

高压油管的压力控制研究

摘要

燃油在高压油管中的输入和喷出，是燃油发动机工作的基础。但如何控制油泵和喷油嘴的工作状态，稳定高压油管内燃油压强，以提高燃油发动机的工作效率？基于这个问题，本文利用各物理量之间的函数关系，建立高压油管系统压强模拟程序，通过对系统的仿真和程序的调试，找到管内压强维持在目标状态的参数值，完成对各问题的解答。

针对问题一，本文首先根据弹性模量数据，利用二次项拟合，得到弹性模量与压强的关系函数。然后，通过压强和密度变化量同弹性模量的微分关系，利用 Matlab 迭代，求得每一压强下，对应的燃油密度数值。其次，我们建立高压油管系统压强模拟程序，设置时间分辨率为 0.01ms，通过 for 循环仿真管内燃油每一瞬间的状态，利用 if 判断构建输油口、喷油嘴模块，同时在模块内，计算该瞬间下的输入质量、密度、压强，记录并输出高压油管内瞬时压强。最后，我们通过调试程序参数，找到让管内燃油压强维持在目标状态下的单向阀开启时长数值，完成对问题一的解答。

针对问题二，本文首先对柱塞腔系统进行分析，得到柱塞腔的密度、压强随凸轮旋转的变化关系，以及柱塞腔对高压油管压强的影响。其次，本文利用伯努利方程分析针阀喷油嘴系统，通过针阀升程数据，得出喷油嘴输出燃油流量随时间变化曲线。与问题一类似，我们建立高压油管系统压强模拟程序，引入柱塞腔程序模块，在该模块内，实时更新柱塞腔内燃油的物理参数，同时，当柱塞腔压强大于等于高压内油管压强时，计算柱塞腔对管内燃油密度、压强影响数值，记录并输出高压油管内瞬时压强。最后，我们通过对程序参数调试，找到让高压油管内压强稳定在目标状态下的凸轮旋转角速度，完成对问题二的解答。

针对问题三，本文首先分析双喷嘴系统，通过对同时开启、分时开启两种情况的讨论，分别将单喷嘴的输出流量和工作频率加倍，将双喷嘴模型简化为单喷嘴模型，在问题二的模拟程序的基础上进行修改，通过调试程序参数，找出让高压油管内燃油压强稳定的目标凸轮的角速度，完成第一小问的解答。对于第二小问，当增加减压阀模型后，我们从高压油泵输油的稳健性角度出发，探究当油泵输油流量出现扰动下，减压阀应如何工作，使系统仍能维持压强稳定。我们将减压阀作为负反馈模块，设计了两份压控减压阀方案，通过模拟油泵输油扰动变化，分析出系统的稳健性，并判断方案的可行性。最后，给出高压油泵和减压阀的控制方案，完成对问题三的解答。

最后，我们对本文模型的优缺点进行了讨论，并对可以改进的方向提出了建议。

关键词：高压油管 针阀 柱塞腔 弹性模量 Matlab

一、问题重述

1.1 问题的背景

燃油进入和喷出高压油管是许多燃油发动机工作的基础，图 1 给出了某高压燃油系统的工作原理，燃油经过高压油泵从 A 处进入高压油管，再由喷嘴 B 喷出。燃油进入和喷出的间歇性工作过程会导致高压油管内压力的变化，使得所喷出的燃油量出现偏差，从而影响发动机的工作效率。

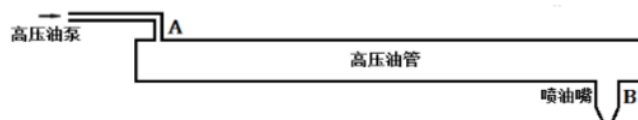


图 1 高压油管示意图

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，喷油由喷嘴的针阀控制。凸轮驱动柱塞上下运动。柱塞向上运动时压缩柱塞腔内的燃油，当柱塞腔内的压力大于高压油管内压力时，柱塞腔与高压油管连接的单向阀开启，燃油进入高压油管内。

1.2 问题的提出

问题一：某型号高压油管的尺寸，喷油器每秒工作次数、每次喷油时长以及喷油速率为已知数据。单向阀开关控制供油时长且其每开一次需关闭 10ms。A 处恒为 160MPa 且高压油管内初压为 100MPa。如果要使管压尽可能稳定在 100MPa 左右，如何设置单向阀每次开启时长？如果要使管压从 100MPa 增加到 150MPa，且分别经过 2s、5s 和 10s 的调整时长，单向阀开启的时长应如何调整？

问题二：在实际中，柱塞腔内直径和柱塞运动到上下止点位置时，柱塞腔内状态和喷油器喷嘴结构尺寸为已知数据。针阀升程为 0 时，针阀关闭；针阀升程大于 0 时，针阀开启，燃油喷出。在一个喷油周期内针阀升程与时间的关系由附件 2 给出。在问题 1 中给出的喷油器工作次数、高压油管尺寸和初始压力下，确定凸轮的角速度，使得高压油管内压力尽量稳定在 100 MPa 左右。

问题三：在问题 2 的基础上，再增加一个完全相同的喷油嘴，喷油和供油策略应如何调整？若在 D 处安装一个出口为直径为 1.4mm 的圆形单向减压阀，打开后高压油管内的燃油可回流到外部低压油路中。请给出高压油泵和减压阀的控制方案。

二、问题分析

2.1 对问题一的分析

问题要求利用高压油管的内腔长度、内直径和供油口 A 处小孔直径，喷油器每秒工作次数、每次喷油时长以及喷油速率等已知数据，求出使高压油管内压力达到目标条件需设置的单向阀开启时长。为此，可以先从数据出发，对附件 1 弹性模量与对应压强的数据进行二次项拟合，得到弹性模量与压强的函数关系式，然后运用 Matlab 对题目给出的压强变化量与密度变化量的关系进行循环迭代，求出各压强下对应的密度。最后建立高压油管压力—时间系统模型，编程动态模拟油管内压强的变化，在单向阀连续工作和单向阀、喷油嘴同时开启工作的两种条件下调试出使管内压强达到目标条件的开阀时长。

2.2 对问题二的分析

问题要求根据一个喷油周期内针阀升程与时间的关系, 基于问题一的已知数据, 确定使油管内压强稳定在 100Mpa 左右的凸轮旋转角速度。针对这个问题, 我们首先对柱塞腔系统进行分析, 讨论了柱塞腔的密度、压力随凸轮旋转的变化, 和对高压油管压强的影响。其次, 我们利用伯努利方程分析了针阀喷油嘴系统, 得出了喷油嘴输出燃油随时间变化曲线。与问题一类似, 用 Matlab 建立了高压油管压强系统模拟程序, 编程模拟油管内压强变化, 通过调试出满足条件的角速度值, 完成题目解答。

2.3 对问题三的分析

问题要求在问题二的基础上增加一个喷油规律完全相同的喷油嘴后, 喷油与供油相应的策略变化。在此基础上再增加一个减压阀, 为了使油管内压强达到稳定, 相应的高压油泵与减压阀应如何控制。增加一个喷油嘴后, 两个喷油嘴的工作开启时间可以同时也可以分开, 我们分为两种情况来分别分析, 分别将单喷油嘴的输出流量和工作频率加倍, 以此将双喷油嘴模型简化为单喷油嘴模型, 利用 Matlab 编程模拟油管内压强变化, 调试参数角速度值进行求解。当增加减压阀后, 我们从高压油泵输油的稳健性角度出发, 探究减压阀如何工作时, 当油泵输油速率出现扰动下, 系统仍能维持压强稳定。我们设计了压控减压阀方案, 在两个喷油嘴工作的两种不同的情况下, 模拟油泵输油扰动变化, 分析系统是否仍能保持稳定, 判断方案的可行性, 给出高压油泵和减压阀的控制方案。

三、模型假设

1. 假设高压油管不存在泄露现象。
2. 假设刚性容器在高压下不出现弹性膨胀现象。
3. 假设油在高压管内和出口处流动时不会摩擦生热对压强产生影响。
4. 假设燃油是无粘性, 可压缩的理想流体。

四、符号说明

符号	符号说明	单位
P	高压油管内的压强	MPa
P_0	A 处的恒压	MPa
V_0	高压油管的体积	mm^3
Q_{out}	喷油速率	mm^3/ms
E	高压油管内弹性模量	MPa
ρ_0	高压侧燃油密度	mg/mm^3
ρ	油管内燃油密度	mg/mm^3
t	喷油时间	ms
V_{pid}	柱塞腔容积	mm^3
r_{pid}	凸轮极径	mm
ρ_{pid}	柱塞腔内燃油密度	mg/mm^3
P_{pid}	柱塞腔内压强	MPa
T_A	单向阀开启时长	ms
E_{pid}	柱塞腔内燃油弹性模量	MPa
ω	柱塞腔旋转角速度	rad/ms

表 1 符号说明表

五、模型的建立与求解

5.1 问题一的建立与求解

5.1.1 模型的建立

① 弹性模量—压强关系式

首先，我们通过题中附件三数据，绘制出高压油管内燃油弹性模量 E 与压强 P 的曲线图，如图(2)所示。

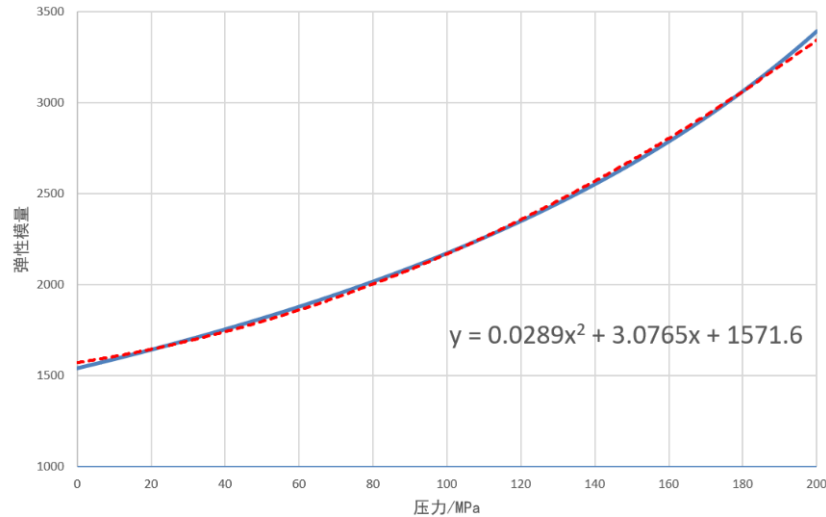


图 2 高压油管内燃油弹性模量与压强曲线图

同时，我们对曲线进行二次项拟合，得到弹性模量与压强的函数关系表达式，如式(1)。

$$E = 0.0289P^2 + 3.0765P + 1571.6 \quad (1)$$

② 压强—密度关系式：

首先，题中给出高压油管内燃油弹性模量—压强—密度的函数关系，如公式(2)所示。

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

我们通过 Matlab 编程，让压强 P 从 100MPa 步进 0.1MPa 至 160MPa，对公式(2)进行循环迭代运算。求解得到压强变化下的，高压油管内燃油的密度的数值，如表(2)所示。其中，当高压侧 $P_0=160MPa$ 时，可知 $\rho_0 = 0.8711mg/mm^3$ 。

同时，我们绘制出燃油密度随压强变化的曲线图，如图(3)所示。

压强/MPa	100	110	120	130	140	150	160
密度 mg/mm^3	0.8500	0.8539	0.8576	0.8612	0.8646	0.8679	0.8711

表 2 压强与密度关系表

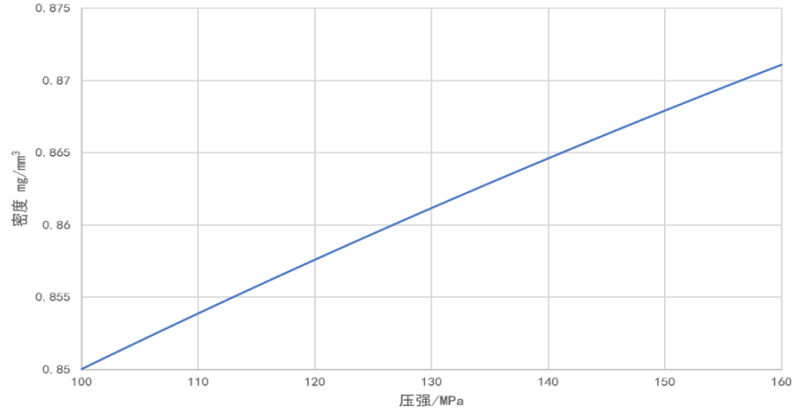


图 3 燃油密度随压强变化曲线

③ 高压油管压强—时间系统模型

首先，由题中喷油器喷油速率图像，可得燃油输出速率随时间的函数关系式，如公式(3)。

$$Q_{out} = \frac{dV_{out}}{dt} = \begin{cases} 100t & t \in (0, 0.2) \\ 20 & t \in (0.2, 2.2) \\ -100t + 240 & t \in (2.2, 2.4) \end{cases} \quad (3)$$

高压油管中单位时间流过小孔的输入流量，随时间的函数关系式，如公式(4)。

$$Q_{in} = \frac{dV_{in}}{dt} = CA \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho_0}} \quad (4)$$

然后，我们对高压油管内燃油压强变化与进出流量变化进行了 Matlab 编程模拟。其程序流程框图，如图(4)所示。

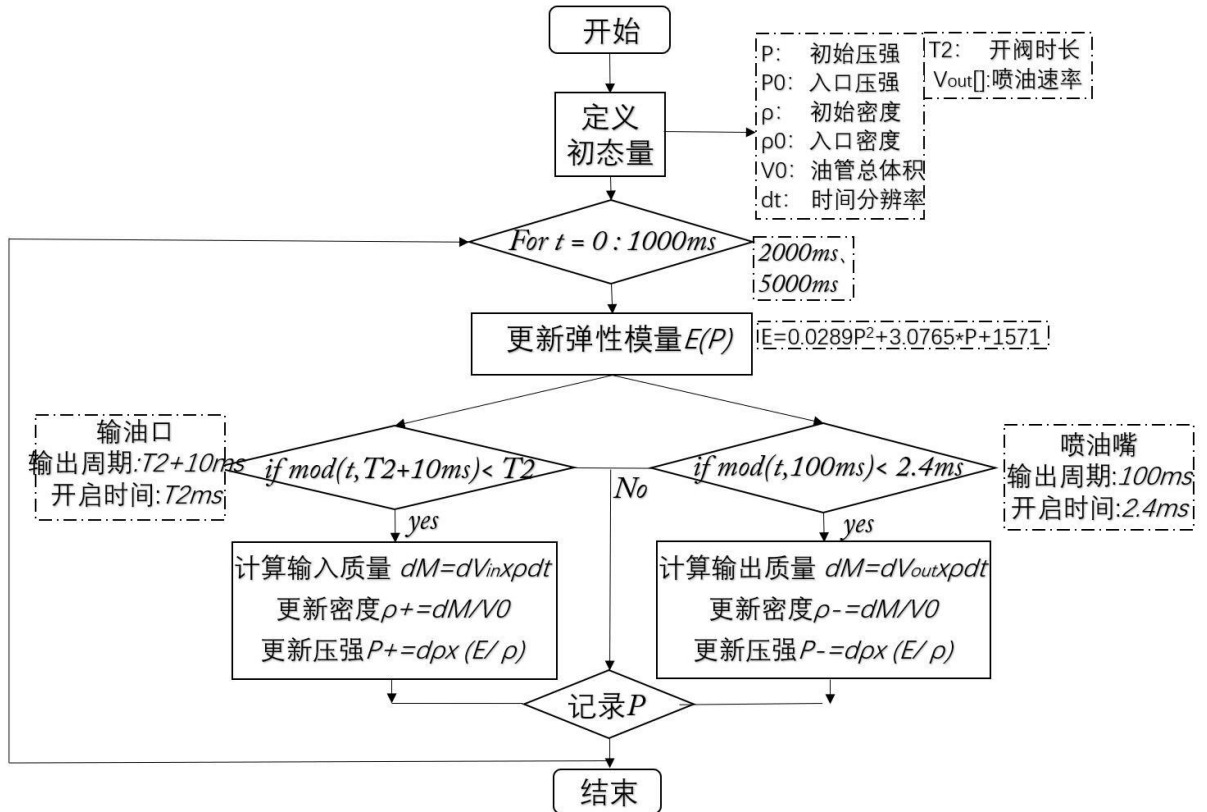


图 4 高压油管内燃油压强—时间模拟程序流程框图

根据题目已知条件与上面的求解，我们得到油管总体积、初始压强、入口压强、初始密度的值，并定义时间分辨率 dt 。在 1s 的工作时间内，通过计算燃油的输入质量与输出质量，更新每一时刻的高压油管内的密度值，进一步地，我们可以得到每一时刻油管内的气压值。通过调试程序的输出周期 T_A ，我们可以找到让气压值基本保持目标状态的单向阀开启时长值。

5.1.2 模型的求解

① 管压稳定 100MPa，单向阀开启时长求解

若使高压油管内气压稳定在初始气压 100MPa，则燃油的进入量、喷出量随时间的变化应相差极小。考虑到单向阀开启关闭与喷油嘴的工作情况，我们探究了单向阀连续工作，与喷油嘴同时开启工作的两种情况。利用所建立的模型三——高压油管压力一时间系统模拟程序，在不同情况下，求解得到使高压油管内气压保持稳定的单向阀开启时长。

(1) 单向阀连续工作

首先，当单向阀连续工作时，即每次单向阀开启一定时长，关闭 10ms 后继续开启的状态下，我们通过不断调试高压油管系统模拟程序的参数——开阀时长 T_A ，使燃油压强维持在 100MPa 的目标状态下。

我们找到当 $T_A=0.27$ ，即单向阀开启时长为 0.27ms 时，高压油管内压强可保持 100MPa 的稳定状态，并绘制出 1s 内燃油压强随时间的变化曲线，如图 (5) 所示。

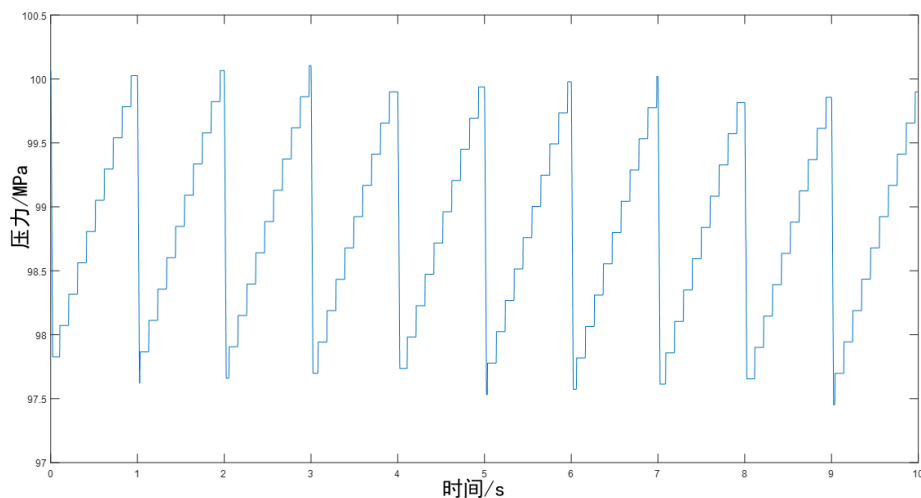


图 5 单向阀连续工作时压强与时间关系图

由上述曲线图形，我们可以分析出，单向阀的间歇性燃油输入过程在曲线中呈现阶梯状缓慢上升趋势，而喷油嘴的燃油输出过程，相对比较急剧，呈现直线下降趋势。同时，在喷油嘴的关闭阶段中，单向阀缓慢地对高压油管内燃油进行补充，使得管内燃油量及其压强呈现动态平衡的稳定状态，并维持在 100MPa 左右。

(2) 单向阀，喷油嘴同时开启工作

首先，我们通过调试 T_A 的取值，找到当 $T_A=2.77$ ，即单向阀开启时长为 2.77ms 时，高压油管内压强可保持 100MPa 的稳定状态，并绘制出燃油压强随时间的变化曲线，如图 (6) 所示。

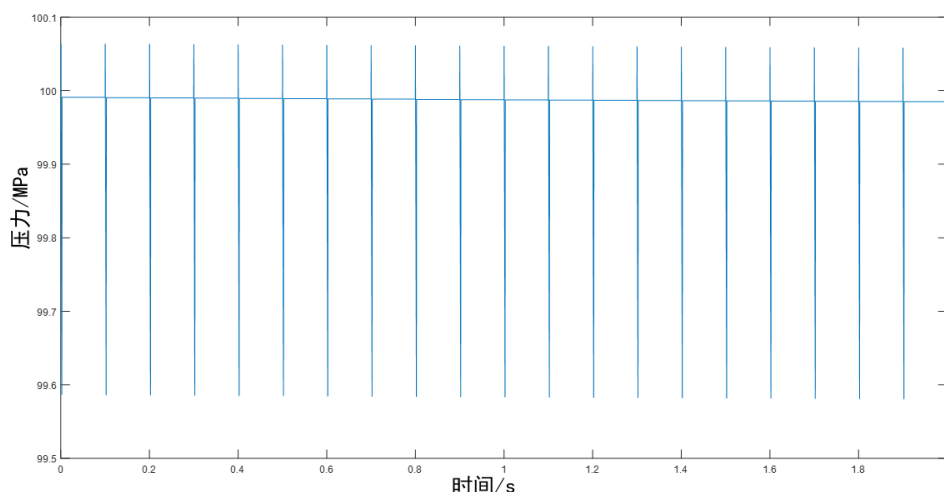


图 6 单向阀与喷油嘴同时工作时压强与时间关系图

由上述曲线图形，我们可以分析出，压强曲线每 100ms 内出现一次上升和下降的冲击峰，代表喷油嘴和单向阀在短时间内的燃油输入、输出过程。并且，曲线在整体趋势上非常平稳，喷油嘴和单向阀的燃油出入量恰好相等，管内燃油量基本保持不变，压强维持在 100MPa 左右的理想目标状态。

② 管压增加至 150MPa，2s 调整时长，单向阀开启时长求解

当单向阀连续工作时，我们通过调试 T_A 的取值，找到当 $T_A=0.88$ 和 0.7，即单向阀在前 2s 内开启时长为 0.88ms，2s 以后改变开启时长为 0.7ms 时，高压油管内压强可在 2s 内逐渐上升至 150MPa，并在调整后稳定在 150MPa 的稳定状态。同时，我们绘制出高压油管内压强随时间的变化曲线，如图 (7) 所示。

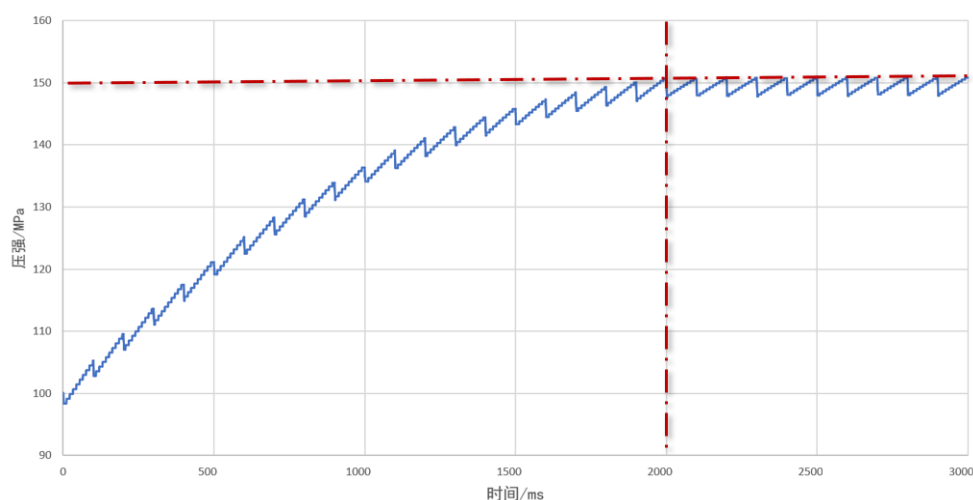


图 7 2s 调整时长压强与时间关系图

由上述曲线图形，我们可以分析出，曲线在 0 至 2s 内，呈现锯齿状上升趋势，其中小颗粒锯齿为单向阀燃油输入工作阶段，大颗粒锯齿为喷油嘴输出燃油阶段。并且，曲线在 2s 时，恰好上升至压强为 150MPa 的目标状态。在 2s 以后的维持阶段，曲线处于动态平衡状态，高压油管内压强稳定在 150MPa 左右。故我们的模型和解答，性能良好。

④ 管压增加至 150MPa，5s 调整时长，单向阀开启时长求解

当单向阀连续工作时，我们通过调试 T_A 的取值，找到当 $T_A=0.7$ 和 0.7 ，即单向阀在前 5s 内开启时长为 0.7ms，5s 以后保持开启时长为 0.7ms 时，高压油管内压强可在 5s 内逐渐上升并稳定在 150MPa 的状态。同时，我们绘制出燃油压强随时间的变化曲线，如图 (8) 所示。

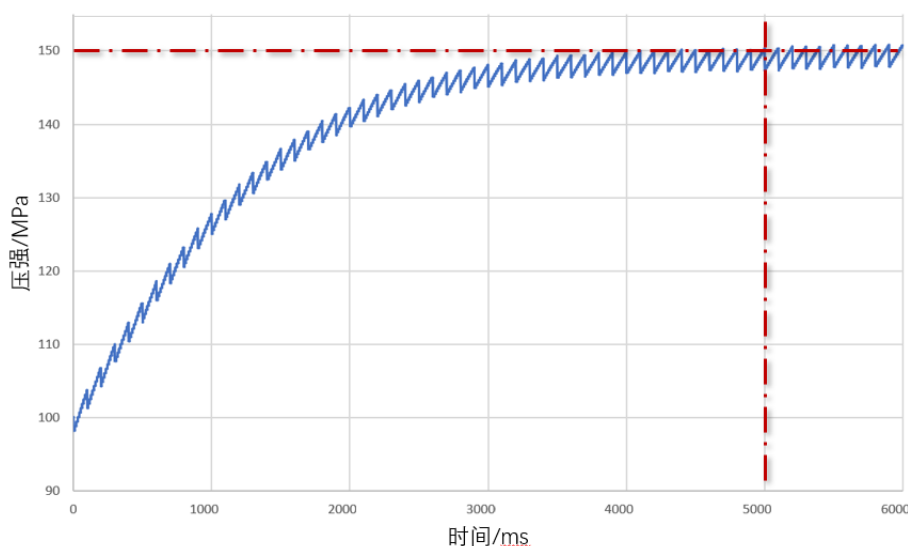


图 8 5s 调整时长压强与时间关系图

由上述曲线图形，我们可以分析出，曲线在 0 至 5s 内，呈现锯齿状上升趋势，并在 5s 时，恰好上升至压强为 150MPa 的目标状态。在 5s 以后的维持阶段，曲线处于动态平衡状态，高压油管内燃油压强稳定在 150MPa 左右。故我们完成了对预定目标的解答。

⑤ 管压增加至 150Mpa，10s 调整时长，单向阀开启时长求解

当单向阀连续工作时，我们找到当单向阀开启时长 $T_A=0.7$ ms 时，高压油管内压强可在 10s 内逐渐上升并稳定在 150MPa 的稳定状态。同时，我们绘制出燃油压强随时间的变化曲线，如图 (9) 所示。

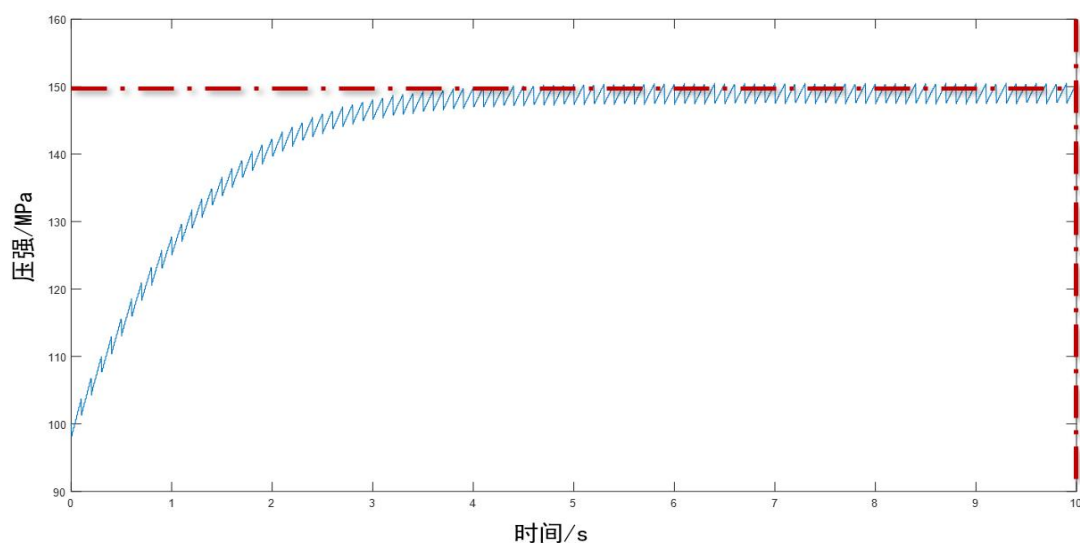


图 9 10s 调整时长压强与时间关系图

由上述曲线图形，我们可以分析出，首先，曲线呈现锯齿状上升趋势，然后在 5s 时左右，上升至压强为 150MPa 的目标状态。在以后的时间里，由于压强已达到 150MPa，相对于初始的 100MPa，A 口单向阀输入燃油的流量减小，使得整体上单向阀与喷油嘴出入油量相等，曲线保持动态平衡状态，高压油管内燃料压强稳定在 150MPa 左右。故到达预定目的，完成解答。

5.2 问题二的建立与求解

5.2.1 模型的建立

首先，我们由题中数据附件一、附件二，绘制出针阀的升程随时间变化的曲线，和凸轮的几何形状图像，如图(10)、图(11)所示。

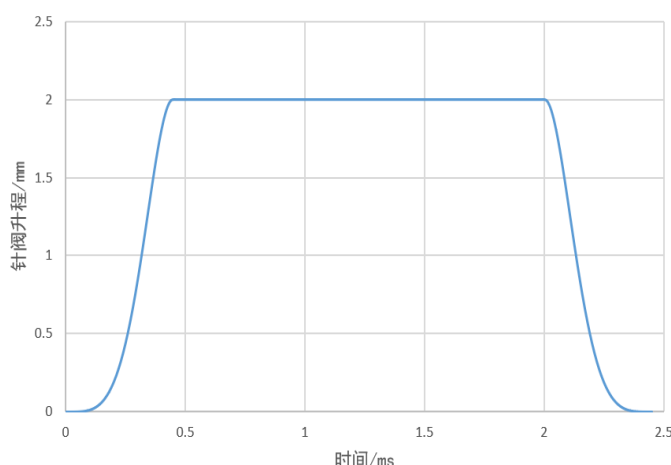


图 10 针阀升程与时间曲线图

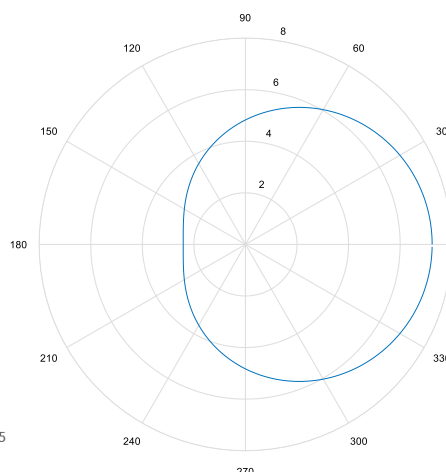


图 11 凸轮几何形状图

① 凸轮柱塞腔模型

首先，我们对凸轮柱塞腔的工作过程进行分析。柱塞腔高度的变化量即为前一时刻与后一时刻凸轮极径的差值，凸轮在极角为 0rad 时，柱塞腔残余容积为 20mm^3 ，极径最大为 7.239mm ，柱塞腔截面直径已知。可以得到凸轮极径 r_{pid} 与柱塞腔容积 V_{pid} 变化表达式，如公式(5)所示。

$$V_{pid} = 20 + 2.5^2\pi \times (7.239 - r_{pid}) \quad (5)$$

并绘制出柱塞腔容积随凸轮旋转与时间的变化关系曲线，如图(12)所示。

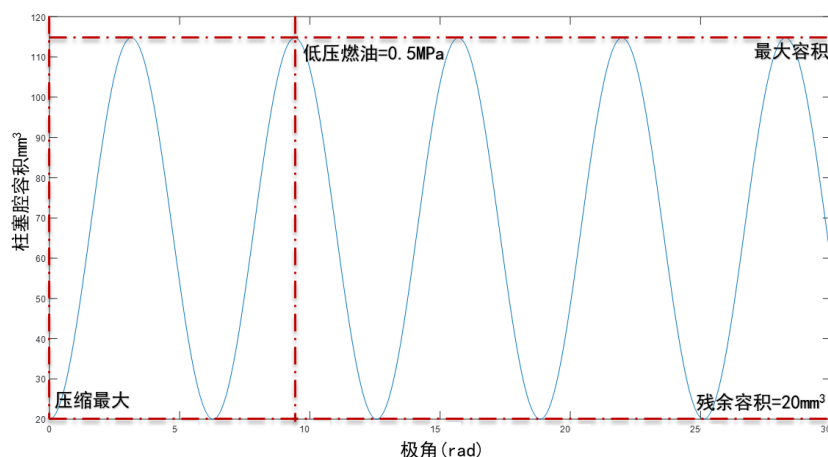


图 12 柱塞腔容积随凸轮旋转图像

柱塞腔容积与柱塞运动随极角变化曲线，近似于正弦曲线。当极角为 0 rad 时，柱塞腔压缩量达到最大，残余容积为 20mm^3 。当极角为 $\pi \text{ rad}$ 时，柱塞腔体积最大，此时柱塞腔内充满 0.5MPa 低压燃油。

当极角为 $(\pi, 2\pi] \text{ rad}$ 时，柱塞腔被压缩，腔内燃油压强增大，密度上升，直至压强与高压油管内燃油压强相等，此时单向阀打开，柱塞腔向高压油管输送燃油。当极角为 $[0, \pi] \text{ rad}$ 时，单向阀关闭，高压油管停止燃油输入，柱塞腔容积逐渐扩充，直至最大，循环往复。

其次，我们对柱塞腔内燃油密度与压强随时间变化的关系进行分析。当极角为 $(\pi, 2\pi] \text{ rad}$ ，燃油被压缩，通过问题一的弹性模量公式(2)，可以分别得到密度、压强有关时间的表达式，如公式(6)、公式(7)所示。

$$\rho_{pid} = \frac{V_{pidold} \times \rho_{pidold}}{V_{pid}} \quad (6)$$

$$dP_{pid} = \frac{E_{pid}}{\rho_{pidold}} \times d\rho_{pid} \quad (7)$$

当柱塞腔与高压油管内压强达到相等时，有 $P_{pid} = P$ ，此时高压油管内密度与压强随时间变化的表达式，如公式(8)、公式(9)所示。

$$\rho = \rho \times \frac{V_{pid} + V_0}{V_0 + V_{pidold}} \quad (8)$$

$$dP = (\rho - \rho_{old}) \times \frac{E}{\rho} \quad (9)$$

当极角为 $[0, \pi] \text{ rad}$ 时，柱塞腔扩张，单向阀关闭，这段时间里柱塞腔气压可默认为 0.5MPa ，不再进行模型的模拟，节省模型计算量，提高效率。

② 针阀喷油嘴模型

首先，我们通过图(10)可知，针阀开启时长为 2.4ms 。其中， $[0, 0.44\text{ms}]$ 为针阀上升阶段， $[0.45\text{ms}, 2.00\text{ms}]$ 为喷油嘴稳定输出阶段， $[2.01\text{ms}, 2.45\text{ms}]$ 为针阀下降阶段。同时，针阀升程速率并不恒定。

其次，我们通过伯努利方程和质量守恒方程，对针阀锥形喷嘴的物理学性质进行分析，如公式(10)所示。

$$\begin{cases} P_1 A_1 dl_1 = P_2 A_2 dl_2 + \frac{1}{2} \rho v^2 A_2 dl_2 \\ A_1 dl_1 = A_2 dl_2 \end{cases} \quad (10)$$

化简得到公式(11)。

$$P_1 = P_2 + \frac{1}{2} \rho v^2 \quad (11)$$

因为大气压强为 100KPa ，远远小于高压油管内压强，故在计算压强的差值时可以忽略大气压强。并且，查询流体力学资料[1]可知，锥形喷嘴的压缩系数为 $0.98 \approx 1$ ，故我们可假设流量系数为 $C=1$ 。喷嘴流速、流量表达式如公式(12)，公式(13)所示。

$$v = \sqrt{\frac{2P_1}{\rho}} \quad (12)$$

$$Q_{out} = vS = 0.7^2\pi \sqrt{\frac{2P_1}{\rho}} \quad (13)$$

可以解得无针阀影响下，当高压油管内燃油压强为 100MPa 时，锥形喷油嘴稳定输出流量大小为 $Q_{out}=23.613mm^3/ms$ 。因为题目要求高压油管维持在 100MPa 压强，故燃油密度、压强变化相对较小，可假设喷油孔稳定输出流量保持不变，以简化模拟计算量，在保证精度的情况下，提高效率。

其次，我们可以假设，当针阀升程最大时，锥形喷油嘴为稳定输出阶段，输出燃油流量为 $Q_{out}=23.613mm^3/ms$ 。当针阀升程为 0 时，锥形喷油嘴关闭，输出燃油流量为 $Q_{out}=0mm^3/ms$ 。当针阀处于升降阶段时，针阀的运动升程曲线，与锥形喷油嘴输出流量曲线一致。因为针阀升降段时间较短，流量增长阶段曲线变化对模型的影响较小，故该假设在精度允许范围内不会对模型产生影响。

针阀锥形喷油嘴输出燃油流量随时间变化曲线，如图(13)所示。

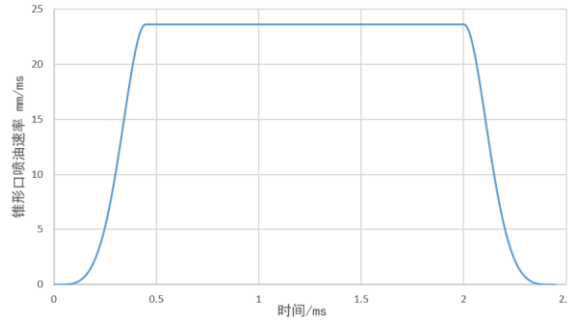


图 13 锥形口喷油速率与时间关系曲线

③高压油管总系统模型

与问题一中模型三建立的方法类似，我们构建了高压油管系统模拟程序，对包含油泵柱塞腔和针阀喷油嘴的，高压油管内燃油压强变化与进出流量变化的模型，进行 Matlab 编程模拟。其程序流程框图，如图(14)所示。

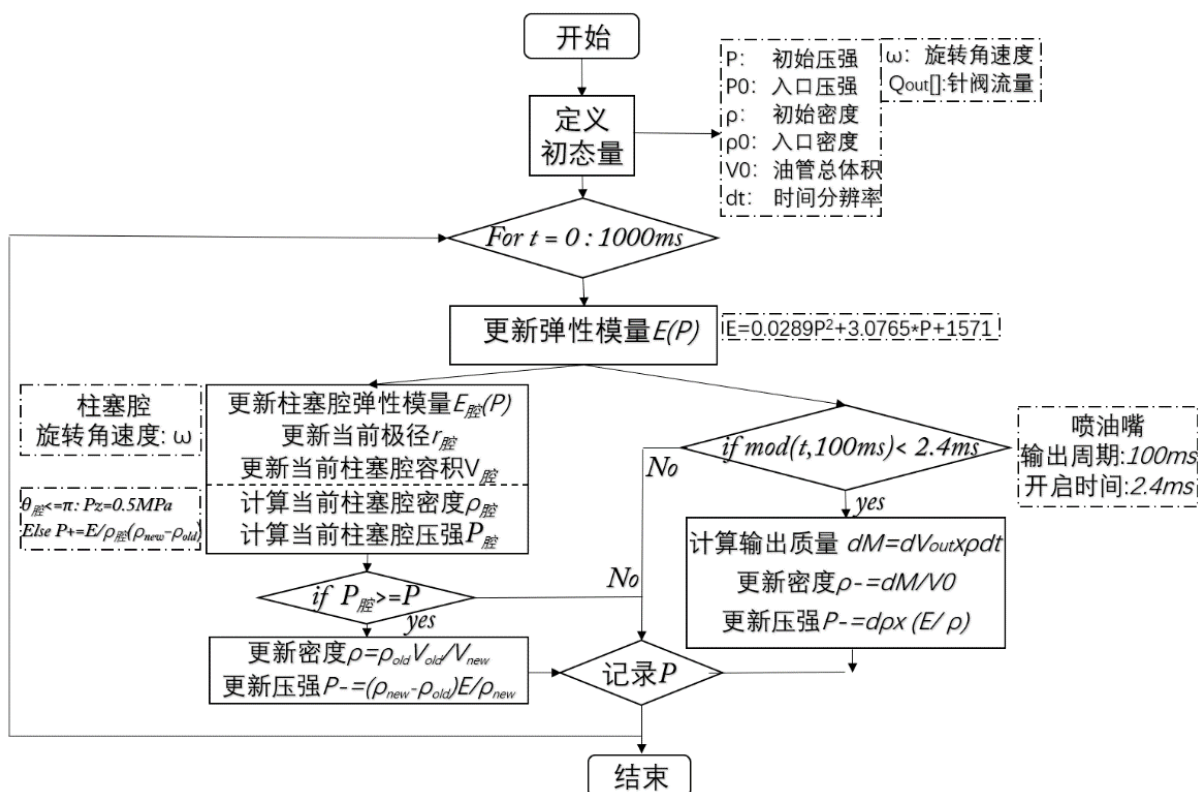


图 14 高压油管、油泵柱塞腔与针阀系统编程程序流程图

同样，根据题目已知条件，我们定义了所需初态量，初始压强、密度，入口压强、密度，油管总体积，时间分辨率，待求的旋转角速度，以及针阀的流量。在 1s 的工作时间内，分别考虑注入情况与喷嘴输出情况。对于燃油注入情况，我们利用弹性模量与压强的二项式拟合关系式，更新柱塞腔弹性模量。随着凸轮的旋转，极径改变，柱塞腔内容积随之变化，更新后对当前柱塞腔密度、压强进行计算，对此时柱塞腔压强与高压油管内压强的大小比较，从而判断单向阀是否开启。对于燃油喷出情况，我们计算时间分辨率下的输出质量，更新密度与压强。把注入与喷出带来的压强变化综合考虑，不断调试 ω 的值，得到满足目标条件的解。

5.2.2 模型的求解

我们通过调试参数凸轮旋转角速度 ω ，找到当 $\omega = 0.03 \text{ rad/ms}$ ，即凸轮旋转周期为 209.3ms 时，高压油管内压强可达到在 100MPa 左右的稳定状态。同时，我们绘制出 3s 内燃油压强随时间变化的曲线图，和柱塞腔内压强随时间变化的关系图，如图 (15)，图 (16) 所示。

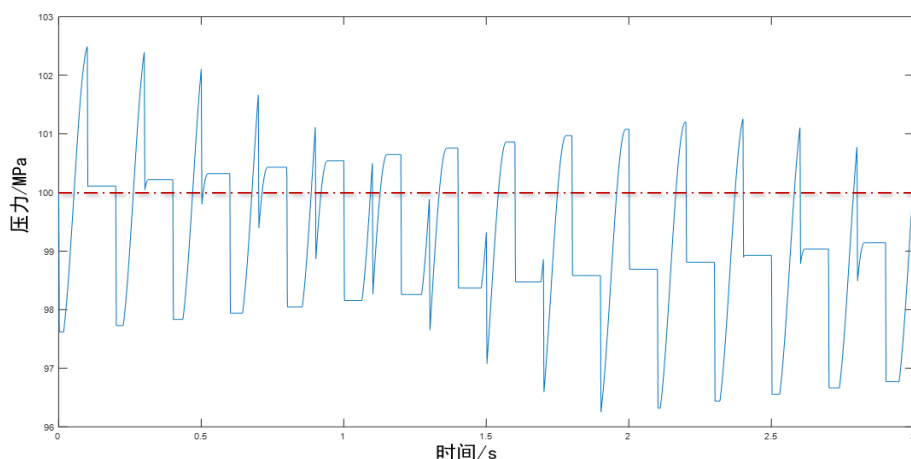


图 15 油管压强-时间曲线图

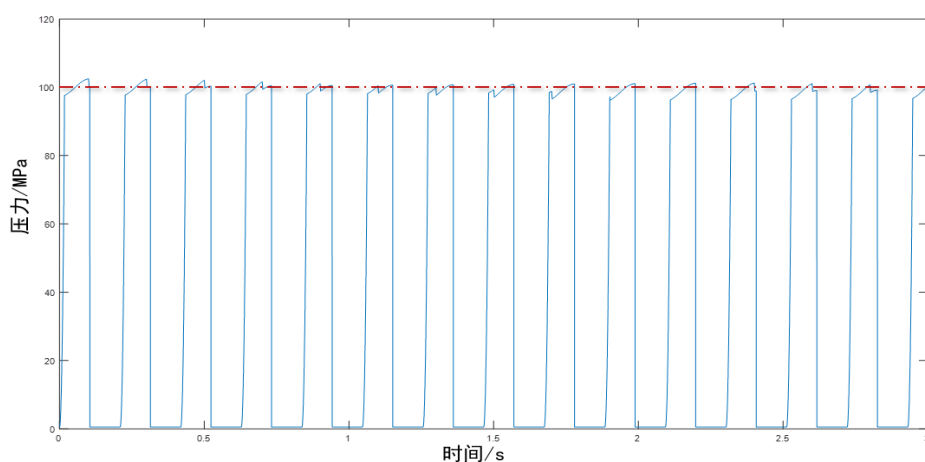


图 16 柱塞腔-压强曲线图

由燃油压强曲线，我们可以分析出，高压油管内压强在 100MPa 左右波动。同时，曲线上升阶段长度约为曲线下阶段长度的一半。通过计算可知，柱塞腔一个周期内，最大可输油量为 94.7583mm^3 ，喷油嘴一个周期内喷油量为 43.33mm^3 ，刚好约为 2:1，与曲线图表现一致，故模型性能良好。

其次，因为喷油嘴和柱塞腔工作频率不同，故在整体上曲线呈现 $f_{\text{喷}} \cdot f_{\text{腔}}$ 的更大的波动周期。但在整体上曲线基本维持在 100MPa 左右，满足题目要求，完成目标解答。

由柱塞腔压强曲线，我们可以分析出，柱塞腔压强最高值的包络线平稳地保持在 100MPa，说明柱塞腔每周期工作状态稳定，单向阀开启阶段，压强均在 100MPa 左右。其次，曲线剧烈上升的阶段，是因为燃油为液体，稍许地压缩便会产生巨大的压强差。其次，曲线剧烈下降的阶段，是因为对柱塞腔扩充段默认为 0.5MPa，以节省运算量，提高效率。

5.3 问题三的建立与求解

5.3.1 模型的建立

①双喷油嘴模型

喷油嘴的数量变为两个时，对问题二模型进行变形，可分为两喷油嘴同时开启关闭，与两喷油嘴分别开启关闭两种情况。

(1) 两喷油嘴同时开启模型

对于两喷油嘴同时开启的情况，即喷油嘴 B 与喷油嘴 C 同时开始喷油时，该时刻总喷油流量为原来单喷油嘴的两倍。所以，我们在问题二模型的基础上，其他条件不变，将单油嘴流量设置为原来的 2 倍。于是，我们把双喷油嘴问题，简化为了单喷油嘴问题，并利用问题二的方法进行解答。

(2) 两喷油嘴分别开启模型

两喷油嘴不同时开启时，喷油的频率发生改变，这里我们只探究喷油嘴 B 与喷油嘴 C 喷油时间不发生重叠的情况。不妨令喷油嘴 B 在第 0ms 开启，喷油嘴 C 在第 50ms 开启，即相当于单喷油嘴工作频率加倍，锥形喷油嘴输出燃油周期由 100ms 变为 50ms。于是，我们把双喷油嘴简化为单喷油嘴问题，利用问题二方法进行解答。

② 减压阀模型

首先，减压阀装置的流体力学特性，与第一问中燃油入口 A 相类似。同样的，我们可以得到减压阀单位时间内输出燃油流量的表达式，如公式(14)所示。

$$Q = CA \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho}} \quad (14)$$

5.3.2 模型的求解

① 双喷油嘴问题，喷油和供油策略求解

(1) 两喷油嘴同时开启情况

我们利用上述建立的两喷油嘴同时开启模型，将单喷油嘴的流量变成原来的 2 倍，以等效双喷油嘴同时开启情况，代入问题二的高压油管总系统模拟程序。

通过调试参数凸轮旋转角速度 ω ，我们找到当 $\omega = 0.061 \text{ rad/ms}$ ，即凸轮旋转周期为 102.95ms 时，燃油压强可稳定在 100Mpa 左右的目标状态。同时，我们绘制出 3s 内高压油管内压强随时间变化的曲线图，和柱塞腔内压强随时间变化的关系图，如图(17)图(18)所示。

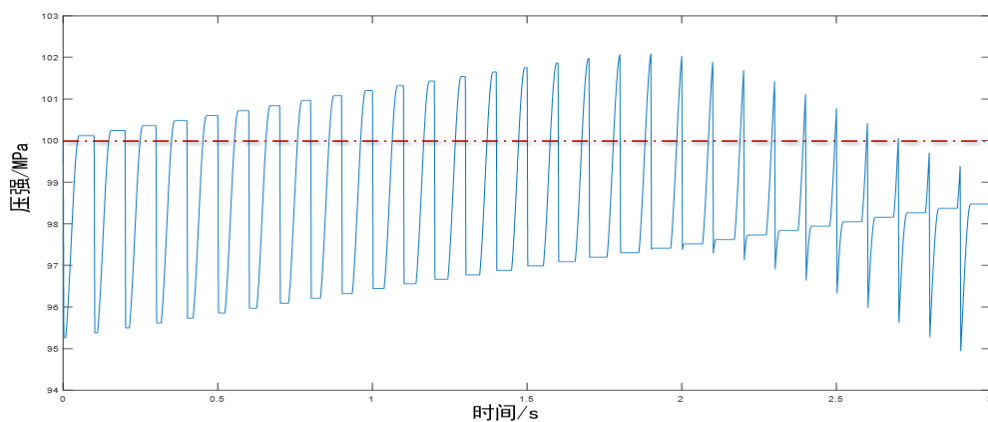


图 17 两喷油嘴同时开启高压油管压强与时间曲线图

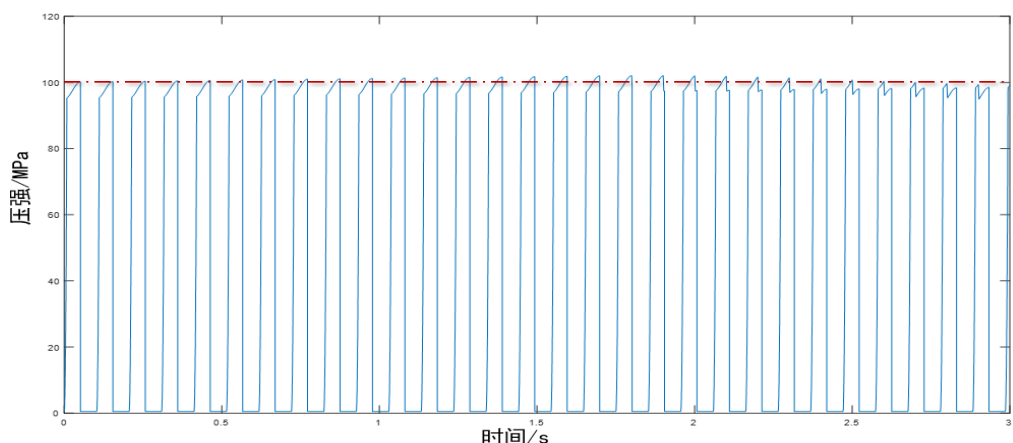


图 18 两喷油嘴同时开启柱塞腔压强与时间曲线图

由燃油压强曲线，我们可以分析出，高压油管内压强在 100MPa 左右波动，满足题目要求。因为喷油嘴、柱塞腔不同频率，总体趋势呈现周期振荡，但不影响问题解答。

由柱塞腔压强曲线，我们可以分析出，柱塞腔压强最高值的包络线平稳地保持在 100MPa，间接说明燃油压强稳定，模型表现良好。

(2) 两喷油嘴分别开启模型

通过上述建立的两喷油嘴分别开启模型，将单喷油嘴的频率变成原来的 2 倍，即工作周期由 100ms 变为 50ms，以等效双喷油嘴分时开启情况，代入问题二的高压油管总系统模拟程序。

我们调试参数凸轮旋转角速度 ω ，找到当 $\omega = 0.0616 \text{ rad/ms}$ ，即凸轮旋转周期为 102ms 时，高压油管内压强可稳定在 100MPa 左右的状态。同时，我们绘制出 3s 内燃油压强和柱塞腔内压强随时间变化的曲线图，如图(19)、图(20)所示。

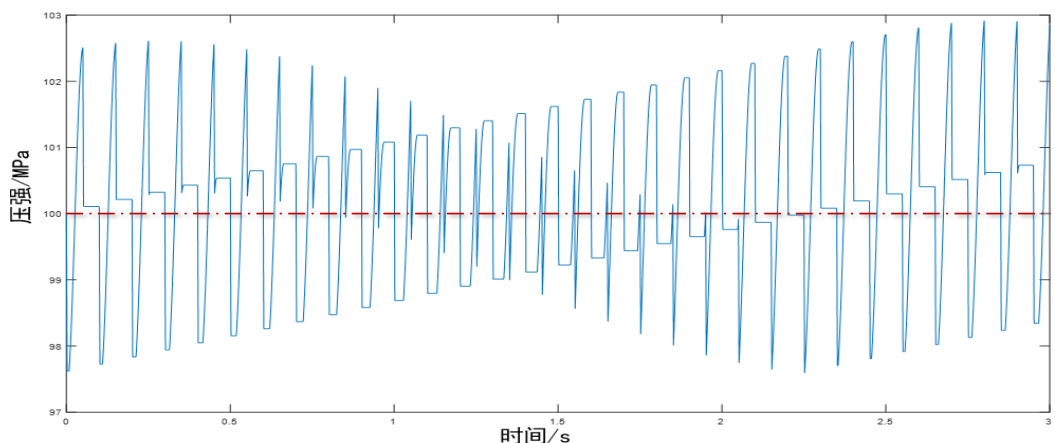


图 19 两喷油嘴分别开启高压油管压强与时间曲线图

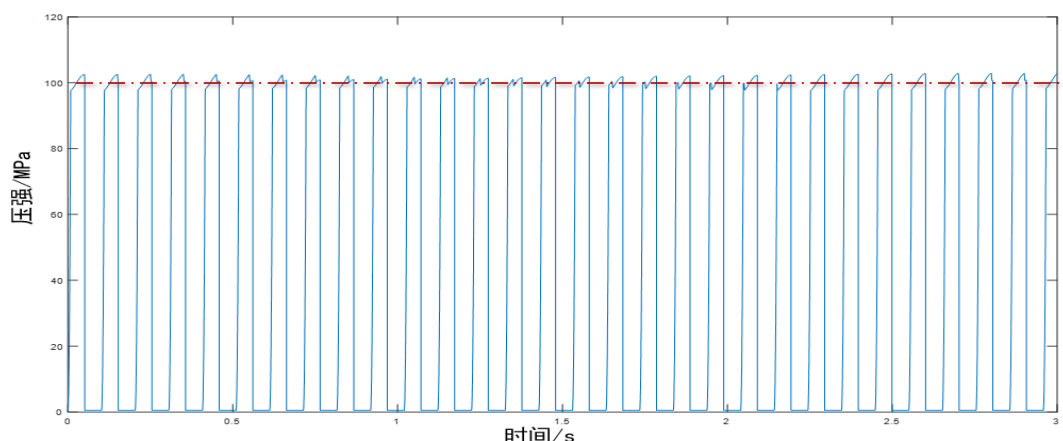


图 20 两喷油嘴同时开启柱塞腔压强与时间曲线图

由燃油压强曲线，可以分析出，高压油管内压强在 100MPa 左右波动，满足题目要求。

由柱塞腔压强曲线，可以分析出，柱塞腔压强最高值的包络线平稳地保持在 100MPa，间接说明燃油压强稳定。

②减压阀、双喷油嘴问题，控制方案求解

单向减压阀在高压油管中的作用为更有效地控制高压油管的压强，即提高压油泵对燃油压强控制的稳健性，保证在凸轮旋转、柱塞进动出现扰动，使油泵输油流量产生波动时，仍能使得高压油管内燃油压强保持稳定的目标状态。并且，由于低压油管的单向性，只能缓解凸轮旋转过快、柱塞腔输油过大的影响。

其次，若使减压阀孤立控制，则无法缓解系统的扰动，因为它与总系统之间的关系是割裂、孤立的。所以，为了达到系统稳健性的目标，减压阀必然作为负反馈模块在系统中有机地存在。而减压阀与系统之间相互反馈的物理量，也只有压强这个最关键的参数。

方案一、燃油压强控制减压阀开关

假设减压阀在燃油压强大于 P_{val} 时开启，小于 P_{val} 时关闭。减压阀程序流程框图，如图 (21) 所示。同时我们从双喷嘴系统的两种情况着手，进行分析。

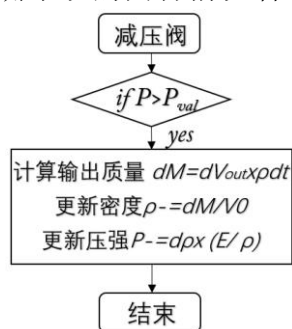
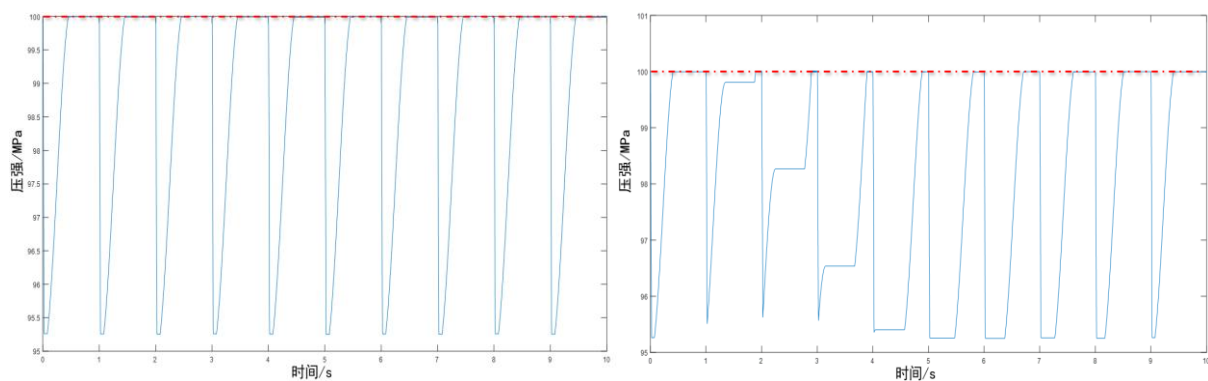


图 21 减压阀程序流程图

(1.1) 两喷油嘴同时开启情况

我们将凸轮旋转角速度 ω 和旋转周期依次设置为不同值，小幅度地提高单向阀的输油速率，代入问题二的高压油管系统模拟程序，探究该方案下，减压阀是否仍能维持燃油压强稳定在 100MPa，并研究 P_{val} 应如何取值，保证油泵和系统的稳健性。同时，我们依次绘制出各旋转周期下，1s 内高压油管内压强随时间变化的曲线图，如图 (22) 所示。



旋转周期为 100ms

旋转周期为 90ms

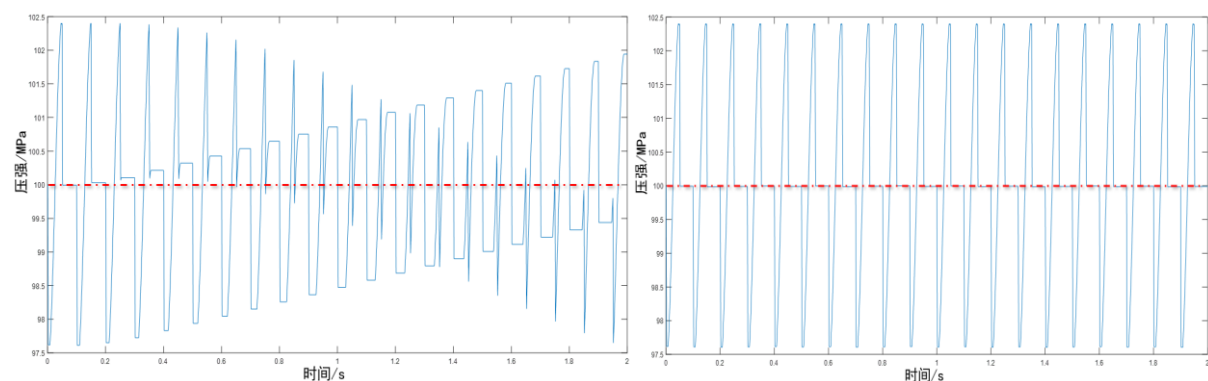
图 22 两喷嘴同时开启，减压阀作用管内压强曲线图

通过曲线，我们可以分析出，在 $\Delta P \leq 12\text{MPa}$ 的较大扰动下，当 $P_{\text{val}}=100\text{MPa}$ 时，减压阀仍能保证，当喷油嘴开启工作时，此时的燃油压强为 100MPa ，使得喷出的燃油量保持稳定，从而维持发动机的高工作效率。

故在两喷油嘴同时开启情况，压控减压阀控制方案，能够保证油泵和系统的稳健性，满足题目要求。

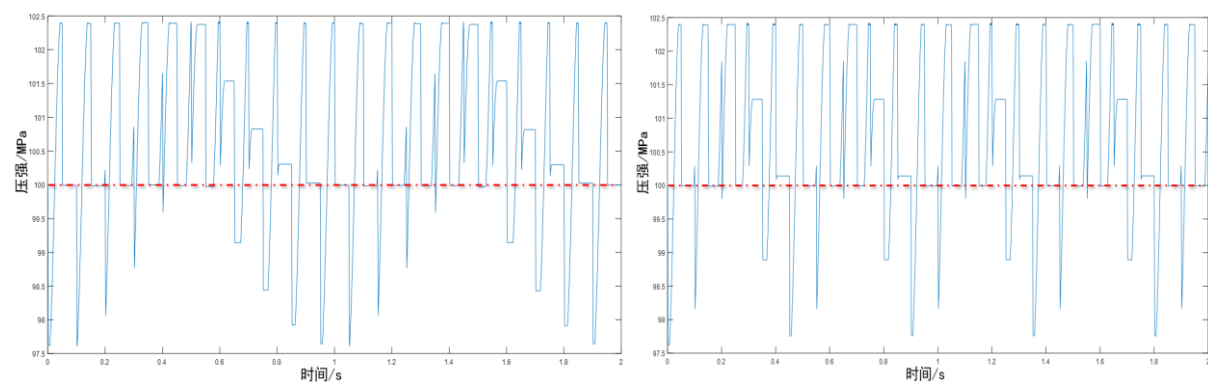
(1.2) 两喷油嘴分别开启情况

同样的，我们设置凸轮旋转周期依次为不同值，并依次绘制出各旋转周期下，2s 内高压油管内压强随时间变化的曲线图，如图 (23) 所示。



旋转周期为 102ms

旋转周期为 100ms



旋转周期为 95ms

旋转周期为 90ms

图 23 两喷嘴分别开启，减压阀作用管内压强曲线图

通过曲线，我们可以分析出，在 $\Delta P \leq 2\text{MPa}$ 的扰动下，当 $P_{\text{val}}=102.4\text{MPa}$ 时，减压阀可以基本保证，高压油管内燃油压强维持在 100MPa 左右。在 $\Delta P \leq 12\text{MPa}$ 的大扰动下，虽然燃油压强平均值略有上升，但减压阀也能保证，高压油管内压强基本维持在 100MPa 左右。

故在两喷嘴分别开启情况，压控减压阀控制方案，同样能够保证油泵和系统的稳健性，达到题目要求。

方案二、燃油压强控制减压阀频率

假设减压阀的工作频率随燃油压强控制。并设置减压阀工作总周期为 10ms ，其中开启时间为 $T_{\text{val}} = (\omega - \omega_0) * \alpha$ 。

(2.1) 两喷嘴同时开启情况

们将凸轮旋转周期设置为不同值，且 $\alpha=7$ 时，代入高压油管系统模拟程序，依次绘制出各旋转周期下， 1s 内高压油管内压强随时间变化的曲线图，如图(24)所示。

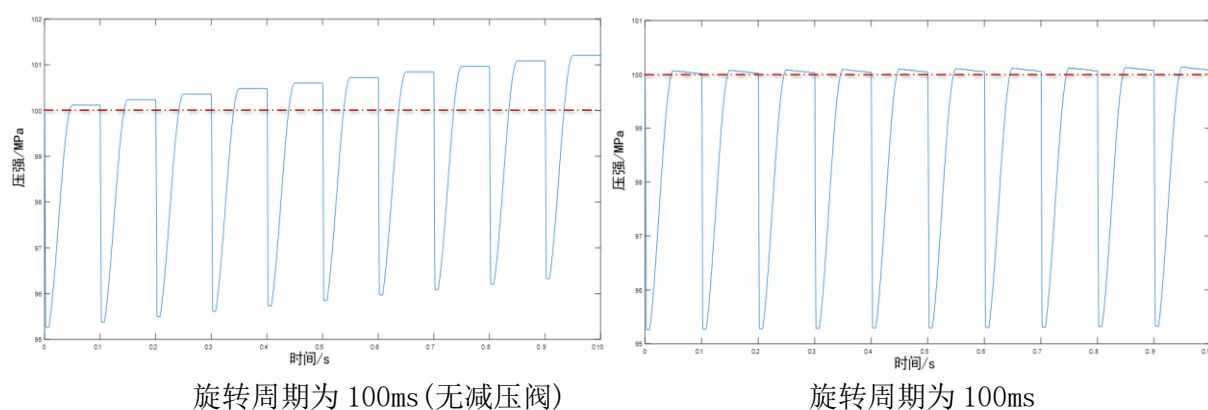
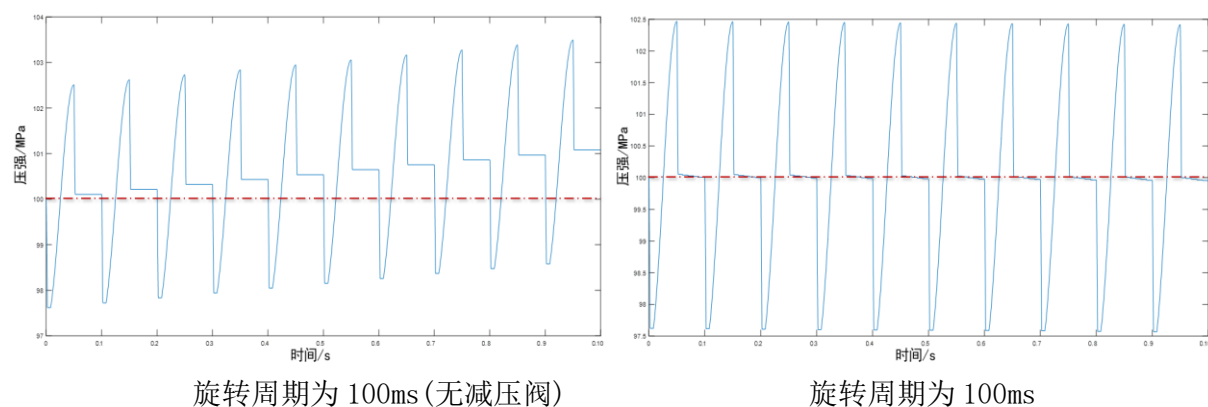


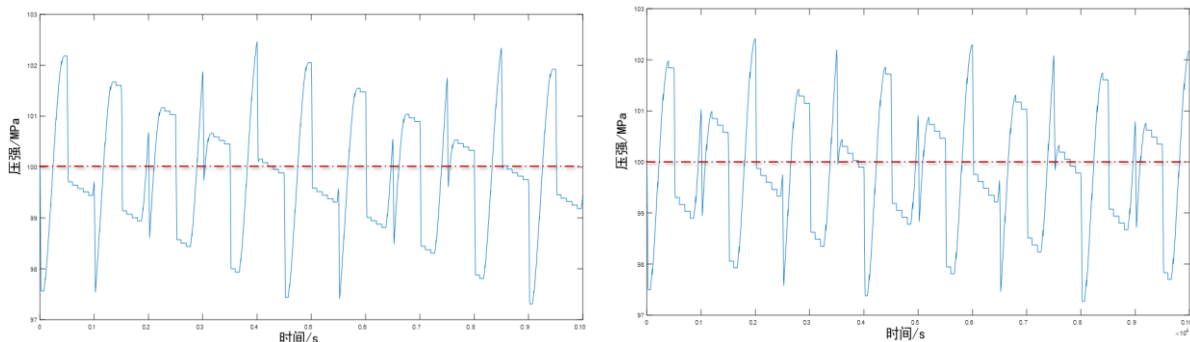
图 24 两喷嘴分别开启，减压阀作用管内压强曲线图

通过曲线，可以得出，减压阀可以基本保证，高压油管内燃油压强维持在 100MPa 左右。而未加入减压阀模型的系统，管内燃油压强已经偏离 100MPa

(2.2) 两喷嘴分别开启情况

我们将凸轮旋转周期设置为不同值，且 $\alpha=7$ 时，小幅度地提高单向阀的输油速率，代入高压油管系统模拟程序，依次绘制出各旋转周期下， 1s 内高压油管内压强随时间变化的曲线图，如图(25)所示。





旋转周期为 90ms

旋转周期为 80ms

图 25 两喷嘴分别开启，减压阀作用管内压强曲线图

通过曲线，我们可以分析出，在 $\Delta P \leq 22\text{MPa}$ 的较大扰动下，减压阀可以基本保证，高压油管内燃油压强维持在 100MPa 左右。而未加入减压阀模型的系统，管内燃油压强已经偏离 100MPa 。

故在两喷嘴分别开启情况，压控减压阀控制方案，同样能够保证油泵和系统的稳健性，达到题目要求。

六、模型的评价

6.1 模型的评价

6.1.1 模型的优点

- (1) 巧妙运用流程框图，将建模模拟的思路完整清晰地展现出来。
- (2) 利用数学软件 (Matlab) 编写模拟程序对系统进行动态模拟，绕开繁杂的理论计算，在精度范围内解得不错的数值解和目标答案。
- (3) 利用多种数学软件 (如 Excel、Matlab) 对数据进行分析，并将所得结果绘制成曲线图，可视化程度较强，可以有效验证模型建立的正确性与合理性。
- (4) 每个模型均结合其实际的物理关系建立，有坚实的理论基础，使得对问题的分析更为准确。

6.1.2 模型的缺点

- (1) 模型中为使计算简便，使所得结果更理想化，对一些较为复杂的情况没有进行探究，同时忽略了一些次要的影响因素。
- (2) 因为模拟程序的时间分辨率，将实际连续过程离散化，故可能存在较小的数据误差。

6.2 模型的改进

对针阀喷油嘴模型可以进一步的改进，结合喷油嘴以及针阀的几何形状以及流体力学相关知识，可以更精确地得出喷油嘴燃油喷出量与喷出速率。

七、参考文献

- [1]周文会. 高压水射流喷嘴内外部流畅的数值模拟研究. [D]兰州理工大学, 2008
- [2]张兆顺, 崔柱香. 流体力学(第3版) [M]. 北京: 清华大学出版社, 2015
- [3]刘成文, 李兆敏. 锥形喷嘴流量系数及水力参数的理论计算方法[A]. 钻采工艺, 2000(05):0001-03
- [4]薛定宇, 陈阳泉. 高等应用数学问题的 MATLAB 求解[M]. 北京: 清华大学出版社, 2013
- [5]杨桂元, 宋家明. 优秀建模竞赛优秀论文评析[M]. 合肥: 中国科学技术大学出版社, 2013

附录

附录一：问题一(稳定 100MPa, 情况二)高压油管系统压强模拟程序

```
P=100;
P0=160;
V0=500*5*5*pi;
dt=1/100; %可改变时间分辨率
Vout=[0:100*dt:20, ones(1, 20*10*0.01/dt-2)*20, 20:-100*dt:0];
p=0.85;
p0=0.87;
Pans=[];
k1=1/V0*(2171.4/0.85);
k2=p0*0.85*pi*0.7*0.7*sqrt(2/p0);
for t=1:1000/dt %可改变模拟时长
    t2=mod(t, 100/dt);
    if (t2<=2.77/dt) %可改变 TA 单向阀开启时长
        dM=k2*sqrt(abs(P0-P))*dt;
        p=p+dM/V0;
        P=P+dM*k1;
    end
    t1=mod(t, 100/dt);
    if (t1<2.4/dt)
        dM=p*dt*Vout(t1+1);
        p=p-dM/V0;
        P=P-dM*k1;
    end
    Pans=[Pans, P];
end
plot(1:length(Pans), Pans)
```

附录二：问题一(维持 100Mpa(情况一)、上升 150MPa)高压油管系统压强模拟程序

```
P=100;
P0=160;
V0=500*5*5*pi;
dt=1/100;
Vout=[0:100*dt:20, ones(1, 20*10*0.01/dt-2)*20, 20:-100*dt:0];
p=0.85;
p0=0.8711;
Pans=[];
k2=p0*0.85*pi*0.7*0.7*sqrt(2/p0);
T2=0.88; %可改变 TA 单向阀开启时长
for t=1:3000/dt %可改变模拟时长
    if (t==2000/dt) %可上升调整时长
        T2=0.7; %可改变稳定段 TA 单向阀开启时长
```

```

end
E=0.0289*P^2+3.0765*P+1571;
k1=1/V0*(E/p);
t2=mod(t, (10+T2)/dt);
if (t2<=T2/dt)
    dM=k2*sqrt(abs(P0-P))*dt;
    p=p+dM/V0;
    P=P+dM*k1;
end
t1=mod(t, 100/dt);
if (t1<2.4/dt)
    dM=p*dt*Vout(t1+1);
    p=p-dM/V0;
    P=P-dM*k1;
end
Pans=[Pans, P];
end
plot(1:length(Pans), Pans)
Pans=Pans'

```

附录三：燃油密度随压强变化曲线绘制

```

p=0.85;
Eans=[];
pans=[];
for P=100:0.1:160
    E=0.0289*P^2+3.0765*P+1571;
    k1=(E/p);
    p=p+0.1/k1;
    Eans=[Eans, E];
    pans=[pans, p];
end
p
plot(100:0.1:160, Eans)
plot(100:0.1:160, pans)
pans=pans'
x=[100:0.1:160]'

```

附录四：针阀喷油嘴流量曲线数据及绘制

```

vout=[%填入附件 2-针阀运动曲线，第一栏距离(mm)数据
ones((2-0.45)*100+1, 1)*2
%填入附件 2-针阀运动曲线，第一栏距离(mm)数据];
t=[0:0.01:2.45]';
at=2.5+2.*vout.*sin(9*2*pi/360);
r=(1.4./at).^2;

```



```
vout=vout./2*23.613
plot(t,vout)
```

附录五：绘制凸轮边缘曲线

```
a=[%填入附件 1-凸轮边缘曲线 极径(mm)数据]
polar(a,r)
```

附录六：问题二高压油管系统压强模拟程序(需要运行附录四(先)、附录五(后)可用)
问题三第一问高压油管系统压强模拟程序(需要运行附录四(先)、附录五(后)可用)(按照注释修改)

```
P=100;
P0=160;
V0=500*5*5*pi;
dt=1/100;
Vout=vout;
p=0.85;
p0=0.8711;
Pans=[];
k2=p0*0.85*pi*0.7*0.7*sqrt(2/p0);
T2=0.1;
w=0.026; %可改变凸轮旋转角速度
%w=102.5; %可改变凸轮旋转周期
%w=6.28/w;
Pz=0.5;
Ez=0;
pz=0.804;
pzans=[];
for t=1:3000/dt
    E=0.0289*P^2+3.0765*P+1571;
    k1=1/V0*(E/p);
    %柱塞腔模块
    Ez=0.0289*Pz^2+3.0765*Pz+1571;
    rt=r(mod(floor(t*w+314),628)+1);
    rtt=r(mod(floor((t-1)*w+314),628)+1);
    vz=20+pi*2.5^2*(7.239-rt);
    pzt=pz;
    pz=(20+pi*2.5^2*(7.239-rtt))*pz/vz;
    if(mod(floor(t*w+314),628)<=314)
        Pz=0.5;
    else
        Pz=Pz+Ez/pzt*(pz-pzt);
    end
    if(Pz>=P)
        pt=p;
```

```

        Pz=P;
        pz=p;
        p=p*(V0+20+pi*2.5^2*(7.239-rtt))/(vz+V0);
        dM=(p-pt)*V0;
        P=P+dM*k1;
    end
    pzans=[pzans,Pz];
    %%%%
    t1=mod(t,100/dt);%工作频率加倍 t1=mod(t,100/2/dt)
    if(t1<2.45/dt)
        dM=p*dt*Vout(t1+1); %输出流量加倍 dM=p*dt*2*Vout(t1+1)
        p=p-dM/V0;
        P=P-dM*k1;
    end
    Pans=[Pans,P];
end
figure(1);
plot(1:length(Pans),Pans)
figure(2);
plot(1:length(pzans),pzans)
Pans=Pans';

```

附录七：问题三第二问方案一高压油管系统压强模拟程序(需要运行附录四(先)、附录五(后)可用)

```

P=100;
P0=160;
V0=500*5*5*pi;
dt=1/100;
Vout=vout;
p=0.85;
p0=0.8711;
Pans=[];
k2=p0*0.85*pi*0.7*0.7*sqrt(2);
T2=0.1;
w=101;
w=6.28/w
Pz=0.5;
Ez=0;
pz=0.804;
pzans=[];
for t=1:1000/dt
    E=0.0289*P^2+3.0765*P+1571;
    k1=1/V0*(E/p);
    %%%%

```

```

Ez=0.0289*Pz^2+3.0765*Pz+1571;
rt=r(mod(floor(t*w+314),628)+1);
rtt=r(mod(floor((t-1)*w+314),628)+1);
vz=20+pi*2.5^2*(7.239-rt);
pzt=pz;
pz=(20+pi*2.5^2*(7.239-rtt))*pz/vz;
if(mod(floor(t*w+314),628)<=314)
    Pz=0.5;
else
    Pz=Pz+Ez/pzt*(pz-pzt);
end
if(Pz>=P)
    pt=p;
    Pz=P;
    pz=p;
    p=p*(V0+20+pi*2.5^2*(7.239-rtt))/(vz+V0);
    dM=(p-pt)*V0;
    P=P+dM*k1;
end
%%%减压阀模块
if(P>102.4) %%%%可改变 Pval
    dM=k2*sqrt(abs(P-0.5)/p)*dt;
    p=p-dM/V0;
    P=P-dM*k1;
end
t1=mod(t,100/2/dt);
if(t1<2.45/dt)
    dM=p*dt*Vout(t1+1);
    p=p-dM/V0;
    P=P-dM*k1;
end
Pans=[Pans,P];
end
figure(1);
plot(1:length(Pans),Pans)
%figure(2);
%Pans=Pans';

```

附录八：问题三第二问方案二高压油管系统压强模拟程序(需要运行附录四(先)、附录五(后)可用)

```

P=100;
P0=160;
V0=500*5*5*pi;
dt=1/100;

```

```

Vout=vout;
p=0.85;
p0=0.8711;
Pans=[];
k2=p0*0.85*pi*0.7*0.7*sqrt(2);
T2=0.1;
w=100;
w=6.28/w
Pz=0.5;
Ez=0;
pz=0.804;
pzans=[];
T2=0
for t=1:1000/dt
    E=0.0289*P^2+3.0765*P+1571;
    k1=1/V0*(E/p);
    %%%
    Ez=0.0289*Pz^2+3.0765*Pz+1571;
    rt=r(mod(floor(t*w+314),628)+1);
    rtt=r(mod(floor((t-1)*w+314),628)+1);
    vz=20+pi*2.5^2*(7.239-rt);
    pzt=pz;
    pz=(20+pi*2.5^2*(7.239-rtt))*pz/vz;
    if(mod(floor(t*w+314),628)<=314)
        Pz=0.5;
    else
        Pz=Pz+Ez/pzt*(pz-pzt);
    end
    if(Pz>=P)
        pt=p;
        Pz=P;
        pz=p;
        p=p*(V0+20+pi*2.5^2*(7.239-rtt))/(vz+V0);
        dM=(p-pt)*V0;
        P=P+dM*k1;
    end
    %%%减压阀模块
    T2=(w-6.28/102)*7; %%%可改变 Tval
    t2=mod(t,10/dt);
    if(t2<=T2/dt)
        dM=k2*sqrt(abs(P-0.5)/p)*dt;
        p=p-dM/V0;
        P=P-dM*k1;
    end
end

```

```

t1=mod(t, 100/dt);
if(t1<2.45/dt)
    dM=p*dt*2*Vout(t1+1);
    p=p-dM/V0;
    P=P-dM*k1;
end
Pans=[Pans, P];
end
figure(1);
plot(1:length(Pans), Pans)
%figure(2);
%Pans=Pans';

```