

凸轮机构与伺服控制系统的集成设计*

姚燕安 颜鸿森 张 策 邹慧君

(①上海交通大学机械工程学院, 上海 200030; ②成功大学机械工程系, 台南 70101; ③天津大学机械工程学院, 天津 300072)

摘要 提出凸轮机构与伺服控制系统的集成设计理论, 其基本思想是以微机控制的伺服马达改变凸轮的输入转速函数来改善从动系统的运动学及动力学特性, 其核心在于利用伺服控制系统的柔性来弥补刚性凸轮机构的不足, 以期获得具有超等品质的机械。提出凸轮-伺服集成系统的系统设计准则, 并应用最优控制理论提出改善从动件运动学特性以及抑制从动系统振动响应的凸轮转速函数的设计方法, 从而建立起凸轮机构与伺服控制系统集成设计理论的基本框架。

关键词 凸轮机构 凸轮动力学 伺服控制系统 最优控制理论

凸轮机构是经典的常用机构。一组凸轮机构基本上是由凸轮、从动件及机架所组成。由于凸轮机构以一种简单的方式来生成几乎任意的预期运动, 所以广泛应用于各种机器中, 如发动机配气系统、自动机械、计算机外围设备等。

通常凸轮由马达驱动等速回转, 当凸轮轮廓曲线设计完成后, 从动件的运动状态(位移、速度、加速度、跃度)亦随之确定。改善从动件运动状态的传统方法是改进凸轮廓线的设计, 具体有如下几种方法^[1,2]: 修正或组合基本曲线, 如修正正弦曲线、修正摆线曲线等; 高阶多项式曲线, 如内燃机阀门凸轮机构中已经成功地应用了 50 次多项式曲线; 以动力综合或动力优化综合方法设计凸轮廓线, 如多项动力凸轮(polydyne cam)。

然而, 从动件的运动要求若稍有改变, 则必须重新设计凸轮轮廓; 再则, 转速或工艺的人为调整, 以及制造与装配误差、磨损、热变形等等不可预期的作用, 都可能导致实际工况偏离设计工况, 从而使从动件的运动与预期设计不符, 并引发振动与噪声。

近年来, 伺服马达及数字控制技术获得迅速发展, 应用范围也随之日益普及。在此背景下, 颜鸿森等^[3]提出通过改变凸轮转速函数来改善从动件运动学特性的概念, 其可行性业已为实验研究从运动学角度所证实^{[4]1)}。

本文提出凸轮机构与伺服控制系统的集成设计理论, 研究在不改变凸轮廓线的前提下, 利用微机控制的伺服马达改变凸轮转速函数来改善从动系统的运动学及动力学特性。该理论的思想核心在于利用伺服控制系统的柔性来弥补刚性凸轮机构的不足, 以期刚柔相济, 获得具有超等品质的机械系统。本文提出凸轮-伺服集成系统的系统设计准则, 并应用最优控制理论提

1999-12-22 收稿

* 国家自然科学基金资助项目(批准号: 59675004)

1) 姚燕安. 凸轮机构的主动控制. 天津大学博士学位论文, 1999

出改善从动件运动学特性及抑制从动系统振动响应的凸轮转速函数设计方法, 同时将给出设计实例来展示具体设计过程.

1 凸轮转速函数的设计准则

凸轮-伺服集成系统的凸轮转速函数应遵循如下的设计准则¹⁾:

准则 1 凸轮转速函数的设计目标, 首先要满足从动件的运动要求, 同时亦须兼顾伺服控制系统跟踪能力的限制.

准则 2 凸轮运动函数必须至少保持跃度连续, 以降低伺服控制系统的负担.

准则 3 变转速凸轮系统的平均转速应保持不变.

根据设计准则 1, 为同时获得期望的输出运动特性及良好的输入运动特性, 凸轮转速函数的设计可以归结为一个优化问题. 本文以最优控制理论为工具来设计凸轮转速函数.

2 改善从动件运动学特性的凸轮转速函数设计方法

在运动学研究中, 将凸轮机构视为刚体系统, 从动件运动学特性的度量指标是其理论最大速度、最大加速度和最大跃度. 从动件运动要求决定于凸轮机构的工况, 如对于大质量的从动系统应降低最大速度; 对于高速凸轮系统则需控制最大加速度. 本节以双停留 (dwell-rise-dwell) 运动的升程期 (rise travel) 作为示例.

2.1 无因次运动方程

刚性凸轮-从动件系统的无因次运动方程表示为

$$S = S(T) = F(\Theta(T)), \quad (1)$$

$$V = V(T) = dS/dT = F'(\Theta)\dot{\Theta}, \quad (2)$$

$$A = A(T) = d^2S/dT^2 = F''(\Theta)\dot{\Theta}^2 + F'(\Theta)\ddot{\Theta}, \quad (3)$$

$$J = J(T) = d^3S/dT^3 = F'''(\Theta)\dot{\Theta}^3 + 3F''(\Theta)\dot{\Theta}\ddot{\Theta} + F'(\Theta)\ddot{\Theta}, \quad (4)$$

式中 T 为无因次时间; Θ , $\dot{\Theta}$, $\ddot{\Theta}$ 和 $\ddot{\Theta}$ 分别为无因次凸轮位移、速度、加速度和跃度; $F(\Theta)$ 为无因次从动件位移函数; S , V , A 和 J 分别为无因次从动件位移、速度、加速度和跃度.

2.2 凸轮转速函数设计的最优控制模型

应用最优控制理论时, 目标函数、约束条件以及解算方法等均须统筹考虑.

2.2.1 目标函数 选择目标函数为一综合指数

$$P = w_1 P_1 + w_2 P_2, \quad (5)$$

式中 $P_1 = \int_0^1 [V(T) - \bar{V}(T)]^2 dT$ 或 $P_1 = \int_0^1 [A(T) - \bar{A}(T)]^2 dT$ 分别用于控制从动件的速度和加速度. $\bar{V}(T)$ 和 $\bar{A}(T)$ 称为辅助函数, 描述从动件运动函数的期望值. 辅助函数直接影响此最优控制问题的收敛性, 必须恰当选择. $P_2 = \int_0^1 (\dot{\Theta} - 1)^2 dT$, 或 $P_2 = \int_0^1 \dot{\Theta}^2 dT$, 或 $P_2 = \int_0^1 \ddot{\Theta}^2 dT$, 用于限制马达速度的变化幅度. 在此指出, P_2 必须恰当选择以避免导致奇异最优

1) 见 524 页脚注 1)

控制问题. w_1 和 w_2 是权重因子, 需根据设计要求以试凑法确定.

2.2.2 边界条件 根据设计准则 3, 确定无因次凸轮运动函数有如下边界条件:

$$\Theta(0) = 0, \quad \Theta(1) = 1. \quad (6)$$

2.2.3 最优控制模型 控制速度与控制加速度有不同模型, 分述如下:

(a) 速度控制

目标函数: $P = w_1 \int_0^1 [F'(X)u - \bar{V}(T)]^2 dT + w_2 \int_0^1 (u - 1)^2 dT$; 状态变量: $X = \Theta$; 状态方程: $\dot{X} = u$; 控制变量: $u = \dot{\Theta}$; 边界条件: $X(0) = 0, X(1) = 1$.

(b) 加速度控制

目标函数: $P = w_1 \int_0^1 [F''(X_1)X_2^2 + F'(X_1)u - \bar{A}(T)]^2 dT + w_2 \int_0^1 u^2 dT$; 状态变量: $X^T = [X_1, X_2] = [\Theta, \dot{\Theta}]$; 状态方程: $\dot{X} = [X_2, u]^T$; 控制变量: $u = \ddot{\Theta}$; 边界条件: $X_1(0) = 0, X_1(1) = 1$.

2.2.4 解算方法 以 Hamilton 方法解此最优控制问题^[5], 形成一两点边值方程, 可用打靶法求解¹⁾.

2.3 算例

算例 1-1(速度控制) 凸轮廓线: 标准 3-4-5 多项式; 取两组权重因子, $w_1 = 1.0, w_2 = 1.0$ 和 $w_1 = 1.0, w_2 = 10.0$; 辅助函数: $\bar{V}(T) = 0, T \in [0, 1]$. 设计结果示于图 1.

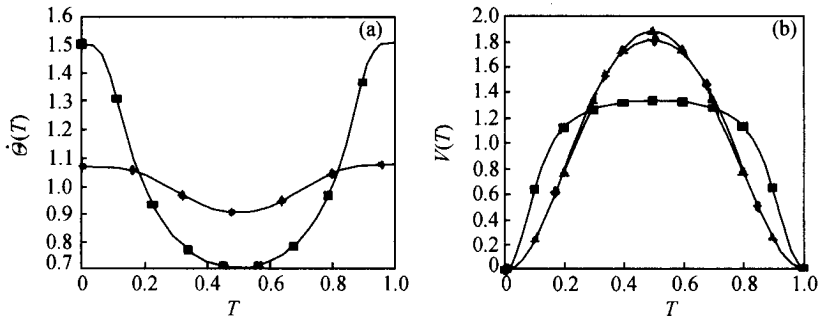


图 1 算例 1-1 设计结果

▲ 示等速系统; ■ 示 $w_1 = 1.0, w_2 = 1.0$; ◆ 示 $w_1 = 1.0, w_2 = 10.0$; (a) 无因次凸轮速度, (b) 无因次从动件加速度

算例 1-2(加速度控制) 凸轮廓线: 标准 3-4-5 多项式; 取两组权重因子, $w_1 = 1.0, w_2 = 1.0$ 和 $w_1 = 1.0, w_2 = 0.1$; 辅助函数 $\bar{A}(T)$ 如图 2 所示, 数学表达式为

$$\bar{A}(T) = \begin{cases} \frac{A_p}{m}T, & 0 \leq T < m, \\ A_p, & m \leq T < p - m, \\ -\frac{A_p}{m}T + \frac{p}{m}A_p, & p - m \leq T < p + n, \\ -A_n, & p + n \leq T < 1.0 - n, \\ \frac{A_n}{n}T - \frac{A_n}{n}, & 1.0 - n \leq T < 1.0, \end{cases} \quad (7)$$

1) 见 524 页脚注 1)

式中 A_p , A_n , p , m , n 为可调变量, 且满足: $n = (A_n/A_p)m$, $A_p/A_n = (1-p)/P$. 在此算例中, 选择: $p = 1/2$, $m = 1/12$, $n = 4.3$. 设计结果示于图 3.

大量算例研究表明, 在不改变凸轮廓线的前提下, 控制凸轮的输入转速函数能够有效地改善从动件的运动学特性; 此外, 研究发现, 从动件运动特性与期望值的接近程度越大, 要求凸轮转速的变化幅度也越大. 这种输出运动特性的改善与输入运动特性的恶化之间的矛盾可以通过权重因子的选择来取得折衷.

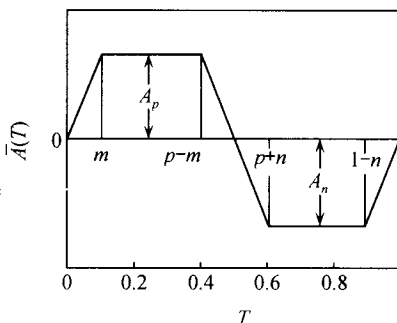
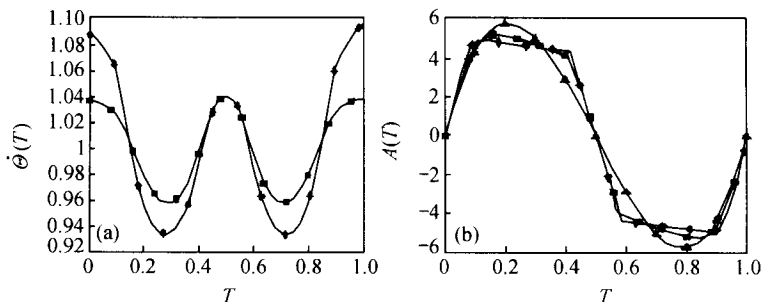
图2 辅助函数 $\bar{A}(T)$ 

图3 算例 1-2 设计结果

▲示等速系统; ■示 $w_1 = 1.0$, $w_2 = 1.0$; ◆示 $w_1 = 1.0$, $w_2 = 0.1$; (a) 无因次凸轮速度, (b) 无因次从动件加速度

3 降低从动系统振动响应的凸轮转速函数设计方法

在动力学研究中, 将凸轮机构视为弹性系统, 输出振动响应的控制是一重要的研究课题. 本节研究以控制双停留 (dwell-rise-dwell) 运动的残余振动响应为目标.

3.1 动力模型与方程

本研究采用弹性凸轮-从动件系统的单自由度集中参数动力模型^[6], 无因次动力方程为

$$\ddot{S}_a + 2\xi(2\pi\lambda)\dot{S}_a + (2\pi\lambda)^2 S_a = (2\pi\lambda)^2 S, \quad (8)$$

式中 S , S_a 为无因次从动件位移、无因次输出质量位移; ξ 为阻尼比; λ 为周期比 ($\lambda = t_r/t_0$, t_r 为凸轮升程时间, t_0 为系统自由振动周期).

解方程(8)得到输出质量的最大主振动振幅 A_m 及残余振动振幅 A_r , 后者表示为^[7]

$$A_r = \{[S_a(1) - 1]^2 + [V_a(1)/2\pi\lambda]^2\}^{\frac{1}{2}}. \quad (9)$$

3.2 凸轮转速函数设计的最优控制模型

为降低参数敏感性, 选取在设计周期比及其邻域内若干点处输出质量的残余振动振幅作为控制目标, 称为“多设计点方法”, 数学模型如下¹⁾:

在设计周期比 λ 及其邻域内选择 n 个设计点: λ_i , $i = 1, 2, \dots, n$. 定义状态变量: $\mathbf{X}^T =$

1) 见 524 页脚注 1)

$[X_1, X_2, X_3, \dots, X_{2i}, X_{2i+1}, \dots, X_{2n}, X_{2n+1}]^T = [\Theta, S_{1a}, V_{1a}, \dots, S_{ia}, V_{ia}, \dots, S_{na}, V_{na}]^T$, S_{ia}, V_{ia} 为 λ_i 处输出质量的无因次位移、速度; 边界条件: $X(0) = 0$; 控制变量: $u = \Theta$.

状态方程:

$$\dot{X} = f(X, u, T) = \begin{bmatrix} u \\ X_3 \\ (2\pi\lambda_1)^2 F(X_1) - (2\pi\lambda_1)^2 X_2 - 2\xi(2\pi\lambda_1) X_3 \\ \dots \\ X_{2i+1} \\ (2\pi\lambda_i)^2 F(X_1) - (2\pi\lambda_i)^2 X_{2i} - 2\xi(2\pi\lambda_i) X_{2i+1} \\ \dots \\ X_{2n+1} \\ (2\pi\lambda_n)^2 F(X_1) - (2\pi\lambda_n)^2 X_{2n} - 2\xi(2\pi\lambda_n) X_{2n+1} \end{bmatrix},$$

目标函数:

$$p = w_1[X_1(1) - 1]^2 + w_2[X_2(1) - 1]^2 + w_3[X_3(1)]^2 + \dots + w_{2i}[X_{2i}(1) - 1]^2 + w_{2i+1}[X_{2i+1}(1)]^2 + \dots + w_{2n}[X_{2n}(1) - 1]^2 + w_{2n+1}[X_{2n+1}(1)]^2 + w_{2n+2} \int_0^1 (u - 1)^2 dT.$$

以 Hamilton 方法解此最优控制问题^[5], 形成一两点边值方程, 可用梯度法求解¹⁾.

3.3 算例

算例 2(振动控制) 算例所用参数示于表 1, 设计结果示于图 4.

表 1 算例参数(算例 2)

凸轮廓线		标准 3-4-5 多项式
3 设计点	λ_1	3.25
	λ_2	3.50
	λ_3	3.75
	w_1	1 000.0
	w_2	1.0
权重因子	w_3	1.0
	w_4	1.0
	w_5	1.0
	w_6	1.0
	w_7	1.0
	w_8	0.1

由设计结果可见, 通过控制凸轮的输入转速函数显著地降低了在设计周期比 $\lambda = 3.5$ 及其 $\pm 10\%$ 邻域内输出质量的残余振动响应. 大量实例研究表明, 多设计点方法成功地解决了残余振动控制中的参数敏感性问题. 而且, 尽管我们并未控制主振动响应, 在设计周期比的邻域内主振动响应也有了明显改善. 这一结果是令人鼓舞的.

1) 见 524 页脚注 1)

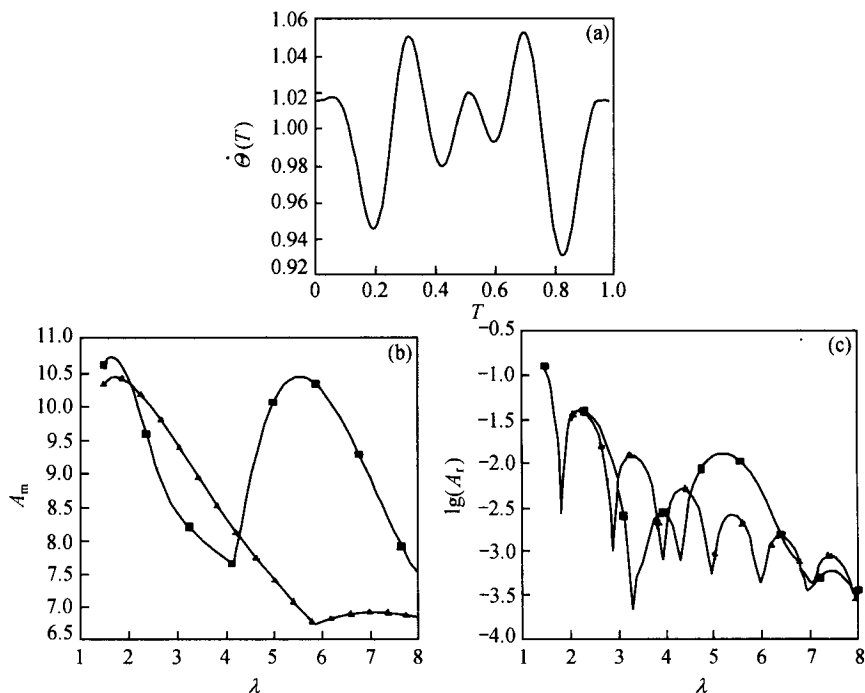


图4 算例2设计结果

▲示等速系统, ■示变速系统, (a) 无因次凸轮转速, (b) 主振动响应谱, (c) 残余振动响应谱(对数坐标)

4 运动设计

运动设计, 研究在一个完整的运动周期内凸轮转速函数的设计问题. 本节以分度运动(indexing motion)为例予以阐述. 以 Θ_r, Θ_d 表示升程期、停歇期的无因次凸轮位移, θ_{hd}, θ_{hr} 表示升程期、停歇期的总凸轮转角.

4.1 设计次序

首先, 设计升程期(rise travel)凸轮转速函数; 然后, 设计停歇期(dwell travel)凸轮转速函数; 最后, 将各段凸轮转速函数按次序拼接.

4.2 停歇期凸轮转速函数设计

根据凸轮转速函数设计准则 2, 无因次停歇期凸轮运动函数必须满足如下边界条件:

$$\Theta_d(0) = 0, \quad \Theta_d(1) = 1, \quad (10a)$$

$$\dot{\Theta}_d(0) = \dot{\Theta}_r(1), \quad \dot{\Theta}_d(1) = \dot{\Theta}_r(0), \quad (10b)$$

$$\ddot{\Theta}_d(0) = (\theta_{hd}/\theta_{hr})\ddot{\Theta}_r(1), \quad \ddot{\Theta}_d(1) = (\theta_{hd}/\theta_{hr})\ddot{\Theta}_r(0), \quad (10c)$$

$$\dddot{\Theta}_d(0) = (\theta_{hd}/\theta_{hr})^2\dddot{\Theta}_r(1), \quad \dddot{\Theta}_d(1) = (\theta_{hd}/\theta_{hr})^2\dddot{\Theta}_r(0), \quad (10d)$$

在停歇期, 仅需考虑限制马达的转速波动幅度. 据此, 有多项式凸轮位移函数

$$\Theta_d(T) = C_1 T + C_2 T^2 + C_3 T^3 + C_4 T^4 + C_5 T^5 + C_6 T^6 + C_7 T^7, \quad (11)$$

式中多项式系数由边界条件(10)式确定.

5 伺服控制与检测系统的设计准则

从系统论出发,凸轮机构与伺服控制系统的集成系统可划分为如下子系统:凸轮-从动件系统、微机控制器、伺服驱动系统与检测系统。

以微机控制的伺服马达实现特定的转速函数,属于数字控制伺服系统的运动控制技术(motion control technology)研究范畴。伺服控制系统的设计应以追求快速响应特性为主要目标,并需注意负载特性是周期性变惯量负载。检测系统(不包括伺服回路中的检测元件)用以测量凸轮与从动件输出端的运动状态,其作用是提供数据以配合微机作凸轮廓线及凸轮-从动件系统动力模型的修正。因此,对检测系统的要求是:必须有足够的动态精度。

6 讨论与展望

本文提出凸轮机构与伺服控制系统集成设计的理论概念,归纳出凸轮-伺服集成系统的系统设计准则,并应用最优控制理论提出改善从动件运动学特性以及抑制从动系统振动响应的凸轮转速函数设计方法。仿真研究及实验研究^{1),2)}均证明了该理论及方法的可行性。至此,凸轮机构与伺服控制系统的集成设计理论的基本框架初步形成。

凸轮机构与伺服控制系统集成设计的观念在理论上属创新,具有相当的基础研究价值;研究成果更具工业应用潜力。

参 考 文 献

- 1 Preben W. Cam Design and Manufacture. New York: Industrial Press, 1965
- 2 Chen F Y. Mechanics and Design of Cam Mechanisms. New York: Pergamon Press, 1982
- 3 Yan H S, Tsai M C, Hsu M H. A variable-speed method for improving motion characteristics of cam-follower systems. ASME Journal of Mechanical Design, 1996, 118: 250 ~ 257
- 4 Yan H S, Tsai M C, Hsu M H. An experimental study of the effects of cam speeds on cam-follower system. Mechanism and Machine Theory, 1996, 31(4): 397 ~ 412
- 5 刘培玉. 应用最优控制. 大连: 大连理工大学出版社, 1990
- 6 Koster M P. Vibration of Cam Mechanisms. London: Macmillan, 1970
- 7 Kanzaki K, Itao K. Polydyne cam mechanism for typehead positioning. Transactions of the ASME, Journal of Engineering for Industry, 1972, 94: 250 ~ 254

1) 见 524 页脚注 1)

2) 白友中. 凸轮机构之周期性转速追踪控制. 成功大学机械工程研究所硕士论文, 1996