机中间轴承温度高温报警。值班轮机员到艏轴处查看，手摸轴承壳很烫手，布油环无油带上来，中间轴承底座周围有一大片油迹。经查，发现轴承油位玻璃管根部断裂、轴承内滑油已漏光。值班人员先将油位表堵死，补进滑油，再到集控室向轮机长汇报。轮机长得知后通知驾驶台把主机减速为“前进一”，随即到中间轴承处查看情况。中间轴承在主机减速后滑油温度有所下降，但轴承座有明显扭振现象。待中间轴承温度降到正常后，轮机长把主机转速逐渐加到“前进三”，但中间轴承的温度又快速上升，只得再次减速并报公司要求回厂修理。

2030 XH 轮返回锚地抛锚，船厂人员上船打开中间轴承，转出下半块轴承，看到合金层已经严重烧毁。

事故原因：

- 1、船厂工人在拆装艏轴液压考必林时不小心将中间轴承的油位玻璃管根部碰裂，当时未能及时发现，致使中间轴承滑油漏失。
- 2、主机动车时，又没有发现中间轴承已经没有滑油，致使轴承在干磨状态下合金层被烧毁。

事故教训：

- 1、在厂修或航修期间，对一些关键部件实施拆装时，主管轮机人员一定要在现场做好监修和验收。
- 2、在结束厂修出厂时，轮机长应督促各主管轮机员对所有检修过的设备进行全面检查。

23、JH 轮 No. 6 缸曲轴红套移位

主机机型：B&W 662 VT2BF 140 4600 kW 130 r/min

于 1968 年由英国 KINCAID SCOTLAND 厂制造

事故经过：

1995 年 4 月 11 日 JH 轮从浏河锚地起锚去宁波港。0815 起好锚驾驶台车令微进一、主机 42 转/分；0840 驾驶台车令前进一、主机 55 转/分；0852 驾驶台车令前进二、当机舱人员把主机转速加到 68 转/分时，听到船艏部“嘭!嘭!”声响和感觉到船体振动两下，随即驾驶台车令停车，值班轮机员把主机停下；过了一会儿，驾驶台车令微进一、前进一、前进二逐步加车，当主机转速加到前进二 68 转/分时，发现主机机架有明显振动，随着主机转速的上升其振动更加明显。在临近海上速度的转速（98 转/分）时，第 6 缸排温上升很快且高温报警。机舱采取减速、并减小第 6 缸油门的措施航行到宁波港。

13 日抵宁波后，船上并未做全面检查，因当时认为主机机架振动是由于船舶空载、吃水浅引起；第 6 缸排烟高温是油嘴雾化不良的原因，所以更换了第 6 缸油头。15 日装好货后，自宁波开赴香港的途中主机情况依旧（第 6 缸排烟温度高，主机机架振动）。

18 日 JH 轮抵达香港后，轮机长对主机进行全面检查，发现主机第 6 缸（后）主轴承螺栓在上部断裂，轴承盖位移。换新两根螺栓后主机试车运行一段时间，在微速（42 转/分）时，机架振动就严重。请示公司后对主机做进一步检查，发现新换的两根螺栓再次断裂，第 6 缸主轴颈红套滑移约 5 厘米，曲轴也略有弯曲。后由香港“高登”修理厂对主机曲轴做了抛光修正并配置加厚轴承；对第 6 缸定时做适当调整等工作后，JH 轮才恢复航行。

事故原因：

1、在浏河锚地，运转中的主机螺旋桨打倒灯浮时，正值主机第 6 缸的膨胀做功过程，致使第 6 缸曲柄遭受巨大冲击力，造成曲轴红套位移，主轴承螺栓断裂和曲轴略有弯曲。

2、主轴颈红套滑移导致该缸定时变化排温升高；曲轴（弯曲）受伤后因中心线不对，引发剧烈振动造成新更换的新螺栓再次断裂。

事故教训：

1、驾驶台操纵船舶，必须避免运转中的螺旋桨遭受阻碍碰击！无法避免发生撞击时，应尽快停止主机运转，避免事故或减小损伤。

2、当运转中的螺旋桨遭遇外来物体撞击后，驾驶台应立即通报轮机长，以使轮机人员尽快对主机、轴系、艏轴封等部件进行全面检查，及时发现问题并采取相应措施，防止更大的机损事故发生。

24、TAH 轮主机链条张紧装置调节螺杆断裂事故

主机型号：B&W 6L60MCE

事故经过：

该轮 1995 年 11 月 6 日经太平洋返回国内途中，主机链条箱内有异常响声。减速、停车检查，发现链条张紧装置调节螺杆断裂，链轨固定螺丝全部松动，链轨减振橡皮全部脱掉。采取临时固定措施后，减速航行回到国内。

在卸货港湛江修理中发现调节螺栓严重弯曲；底轴后端轴磨成椭圆，轴套与轴颈间隙已达 19 mm。

事故原因：

因船厂制造和安装质量问题，致使底轴后端与轴套磨损严重，调节螺杆承受的弯曲应力过大而断裂。

事故教训：

- 1、提高工作责任心，加强对新造船的监造或厂修期间的验收工作力度。
- 2、不断强化安全意识，严格按照主机说明书的要求，定期做好内部检查工作。及时发现设备缺陷，以消除隐患、避免事故。

25、JYH 轮主机 No. 4 缸曲柄销机损事故

主机型号：KAWASAKI MAN B&W 5L60MC

事故经过：

该轮 1996 年 2 月 26 日在南非 RICHARD-BAY 港装货。轮机人员对主机内部进行检查时，发现第 4 缸曲柄销轴承有挤铅现象，打开轴承检查看到该缸曲柄销上下瓦拉铅严重，曲柄销颈粘铅较多，轴颈表面形成环型拉痕。船上自行对销颈用帆布打磨后，开启机油泵冲刷油路、换上备用新轴瓦压铅至间隙正常。装复后开航，经过 1 小时 35 分钟后该缸曲柄销道门温度偏高，滑油压力有所降低，再停车检查，发现该缸曲柄销瓦再次如前挤铅。

公司机务部门在了解了该轮事故损失情况和处置经过后，考虑到 RICHARD-BAY 港技术条件有限，即指令船舶采取封缸措施、减速航行去南非的德班港修理。由于公司提前联系了中远驻南非德班办事处请求协助，当船舶抵达德班港后，B&W 服务工程师、NK 验船师和修理厂家的人员都及时登轮开展调查、分析、检验和修理。3 月 16 日该轮连杆大端轴颈磨去 2 mm，从丹麦新做加厚瓦送船装复后，经过码头试车和海上试车至正常。3 月 19 日 2120，JYH 轮恢复正常航行。

事故原因：

- 1、该轮 No. 4 缸前不久做过的循环检验拆装施工中，对该缸轴颈造成过损伤，埋下的隐患。
- 2、No. 4 有损伤的轴颈在长期运行中，缺陷日趋积聚发展，导致轴承过度磨损、润滑、散热状况恶化，再加轴瓦与轴颈的磨损，最终发展高温挤铅损伤。
- 3、1996 年 2 月 26 日发现第 4 缸曲柄销轴承有挤铅现象后的自修措施不当（轴颈表面光洁度不符合技术规范要求），没能消除隐患，就装复运转，再次重复酿成事故。

事故教训：

- 1、船舶发生主机曲柄销和轴瓦这样重要机件严重损伤，应该及时报告公司机务部门以取得正确的技术指导意见，不应私自处理不报。
- 2、加强对船员的业务技术培训，提高轮机员科学分析故障和处理事故的综合能力。

26、SHH 轮燃油舱进海水，主机燃烧恶化裂缸套

主机机型：MAN B&W 6L70MCE

事故经过：

1996年1月17日，SHH轮在新加坡加装IF380cSt燃油1450吨，分别装入No.5左右和No.7左右燃油舱。1996年1月23日自香港至美国航行途中，按照大副要求，机舱同时使用No.5左右燃油舱的燃油。当天下午发现重油沉淀柜中有大量水（25日证实是海水），但没能查出进海水的原因。

在单独使用No.5右油舱时，燃油中的海水含量越来越多，且No.5右油舱油位有上升趋势；改用No.5左后仍有海水；2月7日开始使用No.7右舱燃油，沉淀柜中还是有大量的海水。轮机长怀疑几个油舱都含有海水，就改回使用No.5右舱的燃油。在No.6压载水舱排空后，燃油中含海水的情况才有所好转，从而确认是No.5右燃油舱进海水。在这段时间里，主机工况自1月29日开始恶化，排温上升，有的高达373℃；2月5日主机排温高达400℃，废气锅炉烟管多数脏堵、增压器的网栅脏堵，而且情况还在进一步恶化。按公司指示曾停车清通废气锅炉、排烟管至增压器的网栅，但效果不大。主机只能在72转/分下维持运行。

2月23日上午主机第4、5缸排温又升高，气缸和活塞的冷却温度上升。停车检查发现这两只缸各有两道活塞令断裂后即吊缸抢修，换新令后继续航行。由于主机燃油输送泵的进口滤器不断脏堵，2月27日轮机长决定抽出燃油输送泵进口滤器的滤芯。

2月29日该轮抵美国某港加装IF380 cSt燃油468吨。从美国开出后燃油输送泵的进口滤器一直没有装复。自3月5日起使用美国加装的燃油，主机的工况还没有好转——

3月18日主机第1缸排烟温度过高，停车吊缸换令；3月26日燃油分油机解体检查，发现分离筒结垢咬死不能排污；3月28日主机第4缸缸套裂缝，再次停车换缸套；4月6日主机第2缸缸套裂缝；4月11日主机第2缸水套裂缝。4月12日在新加坡更换第2缸缸套、水套做临时修理；对第3缸吊缸换令后，主机才逐步恢复正常运行。

事故原因：

1、该轮No.5右油舱与它上面的No.6压载舱之间的隔板有一条40厘米长的裂缝。No.6压载舱内的海水由此处漏入No.5右油舱中；在No.5左、与No.5右同时使用时，因两舱能相互串通致使No.5左也混入海水。

2、轮机人员没能充分认识到含有海水的燃油会导致燃烧工况恶化，只简单地沉淀、放残水，根本不能消除海水的危害。

3、两台燃油分油机两个月不能排污，造成燃油严重脏污，输送泵的滤器频繁脏堵；对此，轮机长不着手解决分油机不能排污的故障，反而把燃油输送泵的进口滤器滤芯拆除，使主机长期燃用含有海水的不洁净燃油，导致严重后果！

事故教训：

该轮自 1 月 23 日至 4 月 11 日航行期间，由于燃油舱进海水，处置不当，使主机工况恶化（吊缸 7 次，损坏活塞环 28 根、缸套两只、缸头水套一只）。损失巨大、教训深刻：

1、增强安全意识，加强对船员业务技术培训，提高其科学分析故障和处理事故的综合能力。当确定 No. 5 右燃油舱中含有大量海水时，应立即停止使用，查明原因，而该轮盲目地继续使用，造成严重的不良后果。

2、增强责任心，杜绝违章操作。该轮燃油输送泵进口滤器频繁堵塞，就应该查找、消除分油机排污不正常的故障，然后采用两台分油机串联运行、增加排污次数的措施，提高分油机的分离效果。而轮机长把燃油输送泵进口滤器的滤芯拿掉的做法是极其恶劣的！

27、MH 轮主机燃用劣质燃油，缸套异常磨损

主机型号：MAN B&W 6L80MC

事故经过：

MH 轮 1996 年 1 月 5 日在美国长滩港加装 IF180 cSt 燃油 1904 吨（原申请的是 IF380 cSt）。开航后先使用过去的 IF380 cSt 燃油，1 月 21 日上午开始使用长滩港加装的 IF180 cSt 燃油。

2 月 2 日起，燃油滤器出现堵塞，每天要清洗 3~4 次；燃油自动清洗滤器不停冲洗，到后来无法使用，只能旁通。当时船上认为是混油所致，但混油烧光后脏堵情况也没有好转；2 月 17 日第 2 缸出现断令，采取减少单缸油门和加大该缸气缸油措施坚持航行；2 月 21 日抵长滩港，第 2 缸吊缸发现第 1、2、3 道令断裂、第 4 道令失去弹性并严重磨损；2 月 26 日抵西雅图港，通过扫气箱检查发现第 1 缸上两道令断裂、第 3 道磨损严重，立即吊缸更换；3 月 1 日航行中，又发现第 6 缸断令、漂航吊缸。对其它缸进行检查中发现第 3、4、5 缸的第 1 道令已经断裂，但船上备用活塞令已用完。

请示公司后，自 3 月 2 日停用 IF180 cSt 燃油，加大第 6 缸气缸油注油量，降低主机转速至 78 转/分，改无人机舱为有人值班，加强巡回检查等措施。因第 3、4、5 缸断令情况无法解决，不久主机增压器发生喘振，主机转速一减再减（到 3 月 9 日主机转速已从 3 月 3 日的 78 降到 52.9 转/分），维持航行。

3 月 12 日抵日本横滨港，主机第 3、4、5 缸吊缸换新活塞令；3 月 14 日靠神户港主机第 1、2 缸再次吊缸更换活塞令。

事故原因：

MH 轮自 1 月 21 日开始燃用在美国加装的 IF180 cSt 燃油，主机就燃烧不正常且缸套、活塞环发生异常磨损。致使在 42 天内，共吊缸 9 缸次，多次减速航行和漂航吊缸抢修。

根据该轮在清洗燃油滤器时，曾发现很多细小坚硬的颗粒；在吊缸中也发现活塞结碳严重且很坚硬；以及根据后来公司对燃油取样化验的结果显示（有的指标已经超过 ISO 的标准，有的指标接近突破规格要求），该轮 1996 年 1 月 5 日在美国长滩港加装的 1904 吨 IF180 cSt 燃油的质量是有问题的。

事故教训：

1、注意做好加装燃油的取样工作。要在整个加油过程中分三次提取，即油泵开始泵油 5~10 分钟后取三分之一；加油中间取油三分之一；油泵停止泵油前 5~10 分钟取油三分之一。

2、对于那些信誉不好某些港口的供油公司，最好申请公证人员一道提取油样；加好油后立即送去化验；化验结果（一旦有问题），由公证人员直接通知船舶，避免机损事故发生。

3、燃用低劣燃油的船舶，要特别注意提高分油机的分滤效果：两台分油机采用串联方式；在满足主机使用量的前提下，尽量降低分油机的流量；日用柜分满后继续循环分油。

4、燃用低劣燃油的船舶，可以考虑向公司申请使用一些有助燃和稳定作用的燃油添加剂。对于超标的劣质燃油，严格禁止使用！

28、TH 轮主机曲轴红套移位，缸头、缸套裂缝

主机型号：B&W 984VT2BF-180

事故经过：

该轮 1996 年某日从上海港至欧洲航行在台湾海峡附近海域，上午值班轮机员发现主机缸套冷却水压力有较大波动，第 2 缸缸头出水温度比其它缸高。轮机长接到报告下机舱检查后判断为第 2 缸缸头裂缝，经船长同意下午停车更换缸头后复航。

又航行了四天后，主机第 1、2 缸的安全阀先后起跳，轮机长把主机油门做适当减少，当时因示功考克不通没能测取爆炸压力。

到新加坡靠泊后，清通了示功考克，再开航测取了主机爆炸压力，发现前几个缸的爆压明显高于正常值。查以往记录得知，1995 年 3 月主机第 1~6 缸的定时曾超前调了 5 度。轮机长把定时调回原位，但主机前几个缸的爆压仍较高。之后又发生了第 4 缸缸头裂缝，排气阀吹坏；第 2 缸活塞头烧蚀，缸头起动阀坏；最严重是第 5 缸缸头、缸套同时裂损。为进一步查找原因，再次漂航检查，在对主机曲拐箱内部详细检查中发现主机曲轴第 5 缸前部，主轴颈和曲柄臂的红套向后移动大约 9 度。向公司汇报后研究决定将主机凸轮轴第 4 缸的考比林拆除，把前面第 1~4 的凸轮轴向后调节 9 度，然后把考比林焊牢，这样调节后主机爆炸压力恢复上常。以后缸套、缸头在没有发生异常损坏。

事故原因：

1、该轮是 1968 年出厂的老龄船，因各部件已有一定的磨损，1995 年 3 月才把第 1~6 缸的定时前调 5 度。

2、该轮发生红套移位后，造成主机第 1~4 缸的喷油、气阀定时超前而产生的过高爆压，导致缸头安全阀起跳，缸头、缸套超负荷产生裂纹及其附件的损坏。

事故教训：

- 1、主机运行中发生安全阀起跳，说明该缸爆炸压力过高。应该及时降低负荷并查明原因；
- 2、主机各缸示功考克必须保持通畅，以便随时能测取示功图，分析主机气缸工况；
- 3、主机曲轴由红套移位比较罕见。当旋转中的螺旋桨打到水中异物后，轮机人员必须立即检查主机曲拐箱内部，确定曲轴是否发生红套移位。

29、ZH 轮主机 No. 3 缸缸头螺栓连“根”拔起事故

主机型号：KAWASAKI MAN B&W 6L70MCE

额定转速：91 r/min 营运转速：85 r/min

事故经过：

1995 年 11 月 28 日，该轮在航行途中，营运转速为 85 r/min。0850 值班人员发现主机第 3 缸右前方，缸头与缸套接触面处漏气。轮机长得知情况下机舱先把主机减速到 80 r/min，再做进一步检查时发现第 3 缸右前一根缸头螺栓有松动。因主机经减速后漏气现象消失，该轮继续维持航行。1995 年 12 月 1 日抵瓦伦西港做进一步检查时发现发现第 3 缸松动的一根缸头螺栓已从底部螺牙处拔起，螺栓已不起固定作用。经查 1990 年第 3 缸也曾损坏过一根缸头螺栓，情况与这次一样。这次损坏的螺栓在上次隔一根的位置。主机减速至 75 r/min 航行，12 月 5 日驶抵下一港（纽约港）。船厂修理人员上船后，在原螺栓孔处打深孔后攻牙（原螺纹深 115 mm，加深后为 145 mm），再换上加长螺栓装复。返航时主机开 84 r/min 左右，情况良好。

1996 年 2 月 7 日 1900 该轮离新加坡，2043 定速航行主机 84 r/min，2050 值班轮机员突然听到“砰”的一声巨响，检查发现主机气缸水压力波动、第 3 缸冷却水喷出，膨胀水柜水位下降，第 2 缸又一根缸头螺栓从底部螺牙处损坏，并使缸套的冷却水套底部也遭损坏。值班人员即刻把主机减速和做了堵漏工作。该轮请示公司后，返回新加坡修理。在这次修理中，发现有两根螺栓底部裂缝，同样采取螺孔加深，换用加长螺栓的措施修复后恢复航行。

注：该轮在 1997、1998、1999 年中也先后发生过其它缸缸头螺栓“连根拔起”的事故，由于多次修理已经影响主机正常航行，终于在 1999 年下半年更换了全部机架（同类机型的二手件）才得到彻底解决。

事故原因：

1、该轮主机运转工况正常，各缸爆压、定时都在正常范围。发生缸头螺栓“连根拔起”的主要原因是部件强度不够所致。后经查证。KAWASAKI 厂对该机型做了改进，把缸头螺栓底部的机架宽度尺寸减少，导致该部位强度减弱。

2、船员检修中，因多种原因造成各个缸头螺栓上紧力不一样，致使预紧力大的缸头螺栓容易受到伤害，最后发展到“连根拔起”。

事故教训：

1、该轮缸头螺栓“连根拔起”事故，早在 1990 年就发生过。该轮没能吸取前人教训，引起足够重视，应减负荷没有减负荷，一直接说明书标定的营运转速航行。致使 5 年后又连续发生两起。

2、公司机务部门没能把制造厂或是建造时掌握的设备缺陷，以及营运史上发生的大事件及时反馈给船上，并对船舶进行有效的监督、指导。

3、船员在拆装缸头螺栓时，要严格按照说明书的规定预紧数据，正确使用专用液压工具实施对缸头螺栓的拆装。杜绝采用“接长管”的野蛮手法盲目加力（上紧缸头螺栓）。

30、GJS 轮主机凸轮轴断裂事故

主机型号：UV B&W VT9EF 160

事故经过：

1996年6月5日凌晨3时，正在海上全速航行的GJS轮主机突然自动停车。轮机长与机舱人员立即下机舱，经检查发现主机凸轮轴在No. 5缸的燃油凸轮与排气阀凸轮之间的轴承处断裂。断口横向平齐，明显为剪切性损坏。因地处海域水深无法抛锚，且临近印尼，海盗出没频繁，四周岛屿众多，不适宜长时间漂航。船公司接到船舶报告后，迅速联系，从国内派遣海上救助拖轮前往出事海域，同时指导船舶自救：船员将断裂的凸轮轴拆下，焊接、打磨后装复，于6月8日启动主机低速航行，避免了船舶与珊瑚岛碰撞。6月10日与救助拖轮相遇，因停车系缆后再次启动主机时，凸轮轴焊接部位再次断裂，GJS轮由救助拖轮直拖返回国内港口。

事故原因：

1、该轮主机机身长（9只缸），纵向刚性较差。航行中各缸之间有一定的上下错动，肉眼可见的上下起伏现象。细长的凸轮轴除了受到扭转剪切力外，还要承受交变的弯曲应力损害。第5缸凸轮处于中间接点位置是交变应力和扭矩剪切应力最集中之处，最先疲劳损坏而断裂；

2、第4、5、6缸贯穿螺栓松动。用液压工具检查第4、5、6缸四周贯穿螺栓时，液压在30~40 MPa时就可松开螺帽，而说明书规定为45 MPa。贯穿螺栓的松动引起机器的上下部件的跳动，加剧了凸轮轴的交变弯曲的幅度和应力的强度。

事故教训：

1、严格按照说明书的规定要求，至少每5年对主机贯穿螺栓做一次全面检查。发现有松动，要按说明书规定的操作程序进行收紧。

2、轮机员应对主管设备、重要部件的运行时间，做好认真统计。避免部件超时使用、造成疲劳损坏，引发事故。

3、在各种环境下，注意把握主机不要在超负荷状态下运转；航行于恶劣海况期间，主机应适时降低负荷运行。老旧船的主机更应注意！

31、T 轮主机换向系统故障

主机型号：MAN B&W 6L60MC 主机遥控系统为 Auto-chief-IV

故障情况：

1996 年 10 月份，T 轮在第 239/240 航次挂靠日本横滨港和上海港时，驾控启动主机和集控室启动主机失败的故障时有发生，不得已转为应急机旁操作，严重威胁船舶营运的安全！

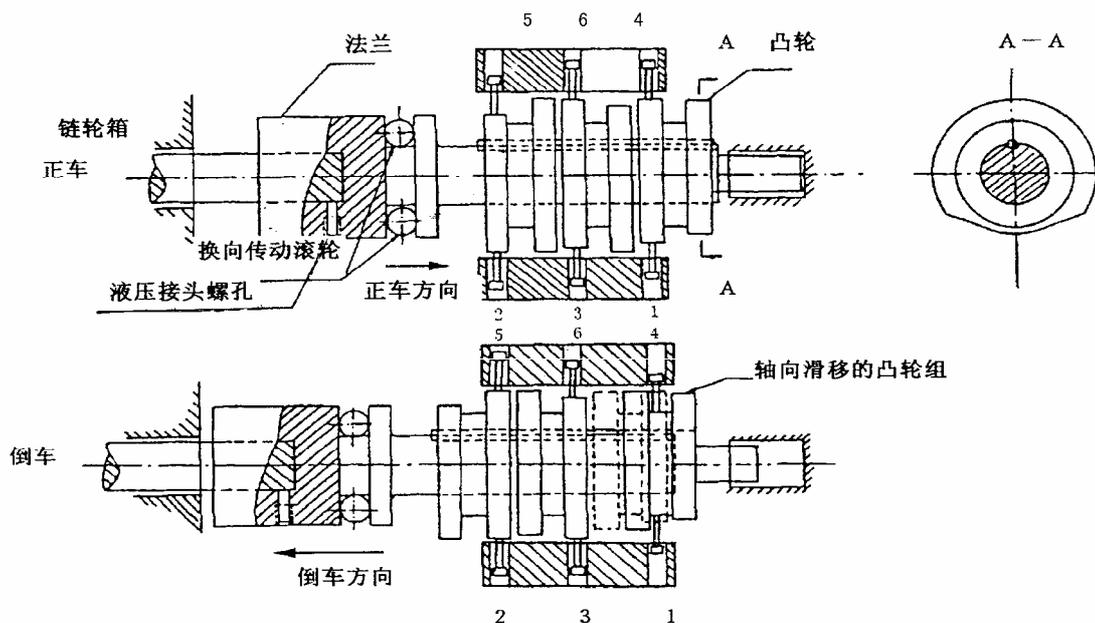
故障原因：

该机型的空气分配器传动轴，由 3 组凸轮控制、实现正倒车换向和起动。每组有正、倒车两个凸轮，每组正倒车两个凸轮是铸成一体。每组凸轮同时控制两个气缸（No. 1、4；No. 2、6；No. 3、5）的起动控制空气。（参看图二）

由于控制 No. 1、4 缸的一组凸轮松动，产生轴向移动，致使空气分配器 No. 1、4 缸的控制滑阀，处在正、倒车凸轮中间位置，造成主机无法起动运转。

故障教训：

- 1、操纵空气系统要定时放残（水）检查，确保操纵空气干燥和清洁，才能保证各控制阀件的正常工作和使用寿命；
- 2、在日常维修保养中，注意对主机操纵系统中的各滑动凸轮机构和回转部件的检查，并注意保持其良好润滑、确保无卡阻、无松动现象；
- 3、主机机旁应急操纵设施，要按要求定期进行效能试验，以确保紧急时能正常使用；
- 4、船舶进出港机动用车频繁期间，要同时使用两只空气瓶，以确保主机可连续起动的次数。



图二

Plate 70306-40D Control Room Control, STOP. Safety System

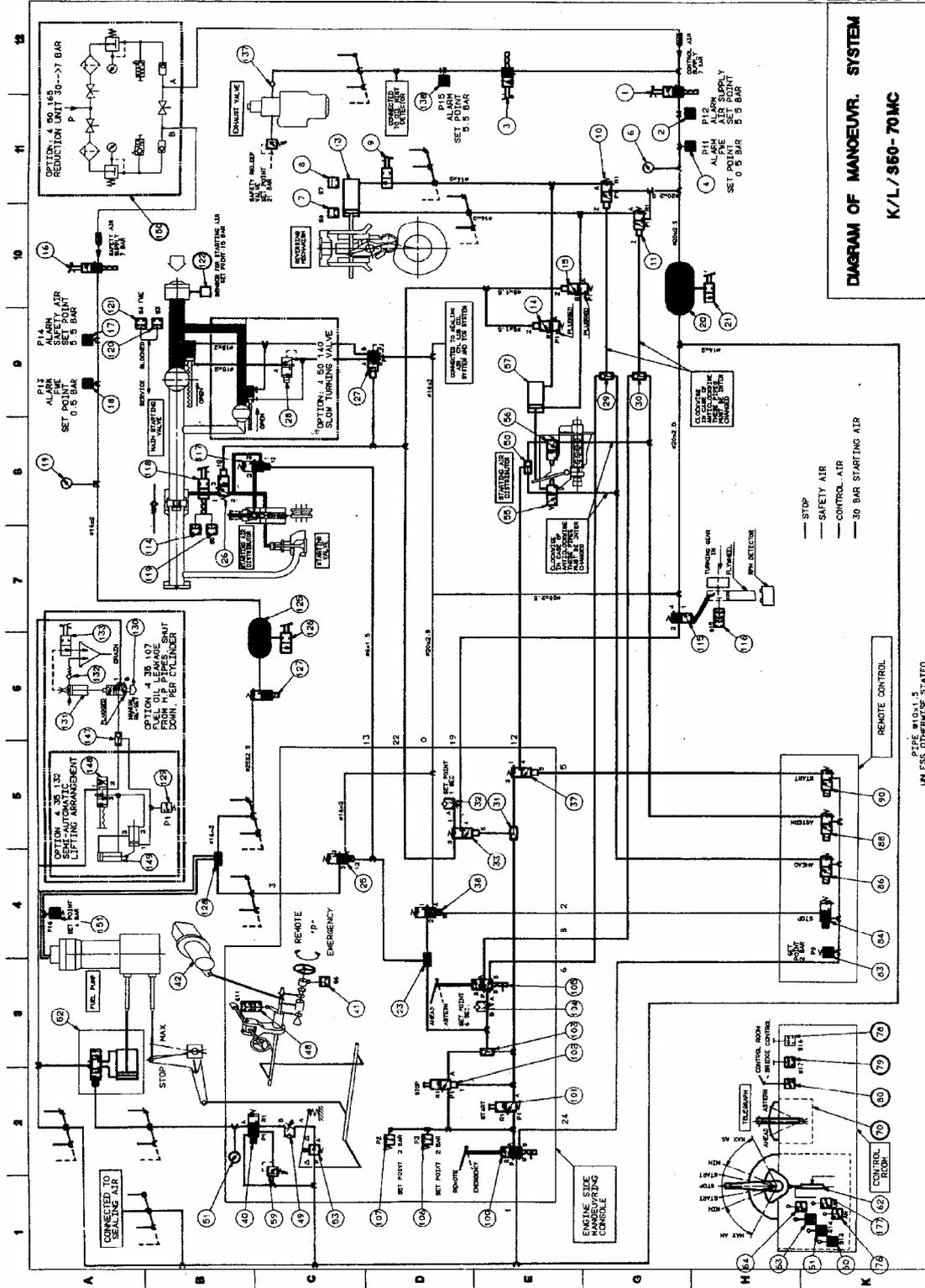


DIAGRAM OF MANOEUVR. SYSTEM
K/L/S60-70MC

STOP
SAFETY AIR
CONTROL AIR
30 BAR STARTING AIR

PIPE 100-1.5
UNLESS OTHERWISE STATED

32、LH 轮主机活塞断裂、裙部脱落

主机型号：MAN B&W 6L35MC 3351 kW 193 r/min

1993 年由 SSANG YONG HEAVY INDUSTRIES 厂制造

事故经过：

1997 年 4 月 4 日，LH 轮由某港至宁波港的航行途中，1525 时，值班人员在集控室听到主机有“咚!咚!”不正常的敲击声，立即报告驾驶台和轮机长，要求主机停车。1530 主机停车后，打开扫气箱道门检查，发现主机 No. 1 缸活塞裙部已落入扫气箱。随即对主机 No. 1 缸进行吊缸抢修。主机活塞吊出发现活塞头部 8 只螺栓的螺母全部脱落，其中一根螺栓根部断裂，5 根螺栓脱落，活塞裙落入扫气箱，活塞头有周向裂纹，活塞裙、活塞杆损坏须换新。

事故原因：

经查该缸活塞曾因漏油由船员解体过，装复后使用了 19310 小时（其中常规吊缸后运行了 3056 小时）。该机型为直流扫气，活塞整体较短。活塞头、活塞裙和活塞杆用螺栓、螺母紧固在一起。从损坏的螺栓、螺母来看，是由于螺母保险丝直角收紧时过紧，保险丝长期在剪切作用下折断，原来紧固螺栓的螺母在活塞上下往复运动中因承受振动而逐步松脱；在几次定期对扫气箱进行清洁检查时，船员也疏忽了对活塞下部紧固螺栓螺母及其保险的检查，一直没有发现上述问题，最终造成活塞裙与活塞头脱离，酿成活塞裙和活塞杆相互敲击损坏、活塞裙掉入扫气箱的事故。

事故教训：

1、活塞是主机的关键运动部件，船员在解体活塞更换活塞头、密封圈后的组装工作中，要严格按照说明书的各项规定要求，认真做好每一步骤（螺母要对称上紧、螺母收紧力矩的大小、螺母保险钢丝的尺寸及其绞紧的方向和位置等）。另外，螺母的收紧保险钢丝决不能重复使用！

2、利用各种拆检、维修（扫气箱检查、吊缸）的机会，对活塞紧固螺母的保险丝的情况进行检查。如发现异常，及时纠正、消除隐患。

3、航行中，值班人员要切实做好巡回检查，及时发现各种油、水参数的不正常的变化，并对其进行认真分析，力争将事故消灭在萌芽之中。发现运行中的主、副机有不正常的敲击时，应尽早采取措施停车检查。切忌延误时机致使事故扩大，造成更大的损失。

33、DR 轮主机 No. 5 缸活塞杆填料函碎裂

主机型号：MAN B&W 6L70MC 15720 kW 102 r/min

1993 年由 HYUNDAI HEAVY INDUSTRIES 厂制造

事故经过：

DR 轮是一艘全集装箱船舶，1997 年 12 月 15 日由新加坡至德班港的航行途中，主机定速为 99 r/min，轮机值班人员在集控室值班期间，1720 时，主机滑油自动滤器压差大报警（0.08 MPa），值班人员确认后，就去机舱底层查看主机滑油自动滤器，准备手动冲洗几次。但当走过主机缸头层时，听到主机有“噎!噎!”异常响声。寻声查找确认是 No. 5 缸发出，即迅速奔回集控室电告驾驶台和轮机长，要求主机停车检查。电话还没挂断，No. 5 缸曲拐箱油雾高报警，主机自动减至微速。轮机长和机舱人员到达机舱后，经船长同意主机于 1725 时停车。待冷却后打开主机曲拐箱道门检查，发现活塞杆的压脚螺栓靠左后的一只螺母松脱，螺栓上部滑牙打毛，活塞杆填料函打穿一个洞眼，周围碎裂。

因船上没有填料函备件，只能用专用工具取下填料函，做临时补焊修理；把损坏的一只螺栓、螺母换新，装复后恢复航行。

事故原因：

该机型的活塞杆与十字头相连，是由四只螺栓紧固在一起。查记录得知该缸吊缸后运行一千小时左右。上次吊缸安装时，活塞杆的压脚螺栓的左后一只螺母被液压拉伸工具卡住，操作人员误认为已经上紧，实际是没有上紧。在主机运行中，该螺母随着活塞上下运动和振动，逐步松脱到顶部，打穿填料函，使扫气箱的垃圾落入曲拐箱（该缸曲拐箱正好是回油井口），导致滑油自动滤器脏堵、压差大和扫气进入曲拐箱，造成油雾高报警，并使主机自动减速。

事故教训：

主机活塞杆压脚螺栓的螺母未上紧，在主机运行中松动打坏填料函的事故确实罕见。要引起轮机管理人员的重视和警惕。即：

1. 在每次主机吊缸时，必须严格按照说明书规定要求，进行活塞杆压脚螺栓螺母的上紧操作；
2. 轮机长要提醒主管轮机员，在每次检查曲拐箱时，要（用检验榔头）认真检查活塞杆压脚螺栓的松紧情况。

34、DQH 轮主机 No. 4 缸活塞裙脱落事故

主机型号：B&W 6S50MC 7849 kW 123 r/min

控制系统为 NORCONTROL 公司的 AUTO CHIEF-III 型；配一台 VTR564-32 型增压器、一台低负荷时使用的电动辅助鼓风机

事故经过：

DQH 轮是 1991 年由韩国大宇厂制造的 7 万吨级散货船。1998 年 1 月 9 日航行在中国北方海域，当时海况良好。

1040 时，运转中的主机透平突然剧烈喘振，接着曲拐箱油雾高浓度报警，主机驾驶台控制报警，主机自动减速，第 4 缸活塞冷却油无流量报警，扫气箱高温报警，透平出口温度高温报警，主机循环油柜低位报警。值班人员立即减油门，将驾控转为机舱控制后紧急停车。

待曲拐箱油雾、扫气箱温度降低到安全范围，船员打开主机道门检查，发现：

- 第 4 缸活塞裙已经脱落并卡死在缸套底部；
- 连接活塞头部和裙部的 16 根锁紧螺栓中有 10 根松脱，6 根折断并全部损坏；
- 大量活塞冷却滑油进入盘根箱、扫气箱，致使 8 m³ 滑油受到污染而报废。

事故原因：

1、部分固定螺栓的锁紧垫片强度不够，锁紧方式不当，在活塞往复运动的冲击震动下变形、疲劳折断，导致部分固定螺栓松动脱离。没有松动的螺栓承受不住活塞裙的往复惯性力和冷却油的顶推压力以及裙部的重量而折断。

2、每次吊缸或清洁盘更箱时，对活塞裙部的固定螺栓没有进行检查或检查不仔细。

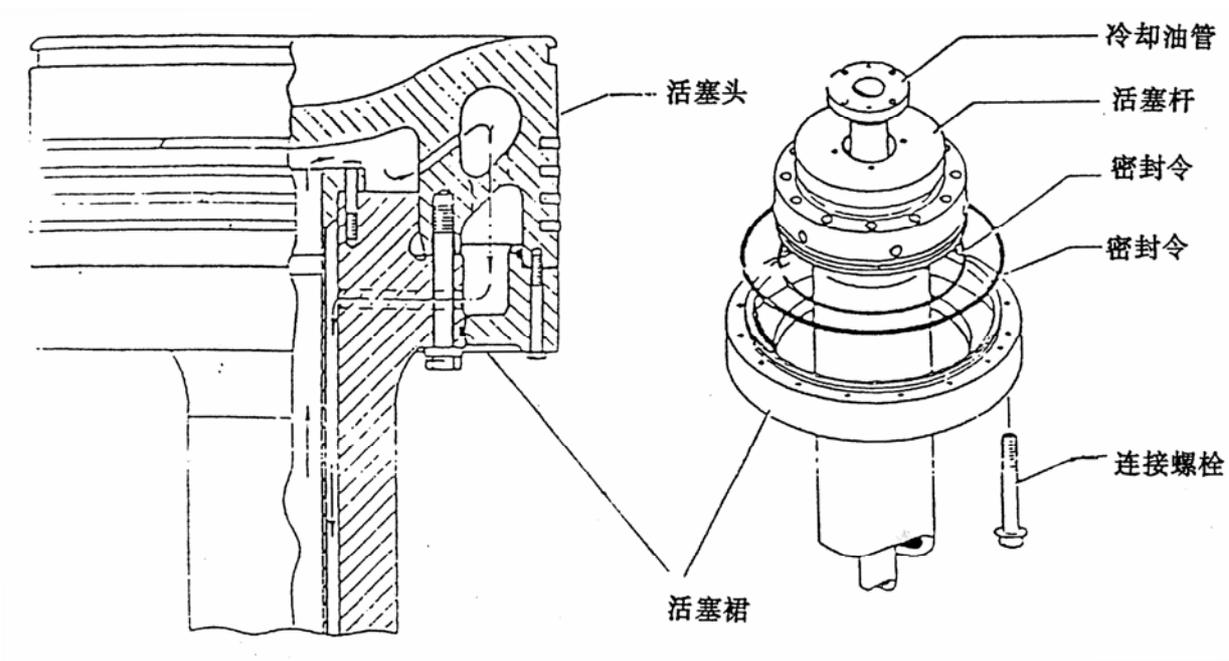
事故教训：

1、严格按照说明书规定的周期进行吊缸，决不能超期工作。清洁、检查活塞时，要注意检查连接活塞头和裙部的连接螺栓的锁紧情况；

2、在清洁盘更箱、扫气箱时，要仔细检查活塞裙部固定螺栓的锁紧情况，发现松动及时查明原因并予以纠正；

3、使用强度足够的钢片做锁紧垫片，注意锁紧方式得当。建议从专业厂家订购钻有 2 mm 孔的专用螺栓和抗腐蚀，高强度的配套钢丝，代替以往的锁紧板。即，用钢丝锁紧固定螺栓，成对锁紧、避免松动；

4、航行值班人员要密切注意、及时分析主机工况参数的变化；发现主机盘更箱集油柜液位不正常增长，或主机循环油柜油位不正常下降的现象，要尽快停车查明原因，避免酿成更大事故！



35、YGH 轮主机链条断裂事故

主机型号：MAN B&W 6L80MC 18540 kW 89 r/min 1997 年韩国三星船厂制造

事故经过：

1998 年 5 月 30 日 YGH 轮由那波里斯港至海法港的航行途中（距海法港约 50 海里处），0125 时，运行中的主机突然“轰！”的一声巨响，随之自动停车。机舱轮机人员立即进行检查，发现主机双排传动链条断裂掉入曲拐箱，链条导轨损坏；滑油管大部分损坏；曲轴齿轮共 64 个牙，其中 34 个牙局部严重缺损，12 个牙严重变形；凸轮轴链轮个别齿牙缺损，平衡齿轮 2 只，其中一只全部变形，另一只 32 个牙中有 11 个牙缺损。船上无法修理，主机瘫痪，船舶失去动力。经公司安排拖轮拖至海法港，由造船厂安排技术人员上船修理。

事故原因：

YGH 是 1997 年 12 月投入营运的新船，事故发生在保修期内。经船厂确认，该事故是由于船厂安装工艺和松紧度调整不当，引起传动链条断裂造成其它连带附件损坏的事故。

事故教训：

虽然 YGH 轮这起主机双排传动链条断裂的机损事故是由造船厂负责，但也给我们的监造人员敲响警钟。在新船建造中应该加强监督力度，提高新造船舶质量，确保船舶安全投入营运。

36、ER 轮主机增压器压气机叶轮碎裂事故

主机型号：MAN B&W 10L80MC

增压器型号：BBC-VTR-714E-32 2台

事故经过：

1999年6月21日凌晨，ER轮第59航次航行在印度洋亚丁湾约180海里处。0602时，机舱突然“轰！”的一声闷响，随之机舱故障报警、火警报警同时响起，主机自动减速。早已起床的船长迅速奔上驾驶室停了主机，并用广播急告船员“机舱发生重大事故，有关人员迅速去机舱处理！”轮机部所有人员赶到机舱看到一片烟雾。经查主机No. 1增压器滤网外面有大量金属碎片，空冷器大量漏水。拆检No. 1增压器，发现除了消音器是轻微损伤外，其余部件：转子包括隔离墙、两端轴承、喷嘴环、废气端蜗壳和增压器端蜗壳等，全部损坏。由于增压器的部分损坏部件进入No. 1空冷器，将空冷器上两排冷却水管击断，造成整个淡水冷却系统的冷却水流失，为此被迫停掉副机，启用应急发电机供电。

为了能顺利通过苏伊士运河和驶抵目的港修理，船员克服种种困难，封掉No. 1增压器和No. 1空冷器，于1700恢复副机供电，2030主机按说明书要求减速航行。

7月7日0830，ER轮靠妥鹿特丹港码头，由当地ABB厂工人和修理空冷器的工人，将No. 1主机增压器整台更新，No. 1空冷器换新。注：该轮另一台主机增压器，曾于1997年8月31日0830，在距这次事故地点一天路程的海面上，也发生过与这次相同的“爆炸”事故，损失情况也大体相同。

事故原因：

1、这次事故发生前，值班人员未发现该增压器本身有任何异常迹象。从转子上的隔热墙变形的形状来看，力是从压气端发出；从损坏的大量碎片和“爆炸”的声音判断，增压器损坏是由于压气端飞速旋转的叶轮突然碎裂（相当于“爆炸”）造成的。

2、增压器压气机叶轮在运转中突然碎裂，是因增压器长期在过高的转速下运行，致使叶轮材料疲劳损坏。说明书规定该增压器的最高转速为11400 r/min。而增压器最佳运行点为最高转速的87%，即 $114000 \times 0.87 = 9800 \sim 9900$ r/min。超过这个转速，不仅增压器的效率降低，而且转子材料容易产生疲劳损伤。ER轮主机在100%负荷下增压器的转速达11000 r/min，已经高于这个数值。说明该轮主机装配的增压器，安全余量很小，即在海况恶劣的情况下，增压器还很可能会达到和超过规定的最大转速。因此增压器压气机叶轮在运转中突然碎裂，就是因长期在过高的转速下运行，致使叶轮材料疲劳而损坏。

事故教训：

1、建造船舶应认真选择好与主机匹配适当的增压器，避免雷同事故发生。

2、在班期与安全发生矛盾时，船长与轮机长要相互协商、做好沟通，应该以安全为主。增压器匹配余量较小的船舶轮机长，要按照说明书的要求，对主机的运行负荷做必要的限制。在大风浪的恶劣海况下，尤其要避免主机超负荷，透平超速运行。

3、公司主管部门应认真指导同类型船舶做好防范工作。杜绝同样事故重复发生。为提高增压器的匹配余地，可以考虑在对扫气压力影响不太大的前提下，适当降低增压器转速，把 VTR-714E-32 型增压器改为 VTR-714D-32 型，以保证主机增压器的运行安全。

37、BYH 轮主机 No. 2 缸燃油凸轮换向机构损坏

主机型号：MAN B&W 6L80MC 20600 kW 89 r/min

事故经过：

BYH 轮是 1997 年 6 月 24 日由韩国三星船厂建造。1999 年 6 月 23 日在航行途中，0730 时，轮机长在集控室发现主机控制面板上的主机换向指示灯 No. 2 缸在闪烁，当即对主机各缸燃油泵换向伺服气缸进行检查，发现 No. 2 缸伺服气缸的活塞有窜动现象，窜动量达 15 毫米；并且高压油泵凸轮有“咚!咚!”异常敲击声。轮机长马上回到集控室电告船长、驾驶室要求主机停车做进一步检查。0821 主机停车后，打开 No. 2 缸凸轮小道门检查，只发现 No. 2 缸燃油凸轮表面有拉痕，未发现其它异常情况。因而决定续航。但是当主机逐渐加速后，No. 2 缸燃油泵换向伺服气缸的活塞窜动加剧，而且集控室主机控制面板换向指示灯熄灭，凸轮敲击声增大。1016 主机准备再次停车检查，在停车过程中，No. 2 缸凸轮的敲击声剧增很是可怕。主机停下后，No. 2 缸凸轮道门检查，发现燃油泵凸轮表面严重损伤并有裂纹；滚轮损伤、换向叉拨机构碎裂；滚轮轴损伤；导向缸套下部变形。检查中还发现该缸的喷油定时已由原来的上死点前 14° 变成 50° 以上。船上只能把 No. 2 缸单缸停止工作，维持航行到港，由制造厂派技术人员修理解决。

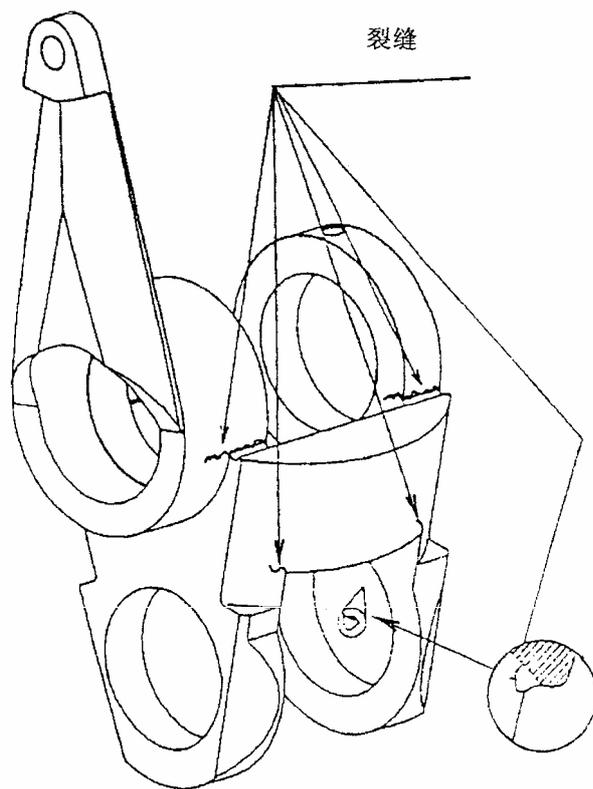
事故原因：

MAN B&W L/S 机型的高压油泵凸轮换向，采用高压油泵底部驱动机构，由各缸单独的伺服气缸、活塞带动叉拨机构，使驱动滚轮从鸡心凸轮上移动相对位置，实现差动换向（如图二）。从 No. 2 缸损坏的部件来看，主要是由于 No. 2 缸的燃油凸轮换向叉拨机构过度圆角处（如图一）应力集中先产生裂纹而断裂，然后阻碍了凸轮的正常转动而造成损坏。在换向叉拨机构有裂损、但还没有断开之前，使换向不能锁定、来回窜动，换向伺服活塞也随之窜动，导致换向指示灯的闪烁；换向叉拨机构断裂后，面板换向指示灯就不再闪烁、熄灭了。

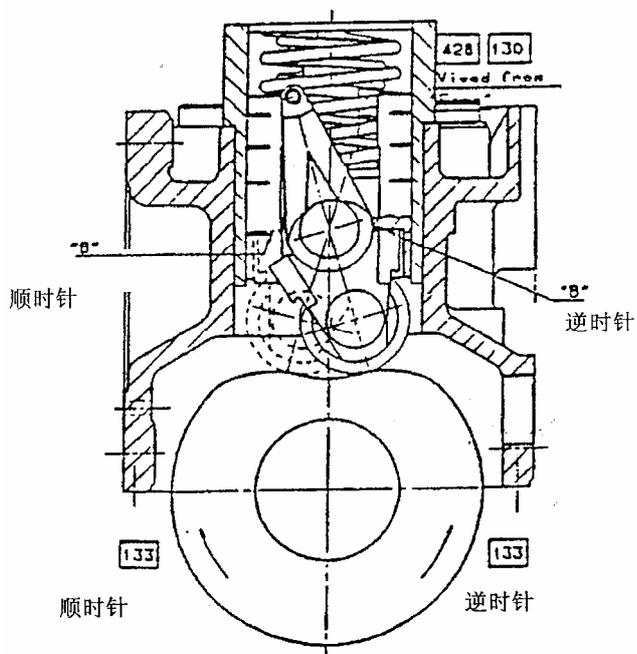
厂方技术人员同意我们的上述分析，即高压油泵换向叉拨机构的材料强度不够，造成的损坏事故。

事故教训：

- 1、该机型的主机在运行中，发现有哪只缸的换向指示灯闪烁，应该及时停车查明原因或直接停止该缸工作，决不能盲目地继续运行，导致事故扩大，威胁船舶安全。
- 2、船公司主管部门要将该机型因缺陷引发的事故，及时通报同类型姊妹船，引以为戒、杜绝同类事故发生。
- 3、船公司主管部门应就此类事故尽快洽商造船厂、制造商，认真做好索赔工作。



图一 为叉拨机构裂缝位置



图二 高压油泵滚轮摆臂换向机构

38、YEH、YH 轮主机增压器转子断裂

主机型号：B&W 10L90MC 43000 kW 382 r/min 营运转速 79 r/min 川崎制造

主机增压器：三台川崎制造的 MAN NA-70/T190

事故经过：

YH 轮和 YEH 轮是 5250TEU 第五代超 PANAMA 型全集装船。

YEH 轮 2000 年 2 月 16 日 2200，在进美国西雅图港途中，No. 2 主机增压器突然发出“轰！”的一声巨响，随即停转，主机扫气压力下降，各缸排烟温度升高。靠妥码头后，轮机长拆开 No. 2 增压器前后端盖，发现喷嘴环、增压器叶片及压气叶轮损坏。由于没有备件，只好封 No. 2 增压器，维持航行到加拿大温哥华港。

2 月 19 日在温哥华由 DMI 解体 No. 2 增压器，发现转子从压气叶轮端布司轴颈处断成两段（如图），推力轴承、浮动轴承等均有不同程度损坏。公司及时在德国找到一根同类型号的增压器转子总成及相关备件，空运至温哥华装复，YEH 轮仅脱班 10 小时由温哥华开出，保证了“上海通用”一宗重要货物按时在日本衔接转运到上海。

YH 轮 2000 年 2 月 14 日在新加坡至苏伊士运河的航行途中，发现 No. 1 增压器异常振动，经冲洗振动仍未减轻（该轮出厂时 No. 1 增压器就有振动现象，后厂方在保修时在消音器外壳上焊接了加强筋以减振）。

2 月 16 日 0730 时 No. 2 增压器外壳又突然开始异常抖动，滑油温度升高 1.2°，增压器转速波动。停车后检查发现 No. 2 增压器压气端叶轮与蜗壳擦碰。经咨询川崎厂家后，按其要求将 No. 2 增压器封闭，减速续航至航线港口——英国菲利斯托和德国汉堡安排修理。2 月 25 日在菲利斯托拆检 No. 2 增压器，发现压气叶轮因与蜗壳擦碰磨损严重，最大处磨损达 2.95 mm，增压器端布司间隙磨损增大，压气端布司磨损，换新转子和其它备件后恢复正常。No. 2 增压器转子后经川崎专业厂检验确认，做报废处理。2 月 29 日船抵汉堡后安排 No. 1 增压器拆检，发现 No. 1 增压器转子压气叶轮内锥度套外表面有点状腐蚀，换新转子及有关备件。No. 1 增压器转子后经川崎专业厂修复后做周转备件使用。

事故原因：

1、旋转扭矩和弯力矩造成的疲劳损坏。

YEH 轮主机 No. 2 增压器转子断裂时才使用 19000 小时。其转子断口位置起于距离止推环端面 6 mm 处，以 15 度夹角朝增压器叶片方向延伸、断裂。在布司段轴颈处可见许多粘有红褐及黑褐色附着物的拉痕，转子轴表面被布司（材料为 LBC4C）粘连拉伤。经荧光粉颗粒检查，断轴处附近表面有明显被拉伤的细微裂纹。在断裂源附近，有一清晰的 4 mm 长的纵向裂纹朝向止推环。另外从断口表面金相组织的断面照片分析，显示裂源位于距止推环边缘 6 mm 的轴表面，并相对于轴旋转方向呈“沙滩纹（beach marks）”以圆周状朝最终瞬断区发展，最终在瞬断区快速断裂。因而断

裂的原因是旋转扭矩和弯力矩造成的疲劳损坏。

2、从 YH 轮损坏的 No. 1 增压器压气叶轮锥度套外表面发现有腐蚀现象，说明增压器压气叶轮锥度套的制造与安装存在问题。

YEH 轮和 YH 轮在出厂前，曾因增压器压气叶轮锥度套的制造质量有问题，进行过产品换新。换新锥度套后的动平衡方法有误，使锥度套与压气叶轮之间在运转时存在着不平衡力矩；加上换新锥度套时未上到位，致使锥度套外表面与压气叶轮的內表面存在间隙，长期运转中不仅产生不平衡力矩，还发生空泡腐蚀。而锥度套外表面的腐蚀又等同于锥度套没有上到位的效应，又使间隙进一步增大、不平衡力矩进一步加剧，即不正常的振动也就愈演愈烈，造成转子的最薄弱处产生疲劳损伤、断掉。

事故教训：

1、加强新船建造中的监督力度，确保新造船舶的质量。监造人员要把发现的问题及时向厂方提出，并要求予以解决；对厂方在交付使用前没能解决的缺陷问题，应在移交给（营运中的）机务主管部门的专题报告中，提出具体的防范措施。

2、公司机务部门应把制造厂提供的、或是建造时掌握的设备缺陷，以及同类型船舶上发生的机损事件，及时向船上通报，并对船舶进行及时有效的技术指导，避免同类事故重复发生。

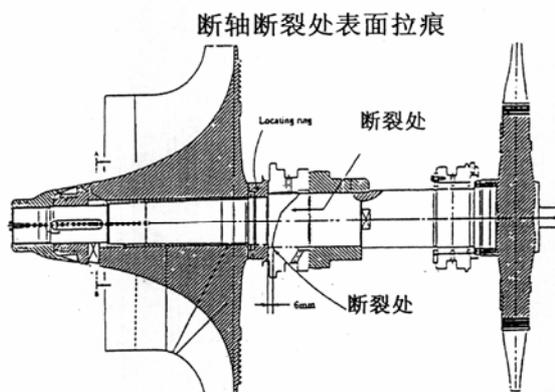
3、值班船员发现运行中的设备有异常振动，应尽早采取措施或停车检查。切忌延误时间，导致事故扩大，造成更大的损失。

（YH 轮较早地发现增压器的振动问题，并采取了正确的措施，避免了转子的断裂事故。）



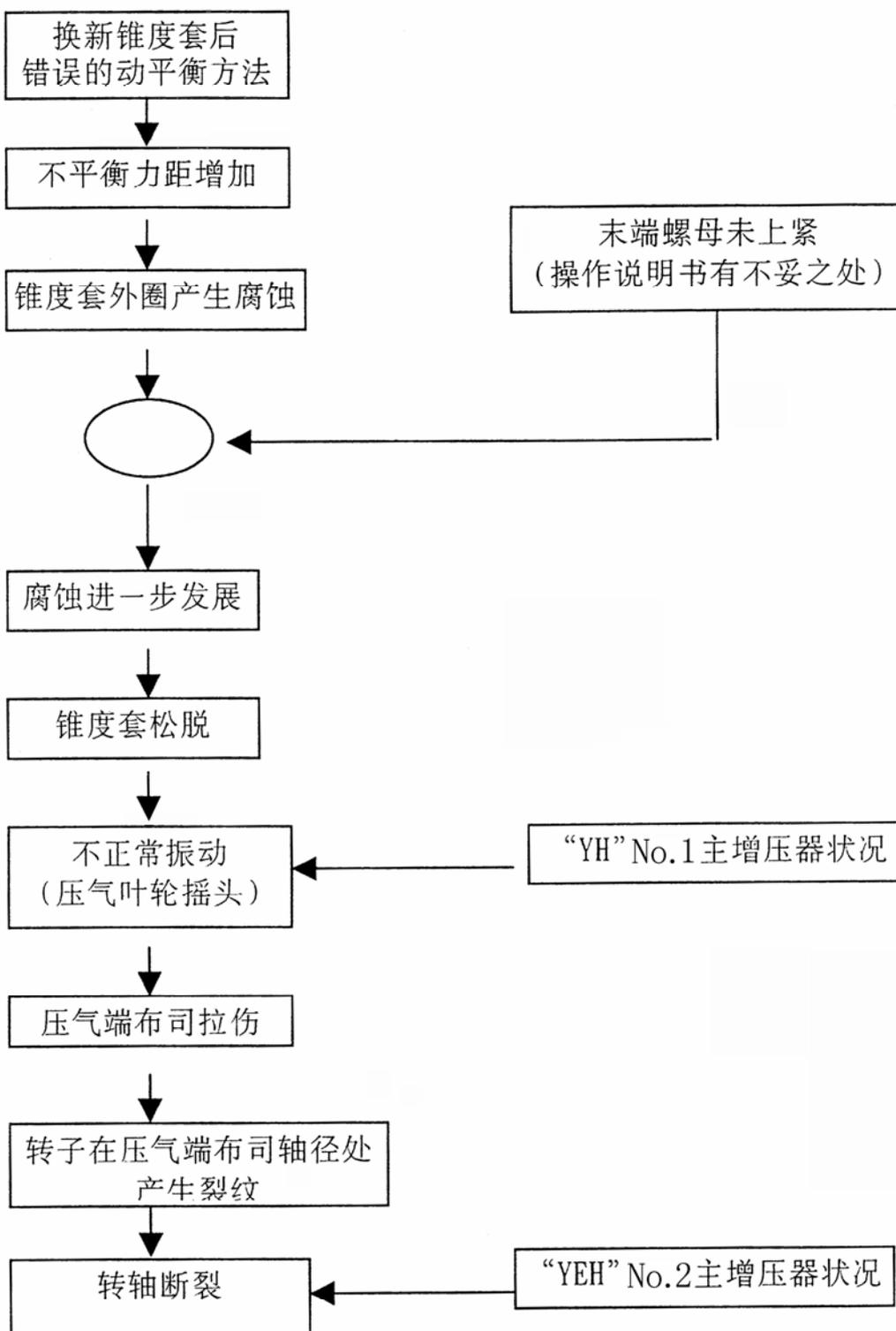
裂源附近断轴表面

裂源 180 度处断轴表面



“YEH” NA70/90 增压器断轴位置示意图

推断断裂过程如下:



39、L 轮主机活塞环断裂、缸套裂缝

主机型号：MAN B&W 10L90MC 43100 kW 82 r/min

事故经过：

L 轮是第五代 5250TEU 集装箱船，使用 IF380cSt 燃油，1997 年由 KAWASAKI 厂建造。在主机运转的 12000 小时期间内，因各缸均频繁发生活塞环断裂，No. 10 缸还发生过缸套裂纹，因此进行过多次非正常吊缸。

KAWASAKI 厂的设计科长 M. YAMAGUCHI 先生认为，L 轮主机 No. 10 缸缸套裂纹是由于活塞环断裂，致使缸壁温度高且不均而引起的。检查该缸时发现活塞环拉毛，KAWASAKI 厂也派人做了检查，但检查后认为没有什么问题。但更换了活塞令后仅仅航行 30 天后，No. 10 缸又出现排温异常引起主机减速。抵港后检查发现第 1 道令卡死，其余 3 道令断裂。吊出活塞后发现缸套后上部有一 300 mm 裂纹，不得不更换了缸套。

L 轮发生 4 次活塞环断裂时的使用时间分别为 4780、6879、1906、6648 小时。活塞环断裂的位置几乎全在搭口附近。而且 No. 2、No. 3、No. 4 道环较容易断裂，No. 1 道环较少断裂却易卡死。

事故原因：

测量缸套发现，缸套的磨损大于活塞环的磨损。缸套磨损最大达 2.15 mm；而活塞环的磨损仅为 1.0~1.5 mm。说明活塞环的材料与缸套的材料不匹配，是造成异常断令的直接原因。

L 轮后来换用新上的活塞环备件后，情况确实有明显好转。

事故教训：

1、新出厂的主机在初期营运中，应缩短扫气箱的检查周期，以便关注新机的磨合情况和及时发现活塞环卡死或断裂情况，必要时缩短吊缸周期。

2、出现活塞环断裂时，应适当减少该缸的燃油量和加大气缸油注入量。情况允许，应尽快安排吊缸，避免事故扩大。

3、在吊缸工作中，要使用原厂提供的活塞环备件。要认真按照说明书要求做好活塞环槽的清洁、新活塞环搭口处的整形处理及各道活塞环搭口的摆放位置，并认真测量、记录各种间隙数据。

4、船上应该及时向公司主管部门汇报非常规吊缸的原因，以及活塞环等备件的消耗、使用情况。公司应该为初期营运的新造船提供从原厂订购的质量可靠的活塞环备件。

40、LSH 轮主机排气阀、气缸套、活塞头损坏事故

主机型号：MAN B&W 5L70MCE 8074 kW 86 r/min

事故经过：

1999年5月26日，该轮在日照港进港途中，第5缸发出异常声音，随即停车检查。当打开第5缸时发现排气阀头圆周二分之一脱落，气缸扫气口处有200×300 mm破洞；活塞头多处损伤。将上述损坏件换妥后进港。

此事故延误船期20小时，损失备件费折合人民币约20万元。

事故原因：

翻新排气阀质量欠缺，是造成这起事故的直接原因。

该排气阀由上海某公司加工翻新，翻新编号为RJ9712。该翻新排气阀装机使用仅3568小时。由于翻新工艺及材料较差，堆焊部分没有与原阀头完全融合，中间出现夹层。主机运行中排气阀头在不停开关的冲击下，焊接部分与原基部分离脱落。脱落金属掉入气缸内，在活塞下行时碎块卡入扫气口处，当活塞再上行时将缸套拉坏。

该事故是典型的由于备件质量差，导致的机损事故。

事故教训：

这起事故虽未危及船舶安全，备件损失也得到了厂家的赔偿。但性质是严重的，应引起我们高度重视。今后在旧件翻新时，其一务必选择信誉好、质量有保证的加工厂家。其二是要做好就件翻新的使用记录。切不可无限度地多次翻新使用，一般活塞头及排气阀翻新不能超过三次。

41、YH 轮主机十字头导板损坏导致曲轴损伤

主机型号：MAN B&W 6L50MC 7330 kW 1998 年 12 月由上海沪东重机制造

事故经过：

2000 年 9 月 17 日，YH 轮第 13 航次由荷兰至印尼航行于印度洋途中，0900 时，突然主机曲柄箱油雾探测器报警，主机自动减速。当即停车检查，发现 No. 5 缸曲柄箱内，十字头推力滑块的前侧板脱落；推力滑块侧板 6 只固定双头螺栓全部从滑块的根部切断，推力滑块侧板折断；十字头固定连杆小端的推力块的两只固定螺栓从螺栓头部拉断、推力块脱落；连杆前移，造成连杆瓦边缘脱铅。18 日 0900 时，打开连杆大端瓦后，发现曲柄销轴颈的光洁度变差，磨损严重，有明显划痕、拉毛和裂纹；上瓦脱铅严重。因在海上漂航自修解决已不可能，只得封缸开往最近港口也门亚丁港。

9 月 24 日抵达亚丁港锚地，GOLTEN 公司上船磨轴；同时联系了 MAN B&W 公司要求安排服务工程师登船。GOLTEN 磨轴工作于 10 月 19 日完成，曲柄销直颈磨小 4.5 mm。由于当地流行黄热病，服务工程师及备件均不能及时到船。为节省船期封缸航行到科伦坡修理。

10 月 30 日 YH 轮抵达科伦坡港，GOLTEN 公司和 MAN B&W 公司的服务工程师上船指导船员安装、调试，并对主机其它缸进行检查后，做试车航行，在从科伦坡开往印尼的途中，主机工况基本正常。

事故原因：

1、YH 轮这次主机机损事故的发展过程：先是 No. 5 缸十字头推力滑块前侧板固定螺栓因受力从根部剪断，接着再是十字头后推力块的固定螺栓拉断，造成连杆小端移位。由于连杆大、小端的润滑都是通过十字头一条油路，连杆小端的移位（后移）切断了通往曲柄销轴承的油路，致使连杆大端断油，轴瓦抱轴，曲柄销烧蚀裂纹。机油高温产生油气致使 No. 5 缸烟雾探测器报警、主机自动减速。

2、连杆大端和曲柄销的椭圆度严重超标。

在针对事故的检查测量中，发现 No. 5 缸曲柄销的椭圆度为 0.27 mm，而 B&W 规范要求小于 0.02 mm；连杆大端的椭圆度达到了 0.28 mm，而 B&W 规范要求小于 0.03 mm。由于连杆大端椭圆度和曲柄销椭圆度超标，使曲柄销瓦不能与曲柄销完全贴合。在主机运转的每个行程中，连杆大端受力而运转不平稳、出现跳动；大端轴承前后窜动，造成连杆小端摆动。出现前后方向的水平侧推力，使推力块受力。这个侧推力随连杆的摆动而产生，是一个交变的力，固定螺栓就是受这个交变应力而断掉；十字头在上下运动中受到前后方向的分力，使推力滑块导板滑片受力过丈，使固定滑片的 6 只螺栓全部剪断。最终由于十字头销的前推力滑块侧板脱落而前移，连杆小端的推力块脱落而后移，使油路被切断。导致大端断油、抱轴。

事故教训：

YH 轮这起事故是因主机建造质量差所致。虽说产生的修理费用都由制造厂家负担，但对船舶安全营运影响极大，船期延误使公司效益遭受很大损失，教训可谓深刻！

1、新造船的监造人员，应该对重要设备的测量数据进行认真核查、验证。以确保新造船舶的质量及今后的营运安全。

2、在投入营运前两年的新造船上工作的船员，更应该严格按照说明书的要求，认真做好对重要设备的检查维护工作，如主机内部检查各螺栓是否有松动迹象、对主机各部位轴承间隙检测等，以便及早发现、消除隐患，避免事故。

42、FH 轮主机主轴瓦脱铅事故

主机型号：MAN B&W 6S60MC 6877 kW 102 r/min

事故经过：

FH 轮于 1999 年 11 月 30 日由国内某造船厂建造出厂。2000 年 9 月 27 日该轮在秘鲁 CALLO 港检查主机时，发现在 No. 7 道主轴承与推力轴承之间的下部油底壳内，有破碎的白合金碎片，当时主机总运转时间为 4846 小时。因当时船期紧就先开航了。

途中于 10 月 3 日在海上停车，打开主机曲拐箱检查，在 No. 7 道主轴承下部没有发现新的白合金碎片后续航。船公司委托“船贸”（负责监造）将此情况反映到造船厂及主机制造厂，并要求派服务工程师到韩国上船检查。

10 月 25 日 FH 轮抵达韩国 OLSAN 港，由 MAN B&W 服务工程师将 No. 7 道主轴承打开检查，发现下瓦左侧大量脱铅。MAN B&W 服务工程师在测量主轴下部间隙时，发现该段主轴颈与瓦面有 0.15 mm 的间隙。No. 7 道主轴承瓦更换后，FH 轮又航行了 6 天时间，经日本回到南通港。

11 月 3 日 FH 轮在南通港卸货时还在船舶保修期内。轮机长、大管轮等在机舱交接班时，打开主机曲拐箱道门检查，又发现 No. 7 道主轴承下方油底壳有 7、8 块大小不一的白合金碎片。立即联系造船厂，将此问题反映给主机制造厂。船员打开 No. 7 道主轴承瓦检查，发现该瓦完好无损，打开其余主轴承瓦发现 No. 2、4、8 道瓦正常；No. 3、5、6 道瓦局部脱铅；No. 1 主轴承下瓦与轴的接触面为 180 度。针对这次检查发现的诸多问题，11 月 9 日向船厂提出了“查出轴瓦损坏原因；尽快解决，并保证今后船舶安全及减少损失”的要求。随后与船厂及主机制造厂商定并做了以下工作：

- 1) 主轴承称重及间隙测量；
- 2) 主机各缸开档差测量；
- 3) 主机地脚螺栓上紧力检查、收紧；
- 4) 主机贯穿螺栓收紧检查；
- 5) 主机机座测量；
- 6) No. 1、3、5、6、7 道主轴承瓦换新；
- 7) No. 6 缸十字头及轴瓦检查，连杆大端轴承和曲轴销检查。（测量记录后附）

根据测量记录，最后经 MAN B&W 公司、主机制造厂家及造船厂共同商讨后，将 No. 7 缸主轴承换用加厚瓦，以调整主机轴线，并承诺运行中跟踪保修。

事故原因：

根据测量记录得出的结论是，FH 轮艏轴及中间轴与主机曲轴中心线不正。其原因是制造质量问题：

- 1、主机建造时轴线不正；

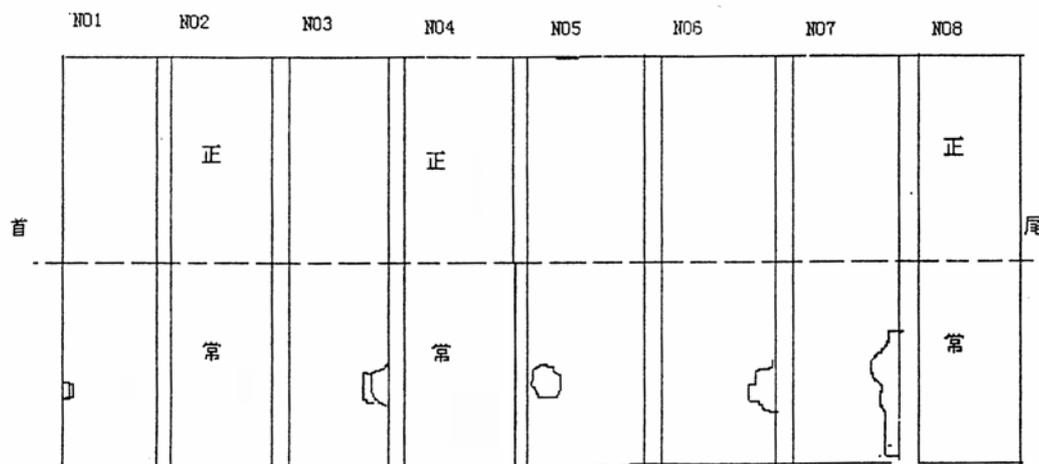
2、造船厂安装艉轴、中间轴时与主机曲轴中心线没有对正。

事故教训：

此事故纯属造船质量问题所致。它足以警示我们新造船的监造人员，要加强监督检查的力度，对主要设备的一些重要测量数据，要认真核查、验证。以确保新造船舶的质量及今后的营运安全。

损坏轴瓦如下图：

右



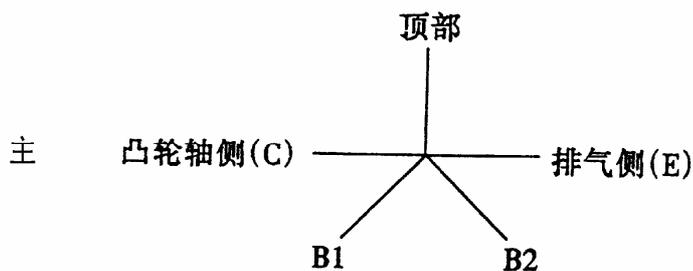
左

主轴瓦 No. 1、3、5、6、7 脱铅部位均在瓦的左前方，第一道瓦与轴接触面约 180 度，损坏最严重的是第 7 道主轴瓦，300 mm × 50 mm 的面积。

主机各缸开挡差测量如下：

测量单位：1/100mm

缸号		1	2	3	4	5	6
用垫块 支撑连 接曲轴	B1	0	0	0	0	0	0
	C	2	3	-6	-2	-4	-5
	T	11	0	-2	1	-5	10
	E	8	6	-2	0	-4	-12
	B2	1	6	0	3	0	-3



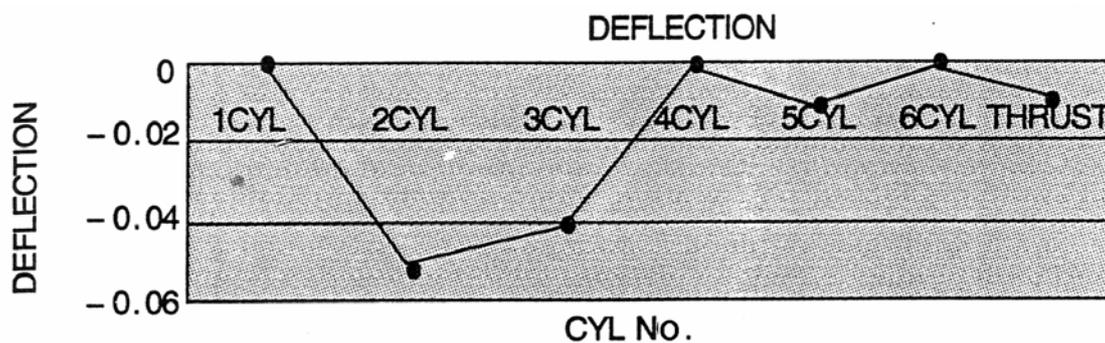
主机各缸贯穿螺栓及底脚螺栓收紧力如下:

Engine Frame No.	Bolt No.	Port side			Cylinder No.	Starboard side			Bolt No.	Engine Frame No.
		Pressure	% dev.	Remarks		Pressure	% dev.	Remarks		
1	1	900			1				1	1
	2	900		900		896		900	2	
	3	910		900					3	
	4	-		-					4	
2	1				2				1	2
	2	1100				900		900	2	
	3	1060							3	
	4	1100							4	
3	1	900			3				1	3
	2	1060				900		900	2	
	3	1060							3	
	4	1022							4	
4	1	1020			4				1	4
	2	1100				900		900	2	
	3	900							3	
	4	900							4	
5	1	900			5				1	5
	2	910				895		900	2	
	3	890							3	
	4	900							4	
6	1	900			6				1	6
	2	890				900		900	2	
	3	900							3	
	4	900							4	
7	1	900			7				1	7
	2	900				900		900	2	
	3	900							3	
	4	900							4	
8	1	900		900	8				1	8
	2	900		900		900		900	2	
	3	900		900					3	
	4								4	
9	1				9				1	9
	2								2	
	3								3	
	4								4	
10	1				10				1	10
	2								2	
	3								3	
	4								4	
11	1				11				1	11
	2								2	
	3								3	
	4								4	
12	1				12				1	12
	2								2	
	3								3	
	4								4	
13	1				13				1	13
	2								2	
	3								3	
	4								4	
14	1				14				1	14
	2								2	
	3								3	
	4								4	
								1		

主机机座测量如下

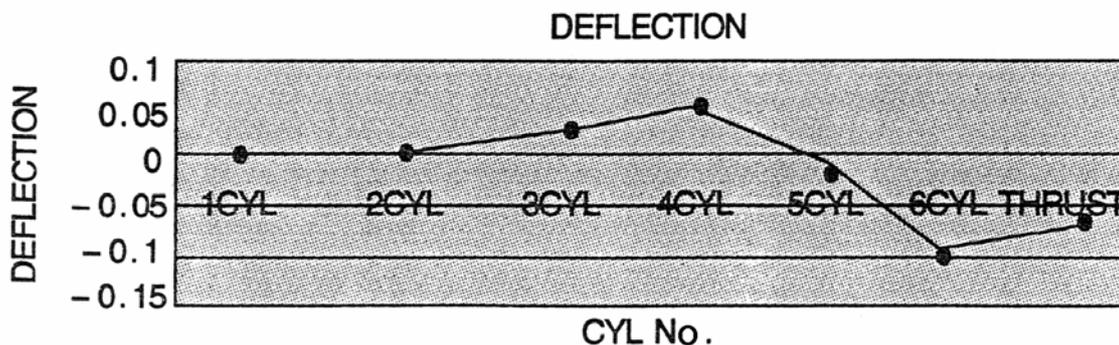
P - SIDE F = 420N PIANO WIRE:0.7mm

	1CYL	2CYL	3CYL	4CYL	5CYL	6CYL	THRUST
MEASURE	105.21	105.12	105.03	104.96	105	105.07	105.22
COEFICIENT	0.13	0.27	0.35	0.38	0.35	0.27	0.13
ACTUAL	105.34	105.39	105.38	105.34	105.35	105.34	105.35
	1CYL	2CYL	3CYL	4CYL	5CYL	6CYL	THRUST
DEFLECTION	0	-0.05	-0.04	0	-0.01	0	-0.01



S - SIDE F = 400N PIANO WIRE: 0.7mm

	1CYL	2CYL	3CYL	4CYL	5CYL	6CYL	THRUST
MEASURE	105.24	105.08	104.96	104.88	104.98	105.13	105.225
COEFICIE	NT	0.14	0.3	0.4	0.44	0.425	0.35
ACTUAL	105.38	105.38	105.36	105.32	105.405	105.48	105.445
	1CYL	2CYL	3CYL	4CYL	5CYL	6CYL	THRUST
DEFLECTION	0	0	0.02	0.06	-	0.025	-



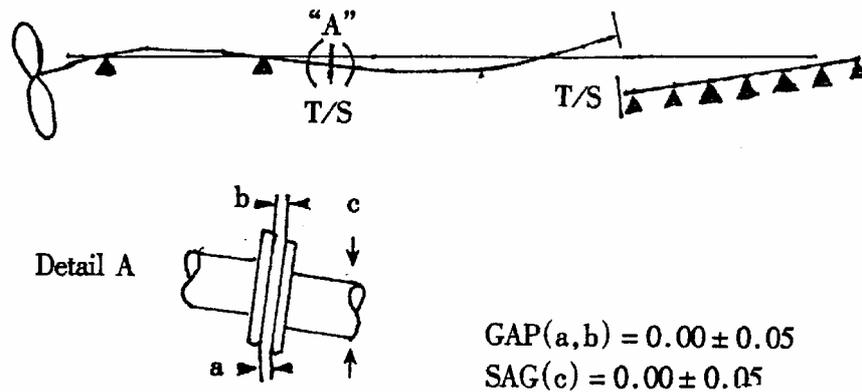
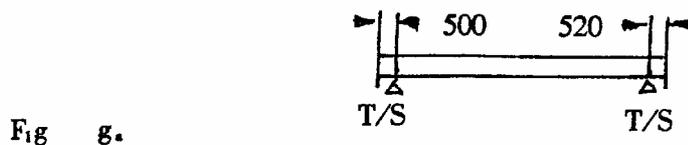


Fig gb

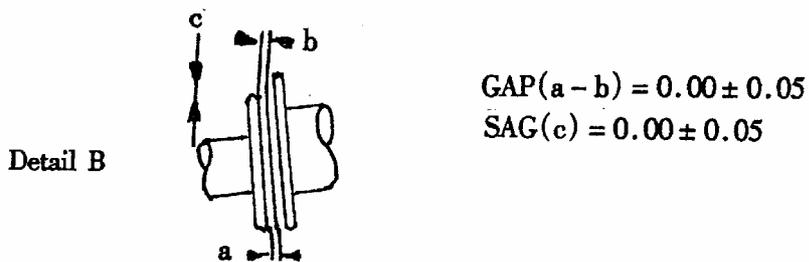
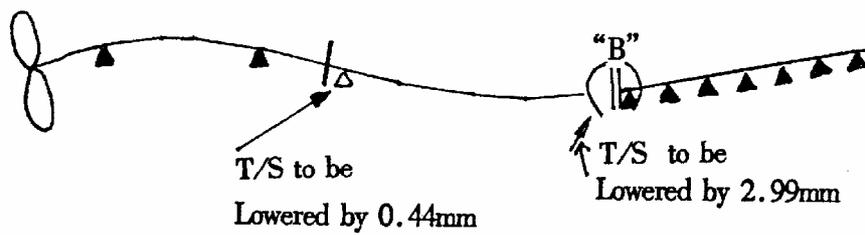
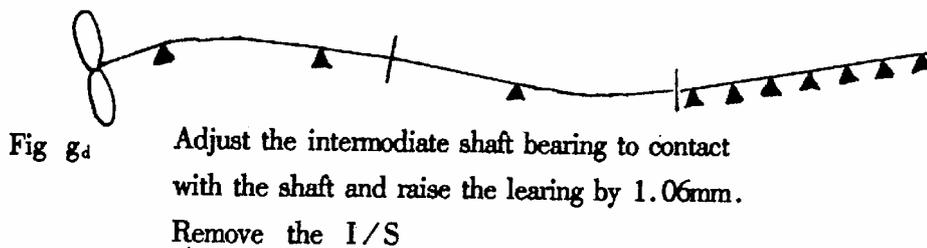


Fig gc



43、FNH 轮主机十字头滑油增压泵损坏事故

主机型号：B&W 6L67GBE 7467.6 kW 101 r/min

1984 年 3 月 KAWASAKI 制造

事故经过：

2001 年 7 月 10 日，FNH 轮在巴西 BELEM 港卸货期间，船员按照 CMS 要求对主机 No. 5 缸十字头进行拆检，打开上下瓦后发现下瓦有脱铅现象。船员自行更换轴瓦后，又拆检了十字头的两只滑油增压泵。检查中发现其铰链销子弯曲，后油泵因柱塞卡阻，用铜棒将柱塞敲出；而前油泵柱塞向内弯曲，在校正过程中柱塞下部断裂。换上了原来换下的油泵备件，并将卡阻的柱塞进行了修整。装复后盘车检查时活塞上行正常，下行时两只柱塞分别断裂。由于船上已无备件，只好封缸航行先去巴西 CABEDELO 港装货。以后由公司想方设法在兄弟公司一艘船上借到了备件，并安排专业厂家工程师上船指导修理，更换备件、安装调试正常后开航。

这起事故损失情况：因封缸航行，损失船期两天半；修理费和备件费约合人民币 11.5 万元。

事故原因：

经向厂家咨询并指导船上检查，发现两个油泵出油管均被垃圾堵塞，油管无法回油，造成很大的阻力施加给柱塞及下部的销子和摇臂，使摇臂弯曲变形、进而造成柱塞变形卡阻断裂。

注：该主机是 KAWASAKI 购买 B&W 专利后，开发设计的一种机型。在世界上数量不是很多，不是 KAWASAKI 生产的该型号主机都无此油泵。

事故教训：

- 1、大管轮和轮机长要仔细阅读所在船舶的主机说明书，熟悉主机结构、并掌握管理要点。各项检修工程的拆、装，要严格按照主机说明书的规定要求执行；
- 2、加强主机滑油的日常管理：加强对机油分油机的分离效果、各机油滤器的过滤性能的检查；定期化验，确保主机系统滑油的质量；
- 3、公司机务主管要切实掌握自己所管船舶重要设备的结构特点以及船存备件的实际情况，做好对船舶的跟踪管理和技术指导。
- 4、船公司主管部门要将该机型构造特点及容易引发的事故，及时通报同类型姊妹船，引以为戒、杜绝同类事故发生。

44、JLH 轮主机 No. 1 缸燃油凸轮损坏事故

主机型号：MAN B&W 5S60MC 9500 kW 102 r/min（服务转速 95 r/min）

大连船用柴油机厂制造

事故经过：

2002 年 1 月 3 日，JLH 轮由南美至美国航行途中，轮机长发现主机 No. 1 缸排烟高温报警，主机已自动减速在 80 r/min 运行。1 月 4 日凌晨 0200 主机停车检查，发现是由于该缸高压油泵的换向机构滚轮剥蚀磨损后卡死所致。该缸换向机构滚轮 2/3 以上的圆周面积磨损严重；油泵鸡心凸轮正车位置磨损划痕较重；换向机构与换向槽之间的间隙超标。对其余 4 只缸凸轮滚轮检查没有发现异常。1000 装复后，将该缸凸轮抬起实施单缸停油、主机运行转速 61 r/min，预计抵达美国卸港长滩港的时间为 1 月 14 日（原船期为 1 月 9 日）。

2002 年 1 月 5 日，租家多次来电告知“炼油厂急需这批货油，如晚到造成停产，货主将向公司提出索赔”，催促 JLH 轮尽快抵港。为兼顾租家利益、防止发生纠纷，公司在权衡各方利弊后，决定采取以下应对措施：

- 1) 恢复 No. 1 缸工作，加强对该缸燃油凸轮的工况监控；
- 2) 提高主机转速至辅助风机停止运转为限；
- 3) 每天早晚两次向公司汇报相关情况；
- 4) 注意主机滑油情况。

采取上述措施后，主机转速提高到 74~78 r/min，JLH 轮于 1 月 12 日抵达长滩锚地。但在抵达锚地后做第二个倒车换向时，No. 1 缸空气换向气缸端盖被撞破，内部气动活塞破碎。

1 月 14 日 1515 卸完货离开码头，1620 在长滩港内锚地加油及修理主机。公司委托美国远华公司帮助安排当地的 B&W 服务工程师于 1700 带着凸轮等备件上船，1915 修复，试车正常后于 2230 开航。

事故损失船期 82 小时 20 分，备件费 5 万元人民币，修理费 5 万元人民币。

事故原因：

日常忽视了对主机高压油泵换向机构的检查保养，当油泵换向布司与滑块间因磨损、间隙增大后，增大了换向过程中气动活塞杆的位移空动，造成换向不到位，滚轮不能自锁。滚轮在长期运行中一直在凸轮上窜动，最终导致换向滚轮及燃油凸轮的损坏。

事故教训：

- 1、定期检查凸轮轴箱内运动部件的润滑情况，检查换向机构各部件有无松动。
- 2、注意观察换向气缸内活塞杆有无轴向窜动位移和定期检查换向布司与换向滑决间的磨损情况。如有偏磨要及时调整使其两边间隙相同，如间隙过大要及时更换备件。
- 3、公司主管部门应指导同机型船舶进行必要检查，做好防范，避免发生类似事故。

45、关于××轮主机高压油泵故障的思考

XX 轮，1997 年日本建造，主机型号为 B&W 6S60MC。

2003 年 X 月 X 日该轮抵美国某港口锚地，4 天后计划由锚地移泊靠港，但在备车时发现主机无法正常起动，短时间内又未能找到故障原因，只得被迫取消靠泊。在其后的数天里，经反复检查和测试，终于发现主机不能起动的原因是由于 6 个缸的高压油泵柱塞、套筒偶件全部磨损过大，造成泵压过低，导致油头针阀不能开启，主机不能正常起动运行，后来更换了 6 套新的柱塞、套筒，恢复了正常。

先前，我们不止一次地遇到过副机高压油泵的柱塞、套筒在较长的工作时间后，功能下降，造成漏油转速不稳等等现象，也经常对成台副机的柱塞、套筒进行更换，但对于主机的全部高压油泵柱塞、套筒同时损坏还是很少遇到的，且上面提到的该轮还很“年轻”（主机总运行时间不足 35,000 小时）。

XX 轮在这次故障中，因等备件所耽误的船期，额外用拖轮带靠码头等所损失的费用要远远高于换新备件本身的费用，我们又一次在这种“无奈”的情况下交了“学费”，那么回顾该轮发生故障的前后过程和现象，并加以认真的思考，我们究竟能“学”到什么？或者说应该“学”会什么？

一、主机高压油泵的柱塞、套筒偶件是有工作“寿命”的

作为高压油泵的核心部件——柱塞、套筒偶件，由于工作环境的恶劣（高温及经受各种品质燃油）和密封要求高（高压），尽管各制造厂在材料，加工工艺等方面做足了功夫，但在长时间的连续工作下，它一定会造成磨损的，随着磨损的加剧，其密封性能和泵压效果势必受到影响。从上述故障船舶的油泵柱塞和套筒的拆检情况来看，一是每个柱塞、套筒的配合明显感到较“松”，二是柱塞表面虽未发现明显的机械受损（如拉毛、划痕）和过热，但柱塞头部斜槽部位都有明显的磨损痕迹。

制造商曾经主张每 4 年左右应该更换柱塞、套筒偶件，有的厂专业人士亦提出过其使用的极限时间为 30,000 小时左右，笔者认为现实中，后者的使用极限时间较可取，特别应该指出的是，近年来国际上高粘度重油的广泛使用，燃油供货商出于各种利益的考虑，造成燃油质量的参差不齐（往往很难从其构成成份的化验得出明显的结论），某些地区的重油在提炼过程中使用的添加剂，如果未能得到较好的清除，便成柱塞和套筒之间的“磨料”，伴以高温更可能加快柱塞和套筒之间的磨损，引发提前损坏，上述船舶的 6 个油泵柱塞和套筒同时损坏，很可能与近期使用的燃油有关。

二、对主机高压油泵柱塞、套筒的检查、保养工作必须重视

船舶轮机人员对柱塞、套筒的检查、保养工作是被动的，有时显得“无能为力”，通常说明书并未对维修保养的周期提出明确的期限，有的说明书仅仅是提“Based on observation”（基于观

察),但是这种“观察”有时是比较困难的,根据厂家设计,柱塞和套筒之间的正常间隙应在 0.02 mm 以内,其极限间隙应不超 0.04 mm,也就是说磨损量不超过 0.02 mm,其实无论新件或旧件,凭借船上的测量手段和工具都无法度量上述间隙,只能凭经验和感觉它们之间是否已经“松”了。

尽管如此,我们认为这种“观察”还是必须有计划地定期进行,通常在 4~5 年的一个周期里应对所有高压油泵的柱塞和套筒进行拆检一次,注意检查柱塞表面的状况,尤其是头部斜槽附近的工作面和与套筒配合的松紧度。

三、主机高压油泵出现泵压功能的降低和失效是有前兆的

故障发生前往往总是会有前兆的。除了因某种原因造成的油泵柱塞卡咬外,这种逐渐磨损的柱塞、套筒引起的故障亦会有前兆或各种不正常症状。回顾该轮发生故障的前前后后,也能充份证明这一点。

1. 转速不正常的自动下降。该轮在出现故障的前一段时间里,曾发现在与以往相近的外界负荷时,油门加大,转速却自行下降或者说在同样的油门下,转速较以前明显低,加速困难。

2. 压缩压力基本不变,爆炸压力降低,在无外界负荷影响下,排气温度下降,且各缸之间的排气、温度差别加大和变化频繁。

3. 在正常负荷下,转速不稳定,调速器频繁窜动(这一点对于副机表现尤为明显)。

4. 起动困难,特别是有时会“偶然”开不出倒车。在抵港(特别是抵锚地)时由于倒车次数不多,“偶然”一次倒车不来,可能不在意或未引起注意。

5. 慢速不稳定,最低稳定转速的数值上升。由于在低转速和可使用的最低转速时个别高压油泵的工作状况的好坏,最易影响低转速的稳定和能否在最低稳定转速上持续运行,故应经常测试或注意在这种工况下的运行状况,以检测油泵的工作性能。

6. 油头启阀压力下降。上述该轮在抵锚地时,曾发生一次倒车不来,在等泊期间曾对主机的扫气道、油头、排气阀、起动阀等进行了常规的检查 and 保养,并更换了所有的油头。曾对换下的油头进行过泵压,发现换下的油头启阀压力普遍大幅度下降至 23~25 MPa(正常为 30+/-2.5 MPa),在该轮找到油泵故障原因后,又对油头进行试验:若将油头启阀压力降至 23~25 MPa,各缸仍能喷油(但不均匀,不稳定),这也反证了为什么远航抵锚地都很“正常”,恰在锚地备车时再也不能正常启动主机的原因所在。

换下的油头启阀压力下降,当然有各种因素造成,未必就一定是油泵出问题,但当较多的油头出现启阀压力下降时,引起注意是必要的。燃油的质量好坏会影响油泵柱塞、套筒的密封性,亦会影响油头针阀的密封性。油泵出口压力的降低,往往会被油头启阀压力的下降所掩盖,导致我们在寻找故障原因时走入误区。

四、善于分析和观察、力争尽快找到故障原因

上述分析的各种“前兆”未必在一艘船上同时出现,亦未必每一项都表现得那么明显,且有些现象不一定是高压油泵故障所特有,而是与其它故障的症状混在一起的。但作为一个善于分析,勤于动脑的轮机人员,平时注意这些“蛛丝马迹”,相信可以帮助掌握和了解高压油泵的工作状况,即使出了故障亦能尽快找到原因。近期有几艘船均发生过锚地备车起动不正常(而在此以前

均未发现起动系统有明显问题），后来亦都花费了较大的精力和时间才找到真正的原因，从这几艘船的检查过程还是有一点启示，可供我们借鉴的。

1. 要尽快确定故障来自控制系统，还是燃油系统。

通常遇到主机不能正常起动，首先想到的总是控制系统（包括控制阀，调速器），然后是安全保护系统，最后才是燃油系统。实践中出故障的概率在“主机起动”这一部份，燃油系统出的毛病亦最低，一般不会因为某个油头不好或某个油泵工作欠佳造成主机起动时不能靠燃油运行，但应该看到，近年来大部份船舶比较重视和定期对控制系统中的各个控制阀加强了检查和养护，对起动空气系统的清洁和除湿也比较重视，相对发生问题的就少了。笔者认为，如果冲车，正倒车换向，特别是冲车转速能达到发火转速，则大部份的情况下，故障的原因在燃油系统。如最近二艘船一是因为冷却器漏水造成喷进缸内的燃油被大量水气混合而无法燃烧，二是因油泵失压油头根本就无法喷油。

2. 鉴别是否有燃油进气缸。

通常主机冲车，达到最低发火转速后，油门会开启或高压油泵顶部的泄油阀（puncture valve）关闭，此时可打开某缸示功考克，检查是否有油进气缸，或是否发火。

在实船上，很难判断高压油泵的出口压力是否正常，必要时可将某一个油头（可取主机最前端或最末端，以便拆装和防护）的高压油管拆离，另装一个油头（周围加以防护），冲车时，视其是否能正常喷油。

五、几点建议

1. 作为船舶，我们必需面对现实：即接受各种不同产地的燃油。我们所能做的，除了认真做好燃油的规范取样和正确储存外，是尽可能做好燃油的分滤工作，把好燃油进入主机前的重要关口。分油要切实有效，滤器不应有破损（“滤孔”不应大于 50 μm ）。

2. 各轮应认真注意检查各缸高压油泵的运行状况（各缸功率发挥，压力和温度变化及是否漏油，凸轮轴滑油是否被燃油污染等等），有计划地定期拆检各缸高压油泵，将每次检查结果详细记入“轮机员维修记录本”，有何异常，尽快告公司，更换备件应有详细记录。

3. 按照船级社主要备件最少在船存量的要求，通常主机高压油泵柱塞、套筒备件只需备用一套。考虑到现实情况，拟适当增加 2~3 套，各轮应认真清点备件存船情况，分清新、旧件，并将情况告公司，以便统筹订购供船。

4. 控制主机燃油进机温度，通常不应超过 135℃，因为过高的温度对柱塞、套筒更加不利。有时同样号称 380 cSt 的重油，在同样温度下，粘度会有区别，如果在超过 135℃时粘度仍偏高的话，粘度的设定取上限（如：可接近 15 cSt，不必强求接近 10 cSt）。

5. 对于副机高压油泵的维修保养应同主机接近。

保持主机高压油泵处于良好状况，在确保安全的前提下，尽可能延长其使用寿命，以降低成本。这是我们轮机人员的责任。尽管客观上会有很多因素，让我们困扰和麻烦，但相信只要尽心尽力加以科学的方法，我们的目的是会达到的。

46、DHH 轮主机排气阀故障

主机型号：HD MAN B&W 5S60MC

故障概况：

2003年4月26日1600，在上海宝钢码头完货后备车开航。开航后 No. 4 缸排气阀不能完全打开（开度仅为 1/5），坚持到锚地抛锚检修，4月27日1050修复试车正常。

因错过潮水，至4月27日1640上引水开航。

故障原因：

1、主机 No. 4 缸在上海宝钢码头吊缸检修后的装复过程中，排气阀的驱动油管装配不当，因运行中漏油。导致排气阀不能完全打开。而在冲、活车时难以发现这一故障，在离港后主机正式运转中才发现这一故障。

2、在锚地抛锚检修过程中，因业务不熟练没能及时排除故障，又没有及时报告公司主管部门请求指导，拖到第二天上午才报告，但已错过潮水，耽搁很多时间，

故障教训：

1、大管轮和轮机长要认真阅读主机说明书，应能熟悉主机结构、掌握管理要点。吊缸中对各个部件的拆、装，都要严格按照主机说明书的规定要求进行；

2、主管部门在加强对船员业务技术培训的同时。注意加强效益意识的教育，提高船员分析故障和处理突发事件的综合能力。

47、TYH 轮主机空冷器故障

主机型号：MAN B&W 6S70MC

故障概况：

TYH 轮经过连续几天的大风浪航行，从 2003 年 4 月 24 日起，主机扫气压力逐步下降，排烟温度逐渐升高。虽然怀疑扫气系统有问题，因海况恶劣也无法停车检查。4 月 30 日海况好转停车检查，发现扫气系统中的空冷器冷却管、空冷器除湿器和主机扫气口等多处结有不等的盐垢，使主机扫气系统空气不流畅。船上立即组织人力在政委、轮机长的带领下，昼夜奋战突击对空冷器查漏、灭漏和对整个扫气系统进行清洁；经汇报请示公司安技部同意加大气缸油恢复航行。

5 月 4 日航行中的主机再次出现上述现象，又停车对空冷器进行查漏、灭漏和对扫气系统进行全面清洁，结果又查出 21 根漏泄的空冷器海水管，进行封堵后继续航行。

故障原因：

TYH 轮主机空冷器制造质量问题在新船下水不久就已显露出来。从 2000 年 7 月船上报告航行中发现漏水后，在其后的特检修船时（2002 年 3 月 26 日）曾在山海关船厂拆下空冷器进车间试压灭漏。以后又发现漏水现象船上也都进行过查漏封堵修理。

这次船舶过合恩角，连续几天在大风浪里抗风航行，船体剧烈颠簸震动，使得原来质量不好的空冷器又有多根管子漏水。

该轮的姊妹船 TSH 轮也存在漏水的现象，但状况轻一些。该空冷器体积庞大 $2.135 \times 1.3 \times 0.838$ m，重 4 吨。换新修理必须由厂家进行。

故障教训：

1、TYH 轮空冷器漏水的隐患，在新船下水后不久就知道，当时就应通过造船部门联系厂家在保修时期内认真分析原因、彻底解决；

2、从 2000 年 7 月起，船上向公司报告提出这一问题。至这次（2003 年 4 月底）营运中两次漂航修理，在近三年的时间里，共封堵了 49 根管子。故障存在持续的时间长，虽然船员选择海况合适的海域做了紧急处理，但终归是多次涉及到船舶海上营运安全和整体经济效益。船公司主管部门应考虑尽早制订并组织落实对空冷器的滤芯做永久性改造修理。

3、在彻底修理解决前，公司主管部门必须加强对 TYH 轮的跟踪指导和后勤保障工作，采取积极主动的防范措施确保船舶航行安全，在船船员更要注意航线上的气象和海况，尽力避免船体遭受剧烈震动。

4、正确操纵主机，避免或减轻主机临界转速引发的剧烈震动。

48、TSH 轮主机排气阀故障

主机型号：MAN B&W 6S70MC

故障情况：

2003 年 5 月 7 日 1800，TSH 轮进靠前湾港码头时，主机 No. 4、6 两个缸不发火。当时主机凸轮油压和控制空气压力正常，轮机长从排气阀开关指示器上判断为排气阀关闭不严造成的。轮机长采取清洁排气阀、油缸放气阀和拆除排气阀压缩空气管对排气阀进行反复关闭试验，4 分钟后主机试验正常。其后在靠泊时主机在 DEAD SLOW 运行中，又有两次突然自动停车，各约 1 分钟时间，也是因 No. 4 缸排气阀关闭不严造成的。也是采取用压缩空气活络后恢复正常。

由于主机发生 3 次短时停车，引水不放心，增加了两条拖轮协助进港。

故障原因：

- 1、主机在（靠泊）低速运转时，因 No. 4 缸排气阀关闭不严而不发火，造成主机自动停车；
- 2、而 No. 4 缸排气阀关闭不严的原因，在于排气阀油缸上部的放气阀被油缸内磨损的金属屑或小垃圾堵塞造成的。

故障教训：

排气阀的检修保养工作。不仅要按说明书规定的时间间隔，还必须严格按照说明书规定的操作要求进行。在排气阀拆解后的重新组装过程中，要注意保证每一个零部件的清洁和所涂抹滑油的清洁。

49、GJT 轮主机失控引起的碰撞事故

主机型号：GOTAVERKEN DM75/160 VGS6U 7610 kW 120 r/min

事故经过：

1999年1月6日下午1445时，GJT轮停靠在中国北海港3-4号泊位进行卸货作业。1月11日凌晨0230时卸空，港口安排当天1600离码头开航。

驾驶台1530通知机舱备车，机舱1532冲车、试车时主机失控：在冲车时正车发火运转，直至港内全速100 r/min。致使船舶挣断艏艉共十条大缆，拖着抛下的三节左锚前进，至1538时GJT轮的船艏撞到横向系泊在2号泊位的新上海号客轮艏部左侧。

该轮备车时，主机控制置于机舱集控室“遥控”位置。初次冲车没成功，轮机长未检查冲车不来的原因，又进行两次试验仍不能启动。因轮机长在本港刚接班（对机器情况还不太熟悉），大管轮告诉轮机长，以前也发生过冲车不来的现象，可能是启动系统的应急启动阀（V16）不动作，可用手按V16阀进行冲车。轮机长随即手按V16上的手柄进行冲车。比时各缸示功阀处于开启状态，但主机仍然自行供油运转并不断加速。轮机长和轮机员见主机不停车，立即采取停车措施：将集控室的车钟手柄、油门手柄拉回零位，但主机停不下来；随即又到机旁控制台，想把油门控制杆拉回零位，由于情急之中未在集控室将主机控制转至机旁操作位置，即转换阀V1未转到机旁位，故此油门杆拉不动；大管轮又将主机启动空气截止阀及主机控制空气截止阀关闭，结果主机不但停不下来反而加速；最后人工强行将应急停油阀切断，主机才慢慢停止了运转。但因延误的时间太长，已经发生了碰撞事故。

事故原因：

事故发生后，机务主管与轮机员，自动化维修人员对该轮控制系统做了逐步地分析检查。该轮操纵系统在起动时的工作流程是：从气瓶来的压缩空气减压为0.8 MPa的控制空气，经过滤器LF，油雾润滑器D进入主机控制管系。其中一路通往转车机连锁阀V29，备车时转车机脱离，V29处于开启状态。接通转换阀V1，供气到精密调节阀T3。

检查中发现主机转车机连锁阀V29的阀芯卡阻，处在半开启状态，致使控制空气压力不足，经过精密调节阀T3到调速器伺服器AK的气压不足。该轮当通到调速器伺服器AK的气压在0.4 MPa时，为主机设定的最低转速油门。控制空气压力下降，对应的转速就升高。最高转速对应的控制气压为0.1 MPa；主机定速的转速是通过精密调节阀设定。这次备车时：

- 1、控制台上的控制空气压力指示为0.35 MPa，因不符合启动条件，所以三次冲车不成功；
- 2、轮机长和大管轮没能查明原因，就在主机控制方式没有转至机旁操作位置的情况下，盲目使用手按应急启动阀，使主起动空气直接进入气缸、主机运转起来。由于主机的控制方式仍处在集控室“遥控”位置，主机就按照这个比正常起动大很多的油门信号指令加速运转；
- 3、轮机长，大管轮对冲车时发生了运转不停、反而加速的现象手忙脚乱，没能直接使用应

急停车按钮来切断供油，反而盲目地去机旁拉油门杆、关主起动空气阀，延误了停车时间；最后错误地关闭控制空气。由于该主机在遥控运转情况下，控制气压越小，主机油门越大、转速越高，致使主机的转速升高到最高时速，造成了 GJT 轮先缆断后撞船事故。

事故教训：

1、大管轮和轮机长要认真阅读所在船舶的主机说明书。应能熟悉主机操纵系统工作原理和流程、并掌握管理要点，提高故障分析和应变的综合能力。

2、切实加强对船员应急操作的技能训练。做到人人懂得原理、人人会应急操作。确保船舶发生各种突发事件时，能采取正确应急措施，避免或减少事故损失。

50、GBK 轮主机连杆螺栓断裂

主机机型：KAWASAKI-MAN 7L52/55A 中速机 2 台

4430 kW+5200 kW 434 r/min

事故经过：

1993 年 1 月 14 日 GBK 轮停泊在澳大利亚墨尔本港，轮机部利用装卸货机会，对 No. 2 主机 No. 8 缸进行常规吊缸。吊缸完成后于 1700 时开航去里斯本港。航行途中该缸运行工况未发现异常现象。经过三天航行于 1 月 17 日下午抵达里斯本港锚地。

抛锚后，大管轮有一种对该缸不放心的念头，便利用锚泊时间对该缸做一次检查。打开该缸曲拐箱道门后，No. 8 缸连杆大端上的 4 只螺栓中编号为 No. 4 的螺栓断成两段，较长的一段已在曲拐箱底部，短的一段仍留在连杆头本体上的螺栓孔内。断裂的部位在下螺栓头第 5 个牙位置。为了保证准时靠泊，轮机长组织全体轮机人员进行紧急吊缸，将断在连杆大端上螺栓孔中的断头部分螺栓取出，并仔细检查了轴承等各部件后，把 4 根连杆螺栓全部换新，并按说明书要求上紧，装复后冲车、运转试验正常。

事故原因：

这次事故苗头，因大管轮及时检查发现，没有酿成大祸是侥幸的。

1. 该缸连杆螺栓断裂为疲劳断裂。其原因是主机工作中，No. 8 缸连杆 4 只螺栓受力不均匀，其中有一根螺栓产生交变应力集中现象。导致在螺纹根部产生疲劳裂纹，逐步扩展而引起断裂。

2. 说明书要求拆卸和上紧连杆螺栓螺母时，要用 4 只液压拉伸器同时操作（300 牛顿·米），而该轮液压工具 4 只拉伸器有 2 只是坏的，拆装是使用 2 只好的拉伸器对角分先后上紧，这就容易造成 4 只螺栓受力不均匀。在拆卸连杆螺栓螺母时，还往往忽视了螺栓松动。在取出留在连杆本体螺栓孔中的断头螺栓时，只是用手就拧出来的，说明原来就没有上紧。

事故教训：

1. 主机吊缸中对各种螺栓的拆装、上紧工作，必须严格按照说明书的规定，认真做好每一步操作。决不能因时间紧迫匆忙应付了事。

2. 主机造船时配备的液压专用工具，如有缺陷、损坏，要及时修理和配齐，不能自欺欺人、凑合使用，埋下隐患。

3. 认真记录主机各螺栓的使用时间，每次拆检要测量螺栓的永久变形伸长量，并记录在案，超过标准者要换新。

该轮大管轮对上一港口急促吊缸中连杆螺栓的拆装质量存有疑问，事后能够主动检查，发现事故苗头，亡羊补牢地避免了一次恶性事故。

51、HS 轮主机进气阀卡死、断裂落入气缸

主机型号：三菱 MAN 12V40/54 4950 kW 360/380 r/min

事故经过：

1993年9月22日HS轮由日本横滨港装完货回航上海的航行途中，0419时，因海况不好风浪很大，船舶左右摇摆严重，主机负荷大。此时，主机No. 1缸排烟温度高报警，随即主机自动减速至40 r/min。当值人员检查发现主机No. 1缸前进气阀卡死在开启位置，立即给阀杆加注轻柴油和用榔头敲击，但无效果。轮机长得知情况后速告驾驶台、船长，要求停车抢修，因当时风浪大、水流急，又在丰后水道附近、离岸边很近，驾驶台不同意停车检修。由于附近没有合适的锚地，为了保证船舶的安全，就决定继续航行，到安全水域后再检修。

22日2128时，主机No. 1缸曲拐箱油雾浓度高报警，主机自动停车，不得不组织人员抢修。吊开缸头后，发现该缸两只进气阀损坏，这两只进气阀的阀盘已断裂落入气缸；活塞顶被击穿一个洞缸套上部有一条裂纹；缸头敲坏，缸头上的附件安全阀、启动阀、喷油器也有不同程度损坏。此时船舶正好漂泊在大禹海峡，不允许长时间停车，只能采取封住活塞头破洞，安装上缸头，少装一个进气阀，使缸内气体不压缩减缸运行。但在试车时发现滑油仍从活塞顶破洞进入气缸。这时船已漂至离硫磺岛很近，情况紧急主机动车。然后打开进气总管端盖，让进入气缸的滑油在活塞上行时从进气管道排出。23日0638时主机维持40~65 r/min，1412时脱离危险区（这段时间损失滑油3.5吨），在距离该岛20海里处停车漂泊抢修，吊缸更换缸套、活塞、缸头等备件后，装复试车正常。

事故原因：

HS轮作为集装箱班轮，在恶劣海况中航行，主机长期处于大负荷运行，引起燃烧不良、工况不好。No. 1缸气阀的阀杆与导套因间隙过大，结碳严重，气阀卡死在开启位置，进而敲坏活塞、阀盘断裂脱落，殃及缸套及缸头附件损坏。

活塞顶被敲破后燃气、油气窜入曲拐箱，油雾浓度高报警、自动停车。

事故教训：

1. 在船期与安全发生矛盾时，要以安全为主，这已经有过很多教训。所以在恶劣海况中航行的集装箱船舶，主机要适当降速减少负荷运行，务必确保船舶的营运安全。

2. 遇到HS轮这种情况，船长与轮机长更要相互协调好，力争尽快摆脱被动局面，争取时间抢修、避免事故扩大为第一原则。同时轮机长要沉着应对，果断指挥。首先要减速并停止该缸工作；组织人员尽快做好更换缸头的准备工作，告之船长抢修需要的大约时间和可能产生的后果，让船长心中有数，以便决策。否则，等到气阀落入气缸造成事故扩大（活塞破碎、拉缸、咬缸、伸腿等），那时船舶完全丧失动力，再想抢修就来不及了，将会面临更危险的局面！

3. 集装箱船舶班期紧、靠泊时间短，维修保养时间少。轮机部要不失时机地抓紧时间做好主机系统的检查保养工作，避免关键部件超时使用、过度磨损，引发事故。

52、GBK 轮主机排气阀阀杆断裂，气阀落入气缸

主机型号：中速机 KAWASAKI MAN 8L52/55A 两台 434 r/min

事故经过：

1994年5月5日GBK轮航行途中，2200时主机右No.7缸排烟温度温差大报警，值班轮机员迅速赶往机舱时，看到一股浓烟从No.2主机右侧奔出，并有强烈敲击声传出。他立即到集控室对No.2主机紧急停车（当时No.2主机已经自动减速），并向驾驶台报告情况，此时轮机长等轮机人员陆续到达机舱。经检查发现No.2主机No.7缸右排气阀阀杆断裂，阀掉入气缸。

吊开缸头看到活塞被打穿、缸套损坏、缸头及其附件也被打坏。只能把缸套、活塞、缸头及其有关附件全部换新。抢修后经试车正常，恢复正常航行。

事故原因：

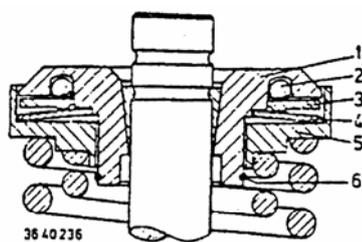
该阀杆断裂的位置是在阀杆端部安装锁块的地方，也是阀杆通常比较容易断裂的位置。如图，由于阀杆是由锁块固定在弹簧压盘上，随着排气阀上下运动时，由摇臂掀动阀杆而带动压盘和锁块，将弹簧压缩使阀杆下行，又以弹簧的恢复力使阀杆复位上行。如此往返运动导致阀杆与锁块、锁块与压盘之间都产生摩擦磨损。经过长时间后，磨损量较大，从而又发生空动和冲击，致使阀杆在此处疲劳断裂而使阀掉入气缸里。

事故教训：

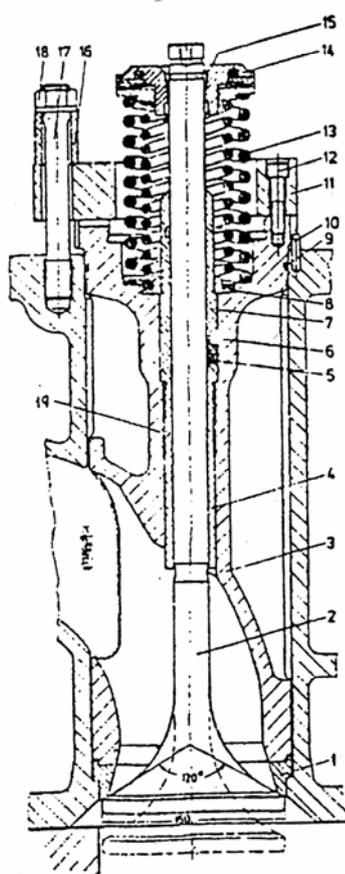
1、中速机进、排气阀掉入气缸的事故常有发生，本身材料和加工质量是阀件损坏的主要原因。在日常维护保养时应注意检查阀杆端部，特别是锁块处有无裂纹。

2、主管轮机员要认真做好压盘、锁块，和阀杆等部件运转工时的记录，避免超时使用，疲劳损坏。在组装进排气阀时，要注意检查锁块与阀杆吻合的情况，并定期检测，确保进、排气阀的间隙（调整）在正常范围。

3、值班人员要注意检查和倾听各缸阀杆（敲击）的声音是否正常。一旦听到异常的敲击声，应果断采取措施或停车检修，防止事故扩大、酿成恶性事故。



1. 承盘
2. 滚珠
3. 滚珠座盘
4. 弹簧垫圈
5. 座环
6. 扣环



1. 阀座环
2. 阀
3. 阀壳
4. 下导筒
5. 密封环
6. 槽环
7. 上导筒
8. 弹簧板
9. 密封环
10. 直销
11. 压块
12. 内六角螺钉
13. 阀弹簧
14. 转帽式阀旋转器
15. 夹圈
16. 套管
17. 细腰螺栓
18. 项圈
19. 导筒, 与密封环联为一体

图为 KWASAKI-MAN8L52/55 排气阀

53、XSK 轮主机 A5 缸连杆螺栓断裂、伸腿

主机型号：中速机 KAWASAKI-MAN 10V52/55A 7540 kW 434 r/min

事故经过：

1995 年 1 月 7 日 1420 时，靠泊利特尔顿港的 XSK 轮船长发出“根据港口安排计划，预计 8 日早晨开船”的通知后，轮机部决定利用停泊的这段机会，对主机 A5 缸进行常规吊缸。

2115 时吊缸工作结束，2225 时接驾驶台通知“货已装好，要提前备车离港”。轮机部值班人员按常规做备车的各项工作后，也进行了冲、活车检查。

2250 时起动主机，转速在 230 r/min；2300 时主机加速到 434 r/min（额定转速）；2310 时主机转到驾驶台遥控时，突然听到“嘣!嘣!”的异常声响。轮机长立即按下应急停车按钮，2311 时主机停车。

主机停车后，轮机长叫大管轮立即安排人员打开主机 A5 缸道门检查，发现 A5 缸两只连杆螺栓已断裂飞脱；活塞卡在缸套上部；连杆下端甩出，打坏缸套和 A5、B5 连接处的缸体，而且嵌在其中。后进一步确认损坏情况有：

- 副连杆一根及四根螺栓；
- A5 缸：缸套碎裂，缸套底部位置处机架打坏、铰链销咬死、缸头损坏；
- B5 缸：缸套下部打坏、活塞下部敲坏；
- 因大量冷却水进入滑油系统，致使滑油变质。

XSK 轮为此进厂修理，耽误船期 13 天。

事故原因：

1、断裂的连杆螺栓来看，No. 1 螺栓的螺母未松脱、螺栓在螺纹的根部平整断裂；No. 2 螺栓的螺母松动了一个螺母的距离，并在螺栓中部弯曲和根部拉断。说明因两根螺栓受力不均，造成 No. 1 螺栓先断，No. 2 螺栓后断，导致连杆甩离打坏其它部件。

2、两根螺栓受力不均的主要原因是由于两根螺栓的预紧力不一样，在主机运转中产生交变应力，最终造成两根螺栓先后断裂。（如图）

注：在事后调查中了解到，A5 缸吊缸装复时，由大管轮在曲拐箱内扶着连杆对准螺栓，待连杆顺利放到位后，大管轮将 No. 1、No. 2 螺栓的隔套分别装上，然后旋上螺母并用拨杆上紧，再装上液压拉伸工具，按要求用油泵泵压到 110 MPa，由甲板三管轮分别用拨杆上紧螺母。大管轮先做了一次检查，而轮机长做最后确认检查时，大管轮已关闭 No. 1 螺栓螺母上的液压拉伸器软管，而甲板三管轮此时还要检查 No. 2 螺栓螺母的上紧情况，为此大管轮又把 No. 1 上的软管接上，但轮机长已关掉通往 No. 2 螺栓螺母上的油压阀。当油泵至 110 MPa 时，大管轮重新检查 No. 1 螺栓螺母的松紧时，却错误地朝着松的方向旋松了螺母，然后再立即上紧。这样阴错阳差不一致的上紧操作，导致了 No. 1、No. 2 两根螺栓上紧力度的不一致。

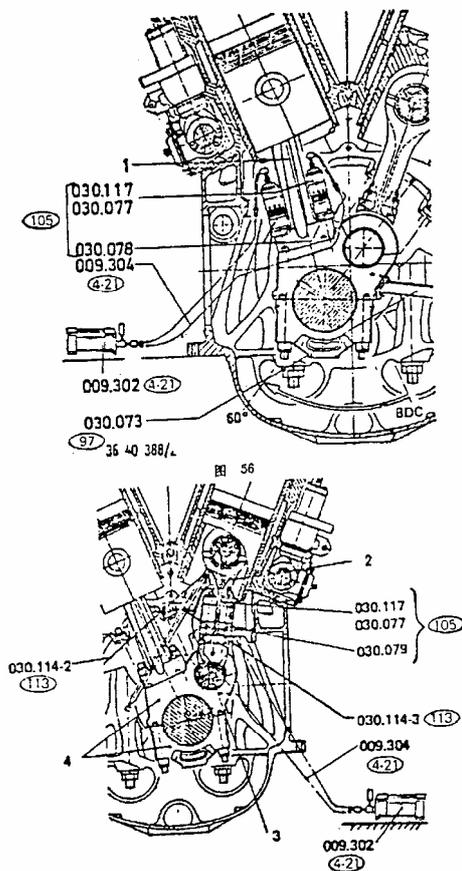
事故教训：

1、中速机因连杆螺栓上紧力不平衡，导致的机损事故已不少。该机型的主机连杆 No. 2 螺栓处在内侧，看不到，在安装、上紧操作时比较困难。很容易在上紧和测量拉伸量时出现错误，操作人员更要高度重视！

2、使用拉伸器收紧螺栓时，各个螺栓一定要同时收紧，避免螺栓上紧力度不均匀，埋下事故隐患。

3、吊缸是比较大的检修项目，要有比较充足的时间。应避免在开航前赶时间仓促吊缸，致使轮机人员的心理压力过大，出现不应该的疏忽。

4、主机吊缸后，在试车和初始运转中，应该多安排人员检查、倾听运转声音。如有异常，尽早发现，及早解决。



1. 主杆 2. 从杆 3. 铰链销 4. 曲拐轴承 5. 螺帽 6. 隔套

54、HTH 轮主机滑油超时使用，主轴承、连杆轴承损坏

主机型号：中速机 MAN 12V40/54 4900 kW 400 r/min 1984 年 6 月三菱重工制造

事故经过：

1995 年某月 18 日，HTH 轮第 387 航次由新西兰至日本神户港的航行途中，0920 时，主机 No. 5 道主轴承高温报警，随即主机自动减速、停车。轮机长得悉情况后，即刻到机舱检查，确认后与驾驶台联系，经船长同意漂泊抢修。

打开主机 No. 5 缸曲拐箱道门检查，发现 No. 5 道主轴承下瓦边缘毛糙，并有一小部分脱落的白合金。进一步拆检，发现轴承已烧坏，曲轴颈烧蓝，因无法探伤，仅观察无裂纹痕迹。遂换新轴承，并测量拐档差在正常范围，后试车续航。

磨合主机开始开 200 转/分，而后逐渐加速。一天后主机开 350 转/分，直至神户港。在这段运行期间，主机各道轴承温度普遍较高，但还在正常范围内，只怀疑是海水温度高引起。

19 日晚抵达神户锚地，20 日靠码头后由日本某船厂工人上船进行拆检。又发现 No. 5 道主轴承下瓦有拉毛呈线状露铜，轴颈还呈兰色；经红外探伤、测硬度等均无大问题。对轴颈人工抛光后，换上备用的下瓦。接着对 No. 4 道主轴承进行拆检，发现其下轴承也拉伤严重，但没有烧毁，轴颈也没有发蓝。

根据这种情况，轮机长要求进一步扩大拆检（包括连杆轴承）范围。在以后拆检中又发现主轴承 8 道、连杆轴承 6 道，有不同程度的过度磨损和烧伤。

事故原因：

该轮在较短的时间里发生主机多道主轴承、连杆轴承不正常的磨损损坏，其原因是由于润滑油质量差所引起。

1. 该轮从接船到发生事故，主机滑油已使用了 55000 小时（说明书规定 36000 小时换新），每次只根据消耗情况加补新油。因此，滑油超期使用，氧化变质，性能发生变化，失去正常润滑作用，导致主轴承、连杆轴承烧毁。

2. 该轮主机曲拐箱很脏，沉积较多的油泥，循环油柜的油泥更多。主机运行中，脏污滑油在循环中造成滤器脏堵阻力增加，加大压力冲洗，致使滤器芯破损，滑油中的杂质进入滑油系统，造成轴承异常磨损。

事故教训：

1. 中速机的滑油使用时间，应该严格控制，禁止超时使用；
2. 定期清洁主机曲拐箱和循环油柜。一般情况下，每三年左右对循环油柜进行人工清洁，清除油泥和杂质；
3. 定期送交油样化验，及时掌握滑油性能情况，发现问题，及时处理或换新；
4. 主机运行中，对主轴承温度普遍升高，要引起高度重视。应认真比较、分析排查，并及时采取减速、停车检查等措施查明原因。避免烧损轴承、曲轴的恶生事故发生。

55、SJ 轮主机凸轮轴、凸轮传动齿轮损坏

主机型号：MAKITA-KSLH654 3820 kW 213 r/min

1976 年 MAKITA TEKKOSHO CO.；LTD 制造

事故经过：

1995 年 12 月 22 日航行途中，0726 时，值班轮机员巡回检查发现主机各缸排烟温度有的变高，有的变低；主机原有轻微的“轰!轰!”声响加大。正待进一步查明，主机突然“咚!”的一声就停了下来。

轮机长下机舱后，进行全面检查未能找到原因。又经多次正、倒车启动，都没有启动起来，船舶被迫漂泊。船上轮机员虽怀疑是定时错乱所致，但又无法自己解决。报告公司后，公司 23 日安排由“JAC”轮拖航。

12 月 25 日 1705 时，SJ 轮被拖到青岛锚地。26 日船厂工人上船检查修理。当拆开主机凸轮轴箱时，发现凸轮轴定时齿轮的紧固螺母已松开，凸轮轴严重损坏；凸轮轴传动齿轮的小齿轮出现裂纹，并有 6 个齿牙被打碎；轴锥面上的键槽被打落一块，键已碎裂；3 副凸轮严重拉毛，4 根排气阀顶杆敲裂。

事故原因：

1、该轮船龄近 20 年，由于主机凸轮轴传动齿轮的固紧螺母松动，导致凸轮轴传动齿轮在运行中产生轴向窜动，造成齿轮异常啮合和撞击而损坏。最终导致凸轮定时严重错乱，主机无法启动。

2、轮机员缺乏经验，缺少理性分析问题和解决问题的业务能力。该轮事发前一段时间，主机运行中有“轰!轰!”的声响，且有的缸排烟温度不正常，就是有的缸定时已有错乱现象，但被认为是排气阀间隙和凸轮轴间隙过大问题，而延误了纠正的机会。

事故教训：

1、老龄船舶主机各运行部件，经长时间运行导致磨损或发生紧固部件松动，要通过加强对传动部件检查，及时发现和纠正，避免由此引发的各种机损事故。

2、轮机人员应该自觉加强业务学习，提高分析问题、解决问题的能力。这次事发前，轮机长如能测取示功图、分析主机的燃烧工况，就能判断出定时情况，尽早采取措施，避免这次事故。

56、XYC 轮主机减速齿轮箱轴承损坏

主机型号：MAN 16V40/54（有减速齿轮箱）

事故经过：

1995 年 11 月 19 日，XYC 轮从香港到宁波的航行途中，2300 时，值班三管轮巡回检查发现主机减速齿轮箱透气孔有烟雾冒出，齿轮箱内还有不正常响声。随即打电话告知驾驶室和轮机长，并要求主机减速至慢车档。轮机长得知情况后即刻下机舱检查，确认是主机减速齿轮箱故障后，即与船长联系要求停车检查。2306 时船长同意停车检查，打开主机减速齿轮箱道门，发现减速齿轮箱内主动轴前端轴承的内钢圈碎裂，减速齿轮箱油泵吸入过滤器上有较多黄铜屑，主机已无法使用。船上无备件，无法自行解决。

公司接报后派拖轮拖航，于 25 日 1730 将 XYC 轮拖至厦门锚地，由船厂修理解决。船厂技术人员登船对主机减速齿轮箱进行全面拆检，吊出减速齿轮箱的主动轴时发现，主动轴前端轴承的双排滚珠外钢圈断成两半、内钢圈碎成二节；两圈铜质弹子保持架有较多磨损；轴承档约有 25% 的镀铬层脱落。直到 12 月 20 日，从日本空运的减速齿轮箱轴承等备件到厦门，才由船厂修复。

事故原因：

该轮是一艘 20 年的老龄船，主机减速齿轮的主传动齿轮的滚珠轴承，使用时间已超过说明书规定的要求，减速齿轮箱内的滑油也很脏。即由于轴承超时使用和滑油质量差，造成轴承的滚珠材料疲劳损坏，直至碎裂。

事故教训：

- 1、老龄船的主机，更不能为赶班期而加大负荷运行，以避免机件疲劳损坏，引发事故。
- 2、对老龄船主机的主要运动部件，尤其是轴承，应认真做好时间统计，如有遗漏，要及时补正，避免部件超时使用。
- 3、做好重要轴承的备件清查、记录，对消耗光的重要轴承，要及时申请订购。

57、TH 轮 No. 3 缸排气阀阀头断裂，敲坏缸头、活塞

主机型号：18PC2-5V/400 1978 年 BLOHM & VOSS 厂制造

事故经过：

1995 年 12 月 25 日上午，TH 轮在某港装好货开航后，驾驶台于 1400 时电告机舱主机开海上速度，定速航行。主机加速后，经检查运行工况正常。

12 月 26 日 1315 时，值班机工在集控室突然听到主机发出“咚!咚!”异常响声。即迅速电话通知驾驶台要求停车，再通知轮机长、大管轮。

轮机长等人得知后立即到机舱检查，刚到主机缸头层，No. 3 缸缸头向外喷水。1318 时，驾驶台已把主机停车，随之轮机长和大管轮关闭了主机淡水系统，并组织人员对 No. 3 缸进行吊缸。缸头吊出后，发现只排气阀阀头断裂，落入气缸，活塞头被敲穿，缸头部分被敲裂，但缸套还未受损伤。船员更换了备用活塞和缸头后，于 1915 启动主机续航。

事故原因：

该缸头排气阀换用后运行 1000 小时左右。从断裂处情况来看，是疲劳损伤所致。

查检修记录得知，该排气阀是经过进厂烧焊、再加工修复的翻新件。由于加工烧焊后热处理质量不过关，导致应力集中而断裂，造成活塞、缸头损坏。

事故教训：

1、主管轮机员应对主要设备的运转部件，认真做好维修保养和时间统计。对老龄船舶主机进排气阀、阀座和卡块等部件，要注意加强检查，避免部件超时使用，造成疲劳损坏，引发事故。

2、排气阀等重要机件翻修应选择正规厂家，使用排气阀翻新件，必须严格审核其质量是否符合要求，并记录阀件的修理次数和使用时间，排气阀翻新不能超过三次。

第二部分 副机

58、JC 轮 No. 1 缸¹⁺¹ No. 5 缸伸腿事故

副机型号：B&W 5T23HH 470 kW 750 r/min

事故经过：

1993 年 4 月 12 日 JC 轮航行途中，1420 时值班机工在巡回检查 No. 1 副机附近时，突然听到 No. 1 副机有“咚!咚!”异常敲击声，就迅速寻找二管轮。二管轮接到报告，立即奔到 No. 1 副机进行强制停车，1422 时全船失电。1425 时备用副机投入工作，恢复供电后，对 No. 1 副机进行检查，发现 No. 5 缸连杆伸腿：No. 5 缸连杆大端轴承脱离曲轴打到左面道门上，道门被打破；道门上方机架有一条 125 mm 长的裂纹；连杆右边两只螺栓的螺母脱落，前面一只螺栓弯曲变形，后面一只断成两部分，下部分落入曲拐箱中，上部分弯曲变形，仍留在连杆大端上；连杆左边两只螺栓的保险开口销折断，螺母脱落；缸套、活塞被打坏；连杆大端轴承、轴承座损坏；曲柄销表面有轻度敲伤痕迹和拉毛。上述损坏只能进厂修理。注：No. 1 副机伸腿时，运转总工时为 87168 小时；上次吊缸后运行了 1000 小时。

事故原因：

从 No. 5 缸连杆大端 4 根螺栓损坏的情况判断，该缸在上次吊缸时，4 只连杆螺栓的螺母上紧不均，导致右边 2 只螺栓的螺母在运行中松动，在交变应力的作用下，致使右边根螺栓先疲劳断裂，造成连杆伸腿事故发生。

事故教训：

1、副机吊缸，应严格按照说明书的要求安装连杆螺栓，确保受力均匀；检查副机曲拐箱时，主管轮机员应仔细检查各缸连杆螺栓固定螺母保险装置的情况；用做保险的开口销不能重复使用。

2、加强船员应变能力的培训和演练。该轮值班机工听到副机异常声响，没能采取停车措施，而是寻找二管轮汇报，延误了时间。

3、对船龄较大的船舶，公司机务主管应加强监督和跟踪指导。

59、HMH 轮 No. 2 副机飞车，发电机损伤事故

副机型号：DAIHATSU 6BSHTB-22 370 kW 720 r/min 1970 年日本神户制造

事故经过：

1993 年 1 月 3 日 HMH 轮在某港锚地待命，1310 时二管轮带领两名机工对 No. 2 副机进行常规保养：曲拐箱内部检查和进排气阀间隙检查、调整。1630 时工作完成进行冲车试验，检查无异常，就关闭示功考克准备启动运行试车。当二管轮把调速器放在启动位置，按下起动按钮，副机起来后就高速运转发生飞车，二管轮迅速把调速器拉回停车位置（零位），但副机停不下来，就立即去关闭燃油进油阀，并用扳手将各缸高压油泵柱塞抬起停止供油，副机才停了下来。事后在轮机长带领下，对 No. 2 副机进行全面检查发现：飞轮与发电机的连接螺栓断裂，发电机转子与定子擦碰损伤需要进厂修理。另外，副机盘车盘不动，打开曲拐箱检查，发现 No. 1、3、4、5、6 缸连杆轴承有不同程度损伤，No. 6、7 道主轴承已拉毛损坏，需要换新。

事故原因：

1、由于该副机调速器失效，导致副机一起动就在大油门下运转而飞车。后经对调速器（机械式）解体检查，发现调速器的一只飞重的销子断掉，使其失去推力而不能控制油门；

2、副机超速保护装置失灵，不能起保护作用。最后通过抬起各缸高压油泵柱塞进行强制停车，致使飞车时间过长、损失扩大。

事故教训：

1、加强对副机安全保护装置的定期检查和试验；

2、副机调速器是比较精密的器件，要根据说明书要求的保养周期进行检查，注意传动连接件及其润滑情况，发现异常，要及时进厂修理、调试。

该轮二管轮面对副机飞车，在超速保护装置失灵的情况下，能够头脑清醒。冷静处理，通过抬起高压油泵柱塞停止副机运转，是一种行之有效的做法。

60、TC 轮副机跳电，船舶失控碰撞码头

副机型号：DAIHATSU 6PSHTB-26 550 kW 720 r/min

事故经过：

1993年9月29日中午，TC轮由上海港 No. 83-84 浮筒去吴淞锚地途中，1308 航行在民生路段的黄浦江上时，正在供电的 No. 3 副机突然停车跳电，备用 No. 2 副机自动起动投入工作，但运转了一会儿，也停止了运转；接着备用 No. 1 副机起动，但起动失败，使全船失电、船舶失控。

当时 TC 轮正处在过江电缆区，无法抛锚；虽已临近码头，但又无法动车。1315 时，TC 轮撞在民生路正在建设中 No. 4 泊区，造成 7 根码头水泥桩弯曲变形。而此时，机舱值班人员已经清洗了严重堵塞的副机燃油总滤器，1316 时副机起动成功正式供电，TC 轮恢复动力脱离了危险。

事故原因：

1、TC 轮副机相继自动停车跳电，船舶失控、碰撞码头的主要原因，是副机燃油总滤器堵塞，副机断油引起的。

2、在新加坡加装的 MDO 油质较差，船员要经常清洗燃油总滤器。为了减少清洗次数，错误地把双联滤器并联使用。

3、1300 时值班的三管轮和机工已经发现燃油的供油压力下降到 0.08 MPa，因仍在正常（0.10~0.15 MPa）压力范围内，就没引起注意，及早清洗滤器。

事故教训：

1、副机燃用品质较差的 MDO，应注意加强沉淀、日用柜放残检查和采用分油机连续循环分离的措施，还要定期清除副机沉淀柜和日用柜内的油脚。

2、燃油总管上的双联滤器应该单个使用，另一只备用。在日常管理中，值班人员要根据脏污情况，及时转换、清洗。

3、提高安全意识，加强值班检查。发现副机运行参数有异常变化，要及时采取防范措施，避免发生意外事故。

61、HJH 轮因副机误操作引起海损事故

副机型号：DAIHATSU 6PSHTB-26H 720 r/min

事故经过：

1993年1月23日晚，HJH轮在青岛港装完货离港。2321时，驾驶台通知机舱“主机开海上速度，准备定速”。机舱值班三管轮按照正常航行的要求，将并联运行 No. 3 副机的负荷转到 No. 1 副机，再对 No. 1 副机的频率做了调整，随后想停下 No. 3 副机，却错把正常供电的 No. 1 副机停掉，造成全船电网失电。应急发电机自行起电供电。二管轮发现全船断电迅速奔进集控室又重新起电 No. 1 副机，合闸供电，起电为主机服务的各泵；轮机长把应急自动停车按钮复位后，仍由驾驶台遥控操纵主机。HJH轮失电时正在左转向，舵叶停在左舵 3-4 度位置。船舶失控后左转并朝着锚泊的“DT 轮”而去。虽然恢复供电后，驾驶台立即用车由前进三拉到后退三，但还是撞了“DT 轮”，造成海损事故。

事故原因：

- 1、值班三管轮误操作，停错副机造成全船失电，车舵一时失效，船舶失控；
- 2、驾驶人员应变能力差，贻误了时机。HJH轮的“应急电源能够给 No. 1 舵机油泵供电”，驾驶台竟无一人知道。所以在应急发电机供电后，驾驶台（失电前使用 No. 2 舵机油泵）没有立即起用 No. 1 舵机油泵，利用船舶的余速调整航向，进行避让。

事故教训：

- 1、提高安全意识，加强船员应变能力的培训和演练。
 - 值班三管轮错停了正在供电的 No. 1 副机，造成全船失电时，No. 3 副机正处于空转状态。他只要把 No. 3 副机合闸，即可立即恢复供电。而不需要（二管轮下机舱后）再重新起电 No. 1 副机，延误了时间。
 - 该轮“应急电源仅能供 No. 1 舵机油泵电力”，每个驾驶人员都应知道应急操纵舵机转换如何使用。
- 2、船舶在离靠码头或在航道上，机舱备车航行期间，轮机长应按规定在机舱指挥，尤其是在三管轮当值，轮机长更要坐镇机舱，确保安全。
- 3、船还没离开（青岛）锚地，驾驶台就过早下达正航命令是不妥当的做法。

62、XGH 轮副机活塞、缸套异常磨损

副机型号：DAIHATSU 6DL-20 600 kW 720 r/min

事故经过：

1993年6月26日，XGH轮在航行途中，二管轮在清洗 No. 1 副机滑油滤器时，发现有较多的金属屑。报告轮机长后，当即打开 No. 1 副机曲拐箱道门进行检查。检查发现在 No. 2 缸下部曲拐箱滤网上有一些金属屑并被磁铁吸附着。第二天 No. 2 缸进行吊缸检查，发现活塞的左右侧严重拉毛损坏；活塞销孔处左右侧各有一条约 20 毫米长的裂纹；缸套中下部表面严重拉伤和裂纹。更换了活塞、缸套后，恢复正常使用。

事故原因：

该副机活塞结构的特点是：活塞头部有一冷却通道，该通道有四个漏油孔。其中三个用螺栓拧紧封堵，仅留一个作为回油通道。在这次事故发生之前，船员对此一直不了解，所以在吊缸中也忽视了检查。

由于有两个封堵的螺栓在活塞上下运动中松动、脱落，掉在连杆小端上，被运动中的连杆挤入连杆小端与活塞左右侧内的表面之间，随着连杆摆动，螺栓受挤压而碎裂，导致活塞内壁损坏，向外突出变形裂开，致使活塞和缸套之间的间隙过小或直接接触，破坏了润滑而引起缸套内表面严重拉伤和裂缝。

事故教训：

1、主管轮机员必须认真阅读副机说明书，熟悉结构特点，掌握管理要求。在吊缸中注意检查该副机活塞头冷却通道丝堵的松紧情况。

2、公司机务主管要切实掌握所管船舶重要设备的结构特点，做好对船舶的跟踪管理和技术指导。对 XGH 轮副机活塞头的构造特点及事故情况，应及时通报给同机型船舶，杜绝同类事故发生。

63、YC、TC 轮副机先后发生伸腿事故

副机型号：YC 轮 DAIHATSU 6PSHTB-26 1977 年 10 月由日本制造

TC 轮 DAIHATSU 6PSHTB-26 1977 年 3 月由日本制造

事故经过：

1994 年 1 月 21 日 1820 时，在南美港口的 YC 轮，No. 1 副机 No. 4 缸“伸腿”，造成 No. 4 缸活塞、缸套打坏，连杆变形，机座机架打穿，曲柄销轴颈打伤，曲拐箱底部裂纹，该机等于报废。

1994 年 1 月 25 日 1300 时，TC 轮在上海港 No. 3 副机 No. 3 缸“伸腿”，造成 No. 3 缸缸套、活塞、连杆、及机座机架部分打碎，曲轴碰伤。5 月 22 日 0120 时，该轮在台湾海峡 No. 2 副机 No. 6 缸“伸腿”，又造成 No. 6 缸缸套、活塞、连杆、平衡块损坏，曲轴碰伤，机座机架打碎。

事故原因：

YC 轮和 TC 轮在不到两年的时间里，先后有三台副机伸腿事故发生。其原因是此机型副机经过长时间运转，连杆大端轴承座产生疲劳变形而出现椭圆。当椭圆超过规定时，轴承与曲柄销间隙发生了变化，在运行中轴承与曲轴颈出现抱轴现象，致使连杆大端螺栓拉断，连杆抛出打坏机架的伸腿事故发生。

其中 TC 轮 No. 2 副机于 5 月 22 日发生伸腿事故时，其螺栓换新后只运转几百个小时。经咨询副机制造厂家确认，这种机型的副机如连杆大端变形，极易发生连杆伸腿事故。

事故教训：

- 1、对老龄船的副机检修周期要（比说明书规定的）适当缩短；
- 2、副机吊缸检修，应测量连杆大端轴承体的椭圆度，如超过规定，要进行翻修或更换连杆，不能继续对付使用。这就是“有病就要花钱买药吃，否则就要花钱买棺材”的道理。（测量连杆大端轴承座椭圆度的方法：将薄壁瓦取出，按照说明书规定的力矩上紧螺栓。用内颈千分尺测取轴承体的内圆直颈变化值来进行计算。）
- 3、装复连杆大端轴承的螺栓，要严格按照说明书要求的操作方法和规定力矩上紧；轴承的间隙要保持在规定的范围内；副机滑油的质量要符合要求。

64、TGH 轮副机损坏事故

副机型号：DAIHATSU 6DSD-ZZ 529 kW 700 r/min 陕西柴油机厂

事故经过：

1998年9月24日，TGH轮在韩国KWANG YANG BAY港装货期间，0930时No. 2副机曲拐箱突然高温，随后有烟雾冒出。停车检查损失情况如下：

- 1) No. 4道主轴颈严重磨损，已不能继续使用；
- 2) No. 4道主轴瓦因变形，受热后与轴粘在一起；
- 3) 上瓦盖变形收口，左侧裂纹；下瓦座受热（下瓦座与机座为一体铸造）

机座裂纹损坏不能使用。（见附图）

事故原因：

1、1997年12月11日No. 2副机吊缸时，对No. 4道主轴承（因曾经高温过已失去弹性），只换了上瓦，这种错误的做法，埋下了再次发生事故的隐患。

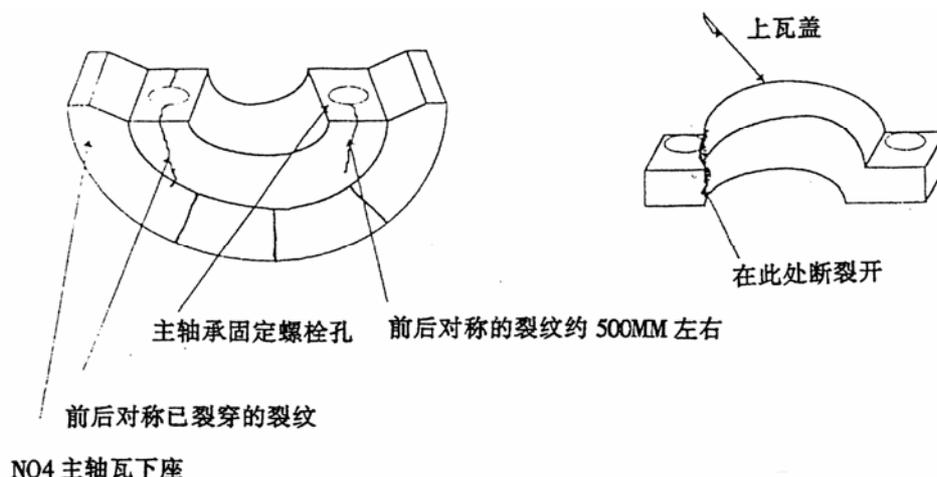
2、该船每台副机都配备的CJC机油滤器，长期没有投入使用，致使副机系统机油脏污严重，因此润滑条件恶劣，磨损加剧。

3、值班机工和二管轮发现副机曲拐箱高温后，没能采取措施紧急停车措施。而是按照常规起动备用副机，并电后，再去停No. 2副机，延误了时间，使事故扩大。

事故教训：

1、强化安全意识，提高主管轮机员责任心，要严格按副机说明书规定的检修周期，认真做好各项维修保养工作，杜绝任何违反科学的野蛮操作。

2、注意加强对船员的心理素质锻炼与技能培训。如在日常管理中，有针对性地安排一些紧急突发事件的实战演练，提高船员的应变处事能力。



65、JLH 轮 No. 2 副机伸腿事故

副机型号：DAIHATSU 6PSTC-22

事故经过：

1995年8月22日，JLH轮由南海驶往南京的航行途中。0900时，正在机舱工作间干活的机工长和另一机工听到副机处有异常声音。他们跑近正在运转的No. 2副机，看到No. 3缸安全阀起跳并向外喷水。机工长跑到主机操纵台，将主机油门杆拉到停车位置；机工则将No. 2副机的油门杆拉到停车位置，然后跑向配电板。当他刚刚离开，No. 2副机No. 2缸已经砸弯的连杆飞了出来，断裂的连杆螺栓、活塞销、活塞头的碎块也飞向No. 3副机，将No. 3副机冷却水出口阀的阀杆打断。当时No. 2副机的工作时间是（吊缸后）4833小时。

事后检查No. 2副机损坏情况，No. 2缸：连杆砸弯变形；活塞碎成30多块；缸套碎成十几块；连杆螺栓一只断裂，另一只从螺帽中拔出。No. 3缸的机架砸出长32cm、宽7cm的两个碎片。曲拐箱砸坏面积40×29cm，计27个碎块。曲柄销砸伤面积达1/3，重伤面积1/4，伤痕最深5mm。曲柄臂上有多处砸伤，平衡重变形。

这起事故使No. 2副机整台报废。直接损失26万美元，9天船期。

事故原因：

连杆大端螺栓因疲劳断裂，使运行中的副机连杆抛出，发生伸腿事故。

事故教训：

- 1、重视加强对老龄船的管理工作，适当缩短老龄船副机的检修周期；
- 2、老龄副机吊缸检修，要注意检测连杆大端轴承体的椭圆度，如超过规定，要及时翻修或更换连杆；
- 3、主管轮机员要认真做好连杆螺栓使用时间的统计记录。每次吊缸拆检，要认真测量连杆螺栓的长度变化，与说明书规定的标准做比较，有异常状况应坚决换新；
- 4、加强公司主管部门对老龄船副机技术状况的跟踪管理，提高机务主管对船舶的现场督查力度和技术指导能力。

66、RC 轮 No. 2 副机曲轴事故

副机型号：DAIHATSU 6PSTC-26D

事故经过：

2000 年 1 月 8 日，RC 轮在太平洋驶往上海的途中。1400 时值班二管轮发现并车运转中的 No. 2 副机有异常响声，立即起用了备用副机，将 No. 2 副机停下。打开 No. 2 副机道门检查发现曲拐箱内部有金属粉末。进而吊缸检查发现 No. 2 缸连杆大端轴瓦磨损严重；曲柄销表面粗糙、有划痕；测量其椭圆度已超过说明书规定的标准。

船员对该缸曲柄销表面用油石打磨和帆布抛光后，换了备用连杆、螺栓和新轴瓦。装复后空载运转两小时，拆检发现新瓦偏磨。再次对曲柄销表面进行油石打磨和帆布抛光处理后，又换上新瓦试车，再检查情况依旧。最后船上的备用轴瓦全部用光，还没能恢复正常。

RC 轮回到国内，曲轴进厂翻修后，问题才得以解决。

事故原因：

1、连杆螺栓使用时间超过两万小时，不可避免地出现弹性变形和疲劳，造成紧固力不足，加剧了连杆大端轴承接触齿间的磨损，形成椭圆度，无法保证有效的润滑油膜。在交变压力作用下，局部干磨造成轴瓦异常磨损和曲轴曲柄销表面粗糙、有划痕；

2、船员自修中手工打磨曲柄销，不仅表面的光洁度难以达到工艺要求，重要的是无法消除椭圆度，致使曲柄销的技术状况更加恶化。

事故教训：

1、主管轮机员要认真阅读副机说明书，切实提高自身业务素质和科学管理水平。

2、强化安全意识，提高工作责任心。每次吊缸要严格按照说明书的规定要求，认真做好各项检测工作。除了测量缸套、活塞和活塞环之外，决不能忽视对其它部件的检查测量：

1) 测量螺栓伸长量，有异常状况坚决换新；换装新的连杆螺栓之前，要认真测量核对；装复连杆螺栓要严格按照说明书要求的操作方法和规定力矩上紧；

2) 测量曲柄销外颈，及时发现椭圆度和锥度的变化；检测连杆大端轴承座的椭圆度，如超过规定，要及时翻修或更换连杆；

3、检测中发现曲柄销椭圆度、锥度超标，要科学分析认真对待。船员无能力修复，应及时上报公司主管部门，获得指导。不应盲干“把小病治成大病”！

4、公司主管部门要切实加强对船舶技术状况的督察力度，注意提高机务主管对船舶的跟踪管理和技术指导能力。

67、TAH 轮 No. 3 副机主轴瓦瓦盖断裂事故

副机型号：DAIHATSU 6DSD-22 500 kW 900 r/min

1986 年 11 月陕西柴油机厂制造

事故经过：

2001 年 2 月 2 日，TAH 轮第 88 航次自美国新奥尔良至日本依浦港的航行途中，拆检 No. 3 副机 No. 4 道主轴承时，发现轴承上盖断裂。断裂的位置在瓦盖压紧螺栓下平面与瓦盖上圆弧过度部分形成的一个棱角之处。另外还发现上瓦部分脱铅，但下瓦脱铅比较严重。因船上无备件，2 月 8 日向公司汇报后，先用原件装复并申请订购一只新瓦盖。船上还按照公司机务要求，做了进一步检查，但没有发现其它问题。

TAH 轮抵达日本后，DAIHATSU 原厂服务工程师于 2 月 21 日登船协助查找原因。经服务工程师鉴定和向有关厂家核实，上瓦盖和机座是一起加工的，不可互换。因此，确定不能单独更换上瓦盖。除非订购上瓦盖的毛坯件，将旧机座运到有加工能力的车间，根据原轴线找正后，加工上瓦盖的毛坯件，但这样修理期会很长。为节省船期，只得订购一台新机座，将换下旧机座修复做备用。

事故原因：

- 1、据原厂工程师检查鉴定，上次检修主轴瓦后，装复时螺栓没有上紧；
- 2、该机型 No. 4 道主轴承位于 No. 3 缸和 No. 4 缸之间，No. 3、4 缸两缸发火顺序相差 360 度，即这两缸的曲柄角度实际上是相同的。运行中两个缸的活塞同时到达上死点时，作用在 No. 4 道主轴承上瓦及瓦盖上的作用力的大小，是两个缸的活塞组件惯性力、压缩压力、排气阻力、摩擦阻力和重力的矢量总和，比其它主轴承的上瓦盖所承受负荷大得多。因此，该机型副机的 No. 4 道主轴承最容易损坏。

事故教训：

同机型副机的 No. 4 道主轴承，多有类似事故发生。机务主管部门要及时提醒同类型副机的船舶，注意吸取教训，避免发生类似事故。

- 1、主管轮机员要认真阅读副机说明书，熟悉该机型的结构特点并掌握管理要求；
- 2、注意加强对该机型副机曲轴拐档差的测量、分析，发现问题，及时处理；
- 3、缩短对 No. 4 道主轴承的检查周期。每次拆检中注意对主轴瓦螺栓、主轴瓦盖着色探伤检查；对各种紧固用的螺栓，注意做好时间统计记录，按规定的期限换新；注意对螺栓进行伸长量测量，有异常状况坚决换新；主轴瓦螺栓要按照说明书要求使用扭力扳手上紧。
- 4、加强对副机滑油的管理：定期化验或更换滑油；装备有 CJC 滤器的副机要坚持使用，以保证副机滑油的质量。

68、TSH 轮 No. 2 副机机座裂纹事故

副机型号：DAIHATSU 6DSD-22 507 kW 900 r/min 陕西柴油机厂制造

事故经过：

2001年3月24日，TSH轮更换No. 2副机减震橡皮。更换前测量了No. 2副机拐档差；更换后分步骤将螺栓压紧，将新的减震橡皮压缩到规定高度；再测量拐档差与更换前比较没有多大变化，数据在正常范围之内。

更换完减震橡皮后检查主轴承，先打开No. 3道，拆出上下瓦检查未见异常，把主轴颈抛光后装复。然后拆检No. 4道主轴瓦（据记录No. 4道主轴瓦曾经烧过），轴瓦拆出后发现上瓦有局部脱铅，下瓦大面积脱铅，约占总面积的4/5，又拆检No. 2道主轴瓦，未发现异常。

3月26日No. 4道主轴瓦换新进行安装。在装下瓦时瓦盘不进去（还损坏了一只瓦）。后经仔细检查发现副机机座、No. 4道主轴瓦座断裂，并发生错位，故轴瓦无法盘入，至此No. 2副机无法使用。

公司主管部门3月30日在国外紧急订购了一台机座和检修中需要更换的相关附件，并于8月8日委托修船公司派员到新加坡上船，随船更换No. 2副机机座。至8月18日No. 2副机的修理工程结束，恢复使用。

事故原因：

1、该机型副机设计有缺陷，No. 4道主轴承部位所承受的负荷远远大于其它主轴承。在交变应力的长期作用下，致使No. 4道主轴瓦盖的压紧螺母松动，该部位机座承受的交变应力进一步加剧，最终造成No. 4道主轴承部位的机座，疲劳损伤，产生裂纹；另外

2、副机减震橡皮老化，减震缓冲作用差。

事故教训：

1、加强对曲轴拐档差的分析研究，发现变化较大要认真查找原因，及时处理，避免事态发展恶化；

2、缩短对No. 4道主轴承的检查周期。每次拆检要注意：

1) 对主轴瓦螺栓、主轴瓦盖着色探伤检查；

2) 主管轮机员要对各种紧固用的螺栓，做好时间统计记录，按规定的期限换新；

3) 注意对螺栓进行伸长量测量，有异常状况坚决换新；主轴瓦螺栓要按照说明书要求使用扭力扳手上紧。

3、据厂家介绍，DAIHATSU副机对润滑油的要求比较严格。对该机型副机滑油要定期化验或更换；坚持使用CJC滤器，保证副机滑油的质量标准；

4、注意及时消除副机的漏油，避免减震橡皮老化变质；按照说明书规定的时间，及时更换减震橡皮，确保副机运转平稳。

69、GXC 轮副机大修后的机损事故

副机型: DAIHATSU 6PSHT-26D 550 kW 720 r/min 日本大发柴油机厂制造

事故经过:

2001年7月5日，GXC轮航行在马六甲海峡。No. 1副机运转工时6442小时，进行吊缸检修。除了常规检修工作内容外，No. 5缸连杆换新（因在拆前用螺丝刀拨不动连杆）；6只缸的连杆大端轴瓦及螺栓全部换新。

7月7日No. 1副机吊缸完毕，冲车检查没有发现漏油、漏水问题。

7月8日做起动试车，因发现缸头起动阀漏气，拆检了6个缸的起动阀之后，重新起动、空转20分钟后，做内部检查，各螺栓无松动。

7月9日No. 1副机又空转了2小时，然后做内部检查并测量开档。

7月10日No. 1副机带负荷（80~100 kW）运转2小时后，因No. 2缸排烟温度不正常，停机换油头，拆检No. 2缸高压油泵。发现高压油泵输出阀弹簧断，更换新弹簧。

7月13日，再次检查调整No. 1副机的气阀间隙并清洗各滤器，然后投入使用（负荷260 kW），但运行至7月16日下午1430时，No. 1副机No. 4缸突然发生伸腿事故，致使全船失电、主机停车。机舱人员起动备用副机供电，恢复航行。

这次No. 4缸“伸腿”，是在吊缸检修后只运行109小时发生的，损坏严重：

- No. 4缸活塞碎裂、缸套下部破裂损坏；连杆大端轴承被挤压碾平、连杆变形全损；
- No. 4缸曲拐前平衡块螺丝打断脱落，两平衡块边缘破损；
- No. 4缸曲柄销上半部布满凹坑，深度达1.5 mm，R位破损，曲轴报废；
- 副机机架和机座全损、报废。No. 4缸操纵侧气缸体机架与机座相邻处打掉200×200 mm，排气侧从中到下有明显裂纹；机座在操纵侧被打掉450×220 mm，排气侧打裂明显鼓出；No. 4缸与No. 5缸之间的隔板沿主轴承座周边裂纹；轴承座被打向后移位、变形。

事故原因：

1、据查No. 1副机在吊缸时换新的连杆螺栓比原机使用的螺栓长2 mm，安装No. 4缸时，因连杆所处的位置，螺栓顶着连杆大端本体、没有上紧。松动的连杆螺栓在运行中，因承受不应有的剪切力，被剪断，引发伸腿事故。

2、No. 4缸连杆大端椭圆度超过极限，连杆大端上下两部分连接啮合不良，在运转中松动，致使连杆螺栓在剪切力的作用下被剪断。

事故教训：

1、强化轮机员的安全意识和工作责任心。轮机长对素质差、业务水平低的主管轮机员要加强监查指导，严格按照说明书的规定要求，做好副机吊缸的各项检修工作。

2、大发副机吊缸检修，要认真测量连杆大端轴承体的椭圆度。测量方法：将薄壁瓦取出，按照说明书规定的力矩上紧螺栓后，用内颈千分尺测量椭圆度。如超过规定，连杆要进行翻修或更换，决不能继续对付使用。装复连杆大端轴承螺栓，要严格按照说明书要求的操作方法和规定力矩上紧。

3、主管轮机员要对连杆大端螺栓做好使用时间的统计记录，并按规定的时间期限换新；每次拆检要测量螺栓的伸长量，有异常状况坚决换新；换装新螺栓之前，要对新螺栓进行认真测量、核查。

70、RSH 轮副机透平损坏事故

副机型号：DAIHATSU 5DK20 副机透平型号：IHI RH133

事故经过：

2002年10月23日，RSH轮开离美国休斯敦开航去土耳其 NUMRETBAY 港。10月26日航行途中，值班机工发现 No. 3 副机透平冒黑烟，副机的排烟温度不正常升高。立即切换副机，停车检查。以后在拆检中发现 No. 3 副机透平转子轴承、轴颈不正常磨损，气封及推力环损坏，造成透平转子总成报废。

在随后的 No. 1、No. 2 副机并联运行中，No. 1 副机透平于 10 月 31 日也发生同样的损坏情况；No. 2 副机透平也有类似的故障趋势。至 11 月 6 日，No. 2 副机透平终因轴承磨损过度不能运行。

船上做盲板，将 3 台副机透平封堵后，维持 3 台副机在低负荷运行。RSH 轮抵达目的港后，收到公司紧急订购并空运到的一台透平，和大发厂家免费提供的两台透平整机。

注：该轮副机透平使用副机机油润滑。对副机油取样化验结果，各性能指标数据正常；拆检副机换气系统也未发现脏污问题。

事故原因：

该型透平不适合与船用的大发副机匹配使用。

由于船舶经常使用克令装卸货，副机承受冲击负荷，负荷变化大而且频繁。透平转速也随之频繁变化，致使透平内部润滑条件恶劣、磨损加剧。

经多方咨询了解得知，配备这种型号（日本 IHI 制造）透平的船用大发副机故障率高达 50%，说明该型透平不适合与船用的大发副机匹配使用。DAIHATSU 厂已准备改用 ABB 透平，计划 2003 年下半年完成匹配试验。

事故教训：

1、船用副机配备的透平，在新造船选型时，就要充分考虑到船舶副机（使用克令装卸货时）承受的冲击负荷（即转速）变化大且频繁的工作条件。

2、船舶在使用克令装卸货期间，当值人员要加强对副机及透平的检查、维护，避免突发事故。

71、GTH 轮违章指挥引起的副机机损事故

副机型号：MAK 8M332C 1500 kW 720 r/min

事故经过：

1996年5月1日GTH轮由日本神户驶往香港的途中。因第二天船抵香港，进港使用艏侧推器时，3台副机要同时运行。所以自0940时起，二管轮就开始对No.3副机预润泵的考必林爪块进行修理。油泵考必林断裂的爪块是铸铁材料，焊接困难。到下午1630时，二管轮已焊修多次，还未能修好。就报告轮机长说，No.3副机预润泵考必林未能修好，不能起动No.3副机。

轮机长接到报告后下到机舱集控室，指示二管轮，利用冲车的办法建立油压、起动No.3副机。由轮机长在控制室观察No.3副机机油压力，由二管轮在机旁操作：先将应急手柄置“STOP”位置，连续冲车2~3次，转速200 r/min左右，约2~3分钟，未见机油压力建立起来。随后又将应急手柄放在“NORMAL”运转位置，继续冲车2~3次，转速200 r/min，约2~3分钟，发现机油压力瞬间达到0.14 MPa（正常预润滑油油压为0.08~0.12 Mpa），于是便将No.3副机起动运转起来。此时，轮机长在控制室仪表盘上观察到No.3副机的机油压力仅为0.26 MPa，比正常运转的机油压力0.4 MPa低很多，并明显呈下降趋势。当轮机长观察到油压下降到0.24 MPa时，感到问题严重，立即跑出控制室，赶往No.3副机处。当轮机长走到No.1副机旁时，就发现No.3副机高压油泵处往外冒黑烟，同时机油压力低报警，轮机长立即叫二管轮停机。

停机后检查损坏情况：8付连杆大端布司、1付推力轴承布司烧损报废；曲轴No.5、6、7缸的曲柄销表面拉毛变色，严重损伤；其余各缸曲柄销均有不同程度的拉毛损伤。

事故原因：

这是一起人为的责任事故，是违章指挥、违章操作酿成事故的典型。

1、No.3副机在没有预润滑的情况下，试图通过冲车建立油压，两次冲车按200转/分乘以5~6分钟计算，相当于在干摩擦或边界摩擦状态下运转了2000转，造成轴承和轴颈损伤。

2、No.3副机起动运转时，在机旁操纵的二管轮应能立即看到油压不正常，但没能立即停止副机运转，直到轮机长跑到现场，指示停车才停机，延误了时机，使损伤加重、扩大。

事故教训：

1、任何时候都不能在没有预润滑的情况下起动副机。轮机员应能拒绝违章指挥，自己也决不违章操作。

2、应将预润滑的压力信号连接到起动连锁系统，确保在无预润滑的情况下，副机不能起动。

3、另外，应急电源要能给预润泵提供电力。以确保全船失电时，副机能够先做预润滑后起动。

72、BH 轮 3 台副机缸套、活塞环、轴承异常磨损

副机型号：No. 1、No. 2：MAK 6M332 960 kW 720 r/min

No.3：MAK 6M281 400 kW 720 r/min

1984 年 12 月由 KRUPP-MAK 厂制造

事故经过：

No. 2 副机：

1998 年 3 月 15 日 BH 轮停靠在卡拉奇港，2130 时值班轮机员在机舱中层清洗滑油滤器时，经过运行中的 No. 2 副机，听到有“咚!咚!”异常响声，当即停止该机工作，并起动 No. 1 副机投入工作。No. 2 副机停车后盘车沉重，打开曲拐箱检查，发现 No. 3、4 缸连杆上有金属粉末。立即对 No. 3、4 缸进行吊缸，发现两只缸的活塞环全部断裂，咬死在环槽内；活塞和缸套均已拉毛；No. 3 缸活塞上部第 1、3 道环槽之间烧熔了 40~80 mm；No. 4 缸活塞圆周有约 30 mm 长的裂纹；No. 3、4 缸连杆大端轴承均已损坏无法使用；No. 4 道主轴承严重变形；No. 3、5 道主轴承有抱轴现象。以后进厂 No. 2 副机大解体，机架翻身，全面检测又确认：除 No. 3、4 缸活塞已损坏报废外，其余 4 只活塞天地间隙（2~3 mm）均超极限；主轴承 No. 3、4、5 道烧熔，机架收口变形；No. 1 至 6 缸连杆瓦露铜，活塞销承露铜，曲轴跳动量超标准。

No. 1 副机：

自 3 月 15 日 No. 2 副机损坏后，由 No. 1、3 副机维持航行期间，No. 1 副机运转中的技术状况一直不好。与 No. 2 副机事故前的症状相同，燃气下窜日渐严重。船上向公司催要已订购的备件。到 5 月 3 日起 No. 1 副机滑油越来越脏，清洁滤器的次数随之增加。

5 月 9 日在科伦坡锚地，因还没收到活塞、活塞环等备件，没有吊缸。只对 No. 1 副机各缸油头清洁试压，进排气阀间隙调整；对主轴承和连杆轴承外观检查也没有发现异常；清洁滑油滤器后，更换了副机机油。5 月 13 日 No. 1 副机的滑油滤器每一个半小时就要清洁一次。但滤器中并没发现有金属粉末。5 月 15 日到新加坡锚泊时，No. 1 副机总运转工时 42074 小时，距上次吊缸 1464 小时。由中远海事对 No. 1 副机吊缸，拆检发现 6 只缸进排气阀导套磨损严重超极限；No. 2、3、4、5 缸活塞环均已断裂；No. 4 缸活塞环槽第 2、3 道环槽之间已经烧熔 70 mm² 左右；No. 4 道主轴承烧熔抱轴；6 付连杆大端轴承较正常，大小端轴承已露铜。5 月 18 日上述损坏部件更换备件装复试车，19 日结束试车检查发现 No. 4 道主轴承又烧熔，机架收口变形。

No. 3 副机：

5 月 16 日（在新加坡锚地）0530 时，运转中的 No. 3 副机滑油滤器压差大报警，当值大管轮刚刚转换了滤器，就听到曲拐箱有“咚!咚!”异常响声，随之自动停车。打开曲拐箱检查，发现 No. 1~6 缸连杆大端轴承露铜；No. 2、3、4、5 道主轴承均已烧熔；No. 4 道最为严重，主轴承颈上粘有白合金。5 月 19 日对 No. 3 副机吊缸检查，发现 No. 2、3、4、5 缸的第 1 至第 3 道活塞环

全断了，活塞环槽过度磨损，天地间隙严重超极限；No. 3 缸活塞靠近 No. 4 缸一侧，已经烧损了一块，面积为 70×50 mm。No. 2~5 缸的 4 只活塞的活塞环槽都过度磨损，天地间隙严重超极限，机架和曲轴损坏拆下送厂修理。

事故原因：

从 3 月 15 日至 5 月 19 日，BH 轮 3 台副机先后趴窝，令人咋舌！其原因是：

1、副机使用在新加坡加装的燃油质量差，致使燃烧工况不良；燃烧生成的硬质磨料导致活塞环、缸套严重磨损；造成燃气下窜，污染滑油；又进一步加剧磨损。这样，副机工况恶性循环。最终活塞、缸套损坏，并殃及连杆大小端轴承及曲轴、主轴承及机架。

2、船上备件消耗后，没能根据实际消耗量及时补充。造成船上备件储备不足，不能满足生产实际需要。

事故教训：

1、增强船员安全意识，加强对轮机员的业务技术培训，轮机员要学会科学管理，提高分析故障和处理事故的综合管理能力。

2、燃用重油的副机，应注意加强对燃油的净化处理，加热温度按说明书规定取上限，以保证雾化质量。

3、加强对燃用重油副机的滑油管理工作。注意日常对油质的监测，加强分离处理和取样化验，确保副机“血液”（润滑油）处于正常使用范围。发现滑油不正常，要认真分析、查找原因；严重变质的滑油要及时更换。

4、公司主管部门加强对船舶技术状况的现场监督力度，提高对故障船舶的跟踪管理、技术指导并确保备件、滑油、物料的后勤供应。

73、XH 轮副机冷却水高温跳电，船舶失去动力

副机型号：No. 1、No. 2：MAK 6M332 960 kW 720 r/min

No. 3：MAK 6M28 1 400 kW 720 r/min

事故经过：

1999年2月27日XH轮航行在科伦坡西北方向160海里海面，由No. 2副机运转供电。1430时，No. 2副机滑油冷却器外壳烂穿、漏泄严重，改用No. 1副机供电。No. 1副机使用不久，冷却淡水温度突然上升到87度。1530起动No. 3副机，1540与No. 1副机并电，想通过降低No. 1副机负荷，使其冷却淡水降温，但效果不大。1608时，No. 1、3两部副机淡水温度都升到89度，淡水高温报警，而No. 2副机还没修好。当水温升高到90度时，No. 1、3两部副机都断油停机。应急发电机自动起动供电。

为了准班到港，对No. 2副机滑油冷却器临时堵漏后起动供电，应急发电机自动停机。在恢复了各航行用泵后，主机复航。但主机运行不久，No. 2副机主开关突然跳闸，全船再次失电。二管轮带领几个机工盲目起动副机（想尽快把副机起动起来供电，以便复航），由于No. 1副机起动阀前一段空气管路破裂，压缩空气泄漏很多，最后两只空气瓶的压缩空气被用光，而副机（曾因高温警报停车）还不能起动。

第一次全船失电时，应急发电机自动起动供电。No. 2副机恢复供电后，应急发电机自动停车（集控室内有警报显示），电机员去应急发电机间把停车警报复位。电机员还没回到集控室，发生No. 2副机主开关跳闸，且两次自动合闸均失败。以后电机员回到集控室，按了复位按钮，改自动合闸为手动合闸，仍然没有成功。轮机长考虑当时冷却水温高，为防意外下令停掉了No. 2副机。由于应急发电机还没起动供电，电机员再次去应急发电机间，发现应急发电机的起动故障指示灯亮着（说明曾起动失败）。电机员复位后再做起动，但因转速达不到发火转速而失败。此时起动电瓶电压已降到20V以下，无法起动。随后电机员与轮机长换上备用电瓶（26V），在没有对应急发电机进行检查的情况下，就进行再次起动，多次起动失败使起动电瓶电压下降很快。检查起动马达整流子、碳刷、离合器、电子触点等都没有发现问题。装复再次起动仍然起动不起来。

2月28日再次检查起动马达，二管轮也检查了油路，都没有发现问题。

3月1日上午公司指示XH轮在原地待命，后由YH轮电机员和三管轮将两只新电瓶送上船，并一起再次检查起动马达和电磁阀，认为正常后，启动了应急发电机。但空载运转约两分钟后，断油电磁阀动作停车。当时都认为断油电磁阀误动作，就将断油电磁阀拆除、手动起动，但转速还是达不到发火转速而起动不起来。YH轮电机员将起动马达端盖拆下，直接按离合器与电磁触头强制起动，转速也上不去。下午轮机长和电机员消除了缸头高温、滑油低压报警后再起动，也与上午一样。由于多次起动，电瓶电压下降到20V以下。至此XH轮应急发电机和副机都已无法

恢复运转，船舶彻底丧失动力。

最后公司联系拖轮把 XH 轮拖航到科伦坡修理解决。

事故原因：

该轮因副机冷却水高温跳电，最终导致船舶失去动力，是不可思议。但原因并不复杂：

1、No. 2 副机低温淡水冷却器的海水进口处及冷却器板壁被垃圾和脏物堵住，冷却效果差，造成低温淡水系统温度高，引起副机冷却水高温报警、跳电。

2、应急发电机起动后，没有人将应急发电机间的冷却风门打开，应急发电机在没有冷却的情况下运行，造成运动部件过热，导致（以后）起动困难。

3、因配电板自动控制电源板上一只电阻过热断开，造成 No. 2 副机第二次主开关跳闸后，轮机长和电机员忙于查找配电板原因，忽视了对全局的掌握、指挥。轮机员对 No. 1、3 副机（曾因冷却水高温报警、停车，导致部件高温起动困难）没有冷静地分析，盲目地反复起动副机，造成两只气瓶压缩空气用光，致使船舶最终丧失动力。

事故教训：

1、船舶设备发生故障时，船舶领导要能组织大家冷静对待，认真分析原因，商讨解决方案，做到统一指挥，协同作战。避免惊慌失措，忙中添乱，乱中出错，把小事“变”成大事！

2、加强轮机员、电机员心理素质锻炼和对突发事件应变处理能力的培训，做好应急设备的日常保养工作，并定期组织船员进行实际操作演练。

3、公司主管部门要加强对船舶技术状况的督察力度，提高对故障船舶的跟踪管理和技术指导水平。

74、JH 轮 No. 1 副机高压油管破裂，机舱起火

副机型号：WARTSILA VASA 8R22HF 1030 kW 900 r/min

1982 年 WARSILA VASA DIESEL 厂制造

事故经过：

1998 年 3 月 27 日，从新加坡驶往南非德班港的航行途中，主机驾控状态，副机使用 No. 1、No. 2 并电运行。2110 发现 No. 1 副机第 4、5 缸处有燃油外泄，立即起动 No. 3 副机投入工作。在 No. 1 副机停机时，发现有火苗从 No. 4、5 缸排烟管出窜出，还很快向副机底部蔓延，机舱自动火警报警，值班轮机员与机工迅速用手提干粉灭火器灭火，并报告轮机长和驾驶台。轮机长接到报告立即发出火警并组织机舱人员灭火。由于机舱气温高、火势大、烟雾浓，火势难以控制，为此，轮机长向驾驶台报告请求施放二氧化碳灭火。JH 轮在主机减速、停车，做好封闭机舱的所有工作后，于 2140 向机舱施放大型二氧化碳扑灭了这次火灾。然后，按公司指示返回新加坡裕廊船厂修理。

经查，这次火损造成 No. 1 发电原动机、发电机瘫痪；No. 1 副机层及其上层的电缆烧毁，部分机电设备不能工作；还有部分安全保护系统的电缆烧坏，主机遥控失灵。

事故原因：

1、No. 1 副机的高压油泵出口管接头，在上次更换喷油器后收紧时，螺牙未配合妥就收紧。副机在运转中的振动致使该接头螺纹滑牙松脱，高压燃油从此处喷出，其中部分燃油喷射到高温排烟管上；

2、No. 1 副机的第 4、5 两缸排烟管膨胀管接头处有裂缝。在副机停车时，从该裂缝窜出的火焰与泄露出的燃油相遇起火，引起火灾。

事故教训：

1、在上紧高压油管前，必须确保罗纹配合无误后方可收紧；发现高压油泵的油管接头有滴漏时，要先仔细查明原因，决不可盲目过力收紧，导致螺纹滑牙，或裂断。

2、副机检修完毕，主管轮机员要认真做好全面验收检查，确保无任何隐患后方可“备用”。

3、保持机舱清洁。及时清除机器四周、底盘及舱底的集油（泥）和可燃杂物。

75、ZH 轮 No. 3 副机损坏事故

副机机型：WARSILA 4L20 520 kW 720 r/min

事故经过：

1999 年 1 月 8 日 ZH 轮在 HALDIA 卸货。1054，No. 3 副机突然报警并自动跳闸，二管轮手动关机后，发现第 2 缸活塞连杆已从右侧道门打出。

No. 3 副机总工时 9322 小时，自上次吊缸后运转 125 小时。这次“伸腿”事故损坏情况如下：

- 1) 机架第 2 缸道门处打坏；
- 2) 第 2 缸连杆大端轴颈打坏，3 个平衡块打坏；
- 3) 活塞、缸套、连杆各一只打坏；
- 4) 进、排气阀各两只打坏；
- 5) 连杆螺栓一只断为两节，一只弯曲。

该台副机总的修理费和备件费约 46 万元。

事故原因：

原厂工程师到印度现场检查分析，确定机损原因是船员在吊缸时装配操作不当所致。即：

船员在上紧第 2 缸连杆螺栓前，螺栓的螺牙未清洁干净，又没有分两次上紧；虽然油压到了（说明书规定的）55 MPa，但实际上仍有一个螺栓并未上紧。在运转中逐渐松动、脱落，因曲柄销与轴承的间隙逐渐加大，滑油全部在此处溢放流失，致使活塞销、活塞和气缸套没有滑油润滑，发生干磨、发热、变形、咬缸，活塞头和裙部连接螺栓断掉，连杆螺栓一根脱落后造成另一根受力过大也断为两段。连杆与活塞头分离后，在该副机继续高速运转中，将曲轴、曲柄、机架等部件打坏。

事故教训：

1、强化安全意识，注意做好技能培训。检修中要严格按说明书规定的要求操作，杜绝任何违反科学的野蛮操作。

2、加强主管轮机员和值班人员责任心，（应能）提早发现“伸腿”事故先兆。对刚检修过的副机，应认真做好（空载运转）试车检查；

副机投入工作（吃上负荷）后，更要加强检查力度，及时发现油、水温度、压力的变化以及运转声音的异常情况，提早采取应急措施，避免损失或使机损减少到最低限度。

76、LH 轮 No. 1 副机增压器转子变形损坏

副机型号：WARTSILA 4R22/26 540 kW 720 r/min

1994 年上海新中动力厂制造

增压器型号：德国生产的 TCU-NR15-/R175

事故经过：

1999 年 6 月 13 日，LH 轮从曼谷驶往蛇口航行途中，上午值班人员发现运行中 No. 1 副机增压器冒白烟，立即调换另一台副机运行后，对 No. 1 副机停车检查发现涡轮转子有异常损伤。6 月 22 日根据公司安技科安排，在广州黄埔送厂检测。检查结果表明，该转子已弯曲（颈向弯曲量达 0.30 mm）、压气端叶轮定位键剪切性断损、涡轮叶片磨损，确认该涡轮转子已损坏报废。

新订购的转子及其它备件于 7 月 26 日在香港由海通送船。8 月 4 日由广州中兴海陆工程有限公司在黄埔港修理，转子、两端轴承、气封及所有特种螺丝全部换新；压气端叶轮修整动平衡试验、校正。最后整机组装、检测、调试和运行试验后，恢复使用。

事故原因：

该增压器于 1999 年 5 月 1 日由船员解体检查后才运行几百个小时。损坏原因压气端叶轮的安装位置不正确。在运行中压气叶轮产生轴向窜动。

事故教训：

1、强化安全意识，注意做好技能培训。副机增压器是高转速的设备，要严格按照说明书上规定的拆装步骤和各项要求进行维修，安装后要按要求测量转子跳动量和轴向间隙在正常范围内，才可试车、运行。

2、副机增压器轴承的滑油要保持洁净，避免超时使用而导致轴承损坏。

3、加强主管轮机员责任心，对刚拆修过的副机增压器，应认真进行试车检查，（应能）早发现叶轮与涡壳擦碰的声音。

77、LH 轮副机飞车曲轴报废

副机型号：CXZ WARTSILA 4R22/26 540 kW 720 r/min

1994 年上海新中动力机器厂制造

事故经过：

1999 年 8 月 27 日 LH 轮航行在越南东南沿海（10° 59' 4N 109° 03' 0E）海域。上午二管轮带机工对 No. 2 副机进行常规保养（曲柄箱检查、拐档差测量和曲拐箱内部清洁），下午机油换新后于 1542 起车时，因示功考克没关闭，大量火焰自示功考克喷出，机舱火警报警。二管轮急忙去拉机旁的停油手柄，但没有扳动。再去关示功考克，关了第 1、4 两个缸后另外两个缸又未能关掉，便又回过头来再次扳停油手柄，因用力过猛将停油手柄拉过了头，副机不仅未能停下，反倒飞车，飞车保护装置虽有动作但副机没停下来。

此时，轮机长经过机舱门口，听到警报和异常声音马上下到机舱。当轮机长发觉 No. 2 副机正飞车，即到副机边去扳停油手柄，但看到手柄已在停车位置，飞车保护也已动作了（却没停车）；又将调速器负荷旋钮扳至零位也不停车；用撬棒撬动油门杆又撬不动；轮机长叫二管轮关闭进、回油阀；自己用工作服、棉大衣等封堵增压器，想窒息停车，此时 No. 2 副机的滑油量油尺已被曲拐箱内的压力吹出，第 3 缸防爆门也已跳开并喷出滑油。轮机长又命令三管轮等人去拆 No. 2 副机燃油进油管和去起动应急发电机、停副机燃油泵、关进、出口阀等。1550 三管轮等拆掉进油管后，No. 2 副机才停下来。以后盘车，30 分钟后打开道门检查。第二天继续拆检主轴承和连杆轴承时，发现第 2 缸连杆轴承有异常烧融；吊活塞时又发现缸套下部碎裂部分脱落；第 3 道主轴承有两条 12 mm 宽的拉光带。

公司安排 LH 轮于 9 月 1 日抵香港，由专业厂做进一步检验。因该曲轴第 2 缸曲柄销表面烧蚀变蓝、局部龟裂，椭圆度最大处 1.41 mm；轴颈表面有 3 道轴向裂纹（深 2.5 mm，长度为 6 mm，10 mm，15 mm）确认整根曲轴已报废；另外第 2 缸缸套报废、连杆大端损坏报废、活塞严重拉毛。

事故原因：

1、No. 2 副机试车起车因忘记关示功考克，喷出大量火焰，造就机舱火警报警的紧张局面。二管轮过份紧张，将停油手柄扳过头，油门杆卡在最大供油位置造成副机飞车。

2、该副机紧急停车的安全设施长期存在缺陷。在停车位置，停油手柄下部应有的限位部件不齐全（没有起定位作用的保险销）。

事故教训：

1、加强安全意识，切实做好船舶安全设施的定期检查维修工作。及时发现设备缺陷、彻底消除隐患。

2、注意加强对船员的心理素质锻炼与技能培训。如在日常管理中，有针对性地安排一些紧急突发事件的实战演练，提高船员的应变处事能力。

78、QH 轮 No. 2 副机曲轴损坏事故

副机型号：WARTSILA 4L20

事故经过：

2000年4月20日，No. 2副机吊缸完毕试车，空载运行后投入工作（并电运行和单机运行）五天后停车，打开道门检查各部件均正常。4月28日又起动该副机投入工作，4个小时后机油压力报警。停机检查发现第1缸连杆大端轴瓦烧毁。轮机长将轴颈上粘附的合金刮掉，再用帆布打磨后，更换一套旧轴瓦装上。再起运转5分钟，第1缸温度比其它缸高，停机检查，发现第1缸连杆大端轴瓦再次烧毁。（此时该副机总运转时数17299小时）

损失情况：曲轴损坏，轴瓦1付损坏，连杆一只损坏（事故后瓦锡兰公司建议换新）。用于曲轴拆装、曲轴翻修及订购备件等费用共计14万元。

事故原因：

1、油底壳内机油脏污严重，造成第1缸连杆瓦进入异物，润滑不良过热烧毁，其它缸连杆大端轴颈拉痕。

2、第1缸连杆长时间使用受力疲劳，叉口尺寸已变大与轴瓦的接触不能严密贴合，致使进入轴瓦的滑油量不足，润滑效果不好，虽然更换了轴瓦仍然过热烧毁。

3、没有严格按照WARTSILA说明书规定要求进行维修。如——

1) 船员对第1缸连杆大端轴瓦烧毁后的处理，没有达到要求的技术标准（没有测量轴的光洁度、椭圆度、锥度），就安装一付旧轴瓦，又没有测量轴承的间隙；

2) 没有对缸套做珩磨。

事故教训：

No. 2副机在船员吊缸维修后，仅工作五天，间隔了三天，以后再投入使用就出现问题很值得我们机务人员引起注意！

1、加强船员的安全意识和工作责任心，严格按照说明书的规定要求，做好维修保养工作。

2、注意对副机的滑油质量进行检查分析，分析查找很快脏污的原因并给预排除、纠正。

注：该船在青岛港期间，瓦锡兰服务工程师曾登船分析事故原因。服务工程师提醒船员说：对缸套珩磨十分重要，瓦锡兰副机的缸套不要十分光滑，要有珩磨线，它能起到很好的润滑作用，还能起到拦截燃烧杂质漏向曲拐箱的作用。

79、YH 轮 No. 3 副机 No. 3 缸排气阀断裂， 活塞缸套和增压器损坏

副机型号：WARTSILA VASA 4R32D 1480 kW 720 r/min

1994 年 WARTSILA VASA 厂制造

事故经过：

YH 轮是一艘全集装箱船舶。2000 年 8 月 17 日第 72 航次东行在印度洋上，船位北纬 07° 20' N，东经 073° 06' E。0934 正在分油机间拆检分油机的二管轮听到运转中的 No. 3 副机有“咚！咚！”的异常声音，就到集控室起动 No. 1 副机投入工作。0937 No. 3 副机停机后检查，发现第 3 缸向外喷油、喷水和曲拐箱大量进水。

轮机长组织人员对 No. 3 副机吊缸，发现第 3 缸一只排气阀的阀盘掉入气缸，活塞头顶部和缸头底部多处击穿；缸套内壁上部和活塞裙部严重拉伤；进排气阀损坏、阀杆弯曲。

8 月 18 日对相邻的第 2、4 缸进行吊缸，清除缸内积水、积油后做详细检查未发现损伤；对增压器拆检发现喷嘴环被打坏，44 只废气叶片中有 17 片叶梢断脱，其余叶片有不同程度卷曲。

事故原因：

经查，No. 3 副机出事时的运转总工时为 31566 小时；上次吊缸后运转 1032 小时。8 月 2 日 No. 3 副机做过曲拐箱内部检查，气阀间隙调整等工作，以后该副机运转工况也一直正常。

损坏的排气阀是从阀盘上端约 4 cm 处断裂，应能判定是由于排气阀阀杆材料过份疲劳而断裂；阀盘掉入气缸敲坏了活塞、缸头、缸套等部件；破碎物随排气进入增压器又打坏了喷嘴环和叶片。

事故教训：

1、WARTSILA VASA 4R32D 型副机可以燃用劣质燃油（IF380 cSt），使副机燃烧部件的工作环境越来越恶劣，要注意认真做好运转工时的统计，避免超时使用。

2、在订购排气阀这样关键的运动部件时，要严格把好质量关，一定要从正规厂家、渠道订购，以确保备件的质量。

80、H 轮 No. 2 副机 No. 2 缸连杆伸腿事故

副机型号：WARTSILA 4L20 620 kW 900 r/min

1996 年 9 月日本 KANASASHI 船厂建造

事故经过：

H 轮是航行于日-韩-香-新线的集装箱班轮。2001 年 1 月 19 日在韩国釜山港码头卸货，1629 时，No. 2 副机第 2 缸突然发出强烈的敲击声，滑油低压报警，副机自动停车。轮机长组织人员吊缸检查，发现第 2 缸活塞掉入曲臂之间，使曲臂外张变形，连杆伸腿，缸套敲坏；第 2 缸道门上部的机架敲开一个缺口，由于高速旋转的曲轴突然被掉入曲拐箱的活塞卡住，在惯性作用下，飞轮与曲轴连接的 8 只螺栓全部被剪断。

注：该副机 2000 年 6 月 17~19 日由船员做过常规吊缸检修，那时距上次吊缸后的运转时间为 8512 小时；总运转工时 17680 小时；1 月 9 日事发时（吊缸后）只运转 1331 小时。

事故原因：

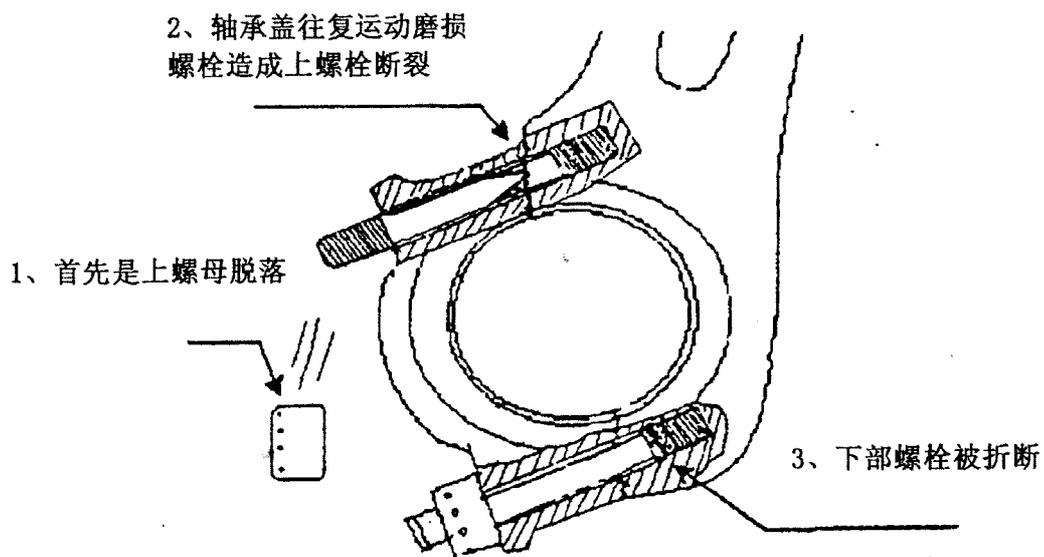
从损坏的连杆和螺栓痕迹表明，该连杆大端的螺栓螺母安装时上紧不规范，是造成连杆伸腿的原因（见附图）。即，副机运转中先是连杆上部的螺母松掉脱落，造成下部单根螺栓压紧，连杆大端的轴承盖上部随着副机运转而做张合、合拢的往复运动，使上部连杆螺栓先磨损、断裂，然后下部连杆螺栓断裂，连杆大端的轴承盖脱落，造成了连杆伸腿。

注：连杆螺栓、螺母安装上紧不规范操作包括以下几个方面：

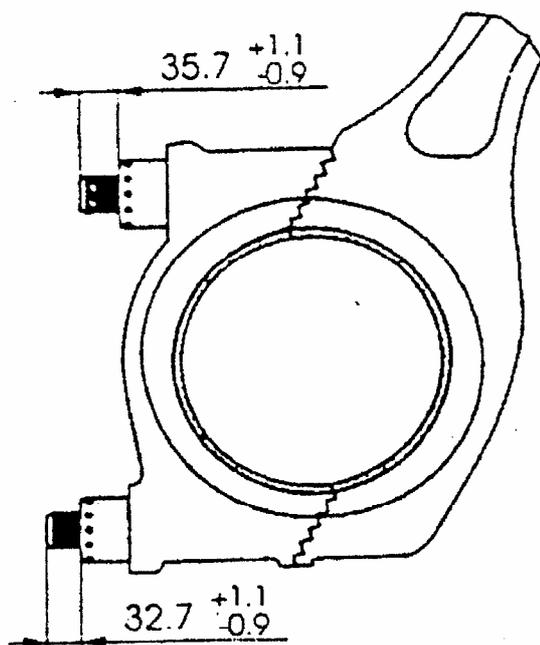
- 1) 安装在螺栓顶部的塑料顶头，长期使用后老化变形，连杆螺栓上紧后螺纹暴露在外边的长度无法达到说明书的要求；
- 2) 船员凭经验在拆检之前做好“标记”，然后按照“标记”进行安装，没有按照说明书的要求测量连杆螺栓上紧后螺纹暴露在外边的长度；
- 3) 船员安装对没有按照说明书要求分两步把连杆螺栓上紧；
- 4) 拆检前就发现液压工具的压力表不能归零，相差 8 MPa，却没有及时更换压力表，造成泵油误差，螺栓螺母没有上到位；
- 5) 螺栓螺母上紧前，没有把螺纹处清洁干净。

事故教训：

- 1、强化安全意识，检修中要严格按说明书规定的要求操作，杜绝留下隐患。
- 2、主管轮机员对刚吊缸检修过的副机，应认真进行试车。说明书明确规定，运转 50 小时后应停车检查各缸连杆螺栓螺母是否有松动迹象。
- 3、值班人员要加强对副机运转中的全面检查，及时发现油、水温度、压力的变化以及运转声音的异常情况。（应能）提早发现副机要“伸腿”的先兆（如机油压力下降、道门有漏油现象和轻微的敲击声），提早采取措施，避免或减少损失。



图一



图二

81、TH 轮 No. 2 副机平衡轴损坏事故

副机型号：WARTSILA 4L20

事故经过：

2001 年 3 月 14 日 TH 轮在印度某港卸货，甲板 4 部克令吊作业，机舱两台副机并联运行供电。0830 左右，No. 2 副机的冲击负荷达 300 kW 以上，因副机发出异常响声，且整机明显振动，值班者将该副机停止工作。此时该副机仅运转了 8337 小时。经检查发现损坏如下：1) 左右平衡轴与传动轴及瓦损坏。2) 副机油底壳平衡轴下轴承座、支撑处裂缝，油底壳报废。

事故原因：

1、卸货期间 4 部克令吊同时使用，冲击负荷高达 300 kW 以上，副机需要加大供油量来保持平衡，因而存在超负荷问题。因负荷是反复变化，副机也就随之反复变化（供油量），即运转副机的扭矩力也是反复地、忽大忽小地变化。造成左平衡轴与传动轴的连接处的连接摩擦环组松动或窜动，将左平衡轴轴瓦撵出，发生轴瓦烧毁等一连串的损坏。

2、该副机是无十字头式中速机且燃用 3800 秒燃料油，油底壳滑油脏污较严重。而平衡轴与传动轴分左右各两根浸在副机油底壳的滑油中。平衡轴和传动轴的油孔孔径为 18 mm，到轴瓦处的孔径成 6 mm，虽然没有完全堵塞，有很多很厚的油泥挂在油孔周围，润滑油不能充分地润滑轴瓦等各个部位，从而造成润滑效果恶化。

事故教训：

机务部门应多与瓦锡兰厂家沟通，就如何解决 4L20 副机现存的如下缺陷及维修保养方面的问题，获得有益的指导并及时通报第一线船员：

1、瓦锡兰副机说明书严格规定，油底壳的机油要用分油机进行分离。瓦锡兰副机有一套从油底壳通过分油机将油分到沉淀柜内，再从沉淀柜将油放回油底壳的管路系统；此管路有 20 多米长管颈 40 mm，在分油机后与主机共用同一管路。这种设计是很不合理的。

2、瓦锡兰副机有自带分离器。副机运转时分离器可分离油底壳的滑油，同时通过中间齿轮与传动齿轮的传动，滑油靠飞溅挂在传动轴与平衡轴的油孔内。TH 轮副机机油规定是 700 小时换油，发生事故时滑油使用了 320 小时。

3、说明书上规定 12000 小时要用尺测量两个平衡轴的平衡度等；24000 小时要进行全面检查，但说明书没有详细介绍检查的方法，仅有拆卸的方法。

4、该副机平衡轴的维修保养十分困难。因平衡轴等完全浸泡在油中，要将油放掉后才能检查到平衡轴与传动轴连接处的各螺栓。如要检查平衡轴的油孔，需要将四根轴拿出油底壳才能检查。而每根平衡轴重 200 公斤，从油底壳经由道门拿出来需 2~3 人；而传动轴的一个传动齿轮，则根本无法从道门拿出来。总之，所有的拆卸、安装也都十分困难。

82、SH 轮 No. 2 副机伸腿事故

副机型号：WARTSILA 4L20 580 kW 900 r/min 缸径/冲程：200/280 mm

事故经过：

2001年8月1日正在印度的 HALDIA 港使用船吊卸货的 SH 轮，机舱 No. 1 和 No. 2 两台副机并电运行。0554 时，值班机工听到异响，经检查发现 No. 2 副机处有油雾，当即要实行手动停车时，声响渐大，并有异物飞出，出现第 2 缸“伸腿”。

损坏情况：连杆螺栓断裂、连杆大端瓦碎、活塞碎损、进气阀一只弯曲、缸套下部碎裂、机架左侧上部水腔与曲拐箱裂损，左侧道口上部翻裂 5 厘米，两侧道门损坏，曲柄销径 1/3 面积拉毛。事故发生后，公司（从整体考虑）寻得整台副机，并派机务人员上船，在该轮的下一港口比利时的 ANTWERP，租用了 WARTSILA 生产厂家的专用吊装工具，将副机一次安装到位并试车正常。原船损坏的副机也就近送厂修理。此次事故损失约 120 万元人民币。

事故原因：

上次吊缸时连杆螺栓安装不规范，没有严格按照说明书的规定要求做，埋下的隐患在副机运转中使连杆螺栓部分受力而断裂，造成了连杆伸腿事故。

事故教训：

强化安全意识，检修中要严格按说明书规定的要求操作，彻底消除隐患。如：

- 1) 每次吊缸拆检要彻底检查每个连杆螺栓的伸长量和彻底清洁螺纹、检查有无损伤；
- 2) 连杆螺栓旋出后取出螺栓顶部的塑料塞，如无明显变形方可继续使用，否则须换新；
- 3) 螺栓旋入连杆前，必须对螺栓孔和螺栓本身进行认真清洁、涂抹机油后旋入连杆，以 20 N·m 扭矩上紧；
- 4) 安装连杆螺栓的锁紧螺母必须分两步完成：第一步上紧力为 320 N·m，第二步上紧力为 550±N·m。最后测量上紧后螺栓的伸长量并记录在副机检修记录簿中。
- 5) 主管轮机员对刚吊缸检修过的副机，应遵照说明书的明确规定，在运转 50 小时后停车检查各缸连杆螺栓螺母是否有松动迹象。

83、LHH 轮 No. 3 副机平衡轴故障

副机型号：WARTSILA 4L20B

事故经过：

该轮在经太平洋驶往美国洛杉矶的航行途中，于 2002 年 9 月 4 日对 No. 3 副机做吊缸检修后的试车，试车完毕后在清洗滑油滤器时发现滤器内有金属屑，船上随即对该副机曲拐箱进行详细检查，发现右平衡轴自由端布司滑出 4/5 长度，平衡轴轴系部件已损坏。

事故原因：

经在美国上船的瓦锡兰厂家专业工程师现场勘查，认为该轮副机滑油脏污，经化验除总碱值低以外，其它指标正常。即便长期碱值偏低，只会造成酸性腐蚀，不会影响润滑性能，应该排除是滑油的问题。而金属屑是轴承和轴颈磨损造成的，只能确定是装机质量有问题（轴承布司装船时压盖未压紧），造成的机损。

事故教训：

1、该事故是由装机质量有问题引发，它提醒监造人员对此类机型的副机要加强监督检查的力度，过细工作，及时发现隐患并联系厂方予以解决。

2、机务部门应及时提醒同类型船舶，注意定期检查平衡轴的技术状况，杜绝类似事故发生。

84、GHM 轮和 GHY 轮相继发生的 两起副机机损事故

副机型号: WARTSILA 4L20 功率 620 kW 转速 900 r/min

事故经过: (分属在两个部门的两艘船, 装备相同型号的副机, 接连发生了同样的机损事故)

GHM 轮:

2003 年 4 月 21 日从韩国银川港开航, 0400 启动 No. 2 副机与 No. 3 并电使用。船舶离港主机定速后, 0730 时停用 No. 3 副机, 由 No. 2 副机单机供电航行, 负荷 320 kW。

0858, 没有任何警报, 就发生了第 1 缸连杆伸腿的严重事故。使第 1 缸曲柄销轴颈严重损伤, 整个轴颈表面被敲击成连续的凹坑, 最大深度有 3~4 mm; 曲拐箱在第 1 缸位置处破损; 扫气箱与曲拐箱之间的隔板被击穿, 裂洞为 $\phi 80 \times 100$ mm; 副机左右两侧道门盖被击碎; 左侧道门上方裂开向外鼓出, 机架不能再使用; 缸套裂损, 活塞被击碎, 连杆变形, 上连杆螺栓弯曲变形, 螺帽脱落; 连杆下螺栓断裂, 大端连杆瓦弯曲变形, 整个连杆组全损。

GHY 轮:

2003 年 5 月 7 日抵靠蛇口马湾港四号泊位卸钢材。5 月 9 日用两部船上克令卸货, 机舱启动 No. 2 副机与已在运行 No. 3 并联供电。当晚 2200 值班机工按规定时间到机旁检查和抄记工况数据时, 两台副机的运转参数还都正常。2208 时, 事前没有任何警报, No. 2 副机发出异常巨响, 整个船感到震动。故障记录显示: 22:08"12' 冷却水压低报警, 22:08"41' 第 2、3、4 缸排烟高温报警, 同时副机自动停机。No. 2 副机第 1 缸连杆已飞出机壳外面。

公司调查组和瓦锡兰服务工程师一起检查事故现场发现: 该机曲轴在 No. 1 缸曲柄销轴颈处严重损坏, 整个轴颈被敲击成连续凹坑, 深度达 3~4 mm; 曲柄销两边的曲柄臂、平衡飞重块边缘严重打伤、打毛, 部分金属聚皱或被打掉, 曲轴须换新; 曲拐箱在第 1 缸位置严重受损; 左右两侧道门 (其中一个为防爆门) 盖被击碎; 左侧道门上方打裂 50 mm, 并卷折; 曲拐箱内部多处击伤, 只能报废; 该缸缸套下部三分之一被击碎脱落, 缸套全损; 活塞击碎, 活塞及活塞销全损; 连杆被击伤严重变形; 两连杆螺栓断裂、大端轴瓦被击碎、该缸连杆组全损。缸头上两进气阀一个处于开启位置, 阀杆弯曲损坏; 控制两进气阀的平衡桥及导杆变形损坏; 喷油器击坏, 油嘴被击落; 第 1 缸凸轮轴组的进气阀凸轮表面严重损伤, 进气阀表面的硬化层脱落, 该凸轮组报废; 进气阀滚轮卡死不能转动, 可见到部分明显损坏; 液压调速器伍奥德 3161 内部滑油漏光, 传动机构损坏。

事故原因:

GHM 轮和 GHY 轮两条船都是 No. 2 副机, 都是第 1 缸发生连杆伸腿, 其原因也一样: 那就是因连杆上螺栓的螺帽松动, 最后在运转中脱落所造成的恶性事故。

GHM 轮 No. 2 副机于 2003 年 1 月 11 日船员做的第 1 次吊缸检修, 4 月 21 日发生事故时的运

转时间为 1420 小时，说明船员在上紧连杆螺栓的操作存在问题。虽然其间也曾做过内部检查，但仅仅是检查曲拐箱内有无金属味，拨动连杆大端是否活动自如等传统机型的一般检查。根本没有按照说明书要求的那样用专用液压工具重新检查收紧螺帽，也没有测量螺栓外露部分的长度与上次吊缸装复后的数据进行比较和判断（又失去了纠正错误的机会!）。

而 GHY 轮的 No. 2 副机自使用以来还没有做过吊缸，出事时的总运转时数为近 9000 小时，还不到吊缸的（10000~12000 小时）时间。5 月 1 日该轮停泊在巴鱼圈港时，按照公司（在 GHM 轮 No. 2 副机发生伸腿事故以后，于 4 月 25 日向同类副机船舶发出）通告的要求，曾经对 3 台副机做过检查。在对 No. 2 副机进行检查中，发现第 1 缸连杆上方一根螺栓的外露部分长度为 36.9 mm（出厂的原始安装尺寸），二管轮认为说明书规定的最大值是 36.8 mm，就用专用液压工具将这根螺栓的螺帽松开，外观检查未发现异常后，重新上紧，再测量外露部分为 36.4 mm，二管轮错误地认为 36.4 mm 在说明书规定的允许公差范围内（说明书规定最大 36.8；最小 34.8 mm）。但这次调整后仅运转使用 30 多小时就发生了伸腿事故。也就是说：GHY 轮是由于二管轮的错误判断和错误操作造成了连杆上螺栓螺帽的松动。

事故教训：

这两艘船伸腿事故，都是由船员操作不当或错误操作所致。真是“（船员）不动不坏；动哪哪坏”！教训不能说不深刻！

1、认真学习研究掌握 WARTSILA 4L20 副机连杆螺栓拆装的各项要领，严格按照说明书的规定做好各项维修工作。

2、船舶对关键设备、部位实施拆装检修，轮机长要注意切实履行指导、监督的工作职责。

3、机关对船舶的技术管理要少一些空喊口号，多做些具体的技术指导。为此，公司主管部门应该首先加强对岸上机务人员的专项技术培训，不断提高机务主管对船舶的技术跟踪管理和业务指导的水平。并积极采取“预防为主”的有效措施，加大对在岗船员的业务技能培训的力度。如适时组织新机型的安全管理研讨会，对船舶安全攸关的关键信息资料要及时翻译、发船。

85、PC 轮 No. 3 副机连杆、主轴承损坏

副机型号：TBRHS-526S 功率 425 kW 转速 900 r/min

1969 年由 M. W. M. AG 厂制造

事故经过：

1993 年 6 月 23 日 PC 轮在航行途中，1915 值班轮机员巡回检查到 No. 3 副机附近时，发现高压油泵道门处有一股油雾飘出，漏油槽中积有存油，但没发现副机有异常声音。值班轮机员怀疑是高压油管渗漏，就去集控室准备叫当值机工打开道门查漏。但他还没走进集控室，因该副机烟雾迅速增多、扩散，致使机舱烟雾探测器报警。他马上奔回 No. 3 副机旁进行应急停车，1920 全船失电，而后起动备用副机于 1925 恢复供电。No. 3 副机停车后，主管轮机员（二管轮）打开示功考克，进行盘车。待机器散热后关闭示功考克，又把副机起动起来（要确认故障情况），这时听到有“咚!咚!”异常敲击声，二管轮立即把车停下，但没进行检查就休息去了。第二天上午二管轮对 No. 3 副机进行检查，发现第 2、3、4 缸曲拐箱内有大量白合金铜末子；第 4 缸连杆轴承严重烧损，上轴承背断裂；轴承座发蓝变形；轴颈严重损伤拉毛；最严重深度达 0.5~1.0 mm；连杆螺栓两只变形拉长；第 3、4 道主轴承抱轴；第 2 道主轴承上下轴承已收口变形。

事故原因：

1、船舶的维修保养工作严重不到位：因其它两台副机工况不好，只有 No. 3 副机能够吃得上负荷，自 5 月 4 日到 6 月 23 日（50 天）该副机一直处在大负荷使用状态，许多正常的检修保养工作受到影响。

2、该副机曲拐箱滑油氧化变质，轴承润滑效果不好，加剧了轴承的磨损。最终导致连杆轴承、主轴承高温烧毁；主轴颈损伤。

3、二管轮未查明曲拐箱内的大量烟雾的原因之前，就起动 No. 3 副机，加大了事故损失。

事故教训：

必须严格按照各项机务管理的规章制度，强化船舶的安全管理工作。

1、加强轮机人员的工作责任心，严格按照说明书规定做好各项维修保养工作。该轮 3 台副机有两台工况不好，应该认真分析原因，抓紧检修，尽早恢复正常使用状态。“该干的没干，小病不治，拖延成大病”！

2、燃用劣质燃油的副机，要注意加强对副机滑油的管理工作。对副机系统油如无法分离和净化，应适当缩短使用周期；更换滑油要把曲拐箱和油底壳残留污物清除干净后，才能加入新油。

3、增强安全意识，提高船员业务素质。在设备故障缺陷没能排除之前，不得起动运转。

86、LH 轮、LHH 轮副机滑油断油造成轴承烧毁、主轴颈拉伤

副机型号：

（LH 轮）D398V-12 522 kW 1200 r/min

1978 年 CATERPILLAR TRACKOR CO 厂制造

（LHH 轮）DEUTZ BA6M-528 426.6 kW 720 r/min 1977 年 KLOCKNER 厂制造

事故经过：

LH 轮 1994 年 2 月 4 日在航行途中，1400 正在运行中的 No. 1 副机突然滑油低压报警，而后自动停车，全船失电，致使主机停车。No. 3 备用副机自动起动投入工作，1405 恢复供电后，恢复正常航行。针对 No. 1 副机的故障着手检查：打开示功考克，两人盘车盘不动，手摸机架道门都很烫手，待冷却下来后，打开曲拐箱道门，发现第 3、4 缸曲拐箱底部有多片大小不一的脱落的白合金。进一步打开检查发现第 3、4 缸的连杆轴承、主轴承烧熔；连杆轴承与曲柄销咬死、主轴颈拉伤。继续扩大拆检发现滑油自带泵的主动轴断了，滑油泵的齿轮打坏。船上正好有一台备用滑油齿轮泵，经船上自行抢修抛光，更新备件后恢复使用。

LHH 轮 1994 年 2 月 22 日 1015 在澳大利亚悉尼港，运行中 No. 2 副机也突然发生滑油低压报警，自动停车事故。经查该副机自带滑油泵断齿造成第 1~9 道主轴承全部烧熔；曲轴颈严重拉毛；连杆轴承多道烧毁；活塞一只、缸套一只损坏。

事故原因：

1、LH 轮、LHH 轮两艘船都是 15 年以上的老龄集装箱船，副机已运行了 5 万多小时，各运动部件都有一定磨损。自带滑油齿轮泵的齿轮，在多年运行中齿牙、泵壳、轴承磨损大，间隙也随之变大。在运行中产生振动，齿牙长时间受震动和冲击导致疲劳断裂，造成泵浦咬死和传动轴断裂，使副机滑油断油。

2、事故前期有一段时间滑油压力低的先兆，当值人员和主管人员未能正确判断其原因，盲目地继续使用。

3、滑油低压保护装置失灵，副机在滑油压力低的情况下继续运转，造成连杆轴承、主轴承烧熔、主轴颈损伤。

事故教训：

- 1、加强对副机自带泵及其附件的检查保养工作。防微杜渐，把事故消灭在萌芽状态之中。
- 2、电机员要定期对保护装置各类压力继电器进行检查试验，确保其保护功能正常可靠。
- 3、值班人员要注意用工具监听运转中泵浦的声音是否平稳，及时发现异常。滑油压力降低时，应全面分析原因，不能不加分析地、盲目地通过调压阀（安全阀）进行调整。
- 4、加强对副机滑油的管理。定期清洗、检查滑油粗、细滤器，避免硬质细小颗粒、垃圾带入滑油系统引起不正常磨损，导致事故发生。必要时缩短滑油的更换周期。
- 5、对磨损过大的齿轮泵，要及早订购备件予以更换。

87、GMC 轮水击造成副机全损大事故

副机型号：YANMAR S185L-ST

事故经过：

1995年1月28日GMC轮由澳大利亚布里斯班港开往日本大阪港卸货，船上装有75个冷冻集装箱货柜，机舱2台副机同时使用才能保证安全供电。航行途中，1月29日发现No.3副机透平增压器的轴承有异响，二管轮报告轮机长要求停机检查，轮机长不同意停机检查而要求降低负荷继续使用；1月30日晚，No.3副机透平废气端响声增大，2030二管轮再次向轮机长建议停机，至2140轮机长才同意停机检查。检查中发现该台副机透平轴承咬死，转子轴折断损坏，整台透平报废。轮机长指示船员将转子拉出，用铁板隔开封住进气和排气端；2月2日在没有透平增压器的情况下，将扫气箱上部的一个道门盖打开，使空气自吸补充新鲜空气，No.3副机负荷降低到80~100kW继续运行；一直坚持到2月10日抵达日本大阪港卸下冷冻货柜。抵港停机后，发现位于打开的扫气箱道门盖上方的增压器冷却水管接头漏水。原因是在封透平运行的8天时间内，因此处温度高，管接头密封胶垫高温老化，停机后水温下降收缩而滴漏，以每分钟50滴的速度滴入扫气箱。约10个小时后二管轮才发现有水滴入扫气箱，于是将道门盖装复。

2月16日该轮卸完冷冻货柜后移到大阪锚地，对No.3副机更换了喷油器后准备试车。冲车时发现有水从示功考克喷出，二管轮将漏水管接头下方的扫气箱道门盖打开，用棉纱沾抹积水；并打开曲拐箱道门检查，人工盘车、冲车多次直到示功考克没有水喷出后，关闭各缸示功考克准备起动副机。但刚一起动，就听到一声闷响，位于自由端的第1缸发生严重水击，造成第1缸活塞、缸套破裂、连杆弯曲、机架打裂报废。

加上增压器的机损，事故共损失人民币47万元，船期4天。

事故原因：

事故原因很清楚：GMC轮在副机扫气箱内有积水的情况下起动副机，发生水击酿成机损。但这仅是就事论事，真正的原因应该说是该轮机舱管理混乱造成的。

1、轮机长置No.3副机增压器轴承有异响、二管轮建议停车检查而不顾，仅采取降低负荷的措施继续使用，致使事态扩大，由轴承损坏发展到转子断裂。

2、No.3副机增压器冷却水管接头处漏水，从被轮机员自己拆开的扫气箱道门盖进入扫气箱，二管轮过了10个多小时才发现，却又没有采取措施立即把扫气箱内积水清除掉。

3、二管轮明知积水在扫气箱内，却用冲车来消除（扫气箱内积水）是十分错误、危险的（示功考克没水喷出，只说明气缸内暂时没有积水，不能证明扫气箱的积水已除尽，而副机运转中扫气箱的积水还会进入气缸的）。

事故教训：

1、增强船员安全意识，加强责任心和提倡科学管理。一旦发现机械设备缺陷和故障，应该仔细分析，认真对待，把事故消灭在萌芽状态。

2、严格执行机舱管理的各项规章制度，杜绝有章不循和违章操作行为。

88、XX 轮副机曲轴断裂事故

副机型号：YANMAR M200-SX 功率 485 kW 1989 年日本建造

事故经过：

2002 年 3 月 20 日 XX 轮在航行中 1647 时，No. 3 副机机油压力低压报警（设定值为 0.35 MPa），1650 因油压过低（低于 0.3 MPa）自动停车。当晚对该副机进行检查未能发现明显异状，但发现机油预润泵压力过低及自动停泵。在此后三天里曾对机油系统（冷却器、滤器）、进排气阀系统和燃油系统进行了检查、清洗和调节，并反复起动冲车，均没能正常起动，但又一直没找到原因。在最后一次起动并强制供油时，听到不正常敲击声。打开道门检查，发现曲轴在第 4 缸曲柄销靠近第 4 道主轴瓦处断裂。进一步拆检发现有下列部件损坏：

- 1) 曲轴断裂成两节，第 1~7 道主轴颈表面有数量不等，深度不一的轴向裂纹；
- 2) 第 5 道主轴承上压盖断裂；
- 3) 第 1~7 道主轴承不同程度损坏，其中第 4、5 道主轴承上下瓦严重变形、移位；
- 4) 第 4、5 道主轴承座严重磨损，下主轴承座左侧上位有裂纹（Bed Plate 需要换新）；
- 5) 第 3、4、5 缸缸套有少量拉痕（不影响使用）。

注：发生事故时该副机总运转工时 35000 小时；船员于 3 月 9~14 日吊缸时工时为 6629 小时。

3 月 15~16 日做吊缸后的常规检查，空车运行和并电低负荷运行，3 月 17 日单机运行（负荷为 240~260 kW），至这次发生事故实际连续运行只有 100 小时。

事故原因：

1、查副机记录：该轮 3 台副机的机油压力原来均在 0.44~0.45 MPa。事发前 3 个月 No. 3 副机油压降至 0.43 MPa；3 月 9 日吊缸时又降至 0.4 MPa；吊缸后虽然换新机油，但油压并没有提升；事发前已逐步降至 0.39 MPa。说明该副机的个别轴承间隙已经超出正常要求，且不断发展恶化。

2、根据对损坏部件分析：该副机在长期运行中存在不正常磨损，导致机油压力一直下降。其中第 4、5 道主轴承磨损尤为严重，主轴颈实际已经架空。在活塞上下往复运动的作用力下，引起第 4 缸两端的第 4、5 道主轴颈上下挠动，引起第 4 缸曲柄销处于交变的张合力矩下。随着主轴瓦情况的不断恶化，油压逐步降低，第 4 缸曲柄销交变的张合力矩也不断加大，最终导致第 4 缸曲柄销过度疲劳产生裂纹。

3、因曲柄销产生裂纹，造成（滑油）低压保护停车。

4、在预润泵和（多次）冲车时，副机自带油泵都不能达到维持运转的油压时。始终没有对轴承进行检查，还野蛮地强制供油起动副机，过大的机械力矩终于把曲轴扭断。

事故教训：

1、增强船员安全意识，加强责任心，认真做好维修保养工作。每次副机吊缸都应该拆检 2~3 道主轴承（中间两道、靠近飞轮一道），确保在 2~3 次吊缸周期内完成对各道主轴承的拆检。该轮自 1995 年起就没有主轴承的拆检记录，是非常不应该的。

2、注重科学管理，注意认真分析各工况参数的变化。提早发现隐患，把事故消灭在萌芽状态。该轮机油压力在 3 个多月里一直下降，直到保护停车，都没有想到检查主轴承，麻木至极！

3、严格执行机舱管理的各项规章制度，杜绝有章不循和违章操作行为。该轮副机自动保护停车后，没能找到油压低的原因何在，就要起动副机；因滑油低压保护多次起动不成，就强制供油起动，属于严重违章、野蛮操作行径！

4、加强公司主管部门对船舶技术状况的跟踪管理，提高机务主管对船舶的现场监督力度和有效的技术指导能力。

89、 FCH 轮 No. 1 副机轴瓦脱铅事故

副机型号：RSGB-6

事故经过：

1995 年 9 月 28 日该轮在澳大利亚 GOVE 港离港，1400 接驾驶台通知备车，值班机工启动 No. 1 副机，1430 并电使用。1435 二管轮检查发现 No. 1 副机机油压力低，触摸曲柄箱道门发热，立即停车打开道门检查，发现第 1、3、4 缸连杆瓦有不同程度脱铅，相应的曲柄销拉毛。该轮 11 月份在青岛港由航修公司对上述 3 个曲柄销进行了人工抛光、瓦壳修整、换新瓦后装复。试车时机油压力偏低，原因是有几道轴瓦间隙太大，保持不住机油压力，因而该副机不能投入正常使用。后对上述 3 个曲柄销进行机械磨光并换加厚瓦后，方能正常使用。事故直接经济损失：3 副连杆瓦换新计 2000 元人民币，航修公司磨光曲柄销、修整瓦壳费用 10000 元人民币。

事故原因：

检查时发现机油冷却器调温阀处，被一些碎布棉纱等物堵塞。副机刚起动机油温度偏低，大部分机油不进入冷却器经调温阀到机油滤器、进入副机。由于调温阀处油路堵塞，使机油进机量减少，使各轴瓦润滑不足，导致了第 1、3、4 缸连杆瓦脱铅、曲柄销拉毛事故。

事故教训：

1、增强船员安全意识，加强责任心，认真做好维修保养工作。

PCH 轮船员在清洁副机油底壳和循环油柜时，没有清除干净的碎布棉纱（根本不应该使用），遗留在油底壳或循环柜中，被机油泵打入机油系统，在调温阀处形成堵塞。

2、贯彻“预防为主”的方针，切实消除设备故障、隐患。

该轮副机的机油泵吸入口的滤网长期失效，副机机油低压报警长期失灵，早应得到解决而未解决。另外，No. 1 副机连杆上下瓦的定位螺栓被普通螺栓代替，被用于上下瓦先定位的连杆螺栓的凸台何时被磨去，都查无记录。导致连杆瓦壳变形，新瓦装不上的情况发生。

3、加强公司主管部门对船舶技术状况的跟踪管理，提高机务主管对船舶的现场监督力度和有效的技术指导能力。

90、MZH 轮副机曲轴损坏事故

副机型号：LSG-6

事故经过：

1996年10月22日MZH轮进北海船厂做特检修理。10月23日进坞、28日出坞，10月29日再次进坞进行船艏部双层底内部构件的更换。

二次进坞期间，船上按验船师要求对No. 1副机吊缸，抽查No. 2、No. 3副机第3道主轴承。因当时副机活塞环备件未到，在坞内先抽查No. 2、No. 3副机第3道主轴承，发现主轴颈表面有手感明显的沟槽，轴瓦磨损划伤严重，已无法使用。验船师要求将损坏轴瓦换新后再抽查3~4道主轴承。

该轮11月6日出坞，副机备件7日到船，船员8日起对No. 1副机吊缸。因先发现有4个缸的连杆大端曲柄销轴承严重划伤报废，决定对该副机所有主轴承进行拆检。拆检发现8道主轴承全部报废，第1、4、8道主轴颈严重拉毛，尤其是第4道主轴承下瓦已严重变形，卡在轴颈上拿不下来。拉出曲轴后看到第4道主轴颈有深达0.3 mm大面积拉伤（后将曲轴送大连做光车、镀铁精磨修理）。

11月10日对No. 2、No. 3副机主轴承进行拆检，发现No. 2副机第1、4、8道主轴颈严重拉毛；No. 3副机第4、8道主轴颈严重拉毛，所有主轴承瓦都因磨损或划伤严重不能再用。

事故原因：

MZH轮造成如此严重事故，原因就是船舶管理存在严重问题！

1、设备老旧，更疏于保养。

MZH轮是23年船龄的老龄船。吊缸周期应由原来的8000小时减至6000小时，其间要更换缸头一次。而该轮副机运转了8000小时还不换缸头，技术性能、运转工况极差。

自1994年7月到发生事故长达27个月的时间里，没有主轴承的拆检记录。规定是应在副机吊缸时抽查主轴承。

2、副机机油长期处在高温状态下，变质严重，性能不断恶化。副机长期使用变质的脏污机油，加剧了主轴承和轴颈的磨损。

从副机日志查到该轮副机机油最高的进机温度为72℃！如此高温使机油性能下降、变质；而且运转工时高达8000小时，不清洁油底壳，不换油也不分油。在No. 1、No. 2副机曲柄箱内随便摸一把，就能摸出一层油泥，No. 1副机的8道主轴承有5道主轴承的上瓦盖进油孔被油泥堵塞了2/3，……。如此脏污机油加剧了主轴承和轴颈的磨损。

3、No. 1副机存在潜伏的隐患

No. 1副机曲轴测轴线时，发现曲轴挠曲1.8 mm。测量副机轴承座中心线发现第4道主轴承座变形0.45 mm。

事故教训：

1、加强机务主管部门对船舶现场监督的工作力度，提高对故障船舶的跟踪、技术指导。

2、加强船员安全意识，提高工作责任心，自觉做好机械设备的定期检修工作。及时发现设备缺陷、消除隐患。

91、LX 轮 No. 3 副机起动车，并电运行异常跳电

副机型号：SULZER 5AL25/30

故障现象：

LX 轮 No. 3 副机经常发生“飞车跳电”现象，让人防不胜防。直接困扰船舶安全营运！1996 年 11 月在日本横滨修船时，几个船厂工程师曾上船进行检查分析，还对 UG8 液压式调速器做了解体检查、平台校正调试，但故障依旧。1996 年 12 月 LX 回到南通船厂继续修理，也没有切中要害、找到病原。No. 3 副机的故障现象是：

- 启动时常因超速保护起作用而起动不起来；
- 与其它副机并电运行中，在空压机一类大功率设备卸载时，No. 3 副机就飞车跳电。

故障原因：

- 启动时，常因超速保护起作用而起动不起来——原因是超速保护装置的设定值过低。

1) 在启动副机时，先把 UG8 调速器的负荷旋钮置于“3~5”这一范围内，都是允许的。副机运转起来，一切正常后，在并电使用前，把负荷旋钮置于最大位置即可。

2) 副机启动起来的瞬间转速，都是先超过额定转速，然后再降回额定转速，这是很正常的。该轮船员认真测试发现 No. 3 副机启动时的瞬间转速为 780 转/分时，超速保护装置就起作用，迫使它停车了。而说明书规定的超速保护设定值应该是超过额定转速 15~17%，即 $750 \times \{1 + (15-17)\% \} = 862.5 \sim 877.5$ 转/分。

将超速保护装置的设定弹簧预紧力加大，调高设定值后，故障得以消除。

- 与其它副机并电运行中，在空压机一类大功率设备卸载时，No. 3 副机就飞车跳电的原因：

1) 调速器输出杆与油门总拉杆之间的缓冲弹簧刚性过低。

当在空压机一类大功率设备卸载时，调速器发出减油信号，调速器输出连杆先压缩缓冲器弹簧，再由缓冲器弹簧弹出去推动油门总拉杆。因缓冲弹簧刚性过低，致使油门总拉杆（减少供油量）的动作与调速器之间的滞后期过长，造成 No. 3 副机处于大油门，低负荷运转状态而转速升高。

2) 原来的超速保护设定过低。副机转速（很容易）达到 780 转/分，超速保护装置起作用，发生了停车、跳电。

在缓冲器弹簧处加装一个垫片，使刚性提高些，情况就会好转。

事故（故障）教训：

1、船上的故障只有在船的船员自己最清楚。只要认真对待、科学分析就能找到原因、并加以解决。而——

2、任何船厂和修船单位都是依照船上的要求（工程单）施工，船上叫船厂干什么人家就干什么，船厂是怎么能挣钱多就愿意怎么干。所以船上自己吃不准故障原因之前，给船厂提交施工单应该慎重，注意节省不必要的修理开销。

92、Y 轮副机起动系统故障

副机型号：WARTSILA 4R22/26 650 kW 900 r/min

故障现象：

1997 年初，该轮 3 台副机都存在不同程度起动困难和起动不起来的故障。在船舶进、出港机舱备车时，经常出现紧张局面，可以说是船舶安全的隐患。

故障原因：

该机有机旁起动、遥控起动、自动起动三种方式。副机空气起动系统原理图（见附图 1）。主起动空气经减压阀（12）减压后成为 0.6 MPa 的控制空气，到达起动电磁阀（4）前等候。当有起动信号时，起动电磁阀有电，右路通，经过减压的控制空气经过阀（4）到达空气起动器的控制阀（7）的右控制端，作为控制阀（7）的控制空气，推动控制阀（7）向左移动，控制阀右路通，等候在控制阀（7）前的控制空气通过阀（7）后分为二路：

- 一路去起动燃油限位器和调速器助力器，作为机器发火运转后调节油门杆和调速器动作的工作气源；

- 一路去润滑器使空气起动器有足够的滑油润滑；

- 一路到达主起动器（8）（如图 2），靠自身的压力把主起动器（8）的转轴小齿轮推出，使小齿轮与飞轮齿圈啮合，当主起动器（8）的小齿轮转动时带动飞轮一起旋转，使发动机发火运转。到达主起动器（8）的控制空气还有一路去主起动器（8）的左控制端，使主起动器（8）动作，主起动器（8）内的一部分控制空气通过主起动器（8）到达主起动阀（9）右控制端，把主起动阀（9）顶开，使等候在主起动阀（9）前的起动空气通过主起动阀（9）进入主起动器（8），带动小齿轮与飞轮齿圈一起旋转，使发动机达到发火转速完成起动。

该副机起动方式不受曲轴位置影响，起动空气的最低压力为 1.5 MPa，（最高为 3.0 MPa）。为了保证安全，还有一套防止误起动装置：当飞轮罩板未安装到位，控制空气被起动闭锁阀（6）切断，发动机不能起动。

No. 1 副机起动不起来的現象是：操作人员按下起动按钮（4）时，空气起动器的主起动器（8）的转轴小齿轮既不伸出、也不带动飞轮齿圈一起旋转，听不到空气起动器泄气口有排气的声音。其原因就是飞轮罩安装位置有误，控制空气被起动锁闭阀（6）切断。重新安装好飞轮罩后，即可起动正常。

No. 3 副机起动不起来的現象是：操作人员按下起动按钮（4）时，主起动器小齿轮与飞轮齿圈啮合，但小齿轮不转动。其原因是进入主起动阀右控制端的控制空气，因阀芯密封件老化而泄露，致使主起动阀（9）没能被顶开，起动空气无法进入主起动器（8），所以小齿轮不转动所致。拆解主起动阀（9）更换阀芯的密封皮碗，再装复即起动正常。

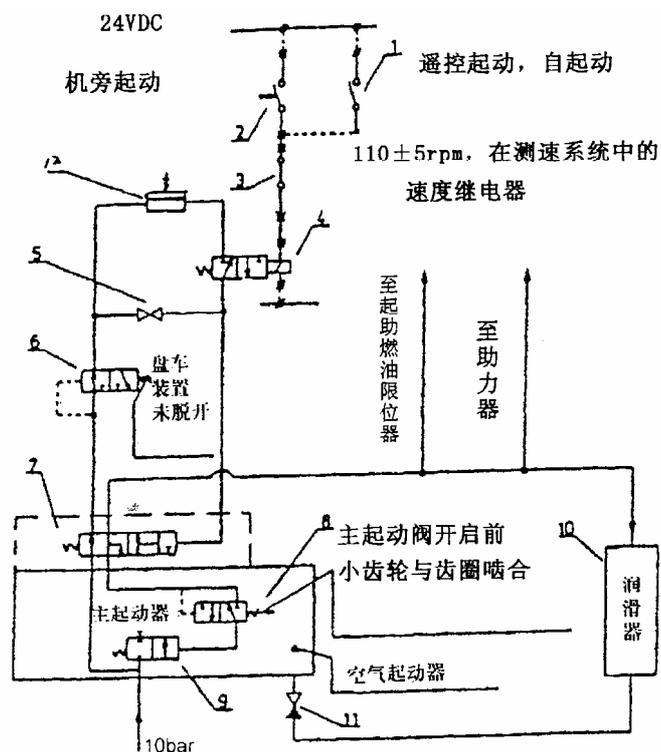
No. 1 副机第二次起动不来的现象是：操作人员按下起动按钮（4）时，空气起动器的小齿轮既不伸出也不旋转。现场勘察阀（4）、阀（6）正常，而控制阀（7）不动作，造成既没有控制空气进入主起动器（8），也没有起动空气通过主起动阀（9）进入主起动器（8）。

解体控制阀（7），把卡死的阀芯清洁加油活络后装复，起动正常。

事故教训：

1、注意加强对操纵空气系统各种零部件的管理维护工作。严格按照规定该放残（水）就放残；该注油润滑就要注油润滑；（有条件的、有能力的船舶）应该能够按照规范要求定期抽查密封元件的技术性能状况，对破裂、老化的密封件要及时更换。

2、轮机员必须切实掌握主、副机操纵系统的构成和工作原理，提高对（操纵系统）故障进行现场分析、判断的能力，确保船舶安全营运。



1. 遥控、自启动 2. 机旁启动 3. 速度继电器 4. 启动电磁阀 5. 截止阀 6. 锁闭阀
7. 控制阀 8. 主起动器 9. 主起动阀 10. 润滑器 11. 截止阀 12. 空气减压阀

图 1 起动系统原理图

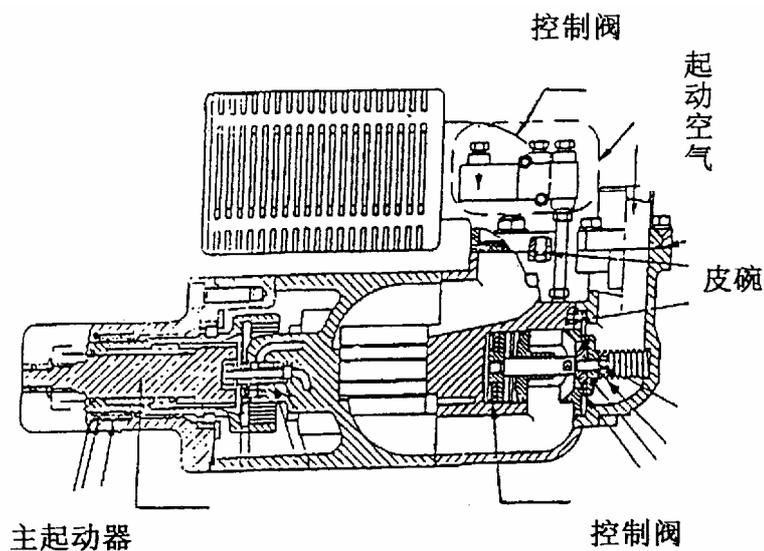


图 2 空气起动器剖面图

93、LH 轮 No. 3 副机 No. 3 缸连杆伸腿

副机型号：YANMAR 6GL-UT 690 kW 720 r/min

1982 年 YANMAR DIESEL ENGINE 厂制造

事故经过：

某年 3 月 17 日 LH 轮从上海港开往澳大利亚，4 月 11 日抵布里斯班锚地。1700 由锚地起锚进港时，No. 3 副机与 No. 2 副机并联运行。1818 时 No. 3 副机突然发出“轰！”一声巨响，该副机第 3 缸的整根连杆飞出落在花铁板上，副机排烟侧的曲拐箱道门和部分机架已被打穿。吊缸检查，第 3 缸损坏情况如下：缸套与活塞下部打碎；曲柄销、曲柄臂受敲击损伤；连杆严重变形；主轴承损坏；机座和油底壳破漏 600 mm×400 mm；第 3 缸机架破碎，有 640 mm×400 mm 洞。另外，第 4 缸排烟侧机架碎裂 110 mm×300 mm。

查检修记录，发生事故的 No. 3 副机，自上次吊缸后运转工时为 1592 小时。

事故原因：

从 No. 3 缸断裂的连杆螺栓来看，一根螺栓在螺纹与螺杆之间锥体过渡部分的中部横向断裂；另一根螺栓在螺纹处被拉细、滑牙，并被弯成 160°，随连杆大端一起飞出。由此判断，No. 3 副机上次吊缸安装连杆螺栓螺母时，上紧力矩不一致或碰伤螺栓。使得这根螺栓在副机运转中，受交变应力的作用，最终疲劳断裂，造成连杆伸腿事故。

事故教训：

1、提高安全意识，严格按照副机说明书的规定要求安装连杆螺栓，避免两根螺栓的上紧力矩不一致；开口销等保险装置不应重复使用。

2、对连杆螺栓应做到定期检查，并做好使用时间的统计记录。每次吊缸拆检，要认真测量连杆螺栓的长度变化，与说明书规定的标准要求做比较，有异常状况应坚决换新。

94、GDY 轮 No. 2 副机飞车造成机损

副机型号：原东德制造的 SKL 8NVD36A-1 400 kW 425 r/min

事故经过：

GDY 轮第 26 航次 2000 年 8 月 6 日抵菲律宾的苏比克港卸货期间，一直使用 No. 1 和 No. 2 两台副机并车供电。8 月 19 日卸货完毕 No. 2 副机停机。22 日起二管轮带领 3 个机工对 No. 2 副机做常规保养：更换机油，清洗各滤器，更换 8 个缸的油头。23 日下午油头更换安装完毕，二管轮带机工、实习生各一名做完油头放气工作后，由二管轮自己冲、活车。二管轮检查了各缸示功考克都在开启位置后，但没注意检查油门杆的位置，就压下了起动手柄。所以冲车时各缸示功考克都冒出了浓烟和火星；在起动手柄松开后，仍有带火星的浓烟从示功考克冒出，二管轮又糊涂地叫机工和实习生关闭了示功考克，使副机运转起来。到这时二管轮试图拉回油门杆但已拉不动，副机不能停车，反而还在加速运转。副机额定转速 425 转/分，但此时转速表指针已卡在转速表最大量程 600 转/分位置，且还在加速、飞车运转。二管轮关闭燃油供应阀、机工关闭燃油滤器出口阀以后，待燃油管路内燃油用完后（整个过程大约有 3 分钟），No. 2 副机才从飞车状态停止下来。

No. 2 副机停机后泵油、盘车很重，二管轮认为是热机的缘故，没有立即实施检查，也没有向轮机长报告。两天后二管轮要试车，使用 No. 2 副机，再盘车时才感到有问题，打开道门检查，发现第 4、5 缸道门的机体处有金属末；看到第 6 道主轴承已挤铅；此时才发现第 5、6、7 三个缸的高压油泵油量调节杆的球头已跑到拨叉杆的外侧，油门卡死在最大位置，根本无法复位！进一步拆检发现第 5、6、7 三道主轴承均有熔铅、挤铅；轴瓦发蓝烧损；轴瓦内口缩小变形；第 6 道主轴颈三分之二的表面烧伤发蓝、粘有铜合金，轴颈跳动量的达 0.1 mm。轮机长试图用帆布油石打磨了轴颈，更换了主轴承，再试车空载 200~420 转/分，运转不到 30 分钟，第 6 道新换的主轴承再次烧熔脱铅。

损失情况：曲轴第 6 缸轴颈烧坏；曲轴中心线严重变形；主轴瓦 3 副烧熔；转速表损坏；超速保护的传动钢丝拉断。

事故原因：

1、油头放气时违章操作且机工操作用力过大，把高压油泵油门杆拉大到了极限位置，致使第 5、6、7 三个缸的高压油泵油量调节杆的球头已跑到拨叉杆的外侧，没能落回拨叉槽口内，等于把油门卡死在最大供油位置，在此时冲车致使副机起动运转。

2、冲车时气缸内有燃烧现象已属不正常，而二管轮再错误地把示功考克关闭，造就了飞车。

3、副机处在飞车状态期间，该轮采取的停机手段太笨拙，延长了飞车时间，加大了损失。

（用塑料布包住透平进气端，或用扳手将高压油泵滚轮提起来使其停止喷油，就会快一些。）

事故教训：

- 1、检修工作一定按照说明书的规定去做。该轮副机油头放气时，人工拉大油门杆是完全没有必要的错误做法；
- 2、副机检修完毕起动前，必须全面检查各手柄、阀件等设施是否已恢复到正常位置、状态；
- 3、加强船员应变处置能力的培训和演练，提高应变水平。

第三部分 主发电机 应急发电机

95、SH 轮主机轴带发电机烧毁

主机型号：MAN B&W 6L70MCE

轴带发电机型号：IDK4842 4AZ08 Z **电流/电压：**1698A/450V **功率：**1100 kW

SIEMENS A. G 厂制造

事故经过：

1994年5月3日在航行途中，1425时运行中的轴带发电机突然跳电、全船失电，主机应急停车，应急发电机起动供应急电。1427把备用副机起动投入工作，1430时各设备复位后主机起动逐步恢复正常航行。随后电机员检查轴带发电机的 WSG822 监控系统和轴带发电机模拟警报系统均正常。5月4日上午0830时对轴带发电机投入运转试验，试图从中找到跳电的原因。空载时运转正常，接着投入负载运行试验。就在轴带发电机载上负荷的瞬间，主机突然发生剧烈抖动，油门增大、转速下降。电机员迅速将轴带发电机和主机进行应急停车。待再恢复正常航行后，电机员对轴带发电机进行检查，发现轴带发电机定子严重烧毁，铜排14槽烧熔，定子铁心局部烧伤，只能进厂修理。

事故原因：

经实地调查分析，该轮轴带发电机内部有金属异物落入在定子绕组上。该金属异物可能是造船时遗留在风筒或机壳内。在长期航行中，尤其是在大风大浪中航行，船舶左右摇摆和上下抖动，使异物落到定子上。此时轴带发电机载负荷使用，就会产生局部涡流而发热，导致绕组绝缘下降、损坏，造成运转中的轴带发电机短路烧毁。

事故教训：

1、该轮轴带发电机突然短路烧毁，虽然是由于异物造成的意外事故。但是在第一次运行中的轴带发电机发生过突然跳电的情况后，船上仅仅检查轴带发电机的 WSG 监控系统和模拟警报系统是不够的，应该彻底查明原因。在时找不到原因的情况下，更不能重新负载（大负荷）做试验。至少要确认轴带发电机的绝缘如何。

2、载负荷运行的轴带发电机发生跳电后，再恢复供电时，应注意逐步分级加载。

3、现有轴带发电机的船舶并不多，派往该类型船舶工作的电机员，除了应具备一定经验外，还须要具备扎实的理论基础。应能够根据说明书、图纸知道工作原理和分析故障。如有可能可以安排跟船实习培训一段时间，以便避免或减少一些不必要的损失。

96、LH 轮发电机异常损坏

发电机型号：IFC3-316 电流/电压/功率：635A/450V/485kVA

1971 年 SIEMENS 厂制造

事故经过：

LH 轮 1993 年 7 月 22 日由澳大利亚驶往雅加达的航行途中，1330 时值班二管轮巡回检查到副机附近时，发现运行中的 No. 1 发电机有一股黑烟冒出，就迅速奔至 No. 1 发电机控制板，强制停掉 No. 1 副机，1332 全船失电。接着备用副机自动起动投入工作，1335 时恢复供电。随后电机员对 No. 1 发电机进行拆检，发现该发电机励磁线圈绕组烧损，励磁绕组部分转子与定子的左下方矽钢片有明显擦碰痕迹。发电机损坏不能使用。船上无法自行解决，只能维持航行至目的港再进厂修理。

事故原因：

1993 年 4 月 30 日，LH 轮在新加坡某船厂修船期间，在对 No. 1 副机更换传动齿轮时，因受位置限制，不容易拆卸，厂方工人就把该发电机拆松、移开过。但在安装该发电机时，地脚螺栓收紧不均，连定位销也未能到位就上紧，然后交付船方使用。在船上使用的这段时间里，随着发电机震动而逐渐移动，产生轴系中心偏移，移动越多震动越严重，最终造成励磁部分转子与定子摩擦发热烧毁线圈。

事故教训：

该发电机损坏的责任虽然不在船方，但与船上轮机人员并不是没有关系。

1、船舶进厂修理时，主管轮机人员一定要做好监修工作，认真把好质量关。对于厂方拆卸不相关的设备时，一定要引起注意，认真监督装复，使其处于正常可用状态。对重要设备，有必要向轮机长汇报或者告知相关的主管机电人员，避免疏忽造成不必要的损失。

2、对厂修期间被拆、修过的机电设备，初期使用应认真检查、监护（尤其重要机电设备）。而该发电机在出厂后使用的这段时间里，机舱值班人员思想麻痹，没有发现该发电机有松动问题。

97、LLH 轮 2 台主发电机意外烧毁

副机型号：B&W 6T23LH 500 kW 750 r/min

发电机型号：WAB995/12f 功率：520kVA

1971 年由 LITOSTROJLJUBLJANA YUGOSLAVIA 厂制造

废气锅炉型号：立式火管 IM-S6867B，工作压力 0.5 MPa 受热面积 98 m² 由 F. M. V 厂制造

事故经过：

1994 年 9 月 3 日 0700 时 LLH 轮由某港开航，由 No. 1 和 No. 2 副机并网供电。1219 驾电定速航行，值班轮机员二管轮完成定速操作后做巡回检查时，尚未发现异常。

1315 时，二管轮发现机舱上方有大量气水犹如倾盆大雨一样落下，而且弥漫着气雾。二管轮迅速奔至集控室将主机拉至停车，机工打电话给驾驶台和向轮机长报告情况。

1318 正准备停副机时，全船失电并有一股电器烧焦气味冒出。以后应急发电机起动供电，机舱人员陆续到达机舱。机舱花铁板上到处是热水，水气腾腾，经查确定是来自上层废气锅炉。组织人员做好堵漏和清理机舱。电机员检查发现 3 台发电机已经进水，并确认 No. 1 和 No. 2 两台发电机已烧坏。

为了尽早恢复供电，轮机部人员一方面对 No. 3 发电机及汇流排等部件进行清洁、烘烤、风扇驱潮，一方面对主副机海、淡水泵马达等为主机航行服务的泵浦等设备进行绝缘检测。2000 时，No. 3 发电机绝缘升至 5 M Ω ，配电板绝缘升至 0.12 M Ω ，即起动 No. 3 副机供电，2110，起动主机续航，去目的港进厂修理。

事故原因：

该轮是一艘近二十年的老龄船，废气锅炉水腔下部锈蚀严重。主机定速航行后，主机废气能量增加，废气锅炉蒸发量突增，蒸气压力也迅速升高，废气锅炉水腔下部产生裂缝及烂穿，致使炉水喷出，使运行中的 No. 1 和 No. 2 发电机进水，线圈短路烧毁。

事故教训：

- 1、严格做好对船舶炉水的监测、处理工作，并认真做好记录。
- 2、船舶厂修期间，认真对安全阀的起跳、落闭进行检测调试；认真做好对辅锅炉、废气炉的内部清洗、检验、试压，对锈蚀或损伤部分应及时修理或更新。
- 3、对技术状况欠佳的老龄锅炉，应适当降低其使用压力。
- 4、船舶离港主机机动航行期间，就应该起动炉水循环泵，把辅锅炉的水经过炉水循环泵泵往废气锅炉，使两炉水串通循环，对废气锅炉进行充分预热。

98、JLC 轮 No. 1 发电机损坏

副机型号：BERGEN-RSGB-6 发电机型号：ASEA-GM560 490 kW

事故经过：

1996年1月3日航行中的JLC轮在抵达目的港锚地之前，1950时驾电通知机舱备车航行，值班机工起动No. 1副机，2000时并入电网。2008时电机员在集控室闻到一股烟味奔出集控室查寻，发现烟是从No. 1发电机上方的气孔中冒出后，在奔回集控室的途中，听到“轰！”的一声巨响。此时轮机长已赶到集控室，并切断了No. 1发电机主开关；三管轮和值班机工二人同时停掉了两台副机，全船失电。经确认是No. 1发电机故障后，于2013起动No. 2副机供电，全船恢复，正常航行至锚地。

抛锚后电机员打开No. 1发电机外罩检查，发现轴承端三相定子绕组的输出线在上部完全断裂，下部绞到发电机轴上，并把半边的定子外端扎线拉散，导致输出线绞散、绞断。在检查二相定子绕组输出线上部的断口时，发现穿过调压器的电流互感器一相烧断，另外两相有拉断痕迹。盘车检查无卡阻现象，转子无任何伤痕，定、转子间隙正常。但测得定子绕组绝缘值为零，进一步检查发现一股定子绕组线已断。

经请示公司后，由公司安排进厂修理。船舶于1月4日靠泊后，船厂工人对No. 1发电机进行解体检查，还发现定子迭片有一个较大角度的位移，调压器的电感器边的铁架上有烧灼的痕迹。

事故原因：

该轮是一艘27年的老龄船。经查并确认，由于No. 1发电机的一相输出线（穿过调压器的一组）绝缘层老化，加上在运动中的振动、擦碰磨损，造成接地，导致电流过大烧断。因发电机在并网供电，输出的三相电流一相突然断掉，在定子绕组中产生了一个强大的电磁力矩，致使定子迭片发生位移，又拉断了另外两相（定子绕组）输出线。

事故教训：

1. 对超老龄船的电器设备，电机员应加强绝缘检测，并做好详细记录。对老化的导线，要及时申请更新。
2. 公司机务人员，应对超、老龄船舶机电设备的维修保养工作情况，加强跟踪指导。

99、XH 轮主配电板异常烧毁

发电机型号：GFV5500B-3 主配电板型号：EG ELEFUNKEN-ABT-SCH

事故经过：

1996年11月13日XH轮在大西洋航行中，0728时，突然全船失电，机舱故障报警，应急发电机自动起供电。机舱值班人员在集控室发现主配电板起火，全船发出火警警报。机舱有人去停还在运行的No.2副机，有人向驾驶室报告情况，并组织人员进行灭火。

0740时配电板火被扑灭。当时船位为N37°13'5"；W12°41'8"。

确认无死灰复燃后清理现场。经机电人员检查确认：No.2发电机配电屏中间部分，主开关三付（上面的）三相接头已经烧熔；近开关的铁质隔板烧出三个直颈为6~7cm的孔眼；主开关上部、左右电器仪表连接全部烧毁；No.2发电机主开关以下到发电机输出线一段铜排完好；因受No.2发电机配电屏燃烧的影响，左面第4屏的No.1发电机配电屏和右面并车屏上部全部烧毁；No.3发电机配电屏部分仪表烧损，但其主汇流排无烧熔痕迹。根据上述损坏情况，全船只能靠应急发电机供电，船舶处于漂泊状态。经请示公司同意船上机电人员（只能）自救。船上通过检查分析，并根据现场烧损的实际情况——

- 把主汇流排6~7屏之间的连接铜排拆除，4~5屏之间汇流铜排锯掉；

- 清理烧坏部分控制线路的No.1发电机配电屏，把发电机进线与汇流排用铜排硬性连接，恢复主配电板1~3屏供电；

- No.3发电机因保护装置失效，也用铜排硬性连接供8~10屏电源。这样，No.1发电机和No.3发电机可以分区供电，而电压、电流、功率和频率须由人工手动测量调节。XH轮于11月14日恢复全船供电，能维持航行。

事故原因：

据现场损坏部件的情况分析，配电板起火的原因是：

- 1、船舶在航行中颠簸、震动，使运转中的No.2发电机在配电板主开上面的三相插入接头连接松动（工作电流1300A），造成局部接触电阻增大而发热，再因发热时间长或温度增高，电阻又进一步增大这样恶性循环。

- 2、因发电机在某个时刻负荷过大，工作电流随之增大，也全使其接线柱的温升高出许多。

上述两方面的原因，最终造成接头烧熔而断路，产生的电弧引燃了配电板上的电线，仪表等易燃物品，而引起配电板失火。

事故教训：

1、因主配电板上的主开关三相接线柱松动，引发配电板火灾的事故比较少见。但 XH 轮的这次事故应该引起机电人员的警觉！船舶应该按照配电板养护的有关规定，利用厂修的机会或能够断电的情况下，检查汇流排和主开关等部位的接线柱松紧情况。与 XH 轮同类的船舶更要争取机会，尽早做一次检查。

2、XH 轮在配电板失火、电站瘫痪的困难情况下，通过船上机电人员的自救，能临时恢复电站的供电能力，使船舶脱离在大洋中漂泊的危险局面、维持航行到港，是很不容易的。中远广大船员都应能象他们那样，具备一定的应变素质，用自己扎实的理论 and 实践能力，确保船舶和自身的安全。

100、SSH 轮 No. 3 发电机损坏事故

发电机型号：TVL1-AF-687 电流：579A 电压：450V 频率：60HZ

制造厂：SHINKO ELECT CO.; LTD. 出厂日期：1985 年 5 月

事故经过：

1999 年 6 月 8 日 1500，SSH 轮靠新港 8 段码头，No. 3 与 No. 1 发电机开联运行中，No. 3 发电机内部突然发出一声巨响，并伴随有火花喷出，随之 No. 3 主开关跳闸。停掉副机检查，测量转子绕组 $100\text{ M}\Omega$ 以上，定子绕组对地绝缘值为零。确认发电机定子绕组有接地现象；打开励磁绕组端盖，没有发现异常现象：因另一端与发电原动机相连，有发电机冷却风扇，无法看到有何异常现象。

事故原因：

1、6 月 9 日发电机进厂，在天津发电设备总厂将发电机两端端盖打开后，发现定子与转子有扫膛现象：靠原动机侧的定子有宽 $5\sim 7\text{ cm}$ 、长约 40 cm 的摩擦痕迹；转子有宽 $5\sim 7\text{ cm}$ 、长度为整个圆周的摩擦痕迹；另外，靠原动机侧的定子矽钢片固定箍焊点脱焊，并弹出，将定子绕组绝缘破坏，导致发电机绕组接地。

2、检查两端轴瓦滑道，上下轴瓦光滑。测量定子内颈 549.78 mm ，转子外颈 546.10 mm ；每端空气间隙在 1.8 mm 左右。发电机两端端盖止口：靠原动机侧上下尺寸 710.025 mm ，左右尺寸 709.73 mm ；另一端上下 709.73 mm ，左右 710.06 mm 。从测量定转子及两端止口的情况看变化尺寸很小，可以判定造成事故的主要原因是轴瓦变形或磨损严重，导致主轴一端下沉，造成扫膛损伤。

注：No. 3 发电机主要修复工程：厂里做专用工具将矽钢片固定箍顶到原来位置，焊接固定；整流二极管及保护电容检查；定、转子绕组清洁，被磨损处做特殊处理后喷绝缘漆；烘干后用 500 V 兆欧表测量定子绕组绝缘在 $150\text{ M}\Omega$ 以上；在靠原动机侧发电机止口下端左右各加一厚度为 1.3 mm 的垫片，以提高主轴高度。装复后测量定转子气隙左右各为 1.5 mm 和 1.35 mm ，用 500 V 兆欧表测量绝缘 $500\text{ M}\Omega$ 。6 月 12 日发电机回船装复到位，13 日负载运行试验（负载 $180\text{ kW}\sim 240\text{ kW}$ 之间）正常。下午 3 点后正式投入运行。

事故教训：

发电机每运行半年左右的时间，要测量发电机两端轴瓦的磨损程度及定、转子间隙，并做好记录，与说明书给出的尺寸进行比较，做到心中有数。如发现有的偏差，要及早进行调整，杜绝此类事故发生。

（注：这类发电机的空气间隙最小 1.2 mm ，最大 1.8 mm ，最大允许偏差为 $15\%\sim 20\%$ ）

101、LH 轮应急发电机故障，船舶失去动力

副机型号：CXZ-WARTSILA 4R22/26 功率：507 kW 转速：720 r/min

1994 年上海新中动力机器厂制造

应急发电机型号：发电机型号 IFC6-284-4SA82 天锡电机厂生产

原动机型号 MWM D234 8V 河南柴油机厂生产

事故经过：

1998 年 1 月 7 日 LH 轮在香港码头卸货，1330 时 No. 1 副机第 1 缸排烟温度高，转速剧烈波动。值班机工电话告知二管轮和安全班三管轮，二管轮通知机工起动 No. 3 副机，自己赶到集控室准备配电。但 No. 3 副机起动后转速上不去，而此时 No. 1 副机上的负荷已自动转移到 No. 2 副机、引起 No. 2 副机负荷过大，增压器发生强烈喘振，随后 No. 2 自动跳闸，全船失电。No. 1 副机和起动后转速一直上不去的 No. 3 副机，也因失电后断油停车。此时应急发电机自动起动供电，因应急配电板上没有副机燃油供油泵单元电源，3 台副机不能（用重油）起动，就改用轻柴油起动 2 台副机。大约 10 分钟后 No. 1 副机和 No. 3 副机又因各缸排温波动大，跳电自动停车，应急发电机又自动起动供电。

1900 左右应急发电机因过热咬死，自动停车，全船又失电。失电以后，因副机故障还没能找到，而轮机人员反复多次起动副机，使气瓶内压力过低，造成船舶完全失去动力、必须靠外界提供动力电源才能起动副机。

2100 船上向公司汇报，请求外界支援。经公司多方联系，于 1 月 8 日 0130 时，由友联船厂派移动式发电车向船上供电，船上起动空压机向空气瓶充气，启动副锅炉，直到 0500 时起动 No. 1、No. 2 副机成功（No. 3 副机还是起动不了）。一小时后改用船电运行，上午 0930 时上引水、开船，延误船期达 16 个小时。

事故原因：

1、卸货中发电机负载变化大，No. 1 副机第 1 缸高压油泵卡死在大油门位置，排烟高温，造成转速大波动而影响频差，负载偏移到 No. 2 副机，使 No. 2 副机过载跳电。

2、副机换用轻柴油起动后，运转一段时间又停车，是因轻油日用柜长时间没有放残水，混有水分的柴油进入副机油路，导致副机停车、跳电。

3、机舱人员在忙乱中，没有注意应急发电机的运行情况，应急发电机在冷却风门没有打开的情况下，运行几个小时，造成高温咬死停车。

4、船员在未查出副机起动困难（柴油系统中有残水）原因的情况下，盲目地反复起动副机，把气瓶起动空气用尽，造成船舶丧失自救能力。

事故教训：

1. 轮机员要强化安全意识，加强业务学习。熟悉机电设备的技术性能和操作规程。认真做好对机电设备的每一项日常工作，尤其注意对应急设备的维修保养，并按及时进行效能试验和应急演练，提高自己在应急情况下的处置能力。

2. 轮机长在机舱发生应急情况时，应沉着冷静地指挥轮机部全体成员，做出紧张有序，协调一致的反应。

第四部分 锅炉

102、XX 轮废气锅炉着火烧塌损坏

废气锅炉型号：NISHIDA FORCED CIRC NFE-120

事故经过：

1995 年 12 月 13 日 XX 轮在航行中，废气锅炉突然大量漏水，高温的炉水直接喷洒在机舱内。为了避免喷洒的热水威胁值班人员和机电设备的安全，经船上研究，决定采取说明书中认可的断水措施，坚持航行到下一港口再修理。

但在开航后不久，废气锅炉又突然着火燃烧起来。船上采取了紧急停车、外围冷却、向废气锅炉给水、加强循环等措施，但火势仍然不灭，最后导致废气锅炉被烧塌。

后来经全面检验、确认，这次事故使废气炉内超过半数的管组严重烧毁熔化，上层管组中间部位发生下榻，两旁管板也有不同程度的熔化。船公司联系国内锅炉制造厂，预制新的管组 16 组，XX 轮于 1996 年 1 月 23 日回到国内，在进厂坞修的期间安装妥当。

事故原因：

船员对废气锅炉的日常维护保养工作不到位，造成管件强度降低，废气炉内碳灰积存太多。这些烟灰、结碳被主机排烟引燃。在这些烟灰燃烧的过程中，废气炉内的管组中的薄弱部位先被烧损漏水。而停掉水泵，在废气炉断水后，尚未烧完的大量碳灰继续燃烧，废气炉成了“炼钢炉”，致使大量管组被烧熔。

事故教训：

- 1、强化安全意识和工作责任心，严格按照废气炉日常管理规定要求，认真做好炉水处理、烟道吹灰、定期检查、内部清洁等各项养护工作。防止酸性腐蚀和烟道不畅通。
- 2、为废气炉供水的炉水循环泵应在备车航行时就开启循环，以避免热应力损伤管件。
- 3、注意维护，确保废气炉管组前、后的 U 型压差表的正常使用状态。这个压差可以说明烟道的通畅情况（即废气炉内烟灰积聚的程度）。主机长时间低速运转，废气炉最容易脏污。要加强吹灰，并注意提高吹灰的实际效果。
- 4、实践证明：对高密度管束结构的高效废气炉，在任何情况下都不应该干烧！说明书介绍的允许干烧是纯理想状态条件下的结论，实际上是不存在的（新锅炉构件没有水垢、腐蚀，烟道没有任何缺陷阻力，没有积存的烟灰碳粉等任何可燃物）。

103、GFS 轮废气锅炉烧毁事故

废气锅炉型号：EGE-1A

事故经过：

GFS 轮第 12 航次由美洲开往东南亚，于 1997 年 1 月 14 日 0000 时到达马来西亚的巴生港锚地抛锚。0043 时当值机工巡查机舱时发现炉水循环泵还在运转，误认为完车人员忘记停泵了，没有多去考虑，也没有报告轮机长和安全班轮机员，就把炉水循环泵关闭了。

0237 废气炉高温报警，当班机工错误认为抛锚已两个半小时，设备没使用，是误报警。于是没有报告轮机长或主管轮机员，也没做任何检查，就把废气炉出口高温警报清除了。

0320，当班机工发现辅锅炉蒸气压力不正常地升高，因当时辅助锅炉没有点火烧炉，于是报告了安全班轮机员二管轮和主管轮机员三管轮。二管轮、三管轮经检查又没能发现和判断出上述不正常现象的原因，因而也没有采取任何措施。

0630，轮机长得知上述情况，并观察到烟囱有蒸气冒出，轮机长又误认为是辅锅炉安全阀故障，把主要精力都放在检修辅锅炉安全阀上，而没能仔细研究分析废气炉高温报警和蒸气压力升高等事故明显先兆，贻误了处理问题的有利时机。直到 1 月 16 日，该轮准备从锚地进港备车时，起动炉水循环泵才发现废气炉管组已严重烧毁。

经打开道门检查，该废气炉有上中下三层管组，每层 7 组。其中：

上层第 2、4、5、6 四组烧穿，第三组严重变形；

中层第 1、2、4 二组烧穿、第四组变形向下塌陷 50 mm；

下层第五组变形、向下塌陷 50 mm；另有吹灰喷管被熔渣粘结堵塞。

事故原因：

1. 该轮废气炉日常养护工作不到位，致使存积的碳灰量太多。
2. 抵港前的航行中，废气炉内的积碳已有轻度燃烧（或先兆），只不过还没到烧损的程度。抵港完车关闭炉水循环泵后，使大量存积的碳灰得以参与燃烧。
3. 从值班机工到轮机员、轮机长安全意识淡薄，管理水平不高。对几次明显的事故先兆，没能引起重视，而且判断错误，草率从事，酿就事故。

事故教训：

- 1、对高密度管束布置的高效废气炉，要严格按照规定要求加强日常管理，认真做好炉水处理、按要求吹灰、定期检查、内部清洁等养护工作，防止管束中积聚烟灰过多。
- 2、主机长时间低速运转，尤要注意过度脏污。定时吹灰，并注意提高吹灰的实际效果。
- 3、注意维护，确保废气炉烟道管组前、后的 U 型压差表的正常使用状态。通过这个压差表监视烟灰积聚的程度。
- 4、强化安全意识和工作责任心，提高对故障的分析判断能力，及时发现、消除事故隐患。

104、BC 轮辅锅炉爆燃，烧伤检修人员

辅锅炉型号：组合式锅炉 AQ5 立式水管锅炉 蒸发量 1400/1200 kg/h

受热面积 25/190 m² 油耗 113 kg/h DENMARK ALBORG 厂制造

事故经过：

BC 轮是 1986 年由大连船厂建造的多用途集装箱船。1997 年 5 月 11 日停靠在福州马尾青州码头，上午值班驾驶员通知 1130 将移泊到锚地航修。0940 值班轮机员大管轮做备车检查时，发现主机缸套冷却水温度偏低，就通知三管轮点炉加温。

三管轮按照日常操作置辅锅炉于自动点火状态，因第一次点火失败，改为手动点火，但还没点着。他随手关掉锅炉点火的各个开关，然后打开炉膛门检查，发现点火棒结碳严重。用剪刀刮除结碳时，突然“轰！”的一声自炉内窜出一股火焰，将三管轮烧着，机舱火警报警。机舱人员赶到辅锅炉处将火熄灭后，将烧伤的二管轮送往当地医院救治。

事故原因：

易燃品，空气和火种是产生爆燃的三要素。三管轮点炉操作中，在自动点火，手动点火都失败的情况下，没有按照操作规程对炉膛加大通风，清除炉膛内的燃油、油气，反而打开炉膛门，在现场（炉膛门口）用剪刀刮除点火棒上的结碳，致使剪刀与金属点火棒刮擦接触时产生的火花。点燃了积蓄在炉膛内的油气发生爆燃。

事故教训：

1、严格遵照辅锅炉的安全操作规程进行点炉操作；点火失败必须经过充分通风后方可打开炉膛道门进行检查；清洁点火棒必须自点火装置拆下来，在远离炉膛处进行。

2、对船员加强劳动保护、人身安全知识的宣传教育和专业技能训练，杜绝人身伤害事故。

105、LH 轮辅锅炉缺水烧损

辅锅炉型号：SKV-15（直立式水管） 蒸发量 1500 kg/h 油耗 150 kg/h 受热面积 45 m² 工作压力 0.4 MPa

1983 年由 SEEBCKWERFT BREMERHA 厂制造

事故经过：

LH 轮是一艘全集装箱船。1999 年 5 月 28 日停靠在上海张华浜码头装卸货，1115 当班机工巡回检查时，发现辅锅炉外壳冒烟，炉体上、人孔道门及排烟管处烧红。立即停炉并打电话报告轮机长和三管轮。轮机长等人赶忙下机舱，待辅锅炉冷却后打开道门，检查发现炉膛内胆左右两侧已向中央塌陷变形，上部水管下沉，锅炉已烧损，只能进厂修理解决。

事故原因：

该轮证书为无人机舱。在 1998 年 12 月辅锅炉自动插板损坏，无法自动补水。因该类锅炉早已停产，制造厂一时无法提供备品。只得对辅锅炉采用人工定时补水，规定每个一刻钟由当班机工到炉旁手动补水一次。这样就要安排 24 小时内机舱有人值班。考虑到人手少，工作安排比较紧张，而且辅锅炉在上层，每一刻钟就要跑上跑下一次，很不方便。3 月 3 日公司安技部门安排修理部门上船，对辅锅炉的自动补水做了改装：因损坏的原插板被拆除，高、低水位报警点的信息源已无法使用，就选用“最低危险水位”的信号控制时间继电器，进行定时补水。设定延时 6 秒钟的时间继电器，假如装置还不进行补水，就切断燃油停炉的安全保护措施。改装后曾多次试验，补水均正常。只是集控室内辅锅炉的所有报警显示（除了给水泵的工作指示灯仍能显示外），全部失效。这样改装后自 3 月 3 日起恢复无人机舱。由于“最低危险水位”是辅锅炉的最后一道安全保护防线，一旦发生故障失灵，后果将十分危险！

经查，这次事故正是由于改装后的控制（时间）继电器发生故障，没有及时补水，也没能切断燃油停炉，造成辅锅炉“干烧”损坏。

事故教训：

1、船、岸机务人员应该增强安全意识，认真学习、熟悉海船建造规范条例和船级证书条款。不能搞“超越规范”的革新创造！

LH 轮辅锅炉的改装方案考虑不周，不符合海船规范的相关要求，从一开始就埋下隐患：使用最低危险水位的信号来控制时间继电器去实现定时补水，使辅锅炉处于毫无安全保障的危险状态。断水烧损只是早晚都要发生的事情。

2、无论是自动化先进的无人（值班的）机舱，还是普通的有人（值班的）机舱，都须要认真值班、检查，防患未然。

LH 轮改装后的辅锅炉报警系统的功能丧失，已经不符合无人（值班）机舱的要求。而该轮船员却误认为故障已经修好，恢复无人值班制度。导致船员思想麻痹，放松了对辅锅炉系统的检查和管理，造成了严重的后果！

106、GDY 轮辅锅炉烧塌事故

事故经过：

GDY 轮第 21 航次自澳大利亚装矿至上海，1998 年 10 月 1 日在澳大利亚丹皮尔港装毕后备车离港。

0930 时，8-12 班值班机工发现辅锅炉水位报警，查看辅锅炉控制箱上水位显示正常。值班机工没有进一步查看锅炉本体上的水位计，只将锅炉报警事报告三管轮。当时三管轮正忙于检查废气锅炉吹灰装置，没能亲自检查报警的真实原因，就草率判断为误报警，指示机工消除报警。

中午交接班时，船舶仍处在机动用车变速航行。0-4 接班的没有对运行的辅锅炉水位进行认真检查，8-12 交班的也没有认真介绍自己班内发生的警报情况，双方草率交接。

1330 时驾电定速航行以后，二管轮和机工在巡回检查中发现辅锅炉右侧起火，虽然立即报告轮机长组织施救，但辅锅炉已经被烧塌，炉胆及管板严重变形，整台锅炉报废。直接经济损失约 70 万元人民币（新购锅炉 37.1 万，拆装费、检验费约 30 余万元）。

事故原因：

该轮日常管理混乱。锅炉安全保护装置长期疏于检修，主管人对其技术性能心中无数：

- 1、锅炉水位继电器底座松动，致使控制箱水位显示功能失效，始终错误显示为正常水位；
- 2、锅炉给水泵虽置于“自动”位置，但过载保护已有一线头脱落，给水泵不能自动给水；
- 3、最低水位的应急停火保护功能，不知何时被人为切除。上述多方面因素，造成锅炉缺水时没能停火，在干烧中损坏。

事故教训：

1、加强安全意识，提高值班人员的工作责任心，不能只信赖监测仪表的显示。应该多做现场检查，并与监测仪表进行校核、比较。

2、严格按照辅锅炉的安全操作规程，做好（备车、航行、锚泊、靠码头、冬季等）各种情况下的安全操作和值班检查工作。

3、严格执行交接班制度的各项规定，对检修中的机电设施、或存在故障缺陷的机电设施，应有挂牌警示、或在警示板留言。

107、SSH 轮废气锅炉烧塌事故

主机型号：MAN B&W 6L50MCE 5074 kW 123 r/min

废气锅炉概况：立式水管 工作压力：0.6 MPa 蒸发量 1140 kg/h

受热面积：401 m²

制造厂：SASEBO HEAVY CO.; LTD

事故经过：

1999年6月16日 SSH 轮在天津新港装载 18943 吨蚕豆，于凌晨 0300 备车开航计划去埃及 ADABIYA 港。0325 车备妥，0356 慢速前进，0357 半速前进，0403 全速前进。

0445 船经过天津新港住航道 3 号灯浮时，驾驶室值班人员发现烟囱冒火星，立即通知机舱。经机舱值班人员检查发现是废气锅炉处着火，废气炉的炉墙已经烧红，随即通知驾驶室停车。船长紧急申请拖轮护航，在拖轮的拖带下到大沽口锚地抛锚。全船人员将火扑灭后检查发现：废气锅炉外部炉衣全部烧焦，去除部分炉衣后看到锅炉外板多处变形。待锅炉冷却后打开几个道门检查，发现带螺旋型翅片的炉管大部分烧熔，熔化的钢水流到锅炉下部，12 组炉管全部报废。SSH 轮用气焊将烧坏炉管切割清除，关上道门更换外部绝缘层后，于 6 月 19 日晚开航，以后在 10 月厂修时，全部炉管得以换新，才恢复了废气炉的使用。这次事故直接经济损失 40 万元人民币和 4 天船期。

注：SSH 轮废气炉是 1984 年日本制造的水管高效锅炉。1999 年 5 月在张家港卸货期间做过检验，废气炉的烟、水面进行化学清洗，安全阀做了调试。

事故原因：

事故发生后公司船技处、合作公司、天津港监人员登船进行调查后确定事故原因为：炉水强力循环泵出口阀没开，导致废气锅炉无水干烧，引燃炉内积存的烟灰碳粉所致：

1、在天津新港装货期间，三管轮对 No. 2 炉水强力循环泵解体检修完毕后，没有把出口阀恢复为原来的开启状态。

2、备车时二管轮在集控室内启动 No. 2 炉水强力循环泵后，没到现场检查该泵的运转情况，接班大管轮没检查到该泵的空转情况。主机动车后轮机长、大管轮、值班机工等人又都没注意到废气炉的蒸气压力是否正常，导致废气锅炉无水干烧。

3、废气炉无水干烧引起管组温度剧烈升高，最终引燃了积存在管组缝隙内的烟灰碳粉，过多的碳粉参与燃烧后，使废气炉烧毁。

事故教训：

SSH 轮这次半夜备车开航，因两个班的值班人员一连串的疏忽、失误，导致废气锅炉烧毁的事故，暴露了该轮日常管理混乱的问题。强化安全意识要落在实处，就是要加强责任心，严格按照规章制度办事，提高专业技能，认真做好对设备的维修保养工作。

1、加强责任心，提倡科学管理，避免废气炉内的污染。

航行中每天吹灰两次,定期打开道门清除废气炉内的烟灰碳粉。这次事故距上次清洗废气炉只有一个月的时间，废气炉内就积存大量的烟灰碳粉，说明上次对废气炉烟、水面的清洁工作质量不高。一个月内航行中没有进行吹灰操作，或吹灰操作流于形式，没有效果。

2、严格遵守、自觉执行机炉舱安全操作规程的各项规定。

1) 检修后的炉水循环泵应处于真正能用的状态，否则就断电、挂警示牌，明确严禁使用。

2) 备车时炉水循环泵在集控室内启动后，必须还要到现场实施检查，确保运转正常。

3) 开航主机机动车初期，值班人员不能总在集控室内守候（电话和车钟），忽视了巡回检查的重要性。在这段时间内没有警报就不出门的被动值班做法是及其危险的。

4) 严格按照交接班制度进行交接。在主机机动车期间的交接班不应该简化，而更应严格遵守执行。接班人员更要全面、过细地检查每一个设备的运转情况，对有疑惑的事项应在交班人离开机舱之前了解清楚。

3、认真对待、正确处置“废气炉高温”警报这个可能要发生、或已经发生火情的先兆。发生“废气炉高温”警报时，应采取的紧急措施有：

● 为降低排烟温度把主机减速，在条件允许的情况下应逐步减速、停机；

● 检查、确保炉水强力循环泵向废气炉供水正常，如条件允许可加大供水量；

● 如废气炉内装备有喷淋清洗装置，可以起用该装置进行降温、灭火（注意保持烟道放残管路的畅通）。

108、HYY 轮组合锅炉水管裂漏事故

锅炉型号：AQ5 型辅锅炉与水管式废气炉组成的组合式锅炉

蒸气压力：0.7 MPa 丹麦欧宝公司制造

事故经过：

HYY 轮是一艘多用途货船。载重量 5700 吨，长期租给日本租家使用，船员是中远公司的船员。航线相对固定、由韩国的釜山到美国的夏威夷岛的赛班港，往返只需 14 天左右。

2001 年 3 月到 5 月的航行期间，该轮发生锅炉水管爆裂 5 次，爆管 14 根。爆管时的锅炉气压并不高，只有 0.35 MPa。每次发现锅炉水管爆裂，都要停车、漂航抢修：待锅炉稍微冷却后，打开道门，找到破管位置，用锥型堵头和牵条进行封管。每次抢修都须要 4 个小时，因船小浪高、风大流急，对船舶安全构成很大威胁。

事故原因：

1、该轮对锅炉缺乏正常的维护管理（炉水化验投药、烟面定期清洁清除积碳等）。修理现场发现锅炉水面结垢严重，厚度有 1~1.5 mm；烟面积碳过多，难免产生酸性腐蚀，都严重影响锅炉的热效率和强度。

2、对爆裂水管的抢修工艺不当：船上用锥型堵塞和牵条封堵后，还在堵头处施焊（用电焊焊死），产生热变形，热应力损伤构件的强度。

事故教训：

- 1、选派专业管理水平高和职业道德好的船员上船，加强对锅炉的各项维护保养工作。
- 2、公司应提高自身的技术管理水平，同时，加强对船舶机务监督的力度和技术指导等。

第五部分 起重机械

109、FY 轮 No. 4 起货机吊杆稳索钢丝断裂

起货机型号：电动吊杆式

事故经过：

1995年12月5日，FY轮停靠在印度马德拉斯港口卸货。早晨工头通知船方，使用No.4舱前的船吊卸货。大副、水手长、值班二水按常规调整吊杆。由于码头边沿没有岸吊电缆管道，卡车距船舷较远（有4米的间距）。码头工人要求将码头一侧的吊杆调到老茄定位节顶端一节位置。0802时吊杆调妥，开始用网兜卸货。当第一关起吊时，值班二水发现双吊货索（钢丝）夹角过大，立即通知工人停止卸货，随即去报告大副。但港方工人坚持起吊，突然听到吊杆抖动声音，随后“嘣！”的声两根稳索钢丝断掉。此时码头卡车上的工人在车尾发觉有异常情况，立即从车上跳下，而断裂钢丝同卡车擦碰后落到该工人左肩，造成轻伤。

事故原因：

起货机吊杆放置位置不正确，导致货物吊过船舷时，双吊货索之间夹角过大（ 150° 左右），因而产生过大的侧向拉力，使老茄钢丝超负荷被拉断。

事故教训：

驾驶员在调整吊杆时，应考虑作业中的具体情况。网兜、钢丝司令索及吊货钩其总长度为6.33米，船舷的舷高为1.3米，货物被起吊跨过船舷时，吊杆三角眼板至网兜底部的高度为7.63米，致使货索之间的夹角达 150° 。如果在调整时考虑到这种情况，就不会发生此类事故。因此驾驶员要加强基础业务学习，掌握吊杆起货机的性能和钢丝在各种位置的受力情况，避免钢丝超负荷而被拉断，造成人员伤亡事故。

110、TBH 轮 No. 2 克令吊臂损坏事故

克令型号：IHI 额定起重 25 吨 回转角度 360° 起重高度 35 米

1984 年 11 月由武汉船用机械厂制造

事故经过：

TBH 轮 1999 年 1 月 19 日在南方某港口卸货期间，码头工人使用 No. 2 克令将铲车吊入舱内时，克令吊臂压住风筒护栏，导致吊臂折弯。

事故原因：

码头工人为了能将铲车尽量放在舱内边缘，将吊臂放到最大平伸（增大回转半颈），偷偷地解除克令的限位。但是忽略了下部的风筒护栏，致使吊臂下压护栏，造成吊臂折弯。

事后请船检和港方人员对该克令吊的所有限位功能做了校验，检查结果是该克令吊的限位工作正常。造成事故的原因系工人违章操作所致。

事故教训：

甲板值班人员除了日常巡视外，必须加强对工人操吊情况的巡视。对于工人违章操作必须坚决加以制止，防止设备被人为损坏。

若不能及时发现工人的违章操作而导致的设备损坏，港方当局极大可能不承担责任，从而导致修费和船期损失。因此在克令使用当中，值班人员应该加强对码头工人的监督，一旦发现违章操作应给预纠正及制止，杜绝事故发生。

111、CH 轮克令油泵损坏事故

克令型号：FHI 额定起重 25 吨 1983 年 11 月由 FUKUSHIMA JAPAN 厂制造

事故经过：

CH 轮在港卸货期间，No. 1 克令系统油温温升过高，塔内冒烟。操作工人见状离吊，船方迅速补油，致使克令急剧降温，油泵泵壳产生裂缝，严重漏泄。

事故原因：

该克令系统油的冷却系统，由独立的开关控制。开关分为“自动”和“手动”两档。置于自动时，油温传感器根据系统油的油温自动起停冷却风机；置于手动位置时，系统油的油温传感器不起作用，必须由人工手动按起停按钮。

上述发生故障的 No. 1 克令卸货运转期间，冷却控制开关置于“手动”位置，操作的工人没有启动冷却风机，使克令在运转中油温一直升高，高温先造成密封件损伤，系统油向外渗漏，使油量减少，直到冒烟。船方只担心发生克令“待时”责任，没有等克令自然降温后就进行补油，致使原来很热（冒烟）的泵壳突然受冷、急剧降温，产生裂缝、漏油。

事故教训：

1、机舱主管人员（三管轮和电机员）应该熟悉设备的安全保护设施和安全维护要领。在克令内部明显部位张贴安全操作说明，供使用者遵守。

2、作为使用者的甲板值班人员，应该懂得克令的安全操作方法，并能向装卸货操作的码头工人介绍、示范，并在值班中能注意监督和纠正工人的违章操作行为，确保甲板机械的安全使用。

112、BH 轮克令油泵损坏事故

型号：KHI & 5T 额定起重：25.4 t 1995 年 8 月 KAWASAKI 厂制造

事故经过：

BH 轮曾有两次在韩国港口卸货期间，未按操作程序起动克令（在很短时间内起动使用），造成克令油泵运转噪音很大，克令不能吊货。

事故原因：

BH 轮两次到韩国都是在寒冷的冬季，环境温度在零下 20 摄氏度。远洋船舶是能在全球航行，但船舶克令液压油很难做到冬季用油和夏季用油的经常更换，所以采用中间性能的液压油。

在寒冷气温下，克令液压油的粘度增大，且因航行停用较长一段时间。抵港后立即起动克令，强制油泵连续运转，会因液压油粘度大、流动性极差，加之滤器的强性滤阻，导致回油极少，甚至没有回油。所以，在一段时间内油泵的转子和配油盘因处于干磨而瞬间发热，转子与配油盘粘连，而电机过载保护在短时间内又不起作用。在电机大力矩的带动下，致使油泵内部转子和叶片与配油盘严重磨损而损坏，油泵因内漏不能建立正常（工作）压力，所以克令不能正常吊货，还产生很大的噪音。

事故教训：

1、主管人员（三管轮和电机员）要熟悉掌握液压克令的结构性能和安全维护要领；在克令内部明显部位张贴安全操作规程，供使用者遵守。

2、甲板值班人员作为使用者，应该熟悉克令的安全操作要领，严格执行克令冬季起动操作规程，确保克令安全运转。

注：冬季起动的正确步骤是：

- ▲ 按下起动按钮，3 秒钟后按下停止按钮。先让油泵空载运转很短时间；
- ▲ 一分钟后重复以上操作，反复起动 15~20 次以上，使系统液压油流动起来；
- ▲ 空载连续运行半小时以上时间，让油温逐步升高，以后才能
- ▲ 带负载运转，投入使用。

113、JSH 轮 No. 4 克令油马达损坏事故

克令型号：IHI 额定负荷 15 t **制造厂：**ISHI KAWAJIMA-MARIMA

事故经过：

2001 年 5 月 20 日，JSH 轮厂修期间，No. 4 克令油马达因内漏更换内部叶片、顶杆、摇臂、弹簧等易损部件，装复后试运行，钩头吊重无力且噪音很大。

将该轮油马达进厂解体拆检，发现油马达两侧配油盘端面严重磨损报废。

事故原因：

上次检修后组装时，顶杆没有安装到位，顶杆顶到叶片和摇臂之间。而油马达装复之前又没能检查到安装的这一错误情况。致使试运行中，油马达运转到内曲线低位时，油压将其中一个新装的顶杆折断，断块和弹簧掉出后，两段顶杆和弹簧在油马达内翻滚，导致两侧配油盘端面和转子严重划伤而报废。

事故教训：

组装油马达时，要依照精密设备的严格安装工艺要求操作。在组装中务必认真仔细，做到步步检查，确认（安装）无误后再往下进行。在装复之前，还必须再进行一次严格检查。

114、AQH 轮 No. 3 克令吊臂摔毁事故

克令型号：MHJ 额定负荷：25t 制造厂：MITSUBISHI

事故经过：

2001年2月8日AQH轮在国外港口卸货期间，No. 3克令吊臂钢丝突然拉断，吊臂失控摔坏。

事故原因：

经查吊臂钢丝的拉断处，位于克令塔楼顶部钢丝的生根处，此部位磨损较重、受力最大。由于生根部位年久缺乏保养，致使钢丝锈蚀、磨损严重，终于在吊重负荷大的情况下被拉断，造成吊臂摔落损坏。

事故教训：

加强对克令钢丝及相关设施的检查，认真做好各种日常维护保养工作。如：

- 1、船舶出航前要认真做好克令钢丝的防潮、防锈工作，对钢丝要彻底刷锈，正确涂油；
- 2、抵港装卸货使用前，更要认真检查钢丝的磨耗、断丝及锈蚀情况，发现问题要及时插接、调换；对磨耗大、有断丝以及锈蚀严重的钢丝，要及早换新。
- 3、坚决杜绝为应付检查，没有除锈就在机械上刷油漆，在钢丝表面大量涂油的不良做法。

115、SBS 轮 No. 3 克令滚筒损坏

事故经过：

2001年12月26日，SBS轮在张家港使用No.3克令卸货过程中，吊货滚筒丧失功能，操作不运转。打开检查，发现油马达功能正常，但齿轮损坏，连带滚轮端部滚针轴承损坏。

事故原因：

该轮每次装原木货时，工人粗暴操作现象严重。在对装入大舱内的原木进行整理时，工人经常采用拖、砸、槌击等方法，滚筒长期受异常震动的影响，致使滚筒内部齿轮松动，继而造成齿轮损坏。

事故教训：

按甲板机械的预防检修保养要求，定期检查吊货滚筒的磨损、锈蚀情况，及时做好除锈、补漆和对活动部件加油活络等维护保养工作，每半年对克令滚筒齿轮的啮合情况进行一次检查，发现异常及时纠正。

第六部分 其它设备

116、MH 轮和 SHH 轮舵轴承损坏事故

舵机型号：MH 轮：4AB225M6B3 电动液压撞杆式、半平衡舵 制造厂：RADEKONCAR

SHH 轮：RM21-070 电动液压撞杆式舵机 额定转矩为 70 千牛米，半平衡舵

1994 年由武汉船用机械厂制造

事故经过：

MH 轮：

MH 轮是 1977 年 9 月由南斯拉夫（3 MAY SHIPYARD RIJEKA）船厂建造的一艘 4 万吨散货船。1993 年 7 月初，MH 轮从美国某港返航韩国釜山港卸货，在离靠码头和航行途中，都曾经发现在操舵时，船艏有不同程度的震动和异常撞击响声。这种现象随着船速提高或操纵舵角越大，其震动和响声就越严重，尤其是船舶重载时。因此返航途中一直采用小舵角，小心翼翼操纵船舶维持到目的港。

MH 轮抵达釜山港后，船上组织人员进行舷外检查时，发现舵轴柄固定部位的船体钢板有多条大小不一的裂纹。电告公司技术部门后，在当地只做了临时性（烧焊）修理。

8 月上旬 MH 轮回到国内，由某船厂进行航修时，对舵机、舵叶等做了全面检查，发现舵轴的舵叶上轴承（复合材料）碎裂遗失，当时下轴承在水下无法看到。所以仅对上轴承进行临时修理：用表面镀白合金的钢质材料，加工成与轴承直颈相同的（两半）轴承，装上后维持使用，计划下次进坞时再做全面修理。

MH 轮开航后，在运行中舵机震动和响声仍然很大。尤其在大风大浪中操纵时，船体出现严重抖动。为此不得不在 8 月下旬进坞进行彻底修理。坞检时发现，舵轴上铜套裂纹损坏，舵轴下铜套损坏，舵轴上下轴承也均已损坏。

SHH 轮：

2000 年 10 月 13 日 SHH 轮在从青岛至香港的航行途中，下午驾驶台操舵时，发现舵角从 0° 经过 7° 左右位置时，在舵杆处发出的“咔!咔!”异常声响，在驾驶台都可以听到；而从满舵回到 0° 在经过 7° 左右位置时声响却正常，操舵在其它位置时工况和声响也都正常。检查舵机油泵工作电流、油压正常；在有异常声响时，舵杆微微向上跳动。

10 月 15 日 SHH 轮抵达香港，公司安技部门安排合兴船厂人员来船检查时，舵机液压系统工况正常，在码头试舵也无异常声响，但在舵柄转动滑块处测量舵杆有下沉；派潜水员对舵进行检查，外观也看不出舵有明显下沉，舵杆螺母在舵的里面，外用钢板封住，看不到是否松动。

SHH 轮 10 月 19 日 2300 抵青岛，卸空货后于 21 日 1300 进北海船厂修理。修理中发现舵杆轴承外圈已经碎裂成 3 块，换新轴承后恢复正常。

事故原因：

MH 轮：

MH 轮的营运航线一直是在美国装粮食（多经过密西西比河），回国内上海、天津、广州新港。这些港口航道吃水浅，船舶用车、操舵频繁，且空载时震动大。河底泥砂常常随车叶旋转被搅带上来，飞溅在舵叶上，进入舵上部轴承内，起到磨料作用。导致轴承间隙变大，而舵承间隙变大后就更容易进入并沉积泥砂，加剧轴承的磨损。过大的间隙导致操舵时产生“空动”和冲击力，而且船速越快，舵角越大冲击力越大。舵轴上轴承长期承受过大的负荷冲击，最终轴承损坏碎裂脱落，舵叶直接作用在舵轴的上下铜套上，又使铜套裂纹、损坏。8 月在国内航修因受条件限制，所用材质和间隙都达不到要求，故没能消除故障。

SHH 轮：

SHH 轮舵柱轴承是双向向心滚柱轴承（国产件型号为 300-3100GB286-64，进口件型号为 SKF23080）。

经查，1995 年 6 月 21 日该轮因发生上述同样问题（1995 年 6 月 25 日至 7 月 2 日进文冲船厂船坞，就地换新舵杆轴承和外壳（舵柱没拉出）。第二次 1996 年 12 月 28 日又二次进文冲厂船坞做彻底修理：拆掉整个舵机，将舵机间上层的冰库割洞，吊出舵杆进车间修理，舵杆轴承和舵杆布司换新。说明该舵机从出厂就存在舵系中心不正的缺陷，以至于在航行操舵时舵叶受力冲击，致使舵柱轴承损坏。

另外，国产的双向向心滚柱轴承的质量不如进口轴承质量可靠。

事故教训：

舵机是船舶关键设备，要按照体系文件中关键设备操作须知进行认真维护。

- 1、航行中值班人员不能忽视对舵机的检查和运动部件加注润滑油或油脂；
- 2、舵叶轴承材料特殊，如采用铁梨木（老龄船多为铁梨木），更要防止露出水面、没有润滑而损坏。因此船舶空载航行时，轮机长要提醒大副做好压载水的调拨，避免舵叶和螺旋桨长期露出水面，而引起意外机损事故发生。
- 3、在日常营运中，很难对舵机的舵轴、轴承及轴承套实施维修检查。所以船舶坞修期间，轮机长和大管轮要对水线下部件进行仔细检查，认真做好监修。对关键部件（舵轴承）间隙的检查测量，要亲自在场防止厂方工人有虚假、误报。如发现缺陷应彻底修复解决，不能为了节省船期和费用维持使用，或拖到下个特检期再解决。

117、STH 轮锚机刹车失灵，右锚和 11 节锚链丢失

锚机型号：C-59-15-MOT4（电动） 额定拉力 300 kN，单机起锚速度 6 米/分，锚链长度 275 米

事故经过：

STH 轮是 1973 年由南斯拉夫里耶卡船厂建造的一艘 7 万多吨的散货船。1997 年 12 月离美国新奥尔良港，12 月 26 日 1315 时抵英国 PORTBURY 港锚地。船长控制好船速，用对讲机指令船头的大副准备右锚、抛锚，大副听到命令，指挥木匠抛右锚。当右锚两节入水后，锚不吃力，木匠刹车时锚机刹车带两边挤出一条条刹车带碎片。因刹车带打滑、刹不住，发生了“哗!哗!”锚链快速下滑，火星四溅，响声惊人，右锚及 11 节锚链全部丢进海里。

事故原因：

该轮航修时更换的两台锚机刹车带，使用时间不长。从损坏的情况来看，与旧的刹车带相比，刹车带中缺少金属丝，强度较差，使用几次已有较大磨损，因未及时检查发现，致使这次抛锚时，刹不住，造成锚和锚链丢失。

事故教训：

注：根据“中远船舶检修、养护分工明细”规定，锚机刹车装置的养护负责人是木匠，检修负责人为大副。三管轮和电机员只分管锚机的动力装置。

1、木匠作为养护负责人应该：

- 在更换锚机刹车带前，要检查新刹车带的质量是否符合要求；
- 换上新刹车带后，要注意检查验收；
- 使用中要定期（每航次）检查刹车带的刹车性能。如刹车带收紧余量较小，应及时调整松紧度，满足刹车使用要求。

2、万吨以上吨位的船舶，起锚拉力是三节锚链重量加上锚的自身重量。船长选择锚地，要充分考虑水深情况，并要控制好船速。

118、TSH 和 TYH 两轮锚机和锚眼故障

故障情况：

TSH 轮和 TYH 轮，是韩国大宇造船厂于 1997 年 3 月和 5 月建造的两艘 17 万吨大型散货船。自接船投入营运以来，锚、锚机和锚眼频繁出现问题：

TSH 轮：

- 1997 年 7 月 24 日 No. 2 锚机油泵没有油压，保修换油泵；
- 1997 年 10 月 7 日在 SALDANHABAY 起锚时，左锚爪断裂；
- 1998 年 3 月在法国 FOS 港左锚机考必林断裂；
- 1998 年 5 月 13 日在 GIBRALTAR 更换左锚；
- 1998 年 6 月 27 日因锚机油泵频繁故障，保修厂家在高雄上船检查，更换 4 台改进型（锚机、绞缆机）油泵；
- 1998 年 11 月 27 日在澳大利亚起锚时右锚无力，将左锚油马达更换至右锚起锚。1998 年 12 月 25 日 LEHARVE，锚机制造厂家上船对锚机系统进行检查后，供船 2 套油马达配油轴整体。
- 1999 年 1 月 4 日绞缆机绞缆筒在绞缆中破损，2000 年在广州修船时修复；
- 2000 年 2 月 8~20 日，文冲船厂对左右锚眼进行加强，检查左右锚机，更换左锚机油马达配油轴；
- 2000 年 4 月 20 日，在英国 IMMINGHAM 港起锚时，右锚爪断裂；
- 2001 年 6 月 11 日在北仑港起锚时，左锚机无力、起锚困难。解体油马达发现内部塑料柱塞密封令磨损，换新。

TYH 轮：

- 1998 年 11 月 29 日锚机油泵柱塞式油泵柱塞球部碎裂，1999 年 3 月 19 日保修厂家上船将 4 只油泵更换成改进型油泵；
- 1999 年 12 月 12 日由澳大利亚至英国的航行途中，右锚链孔下方与船壳板开裂，海水进入前尖舱；
- 2000 年 3 月在山海关修船时，对左右锚眼进行加强；
- 2001 年 3 月 26 日在法国 DUNKIRK，起锚时左锚爪裂纹，更换备用锚；
- 2001 年 9 月 16 日右锚链孔与船壳板裂纹，在日本安排修理；
- 2001 年 12 月 3 日在北仑，左锚机绞锚无力，换用新油马达后正常（新油马达为 1998 年 11 月 28 日 TSH 轮在澳大利亚起锚时，油马达无力，为防止 TYH 轮出现类似故障而准备的）。换下的油马达委托上海黑格隆翻新后于 2002 年 1 月 20 日至 25 日在青岛送船做备用；
- 2002 年 3 月 6 日在北仑起锚时两只锚无力，委上海黑格隆上船检修，发现两只油马达活塞密封令磨损，更换后恢复；

● 2002年3月13日~27日，在山海关特检时，对两台锚机油马达拆检，更换油马达配油轴密封令。并订购两套油马达配油阀和3套活塞密封令送船备用；

● 2002年5月11日抵苏伊士运河抛锚，船长为了保险将左锚抛下后，即绞起，一切正常。但过河起锚时，按每节锚链不到4分钟的速度绞起，在锚离底时还绞不起，将右锚油马达配油轴换到左锚也不行。平时绞锚12 MPa即可，这次油压达到160~170 MPa还不行。解体油马达发现配油轴密封令和配油轴套都已磨损严重。

故障原因：

1、绞缆机油马达和锚机油马达是同一厂家，使用同一种液压油。绞缆机油马达从未发生过故障，而锚机油马达故障频繁。说明该种油马达承受高压能力太差。经与厂家交涉，锚机油泵全部换成改进型新油泵后得到解决；

2、油马达柱塞密封令为塑料令，配油轴5级活塞环密封，间隙小，要求的温度和油的清洁度高，运行中要确保油质纯净，冷却水常开。

3、锚眼漏水和锚爪断裂，是因为锚眼设计过大，船舶满载时离水面仅有0.5米。在航行中承受海浪拍击力过大所致；

4、锚眼与船壳板焊接工艺不良，是造成锚链孔与船壳板裂纹的主要原因；

5、锚在锚链孔中固定不好，受力震动，是锚爪裂纹，并在起锚中断裂的原因；

故障教训：

1. 对新造船舶各设备设施的设计、选型和配置时，要加强技术论证。注意充分考虑到海上运行条件多变的特点，适当增加动力设施的功率储备和提高构件的强度要求，以提升新造船的整体质量，确保船舶营运中的安全。

2. 船公司主管部门要将因设计缺陷引发的事故，及时通报同类型姊妹船，引以为戒，杜绝同类事故发生。

119、CHH 轮救生艇施放不当掉入海里

事故经过：

CHH 轮是一艘 3800 TEU 的全集装箱船，配置两艘全封闭救生艇。

1996 年 7 月 31 日，CHH 轮在地中海航行，下午 5 时左右组织救生演习。演习计划是将救生艇放到艇甲板悬挂，熟悉放艇程序后恢复原位。

演习时操纵者接到放左艇命令后，抬起重锤手柄，小艇徐徐下落。当放到艇甲板时却刹不住车！虽有一人上前帮助操纵者下压重锤手柄，仍未能刹住，小艇一直落到海面。其时，CHH 轮正以每小时 22.6 海里的航速航行，小艇落水后与大船之间有相对运动，小艇在水中摇晃、打横，巨大的拉力将艏艇架拉弯；艇架的钢丝拉断；艇架的钢丝缠绕卡阻在已拉弯的滑车上。驾驶台虽然马上采取了停车措施，但为时已晚，小艇在水中已与大船严重撞击，造成损坏。

3 小时后小艇被打捞回船，检查损坏情况如下：

- 1) 前后艇架拉弯，一根钢丝拉断，艇架固定架从根部断开；
- 2) 小艇艇艏中间裂 70 cm，漏水严重，龙骨板变形，驾驶舱室的顶部碎裂；
- 3) 艇门后上方破裂 20 cm，艇艏上边缘破裂 30 cm，艇内多处受损。

这次事故造成左舷吊艇架严重损坏，左舷全封闭救生艇报废。

事故原因：

1、CHH 轮出厂投入营运 28 个月，放艇演习不下于 10 次。虽然每次操作都能刹住车，但操作中存在一些问题：即操作者为了控制小艇下降速度，总是边放边刹。所以每放一次艇，刹车片就会磨损许多，多次放艇使刹车片磨薄、间隙增大，致使刹车效能降低、失效。

2、定期对刹车性能进行检查、调整不够。直到使用前还没注意到刹车重锤手柄的位置，已从 80 度下垂至水平 90 度的位置。

3、该轮放艇装置有三个释放地点：(a) 艇内释放；(b) 遥控地点释放；(c) 重锤手柄释放。来自遥控释放地点有一钢丝牵扯住手柄，当间隙调整不当、手柄在重锤作用下已移至水平位置，就被遥控操作的钢丝挂住，已不能继续下移，即摩擦片不能与刹车板进一步贴合，所以是无法刹住的。

事故教训：

- 1、放艇演习时的船舶航速，务必小于 5 海里/小时；
- 2、定期检查绞艇机的刹车装置，要确保操作灵活。平时保养不得将油漆刷在刹车推进螺牙上，防止不能推进致使刹车失灵；

3、放艇操作时，要高抬手柄，使摩擦片与刹车板脱离开。不能抬一点放一点，或在摩擦片与刹车板没有脱开的情况下，释放小艇。到达位置要马上放下重锤手柄，使其一下刹住。

4、每次收放艇结束，要注意：

（1）用挂钩及保险销、钢丝将艇固定后，应把绞车机的钢丝略微放松，避免钢丝过紧、过松。过紧在释放时会造成一个过速度，过松小艇自身重量会给松弛的钢丝造成冲击。

（2）检查重锤手柄的位置，使其处于刹住状态，手柄微微上翘成 80 度，而且再往下要有足够的移动距离，不能有物体卡阻。而遥控释放装置的钢丝，应该处于不绷紧的自然状态。如手柄位置不正确，可通过调整手柄和推进螺纹装置的角度来纠正。

120、XX 轮舵叶卡死造成船舶搁浅

事故经过：

XX 轮 1981 年建造，17119 总吨。装有国产 4 缸电动液压舵机，最大扭矩 65 吨·米。

1998 年 4 月 30 日，XX 轮由引水引航驶往 ANTWERP 港。当时阴天、和风，能见度良好。1953 时，航道中有一油轮对驶而来。该轮右前方为 No. 63 灯浮，引水员想让船舶远离 No. 63 灯浮，令左舵 20 度，水手正确执行了舵令，船向左偏动。随后引水发正舵命令，但执行中发现舵叶固定在左 20 度不动。停液压泵再重新启动无效（以前发生类似情况时，采取这个方法能回舵），转换应急舵同样无效，电话通知机舱。这时引水员发现船舶左转太快，又发出右舵 20 度、右满舵的指令，但无论水手如何操舵都没有作用，舵叶牢牢地固定在左舵 20 度。船长立即向引水员通报舵机失控的意外情况后，引水员立即停车、全速倒车。此时距离油轮已很近，而且在快速接近。1954 时，引水员用 VHF 通知油轮：本轮舵机失控！油轮迅即做出反映，大角度左转，在 XX 轮右侧相距 20~30 米处通过。1955 时 XX 轮搁浅在 No. 58 浮筒右侧，右倾 3.5 度，油轮也搁浅在 No. 63 浮筒附近。

当天 2038 时，在两条拖轮的协助下，油轮脱浅。次日 0655 时，在 7 条拖轮的协助下，XX 轮脱浅。这次搁浅造成 XX 轮 No. 3、4、5 压载水舱严重变形，其中 No. 4 压载水舱尤为严重。损失了两个多月的修期，及数百万美金修费，才恢复营运。

注：XX 轮舵效不正常，早就存在。这次搁浅之前，就存在以下情况：

- 外界环境相同，左右满舵的舵角不同；
- 操舵时，从右满舵到左满舵与从左满舵到右满舵所需的时间不同；
- 舵角在 20 度以下，驾驶台操舵的角度与舵叶实际角度基本一样。舵角在 20 度以上时，误差很大；
- 液压油泵在运行中，时常有巨大的噪音；而且
- 液压油泵的损坏较频繁；
- 航行中发生死舵时，往往重新启动液压油泵或更换液压油泵即可恢复操舵；
- 这次搁浅恢复营运后，仍旧出现过类似的舵失灵的险象。每次故障发生时，还是用重新启动油泵或更换另一台油泵的方法，恢复操舵。

事故原因：

1、1998 年 12 月 XX 轮坞修中对舵进行拆检，发现上舵承双排滚柱轴承的内、外圈已碎裂，双排滚柱严重变形及缺口，滚柱间的铜环也碎成小块。

2、由于上舵承滚柱轴承碎裂，造成推动舵叶转动所需的力矩增加。在小角度转动舵角时，舵机油泵还能承受；大角度转舵时，油泵因超负荷运转就会出现噪音大、速度慢、转不动的现象。同时，舵机油泵反复超负荷运转，致使内部机件损坏。

3、当碎裂的轴承内、外圈、支撑架以及损坏的滚柱卡嵌在运动部件表面，即舵叶就卡死在某一个位置，就造成舵机油泵液压系统内部压力过高，系统内安全阀开启、主油路旁通。就是重新启动油泵或是更换油泵也无能为力。即出现了“死舵”的问题。

事故教训：

隐患不除，早晚要酿成事故! XX 轮舵效不正常由来已久，终于酿成搁浅，事故损失巨大，教训深刻：

1、提高船员责任心，自觉钻研专业技术，提高科学管理（分析故障）的综合能力。出现过操舵故障（失灵）船舶的领导，要认真组织（甲板、轮机）相关人员进行全方位地分析排查。轮机员和电机员在检查电气控制系统和液压动力系统之后，早就该考虑到是船体外、水线下的舵叶转动受阻的问题。

2、水线下的舵叶装置营运中无法进行全面检查。在搁浅后长达两个多月的修理期间，应该利用船舶进坞的宝贵机会，拆检舵柱检查轴承等部件情况，全面查找“死舵”的原因，

3、公司机务部门要注意提高机务主管对船舶的技术跟踪管理和业务指导的水平。机务主管应掌握船舶主要设备（故障）缺陷情况，对营运中发生的大事件及时分析、总结，并对船舶进行有效的监督、指导。

4、加强安全意识。舵是船舶关键设备。对操舵时有过“死舵”的船舶，在没能找出真实原因、排除之前，应该停止营运!

121、DL 轮舵叶失落，船舶失控

舵机型号：RW-225/43 电动液压活塞式 额定转矩 43 千牛米，舵叶为半平衡舵

1983 年由 KAWASAKI HEAVY 厂制造

事故经过：

DL 轮是一艘全集装箱船舶，机舱在艏部。1999 年 2 月 21 日阴天，风力 7 级，DL 轮由上海驶往日本石垣港的航行途中。1450 时，船体艏部突然“轰！”的一声巨响，船体伴有巨大震动后，随即失去舵效，船舶失去控制。船长立即通知轮机长和电机员检查舵机的电气和机械部分，但未发现异常情况。再由水手长和二副放软梯下去检查，发现舵叶已丢失，船舶只能漂航待命。

21 日 1600 时公司指派 DF 轮拖带回上海港。25 日 1240 时 DL 轮被拖到长江口锚地，进港卸货后，21 日 2100 时进闵南船厂船坞检查修理。

注：该轮舵叶于 1996 年 5 月 16 日在蛇口友联厂做过拆检。1998 年 4 月 8 至 15 日在上海船厂白云山浮坞做过坞检，因舵承间隙在允许范围内，舵叶没拆，故没检查到固定螺母情况。即失去了一次检查的良机。

事故原因：

DL 轮整个舵叶失落丢失，在坞内检查看到船艏舵支架（板烟斗）完好；舵杆下部轴承铜套的后上部有一小块碎裂（可能是在舵叶最后失落时造成的），舵杆固定舵叶的螺母失落，其舵杆上的螺纹完好。

据以上现象分析，上次拆检舵叶装复时，舵杆上固定舵叶的螺母没有上紧；螺母防松脱的固定板焊接固定得不牢固。在航行中舵杆上固定舵叶的螺母随着舵叶的转动而逐步松动、松脱，导致整个舵叶下降，使舵叶前部（下轴承的上方）板（该板在拆检舵叶时需割下），在舵叶左右转动中撕裂脱开，致使舵叶失落。

事故教训：

舵叶处在水线以下，即便存在故障，在营运中也难以实施检查。只有坞修时，才能检查解决。所以只要船舶进坞，各种水线下设施（各海底门、各种探头、各放水塞、侧推器、螺旋桨和舵装置等）的主管船员，要认真对各自主管设施进行详细检查，如为厂修项目更要仔细验收，防止留下隐患。

122、XX 轮舵叶丢失事故

事故经过：

XX 轮是一艘总吨为 9683 吨的集装箱船舶，1984 年 12 月由国内某船厂建造。2001 年 3 月 16 日该轮离开码头 1.5 海里时，舵叶突然丢失，船舶失控，被迫拖回码头卸货，然后再拖往船厂修理。进修理厂检查发现：

- 舵杆锥体表面腐蚀磨损在 0.10~0.30 mm；
- 键槽底部尺寸为 71 mm，比原有宽度大 1 mm，顶部大 9 mm，键槽两侧外移凸起各为 2 mm 和 4 mm；从键槽内键的痕迹来看，键的位置明显下移约 15 mm 左右，相应键槽下缘下拓；外观键槽基本完整无缺损现象；
- 舵杆下端螺纹良好，最下端约两圈螺纹严重损坏；
- 测量上下舵承间隙，在正常范围之内；
- 舵销铜布司下移，内孔腐蚀严重；
- 舵销支承上平面无明显的磨痕、损坏迹象；
- 假舵情况良好，舵柄及固定螺母良好，未见松动及振动迹象。

事故原因：

根据对上述检查情况的分析，舵叶及键一起丢失的原因是：

上次舵叶安装时，舵叶和舵杆锥面接触面未达到规范要求，螺母未上紧或未保险妥，盘更密封性能差，渗入海水。由于海水腐蚀舵杆和舵叶锥型配合面产生间隙，在长时间使用中松动，导致螺帽松出，舵叶逐步下沉。舵叶上的安装工艺箱，因承受舵叶的重量而发生整体破裂，造成舵叶进一步下沉，最后脱出丢失。

事故教训：

舵叶装配存在缺陷，船员在营运中难以发现和纠正！所以在坞修拆装舵叶期间，要认真督查，仔细验收，防止留下隐患。

大副作为检修项目负责人（可请轮机长协助一道），加强对每道工序质量的监督检查和验收：

- 舵杆、舵叶锥型接触面的接触情况；
- 舵杆舵叶接合部的密封情况；
- 舵叶锁紧螺母上紧情况及螺母的保险情况等。

123、DHH 轮 No. 3 舱左舱盖失控脱轨事故

事故经过：

2002 年 1 月 17 日 0800, DHH 轮从西班牙 LAS PALMAS 港开航, 1500 船员自己洗舱开舱时, No. 3 货舱左舱盖失控脱轨, 四分之一的舱盖滑出弦外, 造成轨道部分变形, 一只滚轮破碎, 舱盖胶条部分变形损坏, 开舱轨道 STOP 装置一个撞飞、一个变形, 被脱轨滑出的舱盖压住的栏杆全部变形。

事故发生后, DHH 轮返回 LAS PALMAS, 委托监护代理联系当地厂家, 联系 CCS 验船师做损坏和修理检验。全部修理工作于 19 日 2343 结束后开航。

事故原因：

DHH 轮在航行中开舱时, 船舶左右摇晃, 最大摇摆角度达到左右 5 度, 超出舱盖设计允许的左右最大 3 度的极限 (纵倾 2 度)。晃动时产生的冲击负荷, 使开舱油马达有关接头焊接处脱开, 造成油马达失控, 舱盖在轨道上左右自由滑动, 最后撞掉 STOP 并滑出弦外, 卡死在两开舱轨道之间。

事故教训：

- 1、船东应注意教育船舶领导掌握好“安全和效益”的辨证关系。船舶领导要牢记自己肩负的对船东负责和对广大船员生命、公司财产负责的一致性。
- 2、强化、提高船舶领导班子的安全意识, 是杜绝违章指挥、违章操作, 确保船舶安全生产的首要因素。
- 3、船舶摇摆接近安全极限, 严禁开启舱盖!

124、TL 轮丢锚事故

事故经过：

TL 轮于 2002 年 7 月 25 日 2300 自南通姚港起锚开航后，至 2349 时，全船突然失电，主机停车。船上紧急抛下左锚，由于船速太快导致左锚丢失。随后船上再抛右锚将船稳住。

事故原因：

1、开航前备车放残水不充分，轻油日用柜中有水，使运行中的副机停车、断电，主机停车，造成危险局面。

2、在船速快、惯性大的情况下紧急抛锚，造成锚链断裂，左锚丢失。

事故教训：

1、加强值班船员的责任心，严格执行操作规程中各项规定，认真做好备车规定的各项工作。

2、船舶进出港出现突发情况，船长要头脑冷静，沉着应对，及时提醒在船引水采取严谨措施，确保船舶安全。

125、DQH 轮空调压缩机活塞连杆损坏事故

空调压缩机型号：SABROE VMX 113S 制冷量 119540 大卡/小时

事故经过：

1999年3月27日1135，DQH轮航行于南海。机工长带领机工对空调压缩机进行常规检修，拆卸压缩机缸盖，检查阀片及弹簧，同时检查轴瓦。装复后试运行有故障不能工作。再次拆卸缸盖，但此时因电源未断开，导致压缩机自动起动，造成两只活塞、连杆、吸入滤器损坏。

事故原因：

检修人员未按照安全规程操作，第二次拆检前没有切断电源，是一起违章操作引发的事故。

事故教训：

- 1、船员在检修机械设备期间，始终要精神集中，严格按照说明书规定的安全规程操作；
- 2、部门领导在安排工作的同时，要强调安全条例及应注意的事项。参与检修的工作人员要注意相互间的协作配合。

第七部分 燃润油

126、KJH 轮水泥漏入燃油舱事故

主机型号：SULZER 6RTA58 8640PS 100 r/min 1985 年建造

事故经过：

KJH 轮是载货量为23536 吨的散装船，营运在中美航线。2000 年6 月21 日，KJH 轮满载散装水泥从中国开往美国。0900 时，值班人员发现主机转速由正常的88 r/min 下降到82r/min；No. 1 缸高压油泵安全阀严重漏油。此时主机使用No. 2 重油舱的燃油。因该轮清洗分油机时，曾发现燃油有大量泥状垃圾，就怀疑油质不良，改用No. 3 燃油舱的燃油。但主机仍然无法恢复到原来的转速。1400 时轮机长决定停车，更换No. 3 缸高压油泵安全阀，并将沉淀柜燃油放回No. 2 重油舱。换毕再次起车，主机仍然达不到原来的转速；再换用轻油，效果也不理想。1630 时主机自动停车，重新启动主机几次，都没有启动起来。

轮机部立即着手检查燃油系统：主机高压油泵动作良好；拆检主机油头、泵压试验，18只油头中有6 只正常，其余No. 1 缸1 只油头卡死在关闭位置；No. 2 缸1 只油头油嘴严重烧毁；另外4 只缸的油头都有回油严重的问题。

事故原因：

1. 根据拆检主机油头（这批油头刚刚换过、仅使用4 天时间）所发现的问题，对燃油质量产生置疑。再拆检燃油滤器发现燃油粘稠成泥状。拆解分油机，分离筒内有硬质水泥状泥渣，大家怀疑货舱的散装水泥混入燃油舱。测量No. 1、2 燃油舱，发现测量管内有大量粉状水泥，测量尺测不到油位！由此，确定水泥混进燃油舱内，进入主机燃油系统！

2. 该轮No. 3 货舱是可压水舱，位于No. 3 货舱内的No. 1、2 燃油舱的测量管，因受海水腐蚀，在靠近舱壁一侧的管路上，已经布满洞穿的孔洞。装在No. 3 货舱内的水泥，从这些洞孔进入测量管，再进入燃油舱。

事故教训：

KJH 轮因燃油舱混入水泥，致使航行中的主机工况恶化到不能运行。为此船员在船舶漂航中做了大量的抢修工作，才得以脱离危险，恢复航行，代价巨大。

教训深刻：

- 1、加强散货船舶经过货舱的各透气管、测量管的检查、保养，发现损坏要及时修复；
- 2、船舶航行中，要定期清洗检查燃油滤器和燃油分油机，如发现垃圾、沉淀物过多，要及时查明原因，及早采取防范措施，确保主机安全运转。

127、NCH 轮主机系统油污染事故

主机型号：MAN B&W 6S50 MCE

事故经过：

2000年7月2日，NCH轮在西非BATA进港备车航行中，轮机人员清洗主海底门低位滤器。在检查确认滤器前后阀门是否关严时，由于滤器顶部放气考克脏堵，无水冲出，船员就误认为滤器前后阀门已经关严，就着手打开滤器压盖的固定螺栓，当剩下最后几个螺栓时，高压海水冲开垫床喷了出来，瞬时海水充满整个机舱舱底。全体机舱人员都下到机舱抢险：三管轮排舱底水，大管轮带人将进出口阀关严。虽然海水流量得以控制，但终究为时过晚，机舱舱底水已淹没机舱尾部的花铁板。

值班人员检查发现主机循环油柜油位上升，从各缸回流观察镜看到滑油呈乳白色，整个主机系统滑油已全部乳化。

这次事故直接经济损失：主机循环油柜内8000升滑油全部报废，折合人民币8.8万元；间接损失为临时紧急联系所有油公司，购买滑油比正常供应价格高出65%，折合人民币2万元。

事故原因：

船员拆洗海底门滤器前，没能关闭海水来源，致使舷外海水瞬间大量注入机舱后，自主机曲轴输出端进入主机，造成主机系统的滑油被污染报废。

事故教训：

- 1、拆洗海底门滤器之前，必须事先完全隔断舷外海水。检修人员要精神集中，密切相互配合；
- 2、大管轮在安排工作任务时，要强调工作中的安全注意事项。

128、QZH 轮主机系统油乳化事故

主机型号：MAN B&W 6S70 MCE

事故经过：

2002年11月某日，QZH轮航行中，机舱值班人员发现主机循环油柜油位上升，立即报告轮机长和大管轮。轮机长和大管轮下机舱检查，主机运行参数无明显变化，航行中船舶吃水差也没有做任何调整、变化。但从活塞回油观察镜看到的滑油呈灰褐色，还夹有气泡。轮机长通知驾驶室减速、停车后，检查发现主机系统滑油已经污染乳化。

主机系统的14000升滑油全部报废，折合人民币154000元。

事故原因：

为确定主机滑油污染乳化的原因，QZH轮船员系统地检查了主机曲拐箱内部滑油、机油分油机、机油冷却器以及花铁板下与机油系统相关的各个管路接头。经过反复排查，最后发现主机曲拐箱通往主机循环柜的油流通道，与主机底座连接处的垫床破裂，机舱舱底污水由此处掺入主机循环油柜，造成滑油污染乳化。

事故教训：

- 1、因超长行程（冲程与缸径比大于3）的主机运行中震动较严重，要严格按照说明书的规定定期检查主机贯穿螺栓、地脚螺栓松紧情况及侧向支撑的扭矩变化情况；
- 2、定期检查机舱花铁板下主机循环油柜的道门、主机曲拐箱油底壳去循环油柜的连接接头处的垫床（或橡胶接头）的密封情况；
- 3、对于无人值班的机舱，要确保舱底污水井高位警报的正常工作性能。

第八部分 火灾、污染

129、THH 轮机舱火灾事故

船舶概况：船长 189.94 米；船宽 32.2 米；型深 16.6 米；载重 47377 吨

主机型号：B&W 6L67 MCE **副机型号：**WARTSILA 6R22/26

出厂日期：1991 年 7 月

事故经过：

2000 年 4 月 28 日，THH 轮第 53 航次从南非德班港开往伊丽莎白港装货。

0548 时，副机燃油压力低报警，约 30 秒后火警警报叫，显示机舱 No. 1 副机顶部及排烟管着火。0549 时机舱报告驾驶室，船位显示南纬 33° 46′ 7、东经 026° 47′ 2；随即驾驶室发出火警警报，并向全船广播了机舱着火的消息。

● 0553 时，副机跳电、主机停车；

● 0554 时船长命令机舱人员撤离，机舱风、油应急切断，关闭通风装置；

● 0557 时，在确认机舱人员全部撤离后，向机舱释放二氧化碳，同时起动应急救火泵向烟囱及机舱风机层的舱壁喷淋降温。

● 0600 时，108 瓶二氧化碳释放完毕。

● 0630~0638 和 0650~0657 进行两次探火，确认火情全部熄灭后，打开天窗、机舱门进行自然通风，清理现场。

● 0830 时，起动副机供电，1125 时，起动主机复航。

这次火灾损坏情况：

1、No. 1、2 发电机主电缆、控制电缆、保护系统电缆、报警装置电缆烧损；发电机输出主电缆外层有碳化物溢出；No. 3 发电机主电缆局部也有碳化物流出。焚烧炉、机舱风机、机舱天车电缆等烧毁；

2、No. 1 副机调速器、透平增压器和副机一套液压工具全部烧毁，燃油滤器螺栓断裂，副机机旁仪表板烧毁，副机安全保护装置、自动调节装置、预润滑油泵等烧毁；

3、No. 1、2 副机各压力、温度传感器及发送器烧毁；

4、副机上方的照明电缆、插座、开关及三个火警探测器烧毁。事故发生后，公司派员随船指导船员自己修复，没有船期损失，损失备件费 40 万元人民币。

事故原因：

4 月 26 日 THH 轮离德班港，空船开航后，遭遇恶劣天气，风力 8~9 级，船舶剧烈颠簸，震动严重，使 No. 1 副机燃油滤器的紧固螺栓（材质强度有限）断裂，燃油喷溅到透平及排烟管上引发火灾。

事故教训：

1、清洗拆装滤器时，要按说明书的规定要求上紧螺栓。发现漏油要认真检查密封面及垫床，不可采用加大收紧力的办法除漏。一旦发现使用中的螺栓存在缺陷，应及时更换。

2、定期检查副机排烟管等高温部件的隔热包扎和遮挡板情况，如有缺陷要及时修复纠正。

3、加强对船员的安全教育，提高安全意识。船舶航行在狭窄水道，或遭遇恶劣天气期间，机舱要加强值班，当值人员要认真巡视检查，发现问题及时处理。

4、加强对船员的心理素质锻炼与技能培训，提高船员的应变处事能力。

130、XX 轮主机高压油泵故障引起的火情

主机型号：9PC2-6L 4706 kW

事故经过：

XX 轮是 1985 年 7 月由日本建造的一艘集装箱船舶。2001 年 6 月 29 日 1930 时离港，2200 左右由港速转为海上速度，开始正常航行。2258 时，值班轮机员发现主机缸头层排烟管起火，经船员奋力抢救将火扑灭。

事故原因：

主机 No. 5 缸高压油泵由厂方拆检后，装复时套筒的定位螺丝未按规定力矩上紧，也未按说明书的要求用铁丝进行保险。开航后数小时后，该定位螺丝因主机运转中的震动而松脱，致使高压燃油从螺丝孔喷出，溅到主机排烟管上，燃油在排烟管高温作用下而燃烧。

事故教训：

- 1、拆检高压油泵后，要严格按照说明书规定的要求进行装配；
- 2、交厂方施工的航修工程项目，船上主管人员要认真监修和验收。在投入、使用初期，要加强现场跟踪检查。

131、GZH 轮机舱火灾事故

副机型号：WARTSILA 4R22/26

事故经过：

GZH 轮为上海沪东造船厂 1994 年建造的散货船，机舱为无人机舱。

2001 年 3 月 27 日，该轮第 52 航次自日本开往澳大利亚的航行途中，030501 时，机舱火警警报，030531 时，单机运行的 No. 2 副机缸套冷却水高温报警，随即跳电，主机停车。0325 时，探火员报告认定是副机处所失火，0333 释放二氧化碳，0447 时，探火认定火已经完全熄灭。事后检查确认 No. 2 和 No. 3 副机被烧坏。这次火灾损失情况：

1、No. 2 副机：起停控制箱、预润滑油泵起动机箱烧毁；各传感器、压力开关、温度开关、安全闭锁和导线烧毁；预润滑油泵马达烧坏；淡水管橡皮膨胀接头 4 只烧毁；起动机及空气管损坏；缸头盖罩两只烧毁；机体后部减振橡皮块烧毁。

2、No. 3 副机：仪表板仪表和导线烧毁；预润滑油泵马达损坏；透平进气壳内油毡烧毁，透平转子卡住；透平转速传感器和增压空气压力继电器及导线烧毁；机旁起动机电磁阀开关和导线烧毁；冷却淡水温度传感器、温度开关及导线烧毁；缸头盖罩一只烧毁。

3、其它：副机处照明灯具和导线全部烧毁；副机处火警探头烧毁；副机地板和顶板 10 平方米变形，墙壁大面积油漆脱落，机舱墙壁、设备均被烟雾熏黑；发电机主电缆、负载电源电缆、信号传输电缆损坏，大量黑色胶质溢出，有些地方已烧断或绝缘层炭化。

事故后公司派出技术人员随船组织船员自修，没有耽误船期，但仍损失金额 153 万人民币。

事故原因：

2001 年 4 月 22 日，公司调查组在上海宝钢厂登 GZH 轮对事故展开调查。通过现场勘察、查阅相关记录及询问有关船员，对事故原因认定如下：

1、No. 2 副机 No. 4 缸高压油泵进口管与燃油总管连接处的法兰焊缝边缘处的管材断裂。

2、因该机型副机高压油泵的公用整体遮蔽盖板，搭在各缸头平面上，不能完全封闭。油管爆裂后喷出的油雾，大多数被盖板、壳体和缸头挡在高压油泵槽中，有少数通过盖板和缸头缝隙，溅落到透平和排烟管上，燃油通过隔热层的缝隙流到高温的排烟管上被引燃，继而有带火的油滴落在、并点燃了副机下部的起动机的一段软管，软管烧透后，放出的高压空气助长了火势的蔓延。

3、油管的断裂是因质量存在问题——通过天津大学材料研究所检验确认，高压油管的焊接工艺不当，造成焊缝区过热，使金属结晶体发生变化，强度减弱，长期经受震动而疲劳，产生裂纹断裂。

事故教训：

- 1、注意定期检查副机底座减振橡皮，测量其厚度保证其有效性；
- 2、对四缸机型副机的平衡轴，定期检查，保持其良好的二次震动平衡效果；
- 3、对质量存在问题的管路，使用前对焊口进行圆角过度、抛光处理以消除应力集中的隐患；
- 4、对该机型副机高压油泵的挡油遮蔽盖板进行改造，防止油管泄露时燃油喷到排烟管上；
- 5、保证漏油警报处于良好状态。

132、XM 轮污染事故

事故经过：

XM 轮是 1975 年 1 月 1 日由原西德瓦诺造船厂建造的老龄船。

1998 年 2 月 10 日 1500 时，XM 轮靠妥上海关港码头。2000 时，发现舷梯处有燃油气味，立即到机舱检查，确认机舱没有进行排污水操作，也没有进行油类作业。当时码头还停靠有另外 3 条船。

● 1998 年 2 月 11 日上午，代理告知船长有人举报你轮船边有油，机舱又对机舱进行了彻底检查，一切正常。

● 0900 时关港港监来船，从舱底水取样带走；

● 2 月 12 日 0900 时，港监一位科长登船对轮机日志、车钟记录簿及油类记录簿进行检查。提出油类记录簿不符合要求（油轮使用的），记载上有问题：No. 45 油渣柜满后驳至 No. 31A 柜沉淀柜时没有记录油量是多少。并将油类记录簿拿走。

● 2 月 13 日 0900 时，港监人员再次登船，要求船长写一份委托书，将油类记录簿复印后交还船上。

● 1998 年 3 月 4 日，公司接到上海港监通知后派员赴上海港，在上海办事处的协助下调查取证。因没有可靠证据说服港监，最终上海港监认定 XM 轮有污染行为。

事故原因：

1、轮机长对防污认识不足，业务不熟。使用供油轮用的《油类记录簿》，且记载不正规，在报告中对事件的陈述不准确，也没有证据说明自己的清白。

2、船长对污染事件的处置缺乏经验，当船员发现江面有油时，只是检查自己船舶有无排污操作，而没有及时向当地港监报告。

3、船长在港监三番五次登轮调查的情况下，还不向公司报告。使公司在接到港监通知，处理此事时，极为被动。

事故教训：

1、轮机长要严格按照港监的规定要求，认真填写《油类记录簿》。尤其是《油类记录簿》中 C11.1 一栏（油渣保存情况），必须填报清楚，它是证明自己不是污染肇事船舶的主要依据。

2、无论是自己船造成污染还是它轮污染，船长都要报告港监。如果有证据表明是它轮污染，船长应及时写出《我轮被污染损害索赔》的海事声明。

133、HSH 轮污染事故

船舶概况：1985 年 5 月上海沪东船厂建造 载重 70000 吨

主机 MAN B&W 5S60 MC 功率 9000 kW

事故经过：

2000 年 5 月 24 日，HSH 轮离开荷兰港口。约 0300 时，燃油溢流柜高位报警。检查发现主机燃油自清滤器在自清时，因泄放阀没有关严而向燃油溢流柜跑油。船员随即转换滤器，关闭有关阀门，制止跑油。但机舱舱底有一半面积及主机四周、主机下部污水井都已被燃油严重污染，机舱后部污水井也有燃油进入。

为了迎接第二天的 PSC 检查，船员对机舱的油污进行了清理。但因时间紧，后污水井的油污没有完全清理干净。

5 月 25 日 1540 时开始使用 No. 2 通用泵排艏尖舱压载水。1700 时，甲板值班水手和驾驶员发现排出的水中有油，立即通知三管轮停泵。机舱人员在检查管系阀门时发现通用泵管系通往机舱后污水井的腰节阀有漏泄问题。为防止再次污染，船员紧急封死该阀，并把所有被污染的管系拆下，进行清洁。

按照《油污应变部署表》要求，船长通知租家代理上船，并通过代理向当地主管当局报告这一不幸事件，同时通知中远驻汉堡代表处并向公司汇报。

2000 时，P&I 验船师及港口调查人员上船，船上轮机长和三管轮把事故前后经过，详细地向检查官做了汇报。检查官经过认真核查后，确认了船上对事故的分析结果和所采取的措施属实。按照该国规定对 HSH 轮罚款 3624.77 马克（折合人民币 13411.6 元）；清除费 23000 马克（折合人民币 85100 元）。

事故原因：

1、通用泵连通机舱污水井的腰节阀，阀面有轻微不平，造成轻微漏泄。漏泄的油集结在管路和阀的死角处，当集结到一定程度时被水带出舷外。

2、通用泵处机舱海水阀及污水阀标识不清，无禁止排污警示牌。容易在排压载水时，错开污水阀，造成污染。

事故教训：

- 1、机舱污水排放管路上的有关阀门，必须设置为经过油水分离器处理的状态；
- 2、通用泵连通污水系统的阀门，要用规定油漆标识清楚，并悬挂“严禁排污水”的警示牌；
- 3、加强对各油污、水柜的管理，（经常测量，及时转驳，避免满溢，污染舱底。）保持舱底清洁。

134、JZH 轮油水分离器事故

船舶概况：1979 年 3 月由日本三原幸阳造船公司建造

主机 B&W 7L67GF 功率 9630 kW；

油水分离器型号：UST-30N 油份计型号：FOCAS-1500A

事故经过：

1999 年 4 月 21 日，1135~1315，韩国光洋港水警到 JZH 轮进行针对性的防污检查。JZH 轮被检查的油水分离器无明显缺陷。随后，检查官强行要求将油水分离器的出海管路拆下检查，发现污水排出管内壁有油迹。为此，JZH 轮被罚款 3 万元人民币。

事故原因：

JZH 轮返回国内后，公司派员登船现场调查，仔细分析了船上的事故报告和在外洋港警察检查的报告，询问了轮机长、三管轮等相关人员，并对油水分离器进行仔细检查和试验。结论是油水分离器无任何异常，警报正常。

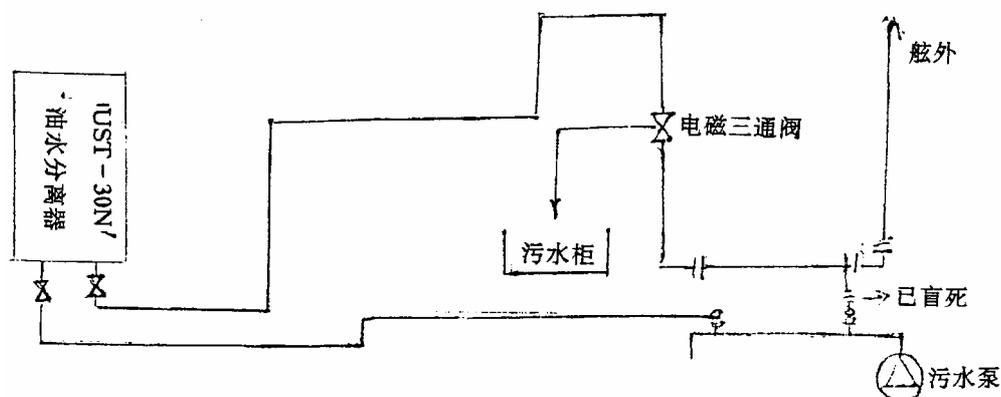
根据该轮污水管系（参看简图），理论上三种可能性可使污水排出管管内壁有油迹：

- 1、另有与污水出海管路旁通的污水管路，现已用盲板封死。
- 2、强行提起控制排放的电磁三通阀，不通过 15 ppm 报警器排污。
- 3、污水排出管管内壁的污物乃年久积累。

通过操作试验，否定第 2 条；再现场查验旁通管路盲板及法兰连接螺栓现状，根本无松动迹象，也可以否定第 1 条；现场查验污水排出管管内壁的油迹，只能是第 3 条原因所致。

事故教训：

- 1、对韩国防污专项检查准备不足，处理突发事件缺乏经验；
- 2、船员英语表述能力差，不能与检查官进行有效的交流、沟通；
- 3、根据 MARPOL 73/78 防污公约要求，船上应将污水泵直接通海的管路，做永久性封死，即用电焊焊死。



远洋船舶机损事故汇编（1993-2003）事故统计分析

一、总体分析

种类	事故数	比例 (%)
主机	58	43.3
副机	36	26.9
发电机	7	5.2
锅炉	7	5.2
起重机械	7	5.2
其他设备	10	7.5
润滑油	3	2.2
火灾污染	6	4.5
事故总数	134	100%

二、主机事故情况

编 码	损 坏 部 位	损 伤 情 况	事 故 次 数						故障 比例 %
			A(1-13)	B(14-16)	C(17-49)	D(50)	E(51-58)	小 计	
			SULZER	MAN	MAN B&W	其它机型	中速机		
1	活塞	令槽顶部烧蚀，被气阀打坏，头裙分离	3	1	5		3	12	15.18
2	活塞环	断裂	2		2			4	5.57
3	活塞杆填料函	碎裂			1			1	1.25
4	活塞伸缩管	断裂		1				1	1.25
5	气缸套	过度磨损、裂纹	4		6		2	12	15.18
6	气缸盖	打坏、裂纹		1	2		1	4	5.57
7	排气阀	断裂、烧蚀，阀头翻修材料脱落；驱动管漏油使阀不能全开，或关闭不严		1	4		3	8	10.1
8	高压油泵	定时失调，柱塞咬死	2		1			3	3.8
9	凸轮轴	断裂；传动齿动损坏			1		1	2	2.5
10	燃油凸轮	凸轮磨损，滚轮撞碎，拨叉杆损坏	1		2			3	3.8
11	排气凸轮	移位 25 度			1			1	1.25
12	链条装置	链条断裂，张紧调节螺杆断裂	1		2			3	3.8
13	十字头导板	固定螺栓断，滑块侧板折断			1			1	1.25
14	十字头滑油泵	柱塞咬死损坏			1			1	1.25
15	曲轴	红套移位			2			2	2.5

16	曲柄销及轴承	销表面拉痕，轴承过度磨损			1		1	2	2.5
17	主轴承	脱铅			1		1	2	2.5
18	中间轴承	烧毁			1			1	1.25
19	缸头螺栓	连根拔起			1			1	1.25
20	连杆螺栓	断裂					2	2	2.5
21	操纵系统	转车机连锁阀阀芯卡死在半开启状态				1		1	1.25
22	换向机构	分配器传动轴凸轮松动移位			1			1	1.25
23	减速齿轮箱	轴承损坏					1	1	1.25
24	机油系统	循环柜油位底，油泵抽空	1					1	1.25
25	扫气箱爆炸	扫气档板损坏、空冷器损坏	1					1	1.25
26	空冷器	脏堵；水管漏水	1		1			2	2.5
27	透平	轴承磨损；转子变形断裂；叶轮碎裂	1	1	4			6	7.6
汇 总 统 计			17	5	41	1	15	79	
各机型所占比例			21.5%	6.0%	51.9%	1.3%	19.3%		

说明：

- 1、因同一个事故，往往不是只损坏一处机件，所以同一艘船舶事故常常会出现在几个项目内。
- 2、各类机型事故及各种损坏的百分比，是用 79 项次为分母计算出来的。

三、副机事故情况

编 码	损 坏 部 位	损 伤 情 况	事 故 次 数					小 计	各种故障 所占比例 %
			A(59)	B(60-70)	C(71-73)	D(74-84)	E(85-94)		
			MAN B&W	DAIHATSU	MAK	WARTSILAR	其它机型		
1	机架, 机座, 缸套, 活塞	伸腿, 道门报废; 机架机座裂洞; 连杆变形; 缸套、活塞、轴曲柄销打伤; 飞轮螺栓断损等	1	4		5	1	11	11%
2	发电机	飞车, 飞轮与发电机连接螺栓断裂; 转子与定子擦碰损伤; 主轴承连杆轴承损伤		1		1	2	4	4%
3	失去动力	跳电, 跳电后处置不当, 船舶丧失动力		2	1			3	3%
4	机架, 缸套, 活塞, 连杆	水击, 连杆弯曲, 机架裂损报废, 缸套、活塞破裂					1	1	1%
5	活塞、活塞环	异常磨损; 被气阀打坏		1	3	5	1	10	10%
6	活塞销、销承				2	3		5	5%
7	缸套	异常磨损, (裂纹)		1	3	5	1	10	10%
8	气缸套	打坏、裂纹				1		1	1%
9	进、排气阀	因伸腿打坏; 或疲劳断裂掉入气缸				4		4	4%
10	高压油管破	机舱起火				1		1	1%
11	透平	叶片擦碰磨损, 转子弯曲报废		1		2		3	3%
12	凸轮轴	凸轮、滚轮严重损伤变形				1		1	1%

13	油压低起动	所有轴承损伤			1			1	1%
14	曲轴	轴颈部位表面磨伤；断裂；报废			3	2	1	6	6%
15	曲柄销、轴承	销表面拉痕，轴承过度磨损		1	3	4	4	12	12%
16	主轴颈、轴承	轴颈表面磨损、轴承烧熔、脱铅损坏		1	3		5	9	9%
17	机座	因主轴承座损坏而更换，收口变形		2	3	2	1	8	8%
18	平衡轴	轴及轴瓦损坏；下轴承座及支撑处裂损				2		2	2%
19	油底壳					5		5	5%
20	自带机油泵	主动轴断裂；齿轮齿牙断损					1	1	1%
21	机油压力低	曲柄销表面拉毛、轴承脱铅					1	1	1%
22	起动困难	控制阀阀芯卡死					1	1	1%
汇总统计 各种机型事故所占比例			1%	14%	22%	43%	20%	100	

说明：

- 1、36 篇副机事故文章中，有 3 篇是两艘船；有 1 篇涉及 3 台副机，故有 42 台次。
- 2、上面表格把事故损坏部件分类登录在内，总计 100 项次。
- 3、因同一个事故，往往不是只损坏一处机件，所以同一个编号常常会出现在几个项目内。
- 4、各类机型事故及各种损坏的百分比，是用 100 项次为分母计算出来的。

四、其它设备事故情况统计

编 码	损坏部位	损坏情况	事故次数							各种 故障 比例	
			舵机系统		锚机系统		吊艇机	舱盖	空调 压缩机		小 计
			油马达	舵装置	油马达	锚装置					
1	舵承	舵承磨损后间隙变大，长期承受冲击，最终轴承碎裂脱落，舵叶直接作用在舵轴的上下铜套上，又使铜套裂纹、损坏。		2						2	13.3
2	锚	航修更换的刹车带质量差（缺少金属丝），抛锚时刹不住，锚和锚链丢失。				1				1	6.67
3	锚链孔	锚眼设计过大，与船壳板焊接工艺不良，锚链孔与船壳板裂纹。				1				1	6.67
4	锚	锚在锚链孔中固定不到位，震动造成锚爪裂纹，起锚中断裂。				1				1	6.67
5	轴套	油马达配油轴密封令和配油轴套磨损严重，起锚无力。			1					1	6.67
6	柱塞	柱塞式油泵柱塞球部碎裂，无法起锚。			1					1	6.67
7	救生艇	刹车片磨薄，间隙调整不当，放艇时救生艇摔进海里损坏。					1			1	6.67
8	船舶失控	上舵承轴承碎裂，舵叶卡死，大舵角时油泵内部压力过高安全阀开启、主油路旁通，出现“死舵”。船舶失控搁浅；油泵反复超负荷内部机件损坏。	1	1						2	13.3
9	舵	舵杆上固定舵叶的螺母松脱、舵叶下降，转舵中舵叶失落。		2						2	13.3

10	舱盖	航行中开舱，船舶左右摇晃产生冲击负荷，舱盖失控脱轨滑出弦外，造成轨道变形、滚轮破碎、胶条损坏；甲板护栏压变形。						1		1	6.67
11	锚	航行中副机跳电主机停车，紧急抛锚，因船速太快左锚丢失。				1				1	6.67
12	压缩机	检修后试车有故障，二次拆检前没切断电源。压缩机自动起动，造成机损。							1	1	6.67
汇 总			1	5	2	4	1	1	1	15	
各种设备事故比例			6.67	33.3	13.3	26.67	6.67	6.67	6.67		

说明：

- 1、统计表内的事事故船为 12 艘；
- 2、因一个事故，往往不是只损坏一处机件，所以同一艘船常常会出现在几个项目内，损坏为 15 项次；
- 3、各类机型事故及各种损坏的百分比，是用 15 项次为分母计算出来的。

五、发电机事故情况统计

编 码	事故损坏情况	事 故 次 数					各种故障 所占比例
		主发电机	应急发电机	轴带发电机	配电板	小计	
1	定子烧毁			1		1	12.5%
2	励磁线圈绕组烧损	1				1	12.5%
3	进水短路烧毁	2				2	25%
4	一组输出线接地烧断	1				1	12.5%
5	主开关三相插入接头松动，配电板发热起火				1	1	12.5%
6	轴承过度磨损，转子下沉，“扫膛”损伤	1				1	12.5%
7	应急发电机冷却风门没开，高温咬死停车		1			1	12.5%
汇 总		5	1	1	1	8	
各 类 设 备 事 故 比 例		62.5%	12.5%	12.5%	12.5%		

说明：

- 1、因一个事故，往往不是只损坏一处机件，故为 8 项次。
- 2、各类机型事故及各种损坏的百分比，是用 8 项次为分母计算出来的。

六、锅炉事故情况统计

编 码	事故损坏情况	事 故 次 数				各种故障所占比例
		废气锅炉	辅锅炉	组合锅炉	小计	
1	烧塌	3	2		5	71.4%
2	水管裂漏			1	1	14.3%
3	爆然，烧伤人员		1		1	14.3%
汇 总		3	3	1	7	
各类设备事故比例		42.9%	42.9%	14.3%		

说明：各类机型事故及各种损坏的百分比，是用7项次为分母计算出来的。

七、起重机械事故情况统计

编 码	损 坏 情 况	事故次数				各种故障比例
		起货机	液压克令		小计 (次)	
			油 马 达	滚 筒		
1	吊杆调整夹角过大，吊杆稳索钢缆断裂	1	1		1	14.3%
2	人为解除限位，吊臂下压护栏折弯。		1		1	14.3%
3	克令运转中没有启动风机，油温升高使密封损伤、外漏并冒烟。匆忙补油泵壳产生裂缝。		1		1	14.3%
4	寒冷气温下起动克令，因液压油粘度大流动性差，导致油泵转子和配油盘严重磨损，不能正常吊货。		1		1	14.3%
5	油马达检修后顶杆没有安装到位。运行中配油盘端面严重磨损报废。		1		1	14.3%
6	吊臂钢丝年久锈蚀磨损严重，吊重时钢丝拉断、吊臂摔坏。		1		1	14.3%
7	长期粗暴操作，滚筒内部齿轮松动，造成齿轮和轴承损坏。			1	1	14.3%
汇 总 (项次)		1	5	1	7	
各设备事故比例		14.3%	71.4%	14.3%		

说明：各类机型事故及各种损坏的百分比，是用7项次为分母计算出来的。