

内燃机配气凸轮机构 —设计与计算

尚汉冀 著

复旦大学出版社

内燃机配气凸轮机构 ——设计与计算

尚汉冀 著

复旦大学出版社

内 容 简 介

本书系统地介绍了与内燃机配气凸轮机构的设计、分析以及凸轮加工等有关的方法,包括函数凸轮的设计、配气机构的动力学计算、凸轮机构分析和综合的数值方法、凸轮磨床靠模计算及液压气阀机构的动力学计算等方面的问题,并附有若干计算程序。其中大部分内容是作者在“内燃机配气机构计算方法、程序和应用”项目中的研究成果。该项研究曾获首届国家级科技进步一等奖。

本书对内燃机专业工作者及机械行业中从事凸轮机构研究、设计和应用的工程技术人员都有重要参考价值,并可用作高等院校有关专业的教材或教学参考书。

内 燃 机 配 气 凸 轮 机 构

——设计与计算

尚汉冀 著

复旦大学出版社出版

(上海国权路579号)

新华书店上海发行所发行 复旦大学印刷厂印刷
开本850×1168 1/32 印张7.375 插页0 字数212,000
1988年4月第1版 1988年4月第1次印刷

印数1—4,000

ISBN7—309—00035—8/T·01

定价: 1.50元

目 录

第一章	引言	1
第二章	凸轮设计	5
§2.1	配气凸轮设计的一些准则	5
§2.2	缓冲段的设计	13
§2.3	基本段型线分类	20
§2.4	等加速凸轮	21
§2.5	FB2型和MFB2型凸轮	27
§2.6	高次方凸轮	44
第三章	配气凸轮机构的动力学	57
§3.1	单自由度模型	57
§3.2	多自由度模型	65
§3.3	用摄动方法研究配气机构动力学	77
§3.4	凸轮与挺柱间接触应力的动力学计算公式	89
第四章	凸轮设计(续)	95
§4.1	多项动力凸轮	95
§4.2	N 次谐波凸轮	106
§4.3	配气凸轮优化设计简述	124
第五章	凸轮机构分析与综合的数值方法	127
§5.1	样条函数方法	127
§5.2	N 次谐波凸轮逼近方法	134
§5.3	寻找凸轮最高点与纠正假性不对称的方法	140
第六章	凸轮磨床靠模计算与凸轮加工误差分析	145
§6.1	概述	145
§6.2	靠模从动件升程的计算	147
§6.3	凸轮加工误差的分析	162
第七章	液压气阀机构的动力学计算	165
§7.1	液压气阀机构工作原理	165

§7.2	动力学计算的模型和方法.....	166
§7.3	计算全过程和算例.....	172
第八章	计算程序汇编.....	175
§8.1	MFB2型凸轮设计及动力学计算程序.....	175
§8.2	高次方凸轮计算程序.....	195
§8.3	多项动力凸轮计算程序.....	215
参考文献	228

第一章 引言

配气机构是内燃机的重要组成部分。一台内燃机的经济性能是否优越,工作是否可靠,噪音与振动能否控制在较低的限度,常常与其配气机构的设计是否合理有密切关系。特别是某些高速、大功率内燃机,人们对其性能指标的要求较高,并且要保证它在较恶劣的条件下仍能平稳可靠地工作,这就给配气机构的设计以及零部件的制造增加了难度,给我们提出了许多新的研究课题。例如:(1)在传统的配气凸轮机构的设计中,人们较多地采用外形简单的圆弧凸轮和切线凸轮等。由于这些凸轮存在高速平稳性差等缺点,因此在很多场合已被性能更为优越的各种函数凸轮所代替。怎样根据具体机型的要求选取合理的函数凸轮型线并进行有关特性参数的计算和分析,已成为配气机构设计中的一个重要课题。(2)过去在进行气门运动规律的计算时,是将配气机构的传动链当作完全刚性的,因而就只需进行运动学计算,从而在本质上只是一个纯几何问题。但对于高速或高柔度的配气机构来说,其传动链的变形往往不能忽略,这一点已为大家所普遍接受。因此就需要建立新的计算模型和计算方法。这就是所谓配气机构动力学计算。(3)随着设计要求的提高,在设计中需要考虑的因素越来越多,诸如配气相位、平稳性(包括气门速度、加速度、脉冲数值的大小及有无飞脱、落座反跳等)、充气性能、润滑特性、凸轮与挺柱间的接触应力等等,都需顾及。另一方面可以选取的结构布置,特别是凸轮型线种类也日益增多,这样,为了选取一个最优的设计方案,往往需要很大的工作量。目前国内外均已开展优化设计和计算机辅助设计(CAD)的研究。(4)为了设计一台新型发动机,常常需要参考某些成功机型的经验,或在其基础上进行改进。为此,在设计配气机构时也经常需要对某种发动机配气机构的特性进行分析。比如,根据一张实测的凸轮升程表及其他一

些有关的实测数据,能否对该配气凸轮机构的各方面特性作出判断?将这种凸轮用在其他新设计的机型上的效果能否预测?如果效果较好,如何进行仿制?如果效果不理想,可否在此基础上进行改进?等等。(5)由于配气凸轮设计方法的改进,很多工厂面临试制新型函数凸轮的任务,有时还希望同时试制几种方案的凸轮来进行对比试验。这就给凸轮制造工艺提出了新的要求。能否提高凸轮加工精度、缩短加工周期等问题,已引起人们的关注。(6)近来某些直流扫气的大功率船用柴油机转而采用液压配气机构,对这种机构如何进行动力学计算并分析其特性,已有的研究结果还比较少。

在上述几方面课题的研究中,数理方法和电子计算机技术是十分有力的工具。国外从五、六十年代起就已有许多人运用这些工具研究有关的问题,(例如配气机构动力学计算和凸轮新型线的提出,以及后来进行的凸轮机构优化设计和动力学响应形态的研究等等)。国内起步虽稍迟,但随着电子计算机的推广和应用,运用数学工具进行配气机构研究的工作也日益增多。复旦大学数学系在六十年代就开始探讨凸轮设计和动力学计算等课题,1973年起比较系统地对前面提到的几方面课题开展了研究。本书就是这些研究工作的初步总结,其内容主要选用作者等人的研究成果,有些部分的思想并非我们首先提出,但也经过我们整理、推导、具体计算及应用,有的还作了改进。至于国内外其他学者的研究工作,如未经过我们具体计算,有的不予编入,有的作简略介绍。这样做的目的,一方面是为了慎重,另一方面是希望用较少的篇幅集中地介绍一下我们的工作。当然,这样一来就使国内外不少有价值的工作不能在本书中得到充分的反映,为此我们在本书末列出了八十一篇文章供读者查考。

本书的叙述虽是直接针对内燃机配气凸轮机构的,但其中绝大部分内容对其他机械中的平面凸轮机构也有参考价值。例如凸轮型线设计、实测凸轮分析、凸轮磨床靠模计算等,均可广泛应用于各种平面凸轮机构。至于凸轮机构动力学模型及优化设计的具体提法,虽对不同的机械会有所不同,但其基本原理也常常是相通的。

现在对本书以下各章的内容作一简单的介绍：

第二章首先叙述函数凸轮设计的基本思想及准则，然后介绍几种常用缓冲段升程曲线的设计方法，主要介绍三种有代表性的基本段曲线。第一种是等加速凸轮；第二种是我们所提出的组合式函数凸轮—FB2型凸轮及其改进型MFB2型凸轮；第三种是整体式的高次方凸轮。对这三种凸轮的设计方法、计算公式、参数选取原则及优缺点等作了详细的叙述。

第三章讨论配气机构动力学计算的力学模型、求解方法及动力学响应形态的分析。首先建立单自由度和多自由度($4+N_1+N_2$)这两种质量—弹簧振动模型，并讨论初始条件的提法和问题的数值解法。本章特别提出了用摄动方法研究配气凸轮机构动力学问题的这种新想法，得到了动力学方程解的渐近近似式，在此基础上论证了参数 $\varepsilon = \frac{M\omega^2}{c}$

的重要性(M 为气门当量质量， c 为机构刚度， ω 为凸轮旋转角速度)，并进而提出根据 ε 数值选择凸轮型线的判别准则。在这一章里还要介绍凸轮与挺柱间接触应力的新的计算公式。

第四章进一步讨论函数凸轮设计。在第三章研究的基础上，根据动力学修正和谐波分析的思想，叙述多项动力凸轮和 N 次谐波凸轮的设计计算方法。这两种凸轮在保证配气机构平稳工作方面各有其独特的优点。本章还将以MFB2凸轮为例介绍配气凸轮优化设计的思想和做法。

第五章研究凸轮机构分析与综合的数值方法。讨论在不知道凸轮升程函数的解析表达式，而仅给出从动件升程表(常由实测所得)的情况下，如何进行凸轮机构的分析和综合。共介绍两种方法，一种是包含回弹法光滑的样条函数方法；另一种是用 N 次谐波凸轮去逼近实测凸轮，即有限富里埃分析的方法。这两种方法还可以结合起来使用。在测量凸轮升程时，有时会产生一种由于凸轮最高点没有找准而引起的假性不对称现象。本章中我们将引进一种处理这种现象的计算方法，可以迅速发现和纠正假性不对称。这一章的内容不仅对设计工作者有

参考价值,而且对从事凸轮计量工作的同志也有一定的参考价值。

第六章叙述凸轮磨床靠模计算。在这一章里,我们提出一种用平面磨床直接加工凸轮磨床靠模的方法,并给出了具体的靠模计算公式。用这种方法加工靠模,可以省去“反靠”这一道工序,有利于缩短凸轮加工周期和减少制造误差。本章同时还对砂轮半径变化对凸轮型线误差的影响作了定量的讨论。

第七章讨论了一种新型的配气机构——液压气阀机构。这种机构近年来在某些船用柴油机中得到应用,效果良好。本章用一维瞬变流与单自由度质量—弹簧振动系统相结合的模型来研究这种机构的动力学,并给出具体的差分格式和计算实例。

第八章给出几个用 BASIC 语言编制的计算程序,目的是使感兴趣的读者能直接使用这些程序,在普通的微型计算机上对本书范围内的某些课题进行计算。这些程序是应用本书前几章的方法,分别由复旦大学黄云敏、上海船用柴油机研究所钱昆、顾海宏等同志编制的。

本书可供从事内燃机配气机构或其他机械中凸轮机构研究、设计、制造和计量工作的同志参考,也可用作内燃机设计、机械原理与零件、机构学等方面专业课程的教材或教学参考书。事实上,1978年复旦大学和一机部内燃机行业情报网联合举办过一个全国性的短训班,本书部分内容是作者当时讲课所用的教材。作者后来又曾用它在一些高等学校、研究所、工厂讲过课。

最后要说明的是,作者原是数学工作者,对于内燃机配气机构知之不多。后来由于国家建设的需要和本人的兴趣,边学习、边摸索,逐步开展了一些有关配气凸轮机构的研究工作,至今已十年有余。在此过程中,曾遇到过不少难关,这些难关之所以能一一渡过,很重要的一个原因是得到了各方面特别是工程界同志的关怀、鼓励和帮助。值此本书出版之际,作者要对多年来给予我们热情关怀和支持的前辈专家和其他同行表示由衷的感谢。限于篇幅在此恕不一一列名了。作者希望通过本书的出版,抛砖引玉,使数理方法和电子计算机技术在内燃机配气机构的研究中,甚至在更广泛的工程技术领域里,得到更多的应用。

第二章 凸轮设计

整个内燃机配气凸轮机构是由配气凸轮驱动的，因此凸轮的设计对整个配气机构的性能起着决定性的作用。在本章中我们首先叙述配气凸轮设计的基本思想和缓冲段的设计，然后介绍三种有代表意义的凸轮：等加速凸轮、FB2型及MFB2型凸轮和高次方凸轮。

§ 2.1 配气凸轮设计的一些准则

配气凸轮的设计，主要就是设计其廓形。具体可以有两种表示法：(1)给出廓形的几何形状或曲线方程。例如对于传统的圆弧凸轮或切线凸轮，就是要给出组成凸轮廓形的各段圆弧和直线的几何信息；(2)给出凸轮基圆半径及对应的挺柱升程的曲线。例如，以图 2.1 所示的下置凸轮轴式配气机构为例，如果能给出当凸轮转过角度 α 时挺柱从静止位置上升的位移 h ，即给出函数 $h=h(\alpha)$ ，并且同时给出凸轮基圆半径，则凸轮廓形也就唯一地确定了。凸轮廓形的两种表示法是等价的，即由第一种表示可得到第二种表示；反之亦然（例如用求包络的方法）。从形式上看，第一种表示较为直观；但在多数情况下，第二种表示更好，因为它为从动件的运动学和动力学计算提供了方便，而且凸轮的加工一般也都需要给出凸轮所对应的从动件升程表。因此，以下我们的讨论主要按第二种表示法，即把设计凸轮当作确定挺柱升程函数 $h(\alpha)$ （当然假定基圆半径是预先给定的）。

配气凸轮所对应的挺柱升程函数一般由两部分组成，一部分是缓冲段，另一部分是基本段，如果设计完全符合理想，那末气门应在上升

缓冲段终点(即基本段始点)开启,并在基本段终点关闭。实际上由于机构存在变形等原因,一般不可能这样准确,气门启闭的时刻与理想状态总会有些误差,只要误差不大就可以了。

配气凸轮的设计,应当遵循以下准则:

(1) 使气门在设计者所要求的时刻开启和关闭,即有准确的配气相位

上面已讲过,绝对准确是很难做到的,只要误差不大就行。至于如何做到这一点,我们在后面讨论缓冲段高度选取及配气机构动力学计算时将会说明。

(2) 使配气机构有良好的充气性能,进气充分,排气彻底

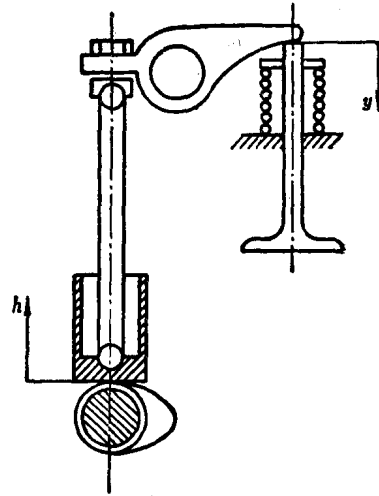


图 2.1

能否做到这一点的衡量标准通常看反映气门通过能力大小的“气门瞬时通路面积”或“时间断面”的大小。

假设当凸轮轴转角为 α 时,气门升程(即位移)为 y ,则 $y=y(\alpha)$,此时气门的通路面积为

$$F_p(\alpha) = \pi d \cos \gamma \cdot y(\alpha) + \pi \cos^2 \gamma \sin \gamma y^2(\alpha), \quad (2.1)$$

其中 d 为气门座面内径, γ 为气门座面角。公式(2.1)的推导过程可参见[1]。 $y(\alpha)$ 的计算有两种办法。一种是考虑到机构变形再进行动力学计算,详见第三章。另一种是把机构当作完全刚性体,即是 $y(\alpha) = x(\alpha) - k \cdot h(\alpha) - x_0$,其中 k 为摇臂比, x_0 为气门间隙。

气门开启的时间断面为 $F_p(\alpha)$ 的积分,即

$$F(\alpha) = \int_a^\alpha F_p(\alpha) d\alpha = \pi d \cos \gamma \int_a^\alpha y(\alpha) d\alpha + \pi \cos^2 \gamma \sin \gamma \int_a^\alpha y^2(\alpha) d\alpha, \quad (2.2)$$

其中 α 为气门开启瞬时的凸轮轴转角。

在 (2.2) 式的右端两项中, 前一项起主要作用。为了便于对工作段包角和最大升程不同的各种凸轮比较其对充气性能的影响, 还常常引进所谓丰满系数

$$\xi = \int_{\alpha}^{\alpha_a} y(\alpha) d\alpha / y_{\max}(\alpha_a - \alpha). \quad (2.3)$$

其中 y_{\max} 为气门最大升程, 而 α_a 为气门关闭时的 α 角。

一般认为丰满系数较大对充气性能是有利的, 但也非绝对如此, 如果一味追求大的丰满系数而使机构的可靠性和平稳性变得很差, 则最终也无法保证得到良好的充气性能。

(3) 使配气机构工作平稳, 振动和噪音较小

要验证配气机构是否平稳, 是否存在飞脱和落座反跳等现象, 则需要进行配气机构动力学计算(见第三章)。但在此可以先提出几条对挺柱升程曲线 $h(\alpha)$ 的要求, 如能做到这几条, 则配气机构动力学响应形态可望较好。

A. $h(\alpha)$ 应有较好的光滑性, 即尽可能使 $h(\alpha)$ 的二阶、三阶以至更高阶导数连续。

B. 挺柱最大正加速度和最大负加速度的数值均不能过大, 脉冲(三阶导数)的最大值也不要过大。

C. 挺柱正加速度段的宽度与配气机构的自振周期期间应有较好的配合, 一般讲, 正加速段宽度不应太小。

D. 缓冲段高度应适当选择, 一般不应过小, 详见 §2.2。

(4) 凸轮与挺柱间的接触应力不应过大

设将凸轮与挺柱看成不同材料的两个金属柱体, 两者间作线接触, 则其接触应力可按下式计算(参看 [2]):

$$\sigma_c = 0.564 \sqrt{\frac{F \left(\frac{\rho_1 + \rho_2}{\rho_1 \rho_2} \right)}{\left(\frac{1 - \mu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \mu_2^2}{E_2} \right) W}} \quad (2.4)$$

其中 F 为凸轮与挺柱间的法向作用力, ρ_1 和 ρ_2 分别为凸轮与挺柱在接触点的曲率半径, E_1 和 E_2 分别为凸轮与挺柱材料的弹性模量, 而 μ_1 和 μ_2 则分别为相应材料的泊松比, W 为接触线宽度。

如取 $\mu_1 = \mu_2 = 0.3$, 则有:

$$\sigma_c = 0.418 \sqrt{\frac{E_m F}{W} \left(\frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2} \right)}. \quad (2.5)$$

其中 $E_m = \frac{2E_1 E_2}{E_1 + E_2}$ 为平均弹性模量。

在 (2.4) 和 (2.5) 式中, 对于从动件为平底挺柱的情形, 凸轮的曲率半径 ρ_1 可以这样来计算:

$$\rho_1 = R_0 + h(\alpha) + \frac{d^2 h}{d\alpha^2}. \quad (2.6)$$

其中 R_0 为凸轮的基圆半径, 而 $h(\alpha)$ 为挺柱升程曲线。

如果从动件为滚轮挺柱, 则 ρ_1 的计算公式为

$$\rho_1 = \frac{\left[\left(\frac{dg}{d\alpha} \right)^2 + g^2(\alpha) \right]^{3/2}}{g^2(\alpha) + 2 \left(\frac{dg}{d\alpha} \right)^2 - g(\alpha) \frac{d^2 g}{d\alpha^2}} - R_0. \quad (2.7)$$

在上式中 R_0 为滚轮半径, $g(\alpha) = R_0 + R_{00} + h(\alpha)$ 。

至于凸轮与挺柱间的作用力 F , 可以有两种计算方法。目前通常采用的方法是将配气机构当作刚性体(我们称为运动学计算方法), 此时认为 $F = F_c + F_N$ 其中 F_c 为气门弹簧恢复力折算到挺柱端的值, 即

$$F_c = k[F_0 + c' \cdot x(\alpha)], \quad (2.8)$$

这里 F_0 为气门弹簧预紧力, c' 为气门弹簧刚度, $x(\alpha) = kh(\alpha) - x_0$, 意义同前。

惯性力 F_N 由下式确定:

$$F_N = M \frac{d^2 h}{dt^2} = M \omega^2 \frac{d^2 h}{d\alpha^2}. \quad (2.9)$$

其中 ω 为凸轮旋转角速度, 单位为弧度/秒, M 为凸轮所驱动的质量, 其计算公式为(可参考 [3])

$$M = \left(\frac{M_2}{3} + M_3 \right) \cdot k^2 + I_0/l_0^2 + m_2 + m_3. \quad (2.10)$$

其中 M_2 为气门弹簧质量, M_3 为气门锁夹和上弹簧盘质量之和, I_0 为摇臂转动惯量, l_0 为摇臂在挺柱侧的长度, m_2 为挺柱质量, m_3 为推杆质量。

计算作用力 F 的另一种方法是考虑机构的变形(可称为动力学计算方法),我们放在 §3.4 中再论述。

当挺柱为平底时,计算 σ_c 的公式(2.5)还可简化为:

$$\sigma_c = 0.418 \sqrt{\frac{FE_m}{W\rho_1}}. \quad (2.11)$$

由(2.4)、(2.5)或(2.11)可看出,由于 F 和 ρ_1 都是 α 的函数,所以 σ_c 也是 α 的函数,即在凸轮与挺柱的不同接触点, σ_c 值是不同的。对于非增压柴油机, σ_c 的最大值较易发生在凸轮曲率半径的最小处。

设计凸轮时,应避免其最小曲率半径过小,因为这样会导致接触应力很大,并会使凸轮过早磨损。一般认为 ρ_1 的最小值应 $\geq 2\text{mm}$,能再大些更好。

凸轮曲率半径的大小受基圆半径的影响很大,因此在进行内燃机设计的总体布置时就应注意给配气凸轮轴留出充裕的地位,使凸轮基圆半径足够大。

近年来发现,有多种小功率内燃机,在设计时可能由于过分追求结构紧凑,因而配气凸轮基圆半径及最小曲率半径过小。

(5) 凸轮应有良好的润滑特性

在设计凸轮时,凸轮与挺柱之间承载润滑油膜的形成及其形态,对工作的可靠性和耐久性也很重要。目前已有不少文献根据弹性流体动力润滑理论讨论润滑油膜厚度的计算。例如[4]介绍的凸轮与平底挺柱之间最小润滑油膜厚度计算公式为

$$h_{min} = k(R_0 + h) \sqrt{2 \left(\frac{\rho}{R_0 + h} \right)^2 - \left(\frac{\rho}{R_0 + h} \right)}. \quad (2.12)$$

其中 R_0 为凸轮基圆半径, h 为挺柱升程, ρ 为凸轮外形曲率半径。当凸轮旋角速度确定时, k 为已知常数。

如引进无量纲参数 $\gamma = \frac{\rho}{R_0 + h}$ (称为流体动力润滑判别特性数), 则可看出, 当 $\gamma = 0$ 或 0.5 时, $h_{\min} = 0$ 。 γ 和 h_{\min} 实际上是凸轮轴转角 α 的函数, 当 α 在凸轮工作段范围内变化时, $\gamma = 0$ 的情形实际上不会出现, 但 $\gamma = 0.5$ 对加速度连续变化的凸轮是难于避免的, 总会在某一时刻达到。为了避免润滑特性的恶化, 一般希望 γ 值在 0.5 附近只停留较短的时间。另外, [4] 还提出, 为了得出磨损小的凸轮外形, 建议凸轮尖端地带的判别特性数取在 $0.15 \sim 0.25$ 之间。

有关凸轮与从动件间润滑油膜厚度的计算, 还可参看 [25]、[26] 等。

(6) 气门与活塞不能相碰

这本来是一个当然应该满足的起码要求, 但在有些柴油机中, 由于设计不当也发生过活塞与气门相碰的情形, 因此进行一下有关的校核还是必要的。

为了进行校核, 可以计算气门底面与活塞顶部(此处假定为平顶)间的距离 D_v 。 $D_v \leq 0$ 即为出现气门与活塞相碰。假设当气门关闭, 活塞处于上止点时, $D_v = y_0$ (y_0 一般包括压缩余隙高度和气门下沉量两部分); 而在任意时刻, 气门位移为 y (静止时位移为 $y = 0$), 活塞位移为 s (活塞处于上止点时 $s = 0$)。此时,

$$D_v = s - (y - y_0) = s + y_0 - y \quad (2.13)$$

y 随凸轮轴转角 α 的变化规律 $y(\alpha)$ 可由配气机构动力学计算得出(见第三章); 作粗糙计算时, 亦可按刚性假设取

$$y = x(\alpha) + k \cdot h(\alpha) - x_0.$$

s 随曲轴转角 φ 的变化规律为

$$s = r[(1 - \cos\varphi) + \frac{r}{4l}(1 - \cos 2\varphi)], \quad (2.14)$$

其中 r 为曲柄半径, l 为连杆长度。

为了在(2.13)式中采用同一自变量,需建立 α 和 φ 之间的换算关系,这就是

$$\varphi - \varphi_0 = 2(\alpha - \alpha_0),$$

其中 φ_0 及 α_0 分别为气门开启瞬时所对应的 φ 角与 α 角。例如某一发动机进气门在上止点前 18° 开启,进气凸轮上升缓冲段包角为 28° ,并假定进气门恰在缓冲段终点开启,则对进气门来说, $\varphi_0 = -18^\circ$, $\alpha_0 = 28^\circ$,又若其排气门在下止点前 50° 开启,排气凸轮上升缓冲段包角为 30° ,则对排气门来说, $\varphi_0 = 130^\circ$, $\alpha_0 = 30^\circ$ 。

上面提出的六条准则有时是相互矛盾的。例如升程函数 $h(\alpha)$ 光滑程度高的凸轮其平稳性常较好,但丰满系数却相对较低。因而凸轮设计必须针对具体发动机的特点,注意协调各方面的特性,不能片面强调一方面而忽视其他方面。

在这里还要说一下,当进行配气凸轮的设计计算时,考虑到凸轮加工时的需要,常常还要计算一下凸轮廓形上各点的坐标值。这里我们对给出平底挺柱升程函数及滚轮挺柱升程函数的两种情形分别列出坐标计算的公式,以便读者使用(推导过程从略)。

(1) 给出平底挺柱升程函数 $h=h(\alpha)$ 时的坐标计算公式:

建立固定在凸轮上的直角坐标系 OXY ,以凸轮基圆中心 O 为坐标原点,凸轮对称轴为 Y 轴,如图2.2(a)。

记凸轮工作段(缓冲段包括在内)的半包角为 α_B ,并记 $90^\circ - \alpha_B = \alpha_A$ 。

如将凸轮看为不动,则凸轮可作为平底挺柱底面直线绕凸轮作纯滚动而生成的内包络。倘在某一时刻,平底挺柱的底面与凸轮相切于 P 点,通过 O 点向挺柱底面作垂线 OQ ,垂足为 Q ,凸轮轮廓线上基圆部分与工作段的分界点为 T ,并记 $\angle TOQ = \alpha$,则应正好有 $\overline{OQ} = R_0 + h(\alpha)$,其中 R_0 为凸轮基圆半径, $h(\alpha)$ 为挺柱升程函数。这时轮廓线上 P 点的坐标为:

$$\begin{cases} x = [R_0 + h(\alpha)] \cdot \cos(\alpha + \alpha_A) - \frac{dh}{d\alpha} \cdot \sin(\alpha + \alpha_A), \\ y = \frac{dh}{d\alpha} \cdot \cos(\alpha + \alpha_A) + [R_0 + h(\alpha)] \cdot \sin(\alpha + \alpha_A). \end{cases} \quad (2.15)$$

当 α 在 O 到 α_B 范围内变化时, 由于 P 点可遍历凸轮轮廓线上的工作段(另一半由对称性可得), 因此 (2.15) 式实际上就是凸轮轮廓线(工作部分)的参数方程。当然也可把它化成极坐标的形式。

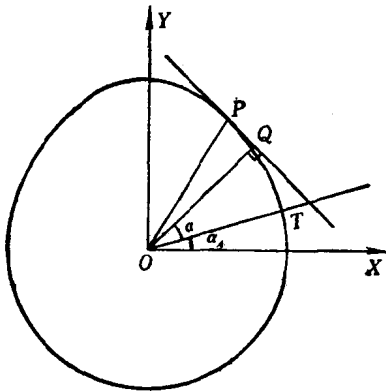


图 2.2a

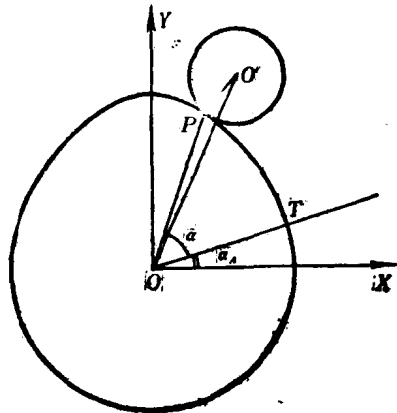


图 2.2b

(2) 给出滚轮挺柱升程函数 $h=h(\alpha)$ 时的坐标计算公式:

仍同上面一样建立坐标系 OXY , 记号 α_A 的意义同前。(见图 2.2(b))。设在某一时刻, 滚轮与凸轮相切于 P 点, 滚轮中心为 O' 点, 凸轮外形上基圆与工作段分界点为 T 点, 记 $\angle O'OT = \alpha$, 则 $\overline{OO'} = R_0 + R_{00} + h(\alpha)$, 其中 R_0 为凸轮基圆半径, R_{00} 为滚轮基圆半径。这时, P 点坐标为

$$\begin{cases} x = \frac{g(\alpha) \cdot \cos(\alpha + \alpha_A) - R_{00} \left[g(\alpha) \cdot \cos(\alpha + \alpha_A) + \frac{dg}{d\alpha} \sin(\alpha + \alpha_A) \right]}{\sqrt{g^2(\alpha) + \left(\frac{dg}{d\alpha} \right)^2}}, \\ y = \frac{g(\alpha) \cdot \sin(\alpha + \alpha_A) - R_{00} \left[g(\alpha) \cdot \sin(\alpha + \alpha_A) - \frac{dg}{d\alpha} \cos(\alpha + \alpha_A) \right]}{\sqrt{g^2(\alpha) + \left(\frac{dg}{d\alpha} \right)^2}} \end{cases} \quad (2.16)$$