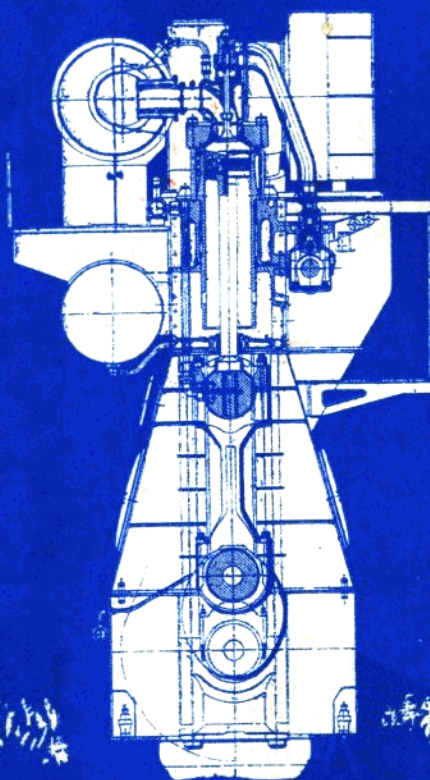


原 1 永 利 学 院
海 军 机 电 系 统 学 科
教 学 用 书
0-8 1200

船舶机电事故与故障分析

梁楨忠 编



6

山东航海学会

前 言

七十年代以来,随着我国社会主义四化建设的突飞猛进,沿海和远洋运输事业也获得了飞跃的发展,营运船舶不论类型数量、吨位和技术装备等方面均已接近远洋运输大国的先进水平,到目前为止,远洋运输船舶的总吨位达一千多万吨,跃居世界海运大国的前十位。这是我国航运事业兴旺发达的重大标志。然而船队在飞跃发展的同时,也必须清醒地看到,由于船舶机电管理人员的科学技术水平和业务素质跟不上船队发展的要求,加上修造船中存在的一些问题,十多年来,营运船舶各种重大机电事故与故障不断发生,给国家在经济上和政治上造成了重大损失。为了使近海和远洋运输船舶广大机电管理人员和机电修理人员都能在沉痛的教训中得到有益的借鉴,防止或减少类似事故的发生,保证船舶机电设备正常运行和船舶安全生产;为了满足各船舶运输单位广大机电管理人员的愿望,我们继《船舶机电事故与故障汇编》一书于1985年出版之后,又编写了《船舶机电事故与故障分析》一书。目的在于前车之辙作为后车之鉴和提高广大机电管理人员的技术业务水平以及对事故的分析能力。

本书资料,大部分来自各远洋运输公司和海运单位,也有一部分来自青岛远洋船员学院机电专业毕业实习生的实习报告,其中有些资料比较完整,事故经过、采取措施和原因分析等记载详细、实事求是,有据有理。但也有部分资料记载很粗,甚至把关键情节漏掉,有的原因分析欠妥。编者恳切希望船舶机电人员、尤其是轮机长,在今后工作中,当发生机电事故与故障后,应以高度负责的态度把事故经过、采取措施和原因等实事求是地详细写清楚,以便使广大机电管理人员从中吸取经验教训。

在编写过程中,为了保持原始资料的完整性和真实性,编者对原始资料只作文字上的修改和原理的说明。为便于读者分析问题,我们在某些事例后加了“编者按”。对编者按,我们力求正确有理,但由于有些原始资料欠详,又难以调查核实;再加上编审者水平有限,难免有不当之处。读者除根据自己的实践经验去吸取有益的东西外,还望批评指正。如果编者按与原单位的处理意见有矛盾,按语只能在技术上作原单位的参考。

本书由青岛远洋船员学院梁便恩编写,北海舰队陈惠林主审,青岛远洋船员学院卢景波审阅第二章内容。

山东航海学会机电专业委员会

一九八八年十二月

内 容 提 要

本书是一本船舶机电方面的参考书，书中共编入 348 个机电事故与故障案例，内容包括船舶主柴油机、发电柴油机、辅助机械、电气设备和其它机电方面的事故与故障案例分析。内容丰富，案例典型，教训深刻，阐述简明，分析据理，阅后足以引起机电专业管理人员借鉴。

本书适合船舶机电管理人员和轮机修造人员阅读，也是院校机电专业教学理论联系实际的参考书。

目 录

第一章 船舶柴油机事故与故障实例分析	1
第一节 船舶柴油机机损实例分析	1
第二节 燃烧室组件事故和故障实例分析	10
一、气缸盖	10
二、气缸	15
三、活塞组件	20
四、活塞和缸套	28
第三节 连杆事故实例分析	38
第四节 曲轴事故实例分析	40
第五节 轴承事故与故障实例分析	50
第六节 曲柄箱爆炸、扫气箱和填料箱着火	62
第七节 废气涡轮增压器事故与故障实例分析	78
第八节 喷油设备故障实例分析	98
第九节 气伐机构事故与故障实例分析	111
第十节 凸轮轴及其传动装置事故与故障实例分析	131
第十一节 柴油机操纵系统事故与故障实例分析	138
第十二节 柴油机其它事故和故障实例分析	148
第二章 船舶辅助机械事故和故障实例分析	160
第一节 辅锅炉事故实例分析	160
第二节 制冷和空气调节装置故障实例分析	168
第三节 甲板机械事故与故障实例分析	176
第四节 舵机故障实例分析	184

第五节 分油机、压缩机、造水机和泵浦事故与故障实例分析	187
第三章 船舶电气设备事故与故障实例分析	193
第一节 船舶主配电板与发电机事故和故障实例分析	193
第二节 电动机事故和故障实例分析	196
第四章 船舶机电其它事故与故障实例分析	201
第一节 螺旋桨和轴系事故与故障分析	201
第二节 柴油润滑油混入淡水、海水、柴油和污水	206
第三节 跑油事故	210
第四节 机仓和舱机房进水事故	211
第五节 工伤事故	213

第一章 船舶柴油机事故与故障实例分析

第一节 柴油机机损实例分析

(一) H·Q120轮1号付机水击整机报废

付机机型: 日本日立 B&WK42EF.

一、事故经过

1980年3月17日该轮在青岛港码头, 16:20分值班加油工起动一号柴油发电机, 连续起动两次均因起动空气控制伐活塞卡住, 未能起动起来, 第三次起动成功, 空车运转一分钟后, 值班机工准备加速时, 机架突然发出“当”的一声响声, 即停车检查, 发现机架从第一缸至第三缸横向裂开; 1、2、3号缸主轴承上的加强筋多处发生较大的裂纹, 由于损坏严重, 整机机架无法修复而报废。

二、措施

对该机拆检, 其情况如下:

1. 拆出喷油器检验, 喷油压力正常, 无漏油现象。

2. 缸盖安全伐开启压力在 105~160bar 范围内。

3. 通过查阅付机检修记录, 知喷油定时符合要求 (因机器已坏无法核对); 又查知, 该机从出厂到发生事故时共运转 1500 小时, 排气温度均在 400℃ 以下 (说明书规定不超过 470℃) 额定功率为 400kw, 电机的负荷均在 100~200kW 下工作, 短时最大负荷不超过 300kW, 各参数均无超负荷现象。

4. 拆去活塞、连杆, 带飞轮测量曲轴的拐档差, 已超过极限, 可能是机架破裂或出厂时质量欠佳造成的。

5. 用厚箔规检查机座与底座连接部位的接触面, 接触情况良好, 没有发现因紧固螺栓而增加过大的附加应力。

6. 拆卸缸盖检查, 一号缸厚的一张紫铜垫片吹出变形, 箔的一张吹断; 2~6号缸完好。2~6号缸缸盖底部严重积炭且有盐花锈迹, 气伐锈死 (事过1月后才拆); 4号缸和6号缸活塞顶有积水, 2号缸内有大量积水, 水层 12mm, 化验水中含氯根离子约 4.6×10^4 毫克/升。当时认为缸内积水是机架、缸套损坏后由冷却水腔进入气缸的。

7. 活塞、连杆检查发现, 2~6号缸活塞头部均有严重积炭, 裙部有不同程度拉伤, 活塞气环和刮油环咬死, 有的气环和刮油环已断裂。当时认为活塞裙部拉伤是由于机架裂开变形后, 各缸中心线不正而造成的。1号缸活塞销、活塞销座、连杆小端轴承有轻微变形, 这是由于受到过大的冲击力作用而造成的。

8. 对进、排气总管检查发现气缸盖的进排气通道均有积盐和积炭, 进气总管内有白色盐花, 中冷器空气进出口端而有积水, 高度 233mm, 占整个空气通道高度的 80%, 出

口端有盐迹和积炭。

9. 对中冷器进行水压试验 (1bar), 试验证明漏水。船上反映, 1980 年元月已发现中冷器漏水, 同年 3 月初吊缸检查时, 发现 1 号缸盖和缸套中都有盐花, 因此更换了缸盖。在发生事故过程中, 冷却器水花四溅。

10. 机架金相检验结果: 部分试样, 证明铸造有缺陷, 如 5 号试样, 珠光体较粗大, 并有氧化物夹杂; 1 号试样, 在断口侧向断面上有显微孔洞, 并由此处有微裂纹沿断裂方向延伸。初步认为, 可能在较大外力作用下, 沿铸造缺陷 (如疏松或夹渣等) 撕裂扩张的结果。

三、原因分析

经分析认为, 机架断裂的原因, 是由于承受的作用力超过了本身可能承受的抗拉强度。气缸内水击所产生的强大作用力是机架破裂的外因。从拆检知, 水是由中冷器漏入进气总管而后进入气缸的。据调查, 加油工起动该机的操作是符合规程的, 先盘车, 未发现异常现象; 盘车后冲车, 也未发现示功伐有水喷出, 说明在起动前气缸内没有积水, 这可能是, 此时进气管内之水位高度尚未达到缸盖进气通道口, 而冲车转速不高, 活塞下行时还没有将水吸入缸内; 但当柴油机起动转速增加后, 活塞下行时, 抽吸作用增大, 同时由于油量增加, 转速升高, 废气能量增大, 废气涡轮增压器转速升高, 增压空气压力增加, 在进气管与缸内压差增大的情况下, 水进入气缸而发生水击, 这与发动机运转一分钟后发生巨响的现象相符。从缸盖紫铜垫损坏情况及裂口的延伸发展以及 1 号缸在艏部位置较低来看, 水击发生在一号缸。

从机架材料试样分析, 铸造质量和结构设计不合格, 是机架破裂的内因, 通常, 发生水击事故时, 损坏的部件是活塞缸盖、连杆、缸盖螺栓等, 这些部件价格较低, 又易于更换, 而机架损坏, 影响到整机的寿命, 修理费高, 修期长。所以从部件的设计强度来看, 不应该损坏的机架损坏了, 所以认为设计不合理, 另一方面也有制造的缺陷, 从新产品说明书知, 本机空载时的爆炸力约 81~84bar, 而出厂试车记录在 400kW 负荷时, 爆炸压力约 87~88bar, 一般同类型的柴油机, 其爆炸压力只有 60bar 左右, 而体积却比该机型大。同时, 本机型在设计时, 没有考虑使用贯穿螺栓来增强机架的强度, 这是设计上不足之处。

四、今后措施

1. 对中冷器要加强检查, 发现漏水就及时修复, 不能马虎。
2. 排气总管在最低处设残水考克, 并定期打开检查, 看是否有水, 而且要检查是否畅通。
3. 禁止超负荷运转, 各缸负荷分配要平均, 喷油提前角不宜过大, 以免单缸爆炸压力太高。
4. 起动前一定要冲车, 看示功伐是否有水或燃油喷出。

(二) Y·CH₂ 二号付机严重损坏整机报废。

付机机型及主要性能参数: PAXMANGRPH-CZ-MK5, 6 缸, 缸径 177.8mm, 行程 196.85mm, 功率 276kW (376ps), 转速 120r.p.m.

一、事故经过

1982年12月18日该轮在青岛锚地,2号付机正常供电工作,10:40值班机工发现有异常声音及振动,即检查2号付机的油、水温度和压力,无异常,但机器振动加剧,即到配电板拉闸、停2号付机,在停车过程中发出一巨大响声,该机已严重损坏。

二、措施

2号付机停车后,全船停电,这时轮机长等到机舱,先起动1号柴油发电机,合闸恢复供电,然后检查2号付机的损坏情况。轮机长和二管轮检查结果,发现曲轴在第四道主轴颈与曲柄臂的过渡圆角处断裂,机架严重碎裂,油底壳碎裂并变形,五个缸套下部打碎,四个活塞不同程度损坏,第二缸左叉型连杆中部折断,主轴承盖两块破碎。整机报废,订购功率、转速相同的二手货柴油机一台,花外汇人民币25000元。

三、原因

该机曲轴在香港友联船厂喷镀修复,工作767小时后发生折断损坏。认为是由于镀铬修复过程中引起局部应力集中,致使曲轴在应力集中的部位折断。当然,值班机工在发现震动加剧后,若能及时停转,部件的损坏可能会减少。

(三) YQ 轮 1 号付机连杆伸腿

付机机型: MANR8V22/30ATL

一、事故经过

1986年3月11日该轮在苏伊士湾编队锚地,准备过河北上,21:48值班轮机员听到一声异响后,1号付机跳电、自行停车。到现场检查发现3号缸连杆大端伸出右道门卡住,即报告轮机长。21:50轮机长、大管轮、电机员等人均先后到达机舱,立即起动3号发电机供电使用(当时配电板总负荷为400kW)。

打开该付机曲柄箱道门查看,发现3号缸右防爆门被打坏变形,道门下沿的铸铁体被打坏一块(长8cm,宽3cm);该缸凸轮轴严重变形,后部凸轮轴瓦被挤出;曲轴颈有一道可摸拉痕;连杆大端打坏,轴瓦脱出变形,两根固定螺栓,一根拉断,另一根螺帽松出,螺栓弯曲;缸套下部被打碎;曲柄箱左道门被打裂,内部机油总管打裂变形。

二、原因分析

3月13日对1号付机进一步检查后,轮机部门举行全体人员会议,对事故进行分析。大家认为这次事故与上一次2号付机连杆伸腿原因一致,但损坏程度比上次较为严重,主要原因是3号缸连杆大头部螺栓疲劳折断而导致连杆伸腿,打坏一系列部件。

该机于3月10日才进行内部检查,如进行气伐间隙调整,各滤器的清洗,各摇臂螺丝收紧等工作,并未发现异常,于10日16:30起动主机工作,运转不到31小时就发生上述事故。

三、建议:开口销和销孔直径一致,不能松动;空心螺栓换实心螺栓。

编者按:机器工作一定时间后,连杆螺栓不论好不好,都应更换。

(四) D·Q 某轮主机拉缸造成机损

主机机型: 8NVD48A-2U

一、事故经过

1987年夏该轮在某修船厂修后试航,由低速经中速到高速(413转/分),运转75分钟后厂方停车进行调整,大约停车20分钟,重新起动主机,恢复415转/分,继续试航,15分钟后发生一次罕见拉缸,停车检查,主机2号缸损坏如下:

1. 缸套有五处裂开,左下部约有 4.5cm^2 的面积脱落;
2. 活塞在销孔处断裂;
3. 连杆扭弯变形;
4. 左边的曲柄箱道门底部有 1.2cm^2 的面积裂开。

二、措施

事故发生后,厂方组织技术人员全面轮修,他们化验了缸套的材料,重新测量了各缸的安装间隙,校验了各种仪表,全面拆洗主机的润滑系统,曲轴进行了探伤,曲柄箱道门用铁焊条烧焊,整整花了三十天的时间才把左主机轮修完毕。

三、原因分析

从检查的情况看,缸套材料没有问题;安装间隙都在正常范围内(活塞环的搭口间隙偏大,说明书规定 $1.05\sim 1.50\text{mm}$,厂方配的是 $1.50\sim 1.90\text{mm}$);机油润滑正常,油路畅通;冷却水的压力、温度正常;活塞中心线无歪斜;空载试航,负荷并不太大,该机的超负荷转速是443转/分,而当时的试航转速只有415转/分,严重拉缸损坏的2号缸的爆炸压力只有59bar,说明书规定为 $66+4\text{bar}$ 。

那么,这次拉缸到底是什么原因呢?主要是工况的调整不当,盲目增加供油量和增加喷油提前角引起的。根据左主机8只缸的情况分析,左机第二号缸喷油量最大,而该缸的喷油提前角最小;左主机使用的排烟温度表由于插头的长短不一(有150mm与100mm长的),排烟温度的误差就很大。事后,把150mm与100mm的插头加以试验比较,短插头的温度表比实际温度低了 110°C ;2号缸正好使用短插头温度表,排气温度低,正好爆炸压力也低,所以修理人员通过增加供油提前角和喷油量的方法,使排烟温度和爆炸压力与其它缸基本一致。此外,厂方在415转/分快速的情况下停车,机内的温度会有所升高。上述的综合结果,使2号缸热负荷太大而造成拉缸,严重拉缸的结果,使活塞断裂、连杆扭弯变形、离开正常的运行轨迹,致使缸套的左下部和曲柄箱道门被打坏;缸套其它部位的损坏是由于活塞断裂后,活塞销串动撞击引起的。

编者按:柴油机工况的调整,必须根据确切的热工参数来进行,绝不能粗枝大叶;排烟温度表的感温包(插头)有长有短,损坏换新时必须与原来的规格相同,不能迁就;这次拉缸事故的教训值得轮管工作者和修机工人、技术人员的高度重视。

(五) D·L·T 轮 1 号副机缸套断落整台机器报废

付机机型及主要性能参数: BA6M528 四冲程柴油机, 5 缸, 缸径 220mm, 行程 280mm, 功率 316kW (430ps), 转速 600r.p.m.

一、事故经过

1980 年 8 月 21 日该轮在苏伊士港锚泊, 值班机工突然听到正在工作的 1 号柴油发电机有严重的金属碰击声, 立即到付机舱将该机停掉, 一看三号缸处的机壳被打破。由于停电, 轮机长、二管轮等人均到机舱, 机工把情况作了报告。轮机长叫二管轮起动备用的三号付机, 电机员调整发电机的频率和电压合闸供电。轮机长和二管轮检查 1 号付机, 发现三号缸缸套在上部凸肩处断裂脱落, 将活塞碰坏, 连杆打弯, 曲柄销和曲柄臂处裂纹, 机壳打破一大块, 整台机器报废, 停航 26 天, 损失外汇人民币 93650 元。

同年 8 月 6 日该轮在南斯拉夫, 3 号付机起动前冲车时, 4 号缸缸套在上部凸肩处断裂脱落, 使活塞损坏不能使用, 在考柏厂修理 6 天, 修费 8000 美元。

三、原因

1. 认为缸套上部凸肩处制造工艺有缺陷, 为过渡圆角小, 应力集力, 长期工作疲劳断裂;

2. 另一种意见认为是上航次检修时, 上紧缸盖螺帽时固紧力太大或不均, 造成附加的机械应力, 经长时间工作后而产生断裂。断裂缸套为图 (一)。

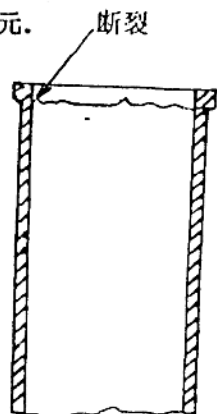


图 (一) 缸套凸肩断裂

(六) N·J 轮 2 号付机第二缸连杆伸腿变形

付机机型: MAK6M281A×2×441HP.

一、事故经过

1985 年 11 月 17 日 23:45 正处在交接班时, 突然听到 2 号付机发出响声, 约半分钟, 三管轮即将该机停下。经检查发现 2 号缸活塞、缸套损坏, 连杆变形, 曲柄箱道门破损, 曲柄肖园周约 60° 范围被敲成凹凸不平。

二、措施

为了使船不误过运河, 决定当夜抢修。经 20 多小时的修理, 虽然还有不少问题, 但可作为过运河备用。20 日继续修理, 晚上试车, 21 日早晨开始使用。由于连杆轴瓦间隙过大而出现响声。24 日再检修, 调小了轴瓦的间隙, 消除了响声, 正式投入发电工作。工作一周后再检查一次, 连杆大头螺栓、开口销等均无问题。回到国内后, 用适合的开口销全部换了原有的开口销。

由于 2 号付机自 1981 年接船以来未大修过, 故此次大修主要曲轴光车镀铬, 恢复说明书规定的尺寸; 同时, 曲柄箱道门下部焊补。

三、事故原因

事故发生后，轮机部门全体同志开会讨论和分析了这次事故的原因，基本认为原因有二：

1. 开口销不适而折断，造成连杆伸腿

从现场检查知，连杆大头部螺栓一根变形断掉，另一螺栓头上的开口销断脱掉，螺帽脱落、螺栓弯曲变形。大家分析，虽然按规定时间（1250小时）于10月10日在鹿特丹港对2号发电柴油机曲柄箱内部进行了检查，但没有注意到开口销的质量和不适。由于用了较细的开口销，弯曲过度，造成开口销疲劳折断，螺母脱落、螺栓折断和变形，造成连杆伸腿，打坏活塞、缸套和道门框，并击伤曲轴。

2. 管理人员经验不足，当听到有金属声时，都未能正确地判断出声音来自何方，如三管轮以为是废气涡轮增压器声音不正常；二管轮以为是气伐声音不正常。由于判断错误，虽然只有半分钟就停了车，但未能及时处理，致使造成机损。

编者按：当轮机员听到异常响声时，连杆大头部螺栓已折断，并已击伤有关的部件。如能及时停车，曲轴的损伤可能会减轻。

(七) Q·M 轮一号付机 4 号缸缸套活塞连杆全部报废

付机型及主要性能参数：SKL8NVD36/24A-1，四冲程 8 缸，缸径 240mm，行程 366mm，功率 441kW (600ps)，转速 500r.p.m.，三台。

一、事故经过

1982 年 11 月 11 日该轮在航行中，正在发电工作的三号付机，突然第 4 缸安全伐爆开，付机舱烟气弥漫。值班轮机员和机工分别立即卸载停掉该机和停主机，同时起动备用柴油发电机正常供电，重新起动主机复航。

二、措施

停车后吊缸检查发现活塞头部断损，缸套上部裂开，连杆弯曲变形，油头咬死，油头调压弹簧座击碎，损伤部件全部报废换新，装复磨合后，投入正常发电工作。

三、原因分析

经检查发现该缸喷油泵调节齿条与总油量调节杆固定螺丝的开口销断开，螺丝松动，调节齿条自动移到最大供油位，造成该缸供油量过多，爆炸压力过大，热应力和机械应力都超过了损坏部件的强度极限，故导致活塞、缸套破损，而连杆的弯曲变形，主要是过大的机械应力和惯性力造成。由于油量过大，燃烧恶化，热负荷过大和焦结使油头咬死。

编者按：本例总油量调杆出了问题，似乎应该对各缸都产生“油量过多”的作用，也就是造成飞车，其它缸也应一起受影响。为什么第 4 缸损伤最严重呢？大概第 4 缸的油头咬死是咬死在开启位置而造成。因此喷油器调压弹簧断裂可能早已发生，油头针伐在雾化不良的情况下而结焦卡死。然后因其它原因造成“开口销断开”以致飞车，两者结合造成了第四缸的损坏。

这里有两点可供读者参考：1. 注意检查各缸排烟温度，在低负荷下（或空车时）测量各缸爆炸压力，爆炸压力比较大的缸往往是喷油器调压弹簧断裂，针伐卡死在开启位

置。2. 飞车后各缸的情况都应检查。

(八) X·Y 轮一号付机二号缸套断落

付机机型: YANMAR6ML-HTS200 / 240

1982 年 12 月 4 日该轮在日本大阪停泊装卸货时间, 由船上自检修换二号缸缸盖, 装复试车时发现该缸内有强烈的金属碰击声, 即停车检查, 发现 2 号缸缸套从上部凸肩处断裂脱落, 打坏活塞, 击弯连杆, 碰裂机架, 厂修复, 损失外汇人民币 38,000 元。

原因分析: 缸套上部凸肩处本来就是应力集中的地方, 由于在装复缸盖时, 各螺栓的予紧力过大, 致使缸套凸肩处产生过大的机械应力, 再加上加速过快, 热负荷较大, 在过大的机械应力和热应力的双重作用下而产生裂纹, 最后导致断裂脱落, 击伤活塞、连杆和碰裂机架。也有人认为, 与该缸上部凸肩处的过渡圆角较小有关。

编者按: 该缸是检修后发生的事故, 故缸套裂纹断落的原因是缸盖螺栓的予紧力不均或予紧力过大, 而使该处的机械应力和热应力 (加速过快) 超过了材料的极限强度或疲劳极限而造成。

(九) Q·H·CH 轮一号付机机损

付机机型: ALLEN-6BS37D

一、事故经过:

1986 年 5 月 × 日, 4-8 班值班轮机员听到付机仓一声异响, 即到现场检查, 发现响声在 NO1 付机, 立即将该发电机减负荷, 并准备停车, 但未来得及停车, 第四缸左侧的机架即被打碎, 停车后检查发现, 该缸的活塞, 缸盖、缸套和排气伐都被打得粉碎, 缸内和油底壳均有水, 造成严重机损事故。

二、事故原因分析

据船上轮机人员和船技处来人共同研究, 认为是由于排气伐断裂 (质量问题), 伐头部落入气缸内, 在活塞往复运动中击碎缸盖、缸套、同时也使活塞本身被击碎, 活塞裙部的碎块跌到连杆大头, 高速运转的大头部将碎块击向机架, 使机架破碎, 从而造成上述机损。

编者按: 排气伐断裂的部位未说明, 难以断定是质量问题, 有可能是伐杆上部的锥形卡块脱落而使排气伐落入气缸内造成上述事故。

气伐落入燃烧室不应是“一声异响”, 应该响声频率和转速相同。本事故的原因分析有许多不明白之处。1. 活塞和连杆小头部脱离了没有? 如没脱离那么活塞裙部是怎么碎的呢? 如已脱离, 那么是活塞先于气伐损坏还是反之? 2. 如果起因是气伐落下, 应该说燃烧室的顶 (缸盖) 四周 (缸套) 底 (活塞顶) 三部分有一至两部分击碎后, 燃烧室空间大大增加, 不易再击碎第三部分。但本例这三部分都损坏了。然而不论什么原因, 听到这样的巨响后应“立即停车”而不应该“立即减油”。

(十) Q·J 轮 2 号付机燃烧室部件全部打烂

付机机型和主要性能参数: 8BAH22, 功率 480KW, 转速 500r.p.m, 8 缸, 缸径 320mm, 行程 330mm.

1. 事故经过: 1982 年春节正月初二该轮在鹿特丹港卸货, 15:25 船上的电灯由亮到暗, 不到一分钟, 全船停电, 发电机跳闸停车. 轮机长、三个轮机员和值班机工先起动 1 号发电机供电、恢复照明, 而后对 2 号发电机原动机进行检查, 人工车盘不动, 这时二管轮发现第一缸缸头空气起动动伐孔冒出大量淡水, 接着打开曲柄箱道门, 发现油底壳油位上升并渗有淡水, 立即关闭该机的冷却淡水进口伐, 漏水停止. 经进一步检查, 发现 1 缸的起动伐杆掉入气缸内, 于是吊缸检查, 发现缸头被起动伐杆压破漏水, 被压碎的缸头铁块也掉落缸内; 活塞顶部被压出四个深坑, 使活塞全部变形; 缸壁磨伤变形; 起动伐杆压碎成数块; 气缸内充满了淡水.

2. 采取措施

1. 缸盖、缸套和活塞全部换新, 起动伐杆换新并与伐座研磨后装复.

2. 对该机全面检查, 测量曲轴开档差, 无发现异常, 装复试车正常.

3. 事故原因分析:

该机是吊缸后投入工作的第二天发生事故, 缸头是刚换上的新备件. 因此, 可能是装配起动伐杆的螺帽时, 忘记了装开口销. 由于开口销没装上, 机器工作后, 伐杆上的螺帽由于振动而松动, 导致螺帽从伐杆上脱落, 使伐杆掉入气缸内. 活塞在气缸内高速往复运动, 使伐杆在燃烧室内反复受压而将缸盖击破, 活塞受损变形, 进而使缸套损伤和变形, 最后导致活塞与缸套咬死迫使柴油机停车.

其次, 发生事故时值班机工不在机仓, 而是在餐厅看别人打扑克, 直到发电机跳闸停车停电才下机仓, 发现事故已成事实, 无法补救; 若能及时发现迅速停机, 必可减轻机械的损伤. 这说明当班人员擅离岗位, 对机器和船舶的安全都可能造成严重的影响.

(十一) H·Q124 轮 2 号付机飞车整机报废.

付机机型: 6250ZDC.

1976 年 6 月 22 日该轮在黄埔港, 起动 1 号柴油发电机, 当达到并车条件后合闸与正在发电工作的 2 号柴油发电机并联工作, 船舶靠好码头后, 轮机长令停掉 2 号发电机组. 当卸负荷拉下闸刀时, 柴油机突然飞车, 其转速超过额定转速约 200 转/分, 即将燃油手柄拉到停车位置, 但由于转速太高, 惯性力太大不能停车, 最后关闭燃油伐才停车. 在飞车时, 发动机内部有强烈的金属敲击声. 停车后检查, 发现连杆变形, 活塞、缸套破损, 机体破裂, 曲轴变形, 整机报废.

原因: 安全超速保护装置失灵, 转速过高所造成的惯性力过大而导致机损.

编者按: 本例首要原因应该是调速器失灵, 因为卸负荷不应造成“超速”. 超速保护装置只有在调速器失灵时起作用.

(十二) H·Q106 轮 3 号付机连杆伸腿打坏机器

一、事故经过

1981 年 9 月 9 日该轮在航行中, 3 号付机 (6250ZDC) 突然发出猛烈的轰击声, 值班轮机员即停车检查, 发现 1 号缸连杆螺栓二只断裂, 连杆从左导门伸出, 左导门和机架均被打碎, 活塞下部和缸套下部碎裂, 连杆轴瓦严重损坏, 油底壳打穿约 260cm^2 的大洞, 曲轴颈和曲轴臂严重损伤, 1 号缸右边机架打裂。由于损坏严重, 无法修复而整机报废。

二、原因分析

该机已运转 1600 多小时, 1981 年检修后亦已运转 650 小时, 在运转过程中没有发现不正常的现象, 故认为是连杆螺栓长期工作而疲劳断裂。根据物理化学分析, 该机 1 号缸连杆左边螺栓, 由于存在磷偏析和氧化物夹杂造成一带状组织缺陷, 从而形成一个疲劳源区, 经长期工作, 缺陷慢慢扩展而导致断裂。从右螺栓断口分析, 其断裂是受扭转和弯曲合成应力所致, 是在左螺栓断裂后, 由于单边螺栓受力过大而断裂的。此外, 在安装螺栓时, 一般不使用扭力扳手, 而是用梅花扳手套上长套筒竭尽全力、甚至两个人一起用力上紧, 造成螺栓长期处于过大的预紧应力下工作, 加速了螺栓因疲劳而断裂。

三、今后应采取的措施

为预防类似事故的发生, 除了通过各种检查方法发现螺栓的缺陷外, 一般四冲程中速柴油机的连杆螺栓, 使用 15000~20000 小时后即应更换。在上紧连杆大头端螺栓时, 应:

1. 参考拆卸时打上的记号装复;
2. 一般在螺帽与轴承盖接触面贴合后, 将螺帽再旋过 50° 左右作为固紧限度;
3. 按机型说明书使用扭力扳手上紧;
4. 不管采取那种方法上紧螺栓, 都必须交替地上紧, 绝不能单边固紧, 固紧后用手锤敲击螺帽和螺栓的侧面, 根据响声来判断其固紧情况;
5. 螺帽和螺栓的螺纹及垫片的接触面, 必须清洁而没有缺陷, 否则要更换好的;
6. 锁紧弹簧垫片或开口销必须装妥, 绝不能漏装开口销。

编者按: 上紧连杆大头端螺栓时, 最好的方法是按照说明书规定的预紧力用扭力扳交替均匀地上紧。开口销直径应合适, 上好后的开口销不能转动。

(十三) H·T·H 轮三号付机三号缸水击机损

付机机型: 日本三菱 5SH24AC $\times$ 3 $\times$ 441KW。

一、事故经过

1983 年 3 月 31 日该轮航行在印度洋, 04:50 值班轮机员突然听见正在运转供电的三号付机发生异常响声, 即卸载停车, 当油门拉到停车位置时, 机架左右已被打穿, 大量冷却水流入曲柄箱。经检查, 三缸缸套碎裂, 缸盖损伤, 活塞打坏, 连杆轴瓦损坏, 机架打

坏两处，损失外汇人民币 40000 元。

二、原因

因第三缸缸套裂纹后，大量向缸内（进气过程时水压大于缸内气压）进水，活塞向上压缩而造成水击所致。

编者按：本例未讲缸套裂纹的原因，这是事故的最初起因，应该追个水落石出。缸套裂纹，应先有些预兆，即在小裂纹时，冷却水温升高，膨胀水箱有气泡出现，这是烟气进入冷却水腔的结果。同时排烟冒白色，特别是冬天，这是水进入气缸的原故。机器在运转过程中，缸套突然断裂或造成很大的裂口是很少见的。缸套裂纹造成燃烧室部件水击，应先击坏燃烧室部件和连杆，连杆断后才能击机架，水击不可能将机架打穿。

第二节 燃烧室组件事故和故障实例分析

第一、气缸盖

（一）D·Q246 轮主机全部缸盖裂伤

主机机型及主要性能参数：东德造 MANK9Z60/105E，9 缸，缸径 600mm，行程 1050mm，功率 6615kW (9000BHP)，转速 165r.p.m，平均有效压力 9bar。

一、事故经过

该轮是 1978 年大连船厂造的 2.4 万吨油轮，1981 年 5 月 3 日该轮在垃圾尾锚泊时，对主机 4、6 号缸吊缸检查无异常，装复。5 月 7 日由垃圾尾移泊沙角锚地时，用车 1.5 小时后发现 6 号缸缸盖喷油器座处冒烟，当时轮机长认为是喷油器螺栓未上紧而漏气，要求值班机匠上紧喷油器螺栓。但上紧螺栓后情况未见好转，即停车更换喷油器座密封垫圈，装复后再次起动主机，运转 20 分钟后，发现 6 号缸缸盖漏气更严重，且有黄烟，此时车速为前进三。大管轮在二管轮建议下决定 6 缸封缸航行，但未降速。大管轮检查 6 号缸缸盖冷却水出水伐，发现该伐未开，即将其打开。当日停车拆检该缸上下缸盖之间的水密封胶圈后，装复、起动主机，照常航行两个航次。6 月 12 日在北上途中，22:00 发现造水机海水蒸发不正常，即将淡水冷却器淡水旁通伐关小 4 圈，造水机恢复正常。半个多小时后，发现 4 号缸缸盖漏水，轮机长即通知驾驶台并要求停车更换水密封胶圈，6 月 13 日 02:45 换妥开车续航，03:57 发现淡水泵工作不正常，水压降低至 1.2bar 以下，又停车检修。当时轮机长等人认为缸套冷却淡水压力下降是冷却系统内漏入空气而形成，于是放气后，即起动主机复航。主机运转一段时间后，又发现冷却水泵工作不正常，水压又降低。经检缸套冷却水膨胀水箱的伐门正常，于是停车开放空气后，起动主机。这样反复停车、放气、起动，前后共 6 次，最后一次起动主机是 11:17。主机起动后，轮机长要求值班轮机员“慢车观察”，但在 11:39 值班轮机员将车速增加至 80 转/分，观察水温、压力无异常后，又于 12:40 将车速加至 100 转/分（中速）。12:42 发现缸套冷却淡水温度过高，膨胀水箱内回水管没有回水，故停车检查，发现 6 号缸有漏水现象，即吊缸检查，发现该缸盖底部裂纹漏水，即换备件缸盖，装复后，开车续航，6 月 26 日返航，船满载移靠黄埔石化码头。

时,发现缸套冷却水不正常,靠码头的第二天,吊缸检查,发现4号缸缸盖底部也有裂纹、漏水现象。6月28日卸完货油后,由拖船拖至锚地,继续吊缸检查,发现2号、9号缸盖也有裂纹漏水现象。7月14日用化学剂显裂检查,又发现5号、1号缸盖有裂纹,共8个缸盖裂损。

二、措施

全面检查缸盖、缸套、活塞等部件,除8个缸盖裂纹不能用外,其它无异常。全部9个缸盖换新、装复、试车正常,共损失16万元人民币,停航40天。

三、原因分析

从事故发生的过程分析,事故的原因主要是操作疏忽,判断失误和措施不当。

1. 事故的起因是6号缸缸套冷却水出水伐未开。由于6号缸冷却水路不通,船从垃圾尾至沙角一段航程,主机运转时,该缸热负荷过大,从而产生过大的热应力而产生裂纹,后来再经过两个航次的运转,使裂纹扩展至裂透,气缸内高压燃气通过裂缝进入冷却系统中,造成冷却系统水压波动,水压降低,其它各缸亦因气隔过热,伴随过热,又使淡水汽化,从而产生恶性循环。在大量气体进入冷却水系统的情况下,该机只有一根 $\Phi 12\text{mm}$ 的放气管,即使畅通无阻也无济于事,结果,因为冷却水腔存在着气层而使缸盖首先爆裂。

出水伐未开是工作上的疏忽大意,大管轮在起动主机前,只是口头上询问了机匠:“出水伐开了没有?”而该机匠动一下该伐手轮,觉得松动,便回答是开的。实际上这是闸门伐开伐前的空档,伐尚未开。

2. 故障发生后判断失误,措施不当,延误了排除故障的时间,使事故扩大。

从垃圾尾移泊沙角时,6号缸出水伐未开,故障表现在该缸缸盖发热,喷油器座冒烟,轮机长误认为是:a.缸盖密封有问题——移泊位后拆检缸盖上下块间水密封胶圈无异常。其实,缸盖发热,用手摸一下便可发现。b.喷油器座密封问题——上紧喷油器螺栓,更换油头座密封胶圈。c.大管轮发现6号缸冷却水出水伐未开,即将其全打开,这使热的缸盖骤冷而产生过大的温差应力,加剧了缸盖的裂损。

在上述移泊过程中,采取封缸是正确的,在处理油头座密封后缸盖仍继续冒烟,虽未搞清楚原因,但封缸的结果,防止了缸盖温度继续上升,不当之处是封缸后没有降低车速(前进三)。

两个航次北上途中有关问题的分析:

a. 造水机造不出水——关小淡水冷却器淡水旁通伐,以增加造水机的加热温度,这样处理是没有全面细致地分析淡水量为什么会突然变得不足,是属于缺乏经验。

b. 4号缸油头座漏水——轮机长误认为是水密封胶圈不佳而漏水,于是停车更换,没有考虑这是由于缸盖过热而引起的。

其实,此时6号缸缸盖已裂穿,淡水系统已进入高压燃气,其结果导致造水机及4号缸缸盖出现的异常现象。

c. 发现淡水泵工作不正常,即水压波动并下降,认为是淡水系统进入空气,停车后放气再起,前后共6次之多,历时7小时,对淡水系统中漏入气体缺乏全面的考虑。

从发现造水机工作不正常开始,共航行14小时以上,这段时间,主机绝大部分是快速运转,致使其它各缸缸盖也因冷却水不正常和产生气隔而严重过热而损伤,多次放气和

反复停车起动，同样使过热的缸盖骤冷而加剧了裂纹。

上述一系列的错误判断和采取的措施不当，是轮机人员缺乏分析，带有一定的盲目性，以致造成最后全部九个缸盖换新，关键在于处理错误。

该轮这次事故的发生，与该轮轮机部门团结欠佳有关：

1. 轮机长与主管主机的大管轮，平时互相商量不够；组织领导不力，检修后检查不细，致6号缸淡水排出伐未开。
2. 轮机长指示的“慢速观察”，值班大管轮不执行，擅自加速等。

(二) G·Q 轮二号付机缸盖裂纹淡水压力下降

付机机型：DEUTZ BF12M716×2×345kw

一、故障情况

该轮二号付机因工作时淡水压力过低，虽经多次修理，也没有修好，长期不能使用。1986年夏该轮到航修站修理，二号付机修好了。

二号付机在工作中，当负荷增到50kw时，缸套冷却淡水压力就下降到0.5bar，迫使付机停车，因而长期瘫痪在机舱里。航修站机修车间接任务后，对付机的12个缸盖进行检查，发现两个缸盖裂纹渗漏淡水，换上新的备件缸盖后试车，当负荷加到180kw时，运行2小时，淡水压力又降低而停车。

二、措施

为了修好这台付机，轮机车间领导和技术人员查阅该轮以前的修船记录，发动大家讨论研究。他们既检淡水管路系统又对冷却器和淡水泵进行多次检查和调试，仍没有找到故障原因。后来，他们征得船上同意后，检测了该机的喷油提前角，检查了喷油泵。结果发现喷油提前角比设计角大20°曲柄转角左右，12只喷油泵，有6只止回伐漏油。后又进一步检查所有缸盖，又发现有两只缸盖有微裂纹。换新缸盖，校正喷油定时，研磨喷油泵的止回伐后，装复试车，付机恢复正常工作。

三、原因分析

1. 喷油提前角比设计值大20°左右，即喷油提前角太大。由于喷油时气缸内的压力和温度较低而使滞燃延长，积累的燃油过多，则一旦发火燃烧时，其压力就会突然增加，使柴油机工作粗暴，最高燃烧压力过高，机械负荷过大，不仅会发生敲缸，而且缸盖等燃烧室部件会因此而破裂，燃气进入冷却水腔，使冷却淡水压力降低。

2. 当喷油泵止回伐（排油伐）漏油时，使喷油压力降低、喷油量减少，影响雾化和燃烧；当止回伐漏油时，在喷油泵柱塞下行时高压油管中的油可能流回到套筒中，引起下一次喷油量降低和喷油定时延迟，甚至造成严重后燃而使排温升高，热负荷太大而导致缸盖等部件裂纹。

(三) CH·II 轮主机缸头裂纹漏水

主机机型和主要性能参数：B&W74VT2BF-160，6缸，缸径740mm，行程1600mm，功率7296kw（9900BHP），转速119r.p.m.

一、事故经过

1982年3月4日该轮由大连港开往印度孟买港备航时，三管轮班备车，因当时机舱