



汽车发动机 配气机构

廖晓山 等编著



汽车发动机配气机构

廖晓山 等编著

吉林人民出版社

内 容 提 要

本书系统地叙述了四冲程的汽车发动机配气机构的运动学和动力学原理，并在此基础上，对凸轮型线，配气机构零部件及凸轮靠模的设计计算进行了全面的介绍。本书内容完整系统，取材丰富，公式推导严谨，不少地方为作者多年研究工作的结果。对从事本专业的研究设计人员、技术工作者及高等院校师生都有实际参考价值。

封面设计：马 腾 骧

责任编辑：林 先 根

汽车发动机配气机构

廖晓山等编著

*

吉林人民出版社出版 吉林省新华书店发行
长春新华印刷厂印刷

*

850×1168毫米32开本 13 $\frac{1}{2}$ 印张 2插页 320,000字

1981年11月第1版 1981年11月第1次印刷

印数：1—6,230册

书号：15091·189 定价：1.46元

前 言

配气机构是发动机重要部件之一，它直接关系到发动机运转的可靠性，在一定程度上影响发动机性能，并且又常是发动机噪音的主要来源。随着现代化发动机功率和转速的提高，配气机构各个零件载荷不断增大，由凸轮开始的运动，经过传动链传到气门会发生很大的畸变。这种由于构件的弹性振动所导致的情况，很可能使驱动机构工作遭到严重破坏，直到发动机不能运转。我们只有在知道了气门及其驱动零件的真实运动情况后，才有可能对工作条件和可靠性作出正确结论，从而提出有效的改进措施。

从五十年代开始，国外对此已经注意，不断发表试验报告，如凸轮型线的设计和摩擦副的匹配研究等等。其后，随着计算数学的发展和电子计算机的运用，在发动机设计阶段，可以通过设计参数的调整，以获得比较接近于理想的充气效率和配气正时。如果要求所设计的发动机的最大扭矩点在某一特定转速出现，可以选用不同的凸轮型线、包角、重叠角、气门直径及缸径冲程比等等，并进行多方案的计算，从中选出最接近于所希望的方案。这就是优选法，又称最优化设计，在大中型电子计算机上，只要很短时间便可得出结论，不必再通过旷日持久和花费大量人力、物力的试验研究以后才能得出比较可靠的数据。当然目前它还没有达到运用自如的地步，也还不能完全代替试验研究，但看来只是时间问题而已。

在国内，随着四个现代化发展的需要，发动机新品种不断出现，配气机构经常出现这样或那样的问题，它也日益引起从事发

动机生产、研究和有关教学方面的重视。目前国内外对于配气机构的零星报导不少，但完整的资料或书刊却未见到。同时，近些年来不少单位和院校，经常要求我所提供这方面的资料。为此，我们结合自己的研究工作和实践经验，参阅了有关中外资料，编写了本书，并经过认真修改，力求内容完整系统，公式推导严谨，便于实际应用，或作为发动机补充教材，以期对读者有所裨益。

本书讨论的范围为普遍使用的四冲程式发动机配气机构，对二冲程发动机的滑阀配气机构，因国内使用不广而没有涉及。

本书在编写过程中，得到七〇研究所沈秋南、上海复旦大学尚汉冀、长春汽车研究所常国振等同志的热情帮助和指导，仅表谢意。

本书由长春汽车研究所发动机配气组廖晓山、赵俊冀、张洪信、吴宪明集体编写，由廖晓山执笔。书中错误之处，请读者批评指正。

作 者

目 录

第一章 布置型式	1
第二章 配气机构运动学	2
第一节 平面挺柱机构	2
§ 1 基本关系式	2
§ 2 凸轮外形方程式	4
§ 3 多角形凸轮侧表面引起的挺柱升程偏差	5
第二节 球面挺柱(不偏置)机构	8
§ 1 基本关系式	8
§ 2 凸轮外形方程式	9
§ 3 根据平面挺柱升程使用球面挺柱时出现的误差	10
第三节 偏置球面挺柱机构	11
§ 1 基本关系式	11
§ 2 凸轮外形方程式	14
第四节 气门驱动机构运动学	15
§ 1 挺柱下端作直线运动的机构	15
§ 2 推杆下端作曲线运动的机构	17
第五节 顶置凸轮轴式配气机构	19
§ 1 凸轮处在摇臂枢轴与气门中间的结构型式	19
1. 已知移动式平底从动件凸轮升程检验值 L 和凸轮转角 θ 的关系 $L \sim \theta$, 求 $L_r - Y$	21
2. 从凸轮升程—转角数据求气门升程 $L_v - Y$ 的关系	22
3. 移动式 and 摆动式从动件之间相应的凸轮转角关系	23
4. 根据气门升程确定凸轮升程检验值	31

5. 摇臂比	31
6. 凸轮从动件的偏移距	32
7. 凸轮和从动件的摩擦速度	33
§ 2 枢轴处在气门与凸轮中间的结构型式	34
第三章 配气机构动力学	36
第一节 质量的计算	37
第二节 系统中刚度的求法	40
§ 1 电测量法	40
§ 2 机械测量法	40
§ 3 算法	42
第三节 单质量当量模拟系统	46
§ 1 气门运动微分方程式的推导	46
§ 2 气门运动微分方程式的数值解法	53
1. 逼近解法	53
2. 龙格-库塔法	59
第四节 多质量当量模拟系统	61
1. 单弹簧型式	61
2. 内外弹簧型式	72
第五节 图解法	77
第六节 气门运动规律试验	78
§ 1 测量方法简述	79
§ 2 标定方法	81
1. 位移	81
2. 速度	82
3. 加速度	83
第七节 对配气机构动力特性某些问题的探讨	84
1. 关于气门运动状态	84
2. 关于气门与气门座损坏的问题	87
3. 配气机构刚度测量问题	87

4. 推杆的当量质量问题	88
5. 气门反跳过程的分析	88
第四章 凸轮型线	92
第一节 概 述	92
第二节 设计参数的选择	93
第三节 统计资料分析	103
第四节 型线的类型及设计	162
§ 1 高次多项式	162
§ 2 多项动力式	176
§ 3 组合式曲线	180
1. 复合正弦曲线	181
2. “无冲击”凸轮	183
3. 低次方组合式	189
4. 国内提出的曲线型式	191
§ 4 N 次谐波凸轮的设计	222
§ 5 有限差法	232
§ 6 傅利叶谐波分析	235
§ 7 缓冲段设计	253
第五节 从凸轮升程测量值求型线	257
第六节 国内汽车发动机所用凸轮型线	262
1. 解放牌 CA10B 发动机	262
2. 红旗轿车发动机凸轮	264
3. 694Q 3 $\frac{1}{2}$ 吨汽车发动机凸轮	264
4. M-21 发动机凸轮	264
5. 上海 490 发动机凸轮	266
6. 上柴 135 系列柴油机高次方函数凸 轮	266
7. Volvo L485 柴油车 D67C 发动机代用凸轮	267
第七节 电子计算机程序	271
§ 1 组合曲线优选程序	271
1. 使用说明	271
2. 源程序	272

§ 2	组合曲线计算程序	281
1.	使用说明	281
2.	源程序	281
第八节	配气机构的噪音	291
第九节	配气正时对排气污染的控制	295
第五章	配气机构零部件设计	297
第一节	气 门	297
§ 1	气门头部几何形状的选择	297
§ 2	气门锥面角 α 的选择	299
§ 3	气门背锥角 τ	300
§ 4	气门杆	300
§ 5	气门导管	302
§ 6	气门座圈	303
§ 7	气门通路面积	304
§ 8	气门的应力	305
1.	轴对称应力分析	306
2.	基本方程的推导原则和在子午面上进行有限元素分割	308
3.	总位能关于节点位移的表达式	309
4.	元素 e 上的总位能 ϕ^e	313
5.	整个弹性体上总位能关于节点位移的表达式	316
6.	满足节点位移的基本方程式	318
7.	应力分量的计算	332
8.	轴对称稳定温度场的计算	338
§ 9	气门的材料选择	344
第二节	气门弹簧	347
§ 1	发展趋向	347
§ 2	设计要点	347
§ 3	弹簧特性的选择	348
§ 4	弹簧尺寸的确定	350
§ 5	华明(Warming)计算气门弹簧作用力方法	357
§ 6	气门弹簧的许用应力	359

§ 7	变螺距弹簧设计	360
§ 8	变螺距弹簧的动力分析	367
§ 9	弹簧颤振时对应力的影响	371
第三节	摇臂	372
§ 1	求摇臂的转动惯量 I	372
§ 2	设计普通摇臂时需注意的问题	375
§ 3	顶置凸轮轴用摇臂	378
第四节	推杆	383
第五节	挺柱和凸轮的匹配	386
§ 1	校核接触应力	386
§ 2	挺柱回转对凸轮的关系	388
§ 3	挺柱的瞬时温度	395
§ 4	材料和金相结构	396
§ 5	顶置凸轮轴的从动件与凸轮	397
第六节	凸轮轴	399
§ 1	计算凸轮轴的挠度	399
§ 2	有关凸轮轴的扭振问题	399
§ 3	移距螺旋齿轮的计算	402
§ 4	链轮设计	406
第六章	凸轮靠模的计算	411
§ 1	按 $R_1 + R_2 = r_1 + r_2$ 的计算方法	411
§ 2	按 $R_1 + R_2 > r_1 + r_2$ 的计算方法	412
参考文献		420

第一章 布置型式

目前四冲程发动机配气机构的布置型式大致可分做两类：

1. 侧置气门式 特点是结构简单，但仅能用于低压缩比和转速不高的汽油机中(如解放牌汽车发动机)，目前国外早已淘汰。

2. 顶置气门式 根据凸轮轴位置，又可分为：

(1) 下置凸轮轴式(挺柱型) 这种机构能配合良好的进气需要，传动也不复杂，因而目前应用最为广泛。特别是柴油机，由于燃烧室容积小，几乎全部采用。

(2) 顶置凸轮轴式 鉴于发动机最高转速，受到配气机构自振频率限制，于是高速发动机上出现了提高刚度减小惯量的顶置凸轮轴式配气机构。但传动比较复杂，成本也较高。

各种配气机构布置可参看图 1-1。

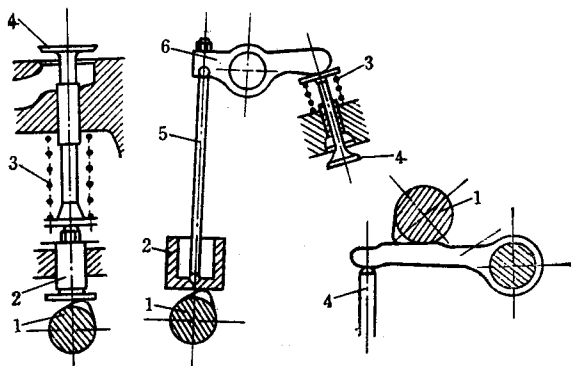


图 1-1 各种配气机构布置简图

1—凸轮；2—挺柱；3—气门弹簧；4—气门；5—推杆；6—摇臂。

汽油机配气机构的发展趋势是用链条、齿形皮带或胶带取代正时齿轮。

第二章 配气机构运动学

分析配气机构运动学的主要目的，在于确立凸轮外形与挺柱（对顶置凸轮机构则为从动件）运动规律之间的联系，汽车制造业常用的制造盘形凸轮靠模方法，一般除挺柱（或从动件）升程随凸轮转角的规律外，不需其它数据。加工按范成法，虽是有级式加工，当级数增多时，多角形凸轮靠模侧表面非常接近于光滑表面。

下面依次讨论各种运动情况的关系。

第一节 平面挺柱机构

§1 基本关系式

图 2-1 所示位置时，凸轮与挺柱在 A 点接触。

$$S = r_0 + s \quad (2-1)$$

式中 S —— 凸轮在其对应转角 φ 时，挺柱工作面到凸轮轴心的距离，毫米；

r_0 —— 凸轮机圆半径，毫米；

s —— 相应时刻挺柱升程，毫米。

三角形 OAB 与由凸轮 A 点速度 $r\omega$ 和挺柱速度 v 两矢量所形成的三角形相似：

$$v:r\omega = e:r$$

故 $v = e\omega$ (2-2)

式中 ω ——凸轮角速度, 弧度/秒。

式 (2-2) 说明挺柱速度 $\frac{ds}{dt} =$

v 系与接触点 A 的偏移量 e 成正比, 亦即挺柱直径由其最大速度 V_{max} 所决定*。一般可取挺柱直径为 $2e_{max} + (2 \sim 3)$ 毫米, 由发动机总布置规定。

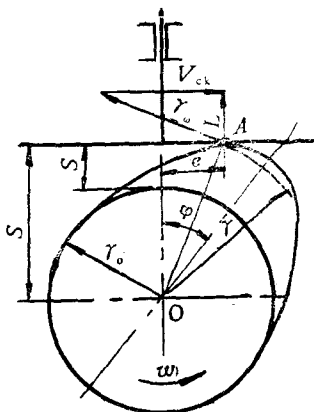


图 2-1 平面挺柱凸轮机构简图

挺柱加速度 a :

$$a = \frac{dv}{dt} = \frac{d^2s}{dt^2} = \frac{d^2s}{d\varphi^2} \left(\frac{d\varphi}{dt} \right)^2 = s'' \omega^2 \quad (2-3)$$

由上面两相似三角形还可得知: 在接触点 A , 挺柱与凸轮速度的矢量差 v_{CK} (亦即挺柱沿凸轮的滑动速度)

$$v_{CK} = S\omega \quad (2-4)$$

v_{CK} 与接触点 A 沿凸轮表面和挺柱表面移动速度之差 $\frac{de}{dt}$ 的代数和, 即为接触点 A 沿凸轮表面的移动速度 v_A

$$v_A = \frac{de}{dt} + v_{CK} = (s'' + S)\omega \quad (2-5)$$

另一方面, 我们知道点 A 的曲率半径 ρ

$$\rho = \frac{dA}{d\tau}$$

式中 $d\tau$ ——圆弧 dA 两端点外切线之间的夹角。

* 严格说来, 如果凸轮相对于挺柱轴线偏移距离为 a , 凸轮宽度为 b , 挺柱直径应不小于 $\sqrt{e^2_{max} + (a + \frac{b}{2})^2}$ 。实际上此时此处两者接触应力并不大, 不一定非全面接触不可, 故 $(a + \frac{b}{2})$ 一项可以从略。

而 $d\tau$ 又等于凸轮与挺柱间位置角 φ 的增量 $d\varphi$ (图2-2), 于是

$$v_A = \frac{dA}{dt} = \frac{dA}{d\varphi} \frac{d\varphi}{dt} = \rho\omega$$

$$\text{从而 } \rho = S + s'' = r_0 + s + s'' \quad (2-6)$$

对与挺柱配合的凸轮来说, ρ 必须永远为正。因此当 $r_0 + s$ 为一定时, 正加速度在理论上可不受限制, 负加速度则必须为有限值, 即

$$|-s''| \leq r_0 + s$$

此外, 滑动速度 v_{CK} 对接触点

沿凸轮或挺柱移动速度 v_A 之比, 称之为“比滑动系数”, 可用来评价配合表面的热负荷与磨损倾向。

$$\text{凸轮的比滑动系数} = \frac{v_{CK}}{\rho\omega} = \frac{S}{\rho}$$

$$\text{挺柱的比滑动系数} = \frac{v_{CK}}{\frac{de}{dt}} = \frac{S}{s''}$$

可见挺柱的传热条件比凸轮差得很多。在挺柱加速度等于零处, 其比滑动系数为无穷大。这也意味着, 不宜于采用让挺柱在最大升程处滞留一段时间的凸轮外形。

§2 凸轮外形方程式

当给定的升程 s 为凸轮转角 φ 的函数时, 凸轮表面的实际形状已经定出。可取凸轮任意转角 φ , 令 $OB = S = r_0 + s$, 画出

$AB = \frac{ds}{d\varphi} = s'$ 并与 OB 垂直, 则得凸轮表面上一点 A 。如以方

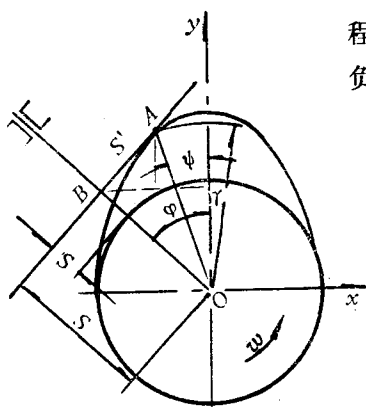


图 2-3 凸轮外形的表示

$$r = (S^2 + s'^2)^{\frac{1}{2}}$$

程式表出，取挺柱升起一面角度为负，凸轮顶点处角度为零时：

$$\text{对 } A \text{ 点: } x = S \sin \varphi + s' \cos \varphi \quad (2-7a)$$

$$y = S \cos \varphi - s' \sin \varphi \quad (2-7b)$$

如以极坐标表示：

$$\psi = \varphi + \operatorname{tg}^{-1} \frac{s'}{S} \quad (2-8a)$$

$$(2-8b)$$

§3 多角形凸轮侧表面引起的挺柱升程偏差

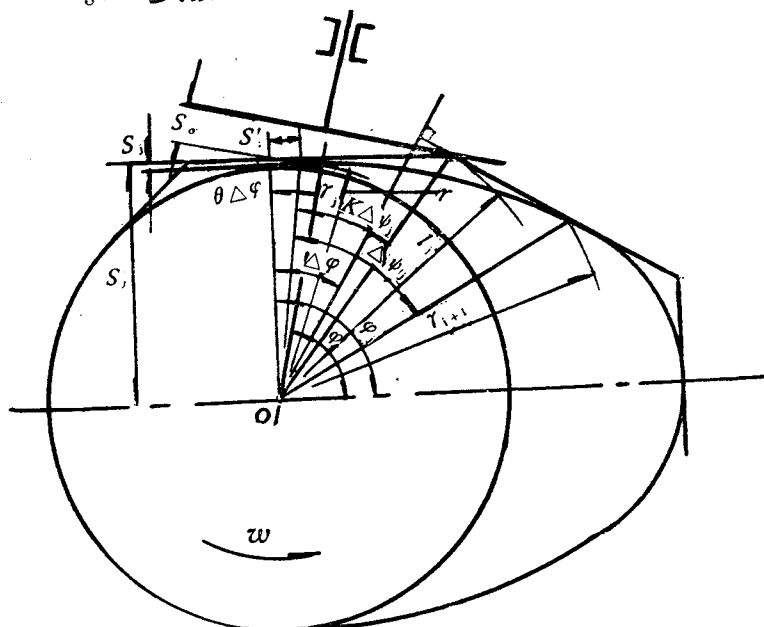


图 2-4 多角形凸轮侧表面引起的挺柱升程偏差

$\Delta\varphi$ —加工凸轮时所取的步宽，即工作图上相邻挺柱升程之间的凸轮转角角度间隔；

φ_j —工作图升程表中第 j 个凸轮转角；

s_j —对应于 φ_j 角的升程值；

r_j —凸轮转到角 φ_j 时，挺柱工作面与理论光滑凸轮外形接触点的矢径；

l_j —多角形凸轮外形第 j 个顶点处矢径；

$\Delta\psi_j$ —矢径 r_j 与 r_{j+1} 间的夹角；

$K\Delta\psi_j$ —矢径 r_j 与 l_j 之间的夹角。

从图 2-4 可知， $s_j + r_0 = S_j = l_j \cos(\operatorname{tg}^{-1} \frac{s_j'}{S_j} + K\Delta\psi_j)$

凸轮由 φ_j 转到 $\varphi_j + \Delta\varphi = \varphi_{j+1}$ 时，挺柱始终与凸轮第 j 个顶点接触，而在某一中间转角 φ 时， $(\varphi_j \leq \varphi \leq \varphi_{j+1}$ 或 $\varphi = \varphi_j + \theta\Delta\varphi$ ， $0 \leq \theta \leq 1$) 挺柱实际升程

$$\begin{aligned} s_\theta &= l_j \cos(\operatorname{tg}^{-1} \frac{s_j'}{S_j} + K\Delta\psi_j - \theta\Delta\varphi) - r_0 \\ &= S_j \cos \theta\Delta\varphi + S_j \operatorname{tg}(\operatorname{tg}^{-1} \frac{s_j'}{S_j} + K\Delta\psi_j) \sin \theta\Delta\varphi - r_0 \\ &\approx S_j [\cos \theta\Delta\varphi + (-\frac{s_j'}{S_j} + \operatorname{tg} K\Delta\psi_j) \sin \theta\Delta\varphi] - r_0 \end{aligned}$$

将公式 (2-8a) 微分

$$\Delta\psi_j = \left(\frac{d\psi}{d\varphi} \right)_{\varphi=\varphi_j} \Delta\varphi = \frac{S_j(S_j + s_j'')}{S_j^2 + s_j'^2} \Delta\varphi$$

当 $s_j'^2$ 与 S_j^2 相比忽略不计时，

$$\Delta\psi_j \approx -\frac{1}{S_j} (S_j + s_j'') \Delta\varphi$$

将上述 $\Delta\psi$ 关系式代入 s_θ 式中，同时把各三角函数分解成幂

级数，并忽略 $\Delta\varphi^2$ 以上各幂次时

$$s_s \approx S_j \left\{ 1 - \frac{(\theta \Delta\varphi)^2}{2} + \left[\frac{s_j}{S_j} + \frac{K}{S_j} (S_j + s_j'') \Delta\varphi \right] \theta \Delta\varphi \right\} - r_0$$

$$\approx S_j + s_j' \theta \Delta\varphi + \theta \Delta\varphi^2 [K (S_j + s_j'') - \frac{1}{2} \theta S_j] - r_0$$

当凸轮转过同一角度 $\varphi = \varphi_j + \theta \Delta\varphi$ ，挺柱沿光滑凸轮外形工作时的理论升程可按泰勒展开式

$$f(x) = f(x_0) + \frac{1}{\Delta 1} f'(x_0) dx + \frac{1}{\Delta 2} f''(x_0) dx^2 + \dots$$

$$+ \frac{1}{\Delta n} f^{(n)}(x_0) dx^n$$

以 $x = \varphi$ $x_0 = \varphi_j$ $dx = \theta \Delta\varphi$ 代入，得到理论升程

$$s_L = S(\varphi) = S_j + s_j' \theta \Delta\varphi + \frac{1}{2} s_j'' \theta^2 \Delta\varphi^2 - r_0$$

$$\text{因而 } \delta_s = s_s - s_L = (K - \frac{1}{2} \theta) (S_j + s_j'') \theta \Delta\varphi^2$$

$$= \theta (K - \frac{1}{2} \theta) \rho_j \Delta\varphi^2$$

式中 ρ ——理论凸轮外形在其与多边形第 j 个边切点处的曲率半径。

在终点 $\theta = 1$ 处， $\delta_s = 0$ ，故 $K = \frac{1}{2}$ 。由此得

$$\delta_s = \frac{1}{2} (\theta - \theta^2) \rho_j \Delta\varphi^2$$

将上式微分并使 $\delta_s' = 0$ ，得出

$$\delta_{s_{\max}} \text{ 出现在 } \theta = \frac{1}{2} \text{ 处，于是}$$

$$\delta_{s_{\max}} = \frac{1}{8} \rho_j \Delta\varphi^2$$

一般加工时，多取步长 $\Delta\varphi = 15' = 0.0043625$ 弧度，此时误差实际上微不足道。