

内燃机工况对气缸敲击振动的影响探究

任中睿 宋力喆 江志农*

(北京化工大学 机电工程学院 诊断与自愈工程研究中心, 北京 100029)

摘要: 为了更深入地了解内燃机工况与敲缸振动的关系,通过建立数学模型和仿真计算验证了内燃机气缸敲击振动峰峰值与发动机转速的非线性关系及与发动机负载的线性关系。内燃机扭矩平衡方程包含了发动机转速、负载和动力扭矩等信息,通过动力扭矩与活塞所受侧推力之间的几何关系将活塞径向加速度引入扭矩平衡方程,以活塞径向加速度在燃烧膨胀冲程上止点处的冲击信号峰峰值来表征敲缸振动的剧烈程度,整理后的数学模型显示加速度振动与内燃机转速为非线性关系、与负载为线性关系,经 AVL-EXCITE 仿真计算验证了数学模型的正确性。研究结果可以帮助在线监测系统和故障诊断人员根据敲缸振动对转速和负载的敏感性判断是否发生敲缸,为敲缸故障预警提供参考依据。

关键词: 内燃机; 转速; 负载; 敲击振动

中图分类号: TH165.3; TK428 **DOI:** 10.13543/j.bhxbzr.2018.01.010

引言

内燃机在设计时为了保证活塞组件与气缸套的正常装配和润滑,会留有一定的配合间隙,通常是活塞顶半径的千分之一左右。活塞在气缸内往复运行时存在倾斜角,即活塞轴线与气缸轴线有夹角,缸内气体压力爆发时强大的冲击力作用在活塞侧面推动活塞撞击气缸壁,造成气缸敲击现象,简称敲缸。活塞与气缸套之间由于磨损导致间隙增大时,敲击现象将更加严重,不仅对活塞组件和气缸壁造成损坏,还会降低内燃机的整体性能,因此,研究内燃机不同工况下气缸敲击振动的特征变化,对实现内燃机敲缸故障的在线预警、保障内燃机长期可靠运行有指导性意义。

国内外科研人员对敲缸故障的诊断研究做了大量工作,贾继德等^[1]对不同活塞-缸套装配间隙工况下的敲缸振动响应在发动机试验台上进行模拟,获得了敲击振动的相位和幅值;Chen 等^[2]和 Geng 等^[3]用仿真手段定性分析转速、负载和间隙对敲击振动的影响;Ettefagh 等^[4]利用发动机缸体振动信号分析了不同压缩比工况下敲缸振动的变化;Bada-

oui 等^[5]和 Servière 等^[6]研究的循环维纳滤波和盲源分离技术可以将敲缸振动信号从点火冲击信号中分离出来,避免发生误诊。

现有的相关文献仅对内燃机工况与敲缸振动的关系作了定性分析,本文通过建立数学模型和仿真计算的方法研究内燃机敲缸振动时活塞径向加速度峰峰值与转速和负载之间的非线性与线性关系,以确定故障特征参数与机组性能参数的具体数值关系,从中提取有助于实现故障预警的敏感参数,为进行敲缸诊断定量分析,提高故障诊断准确性提供参考。

1 敲缸振动的数学模型建立

本文在内燃机扭矩平衡方程和动力扭矩与活塞侧推力几何关系的基础上运用微分变换推导出活塞径向加速度与转速和负载的数学关系式。

内燃机单缸敲击状态下曲柄连杆机构的动力学分析示意图如图 1 所示, F_i 为活塞组件的往复惯性力, F_g 为缸内气体力, F_p 为活塞所受侧推力(敲缸激励力), F_l 为连杆力, F_t 为曲轴所受切向力, F_r 为曲轴所受径向力, θ 为曲轴转角, φ 为连杆摆角。

根据矢量三角形关系,连杆对曲轴的切向力表达式为

$$F_t = F_l \sin(\theta + \varphi) = \frac{F_p \sin(\theta + \varphi)}{\sin \varphi} = F_p \left(\frac{\sin \theta \cos \varphi}{\sin \varphi} + \cos \theta \right) \quad (1)$$

收稿日期: 2017-04-18

基金项目: 国家“973”计划(2012CB026005)

第一作者: 男,1993年生,硕士生

* 通讯联系人

E-mail: jiangzhinong@263.net

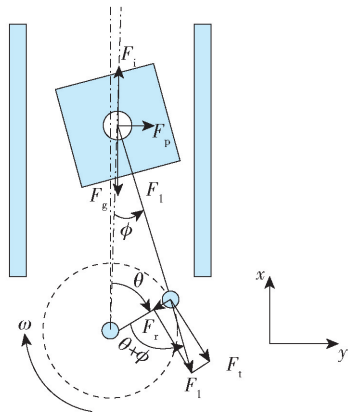


图 1 敲缸状态曲柄连杆机构动力学分析

Fig. 1 Link-crank mechanism dynamics analysis for the piston-slap condition

由 $L \sin \varphi = R \sin \theta$ 得

$$\begin{cases} \sin \varphi = \lambda \sin \theta \\ \cos \varphi = \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \theta} \end{cases} \quad (2)$$

将式(2)代入式(1)得

$$F_t = F_p \left(\sqrt{\frac{1}{\lambda^2} - \sin^2 \theta} + \cos \theta \right) = m_p \ddot{y} \left(\sqrt{\frac{1}{\lambda^2} - \sin^2 \theta} + \cos \theta \right) \quad (3)$$

其中 $\lambda = R/L$ 为连杆比 (L 为连杆长度, R 为曲轴回转半径), m_p 为活塞组件质量, \ddot{y} 为活塞径向加速度。

内燃机单缸扭矩平衡方程^[7-8]如式(4)

$$I \frac{d^2 \theta}{dt^2} = T_p - T_l \quad (4)$$

其中, I 为单缸曲轴旋转运动部分的有效转动惯量, T_p 为单缸动力扭矩, T_l 为内燃机负载。动力扭矩表达式为

$$T_p = F_t R \quad (5)$$

将式(4)等号左边推导得式(6)

$$I \frac{d^2 \theta}{dt^2} = I \frac{d \left(\frac{d\theta}{dt} \right)}{d\theta} \frac{d\theta}{dt} = I \frac{d\omega}{d\theta} \omega \quad (6)$$

其中 ω 是曲轴旋转角速度, $\frac{d\omega}{d\theta}$ 是曲轴旋转角速度在极小转角内的变化率。由式(3)~(6)联立推导出径向加速度

$$\ddot{y} = \frac{I \frac{d\omega}{d\theta} \omega + T_l}{m_p R \left(\sqrt{\frac{1}{\lambda^2} - \sin^2 \theta} + \cos \theta \right)} = c_1 \frac{d\omega}{d\theta} n + c_2 T_l \quad (7)$$

其中 n 为内燃机转速; $c_1 =$

$$\frac{\pi I}{30 m_p R \left(\sqrt{\frac{1}{\lambda^2} - \sin^2 \theta} + \cos \theta \right)}$$

$$\text{因子; } c_2 = \frac{1}{m_p R \left(\sqrt{\frac{1}{\lambda^2} - \sin^2 \theta} + \cos \theta \right)}$$

的系数因子。

当活塞经过点火上止点与气缸内壁发生撞击时, c_1 和 c_2 的表达式为

$$\begin{cases} c_1 = \lim_{\theta \rightarrow 2n\pi} \frac{\pi I}{30 m_p R \left(\sqrt{\frac{1}{\lambda^2} - \sin^2 \theta} + \cos \theta \right)} = \frac{\pi \lambda I}{30 (1 + \lambda) m_p R} \\ c_2 = \lim_{\theta \rightarrow 2n\pi} \frac{1}{m_p R \left(\sqrt{\frac{1}{\lambda^2} - \sin^2 \theta} + \cos \theta \right)} = \frac{\lambda}{(1 + \lambda) m_p R} \end{cases} \quad (8)$$

此时 c_1 和 c_2 是常数, 将式(8)代入式(7)得到活塞在燃烧膨胀冲程敲击气缸内壁时的径向加速度

$$\ddot{y}_p = \frac{\lambda}{(1 + \lambda) m_p R} \left(\frac{\pi I d\omega}{30 d\theta} n + T_l \right) \quad (9)$$

由式(9)看出, 曲轴转速 n 的系数为 $c_1 \frac{d\omega}{d\theta}$, n

的大小会随内燃机工况而变化, 所以 $\frac{d\omega}{d\theta}$ 是一个变量

因子, 内燃机负载一定时, 活塞径向加速度与曲轴转速为非线性关系; 发动机负载 T_l 的系数 c_2 是一个常数, 内燃机转速一定时, 活塞径向加速度与发动机负载为线性关系。

2 仿真验证及结果分析

本文运用 AVL-EXCITE 软件, 按照实际中活塞缸套的受力与运动特点建立活塞缸套运动仿真模型来模拟某型号柴油机敲缸时的振动响应, 获取了活塞-缸套摩擦副轻度磨损 (间隙 $100 \mu\text{m}$) 时的活塞径向加速度信号, 对内燃机转速、负载与敲缸振动之间的关系进行验证。

2.1 内燃机转速与敲缸振动的非线性验证

保持发动机扭矩为 0 不变, 分别对转速 800 r/min、1000 r/min、1300 r/min 和 1500 r/min 工况下的气缸

敲击振动进行模拟,获得燃烧膨胀冲程敲缸时活塞径向加速度的振动响应曲线如图 2,不同转速所对应冲击信号的振动峰峰值如表 1,对应曲线图如图 3

所示。显然,由于变量因子 $\frac{d\omega}{d\theta}$ 的存在,敲缸振动峰峰值与内燃机转速呈非线性关系。

表 1 变转速工况下的振动峰峰值

Table 1 Peak-to-peak value of vibration in different crankshaft speed condition

$n/\text{r}\cdot\text{min}^{-1}$	$\ddot{y}/\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$	$n/\text{r}\cdot\text{min}^{-1}$	$\ddot{y}/\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$
800	466.5	1300	769.3
1000	745.0	1500	1966.3

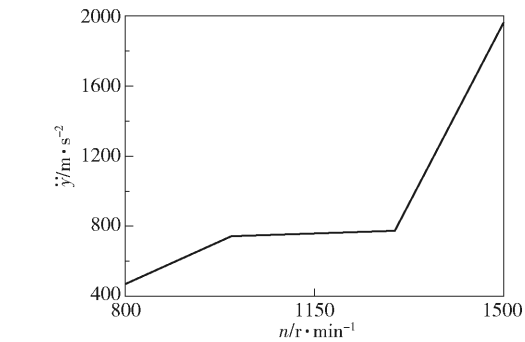


图 3 变转速工况下振动峰峰值曲线图

Fig. 3 Plot of vibration peak-to-peak values for different crankshaft speeds

2.2 发动机负载与敲缸振动的线性验证

保持发动机转速 1000 r/min 不变,分别对发动机负载为 0、805 N·m、1258 N·m 和 1545 N·m 工况下的敲缸行为进行模拟,不同负载所对应冲击信号的振动峰峰值如表 2 所示,活塞径向加速度的振动冲击信号如图 4 所示,对应曲线图见如图 5 所示。由图 4、5 看出,活塞加速度振动峰峰值与发动机负载有很强的线性关系,由于 AVL-EXCITE 仿真计算时考虑了摩擦副间隙油膜和摩擦力等实际因素,而这些因素都会对模拟得出的加速度振动峰峰值大小产生一定影响,所以二者并不是完全的线性关系。

表 2 变负载工况下的振动峰峰值

Table 2 Peak-to-peak value of vibration in different load condition

$T_l/\text{N}\cdot\text{m}$	$\ddot{y}/\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$	$T_l/\text{N}\cdot\text{m}$	$\ddot{y}/\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$
0	745.0	1258	3163.3
805	2043.7	1545	3288.9

3 结论

(1) 敲缸振动峰峰值随着内燃机转速增大而增

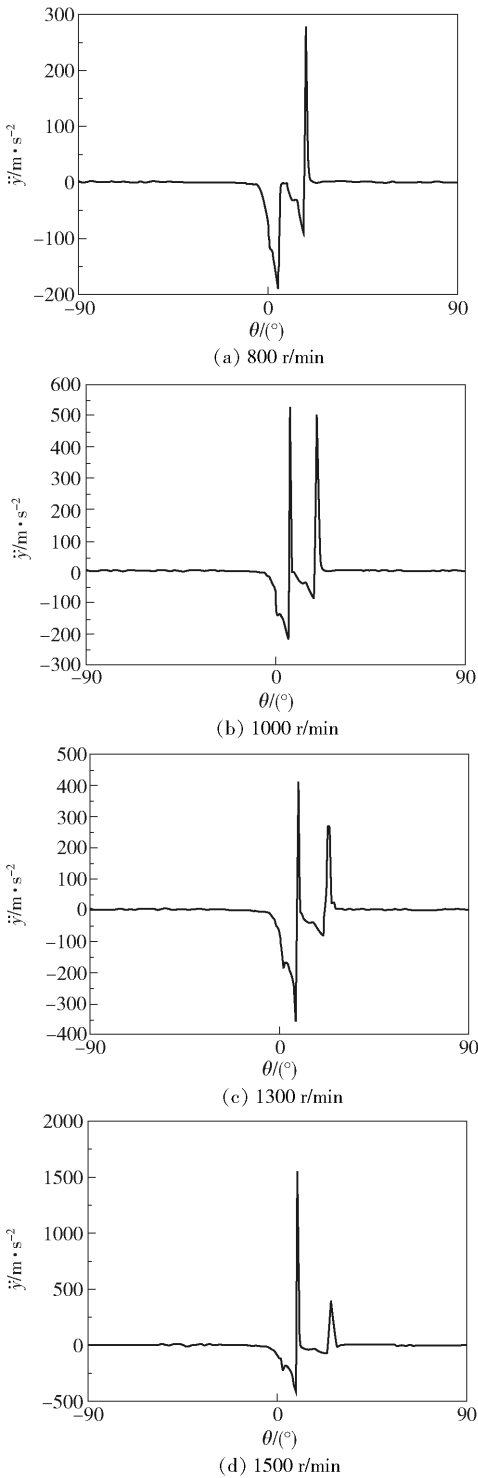


图 2 变转速工况下敲缸振动冲击信号示意图

Fig. 2 Schematic diagrams of piston-slap vibratory impulses for different crankshaft speeds

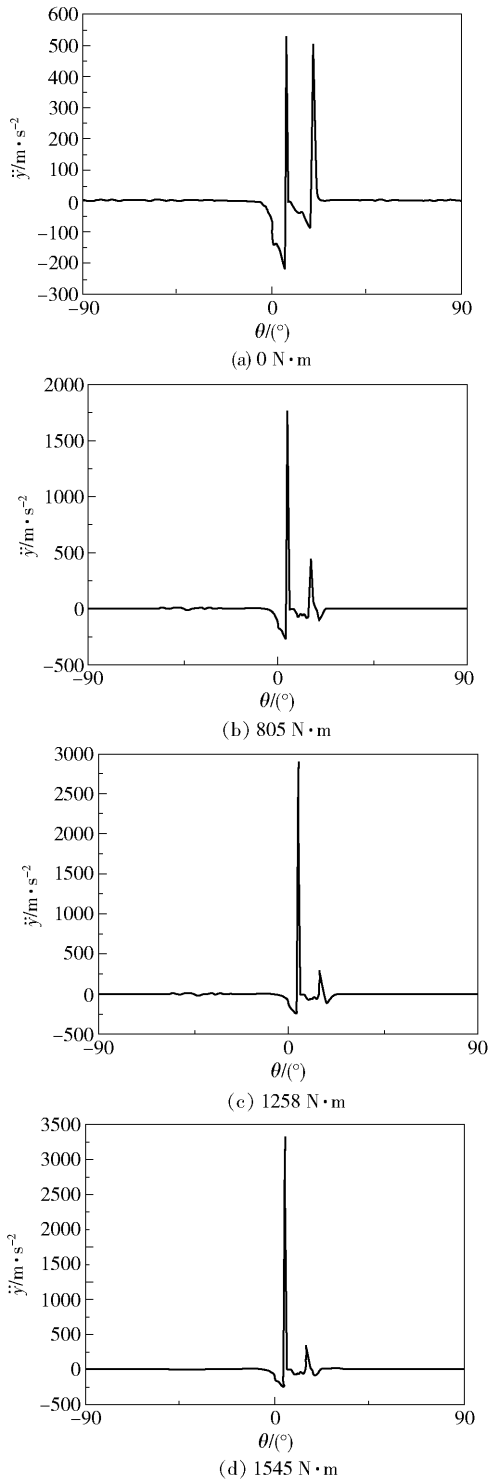


图 4 变负载工况下敲缸振动冲击信号示意图
Fig. 4 Schematic diagram of piston-slap vibratory impulses for different loads

大,且呈非线性关系;内燃机负载增大时,敲缸振动峰峰值随之增大,且具有很强的线性关系。

(2) 根据敲缸振动响应对内燃机转速和负载的敏感性,在线监测系统可以在气缸敲击现象发生时

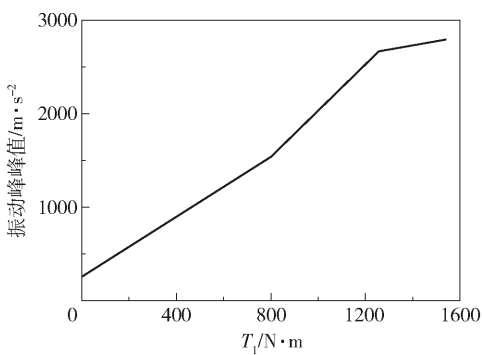


图 5 变负载工况下振动峰峰值曲线图
Fig. 5 Plot of vibration peak-to-peak values for different loads

分别将内燃机转速、负载与敲缸振动峰峰值作拟合处理,根据处理结果的线性拟合程度来鉴定敲缸故障,辅助现场工作人员实现敲缸预警。

参考文献:

[1] 贾继德, 吴礼林, 李志远. 活塞敲缸故障的诊断研究[J]. 农业机械学报, 2000, 31(2): 79-81.
Jia J D, Wu L L, Li Z Y. Diagnosis research on piston-liner breakdown [J]. Journal of Agriculture Machinery, 2000, 31(2): 79-81. (in Chinese)

[2] Chen J, Randall R B, Peeters B. Advanced diagnostic system for piston slap faults in IC engines, based on the non-stationary characteristics of the vibration signals[J]. Mechanical Systems & Signal Processing, 2016, 75: 434-454.

[3] Geng Z, Chen J. Investigation into piston-slap-induced vibration for engine condition simulation and monitoring [J]. Journal of Sound & Vibration, 2005, 282(3/4/5): 735-751.

[4] Ettefagh M M, Sadeghi M H, Pirouzmanah V, et al. Knock detection in spark ignition engines by vibration analysis of cylinder block: a parametric modeling approach [J]. Mechanical Systems & Signal Processing, 2008, 22(6): 1495-1514.

[5] Badaoui M E, Danière J, Guillet F, et al. Separation of combustion noise and piston-slap in diesel engine-part I: separation of combustion noise and piston-slap in diesel engine by cyclic wiener filtering[J]. Mechanical Systems & Signal Processing, 2005, 19(6): 1209-1217.

[6] Servièrè C, Lacoume J L, Badaoui M E. Separation of combustion noise and piston-slap in diesel engine-part II: separation of combustion noise and piston-slap using blind source separation methods [J]. Mechanical Systems & Signal Processing, 2005, 19(6): 1218-1229.

- [7] Chang Y, Hu Y H. Monitoring and fault diagnosis system for the diesel engine based on instantaneous speed [C]// The 2nd International Conference on Computer and Automation Engineering. Singapore City, Singapore, 2010: 780–783.
- [8] 马晋,江志农,高金吉. 基于瞬时转速波动率的内燃机

故障诊断方法研究[J]. 振动与冲击, 2012, 31(13): 119–124.

Ma J, Jiang Z N, Gao J J. Diesel engine fault diagnosis method based on instantaneous angular speed fluctuation ratio[J]. Journal of Vibration and Shock, 2012, 31(13): 119–124. (in Chinese)

Piston-slap vibration in internal combustion engines under working conditions

REN ZhongRui SONG LiZhe JIANG ZhiNong*

(Diagnosis and Self-Recovery Engineering Research Center, College of Mechanical and Electrical Engineering,
Beijing University of Chemical Technology, Beijing 100029, China)

Abstract: The nonlinearity of piston – slap vibration peak-to-peak values as a function of engine speed as well as their linearity as a function of load have been verified using mathematical modeling and simulations. Engine speed, load and power torque were included in the balanced equation for internal combustion engine torque, in which piston radial acceleration refers to the geometrical relationship between power torque and piston side thrust. The severity of vibrations was formulated using the peak-to-peak values of the impulse signal of the radial acceleration around the fire phase. An integrated mathematical model confirmed both the nonlinearity between speed and vibration, and the linearity between load and vibration, and these results were verified using simulations with AVL-EXCITE. Given the dependence of piston – slap vibration on engine speed and load, an on-line monitoring system and on-site staff are able to diagnose piston – slap faults more accurately, allowing a piston – slap alarm to be implemented.

Key words: internal-combustion engine; speed; load; piston – slap vibration

(责任编辑:汪 琴)