

# 利用缸盖振动信号检测发动机功率的试验研究

蒋爱华, 王 为\*, 李小昱, 曾国军

(华中农业大学工程技术学院, 武汉 430070)

**摘 要:** 用发动机缸盖的振动信号进行了发动机功率检测试验。基于 LabVIEW 建立的虚拟仪器系统, 运用加速度传感器测定了发动机从怠速急加速到高速过程中的缸盖振动信号, 对发动机怠速段、高速段的振动信号进行了频谱分析, 同时对对比分析了低频振动信号与发动机转动时测得的脉冲信号。结果表明, 发动机缸盖振动加速度信号中低频振动信号的周期与发动机转动周期有确定的对应关系, 用低频振动信号峰值点可以分离出发动机的转速, 从而可根据无负荷测功角加速度原理得出发动机不同转速下的有效功率值, 因此利用发动机缸盖振动信号进行功率检测的方法是有效可行的。

**关键词:** 发动机; 振动信号; 振动加速度; 无负荷测功; LabVIEW

**中图分类号:** TK315; TP206.1; TP274

**文献标识码:** A

**文章编号:** 1002-6819(2006)11-0117-04

蒋爱华, 王 为, 李小昱, 等. 利用缸盖振动信号检测发动机功率的试验研究[J]. 农业工程学报, 2006, 22(11): 117-120.

Jiang Aihua, Wang Wei, Li Xiaoyu, et al. Measurement of engine power using cylinder-head vibration signals[J]. Transactions of the CSAE, 2006, 22(11): 117-120. (in Chinese with English abstract)

## 0 引 言

发动机是车辆的动力源, 其动力性能的好坏将直接影响到车辆的性能和使用寿命, 因此, 如何保证发动机的动力性能是车辆使用与维修中的重要课题<sup>[1,2]</sup>。反映发动机动力性能的一个重要参数是发动机的功率, 发动机功率常用的检测方法为无负荷测功法<sup>[3,4]</sup>, 即当发动机在怠速或空载某一低速下运转时, 突然全开油门, 使发动机克服运动件惯性和内部摩擦力加速运转, 用其加速性能的好坏来反映发动机的瞬时功率的大小<sup>[5-7]</sup>。因此, 发动机无负荷测功时, 需要在车辆上安装传感器检测发动机的转速, 而在车辆无拆卸的情况下, 转速传感器的安装极其不便, 因此降低了检测效率。而发动机缸盖的振动信号则易于测量, 发动机缸盖的振动信号中包含了发动机运行中大量的信息<sup>[8-10]</sup>, 若能够从中分离出发动机的转速信号, 而后运用无负载测功法测功, 对于提高发动机功率检测效率具有重要意义和实用价值。

目前, 国内外对这种功率检测方法的运用研究还较少。文献[12]虽然用缸盖振动信号的主振频率对发动机的稳态转速进行了监测, 但该方法不能检测发动机加速过程中的转速, 因此也就不能用于无负荷测功。文献[13]虽然基于小波多尺度分解, 用缸盖振动信号进行了功率检测的研究, 但小波多尺度分解的方法较为复杂, 且所得结果误差较大。因此运用缸盖振动信号对发动机功率检测的方法作进一步研究十分必要。

## 1 测功原理

收稿日期: 2006-04-27 修订日期: 2006-07-16

基金项目: 华中农业大学科研专项资助项目

作者简介: 蒋爱华(1980-), 男, 四川达州人, 主要从事智能化检测与控制技术方面的研究。武汉 华中农业大学工程技术学院, 430070。Email: jiang198011@163.com

\*通讯作者: 王 为, 高级工程师, 主要从事智能化检测与控制技术方面的研究。武汉 华中农业大学工程技术学院, 430070。

Email: wangwei@mail.hzau.edu.cn

无负荷测功有两类检测方案, 一类是用测定“加速时间”的方法来计算功率, 即通过测定发动机从某一指定转速急加速到另一指定转速所用的时间, 来求取发动机在此期间平均功率的方法。因此用加速时间法虽能测得功率值, 但不能说明发动机各转速下的动力性能, 故更有效的方法是采用测定“角加速度”的办法来计算功率。

发动机的有效功率  $N_e$ 、有效扭矩  $M_e$ 、角加速度  $\omega$  三者之间的关系可表示为

$$N_e = 10^{-3} M_e \cdot \omega \quad (1)$$

当内燃机无外载加速时, 惯性扭矩  $M_{\text{惯}} = J \frac{d\omega}{dt}$ , 此时发动机的有效扭矩必然与惯性扭矩平衡, 即

$$M_e = M_{\text{惯}} \quad (2)$$

所以, 用无外载测功法得到的功率为

$$N_e = 10^{-3} J \omega \cdot \frac{d\omega}{dt} = 10^{-3} J \left[ \frac{\pi}{30} \right] \cdot n \cdot \frac{dn}{dt} \quad (3)$$

由此得出, 通过测量发动机无外载加速过程中的转速  $N$  和此时的瞬时转速变化率  $dn/dt$ , 即可求得该转速下瞬时有功率。这样, 用空载加速的信息将有效功率反映出来。其中,  $dn/dt$  的一般计算方法为<sup>[14,15]</sup>:

设  $n_1$ 、 $n_2$ 、 $n_3$  分别为发动机加速过程中某连续 3 圈的平均转速,  $T_1(s)$ 、 $T_2(s)$ 、 $T_3(s)$  是相应的周期, 则

$$\frac{dn}{dt} = \frac{\Delta n}{\Delta t} = \frac{n_3 - n_1}{\Delta t}$$

由于  $n_1 = \frac{60}{T_1}$ ,  $n_3 = \frac{60}{T_3}$ ,  $\Delta t = T_2 + \frac{T_1 + T_3}{2}$ , 故

$$\frac{dn}{dt} = \frac{n_3 - n_1}{\Delta t} = \left( \frac{60}{T_3} - \frac{60}{T_1} \right) / \left( T_2 + \frac{T_1 + T_3}{2} \right)$$

在加速过程中,  $T_1 > T_2 > T_3$ , 并且其值变化很小, 于是有  $T_1 \cdot T_3 \approx T_2^2$ ,  $\frac{T_1 + T_3}{2} \approx T_2$ , 于是得

$$\frac{dn}{dt} = \frac{60(T_1 - T_3)}{2T_2^3} \quad (4)$$

把式(4)以及  $n = n_2 = \frac{60}{T_2}$  代入式(3)得

$$N_e = \frac{J\pi}{1.08 \times 10^8} \frac{n_2^4(n_3 - n_1)}{n_1 n_3} \quad (5)$$

从式(5)中得知,只要从发动机的缸盖振动信号中分离出 $n_1$ 、 $n_2$ 、 $n_3$ 就可以计算出发动机在转速 $n_2$ 时的有效功率,对于一定型号的发动机,其转动惯量 $J$ 为一常数。

## 2 缸盖振动信号的采集

试验中以浙江新柴动力有限公司生产的490BPG型发动机为研究对象,对发动机缸盖的振动信号进行检测。所采用的传感器为CA-YD-106压电式加速度传感器,输出为电荷量,后接YE5853A电荷放大器把该信号转换为0-5V的电压量。为了能够分析发动机缸盖振动信号的周期性,在发动机主动皮带轮上安装齿盘,齿数为15个,用DRCD-12-A磁电式转速传感器采集信号,输出为正弦交流信号,专门的调理电路把该信号转化为0-10V的TTL/CMOS脉冲信号,作为振动信号的对照信号。运用LabVIEW建立数据采集系统,对缸盖振动信号与脉冲信号同步采集,采样频率为4096 Hz。

## 3 试验结果与分析

### 3.1 试验结果

测得发动机从怠速急加速到高速过程中缸盖振动信号,结果如图1所示。

### 3.2 确定缸盖振动信号主要振源

从图1中可以看出发动机缸盖振动信号有规律地周期波动。为了确定该波动信号的振源,运用LabVIEW建立虚拟仪器,对怠速部分的振动信号运用数字滤波滤除高频振动信号后作频谱分析。振动加速度波形及功率谱分析结果如图2a、2b所示。

从图2a、2b中可知,怠速段主要振源的振动频率约为23 Hz,而490BPG发动机怠速段的转速为约为700 r/min,即其转动频率约为11.67 Hz,可见怠速段缸盖低频振动的主要频率约为转动频率的2倍,为转动信号的2次谐波频率。

取高速段振动信号,滤除高频振动信号后进行频谱分析。振动加速度波形及频谱分析结果如图3a、3b所示。

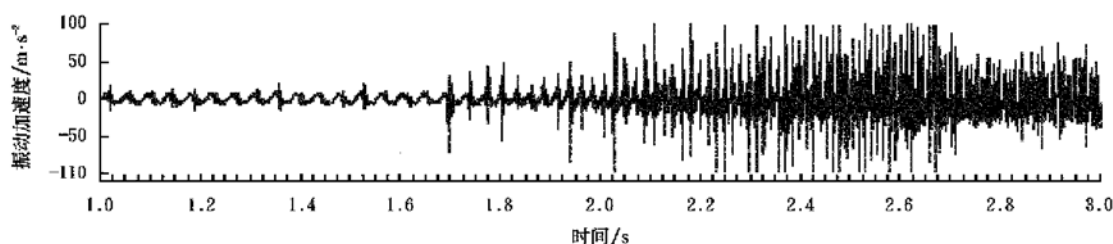


图1 发动机缸盖振动信号

Fig. 1 Vibration signals of cylinder head of engine

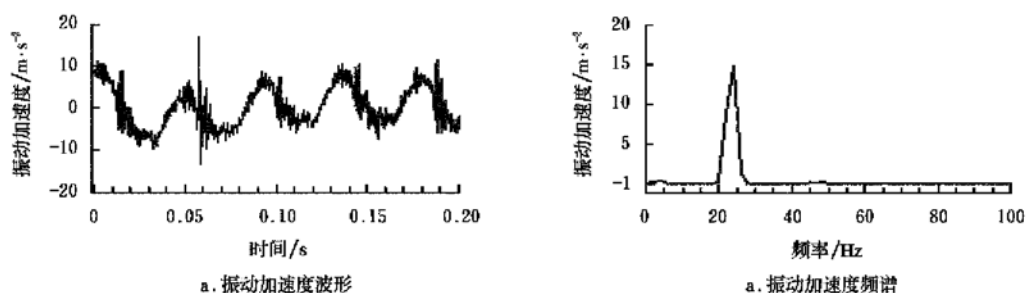


图2 发动机怠速段缸盖振动信号

Fig. 2 Vibration signals of cylinder head of engine at the idle speed

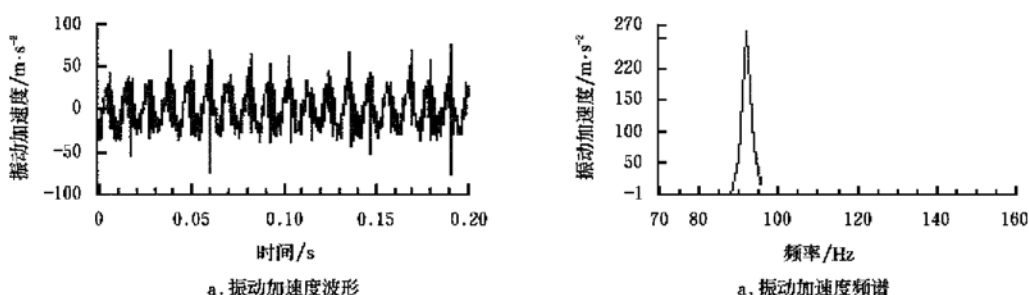


图3 发动机高速段缸盖振动信号

Fig. 3 Vibration signals of cylinder head of engine in high speed section

从图 3a、3b 中可知, 高速段主要振源的振动频率约为 92 Hz, 而 490BPG 发动机高速段的转速约为 2750 r/min, 即其转动频率约为 46 Hz。可见, 高速段缸盖低频振动的主要频率也为转动频率的 2 倍, 同为转动信号的 2 次谐波频率。

由于数据采集系统是同时开始采集脉冲信号与振动信号的, 故两种信号的波形在时间上是同步的, 因此把滤除 92 Hz 以上波形的振动信号与转速脉冲信号放入同一波形图中, 结果如图 4 所示。

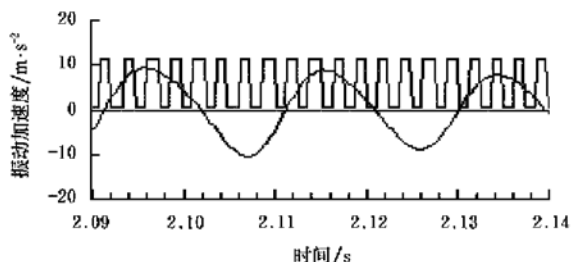


图 4 发动机缸盖振动信号与脉冲信号

Fig. 4 Vibration signals of engine cylinder-head and impulse signals

对比图 4 中振动信号和脉冲信号可知, 当发动机转过 1 周, 即经过 15 个脉冲周期时, 滤波后的缸盖顶部振动波形刚好经过 2 个周期, 由于 490BPG 发动机是四缸四冲程发动机, 每转中会有 2 个气缸连续工作, 因此可以确定, 发动机缸盖周期性的低频振动与发动机气缸周期性的运转有确定的对应关系, 若能够分离出相邻 2 个振动信号的周期, 则可以得到发动机的转速。

### 3.3 发动机转速的分离

试验表明, 运用低频振动信号的峰值点来分离转速, 每个爆发周期的峰值点显著且唯一, 故用峰值点来分离发动机的转动周期。为了能够更加容易的识别峰值点, 使滤波后所有小于零的加速度值全为零, 从而滤除波谷部分, 运用 LabVIEW 中的 Peak Detector.vi 子程序分离出其峰值点如图 5 所示。

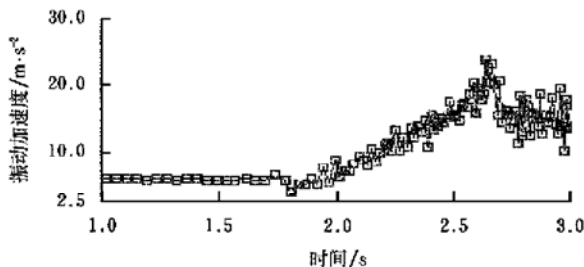


图 5 振动信号峰值点图

Fig. 5 Peak value points of vibration signals

用检测到的峰值点, 经过以下步骤得出发动机每转的转速值: ①相邻两个峰值点的  $x$  轴坐标相减, 从而得到相邻峰值点间隔的时间, 该时间即为发动机单缸工作经过的时间, 并将连续的单缸工作时间存储为数列 A; ②数列 A 中每相邻的两个时间相加, 则得到相邻爆发两缸连续工作周期之和, 即发动机的转动周期  $T_i$ , 并把

该周期数组存储为数列 B; ③用 60 除以数列 B 中每一个数则得到发动机每转的转速值  $n_i = 60/T_i$ 。试验表明, 运用切比雪夫 5 阶滤波滤除发动机缸盖高频振动信号后, 根据以上步骤所得到的转速值更为准确, 把这些转速值显示于图 6 中。

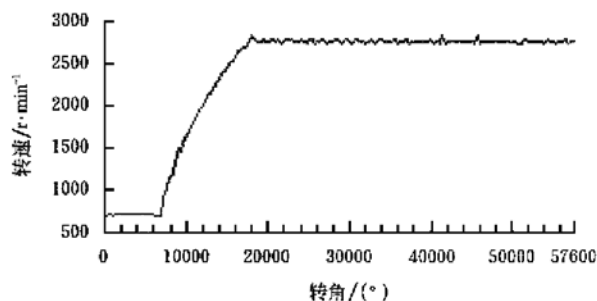


图 6 补测发动机转速

Fig. 6 Rotation speeds of the tested engine 490BPG

### 3.4 发动机功率的检测

根据角加速度无负荷测功法, 运用 LabVIEW 建立功率检测系统, 得出不同转速下发动机功率值如表 1 所示。

表 1 不同转速下发动机功率值

Table 1 Engine powers at different rotating speeds

转速/ $r \cdot \min^{-1}$	功率/kW	转速/ $r \cdot \min^{-1}$	功率/kW
1015.537	11.684	2014.426	30.669
1159.245	13.791	2118.621	32.777
1222.687	12.863	2118.621	33.960
1307.234	18.129	2254.679	34.640
1454.201	18.458	2275.556	32.656
1437.193	19.159	2296.823	34.035
1585.548	24.107	2386.020	36.905
1606.275	20.333	2409.412	34.159
1706.667	25.340	2457.600	36.612
1780.870	23.341	2533.608	36.029
1834.030	24.283	2586.947	34.594
1905.116	26.591	2586.947	35.707
1998.049	29.054	2642.581	37.362

将得到不同转速下的功率值与 490BPG 发动机外特性曲线图显示于同一图中, 如图 7 所示。

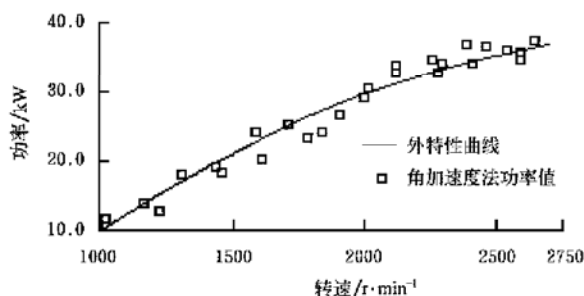


图 7 发动机功率值曲线图

Fig. 7 Curve of engine power values

从图 7 中可以看出, 用发动机缸盖顶部振动信号检测出的发动机不同转速功率值基本上都分布于发动机

本身的外特性曲线两侧附近。

## 4 结 论

1) 通过缸盖振动信号的频谱分析以及振动信号与发动机转动脉冲信号的对比可知, 发动机缸盖周期性的低频振动与发动机气缸周期性的运转有确定的对应关系。

2) 基于数字滤波运用缸盖振动信号分离发动机转速, 更加简便, 且易于软件程序的实现, 只需要识别出滤波后低频振动信号的峰值点, 通过相应的数组处理就能够得到发动机的转速。

3) 基于无负荷测功原理, 运用 LabVIEW 建立了虚拟仪器, 能够实现用缸盖振动信号分离出发动机的转速, 并得到发动机不同转速时的有效功率值。

### [参 考 文 献]

- [1] 王奎洋. 汽车发动机检测与诊断系统研究[D]. 南京: 南京理工大学, 2005.
- [2] 崔孝凤, 王振动友. 基于虚拟仪器技术的智能化机动车综合性能检测系统[J]. 山东理工大学学报, 2005, (1): 45-48.
- [3] 孙 燕, 王会明, 尹 静. 内燃机测功器的现状及发展趋势[J]. 农机化研究, 2004, (2): 44-45.
- [4] 谢宝义. 发动机无外载测功方法探析[J]. 计量与测试技术, 1999, (3): 1-2.
- [5] 韩同群, 肖生发, 余建强. 适用于汽车发动机无负荷测功中的改良测速法[J]. 湖北汽车工业学院学报, 2002, (6): 1-3.
- [6] Sarna D S, Steyaert J W. Diagnostic equipment development for military vehicle application[J]. SAE Transactions 780029.
- [7] 刘素花, 陈德元. 增压柴油发动机无负荷测功的研究[J]. 山东工程学院学报, 2002, (3): 28-32.
- [8] 郑世仿, 韩 捷. 坦克发动机常见故障信号特征与诊断[J]. 郑州大学学报, 2003, (4): 37-41.
- [9] 段鸿杰, 王 龙, 童志远. 振动噪声技术应用于故障诊断领域综述[J]. 2005 年全国机械可靠性学术交流会暨“车辆与工程装备质量与可靠性论坛”论文集, 2005: 14-20.
- [10] Kwang Min Chun, et al. Measurement and analysis of knock in a SI engine using the cylinder pressure and block[J]. Vibration Signals. SAE 940146.
- [11] 嵇绍岭, 张 亮, 杜海平, 等. 内燃机体振动信号时域识别方法研究[J]. 内燃机工程, 2003, (3): 46-50.
- [12] 吕 平, 薛知行, 张学敏, 等. 基于振动的内燃机转速测量研究[J]. 车辆与动力技术, 2005, (4): 22-25.
- [13] 王朝晖, 张来斌, 刘玉辉, 等. 利用缸盖振动信号测定发动机功率[J]. 振动、测试与诊断, 2001, (6): 125-130.
- [14] 刘建新, 谈荣型. 内燃机无外载测功的进一步研究[J]. 车用发动机, 1992, (1): 56-59.
- [15] 白雷石, 杨 华. 内燃机无外载加速测功方法的研究[J]. 内燃机, 2002, (3): 32-34.

## Measurement of engine power using cylinder-head vibration signals

Jiang Aihua, Wang Wei<sup>\*</sup>, Li Xiaoyu, Zeng Guojun

(College of Engineering and Technology, Huazhong Agricultural University, Wuhan 430070, China)

**Abstract:** Engine power was detected using the cylinder-head vibration signal. Based on the virtual instrument system constructed by using LabVIEW, the cylinder-head vibration signals were detected with accelerometer while the engine was rapidly accelerated from idle speed to high speed, the spectral analysis of the idle and high speed section vibration signals was also made, then low-frequency vibration signal and the impulse signal measured in engine running state were compared and analyzed. The result shows that the low-frequency vibration signal cycle of cylinder-head vibration accelerating signal has a corresponding relationship with the rotation cycle of the engine. And the rotating speed of the engine can be separated from the peak value points of the low-frequency vibration signal, and then the virtual power values at different rotating speeds can be educed with the principle of angular acceleration measurement under unloaded conditions. Therefore the approach to detect engine power by means of cylinder-head vibration signal is proved to be both effective and feasible.

**Key words:** engine; vibration signal; vibration acceleration; unloaded power detection; LabVIEW