

# 基于 ANSYS Workbench 柴油机后处理装置的模态分析

周小燕, 李 兵, 孔芬霞, 陈 镇, 张 婷, 陆国栋

(杭州银轮科技有限公司, 浙江 杭州 310013)

**摘要:** 柴油机在动力性、经济性和可靠性方面都比汽油机有优势, 但柴油机排放中  $\text{NO}_x$  排放严重, 因此有必要加装后处理装置。针对后处理装置设计, 为避免与发动机的共振, 利用 ANSYS Workbench 软件建立了针对某柴油机的后处理有限元模型, 通过对该模型进行模态分析, 获得了后处理装置的前 6 阶固有频率和振型特征。研究表明, 该后处理装置的固有频率大于发动机的激振频率, 不会产生共振。该结果为柴油机后处理装置的结构改进设计提供了理论依据。

**关键词:** ANSYS Workbench; 柴油机后处理; 模态分析

**中图分类号:** TH122; U46

**文献标志码:** A

**文章编号:** 1001-4551(2011)08-0928-03

## Modal analysis of diesel after-treatment device based on ANSYS Workbench

ZHOU Xiao-yan, LI Bing, KONG Fen-xia, CHEN Zhen, ZHANG Ting, LU Guo-dong

(Hangzhou Yinlun Technology & Engineering Co., Ltd., Hangzhou 310013, China)

**Abstract:** Diesel engine has an advantage in power, economy and reliability contrast to gasoline engine, but it also has a serious disadvantage with high  $\text{NO}_x$  emissions. Therefore, it is necessary to add an after-treatment device. aiming at avoiding resonance with engine, a diesel engine after-treatment finite element model was established with ANSYS Workbench. Modal analysis was conducted on the after-treatment device through the software of ANSYS Workbench so as to identify the modal parameters of the after-treatment device, the first 6 natural frequencies and vibration features. And the results show that the natural frequency of the after-treatment device is greater than that of the engine, and it won't produce resonance. The results provide theoretical basis for designing and improving diesel after-treatment devices.

**Key words:** ANSYS Workbench; diesel after-treatment; modal analysis

## 0 引 言

柴油机在动力性、经济性和可靠性方面都相比汽油机有明显的优势, 特别是  $\text{CO}_2$  排放低, 其用途已逐渐扩展到各类车型上<sup>[1]</sup>。但柴油机存在最大的问题是氮氧化物 ( $\text{NO}_x$ ) 和颗粒物 (PM) 排放严重。随着中国排放控制法规越来越趋于严格, 以及国产柴油发动机性能及油品问题, 光靠机内净化措施显得力不从心, 因此有必要采取机外后处理装置来达到排放目标。柴油发动机尾气选择性催化还原技术 (SCR) 是车用柴油发动机的一种机外后处理技术, 可以有效改善“柴油发动机  $\text{NO}_x$  的排放及对柴油含硫量不敏感”<sup>[2]</sup> 的问题。

对柴油机 SCR 技术的研究起步较早, 但目前的重点都在于内部流动及化学反应的研究, DCL 公司的 Chen 和 Williams<sup>[3]</sup> 利用 CFD 软件 FLUENT 对 SCR 进行了流动分析; Wurzenberger 等人<sup>[4]</sup> 用 AVL 公司 FIRE 软件进行了化学反应分析, 但都没涉及到 SCR 的可靠性分析。一汽公司的陈晓梅等<sup>[5]</sup> 对柴油机消声器进行了模态试验分析, 得到消声器的合理安装位置, 但系统中不包括催化剂载体, 只是独立的消声器。由于后处理装置 SCR 固定在整车底盘上, 并与发动机通过排气管相连, 如果发动机的激振频率与后处理器的固有频率相吻合, 就会产生共振, 导致后处理器被破坏, 内部的催化剂也存在震碎的危险。因此, 为了避免共振现象的产生, 就必须对后处理固有频率及振型进行分

收稿日期: 2011-02-11

作者简介: 周小燕 (1984-), 女, 浙江浦江人, 主要从事柴油机后处理方面的研究. E-mail: zhouxiaoyan@yinlun.cn

析,利用结构设计避开各种振源的激振频率<sup>[6-9]</sup>。

本研究以针对玉柴某发动机设计的后处理装置为研究对象,通过对该后处理器的模态分析找出后处理器的固有频率、变形特征和部位,为柴油机后处理器的设计提供理论依据。

## 1 后处理装置的有限元模型

表1 玉柴某发动机性能参数

标定功率 /kW	177 ± 5%	额定转速 /(r · min <sup>-1</sup> )	2 200
最大扭矩/(N · m)	950 ± 6% /	最高空载转 速/(r · min <sup>-1</sup> )	2 450 ~ 2 500
怠速转速 /(r · min <sup>-1</sup> )	675 ± 25	排气温度 /°C	涡轮后 ≤ 580

本研究以针对玉柴某发动机设计的后处理装置为研究对象,发动机的参数如表1所示,后处理装置的模型在 Pro/E 中建立,完成后将装配件导入 ANSYS Workbench 软件进行模型的前处理操作。

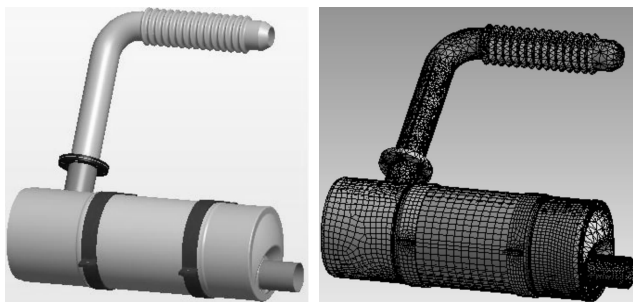


图1 后处理器几何实体模型 图2 有限元网格示意图

后处理器在底盘上的固定方式如图1所示,通过两个钢带将后处理器用螺栓固定在整车底盘上,通过波纹管与发动机连接,减少发动机对其的振动。

从有限元理论得知,用三维实体元来描述后处理结构,更能反映实际状况。该后处理装置的模型划分为 116 370 个单元,184 141 个节点,节点单元网格划分后的离散结构如图2所示。

## 2 模态分析的基本理论

结构的动力学分析涉及模态分析、瞬态动力学分析、简谐响应分析、随机谱分析、随机振动、疲劳与冲击分析等方面的内容,而以固有频率和振型分析为对象的模态分析是其他振动分析的基础<sup>[10]</sup>。通过结构的模态分析可以有效地选择合理的设计方案,对结构进行有效的验证。柴油机后处理装置的模态分析是其结构设计的重要内容之一,也是结构静力试验的动力分析的前提。

对于一个  $N$  个自由度的线性定常系统,其基本振动方程为:

$$[M]\{\ddot{x}(t)\} + [C]\{\dot{x}(t)\} + [K]\{x(t)\} = \{P(t)\} \quad (1)$$

式中:[ $K$ ]—刚度矩阵; [ $M$ ]—质量矩阵; [ $C$ ]—阻尼矩阵; $x(t)$ —位移向量; $\dot{x}(t)$ —速度向量; $\ddot{x}(t)$ —加速度向量。

由于模态时系统结构的固有特性与外部的载荷条件无关,即  $P(t) = 0$ ,考虑到阻尼对结构固有频率的振型影响不大,因此略去阻尼项,得到无阻尼的自由振动方程:

$$[M]\{\ddot{x}(t)\} + [K]\{x(t)\} = 0 \quad (2)$$

由于弹性体的自由振动总可以分解为一系列简谐振动的叠加,为了决定弹性自由振动的固有频率及相应的振型,假设简谐振动的方程为:

$$\{x(t)\} = \{\phi_i\} \sin(\omega t) \quad (3)$$

因此无阻尼模态分析的运动方程为:

$$([K] - \omega_i^2[M])\{\phi_i\} = 0 \quad (4)$$

自由振动时结构各节点的振幅不全为零,所以由式(4)得:

$$|[K] - \omega_i^2[M]| = 0 \quad (5)$$

式中: $\{\phi_i\}$ —第  $i$  阶模态的振型向量; $\omega_i$ —第  $i$  阶模态的固有频率。

式(5)是关于  $\omega$  的  $n$  次方程,解方程可得到结构的  $n$  个固有频率,每个固有频率都有一个相应的振型向量。

## 3 模态分析

材料属性和边界条件对模态计算结果影响很大,对于柴油机后处理装置,由于 SCR 转化器需要喷射有腐蚀性的尿素溶液,在催化剂前的所有管路必须采用耐腐蚀的不锈钢材料,为了统一材料,这里对不锈钢全部定义为 304 级不锈钢。对于催化剂材料,其参数为:弹性模量  $E = 15$  GPa,泊松比  $\mu = 0.33$ ,材料密度  $\rho = 708$  kg/m<sup>3</sup>,包裹在催化剂外围的衬垫,其参数为:弹性模量  $E = 145$  GPa,泊松比  $\mu = 0.23$ ,材料密度  $\rho = 650$  kg/m<sup>3</sup>。边界条件:钢带的4个螺栓孔处与底盘的连接采用 fix support,波纹管前端与发动机相连处也采用 fix support<sup>[11]</sup>。

对结构进行模态分析时,一般不必求出全部固有频率和振型,而应着重考虑系统工作条件下所涉及的频率,因此通常只有这些阶次的固有频率可能引起系统共振。本研究通过计算求得柴油机后处理器的前6阶固有频率,如表2所示,与其对应的振型如图3~8所示。

表 2 柴油机后处理装置的前 6 阶固有频率

阶次	1	2	3	4	5	6
频率 $f$ /Hz	136	191	248	284	342	370

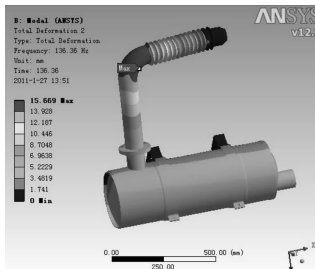


图 3 第 1 阶固有振型图

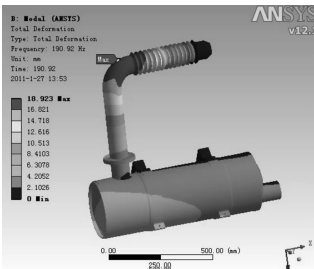


图 4 第 2 阶固有频率振型图

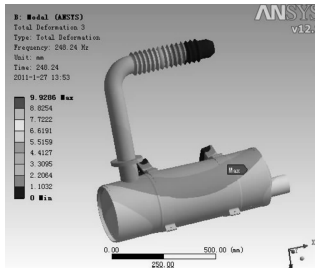


图 5 第 3 阶固有频率振型图

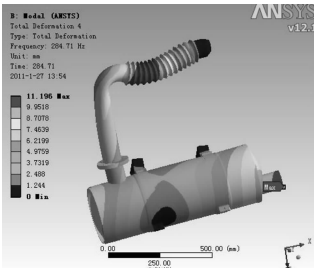


图 6 第 4 阶固有频率振型图

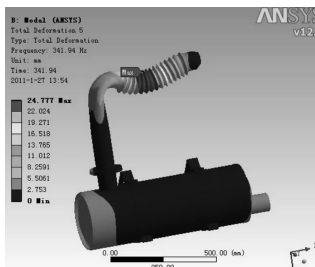


图 7 第 5 阶固有频率振型图

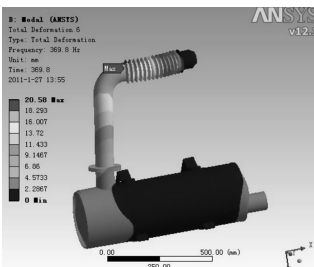


图 8 第 6 阶固有频率振型图

经模态分析可知,前 4 阶振型主要以排气管的扭曲和筒体的弯曲复合变形为主,后 2 阶振型则以排气管的扭曲变形为主。

现笔者对计算结果分析如下:

(1) 计算结果表明,柴油机后处理装置的主要振动模态频率在 136 Hz 以上,而该柴油机的最大激振频率  $f = n_{max} / 60 \times 2 = 83$  Hz,路面的激振频率一般为 1 Hz ~ 20 Hz<sup>[12]</sup>,柴油机的固有频率一般在 25 Hz 以下。故该后处理装置避开了发动机的工作频率;

(2) 从振型图来看,后处理装置的筒体部位结构振动较为平稳,保证了内部催化剂的安全;

(3) 柴油机后处理装置的前 6 阶振型具有不同的固有频率,当发动机激振频率与后处理装置的固有频率相吻合时,将会产生剧烈的颤动,由此可见,通过了解各个阶次的固有频率,有利于从根本上避免共振的产生,从而提高了柴油机后处理装置的刚度。

## 4 结束语

(1) 边界条件对后处理器结构的模态频率及振型有显著的影响。因此,如果分析的目的不仅仅局限于对结构动力特性的一般、总体的了解,而是要求有比较准确的分析结果,则必须考虑后处理器的实际安装条件,对边界条件作出合理的处理,然后进行约束模态分析。

(2) 本研究通过模态分析得到了柴油机后处理装置的前 6 阶固有频率及振型,分析了固有频率和激振频率之间的关系,研究结果表明后处理器避开了与发动机激振频率、固有频率以及路面发生低频共振的可能。

(3) 通过模态分析,本研究为柴油机后处理装置结构的分析提供了重要的模态参数,为改进和提高柴油机后处理器的设计提供了理论依据,同时为该结构进一步的动力学分析及结构优化做准备,为提高汽车零部件的安全性及深入研究振动、疲劳及噪声等问题奠定了基础,为实际试验提供了参考和依据。

## 参考文献 (References) :

- [1] JOHNSON T V. Diesel Emission Control in Review - The Last 12 Months [N]. SAE, 2004-01-0070.
- [2] PUETZ W. Future Diesel Engine Thermal Efficiency Improvement and Emissions Control Technology [C]. US Department of Energy Diesel Engine Emission Reduction Conference. Chicago: [s. n.], 2005.
- [3] CHEN Ming, WILLIAMS S. Modelling and Optimization of SCR Exhaust Aftertreatment Systems [N]. SAE Paper, 2005-01-0969.
- [4] WURZENBERGER J C, WANKER R. Multi-Scale SCR Modeling, 1D Kinetic Analysis and 3D System Simulation [N]. SAE Paper No. 2005-01-0948.
- [5] 陈晓梅,那宇,孔祥瑞. 载重汽车排气系模态分析 [C]//中国内燃机学会 2006 年学术年会暨燃烧、测试分会联合学术会, 2006:175-184.
- [6] 王新彦. 基于 ANSYS 的越野赛车车架模态分析 [J]. 拖拉机与农用运输车, 2009, 36(4): 28-32.
- [7] 郭年琴, 罗乐平. 超重型振动筛筛箱有限元及模态特性分析 [J]. 机电工程技术, 2010, 39(4): 32-34.
- [8] 刘祚时, 彭建云. 基于 ANSYS 的振动筛偏心轴模态分析 [J]. 机械, 2010, 37(2): 46-48.
- [9] 代晋, 黄松和, 林刚. 基于 ANSYS 的硝酸四合一机理底座的模态分析 [J]. 机械, 2010, 37(7): 37-39.
- [10] 张洪信, 赵清海. ANSYS 有限元分析完全自学手册 [M]. 北京: 机械工业出版社, 2008.
- [11] 倪栋, 段进. ANSYS 7.0 基础教程与实例详解 [M]. 北京: 中国水利水电出版社, 2004.
- [12] 冯国胜. 汽车车架动特性分析及应用 [J]. 汽车技术, 1994(8): 9-12.

[编辑: 李辉]