

Research on Pressure Control of High Pressure Oil Pipe Based on Mass Conservation

Xin Zhang, Jian Luo, Yihang Li

College of Information and Intelligent Science and Technology, Hunan Agricultural University, Changsha Hunan
Email: 571806854@qq.com

Received: Dec. 7th, 2019; accepted: Dec. 20th, 2019; published: Dec. 27th, 2019

Abstract

In order to study the stability of high pressure oil pipe pressure, based on the principle of mass conservation, a mass conservation model is established by using the idea of fuel quantity period constant, period segmentation and pressure division by period. Firstly, the differential equation of density and pressure is established by fitting the curve of elastic modulus and pressure. After that we calculate the oil inflow together with the length of each check valve by using the mass conservation equation. According to the different adjustment time, the number of working cycles of the injector is also calculated, hence the length of each check valve opening is obtained for 2 s, 5 s and 10 s, respectively. In the light of the working principle of the high-pressure fuel system, the plunger chamber and the needle valve control, it is considered that the pressure of the high-pressure fuel pipe is kept stable under the total length of 1 s, while the fuel injection amount in a single cycle is obtained. For the oil supply plunger, the fuel mass filled in the plunger chamber at the bottom dead center is also obtained. Finally, the number of cycles is computed following the conservation of mass, and further the cam angular velocity is obtained.

Keywords

High Pressure Oil Pipe, Mass Conservation, Periodic Segmentation, Angular Velocity

基于质量守恒的高压油管压力控制问题研究

张馨, 罗健, 李亦航

湖南农业大学信息与智能科学技术学院, 湖南 长沙
Email: 571806854@qq.com

收稿日期: 2019年12月7日; 录用日期: 2019年12月20日; 发布日期: 2019年12月27日

摘要

为了研究高压油管内压力的稳定问题, 基于质量守恒原理, 本文运用燃油量周期不变、周期分割、压力按周期等量划分的思想, 建立了质量守恒模型。首先通过拟合弹性模量和压力的关系, 建立密度与压力的微分方程。再计算进油量, 根据质量守恒方程求得单向阀每次开启时长。根据不同调整时间算出喷油器工作周期数, 得出2 s、5 s、10 s下每次单向阀开启时长。根据考虑柱塞腔与针阀控制的高压燃油系统工作原理, 考虑在1 s的总时长下, 高压油管的压力保持稳定, 求出单周期下的喷油量。对于供油柱塞, 计算得到下止点时充满柱塞腔的燃油质量。最后根据质量守恒求得周期数, 得到凸轮角速度。

关键词

高压油管, 质量守恒, 周期分割, 角速度

Copyright © 2020 by author(s) and Hans Publishers Inc.

This work is licensed under the Creative Commons Attribution International License (CC BY).

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>



Open Access

1. 引言

高压油管的用途十分广泛, 在发动机输送高压燃油的过程中起着不可忽视的作用, 对于许多燃油发动机来说, 其工作基础是燃油的进入和喷出高压油管两个过程; 而本文就高压油管的工作原理对高压油管内压力问题进行一系列研究, 为今后燃油发动机的运用提供了一定的参考价值。已知简化的某高压燃油系统的工作原理为燃油经过高压油泵从供油入口小孔 A 进入高压油管, 再从喷油嘴 B 喷出。而在燃油进入和喷出的过程中可导致高压油管压力变化, 使得喷口 B 喷出的燃油量出现偏差。

不考虑柱塞腔与针阀控制的高压燃油系统(如图 1 所示)。



Figure 1. High pressure oil pipe schematic

图 1. 高压油管示意图

已知某高压油管规格参数: 内腔长度为 500 mm, 内直径为 10 mm, 小孔 A 直径为 1.4 mm; 现有一个单向阀开关于控制供油时间的长短, 单向阀每打开一次后关闭 10 ms; 喷油器 1 s 工作 10 次, 1 次工作 2.4 ms, 且给出喷油器工作的喷油速率示意图; 已知供油入口 A 的压力恒为 160 MPa, 高压油管的初始压力为 100 MPa。此时需要设置单向阀每次开启的时长, 使得高压油管内的压力尽量稳定在 100 MPa 左右; 调整单向阀开始时长, 使得高压油管在分别经过 2 s、5 s、10 s 的调整后从 100 MPa 增加并稳定在 150 MPa。

考虑柱塞腔与针阀控制的高压燃油系统, 增加柱塞腔和针阀的高压油管更为贴切实际生活。已知柱塞腔直径为 5 mm, 在柱塞腔内, 柱塞会上下运动, 当其运动到上止点时, 柱塞腔残余容积为 20 mm³, 运动到下止点时, 低压燃油会注满柱塞腔, 且压力为 0.5 MPa。喷嘴结构: 针阀直径为 2.5 mm、密封座是半角为 9° 的圆锥, 喷孔直径为 1.4 mm。当针阀升程 $h = 0$ 时, 针阀关闭; 当针阀升程 $h > 0$ 时, 针阀开启, 燃油即可喷出。在高压油管规格参数给定的条件下, 确定凸轮的角速度, 使得高压油管的压力稳定在 100 MPa 左右。

针对上述两种情况,根据高压油管内燃油压力状态问题[1] [2] [3],本文以建立质量守恒模型为中心,分别通过设置单向阀开启时长、确定柱塞腔内凸轮角速度来控制高压油管压力稳定问题。

2. 数据来源与模型假设

本文使用数据为: 凸轮边缘曲线、针阀运动曲线、弹性模量与压力的关系; 数据来源于 2019 高教社杯全国大学生数学建模竞赛[http://www.mcm.edu.cn/html_cn/node/b0ae8510b9ec0cc0deb2266d2de19ecb.html]。且已知:

1) 燃油的压力变化量与密度变化量成正比, 比例系数为 E/ρ , 其中 ρ 为燃油密度, 当压力为 100 MPa 时, 燃油的密度(记为 ρ_{100})为 0.850 mg/mm^3 , E 为弹性模量;

2) 进出高压油管的流量为 $Q = CS_{small}\sqrt{2\Delta\rho/\rho}$, 其中 Q 为单位时间流过小孔的燃油量(mm^3/ms), $C = 0.85$ 为流量系数, S_{small} 为小孔的面积(mm^2), ΔP 为小孔两边的压力差(MPa), ρ 为高压侧燃油的密度(mg/mm^3)。

为了简化模型, 本文做以下假设:

- 喷油器在每个周期内的工作时长相等;
- 初始压力下, 高压油管内充满燃油;
- 当高压燃油进入高压油管内时, 高低压燃油充分混合, 其密度瞬间分布均匀;
- 喷油口喷出的燃油压力始终为 100 MPa;
- 凸轮转速均匀;
- 不考虑油温对压力的影响。

3. 不考虑柱塞腔与针阀控制的高压燃油系统处理模型

3.1. 高压油管压力稳定在 100 MPa

第 1 步: 二次多项式拟合

根据已知条件(1), 利用弹性模量 E 与压力 P 的关系数据, 对其进行二次多项式拟合(如图 2 所示), 得到弹性模量 E 与压力 P 之间的关系式如下:

$$E = f(P) = aP^2 + bP + c \quad (1)$$

求得 $a = 0.029$, $b = 3.077$, $c = 1572$ 。

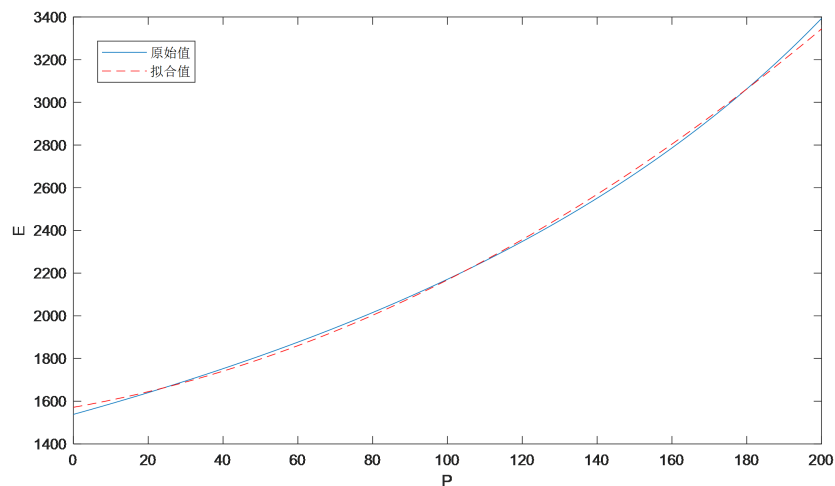


Figure 2. E - P fitting curve

图 2. E - P 拟合曲线图

由图 2 可知, 原始点的数据和拟合后的表达式的曲线拟合效果很好, 拟合的二次多项式残差较小, 且二次多项式便于后续计算。

第 2 步: 建立一阶线性微分方程

由已知条件(1)可知, 燃油压力变化量和密度变化量成正比, 且给出两者的比例系数为 E/ρ , 得到下式:

$$\frac{dP}{d\rho} = \frac{E}{\rho} \quad (2)$$

已知 $\rho_{100} = 0.85 \text{ mg/mm}^3$ 。通过求解微分方程得出燃油密度 ρ 与压力 P 之间的关系:

$$\rho = g(P) = 0.7765e^{0.1523\arctan(0.0044P+0.2343)} \quad (3)$$

如图 3 所示:

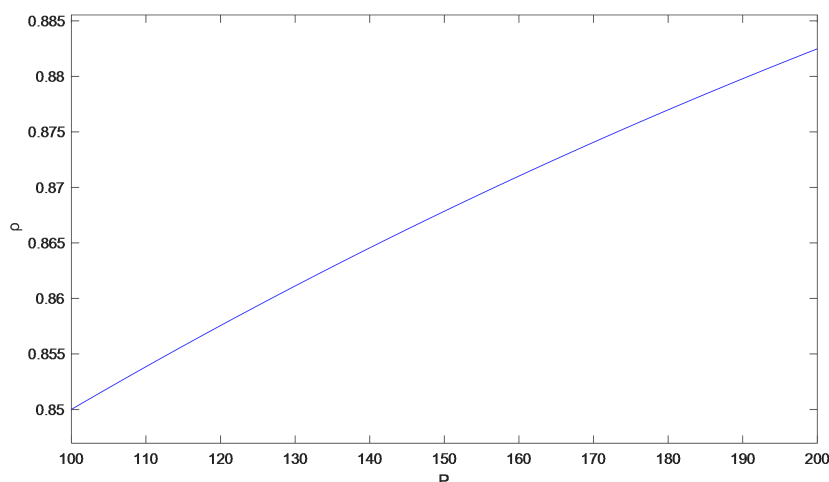


Figure 3. The plot of fuel density versus pressure
图 3. 燃油密度 ρ 随压力 P 变化图

第 3 步: 确定燃油流量 Q 与压力 P 的关系

根据已知条件(2)可知, 燃油在高压油管的流量如(4)式所示, 因为要保持高压油管内的压力稳定在 100 MPa 左右, 且高压油泵 A 处的压力恒为 160 MPa, 故小孔 A 处两边的压力差 $\Delta P = 60 \text{ MPa}$ 应保持不变。

$$Q = CS_{small} \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho}} \quad (4)$$

式中, $C = 0.85$ 为流量系数, $S_{small} = 0.49\pi \text{ mm}^2$ 为小孔面积, $\Delta P = 60 \text{ MPa}$ 为小孔 A 两边的压力差。由此可得到流量 Q 随压力 P 变化图, 如图 4 所示。

第 4 步: 构建燃油质量守恒模型

通过(3)式可得到的燃油密度 ρ 与压力 P 的关系式, 可以求得 $\rho_{160} = 0.8710$ (即 160 MPa 时的燃油密度, 下同); 由假设可知, 喷油器 1 秒工作 10 次, 考虑以 100 ms 为一个周期, 于是只需计算一个周期内单向阀开启的时长 t_{100} (表示 100 MPa 时的时长, 下同)。燃油从高压油泵进入和从喷油嘴流出的质量守恒, 即:

$$\rho_{160} Q_{100} t_{100} = \rho_{100} V_s \quad (5)$$

通过题中给出的喷油速率示意图, 可知梯形分布的面积即为喷油量 V_s , 得 $V_s = 44 \text{ mm}^3$, 根据(4)式可求得高压油管内压力为 100 MPa 时进入的燃油流量 $Q_{100} = 15.3584$ 。然后, 将 $\rho_{160} = 0.8710$ 、 $Q_{100} = 15.3584$ 、 $\rho_{100} = 0.850$ 、 $v_s = 44$ 代入(5)式中, 得到 $t_{100} = 2.7958 \text{ ms}$ 。

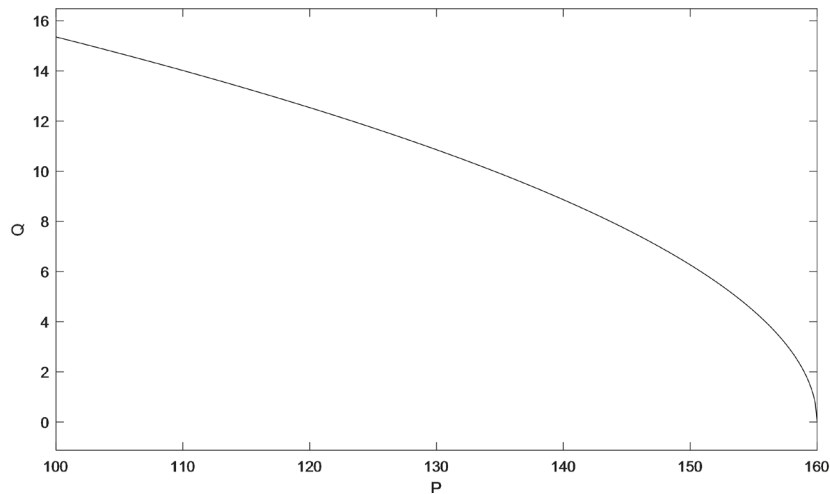


Figure 4. The plot of fuel flow rate versus pressure
图 4. 流量 Q 随压力 P 变化图

第 5 步: 稳定性分析

已计算出每个周期内的供油时长为 2.7958 ms, 根据高压油管内的压力随时间变化稳定在 100 MPa 左右, 可知

$$\rho(t) - \rho^0 = \frac{\rho_t Q_{in} t - \rho^0 \int_0^{2.7958} V_{out}(t) dt}{V} \quad (6)$$

式中 t 从 0 到 2.7958 ms 以步长 0.01 ms 递增, ρ^0 表示高压油管内的初始密度 $\rho^0 = 0.850 \text{ mg/mm}^3$, 由(3)式和(6)式可算出 $P(t)$, 其随 t 变化图如图 5 所示。

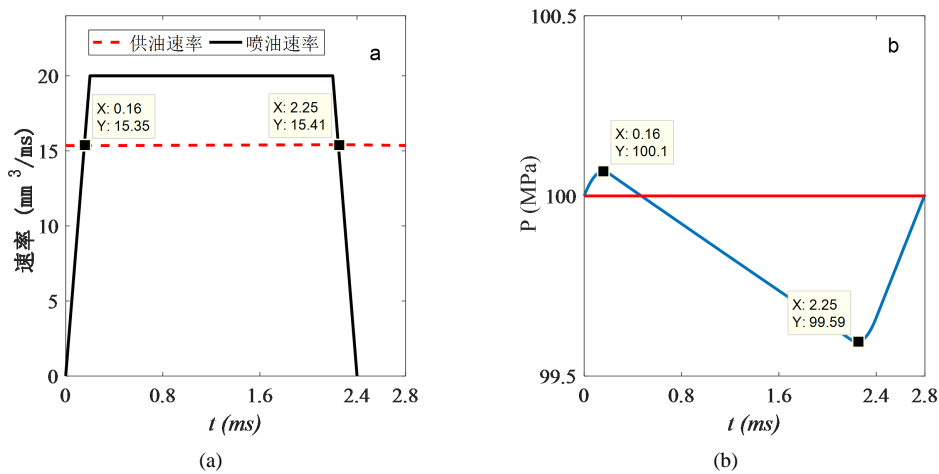


Figure 5. (a) Oil supply and injection rate and (b) Pressure in the high pressure fuel pipe with the changing time
图 5. (a) 供油和喷油速率及(b) 高压油管内的压力 P 随时间 t 的变化图

由图 5(a)可知, 当 $t < 0.16 \text{ ms}$ 时, 喷油速率小于供油速率, 高压油管内的压力大于 100 MPa 并持续增大, 在 $t = 0.16 \text{ ms}$ 达到最大值; 当 $0.16 \text{ ms} < t < 2.25 \text{ ms}$ 时, 喷油速率大于供油速率, 高压油管内的压力开始下降, 并在 $t = 2.25 \text{ ms}$ 达到最小值; 当 $t > 2.25 \text{ ms}$ 时, 喷油速率再次小于供油速率, 高压油管内的压力再次增大。图 5(b)所示与之吻合。此外, 由图 5(b)可知, 高压油管内的压力最大值与最小值的差不到 0.6 MPa, 压力基本稳定在 100 MPa, 符合题中要求, 表明该模型稳定性较好。

3.2. 高压油管压力从 100 MPa 增加并稳定在 150 MPa

要求分别经过 2 s、5 s、10 s 的调整时间使压力稳定在 150 MPa，而调整时间恰好是周期 100 ms 的整数倍，根据上述稳定性分析的思路，把压力总增量 $\Delta P = 50$ MPa 等分成若干周期增量 ΔP_k ，利用已知条件(1)中 ΔP 和 $\Delta \rho$ 的关系式及不同周期内燃油的质量变化关系可建立若干方程。

在一个周期内 $t = 100$ ms 内，下面计算调整时间分别为 2 s、5 s 和 10 s 下的第 k 个周期时单向阀开启时长 t_k 。

1) 调整时间为 2 s 时(20 个周期):

假设在 2 s 内高压油管内的压力刚好从 100 MPa 增加到 150 MPa。即在每 100 ms 内应调整的压力差为 2.5 MPa，即 $\Delta P_k = \frac{\Delta P}{T_1/t'} = 2.5$ MPa ($k = 1, 2, \dots, 20$) (由于高压油管内压力初始值为 100 MPa，当 $k = 1$

时，代表此时高压油管内的压强为 102.5 MPa， k 每增加 1，高压油管内的压强每增加 2.5 MPa，以此类推)。根据已知条件(1)提供的 ΔP 和 $\Delta \rho$ 的关系式和不同周期燃油质量变化，得：

$$\Delta P_k = \frac{E_k}{\rho_k} \times \Delta \rho = \frac{E_k}{\rho_k} \times \frac{\rho_{160} Q_k t_k - V_s \rho_k}{v}, k = 1, 2, \dots, 20 \quad (7)$$

将已知量代入(7)式，可算出 t_k 。

2) 调整时间为 5 s 时(50 个周期):

此时 $\Delta P_k = 1$ MPa ($k = 1, 2, \dots, 50$)，同理，利用(7)式可计算出 t_k ；

3) 调整时间为 10 s 时(100 个周期):

此时 $\Delta P_k = 0.5$ MPa ($k = 1, 2, \dots, 100$)，再次利用(7)式可计算出 t_k ，如图 6 所示。

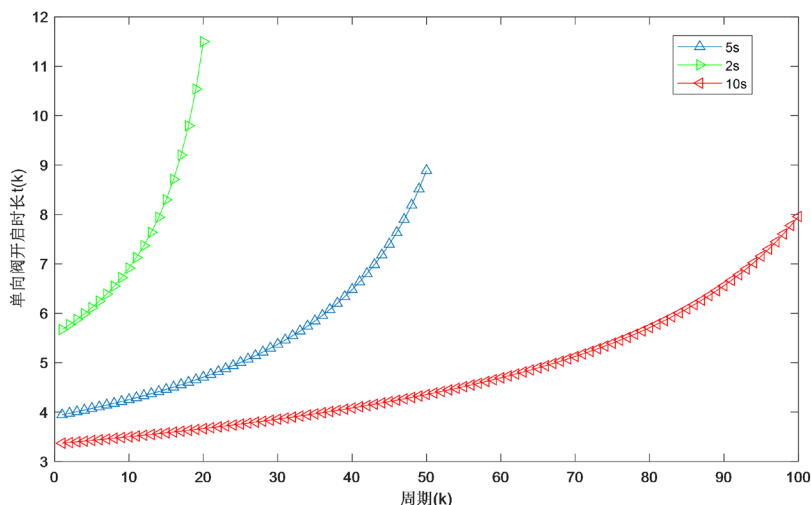


Figure 6. The high pressure oil pipe is adjusted for 2 s, 5 s and 10 s respectively, to stabilize the opening time of 150 MPa
图 6. 分别经过 2 s、5 s、10 s 的调整使高压油管稳定在 150 MPa 的时长

4. 考虑柱塞腔与针阀控制的高压燃油系统处理模型

在实际工作过程中，高压油管 A 处的燃油来自高压油泵的柱塞腔出口，喷油由喷油嘴的针阀控制。要求喷油器的喷油量 m_{out} ，则需求出流量 Q ，由已知条件(2)可知 $Q = CS' \sqrt{2\Delta P / \rho}$ ，即需要得到喷孔有效通流截面积 S' [4] (即针阀底部与喷孔形成的环形面积 $S(t)$ 或喷孔面积 S_{hole})。随着时间增加，针阀向上运动，此时环形面积 $S(t)$ 逐渐增大；当环形面积 $S(t)$ 小于喷孔面积 S_{hole} 时，此时的喷孔有效通流截面积 S' 等

于环形面积 $S(t)$ ；当环形面积 $S(t)$ 大于喷孔面积 S_{hole} 时，有效通流截面积 S' 等于喷孔面积 S_{hole} 。依据附件 2 针阀升程与时间的关系，得出可将时间分为三段 ($t < 0.33$ ms, 0.33 ms $< t < 2.12$ ms, 2.12 ms $< t < 2.45$ ms)， $t = 0.33$ ms 和 $t = 2.12$ ms 时环形面积 $S(t)$ 等于喷孔面积 S_{hole} ，以此两点作为临界点，得到一个周期内 (100 ms) 内喷孔有效通流截面积 S' ，即

$$S' = \begin{cases} S(t) & t < 0.33 \\ S_{hole} & 0.33 \leq t < 2.12 \\ S(t) & 2.12 \leq t < 2.45 \end{cases} \quad (8)$$

如图 7 所示。

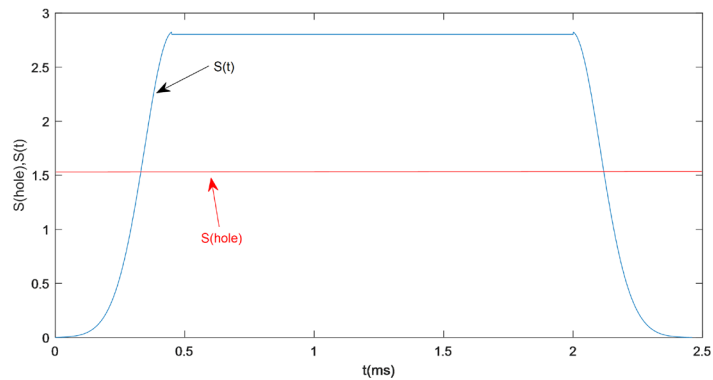


Figure 7. Ring area $S(t)$ and small hole area S_{hole} with the changing time
图 7. 环形面积 $S(t)$ 与小孔面积 S_{hole} 随时间变化图

将针阀运动曲线数据中针阀升程 $h(t)$ [5] 与时间的数据进行高斯拟合，高斯拟合得到下列分段函数：

$$h(t) = \begin{cases} a_1 e^{-\left(\frac{t-b_1}{c_1}\right)^2} & t < 0.45 \\ 2 & 0.45 \leq t \leq 2 \\ a_2 e^{-\left(\frac{t-b_2}{c_2}\right)^2} & t > 2 \end{cases} \quad (9)$$

拟合得到参数值为： $a_1 = 2.016$ ， $b_1 = -0.4551$ ， $c_1 = 0.1661$ ； $a_2 = 2.017$ ， $b_2 = -1.994$ ， $c_2 = 0.1661$ 。高斯拟合曲线如图 8 所示。

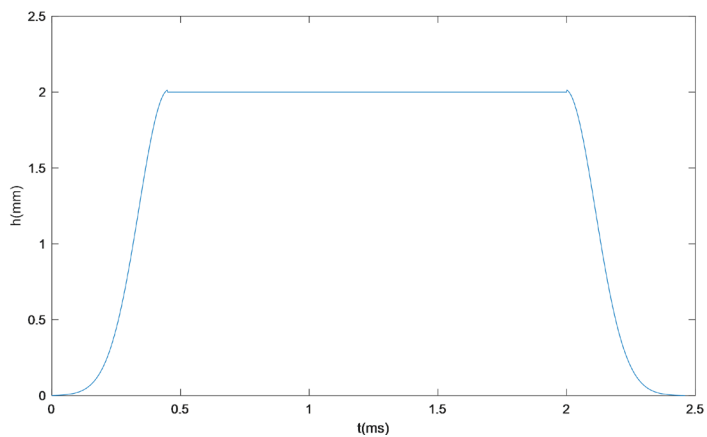


Figure 8. Gaussian fitting plot of needle lift $h-t$
图 8. 针阀升程 $h-t$ 高斯拟合图

喷孔面积 $S_{hole} = 0.49\pi \text{ mm}^2$ ，下面计算环形面积 $S(t)$ ：
针阀开启时的横截面图如图 9 所示。

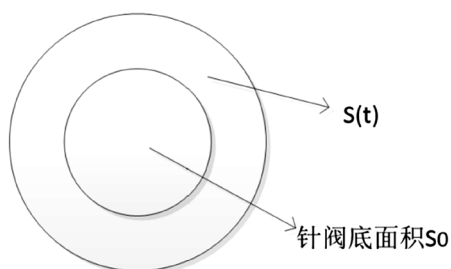


Figure 9. Cross-sectional view of the needle valve as it is opening
图 9. 针阀开启时的横截面图

由图 9 可知，环形面积 $S(t) = S_d(t) - S_0$ ， $S_d(t)$ 为最外围大圆的面积。
最后，求喷油质量 m_{out} [6]。画出针阀关闭和开启的纵截面，如图 10 所示。

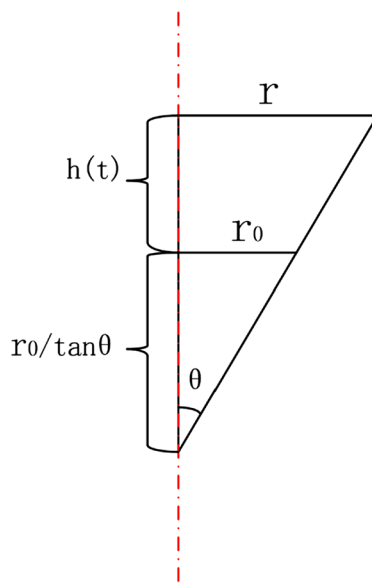


Figure 10. Longitudinal section of needle valve operation
图 10. 针阀工作的纵截面图

$$\frac{r_0}{r} = \frac{\frac{r_0}{\tan \theta}}{h(t) + \frac{r_0}{\tan \theta}} \quad (10)$$

式中 r_0 为针阀半径， θ 为密封座半角， r 为最外围大圆半径。

由(10)式可得到 r 与升程 $h(t)$ 的关系式。将上述结果代入式(8)，即可得到燃油喷油器喷出的燃油流量：

$$Q_{out} = CS' \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho}} \quad (11)$$

式中， $\Delta P = 100 - \varepsilon$ ， $\varepsilon = 0.1 \text{ MPa}$ 为大气压强；根据上述分析，可知流量 Q_{out} 同样随时间分为三段。

又由于升程 h 是 t 的函数，得到 S 关于 t 的函数，即流量 Q_{out} 随时间变化，如图 11 所示。

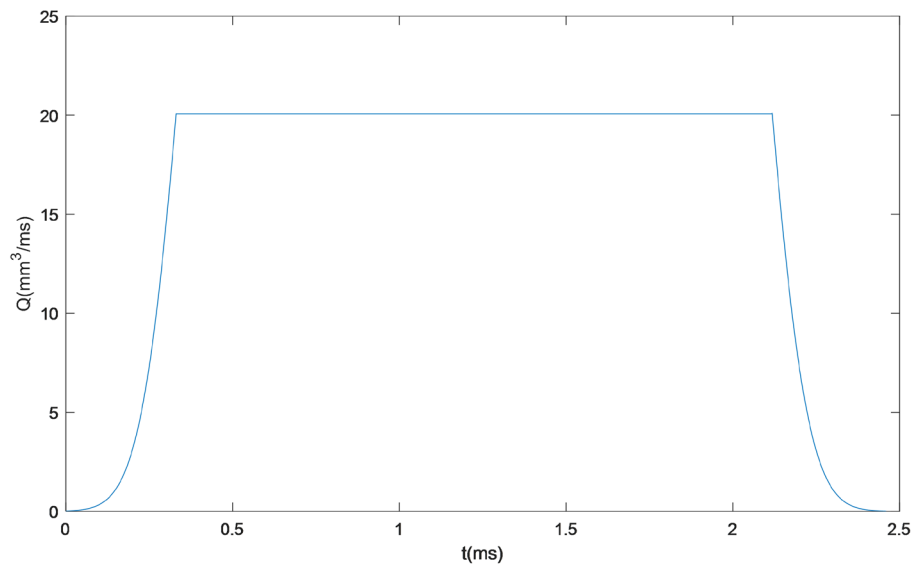


Figure 11. Injector's fuel injection amount with the changing time

图 11. 喷油器喷出的燃油流量 $Q_{out}-t$ 变化图

喷油器喷油质量为

$$m_{out} = \rho_{100} V = \int_0^{100} Q_{out}(t) dt \quad (12)$$

求解(12)式得出一个工作周期内的喷油质量为 $m_{out} = 32.9505 \text{ mg}$ 。

接下来计算高压油泵处的供油量柱塞腔的低压燃油压力为 0.5 MPa ，当柱塞向上运动时会压缩柱塞腔内的燃油，当其压力比高压油管大时，单向阀会开启，燃油即可进入高压油管，实现供油。而凸轮的作用是驱动柱塞上下运动，给出供油量公式：

$$m_{in} = \rho_{0.5} V' \quad (13)$$

$$V' = S_{bottom} (l_0 - l_\pi) + v_c \quad (14)$$

其中， V' 为塞柱腔的体积， $v_c = 20 \text{ mm}^3$ 为柱塞运动到上止点时柱塞腔的残余容积， S_{bottom} 为柱塞腔的底面积， l_0 、 l_π 分别为当凸轮极角为 0 和 π 时对应的极径，即分别为上止点和下止点，则 $l_0 - l_\pi$ 指一个周期内柱塞的最大压缩距离。通过计算求得 $m_{in} = 96.1857 \text{ mg}$ 。

最后确定凸轮角速度，以下基于 1 s 时长考虑：

要使得高压油管内的压力稳定在 100 MPa 左右，根据质量守恒的思想，认为进口与出口的燃油质量相等；在 1 s 内，有如下质量守恒模型：

$$n_1 m_{out} = n_2 m_{in} \quad (15)$$

式中， $n_1 = 10$ 为喷油器工作次数，由(15)式可求出凸轮转动圈数 n_2 。

最终解得 $n_2 = 3.4257$ 圈/s，向上取整 $n_2 \approx 4$ 圈/s，对高压油管内的压力稳定在 100 MPa 无太大影响，我们认为是合理的；化为弧度制即角速度为 $\omega = 25.12 \text{ rad/s}$ ，此时高压油管的压力稳定在 100 MPa 左右。

5. 结束语

本文通过建立质量守恒模型，解决了高压油管内压力保持稳定的问题。用微分思想模拟油管内压强的细微变化过程，用高斯拟合较好拟合针阀升程与时间的变化关系，此模型简化了油泵压油与喷油嘴喷油的过程，只考虑一个周期始末状态下进油与出油的质量守恒，操作简单，易于理解。

参考文献

- [1] 殷子嘉. 高压油管中燃油压力波传递速度的研究[J]. 上海交通大学学报, 1992(1): 47-51.
- [2] Vuong, D.H., Sarica, C., Pereyra, E., *et al.* (2018) Liquid Droplet Entrainment in Two-Phase Oil-Gas Low-Liquid-Loading Flow in Horizontal Pipes at High Pressure. *International Journal of Multiphase Flow*, **99**, 383-396.
<https://doi.org/10.1016/j.ijmultiphaseflow.2017.11.007>
- [3] Guo, J., Yang, Y., Zhang, S., *et al.* (2018) Heavy Oil-Water Flow Patterns in a Small Diameter Vertical Pipe under High Temperature/Pressure Conditions. *Journal of Petroleum Science and Engineering*, **171**, 1350-1365.
<https://doi.org/10.1016/j.petrol.2018.08.021>
- [4] 王熠. 中高速柴油机燃油喷射系统设计及数值计算研究[D]: [硕士学位论文]. 哈尔滨: 哈尔滨工程大学, 2004.
- [5] 赵学亭. PA6 柴油机高压油管压力波和针阀升程的测量与分析[J]. 柴油机, 1990(3): 15-16.
- [6] 蔡梨萍. 基于 MATLAB 的柴油机高压喷油过程的模拟计算[D]: [硕士学位论文]. 武汉: 华中科技大学, 2005.