



某船柴油主机增压器喘振故障分析及排除

洪 哲, 王 建

(92538 部队装备部, 辽宁 大连 116308)

摘 要: 针对某型柴油机结构特点, 对其喘振故障进行了分析。分析表明: 该主机增压器空冷器进水控制阀卡死造成开启度减小是故障的主要原因。据此, 制定了修理方案并排除了该故障。

关键词: 柴油机; 增压器; 喘振

中图分类号: TK421+.9 **文献标识码:** B **文章编号:** 1001-4357(2012)04-0057-03

0 引 言

某船主动力设备为两台 8L20/27 柴油主机, 分左右舷布置, 额定转速 $1\,000\text{ (r}\cdot\text{min}^{-1})$ 。每机配置增压器、齿轮箱各一台, 增压器型号 NR20 型, 齿轮箱型号为 GWC3235 型, 增压方式采用等压增压。在某次坞修后不久, 其右主机发生了较剧烈的喘振现象, 导致主机加不上转速。本文根据其结构特点并结合故障发生时的实际工况, 对右机增压器喘振故障做了较全面的分析, 较好地解决了这个问题。

1 故障现象

该船装备 8L20/27 柴油主机两台, 修别等级为保养, 出厂交验转速为 $920\text{ (r}\cdot\text{min}^{-1})$ 。出厂后不久, 其右主机就出现了增压器喘振现象。具体情况为: 主机在 $450、630\text{ (r}\cdot\text{min}^{-1})$ 工作时一切正常, 但在 $840\text{ (r}\cdot\text{min}^{-1})$ 时, 右机增压器出现连续放炮声, 主机转速出现波动, 冒黑烟, 排烟温度骤升; 转速下降后, 喘振故障立即消失。

2 故障分析

8L20/27 柴油机采用等压增压系统, 由一台增压器(NR20 型)、一台空气冷却器组成。新鲜空气经压气机增压后进入机体内, 先流经气缸套下部四周的气腔, 完成对各气缸套的冷却, 再经过中冷器冷却后进入各气缸。做功后各气缸排出的废气都排入一根排气总管内。其 NR20 型增压器采用内支撑、径流式增压方式, 与柴油机配合转速最高达 $44\,000\text{ (r}\cdot\text{min}^{-1})$, 压比可达 $2.8\sim3.0$ 左右。与类似的等压增压系统相比较, 其排气总管容积要比正常的等压增压的排气管小得多, 直径通常只有气缸

直径的 $50\%\sim60\%$, 不仅充分地利用了废气的压能, 而且又能部分地利用废气的脉冲能量, 避免了在排气管内产生干扰扫气的较强的压力波, 因此在整个负荷范围内提高了柴油机的综合性能。

考虑到该船出厂后不久, 其右主机就出现了增压器喘振现象, 而该船在厂修前并没有增压器喘振的故障, 因此按惯例把工作重点放在分析近期该船所进行的修理项目上。该船修理级别为坞修, 动力设备检修仅对两台主机气缸头、高压油泵、喷油器、淡海水冷却器、空冷器进行了常规修理, 对喷油定时进行了校核, 对进排气门间隙进行了调整。船体按规定进坞清污, 对螺旋桨原地检查, 尾轴进行盘车检查、测量间隙等。故障发生后, 查阅了两台主机的工况参数, 由于右机 $840\text{ (r}\cdot\text{min}^{-1})$ 时立即发生喘振, 相关参数也无法记录; 但在 $450、630\text{ (r}\cdot\text{min}^{-1})$ 所记录的参数经检查、比较, 都很正常。按修理规则, 对右机喷油器进行重新校准, 对进排气门间隙进行复查, 对来油角度进行复核, 但均未发现问题。考虑本次修理未对增压器进行分解检查, 决定对右机增压器进行拆修, 检查滤网毛毡、消音器及增压器喷嘴环、涡轮叶片情况并进行了清洁; 对右机排烟管系也进行了检查。在完成上述检修工作后进行了第一次出海试航, 结果不太理想: 右主机在 $450、630\text{ (r}\cdot\text{min}^{-1})$ 依旧比较正常, 待加进三 $840\text{ (r}\cdot\text{min}^{-1})$ 时(实际是 800 余 $\text{r}\cdot\text{min}^{-1}$), 比船方报的故障转速要低 30 余转), 右机增压器立即发生喘振, 压气端连续放炮, 排烟温度立即上升, 排烟呈浓黑色; 柴油机转速下降后, 增压器喘振立即消失。

从该船出海备航检查来看, 该船不存在超载问题, 而且海况也很好。另外, 指挥员海试期间也按规定要的车速, 不存在违规操作。鉴于该船出厂后

时间不长，而且又一直在自修保养，基本没有出海任务；又考虑其右机喘振现象在 800（r·min⁻¹）左右出现，转速不仅大大低于该船出厂试航交验转

速，而且比上一次试航还要低 30（r·min⁻¹），决定查阅该船出厂试航参数（表 1、2），作进一步分析及比对，以获得解决问题的线索。

表 1 右机 920（r·min⁻¹）交验参数

滑油压力/MPa	滑油出机温度/℃		燃油压力/MPa	淡水压力/MPa	海水压力/MPa	淡水出机温度/℃	增压空气/MPa		
0.38	68		0.22	0.20	0.28	62	0.09		
	1 缸	2 缸	3 缸	4 缸	5 缸	6 缸	7 缸	8 缸	涡轮前
排温/℃	412	396	390	422	404	406	406	414	477
最高燃烧压力/MPa	8.3	8.3	8.3	8.2	8.25	8.25	8.2	8.2	

表 2 左机 920（r·min⁻¹）交验参数

滑油压力/MPa	滑油出机温度/℃		燃油压力/MPa	淡水压力/MPa	海水压力/MPa	淡水出机温度/℃	增压空气压力/MPa		
0.41	70		0.21	0.24	0.18	50	0.12		
	1 缸	2 缸	3 缸	4 缸	5 缸	6 缸	7 缸	8 缸	涡轮前
排温/℃	352	343	330	328	332	328	363	331	395
最高燃烧压力/MPa	8.3	8.2	8.2	8.2	8.3	8.2	8.2	8.2	

通过比较两台主机在 920（r·min⁻¹）的参数发现：二台主机的海水压力、增压空气压力、排烟温度、淡水出机温度存在较大的差异。即右机的排烟温度比左机平均高 60～80℃；右机海水压力比左机高 0.1 MPa；右机淡水出机温度比左机高 12℃；但右机增压空气压力比左机低 0.03 MPa。按照通常规律：右机的各缸排烟温度较高，涡轮前的废气能量也较高，增压空气压力应比较高，但是增压空气压力反而低。对上述疑点分析如下。

（1）右机的排烟温度比左机平均高 60～80℃，这是第一个有疑问的参数。对以往该型机的修理情况进行汇总发现：该型机在排温这项参数上有如下特点：即排温曲线相当平缓，100% 负荷时排温比 40%～50% 负荷时排温高不多少。这是压气机出口压力 p_k 值随负荷的增加而迅速增加的缘故。840、930、1 000（r·min⁻¹）是该机型三个常用转速段，负荷均在 60% 以上，其排烟温度大致为 360～400℃、370～400℃、390～410℃ 范围，十分接近。单缸排烟温度不大于 530℃，而单缸允许温差 ±40℃，可见其排温高低极限相对跨度大，几乎横跨全部的常用工况。例如以 930（r·min⁻¹）为例，各缸的排温容许值就可处在比它负荷低的 840（r·min⁻¹）工况，也可处在比它负荷高的 1 000（r·min⁻¹）工况。这样就右机本身而言，交验时 920（r·min⁻¹）各缸排温参数也可算作正常，但是左、右机在相同工况下（最高燃烧压力、转速相同），排温出现的较大差值应是一个疑点，主修厂没有解决或作出明确解释。

（2）海水压力差值达 0.1 MPa，这是第二个有疑问的参数。我们知道，海水系统已设计定型，其

系统的背压决定了海水压力。查阅以往的行车记录，该右机并没有这个问题，说明右机海水管系阻力过大。原因应归结为管系脏堵、阀门阀头开度不够或阀头卡死等。

（3）淡水出机温度差 12℃，这是第三个有疑问的参数。从排温参数来看，排温高意味着柴油机燃烧室热负荷高，极易导致淡水温度高。但淡水温度高还有其它原因，如调温阀开启到位与否（自动与手动两种）、淡水冷却器有无脏堵、缸头酸洗效果不好、淡水流通路径积垢太多等，另外还有海水的供应量与有效分配问题。该型机的海水冷却系统结构为：主机机带海水泵输出的海水经总管分为三路，第一路至滑油冷却器与淡水冷却器；第二路至齿轮箱滑油冷却器；第三路至主机空气冷却器。另外，从舰船生命力考虑，海水系统另设海水备用泵系统，二个系统由一隔离阀控制。可见，主机机带海水泵同时供给三路装置用水，这里就有根据负载情况实际调整匹配的问题。由于系统已设计定型，调整主要是对冷却管系的阀门进行，负荷大的设备，供给较多的冷却水，负荷小的设备供给较少的冷却水。另外海水备用泵系统平时是与其隔离的，隔离阀的密封好坏也对海水有效供给量有影响。

（4）增压空气压力有 0.03 MPa 的差额，这是第四个有疑问的参数。检查近年来该型机的修理资料发现：两机在相同工况下，增压空气压差也有超过 0.02 MPa 以上的。但实际上，右机涡轮前排温明显比左机高 82℃，其增压空气压力理应比左机高。

上述分析表明，尽管该船出厂交验海试达到 920（r·min⁻¹），增压器也未发生喘振现象，但不能说该船右主机的状态是完好的。关键是：该船出

厂后至增压器发生喘振，主机并没有航行多长时间，所以那些比较常规地导致增压器喘振的原因，如燃烧室密封性不好、油头雾化不好等并不是导致该右机增压器喘振的原因。因此，两台主机海水压力差达 0.1 MPa 之多，使故障排查倾向于主机海水系统。从机带海水泵开始检查，由于主机淡水、滑油冷却器、空气冷却器、齿轮箱滑油冷却器都在拆修时进行了酸洗磅压，所以仅打开端盖检查有无堵塞现象。对海水系统管路也进行了分段检查，以防施工中有遗漏物，但管路也很干净。最后检查相关阀门时发现：右机空冷器进水控制阀卡死。打开后发现阀门卡死，造成开启度减小。是否是这个原因造成右机增压器喘振故障？为何出厂试航主机能开到 $920\text{ (r}\cdot\text{min}^{-1})$ 而增压器没有发生喘振？为了更好地解决问题，派专业潜水员专门检查了右机螺旋桨，未发现异常。因此在上述已做检查的基础上认为：右机硬件应无太大的问题。

经研究决定：就右机空冷器进水控制阀开启度较小本身展开分析，以探索故障发生理论上的可能性。右机空冷器的进口阀在开启度较小的位置卡死，限制了空冷器海水流通量，直接提高了海水系统的背压，进而提高了海水压力，这一点与右机海水压力高 0.1 MPa 是相吻合的。空冷器海水量减少后，直接减弱了空冷器的冷却效果，提高了气缸燃烧室初始进气温度，也减少了空气总进入量，使得气缸燃烧室燃烧变差，进而导致排温高，这也符合右机排温高的特征。右机空气总进入量减少，燃烧变差的同时，是燃烧室组件热负荷的提高，相应主机淡水温度也随之上升，这一点与右机淡水温度高 $12\text{ }^{\circ}\text{C}$ 也是相吻合的。至于右机增压器涡轮前排温高应该会使增压器的转速提高，进而提高增压空气压力，但由于当时增压器没有进行修理，所以有可能是增压器效率的下降，较多地抵消了废气能量的影响，这个解释从理论上也基本成立，而后期增压器拆修后右机的参数也证实了这一点。拆修后的增压器在 $800\text{ (r}\cdot\text{min}^{-1})$ 左右就发生了喘振，说明增压器效率的提高，使得故障出现时转速较低或提前了，这也表明：增压器的拆修与否，不是产生问题的关键。

鉴于对右机空冷器进水控制阀开启度较小故障的理论分析与右机实际故障有相当大的吻合性，决定在对故障海水控制阀拆修后进行第二次海试。结果，右主机顺利地加至 $960\text{ (r}\cdot\text{min}^{-1})$ ，右机增压器也未发生喘振现象，而且两台主机有疑问的参数也基本相同或接近。

阀门的开启度为何在厂内厂外的海试中会引起

截然不同的结果，关键在于环境温度上。厂内试航是在寒冷的冬季进行的，而厂外试航则是在回暖的季节。厂内试航时右机增压器没有发生喘振是被环境温度低的因素所掩盖。空冷器进口阀开度的减小引发了冷却水量的减少，但冷却效果的降低恰好被海水温度低弥补了，同时右机增压器效率稍低。否则，右机增压器极可能在厂内试航就发生喘振。所以，厂内试航未发生喘振是一种偶然性，交验转速达到了 $920\text{ (r}\cdot\text{min}^{-1})$ 更是一种侥幸，但是，如果当时再进一步提高主机的转速，右机增压器必然会出现喘振现象。出厂后，随着天气的回暖，海水温度逐渐回升，流经空冷器的海水还是那个量，但海水温度高了，进入气缸空气量就更少了，使得燃烧变差，因此在较低转速就发生增压器喘振故障。而后期在该故障的分析排除中，怀疑增压器可能有问题（恰好本次增压器无工程），而增压器维修后，增压效率得到了较大的提高，由于喘振真正的原因未找到，相反，结果上更有利于暴露增压器与柴油机的匹配失衡，即喘振故障的发生。可见，该船右机增压器喘振原因就在于供给空冷器海水的流通量不足，而与增压器本身等无关。如果从喘振故障本身来讲，增压器效率较低反而推迟了喘振的发生。至于后期右主机在低于试航转速的 $800\text{ (r}\cdot\text{min}^{-1})$ 或 $840\text{ (r}\cdot\text{min}^{-1})$ 发生增压器喘振，实际上这个转速高低并不重要，因为发生故障的大局已定，主机增压器迟早会在一个比交验转速低的转速段发生喘振故障。

3 修理方案

经研究，制定修理方案如下：

- (1) 检查海水过滤器并清洁保养，打开排气阀。
- (2) 检查主机海水冷却系统有关阀门、阀头、阀座、阀杆升程进行检查，对主机海水备用系统隔离阀磅压检查。
- (3) 对两台主机 16 个喷油器、18 套排烟热电偶进行校准，对主机进排气阀间隙进行调整，对主机来油角度进行校准。
- (4) 在航行试验中对主机海水系统进行各支路水量平衡调整等。

4 结 论

在完成对主机本身及海水冷却系统检修、调整后，该船又多次出海执行任务，两台主机顺利地从 $450\text{ (r}\cdot\text{min}^{-1})$ 加至 $960\text{ (r}\cdot\text{min}^{-1})$ ，工作参数一切正常，右主机增压器再也没有发生喘振现象。至此，该船右机增压器喘振故障得到圆满解决。