

文章编号:1000-582X(2007)09-0005-04

# 125型发动机配气机构的噪声分析

罗虹,夏铁权,胡加强,王攀  
(重庆大学机械传动国家重点实验室,重庆400030)

**摘要:**为了研究发动机配气机构的噪声机理及其影响因素,进行了某125型发动机配气机构的噪声分离实验,实验结果揭示出其主要由摇臂与气门杆敲击、气门落座撞击产生。通过进一步对配气机构进行运动学和动力学仿真模型的建立与计算,分析出配气机构摇臂敲击力和气门落座加速度的产生主要与配气机构的凸轮缓冲段升程、凸轮缓冲段包角以及凸轮缓冲段加速段系数等参数有关,合理的选择凸轮参数,有利于降低配气机构摇臂敲击力和气门落座加速度,从而降低配气机构的噪声和提高配气机构的平稳性。

**关键词:**配气机构噪声;摇臂敲击;气门落座;仿真分析

**中图分类号:**U483

**文献标志码:**A

配气机构作为发动机的组成部分,也是主要的噪声源之一。研究配气机构的噪声产生机理及其影响因素,对于提高发动机乃至机动车辆的噪声性能具有较强的现实意义。

笔者对某125型号发动机进行了配气机构的噪声分离实验,确定了配气机构的主要噪声源。并对该发动机配气机构进行运动学和动力学仿真,对产生配气机构主要噪声的影响因素进行了分析讨论。

## 1 配气机构主要噪声源的确定

笔者所研究的配气机构的结构为凸轮轴侧置带中摇臂式。配气机构噪声的主要组成部分有凸轮表面与中摇臂的摩擦振动噪声、由气门间隙而产生的摇臂与气门杆的撞击声、气门落座产生的撞击声、正时齿轮的啮合噪声。

为实现配气机构噪声的分离,采用分别运行法,以转速4500、7500 r/min倒拖发动机,依据《GB/T 1859-2000 往复内燃机辐射的空气噪声测量工程法及简易法》,分别测试配气机构整体噪声、配气机构无摇臂敲击时的噪声、配气机构无气门落座及摇臂敲击时的噪声、只有正时齿轮啮合时的噪声,并根据该实验方法分别计算其声功率,以声功率叠加的原理,计算

配气机构气门落座冲击噪声、摇臂敲击噪声、凸轮表面摩擦振动噪声、正时齿轮啮合噪声,完成配气机构的主要噪声的分离。根据实验数据的处理结果,各部分声功率比例如图1。

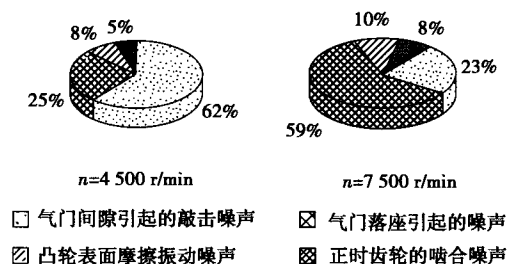


图1 配气机构噪声组成比例图

从图1中可以得知:

- 1) 气门落座产生的撞击噪声、摇臂与气门杆敲击噪声是配气机构的主要噪声;
- 2) 发动机转速4500 r/min时,配气机构噪声主要由摇臂与气门杆敲击产生,占整个配气机构噪声的62%,其次是气门落座撞击产生,占整个配气机构噪声的25%;
- 3) 在发动机高转速7500 r/min时,配气机构噪声主要由气门落座产生的撞击产生其声功率,占整个配

收稿日期:2007-05-15

基金项目:重庆市自然科学基金计划重点资助项目(CCSTC,2006BA70B)

作者简介:罗虹(1955-),男,重庆大学副教授,主要从事汽车系统动力学、汽车振动与噪声控制等领域的研究,

(Tel)023-65105549;(E-mail)lhongcd@163.com。

气机构噪声 59%,其次由摇臂与气门杆敲击产生,占整个配气机构 23%。

总而言之,配气机构噪声主要与气门落座的撞击、摇臂与气门杆的敲击有关。

## 2 配气机构的运动与动力学分析

基于配气机构噪声分离实验结果,笔者用 ADAMS 仿真软件建立了该机构的动力学模型<sup>[1-2]</sup>,并针对配气机构的主要噪声产生机理进行动力学与运动学仿真分析,确定影响噪声产生的因素。综合考虑计算量与模拟精确度,将中摇臂、挺杆、摇臂等细长的部件定义成柔体,其余部件定义成刚体。仿真模型如图 2。

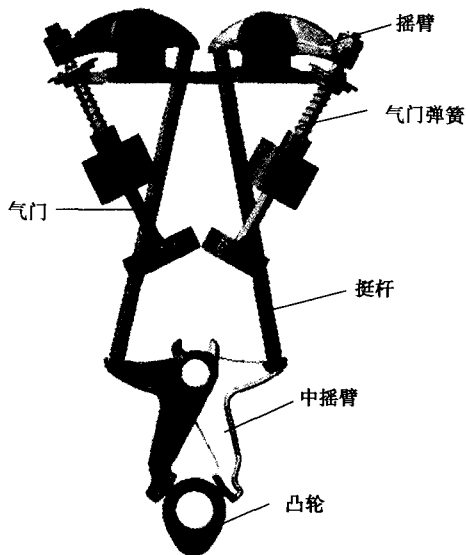


图2 配气机构仿真分析模型

### 2.1 配气机构的动力学仿真分析

中摇臂、挺杆、摇臂等细长的零件,其动态特性对运动传递有比较大的影响。因此,对以上3个部件进行了模态仿真,仿真得到的前六阶固有频率的结果如表1。

表1 配气机构主要传动部件固有频率 Hz

名称	摇臂	挺杆	中摇臂
第一阶	6 169.9	1 823	5 129.9
第二阶	11 817.5	1 824	8 792.6
第三阶	12 326.0	4 964	10 578.0
第四阶	18 429.0	4 967	12 190.0
第五阶	24 702.0	9 496	14 043.0
第六阶	25 973.0	9 498	20 906.0

发动机的转速为  $n$ , 配气机构的工作频率  $f = n/(2 \times 60)$ , 发动机的最高工作转速  $n = 9\,000$  r/min

时,配气机构的最高工作频率  $f = 75$  Hz,远低于表1中的固有频率。另外,以上部件的前六阶模态振型均不在运动传递方向上。由此可见,该配气机构在工作过程中不会出现共振,也不会出现机构的高次运动对周围空气扰动而产生噪声,说明该配气机构的动态特性合理,机构的运动传递比较精确。可以得出结论,该配气机构的动力学特性不是气门落座撞击、摇臂与气门杆敲击的主要影响因素。

### 2.2 配气机构的飞脱与反跳分析

凸轮中置式配气机构的传动链较长,配气机构可能在发动机高速工作状态下,弹簧回复力过大或过小而可能产生气门与摇臂之间的飞脱或气门落座反跳,因此有必要对机构进行运动分析,校核其是否飞脱与反跳<sup>[3]</sup>。

对配气机构在发动机转速 9 000 r/min 的工况下进行仿真分析,计算其气门落座的撞击力  $F_1$  和由于气门间隙而产生的摇臂与气门杆的敲击力  $F_2$ 。仿真结果如图3,从仿真结果中可以看出,从气门开启点 A 到落座点 B 之间,摇臂与气门杆之间的敲击力  $F_2$  没有出现零值,即摇臂与气门之间没有飞脱,气门落座后,气门撞击力  $F_1$  也没有出现零值,即气门落座后没有反跳。

由以上分析可以判断,影响气门运动规律的主要因素是凸轮型线。

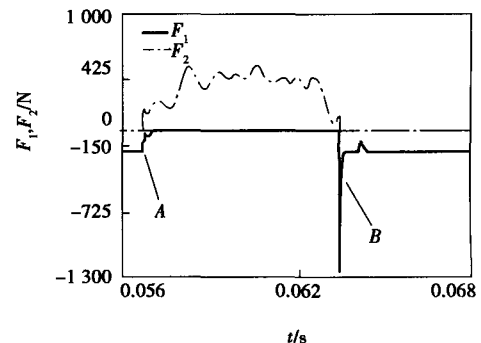


图3 9 000 r/min 时气门撞击力和摇臂敲击力

### 2.3 凸轮参数对气门运动影响分析

从实验得知,配气机构噪声主要来自于气门落座撞击力和摇臂与气门杆的敲击力,即与气门开启和落座时的加速度有直接关系。而气门加速度主要与凸轮缓冲段参数有关<sup>[4]</sup>。因此,有必要就凸轮缓冲段对气门运动加速度的影响进行分析。

缓冲段基本参数包括缓冲段包角  $\alpha_0$ , 缓冲段末端升程  $h_0$  及速度  $v_0$ 。凸轮设计时,前两个参数应事先选定。以等加速-等速缓冲段为例,缓冲末段速度  $v_0$  由式(1)确定<sup>[4]</sup>。

$$v_0 = \frac{\omega h_0}{\alpha_0 \left(1 - \frac{G_1}{2}\right)}, \quad (1)$$

式中:  $\omega$  为凸轮角速度;  $G_1$  为加速段包角系数,  $G_1 = \alpha_1/\alpha_0$ , 是设计时选定的常数。其中  $\alpha_1$  为缓冲段中加速度段包角。

2.3.1 缓冲段末端升程  $h_0$  对气门工作特性的影响

为了分析缓冲段末端升程  $h_0$  对气门加速度  $a$  (气门落座时加速度  $a_1$ , 气门开启时加速度  $a_2$ ) 的影响, 分别选取凸轮缓冲段升程  $h_0 = 0.15$  和  $0.24$  mm 两种情况, 其余参数: 上升缓冲段包角  $\alpha_{01} = 20^\circ$ , 加速段包角系数  $G_1 = 0.2$ , 下降缓冲段包角  $\alpha_{02} = 14^\circ$ , 其加速段包角系数  $G_2 = 0.3$ , 基本工作段选用高次多项式曲线(下同), 建立模型, 分别对发动机转速  $4\ 500$  与  $7\ 500$  r/min 进行仿真计算, 其结果如图4。

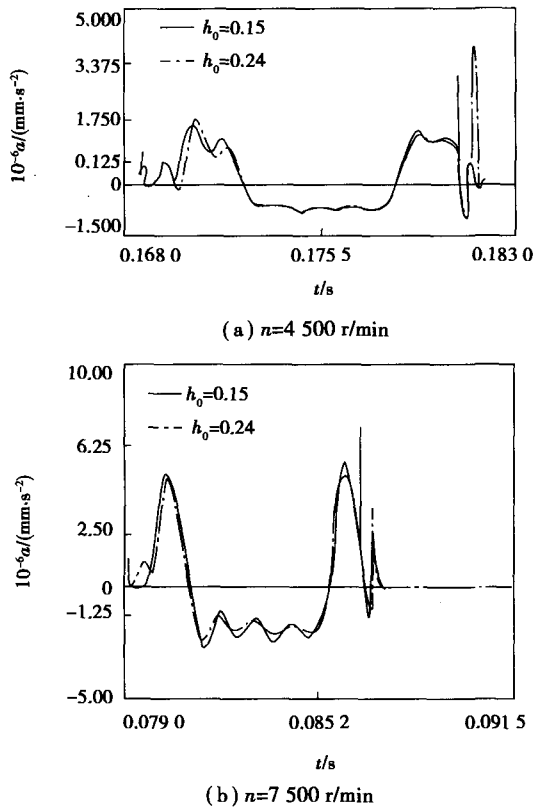


图4  $h_0$  对气门加速度的影响

从仿真结果可以看到, 低转速下,  $h_0 = 0.15$  mm 时气门落座加速度  $a_1$  为  $3.14 \times 10^6$  mm/s<sup>2</sup>,  $h_0 = 0.24$  mm 时对应的  $a_1$  为  $4.1 \times 10^6$  mm/s<sup>2</sup>, 即  $a_1$  略有减小。发动机转速增加至  $7\ 500$  r/min 时,  $h_0 = 0.15$  mm 对应的  $a_1$  为  $7.2 \times 10^6$  mm/s<sup>2</sup>, 已经明显大于  $h_0 = 0.24$  mm 对应的  $a_1$  为  $4.0 \times 10^6$  mm/s<sup>2</sup>。

当  $h_0 = 0.15$  mm 时, 气门提前在缓冲段的正加速段落座, 低转速下, 气门落座撞击不明显, 但随着发动

机转速增加, 气门落座的加速度迅速增加。如果假设配气机构是刚性的, 按照  $h_0 = x_0/k$  ( $k$  是摇臂比) 选取  $h_0 = 0.15$  mm, 则能满足气门在缓冲段等速段落座。但实际上配气机构有一定的柔性, 这使得气门在高速条件下提前到凸轮正加速段落座, 产生强烈的撞击。如果增大  $h_0$  至  $0.24$  mm, 虽然在气门开启时, 敲击力稍大, 但在高速时, 气门落座的撞击状况得到改善, 这对降低配气机构的噪声是有利的。

由此可见, 设计配气机构的凸轮时, 要合理选择缓冲段末端升程, 不宜选择太小, 一般要比气门间隙稍大一些<sup>[5]</sup>。

2.3.2 缓冲段包角  $\alpha_0$  对气门工作特性的影响

为了分析缓冲段包角  $\alpha_0$  对气门加速度  $a$  的影响, 取  $h_0 = 0.24$  mm,  $G_1 = 0.2$ ,  $G_2 = 0.3$ , 取上升缓冲段  $\alpha_{01} = 20^\circ$ , 下降缓冲段包角  $\alpha_{02} = 14^\circ$  和  $\alpha_{01} = 25^\circ$ ,  $\alpha_{02} = 20^\circ$  两种情况, 分别建立仿真模型, 再分别计算两种情况, 气门在转速  $4\ 500$ 、 $7\ 500$  r/min 时的气门加速度  $a$ , 结果如图5。

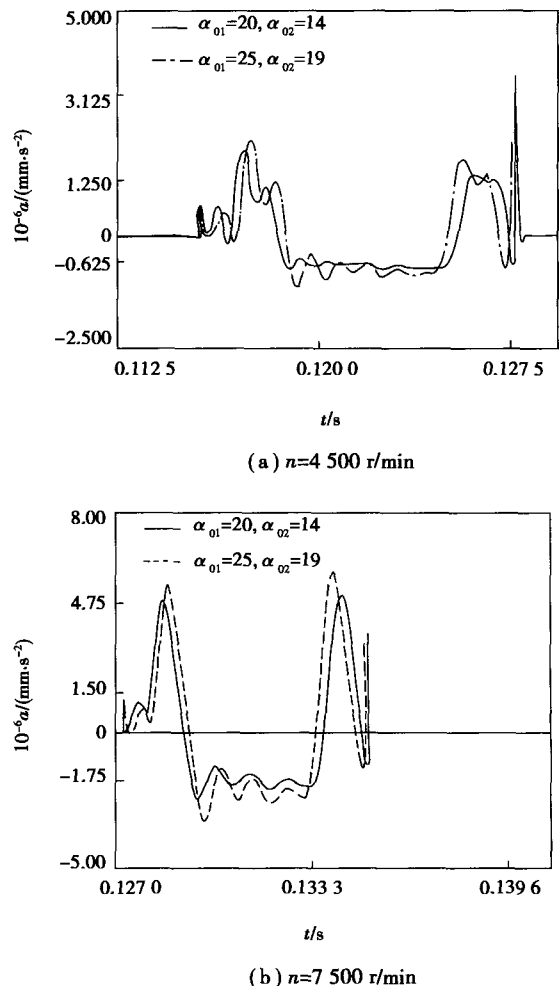


图5  $\alpha_0$  对气门加速度的影响

由图 5 可知,增大缓冲段包角,低转速时气门的开启加速度  $a_2$  由  $7.3 \times 10^5 \text{ mm/s}^2$  降低至  $6.1 \times 10^5 \text{ mm/s}^2$ ,气门落座加速度  $a_1$  由  $3.7 \times 10^6 \text{ mm/s}^2$  降低至  $2.1 \times 10^6 \text{ mm/s}^2$ ; 高转速时  $a_2$  由  $1.36 \times 10^6 \text{ mm/s}^2$  降低至  $8.6 \times 10^5 \text{ mm/s}^2$ ,  $a_1$  由  $3.748 \times 10^6 \text{ mm/s}^2$  降低至  $3.48 \times 10^6 \text{ mm/s}^2$ 。

可以得知,增大缓冲段包角有利于降低噪声,且在低转速下效果更加显著。尽量增大配气机构凸轮缓冲段包角  $\alpha_0$  可以改善配气机构气门工作特性,降低配气机构噪声。

### 2.3.3 缓冲段加速段包角系数 $G_1$ 对气门工作特性的影响

气门的工作特性与凸轮缓冲段末端速度  $v_0$  有直接联系。由公式(1)可知,当凸轮其它参数确定时,缓冲段末端速度  $v_0$  与凸轮加速段包角系数  $G_1$  有关。增大  $G_1$  即相当于增大  $v_0$ , 于是,取  $h_0 = 0.24 \text{ mm}$ ,  $\alpha_{01} = 25^\circ$ ,  $\alpha_{02} = 14^\circ$ , 再分别取  $G_1 = 0.4$ ,  $G_2 = 0.4$  和  $G_1 = 0.2$ ,  $G_2 = 0.2$ , 建立仿真模型, 计算发动机转速 4 500 和 7 500 r/min 时气门的冲击加速度, 仿真计算结果如图 6。

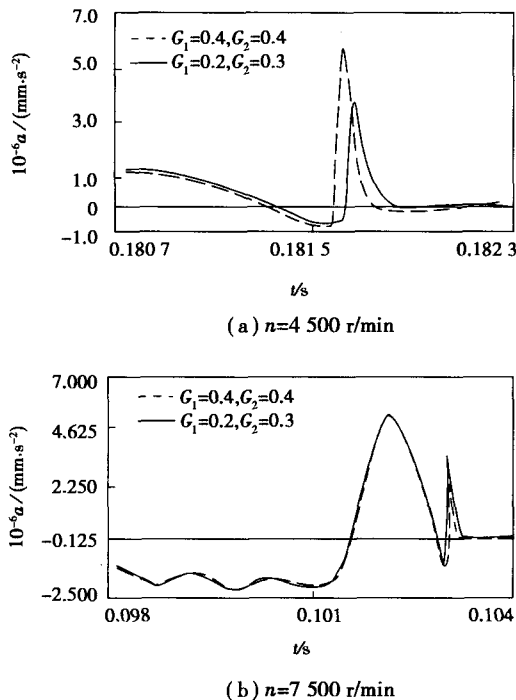


图 6  $G_1, G_2$  对气门加速度的影响

由图 6 可知,发动机转速 4 500 r/min, 当  $G_1$  由 0.2 增至 0.4,  $G_2$  由 0.3 增至 0.4 (相当于增大  $v_0$ ) 时, 气门落座撞击加速度由  $3.7 \times 10^6 \text{ mm/s}^2$  增加到  $5.9 \times 10^6 \text{ mm/s}^2$ ; 转速 7 500 r/min, 凸轮缓冲段末端速度  $v_0$  增加时气门落座撞击加速度也有所增加, 但增加的幅度相对较小。

由此可见,增大配气机构凸轮加速段包角系数  $G_1$  对降低配气机构运转的平稳性不利, 使产生的噪声增加, 低速条件下的影响尤为显著。因此, 该值不宜选取过大。根据有关资料<sup>[6]</sup>, 缓冲段末端速度  $dh/d\alpha$  在  $\alpha = \alpha_0$  处取值为 0.009 ~ 0.012 mm/rad 较适宜。

## 3 结论

根据发动机配气机构噪声分离实验数据, 对配气机构进行了动力学和运动学仿真计算以分析其噪声产生的机理。确定配气机构结构参数对噪声产生的影响。研究表明:

1) 所研究的配气机构其工作噪声主要由摇臂敲击气门杆、气门落座撞击产生。

2) 所研究的配气机构噪声性能主要与凸轮形线有关。

3) 合理地选择凸轮参数有利于降低配气机构噪声。其中选择大一点的凸轮缓冲段末端升程  $h_0$ , 缓冲段包角  $\alpha_0$ , 减小缓冲段加速度包角系数  $G_1$  对提高配气机构平稳性, 降低噪声有利。

### 参考文献:

- [1] 廖琪梅, 张驰云. 内燃机配气机构 ADAMS 虚拟样机技术研究[J]. 内燃机工程, 2003, 24(3): 23-26.
- [2] 梅雪松, 谢友柏. 配气机构冲击振动的数值模拟[J]. 内燃机学报, 1993, 11(3): 249-254.
- [3] 洪家娣, 施振邦. 高速凸轮机构动态优化设计研究[J]. 华东交通大学学报, 1999, 16(1): 31-35.
- [4] 尚汉冀. 内燃机配气凸轮机构设计与计算[M]. 上海: 复旦大学出版社, 1988.
- [5] 武占华, 王迎新. 转速变化对配气机构相关参数的影响[J]. 大连海事大学学报, 2004, 30(3): 69-72.
- [6] 袁银男. 顶置凸轮轴式配气机构设计的若干问题[J]. 内燃机工程, 1996, 17(2): 39-45.

(下转第 21 页)

## 参考文献:

- [1] 张建国,谢兴旺,曲永辉. 消声器性能的试验研究[J]. 山东内燃机,2006,91(1):22-25.
- [2] 何渝生. 汽车噪声控制[M]. 北京:机械工业出版社,1999.
- [3] 赵骞,徐林玉,郝志勇. 汽油机排气噪声及消声器实验研究[J]. 内燃机,2004,12(6):20-22.
- [4] 邓兆祥,张振良,杨诚. 微型轿车的降噪实验[J]. 重庆大学学报:自然科学版,2003,26(5):18-21.
- [5] 刘丽萍,肖福明. 存在气流时消声器消声性能的实验研究[J]. 内燃机工程,2001,22(1):54-57.
- [6] 刘剑,罗虹,邓兆祥. 汽车排气消声器的实验与改进设计[J]. 重庆大学学报:自然科学版,2003,26(3):126-129.
- [7] 陶丽芳. 汽车发动机排气系统性能分析研究[D]. 重庆:重庆大学机械工程学院,2005.

## Experiment Analysis on Noise of the Minibus Exhaust Muffler

DENG Zhao-xiang<sup>1</sup>, LI Ming-you<sup>1</sup>, WANG Pan<sup>1</sup>, TAO Li-fang<sup>1,2</sup>

(1. State key Laboratory of Mechanical Fransmission, Chongqing University, Chongqing 400030, China;  
2. Qirui Autormobile Ltd. Co., Wuhu 241009, China)

**Abstract:** On the basis of analysis and research on an automobile exhaust noise, the theory and test combination method was adopted to improve the muffler, and then the acoustics performance of muffler was validated by doing some experiments with the engine. On different speeds of the engine, the inserting loss and spectrum characteristic under several muffler methods were studied. Finally the best muffler method was confirmed, and the purpose of reserving was achieved.

**Key words:** exhaust noise; silencer; spectrum; insertion loss; power loss

(编辑 张小强)

(上接第8页)

## Analysis on Valve Train Noise of Engine

LUO Hong, XIA Tie-quan, HU Jia-qiang, WANG Pan

(State Key Laboratory of Mechanical Transmission, Chongqing University, Chongqing 400030, China)

**Abstract:** To research the mechanical and influence factors of noise of valve train of engine, noise-distinguishing test is taken with one certain 125 mL engine valve train. The result reveals that the valve train noise mainly results from impacting between rocker and valve stick, impacting of valve seating. With the way of model set up and simulating calculation of kinematics and dynamic of valve train, the influence factor of rocker impact force and valve seating acceleration of valve train is studied, which reveals that the acceleration of valve and impacting force between rocker and valve stick are mainly relied on cam buffer segment lift, cam buffer segment wrap angle and coefficient of accelerating segment of cam buffer segment. Choosing these parameters reasonably is helpful to decrease the acceleration of valve and impacting force between rocker and valve stick, and then reduce the noise of valve train.

**Key words:** valve train noise; rocker impact; valve seating; simulation analysis

(编辑 李胜春)