

Study of Engine Block Surface Vibration and Fault Diagnosis from Piston Click

Wenping Yang¹, Yuxiu Xu^{2,3}

¹Tianjin University of Technology and Education, Tianjin, China, 300222

²School of Mechanical and Electronic Engineering, Tianjin Polytechnic University, Tianjin, China, 300160

³Tianjin Key Laboratory of Advanced Mechanics Equipment technology, Tianjin, China, 300160

Email: wenpingyang@sohu.com, xuyu@tjpu.edu.cn

Abstract: Structure vibration and machine noise from piston click have the great scale in collectivity vibration and noise of diesel engine. It is difficult to distinguish from only on-the-spot survey vibration signal. So mechanism analysis and test is combined to pick up and identify the vibration character of piston click fault. In the paper imitation method analyzes structure vibration of vehicle diesel engine, and establish finite element model of diesel engine block for structure dynamic response analysis. Modal analysis and fundamental wave relativity analysis of on-the-spot survey vibration signal make sure the damp of finite element model. For the surface vibration response of imitation and on-the-spot survey model, the rule of impact section along with rotate speed in time region, frequency region and time-frequency plain is compared to affirm the comparability of response character. The relative rule of engine block structure vibration from piston click is summed up, which is practical for machine design, state monitor and control and fault diagnosis.

Keywords: surface vibration; piston click; theory imitation; fault diagnosis identify

活塞敲击的机体表面振动及其故障诊断研究

杨文平¹, 徐玉秀^{2,3}

¹天津工程师范学院, 天津, 中国, 300222

²天津工业大学 机械电子学院, 天津, 中国, 300160

³天津工业大学 天津市现代机电装备技术重点实验室, 天津, 中国, 300160

Email: wenpingyang@sohu.com, xuyu@tjpu.edu.cn

摘要: 活塞敲击引发的结构振动和机械噪声占柴油机总体振动和噪声的很大比例, 对其故障的诊断识别仅从实测振动信号准确提取有一定的困难。须要有理论机理分析与试验相结合, 将活塞敲击故障的振动特征准确提取、识别。本文用仿真方法研究了某车用柴油机活塞敲击引发的结构振动问题。建立适于结构动力响应研究的柴油机机体有限元模型。在求解机体模型约束模态、对实际机体锤击试验做模态分析基础上, 通过对比模态和振型确认了有限元模型的有效性。其中, 综合试验模态分析和实测振动信号基波相关性分析的结果确定有限元模型的阻尼。对仿真模型响应与实测表面振动响应的冲击区段部分在时域、频域、时频平面、随转速变化规律上作比较, 确认了仿真与实测响应特征的相似性。总结了活塞敲击引发机体结构振动的有关规律。其研究对柴油机机械设计、状态监控和故障诊断都具有重要意义。

关键词: 表面振动; 活塞敲击; 理论仿真; 故障诊断识别

1 引言

内燃机的结构振动^[1], 是弹性系统构件在燃烧气体力和惯性力作用下产生的机械振动。结构振动分为

基金项目: 天津市自然科学基金重点资助项目(10JCZDJC23400)。

以下三类: 内部传力结构振动(活塞组、连杆、曲轴)、外部承载结构振动(缸盖、机体、曲轴箱)、附属结构局部振动(油底壳等, 但不包括附属部件)。结构振动具有振动件多、频率范围宽、传递路径复杂、传递中伴随复杂二次激振的特点, 是内燃机燃烧噪声和活塞

敲击噪声的根源^[2]。提取、识别活塞敲击故障的振动特性对其理论机理分析至关重要。

本文运用近似建模方法分析活塞组横向冲击引起的机体结构振动特性，与实测机体表面振动信号作比较，确认模型的有效性。用此模型考察不同工作条件下，活塞横向冲击作用引起结构的不同振动，仿真结果与实测相符。找出了活塞敲缸故障的机理及识别方法。其研究对柴油机机械设计、状态检测和故障诊断提供一种适用的技术方法。

2 建立机体结构动力学分析模型

为研究完全、等重复的单缸工作载荷作用下，机体在压缩上止点前后的表面振动响应特性，采用内燃机机体构件与曲柄连杆机构构件的相互作用的模型范围，见图 1 所示。

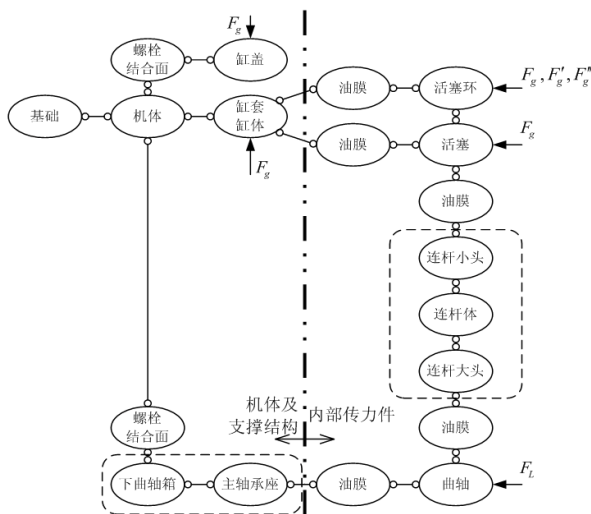


Figure 1. The transfer of in-cylinder gas forces and external loads between main power system and the block structure

图 1. 缸内气体力与外载荷在主动力系统与机体结构间的传递

图 1 中，缸内气体力（工质力）传递到机体表面有三种途径：①通过缸盖；②通过缸套和机身结构直接传递；③通过活塞-连杆-曲轴-曲轴箱-机体传递，活塞、连杆、曲轴等统称内部传力件。

由于内部传力件动特性的理论计算较为困难，实际测量受限，故采用替代法^[3]，不考虑活塞对缸套摩擦力，将动力学计算所得近似的等效载荷加到主轴承座上。采用模态坐标、结构比例阻尼模型进行动力学分析，即系统振动方程有^[4]

$$M\ddot{X} + (K + jD)X = Fe^{j\omega t} \quad (1)$$

其中 X 为模型物理坐标； \ddot{X} 物理坐标对时间二阶导数， M 物理坐标 X 下模型质量阵， K 模型刚度阵， F 简谐激励载荷向量， D 为结构阻尼阵。系统是解耦的，可以在模态坐标上定义等效的模态结构阻尼如下

$$-\omega^2 m_i \xi_i(\omega) + (1 + jg(\omega))k_i \xi_i(\omega) = p_i(\omega), 1 \leq i \leq q \quad (2)$$

其中 i 为模态阶数， q 为模态截断的阶次， m_i 、 k_i 、 $\xi_i(\omega)$ 、 p_i 分别称为模态质量、模态刚度、模态广义坐标、模态载荷（谱），则 $g(\omega)$ 即所谓模态结构阻尼，它是频率的函数。

采用频率响应法求解表面振动稳定的周期响应。由式 (2)，可写成

$$\xi_i(\omega) = \frac{p_i(\omega)}{-\omega^2 m_i + (1 + jg(\omega))k_i} \quad (3)$$

利用各阶模态振型向量即得到系统各节点、单元的响应谱， q 为模态截断阶数。有

$$X(\omega) = \sum_{i=1}^q \phi_i \xi_i(\omega)$$

3 计算模型

(1) 载荷组划分

对主轴承座和缸盖受力简化为节点力，见表 1。按实际分布特性定义合适的节点组。

Table 1. Load Types of Main Forces of NASTRAN Model

表 1. 主要作用力采用的 NASTRAN 载荷类型

作用力	NASTRAN 载荷类型	定义方式
活塞横向作用：主推力侧，副推力侧	PLOAD4 Pressure(Elementary variable) 沿单元变化的空间分布载荷(频率)谱	主(副)推力侧压力的周向空间分布函数*各层的复载荷谱
工质对缸壁作用力	PLOAD4 Pressure(Elementary uniform) 沿单元均布的载荷(频率)谱	各层的复载荷谱
工质对缸盖作用力		作用于缸盖 10 个合适节点
主轴承座承载力水平分量	FORCE, Nodal 点力(频率)谱	对称地施加在该缸前后两道主轴承座，向左和向右定义于不同节点组
主轴承座承载力垂直分量		对称地施加在该缸前后两道主轴承座

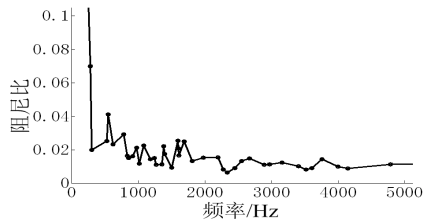
对活塞横向作用正压力周向分布的形函数，采用抛物线作一阶近似^{[5][6]}：

$$P(k, \theta) = \begin{cases} P_{m,k}(1 - \theta^2 / \theta_2^2) & , \theta \in (-\theta_2, \theta_2) \\ P_{a,k}(1 - (\theta - \pi)^2 / \theta_2^2) & , \theta \in (-\pi, -\pi + \theta_2) \cup (\pi - \theta_2, \pi) \\ 0 & , \text{其余} \end{cases} \quad (4)$$

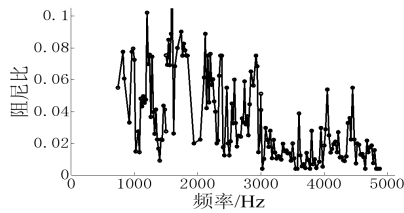
$P_{m,k}$ —缸套主推力侧第 k 层油膜压力基准量值； $P_{a,k}$ —缸套副推力侧第 k 层油膜压力基准量值； θ_2 —承载区域角度之半， 35° 。

(2) 工作情况下的阻尼估计

对于复杂机械，运转状态下阻尼与自由振动阻尼不同，不同工况下系统阻尼亦不同。现用锤击模态试验法求得静载工况下的阻尼；对中速 1525r/min 下，采用 Laplace 相关性滤波法^{[7][8]}从测试信号中提取动态阻尼。图 2 为不同方法对系统阻尼估计的比较。



(a) Damping identified by ERA impacting test
(a) 敲击试验 ERA 法识别阻尼



(b) Damping in running state identified by Laplace relativity
(b) Laplace 相关性识别运转状态阻尼

Figure 2. Comparison of systemetic damping estimate in different methods

图 2. 不同方法对系统阻尼估计的比较

从图 2 中可以看出，相关分析识别得到的动态阻尼在 3000Hz 以上，与锤击试验结果相符，中低频（3000Hz 以下）则大于锤击试验的阻尼。鉴于此，在进行频率响应求解时采用 (b) 运转状态阻尼。

(3) 稳态工况热力学参数获取

由振动信号特征，计算系统空载稳定运转的热力

学参数，见表 2。

Table 2. Thermodynamic parameters of the system unloaded stable working state

参数名称	表 2. 系统空载稳定运转热力学参数		
	624r/min 稳态	1034r/min 稳态	1522r/min 稳态
进气压力/bar	1.03	1.04	1.05
进气温度/K	330	330	340
排气压力/bar	1.025	1.035	1.04
最高缸压/MPa	3.97	4.03	4.5
单缸循环供油量/g	0.015	0.0227	0.018287
曲轴空载附加转矩/N·m	68	110	75
缸套内壁面平均温度/K	373	373	363
燃烧品质因数 m	1.8277	1.3	1.0
燃烧持续角度 $\Delta\varphi / ^\circ\text{CA}$	63.97	105	80
燃烧起始角 $\varphi_{VB} / ^\circ\text{CA}$	-10.615	-7.12	-12

(4) 求解过程

对有限元瞬态响应分析详细的求解过程如图 3。通过确认计算结果与测试结果差异的原因，对有限元模型和系统模型参数作修改，直至最终确认相符。

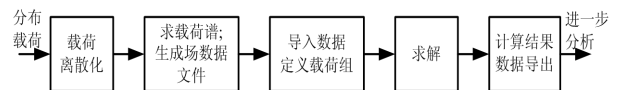
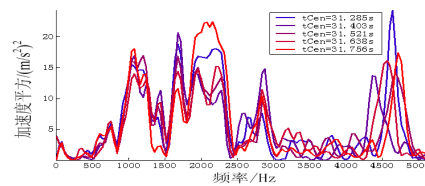


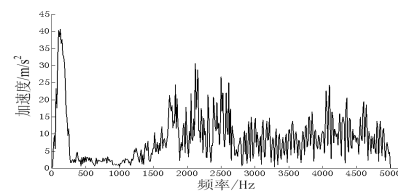
Figure 3. The solution process of structure transient response
图 3. 结构瞬态响应求解过程

4 仿真与实测结果分析比较

对仿真信号与实测信号在时域、频域、时频平面上作比较，确认信号特征的一致性。



(a) Actual measurement result
(a) 实测



(b) Finite element frequency response
(b) 有限元频率响应求解

Figure 4. Comparison of Measured and simulated short-term amplitude spectrum near the TDC

图 4. 压缩上止点附近实测与仿真响应短时幅值谱比较

(1) 仿真与实测信号的频域比较

由图 4 可见，1500~2500Hz 是活塞横向冲击的主频带，在此频带内仿真信号短时幅值谱与实测信号谱对应较好，都有三个主要峰值，且占有 1500Hz 以上总振动能量的绝大部分。

对高频 4000Hz 以上不尽相符，是由于所求得的是缸内气体压力的低频部分。所以造成有限元模型一些激振力高频成分的缺失。

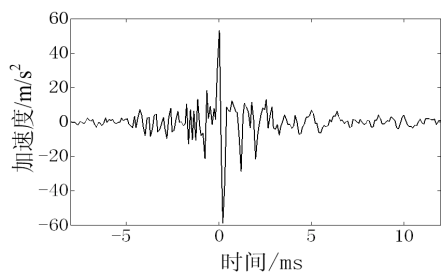
(2) 仿真与实际测试信号在时频域^[7]的比较

从图 5 时域波形看，实测信号(a)对应冲击区段的波形是包含几种成分的衰减振动，在第一个最大峰之后有若干个反向的次大峰，仿真表面振动(c)也具有此特点。

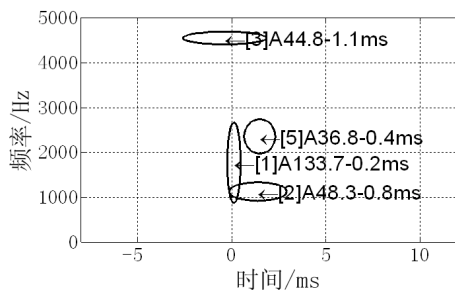
对实测信号和仿真信号作时频分解知，仿真信号(d)的第一第二号基波原子分别与实测信号(b)第二第三号基波原子参数和相位都有较好对应性。

综上所述，压缩上止点附近活塞横向冲击引起邻近的侧面点振动的基本波形特征为：

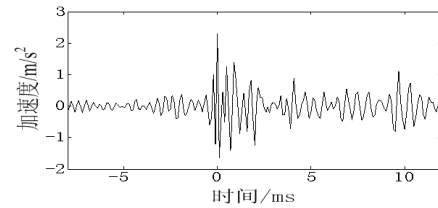
(a) 都主要发生在压缩上止点之后若干度曲轴转角范围内；(b) 典型持续时间约为 2.5ms，随转速变化不大；(c) 主要包含低(1000Hz)、中(2000Hz)、高(4000~4500Hz)三种成分的衰减震荡。



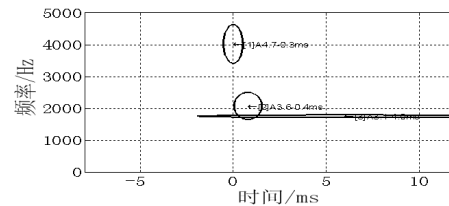
(a) Measured acceleration waveform
(a) 实测加速度波形



(b) Time-frequency graph of Measured acceleration
(b) 实测加速度的时频图



(c) Simulated acceleration waveform
(c) 仿真加速度波形



(d) Simulated acceleration time-frequency graph
(d) 仿真加速度时频图

Figure 5. Comparison of vibration response time-domain waveform between CAE near the TDC and measurement on the central of fuselage side

图 5. 压缩上止点附近仿真与实测机身侧面中部振动响应时域波形比较

(3) 活塞横向冲击引起表面瞬态响应特性比较

对于柴油机缓慢加速过程各工作循环对应第 5 缸燃烧的测点信号段做短时谱，得到此过程活塞冲击响应的瀑布图 6。图 6 中，1500~2500Hz 频带内的谱峰与活塞冲击有关，可见转速从 550r/min 增加到 1000r/min 过程中，此频带内 1650Hz 和 2120Hz 成分几乎是同步增大，并最终成为主频；而对应于燃烧冲击的 1150Hz 成分，在发动机稳定在 1025r/min 时，能量仍小于怠速时对应成分。对怠速 624r/min 和中速 1034r/min 稳态情况运行仿真模型（图 7），结果表明 1500~2500Hz 频带内主要峰值均增大，与实际特征相符。

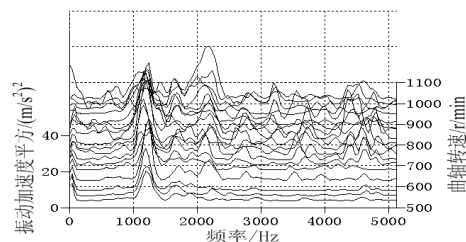
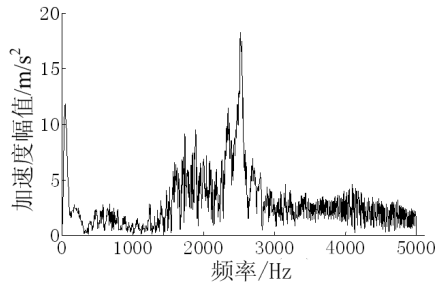
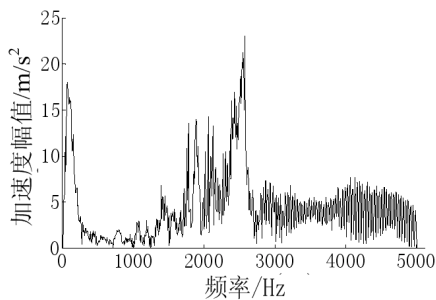


Figure 6. Response waterfall graph of measured slowly-speed-up process corresponding to each cycle of the 5th cylinder TDC
图 6. 实测缓慢加速过程各循环对应第 5 缸压缩上止点前某点的响应瀑布图



(a) Steady-state of Engine-idling at speed of 624r/min
(a)怠速 624r/min 稳态



(b) Steady-state of at moderate speed of 1034r/min
(b)中速 1034r/min 稳态

Figure 7. Response amplitude spectrum at the same point by CAE and measurement respectively
图 7. 模型仿真与实测同一点的响应幅值谱

5 结论

在一定约束条件和外载荷假定下，对发动机有限元模型施加工作载荷，求解稳态下机体振动响应；通过与实测信号的比较，确认仿真结果有效，同时确认了活塞横向冲击所引起的机体侧面振动加速度响应时域波形特征。在此基础上，用模型分析了两种不同转速下活塞冲击引起的机体表面振动特性，其特性变化

的定性结论与实测结果相符，同时也揭示出结构振动对活塞横向冲击响应的一些特性规律，对发动机复杂结构的振动特性及故障特性提取与诊断识别提供一种有效的技术方法。

References (参考文献)

- [1] Tan Daming. Engine Vibration Control[M]. Chengdu: Southwest Jiaotong University Press, 1993, 1-236.
谭达明. 内燃机振动控制[M]. 成都: 西南交通大学出版社, 1993, 1-236.
- [2] Jin Ping, Chen Yiran, Bai Ye. Study on Features of Surface Vibration Signals of the Internal Combustion Enging[J]. *Journal of Tianjin University*. 2000, 33(1): 65-66.
金萍, 陈怡然, 白焯. 内燃机表面振动信号的性质[J]. 天津大学学报. 2000, 33(1):65-66
- [3] N.W.Bolander, F.Sadeghi. Deterministic modeling of honed cylinder liner friction[J]. *Tribology Transactions*, 2007, 50(2): 248-256.
- [4] Chen Xin. Dynamic mechanical structure dynamic design and of theoretical methods and application[M]. Beijing: China Machine Press, 1997, 9-64, 97-140.
陈新. 机械结构动态设计理论方法及应用[M]. 北京: 机械工业出版社, 1997, 9-64, 97-140.
- [5] Bai Minli, Ding Tiexin, Dong Weijun. A Study on Lubrication and Friction on Piston-Ring Pack in IC Engine[J]. *Transactions of Csice*[J]. 2005, 23(1): 72-76.
白敏丽, 丁铁新, 董卫军. 活塞环—气缸套润滑摩擦研究[J]. 内燃机学报, 2005, 23 (1) : 72-76.
- [6] Wang Wei, Liu Kun, Jiao Minghua, et al. Investigation of Liquid-Solid Two-Phase Lubrication for Piston Ring-Cylinder Liner[J]. *Transactions of Csice*, 2005, 23(2): 176-181.
王伟, 刘焜, 焦明华等. 活塞环-缸套液固二相润滑研究[J]. 内燃机学报, 2005, 23 (2) : 176-181.
- [7] Ma Xiaojiang, Yu bo, Zhang Zhixin, et al. A New Approach to Time-Frequency Analysis: Local Wave Method[J]. *Journal of Vibration Engineering*, 2000, 13(s): 219-224.
马孝江, 余泊, 张志新等. 一种新的时频分析方法—局域波法[J]. 振动工程学报, 2000, 13 (S) : 219-224.
- [8] G.Offner, M.Lechner, K.Mahmoud, H.H.Priebsch. Surface contact analysis in axial thrust bearings based on different numerical interpolation approaches[J]. *Proc. Inst. Mech. Eng. Part K J. Multi-body Dyn.*, 2007, 221(2): 233-245.