

减振与降噪

簧片滑油型扭振减振器设计方法及验证

姜小荧, 陈 鹏, 周文建

(七一一研究所, 上海 200090)

摘 要: 介绍了一种簧片滑油型扭振减振器设计方法。首先使用简化模型通过动力吸振理论的最佳定调比和最佳阻尼比针对轴系扭振最主要谐次进行控制, 初步确定减振器的减振特性参数; 再使用详细模型通过轴系扭振计算进一步调整特性参数, 使扭振控制效果达到最优。然后根据参数设计结果开展结构设计, 主要介绍了扭转刚度和阻尼系数两个特性参数相关的结构设计方法。最后进行设计检验。将该方法应用到 HND 622V20CR 柴油机的减振器设计中, 显示: 所设计的簧片滑油型扭振减振器与原扭振减振器相比减振效果优势明显。

关键词: 柴油机; 扭转振动; 簧片滑油型减振器; 设计

中图分类号: TH703.63 **文献标识码:** A **文章编号:** 1001-4357(2018)01-0032-06

The Design Method and its Validation of Leaf Spring and Lubricating Oil Dampers for Torsional Vibration Reduction

Jiang Xiaoying, Chen Peng, Zhou Wenjian

(Shanghai Marine Diesel Engine Research Institute, Shanghai 200090)

Abstract: A leaf spring and lubricating oil damper design method is introduced. Firstly, the most important order of the shafts torsional vibration is controlled by using simplified model through optimal frequency ratio and optimal damping ratio in dynamic vibration absorbing theory, which could determine the vibration-reduction parameters preliminarily. Then, the characteristic parameters are further adjusted through the calculation of shafts torsional vibration by using detailed model, with the aim to realize optimal vibration control. After that, the structure design is carried out based on the parameters design results, and the structure design method about the two characteristic parameters, torsional stiffness and damping coefficient, is introduced mainly. The design verification was conducted at last. This method was applied to the damper design of HND 622V20CR diesel, and the results show that the leaf spring and lubricating oil damper boasts much better vibration reduction effect than the original one.

Key words: diesel engine; torsional vibration; leaf spring and lubricating oil damper; design

0 引 言

簧片滑油型扭振减振器安装在柴油机自由端, 与柴油机曲轴一起运转。对于柴油机轴系扭转振动控制来说, 簧片滑油型扭振器具有调节轴系扭振频率、减小扭振振幅的功能, 并且具有阻尼大、运行

可靠、寿命长等优点。随着柴油机单缸功率不断提高, 轴系也日益复杂化, 随之带来扭振性能恶化。目前, 簧片滑油型扭振减振器已在海外高、中、低速柴油机上广泛使用, 其设计制造技术被盖斯林格公司垄断。随着我国各大柴油机厂、相关科研院所柴油机自主研制项目的开展, 扭振减振器的设计技

收稿日期: 2017-06-16

作者简介: 姜小荧(1980-), 女, 高级工程师, 主要研究方向为船用柴油机减振降噪技术, E-mail: jiangxiaoying@csic711.com。

术已成为亟待解决的重要课题。

1 研究目的

簧片滑油型扭振减振器由内部构件、外部构件、簧片组件等组成,见图1。花键轴及固定在其上的零件为内部构件;中间块、侧板、紧固圈、法兰、主螺栓等为外部构件。外部构件和内部构件通过多组簧片组件连接,构成一个质量-弹簧系统。通过适当的设计,可以将整个轴系的固有频率调整至远离激励较大的频率。外部构件和内部构件及簧片组件之间的腔体中充满滑油,并通过滑油流动间隙互相连接。当内部构件和外部构件发生相对运动时,簧片弯曲,油腔形状发生变化,滑油在油腔之间流动产生阻尼,达到减振效果。因此,簧片滑油型扭振减振器的减振特性参数为:外部构件的转动惯量、扭转刚度和阻尼系数。

簧片滑油型扭振减振器设计的目标是使其减振特性参数与柴油机轴系扭振特性相匹配,在给定的安装空间和重量要求等限制条件下,达到柴油机轴系扭振控制的最佳效果,确保柴油机轴系安全运行。

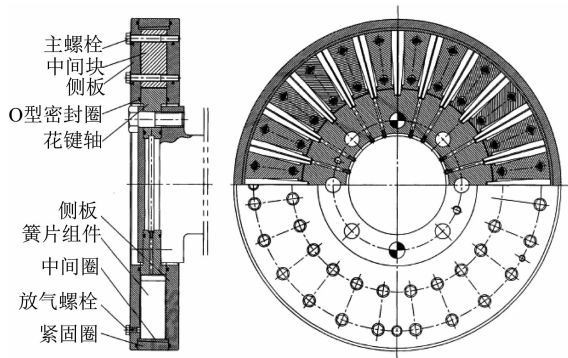


图1 簧片滑油型扭振减振器结构

2 扭振减振器设计方法

2.1 柴油机轴系扭振评估

对未加装扭振减振器的柴油机轴系进行扭振计算,其建模和计算方法已相对成熟^{[1],[6]},此处不再赘述。通过分析轴系扭振主谐次、共振峰位置及曲轴系扭振响应幅值,对在柴油机常用转速范围内,扭振共振较明显,扭振响应幅值超出轴系扭振许用值的情况,考虑加装扭振减振器来控制柴油机的轴系扭转振动。具体设计方法如下。

2.2 减振特性参数设计

减振特性参数设计分为两步。首先建立柴油机和扭振减振器的简化扭振系统计算模型,计算确定

扭振减振器的设计特性参数:惯量比、定调比、阻尼比,并初步确定扭振减振器减振特性参数;然后以初步确定的减振特性参数建立详细的多质量弹性系统轴系计算模型,进行扭转振动计算,验证并调整参数。

2.2.1 简化模型法参数设计

建立柴油机和扭振减振器的简化扭振系统计算模型,将柴油机轴系简化成一个质量点,扭振减振器也简化成一个质量点,见图2。

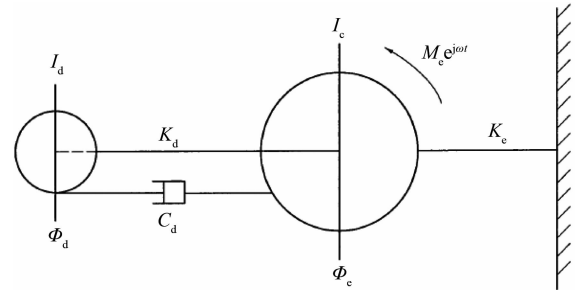


图2 装有扭振减振器的简化扭振模型

系统运动方程为^[5]:

$$\begin{cases} J_d \ddot{\phi}_d + C_d (\dot{\phi}_d - \dot{\phi}_e) + K_d (\phi_d - \phi_e) = 0 \\ J_e \ddot{\phi}_e + C_d (\dot{\phi}_d - \dot{\phi}_e) + K_d (\phi_d - \phi_e) + K_e \phi_e = M_e e^{j\omega t} \end{cases} \quad (1)$$

式中: J_d 为扭振减振器转动惯量, ($\text{kg} \cdot \text{m}^2$); J_e 为柴油机轴系当量转化的转动惯量, ($\text{kg} \cdot \text{m}^2$); C_d 为扭振减振器阻尼系数, ($(\text{N} \cdot \text{m} \cdot \text{s}) \cdot \text{rad}^{-1}$); K_d 为减振器扭转刚度, ($\text{N} \cdot \text{m} \cdot \text{rad}^{-1}$); K_e 为柴油机轴系当量转化的扭转刚度, ($\text{N} \cdot \text{m} \cdot \text{rad}^{-1}$); M_e 为作用在轴系上的激励扭矩幅值, ($\text{N} \cdot \text{m}$); ω 为激励扭矩的圆频率, ($\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}$); t 为时间, s ; ϕ_d 、 $\dot{\phi}_d$ 、 $\ddot{\phi}_d$ 为扭振减振器惯性体的角位移、角速度和角加速度, rad 、 $(\text{rad} \cdot \text{s}^{-1})$ 、 $(\text{rad} \cdot \text{s}^{-2})$; ϕ_e 、 $\dot{\phi}_e$ 、 $\ddot{\phi}_e$ 为柴油机轴系当量集中质量的角位移、角速度和角加速度, rad 、 $(\text{rad} \cdot \text{s}^{-1})$ 、 $(\text{rad} \cdot \text{s}^{-2})$ 。

(1) 确定扭振减振器惯量比

由双扭摆模型分析可知^[2]: 减振器转动惯量 J_d 愈大, 则由于加装减振器引入系统的两共振频率 ω_{n1} 与 ω_{n2} 之间的距离也愈大。这对减振器安全工作是有利的, 但设计时必须考虑空间限制以及与之匹配的减振器刚度的合理性。一般可取^[3]:

$$\mu = J_d/J_e = 0.1 \sim 0.3 \quad (2)$$

式中: μ 为惯量比。

(2) 确定扭振减振器定调比

由振动控制理论可知: 当扭振减振器阻尼为零

($C_d = \xi = 0$) 时, 共振发生在系统的两个无阻尼共振频率 ω_{n1} 和 ω_{n2} 处。当阻尼为无穷大 ($\xi = \infty$) 时, 扭振减振器和柴油机两惯量被固结在一起, 系统变成一个转动惯量为 $(J_d + J_e)$, 刚度为 K_e 的单自由度扭摆模型, 共振发生在 $\omega_n = \omega_e / \sqrt{1 + \mu}$ 处。

由图3可见: 无论阻尼大小如何, 所有响应曲线都经过 A 和 B 两点。当扭振减振器的自振频率 ω_d 符合式(3)时, A 和 B 两点幅值相等, 减振效果最好, 此时 ω_d / ω_e 称为最佳定调比^{[5],[8]}。

$$\omega_d / \omega_e = 1 / (1 + \mu) \quad (3)$$

式中: ω_e 为柴油机固有频率, $\omega_e = \sqrt{K_e / J_e}$; ω_d 为扭振减振器固有频率。

由 ω_d 确定扭振减振器的扭转刚度, 见式(4)。

$$K_d = J_d \omega_d^2 \quad (4)$$

(3) 确定扭振减振器阻尼比

当 $\xi_p = \sqrt{\frac{3\mu}{8(1+\mu)^3}}$ 时, 称为最佳阻尼比^{[5],[8]}, 此时响应曲线在 A、B 两点处的切线近似为水平直线。

根据阻尼比, 由式(5)确定扭振减振器的阻尼系数。

$$C_d = 2J_d \omega_e \xi_p \quad (5)$$

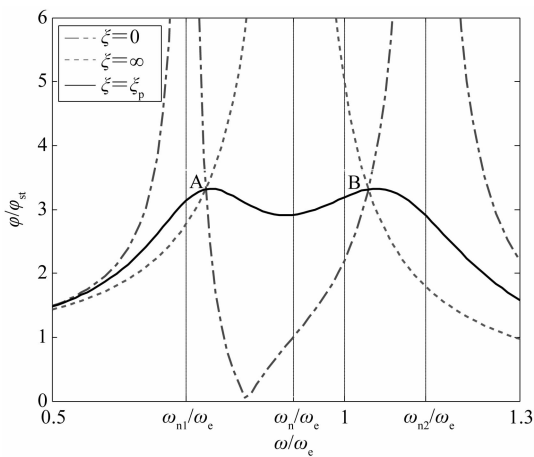


图3 扭振减振器的扭振控制效果

2.2.2 详细模型参数设计

根据简化模型确定的减振特性参数适用于对轴系扭振最主要谐次共振频率的调节及其振动响应的控制; 进一步还须建立加装扭振减振器的柴油机轴系多质量扭振计算模型(图4), 进行扭振计算; 根据计算结果对扭振减振器刚度和阻尼进行调整, 以保证各谐次合成的扭振响应也控制在可接受范围内。此处建模方法和计算方法与柴油机轴系扭振评估方法相同。

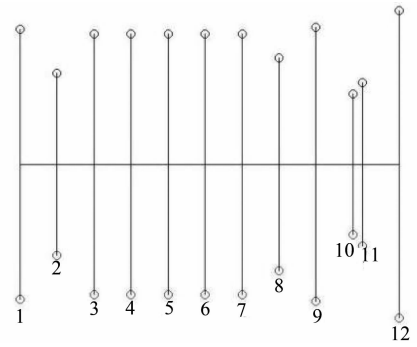


图4 多质量扭振计算模型

2.3 结构设计

结构设计要点是将减振特性参数准确地体现到扭振减振器的结构中, 主要包括簧片组件结构设计和阻尼间隙结构设计, 两者分别反应扭振减振器的刚度和阻尼系数。外部构件的转动惯量主要决定于中间块的形状和两个侧板的厚度, 该参数调整比较方便, 由于篇幅限制, 在此不加详细说明。

2.3.1 簧片结构设计

簧片结构设计分两步。首先采用数学解析法建立梁单元模型, 进行与扭转刚度有关的结构参数, 如簧片组数、簧片有效长度、簧片宽度等的设计, 见图5。然后建立实体模型, 采用有限元法进行计算验证(图6、图7): 建立簧片组件实体模型, 按照受力情况, 在簧片组大端固定, 小端施加载荷, 经计算得到簧片组件小端的挠度, 从而得到簧片组件的扭转刚度。

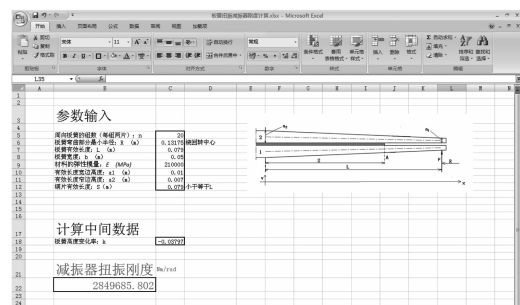


图5 簧片扭振减振器刚度计算

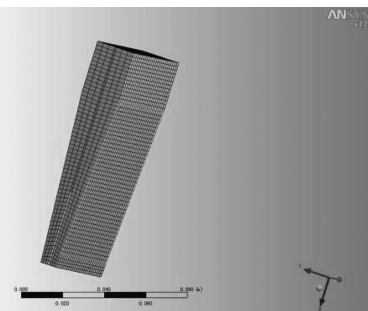


图6 簧片扭转刚度有限元网格划分

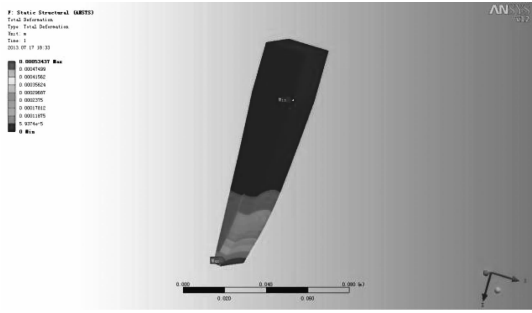


图 7 簧片扭转刚度有限元计算

2.3.2 阻尼间隙设计

簧片滑油型扭振减振器在柴油机工作过程中，内、外部构件在轴系扭转振动作用下会产生相对转动，簧片一侧的油腔被压缩，另一侧的油腔被扩张，由于体积变化，油腔之间产生压力差。滑油通过盖板上浅槽间隙、中间块与花键轴间的间隙及簧片与盖板间的间隙在相邻的油腔之间流动，如图 8 所示。另外，簧片组件中间的油腔被压缩，簧片组件与中间块之间的油腔被扩张，图中箭头表示滑油流动的路径及方向。可由滑油阻尼特性产生的阻尼力矩是角速度的函数这一关系，求得减振器的等效阻尼系数^[9]，如图 9 所示。

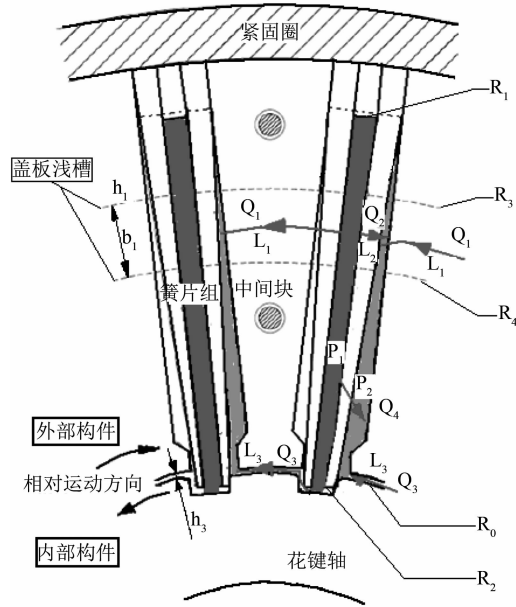


图 8 扭振减振器内部滑油流动示意图

2.4 设计检验

2.4.1 计算检验

对扭振减振器特性参数及结构设计的合理性进行检验。主要包括：加装扭振减振器的柴油机轴系扭振计算，确认柴油机轴系扭振应力、扭矩均在许用值以下，以确保轴系运行安全；以扭振计算结果得到的扭振减振器振幅考核簧片的疲劳问题；根据

阻尼系数并结合扭振减振器内部油路结构，考核供油压力是否满足扭振减振器的需求；校核扭振减振器工作情况下的发热量和散热量，确保运行过程中不会出现滑油过热的情况。

2.4.2 试验检验

对装有扭振减振器的柴油机轴系进行扭转振动测量，得到振动的固有频率和主要谐次的振幅，并与扭振计算结果做比较。根据国家标准和行业标准的要 求，误差在 5% 以内认为扭振减振器达到预期设计效果。如果出现计算与测试差异较大的情况，可对减振器的结构进行适当调整，从而保证设计制造出的扭振减振器装机性能达到或接近设计最佳值。

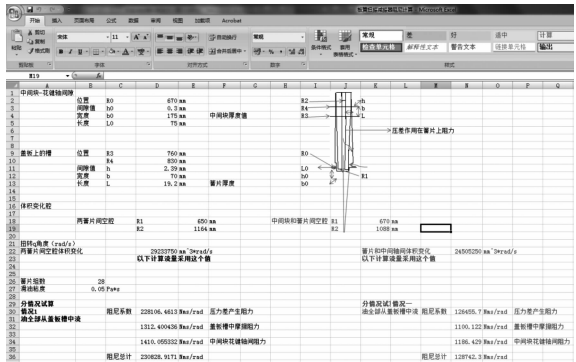


图 9 阻尼间隙设计计算

3 验证实例

将本文的设计方法应用到 HND 622V20CR 柴油机的扭振控制中。该型柴油机原来加装硅油型扭振减振器，对其扭转振动有一定控制效果。为了进一步降低该柴油机轴系扭转振动，保证柴油机在高速、大功率工况下安全运行，使用本方法设计了 A46×75 簧片滑油型扭振减振器（图 10），其主要减振参数见表 1。

表 1 A46×75 型扭振减振器减振参数

型号	外部转动惯量/ (kg·m ²)	内部构件转动惯量/ (kg·m ²)	扭转刚度/ (MN·m·rad ⁻¹)	阻尼/ (MN·m·s·rad ⁻¹)
A46×75	3.4	0.17	0.5	4 200

扭振减振器安装在柴油机自由端，并在柴油机自由端布置扭振传感器用于扭振测量。扭振减振器安装和扭振测点布置见图 11、图 12 所示。

测量时柴油机稳定升速，各缸均正常发火，在 650~1 900 (r·min⁻¹) 转速范围内做连续升速记录。

测试信号经 LMS 扭振测试分析系统分析，见

表2, 并作频响修正后转换成扭角; 根据实测扭振角振幅和自由振动计算 Holzer 表来推算各轴段应力和扭矩, 见表3。



图10 A46 × 75 型扭振减振器

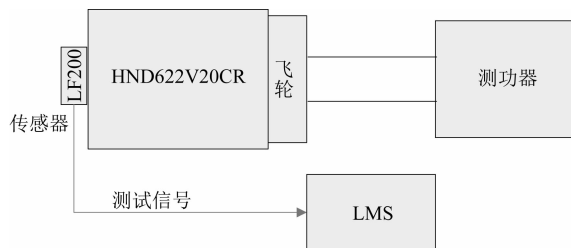


图11 扭振测试测点布置图

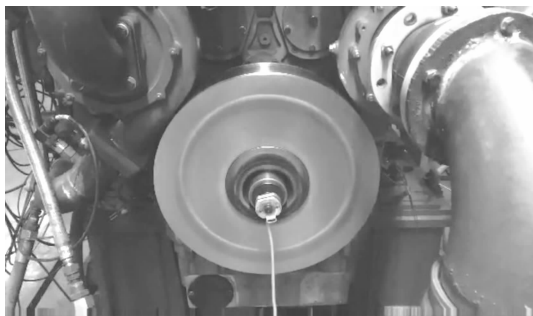


图12 扭振测试现场

表2 共振转速对比表

振型	谐次	实测共振转速/ ($r \cdot \min^{-1}$)	实测振动频率/ $\min^{-1}$	计算固有频率/ $\min^{-1}$	误差
II	4.5	835	62.67	65.54	4.3%
II	5.0	754	62.64	65.54	4.4%

表3 轴系轴段应力与扭矩推算

谐次	轴段位置	扭振应力/ MPa	许用值/ MPa	计算值/ MPa	误差
合成	曲轴 10-11	20.784	55	20.366	2.1%

由表2、表3可知: 加装 A46 × 75 型扭振减振

器后, 柴油机轴系扭振计算值和测试值相差较小, 自由振动和受迫振动结果相差均在 5% 以内。由此可以证明: 该扭振减振器较好地反映了设计结果。

该型柴油机原来加装的硅油型扭振减振器外部尺寸与 A46 × 75 簧片滑油型扭振减振器相同, 重量相当。经对比测试: 加装经过优化设计的 A46 × 75 簧片滑油型扭振减振器后, 扭振共振峰向低转速区域移动, 共振区域各主要谐次扭振振幅较加装原减振器情况均有所减小 (图13、14), 最大扭振响应由原来的 5.0 谐次 0.114° 变为 4.5 谐次 0.086° 。

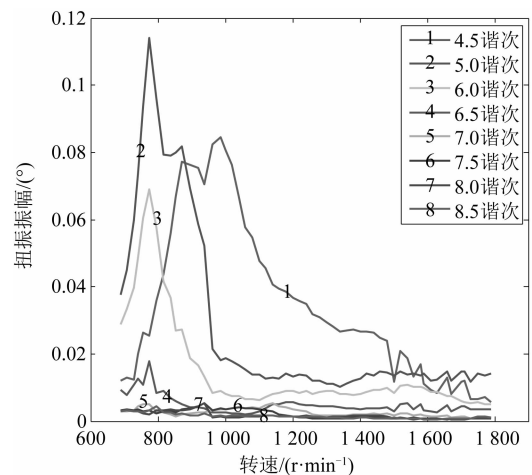


图13 原扭振减振器扭振测试

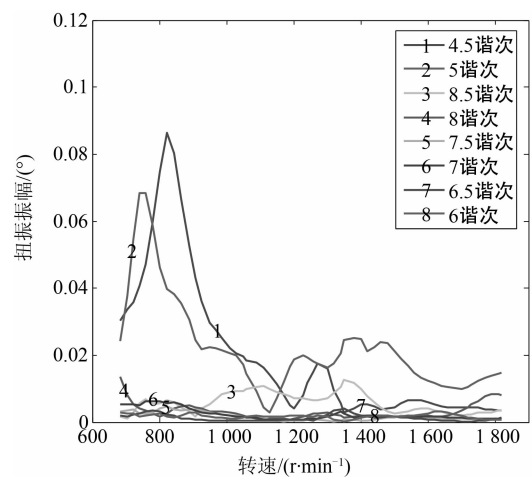


图14 A46 × 75 型扭振减振器扭振测试

4 总 结

本文介绍了一种簧片滑油型扭振减振器设计方法, 该方法包括: 柴油机扭振评估、扭振减振器参数设计、扭振减振器结构设计及扭振减振器设计检验。其中, 参数设计先使用简化的双扭摆模型按照最佳定调比和最佳阻尼比初步确定扭振减振器的特

性参数;然后将参数带入详细扭振模型,按需要对参数进行调整,以达到最佳的减振效果。结构设计完成后,须要从计算和试验两方面对设计结果进行检验,以检验设计合理性、参数复现情况以及扭振控制效果。

将该设计方法应用到 HND 622V20CR 柴油机的扭振控制设计中,配机试验测试结果表明:扭振固有频率和振幅相对误差均在 5% 以内,扭振减振器的减振参数与设计值较为一致。安装扭振减振器后,该型柴油机扭振性能较原来采用硅油型扭振减振器时有明显改善。在同样安装空间和重量要求的条件下,A46×75 簧片滑油型扭振减振器较原减振器有明显优势。

参考文献

- [1] 张志华. 动力装置振动数值计算 [M]. 哈尔滨:哈尔滨工程大学出版社,2007.

- [2] 中国国家标准化管理委员会. 扭转振动减振器特性描述: GB/T 13437-2009 [S]. 中国标准出版社,2009.
- [3] 周炎. 卷簧扭振减振器优化设计研究 [C]. 中国内燃机学会大功率柴油机分会成立 20 周年年会,2001.
- [4] 全国船用机械标准化技术委员会柴油机分技术委员会. 扭转振动减振器: GB/T 16305-2009 [S]. 中国标准出版社,2009.
- [5] RAO S S. Mechanical Vibration [M]. U. S. A: Prentice Hall, 2009.
- [6] 中国船舶工业总公司. 舰艇柴油机轴系扭转振动计算: CB/Z 214-85 [S]. 中国船舶工业总公司,1985.
- [7] 中国国家标准化管理委员会. 弹性阻尼簧片减振器: GB/T 14654-2008 [S]. 中国标准出版社,2008.
- [8] 严济宽. 机械振动隔离技术 [M]. 上海:上海科技文献出版社,1986.
- [9] POTTER M C. Engineering fluid mechanics [M]. 北京:机械工业出版社,2015.

(上接第 17 页)

4 结 语

本系统研制完毕后经多次静态、动态试验,以及实机长时间运行验证,表明:控制系统动作灵敏,工作安全可靠;整套系统设计符合要求,适用于相继增压的控制及快速转换;性能与国外同类产品基本相当,但具有结构简单、工作可靠、价格低廉等优点,为国内相继增压系统的推广应用及试验研究提供了基础。

参考文献

- [1] 黄建华,王银燕,王贺春. 某船用 V 型高速柴油机相继增压计算分析 [J]. 船舶工程,2005,27 (2): 92-96.
- [2] 张永洋,杨彦涛,王禹华. 相继增压技术的应用研究 [J]. 柴油机,2009,31 (4): 23-27.
- [3] 陈在平,刘文芳. 西门子 S7-200PLC 系统设计与应用实例 [M]. 北京:电子工业出版社,2015.
- [4] Siemens A G. SIMATIC S7-200 PLC System Manual [R]. 2008.

(上接第 26 页)

(3) 改进后进行试验,故障未再发生。表明该仿真方法能够模拟并预测排气管结构薄弱区域;也可为存在振动可能的受热零部件可靠性设计提供参考和借鉴。

参考文献

- [1] 易台连,吴杰长,刁爱民,等. 基于有限元和 FE-SAFE 的柴油机排烟管振动下的疲劳寿命 [J]. 内燃

- 机工程,2008,29 (3): 76-80.
- [2] 骆旭薇,石勇,李斌,等. 应用 FEA-CFD 耦合方法对某增压柴油机排气歧管的开裂失效分析及设计改进 [J]. 内燃机工程,2015,36 (6): 144-150.
- [3] 李民,王站成,皮振新,等. 排气歧管热应力模拟计算及缸盖边界条件影响的分析 [J]. 小型内燃机与摩托车,2014,43 (3): 57-60.