Journal of Southwest University (Natural Science Edition)

DOI: 10. 13718/j. cnki. xdzk. 2021. 02. 017

# 高压油管的压力优化控制与仿真研究

## 侯超钧<sup>1</sup>, 唐 字<sup>1,2,</sup>, 庄家俊<sup>1</sup>, 郭琪伟<sup>1,2</sup>, 褚 璇<sup>1</sup>, 苗爱敏<sup>1</sup>, 骆少明<sup>2</sup>

1. 仲恺农业工程学院 自动化学院,广州 510225; 2. 广东技术师范大学 自动化学院,广州 510665

摘要: 凸轮角速度控制是维持高压油管压力稳定的关键因素之一,为了使高压油管的压力具有较小波动,对高压 油管的燃油注入和喷出两个工作过程进行了分析. 根据凸轮运动方程,运用流体动力学方法获取柱塞腔与高压油 管内部燃油的压力与密度的动态变化过程,通过建立凸轮转动角速度的优化数学模型,采用 Matlab 数值求解得出 最优凸轮转动角速度. 数值结果表明,可以使高压油管在工作过程中保持压力的稳定,压力变化的最大幅度为 4.87 MPa,此研究方法可为高压共轨电控燃油喷射系统的优化设计提供有益的参考.

关键词: 高压油管; 高压共轨; 凸轮; 优化控制; 仿真

中图分类号: U464.236; S219.031 文献标志码: A 文章编号: 1673-9868(2021)02-0130-08

高压共轨电控燃油喷射系统已逐渐应用于柴油发动机,燃油经过泵体从喷油管进入公共供油管,通过 公共供油管内的油压实现喷射压力和喷射时间的精确控制,确保了发动机高效率、低油耗<sup>[1-2]</sup>地工作.由于 燃油进入和喷出的间歇性工作过程会导致高压油管内的燃油压力发生波动,使得所喷出的燃油量出现误 差,影响发动机的工作效率,甚至对燃油喷射系统的稳定性产生影响,引起系统的失效和故障<sup>[3-4]</sup>.维持高 压油管的压力稳定是燃油喷射系统性能的保障,通过试验仿真可以指导燃油喷射系统的设计,有效减少试 验工作量及试验费用.

传统喷射系统的仿真过程会采用 GT-FUEL, HYDSIM, ANSYS 等商用仿真软件得到系统喷油规律 以及各个部分的压力变化,主要用作优化喷油系统中阀体内部结构,分析系统关键结构参数对喷油性能 的影响<sup>[5-8]</sup>.其中,文献[9]采用 ANSYS 软件使用电磁一机一液三维联合仿真方法,得到阀芯动态响应 特性和流场特征参数随阀口开度的变化规律.文献[10]通过 AMEsim 软件建立一维液力仿真模型,分析 了高压油管结构参数对燃油系统性能的影响.文献[11]给出了凸轮的最优曲线设计使油泵提供持续稳 定的燃油压力,可以提高喷射系统的系统稳定性.文献[12]通过实验和数值研究了燃油压力特性及其与 电磁阀瞬态运动的关系,提出了一种基于 4 个燃油压力特征点的燃油喷射量预测方法,可以较好预测每 个周期的燃油喷射量.

凸轮的角速度控制是维持高压油管压力稳定,减少燃油喷出量误差的关键因素之一,但要计算凸轮的 最优角速度来使得高压油管内的喷油量稳定,直接采用仿真软件来求解比较困难,需要进行复杂的仿真参 数设置与大量的数值计算来逼近最优值<sup>[7,9,12]</sup>.本文针对高压共轨燃油系统中的高压油管的压力稳定问题,

收稿日期: 2019-11-25

- 作者简介: 侯超钧,博士,副教授,主要从事智能信息处理的研究.
- 通信作者:唐 宇,博士,教授.

基金项目: 广东省科技计划项目(2019A050510045; 2019B020216001); 广东省普通高校特色创新类项目(2017KTSCX099).

简化喷油系统复杂的工作过程,通过分析高压油泵燃油压力变化过程、喷油器喷嘴的流量喷射过程以及高 压油管内的压力与密度变化过程,建立凸轮转动角速度的优化数学模型,通过 Matlab 求解最佳凸轮转动 角速度,使得高压油管内的压力尽量稳定,减少所喷出燃油量的误差.

## 1 模型建立

#### 1.1 问题描述

设高压油管的推荐工作压力在 100 MPa,体积为 V<sub>1</sub>, mm<sup>3</sup>,如图 1 所示,高压油管的燃油来自高压油 泵,凸轮驱动柱塞上下运动.在柱塞腔出口有一个单向阀门,当柱塞腔的压力大于高压油管内的压力时, 柱塞腔与高压油管链接的单向阀开关开启,燃油进入高压油管内.图 1 中 A 处孔径直径为 d<sub>A</sub>, mm.图 1 中喷嘴器内部有一个针阀,针阀作周期运动,当针阀升程为 0 时,针阀关闭;针阀升程大于 0 时,针阀开 启,燃油通过喷孔喷出.本文主要研究喷射系统的喷射过程与油泵的输油过程,将对分析过程作以下简化: ① 忽略燃油温度的变化;② 假设柱塞腔与高压油管内的燃油状态均匀.



图1 高压油管示意图

燃油压力变化量与密度变化量成正比[13-14],

$$\frac{\mathrm{d}P}{\mathrm{d}\rho} = \frac{E(P)}{\rho} \tag{1}$$

其中 ρ 是燃油的密度, E 是弹性模量, E 随压力 P 越大而增大.进入高压油管的单位时间流过小孔的燃油 体积为<sup>[16]</sup>

$$\frac{\mathrm{d}V}{\mathrm{d}t} = CS_A \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho}} \tag{2}$$

其中 C 是流量系数,  $S_A$  是小孔面积, mm<sup>2</sup>,  $\Delta P$  为小孔两边的压力差, MPa.

通过确定凸轮的角速度 ω, rad/ms, 使得高压油管内的压力稳定在 100 MPa 左右. 以下将分别分析柱 塞腔、高压油管的压力与密度变化以及喷嘴流量的变化过程, 最后建立最佳凸轮转动角速度的优化模型.

#### 1.2 油泵内燃油的压力变化过程

柱塞向上运动时将压缩柱塞腔内的燃油,当柱塞腔内的燃油压力大于高压油罐内的压力时,柱塞腔与高压油管连接的单向阀开启,燃油从 A 处进入高压油管.柱塞腔内直径  $d_2 = 5 \text{ mm}$ ,对应横截面积为  $S_2$ , 柱塞运动到上止点位置时,柱塞腔残余容积为  $V_0$ ,柱塞运动到下止点时,低压燃油会充满柱塞腔,低压燃 油的压力与密度分别为  $P_0 = 0.5 \text{ MPa}$ ,  $\rho_0 = 0.8045 \text{ mg/mm}^3$ .

令  $P_U(t)$ 为柱塞腔在 t 时刻的压力, MPa,  $\rho_U(t)$ 为高压燃油在 t 时刻的密度, mg/mm<sup>3</sup>, 凸轮在旋转 到不同角度时对应的极径为  $r(\alpha)$ , mm, 其中  $\alpha = \omega t$ . 假设当 t = 0 时,  $\alpha = 0$ , 柱塞运行在下止点位置. 以下 把柱塞上升与下降两个过程分开讨论.

1) 当  $2k\pi \leq \alpha < 2k\pi + \pi$  时, 柱塞向上运动压缩燃油,  $P_{U}(t)$ 不断上升, 根据公式(1), 柱塞腔内燃油压力与密度的单位时间变化过程为

$$\frac{\mathrm{d}P_U}{\mathrm{d}t} = \frac{E(P_U)}{\rho_U} \frac{\mathrm{d}\rho_U}{\mathrm{d}t} \qquad 2k\pi \leqslant \omega t \leqslant 2k\pi + \pi \tag{3}$$

其中初始状态  $P_U(0) = P_0$ . 当  $P_A(t)$ 大于高压油管压力 P(t)时,单向阀门打开,根据公式(2),经过 A 处 流入高压油管的单位时间燃油质量为

$$\frac{\mathrm{d}M_{\mathrm{in}}}{\mathrm{d}t} = \begin{cases} \rho_A CS_A \sqrt{\frac{2(P_U - P)}{\rho_U}} & P_U > P \\ 0 & P_U \leqslant P \end{cases}$$
(4)

其中流量系数 C=0.85. 根据柱塞腔内燃油质量  $M_U(t)$ 与密度、体积的计算关系,有

$$\frac{1}{M_{U}} \frac{\mathrm{d}M_{U}}{\mathrm{d}t} = \frac{1}{\rho_{U}} \frac{\mathrm{d}\rho_{U}}{\mathrm{d}t} + \frac{1}{V_{2}} \frac{\mathrm{d}V_{2}}{\mathrm{d}t}$$
(5)

其中 $V_2(t)$ 是t时刻柱塞腔内的燃油体积, $V_2(t) = S_2 \times h(t) + V_0$ ,h(t)是t时刻柱塞距离上止点位置的距离, mm. h(t)由凸轮的上下运动方程给出,

$$h(t) = H_{\max} - r(\alpha) = H_{\max} - r(\omega t)$$
(6)

其中 H<sub>max</sub> 是柱塞运行到上止点距离极径中心(凸轮圆心)的距离.

显然单位时间内 $M_U(t)$ 变化量就是流入高压油管质量 $M_{in}(t)$ 的相反数,即

$$\frac{\mathrm{d}M_{\mathrm{U}}}{\mathrm{d}t} = -\frac{\mathrm{d}M_{\mathrm{i}}}{\mathrm{d}t}$$

根据公式(4)与公式(5),柱塞腔内燃油密度变化方程为

$$\frac{\mathrm{d}\rho_U}{\mathrm{d}t} = \frac{1}{V_2} \left( \rho_U S_2 \, \frac{\mathrm{d}h}{\mathrm{d}t} - \frac{\mathrm{d}M_{\mathrm{in}}}{\mathrm{d}t} \right) \qquad 2k\pi \leqslant \omega t < 2k\pi + \pi \tag{7}$$

其中初始状态  $\rho_U(0) = \rho_0$ ,  $\frac{dh}{dt}$ 需要  $r(\alpha)$ 的离散测量点来近似计算, 根据公式(6),

$$\frac{\mathrm{d}h}{\mathrm{d}t} = -\frac{\mathrm{d}r}{\mathrm{d}t} = -\frac{\mathrm{d}r}{\mathrm{d}\alpha}\frac{\mathrm{d}\alpha}{\mathrm{d}t} = -\omega r'(\alpha) \tag{8}$$

图 2 给出了  $0 \leq \alpha < 2\pi$  一个周期内  $r(\alpha)$ 的变化过程,每个测量点是等距的,即  $\Delta \alpha = \alpha_{i+1} - \alpha_i$  相同,我 们通过线性插值来求出  $r'(\alpha)$ ,其中每一个离散测量点  $\alpha_i$  的导数的一阶差分计算为

$$r'(\alpha_{i}) \approx \frac{r(\alpha_{i+1}) - r(\alpha_{i-1})}{\alpha_{i+1} - \alpha_{i-1}}$$
(9)

对于 $\alpha_i \leq \alpha < \alpha_{i+1}$ , 令 $\xi = (\alpha - \alpha_i)/(\alpha_{i+1} - \alpha_i)$ , 有

$$r'(\alpha) = \xi r'(\alpha_{i+1}) + (1 - \xi) r'(\alpha_i)$$
(10)

2) 当  $2k\pi + \pi \leq \alpha < 2k\pi + 2\pi$  时,柱塞在到达上止点后开始往下运动,此时柱塞腔与低压油腔相通,开 始注入低压燃油, $P_U(t)$ 迅速下降至  $P_0$ ,这段时间单向阀门一直关闭.凸轮运行至下止点时, $P_U(t) = P_0$ ,  $\rho_U(t) = \rho_0$ ,为了简化这段变化过程,设置以下微分过程满足以上分析过程:

$$\begin{cases} \frac{dP_{U}}{dt} = P_{0} - P_{U} \\ \frac{d\rho_{U}}{dt} = \rho_{0} - \rho_{U} \end{cases} \qquad 2k\pi + \pi \leqslant \omega t \leqslant 2k\pi + 2\pi \qquad (11)$$

#### 1.3 喷油器喷嘴的流量喷射过程

喷油器设定了每  $T_0$ =100 ms 工作一次,喷油器喷嘴结构如图 3 所示,针阀直径为  $d_v$ =2.5 mm,密封 座是半角为  $\beta$ =9°的圆锥,喷孔直径为  $d_B$ =1.4 mm,面积为  $S_B$ .针阀升程大于 0 时,针阀开启,燃油开始 向喷孔流动并喷出.在一个喷油周期内针阀升程的高度与时间的关系 H(t)如图 4 所示,针阀从 t=0 开启, 当 t=0.45 ms 时升程达到最大,然后一直保持到 t=2 ms 后开始下降,一直到 t=2.45 ms 后升程恢复为 0,针阀关闭,然后到下一个喷油周期 100 ms 后,针阀升程重新开始上升.



图 2 凸轮边缘曲线极角 α 与极径 r(α)的测量散点数据

图 3 针阀在升程过程中形成的喷口

我们将对燃油射流速度影响较少的因素排除,找出影响喷孔燃油射流速度的主要因素,简化计算公式.根据单位质量不可压缩流体在稳定流动条件下的伯努利方程<sup>[16]</sup>,可得喷孔处的流体喷出速度为

$$v_{\rm out} \approx \sqrt{\frac{2P}{\rho}}$$
 (12)

可以看到燃油喷出速度与燃油的压力和密度有关.另一方面,针阀升程会影响喷口实际喷油质量,当 升程较小时,喷口面积等于针阀与密封座之间空隙的面积;当升程较大时,空隙面积增大,喷口面积等于 喷孔面积.令针阀升程  $H = H_0$ 时,针阀与锥形内壁形成的燃油排出面积  $S_Z$  与喷孔面积  $S_B$  相等.那么, 当针阀升程  $H \leq H_0$ 时,燃油喷出的喷口面积以  $S_Z(t)$ 计算,当针阀升程  $H > H_0$ 时,燃油喷出的喷口面积 以  $S_B$  计算.则在一个喷油周期内,单位时间内的流出的燃油质量为

$$\frac{\mathrm{d}M_{\mathrm{out}}}{\mathrm{d}t} = \begin{cases} C_1 \cdot \rho \cdot S_Z \cdot v_{\mathrm{out}} & 0 \leqslant H \leqslant H_0 \\ C_1 \cdot \rho \cdot S_B \cdot v_{\mathrm{out}} & H_0 < H \end{cases}$$
(13)

其中 C<sub>1</sub>=0.8 是流量系数.如图 3,针阀升程高度 H=|AO|,当 H 大于 0 时,针阀处形成的喷口形状是一个圆环状,圆环面积为.

$$S_Z(t) = \pi (H^2 \tan^2 \beta - H d_V \tan \beta)$$

令 $S_Z = S_B$ ,可以得到 $H_0$ 的表达式,

$${H}_{\scriptscriptstyle 0}=rac{{\mathrm{d}}_{\scriptscriptstyle V}+\sqrt{{\mathrm{d}}_{\scriptscriptstyle V}^2+{\mathrm{d}}_{\scriptscriptstyle B}^2}}{2{\mathrm{tan}}eta}$$

#### 1.4 高压油管内燃油的压力与密度变化过程

高压油管内的压力与密度变化源自于喷油嘴 B处向外的喷油量,以及高压油管 A 处的燃油进 入量.根据公式(4)与公式(13),可分别得到高 压油管内压力 *P*(*t*)与密度 ρ(*t*)单位时间的变化 过程:

$$\frac{\mathrm{d}P}{\mathrm{d}t} = \frac{E\left(P\right)}{\rho} \frac{\mathrm{d}\rho}{\mathrm{d}t}$$
$$\frac{\mathrm{d}\rho}{\mathrm{d}t} = \frac{1}{V_{1}} \left(\frac{\mathrm{d}M_{\mathrm{in}}}{\mathrm{d}t} - \frac{\mathrm{d}M_{\mathrm{out}}}{\mathrm{d}t}\right) \tag{14}$$



其中  $V_1$  是高压油管体积. 初始状态 P(0) = 100 MPa,  $\rho(0) = 0.8500$  mg/mm<sup>3</sup>.

#### 1.5 最优凸轮角速度的优化模型

综合公式(3),(7),(11),(14),得到了柱塞腔与高压油管状态完整的动态变化过程,待确定的参数是

凸轮的角速度  $\omega$ .为了考查高压油管的压力稳定性,定义在一个充分长的时间  $T, T \gg T_0$ ,通过寻找最优的  $\omega$ ,使得高压油管的压力尽量稳定在 100 MPa. 令目标函数  $F(\omega)$ 为高压油管在时间 T 内与 100 MPa 的 误差平方和,

$$F(\omega) = \frac{1}{T} \int_{0}^{T} \left[ P(t) - 100 \right]^{2} \mathrm{d}t$$
(15)

另一种合理的目标函数可以设置为,在时间 T 内高压油管压力 P(t)的最大变化幅值,

$$F(\omega) = \max_{t \in [0, T]} P(t) - \min_{t \in [0, T]} P(t)$$
(16)

因为初始压力为 100 MPa, 且压力是周期变化的, 采用最大变化幅值可以反映压力的稳定性. 最后, 求解使目标函数  $F(\omega)$ 数值最小的  $\omega_{opt}$ ,

$$\omega_{\rm opt} = \operatorname{argmin} F(\omega) \tag{17}$$

## 2 系统仿真与结果讨论

本文通过 Matlab 2018A 对上述建立的非线性常微分方程组进行数值求解,其中用到了 Matlab 的 ode45 函数,它实现了四阶一五阶 Runge-Kutta 算法,是一种自适应步长的微分方程数值解法,具有较高 的计算精度,其整体截断误差为( $\Delta t$ )<sup>5[17-18]</sup>. ode45 函数默认设置了  $\Delta t = 0.1(t_{max} - t_{min})$ ,其中  $t_{max}$  与  $t_{min}$  分别是常微分方程组的左右区间上的端点值.由于计算的 T 很大,针阀开启的时间很短,只发生在 2.45 ms 以内,并且凸轮的上升运动,也会导致  $P_U$  较大变化,需要较小的计算步长  $\Delta t$  来确保较小的整 体截断误差.通过设置 odeset 的 MaxStep 参数来控制计算步长:

deltaT = 0.01;

tspan = [0, T];

[t, y] = ode45(@myfun, tspan, y0, opts);

其中 opts 定义了步长为 0.01 ms, myfun 定义了公式(3),(7),(11),(14)的微分方程组, tspan 是微分 方程组的数值计算区间, *T* 在这里设置为 10 000 ms, 共 100 个喷油周期, y0 是微分方程的初始值.由于 步长比较小,整个计算过程所需耗时较长,需要较长时间计算 *F*(ω),如果要高计算速度,可以采用求解微 分方程的其他求解函数如 ode23 等,但计算精度会相应降低.

在计算公式(3)与公式(14)前,需要先确定燃油弹性模量 E 与压力 P 的对应关系 E(P).图 5 给出燃油压力在[0,200]MPa 范围内对应的弹性模量的散点数据图,曲线上的每一个点对应实测数据( $E_i$ ,  $P_i$ ). 通过线性插值求得每个压力 P 所对应弹性模量的数值 E(P).具体地,对于  $P_i \leq P < P_{i+1}$ ,  $\Rightarrow \gamma = (P - P_i)/(P_{i+1} - P_i)$ ,

$$E(P) = \gamma E_{i+1} + (1 - \gamma)E_i$$
(18)

最后采用 Matlab 的 fminsearch 来求解,需要设置一个合理的初始值  $\omega_0$ ,使数值计算更快地收敛,减少计算时间.可以简化设置高压油管的压力 P 与密度  $\rho$  分别恒定在 100 MPa 与 0.850 0 mg/mm<sup>3</sup>,然后根据公式(13)与公式(4),可以近似估算在一个喷油周期的燃油喷出量  $Q_{out} \approx 31.00$  mg,一个凸轮周期内燃油进入高压燃油的进入量  $Q_{in} \approx 75.27$  mg,从而得到  $\omega_0 = 0.025$  89 rad/ms.本文目标函数采用公式(16),最后求得最优的角速度  $\omega_{opt} = 0.025$  85 rad/ms,对应凸轮工作周期  $T_{opt}$  为 243.06 ms.

图 6 给出了在 10 000 ms 时间内高压油管的燃油压力变化,可以看到整个压力比较稳定地在 97.6~102.6 MPa 的压力区间内变化,变化的最大幅度为 4.87 MPa,压力最大值为 102.57 MPa,主要发生在凸轮到达上止点位置,最小值为 97.70 MPa,主要发生在 2.45 ms内的喷油过程.为了更清楚看出高压油管内的燃油压力变化,图 7 给出了高压油管在 700 ms内的压力变化,可以看到在每个喷油周期(100 ms的整数倍)前 2.45 ms内压力明显急速下降,随着凸轮上升,推动燃油进入高压油管,其压力也随之上升,并在 100 MPa 附近波动.



柱塞腔内的燃油压力随着凸轮周期上下运动而变化,图8给出700 ms内燃油压力变化的过程,随着凸轮上升,燃油压力迅速上升,在53.2 ms时超过100 MPa,此时单向阀门打开,燃油通过A处持续进入高压油管内,压力略高于高压管的压力值.当凸轮到达上止点并往下运动时,即 $t > \frac{T_{opt}}{2}$ ,柱塞腔压力迅速下降到100 MPa以下,单向阀门关闭,柱塞腔开始注入低压燃油,此时燃油压力一直在0.5 MPa.



图 7 高压油管在 0~700 ms 时间内的压力变化

图 8 柱塞腔在 0~700 ms 时间内的压力变化

以上仿真过程是针对喷油周期  $T_0 = 100 \text{ ms}$  下求出的凸轮最优角加速度.表 1 给出了在不同喷油周期  $T_0$  下求解的凸轮最优角速度  $\omega_{opt}$ ,以及对应凸轮工作周期  $T_{opt}$ .可以看出随着喷油周期变化,凸轮最优工作周期  $T_{opt}$  与  $T_0$  具有较强的线性关系.

$T_{0}/\mathrm{ms}$	$\omega_{\rm opt}/({\rm rad}\cdot{\rm ms}^{-1})$	$T_{ m opt}/ m ms$	$n/(r \cdot min^{-1})$
50	0.051 79	121.32	2 400.0
54.5	0.047 52	132.23	2 201.8
60	0.043 16	145.57	2 000.0
70.5	0.036 73	171.06	1 702.1
80	0.032 37	194.11	1 500.0
100	0.025 85	243.06	1 200.0
125	0.020 68	303.80	960.0
150	0.017 24	364.52	800.0

表 1 不同的喷油周期 T<sub>0</sub> 下试验结果

表1最后一列给出了不同喷油周期所对应发 动机的转速大小,对于四冲程柴油发动机,曲轴旋 转两周,对应一次喷油周期,即转速 $n=2\times60\times$ 1000/ $T_0$ =120000/ $T_0$ ,r/min.由于柴油发动机 的转速一般不高,普遍在3000r/min以下,经济 转速一般在1500r/min左右,表1讨论的喷油周 期及转速的数值范围基本反映了一般柴油机的工 作状态.为了更好反映凸轮最优角加速度与发动机 转速的对应关系,图9给出了柴油发动机常用转速 与对应凸轮最优角加速度的关系图,随着转速增 大,凸轮最优角加速度也逐渐变小.



图 9 凸轮最优角加速度与柴油机发动机的转速关系

柴油机在实际连续运作中,发动机的转速是连续变化的,可根据本文方法进一步扩充表1的实验数据, 通过数值插值或数据拟合等方法,获取凸轮最优转速的变化调整,这将是以后进一步的研究工作.

## 3 结束语

本文针对高压共轨电控燃油喷射系统中的高压油管的压力稳定问题,通过对高压油管内复杂燃 油压力与密度的变化关系进行分析,分别获取柱塞腔、高压油管的压力与密度变化,以及喷嘴的流量 变化过程,最终建立了凸轮角加速度的优化模型,采用 Matlab 的 ode45 与 fminsearch 函数进行数值计 算,获得最优的凸轮角速度,使得高压油管在工作过程中压力基本稳定在指定工作压力中,压力变化 的最大幅度为 4.87 MPa. 本文的研究方法可为燃油喷射系统的喷油精准控制设计提供参考,减少试 验工作量及试验费用.

#### 参考文献:

- [1] 田 齐. 高压泵结构参数对喷油性能的影响分析 [J]. 机床与液压, 2016, 44(16): 116-119.
- [2] 范立云,董晓露,白 云,等. 高压共轨系统高压油泵容积效率研究 [J]. 哈尔滨工程大学学报, 2017, 38(8): 1254-1262.
- [3] 姚春德,胡江涛,银增辉,等.喷油压力对高压共轨柴油机燃烧影响的可视化研究 [J]. 农业机械学报,2016,47(1): 355-361.
- [4] SUN Z Y, LI G X, WANG L, et al. Effects of Structure Parameters on the Static Electromagnetic Characteristics of Solenoid Valve for an Electronic Unit Pump [J]. Energy Conversion and Management, 2016, 113: 119-130.
- [5] 杨时威,吴长水,冒晓建,等. 电控单体泵燃油喷射系统仿真 [J]. 系统仿真学报, 2009, 21(6): 1743-1747.
- [6] 何忠波,薛光明,李冬伟,等. 高压共轨燃油喷射系统电控喷油器建模与试验 [J]. 农业机械学报,2014,45(9): 37-43,19.
- [7] 姜 伟,杨显锋,徐春龙,等. 高压共轨系统高压泵进油计量阀仿真研究 [J]. 车用发动机,2015(5):13-19.
- [8] FAN L, DONG Q, CHEN C, et al. Research on Effects of Key Influencing Factors Upon Fuel Injection Characteristics of the Combination Electronic Unit Pump for Diesel Engines [J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2014, 28(10): 4319-4330.
- [9] 赵万林,李国岫,王 兰,等. 电控单体泵供油过程联合仿真研究 [J]. 车用发动机, 2018(4): 73-78, 88.
- [10] 吕晓辰,李国岫,孙作宇,等. 高压油管结构对电控单体泵燃油系统性能的影响 [J]. 兵工学报,2016,37(10):1778-1787.
- [11] QIU T, DAI H, LEI Y, et al. Optimising the Cam Profile of an Electronic Unit Pump for a Heavy-Duty Diesel Engine [J]. Energy, 2015, 83: 276-283.
- [12] LIU F, KANG N, WANG P, et al. Experimental and Numerical Study on the Effects of the Solenoid Valve Motion on

the Fuel Pressure Fluctuations for Electronic Unit Pump Systems of Diesel Engines [J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2017, 31(11): 5545-556.

- [13] 张建明,张卫刚,王亚伟,等. 柴油高压物理特性的研究 [J]. 高压物理学报,2005(1): 41-44.
- [14] 顾 萌,梅德清,王恒全,等.弹性模量对生物柴油喷油时刻影响的研究 [J]. 广西大学学报(自然科学版),2017, 42(2):477-483.
- [15] 洪恩哲,郭 珍,钱德省,等.柴油机燃油喷射系统流体动力学研究进展 [J]. 车用发动机,2015(4):1-7.
- [16] 王录全,应诗浩,姜 淮,等. 喷嘴孔对液体喷射流振动分散的影响 [J]. 核动力工程, 2003(2): 142-144, 163.
- [17] 熊中刚,刘小雍,贺 娟,等. 基于不完全微分的模糊自适应 PID 算法速度优化控制系统设计 [J]. 西南大学学报(自然科学版),2018,40(12):173-178.
- [18] 许 超, 童新安. Stokes 型积分微分方程的稳定化有限元方法分析 [J]. 西南师范大学学报(自然科学版), 2020, 45(6): 39-44.

## Simulation Research on the Optimal Pressure Control for High-Pressure Oil Fuel Pipeline

HOU Chao-jun<sup>1</sup>, TANG Yu<sup>1,2</sup>, ZHUANG Jia-jun<sup>1</sup>, GUO Qi-wei<sup>1,2</sup>, CHU Xuan<sup>1</sup>, MIAO Ai-min<sup>1</sup>, LUO Shao-ming<sup>2</sup>

1. College of Automation, Zhongkai University of Agriculture and Engineering, Guangzhou 510225, China;

2. College of Automation, Guangdong Polytechnic Normal University, Guangzhou 510665, China

**Abstract**: The control of angular velocity of the cam is one of the key factors to maintain the stability of the pressure of the high-pressure fuel pipeline. In order to provide reference for optimal pressure control of the high-pressure common rail fuel system of the diesel engine, its oil fuel filling and injection are analyzed to reduce the fluctuation of the pressure within it. The course of dynamic change in pressure and density of oil fuel inside the plunger cavity and the high-pressure pipeline is analyzed with the methods of fluid mechanics. Then, an optimal model for angular velocity of the cam is established. Matlab is used to seek the optimal angular velocity of the cam, and the results show that the pressure of the high-pressure pipeline can be stable during the operation of the fuel-injection system where the maximum amplitude value of pressure control is no higher than 4.87 MPa.

Key words: high-pressure pipeline; high-pressure common rail; cam; optimal control; simulation

责任编辑 汤振金