

摘要

随着近年来对柴油机燃油经济性和排放要求的不断提高，柴油机电控喷油技术已经成为发展趋势。本论文借鉴电控泵管阀嘴燃油喷射系统的特点和原理，对某型中高速柴油机的传统机械式喷油系统进行电喷化改造。利用 AVL 公司的液力系统仿真软件 Hydsim 建立了此型柴油机电控泵管阀嘴燃油喷射系统的仿真模型。通过仿真计算，获得了电喷化改造后燃油喷射系统的关键性结构参数。并且对电磁阀在高压油路中的安装位置，电磁阀的响应速度以及电磁阀旁通泄油口流通截面积对喷油特性的影响作了分析和研究，以便能对以后的试验工作有所借鉴。

由于电磁阀是电控喷油系统中的关键器件，因此本论文针对某型电磁阀的结构和特点，建立了数学模型。并运用 Simulink 软件对其进行了仿真研究，分析了驱动电压，回位弹簧预紧力以及运动件质量等对电磁阀响应特性的影响。研究发现影响电磁阀响应特性的因素是十分复杂的，一种因素往往在加速电磁阀关闭响应的同时却会延迟电磁阀开启的响应。因此应根据具体情况来调节相关参数获得最佳的关闭和开启响应速度。

关键词：柴油机；燃油喷射系统；电磁阀；仿真

Abstract

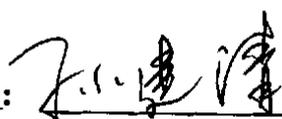
With the higher and higher demand on the economy and discharge technology of diesel engine, the technology of electronic- controlled fuel injection has become the developing trend in recent years. This essay has applied the electronic improvement on the traditional fuel injection system, with the reference of the electronic-control fuel injection system theories. An emulational model of electronic-control fuel injection model has been set, using Hydsim developed by AVL Company. Through the emulational analysis, the key framework parameters have been got for the improved electronic-control fuel injection system. Meanwhile, some conclusions have also been got through the analysis on the install location, responding speed and discharge section area of the electronic clique.

As solenoid valve the key component in the electronic-control system, the essay focuses on certain solenoid valve construction and characteristics, and set the mathematics model, which used the Simulink to analyze the driving voltage, spring tension and mobile quality, and found that it is complicated on the influence of different factors on solenoid valve, one factor can accelerate the turning off response, but may slower turning on response. Based on those analyses, this essay will suggest the right parameters for the optimized response speed of the Solenoid valve.

Keyword: Diesel engine; Fuel injection system; Solenoid valve; Simulation

哈尔滨工程大学 学位论文原创性声明

本人郑重声明：本论文的所有工作，是在导师的指导下，由作者本人独立完成的。有关观点、方法、数据和文献的引用已在文中指出，并与参考文献相对应。除文中已注明引用的内容外，本论文不包含任何其他个人或集体已经公开发表的作品成果。对本文的研究做出重要贡献的个人和集体，均已在文中以明确方式标明。本人完全意识到本声明的法律结果由本人承担。

作者（签字）：

日期：2006年3月9日

第 1 章 绪论

1.1 引言

1893 德国人 Rodolf Diesel 发表了“一种合理的热力发动机的设计”一文, 1897 年第一台柴油机在实验台上运转成功, 这台柴油机缸径 250mm, 是用 6MPa 压缩空气将燃料(当时是煤油)喷入气缸, 高压空气是由柴油机带动的两级式压缩机中产生的, 其耗油率为 326g/kWh, 热效率为 26.3%^[1]。自此以后的 30 多年中, 柴油机技术一直处在摸索徘徊中, 其间开发出来的一些柴油机由于性能不高, 并没有得到迅速的发展和广泛的应用。

1927 德国人 Robert Bosch 研制成功直列式喷油泵, 解决了制约柴油机发展的关键技术——燃油喷射系统。这是柴油机发展史上的重大突破, 为柴油机的迅速发展和广泛应用奠定了基础。自此以后的 50 多年中, 柴油机进入了人类生活的各个领域, 推动了社会的快速发展。

进入 20 世纪 70 年代, 能源危机和日益严重的环境污染对柴油机的发展提出了新的要求, 柴油机在提高功率, 节约能源和改善排放方面遇到了前所未有的挑战。与此同时, 另一场技术革命, 电子信息技术的飞速发展, 为柴油机技术的发展提供了机遇。电控喷油技术根据实时转速和实际负荷以及温度、进气压力、运行状态等对燃油喷射进行综合控制能够有效的提高燃油经济性和改善排放^[2]。

1.2 柴油机电控喷油技术的发展

柴油机电控喷油技术经过 30 多年的发展, 已经经历了三代变化。

1.2.1 第一代: 位置控制

第一代电子控制燃油喷射系统中, 电子控制机构取代了传统的机械式调速器和提前器。ECU 根据各种传感器检测出发动机的状态及环境条件等, 计算出发动机当前状态的最佳喷油量, 发出指令, 通过电磁驱动器调节齿杆或溢油环的位置进行控制^[2]。这种电子控制系统一般叫作电子调速

器，在早期的电子调速器中，ECU 采用的是模拟电子控制回路，如图 1.1 所示^[2]。

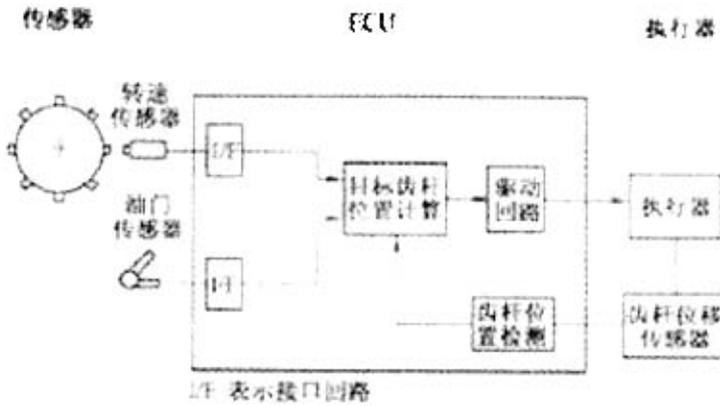


图 1.1 模拟式电子控制调速器框图

1.2.2 第二代：时间控制

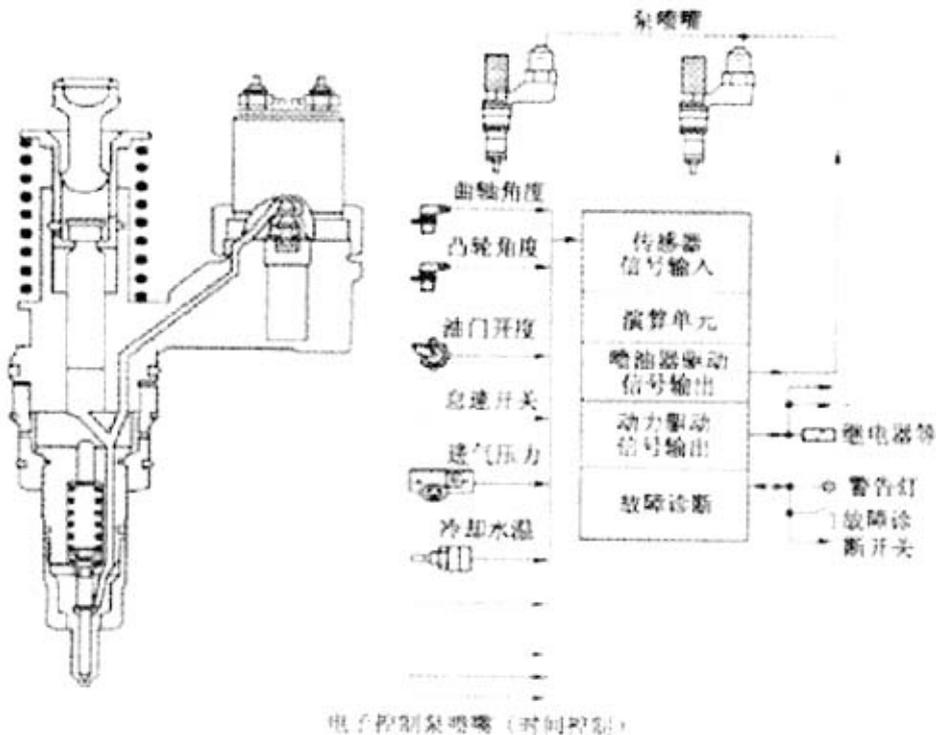


图 1.2 电子控制泵喷嘴系统——时间控制式

第二代电控喷油系统是在第一代位置控制式的基础上发展起来的。采

用高速电磁阀对喷油量和喷油时间进行控制。其主要特征就是燃油升压由喷油泵或发动机的凸轮来实现的。升压开始的时候（与喷油时间对应）以及升压终了时间（从升压开始到升压终了的时间与喷油量相当）是由电磁阀的接通、断开控制的，也就是说喷油量和喷油时间是由电磁阀直接控制的。高速电磁阀的采用，使得对喷油控制的自由度大大提高^[2]。

第二代电控喷油系统的代表产品有：电子控制分配泵系统和电子控制泵喷嘴系统。如图 1.2 所示^[2]。

1.2.3 第三代：压力、时间控制

第三代电控燃油系统又称为共轨燃油系统，在第一、二代电控燃油系统中，燃油压力都是由凸轮驱动喷油泵产生的，燃油压力随发动机的转速及负荷变化。为了克服前两代电控燃油系统中压力不可控制的缺点，第三代系统中采用了具有可以独立控制压力的蓄压器——油轨。这样对喷油控制就有了更大的灵活性。图 1.3 所示为共轨燃油系统的典型结构图^[2]。

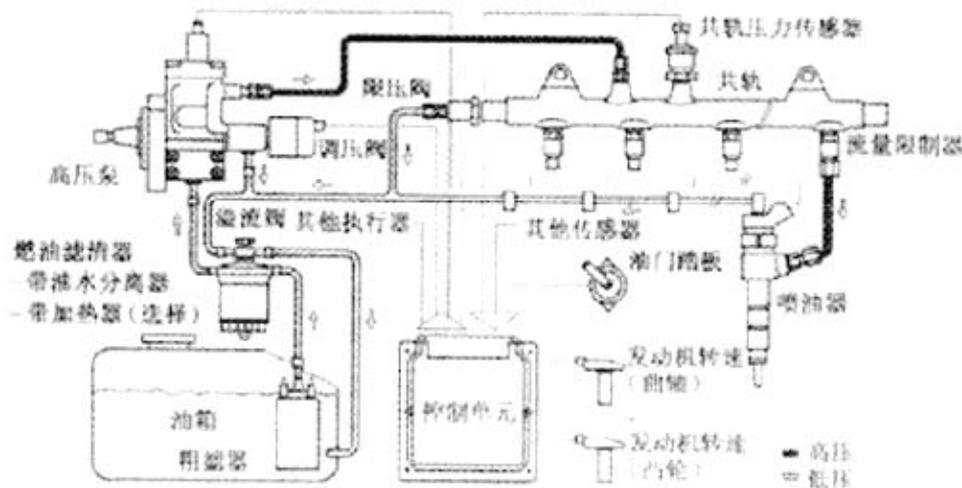


图 1.3 电控共轨式燃油系统典型的结构图

1.3 燃油喷射系统仿真计算的发展

燃油在高压油路的流动过程中存在压力波动的现象，而压力波的存在使得燃油系统的实际喷油规律与柱塞泵的几何供油律有着很大差别^[1]。因此燃油系统的仿真计算主要就是对燃油在高压油路中流动过程的仿真计算，而燃油系统仿真计算的发展则包括两部分：一是仿真模型的改进；二

是针对仿真模型所用的计算方法。文献[1][4-6]对燃油喷射系统仿真计算的发展作了较详细的阐述。

1.3.1 仿真模型的发展

燃油系统仿真模型的发展也包括两个方面：一是燃油流动控制方程的完善；二是从整个燃油系统着眼，综合考虑因素的增多。在早期的燃油系统计算中，由于受到计算手段的限制，流动控制方程的形式也都较简单，计算精度也较低。如公式 1-1 和公式 1-2 分别是早期图解法和小扰动法所用的流动控制方程^{[1][4]}。

$$\frac{\Delta p}{\Delta u} = \frac{E}{a} \quad (1-1)$$

$$\begin{cases} \frac{\partial p}{\partial t} + \rho a^2 \frac{\partial u}{\partial x} = 0 \\ \frac{\partial p}{\partial x} + \rho \frac{\partial u}{\partial t} = 0 \end{cases} \quad (1-2)$$

随着计算机软硬件水平的发展以及求解偏微分方程算法理论的深入，流动控制方程也愈加精确，公式 1-3 为特征线法所用的流动控制方程^{[1][4]}。

$$\begin{cases} \rho \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{1}{a^2} \left(\frac{\partial p}{\partial x} + u \frac{\partial p}{\partial x} \right) = 0 \\ \rho \frac{\partial u}{\partial x} + \rho u \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial p}{\partial x} + 2k\rho u = 0 \end{cases} \quad (1-3)$$

有学者在对流动控制方程 1-3 作了详细的考察后，从质量守恒定律，动量守恒定律和能量守恒定律出发推出了适用于各种喷油系统管道流动的三方程模型，如公式 1-4^[4]。

$$\begin{cases} \frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} = \frac{\dot{m}_b}{A dx} - \frac{\rho}{A} \frac{\partial A}{\partial t} - \frac{\rho u}{A} \frac{\partial A}{\partial x} \\ \frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u^2 + p)}{\partial x} = \frac{\max(\dot{m}_b, 0)u_b \cos \alpha - |u| \max(-\dot{m}_b, 0)}{A dx} \\ \frac{\rho u}{A} \frac{\partial A}{\partial t} - \frac{\rho u^2 + p}{A} \frac{\partial A}{\partial x} - \text{sign}(u) \cdot 2k\rho |u| \\ \frac{\partial(\rho E)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho Eu + pu)}{\partial x} = p\dot{q} + \frac{E_b \dot{m}_b}{A dx} - \frac{\rho E}{A} \frac{\partial A}{\partial t} - \frac{\rho Eu + Pu}{A} \frac{\partial A}{\partial x} - 2k\rho u^2 \end{cases} \quad (1-4)$$

公式 1-1 至公式 1-4 中： ρ 为密度， u 为流速， a 为燃油音速， t 为时间， x 为沿管轴方向的坐标， A 为管道截面积， p 为压力， \dot{m}_b 为管道支管流体的质量流量， u_b 为管道支管流体的流速， α 为支管轴线与坐标 x 负方向的夹角， k 为管壁粘性阻力系数， E 为单位质量流体的总能量， \dot{q} 为单位时间内单位质量流体与外界的换热量。

在燃油流动控制方程不断完善的同时，燃油系统中其他因素的综合考虑也不断增多，以便使得整个模型更好的符合实际物理模型。目前综合考虑的因素有：(1) 空泡现象；(2) 弹性模量，燃油密度，粘度以及声速随压力的变化；(3) 喷油过程中燃油的泄漏；(4) 集中容积的细化处理；(5) 燃油流动过程中沿程摩擦损失和变截面引起的局部损失；(6) 各零件自身的弹性变形；(7) 在电控喷油系统中电磁模型的加入等^{[11][12]}。

1.3.2 计算方法的发展

应用于燃油喷射系统模拟计算的方法有：图解法、小扰动法、特征线法、有限差分法和有限体积法。图解法是利用表示压力—速度复杂关系的状态平面图来说明高压油管压力波的物理现象，这种方法很粗略，只能定性的分析各种不正常喷射现象^[1]。小扰动法是利用声波传播的理论来解决管内流动问题，仅适用于小振幅的扰动传播。由于这两种方法的精度很低，目前基本已不再使用。

特征线法的思路来源于流体力学方程组存在特征线以及扰动以特征速度沿特征线传播的特点。特征线法的缺点是边界条件处理比较困难，流量误差较大，尤其在特征线弯曲较大的地方。优点是在求解特征线所用的流动控制方程时在理论上有严格的体系，可考虑的综合因素较多，并且计算机编程容易实现，因此，在整个燃油系统模拟计算的发展过程中，特征线法占据着绝对重要的地位，并在今后的一段时间内还会得到一定应用。

有限差分法和有限体积法是目前应用较为广泛的方法。而又以有限差分法应用最为广泛的，其基本思想是利用合适的差分格式对偏微分方程在时间和空间域上进行离散，将偏微分方程化成与其具有相似适应性的差分方程进行数值求解^[4]。有限体积法的基本思想是将流动控制方程所依赖的计算区域离散化为有限个较小体积的控制容积，然后将控制方程在每个控制容积上对时间和空间域积分并选择适当的差分格式将偏微分方程转化

为离散的守恒型的线性代数方程组进行数值求解^[4]。有限差分法和有限体积法与特征线法相比较有计算速度快，计算精度高的优点。有限差分法与有限体积法在压力波模拟精度上差不多，但是后者计算速度快，流量误差小，并且在计算节点的安排和边界条件的处理上更为简单。因此有限体积法在燃油系统仿真中将会占据越来越重要的位置。

1.4 本论文主要工作

1. 借鉴电控泵管阀嘴燃油喷射系统的特点和原理，对某型柴油机的传统机械式喷油系统进行电喷化改造。利用 AVL 公司的液力系统仿真软件 Hydsim 建立了此型柴油机电控泵管阀嘴燃油喷射系统的仿真模型。通过仿真计算，获得了电喷化改造后燃油喷射系统的一些关键性结构参数。并且对电磁阀在高压油路中的安装位置，电磁阀的响应速度以及电磁阀旁通泄油口流通截面积对喷油特性的影响作了分析和研究。

2. 针对某型电磁阀的结构和特点，建立了数学模型。并运用 Simulink 软件对其进行了仿真研究，分析了驱动电压，回位弹簧预紧力以及运动件质量等对电磁阀响应特性的影响。

第 2 章 电控泵管嘴燃油系统仿真模型

2.1 电控泵管嘴燃油系统工作原理及组成

在传统喷油泵中，柱塞同时承担供油加压和调节功能。供油与调节机构在结构上是分不开的。但采用电磁阀溢流调节原理后，柱塞只承担供油加压功能，而供油调节任务则由电磁控制阀单独执行，故供油与调节机构在结构上是相互独立的，把电磁阀溢流控制阀作为一个独立部件移到泵外，放置在油泵和油嘴之间的某一特定位置，如图 2.1 所示。其优点是传统油泵结构的简化与强化。油泵不仅没有因为增设电磁控制阀而复杂，而且还因为取消传统的出油阀、齿条齿杆、螺旋槽、进回油口等而简化，这将使高压供油能力大大加强。该系统的另一个重要意义在于，如果为控制阀在喷嘴和油泵之间选择一个最佳位置，那么传统泵管嘴中的压力波传播模式将被打破，喷射特性将因此而得到改善。以上述两点为基础，新型电控泵管嘴产生了一个独特的喷射调节机理。

1. 初期喷射调节

当柱塞上升，而电磁阀仍开启时，燃油从电磁阀口高速泄流；当电磁阀快速关闭时，它将引起一个“油锤”压力波，此压力波同时朝油泵和油嘴两个方向传播。当下行压力波到达喷嘴时，如果其压力高于启喷压力，则喷嘴打开。而上行压力波到油泵时，它与油泵供油压力波相叠加，然后再往喷嘴方向传播，形成主供油压力波。因为在首先到达喷嘴的“油锤”压力波与迟后到达的主供油压力波之间，喷射能量有限，故形成了低速率的初始喷油段。

2. 喷射过程

这一阶段喷射是由来自油泵供油压力波产生的，完全由供油率控制。由于新系统中油泵的简化与强化，故可以通过凸轮和柱塞的设计达到理想的高主喷油速率。

3. 喷射切断调节

传统泵喷嘴系统是由柱塞溢流机构与出油阀共同来调节喷射切断过程的。而在此系统中，喷射切断过程是在电磁溢流阀的控制下完成的。当

电磁阀快速打开时，高压燃油与低压燃油直接相通，高速泄流。而且由于电磁阀溢流位置比传统柱塞溢流位置离喷嘴更近，因此，喷射被迅速终止，实现所谓“高压切断”。应当注意的是，如果仅仅是快速切断，燃油将会降低到零压以下，出现空穴。但电磁阀打开所引起的减压波传到油泵需要一定时间。在这段滞后期，控制阀处燃油压力虽在迅速下降，但油泵供油过程仍在继续。这一压力波对高压卸载过程起到了缓冲作用。虽然在开始泄压时由于电磁阀口两边过大的压差使得油管压力迅速下降，但当压力逐步减小时，供油压力波的缓冲作用将愈加明显，从而形成“先急后缓”的理想卸载特性^[1]。

电控泵管嘴燃油喷射系统主要包括电子控制单元、喷油泵、高速电磁阀、喷油器以及低压油路系统。如图 2.1 所示。本论文只针对喷油泵、高压油管、高速电磁阀和喷油器组成的高压油路系统进行仿真计算研究。

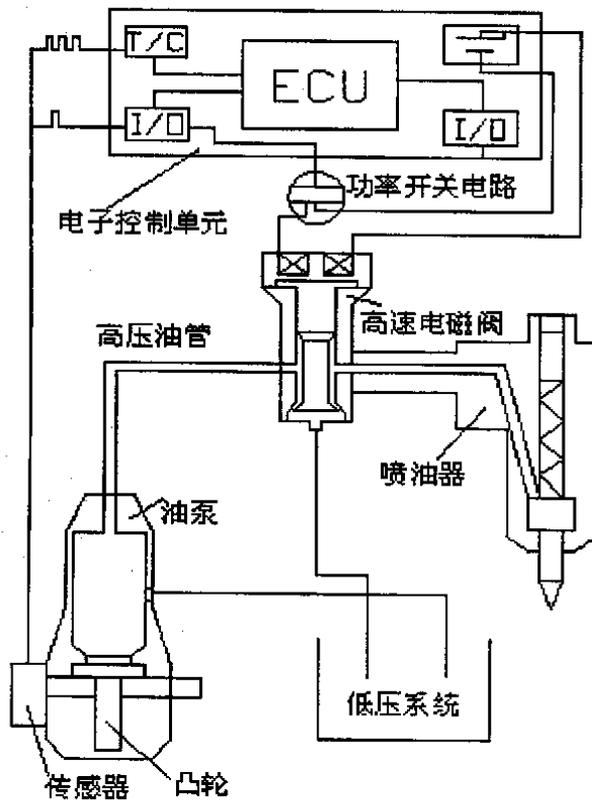


图 2.1 电控泵管嘴系统示意图

2.2 电控泵管嘴燃油系统的 Hydsim 模型的建立

2.2.1 Hydsim 简介

Hydsim 是奥地利 AVL 公司开发的用于液力系统和液力-机械系统动态分析的软件。它是以流体动力学和多刚体振动理论为基础,主要应用在柴油机燃油喷射系统仿真计算方面。

Hydsim 给用户提供了友好的图形界面,基本上为柴油机燃油系统中每个特定物理元件定义了一个图标,用户可以通过这些图标用各种连接构建一个完整的燃油喷射系统模型。Hydsim 中定义的基本物理元件包括:容积 (Volume)、边界条件 (Boundary)、凸轮 (Cam)、摇臂 (Lever)、刚体 (Solid)、管 (Line)、泵 (Pump)、泄露 (Leakage)、阀 (Valve)、活塞 (Piston)、节流 (Orifice)、油孔 (Port)、压电晶片 (Piezo)、喷嘴 (Nozzle)、针阀 (Needle) 以及各种连接等。

2.2.2 电控泵管嘴燃油系统的 Hydsim 模型

本论文对电控泵管嘴燃油系统中喷油泵、高压油管、高速电磁阀和喷油器组成的高压油路系统建立了 Hydsim 模型。如图 2.2 所示。

与传统的喷油泵相比,电控泵管嘴中的喷油泵取消了出油阀、齿条齿杆、螺旋槽和进回油孔;喷油泵的驱动仍然采用传统的凸轮驱动。因此抽象成 Hydsim 模型包括凸轮、泵、体积,考虑到柱塞泵的泄漏还需要一个泄漏单元及其边界条件泄漏压力。

高压油管抽象成 Hydsim 模型就只是一个管(Line)单元。高压油管被高速电磁阀分隔成前后两部分,以便更好的控制压力波在油路内的传播,保证良好的喷油特性。

高速电磁阀是柴油电控燃油喷射系统中非常关键的元件。由于仅对燃油系统中的油路进行仿真,因此这里把高速电磁阀抽象成由时间控制流通截面积的理想元件。它包括时间控制阀 (Switch Valve)、容积 (Volume)、泄露 (Leakage) 以及为了能使在喷油开始前油路内建立一定的油压还需要一节流单元 (Orifice) 来起节流作用。

喷油器抽象成 Hydsim 模型包括喷嘴 (Nozzle)、针阀 (Needle)、泄露

(Leakage)、容积 (Volume)，喷嘴内的油道抽象成管单元 (Line)，以及缸内及针阀的边界条件。

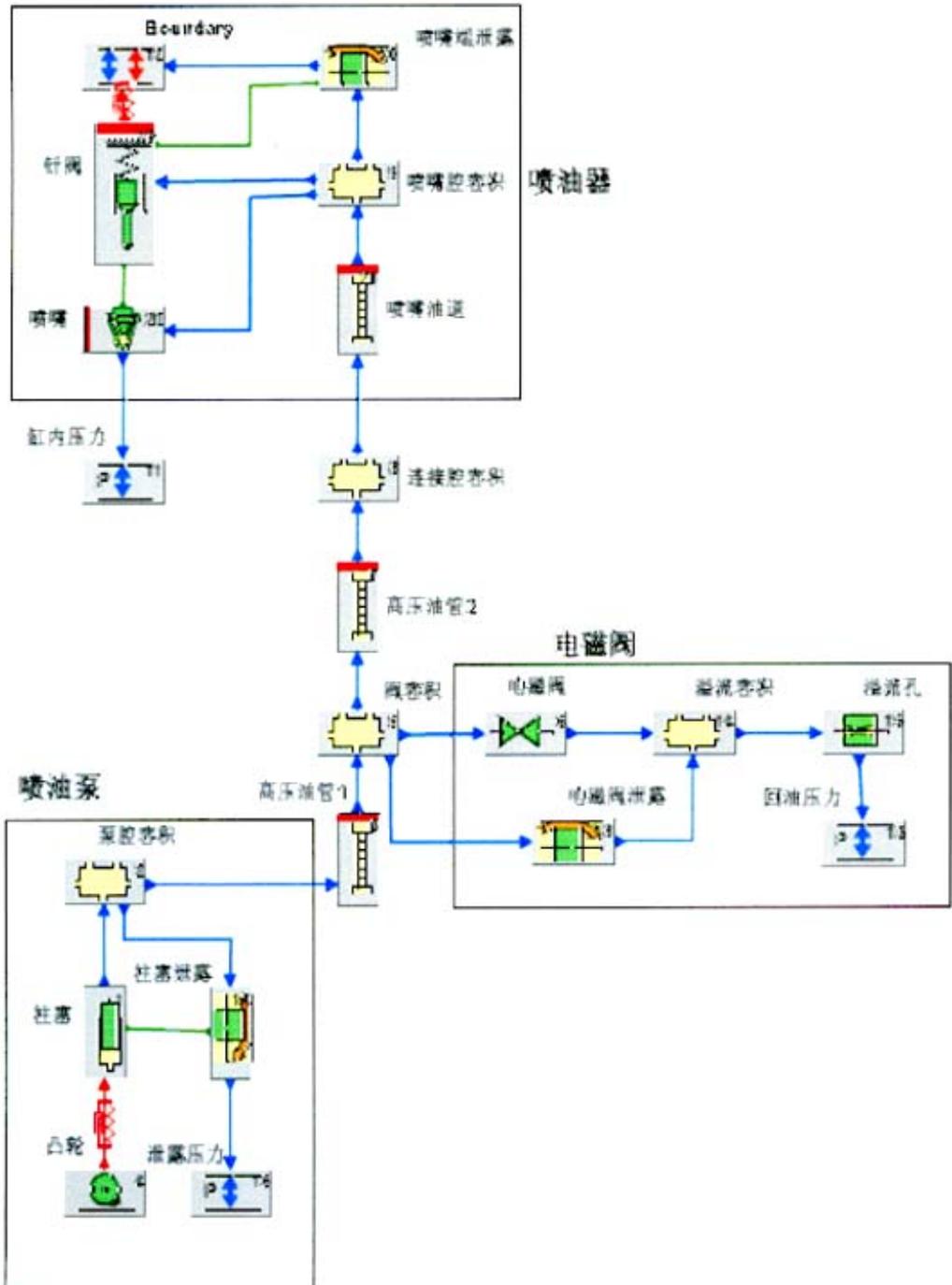


图 2.2 电控泵管嘴燃油系统 Hydsim 模型

2.2.3 Hydsim 模型中各主要单元的选择

1. 油管单元的选择

在整个燃油系统数值计算的发展过程中,对油管内流动控制方程的选择一直是关键问题,也是决定整个系统计算精度和计算量大小的关键因素。从最初的定音速定弹性模量的简单控制方程到现在的有限差分法、有限体积法,控制方程的复杂程度是随着人们对流体在高压下流动本质规律的认识的不断提高和计算机处理能力的不断提高而提高的,同时模拟计算的精度也因此获得了较大改善。在一定程度上,油管内控制方程的精确程度和复杂程度就是燃油喷射系统数值计算水平的精确程度和复杂程度。因此,对于这个关系到计算水平高低的关键性因素必须给予足够的重视^[1]。

在 Hydsim 中,管单元包括五个模型,分别是达郎伯特管(D'Alembert Line)、特征线管(Characteristics Line)、古德诺夫管(Godunov Line)、麦克马克管(MacCormack Line)。其控制方程的复杂程度由低到高,求解时间由短到长,但是精度也逐渐增高。其中麦克马克管是用来计算气相-液相混合体的两相流的管模型。在此处的仿真计算中,共有两处需要用到管模型,一处是被高速电磁阀分成前后两段的高压油管,另一处是喷油器内油道抽象成的油管。这两处管模型在正常工作情况下都是单一的液相,因此不需要采用麦克马克管模型。考虑到计算精度的问题并综合求解时间的因素后决定选定古德诺夫管模型。古德诺夫管的计算方法是采用的有限体积法,这是计算精度最好对实际情况模拟最真实的一个管模型,同时求解时间也在可接受的范围内。

2. 边界条件的选择

Hydsim 中有四种边界条件可供选择,包括压力、流量、机械以及机械液力混合边界条件。本模型中共有三处用到边界条件,分别是喷油泵端的柱塞泄漏边界压力、高速电磁阀的回油压力以及在喷嘴端用一个机械液力混合边界条件对喷嘴泄漏压力和针阀预紧弹簧进行定义。

3. 容积单元的选择

Hydsim 中有标准容积(Standard Volume)、弹性容积(Compliant Volume)和两相容积(Two-Phase Volume)这三个单元。标准容积与弹性容积的区别在于前者是刚性壁,腔容积大小不会受腔体内压力而膨胀,后

者是弹性壁，腔容积会受腔内压力影响；两相容积单元主要用于气液两相混合物的计算。在本模型中容积单元用于抽象柱塞腔、电磁阀容腔以及喷嘴内容腔，它们的内壁刚性大，同时一般都是液体，不会出现气液两相混合的情况，因此模型中的容积单元都选用标准容积。

4. 其他单元的选择

油管、容积、边界条件这些关键因素确定之后，其他单元根据实际物理元件的具体结构就相对比较容易确定了。

凸轮，选择 Cam Profile 单元。

柱塞，选择 Plunger 单元。

泄露，就一个 Annular Gap 单元可供选择。

电磁阀，选择 Switch Valve 单元。

溢流孔，选择 Orifice 下的 Standard 单元。

针阀，为单一弹簧支撑结构，因此选择 Needle 下 Standard (obsolete) 单元。

喷嘴，根据结构特点，采用带有压力室的喷嘴，选用 Nozzle 下 SAC (Extended model) 单元，与 basic 单元的区别在于计算时考虑到气穴情况的发生。

如图 2.2 所示，整个模型包括 21 个 Hydsim 基本模块单元，各基本单元之间依次用流体连接方式（图中蓝色箭头线）；凸轮与柱塞、针阀与边界条件之间用机械连接方式（红色箭头线）；泄露单元用特殊连接方式（绿色连接线）与实际产生泄露的元件相连接；针阀与喷嘴在实际物理结构中是一体的，而 Hydsim 中把这一结构拆分成两个独立单元以方便建模，因此为了表达这种关系两者之间用特殊连接方式相连。至此整个模型搭建完成。

2.3 模型中主要单元基本数学方程

2.3.1 凸轮单元基本数学方程

$$\sum_{i=1}^{n_x} c_{xi} (x' - x'_i) - \sum_{j=1}^{l_x} c_{xj} (x' - x'_j) + \sum_{i=1}^{n_x} k_{xi} (x - x_i) - \sum_{j=1}^{l_x} k_{xj} (x - x_j) = \sum_{i=1}^{n_y} F_{0,xi} - \sum_{j=1}^{l_x} F_{0,xj}$$

$$\sum_{i=1}^{n_y} k_{y_i} (y' - y'_i) + \sum_{i=1}^{n_y} k_{y_i} (y - y_i) = \sum_{i=1}^{n_y} F_{0y_i} + F_y$$

$$\sum_{i=1}^{n_w} k_{w_i} (w' - w'_i) + \sum_{i=1}^{n_w} k_{w_i} (w - w_i) = \sum_{i=1}^{n_w} T_{0i} + T_{Fx}$$

式中： x 、 y ——凸轮基圆圆心坐标；

w ——凸轮旋转角度；

i 、 j ——分别为标输入端和输出端；

c 、 k ——分别为阻尼系数和刚度系数；

n 、 l ——分别为输入输出连接单元的个数；

F_o 、 T_o ——为预紧力和预加的扭矩；

F_y ——凸轮正应力 y 方向的分力；

$$F_y = F_{norm} \sin(\beta + \Delta\beta) = F_x \tan(\beta + \Delta\beta)$$

T_{Fx} ——正应力作用在凸轮上产生的扭矩；

$$T_{Fx} = F_{norm} \alpha_{norm} = \frac{F_x}{\cos(\beta + \Delta\beta)} (R_{base} + r_{roll} + x) \sin \beta$$

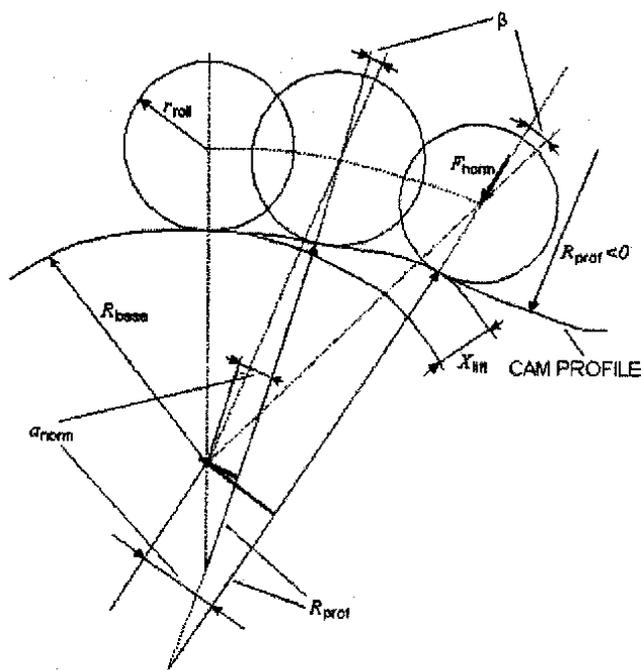


图 2.3 凸轮几何图形

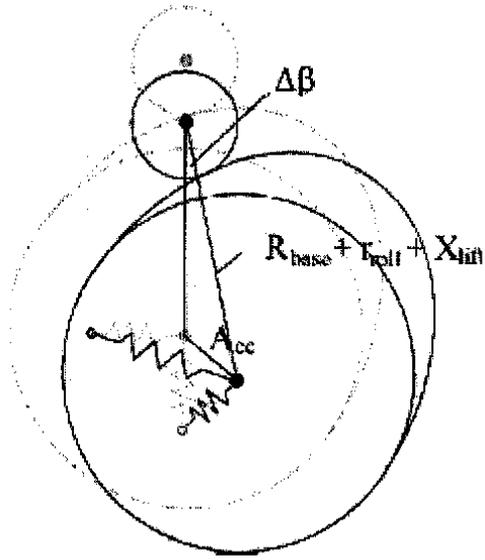


图 2.4 凸轮振动与扭转变形示意图

2.3.2 柱塞单元基本数学方程

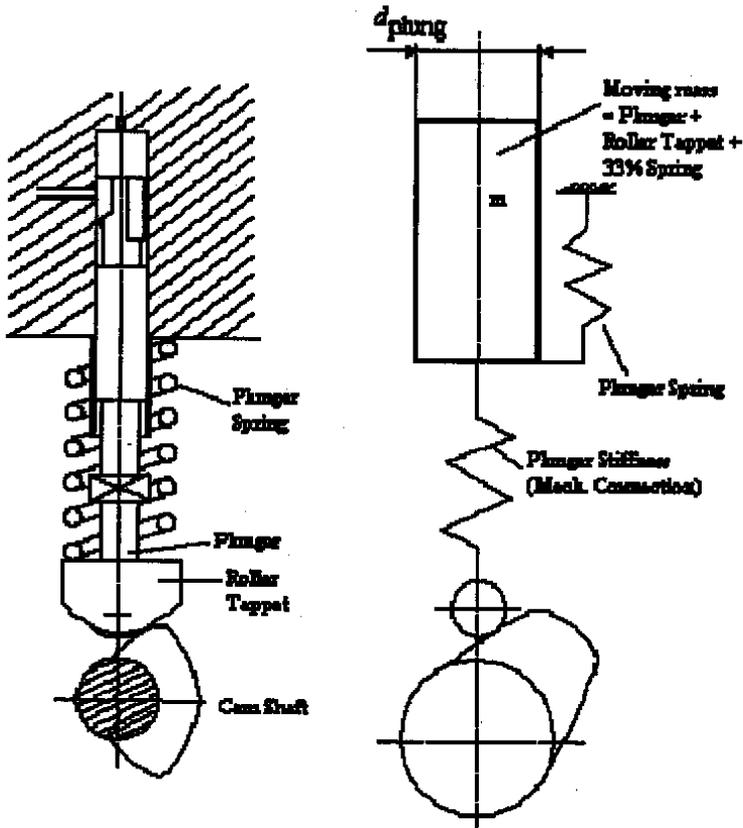


图 2.5 柱塞机械模型

其运动控制方程为：

$$\begin{aligned}
 mx'' + c_0 x' + k_0 x + \sum_{i=1}^n c_i (x' - x'_i) - \sum_{j=1}^l c_j (x' - x'_j) + \sum_{i=1}^n k_i (x - x_i) - \\
 \sum_{j=1}^l k_j (x - x_j) = -F_0 + \sum_{i=1}^n F_{0i} - \sum_{j=1}^l F_{0j} - F_{hyd} - F_{frict} - F_{shear}
 \end{aligned}$$

$$F_{hyd} = (p_{out} - p_{in} - p_{cam}) \frac{\pi}{4} d_{plung}^2$$

- 式中： m ——柱塞质量；
 x ——坐标；
 $i、j$ ——分别为输入输出端连接单元；
 $c、k$ ——阻尼系数和刚度系数；
 $c_0、k_0$ ——柱塞弹簧的阻尼系数和刚度；
 $n、l$ ——输入输出连接单元的个数；
 F_0 ——预紧力；
 F_{hyd} ——液压力；
 F_{frict} ——库伦摩擦力；
 F_{shear} ——泄露造成的粘滞摩擦力；
 $p_{in}、p_{out}$ ——输入输出端压力；
 p_{cam} ——凸轮腔压力；
 d_{plung} ——柱塞直径。

2.3.3 容积单元基本数学方程

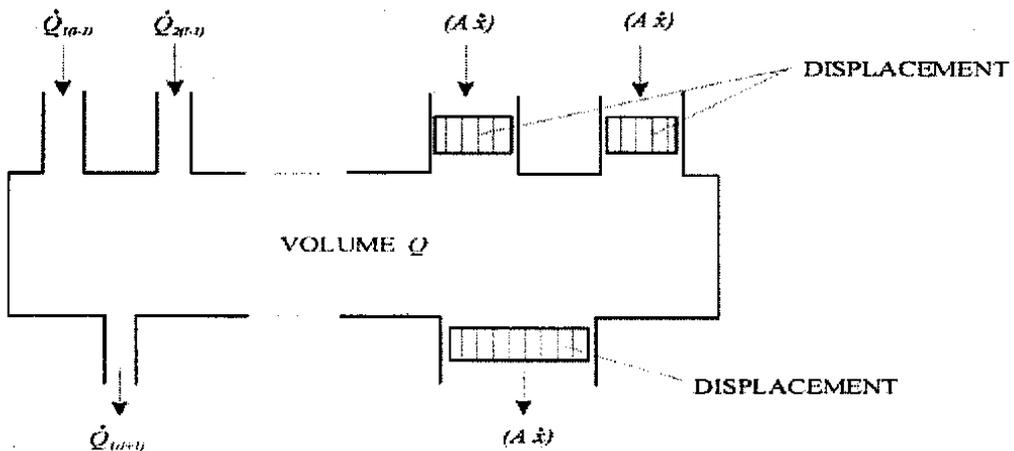


图 2.6 容积单元示意图

$$p'(t) = \frac{E}{V(x)} \left\{ \sum_{i=1}^{n_1} Q'_i + \sum_{i=1}^{n_2} A_i x'_i - \sum_{j=1}^{l_1} Q'_j - \sum_{j=1}^{l_2} A_j x'_j \right\}$$

$$V(x) = V_0 - \sum_{i=1}^{n_2} A_i x_i + \sum_{j=1}^{l_1} A_j x_j$$

式中： $p'(t)$ ——容积压力对时间的微分；

$V(x)$ ——真实容积；

x ——坐标；

E ——体积弹性模量；

Q ——流量；

i, j ——输入端和输出端；

n, l ——输入端和输出端的个数；

A ——横截面积。

2.3.4 泄漏单元基本数学方程

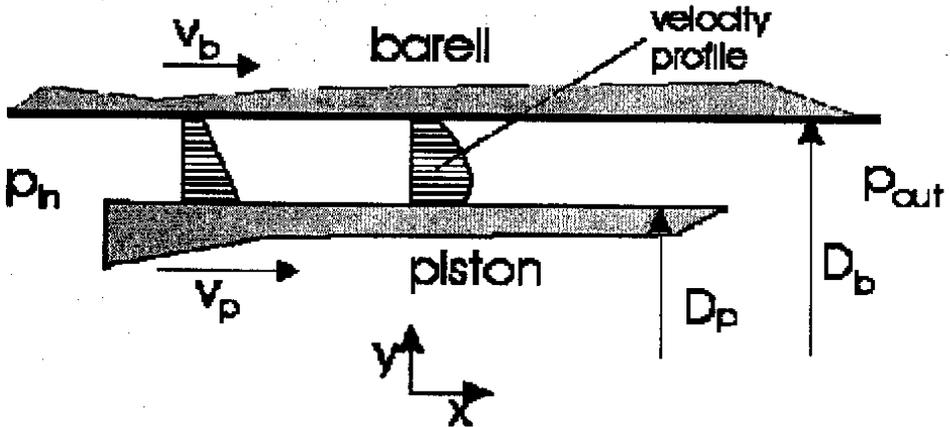


图 2.7 环形泄漏示意图

$$Q' = \frac{\pi}{\mu} \frac{p_{in} - p_{out}}{L_{gap}} \left[\frac{1}{4} (R_b^4 - R_p^4) - \frac{1}{3} (R_b + R_p) (R_b^3 - R_p^3) + \frac{1}{2} R_b R_p (R_b^2 - R_p^2) \right] +$$

$$\pi (v_b - v_p) \left[\frac{2}{3} \frac{R_b^3 - R_p^3}{R_b - R_p} - R_p (R_b + R_p) \right] + \pi v_b (R_b^2 - R_p^2)$$

接触副上的黏性力计算公式：

$$F_{shear_p} = \pi R_p (p_m - p_{out}) (R_p - R_b) + 2\pi\mu \frac{R_p}{R_b - R_p} L_{gap} (v_b - v_p)$$

$$F_{shear_p} = \pi R_b (p_m - p_{out})(R_b - R_p) + 2\pi\mu \frac{R_p}{R_b - R_p} L_{gap} (v_b - v_p)$$

式中： R_b 、 R_p 为——活塞套内径和活塞直径；
 v_b 、 v_p 为——活塞套和活塞速度；
 p_{in} 、 p_{out} 为——活塞头部和尾部压力；
 μ ——动力粘度；
 L_{gap} ——泄露环长度。

2.3.5 油管单元基本数学方程

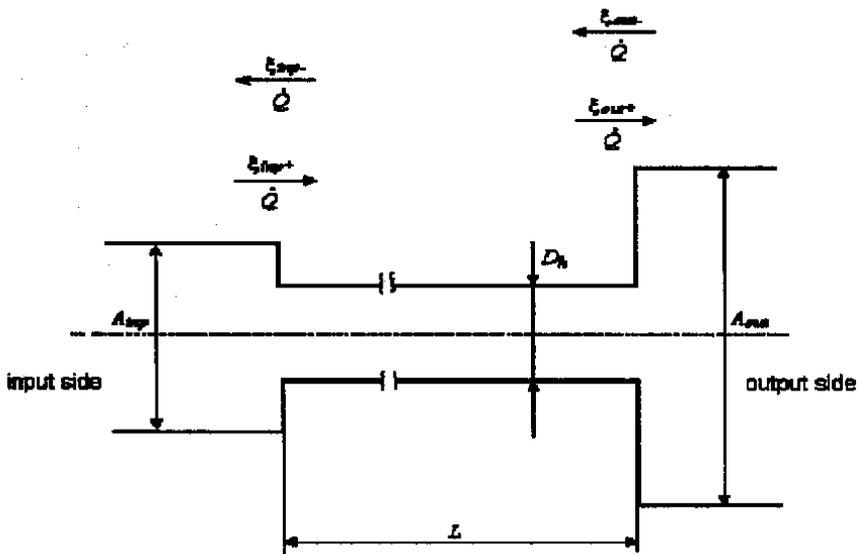


图 2.8 管单元几何图形

连续性方程： $\rho_1 + (\rho v)_x = 0$

动量守恒方程： $\rho v_t + \rho v v_x + p_x = R$

式中： x ——流体流动方向；
 v ——速度；
 P ——压力；
 ρ ——密度；
 R ——摩擦力。

2.3.6 溢流孔单元基本数学方程

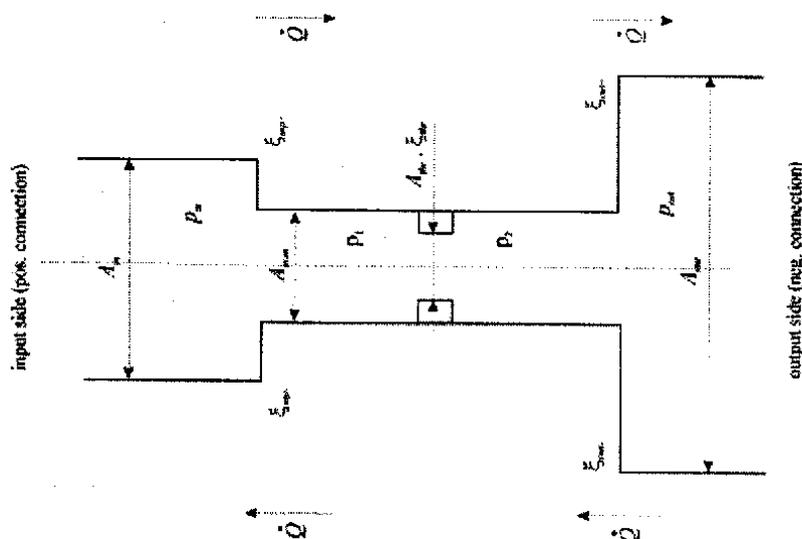


图 2.9 孔几何图形

正向流动

$$\dot{Q} = \sqrt{\frac{1}{\chi_{in} + \chi_{thr} - \chi_{out}}} \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_{in} - p_{out})}$$

$$\chi_{in} = \left[\frac{1 + \xi_{in+}}{A_{nom}^2} - \frac{1}{A_{in}^2} \right]$$

$$\chi_{thr} = \frac{\xi_{thr}}{A_{thr}^2}$$

$$\chi_{out} = \frac{1 - \xi_{out+}}{A_{nom}^2} - \frac{1}{A_{out}^2}$$

反向流动

$$\dot{Q} = \sqrt{\frac{1}{\chi_{out} + \chi_{thr} - \chi_{in}}} \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_{out} - p_{in})}$$

$$\chi_{in} = \left[\frac{1 - \xi_{in-}}{A_{nom}^2} - \frac{1}{A_{in}^2} \right]$$

$$\chi_{thr} = \frac{\xi_{thr}}{A_{thr}^2}$$

$$\chi_{out} = \frac{I + \xi_{out-}}{A_{nom}^2} - \frac{I}{A_{out}^2}$$

式中： \dot{Q} ——为体积流量；

p ——为压力；

ξ ——为阻力系数；

下标 +、- ——表示正方向和反方向；

下标 *in*、*out* ——表示入口和出口；

小标 *thr* ——表示节流孔喉处。

2.3.7 针阀单元基本数学方程

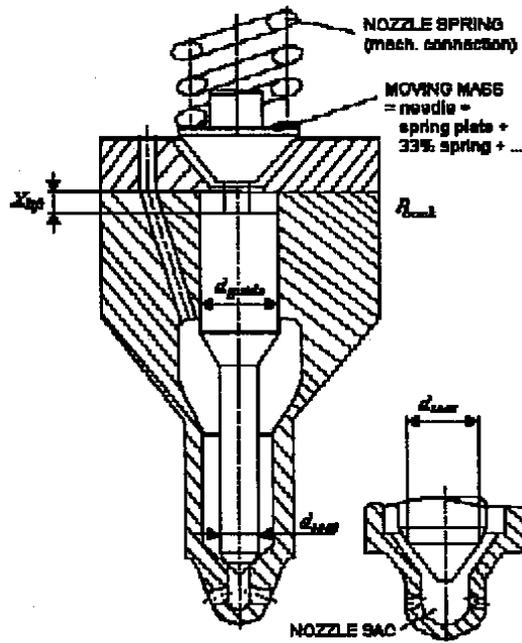


图 2.10 单弹簧针阀

动量守恒方程：

$$m\ddot{x} + \sum_{i=1}^n c_i(x' - x'_i) + \sum_{j=1}^l c_j(x' - x'_j) + \sum_{i=1}^n k_i(x - x_i) - \sum_{j=1}^l k_j(x - x_j) =$$

$$\sum_{i=1}^n F_{0i} - \sum_{j=1}^l F_{0j} + F_{hyd_in} - F_{hyd_out} - F_{frict} - F_{damp} - F_{seat} - F_{stop}$$

$$F_{hyd_in} = F_{guide} + F_{tip}$$

$$F_{guide} = p_{in}(A_{guide} - A_{seat}) = \frac{\pi}{4} p_{in}(d_{guide}^2 - d_{seat}^2) \quad F_{tip} = \frac{\pi}{4} p_{sac} d_{seat}^2$$

式中： m ——为针阀质量；

x ——位移；

c 、 k ——组尼系数和刚度系数；

i 、 j ——分别表示针阀头部和尾部；

F_{hyd_in} 、 F_{hyd_out} ——针阀头部液压力、针阀尾部液压力；

F_{frict} ——摩擦力；

p_{in} 、 p_{sac} ——盛油槽内压力和蓄压腔内压力；

d_{guide} 、 d_{seat} ——针阀导套直径和针阀底座直径；

F_{0i} 、 F_{0j} ——针阀头部和尾部机械连接的预紧力；

F_{damp} ——针阀关闭时挤压流体产生的阻尼力；

F_{seat} 、 F_{stop} ——针阀座和上部挡块作用力。

2.3.8 喷嘴单元基本数学方程

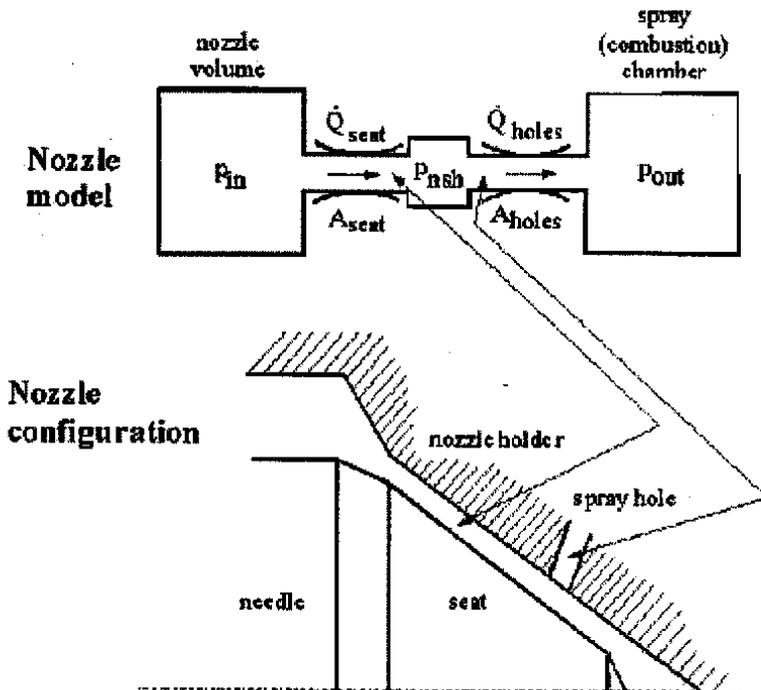


图 2.11 SAC 喷嘴流体流动模型

根据伯努力方程，喷嘴流量：

$$\dot{Q} = \text{sign}(p_{in} - p_{out}) \sqrt{\frac{1}{\frac{\xi_{seat}}{A_{seat}^2} + \frac{\xi_{inlet}}{A_{holes}^2} + \frac{\xi_{holes}}{A_{holes}^2}}} \sqrt{\frac{2}{\rho} |p_{in} - p_{out}|}$$

$$A_{seat} = \frac{1}{2} \pi x_{lift} \sin \frac{\alpha_{seat}}{2} (d_{nsh} + d_{seat})$$

式中： ξ_{seat} 、 ξ_{inlet} 、 ξ_{holes} ——为阀座、喷孔入口处和喷孔的流动阻力系数；
 A_{seat} ——阀座处最小流通截面积；
 x_{lift} ——针阀升程；
 α_{seat} ——针阀座面夹角；
 d_{nsh} 、 d_{seat} ——喷孔处的座面直径和针阀密封底径。

2.4 本章小结

本章分析了电控泵管嘴燃油喷射系统的原理及组成，运用 Hydsim 软件建立了仿真模型，并阐述了在建模过程中各 Hydsim 模块单元是如何选择的。

第 3 章 高速电磁阀仿真研究

随着柴油机电子控制技术的不断发展, 高速电磁阀已经成为其不可或缺的关键之一。无论是电控泵喷嘴, 单体泵, 分配泵还是目前研究最热门的共轨式喷油系统都离不开高速电磁阀^[1]。高速电磁阀承担着精确控制喷油的任务, 因此它必须具有快速的响应特性, 这也是电磁阀技术的关键和研发的难点。同时随着喷油压力的不断提高, 对电磁阀的驱动力和密封性提出了更高的要求。电磁阀工作环境恶劣, 开启闭合的频率高, 这就要求电磁阀具有很好的可靠性。

在早期的电控喷油系统中大多采用比例电磁铁作为执行器, 这种执行器具有功耗大, 响应慢, 尺寸大的缺点。因此随着第二, 第三代电控喷油系统的出现, 这种执行器已经不能适应现代喷油系统对低功耗, 快响应, 小尺寸的要求。国外各大公司根据自身喷油系统的特点和要求都已开发处各种高速电磁阀。电磁阀按工作位置数及通路数可以分为二位二通, 二位三通以及还有三位四通, 其中以二位二通的电磁阀应用最广。按阀芯结构来分又可分为滑阀式, 球阀式以及锥阀式等, 而其中又以锥阀式应用最广。滑阀式阀芯结构容易获得液压平衡和液压力的补偿, 可以在较大压力和流量下工作。但是其行程大, 响应慢, 密封性也不够理想。球阀式阀芯结构的优点是行程短, 响应快, 密封性好, 但由于作用在钢球上的压力不平衡, 电磁铁直接承受压力, 因此只能做成小通径阀或先通阀^[4]。如美国 BKM 公司的 Servojet 蓄压式共轨喷油系统中, 采用的是螺管式电磁铁控制的二位三通高速电磁开关球阀来控制喷油过程。锥阀式阀芯结构的电磁阀既可以克服滑阀工作行程大, 密封性不够好的缺点又可以克服球阀压力不平衡的缺点, 它不易做成三通或四通阀, 一般作为二位二通阀用。但也有做成三通阀使用的, 如美国 CAT 公司开发的中压共轨液力增压式电控喷油系统中使用的的电磁阀就是二位三通常闭式锥阀型结构; 日本电装公司开发的高压共轨 ECD-U2 的早期产品中使用的也是二位三通常开式锥阀型结构。目前国外电磁阀研发正朝着更高的技术方向, 很多公司正在研制压电材料电磁阀, 这种电磁阀尺寸更小, 响应速度更快。德国 Siemens 公司用压电材料做的常闭锥型电磁阀工作压力达 160MPa, 响应时间仅为 0.3ms。

国内电磁阀的技术水平与国外有很大差距，目前国内各大高校和科研院所都进行了大量研究，并已经做出一些产品。如武汉理工大学开发的应用在中压共轨液力增压式电控喷油系统中的电磁阀，开启延时 0.78ms，关闭延时为 1.10ms。清华大学为电控泵管嘴系统研制的电磁阀开启延时仅为 0.56ms，关闭延时为 1ms，并且尺寸较小。

3.1 电磁阀结构与原理

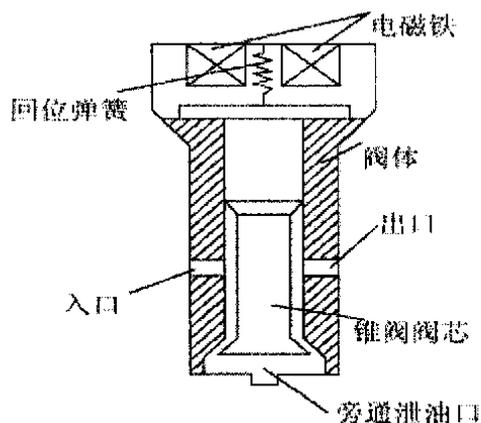


图 3.1 电磁阀结构示意图

图 3.1 为一种二位三通电磁阀的结构示意图，该电磁阀由电磁铁，回位弹簧，衔铁，阀芯，阀体等构成。电磁阀初始位置是常开的，高压燃油从入口进入电磁阀，从出口和旁通泄油口流出，由于泄油口是打开的，因此电磁阀出口不能建立起很高的油压。喷油时刻到来后，驱动电路给螺线圈电磁铁施加一驱动电流，电磁铁产生电磁力克服回位弹簧的阻力，锥形阀芯向上运动关闭泄油口，此时高压燃油完全从出口进入喷油器开始喷油；喷油结束时，驱动电路切断给螺线圈的电流，电磁力消失，阀芯在回位弹簧的作用下，向下运动泄油口又重新打开，高压燃油从泄油口流出，喷油结束。

3.2 电磁阀数学模型

电磁阀的工作过程是一个典型的电生磁，磁生力，力又产生运动的过程，因此电磁阀数学模型主要包括电路方程，磁路方程和运动方程。

3.2.1 电路方程

电磁阀的驱动一般都是先施加一很高的电压而后再施加一较低的维持电压,这样做的好处是开始时的高电压可以加速电磁阀阀芯关闭泄油口的响应速度,而后较低的维持电压既可以降低功耗又可以使电流在切断后加速螺线圈内电感的衰弱,提高重新开启泄油口的响应速度。

给螺线圈施加的电压 U 应等于线圈电阻 R 分担的电压与磁路中磁链 ψ 变化产生的感应电压之和,即:

$$U = iR + \frac{d\psi}{dt} = iR + N \frac{d\phi}{dt} \quad (3-1)$$

式中: U ——驱动电压;

i ——线圈中的电流;

R ——线圈电阻;

ψ ——磁路中的磁链;

ϕ ——磁通量;

N ——线圈扎数。

3.2.2 磁路方程

由基尔霍夫磁压定律:

$$iN = R_m \phi \quad (3-2)$$

式中的 R_m 为磁路中的总磁阻,主要包括电磁铁铁芯磁阻 R_f 和电磁铁与衔铁之间空气间隙的磁阻 R_a 。

$$iN = (R_f + R_a) \phi = \left(\frac{l_f}{\mu S_f} + \frac{l_a}{\mu_0 S_a} \right) \phi$$

$$\text{又} \quad \phi = BS \quad (3-3)$$

$$B = Hu$$

$$\text{气隙长度:} \quad l_a = l_{\max} - x$$

$$\text{因此} \quad iN = Hl_f + \frac{l_{\max} - x}{\mu_0 S_a} \phi \quad (3-4)$$

式中: l_f 、 l_a 、 l_{\max} ——铁芯长度,气隙长度和气隙最大长度;

S_f 、 S_a ——铁芯和气隙截面积；

x ——阀芯行程；

H ——磁场强度；

B ——磁感应强度；

u_0 、 u ——真空磁导率和铁芯材料的磁导率。

3.2.3 电磁阀运动方程

电磁阀阀芯在实际工作过程中受力有电磁力 F_m ，回位弹簧作用力 F_s ，摩擦力 f ，液压力以及与上下止点接触时产生的阻力 F_{up} 、 F_{down} ，这里仅对电磁阀干阀进行仿真研究，因此不考虑液压力。

根据麦克斯韦电磁力公式：

$$F_m = \frac{B^2 S_a}{2u_0} = \frac{\phi^2}{2u_0 S_a} \quad (3-5)$$

由胡克定理，回位弹簧作用力：

$$F_s = K_s(x_0 + x) \quad (3-6)$$

式中： K_s ——回位弹簧刚度；

x_0 ——回位弹簧预紧量；

x ——阀芯行程。

摩擦力：
$$f = C \frac{dx}{dt} \quad (3-7)$$

式中： C ——运动阻尼。

上下止点的阻力：

$$F_{up} = K_{up}(x - x_{max}) + C_{up} \frac{dx}{dt} \quad (3-8)$$

$$F_{down} = K_{down}x + C_{down} \frac{dx}{dt} \quad (3-9)$$

式中： K_{up} 、 K_{down} ——上下止点限位器的刚度； $x < x_{max}$ 时 $K_{up} = 0$ ， $x > 0$ 时 $K_{down} = 0$ 。

C_{up} 、 C_{down} ——上下止点限位器的阻尼系数。 $x < x_{max}$ 时 $C_{up} = 0$ ， $x > 0$ 时 $C_{down} = 0$ 。

根据动量守恒定律，阀芯运动方程为：

$$m \frac{d^2x}{dt^2} = F_m - F_s - f - F_{up} - F_{down} \quad (3-10)$$

式中： m ——阀芯运动件质量。

3.2.4 电磁铁铁芯磁化曲线

电磁铁铁芯所用的材料是电工纯铁 DT4，饱和磁感应强度高，但是铁磁质的磁化率 μ 是随磁场强度 H 变化而变化的，并且磁感应强度 B 与磁场强度 H 之间没有线性关系。如图 3.2 所示的几种磁质的磁化曲线，可以看出 B 与 H 之间是很复杂的函数关系，这就给计算磁通量 ϕ 带来了麻烦。为了既简便又准确的表示 B 与 H 之间的关系，这里采用文献[7]中提到的多段曲线拟合的方法。拟合结果如下^[7]：

$$B = B(H) = \begin{cases} 0.011H^3 - 0.1631H^2 + 0.08515H & 0 \leq H < 6 \\ -0.0004H^2 + 0.0204H + 1.5311 & 6 \leq H < 25 \\ 1.8 & H \geq 25 \end{cases} \quad (3-11)$$

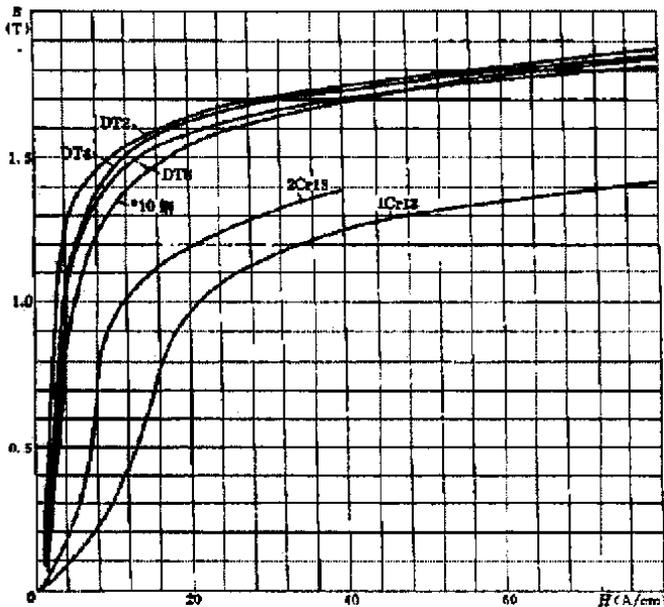


图 3.2 纯铁 (DT2、DT3、DT4) 等磁质磁化曲线

3.3 电磁阀模型 Simulink 实现

Simulink 是 MATLAB 提供的一个用来对动态系统进行建模、仿真和分

析的工具包，它支持线性和非线性，能够在连续时间域、离散时间域或者两者的混合时间域里进行建模^[20]。Simulink 为用户省去了许多重复代码的编写工作，让用户把精力从编程转向模型的构造。

根据 3.2 小节中电磁阀数学方程，为使比较清晰和结构化，在 Simulink 建模时分成三个子模块：磁场强度 H 子模块，电磁作用力 F_m 子模块和阀芯运动阻力 F_r 子模块。

3.3.1 磁场强度子模块

由公式 3-1 和公式 3-4 可得：

$$H = \frac{NU - N^2 \frac{d\phi}{dt} - \frac{l_{\max} - x}{u_0 S_a} \phi}{l_j}$$

该方程中有三未知量需要输入：驱动电压 U ；磁通量 ϕ ；阀芯位移 x ，这是在电磁作用力 F_m 子模块中求得的。磁场强度 H 是需要求解的输出量。其他都是已知的电磁阀结构参量。

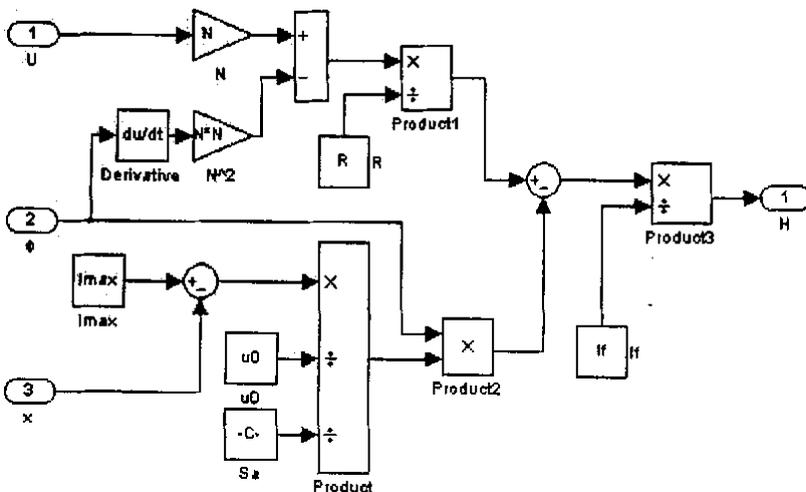


图 3.3 磁场强度 H 子模块

3.3.2 电磁作用力子模块

由公式 3-3，公式 3-11 及公式 3-4 可得：

$$\phi = BS_a = B(H)S_a$$

3.3.4 仿真结果

综合以上三个子模块以及公式 3-7 和公式 3-10，得电磁阀动态仿真 Simulink 模型，如图 3.6 所示。

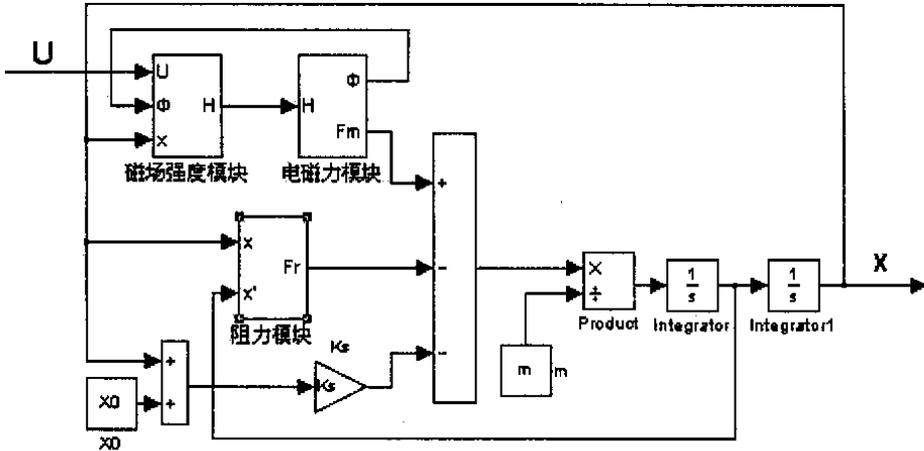


图 3.6 电磁阀动态仿真模型

模型构建完成以后，输入电磁阀结构参数，驱动电压峰值为 110V，持续时间为 0.9ms—2.2ms，维持电压 24V，持续时间为 2.2ms—10ms。仿真结果如图 3.7。从图中可以看出电磁驱动力达到了 182.64N。驱动电压施加时刻为 0.9ms，电磁阀完全关闭时刻为 2.34ms，延迟 1.44ms；驱动电压在 10ms 时刻关闭，电磁阀重新完全打开时刻为 11.96ms，延迟 1.96ms。从位移曲线上看在完全关闭和重新开启的时刻阀芯运动有点抖动，这是与上下限位器冲击造成的。

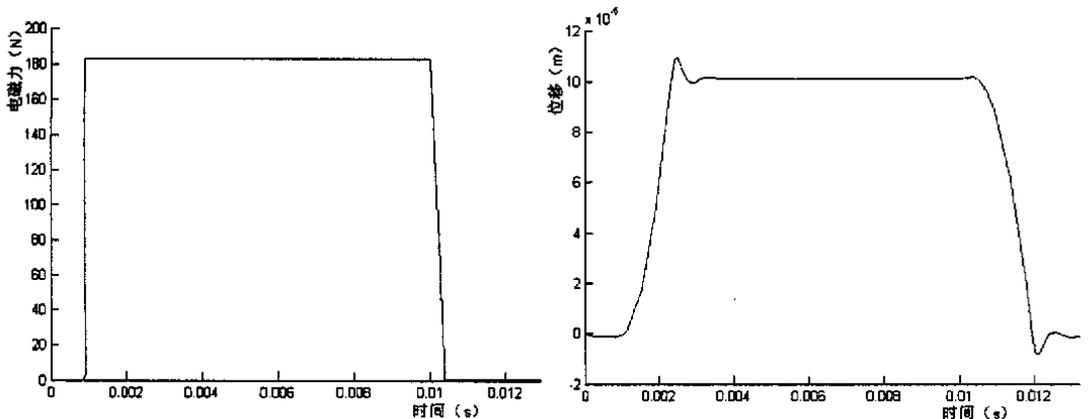


图 3.7 电磁作用力和阀芯位移

3.4 电磁阀响应特性分析

3.4.1 驱动电压对电磁阀响应特性的影响

根据公式 3-2 和公式 3-5 可知电磁力 $F_m = \frac{\phi^2}{2\mu_0 S_a} = \frac{i^2 N^2}{2\mu_0 S_a R_m^2}$ 。电流 i 越大电磁力 F_m 就越大，而电流 i 与驱动电压 U 是成正比的，因此峰值电压越大电磁阀的关闭响应就越快；在电磁阀开启时电磁力不再是驱动力而成为阀芯运动阻力，适当降低维持电压，电磁力就会变小，而且当驱动电压断开后，电磁铁螺线圈中的电压衰减的就快，这样电磁力就衰减的快，电磁阀开启响应就能变快。为验证上述分析改变峰值电压和维持电压进行仿真。

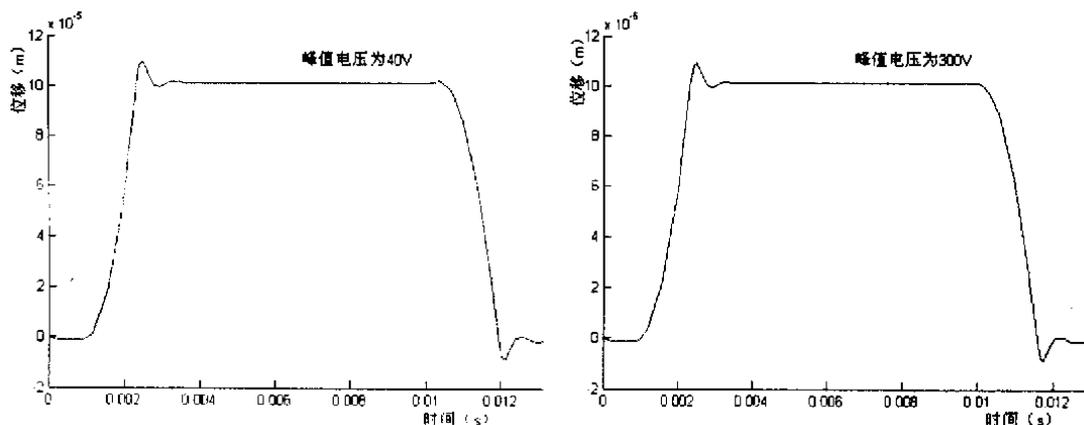


图 3.8 不同峰值电压对电磁阀关闭响应的影响

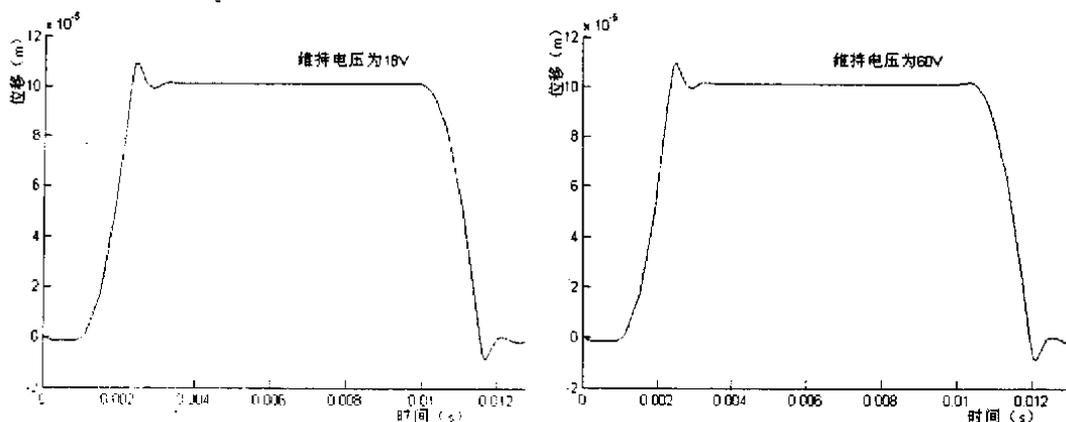


图 3.9 不同维持电压对电磁阀开启响应的影响

表 3.1 不同驱动电压对电磁阀响应特性的影响

峰值电压 V	维持电压 V	关闭延迟 ms	开启延迟 ms
110	24	1.44	1.83
40	24	1.47	
300	24	1.43	
110	18		1.50
110	60		1.99

从表 3.1 的数据来看基本验证了上述的分析,较高的峰值电压可以提高电磁阀的关闭响应速度,而较低的维持电压可以加速电磁阀打开的响应。当然峰值电压不能过高,既要考虑线圈的承受力影响电磁阀的寿命,同时高电压也会增加功耗;虽然较低的维持电压可以加速电磁阀的打开,但是维持电压的降低势必降低电磁作用力,这样可能就会影响电磁阀关闭时的密封性。

3.4.2 回位弹簧预紧量对电磁阀响应特性的影响

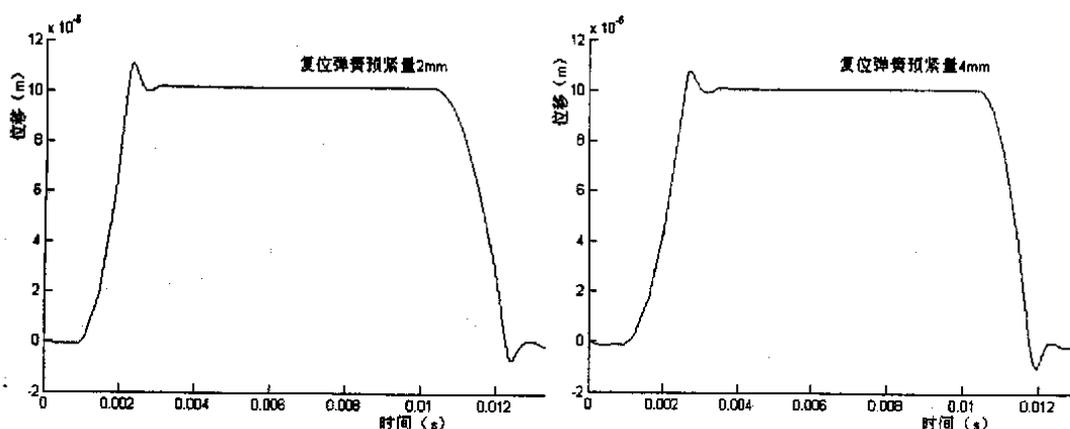


图 3.10 不同弹簧预紧量对响应特性的影响

表 3.2 不同弹簧预紧力对电磁阀响应特性的影响

弹簧预紧量 mm	关闭延迟 ms	开启延迟 ms
2.00	1.25	2.33
3.00	1.44	1.83
4.00	1.66	1.75

从表 3.2 的数据看,较大的预紧力虽然可以加速电磁阀的打开,但是却会降低电磁阀关闭的响应速度,这是因为回位弹簧的预紧力在电磁阀关

闭时是阀芯运动的阻力，而在阀打开时又是驱动力。因此对预紧力的选择必须根据需要进行适当选择。从图 3.10 中也可以看出较大的预紧力在电磁阀开启时对限位器的冲击也较大。

3.4.3 运动件质量对电磁阀响应特性的影响

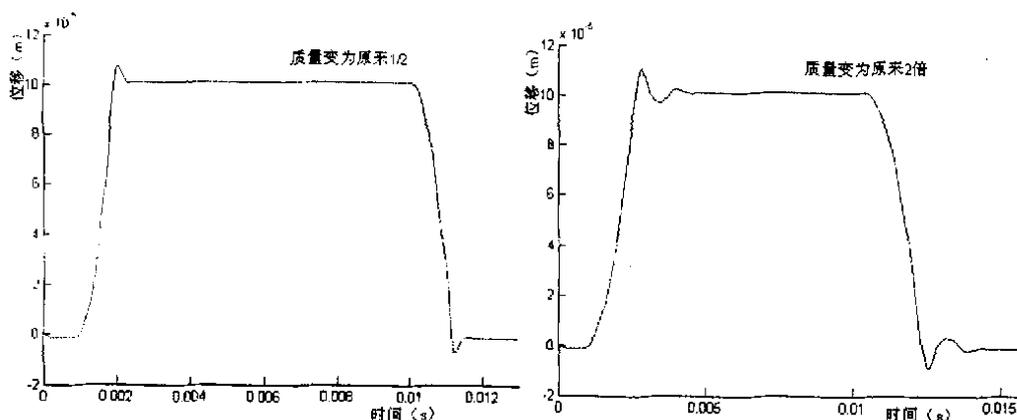


图 3.11 不同运动件质量对响应特性的影响

表 3.3 不同运动件质量对电磁阀响应特性的影响

运动件质量	关闭延迟 ms	开启延迟 ms
$m/2$	1.04	1.23
m	1.44	1.83
$2m$	1.74	2.42

由牛顿第二运动定律 $F = ma$ 可以看出在作用力 F 一定的情况下，较小的质量 m 就可以获得较大的加速度 a 。因此运动件质量的减小，能提高电磁阀关闭和开启的响应速度。表 3.3 的仿真数据可以验证上述分析，并且可以看出运动件质量对响应特性的影响是显著的。同时从图 3.11 也可以看出小质量的运动件也能大大减小对上下限位器的冲击。

3.4.4 气隙大小对电磁阀响应特性的影响

磁路中的总磁阻主要包括铁芯的磁阻和气隙的磁阻这两部分，即

$$R_m = R_f + R_a = \frac{l_f}{\mu S_f} + \frac{l_a}{\mu_0 S_a}$$

即 $\mu_0 \ll \mu$ ，因此 $R_a \gg R_f$ ，磁路总磁阻就主要表现在气隙磁阻。由公式 3-2

可知 $\phi = \frac{iN}{R_m} = \frac{iN}{R_f + R_a}$ ，因此气隙的增大使得磁通量 ϕ 的减小从而电磁力跟着减小，电磁力的减小必将使得电磁阀关闭变慢，而使得开启变快。但是

从表 3.4 中的仿真数据看，对电磁阀关闭延迟的影响好像不是太大，这主要可能是因为关闭时用的 110V 峰值电压较高，能够产生足够大的电磁力；而在 24V 维持电压阶段，大气隙对电磁力的影响就较大了，从图 3.12 上可看出 0.3mm 长的气隙在维持电压段电磁力已有明显的不足，导致阀芯位移有一较大回落。

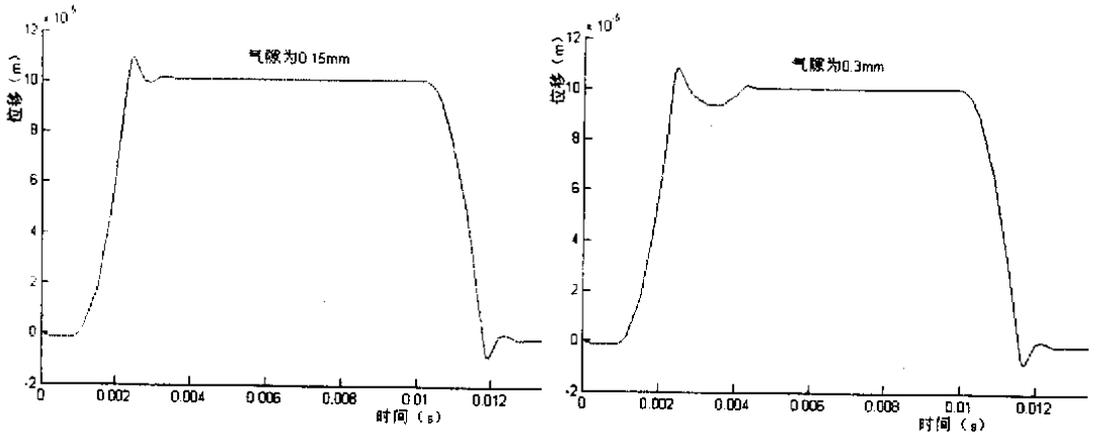


图 3.12 不同气隙大小对响应特性的影响

表 3.4 不同气隙大小对电磁阀响应特性的影响

气隙 mm	关闭延迟 ms	开启延迟 ms
0.30	1.45	1.61
0.20	1.44	1.83
0.15	1.44	1.85

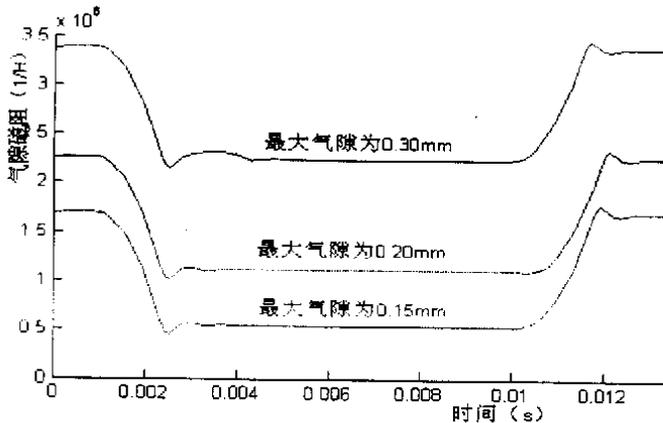


图 3.13 气隙磁阻变化

3.4.5 螺线圈匝数对电磁阀响应特性的影响

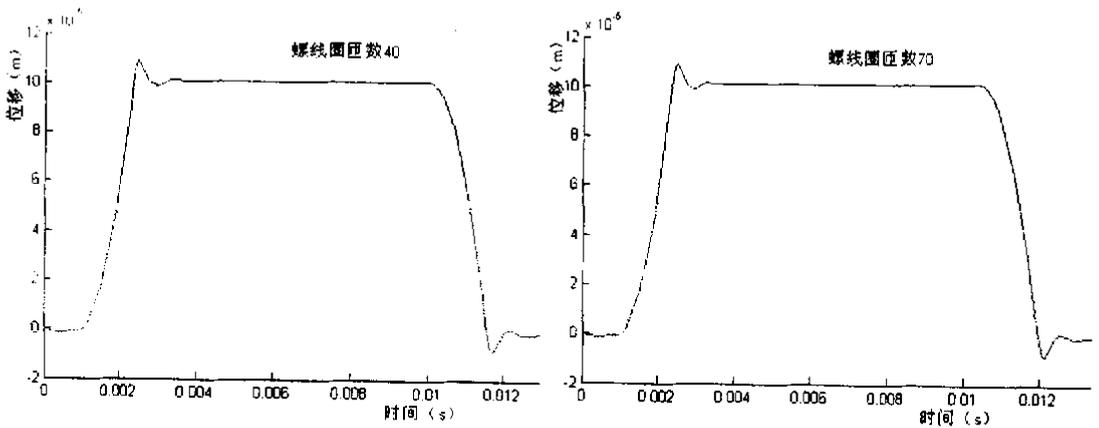


图 3.14 不同线圈匝数对响应特性的影响

表 3.5 不同线圈匝数对电磁阀响应特性的影响

螺线圈匝数	关闭延迟 ms	开启延迟 ms
40	1.45	1.63
60	1.44	1.83
70	1.44	2.21

由 $\phi = \frac{iN}{R_m}$ ，可知线圈匝数 N 越大磁通量 ϕ 就越大，电磁力就越大，这

样会提高电磁阀关闭的速度，降低电磁阀打开的速度。表 3.5 中的仿真数据基本上验证了线圈匝数对电磁阀开启响应特性的影响，但是对关闭响应

特性的影响与分析的不完全一致。这是由于线圈的电感 $L = \frac{N^2}{R_m}$ ， N 的增大

导致线圈的电感 L 也变大。所以线圈匝数的增多虽然增强了电磁力，有利于电磁阀关闭时阀芯运动时间的较小，但是电感 L 的变大使得电流在线圈中的提高变缓，使阀芯触动时间变大，所以电磁阀总的关闭时间并没有缩短多少，因此线圈匝数对关闭响应特性得看具体情况。对电磁阀开启响应特性来讲，线圈匝数越少越迅速， N 越小，电感 L 就越小，断电时电流在线圈中的衰减就越快，这样阀芯触动时间就变小了。因此为提高电磁阀响应特性可以采用较少的线圈匝数加速电流在线圈中的变化过程，使触动时间变小，同时适当提高峰值电压，使电磁铁有足够大的电磁力。

3.5 本章小结

本章分析了电磁阀的结构与工作原理，并建立了电磁阀干阀的数学模型和 Simulink 仿真模型，分析了影响电磁阀动态响应特性的因素。由于只是对电磁阀干阀进行建模，而在实际工作中，电磁阀阀芯还受到液压力的作用。考虑到此电磁阀的具体结构，实际工作中由于受液压力作用，电磁阀的关闭响应特性将变慢，而开启将变快。同时螺线圈中的涡流，以及温度等因素也未考虑，需要做进一步的改进。

第 4 章 燃油系统仿真模型数据输入

电喷化改造后的燃油系统仅仅取消了原燃油系统的出油阀以及油泵柱塞偶件上的螺旋槽，进回油孔等，因此在初步计算时各模块的数据都采用原系统的数据。

4.1 凸轮型线数据

凸轮基圆半径：47.5 mm；

凸轮滚轮半径：45 mm；

材料的杨氏弹性模量：210000 N/mm²；

滚轮有效接触宽度：45 mm；

凸轮型线：有两种计算方式，一是给出升程数据表，一是给出加速度数据表。虽然 HYDISM 计算时所用的是升程数据，但是软件建议使用给出加速度表由 Hydsim 来计算速度、升程数据。原因是由加速度计算速度、升程使用的是积分算法，积分算法对数据表中离散的数据细微偏差并不敏感，而给出升程计算速度和加速度时使用的时微分算法，微分算法对离散数据的偏差比较敏感，如果数据精度不够往往会造成数值计算的失败。由于本次计算中采用的升程数据精度为每 0.5deg 计算一次，并取小数点后 5 位，精度已经足够，故仍然采用给出升程表的算法。具体数据计算如下。

此凸轮是采用复合正弦抛物线凸轮型线，其运动规律由以下几段函数组成：第一段，正加速度段，采用二分之一波的短周期大振幅的正弦函数；第二段和第三段分别采用四分之一波正弦函数和抛物线函数相衔接，构成负加速度段。缓冲段采用余弦函数过渡。各段方程如下：

(1) 余弦缓冲段

$$h_r = h_0 [1 - \cos(\frac{\pi}{2\Phi_0} \varphi)]$$

$$\frac{dh_r}{d\varphi} = h_0 \frac{\pi}{2\Phi_0} \sin(\frac{\pi}{2\Phi_0} \varphi)$$

$$\frac{d^2 h_r}{d\varphi^2} = h_0 (\frac{\pi}{2\Phi_0})^2 \cos(\frac{\pi}{2\Phi_0} \varphi)$$

(2) 第一工作区段 (半波正弦加速段), 在 $\Phi_0 \leq \varphi \leq \Phi_1$ 区间

$$h_{T1} = h_{0T} + C_{11}(\varphi - \Phi_0) - C_{12} \sin\left[\frac{\pi}{\Phi_1 - \Phi_0}(\varphi - \Phi_0)\right]$$

$$\frac{dh_{T1}}{d\varphi} = C_{11} - C_{12} \frac{\pi}{\Phi_1 - \Phi_0} \cos\left[\frac{\pi}{\Phi_1 - \Phi_0}(\varphi - \Phi_0)\right]$$

$$\frac{d^2 h_{T1}}{d\varphi^2} = C_{12} \left(\frac{\pi}{\Phi_1 - \Phi_0}\right)^2 \sin\left[\frac{\pi}{\Phi_1 - \Phi_0}(\varphi - \Phi_0)\right]$$

(3) 第二段工作区 (四分之一波正弦负加速度段), 在 $\Phi_1 \leq \varphi \leq \Phi_2$ 区间

$$h_{T2} = h_{T1E} + C_{21}(\varphi - \Phi_1) + C_{22} \sin\left[\frac{\pi}{2(\Phi_2 - \Phi_1)}(\varphi - \Phi_1)\right]$$

$$\frac{dh_{T2}}{d\varphi} = C_{21} + C_{22} \frac{\pi}{2(\Phi_2 - \Phi_1)} \cos\left[\frac{\pi}{2(\Phi_2 - \Phi_1)}(\varphi - \Phi_1)\right]$$

$$\frac{d^2 h_{T2}}{d\varphi^2} = -C_{22} \left[\frac{\pi}{2(\Phi_2 - \Phi_1)}\right]^2 \sin\left[\frac{\pi}{2(\Phi_2 - \Phi_1)}(\varphi - \Phi_1)\right]$$

(4) 第三段工作区 (抛物线负加速度段), 在 $\Phi_2 \leq \varphi \leq \Phi_3$ 区间

$$h_{T3} = h_{T2E} + C_{31}(\Phi_3 - \varphi)^4 - C_{32}(\Phi_3 - \varphi)^2 + C_{33}$$

$$\frac{dh_{T3}}{d\varphi} = 4C_{31}(\Phi_3 - \varphi)^3 + 2C_{32}(\Phi_3 - \varphi)$$

$$\frac{d^2 h_{T3}}{d\varphi^2} = 12C_{31}(\Phi_3 - \varphi)^2 - 2C_{32}$$

上面 12 个公式中有 7 个待定系数 C_{11} 、 C_{12} 、 C_{21} 、 C_{22} 、 C_{31} 、 C_{32} 、 C_{33} 。这些系数可以根据凸轮运动规律的连续性来确定, 即在各个工作区段交点处, 按前后段公式计算出的升程、几何速度、几何加速度必须相等。据此得到下列方程:

$$C_{11}(\Phi_1 - \Phi_0) + C_{21}(\Phi_2 - \Phi_1) + C_{22} + C_{33} - h_{T\max} = 0$$

$$C_{11} - C_{12} \frac{\pi}{\Phi_1 - \Phi_0} - h_0 \frac{\pi}{2\Phi_0} = 0$$

$$C_{11} + C_{12} \frac{\pi}{\Phi_1 - \Phi_0} - C_{21} - C_{22} \frac{\pi}{2(\Phi_2 - \Phi_1)} = 0$$

$$C_{21} - 4C_{31}(\Phi_3 - \Phi_2)^3 - 2C_{32}(\Phi_3 - \Phi_2) = 0$$

$$C_{22} \left(\frac{\pi}{2(\Phi_2 - \Phi_1)} \right)^2 - 12C_{31}(\Phi_3 - \Phi_2)^2 - 2C_{32} = 0$$

$$C_{31}(\Phi_3 - \Phi_2)^4 - C_{32}(\Phi_3 - \Phi_2)^2 + C_{33} = 0$$

另外需要对负加速度段进行限制:

$$\frac{\alpha_{T3B}}{\alpha_{T3E}} = \frac{d^2 h_{T3B} / d\varphi^2}{d^2 h_{T3E} / d\varphi^2} = Z < 1$$

$$\text{即} \quad 6C_{31}(\Phi_3 - \Phi_2)^2 - (1-Z)C_{32} = 0$$

其中, Φ 为相应工作区段终点的总转角, 数字下标表示各工作区段 (注: 凡不在三角函数内的角度一律用弧度单位来计算); h_{TiE} 、 h_{TiB} 分别表示各相应工作区段终点和起点的升程; h_{Ti} 、 h_{0T} 分别表示各相应工作区段的升程和缓冲段升程。

上面公式中一些已知量, $h_0 = 1\text{mm}$ 、 $\varphi_0 = 10^\circ$ 、 $h_{Tmax} = 22\text{mm}$ 、 $\Phi_1 = 28^\circ$ 、 $\Phi_2 = 31^\circ$ 、 $\Phi_3 = 58^\circ$ 、 $Z = \frac{5}{8}$ 。用 MTLAB 编写出计算程序, 计算出升程数据文件(见附录)直接导入 Hydsim 中即可。

4.2 喷嘴单元数据

喷嘴数目: 9;

喷嘴直径: 0.53 mm;

喷嘴孔长度: 2.25 mm;

喷孔流出系数(无气穴时): 0.9;

喷孔流出系数(有气穴时): 0.74;

喷孔内倒圆半径: 0.02 mm;

蒸气压力: 0.001 MPa;

压力室(SAC)直径: 2.5 mm;

针阀座角度: $60^\circ 40'$;

针阀顶部直径: 0 mm;

针阀顶部角度: 120° ;

层流常数：5000；

雷诺数：1。

对喷射雾化特性的评价主要包括油滴平均直径即 Sauter 平均直径、喷射锥角 α 和贯穿距离 S (见图 4.1)。因此还需要设置评价雾化特性的计算公式。在 HYDISM 中已经内含了一些常用计算公式，只要根据需要加以选择。

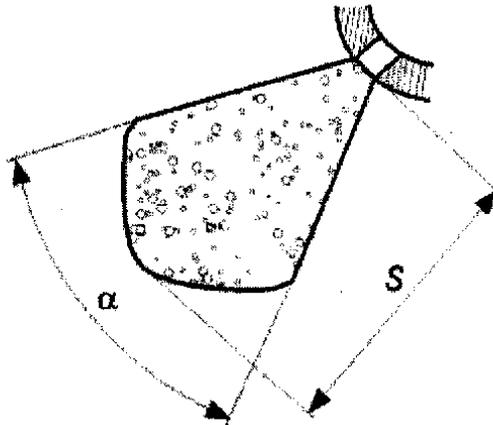


图 4.1 喷射锥角 α 和贯穿距离 S

油滴平均直径计算公式：选择 Eiktob 公式。

$$d_m = 3.08 \times 10^6 \gamma^{0.385} \sigma^{0.737} \rho_f^{0.737} \rho_a^{0.06} \Delta P^{-0.54}$$

式中： d_m ——油滴平均直径， μm ；

γ ——燃油的运动粘度， m^2/s ；

σ ——燃油表面张力， N/m

ρ_f ——燃油密度， kg/m^3 ；

ρ_a ——空气密度， kg/m^3 ；

ΔP ——通过喷孔的压力差 (Pa)， $\Delta P = P_d - P_g$ 。

喷射圆锥角计算公式：选择 Sitkei 公式。

$$\alpha = 0.03824 \frac{d \rho_a^{0.1} \Delta P^{0.35}}{l^{0.3} \rho_f^{0.45} \mu_f^{0.7}}$$

式中： α ——喷射圆锥角， deg ；

- d ——喷孔直径, m;
- l ——喷孔长度, m
- μ_f ——燃油动力粘度, Pa·s;
- 其他参数同上。

贯穿距离的公式: 选择 Wakuri 公式。

$$S = \frac{td \sqrt{\frac{2}{\rho_a} \xi \Delta P}}{\sqrt{0.427 \left(\frac{\rho_a}{\rho_f}\right)^{0.35}}}$$

- 式中: S ——贯穿距离, m;
- t ——喷射时间, s;
- ξ ——阻力系数;
- 其他参数同上。

相对涡流强度: 2。

对喷射雾化质量计算还需要设置气缸充气特性, 见表 4.1。在菜单栏的 Model 下 Cylinder Charge Properties 里设置。

表 4.1 气缸充气特性表

压力 MPa	密度 kg/m ³	动力粘度 mm ² /s
0.1	0.737463	5.5
0.5	3.68189	5.5
1	7.34654	5.5
2	14.6349	5.5
4	29.036	5.5
6	33.1965	5.5
8	37.1429	5.5
10	50.8717	5.5

4.3 其他单元数据

(1) 柱塞

运动部件质量: 2916g; 运动部件质量包括柱塞、滚轮以及上下弹簧座等。

柱塞直径：23 mm；

凸轮腔压力：0.1 MPa；该压力是柱塞输入端压力，指定为大气压力即可。

凸轮弹簧预紧力：1120 N；

凸轮弹簧刚度：62 N/mm；

凸轮弹簧阻尼：0.01 Ns/mm；金属弹簧内部的阻尼都非常小，常用此数值计算，并不影响计算结果。

(2) 泵腔容积

泵腔容积指的是泵柱塞的初始容积，即当滚轮处于基圆上时，柱塞顶面与柱塞套底面之间的体积。喷油泵乃采用原系统的设计，仅取消了螺旋槽，进回孔等，这对泵腔容积没有什么影响。泵腔容积是随着柱塞的运动而变化的，计算公式如下

$$V_p = \frac{d_p^2 \pi h}{4}$$

其中， V_p 为泵腔容积； d_p 为柱塞直径； h 为柱塞行程。

泵腔容积：9971.5 mm³；

流体属性：由于整个系统中都是单一性质的流体，且认为温度、密度、粘度等流体性质不发生变化，所以流体属性采用全局属性，由程序计算，不必另给。

气穴计算：虽然在供油过程中是单一的液相，但是在回油过程中可能会由于压力下降过快导致产生气穴现象，因此这里给定一个大于 0 但又很小的数值作为蒸汽压力，以免计算时产生错误。

蒸汽压力：0.001 MPa；

初始体积：0 mm³。

(3) 柱塞泄漏

柱塞直径：22 mm；

柱塞个数：1；

初始间隙长度：8.7 mm；

间隙长度：可变；长度为初始长度与柱塞形成之和，Hydsim 会自动计算。

用户定义环形间隙：1, 0 MPa 0.004 mm；

2, 200 MPa 0.015 mm。

(4) 柱塞泄漏压力

泄露端与低压油路连接在一起，因此泄露压力即低压油路的油压。

泄露压力：0.3 MPa；

第一栏增量因子：1。

(5) 高压油管

原高压油管总长度为 388 mm，但这里高压油管被高速电磁阀分割成前后两部分，以便更好的控制压力波在高压油路内的传播。由于在没有计算前高速电磁阀的合适位置尚不能确定，因此暂时把电磁阀放在高压油管中间部位。

油管长度：油泵至电磁阀部分为 194 mm；电磁阀至喷油器部分为 194 mm；

油管内径：6 mm；为了减少燃油在高压油路中流动的阻力应尽量减少燃油流通截面积的变化；

油管壁厚：6 mm；

油管材料杨氏弹性模量：210000 N/mm²；

泊松比：0.3。

(6) 电磁阀

初始状态：打开；电磁阀是采用常开型的，平时高压油路与低压油路相通，当喷油开始时，电磁阀关闭，高压油路与低压油路断开，压力上升超过针阀弹簧预紧力时喷油开始。

时间：完全 (Absolute)；即电磁阀的开关是以整个时间或曲轴转动角来控制的。

参照：计算开始；既电磁阀的开关时间是以计算开始这点时间来作参照的。

电磁阀关闭开启的时刻是根据原燃油系统的喷油泵进回油孔关闭开启的时的凸轮转角来确定的。

关闭时间：38 deg；

开启时间：60 deg；

在第 3 章中对高速电磁阀干阀进行了仿真，获得了电磁阀干阀的开启关闭响应时间，但是在实际工作时由于受到液力作用，所以实际的响应时

间与仿真结果将会有较大的差距，仿真结果仅仅只能作为参考。

电磁阀打开的时候流通截面积与时间的关系：如表 4.2 所示

表 4.2 电磁阀开启时间与流通面积

开启时间 ms	流通面积 mm ²
0	0
0.2	0.4
0.4	1.8
0.6	4
0.7	6.5
0.8	8

第二列（流通截面积）增量因子：0.9；这一增量因子一般相当于用作流量系数的作用。

电磁阀关闭的时候流通截面积与时间的关系：如表 4.3 所示

表 4.3 电磁阀关闭时间与流通面积

关闭时间 ms	流通面积 mm ²
0	8
0.3	6
0.5	4
0.6	2
0.8	0

第二列（流通截面积）增量因子：0.9。

(7) 溢流容积

初始容积：132 mm³；

蒸汽压力：0.001 MPa；

蒸汽初始体积：0 mm³。

(8) 溢流孔

管子流通截面积：300 mm²；

节流孔截面积：16 mm²；

流动阻力系数：2.04。这里节流孔的流动阻力系数为常数。

(9) 回油压力

同柱塞泄露压力一样。

(10) 阀容积

初始容积：614 mm³；

蒸汽压力：0 MPa；

蒸汽初始体积: 0 mm^3 。

(11) 阀泄漏

直径: 12 mm ;

个数: 1;

初始间隙长度: 10 mm ;

间隙长度: 恒定;

用户定义环形间隙: 1, 0 MPa 0.003 mm ;

2, 200 MPa 0.022 mm 。

(12) 连接腔容积

连接腔是指高压油管与缸头内部油管相连接处的压紧帽对接后形成的容积。

连接腔初始容积: 300 mm^3 ;

蒸汽压力: 0.001 MPa ;

蒸汽初始体积: 0 mm^3 。

(13) 喷嘴内油道

油管长度: 518.5 mm ; 喷嘴内油道长度包括缸头内部和喷嘴内油道这两部分长度。

油管内径: 5 mm ;

油管壁厚: 6 mm ;

材料杨氏弹性模量: 210000 N/mm^2 ;

泊松比: 0.3。

(14) 喷嘴腔容积

初始容积 (即蓄压腔容积): 450 mm^3 ;

蒸汽压力: 0.001 MPa ;

蒸汽初始体积: 0 mm^3 。

(15) 喷嘴端泄漏

针阀个数: 1;

泄油槽初始长度: 37 mm ;

针阀与阀套之间间隙: 0.003 mm 。

(16) 针阀

运动部件质量: 46.26 g ; 该质量包括针阀体、弹簧座及三分之一弹簧

质量。

库仑摩擦力：5 N；由于针阀与喷油器间配合间隙极小，有必要考虑其库仑摩擦力的影响因素。

针阀最大升程：0.8 mm；

阀杆直径：8 mm；

阀座直径：4 mm；

阀座刚度：100000 N/mm；

阀座阻尼：0.5 Ns/mm；

升程限制器刚度：100000 N/mm；

升程限制器阻尼：0.01 Ns/mm。

阀座和升程限制器的刚度设定的比较大，实际上是将其看作纯刚体，不考虑其发生变形的可能。

(17) 机械液力混合边界条件

该边界条件是由压力边界条件和机械边界条件共同构成的，但是两者间是彼此完全独立互不影响的，将其放在一起仅仅是为了布置上的方便。压力和机械边界通过各自的连接(液力连接和机械连接)与相关模块相互作用。

压力边界条件：x 轴方向(竖直方向上)，0.3 MPa；即低压油泵供油压力。

机械边界条件：无。

(18) 缸内压力边界条件

这里将估算的爆发压力平均值作为缸内压力条件。缸内压力：8 MPa。

(19) 机械连接

模型中各单元是通过各种连接(机械、液力、特殊)连接在一起的，液力连接具有方向性，机械和特殊连接没有方向性，但是机械连接可以输入数据。本模型中有两个机械连接：

一是在凸轮与柱塞间，实际的物理系统中是凸轮与柱塞通过滚轮直接接触的。虽然凸轮(包括凸轮轴在内)、柱塞以及滚轮等不完全是刚性的，但是由于其刚度都比较大，在供油过程中完全可以将其视做刚性体。因此该机械连接的弹簧刚度选择一个非常大的值，而阻尼则可以认为是非常小的。

弹簧预紧力：0 N。

弹簧刚度：150000 N/mm。

弹簧阻尼：0.01 N/mm。

二是针阀与边界条件之间，实际上就是物理系统中的针阀预紧弹簧。该弹簧的性能、预紧力、刚度等对喷油过程有重要影响。

弹簧预紧力：1231 N。

弹簧刚度：392.857 N/mm。

弹簧阻尼：0.02 Ns/mm。

(20) 燃油属性

由于各单元中流体属性使用的都是“全局属性”，因此需要对燃油属性进行统一设置。Hydsim 数据库中提供了标准柴油的属性，可以直接选用。

柴油密度： 820 kg/m^3 ；

弹性模量： 1386 N/mm^2 ；

动力粘度： $3 \text{ mm}^2/\text{s}$ ；

表面张力： 0.000029 N/mm 。

4.4 本章小结

本章针对第2章中建立的电控泵管嘴燃油系统仿真模型进行了数据输入，以便进行仿真计算。

第 5 章 仿真计算及结果分析

5.1 仿真计算结果

在完成了以上数据输入之后，在开始仿真之前还需要对仿真步长、精度、发动机特性等进行设置。在模拟控制中设定发动机转速 1050rpm，计算步长 0.0015 度，发动机冲程为 4 冲程。总计算长度 65 度凸轮轴转角，选择凸轮轴转角为参照输出角度，每步输出 250 个数据。

Hydsim 后处理软件 PP2 拥有良好的图形界面，只要设置需要输出的数据，就能自动生成图表。开始仿真，结果如下：

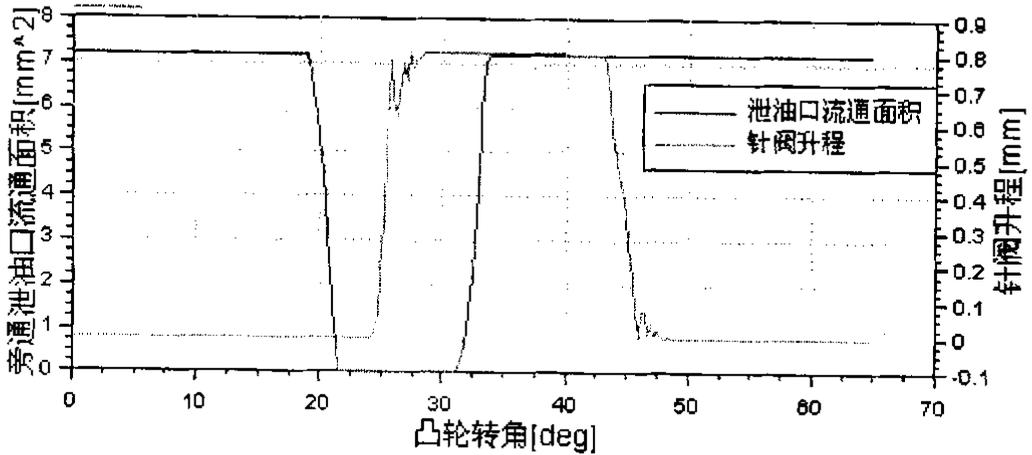


图 5.1 电磁阀流通面积与针阀升程

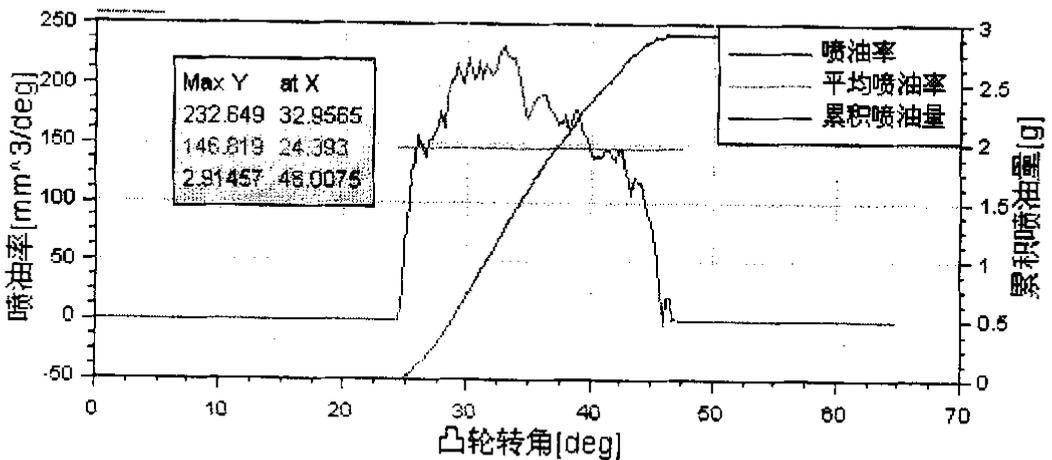


图 5.2 喷油率与喷油量

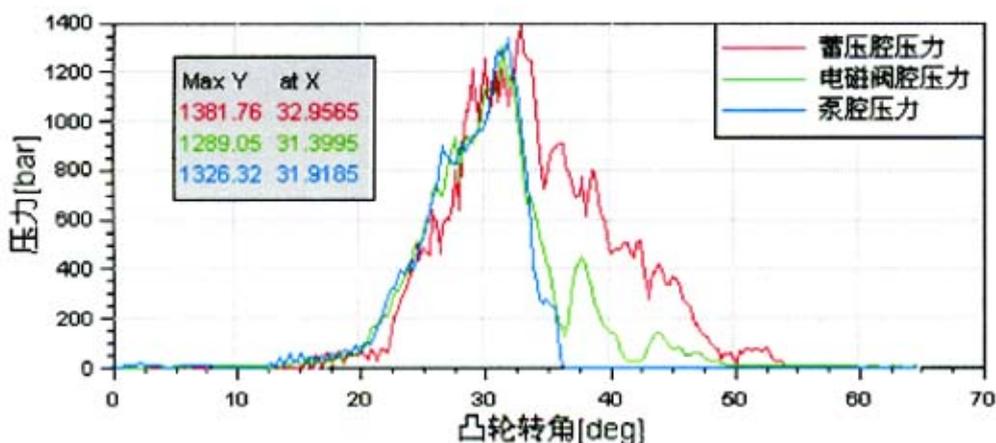


图 5.3 蓄压腔、电磁阀腔与柱塞腔压力

对柴油机燃油喷射能产生重要影响的主要因素有：凸轮型线，包括凸轮型线的类型、升程、速度、加速度特性等；柱塞直径；高压油长度、内径；电磁阀位置、流通面积、开关速度等；针阀升程、针阀质量、弹簧预紧力、弹簧刚度；蓄压腔容积、压力室容积、喷孔数、喷孔直径等。

单从针阀升程曲线（见图 5.1）和喷油率曲线（见图 5.2）来看，喷油特性还是比较理想的。针阀升程基本呈梯形状，喷油开始迅速上升至 0.781 mm，之后有一小回落至 0.632 mm，构成一段预喷，喷油量约为 0.145 g。这是由于针阀突然开启，喷油开始，而后续燃油由于惯性没能立刻跟上，造成压力有一定下降。这可以从蓄压腔内压力变化曲线（见图 5.3）可以看出，在凸轮转角 26.207deg 的地方出现了一小小波谷。预喷结束，针阀迅速上升并稳定在针阀最大升程处 0.8 mm。在凸轮转角 43deg 时针阀开始回落，但是回落线没有上升线这么陡直，并在落座后又出现了一小小上升，有些抖动，喷油量大约有 0.007g。再对比电磁阀的开关曲线（见图 5.2），电磁阀闭合时刻再凸轮转角 19deg 的时刻，针阀开始上升的时刻在 24.179deg，延时 5.179deg；电磁阀重新开启时刻是 33.816deg，针阀落座时刻是在 45.990deg，延迟 12.174deg。从针阀升程曲线看，整个喷油持续期为 21.811deg。

从喷油率曲线看，喷油率曲线形状为前陡后缓，形状理想。但是在 34.773deg 凸轮转角的时刻出现了一较大波谷，对比电磁开闭曲线看，这是由于电磁阀完全打开造成压力下降，进而使喷油率下降，这点可以从蓄压腔内的压力变化曲线可以看出，在 34.831deg 的地方出现了较大波谷。

最高喷油率达到了 $231.738 \text{ mm}^3/\text{deg}$ ，这个速率很高。从图 5.2 上看，在 45.933deg 的地方好像出现一负的喷油率，这可能会造成燃气回流，这可能是由针阀抖动造成的，因此解决好针阀抖动问题可能这个问题就能解决。

蓄压腔的最高压力为 1376.67bar ，出现时刻为 32.971deg 凸轮转角。实际要求的最高喷油压力为 1500bar ，相差 123.33bar 。喷油泵腔的最高压力（见图 5.3）为 1313.010bar ，出现在 31.957deg 。之后泵腔内压力迅速下降，电磁阀腔内的压力（见图 5.3）也随之下下降，但是在 36.522deg 时刻压力又出现上升情况，随后又下降，在 42.609deg 时刻再次上升，这是油路内压力波造成的两次波动。

从累积喷油量曲线（见图 5.2）看，总的喷油量为 2.915g ，比理论值 2.571g 多了 0.334g ，需要修正。

综合图 5.1 至图 5.3，上述仿真结果的主要问题是：最高喷油压力不足，喷油量过多以及有二次喷射的现象发生。要提高喷油压力，传统的做法是缩短高压油管长度，适当减小高压油管内径。但是油管内径的减小，将造成与喷嘴内油道内径的不一致，油路内流通截面积的变化会增加燃油在油路内的流动阻力。缩短高压油管长度和减小高压油管内径可以减小压力波对喷油特性的影响，可能有助于遏制针阀的抖动。另外，增加柱塞泵直径和柱塞的运动速度也可以提高喷油压力，但是这势必会造成喷油量的增加，而这喷油量已经超出了。具体问题具体分析。这里提高喷油压力的措施可以缩短高压油管的总长度，同时减小高压油管的内径，减小内径的另一好处是可以减小高压油管直径与喷油器油道内径的变化，有利于减小燃油流动阻力。减小喷油量的办法可以减小喷孔数，减小针阀的最大升程同时适当改变电磁阀关闭开启的时间。

5.2 参数修正及结果分析

根据上述的分析，经过反复多次计算后得到较理想结果，相关参数修改如下：

针阀弹簧预紧力改为 1400N 比原来减小 105N ；针阀最大升程由原来的 0.8mm 改为 0.6mm ；喷孔个数减少 2 个变为 7 个；高压油管内径改为 5.6mm ，油泵至电磁阀段距离变为 165mm ，电磁阀至喷嘴段变为 153mm ，

总长度比原来减小了 70mm；电磁阀的闭开时间变为 38.2deg 和 60.95deg；其他参数不变。

5.2.1 喷油压力

经参数修正后喷油压力有了显著的提高。最高喷油压力达到了 1566.37bar，比原先 1376.67bar 提高了近 200bar，达到了最高喷油压力 1500bar 的设计要求。但是从蓄压腔压力变化曲线来看（见图 5.4）压力波动比原先更剧烈，这是喷油压力提高以后不可避免要产生的消极因素。蓄压腔最高压力的时刻为 31.9185deg 凸轮转角。压力室内的压力变化与蓄压腔内的压力变化趋势基本一致。

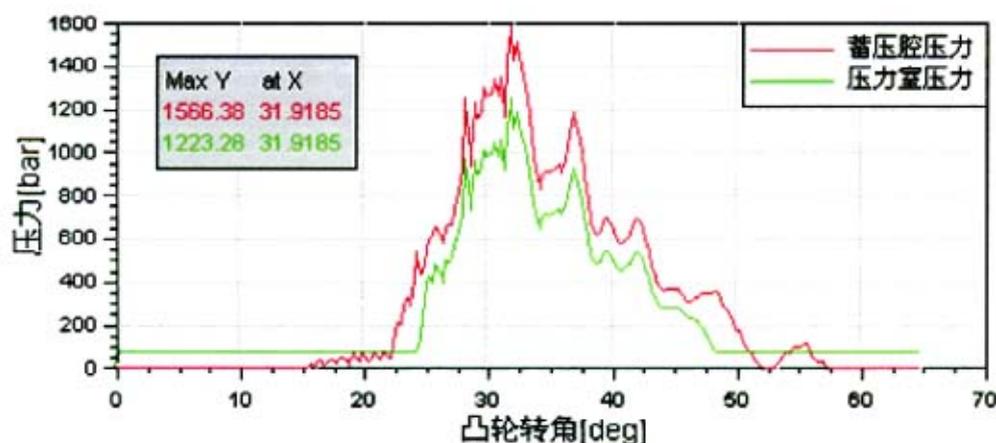


图 5.4 蓄压腔、压力室压力变化曲线

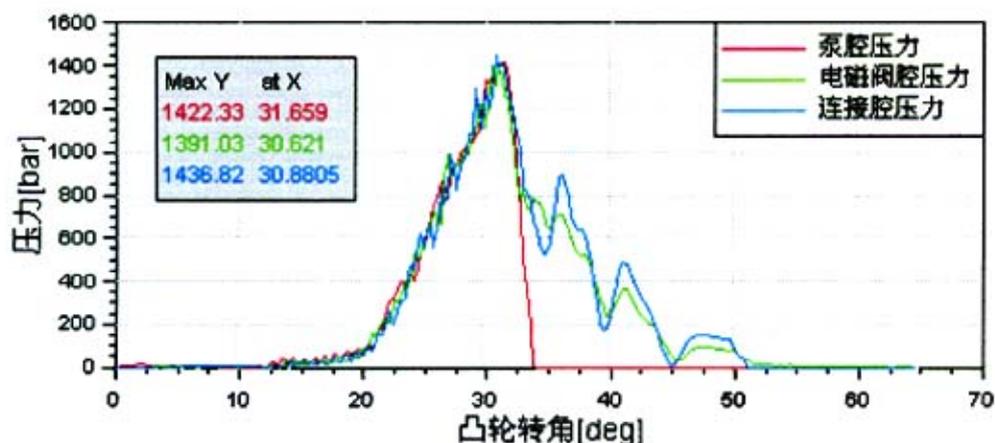


图 5.5 泵腔、电磁阀腔、连接腔压力变化曲线

再看图 5.5，泵腔和电磁阀腔内的压力变化基本较平和，没有出现较

大的压力波动，最高压力出现时刻为 31deg 左右。而高压油管与喷嘴连接腔内的压力波动较大。在压力达到最高峰之前连接腔内的压力变化基本跟泵腔压力变化一致，但在最高峰之后压力波动显著变大，这是电磁阀突然重新开启后造成的压力波。从图 5.4 和图 5.5 可以看出压力波出现在电磁阀和喷嘴之间的油管内（包括喷嘴内的油道），而这一段内的压力波动也正是影响喷油特性的重要因素。

5.2.2 喷油速率

喷油率曲线（见图 5.6）基本呈前陡后缓形状，但是在 37.029deg 和 42.271deg 出现两处较大波峰，从蓄压腔压力变化曲线可以看出在这两处时刻出现了两压力波峰。最高喷油率为 192.186 mm³/deg，出现时刻为 31.9185deg，与蓄压腔最高压力时刻一致。喷油持续期为 24.517deg 凸轮转角，在喷油持续期内平均喷油率为 122.169 mm³/deg，较高的喷油率有利于燃油雾化。参数修正前的最高喷油率为 231.738 mm³/deg，比现在高了近 40 mm³/deg，尽管现在的最高喷油压力比原先提高了近 200bar。最高喷油率的下降是由于喷孔数的减少和针阀最高升程较小造成的。从这方面来看有利于累积喷油量的减少，如图 3.12 累积喷油量为 2.648g，理论要求值为 2.571g，高出 0.077g，基本达到要求。

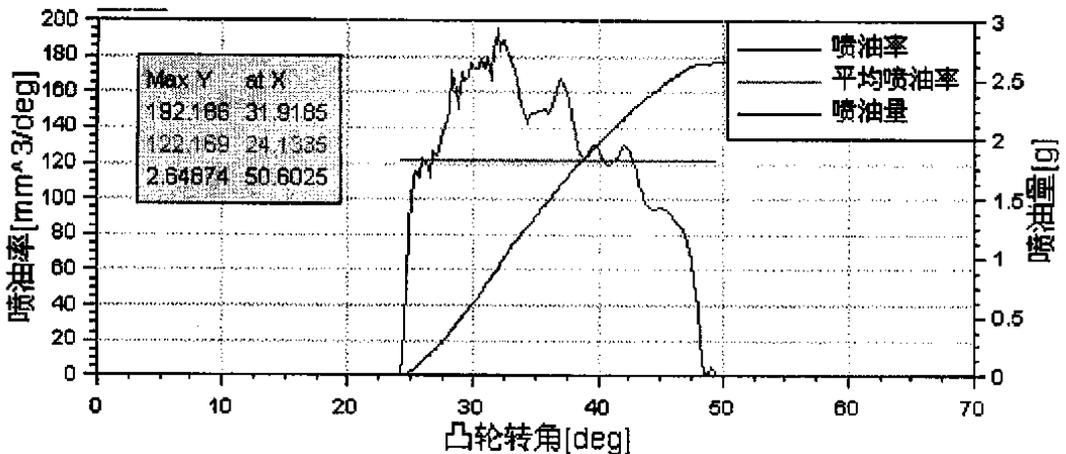


图 5.6 喷油率与喷油量

5.2.3 雾化质量

燃油从喷孔高速喷油形成喷雾，对喷油的要求是：良好的雾化，通常

用雾化细度和雾化均度来衡量；足够的贯穿距离，既要求喷雾足够远又不能喷到燃烧室壁上；另外还要求燃油在燃烧室内喷射均匀。一般来讲有三个重要参数来评价燃油雾化特性：油粒平均直径 d_m ；喷雾贯穿距离 S ；喷雾锥角 α 。

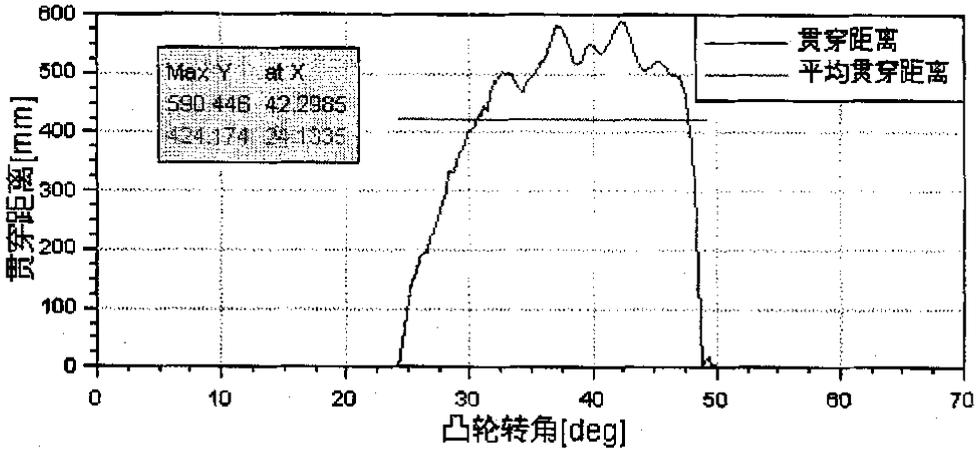


图 5.7 贯穿距离

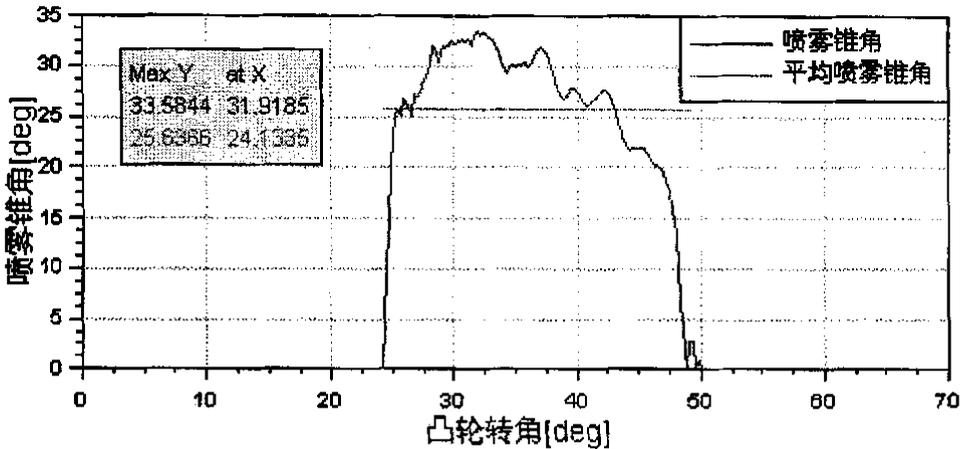


图 5.8 喷雾锥角

油粒平均直径如图 5.9，在喷油开始和结束时出现两尖峰，直径较大，这是由于在喷油开始和结束时刻的喷油压力不高造成的，这也是不可避免的。除此之外油粒细化的就很理想，平均直径很小并且很稳定。

最大喷射角为 33.5844° ，出现时刻为 31.9185deg 凸轮转角，与蓄压腔最高压力时刻一致。最大贯穿距离为 590mm ，出现时刻是 42.271deg ，另外在 37.198deg 时刻处也出现一较大贯穿距离 580.618mm 。对比蓄压腔压力曲线，这正好是这两时刻处的压力波峰造成的，同时也能说明贯穿距

离受压力影响。但是在蓄压腔最高压力时刻处为什么没有出现最大贯穿距离呢？实际上此刻的贯穿距离仅为 488.221mm。这是因为贯穿距离与时间还存在一定的关系。有学者指出喷雾贯穿与喷射开始后算起的时间的平方根成正比。

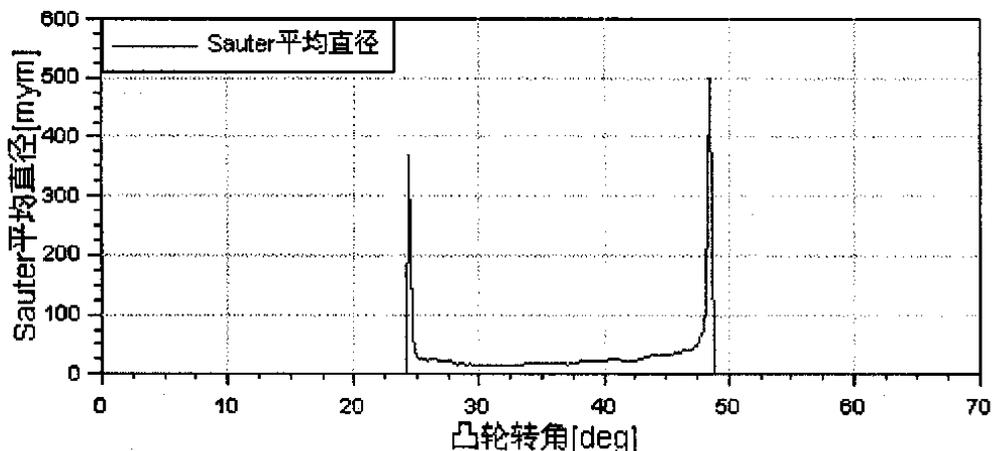


图 5.9 Sauter 平均直径

5.2.4 针阀运动

此处针阀是采用的低惯性结构，即针阀弹簧通过弹簧座直接推动针阀运动，省去了原来在弹簧与针阀之间的推杆，而将推杆置于弹簧之上，减小了运动件的质量，使针阀运动响应速度加快，同时也有利于减小针阀对阀座的冲击。

针阀在 24deg 时刻开始升起，在喷油初期针阀振动较大，在 28deg 凸轮转角之后基本稳定在 0.6mm 处，并在 45.99deg 时刻开始回落。针阀落座较稳，但在最后有一点小小抖动。这一小小抖动造成低速喷油甚至滴油，有可能会造成燃烧恶化使喷孔结焦。

针阀运动的最大速度为 3.404 m/s，而一般要求这个速度不超过 2.3 m/s，此处这个速度显然过大，可能对喷油器可靠性和寿命造成一定影响。针阀最大受力为 9176N，相当于针阀落座应力为：783.575Mpa，座面许用应力值为：857.5Mpa，符合要求。

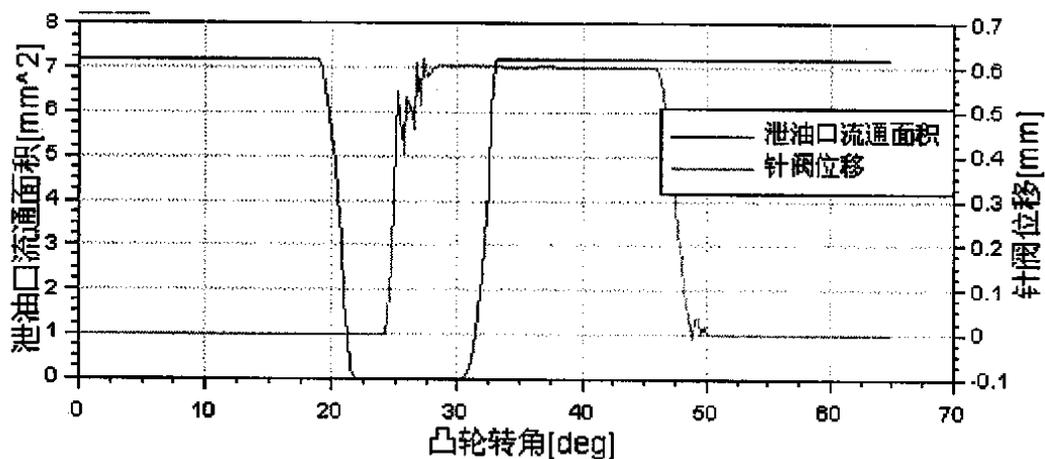


图 5.10 针阀升程

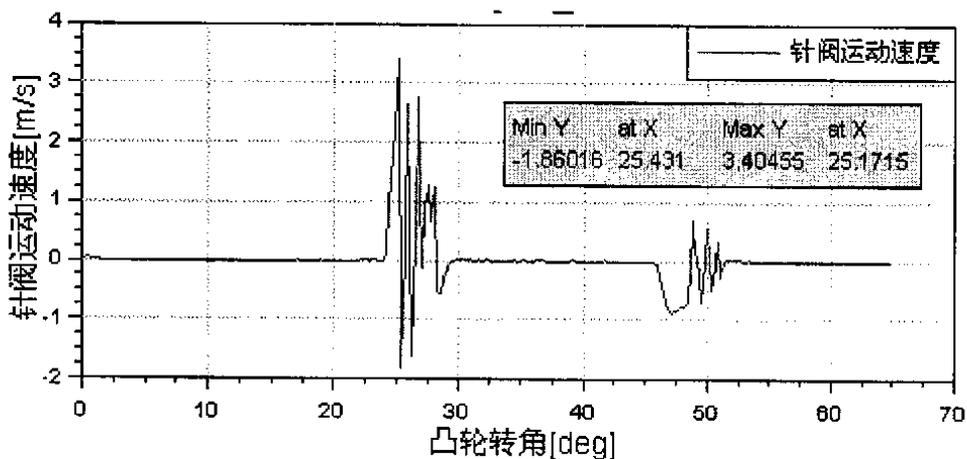


图 5.11 针阀运动速度

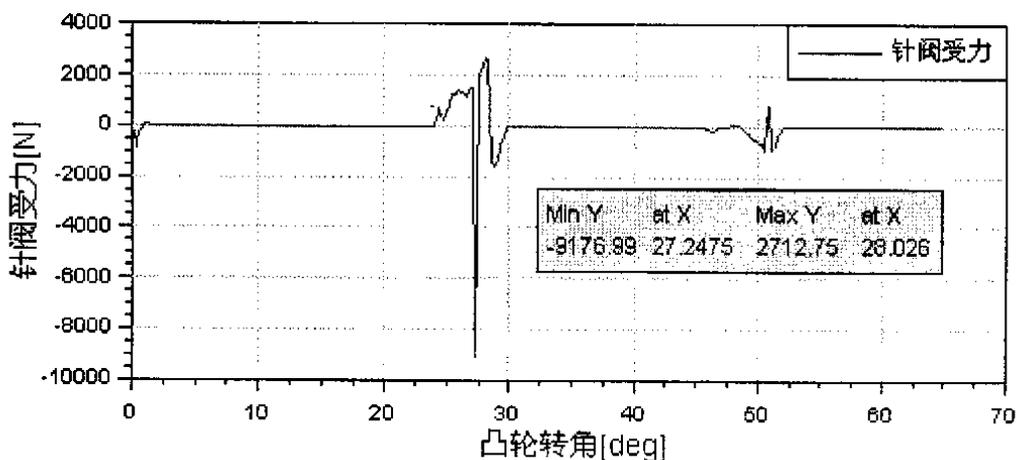


图 5.12 针阀受力

5.2.5 凸轮运动

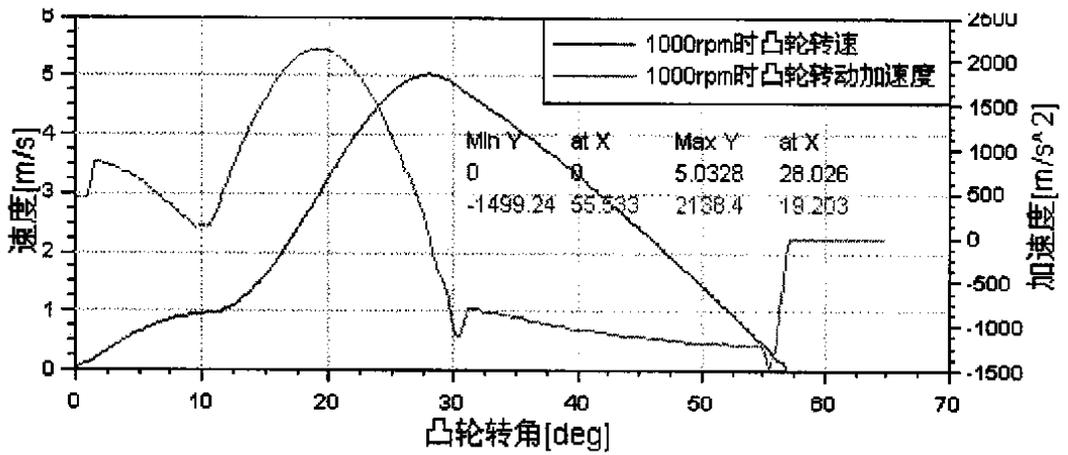


图 5.13 在 1000rpm 时凸轮转速和转动加速度

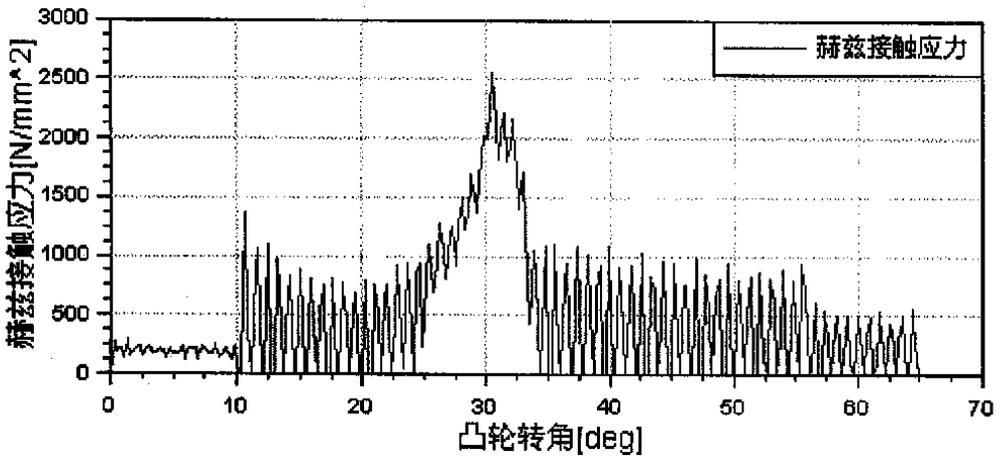


图 5.14 凸轮表面接触的赫兹应力

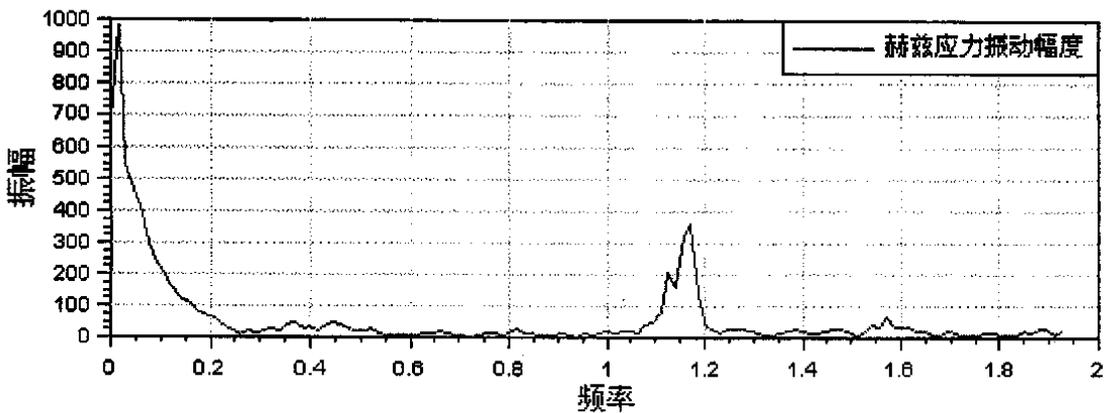


图 5.15 赫兹应力的 FFT 转换

从喷油率曲线可以看出喷油开始时刻为 24.179deg，结束时刻为 48.694deg。对应到凸轮转速曲线上为升速段和降速段的组合。可以看出喷油开始时的速度较高，较高的速度有利于喷油初期的雾化。而喷油结束时刻为降速段，这使喷油结束时油压能迅速下降，同时对应加速度曲线来看，喷油结束时的加速度较小，这样可避免油压下降过快导致气穴的产生。

凸轮的赫兹接触应力振动较大，进行 FFT 分析后发现出现两振幅峰值，一个频率为 0.015Hz，即周期为 66.667deg 凸轮转角，正好对应低频变化规律，因为仿真计算时长为 65deg 凸轮转角。另一为频率为 1.171 Hz，即周期为 0.854deg 凸轮转角，基本接近每 1 度变化一次的规律，对应高频变化规律。因此可以确定赫兹接触应力的振动是由于数据输入造成的。最高赫兹应力取最高波峰与其下一波谷的平均值：2156.9 N/mm²，基本符合要求。

5.3 电磁阀对喷油特性的影响

由于取消了原喷油系统中的出油阀，油路中的压力波是依靠电磁阀在高压油管的确当位置来控制的，而且电磁阀作为电控喷油系统中关键器件承担着精确控制喷油的任务，因此有必要对电磁阀在高压油管中的位置、电磁阀开闭响应速度以及泄油口流通面积对喷油特性的影响作分析研究。

5.3.1 电磁阀在高压油管中位置对喷油特性的影响

在其他参数不变的情况下，分别取三个不同位置进行分析：a，前段高压油管（电磁阀至连接腔段）长度 20mm、后段高压油管（油泵至电磁阀段）长度为 298mm；b，前段长度 153mm、后段长度 165mm；c，前段长度 298mm、后段长度 20mm。仿真结果见图 5.16 至图 5.19。

泵腔内最高压力 a 位置时最高，b 次之；电磁阀腔内最高压力 b 位置时最高，a 次之；蓄压腔内最高压力 c 位置时最高，b 次之。从压力波动方面来看，b 位置时与 a，c 相比较最为稳定，这从针阀运动也可以看出，b 位置时针阀运动最为稳定，a 在落座后抖动较大而 c 则出现了二次喷射。理论上来讲电磁阀越靠近喷油器，电磁阀关闭开启与针阀升起落座之间的延迟应该越短，但是从图 5.19 看反而离喷油器最远的 c 位置时针阀升起相应更快一点，分析原因可能是喷油器内油道加缸盖内油道长度有 500mm，

这使得电磁阀在高压油管中位置变化对其影响不大。

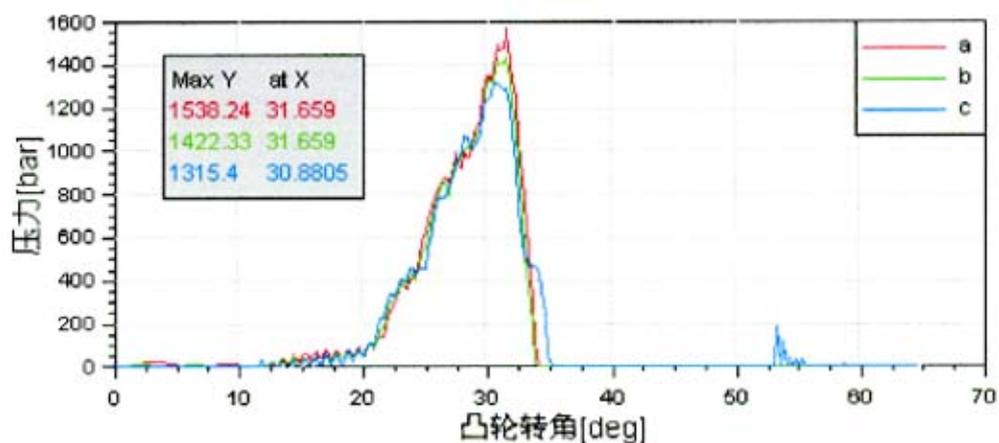


图 5.16 电磁阀不同位置时泵腔压力

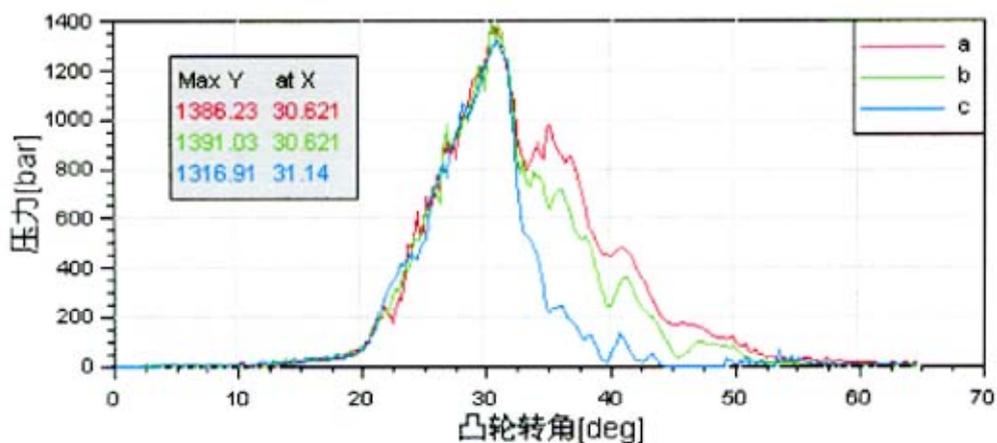


图 5.17 电磁阀不同位置时电磁阀腔压力

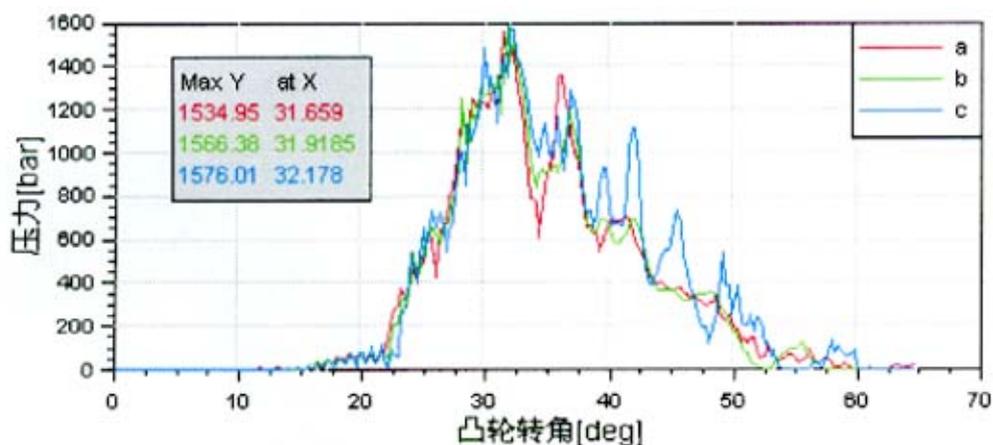


图 5.18 电磁阀不同位置时蓄压腔压力

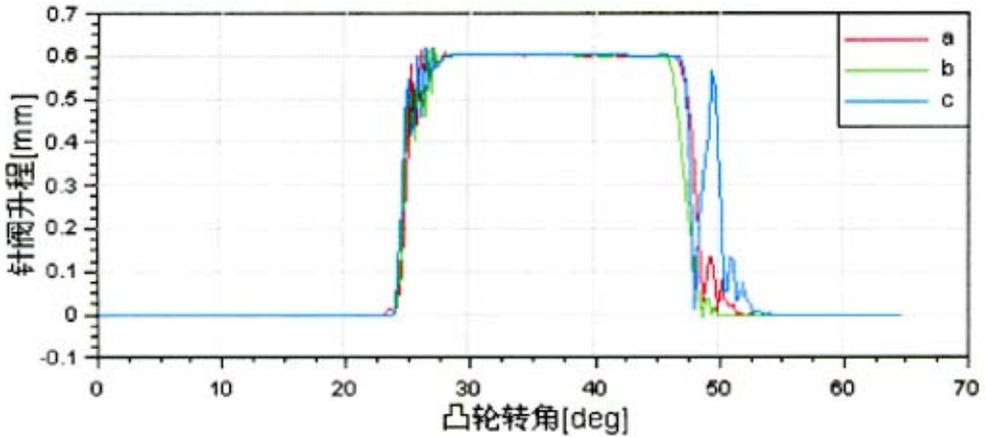


图 5.19 电磁阀不同位置时针阀升程

由于电磁阀位置对喷油特性的影响比较复杂，上面所取得 a、b、c 三种情况不足以揭示电磁阀位置对喷油特性影响的一般规律。为此以电磁阀距连接腔的距离为标准，距离每增加 10mm 计算一次。结果如下：

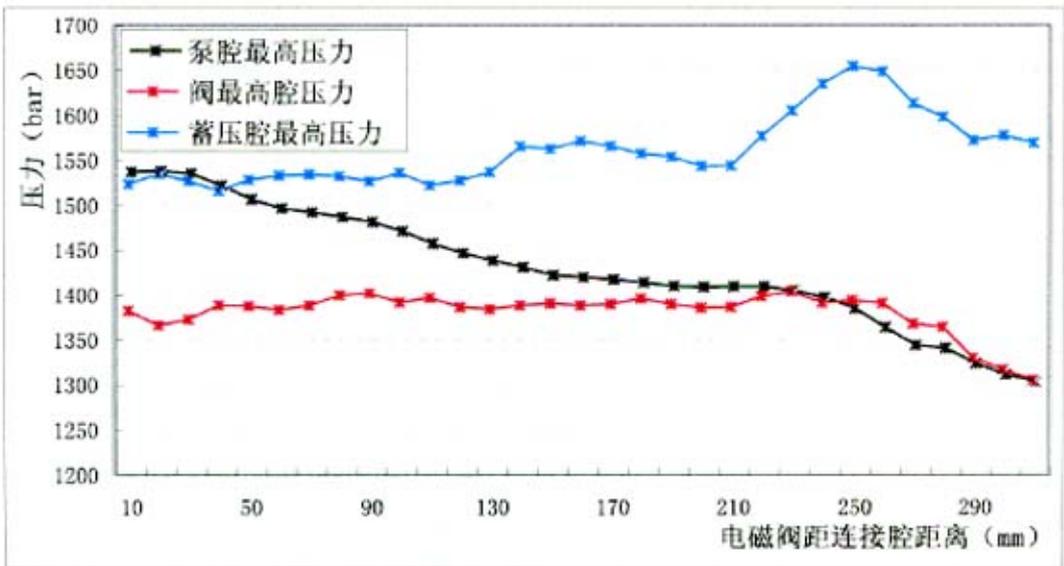


图 5.20 电磁阀不同位置时各腔最高压力变化

由图 5.20 可见，电磁阀距离喷油泵越近泵腔内的压力越低，较小的泵腔压力有利于减小凸轮的工作负荷；蓄压腔压力都在设计要求的 1500bar 以上，在电磁阀距离连接腔 230mm 以后蓄压腔压力最高，基本在 1570bar 以上。因此如果从提高喷油压力，减小凸轮工作负荷的角度来看应该把电磁阀布置在离喷油泵较近的地方。但是从压力波动的情况来看电磁阀距离连接腔 100mm-160mm 之间时蓄压腔内的压力波动相对较稳定，距

离超过 170mm 后压力波动开始剧烈起来。因此综合各方面考虑电磁阀最好布置在距离连接腔 130mm-160mm 之间，这时蓄压腔压力在 1550 以上，喷油压力较高，泵腔内的压力基本在 1425bar 左右，压力波动情况也相对较好。

5.3.2 电磁阀旁通泄油口流通面积对喷油特性的影响

同样取三种不同的泄油口流通面积进行分析：a，最大流通面积 4mm^2 ；b，最大流通面积 7.2mm^2 ；c，最大流通面积 10.4mm^2 。

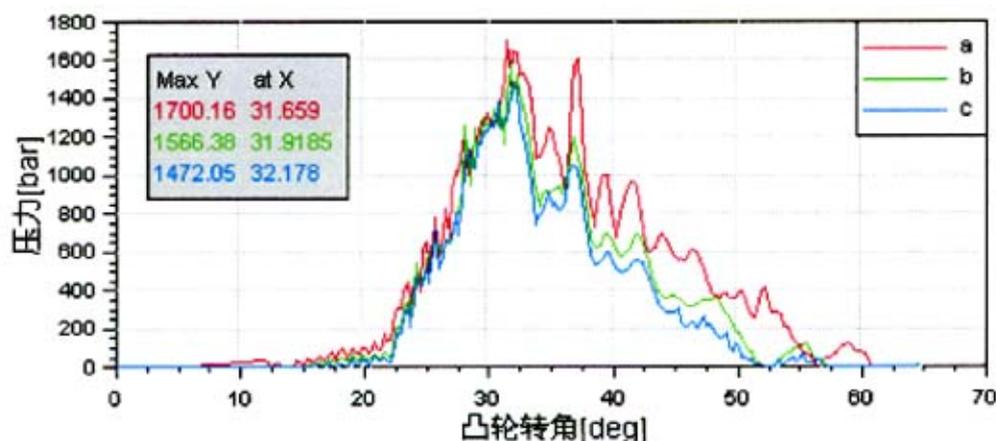


图 5.21 电磁阀泄油口不同流通面积时蓄压腔压力

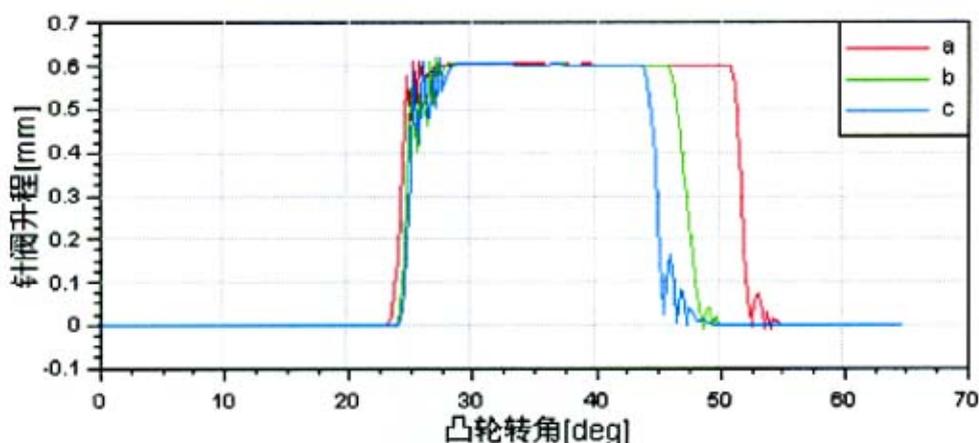


图 5.22 电磁阀泄油口不同流通面积时针阀升程

从仿真结果看，较小的电磁阀泄油口流通面积有利于喷油压力的提高。如图 5.21，当泄油口面积由 10.4mm^2 减小 4mm^2 时蓄压腔最高压力由 1472.50bar 提高到了 1700.16bar，高了近 230bar。从针阀运动看（见图

5.22), 较小的泄油口流通面积也有利于电磁阀关闭与针阀开启之间的延迟。但是泄油口流通面积的减小使得喷油结束时压力卸载的减缓, 造成喷由持续期变长, 喷油量增加。从图 5.22 针阀运动曲线看, 泄油口流通面积对喷油持续期的影响是十分显著的。因此泄油口流通面积的大小应根据具体情况来选择, 不是越小越好。

5.3.3 电磁阀响应速度对喷油特性的影响

电磁阀的快速响应对精确控制喷油是十分重要的。在此取三种不同响应速度来分析: a, 电磁阀开启关闭的响应时间为 0.4ms; b, 电磁阀开启关闭的响应时间为 0.8ms; c, 电磁阀开启关闭的响应时间为 1.6ms。

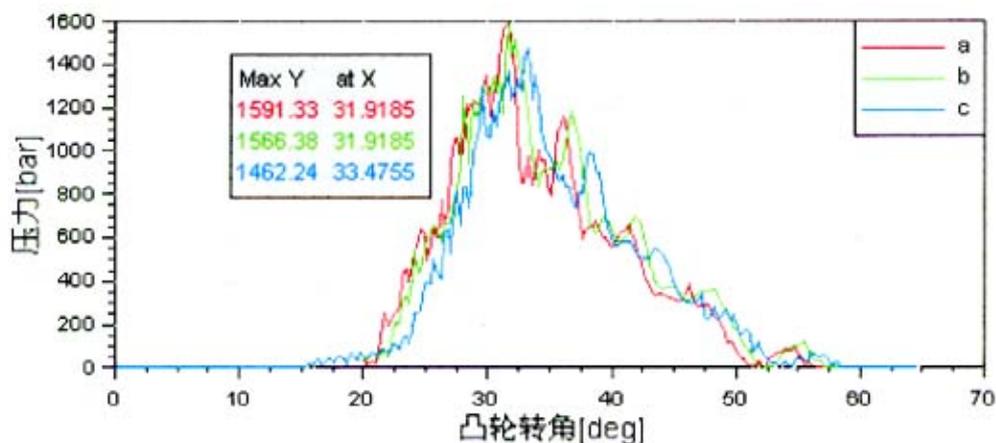


图 5.23 电磁阀不同响应速度时蓄压腔压力

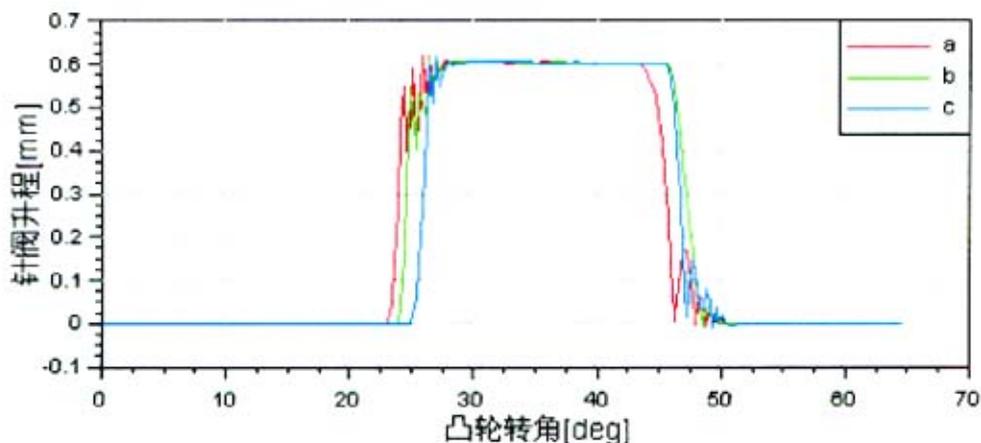


图 5.24 电磁阀不同响应速度时针阀行程

由图 5.23 可见, 快速的响应速度有利于喷油压力的提高, 当响应时

间由 1.6ms 提高到 0.4ms 后, 蓄压腔最高压力由 1462.24bar 提高到 1591.33bar, 并且最高压力到来的时刻也提前了 1.5deg 凸轮转角。从图 5.24 看, 响应速度的提高有利于缩短电磁阀关闭开启与针阀升起落座之间延迟。从喷油持续期来看, 电磁阀响应时间为 1.6ms 的持续期要稍短一些, 主要是由于慢的响应速度不利于电磁阀关闭时迅速建立起高压, 从而使得针阀开启落后。

5.4 本章小结

本章对第 2 章中建立的 Hydsim 模型进行了仿真计算, 仿真结果显示该燃油系统的主要问题是喷油量过大, 喷油压力不足。针对这两点问题, 采取的措施是: 喷孔数从原来的 9 个减少至 7 个; 针阀最大升程由 0.8mm 减少至 0.6mm; 缩短电磁阀关闭的时间; 高压油管的长度缩短 70mm, 油管内径减小至 5.6mm; 同时适当调节针阀弹簧预紧力和电磁阀位置。经这些参数修正后, 获得了比较理想的结果, 喷油量、喷油压力都达到设计要求, 雾化质量也较好, 同时针阀、凸轮受力也在允许的范围内。

通过分析电磁阀位置、电磁阀旁通泄油口以及电磁阀响应速度对喷油特性的影响, 发现电磁阀应布置在距离连接腔 130mm-160mm 之间, 这样才能获得较高的喷油压力, 同时压力波动不是太剧烈; 较小的电磁阀旁通泄油口流通面积有利于在喷油开始时更迅速的建立高油压, 而较大的流通面积有利于喷油结束更快的燃油卸载; 电磁阀的快速响应有利于缩短电磁阀关闭开启与针阀升起落座之间的延迟, 这对精确控制喷油是十分重要的。

总结

提高功率, 节约能源和改善排放已经成为当今柴油机的发展趋势, 因此对燃油系统的要求也越来越高。本文在某型柴油机传统的泵管嘴燃油系统基础上进行电喷化改造, 利用 Hydsim 软件建立了电控泵管嘴燃油系统模型。通过仿真计算, 获得了电喷化改造后该燃油系统的基本结构参数。并在此基础上分析了电磁阀对燃油喷射特性的影响, 得出的结论是:

1. 通过分析电磁阀位置、电磁阀旁通泄油口以及电磁阀响应速度对喷油特性的影响, 发现电磁阀应布置在距离连接腔 130mm-160mm 之间, 这样才能获得较高的喷油压力, 同时压力波动不是太剧烈。

2. 较小的电磁阀旁通泄油口流通面积有利于在喷油开始时更迅速的建立高油压, 而较大的流通面积有利于喷油结束更快的燃油卸载。

3. 电磁阀的快速响应有利于缩短电磁阀关闭开启与针阀升起落座之间的延迟, 这对精确控制喷油是十分重要的。

电磁阀作为电控喷油系统的关键, 其响应速度的快慢对喷油特性有着重要影响。本文针对某型电磁阀建立了数学模型, 并分析了影响电磁阀响应特性的因素, 得出的结论是:

1. 较高的峰值驱动电压能够加速电磁阀关闭的响应, 而较低的维持电压有利于电磁阀开启的响应。

2. 较大的回位弹簧预紧力有利于加速电磁阀的开启, 但是会降低电磁阀关闭的响应速度。

3. 减小电磁阀阀芯运动件的质量可以大大提高电磁阀的响应速度。

4. 电磁铁与衔铁之间的空气间隙对电磁力的影响很大, 较大的间隙有利于电磁阀关闭的响应, 而较小的间隙能加速电磁的关闭响应。

5. 电磁铁螺线圈数的减少, 有利于加速电磁阀的响应, 但是必须加以更大的驱动电压, 以获得足够的电磁力。

无论是电控燃油系统 Hydsim 模型还是电磁阀 Simulink 模型, 都没有经过实验验证。同时电控燃油系统 Hydsim 模型中的电磁阀模型抽象成有时间控制的理想阀, 这会造成仿真结果与实际情况有较大的误差。另外在电磁阀建模过程中, 忽略了磁通的泄漏, 没有考虑螺线圈涡流的影响, 这

些都会造成仿真结果与实际有较大的误差。因此针对这些不足今后还需要作更进一步的修正和完善。

参考文献

- [1] 王熠. 柴油机燃油喷射系统设计与数值计算. 哈尔滨工程大学硕士学位论文, 2004. 2
- [2] 徐家龙, 柴油机电控喷油技术. 人民交通出版社, 2004. 3
- [3] 周龙保 等. 内燃机学. 第 2 版. 机械工业出版社, 2005. 1
- [4] 张锦杨, 王钧效, 陆家祥. 柴油机喷油系统工作过程模拟计算研究进展. 山东内燃机, 2003 年第 1 期(总第 75 期):17-21 页
- [5] 张晓力, 王尚勇, 张幽彤. 柴油机电控共轨喷油系统发展现状. 内燃机, 2002 年第 2 期
- [6] 何志霞, 李德桃, 胡林峰, 袁建平, 梁凤标. 柴油机燃油喷射系统模拟计算的发展与分析. 内燃机工程, 第 25 卷 (2004) 第 2 期:50-53 页
- [7] 李正帅. 高压共轨式电控燃油喷射系统的计算机仿真. 西安建筑科技大学硕士学位论文, 2000. 11
- [8] 高献坤. 柴油机高压共轨系统模拟计算与仿真. 河南农业大学硕士学位论文, 2005. 6
- [9] 戚宗军. 泵-管-嘴柴油电喷系统的研究与实验. 浙江大学硕士学位论文, 2000. 2
- [10] 何宁. 柴油机电控喷射系统用高速电控阀及应用技术的研究. 大连理工大学硕士学位论文, 1999. 6
- [11] 贾锡印, 李晓波. 柴油机燃油喷射及调节. 哈尔滨工程大学出版社, 2002
- [12] 沙丽丽. 柴油机电控喷油器高速电磁阀性能测试系统的设计与工程开发. 东南大学硕士学位论文, 2004. 3
- [13] 吴健. 柴油机共轨式电控喷射系统喷射过程的模拟计算和研究. 湖南大学博士学位论文, 2002. 9
- [14] Hydism Reference Manual. Version 4. 2 AVL List. July, 2001
- [15] 王尚勇, 杨青. 柴油机电子控制技术. 机械工业出版社, 2002. 1
- [16] 虞金霞. 柴油机高压共轨喷油系统仿真与研究. 上海交通大学博士学位学

位论文, 20020111

- [17] 吕福在. 用于柴油机电喷系统的 GMM 高速强力电磁阀和电控系统的研究. 浙江大学博士学位论文, 2000. 9. 1
- [18] 胡昆鹏. 用于柴油机共轨喷油系统的高速电磁阀的研究. 华中科技大学硕士学位论文, 2002. 4. 28
- [19] 汪志刚. 高速强力电磁阀及其测试台架的优化研究. 武汉理工大学硕士学位论文, 2003. 5
- [20] 徐春龙. 柴油机电控燃油喷射系统. 内燃机, 2002 年第 4 期:29 页
- [21] 徐兆坤, 周苇. 数值仿真在柴油机燃油系统中的应用. 计算机工程与科学, 1998 年 2 月第 20 卷第 1 期:79-82 页
- [22] 刘胜吉 等. 柴油机喷油过程的模拟计算研究. 内燃机学报, 2000Vol 18(4)
- [23] 汪辅仁 等. 提高柴油机燃油喷射过程模拟精度的一种计算方法. 内燃机学报, 1988Vol16(3)
- [24] 王钧效 等. 柴油机电控喷油技术的发展动态. 国外内燃机, 2001. 3
- [25] 伊藤悟 等. 柴油机燃油喷射系统的新动向. 顾全甫译, 国外内燃机, 2001. 6
- [26] 黄官升, 丁华荣, 杨青. 高速响应电磁阀的研究. 兵工学报, 1998 年 5 月第 19 卷第 2 期:189-192 页
- [27] 汪志刚, 张敬国. 高速强力电磁阀的研究现状. 车用发动机, 第 1 期(总第 143 期)2003 年 2 月:12-17 页
- [28] 夏胜枝, 周明, 李希浩, 欧阳明高. 高速强力电磁阀的动态响应特性. 清华大学学报(自然科学版), 2002 年第 42 卷第 2 期:259-264 页
- [29] 连长震, 李建秋, 周明, 欧阳明高. 电控燃油喷射用高速电磁阀驱动方式研究. 汽车工程, 2002 年(第 24 卷)第 4 期:310-315 页
- [30] 朱春雨, 卢启龙, 欧阳明高. 电控柴油喷射用高速强力电磁阀的数字仿真与试验验证. 车用发动机, 1997 年第 5 期:36-39 页
- [31] 卢启龙, 欧阳明高. 电控柴油喷射用高速强力电磁阀的结构设计与功率驱动. 电控技术:33-37 页
- [32] 卢启龙, 杜传进, 赵庚伟, 欧阳明高, 刘峥. 电控柴油喷射用高速强力

电磁阀的工作特性研究. 电控技术:27-31 页

- [33] 汪志刚, 张敬国, 陈勤学. 电控柴油机用高速电磁阀的仿真研究. 机电设备, 2003 年第 4 期:22-26 页
- [34] 梁凤标, 李德桃, 胡林峰, 刘久斌. 柴油机高速强力电磁阀的数值模拟. 农业机械学报, 2005 年 2 月第 36 卷第 2 期:8-11 页
- [35] 杨林, 郭海涛, 冒晓建, 卓斌. 柴油机高压共轨电控系统喷油器电磁系统仿真研究. 内燃机工程, 第 26 卷第 1 期 2005 年 2 月:6-10 页
- [36] 顾宏中. 柴油机工作过程. 国防工业出版社, 1987
- [37] 刘永长. 内燃机工作过程模拟. 华中理工大学出版社, 1996
- [38] 洛阳拖拉机研究所译. 内燃机燃油喷射和调节. 机械工业出版社, 1977. 1
- [39] 范影乐, 杨胜天, 李铁. MATLAB 仿真应用详解. 人民邮电出版社, 2001. 7
- [40] 李海涛, 邓樱. MATLAB 程序设计教程. 高等教育出版社, 2002. 8
- [41] 王福军. 计算流体动力学分析—CFD 软件原理与应用. 清华大学出版社, 2004. 9
- [42] Shimada T, et al. The Effect of fuel Injection Pressure on Diesel Engine Performance. SAE Paper 891919
- [43] Calvin C. Hung, Jay K. Martin, Ja-Ye Koo, Injection Pressure Effects Upon Droplet Behavior in Transient Diesel Sprays. SAE Paper 970053
- [44] Tetsuro Kato, Takeshi Koyama. Common Rail Fuel Injection of Engine Performance on Heavy duty diesel engine SAE Paper 980806
- [45] WanHua Su, et al. PAIRCUI—A New Pressure Accumulative Injection Rate Controllable Unit Injector for Diesel Engine Fuel System. SAE Paper 971680
- [46] Chen Changyou, Veshagn Ali, Wallace W J. A Comparison Between Alternative Method for Gas Flow and Performance Prediction of Internal Combustion Engines. SAE Trans. 921734

攻读硕士学位期间发表的论文和取得的科研成果

- [1] 孙建清, 李晓波. 基于 uC/OS-II 的柴油机电控共轨喷油系统研究. 已在《柴油机》2005 年增刊上发表.

致谢

至此硕士学位论文即将完成之际，我要向那些一直关心、支持和帮助我的人们表示感谢。首先要感谢我的导师李晓波教授，本论文也正是在李老师的精心指导下完成的。李老师渊博的知识，严谨的科研精神以及为人处世的坦荡都将是我学习的榜样。在近三年的硕士学习期间，李老师给我们提供了良好的学习科研环境，让我学到了知识，掌握了科研的方法，也获得了实践锻炼的机会。与此同时，李老师对我生活的关心和照顾也使我得以顺利完成研究生的学业。在此祝愿他身体健康，全家幸福！

感谢王熠师兄，每次在使用 Hydsim 软件过程遇到困难时，都得到了王熠师兄热情和无私的帮助；感谢教研室的丁宇老师一直以来对我论文工作的支持和帮助；还要感谢师弟师妹们对我的关心。正是他们坚定的支持和无私的帮助才使我论文得以顺利完成。在此也祝他们学习工作顺利！

还要感谢我的室友以及三甲 207 的同学们，他们给了我无数的关心和鼓励，也给我的生活带来了无穷的欢乐和温暖。

最后更要感谢我的父母和亲朋好友们一直以来对我艰苦学习生活的关心和帮助。

附录

油泵凸轮型线升程表

凸轮转角 deg	升程 mm	凸轮转角 deg	升程 mm	凸轮转角 deg	升程 mm	凸轮转角 deg	升程 mm
0.50	0.00308	15.00	1.86891	29.50	6.92880	44.00	10.74308
1.00	0.01231	15.50	1.97421	30.00	7.13731	44.50	10.82986
1.50	0.02763	16.00	2.08439	30.50	7.34197	45.00	10.91368
2.00	0.04894	16.50	2.19973	31.00	7.54232	45.50	10.99452
2.50	0.07612	17.00	2.32047	31.50	7.69538	46.00	11.07236
3.00	0.10899	17.50	2.44682	32.00	7.84637	46.50	11.14719
3.50	0.14736	18.00	2.57892	32.50	7.99522	47.00	11.21897
4.00	0.19098	18.50	2.71690	33.00	8.14191	47.50	11.28770
4.50	0.23959	19.00	2.86081	33.50	8.28638	48.00	11.35335
5.00	0.29289	19.50	3.01068	34.00	8.42860	48.50	11.41590
5.50	0.35055	20.00	3.16650	34.50	8.56852	49.00	11.47535
6.00	0.41222	20.50	3.32818	35.00	8.70611	49.50	11.53167
6.50	0.47750	21.00	3.49562	35.50	8.84133	50.00	11.58485
7.00	0.54601	21.50	3.66867	36.00	8.97413	50.50	11.63488
7.50	0.61732	22.00	3.84711	36.50	9.10449	51.00	11.68174
8.00	0.69098	22.50	4.03072	37.00	9.23235	51.50	11.72543
8.50	0.76656	23.00	4.21921	37.50	9.35770	52.00	11.76592
9.00	0.84357	23.50	4.41227	38.00	9.48049	52.50	11.80321
9.50	0.92154	24.00	4.60954	38.50	9.60069	53.00	11.83729
10.00	1.00000	24.50	4.81065	39.00	9.71827	53.50	11.86815
10.50	1.07863	25.00	5.01517	39.50	9.83319	54.00	11.89578
11.00	1.15777	25.50	5.22268	40.00	9.94543	54.50	11.92018
11.50	1.23795	26.00	5.43270	40.50	10.05495	55.00	11.94134
12.00	1.31968	26.50	5.64477	41.00	10.16172	55.50	11.95926
12.50	1.40344	27.00	5.85837	41.50	10.26571	56.00	11.97392
13.00	1.48972	27.50	6.07301	42.00	10.36690	56.50	11.98533
13.50	1.57899	28.00	6.28817	42.50	10.46526	57.00	11.99348
14.00	1.67167	28.50	6.50323	43.00	10.56076	57.50	11.99837
14.50	1.76818	29.00	6.71713	43.50	10.65338	58.00	12.00000