

使用维修

柴油发电机组燃油控制系统故障案例分析

荀向红

(七一一研究所, 上海 201108)

摘要: 针对柴油发电机组在运行中燃油控制系统故障的若干案例, 通过对故障现象的描述和故障排查过程中的分析和判断, 介绍了柴油发电机组燃油控制系统故障的确定及采取的相应处理方法。

关键词: 柴油发电机组; 燃油控制系统; 故障

中图分类号: TK423.8 **文献标识码:** B **文章编号:** 1001-4357(2015)01-0046-03

0 引言

柴油发电机组燃油控制系统由调速器、弹性拉杆、燃油控制杆、高压油泵及燃油限制气缸等组成。调速器根据负荷的变化, 调节弹性拉杆的位置和齿条格数, 控制高压油泵的喷油量, 使柴油机获得最佳的运行工况。弹性拉杆、燃油控制杆和高压油泵相当于调速器的执行元件; 燃油限制气缸用于控制柴油机起动过程的供油量, 是控制燃油系统的辅助元件。燃油控制系统各类故障的发生常与这些执行元件和辅助元件有关。

1 带载后柴油机转速不稳

1.1 故障现象

柴油发电机组空载时游车现象比较常见, 通常加载后就会减轻或消除。某船 5DK20 柴油发电机组在大修中更换了调速器传动装置, 调速器型号为 RHD10, 复装完成后进行试车, 加载后仍出现转速不稳的现象。

1.2 故障排查

检查燃油控制杆和高压油泵齿条拉杆, 均未发现有卡滞现象; 通过调整补偿针阀, 故障现象仍无改善, 之后排查的方向转向调速器的安装精度, 而把调速器本体可能存在问题这个因素放在最后考虑。

拆下调速器安装座, 其结构见图 1 所示, 手动旋动传动轴, 手感传动轴在转动时每周的同一位置上存在卡滞现象。随后分解联轴节进行检查, 经检查, 联轴节花键槽中心与定位内孔不同心, 存在约 0.2 mm 偏差, 系加工精度差造成。

正如图 2 所示, 由于存在同轴度误差, 即偏心距 ε , 联轴节花键齿槽在驱动调速器输入轴时, 因

啮合的部位和角速度不是连续均匀的, 使得每转一周调速器输入轴的角速度和线速度呈周期性变化, 这正是造成故障的根本原因。

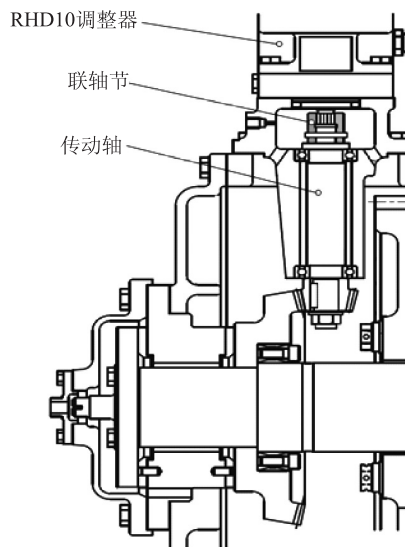


图 1 RHD 调速器装配结构示意图

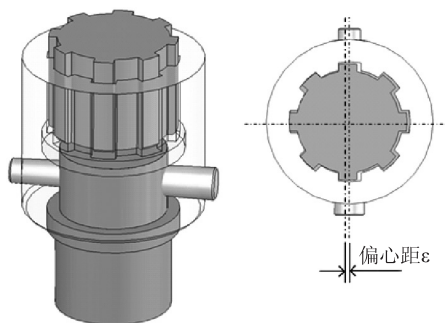


图 2 联轴节联接示意图

1.3 处理方法

更换合格的传动轴和联轴节, 重新组装联轴节和传动轴, 同轴度检查合格后, 再钻、铰销孔并压

入锥销；重新安装调速器安装座，调整安装座位置，盘车使锥齿轮回转一周，检查垂直方向对称 4 个位置的齿隙，确保齿隙符合技术要求，然后进行紧固。

重新安装调速器时，先将调速器花键轴插入，旋入紧固螺钉，暂不扳紧；然后盘车数圈，驱动调速器花键轴与联轴节自动找正中心，即依靠花键键侧的定心作用自动定心，同时借助盘车回转消除装配应力，最后逐步扳紧螺栓。

调速器经重新调整、安装后，故障现象消除，运转状态良好。

2 动态调速特性试验指标不符合船规

2.1 故障现象

某 TEU 冷藏船 8LMAN21/31 柴油发电机组额定转速为 $900 \text{ (r} \cdot \text{min}^{-1})$ ，额定功率为 $1\,760 \text{ kW}$ 。在系泊试验时做 $0 \sim 50\%$ 负荷突加校验时，由空载时突加 50% 负荷后，转速从 $900 \text{ (r} \cdot \text{min}^{-1})$ 最低降至 $792 \text{ (r} \cdot \text{min}^{-1})$ ，稳定时间约为 7 s 。瞬时速调率实际为 12% ，瞬时速调率和稳定时间均未满足船规要求。

2.2 故障排查

该机组采用海茵兹曼·欧罗巴调速器，在故障排查时首先检查了补偿针阀的开度，随后全面检查燃油控制杆转动是否有卡滞现象，高压油泵齿条是否伸缩自如，均未发现问题。与相邻的柴油机进行对比，发现调速器拉杆的弹力略低于已通过考核的柴油机。说明该调速器拉杆内（结构如图 3 所示）的弹簧因弹性较弱，使调速器上扬增油过程中跟随能力变差，循环供油量的变化滞后于转速的变化。

同时对燃油限制气缸的设定提出了疑问。燃油限制气缸用于限制起动过程的供油量，即起动时气缸内弹簧的反向推力作用于摆臂（见图 3），将调速器提升过程的最大齿条格数限制不大于 19 格，柴油机转速升至 $880 \text{ (r} \cdot \text{min}^{-1})$ 后，该气缸内的活塞伸出，将燃油控制杆推回至 12 格，起到限制起动过程的最大供油量，抑制起动冒黑烟的作用。但由于该气缸内弹簧的反向推力的阻碍，减缓了负荷突加时调速器加油的过程。

2.3 处理方法

针对上述两个影响因素，更换了调速器拉杆内的弹簧，并重新调整了燃油限制气缸的标定值，将最大起动格数提高为 21 格，燃油限制格数提高为 14 格，延迟增油过程中摆臂与燃油限制气缸的相遇时间，增大齿条瞬时供油量。

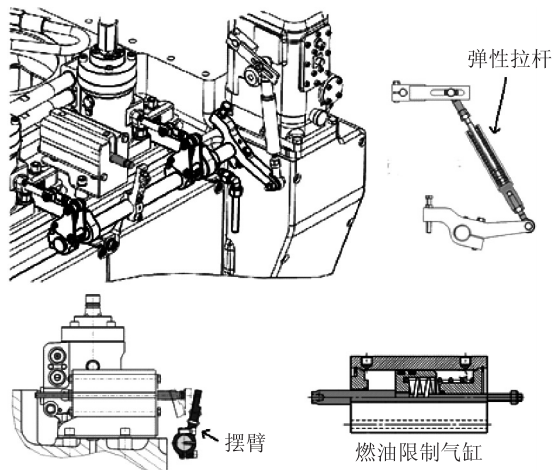


图 3 弹性拉杆和燃油限制气缸结构示意图

经再次试验，满足了瞬时速调率 $\leq 10\%$ ，稳定时间 $\leq 5 \text{ s}$ 的试验要求；同时，起动过程排气颜色较之前并无显著变化。

3 柴油机低负荷突卸出现超速停车

3.1 故障现象

某散货船 MAN16/24 柴油发电机组约承载 25% 负荷并网发电，由于船上大功率设备停止运行，此时柴油机处在低负荷突卸的情况，调速器未能实现迅速减小油门并稳定转速，燃油控制系统失控，致使柴油机出现超速停车。

3.2 故障排查

经检查高压油泵齿条无卡滞现象，弹性拉杆与调速器联接正常，无松脱现象；用扳手回转燃油控制杆，在回转过程中局部位置上手感有卡滞现象，回转阻力较大。

根据现场的情况分析，因轴承座安装误差，燃油控制杆轴系中心线发生扭曲变形，回转阻力大，使负荷突卸时调速器减油动作迟缓而出现超速停车。由图 3 可知：调速器减少供油的动作是下压的，而下压动作为刚性接触；增加供油则是先上扬（弹性压缩），然后再带动燃油弹性拉杆上扬。那么在下压刚性接触情况下，因为燃油控制杆回转存在卡滞现象，杆的前部在调速器下压力的作用下发生弯曲，进一步增大了燃油控制杆的回转阻力，直至出现超速，在停车气缸动作后，强制实现停车，具体见图 4。

3.3 处理方法

脱离调速器弹性拉杆和燃油控制杆，松开轴承座的全部螺栓，手动反复回转燃油控制杆使装配应力得以全部释放，随后清理燃油控制杆表面的毛刺或凸起部分，使之回转自如，并加注润滑油。测量

燃油控制杆至缸盖的距离,使各缸保持一致,然后逐步锁紧轴承座的紧固螺栓。

经上述调整后,燃油控制杆回转灵活,重新联接调速器并进行试车,验证过程模拟低负荷突卸的情况,调速器减油动作迅速,转速稳定快,故障得以排除。

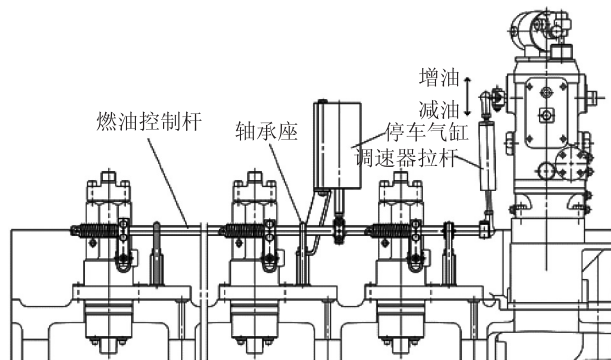


图 4 燃油控制杆系示意图

4 柴油机逆功保护裕度不足

4.1 故障现象

逆功保护试验在调试过程中一般采用模拟的方法进行,某柴油发电机组在调试时船东要求两台机并车后,其中一台按 10% 额定功率进行实做。试验时,首先两台机并车运行,各带 30% 负荷;通过集控室遥控配速电机,减少其中一台机的供油量,逐步将负荷全部转移到另一台机;之后继续减少已空载机组的供油量使该机进入逆功状态;接着继续减少该机供油量,直至调速器减油至最低位置,此时逆功率显示约为额定功率的 7%,达不到 10% 的设定值,未能实现脱扣保护。船东认为机组逆功保护的安全裕度不足,要求进一步调整,满足 10% 设定值要求。

4.2 故障排查

按该柴油机目前的调整状态,柴油机 100% 负荷时高压油泵齿条格数为 28 格,空车时为 12 格;达到 7% 逆功时的齿条格数为 9 格,10% 逆功达不到,说明此时调速器供油量仍偏大。

根据图 5 所示的调速器内部结构原理图,逆功试验由集控室进行遥控,减少调速器供油量,9 格是配速马达的动作已达到调速器自身内部机构设定的供油最低极限位置。另外,由图 5 可知,此时有差调节杠杆的摆动实际是起到增加供油的效果,但不能对已标定好的有差调节凸轮进行调整。

4.3 处理方法

通过改变高压油泵齿条格数的设定,使调速器

在配速电机驱动的最低极限位置时的高压油泵齿条格数减小。

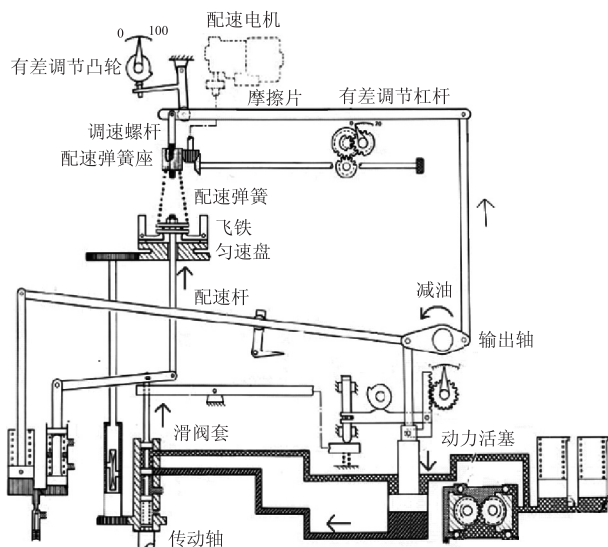


图 5 调速器内部结构示意图

如图 6 所示,使调速器摇臂在停车位置保持不变,将调速器摇臂与弹性拉杆的联接点由原来位置 A 点向右移至 B 点,从而带动燃油控制杆发生小幅回转。由于调速器摇臂回转半径减小,当再次回到配速电机调整的最低极限位置时,使高压油泵齿条格数在原有基础上减少 2 格,这样就将调速器的最低的极限位置齿条格数降为 7 格。

图 7 反映了联接位置调整后燃油控制杆沿逆时针方向即减油方向发生了小幅回转,当然前提是调速器摇臂的联接点由 A 点移至 B 点后,其由停车至最大供油的回转角度内仍覆盖 100% 负荷时的 28 格。

完成调整后再次进行逆功试验,试验结果达到了进一步减少调速器供油的目的,实现了 10% 逆功保护试验的目标值。

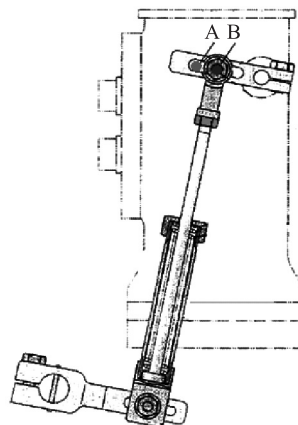


图 6 调速器的传动机构

(下转第 52 页)

题,经过验证计算,将回油袋高度在原来的设计尺寸基础上降低 8 mm,使后油封回油腔与曲轴箱相通的容积增加,保证高压机油有足够的膨胀空间,机油压力降低,更利于机油回流至曲轴箱油底壳,降低了机油往外泄漏的可能性。

2.2 密封环齿改进

综合考虑曲轴与后油封的配合安装及结构位置,在原后油封结构上多设计一道环形密封齿,使后油封与曲轴间形成三道环形密封齿组成的迷宫式油槽,从而使机油在流经油槽及曲轴与密封齿间隙时产生更多的节流效应,压力大为下降,不易泄漏。

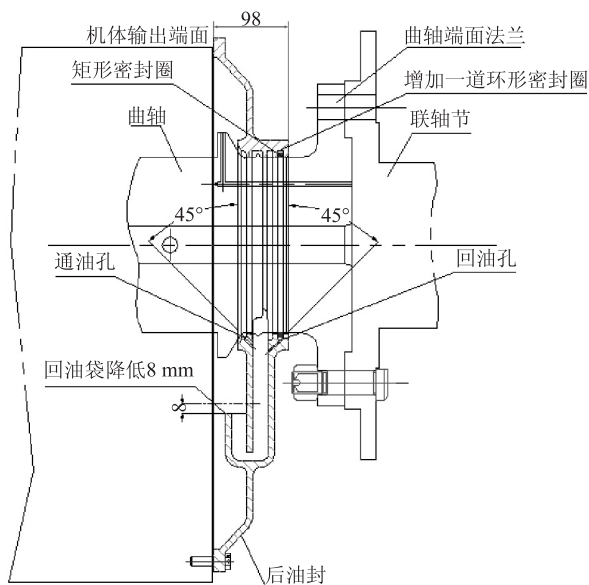


图2 改进设计的后油封结构示意图

2.3 油孔设计

针对后油封原设计结构没有通油孔,导致进入

后油封的机油无法回流的问题,改进的后油封第一道环形油槽下方设计有三个与回油腔相通的通油孔,通油孔中心与竖直面成 45° 夹角,可以使进入后油封的机油部分通过通油孔流进与油底壳相通的回油膨胀腔,减少了进入后油封环形油槽的机油量。在最后一道环形油槽底部设计有一个与后油封回油腔相通的回油孔,该孔与竖直面成 45° ,直径较通油孔略小,可以使进入到最后一道环形油槽的极少部分机油通过该回油孔流回后油封的回油腔,避免机油往外泄漏。

如图2所示,结构改进后的后油封在组装时,在最后一道环形油槽安装一道耐高温耐油的矩形密封橡胶圈。矩形橡胶圈安装在环形槽的中心位置,不与环形槽的两面碰擦,如此,可阻挡极少部分冲破密封齿的高压机油,使之通过底部的回油孔流回后油封的回油腔,最终流回到柴油机油底壳,起到后油封的最后封油保障效果。

经过结构优化改进后的后油封分别装在公司0013#至0055#柴油机上,经柴油机台架试验解体拆检表明:后油封外壳、柴油机输出端均无漏油现象,封油效果十分理想。迄今为止,改进后的后油封在柴油机装机服务过程中,极少发生柴油机后油封漏油现象。

3 小 结

实践运用表明,优化改进后的后油封结构更加合理可靠,封油性能提高,减少了因漏油导致的柴油机拆检、恢复及重复验证,大大节省了人力、物力,提高了柴油机的综合质量。

(上接第 48 页)

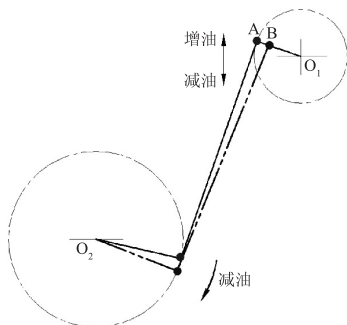


图7 联接位置调整方法示意图

5 结束语

以上柴油发电机组燃油控制系统故障案例分析

表明:柴油发电机组在实际运行中会出现各种故障,只有针对故障现象进行认真排查和分析,才能确定故障要因并制定相应的措施,从而确保机组的正常运行。

参考文献

- [1] 陈大荣. 船舶柴油机设计[M]. 北京:国防工业出版社, 1980.
- [2] 程敬诚. 发动机修理[M]. 北京:中国建筑工业出版社, 1986.
- [3] 周龙保. 内燃机学[M]. 北京:机械工业出版社, 1999.