

## 第3章 配气机构

**教学提示：**配气机构是保证新鲜可燃混合气(汽油机)或空气(柴油机)得以及时进入汽缸并把燃烧后生成的废气及时排出汽缸的装置。本章重点介绍了配气机构的布置形式、配气相位、配气机构的气门组及气门传动组，同时还介绍了汽缸数自动变化机构以及可变配气系统。

**教学目标：**本章要求学生熟练掌握配气机构的布置形式、结构特点、基本组成和工作原理，尤其是配气机构的气门组和气门传动组；了解汽缸数自动变化机构和可变配气系统。

### 3.1 概 述

发动机配气机构的功用是根据发动机每一汽缸内进行的工作循环顺序，定时地开启和关闭各汽缸的进、排气门，以保证新鲜可燃混合气(汽油机)或空气(柴油机)得以及时进入汽缸并把燃烧后生成的废气及时排出汽缸。

配气机构主要分为气门配气和气口配气两种。汽车发动机一般采用气门配气机构。

配气机构按气门的布置形式可分为气门顶置式和气门侧置式；按凸轮轴的布置形式可分为凸轮轴下置式、凸轮轴中置式和凸轮轴上置式；按凸轮轴的传动方式可分为齿轮传动式、链条传动式和齿形带传动式；按每个汽缸气门数及其排列方式可分为二气门式、四气门式、五气门式等。

#### 3.1.1 充气效率

为了保证发动机每个汽缸排气彻底，进气充分，要求气门具有尽可能大的通过能力。新鲜空气或可燃混合气被吸进汽缸越多，则发动机可能发出的功率就越大。新鲜空气或可燃混合气充满汽缸的程度，用充气效率 $\eta_v$ 来表示。所谓充气效率就是指在进气过程中，实际进入汽缸的新鲜空气或可燃混合气的质量与在理想状况下充满汽缸工作容积的新鲜空气或可燃混合气的质量之比。其公式如下：

$$\eta_v = M/M_0$$

式中： $M$ ——进气过程中，实际充入汽缸的新鲜空气或可燃混合气的质量；

$M_0$ ——理想状态下，充满汽缸工作容积的新鲜空气或可燃混合气的质量。

充气效率 $\eta_v$ 是衡量发动机换气质量的参数。充气效率越高，表明进入汽缸内的新鲜空气或可燃混合气的质量越多，可燃混合气燃烧时可能放出的热量越大，发动机发出的功率也就越大。对于一定工作容积的发动机而言，充气效率与进气终了时汽缸内的压力和温度有关。此时压力越高，温度越低，则一定容积的气体质量就越大，因而充气效率越高。由于进气系统对气流的阻力造成进气终了时缸内气体压力降低，又由于上一循环中残留在汽缸内的高温废气，以及燃烧室、活塞顶、气门等高温零件对进入汽缸内的新鲜气体加热，使进气终了时气体的温度升高，实际充入汽缸的新鲜气体的质量总是小于在理想状况下充满汽缸工作容积的新鲜气体的质量，即充气效率总是小于1，一般为0.80~0.90。影响发动机充气效率的因

素很多,就配气机构而言,要求其结构有利于减小进气和排气的阻力,进、排气门的开启时刻和持续开启的时间应适当,使吸气和排气过程尽可能充分,使充气效率得以提高。

### 3.1.2 配气机构的布置形式

#### 1. 气门顶置式配气机构

气门顶置式配气机构是应用最广泛的一种配气机构形式,其进气门和排气门都倒装在汽缸盖上,凸轮轴装在上曲轴箱内,如图 3.1 所示。其组成主要包括气门导管 2、气门 3、气门弹簧 4 和 5、弹簧座 6、锁片 7、摇臂轴 9、摇臂 10、推杆 13、挺柱 14、凸轮轴 15 和正时齿轮 16 等。发动机工作时,曲轴通过正时齿轮驱动凸轮轴旋转,当凸轮轴转到凸轮的凸起部分顶起挺柱 14 时,通过推杆 13 和调整螺钉 12 使摇臂 10 绕摇臂轴 9 摆动,压缩气门弹簧,使气门离座,即气门开启。当凸轮凸起部分离开挺柱后,气门便在气门弹簧力作用下上升而落座,气门关闭。

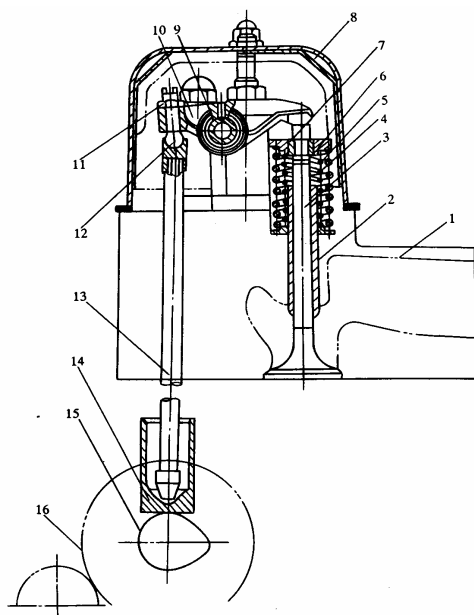


图 3.1 气门顶置式配气机构

1—汽缸盖 2—气门导管 3—气门 4—气门主弹簧 5—气门副弹簧 6—气门弹簧座 7—锁片 8—气门室罩  
9—摇臂轴 10—摇臂 11—锁紧螺母 12—调整螺钉 13—推杆 14—挺柱 15—凸轮轴 16—正时齿轮

四行程发动机每完成一个工作循环,曲轴旋转两周,各缸进、排气门各开启一次,此时凸轮轴只旋转一周,因此曲轴与凸轮轴的转速传动比为 2:1。

气门顶置式发动机,由于燃烧室结构紧凑,充气阻力小,具有良好的抗爆性和高速性,易于提高发动机的动力性和经济性指标。因此,目前国内外汽车发动机中绝大多数都采用气门顶置式配气机构。

一汽奥迪 100、红旗 CA7220、捷达/高尔夫、上海桑塔纳、神龙富康和天津夏利等型轿车及解放 CA1091、东风 EQ1090E 型载货汽车发动机均采用气门顶置式配气机构。

捷达王 EA113 型发动机气门顶置式配气机构的布置如图 3.2 所示。发动机工作时,曲

轴通过曲轴齿形带驱动排气凸轮轴 1, 排气凸轮轴再通过传动链 3 驱动进气凸轮轴 2, 凸轮轴上的凸轮通过液力挺柱 10 控制气门的开闭, 完成进气或排气行程。

## 2. 气门侧置式配气机构

气门侧置式配气机构的特点是进、排气门装在汽缸体的一侧, 如图 3.3 所示。气门 3 的开、闭由凸轮轴 14 上的凸轮通过挺柱 12 直接控制, 省去了摇臂及摇臂轴、推杆等, 简化了配气机构。但是由于气门布置在汽缸体的一侧, 使燃烧室的结构不紧凑, 限制了压缩比的提高, 还由于进气弯道多, 进气流动阻力增大, 因而发动机的动力性较差, 目前这种形式的配气机构已被淘汰。

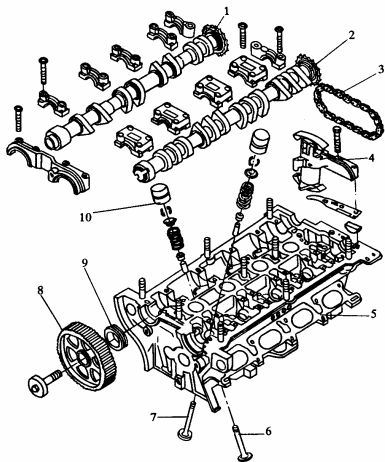


图 3.2 捷达王轿车 EAll3 型发动机配气机构零件图

1—排气凸轮轴 2—进气凸轮轴 3—传动链 4—液压链张紧器 5—汽缸盖 6—排气门 7—进气门 8—凸轮轴带轮 9—油封 10—液力挺柱

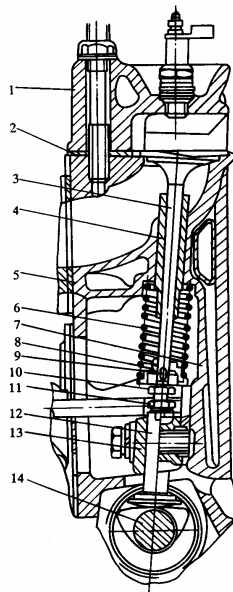


图 3.3 气门侧置式配气机构

1—汽缸盖 2—汽缸垫 3—气门 4—气门导管 5—汽缸体 6—气门弹簧 7—汽缸壁 8—气门弹簧座 9—锁销 10—调整螺钉 11—锁紧螺母 12—挺柱 13—挺柱导管 14—凸轮轴

### 3.1.3 凸轮轴的布置形式

凸轮轴的布置形式可分为下置、中置和上置三种形式。三者都可用于气门顶置式配气机构, 而气门侧置式配气机构的凸轮轴只能下置。

#### 1. 凸轮轴下置式配气机构

凸轮轴由曲轴通过正时齿轮驱动, 因此希望尽可能缩短凸轮轴与曲轴之间的距离。将凸轮轴布置在曲轴箱中部, 称为凸轮轴下置式配气机构, 如图 3.1、图 3.3 所示。这种方案传动简单, 一般都采用齿轮传动。

#### 2. 凸轮轴中置式配气机构

当发动机转速较高时, 为减小气门传动机构的往复运动质量, 可将凸轮轴位置移至汽缸体上部, 凸轮轴经过挺柱直接驱动摇臂, 而省去推杆, 这种结构称为凸轮轴中置式配气

机构,如图 3.4 所示。这种方案大多采用齿轮传动,但凸轮轴的中心线距离曲轴中心线较远,需加中间齿轮(惰轮)。

### 3. 凸轮轴上置式配气机构

这种配气机构的凸轮轴布置在汽缸盖上,凸轮轴可直接通过摇臂来驱动气门或凸轮轴直接驱动气门,如图 3.5 所示,它省去了挺柱和推杆,使往复运动质量大大减小,因此适合于高速发动机。捷达王装用的 EA113 型发动机即采用凸轮轴上置式配气机构。进气凸轮轴 2(见图 3.2)和排气凸轮轴 1 分别驱动进气门 7 和排气门 6。进气凸轮轴与排气凸轮轴分开安装后,有利于多气门布置,该发动机每个汽缸为 5 个气门。气门数目越多,发动机的充气效率越高(当发动机转速达 4000r/min 时,充气效率可大于 1.0;而当发动机转速为 6000r/min 时,充气效率仍不低于 0.9),发动机功率也就越大。在工作容积不变的条件下,仅仅是单缸气门由两个变成五个,捷达王轿车较普通捷达轿车的功率提高了近 40%。

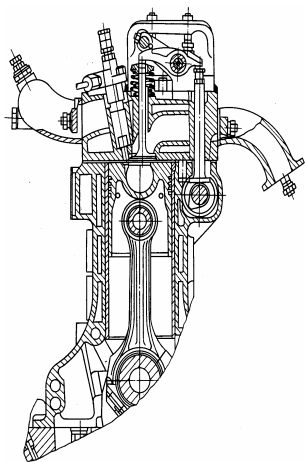


图 3.4 凸轮轴中置式配气机构

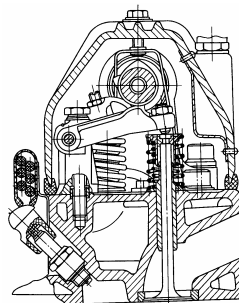


图 3.5 凸轮轴上置式配气机构

#### 3.1.4 凸轮轴的传动方式

凸轮轴由曲轴带动旋转,它们之间的传动方式有齿轮传动、链传动及齿形带传动等几种。

##### 1. 齿轮传动(gear drive)

凸轮轴下置、中置式配气机构大多数采用圆柱正时齿轮传动。一般由曲轴到凸轮轴只需一对正时齿轮传动,必要时可加装中间齿轮。为了啮合平稳,减小噪声和磨损,正时齿轮一般都用斜齿轮并用不同材料制成,曲轴正时齿轮常用钢来制造,而凸轮轴正时齿轮则用铸铁或夹布胶木制成。为了保证装配时配气正时,齿轮上都有正时记号,装配时必须使记号对齐。如解放 CA1091 和东风 EQ1090E 型载货汽车的配气机构采用齿轮传动。

##### 2. 链传动(chain drive)和齿形带传动(belt drive)

链传动特别适合于凸轮轴上置式配气机构,如图 3.6 所示,但其主要问题是其工作可靠性和耐久性不如齿轮传动。近年来在高速汽车(一汽奥迪 100)发动机上还广泛采用齿形带代替传动链,如图 3.7 所示。这种传动对于减小噪声,减小结构质量与降低成本都有很大好处。齿形带用氯丁橡胶制成,中间夹有玻璃纤维以增加强度。

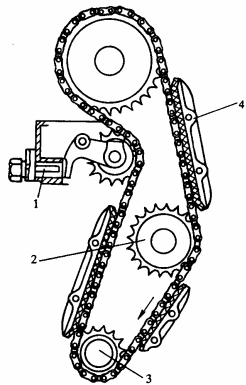


图 3.6 凸轮轴的链传动装置

1—液力张紧装置 2—驱动油泵的链轮  
3—曲轴 4—导链板

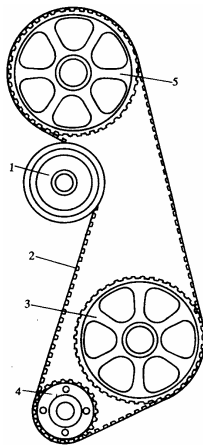


图 3.7 一汽奥迪的轿车齿形带传动装置

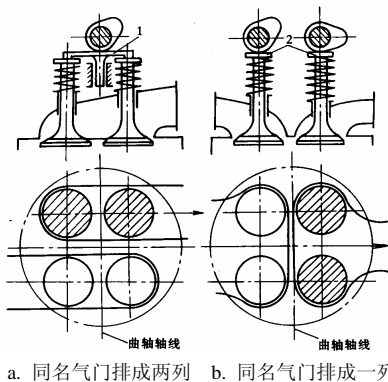
1—张紧轮 2—正时齿形带 3—中间轴正时带轮  
4—曲轴正时带轮 5—凸轮轴正时带轮

广州标致 505 型轿车配气机构采用链条传动；一汽奥迪 100 和捷达/高尔夫、上海桑塔纳及天津夏利 TJ7100 型轿车配气机构均采用齿型带传动。

### 3.1.5 气门数目及排列方式

一般发动机都采用每缸两气门，即一个进气门和一个排气门的结构。为了进一步改善汽缸的换气性能，在结构允许的条件下，应尽量增大进气门头部的直径。当汽缸直径较大，活塞平均线速度较高时，每缸一进一排的气门结构就不能保证良好的换气质量，因此，在很多中、高级新型轿车和运动型汽车发动机上普遍采用每缸多气门结构。如天津夏利 TJ7100 和日本丰田 TOYOTA2E 型汽车发动机采用每缸三气门结构；奔驰 190E2.3L 型发动机采用每缸四气门结构；捷达王 EA113 型发动机采用每缸五气门结构(三个进气门、二个排气门)。气门数目的增加，使发动机的进、排气通道的横截面积大大增加，提高了发动机的充气效率，改善了发动机的动力性能。

当每缸采用两气门时，为了使结构简单，常采用所有气门沿机体纵向轴线排成一列的方式。这样，相邻两缸同名气门就有可能合用一个气道，并得到较大的气道通过截面；另一种方式是将进、排气门交替布置，每缸单独占用一个气道，这样有助于汽缸盖冷却均匀。柴油机中为避免进气受到预热而影响充气效率，把进、排气道分别置于汽缸盖的两侧。汽油机的进、排气道通常置于汽缸盖的同一侧，以便进气受到排气的预热。当每缸采用四气门时，气门排列的方式有两种。一种是同名气门排成两列，如图 3.8a 所示，由一个凸轮轴通过 T 形驱动件同时驱动，并且所有气门都可以由一根凸轮轴驱动，又由于两个气门串联，



a. 同名气门排成两列 b. 同名气门排成一列

图 3.8 每缸四气门的布置

1—T 形杆 2—气门尾端的从动盘

会影响进气门充气效率且使前后两排气门热负荷不均匀, 这种方案不常采用; 另一种是同名气门排成一行, 如图 3.8b 所示, 这种结构在组织进气涡流、保证排气门及缸盖热负荷均匀等方面都具有相当的优越性, 但一般需用两根凸轮轴。

### 3.1.6 气门间隙

为保证气门关闭严密, 通常发动机在冷态装配时, 在气门杆尾端与气门驱动零件(摇臂、挺柱或凸轮)之间留有适当的间隙, 这一间隙称为气门间隙。发动机工作时, 气门因温度升高而膨胀。如果气门及其传动件之间, 在冷态时无间隙或间隙过小, 则在热态下, 气门及其传动件的受热膨胀势必会引起气门关闭不严, 造成发动机在压缩和做功行程中漏气, 从而使功率下降, 严重时甚至不易启动。为了消除这种现象, 通常留有适当的气门间隙, 以补偿气门受热后的膨胀量。气门间隙的大小由发动机制造厂根据试验确定, 一般在冷态时, 进气门的间隙为  $0.25\sim 0.30\text{mm}$ , 排气门的间隙为  $0.30\sim 0.35\text{mm}$ 。气门间隙过大, 将影响气门的开启量, 同时在气门开启时产生较大的冲击响声。为了能对气门间隙进行调整, 在摇臂(或挺柱)上装有调整螺钉及其锁紧螺母。一些中、高级轿车由于装用液力挺柱, 故不预留气门间隙。

## 3.2 配气相位

用曲轴转角表示的进、排气门实际开闭时刻和开启持续时间, 称为配气相位(valve timing)。通常用相对于上、下止点曲拐位置的曲轴转角的环形图来表示, 这种图形称为配气相位图, 如图 3.9 所示。

理论上, 四行程发动机的进气门当曲拐处在上止点时开启, 下止点时关闭; 排气门则当曲拐在下止点时开启, 上止点时关闭。进气时间和排气时间各占  $180^\circ$  曲轴转角。但实际上由于发动机转速很高, 活塞每一行程历时相当短, 如上海桑塔纳轿车发动机活塞行程历时仅  $0.0054\text{s}$ 。在这样短的时间内换气, 势必会造成进气不足和排气不净, 从而使发动机功率下降, 故发动机气门实际开闭时刻不是恰好在上、下止点, 而是提前开、迟后关一定的曲轴转角。因此, 现代发动机都采取延长进、排气时间的方法, 以改善进、排气状况, 从而提高发动机的动力性。

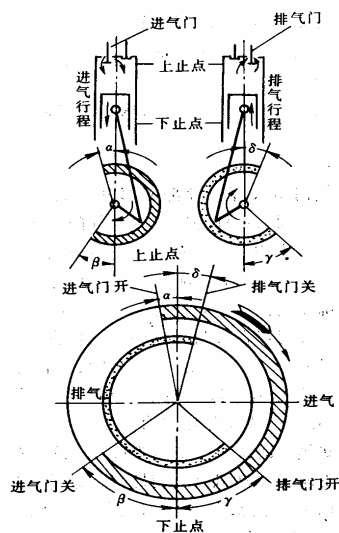


图 3.9 配气相位图

### 3.2.1 进气门的配气相位

#### 1. 进气提前角(intake advance angle) $\alpha$

在排气行程接近终了、活塞到达上止点之前, 进气门便开始开启, 从进气门开始开启到活塞移到上止点所对应的曲轴转角 $\alpha$ 称为进气提前角。进气门提前开启的目的, 是为了保证进气行程开始时进气门已开大, 减小了进气阻力, 新鲜气体能顺利地充入汽缸。

## 2. 进气迟后角(intake lag angle) $\beta$

在进气行程下止点过后, 活塞重又上行一段, 进气门才关闭。从下止点到进气门关闭所对应的曲轴转角 $\beta$ 称为进气迟后角。进气门迟后关闭的目的, 是由于活塞到达下止点时, 缸内压力仍低于大气压力, 且气流还有相当大的惯性, 这时气流不但没有终止向汽缸流动, 甚至可能流速还相当高, 仍可以利用气流惯性和压力差继续进气。

由此可见, 进气门开启持续时间内的曲轴转角, 即进气持续角为 $\alpha + 180^\circ + \beta$ 。 $\alpha$ 角一般为 $10^\circ \sim 30^\circ$ ,  $\beta$ 角一般为 $40^\circ \sim 80^\circ$ 。

### 3.2.2 排气门的配气相位

#### 1. 排气提前角(exhaust advance angle) $\gamma$

在做功行程接近终了, 活塞到达下止点之前, 排气门便开始开启。从排气门开始开启到下止点所对应的曲轴转角 $\gamma$ 称为排气提前角。排气门提前开启的目的是: 当做功行程活塞接近下止点时, 汽缸内的气体大约还有 $0.30 \sim 0.50 \text{ MPa}$ 的压力, 此压力对做功的作用已经不大, 但仍比大气压力高, 可利用此压力使汽缸内的废气迅速地自由排出, 待活塞到达下止点时, 汽缸内只剩约 $0.11 \sim 0.12 \text{ MPa}$ 的压力, 使排气行程所消耗的功率大为减小, 此外, 高温废气迅速地排出, 还可以防止发动机过热。

#### 2. 排气迟后角(exhaust lag angle) $\delta$

活塞越过上止点后, 排气门才关闭。从上止点到排气门关闭所对应的曲轴转角 $\delta$ 称为排气迟后角。排气门迟后关闭的目的: 由于活塞到达上止点时, 汽缸内的残余废气压力继续高于大气压力, 加之排气时气流有一定的惯性, 仍可以利用气流惯性和压力差把废气排放得更干净。

由此可见, 排气门开启持续时间内的曲轴转角(即排气持续角)为 $\gamma + 180^\circ + \delta$ 。 $\gamma$ 角一般为 $40^\circ \sim 80^\circ$ ,  $\delta$ 角一般为 $10^\circ \sim 30^\circ$ 。

### 3.2.3 气门重叠

由于进气门在上止点前即开启, 而排气门在上止点后才关闭, 这就出现了在一段时间内进、排气门同时开启的现象, 这种现象称为气门重叠。同时开启的曲轴转角。 $\alpha + \beta$ 称为气门重叠角。由于新鲜气流和废气流的流动惯性都比较大, 在短时间内是不会改变流向的, 因此只要气门叠开角选择适当, 就不会有废气倒流入进气管和新鲜气体随同废气排出的可能性。相反, 由于废气气流周围有一定的真空度, 对排气速度有一定影响, 从进气门进入的少量新鲜气体可对此真空度加以填补, 还有助于废气的排出。

不同发动机, 由于其结构形式、转速各不相同, 因而配气相位也不相同。同一台发动机转速不同也应有不同的配气相位, 转速越高, 提前角和迟后角也应越大, 但这在结构上很难满足。通常按发动机性能要求, 通过试验确定某一常用转速下较为合适的配气相位。

在配气相位中的四个角中, 进气迟后角的大小, 对发动机性能的影响最大。对于高速发动机, 该角较大(如红旗 CA756 的 8V100 型发动机, 进气迟后角达 $93^\circ$ ), 这一点也正是发动机在高转速时所要求的。此时, 对高速性能有利而低速性能变坏。

### 3.3 配气机构的主要零部件

配气机构由气门组和气门传动组组成。气门组包括气门、气门导管、气门座和气门弹簧等主要零部件。气门传动组主要包括凸轮轴、凸轮轴正时齿轮、挺柱、推杆(气门顶置式配气机构)、摇臂和摇臂轴。

#### 3.3.1 气门组

气门组的作用是实现汽缸的密封。气门组的组成如图 3.10 所示。

##### 1. 气门(valve)

气门由头部和杆部两部分组成,头部用来封闭汽缸的进、排气通道,杆部则主要为气门的运动导向。气门的作用是与气门座相配合,对汽缸进行密封,并按工作循环的要求定时开启和关闭,使新鲜气体进入汽缸,使废气排出汽缸。气门头部受高温作用,承受高压及气门弹簧和传动组惯性力的作用,气门杆在气门导管中做高速直线往复运动,其冷却和润滑条件差,因此,要求气门必须具有足够的强度、刚度、耐热和耐磨能力。进气门材料常采用合金钢(铬钢或镍铬钢等),排气门则采用耐热合金钢(硅铬钢等)。另外,为了改善气门的导热性能,在气门内部充注金属钠,钠在 970℃时为液态,液态钠可将气门头部的热量传给气门杆,冷却效果十分明显。捷达王轿车发动机排气门即采用钠冷却气门。

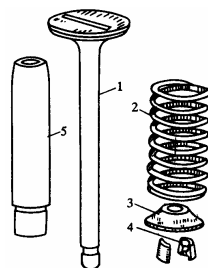


图 3.10 气门组

1—气门 2—气门弹簧 3—气门弹簧座  
4—锁片 5—气门导管

##### 1) 气门头部

气门头部的形状有平顶、喇叭形顶和球面顶,如图 3.11 所示。目前使用最多的是平顶气门头。平顶气门头结构简单,制造容易,吸热面积较小,质量小,进、排气门均可采用。喇叭形顶头部与杆部的过渡部分具有一定的流线形,气流流通较便利,可减小进气阻力,但其顶部受热面积较大,故多用于进气门,而不宜用于排气门。球面顶气门头部,其强度高,排气阻力小,废气清除效果好,适用于排气门,但球形气门顶部的受热面积大,质量和惯性力也大,加工较困难。

气门头部与气门座圈接触的工作面,是与杆部同心的锥面,通常将这一锥面与气门顶部平面的夹角称为气门锥角,如图 3.12 所示,一般做成 30°或 45°。采用锥形工作面的目的:①就像锥形塞子可以塞紧瓶口一样,能获得较大的气门座合压力,以提高密封性和导热性;②气门落座时有定位作用;③避免使气流拐弯过大而降低流速。

为保证良好密合,装配前应将气门头与气门座二者的密封锥面互相研磨,研磨好的零件不能互换。

气门头部直径越大,气门口通道截面就越大,进、排气阻力就越小。由于最大尺寸受燃烧室结构的限制,考虑到进气阻力比排气阻力对发动机性能的影响大得多,为尽量减小进气阻力,进气门直径往往大于排气门。



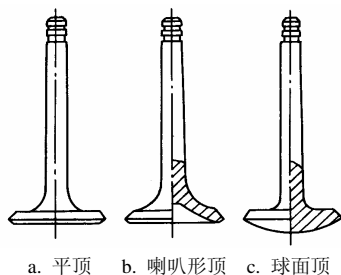


图 3.11 气门头部结构形式

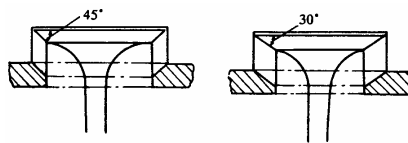


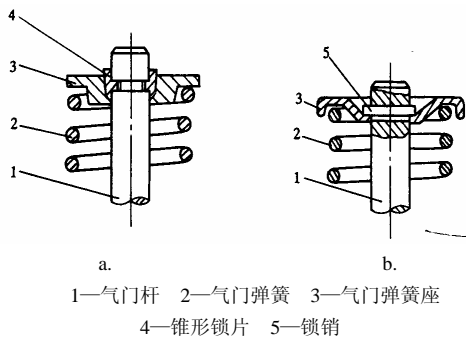
图 3.12 气门锥角

## 2) 气门杆部

气门杆是圆柱形，在气门导管中不断进行上、下往复运动。气门杆部应具有较高的加工精度和较小的表面粗糙度值，与气门导管保持正确的配合间隙，以减小磨损和起到良好的导向、散热作用。气门杆尾部结构取决于气门弹簧座的固定方式，如图 3.13 所示。常用的结构是用剖分或两半的锥形锁片 4 来固定气门弹簧座 3 (图 3.13a)，这时气门杆 1 的尾部可切出环形槽来安装锁片。也可以用锁销 5 来固定气门弹簧座 3 (图 3.13b)，对应的气门杆尾部应有一个用来安装锁销的径向孔。

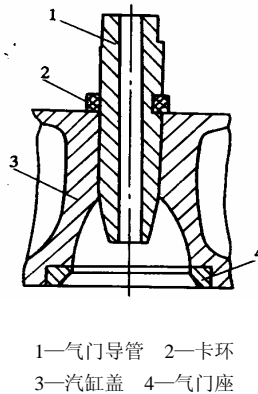
## 2. 气门导管 (valve guide)

气门导管的功用是给气门的运动导向，并为气门杆散热。其结构如图 3.10 或图 3.14 所示。为便于调换或修理，气门导管内、外圆柱面经加工后压入汽缸盖或汽缸体的气门导管孔中，然后再精铰内孔。为了防止气门导管在使用过程中松落，有的发动机对气门导管用卡环定位 (图 3.14)，使气门弹簧下座将卡环压住，导管就有了可靠的轴向定位。气门杆与气门导管之间一般留有 0.05~0.12mm 的间隙，使气门杆能在导管中自由运动。气门导管的工作温度较高，润滑比较困难，一般用含石墨较多的铸铁或铁基粉末冶金制成，以提高自润滑性能。



a. 1—气门杆 2—气门弹簧 3—气门弹簧座  
4—锥形锁片 5—锁销

图 3.13 气门弹簧座的固定方式



1—气门导管 2—卡环  
3—汽缸盖 4—气门座

图 3.14 气门导管和气门座

## 3. 气门座 (valve seat)

汽缸盖或汽缸体的进、排气道与气门锥面相结合的部位称为气门座，它也有相应的锥面。气门座的作用是靠其内锥面与气门锥面的紧密贴合密封汽缸，并接受气门传来的热量。气门座可在汽缸盖上 (气门顶置时) 或汽缸体上 (气门侧置时)。因为气门座在高温下工作，磨损严重，故有不少发动机的气门座是用耐热钢材或合金铸铁单独制成气门座圈，

然后镶嵌入汽缸盖或汽缸体上的气门座圈孔中(图 3.14), 以便提高其使用寿命, 同时便于更换。

#### 4. 气门弹簧(valve spring)

气门弹簧借其张力克服气门关闭过程中气门及传动件因惯性力而产生的间隙, 保证气门及时落座并紧密贴合, 同时也可防止气门在发动机振动时因跳动而破坏密封。因此要求气门弹簧具有足够的刚度和安装预紧力。

气门弹簧多用中碳铬钒钢丝或硅铬钢丝制成圆柱形螺旋弹簧, 如图 3.15a 所示。气门弹簧在工作时承受着频繁的交变载荷, 为保证其可靠地工作, 气门弹簧应有合适的弹力、足够的刚度和抗疲劳强度。加工后应对气门弹簧进行热处理, 钢丝表面要磨光、抛光或喷丸处理, 借以提高疲劳强度, 增强气门弹簧的工作可靠性。

安装时, 气门弹簧的一端支承在汽缸盖或汽缸体上, 而另一端则压靠在气门杆尾端的弹簧座上, 弹簧座用锁片固定在气门杆的末端。为了防止弹簧发生共振, 可采用变螺距的圆柱形弹簧(图 3.15b), 如红旗 CA7560 型汽车 8V100 型发动机气门弹簧。大多数高速发动机是一个气门装有同心安装的内、外两根气门弹簧(图 3.15c), 这样不但可以防止共振, 而且当一根弹簧折断时, 另一根仍可维持工作; 此外, 还能减小气门弹簧的高度。当装用两根气门弹簧时, 气门弹簧的螺旋方向和螺距应各不相同, 这样可以防止折断的弹簧圈卡入另一个弹簧圈内。一汽奥迪 100 型、捷达、高尔夫、上海桑塔纳及广州标致 505 型轿车发动机均采用双气门弹簧; 另外, CA6102、BJ492Q 型汽油机也采用双气门弹簧。

如果气门在工作中能相对于气门座缓慢地旋转, 则二者之间的密合和使用寿命可大为提高。这是因为气门旋转时, 一方面可使气门头沿圆周温度均匀, 减少了气门头部受热变形的可能性; 另一方面还有助于清除密封锥面上的沉积物, 使气门与气门座保持良好的接触, 以便散热和密封; 此外, 气门的旋转还可减少沉积物对气门杆的黏滞, 从而使气门及时落座。为此, 有些发动机(如国产 135Z 系列和 485 柴油机)加装有气门旋转装置。

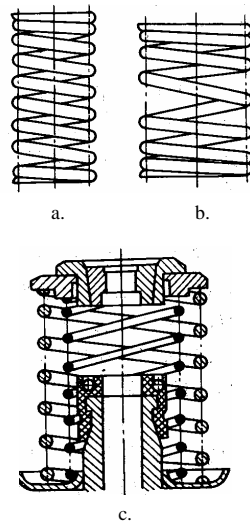


图 3.15 气门弹簧

### 3.3.2 气门传动组

气门传动组的作用是使气门按发动机配气相位规定的时刻及时开、闭, 并保证规定的开启时间和开启高度。

#### 1. 凸轮轴(camshaft)

凸轮轴主要由凸轮 1、凸轮轴轴颈 2 等组成(图 3.16)。对于下置凸轮轴的汽油机还具有用以驱动机油泵、分电器的螺旋齿轮 4 和用以驱动汽油泵的偏心轮 3。凸轮受到气门间歇性开启的周期性冲击载荷, 因此要求凸轮表面要耐磨, 凸轮轴要有足够的韧性和刚度。凸轮轴一般用优质锻钢或特种铸铁制成, 凸轮和轴颈的工作表面经热处理后精磨和抛光, 以提高其硬度及耐磨性。

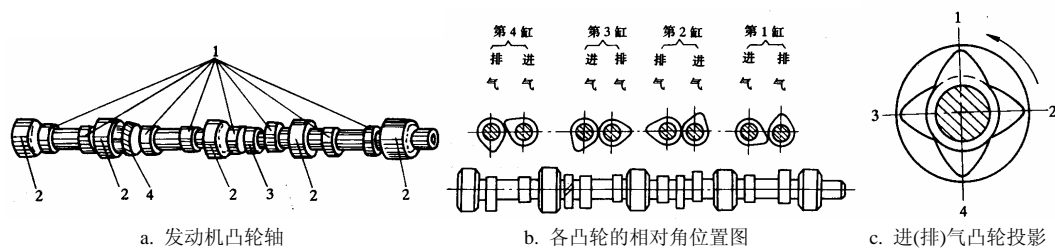


图 3.16 四缸四行程汽油机凸轮轴

1—凸轮 2—凸轮轴轴颈 3—驱动汽油泵的偏心轮 4—驱动分电器等的螺旋齿轮

由图 3.16 可以看出,同一汽缸的进、排气凸轮的相对角位置是与既定的配气相位相适应的。发动机各个汽缸的进、排气凸轮的相对角位置应符合发动机各缸的点火次序和点火间隔时间的要求。因此,根据凸轮轴的旋转方向以及各缸进、排气和凸轮的工作顺序,就可以判定发动机的点火次序。图 3.16 所示的四缸四行程发动机,每完成一个工作循环,曲轴须旋转两周而凸轮轴只旋转一周,在这期间内,每个汽缸都要进行一次进气或排气,且各缸进气或排气的间隔时间相等,即各缸进或排气凸轮彼此间的夹角均为  $360^\circ/4=90^\circ$ 。由图 3.16c 可见,汽车发动机的点火次序为 1—2—4—3(凸轮轴旋转方向,从前端向后看)。若六缸四行程发动机的凸轮轴逆时针旋转,其点火次序为 1—5—3—6—2—4,任何两个相继点火的汽缸进或排气凸轮间的夹角均为  $360^\circ/6=60^\circ$ 如图 3.17 所示。

凸轮轮廓形状如图 3.18 所示。 $O$  点为凸轮轴的轴心,  $EA$  弧为凸轮的基圆。当凸轮按图示方向转过  $EA$  弧段时,挺柱处于最低位置不动,气门处于关闭状态。凸轮转过  $A$  点后,挺柱开始上移。至  $B$  点,气门间隙消除,气门开始开启,凸轮转到  $C$  点,气门开度达到最大,而后逐渐关小,至  $D$  点,气门闭合终了。此后,挺柱继续下落,出现气门间隙,至  $E$  点挺柱又处于最低位置。 $\phi$  对应着气门开启持续角,  $\rho_1$  和  $\rho_2$  则分别对应着消除和恢复气门间隙所需的转角。凸轮轮廓  $\widehat{BCD}$  弧段为凸轮的工作段,其形状决定了气门的升程及其升降过程的运动规律。

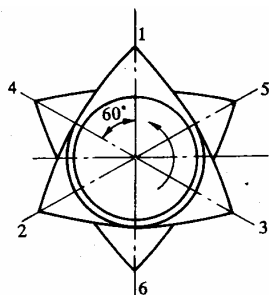


图 3.17 六缸四行程发动机进(排)气凸轮投影

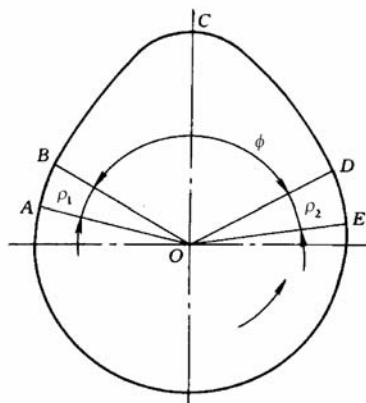


图 3.18 凸轮轮廓形状

凸轮轴由曲轴通过传动装置驱动,通常采用一对正时齿轮传动,如图 3.19 所示。小齿轮和大齿轮分别用键安装在曲轴和凸轮轴的前端,其传动比为  $2:1$ 。在装配曲轴和凸轮轴时,必须将齿轮正时标记对准,以保证正确的配气相位和点火时刻。

为了防止凸轮轴在工作中产生轴向窜动和承受正时斜齿轮产生的轴向力, 凸轮轴必须有轴向限位装置。常见的轴向限位装置如图 3.20 所示。在凸轮轴前轴颈与正时齿轮之间, 压装一个调节隔圈 6, 调节隔圈外面松套一止推板 4, 止推板用止推板固定螺钉 5 固定在汽缸体前端面上, 因调节隔圈的厚度大于止推板的厚度, 使止推板与正时齿轮 1 的轮毂端面之间有一定的间隙。间隙的大小可通过改变调节隔圈的厚度来调整。当凸轮轴产生轴向移动时, 止推板便与凸轮轴颈端面或与正时齿轮轮毂接触, 止推板磨损后可以更换。这样的装置既能限制凸轮轴的轴向窜动, 又能使凸轮轴自由转动。

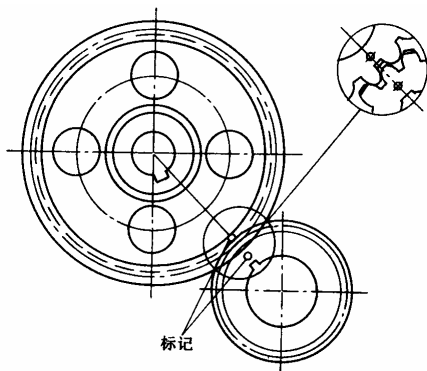


图 3.19 正时齿轮及正时标记

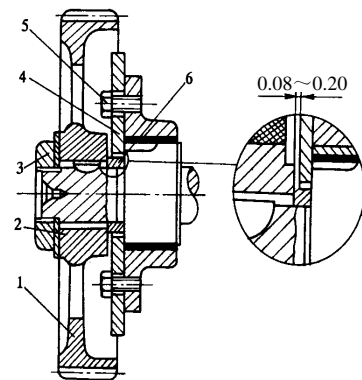


图 3.20 凸轮轴轴向限位装置

1—正时齿轮 2—正时齿轮轮毂 3—锁紧螺母  
4—止推板 5—止推板固定螺钉 6—调节隔圈

## 2. 挺柱(cam follower)

挺柱的作用是将凸轮的推力传递给推杆或气门杆, 并承受凸轮轴旋转时所施加的侧向力。挺柱可分为普通挺柱和液力挺柱两种。

(1) 普通挺柱 气门顶置式配气机构采用的挺柱有筒式和滚轮式两种结构形式, 如图 3.21 所示。筒式挺柱圆周钻有通孔, 便于筒内收集的机油流出对挺柱底面及凸轮加以润滑; 另外, 由于挺柱中间为空心, 其质量可减轻。滚轮式挺柱可以减少磨损, 但结构较复杂, 质量较大, 多用于大缸径柴油机的配气机构上。

挺柱工作时, 由于受凸轮侧向推力的作用, 会稍有倾斜, 并且由于侧向推力方向是一定的, 将引起挺柱与导管之间的单面磨损, 同时挺柱与凸轮固定不变地在一处接触, 也会造成磨损不均匀。为此, 挺柱在结构上有的制成球面, 而且把凸轮面制成带锥度形状(图 3.21a)。这样凸轮与挺柱的接触点偏离挺柱轴线, 当挺柱被凸轮顶起上升时, 接触点的摩擦力使其绕本身轴线转动, 以达到均匀磨损的目的。

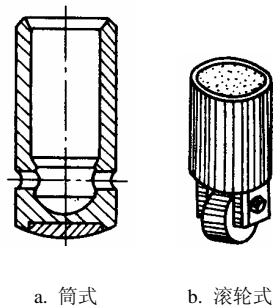


图 3.21 普通挺柱

挺柱可装在可拆式挺柱导向体中(图 3.22 所示解放 CA1091 型汽车发动机挺柱导向体)。可拆式挺柱导向体的每个导向体上加工有两个定位环 3, 用以保证安装精度。安装时, 前后挺柱导向体按各自的记号用螺栓 1 均匀地拧紧在汽缸体上。

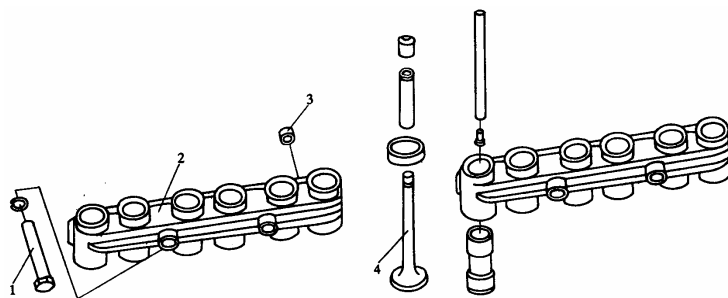


图 3.22 可拆式挺柱导向体

1—螺栓 2—挺柱导向体 3—定位环 4—气门

(2) 液力挺柱 由于气门间隙的存在, 发动机工作时, 配气机构中将发生撞击而产生噪声。为解决这一矛盾, 有些发动机采用了液力挺柱, 尤以高级轿车发动机应用广泛。图 3.23 为红旗 CA7560 型轿车 8V100 型发动机所使用的液力挺柱结构图。在挺柱体 1 中装有柱塞 3, 在柱塞上端压入支承座 5。柱塞经常被柱塞弹簧 8 压向上方, 其最上位置由卡环 4 来限制, 柱塞下端的单向阀架 2 内装有单向阀碟形弹簧 6 和单向阀 7。发动机工作时, 发动机润滑系统中的机油从主油道经挺柱体侧面的油孔流入, 并经常充满柱塞内腔及其下面的空腔。

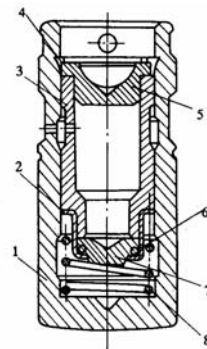


图 3.23 红旗 8V100 型发动机液力挺柱结构图

1—挺柱体 2—单向阀架 3—柱塞  
4—卡环 5—支承座 6—单向阀碟形弹簧 7—单向阀 8—柱塞弹簧

当气门关闭时, 柱塞弹簧 8 使柱塞 3 连同压合在柱塞中的支承座 5 紧靠着推杆, 整个配气机构中不存在间隙。当挺柱被凸轮推举向上时, 推杆作用于支承座 5 和柱塞 3 上的反力力图使柱塞克服柱塞弹簧 8 的弹力而相对于挺柱体 1 向下移动, 于是柱塞下部空腔内的油压迅速增高, 使单向阀 7 关闭。由于液体的不可压缩性, 整个挺柱如同一个刚体一样上升, 这样便保证了必要的气门升程。当气门开始关闭或冷却收缩时, 柱塞所受压力减小, 由于柱塞弹簧 8 的作用, 柱塞向上运动, 始终与推杆保持接触, 同时柱塞下部的空腔中产生真空度, 于是单向阀 7 再次被吸开, 油液便流入挺柱体腔, 并充满整个挺柱内腔。

由上述工作过程可以看出, 若气门受热膨胀, 挺柱回落后向挺柱体腔内的补油过程, 便会减小补油量(工作过程中)或使挺柱体腔内的油液从柱塞与挺柱体间隙中泄漏一部分(停车时), 从而使挺柱自动“缩短”, 因此可不留气门间隙而仍能保证气门的关闭。相反, 若气门冷缩, 则向挺柱体腔内的补油过程, 便会增加补油量(工作过程中)或在柱塞弹簧作用下将柱塞上推, 吸开单向阀向挺柱体腔内补油(停车时), 从而使挺柱自动“伸长”, 因此仍能保持配气机构无间隙。采用液力挺柱, 消除了配气机构中的间隙, 减小了各零件的冲击载荷和噪声, 同时凸轮轮廓可设计得较陡一些, 以便气门开启和关闭得更快, 减小进、排气阻力, 改善发动机的换气, 提高发动机的性能, 特别是高速性能。但液力挺柱结构复杂, 加工精度要求较高, 而且磨损后无法调整, 只能更换。

一汽奥迪 100、捷达/高尔夫、红旗 CA7220 及上海桑塔纳型轿车发动机均采用液力挺柱。

### 3. 推杆(push rod)

推杆的作用是将凸轮轴经过挺柱传来的推力传递给摇臂，它是配气机构中最易弯曲的细长零件。为了减小质量并保证有足够的刚度，推杆通常采用冷拔无缝钢管制成，对于缸体和缸盖都是铝合金制造的发动机，其推杆最好用硬铝制造。推杆可以是实心的，也可以是空心的。实心推杆(图 3.24a)一般是同球形支座锻成一个整体，然后进行热处理。图 3.24b 是硬铝棒制成的推杆，推杆两端配以钢制的支承，其上、下端头与杆身做成一体。空心推杆如图 3.24c 和 d 所示，前者的球头与杆身做成整体，后者的两端与杆身是用焊接或压配的方法联成一体，且具有不同的形状，这不仅为了与摇臂上的气门间隙调整螺钉的球形头部相适应，而且还可以在凹球内积存少量的润滑油以减小磨损。

### 4. 摇臂(rocker arm)

摇臂是一个中间带有圆孔的不等长双臂杠杆，其作用是将推杆传来的力改变方向，作用到气门杆尾部使其推开气门。摇臂分普通摇臂和无噪声摇臂两种。

#### 1) 普通摇臂

普通摇臂(图 3.25)的长臂端部以圆弧形的工作面与气门尾端接触用以推动气门。短臂的端部有螺孔，用来安装调整螺钉及锁紧螺母，以调整气门间隙。螺钉的球头与推杆顶端的凹球座相连接。由于靠气门一端的臂长，所以在一定的气门升程下，可减小推杆、挺柱等运动件的运动距离和加速度，从而减小了工作中的惯性力。

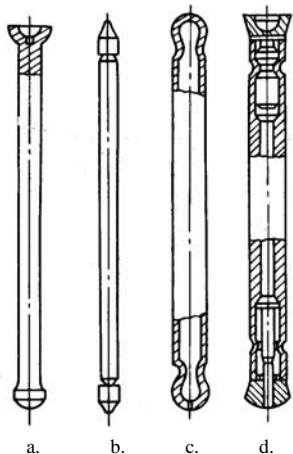


图 3.24 推杆

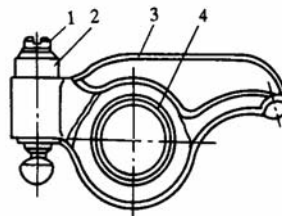


图 3.25 摇臂

1—气门间隙调整螺钉 2—调节螺母

3—摇臂 4—摇臂轴套

#### 2) 无噪声摇臂

为了消除气门间隙，减小由此而产生的冲击噪声，常采用无噪声摇臂。其工作原理如图 3.26 所示。凸环 8 以摇臂 5 的一端为支点，并靠在气门 9 杆部的端面上，当气门处在关闭位置时，在弹簧 6 的作用下，柱塞 7 推动凸环 8 向外摆动，消除了气门间隙；气门开启时，推杆 3 便向上运动推动摇臂 5，由于摇臂已经通过凸环和气门杆部的端面处在接触状态，从而消除了气门间隙。其中凸环 8 的作用是消除气门和摇臂之间的间隙，从而消除由此而产生的冲击噪声。

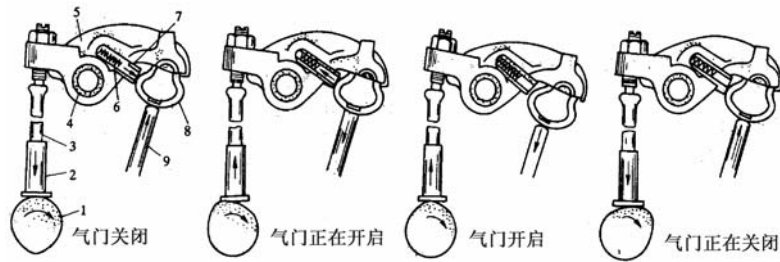


图 3.26 无噪声摇臂的工作过程

1—凸轮轴 2—挺柱 3—推杆 4—摇臂轴 5—摇臂 6—弹簧 7—柱塞 8—凸环 9—气门

如图 3.27 所示, 摇臂通过摇臂轴来支承。摇臂 7、摇臂轴 2 和摇臂轴支座 5 等组成了摇臂组(摇臂支架)。摇臂 7 通过摇臂衬套 6 空套在两端带碗形塞 1 的空心摇臂轴 2 上, 而摇臂轴又通过摇臂轴支座 5 和 10 固定在汽缸盖上。摇臂上钻有油孔, 通常润滑油从缸体上的主油道经缸体或缸体外油管、缸盖和摇臂轴支座中的油道进入中空的摇臂轴, 然后通过轴上的径向孔进入摇臂及轴之间润滑。为了防止摇臂轴向窜动, 在摇臂轴上每两摇臂之间都装有限位弹簧 11。

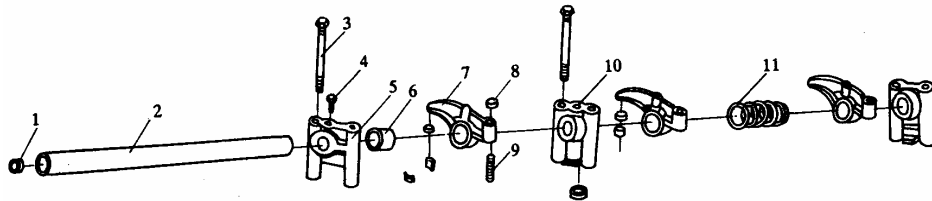


图 3.27 摇臂组

1—碗形塞 2—摇臂轴 3—螺栓 4—摇臂轴紧固螺钉 5—摇臂轴前支座 6—摇臂衬套  
7—摇臂 8—锁紧螺母 9—调整螺钉 10—摇臂轴中间支座 11—限位弹簧

摇臂的材料一般为中碳钢, 也可以采用铸铁或铸钢精铸而成。为提高耐磨性, 支座的摇臂轴孔内镶有青铜衬套或装有滚针轴承。

### 3.4 汽缸数自动变化机构

在发动机工作时, 为了减少燃料消耗, 可根据发动机功率的需要, 使工作的汽缸数自动地改变。例如, 一个 V8 缸的发动机, 可自动地变化为 8 个缸、6 个缸和 4 个缸进行工作。该发动机被称为“V8~6~4”型发动机。该发动机由一个计算机控制的电子机械结构, 使选定汽缸的气门停止工作, 达到工作的汽缸数自动变化的目的。

#### 3.4.1 结构

汽缸数自动变化机构由气门配气机构(图 3.28)和气门选择器(图 3.29)组成。在气门配气机构中, 计算机接受各种传感器传来的信号, 经处理后由电磁阀 1 转变为机械控制, 使选定汽缸的气门停止工作。

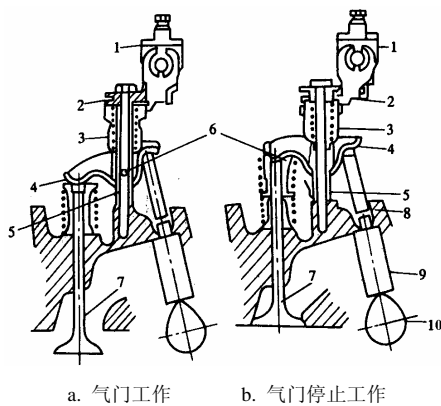


图 3.28 气门配气机构

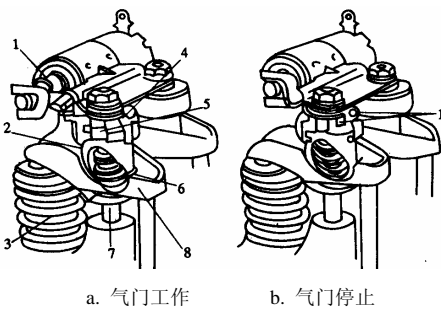


图 3.29 气门选择器

1—电磁阀 2—阻挡板 3—气门选择器 4—摇臂 5—支枢 6—支点 7—气门 8—推杆 9—挺柱 10—凸轮

气门选择器安装在配气机构的摇臂 8 中央(图 3.29)，其内部装有内簧 6，选择器 2 上端有阻挡板 1 并与电磁阀连在一起。每一缸安装一个选择器，操纵该缸的进气门和排气门，并控制摇臂的支枢点 7，使气门开启或关闭。

### 3.4.2 工作原理

8 个汽缸正常工作时，摇臂支枢点接近中心，也成为选择器的中心，凸轮转到其顶点推开进气门时，可燃混合气进入各汽缸。

计算机若无信号发出，电磁阀无电流通过时，选择器由于其上方的凸块 5 和阻挡板 1 相互接触使其不能向上移动。摇臂支枢点接近中心，气门即正常开启并使汽缸投入工作。若计算机发出信号，电磁阀有电流通过时，产生电磁力，使阻挡板旋转，选择器凸块与阻挡板监视窗口 4 对齐，摇臂由推杆推动后，选择器不受阻挡板限制，摇臂与选择器使螺栓向上移动，摇臂此时以气门杆头作为支枢，气门关闭使汽缸停止工作。

若装用 4 个气门选择器，可对 8 个、6 个和 4 个汽缸的工作进行任意选择。4 个气门选择器分别安装在 1、4、6 和 7 缸上。工作情况如图 3.30 所示，若以 6 缸工作，可停止 1、4 缸；若以 4 缸工作，即可停止 1、4、6 和 7 缸。

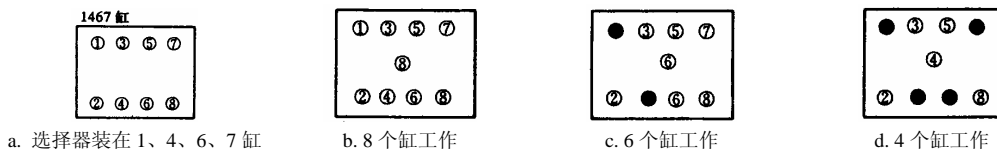


图 3.30 使用选择器时各缸工作情况

## 3.5 可变配气系统

### 3.5.1 可变进气系统

发动机的多气门化虽提高了发动机的高速动力性，但又使中、小负荷经济性变差和低速扭矩降低，为了解决此矛盾，一些高性能轿车发动机广泛采用了可变技术，其中包括可



变配气系统(可变进气系统、可变排气系统)、可变增压系统、可变喷油系统等技术,从而使发动机在整个转速范围内的性能都得到了提高。

在可变技术中,由于可变进气系统效果显著、结构简单,故广泛应用于轿车汽油机中。可变进气系统主要有以下几种形式。

#### 1. 多气门分段参加工作的可变进气系统

该系统的工作原理如图 3.31 所示。凸轮轴顶置驱动 3 个气门(2 个进气门、1 个排气门),其中 2 个进气门有主副之分,并且在主进气门处设置了螺旋进气道。

发动机在低速、中小负荷工作时,仅主气门打开。此时,由于在主进气门处配有螺旋进气道,因此在进气系统中产生强烈的旋转涡流,非常有利于燃料的雾化并提高了与空气混合的质量,改善了可燃混合气的燃烧状况,获得了较好的经济性。

当发动机在高速大负荷下工作时,主、副气门同时被打开,进气通过面积大大增加,同时进气涡流消失,进气阻力很小,充气量增大,从而获得了良好的动力性。

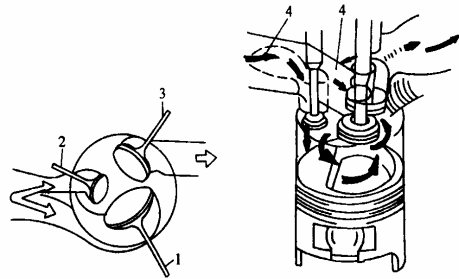


图 3.31 多气门分段参加工作结构简图

1—主进气门 2—副进气门  
3—排气门 4—螺旋进气道

丰田公司分别于 1984 年和 1987 年生产的 2E 型 1.3L 汽油机和 4 气门 5A-F 汽油机,马自达公司于 1987 年生产的 JF(V-6)型发动机都采用了多气门分段参加工作的可变进气系统。

#### 2. 双进气管分段参加工作的可变进气系统

该系统的工作原理如图 3.32 所示。进气门分段参加工作的可变进气系统,是利用螺旋进气道和进气门通过面积的改变使气门处空气流速改变,并形成旋流来改善混合及燃烧。双进气管是利用进气管通道面积的变化形成可变系统来改善可燃混合气的混合和燃烧状况。

当发动机在低速中小负荷工作时,由真空控制的主要进气管关闭,仅打开一个进气管(副进气管)。由于进气管通过面积小,空气流速增加,促进了燃料在进气管中的雾化、蒸发和混合,改善了燃烧。

发动机在高速、大负荷工况下工作时,主、副进气管均打开,增加了进气道面积,减小了进气阻力,使充气效率增加,大大提高了发动机高速时的动力性。

丰田公司在 4A-GEU 型汽油机上便采用了双进气管分段参加工作的可变进气系统。

#### 3. 进气管长度及面积可变进气系统

该系统的工作原理如图 3.33 所示。发动机中小负荷低速运转时,采用长而细的进气管以保证经济性和低速稳定性。高速大负荷时采用短而粗的进气管以保证获得高动力性。

日产 CA18DE、RB20DET 以及意大利开发的 2L 汽油机都采用了这种进气管长度及面积可变进气系统。

#### 4. 配气定时(配气相位)可变进气系统

图 3.34 为进气定时可变控制系统 VTCS(=valve timing control system)。

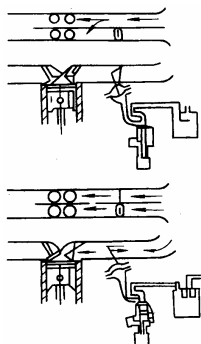


图 3.32 双进气管分段工作原理

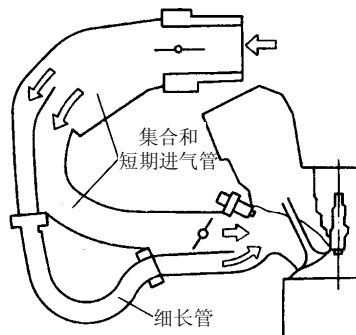


图 3.33 进气管长度及面积可变的工作原理

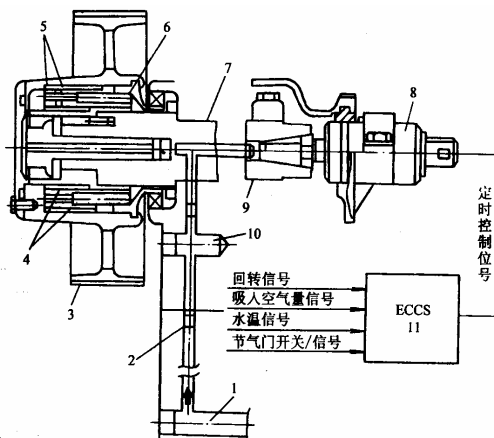


图 3.34 配气定时可变的控制系统(VTCS)

1—汽缸体主油道 2—节流孔 3—凸轮轴齿形带轮 4—螺旋形花键 5—活塞 6—回位弹簧  
7—凸轮轴 8—电磁阀 9—控制阀 10—汽缸盖油道孔 11—电控单元

VTCS 的原理：使连接进气凸轮轴正时带轮 3 与凸轮轴的螺旋形花键 4，随着发动机的转速、负荷的变化，利用油压使之沿轴向移动，由于螺旋形花键的导向，凸轮轴在沿轴向移动的同时旋转一定的角度，从而改变了配气相位。

在发动机中、低速运行时，整个系统处于开启状态，进气迟后角小，获得了低、中速大转矩；发动机在高速大负荷工况时，控制系统处于关闭状态，此时凸轮轴的位置是较大的进气迟后角，可充分利用进气流的惯性多进气，从而提高了发动机的动力性。

控制系统的油压是由汽缸体主油道提供的，通过主轴颈供给凸轮轴，再通过带轮螺栓内的油道，供给凸轮轴带轮内的活塞。用控制阀 9 和电磁阀 8 来控制凸轮轴内油压的变化。控制阀 9 和电磁阀 8 的信号由电控单元 11 发出并加以控制。而发动机的转速、进气量、冷却水温度及节气门开度等参数的变化，则通过相应的传感器送入电控单元。

日产公司生产的 VG30DE 型发动机便采用了这种配气定时可变控制系统。

### 5. 气门定时和升程可变进气系统

该系统是一种采用在一根凸轮轴上设计两种不同定时和升程的凸轮，且利用油压进行切

换的装置。其结构如图 3.35 所示, 主要由中间摇臂 4、主摇臂 5、副摇臂 6、同步活塞 A 和 D(1 和 3)及凸轮轴 8 等组成。其中间摇臂在发动机高速时使用, 主、副摇臂低速时使用。

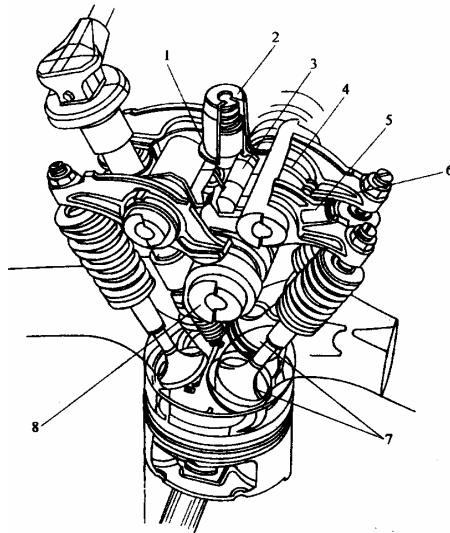


图 3.35 气门定时和升程可变进气系统结构图

1—同步活塞 A 2—空动机构组件 3—同步活塞 B 4—中间摇臂  
5—主摇臂 6—副摇臂 7—进气门 8—凸轮轴

该系统的工作原理如图 3.36 所示。低速工作时, 主、副摇臂 6、4 与中间摇臂 5 分离, 利用两边的低速凸轮 7(A、B)驱动主、副摇臂, 再压下气门使其开启。中间摇臂利用空气弹簧与中间凸轮一起作用。但这时没有油压作用于同步活塞上, 故与气门开闭无关; 高速工作时, 利用摇臂内的油压活塞的油压, 使活塞如图 3.37 中箭头方向移动, 这时主、副及中间摇臂利用同步活塞 A、B 使三个摇臂连成一体, 由高速凸轮 8 驱动, 从而获得较大功率的配气相位和气门升程。

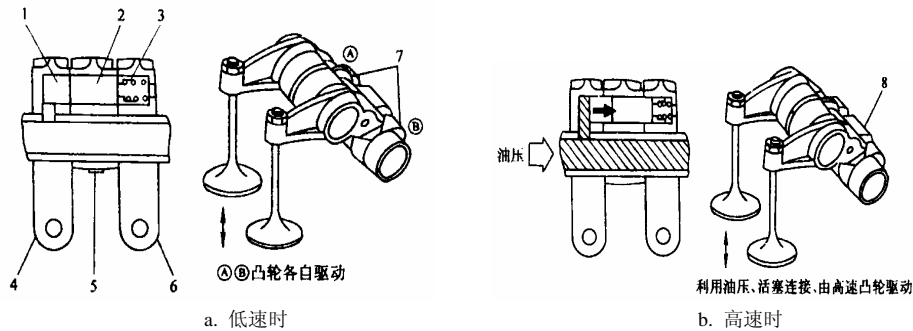


图 3.36 气门定时和升程可变进气系统原理图

1—同步活塞 A 2—同步活塞 B 3—定位活塞 4—副摇臂  
5—中间摇臂 6—主摇臂 7—低速用凸轮 8—高速用凸轮

广州本田 2.0LZC 型发动机采用了该系统。

### 3.5.2 可变谐振增压系统简介

可变谐振增压系统的原理如图 3.37 所示。它是利用由谐振箱的容积、谐振管的长度和直径所决定的共振频率与汽缸工作频率一致时,在谐振箱管系内产生非常大的压力振动(叫共振或谐振)。当压力为最大值时,恰好进气门关闭,这时进气充量最大。用转换阀来改变谐振系的管长,从而改变谐振所对应的转速,即最大扭矩所对应的转速。图 3.37 是 V-6 发动机,利用转换阀将六个汽缸隔为每 3 个缸为一组的谐振增压系统。

其工作过程如下:

当转换阀关闭时,六个汽缸共同加振于空气滤清器后节气门前的容积,谐振发生在从汽缸到节气门前这一段谐振管内,这时谐振发生于低速,低速扭矩大。

当转换阀开启时,谐振发生在短管 2 内,这时谐振发生在高速,故高速扭矩大。

丰田汽车公司在 1S-iLU 发动机上,也采用了如图 3.38 所示的可变谐振增压系统。它是在进气系统中,并列设计了一个大的附加容积室 4,在大容积与进气管之间设置控制阀 3。当高速时,控制阀开启。当低、中速时,控制阀关闭。利用谐振管系容积变化及管长变化,大大提高了整个使用区的充气效率。

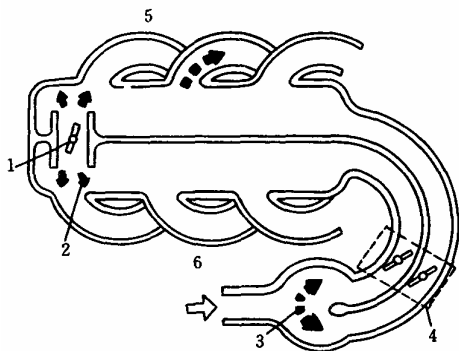


图 3.37 可变进气谐振增压原理图

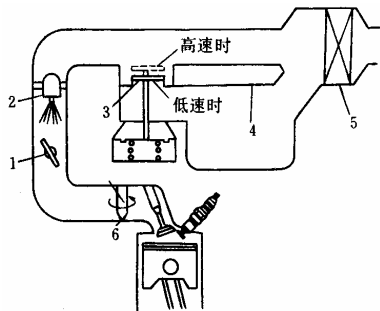


图 3.38 丰田 1S-iLU 发动机可变谐振增压系统原理图

1—转换阀 2—短谐振管 3—长谐振管 4—双节气门  
5—惯性增压 6—进气歧管

1—节气门 2—喷油器 3—控制阀 4—附加容积  
5—空滤器 6—涡流控制阀

### 3.5.3 可变涡轮增压系统简介

废气涡轮增压,是利用排出废气的能量冲击涡轮运转,涡轮运转时带动同轴的压气机运转,从而使进气增压。由于低速时,排气能量小,冲击涡轮效果差,低速增压效果差、扭矩小,响应性也差。高速时,排气能量过大,从而引起涡轮机超温超速。因此,仅采用一个固定涡道增压与发动机使用匹配不良。为此出现了双通道、双涡轮增压器增压的可变增压系统(图 3.39)。

当发动机低速运转时,6 个汽缸排出的废气都流入 No.1 涡轮。虽然低速排气能量小,但 6 个缸排出的废气都只进入 No.1 涡轮,从而提高了效率和响应性(图 3.39a)。当发动机在中高速运转时,6 个汽缸排出的大量废气被分流到两个涡轮中去(图 3.39b),从而避免了涡轮超速超温,同时保证了高速区废气的充分利用,以获得强劲的动力性和平滑的加速性。

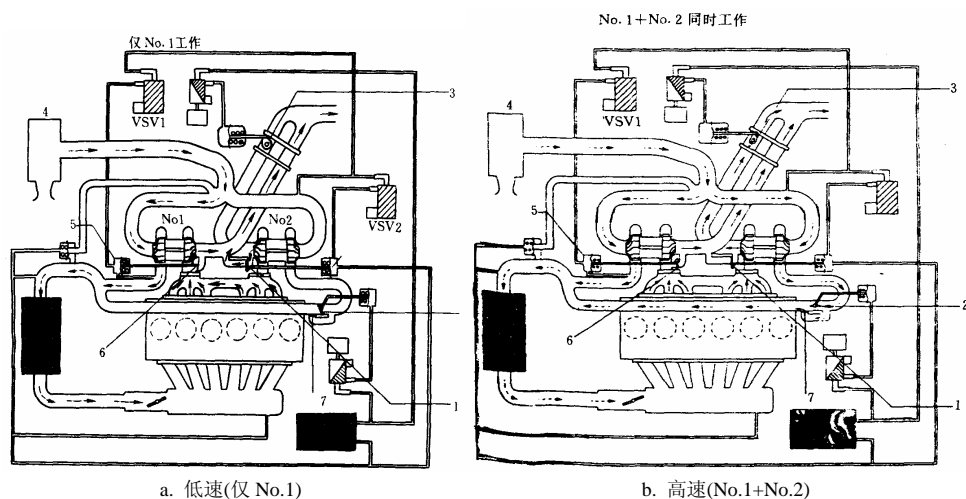


图 3.39 双通道双涡轮增压器的可变增压系统的工作原理

1—排气旁通阀 2—进气控制阀 3—排气控制阀 4—空滤器  
5—真空膜片室 6—废气入口控制阀 7—簧片阀

## 思 考 题

1. 配气机构的功用是什么？其基本组成是什么？
2. 为什么一般在发动机的配气机构中要留气门间隙？气门间隙过大或过小有何危害？在哪里调整与测量？
3. 气门弹簧起什么作用？为什么装配气门弹簧时要预先压缩？对于顶置式气门如何防止当弹簧断裂时气门落入汽缸中？
4. 进排气门为什么要采用不相等的气门锥角？
5. 已知某型号发动机的进气提前角为  $20^\circ$ ，气门重叠角为  $39^\circ$ ，进气持续角为  $256^\circ$ ，排气持续角为  $249^\circ$ ，画出其配气相位图。
6. 可变进气系统主要有哪些类型？