

发动机压缩冲程初期的缸内压力波动现象研究

Study on the In-cylinder Pressure Oscillation during the initial Stage of the Compression Stroke

史中杰, 黎一锴, 花阳, 杨子明, 刘福水
(北京理工大学机械与车辆学院, 北京 100081)

摘要: 在单缸柴油机实验台架上测量了发动机不同转速下的缸内压力, 通过对试验数据的分析, 发现进气门关闭会造成发动机缸内压力波动。然后, 采用 CONVERGE 软件对实验现象进行再现, 研究了气门实际关闭时刻和发动机缸内压力波动的相互关系。仿真结果表明, 通过缸内压力波动可以精确判断发动机实际工作状态下的进气门关闭时刻: 在 2500rpm 时, 压力波滞后时间为 0.511°CA ; 压力波幅值随进气门关闭角的推迟逐渐增大。缸内压力波动还可以反应进气门关闭时气门口位置的气体流动方向: 压力波波峰首先出现表明进气末期出现了倒流现象。

关键词: 发动机; 缸内压力波动; 进气门关闭时刻; CONVERGE

Abstract: A single cylinder diesel research engine was initially investigated at different engine speed. It is observed that the in-cylinder pressure fluctuation occurring during the compression stroke has a high correlation with the IVC timing, and it is possible to judge the real IVC timing of the engine according to this phenomenon. In present study, to determine the relationship between the pressure fluctuation and the IVC timing, a 3D CONVERGE simulation of the motored engine has been adopted. The simulation results provide us with a new method to measure the engine's real valve timing. At the engine speed of 2500 rpm, the pressure fluctuation delay keeps constant as 0.511°CA , and the fluctuation amplitude decreases first and then increases as the IVC retarding. With a fixed valve timing, the fluctuation amplitude increases as the engine speed increases. The direction of the air flow when the intake valve close event happens can be determined based on the pressure fluctuation.

Key words: IC engines, pressure fluctuation, intake valve closing events, CONVERGE.

截至目前为止, 发动机仍然是应用最广泛的动力机械之一, 尤其是在车用动力领域, 几乎占据了全部份额。对于车用发动机来说, 循环进气量是制约功率提高的关键因素之一。循环进气量的提高又与发动机的配气相位直接相关。所以, 发动机的配气相位直接关系到内燃机的动力性和经济型。

目前, 关于发动机配气相位的设计技术已经比较成熟。国外的各大高校和研究机构以及国内的高校如天津大学、北京理工大学等都已经提出了发动机配气相位的优化设计方法。但是, 由于配气机构惯性作用以及配气机构的热胀冷缩效应, 发动机机实际工作时的气门开启(关闭)角度和设计的配气相位间存在差异, 同时在高速运转工况下, 发动机配气相位的实时动态测量难以实现。因此, 如何实时测量发动机配气相位一直都是发动机研发过程中的难题。

发动机换气过程中, 气缸和气道组成了典型的空腔-管道结构。气门关闭时阻断了气流运动, 这会在缸内产生共振压力波, 这种现象称为空腔共鸣。薛远利用燃烧理论、波动理论研究了直喷式柴油机燃烧压力震荡特性, 计算结果表明燃烧室内的空腔共鸣现象是多个共振模态的叠加[1]。卫海桥在火焰前峰面以燃烧压力波动为激励, 研究了燃烧室声激励下的压力场, 认为燃烧室的声学特性对燃烧噪声有显著的影响[6]。李维在CFD仿真中耦合声学方程, 以发生燃烧反应的单元作为燃烧噪声的激励源, 模拟了燃烧室内的压力震荡特性, 计算结果和实验吻合[9]。在以上的文献中, 作为发

动机噪声的主要来源之一，缸内燃烧室的空腔共鸣现象得到了很好地研究[1-9]。但是到目前为止，在压缩冲程初期由于进气门关闭产生的缸内空腔共鸣现象还没有被深入了解。在文献[10-12]中，压缩冲程初期的压力振荡现象虽然被完整地记录下来，但是却没有解释产生压力振荡的原因。

本文首先在单缸柴油试验机上测量了不同进气门晚关角下的气缸压力，分析了压缩冲程初期缸内压力震荡产生的原因。然后，用CFD模拟再现了进气过程由进气门关闭而产生的缸内压力波，确定了此压力波和进气门关闭时刻之间的相互关系。为发动机配气相位的实时测量提供了一种新方法。

1. 缸内压力波实验研究

1.1 实验装置

该实验是在四气门单缸柴油机试验台上进行的，实验系统简图如图 1 所示，发动机基本参数如表 1 所示。发动机台架包括：单缸试验机、进排气系统、喷油系统、数据采集系统。发动机的稳态进气压力和稳态进气温度测点位于进气稳压腔上，进气压力由外部压缩机控制，精度为 $\pm 0.1\text{bar}$ ，进气温度由进气空调控制，精度为 $\pm 1^\circ\text{C}$ 。利用蝶阀控制发动机排气背压。

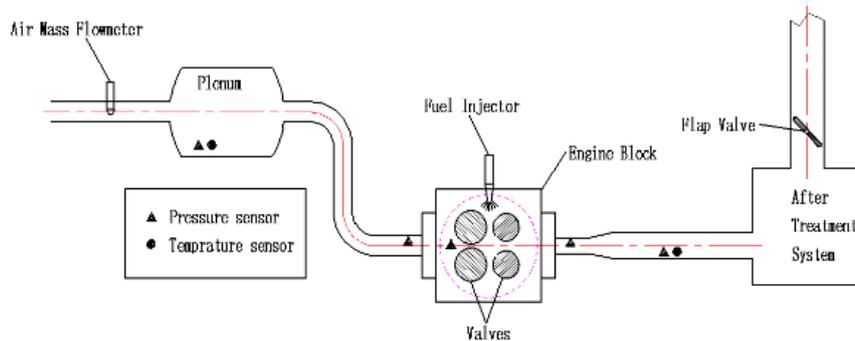


图 1 发动机实验简图

表1 发动机技术参数

项目	参数
缸径/冲程	132mm/145mm
排量	1.98L
压缩比	13.5:1
气门数量	2进2排
排气门提前角	34° BBDC @ 0.3 mm
排气门晚关角	6° ATDC @ 0.3 mm
进气门提前角	2° BTDC @ 0.25 mm
进气门晚关角	34° ABDC @ 0.25 mm

1.2 缸内压力波动测量方法

缸内压力波动用安装在发动机缸盖上的Kistler6052传感器测量，采样频率为150KHz，精度为 $\pm 0.1\text{bar}$ 。每个工况下发动机稳定运行5min后，采集100个循环的缸内压力。为了并对第90个循环的缸压数据进行分析。数据处理方法如图2所示。首先取进气过程末段（-180CA---90CA）作为时间窗，对时间窗内的缸压数据进行移动平均滤波得到滤波后的缸压。然后，对原始缸压和滤波后的缸压做差得到缸内压力波如图2所示。

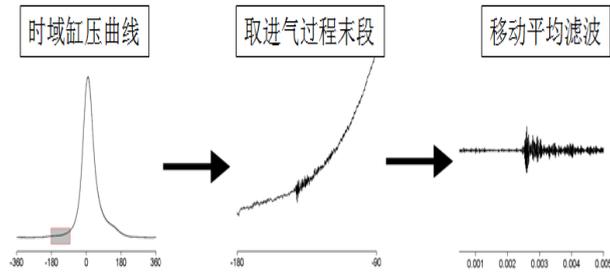


图2 数据处理方法

1.3 实验结果和分析

发动机2500rpm满负荷时缸内压力实验值如图3所示。对压缩冲程初段区域局部放大后可以看出，在曲轴转角为-140度左右时，缸内压力震荡幅值明显增大。这种压缩冲程初始阶段的缸内压力震荡现象在很多文献中都可以看到[10-12]，但是这些文献并没有解释产生这种现象的原因。

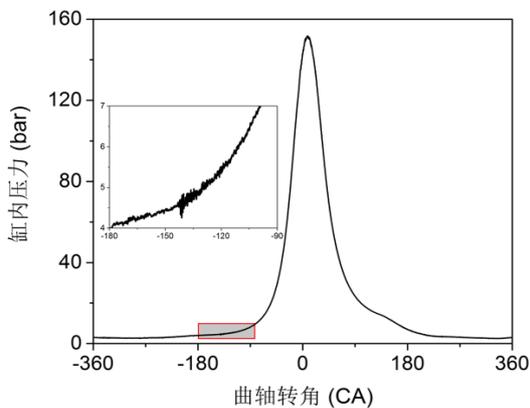


图3 发动机缸压实验值，2500rpm

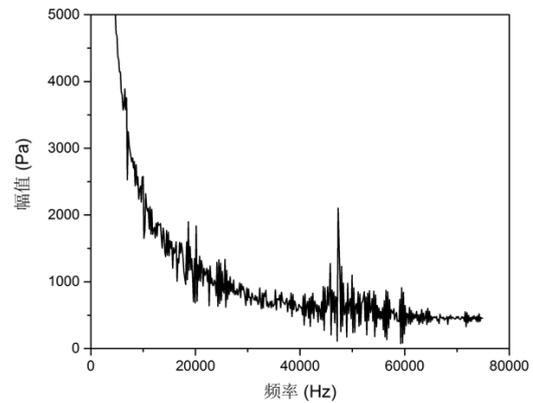


图4 缸内压力波的频谱特性，2500rpm

对所取时间窗内的缸内压力进行FFT频域转化后，得到该压力波动的频谱曲线图，如图4所示。可以看出，缸压力震荡的频率主要集中在15000Hz~60000Hz段。根据采样定理，采样频率（缸压传感器的采样频率为150kHz）大于缸内压力波动最大频率的2倍，缸压实验数据可以正确反映缸内的压力震荡。

采用图2所示的方法对时间窗内的缸内压力进行移动平均滤波，结果如图5所示。可以明显看出，压缩冲程初期缸内存在强烈的压力震荡。并且随着活塞持续上移，该压力震荡幅值逐渐减小。提前发动机的进气门关闭角（图5中，带通滤波后压力_EIVC）后，我们可以看出此压力震荡始点也相应提前。因此，此压力震荡是由于进气门的突然关闭造成的。

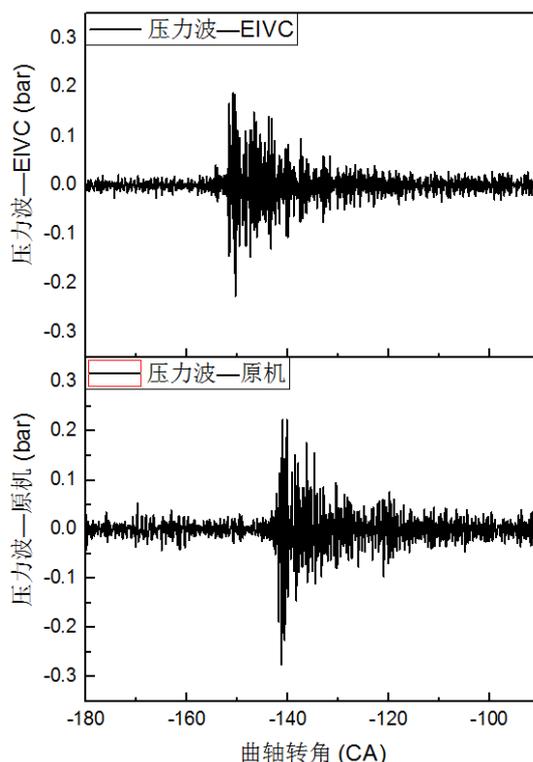


图 5 缸内压力带通滤波曲线，2500rpm

进气门关闭时阻断了进气流动，缸内进气口处的气体由于惯性会继续向缸内方向（或气道出口方向）运动，该部分气流动能转化为压力势能，造成缸内压力在局部区域形成峰值，此压力峰值向外传播，在壁面反射的作用下造成缸内压力持续震荡。在这个过程中，由于气体粘性、湍流耗散、壁面吸收等作用，缸内压力波强度逐渐降低，所以压力波幅值逐渐减小。所以，通过分析此压力波可以确定发动机运行过程中进气门的关闭时刻。

缸内压力波动用安装在发动机缸盖上的Kistler6052传感器测量，采样频率为150KHz，精度为±0.1bar。每个工况下发动机稳定运行5min后，采集100个循环的缸内压力。为了并对第90个循环的缸压数据进行分析。数据处理方法如图2所示。首先取进气过程末段（-180CA---90CA）作为时间窗，然后对时间窗内的缸压数据进行移动平均滤波。

2. 缸内压力波仿真模拟研究

2.1 缸内压力波动现象模拟

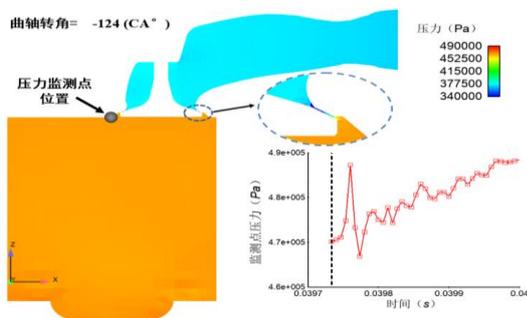
尽管实验可以得到进气门关闭引起的缸内压力震荡现象，但是根据实验不能得到压力震荡波和进气门关闭时刻的确切关系。主要原因有两个：第一，发动机处于动态运转时，气门驱动机构会出现受热膨胀、压缩变形、惯性延迟的现象，所以在发动机运行时，实际的进气门关闭时刻难以确定；第二，试验中缸内压力受多方面的因素影响，所以测到的声压曲线噪声较多，难以区分有效信号和噪声信号。为此，本文建立了发动机三维 CFD 模型，来捕捉缸内的压力波动。



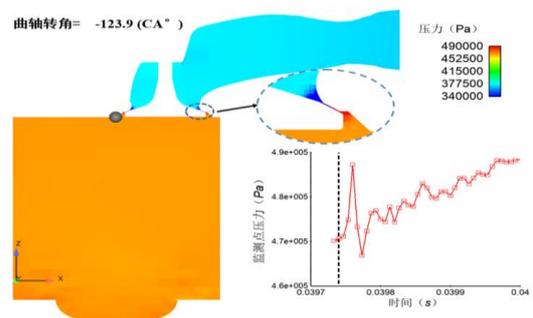
图 6 单缸柴油机进气过程模型网格

对气道以及缸内的容积提取后在 CONVERGE 中建立计算模型。模型网格如图 6 所示。本文主要关注发动机进气门关闭后缸内压力的波动情况，为了减少计算时间，排气道和排气门不考虑在内。

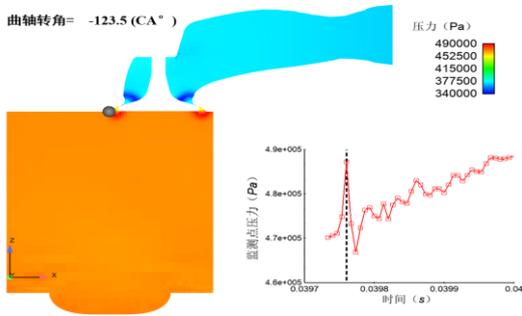
在 CFD 模型中添加监测点，记录该监测点的瞬时压力。压力监测点位置和实验时缸压传感器的位置相同。在 2500rpm 时，通过 CONVERGE 程序进行发动机的进气过程缸内流场计算。不同曲轴转角下的缸内压力场如图 7 所示。压力监测点和进气门轴线确定的平面和坐标轴 Y 轴垂直，压力监测点位于距离气门轴线 25mm 的气缸表面上，具体位置如图中灰色圆球所示。图中右下角曲线图为不同时刻下压力监测点处的压力值。



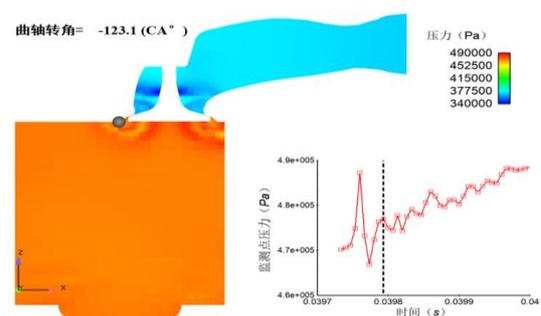
(a) 缸内压力场 (曲轴转角=-124°)



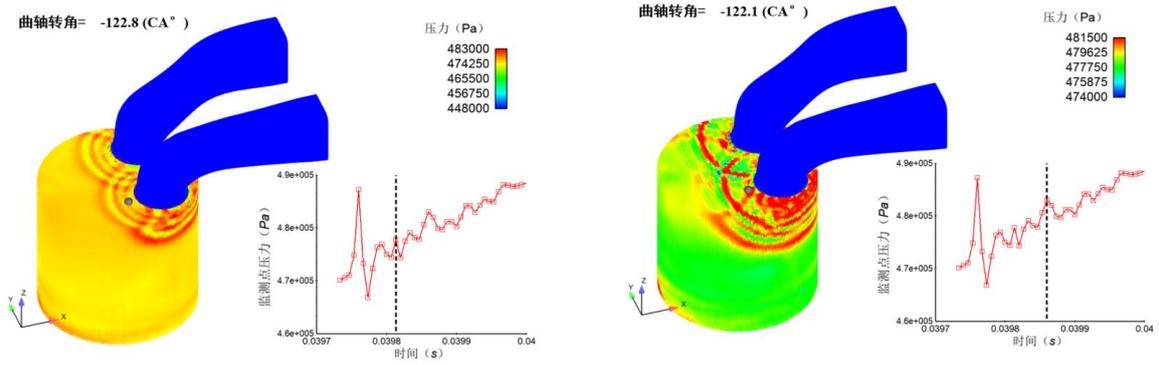
(b) 缸内压力场 (曲轴转角=-123.9°)



(c) 缸内压力场 (曲轴转角=-123.5° ,第 1 个峰)



(d) 缸内压力场 (曲轴转角=-123.1° ,第 2 个峰)



(e) 缸内压力场 (曲轴转角=-122.8°, 第 3 个峰) (f) 缸内压力场 (曲轴转角=-122.1°, 第 5 个峰)

图 7 不同曲轴转角下缸内的压力场分布 (进气门晚关角: 56° ABDC @ 0 mm)

从图 7 (a) 可以看出, 进气门关闭前缸内压力场主要受气流运动的影响, 速度大的区域压力小。另外, 由于进气门关闭较晚, 在气门裙部出现了进气倒流现象。当进气门关闭后, 由于惯性效应, 缸内正在流出气缸的空气继续向气门密封面流动。由于气缸边界的止滞作用, 缸内气门密封环区域形成了局部高压, 如图 7 (a)、(b) 所示。所以, 根据压力波可以判断进气门关闭时气体的流动方向: 如果压力波峰首先出现, 说明气体从缸内流向气道; 相反如果压力波谷首先出现, 说明气体从气道流向缸内。

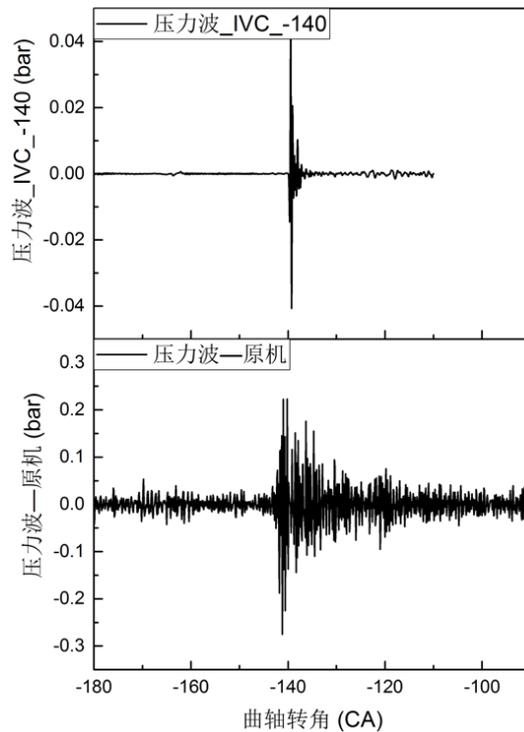


图 8 缸内压力波动模拟值和实验值对比

如图 7 (c) 所示, 缸内气门密封区域的压力波峰向外传播, 在-123.5° CA 时到达压力监测点位置。此时, 由于压力波传播距离短, 能量损失小, 压力监测点压力幅值最大。随着压力波峰继续向外传播, 第 2 个、第 3 个、第 4 个压力峰值依次经过压力监测点, 如图 7 (d)、(e) 所示。两个气门形成的压力波相互叠加, 在-122.1° CA 时, 气门 1 的第 1 个压力波峰和气门 2 的第 5 个压力波峰在压力监测点处叠加, 形成了比第 2/3/4 压力峰幅值大的压力波峰, 如图 7 (f) 所示。最终, 由于气流

粘性作用以及湍流耗散作用，压力波幅值逐渐减小，直至消失。同时，根据图 7 我们可以看出，由于气道中气体正流向进气歧管，气道内气门密封区域形成了局部低压，改压力波谷也会延着气道向外传播。

和实验测量记录的压力震荡不同的是，CFD 记录的缸压数据排除了实验噪声，可以更好的反映 IVC 单一因素对缸内压力波的影响。用图 2 所示的数据处理方法对压力检测点记录的缸压数据进行处理，得到其移动平均后的压力波图如图 8 所示。由图 8 可以看出，仿真计算得到的缸内压力波幅值小于实验值，而且压力震荡持续期也小于实验值。这是由于 CFD 模拟没有考虑缸内压力波在壁面处反射的原因。尽管如此，从仿真得到的压力波可以看出，CFD 仿真可以正确模拟由进气门关闭引起的缸内压力震荡现象。

2.2 进气门关闭时刻对缸内压力波动的影响

改变发动机的进气门关闭角，进气门分别在曲轴转角为 -140° 、 -133° 、 -126° 、 -119° 、 -111° 时关闭，得到缸内压力波动的计算结果如图9所示。从图9可以看出随着进气门关闭角的推迟，压力波动幅值呈现逐步增大的趋势。这主要是由于气门关闭时气门处的气体流速不同引起的。进气门越晚关闭，缸内和气道内的压力差就越大，倒流气体的速度就越大，因此由于止滞作用形成的压力波峰就越大。

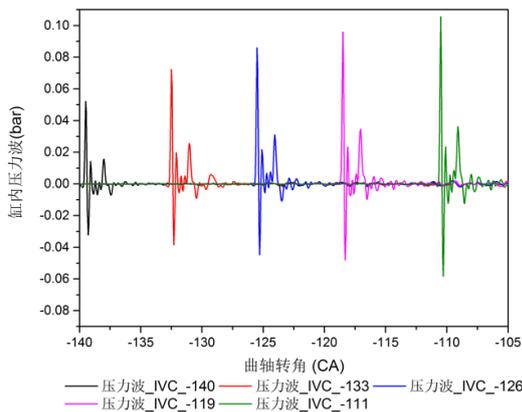


图9 缸内压力震荡随进气门关闭角的变化关系

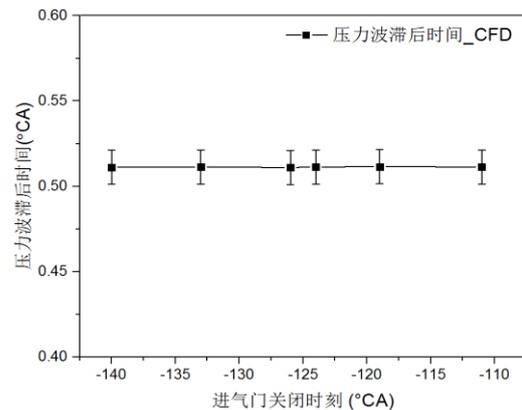


图10 压力波滞后时间随IVC的变化关系

定义压力波第1个峰值出现时刻和进气门关闭时刻间的差值为压力波滞后时间。CFD模拟的压力波滞后时间随IVC的变化关系如图10中实线所示。CFD计算时间步长为 0.01° 曲轴转角，所以CFD模拟的压力波滞后时间误差为 $\pm 0.01^{\circ}$ 。

从图10可以发现不同进气门关闭时刻下的压力波滞后时间基本保持为 0.511° CA，进气门关闭时刻对压力波滞后时间影响很小。因此，根据压力波滞后时间可以确定发动机实际工作状态下的进气门关闭时刻，从而指导发动机配气相位的设计优化。

3. 结论

本文通过实验和模拟计算相结合的方法分析了进气门关闭引起的缸内压力波动现象。结论如下：

1. 压缩冲程初期缸内的压力震荡现象是由进气门关闭阻断气流流动造成的，可以根据缸内压力波的出现时刻确定气门的关闭时刻；

2. 压力峰值时刻出现在进气门关闭之后, 在同一转速下, 压力波幅值随进气门关闭角推迟而逐渐增大, 进气门关闭时刻对压力波滞后时间影响很小, 在2500rpm时, 压力波滞后时间为 0.511° CA;
3. 缸内压力波动还可以反应进气门关闭时气门口位置的气体流动方向: 缸内压力波波峰首先出现表明气门关闭时出现了进气倒流; 缸内压力波波谷首先出现表明没有倒流现象发生。

4 参考文献

- [1] 薛远, 史绍熙, 兰军等. 直喷式柴油机燃烧压力振荡研究. 天津大学学报, 1996, (03): p. 324-328.
- [2] 卫海桥, 舒歌群, 内燃机燃烧噪声的研究与发展. 小型内燃机与摩托车, 2003, (06): p. 26-28+31.
- [3] 舒歌群, 卫海桥, 提取内燃机燃烧压力高频成分进行压力高频振荡研究. 机械工程学报, 2004, (09): p. 6-9.
- [4] 卫海桥, 舒歌群, 内燃机缸内压力与燃烧噪声. 燃烧科学与技术, 2004, (01): p. 56-61.
- [5] Shu Ge-qun, Wei Hai-qiao, Wang Yang-jun, et al., Secondary Influence Factors of Combustion Noise Mechanism under Transient Conditions of DI-Diesel Engine. SAE International. 2006, 2006-01-1530
- [6] 卫海桥, 舒歌群, 韦静思等. 内燃机燃烧过程的热声振荡现象研究. 内燃机学报, 2007, (06): p. 519-526.
- [7] 卫海桥, 史宁, 韦静思等. 内燃机燃烧室柱面反射系数及其对压力波动的影响. 燃烧科学与技术, 2012, (02): p. 97-103.
- [8] 高东志, 卫海桥, 周磊等. 封闭空间中火焰-冲击波相互作用及缸内压力波动现象分析. 红外与激光工程, 2017, (02): p. 38-43.
- [9] 李维, 薛东新, 宋希庚等, 基于声学的迟滞效应计算内燃机的热声耦合性质. 内燃机学报, 2013, (04): p. 373-378.
- [10] Zammit, J.P., et al., The effects of early inlet valve closing and cylinder disablement on fuel economy and emissions of a direct injection diesel engine. Energy, 2015. 79: p. 100-110.
- [11] Bronson P, Ning W., Gordon M.C, et.al. Intake and Exhaust Valve Timing Control on a Heavy-Duty, Direct-Injection Natural Gas Engine. SAE, 2015. 2015-01-0864.
- [12] Clenci, A.C. Iorga-Siman V., Deligant M., et al., A CFD (computational fluid dynamics) study on the effects of operating an engine with low intake valve lift at idle corresponding speed. Energy, 2014. 71: p. 202-217
- [13] Clenci, A.C. Iorga-Siman V., Deligant M., et al., A CFD (computational fluid dynamics) study on the effects of operating an engine with low intake valve lift at idle corresponding speed. Energy, 2014. 71: p. 202-217