

实船应用

5250TEU 集装箱船主机的改进措施

中远集装箱运输有限公司 于兴岐

摘 要 本文阐述了 MAN B&W 10 L90MC MK5 柴油机在实船使用过程中存在的主要问题及改进措施。

关键词 集装箱船 主机 改进措施

中远集团去年在日本川崎重工坂出船厂建造了几条 5250TEU 集装箱船,其主机采用日本川崎重工神户原动机事业部制造的 MAN B&W 10 L90MC MK5 柴油机。MAN B&W 公司于 1981 年推出 L-MC 柴油机,该系列柴油机性能较好,实船使用较多,对这类机器并不陌生。由于 MAN B&W 公司不断地更新设计和推出新机型,也就需要 we 不停地了解和掌握新机特点,便于正确管理。下面把川崎重工制造的 10L90MC MK5 柴油机的使用情况介绍一下,供同行们参考。

1 减振措施

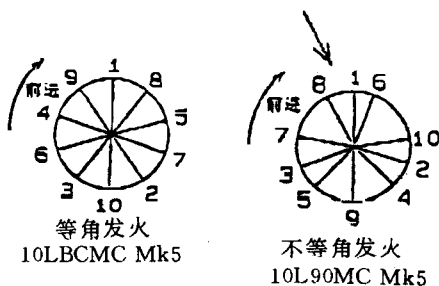
大型船用柴油机转速低、部件大,其各缸回转惯量增大,使轴系自振频率降低,在运行转速范围易出现由低谐次简谐力矩激发的扭转共振。

为了减小柴油机的振动和轴系的扭转振动,减

小共振许用应力,使某谐次激振力矩不引起共振,该船采用措施如下:选用了 1、8、7、3、5、9、4、2、10、6 的发火次序和采用了不等角发火,即 10 缸机按发火顺序的气缸曲柄夹角并不是均等的 36 度。发火角度及按发火顺序曲柄布置见图 1。等角发火与不等角发火对机器振动的影响可参见表 1。

表 1

| 船 型 | 3800TEU 集装箱船 | 5250TEU 集装箱船 | |
|-----------------|-----------------|-----------------|-------|
| 机 型 | 10L 80MC | 10L 90MC | |
| 发火次序 | 等角发火 | 等角发火 | 不等角发火 |
| H 型力矩 (KNm) 1 次 | 0 | 0 | 0 |
| 2 次 | 0 | 0 | 0 |
| 3 次 | 0 | 0 | 712 |
| 4 次 | 0 | 0 | 1105 |
| 5 次 | 0 | 0 | 373 |
| 6 次 | 0 | 0 | 117 |
| 7 次 | 0 | 0 | 851 |
| 8 次 | 0 | 0 | 226 |
| 9 次 | 0 | 0 | 143 |
| 10 次 | 376 | 534 | 188 |
| 11 次 | 0 | 0 | 64 |
| 12 次 | 0 | 0 | 18 |
| X 型力矩 (KNm) 1 次 | 466 | 663 | 119 |
| 2 次 | 0 | 0 | 0 |
| 3 次 | 822 | 1208 | 2393 |
| 4 次 | 0 | 0 | 2142 |
| 5 次 | 4983 | 7145 | 497 |
| 6 次 | 0 | 0 | 1830 |
| 7 次 | 740 | 1054 | 2248 |
| 8 次 | 0 | 0 | 242 |
| 9 次 | 24 | 34 | 113 |
| 10 次 | 0 | 0 | 275 |
| 11 次 | 8 | 12 | 168 |
| 12 次 | 0 | 0 | 51 |



发火角度

第 1 缸:0.0 度; 第 8 缸:36.4 度; 第 7 缸:82.2 度;
第 3 缸:115.5 度;第 5 缸:141.5 度;第 9 缸:185.2 度;
第 4 缸:229.2 度;第 2 缸:254.0 度;
第 10 缸:288.4 度;第 6 缸:343.8 度。

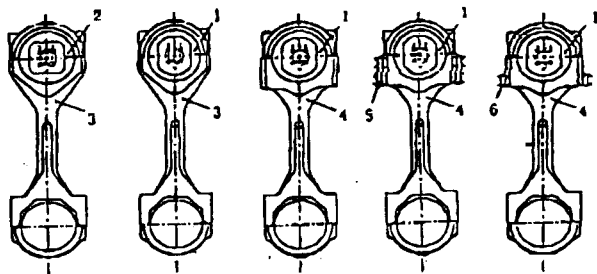
图 1

• 收稿日期:1999 年 3 月

由于主机各缸连杆加工的形状和重量也不相同。第 1、3、7、8 缸连杆及十字头配重相同;第 2、4、6 缸连杆及十字头配重相同;第 5、9、10 缸连杆及十字头配重相同,但第 9、10 缸连杆小端加有不同的配重。当然,各缸的连杆大端轴瓦和十字头轴瓦是相同的。各缸连杆及十字头配重总重量见表 2,连杆形状详见图 2。

表 2

| 缸号 | 位置(见图 2) | | | 总重量 (kg)/缸 | 与第 1 缸比较(kg) |
|--------|----------|----|----|---------------|------------------|
| | 十字头 | 连杆 | 配重 | | |
| No. 1 | 2 | 3 | X | 15552.0 | 0 |
| No. 2 | 1 | 3 | X | 15899.0 | 347 |
| No. 3 | 2 | 3 | X | 15552.0 | 0 |
| No. 4 | 1 | 3 | X | 15899.0 | 347 |
| No. 5 | 1 | 4 | X | 16266.0 | 347+367=714 |
| No. 6 | 1 | 3 | X | 15899.0 | 347 |
| No. 7 | 2 | 3 | X | 15552.0 | 0 |
| No. 8 | 2 | 3 | X | 15552.0 | 0 |
| No. 9 | 1 | 4 | 5 | 16659.0 | 347+367+393=1107 |
| No. 10 | 1 | 4 | 6 | 16356.0 | 347+367+90=804 |
| 总重 | | | | 159186.0 | |



第 1、3、7、8 缸 第 2、4、6 缸 第 9 缸 第 10 缸

图 2

为了减小轴系纵向振动,除了在曲轴前端仍然安装减振器外,还改进了螺旋桨的安装位置相位角。原来设计五叶固定螺距螺旋桨时,其 A 叶与 E 叶的中间线对准主机第一缸上死点安装到艏轴上。为了使主机五次简谐轴向振动与螺旋桨推力振动互相抵消,有利于减轻船体振动,把螺旋桨 E 叶向第一缸上死点方向移了 9 度安装在艏轴上。

为了减轻柴油机的振动,增加了机器上部支撑杆(TOP BRACING),右侧安装了 8 根,前后端各安

装了 2 根。

由于采用有效的减振措施,主机在整个使用转速范围内不存在危险临界转速。

首台主机车间试车时,靠近凸轮轴处有敲击声。分析原因可能是由于高压油泵挺杆上方弹簧力量太弱,在运转中,不能始终把滚轮压靠在燃油凸轮表面上,出现轻微跳动造成的。因此把所有缸挺杆上方的弹簧换成弹力增加 20% 的新弹簧(原弹簧弹力为 1275kgt)。首条船海上试验中,主机第二缸凸轮轴处在主机 83 转/分时,仍有敲击声。初时造机厂研究认为是高压油泵弹簧还是有点软,又焕新了所有缸的高压油泵弹簧,弹力再增加 10%。同时为了减缓高压油泵换向杆的冲击,换向气缸空气管额外加装了节流阀。减轻换向气缸活塞到达终点位置时的敲击。但该船出厂投入营运后,发现敲击声虽然小了一些,但仍然存在。在第二条船海上试验中,厂方专门测量了凸轮轴的扭振情况。发现在 39 次简谐凸轮轴 81 转/分时,有共振现象;38 次 83 转/分时,也出现共振。经过计算,也得出同样的结果。由于凸轮轴扭振增加时,凸轮回转的瞬间加速增加,引起滚轮跳动而产生敲击声。第二缸处敲击声大,说明该轴段扭振更强烈一些。经造机厂与 MAN B&W 公司研究发现,在凸轮轴前端加一减振器可有效降低扭振。决定在第三条船主机凸轮轴前端安装减振器并在海上试验时测量振动情况。因达到了预期的效果,造机厂决定这批船主机都加装该减振器。

2 主机营运中发现问题后的改进措施

2.1 主轴承轴瓦的改进

首制船出厂运行约半年,发现主机第九道主轴承下瓦白合金脱落。换用新的经过特别修刮过的轴瓦,使用约 3000 小时又坏了。说明该轴瓦仅仅修刮还不行,需要改进设计。经计算分析第九道主轴承下瓦损坏的原因是:该主机第七第八缸连续发火,第九道主轴承负荷最大,计算得出各道主轴承负荷情况见表 3;正车情况下轴承下瓦左侧油膜最薄为 4.4 微米;油膜压力最大为 82MPa;油膜压力周期变化使轴瓦表面出现疲劳裂纹而损坏。新的设计是取消主轴承下瓦左侧的油槽,加大承压面,使油膜厚度增加到 5.3 微米,油膜压力降到 69MPa。新轴瓦两侧加定位销,防止轴瓦(上瓦)径向移位。轴瓦压盖左右方向加宽,使之与瓦座之间间隙减小,提高安装精

度,防止压偏上瓦。轴瓦压盖内径加大,使之在上紧时,上瓦与下瓦有同样的变形(开口)。主机第九道主轴承轴瓦及压盖全换成新设计型。新轴瓦也可以用于其它道主轴承,但不用安装定位销。由于新设计的轴承下瓦左右两侧不一样,所以应注意千万不能装错。当然,这样的设计只改善了正车运转状况。

表 3

| 轴承号 | 2 | 3 | 4 | 5 | 8 | 9 | 10 | 11 |
|-----------------|----------|----|----|------|------|------|------|------|
| 平均轴承压力 (bar) | 56.9 | 54 | 56 | 58.6 | 57.8 | 62.5 | 53.9 | 57.7 |
| 白金承受压力最大 | 是 65 Bar | | | | | | | |

2.2 主机高压油泵的改进

以往,几台韩国制造的 MAN B&W K90MC 柴

油机,试航中柴油机运转时出现高压油泵柱塞与套筒咬死的现象。经 B&W 总部研究采取如下措施:第一:增加柱塞与套筒之间间隙,从 20-25 微米增加到 28-33 微米;第二:改进柱塞下面滚轮导动机构;以上措施经试验效果不太理想。最后设计加大柱塞斜槽上方与套筒接触面积 50%。经试验约半年,情况正常。决定对这批 L90MC 柴油机也作同样改进。具体做法是:高压油泵吸油阀缩短 22 毫米。高压油泵柱塞斜槽上方加长 22 毫米。高压油泵套筒上的油孔增加为两排,上排两孔负责喷油开始,下排两孔负责喷油停止。为了消除喷油结束时产生的空泡腐蚀。下孔仍保持为喇叭口形,详见图 3。改进后的高压油泵,全负荷时齿条格数比原来多约 10 格。

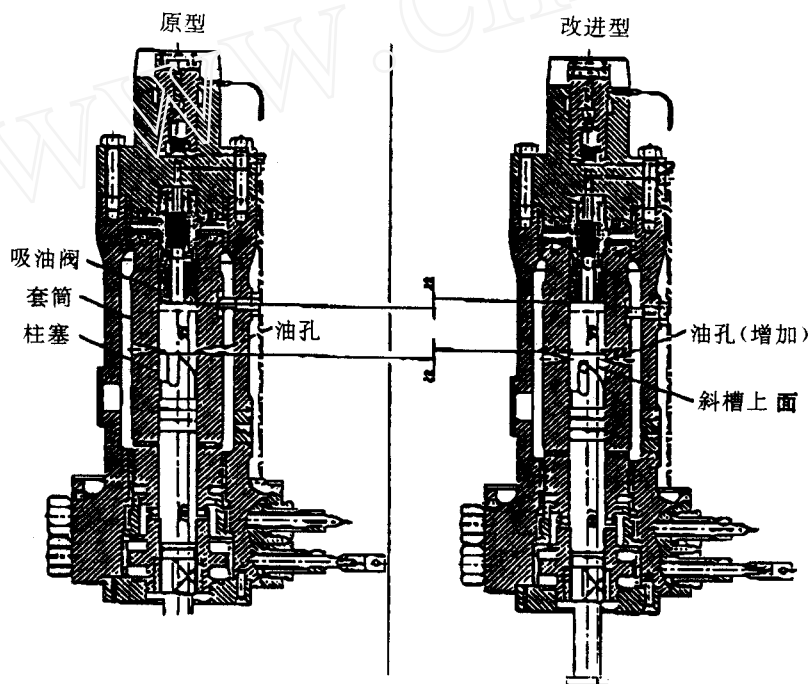


图 3

封缸时,高压油泵挺杆(滚轮)挺升机构设计成手操气动式。但还是必须在盘车情况下进行操作。

高压油泵柱塞下方采用了伞形防漏系统,并设有玻璃窗口易于观察其工作情况。套筒内无封圈,省去了封圈在高温下容易损坏而要经常更换之苦。同时为凸轮轴滑油系统并入主机滑油系统创造了条件。但这批船主机还是采用了独立的凸轮轴滑油系统。正巧首条船海上试验中,主机第三缸排气阀液压驱动缸活塞环断裂,缸套和活塞磨坏,产生的金属粉末仅污染了凸轮轴滑油系统而没有波及到主机滑油

系统。经过厂方拆检了所有缸的排气阀液压驱动缸,发现又有几缸排气阀液压驱动缸内拉毛。造机厂决定所有缸排气阀的上下液压缸全部内部镶套。原缸体(套)材料是球墨铸铁,镶套材料是片状球墨铸铁,运转中更有利于与活塞和活塞环的配合。

2.3 主机活塞环的改进

主机活塞环第一道使用 CPR 环。CPR 环即控制压力释放活塞环。其结构见图 4(a)。该环塔口密封好,不易漏气。在环的外圆设 4-6 条泄气槽,使燃气通过每道环的压降和受力情况保持大致相同,见

图 4(b)。为了防止第一道活塞环上下压差过大,吹坏油膜,加剧磨损,气缸内爆炸压力与压缩压力之差,不大于 35 kgf/cm^2 。压缩压力与转速和负荷有关,不易调节,但爆炸压力 P_{\max} 可通过 VIT 系统调节。环

境温度对 P_{\max} 影响较大,机舱每温升 10°C , P_{\max} 下降 3 kgf/cm^2 ,所以天热时要把 P_{\max} 向高调,天冷时要把 P_{\max} 向低调。使之保持为 135 bar (138 kgf/cm^2)。

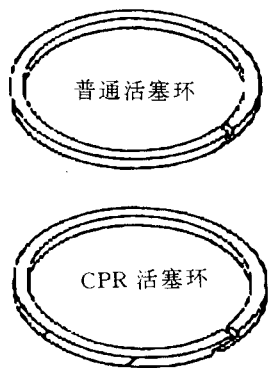


图 4(a)

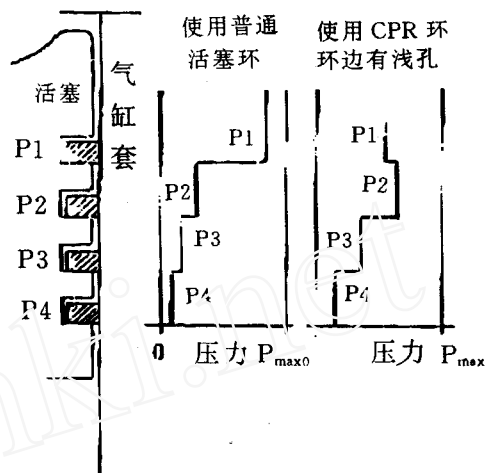


图 4(b)

2.4 其它

主机排气阀上液压驱动缸的活塞顶设计增加了缓冲柱塞。这样,取消了排气阀下液压驱动缸节流调节阀,并使排气阀关闭时更缓和,见图 5。

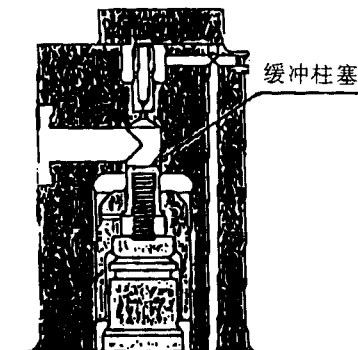
主传动链采用液压张紧装置,随时使传动链保持合适的紧度。比原来的刚性收紧装置易于调节而更少保养工作。

主机气缸油注油器随负荷变化自动增加注油量 50% (LCD)。设计工况为在 10 秒钟内如果主机负荷不管增加或降低,大于 10% 额定负荷时,自动增加注油量。如果负荷稳定达 30 分钟后,会恢复到正常注油量。

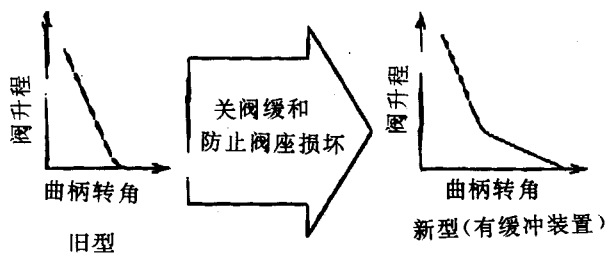
3 结束语

本文介绍了 5250TEU 集装箱船上安装的 MAN B&W 10L90MC MK5 柴油机上所采取的减振措施以及营运后产生问题所采取的相应措施,希望这些实际经验对船舶设计和轮机管理人员有所启发和帮助。

气阀关闭缓冲装置



结构



排气阀关闭前的运动

图 5

THE ELECTRICAL SYSTEM DESIGN OF 70800DWT SELF-UNLOADING BULK CARRIER

Han Chaozhen Wan Fang Chen Fengyuan(28)

The paper presents the major and special technical problems occurred during the electrical system design for 70800dwt self-unloading bulk carrier.

THE BOW THRUSTER AND ITS CONTROL SYSTEM

Wang Huaijiang(40)

The paper outlines the constitute of bow thruster and describes its control system to give a reference for the designer and ship operator.

SOME PROBLEMS ON THE MAIN SWITCHBOARD DESIGNING OF LARGE CONTAINER SHIPS

Shi Yongxin(43)

The paper describes the main switchboard of 5250 TEU container ship which is of the fifth generation container ship in China and analyses the technical key problems during the designing and construction of main switchboard for large container ships.

INSTALLATION MANAGEMENT FOR COMPOSITE ROCK-WOOL PLATES ON BOARDSHIP

Zhang Fumin(46)

The paper describes the characteristics of the composite rock-wool installing onboard ship and indicates the importance of management in the course of installation. The main content for installation management and person quality are also given.

TROUBLE ANALYSIS FOR STARTING INTERLOCK OF WÄRTSILA 4R32D DIESEL ENGINE

Qiu Ming(51)

Trouble for starting interlock of Wärtsila 4R32D diesel engine are outlined. The paper gives the methods for preventing and removing the troubles.

THE EFFECT OF AIR ON HYDRAULIC SYSTEM AND PREVENTING MEASURES Chen Yi(53)

The causes and effect for air in hydraulic system are outlined and preventing measures are given to ensure the hydraulic system in normal working condition.

IMPROVING MEASURES FOR MAIN ENGINE ON 5250 TEU CONTAINER SHIP Yu Xingqi(55)

The major problems of main engine on 5250 TEU container ships are outlined and improving measures are given.

SCAVENGING AIR RECEIVER ON FIRE AND PREVENTIVE MEASURES

Chen Yi (59)

Scavenging air receiver on fire is one of the main troubles for main engine. The paper outlines the causes and preventive measures.