

单元二

▶ 曲柄连杆机构

🎯 目标与要求

- 掌握曲柄连杆机构的组成、功用、结构和工作原理；
- 熟悉机体组的组成与结构特点；
- 掌握曲柄连杆机构的标记、拆装与检测；
- 了解曲柄连杆机构的受力；
- 了解湿式缸套穴蚀的机理及改善方法；
- 掌握缸套的拆装与检修方法；
- 认识清洁对发动机寿命的重要性。



理论学习

一、曲柄连杆机构概述

(一) 曲柄连杆机构的组成与功用

1. 曲柄连杆机构的组成

曲柄连杆机构由机体组、活塞连杆组和曲轴飞轮组三部分组成，如图 2-1 所示。机体组主要由气缸体、气缸盖和曲轴箱组成，活塞连杆组主要由活塞、活塞环、活塞销和连杆等运动件组成，曲轴飞轮组主要由曲轴和飞轮等机件组成。

活塞为一端开放的圆筒状结构，可以在气缸内做往复运动。活塞通过活塞销与连杆的一端（连杆小头）相连，通常活塞、连杆小头与活塞销之间都可相对转动。连杆的另一端（连杆大头）安装在曲轴的连杆轴颈上。曲轴安装在机体的主轴承座中；飞轮则安装在曲轴的输出端（后端），位于机体的外侧。

2. 曲柄连杆机构的功用

曲柄连杆机构是发动机的主要运动件，其作用是将活塞在气缸中的往复直线运动转变为曲轴的旋转运动，并将做功行程中气缸内燃气对活塞顶的压力传递至曲轴，转变为扭矩，以对外做功。可见，曲柄连杆机构是往复式发动机中进行运动形式转换和动力传递的机构。

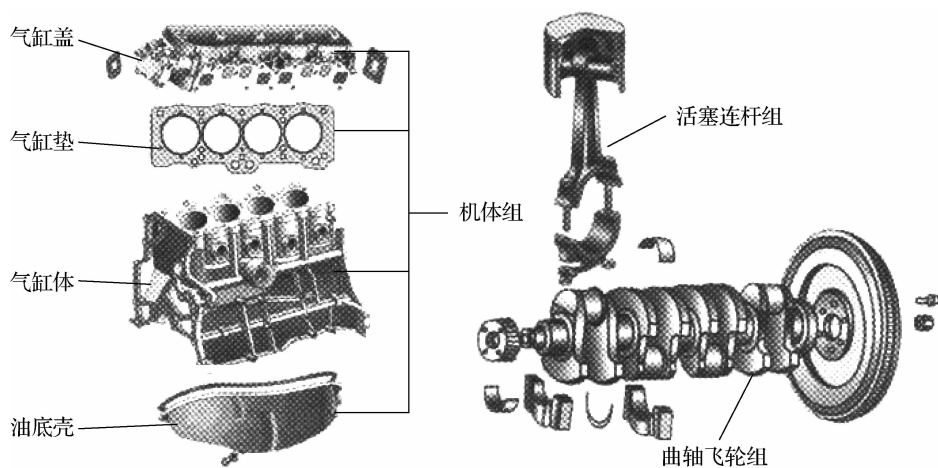


图 2-1 曲柄连杆机构

发动机产生的动力大部分由曲轴后端的飞轮传递给外部设备或中间连接部件（如离合器、变速箱等）；还有一部分动力通过通常安装在曲轴前端的齿轮或皮带驱动其他辅助机构和系统，如机油泵、冷却水泵、燃油泵、配气机构和压气机等。

（二）曲柄连杆机构的运动规律

分析曲柄连杆机构的运动规律是分析曲柄连杆机构受力的基础。曲柄连杆机构中应用最广泛、最典型的是气缸中心线通过曲轴回转中心的曲柄连杆机构，或称为中心曲柄连杆机构，如图 2-2 所示。在此机构中，活塞沿气缸中心线做往复直线运动；曲轴绕曲轴回转中心做旋转运动；连杆的小头随活塞一起做往复直线运动，其大头则随连杆轴颈一起绕曲轴回转中心做旋转运动。所以，整个连杆所做的运动是一种复杂的平面摆动。

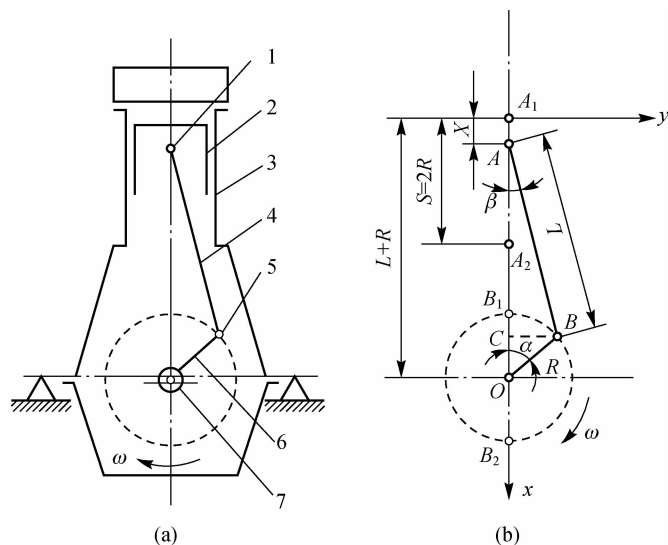


图 2-2 中心曲柄连杆机构简图

1—活塞销；2—活塞；3—气缸；4—连杆；5—曲柄销；6—曲柄臂；7—主轴承



在分析活塞、连杆的运动规律时，取活塞销中心的上止点位置 A_1 为直角坐标系原点，气缸中心线为 x 轴，以指向曲轴方向为正；活塞销中心的瞬时位置 A 到上止点 A_1 的距离为活塞位移 X ； α 为曲轴转角，从气缸中心线沿曲柄转动方向度量，以顺时针为正； β 为连杆中心线偏离气缸中心线的角度，称为连杆摆角，以连杆在气缸中心线右侧为正。 L 为连杆长度； R 为曲柄半径； λ 为曲柄连杆比， $\lambda=R/L$ 。 ω 为曲轴平均角速度， $\omega=\pi n/30$ ， n 为曲轴转速 (r/min)。发动机在运转时，因为作用到曲轴上的转矩是波动的，所以曲轴的实际瞬时转速也是波动变化的。平时所称的发动机转速实际上是平均转速。

当曲柄从 OB_1 位置转过 α 角时，活塞由 A_1 位置运动到 A 点，据图 2-2 所示的几何关系有

$$X=R[(1-\cos \alpha)+(1-\cos \beta) / \lambda]$$

在忽略掉一些较小的量后可得到活塞位移的近似公式为

$$X=R(1+\lambda/2 \cdot \alpha-\cos \alpha)$$

由此得到活塞速度 v 和加速度 a 的近似表达式分别为

$$v=R\omega(\sin \alpha+\lambda/2 \cdot \sin 2\alpha)$$

$$a=R\omega^2(\cos \alpha+\lambda\cos 2\alpha)$$

由上式可见，活塞加速度 a 可近似地认为是由两个简谐函数组成：

$$a_{\text{I}}=R\omega^2 \cos \alpha \quad (2-1)$$

$$a_{\text{II}}=R\omega^2 \lambda \cos 2\alpha \quad (2-2)$$

需要指出的是，活塞加速度的规律受 λ 的影响。 $\lambda>1/4$ 时活塞的运动规律如图 2-3 所示； $\lambda<1/4$ 时活塞的运动规律如图 2-4 所示。

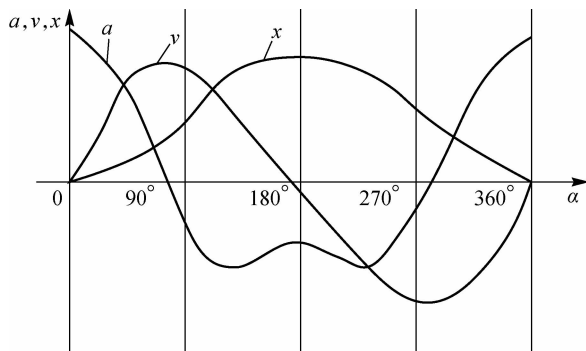


图 2-3 $\lambda>1/4$ 时活塞的运动规律

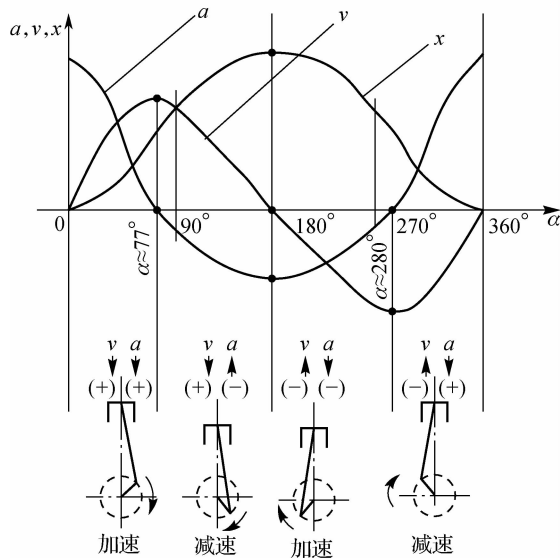


图 2-4 $\lambda<1/4$ 时活塞的运动规律

由活塞的运动规律曲线图可见，当活塞的速度为 0 时，其位移达到最大；当其速度达到最大时，加速度为 0。

(三) 曲柄连杆机构受力分析

曲柄连杆机构是柴油机重要的受力机构。对曲柄连杆机构的受力分析是柴油机平衡振动和总体设计的基础,也是对其主要零部件在强度、刚度和磨损等方面进行计算和校验的依据。

柴油机运行过程中,作用在曲柄连杆机构上的力比较复杂,主要有以下几种:作用在气缸和活塞上的气体力;运动件的惯性力;运动件的重力;运动件接触表面产生的摩擦力;负载的反作用扭矩和机构的支承反力。其中气体力是曲柄连杆机构运动的原动力,它主要与柴油机的工作过程及负荷大小有关,与柴油机转速无直接关系。惯性力是伴随各零件运动而产生的,它与柴油机的工作过程及负荷大小无直接关系,只与转速有关。对于运动件的重力,在中、高速柴油机中由于其相对数值较小,通常不予考虑。负载的反作用扭矩与曲轴的输出扭矩相平衡。摩擦力的方向总是与运动件的运动方向相反,其大小与正压力和摩擦系数成正比。曲柄连杆机构受力分析的主要对象是曲柄连杆机构的支承反力。

1. 气体力

作用在活塞上的气体力 P_g 为

$$P_g = (p_g - p_g') \pi D^2 / 4 \quad (2-3)$$

式中, p_g 为气缸内气体压力,在一个工作循环内,气缸内气体压力 p_g 是变化的; p_g' 为曲轴箱气体压力,在动力计算中,可近似地取为 100 kPa。

2. 曲柄连杆机构的惯性力

活塞、活塞销与活塞销卡环在缸内做往复直线运动。而连杆的运动则比较复杂,其小头部分随活塞销做往复直线运动;同时,其大头部分随曲轴做旋转运动,而连杆杆身则要将这两部分连接起来并随其运动,故连杆的运动实际上是一种比较复杂的平面运动。为简化起见,在动力计算中,可以认为连杆的一部分质量参与了往复直线运动,并称之为小头换算质量 m_{ca} ,而另一部分质量则参与了旋转运动,将其称为大头换算质量(又称离心质量) m_{cb} 。这两部分质量的换算,可根据动力效应相同的原则进行。

大、小头换算质量之和等于原连杆质量 m_c ,即

$$m_{ca} + m_{cb} = m_c$$

换算系统的重心与原连杆重心重合,即设原连杆长度(大、小头孔中心之间的距离)为 l ,其重心至小头、大头孔中心的距离分别为 l_a 、 l_b ,则

$$m_{ca} l_a - m_{cb} l_b = 0$$

两个换算质量对于连杆重心的转动惯量之和等于原连杆对其重心的转动惯量,即

$$m_{ca} l_a^2 + m_{cb} l_b^2 = \sum m_i \cdot r_i^2$$

一般做近似计算时,可仅考虑前两个条件,故可得到小头换算质量 m_{ca} 及大头换算质量 m_{cb} 分别为

$$m_{ca} = m_c l_b / L \quad (2-4)$$

$$m_{cb} = m_c l_a / L \quad (2-5)$$

(1) 往复质量 m_j 与往复惯性力 P_j 。

① 往复质量 m_j 为



$$m_j = m_p + m_{ca} \quad (2-6)$$

式中, m_p 为活塞、活塞销、活塞销卡环的总质量; m_{ca} 为小头换算质量, 即连杆换算到活塞销处的质量。

②往复惯性力 P_j 为

$$P_j = -m_j a = -m_j R \omega^2 \cos \alpha - m_j R \omega^2 \lambda \cos 2\alpha = P_{jI} + P_{jII} \quad (2-7)$$

式中, $P_{jI} = -m_j R \omega^2 \cos \alpha$, 称为一阶(或一级)往复惯性力; $P_{jII} = -m_j R \omega^2 \lambda \cos 2\alpha$, 称为二阶(或二级)往复惯性力。负号表示往复惯性力的方向与活塞往复运动加速度的方向相反, 作用在活塞销中心。

实际上, 如果在计算活塞的速度、加速度等运动参数时不忽略一些较小项的话, 那么还会出现三阶、四阶及更高阶的往复惯性力。这些高阶往复惯性力虽然实际存在, 但其数值很小, 故通常略去。

(2) 作用于连杆轴颈的离心质量 m_{cb} 与离心惯性力 p_{rc} 。

①作用于连杆轴颈的离心质量即为连杆大头换算质量 m_{cb} 。

②作用于连杆轴颈的离心惯性力 p_{rc} 为

$$p_{rc} = m_{cb} R \omega^2$$

其作用在连杆轴颈的中心, 方向始终沿着曲柄中心线向外。

(3) 作用于主轴颈的离心质量 m_r 与离心惯性力 P_r 。

①作用于主轴颈的离心质量 m_r 。通常把作用于主轴颈的离心质量 m_r 集中在曲柄销即连杆轴颈的中心, 它们包括连杆轴颈本身的质量 m_{r2} , 大头换算质量即连杆换算到连杆轴颈中心的质量 m_{cb} , 以及(两块)曲柄换算到连杆轴颈中心的质量。

设曲柄旋转半径为 R , 一块曲柄的实际质量为 m_q , 曲柄重心到主轴颈中心距离为 ρ , 则可得到两块曲柄换算到连杆轴颈中心的质量 m_{qr} 为

$$m_{qr} = 2m_q \rho / R$$

由此得到作用于主轴颈的离心质量 m_r 为

$$m_r = m_{r2} + m_{cb} + m_{qr} \quad (2-8)$$

②作用于主轴颈的离心惯性力 P_r 为

$$P_r = m_r R \omega^2 \quad (2-9)$$

作用于主轴颈的离心惯性力 P_r 作用在主轴颈的中心, 方向始终沿着曲柄中心线向外。

3. 摩擦力

曲柄连杆机构中互相接触的表面做相对运动时都存在摩擦力, 其大小与正压力和摩擦系数成正比, 其方向总是与相对运动的方向相反。摩擦力的存在是造成配合表面磨损的根源。

4. 曲柄连杆机构中力的传递

柴油机工作时气体力 P_g 和往复惯性力 P_j 都作用在活塞上, 所以活塞上所受的合力 P 为

$$P = P_g + P_j \quad (2-10)$$

在实际计算中, 为避免数字过大, 便于估计与比较不同类型柴油机的机械负荷, 有时采用“单位活塞面积的作用力”, 即 P_g 、 P_j 、 P 、 P_r 和 P_{rc} 等力与活塞面积的比值。通过这

样的换算求得的各零件作用力，其单位为牛/米² (N/m²)，扭矩的单位为牛·米/米² (N·m/m²)，将它们乘以活塞面积后才是实际的作用力。

图 2-5 所示为某型号柴油机某工况下作用在活塞上的诸力随曲柄转角 α 变化的情况。

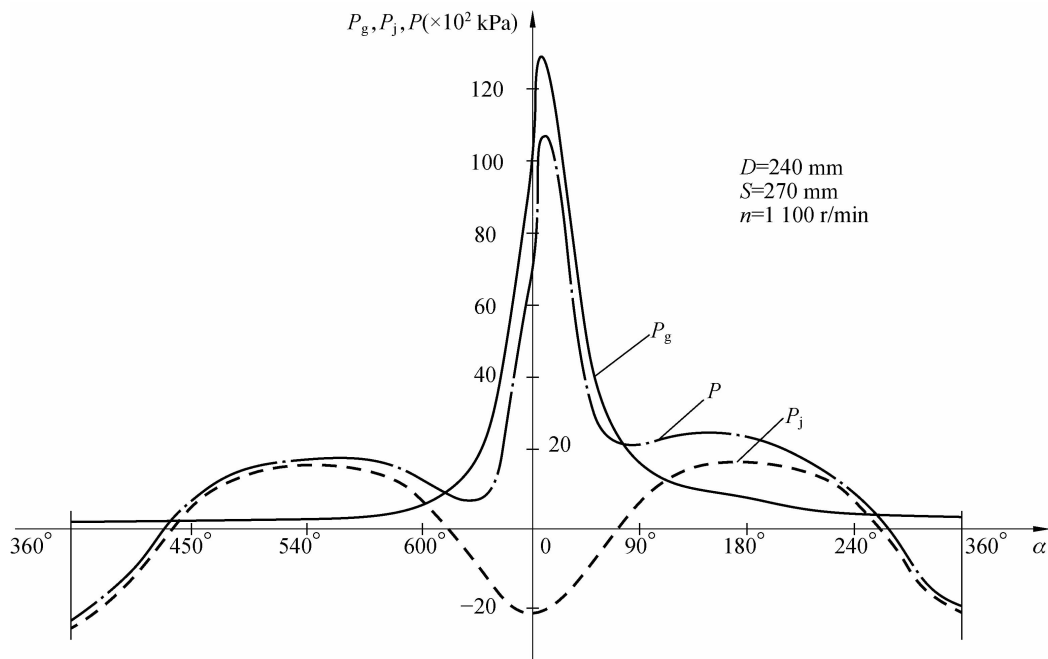


图 2-5 作用在活塞上的气体力 P_g 、惯性力 P_j 和合力 P 随曲柄转角 α 变化

为了减轻活塞对缸壁的敲击，现代柴油机常将活塞销中心线向做功冲程中受侧压力较大的一面偏移 1~2 mm。在分析活塞连杆机构总体受力时，不妨略去此活塞销中心的偏移，还是认为作用在活塞上的合力作用在活塞中心，沿气缸中心线方向通过活塞销传递给连杆。

沿气缸中心线作用在活塞上的总力 P 可以分解为两个分力（见图 2-6），即沿连杆中心线作用的连杆力 S 和把活塞推向气缸壁的侧压力 P_N 。它们的大小为

$$S = \frac{P}{\cos \beta} \quad (2-11)$$

$$P_N = P \tan \beta \quad (2-12)$$

连杆力 S 通过连杆作用在曲柄销上，分解为两个分力，即推动曲柄转动的切向力 T 和沿曲柄中心作用的法向力 K 。

$$T = S \sin(\alpha + \beta) = P \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta} \quad (2-13)$$

$$K = S \cos(\alpha + \beta) = P \frac{\cos(\alpha + \beta)}{\cos \beta} \quad (2-14)$$

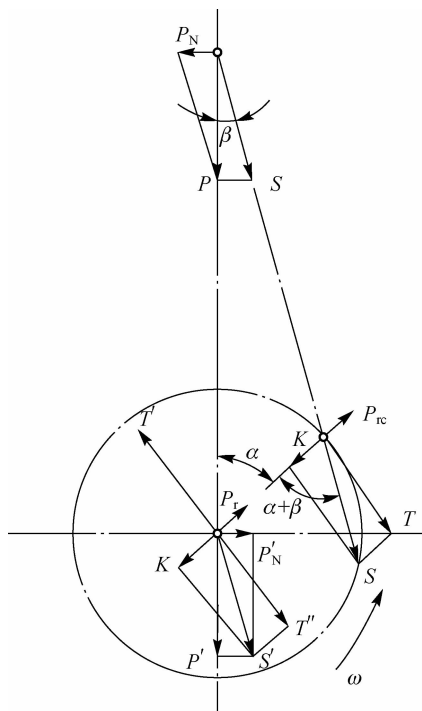


图 2-6 曲柄连杆机构的力和力矩

对于各力向主轴承的传递，法向力 K 通过曲柄传递到主轴承上；对切向力 T ，根据力的平移法则，可以在主轴颈上加上两个方向相反、大小等于 T 且平行于 T 的力 T' 和 T'' 。这样力 T 和 T' 便组成一个力偶 M_t ，该力偶的大小为

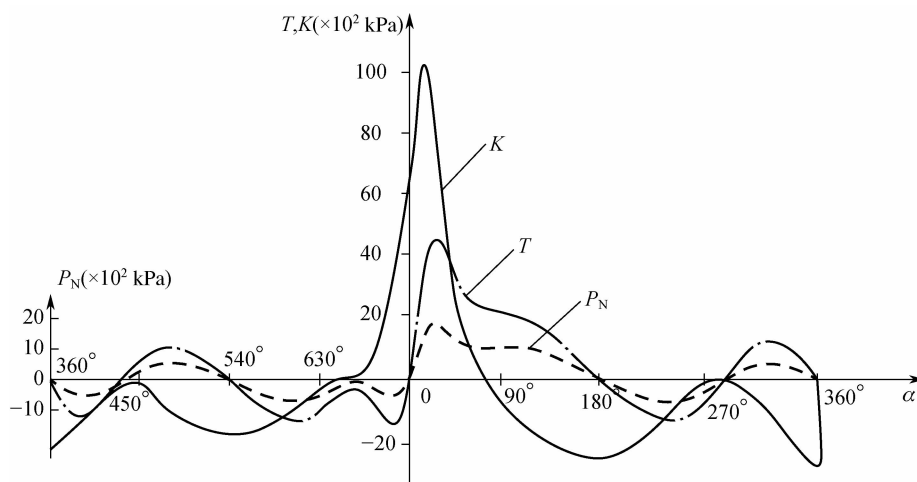
$$M_t = TR \quad (2-15)$$

M_t 即为柴油机输出的指示扭矩，在扣除摩擦阻力、附件传动等损耗之后，便是柴油机的有效扭矩 M_e 。

力 T'' 作用在主轴承上，与作用在主轴承上的法向力 K 合成为力 S' 。显然，力 S' 与连杆力 S 是完全相等的。 S' 也可以分解为作用于主轴承水平方向分力 P'_N 和垂直方向分力 P' 。可以看出，力 P' 等于作用在活塞上的总力 P ，力 P'_N 则与气缸侧压力 P_N 大小相等而方向相反。 P_N 、 T 、 K 诸力随曲柄转角 α 的变化如图 2-7 所示。

在曲柄销中心处还作用有离心惯性力 P_{rc} ，此力也经曲柄传到主轴承上，它与曲柄销及两块曲柄产生的离心惯性力合成，共同作用在主轴承上。当发动机转速一定时，主轴颈处的离心惯性力 P_r 的大小不变，但方向随曲轴旋转而改变。

图 2-8 和图 2-9 显示了分别取曲柄、机体为分离体时的受力情况。如图 2-8 所示，对分离体曲柄（曲轴）而言，除了前面已说明的作用在曲柄销处的切向力 T 、法向力 K 和离心惯性力 P_{rc} ($P_{rc} = m_{ch}R\omega^2$) 之外，在主轴颈上还受到主轴承作用的支承反力 T' 、 K' 和 P_r ($P_r = m_rR\omega^2$)。其中，力 T' 和作用在曲柄销处的力 T 组成柴油机输出扭矩 M_t ，带动工作机械。根据反作用原理，被带动的工作机械必然给曲轴一个反作用扭矩 M'_t ，两者在曲轴上自行平衡。


 图 2-7 P_N 、 T 、 K 随曲柄转角 α 的变化

如图 2-9 所示, 对分离机体而言, 在机体的垂直方向上作用着两个力: 作用在气缸盖上的气体力 P_g 和作用在主轴承处的垂直分力 P' , 它们的合力就是往复惯性力 P_j , 此合力通过机座作用在基础上。因为 P_j 的大小和方向都呈周期性变化, 所以会使柴油机产生上下跳动。

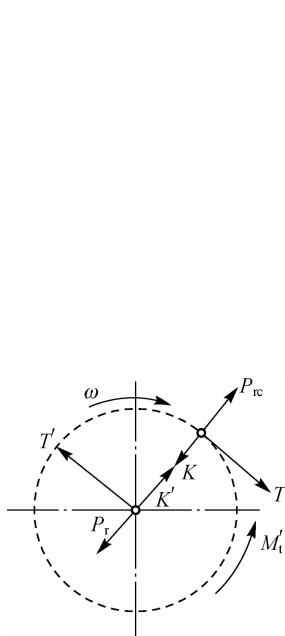


图 2-8 曲柄受力情况

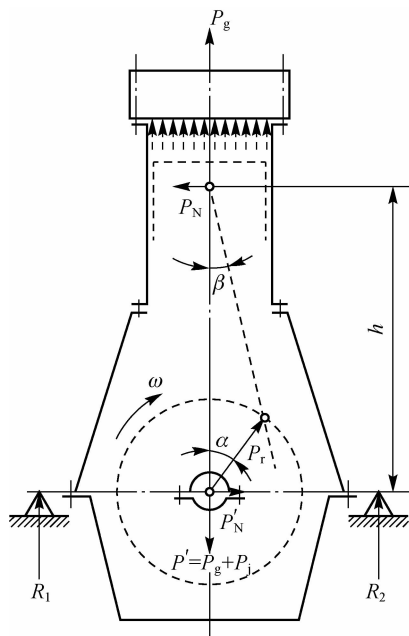


图 2-9 机体受力情况

虽然气体力 P_g 也是周期性变化的, 但由于在机体内得到了平衡, 它除了使缸盖螺栓和机体承受周期性的拉伸外, 不会引起柴油机的跳动。但当柴油机燃烧过于粗暴或缸套、连杆、曲轴等零件的刚度不足时, P_g 会使这些零件产生弹性变形, 造成柴油机的高频振



动和噪声。

作用在主轴承上的力还有离心惯性力 P_r ，它在机体内部不能平衡。 P_r 虽然大小不变，但其方向随曲柄一起转动，呈周期性变化，能使柴油机在连杆运动平面内产生上下、左右的跳动。

作用在气缸壁上的侧压力 P_N 和作用在主轴承上的水平分力 P'_N (由 T'' 与 K 所合成的 S' 分解至 x 轴方向所得) 组成一个力偶 M 。 M 有使柴油机产生横向倾倒的趋势，故称为倾倒力矩。由图 2-9 可知，在连杆、曲柄与气缸中心线组成的三角形内有

$$\frac{h}{\sin[180^\circ - (\alpha + \beta)]} = \frac{R}{\sin \beta}$$

所以

$$h = R \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\sin \beta}$$

$$\begin{aligned} M &= -P_N h = -P \tan \beta R \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\sin \beta} \\ &= -P \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta} R = -TR = -M_t \end{aligned}$$

可见，倾倒力矩 M 和输出扭矩 M_t 大小相等、方向相反，但前者作用在机体上，后者作用在曲柄上。倾倒力矩实际上是输出扭矩的支承反力矩，它们在柴油机内部不能平衡。倾倒力矩由柴油机的地脚螺栓承受。由于 M 呈周期性变化，因此会使柴油机产生绕其重心左右摇摆（横向）的振动。

综上所述，作用在单缸柴油机机体上并传给基础的力有往复惯性力 P_j 、离心惯性力 P_r 和倾倒力矩 M ，它们都会引起柴油机和基础的振动。

二、机体组

机体组主要由气缸体、曲轴箱、气缸盖、气缸垫和气缸套等零部件组成。机体构成发动机的骨架，是所有运动件、固定件和其他附件的安装基础。气缸盖、气缸套和活塞顶部共同组成燃烧室，是承受高温与高压的主要机件，气缸垫则起到密封的作用。

(一) 气缸体与曲轴箱

1. 气缸体

水冷发动机的气缸体和上曲轴箱常铸成一体，可称为气缸体-曲轴箱，也可简称为气缸体或机体。机体上半部有一个或多个圆柱形空腔，称为气缸，活塞便在其中做沿气缸轴线方向的往复运动；下半部为支承曲轴的曲轴箱，其内腔为曲轴运动的空间。机体是发动机各个机构和系统的装配基体，应具有足够的刚度和强度。

按不同的特征，机体有各种不同的分类方法。

1) 按冷却方式分

机体按冷却方式可分为水冷式和风冷式。水冷式机体系统中有冷却水套，采用冷却液作为冷却介质进行冷却；而风冷式机体是利用流动于气缸体与气缸盖外表面散热片之间的空气作为冷却介质进行冷却的。

2) 按气缸套形式分

机体上部的气缸可制造成单独的圆筒形零件，然后装到机体内，称为气缸套。气缸套外壁不与冷却液直接接触的称为干式气缸套式机体；气缸套外壁直接与冷却液接触的称为

湿式气缸套式机体。

3) 按气缸安装平面分

机体按气缸安装平面可分为平分式、龙门式和整体式，如图 2-10 所示。

(1) 平分式。曲轴轴线与机体下平面在同一平面上的为平分式，多用于中小型发动机。

(2) 龙门式。曲轴轴线高于机体下平面的为龙门式，广泛用于大中型发动机。

(3) 整体式。曲轴的主轴承孔为整体式，此时主轴承一般采用滚动轴承。曲轴从气缸体后部装入，常用于大型柴油发动机。

4) 按气缸的排列形式分

按照气缸的排列方式不同，机体可以分成单（直）列式、V 形（左右两列气缸中心线的夹角 $\gamma \leq 90^\circ$ ）和对置式（左右两列气缸中心线的夹角 $\gamma = 180^\circ$ ）三种（见图 2-10 和图 2-11）。V 形机体缩短了机体长度和高度，增加了机体的刚度，减轻了发动机的重量，但加大了发动机的宽度，且形状较复杂，一般用于 6 缸以上的中型发动机。

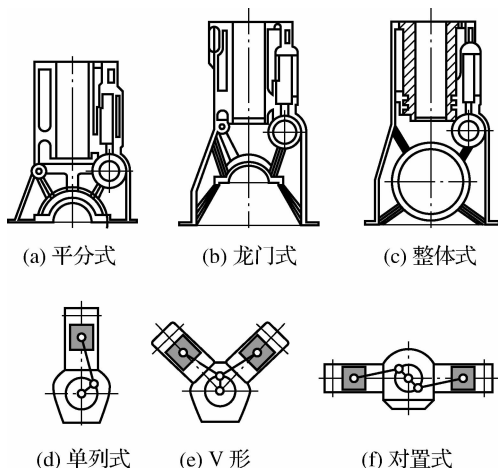


图 2-10 机体形式

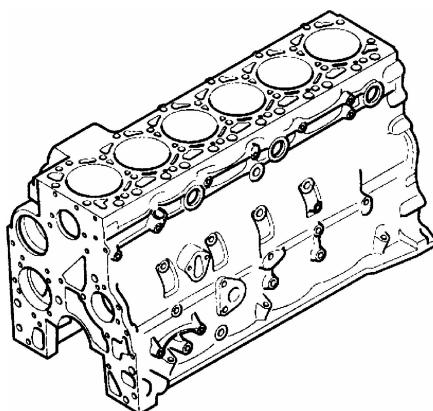


图 2-11 直列式机体

2. 曲轴箱

曲轴箱分上曲轴箱和下曲轴箱。上曲轴箱与气缸体铸成一体，下曲轴箱用来封闭上曲轴箱，形成曲轴运动空间，其底部用以储存润滑油（机油），故又称为油底壳。油底壳受力很小，通常采用薄钢板冲压而成。其形状决定于发动机的总体布置和润滑油的容量。在有些发动机上，为了加强油底壳内润滑油的散热，采用铝合金铸造油底壳，在壳的底部还铸有相应的散热肋片。

为了保证在发动机纵向倾斜时机油泵仍然能吸到机油，油底壳的集油槽较深。根据需要，集油槽可设在油底壳前、后或中间。油底壳内还设有挡油板，防止车辆震动时油面波动过大。油底壳底部装有放油塞。有的放油塞是磁性的，能吸附机油中的铁屑，避免其进入润滑油路继续循环，以减少发动机运动零件的磨损。

一种新型的悬挂式油底壳如图 2-12 所示，这种油底壳拆装容易，不易变形，工作可靠。

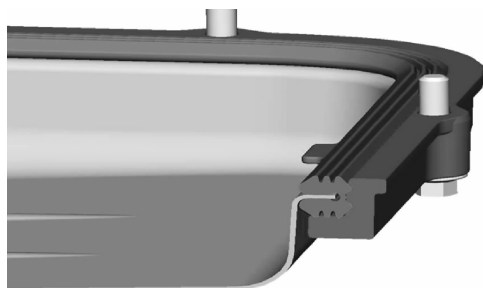


图 2-12 新型悬挂式油底壳

(二) 气缸盖、气缸垫与气缸套

1. 气缸盖

气缸盖的主要功用是封闭气缸上部，并与活塞顶部和气缸壁共同形成燃烧室。同时气缸盖上有进、排气门座，气门座镶圈，气门导管孔及进、排气道和喷油器座孔等。

水冷发动机气缸盖内部有冷却水道，其端面上有冷却液孔与气缸体顶面的冷却液孔相通，以便冷却液循环冷却燃烧室等高温部分。

多缸发动机的气缸盖有不同的结构形式，只覆盖一个气缸的称为单体气缸盖，能覆盖两个以上气缸的称为块状气缸盖，能覆盖全部气缸的则称为整体气缸盖，如图 2-13 所示。早先的柴油机通常采用二气门结构，即每个气缸有一个进气门和一个排气门；而现代柴油机大多采用四气门结构，即每个气缸有两个进气门和两个排气门。康明斯某型号柴油机四气门布置的气缸盖如图 2-14 所示。采用整体气缸盖可以缩短气缸中心距和发动机的总长度，其缺点是刚性较差，在受热和受力后容易变形而影响密封，损坏时须整体更换。缸径较大的发动机常采用单体气缸盖或块状气缸盖。由于形状复杂，而且燃烧室部分承受很高的热负荷，因而气缸盖容易出现裂纹。

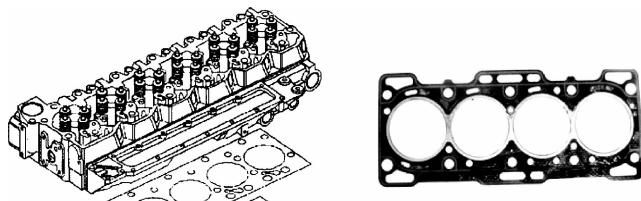


图 2-13 整体式气缸盖与气缸垫

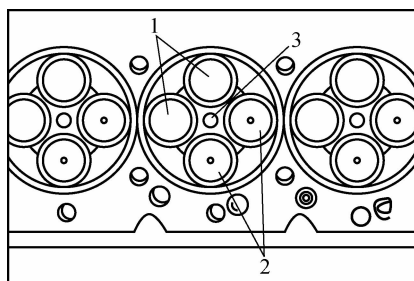


图 2-14 四气门布置的气缸盖

1—进气门；2—排气门；3—喷油器座孔

2. 气缸垫

气缸垫装在气缸盖和气缸体之间，其功用是保证气缸盖与气缸体接触面的密封，防止漏气、漏水和漏油。气缸垫应满足如下主要要求。

- (1) 在高温高压燃气作用下有足够的强度，不易冲破，不易损坏。
- (2) 耐热和耐腐蚀，即在高温、高压燃气或有压力的机油和冷却水的作用下不烧损或变质。
- (3) 具有一定弹性，能补偿接合面的不平度，以保证密封。

目前应用较多的是金属-石棉气缸垫，如图 2-15 (a) 所示。石棉中间夹有金属丝或金属屑，且外面覆铜皮或钢皮。水孔和燃烧室孔周围另用镶边增强，以防被高温燃气烧坏。这种气缸垫压紧厚度为 1.2~2 mm，有很好的弹性和耐热性，必要时可重复使用，但厚度和质量的均一性较差。

有的发动机采用钢丝网 [见图 2-15 (b)] 或有孔钢板 (冲有带毛刺小孔的钢板) [见图 2-15 (c)] 为骨架，两面用石墨及橡胶黏结剂压成的气缸垫。

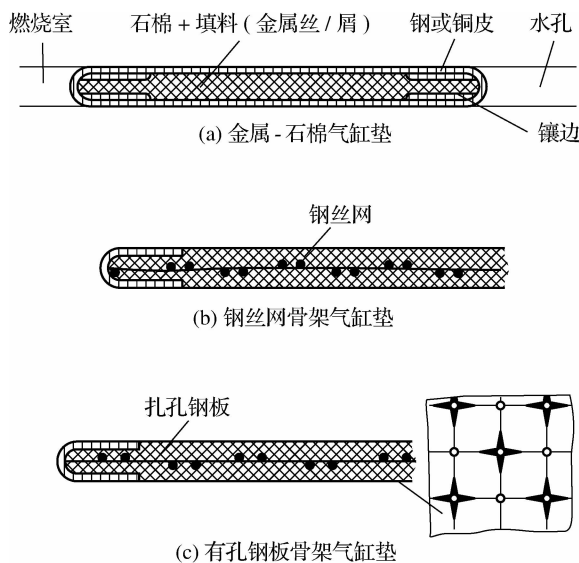


图 2-15 气缸垫的分类

虽然有时候拆下的气缸垫看起来完好无损，但其在高温下经压缩后弹性及密封性能下降。故一般情况下，不建议重复使用气缸垫，以保证其工作的可靠性。

3. 气缸套

气缸套镶嵌在气缸体内的缸套孔中，是发动机重要的固定件之一。它与缸盖、活塞组成了空气（燃气）进行压缩、燃烧和膨胀的空间，并对活塞起到支承和导向的作用。另外，气缸套还向外传递热量。

气缸套有干式气缸套和湿式气缸套两种。干式气缸套是一个薄壁圆筒，湿式气缸套为桶形结构。湿式气缸套在缸套上部或中部有一个支承法兰，以便将缸套安装固定在气缸体上。在缸套外圆面的中部或下部设有另一处支承，该支承的下方有 1~2 道密封圈，以防止冷却液漏入油底壳污染润滑油。湿式气缸套的特点是气缸套装入气缸体后，其外壁直接



与冷却液接触，气缸套仅在上、下各有一圆环地带与气缸体接触，壁厚通常为 5~9 mm。

有些发动机新机时并无气缸套，其具有缸套功能的部分与机体加工成了一体，当气缸磨损超限后，将缸套镗孔扩大，再镶入干式气缸套，再行镗孔，以恢复到标准尺寸。其特点是气缸套镶入气缸体后，其外壁不直接与冷却液接触，而和气缸体的内壁面紧密接触，厚度通常为 1~3 mm。

气缸套采用优质耐磨材料制成，通常为合金铸铁。采用气缸套有利于修理或更换，延长气缸体的使用寿命。

1) 气缸套的工作条件

气缸套的内壁直接受到高温、高压燃气和低温新鲜空气的作用，承受着极大的热负荷和机械负荷。发动机运转时，活塞给缸套施加侧压力并相对其进行高速运动，两者之间形成强烈的摩擦。

发动机运转时，当活塞接近或到达上止点后，其运动速度逐渐降为零，此后改变运动方向并逐渐加速，远离上止点而去。可见，活塞在上止点前后速度很低甚至为零，使活塞环与缸壁之间难以形成适当的润滑油膜；而且活塞的第一道活塞环往往离燃烧室最近，故第一道活塞环承受着很高的热负荷；高温进一步使原本不良的润滑条件进一步恶化，所以在气缸轴线方向上，上止点附近第一道活塞环位置对应的气缸壁磨损最为严重（见图 2-16）。而由于做功冲程中活塞的侧压力大大超过其他冲程的侧压力，因此缸壁在径向的磨损以做功冲程中推力面在上止点附近的磨损最大。再加上可能的进气密封或滤清不良、长时间怠速运转、冷却不良及不正常燃烧，这些因素都会造成气缸壁轴向和径向的不均匀磨损，所以气缸套是柴油机的主要易损件之一。

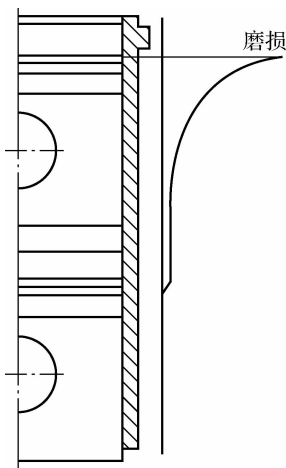


图 2-16 气缸套磨损

由于气缸套极易磨损，因此除了采用耐磨材料制作气缸套外，还采取很多其他措施来改善和提高气缸套内壁的耐磨性，这些措施包括表面淬火、氮化处理、多孔性镀铬及把缸壁珩磨出交叉纹路等。需要指出的是，这些气缸套材料和耐磨措施的选择都应和与其相匹配的活塞环一起考虑，不可偏废。

新发动机未经磨合，缸壁、活塞和活塞环表面都比较粗糙，油膜厚度不足以隔开气缸套内壁及活塞环表面的微观凸起。当发动机工作时，这些微观金属凸起就会相互接触，形

成干摩擦，产生大量热量。此时如果立即大负荷运转，就容易引起缸套与活塞表面拉毛、擦伤，甚至发生咬死的情况，大大缩短发动机的寿命。因此，新装配的发动机应有一个磨合的过程。对车用柴油发动机来说，通常都要求在一定的行驶距离内避免大负荷和高速行驶。经过正确磨合的发动机就会进入一个缓慢而均匀的磨损状态，这样发动机就会有一个较长的工作寿命。

应该指出的是，柴油中含有少量的硫，在燃烧中会生成硫氧化物；柴油中的碳在燃烧中也会生成一氧化碳和二氧化碳。在发动机低负荷运转，特别是低温、低负荷运转时，在做功冲程后期，缸壁温度较低，如低于水蒸气露点，上述这些成分就会和析出的水（H、O 反应而生成）相结合，生成亚硫酸和碳酸等腐蚀性较强的化学成分，加剧缸壁、活塞和活塞环的磨损。这也说明了要在冷却系统中采用节温器，使水温尽快上升到正常工作温度的重要性。

2) 气缸套的穴蚀

湿式气缸套的外壁与冷却液直接接触，由于受到化学作用、电化学作用、应力作用和机械振动等影响，会产生多种腐蚀。其中有一种表现为在气缸套活塞承压面的外侧出现团状分布的小孔群，小孔呈喇叭状，外大内小，向纵深发展，这种腐蚀就称为穴蚀。随着柴油机强化指标的不断提高和向轻型化发展，穴蚀现象也日益严重。有的柴油机甚至仅仅经过几十小时的高负荷运转就会在气缸套外侧产生相当数量的直径为 1~5 mm、深度达 2~3 mm 的孔群。这种穴蚀孔一旦形成会很快发展，有的新柴油机运转一个月左右就发生穴蚀穿透缸壁的现象而不得不更换新的气缸套。

通常认为，气缸套材料本身存在微观小孔、裂纹等缺陷是穴蚀产生的内因；而发动机在工作中，由于连杆的左右摆动与活塞上气体力和惯性力的作用，使得作用在活塞上的侧向推力的方向在一个工作循环中（曲轴旋转 720°）改变六次；而活塞和气缸壁之间存在的间隙，使活塞在侧向推力改变方向的时候对缸壁产生冲击，引起缸套的振动。气缸壁的侧向振动带动外侧壁面的冷却液跟着运动。当振动加速度值超过一定值时，受到交替拉压的冷却液就跟不上气缸套的振动，在气缸套向内振动时外壁出现局部真空区。在真空区内冷却液蒸发形成气泡，气泡在气缸壁回过来向外振动时，其局部压力又急剧回升，使原先产生的气泡破裂。在气泡破裂时产生的压力波会对气缸套外壁产生很高的挤压应力，其值可高达数兆帕。上述过程持续反复地进行，使受到冲击挤压的气缸套外壁材料产生疲劳，逐渐形成洼陷和孔穴，这是穴蚀产生的外因。孔穴一旦形成，气泡破裂产生的能量在孔穴内来回震荡，使穴蚀向纵深发展的速度越来越快，在此过程中化学腐蚀和电化学腐蚀也促进了穴蚀的形成和发展。

要想控制或减缓穴蚀的发生和发展，除了正确选用缸套材料、进行适当的表面处理、改进缸套结构及其与活塞的配合和改善冷却系统等措施以降低缸套的振动之外，还可以在冷却液中加入可以减缓穴蚀、化学腐蚀和电化学腐蚀的添加剂。美国康明斯公司推荐在冷却液中加入每升容积 0.5 单位浓度的 DCA4 添加剂，这种添加剂可以在冷却系统内表面形成一层保护膜，以防止缸套的穴蚀和冷却系统内沉淀物的堆积。康明斯发动机在冷却系统中还加设了可以缓慢释放 DCA4 的水滤器。这种水滤器可以像其他旋装式滤清器那样更换安装，可以在冷却液中的 DCA4 浓度（通常要求保持在 0.32~0.79 单位每升容积）降低到一定程度时加以更换。



三、活塞连杆组

活塞连杆组由活塞、活塞环、活塞销、连杆、连杆轴承等组成。

(一) 活塞、活塞环与活塞销

1. 活塞

活塞的主要作用是与气缸盖、气缸壁组成燃烧室，承受气缸中燃气燃烧所产生的作用力，并将此力通过活塞销传给连杆，以推动曲轴旋转。

由于活塞顶部直接与高温燃气接触，燃气的最高温度可达 2 500 K 以上，因此，活塞的温度也很高（高达 600~700 K）。高温一方面使活塞材料的机械强度显著下降，另一方面使活塞的热膨胀量增大，容易破坏活塞与其相关零件的配合。活塞顶部在做功冲程时，承受着燃气带冲击性的高压，对于柴油机活塞其最大值可达 6~9 MPa，采用增压时可能更高。高压导致活塞的侧压力加大，加速活塞外表面的磨损，也容易引起活塞变形。活塞在气缸中做高速往复运动，会产生很大的惯性力，它将使曲柄连杆机构的各零件和轴承承受附加的载荷。

活塞承受的气压力和惯性力呈周期性变化，因此，活塞的不同部分会受到交变的拉伸、压缩或弯曲载荷；并且由于活塞各部分的温度极不均匀，活塞内部将产生一定的热应力。所以要求活塞要质量小，热膨胀系数小，导热性好和耐磨，且具有足够的强度和刚度。

柴油发动机活塞目前广泛采用的材料是铝合金，常用的铝合金整体式活塞如图 2-17 所示。大负荷的柴油机上常采用钢顶铝裙的组合式活塞，这样既满足了对活塞顶部的强度要求，也降低了活塞的重量，如图 2-18 所示。

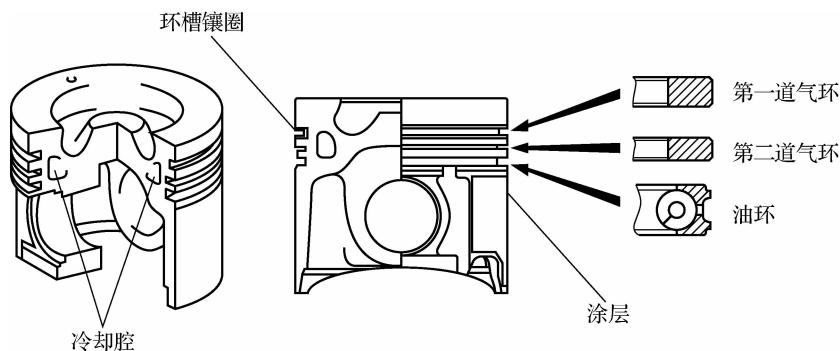


图 2-17 铝合金整体活塞

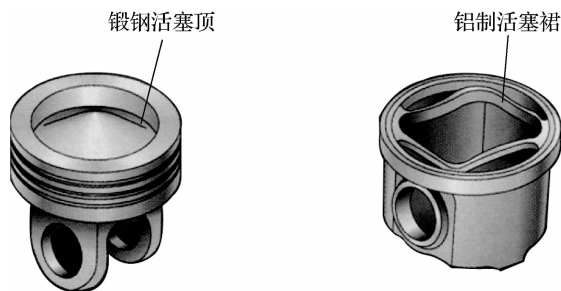


图 2-18 钢顶铝裙组合式活塞

铝合金活塞具有质量小（约为同样结构的铸铁活塞质量的50%~70%）、导热性好（约为铸铁的3倍）的优点。其缺点是热膨胀系数较大，在温度升高时强度和硬度下降较快。为了克服这些缺点，一般要在结构设计、机械加工或热处理及冷却方式上采取各种措施加以弥补。

铝合金整体式活塞的成型方法有铸造、锻造和液态模锻并纤维加强等几种。活塞顶面还可以采用阳极氧化处理来提高表面强度。

铸造的铝合金整体式活塞在高温时强度下降较小，制造成本低，但易出现各种气孔、缩松等铸造缺陷。锻造的强度比铸造的要高，导热性也较好，适用于强化发动机上，但成本较高。液态模锻（又称为高压挤压铸造）简称液锻，即是将定量的液态金属浇入金属模具内，用冲头加压，使液态金属以比压铸中低得多的速度填充型腔，并在压力作用下结晶凝固，从而获得组织致密、无缩松等铸造缺陷的活塞。这种工艺兼有铸造和锻造的特点，能达到少切削甚至无切削，提高金属利用率，扩大合金使用范围，消除铸造缺陷和提高毛坯质量等目的。

铝合金整体式活塞即使采取了各种措施来提高其强度，但在热负荷较高时仍有可能产生活塞顶部烧蚀，所以柴油机常采用喷射机油到活塞内腔来带走热量的方法对活塞进行冷却。有些大型柴油机将压力机油从连杆轴颈通过连杆体中的油道引入到活塞头部的冷却油腔，机油随活塞上下运动而在油腔内激荡，吸收活塞头部的热量，然后从相应的出口流回油底壳。

活塞的基本构造可分为顶部、头部和裙部三个部分。

(1) 活塞顶部。活塞顶部的形状与选用的燃烧室形式有关。活塞顶部加工应力求光洁。

(2) 活塞头部。活塞头部是指活塞环槽及以上部分，包括火力岸及环带区两部分。其主要作用有以下三个。

① 承受气体压力并传给连杆。

② 与活塞环一起实现气缸的密封。

③ 将活塞顶所吸收的热量通过活塞环传导到气缸壁上（一部分热量由冷却机油带走）。

活塞头部切有若干道环槽，用以安装活塞环。现代发动机的活塞为减小摩擦阻力，一般只有三道环槽，上面两道用以安装气环，下面一道用以安装油环。在油环槽底面上钻有许多径向小通孔，被油环从气缸壁上刮下来的多余机油经过这些小孔流回油底壳。

活塞头部一般做得较厚，便于热量从活塞顶经活塞环传给气缸的冷却壁面上，从而防止活塞顶部的温度过高。有的发动机活塞在第一道环槽上面切出一道较活塞环槽窄的隔热槽，它的作用是隔断从活塞顶部传下来的部分热流通路，迫使热流折转方向，把原来应由第一道活塞环传走的部分热量分散给第二、三道活塞环，以降低第一道活塞环过热后产生积炭和卡死在环槽中的可能性。有的热负荷较高的发动机还在活塞头部铸有机油冷却腔，机油从活塞冷却喷嘴喷出后进入冷却腔，经振荡吸收活塞头部的热量，从另一侧出口流回油底壳。

由于活塞头部的温度从顶向下逐渐降低，由此产生的热膨胀呈上大下小的形态。

活塞环槽的磨损常常是限制活塞使用寿命的一个重要因素。在热负荷较高的发动机中，由于活塞的第一道环槽温度较高，铝合金材料的硬度下降，再加上活塞环与环槽的相



对运动，润滑条件恶劣，更加速了环槽的磨损。为了保护和加强活塞环槽，可在铝合金活塞环槽部位铸入采用耐磨材料制造的环境镶圈（见图 2-17）。采用耐磨镶圈后，环槽的使用寿命可以提高 3~10 倍。

(3) 活塞裙部。活塞裙部是指自油环槽下端起至活塞底面的部分。其作用是承受侧压力及为活塞在气缸内做往复运动导向，并限制活塞摇晃的幅度。

因结构需要，活塞裙部金属材料的分布是不均匀的，活塞销座部分材料分布较多且刚度较大，致使裙部在受热变形时，在沿活塞销轴线方向的增量大于其他方向，如图 2-19 (a) 所示。在侧压力 N 作用下，活塞裙部直径在活塞销轴线方向上也增大，如图 2-19 (b) 所示。活塞工作时，燃气压力 P 均匀作用在活塞顶上，而活塞销给予的支反力则作用在活塞销两端的销座处，由此而产生的变形亦使裙部直径沿活塞销座轴线方向增大，如图 2-19 (c) 所示。

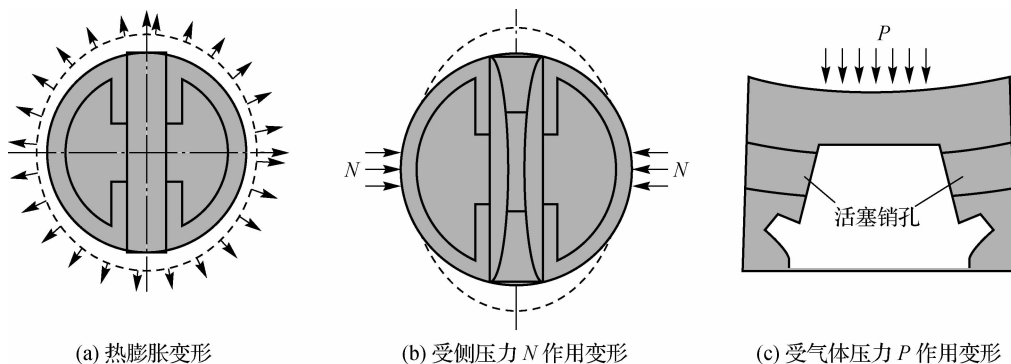


图 2-19 活塞裙部受力变形趋势

综上所述，活塞工作时产生的机械变形和热变形，使得其裙部断面有变成椭圆的倾向，且其长轴在活塞销轴线方向上。

再分析活塞销的受力情况，发现活塞销在工作中会产生中间向上、两端向下的弯曲变形，这会加剧活塞销座的应力集中现象。

为了使活塞在正常工作温度下与气缸壁间保持比较均匀的间隙，以免活塞裙部在气缸内卡滞、拉缸或局部磨损，可以在常温下预先把活塞裙部断面加工成椭圆形，但其长轴垂直于活塞销轴线方向。为了减少销座附近的热变形量，有的活塞将销座附近的裙部外表面金属材料削去少许，使其下陷 0.5~1.0 mm。

由于活塞沿轴线方向的温度分布和质量分布都不均匀，因此各个横断面的热膨胀量不尽相同，普遍呈上大下小的状态。铝合金活塞的这种现象尤为显著。

活塞在工作时由于侧压力瞬时换向，使活塞与缸壁的接触面会突然由一侧转移至另一侧，使活塞对缸壁产生“敲击”（俗称活塞敲缸）。因此，现代发动机采用一种偏心活塞，即将活塞销座轴线向做功冲程中受侧压力较大的一侧偏移 1~2 mm。

采用偏心活塞的发动机，当压缩行程接近终了，活塞接近上止点时，活塞裙部提前换向；当活塞越过上止点后，由于活塞在受到燃烧压力之前已经完成换向，活塞对气缸的侧压力方向已经改变，因此活塞对气缸的冲击力大为减小，从而减轻了敲击振动和噪声。

2. 活塞环

1) 活塞环的功用及其工作条件

活塞环按功用可分为气环和油环，如图 2-20 所示。环的外圆表面是其工作面。

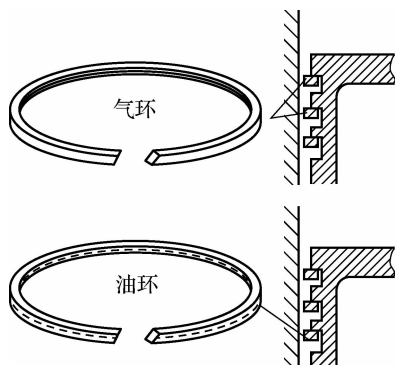


图 2-20 活塞环

气环的功用是保证活塞与气缸壁间的密封，防止和减少气缸中的气体窜入曲轴箱；将活塞头部的部分热量传给气缸壁，同时还起刮油、布油的辅助作用。在气环所起的密封和导热作用中，密封作用是主要的，因为密封是导热的前提。如果气环密封性能不好，高温燃气将直接从气环外圆表面漏入曲轴箱，此时不但由于气环和气缸贴合不严而不能很好地散热，相反地，气环外圆表面还接受附加的热量，此高温可破坏润滑油膜，导致活塞和气环烧蚀拉缸。

油环的功用是将气缸壁上多余的机油刮回油底壳，并在气缸壁上形成均匀的油膜。此外，油环也兼起密封作用。

活塞环在高温、高压、变速及润滑差的条件下工作，因此，活塞环是发动机上寿命最短的零件之一。

活塞环多采用优质灰铸铁、球墨铸铁或合金铸铁（在优质灰铸铁中加入少量铜、铬、铝等合金元素）制成。组合油环还采用弹簧钢片制造。

有些发动机第一道活塞环的工作表面镀上多孔性铬。多孔性铬层硬度高并能储存少量机油，可改善润滑条件，使环的使用寿命提高 2~3 倍。其余气环一般镀锡或磷化，以改善其磨合性能。此外，还可用喷钼的方法来提高活塞环的耐磨性。

2) 活塞环的结构

发动机在工作时，活塞环在高温下随活塞在气缸内往复运动，在各个方向上都会产生受热膨胀现象。为保证活塞环在各种工况下都能可靠地工作而不卡死，活塞环安装后应具有适当的开口间隙，与活塞环槽间应有适当的侧隙和背隙，如图 2-21 所示。

(1) 开口间隙又称端隙，是活塞环冷态（常温）下装入气缸后开口处的间隙。

(2) 侧隙又称边隙，是环高方向上与环槽之间的间隙。第一道环因工作温度较高，一般其侧隙比其他环大些，油环侧隙比气环小。

(3) 背隙是活塞和活塞环装入气缸后，活塞环背面与环槽底部间的间隙。为方便测量，维修中以环的径向厚度与环槽的深度差来表示背隙，但此数值比实际背隙略小。

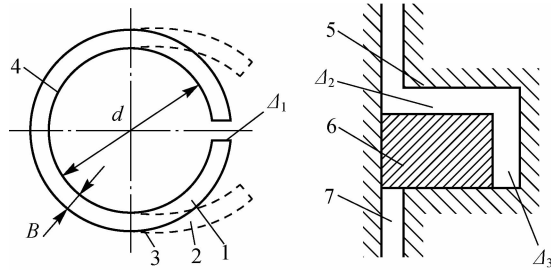


图 2-21 活塞环间隙

1—活塞环工作状态；2—活塞环自由状态；3—工作面；4—内表面；5—活塞；6—活塞环；7—气缺
 Δ_1 —开口间隙； Δ_2 —侧隙； Δ_3 —背隙； d —内径； B —宽度

3) 气环

气环在自由状态下外径大于气缸直径，装入气缸后，其外表面紧贴在气缸壁上，形成第一密封面，被封闭的气体不能从环周与气缸之间通过，便进入了环与环槽的空隙，把环压到环槽端面形成第二密封面，如图 2-22 所示。同时，作用在环背的气体压力又大大加强了第一密封面的密封作用，密封效果与气环数量和质量有关。

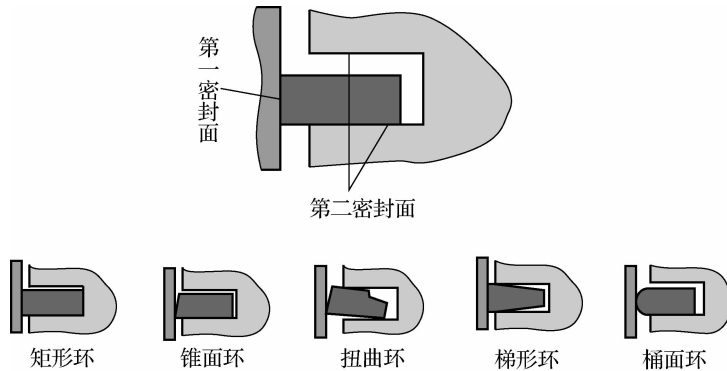


图 2-22 不同结构的气环的工作原理

现代柴油机通常采用两道气环一道油环。安装时，各活塞环的开口通常呈 120° 错开，而且避开活塞销方向和活塞受力面方向。切口相互错开的气环构成“迷宫式”封气装置，可以有效地对气缸中的高压燃气进行密封。

不同规格型号的发动机，其气环的断面形状也可能有所不同，最常见的有矩形环、锥面环、扭曲环、梯形环和桶面环等（见图 2-22）。

(1) 矩形环是气环常用的一种基本形式，其工艺性和导热效果较好，但矩形断面的气环随活塞做往复运动时，容易将气缸壁上的机油不断送入气缸中，恶化燃烧环境并增加机油消耗量。

(2) 锥面环是矩形环的改进型，可以改善环的磨合，即可以在较短的时间内完成磨合，这种环在气缸内向下运动时刮去缸壁多余的润滑油；而向上滑动时由于斜面的油膜作用，可在油膜上浮起，这样可以显著减少磨损，延长活塞环的工作寿命。

(3) 扭曲环是在矩形环的内圆上边缘或外圆下边缘切去一部分。将这种环随同活塞装

入气缸时，由于环的弹性内力不对称作用，产生明显的断面倾斜，其工作原理如图 2-23 所示。活塞环装入气缸后，其外侧拉伸应力的合力 F_1 与内侧压缩应力的合力 F_2 之间有一力臂 e ，于是产生了扭曲力矩 M 。它使环外圆周扭曲成上小下大的锥形，从而使环的边缘与环槽的上、下端面接触，提高了表面接触应力，同时增加了密封性。扭曲环还易于磨合并有向下刮油的作用。扭曲环因其容易加工，目前在发动机上得到广泛的应用。在装配扭曲环到活塞上时须注意上、下方向，不可装反。

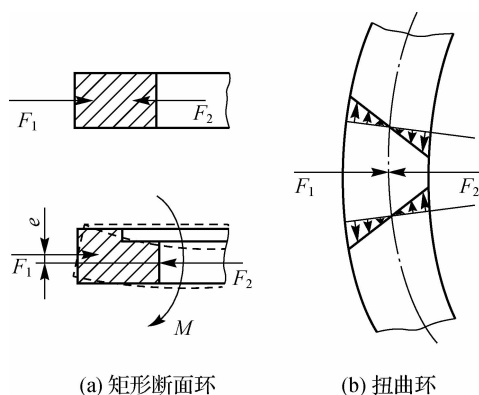


图 2-23 扭曲环的工作原理

(4) 梯形环常用在热负荷较高的柴油机上。其作用原理是当活塞受侧压力的作用而改变位置时，环的侧隙会发生相应变化，这样可以挤出可能沉积在环槽中的结焦，避免了环被黏在环槽中失去弹性而引起折断，故具有较强的抗黏着能力。

(5) 桶面环是近年来兴起的一种新型结构，目前已普遍地在强化柴油机中用作第一环。其特点是活塞环的外圆面为凸圆弧形。当桶面环上、下运动时，均能与气缸壁形成楔形空间，使机油容易进入摩擦面，从而使磨损大为减少。桶面环与气缸是圆弧接触，故对气缸表面的适应性和对活塞偏摆的适应性均较好，有利于密封。它的缺点是凸圆弧表面加工较复杂。

4) 油环

油环分为整体式油环和组合式油环两种，如图 2-24 (a)、(b) 所示。

(1) 整体式油环一般是用合金铸铁制造的。其外圆面的中间切有一道凹槽，在凹槽底部加工出很多穿通的排油小孔或狭缝。油环的刮油作用及断面形状如图 2-24 (c)、(d) 所示。油环上唇的上端面外缘一般均有倒角，使油环向上运动时能够形成油膜。油膜可以把油环推离气缸壁，使其易于进入油环的切槽内。下唇的下端面外缘并不倒角，这样向下刮油能力较强。

(2) 一种由三个刮油片和两个弹性衬环（轴向和径向衬环）组成的组合式油环，如图 2-24 所示。轴向衬环夹装在第二、第三刮油片之间。径向衬环使三片刮油片压紧在气缸壁上。这种油环的优点是：片环很薄，对气缸壁的比压大，因而刮油作用强；三个刮油片是各自独立的，故对气缸的适应性好；质量小；回油通路大。因此，组合式油环在高速发动机上得到较广泛的应用。其缺点是制造成本高。

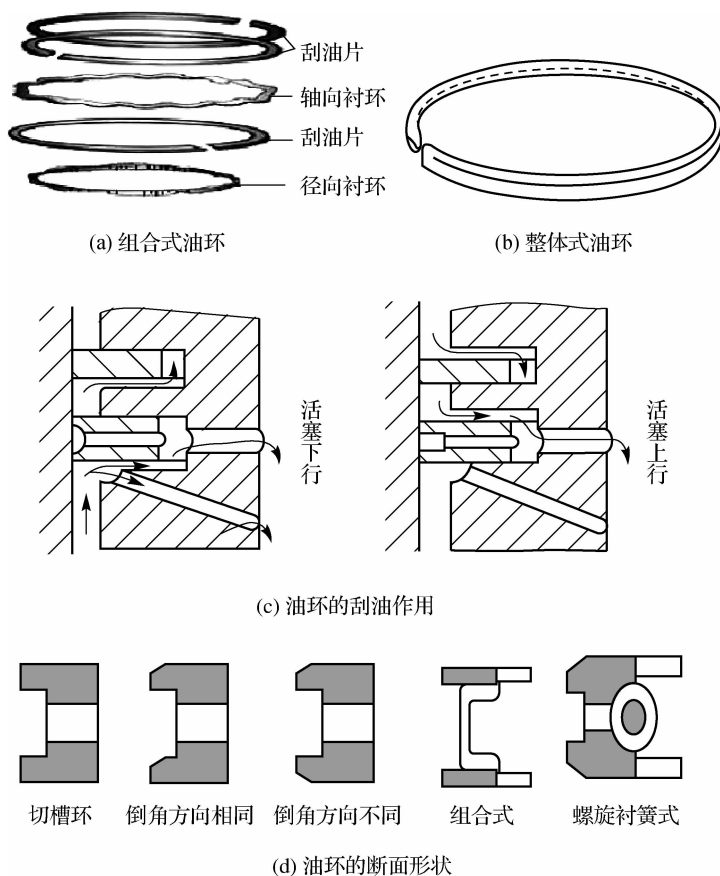


图 2-24 油环的结构及工作原理

3. 活塞销

活塞销的功用是连接活塞与连杆小头，将活塞承受的气体作用力传给连杆，其结构如图 2-25 所示。

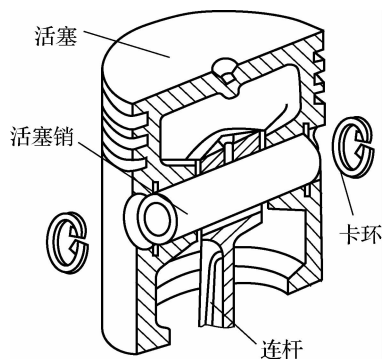


图 2-25 活塞、活塞销与卡环

活塞销在高温下承受很大的周期性冲击载荷，润滑条件较差，在中小型发动机中，一般仅靠飞溅润滑。因此要求活塞销有足够的刚度和强度，表面耐磨，质量尽可能小。为

此，活塞销通常做成空心圆柱体。

活塞销的内孔形状有圆柱形、两段截锥形，以及两段截锥与一段圆柱的组合形等。圆柱形孔容易加工，但活塞销的质量较大；两段截锥形孔的活塞销质量较小，又接近等强度梁的要求（活塞销所承受的弯矩在中部最大，距中部越远处越小），但孔的加工工艺较复杂；组合形孔的结构则介于两者之间。

活塞销一般用低碳钢或低碳合金钢制造，先经表面渗碳处理以提高表面硬度，并保证心部具有一定的冲击韧性，然后进行精磨和抛光。

活塞销与活塞销座孔和连杆小头的连接有全浮式和半浮式两种形式，现代柴油机通常采用全浮式结构。全浮式活塞销在发动机正常工作温度时，不仅可以在连杆小头衬套孔内转动，还可以在活塞销座孔内缓慢地转动，使活塞销各部分的磨损均匀。

活塞销座孔外侧设有活塞销卡环槽，活塞销卡环安装在槽内，防止活塞销轴向移动拉伤缸壁。

（二）连杆与连杆轴承

1. 连杆

前已述及，连杆将活塞和曲轴可动连接起来，其功用是将活塞承受的力传给曲轴，并使活塞的往复运动转变为曲轴的旋转运动。在传递和转换过程中，连杆承受活塞销传来的气体作用力及其本身摆动和活塞组往复运动的惯性力，这些力的大小和方向都呈周期性变化。因此，连杆受到的是拉伸、压缩和弯曲等组合交变载荷，这就要求连杆在质量尽可能小的条件下具有足够的刚度和强度。通常连杆采用中碳钢或合金钢经模锻、辊锻或铸造，再经机械加工和热处理制成。

连杆由小头、杆身和大头（包括连杆大头盖）三部分组成，如图 2-26 所示。连杆小头与活塞销相连，全浮式活塞销工作时连杆小头与销之间有相对转动，因此小头孔中一般压入减磨衬套。为了润滑活塞销与衬套，在小头和衬套上钻出集油孔或铣出集油槽，用来收集发动机运转时飞溅上来的机油，以保证活塞销与连杆小头衬套之间的润滑。在大功率发动机中，则有专用的润滑油道予以润滑。因连杆小头上半部的受力远小于小头下半部，故有的连杆小头呈上窄下宽的形状。

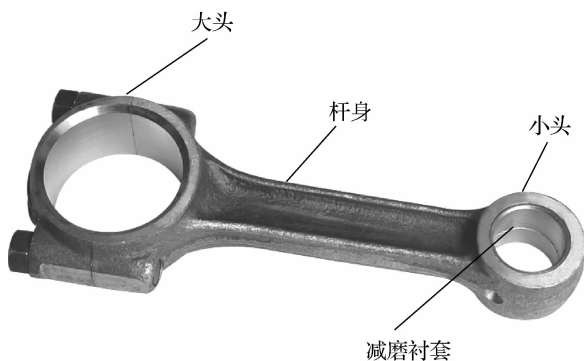


图 2-26 连杆



连杆杆身通常做成“工”形断面，以求在强度和刚度足够的前提下尽可能减小质量。

连杆大头与曲轴的连杆轴颈相连，为剖分式，被分开的部分称为连杆大头盖，借特制的连杆螺栓紧固在连杆大头上。连杆大头盖与连杆大头是偶件，为了防止装配时配对错误，在同一侧刻有配对记号。大头孔表面有很高的光洁度，以便与连杆轴承（轴瓦）或滚动轴承紧密贴合。连杆大头上还铣有连杆轴瓦的定位凹坑，装配时两个定位凹坑应位于连杆大头的同一侧。

连杆大头按剖分面的角度可分为斜切口与平切口（直切口）两种，如图 2-27 所示。平切口连杆的剖分面垂直于连杆轴线，且处于大头孔直径平面上。通常连杆大头尺寸都必须小于气缸直径，以便拆装时活塞连杆组能从气缸内取出、放入。柴油机的连杆、曲轴由于受力较大，为了尽可能地加大连杆轴颈而提高曲轴的强度和刚度，有的连杆大头采用斜切口，这样可在保证活塞连杆组能够通过气缸装拆的条件下，允许连杆轴颈的直径增加 5%~10%，从而加强了连杆的强度和刚度。斜切口式连杆的大头剖分面与连杆轴线可成 $30^{\circ}\sim 60^{\circ}$ 夹角。

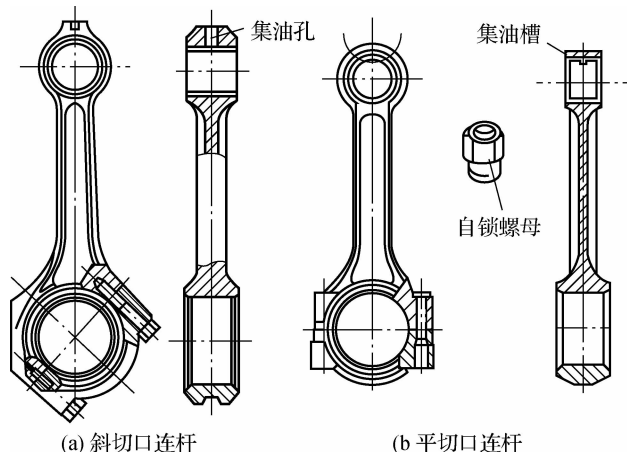


图 2-27 连杆大头的形式及其分裂面

现在通常采用整体加工的方式对连杆大头进行加工，即先加工好连杆大头的两个侧面，再加工好大头孔、连杆螺栓孔和螺纹（斜切口连杆），然后采用激光切割。这样加工的连杆大头盖和连杆大头之间的结合面是毛糙不平的偶件。连杆盖在装配时应注意方向，不得装反。

连杆螺栓是承受交变载荷的重要零件，一般采用韧性较高的优质合金钢或优质碳素钢锻制或冷锻成型；通常采用标准细牙螺纹。还采用一些先进的工艺，如锻锻法做出头部，滚压螺纹和表面强化等，以提高其疲劳强度。连杆大头盖在安装时，必须紧固可靠。连杆螺栓必须以工厂规定的拧紧力矩，按规定步骤分次均匀地拧紧。有的连杆螺栓需要用防松胶或其他锁紧装置紧固，以防在工作中松动。安装到连杆轴颈上后，应检查连杆大头两侧与曲柄之间的间隙是否符合规范要求。

V 形发动机左右两侧对应的两气缸的连杆安装在同一个曲轴曲柄销上，常见的有如下三种布置形式。

(1) 并列连杆。相对应的左右两缸的连杆一前一后地装在同一个曲柄销上。这样布置

的优点是连杆可以通用，两列气缸的活塞连杆的运动规律相同。其缺点是两列气缸轴心线沿曲轴轴向要错开一段距离，因而使曲轴的长度增加、刚度降低。

(2) 主副连杆。一列气缸的连杆为主连杆，其大头直接安装在曲柄销全长上；另一列气缸的连杆为副连杆，其大头与对应的主连杆大头（或连杆盖）上的两个凸耳做铰式连接，如图 2-28 (a) 所示。在这种结构中，左右两列对应气缸的主副连杆与其气缸中心线位于同一平面内，故不致加大发动机的轴向长度。其缺点是主副连杆不能互换，此外，左右两列气缸的活塞连杆组的运动规律和受力不一样。

(3) 叉形连杆。左右两列气缸对应的两个连杆中，一个连杆的大头做成叉形，跨于另一个连杆的厚度较小的片形大头两侧，如图 2-28 (b) 所示。叉形连杆式布置的优点是两列气缸中的活塞连杆组的运动规律相同，左右对应的两气缸轴心线不需要在曲轴轴向错位。其缺点是叉形连杆大头结构和制造工艺较复杂，且其刚度往往显得不足。

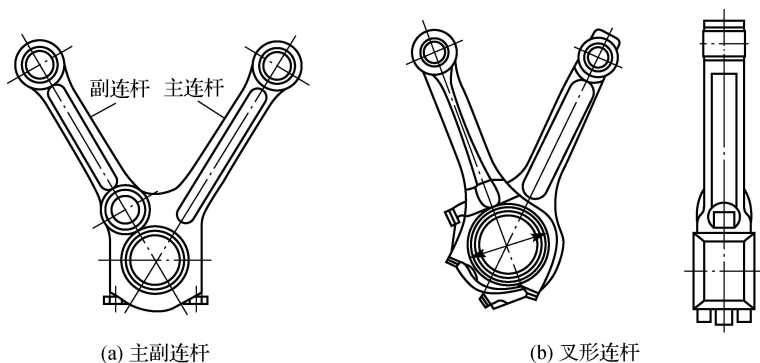


图 2-28 主副连杆与叉形连杆结构

2. 连杆轴承

为了减小摩擦阻力和连杆轴颈的磨损，连杆大头孔内装有瓦片式滑动轴承，也称连杆轴瓦，如图 2-29 所示。

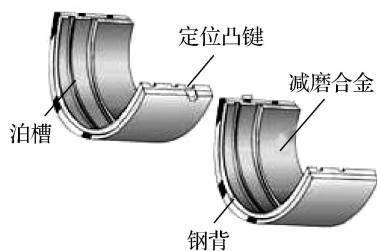


图 2-29 连杆轴瓦

连杆轴瓦为剖分成两半的滑动轴承，是在厚 1~3 mm 的薄钢背的内圆面上浇铸 0.3~0.7 mm 厚的减磨合金层（如铜铅合金、高锡铝合金等）而成。减磨合金具有保持油膜、减少摩擦阻力和加速磨合的作用。铜铅合金或高锡铝合金轴瓦均具有较高的承载能力与耐疲劳性。含锡量在 20% 以上的高锡铝合金轴瓦在汽油机和柴油机上均得到广泛应用。在铜铅合金轴瓦减磨层上再镀上一层厚度为 0.02~0.03 mm 的钢或锡，其即能用于高强化的



柴油机。

由于上、下轴瓦的负载相差很大，因此有的发动机采用了不同材质制成的上、下轴瓦，它们有不同的零件号，在这种情况下，一定注意上、下轴瓦不可装错。

上、下轴瓦在自由状态下都不是标准的半圆形，且其外径比大头孔径略大，当它们装入连杆大头孔内时，用连杆大头盖压紧后，轴瓦与大头孔呈过盈配合状态，故能均匀而紧密地贴合在大头孔壁上，具有很好的承受载荷和导热的能力。这种状态可大大提高轴瓦的工作可靠性和延长其使用寿命。为提高配合精度，要求瓦背及大头孔都具有很高的光洁度。

为了防止连杆轴瓦在工作中发生转动或轴向移动，在两个连杆轴瓦的剖分面上，分别冲压出高于钢背面的两个定位舌。装配时，这两个定位舌分别嵌入连杆大头和连杆大头盖上的相应凹槽中。有的连杆轴瓦内表面上还加工有油槽，用以输送润滑油以保证可靠润滑。

四、曲轴飞轮组

曲轴飞轮组是柴油机最主要的运动部件之一。柴油机产生的动力大部分经由曲轴及其后端的飞轮传给外界做功机构，还有一小部分通过安装在曲轴前端的齿轮或皮带驱动柴油机本身所需的其他辅助机构和系统，如机油泵、冷却水泵、燃油泵、配气机构和压气机等。

曲轴飞轮组主要由曲轴、扭转减振器、飞轮与飞轮壳和正时齿轮等组成。

(一) 曲轴

1. 曲轴的结构与平衡

曲轴可划分为前端轴颈、主轴颈、连杆轴颈、曲柄、平衡重和后端凸缘等。通常把曲轴非动力输出的一端称为前端或自由端，而其动力输出的一端则称为后端。

主轴颈是曲轴的支承部分。每个连杆轴颈两边都有一个主轴颈的曲轴，称为全支承曲轴（见图 2-30），全支承曲轴的主轴颈总比连杆轴颈数多一个。主轴颈数少于连杆轴颈的曲轴称为非全支承曲轴。与非全支承曲轴相比较，全支承曲轴的优点是可以提高曲轴的刚度，且主轴颈与主轴承的负荷都相对较小。通常主轴承座中间有油孔与主油道相通，来自主油道的润滑油流经油孔和主轴承上的油槽，润滑主轴承。曲轴上还有从主轴颈通向连杆轴颈的油孔，把来自主油道的润滑油进一步导向连杆轴颈，保证连杆轴颈的润滑。



图 2-30 全支承曲轴

连杆轴颈与它两端的曲柄及主轴颈构成的组合，称为曲拐。曲轴的曲拐数取决于气缸的数目及其排列方式。直列发动机的曲拐数等于气缸数，V形发动机的曲拐数等于气缸数的一半。

平衡重用来平衡连杆大端、连杆轴颈和曲柄等产生的离心惯性力及其力矩。平衡重有

的与曲轴制成一体；有的制成单独零件用螺栓固定于曲柄上，形成装配式平衡重。曲轴必须经过动平衡校验，对不平衡的曲轴常在其偏重的一侧钻去一部分质量而使其达到平衡。

在柴油机工作过程中，曲轴受到旋转质量的离心力、周期性变化的气体压力和往复惯性力的共同作用，使曲轴承受弯曲与扭转载荷。为了保证工作可靠，要求曲轴具有足够的刚度和强度。此外，各轴颈表面要耐磨、耐腐蚀。

对于单缸发动机来说，影响发动机平衡的力和力矩是往复惯性力、离心惯性力和倾侧力矩。对于多缸发动机来说，情况就比较复杂。它是一个空间力系，这个空间力系由各缸的平面力系所组成。根据对曲柄连杆机构受力的分析可知，该空间力系中存在着由各缸产生的大小和方向都随曲柄转角而变化的往复惯性力、离心惯性力，以及这些惯性力在发动机的纵向垂直平面和纵向水平平面内产生的往复惯性力矩和离心惯性力矩，它们都是影响发动机平衡的重要因素。

在不同的发动机中，这些影响平衡的因素有些可以自行平衡，有些不能自行平衡。对于某些不能自行平衡而且对实际使用影响较大的因素，则须采用附加设施加以消除。

直列四缸发动机基本都采用平面曲轴，即四个曲拐位于同一平面内，1、4缸曲拐位于同一方向，2、3缸曲拐位于平面内的相反方向。根据平衡分析，曲拐如此分布的四缸机，其二级往复惯性力不能自行平衡，所以在现代直列式大排量四缸高速发动机中，常采用附加平衡轴的方法来平衡其二级往复惯性力，以降低发动机的振动。平衡轴通常使用两根，断面为半圆，使用齿轮或链传动与曲轴相连。两根平衡轴通常安装在曲轴的上方或下方，其旋转方向互相相反，旋转的速度为曲轴的两倍。

直列六缸发动机的往复惯性力、离心惯性力及其力矩都可以自行获得平衡，故六缸机的平衡性能良好。

2. 前后油封与轴向定位

为了防止机油沿曲轴轴颈外漏，在曲轴前端和后端都装有油封，如图 2-31 所示。

传统的油封都有一道或两道密封唇，曲轴前油封与轴颈接触，而曲轴后油封与曲轴后端的凸缘配合。发动机运转中密封唇磨损的同时也会引起轴颈（凸缘）表面的磨损。磨损严重时轴颈或曲轴后凸缘处会形成凹槽而引起润滑油泄漏，此时仅更换新的密封圈不一定能解决润滑油泄漏的问题，此时可以对曲轴油封轴颈或后凸缘进行切削加工，然后镶套，将轴颈（凸缘）修复到标准尺寸。



图 2-31 曲轴油封

有一种新型油封，这种油封的内圈安装在轴颈（凸缘）上，不会与轴颈（凸缘）之间产生相对运动，曲轴转动时只是油封自己的内外密封圈之间相对转动，这样就不会引起轴颈或凸缘的磨损，其结构如图 2-32 所示。

发动机工作时，曲轴经常受到离合器施加于飞轮的轴向力及其他轴向载荷的作用，从而有轴向窜动的可能；同时由于温度的变化，曲轴轴向也会热胀冷缩。如果曲轴轴向间隙过大，将会破坏曲柄连杆机构零件之间的正确配合，所以在曲轴上设计有用以设置轴向定位装置的部位，即用止推片来调节曲轴的轴向间隙，使之保持在一个适当的范围内。如果曲轴轴向间隙超过了允许的范围，就应该更换较厚的止推片。

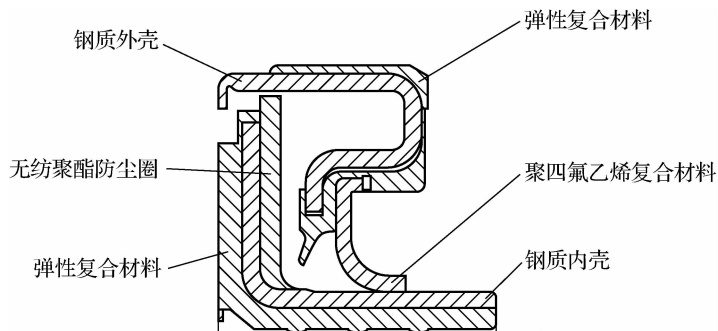


图 2-32 新型油封的结构

止推片的形式一般有两种：一种是翻边轴承的翻边部分 [见图 2-33 (a)]，即止推片与某一道主轴承制成一体，通常是中间的一道主轴承，如有的发动机仅中间一道主轴承的上半部采用翻边轴瓦作为止推瓦；另一种是单面制有减磨合金层的止推片 [见图 2-33 (b)]。安装时，应将减磨合金层的一面朝向摩擦面。

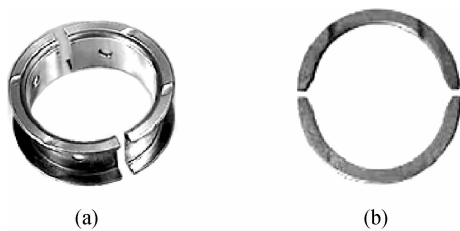


图 2-33 止推轴承

3. 曲拐布置与工作顺序

为了使发动机在运转时尽可能平稳，多缸柴油机曲轴的曲拐应有规律地排列，尽可能使各气缸在一个工作循环内间隔均匀地轮流做功，即各缸做功间隔时间（以曲轴转角表示，称为做功间隔角）应均匀。同时使各缸的曲柄连杆机构产生的往复惯性力与离心惯性力尽可能获得平衡。

对于缸数为 i 的直列四冲程发动机而言，做功间隔角为 $720^\circ/i$ ，即曲轴每转 $720^\circ/i$ 时，就应有一个气缸做功，以保证发动机平稳运转。

多缸发动机曲拐布置和工作顺序如下。

(1) 直列四缸四冲程发动机。直列四缸四冲程发动机的曲轴曲拐通常对称布置于同一平面内，做功间隔为 $720^\circ/4=180^\circ$ ，各缸的工作顺序有 1—3—4—2 和 1—2—4—3 两种，如图 2-34 所示。

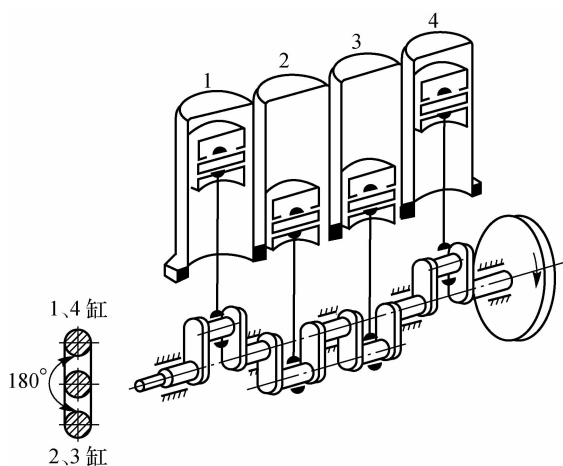


图 2-34 直列四缸四冲程发动机的曲拐布置与工作顺序

(2) 直列六缸四冲程发动机。直列六缸四冲程发动机的曲拐通常呈周向均布于三个平面内，做功间隔角为 $720^\circ/6=120^\circ$ ，如图 2-35 所示。各缸工作顺序为 1—5—3—6—2—4。

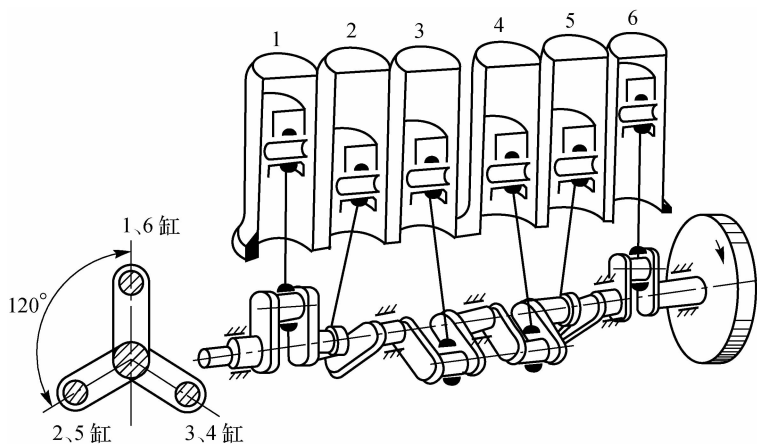


图 2-35 直列六缸四冲程发动机的曲拐布置与工作顺序

(二) 扭转减振器

由于曲轴各曲柄受到波动扭矩的作用及曲轴的弹性，曲轴不可避免地会产生扭转振动，严重的扭转振动会缩短曲轴的工作寿命。为了消减曲轴的扭转振动，有必要在曲轴上设置扭转减振器。扭转减振器通常安装在曲轴前端，如图 2-36 所示。

常见的扭转减振器有橡胶扭转减振器和硅油阻尼减振器两种。橡胶扭转减振器是将减振器圆盘用螺栓与曲轴带轮及轮毂紧固在一起，橡胶层与圆盘及惯性盘硫化在一起，靠橡胶层的变形阻尼减振；硅油阻尼减振器是利用减振器外壳和内部减振块之间的硅油产生的阻尼起到减振的作用。

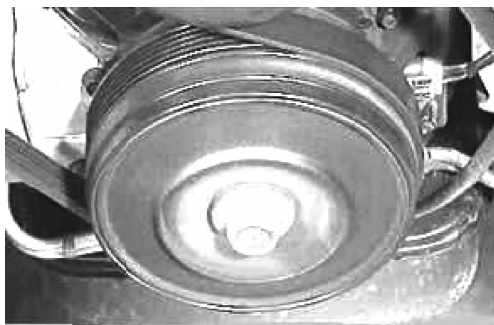


图 2-36 扭转减振器

(三) 飞轮与飞轮壳

1. 飞轮

飞轮是一个转动惯量很大的圆盘，为了保证在有足够转动惯量的前提下尽可能减小飞轮的质量，轮缘通常做得宽而厚。飞轮通常采用灰铸铁制造，如图 2-37 所示。

飞轮的主要功用是通过储存和释放能量来提高发动机运转的均匀性，同时将发动机的动力传给离合器（变速箱）。

飞轮外缘压装有一个齿环，当发动机起动时，起动机齿轮与之啮合，带动曲轴旋转。飞轮上常刻有供油正时记号，以便校准喷油正时。

飞轮与曲轴装配后应进行动平衡，否则容易引起发动机的振动并加速主轴承的磨损。进行动平衡后，曲轴与飞轮的位置即相对固定而不应改变，因此，飞轮与曲轴之间有严格的相对位置要求，通常用定位销或不对称布置的螺栓予以保证。

2. 飞轮壳

如图 2-37 所示，飞轮壳通常由灰铸铁制造而成，是一个下部开口的包裹飞轮的箱形壳体。飞轮壳的前平面有开口，紧固在机体后平面上；后平面有个大孔，变速箱箱体紧固在飞轮壳的后面。飞轮壳上还安装有起动机；有的飞轮壳上设有检视孔，方便在校对喷油正时时查看飞轮上的正时刻度记号。有的飞轮壳上还设有盘车工具孔，需要转动曲轴时可把盘车工具插入其中与飞轮齿圈啮合，用一个棘轮扳手转动盘车工具，带动曲轴来设定喷油正时或调整气门间隙。对采用后齿轮室的柴油发动机来说，飞轮壳也是后齿轮室盖。飞轮壳通常还作为发动机的后支承座。

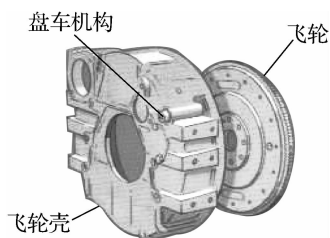


图 2-37 飞轮与飞轮壳

(四) 正时齿轮

曲轴前部（前齿轮室）〔或后部（后齿轮室）〕设有一个齿轮，用来驱动凸轮轴齿轮（或者其他辅助机构，如机油泵）旋转。曲轴齿轮的齿数为凸轮轴齿轮的一半，所以曲轴转两圈，凸轮轴转一圈，各缸的进排气门各启闭一次，发动机完成一个工作循环。为了保证各缸的进排气门在适当的时刻启闭，安装时曲轴齿轮上的记号与凸轮轴齿轮上的记号必须对准，因此曲轴齿轮也称为正时齿轮。

五、曲柄连杆机构的检修

1. 安全、清洁与标记

在发动机的检修中，曲柄连杆机构的检修涉及的零部件质量最大，在进行诸如把发动机固定到台架上、拆卸气缸盖和曲轴等比较重的零部件等操作时，一定要注意安全，应该由经过专门培训、具有资质的人员操纵起重机械。各种零部件拆下后，应有序可靠安放。在使用蒸汽清洗机清洁零部件时，应穿防护服，佩戴安全眼镜或面罩。

经常清洁可延长发动机的使用寿命，为避免灰尘落在部件上，部件应有序排放在零件台架上并使用布料覆盖。不要采用塑料薄膜之类的材料覆盖，因为塑料薄膜带静电，更容易吸附灰尘。

曲柄连杆机构是发动机最基本的机构，在其检修过程中特别是发动机第一次解体检修的过程中，每从气缸中抽出一套活塞和连杆，应马上在连杆体和连杆盖上打上标记，标明其气缸号；连杆轴承也应做好记号，标明是哪一气缸，是上轴承还是下轴承（见图 2-38）。在拆卸曲轴之前，应在主轴承盖上打上标记，标明是第几道主轴承盖，主轴承也要标明是第几道，是上轴承还是下轴承。因为曲轴主轴承或连杆轴承上下轴承的负荷不同，其制造材质和工艺可能有所不同，其零件号也可能不同，不能混用，所以做好标记非常重要。标记可做在其定位凸缘的洼陷处。发动机检修的原则之一就是能把继续使用的零部件装回到其原来的位置。

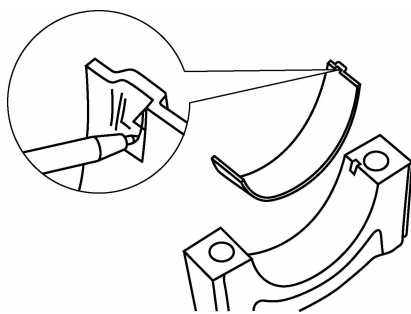


图 2-38 连杆轴承的标记（四缸下轴承）

解体后的各摩擦副表面应观察其是否有裂纹、拉伤、划伤或过热，分析并找出其原因。若零部件有裂纹或规范所不允许的损伤，应更换。

装配时，各种零部件的紧固扭矩并不是越紧越好，应该按照规范规定的扭矩和步骤使用扭矩扳手进行紧固。各种摩擦表面都应用适量清洁机油进行清洁润滑后再组装。



2. 机体与气缸盖的检修

发动机经使用后，机体顶面可能会产生翘曲变形，可用专用直尺与塞尺进行检测，如图 2-39 (a) 所示。

将检测结果与规范相比较，确定是否需要修理。翘曲在一定程度以内的，可以对机体顶面进行磨削修复；若超过规定程度则需更换机体。机体顶面磨削修复也与曲轴或缸套的修复相似，应分级修复。修复后的机体应在机体指定位置做出记号，标明其修复的等级，如图 2-39 (b) 所示。在安装缸盖时需采用与修复级别相应的气缸垫，以保证气门顶面与活塞顶之间的适当间隙。

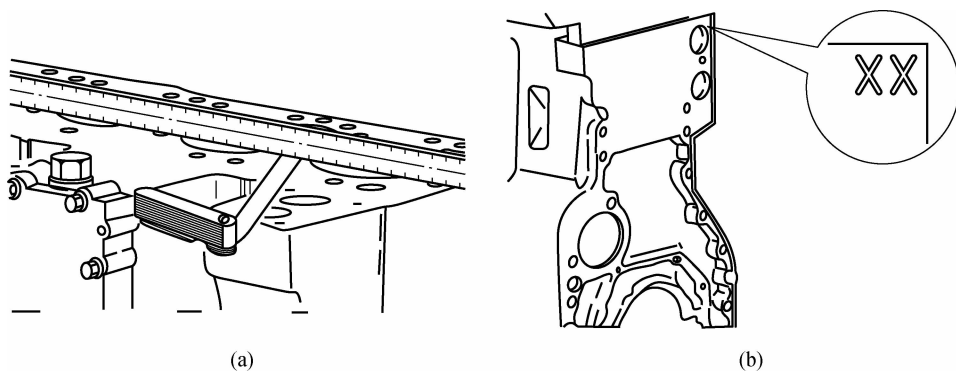


图 2-39 机体的检测与修复等级标记

此外，曲轴主轴孔的中心线也可能会因机体变形而弯曲，此时需更换机体或者对主轴孔进行镗削，再镶套修复。

发动机使用后，气缸盖底平面也可能会产生翘曲变形，可用专用直尺与塞尺进行检测，将检测结果与规范相比较，超过规定则需更换缸盖，如图 2-40 所示。气缸盖底平面的翘曲变形也可以切削修复，但修复后必须检查气门顶面的下陷深度，若深度小于规范允许值，则必须加工气门座。

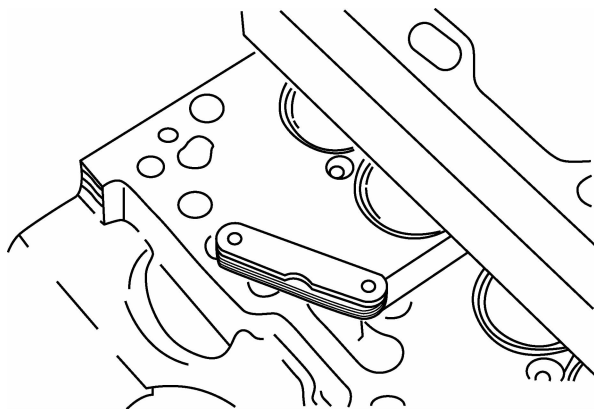


图 2-40 气缸盖底平面翘曲变形的检测

拆卸气缸盖时，应严格按照拆卸规范所规定的顺序进行。并不是所有的气缸盖在拆卸的时候都与缸盖安装紧固时相反的顺序进行。如康明斯 C 系列柴油机的维修规范要求，缸盖

在拆卸的时候是以与安装时相同的顺序松开缸盖螺栓。紧固气缸盖前，应先检查缸盖螺栓外观，包括使用专用量规测量缸盖螺栓长度，有损坏或长度超过规定的应更换，如图 2-41 所示；缸盖螺栓肩部与螺纹应用少量机油润滑，再按由中央对称地向四周交叉扩展的顺序分步按规定扭矩紧固。有的缸盖螺栓采用扭矩加转角的方法拧紧，即先拧到规定扭矩，再拧紧一定转角（如 90° ），最后按规定扭矩进行检查，若不合格则重新拧紧。

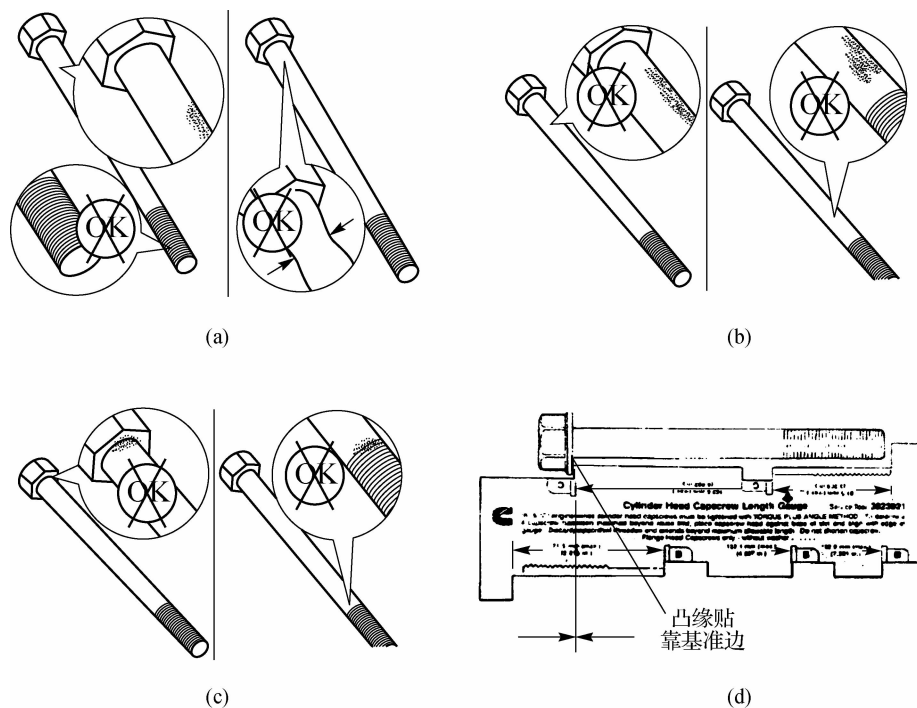


图 2-41 缸盖螺栓的检查

3. 气缸套的检修

发动机工作时，活塞、活塞环与缸壁之间的润滑条件和负荷在不同位置上有所不同，所以各自产生的磨损不仅在气缸轴线方向上有所不同，在径向上也有所不同。测量气缸的磨损时，应在活塞环工作区域的顶部和底部沿发动机纵向和横向两个方向进行测量，如图 2-42 所示，确认磨损是否超过规范。在用内径千分表测量气缸磨损量来确定修理尺寸时，一定要充分考虑到径向磨损的不均匀性。

如果缸套内壁具有手指能明显感到的磨痕或划痕，在活塞环工作区域轴向与周向有超过规范的严重磨损时应更换缸套。

对于使用过的湿式缸套的外壁，必要时也需进行检查。检查时，湿式缸套需用专用工具拉出，清洁后检查内、外表面，不应有过度磨损、腐蚀，不应有裂纹和较严重的穴蚀，如果有则更换缸套。

对内壁磨损的缸套，可采用加大缸套内径，选配相应加大活塞的办法处理。此时，应确保活塞与缸套之间的间隙符合规范要求。因缸套加大修理需经过镗削和珩磨，需要较长时间，所以修理厂和客户通常选择更换新的缸套、活塞、活塞销和活塞环的方法，以节省时间。

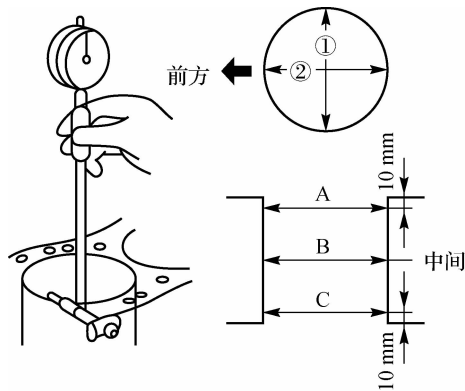
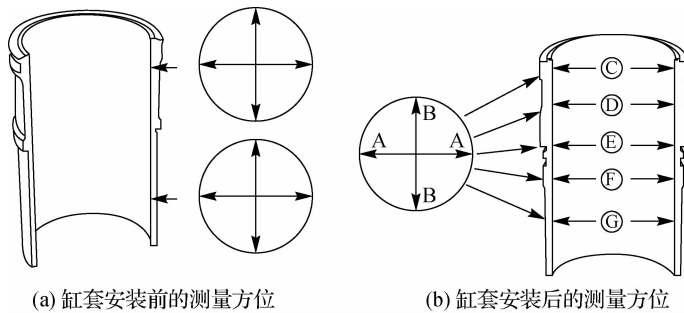


图 2-42 气缸(套)磨损的测量

1—①为推力方向；2—②为轴线方向

若更换新的湿式气缸套，在安装前应先进行一次测量，如图 2-43 (a) 所示，确认缸套无变形。

要注意安装凸台及缸套凸缘的清洁，用符合规范要求的清洁机油涂敷新的 O 形密封圈并安装到密封圈槽中，缸套安装到位后应按规范要求用专用工具压紧，再松开，如图 2-44 所示。如图 2-45 所示，用专用精密量具测量缸套顶面的肩部前后左右四点的凸出量，即缸套顶面肩部应高出机体平面一个规定的量，如果凸出量不符合规范要求或几个点的测量值偏差超过规定，应拉出缸套，清洁后重新安装；如仍然超出规范要求，应仔细查明原因。若属机体问题，则需对缸套承台进行加工修理，若是缸套的问题，则更换缸套。安装后的缸套应在上下多个位置纵向和横向测量其圆度，如图 2-43 (b) 所示，如圆度超过规范许可，需拉出缸套，测量机体气缸套孔的圆度是否超过规范许可。此外，气缸套顶部与机体压配区域的外径和缸套孔内径也应符合规范要求。



(a) 缸套安装前的测量方位

(b) 缸套安装后的测量方位

图 2-43 缸套的测量方位

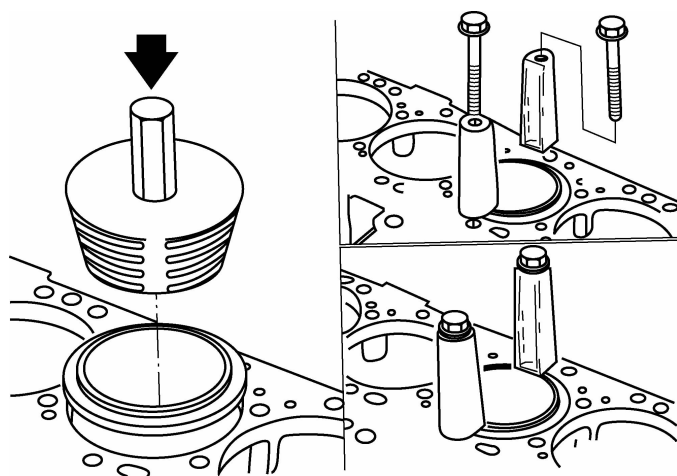


图 2-44 缸套的安装与压紧

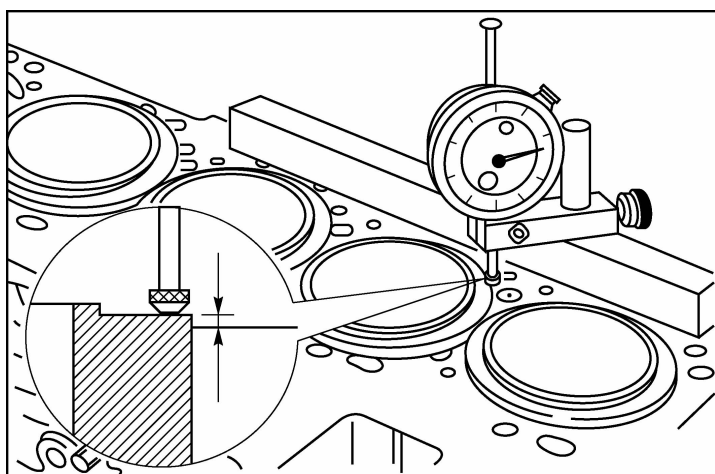


图 2-45 缸套顶面肩部凸出量的检测

4. 曲轴、连杆与飞轮的检修

主轴承盖的拆卸可在松开主轴承盖紧固螺栓后，两手提起紧固螺栓用力向内夹紧的同时前后摇动，主轴承盖就可以松动取下，如图 2-46 所示。不应采用撬的方法来拆卸主轴承盖。注意对拆下的主轴承盖、连杆盖及上下轴承做好标记。

发动机经使用后，曲轴主轴颈和连杆轴颈都会产生不同程度的磨损。对连杆轴颈，可用外径千分尺沿曲柄方向进行测量，如图 2-47 所示。将测得数据与规范允许的最小数据相比较，确定轴颈是否需要磨削修复，曲轴的磨削修复通常以 0.25 mm 为级差分多个级别，修复的曲轴需配用相应加大级别的轴承。修配时需注意，有的柴油机上、下主轴承的零件号不同，不得互换装错。

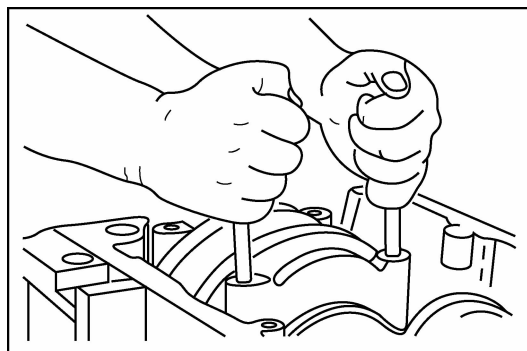


图 2-46 主轴承盖的拆卸

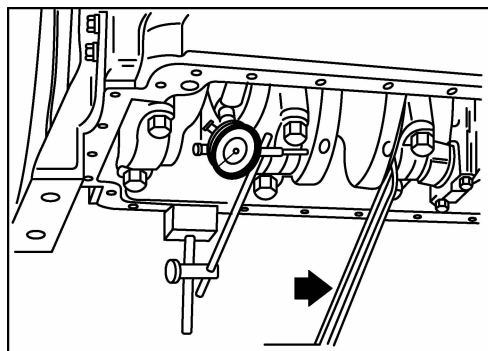


图 2-47 连杆轴颈的测量

曲轴正时齿轮与曲轴之间采用键定位。安装新的正时齿轮时，常需将齿轮加热至一定温度方可套装。如康明斯 C 系列柴油机的正时齿轮需在 149 °C 的加热炉中加热最少 45 min，最长不得超过 6 h，才可以进行组装。如一次安装未到位，应使用专用冲头和榔头击打齿轮使其就位。不得冲击齿轮位置，以免轮齿变形产生故障。

安装曲轴时，应确认各主轴承盖都位于其正确的位置和方向。与检查缸盖螺栓相似，也要检查主轴承盖螺栓是否被拉长。在拧紧主轴承盖紧固螺栓的过程中盘动曲轴，看旋转阻力有无异常，这样可以及时发现错误安装的主轴承盖或其他有关的问题。把经过修理的曲轴安装到机体上以后，就可以安装千分表，使千分表测杆垂直于曲柄端面或其他合适的地方，用工具前后撬动曲轴来测量曲轴的轴向间隙，确认曲轴轴向间隙位于规范允许的范围内，如图 2-48 所示。如曲轴轴向间隙超过规范许可，需更换新的或修理尺寸的曲轴止推片。曲轴止推片可能与主轴承制成一体，也可能分开。如康明斯 C 系列柴油机的曲轴止推片与第四道上主轴承制成一体，其第四道下主轴承不起止推作用。

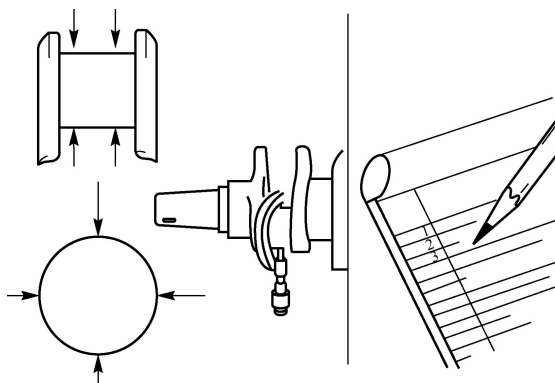


图 2-48 曲轴轴向间隙的检测

连杆经使用后可能会因各种原因产生弯曲或扭曲变形，连杆的变形可以在专用的连杆测试台架上进行测试。不建议对产生了变形的连杆进行校正后继续使用，而应该更换。对连杆盖、连杆螺栓、连杆轴承及连杆轴颈的检查如图 2-49 所示。在把连杆紧固到连杆轴颈上以后，应检查确认连杆大头侧面与曲柄之间的间隙是否符合规范要求，如图 2-50 所示。

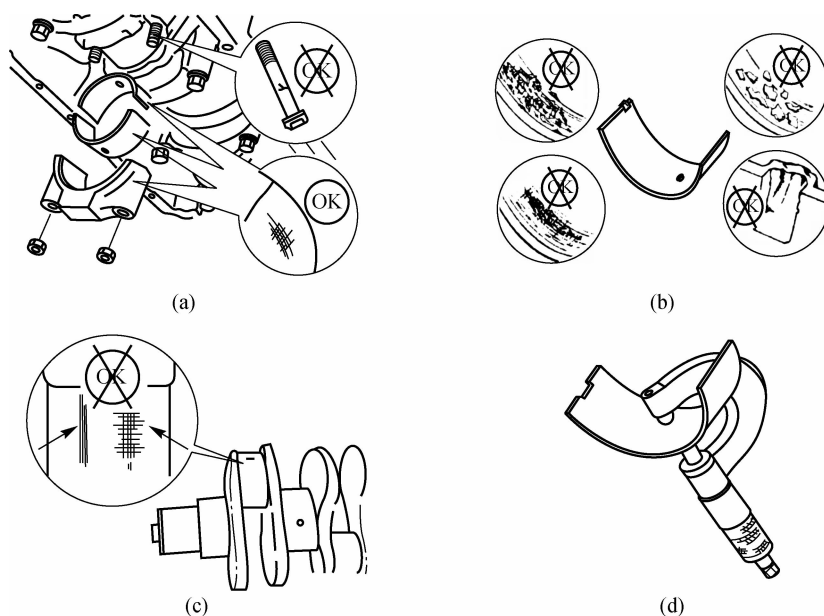


图 2-49 对连杆盖、连杆螺栓、连杆轴承及连杆轴颈的的检查

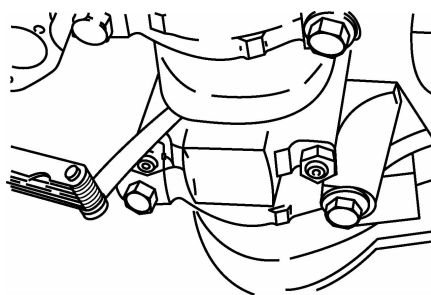


图 2-50 连杆大头侧面与曲柄间隙的检查

连杆小头的活塞销孔可用内径千分表测量，如图 2-51 (a) 所示。孔径超过规范许可时可更换新的小头衬套。连杆大头孔内径的测量，应对多个方位进行，如图 2-51 (b) 所示。

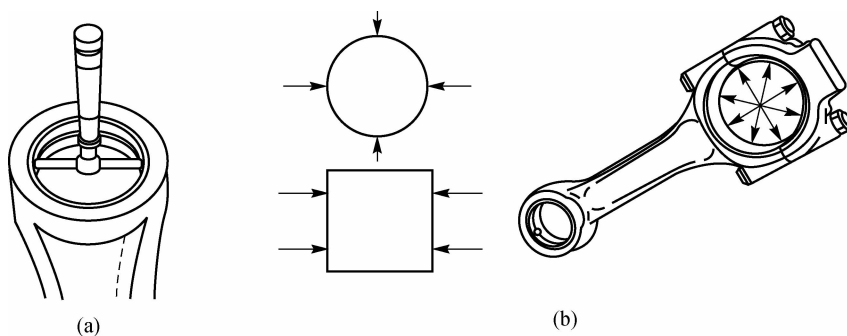


图 2-51 连杆大、小头孔内径的测量



如需在车上更换曲轴上的主轴承，对于有油孔的主轴颈，可用一个头部两侧削平的软金属铆钉状简易工具（见图 2-52）插入主轴颈油孔中，使该工具贴靠上主轴承无定位凸缘的一侧，盘动曲轴，即可把上主轴承（瓦）推出；安装时反方向进行。对无油孔轴颈的主轴承，需用平口起子小心推出上主轴承（瓦）。

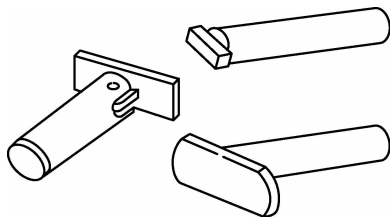


图 2-52 上主轴承（瓦）拆装工具

曲轴主轴承与主轴颈、连杆轴承与连杆轴颈及连杆大头侧面与曲柄侧面之间的磨损使配合间隙增大，将引起机油泄漏量增大，最终将导致整机机油压力下降，故均需修理。

飞轮的检修往往不能受到足够的重视，特别是安装新的或经过修理的飞轮时，除了安装新的导向轴承外，还应使用千分表测量飞轮孔的径向跳动量及端面跳动量，以保证发动机（车辆）运转的平稳性。

5. 活塞、活塞销与活塞环的检修

为确保活塞与气缸之间的间隙，除了对气缸内径进行测量外，还需对活塞裙部进行测量，如图 2-53 所示；对活塞销与活塞销孔也需进行测量，以确认其配合间隙，如图 2-54 所示。

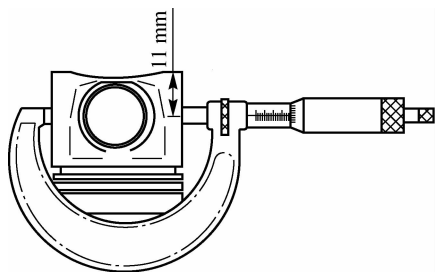


图 2-53 活塞裙部尺寸的测量

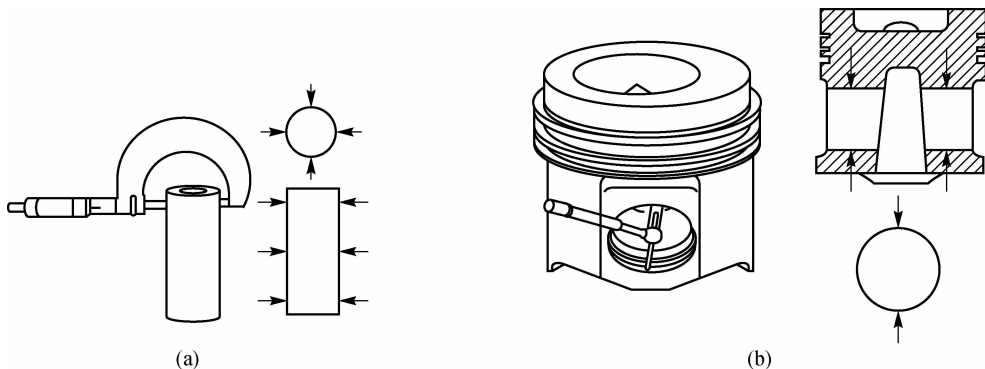


图 2-54 活塞销及活塞销孔的测量

在使用活塞环钳把活塞环安装到活塞上之前，应确认活塞环的端隙、侧隙和背隙符合维修规范要求。在安装活塞环时，必须注意环的断面形状和方向，应将其内圆切槽向上，外圆切槽向下，不可装反。测量活塞环端隙时，先把活塞环放入气缸，用一个活塞把活塞环推入规定深度 A 再进行测量，如图 2-55 所示。测量完的一组活塞环上应做好标记，确保安装到相应气缸的活塞上。现代柴油发动机通常采用 2 道气环、1 道油环。

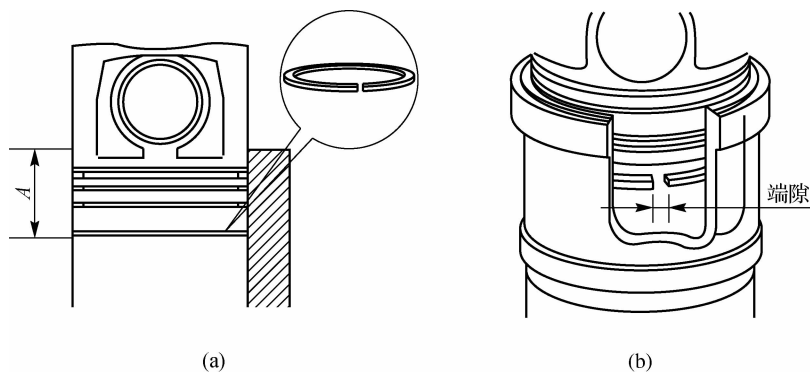


图 2-55 活塞环端隙的测量

注意连杆与活塞装配时具有方向性，装配时应注意活塞上标明向前的文字或箭头与连杆大头侧面打有数字或其他标记的一面的相对方向，不可装错（见图 2-56）。安装错误可能会引起重大事故。在活塞连杆总成进入气缸安装到曲轴上的时候，应使用专用的活塞环箍协助安装，避免损伤活塞环。安装时活塞环的开口通常呈 120° 错开，而且避开活塞销方向和活塞受力面方向（见图 2-58）；油环的开口与其扩张环的开口呈 180° 错开。当确认活塞环已经被压缩后，倒持锤头，用锤把轻轻将活塞推入气缸，如图 2-57 所示。待活塞完全进入气缸后，另一侧的人轻拉连杆大头，使连杆大头在连杆轴颈上就位。

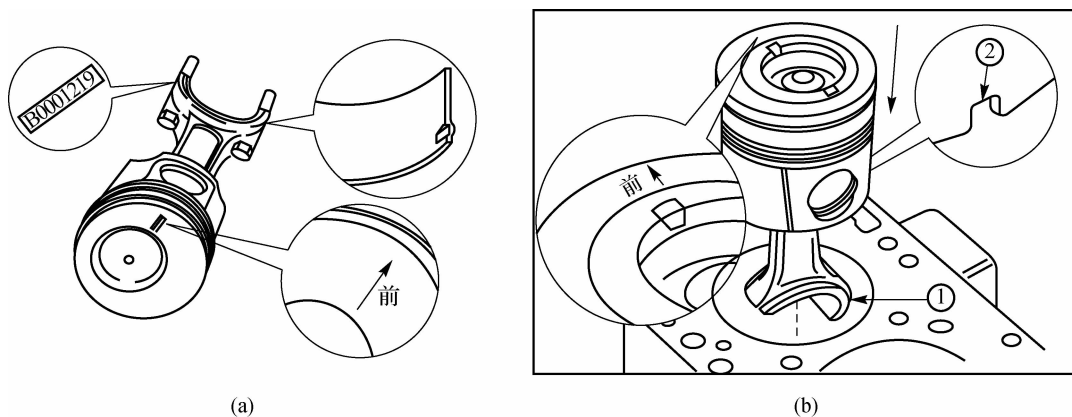


图 2-56 连杆与活塞装配的方向



图 2-57 活塞装配

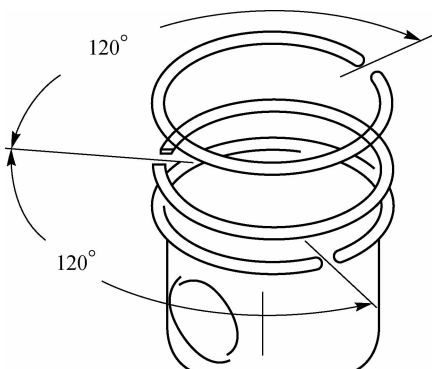


图 2-58 活塞环开口的布置

活塞顶面标有朝向发动机前端的记号，如图 2-56 (b) 所示。因为活塞顶面可能会有气门避让坑，还可能会有与空气和油束配合的导流槽，活塞裙的下部也可能会有避让活塞冷却喷嘴的缺口，还有活塞销中心线为了减轻活塞敲击的偏心因素等，故活塞的前后方向一定不可装错。

注意适当润滑活塞和缸壁、轴瓦的内表面和轴颈，这对安装和使用都是有利的。但在安装轴瓦时，不得在轴瓦背面涂抹润滑油。轴瓦背面的润滑油会影响轴承把热量传递给轴承盖，并影响轴承的定位。

连杆盖不可张冠李戴或装配方向错误，即上、下轴承的定位舌应处于连杆的同一侧。

现代柴油机的连杆大头为整体加工成孔以后采用激光切割分裂开的，其剖分面为相对应凹凸的偶件。避免安装错误的方法是总把上、下轴承定位凸缘处于同一侧。

连杆螺栓应按规范要求，以规定的扭矩分步拧紧。拧紧后应检查连杆大头两侧与曲柄之间的间隙，此间隙应符合规范要求。

铝质活塞因活塞销座的热膨胀量大于钢活塞销，过去为了保证在工作温度下两者之间有正常的工作间隙 (0.01~0.02 mm)，在冷态装配时活塞销与活塞销座孔常为过渡配合。装配时，应先将铝活塞放在温度为 70~90 °C 的水或油中加热，然后就可以将活塞销推入销座孔中。由于活塞材质和加工工艺的提高，现代柴油机活塞销与销孔之间的配合不再是

过渡配合，在常温下用手即可把活塞销推入活塞销孔。为了防止活塞销轴向窜动而刮伤气缸壁，在活塞销座两端用卡环嵌在销座凹槽中加以轴向定位。活塞上的活塞销孔可能带有一定锥形，测量活塞销孔内径时，应在规范指定的区域进行测量。对铝合金活塞，测量其活塞销孔内径时还应考虑到外界温度的影响而进行修正。

当活塞连杆总成在曲轴连杆轴颈上安装、紧固完毕后，应确认连杆大头与曲柄之间的间隙符合规范要求，然后需在活塞销方向上测量活塞的凸出量，如图 2-59 所示，此凸出量应在规范许可的范围之内。有的柴油机可根据活塞凸出量的不同选用不同厚度的气缸垫。

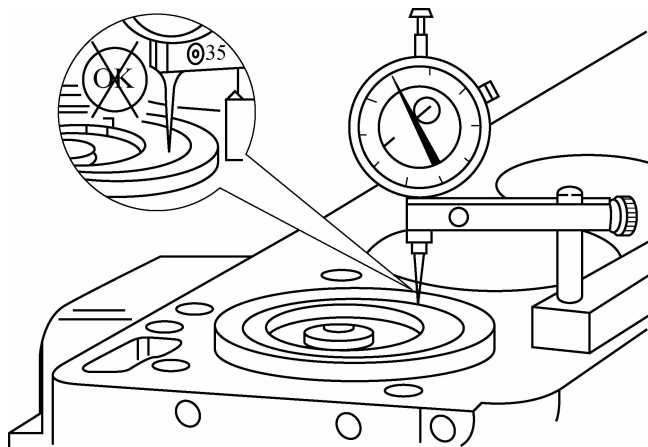


图 2-59 测量活塞凸出量

活塞环与气缸壁的磨损（包括气门与气门座的磨损）会使得气缸的密封性变差，使活塞到达压缩上止点时的温度和压力均有所降低，产生起动困难、动力不足、发动机冒黑烟等问题。气缸压缩压力的测量是判断气缸密封是否良好的一种简便易行的办法。要测量气缸压力需使用一个具有适当量程压力表的专用工具，安装好以后打开起动按钮，发动机由起动电机拖动即可测量压缩压力，如图 2-60 所示。

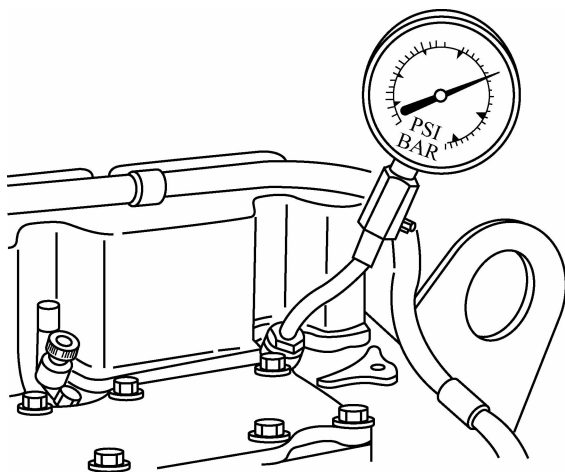


图 2-60 气缸压力的测量



一、实训说明

曲柄连杆机构具有许多摩擦副,如活塞与气缸壁、活塞环与气缸壁、曲轴主轴颈与主轴颈轴承、曲轴连杆轴颈与轴承、活塞销与活塞销孔等。有摩擦就有磨损,这些磨损都需要在规定位置、规定方向上进行测量。活塞与连杆装配时有方向性,活塞连杆总成安装到曲轴上时也具有方向性。这些摩擦副在装配时都必须具有适当的配合间隙才能保证零部件可靠工作。一位合格的维修技师,应该熟练掌握查阅维修手册和维修规范,熟练使用各种测量仪表,在正确的方向和位置上准确进行测量。

注意:各柴油机生产厂家的柴油发动机修理规范不尽相同。本书以东风康明斯C系列柴油发动机修理规范中的主要项目与步骤为例,不列出具体的规范数据。

二、任务实施

任务一 柴油机机体与气缸盖的检修

1. 任务说明

发动机经使用后,机体顶面可能会因残余机械应力或热应力、不准确的拆装而产生翘曲变形,变形过大时就不能保证发动机的正常工作。对拆卸下来的机体顶面或缸盖底面可用专用直尺与塞尺进行检测。对于缸盖,如果气门深度和喷油器凸出量可以保持在技术规范内,就可以重新修平缸盖。对于缸体,如果活塞凸出量可以保持在技术规范内,就可以重新修平缸体。

2. 任务准备

- (1) 已分解的机体和缸盖,零件台,棉质罩布。
- (2) 专用直尺、塞尺。
- (3) 维修手册。

3. 步骤与要求

- (1) 用直尺与塞尺测量机体顶面的翘曲变形 [见图 2-39 (a)]。
- (2) 将检测结果与规范相比较,确定是否需要修理:翘曲在一定程度以内的,对机体顶面进行磨削修复;翘曲超过规定程度的,应更换机体。
- (3) 以机体顶面需要磨削修复为例,对机体顶面进行分级修复。
- (4) 修复后在机体指定位置做出记号,标明其修复的等级 [见图 2-39 (b)]。
- (5) 用专用直尺与塞尺检测气缸盖底面的翘曲变形,如图 2-40 所示。
- (6) 将检测结果与规范相比较,若气缸盖底平面的翘曲变形超过规定则需更换缸盖。若翘曲变形在规定程度内,对其进行切削修复。
- (7) 以需要进行切削修复为例。切削修复气缸盖底平面,注意必须保证气门顶面的下陷深度与喷油器凸出量符合规范要求。
- (8) 检查曲轴主轴承孔的中心线是否因机体变形而弯曲。根据弯曲程度选择更换机体或者进行修复。
- (9) 以曲轴主轴承孔需要进行修复为例。对主轴承孔进行镗削,镶套修复。
- (10) 将以上修复完成后对其进行装复。注意在安装缸盖时需采用与修复级别相

应的气缸垫，以保证气门顶面与活塞顶之间的适当间隙。

4. 注意事项

- (1) 注意清洁。
- (2) 注意安全。

5. 记录与分析

柴油机机体与气缸盖的检修作业记录单

姓名		班级		学号		组别	
制造商		型号		作业单号		作业日期	
项 目				结 果			
机体顶面翘曲变形的测量 规范值：							
缸盖底面翘曲变形的测量 规范值：							
清洁							

任务二 柴油机缸盖螺栓的检查与拆装

1. 任务说明

缸盖螺栓施加相当大的预紧力把缸盖压紧在机体上，以保证气缸的密封。而气缸的密封是发动机能够正常工作的基本保证。如果缸盖螺栓杆身或螺纹受到腐蚀，或者被拉长变形，就不可能保证施加在缸盖上的预紧力，也就不能保证发动机的正常工作。

2. 任务准备

- (1) 发动机与台架；零件台；棉质罩布。
- (2) 扭矩扳手与通用工具。
- (3) 维修手册。

3. 步骤与要求

(1) 按规范规定的顺序拆卸气缸盖，检查缸盖螺栓杆身或螺纹有无损坏（见图 2-41）；如有腐蚀或损坏，更换新的螺栓。

(2) 使用专用量规测量缸盖螺栓的长度 [见图 2-41 (d)]，如果长度超出规范许可应更换螺栓。

(3) 清洁缸盖底面、机体顶面与缸盖衬垫，清洁缸盖螺栓并在螺栓肩部和螺纹处以少量机油润滑。

(4) 安装缸盖衬垫，安装气缸盖，以规范规定的步骤、扭矩和顺序拧紧缸盖螺栓（由中央对称地向四周交叉扩展的顺序分步按规定扭矩进行，最后按规定转角拧紧）。

(5) 按规定扭矩检查螺栓，如果螺栓被拧动，应松开全部缸盖螺栓，按步骤重新拧紧。



4. 注意事项

(1) 拆卸气缸盖时,应严格按照拆卸规范所规定的顺序进行。注意并不是所有的气缸盖在拆卸的时候都以与缸盖安装紧固时相反的顺序进行,如康明斯C系列柴油机的维修规范要求,缸盖在拆卸的时候是以与安装时相同的顺序松开缸盖螺栓。

(2) 使用过的气缸垫看起来可能完好无损,但不建议继续使用,应更换新的气缸垫。注意使用与原来气缸垫厚度相同的新气缸垫。

(3) 不得使用扭矩扳手拆卸螺栓。

5. 记录与分析

柴油机缸盖螺栓的检查与拆装作业记录单

姓名	班级	学号	组别
制造商	型号	作业单号	作业日期
项 目		结 果	
缸盖螺栓拆卸顺序			
缸盖螺栓紧固顺序			
缸盖螺栓外观(腐蚀、变形)检查			
缸盖螺栓长度检查 规范值:			
缸盖螺栓紧固扭矩与转角 紧固扭矩规范值: 转角规范值:			
缸盖螺栓最终紧固扭矩检查 规范值:			
清洁 适当润滑			

任务三 柴油机湿式气缸套的拆装与检修

1. 任务说明

湿式气缸套的内壁在正常运转中不可避免地会产生磨损(磨损形态见图2-16),在第一道气环上止点高度的气缸受力面方向磨损最大,同时活塞和活塞环也会正常磨损。这些磨损使得进入气缸的新鲜空气在活塞压缩过程中通过活塞环与缸壁、活塞环与活塞环槽之间的间隙漏向曲轴箱,导致压缩终了时的压力、温度下降,引起起动困难、功率不足、燃油消耗加大等问题;此外还有可能因其他原因引起缸壁异常磨损、裂纹及穴蚀等问题;O形密封圈也可能失效而引起机油被冷却液污染。

气缸正常磨损超过规范许可,可以经镗削、珩磨加大气缸尺寸,再配用相应加大尺寸的活塞、活塞环来修复。由于缸套镗削、珩磨需要一定的时间,因此也常常采用更换新的(标准尺寸的)缸套配用标准活塞和活塞环进行修复。

2. 任务准备

(1) 发动机台架上安装有湿式气缸套的机体,新的O形密封圈。

(2) 专用或通用缸套拉拔工具，如图 2-61 所示；缸套压紧工具；缸套顶面肩部凸出量测量仪表；维修手册；零件台；棉质罩布。

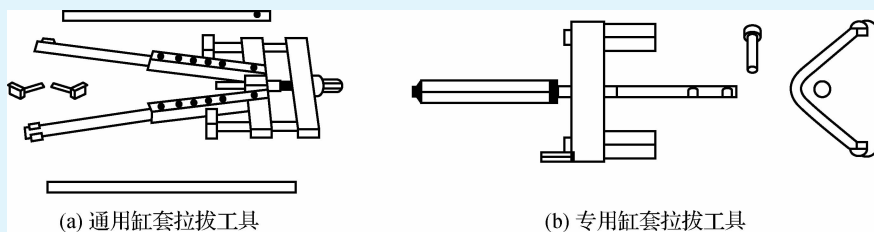


图 2-61 缸套拉拔工具

(3) 学生已经掌握了外径千分尺、内径千分尺、千（百）分表的正确使用方法。

3. 步骤与要求

(1) 使台架上机体呈正常直列位置，使用内径千分尺测量缸套内径，位置与方向如图 2-42 所示。

(2) 把测量的结果与规范相比较，确定缸套修理方案。

(3) 拉出气缸套。从机体上方安装缸套拉拔工具（见图 2-62），徐徐拧动拉拔工具顶部的螺柱，把缸套拉出。取出拉拔工具，取出缸套。

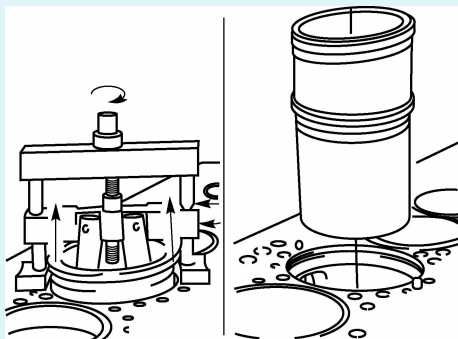


图 2-62 拉出气缸套

(4) 清洁缸套内外表面，肉眼检视缸套内壁是否有异常磨损和裂纹，外壁是否有严重穴蚀、腐蚀、裂纹。检视机体的缸套承台凸缘是否完好。清洁缸套承台凸缘，注意缸套承台凸缘处是否有垫片，该垫片用来调节缸套顶面凸缘肩部的凸出量。通过检视，判断是否需要更换缸套。

判断依据如下：检查缸套内外有无裂纹与穴蚀，如图 2-63 (a)、(b) 所示，若有较严重的穴蚀或任何裂纹且穴蚀或腐蚀已无法用金刚砂布打磨掉，则缸套必须更换；若缸套内壁具有手指能明显感到的上下方向的磨痕或划痕，如图 2-63 (c) 所示，则气缸套必须更换；在活塞环工作区域 20% 以上出现严重磨损，或活塞环行程区域有 30% 以上出现中度或严重磨损，并且 15% 为严重磨损时应更换缸套，如图 2-63 (d) 所示。中度磨损情况下，缸套内壁的磨损区域产生光亮的镜面光洁度，但尚可见原来的珩磨花纹或腐蚀花纹；在严重磨损情况下，磨损区域产生光亮的镜面光洁度，但已经没有原来的珩磨花纹或腐蚀花纹。

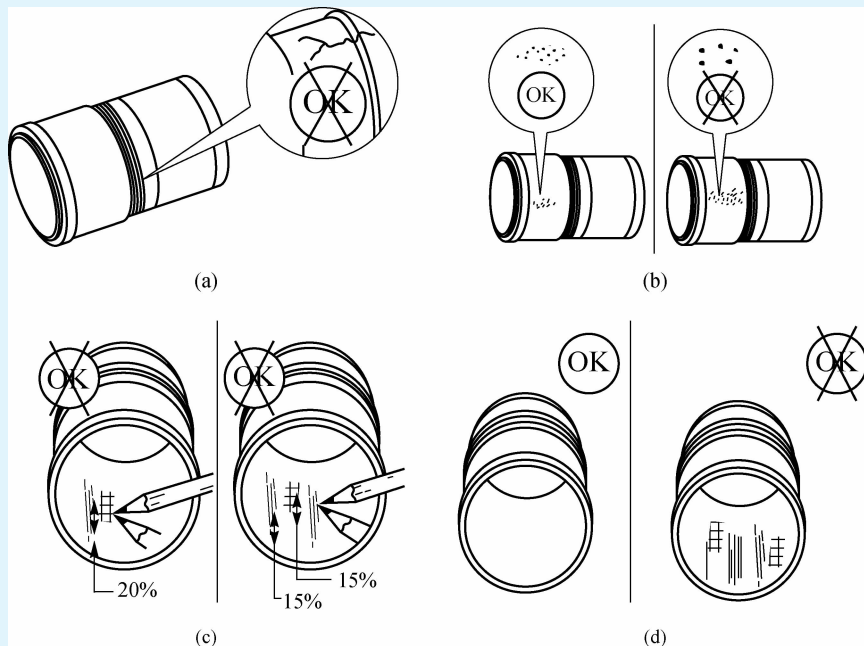


图 2-63 缸套的检视

(5) 安装新缸套。仔细清洁待安装缸套及机体上的缸套承台，按图 2-43 (a) 所示位置和方向测量并记录缸套内径，确认缸套内径符合规范要求。若不符合则更换缸套，直到符合规范要求。在缸套上安装新的 O 形密封圈并用少量机油润滑，用铁锤击打缸套安装专用工具，如图 2-44 所示，把缸套安装到位。

(6) 用专用工具压紧缸套至规定扭矩（见图 2-44），然后松开压紧工具。

(7) 对安装好的缸套进行测量。在上下多个位置纵向和横向测量其圆度 [见图 2-43 (b)]，如圆度超过规范许可，需拉出缸套，测量机体气缸套孔的圆度是否超过规范许可。此外，气缸套顶部与机体压配区域的外径和缸套孔内径也应符合规范要求。用专用测量工具测量缸套顶面肩部前后左右四点的凸出量及凸出量之间的差值（见图 2-45），测量结果应符合规范要求。

(8) 记录检测结果与规范数据。

4. 注意事项

(1) 在使用内径千分表测量气缸磨损量来确定修理（加大）尺寸时，一定要充分考虑到在缸套最大磨损处径向磨损的不均匀性。

(2) 新气缸套安装前先进行一次测量是为了确认缸套在加工、运输或库存期间无变形。安装时应注意安装凸台及缸套凸缘的清洁。安装后缸套圆度的测量也是为了确保缸套无变形。这两个步骤不应忽略。

(3) 注意通用缸套拉拔工具下部的拉钩应可靠拉住缸套下缘，不可挂住机体；注意工具上部的支承不可压住缸套上缘，工具应处于缸套中央。

(4) 缸套顶面肩部凸出量在检测前必须经压紧到规定扭矩后再松开压紧工具。

(5) 注意清洁。

(6) 可在取出缸套的情况下观察冷却液在缸套与缸盖之间上下流动的顺序与路线。

5. 记录与分析

柴油机湿式气缸套的拆装与检修作业记录单

姓名		班级		学号		组别	
制造商		型号		作业单号		作业日期	
项 目				结 果			
缸套磨损的测量				推力方向（横）		轴线方向（纵）	
A（上）							
B（中）							
C（下）							
缸套内壁磨损检视							
缸套外壁裂纹与腐蚀检视							
缸套安装前不圆度的测量				横向		纵向	
上							
下							
安装新的 O 形密封圈并用少量机油润滑							
缸套安装后圆度的测量				横向		纵向	
C							
D							
E							
F							
G							
缸套顶面凸出量检查				凸出量规范		差值规范	
前							
后							
左							
右							
清洁							
适当润滑							

任务四 柴油机曲轴、活塞连杆总成的拆装、标记与检修

1. 任务说明

曲轴与活塞连杆总成是发动机最重要的运动部件，其装配时的清洁度直接影响到发动机的工作寿命。运动产生的磨损会逐渐破坏各摩擦副之间的正常配合，这些配合间隙的增大使机油流失加大，可能导致机油压力低及振动和噪声加剧，进而影响发动机正常工作。所以在发动机运转了一定时间或车辆行驶了一定距离，发动机性能也降低到一定程度后要对发动机进行大修，让其恢复或基本恢复原有的性能。

通常发动机在进行大修时才会进行本项目的內容。



2. 任务准备

- (1) 发动机台架上已卸下气缸盖、油底壳、齿轮室盖、齿轮室壳与其他附件的发动机。
- (2) 零件架、专用工具、通用工具、测量仪器仪表，棉质罩布。
- (3) 维修手册，数据记录表。

3. 步骤与要求

(1) 使发动机台架上机体呈侧卧位，盘动曲轴到一组气缸位于下止点，用套筒扳手卸下连杆螺母。若连杆盖上没有标记，则应先打上缸号标记。取下连杆盖，用锤把将活塞连杆总成推出气缸。如果连杆盖不易取下，可用塑料锤或铜棒（铝棒）轻击连杆螺栓端部，使其退出一部分，即可取下连杆盖。注意做好连杆轴承标记，如图 2-38 所示。抽出一组连杆活塞后转动曲轴使另一组活塞位于下止点位置，重复上述步骤，抽出所有的活塞连杆总成。使用卡簧钳取下活塞销卡簧，推出活塞销；用活塞环卡钳卸下活塞环，按气缸排列做好标记，妥善放置。

(2) 检查主轴承盖，如果没有标记，应先打上位置标记。拧松主轴承盖螺栓，两手提起紧固螺栓用力向内夹紧的同时前后摇动，如图 2-46 所示，主轴承盖松动，将其取下。注意对拆下的上下主轴承做好标记。

(3) 卸下曲轴，必要时使用起重机械，注意安全。

(4) 测量并记录连杆轴颈尺寸。在沿曲柄与垂直曲柄两个方向对连杆轴颈进行测量，如图 2-47 所示。把测量数据与规范允许最小数据相比较，确定轴颈是否需要磨削修复。

(5) 检查连杆轴承、连杆轴颈是否有异常磨损、拉伤、腐蚀或疲劳破坏，检视连杆螺栓有无腐蚀、拉长、裂纹，螺纹有无损坏，如图 2-49 (a)、(b)、(c) 所示。

(6) 测量轴承厚度，如图 2-49 (d) 所示；用内径千分尺测量连杆大、小头内径，如图 2-51 所示。将测得的数据与规范值相比较，确认是否可以继续使用。

(曲轴正时齿轮与曲轴之间采用键定位，安装新的正时齿轮时需加热齿轮。如康明斯 C 系列柴油机的正时齿轮需在 149 ℃ 的加热炉中加热最少 45 min，最长不得超过 6 h。如一次安装未到位，应使用专用冲头和榔头击打齿轮使其就位。不得冲击轮齿位置，以免轮齿变形产生故障。)

(7) 清洁、安装并适当润滑上主轴承，安装曲轴，注意各主轴承盖位于其正确的位置和方向。

(8) 检查主轴承盖螺栓是否有损坏。拧紧主轴承盖紧固螺栓。

(9) 测量曲轴的轴向间隙。把经过修理的曲轴安装到机体上以后，安装千分表。使千分表垂直于曲柄端面或其他合适的地方，用工具前后撬动曲轴来测量曲轴的轴向间隙，确认曲轴轴向间隙位于规范允许的范围内，如图 2-48 所示。如曲轴轴向间隙超过规范许可，则更换新的曲轴止推片或修理曲轴止推片的尺寸。

(10) 检测连杆的变形。在专用的连杆测试台架上对连杆变形进行检测。对产生了变形的连杆进行更换。

(11) 测量活塞裙部尺寸，如图 2-53 所示；测量活塞销外径，如图 2-54 (a) 所示；测量活塞销孔尺寸，如图 2-54 (b) 所示。将测得的数据与规范相比较，如果不符合规范要求应更换。

(12) 测量活塞环的端隙、侧隙和背隙，符合维修规范要求。

(13) 把活塞装配到连杆上。如图 2-56 所示，装配时需注意方向，推入活塞销后随即安装好活塞销卡环。（国产新活塞在装配时可能需要在热水或热油中加热，以方便活塞销进入活塞销孔。）

(14) 安装活塞环。使用专用的活塞环箍 [见图 2-57 (a)] 使活塞环缩进活塞环槽内，活塞环的开口成 120° 错开（见图 2-58），而且避开活塞销方向和活塞受力面方向；油环的开口与其扩张环的开口成 180° 错开。活塞环安装完毕后，活塞完全进入气缸。

(15) 安装活塞连杆轴承到曲轴上。

(16) 活塞已完全进入气缸，轻拉连杆大头，使连杆大头在连杆轴颈上就位。再按规定步骤和扭矩安装、紧固连杆盖。连杆盖拧紧后应检查连杆大头两侧与曲柄之间的间隙（见图 2-50），此间隙应符合规范要求。重复上述步骤，完成所有气缸活塞连杆总成的安装。

(17) 正置发动机，清洁机体顶面，盘动曲轴使活塞处于上止点位置，使用专用量具在活塞销方向上测量活塞前后两处凸出机体顶面的量，如图 2-59 所示。每个活塞的凸出量为这两个读数的平均值。所有活塞凸出量的平均值决定所需使用缸盖衬垫的型号。

(18) 记录主轴承盖螺栓与连杆螺栓紧固各步骤的紧固扭矩；记录各测量数据与规范值。

4. 注意事项

(1) 活塞上的活塞销孔可能带有一定锥形，测量活塞销孔内径时，应在规范指定的区域进行测量。对铝合金活塞，测量其活塞销孔内径时还应考虑到外界温度的影响而进行修正。

(2) 不要使用扭矩扳手拆卸螺栓，不要使用活动扳手拆装螺栓。

(3) 不得润滑轴瓦背面。

(4) 曲轴比较沉重，拆装时注意安全。

(5) 注意清洁。

5. 记录与分析

柴油机曲轴、活塞连杆总成的拆装、标记与检修作业记录单

姓名	班级	学号	组别
制造商	型号	作业单号	作业日期
项 目		结 果	
连杆体、连杆盖的标记（气缸号） 连杆体 连杆盖 连杆轴承的标记（气缸号） 上 下			

任务五 柴油机气缸压缩压力检测

1. 任务说明

当发现发动机工作不良时，直接拆卸发动机内部部件来诊断故障费时费力，而且带有一定的盲目性。采用检测气缸压缩压力的办法可以帮助检验活塞环、进排气门和气缸垫的密封性及气缸盖是否有裂纹。由于检测结果受到起动机状态和蓄电池状态等因素的影响，因此只有一个在一定转速下的压力参考值，各气缸测得的压力差应小于某一值。如使用过的康明斯 C 系列柴油机，转速在 250 r/min 时测得的压力参考值为 2 068 kPa，各缸压力差应小于 690 kPa。

如果测得某缸压缩压力较低，而从喷油器安装孔注入适量清洁机油后再测量其压缩压力正常，则可判定该缸活塞环密封性差。如果相邻两个气缸压力偏低，而且向缸内加注机油后压力没有升高，则可能是缸垫泄漏。

2. 任务准备

- (1) 带安装接头的压力表，转速表。
- (2) 柴油机试验台。
- (3) 维修手册、工具，记录表。

3. 步骤与要求

- (1) 断开发动机燃油供应，拆下所有喷油器，用专用工具清洁喷油器孔。
- (2) 安装压力表。安装压力表（见图 2-60）前，注意释放压力表中可能的残余压力。安装转速表。
- (3) 起动机拖动发动机几秒钟，记录气缸压缩压力，每缸测量 3 次，取算术平均值；重复上述步骤，完成所有气缸压缩压力的检测。
- (4) 比较各缸之间的压力差是否符合规范要求。
- (5) 原样恢复发动机。

4. 注意事项

- (1) 拆下喷油器后清洁喷油器孔，吸出垃圾；检查喷油器密封垫圈。
- (2) 安装喷油器时使用规定厚度的密封垫圈，不得多装或少装。
- (3) 每次起动机拖动不超过 30 s，连续两次拖动间隔不少于 2 min。

5. 记录与分析

柴油机气缸压缩压力检测作业记录单

姓名	班级	学号	组别
制造商	型号	作业单号	作业日期
项 目		结 果	
起动机拖动曲轴转速			
各缸压缩压力（每缸取 3 次平均值）			
各缸之间最大压力差			
安装正确厚度的喷油器密封垫圈			
清洁			



学习评价

名词解释

- (1) 湿式气缸套:
- (2) 干式气缸套:
- (3) 组合式活塞:
- (4) 气环:
- (5) 油环:
- (6) 矩形环:
- (7) 扭曲环:
- (8) 锥面环:
- (9) 梯形环:
- (10) 桶面环:
- (11) 普通油环:
- (12) 组合式油环:
- (13) 平分式连杆:
- (14) 斜分式连杆:
- (15) 分裂式连杆大头:
- (16) 全浮式活塞销:
- (17) 全支承曲轴:
- (18) 曲轴止推轴承(片):
- (19) 缸套穴蚀:
- (20) 扭转减振器:
- (21) 飞轮:

选择

- (1) 采用整体式气缸盖有利于()。
A. 减轻发动机重量
B. 缩小发动机的外形尺寸
C. 降低制造成本
D. 以上都对
- (2) 采用湿式气缸套有利于()。
A. 减轻发动机重量
B. 缩小发动机的外形尺寸
C. 降低制造成本
D. 以上都不对
- (3) 铝合金活塞上第一道活塞环处采用耐磨镶圈是因为该处()。
A. 温度太高
B. 润滑太差
C. 铝合金不耐磨
D. 以上都对
- (4) 采用斜分式连杆,在机体外形相同的情况下,可以()。
A. 加大曲轴主轴颈尺寸
B. 加大连杆轴颈尺寸

- C. 加大曲轴刚度
D. B 和 C 都对
- (5) 发动机气缸数增多, 其飞轮 ()。
A. 质量可以减小
B. 外形尺寸可以减小
C. 惯量可以减小
D. 应保持不变
- (6) 柴油发动机曲轴上主轴承所承受的负荷比下主轴承所承受的负荷要 ()。
A. 大
B. 小
C. 相同
- (7) 曲轴主轴承或连杆轴承安装时, 后背不应用润滑油润滑, 主要是因为 ()。
A. 后背不用润滑
B. 后背润滑后易打滑
C. 严重影响装配精度
D. 影响轴承散热

▶ 简答

- (1) 试分析缸内气体压力的传递和分解, 往复惯性力和旋转惯性力的特性和平衡。
- (2) 试分析倾倒地矩 M 和输出扭矩 M_t 的特性。
- (3) 曲柄连杆机构包括哪些组件? 拆装时应注意哪些要点?
- (4) 曲轴为何需设置止推片?
- (5) 气缸盖上为何要采用气门座镶圈?
- (6) 缸盖拆装时应注意哪些要点?
- (7) 湿式气缸套安装时应注意哪些要点?
- (8) 气缸套最大的磨损发生在什么位置? 为什么?
- (9) 简述气缸套穴蚀的机理及其预防方法。



- (10) 气缸套为什么必须适当凸出机体顶面？
- (11) 简述气环的密封机理。
- (12) 为什么活塞需要冷却？如何进行冷却？
- (13) 组合式活塞的结构有何优点？
- (14) 活塞环分为哪两大类？各起什么作用？扭曲环有何特点？
- (15) 试分析气缸壁轴向和径向磨损规律及其原因。
- (16) 试分析三缸柴油机曲轴的形状、发火顺序与惯性力的平衡。
- (17) 某六缸柴油机的发火顺序为 1—5—3—6—2—4，当 3 缸活塞位于压缩上止点时，请分析其余各缸的工作。
- (18) 简述飞轮的主要作用。
- (19) 如何在车上简便地拆、装上主轴承？
- (20) 为什么装配主轴承或连杆轴承不得润滑轴瓦背面？
- (21) 活塞连杆总成安装到气缸中的时候为什么要注意方向？

(22) 主轴承盖之间、连杆轴承盖之间为什么不能互换?

(23) 螺栓紧固时为什么不是越紧越好?

(24) 检修中为什么不应用塑料薄膜覆盖柴油机零部件?

技能考核

(1) 选择扭矩范围合适的扭矩扳手,把扭矩设定到 $119 \text{ N} \cdot \text{m}$ 。(2 min,每误差 $1 \text{ N} \cdot \text{m}$ 扣 1 分。)

(2) 使用千分表测量曲轴轴向间隙。(10 min,每误差 0.02 mm 扣 5 分。)

(3) 使用内径千分尺测量一个气缸的磨损。(10 min,内径千分尺设定错误扣 10 分;测量位置每个错误扣 5 分,最大磨损测量结果每误差 0.05 mm 扣 5 分。)

(4) 填写技能考核表。

基本信息	姓名		学号		班级		组别	
	规定时间	22 min	完成时间		考核日期		总评成绩	
任务工单	序号	步骤	完成情况		标准分	评分		
			完成	未完成				
	1	设定扭矩扳手扭矩			10			
	2	安装、设定千分表			20			
	3	检测曲轴轴向间隙			15			
	4	设定内径千分尺			15			
5	测量缸套磨损			20				
安全						5		
清洁						5		
工序步骤						5		
工单填写						5		

柴油机的敲击噪声

柴油机，特别是非电控的柴油机，其缸内较多柴油同时着火燃烧，缸内压力急剧升高振荡，冲击燃烧室而产生柴油机所固有的燃烧敲击噪声。噪声能通过空气传播，也可以通过固体结构传播。在强烈的燃烧噪声背景下，对柴油机异常噪声的诊断，即查找噪声的来源愈加困难，即使是有经验的维修技师也很难准确判断曲柄连杆机构产生的噪声故障。

当发现柴油机异常噪声的时候，首先应区别是柴油机本身还是柴油机附件发出的声音，如空气压缩机的噪声、水泵轴承和其他轴承的噪声等。可以的话，设法逐一切断附件驱动，听噪声是否消失。使用听诊器比较听到噪声的强弱，也有助于寻找噪声的来源。

柴油机在工作中，曲轴主轴颈与主轴承之间、连杆轴颈与连杆大头轴承之间、活塞销与连杆小头活塞销套之间、活塞销与活塞销孔之间都存着一定的间隙，由曲柄连杆机构的受力分析可知，它们之间作用力的方向也呈周期性变化，在作用力方向改变的时候相互之间就会产生撞击。这些运动件或某个摩擦副的轴承松动或严重磨损以后，使配合间隙加大，在相互撞击的时候就会发出强烈的噪声。这种噪声加入到柴油机原有的噪声之中，驾驶员就能感受到这种变化，柴油机的很多故障常常最先从噪声的变化上表现出来。

1. 主轴承敲击噪声

主轴承与主轴颈之间间隙过大所产生的噪声在发动机带负载时才会变得明显，其响声大而沉闷。如果所有的主轴承全都严重磨损，将会产生响亮而短促的敲击声。这种敲击声有规律地随发动机转速的变化而变化，在发动机高负荷运转时这种敲击声最为响亮。这种敲击声相比连杆产生的敲击声较为沉闷。由于主轴承与轴颈严重磨损，大量机油就会从增大的间隙中流失，因此主轴承敲击常常会伴随机油压力低的症状。

有时候主轴承与主轴颈磨损尚未到很严重的程度，但润滑油过稀或者没有润滑油时主轴承也会产生敲击噪声。

在曲轴止推轴承严重磨损，曲轴轴向间隙过大时，会产生一种不规则的、尖细的尖锐敲击声，这种敲击声会随着踩下或松开离合器而变化。

2. 连杆轴承敲击噪声

连杆轴承和连杆轴颈之间间隙过大会产生较为清脆的敲击噪声，这种噪声在不同转速之下都会出现，而在中等转速下较为明显。如果只有一个气缸的连杆轴承发生敲击，在敲击噪声较明显的工况下，切断该缸的供油，即停止该缸的工作，那么敲击声会明显降低。出现这种故障的时候也会伴随机油压力低的症状。

3. 活塞敲击噪声

活塞销孔与活塞销之间的间隙过大，就会产生活塞敲击噪声。噪声不仅来自活塞与活塞销之间的撞击或活塞销与连杆小头的活塞销套之间的撞击，还来自活塞沿活塞

销产生摇摆而与缸壁之间的敲击。这种敲击噪声与连杆噪声、活塞销噪声之间难以区别。在某些发动机上，这种噪声在车辆以一定速度行驶时可能最明显，而切断产生活塞敲击气缸的供油，这种敲击声会明显改变。

4. 气门敲击噪声

当气门间隙过大，在气门开启的时候，摇臂与气门杆端部及气门落座的时候，气门头部与气门座之间就会以较大的加速度互相撞击而发出气门噪声，噪声为清脆的“嗒嗒”声，怠速时较为明显，高速时则显得嘈杂。气门间隙过大除了会加速气门头部与气门座之间及气门杆端部与摇臂之间的磨损，还会降低充气效率而导致发动机效率下降，所以应该及时调整。