

文章编号:1005-0523(1999)01-0031-05

高速凸轮机构动态优化设计研究

洪家娣, 施振邦

(华东交通大学 机械工程系, 江西 南昌 330013)

摘要: 在高速凸轮机构动态数学模型的基础上, 探讨了从从动件动态响应失真最小的要求出发, 建立目标函数并进行动态优化设计的方法^[1]。此方法不仅使内燃机配气机构具有较高的丰满系数, 而且具有优良的动态性能, 能适应高速运动的需要^[1]。

关键词: 优化设计; 凸轮机构; 动态性能

中图分类号: TH 112.2 **文献标识码:** A

0 引言

随着计算机的广泛应用和应用软件的不断发展, 凸轮机构的优化设计日益受到人们的重视, 并已取得了一定的进展和成果^[1]。本文以高速内燃机配气凸轮机构为例, 探讨了从动件动态响应失真最小为目标函数进行高速凸轮机构动态优化设计的方法^[1]。该方法不仅能使配气机构的丰满系数高, 凸轮型线光滑、有较好的动态性能、而且能使配气机构的振动较小, 噪声较低、传动链不发生脱开、气门不出现落座反跳等现象, 能适应高速运动的需要^[1]。

1 凸轮机构的动态数学模型

将高速柴油机的顶置式配气机构向气门侧简化, 根据能量相等的原则得到该机构的单质量动力学模型, 如图 1 所示, 它由 1 个集中质量、2 个弹簧和 1 个阻尼器组成的^[1]。当量质量的运动微分方程式为

$$M \frac{d^2 h}{dt^2} = K I_h + b \dot{h} - K_h (h + f_0) - F_0(\alpha) \quad (1)$$

式中: M 为配气机构在气门侧的当量质量; $\dot{h}$ 为凸轮轴的角速度; $h(\alpha)$ 为气门升程; K 为配气机构的刚度; K_h 为气门弹簧的刚度; f_0 为气门弹簧的预压缩量; b 为配气机构的阻尼系数, $b = 0.107 \sqrt{(K + K_h) M}$;

$$I_h = \begin{cases} H_T(\alpha - h(\alpha)) & \text{当 } H_T(\alpha - h(\alpha)) > 0 \\ 0 & \text{当 } H_T(\alpha - h(\alpha)) \leq 0 \end{cases} \quad (2)$$

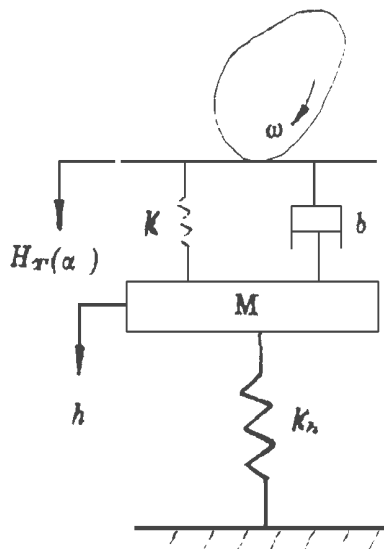


图1 凸轮机构动态模型

式中: $H_T(\alpha)$ 为挺柱在气门侧的当量升程, 由式(4) 计算

$$I_v = \begin{cases} \frac{dH_T}{d\alpha} - \frac{dh}{d\alpha} & \text{当 } H_T(\alpha) - h(\alpha) > 0 \\ 0 & \text{当 } H_T(\alpha) - h(\alpha) \leq 0 \end{cases} \quad (3)$$

式中: $F_0(\alpha)$ 为气缸内气体对气门的作用力, 为不失一般性, 令 $F_0(\alpha) = 0$ (13)

而挺柱在气门侧的当量升程 $H_T(\alpha)$, 当量速度 $V_T(\alpha)$ 、当量加速度 $A_T(\alpha)$ 分别为

$$H_T(\alpha) = H_0 + K_1 h(\alpha) + K_2 h''(\alpha) \quad (4)$$

$$V_T(\alpha) = K_1 \dot{h}(\alpha) + K_2 \dot{h}''(\alpha) \quad (5)$$

$$A_T(\alpha) = K_1 \ddot{h}(\alpha) + K_2 \ddot{h}''(\alpha) \quad (6)$$

式中: H_0 为缓冲段末端, 挺柱在气门侧的当量升量; $H_0 = h_0 + f_0/K$, h_0 为气门间隙; $K_1 = (K + K_h)/K$, $K_2 = 36n_u^2 M/K$, n_u 为凸轮轴转速 (13)

2 动态优化模型

2.1 凸轮基本段型线的选择

凸轮缓冲段选用等加速—等速型线, 设缓冲段的转角为 Φ_1 、等加速段的转角为 Φ_2 (13)

$$y_t(\alpha) = \begin{cases} D_0 \alpha^2 & 0 \leq \alpha \leq \Phi_1 \\ D_1 + D_2 \alpha & \Phi_1 \leq \alpha \leq \Phi \end{cases}$$

式中: D_0, D_1, D_2 均为常数, $y_t(\alpha)$ 为缓冲段的凸轮升程

在设计时, 通常要求给定等速段的速度 V_0 及 Φ_1, Φ 而 $D_0 = V_0 / (2\Phi_1)$; $D_1 = -V_0 \Phi_1 / 2$; $D_2 = V_0$

工作段选用 6 项动力凸轮型线, 其气门的升程函数为:

$$h(\alpha) = C_0 + C_1 \theta + C_2 \theta^2 + C_3 \theta^3 + C_4 \theta^4 + C_5 \theta^5 \quad (7)$$

式中: $C_0 \sim C_5$ 为待定系数, 由边界条件求出; $\beta, \gamma, \delta, \epsilon$ 为幂指数; $\theta = (\alpha - \alpha_0) / (\alpha_1 - \alpha_0)$ 为凸轮的半包角 (13)

1) 当 $\alpha = \alpha_1$ 时 $h = H$ 可得 $C_0 = H$, H 为气门的最大升程 (13)

2) 当 $\alpha = \alpha_0$ 时 $h = 0$

3) 当 $\alpha = \alpha_0$ 时 $dh/d\alpha = 0$

4) 当 $\alpha = \alpha_0$ 时 $d^2h/d\alpha^2 = 0$

5) 当 $\alpha = \alpha_0$ 时 $d^3h/d\alpha^3 = V_0 i / K_2$, $d^4h/d\alpha^4 = 0$, i 为摇臂比

在上述边界条件下, 由式(7) 可得到

$$\begin{cases} C_1 + C_2 + C_3 + C_4 + C_5 = -H \\ 2C_1 + C_2 \beta + C_3 \gamma + C_4 \delta + C_5 \epsilon = 0 \\ 2C_1 + C_2 \beta(\beta-1) + C_3 \gamma(\gamma-1) + C_4 \delta(\delta-1) + C_5 \epsilon(\epsilon-1) = 0 \\ C_2 \beta(\beta-1)(\beta-2) + C_3 \gamma(\gamma-1)(\gamma-2) + C_4 \delta(\delta-1)(\delta-2) + \\ C_5 \epsilon(\epsilon-1)(\epsilon-2) = -V_0 i / K_2 \\ C_2 \beta(\beta-1)(\beta-2)(\beta-3) + C_3 \gamma(\gamma-1)(\gamma-2)(\gamma-3) + C_4 \delta(\delta-1)(\delta-2)(\delta-3) + \\ C_5 \epsilon(\epsilon-1)(\epsilon-2)(\epsilon-3) = 0 \end{cases}$$

写成矩阵形式

$$D \cdot C = E \quad (8)$$

其中

$$D = \begin{bmatrix} 1 & 1 & 1 & 1 & 1 \\ 2 & \beta & \gamma & \delta & \varepsilon \\ 2 & \beta(\beta-1) & \gamma(\gamma-1) & \delta(\delta-1) & \varepsilon(\varepsilon-1) \\ 0 & \beta(\beta-1)(\beta-2) & \gamma(\gamma-1)(\gamma-2) & \delta(\delta-1)(\delta-2) & \varepsilon(\varepsilon-1)(\varepsilon-2) \\ 0 & \beta(\beta-1)(\beta-2)(\beta-3) & \gamma(\gamma-1)(\gamma-2)(\gamma-3) & \delta(\delta-1)(\delta-2)(\delta-3) & \varepsilon(\varepsilon-1)(\varepsilon-2)(\varepsilon-3) \end{bmatrix}$$

$$C = [C_1 \ C_2 \ C_3 \ C_4 \ C_5]^T \quad E = [-H \ 0 \ 0 \ -\bullet V_{0i}/K_2 \ 0]^T$$

可得到

$$C = D^{-1}E \quad (9)$$

若 $\beta, \gamma, \delta, \varepsilon$ 和 $H, \bullet V_0$ 已知, 由式(9)可求出 $C_1 \sim C_5$ 的值, 代入式(7), 可求出 $h(\alpha), dh/d\alpha$ 和 $d^2h/d\alpha^2$ 等, 代入式(4)~(6), 可求出挺柱各点的当量升程、当量速度和当量加速度^[13]

2.2 幂指数的优化组合

为了获得较佳的动力学性能和良好的充气性能, 气门升程方程的幂指数 $\beta, \gamma, \delta, \varepsilon$ 不能任意选取, 而必须优化组合^[13]在优化设计中, 作为设计变量的 $\beta, \gamma, \delta, \varepsilon$ 按各种等差级数可取得一系列数值, 并可用 3 个变量 n, m, l 将它们联系起来:

$$\left. \begin{aligned} \beta &= n + l; & \gamma &= mh + l \\ \delta &= 2mn - n + l; & \varepsilon &= 3mn - 2n + l \end{aligned} \right\} \quad (10)$$

式中: $l=4, 6, 8, \dots$; $m=2, 3, 4, \dots$; $n=2, 4, 6, \dots$ ^[13]

2.3 高速凸轮机构的优化设计

随着凸轮轮速的升高, 由于从动件系统的弹性和惯性力的增大, 使从动件的实际运动规律与凸轮机构所要求的运动之间存在着差异, 这种差异将直接影响整机的工作质量, 因而, 在设计中应尽量减少这种差异, 在动态优化设计时, 要求从动件系统的实际响应(包括位移、速度、加速度)尽量逼近理论的运动规律, 并按最小二乘法来建立目标函数^[13]

$$\text{设计变量 } X = [x_1 \ x_2 \ x_3]^T = [l \ m \ n]^T$$

目标函数

$$\min F(x) = \min \sum_{i=1}^{N/2} [G_1(h''(\alpha_i) - A_T(\alpha_i))^2 + G_2(h'(\alpha_i) - V_T(\alpha_i))^2 + G_3((h(\alpha_i) - H_T(\alpha_i))^2] \quad (11)$$

式中: N 为计算点数; G_1, G_2, G_3 为权系数^[13]

$$\text{约束条件} \quad \begin{cases} g^1 = l - 4 > 0 & g^2 = m - 2 > 0 \\ g^3 = n - 2 > 0 & g^4 = n - m > 0 \\ g^5 = m - l < 0 & g^6 = \xi - \xi > 0 \\ g^7 = H_T - h > 0 & g^8 = |V_F| - h'_F > 0 \\ g^9 = h''_{\max} - J_1 < 0 \\ g^{10} = |h''_{\min}| - J_2 < 0 \\ g^{11} = \rho_{\min} - \rho > 0 \\ g^{12} = \theta - \frac{360 \times 1.33n_e}{f_N} > 0 \end{cases}$$

式中: ξ 为丰满系数, $\xi = \frac{1}{H} (H + \frac{C_1}{3} + \frac{C_2}{\beta+1} + \frac{C_3}{\gamma+1} + \frac{C_4}{\delta+1} + \frac{C_5}{\epsilon+1})$; ξ 为丰满系数的给定值; h'_F 为气门落座速度; $|V_F|$ 为气门落座速度的给定值; $h''_{\max}$ 为气门的最大正加速度; J_1 为气门的最大正加速度给定值; $|h''_{\min}|$ 为气门的最大负加速度; J_2 为气门的最大负加速度给定值; $\rho_{\min}$ 为凸轮廓线最小曲率半径, $\rho_{\min} = R_0 + \gamma(\alpha + d^2\gamma/d\alpha^2)$; R_0 为凸轮基圆半径; $\gamma(\alpha)$ 为挺柱升程; ρ 为凸轮廓线最小曲率半径给定值; n_e 为凸轮轴转速; θ 为正加速度宽度; f_N 为气门系统的自振频率,

$$f_N = \frac{30}{\pi} \frac{K}{M} \quad (13)$$

1) $g^1 \sim g^5$ 确定了 l, m, n 的变化规律, 使得幂指数首先必须为偶数, 从以保证凸轮型线的对称性, 其次, 4 个幂指数的值不能相等, 使气门升程方程真正为六项式;

2) g^6 控制丰满系数 ξ 不低于给定值;

3) g^7 控制配气机构传动链不出现脱开现象;

4) g^8 控制气门落座速度 h'_F 不超过给定值;

5) g^9, g^{10} 控制气门的最大正、负加速度不超过某一给定值, 以防止推杆出现失稳现象并防止凸轮——挺柱间最大接触应力超过允许值;

6) g^{11} 控制凸轮廓线的最小曲率半径大于某一给定值;

7) g^{12} 控制气门系统的振动在允许的范围内;

8) 加权系数 G_1, G_2, G_3 的取值: 在配气机构正常工作的范围内, 升程差 $h(\alpha - H_T(\alpha))$ 很小, 速度差 $h'(\alpha - V_T(\alpha))$ 稍大, 加速度差 $h''(\alpha - A_t(\alpha))$ 则更大, 要控制机构的振动, 必须先控制加速度的波动, 在追求配气机构振动最小的目标下, 加速度差权重系数不应小于 0.5^[13]

3 优化设计实例

以 285 型高速柴油机为例, 原配气凸轮为圆弧凸轮, 现将其改为六项动力凸轮型线^[13]在保证丰满系统数不低于 0.55, 最小曲率半径不小于 3 mm 的条件下, 权重系数取值为: $G_1 = 0.6$, $G_2 = 0.3$, $G_3 = 0.1$ ^[13]用复合形法, 对式 (11) 进行优化计算, 输入边界值 $6 \leq x_1 \leq 18$, $4 \leq x_2 \leq 8$, $3 \leq x_3 \leq 6$, 随机选点并构形, 计算出来的最优解为: $l = 10$, $n = 4$, $m = 3$, 相应的幂指数值为 $\beta = 14$, $\gamma = 22$, $\delta = 30$, $\epsilon = 38$, 其动态主要性能参数如表 1, 所示可见, 采用动态优化设计得到的凸轮机构明显地改善了配气机构的动态性能, 气门的最大正加速度有所降低, 最大负加速度明显

减小,气门落座速度较大降低,最大负加速度明显减小,气门落座速度较大降低,配气机构传动链没有脱开、气门不存在落座反跳现象^[3]

4 结 论

- 1) 随着机器转速的不断升高,凸轮机构机构的动力学性能对整机性能的影响越来越大^[13]在进行动态设计时,应将凸轮机构工作的平稳性、可靠性置于首位^[13]
- 2) 利用本文所提出的动态优化设计的方法,能使凸轮机构具有较佳的动态性能以适应高速运动的需要^[13]

表 1 $n=3000\text{ r/min}$		
性能参数	原凸轮	6 项动力凸轮
丰满系数	0.526	0.554
最大正加速度/ $\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$	2254	2238
最大负加速度/ $\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$	-1243	-826
气门落座速度/ $\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$	1.132	0.306
脱离高度/mm	0.041	0
气门反跳高度/mm	0.28(第一次)	0
	0.09(第二次)	

[参 考 文 献]

[1] 陈立周,张英会等编著¹⁹.机械优化设计[M]¹⁹.上海:上海科学技术出版社,1982

[2] 王明武等¹⁹.七项式动力凸轮及最佳设计[J]¹⁹.内燃机工程,1985,(3)

[3] F Y Chen· Mechanics and design of Cam Mechanisms[M]· Pergamon Press New York 1982

[4] 张会明¹⁹.小型高速柴油机配气凸轮型线的选择[J]¹⁹.华东交通大学学报,1994,(3)

Research on Optimal Design of Speed Cam Mechanism under Dynamical Conditions

HONG Jia-di, SHI Zhen-bang

(Mechanical Engineering Department , East China Jiaotong University , Nanchang 330013, China)

Abstract: With a view to meeting the requirements of the minimum distortion of follower dynamic response, the method of establishing the objective function and carrying out the dynamic optimum design is discussed based on the dynamic mathematical model of speed cam mechanism. The method can be used to improve the valve gear mechanism of internal comm-stion engine with higher diagram factor and enhance its dynamic functions. Accordingly, it could fit the need of fast movement.

Key words: optimum design; cam mechanism; dynamic function