

缸内直喷汽油机高压油泵控制系统的设计^{*}

刘冠麟^{1,2†}, 苗元元¹, 龚金科¹

(1. 湖南大学 机械与运载工程学院, 湖南 长沙 410082; 2. 湖南涉外经济学院 机械工程学院, 湖南 长沙 410205)

摘要:针对缸内直喷汽油机高压油泵工作噪声较大和高压油轨压力动态响应较慢的问题,通过对高压油泵溢流阀驱动电流的优化和泵油量控制策略的设计,使高压油泵工作噪声降低,动态响应时间缩短,当节气门开度由20%增大至50%、目标轨压由6.5 MPa阶跃至9.3 MPa时的动态响应时间仅为4 s,表明该方法可行,对整个发动机燃油喷射控制系统的优化具有参考价值。

关键词:缸内直喷汽油机; 高压油泵; 溢流阀; 控制策略; 台架试验

中图分类号:TK411.8

文献标志码:A

Design of High Pressure Fuel Pump Control System for GDI Engine

LIU Guanlin^{1,2†}, MIAO Yuanyuan¹, GONG Jinke¹

(1. College of Mechanical and Vehicle Engineering, Hunan University, Changsha 410082, China;

2. Mechanical Engineering Academy, Hunan International Economics University, Changsha 410205, China)

Abstract: Aiming at the problems remaining in the gasoline direct injection (GDI) engines such as high pressure fuel pump noise and low dynamic response in high pressure fuel rail, the driving current in the pump spill valve is optimized and a control strategy of pump fuel quantity is designed to reduce the work noise of high pressure oil pump and also to shorten the dynamic response time in high pressure fuel rail. When the throttle opening increases from 20% to 50% and target fuel rail pressure from 6.5 MPa to 9.3 MPa, the dynamic response time is only 4 s. Therefore, it is concluded that the method is feasible, and it provides the reference value for optimization of engine fuel injection control system.

Key words: GDI engine; high pressure fuel pump; spill valve; control strategy; bench test

随着汽车保有量的增加,由汽车引起的能源消耗和环境污染问题已经成为了人们不得不面对的两个巨大挑战.为了实现节能减排的目标以及满足越来越严苛的排放法规,缸内直喷技术已经越来越成为目前汽车市场上的主流.缸内直喷技术早在20世

纪40年代就被少数汽车厂商应用,如三菱的“格朗特”、丰田的“皇冠”等车型在20世纪40年代就采用了缸内直喷技术,但当时应用较少^[1].随着电控技术的发展,电控燃油喷射技术逐渐成熟,电控和缸内直喷技术相结合的电控燃油喷射技术逐渐成为市场主

^{*} 收稿日期:2017-11-15

基金项目:湖南省科技重大专项项目(2014FJ1013), Hunan Provincial Science and Technology Major Program(2014FJ1013)

作者简介:刘冠麟(1982—),男,湖南长沙人,湖南大学博士研究生

† 通讯联系人, E-mail: YUC7102@163.com

流^[2]. 目前对于缸内直喷汽油机控制策略的研究主要集中在供油系统末端的喷油控制、点火控制、怠速控制以及排放控制等,而对于前端高压油泵以及高压油轨压力的控制研究较少,高压油泵作为直接控制高压油轨压力的部件,其工作性能对于缸内直喷汽油机的重要性就不言而喻了. 本研究主要对高压油泵溢流阀驱动电流和泵油量的控制策略进行设计,对整个燃油喷射系统的设计研发具有重要的指导意义.

1 高压油泵的工作原理

GDI 发动机燃油喷射系统主要由油箱和低压油泵、燃油过滤器、低压回路、高压油泵、高压回路、以及高压油轨组成. 低压泵从油箱中泵得的燃油,经过压力调节阀输送到高压泵油泵,该泵由凸轮驱动将燃油油压提高,输送给高压油轨,油轨与喷油器相连,喷油器个数对应着气缸个数,直接将燃油喷射到气缸内^[3-4].

高压油泵一端与低压油路相连,另一端与高压油路相连. 主要完成对燃油加压并输送到高压油轨. 其剖面结构示意图如图 1 所示. 高压油泵主要由溢流阀、PVR 阀、高压出油单向阀、柱塞等几部分组成. 其中溢流阀的开闭是由拉杆控制的,而拉杆是由电磁线圈和复位弹簧共同控制的. 当不通电时,拉杆在复位弹簧的作用下,抵开叶片阀,使溢流阀保持常开状态. 当通电后,拉杆在电磁力的作用下运动,使溢流阀关闭. 柱塞和泵腔内燃油压力大于出油单向阀的目标压力,出油单向阀打开,否则出油单向阀保持常关状态^[5-6].

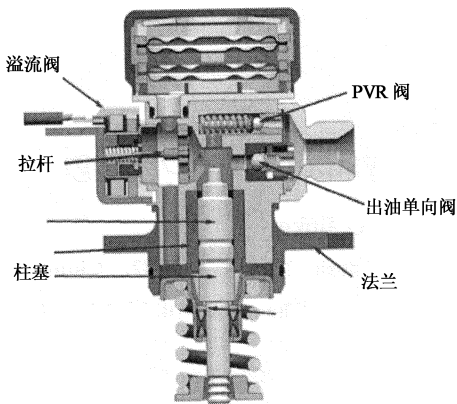


图 1 高压油泵结构示意图

Fig. 1 Schematic diagram of high pressure oil pump

高压油泵的泵油过程具体可以分为三个阶段: 进油阶段. 不通电的情况下,溢流阀保持常开状态,油泵柱塞下行时燃油从低压油路经溢流阀进入泵腔,这一过程称为进油阶段,进油阶段高压油路的出油单向阀由于泵腔压力未达到其目标压力未打开.

泵油阶段. 通电情况下,溢流阀关闭,当柱塞上行对泵腔内的燃油进行加压,当泵腔内燃油压力大于单向出油阀的开启压力时,燃油经出油单向阀流入高压油路.

回油阶段. 不通电情况下,溢流阀开启,油泵柱塞上行时将燃油从泵油腔压回低压油路,此时高压油路的单向出油阀未打开^[7].

如图 2 所示为高压油泵的泵油时序图,图中面积 1 表示的是高压油泵向低压油泵的回油量,此时电磁阀是开启的;面积代表一个泵油回合高压油泵向油轨内的泵油量,此时电磁阀是关闭的;面积 3 代表高压油泵的吸油量,此时电磁阀是开启的,油箱里的燃油经过低压油泵进入到高压油泵的泵腔内;面积 1 加上面积 2 等于一个泵油回合里高压油泵能向油轨内泵入的最大油量. 控制流量控制阀的关闭和开启时间,即控制积 2 的大小,即可控制每个回合泵油量的大小.

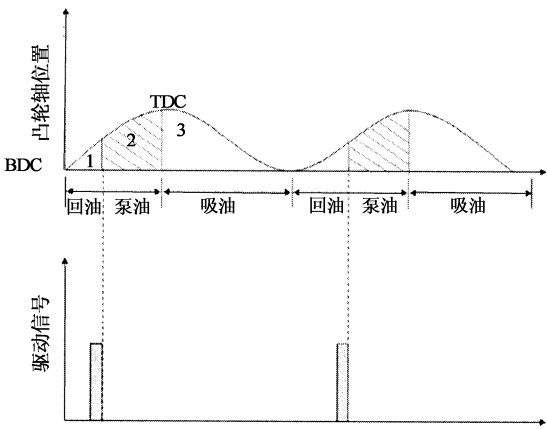


图 2 高压油泵泵油时序图

Fig. 2 High pressure fuel pump time sequence diagram

2 涡溢流阀驱动电路的设计

高压油泵的电磁阀采用 MOSFET 驱动方式,其一端接 12 V 电源,另一端接 MOSFET 管开关

M1,开关打开,驱动电流快速上升,开关关闭,驱动电流迅速下降. ECU 通过 PWM 波的控制来获得理想的油泵电磁阀的驱动电流. 具体的驱动电路和 Peak and Hold 电流波形如图 3 和图 4 所示.

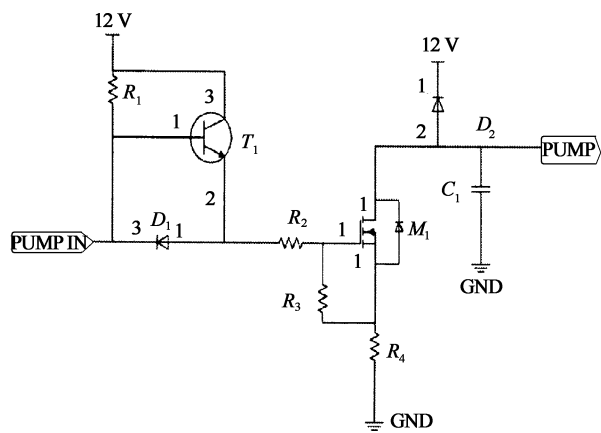


图 3 高压油泵电磁阀驱动电路
Fig. 3 Grid mode of turbine box with wastegate of fluid field

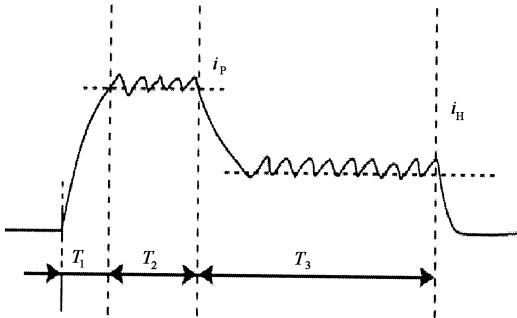


图 4 Peak & Hold 电流波形图
Fig. 4 Peak & Hold current waveform

图 4 中, T_1 为电流上升时间, T_2 为 Peak 段电流持续时间, T_3 为 Hold 段电流持续时间.

高压油泵实际的工作过程中, 在一些特定的工况下, 高压油泵的噪声会很大, 此时油泵的噪音已经成为整车噪声(NVH)不得不考虑的因素. 因此对于高压油泵在降噪模式下其溢流阀驱动电流优化也是必不可少的. GDI 油泵的噪音主要来自于油泵溢流阀拉杆的运动, 图 5 为溢流阀的结构示意图, 从溢流阀内部结构入手, 对其工作的噪声来源进行分析并提出降噪手段. 高压油泵的噪声主要通过以下 3 种途径:

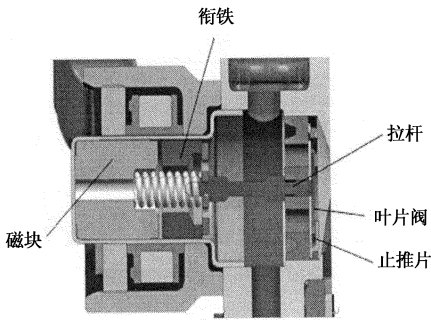


图 5 溢流阀内部结构示意图
Fig. 5 Schematic diagram of internal structure of spill valve

1) 通电时, 溢流阀闭合, 衔铁撞击磁块, 此时会产生噪音, 在控制逻辑中可以通过不断降低溢流阀驱动电流 Peak 段电流时间, 来降低电磁阀关闭一瞬间电磁线圈给针阀的力, 以此来解决针阀落座的噪声问题.

2) 泵油上止点前对电磁阀的控制结束, 溢流阀打开时拉杆撞击叶片阀产生的噪音, 降噪手段是延长 Hold 电流的结束时间至泵油上止点之后, 使弹簧推动拉杆的时刻发生在泵油上止点之后, 此时由于油泵活塞下行产生的真空, 燃油已经推开叶片阀.

3) 泵油上止点后拉杆撞击磁盘以及叶片阀撞击止推片产生的噪音, 降噪手段是在拉杆被弹簧推动时再次给溢流阀通电, 形象的讲就是在拉杆移动的时候给拉杆一个反方向的力^[8-9].

根据以上的噪声发生机理以及降噪策略, 对电磁阀的驱动电流进行调整, 如图 6 所示为调整前后的电流波形图, 调整之后 Peak 段电流的通电时间明显变短, Hold 段的通电时间变长, 同时在泵油上止点之后增加了一个反推电流, 对于高压油泵进行了降噪控制, 普通模式以及降噪模式下的溢流阀驱动电流波形图如图 6、图 7 所示.

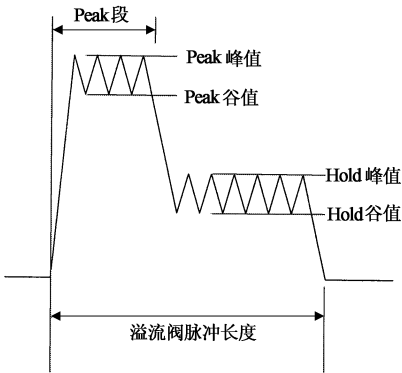


图 6 普通模式下溢流阀驱动电流波形
Fig. 6 Current waveform of spill valve in normal mode

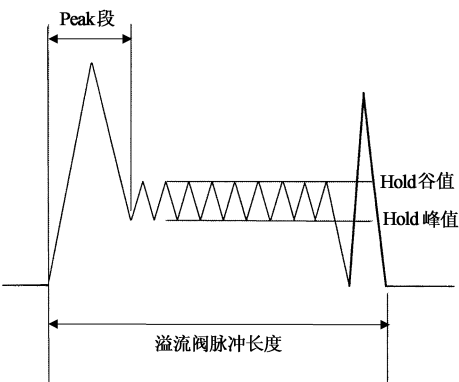


图 7 降噪模式下溢流阀驱动电流波形
Fig.7 Current waveform of spill valve in denoise mode

对两种驱动电流模式下高压油泵的噪声进行对比验证,试验使用了测量振动信号并能转换为电信号的传感器,电流钳以及高频采集卡,发动机均为怠速时,对两种模式下高压油泵的噪声进行测量.图 8 为两种模式下高压油泵工作噪声对比,其中 A 为普通模式下的声压,B 为降噪模式下的声压.由图 8 可知,高压油泵工作时声压级较高的频率主要集中在 2~3 kHz,驱动电流未经优化时,噪声声压级明显峰值明显较高,采用降噪逻辑优化后的驱动电流时,高压油泵在整个工作段的噪声声压均维持在较低水平.

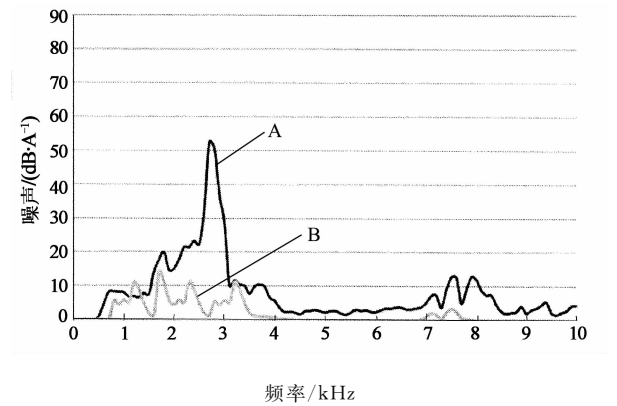


图 8 两种模式下高压油泵工作噪声对比
Fig.8 Comparison of noise of in two modes

3 高压油泵泵油量控制策略的设计

为了实现高压油轨内部压力迅速达到目标轨压并且具有良好的跟随性,需要通过 ECU 控制溢流阀的开闭对高压油泵泵油量进行控制,电磁阀的开启角度直接决定了高压油泵的泵油量的多少,合理

的泵油角度使得泵油量与需要喷射的燃油量相协调,以达到理想的轨压控制效果^[10].

在发动机启动初期,燃油凸轮转速较低,凸轮上止点信号不能有效输出,此时 ECU 按一定频率检测油轨压力,同时以最大泵油角度执行泵油.当检测到的油轨压力和目标油轨压力差值大于设定值时 ECU 立即转入正常的闭环控制程序对泵油量进行控制.其中启动阶段的控制策略流程图如图 9 所示^[11].

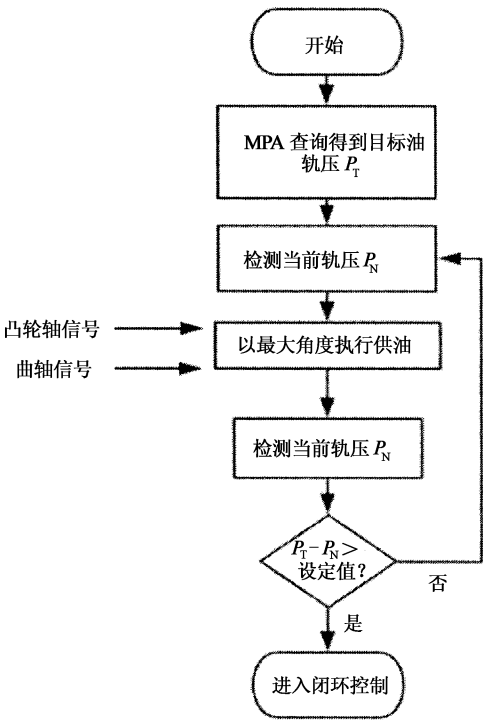


图 9 启动阶段控制策略流程图
Fig.9 Flow chart of control strategy in start-up phase

在整个泵油量的控制策略中,首先由油轨压力传感器测得的实际油轨压力和目标油轨压力之间的差值作为 PID 控制器的输入,对目标泵油质量进行燃油压力闭环修正.而目标泵油质量是目标燃油喷射量和燃油压力闭环修正两部分组成的,进而得到目标泵油角度和实际轨压,完整的泵油量的控制策略流程图如图 10 所示^[12].

由目标泵油质量得到目标泵油角度整个过程还需要进行响应的修正和补偿,具体控制流程图如图 11 所示,首先由目标泵油质量密度反运算得到目标基本泵油体积,再经过油泵体积效率的修正得到目标泵油体积,再由相应的 MAP 查询得到目标电磁阀开启的基础曲轴转角,同时要考虑燃油的可压缩性对泵油角度的补偿以及电磁阀响应迟滞的补偿,

最终得到目标泵油角度,进而对油轨压力进行控制.

证^[13-14].

4 台架试验及结果分析

4.1 试验台架的搭建

本次台架试验采用某台缸内直喷汽油机,其中高压油轨采用标准油轨,环境温度范围:−30~125℃,高压油轨本体材料:不锈钢,高压油轨制作工艺:铜钎焊;油压传感器采用纯轨压模拟信号式传感器,压力范围:0~250 bar,使用温度:−40~140℃;高压油泵采用 delphi A024 高压油泵,最高工作压力 40 MPa,流量控制阀的参数:电阻:1.15 Ohm 峰值/保持电流:4.5AMPS / 2AMPS,采用 AVL AFA335 交流变频测功机,Horiba-MEXA-7200D 排放分析仪,PUMA 5 测控系统,AVL439 烟度计,开发电脑一台,试验台架及测控系统如图 12 所示.

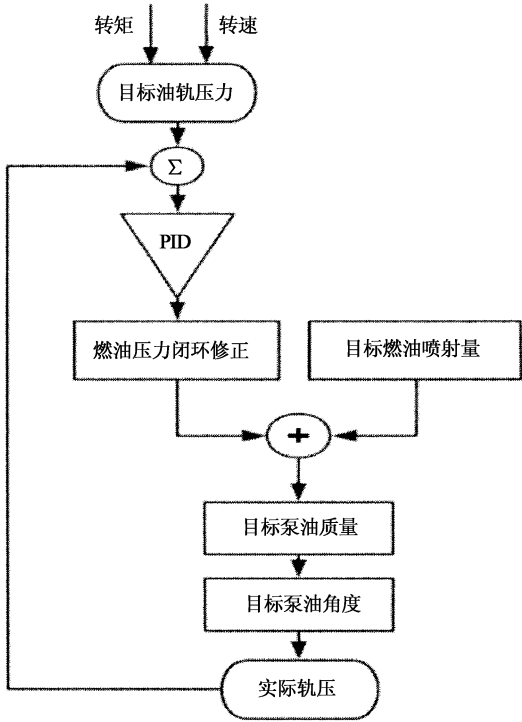


图 10 泵油量的控制策略流程图

Fig. 10 Flow chart of control strategy for pump oil volume

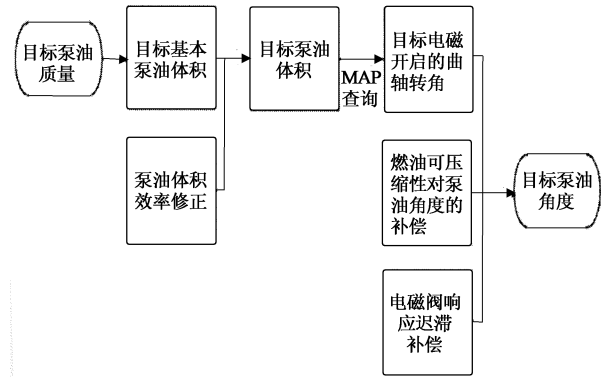
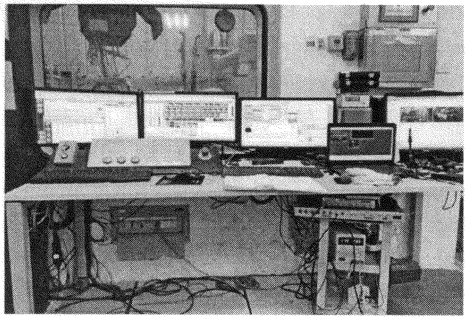


图 11 目标泵油角度控制流程图

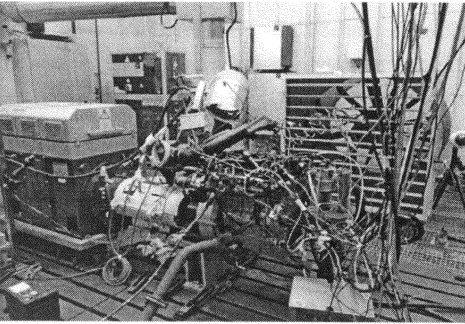
Fig. 11 Flow chart of target pump oil angle control

其中目标燃油喷射量是基于发动机 ECU 控制模块中的喷油控制策略得到的,因喷油控制不是本文研究的主要内容,在此没有进行详细阐述.

目标油轨压力作为整个控制策略中十分重要的一个参数,它是由发动机的转矩以及转速通过 MAP 查值得到,而目标油轨压力 MAP 图的制取是通过台架试验上的最佳油耗标定得到的.同时整个控制策略的有效性与可行性也需要台架试验进行验



(a) 台架



(b) 测控系统

图 12 试验台架及测控系统

Fig. 12 Test bench and measurement and control system

4.2 目标油轨压力 MAP 的制定

其中转速和指示平均有效压力可由 PUMA 设备测控系统直接调节,采用控制变量法,对转速和 IMEP 的整点工况进行标定,其余工况均采用线性插值的方法.得到目标油轨压力基础 MAP 如图 13 所示.

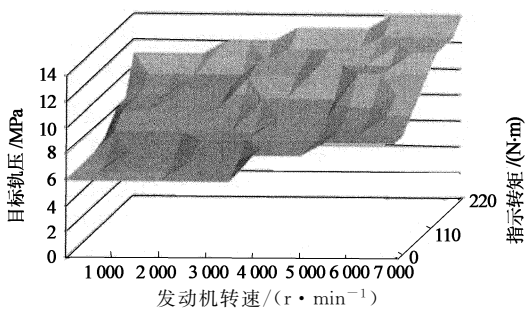


图 13 目标轨压基础 MAP

Fig. 13 Base MAP of target rail pressure

由图 13 可知,随着喷油量或转速的增加,MAP 里的轨压值逐渐升高.这是因为,一定转速下,喷油量增加,为了保证燃油的雾化效果,使油气混合及燃烧充分,应该提高油轨压力.同时,由于燃油应该尽可能的在上止点附近燃烧,喷油过程也应上止点之前及时的完成,通过提高轨压可以使油量及时的完成喷射.一定油量下,随着转速的提高,喷油持续时间会相应的缩短,为了获得良好的燃烧效果,保证燃烧效率和经济性,需要提高轨压使喷油过程在上止点前完成.

4.3 泵油控制策略的验证

控制策略是否有效主要取决于在过渡工况时轨压是否迅速响应,达到目标轨压是否快速精确.图 14 为某台缸内直喷汽油机处于起动工况时目标轨压发动机在稳态工况时,轨压是否具有好的跟随性,同时要求控制误差尽可能小.

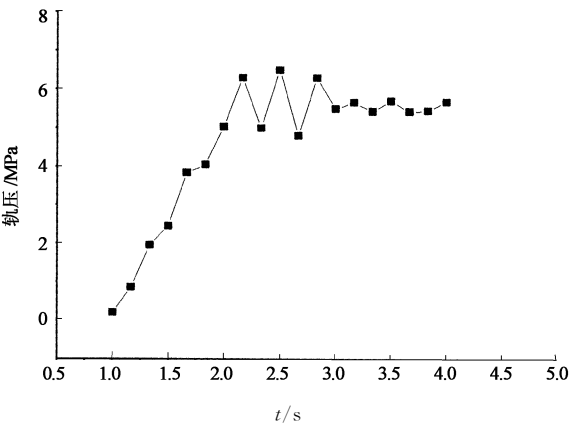


图 14 起动工况下的轨压变化曲线

Fig. 14 Rail pressure change curve under starting condition

图 15 为 5.5 MPa 的轨压变化曲线.图 16 为在油轨控制试验验证的台架上,节气门开度有 20%增大为 50%时,目标轨压由 6.5 MPa 跳跃至 9.3 MPa

时,油轨压力的动态响应曲线.由图可知,当发动机处于过渡工况时,轨压控制响应迅速,在启动工况下,达到怠速和暖机的目标轨压 5.5 MPa 仅需 2 s;在急加速工况下,节气门开度由 20%变化至 50%时,目标轨压由 6.5 MPa 阶跃至 9.3 MPa 的动态响应时间仅为 4 s,同时在达到稳定的目标轨压之后,其轨压波动较小.进行稳态工况下的轨压验证试验时,选取发动机的转速为 2 500 r/min,固定目标轨压与喷油脉宽,得到在 2 500 r/min 的稳态工况下的轨压控制曲线图如图 16 所示.其中 A 波形是喷油信号,B 波形是油轨压力信号,C 波形是泵油信号.由图 16 可知当喷油后,油轨压力立即下降,逐渐在一定压力范围内平稳波动.经过泵油控制之后,油轨压力又逐渐上升,最后稳定在一个高压值,波动幅度较小.

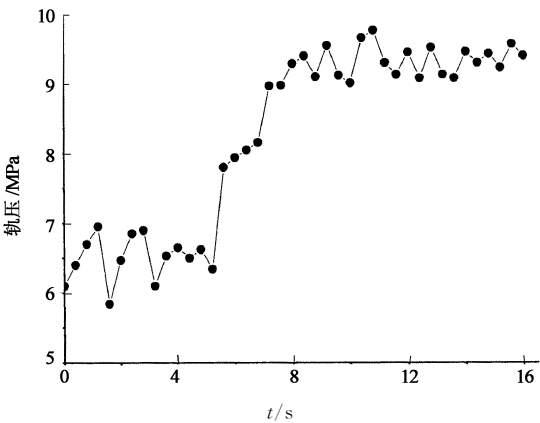


图 15 急加速工况轨压变化曲线

Fig. 15 Rail pressure change curve under acceleration

综上所述,该控制策略在过渡和稳态工况下都能满足油轨压力的控制要求^[15].

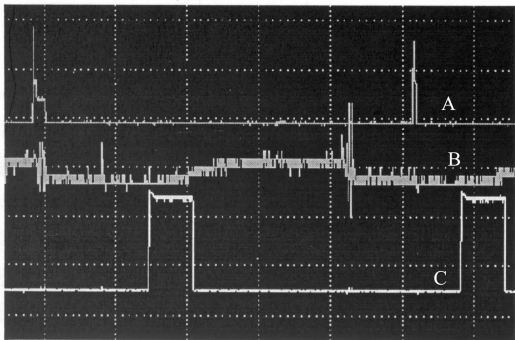


图 16 油轨压力波形图

Fig. 16 Oil pressure wave diagram

5 结束语

1)对高压油泵电磁阀驱动电路进行了设计,获得了理想的驱动电流;分析了高压油泵噪声发生机理,对降噪模式下驱动电流的波形进行了优化。

2)以闭环控制为基础,设计了完整的泵油量的控制策略,最终通过控制高压油泵电磁阀的开启角度实现了泵油量与需要喷射的燃油量相等和高压油轨内轨压的稳定性。对于类似的缸内直喷汽油机燃油喷射系统控制策略的设计具有指导意义。

3)对某台缸内直喷汽油机进行了台架试验,对泵油量控制策略对轨压的实际控制效果进行了验证,同时制取了发动机目标油轨压力MAP,完善了整个高压油泵控制系统的设计。

参考文献

- [1] 白云,范立云,马修真,等. 基于状态矩阵的高压共轨系统喷油稳定性研究[J]. 内燃机工程,2016,37(6):156—163.
BAI Yun, FAN Liyun, MA Xiuzhen, *et al.* Stability study on injection of common rail system based on state matrixes[J]. Chinese Internal Combustion Engine Engineering, 2016, 37(6):156—163. (In Chinese)
- [2] 张宝峰,李金龙,朱均超,等. 直喷汽油机喷油器智能驱动模块设计[J]. 天津理工大学学报,2017,33(6):32—36.
ZHANG Baofeng, LI Jinlong, ZHU Junchao, *et al.* Design of injector intelligent driving module for GDI engine[J]. Journal of Tianjin University of Technology, 2017, 33(6): 32—36. (In Chinese)
- [3] 周哲,张振东,尹丛勃,等. 基于转矩模型的高压共轨柴油机控制策略[J]. 汽车工程,2017,39(11):1245—1251.
ZHOU Zhe, ZHANG Zhendong, YIN Congbo, *et al.* Control strategy for high pressure common rail diesel engine based on torque model[J]. Automotive Engineering, 2017, 39(11):1245—1251. (In Chinese)
- [4] 战兴锐,孙玲玲,高维军,等. 单体共轨燃油喷射系统的设计开发及试验分析[J]. 现代车用动力,2017(4):23—28,58.
ZHAN Xingrui, SUN Lingling, GAO Weijun, *et al.* Development and experiment analysis for common rail fuel injection system of single cylinder diesel engine[J]. Modern Vehicle Power, 2017(4):23—28,58. (In Chinese)
- [5] 王科杰. 基于模型的高压共轨柴油机标定技术研究[D]. 杭州:浙江大学能源工程学院,2016:4—9.
WANG Kejie. Research on model-based calibration of common rail diesel engine[D]. Hangzhou: College of Energy Engineering, Zhejiang University, 2016:4—9. (In Chinese)
- [6] 李子竞. 基于需求转矩的高压共轨柴油机喷油量的控制策略[D]. 长春:吉林大学汽车工程学院,2016:7—12.

- LI Zijiang. The control strategy of high pressure common rail diesel engine fuel injection quantity based on demand torque [D]. Changchun: College of Automotive Engineering, Jilin University, 2016:7—12. (In Chinese)
- [7] 齐万强. 缸内直喷汽油机控制策略研究[D]. 长春:吉林大学汽车工程学院,2016:31—40.
QI Wanqiang. Research on control strategy of GDI engine[D]. Changchun: College of Automotive Engineering, Jilin University, 2016:31—40. (In Chinese)
- [8] BORETTI A A, WATSON H C. The lean burn direct injection jet ignition gas engine[J]. International Journal of Hydrogen Energy, 2009, 34(18):7835—7841.
- [9] 王燕军. 基于两次喷射的汽油缸内直喷式燃烧系统的研究[D]. 北京:清华大学汽车工程系,2005:32—45.
WANG Yanjun. Research on two stage gasoline direct injection combustion system[D]. Beijing: Department of Automotive Engineering, Tsinghua University, 2005:32—45. (In Chinese)
- [10] DRLNG Detlev Schppe, DIPLLNG Stefan Zülch, MARTIN Hardy, *et al.* Delphi common rail system with direct acting injector[J]. MTZ Worldwide, 2008, 69(10):32—38.
- [11] WANG H, WANG Y, ZHI L. Model based torque control and estimation for common rail diesel engine [C]//International Conference on Optoelectronics and Image Processing. IEEE, 2010:704—707.
- [12] 方立辉. 4G94D4 发动机电喷系统台架匹配试验研究[D]. 哈尔滨:哈尔滨工程大学动力与能源工程学院,2010:5—13.
FANG Lihui. Calibration experiment research on the electronic control 4G94 D4 type gasoline engine[D]. Harbin: College of Power and Energy Engineering, Harbin Engineering University, 2010:5—13. (In Chinese)
- [13] 徐琳. 汽油机电控系统冷起动控制策略及标定[D]. 武汉:武汉理工大学交通学院,2006:6—10.
XU Lin. The control strategy and calibration of cold startability on the electronic controlled engine[D]. Wuhan: School of Transportation, Wuhan University of Technology, 2006:6—10. (In Chinese)
- [14] 曹阳. 汽油机电控单元原理机的研制及控制策略研究[D]. 上海:上海交通大学机械与动力工程学院,2009:57—67.
CAO Yang. The development of electronic control unit prototype of gasoline engine and control strategy research [D]. Shanghai: College of Mechanical Engineering, Shanghai Jiao Tong University, 2009:57—67. (In Chinese)
- [15] 任鹏飞. 满足国V排放的天然气发动机控制策略及性能研究[D]. 上海:上海交通大学机械与动力工程学院,2013:15—18.
REN Pengfei. Study on control strategy and performance of natural gas engine meeting china stage five emission regulations [D]. Shanghai: College of Mechanical Engineering, Shanghai Jiao Tong University, 2013:15—18. (In Chinese)