

# 缸内直喷汽油发动机燃油喷射共轨系统压力控制问题

## I. 研究背景

缸内直喷汽油发动机 (Gasoline Direct Injection, GDI) 通过高压燃油共轨系统实现了燃油在气缸内的直接喷射。与传统进气道发动机相比,缸内直喷汽油发动机在燃油经济性、尾气排放、动力性能等方面都更具优势。缸内直喷技术通过调节共轨内的压力,实现足够的喷油压力,从而保证精确的喷油。因此调节共轨管内的压力随着实际工况(发动机转速和负荷)的变化达到相应的目标值,是保证发动机在各复杂工况下都能实现最佳燃烧状态的前提。

## II. 被控系统与问题描述

首先,简单介绍一下高压燃油共轨系统的工作原理,图1为一种高压燃油共轨系统的结构示意简图,主要由低压回路、高压泵、共轨管、轨压传感器、喷油器和电控单元组成。低压回路的主要作用是通过低压泵将油箱内的燃油送到高压泵的入油口。高压泵的作用是提高燃油压力并将高压燃油泵到油轨中,高压泵入油口处安装有压力控制阀,压力控制阀的开关时刻与状态决定高压泵泵入油轨中的燃油量,对于密闭体积的共轨管可以达到调节轨压的目的。高压泵的出油口处装有单向阀,使得共轨腔内的压力不能回流到高压泵内,从而保证了共轨内压力不会发生大幅度的降低,方便快速地建立轨压。高压泵出油口处还设有限压阀,能够有效的防止出油口处压力过高而损坏相应部件。当限压阀打开,燃油流回油箱,出油口处及油轨内的燃油压力会迅速降低。电控喷油器是共轨系统最终的执行机构,直接安装在共轨管上,高压燃油最终通过喷油器被喷射到燃烧室内参与燃烧。由此可见,高压泵是轨压调节的关键执行机构,一个周期内高压泵的工作过程可分为三个阶段,分别为吸油阶段、回油阶段和泵油阶段,且每个阶段都与压力控制阀的状态有重要关系,如图2所示。吸油阶段是低压燃油被吸入到高压泵腔内的过程,此时高压泵入油口处的压力控制阀打开,对应于高压泵柱塞从上止点向下止点运动;当凸轮推动柱塞从下止点向上止点运动时,高压泵腔内的燃油开始被压缩,压力控制阀保持开启状态,由于低压回路内的油压较低,这时高压泵内

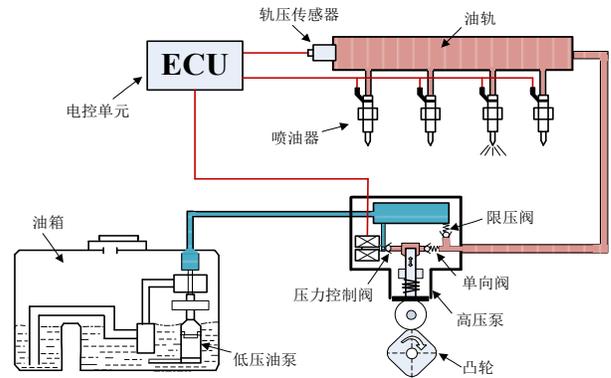


Fig. 1. GDI发动机高压燃油共轨系统结构示意图

的一部分燃油会回流到低压回路中,此时处于回油阶段;当柱塞从下止点向上止点运动过程中压力控制阀关闭时,由于燃油受高压泵柱塞挤压,高压泵腔内的压力会瞬间升高,燃油推开出油口处的单向阀进入到共轨管内,此时为泵油阶段。当柱塞再次回到上止点时,压力控制阀又重新打开,工作过程重复进行。若以图2所示的阴影面积表示

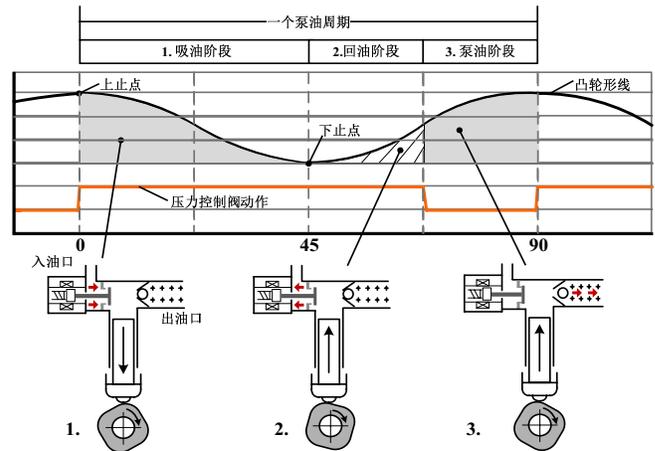


Fig. 2. 高压泵工作原理

各阶段变化的燃油体积量,可见压力控制阀关闭时间的长短影响泵油阶段的持续时间,最终决定高压泵泵入共轨内的燃油量(泵油阶段阴影部分的面积)。对于容积一定的共轨管而言,调节腔内油量可以实现调节轨压的目的。值得指出的一点是,泵油阶段只发生在高压泵柱塞从下止点向上止点运动的过程中。

综上, 轨压控制的任务是通过调节压力控制阀(高压泵入油口端)的关闭时长(占空比), 对高压泵向共轨管内泵入的燃油体积量进行控制, 从而改变共轨管内压力大小。但从共轨系统的工作过程可知, 其是一个机电液强耦合的非线性系统, 高压泵泵油和喷油器的喷油动作离散, 系统可测信息量较少(仅有共轨压力传感器), 且共轨管内压力的传播为分布参数的特点。传统的PID控制器面临参数标定耗时, 性能提升困难等问题, 如何设计轨压控制器使得轨压调节稳定快速是一个难点。

### III. 系统仿真模型说明

下面给出一种共轨系统动力学机理的描述形式, 仅供设计者参考。根据共轨系统的结构及工作原理, 以控制前向通道信息流图的形式将各元件的信号关系描述为图3所示。

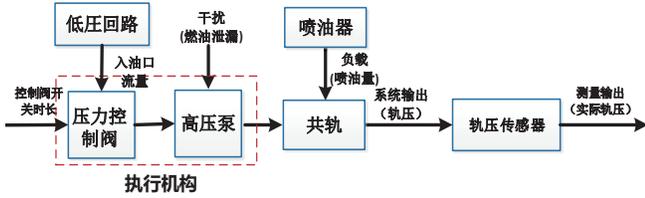


Fig. 3. 发动机共轨系统简图

在忽略了高压泵内限压阀、压力控制阀、管路中节流阀等元件的动力学特性的情况下, 给出如下的模型推导。

#### • 高压泵 (High Pressure Pump)

将高压泵腔内压力作为研究状态, 忽略温度对压强和体积的影响, 同时认为液压油内的含气量较少, 依据体积弹性模量方程, 腔内的压力变化方程可描述为:

$$\dot{p}_p = \frac{K_f}{V_p(\theta)} \left( -\frac{dV_p(\theta)}{dt} + q_u - q_{pr} - q_0 \right), \quad (1)$$

高压泵腔内压力  $p_p$  的变化主要考虑由柱塞运动引起的体积变化  $\frac{dV_p(\theta)}{dt}$ , 进油口处流量  $q_u$ , 出油口处流量  $q_{pr}$  和燃油泄漏量  $q_0$  的变化影响。参数  $K_f$  是有效体积弹性模量, 通常受腔内压力的影响, 在这里视为常数。  $V_p(\theta)$  为高压泵腔的体积, 与活塞的运动相关, 可描述为:

$$V_p(\theta) = V_{pmax} - A_p h_p(\theta), \quad (2a)$$

$$\frac{dV_p(\theta)}{dt} = -A_p \frac{dh_p}{dt} = -A_p \omega_{cam} \frac{dh_p}{d\theta}, \quad (2b)$$

其中,  $V_{pmax}$  是高压泵腔体积的最大值,  $h_p$  是活塞的升程, 与凸轮形线有关的非线性函数,  $A_p$  是活塞面积,  $\theta$  和  $\omega_{cam}$  分别

是凸轮的转角和转速。根据节流孔处的流量计算公式, 高压泵出油口处流量由下式计算:

$$q_u = \text{sgn}(p_t - p_p) c_{tp} U A_{tp} \sqrt{\frac{2|p_t - p_p|}{\rho}}, \quad (3a)$$

$$q_{pr} = \begin{cases} c_{pr} A_{pr} \sqrt{\frac{2|p_r - p_p|}{\rho}}, & p_p > p_r \\ 0, & p_p \leq p_r \end{cases} \quad (3b)$$

由于单向阀的存在, 高压泵出油口处流量  $q_{pr}$  存在分段取值的情况。其中,  $c_{tp}$ ,  $c_{pr}$  分别为高压泵进口处和出口处液体流量系数,  $A_{tp}$ ,  $A_{pr}$  是高压泵进出口处横截面积,  $p_t$  是低压回路压力,  $\rho$  为燃油密度,  $U$  是压力控制阀的动作信号,  $U = 1$  表示阀开,  $U = 0$  表示阀关。

#### • 共轨管 (Fuel rail)

共轨管用于储存高压燃油, 减小油压波动。由于共轨管与四个喷油器直接相连, 因此共轨管内的压力大小和波动均对喷油量有影响。假设共轨管有足够的刚度, 体积不受温度的影响, 同时忽略管内压力波的传播, 可以得到管内压力  $p_r$  变化的计算公式:

$$\dot{p}_r = \frac{K_f(p_r)}{V_r} (q_{pr} - q_{ri}), \quad (4)$$

这里,  $V_r$  是共轨管的容积,  $q_{ri}$  是共轨出油口处的燃油总量, 即供给四个喷油器的燃油总量, 其中每个出口处的油量计算公式如下:

$$q_{rik} = \text{sgn}(p_r - p_{ik}) c_{rik} A_{rik} \sqrt{\frac{2|p_r - p_{ik}|}{\rho}}, \quad (5)$$

其中,  $k$  是喷油器编号,  $k = 1, 2, 3, 4$ ,  $p_{ik}$  是喷油器内压力,  $A_{rik}$  是喷油器入油口处横截面积,  $c_{rik}$  是喷油器入口液体流量系数。

#### • 喷油器 (Injectors)

在GDI发动机中, 喷油器将燃油直接喷入气缸内, 是喷油系统最终的执行器, 其喷油时刻和喷油脉宽由发动机控制单元根据发动机负载计算给出。喷油过程中喷油器的体积变化很小可以忽略, 此时每个喷油器腔内的压力变化主要由流入和流出的流量引起, 如下式:

$$\dot{p}_{ik} = \frac{K_f(p_{ik})}{V_{ik}} \left( \text{sgn}(p_r - p_{ik}) c_{rik} A_{rik} \sqrt{\frac{2|p_r - p_{ik}|}{\rho}} - \text{sgn}(p_{ik} - p_{cylk}) E_{Tk} c_{ik} A_{ik} \sqrt{\frac{2|p_{ik} - p_{cylk}|}{\rho}} \right), \quad (6)$$

其中,  $p_{cylk}$  是气缸压力,  $A_{ik}$  是喷孔面积,  $c_{ik}$  是喷油器喷孔处液体流量系数,  $E_{Tk}$  是喷油信号, 由喷油脉宽决定。

### • 压力控制阀的动作信号

通过控制压力控制阀的开关时长，实现泵油量体积的控制，从而实现轨压的调节。但由于喷油周期与发动机转速相关，压力控制阀的开关时长是一个变周期的占空比信号，以四叶凸轮为例，压力控制阀动作的周期为

$$T_{hpp} = \frac{60 * 2}{4 * n_e}, \quad (7)$$

其中发动机转速 $n_e$ 单位为  $\text{rev/min}$ ，且 $n_e = \frac{60}{\pi} \omega_{\text{cam}}$ 。无论发动机转速如何，一个喷油周期对应为凸轮转角的 $90^\circ$ ，因此下面给出模型中针对占空比与关闭角度的正时关系（如图4）。该模型中假设电磁阀为高速开关阀，在吸油阶段全开，因此占空比的范围为 $0 \sim 0.5$ 。通过控制占空比来控制压力控制阀的开关时长的转换关系如图5所示。

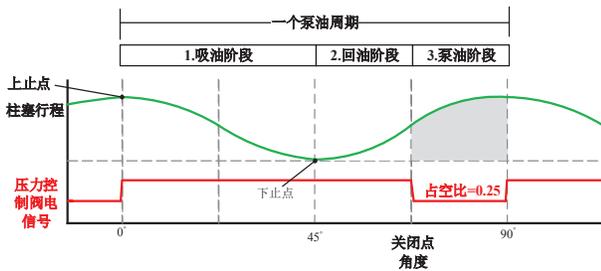


Fig. 4. 占空比与关闭角度的正时关系图

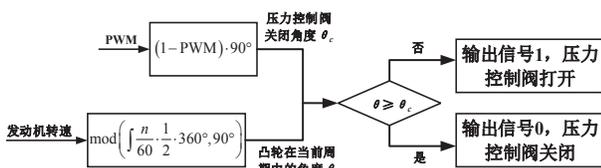


Fig. 5. 占空比与输出信号之间的转换关系

### • 仿真模型及仿真结果示例

通过以上分析建立的Simulink仿真模型如图6所示（见附件MODEL\_SIMULINK.mdl文件）。图8是在发动机转速为 $3000\text{rpm}$ ，喷油脉宽为 $2.2\text{ms}$ ，压力控制阀关闭时长(占空比)变化(图7)下的模型仿真结果，可见在小喷油脉宽，大的泵油占空比的情况下，轨压很快升高直到限幅值，当占空比足够小，即泵油量小于喷油量时，共轨管内压力逐渐减小，可见所建立的模型可反映压力控制阀对轨压的调节功能，也反映了喷油器负载的影响，此外受高压泵向共轨管内泵油和喷油嘴喷油的影响，轨压的波动也能一定程度体现。

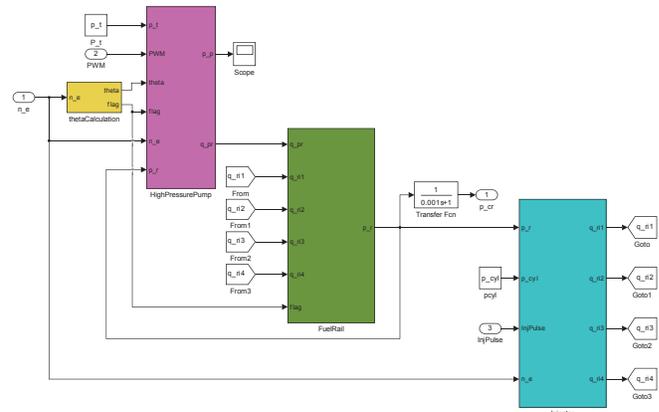


Fig. 6. 发动机共轨系统SIMULINK仿真模型

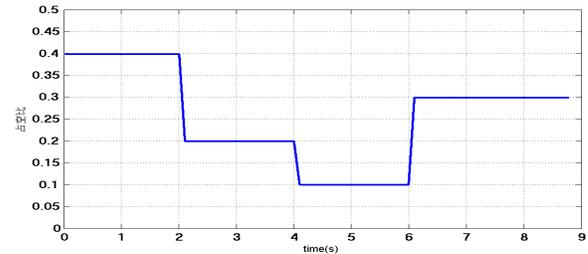


Fig. 7. 占空比变化

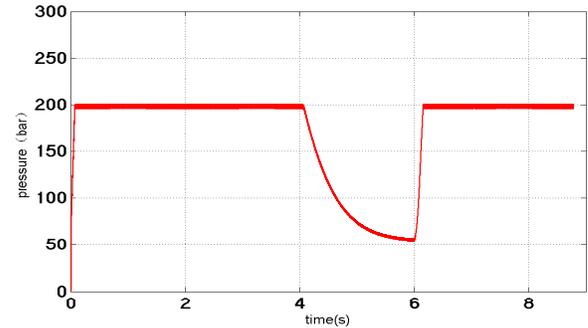


Fig. 8. 共轨压力变化

## IV. 控制系统性能评价

最终的控制性能将从调节时间、超调以及稳态误差三个方面考察，测试工况分为三种：

1) 阶跃型跟踪，通常是一种测功机模式的测试工况，通过稳定在不同期望压力值下的跟踪性能，主要评价控制器的调节时间、超调以及稳态误差，占总成绩60%。其中，调节时间、超调以及稳态误差各占20%。

（注：1. 性能指标最低要求为调节时间小于 $150\text{ms}$ 、压力跟踪稳态误差在 $\pm 0.3\text{MPa}$ 以内；2. 轨压的一般变化范围为 $5\text{MPa} \sim 15\text{MPa}$ ，甚至更高，本设计中设定轨压限值为 $20\text{MPa}$ ；3. 实际情况中共轨管内压力的变化量不会大

于2MPa, 即阶跃值的大小在2MPa 以内; 4. 由于喷油和泵油的离散行为, 使得共轨内压力存在波动, 为了便于考量跟踪误差大小, 对调节稳定后的轨压采用跟踪误差的积分均值计算, 以积分值与积分时间的比值大小偏离目标值程度作为误差性能评价指标);

2) 随机时变工况, 主要测试控制器的瞬态跟随性能, 例如正弦、斜坡跟踪等, 主要评价动态跟踪误差, 占20%。该工况以瞬时跟踪误差积分值作为跟踪性能评价指标;

3) 干扰时变工况, 以正阶跃和负阶跃为期望轨压, 改变凸轮运行速度, 或者改变喷油器的喷油量大小, 测试轨压控制器鲁棒性, 以跟踪误差为主要评价指标, 占20%, 具体评价方式同阶跃型跟踪。

## V. 声明与致谢

该模型由吉林大学陈虹课题组开发, 在开发过程中得到了一汽技术中心的支持与帮助, 并且受到国家自然科学基金国际(地区)合作与交流项目、吉林省重大科技项目研发人才团队等项目的资助。模型仅供用于由车辆控制与智能化专业委员会组织举办的竞赛参赛者使用。

## VI. 参考文献

### REFERENCES

- [1] CHEN H, GONG X, LIU Q F, HU Y F. Triple-step method to design non-linear controller for rail pressure of gasoline direct injection engines[J]. *IET Control Theory and Applications*, 2014, 8(11): 948 – 959.
- [2] LIU Q F, GONG X, CHEN H, XIN B Y, SUN P Y. Nonlinear GDI Rail Pressure Control: Design, Analysis and Experimental Implementation[C] // *Proceedings of the 34th Chinese Control Conference*. Hangzhou: IEEE, 2015, 7: 8132 – 8139.
- [3] LIU Q F, CHEN H, HU Y F, SUN P Y, LI J. Modeling and Control of the Fuel Injection System for Rail Pressure Regulation in GDI Engine[J]. *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, 2014, 19(5): 1501 – 1503.
- [4] LIU Q F. *Research on Nonlinear Control and Its Application in Vehicle Powertrain Systems*[D]. Jilin: Jilin University, 2014.  
(刘奇芳. 非线性控制方法研究及其在汽车动力总成系统中的应用[D]. 吉林: 吉林大学, 2014.)
- [5] BINDER A, ECKER R, GLASER A, MÜLLER K. *Gasoline direct injection*[M]. Germany : Springer Fachmedien Wiesbaden, 2015.
- [6] BAUR R, BLATH J P, BOHN C, KALLAGE F, SCHULTALBERS M. Modeling and Identification of a Gasoline Common Rail Injection System[J]. *SAE Paper*, 2014-01-0196.
- [7] FERRARI A, PIZZO P. Fully Predictive Common Rail Fuel Injection Apparatus Model and Its Application to Global System Dynamics Analyses[J]. *INTERNATIONAL JOURNAL OF ENGINE RESEARCH*, 2017, 18(3): 273 – 290.

- [8] MONTANARO U, GAETA A D, GIGLIO V. An MRAC Approach for Tracking and Ripple Attenuation of the Common Rail Pressure for GDI Engines[C] // *Proceedings of the 18th IFAC World Congress*. Milano: IFAC, 2011: 4173 – 4180.