

文章编号: 1003-8728(2003)ZK-0109-04



吴义生

内燃机配气凸轮的理想运动规律的设计与研究

吴义生¹, 冯向勇¹, 吴顺祥², 王宁生²

(南京航空航天大学 机电工程学院, 南京 210016; ² 厦门大学, 厦门 361005)

摘要: 介绍了内燃机配气凸轮从动件的运动曲线种类, 研究了如何进行配气凸轮从动件运动曲线设计, 提出了获得理想凸轮运动规律的方法。

关键词: 内燃机; 配气凸轮; 运动规律

中图分类号: TH133 文献标识码: A

Research and Design of Optimal Motion Rule for Valve Cam of Internal Combustion Engines(ICE)

WU Yi-sheng¹, FENG Xiang-yong¹, WU Shun-xiang², WANG Ning-sheng¹

(¹School of Mechanical and Electronic Engineering, Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016; ² Department of Automation, Xiamen University, Xiamen 361005)

Abstract: In order to get optimal motion rule of ICE, the motion rule of cam is analyzed and the process of designing the motion curve of cam is researched. A method for designing the motion curve of cam is proposed. First, the combination motion rule of cam is put forward, then equality acceleration and equality velocity curve is used in amortizing sect of cam, and multinomial multi-square curve is used in working sect of cam, but the motion parameter continuum at joining point must be insured. Finally, we draw the following conclusion: selecting the proper parameter in motion equation of cam follower can achieve the optimal motion rule of ICE.

Key words: ICE; Valve cam; Motion rule

从动件运动规律有时又简称运动曲线, 它是指对从动系统中某一指定部位(如工作端、凸轮端等)的运动规律的数学描述。运动曲线是凸轮机构研究的核心问题, 无论从什么角度来研究凸轮机构——运动学、动力学、摩擦学乃至加工方法, 运动曲线都起着主导作用^[1]。因此, 内燃机配气凸轮运动曲线的设计是内燃机配气凸轮设计的重要部分。如何设计理想的运动曲线, 是最近几年内燃机配气凸轮设计领域的热点。

本文在对内燃机配气凸轮进行运动曲线设计的基础上, 将运动曲线方程中的参数按照一定规律选取, 即可获得一种理想的运动规律。

1 凸轮运动规律

1.1 凸轮运动曲线的表示方法

$$\varphi = \omega t \quad (1)$$

式中: t 为时间(s), ω 为凸轮的角速度, 这里为常数(rad/s); φ 为凸轮转角。

从动件运动规律一般是指从动件升程(位移) s (mm)、

速度 $\frac{ds}{dt}$ (mm/s)、加速度 $\frac{d^2s}{dt^2}$ (mm/s²)、跃动度 $\frac{d^3s}{dt^3}$ (mm/s³) 随时间的变化规律。为了更好地比较不同外形的凸轮设计质量, 便于分析和应用, 常把从动件运动参数表示成凸轮转角 φ 的函数, 相应的有几何速度 $\frac{ds}{d\varphi}$ (mm/rad)、几何加速度 $\frac{d^2s}{d\varphi^2}$ (mm/rad²) 和几何跃动度 $\frac{d^3s}{d\varphi^3}$ (mm/rad³) (也称为类速度、类加速度和类跃动度), 它们与真正的运动物理参数之间的关系为

$$\begin{aligned} \frac{ds}{d\varphi} &= \frac{1}{\omega} \frac{ds}{dt} \\ \frac{d^2s}{d\varphi^2} &= \frac{1}{\omega^2} \frac{d^2s}{dt^2} \\ \frac{d^3s}{d\varphi^3} &= \frac{1}{\omega^3} \frac{d^3s}{dt^3} \end{aligned} \quad (2)$$

在配气凸轮机构的设计与分析中, 几何速度、几何加速度和几何跃动度有时也简称为速度、加速度和跃动度^[3]。

1.2 凸轮从动件基本运动规律

(1) 简单多项式运动规律

简单多项式运动规律的表达式为

$$s = \sum_{i=1}^n c_i \varphi^i \quad (3)$$

收稿日期: 2002-10-30

基金项目: 福建省科学技术 CAD 重点发展项目(2000-10)资助

作者简介: 吴义生(1973-), 男(汉), 安徽, 博士研究生

E-mail: wysqx@21.cn.com

式中: s 为从动件的位移; φ 为凸轮转角; c_i 为常数; n 为任意整数, 若 $n = 1$, 得等速运动规律(位移线图是直线), 若 $n = 2$, 得等加速-等减速运动规律(抛物线); 若 $n = 3$, 得等加速度变化率运动规律^[4]。

(2) 三角函数运动规律

三角函数运动规律主要有余弦加速度运动规律(简谐运动曲线)、正弦加速度运动规律(摆线)、双谐波运动规律、椭圆形谐波运动规律等。

(3) 组合运动规律

将不同的基本运动规律组合起来, 以改进凸轮机构的工作性能, 称为组合运动规律或改进型(修正型)运动规律。

本文选择的是组合运动规律, 凸轮缓冲段采用等加速-等速型曲线, 工作段采用多项式高次方形曲线。组合的原则是在各段基本运动规律衔接点上的运动参数, 包括位移、速度、加速度, 有时还包括跃动度, 应保持连续; 在运动的起始点和终止点上, 运动参数满足边界条件。构造组合型运动规律时, 可根据凸轮机构的工作性能指标, 选择一种基本运动规律作为主体, 再用其他类型的基本运动规律与之组合, 从而避免在运动的始末位置发生刚性冲击或柔性冲击, 降低动力参数的幅值等。

2 凸轮运动曲线设计

2.1 凸轮缓冲段运动曲线的设计

由于配气机构中的气门在很高的温度下工作, 从冷态到热态将会产生较大的热变形, 为保证气门关闭可靠, 需要在气门与摇臂间留有一定的间隙, 一般配气机构间隙冷态时为 $(0.03 \sim 0.05) \times$ 气门最大有效升程, 与此相对应, 把凸轮的理论基圆半径减小 $0.2 \sim 0.4$ mm, 形成实际基圆(凸轮底圆), 底圆和工作段(工作型面)之间再用一曲线光滑连接, 这段曲线称为缓冲曲线。

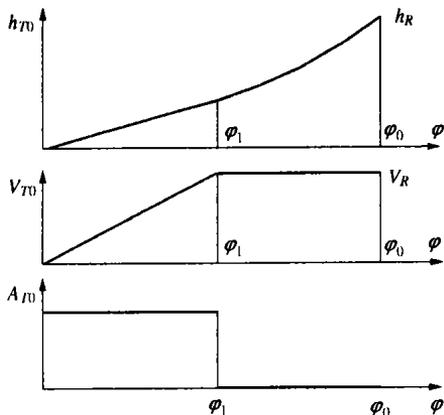


图 1 等加速-等速型缓冲曲线

设计缓冲曲线应保证缓冲曲线与底圆和工作段的光滑连接, 即在接点处相切且在该点附近挺柱速度足够小, 以减小配气机构的撞击, 因此对气门落座速度应进行限制。但落座速度也不能过小, 否则不利于气门撞碎气门座上的杂质; 此外, 在缓冲段接近终点时, 升程变化过于平缓, 当配气机

构间隙略有变化时, 造成气门启闭时刻有较大变化。一般气门开启或关闭时的挺柱速度在 $0.0127 \sim 0.0524$ mm/凸轮转角(deg) 之间, 缓冲曲线所占凸轮转角 φ 为 $15^\circ \sim 40^\circ$; 选定 φ_0 应与缓冲段终点处的挺柱升程 h_{T0} 及缓冲段的函数表达式综合考虑^[2]。

常用的缓冲曲线有: 等加速型、等加速-等速型、余弦型以及摆线型等。

以等加速-等速型缓冲曲线为例, 如图 1 所示, 挺柱升程 h_{T0} 、速度 V_{T0} 和加速度 A_{T0} 计算如下:

等加速段 $(0 \sim \varphi_1)$

$$h_{T0} = \frac{h_R}{B_1 \varphi_0^2 (2 - B_1)} \varphi^2 \quad (4)$$

$$V_{T0} = h_{T0}' = \frac{2h_R}{B_1 \varphi_0^2 (2 - B_1)} \varphi \quad (5)$$

$$A_{T0} = h_{T0}'' = \frac{2h_R}{B_1 \varphi_0^2 (2 - B_1)} \quad (6)$$

等速段 $(\varphi_1 \sim \varphi_0)$

$$h_{T0} = \frac{2h_R}{\varphi_0 (2 - B_1)} \varphi - \frac{B_1 h_R}{2 - B_1} \quad (7)$$

$$V_{T0} = h_{T0}' = 2h_R / [\varphi_0 (2 - B_1)] \quad (8)$$

$$A_{T0} = h_{T0}'' = 0 \quad (9)$$

式中: h_{T0} 为挺柱升程 h_{T0} 对凸轮转角 φ 的一阶导数 (mm/rad); h_{T0}'' 为挺柱升程 h_{T0} 对凸轮转角 φ 的二阶导数 (mm/rad²); h_R 为缓冲段终点的挺柱升程 (mm); B_1 为比例系数, $B_1 = \varphi_1 / \varphi_0$; φ_0 为缓冲段张角 (rad)。

2.2 凸轮工作段运动曲线设计

发动机对配气凸轮外形设计的要求可归结为对从动件运动规律的要求。由于从动件升程规律的微小差异会引起加速度规律的很大变动, 因此在确定从动件运动规律时, 以加速度规律最为重要。从动件运动规律型式有多种, 在内燃机上常用的有多项式高次方型、复合正弦抛物线加速度型、复合摆线 II 型、多项式低次方型、多项动力修正型、N 次谐波型、样条函数型等。这里仅讨论多项式高次方型凸轮运动曲线的设计。

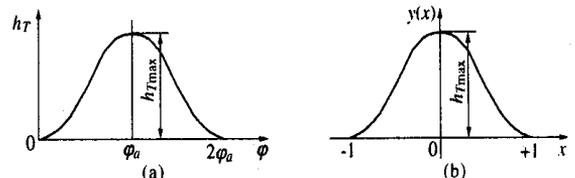


图 2 对称型多项式高次方凸轮挺柱升程曲线与换算曲线

在整体式函数凸轮运动曲线中, 多项式高次方曲线是较早受到人们注意的一种曲线。因为多项式高次方曲线高阶连续, 能满足较多的边界条件, 曲线的形状易于调整, 可适应不同的工作需要, 因而应用较广。函数式一般可取 $5 \sim 7$ 项, 以平底直动从动件下置凸轮轴式配气机构为例, 其基本工作段挺柱升程由单一的多项式高次方曲线组成(图 2a), 挺柱升程可表达为如下的多项式^[3], 即

当 $\varphi = \varphi_0$ 时

$$h_T = C_o + C_p \left(\frac{\varphi - \varphi_a}{\varphi_a} \right)^p + C_q \left(\frac{\varphi - \varphi_a}{\varphi_a} \right)^q + C_r \left(\frac{\varphi - \varphi_a}{\varphi_a} \right)^r + C_s \left(\frac{\varphi - \varphi_a}{\varphi_a} \right)^s \quad (10)$$

当 $0 \leq \varphi \leq \varphi_a$ 时

$$h_T = C_o + C_p \left(\frac{\varphi_a - \varphi}{\varphi_a} \right)^p + C_q \left(\frac{\varphi_a - \varphi}{\varphi_a} \right)^q + C_r \left(\frac{\varphi_a - \varphi}{\varphi_a} \right)^r + C_s \left(\frac{\varphi_a - \varphi}{\varphi_a} \right)^s \quad (11)$$

式中: h_T 为挺柱升程(mm); φ 为从缓冲段终点开始计算的凸轮转角(rad); φ_a 为从缓冲段终点到挺柱最大有效升程点之间的凸轮转角(rad); C_o, C_p, C_q, C_r, C_s 为待定系数; p, q, r, s 为幂指数, 按一定原则选取(后面将叙述)。

为便于分析, 设升程曲线为对称形状。令

$$x = \left[\frac{\varphi - \varphi_a}{\varphi_a} \right]$$

将上式代入式(10)、(11)转换为

$$h_T = y(x) = \begin{cases} f(x) = C_o + C_p x^p + C_q x^q + C_r x^r + C_s x^s & (0 \leq x \leq 1) \\ f(-x) = C_o + C_p x^p + C_q x^q + C_r x^r + C_s x^s & (-1 \leq x \leq 0) \end{cases} \quad (12)$$

需要满足的边界条件为

(1) 当 $\varphi = \varphi_a$ 时, $y(0) = h_{T\max}$;

其中 $h_{T\max}$ 为挺柱最大有效升程(mm), 由设计时给定。

(2) 当 $\varphi = 2\varphi_a$ 时, $y(1) = 0$;

(3) 当 $\varphi = 2\varphi_a$ 时, 因

$$x = \left[\frac{\varphi - \varphi_a}{\varphi_a} \right], \quad dx = \frac{d\varphi}{\varphi_a}$$

故

$$y(1) = \left[\frac{dy}{d\varphi} \right]_{\varphi=2\varphi_a} = \left[\frac{dy}{dx} \right]_{x=1}$$

$$\varphi_a = \frac{V_R \varphi_a}{\omega}$$

式中: ω 为凸轮轴角速度(rad/s); V_R 为缓冲段终点的挺柱速度(mm/s), 由设计时给定。

(4) 当 $\varphi = 2\varphi_a$ 时, $y(1) = 0$;

(5) 当 $\varphi = 2\varphi_a$ 时, $y'(1) = 0$ 。

根据上述五个边界条件, 可求得各待定系数(mm)如下:

$$\begin{cases} C_o = h_{T\max} \\ C_p = \frac{-h_{T\max}srq + Q(sr + sq + rq - s - r - q + 1)}{(s-p)(r-p)(q-p)} \\ C_q = \frac{-h_{T\max}srp + Q(sr + sq + rp - s - r - p + 1)}{(s-q)(r-q)(p-q)} \\ C_r = \frac{-h_{T\max}sqp + Q(sq + sp + pq - s - p - q + 1)}{(s-r)(q-r)(p-r)} \\ C_s = \frac{-h_{T\max}rpq + Q(rp + rq + pq - r - p - q + 1)}{(q-s)(r-s)(p-s)} \end{cases} \quad (13)$$

$$\text{式中: } Q = \frac{V_R \varphi_a}{\omega}$$

由上式可见, 在设计多项式高次方函数凸轮时, 只要 $h_{T\max}, V_R, p, q, r, s$ 选定后, 便可求出各待定系数 C_o, C_p, \dots, C_s , 随后便可进行挺柱升程、速度和加速度以及丰满系数的计算。挺柱的各项运动参数计算如下:

(1) 上升段挺柱升程 h_T 、速度 V_T 、加速度 A_T 的计算($0 \leq \varphi \leq \varphi_a$):

$$\begin{cases} h_T = h_{T\max} + C_p \left(\frac{\varphi - \varphi_a}{\varphi_a} \right)^p + C_q \left(\frac{\varphi - \varphi_a}{\varphi_a} \right)^q + C_r \left(\frac{\varphi - \varphi_a}{\varphi_a} \right)^r + C_s \left(\frac{\varphi - \varphi_a}{\varphi_a} \right)^s \\ V_T = h_T = \frac{-pC_p}{\varphi_a} \left(\frac{\varphi - \varphi_a}{\varphi_a} \right)^{p-1} - \frac{qC_q}{\varphi_a} \left(\frac{\varphi - \varphi_a}{\varphi_a} \right)^{q-1} - \frac{rC_r}{\varphi_a} \left(\frac{\varphi - \varphi_a}{\varphi_a} \right)^{r-1} - \frac{sC_s}{\varphi_a} \left(\frac{\varphi - \varphi_a}{\varphi_a} \right)^{s-1} \\ A_T = h_T = \frac{p(p-1)C_p}{\varphi_a^2} \left(\frac{\varphi - \varphi_a}{\varphi_a} \right)^{p-2} + \frac{q(q-1)C_q}{\varphi_a^2} \left(\frac{\varphi - \varphi_a}{\varphi_a} \right)^{q-2} + \frac{r(r-1)C_r}{\varphi_a^2} \left(\frac{\varphi - \varphi_a}{\varphi_a} \right)^{r-2} + \frac{s(s-1)C_s}{\varphi_a^2} \left(\frac{\varphi - \varphi_a}{\varphi_a} \right)^{s-2} \end{cases} \quad (14)$$

(2) 下降段挺柱升程 h_T 、速度 V_T 、加速度 A_T 的计算($\varphi_a \leq \varphi \leq 2\varphi_a$)

$$\begin{cases} h_T = h_{T\max} + C_p \left(\frac{\varphi - \varphi_a}{\varphi_a} \right)^p + C_q \left(\frac{\varphi - \varphi_a}{\varphi_a} \right)^q + C_r \left(\frac{\varphi - \varphi_a}{\varphi_a} \right)^r + C_s \left(\frac{\varphi - \varphi_a}{\varphi_a} \right)^s \\ V_T = h_T = \frac{pC_p}{\varphi_a} \left(\frac{\varphi - \varphi_a}{\varphi_a} \right)^{p-1} + \frac{qC_q}{\varphi_a} \left(\frac{\varphi - \varphi_a}{\varphi_a} \right)^{q-1} + \frac{rC_r}{\varphi_a} \left(\frac{\varphi - \varphi_a}{\varphi_a} \right)^{r-1} + \frac{sC_s}{\varphi_a} \left(\frac{\varphi - \varphi_a}{\varphi_a} \right)^{s-1} \\ A_T = h_T = \frac{p(p-1)C_p}{\varphi_a^2} \left(\frac{\varphi - \varphi_a}{\varphi_a} \right)^{p-2} + \frac{q(q-1)C_q}{\varphi_a^2} \left(\frac{\varphi - \varphi_a}{\varphi_a} \right)^{q-2} + \frac{r(r-1)C_r}{\varphi_a^2} \left(\frac{\varphi - \varphi_a}{\varphi_a} \right)^{r-2} + \frac{s(s-1)C_s}{\varphi_a^2} \left(\frac{\varphi - \varphi_a}{\varphi_a} \right)^{s-2} \end{cases} \quad (15)$$

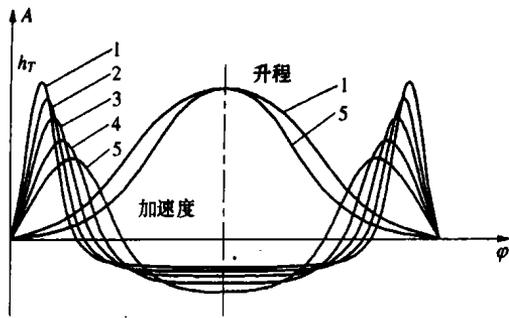
(3) 挺柱升程曲线的丰满系数

$$\psi_l = \frac{2 \int_0^{\varphi_a} h_T(\varphi) d\varphi}{2\varphi_a h_{T\max}} = \frac{1}{h_{T\max}} \left(h_{T\max} + \frac{C_p}{p+1} + \frac{C_q}{q+1} + \frac{C_r}{r+1} + \frac{C_s}{s+1} \right) \quad (16)$$

根据以上计算的挺柱各项运动参数,可以进一步求得挺柱的最大正负速度和最大正负加速度值。

3 结论

通过以上设计分析可知,对凸轮从动件运动方程式中的参数——幂指数进行适当的选取,可以获得理想的凸轮运动规律,幂指数的选取对挺柱升程曲线的丰满程度,对加速度曲线形状(最大正负加速度值大小、正加速度段宽度)等均有直接影响。一般指数取得越大,则升程曲线越丰满,最大负加速度越小,使凸轮外形最小曲率半径增大,这对减小该处接触应力、因而降低磨损是有利的。但是其负加速度初段形状不好,会提高对弹簧的要求,而且还使最大正加速度值急剧增大,正加速度段宽度减小,因而配气机构振动加剧。图 3 所示为多项式高次方族(五项式)的升程和加速度曲线^[4]。



1:2-14-26-38 2:2-12-22-32 3:2-10-18-26 4:2-8-14-20 5:2-6-10-14

图 3 高次方五项式族的升程和加速度曲线幂指数 $p-q-r-s$ 取值

为了使负加速度极值点出现在最大升程处,负加速度曲线终段形状符合弹簧特性,指数 p 必须为 2,而指数 q 应大于 4,其余各幂指数关系为 $q < r < s$,而且 q 的影响较大, r 次之, s 最小。此外,为了得到反对称于行程中间位置的加速度曲线,高次幂指数应采用连续值;为使加速度曲线有不对称的效果,则高次指数间的间隔可取为 2 或 3。对于外形对称的凸轮,它们均应为偶数,一般可按以下公式选择^[3]

$$\begin{cases} q = 2n \\ r = 2(n + m) \\ s = 2(n + 2m) \end{cases} \quad (17)$$

式中: m, n 为正整数,并常取 $n = 3 \sim 9, m = 1 \sim 10$

[参考文献]

- [1] 杨连生. 内燃机设计[M]. 北京: 中国农业机械出版社, 1981, 8
- [2] Chen F Y. *Mechanics and Design of Cam Mechanisms*[M]. Pergamon Press Inc., New York, 1982
- [3] 石永刚, 徐振华. 凸轮机构设计[M]. 上海: 上海科学技术出版社, 1995, 10
- [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

(上接第 95 页)

2 叶片地面自振频率与空中真实频率的关系

由于表 2、表 4 的结果对应于室温下的弹性模量,而表 3、表 5 的结果对应于叶片空中工作状态下的弹性模量,因此,表 2 ~ 表 5 的结果反映了叶片地面自振频率与空中自振频率计算值的对应关系。分析表 2 与表 3、表 4 与表 5 的计算结果,将发现对同一级压气机叶片,在确定的转速下

$$f_t = f_{t_0} \sqrt{E_t / E_{t_0}} \quad (2)$$

式中: f_t, E_t 分别为对应于温度 t 时的频率与弹性模量; f_{t_0}, E_{t_0} 是温度 t_0 时的相应值。

关系式(2)是由表 2 ~ 表 5 的计算结果得到的,一方面,它反映了不同温度下、不同弹性模量时自振频率计算结果之间的关系;另一方面,由于计算值是真实值的理论表现,因此,完全有理由说,关系式(2)也反映了叶片自振频率的地面台架测量值与叶片空中工作状态下的“测量值”的关系。

通常,人们只能测量叶片在地面台架上的自振频率,该频率对应于室温的情况,而叶片在空中工作时,处于高于室温的环境中,叶片的弹性模量会降低,叶片的自振频率也随之会降低,只有当此时的频率与外加激振力频率相等时,叶片才产生共振,在很短的时间内,叶片将失效甚至断裂;此时的频率虽无法测得,但有了关系式(2),人们便能够将叶片在地面台架上的自振频率测量值(或计算值)转换到空中工作状态下的对应值,并在分析外加激振力频率的基础上采取恰当的措施以防止共振现象的发生。

3 结论

叶片的自振频率与弹性模量的关系为

$$f_t = f_{t_0} \sqrt{\frac{E_t}{E_{t_0}}}$$

通过该关系式,人们能够将叶片自振频率的地面台架测量值(或计算值)转换到叶片空中工作状态下的真实值,从而确定叶片工作状态下的自振频率,并进而确定叶片的可靠性。

[参考文献]

- [1] 宋兆泓. 航空发动机可靠性与故障抑制工程[M]. 北京: 航空航天出版社, 北京, 2002
- [2] 宋兆泓. 航空发动机典型故障分析[M]. 北京: 航空航天大学出版社, 1993
- [3] 杜建云. 航空燃气涡轮发动机工作叶片[M]. 空军工程学院, 1986
- [4] 蔡肇云, 金六周. 航空发动机强度设计、试验手册——叶片强度与振动计算[M]. 第三机械工业部第六研究院, 1980
- [5] 工程材料实用手册编辑委员会. 工程材料实用手册——铝合金、镁合金, 第 2 版第 3 卷[M]. 北京: 中国标准出版社, 2002