

DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2012.09.005

无凸轮轴发动机电液驱动配气机构阻尼孔优化设计*

谷艳华¹ 胡乃硕¹ 高峰军² 李华² 王有坤² 郭英男²

(1. 吉林大学机械科学与工程学院, 长春 130025; 2. 吉林大学汽车仿真与控制国家重点实验室, 长春 130025)

【摘要】 无凸轮轴发动机电液驱动配气机构中节流阀阻尼孔的优化设计直接影响气门运动及时响应性能和气门落座冲击性能,进而影响发动机性能。建立了配气机构中节流阀阻尼孔的数学模型,并利用该模型研究了阻尼孔直径对气门开启和落座的影响。使用 AMESim 搭建了配气机构的仿真模型,研究阻尼孔孔径和相对位置对气门运动的影响。结果表明,阻尼孔直径减小或者阻尼腔阻尼孔相对位置上升会使气门延迟开启;阻尼孔直径减小或者主油路阻尼孔相对位置下降会使气门延迟关闭。优化了阻尼孔孔径和位置参数,试验表明阻尼孔优化设计结果满足发动机对配气机构中气门运动的要求。

关键词: 无凸轮轴发动机 电液驱动 配气机构 阻尼孔

中图分类号: TH137 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2012)09-0021-06

Optimization of Orifices on Electro-hydraulic Control Camless Valve Actuator

Gu Yanhua¹ Hu Naishuo¹ Gao Fengjun² Li Hua² Wang Youkun² Guo Yingnan²

(1. College of Mechanical Science and Engineering, Jilin University, Changchun 130025, China

2. State Key Laboratory of Automotive Simulation and Control, Jilin University, Changchun 130025, China)

Abstract

The optimized design of orifices in the electro-hydraulic control valve actuator will affect the response and the impact of valve in the camless engine, and thus affect all aspects performance of engine. The mathematical model of the orifices in the valve actuator was designed, and the effects of the orifice's diameter to the velocity during opening and landing were analyzed. The model of the camless electro-hydraulic valve actuator was built by using AMESim, the analysis of the influence to the diameter and related position of the valve orifices was done, the results showed that the orifice diameter decreased or the related position of damping chamber orifice increased resulted in the delay of opening time, and the orifice diameter decreased or the related position of main line orifice decreased resulted in the delay of closing time. The parameters of orifices diameter and position were optimized, and the demand of the valve was met by the optimized parameters through the experiments.

Key words Camless engine, Electrohydraulic control, Valve actuator, Orifices

引言

发动机废气再循环可以实现均质压燃,对发动机性能有所改善。可变配气相位与可变升程的无凸轮配气机构可以实现发动机气门的柔性控制,满足

发动机多种工况下对气门的要求^[1-3]。无凸轮配气机构是发动机可控自燃(CAI)燃烧的关键,可实现气门及时响应和工作稳定。机构中阻尼孔的设计在很大程度上影响气门运动性能^[4-7]。

阻尼孔传统的优化设计方法是通过建立阻尼系

收稿日期: 2011-10-19 修回日期: 2011-12-28

* 国家重点基础研究发展计划(973计划)资助项目(2007CB210004)

作者简介: 谷艳华, 博士生, 主要从事内燃机工作过程优化及控制研究, E-mail: guyh@jlu.edu.cn

通讯作者: 郭英男, 教授, 博士生导师, 主要从事内燃机工作过程优化及控制研究, E-mail: guoyan@jlu.edu.cn

统的传递函数进行求解和优化^[8]。该方法虽可行,但运算量太大。基于 AMESim 的阻尼孔设计,可以避免繁琐的运算,提高研发效率。本文使用 AMESim 对无凸轮配气机构阻尼孔优化,以实现气门快速响应和降低气门落座冲击。

1 工作原理

图 1 为无凸轮配气机构模型。溢流阀 6 控制系统压力。当气门开启时,单向阀 21 保持关闭状态。电磁阀在控制单元 11 的作用下切换至工作位,高压油经过单向阀 5 进入两位三通高速电磁阀 10,通过单向阀 13,经油口 16 进入执行机构 15 的上腔,推动上柱塞 14 向下运动,使下柱塞 22 和气门组 23 向下运动。下柱塞向下运动过程中,其下腔的液压油大部分经过油口 18 回油。当下柱塞 22 移动至关闭油口 18 位置后,液压油只能通过油口 19,经阻尼腔节流阀 20 回到油箱。

当气门关闭时,单向阀 13 保持关闭状态。电磁阀 10 切至常位,在气门组 23 弹簧的作用下,推动下柱塞 22 和上柱塞 14 向上运动,此时液压油大部分由油口 17 返回油箱。当上柱塞 14 向上运动将油口 17 关闭时,此时液压油由油口 16,经主油路节流阀 12 返回油箱。

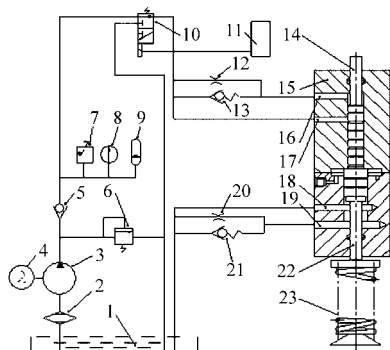


图 1 无凸轮配气机构原理图

Fig. 1 Schematic chart of the camless engine valve actuator

1. 油箱 2. 滤清器 3. 液泵 4. 电动机 5, 13, 21. 单向阀
6. 溢流阀 7. 压力继电器 8. 压力表 9. 蓄能器 10. 两位三通高速电磁阀 11. 控制单元 12. 主油路节流阀 14. 上柱塞
15. 执行机构 16, 17, 18, 19. 油口 20. 阻尼腔节流阀 22. 下柱塞
23. 气门组

综上所述,在阻尼腔或主油路中的节流阀阻尼孔的直径、位置分别影响气门开启时刻、气门开启速度和气门关闭时刻、气门落座冲击。

2 无凸轮配气机构数学模型

图 2 是无凸轮配气机构受力分析图。

2.1 气门开启阶段

气门开启阶段的受力分析如图 2a 所示。

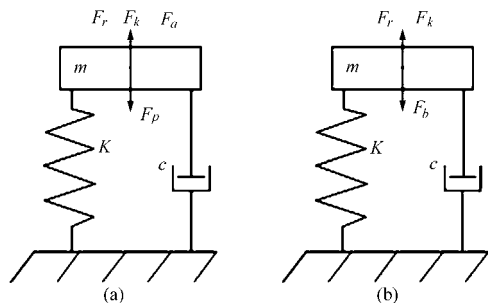


图 2 配气机构开启和关闭阶段受力分析图

Fig. 2 Force analysis schematic chart of valve actuator

(a) 气门开启阶段 (b) 气门关闭阶段

当气门升程 $l \leq L_1$ 时,油口 18 回油,此时动力学方程为

$$m \frac{d^2 l}{dt^2} = F_p - F_r - F_k - c \frac{dl}{dt} \quad (1)$$

$$\text{其中} \quad F_p = \pi \left[\left(\frac{D_1}{2} \right)^2 - \left(\frac{d_1}{2} \right)^2 \right] p$$

$$F_k = Kl$$

当气门升程 $L_1 < l \leq L_{\max}$ 时,阻尼腔节流阀打开,起到缓冲作用,此时动力学方程为

$$m \frac{d^2 l}{dt^2} = F_p - F_r - F_a - F_k - c \frac{dl}{dt} \quad (2)$$

$$\text{其中} \quad F_p = \pi \left[\left(\frac{D_1}{2} \right)^2 - \left(\frac{d_1}{2} \right)^2 \right] p$$

$$F_k = Kl$$

$$F_a = \pi \left[\left(\frac{D_2}{2} \right)^2 - \left(\frac{d_2}{2} \right)^2 \right] p_a$$

建立阻尼腔节流阀阻尼孔两端的伯努利方程

$$\frac{p_a}{\rho} + \frac{1}{2} \left(\frac{dl}{dt} \right)^2 = \frac{p_0}{\rho} + g \sum h_\zeta \quad (3)$$

$$\text{其中} \quad \sum h_\zeta = (1 + \zeta) \left[\frac{v_c^2}{2g} \right]$$

建立流体连续性方程

$$C_c \pi \left(\frac{d_0}{2} \right)^2 v_c = \pi \left[\left(\frac{D_2}{2} \right)^2 - \left(\frac{d_2}{2} \right)^2 \right] \frac{dl}{dt} \quad (4)$$

由式(4)可得

$$v_c = \frac{dl}{dt} \frac{D_2^2 - d_2^2}{C_c d_0^2}$$

联立式(3)、(4)可求得

$$p_a = \frac{\rho}{2} \left(\frac{dl}{dt} \right)^2 \left[(1 + \zeta) \left(\frac{D_2^2 - d_2^2}{C_c d_0^2} \right)^2 - 1 \right] \quad (5)$$

式中 m ——配气机构中上下柱塞的总质量

L_1 ——初始位置时油口 18 和下柱塞 22 大端下端端面之间的距离

L_{\max} ——气门的最大升程

ρ ——液压油密度

D_1 ——上柱塞 14 大端直径

d_1 ——上柱塞 14 小端直径

D_2 ——下柱塞 22 大端直径

d_2 ——下柱塞 22 小端直径

d_0 ——阻尼腔节流阀阻尼孔直径

F_r ——气门弹簧预紧力
 F_p ——液压力 F_k ——气门弹簧力
 F_a ——下柱塞 22 大端所受液压阻尼力
 p_a ——阻尼腔节流阀进口端压力
 p ——系统调定压力
 p_0 ——大气压力 l ——气门位移
 v_c ——阻尼腔节流阀处流体平均流速
 c ——气门组件阻尼系数
 ζ ——局部阻力系数
 h_ζ ——局部能量损失
 C_c ——截面收缩系数
 K ——气门弹簧刚度

由式(5)可知 d_0 减小时, p_a 增加, $d^2 l/dt^2$ 下降, 使得气门开启速度不致太快, 有利于减小冲击, 但 d_0 太小, 会满足不了气门快速开启的要求, 而且对液压油的要求会更严格。

2.2 气门关闭阶段

气门关闭阶段的受力分析如图 2b 所示。

当气门升程 $L_2 < l \leq L_{\max}$, 此时油口 17 回油, 节流阀 12 未起作用, 动力学方程为

$$m \frac{d^2 l}{dt^2} = F_k + F_r - c \frac{dl}{dt} \quad (6)$$

当 $l \leq L_2$ 时, 只有油口 16 回油, 此时主油路节流阀起作用, 动力学方程为

$$m \frac{d^2 l}{dt^2} = F_k + F_r - F_b - c \frac{dl}{dt} \quad (7)$$

其中 $F_b = \pi [(D_1/2)^2 - (d_1/2)^2] p_b$

建立主油路节流阀阻尼孔两端伯努利方程

$$\frac{p_0}{\rho} + g \sum h_\zeta = \frac{p_b}{\rho} + \frac{1}{2} \left(\frac{dl}{dt} \right)^2 \quad (8)$$

建立流体连续性方程可以得到

$$C_c \pi \left(\frac{d}{2} \right)^2 v_c = \pi \left[\left(\frac{D_1}{2} \right)^2 - \left(\frac{d_1}{2} \right)^2 \right] \frac{dl}{dt} \quad (9)$$

由式(9)可求得

$$v_c = \frac{dl}{dt} \frac{D_1^2 - d_1^2}{C_c d^2}$$

联立式(8)、(9)可求得

$$p_b = \frac{\rho}{2} \left(\frac{dl}{dt} \right)^2 \left[(1 + \zeta) \left(\frac{D_1^2 - d_1^2}{C_c d^2} \right)^2 - 1 \right] \quad (10)$$

式中 L_2 ——初始位置上柱塞 14 大端上端面 and 油口 17 之间的距离

d ——主油路节流阀阻尼孔直径

F_b ——上柱塞 14 大端所受液压阻尼力

p_b ——主油路节流阀进口压力

由式(7)、(10)可知 d 减小时, p_b 增加, $d^2 l/dt^2$ 下降, 使得气门关闭速度下降, 有利于减小冲击, 但

d 太小, 将不能满足气门快速关闭的要求, 且阻尼孔直径过小易堵塞, 对油液要求也更严格。

3 无凸轮配气机构的模拟和试验

3.1 无阻尼孔配气机构

无阻尼孔配气机构的示意图^[9]如图 3 所示。

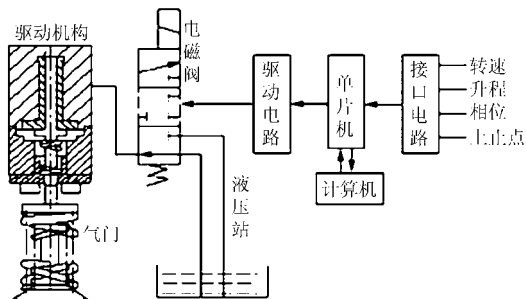


图 3 无阻尼孔配气机构示意图

Fig. 3 Schematics of valve actuator without orifices

图 4 为只有气门弹簧缓冲装置无阻尼孔配气机构的气门升程及速度曲线。无阻尼孔配气机构气门开启时, 气门升程超调量较大而且稳定时间较长, 不利于发动机换气。升程超调引起冲击很大, 导致噪声很大, 液压密封件容易损坏, 并且严重影响了气门的工作寿命。为了改善上述现象, 在该配气机构的基础上增加了阻尼孔。

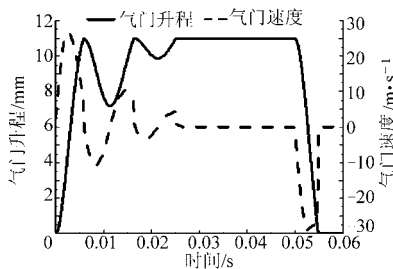


图 4 无阻尼孔的气门升程及速度曲线

Fig. 4 Stroke and velocity curve of valve without orifices

3.2 有阻尼孔配气机构的模拟

利用 AMESim 建立了有阻尼孔的无凸轮配气机构模型, 如图 5 所示。

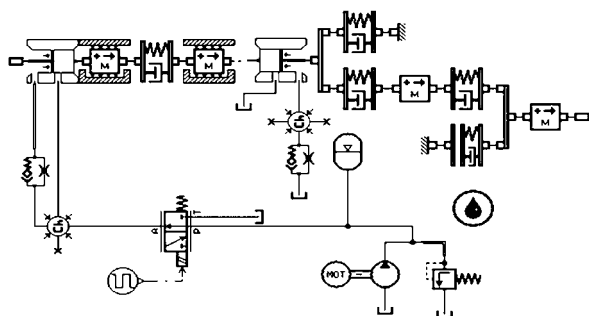


图 5 有阻尼孔配气机构模型

Fig. 5 Simulation model of valve actuator with orifices

初始参数如表 1 所示。用方波信号作为开启与关闭的触发信号。

表1 模型参数

Tab.1 Parameters of simulation model

参数	数值
p/MPa	11
$d_1, d_2/\text{mm}$	7.3
D_1/mm	11
$m_1, m_2/\text{g}$	46.5
D_2/mm	14
$K/\text{N}\cdot\text{m}^{-1}$	21 600
$c/\text{N}\cdot\text{s}\cdot\text{m}^{-1}$	100
d/mm	0.5
d_0/mm	1
F_s/N	170
L_{max}/mm	12
L_2/mm	1
L_1/mm	8
油口 16、17、18、19 直径/mm	4
$\rho/\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$	866

3.3 有阻尼孔配气机构模拟与试验对比

通过搭建如图6所示的电液驱动配气机构发动机的试验平台^[10],将通过气门位移传感器测得的气门升程试验数据与 AMESim 的模拟数据进行对比,验证模型的正确性。

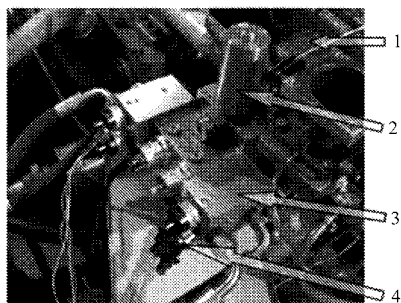


图6 有阻尼孔电液驱动配气机构试验台架

Fig.6 Test bench of electro-hydraulic control valve actuator with orifices

1. 发动机 2. 阻尼腔 3. 电液驱动配气机构 4. 电磁阀

图7是通过气门位移传感器测得的气门升程试验数据与模型仿真数据对比图,可见阻尼孔对该机构的性能有明显的改进,而且试验曲线与仿真曲线很接近,验证了模型的正确性,可以利用该仿真模型对机构参数进行设计和优化。

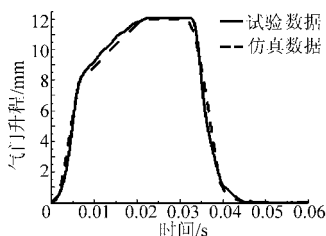


图7 气门升程仿真与试验曲线

Fig.7 Valve profile curve from simulation and experiment

4 阻尼孔优化分析

设置配气机构模型中不同的阻尼孔直径,其中阻尼腔节流阀阻尼孔直径 d_0 为 0.8、1.0、1.5 mm,主油路节流阀阻尼孔直径 d 为 0.3、0.5、1.0 mm。得到不同配气机构中气门运动曲线。

4.1 气门开启优化

设定 $p = 11 \text{ MPa}$, $n = 1\,000 \text{ r/min}$, $L_1 = 8 \text{ mm}$,阻尼腔不同阻尼孔直径 d_0 下的气门运动参数计算结果如表2。图8为气门升程及速度曲线,由气门速度曲线可以看出,当 $d_0 = 0.8 \text{ mm}$ 时气门开启速度最小,冲击最小,但由气门升程曲线可以看到此时气门开启所需时间也最长,影响缸内换气量,进而影响燃料的燃烧和发动机负荷。当 $d_0 = 1.5 \text{ mm}$ 时,气门落座速度快,气门冲击太大,影响气门和液压密封件的寿命。当 $d_0 = 1.0 \text{ mm}$ 时能较好地满足发动机对气门运动的要求,因此选择 $d_0 = 1.0 \text{ mm}$ 进行分析。

表2 阻尼腔不同阻尼孔直径对气门运动的影响

Tab.2 Effects to motion of valve at several diameters of damping chamber throttle orifice

参数	d_0/mm		
	0.8	1.0	1.5
气门完全开启时刻 t/s	0.032	0.022	0.013
气门开启速度 $v/\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$	0.17	0.25	0.51
阻尼孔最大压降 $\Delta p/\text{MPa}$	8.16	7.12	4.25

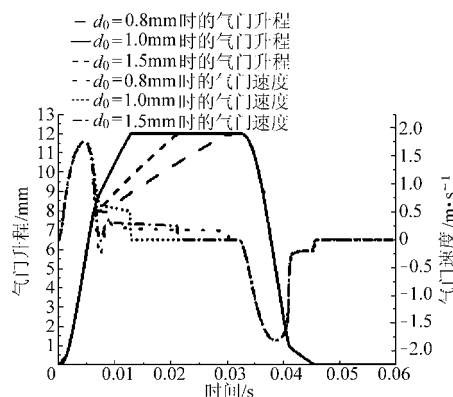


图8 阻尼腔不同阻尼孔直径时的气门升程及速度曲线

Fig.8 Stroke and velocity curves of valve at several diameters of damping chamber throttle orifice

从图中可见气门速度曲线不对称,主要原因是气门开启时液压力需要克服气门组件中弹簧力推动柱塞运动,液压油和弹簧力共同作用影响气门开启;而气门落座依靠弹簧力克服液压阻尼力,以推动气门和柱塞回位,弹簧力起主要作用。

当气门执行机构模型选择 $d_0 = 1 \text{ mm}$, $L_1 = 8 \text{ mm}$ 时,气门落座速度为 0.25 m/s ,气门完全打开所需时

间为 0.022 s; 而通过图 6 台架实测的落座速度为 0.28 m/s, 完全打开所需时间为 0.023 s。误差原因主要是模型未考虑泵的流量波动及其油路的损失。

随着 d_0 的减小, 其两端的压降会增加, 如图 9 所示。 d_0 减小会降低落座冲击, 但是液压冲击过大, 缩短了液压元件的使用寿命, 而且气门完全开启时刻会增加。此时优先考虑的是保证开启时刻, 同时兼顾气门开启时刻的速度。

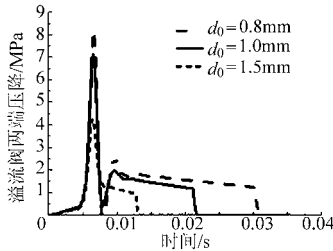


图 9 阻尼腔不同阻尼孔时节流阀两端的压降曲线
Fig. 9 Pressure drop curves across damping chamber throttle orifice with several diameters

从图 10 中可见随着 d_0 的增加, 液压油流量增加, 气门完全开启所需时间减小。随着 L_1 的增加, 气门完全开启所需时间减小。设定 $L_1 = 8$ mm, 当 $d_0 = 0.8$ mm 时, 气门完全开启的时刻为 0.030 s; $d_0 = 1.0$ mm 时, 气门完全开启时刻为 0.023 s; $d_0 = 1.5$ mm 时, 气门完全开启时刻为 0.015 s。

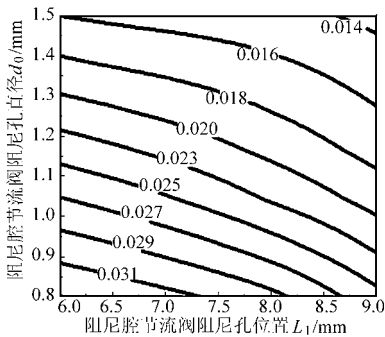


图 10 阻尼腔不同阻尼孔直径和相对位置时的气门开启时刻曲线

Fig. 10 Curves of opening time at several diameters and related positions of damping chamber throttle orifice

通过比对, 最终选择 $d_0 = 1.0$ mm、 $L_1 = 8$ mm 作为图 6 试验台架阻尼腔阻尼孔的优化参数。此时仿真模型中气门完全打开所需时间为 0.023 s, 完全开启时刻速度为 0.25 m/s, 与实测数据基本吻合。优化后的阻尼孔参数满足了气门开启运动的要求。

4.2 气门关闭优化

设定 $p = 11$ MPa, $n = 1\ 000$ r/min, $L_2 = 1$ mm 的工况下, 主油路不同阻尼孔直径 d 下的气门运动参数的计算结果如表 3 所示。

表 3 主油路不同阻尼孔直径对气门运动的影响

Tab. 3 Effects to motion of valve at several diameters of main line throttle orifice

参数	d/mm		
	0.3	0.5	1.0
气门完全关闭时刻 t/s	0.057	0.046	0.042
气门关闭速度 $v/\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$	0.065	0.200	0.930
节流阀最大压降 $\Delta p/\text{MPa}$	37.39	32.01	7.75

从图 11 气门升程及速度曲线可知, d 越小, 气门落座速度越小, 气门完全关闭所需时间也越长。直径 $d = 0.3$ mm 时落座速度最小, 冲击最小, 气门完全关闭所需时间也越长。当 $d = 1.0$ mm 时速度太大, 对气门和液压密封件的寿命不利。通过对比这些曲线发现 $d = 0.5$ mm 时, 能较好地满足发动机对气门运动的要求, 因此本文选择 $d = 0.5$ mm 进行分析。

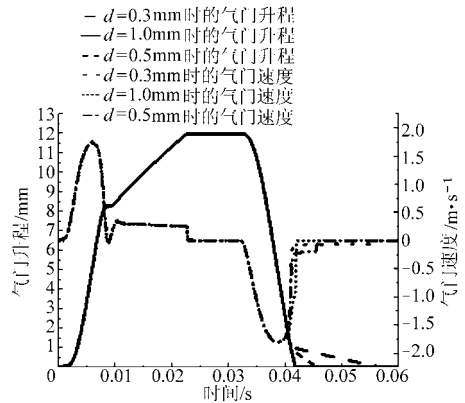


图 11 主油路不同阻尼孔直径时气门升程及速度曲线
Fig. 11 Stroke and velocity curves of valve at several diameters of main line throttle orifice

由于模型简化, 与图 6 试验台架的实测值有一定误差。当 $d = 0.5$ mm、 $L_2 = 1$ mm 时, 落座速度为 0.20 m/s, 气门完全关闭时刻为 0.045 s, 而实测的落座速度为 0.18 m/s, 完全关闭时刻为 0.046 s。

图 12 为不同 d 下的节流阀两端压降。 d 减小, 节流阀两端压降增加, 虽可以显著降低落座冲击, 但对液压管路和蓄能器冲击较大, 降低了使用寿命, 同

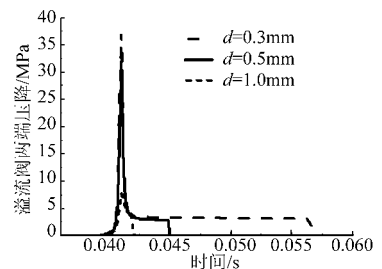


图 12 主油路不同阻尼孔直径时节流阀两端的压降曲线
Fig. 12 Pressure drop curve across main line throttle valve with several diameters

时气门完全关闭的时刻也明显增加。在此情况下,在优先保证气门完全关闭时刻的前提下,兼顾落座时刻的速度。

图 13 表明随着 d 增加,气门完全关闭所需时间

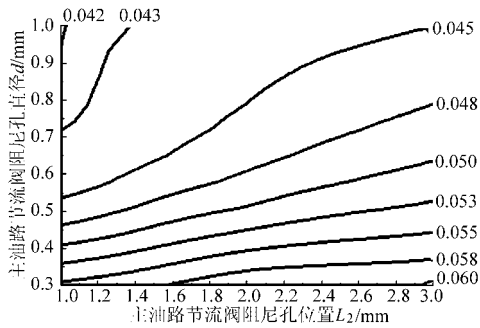


图 13 主油路不同阻尼孔直径和位置时的气门关闭时刻曲线

Fig. 13 Curves of closing time at several diameters and related positions of main line throttle orifice

减小。随着 L_2 增加,完全关闭所需时间增加。设定 $L_2 = 1 \text{ mm}$ 、 $d = 0.3 \text{ mm}$ 时气门完全关闭时刻为 0.056 s ; $d = 0.5 \text{ mm}$ 时气门完全关闭时刻为 0.045 s ; $d = 1.0 \text{ mm}$ 时气门完全关闭时刻为 0.042 s 。

通过比较,选定 $d = 0.5 \text{ mm}$ 、 $L_2 = 1 \text{ mm}$ 作为图 6 试验台架主油路阻尼孔的优化参数。此时仿真模型中气门完全关闭时刻为 0.045 s ,完全关闭时刻速度为 0.20 m/s ,与实测数据基本吻合。优化后的阻尼孔参数满足了气门关闭运动的要求。

5 结束语

通过 AMESim 实现了无凸轮配气机构中节流阀阻尼孔参数的优化设计,经试验验证优化后的阻尼孔设计参数满足发动机对气门运动和进、排气量的要求,降低了气门落座速度,实现了气门运动柔性控制。

参 考 文 献

- 刘发发,王云开,李华,等. 电控液压可变气门机构性能及应用[J]. 内燃机学报,2011,29(1):54~60.
Liu Fafa, Wang Yunkai, Li Hua, et al. Performances of electro-hydraulic valve train and application [J]. Transactions of CSICE, 2011,29(1):54~60. (in Chinese)
- 赵振峰,黄英,张付军,等. 一种新型电液驱动无凸轮配气机构特性研究[J]. 内燃机工程,2008,29(6):24~27.
Zhao Zhenfeng, Huang Ying, Zhang Fujun, et al. Research on characteristics of a new electro-hydraulic driven camless valve train [J]. Chinese Internal Combustion Engine Engineering, 2008,29(6):24~27. (in Chinese)
- James P Szybist, Eric Nafziger, Adam Weall. Load expansion of stoichiometric HCCI using spark assist and hydraulic valve actuation[C]. SAE Paper 2010-01-2172, 2010.
- Norman K Bucknor. Simulation of a camless engine valve actuator with mechanical feedback [C]//Proceedings of ASME/DETC/CIE 2008, DETC2008-49585, 2008,2:521~531.
- Jussi Aaltonen, Kalevi Huhtala, Matti Vilenius. Electrohydraulic valvetrain for extreme value diesel engine [C]. SAE Paper 2002-01-1282, 2002.
- Michele Battistoni, Francesco Mariani, Lucio Postriotti, et al. Numerical analysis of a new concept variable valve actuation system [C]. SAE Paper 2006-01-3008, 2006.
- 赵振峰,张付军,李国岫. 柔性调节无凸轮配气机构设计与试验研究[J]. 车用发动机,2010(6):50~53.
Zhao Zhenfeng, Zhang Fujun, Li Guoxiu. Design and experiment for a flexible adjusting camless valve train [J]. Vehicle Engine, 2010(6):50~53. (in Chinese)
- 王幼民. 溢流阀结构参数的优化设计[J]. 农业机械学报,2003,34(1):67~69.
Wang Youmin. Optimization of structure parameters of hydraulic relief valve [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2003, 34(1):67~69. (in Chinese)
- 高峰军,刘发发,郭英男,等. 电控液压全可变气门冲击回弹试验研究[J]. 车用发动机,2009(5):49~52.
Gao Fengjun, Liu Fafa, Guo Yingnan, et al. Experimental research on springback and impact of electronic control and hydraulic full variable valve [J]. Vehicle Engine, 2009(5):49~52. (in Chinese)
- 刘发发,黄为钧,郭英男,等. 电控液压驱动可变气门机构的应用研究[J]. 车用发动机,2010(1):66~69.
Liu Fafa, Huang Weijun, Guo Yingnan, et al. The application of electro-hydraulic variable valve mechanism [J]. Vehicle Engine, 2010(1):66~69. (in Chinese)