

第一章 发动机可变结构技术

第一节 可压缩比技术

一、可压缩比的意义

压缩比是内燃机气缸总容积与燃烧室容积的比值，如图1-1-1所示。活塞处于下止点时，活塞顶上面整个空间的容积，称为气缸总容积，用 V_a 表示；活塞处于上止点时气缸内的容积称为燃烧室容积，用 V_c 表示。内燃机的压缩比 ϵ 为：

$$\epsilon = \frac{V_a}{V_c}$$

ϵ 表示活塞从下止点移动到上止点时气缸内气体被压缩的程度。

压缩比对内燃机性能有多方面的影响。压缩比越高，热效率越高，但随着压缩比的增高，热效率增长幅度越来越小，如图1-1-2所示。

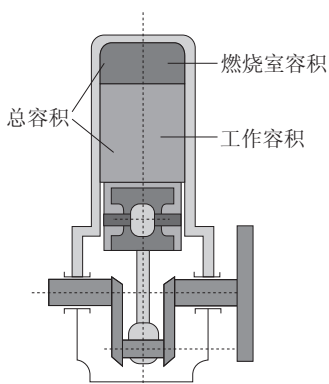


图 1-1-1 内燃机结构示意图

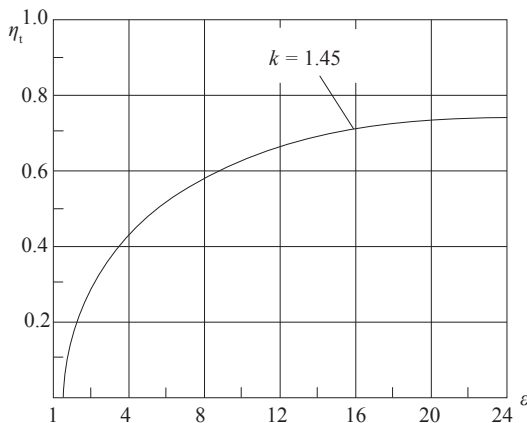


图 1-1-2 定容加热循环热效率与压缩比的关系

压缩比增高，气缸压缩压力、最高燃烧压力均升高，使汽油机容易产生爆震，这种不可控制的燃烧会损坏发动机，尤其在全负荷时，汽油机最容易发生爆震。在传统的发动机中，根据全负荷条件下避免发生爆震来确定发动机的最大压缩比。然而，在传统发动机中，压缩比一旦选定就无法改变。这样选定的压缩比必定是对各种可能工况下的压缩比的

折衷。所以，许多汽车制造商正在努力开发具有可变压缩比的汽油机，因为可变压缩比系统在各种工况下都能表现出巨大的优点：油耗可以大幅下降，但不影响发动机的功率输出，小排量发动机通过增压技术和可变压缩比技术相结合，可以最大限度地挖掘发动机的潜力，有效提高热效率，进而提升发动机的综合性能。

二、可变压缩比技术的发展史

可变压缩比VCR (Variable Compression Ratio) 技术的研究起步较早，最早主要针对压燃式发动机进行研究。英国内燃机研究所 (BICERI) 于1952年就开始了可变压缩比活塞的研究，后来其将高压涡轮增压技术推广到了中速压燃式发动机上，获得了高的动力性又不使气缸压力超过限度。美国大陆公司于1961年开始研究的用于坦克动力的可变压缩比柴油机，其压缩比可高达9:1~16:1。我国西安交通大学于20世纪70年代末研制成可变压缩比摆盘柴油机，这种柴油机将摆盘设计成可以沿轴向移动的结构，通过控制摆盘的轴向位置来改变活塞的上下止点位置，使摆盘柴油机的压缩比可变；其结构紧凑，质量轻，在起动性能和低负荷性能方面也表现优越。在20世纪80年代，前苏联拖拉机研究所做了可变压缩比柴油机的试验研究，达到了在相同的增压条件下提高功率，提高部分负荷的经济性，并降低发动机零部件热应力和机械应力的目的。

最近数十年来，随着日益严峻的能源问题和越来越严格的排放限制，可变压缩比技术的研究在点燃式发动机上进展迅速，出现了许多相关的新技术和专利，如瑞典萨博 (SAAB) 汽车公司于2000年开发的1.6L可变压缩比发动机SVC (SAAB Variable Compression)，压缩比可在8:1~14:1之间变化，其最大功率为168kW，最大扭矩为305N·m，CO、HC排放值平均可降低30%，百公里耗油为8.3L。法国的MCE-5 Development公司开发的MCE-5 VCR可变压缩比发动机，压缩比可以从7:1~20:1无级地变化，压缩比控制的过程非常快，采用了长寿命的齿轮和滚珠轴承系统导向的活塞，燃烧热效率可以提高20%，燃油消耗可降低30%。德国的FEV公司研发的1.8L可变压缩比汽油机，压缩比可在8:1~16:1之间进行调节，其扭矩达300N·m，功率达165kW，且相对于固定压缩比的原型车油耗降低了7.8%，也满足欧IV排放标准。日本的日产公司于2005年研制的VCR发动机，压缩比可在8:1~14:1之间变化，在100km/h定速行驶时，其燃油消耗可降低13%，且在高压压缩比时燃烧性能良好，即使在大量废气再循环的工况下燃烧性能仍然稳定。

我国对可变压缩比技术的研究起步早，但由于种种原因尚没有理想的产品问世。国内对VCR发动机的研究基本还处在理论研究阶段。很多相关的专利技术如内燃机智能燃烧室、自适应可变压缩比发动机、充气式可变压缩比发动机等都是我国在这一领域的研究成就。

三、可变压缩比的技术方案

现有的实现可变压缩比的技术方案有很多种，从结构原理上分析，大致可以归纳为以下五种方案，如图1-1-3所示。

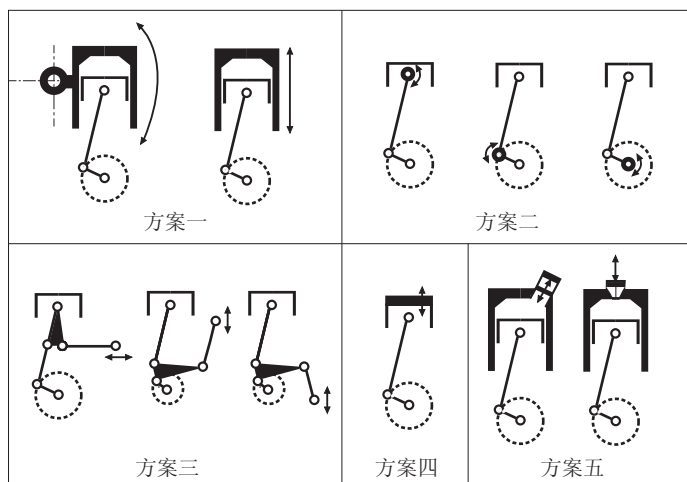


图 1-1-3 可变压缩比技术方案分类

方案一是气缸盖活动方式。例如萨博SVC发动机，其气缸盖可以围绕曲轴箱转动，通过橡胶密封件跟曲轴箱隔开，不会有机油喷出。利用液压调节装置将整体气缸盖相对于曲轴箱转过一个角度，从而改变燃烧室容积，同时相应地改变了压缩比。但是，SVC发动机可活动部分的质量大，其移动需要很大的能量，成本很高。

方案二是偏心衬套方式。具体又可分为活塞销偏心衬套方式、曲柄销偏心衬套方式和曲轴偏心衬套方式。德国FEV公司的VCR发动机曲轴支承在一个偏心轮上，通过使偏心轮转过一个角度，实际上改变了曲轴在竖直方向上的位置，因而活塞上下止点的位置也相应改变，实现压缩比可变。但是，这种方案由于输出轴位置要移动，所以必须考虑与变速器结合或配合的问题，必须对驱动系统进行补偿，具有很强的针对性，不便于大量生产推广。

方案三是多连杆方式。把连杆分为两部分，改变两者的夹角以实现改变连杆长度的目的。其配置方式有很多，日产公司开发的一款发动机采用在曲柄销转动部位摆动杠杆的一端与连杆连接，而杠杆的另一端则采用与控制轴延伸出来的连杆相连接的构造。多连杆方式存在一些问题，如发动机外形尺寸增加，运动学的改变使惯性力增加，振动和噪声也增加，而且由于可活动部件增加而导致摩擦损失相应增加，使燃油经济性下降。法国MCE-5 Development公司的MCE-5 VCR可变压缩比发动机其本质也是多连杆方式，但是采用滚珠轴承系统导向活塞方式改变上止点位置，工作平稳且压缩比变化范围大，在MCE-5 Development公司内部得到小规模的应用。

方案四是可变活塞方式。通过改变活塞销与活塞顶面的距离来实现可变压缩比的方案，包括液压活塞和压力自适应活塞两种。液压活塞质量大，不易于高速旋转，而且响应有滞后，需要几个热机循环的时间。压力自适应活塞很好地弥补了这一缺点，它是自适应控制的，压缩比的改变不需要附加控制力，活塞顶面高度完全取决于汽油机缸内压力的大小。

方案五是副燃烧室容积可变方式。通过设置在气缸内的副活塞往复运动改变燃烧室容积。这种调节方案易产生密封问题，为了保证副活塞在高温高压工况下能够持久工作，必须对其进行冷却，而且对燃烧室布置改变的不合理会导致放热损失急剧增加，使得汽油机热效率减小。

此外，废气再循环EGR（Exhaust Gas Recirculation）也可起到一定作用，但同时也会对燃烧有不利影响。发动机采用EGR后，由于相对进气量增加，虽然几何压缩比不变，但实际压缩比提高了，而且气缸内的最高燃烧温度下降，减小了爆震倾向。但是，由于燃烧速度下降，燃烧不充分，循环变动增大，需要采取相应的快燃措施以改善动力性和经济性。

四、典型的可变频压缩比技术

1. 萨博公司可变频压缩比技术

萨博（SAAB）公司是开发涡轮增压汽油机的先锋之一，并且在20世纪80年代就已经形成了一种可变频压缩比的想法。SVC（SAAB Variable Compression）发动机为了实现其可变频压缩比功能，在其气缸体和气缸盖的设计上完全打破了传统的设计理念。萨博公司开发的SVC发动机以改变压缩比来控制发动机的燃油消耗量。它的核心技术就是在缸体与缸盖之间安装楔形滑块，缸体可以沿滑块的斜面运动，使得燃烧室与活塞顶面的相对位置发生变化，改变燃烧室的容积，从而改变压缩比。其优点是提高了增压发动机的工作效率以及动力输出的平顺性，发动机的体积小，重量轻，能适应各种不同标号的燃油，环保性好。其缺点是气缸盖异常复杂。

如图1-1-4所示，SVC发动机有一个活动的集成缸盖。SVC发动机的本体，可分成上方的气缸顶盖与活塞、气门总成为第一部分；而下方杠杆与曲轴箱则为第二部分。下方的曲轴箱保持固定不动，上方的气缸与活塞部分会以曲轴为中心，借助液压促动器的推动，偏转些微的角度，因此气缸内燃烧室的空间就会改变，燃烧室的体积改变了，压缩比也会跟着改变，再加上机械增压器，就可以控制在增压作用的时候，将压缩比降低，让高转时的增压效果提高发动机的输出功率；而一般自然进气的时候，压缩比变高，让发动机在低转速的时候，可以有效燃烧每一滴汽油。因此可让小排量的发动机也能有大扭矩、大功率的输出。SVC发动机的上方气缸总成部分是可以绕着曲轴中心偏转的，它的斜率可以轻微进行调节（升高达 4° ），缸体与缸盖间安装楔形滑块，缸体通过液压促动器（Hydraulic Actuation）（图1-1-5），连接在气缸头上，利用液压推动旋转，而让气缸头产生偏转，达到连续改变压缩比的效果。

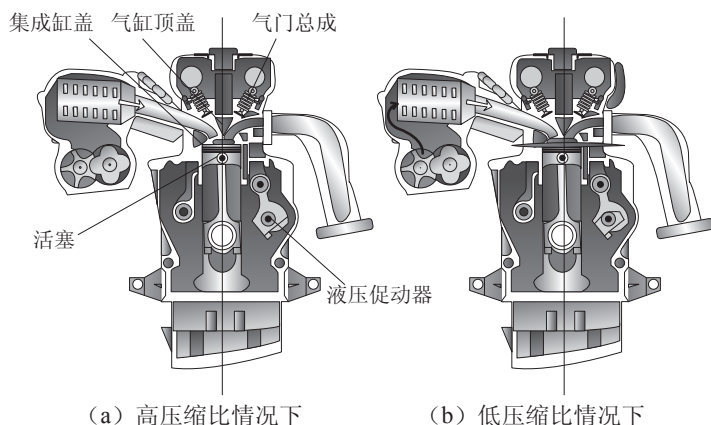


图 1-1-4 SVC 发动机横剖图

缸体通过液压执行机构的调节可以沿滑块的斜面运动，使得燃烧室与活塞顶面的相对位置发生变化，改变燃烧室的体积。当活塞达上止点时，这样一个微小的调整会引起压缩比巨大的变化，压缩比的变化范围为8:1~14:1。SVC设计的特点是，没有额外添加移动部件或任何往复运动的组件，这使得它的结构简单，坚固耐用，不会因为增添了其他部件而产生泄漏。集成缸盖是独立的，有其自身的冷却系统。SVC能根据发动机的转速、负荷、工作温度、燃料使用状况等进行连续调节压缩比，发动机管理系统能够分析这一系列的数据，保证在任何工况下都能有最佳的动力输出和更优化的排放率。

萨博SVC发动机是1.6L五缸发动机，每缸缸径68mm，活塞行程88mm，最大功率168kW，最大扭矩305N·m，综合油耗比常规发动机降低了30%，并且满足欧洲IV号排放标准。SAAB的发动机气缸体如图1-1-6所示。

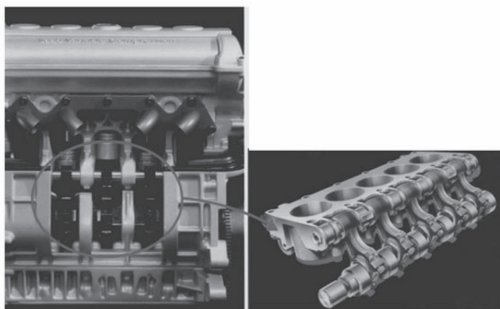


图 1-1-5 液压促动器示意图

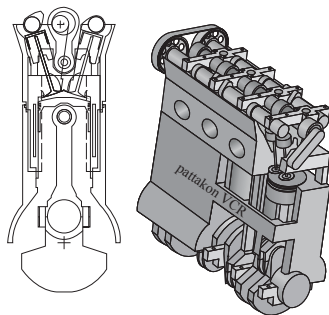


图 1-1-6 SAAB发动机气缸体

2. FEV公司可变压缩比技术

FEV发动机技术公司借助于曲轴的偏心移位，从结构上解决了可变压缩比的问题。这种解决方法在结构空间方面特别有利，可以集成于原型发动机内，价格低廉，其原理如图1-1-7所示。

这项技术的核心是曲轴的偏心支承。曲轴支承在偏心器中，偏心器支承曲轴的孔中心线和它的旋转中心线并不重合，两者之间的距离称为偏心度，如图1-1-8所示。利用一台标功率为200W的永磁激励无刷同步电动机通过偏心器上的扇形齿轮带动偏心器转动，曲柄中心线就会相对于气缸盖的位置发生改变，因而可以连续地调节压缩比。压缩比可在8:1~16:1之间进行调节。调节时间在减小压缩比时为0.1s，在提高压缩比时为0.3s。

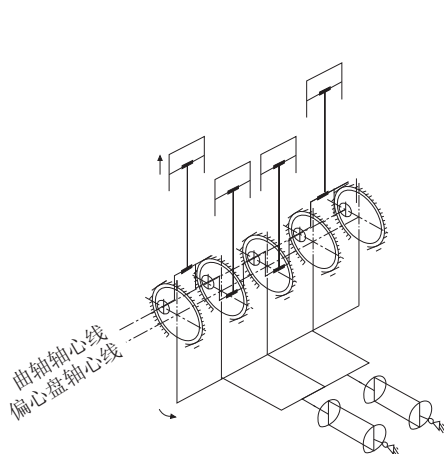


图 1-1-7 曲轴偏心衬套方式的原理图

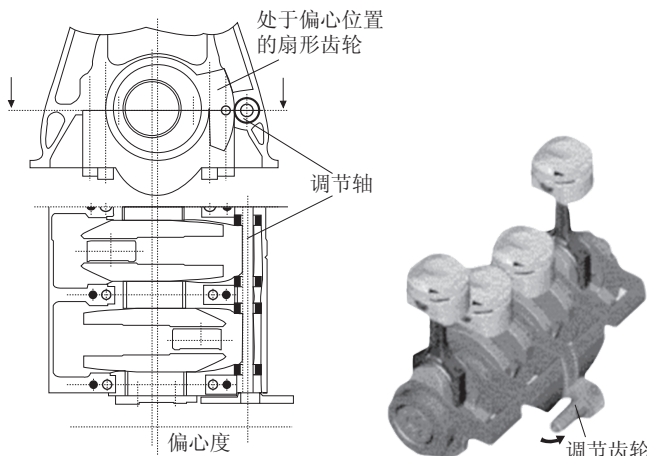


图 1-1-8 曲轴偏心衬套方式的结构图

在压缩比的调节过程中，曲轴中心线的位置将发生改变，但是，与曲轴变速器端和前端相连接的其他部件的位置是不变的。因此，专门采用了平行的曲柄传动机构对其进行必要的补偿，这个机构不增加安装空间，如图1-1-9所示。驱动侧的离合器单元也适合于采用双质量飞轮的起动机/发电机或者集成的起动机/发电机。气缸缸数对此影响不大。借助于偏心器调节压缩比的原理也可以用于V型发动机，V型发动机中V型角对压缩比的影响很小，其影响可以通过软件中点火时刻的自适应功能得到补偿。这台1.8L VCR发动机扭矩达 $300\text{N}\cdot\text{m}$ ，功率达 165kW ，升功率超过 90kW/L 。将这台样机装在一辆成批生产的汽车上进行试验，结果表明，样车在新欧洲行驶循环中相对于固定压缩比的原型车油耗降低 7.8% ，排放满足欧IV排放法规要求。对这台概念发动机进行了摩擦、功能和磨损方面的试验及超过400小时的耐久试验，证明了发动机样机的摩擦与成批生产的原型机曲柄连杆机构没有什么差别（因为平行的曲柄传动机构的传力元件是用滚针轴承支承的），无论机械噪声还是燃烧噪声都不显著。

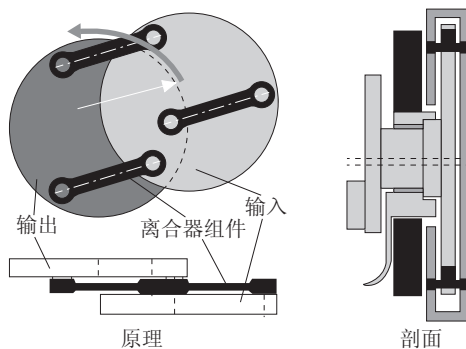


图 1-1-9 平行的曲柄传动机构图

可变压缩比与缩小排量和高增压概念相结合会因为它所要求增添的零部件而使得制造成本增加，但是由此带来的优点使这种做法变得很值得。偏心曲轴移位的方案还有以下优点：对燃烧室几何形状的影响很小；调节机构需要的力比较小；惯性力没有改变；摩擦没有增加；噪声没有恶化；良好的可调节性；适中的制造费用。在以后投入成批生产时，还有以下优点值得考虑：不必为新的加工设备高额投资，传统的加工设备可以继续使用；主要尺寸基本保持不变，安装空间几乎可以不变。

3. 日产公司可变压缩比技术

日产汽车公司选定多连杆方式实现可变压缩比。这种方式存在的问题是：发动机外型尺寸或振动增加；由于可活动部分增加而导致摩擦损失相应增加。而日产汽车公司依然选用了这种方式是因为，通过多连杆有效配置，具有解决问题的可能性。经过数亿次的对多连杆配置进行计算机仿真，日产VCR可变压缩比机构终于研发成功，如图1-1-10所示。

这种机构如图1-1-11所示，它采用在曲柄销转动部位摆动的杠杆的一端与连杆连接，而杠杆的另一端则采用与控制轴延伸出来的连杆相连接的构造。连杆与控制轴的偏心部分连接，当控制轴转动时，控制轴连杆使曲柄销回转而使杠杆摆动。因此，活塞的上止点的位置做上下移动，从而能够连续改变压缩比。

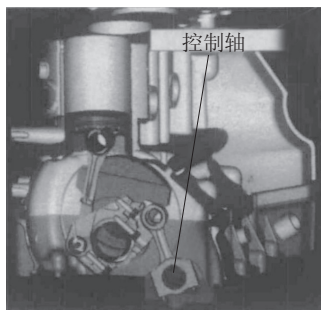


图 1-1-10 日产可变压缩比发动机

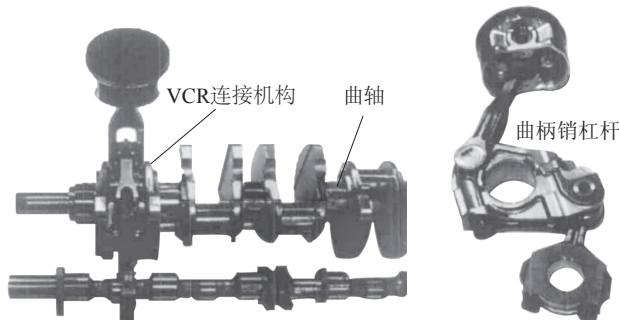


图 1-1-11 多连杆结构与曲轴

控制轴连杆使杠杆的一端向下运动时，杠杆的另一端把曲轴连杆向上推压，于是活塞的上止点向上移动，压缩比提高。而控制轴连杆把杠杆的一端向上抬起时，连杆的另一端把曲轴连杆向下推压，活塞的上止点向下移动，于是压缩比降低。压缩比的变化范围在涡轮增压发动机中设定在8:1~14:1之间，在低增压低负荷时提高压缩比，有利于降低燃油消耗，而在高增压高负荷时降低压缩比以防止爆震。此外，曲轴销杠杆具有扩大行程达到原来1.3倍的功能，所以能够缩短曲柄臂长度并提高曲轴的刚性。如果保持与原来相同的刚性则使曲柄销小径化，另一方面宽度增加的曲柄销起到确保杠杆两端连接销轴面积的作用，如图1-1-12所示。

控制臂由电动执行器驱动。电动执行器由电动机、梯形螺钉和螺帽构成。当电动机转动梯形螺钉时，螺帽做轴向移动。这种位移被传递到控制轴的叉形部分，其弯曲角最大达到100°时控制轴做旋转运动。压缩比从最大值变化到最小值所需要的时间比增压压力上升所需要的时间要短，为0.4s。

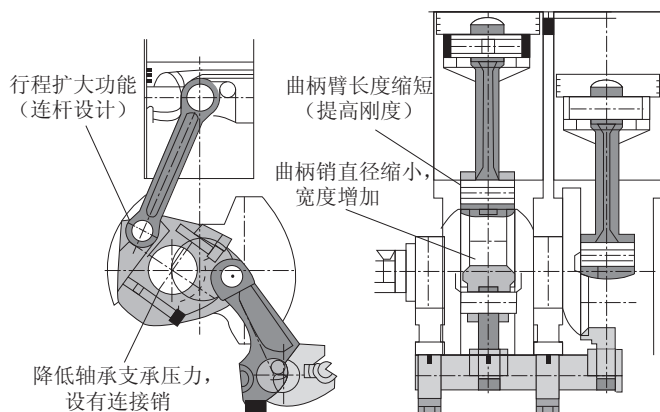


图 1-1-12 曲柄销杠杆

经过数亿次对连杆配置进行计算机仿真所获得的结果表明，该机构还具有活塞往复运动的改进与活塞敲缸的限制效果的优点，即活塞的往复运动几乎接近正弦曲线，使直列四缸发动机特有的惯性二次振动接近于零，同时，由于增加连杆而导致摩擦增加，相互抵消，显著降低了活塞的敲缸声。

4. 法国MCE-5可压缩比技术

法国MCE-5 Development公司在2005年发布了一款“可压缩比发动机”，该方案是一种机械的组合方案，整合了功率传输和压缩比控制功能，可替代传统的固定压缩比发动机组，能够让大量生产的可压缩比发动机达到所要求的质量，从而使生产成本符合汽车工业所追求的效益标准。

MCE-5 Development公司表示，可压缩比发动机可以满足汽车业有关环境和能源方面的一些关键要求。它能让汽车制造商生产出功率强大但燃油消耗经济的汽车，从而把燃油消耗降低了30%，进一步满足欧洲和全球减少温室效应气体排放的目标。

如图1-1-13所示，该发动机组采用了长寿命的齿轮和滚珠轴承系统导向的活塞，因此活塞不会产生垂直拍击和径向负荷，保证发动机的坚固耐用和可靠性，并保证汽车的里程数。这表示MCE-5 VCR发动机又克服了大功率、大力矩发动机的缺点，大幅提高了其使用寿命。

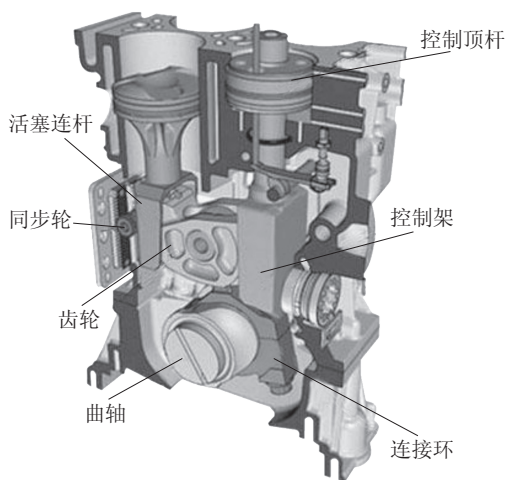


图 1-1-13 法国MCE-5 VCR发动机

MCE-5 Development公司进一步表示，其可变压缩比发动机组从1997年开始研究和测试，并分阶段进行了改良。新一代的MCE-5 VCR发动机已经可以商用化，其发动机的组成部分都是按照大量生产的要求所设计的。如图1-1-14所示，它采用该公司称为“滚子导向活塞”，即下部由特殊形状的转轴进行刚性连接的活塞。齿轮上有螺纹的转轴部分的运动通过位于气缸壁之间的滚子与反向一侧的摆杆进行控制。位于机构中央的摆杆在两侧部分的齿轮刻有螺纹，一方面与活塞连接，另一方面与液压式执行器运动的控制齿杆连接。摆杆与齿杆连接，把活塞的运动传递到曲轴。

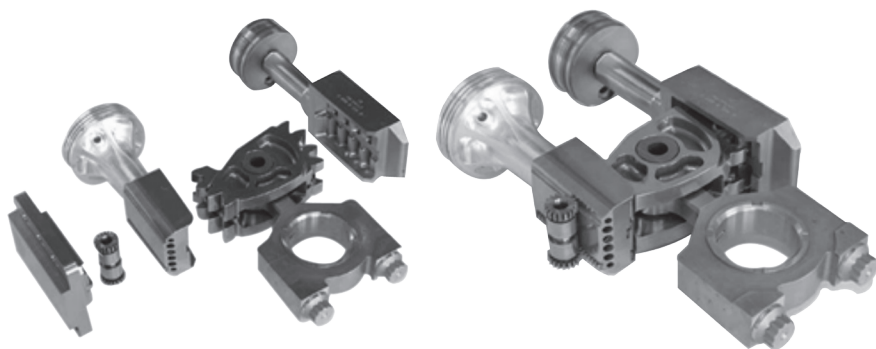


图 1-1-14 滚子导向活塞

从整个机构的运动来看，如果液压执行器使控制齿杆向上运动，则在摆杆的作用下活塞向下运动（反之亦然）。由此在活塞行程不改变的情况下，使上下止点的燃烧室容积发生变化。也就是说，采用液压控制的控制齿杆，使摆杆做空间移动，即利用几何学的空间位移变化，在适应发动机负荷变化情况的同时，改变压缩比。

MCE-5可变压缩比发动机可使发动机燃烧热效率提高20%，并可减少运动部件的磨损。它是以部分节气门开启方式减少泵气损失。目前正在进行实车试验。为了实现批量生产的目标，还需在技术上不断改进，并在减少重量和降低成本方面下功夫。

对不同的设计方案进行评估，结果见表1-1-1所示。

表1-1-1 各种技术方案的比较

| 设计方案 | 燃烧室 几何形状 | 调节机构 受力情况 | 制造 费用 | 附加 惯性力 | 压缩比的可 调节性 | 紧凑程度 |
|-----------|-------------|--------------|----------|-----------|--------------|------|
| 可变燃烧室形状 | -- | + | + | ++ | ++ | + |
| 副活塞 | | 自动稳定的 | | | | |
| 压缩高度可调的活塞 | 0 | ++ | + | - | + | + |
| 活动气缸盖和气缸筒 | 0 | -- | -- | ++ | 0 | - |
| 分段的可操纵连杆 | 0 | 0 | - | -- | + | - |
| 曲轴移位 | 0 | + | + | ++ | + | + |

注：++很好 +好 0满意 -差 --很差

燃烧室的几何形状只有在可变燃烧室形状的情况下才会受干扰到不可接受的地步。其他方案对燃烧室几何形状的干扰不明显。在调节压缩比所需要的力方面，必须考察作用在调节机构上的力。活动气缸盖和气缸筒的效果不好，因为调节机构本身的原理决定了它处在力流之中。在连杆分成两段的方案中，受力情况比较有利——但是操纵杆的偏心轴受到的力矩相当大。其余几个方案都比较好，其中的副活塞方案只在当时的气体力和惯性力可

用于调节压缩比，而且系统是自动稳定的情况下才比较好。

在惯性力方面，压缩高度可调的活塞有缺点，因为这种系统使得做往复运动的质量增加了。在分段的可操作连杆的方案中，除了往复运动的质量提高了以外，运动学的改变还会导致惯性力增大，以致在三缸和四缸机中必须进行强制性的惯性力平衡。

压缩比的可调节性除了与作用在调节机构上的力有关以外，还与机构是否易于接近有关。

在制造费用方面，对其制造过程相对于原型发动机的改变进行了评估。分成两段、且带有操纵机构的连杆以及布置在气缸体内的折叠式机构对原型发动机的影响最大；其他方案带来的影响比较小。关于安装空间的考虑表明，在采用折叠式机构的方案中，进气侧和排气侧必须跟着转过一个角度。反之，在连杆分成两段的方案中，侧置的操纵机构对发动机主尺寸的影响就成为一种缺点。然而，特别有利的是，在曲轴移位的方案中发动机主尺寸和安装空间的紧凑性都可以保持不变。这种方案几乎不改变安装空间就可以在原型发动机上实施。在进行这样的比较时，没有对所评估的各个方面进行加权。通过这样的比较发现，曲轴移位方案非常有利。对于这样一种改造起决定性作用的是制造费用是否合适。

第二节 可变气门正时及升程技术

一、配气定时原理

配气定时就是进、排气门的实际开闭时刻，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。理论上，四行程发动机的进气门应在曲拐位于上止点时开启，在曲拐转到下止点时关闭；排气门则在曲拐位于下止点时开启，在曲拐转到上止点时关闭。但实际发动机的转速很高，活塞每一个行程历时都很短，例如：上海桑塔纳轿车发动机在最大功率时的转速为5600r/min，一个工作行程历时仅为0.0054s。这么短的时间，往往会引起发动机进气不足，排气不净，造成功率下降。因此，现代发动机都采用延长进、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。配气定时如图1-2-1所示。

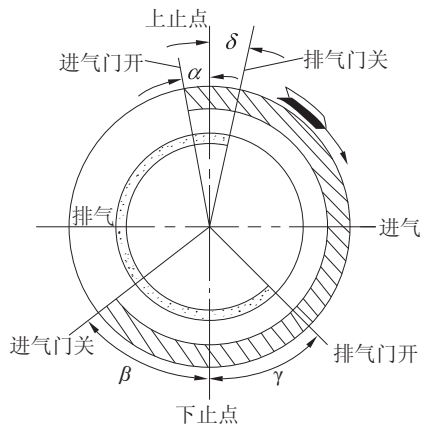


图 1-2-1 配气定时图

在排气行程接近终了，曲轴转到曲拐离上止点的位置还差一个角度 α 时，进气门便开始开启。直到活塞过了下止点重新上行，曲轴转到曲拐超过下止点位置以后一个角度 β 时，进气门才关闭。整个进气行程持续时间相当于曲轴转角 $180^\circ + \alpha + \beta$ 。 α 角一般为 $10^\circ \sim 30^\circ$ ， β 角一般为 $40^\circ \sim 80^\circ$ 。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，新鲜气体能顺利地充入气缸。当活塞到达下止点时，气缸内压力仍低于大气压力，在压缩行程开始阶段，活塞上移速度较慢的情况下，仍可以利用气流惯性和压力差继续进气，因此进气门晚关一点是有利于充气的。

同样，做功行程接近终了，活塞到达下止点前，排气门便开始开启，提前开启的角度 γ ，一般为 $40^\circ \sim 80^\circ$ 。在活塞越过上止点后，排气门才关闭，排气门关闭的延迟角为 δ ，一般约为 $10^\circ \sim 30^\circ$ 。整个排气过程的持续时间相当于曲轴转角 $180^\circ + \gamma + \delta$ 。排气提前开启的原因是当做功行程的活塞接近下止点时，气缸内的气体虽有0.3~0.4MPa的压力，但就活塞做功而言，作用不大，这时若稍开排气门，大部分废气在此压力作用下可迅速自缸内排出；当活塞到达下止点时，气缸内压力已大大下降，这时排气门的开度进一步增加，从而减少了活塞上行时的排气阻力，高温废气迅速排出，还可防止发动机过热。当活塞到达上止点时，燃烧室内的废气压力仍高于大气压力，加之排气时气流有一定的惯性，所以排气门迟一点关，可以使废气排放得较干净。

由图1-2-2可见，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，这就出现了一段时间内排气门和进气门同时开启的现象，称为气门重叠，重叠时期的曲轴转角称

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，因此只要气门重叠角选择适当，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，这对换气是有利的。但应注意，如气门重叠角过大，当汽油机小负荷运转、进气管内压力很低时，就可能出现废气倒流，使进气量减少。

对于不同发动机，由于结构形式、转速各不相同，因此配气定时也不相同。合理的配气定时应根据发动机性能要求，通过反复试验确定。

尽管不同发动机配气定时是根据试验而取得的最佳配气定时，从而成为设计配气凸轮型线以及确定各气缸进、排气凸轮在凸轮轴上相对位置的依据，但实际上，当配气凸轮轴设计已定，发动机的配气定时也就确定下来了，在发动机运转过程中是不能改变的。然而，发动机转速的高低对进、排气流动以及气缸内燃烧过程是有影响的。转速高时，进气气流流速高，惯性能量大，所以希望进气门早些打开，晚些关闭，尽量多进一些混合气或空气；反之，在发动机转速较低时，进气流速低，流动惯性能量也小，如果进气门过早开启，由于此时活塞正在上行排气，很容易把新鲜气体挤出气缸，使进气反而少了，发动机工作更趋向不稳定。因此，在低转速时，希望发动机进气门稍晚些开启。所以，发动机转速不同时，对配气定时的要求是不同的。如果凸轮型线所规定的配气定时适用于高速，那么在低速时，性能就不会太好；反之亦然。为了取得平衡，一般凸轮型线设计时，配气定时既要照顾到高速，又要兼顾低速，所以是一个折衷的配气方案，很难达到真正的最佳配气定时。

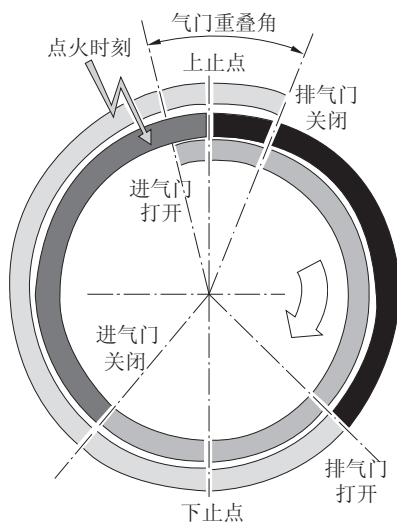


图 1-2-2 配气相位图

二、日系汽车可变气门技术

1. 本田VTEC

VTEC是日本本田汽车公司开发的可变气门技术，是世界上第一个能同时控制气门开闭时间和气门升程的气门控制系统。VTEC (Variable Valve Timing and Valve Lift Electronic Control System)，中文意思是“可变气门正时和气门升程电子控制系统”。

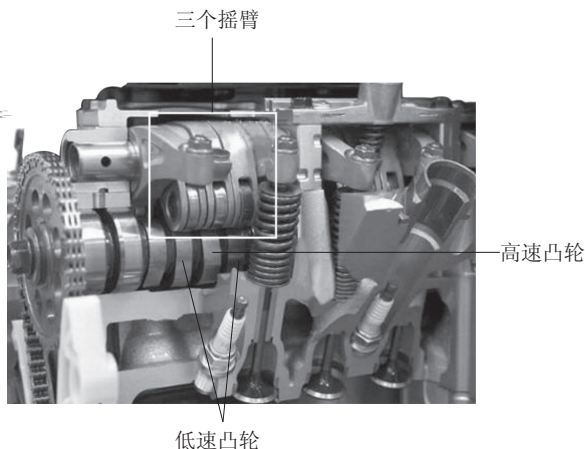


图 1-2-3 VTEC结构图

VTEC发动机每缸有4气门（2进2排）、凸轮轴和摇臂等，与普通发动机不同的是凸轮与摇臂的数目及控制方法。如图1-2-3所示，它采用三个摇臂，即中间摇臂、主摇臂及副摇臂。中间摇臂上装有两个可以左右运动的液压活塞，并在凸轮轴上设有两种不同定时和升

程的凸轮（高速凸轮和低速凸轮。中间摇臂在高速时使用，主、副摇臂在低速时使用。凸轮之间的切换是通过VTEC电磁阀控制液压油的走向，来控制进气摇臂的分合。高速时，摇臂在液压的作用下合在一起，由中间渐开线角度最大的高速凸轮驱动，增大了气门升程；低速时则分开，由角度较小低速的凸轮驱动，使气门升程变小。

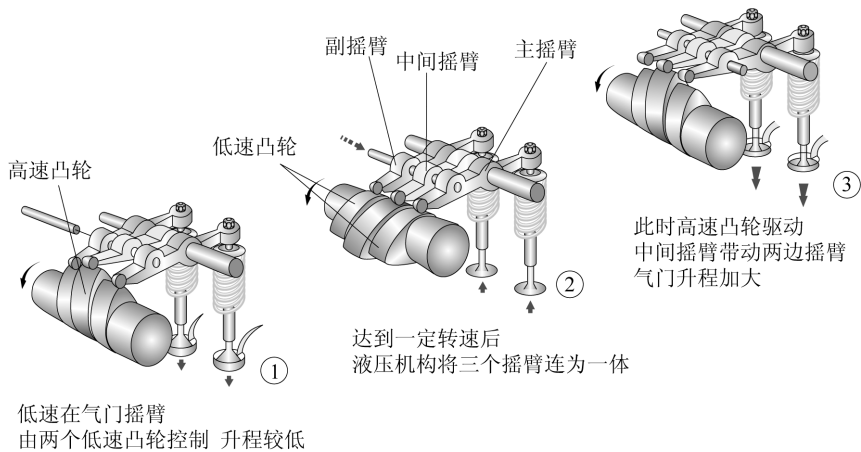


图 1-2-4 VTEC工作原理图

如图1-2-4所示，当发动机在中、低速工作时，控制系统使主、副摇臂与中间摇臂分离，利用两侧的低速凸轮驱动主、副摇臂，压动气门开启。中间摇臂在弹簧的作用下与高速凸轮一起转动，但此时由于没有油压作用于同步活塞，所以中间摇臂与气门的开闭无关。

当发动机高速运转时，控制系统使摇臂内部的液压活塞沿箭头方向移动。此时主、副及中间摇臂在同步活塞的作用下连成一体，均由高速凸轮来驱动，从而获得高功率所需的配气正时和气门升程。

但是VTEC系统对于配气相位的改变是阶段性的，也就是说其改变配气相位只是在某一转速下的跳跃，而不是在一段转速范围内连续可变。

2. 丰田VVT-i

在本田的VTEC技术问世后，丰田公司也推出了可变气门正时技术VVT-i (Variable Valve Timing-intelligent)。

VVT-i控制器的结构如图1-2-5所示，主要由正时带驱动的外齿轮和与进气凸轮轴刚性连接的内齿轮，以及一个内齿轮、外齿轮之间的可动活塞组成。活塞的内、外表面上有螺旋形花键。活塞沿轴向的移动，会改变内、外齿轮相对位置，从而产生配气相位的连续改变。

丰田的VVT-i系统可连续调节气门正时，但不能调节气门升程。工作原理是：

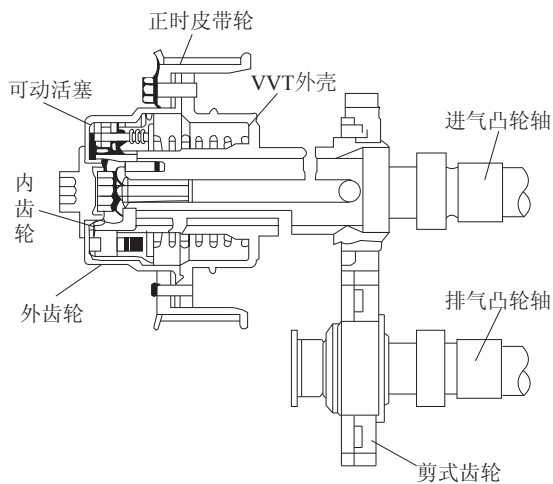


图 1-2-5 VVT-i控制器的结构

当发动机由低速向高速转换时，ECU就自动地将机油压向进气凸轮轴驱动齿轮内的活塞。这样，在压力的作用下，活塞就相对于齿轮壳旋转一定的角度，从而使凸轮轴在 60° 的范围内向前或向后旋转，从而改变进气门开启的时刻，达到连续调节气门正时的目的。

当凸轮轴正时控制阀位于图1-2-6 (a) 所示位置时，机油压力施加在活塞的左侧，使得活塞向右移动。由于活塞上的旋转花键的作用，进气凸轮轴相对于凸轮轴正时带轮提前某一角度。

当凸轮轴正时控制阀位于图1-2-6 (b) 所示位置时，活塞向左移动，并向延迟的方向旋转。进而，凸轮轴正时控制阀关闭油道，保持活塞两侧的压力平衡，从而保持配气相位，得到理想的配气正时。

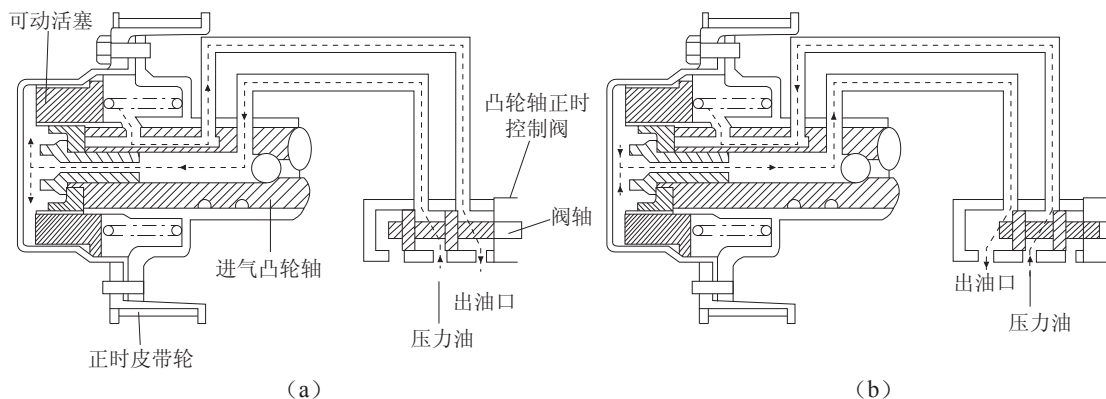


图 1-2-6 VVT-i的液压控制原理

3. 丰田VVTL-i

在VVT-i基础上，丰田进一步开发了VVTL-i (Variable Valve Timing&Lift-intelligent)。

VVTL-i在VVT-i技术基础上再对摇臂与凸轮轴进行结构改进。结构如图1-2-7所示，在摇臂内VVTL-i用油压来使一个小垫片 (pin) 移动来决定顶到哪个尺寸的凸轮。低速时，pin的位置决定由低速凸轮带动摇臂，驱动气门的开关，此时高速凸轮空转；高速时，pin的位置决定由高速凸轮驱动气门。

如图1-2-8所示，低、中转速时，凸轮轴上只有低速凸轮顶到摇臂。转速低时，虽然凸轮轴一样在转动，但是，由于摇臂内pin未移动，低速凸轮部分有效地顶到摇臂，进而驱动到气门的开关，高速凸轮一样在转动（因为在同一根凸轮轴上），但在无效地空转。

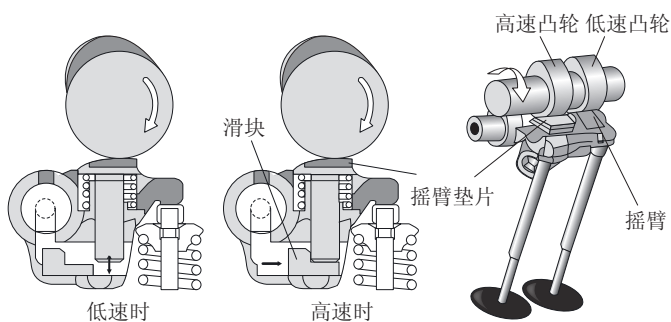


图 1-2-7 VVTL-i的结构

如图1-2-9所示，高转速时，凸轮轴上只有高速凸轮顶到摇臂。转速变高时，虽然凸轮轴一样在转动，但是，由于摇臂内pin已移动，换成高速凸轮部分有效地顶到摇臂，进而驱动到气门的开关，低速凸轮一样在转动（因为在同一根凸轮轴上），但在无效地空转。

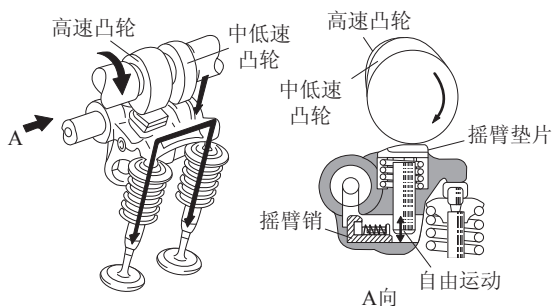


图 1-2-8 低、中转速状态

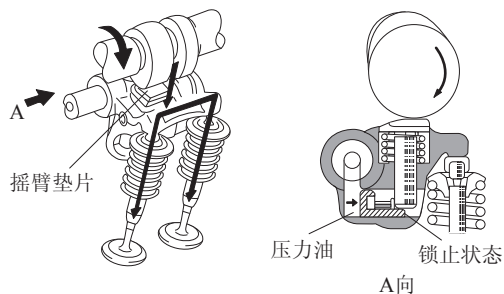


图 1-2-9 高速状态

4. 本田 i-VTEC

i-VTEC是本田公司在VTEC的基础上，配合可以连续控制进气门正时相仿的VTC（Variable Timing Control）功能，成为高智能的可变气门正时和升程的构造。其结构如图1-2-10所示。“i”即intelligence，指发动机智能化。i-VTEC能根据车辆的行驶状况和负荷情况，智能化地控制气门开闭和升程，大幅度提升了车辆的节油性能和清洁环保性能。

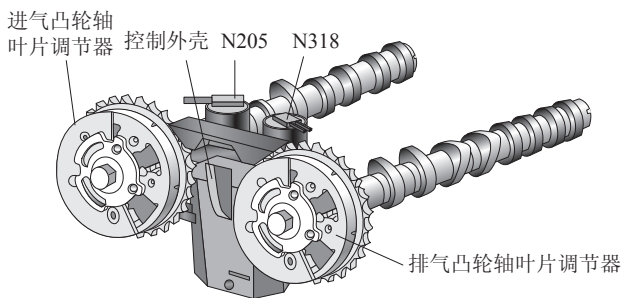


图 1-2-10 本田i-VTEC的结构图

它通过液压和齿轮传动机构，根据车辆的行驶状况和负荷动态调节气门正时。当发动机由低速向高速转换时，ECU控制机油压向进气、凸轮轴驱动齿轮内的小涡轮。这样，在压力的作用下，小涡轮就相对于齿轮壳旋转一定的角度，从而使凸轮轴在60°的范围内向前或向后旋转，如图1-2-11所示。从而改变进气门开启的时刻，达到连续调整气门正时的目的。

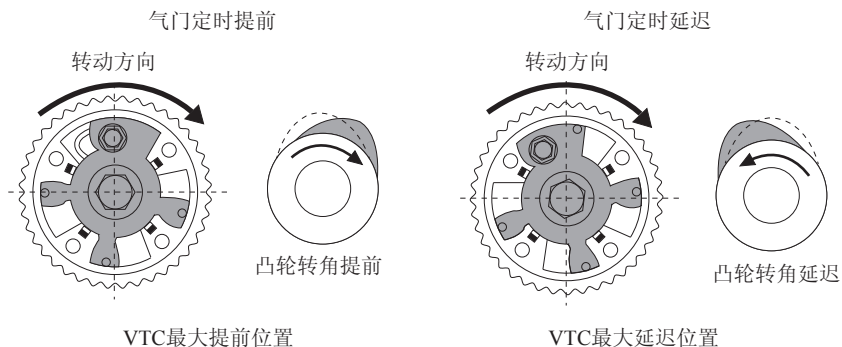


图 1-2-11 VTC 执行器

i-VTEC是在VTEC的基础上加入VTC，利用连续式地转动凸轮轴，达到气门重叠角的控制。

5. 日产VVEL

日产是可变气门升程领域的后来者，2007年末，日产发布了可变气门升程技术VVEL，这项技术最先被用在VQ37VHR发动机上，日产也有计划将VVEL普及到自己的低端车型上。

为了实现连续可变就必须研发出一种可无级改变工作状况的机构。日产的VVEL系统利用

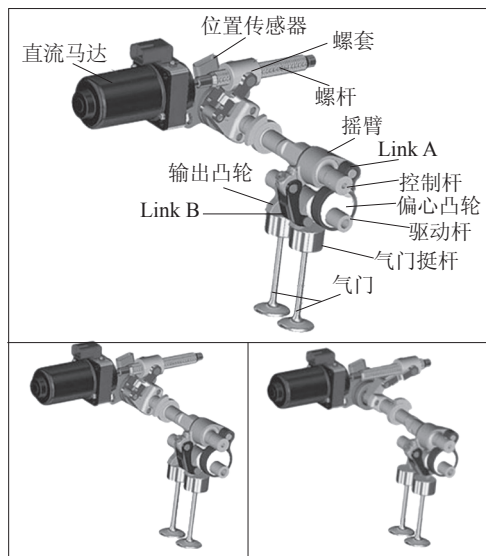


图 1-2-12 日产VVEL系统

一个简单的螺杆和螺套达到了这个目的。螺套就是拧在螺栓上的螺母，螺母随着转动可沿螺栓上的螺纹上下运动，换个角度来看，这就是一种无级调节方式。日产VVEL就是将一组螺杆（螺栓）和螺套（螺母）加到了发动机的气门摇臂上来使气门升程连续（无级）可变，如图1-2-12所示。

首先ECU根据当前的发动机转速来决定螺套的所在位置，直流马达用来驱动螺套。而螺套由一根连杆与控制杆相连，螺套的横向移动可以带动控制杆转动，控制杆转动时上面的摇臂随之转动，而摇臂又与连杆B相连，摇臂逆时针转动时就会带动连杆B去顶气门挺杆上端的输出凸轮，最后输出凸轮就会顶起气门来改变气门升程，原

理如图1-2-13所示。

日产VVEL连续可变气门升程系统在一定范围内（这个范围的大小由螺杆的长度和输出凸轮的角度来决定）可实现无级连续调节，针对不同的发动机转速都有相应的气门升程，这种形式更加灵活自主。目前VVEL系统只应用在进气端，因此还存在改进的余地。

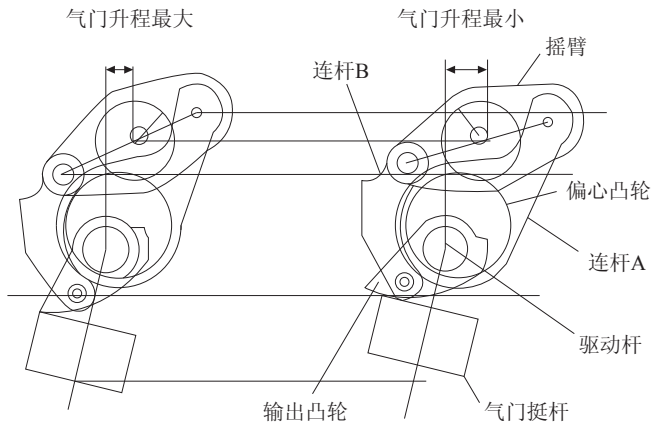


图 1-2-13 日产VVEL系统的升程

三、德系汽车可变气门技术

1. BMW-Valvetronic

宝马的Valvetronic可变气门升程技术在2001年发布，现在被广泛应用到宝马旗下车型上。和日产的VVEL一样，宝马的Valvetronic也是目前少数可以实现连续可变的气门升程技术之一。

宝马的Valvetronic系统同样是依靠改变摇臂结构来控制气门升程。传统的发动机大多都是利用凸轮轴上的凸轮挤压摇臂带动气门挺杆来使气门上下运动，而宝马的工程师在凸轮轴与传统摇臂间加装了一根偏心凸轮轴，利用偏心凸轮轴上的凸轮位置的改变来实现气门升程的改变（图1-2-14、图1-2-15）。

日产的VVEL的作用范围取决于螺杆长度，而宝马的Valvetronic的气门升程范围则由偏心凸轮的角度及高度而定。不过宝马的Valvetronic和VVEL一样，目前也只应用在发动机的进气端。



图 1-2-14 BMW-Valvetronic系统

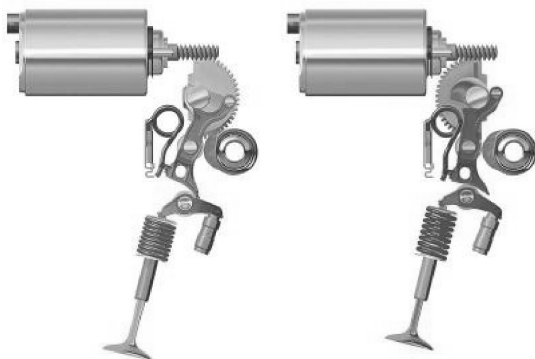


图 1-2-15 BMW-Valvetronic结构图

2. 大众汽车可变气门正时

Passat B5轿车最新选用2.8L V6发动机，该发动机对可变气门正时进行了特别设计。从俯视观察，其传动方式以及进、排气凸轮轴分布如图1-2-16所示，排气凸轮轴安装在外侧，进气凸轮轴安装在内侧。曲轴通过齿形皮带首先驱动排气凸轮轴，排气凸轮轴通过链条驱动进气凸轮轴。

如图1-2-17 (a) 所示为发动机在高速状态下，为了充分利用气体进入气缸的流动惯性，提高最大功率，进气门迟闭角增大后的位置（轿车发动机通常在高速状态下工作，所以这一位置为一般工作位置）。图 1-2-17 (b) 所示为发动机在低速状态下，为了提高最大扭矩，进气门迟闭角减少的位置。进气凸轮轴由排气凸轮轴通过链条驱动，两轴之间设置一个可变气门正时调节器，在内部液压缸的作用下，调节器可以上升和下降。

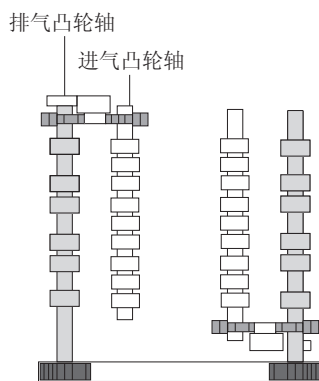


图 1-2-16 Passat B5轿车2.8L V6发动机可变气门正时传动方式以及进、排气凸轮轴分布

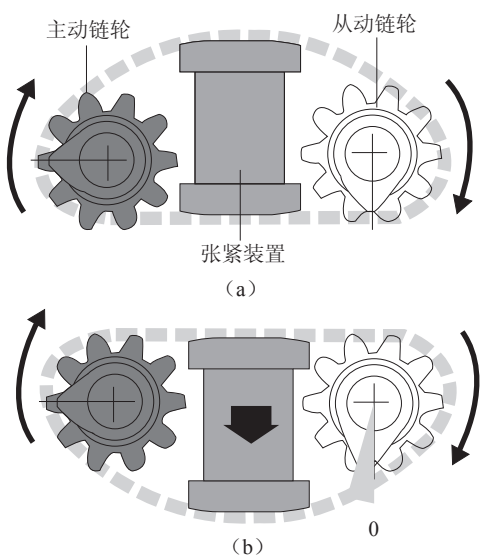


图 1-2-17 Passat B5可变气门原理图

当发动机转速下降时，可变气门正时调节器下降，上部链条被放松，下部链条受到排气凸轮旋转拉力和调节器向下推力的作用。由于排气凸轮轴在曲轴正时皮带的作用下不可能逆时针反旋，所以进气凸轮轴受到两个力的共同作用：一是在排气凸轮轴正常旋转带动下链条的拉力；二是调节器推动链条，传递给排气凸轮的拉力。进气凸轮轴顺时针额外转过 θ 角，加快了进气门的关闭，亦即进气门迟闭角减小 θ 度。

当转速提高时，调节器上升，下部链条被放松。排气凸轮轴顺时针旋转，首先要拉紧下部链条成为紧边，进气凸轮轴才能被排气凸轮轴带动旋转。在下部链条由松变紧的

过程中, 排气凸轮轴已转过 θ 角, 进气凸轮才开始动作, 进气门关闭变慢, 亦即进气门迟闭角增大 θ 度。

从图1-2-16和图1-2-17不难看出, 该发动机左侧和右侧的可变气门正时调节器操作方向要求始终相反。当发动机的左侧可变气门正时调节器向下运动时, 右侧可变气门正时调节器向上运动, 左侧链条紧边在下边, 右侧链条紧边在上边。调节器向下移动时, 紧边链条都由短变长。

当Passat B5轿车发动机转速高于1000r/min时, 要求进气门关闭得较早, 如图1-2-18 (a) 所示。左列缸对应的可变气门正时调节器向下运动, 上部链条由长变短, 下部链条由短变长。右列缸对应的可变气门正时调节器向上运动, 上部链条由短变长, 下部链条由长变短。左右列缸对应的进气凸轮轴在两个力的共同作用下都顺时针额外转过 θ 角, 加快了进气门的关闭, 满足了低速时进气门关闭较早, 可提高最大扭矩的要求。

当Passat B5轿车发动机转速为3700r/min时, 要求进气门关闭得较迟, 如图1-2-18 (b) 所示。左列缸对应的可变气门正时调节器向上运动, 上部链条由短变长, 下部链条由长变短。右列缸对应的可变气门正时调节器向下运动, 上部链条由长变短, 下部链条由短变长。在左列缸的下部链条, 右列缸的上部链条同时由长变短的过程中, 排气凸轮轴已转过 θ 角, 进气凸轮才开始动作, 进气门关闭变慢, 满足了高速时进气门关闭较迟, 可提高最大功率的要求。

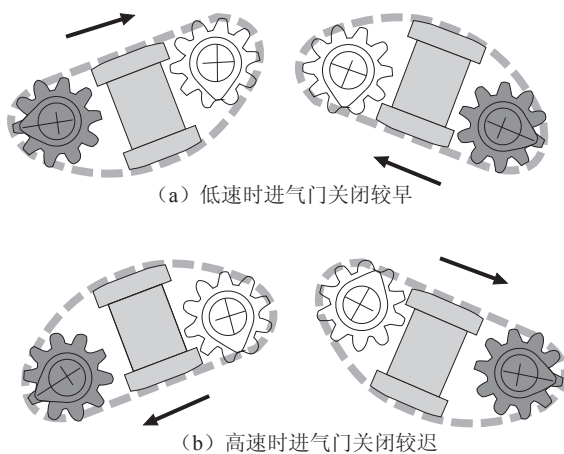


图 1-2-18 两种工作方式

Passat B5轿车2.8L V6发动机的可变气门正时系统由Motronic M3.8.2发动机控制单元控制。微机控制关系如图1-2-19所示。左右列缸对应的可变气门正时机构均设置了一个可变气门正时电磁阀, 如图1-2-20所示。发动机在获得转速传感器的信息后, 对左右列缸对应的可变气门正时电磁阀的控制方式做出正确选择并控制阀体动作。当获得不同阀体位置时, 通往可变气门正时调节器内的液压缸油路变换, 使得可变气门正时调节器上升或下降, 以使左右列缸对应的进气门获得不同的迟闭角。

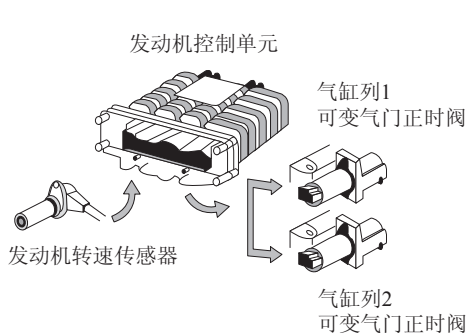


图 1-2-19 可变气门正时的微机控制

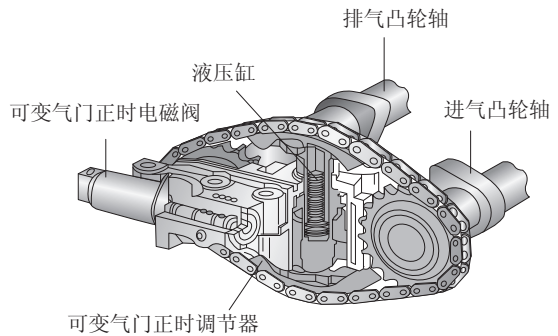


图 1-2-20 电磁阀与调节器的关系

以上所述发动机可变气门正时系统，是通过微机控制可变气门调节器上升和下降获得齿形皮带轮与进气凸轮（进气门）的相对位置变化，这种结构属于凸轮轴配气相位可变结构，一般可调整 $20^{\circ} \sim 30^{\circ}$ 曲轴转角。由于这种机构的凸轮轴、凸轮形线及进气持续角均不变，虽然高速时可以加大进气迟闭角，但是气门重叠角却会减小，这是它的缺点。

总体来看，发动机可变气门正时技术已相对成熟，将来会有越来越多的高性能汽油发动机采用这一技术。

第三节 废气涡轮增压技术

增压，就是借助于装在发动机上的专用增压装置，预先压缩进入气缸的空气，以提高进入气缸中的充气密度。增压的作用是在气缸容积一定的情况下，充气密度越大，新鲜空气的绝对量越大，就可以喷入较多的燃料进行燃烧，发动机就能发出更大的功率。

1905年，波西首次提出了涡轮增压的概念，并被授予德国专利，这标志着涡轮增压技术诞生。1912年，世界上第一台废气驱动的增压器正式问世。1961年，小轿车开始尝试性地安装增压器，但因为瞬间产生的巨大压力和热量，产生爆燃现象，安装后效果并不理想。经过百年的不断发展，涡轮增压技术已经日趋成熟和完善。

一、发动机增压类型

(1) 按其增压方式可分为三类：机械增压、废气涡轮增压、气波增压。

(2) 按增压压力划分，一般划分的范围为：

低增压 $P_s < 0.18\text{MPa}$ ($P_e = 0.8 \sim 1.0\text{MPa}$)

中增压 $P_s = 0.18 \sim 0.25\text{MPa}$ ($P_e = 0.9 \sim 1.5\text{MPa}$)

高增压 $P_s = 0.25 \sim 0.35\text{MPa}$ ($P_e = 1.4 \sim 2.2\text{MPa}$)

超高增压 $P_s > 0.35\text{MPa}$ ($P_e > 2.0\text{MPa}$)

废气涡轮增压是通过发动机排出的废气能量推动涡轮增压器实现增压。根据涡轮回收废气能量的不同方式，废气涡轮增压系统可分为串联前复合增压、串联后复合增压以及并联复合增压等几种方式，如图1-3-1所示。

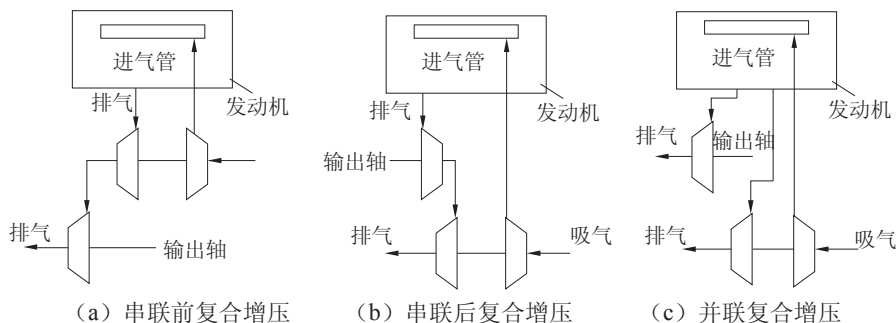


图 1-3-1 涡轮增压方式

串联前复合增压是在废气涡轮增压器前串联一个涡轮机，发动机排出的废气先流入前置涡轮机，回收部分能量后再排入涡轮增压器的涡轮机，由此带动压气机进行增压。这种增压系统的特点是充分利用废气的能量，因此可提高整机的热效率；同时在增压器前利用涡轮机事先回收废气的部分能量，可避免增压器的转速过高的现象。

串联后复合增压是在增压器后再串联一个废气涡轮，其主要目的是进一步回收利用经增压器后排出的废气能量，以便提高整机的热效率。并联复合增压是将发动机排出的废气分两路同时排入一个废气涡轮和废气涡轮增压器的涡轮的系统。对排量较大的发动机，通过这种复合系统提高废气能量的回收再利用，在提高整机热效率的同时减轻了废气涡轮增压器的工作负担。

根据增压器的数量，废气涡轮增压器又可分为单级增压和双级复合增压。普通车型常用单级增压系统，即采用一个废气涡轮增压器；而双级增压系统采用两个废气涡轮增压器，主要用于大排量车用柴油机。根据两个增压器的连接方式不同，双级增压方式又可分为直列双级复合增压和并列双级复合增压两种系统，如图1-3-2所示。

直列双级复合增压系统一般由一个小型增压器和一个大型增压器直列布置构成，并根据发动机转速分别使用。低速时关闭进气切换阀和排气切换阀，使小型增压器工作，以提高低速进气量，改善低速转矩特性；中、高速时如图1-3-2(a)所示，打开排气切换阀和进气切换阀，使排气流向大型增压器，以便增压发动机在高效率区进行匹配，提高发动机的经济性。此时，小型增压器涡轮的进、出口压力相等，所以自动停止工作。六缸发动机常采用并列式双级复合增压系统，1、2、3缸和4、5、6缸分别采用相同的增压器。与六个缸采用一个增压器相比，采用并列双级增压器时流过废气涡轮的排气流量减少一半，所以采用小型增压器，由此达到兼顾低速转矩特性和中、高速在高效率区的良好匹配，提高整机性能的目的；多缸发动机采用并列式双级复合增压系统的另一个目的，是为了避免产生各缸排气干涉现象。

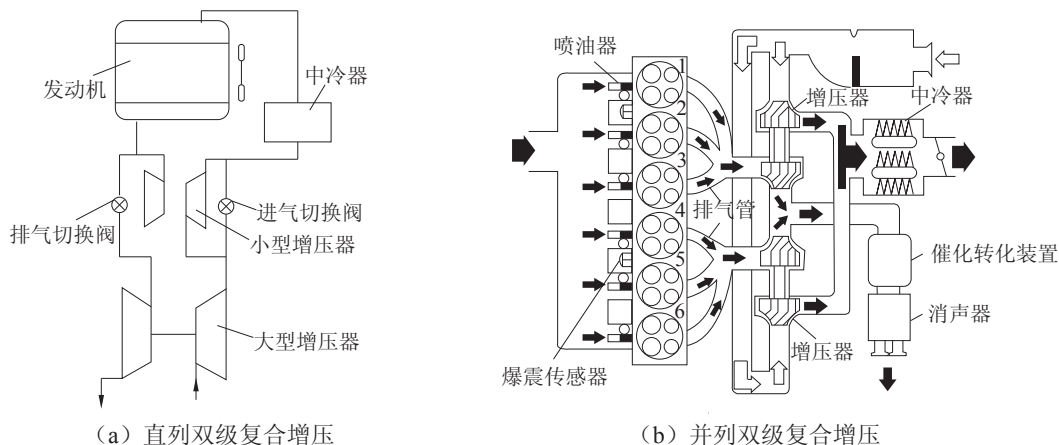


图 1-3-2 复合增压系统

二、涡轮增压器的结构及工作原理

1. 组成

车用涡轮增压器由离心式压气机、径流式涡轮机和中间体三部分组成(图1-3-3)。增压器轴通过两个浮动轴承支承在中间体内。中间体内有润滑和冷却轴承的油道，还有防止机油漏入压气机或涡轮机中的密封装置等。

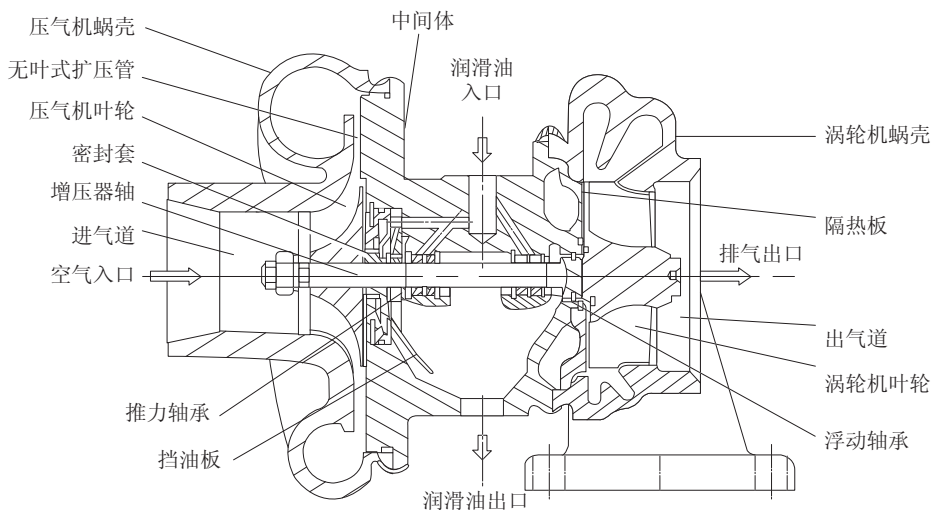


图 1-3-3 涡轮增压器结构

2. 离心式压气机

离心式压气机由进气道、压气机叶轮、无叶式扩压管及压气机蜗壳等组成。叶轮包括叶片和轮毂，并由增压器轴带动旋转。

当压气机旋转时，空气经进气道进入压气机叶轮，并在离心力的作用下沿相邻压气机叶片之间形成的流道，从叶轮中心流向叶轮的周边。空气从旋转的叶轮获得能量，使其流速、压力和温度均有较大的增幅，然后进入叶片式扩压管。扩压管为渐扩形流道，空气流过扩压管时减速增压，温度也有所升高，即在扩压管中，空气所具有的大部分动能转变为压力能，如图1-3-4所示。

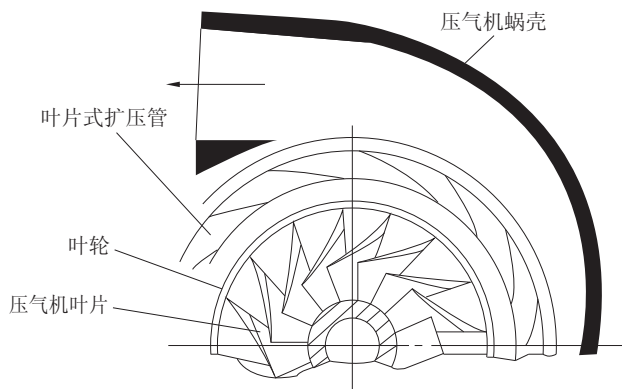


图 1-3-4 离心式压气机示意图

扩压管分叶片式和无叶式两种。无叶式扩压管实际上是由蜗壳和中间体侧壁所形成的环形空间，其构造简单，工况变化对压气机效率的影响很小，适于车用增压器。

叶片式扩压管是由相邻叶片构成的流道，其扩压比大，效率高，但结构复杂，工况变化对压气机效率有较大的影响。

蜗壳的作用是收集从扩压管流出的空气，并将其引向压气机出口。空气在蜗壳中继续减速增压，完成其由动能向压力能转变的过程。

压气机叶轮和蜗壳由铝合金精密铸造。

3. 径流式涡轮机

涡轮机是将发动机排气的能量转变为机械功的装置。径流式涡轮机由蜗壳、喷管、叶轮和出气道等组成（图1-3-5）。蜗壳的进口与发动机排气管相连，发动机的排气经蜗壳引导进入叶片式喷管。喷管是由相邻叶片构成的渐缩形流道。排气流过喷管时降压、降温、增速、

膨胀，使排气的压力能转变为动能。由喷管流出的高速气流冲击叶轮，并在叶片所形成的流道中继续膨胀做功，推动叶轮旋转。

与压气机的扩压管类似，涡轮增压机的喷管也有叶片式和无叶式之分。现代车用径流式涡轮机多采用无叶式喷管。涡轮增压机的蜗壳除具有引导发动机排气以一定的角度逆流入涡轮机叶轮的功能外，还有将排气的压力能和热能部分地转变为动能的作用。

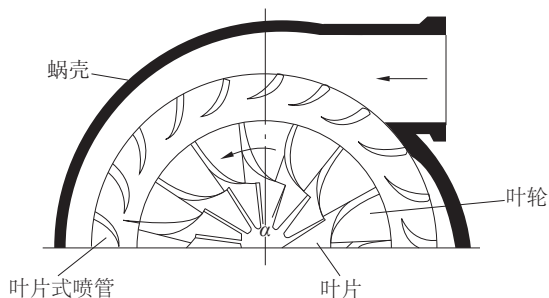


图 1-3-5 径流式涡轮机示意图

涡轮机叶轮经常在 700°C 左右高温的排气冲击下工作，并承受巨大的离心力作用，所以采用镍基耐热合金钢或陶瓷材料制造。用质量轻并且耐热的陶瓷材料可使涡轮机叶轮的质量大约减轻 $2/3$ ，涡轮增压加速滞后的问题也在很大程度上得到了改善。

喷管叶片用耐热和抗腐蚀的合金钢铸造或经机械加工而成。蜗壳用耐热合金铸铁铸造，内表面应该光洁，以减少气体流动损失。

4. 转子

涡轮机叶轮、压气机叶轮和密封套等零件安装在增压器轴上，构成涡轮增压器转子。转子以超过 $10 \times 10^4 \text{ r/min}$ ，最高可达 $20 \times 10^4 \text{ r/min}$ 的高转速旋转，因此，转子的平衡非常重要。

增压器轴在工作中承受弯曲和扭转交变应力，一般用韧性好、强度高的合金钢40Cr或18CrNiWA制造。

5. 增压器轴承

增压器轴承的结构是保证车用涡轮增压器可靠性的关键之一。现代车用涡轮增压器都采用浮动轴承（图1-3-6）。浮动轴承实际上是套在轴上的圆环。圆环与轴以及圆环与轴承座之间都有间隙，形成双层油膜。圆环浮在轴与轴承座之间。一般内层间隙为 0.05mm 左右，外层间隙大约为 0.1mm 。轴承壁厚约为 $3 \sim 4.5\text{mm}$ ，用锡铅青铜合金制造，轴承表面镀一层厚度约为 $0.005 \sim 0.008\text{mm}$ 的铅锡合金或金属钢。在增压器工作时，轴承在轴与轴承座中间转动。

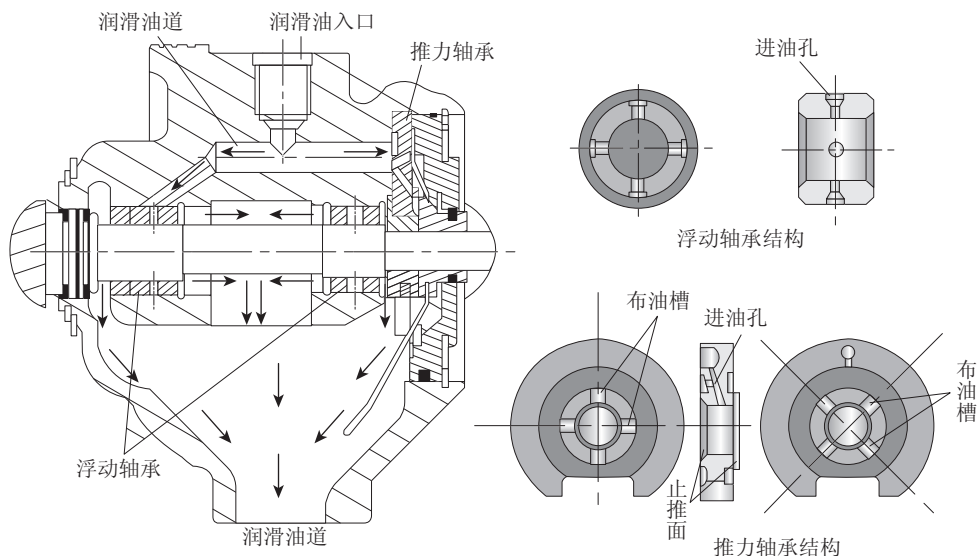


图 1-3-6 涡轮增压器轴承及其润滑

增压器工作时产生轴向推力，由设置在压气机一侧的推力轴承承受。为了减少摩擦，在整体式推力轴承两端的止推面上各加工有四个布油槽；在轴承上还加工有进油孔，以保证止推面的润滑和冷却。

三、增压压力的调节

在涡轮增压系统中都设有进气旁通阀和排气旁通阀，用以控制增压压力。排气旁通阀及其控制装置在增压器上的安装位置如图1-3-7所示。控制膜盒中的膜片将膜盒分为左室和右室，右室经连通管与压气机出口相通，左室设有膜片弹簧作用在膜片上。膜片还通过连动杆与排气旁通阀连接。当压气机出口压力，也就是增压压力低于限定值时，膜片在膜片弹簧的作用下移向右室，并带动连动杆使排气旁通阀保持关闭状态。当增压压力超过限定值时，增压压力克服膜片弹簧力，推动膜片移向左室，并带动连动杆将排气旁通阀打开，使部分排气不经过涡轮机而直接排放到大气中，从而达到控制涡轮机转速及增压压力的目的。

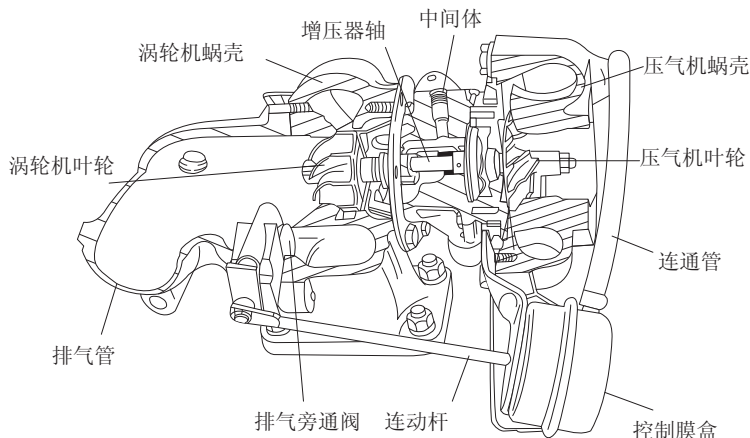


图 1-3-7 排气旁通阀及其控制装置在增压器上的安装位置

进气旁通阀的工作原理与排气旁通阀相似。

在有些发动机上，排气旁通阀的开闭由电控单元操纵的电磁线圈控制。电控单元根据压气机出口增压压力的高低，对电磁线圈进行通电或断电控制，以开闭排气旁通阀。有的电控单元还能按照预编的程序，在发动机突然加速时，允许增压压力短时间超出限定值，以提高发动机的加速性。

四、涡轮增压器的润滑及冷却

来自发动机润滑系统主油道的机油，经增压器中间体上的机油进口进入增压器，润滑和冷却增压器轴和轴承。然后，机油经中间体上的机油出口返回发动机油底壳（图 1-3-8）。在增压器轴上装有油封，用来防止机油窜入压气机或涡轮机蜗壳内。如果油封损坏，将导致机油消耗量增加和排气冒蓝烟。

因为汽油机增压器的热负荷大，所以在增压器中间体的涡轮机侧设置冷却水套，并用软管将其与发动机的冷却系统连通。冷却液自中间体上的冷却液进口流入中间体内的冷却水套，从冷却液出口流回发动机冷却系统。冷却液在中间体的冷却水套中不断循环，使增压器轴和轴承得到冷却。

有些涡轮增压器在中间体内不设置冷却水套，只靠机油及空气对其进行冷却。当发动机在大负荷或高转速工作之后，如果立即停机，那么机油可能由于轴承温度太高而在轴承内燃烧。因此，这类涡轮增压发动机应该在停机之前，至少在怠速下运转1min。

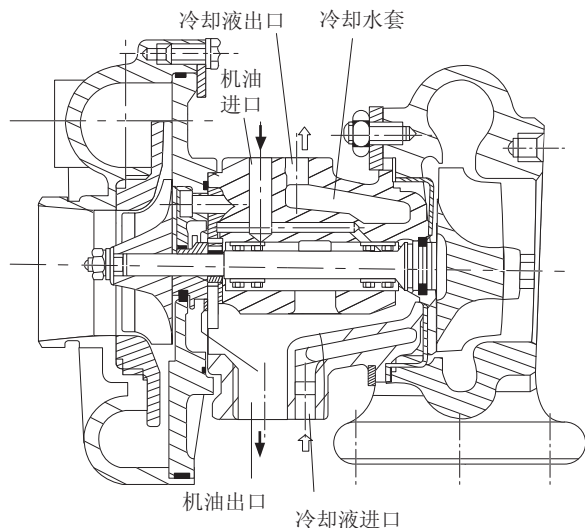


图 1-3-8 涡轮增压器的润滑油路及冷却水套

五、汽油机增压

1. 汽油机废气涡轮增压的研究意义

增压技术首先在柴油机领域得到发展，目前工业发达国家大中功率柴油机已全部采用增压技术，中小型车用柴油机增压也达80%。汽油机增压的发展相对较晚，技术水平也落后于柴油机。20世纪70年代末国外汽油机开始逐渐采用增压技术，并得到了迅速发展，1990年美国生产的汽油机已有1/4采用了增压技术，目前国外的汽油机增压技术正处于完善和推广阶段。内燃机增压的先进技术主要集中于美国、德国和日本。相对于柴油机而言，汽油机在小排量，尤其是轿车发动机领域，有其独特的应用优势及地位，所以汽油机的增压研究对于节约能源及提高汽车性能都具有重要意义。

2. 汽油机增压的特点

(1) 车用汽油机的速度和功率范围广，工况变化频繁，扭矩储备要大，这些在采用废气涡轮增压后，如不采取特殊措施，会限制其推广。

(2) 汽油机的 α 比较小，所以工作温度比柴油机高，增压后尤为突出。而且汽油机空燃比由于工作循环的性质决定，仍需限制在较浓的狭窄范围内，又不能用较大的气门重叠角增加扫气量来降低燃烧室零件和排气的温度。

(3) 对增压汽油机来说，进入气缸的混合气，因受压气机压缩的影响，其温度一般要比非增压高30~600℃左右，这就为加速混合气的焰前反应创造了有利条件。又由于增压汽油机的热负荷高，燃烧室和气缸的壁面温度较高，对新鲜充量的热辐射和热传导都将增加，这也会导致焰前反应的增加，促使正常燃烧速度增加，但对未燃混合气的压爆作用也会增强。

(4) 汽油机增压易发生爆燃。增压使压缩终了混合气的温度、压力升高，致使爆燃的倾向增大。汽油机由于受爆燃限制，压缩比较低，因而造成膨胀不充分，致使排气温度较高，热效率下降。

(5) 汽油机增压热负荷大。汽油机混合气的浓度范围窄（过量空气系数 $\alpha=0.85\sim 1.1$ ），燃烧时的过量空气少，造成单位数量混合气的发热量大。同时，汽油机又不能通过提高气门重叠角加大扫气来冷却受热零件（如气门、燃烧室等），造成汽油机在增压后的热负荷偏高。汽油机增压后热负荷大又促使爆燃倾向的发生。

(6) 汽油机与增压器匹配困难。与柴油机相比，汽油机的转速范围宽，从低速到高速混合气质量流量变化大。当节气门突然开大时，增压器响应滞后造成动力响应的滞后。汽油机增压后发动机排气温度高，易造成增压器损坏，并出现低速时增压压力不足，高速时增压压力过高及寿命降低的情况。

第四节 可变进气系统VIS

自然进气的发动机中，较长的进气歧管低速高扭矩，高速低功率；较短的进气歧管则正好相反，低速小扭矩，高速大功率。利用可变进气系统，可以达到低速高扭矩，高速大功率的效果。可变进气歧管充分利用进气波动效应，尽量满足发动机在不同转速下所需的进气量，从而达到改善发动机经济性及动力性的目的。这要求发动机在高转速、大负荷时装备粗短的进气歧管；在中、低转速和中、小负荷下配用较长的进气歧管。可变进气歧管就是为适应这种要求而设计的。

一、基本原理

1. 进气波动效应

进气过程的间歇性和周期性致使进气歧管内产生了一定幅度的压力波。此压力波以当地声速在进气系统内传播和往复反射。如果以一定长度和直径的进气歧管与一定容积的谐振室组成谐振系统图，并使其固有频率与气门的进气周期协调，那么在特定的转速下，就会在进气门关闭之前，在进气歧管内产生大幅度的压力波，使进气歧管的压力增高，从而增加进气量，如图1-4-1所示。

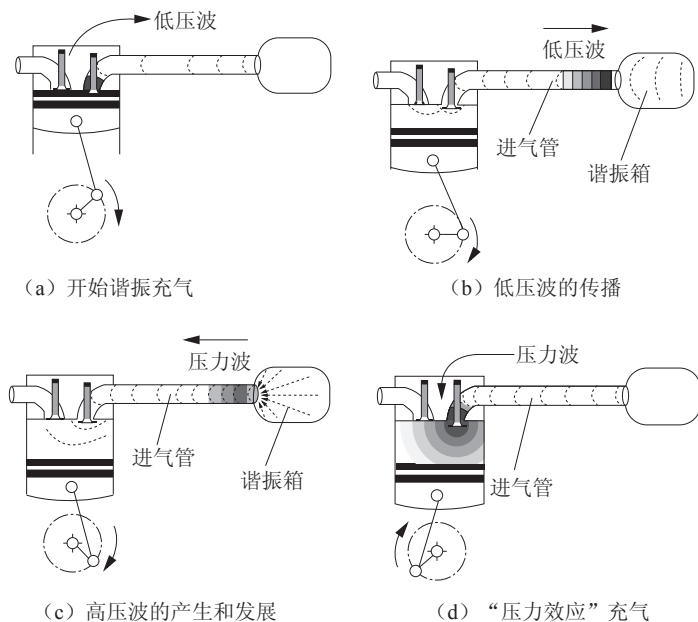


图 1-4-1 进气波动效应

2. 可变截面进气歧管

根据流体力学的原理，管道的截面积越大，流体压力越小；管道截面积越小，流体压

力越大。在高转速区，较大的进气歧管截面面积，可以提高进气量；在低转速区，较小的进气歧管截面面积可以提高气缸的进气负压，也能在气缸内充分形成涡流，让空气与汽油更好的混合。调整进气歧管的截面来实现可变进气的技术，可提高低速区的扭矩和保持高速区的最大功率。

3. 共鸣进气

共鸣进气也称为共振进气增压，是指利用在气缸群中的压力振动来实现进气系统的调谐共振。水平对置发动机和V型发动机常采用这一技术来改善发动机的充气效率。同一端的气缸通过独立的歧管共享一个谐振室，两个谐振室之间通过管径不同的两根歧管连接，其中一根歧管的通路上设有可变进气控制阀。由于水平对置及V型发动机两端的气缸工作交替进行，所以这两个谐振室交替进气。这样，在谐振室之间就形成压力波。如果压力波频率与转速相匹配，就会有助于空气进入气缸，从而改善充气效率。在共鸣进气系统中，压力波的频率取决于安装在两谐振室之间连接管上的可变进气控制阀，在低转速时阀门关闭，压力波的频率减小，与相对较低的进气频率相吻合，从而可以提高中低转速的输出扭矩；在高转速时阀门开启，这时压力波的频率增大，与较高的进气频率吻合，从而可以改善高转速时的充气效率。

二、典型结构及工作过程

1. 可变长度进气歧管

发动机低速运转时，ECU控制转换阀关闭，空气经空气滤清器和节气门沿着弯曲而又细长的进气歧管流进气缸。细长的进气歧管提高了进气速度，增强了气流的惯性，使进气量增多；当发动机高速运转时，转换阀开启，空气经空气滤清器和节气门直接进入粗短的进气歧管。粗短的进气歧管进气阻力小，也使进气量增多。

在发动机转速低于4100r/min时，每个气缸进气道中的转换阀门总是处于关闭位置，形成路径较长而截面较小的进气管道，如图1-4-2（a）所示；当转速高于4100r/min时，进气道中转换阀门开启，形成路径较短而截面较大的进气管道，如图1-4-2（b）所示。

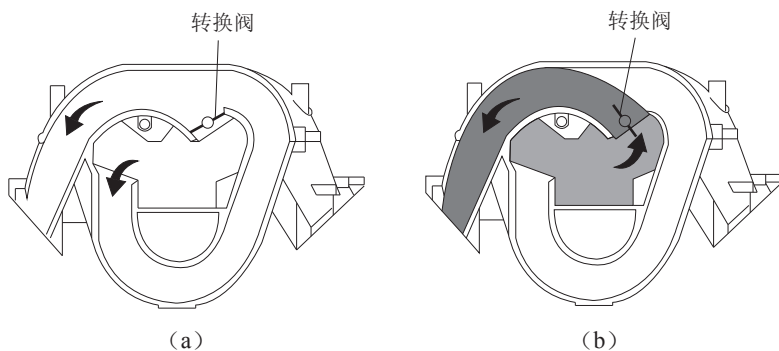


图 1-4-2 变长度进气歧管

2. 可变截面进气歧管

如图1-4-3所示为丰田汽车公司采用的可变进气系统（T-VIS），在两个进气道的其中一

个装上控制阀，低、中转速时控制阀关闭，高速时控制阀打开，以提高低转速时的转矩，同时也不会影响四气门发动机在高转速时高输出的特性。

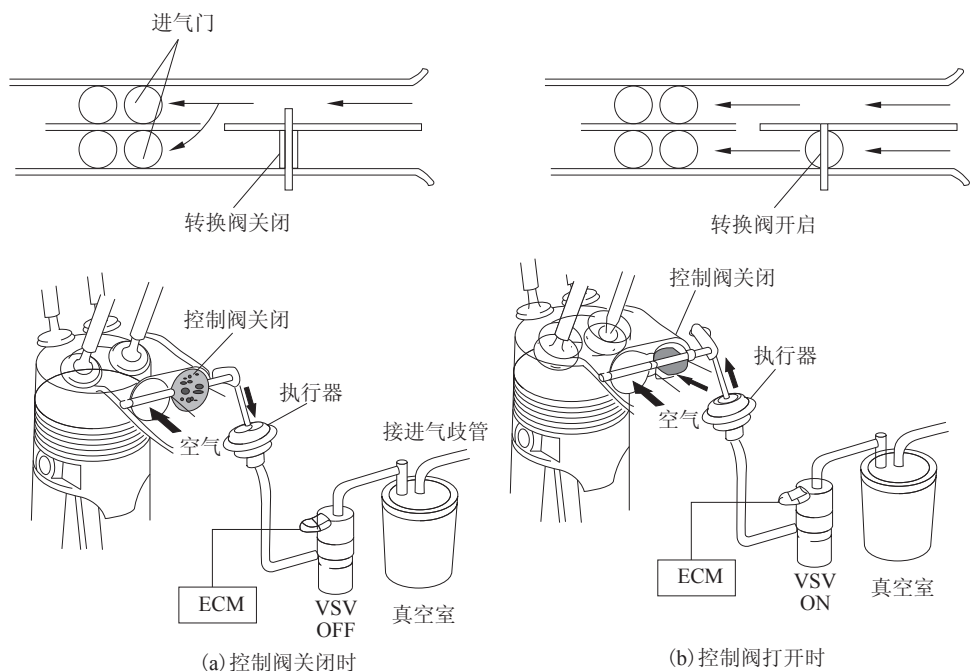


图 1-4-3 丰田公司可变进气系统

丰田公司可变进气系统有四个气门，其中两个进气门各配有一个进气管道，其中一个进气通道中装有进气转换阀，中低速小负荷时，转换阀关闭，高速大负荷时，转换阀开启。

3. 可变进气歧管长度及截面面积

(1) 两阶段式可变进气系统

图1-4-4所示为本田汽车公司采用的可变进气系统，控制阀装在粗短的副进气歧管，当发动机低、中转速时，控制阀关闭，空气从较细长的主进气歧管进入气缸；当发动机高转速时，控制阀打开，空气从主、副进气歧管进入气缸。

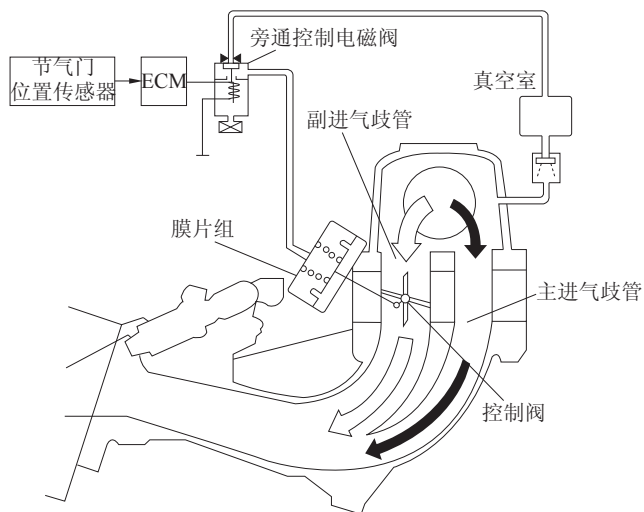


图 1-4-4 本田公司可变进气系统

图1-4-5所示为日产公司采用的可变进气系统。当发动机在低速中、小负荷工作时，转换阀关闭，进气会通过细长的进气管流入，产生强烈的旋流，提高进气流速，由于细长管的动态效应，改善了中低速的扭矩特性；当高速大负荷工作时，转换阀开启，进气通过短而粗的进气管道，大大提高了充气量，从而获得较大的功率。

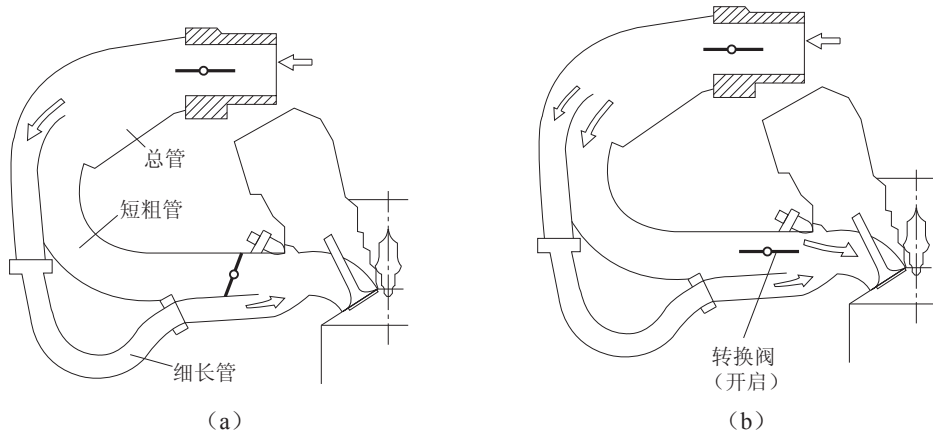


图 1-4-5 日产公司可变进气系统

(2) 三阶段式可变进气系统

低转速时，副进气歧管上的控制阀全关，进气流速快，加上进气惯性效果，使充填效率提高，故输出转矩增加充填效率最高，发动机输出马力及转矩均增加。

中转速时，发动机转速上升，控制阀慢慢打开，进气歧管的截面面积增大，使进气阻力减小，加上进气惯性效果，故输出转矩增加。

高转速时，控制阀全开，进气截面面积最大，进气阻力最小，如图1-4-6所示。

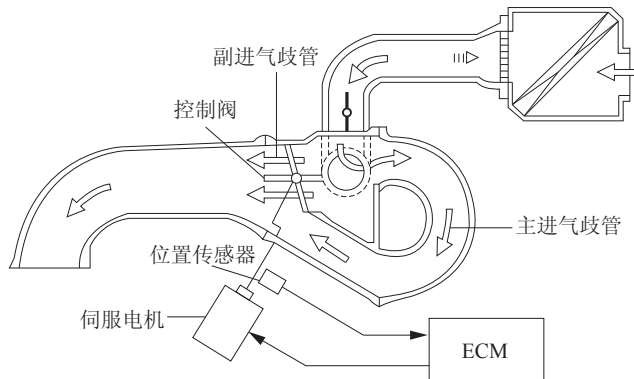


图 1-4-6 三阶段式可变进气系统