

文章编号:1000-8055(2012)10-2243-06

微型定容多次燃油喷射系统高速响应特性仿真

张 奇¹, 杨 凯¹, 徐国强², 杜发荣²

(1. 北京航空航天大学 交通科学与工程学院, 北京 100191;

2. 北京航空航天大学 能源与动力工程学院, 北京 100191)

摘 要: 针对小排量发动机转速范围大、工作循环喷油量小的特点,提出了一种微型定容多次燃油喷射系统结构,建立了系统电、磁、液、机耦合模型,仿真计算了从输入电压到喷射输出的动态响应特性,分析了影响系统高速特性的关键因素。结果表明:该喷射系统响应频率可达到 1000 Hz,响应时间可以满足小排量发动机最高转速要求,具备工程可实现性。

关 键 词: 喷油系统; 定容多次; 膜片阀; 变刚度; 响应特性

中图分类号: V231.71

文献标志码: A

Design and simulation of electronic micro multiple fixed-volume fuel injection system

ZHANG Qi¹, YANG Kai¹, XU Guo-qiang², DU Fa-rong²(1. College of Transportation Science and Technology,
Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100191, China;2. School of Jet Propulsion,
Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100191, China)

Abstract: According to small-displacement gasoline engine's wide speed range and small fuel requirement, a new kind of Electronic Micro Multiple Fixed-Volume Fuel Injection System was proposed, and then the electronic-magnetic-mechanic-hydraulic coupled mathematical system model was built, after that the transient response characteristic from input voltage actuation to output fuel injection was analyzed, also the key parameters were deduced. Results show that injection system's high speed response frequency can reach 1000 Hz which meets the highest engine speed requirements of small displacement engine, and this new injection system work principle is correct in theory.

Key words: electronic fuel injection (EFI); multiple fixed-volume;
diaphragm check valve; variable stiffness spring; response characteristic

无人机、辅助动力单元(APU)、中小型通用航空飞行器、摩托车、割草机及沙滩车中所使用的小排量发动机(<25 kW),包括 2 冲程和 4 冲程发动机,目前仍以化油器发动机为主^[1-2]。然而,随着动力性、经济性和环保要求越来越高,传统的化油

器式供油系统已经无法满足要求,因此,开发出 1 种应用于小排量发动机上的电控燃油喷射系统是市场和技术发展的迫切需求。

电控燃油喷射技术在大排量汽车发动机上已经有了良好的发展和应用,但是,其在小排量发动

收稿日期:2012-05-18

网络出版地址: http://www.cnki.net/kcms/detail/11.2297.V.20121015.1020.201210.2243_006.html

基金项目:航空基金(2011ZB51017)

作者简介:张奇(1979—),男,河南遂平人,讲师,博士生,主要研究方向是发动机机电系统集成。E-mail: zhangqi01@buaa.edu.cn

机上大量普遍应用,在现阶段还面临比较大的困难^[3].

其中的难点主要体现在以下几个方面:

1) 小排量发动机结构紧凑,安装空间受限.
2) 排量发动机,尤其是摩托车和航空发动机来说,其进气压力波动剧烈^[4-5],外部环境复杂,控制方法复杂.

3) 传统电控系统传感器(曲轴,凸轮轴,转速、节气门、氧传感器等)及执行器(各种泵阀)数量多,成本较高,小排量发动机难以承受.

4) 传统电控燃油喷射系统,油泵电机始终处于全负荷工作状态,系统功耗大,对小排量发动机电源系统带来很大挑战.

现有大排量活塞发动机电控燃油喷射系统采用需求适量,多余返回的调节原理,喷油器通过开启时间长短实现喷油量的控制,大部分燃油都通过回油管路返回油箱.从该调节思路逆向思维考虑,结合小排量活塞发动机转速范围大、每工作循环需要喷油量较小的特点,本文提出 1 种微型定容多次燃油喷射系统结构(multiple fixed-volume fuel injection system, MFVI 系统).

该喷射系统每个喷油脉冲对应喷射量很小,但数值恒定,发动机工作循环内喷油量调节通过喷油次数多少实现.该系统优点是元件数目少,集成度高,控制调节简单,功耗低;但由于小排量发动机转速范围大,最高转速值较大,此时发动机工作周期较短,而喷射系统需要每循环内喷射多次以满足供油量要求,故其高速响应特性成为系统实现关键.

1 MFVI 喷射系统工作原理与结构

图 1 所示为传统电控燃油喷射系统与 MFVI 系统结构对比.传统电控燃油喷射系统由油泵、油轨、压力调节器、压差反馈管路、回油管路等部件组成,喷油量调节采用基于压差的时间控制方式,油轨压力与进气歧管压差恒定,喷油器开启时间长短决定了喷油量大小. MFVI 系统则是对上述油泵、调压器和喷油器进行功能集成,单一部件实现进油-加压-喷射全部功能,结构大大简化.该系统喷油量与喷油压力不具有严格的对应关系,不受发动机进气压力波动的影响,供油系统不需要复杂的压力调节机制.

MFVI 系统喷射器的核心是微型高速电控脉冲柱塞泵,结构如图 2 所示.其关键组成部分为高速电磁阀、柱塞腔、进油口泵油单向阀片以及喷油

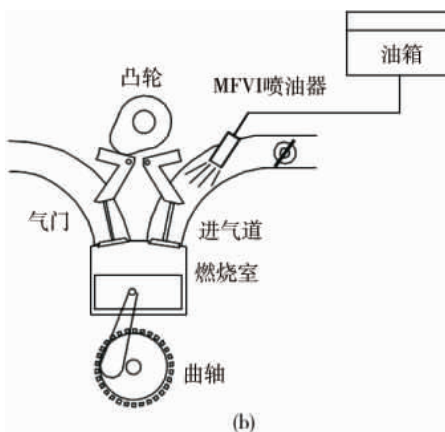
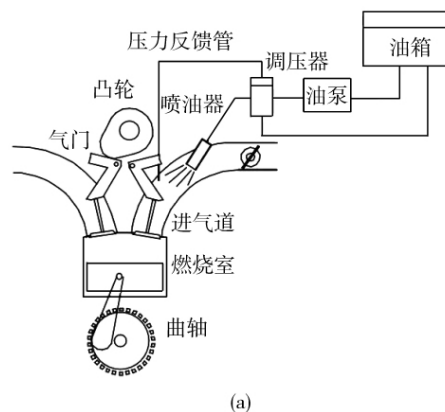


图 1 传统电控燃油喷射系统和 MFVI 系统

Fig. 1 Traditional EFI system and MFVI system

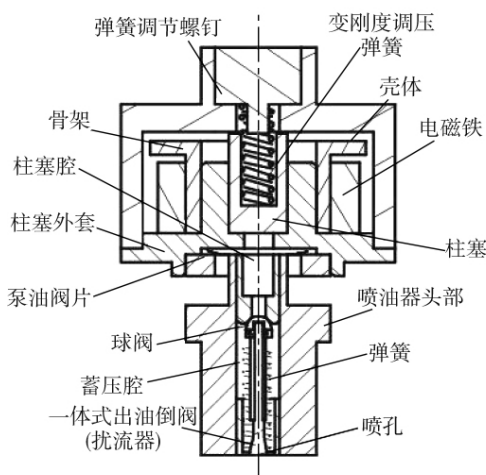


图 2 MFVI 喷射器结构剖视图

Fig. 2 MFVI injector schematic

口单向球阀,工作过程如下:

电磁阀通电,柱塞在电磁力的作用下上行,柱塞腔内压力减小,进油单向膜片阀打开,出油单向球阀关闭,燃油进入柱塞腔.柱塞运动到顶点上限时电磁阀断电,柱塞在变刚度回位弹簧力作用下

下行,进油单向膜片阀关闭,出油单向球阀在达到开启压力后打开,燃油最终由喷孔喷出。

2 MFVI 系统数学模型

MFVI 系统喷油器由电磁阀、柱塞腔、进油单向阀、蓄压腔、出油单向倒阀以及喷孔组成。不同于传统燃油喷射系统, MFVI 系统没有独立的供油和压力调节装置,进油依靠柱塞腔内外压差实现,压力调节则由回位弹簧特性决定。MFVI 系统每工作脉冲喷油量与蓄压腔、柱塞腔尺寸相关,喷油压力与喷油规律由柱塞的运动规律来控制,因此本文对上述关键部件进行电、磁、机械、液力的耦合建模,求解柱塞的运动规律和喷油压力的变化,得出系统高速响应规律。

2.1 电磁阀模型

MFVI 系统电磁阀参与全部进油-加压-喷射过程,其高速响应特性决定了整个系统的喷射性能。根据传统汽油机喷油器和柴油机高压共轨燃油喷射系统电磁阀结构型式, MFVI 系统电磁阀结构为环状 E 型结构,其具体结构实现如图 3 所示。

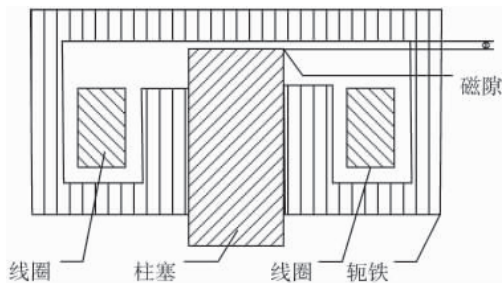


图 3 MFVI 电磁阀结构

Fig. 3 MFVI injector solenoid schematic

电磁阀电路和磁路耦合模型分析如下。

电路部分

$$U = IR + \frac{d\lambda_b}{dt} \quad (1)$$

$$\lambda_b = L(x) \cdot I \quad (2)$$

故得到

$$U = IR + L(x) \frac{dI}{dt} + I \frac{dL(x)}{dx} v \quad (3)$$

其中 λ_b 为磁链, $L(x)$ 为线圈等效电感, I 为线圈电流, R 为线圈等效内阻, v 为衔铁运动速度。

磁路部分

本系统柱塞运动位移很小,轭铁为导磁材料,故忽略轭铁磁阻,空气气隙磁阻计算如下:

$$L(x) = \frac{N^2}{R_m} = \frac{N^2}{\frac{1}{\mu_0} \frac{l_{air}}{S_{air}}} = \frac{N^2 \mu_0 S_{air}}{x} \quad (4)$$

其中 l_{air} 为气隙长度,此处为柱塞位移 x , S_{air} 为柱塞面积, N 为线圈匝数。由以上公式即可建立电磁阀从驱动电压到柱塞运动规律的数学模型,其中柱塞运动速度 v , 位移 x 需要和柱塞腔动力学模型耦合。

2.2 柱塞腔模型

柱塞和弹簧及液力组成单自由度非线性振动系统,由于该喷射器工作频率较高,考虑选用变刚度弹簧,这样做有 3 个优点:

- 1) 保证柱塞在下止点上行开始时弹簧刚度较低,从而改善进油过程中柱塞开启的响应。
- 2) 当柱塞在上止点开始下行时,弹簧刚度较大,弹簧力也较大,从而使柱塞快速下行提高喷射压力。
- 3) 由于弹簧刚度非线性,弹簧自振频率会随着弹簧压缩而变化,从而避免高频激励下弹簧自振。

柱塞受力情况如图 4 所示,其运动方程为

$$m\ddot{x} + c\dot{x} - \lambda(x - x_0)^3 + p_2 S + F_e = 0 \quad (5)$$

式中 c, λ, p_2, F_e 分别为系统阻尼、变刚度弹簧刚度变化系数、柱塞腔压强和电磁力。

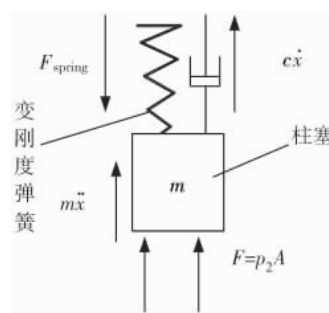


图 4 柱塞受力图

Fig. 4 Piston dynamic forces

2.3 膜片阀特性分析

膜片阀属于无限多自由度和复杂边界条件下的大挠度薄板振动问题,本文选用有限元方法完成对其主要参数的分析和修正。

根据机械振动学相关理论,在阻尼比 ζ 较小时,系统的位移共振频率,速度共振频率和加速度共振频率基本一致^[6],其振幅放大因子为

$$\beta = \frac{1}{\sqrt{(1 - \lambda^2)^2 + (2\zeta\lambda)^2}} \quad (6)$$

$$\lambda = \sqrt{1 - 2\zeta^2} \quad (7)$$

其速度、位移、加速度频响函数的模为

$$|H_v(j\omega)| = \frac{1}{\sqrt{mk}} \frac{1}{\sqrt{(\lambda - \lambda^{-1})^2 - (2\zeta)^2}} \quad (8)$$

$$|H_d(j\omega)| = \frac{1}{k} \frac{1}{\sqrt{(1 - \lambda^2)^2 - (2\zeta\lambda)^2}} \quad (9)$$

$$|H_a(j\omega)| = \frac{1}{m} \frac{V^2}{\sqrt{(1 - \lambda^2)^2 + (2\zeta\lambda)^2}} \quad (10)$$

式中 k 为弹性系数. 在小阻尼比情况下, 当激振频率 ω 接近系统固有频率 ω_n 时, 系统响应迅速提高, 这是本系统工作要求. 根据工程实践经验, 当系统固有频率为激振频率的 0.8 倍左右时, 系统响应最好^[7-9].

采用有限元分析方法最终得到膜片阀膜片各阶固有频率如表 1.

表 1 膜片最大变形量及各阶固有频率表
Table 1 Diaphragm distortion and natural frequency

阶数	固有频率/Hz
1	842.579
2	3798.726
3	4120.224
4	9753.343
5	13202.55
正弦激励下最大升程/mm	0.214

可以看出由于喷油器工作频率为 1 000 Hz, 此时膜片满足最佳响应要求, 且最大升程负荷设计要求, 膜片对限位器撞击不大.

2.4 出油孔口模型

燃油经柱塞加压后先后流过球阀、蓄压腔(结构如图 5 所示)和倒阀再喷出, 根据 Bernoulli 方程, 对于球阀和倒阀, 其瞬时体积流量可用如下公式求得

$$q_{vf} = A_c \cdot \mu \cdot \sqrt{2 \cdot (\Delta p) / \rho_f} \quad (11)$$

式中 A_c , μ , Δp , ρ_f 为节流孔有效流通截面积、流量系数、节流孔进出口压差和燃油密度^[10].

对于控制室的入流孔和泄流孔, 按照有无气穴形成, 对流量系数如下考虑.

首先, 忽略流动中的气穴, 则流量系数的初步预估表达式为

$$\frac{1}{\mu} = \sqrt{K_{in} + f \frac{l}{d} + 1} \quad (12)$$

$$f = \max\left(\frac{64}{Re}, 0.316 Re^{-0.25}\right) \quad (13)$$

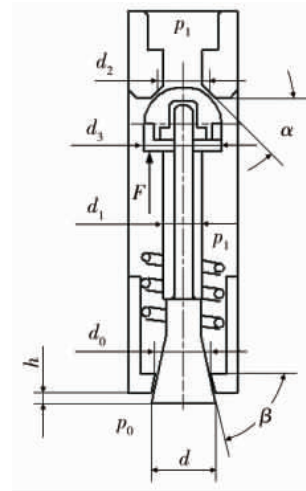


图 5 蓄压腔结构图

Fig. 5 Accumulation chamber structure

式中 K_{in} 为入口损失系数, 其取值与入口几何形状相关; f 为壁面摩擦系数; l 为孔的轴向长度; d 为节流孔直径.

如流动中存在气穴, 根据势流理论, 忽略入口到收缩截面的所有损失, 收缩截面的压力表达式为

$$p_{vc} = p_{in} - \frac{\rho}{2} \left(\frac{v}{C_c} \right)^2 \quad (14)$$

$$C_c = \begin{cases} \left[\left(\frac{1}{C_{c0}^2} \right) - 11.4r/d \right]^{-0.5} & r/d \leq 0.15 \\ 1 & r/d > 0.15 \end{cases} \quad (15)$$

式中 p_{vc} 为收缩截面压力, p_{in} 为入口压力; v 为流速; C_c 为收缩系数, $C_{c0} = 0.61$.

如果收缩断面压力高于蒸汽油压 p_v , 则不会产生气穴, 采用公式(12)计算流量系数. 否则, 流量系数则用下述公式计算:

$$\mu = C_c \sqrt{\frac{p_{in} - p_v}{p_{in} - p_{out}}} \quad (16)$$

2.5 一体化倒阀运动模型

取倒阀为研究对象, 其运动方程可整理简化为

$$p_2 \frac{1}{4} \pi d_2^2 + \frac{1}{4} \pi (d^2 - d_3^2) p_1 = (h + h_0) k_d + p_0 \frac{1}{4} \pi d^2 \quad (17)$$

由式(11)及个阀孔几何关系可得上下阀孔尺寸和倒阀位移满足下式关系:

$$\frac{d_0}{d_2} = \frac{C_{d2}}{C_{d1}} \frac{\sin \beta}{\sin \alpha} \sqrt{\frac{\Delta p_{21}}{\Delta p_{10}}} \quad (18)$$

$$h = \frac{q_{vf}}{C_{d1} F_{c_{up}} \cdot \pi \cdot d_2 \cdot \sin \alpha \sqrt{2 \cdot (\Delta p) / \rho_f}} \quad (19)$$

其中 C_{d1}, C_{d2} 为各自截面流量系数. 根据式 (18)、式 (19) 带入式 (12) 流量系数变化公式, 可得 β, h 随 d_2 变化关系.

2.6 系统液力模型

本文采用一维非稳态模型, 基于控制容积的分析方法建立系统液力模型, 其连续方程, 动量方程和能量方程可表示为

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\rho u dA}{A dx} = 0 \quad (20)$$

$$\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial(u)}{\partial x} + \frac{\partial p}{\rho \partial x} = 0 \quad (21)$$

$$\frac{\partial p}{\partial t} - \kappa p \rho \frac{\partial(p)}{\partial t} = 0 \quad (22)$$

式中 p, ρ, u, A, κ 分别为流体压强、密度、速度、流道面积以及等熵系数.

考虑流体的可压缩性, 对于连续介质需补充流体状态方程

$$E = -\frac{V dp}{dV} = \rho \frac{dp}{d\rho} \quad (23)$$

式中 V, E 分别为流体体积和弹性模量, 考虑液体可压缩性后, 各容腔 (柱塞腔, 蓄压腔等) 内控制方程可表示为^[11-12]

$$Q_{in} - Q_{out} = \frac{V}{E} \frac{dp}{dt} + \frac{dV}{dt} \quad (24)$$

至此, 系统各部分模型已经建立. 柱塞腔压力 p_2 , 蓄压腔压力 p_1 , 柱塞运动规律及喷油规律可对上述模型应用数值方法求解获得.

3 仿真验证

3.1 耦合模型

基于前文所述各部分数学模型, 利用 Matlab/Simulink 建立整个 MFVI 系统耦合仿真模型^[13-15], 如图 6 所示. 对于其中的液力、机械以及

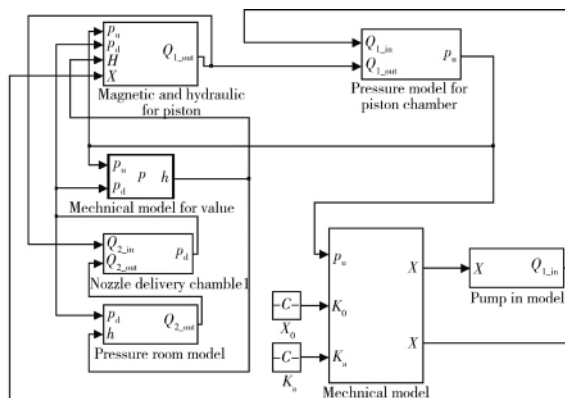


图 6 MFVI 系统仿真模型

Fig. 6 MFVI system simulation model

电磁模型中的非线性常微分方程, 考虑其模型中的刚性问题, 因此采用 2 阶进度变阶变步长的数值微分公式 (NDF) 求解器.

3.2 仿真结果与分析

图 7 为柱塞腔及蓄压腔在柱塞下行直到喷射过程完成阶段的压力变化. 随着柱塞下行, 柱塞腔压力迅速升高, 球阀开后, 燃油由柱塞腔进入到蓄压腔; 随后由于倒阀与球阀的一体式结构, 此时蓄压腔出口流量小于入口流量, 故蓄压腔和柱塞腔压力同时升高, 并迅速达到峰值; 然后两者之差基本保持一定数值, 维持喷射过程持续进行, 直到直到喷射过程结束.

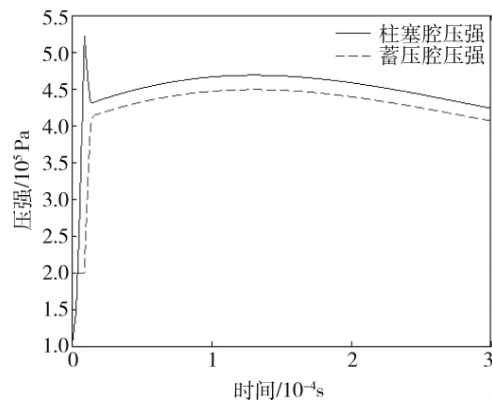


图 7 柱塞腔及蓄压腔压强变化规律

Fig. 7 Piston and accumulation chamber pressure

图 8 为对应的柱塞腔和蓄压腔流量曲线. 可以看出柱塞腔和蓄压腔压力之差先增加, 然后逐渐保持一定. 这和柱塞下行首先导致柱塞腔压力升高, 然后燃油开始进入蓄压腔, 蓄压腔作为控制容积入口流量大于出口流量, 压力持续升高是一

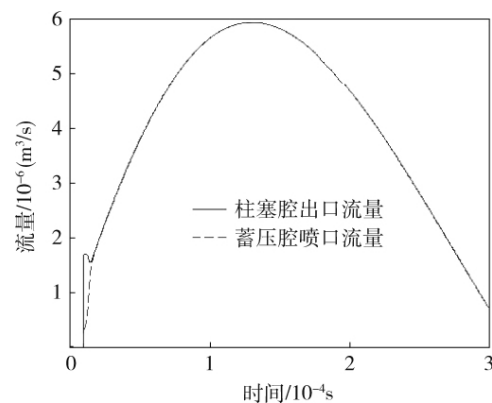


图 8 柱塞腔及蓄压腔流量曲线

Fig. 8 Piston and accumulation chamber flows

致的。在喷射系统进入稳态喷射阶段,柱塞腔与蓄压腔保持 0.03 MPa 的恒定压差。

为了防止柱塞运动到底部时产生碰撞反弹造成振荡,对弹簧部分采用了变刚度型式。图 9 为变刚度弹簧力和柱塞运动速度曲线,其中柱塞运动速度先增加后减小,到喷射过程结束时基本达到零值,符合设计预期;弹簧弹力不是线性设计,主要是为了满足柱塞运动规律。

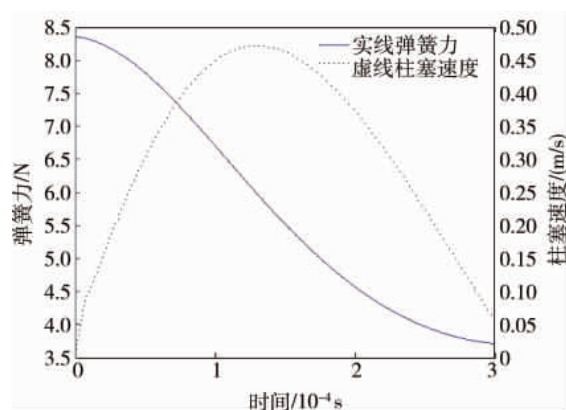


图 9 弹簧力及柱塞速度曲线

Fig. 9 Spring force and piston velocity

由于选用了变刚度弹簧,柱塞下行初期,弹簧刚度系数最大,弹簧作用力为 8.4 N,到柱塞下行至下止点时,弹簧刚度系数最小,弹簧作用力为 3.6 N,整个运动过程中弹簧载荷呈 3 次曲线规律变化。整个喷射过程表明:在考虑燃油压缩性条件下,高速响应时柱塞压力积蓄及时,喷油过程满足理论预期,各腔尺寸和弹簧刚度选择与设计均较为合理。

4 结 论

本文提出了 1 种面向小排量发动机的新型微型定容多次燃油喷射系统,仿真分析结论如下:

1) 喷油系统中采用了单向膜片阀,其响应频率满足喷射系统工作频率要求。

2) 采用 Matlab/Simulink 软件建立的电、磁、机、液耦合系统数学模型,验证了 MFVI 系统的工作原理和过程。

3) 对高速工作特性下的喷油器压力积蓄过程和变刚度微位移情况下的柱塞运动规律进行了计算和分析,为 MFVI 喷油器具体设计提供了关键参数。

参考文献:

- [1] 杨笑风,曾科,蒋德明.实现小型二冲程汽油机分层扫气的膜片式喷射化油器[J].内燃机学报,1999,17(2):161-165.
YANG Xiaofeng, ZENG Ke, JIANG Deming, et al. Investigation on diaphragm injection carburetor in a two stroke spark ignition engine with stratified scavenging[J]. Transactions of CSICE, 1999, 17(2): 161-165. (in Chinese)
- [2] 彭美春,彭汉锐,谢兴文,等.摩托车发动机电控系统匹配技术与性能研究[J].小型内燃机与摩托车,2008,37(3):4-7.
PENG Meichun, PENG Hanrui, XIE Xingwen, et al. Study of Mmatching technology of electronic control system and performance for motorcycle engine [J]. Small Internal Combustion Engine and Motorcycle, 2008, 37(3): 4-7. (in Chinese)
- [3] Hayakawa K, Yamazaki S, Takenaka S. 125cc small engine fuel injection system with low emissions solutions[R]. SAE, 2004-32-0094, 2004.
- [4] 万冬,白富强,顾维东,等.摩托车电喷系统进气量计量方法的研究[J].小型内燃机与摩托车,2007,36(1):12-15.
WAN Dong, BAI Fuqiang, GU Weidong, et al. Investigation of air intake characteristics of the fuel injection system of four - stroke motorcycle engine [J]. Small Internal Combustion Engine and Motorcycle, 2007, 36(1): 12-15. (in Chinese)
- [5] Brogan M S, Swallow D, Brisley R J. A new approach to meeting future european emission standards with the orbital direct injection gasoline engine[R]. SAE, 2000-01-2913, 2000.
- [6] 倪振华. 振动力学[M]. 西安:西安交通大学出版社,1990.
- [7] 林海. 压缩机自动阀[M]. 西安:西安交通大学出版社,1991.
- [8] 吴丹青. 压缩机簧片阀的数学模拟与设计[M]. 北京:机械工业出版社,1993.
- [9] 黄克智. 板壳理论[M]. 北京:清华大学出版社,1987.
- [10] 罗志昌. 流体网络理论[M]. 北京:机械工业出版社,1988.
- [11] Munson B R. Fundamentals of fluid mechanics[M]. New York: Wiley, 1990.
- [12] Allen J, Ravenhill P. Flow and spray characteristics of a high frequency low cost fuel injection system for small engines[R]. SAE. ICLASS-2006, 2006.
- [13] Holly Moore. Matlab 实用教程[M]. 2 版. 高会生,刘童娜,李聪聪,译. 北京:电子工业出版社,2010.
- [14] 李颖. Simulink 动态系统建模与仿真[M]. 2 版. 西安:西安电子科技大学出版社,2009.
- [15] 张威. Stateflow 逻辑系统建模[M]. 西安:西安电子科技大学出版社,2007.