

### 2.1 柴油机燃油系统综述

典型的燃油系统分为低压油路和高压油路<sup>[42,43]</sup>，在低压油路中，燃油压力达 0.2 ~ 1.5 MPa，在高压油路中达几百兆帕。

最简单的汽车拖拉机供油系统如图 2.1 所示。国外轻型汽车为了简化燃油系统通常没有燃油粗滤器。相反，在某些型号产品中，为了保证能够在寒冷季节工作，在燃油粗滤器和输油泵之间安装了带燃油恒温器的油水加热器，喷油器中的回油，由于它的量比较少，一般回不到油箱，而是流入离它比较近的部件中（输油泵入口、柴油机进油总管），停留在低压油路元件中。

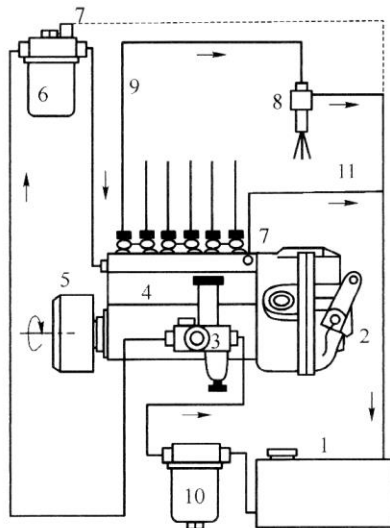


图 2.1 传统汽车柴油机燃油系统示意图

- 1—油箱；2—自动调速器；3—输油泵；4—高压燃油泵；5—喷油提前角装置联轴器；  
6—燃油精滤器；7—溢流阀；8—喷油器；9—高压油管；10—燃油粗滤器；11—溢流管

### 2.1.1 滤清器

柴油必须要进行过滤，未滤出的杂质使精密偶件磨损加快，有时导致其卡滞。在柴油机停机的情况下，水会导致其生锈，甚至失去灵活性。按照俄罗斯国家标准，柴油中机械杂质不应高于 50 g/t (0.005%)，可是到了用户这里，燃油所含杂质平均已超过 2 倍，不利的条件下会达到 10 倍。预过滤用滤清器被安装在燃油进油道的入口装置中，滤网网眼 0.25~0.5 mm。在喷油器入口设置安全过滤器，用于过滤检修时进入高压油路中的工艺污泥和颗粒，通常这种过滤器是比较昂贵的缝隙式滤清器（见图 2.61 (a) 位置 6），在衬套体上有方向交错的盲槽，使燃油经过衬套和壳体之间的缝隙从一个槽流向另一个槽，颗粒不能通过缝隙。

燃油粗滤器可增加燃油精滤器的寿命，并且保护输油泵。由于燃油精滤器的阻力较大，很少将它布置在输油泵前面，滤清器体呈圆柱形，在其下方有螺塞或者开关用来排除沉淀物，但很少用开关。燃油从外围流向中心，拥有最大的过滤面积。常见的是带有接触式滤芯的燃油粗滤器，比如，棉绒或者合成绳线骨架绕好的线。在船用柴油机上使用了轴上带有一组细金属片的燃油粗滤器，它的优点是在用手转动中心杆的时候，可以用刷子将金属片之间的缝隙清理干净。最常用的是具有穿孔带制成的固定片的缝隙式燃油粗滤器（图 2.2）。冲压高度决定了缝隙“A”的大小，相应地决定了过滤的精细度。如图 2.3 的位置 3 所示的沉淀式粗滤器应用较广。在燃油进行缓慢的层流流动时，比较重的杂质和水能够在本身的重力作用下进行沉淀，为此安装了导流板 4 和阻尼器 2。

粗滤器用来排出沉淀物，而滤清器本身用燃油实现了自清洗，实现了完全过滤。大约滤掉原含量中 20%~55% 的金属杂质和 60%~85% 的水分。过滤细度，即过滤颗粒的最小尺寸为 30~100  $\mu\text{m}$ 。

燃油精滤器用来将供油装置精密偶件中大的磨料和水分开，保证 96%~99.4% 的杂质和水分能完全过滤掉，目前初始过滤细度还未降低到 2~3  $\mu\text{m}$ 。

对于分配式喷油泵，初始过滤细度应该小于 4~5  $\mu\text{m}$ ，对于其他形式的喷油泵为 8~10  $\mu\text{m}$ 。按照堵塞的程度，初始过滤细度值降低了几倍，可更换的纸质或者纸板滤盒结构（见图 2.3 上位置 6）比较占优势，另外将多孔厌水材料用表面活性防水物质浸泡，将其卷成螺旋形，过滤面积增加 1~2 级，滤芯寿命可达到 3 000 h。现代汽车精滤器安装有沉淀物极限传感器，在滤清器的上部布置有燃油电加热器，以防在低温条件下被石蜡结晶物堵塞，最先进的加热器用快速加热。

滤清器通常按照不同用途成双制作，这样，根据图 2.3 的组合简化了安装，在使用双通开关时，柴油机（船用）上任何一个精滤器都可以拆卸。精滤器在串联时，能够达到最好的滤清效果；在并联时，增加了维护保养时间。



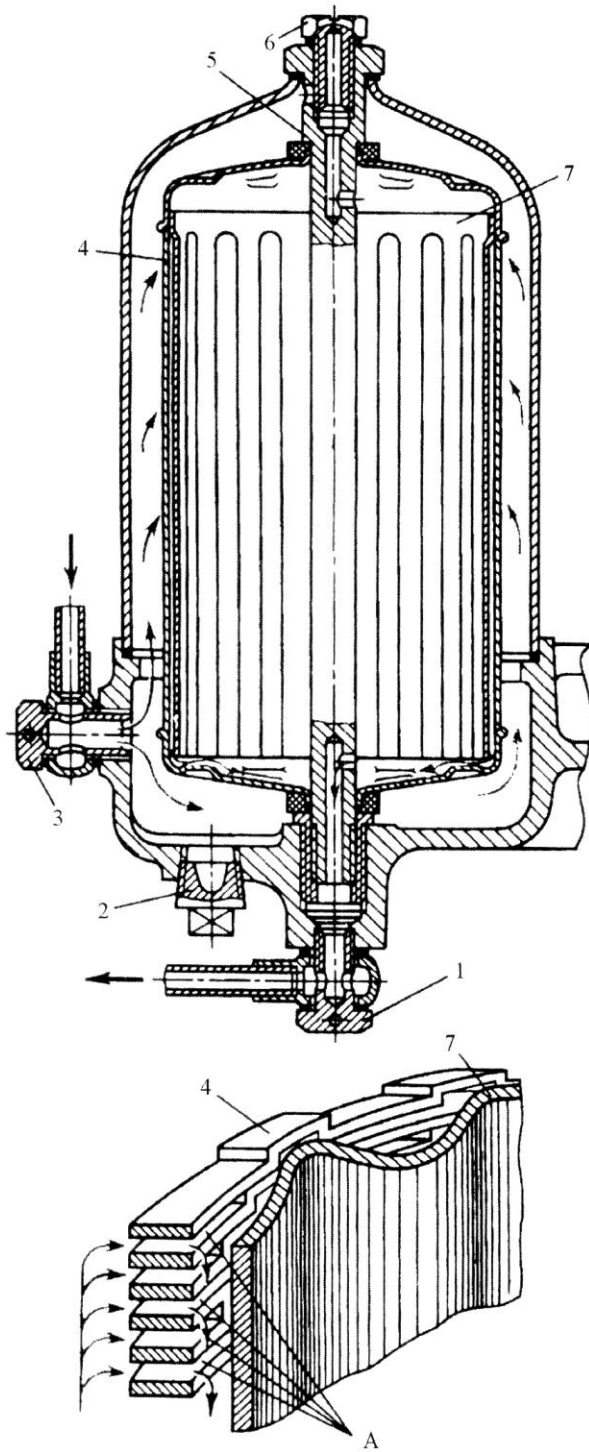


图 2.2 拖拉机用带状缝隙式粗滤器

A—滤缝；1、3—管接头；2—放油塞；4—过滤带；5—紧固螺栓；6—放气塞；7—波纹状滤筒

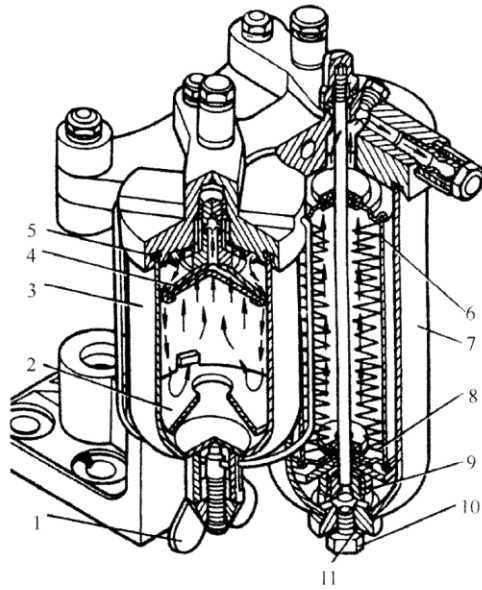


图 2.3 沉淀式粗滤器（左边）和精滤器（右边）

1、11—滤筒固定螺母；2—沉淀物阻尼器；3、7—滤筒；4—层状导流板；5—衬垫；  
6—滤芯纸板外壳；8—纸滤芯；9—弹簧；10—溢油塞

### 2.1.2 输油泵

输油泵用来克服滤油器及沿程阻力，保证给喷油泵供油，提高输油能力和压力储备。排出喷油泵进油腔中的气体以及对喷油泵进行冷却是必需的，这能够稳定充油和循环供油。输油泵的输出油量要达到标定循环供油量（经过喷油器的油量）的3~10倍，输油泵压力通常为0.1~0.5 MPa，但在分配式喷油泵中它可以达到0.8~1.2 MPa。

活塞式输油泵（图2.4）与整体式或单体式喷油泵配合使用，工作活塞在偏心轮和复位弹簧的联系作用下，实现往复直线运动，来泵油。

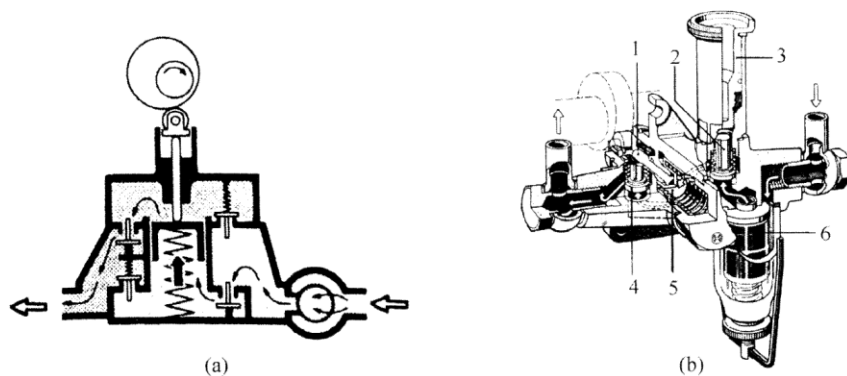


图 2.4 双作用式活塞输油泵示意图 (a)；高速柴油机 Bosch 输油泵剖面图 (b)

1—挺柱；2—进油阀；3—手动泵油活塞；4—排气阀；5—工作活塞；6—滤清集油池

输油泵中带手动驱动的活塞，用于启动前放气和清洗燃油粗滤器。工作活塞的密封是间隙密封（径向间隙0.015~0.1 mm）的，最常见的手动泵油活塞是皮碗式的。活塞式输油泵

比较可靠，磨损较小，吸油能力比较好（不低于2 m），但由于受到速度快，充油变差，供油不均匀的限制，双作用式输油泵目前应用较少（图2.4（a）），活塞式输油泵的流量（L/min）为：

$$Q = 0.25 \times 10^{-6} \cdot \eta \cdot \pi \cdot d_p^2 \cdot h_p \cdot n$$

式中： $\eta$  为容积效率（ $\eta = 0.75$ ）； $d_p$  和  $h_p$  为柱塞直径和行程（mm）； $n$  为偏心轮转速（r/min）。

齿轮式输油泵使用于蓄压式供油装置中，在供给低黏度燃油的情况下，使用了复杂的端面密封，通常轴向间隙为 0.02 ~ 0.03 mm，75% ~ 80% 的燃油经过这个间隙泄漏（图 2.5、图 2.6）。齿轮式输油泵简单可靠，供油波动小，但不能保证在入口处形成足够的负压，内啮合齿轮输油泵的流量（L/min）为：

$$Q = 5 \times 10^{-5} \cdot \eta \cdot \pi \cdot b \cdot (d_{内} \cdot h_{内} \cdot n_{内} + d_{外} \cdot h_{外} \cdot n_{外})$$

式中： $\eta$  为容积效率（ $\eta = 0.65 \sim 0.8$ ）； $b$  和  $h$  为齿宽和齿高（mm）； $d$  为分度圆直径（mm）； $n$  为转速（r/min）；下标“内”指的是内轮，“外”指的是外轮。

外啮合齿轮输油泵的流量（L/min）为：

$$Q = 10^{-6} \cdot \eta \cdot \pi \cdot b \cdot d \cdot h \cdot n$$

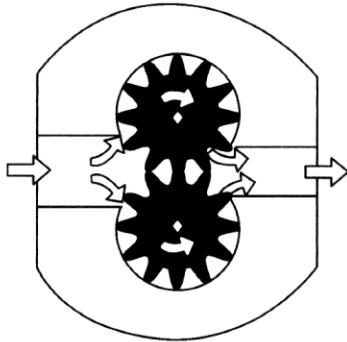


图 2.5 外啮合齿轮输油泵图

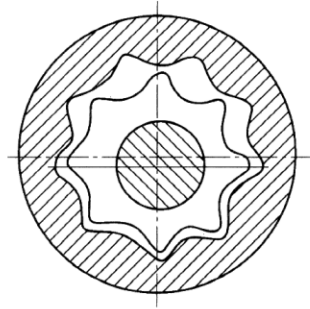


图 2.6 内啮合齿轮输油泵

转子叶片式（回转式）输油泵使用在带有独立传动的分配式喷油泵中，比如，用于从油箱向蓄压式供油装置供给燃油，它们是在改变 2 个相邻叶片之间容积的基础上工作。输油泵可以有不同的工作元件（图 2.7），为了保证叶片 1 在低速下工作（启动时），所有叶片必须靠弹簧支撑，在燃油压力下或者靠中心轴来压紧（图 2.7（a），（b））。弹性叶片适合最小压力（图 2.7（c）），自动压紧的叶片对制造精度和磨损不太敏感。双向接触连续叶片（图 2.7（d））减小了径向力，磨损比较小，但是所有的零件都要求精加工。滚轮衬套 2 由于硬度大，更加耐磨（图 2.7（e）），类似的输油泵更加广泛地使用于汽油喷射系统中，但是如果电机带动输油泵非恒速转动，那么需要用环状弹簧 3 支承滚轮。

转子叶片式输油泵简单可靠，不会形成大的流量和压力波动，效率很高。它的主要缺点是在磨损的情况下，泄漏逐渐增加。转子叶片式输油泵的流量（L/min）为：

$$Q = 2 \times 10^{-6} \cdot \eta \cdot b \cdot e \cdot n \cdot (\pi \cdot D - Z \cdot s)$$

式中： $\eta$  为容积效率（ $\eta = 0.6 \sim 0.9$ ）； $b$  为转子宽度（mm）； $e$  为偏心距（mm）； $n$  为偏心轮转速（r/min）； $D$  为定子镗削直径（mm）； $s$  为叶片厚度（mm）； $Z$  为叶片数量。

低压管路用铜、钢制成，但是一般做成弹性管（硬胶管、聚合物材料管）。除了安装方便外，它们能较好地减弱压力波，促进充油稳定和燃油精滤器滤芯完好。顺便强调，由于泵工作的周期性特征，特别是高压喷油泵的快速断油引发了这些扰动。喷油器的排油以前采用铜管，现在经常使用耐油橡胶管。

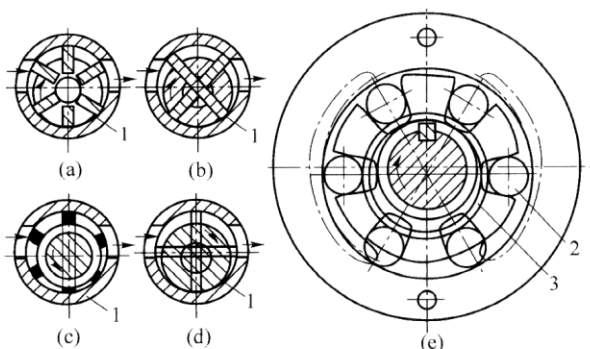


图 2.7 转子叶片式（回转式）输油泵

1—叶片；2—滚轮；3—弹簧

应该特别注意高压油管（从喷油泵到喷油器），高压油管的壁厚总是大于内径，材料采用 20 钢、40 钢。在汽车柴油机上最普通的尺寸为  $\phi 7 \text{ mm} \times \phi 2 \text{ mm}$ ，接头尺寸为  $M14 \times 1.5$  以及  $\phi 6 \text{ mm} \times \phi 1.5 (1.6) \text{ mm}$ ，接头尺寸为  $M12 \times 1.5$ 。这些油管按照图纸弯制，不允许有死弯和多次重复变形。高压油管用卡子固定，它不仅仅是输油的通道，同时也是功能性元件，喷射指标很大地取决于它的尺寸和状态。所以，在任何尺寸大小的柴油机上油管长度一般不超过 1 m，关于这方面的详细叙述见第四章。

船用燃油系统比汽车拖拉机燃烧系统复杂许多倍，这与其使用重油、大的污染度、大流量以及长时间连续工作有关。图 2.8 提供了海船（内河船不使用重油）燃油系统的典型原理图，重油供油线路和柴油类似。此外，在各种低压油路上串联布置的许多元件（泵、滤清器、分离器和加热器）都是双份的，可以提高可靠性或者可维修性。

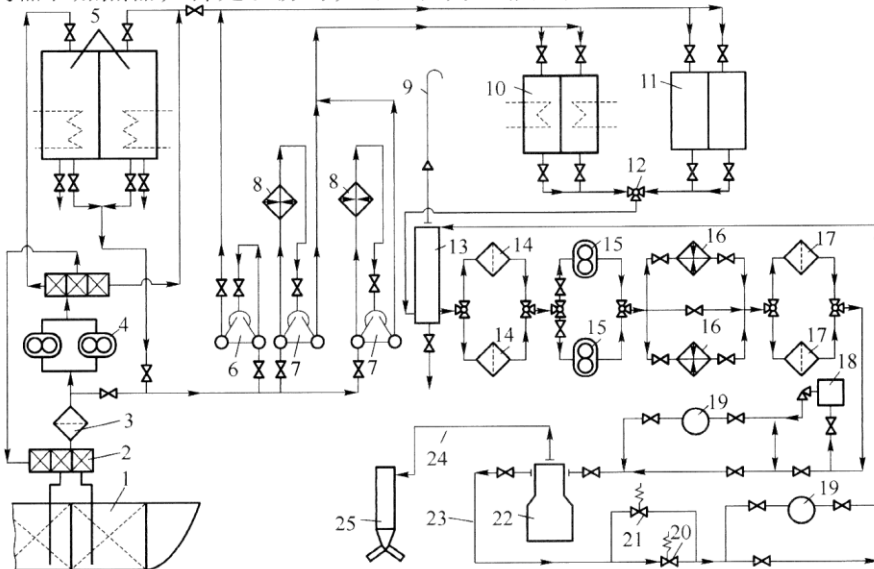


图 2.8 船用柴油主机燃油系统原理图

1—油箱；2—阀门箱；3、14—粗滤器；4、15—输油泵；5—沉淀池；  
6、7—分离器；8、16—加热器；9—排气；10、11—耗重油和柴油柜；12—阀门；  
13—混合排气柜；17—燃油精滤器；18—黏度调节器；19—流量计；20、21—回流和保险阀；  
22—高压喷油泵；23—回油；24—高压油管；25—喷油器

所有输油泵的传动不与柴油机运动部件直接连接，它们离传动系比较远。除了齿轮泵外，经常使用叶片式输油泵（离心式的）和螺杆泵。

在重油中允许不超过1%的杂质和2%的沥青松香、水。除箱1中的沉淀物外，在高温和通常过滤的情况下，预先除掉离心式分离器（图2.9）中的杂质（净化）和水分（纯化）。锥形白铁盘2的数量达100个，彼此之间的距离为1~2 mm，转速为6 000~8 000 r/min，过滤程度取决于黏度，经过孔3和排油口5排出干净的燃油。脏物和水被离心力压到铁盘的下表面，移到边缘。如果里面一层脏物达到了铁盘边缘，滤清器需要净化。对于各种燃料要试验性地调整垫片4，净化装置连续地工作，通过调整垫片4分离脏水。启动前为了避免馏分的分离，分离器注满了水，自清洗过滤装置越来越得到更广泛的应用，保证过滤粒度达到5 μm。

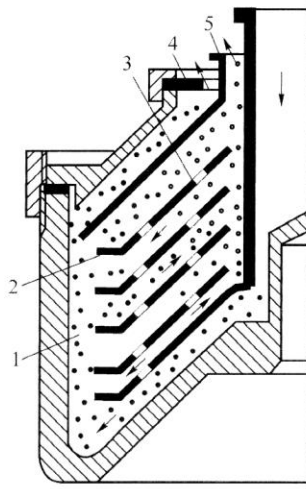


图 2.9 船用离心式分离器

1—水和杂质室；2—白铁盘；3—孔；4—调整垫片；5—排油口

通常在一定容积的油箱中使用过热蒸汽给重油加热，否则不可能泵出重油。为了稀释重油，必须将其加热至150℃。一般认为，为了分馏重油，黏度不应该大于12~25 MPa·s，为了加压和喷射不应该大于8~15 MPa·s。

加热程度由黏度调节器控制，柴油机的启动、预热和停车，有时在空载和低负荷下工作使用柴油为燃料，允许加热温度不超过60℃。燃油更换频率取决于供油装置零部件允许的热变形量，通常的加热速率不高于4℃/min。

对于每一个动力装置来说，燃油的种类和参数通过试验确定。经常使用的添加剂有：燃烧增强剂、预防积碳、预防磨损和防锈的添加剂。使用重油工作的喷油泵和喷油器的特点将在后面涉及。

## 2.2 单体和整体式喷油泵

### 2.2.1 柱塞泵

凸轮驱动柱塞的直接作用式燃油系统（2.1节）是一种经典的、最普及的燃油系统<sup>[42]</sup>，喷油泵是从1927年Bosch公司产品结构系列中演变过来的（根据该公司分类属“A”系列，

图 2.10), 该整体式喷油泵以及结构类似的单体泵在 20 世纪 40—80 年代成为主流结构。到 21 世纪初, 它们依然使用在著名的国产坦克、拖拉机以及汽车柴油机上。而后来的喷油泵都经过了明显的改进。

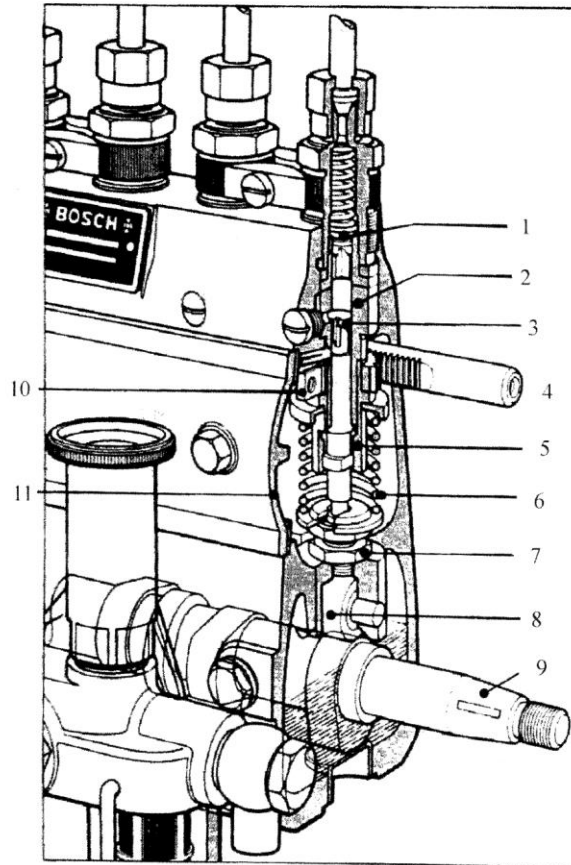


图 2.10 直接作用式系统典型喷油泵 (Bosch 公司 A 型)

- 1—出油阀; 2—柱塞套; 3—柱塞; 4—齿杆; 5—回转套筒; 6—柱塞弹簧; 7—调整螺钉;  
8—滚轮挺柱; 9—凸轮轴; 10—齿套; 11—调整孔

凸轮驱动柱塞的喷油泵系统结构相对简单、维护方便、可靠, 在发动机上容易布置, 允许循环供油量有较大的变化。但它们也存在一系列缺点: 在系统速度和负荷工况变化的情况下, 喷射压力和特性不随之变化。特别是在怠速、启动及低速工况下喷油雾化不好, 传动零件中的负荷也较大, 很难保证多柱塞喷油泵各供油单元性能的一致性。

这种喷油泵的流量主要采用滑阀调节, 它们有固定的柱塞几何行程。而循环供油量, 或进一步说柴油机功率随着柱塞有效行程的变化而变化, 行程的其他部分为无效行程。在齿杆 4 作用下, 通过齿套 10 拉动回转套筒 5, 使得柱塞 3 (图 2.10) 绕中心轴回转, 实现有效行程的调节。在柱塞回转时, 其有效行程变化的详细原理见图 2.11。

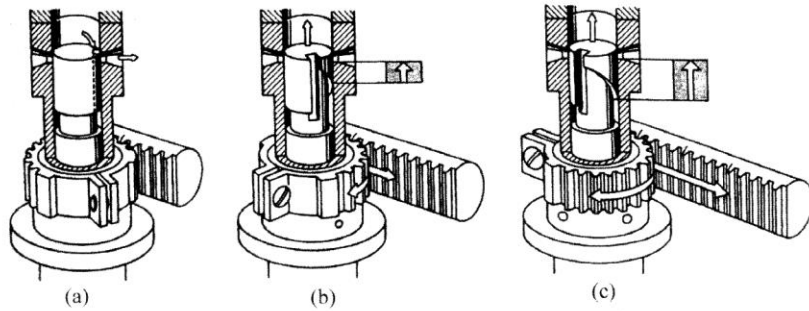


图 2.11 循环供油调节原理  
(a) 零供油; (b) 中间供油; (c) 最大供油

我们注意到，当柱塞运动到柱塞上边缘封闭柱塞套筒上的径向进油口之后开始加压。就是说，柱塞处于图 2.11 上的这个位置，它符合所说的几何供油开始（几何或者静态喷油提前角）。柱塞开始空转不能认为是损失：因为柱塞速度低，还没有对燃油加压，柱塞继续升高时，柱塞下边缘打开回油口，在高压下将燃油从柱塞上腔中挤出，即快速切断供油。这种泄油对于快速切断供油是必需的，因为低压下喷射相位被延迟，导致了冒烟和油耗的增加。同样，断油来临时间与柱塞末端形状及几何供油持续期有关。

如果在图 2.10 所示喷油泵中，拆下调整孔 11，拧松调整螺钉 7，使柱塞占据更高的位置，可提早开始供油，也就是说，该喷油泵单元的喷油提前角增加。如果拧松齿套 10 的螺钉，在回转套筒 5 上拧松它，旋转柱塞 3，那么在同样和自动调速器相连的齿杆位置下，可改变该单元的循环供油量。

(1) 柱塞副的加工

柱塞不对称铣削的控制斜槽（图 2.12 (a)），使得在加压时对柱塞套产生了不均匀的侧向力，加速了磨损。虽然紧紧盖住了柱塞套油孔，改善了燃油的密封，但最终在使用过程中由于摩擦和磨损，泄漏得还是比较快。对称柱塞（图 2.12 (b)）是最有可能预防磨损的，柱塞上的螺旋槽可以和柱塞上部空间通过轴向和径向油道连接，它们能够并联或者串联工作。在串联时，窗口分布在不同高度上，螺旋槽比较短，并且倾斜度较小。

最佳喷油提前角随着发动机转速的增加而加大，如果发动机以螺旋桨特性工作，那么在功率  $P_e$  和转速  $n$  或者循环供油量和喷油提前角之间的关系是已知的。同样，对于船用柴油机，增加了柱塞上部的调整槽，能够保持最佳喷油提前角（图 2.12 (c)），对于其他柴油机没有单值关系  $P_e = f(n)$ 。考虑到最佳喷油提前角与  $P_e$  的最小依存关系，通常只调整供油结束点（图 2.12 (a), (b)），按照图 2.12 (d) 可以保证双相位供油，特别是在泵喷嘴结构中。

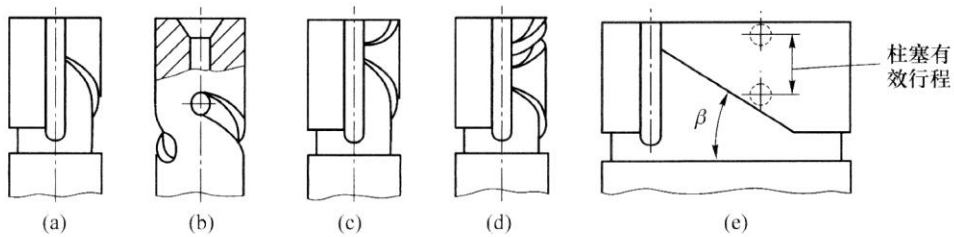


图 2.12 柱塞滑阀部分各种方案及其展开图

在展开图（图 2.12（e））上确定了柱塞斜槽断面，已知柱塞直径  $d_p$ 、柱塞进出油孔尺寸，确定有效行程  $h_p^c$  以及柱塞斜槽上下边缘间的距离，在规定凸轮型线时，选择进油孔关闭时刻，以便在到达这个时刻前，柱塞速度能满足强化喷油的要求。利用标定供油和怠速供油量确定螺旋槽的倾斜角度。在已有的结构中  $\beta$  取  $20^\circ \sim 58^\circ$ ， $\beta$  越小，各缸供油调节精度越高，并且均匀性越好，但这要求大的齿杆行程，使调速器的指标变差，使断油槽继续向大的  $h_p^c$  方向移动。通常最大循环供油量  $\Delta g$  超过标定值，一般为标定值的 1.15 ~ 2 倍。斜槽的圆周长度通常是  $60^\circ \sim 170^\circ$ ，槽上沿的倾斜角为  $8^\circ \sim 20^\circ$ 。

在同一个泵上安装其他直径的柱塞不应该对调速器的工作条件有很大的影响，就是说，对于同样尺寸系列喷油泵的不同直径的柱塞上螺旋槽应该有相同的螺距。因为螺旋槽倾斜角与柱塞直径  $d_p$  和螺旋线螺距  $h$  的比值  $\tan\beta = h/(\pi d_p)$  有关，在螺距不变的条件下， $\beta$  角随着柱塞直径  $d_p$  的减小而增加。因此为了强化喷油，通过增加柱塞直径  $d_p$ ，加大螺旋槽的倾斜度来实现。

在开始加工柱塞时，用断油斜槽代替螺旋槽（图 2.13），其工艺性会更好，但是柱塞回转角的  $h_p^c$  的关系曲线区别于直线。在发动机启动时，柱塞端面上的铣削槽 I 可使喷油提前角减小  $5^\circ \sim 8^\circ$ ，在中间供油区域类似的铣槽深度为  $10 \sim 20 \mu\text{m}$ ，它具有另外一个功能：根据在不同转速下油孔节流的不同影响，自动校正喷油提前角与  $n$  关系曲线，但是它的作用不是很大。

压入的薄壁柱塞套只使用在某些船用柴油机供油系统中，上部另外加厚的厚壁柱塞套结构应用最广（图 2.13）。它受燃油压力和出油阀体拉紧力的影响较小，在制造和修理时工艺性更好。通常  $D_1 = (1.3 \sim 1.85) D_0$  或者  $D_1 = (1.85 \sim 3.8) d_p$ 。尺寸  $D_1$  确定出了整体式喷油泵相邻供油单元之间的距离  $A_1$ 。比如，对于汽车更常用的是结构比较紧凑的喷油泵系列 24（27、32、40），比值  $D_1/A_1 = 0.525 \sim 0.83$ 。柱塞套长度  $l_{BT} = (1.8 \sim 3.1) D_1$ ； $l_1 = (0.28 \sim 0.47) l_{BT}$ 。根据柱塞套的外部尺寸，对泵的规格种类进行了标准化规定，允许将不同柱塞直径的柱塞副安装到一个泵体上。

在柱塞套中有进油和出油孔，它们经常做成顶点指向柱塞的锥形。在这种情况下，增加了它们在断油时的流量系数和断油效率。为避免从油孔流出的燃油破坏泵体，在出油孔对面装有用高强度钢制成的防护板，为评价所需进油孔直径  $d_{IN}$  可以使用以下经验公式：

$$d_{IN}^{\min} = \frac{0.0025}{\sqrt{i_{IN}}} \cdot \exp(43.2 \cdot d_p)$$

式中： $i$  为进油孔数量，通常  $d_{IN} = (0.15 \sim 0.35) d_p$ 。

在柱塞套的中部有一个槽，通过一个斜孔或者一排孔与进油腔或者泄油道相连，它保证将泄漏的燃油回流，并且避免稀释喷油泵体中的机油。强化喷油泵中在这个槽的下部，布置有一个从中央润滑系统专门过滤后的机油供油油路。

按照燃油喷射的强化程度，对柱塞套刚度的要求非常严格。柱塞套顶端紧压在出油阀体（图 2.10）下端，刚度不高，而高位法兰连接的柱塞套（图 2.14）和出油阀的整体结构具有较好的刚度，这种衬套的泵单元称为“悬挂式的”，因为它被本身的连接法兰固定（图 2.14

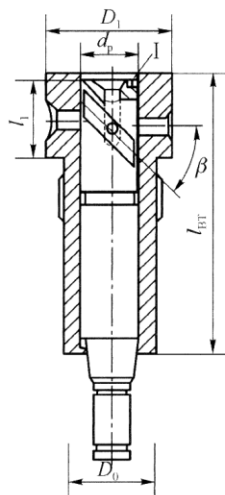


图 2.13 柱塞副方案



的标注6), 无接口增加了径向刚度, 降低了接缝开裂的概率。这种发展趋势使得在中速柴油机喷油泵中出现了盲孔式衬套(图2.27(c))。

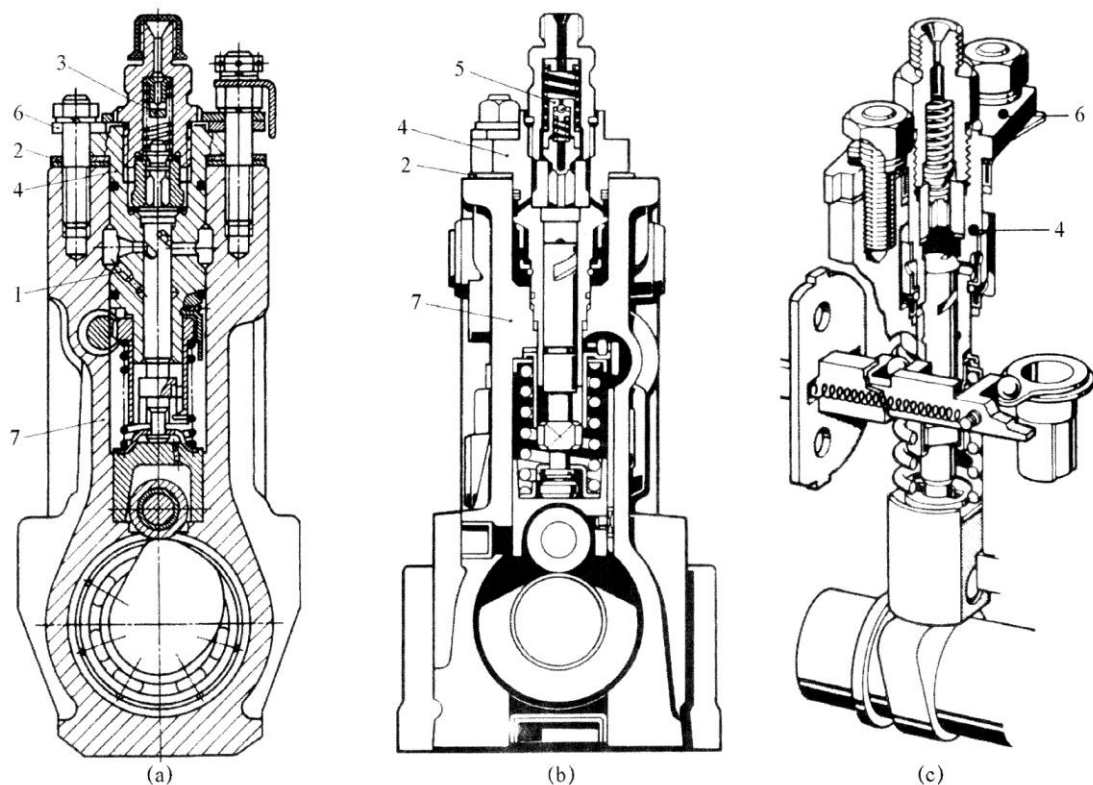


图 2.14 现代汽车拖拉机的新型高压油泵

(a) 94 亚兹塔型; (b) Bosch P-S7100; (c) Bosch MW 单体泵

1—卸油孔; 2—调整垫片; 3—出油阀内座; 4—柱塞套; 5—双作用阀; 6—连接法兰; 7—整体式泵体

柱塞副材料的机械加工、热处理及其装配特点与其他精密偶件的制造工艺有许多共同之处。比如, 喷油泵出油阀和喷油嘴偶件, 它们通常在一条生产线上进行热处理。柱塞副的材料应该具有很高的耐磨性和硬度, 具有较小的线性膨胀系数, 可保持尺寸和几何形状, 加工性能也应较好。俄罗斯国家标准推荐采用 XBT 和 ШХ15 合金钢, 不允许使用其他材料(如 30X3BA 等), 并对这些零件的机械加工质量提出了很高的技术要求, 如图 2.15、图 2.16 所示。

柱塞副零件(精密偶件)的热处理循环从淬火开始, 在 850 °C~1 250 °C 温度下, 在 NaCl、KCl、BaCl<sub>2</sub> 盐的熔液中加热 12~18 min, 并且在机油中冷却 5~10 min, 零件在空气中进行 1~2 个循环的冷却回火。在 170 °C~190 °C 温度下, 在油槽中进行低温回火, 持续时间 1 h。使用低碳钢时, 在淬火前, 应于 900 °C 下渗碳 4~5 h。

在装配和使用过程中, 为了稳定尺寸并且消除变形, 采用冷冻处理和人工时效的方法, 冷冻处理是在 -65 °C~ -100 °C 温度下液氮中进行, 持续时间 30 min。这道工序完成后, 零件在 100 °C 温度下, 在机油中再次进行回火, 持续时间 3 h。时效处理是在 150 °C~180 °C 温度下, 在油槽中进行 2 次, 持续时间 3~25 h。随后进行防锈处理, 圆柱面和边缘进行最后的研磨, 进行这道磨配工序, 是由于零件有不完善的地方, 需要手工处理。因此, 这些工序只用于配件的小批量生产。

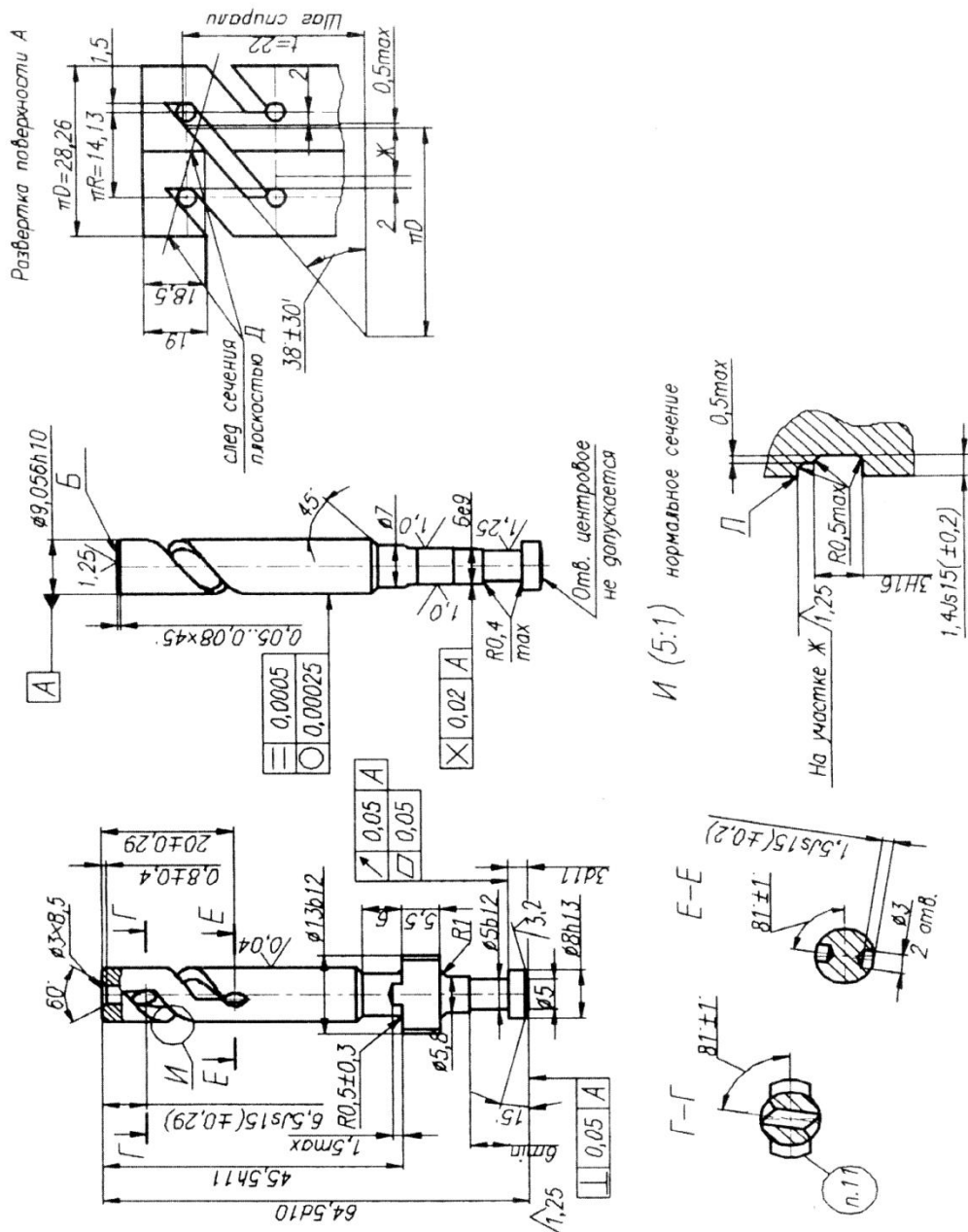


图 2.15 汽车拖拉机用喷油泵柱塞塞工作图

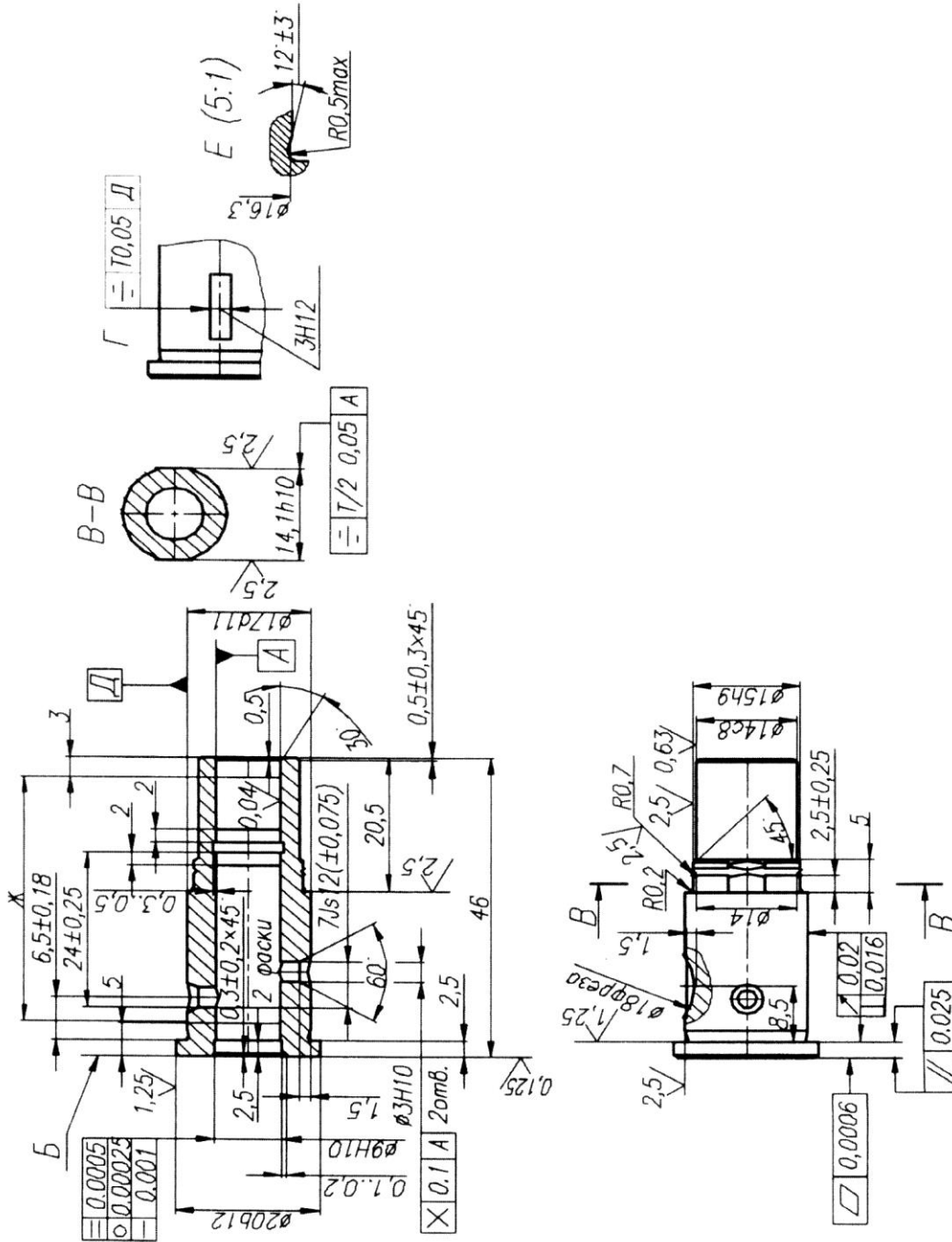


图 2.16 汽车拖拉机喷油泵的柱塞套

## (2) 柱塞副的装配

将柱塞副在燃油中仔细清洗后，检查柱塞在柱塞套中的移动是否灵活：在自身重力作用下，柱塞应该能够自由下落。目前采用超声波在柴油或者专用防腐蚀溶液中清洗代替用汽油清洗精密零件的工艺。虽然具有灵敏度达  $1/10 \mu\text{m}$  的仪表，但间隙的检测通过液力密闭时间检验来实现，这种方法更加简单而且准确。利用方块 8 建立起 20 MPa 的压力，使柱塞（图 2.17）在柱塞套 3 中上升，时间不次于规定的时间  $t$ ，有时规定为时间  $t$  的下限，避免了柱塞由于变形和较小的堵塞而引起的柱塞卡滞问题。

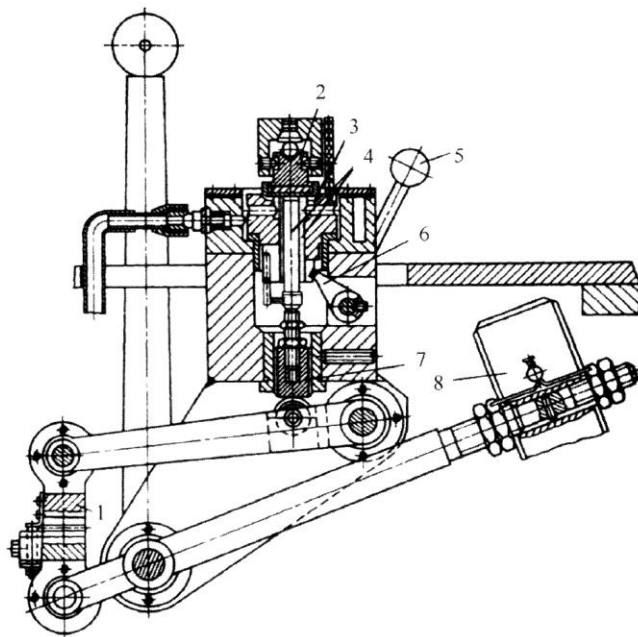


图 2.17 在哑铃型试验台上柱塞副液力密闭时间的确定

1—牵引杆；2—钢板；3—柱塞套；4—被试柱塞副；5—测量开关拉杆；6—测量开关；7—挺柱；8—方块

在径向间隙  $\delta = 1 \sim 6 \mu\text{m}$  时，该方法比较有效。对于液压试验，使用柴油或者工作液与机油的混合液，其黏度为  $(9.9 \sim 10.9) \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ 。使用其他方法，比如，可测量发动机启动时喷油泵的最大压力，但是这些没有得到较广的应用。被选出的柱塞副按液力密闭时间被分组，将一个组别的柱塞副安装到喷油泵中是最好的方案。柱塞副检查之后，不能再重新配套，利用选择装配方法可以成功地保证  $\delta$  为  $0.75 \sim 3 \mu\text{m}$ ，柱塞副装配图如图 2.18 所示。

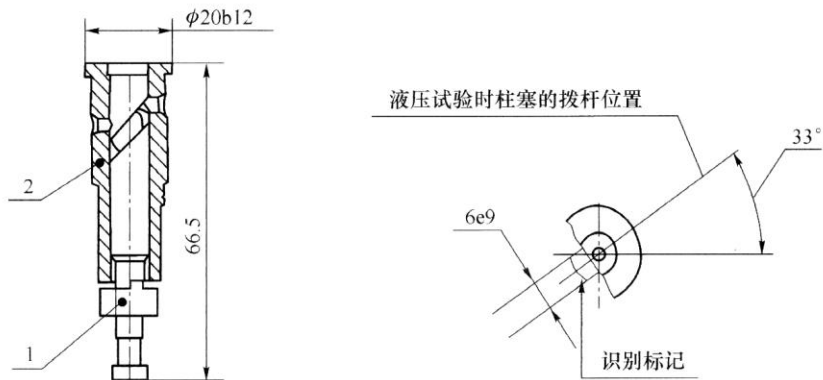


图 2.18 喷油泵柱塞副的装配图

精密偶件还有其他的制造工艺，如选择装配法—配对磨削。在这种情况下，在柱塞套下方安装一个表头，磨削到柱塞所需尺寸（针阀）。这种方法开始普及，但是所需设备比较昂贵，在有限批量生产时该方法比较有效。

带滑阀式调整装置的喷油泵中，使用专门的结构设计来降低柱塞旋转的阻力，如图 2.19 所示。降低这个阻力，就可以使调速器的工作更灵活：在挺柱与柱塞间存在一个间隙  $C$ 。在各喷油过程中，弹簧 2 的弹力传递给挺柱，并不压紧柱塞 1，由于这个间隙的存在，即便是 6 缸泵，也还有 75% 的自由旋转时间。

### (3) 挺柱

喷油泵挺柱保证将轴向力传递给柱塞，同时承受来自凸轮的侧向力，由于作用力很大，在实际供油装置中不再使用平面式挺柱。在某些柴油机中使用杠杆式挺柱用于驱动泵喷嘴和单体泵。尽管杠杆式挺柱的尺寸稍大，但总体上使用它们可提高柴油机的紧凑性，改变凸轮作用力的方向。

由于滚轮挺柱具有快速、可靠、紧凑等方面的最佳组合，它得到了广泛应用（图 2.10 位置 8），在喷油泵 1（图 2.20）中挺柱体 6 移动，在轴 9 上安装衬套 8 及滚轮 7。为了防止挺柱的轴向转动以及由此引起的故障，在轴 9 上加工一个平面突出部分，可在挺柱导向槽 2 中移动，滚轮及其轴承用经过油道 3 进入的机油润滑或者飞溅润滑。用螺钉 4 来调节喷油提前角，在中速和低速柴油机的强化喷油泵中，挺柱的侧面和挺柱轴采用压力润滑。

42

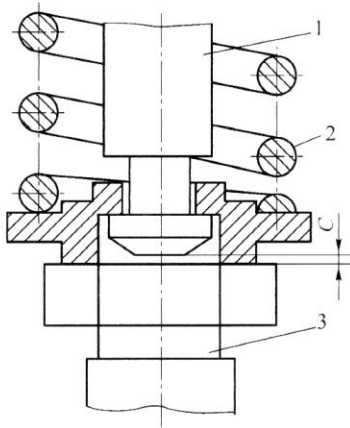


图 2.19 挺杆和柱塞接合处的安全间隙

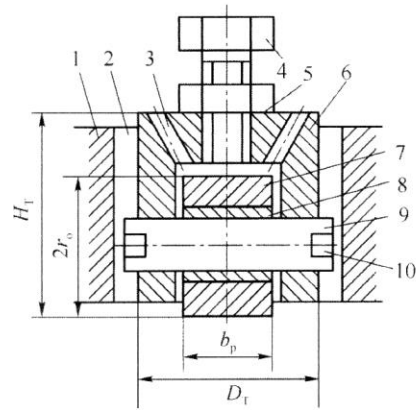


图 2.20 喷油泵滚轮挺柱

在设计挺柱时，希望它在质量最小时，得到最大的侧向支承面积。为使浮动轴磨损降低，必须增加支承面积，只能通过降低滚轮宽度来实现。衬套可提高机构寿命，有时使用滚针轴承来代替衬套 8。对于挺柱具有以下比例特点： $H_T/D_T = 0.95 \sim 1.3$ ； $D_T/A_1 = 0.75 \sim 0.92$ （ $A_1$  为喷油泵单元之间的距离）； $d_p/(2r_o) = 0.4 \sim 0.55$  或者  $2r_o/h_p^{\max} = 2 \sim 3.2$ ； $b_p/(2r_o) = 0.46 \sim 0.65$ ； $2r_o/d_u = 0.5 \sim 0.75$ （ $d_u$  为凸轮的基圆直径）或者  $d_u/h_p^{\max} = 3.2 \sim 4.8$ 。

在设计喷油泵时，评价挺柱工作能力时要依据支承销压力计算结果：它的大小为 24 ~ 60 MPa，但不应超过 90 MPa。衬套的压力位于 20 ~ 70 MPa 范围内，但不应超过 80 MPa。销子的剪切应力达 45 ~ 80 MPa，在销子弯曲时不应该超过 250 MPa，挺柱对喷油泵体导向表面的压力允许达到 10 ~ 18.5 MPa。

### (4) 凸轮轴

实心凸轮轴通常使用在整体式喷油泵上，这样的凸轮轴具有 2 端支承或者 1 个或 2 个中

间支承。滑动轴承用耐磨钢衬套、青铜或者黄铜衬套、轻合金衬套制成。滚动轴承主要用于凸轮负荷不大时，高速柴油机喷油泵两端的支承上。所有的凸轮轴都采用止推或径向止推轴承。传动齿轮或联轴器安装在轴的锥面上并且预防相对转动，凸轮轴驱动输油泵和发动机调速器。

中等和大功率柴油机的单体泵通常由凸轮轴驱动，每一个凸轮盘周围有两个轴承，可拆凸轮盘由两半块组成，在必要时可以展开或者无需拆卸凸轮轴进行更换（图 2.21），凸轮盘除了工作型线不同外，类似于配气凸轮轴。

凸轮型线对供油装置和柴油机指标有着很大的意义，使用三角函数<sup>[26]</sup>（见 4.9 节）方法建立凸轮型线，并计算零件的位移和速度。工作段柱塞的速度选择要保证必需的喷射强度条件。与配气凸轮设计不同之处是，在供油装置中没有接触冲击、运动学脱离的问题，但是负载成为一个重要的问题，这样对型线提出了专门要求，保证速度的三角规律的型线被认为已经过时（图 2.22，1、2）。

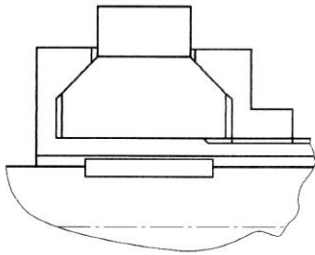


图 2.21 组合式凸轮盘在凸轮轴上的固定

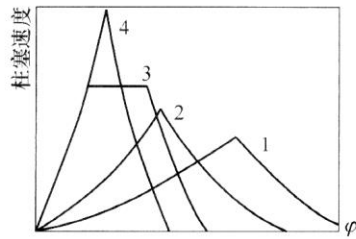


图 2.22 使用凸轮驱动的柱塞速度型线  
1—凸面凸轮型线；2—切线；  
3—与凹形段组合的型线；4—凹面凸轮型线

到目前为止，因工艺简单，切线凸轮得到了广泛使用。为此，为了使供油量不随喷油提前角调节而变化，在柱塞速度相同时，不改变喷射压力和喷射特性，要求使用等速型的梯形型线 3。在使用凹形凸轮（型线 3、4）时，达到最大速度（喷射压力），制造它必须使用专用磨床。

使用数控磨床是现代凸轮加工的另一个特点，它们能够保证加工变曲率型线。从载荷的观点看，这毫无疑问是前进了一步。因为减小了弧线对接段上产生的最大接触应力。为了计算机构中的载荷，在第四章中提出了新的计算公式。

必须要计算滚轮和挺柱中的接触应力，这些应力具有循环特征。而零件的表皮脱落说明，许用应力应该按照疲劳极限计算。接触压缩应力应该按照赫兹公式确定。

$$\sigma_k = 0.418 \sqrt{\frac{S_p \cdot E_{\text{steel}}}{b \cdot r \cdot \cos \gamma}} \quad (2.1)$$

式中： $S_p$ 为从柱塞方向传递的作用力； $E_{\text{steel}}$ 为钢的弹性模量； $\gamma$ 为压力角（在接触点上，在中心线和滚轮半径之间的夹角）； $b$ 为接触线长度； $r$ 为接触位置的曲率半径。凸轮机构运动学和载荷的详细计算在 4.9 节进行叙述。

在已有的结构设计中，对于渗碳钢和淬火钢  $\sigma_k$  不超过 1 500 ~ 1 800 MPa。在个别结构中，因为在加压过程接近结束时，凸轮臂和燃油压力的作用力增加到最大， $\sigma_k$  达到 1 950 ~ 2 000 MPa。为了限制  $\sigma_k$ ，选择的快速断油时刻应该不晚于滚轮离开凸轮顶部的时刻。

对于凸轮轴，除了上述计算外，还要计算扭转刚度和弯曲刚度，一般凸轮轴的许用扭转变形 $\approx 0.5^\circ$ 。在流体动力学计算过程中，要考虑到可压缩性和扭振（第四章），应该对它进行精确确定。还需要检测可定期更换的凸轮盘的扭矩，整体凸轮轴的特征比值（图 2.23）是： $d_o/d_h = 0.84 \sim 0.96$ ； $d_o/A_1 = 0.68 \sim 0.88$ ； $b_k/d_h = 0.34 \sim 0.5$ ； $d_{on}/d_o = 0.64 \sim 1.1$ 。

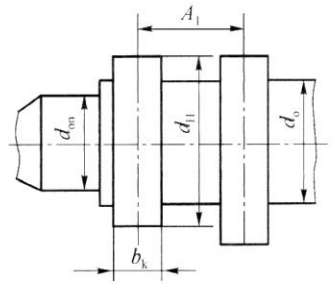


图 2.23 凸轮轴的特征尺寸

柱塞圆柱弹簧的选择取决于柱塞和凸轮的不飞脱，飞脱力的储备系数为 1.16~2.6。弹簧具有以下结构比：

$d_{sp}/D_{cp} = 0.1 \sim 0.16$ ； $D_{cp}/A_1 = 0.63 \sim 0.75$ ； $L/D_{cp} \leq 3$ 。弹簧钢的剪切应力不高于 600 MPa。

弹簧丝用弹簧钢制成， $d_{sp} = 0.5$ ；0.55；0.6；0.63；0.7；0.8；0.9；1.0；1.1；1.2；1.4；1.6；1.8；2.0；2.2；2.5；2.8；3.0；3.2；3.5；3.8；4.0；4.2；4.5；4.8；5.0；6.0；6.5；7.0；7.5；8.0；8.5；9.0；9.5；10；11；12；13；14 mm。用以下公式评价圆柱弹簧的刚度  $C_{sp}$ ：

$$C_{sp} = \frac{G \cdot d_{sp}^4}{8 \cdot D_{cp}^3 \cdot i}$$

式中：对于钢  $G \approx 82\ 500$  MPa。

对于单节振动频率，要进行共振检查：

$$V_0 = \sqrt{G / (2\rho_{steel})} \cdot d_{sp} / (2\pi D_{cp}^2 i)$$

式中： $\rho_{steel}$ 为钢的比重； $i$ 为工作圈数； $G$ 为二类弹性模量； $d_{sp}$ 和  $D_{cp}$ 为弹簧丝本身直径和平均直径。驱动部件强度计算列举在文献[151]中，弹簧计算列举在文献[1]中。

喷油泵体承受安装载荷、油压作用力和惯性力，调整孔的设置降低了泵体的刚度。为提高刚度，泵体和调速器体铸在一起，凸轮轴采用了中间支承，泵单元之间设置了加强筋。为保证衬套和阀体之间的密封，压力必须不低于 200 MPa，在泵体中形成的剪切应力低于 80 MPa时，这样能保证密封完好，衬套环状支承力不应该超过 350 MPa，在凸轮轴旁壁面外部纤维的总压力应低于 40 MPa。对于整体式喷油泵下面比值是合理的：衬套下距离中心距的直径为 0.53~0.83，挺柱下孔距离它的直径的高度为 1.0~2.8；泵体距离它的高度的厚度为 0.35~0.48；在带窗口的喷油泵支承面横截面积与外部轮廓面积的比值为 0.25~0.27，在不带窗口的喷油泵为 0.38~0.42。

工作条件对喷油泵驱动零件使用的材料和工艺提出了很高的要求。凸轮轴材料应该具有足够的强度和很高的耐磨性。使用 15~35 号合金渗碳钢，比如 15X、20X、18XГТ，40、45、45X 碳钢。低碳钢应该进行渗碳，深度为 0.6~1.5 mm，并且淬火硬度达到 HRC 55~65。对于高速柴油机凸轮轴使用冷硬铸铁铸件。

挺柱体用 15、20、20X、40 和 45 钢、调质合金钢和冷硬铸铁制造。装有滑动轴承的滚轮轴用 45 钢制造，滚动轴承用 15X 号钢制造，所有的零件表面都要进行淬火（HRC 硬度为 50~60），而用低碳钢制造的零件渗碳深度为 0.8~1.5 mm。滚轮承受较大的作用力，容易磨损，12XH3A 和 15X 钢是制造滚轮最好的材料。圆柱表面渗碳和淬火 HRC 硬度达到 58。在较大的变形和周期性情况下挺柱弹簧应该保证很大的力，所以它用 50XΦA、50XГ、60C2A 钢制造，并进行喷丸和喷砂、强制处理、表面氧化、喷漆、陶瓷、氰化或者镀铬。



喷油泵体用铸铁、铝合金金属型压力铸造,在这种情况下,保证 $\sigma_B = 210 \sim 240 \text{ MPa}$ 。

对机械加工的要求和对配气机构驱动零件的要求相似,凸轮轴采用锻造的方法。在制造时,应该注意加工精度,因为它不仅决定工作能力,而且还决定供油规律。允许在100 mm长度上挺杆轴线对孔、凸轮轴的中心线的垂直度不超过0.05~0.1 mm;凸轮盘在其宽度方向上的锥度 $< 0.015 \text{ mm}$ ,轴承组滚针直径公差 $< 0.005 \text{ mm}$ ;凸轮断面与规定形状偏差 $\pm (0.035 \sim 0.1) \text{ mm}$ 。

#### (5) 出油阀

喷油泵出油阀也是精密零件,在船用柴油机喷油泵上使用了进油和断油出油阀,但是机械调节出油阀被认为已经过时,在各种形式的喷油泵中使用了将高压油路与柱塞上腔分开的自动压力阀(图2.10,图2.14),这可以保证:改善柱塞上腔的充油,喷射间隔期在高压油管中形成规定的残余压力,校正燃油速度特性。还经常遇到无出油阀的结构,它比较简单,可避免产生二次喷射,但对喷油器截止阀提出了可靠性的要求。

在柱塞压油过程中,油压升高,将出油阀芯向上抬起,直到出油阀芯上的减压带离开阀座导向孔时,燃油通过出油阀芯上的油槽,进入高压油管,油槽起通油作用。出油阀油槽如果形状不对称受力会不均匀,出油阀芯会径向运动。此外,当出油阀芯的减压带离开阀座异向孔时,如无导向,则也会使出油阀芯产生径向运动。不能保证可靠落座关闭。因此必须有4个导向面,以保证出油阀芯在阀座内能正常径向上下运动。因此会产生图2.24中(a)A-A截面的4个油槽和相应的4个轴向导向面。

圆柱形出油阀(如图2.24(g))和菌状圆锥形出油阀一样比较可靠,但比菌状圆锥形出油阀紧凑,所以它通常使用在大型柴油机上。扁平的(图2.24(f),(i))和球形的(图2.24(e))出油阀重量轻,反应迅速,但是只有在遵守一系列结构和工艺条件的情况下,它们的工作可靠性才能得到保证。换言之,它们容易出现意外的情况。

在出油阀关闭之后,供油停止,引起液压冲击,即水锤,形成了压力波动,引起了喷油器二次打开,形成二次喷射。在图2.24上画出的所有出油阀都有不同的方法预防它。比较普遍的方法就是在出油阀关闭时减压带2落到阀座3上。从这个时刻起,柱塞上腔和高压油管分离,因为减压带和出油阀形成的间隙为 $8 \sim 15 \mu\text{m}$ 。出油阀继续下降使得高压油路的油腔容积增加。随着容积的增加,高压油管中的压力减少,这被称为“减压”。同样,出油阀尺寸的选择可保证最佳残余压力值,避免二次喷射,同时保证了下一个循环以更大压力喷射的可能性。

在出油阀中设计一个量孔(如图2.24(i)所示)是最简单的方法,它不会使残余压力提高。串联的出油阀7(如图2.24(b)所示)不会影响喷射,但是它会阻止液压冲击,并减少由于快速断油时从油管中返回燃油的增加而产生的残余压力。出油阀落座采用其他缓冲方法,比如,在它的座下面设有液压垫。解决二次喷射的一个基本方法是在相反方向与出油阀并联,安装一个反向阀4(如图2.24(c)~(f)所示),反向阀通过到柱塞腔中燃油的旁通减弱了液力冲击,并且保证了初始压力的稳定,这个过程的控制通过仔细地选择和换向阀串联的量孔5来实现。

出油阀校正器(如图2.24(i)所示)能够通过减少 $dg/dn$ 保证所需的供油速度特性(如图2.25)。它们的结构是多种多样的,但是都具有减压带2和校正阀通道6,阻止了燃油通过,妨碍了减压效果。在最简单的情况下,这个节流通道的可以在减压带上加工平面或者增加与阀座的间隙来实现,但这些尺寸的工艺稳定性很难保证。我们对出油阀校正器的工作进行了研究,通过组织从柱塞上腔到高压油管燃油的流动,节流通道的6减弱了2的减压作用。





由于节流通道小孔里很强的燃油节流，燃油流动取决于出油阀落座的时间。同样，随着发动机转速的降低，油管中的泄压变得越来越少，也就是说，提高了残余压力，使循环供油量增加。出油阀校正与机械调速器工作原理不同，在低速下，它通过提高残余压力，进而提高喷射压力，这是出油阀校正的优点。

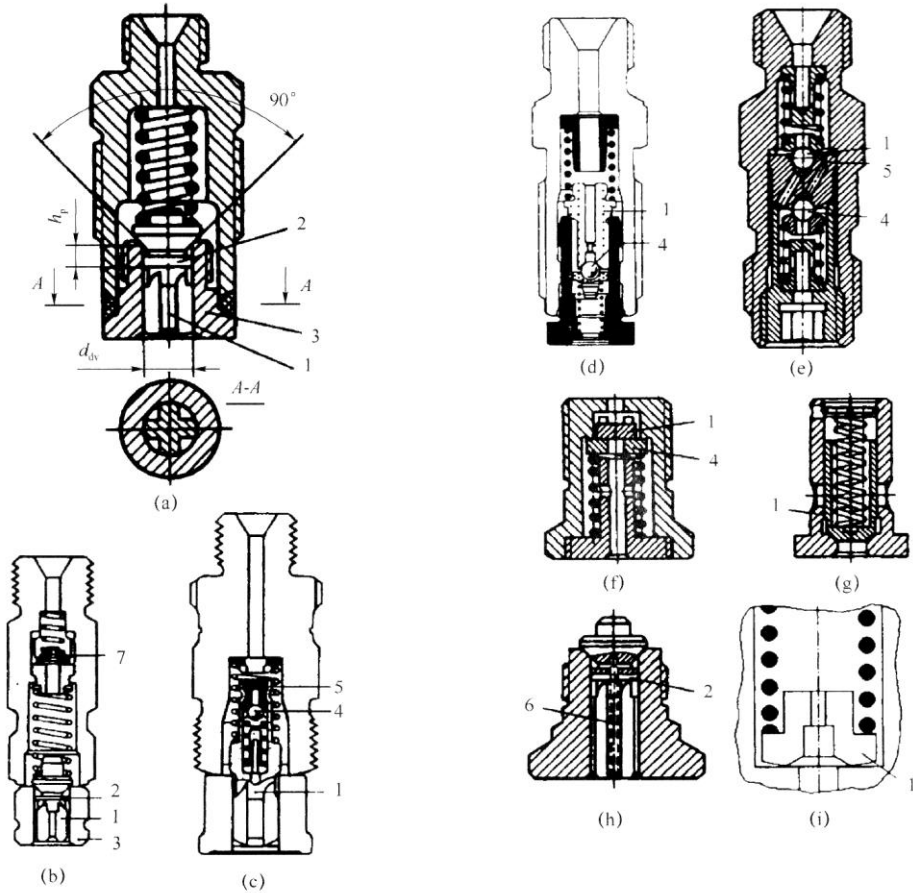


图 2.24 喷油泵出油阀

1—出油阀；2—减压带；3—阀座；4—用于抑制压力波的反向阀；5—量孔；6—校正阀通道；7—串联阀

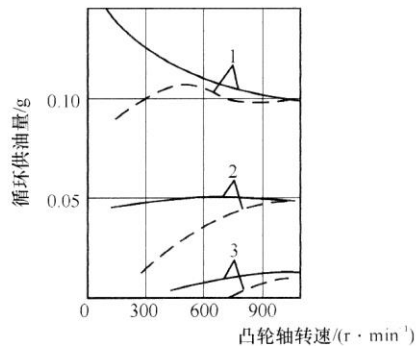


图 2.25 喷油泵齿杆在不同位置时的供油速度特性  
虚线—原来的供油装置；实线—带出油阀—校正器的喷油泵

出油阀应该具有足够的截面积,以保证燃油流动阻力为最小,出油阀截面积为高压油管截面积的1.5~2.5倍,下面列举了喷油泵现有结构出油阀直径和柱塞直径的比值。

高速和中速柴油机蘑菇形出油阀:  $d_p = 0.005 \sim 0.025$ ,  $d_{dv} = 0.004 + 0.52 (d_p - 0.005)$ ;

低速柴油机蘑菇形出油阀:  $d_p = 0.02 \sim 0.06$ ,  $d_{dv} = 0.01 + 0.17 (d_p - 0.025)$ ;

柴油机圆柱形出油阀:  $d_p = 0.01 \sim 0.035$ ,  $d_{dv} = 0.005 + 0.12 (d_p - 0.012)$ ;

在出油阀的这种提升条件下,出油阀的抬起高度  $h_{dv} = h_{dv}'' + h_p$  由下面关系式确定:

$$F_{dv} = \pi h_{dv}'' \sin(\psi/2) \cdot [d - h_{dv}'' \sin(\psi/2) \cdot \cos(\psi/2)]$$

式中:  $\psi$  为密封锥面顶角;  $d$  为密封锥面最小直径;  $h_p$  为出油阀减压行程,在没有减压带时  $h_p = 0$ 。出油阀开启压力高于充油压力,至少是它的1.5~2.0倍。之后又出现了新一代弹簧弹力小,并且没有减压带的出油阀,在出油阀缓慢落座时,只利用高压油路的减压,也不出现二次喷射。

考虑到所列表达式,出油阀行程通常受到限制,因为过多地增加出油阀行程会增加弹簧中动态应力以及配合面的磨损,所以对出油阀也像对柱塞副一样提出了很高的技术要求。通常,阀体用XBГ和IIIХ15钢制造,弹簧用50ХФА、60С2А制造。阀体和座都要进行淬火、低温处理、时效处理。阀体的硬度为HRC56~62,出油阀座的硬度为HRC60~64。在填充液体后,在10s内用压力为0.4~0.6MPa的压缩空气检查接合处的密封性,同时,让出油阀在自身重力的作用下自由移动,根据吹风时的空气消耗量,检查减压带间隙值。

由于整体式(多组)喷油泵具有高紧凑性、较小的成本、单个装置驱动的便捷性(无论驱动所有单元,还是驱动其他装置:调速器、燃油泵)、同步调整各缸的循环供油量和喷油提前角、很方便地利用工业试验设备进行喷油泵试验这些优点,它在中速柴油机上得到了广泛的应用。

近几年,泵体带调节窗口的直列多缸柱塞泵占据主要地位(图2.10上的11),经过这些窗口调节每一个单元的喷油提前角和循环供油量,就像大型柴油机的单体泵一样(第1:螺钉7的位置变化,第2:带齿箍的回转套)。

但是喷射压力的提高,需要喷油泵体密封性及刚度更好(图2.14)。这样的结构使用在俄罗斯国产货运汽车柴油机和某些先进的国外发动机上。在这些泵中,通过选择调整垫片2的厚度或者挺柱滚轮的直径来调节喷油提前角,而循环供油量用吊装安装的喷油泵的切线凸轮来调节,为了避免衬套变形,在装配时,使用了套口法兰盘。尽管增加了驱动零件的尺寸,直列泵的总质量仍然是最小的。

КаМА3(卡玛兹)柴油机Ч12/12的喷油泵具有较高的紧凑性,泵组单元采用V形布置,在V形夹角中布置有调速器(图2.26),喷油泵最小的长度能够提高凸轮轴和泵体的刚度。在卡玛兹、吉尔柴油机的ЯЗДА泵上早就使用了插入式泵组单元4,提高了生产和使用的工艺性,使用了喷油提前角离心式自动调节器10,用整机润滑系统进行润滑。与此同时,用铝合金制成的泵体有内部窗口,在喷油压力不太高(45~80MPa)时,以前没有出现过问题。

到目前为止,V形结构依然是通用的结构,但是期望在其基础上,还能出现新的喷油泵,这样布置在柴油机V形夹角中的喷油泵能够使用最短的高压油管。同样,在车上没必要使用单体泵,因为使用单体泵也会存在许多障碍。

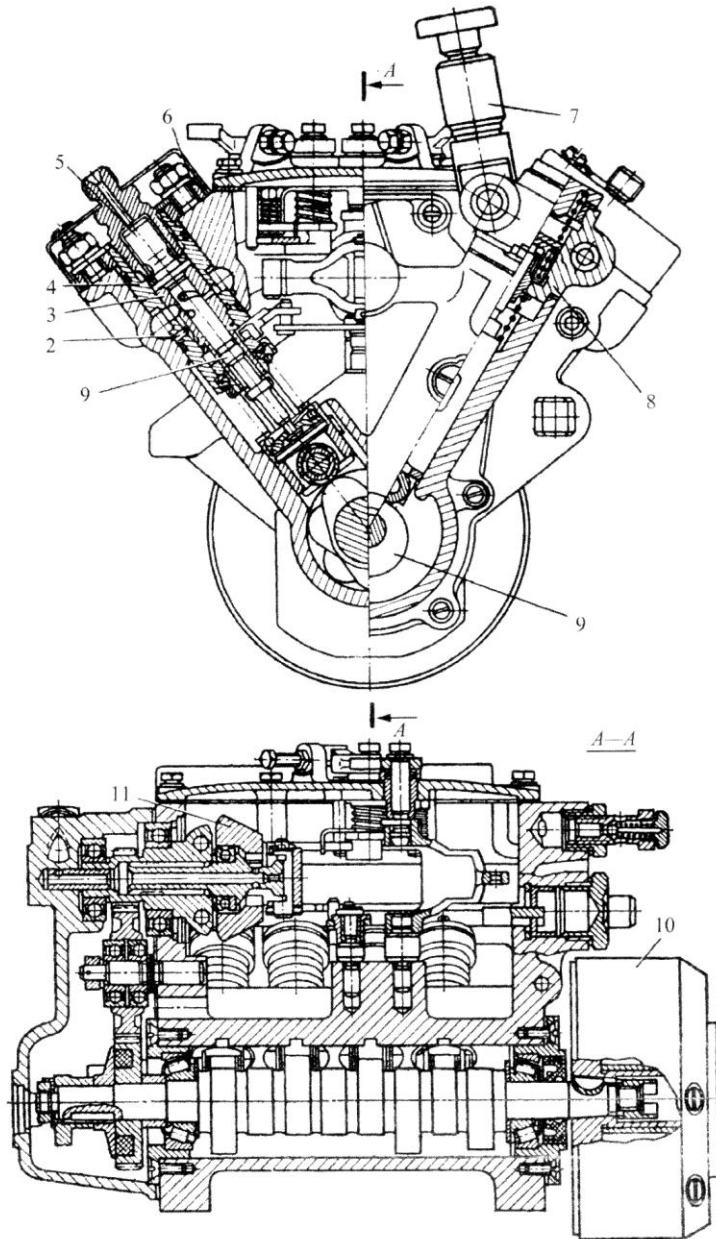


图 2.26 卡玛兹柴油机的 V 形喷油泵

- 1—柱塞；2—销钉；3—柱塞套；4—插入式泵组单元；5—出油阀；6—调节法兰；7—手动输油泵；  
8—工作输油泵；9—凸轮轴；10—喷油提前角自动离合器；11—自动调节器

### 2.2.2 单体泵

单体式喷油泵使用在船、内燃机车和其他大型柴油机上。最初使用它是由于在供油装置中，高压油管比较长，得到高喷油压力比较难。小批量或者单件生产的大型柴油机的喷油泵具有独特的结构，可以为柴油机进行专门设计。

在中速柴油机的喷油泵中，虽然它们的结构形式多种多样，但暂时还主要使用滑阀调

节, 这样的泵可确保喷射压力达到 170~180 MPa, 柴油机功率达到 1 300 kW。在大多数情况下, 它们使用悬挂式厚壁衬套 (图 2.27 (b)), 通过出油阀体压到泵体上, 承受燃油作用力, 接头或者套口法兰 (图 2.27 (a)、(c)) 用螺栓将法兰固定到泵体的下部。衬套端面用于密封的作用力应该将它的径向安装变形减小到最小, 或者与燃油压力引起的变形方向相反。对于柱塞直径  $d_p > 20 \sim 30$  mm 的喷油泵, 用法兰固定衬套, 以及将出油阀接头拧入到衬套, 用窄的环面密封都是很合理的。对于高压, 采用盲孔式衬套 (图 2.27 (c)), 它确保已知方案中的刚度最大, 但其工艺性不太好。

除了用于排除漏油的油道外, 强化喷油泵的衬套可以使用柱塞下部的润滑油道, 而泵体使用挺柱及挺柱轴的润滑油道 (图 2.27 (b)、(c)), 在泵体中布置有放油塞、快速断油保护元件。用挺柱选配喷油泵降低了它的质量体积指标, 但同时减少了通用性。为了消除二次喷射使用了反向阀 (图 2.27 (c)), 喷油泵的所有功能零件都具有很高的刚度。

小型喷油泵和缸数不多的柴油机经常使用单体泵, 它们趋向于做得更简单、更便宜和外廓尺寸更小 (图 2.28), 凸轮轴上方的单体泵通过法兰固定到机体上, 出油阀转动  $90^\circ$  的布置方案可以缩短高压油管长度。

已经出现了在汽车柴油机上使用单体泵的趋势 (例如, ЯМЗ 柴油机 - 530), 通过缩短高压油管长度来提高喷油压力。但是单体泵的应用是复杂和困难的。比如, 实际操作者还没有掌握单体泵与工作过程参数匹配方法, 而电控单体泵的使用最应该合乎逻辑性。

#### (1) 大型船用柴油机的单体泵

由布良斯克机械制造厂制造的二冲程十字形柴油机 MAN - B&W<sup>[149]</sup> 喷油泵如图 2.29 所示, 像许多其他二冲程柴油机一样, 每个气缸使用 2 个喷油器, 在厚壁缸体 9 中压入柱塞 23 的柱塞衬套 11, 并且这个柱塞衬套可以自由地在泵体 3 中移动, 它由带螺纹的柱塞衬套转动的齿杆 4 来保证, 柱塞衬套的轴向行程可以改变进油口 10 的关闭时刻, 也就是说, 可以调节喷油提前角。由于在使用工况中的这个可能性, 保证了缸体中的最大容许压力。同样, 改善了动力装置的经济性。另一个齿杆 2 调节循环供油量, 每一个喷油泵都有控制 2 个齿杆的自动调节器。由于凸轮盘 27 的结构特点, 柱塞在上止点停留时间很短, 所以不仅利用进油口 10 对柱塞腔充油, 而且还利用进油阀 17。整个循环时间除了用喷油泵 (工艺孔 22、进油腔 12、进油油道 13、进油阀 17) 加压外, 其他燃油循环时间都是用来冷却喷油器。经过油道 7 供给润滑油, 流向泵体, 并且将流出的润滑油引到进油腔 12。用气动拉杆 29 转动滚轮 26 到一定的角位置, 因此保持了提前供油, 在气动拉杆和凸轮盘 27 的增加段配合时, 实现柴油机提前供油。

整体式电控喷油泵是建立在使用传统技术方案和生产工艺的基础上, 与传统喷油泵最简单的区别就是用电子调速器代替了机械调速器, 可以实现传统直列泵不能实现的功能。如在四缸柴油机的工作循环内, 利用 4 次高速电驱动移动供油齿杆, 这样可以将定量燃油供到每一个气缸。带电子调速器的供油装置今天已经开始得到广泛应用, 但是还处于电子控制的初始阶段, 使用了喷油提前角电子调节。比如, Caterpillar 公司使用了用电子调节系统控制的带螺旋花键的液压联轴器<sup>[203]</sup>。所有的齿杆控制式电子调节器在目前看起来是一个有效的方法, 但都是暂时的, 未来没有出路。

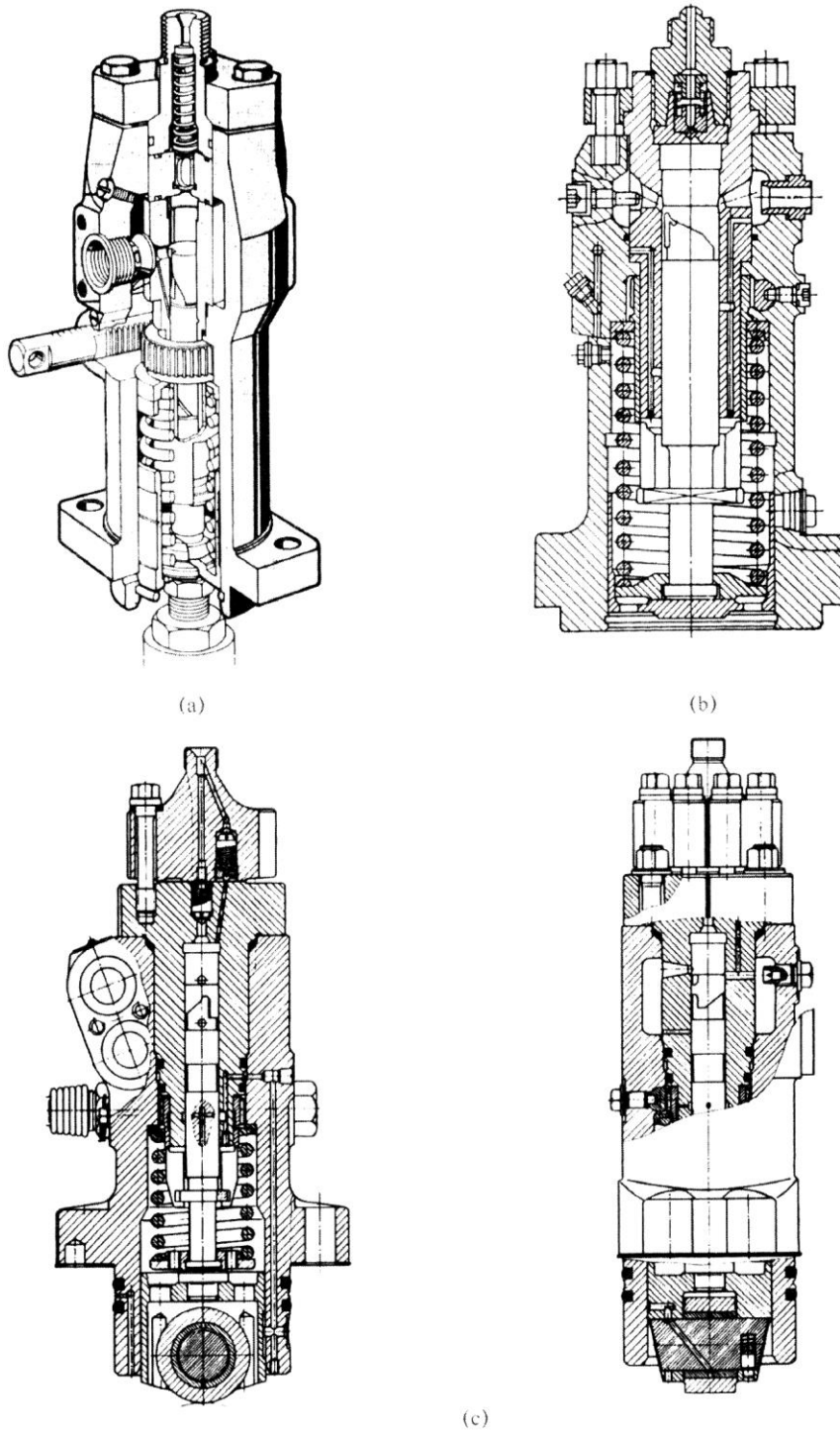


图 2.27 气缸功率为 200 ~ 1 200 kW 的中速柴油机的单体喷油泵

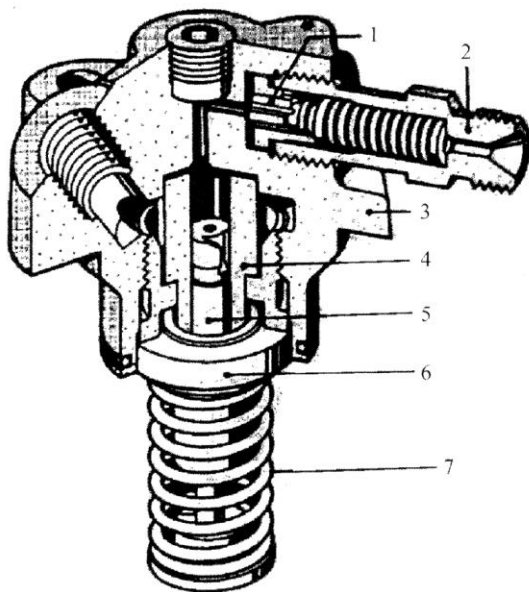


图 2.28 小型柴油机单体喷油泵：单缸功率  $P_e < 16 \text{ kW}$ （PFE 1Q Bosch 型）

1—出油阀；2—管接头；3—泵体；4—柱塞套；5—柱塞；6—回转衬套；7—弹簧

### （2）双齿杆整体式喷油泵

整体式喷油泵与分配式喷油泵的不同之处在于它的喷油提前角灵活调节比较难，在 Zexel 公司（日本公司，从前被称为 Diesel Kiki）制造的喷油泵<sup>[204]</sup>、莫斯科鲍曼国立技术大学的试验用喷油泵<sup>[95]</sup>、Bosch 公司的 MW 型喷油泵中<sup>[133]</sup>利用泵单元的结构和第二个齿杆（轴，牵引杆）实现了喷油提前角调节，Bosch 公司的 MW 型喷油泵如图 2.30 所示，这种喷油泵用下面齿杆独立控制循环供油，用上面的转轴控制喷油提前角。

供油的几何开始时刻不取决于衬套 2 窗口的关闭（图 2.31），而是取决于利用可调联轴器器体关闭柱塞 8 的窗口 6。这样，在改变联轴器的垂直位置时，实现了喷油提前角的调节。在通过断油窗口 4 打开与柱塞上腔 1 相连的螺旋环槽时，切断了供油。就像以前所说的，通过柱塞的回转调节循环供油，腔 7 是用于进油和断油的。在 RP-39、RP-43 喷油泵中，在柱塞直径为 12 mm 和行程为 14~18 mm 时，联轴器的行程为 5.5 mm，保证喷油提前角调节  $6^\circ$  凸轮轴转角（ $12^\circ$  曲轴转角）。

联轴器 3（图 2.31（c））通过拨杆 10 移动；在拆下堵盖 11 时，允许预先调整每一个供油单元的喷油提前角，通过绕轴 9 本身中心线转动；联轴器用销钉 12 固定以防旋转（图 2.31（d））；轴通过电控执行机构 3 的转动同步改变所有供油单元的供油提前角（图 2.30）。执行机构由弹簧和比例电磁铁构成，与移动循环供油齿杆相似，齿杆的位置通过自身位移传感器来监控。对于带 6 个供油单元的喷油泵采用齿杆电磁驱动，驱动力为 75 N；对于 8~12 个供油单元，驱动力为 90 N。液力放大器由 2 个压力为 0.3 MPa 的输油泵供油。

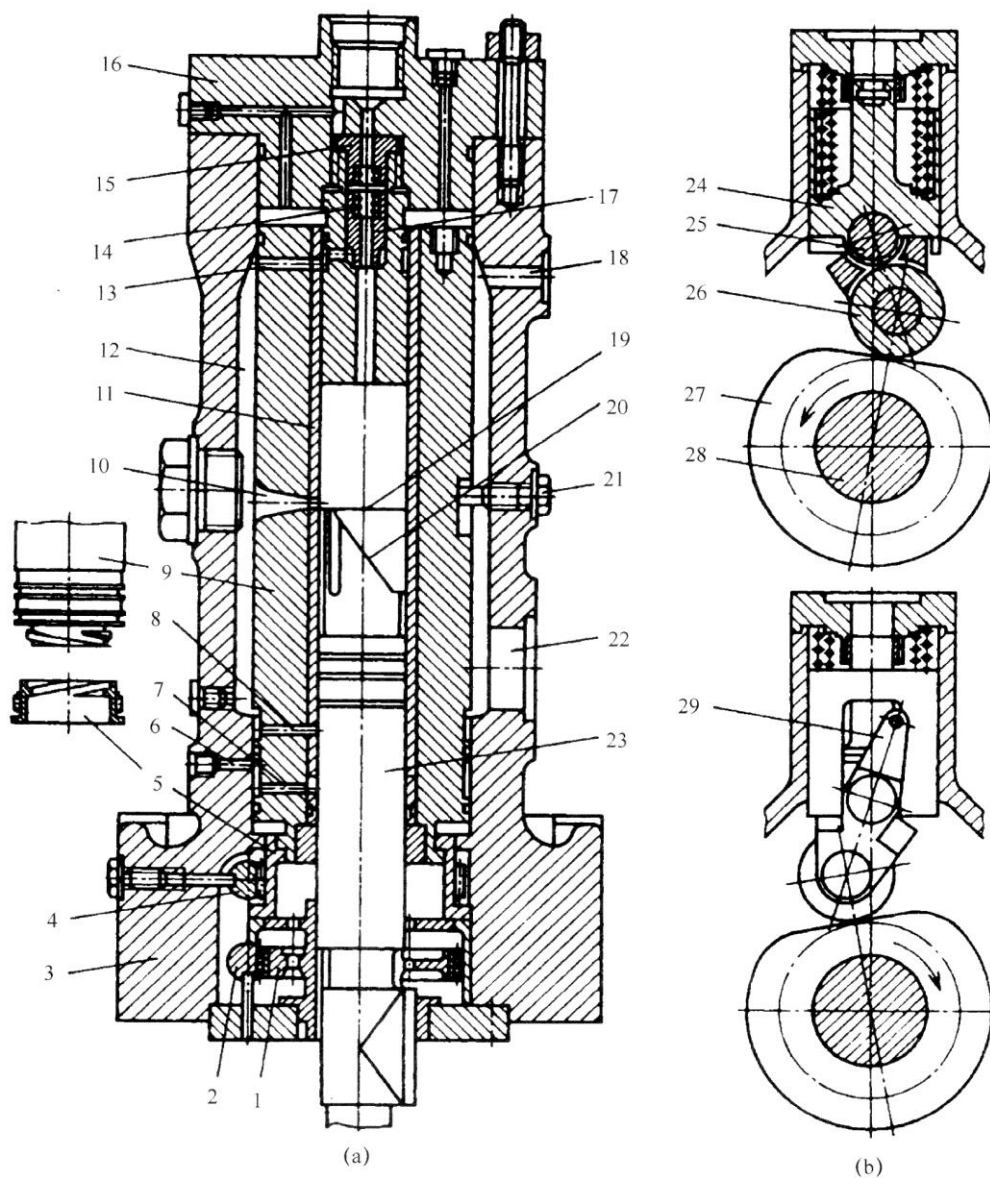


图 2.29 奔萨发动机厂 (B&W) 制造的 MC/MCE 型船用主机喷油泵

(a) 喷油泵总图; (b) 船用正行程挺柱

- 1、2—齿圈和循环供油量调节齿杆; 3—泵体; 4、5—齿圈和喷油提前角调节齿杆; 6、7、8—机油进出油道;  
 9—气缸; 10—进油口; 11—柱塞衬套; 12—进油腔; 13—进油道; 14—进油道弹簧; 15—座;  
 16—喷油泵头部; 17—进油阀; 18—排油道; 19、20—上边缘和断油边缘; 21—固定螺钉; 22—工艺孔;  
 23—柱塞; 24—挺柱; 25—拉杆轴; 26—滚轮; 27—凸轮盘; 28—凸轮轴; 29—气动拉杆

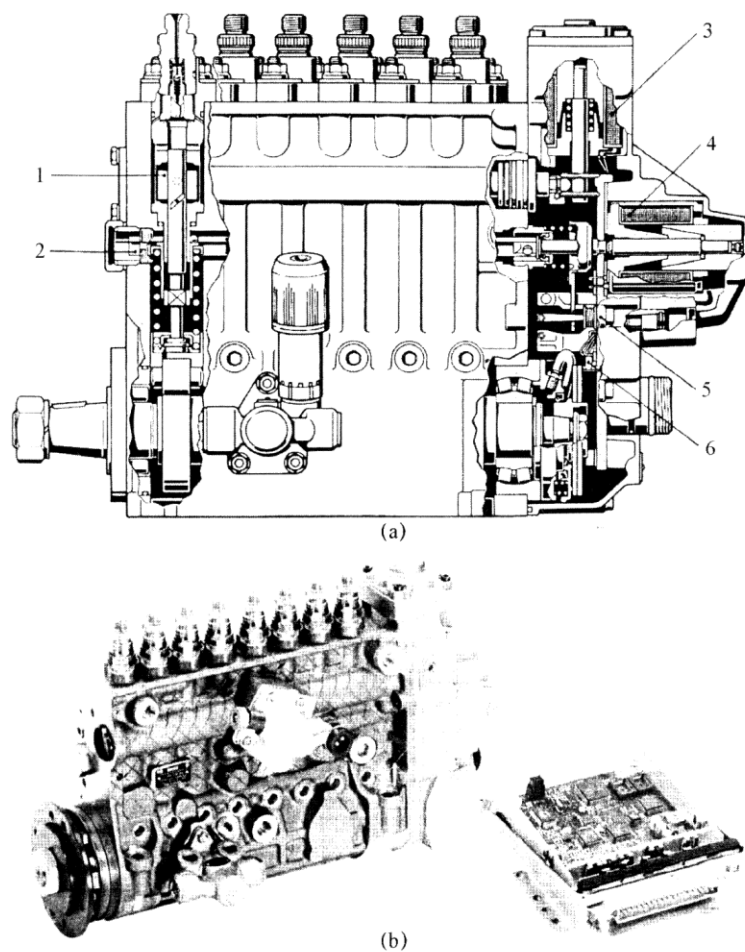


图 2.30 Bosch 公司 PR-39 型带电控供油调节和喷油提前角电子调节的直列泵  
(a) 剖面图; (b) 外形图

- 1—喷油提前角调节器; 2—循环供油齿杆; 3—喷油提前角调节比例电磁铁;  
4—循环供油调节比例电磁铁; 5—循环供油齿杆传感器; 6—转速传感器

在这种喷油泵中使用了三角形速度规律的凸轮 (图 2.31 (e)), 使得喷油提前角变化时, 柱塞在压油时期的平均速度随之变化, 即喷射压力和特性发生变化 (图 2.31 (e)、(f))。

在 Mercedes-Benz OM442LA 型货运汽车柴油机中的 Bosch 电控供油示意图如图 2.32 所示, 控制的参数是循环供油量和喷油提前角。

电控单元在该供油装置的选择范围内是最佳的。利用喷油泵、汽车、变速箱柴油机和外部设备功率输出机构的信号对柴油机工作过程进行控制, 可以没有喷油器针阀升程传感器, 通过使用空气温度和压力传感器信号计算空气消耗量和过量空气系数。这能够预防柴油机工作工况冒黑烟, 包括在功率损失最小时, 在海拔 4 000 m 的高度上工作。在强制空转工况切断供油, 保证发动机制动。对于特殊的行驶条件, 比如超速, 自动控制系统允许短时间突破转速和循环供油的限制。它具有自我诊断功能, 故障信号传输到仪表盘并存储。



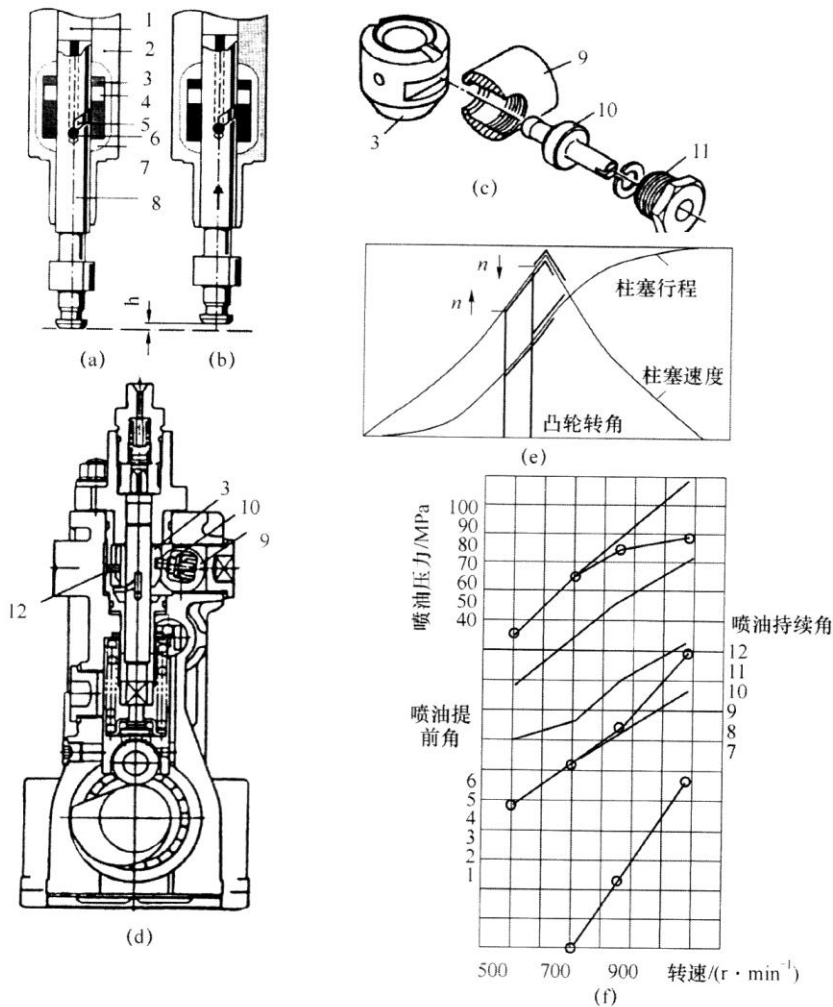


图 2.31 PR-39 型喷油泵中喷油提前角的调节

(a), (b) 供油开始和终了时刻; (c) 调节器的驱动; (d) 喷油提前角调节机构; (e) 在不同的两个喷油提前角 (分开的曲线段 1 和 2) 时, 在加压过程中柱塞的速度; (f) 喷油提前角、喷射持续期和喷射压力速度特性

带电控泄油阀的单体泵没有常用的齿杆、柱塞回转机构, 而柱塞取消了复杂的滑阀部分 (图 2.33), 在这种供油装置中使用了普通的喷油器, 保持了常用的布置方案, 便于维护和调节。

与早期在高压油路使用的带燃油节流的喷油泵不同, 这种喷油泵在供油时无燃油损失, 喷射有力, 断油迅速, 其调节方法不会使喷射压力降低, 保留了气缸单独供油的可能性, 也可能实现两阶段喷射。

在俄罗斯这样的喷油泵和电控阀是在柴油机自动装置公司 (萨拉托夫市) 和雅尔塔科学技术中心 (亚罗斯拉夫尔市) 设计的, 莫斯科国立技术大学进行了系统和阀的设计计算 (图 2.84 (e))。柴油机自动装置公司的最初结构采用了标准的喷油泵体, 而阀布置在高压油管的接口处 (图 2.33 (c)), 这种布置方式能够在系列汽车拖拉机和中速发动机上快速进行类似系统的试验。雅尔塔喷油泵在结构上与 Bosch 公司喷油泵接近 (图 2.33 (a))。可以看到, 这样的喷油泵不仅结构简单, 而且无论对于汽车、内燃机车, 甚至船用柴油机都很相似 (图 2.33)。与此同时, 在设计它们时, 产生了一系列问题 (热负荷、二相流、控制阀及其电驱动等等), 这种阀使用在分配泵上和泵喷嘴上, 在 2.5 节中对它们进行了详细叙述。

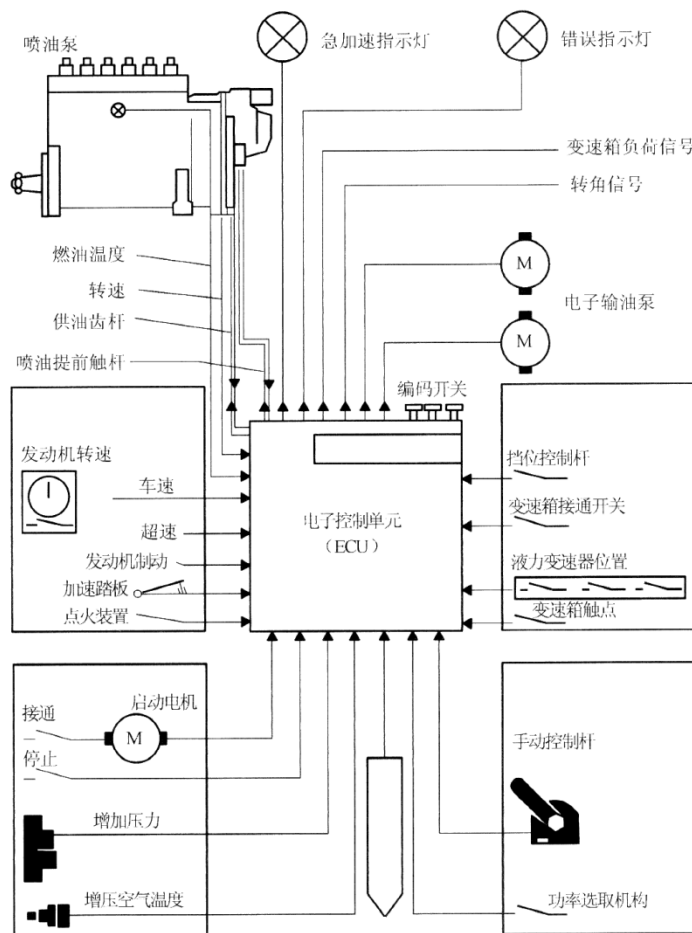


图 2.32 货车柴油机电控供油示意图

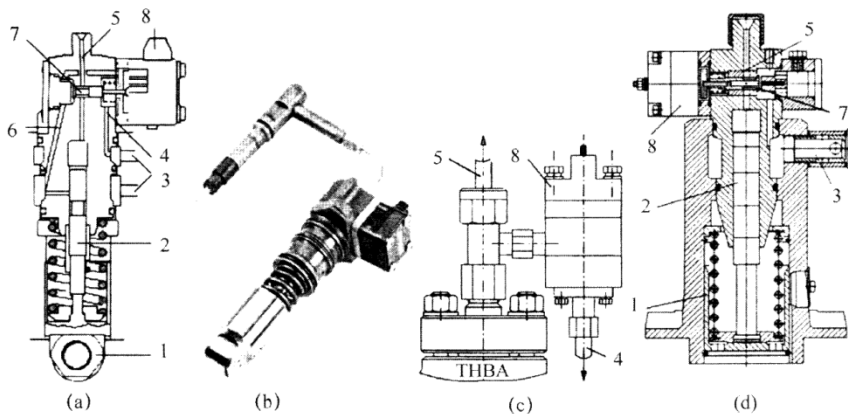


图 2.33 带高速泄油电磁铁的喷油泵

(a), (b) 货运汽车柴油机用的 Bosch 公司单体泵<sup>[74]</sup>；(c) 外置阀；(d) 柴油机自动装置公司机车用单体泵  
1—挺柱；2—柱塞；3—吸油和泄油腔；4—断油通道；5—高压油道；6—低压油道；7—泄油控制阀；8—电磁驱动

Lucas 公司 Bryce 分部（现在的 Delphi）推荐气缸功率达到 3 300 kW 的柴油机使用带电控阀的喷油泵和泵喷嘴（表 2.1）。

表 2.1 Lucas - Bryce 的电控喷油泵参数<sup>[171]</sup>

喷油泵牌号	CVAB	FEEAB
柱塞直径/mm	22	36
柱塞行程/mm	22	35
循环供油/mm <sup>3</sup>	3 345	17 000

具有这种泵的供油装置在制造和使用方面是最简单的、最传统的。同时，在系统调节方面也是最有效的。控制阀是这种喷油泵中唯一较为复杂的非传统元件。因此，带电控阀的喷油泵供油装置在新一代系统中是最有应用前景的。

喷油泵直接用凸轮轴（单个的）或者通过齿轮、齿带、链条（整体）驱动，链条驱动不需要联轴器。齿轮传动之后通常应该有联轴器、万向轴，其基本功能是补偿轴的同轴度，但是它们的功能结构比较复杂<sup>[42]</sup>。如果两个半联轴器沿圆周具有不同数量的孔，那么移动它们的连接销钉，可以准确地设置喷油提前角。如果在不同方向的花键轴上，那么手动沿轴向移动联轴器，就可以改变喷油提前角。比如，由季节或者柴油的种类（图 6.18）决定调整提前角。图 2.34 上提供的是一个喷油提前角调节用离心式自动联轴器。在转速增加时，飞块 4 克服弹簧 2 的作用，绕固定在体上的中心轴 1 旋转。在这种情况下，由于滚轮 3 滚动，滚轮轴被固定在飞块上，凸轮盘 5 与轮毂呈刚性连接，轮毂相对泵体转动了  $\alpha$  角。第一根轴与高压油泵相连，第二根轴与曲轴相连，目前已有一些液力和电子控制的喷油提前角联轴器方案。

56

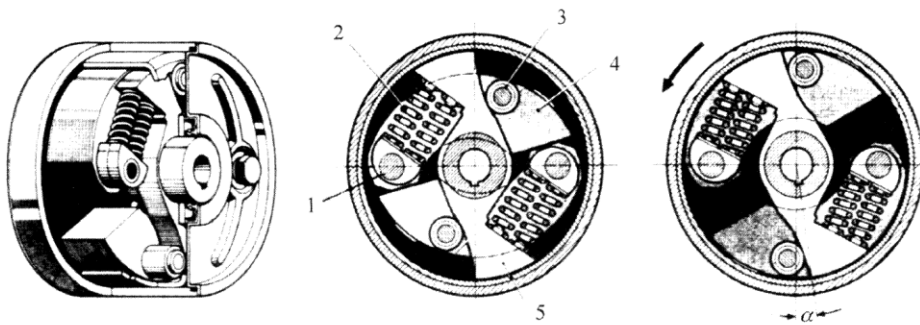


图 2.34 在不同的喷油泵转速下，喷油提前角自动调节器飞块的位置

特别是在高喷射压力下，喷油泵传动的重要特性参数就是它的刚度，更精确地分析和设计传动系统就必须研究扭振和喷射流体动力学（第四章）。

### 2.3 分配式高压油泵

通常，精密零件成本占燃油系统成本的 25%~40%，因此希望能够减小它们的成本。在分配式喷油泵中使用了一个柱塞副，用于 2~8 个气缸的供油，这种柱塞完成了分配元件的功能。

分配式喷油泵的结构是各种各样的, 可根据柱塞的驱动、分配和调节的基本原理确定分配式喷油泵的结构, 本书重点研究的是已大量生产的 Bosch 公司 VE 型喷油泵的工作原理。

### 2.3.1 Bosch 公司 VE 型喷油泵

由端面凸轮盘驱动的 VE 型单柱塞喷油泵, 从 1976 年开始生产, 在 Bosch 公司每年生产的 350 万台喷油泵中, 有 100 多万台是 VE 泵。目前所有的生产转到印度和土耳其的亚洲分公司, 按照公司许可日本和韩国也进行生产。这种分配泵也为巴尔瑙尔运输机械制造厂生产的 BA3 汽车用高速柴油机 BA3-341 (343) 以及 ΓA3 和 YA3 汽车用柴油机 3M3-514 配套。

VE 型喷油泵可以用在缸数为 2、4、6, 单缸功率为 25 kW, 转速为 5 000 r/min, 循环供油量达 100 m<sup>3</sup>, 供油压力 90 MPa 的柴油机上, 能够配的柱塞直径为 8~12 mm, 柱塞行程为 1.5~4 mm, 这种泵在文献[22, 4]中进行了详细叙述。

带机械调速器的 VE 型喷油泵总成如图 2.35 所示, 泵单元的驱动见图 2.36。带自动调速器传动齿轮的驱动轴带动凸轮盘 3 和柱塞 5 的联轴器 1 转动 (图 2.36), 在初始位置柱塞经过压板 6 利用两根弹簧 8 回位。

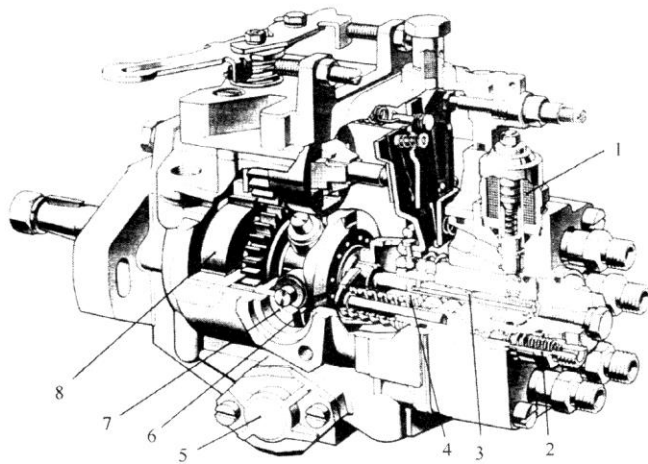


图 2.35 Bosch 公司带调速器基础结构的 VE 泵总成

1—电磁阀; 2—出油阀接头; 3—分配器; 4—供油联轴器; 5—喷油提前角调节自动装置;  
6—凸轮盘; 7—滚轮轴承套; 8—输油泵

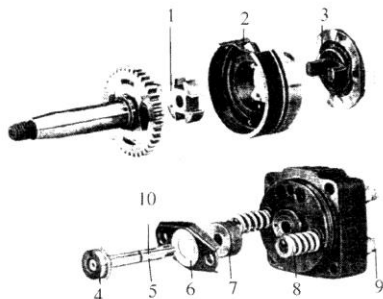


图 2.36 VE 型喷油泵泵单元零件

1—联轴器; 2—滚轮轴承套; 3—凸轮盘; 4—尾端; 5—柱塞; 6—压板; 7—供油联轴器;  
8—弹簧; 9—接头; 10—带齿分配盘

转子叶片式输油泵 8 布置在驱动轴上 (图 2.35), 当凸轮盘 6 沿着轴承套 7 的滚轮转动时, 喷油提前角自动调节装置 5 可以使凸轮盘绕自身轴线旋转 (随转速和循环供油量变化时, 由输油压力推动液压活塞), 在泵油压力从 0.27 MPa 到 0.8 MPa 变化时, 液压活塞行程达到 9.4 mm, 保证喷油提前角沿喷油泵轴变化  $12^\circ$ 。

通过移动滑套 4 来调节循环供油量, 在传统的喷油泵中, 循环供油量由机械调速器来控制, 燃油经过分配器 3 供到出油阀, 电磁阀 1 通过柱塞腔的充油道的开闭, 允许或者终止柴油机的工作, 喷油泵工作如图 2.37 所示。

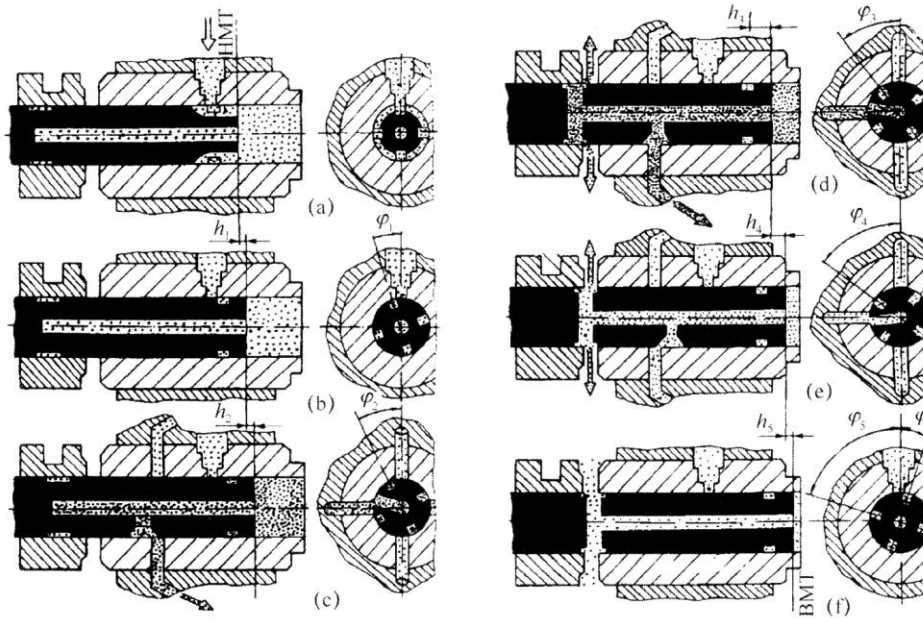


图 2.37 VE 型电控喷油泵燃油分配阶段:

(a) 充油; (b) 压缩开始; (c) 加压; (d) 断油开始; (e) 经过柱塞高压油管泄压; (f) 压力稳定<sup>[4]</sup>

最初制造的用于涡流室式柴油机喷油泵的最高喷射压力为 30 ~ 40 MPa。根据供油的强化程度, 出油阀的结构发生了改变, 用带换向球阀的复合阀(图 2.24 (d))代替传统的蘑菇形出油阀(图 2.24 (a) ~ (d), (h)), 用来抑制二次喷射。对于强化喷射使用最简单的带节流阀的扁平阀, 以便缓解液力冲击(图 2.24 (i)), 它的应用使油管与柱塞腔被分配器分开, 尽管它不能保证泵油压力与残余压力平衡。

(1) VE 型电控喷油泵的变形

由于 VE 型电控喷油泵装有喷油提前角自动调节装置, 并且具有最小的调节作用力, 所以实现它更加简单<sup>[133,22,220]</sup>(图 2.38), 在 1984 年就已经投产。像从前一样, 用燃油油量调节环 6 调节柱塞 4 的有效行程, 在可回转  $60^\circ$  的比例电磁铁 2 的轴上, 通过偏心轮使它移动, 它的转动用传感器 1 来检测, 而电磁阀的工作由控制单元控制, 电控调节喷油提前角。目前液压缸中的压力由电磁阀 5 的开度决定(工作循环与其开启时间的关系)。这种工作原理被应用于现代的 VP-30(图 2.39)、VP-40、VP-44 型喷油泵上, 以后将针对 VP-44 型喷油泵进行更加详细地研究。

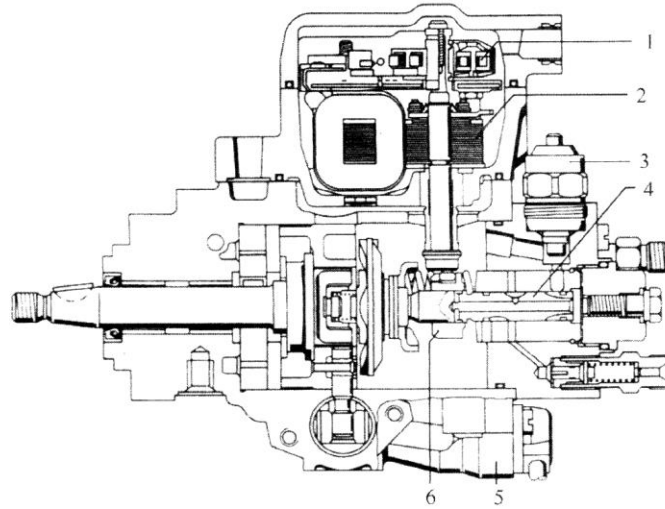


图 2.38 Bosch 公司电控 VE 型喷油泵

1—传感器；2—可回转的比例电磁铁；3—电磁阀；4—柱塞；  
5—控制喷油提前角的高速电磁阀；6—燃油油量调节环

装有 VE 泵的供油装置电子自动控制系统如图 2.40 所示，司机加速踏板是自动控制系统的传感器之一，VE 泵的电控系统实际上已经成为发动机整机的自动控制系统，可以调节涡轮增压、废气再循环（旁通阀）、启动和加温以及降低低负荷下的噪声（进气阀）。在较为先进的系统中出现了大气与增压空气温度和压力传感器、汽车速度传感器、离合器和制动控制机构传感器。某些传感器置于喷油泵中（轴 1 和 2 的速度盘和角位置、传感器 3 如图 2.39 所示），日本 Isuzu、Zexel、Nippon Denso 公司使用了 VE 喷油泵电控系统。

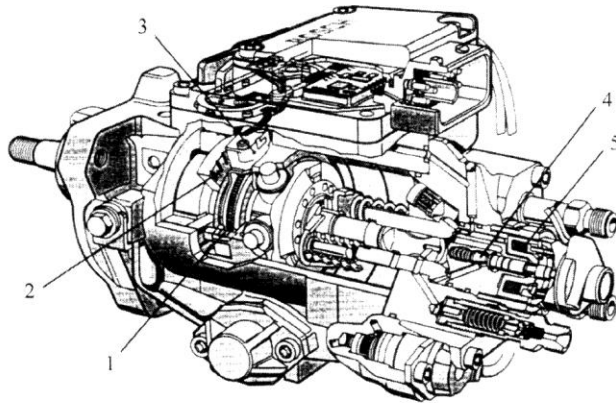


图 2.39 Bosch 公司电控 VP-30 (VP-37) 型喷油泵

1 和 2—中间轴的频率和角位置盘；3—传感器；4—滑阀；5—电磁线圈

VE 喷油泵的进一步发展与循环供油调节密不可分，利用高速电磁阀 5 控制分配泵（图 2.39）的滑阀 4。用电磁阀取代柱塞调整离合器，降低了精密机械元件的生产成本，可以单独为各缸供油，并且实现两阶段供油。这样的喷油泵 VP-37 用于一系列欧洲汽车上，喷油泵 VP-30 用于功率为 55 kW 和 66 kW 的 Ford Focus 和 Ford Duratorq 汽车上。

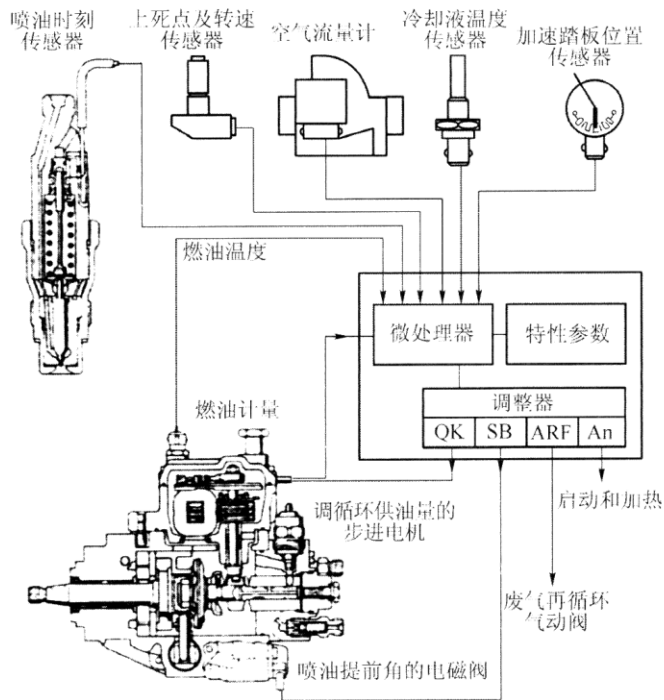


图 2.40 装有 VE 型喷油泵的轻型汽车柴油机电控原理图

Ford Focus 汽车 I - Endura - DI 柴油机上，装有 VP - 30 型喷油泵、 $\phi 1.6 \times 360$  mm 的高压油管、喷孔为  $5 \times 0.176$  mm 的 Lucas Variety 喷油器。保证了出油阀上腔压力为 80 MPa，喷射压力为 125 MPa。同时像 VP - 37 喷油泵方案保证了相应的压力为 72 MPa 和 97 MPa，有害物质排放达到了欧 III 标准，整车总质量为 1 250 kg，公路和欧洲城市循环行驶，每百公里的燃油消耗量分别为 3.9 L 和 4.9 L<sup>[183]</sup>。有吸引力的是，这些指标是相对于每缸 2 气门、喷油器倾斜、偏心燃烧室柴油机而言的。

喷油开始及其喷油持续期通过置于泵内的传动轴位置传感器 3（图 2.39）进行精确判别，这可以避免使用第一缸喷油器的针阀升程传感器。

VP - 30 型喷油泵最高喷射压力可以达到 150 MPa<sup>[189]</sup>，但是由于复杂的凸轮驱动，使得这种结构原理实际上已经没有什么潜力了，Bosch 公司基本停止了对这种 VE 型喷油泵的改进完善。与此同时，供油和喷油提前角控制装置已向新一代 VP - 44 型喷油泵发展。如图 2.40 所示，第一缸喷油器装有具有针阀升程传感器，可反馈喷油提前角，这样比利用喷油提前角调节系统伺服活塞位置传感器检测的喷油提前角更加准确。90 年代末针对转速为 4 000~4 500 r/min 的燃烧室为开式的柴油机，Bosch 公司为了降低燃烧噪声，采用了双弹簧喷油器（见 2.4 节）。

转子机械喷油泵采用了如图 2.41 所示的结构，与驱动轴同轴的转子 2 包含对置运动柱塞 4，带凸轮的转子驱动对置柱塞转动，当柱塞孔与体上孔不通时，柱塞腔通过油道 5 与低压油路相通；在柱塞孔与体上孔相通时，通过分配器 6 和油道 7 燃油从一个喷油器喷出。

Lucas 公司（英国）、Sigma 公司（法国）、Stanadyne 公司（美国）制造出了转子泵，早在 1950 年开始生产。其中一些转子泵结构简单，价格低廉。比如，Lucas 公司的 DPA 系列<sup>[59]</sup>（图 2.42），在柱塞腔的进油管路中使用可调滑阀实现液力调节，它使装置的价格大大



降低, 但机械调速器在标定、怠速工况的不均匀度分别为 7.5% 和 16.6%, 而液力调节则分别为 17.2% 和 29% [59]。

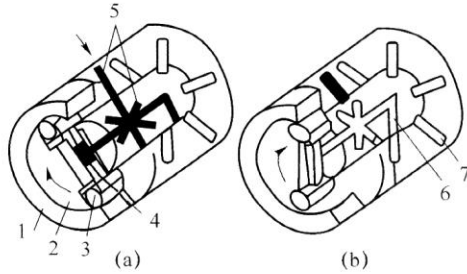


图 2.41 转子分配式喷油泵的工作示意图  
(a) 充油行程; (b) 加压行程

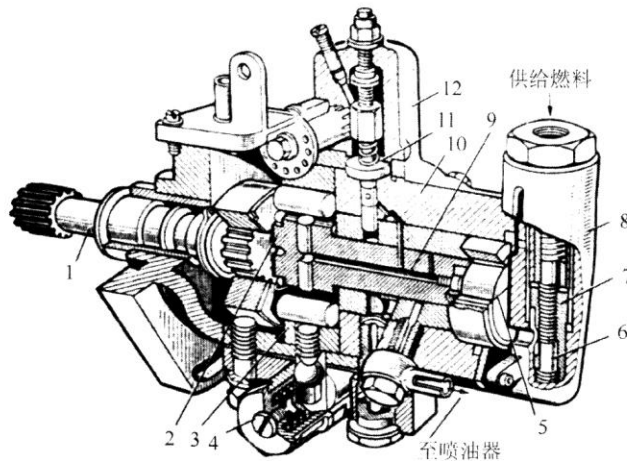


图 2.42 Lucas 公司最简单的 DPA 系列转子喷油泵:

1—轴; 2—转子; 3—凸轮盘; 4—喷油提前角调节装置; 5—输油泵; 6—输油调节阀;  
7—阀衬套; 8—油滤; 9—充油和供油阀; 10—泵头部; 11—计量滑阀; 12—液力调节器

在传统的转子泵驱动轴上同轴布置有转子叶片式输油泵、机械调速器、供油提前角自动调节装置。使用进油口燃油的节流或者柱塞的不同行程改变循环供油量, 出油阀可以按气缸数布置或只设置一个, 后者可以保证各缸供油参数的均匀性, 转子喷油泵可用于缸数为 2~8 缸的柴油机上。

现代大部分转子喷油泵都是很复杂的, 但其具有较高的动力指标。基于这个原因, 所有的分配泵制造商都在研究它的原理, 因此我们要更详细地了解具有先进结构的电控转子泵。

### 2.3.2 Bosch 公司 VP-44 型转子泵

Bosch 公司最先进的分配泵就是 VP-44 型泵<sup>[205,175,199,176]</sup>, 它应用在 Opel Ecotec, Opel Astra, Audi V-6, Ford-Duratorq, BMW M47D, Daimler-Chrysler E290 柴油机上, 在转速  $n=4\ 200\ \text{r/min}$  时, 喷油泵的出油压力可达到 100 MPa, 而喷油器中的压力为 130~150 MPa, 甚至达到 175 MPa (BMW) 或者 185 MPa (Audi), 该喷油泵可达到的最大喷油压力  $p=205\ \text{MPa}$ <sup>[189]</sup>; 在转速  $n=1\ 000\ \text{r/min}$  时, 喷射压力可达到 50 MPa。



配备这种喷油泵的供油系统如图 2.43 所示，其特殊性在于控制部分包含在柴油机自动控制系统中，电控单元由两部分构成，而把喷油泵体作为电磁铁的末级。

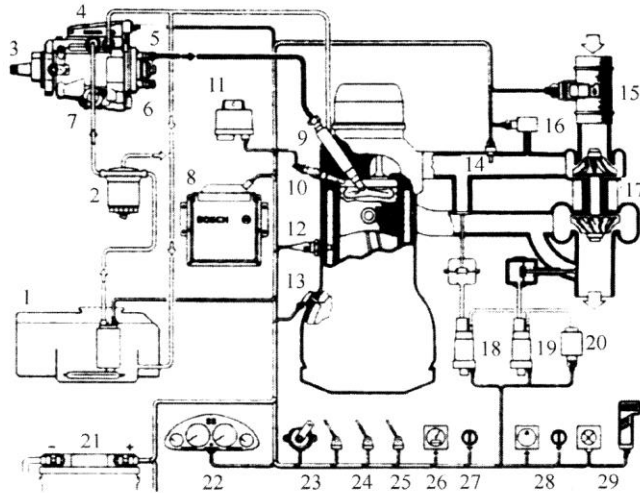


图 2.43 配备 VP-44 型喷油泵的燃油系统

- 1—油箱、滤、电动输油泵；2—精滤；3—VP-44 型喷油泵；4—喷油泵控制单元；5—出油阀；6—喷油提前角控制电磁阀；
- 7—喷油提前角调节液力驱动；8—中央控制单元；9—喷油器；10—启动点火火花塞；11—火花塞继电器；
- 12—液体温度传感器；13—曲轴位置传感器；14—空气温度传感器；15—空气流量计；16—空气压力传感器；
- 17—增压器；18—废气再循环调节器；19—增压压力调节器；20—压气机；21—蓄电池；22—仪表盘；
- 23—加速踏板；24、25—传动装置、机组等的传感器；26—速度传感器；27—速度调节器；
- 28—空调压缩机和调节器；29—故障诊断灯和诊断仪接口

喷油泵装置的解剖图如图 2.44 所示，泵的功能与原理如图 2.45 所示，泵的转轴和转子减少了轴向力，在球轴承中转动。转子叶片式输油泵 1（图 2.44）和早期的结构不同，它具有 4 个独立的弹簧压板，而不是 2 个整体弹簧压板，提高了其使用寿命。

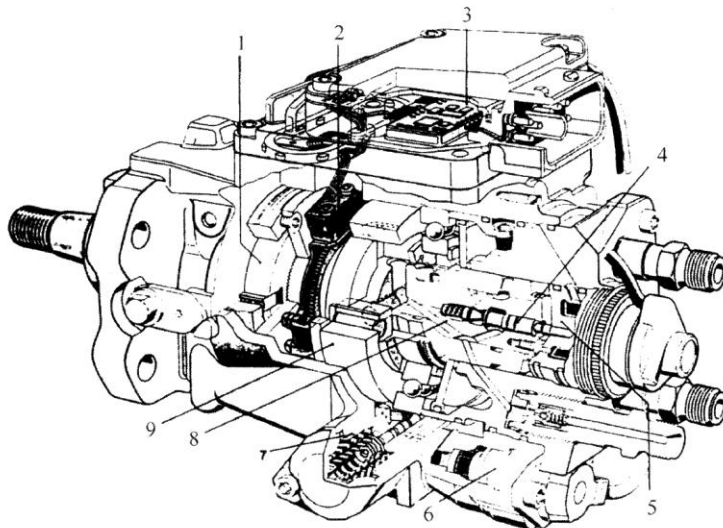


图 2.44 VP-44 型喷油泵

- 1—输油泵；2—轴的转速和位置传感器；3—控制单元；4—滑阀；5—供油电磁铁；
- 6—喷油提前角电磁铁；7—喷油提前角液力驱动；8—转子；9—凸轮盘

轴的转速和位置传感器 2 (图 2.44) 和带分配油道的转子 8 共同工作的泵单元、带滑阀的控制供油的电磁铁, 它们与驱动轴、输油泵布置在同一根轴上, 在图 2.45 (a) 上的位置是 4、5、12、6。压力调节器 1 (图 2.45 (a)) 和泄油阀 10 保持泵油压力恒定, 在打开滑阀时, 当柱塞给燃油加压时, 活塞阻尼器 11 消除了加剧产生的压力波。喷油提前角调整器的液力驱动 7 根据燃油压力调节喷油提前角, 通过可调电磁阀控制供油压力。

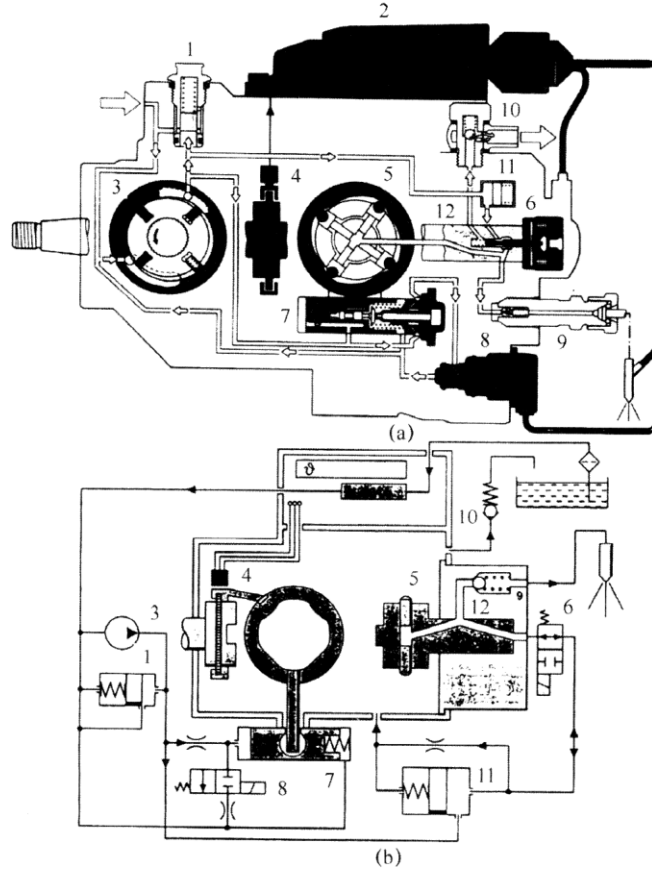


图 2.45 VP-44 型喷油泵部件 (a) 和电液示意图 (b)

1—泵油压力调节器; 2—喷油泵控制单元; 3—输油泵; 4—轴的转速和位置传感器; 5—泵单元; 6—循环供油量控制电磁阀; 7—喷油提前角调整器的液力驱动; 8—喷油提前角调整器的电磁阀; 9—出油阀; 10—泄油阀; 11—活塞阻尼器; 12—转子分配器

由于 VE 喷油泵喷射压力的不断提高以及对驱动载荷的限制, Bosch 公司出现了内凸轮廓径向柱离式转子分配泵。早期只有 Stanadyne 和 Lucas 公司生产这种喷油泵, 并且它只有 2 个柱塞 (图 2.46), 3 柱塞只是适合于 3 缸和 6 缸柴油机, 并且具有较大的死区容积。在以上公司最后生产的喷油泵中, 使用了 4 个柱塞: 它们保证最小的死区容积, 而且具有降低柱塞直径的可能性, 最终降低接触应力。泵单元所用柱塞直径为  $\phi 6.5 \sim 7 \text{ mm}$ , 凸轮型线更较扁平 (图 2.46), 适合于经过开式滑阀 4 充油 (图 2.44), 较陡则更符合喷射要求, 保证在  $n = 1000 \text{ r/min}$  时, 柱塞速度为  $1.9 \text{ m/s}$ 。

凸轮盘 9 (图 2.44) 能够在泵体内旋转调节喷油提前角, 它明显比以前使用的范围要宽: 达  $20^\circ$  喷油泵轴转角。由于供油压力和凸轮盘回转所需的作用力很大, 喷油提前角调整器的电磁阀 8 (图 2.45) 通过液力放大器喷油提前角调整器的液力驱动 7。

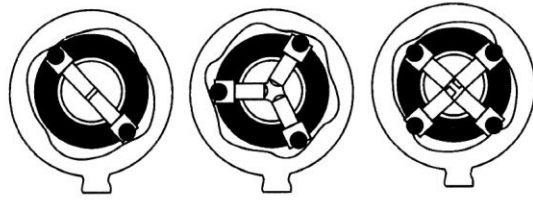


图 2.46 转子泵各单元结构示意图

对喷油提前角调节机构的更详细研究如图 2.47 所示。电磁阀根据自动控制系统的指令，包括占空比（接通期与信号周期的比值），使控制腔 1 泄油，最终泄压，这种调节方法称为脉宽调节。在压力提高时，活塞 2 向右移动，滑阀 4 打开滑阀加压通道 5，高压燃油充满了工作腔 7，而伺服活塞 6 向右移动，所以这样的传动有时成为随动驱动。

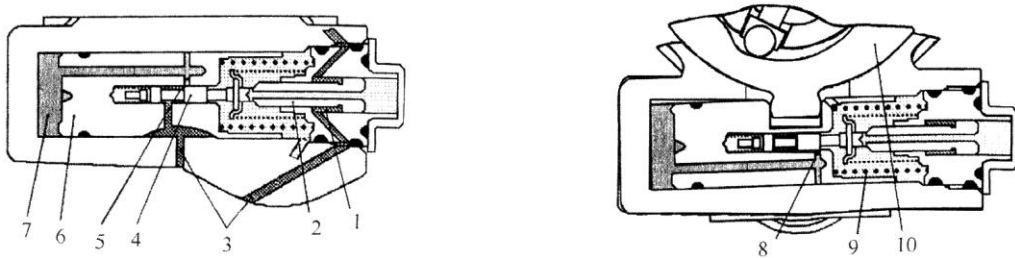


图 2.47 凸轮盘转动液力驱动（2 个投影）

- 1—控制腔；2—控制活塞；3—压力通道；4—控制滑阀；5—滑阀加压通道；  
6—伺服活塞；7—工作腔；8—滑阀溢流通道；9—低压腔；10—凸轮盘

在减小腔 1 中的控制压力时，滑阀 4 向左移动，打开滑阀溢流通道 8，接通工作腔 7 和低压腔 9，滑阀和伺服活塞通过回位弹簧向左移动，伺服活塞的运动决定了凸轮盘 10 的转动，并且改变了喷油提前角。

流体作用力不仅由凸轮盘很大的反作用力决定，而且也由它的脉冲特点决定。在供油时，当伺服活塞向左移动时，由于它的补充滑阀加压通道 5 增加，滑阀溢流通道 8 减小，在腔 7（图 2.47）中产生了反作用力，同样，凸轮盘摆动减到最小，喷射指标更加稳定。

现在我们研究利用滑阀 4（图 2.48）调节供油。在柱塞腔（图 2.48（a））充油时，分配油道 13 停止工作，带滑阀 4 的衔铁被吸到电磁阀 7 上，保证燃油沿油道 12、9、13、8 流向柱塞腔（沿燃油流动方向）。当柱塞在内凸轮环的作用下，径向向中心轴线运动时（图 2.48（b）），燃油沿柱塞腔通道 8、分配油道 13、高压通道 14、出油阀 15 进入喷油器。但是当柱塞会合时，滑阀能够打开油路反向流到进口口（在图 2.48 没有显示），成为正常打开状态。在给电磁阀供电时，闭合时刻确定出了几何供油开始，而打开时刻则确定了循环供油量，快速驱动保证了两次喷射（点火部分燃油量为  $1.5 \text{ mm}^3$ ）。滑阀 4 是液力平衡式的，这个滑阀与共轨系统不同，允许经过唇形密封的短暂泄漏，尽管通过滑阀闭合时刻可以调节喷油提前角，但一般不采用。喷射时刻的选择要以使用柱塞最大速度供油为目的，不过，为了控制喷油特性或者根据柴油机工作工况修正喷油压力，喷射时刻也要变化。

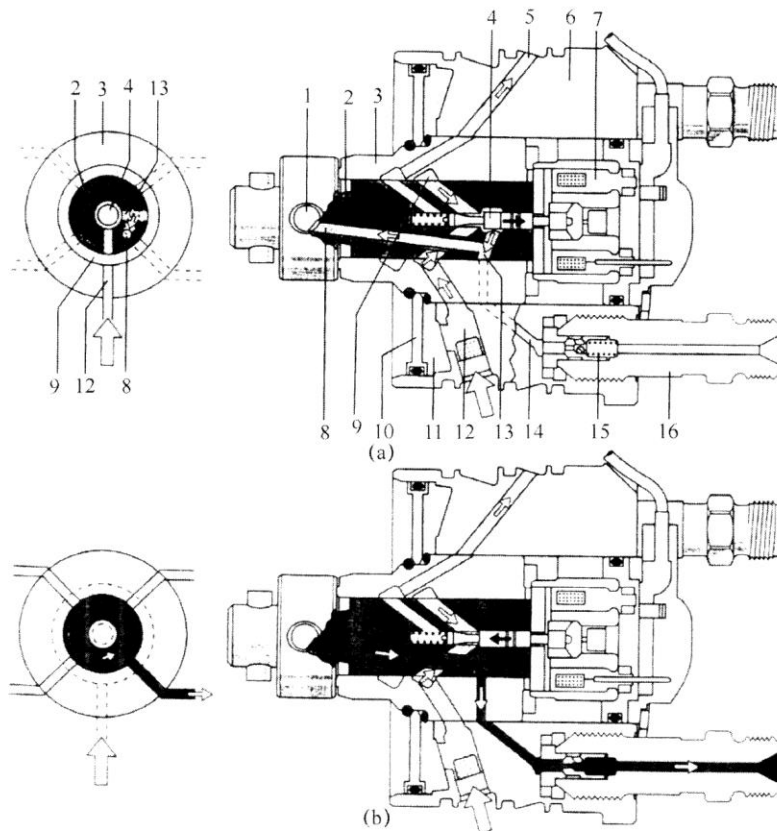


图 2.48 分配泵的工作以及供油调节

(a) 充油; (b) 加压

- 1—柱塞; 2—转子; 3—转子衬套; 4—滑阀; 5—排油通道;  
 6—喷油泵头部; 7—循环供油量控制电磁阀; 8—柱塞腔通道; 9—燃油进油通道;  
 10—泵油和泄油腔分配隔板; 11、12—进油腔; 13—分配油道; 14—高压通道;  
 15—出油阀; 16—接头

自动控制系统的组成如图 2.43 所示, 包括: 装在喷油泵中的控制系统执行机构: 2 个上面所讲的电磁阀, 曲轴位置及转速的磁电式传感器 (图 2.44 上 2 或者图 2.45 上 4), 与其配套的是有 120 个齿的精密齿盘, 对于四缸柴油机去掉其中 4 个齿。这样, 传感器提供了瞬时转速信号和粗略的位置信号。第一, 原则上能够诊断各缸的功率; 第二, 在按照备用控制程序工作时, 实现喷油阶段划分。按照传感器 13 (图 2.43) 的信号确定喷射时刻, 是比较准确的, 误差小于 1% 曲轴转角。

### 2.3.3 EPIC 系统

Lucas 公司装有转子喷油泵的 EPIC 系统是其最完善、最复杂和最独特的电子控制系统。于 20 世纪 70 年代末设计 (从 2001 年起 Lucas 公司将自动控制系统转变为 Delphi 系统), 一开始就计划用于满足先进排放标准的汽车柴油机。它被用于轻型汽车、微型汽车、缸数为 3、4、6 和气缸工作容积小于 0.75 L 的所有道路用柴油机上, 系统在开式燃烧室柴油机上的应用只是从 1987 年才出现 (Ford Transit 的 2.5 L 四缸柴油机)。根据公司资料, 该系统可降

低有害物质的排放,降低烟度,改善供油控制,并且能够改善与汽车其他系统、自我诊断功能的兼容。

控制系统能够收集增压压力传感器、空气温度、冷却液温度、曲轴转速和位置、加速踏板位置、制动踏板位置、再循环气阀位置、车速、针阀升程、装在喷油泵内部的供油调节元件和凸轮盘位置传感器、燃油温度、喷油泵轴的转速和位置的信息。

自动控制系统包括2个微控制器,每个微控制器每秒可执行250次操作,其中一个控制柴油机工作的多维特性,另一个作为协处理器。自动控制系统完成以下操作,实现相应的控制功能<sup>[171,179,131,82]</sup>:

1) 喷油提前角控制:喷油提前角的优化取决于不同的工作条件,并且记录到存储器中。在降低冷却液温度时,喷油提前角和空转转速被提高,喷油提前角的控制方式会影响有害物质的排放和启动的可靠性;

2) 各缸供油根据气缸和供油装置的不平衡性、磨损进行自适应控制。这样,在转速为 $n = 750 \text{ r/min}$ 时,在进行单独的定量供油时,转速的波动为 $12.5 \text{ r/min}$ ,而供油结束后,转速的波动降低到 $2.5 \text{ r/min}$ ,保证了稳定性,降低了转速、噪声和振动;

3) 进行增压控制,降低有害物质排放,有3个途径:改变通气部分的几何尺寸,控制冷却器的旁通阀,废气再循环调节;

4) 在冷却液温度为 $60 \text{ }^{\circ}\text{C} \sim 110 \text{ }^{\circ}\text{C}$ 、 $n < 3\ 500 \text{ r/min}$ 时,根据柴油机转速、温度和负荷控制废气再循环;

5) 利用喷油泵较高的过渡响应特性和允许柴油机短期加速的复杂控制算法,保证汽车加速不冒烟。两次喷射循环供油量的增加,保证突然加载的第一阶段没有波动。在强制空转工况,当 $n > 1\ 500 \text{ r/min}$ 时,停止气缸供油;

6) 启动前准备和预热,启动后转速提高时,空气温度越高,启动供油越少;

7) 突变检测(保持汽车速度);和汽车的系统互相作用(具有自动防抱死ABS和防空转,具有自动变速,调节自动控制系统,防超速装置等);

8) 自动控制系统的自身诊断以及外围设备指标的检测,在面板上有重大故障指示灯和电子测试仪诊断接口。所有要执行的基本指令,在发生故障时,故障控制程序被接通,比如,转速传感器信号用针阀升程信号代替。

对于具有各种燃烧室的高速柴油机,制造的EPIC系统有2个基本的改型。对于开式燃烧室柴油机EPIC-80,凸轮盘直径为 $80 \text{ mm}$ ,4个柱塞,保证最大喷油压力为 $95 \text{ MPa}$ 。对于预燃室式柴油机EPIC-70,相应的凸轮盘直径为 $70 \text{ mm}$ ,2个柱塞,保证最大喷油压力为 $35 \text{ MPa}$ 。

EPIC系统喷油泵总图如图2.49所示,它的壳体通过中间支承17和喷油提前角调节转接器28固定在发动机上,转接器允许喷油泵围绕中间轴转动,以便预先设置喷油提前角。在轴承26和20上的驱动轴27驱动带4个弹簧支承叶片的转子叶片输油泵旋转。在曲轴启动转速为 $180 \text{ r/min}$ 时,它们保证泵油压力为 $0.3 \text{ MPa}$ ,而超过 $500 \text{ r/min}$ 时,泵油压力为 $0.8 \sim 0.9 \text{ MPa}$ 。轴转速测量齿盘21,通过传感器19来改变轴的位置。轴的末端是一个楔形夹紧器,它带着同一个轴上的转子转动,它的连接方式详细见图2.50。转子在2个或者4个柱塞18下方设置一些精密的孔,并且在滚轮24下方有几个槽,滚轮围绕凸轮盘内部型线滚动,凸轮盘使柱塞靠近,给燃油加压。转子有3个纵向泄油槽(其中2个在图2.49上相连)。此外,转子还有纵向分配槽(在图2.49上用虚线表示的部分),只有最后一个槽与柱

塞腔相连。这样，当柱塞相互靠近时，分配槽与其中一个出油阀 15 连通；当柱塞分开时，分配槽与转子衬套的充油道相通（该时刻如图 2.49 所示）。在喷油泵的上部布置有电磁式喷油提前角调整器。

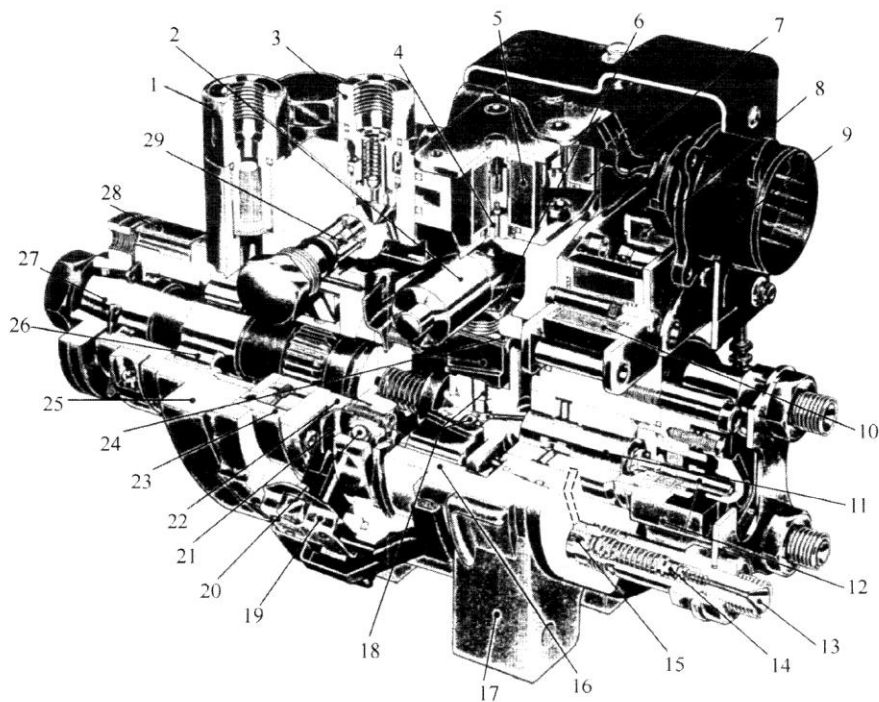


图 2.49 EPIC-80 喷油泵总图

- 1—供油接头；2—喷油提前角调节伺服活塞；3—泄油接头；4—球阀座；5—喷油提前角执行器；  
6—凸轮盘拨杆；7—转子泄油执行器；8—转子供油执行器；9—接口；10—切断供电电磁铁；  
11—转子；12—转子轴向位置传感器；13—出油接头；14—阻尼阀；15—出油阀；16—凸轮盘；  
17—中间支承；18—柱塞；19—轴角位置传感器；20—外部球轴承；21—轴转速测量齿盘；  
22—内部球形支承环；23—转子叶片输油泵；24—带挺柱的凸轮盘滚轮；25—驱动体；26—前轴承；  
27—驱动轴；28—喷油提前角调节转接器；29—泵油压力调节器

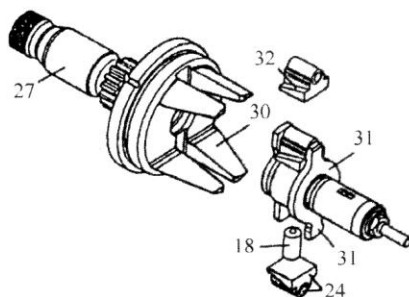


图 2.50 驱动机构和循环供油量调节

图 2.49 点位补充：30—楔形夹紧器；31—凸缘；32—挺柱上的斜面

循环供油量调节机构（图 2.50）是 EPIC 喷油泵中很有特点的结构，它保持了 Lucas 公司利用柱塞全行程的变化调节供油的传统，各柱塞的最大汇合位置取决于对置凸轮盘顶端的斜面

距离（图 2.46）。柱塞的分离与德国以及美国的大多数喷油泵不同，它用传动轴的楔形夹紧器（图 2.50）来限制挺柱升程。转子 11 在供油期间可以轴向移动，利用夹紧器的楔形形状，它和滚轮 24 上的斜面 32 相连接，柱塞的分离被改变，最终改变了柱塞腔的充油和循环供油量。

转子轴向位置的控制机构（即循环供油量）在图 2.51 所示的液压机械系统图上可以很方便地看出。

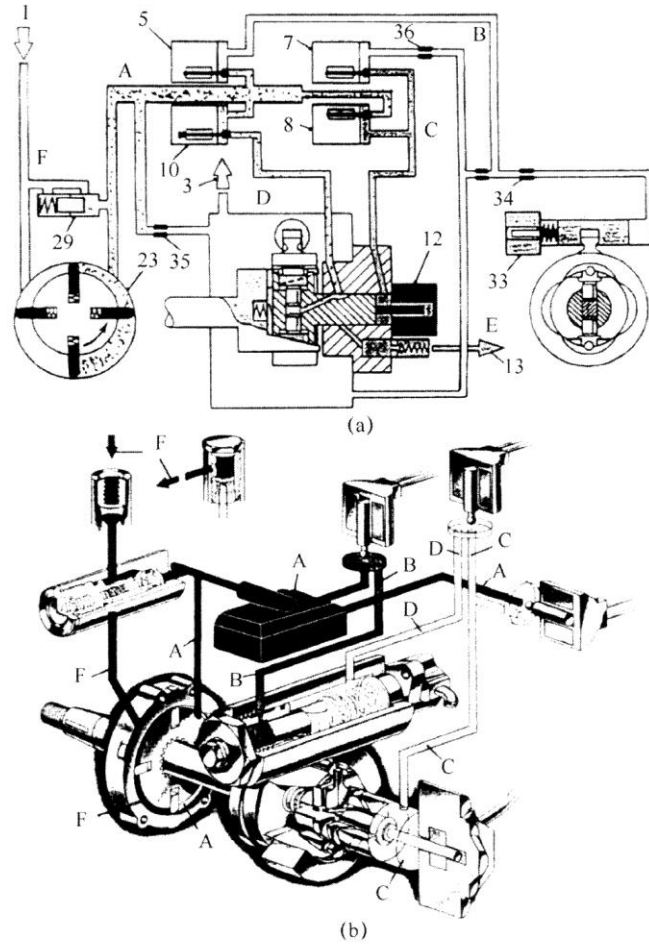


图 2.51 EPIC 喷油泵供油和喷油提前角液压机械系统图

图 2.50 标注的补充：33—伺服活塞位置传感器；34—喷油提前角稳定量孔；

35—注油伺服活塞稳定量孔；36—转子位置稳定量孔。喷油泵特征压力：A—泵油；

B—喷油提前角控制；C—转子位置控制；D—喷油泵下部；E—压油；F—喷油泵进油和泄油

燃油经过进油接头进入输油泵，利用调节器 29 稳定泵油压力（图 2.49~2.50 标注点通用），接着进入自动控制系统供油执行器 8 的球阀。在球阀打开时，燃油进入转子端部的油腔中，提高了油压。从另一个方向，喷油泵中执行器 7 泄油球阀作用，喷油泵中压力提高了几个大气压。正常打开一段时间的执行器 7 和 8 的阀，按照控制单元的指令轮流关闭，保证了转子端部必需的压力。它的变化由执行器决定（脉冲宽度调节方法）。为了降低泄油道中压力的脉冲，设计了量孔（图 2.51 (a)），油压与驱动轴和转子之间回位弹簧的反作用力的



平衡,决定了它的稳定位置。转子只有在喷射期间才能移动。

在转子 2.5 mm 位移(在几何尺寸 4 mm 时)的工作范围内,保证了位移和循环供油量之间严格的线性关系。转子内部的极限位置对应最小供油量,而它完全由电磁铁 10(图 2.49)切断,使柱塞断油。它被用在柴油机停车时,并且被接入车辆防盗系统中。

在自动控制系统中利用转子轴向位置传感器 12 实现供油反馈,并且保证循环之间的稳定性和各缸规定供油精度。在喷油器正常控制情况下,各缸供油  $10 \sim 50 \text{ mm}^3$  范围内不均匀度为  $0.5 \text{ mm}^3$ 。

在空转工况,EPIC 系统保证各缸的单独供油,所以喷油泵轴每转 1 转,供油自动控制系统和转子位置针对每一缸都要重新调整。那么在从最小供油到最大供油过渡期间,可以人为地将时间降为 0.1 s。有 4 个标记的曲轴位置传感器(对于 4 缸柴油机来讲)能够有效地诊断出各缸发出的功率,并且可以校正循环供油量,使得各缸功率一致。

由于要对喷油泵初始的循环供油量进行调整,所以喷油提前角控制机构是必需的。在所有现代分配式喷油泵中,通过伺服活塞使凸轮盘 16 转动,转动位置由凸轮盘、弹簧作用力和燃油压力差与伺服活塞的力矩平衡决定。

在喷油泵中,可以把油道和油腔划分为 6 个燃油特征压力区域,其中 B(图 2.51)用于喷油提前角控制,并且由液压缸燃油流量的平衡确定:它不断地通过量孔泄油(图 2.51(a)),但同时也由执行器 5 周期性地供入。这样一来,液压缸中的压力大小取决于执行器占空比。在这种情况下,实现了一个燃油通道的宽脉调制控制方法,可以实现允许的控制精度,况且自动控制系统包括来自霍尔传感器 33(这个位置布置有燃油温度传感器)的伺服活塞位置信号反馈,喷油提前角的准确调节是利用伺服活塞和转轴位置传感器的信号反馈实现的,它促进了有害物质排放的降低。

在出油接头 13(图 2.49)上布置有 2 个阀,阀 14 对出油阀 15 的下降和液力冲击起阻尼作用,防止了二次喷射(如图 2.24(b)所示)。在另一个结构方案中,在接头上布置了一个蘑菇形阀,它具有合理的  $\phi = 0.56 \text{ mm}$  的量孔。假设油路上存在不合理的较强节流,这个量孔不仅会减少二次喷射,而且会根据柴油机工作工况稳定喷油压力(图 2.52)。有量孔时,在低转速和低供油的情况下,窄口处压力波的干扰和反射造成喷油压力的提高,而在柱塞高速行程段内由于燃油输运使得喷射压力不能提高。

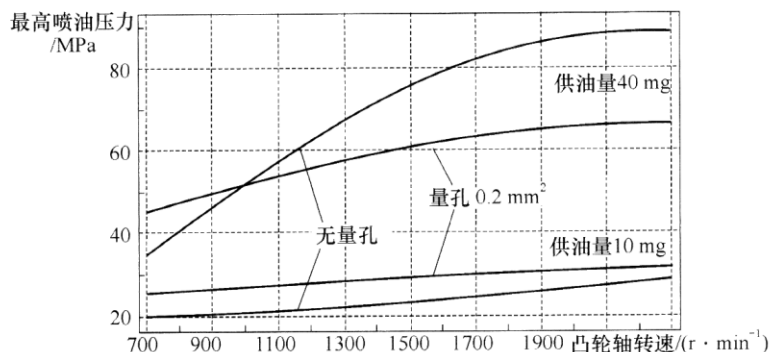


图 2.52 不同转速和供油量时的最大喷油压力  
(在出油阀后有量孔和无量孔条件下, EPIC-80 喷油泵带喷孔  $6 \times 0.18 \text{ mm}$  的双弹簧喷油器的最大喷油压力)

尽管喷油泵结构复杂,但比以前的结构运动件要少 50%,它较为紧凑、重量轻并且可靠。



EPIC 供油装置的维护保养必须有专用仪器和信息资料，每一个系统在制造时的数据都被记录在电控单元中，只能在电控单元中修改这些数据。出油阀的侵蚀、喷油泵进入空气、低压油路密封不好、堵塞都属于局部故障，传感器检查电阻值，预先使用电控单元对故障代码进行识别。

### 2.3.4 Stanadyne 公司的 PCF 和 DS 型转子泵

1987 年 Stanadyne Hartford 公司（美国，最近称为 Stanadyne Diesel Systems, Stanadyne Automotive Corporation）在 DB-2 泵和 Motorola 自动控制装置的基础上，生产出了新的 PCF 喷油泵<sup>[201]</sup>，它比 DB-2 泵短 40 mm、重量轻 30%。

燃油定量计量系统用限制柱塞行程代替进油口的节流，在吸油时柱塞 1（图 2.53）的移动被挡片 2 限制，供油调节用挡片相对柱塞的位移和在该零件接触面上使用的斜面来实现，挡片在连接杆 5 或者回位弹簧 4 的作用下移动，连接杆的位移由回转轴 9 的凸轮型线和非回转的沿着轴移动的凸轮 8 的相互作用来保证。

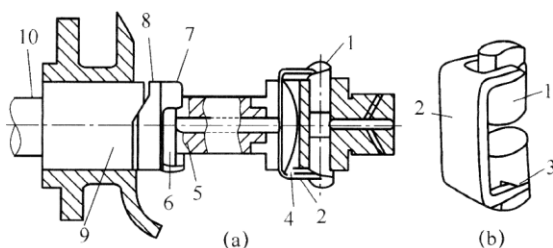


图 2.53 Stanadyne 公司的 PCF 喷油泵

(a) 循环供油量调节机构；(b) 柱塞部件

1—柱塞；2—挡片；3—斜面；4—回位弹簧；5—连接杆；6—挺柱；7—止推轴承；

8—端面凸轮；9—调节用回转轴；10—驱动轴

在开始的结构中，回转轴 9 被步进电机驱动，但是喷油的反力矩使供油不稳定，所以后来使用了随动液力驱动（图 2.54），用于控制喷油提前角。步进电机 14 移动控制滑阀 15，而伺服活塞 16 使回转轴 17 旋转，这样的驱动使作用力增加，消除了调节机构在供油时来自反力矩的位移，稳定了循环供油量和喷油提前角。

在自动控制系统中，预先考虑到了利用柱塞全行程传感器 9 对供油进行反馈，利用针阀升程传感器 5 对喷油提前角进行反馈。曲轴位置信号是指定各缸开始喷油动作的基础。在启动、空转、部分负荷工况下，自动控制系统保证了对供油、喷油提前角、供油和车速限制的控制。在没有转速信号时，切断供油，在加速踏板信号消失时，限制供油 20% 等等。

1991 年 Stanadyne 公司为分开式和非分开式燃烧室柴油机设计出了结构很完善的电控转子喷油泵，型号为 DS<sup>[178,180]</sup>，该喷油泵能够用于 8 缸、单缸排量为 0.5 ~ 1.5 L 的柴油机，保证在柴油机转速达 5 000 r/min 时，最大供油量达 75 mm<sup>3</sup>，它可以使泵端压力达到 90 ~ 100 MPa，嘴端压力达 120 MPa。

与 DB-2 和 PCF 型喷油泵不同，DS 喷油泵上利用转子端部的滑阀式电磁阀 12（图 2.55），采用了新的定量供油原理。这种布置可以降低油腔的容积，可以降低高压喷射时燃油可压缩性导致的增压作用。这种结构曾被用于 VP-44 型喷油泵上，前面已经研究过（图 2.46）。基于这个原因，在这种类型泵中使用位于高压接头 1 中（图 2.55）的常用的单体出油阀，代替喷油泵 DB-2 各个气缸的统一的出油阀，另一个不同之处，就是今天的强

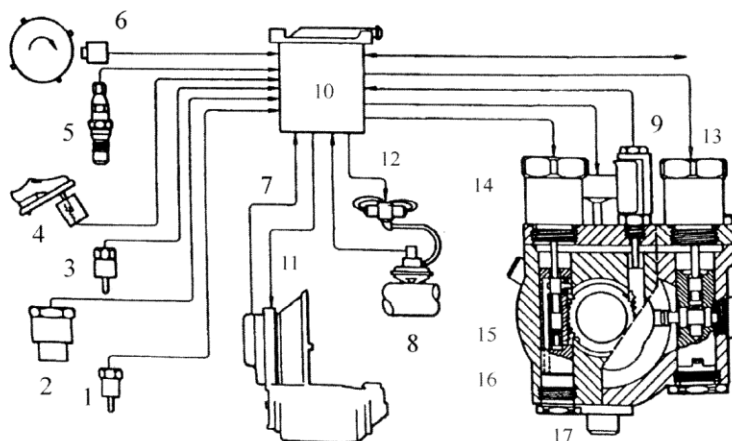


图 2.54 Stanadyne 公司的 PCF 喷油泵控制系统

- 1—进油口空气温度传感器；2—进油口空气压力传感器；3—冷却液温度传感器；4—加速踏板位置传感器；  
5—针阀升程传感器；6—曲轴转速和位置传感器；7—汽车速度传感器；8—再循环阀传感器；  
9—柱塞全行程传感器；10—微控制器控制单元；执行机构：11—传动装置控制；12—废气再循环控制；  
13—喷油提前角步进电机；14—供油步进电机；15—滑阀；16—循环供油伺服活塞；17—供油调节回转轴

化喷油——采用4个柱塞。喷油提前角的调节类似PCF样泵，都是利用步进电机8、随动液力驱动10和凸轮盘9。为了提高凸轮驱动固有的特性，公司计划使用陶瓷滚轮，但是这还没有得到确认。

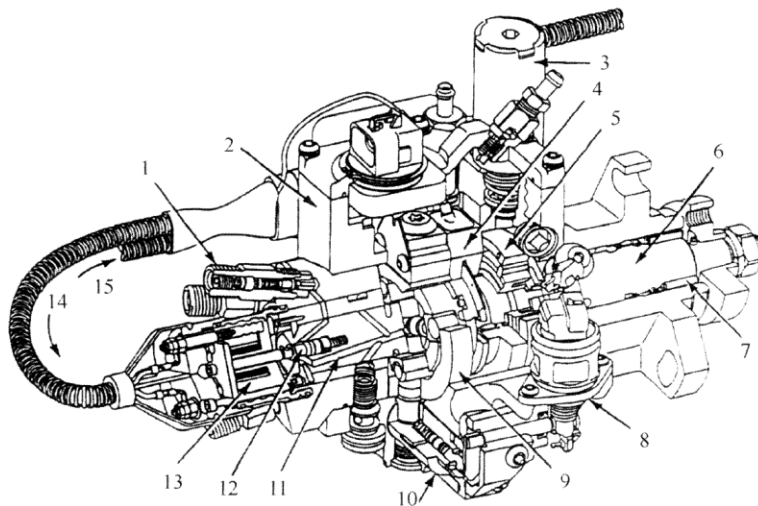


图 2.55 Stanadyne 公司的 DS 转子喷油泵

- 1—高压接头；2—泵体；3—供油开关；4—轴位置光学传感器；5—输油泵；6—轴；7—滚针轴承；  
8—喷油提前角步进电机；9—凸轮盘；10—喷油提前角随动液力驱动；11—转子；12—滑阀式电磁阀；  
13—电磁铁；14—来自喷油泵上安装的电控单元；15—来自中央电控单元

在DS型喷油泵中，自动控制系统实际上和PCF型样泵是一致的，除了循环供油量调节执行电磁阀和另外的预热塞控制功能。在喷油泵中安装了提供信号放大器的电控单元。它检测控制阀的开启时刻，并传递这个信号，作为中央控制单元的反馈，利用这个信号，电控单

元校正下一个信号。在柴油机的 2 个供油循环中, 供油能够从 0 变化到 100%, 换言之, 在柴油机处于过渡工况时, 在供油装置中过渡工况的时间实际上变得不太重要了。

喷油泵轴的高精度位置传感器、柴油机传感器以及定量供油计量的方法, 能够保证喷油提前角的调整精度为  $0.04^\circ$  (按照曲轴转角), 保证了气缸功率和其他参数的自动补偿, 在柴油机各个循环范围内, 利用柴油机各缸单独循环供油和各缸独立的喷油提前角调整, 保证曲轴瞬时转速的稳定性。

随着冷却液温度的变化, 自动控制系统控制稳定的空转转速、预热塞加热和废气再循环量, 自动控制系统和整车交换信号, 承担整车 (汽车传动装置) 控制功能, 保证诊断信息的保存和输出。

### 2.3.5 分配式喷油泵总的特点

如果汽车柴油机分配泵配备有机调调速器, 那么通常用两极调速器就可以改善汽车的操控性, 最简单的液压调速器被广泛使用。喷油泵安装有电子停车装置, 用点火钥匙操作, 用于强制怠速工况和发动机停车。喷油泵配备各种各样的校正器 (转速、增压压力、温度、启动等)。电控喷油泵既能够保证气缸单独供油, 又能够切断气缸工作 (断缸)。

现代大部分喷油泵依靠燃油润滑, 在所有现代喷油泵中喷油提前角都可调, 它们的使用寿命达到 10 000 h, 它们可以保证柴油机的功率为 1 000 kW 以上。最新型式的分配泵可保证喷油压力达 140 ~ 160 MPa, 这种泵可以布置在柴油机的任何位置, 它们的尺寸比多柱塞泵要小一半, 重量小 30%, 尽管它们结构复杂, 但工艺性更好。现在它们的成本也较低, 使用简单。除此之外, 和多柱塞喷油泵相比, 还可以保证各缸供油的均匀性。

分配式喷油泵存在以下缺点: 寿命短, 结构复杂, 必需专用设备 (比如, 凸轮盘的磨削), 在高压油路中的流体损失大。依据上述所列举的分配泵的系列优缺点, 我们可以确信, 在汽车拖拉机使用的多柱塞式喷油泵会被这种分配泵所取代, 特别是在小型柴油机上。独联体国家的某些工厂仍在生产由圣彼得堡中央燃油装置研究所设计的 HD-21 (22) 型分配泵<sup>[42,22]</sup>。但按照现在的标准看, 由于它们强化的可能性不大, 又无喷油提前角控制等功能, 所以它们已经过时。今天设计和开发相对复杂的分配式喷油泵已经没有多大必要了 (见 1.2 节)。

## 2.4 柴油机喷油器

喷油器用来将燃油喷入燃烧室, 在这种情况下, 从被选择的混合气形成条件的观点出发, 它们应该保证最佳的油束贯穿距离、喷射细度、燃油在燃烧室空间分配的均匀性、较高的喷射压力。除了对供油装置的共同要求外 (1.2 节), 对喷油器提出了一系列专门的要求:

- 1) 最小的尺寸 (喷油器的小型化可以提高喷油压力, 并且在柴油机上方布置);
- 2) 运动件重量最小 (增加针阀的快速响应, 避免低压喷射和喷油嘴进空气);
- 3) 结构简单、价格低廉、可靠 (喷油嘴的寿命低于喷油泵和其他零件; 对于汽车拖拉机柴油机不低于 1 500 h);
- 4) 各类阀的流体阻力最小, 提高喷油压力;
- 5) 喷油开始, 特别是终了要求较高的喷油压力。

为满足各种要求,使得喷油器的结构和工作原理多种多样,合理地研究各种类型喷油器,同时也要分析其流动特性。

喷油器的流体特性关系式  $p_{inj} = f(Q_{inj})$  确定了喷油器的流通能力,其取决于节流时的压力损失、结构、工况及工作条件。文献[42]得出了喷油器及其复杂流通部分的流体特性的结论,由于轴针式喷油器的损失与其最接近,但轴针式喷油器使用具有局限性,下面引用了应用最广的标准闭式喷油器特性的简略结论,其他喷油器的特性可以用类似方法得到。

闭式喷油器的主要结构及常用参数标识如图 2.56 所示。腔内的燃油速度可以忽略,供油过程不变,而针阀升起  $X_{ne}$  值时处于静平衡。使用这些假设,针阀处于任意升程位置时,  $X_{ne}$ 、刚度为  $C$  的弹簧预紧力  $A$ , 它们的关系式为:

$$A + CX_{ne} = p_n (d_0^2 - d_1^2) \pi/4 + p_{inj} d_1^2 \pi/4 \quad (2.2)$$

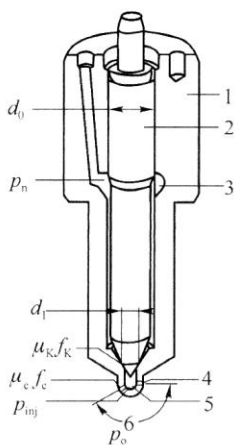


图 2.56 喷油器计算关系图和喷油嘴典型元件

1—喷油嘴; 2—针阀; 3—针阀腔; 4—喷孔; 5—喷孔前油腔(压力室); 6—喷孔夹角

为了喷油器启喷,用压力参数  $p_{n0}$  代替  $A$ , 写出针阀移动力矩方程式,并从上一项中减去,那么得到:

$$CX_{ne} = (p_o - p_{n0}) (d_0^2 - d_1^2) \cdot \pi/4 + (p_{inj} - p_o) \cdot \pi/4 \cdot d_1^2 \quad (2.3)$$

对于压力之间的关系,使用了从不可压缩流体伯努利方程式中得到的流量方程式,如果用体积流量代替速度,甚至忽略在油腔中的速度,许多问题就会迎刃而解了,那么喷孔中的压差等于:

$$p_{inj} - p_o = \frac{\rho}{2} \cdot \frac{Q_{inj}^2}{(\mu_c f_c)^2} \quad (2.4)$$

而密封锥面上的压差为:

$$p_n - p_{inj} = \frac{\rho}{2} \cdot \frac{Q_{inj}^2}{(\mu_k f_k)^2} \quad (2.5)$$

顺便强调,在实际计算中使用喷油嘴总的有效截面积  $\mu_p f_p$ :

$$p_n - p_o = \frac{\rho}{2} \cdot \frac{Q_{inj}^2}{(\mu_p f_p)^2} \quad (2.6)$$

如果 (2.4) 和 (2.5) 相加,让它们的和等于 (2.6),那么就得到了喷油嘴总有效截面的计算公式:



$$\frac{1}{(\mu_p f_p)^2} = \frac{1}{(\mu_k f_k)^2} + \frac{1}{(\mu_c f_c)^2} \quad (2.7)$$

方程式 (2.3) ~ (2.5) 构成一个封闭系统, 它形成了  $p_{inj} = f(Q_{inj})$  特性, 比较方便的是规定  $X_n$  参数值后, 利用 2 个方程式:  $p_{inj} = f(X_{ne})$  和  $Q_{inj} = f(X_{ne}, p_{inj})$ , 用 (2.4) 和 (2.6) 中的有关量代替表达式 (2.3), 首先会得到:

$$\sigma = \frac{p_{inj} - p_o}{p_n - p_o} = \frac{(\mu_c f_c)^{-2}}{(\mu_k f_k)^{-2} + (\mu_c f_c)^{-2}}$$

那么

$$p_n = \frac{4CX_{ne}/\pi + p_o\sigma d_1^2 + p_{n0}(d_0^2 - d_1^2)}{\sigma d_1^2 + d_0^2 - d_1^2}$$

从方程式 (2.6) 中提取出  $Q_{inj}$  后, 我们得到方程式  $Q_{inj} = f(X_{ne}, p_{inj})$ 。

下面我们研究各种类型喷油器的特点和液力特性。

### 2.4.1 喷油器分类

#### (1) 开式喷油器

开式喷油器是高压油路的终端元件, 它没有任何控制机构, 只有一个或者几个使油束加速的喷孔 (图 2.57), 这种喷油器没有运动件, 结构最简单, 并且尺寸最小, 开式喷油器的流体特性用一个方程式可以说明 (2.4)。

74

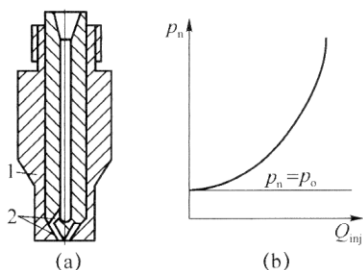


图 2.57 开式喷油器 (a); 其流体特性 (b)

在喷孔 (图 2.57) 压差最小时, 经过这种喷油器开始供油, 在油压提高之后, 由于受热, 燃油在油管中膨胀, 气缸中压力减小 (这被称为滴油)。在  $Q_{inj}$  下尝试改善燃油喷射, 导致在高速时喷油泵的  $p_n$  和负荷急剧提高。基于这个原因, 在柴油机中不再使用开式喷油器, 但是对它的研究可以帮助我们理解更复杂喷油器的工作特点及其完善的必要性。

#### (2) 阀式喷油器

在预燃室式柴油机中, 使用了阀式喷油器<sup>[42]</sup>, 油流在阀的缝隙中加速, 喷入燃烧室。阀式喷油器不会堵塞, 没有精密零件, 简单、价廉并且工艺性比较好。阀式喷油器的流体特性线比较平缓 (图 2.58 (c) 上的曲线), 比较有利于在油耗量增加时调节阀的开度。但是阀受到热负荷的作用, 喷油速度小 (喷油雾化差), 油束的形状不利于普通的燃烧室使用。

#### (3) 阀-喷孔式喷油器

阀-喷孔式喷油器包含开式和阀式喷油器的结构元件和性能 (图 2.58), 在具有 2 个节流截面的情况下, 其性能在很大程度上由它们中最低的确定:  $p_{inj} = f(Q_{inj})$  是渐近线 1 (阀式喷油器的特性线), 而在打开程度较大时, 是渐近线 2 (开式喷油器)。因此, 阀-喷孔式喷油器的特性线比较陡, 比阀式的特性差, 但是比开式喷油器的特性好。

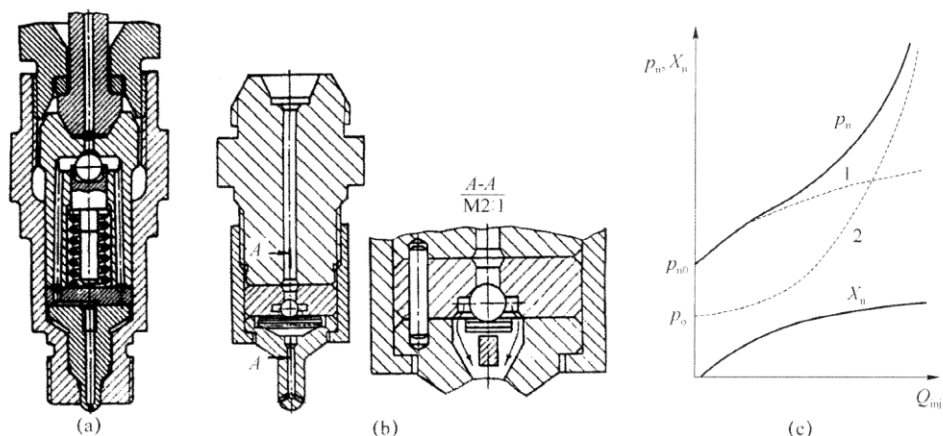


图 2.58 阀-喷孔式喷油器

(a) 带圆柱弹簧；(b) 带碟型弹簧；(c) 阀-孔式

( $p_n$  曲线)、阀式喷油器 (曲线 1)、开式喷油器 (曲线 2) 的流体特性

阀-喷孔式喷油器的优点是：燃油喷射质量比较好，运动零件重量轻，喷射终了的压力要高于喷射开始的压力并且随着气缸压力的增加而增长，结构简单并且无精密零件，可靠性高并且没有排油油路。这种喷油器的缺点是：在阀中有节流损失，以及针阀和针阀座之间有很大的空间（所以，可能会漏油）。可以看出，带圆柱弹簧的喷油器在这方面有很大的缺点（图 2.58 (a)），所以在二冲程强化柴油机中，使用了扁弹簧（图 2.58 (b)）。针阀的节流一方面要求提高系统中的燃油压力，另一方面允许喷油开始弹簧压紧力不超过  $8 \sim 11 \text{ MPa}$ ，这些特点与开式喷油器接近了，为了提高油腔分隔的可靠性，有时采用多重阀。

#### (4) 闭式喷油器

标准闭式喷油器（带封闭针阀的喷油器）目前在柴油机上应用最广，图 2.59 所示喷嘴就属于这种喷油器。在图 2.59 上展现了 1960—1980 年使用的带机械（弹簧）封闭针阀的喷油器。针阀通过锥体封闭燃油，针阀和喷油嘴精密配合，沿高压油路密封针阀套。燃油沿着针阀圆柱面流入，保证了针阀的润滑、散热，并且为浸泡弹簧，避免弹簧生锈，使弹簧圈的动应力减少了  $20\% \sim 25\%$ ，所以在喷油器的上部布置有回油接头。利用弹簧实现启喷压力的调节。不同柴油机的喷油器中针阀升程为  $0.2 \sim 1.3 \text{ mm}$ ，升程有定位限制。

带密封针阀的喷油器的优点是：工作可靠，漏油少，油压较低时供油被切断。因此，平均和最高喷油压力水平被提高。密封针阀在大部分的时间内都不会对燃油进行节流。可靠地密封可以保证建立较高的残余压力，允许对喷油过程进行强化。系统燃油的密封能够根据发动机工况调节喷油开始压力。这种形式的喷油器成为今天蓄压式供油系统不可替代的基本结构。

标准闭式喷油器的主要缺点是：运动零件比较重，外廓尺寸比其他喷油器大，具有排油油路，精密配合大大提高了结构成本，它易磨损，针阀容易发卡。喷油开始压力随着气缸压力的提高而降低，更重要的是，由于锥面燃油的压力产生的附加力，喷油器关闭的压力低于喷油开始压力，这使供油末期喷油雾化效果变差。

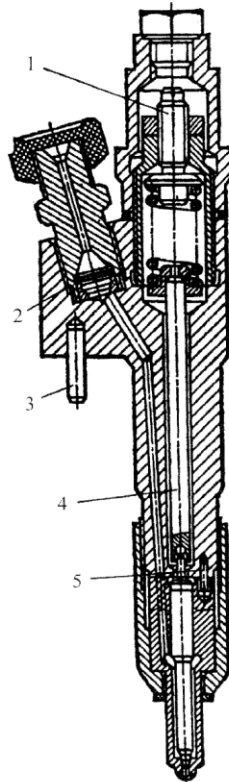


图 2.59 老一代标准闭式喷油器

1—调节螺钉；2—滤油器；3—喷油器定位销钉；4—顶杆；5—喷油嘴定位销钉

标准闭式喷油器的流体特性如图 2.60 所示，根据  $dp_{inj}/dQ_{inj}$  的特征，在其曲线上可以分成 I~III 区域。喷孔前油道的压力  $p_{inj}$ （喷射压力）曲线按照开式喷油器的规律变化； $p_n$  关系式的变化特征由 2 个节流截面决定：在  $Q_{inj}$  和  $X_n$  较小的情况下，密封锥面是限制因素，在  $Q_{inj}$  较大的情况下，喷孔截面积是限制因素，并且  $p_n$  的变化曲线逼近  $p_{inj}$  的变化曲线。

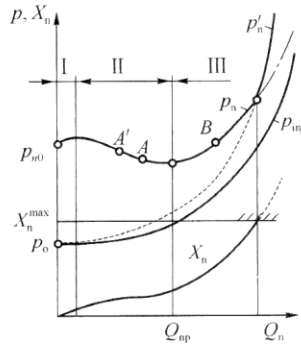


图 2.60 标准闭式喷油器的流体特性

在喷油器针阀升到顶点时，节流截面积不再由其工作状态决定，而是由  $Q_{inj}$  决定。在这种情况下，等效的有 2 个恒定阻力（密封锥面和喷孔）的开式喷油器特性  $p'_n = f(Q_{inj})$  就是该喷油器的特性。针阀上升的顶点通常设置在 III 区域，这里  $p'_n$  和  $p_n$  差别已经不是很大。

在喷油嘴体中燃油压力  $p_n$  较高的情况下才会实现燃油喷射, 喷孔前油道的压力  $p_{inj}$  (其值受喷射雾化质量决定) 应稍高于平均压力  $p_o$  (开式喷油器的缺点)。鉴于标准喷油器的这种特性, 在选择喷油器时应使 I 和 II 区域的工作时间缩到最短。

流体特性的上述形式由喷油器的一系列参数确定: 预紧力、弹簧刚度、 $d_1/d_0$  值、喷孔截面积、喷油嘴和针阀密封锥体的差异, 等等<sup>[42]</sup>。

针阀式喷油器可能存在不稳定工作工况, 比如, 符合标准喷油器特性线上点 A 的工作工况 (图 2.60), 我们允许在偶然发生扰动时,  $p_n$  压力提高到 A'。根据特性, 这可能会使  $Q_{inj}$  和  $X_{nc}$  减小。燃油节流的增加会导致  $p_n$  大大增加, 这样一来, 针阀的平衡和在点 A 喷油器的工作工况不稳定, 而在点 B, 类似的分析是稳定的。对于恒定供油的情况  $\Gamma \cdot \Gamma \cdot$  卡利什曾用喷油器稳定工作准则进行了确切地描述:  $dp_{inj}/dQ_{inj} > 0$ 。

在  $Q_{inj}$  值符合流体特性线 (图 2.60) 区域 II 的情况下, 喷油器采用下面方式进行工作: 针阀升起至点 A', 但还未停下, 由于处于不稳定的特性支线上, 它将继续升高, 供油量达到  $Q_{np}$ 。最后由于惯性, 工作点沿区域 III 继续向右移动。但是由于燃油不足, 不可能在这里长时间地工作, 于是, 针阀下降, 快速通过区域 II, 由于惯性通过区域 I, 停止喷油。过一段时间后, 喷油泵又有了燃油, 它的压力超过  $p_o$ , 供油循环重新开始。这种喷射成为间歇喷射。在这种情况下, 针阀的摆动不一定等它落到锥面上, 间歇喷射是喷油器针阀灵活性的指标。

当柴油机在低速工况下工作时, 可能会发生间歇喷射, 但是喷油器的这种能力的变化由结构和调节参数决定, 特别是在用过的喷油嘴中, 由于封闭锥面磨损, 锥面角度差降低。这种不稳定工况在轴针式喷油器中也会出现 (图 2.68 (b))。

闭式喷油器结构特点是: 运动零件较重, 降低了喷油器的快速响应, 使喷油结束变长, 加快了密封锥面的磨损。基于这个原因, 尽量避免使用长顶杆 (图 2.59)。出现了低位弹簧 8、短顶杆 9 的结构 (图 2.61 (a)、(b))。在这种情况下, 喷油器变得更加紧凑, 但必须使用精密端面的垫片 2, 弹簧预紧力通过选择一组垫片 7 来调节。对于现代单弹簧喷油器, 如果用在非分开式燃烧室, 则  $p_o = 17 \sim 32$  MPa, 对于轴针式喷油器中, 如果用在分开式燃烧室, 则  $p_o = 12 \sim 14$  MPa。

喷油器中的供油通常经过缝隙式 (图 2.61 (a)) 或者网状 (图 2.61 (b)) 滤油器 6, 它们可以避免喷孔堵塞和密封锥面受损。喷油嘴 1 和喷油器体 4 的端面构成了无密封垫密封连接。由于相对转动, 这些零件应被固定, 特别是在倾斜放置喷油器时 (即非对称喷孔) 用销钉 10 固定, 喷油嘴和垫片 2 与喷油器体用拧紧螺母 3 紧固在一起。

在 1/4 世纪之前美国就制造出了由 Roosa Master 设计的“铅笔式喷油器” (图 2.61 (c)), 它是反映现代设计趋势的紧凑型喷油器的例子, 具有最小的直径: 安装尺寸 (拧紧螺母) 为  $\phi 9.5$  mm, 密封针阀  $\phi 3.5$  mm<sup>[16]</sup>。喷油器小型化可降低无效容积, 进而提高喷油压力, 针阀轻量化, 增加它的快速动作能力 (响应能力)。

喷油器常用双头螺栓通过本身的法兰固定在气缸盖上。也有另外的方式: 利用中央拧紧螺母固定在缸盖上, 轴针式喷油器带有外螺纹, 再旋紧到中央螺母上 (图 2.67 (a))。最普遍、简单的和工艺性好的方法是从喷油器上方使用杠杆、摇臂支撑, 或者在喷油器体铣槽 5 (图 2.61 (a))。

喷油器在缸盖上的布置很重要, 但这不是简单的问题。有人认为, 这个问题已经过时, 或者不得不把喷油器布置在配气机构的润滑油介质中。而对于使用条件来说, 将其布置在容易通过的干式喷油器套中是最合适的。



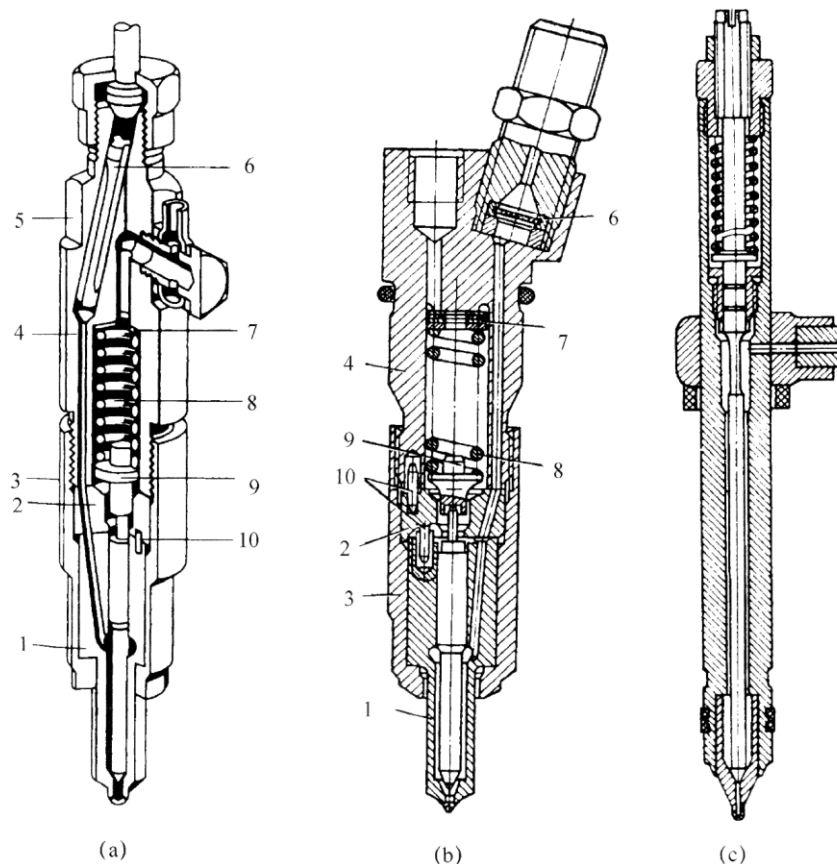


图 2.61 汽车短顶杆喷油器

(a) Bosch 公司标准喷油器；(b) 雅兹达（用于卡玛兹）；(c) Roosa Master “铅笔式”喷油器

每缸 2 气门的缸盖中，喷油嘴前部的偏移量和倾斜角度都应事先被确定（图 1.11 (b)）。

为避免破坏油束的方向，预先考虑在缸盖上设置一个喷油器固定元件，而喷油嘴（图 2.61 上的定位销钉 10）位于喷油器体中。但是，由于燃油进入喷孔的条件不同，喷孔夹角不同，不能保证喷孔流量特性的均匀性，甚至喷油嘴相对燃烧室和（或者）燃烧室相对气缸偏移量不同，不能达到最佳的混合气形成条件，使得柴油机的排放性指标变差。所以今天更倾向于采用喷油器的中央垂直布置方案（图 1.10 (a) 和 1.11 (a)）。

如果在 4 气门气缸中，喷油嘴头部的布置比较容易。但是设计师有两个方案可以选择：喷油器倾斜或者垂直布置，对满足排放指标要求来说，选择喷油器垂直布置。如果高速柴油机有 2 根顶置配气凸轮轴，那么可以将长喷油器布置在它们中间，装在干式喷油器套中。如果是一根轴，为了保证气缸中油束一致，那么喷油器的结构和维护要更加复杂（图 1.11 (b)）。

双弹簧喷油器是在 90 年代末 Bosch 公司为转速为 4 000~4 500 r/min 的开式燃烧室汽车柴油机制造的（图 2.62）。针阀 12 受第一根弹簧 3 的作用快速开启，保证喷油的阶段特性，弹簧 3 通过弹簧盘 4 和顶杆 7 固定。在压力继续提高时，针阀消除上端部和衬套 11 下部内凹部分之间的间隙，最后经过衬套和弹簧盘 8 压缩第二根弹簧 6，第二根弹簧 6 的行程受衬套 11 的凸缘限制。

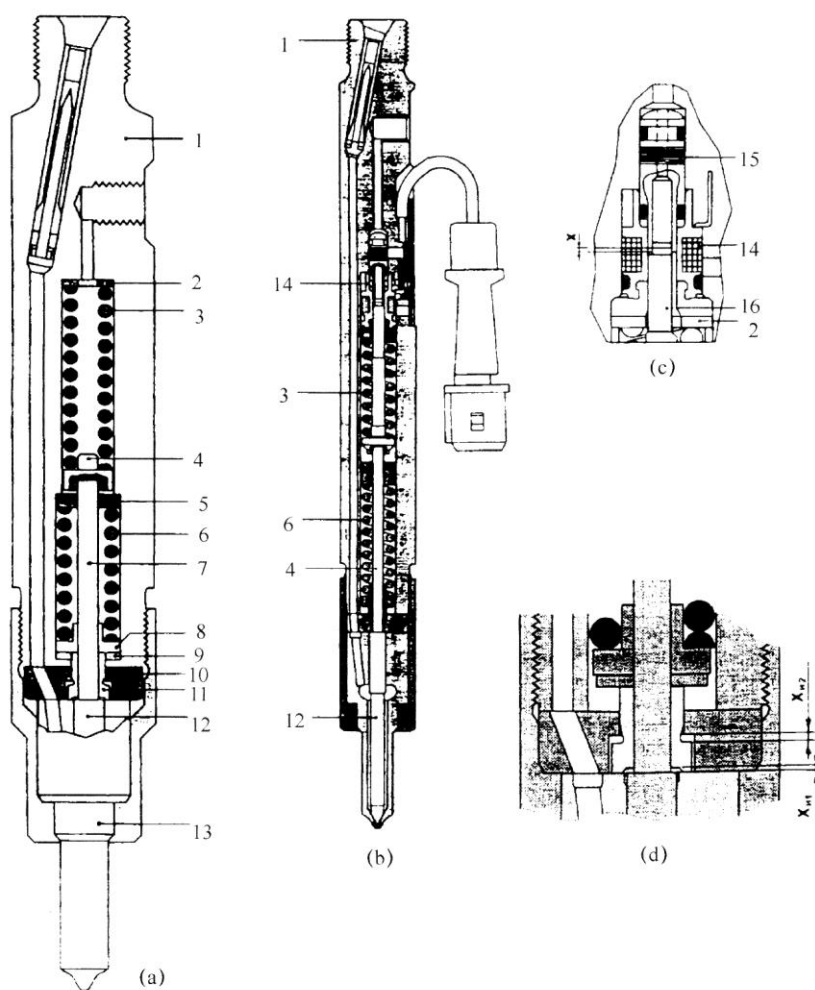


图 2.62 Bosch 公司的双弹簧喷油器

(a) 用于 2~4 缸柴油机；(b) 用于单缸柴油机；(c) 针阀升程传感器；(d) 带串联弹簧机构的转接管

按第一根弹簧的作用，针阀的升程是 0.04~0.07 mm，按第二根弹簧的作用，针阀的升程是 0.25~0.28 mm。在第一根弹簧作用下，喷油开始压力为 20~22 MPa，在第二根弹簧作用下，喷油开始压力为 36~42 MPa。用垫片 2 和 5 来调整弹簧的预紧力。这保证了喷油的阶段特性，以降低  $\text{NO}_x$  的排放。像供油计算结果显示的那样，喷油器没有达到预想的性能：在大负荷工况下以及在  $n > 3\,000 \text{ r/min}$  时（图 2.63），阶段特性消失。因此，这种设想到现在还没有变成现实。

带针阀升程传感器 14（图 2.62 (b)、(c)）的双弹簧喷油器的制造，用于电控供油装置，在这种情况下，加长的顶杆 4 作为感应传感器的动铁芯 16，径向跳动阻尼器 15 防止形成信号噪声。喷油器的外廓尺寸是比较小的，针阀直径为 4 mm，喷油嘴头部 7 mm，拧紧螺母为 17 mm，喷油器体中的油道为 1~1.2 mm。

在密封锥面中的压力损失导致双弹簧喷油器的压力提升变差，而喷射压力对柴油机工况有较强依赖，这也是双弹簧喷油器性能的缺陷。在柴油机怠速和低负荷工况下，降低其工作噪声是双弹簧喷油器的实际优点，多数利用喷油器的结构两阶段喷油的方法目前还没有得到应用。

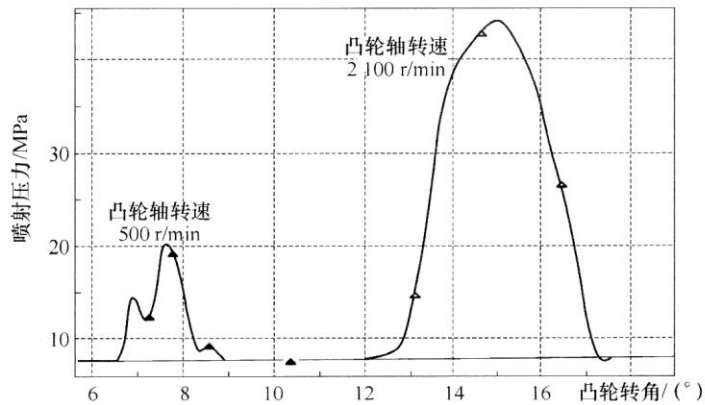


图 2.63 在 VE 型喷油泵供油时, 经过双弹簧喷油器的喷射压力  
凸轮轴转速为 500 和 2 100 r/min 时,  $\Delta g = 10 \text{ mg} = \text{const}$

船用柴油机喷油器的尺寸符合目前的非正式国际标准, 其中安装尺寸为 32、38、45、50 和 65 mm 的喷油器是比较普及的。由于各种柴油机的生产规模都比较小, 就不得不关注喷油器元件的通用化。通常, 这些喷油器为了排除高压油路中的空气, 都使用了手动泵油 (图 2.64 (a), (b)) 系统及锁闭机构。

80

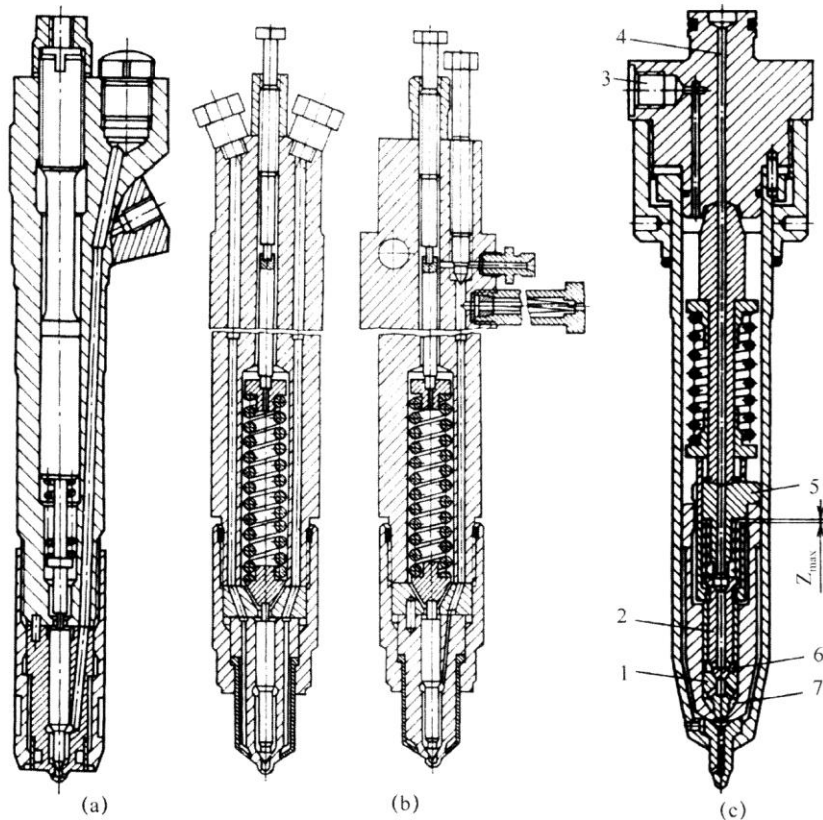


图 2.64 船用柴油机喷油器

(a) 中速柴油机; (b) Bryce 公司 V 型柴油机; (c) B&W (布良斯克机械厂) 公司 DKPH 80/160 柴油机

目前只是在船用柴油机喷油器中利用部分燃油进行内部强制冷却(图 2.64 (a)、(b))。为此,喷油嘴使用了焊接或者压紧套,而喷油器体设置有进油和出油油道。现代喷油器的发展趋势很明显就是要降低运动件的质量,为此使弹簧靠近喷油嘴(图 2.64 (b)),在最大程度上减少针阀关闭延迟期,降低针阀对锥面的撞击负荷<sup>[37]</sup>。

B&W 公司早已用长焊接衬套(图 2.64 (c))取代了连接螺帽,这样更加紧凑,减少了传热面,降低了密封锥面和针阀区域中的装配应力。

B&W 公司柴油机(包括布良斯克机械制造厂制造的柴油机)喷油器的其他独有的特点是:在喷油期之间用燃油进行强制冷却。为此,在喷油泵中使用吸油阀 17(图 2.29)代替出油阀;在喷油器中设置有低压压油机构以及在高压喷油开始关闭排油的机构,这是针阀 1 中的阀 2(图 2.64 (c))。就是说,燃油从输油泵通过喷油泵、阀 4、阀 2 进入腔 6,沿着阀和针阀之间的油道上升,经过缝隙  $Z_{\max}$  到达排油道 3。在压力增加、针阀开启时,缝隙  $Z_{\max}$  关闭,停止排油。

### 2.4.2 喷油嘴

喷油嘴的结构是多种多样的,在很大程度上由混合气形成条件和燃烧室周围的工作决定,带扁平密封面和压片式喷孔镶套的喷油嘴几乎见不到了。通常密封锥面的角度等于  $60^\circ$ ,新型喷油嘴的这个角度比针阀的小  $0.5^\circ \sim 1.5^\circ$ ,保证它能够快速落座,并且和针阀座无强烈碰撞,同时密封可靠(图 2.65 (a))。

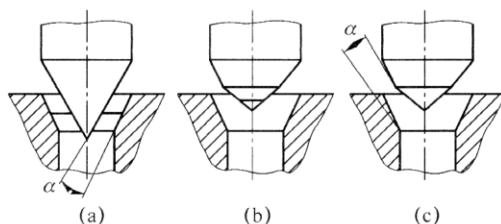


图 2.65 喷油嘴密封锥面:

(a) 喷油嘴车削和传统的  $\alpha$  角; (b) 针阀车削; (c) 带相反角度  $\alpha$  的结构

为了增加阀周围缝隙的有效截面积,在最小直径区域,对喷油嘴锥面(图 2.65 (a))或者对针阀锥面(图 2.65 (b))进行修整。

为雅兹达汽车供油装置生产的带台阶式和反商差分锥面的针阀如图 2.65 (c) 所示。

在 Bosch 公司 CR 喷油器中,这样的针阀出现得比较晚,它们的密封锥面具有较高的可靠性,以及喷射开始压力 ( $p_{n0}$ ) 随使用时间下降的速度最小(图 2.66),这点需要说明。喷油器维护的必要性,包括  $p_{n0}$  的恢复。第一,它由弹簧的塑性变形决定;第二,由锥面的磨损决定,它使得弹簧的预紧力变小;第三,锥面的磨损改变了锥面中接触表面的平均直径(如图 2.56 所示  $d_1$ )。在带传统锥面差的喷油嘴(图 2.56 (a))中,由于原始接触线  $d_1$  处的挤压力减小,增加了针阀的差值面积:

$$f_d = (d_0^2 - d_1^2) \cdot \pi/4$$

在弹簧弹力作用下,  $p_{n0}$  降低;在喷油嘴(图 2.65 (c))中  $d_1$  增加,增加  $p_{n0}$ , 抵消前面 2 个因素的影响。但在使用中  $p_{n0}$  的改变更加有利于喷油(图 2.66),基于这个原因,更希望针阀差值面积的相对值成为最大:

$$\delta_d = f_d / f_{nc} = 1 - (d_1 / d_0)^2$$

合理的  $\delta_d$ (微分) 为 0.6 ~ 0.85, 并且受密封锥面中燃油节流的增长限制。

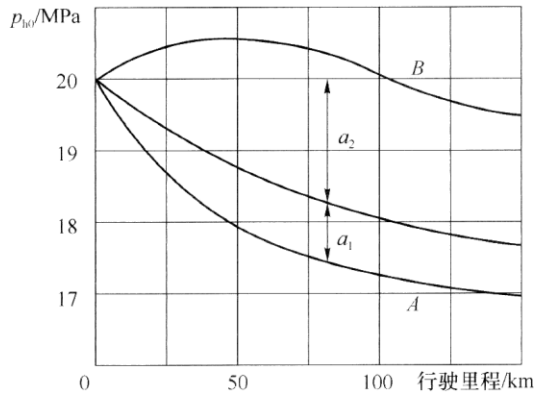


图 2.66 汽车用喷油器喷油开始压力

A、B—带有图 2.65 所示密封锥面； $a_1$ —由于弹簧落座  $p_0$  降低；  
 $a_2$ —由于密封锥面几何尺寸的变化  $p_0$  降低

82

多孔式喷油嘴得到了最广泛的应用，它在最大程度上符合非分开式燃烧室中混合气的形成（图 2.55），喷孔 4 的数量可以从 2 个变化到 23 个，在实际供油装置中喷孔直径  $d_c = 0.12 \sim 1.05 \text{ mm}$ ，较小的喷孔直径适合于高速柴油机。在泵喷嘴中喷孔直径最小，为了改善柴油机的排放指标喷孔直径还有减小的趋势。

最小喷孔直径的限度不取决于制造的难度，而是取决于喷孔堵塞概率增加数量。在低速柴油机（二冲程十字形柴油机）上，直径  $d_c < 1 \text{ mm}$ ，换言之，喷出的油滴不允许变大。在这种循环供油量为 50 ~ 100 g 的柴油机中，在喷油嘴上必须布置 2 排 18 ~ 23 个喷孔。

在喷油器中央布置时，喷孔沿圆周对称分布，如果喷油器移位或者倾斜，喷孔的分布就不对称。按照工艺来说，加工得到的喷孔直径都是一致的，尽管出于工作过程优化的要求更倾向于选择不同的喷孔直径。

在喷孔前容积最小的油道（图 2.56）或者直接在密封锥面油道钻孔时，压力室容积最小，燃油泄漏最少。在这种情况下，喷油嘴堵塞现象减少，碳烟及 HC 排放也减少。整体喷油嘴（图 2.56）的尺寸最小，喷孔前油道容积也最小。但是在喷孔堵塞或者损坏时，整个喷油嘴都必须进行更换，这种喷油嘴用优质钢制成，成本比较高。整体式喷油嘴用连接螺母固定在喷油器体上，通常接触面是平面，很少呈球形。对于接触面呈球形的情况，从两个零件的自动定位的观点出发，在它们被固定时，消除了导向针阀倾斜的可能性，这是它的优点。在将喷油嘴体固定到凸肩上时，拧紧力被缓解，精密偶件处于最好的条件下工作。

在船用柴油机以及以前的内燃机车上，不使用整体喷油嘴，而使用组合式喷油嘴（图 2.64（c）），这样可以经常性地更换便宜的喷孔头部，因为喷孔头部寿命最短，特别是在使用重油工作时。喷孔头部和喷油嘴体压紧，形成又一个的精密结合面。在组合喷油嘴中，精密偶件的制造被简化，它所受热负荷比较小，在装配喷油器和精密部件发生变形的情况下，喷油器体受到的作用力很大，这些都是该结构的缺点。

目前长型喷油嘴（图 2.56）得到了广泛应用，这种喷油嘴在圆柱面和密封锥面之间的下部较长，使用这种结构能够避免精密偶件下部受热，使短顶杆喷油器的设计变得容易，减

小了它下部的直径。这样，气缸盖也容易布置，并且减小了传热表面积。此外，保证了针阀和位于针阀下部环状间隙中的喷油嘴体使用燃油冷却有效均匀。热保护是基于对流的原理：热流向上流动，冷却燃油向下流动。

在轴针式喷油器中，喷油器轴针 1 进入喷油嘴油道（图 2.67），喷射的燃油在环状轴针油道中被加速。

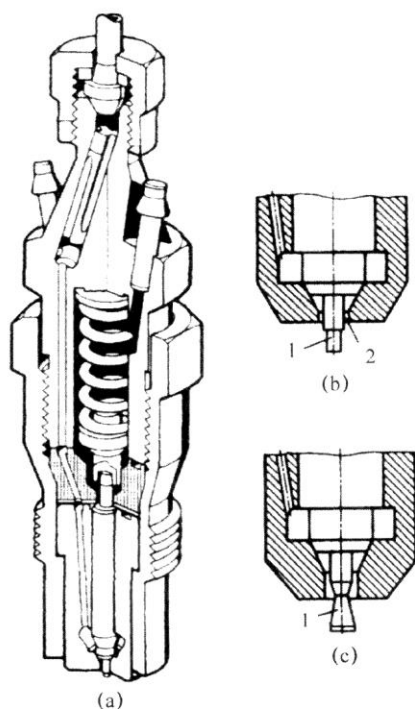


图 2.67 高速涡流室式柴油机轴针式喷油器 (a)；轴针的几何形状 (b)，(c)

国外轻型汽车上使用了位于油道 2（图 2.67 (b)）中带圆柱形轴针 1 的喷油嘴，它的工艺性比较好，在俄罗斯国内也生产出了更加复杂的轴针 1（图 2.67 (c)）针阀。一方面确定了油束的几何形状，另一方面，确定了喷油器的液力性能。轴针式喷油器的有效截面由密封锥面和轴针油道的截面积确定，并且在针阀升起时，下锥面压紧了此截面，这引起了在图 2.68 的负微分段（Ⅲ），进而导致工作的不稳定。针阀升程通常被限制，以便使工作区域位于 I 和 II 中。

在针阀没有完全升起时，喷油通过较小的流通截面（图 2.68 (b) 上的区域 II）完成，这是轴针式喷油器的优点。它保证了在工作工况和燃油物理性能变化的情况下， $p_{inj}$  不会急剧变化。

轴针式喷油嘴的喷油形成一个锥形油束，因为它的流通截面通常大于相应的无轴针喷油嘴，喷射压力明显比较小，雾化质量差。考虑到这些以及喷孔的自我疏通能力，轴针式喷油器通常只用于分开式燃烧室发动机。同时，轴针元件的工艺性比较差，决定了喷油器特性的不一致，而且它还承受很高热负荷的作用。当柴油机的工作接近额定工况时，供油的阶梯性作用实际消失。轴针式喷油器最大的缺点是：喷油压力低并且不能在非分开式燃烧室发动机中发动机使用。

燃油系统工作过程的计算结果随流量系数和流动工况变化，流量系数由这些截面的形状特点和尺寸确定，近似计算时也可以取常数。

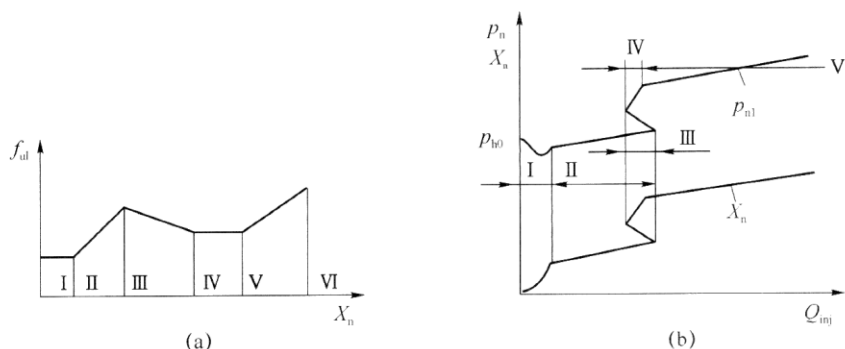


图 2.68 轴针式喷油嘴的有效截面积与针阀升程的关系 (a); 轴针式喷油器的液力特性 (b)

现在来看喷孔中燃油的流动 (图 2.69 (a)), 折算到喷孔直径  $d_c$  的流量系数  $\mu_c$ , 与燃油油束压缩损失及漩涡形成有关, 也与喷孔入口段形状所导致的摩擦有关。复杂的液动力学图像证实, 在喷孔中存在热力效应和相变过渡, 由于这个过程理论描述的复杂性, 一般用试验方法确定流量系数  $\mu_c$ 。

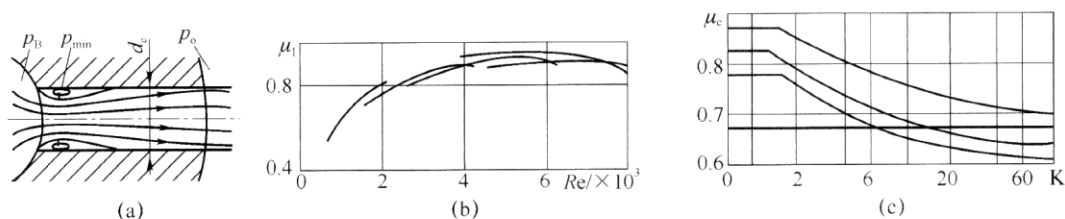


图 2.69 喷油嘴喷孔中燃油流动示意图 (a); 不同长度喷孔流量系数与雷诺准则之间的关系 (b); 不同长度喷孔流量系数和空蚀之间的关系<sup>[144]</sup> (c)

按照由雷诺准则数  $Re$  确定的流动速度增加的程度, 流量系数  $\mu_c$  增加, 当  $Re = (2 \sim 3) \times 10^3$  时, 在  $Re$  继续增加的情况下 (图 2.69 (b)), 流量系数  $\mu_c$  达到一定的值后不再增加。此时, 在紊流的情况下, 形成了边界层分离的流动, 如图 2.69 (b) 所示,  $\mu_c = f(Re)$  的关系存在, 实际上它的值受到限制, 主要工作区域分布在自相似区域:  $\mu_c = \text{const}$ 。

流量系数  $\mu_c$  和相变: 压力接近于 0 的区域气体会析出, 了解流量系数和相变的关系是比较重要的, 这种现象与已知的穴蚀的概念是相近的。在涡流区域释放的气体增加了它的体积 (图 2.69 (a)), 实际流通截面积变窄, 降低了流量系数  $\mu_c$  (图 2.69 (c)), В·И·特鲁索夫教授给出了  $\mu_c$  和空蚀数量关系的最好、最简单的数量近似法  $K = (p_{inj} - p_o) / p_o$ 。(见 4.8 节)。

在  $K < 1.5$  时, 边界层可以从喷孔油道连接到出口位置, 并且流量系数  $\mu_c$  最大 (图 2.69, (c))。选择之一——从喷孔壁面断开的边界层没有附着, 并且在  $K > 50$  时, 就没有分离边界层的附着了, 它转变为最短的轨迹。这可以理解为, 结果由喷孔的相对长度决定。这个现象的意义允许正确组织喷油嘴的溢油 (在压力不小于 4~5 MPa 下)。在这种情况下, 在供油装置设计时要提前考虑, 和大气条件相比, 在向气缸喷油时, 流量系数  $\mu_c$  增加。这个修正减少了喷油压力和油束角度, 增加了油滴的平均直径和油束贯穿距离。

在使用过程中, 为了防止流量系数  $\mu_c$  的变化, 喷油嘴在制造时, 应该进行液力研磨抛光或者电化学加工 (图 2.70)。这样就不会发生进油边缘被磨光、喷孔几何尺寸进一步变化的现象了。

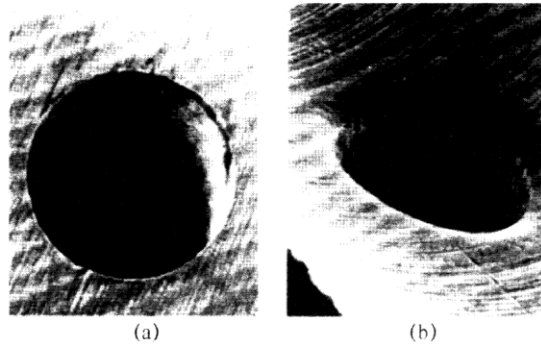


图 2.70 电化学加工前 (a) 后 (b) 喷孔进油截面的照片

限制喷油嘴的热负荷是供油装置设计的一个迫切任务之一。在喷油嘴过热时，降低了配合锥面密封面的硬度，增加了它们的磨损，最终导致热变形，使针阀卡滞，在喷孔上形成积碳，这些因素使发动机的工作过程恶化。对于用常用的钢材制成的喷油嘴，规定最大允许温度为  $220\text{ }^{\circ}\text{C}\sim 240\text{ }^{\circ}\text{C}$ ，如果超过这个温度范围，喷油嘴的工作性能会迅速下降。通常不仅通过强制冷却降低喷油嘴的工作温度，而且通过气缸盖上的喷油器衬套来冷却。

改善喷油嘴热力条件的有效方法就是减少供热，所以必须减小受热面积：喷油嘴最小直径  $d_{\text{H}}$ （图 2.71 (a)）低于  $9\text{ mm}$ ，甚至  $7\text{ mm}$ 。使用压到气缸盖体上的隔热罩（图 2.71 (a)），它们可以使喷油嘴的温度降低  $25\text{ }^{\circ}\text{C}\sim 40\text{ }^{\circ}\text{C}$ ，而在接近喷油嘴头部的地方安装隔热衬垫时，阻碍了热气在圆柱面之间的间隙循环。

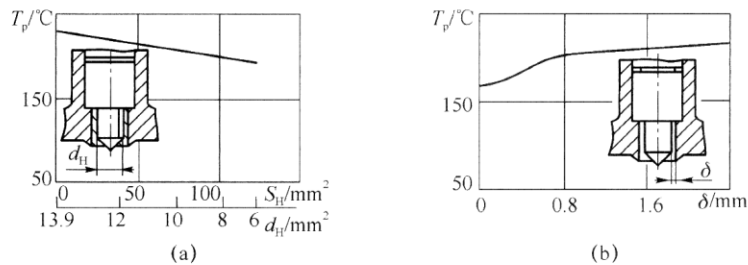


图 2.71 喷油嘴温度与其头部直径 (a) 和气缸盖中的径向间隙 (b) 之间的关系

$d_{\text{H}}$  为燃烧室中裸露面的直径； $S_{\text{H}}$  为被衬套保护的面积

在喷油器座上安装喷油器时，间隙  $\delta$  的减小，可大大降低向喷油嘴的传热，降低喷油嘴的温度（图 2.71 (b)）。对径向间隙的工艺要求是将其限制到  $0.3\sim 1.0\text{ mm}$ 。而且，它沿圆周要完全相同是很重要的。在喷油嘴对中不太好的情况下，特别是在单方向接触喷油器座的内壁时，会导致热变形，使针阀卡滞的概率急剧增加，破坏喷油器密封性。所以喷油器沿喷油嘴连接螺母对中，对于汽车拖拉机柴油机间隙为  $0.1\sim 0.15\text{ mm}$ ，对于船用和内燃机车柴油机间隙为  $0.3\sim 0.4\text{ mm}$ 。

这里提及一下关于喷油嘴的机械负荷问题。喷油嘴利用凸台或者上部较厚的位置被连接螺母紧固，产生了安装应力。但是在喷油嘴头部最大的应力是热应力、燃油压力和来自针阀的冲击载荷（图 2.72）。计算资料证明，在喷孔区域的应力不取决于进油边缘的直径，喷油压力提高到  $200\text{ MPa}$  以上时，会导致应力增加。



在喷孔堵塞时，产生了非设计负荷，有时出现的喷油器头部断裂情况，随着柴油机速度和喷油压力的提高，这成为急需解决的问题。

喷油嘴内外表面的堵塞是喷油器的主要缺陷之一，在这两种情况下，供油装置本身的工作缺陷成为首要的原因。随着喷油嘴温度的增长，工作过程被强化，外表面的积炭以及与此相关的喷油嘴过热，是燃油从喷孔低速流出造成的。比如，供油终了油束的萎缩或者针阀卡滞，以及针阀密封锥面密封差产生的漏油。由于不完全燃烧的结果，在喷油嘴头部碳氢化合物的高温分解出现了在物理-化学性能方面与积碳相似的结焦层（图 2.73）。

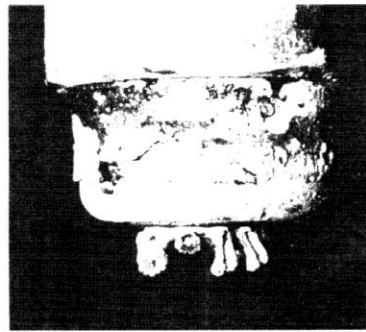
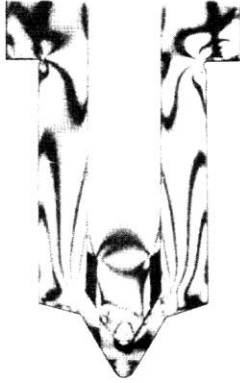


图 2.72 喷油嘴平面物理模型上应力的可视化

图 2.73 船用柴油机喷油器头部积碳

由于残余的燃油被氧化和高温分解，在金属表面形成坚硬的漆膜，使得喷油嘴内表面出现结焦的现象。在这种情况下，喷孔截面积被减小，供油状态被改变。高温（高于  $180\text{ }^{\circ}\text{C}$ ~ $190\text{ }^{\circ}\text{C}$ ）是形成积炭的必要条件，在油膜和气体从气缸向喷油嘴急增的情况下，油膜和气体进行接触<sup>[144]</sup>，为了避免这种情况，对于各个供油时刻必须保证喷射压力远高于缸内压力，特别是要采取措施，使喷油器针阀快速关闭（图 2.74）。在减小表面粗糙度的情况下（比如，液体研磨之后），在将 IIIIX15 钢用 XBT 钢代替时，形成的漆状物会明显降低。在高压油路卸载的某些速度情况下，喷油嘴内外表面的积炭最小，该速度在燃油流动的最小允许速度范围内漏油和快速断油时向喷油器窜气之间的平衡是最佳的。

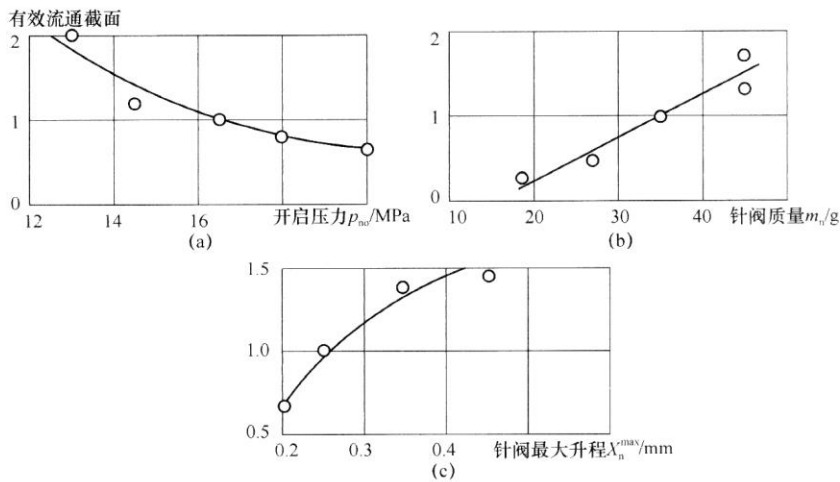


图 2.74 由于使用中产生的积炭喷油嘴有效截面的相对减小  
(a) 喷油开始压力；(b) 针阀总重量；(c) 针阀最大升程

喷油器针阀液压锁闭(图 2.75)可以消除弹簧锁闭的缺点:针阀倾斜和卡滞,配合锥面磨损加剧,弹簧折断和收缩等。在液压锁闭喷油器中,针阀下降作用力由专门油路的液体压力形成。

在这种情况下,喷油器结构被简化:无顶杆、弹簧、泄油管。由于液体背压的存在,减少了精密偶件漏油,而其中的间隙及其公差可能要增加。考虑到漏油的存在,为了方便维护保养,使用带添加剂的燃油或者机油作为液压油。运动零件重量减轻是所研究喷油器的主要优点:针阀做成空心或者做得比较短,重量变轻。更重要的是,根据发动机的工况可以改变液压油的压力,即喷射开始压力,并且保证了各缸的均匀性。因此使用液压锁闭,可保证喷油嘴和精密偶件寿命长,改善了柴油机在部分工况燃油系统的指标。

这种喷油器的缺点是:具有附加的液压系统并且需要维护保养,不论何种形式的液压油,对它的过滤要求都是很高的,破坏了它的密封会使运输工具寿命受损,在发动机启动前,必须进行系统的泵油。

在船用系统中液压锁闭被限制使用,但是针阀的液压加载原理在供油装置中得到了更加广泛的应用。

在具有弹簧锁止针阀的传统喷油器中,弹簧平均直径  $D_{cp}$  取决于喷油器体的尺寸和弹簧丝的直径  $d_{sp}$ , 当  $d_0 = 4 \text{ mm}$  时,  $d_{sp} = 2 \sim 2.5 \text{ mm}$ ; 当  $d_0 = 6 \text{ mm}$  时,  $d_{sp} = 3.5 \sim 4 \text{ mm}$ ; 当  $d_0 = 6 \sim 10 \text{ mm}$  时,  $d_{sp} = 4 \sim 6 \text{ mm}$ ; 当  $d_0 = 10 \sim 14 \text{ mm}$  时,  $d_{sp} = 6 \sim 8 \text{ mm}$ ;  $D_{cp} = (2.5 \sim 3.5) d_{sp}$ , 弹簧刚度  $C_{sp} = 100 \text{ N/mm}$ , 弹簧最大应力和疲劳强度的检验计算是按照已知关系进行的。对于弹簧钢  $\tau_1 \approx 340 \text{ MPa}$ ,  $\tau_0 \approx 530 \text{ MPa}$ , 强度储备系数  $n_\tau = 1.2 \sim 1.8$ , 弹簧最大负载作用力为:

$$Z_{\max} = p_{n0} \frac{\pi}{4} (d_0^2 - d_1^2) + p_o \frac{\pi}{4} d_1^2 + C_{sp} (X_n^{\max} + \Delta X)$$

这里  $\Delta X$  为冲击条件下,由能量平衡确定的弹簧下端附加的动态位移。

根据规定的弹簧刚度,按照下面公式确定弹簧工作圈数:

$$i_p = \frac{G \cdot d_{sp}^4}{8 \cdot C_{sp} \cdot D_{cp}^3}$$

这里  $G$  为钢的抗剪弹性模量  $= (8 \sim 8.3) \times 10^4 \text{ MPa}$ 。

弹簧计算类似柱塞弹簧,采用共振的方法来检验完成,弹簧固有的振动频率应该高于其扰动频率。

此外,还要进行喷油嘴配合锥面的承压验算,接触面的单位压力通常等于  $100 \sim 150 \text{ MPa}$ 。

按照欧拉公式检验顶杆的压缩应力  $\sigma_c$  和稳定性储备系数  $n_y$ , 顶杆上的载荷为:

$$Z_{\max} = p_{n0} \pi (d_0^2 - d_1^2) / 4 + C_{sp} X_{ne}^{\max}$$

$$\sigma_c = 4Z_{\max} / (\pi d_{ST}^2)$$

$$n_y = \pi^3 E d_{ST}^4 / (64 Z_{\max} l_{ST}^2)$$

通常,  $n_y = 2.5 \sim 6$ 。检验和顶杆端面接触的针阀外部的压应力,如果用半径  $r_1$  和  $r_2$  处接触,那么压应力为:

$$\sigma_{cm} = 0.388 \cdot \sqrt[3]{Z_{\max} E^2 (1/r_1 - 1/r_2)^2}$$

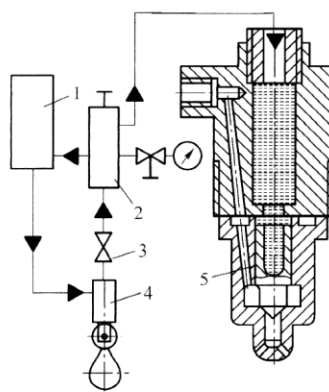


图 2.75 喷油器液力锁止原理图

1—油箱; 2—减压阀; 3—防泄阀; 4—泵; 5—针阀

对于高速柴油机的燃油系统  $\sigma_{cm} < 2\ 000\ \text{MPa}$ ，对于低速柴油机的燃油系统  $\sigma_{cm} < 1\ 000\ \text{MPa}$ 。

### 2.4.3 喷油器制造材料和工艺说明

对喷油器零件的制造材料要求具有抗冲击、耐磨性、高强度和耐热、高的硬度和防锈、很好的加工性能。俄罗斯国家标准推荐精密偶件使用工具钢 XBT 和滚珠轴承钢 IIIX15 制造，但是对于喷油嘴来说，18X2H4MA 和 30X3BA 材料是最好的。对于针阀，高速钢 P9 和 P18 材料是最好的，针阀的硬度为 HRC60~65，喷油嘴螺母用 45 号钢制造，喷油器体采用熔模铸造法、冲压制造，它最常用的是棒铁使用的材料 45 号钢、12XH3A 钢等，12XH3A 钢要求端面渗碳深度为 1.1~1.6 mm。

喷油器弹簧承受比较大的动载荷，它由精磨、抛光后的钢丝制造（50XΦA 和 60C2A），淬火硬度为 HRC42~47。为了提高抗疲劳能力进行喷丸处理和氮化处理，氮化深度为 0.15~0.3 mm。为了减小弹簧的收缩采用弹簧圈截面应力再分配处理，将弹簧在工作方向压缩至塑性变形，弹簧端部磨平，其长度为圆周长度的 0.75 倍。允许弹簧圈的不均匀度不高于 0.2 mm，端面不平行度小于 0.1 mm。考虑到顶杆的载荷很高，它采用优质钢 XBT 和 IIIX15 制造，并且对结合面进行淬火，硬度达到 HRC56~60。

喷油器零件的热处理与喷油泵零件类似，尽管喷孔的直径比较小，也需要很好地进行渗碳和淬火，但是其最硬的一层不在表面，而是位于 0.1 mm 深度处，其硬度为 HRC62~63，高于表层硬度 HRC60。可以使用液体研磨去掉表面比较软的一层，利用这个过程或者通过电化学处理，去除喷油嘴不易到达部位的毛刺，可以稳定节流截面的流量系数值。

如果喷孔不是采用钻削，而是通过电火花（电腐蚀）加工出来的，那么喷孔表层会更硬，减缓了其磨损。电火花打孔是在机油或者煤油中进行，喷油嘴作为一个阴极，电极丝作为阳极，输入短时的大功率脉冲。在放电时，阴极的金属熔化、气化，熔化物释放到介质中。但是这种方法，像钻孔一样不能保证精度，要求专门控制电极丝的运动状态。

对零件的机械加工提出了硬性的要求，图 2.76 是被强化的中速柴油机长型喷油嘴的部分工作图例。带公差自由尺寸的精度等级为 12~14，喷油嘴未注明表面的粗糙度  $R_a = 2.6 \sim 1.25\ \mu\text{m}$ ，针阀  $R_a = 0.25 \sim 0.16\ \mu\text{m}$ 。在开始制造前，要检查供应的材料是否符合专门的要求。初加工之后，去除尖角，对喷油器进行氮化处理，氮化深度为 0.3~0.5 mm，针阀材料是 P18 钢（P9，P12），喷油嘴材料是 30X3BA 钢。在热加工之后，它们的硬度分别为 HRC58~62 和 HRC60~68，在分度值为 0.000 5 mm 的测量仪器的灵敏度范围内，零件精密圆柱表面不允许有棱度，在外观检查时，不应该有加工痕迹。针阀和喷油嘴表面 A 的锥度应该不大于 0.001 和 0.002 mm。

零件在磁力探伤仪上进行检查，零件退磁不允许有缺陷。对喷油嘴提出的补充技术要求有：喷孔应该在锥形环带 B 上均匀钻削，它的宽度为 2~2.3 mm，相对轴线 T 的锥面跳动不大于 0.2 mm，孔中心线之间的偏差不大于 1°，孔的出口边缘要平整无毛刺。喷孔位置的正确性和加工质量在专门的压力为 0.2 MPa 的喷油试验台上进行检查，油束应该平整光滑。在温度为 15℃~25℃ 时，在 5 MPa 的喷油压力下，喷油嘴的总供油量应该为 20 s 内喷油 850 g。单个喷油嘴喷孔的流量偏差不大于 8%，目测（利用低倍显微镜）检查直径为 3H12 的喷油嘴喷孔出口，不允许有起皮和毛刺。喷油嘴和针阀广泛地使用选择装配方法，但是要成对研磨。大型柴油机供油系统的零件作为配件，要在每一个尺寸组别中，使用研磨膏沿圆柱面进行研磨。



## 2.5 泵喷嘴

泵喷嘴与不分开型供油装置具有相同的概念，也就是在同一泵体上即放置喷油泵也放置喷油器，整个部件安装在缸盖上。虽然泵喷嘴现已应用于柴油机，但对泵喷嘴的态度却经常发生变化。早在1980—1990年，人们并不认为泵喷嘴具有应用前景。北美工业界（General Motors、Cummins）甚至在60—70年代就不停地研究与应用泵喷嘴，之后又逐渐降低其研制兴趣。苏联和俄罗斯也曾把泵喷嘴使用到船用柴油机Д42（8СН30/38）上，更早的还有ЯА3-204/206、ГАЗ-560（Steyr）柴油机（见图2.77）。

### 2.5.1 不同厂家的泵喷嘴

列宁格勒化油器厂出产的AP-21型泵喷嘴用于ЯМЗ-204二冲程柴油机，其结构如图2.77（a）所示，曾被通用汽车某柴油机仿制。虽然时间已经过去60年，但其当时的喷射压力已达132 MPa，喷油器开启压力5 MPa，即便是跟现代喷油器相比，也不算很落后。尽管如此，美国通用公司还是对其结构进行了改进设计，使用了针阀结构，类似于现代泵喷嘴结构（见图2.77（b））。从80年代末，俄罗斯的这种柴油机及供油装置主要用于小排量柴油发电机组。

对高速柴油机来说，比较有代表性的泵喷嘴组件选择如图2.77（c）所示，在船用柴油机上更习惯选用的喷油泵和喷油器如图2.77（d）所示，其对高压管路的尺寸要求不高，但对喷射压力的要求较高。

通用公司的现代供油装置已能实现针阀的脉动式充油过程（见图2.77（b）），在这种泵喷嘴上使用了液压通道12，柱塞上也存在控制槽，柱塞套上开的通孔与柱塞控制槽相互作用，当进油孔关闭后，执行燃料的预压缩，把燃油供入针阀的上下腔室，由于液力脉冲控制针阀，使提高喷射压力成为可能，特别是在部分转速和负荷的最不利工况。

康明斯公司的泵喷嘴则实现了另外一种非传统的喷射过程，使用PT（压力-时间式，开始于1954年）型供油装置喷射气体燃料乳剂<sup>[42,16]</sup>。在这种供油装置中使用的一组精密偶件是柱塞和针阀（如图2.78），燃料穿过进油孔1，再穿过套筒2内的与环状凹槽3垂直的通道，输送到计量孔5的位置。当柱塞抬起时，燃油进入柱塞下腔，其内部更早进入的则是来自气缸的气体，之后，随着柱塞下行，乳剂开始喷射。柱塞与座面的密封完全靠压紧力实现，需要克服燃烧、膨胀压力，而此时流经柱塞凹槽4的燃油量比实际喷射需要的油量大5~6倍，可以冷却组件的下部。燃油计量是由计量孔5完成的，不同压力喷射不同的燃油量，而压力则由专门的液力机械自动调整器来实现<sup>[16]</sup>。

康明斯的这种泵喷嘴能够保证获得极细的燃油喷雾，虽然其供油持续期较长，仍可获得4 000 r/min以下的良好燃油经济性，两相混合物压缩特性能辅助建立平缓式的喷射，接近于两阶段喷射，对降低噪声、NO<sub>x</sub>排放和柴油机负荷是非常重要的。但其缺少喷油提前角的控制，可能会产生小喷孔的阻塞、加大了供油持续期，低速时喷射压力过低。从1987年开始，该型供油装置采用了电子控制。

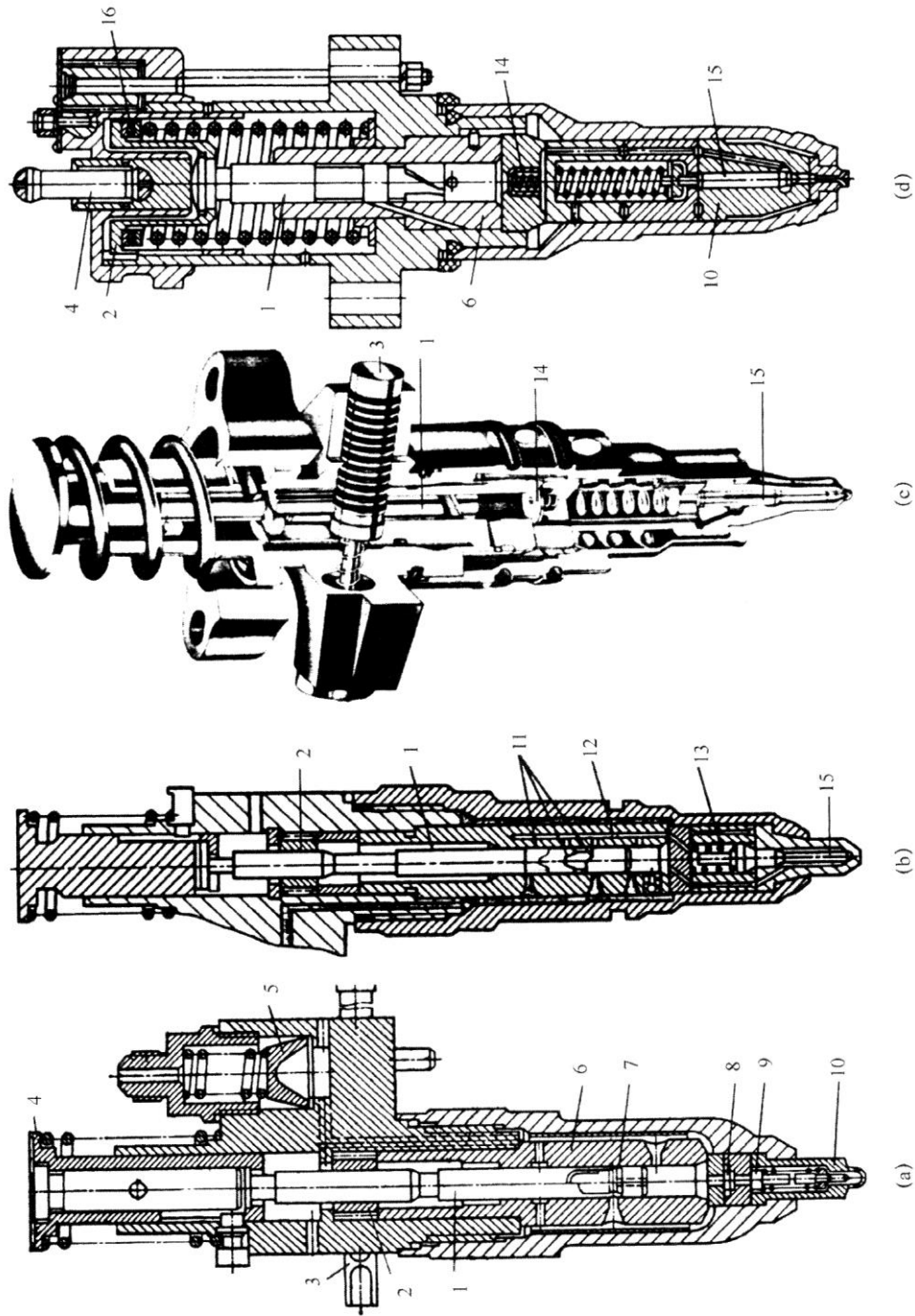


图 2.77 机械式泵喷嘴

(a) 林卡尔兹; (b) 通用 (GM); (c) 斯太尔 (Steyr); (d) 科洛福斯基厂  
 1—柱塞; 2—转动机构; 3—齿杆; 4—挺杆; 5—油滤; 6—柱塞套; 7—控制槽; 8—压力阀; 9—单向阀;  
 10—喷嘴; 11—附加控制槽; 12—液压通道; 13—针阀上腔; 14—出油阀; 15—针阀; 16—轴承

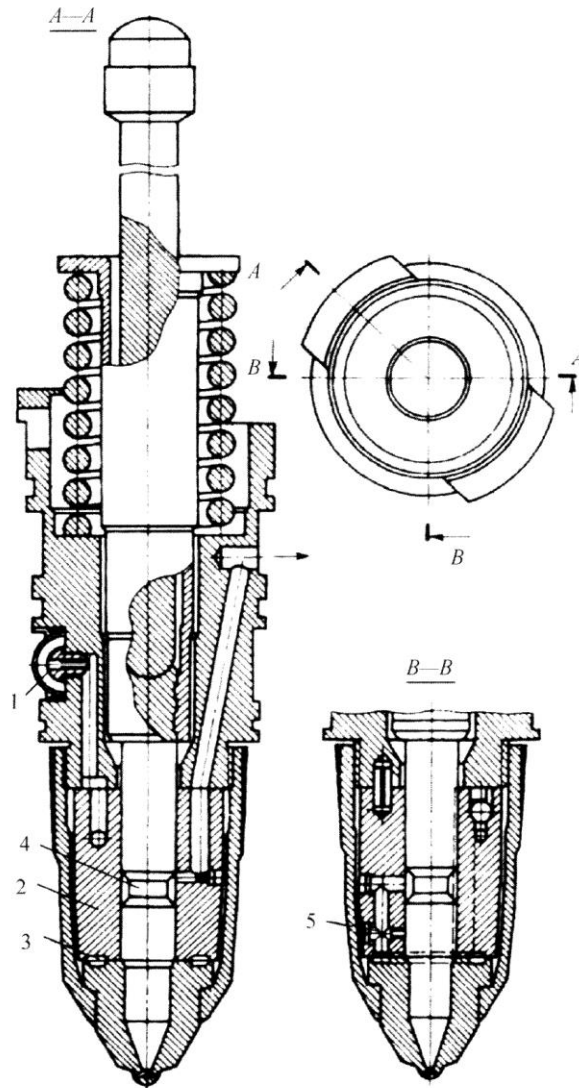


图 2.78 康明斯泵喷嘴

1—进油孔；2—柱塞套；3—环状凹槽；4—柱塞凹槽；5—计量孔

### 2.5.2 电控泵喷嘴

改变齿杆位置来控制循环供油量的电子调速器，应用在 TA3-560 柴油机上。该柴油机引用奥地利公司 Steyr 的生产许可证，可以认为是电子控制的初级阶段产品，而所有现代泵喷嘴的循环供油量和喷油提前角均采用电磁阀控制式。

(1) 底特律柴油机公司 (Detroit Diesel Allison) 的电控泵喷嘴

DDEC-II 型 (Detroit Diesel Electronic Control) (图 2.79) 供油系统是为重型卡车开发的，1985 年开始生产，现在已有超过 400 万台这种泵喷嘴应用于运输柴油机，其中也包括部分军用发动机。

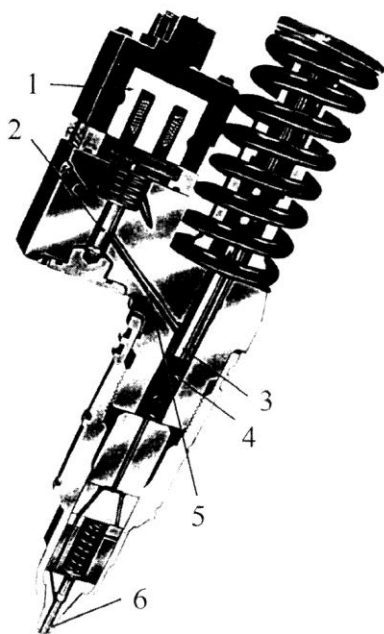


图 2.79 底特律柴油机公司 (Detroit Diesel Allison) 的 DDEC - II 电控泵喷嘴  
1—电磁阀; 2—盘型控制阀; 3—柱塞; 4—柱塞腔; 5—控制通道; 6—喷油嘴

在柱塞 3 开始运动之前和结束运动之后的时间段, 盘型控制阀 2 都是打开的, 保证燃料从柱塞腔 4 中的释放, 电磁阀的关闭只作用很短的时间, 形成柱塞的有效行程, 也就是开始循环供油。

电磁阀的接通时刻可以允许在很大的范围内改变喷油提前角, 可以降低有害污染物排放、改善启动品质、改善柴油机特性, 特别是其实际使用条件下的燃油消耗可以降低 5%~8%。柱塞腔充油过程是通过电磁阀实现的, 没有了充油过程的负压, 同时也有更短的高压通道, 就允许没有出油阀。其控制阀结构如图 2.84 (b) 所示, 是部分液力平衡式的, 它的固有频率为 10 kHz, 足够允许组织两阶段喷射, 这就可以进一步降低工作噪声, 并保证可靠启动。可以用电磁阀切断一个或几个泵喷嘴的工作, 电控泵喷嘴的断电方法也可以在柴油机诊断中快速排查哪些泵喷嘴不能使用。

自动控制系统从传感器获得的信息是: 进入发动机的机油、燃油、冷却液和空气温度, 增压压力和机油压力, 曲轴位置以及油门位置。随着能源装置的不同可能使用不同的传感器。正常情况下, 自动控制系统使用的调制信号是 5 V 信号, 传感器的应答信号一般为 0.5~4.5 V。如果测量信号数值不在此范围内, 也就可以诊断出哪些传感器不可用。

为了消除外部电磁干扰的影响, 微控制器发出的控制电磁阀的指令信号是被调制处理过的, 电控单元使用的单晶微控制器 (如 Motorola) 的工作温度可达 125 ℃。

在每一个工况下, 自动控制系统都要进行算法和逻辑条件分析, 比如当操作员接通启动信号, 自动控制系统在发动机转速不够高时就阻止燃油喷射, 防止燃油导致的启动白烟和气缸过冷。启动后的冷态转速会增加, 目的是快速预热发动机, 再逐渐恢复到正常的怠速工况。最快速的发动机预热可以采用一半气缸工作的方式, 再逐步打开先前不工作的气缸。



(2) 卢卡斯公司 (Lucas) 的泵喷嘴

EUI (Electronic Unit Injectors) 用于低排放的、开式燃烧室的柴油机中, 装载于轻型汽车、公共汽车及卡车。早期阶段 Lucas 公司生产的主要系列泵喷嘴满足最大循环供油量分别为 50、100、150 和 200 mm<sup>3</sup> 的四种<sup>[218]</sup>。现生产的主要泵喷嘴如表 2.2 所示, 主要应用在 Volvo、John Deer、Detroit Diesel<sup>[177]</sup>。

表 2.2 Lucas 泵喷嘴技术参数

系列	50/100	150	200	250
柴油机转速/(r·min <sup>-1</sup> )	5 000	3 000	2 400	2 000
单缸工作容积/L	0.5 / 1.0	1.0 / 1.5	1.5 / 2.0	2.0 / 2.5
柱塞直径/mm	8	9	10	11
柱塞行程/mm	9	11 / 13	15	18
循环供油量/mm <sup>3</sup>	120	160	240	300
最大供油压力/MPa	200	200	200	200

这种供油装置可以由上置式或下置式凸轮轴驱动, 可以安装在 2 气门或 4 气门缸盖上。Lucas 泵喷嘴的结构比以前讲述的泵喷嘴略显复杂: 燃油进入和泄出都要经过环状滤清器 7 (图 2.80), 燃油通道 11、12 与泄油控制阀 14 和喷嘴 10 通过柱塞腔相通, 燃油通道 13 被用于从控制阀 14 泄放燃油, 柱塞腔燃油填充是通过控制阀和进油口 6 实现的。

94

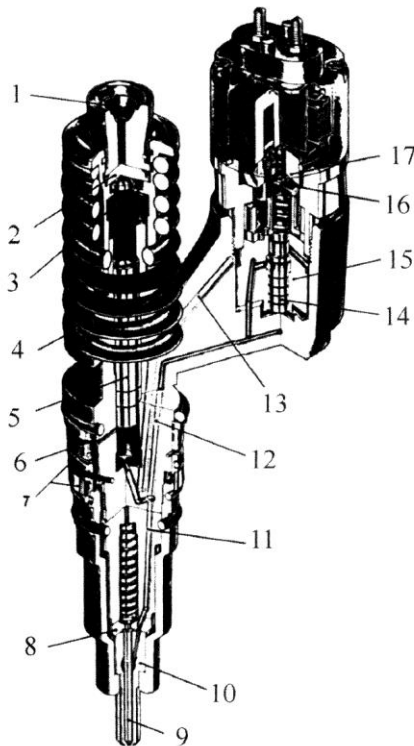


图 2.80 Lucas 公司 EUI 泵喷嘴

- 1—挺柱头; 2—挺柱垫; 3—弹簧垫片; 4—复位弹簧; 5—柱塞; 6—进油口; 7—环状滤清器;  
8—定距环; 9—针阀; 10—喷嘴; 11、12、13—燃油通道; 14—泄油控制阀; 15—导向阀; 16—复位弹簧

早在 1983 年研制的样机中就可以实现两阶段喷射，引燃油量持续期占总持续时间的 8%，时间大约为 0.5 ms，该供油系统使用快速响应电磁阀（阀的结构见图 2.84（c））可柔性控制循环供油量和喷油提前角，也满足发动机过渡工况要求，柴油机怠速、低负荷工况也能保证良好的混合气形成。自动控制系统安装了曲轴转速和位置传感器、空气压力温度传感器、冷却液温度传感器，发动机自动控制系统同样也与整车的其他系统实现通讯，而且内置了故障诊断功能，使用这种泵喷嘴的柴油机具有更低的有害污染物排放和工作噪声。

Lucas - Bryce 的泵喷嘴可用于 6~16 气缸的柴油机，最低转速 100 r/min，功率覆盖范围 1 250~3 300 kW，并可构建出以单体式泵喷嘴、相同控制方法为基础的组合物（2.2 节，表 2.1）。

### （3）Bosch 公司泵喷嘴

Bosch 公司生产的电控泵喷嘴有卡车和轻型汽车两种类型，图 2.81 给出了 Bosch 公司燃油系统的工作示意图，图 2.82 和图 2.83 给出了泵喷嘴的外观和剖面图。用于 VW 4CH79.5 / 95.5 柴油机，工作容积 1.9 L，功率 85 kW，转速 4 000 r/min，泵喷嘴提供的喷射压力可达 205 MPa<sup>[188]</sup>。该发动机首先用于 Volkswagen Passat 车型上，而后推广到其他车型上。值得指出的是，该泵喷嘴采用两阶段喷射时，预喷油量可控制到 1.5 mm<sup>3</sup>，并具有很好的控制精度，比共轨系统的控制精度还高，已用于单缸功率 25kW，循环供油量 60 mm<sup>3</sup>，转速 4 800 r/min 的系列柴油机上。在单缸功率 45~80 kW，转速 2 400 r/min，循环供油量 160~400 mm<sup>3</sup> 的系列柴油机上最大喷射压力可以达到 160~180 MPa。

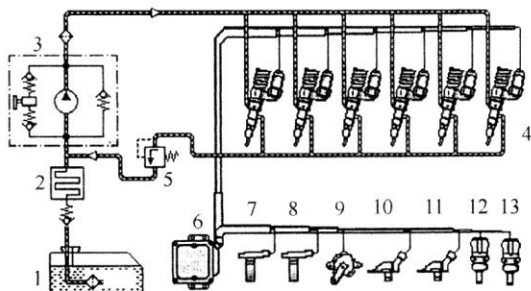


图 2.81 Bosch 泵喷嘴燃油系统示意图

1—油箱；2—热交换器；3—带压力调节阀的输油泵；4—泵喷嘴；5—排油阀；6—电控单元；  
7~13—传感器：曲轴转速位置、油门踏板、空气压力、空气温度和冷却液温度

当然，由于泵喷嘴安装要求的特殊性，使得泵喷嘴同轴于气缸的布置、拆卸和维修都变得复杂了（其顶部不同于传统的喷油器，不能裸露在空气中），但其可用在 2 气门发动机中，泵喷嘴可以非同轴倾斜放置。同其他电控供油系统一样，泵喷嘴具有较高的喷油雾化品质和良好的喷油特性，可以应对更严格的排放标准，在柴油机转速 1 900 r/min（0.475 倍标定转速）时可达 285 N·m 的转矩，等速 90、120 km/h 以及城市循环下燃油消耗分别为 3.6 L/100 km、4.4 L/100 km 和 5.9 L/100 km<sup>[173]</sup>。

大众路波（Volkswagen Lupo）使用了这种泵喷嘴，发动机为 4 缸，4 冲程，缸径冲程分别为 79.5、88 mm，工作容积为 1.4 L，功率 55 kW（4 400 r/min），2 200 r/min（0.5 倍标定转速）时最大转矩为 195 N·m，扭矩适应性系数为 1.95（图 2.83（c））。因此，通过完善柴油机，不使用复杂的、无前景的解决方案，成功创造了发动机“准恒功率”的特性，也就是随着转速的降低转矩按比例增加，这就允许最大程度上改善汽车的动力品质，降低行进中的换挡次数，改善

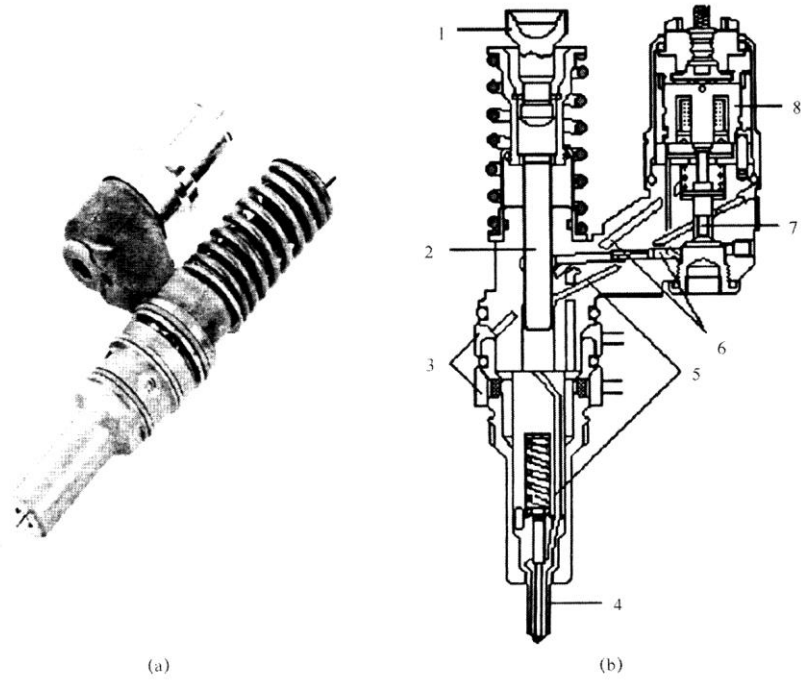


图 2.82 Bosch 公司电控泵喷嘴剖面及外观图

1—挺柱；2—柱塞；3—进出油孔；4—喷油嘴；5—高压通道；6—低压通道；7—控制阀；8—电磁阀

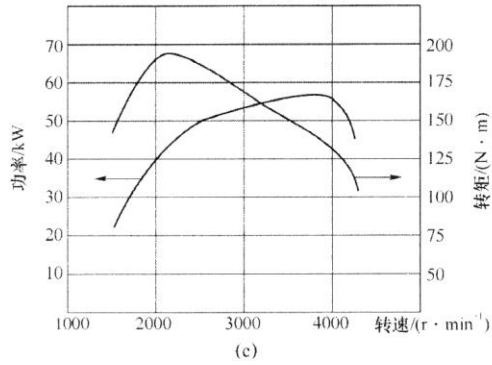
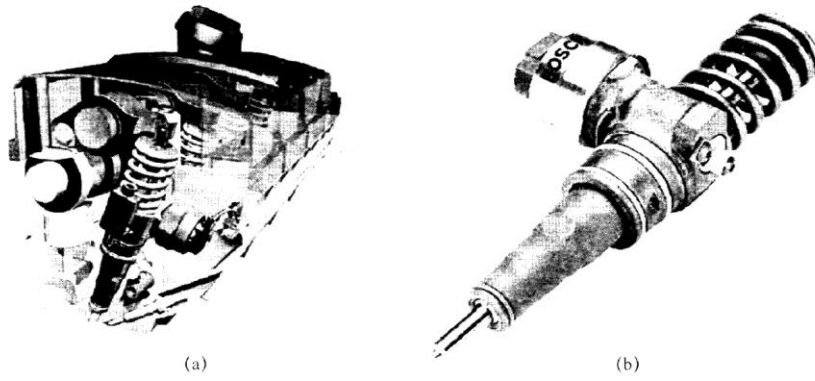


图 2.83 Bosch 公司轻型车电控泵喷嘴

(a) 布局与安装；(b) 外观；(c) VW TDI 柴油机外特性

汽车的经济性和通过性。此外，可以满足欧Ⅲ排放法规的要求，实现欧洲汽车制造企业“3 L”车的概念设想<sup>[197]</sup>，城市工况的百公里油耗为3 L。而在高速公路上要实现低于2.6 L/100 km的目标，除了严格履行上述柴油机技术条件外，还应使用轻质合金车身、低母线轮胎（压力0.42 MPa）和其他节能技术措施。

### 2.5.3 快速响应控制阀

快速响应控制阀是泵喷嘴的唯一复杂部件，也是非传统部件。在高速柴油机中，快速响应控制阀在开、关双方向工作的总时间不应超过0.1~0.2 ms。这就要求阀本身必须具有很小的质量，电磁力也应大于250 N，也要使用液力平衡阀，也就是说作用在该阀上的合力应为零。

图2.84上给出了几种不同类型的控制阀，都是用了高压释放的原理，中心的高压腔与柱塞腔连通，圆柱形滑阀如图2.84（d）所示。尽管这种阀没有实际应用价值，但也没有那么差，在共轨系统中也使用了类似的滑阀结构，会造成滑阀的使用磨损，密封性变差，但还不至于破坏供油装置的工作特性。少量的燃油泄漏也是允许的，但对最小循环供油量来说就比较明显了，会导致喷射压力的降低。因为中心腔室及滑阀顶部的压力分布比较复杂，导致图2.84所示的滑阀不是完全液力平衡的。

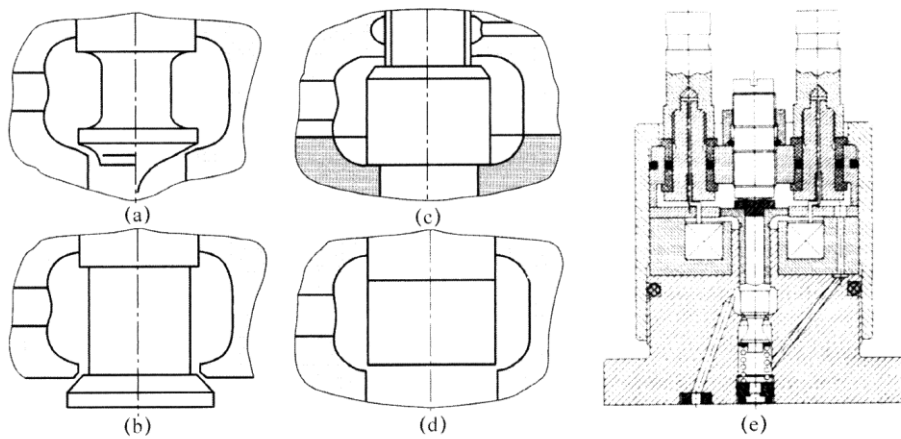


图2.84 电控泵喷嘴、无齿杆单体泵的各种控制阀（（a）~（d））、MITY的控制阀（e）

图2.84（a）所示的滑阀需要使用电磁驱动或压电驱动，图2.84（a）、（b）、（c）所示的滑阀都可以保证密闭锁止，也不存在喷射期间的泄漏，但其保证液力平衡的问题就很尖锐。一方面，在设计时必须仔细选择阀与阀座之间的角度偏差，选择阀顶部直径和接触部分的直径，接触区域的挤压作用和接触环带平均直径的预测是极端重要的；另一方面，即便直径相同也不能够保证液力平衡。为了预测阀腔及阀后区域的静态压力分布，就必须使用精密的二维边界层分离流计算方法。控制阀磨损也可以通过试验的方法来评价，主要是静态溢流法测定，在中心腔内由于高压导致控制阀从阀座分离被视为控制阀的磨损极限。

### 2.5.4 关于泵喷嘴的一些想法

近年来，人们再次关注泵喷嘴主要是因为供油装置不断完善两个最基本趋势：喷射过程的强化、普遍采用电子控制。已知泵喷嘴的一些优点是：减少燃油闭死容积来提高



喷射压力，避免二次喷射，减少零件数量，快速结束供油，减少积碳，降低燃油系统的功率消耗，不采用出油阀，降低喷射延迟，降低了随转速变化时喷油提前角的调整偏差，同时也降低了喷油提前角调整区段的要求，泵喷嘴相对平缓的供油前锋可以满足发动机的排放要求。

如图 2.85 所示，可以看出泵喷嘴喷油特性的特征：泵喷嘴有更平缓的供油前锋，更急剧的下降阶段，对控制初始燃烧速度，降低噪声和排放都有促进作用。避免喷射结束时产生大液滴，降低碳烟生成，使供油更快速更集中，供油过程的强化是可以实现的。如今，泵喷嘴被应用到缸径 67 ~ 300 mm 的多种柴油机中，在 Lamborghini FOCS 柴油机中使用了“Γ”形结构，带垂直轴的泵系和喷油嘴。电控泵喷嘴也被应用到 Scania、Caterpillar、Detroit Diesel、Volkswagen、MAN 公司的多种柴油机中。

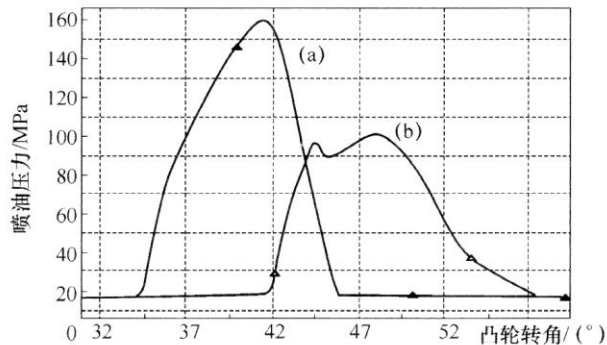


图 2.85 瞬时喷射压力曲线

供油量 40 mg，转速 2 100 r/min，泵的柱塞直径 7 mm，柱塞行程 9 mm，喷孔：6 × 0.18 mm

(a) 泵喷嘴；(b) 高压油管 580 mm 长度下的直列泵供油系统

泵喷嘴的一些缺点限制了其应用，如使气缸盖结构布局更复杂，增加了喷油器部分的直径。部分工况时喷射压力降低，各缸间的供油均匀性调节更复杂，供油齿杆和调速器的传动也变得更复杂。如果使用电子控制系统的话，泵喷嘴的优点会更突出，也可以回避一些缺点。这样，柱塞副可以最大限度地简化，消除了柱塞转动机构，不使用齿杆和调速器，具有实现两阶段供油、调整喷油提前角的可能性，因此也会显著提高经济性、启动可靠性，降低有害污染物排放。毋庸置疑，泵喷嘴将在未来获得更多应用，并且在最近 10 ~ 20 年其应用将是增长的。

## 2.6 供油装置的设计准备与试验

供油装置研制的主要阶段包括：

1) 在柴油机需求分析的基础上，形成对供油装置的技术需求，不但需要满足柴油机结构和指标需求，也需要满足工作过程优化的需求（详见第一章）；

2) 论证和选择供油装置的类型及基本技术方案；

3) 初步确定供油装置的基本尺寸和参数（2.6 节）；

4) 供油装置的计算机优化分析与参数的确定（第五章）；

5) 准备设计文件（第一章）；

- 6) 供油装置的制造;
- 7) 离线发动机供油装置试验测试;
- 8) 发动机台架测试, 包括排放评价;
- 9) 整车测试, 包括专项测试(排放标定、环境适应性、寿命考核等)。

在上述各阶段中都有可能采取必要的修正措施来满足供油装置和发动机的需求。在本节中试图回答如何在设计开始阶段来评价供油装置零部件的基本尺寸和参数问题, 试图回答如何转入计算机优化和研究阶段。为了更好地完成这个阶段的工作, 最常用的做法是选择一种原型机作参考, 不仅仅是为了降低工作量, 并且已知了这个原型机的缺点和改进方法。如果找不到这种原型机, 只能利用自己获得的一些开发经验, 但不一定能够给出满足供油装置需求的可信的答案。换句话说, 计算机优化阶段十分有必要。特别是要探索达到指定高喷射压力的可能性时, 因为已经积累的经验只反映了过去和当前的技术水平, 有些可能已经过时。本书所给出的大部分建议都是基于 Ю. Я. Фомиш 教授的统计分析结果<sup>[152]</sup>。

### 2.6.1 喷油泵基本参数的确定

首先要选择出喷油泵的类型、调节方法、通用构造、主要结构工艺方案、是否包括高低压管路及位置、是否使用减振器、阀、油道等, 再确定柱塞的驱动类型, 如运动规律、凸轮类型。选定的这些原始信息及后续的计算分析都是服务于内燃机的, 满足内燃机的结构特点和特殊要求, 如气缸数、转速、布置条件、供油速率、燃料种类和燃烧室类型。首先需要确定出标定工况的循环供油量:

$$\Delta g = \frac{b_e \cdot P_e \cdot \tau}{120 \cdot n \cdot i} \quad (2.8)$$

式中:  $b_e$  为有效燃油消耗率,  $P_e$  为标定功率,  $\tau$  为内燃机冲程(2或4),  $i$  为气缸数,  $n$  为发动机转速(r/min)。

柱塞直径通常被看做是喷油泵的基本参数, 根据这个基本参数可以构建出多个供油单元的标准系列, 确定柱塞直径可以用不同的方法, 如采用几何方法就有:

$$d_p = \sqrt{\frac{4\Delta g}{\pi \cdot \rho_f \cdot \eta \cdot h_p^c}} \quad (2.9)$$

式中:  $\rho_f$  为燃油密度,  $\eta$  为供油系数,  $h_p^c$  为标定工况下的柱塞有效行程。供油速率越高,  $\eta$  就越低。在初步评价时可以采用一个老的经验公式:  $\eta = 1.75d_p^{0.17}$  (在所有公式中尺寸的单位都是 m)<sup>[129]</sup>。

在已有的喷油泵中柱塞直径与有效行程的比值都在 2~6 范围内, 对单缸功率大于 150 kW 的柴油机来说, 该数值范围是 1.2~4 之间, 对于分配泵来说, 在 4~12 之间。

根据统计分析数据可以得到如下的关系:

$$d_p = \begin{cases} 0.132 \cdot \Delta g^{0.303} & \Delta g < 0.01 \text{ kg} \\ 0.035 + 0.4 \cdot (\Delta g - 0.01) & \Delta g > 0.01 \sim 0.06 \text{ kg} \end{cases} \quad (2.10)$$

或者就简化为  $d_p = (0.065 \sim 0.08) \cdot D$  ( $D$  为气缸直径)。考虑到启动工况或进一步发

展需要的喷油泵储备，柱塞的最大行程可以取为其有效行程的 1.3 ~ 2.2 倍（较大的数值对应拖拉机发动机）。柱塞全行程的最大值高于其标定工况，是因为柱塞的加速及停止、或进出油口叠开所导致的损失：

$$\frac{h_p^{\max}}{h_p^e} = \begin{cases} 0.364 \cdot d_p^{-0.56} & d_p < 0.03 \text{ m} \\ 2.6 - 12 \cdot (d_p - 0.03) & d_p \geq 0.03 \text{ m} \end{cases} \quad (2.11)$$

这一比值的范围对非增压发动机是 3.5 ~ 4，增压压力为 0.15 MPa 时为 2.5 ~ 3 之间，当增压压力  $\geq 0.2$  MPa 时，该值为 2 ~ 2.25。

可以采用 ЯЗДА 的诺莫图方法来进行柱塞副主要尺寸的选择<sup>[64]</sup>，它的优点是考虑了喷射强化程度，因为柴油机对喷射压力的要求不断增加，因此考虑喷射强度的变化就显得非常重要。采用足够的柱塞副尺寸不只是保证提供必要的循环供油量，也必须考虑喷射压力的需求。当采用图 2.86 所示的诺莫图法选择柱塞副尺寸时，必须制定实际的喷油持续期（按凸轮转角），喷油持续期可以由工作过程优化结果给出，或由相同机型的类比数据给出。管中燃油运动时的压力增加的特性将在 4.1 节中仔细研究，本部分则指定  $(p_{inj} - p_0) / (p_b - p_0)$  作为变化参数（其中  $p_{inj}$  为喷油器端的压力， $p_b$  为泵端压力， $p_0$  为背景压力）。这个值越大，喷嘴截面就越小，高压油管就越长。图 2.87 所示的诺莫图可以确定直列式整体喷油泵的基本尺寸——中心距  $A_1$ ，而柱塞直径和行程则可根据标准尺寸选定（表 2.3），尽管表 2.3 中的某些参数组合不够合理或某些相对关系已经过时。柱塞套、柱塞凹槽的某些特征尺寸在 2.2 节中讨论（图 2.12，图 2.13），凸轮传动的设计在 2.2、4.9 节中讨论，也可以见参考文献 [42, 16, 151, 56]。

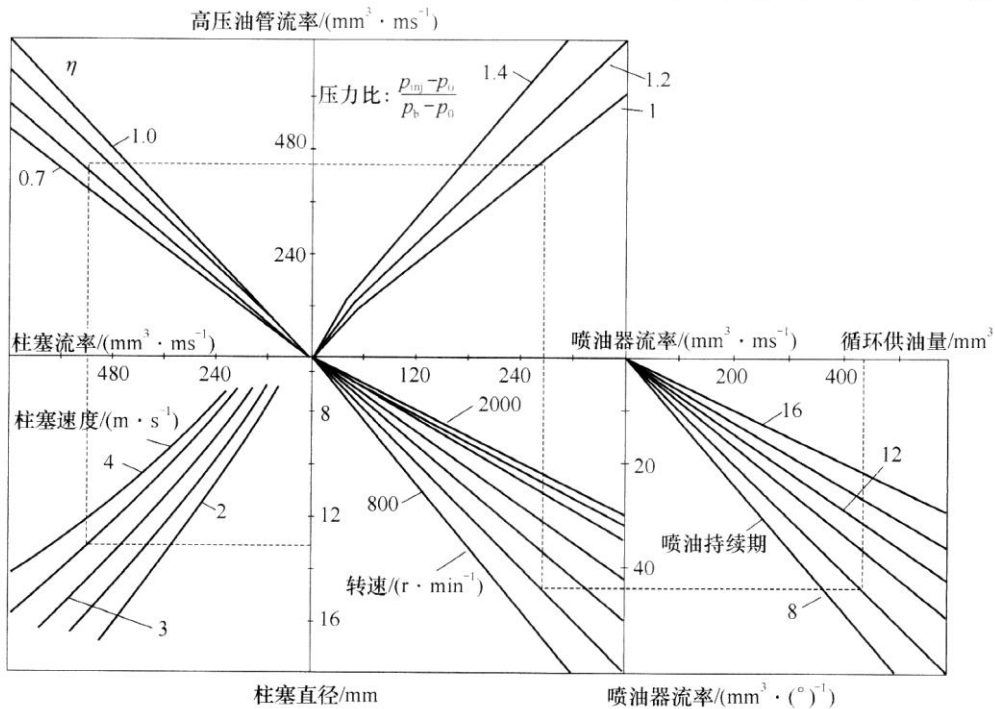


图 2.86 用于确定柱塞直径的诺莫图

$p_b$ —柱塞上部的最大压力； $p_{inj}$ —喷油器的最高喷射压力<sup>[64]</sup>



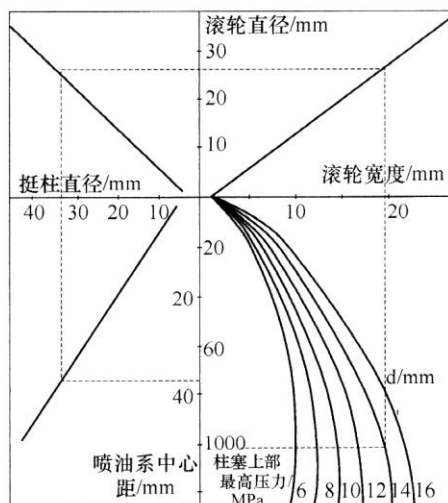


图 2.87 整体式喷油泵中心距确定诺莫图

$b_p$ —滚轮宽度;  $D_p$ —滚轮直径;  $D_T$ —挺柱直径;  $d_p$ —柱塞直径;  $p$ —柱塞上部最高压力

表 2.3 喷油泵系列尺寸 (ГОСТ 10578 - 74)

	柱塞的最大行程, $h^{max}$	柱塞直径, $d_p$
I 和 II 型 (独立凸轮轴)	7; 8; 9; 10; 12; 16; 20	5; 5.5; 6.5; 7; 7.5; 8; 8.5; 9; 10; 11; 12; 13; 14; 15; 16; 17; 18; 20; 22
II 型补充系列 (分配轴)	22; 26; 30; 32; 36; 38; 42; 60; 68; 70; 82; 84; 98; 100	24; 26; 28; 30; 32; 34; 36; 38; 40; 42; 46; 48; 52; 54; 62

### 2.6.2 喷油器基本参数的确定

喷油器设计也有几种不同的方法, 科学有效的方法是按工作过程优化来实现的, 这就需要缸内工作过程的精确模型, 可以考虑供油过程对混合气形成与燃烧过程的影响<sup>[76]</sup> (见 1.4 节), 由于缸内工作过程优化考虑了喷油规律和喷油压力, 也能考虑喷油器喷孔直径、孔数和油束方向的影响。

我们也应该考虑到, 供油装置的所有指标都对指定的喷孔截面异常敏感, 也正是由于这个原因, 喷孔截面积的其他确定方法也都是近似的。尽管如此, 我们也还要简短讨论一下喷油器基本参数评价的其他方法。

#### (1) 用经验公式计算油束发展的假设

容许的着火前的油束贯穿距离会达到燃烧室的半径, 可以采用广泛使用的委舍夫斯基公式来进行贯穿距离的计算, 该公式是针对开式燃烧室提出的, 适用于中低速柴油机<sup>[89]</sup>:

$$\left(\frac{x_{s\text{pray}}}{d_c}\right)^{0.525} = 0.488 \left(\frac{U_c \tau_i}{x_{s\text{pray}}}\right)^{0.5} \left(\frac{\rho_a}{\rho_f}\right)^{-0.5} \left(\frac{U_c^2 \rho_f x_{s\text{pray}}}{\sigma_f}\right)^{0.105} \left(\frac{\mu_f^2}{\rho_f \sigma_f x_{s\text{pray}}}\right)^{0.08} \quad (2.12)$$

式中:  $U_c = \mu_c \sqrt{2(p_{inj} - p_o)} / \rho_f$ ,  $U_c$  为喷孔的平均燃油流速; 柴油密度  $\rho_f = 850 \text{ kg/m}^3$ ,



$\mu_f = 3.4 \times 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s}$ ,  $\sigma_f = 0.028 \text{ kg/s}$ , (下标 f 表示燃料) 诱导期内油束自由发展, 可以用 A·И·托尔斯泰公式确定:

$$t_i = 2 \times 10^{-4} (1 - 1.6 \times 10^{-4} \cdot n) \sqrt{C} \sqrt{\frac{T_K}{p_K} \cdot \exp\left(\frac{24\,000 \cdot C^{0.34}}{RT_K}\right)} \quad (2.13)$$

式中: 柴油燃料的气体常数  $R = 8\,312 \text{ kJ}/(\text{kmol} \cdot \text{K})$ ;

$$C = [1 + 0.5 \cdot \delta \cdot (V_h/V_h'')(\varepsilon 1)]/\varepsilon;$$

$$\delta = (1 + 0.25\lambda) - [\cos\theta + 0.25\lambda \cos(2\theta)];$$

$\theta$  为实际的喷油提前角;

$V_h''$  为进气门关闭时的气缸工作容积。

类似地, 也是在工作过程优化的基础上, 使用油束锥角  $\gamma$  可以评价合理的喷孔数目, 应避免相邻油束相互重叠。

$$\tan\gamma = 1.26 \cdot \left(\frac{\rho_a}{\rho_r}\right)^{0.5} \left(\frac{U_c^2 \rho_r d_c}{\sigma_r}\right)^{0.32} \left(\frac{\mu_r^2}{\rho_r \sigma_r d_c}\right)^{-0.07} \cdot \left[1 + 0.004 \left(\frac{\delta_r \tau_1^2}{\rho_r d_c^3}\right)^{1.8}\right] \quad (2.14)$$

油滴的索特平均直径  $d_{32}$  也能用已有柴油机数据来估算:

$$\frac{d_{32}}{d_c} = \frac{6.02 \sigma_f^{0.193} \mu_f^{0.146}}{\rho_a^{0.266} \rho_f^{0.073} U_c^{0.532} d_c^{0.33}} \quad (2.15)$$

那么用式 (2.12), 式 (2.14), 式 (2.15) 就能够确定出喷孔流速、孔数和孔径。

(2) 文献[20]中应用一种最简单的平衡关系, 并利用 15 种俄罗斯国产柴油机数据确定出一些经验常数, 可以得到有效喷孔截面  $\mu_c F_c$  ( $\text{mm}^2$ ) 的计算公式:

$$\mu_c F_c = (0.15 + 0.026 G_T/i)$$

式中:  $G_T$  为柴油机标定工况下的小时耗油量 ( $\text{kg/h}$ ),  $i$  为气缸数。

(3) 应用所有类型批量生产柴油机的统计分析方法得到下面的建议值

$d = 0.25 \text{ mm}$  柴油机缸径  $D < 100 \text{ mm}$ ;

$d = 0.3 \text{ mm}$  柴油机缸径  $D = 105 - 200 \text{ mm}$ ;

$d = 0.35 \text{ mm}$  柴油机缸径  $D = 205 - 250 \text{ mm}$ ;

$d = 0.4 + 0.00136 (D - 250) \text{ mm}$  柴油机缸径  $D > 250 \text{ mm}$ , 中速柴油机;

$d = 0.4 + 0.0012 (D - 450) \text{ mm}$  柴油机缸径  $D > 250 \text{ mm}$ , 使用单喷油器的低速柴油机。

另外, 大致计算时, 可以采用  $F_c (\text{mm}^2) = 0.002\,67 d_p^2$  的。

高速柴油机的喷孔数与喷油参数的简单关系是:

$$i_c = \frac{4\Delta g}{\pi \mu_c \varphi_{inj} d_c^2 \sqrt{2(\bar{p}_{inj} - p_o) / \rho_f}} \quad (2.16)$$

密封锥体结构的特殊性和各段面积尺寸已在 2.4 中讨论过, 还应注意喷孔过长会导致喷嘴吸热面积增加, 过短又会导致喷嘴机械强度的降低, 无论是过长或过短都会对喷孔流量系数产生影响 (图 2.69)。喷孔长度直径的合理比值在 2.8~7.5 之间, 喷孔进油通道的边缘应不互相重叠, 通道直径必须保证其最小的容积, 但又不能产生节流作用:

$$0.25\pi d_c^2 \geq (1.5 - 3.5) F_c$$

高速柴油机的针阀直径  $d_0$  以前取值 6 mm, 工艺改进后可以降低到 4 mm, 甚至有用 3.5 mm 的 (图 2.61 (c))。针对大型柴油机, 柱塞直径大于 13 mm 时, 针阀直径  $d_0 = 6 +$

0.25 ( $d_p - 13$ ), 喷油嘴外部直径  $D_p = (2 \sim 3) d_0$ , 针阀的导向长度  $L_p = (5 \sim 6) d_0$ , 喷油嘴的外部尺寸应满足国家标准规定的喷油器 A 至 H 序列安装要求, 汽车拖拉机系统中通常使用 A 系列 (按 Bosch 分类标准为 S 系列) 喷油器, 喷油嘴外部直径  $D_p = 17 \text{ mm}$ , 广泛使用的 Bosch 喷油器的喷油嘴外部直径  $D_p = 13 \text{ mm}$ 。

### 2.6.3 高压油管尺寸的确定

高压油管的长度通常是按柴油机的布置条件确定的, 但应选择最短的高压油管长度。而高压油管内径是很重要的尺寸, 一定要通过供油装置流体动力学计算来确定。可以从液阻力的角度进行初步估算:

$$d_{\text{TP}} \geq \sqrt{\frac{\Delta g \cdot n_c}{U_{\text{max}} \phi_{\text{inj}} \rho_f} \cdot \frac{24}{\pi K_H}} \quad (2.17)$$

式中:  $U_{\text{max}}$  为高压油管中的最高速度,  $n_c$  为凸轮轴转速建议  $U_{\text{max}} = 50 \sim 80 \text{ m/s}$ ,  $K = 0.66$ 。

从另一角度看, 不得不考虑工业批生产所用的标准值, 高压无缝管按俄罗斯国标 11017-80 标准应为 40 号钢。尽管从技术角度看使用由  $\phi 1.5 \sim 1.8 \text{ mm}$  内径的高压油管更有说服力, 但俄罗斯国产高速柴油机使用的高压油管的内外径仍为 2 mm 和 7 mm, ГАЗ 和 ЗИЛ-645 柴油机使用内径为 1.6 mm 的高压油管取得了很好的效果。高压油管的适用性, 如同供油装置的其他部件一样, 也需要通过供油装置流体动力学分析来获得验证。

### 2.6.4 几何喷油提前角的设置

在喷油泵安装到柴油机上时, 喷油提前角的调整装置也必须事先安放在喷油泵上, 但有些时候需要进行在喷油泵试验台上完成油泵的测试或者是油泵安装阶段进行油泵测试。喷油开始的几何角度可以通过高压泵体转动、齿链齿带错齿、双半轴离合器相对位置变化、凸轮盘旋转或挺柱螺钉等措施改变。记录喷油开始的几何角度可以采用如下的主要方法。

#### (1) 按标记安装喷油提前角调整装置

在喷油泵工作轮上的标记应与泵体安装座上的标记相对应。

#### (2) 借助百分表指示辅助安装喷油提前角调整装置

在柱塞腔端堵 2 的位置上安装百分表指示器, 该方法用于常用的 VE 型喷油泵, 如图 2.88 (a) 所示, 要求保证指定的柱塞行程对应 1 缸上死点。在 Lucas 喷油泵 (图 2.88 (b)) 中不用这种指针指示器 3, 更简单地采用转子相位槽 4, 应用一个控制销代替指针指示器, 指针指示器也可以用在直列式喷油泵中, 通过小孔测量柱塞行程。

#### (3) 借助时刻测定 (毛细管法) 安装喷油提前角调整装置 (图 2.89)

两种后来的方法对在喷油泵上测量喷油提前角更合适一些, 是以柱塞运动关闭进油口为条件的, 而不是电控机构。这样的时刻测定是在出油阀后完成的, 因为出油阀不会在低压力下开始供油, 柱塞关闭进油口后压力开始增加才开始真正的供油过程。这样, 在很低的转速下, 随着燃油被挤压, 在玻璃毛细管中逐渐被燃油充满, 也就相当于开始供油。

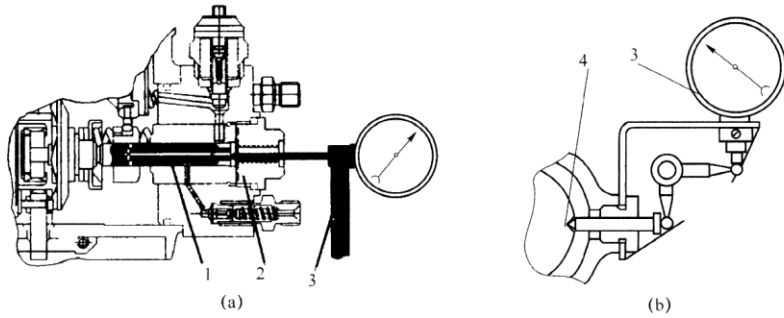


图 2.88 柴油机喷油提前装置几何角度测量

(a) Bosch VE 分配泵; (b) Lucas 喷油泵

1—柱塞; 2—端堵; 3—百分表; 4—转子相位槽

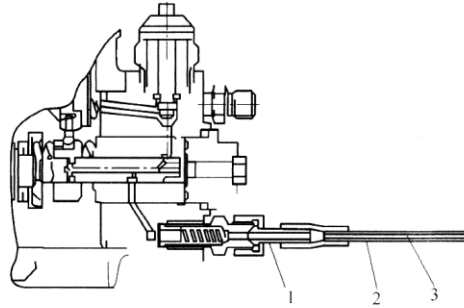


图 2.89 基于时间测定的喷油提前角测定装置

1—高压油管切口; 2—玻璃毛细管; 3—燃油液面

(4) 基于静态溢流方法安装喷油提前角调整装置

这种方法的想法是寻找关闭进油孔的时刻，在装配好的油泵中，为了组织燃油从接头 2 处的流出(图 2.90)，需要拆下出油阀，输油泵建立了进油腔中的压力，慢速旋转曲轴时，燃油流出结束意味着喷油提前角开始。

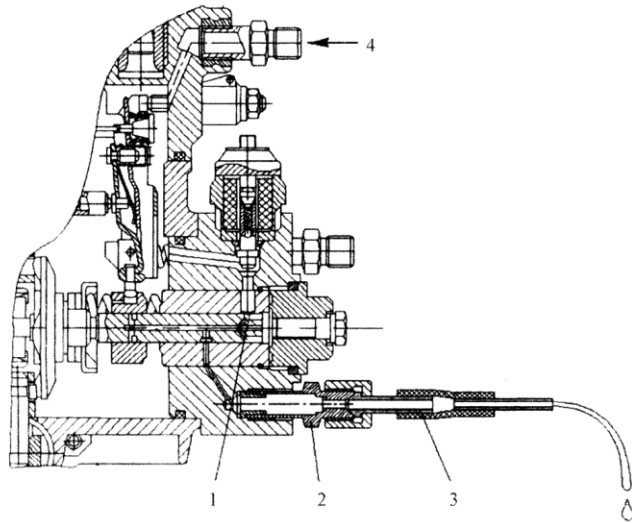


图 2.90 静态溢流法喷油提前角测定装置

1—柱塞套进油孔; 2—缸连接管; 3—高压油管接头; 4—燃油入口

## 2.6.5 喷油泵的测试

喷油泵装配后用发动机离线试验平台完成测试，在油泵试验中感兴趣的不是几何学的喷油提前角，而是实际的喷油提前角。由于在油泵试验台上缺少活塞上死点的概念，喷油提前角只能是相对于其他有特征的一些位置，如一缸柱塞上死点，也因为这个原因，喷油提前角也是有前提条件的。在多个供油单元的喷油泵试验时，俄罗斯国家标准 10578—96 许可的偏差是  $\pm 30'$  凸轮转角。

喷油泵试验测试的第二个主要参数是供油单元间的供油不均匀性  $\delta_H$ ，试验中，把每个喷油器的燃油收集到量筒中，供油不均匀度通过容积偏差来表征： $\delta_H = 200 \cdot (\Delta g^{\max} - \Delta g^{\min}) / (\Delta g^{\max} + \Delta g^{\min})$  (%)。表 2.4 给出了俄罗斯国家标准 10578 - 96 许可的整体式喷油泵的供油不均匀度数值。

表 2.4 整体式喷油泵许可的供油不均匀度

试验工况	喷油单元数量						
	2	3	4	6	8	10	12
标定点	3 (6)	3 (6)	3 (6)	3 (6)	3 (6)	3 (6)	4 (8)
怠速	20 (25)	25 (30)	30 (35)	35 (40)	40 (50)	45 (60)	55 (75)

可以进一步指出为什么可以用一个工况来校准喷油泵的供油均匀性，图 2.91 上给出了液力密闭时间的变化曲线  $\tau_1$  和  $\tau_2$ 。因为柱塞向增加供油量方向旋转，造成柱塞副的不同间隙，因液力密闭时间的不同造成循环供油量的不同。

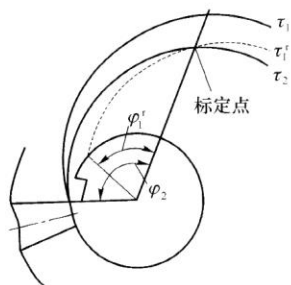


图 2.91 增加供油时双柱塞副的液力密闭时间变化

通过旋转柱塞或柱塞套可调校油泵油量，针对标定工况，通过旋转柱塞，使得  $\tau_1 = \tau_2$ ，并且循环供油量也相同，在其他供油量情况下这种平衡就被破坏了（图 2.91），在喷油泵其他转速时也同样被破坏了。泄漏的容积取决于加压时间，而泄漏的补偿是通过柱塞有效行程的偏离来实现的，我们也可以从图中得出结论：一个泵必须配套一组精密偶件，很遗憾，这个规则不总是被遵守。

在大型柴油机单体泵测试中需要保证供油的一致性，满足每一缸工作过程的指标要求。许可的偏差：平均指示压力  $\pm 2.5\%$ ，气缸最高燃烧压力  $\pm 5\%$ ，排气温度  $\pm 6\%$ 。

离线发动机的油泵试验台能够精确、简单地检查喷油提前角和循环供油量，同样也能完成喷油泵的必要的调整。很多国家都能够生产这种高速柴油机油泵试验台（俄罗斯，捷克，匈牙利，奥地利，德国，英国，美国，日本）。应首先按传动方式来评价其成本和试验台的

完善度，因为从喷油泵传递过来的反作用力矩是脉动的，因此此类试验台的最好传动方式就是液压传动式，可以保证转速的均匀度并具有良好的驱动特性，采用交流电机驱动可以使结构得以简化，需要使用变频调节。在图 2.92 上给出了俄罗斯红色乌法厂生产的小功率油泵试验台，采用了机械皮带传动方式，该试验台能测量供油量（19）和喷油提前角（8、9、17、18），内置了一个 5 MPa 的供油系统（4、6）。

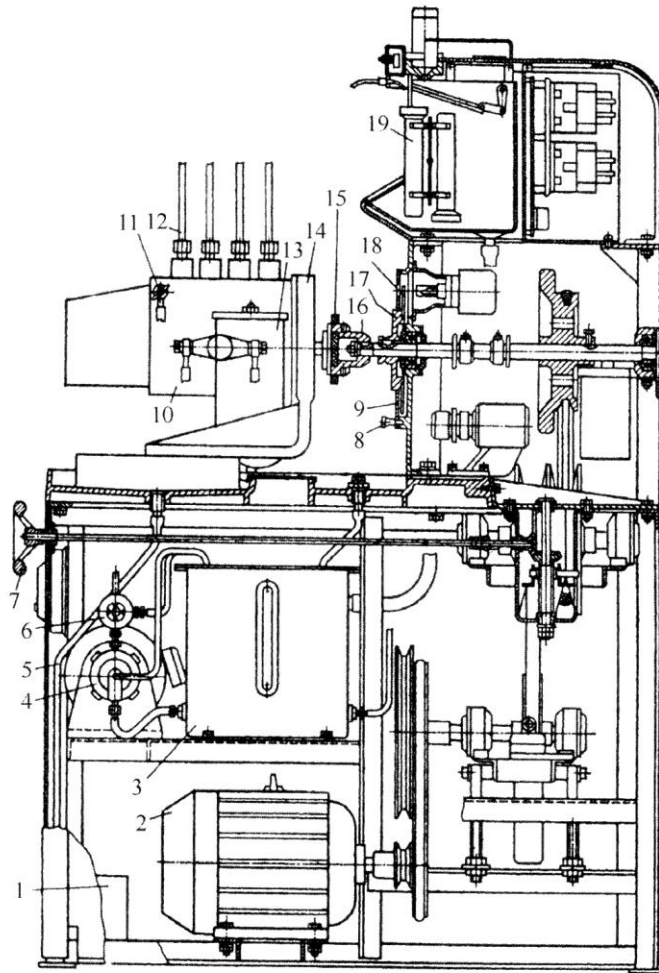


图 2.92 СТДА-2 型油泵试验台

1—油箱；2—电动机(9.6 kW)；3—工作油杯(37)；4—泵(8 l/min, 5 MPa)；5—回油管；6—安全阀；7—转速控制手柄；8、9—固定板；10、11、12、14—安装座及喷油泵；13—量筒；15、16—联轴器；17、18—旋转板；19—油量测量量筒

在图 2.93 上给出了俄罗斯使用最多的液压传动喷油泵试验台<sup>[138]</sup>，最现代的试验台是 МОПА3，适用于所有高速柴油机，包括坦克柴油机，可测高压供油单元是 8（或 12），转速 70~3 000 r/min，驱动功率 15（18）kW，重量 850 kg 也有电传动的试验台方案，采用“无量杯的”自动记录供油量的方案也被制造出来，使用计算机进行数据结果分析，其输油压力最大可达 5 MPa。

为了提高喷油泵的测试精度，需要使用标准喷油器和高压油管，使用燃料恒温系统，也可以用标准燃料（物理性质更稳定）。

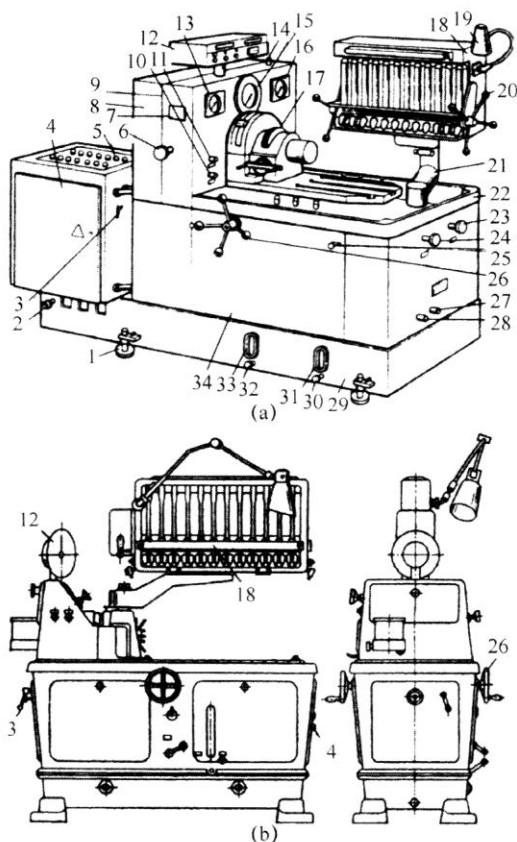


图 2.93 液力传动的喷油泵试验台

- 1—减振支撑；2—接地点；3、6—开关；4、5—操纵台；7、9、34—盖板；  
 10、11—管接头；12—测试单元；13~16—燃油控制仪表；17—小飞轮；  
 18~20—油量测试量筒；21—转座；22—台面平板；23、24—高压管线开关；  
 26—转速控制手柄；27~33—各种连接管、塞、液压传动机油和燃油指示仪等

### 2.6.6 喷油器的测试

喷油器的测试通常是用手动式、单柱塞压力测试台来完成，主要有 КИ-3333、ЛК-15706、КИ-562、КИ9917、КИ-1609А (图 2.94) 几种类型。在生产中或较大量测试时则采用半自动式的测试台，主要有 КИ-5227、КИ-1404 等类型。手动型喷油器测试台价格低，便于携带，随时可方便准确地进行喷油器测试。而关于喷油器喷嘴的测试在俄罗斯国家标准 9928-71 中也有规定，下面讲述其典型的操作过程。

#### (1) 喷射质量的可视化检查

在每分钟 60~80 次的喷射频率下，喷出的燃料形成雾态，基本没有可见的油束、液滴。而油束可看做是轴对称的、不偏离出口的喷射方向，使用纸幕可以清点出油束的个数。在增加喷孔数目并减少喷孔直径时，增加了喷孔堵塞的概率，而在喷油器测试中又很难发现。如果从喷孔流出的油束呈现出“鳃尾”的形状，很容易判定这是因为没有建立起足够的压力，造成针阀抬起的困难，重新清洗喷嘴、安装针阀就可以消除这种故障。

(2) 针阀运动灵活性的检查

如果针阀运动不灵活，就不会产生破碎度高的喷射过程，此情况下，喷油器发出尖细的金属声（准确点应该是吱吱作响），工作一段时间的喷油器就会产生锥面压痕，还具有工作能力，但喷油不干脆。另外一个针阀运动不灵活的标示就是喷射后油嘴头部被润湿（正常情况下是干的，由于密封锥体的密封性下降导致油嘴头部被润湿）。最后，给出针阀运动灵活性的检查方法：在燃油中清晰喷油嘴，并把喷油嘴倾斜 $45^\circ$ 放置，针阀拔出 $1/3$ 后，针阀应在重力作用下自由回位。

(3) 密封性的检查（主要针对针阀的密封锥体）

密封性检查是在指定压力下，喷油器 20s 内维持压力的能力。压力为 $1 \sim 1.5 \text{ MPa}$ ，试验前需要完成几次有力的喷射。许可一定的燃油泄漏，但喷油嘴头部不能显著润湿，更不能产生液滴。工作过的喷油器通常经受不住这种测试，会导致喷嘴头部发生焦粘。

(4) 液力密闭时间的检查（针对针阀精密柱状面）

定出压力下降的最小时间，通常在柴油燃料使用中，在 $20 \sim 18 \text{ MPa}$ 区间内，液力密闭时间不小于 $5 \text{ s}$ ，只是严格的使用条件决定了测试的技术条件（压力区间，燃油黏性，高压管线容积，包括压力计，高压油管等，试验台的密封性）。

108

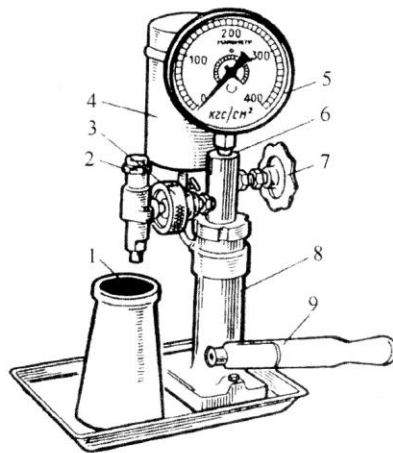


图 2.94 KI-1609A 喷油器测试仪

1—接油容器；2—喷油器；3—快速泄压；4—小邮箱；5—压力表；6—机体；  
7—压力表隔离阀；8—柱塞泵；9—手柄

为了控制试验台的状态需进行压力试验，压力下降从 $30 \text{ MPa}$ 到 $25 \text{ MPa}$ 应不慢于3分钟，在没有达到最少时间时，喷油嘴连同针阀就应该报废。

(5) 起喷压力的检查

做起喷压力检查试验时应慢速放下试验台传动杆，考虑到初始喷射压力在操作中会自然下降，出现两个标准。比如，KaMA3 的 33 型喷油器的初始喷射压力是 $22 \sim 22.7 \text{ MPa}$ ，操作中使用初始喷射压力 $\geq 20 \text{ MPa}$ 被认为是合理的。初始喷射压力越高，喷射雾化品质就越好，在调整喷油器时应合理确定出它的上边界，不能为了回避启动和怠速性能变差而显著提高初始喷射压力。

在双弹簧喷油器（图 2.62）中，只是在生产条件下按第二弹簧检查喷油器动作压力，在实际使用条件下，也只是检查初始开启压力，检查过程与传统喷油器相同，利用专门的技