

某柴油机 DPM 出油管振动分析及优化

董福祥^{1,2}, 丁保安^{1,2}, 李秀山^{1,2}, 张新众^{1,2}, 王晓波^{1,2}, 郭鑫^{1,2}

1. 内燃机可靠性国家重点实验室, 山东 潍坊 261061; 2. 潍柴动力股份有限公司, 山东 潍坊 261061

摘要:针对某六缸柴油机颗粒物消除系统(de-particular matter, DPM)出油管裂纹漏油的问题,利用有限元软件对原出油管进行模态分析,采用仿真和振动试验分析 DPM 油管裂纹漏油原因并进行结构优化,对优化后的 DPM 油管在发动机台架上进行振动试验验证。仿真计算及试验结果表明:出油管出现裂纹导致漏油的原因是出油管的一阶模态频率较低,发动机激励与出油管模态耦合,引起共振导致油管剧烈振动;更改出油管的结构、加强油管约束、提高出油管系统刚度,使出油管的一阶模态由 86 Hz 提升到 166 Hz,有效避免了发动机激励与出油管模态频率耦合引起的共振,DPM 出油管的振动强度降低,解决了出油管裂纹导致的漏油问题。该方法可以为提高油管运行可靠性提供参考。

关键词:DPM;油管;振动试验;有限元仿真

中图分类号:TK424.5

文献标志码:A

文章编号:1673-6397(2022)02-0073-07

引用格式:董福祥,丁保安,李秀山,等.某柴油机 DPM 出油管振动分析与优化[J].内燃机与动力装置,2022,39(2):73-79.

DONG Fuxiang, DING Baoan, LI Xiushan, et al. Vibration analysis and optimization of DPM tubing for a diesel engine[J]. Internal Combustion Engine & Powerplant, 2022,39(2):73-79.

0 引言

为了控制排放,减少车用柴油机尾气污染,国家第六阶段排放标准对氮氧化物和颗粒物的排放要求进一步提高,各种技术手段被用于柴油机的排放优化^[1-3]。国六柴油发动机在后处理系统设计上做了较大改进,其中颗粒物消除系统(de-particular matter, DPM)发挥着重要作用,DPM 出油管将燃油泵中的柴油喷入排气系统进行柴油颗粒捕集器(diesel particulate filter, DPF)的再生,DPM 出油管周围的工作温度较高,如果发生燃油泄漏,极易引起发动机着火。根据市场反馈,DPM 出油管存在由于振动大导致出现裂纹和漏油的问题^[4-8],为解决裂纹漏油故障,本文中利用 ABAQUS 有限元软件对出油管进行模态计算,采集不同工况下各个测点的升速振动曲线,查找振动原因,采用仿真和振动试验相结合的方法对 DPM 油管进行优化,并将优化后的出油管在发动机台架上进行振动试验验证。

1 DPM 出油管结构有限元分析

1.1 DPM 出油管结构

DPM 的作用是将燃油泵中的柴油喷入涡轮增压器下游、氧化催化器(diesel oxidation catalys, DOC)上游的排气管路中,使柴油在 DOC 中燃烧产生大量的热量,提高废气温度,使 DPF 捕集的碳颗粒氧化,实现 DPF 再生^[9]。目前市场上 DPM 出油管有 2 种结构,一种是双层管结构,一种为单层管和保护罩组合的结构,如图 1 所示。本文中主要对第一种结构形式出油管的振动性能进行研究。

收稿日期:2021-08-27

第一作者简介:董福祥(1994—),男,山东烟台人,工学硕士,工程师,主要研究方向为整车及发动机 NVH, E-mail: dongfuxiang@weichai.com。



图1 出油管结构

1.2 模态理论

模态分析可用来确定弹性结构系统的固有振动特性,识别系统的模态参数^[10-11],为结构系统的振动特性分析、振动故障诊断以及动力特性优化设计提供依据。有限元分析是目前工程领域一项重要的技术^[12-14],能够分析形状复杂的结构和边界条件,求解微分方程,进行数值计算。本文中应用有限元软件对DPM出油管进行计算,初步确定结构的几何形状、边界条件和材料特性,采用刚度矩阵、阻尼矩阵和质量矩阵代替结构的刚度分布、阻尼分布、质量分布,得到出油管的固有频率和振型。

结构在某时刻的瞬时位移、应变和应力都随时间 t 变化,由于节点具有速度和加速度,因此相应结构也受阻尼和惯性力的作用^[15-17]。根据达朗伯原理,引入惯性力和阻尼力后仍为平衡状态,根据虚位移原理建立单元特性方程,由整体平衡条件得到整个结构的平衡方程:

$$M\ddot{q} + C\dot{q} + Kq = R(t), \quad (1)$$

式中: q 为位移列阵,其一阶导 \dot{q} 为速度列阵,二阶导 \ddot{q} 为加速度列阵; t 为时间, s ; $R(t)$ 为节点载荷列阵; C 为结构阻尼矩阵; K 为结构刚度矩阵; M 为结构质量矩阵。

当阻尼系统矩阵 $C=0$,节点载荷矩阵 $R(t)=0$,振动微分方程简化为:

$$M\ddot{q} + Kq = 0. \quad (2)$$

设式(2)的特解为 $q = \varphi \exp(j\omega t)$,其中 φ 为自由响应的 n 阶位移幅值列阵, ω 为简谐振动圆频率,将其带入式(2)得:

$$(K - \omega^2 M)\varphi = 0. \quad (3)$$

为使系统有非零解,则有:

$$K - \omega^2 M = 0. \quad (4)$$

假设式(4)无重根,得到了此方程关于 ω 的 n 个互异正根 $\omega_i (i=1, 2, \dots, n)$,按升序排列得:

$$0 < \omega_1 < \omega_2 < \dots < \omega_n, \quad (5)$$

式中 ω_i 为振动系统的第 i 阶模态频率。由于系统属于多自由度无阻尼振动系统,其主频率即为系统的固有频率。

在实际工程应用中,因为系统的复杂性,建立的微分方程、边界条件的复杂性增加,尤其对于非线性和边界不规则等问题,一般不能通过求解得出精确解,只能利用数值法得到其近似解。

1.3 仿真计算

利用有限元软件ABAQUS对原出油管进行模态求解^[18],原出油管结构如图2所示。为避免出油管喷嘴喷油出现雾化不良问题,整个出油管为硬钢管。油管的材质为不锈钢,内径为4 mm, DPM出油管的材料属性如表1所示。

仿真计算的边界条件是约束油管的进油口、出油口、支架端的六向自由度,油管与减震块之间的边界设为绑定接触。DPM出油管模态振型如图3所示。由图3可知:原出油管的一阶模态为

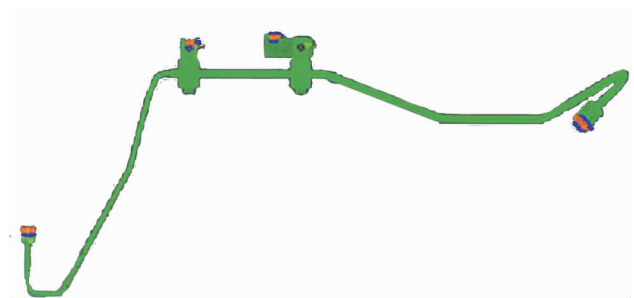


图2 原出油管结构

86 Hz,二阶模态为 202 Hz。由于发动机激励转矩在低阶输出转矩较大,提供的激励能量较大,易激起强烈的振动,因此一般只考虑低阶模态,在系统模态设计中应尽量避免与发动机主阶次的固有频率重合,发动机主阶次各转速下的激励频率

$$f = \frac{ni}{120}, \tag{6}$$

式中: n 为发动机的转速, r/min ; i 为发动机缸数。

表 1 材料属性

零件名称	材料	弹性模量/MPa	泊松比	密度/($kg \cdot m^{-3}$)	抗拉强度/MPa	屈服强度/MPa
出油管/套管	0Cr18Ni9	204 000	0.285	7930	520	205
支架	Q235	212 000	0.288	7860	390	235
螺母	45#钢	209 000	0.269	7890	600	335
减震块	橡胶	20	0.490	910	—	—

注:—表示未测量。

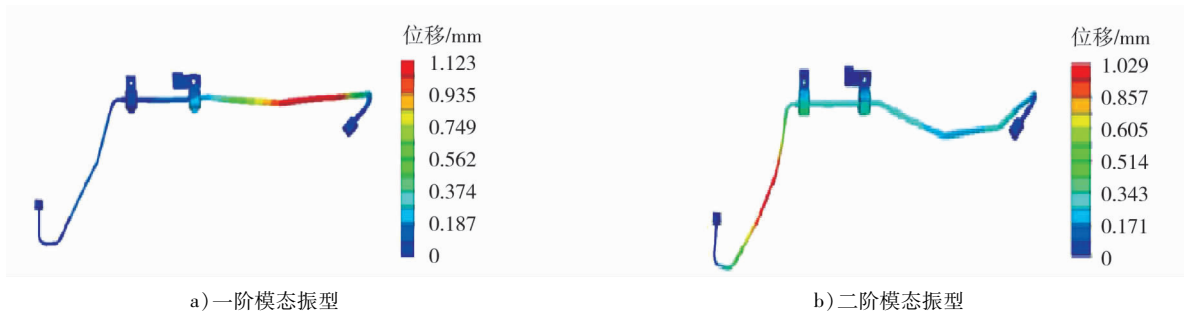


图 3 原 DPM 出油管模态振型

试验发动机转速为 700~2200 r/min ,六缸发动机主激励频段为 35~110 Hz,由于出油管的一阶模态为 86 Hz,处于发动机主激励频段,易引起共振。

2 试验分析

振动试验设备有电脑、SMC05 数据采集前端、三向加速度传感器以及相应的连接线束,传感器的型号为 356A25,灵敏度为 24.5 mV/g (g 为自由落体加速度)。由于出油管较细且质量较轻,为了避免振动传感器自身的质量改变出油管的质量分布,影响试验结果的精确度,每次测试时只使用一个传感器,进行多次测试,减少试验误差。

在发动机机架上对安装原 DPM 出油管的发动机进行振动测试,分别测试空载工况、外特性工况下的振动性能。振动的采样带宽设为 1024 Hz,采样频率为 1 Hz,在 DPM 出油管上依次采集 5 个位置的振动数据,振动测点为 $a_1 \sim a_5$,振动测点如图 4 所示。

试验中,采集频段为 2~200 Hz,发动机纵向(x 方向)、横向(y 方向)和垂向(z 方向)的有效速度,并进行综合运算 $\sqrt{v_x^2 + v_y^2 + v_z^2}$;测试外特性工况及空载工况下原 DPM 出油管各测点升速振动曲线,如图 5 所示。由图 5a)可知:测点 a_4 和 a_5 处振动剧烈,发动机转速为 1300 r/min 时, a_4 测点振动速度高达 1574 mm/s ,存在局部共振;转速为 1650 r/min 时, a_5 点的振动速度达 395 mm/s 。由

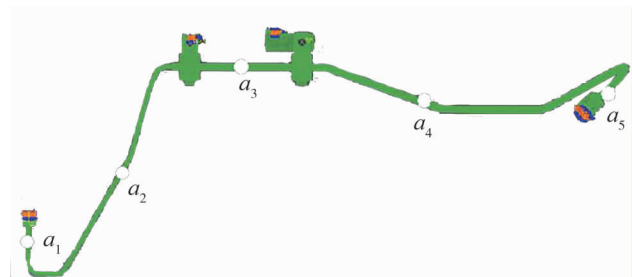


图 4 原 DPM 出油管振动测点

如图5b)可知; a_4 测点处在多个转速下振动强烈,最大振动速度为222 mm/s。

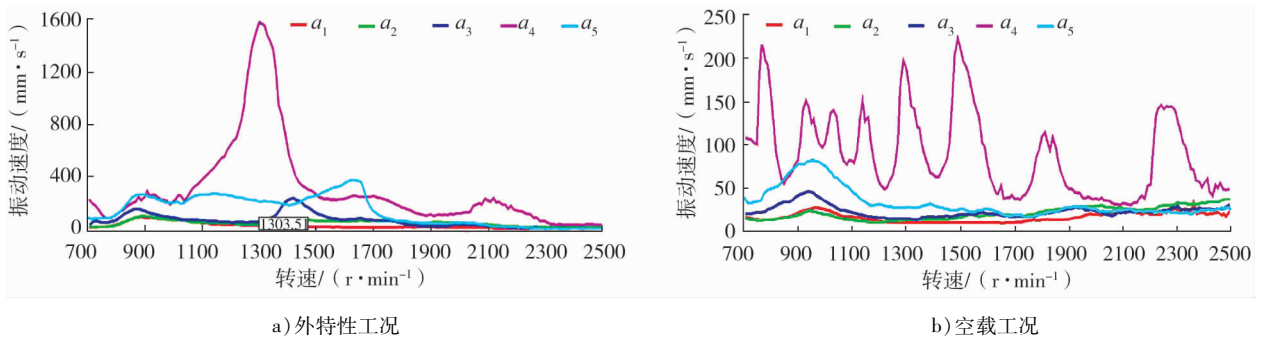


图5 2种工况各测点升速振动曲线

y 方向振动最为剧烈,因此对 a_4 、 a_5 测点做 y 方向的 Colormap,如图6所示。

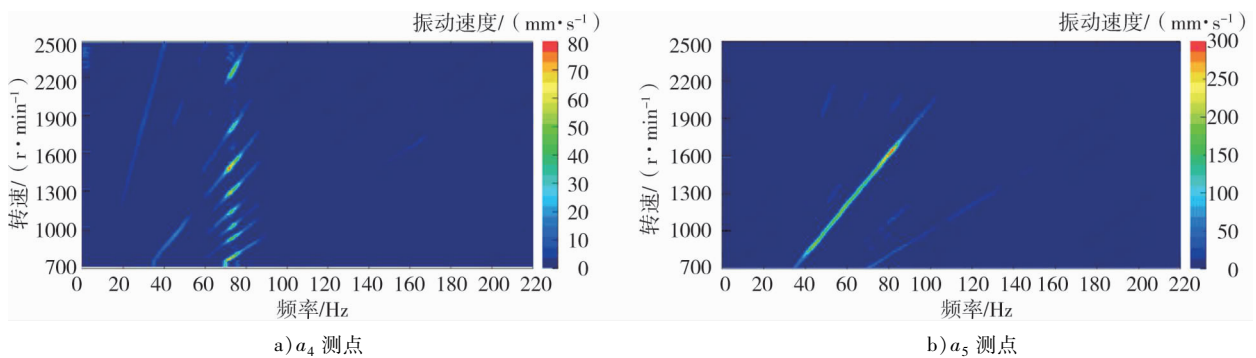


图6 a_4 、 a_5 测点 y 方向的 Colormap 图

由图6可知:原DPM油管在73、82 Hz左右存在局部模态,测试结果与仿真计算的一阶模态86 Hz存在一定的误差。仿真分析对油管进出口进行了六向自由度约束,将支架上减震块与油管设置为接触边界条件,与实际安装环境存在一定差异,在振动测试过程中,DPM油管上的加速度传感器改变了油管局部的有效质量,以上因素都会导致误差出现。

3 优化结构及试验验证

现场实测原DPM油管振动剧烈,仿真计算的一阶模态为86 Hz,频率较低,容易被发动机激励,失效风险大,对油管结构进行改进与约束,新油管布局及振动测点位置分别如图7(橘色油管为原油管,红色油管为新油管)、图8所示。对新油管进行仿真计算,其一阶模态为166 Hz,二阶模态为202 Hz。出油管的一阶固有频率远大于发动机主阶次的固有频率,避免了被发动机主阶次激起强烈振动。

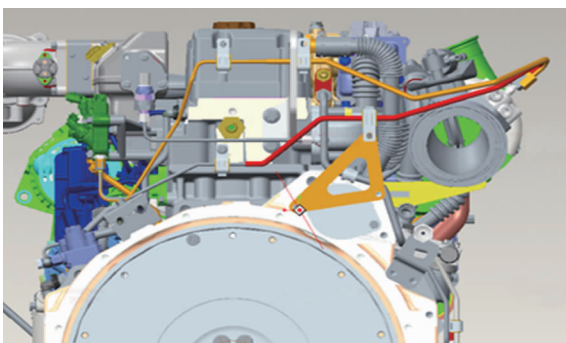


图7 DPM油管布局图

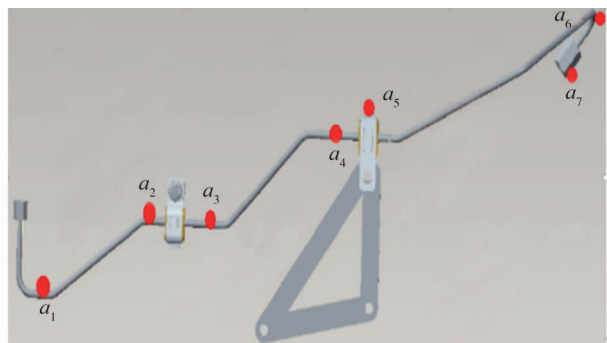


图8 新DPM油管振动测点位置图

将新DPM出油管安装在相同型号的六缸发动机上进行振动测试,测试各测点外特性工况和空载工况下升速振动性能,2种工况各测点升速振动曲线如图9所示。

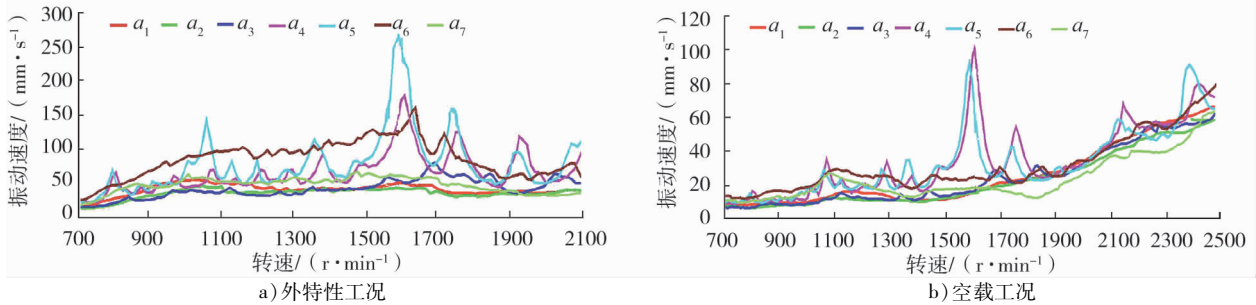


图9 新出油管2种工况各测点升速振动曲线

由图9a)可知:外特性工况下,转速为1600 r/min时,支架测点 a_5 处振动速度最大,为258 mm/s;测点 a_4 处振动速度为170 mm/s。由图9b)可知:空载工况下,转速为1600 r/min时,测点 a_4 振动速度最大,为100 mm/s,支架测点 a_5 处最大振动速度为90 mm/s。新出油管相对于原出油管振动性能得到明显改善,但振动仍然较大。外特性工况下 a_4 和 a_5 测点处各方向的振动曲线如图10所示。由图10可知:油管 x 方向振动最大,约束较弱。

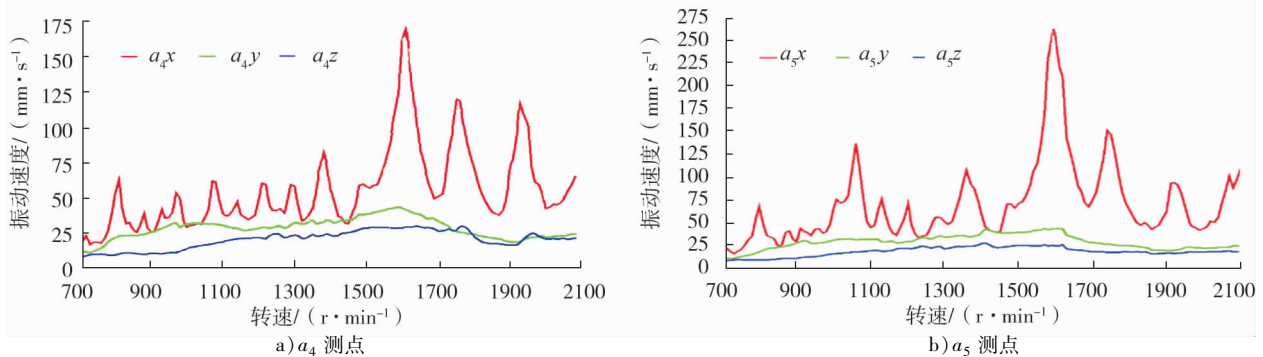


图10 外特性工况下2个测点各个方向的振动速度

优化后DPM出油管主要振动方向为 x 方向, a_5 位置处增加L型支架加强 x 方向约束,L型支架安装如图11所示。对添加L型支架的新出油管测点 a_4 、 a_5 位置进行外特性工况及空载工况升速振动测试,并与不带支架测试结果对比,如图12所示。由图12可知:经过优化后,测点 a_4 和 a_5 处的振动明显降低,DPM油管的整体振动性能得到提高,振动强度降低。在台架上进行满负荷工况25.5 h的耐久试验,未出现裂纹漏油的问题。

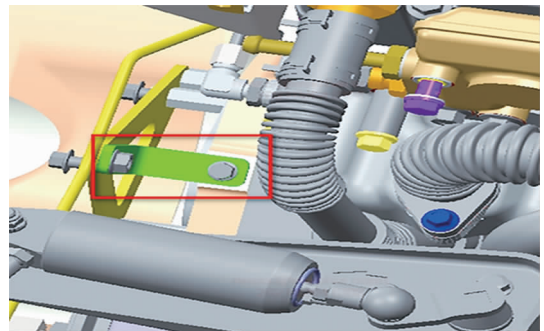


图11 L型支架安装示意图

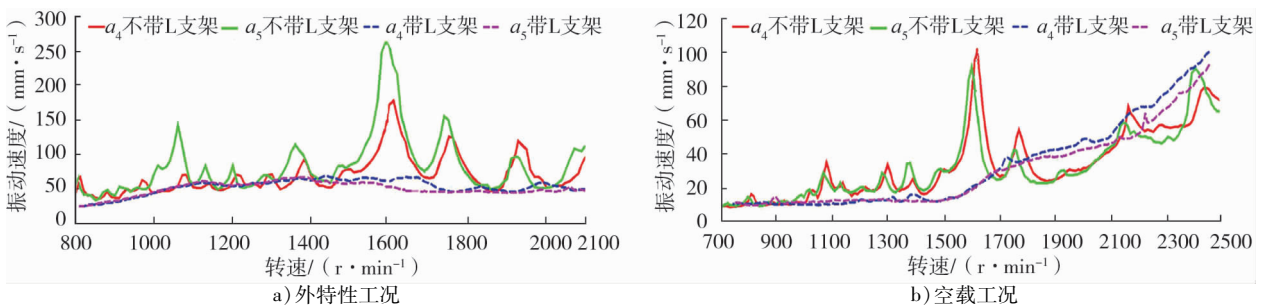


图12 2种工况 a_4 、 a_5 测点升速振动曲线

5 结论

1)若 DPM 出油管结构设计不合理,会引起共振,导致油管振动剧烈,出现裂纹,造成漏油。

2)通过有限元仿真和振动试验方法对 DPM 出油管进行振动模态分析,并对结构进行优化,降低油管的振动幅值,避免与发动机主阶次频率重合。优化后的新油管,振动性能明显改善。

3)增加 L 型支架对油管进行约束,提高 DPM 出油管刚度,振动强度降低,试验结果与仿真结果一致,裂纹漏油问题得到解决。

参考文献:

- [1]凌建群,熊津联.满足国六排放法规的重型车用柴油机开发[J].汽车与新动力,2020,3(4):7.
- [2]申成振.重型柴油车国六 SCR 技术概述[J].汽车实用技术,2020,45(24):228-230.
- [3]刘乐,耿培林,邹雄辉,等.基于中国工况的国六轻型车排放特性及技术路线研究[J].小型内燃机与车辆技术,2020,49(4):39-43.
- [4]张强,邵杰.某型装载机变速器加油管断裂原因及改进措施[J].工程机械与维修,2019(5):97-98.
- [5]岑黎明,王晋,李典来,等.汽轮发电机组滑油管路振动分析及处理[J].机电设备,2017,34(5):55-58.
- [6]戴德文.宝钢 5 m 厚板精轧机液压系统回油管路振动分析及对策[J].宝钢技术,2015(2):45-52.
- [7]别毕荣.履带式起重机液压油管振动的原因[J].工程机械与维修,2013(5):218-218.
- [8]陈红平,崔建凯,谢共生,等.水电站事故工作闸门油管路异常振动原因分析及处理[J].红水河,2012,31(4):79-82.
- [9]沈颖刚,吕誉,彭益源,等.国六柴油机颗粒物捕集器在工程应用中的关键问题分析[J].汽车工程学报,2021,11(2):35-44.
- [10]刘显臣.汽车 NVH 综合技术[M].北京:机械工业出版社,2014.
- [11]庞剑.汽车车身噪声与振动控制[M].北京:机械工业出版社,2015.
- [12]陶晓敏,汪韶杰.某新型汽车变速箱箱体振动模态分析[J].机械传动,2016,40(7):143-145.
- [13]吴国雄,张森森,李庆,等.某内燃机油管随机振动试验与仿真疲劳分析[C]//第二十七届全国振动与噪声应用学术会议论文集.北京:中国振动工程学会振动与噪声控制专业委员会,2016:507-512.
- [14]李秀山,丁保安,郭彬,等.基于 LMS Test. Lab 的空调压缩机振动问题研究[J].内燃机与动力装置,2018,35(1):88-92.
- [15]王利娟.摩托车车架的轻量化设计[D].重庆:重庆理工大学,2021.
- [16]刘玉博.某汽车变速箱箱体振动模态研究[D].沈阳:沈阳理工大学,2020.
- [17]申成振.商用车动力总成悬架系统优化应用研究[D].西安:长安大学,2017.
- [18]朱冬月,袁帅,李艳君,等.某柴油机发电机支架仿真分析与结构优化[J].内燃机与配件,2020(20):3-6.

Vibration analysis and optimization of DPM tubing for a diesel engine

DONG Fuxiang^{1,2}, DING Baoan^{1,2}, LI Xiushan^{1,2}, ZHANG Xinzong^{1,2},
WANG Xiaobo^{1,2}, GUO Xin^{1,2}

1. State Key Laboratory of Engine Reliability, Weifang 261061, China; 2. Weichai Power Co., Ltd., Weifang 261061, China

Abstract: Aiming at the problem of crack and oil leakage of outlet pipe of De-particular Matter (DPM) of a six cylinder diesel engine, finite element software is used to carry out modal analysis of the original state of the outlet pipe, and the DPM pipe is optimized by combining simulation and vibration test. The optimized structure is verified by vibration test on engine bench. Simulation calculation and test results show that the natural frequency of the outlet pipe in the original state is low, and the coupling of the engine excitation and the outlet pipe mode leads to the vibration of the pipe, which is the reason for the crack and oil leakage of the outlet pipe. The

structure of the outlet pipe is modified and the constraints of the outlet pipe is strengthened to improve the stiffness of the outlet pipe system. The first-order mode of the outlet pipe is increased from 86 Hz to 166 Hz, effectively avoiding the excitation of the engine rotation frequency, and the vibration performance of the DPM outlet pipe is significantly improved and the vibration intensity is reduced. This method can provide reference for improving the reliability of the operation of the outlet pipe.

Keywords: DPM; tubing; vibration test; finite element simulation

(责任编辑:郎伟锋)

.....
(上接第 47 页)

Optimization design of the non-uniform exhaust temperature for a marine diesel engine

WANG Renxin¹, ZHANG Wanzhi¹, LI Yuhe¹, LI Cheng¹, MA Chao², LING Jian³

1. Technical Institute, Guangxi Yuchai Machinery Co., Ltd., Nanning 530000, China;

2. Kangyue Technology (Shandong) Co., Ltd., Shouguang 262718, China;

3. CATARC Automotive Test Center (Tianjin) Co., Ltd., Tianjin 300000, China

Abstract: In order to optimize the non-uniform exhaust temperature of the cylinders, two technical routes are analyzed using 1D thermodynamic simulation method. One is using constant pressure turbocharger, the other is valve timing optimization. The bench test is carried out using the diesel engine with the valve timing optimization cooperated with MFB2 combined compound sine cam profile and original diesel engine. The results show that the constant pressure turbocharger method can get a very good distribution on exhaust temperature of the cylinders. For rated speed operation, the difference of each temperature is 19 °C. But it increases the brake specific fuel consumption (BSFC) significantly (max value is 3.5 g/(kW · h)). Valve timing optimization cooperated with MFB2 combined compound sine cam profile also get a very good distribution on each temperature. For rated speed operation, the difference of each cylinder's temperature is 31 °C, and it has little impact on the BSFC. The test result shows that the simulation analysis is in good agreement with the experimental results, the difference of each temperature is 34 °C and BSFC is nearly the same as the original diesel. The research could give a reference to the optimization of non-uniform exhaust temperature.

Keywords: diesel engine; non-uniform exhaust temperature; constant pressure supercharging; valve timing; optimization

(责任编辑:刘丽君)