

基于柴油机局部时段振动加速度的缸内燃烧状况*

纪少波 程勇 唐娟 马宗正 黄万友

(山东大学能源与动力工程学院, 济南 250061)

【摘要】 柴油机燃烧峰值压力出现前燃烧过程对应的局部振动信号与缸内燃烧状况密切相关。对比分析了195型及495T型柴油机在该局部时段内振动加速度、缸内压力及其各阶导数的时域波形,基于波形间的相关性,提出了利用振动加速度信号的拐点推测燃烧过程特征点的方法。对比不同工况时局部时段内的缸内压力、压升率、振动加速度及压力升高加速度的时域波形及频谱能量,发现振动加速度信号最大时域波动量及特定频带的能量与缸内燃烧状况密切相关,可作为表征缸内燃烧状况的特征参数,试验结果表明选取的特征参数是有效的。

关键词: 柴油机 缸内燃烧状况 振动加速度 特征参数

中图分类号: TK428 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2010)11-0013-07

Combustion Estimation Based on Vibration Acceleration Signal from Start of Combustion to Peak Pressure Appearance Timing

Ji Shaobo Cheng Yong Tang Juan Ma Zongzheng Huang Wanyou

(School of Energy and Power Engineering, Shandong University, Jinan 250061, China)

Abstract

There is close connection between vibration signal and combustion status before peak pressure. Comparison was carried out among the vibration acceleration signal, cylinder pressure, rate of pressure rise and pressure rise acceleration before peak pressure. Based on the similar trend waveform, a novel method using inflection of vibration acceleration to estimate combustion process feature points was proposed. Contrast was also carried out among cylinder pressure, rate of pressure rise, time domain waveform and frequency component amplitude of vibration acceleration and pressure rise acceleration. Results showed that the maximum time domain fluctuation and frequency component amplitude of vibration acceleration are closely related with combustion status and the information can be used as characteristic parameters to reflect combustion status. Experiments were carried out and the result verified that the characteristic parameters were feasible.

Key words Diesel engine, Cylinder combustion status, Vibration acceleration, Characteristic parameter

引言

对柴油机缸内燃烧状况进行监测和控制,有利于提高柴油机的使用水平,保持其良好的使用状态,这对于柴油机的节能、减排有重要意义。柴油机表面振动信号包含丰富的柴油机工作状态信息,利用

振动信号对柴油机缸内燃烧状况进行评价具有广阔的应用前景,众多研究者进行了大量利用振动信号评价缸内燃烧状况的研究^[1~4]。

利用表面振动信号评价缸内燃烧状况,需要从繁琐复杂的振动信号中提取丰富信息量、稳定可靠的特征参数以表征缸内燃烧状况信息,如燃烧过程

的始点、燃烧峰值压力出现时刻及缸内燃烧剧烈程度等。本文以 195 型及 495T 型柴油机为研究对象,测量不同工况的缸内压力及缸盖振动加速度信号,计算压力升高率及压力升高加速度,并通过时域及频域的对比,提出利用振动加速度信号时域波形的拐点推测燃烧过程的特征点;利用振动加速度信号时域最大波动量及特征频谱上的频谱能量反映缸内燃烧状况的方法。

1 信号测试分析

1.1 信号的测试

建立的试验台架包括测功机及其测控系统,在柴油机缸盖上加工取压通道,安装 CY-YD-205 型缸压传感器,在柴油机缸盖表面布置 CA-YD-103 型振动加速度传感器,传感器的轴线方向与气缸轴线方向平行。两传感器信号分别经过 YE5850 型及 YE5852A 型电荷放大器放大,输入数据采集系统,试验台架的示意图如图 1 所示。

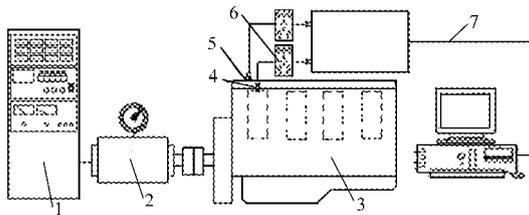


图 1 试验台架示意图

Fig. 1 Structural diagram of testing bed

1. 测控系统 2. 测功机 3. 发动机 4. 缸压传感器 5. 振动加速度传感器 6. 电荷放大器 7. 数据采集系统

1.2 缸内压力及压力升高加速度频谱分析

不同工况下缸内压力的升高率及压力升高加速度为^[5]

$$p_i' = \frac{\sum_{j=-10}^{10} j p_{i+j}}{2\Delta\varphi \sum_{j=1}^{10} j^2} \quad p_i'' = \frac{\sum_{j=-10}^{10} j^2 p_{i+j}}{2\Delta\varphi \sum_{j=1}^{10} j^2}$$

式中 p_i' ——压力升高率

p_i'' ——压力升高加速度

$\Delta\varphi$ ——采样间隔

i ——缸内压力及压力升高率的序号

对燃烧峰值压力前的压力升高加速度信号进行频谱分析,图 2 显示了两机型实测的缸内压力信号及计算得到的压力升高加速度信号频谱分析结果。综合各工况的频谱分析结果可知,研究用柴油机,压力升高加速度的频谱能量主要分布在 2 kHz 以下的频段内。

试验中振动加速度传感器布置在缸盖上,测点同燃烧激励间无大阻尼结构;而且缸盖、机体系统的刚度大,测点的变形相对于系统的物理尺度小,可将

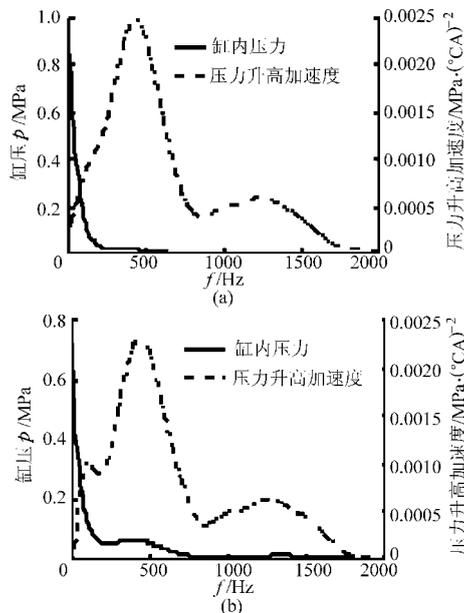


图 2 缸内压力、压力升高加速度频谱分析结果

Fig. 2 Frequency analysis of cylinder pressure and pressure rise acceleration

(a) 195 型柴油机 (b) 495T 型柴油机

整个系统简化为线性系统^[4]。对线性系统而言,激励源的频谱成分同响应信号的频谱成分是一一对应的,即与缸内燃烧过程密切相关的振动加速度信号的频率成分主要分布在 2 kHz 以下的频段。FIR 滤波器容易实现线性相位,滤波后的波形失真较小,基于哈密窗设计了截止频率为 2 kHz 的 FIR 滤波器,并对各工况测得的振动加速度信号进行滤波处理。

2 燃烧过程特征点提取

2.1 压力升高加速度与振动加速度信号对比

柴油机运行过程中,从燃烧开始直到燃烧峰值压力出现这个局部时段内,随着缸内燃烧压力的增加,缸盖、机体及联接螺栓在气缸轴线方向产生变形,这一时段的缸盖表面振动信号与缸内燃烧状况有密切的关系^[6],本研究主要对该时段内的振动加速度信号与缸内压力信号进行分析。

对缸盖振动信号进行分析时,可将缸盖、机体系统看作一个测试系统,压力升高加速度信号是输入信号,缸盖振动加速度是对应的输出信号。将 195 型柴油机实测压力升高加速度信号与滤波后的振动加速度信号进行对比,结果如图 3 所示。从两曲线对比可以看出,峰值压力出现时刻前时段内,两信号的变化趋势有一定的相似性,两信号的拐点如 A、A'、B、B'及 C、C'等出现的时刻接近,从其他工况测量的结果中也可以看出上述规律。

2.2 缸内压力及其导数相关性分析

图 4 显示了 195 型柴油机在两工况时缸内压力

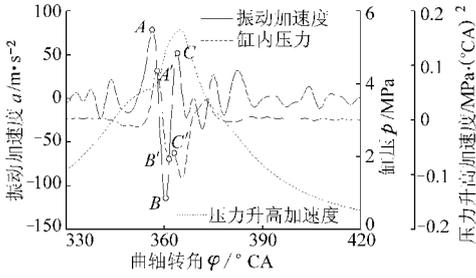


图 3 压力升高加速度与振动加速度对比

Fig. 3 Contrast between pressure rise acceleration and vibration acceleration

信号与其压力升高率、压力升高加速度的对比曲线。压力升高率的拐点,即图中 A 点,可看作缸内燃烧过程的始点^[7]。压力升高加速度的第 1 个峰值点,即图中的 A' 点出现的时刻接近于 A 点。对上述工况下两点之间的角度差进行估算,分别为:2.7°CA 和 3.2°CA。从图中还可看出,压力升高加速度的特征点 B'、C' 出现的时刻分别与最大压升率出现时刻 B 及峰值压力出现时刻 C 接近。

对其他工况的测试结果进行分析,可以得出相似的结论。结合前面对压力升高加速度及缸盖振动加速度的分析结果,提出利用振动加速度信号时域曲线的拐点估计燃烧过程特征点的方法。

2.3 试验验证

图 5 显示了两机型在不同工况时缸内压力、压升率及振动加速度信号的时域曲线,表 1 显示了振

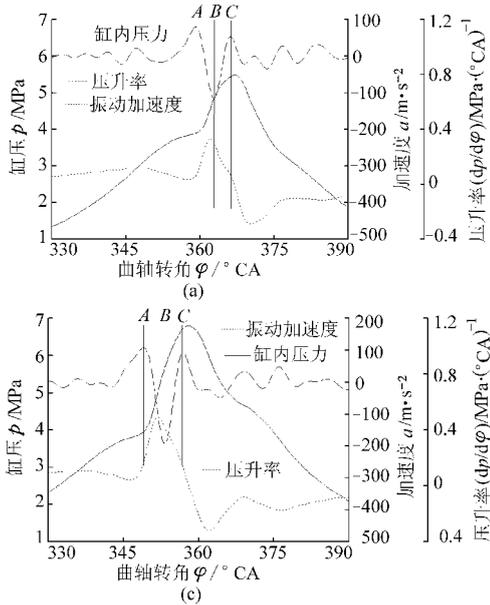


图 5 195 型及 495T 型柴油机缸压、压升率及振动加速度对比

Fig. 5 Contrast of cylinder pressure, cylinder pressure increase rate and vibration acceleration
(a) 1 200 r/min, 10 N·m (b) 1 200 r/min, 20 N·m (c) 1 200 r/min, 40 N·m (d) 495T 柴油机

3 燃烧状况分析

3.1 不同工况对比

转矩、转速及供油时刻等运行参数,会对缸内燃

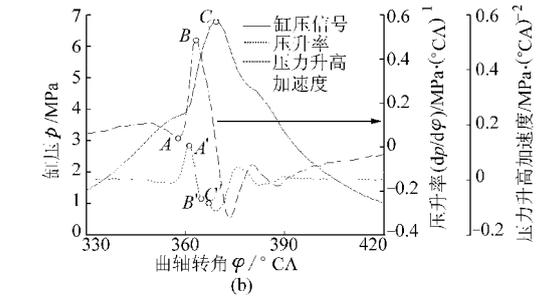
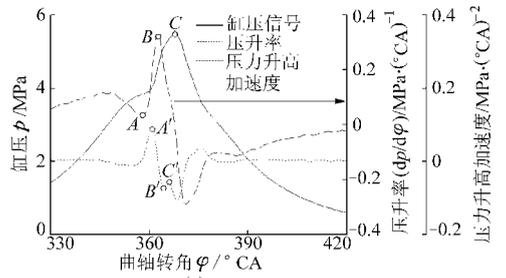
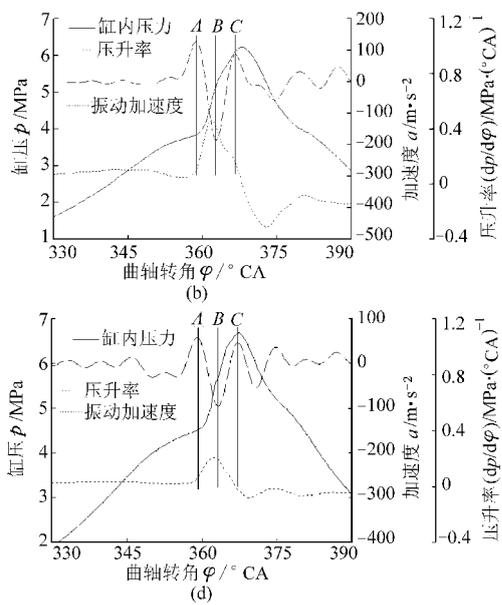


图 4 不同工况时缸内压力、压升率及压力升高加速度

Fig. 4 Contrast of cylinder pressure, pressure increase rate and pressure rise acceleration

(a) 1 200 r/min, 10 N·m (b) 1 200 r/min, 40 N·m

动加速度信号的拐点与燃烧过程特征点的统计结果。各工况下振动加速度信号中 A、B、C 点与燃烧过程始点、最大压升率出现位置及峰值压力出现位置之间的间隔,最大估计误差为 1.6°CA,最小估计误差为 0.5°CA,这对于粗略估计缸内燃烧特征点而言,精度基本能满足要求。



烧状况产生影响,在此分析了上述各参数对缸盖表面振动加速度的影响规律,分析采用的工况参数见表 1。

表1 工况参数

Tab.1 Parameters of working condition

工况号	工况参数
1	1 200 r/min, 10 N·m, 20°C BTDC
2	1 200 r/min, 20 N·m, 20°C BTDC
3	1 200 r/min, 40 N·m, 20°C BTDC
4	1 200 r/min, 10 N·m, 16°C BTDC
5	1 200 r/min, 10 N·m, 24°C BTDC
6	1 400 r/min, 10 N·m, 20°C BTDC
7	1 600 r/min, 10 N·m, 20°C BTDC

3.1.1 转矩对振动加速度信号的影响

图6示出195型柴油机20°C BTDC供油提前角, 1 200 r/min, 转矩为10、20、40 N·m时各工况的缸内压力、压升率、缸压频谱、压力升高加速度及振动加速度的时域波形及峰值压力前局部时段内两信号的频谱分析结果。图6a表明随着扭矩增大, 循环

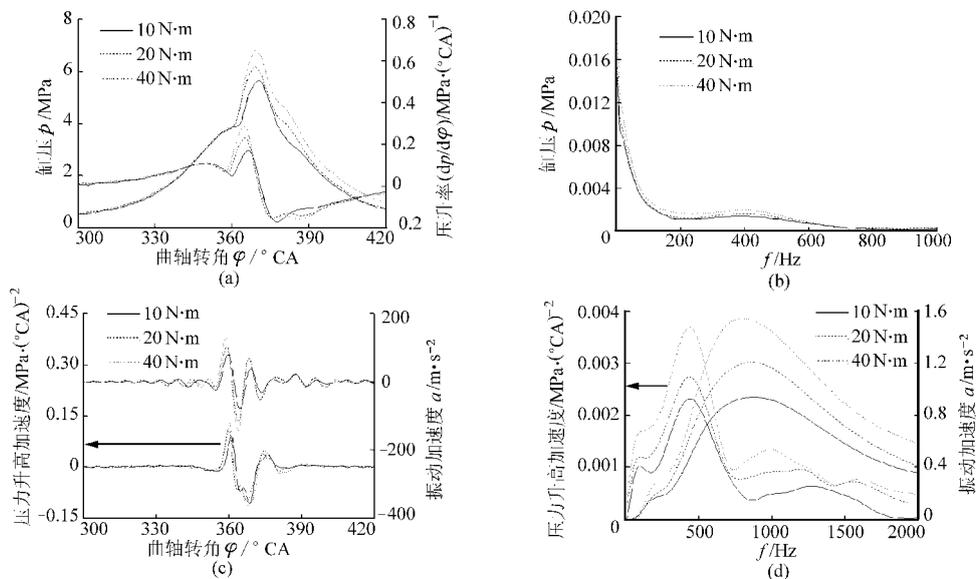


图6 不同转矩时各参数分析结果

Fig.6 Analysis in different torques

(a) 缸内压力及压升率 (b) 缸压频谱分析结果 (c) 时域波形对比 (d) 频谱能量对比

为了对压力升高加速度及振动加速度信号频谱峰值出现位置存在的差异进行分析, 采用振形叠加法对缸盖、机体系统的固有频率进行分析, 模态分析结果表明, 柴油机第一阶固有频率在800 Hz附近^[7]。这与振动加速度信号频谱峰值出现的位置相近, 这表明激励与其产生的响应信号间的关系受到系统传递路径的影响。

3.1.2 转速对振动加速度信号的影响

图7显示了20°C BTDC供油提前角, 10 N·m, 转速分别为1 200、1 400及1 600 r/min时各信号的对比结果。图7a表明同样转矩下, 随着转速的升高, 燃烧过程等容度下降, 使得缸内峰值压力和最大压升率都有所降低。由于试验时选择的转速相差不

供油量增加, 燃烧放热量增加, 缸内燃烧压力峰值和最大压升率相应增大, 燃烧始点提前。图6b表明研究用发动机缸压频谱的能量主要分布在800 Hz以下频段内, 随着负荷的增大, 800 Hz以下频谱的能量基本都呈增大趋势, 其中100~600 Hz频率成分的增加量最为明显。图6c表明随着负荷的增大, 缸内燃烧加速度及放热加速度增大, 使得压力升高加速度的波动幅值也相应增大。振动加速度信号第一个峰值到第一个谷值之间的时域最大波动量也呈现与缸内燃烧状况一致的变化趋势。图6d表明随着负荷的增大, 缸内压力升高加速度2 000 Hz以下频段的能量都呈增大的趋势, 并在400 Hz附近存在能量的峰值, 振动加速度信号频谱在800 Hz附近存在能量的峰值。不同工况下振动加速度信号2 kHz以下频率成分的频谱能量与缸内燃烧状况也存在一致的变化趋势。

大, 峰值压力及燃烧剧烈程度的差别较小。图7b表明随着转速升高, 缸内压力频谱能量呈现向高频方向偏移的趋势。图7c表明实验工况下, 压力升高加速度波动幅值的差异不明显, 而高转速时振动加速度信号时域最大波动量则明显大于低转速工况。由图7d可知, 随着转速的升高, 压力升高加速度频谱的能量呈现向高频方向偏移的趋势, 使得在缸盖、机体系统的第一阶固有频率附近, 高转速工况的频谱能量高于低转速工况, 由于缸盖、机体系统的放大作用, 高转速工况缸盖振动加速度信号频谱的能量从总体上看高于低转速工况。这表明传递路径对振动加速度信号的传递有较大影响, 使得不同转速时, 振动加速度信号时域波动量及频谱能量与缸内燃烧状

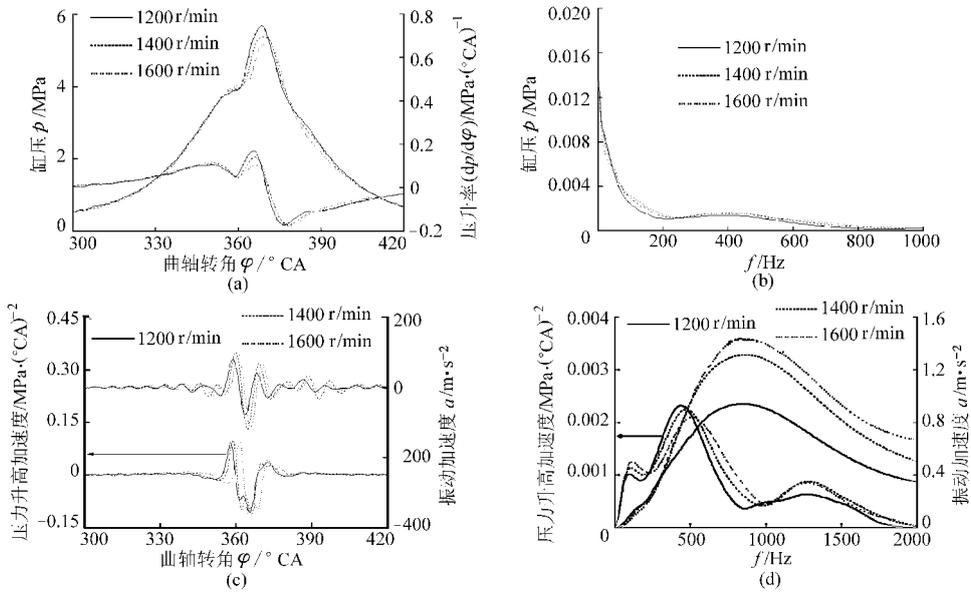


图 7 不同转速时各参数分析结果

Fig. 7 Analysis in different speeds

(a) 缸内压力及压升率 (b) 缸压频谱分析结果 (c) 时域波形对比 (d) 频谱能量对比

况间无对应关系。

3.1.3 供油时刻对振动加速度信号的影响

图 8 显示了 1 200 r/min, 10 N·m 时, 供油提前

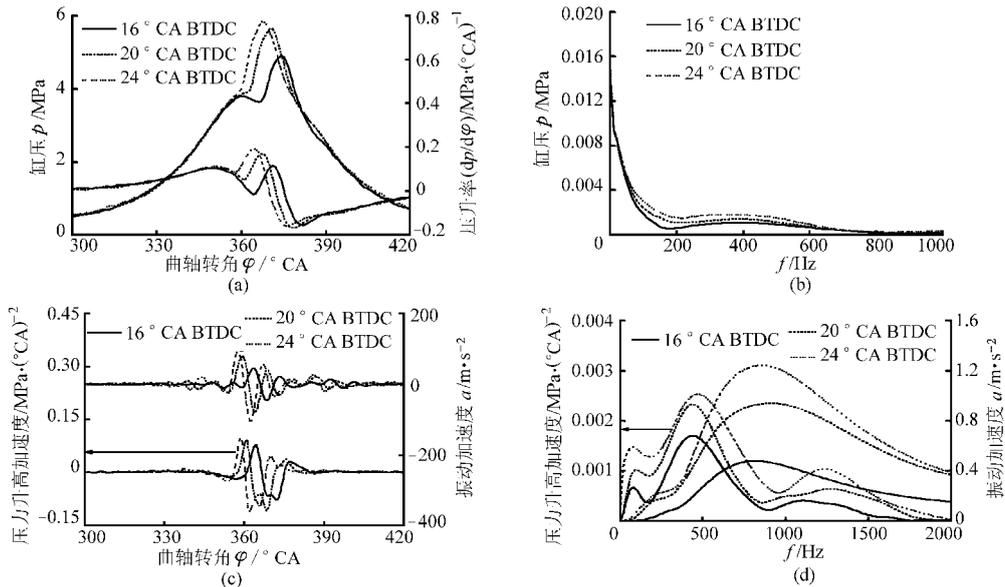


图 8 不同喷油时刻时各参数分析结果

Fig. 8 Analysis in different injections advanced angle

(a) 缸内压力及压升率 (b) 缸压频谱分析结果 (c) 时域波形对比 (d) 频谱能量对比

图 8a 表明随着喷油时刻的提前, 缸内峰值压力及最大压升率增加, 燃烧始点明显提前; 图 8b 表明缸压 800 Hz 以下频谱的能量呈增大的趋势; 图 8c 表明压力升高加速度及振动加速度信号时域最大波动量呈增大的趋势, 而且波动出现的时刻与燃烧始点有相近的变化趋势; 图 8d 表明随着缸内燃烧峰值压力的增加及燃烧剧烈程度增大, 压力升高加速度及振动加速度信号 2 kHz 以下各阶频谱能量都呈增

角分别为 16°CA、20°CA 及 24°CA 时各信号的对比结果。试验用发动机的最佳供油提前角为 20°CA 左右。

大的趋势。

通过上面对缸内压力信号及振动加速度信号的分析可知, 当转速相同时, 缸盖振动加速度信号时域最大波动量及 2 kHz 以下各阶频率成分的能量与缸内燃烧状态有一致的对应关系; 当转速改变时, 缸盖振动加速度信号受缸盖、机体系统固有频率的影响严重, 与缸内燃烧状况间的对应关系不明确。

3.2 特征参数的提取

3.2.1 时域特征参数的选取

由前可知振动加速度信号第一个峰值到第一个谷值之间的波动出现在缸内急燃期阶段,波动量与缸内燃烧的剧烈程度存在一定的对应关系。表2列出了工况1~5振动加速度信号第一个峰值到第一个谷值波动量之间的关系,以工况1数据为基准,求出各工况的相对压升率及相对加速度波动量,结果见表2。对比结果表明在转速相同的各工况下,相对加速度波动量与缸内燃烧的剧烈程度呈近似一致的比例关系,因此可以用振动加速度信号第一个峰值到第一个谷值之间的波动量作为时域特征参数表征缸内燃烧的剧烈程度。

表2 不同工况压升率及加速度波动量对比关系

Tab.2 Pressure increase rate and vibration acceleration

参数	工况号				
	1	2	3	4	5
最大压升率/ $\text{MPa} \cdot (\text{°CA})^{-1}$	0.17	0.23	0.19	0.12	0.19
相对结果	1	1.35	1.71	0.71	1.12
加速度波动/ $\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$	157	217	267	96	196
相对结果	1	1.38	1.70	0.61	1.21

3.2.2 频域特征参数的选取

振动加速度信号频谱能量与缸内燃烧状况有一定的对应关系,由图6d、8d可以看出,各工况下振动加速度信号在400~600 Hz频段的能量呈近似线性变化,取工况1~5振动加速度信号400 Hz及600 Hz频谱的能量与对应工况的最大压升率进行对比,同样以工况1为基准,求出各参数的相对量并进行对比,结果如表3所示。对比结果表明转速相同的各工况下,选取的两个频率成分的能量与最大压升率呈近似一致的比例关系,据此提出利用局部时段振动加速度信号中频率成分的能量作为频域特征参数表征缸内燃烧剧烈程度的方法。

表3 不同工况压升率与振动信号特定频谱能量对比关系

Tab.3 Pressure increase rate and amplitude of vibration

参数	工况号				
	1	2	3	4	5
最大压升率/ $\text{MPa} \cdot (\text{°CA})^{-1}$	0.17	0.23	0.29	0.12	0.19
相对结果	1	1.35	1.71	0.71	1.12
400 Hz 能量/ $\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$	0.27	0.36	0.49	0.19	0.31
相对结果	1	1.33	1.81	0.70	1.14
600 Hz 能量/ $\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$	0.69	0.91	1.24	0.44	0.82
相对结果	1	1.32	1.79	0.64	1.18

3.3 试验验证

转速相同时,振动加速度信号的时域及频域特征参数可用于评价缸内燃烧过程;而不同转速之间,受缸盖、机体系统特性的影响,上述特征参数规律性受到影响。对多缸机而言,各缸的工作转速相同,因此可以基于振动加速度信号的特征参数,通过各缸相互比较评价各缸的燃烧差异。

在495T型柴油机上对提出的方法进行验证,试验过程中在1缸、4缸气缸盖上安装了振动加速度传感器,在4缸安装缸内压力信号传感器,为了便于确定各缸的燃烧状况,同步测量了瞬时转速信号。图9a显示了495T型柴油机800 r/min,40 N·m工况正常工作时,一个循环的缸内压力信号与瞬时转速信号。计算了瞬时转速中各缸谷点到峰值点之间的差值为:30、63、53、61 r/min,根据瞬时转速的差值及研究用柴油机的工作顺序,估计1~4缸各缸的工作能力关系为:30:61:63:53,即1缸的工作能力小于4缸。图10a显示了相同循环内1缸及4缸的缸盖振动加速度信号,计算了两振动加速度信号第一个峰值到第一个谷值之间的波动量 Δa 分别为:244及417 m/s^2 。分析了两缸在峰值压力出现时刻前燃烧过程对应的振动加速度信号频谱信息,结果显示在图10b中,由图可见,两缸振动加速度信号的频谱在300~800 Hz内的线性较好,取500 Hz频率成分的

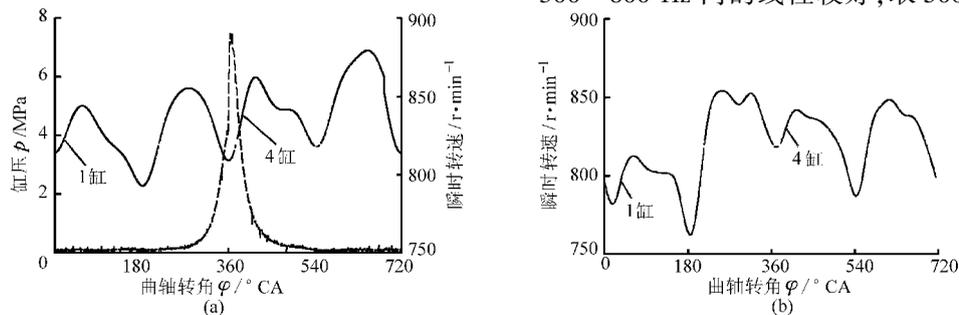
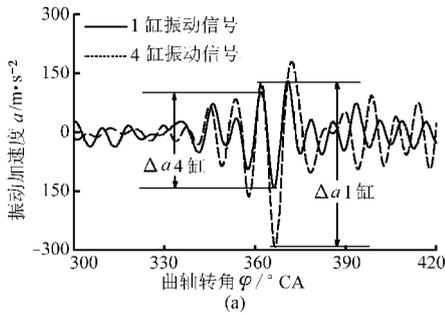


图9 两工况时瞬时转速曲线

Fig.9 Contrast of speed of two working conditions

(a) 正常工况曲线 (b) 松动4缸油管后瞬时转速曲线

能量作为特征参数。两缸 500 Hz 频率成分的幅值为: 1.14 及 1.62。缸盖振动加速度信号时域及频域



特征参数都表明 1 缸缸内燃烧的强度要弱于 4 缸, 这与瞬时转速信号的分析结果一致。

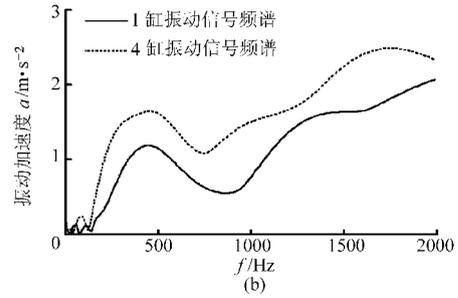


图 10 正常工况振动信号时域及频域特征参数对比

Fig. 10 Contrast of vibration characteristics in time and frequency domain in normal working condition

(a) 振动加速度时域对比 (b) 振动加速度频域对比

为了对提出的方法进行进一步的验证, 在试验中将 4 缸的高压油管略微松动, 保持转矩及转速不变, 测量了瞬时转速信号及 1 缸、4 缸的缸盖振动加速度信号。图 9b 为一个循环内的瞬时转速信号波形, 从图中可以看到, 4 缸油管松动后, 导致供油压力降低, 对缸内燃烧状况产生影响, 使得该缸瞬时转速波动的幅值减小, 已小于 1 缸瞬时转速的波动量。

图 11a 为 1 缸、4 缸缸盖振动加速度信号对比曲线; 图 11b 为提取的 1 缸、4 缸局部时段内振动信号频谱信息, 从图中可以看出, 1 缸的加速度信号时域波动量及频谱能量都已大于 4 缸。计算可得 1 缸及 4 缸加速度波动量分别为: 278 及 225 m/s^2 , 1 缸及 4 缸振动信号在 500 Hz 处的频谱能量分别为: 1.35 及 1.04 m/s^2 。两种特征参数的计算结果都表明 4 缸松动油管后, 缸内燃烧剧烈程度减弱, 做功能力下降, 这与瞬时转速的分析结果一致。

图 11a 为 1 缸、4 缸缸盖振动加速度信号对比

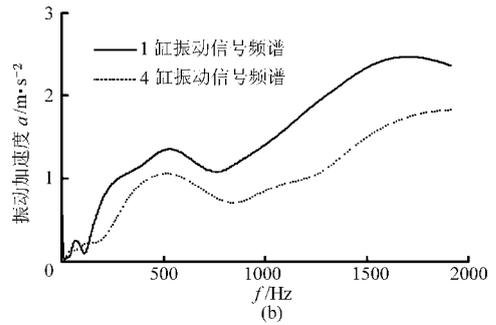
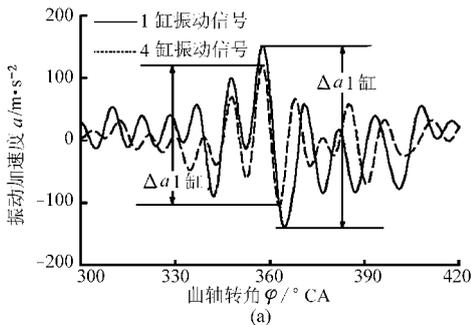


图 11 4 缸供油异常时振动信号时域及频域特征参数对比

Fig. 11 Contrast of vibration characteristics in time and frequency domain when oil supply is abnormal

(a) 振动加速度时域对比 (b) 振动加速度频域对比

4 结论

(1) 局部时段内的振动加速度信号时域波形的拐点与缸内燃烧过程的特征点有密切的对应关系, 提出了利用拐点推测燃烧过程特征点的思路。

(2) 相同转速时, 缸盖振动加速度信号时域最大波动量及 2 kHz 以下各阶频率成分的能量与缸内

燃烧状态有一致的对应关系; 当转速改变时, 无明确的对应关系。

(3) 统计分析了相同转速时振动加速度信号时域最大波动量及特定频谱成分的能量与最大压升率间的关系, 提出了利用上述参数评价多缸机缸内燃烧剧烈程度的思路。

参 考 文 献

- 1 Ruben Villarino, Johann F Bohme. Peak pressure position estimation from structure-borne sound[C]. SAE Paper 2005-01-0040, 2005.
- 2 Junmin W, Ryan R C, Charles E R. Virtual cylinder pressure sensor (VCPS) with individual variable-oriented independent estimators[C]. SAE Paper 2005-01-0059, 2005.
- 3 Christopher J Polonowski, Vivek K Mather, Jeffrey D Naer, et al. Accelerometer based sensing of combustion in a high speed HPCR diesel engine[C]. SAE Paper 2007-01-0972, 2007.

取 $t = t_1, t = t_2$, 代入式(21), 得到

$$\begin{cases} \frac{\lambda_2(t_1)}{\lambda_1(t_1)} = \frac{\dot{m}_{f0} + \Delta \dot{m}_{f1} \left(1 - X e^{-\frac{t_1}{\tau_f}}\right)}{\dot{m}_{f0} + \Delta \dot{m}_{f2} \left(1 - X e^{-\frac{t_1}{\tau_f}}\right)} \\ \frac{\lambda_2(t_2)}{\lambda_1(t_2)} = \frac{\dot{m}_{f0} + \Delta \dot{m}_{f1} \left(1 - X e^{-\frac{t_2}{\tau_f}}\right)}{\dot{m}_{f0} + \Delta \dot{m}_{f2} \left(1 - X e^{-\frac{t_2}{\tau_f}}\right)} \end{cases} \quad (22)$$

式(22)中, $\lambda_1(t)$ 和 $\lambda_2(t)$ 为喷油量发生两次突变时测得的过量空气系数, 假设跳变时刻 $t = 0$ 。从式(22)可以求解得到

$$\begin{cases} X = \left[1 - \frac{\dot{m}_{f0} (\lambda_2(t_1) - \lambda_1(t_1))}{\lambda_1(t_1) \Delta \dot{m}_{f1} - \lambda_2(t_1) \Delta \dot{m}_{f2}} \right] e^{\frac{t_1}{\tau_f}} \\ \tau_f = \frac{t_2 - t_1}{\ln \left(\frac{1 - \frac{\dot{m}_{f0} (\lambda_2(t_1) - \lambda_1(t_1))}{\lambda_1(t_1) \Delta \dot{m}_{f1} - \lambda_2(t_1) \Delta \dot{m}_{f2}}}{1 - \frac{\dot{m}_{f0} (\lambda_2(t_2) - \lambda_1(t_2))}{\lambda_1(t_2) \Delta \dot{m}_{f1} - \lambda_2(t_2) \Delta \dot{m}_{f2}}} \right)} \end{cases} \quad (23)$$

特别的, 取 $t_1 = 0^+, t_2 = 1$, 式(23)变为

$$\begin{cases} X = 1 - \frac{\dot{m}_{f0} (\lambda_2(0^+) - \lambda_1(0^+))}{\lambda_1(0^+) \Delta \dot{m}_{f1} - \lambda_2(0^+) \Delta \dot{m}_{f2}} \\ \tau_f = - \frac{1}{\ln \left(\frac{1}{X} \left[1 - \frac{\dot{m}_{f0} (\lambda_2(1) - \lambda_1(1))}{\lambda_1(1) \Delta \dot{m}_{f1} - \lambda_2(1) \Delta \dot{m}_{f2}} \right] \right)} \end{cases} \quad (24)$$

双方程法抛开喷射补偿, 直接通过两次调整得到参数真值, 并且保留了传统方案不需对进气流量进行估计的优点, 是理论上的最佳方案。

5 结束语

针对油膜模型参数辨识问题, 在原有辨识方法的基础上, 提出了模型参数的解耦自动辨识法, 并通过仿真验证了该方法的有效性。最后还提出了较为理想和简洁的双方程辨识方法。提出的两种辨识方法均可减少人工标定时间和降低标定成本。

参 考 文 献

- 孟嗣宗, 郭少平, 张文海. 发动机精确空燃比控制方法的研究[J]. 内燃机工程, 1999, 20(2): 70 ~ 75.
- Elbert Hendricks, Spencer C Sorenson. SI engine controls and mean value engine modeling[C]. SAE Paper 910258, 1991.
- Aquino C F. Transient A/F control characteristics of the 5 liter central fuel injection engine[C]. SAE Paper 810494, 1981.
- Elbert Hendricks, Thomas Vesterholm. The analysis of mean value SI engine models[C]. SAE Paper 920682, 1992.
- Elbert Hendricks, Thomas Vesterholm, Patrick Kaidantzis, et al. Nonlinear transient fuel film compensation (NTFC) [C]. SAE Paper 930767, 1993.
- 朱航. 基于模型的过渡工况空燃比控制的应用研究[D]. 北京: 清华大学, 2003.
- 洪木南. 汽油机平均值模型分析及其应用研究[D]. 北京: 清华大学, 2008.

(上接第 19 页)

- 张选民. 轮式拖拉机发动机的振动测试分析[J]. 农业机械学报, 2000, 31(6): 69 ~ 71.
Zhang Xuanmin. Analysis of vibration test on engine of a wheeled tractor[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2000, 31(6): 69 ~ 71. (in Chinese)
- 诺顿 M P. 工程噪声和振动分析基础[M]. 盛元生, 顾伟豪, 韩建民, 等, 译. 北京: 航空工业出版社, 1993.
- 纪少波, 程勇, 唐娟, 等. 柴油机缸盖振动加速度与缸内燃烧状况相关性分析[J]. 内燃机学报, 2009, 27(3): 270 ~ 275.
Ji Shaobo, Cheng Yong, Tang Juan, et al. Study on relationship between vibration signal measured from cylinder head and combustion process[J]. Transactions of CSICE, 2009, 27(3): 270 ~ 275. (in Chinese)
- 何学良, 李疏松. 内燃机燃烧学[M]. 北京: 机械工业出版社, 1990: 285.
- 纪少波. 基于柴油机缸盖振动加速度信号提取缸内燃烧过程信息的研究[D]. 济南: 山东大学, 2008.
Ji Shaobo. On description of combustion process based on vibration acceleration signal measured from cylinder head[D]. Ji'nan: Shandong University, 2008. (in Chinese)
- 程勇, 吴亚兰, 纪少波, 等. 基于振动信号的柴油机缸内燃烧状态估计方法[J]. 农业机械学报, 2008, 39(9): 10 ~ 14.
Cheng Yong, Wu Yalan, Ji Shaobo, et al. Estimation of combustion status in diesel engine based on vibration signal[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2008, 39(9): 10 ~ 14. (in Chinese)