

# 内燃机配气机构传动链脱节概率

杨 周,杨辉达,张义民

( 东北大学 机械工程与自动化学院,辽宁 沈阳 110819 )

**摘 要:**以某型发动机配气机构传动链为研究对象,应用随机摄动和概率可靠性等分析方法,建立了配气机构脱节概率可靠性数学模型.当配气机构基本随机变量为正态分布时,提出了传动链脱节的可靠性分析方法.通过算例分析获得了凸轮在不同运动阶段的传动链脱节概率,以及在不同转速下的脱节失效概率,并且随着转速升高传动链发生脱节的概率也会升高,与实际情况相符合,进一步表明了所提方法的正确性.此外,通过分析脱节的原因,提出了为降低脱节概率而应采取的方法,为今后内燃机配气机构传动链的可靠性设计提供了理论依据.

**关 键 词:**配气机构;传动链脱节;随机变量;随机摄动方法;概率可靠性

中图分类号:TB 123;TB 114.3      文献标志码:A      文章编号:1005-3026(2016)10-1432-05

## Disjoint Probability of Transmission Chain in Engine Valve Train

YANG Zhou ,YANG Hui-da ,ZHANG Yi-min

( School of Mechanical Engineering & Automation , Northeastern University , Shenyang 110819 , China .

Corresponding author : YANG Zhou , E-mail : yangzhou@ neu. edu. cn. )

**Abstract :** Based on the research of certain transmission chain in gas engine valve train , a probabilistic reliability mathematical model of the disconnection of valve train was established with the method of the stochastic perturbation and probabilistic reliability. A transmission chain disjointed reliability analysis method was proposed when the valve mechanism random variables belong to normal distribution. The disjoint probabilities in different sensorimotor stage and different speed were obtained by numerical examples. The disjoint probability increases with the increase of speed , which is consistent with actual situation , and shows the correctness of the as-proposed method. A solution was proposed to reduce the disjoint probability by analyzing the reasons for disconnection , which provide a theoretical basis to improve the follow-up reliability design about engine valve transmission chain.

**Key words :** valve train ; transmission chain disjointed ; random variables ; stochastic perturbation ; probabilistic reliability

随着现代科学技术的发展和汽车产品性能参数的日益提高,可靠性逐步成为科学和工程中的一个非常重要的概念<sup>[1-2]</sup>.配气机构是车用内燃机的重要部件之一,其功能是通过改变气缸的工作顺序来实现气门的开启和关闭,使新鲜混合气能及时进入气缸,并使得燃烧产生的废气及时排除.

在汽车行驶时,内燃机高速运行,为了给内燃机及时更换燃气,配气机构中的各个零件也必然要高速运动,且方向频繁改变,故其速度、加速度甚高,使得配气机构较容易产生故障.由于配气机构中的各个零件在运动中都会产生一定弹性形变,使位于传动链末端气门处的运动产生很大的

收稿日期:2015-07-07  
基金项目:国家自然科学基金资助项目( 51135003,51205050,U1234208 );“ 高档数控机床与基础制造装备 ” 重大专项( 2013ZX04011011 );教育部新教师基金资助项目( 20110042120020 );中央高校基本科研业务费专项资金资助项目( N130503002 );机械系统与振动国家重点实验室开放课题( MSV201402 );辽宁省高等学校优秀人才支持计划项目( LJQ2014030 ).  
作者简介:杨 周( 1979 - ) ,女,辽宁鞍山人,东北大学副教授;张义民( 1958 - ) ,男,吉林长春人,东北大学教授,博士生导师,教育部“ 长江学者奖励计划 ” 特聘教授.

畸变,此外由于气门关闭时仅仅依靠弹簧的弹力,其加速度受到弹簧的弹力限制,而当内燃机凸轮达到一定的速度时,会造成气门、摇臂、推杆、挺柱的加速度跟不上凸轮的位置改变,气门运动与推杆不一致,进而出现传动链脱节现象<sup>[3]</sup>。

传动链一旦出现脱节,气门开闭便不正常,产生不规则运动,继而不能及时准确地进排气,而由于内燃机的高速运转又加剧了这种不规则运动,增加气门撞击的次数和强度,降低内燃机的寿命。

近几十年来,在内燃机设计领域,提出了很多现代设计方法,理论方法已达到了相当水平<sup>[4]</sup>,并且一些方法已经应用到实际设计中。但到目前为止有关内燃机配气机构传动链脱节概率的计算方法很少有相关的研究发表。

为了能够准确得到内燃机配气机构脱节的概率,在配气机构零件的各参数基本随机变量的概率特性已知的前提下,简化配气机构模型,通过文献[5-6]的一次二阶矩,运用摄动法<sup>[7-9]</sup>等方法,得出了配气机构传动链脱节失效概率,并通过具体例子,应用 Matlab 计算出了其脱节概率。

### 1 配气机构振动简化模型

内燃机下置式配气机构简图见文献[10],由凸轮、挺柱、推杆、摇臂和气门等零件组成。此系统可以简化为图 1 右侧所示的有阻尼质量-弹簧单自由度系统。

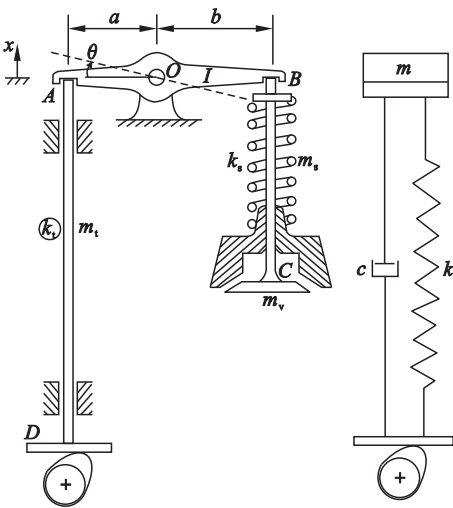


图 1 配气机构  
Fig. 1 Valve train

给定摇臂 AB 对转轴 O 的转动惯量为 I,气门质量为  $m_v$ ,气门弹簧质量为  $m_s$ ,根据瑞利(Rayleigh)法弹簧质量可近似将  $m_s/3$  集中于 B 点,弹簧刚度为  $k_s$ ,推杆 AD 的质量为  $m_t$ ,推杆的

弹性刚度为  $k_t$ ,其他参数见表 1。

通过分析可知 A 点位移为

$$x = a\theta. \tag{1}$$

速度为

$$\dot{x} = a\dot{\theta}. \tag{2}$$

该系统的势能为

$$U = \frac{1}{2}k_t(a\theta)^2 + \frac{1}{2}k_s(b\theta)^2 = \frac{1}{2}(k_t a^2 + k_s b^2)\theta^2. \tag{3}$$

把式(1)代入式(3):

$$U = \frac{1}{2}\left(\frac{k_t a^2 + k_s b^2}{a^2}\right)x^2. \tag{4}$$

因为系统的势能公式为  $U = \frac{1}{2}kx^2$ ,故在 A 点的等效刚度为

$$k = k_t + k_s\left(\frac{b}{a}\right)^2. \tag{5}$$

如果给出推杆 AD 的长度 L、横截面积 A 及材料弹性模量 E,根据受拉压杆的等效刚度系数的计算方法,推杆 AD 的刚度  $k_t = \frac{EA}{L}$ ,则  $k = \frac{EA}{L} + k_s\left(\frac{b}{a}\right)^2$ 。

该系统的动能为

$$T = \frac{1}{2}I\dot{\theta}^2 + \frac{1}{2}m_v b^2 \dot{\theta}^2 + \frac{1}{2}m_t a^2 \dot{\theta}^2 + \frac{1}{2}\left(\frac{m_s}{3}\right)b^2 \dot{\theta}^2 = \frac{1}{2}\left(I + m_v b^2 + m_t a^2 + \frac{m_s}{3}b^2\right)\dot{\theta}^2. \tag{6}$$

把式(2)代入式(6):

$$T = \frac{1}{2}\left(\frac{I + m_v b^2 + m_t a^2 + \frac{m_s}{3}b^2}{a^2}\right)\dot{x}^2. \tag{7}$$

因为系统的动能公式为  $T = \frac{1}{2}m\dot{x}^2$ ,故在 A 点的等效质量为

$$m = \frac{I + m_v b^2 + m_t a^2 + \frac{m_s}{3}b^2}{a^2}. \tag{8}$$

系统的固有频率为

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}} = \sqrt{\frac{k_t a^2 + k_s b^2}{I + m_v b^2 + m_t a^2 + \frac{m_s}{3}b^2}}. \tag{9}$$

尽管阻尼的现实描述比较困难,但实际系统不可避免地存在着阻尼,因而根据实际情况,给出阻尼系数 c,并依据凸轮的激励函数,系统的运动微分方程为

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = c\dot{s} + ks. \tag{10}$$

式中  $s$  为凸轮推动推杆运动的位移. 在分析推杆  $A$  点的运动轨迹时, 由于  $A$  点绕摇臂  $O$  点做转动, 一般认为当摇臂转动的角度很小时可以认为  $A$  点是在竖直方向上运动, 即其运动形式和凸轮从动件的运动形式一样.

2 凸轮运动形式

凸轮从动件的运动形式有多种, 单一运动规律很难满足凸轮机构综合运动特性好的要求, 故选定的基本运动规律为组合运动规律. 由三部分组成: 基圆段、凸轮缓冲段和工作段. 由于基圆段配气机构不做运动故不需考虑.

2.1 凸轮缓冲段

凸轮缓冲段采用等加速 - 等速型运动形式. 在等加速段中, 凸轮运动的位移  $h(t)$ 、速度  $v(t)$ 、加速度  $A(t)$  的表达式分别为

$$h(t) = \frac{h_1 \omega^2 t^2}{a_1(2a - a_1)}, \tag{11}$$

$$v(t) = \frac{2th_1 \omega^2}{a_1(2a - a_1)}, \tag{12}$$

$$A(t) = \frac{2h_1 \omega^2}{a_1(2a - a_1)}. \tag{13}$$

在等速段中, 凸轮运动的位移  $h(t)$ 、速度  $v(t)$ 、加速度  $A(t)$  的表达式分别为

$$h(t) = \frac{2h_1 \omega t}{2a - a_1} - \frac{h_1 a_1}{2a - a_1}, \tag{14}$$

$$v(t) = \frac{2h_1}{2a - a_1}, \tag{15}$$

$$A(t) = 0. \tag{16}$$

2.2 凸轮工作段

采用多项式高次方运动形式, 挺柱的运动公式如下.

1) 上升阶段挺柱升程  $S$ 、速度  $V$ 、加速度  $A$  的

$$\left. \begin{aligned} C_0 &= S_{Tmax} \\ C_p &= \frac{-S_{Tmax}srq + Qsr + sq + rq - s - r - q + 1}{(s - q)(r - p)(q - p)} \\ C_q &= \frac{-S_{Tmax}srp + Qsr + sp + rp - s - r - p + 1}{(s - q)(r - q)(p - q)} \\ C_r &= \frac{-S_{Tmax}spq + Qsq + sp + pq - s - p - q + 1}{(s - r)(q - r)(p - r)} \\ C_s &= \frac{-S_{Tmax}prq + Qpr + pq + rq - p - r - q + 1}{(s - q)(r - s)(s - p)} \end{aligned} \right\} \tag{23}$$

式中  $Q = \frac{V_R \theta_a}{\omega} = \frac{2h_1 \theta_a \omega t}{\omega(2a - a_1)} = \frac{2h_1 \theta_a t}{2a - a_1}$ ;  $\theta_a$  为从缓冲段到挺柱最大有效升程点之间的凸轮转角;  $V_R$  为缓冲段终点的挺柱的速度, mm/s;  $k$  为凸轮轴

表达式分别为

$$S = S_{Tmax} + C_p \left( \frac{\theta_a - \theta}{\theta_a} \right)^p + C_q \left( \frac{\theta_a - \theta}{\theta_a} \right)^q + C_r \left( \frac{\theta_a - \theta}{\theta_a} \right)^r + C_s \left( \frac{\theta_a - \theta}{\theta_a} \right)^s, \tag{17}$$

$$V = -\frac{pC_p}{\theta_a} \left( \frac{\theta_a - \theta}{\theta_a} \right)^{p-1} - \frac{qC_q}{\theta_a} \left( \frac{\theta_a - \theta}{\theta_a} \right)^{q-1} - \frac{rC_r}{\theta_a} \left( \frac{\theta_a - \theta}{\theta_a} \right)^{r-1} - \frac{sC_s}{\theta_a} \left( \frac{\theta_a - \theta}{\theta_a} \right)^{s-1}, \tag{18}$$

$$A = \frac{p(p-1)C_p}{\theta_a^2} \left( \frac{\theta_a - \theta}{\theta_a} \right)^{p-2} + \frac{q(q-1)C_q}{\theta_a^2} \left( \frac{\theta_a - \theta}{\theta_a} \right)^{q-2} + \frac{r(r-1)C_r}{\theta_a^2} \left( \frac{\theta_a - \theta}{\theta_a} \right)^{r-2} + \frac{s(s-1)C_s}{\theta_a^2} \left( \frac{\theta_a - \theta}{\theta_a} \right)^{s-2}. \tag{19}$$

2) 下降阶段挺柱升程  $S$ 、速度  $V$ 、加速度  $A$  的表达式分别为

$$S = S_{Tmax} + C_p \left( \frac{\theta - \theta_a}{\theta_a} \right)^p + C_q \left( \frac{\theta - \theta_a}{\theta_a} \right)^q + C_r \left( \frac{\theta - \theta_a}{\theta_a} \right)^r + C_s \left( \frac{\theta - \theta_a}{\theta_a} \right)^s, \tag{20}$$

$$V = \frac{pC_p}{\theta_a} \left( \frac{\theta - \theta_a}{\theta_a} \right)^{p-1} + \frac{qC_q}{\theta_a} \left( \frac{\theta - \theta_a}{\theta_a} \right)^{q-1} + \frac{rC_r}{\theta_a} \left( \frac{\theta - \theta_a}{\theta_a} \right)^{r-1} + \frac{sC_s}{\theta_a} \left( \frac{\theta - \theta_a}{\theta_a} \right)^{s-1}, \tag{21}$$

$$A = \frac{p(p-1)C_p}{\theta_a^2} \left( \frac{\theta - \theta_a}{\theta_a} \right)^{p-2} + \frac{q(q-1)C_q}{\theta_a^2} \left( \frac{\theta - \theta_a}{\theta_a} \right)^{q-2} + \frac{r(r-1)C_r}{\theta_a^2} \left( \frac{\theta - \theta_a}{\theta_a} \right)^{r-2} + \frac{s(s-1)C_s}{\theta_a^2} \left( \frac{\theta - \theta_a}{\theta_a} \right)^{s-2}. \tag{22}$$

根据边界条件建立方程组.

当  $\theta = \theta_a$  时  $S = S_{Tmax}$ ;

当  $\theta = 0$  时  $S = h_0$ ,  $S' = v_0$ ,  $S'' = 0$ ,  $S''' = 0$ .  $h_0$  为缓冲终点的升程,  $v_0$  为缓冲段终点的速度.

角速度 rad/s;  $S_{Tmax}$  为挺柱最大有效升程 mm. 由文献 [11] 得出  $p = 18$ ,  $q = 36$ ,  $r = 48$ ,  $s = 52$ . 将  $S$  带入到系统的运动微分方程即可求出系统的稳态响应.

3 计算传动链脱节概率

使用计算零部件可靠性的摄动法求传动链脱节概率.若保证配气机构中的传动链不脱节,要求凸轮力  $F_N$  必须为正值,即

$$F_N = m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = c\dot{s} + ks > 0. \tag{24}$$

根据干涉理论,  $F_N > 0$  表示的状态方程为

$$g(\mathbf{Z}, t) = m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = c\dot{s} + ks > 0. \tag{25}$$

式中:向量  $\mathbf{Z}$  中的元素为配气机构各尺寸参数和凸轮运动参数.各参数均可查阅,为服从彼此独立的正态分布随机变量.

$g(\mathbf{Z}, t)$  为极限状态方程,  $t$  为时间,可将配气机构表示为失效状态或安全状态:

$$\left. \begin{aligned} g(\mathbf{Z}, t) \leq 0, & \text{为失效状态;} \\ g(\mathbf{Z}, t) \geq 0, & \text{为安全状态.} \end{aligned} \right\} \tag{26}$$

$g(\mathbf{Z}, t)$  状态方程在  $n$  维坐标轴上表示一个  $n$  维曲面.当  $g(\mathbf{Z}, t) = 0$  时,该  $n$  维曲面为一极限状态面.

将  $\mathbf{Z}$  表示为

$$\mathbf{Z} = \mathbf{Z}_a + \zeta \mathbf{Z}_b; \tag{27}$$

$g(\mathbf{Z}, t)$  表示为

$$g(\mathbf{Z}, t) = g_a(\mathbf{Z}_a, t) + \zeta g_b(\mathbf{Z}_b, t). \tag{28}$$

式中:  $\zeta$  为一小参数,  $\mathbf{Z}_a$  和  $g_a$  分别为自变量和状态方程确定的部分,  $\mathbf{Z}_b$  和  $g_b$  为随机部分,其均值为零<sup>[12]</sup>.  $\mathbf{Z}_a$  和  $g_a$  要比  $\mathbf{Z}_b$  和  $g_b$  大得多,对自变量和状态方程分别取数学期望并根据 Kronecker 代数及相应的随机分析理论求出方差.

$$E(\mathbf{Z}) = E(\mathbf{Z}_a) + \varepsilon E(\mathbf{Z}_b) = \mathbf{Z}_a, \tag{29}$$

$$E[g(\mathbf{Z}, t)] = E[g_a(\mathbf{Z}_a, t)] + \varepsilon E[g_b(\mathbf{Z}_b, t)] = g_a(\mathbf{Z}_a, t), \tag{30}$$

$$\text{Var}(\mathbf{Z}) = E\{[\mathbf{Z} - E(\mathbf{Z})]^2\} = \varepsilon^2 [\mathbf{Z}_b^{[2]}], \tag{31}$$

$$\text{Var}[g(\mathbf{Z}, t)] = E\{[g(\mathbf{Z}, t) - E(g(\mathbf{Z}, t))]^2\} = \varepsilon^2 E\{[g_b(\mathbf{Z}_b, t)]^2\}. \tag{32}$$

式中  $[\mathbf{Z} - E(\mathbf{Z})]^2 = [\mathbf{Z} - E(\mathbf{Z})] \otimes [\mathbf{Z} - E(\mathbf{Z})]$  为 Kronecker 幂.

由于状态方程中的  $g_a$  比  $g_b$  大得多,可通过 Taylor 展开式把  $g_b(\mathbf{Z}_b, t)$  展开到一阶:

$$g_b(\mathbf{Z}_b, t) = \frac{\partial g_b(\mathbf{Z}_b, t)}{\partial \mathbf{Z}_b^T} \mathbf{Z}_b. \tag{33}$$

把式 (33) 代入式 (32):

$$\begin{aligned} \text{Var}[g(\mathbf{Z}, t)] &= \varepsilon^2 E\left\{\left(\frac{\partial g_a(\mathbf{Z}_a, t)}{\partial \mathbf{Z}_a^T}\right)^2 \mathbf{Z}_b^{[2]}\right\} = \\ &\left(\frac{\partial g_a(\mathbf{Z}_a, t)}{\partial \mathbf{Z}_a^T}\right)^2 \text{Var}(\mathbf{Z}). \end{aligned} \tag{34}$$

在可靠性分析中一元二阶矩是一个重要方

法<sup>[9]</sup>,可靠性指标  $\beta(t)$  定义为数学期望与标准差的比值:

$$\beta(t) = \frac{\mu_g}{\sigma_g} = \frac{E[g(\mathbf{Z}, t)]}{\sqrt{\text{Var}[g(\mathbf{Z}, t)]}}. \tag{35}$$

当随机参数向量  $\mathbf{Z}$  中的元素服从正态分布时,其可靠度一阶估计量为

$$R(t) = \Phi(\beta(t)). \tag{36}$$

$\Phi(\cdot)$  为标准正态分布<sup>[13]</sup>,则配气机构的脱节失效概率为

$$F(t) = 1 - R(t). \tag{37}$$

取各时间段的最小可靠度数值,由于凸轮运动分为基圆段、缓冲段和工作段,缓冲段又分为加速段与匀速段,该配气系统可以看作是一个个子系统串联而成,故配气机构总的可靠性  $R$  是这些时间段的可靠性的乘积.

4 数值算例

某发动机配气机构转速  $N = 7\,200\text{ r/min}$ ,  $t$  为时间,  $\theta = \omega t$  为凸轮轴转角,配气机构参数见表 1.

表 1 配气机构参数  
Table 1 Parameters of valve train

名称	均值	标准差
升程 $h/\text{mm}$	13.5	0.006 75
转速 $\omega/(\text{rad}\cdot\text{s}^{-1})$	$240\pi$	$12\pi$
凸轮基圆半径 $r/\text{mm}$	16	0.08
上升段缓冲包角 $\alpha/\text{rad}$	$\frac{\pi}{9}$	$\frac{\pi}{180}$
上升段缓冲加速包角 $\alpha_1/\text{rad}$	$\frac{\pi}{90}$	$\frac{\pi}{1\,800}$
上升段缓冲段高度 $h_1/\text{mm}$	0.38	0.016
上升段工作包角 $\theta_a/\text{rad}$	$\frac{58\pi}{180}$	$\frac{58\pi}{36\,000}$
下降段工作包角 $\theta_b/\text{rad}$	$\frac{58\pi}{180}$	$\frac{58\pi}{3\,600}$
下降段缓冲包角 $b/\text{rad}$	$\frac{2\pi}{15}$	$\frac{2\pi}{300}$
下降段缓冲加速包角 $b_1/\text{rad}$	$\frac{89\pi}{4\,500}$	$\frac{89\pi}{90\,000}$
下降段缓冲段高度 $h_2/\text{mm}$	0.42	0.002 1
挺柱质量 $m_t/\text{kg}$	0.2	0.001
挺柱长度 $L/\text{mm}$	237	1.185
挺住截面积 $A/\text{mm}^2$	75	0.375
材料弹性模量 $E/\text{MPa}$	210 000	1 050
气门弹簧质量 $m_s/\text{kg}$	0.092	0.004 6
气门弹簧刚度 $k_s/(\text{N}\cdot\text{mm}^{-1})$	26.68	1.334
挺柱到摇臂轴中心距离 $a/\text{mm}$	40	0.2
气门到摇臂轴中心距离 $b/\text{mm}$	64	0.32
气门质量 $m_v/\text{kg}$	0.155	0.000 775
摇臂转动惯量 $I/(\text{kg}\cdot\text{mm}^2)$	99	0.495
阻尼系数 $c/(\text{N}\cdot\text{s}\cdot\text{mm}^{-1})$	5.0	0.002 5

表 1 数据来自文献[ 10 – 11 ]. 标准差通过文献[ 14 ]确定.

通过简化模型 ,计算该具体模型的运动规律. 运用摄动法 ,计算得出上升缓冲匀加速段  $R_1 = 0.999\,999\,999\,999\,166$  ;缓冲匀速阶段  $R_2 = 0.999\,999\,999\,999\,166$  ;上升工作段  $R_3 = 0.999\,999\,999\,974\,454$  ;下降工作段  $R_4 = 0.999\,999\,999\,969\,274$  ;下降缓冲匀加速段  $R_5 = 0.999\,999\,999\,829\,908$  ;下降缓冲匀减速段  $R_6 = 0.999\,999\,999\,829\,908$ .

故该配气机构的可靠性为  $R_a = R_1 * R_2 * R_3 * R_4 * R_5 * R_6 = 0.999\,999\,999\,601\,876$  ,即配气机构脱节概率为  $0.000\,000\,000\,049\,812\,4$ .

当发动机转速为  $N = 2\,400\text{ r/min}$  时 ,该配气机构的可靠性  $R_b = 0.999\,999\,999\,658\,148$  ,即配气机构脱节概率为  $0.000\,000\,000\,044\,185\,2$ .

可见当转速升高时 ,其配气机构脱节概率会升高 ,与实际相符合.

## 5 结 论

1 ) 提高配气机构的刚度 ,可以使配气机构在运行时的变形量降低.

2 ) 提高气门弹簧的刚度 ,可降低内燃机配气机构脱节概率 ,但在最大升程不变的情况下 ,配气机构的受力将会增加 ,使得配气机构磨损严重 ,降低配气机构可靠性.

3 ) 减少配气系统的质量 ,可降低配气机构的惯性力.

4 ) 采用上置式凸轮轴和液力挺柱 ,可简化传动链.

5 ) 提高凸轮的加工精度 ,可减小表面粗糙度 ,改进凸轮的线形设计 ,可降低内燃机配气机构脱节的产生.

### 参考文献 :

[ 1 ] Zhang Y M ,He X D ,Yang Z , et al. Reliability-based sensitivity of mechanical components with arbitrary

distribution parameters [ J ]. *Journal of Mechanical Science and Technology* 2010 24( 6 ) :1187 – 1193.

[ 2 ] Zhang Y M ,Liu Q L. Reliability-based design of automobile components [ J ]. *Journal of Automobile Engineering* 2002 , 216( 6 ) :455 – 471.

[ 3 ] 吴炎庭 ,袁卫平. 内燃机噪声振动与控制[ M ]. 北京 :机械工业出版社 2005 98 – 100.  
( Wu Yan-ting ,Yuan Wei-pin. The control of vibration and noise of internal combustion engine[ M ]. Beijing :Machinery Industry Press 2005 98 – 100. )

[ 4 ] SadekK S H ,Daadbin A. Modeling of a torsion-bar cam mechanism [ J ]. *Mechanism and Machine Theory* ,1993 28 ( 5 ) :631 – 640.

[ 5 ] Hasofer A M ,Lind N C. Exact and invariant second-moment code format [ J ]. *ASCE Journal of the Engineering Mechanics Division* ,1974 100( 1 ) :111 – 121.

[ 6 ] Rackwitz R ,Fiessler B. Structural reliability under combined random load sequences [ J ]. *Computers & Structures* ,1978 9 ( 5 ) :489 – 494.

[ 7 ] Zhang Y M ,Wen B C ,Chen S H. PFEM formalism in Kronecker notation [ J ]. *Mathematics and Mechanics of Solids* ,1996 1( 4 ) :445 – 461

[ 8 ] Wen B C ,Zhang Y M ,Liu Q L. Response of uncertain nonlinear vibration systems with 2D matrix functions [ J ]. *Nonlinear Dynamics* ,1998 15( 2 ) :179 – 190.

[ 9 ] Zhao Y G ,Ono T. Moment methods for structural reliability [ J ]. *Structural Safety* 2001 23( 1 ) :47 – 75.

[ 10 ] 张义民. 机械振动[ M ]. 北京 :清华大学出版社 ,2010 : 70 – 71.  
( Zhang Yi-min. Mechanical vibration [ M ]. Beijing : Tsinghua University Press 2010 70 – 71. )

[ 11 ] 杨大成. 小排量增压发动机配气机构设计[ D ]. 吉林 :吉林大学 2012.  
( Yang Da-cheng. The design of valve train for 1.5L turbo engine[ D ]. Jilin :Jilin University 2012. )

[ 12 ] Zhang Y M ,Zhu L S ,Wang G F. Advanced method to estimate reliability-based sensitivity of mechanical components with strongly nonlinear performance function [ J ]. *Applied Mathematics and Mechanics ( English Edition )* 2010 31( 10 ) :1325 – 1336.

[ 13 ] Lu H ,Zhang Y M ,Zhang X F , et al. Reliability and sensitivity of bogie frame of high-speed train with strength degradation [ J ]. *Journal of Central South University* 2013 , 20 3490 – 3496.

[ 14 ] 杨周. 非正态分布参数的机械构件的可靠性灵敏度与可靠性稳健设计[ D ]. 沈阳 :东北大学 2010.  
( Yang Zhou. Reliability-based sensitivity and reliability-based robust design for mechanical components with non-normal random variables [ D ]. Shenyang :Northeastern University , 2010. )