

低压 EGR 系统的瞬态响应性研究

The Transient Performance Investigation of a Low Pressure EGR System

王莹臻 徐政 郭凯 王艳军

上海汽车集团股份有限公司技术中心

摘要: 由于废气再循环 (EGR) 技术显著的降油耗效果, 近些年来被越来越多地应用于汽油机。EGR 系统根据其取气和引入位置的不同, 分为高压 EGR 和低压 EGR。与高压 EGR 系统相比, 低压 EGR 系统具有使用工况范围更广和 EGR 各缸分配更均匀的优点, 一般来说其降油耗效果好于高压 EGR 系统。但由于 EGR 气体流经管路较长, 低压 EGR 也具有响应性较慢的缺点, 这给发动机的瞬态工况控制带来挑战。本文采用 GT-Power 软件, 模拟发动机瞬态工况, 研究 EGR 气体响应规律, 为后续的发动机瞬态工况控制提供依据。

关键词: 低压 EGR、瞬态响应、GT-Power 软件

Abstract: Because of the significant fuel consumption improvement, the exhaust gas recirculation technology is more and more applied on gasoline engine. There are two types of cooled EGR systems, HP-EGR and LP-EGR, depending on the positions where EGR gas is extracted and introduced. Compared with HP-EGR, LP-EGR has advantages of introducing EGR gas in larger area and better distribution of EGR gas in each cylinder. So the fuel economy benefit of LP-EGR is usually better than HP-EGR. But the LP-EGR also has the disadvantage of slow transient response because of longer intake system path the EGR gas transported which will presents a significant challenge to the engine transient control. GT-Power software is used in this investigation to simulation different transient engine conditions to study the EGR gas response. The results of the investigation will be used to support the control of engine with LP-EGR.

Key Words: LP-EGR, Transient Response, GT-Power

1. 前言

过去数十年中, 废气再循环 (EGR) 系统因其降低 NO_x 排放的效果明显, 已经成为柴油机的主流技术, 应用较为成熟。在越来越严苛的排放和油耗法规压力下, 汽车行业需要研制出更高功率密度的点燃式发动机。由于 EGR 技术显著的降油耗效果, 近些年来被越来越多地研究应用于汽油机[1]~[4]。

由于 EGR 气体的比热容较大, 引入后可以降低缸内温度, 减少散热损失。在较低负荷区域, 引入 EGR, 还可以增大节气门开度, 降低泵气损失, 从而降低发动机油耗。在高负荷区域, 由于缸内温度降低, 还可以抑制爆震倾向, 采用更大的点火提前角, 提升燃烧热效率, 从而降低发动机油耗。在高速高负荷区域, 由于排温降低, 引入 EGR 还可以扩展 λ 等于 1 的区域, 改善排放性能。

如图 1 所示，EGR 系统应用于增压汽油发动机时，根据其取气和引入位置的不同，分为高压 EGR 系统（HP-EGR）和低压 EGR 系统（LP-EGR）。HP-EGR 从排气系统的涡轮之前取气，通入压气机之后，EGR 气体压力较高。而 LP-EGR 从涡轮后取气，通入压气机前，EGR 气体压力较低。从使用工况范围比较，LP-EGR 的使用范围更广。在低速高负荷区域，由于增压压力高于涡轮前压力，HP-EGR 无法引入 EGR 气体。另外，HP-EGR 引入 EGR 气体的位置离气缸距离较近，存在 EGR 在各缸分配不均匀的问题。EGR 的引入虽然可以抑制爆震，但过多的 EGR 气体也会影响燃烧稳定性，因此存在 EGR 率引入限值。若存在各缸分配不均匀现象，通入 EGR 较多的气缸，会较早达到 EGR 率限值，从而影响降油耗效果。综上所述，一般来说，LP-EGR 的降油耗效果好于 HP-EGR。但 LP-EGR 也存在缺点，由于 EGR 气体在压气机之前通入进气系统，其流经管路较长，因此 EGR 响应性较慢。从 EGR 阀的打开到 EGR 气体流入进气歧管和气缸存在一定的时间间隔，这可能会给发动机的瞬态工况控制带来挑战。EGR 气体的引入会影响点火角控制和进气量计算，因此很可能需要增加控制策略估算和追踪 EGR 气体何时到达进气歧管。本文所做研究，就是为了了解采用 LP-EGR 系统的发动机在瞬态工况下，EGR 气体存在多少迟滞，以及对发动机精确控制可能带来的影响。

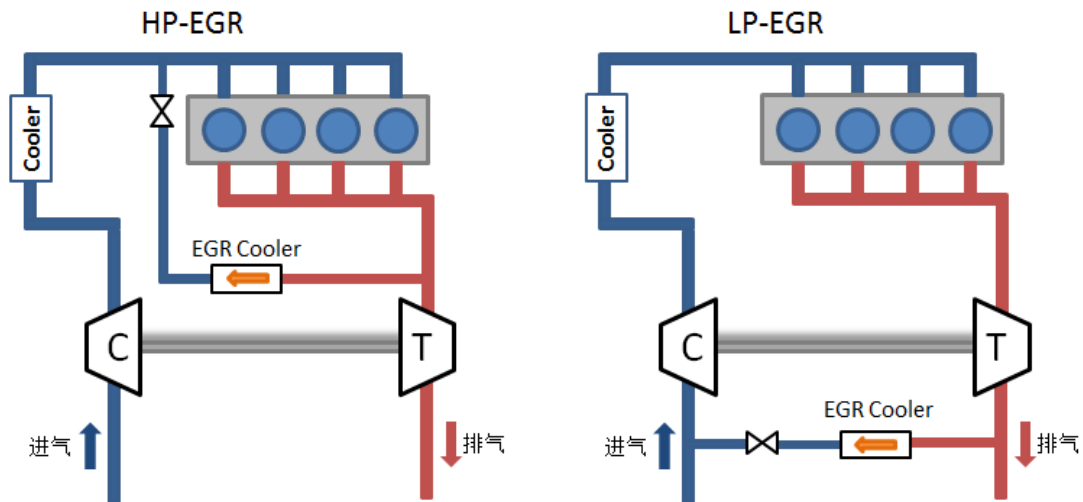


图 1 高压 EGR 和低压 EGR

2. 模型搭建

本文研究基于如表 1 所示的 1.5L 发动机。

表 1 发动机技术参数

技术参数	指标
排量	1.5L
气缸排列形式	直列
进气方式	增压
喷射方式	缸内直喷
气门正时	进、排气双可变（VVT）

搭建采用 LP-EGR 系统的发动机 GT-Power 模型如图 2 所示。EGR 系统包括 EGR 管路、EGR 冷却器和 EGR 阀。根据单体试验结果，输入 EGR 冷却器效率和 EGR 阀的流量系数。根据全负荷发动机台架试验结果，对模型进行标定。标定参数包括：发动机进排气系统各处温度及压力、充气效率、进气量、功率、扭矩、缸压和比油耗等。如图 3 和图 4 所示，分别为进气量和进气歧管压力的标定结果，计算误差在 3% 之内，可以用于仿真研究。

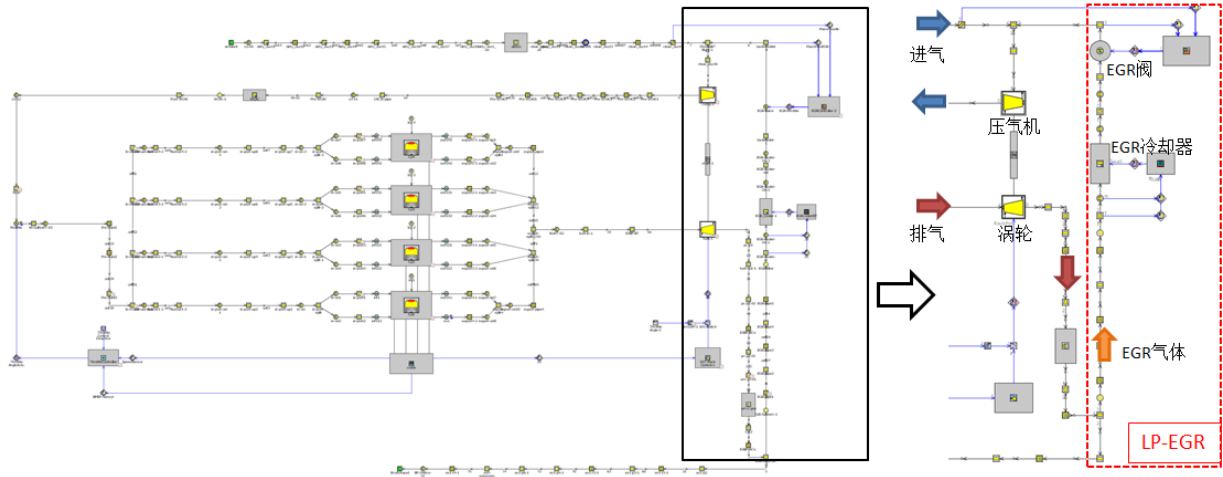


图 2 GT-Power 模型

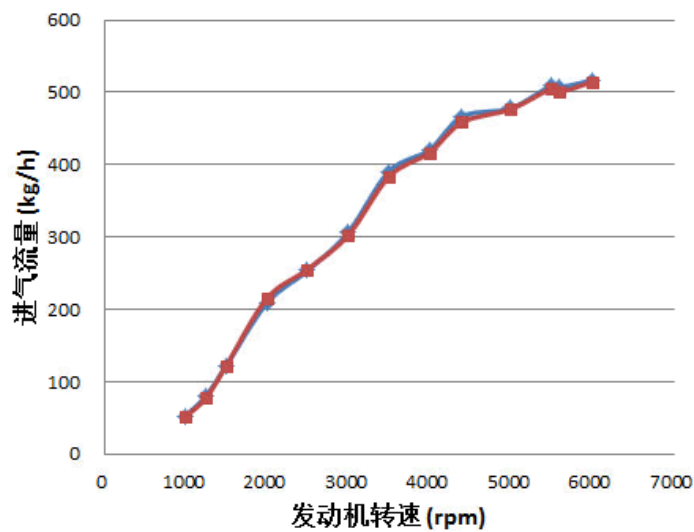


图 3 进气流量标定结果

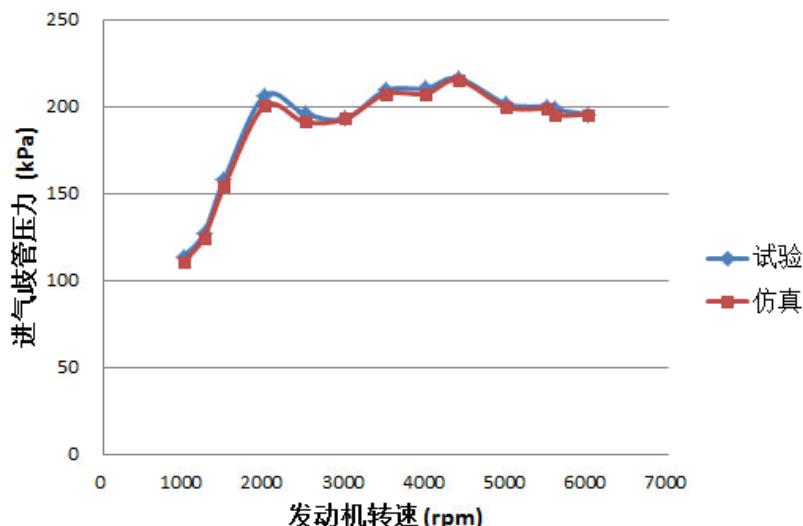


图 4 进气歧管压力标定结果

仿真分析中 EGR 率的定义如式 (1) 所示, 其中 m_{EGR} 为 EGR 气体的质量流量, m_{air} 为进气中的空气质量流量。

$$EGR_{rate} = \frac{m_{EGR}}{m_{EGR} + m_{air}} \times 100\% \quad (1)$$

3. 瞬态工况仿真及结果分析

3.1 分析工况

分别进行如下四种瞬态工况的仿真:

1) 发动机工况固定在转速 3000rpm 负荷 BMEP 11bar, EGR 率由 20%过渡到 0。该工况在实际车辆运行中并不出现, 仅作为现象研究的对照。实际中, 3000rpm 11bar 下可引入 EGR 率较大, 达到 20%左右。

2) 3000rpm 转速下, 负荷由 BMEP 11bar 到全负荷过渡。全负荷工况下, 不引入 EGR, EGR 率为 0。

3) 2000rpm 2bar 到 3000rpm 11bar。如上所述, 3000rpm 11bar 下 EGR 率为 20%, 而 2000rpm 2bar 下, 由于负荷较小, 可以采用较大比例的内部 EGR, 外部 EGR 率为 0。

4) 3000rpm 11bar 到 2000rpm 2bar, EGR 率由 20%变为 0。

3.2 结果分析

如图 5~8 所示, 分别为四个瞬态工况下流经发动机不同位置的 EGR 率随时间变化情况。虚线代表 EGR 开度, 蓝色实线为 EGR 率目标, 其他实线按顺序分别为流经 EGR 阀、进气歧管谐振腔、第一缸进气道入口和缸内的 EGR 率数值。以工况 1 为例, 4s 之前为 3000rpm 11bar EGR 率 20%的稳定工况。4s 后第一个循环, EGR 率目标由 20%变为 0, EGR 阀关闭。将时间换算为发动机循环, 则 EGR 阀关闭后 1 个循环通过 EGR 阀处的 EGR 率由 20%变为 0.5%; EGR 阀关闭后第 8 个循环进气歧管谐振腔处的 EGR 率由 20%变为 0.5%; EGR 阀关闭后第 9 个循环通过进气道处的 EGR 率由 22%变为约 2%; EGR 阀关闭后第 11 个循环缸内 EGR 率由 24%变为约 5%。进气道和缸内的 EGR 率最终稳定值高于 EGR 阀处的 EGR 率, 这是由于 EGR 率中包括了外部 EGR 和内部 EGR。

如表 2 所示，四个工况下 EGR 气体在流经不同位置时均存在不同程度的迟滞，距离 EGR 阀越远迟滞越多。由于进气歧管到进气道和缸内距离较短，故这三个位置之间的迟滞时间较短，主要的迟滞发生在 EGR 阀和进气歧管之间。工况 2 和工况 1 相比，迟滞时间减少一个发动循环，主要由于发动机工况过渡为全负荷后，进气流量增加，流速增大。而工况 3 和工况 4 中，起始工况和终了工况均为 2000rpm 2bar，该工况下流量较小，故迟滞时间明显长于工况 1 和工况 2。工况 4 过渡之后的流量小，其迟滞时间最长，但由于转速较低，一个发动机循环对应的时间较长，将迟滞时间换算到发动机循环后反而较小（2000rpm 下一个发动机循环为 0.06s，3000rpm 下一个循环为 0.04s）。

EGR 气体的引入会影响点火角控制和进气量计算，若仅根据 EGR 阀动作判断何时引入 EGR 气体，从计算结果可知，在一些工况下，将导致超过 20 个发动机循环的点火角不合理和进气量计算错误。ECU 错误判断 EGR 引入后，将会过早地提前点火角，这可能导致发动机发生爆震；也会因为认为进气量中含有一定的 EGR 气体，而错误计算实际进气量，导致各种控制参数出现偏差。这将严重影响发动机的正常运行，因此有必要增加控制策略估算和追踪 EGR 气体何时到达进气歧管。

如图 8 所示，发动机工况由 3000rpm 11bar 变化到 2000rpm 2bar 后，气道和缸内的 EGR 率产生了一个峰值，缸内总 EGR 率已经超过了 35%。如果出现这种情况，会导致燃烧不稳定和失火现象。出现该现象的原因是，在 EGR 阀动作之后，外部 EGR 率存在明显滞后，并没有立刻降低，而配气相位立刻动作到 2000rpm 2bar 下重叠角较大的状态，内部 EGR 率迅速增多，总 EGR 率超过限值。如图 9 所示，调整 EGR 阀动作后的 VVT 动作速度，使 VVT 缓慢过渡到 2000rpm 2bar 状态，可以将缸内总 EGR 率控制在可承受范围内。

表 2 发动机不同位置处的 EGR 迟滞情况（单位：发动机循环）

	工况 1	工况 2	工况 3	工况 4
EGR 阀	1	1	1	1
进气歧管	8	7	28（约 1.12s）	20（约 1.2s）
进气道	9	8	29	21
缸内	10	9	30	22

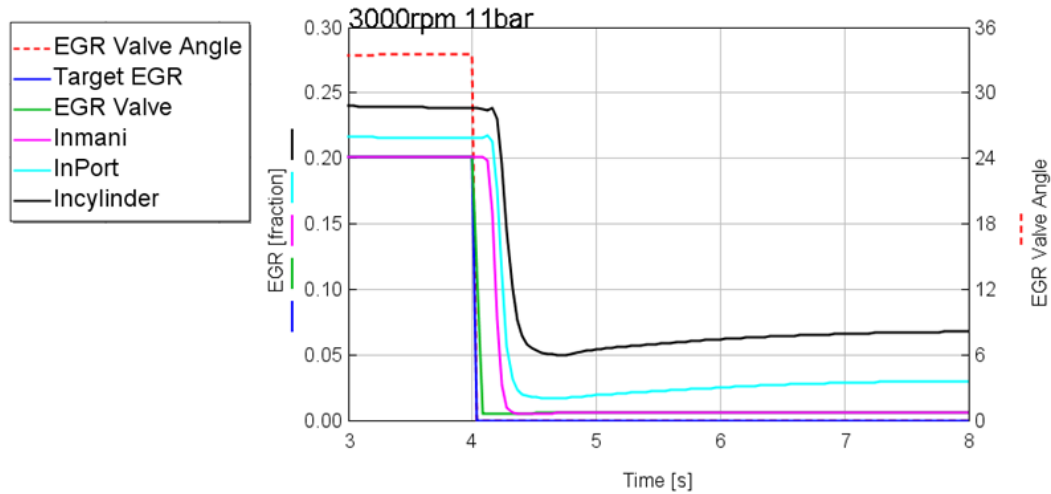


图 5 工况 1 下发动机不同位置 EGR 率随时间变化

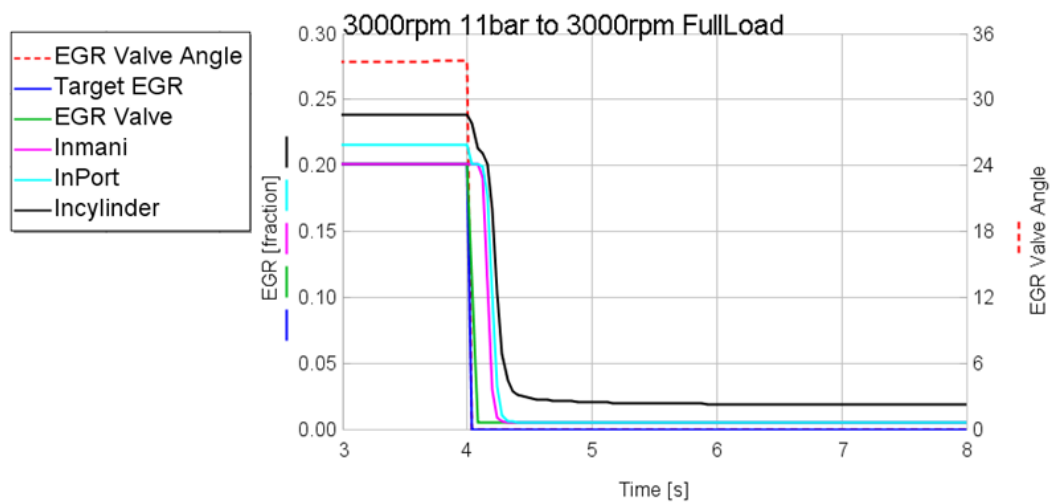


图 6 工况 2 下发动机不同位置 EGR 率随时间变化

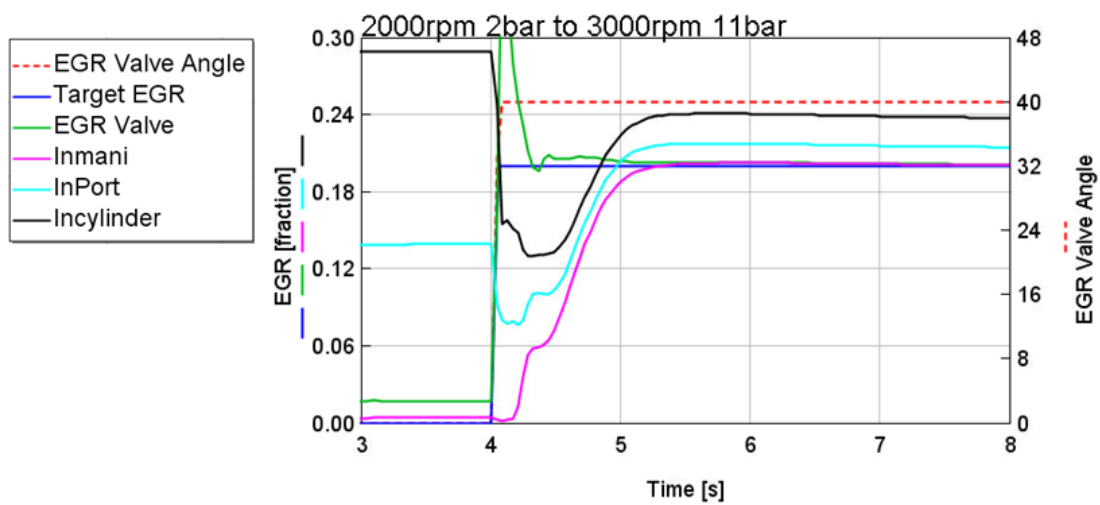


图 7 工况 3 下发动机不同位置 EGR 率随时间变化

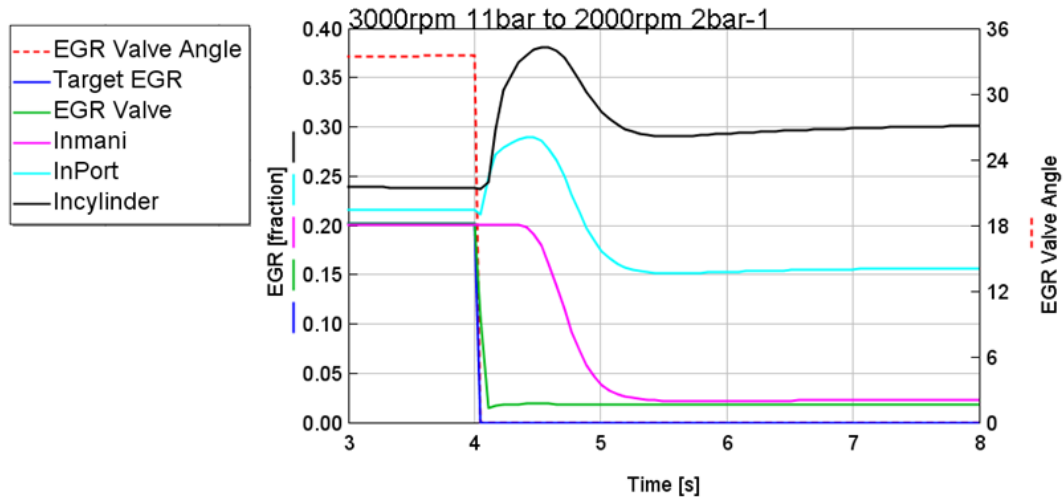


图 8 工况 4 下发动机不同位置 EGR 率随时间变化

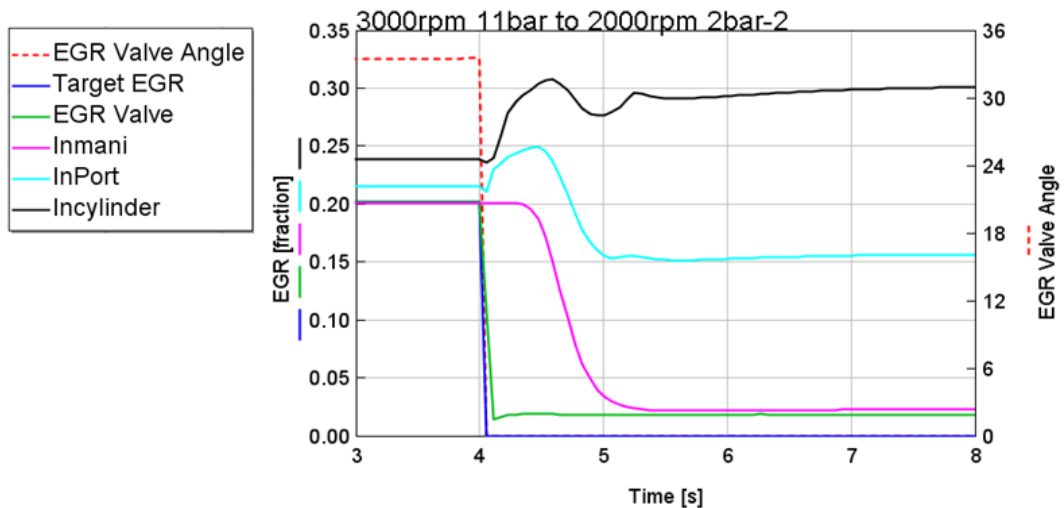


图 9 工况 4 下调整 VVT 过渡后 EGR 率随时间变化

4. 结论

本文基于某 1.5L 增压直喷发动机,采用 GT-Power 软件研究了瞬态工况下低压 EGR 存在的迟滞现象。结论如下:

- 1) 低压 EGR 系统由于传播路径长,从 EGR 阀动作到 EGR 流量进入进气歧管和缸内,存在滞后现象。
- 2) 该滞后量会影响发动机瞬态工况下的控制,需要增加控制策略估算和追踪 EGR 气体何时到达进气歧管,从而根据缸内的实际 EGR 率,进行点火角控制和进气量计算。
- 3) 滞后时间跟进气流量相关,进气流量越小,流速越小,滞后越严重。
- 4) 从通入较大外部 EGR 率的中速中负荷向内部残余废气较多且不通外部 EGR 的低速小负荷过渡时,由于外部 EGR 率降低存在迟滞,可能导致过渡过程中总 EGR 率超出燃烧系统所能承受的极限,出现燃烧不稳定现象。若在过渡过程中,适当减小气门重叠角,可避免该现象。

5. 参考文献

- [1] Helmut Blank, Heinrich Dismon, Michael W. Kochs 等. EGR and Air Management for Direct Injection Gasoline Engines. SAE 2002-01-0707
- [2] Alasdair Cairns, Hugh Blaxill, Graham Irlam. Exhaust Gas Recirculation for Improved Part and Full Load Fuel Economy in a Turbocharged Gasoline Engine. SAE 2006-01-0047
- [3] Miller, J., Taylor, J., Freeland, P., Warth, M. 等. Future Gasoline Engine Technology and the Effect on Thermal Management and Real World Fuel Consumption. SAE 2013-01-0271
- [4] Daisuke Takaki, Hirofumi Tsuchida, Tetsuya Kobara, Mitsuhiro Akagi 等. Study of an EGR System for Downsizing Turbocharged Gasoline Engine to Improve Fuel Economy [C]. SAE 2014-01-1199.